

BATOIHI

ТРАНСКЕЛДОРНСКАЯ

НТБ
ДНУЖТ

1984

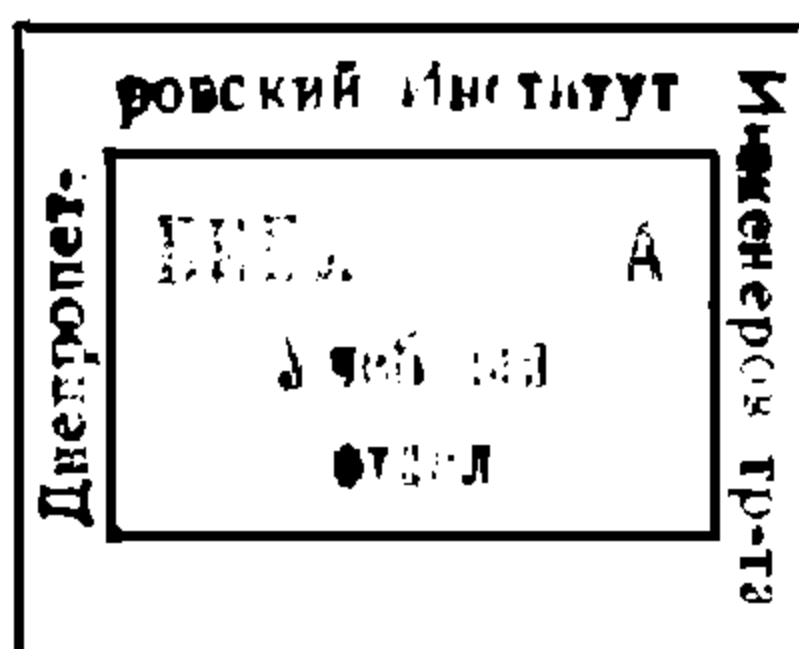
625.20
B-12

ВАГОНЫ

Под редакцией
докт. техн. наук, проф. М. В. ВИНОКУРОВА

Допущено
Министерством высшего образования СССР
в качестве учебника для институтов
железнодорожного транспорта

55061



ПРОВЕРЕНО 1967



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
Москва 1949

НТБ
ДНУЖТ

В книге рассматриваются развитие, классификация, конструкции, основы динамики и современные методы расчёта вагонов железных дорог СССР, а также выбор их типов и основных параметров.

Книга допущена Министерством высшего образования в качестве учебника для институтов железнодорожного транспорта и может служить пособием для инженерно-технических работников вагонного хозяйства.

УЧЕБНИК НАПИСАЛИ:

докт. техн. наук, прс *М. В. Винокуров*—глава I, п. в. § 13 и § 14 главы VII, § 2—4 главы VIII, § 1—10 и 18 главы IX, глава X, § 6—10 главы XVI и глава XVII;

канд. техн. наук *А. И. Михалевский* — глава II, § 1—12, п. п. а. и б. § 13 главы VII и § 1 главы VIII;

канд. техн. наук *Л. А. Шадур* — § 1—18 главы XII и глава XIV;

инж. *П. Г. Проскурнев* — § 1—2 главы IV, § 8—14 главы V и § 11—17 главы IX;

инж. *В. В. Привалов* — § 3—4 главы IV, § 1—4 главы XI и глава XIII;

инж. *Л. Н. Шрадер* — § 1—7 главы V и глава XV;

докт. техн. наук, проф. *В. А. Лазарян* — § 19 главы XII;

канд. техн. наук *Л. А. Коган* — глава III;

канд. техн. наук *С. В. Вершинский* — § 5 главы XI;

канд. техн. наук, доц. *В. В. Егоров* — глава XVIII;

канд. техн. наук, доц. *Э. О. Каракшьян* — глава VI;

канд. техн. наук, доц. *К. А. Дычко* — § 1—5 главы XVI.

Редакторы: канд. техн. наук Л. А. Шадур

инж. К. А. Дрондин

НТБ
ДНУЖТ

ПРЕДИСЛОВИЕ

Железные дороги в СССР являются основным видом транспорта, имеющим важнейшее значение для жизни всего государства.

«Железные дороги, — указывал Ленин, — это одно из проявлений самой яркой связи между городом и деревней, между промышленностью и земледелием, на которой основывается целиком социализм

«СССР, как государство, — сказал в 1935 году на приёме железнодорожников товарищ Сталин, — был бы немыслим без первоклассного железнодорожного транспорта, связывающего в единое целое его многочисленные области и районы. В этом великое государственное значение железнодорожного транспорта в СССР».

Для успешной работы железнодорожного транспорта требуется нормальная деятельность и взаимная слаженность всех его звеньев.

Большая роль в этом принадлежит вагонному хозяйству в целом и в особенности вагонному парку, состоящему из большого количества вагонов различных типов. От правильного выбора основных размеров вагона и конструкции его главных деталей в значительной степени зависят безопасность движения, экономичность перевозок и провозная способность железнодорожных магистралей.

За годы сталинских пятилеток железнодорожный транспорт пополнился большим количеством новых, преимущественно четырёхосных вагонов, конструкция которых более совершенная, нежели вагонов заграничной постройки. За эти годы резко возросла средняя грузоподъёмность и осноть вагонного парка. Значительная часть вагонного парка была оборудована автотормозами. Все четырёхосные вагоны (за исключением незначительной части изотермических вагонов) и большое количество двухосных оборудованы автосцепкой. К началу Отечественной войны вагонный парк нашей страны был одним из самых мощных и наиболее обновлённым в мире.

Война с немецко-фашистскими захватчиками нанесла вагонному парку наших железных дорог значительный ущерб. Это обстоятельство, а также задача значительного повышения грузооборота и пассажирских перевозок железных дорог поставили остро вопрос о пополнении вагонного парка.

Освоение растущих перевозок требует улучшения использования имеющегося вагонного парка, увеличения его численности с одновременным проведением дальнейшей технической реконструкции.

Для увеличения численности и грузоподъёмности вагонного парка в послевоенной пятилетке заводы промышленности строят 472,5 тыс. грузовых (в двухосном исчислении) и 6 тыс. пассажирских вагонов.

В последующем производство грузовых и пассажирских вагонов возрастет в несколько раз.

Вагоны современного грузового и пассажирского парка должны быть прочны, полностью удовлетворять требованиям безопасности движения, иметь минимальный собственный вес, обеспечивать наиболее эффективное использование грузоподъёмности и одновременно с этим вагоны не должны вызывать больших расходов на изготовление, содержание и ремонт. Пассажирские вагоны, кроме того, должны удовлетворять всем современным санитарно-тех-

ническим требованиям. При конструировании вагонов необходимо учитывать огромное народнохозяйственное и оборонное значение подвижного состава.

Конструирование, методы расчёта, технологические процессы постройки и ремонта вагонов стали более сложными и совершенными по сравнению с ранее применявшимися. Поэтому инженеры, работающие в области вагоностроения, ремонта и эксплуатации, должны в совершенстве знать современные методы расчётов на прочность, взаимодействие ходовых частей и рельсового пути, вопросы продольной динамики поездов, отопление, вентиляцию, изоляцию и освещение вагонов, а также технологию вагоностроения и ремонта.

В настоящем учебнике, написанном в соответствии с программой по дисциплине «Вагоны» для механической специальности транспортных вузов, приводятся описание и методы расчёта конструкций основных типов железнодорожных вагонов нормальной колеи. Более подробно описаны конструкции современных типов вагонов. В учебнике введены специальные главы, в которых излагается методика вписывания подвижного состава в габарит, выбора типов и основных параметров вагонов, рассмотрены вопросы устойчивости и плавности хода вагонов, приведены современные методы расчёта и проектирования, разработанные советскими учёными и специалистами.

Технология вагоностроения и ремонта, а также устройство специальных вагонов в учебнике не описаны, так как эти вопросы являются предметом специальных курсов, предусмотренных учебным планом механических факультетов транспортных вузов.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА I ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ И КЛАССИФИКАЦИЯ ВАГОНОВ

Вагон представляет собой единицу подвижного состава, которая может передвигаться локомотивом с большими скоростями по рельсовым путям и перевозить в зависимости от назначения пассажиров или грузы.

Некоторые вагоны имеют двигатели для самостоятельного передвижения (моторные вагоны электрических железных дорог, метрополитенов, автомотрисы и др.).

Вагонный парк железных дорог разделяется на пассажирские и грузовые вагоны.

В грузовом парке имеются следующие типы вагонов: крытые, полувагоны, платформы, цистерны, изотермические и вагоны специального назначения — для технических и бытовых надобностей железных дорог.

К пассажирскому парку вагонов относятся вагоны для перевозки пассажиров, рестораны, багажные, почтовые, служебные и специального назначения.

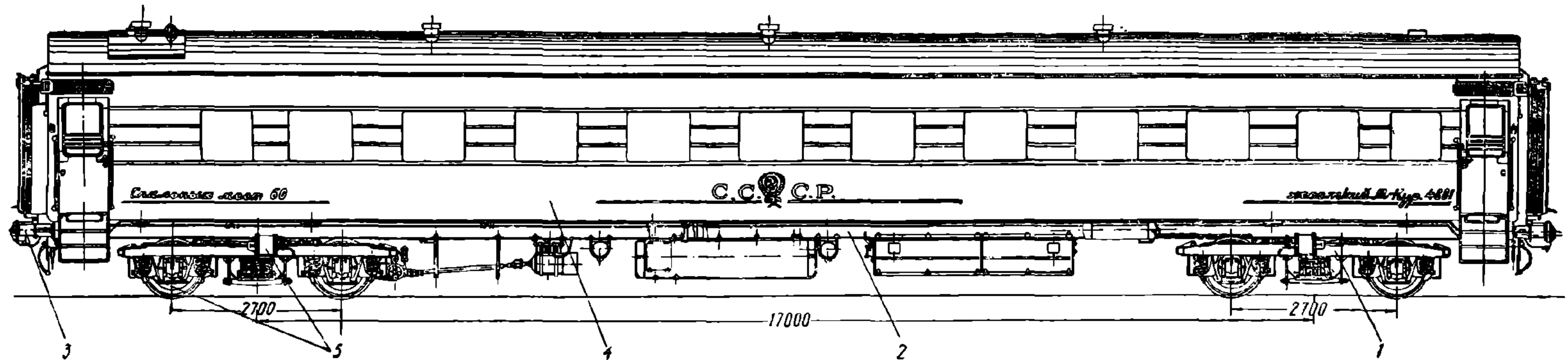
Каждый вагон (фиг. 1) независимо от его назначения имеет элементы общие для любого типа вагона. К таким элементам или группам деталей относятся: ходовые части 1, рама вагона 2, ударно-тяговые приборы 3, кузов 4, тормоз 5.

К ходовым частям (фиг. 2) относятся: колёсные пары 1, буксы 2, рессоры 3 и 4, а в тележках, кроме того, их рама 5, подрессорная балка 6, надрессорная балка 7 и люлочные подвески 8. Ходовые части обеспечивают безопасное передвижение вагона по рельсовому пути с необходимой плавностью хода и наименьшим сопротивлением движению.

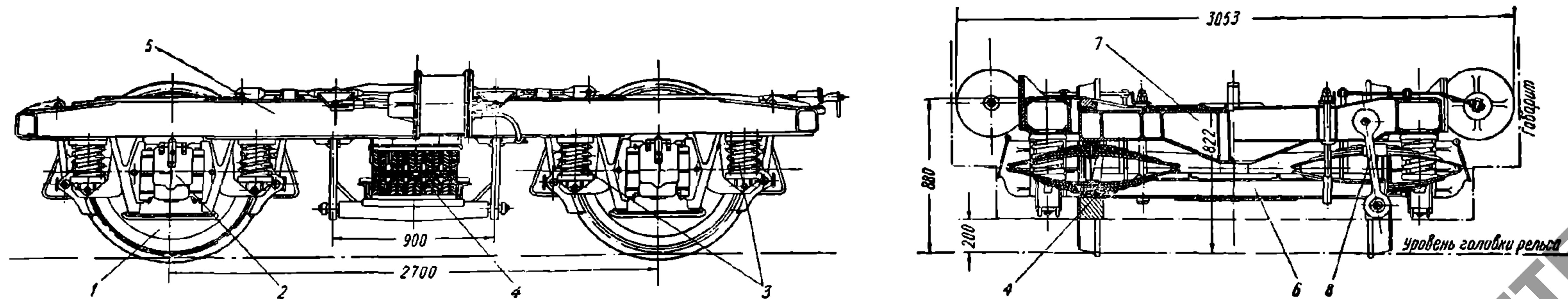
Вагоны в зависимости от числа колёсных пар под ними называются двух-, трёх-, четырёх- и шестиосными. Имеются вагоны и с большим числом осей. Колёсные пары двух- и трёхосных вагонов устанавливаются под вагонами независимо одна от другой; в четырёхосных вагонах колёсные пары связаны попарно между собой либо тележками, либо таким образом, что смежные концы рессор двух рядом стоящих колёсных пар имеют подвески, прикрепленные к концам общего для них балансира.

В первом случае четырёхосный вагон называют вагоном на тележках, а во втором — вагоном на связанных поворотных осях.

Особенность колёсной пары железнодорожного вагона заключается в том, что на её ось 1 наглухо насаживаются два колеса 2 (фиг. 3). Во избежание схода вагона с рельсов во время движения поверхность катания колёс с внутренней стороны ограничивается гребнем 7. Букса 3 обычно представляет собой коробку, в которой помещаются смазочные материалы, вкладыш 4 и подшипник 5. Подшипник лежит на осевой шейке 6 и передаёт на неё давление от кузова вагона. На боковых поверхностях буксы имеются направляющие пазы, которыми она устанавливается между ветвями буксовых лап, прикрепленных к раме.



Фиг. 1. Четырёхосный металлический пассажирский вагон



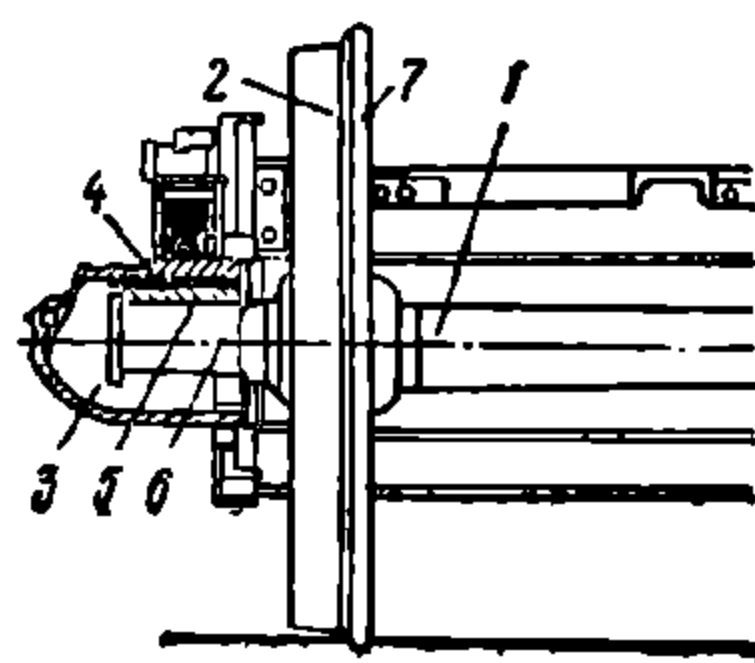
Фиг. 2. Тележка четырехосного металлического пассажирского вагона

НТБ
ДНУЖТ

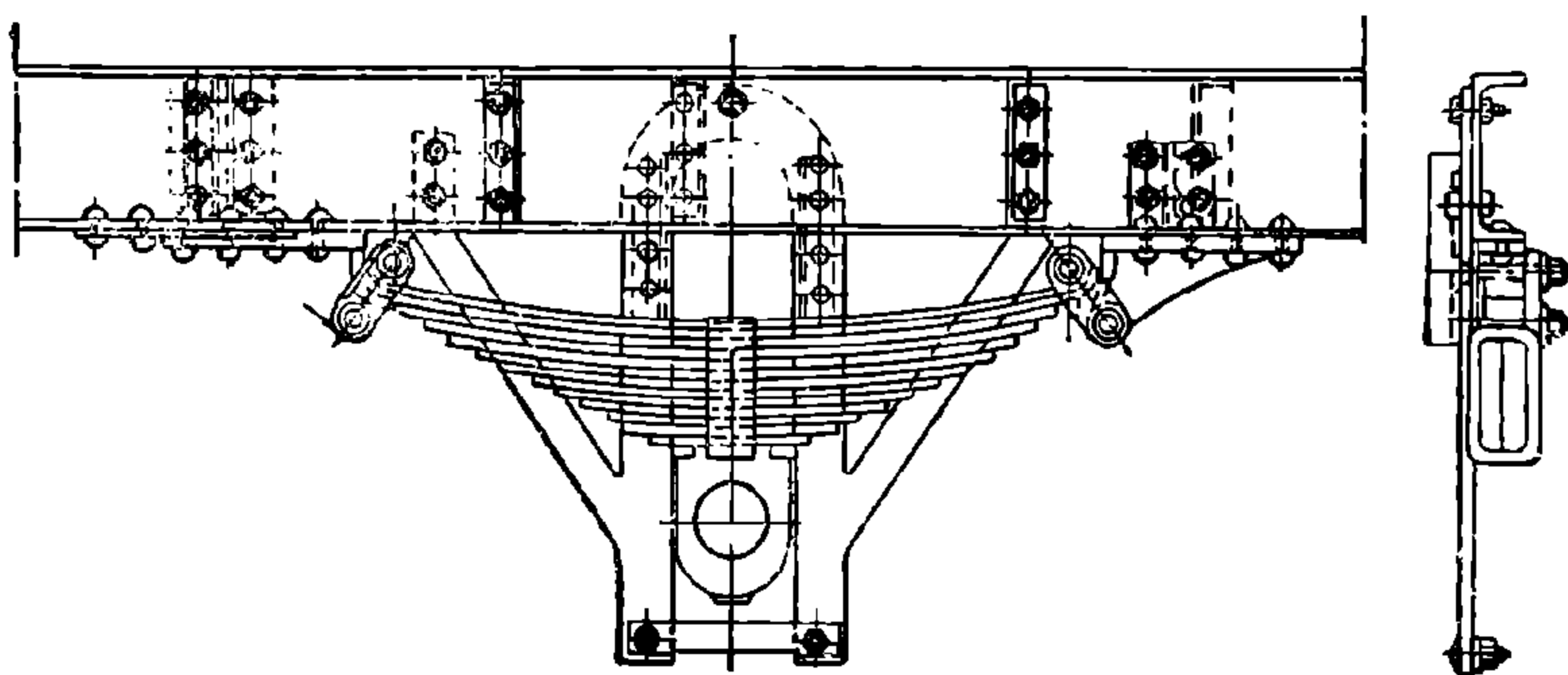
Рессоры главным образом предназначены для смягчения толчков, воспринимаемых вагоном от неровностей пути и поверхности катания колеса, от действия центробежной силы на кривых участках пути и давления ветра. В отдельных случаях рессоры выполняют роль возвращающего устройства для колёсных пар. От гибких свойств рессор зависят плавность хода вагонов и напряжения, возникающие в рельсах, ходовых частях, раме и других деталях вагона во время его движения. Конструкция, обеспечивающая передачу усилий от рамы вагона на буксы при помощи рессор, называется рессорным подвешиванием. Простейшее рессорное подвешивание изображено на фиг. 4.

Рама вагона является основанием кузова; она воспринимает вертикальные и горизонтальные усилия, действующие на вагон, и состоит из продольных (боковых и хребтовых¹) и поперечных (буферных, шкворневых и промежуточных) балок. В тележечных вагонах рама опирается на тележки через шкворневые пятники.

Шкворневой пятник состоит из пяты, называемой пятником, или верхним пятником, и подпятника, или нижнего пятника. Верхний пятник укреплен на поперечной (шкворневой) балке рамы вагона, а нижний пятник на надрессорной балке тележки. Через пята и подпятник обычно пропускается шкворень. Давление от рамы вагона через пятник и надрессорную балку тележки передаётся на рессоры, опирающиеся на соответствующие балки боковой рамы (боковины). Боковина тележки непосредственно или через рессоры опирается на буксы, надетые на шейки оси.



Фиг. 3. Буксовый узел тележки



Фиг. 4. Рессорное подвешивание двухосного грузового вагона

Расстояние между осями крайних колёс у нетележечных вагонов называется базой вагона. В тележечных вагонах базой называется расстояние между осями шкворневых пятников.

У нетележечных вагонов с большой базой для облегчения прохождения кривых между буксами и буксовыми лапами имеются продольные и поперечные (относительно пути) зазоры соответствующих размеров.

Зазоры между буксой и лапами допускают возможность некоторого поперечного отклонения колёсной пары от среднего положения в обе стороны и незначительного перемещения вдоль колёсной оси, что значительно облегчает прохождение вагона по кривым. В вагонах с малой базой и в тележках не требуется придавать колёсным парам особой подвижности по отношению к раме вагона или тележке.

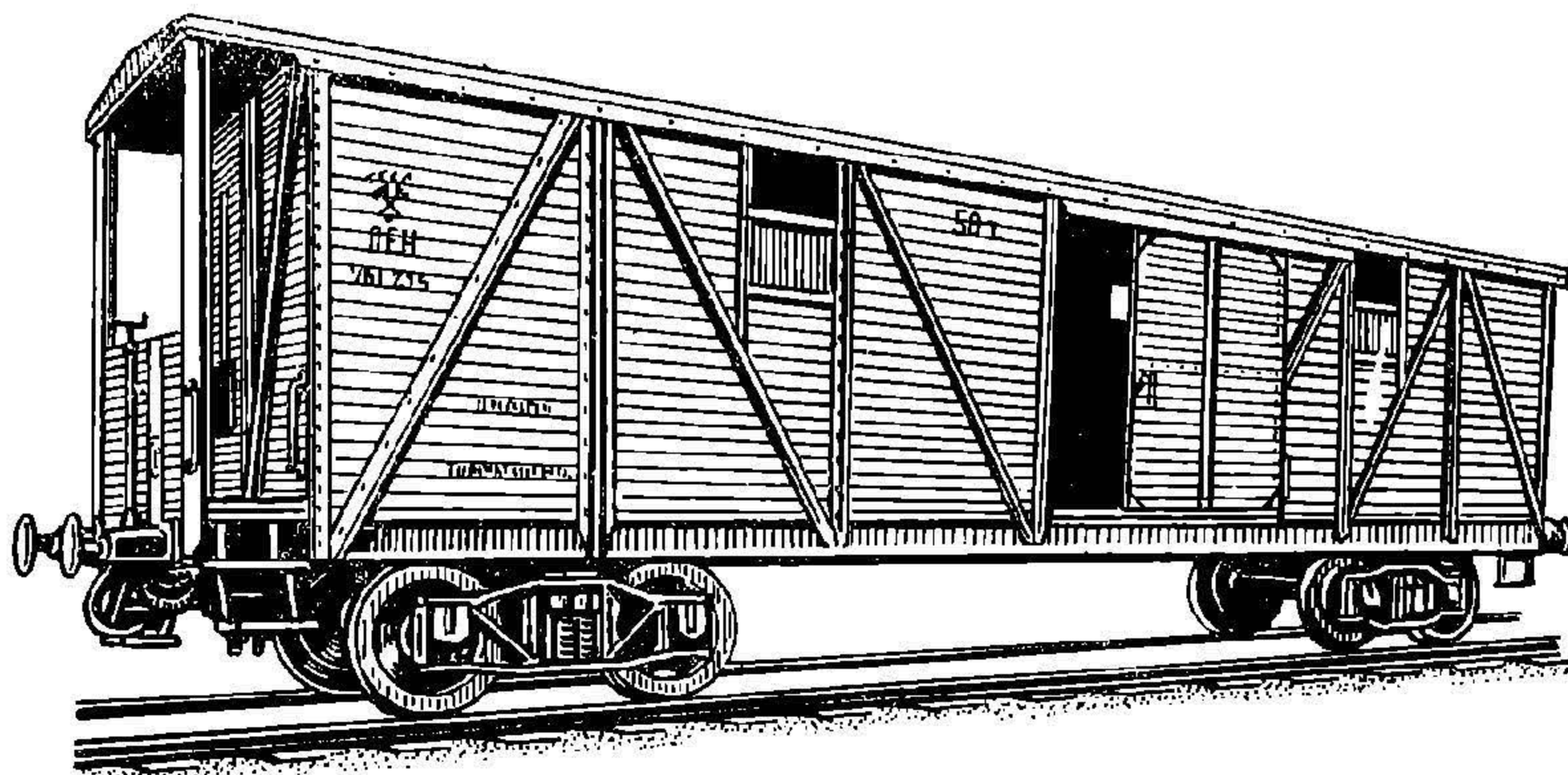
Ударно-тяговые приборы служат для сцепления вагонов между собой и локомотивом и для передачи тяговых и сжимающих усилий от одного вагона к другому. Ударно-тяговые приборы состоят из комплектов

¹ Рама вагонов старой конструкции хребтовых балок не имеют.

упряжных крюков со стяжками и буферов. Ударно-тяговым прибором при автоматическом сцеплении является автосцепка.

Кузов вагона прочно укрепляется на раме или составляет с ней одно целое. Под кузовом вообще понимается часть вагона, являющаяся помещением для пассажиров или грузов.

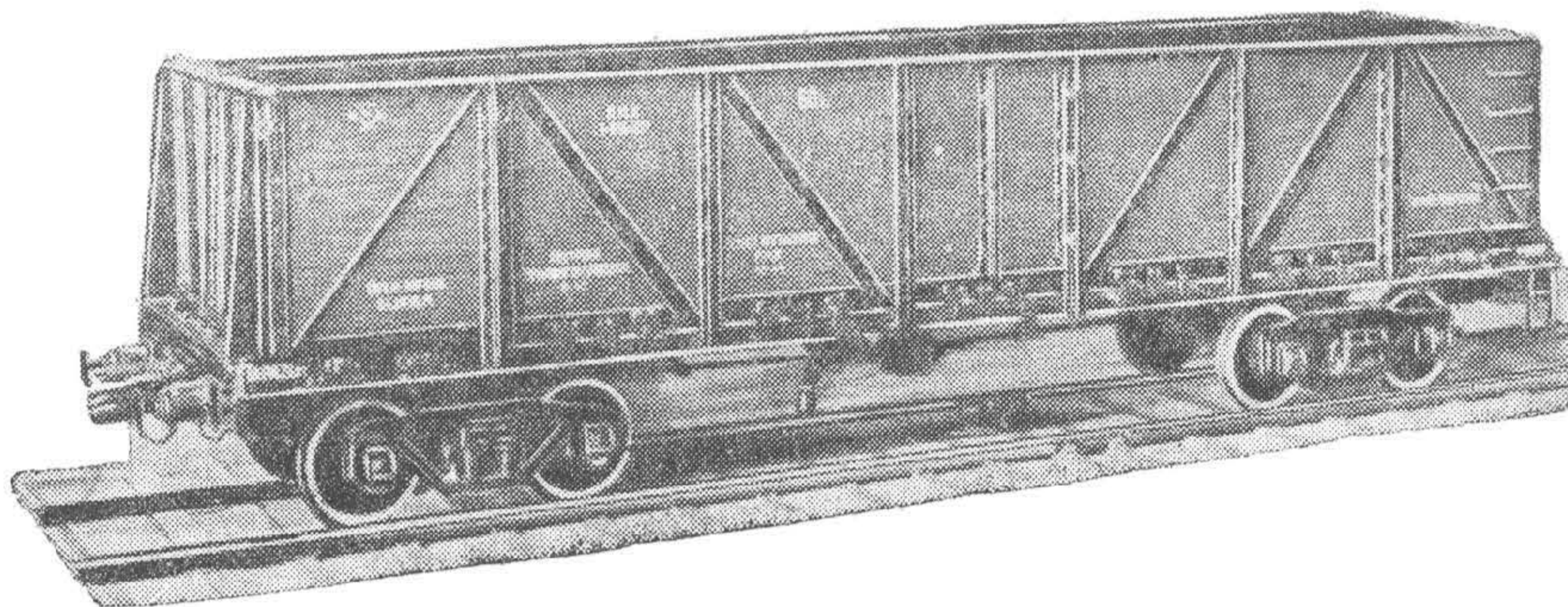
Конструкция кузова зависит от назначения вагонов. В вагонах, предназначенных для перевозки пассажиров, кузова устраиваются с окнами, две-



Фиг. 5. Четырёхосный крытый грузовой вагон

рями, диванами и пр. В этих вагонах также имеются уборные, отопление, освещение и вентиляция.

В вагонах дальнего следования делаются диваны с подъёмными спинками для лежания пассажиров. Часть вагонов дальнего следования делается купейными с мягкими или жёсткими диванами. В вагонах местного и пригородного сообщения, в которых пассажир находится сравнительно короткое время, устраиваются только диваны для сидения и полки для багажа.



Фиг. 6. Четырёхосный полувагон-гондола

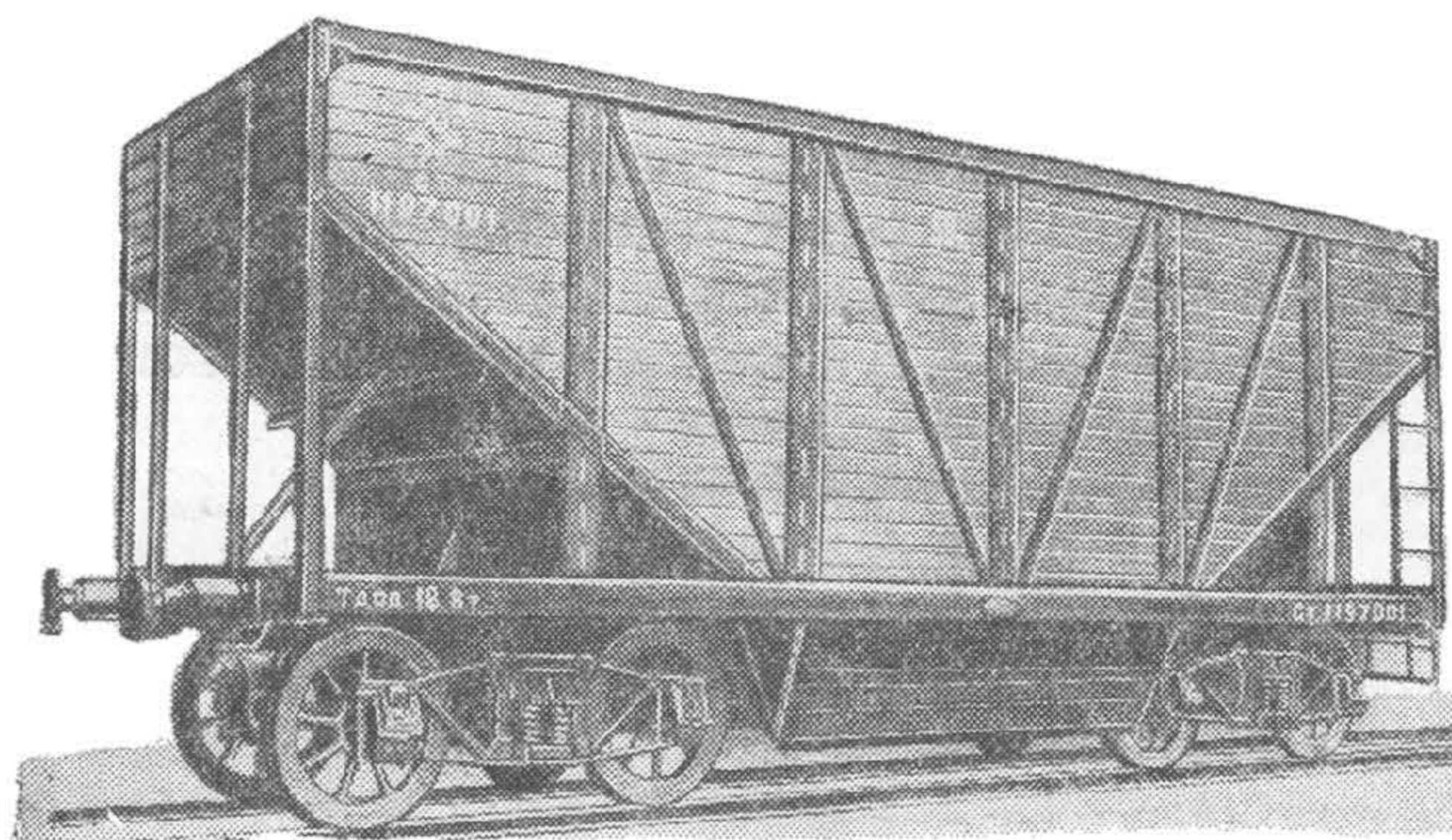
Устройство кузова грузового вагона зависит от рода грузов, для перевозки которых он предназначен, а именно:

1) для зерновых и других сыпучих грузов, подверженных атмосферным влияниям, тарно-упаковочных и высокоценных грузов служат крытые вагоны (фиг. 5) с люками и задвижными дверями;

2) для перевозки навалочных грузов (руда, каменный уголь, флюсы и т. п.) кузов делается без крыши. Вагоны с таким кузовом называются полувагонами (гондолы — фиг. 6 и хопперы — фиг. 7);

3) для длинных и громоздких грузов (пиломатериалы, прокат, строительные материалы и т. п.) применяются вагоны без кузова, но с бортами (а иногда и без них), называемые платформами (фиг. 8);

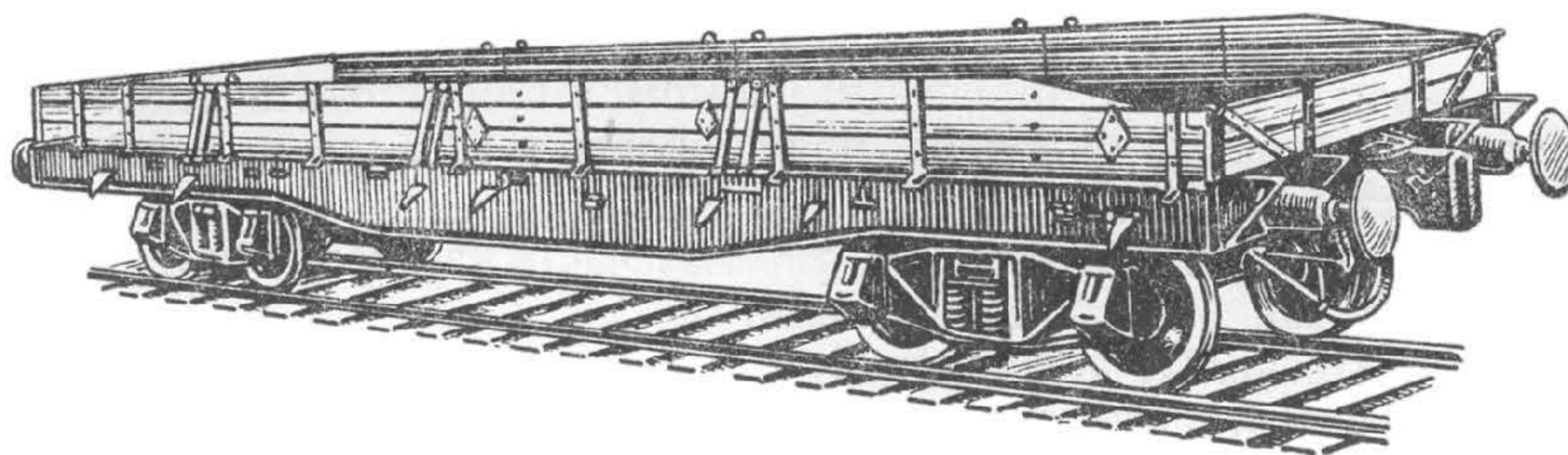
4) для наливных грузов (нефть, керосин, бензин и т. п.) кузовом вагона служит специальный резервуар (котёл) обычно цилиндрической формы. Такой вагон носит название цистерны (фиг. 9).



Фиг. 7. Четырёхосный полувагон-хоппер

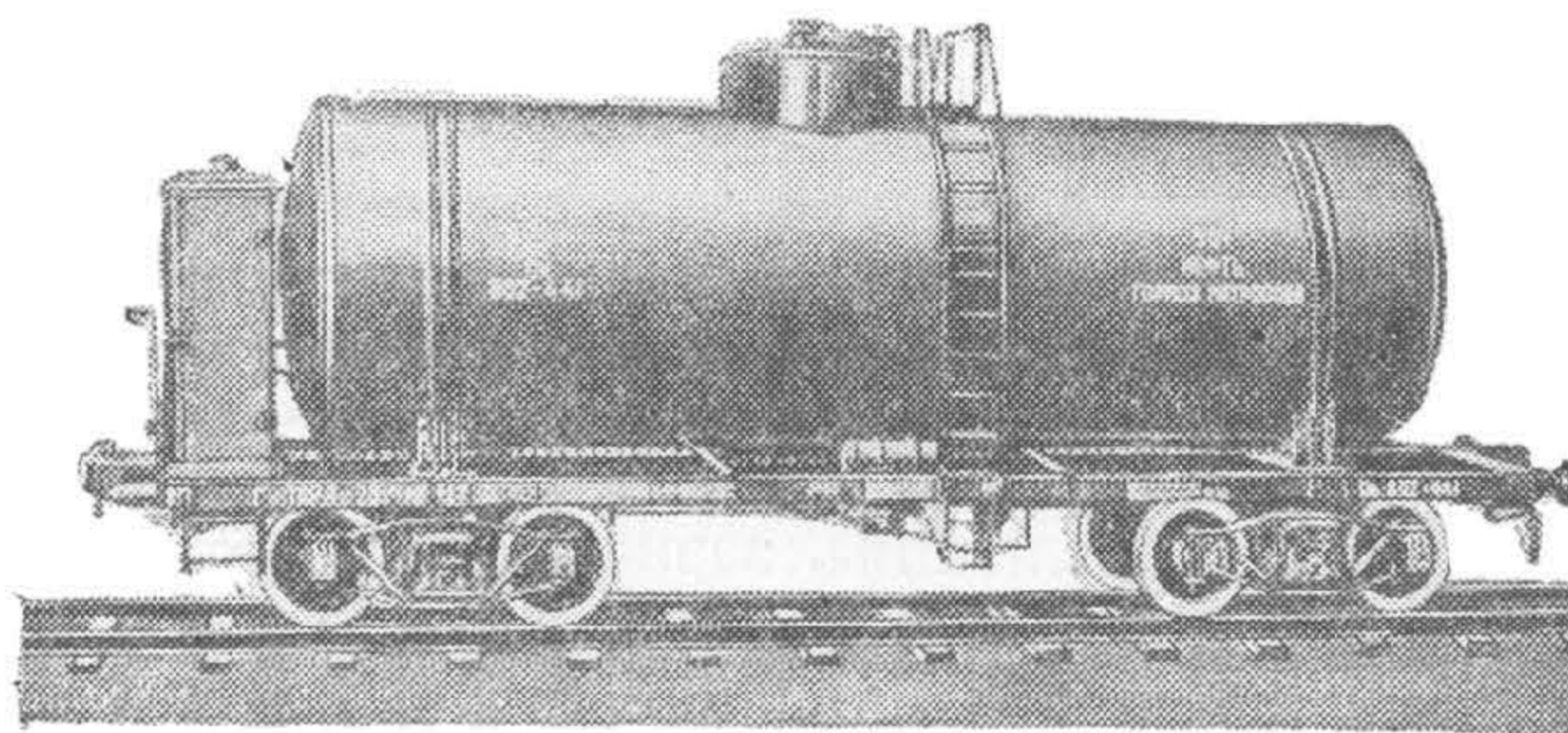
Для перевозки высоковязких нефтяных продуктов применяются специальные полувагоны с рубашкой для поверхностного подогрева груза паром (конструкции А. А. Скорбященского);

5) для перевозки скоропортящихся грузов (мясо, рыба, молоко, фрукты и т. п.) применяются изотермические вагоны, в которых кузов снабжается



Фиг. 8. Четырёхосный грузовой вагон-платформа

надлежащей изоляцией. Для поддержания в этих вагонах требуемой температуры и влажности они оборудуются приборами охлаждения, отопления и вентиляции (фиг. 10);



Фиг. 9. Четырёхосный грузовой вагон-цистерна

6) для перевозки скота кузов вагона делается решётчатым, оборудуется кормушками и корытами, а для перевозки мелких животных и птиц кузова этих вагонов делаются многоярусными;

7) для перевозки руды и строительных материалов на короткие расстояния применяются полувагоны с самопрокидывающимися кузовами;

8) для транспортировки кокса или руды со складов в скиповые ямы доменных печей применяются четырёхосные самодвижущиеся электрические и прицепные полувагоны заводского типа с саморазгрузкой через боковую воронку;

9) для перевозки громоздких и особо тяжеловесных грузов служат специальные вагоны-транспортёры.

Тормоза. Для замедления скорости движущегося поезда или его остановки пассажирские и грузовые вагоны оборудуются тормозными приборами. Применяются тормоза ручные и автоматические. Действие тех и других заключается в том, чтобы чугунные колодки посредством тяг, соединён-



Фиг. 10. Четырёхосный изотермический вагон

ных при ручном тормозе с тормозным винтом, а при автоматическом со штоком поршня воздушного цилиндра, прижимались к колёсам и, развивая трение, задерживали их движение.

В дополнение к автоматическому тормозу часть вагонов оборудуется ручным тормозом и тормозными площадками.

Согласно Правилам технической эксплуатации железных дорог СССР (§ 179) каждый новый тип вагона может быть допущен к постройке после утверждения его Правительством и должен изготовляться по проектам и техническим условиям, утверждённым министром путей сообщения. Постройка вагонов на заводах и техническая приёмка их происходят под наблюдением заводских инспекторов Министерства путей сообщения. Все части вагонов должны соответствовать проектным размерам с соблюдением установленных допусков.

Устройство вагона и его отдельных частей, помимо условий прочности и конструктивных соображений, должно удовлетворять ряду требований, вытекающих из условий движения вагона по рельсовому пути. Главнейшими из этих требований являются следующие:

1) ходовые части должны обеспечивать безопасность движения по рельсовым путям при допускаемых скоростях как на прямолинейных участках, так и на кривых с минимальными радиусами;

2) нагрузка от колёсной пары на рельсы и на погонный метр пути не должна превышать допускаемой величины, зависящей от прочности и состояния пути и мостов;

3) вагон в целом должен обладать достаточной устойчивостью и плавностью хода;

4) вагон должен соответствовать габаритным очертаниям, принятым для подвижного состава железных дорог СССР.

2. ОСНОВНЫЕ ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВАГОНОВ

Наибольший вес груза, допускаемый к погрузке в вагон в зависимости от прочности частей вагона, его размеров и предельной нагрузки от колёс на рельсы, называется **грузоподъёмностью вагона**.

На дорогах СССР большинство грузовых вагонов имеют грузоподъемность двухосные — 16,5; 18; 20 и 25 *т*, а четырехосные — 50 и 60 *т*.

Четырехосные вагоны в отличие от двухосных называют также большегрузными. Собственный вес порожнего вагона называется его *т а р о й*.

Наибольший вес брутто вагона (грузоподъемность + тара) определяется в зависимости от допускаемых нагрузок от колёс на рельсы, на 1 *пог. м* пути и числа колёсных пар под вагоном. Согласно ГОСТ 4007-48 нагрузку от колёс на рельсы будем называть нагрузкой от оси на рельсы.

На наших магистральных железнодорожных линиях нагрузка от оси на рельсы в грузовых вагонах допускается до 20,5 *т* и пассажирских 18 *т* (ГОСТ 4007-48). Вагоны, обращающиеся по всей сети железных дорог, не должны иметь нагрузку на 1 *пог. м* пути свыше 6,5 *т*; на отдельных направлениях допускаемая нагрузка от вагонов на 1 *пог. м* пути составляет 8 *т*.

Отношение тары к грузоподъемности вагона принято называть *к о э ф ф и ц и е н т о м т а р ы*. При прочих равных условиях коэффициент тары характеризует экономическую целесообразность вагонов.

Использование грузоподъемности вагона зависит от соотношения между объемом его кузова и грузоподъемностью. С этой целью для каждого типа вагона и его грузоподъемности устанавливается требуемый объем кузова. Характеристикой вместимости вагона служит объем кузова, приходящийся на 1 *т* грузоподъемности вагона. Эта величина называется *у д е л ь н ы м о б ь ё м о м к у з о в а*. Аналогичным показателем для платформ является *у д е л ь н а я п л о щ а д ь*, или отношение площади пола платформы к её грузоподъемности.

Расчёт коэффициентов тары, удельных объемов, удельных площадей и других параметров грузовых вагонов изложен в главе III.

Показателем экономичности пассажирских вагонов является отношение тары к числу пассажиров, перевозимых в вагоне. Величина тары, приходящейся на одно место, зависит от типа вагона, его конструкции и удобств, предоставляемых пассажиру.

В пассажирских вагонах вес тары на одно пассажирское спальное место составляет от 0,8 до 3,2 *т*.

В вагонах пригородного сообщения и метрополитена учитывается число мест не только для сидения, но и для стояния, поэтому в этих вагонах имеет существенное значение и величина тары, приходящейся на 1 *м²* площади пола.

3. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК РАЗВИТИЯ ОТЕЧЕСТВЕННОГО ВАГОНОСТРОЕНИЯ

Отечественное вагоностроение насчитывает свыше 100 лет своего развития. За это время учёными, инженерами и практиками нашей страны создано много оригинальных конструкций вагонов и их частей, во многом превосходящих иностранные образцы. Наша страна является родиной новой отрасли науки—науки о вагоне.

Первыми типами вагонов грузового парка железных дорог России являлись платформы и крытые вагоны. В период 1846—1848 г. Александровский завод (в Петербурге) построил 1 991 крытый вагон и 580 платформ, причём все вагоны были четырехосные на двухосных тележках.

Появление первых двухосных грузовых вагонов (крытых и платформ) относится к окончанию постройки Петербурго-Варшавской ж. д. (1855—1862 гг.).

Четырехосные грузовые вагоны постройки Александровского завода имели грузоподъемность 8,2 *т* и коэффициент тары 0,95; кузов и рама вагонов были деревянными. Нагрузка от оси на рельсы у четырехосных вагонов составляла 4 *т* при допускаемой в то время нагрузке 10 *т*. Снижение коэффициента тары и увеличение нагрузки от оси на рельсы при соответствующем увеличении грузоподъемности могло быть осуществлено за счёт замены несущих деревянных элементов металлическими или перехода на постройку двух-

осных вагонов. Первые двухосные вагоны постройки 1855 г. имели коэффициент тары 0,79. Состояние железнодорожной промышленности в тот период не могло удовлетворить потребности вагоностроительных заводов, и это вынуждало либо продолжать использовать древесину в несущих элементах конструкций, либо поставить развитие отечественных железных дорог в значительную зависимость от иностранных заказов. В связи с этим был выбран более правильный путь — широкого использования древесины. Целесообразность её применения, при одновременном улучшении экономических показателей, в двухосных вагонах большая, нежели в четырёхосных.

С 1861 г. начали строиться специальные полувагоны для перевозки угля. Впоследствии в Домбровском угольном районе имелись цельнометаллические полувагоны, предназначенные для механической выгрузки. Это особенно интересно отметить теперь, когда вагоностроение стало на путь создания цельнометаллических и саморазгружающихся вагонов. Предшественником современных вагонов с опрокидывающимися кузовами является балластный вагон, построенный в 1868 г., т. е. задолго до появления думпкаров в Америке, несправедливо считающейся их родиной.

Развитие нефтяной промышленности и строительство железных дорог, связывающих центральные районы России с Волгой, потребовало создания парка вагонов для перевозки жидких нефтепродуктов, транспортировавшихся из Баку водным путём, вследствие чего в 1872 г. началось строительство цистерн двухосной конструкции.

Первые изотермические вагоны на отечественных железных дорогах появились в 80-х годах прошлого столетия: начиная с 1882 г., они оборудовались постоянными карманами для льда, расположенными у торцевых стен кузова. Кроме вагонов-ледников на русских железных дорогах имелись специальные вагоны для перевозки фруктов, молока, живой рыбы и тому подобных грузов.

Усиленное строительство железных дорог, а в связи с этим и грузовых вагонов (в 1875 г. парк грузовых вагонов железных дорог России составлял 52 тыс. единиц) привело к большой разнотипности вагонного парка, так как каждая дорога строила вагоны по своим проектам. Это не вызывало трудностей в эксплуатации до тех пор, пока обращение вагонов ограничивалось пределами одной дороги. Когда же в 1869 г. на железных дорогах России было впервые в мире осуществлено прямое бесперегрузочное сообщение между дорогами, разнотипность вагонного парка начала создавать трудности в обслуживании вагонов. Потребовалась нормализация парка грузовых вагонов, т. е. разработка одинаковых по типу, размеру и конструкции грузовых вагонов на всех русских железных дорогах.

Первым шагом к приведению крытых грузовых вагонов к однотипности явилось изданное в 1875 г. распоряжение Министерства путей сообщения об обязательной постройке новых грузовых двухосных вагонов с длиной кузова 6,4 м, шириной 2,743 м и грузоподъёмностью 10 т. С того года крытые вагоны для всех дорог строились с одинаковыми внутренними размерами кузова, получившими название «нормальных». Прототипом нормального вагона русских железных дорог следует считать конструкцию, созданную в 1872 г. Ковровскими мастерскими. Этот крытый вагон имел стальные продольные балки рамы, к которым на кронштейнах крепились стойки кузова. При грузоподъёмности 10 т его тара составляла 6,8 т (коэффициент тары 0,68). По своим качествам этот вагон превосходил зарубежные вагоны того времени. Подвергнутый сравнительно небольшим изменениям, этот тип вагона сохранился до настоящего времени и его участие в перевозочной работе железных дорог ещё весьма значительно. Всё это свидетельствует о том, что конструкция нормального вагона была рациональной.

Русские конструкторы постоянно занимались совершенствованием нормального вагона. Первому пересмотру конструкция крытого нормального вагона подверглась в 1884 г. на VII совещательном съезде инженеров службы подвижного состава и тяги и затем этот вопрос неоднократно обсуждался на последующих съездах.

Отсутствие надлежащих методов и опыта расчёта вагонных конструкций и экспериментальных методов определения фактических усилий, возникающих в эксплуатации, привело к тому, что первоначально нормальный крытый вагон был построен с завышенными запасами прочности, особенно в раме и кузове. Тщательное изучение его работы в эксплуатации позволило производить последовательное увеличение грузоподъёмности вагона. Так, в 1891 г. грузоподъёмность нормального вагона была увеличена до 12,5 *т*, в 1905 г. — до 15 *т*, в 1911 г. до — 16,5 *т* и в 1933 г. — до 18 *т*.

При этих изменениях грузоподъёмности вагонов несущие элементы рамы и кузова усилению не подвергались; усиление касалось только рессорного подвешивания и осей колёсных пар.

На базе конструкции нормального крытого вагона проводилась широкая нормализация и других типов грузовых вагонов. Все вагоны грузового парка (платформы, цистерны, полувагоны, изотермические) проектировались и строились с рамой, рессорным подвешиванием и ходовыми частями, подобными соответствующим частям нормального крытого вагона.

С введением в начале 900-х годов на русских железных дорогах более мощных паровозов составы грузовых поездов увеличились до 50—60 вагонов. Эксплуатация таких поездов вызывала много трудностей и показывала, что для тяжёлых составов четырёхосный вагон имеет значительные преимущества перед двухосным. Этот вопрос обсуждался в технической литературе, на совещательных съездах представителей тяги и эксплуатации и вызвал общее одобрение. По инициативе отдельных дорог, имевших большой грузооборот, начали строиться грузовые вагоны грузоподъёмностью большей, чем у нормальных. В 1905 г. Московско-Казанская ж. д. построила для внутреннего сообщения бестележечные четырёхосные вагоны оригинальной конструкции грузоподъёмностью 30 *т*. В период 1900—1908 гг. русские заводы построили около 15 конструкций большегрузных вагонов, из которых заслуживает особого внимания цельнометаллический полувагон грузоподъёмностью 37,5 *т* с продольными брусками формы балки равного сопротивления. Угловые и промежуточные стойки, а также стенки кузова и две створчатые двери с каждой стороны были стальные штампованные. Этот вагон является прототипом современных цельнометаллических полувагонов.

Большегрузные платформы для длинномерного груза грузоподъёмностью 33 *т* появились на отечественных железных дорогах в 1908 г., а первый большегрузный четырёхосный вагон-ледник был построен в 1902 г. Среди разновидностей изотермических вагонов, строившихся в России, интересно отметить вагон с механической системой охлаждения. В 1910 г. по проекту инж. Силича были построены первые вагоны-холодильники, в которых охлаждение перевозимых грузов производилось небольшой машинной установкой, размещённой внутри кузова. Вагон-холодильник системы Силича имел тару 47 *т* и грузоподъёмность 11 *т*.

Постройка вагонов пассажирского парка в России впервые была организована в 1846 г. на Александровском заводе, там же, где началась постройка паровозов и грузовых вагонов. Первые пассажирские вагоны были четырёхосными на двухосных тележках. Полук для вещей и багажа, отопления, умывальных и уборных в первых вагонах не было; освещались в ночное время эти вагоны свечами, поставленными в настенные фонари.

Помимо пассажирских вагонов 1-го, 2-го и 3-го классов, багажных и почтовых, Александровский завод строил служебные вагоны длиной 25,2 м на двух четырёхосных тележках. Нижняя часть боковых стен имела вид решётчатой фермы, изготовленной из листовенницы и армированной с продольных сторон стальными листами. В этих служебных вагонах имелись потолочные вентиляторы, уборные и умывальники; отапливались они сухими изразцовыми печами. Создание подобных конструкций 100 лет назад (1850 г.) свидетельствует о высоком техническом уровне отечественного вагоностроения. В 1866 г. во всех вагонах начали устанавливать сухие печи для отопления, а с 1868 г. пассажирские вагоны стали оборудоваться туалетными отделениями.

Одновременно с устройством отопления была улучшена изоляция стен, потолка и пола. В 1866 г. Ковровские железнодорожные мастерские начали строить пассажирские вагоны с индивидуальным паровым отоплением, а в 1877 г. — индивидуальным водяным отоплением. Эта система водяного отопления с незначительными изменениями сохранилась и до настоящего времени.

Так же как и по грузовым вагонам, русские конструкторы стремились нормализовать постройку пассажирских вагонов. С этой целью в 1896 г. Ковровскими мастерскими был запроектирован четырёхосный пассажирский вагон длиной 18,23 м, который получил название 18-метрового и в дальнейшем длительное время являлся типовым для железных дорог России. Эта конструкция эксплуатируется до настоящего времени.

Рассмотрим вопрос о развитии ударных и упряжных приборов на наших вагонах. Четырёхосные вагоны постройки до 1855 г. имели центральную сцепку, выполнявшую роль упряжного и ударного приборов. С 1855 г. ударные и упряжные функции были разделены переходом вначале на несквозную, а затем на сквозную упряжь с винтовой стяжкой и постановкой двух буферов с каждого конца вагона. Увеличение скоростей движения и веса поездов потребовало дальнейшего усовершенствования конструкции ударных и упряжных приборов, и уже в начале 1900 г. наметился последовательный переход от сквозной упряжи к несквозной, а на Московско-Казанской дороге производились даже испытания автоматической сцепки на пассажирских вагонах. Введение несквозной (разрезной) упряжи изменяет принцип передачи тяговых усилий и накладывает определённый отпечаток на конструкцию вагона — появляется хребтовая балка в раме вагона и происходит постепенное вытеснение из её несущих элементов древесины.

В 1898 г. с хребтовой балкой строится первая четырёхосная цистерна и в 1900 г. целая серия четырёхосных пассажирских вагонов. Однако полный переход на строительство вагонов с хребтовой балкой и массовое внедрение центральной ударно-тяговой сцепки (автоматической) удалось осуществить только в послереволюционный период.

Напряжённая работа железных дорог России в годы империалистической войны вызвала резкое сокращение и износ вагонного парка.

Гражданская война и начавшаяся в начале 1918 г. интервенция ухудшили и без того тяжёлое положение наших железных дорог. К концу 1919 г. оставалось только 150 тыс. грузовых вагонов. В декабре 1920 г. вопрос о состоянии железных дорог рассматривался на VIII съезде Советов РСФСР, который отметил необходимость скорейшего восстановления вагонного парка путём массового изготовления запасных частей на крупных промышленных предприятиях и поставки их транспорту. Осуществление серийного изготовления запасных частей на этих предприятиях стало возможным благодаря тому, что инженерам отечественных железных дорог удалось провести широкую нормализацию вагонного парка, как об этом указывалось выше. С 1920 г. фактически начинается восстановление вагонного парка, а с 1923 г. возобновилось и строительство новых вагонов.

В конструкциях вагонов дореволюционной постройки имеются элементы унификации, но, как правило, отсутствует взаимозаменяемость. Основным способом производства вагонов до революции был стационарный способ, при котором вагоны строились в большинстве с пригонкой деталей по месту. Если унификация и существовала по большой группе сменяемых деталей (ходовые части, детали рессорного подвешивания, ударные и тяговые приборы), то всё же постановка их на место требовала пригонки почти в каждом отдельном случае. Это являлось следствием отсутствия научно обоснованной и практически проверенной системы допусков и посадок не только в вагоностроении, но и вообще в машиностроении.

Начало вагоностроения в послереволюционный период совпало с коренными изменениями, происходившими в нашей стране. Транспорт стал собственностью социалистического государства. Индустриализация нашей страны и развитие сельского хозяйства на базе коллективизации и строительства сов-

хозов потребовали от железнодорожного транспорта гигантского увеличения размеров перевозок за счёт пополнения вагонного парка, повышения грузоподъёмности вагонов, веса поездов и скорости движения с соблюдением в более сложных условиях полной безопасности перевозок. Требовался быстрый технический прогресс в развитии железнодорожного транспорта. Это поставило перед конструкторами и вагоностроителями задачу изготовления в короткие сроки значительного количества новых типов вагонов, отвечающих всем требованиям современной конструкции. Потребовался совершенно новый подход к созданию конструкций вагонов.

На помощь вагоностроителям пришла металлургическая промышленность, освоившая производство проката по расширенной номенклатуре и новых материалов, и машиностроительная промышленность, строившая новые агрегаты и механизмы. Помощью для вагоностроителей явились также достижения отечественной науки и техники в области систем допусков и посадок, определяющих взаимозаменяемость деталей, и в области расчётов конструкций на прочность. В связи с этим начало советского вагоностроения совпало с принципиальным изъятием древесины из конструкции рам и постепенным изъятием её из несущих элементов кузовов вагонов, с широким применением электрической сварки и резки и переходом на поточный способ производства.

С 1926 г. начался выпуск большегрузных крытых вагонов. За годы сталинских пятилеток советскими вагоностроительными заводами была освоена постройка следующих типов вагонов:

- 1) двух- и четырёхосных крытых вагонов грузоподъёмностью 20 и 50 т;
- 2) четырёхосных изотермических вагонов грузоподъёмностью 28,5—30 т;
- 3) четырёхосных полувагонов-гондол грузоподъёмностью 60 т;
- 4) двух- и четырёхосных полувагонов-хопперов грузоподъёмностью 25, 50 и 70 т;
- 5) четырёхосных полувагонов с самопрокидывающимися кузовами грузоподъёмностью 40 т;
- 6) двухосных саморазгружающихся вагонов для перевозки торфа грузоподъёмностью 20 т;
- 7) двухосных цистерн с ёмкостью котла 25 м³;
- 8) четырёхосных цистерн с ёмкостью котла 50 м³;
- 9) четырёхосных платформ грузоподъёмностью 50—60 т;
- 10) двухосных платформ грузоподъёмностью 20 т.

По решению XVIII съезда ВКП(б) вагоностроительные заводы в настоящее время строят только четырёхосные вагоны грузоподъёмностью 50—60 т, которые имеют крупные преимущества по сравнению с двухосными.

С 1925 г. началась постройка жёстких пассажирских двухосных вагонов дальнего следования и пригородного сообщения длиной 14 м, а в 1928 г. был разработан стандартный тип нового четырёхосного пассажирского вагона длиной 20,2 м. По этому стандартному типу вагона построены: жёсткие дальнего следования с числом спальных мест 46, жёсткие купейные с числом спальных мест 32 (8 купе); мягкие вагоны с числом спальных мест 28 (7 купе); вагоны-рестораны, почтовые и багажные.

Наряду с созданием новых типов грузовых вагонов советские конструкторы непрерывно работали над усовершенствованием и разработкой новых конструкций пассажирских вагонов, улучшающих условия перевозки пассажиров. К началу первой пятилетки вагоностроительная промышленность освоила постройку металлических пригородных вагонов длиной 19,3 м для электрифицированных участков железных дорог. В 1935 и 1939 гг. были построены опытные образцы металлических пассажирских вагонов длиной 25,2 м. С 1934 г. начато производство цельнометаллических вагонов для метрополитена. В послевоенной сталинской пятилетке наша промышленность полностью перешла на строительство только четырёхосных металлических пассажирских вагонов длиной 23,6 м.

Необходимо особо отметить такие важные мероприятия по техническому перевооружению транспорта, как введение автосцепки и автотормозов. Изуче-

ние вопроса о выборе типа автосцепки в СССР было начато в 1929 г. и особенно развернулось после постановления пленума ЦК ВКП(б) от 15/V 1931 г., определившего пути реконструкции транспорта и необходимость введения автосцепки. На основании изучения всего мирового опыта и проведённых испытаний различных автосцепок в СССР была создана отечественная конструкция автосцепки СА-3 (советская автосцепка-3). Советская автосцепка по своим эксплуатационным качествам превосходит все известные конструкции и в 1934 г. утверждена Правительством как типовая для подвижного состава железных дорог широкой колеи. Дополненная специальным переходным приспособлением (двухзвенной цепью) советская автосцепка позволяет осуществить постепенный переход от винтовой упряжи в течение любого времени без нарушения нормальной эксплуатационной работы. Начиная с 1935 г., все новые грузовые, а с 1937 г. и пассажирские вагоны строятся с автосцепкой; старый парк вагонов и локомотивов переоборудуется в плановом порядке.

Важным фактором в реконструкции железнодорожного транспорта является введение автотормозов в грузовых поездах. В 1925 г. паровозный машинист Ф. П. Казанцев предложил для грузовых поездов оригинальную конструкцию воздушного тормоза. Тормоз показал хорошие результаты при торможении коротких поездов на крутых затяжных спусках, но на равнинных участках был по многим причинам неудовлетворителен. В 1926 г. Ф. П. Казанцев переработал конструкцию тормоза и им было оборудовано около 100 тыс. грузовых вагонов.

В том же 1926 г. И. К. Матросов предложил свой лучший в мире воздушный тормоз. Основными преимуществами этого тормоза являются: стандартность воздухораспределителя для всех диаметров тормозных цилиндров, наличие порожнего и гружёного режимов при одном тормозном цилиндре, неистощимость тормоза и простота конструкции. По принципу действия тормоз Матросова может работать совместно с любым тормозом, допущенным в эксплуатацию в международном сообщении. Тормоз Матросова введён в грузовом парке железных дорог СССР.

За изобретение тормоза И. К. Матросову в 1941 г. присуждена Сталинская премия. В 1947 г. И. К. Матросов предложил новый универсальный тормоз, который успешно проходит испытания в пассажирских и грузовых поездах.

За годы сталинских пятилеток произошло резкое увеличение и обновление вагонного парка железных дорог. Строительство почти исключительно четырёхосных вагонов значительно повысило среднюю осность и среднюю грузоподъёмность вагонного парка. Парк специализировался соответственно структуре грузооборота; в связи с ростом индустриальных грузов резко повысился удельный вес полувагонов и платформ; появилось значительное количество изотермических вагонов. Перед Великой Отечественной войной вагонный парк нашей страны по всем решающим качественным показателям и особенно по производительности 1 т грузоподъёмности вагона превзошёл все капиталистические страны. Это явилось результатом громадных преимуществ социалистической системы хозяйства. Наличие мощного вагонного парка на нашем железнодорожном транспорте сыграло крупную роль в бесперебойном обслуживании фронта и тыла в годы Отечественной войны и существенно способствовало делу разгрома немецко-фашистских полчищ.

За время существования железных дорог железнодорожниками нашей страны накоплен громадный опыт в области эксплуатации железнодорожного транспорта и создана отечественная транспортная наука. Из теоретических исследований, выдающихся по своему научному и практическому значению, следует отметить опубликованную в 1883 г. работу проф. Н. П. Петрова «Гидродинамическая теория трения при наличии смазывающей жидкости». Эта работа получила мировую известность и до сих пор не потеряла своей ценности. Заслуживают внимания и работы проф. Нольтейна, который впервые ввёл понятие о поперечной устойчивости вагонов, установил её оптимальную величину и вывел формулу для определения такого важного фактора плавности хода, как коэффициент относительного трения в листовых рессорах. Проф.

Нольтейн является автором оригинальных типов рессорного подвешивания для двух-, трёх- и четырёхосных бестележечных вагонов.

После Великой Октябрьской социалистической революции появились неограниченные возможности в области научных изысканий и создания более совершенного подвижного состава. У нас создано большое количество научно-исследовательских институтов и лабораторий, что позволяет учёным и специалистам производить глубокие теоретические изыскания, связанные с вопросами прочности вагонных конструкций и плавности хода подвижного состава.

Из наиболее крупных теоретических исследований по определению усилий в упряжи подвижного состава во время трогания, следования по ломаному профилю и торможения поезда следует отметить труды знаменитого советского учёного проф. Н. Е. Жуковского, опубликованные под названием «Работа русского сквозного и американского несквозного тягового прибора при трогании поезда с места и в начале движения». Теоретические и экспериментальные исследования по этому вопросу в настоящее время успешно продолжаются Днепропетровским институтом инженеров транспорта под руководством проф. В. А. Лазаряна. За границей не имеется опубликованных работ из этой области, и приоритет в этом вопросе принадлежит советским учёным.

Экспериментально-теоретические исследования и результаты опыта эксплуатации большегрузных вагонов первых выпусков показали неточность и необоснованность методов расчёта, предлагаемых американской железнодорожной ассоциацией (AAR). Поэтому советские учёные и специалисты создали свои точные и оригинальные методы расчёта грузовых вагонов и рам пассажирских тележек. Проф. Б. Н. Горбунов на основании новой теории расчёта тонкостенных стержней, созданной лауреатом Сталинской премии проф. В. З. Власовым, разработал уточнённую теорию расчёта рамы вагона с учётом упругой деформации узлов. В технической литературе других стран нет таких простых и точных методов расчёта рамных конструкций.

Приоритет в разработке точных методов расчёта котлов цистерн также принадлежит советским учёным, разработавшим их на основе труда проф. В. З. Власова «Строительная механика оболочек». Пользуясь этим методом, можно точно расчётным путём определить напряжения в зоне опор котла цистерны и выбрать необходимую толщину его стенок. Советскими учёными и специалистами предложены оригинальные методы расчётов металлических вагонов с хребтовыми балками. Методы расчёта, принятые в США, основаны на неправильном предположении, что продольные усилия воспринимаются полностью хребтовой балкой. Опыты показали обратное: значительная доля продольных усилий воспринимается кузовом, что указывает на возможность постройки металлических вагонов без хребтовой балки между шкворневыми балками кузова. Такие вагоны с автосцепкой впервые построены в нашей стране и находятся в опытной эксплуатации.

В нашей стране созданы точные измерительные приборы и аппаратура, позволяющая производить непрерывную запись деформаций рессор, а также напряжений и ускорений в различных узлах вагона при движении его с любой скоростью. Наличие такой аппаратуры позволяет проверять правильность теоретических выводов о прочности конструкций и плавности хода вагонов. По плавности хода вагонов у нас проведены обширные экспериментальные и теоретические исследования (член-корр. Академии наук СССР М. А. Короткевич, канд. техн. наук А. И. Михалевский и др.), в результате которых проводятся мероприятия, позволяющие устранить ряд нежелательных явлений, возникающих во время хода поезда, и улучшить ходовые качества вагонов.

Крупным вкладом в дело создания более совершенных конструкций нужно считать широкое применение сварки в вагоностроении, родиной которой является наша страна. Советские специалисты первыми в мире начали широко применять сварку, в результате чего у нас появились грузовые и пассажирские вагоны полностью сварной конструкции. Особенно большие работы

по внедрению сварки в вагонных конструкциях провёл Институт электросварки Академии наук СССР, под руководством лауреата Сталинской премии акад. Е. О. Патона. Большие работы проведены советскими специалистами по уменьшению тары вагонов. В построенном из малоуглеродистой стали по проекту Института электросварки Академии наук СССР крытом большегрузном вагоне вес рамы и кузова получается на 1,8 *t* меньше, чем в вагоне обычной конструкции. Снижение тары в этом вагоне достигнуто за счёт уменьшения сечения хребтовой балки, перехода к более рациональным типам сечений элементов рамы и ферм кузова вагона и рационализации сварных узлов и соединений.

Также имеются у нас крупные достижения и в создании новых конструкций по вентиляции и отоплению пассажирских вагонов и приборов для охлаждения изотермических вагонов.

Много сделано советскими учёными и специалистами в деле создания новых конструкций и исследования работы подвижного состава, но многое ещё надо сделать.

Советская власть развязала творческую инициативу народа, создала все условия для развития его научной мысли. Наши учёные и специалисты внесли огромный вклад в мировую науку и технику и вполне заслуженно гордятся своим приоритетом в этой области.

НТБ
ДНУЖТ

Г Л А В А II

ГАБАРИТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Для безопасного движения по рельсовым путям всякий вагон должен иметь поперечные сечения, не превышающие определённых размеров.

Контур, ограничивающий **н а и б о л ь ш и е** допускаемые размеры поперечного сечения подвижного состава на разной высоте их от уровня головок рельсов, представляет **г а б а р и т п о д в и ж н о г о с о с т а в а**.

Соответственно этому ни одно строение или иное путевое устройство не должно приближаться к оси пути на расстояние, меньшее определённых размеров.

Контур, ограничивающий **н а и м е н ь ш и е** допускаемые размеры на разной высоте от уровня головок рельсов приближения строений и иных путевых устройств к оси пути, представляет **г а б а р и т п р и б л и ж е н и я с т р о е н и й**.

Между габаритом подвижного состава и окружающим его габаритом приближения строений оставляется некоторое пространство, предназначенное как для обычных смещений с оси пути подвижного состава во время его движения, так и для возможных сдвигов самого пути.

Кроме этого, на двухпутных линиях подвижной состав при наибольших своих смещениях не должен заходить за вертикальную линию, проходящую через середину междупутья. На тех высотах от головки рельса, где эта линия расположена ближе к оси пути, чем контур габарита приближения строений, границей наибольших смещений подвижного состава является именно эта линия.

В ОСТ 6435 дано следующее определение габарита подвижного состава.

«Габаритом подвижного состава называется поперечное предельное очертание, в котором, не выходя наружу, должен помещаться при стоянии на прямом горизонтальном пути вновь построенный, вполне исправный паровоз в рабочем состоянии или ненагруженный иной подвижной состав со всеми выступающими и висящими частями при совмещении в одной плоскости продольных осей подвижного состава и пути».

2. ГАБАРИТЫ ВАГОНОВ

Для вагонов железных дорог СССР установлены три габарита:

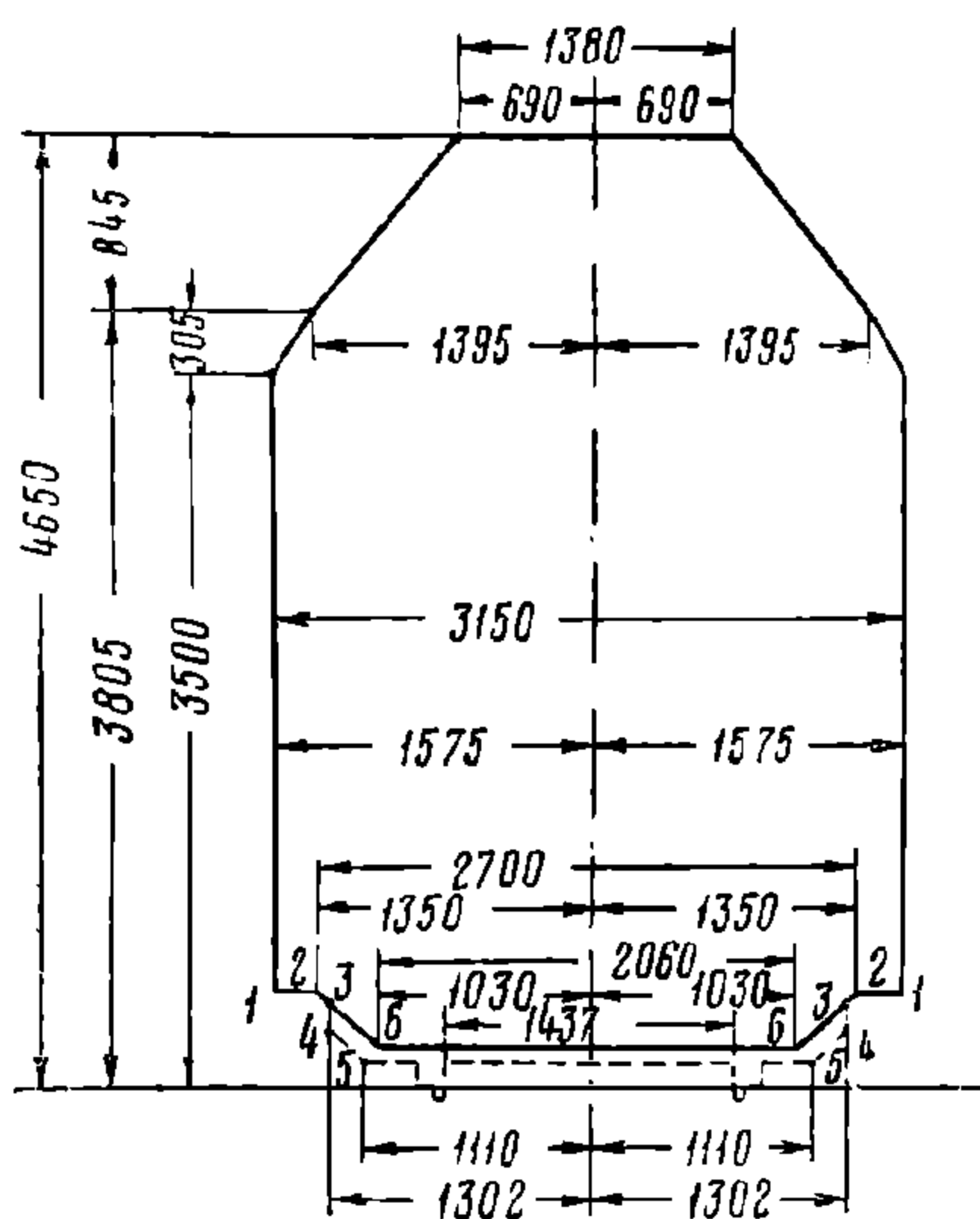
0 (ноль) — для вагонов, допускаемых к обращению по железным дорогам СССР и соседних с ним государств (фиг. 11);

1-В — для вагонов, допускаемых к обращению по всей сети железных дорог СССР (фиг. 12);

2-В — для вагонов, допускаемых к обращению только на замкнутых направлениях, построенных по более просторному габариту 2-С (пригородные участки электрифицированных железных дорог) (фиг. 13).

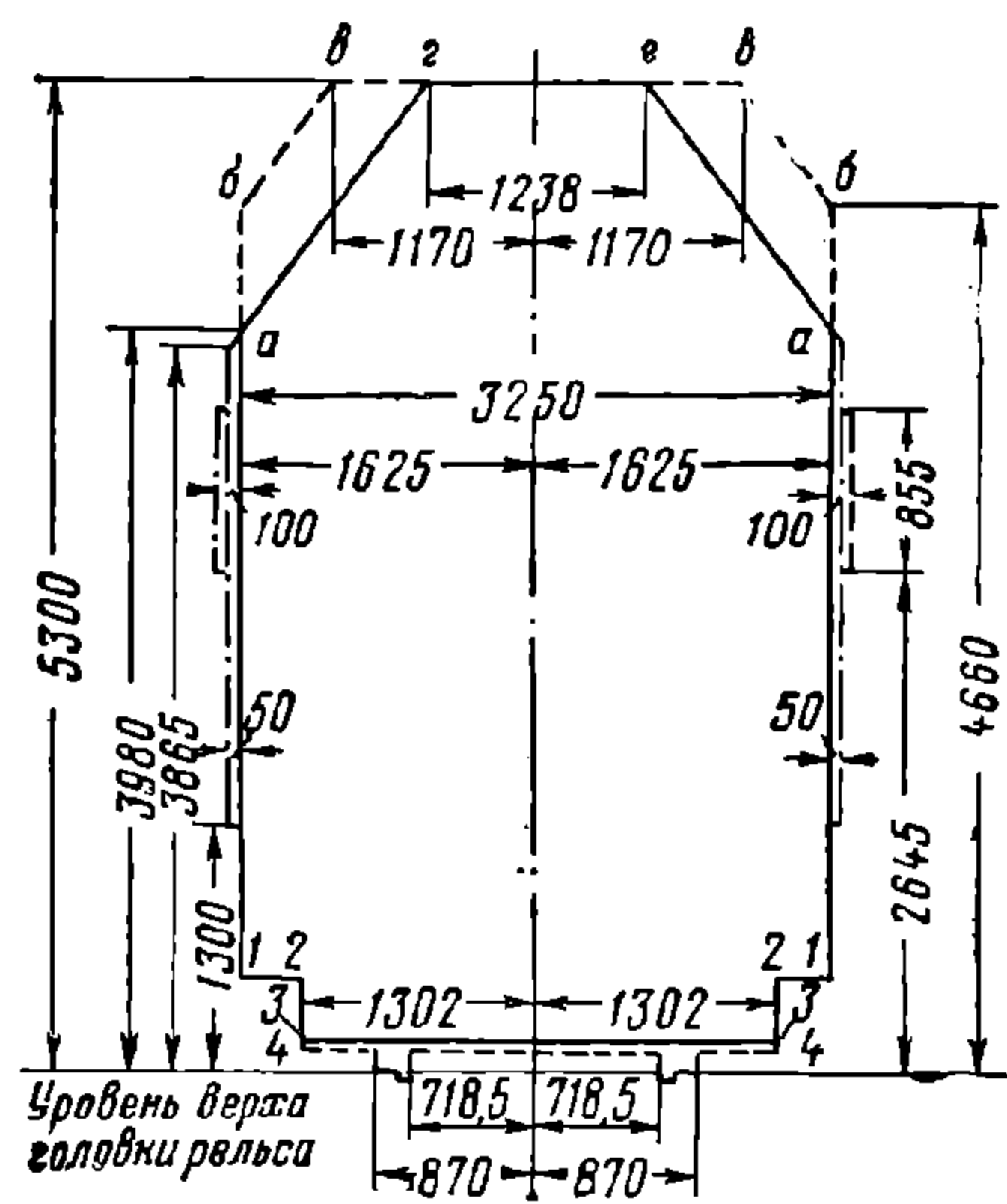
Следует отметить, что Россия являлась первой страной в мире, которая почти с самого начала постройки у себя железных дорог установила ещё в 1860 г. единые габариты приближения строений и подвижного состава, как обязательные для всех своих железных дорог. Эти габариты были настолько прогрессивными для того времени, что на протяжении 90 лет сохранили свои существенные размеры, чем обеспечили возможность постройки подвижного состава наибольшей в мире кубатуры на единицу длины.

Вагоны могут иметь поперечные сечения, равные упомянутым габаритам: либо по всей своей длине, либо только в некоторых сечениях.



Фиг. 11. Габарит 0

Координаты точек 1—6 приведены в табл. 1. Точки 1, 2, 3 и 6 и сплошная линия между ними относятся к обрессоренным частям, точки 4—5 и пунктирная линия между ними относятся к необрессоренным частям



Фиг. 12. Габарит 1-В

Координаты точек 1—4 приведены в табл. 1. Точки 1, 2 и 3 и сплошная линия между ними относятся к обрессоренным частям. Точки 4 и пунктирная линия между ними относятся к необрессоренным частям. По очертанию *абс* вагоны могут строиться лишь после удаления стропил и свесов крыш на всех станциях. По линии, обозначенной условным пунктиром, могут располагаться только неответственные части: подлокотники, козырьки для стока воды и т. п.

Наибольшая длина L вагонов, у которых допускаются по всей их длине поперечные сечения, равные соответствующим габаритам, при условии, однако, что у таких вагонов отношение длины L к базе $2l_3$ равно 1,4, установлена ОСТ 6435 следующая:

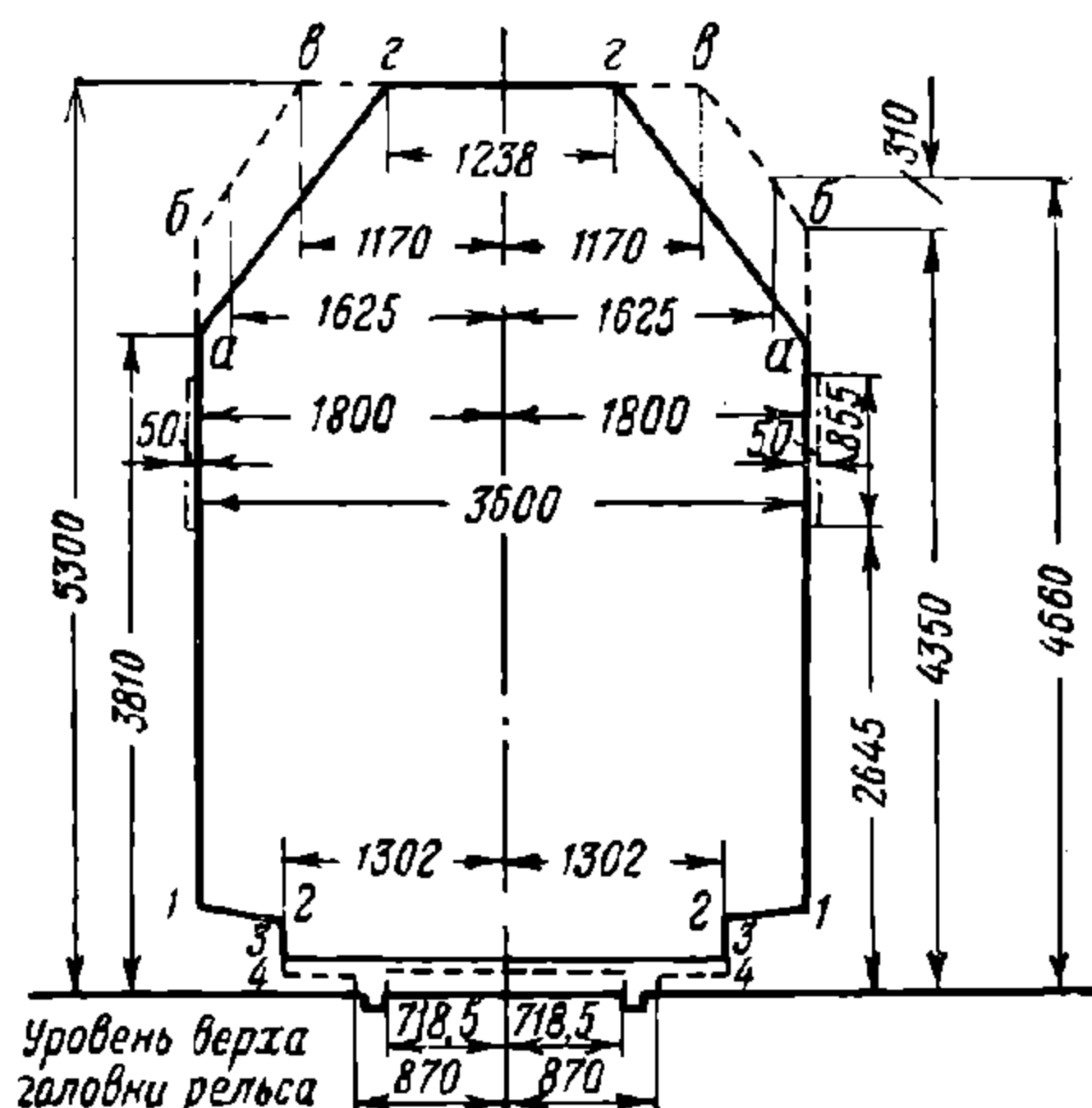
	Длина рас- чётно-го ваго- на L в м	Отношение $L:2l_3$	База расчёт- ного ваго- на $2l_3$ в м
Для габарита 0	12,8	1,4	9,14
» » 1-В	11,0	1,4	7,85
» » 2-В	24,0	1,4	17,15

Вагоны с такими размерами называются **расчётными** (или **условными**) для соответствующего габарита.

Расчётные вагоны при наличии у них наибольших допускаемых износов ходовых частей и при самом неблагоприятном расположении относительно пути, имеющего тоже допускаемые отклонения, могут свободно проходить по путям, не задевая ни строений или других путевых устройств, ни подвижного состава, проходящего по соседнему пути двухколейных дорог, как на прямых,

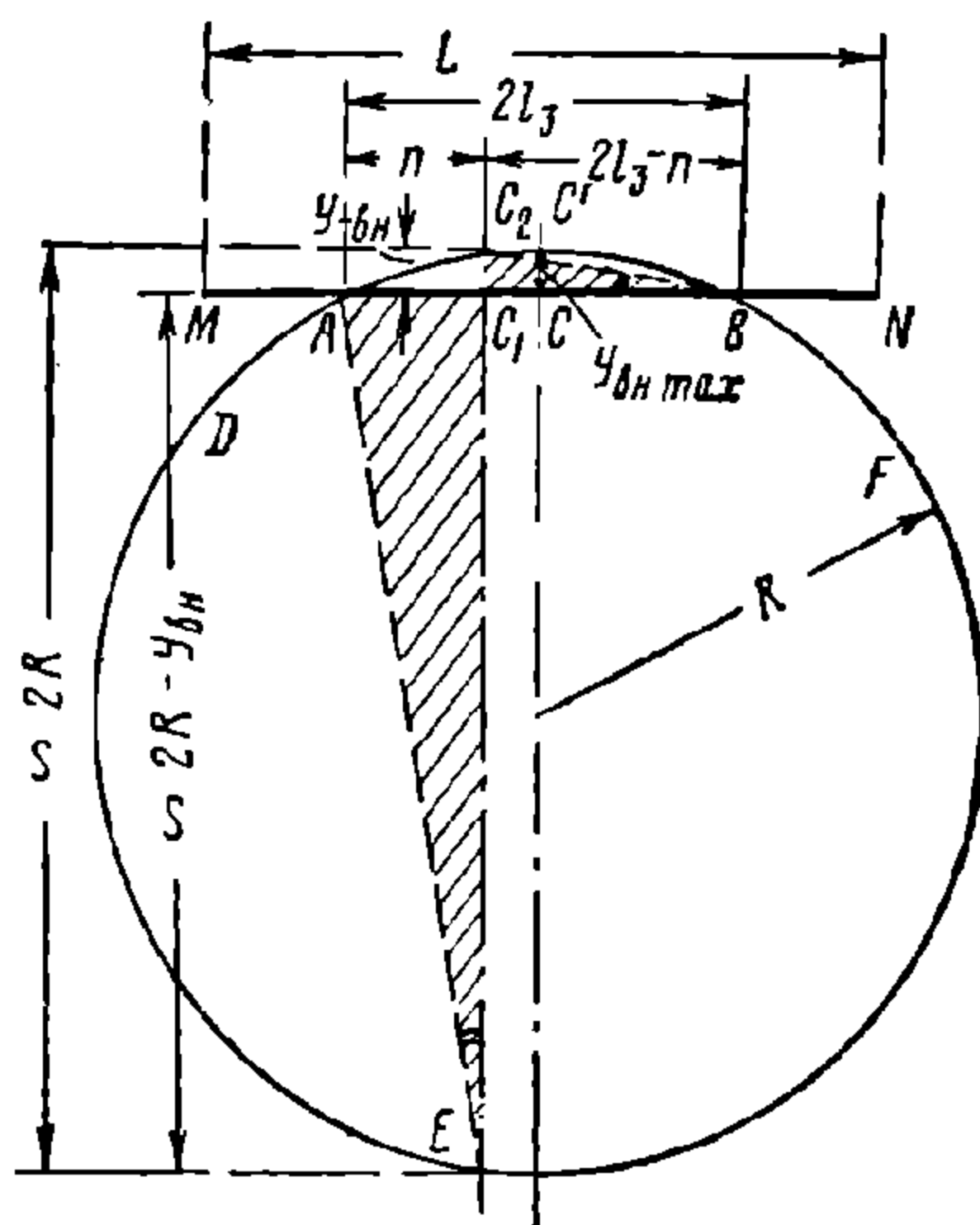
так и на кривых радиусом $R = 400$ м при наименьшем расстоянии между осями этих криволинейных путей: 3 750 мм при габаритах 0 и 1-В и $4\,100 + 180 = 4\,280$ мм при габарите 2-В.

У расчётных вагонов, имеющих по всей длине одинаковое поперечное сечение, равное соответствующему габариту, сечение кузова горизонтальной плоскостью представляет прямоугольник шириной: 3 150 мм при габарите 0, 3 250 мм при габарите 1-В и 3 600 мм при габарите 2-В. Ширина кузовов остальных вагонов, имеющих длину L и отношение её к базе $2l_3$ больше, чем у расчётных вагонов, определяется при помощи нижеуказанных расчётов.



Фиг. 13. Габарит 2-В

Координаты точек 1—4 приведены в табл. 1. По очертанию *абвг* вагоны могут строиться лишь после удаления подкосов стропил и свесов крыш на всех станциях. По линии, обозначенной условным пунктиром, могут располагаться только сигнальные фонари



Фиг. 14. Определение величины смещений нетележного вагона внутрь кривой

Предварительно выведем некоторые основные формулы, применяемые в габаритных расчётах. Наибольшие смещения продольной оси вагона со средней линии пути происходят в криволинейных участках пути.

Определим величину таких смещений у нетележного (двухосного) вагона в предположении, что его колёсные пары установлены центрально между рельсами. Пусть на фиг. 14 секущая MN представляет проекцию на плоскость криволинейного пути продольной оси вагона, а дуга DF окружности радиуса R представляет среднюю линию этого пути. Точки A и B , в которых расположены колёсные пары, являются направляющими всего вагона. Поперечные сечения вагона, проходящие через концы направляющей базы, называются в габаритных расчётах *пятниковыми*, независимо от того, является ли вагон тележным или нетележным.

Обозначим направляющую базу вагона $AB = 2l_3$ и полную длину его $MN = L$. Определим для некоторого поперечного сечения C_1 , расположенного между пятниковыми сечениями A и B вагона на расстоянии n от сечения A , смещение $C_1C_2 = y_{вн}$. Проведём через точку C_1 хорду $C_2E \perp AB$. Принимая во внимание большие радиусы кривых R (200 м и выше) и сравнительно небольшие базы $2l_3$ вагонов (обычно не более 15—18 м), можно считать, что хорда $C_2E \approx 2R$.

Соединяя прямыми C_2 с B и A с E , получим два подобных треугольника C_2C_1B и AC_1E , из которых, пользуясь указанным на фигуре обозначением их сторон, получаем

$$\frac{y_{вн}}{n} = \frac{2l_3 - n}{2R - y_{вн}},$$

кривой будет равно наибольшему смещению $y_{нар \max}$ конца вагона наружу кривой.

Из уравнений (2) и (5) получаем

$$\frac{4l_3^2}{8R} = \frac{L^2 - 4l_3^2}{8R}, \quad (7)$$

которое после преобразования имеет вид

$$\frac{L^2}{4l_3^2} = 2,$$

откуда получается искомое отношение

$$\frac{L}{2l_3} = \sqrt{2} \approx 1,4.$$

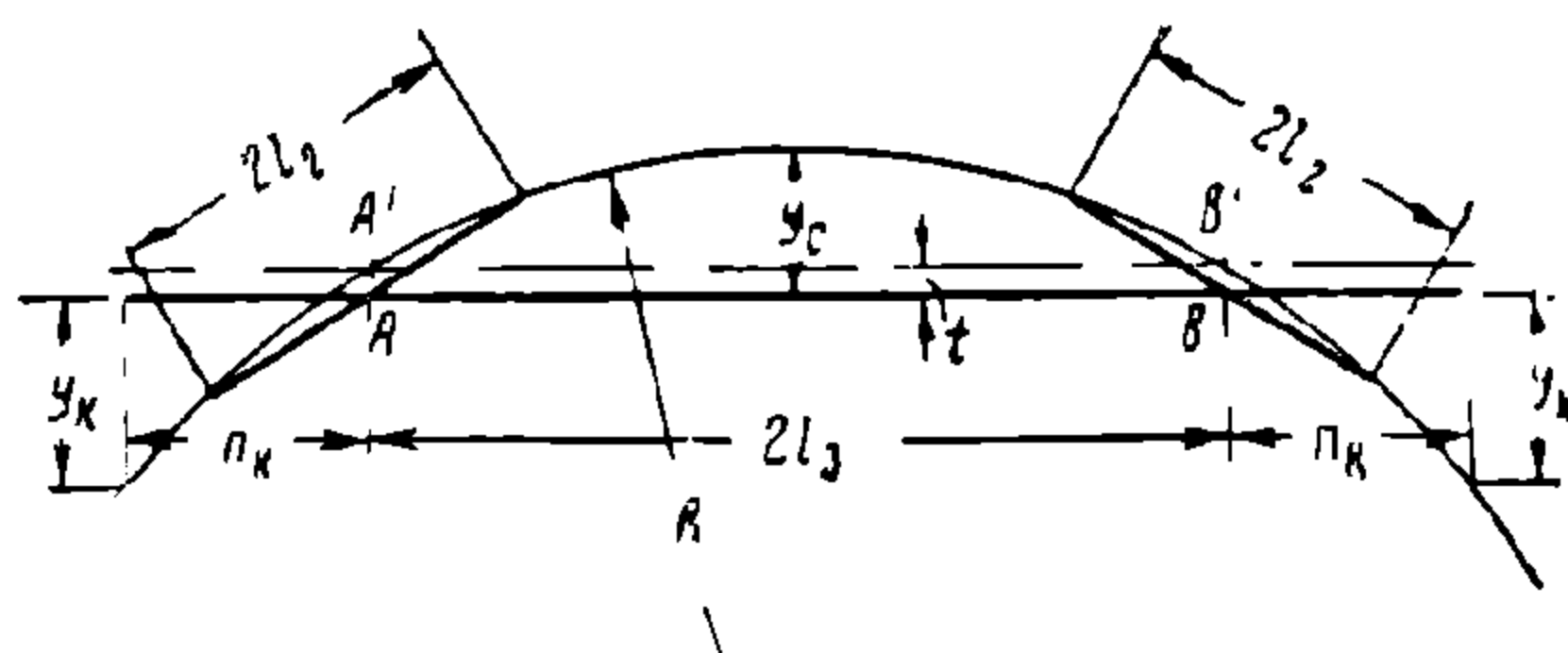
Последняя величина и принята в ОСТ 6435.

Таким образом у расчётных вагонов, считая их нетележечными, отношение $L:2l_3$ принято равным 1,4 для того, чтобы наибольшие смещения середины и концов таких вагонов по обе стороны криволинейного пути были одинаковы; это облегчает также и габаритные расчёты.

Наличие тележек несколько изменяет величины смещений вагонов.

Из фиг. 16 видно, что при центральном расположении относительно пути колёсных пар тележек, имеющих базы, равные $2l_2$, пятники тележек смещаются со средней линии кривой на величину

$$t = \frac{4l_2^2}{8R}. \quad (8)$$



Фиг. 16. Влияние тележек на величину смещений вагона в кривой

Вследствие этого и продольная ось AB тележечного вагона смещается к центру кривой от положения оси $A'B'$ нетележечного вагона на ту же величину t .

Поэтому у тележечных вагонов наибольшие смещения их продольных осей составляют:

по середине вагона

$$y_c = y_{нар \max} + t = \frac{4l_3^2 + 4l_2^2}{8R},$$

по концам вагона

$$y_k = y_{нар \max} - t = \frac{2l_3 n_k + n_k^2}{2R} - \frac{4l_2^2}{8R}.$$

(9)

Определим теперь ширину вагонов, имеющих длину L и её отношение к базе $L:2l_3$ большими, чем у расчётных вагонов, и рассмотрим этот вопрос применительно к габариту 1-В.

При этом следует учесть, что в габаритных расчётах под расчётным вагоном подразумевается нетележечный вагон.

Определим величину смещений продольной оси расчётного вагона со средней линии кривой радиусом $R = 400$ м. Для габарита 1-В, как указано выше, такой вагон имеет $L = 11$ м и $2l_3 = 7,85$ м.

По формуле (2) получаем наибольшее смещение середины вагона к центру кривой

$$y_{\text{вн max}} = \frac{7,85^2}{8 \cdot 400} = 0,019 \text{ м} = 19 \text{ мм.}$$

Так как у расчётного вагона отношение $L : 2l_3 = 1,4$, то на такую же величину 19 мм сместится наружу и конец его продольной оси.

Таким образом, расчётный вагон смещается по обе стороны кривой $R = 400 \text{ м}$ на наибольшую величину 19 мм и при этом может иметь ещё полную ширину габарита 1-В по всей своей длине. Поэтому, если у вновь проектируемого вагона смещения его продольной оси по середине и по концам со средней линии кривой $R = 400 \text{ м}$ окажутся больше 19 мм, то в таких сечениях ширина вагона должна быть соответственно уменьшена по сравнению с шириной габарита 1-В, как это поясняется приводимым ниже примером.

Определение в разных поперечных сечениях вагона наибольшей ширины, допускаемой данным габаритом, называется вписыванием вагона в этот габарит.

Для большего удобства практических подсчётов преобразуем формулы (2) и (9) таким образом, чтобы по ним сравнительно небольшие смещения $y_{\text{вн}}$, y_c и y_k сразу получались в мм при остальных величинах $2l_3$, $2l_2$, n_k и R , принимаемых в м. Тогда при $R = 400 \text{ м}$ получим

$$\left. \begin{aligned} y_{\text{вн max}} &= \frac{4l_3^2}{8 \cdot 400} 1000 = 0,312 \cdot 4l_3^2 \text{ мм;} \\ y_c &= \frac{4l_3^2 + 4l_2^2}{8 \cdot 400} 1000 = 0,312 (4l_3^2 + 4l_2^2) \text{ мм;} \\ y_k &= \left[\frac{2l_3 n_k + n_k^2}{2 \cdot 400} - \frac{4l_2^2}{8 \cdot 400} \right] 1000 = 1,25 (2l_3 n_k + n_k^2) - 0,312 \cdot 4l_2^2 \text{ мм,} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

где $2l_3$, $2l_2$ и n_k принимаются в м.

Пример. Вписать в габарит 1-В кузов пассажирского четырёхосного вагона длиной $L = 20,2 \text{ м}$ при базе $2l_3 = 13,97 \text{ м}$, базе тележек $2l_2 = 2,4 \text{ м}$ и длине каждой консоли $n_k = (20,2 - 13,97) : 2 = 3,115 \text{ м}$. У этого вагона отношение

$$L : 2l_3 = 20,2 : 13,97 = 1,45.$$

Наибольшее смещение середины этого вагона к центру кривой $R = 400 \text{ мм}$, согласно формуле (10), составляет

$$y_c = 0,312 (13,97^2 + 2,4^2) = 61 + 2 = 63 \text{ мм.}$$

Так как у расчётного вагона смещение к центру кривой среднего сечения допускается только на величину 19 мм, то ширина по середине кузова рассматриваемого вагона должна быть уменьшена с каждой стороны на величину, называемую ограничением ширины по середине

$$E_c = y_c - 19 = 63 - 19 = 44 \text{ мм.}$$

Поэтому наибольшая допускаемая ширина кузова рассматриваемого вагона $2B_c$ по середине получится

$$2B_c = 3250 - 2 \cdot 44 = 3162 \text{ мм,}$$

где 3250 мм — ширина габарита 1-В на высоте кузова.

Наибольшее смещение наружу кривой конца вагона при $n_k = 3,155 \text{ м}$ определится по формуле (10)

$$y_k = 1,25 (13,97 \cdot 3,115 + 3,115^2) - 0,312 \cdot 2,4^2 = 67 - 2 = 65 \text{ мм.}$$

Поэтому ограничение полуширины кузова вагона на конце составляет

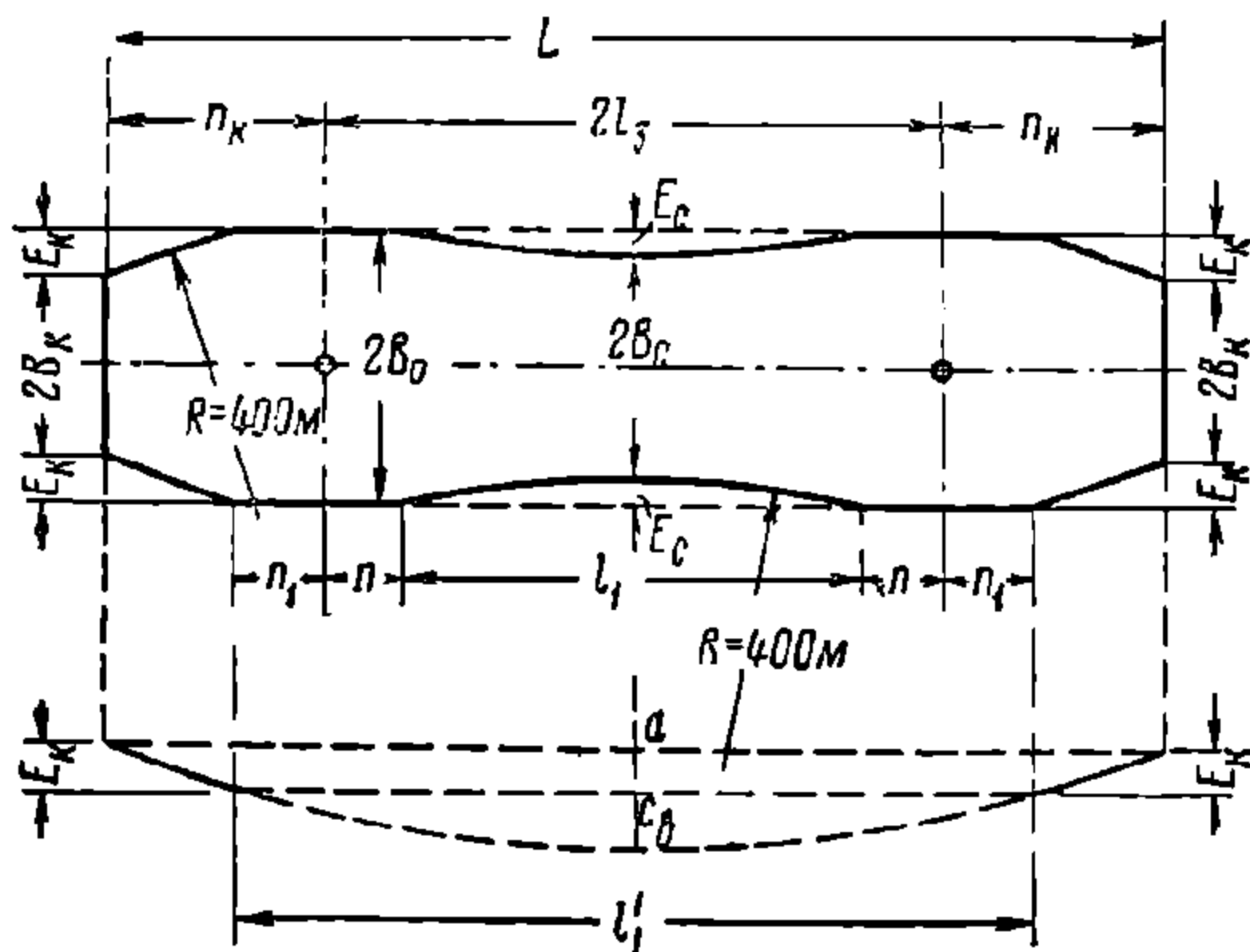
$$E_k = y_k - 19 = 65 - 19 = 46 \text{ мм}$$

и ширина кузова на конце $2B_k$ получится

$$2B_k = 3250 - 2 \cdot 46 = 3158 \text{ мм.}$$

По пятниковым и ближайшим к ним сечениям этот кузов может иметь полную ширину 3250 мм габарита 1-В, что видно из следующего.

Проведём через кузов горизонтальную плоскость. Тогда в предположении отсутствия у него ограничений ширины E_c и E_k , получим в сечении прямоугольник длиной L и шириной $2B_0$, равной ширине габарита 1-В (фиг. 17). Так как ограничения ширины кузова вызываются смещением его продольной оси с кривой радиусом $R = 400$ м, то величина этих ограничений для других сечений кузова изобразится по сторонам прямоугольника соответствующими вырезами, а именно: между пятниками — по сегментам со стрелками E_c , а в консольных частях по дугам окружностей того же радиуса $R = 400$ м, отсекающим на концевых стенках отрезки E_k .



Фиг. 17. Определение наибольшей ширины кузова вагона

Длины l_1 и l_1' , с которых начинаются ограничения ширины кузова, определяются формулой (10).

Для вычисления l_1 имеем

$$E_c = 0,312 l_1^2,$$

откуда

$$l_1 = \sqrt{\frac{E_c}{0,312}} = 1,79 \sqrt{E_c} \text{ м,}$$

причём E_c принимается здесь в мм.

Для вычисления l_1' определим стрелку

$$cb = ab - ac = ab - E_k$$

Вся стрелка $ab = 0,312 L^2$, поэтому $cb = 0,312 L^2 - E_k$ и, кроме того,

$$cb = 0,312 (l_1')^2.$$

Отсюда получаем

$$l_1' = 1,79 \sqrt{0,312 L^2 - E_k} \text{ м,}$$

где L принимается в м, а E_k — в мм.

Для рассматриваемого вагона получим

$$l_1 = 1,79 \sqrt{44} = 11,89 \text{ м,}$$

вследствие чего ограничения ширины по длине направляющей базы начнутся от каждого пятникового сечения на расстоянии n , равном

$$n = (13,97 - 11,89) : 2 = 1,040 \text{ м.}$$

Для консольных частей получим

$$l_1' = 1,79 \sqrt{0,312 \cdot 20,2^2 - 46} = 16,11 \text{ м,}$$

НТБ
ДНУЖТ

т. е. ограничения начинаются на расстоянии от пятникового сечения

$$n_1 = (16,11 - 13,97) : 2 = 1,020 \text{ м.}$$

Упомянутый прямоугольник с вырезами по продольным сторонам, определяющий наибольшую допускаемую габаритными условиями ширину кузова в любом поперечном сечении, называется горизонтальной габаритной рамкой кузова.

При устройстве у кузова боковых стенок плоскими ширина его определяется в зависимости от размеров $2B_c$ и $2B_k$.

Если размер по середине $2B_c$ окажется меньше размера по концам $2B_k$, то кузов может иметь ширину, равную $2B_c$ по всей своей длине; если же размер по концам $2B_k$ окажется меньше $2B_c$, то кузов может иметь ширину $2B_c$ на большей своей длине и только по концам ширина его должна быть уменьшена до $2B_k$.

В случае надобности могут быть расположены в пятниковых сечениях и ближайших к ним некоторые устройства, выступающие наружу продольных плоских стенок, при условии, чтобы такие устройства не выходили за полную ширину $2B_0$ габарита.

Ширина кузова вагона, вписывающегося в габарит 0, определяется аналогичным способом, а именно у вагонов могут иметь полную ширину этого габарита, равную 3150 мм, только пятниковые и соседние с ними сечения. Остальные же сечения кузова, кроме кузовов коротких вагонов, должны получать уже с каждой стороны соответствующие ограничения E . В последнее время ограничения E вычисляют по следующим формулам, дополнительно учитывающим влияние износов и смещений вагонов в кривой радиуса 250 м.

Для сечений, находящихся между пятниковыми сечениями, ограничения ширины частей вагона, расположенных на высоте 430 мм и выше над уровнем головки рельса, вычисляются по формуле

$$E_{вн} = 2(2l_3n - n^2) + 27,5 + y_1 + y_2 + \frac{4l_2^2}{2} - 75 \text{ мм.}$$

По середине направляющей базы, при $n = 2l_3 : 2$, получим наибольшее ограничение

$$E_c = 2(l_3^2 + l_2^2) + 27,5 + y_1 + y_2 - 75 \text{ мм.}$$

В консольных частях ограничение вычисляется по формуле

$$E_{нар} = 2(2l_3n + n^2) + (27,5 + y_1 + y_2) \frac{2n + 2l_3}{2l_3} - \frac{4l_2^2}{2} - 75 \text{ мм.}$$

Для получения наибольшего ограничения на конце вагона в последней формуле принимают $n = n_k$.

В этих формулах обозначают:

$2l_3$ — база вагона в м;

n — расстояние рассматриваемого поперечного сечения кузова от ближайшего пятника в м;

y_1 — наибольшее смещение в одну сторону пятникового сечения кузова из центрального его положения, происходящее вследствие зазоров при максимальных износах: подшипника по шейке оси, буксы по подшипнику и вкладышу, а также буксовой лапы по буксе, в мм;

y_2 — наибольшее смещение в одну сторону пятникового сечения кузова из центрального его положения вследствие бокового износа пятника и динамического отклонения люльки в мм;

$2l_2$ — база тележки в м;

$27,5 \text{ мм} = (1435 + 30 - 1410) : 2$ — наибольшее смещение в кривой $R=250 \text{ м}$ с середины пути (шириной колеи $1435 + 30$) колёсной пары с изношенными гребнями бандажей при расстоянии между их наружными поверхностями 1410 мм;

75 мм — допускаемое смещение за боковые линии габарита 0 в кривой $R = 250$ м частей вагона, расположенных на высоте 430 мм и выше над уровнем верха головки рельса, в мм. Для частей, расположенных ниже 430 мм, аналогичное смещение равно только 25 мм.

Таким образом ширина кузова вагона 2В в любом поперечном его сечении получается

$$2B = 3150 - 2E \text{ мм},$$

где E — соответствующее ограничение.

Отрицательные величины ограничений отбрасываются и соответствующие им сечения могут иметь полную ширину габарита 0, равную 3150 мм.

Горизонтальная габаритная рамка кузовов вагонов, вписывающихся в габарит 0 по последним формулам, имеет по своей форме сходство с рамкой, изображённой на фиг. 17, отличаясь от последней радиусом кривых, равным 250 м, вместо 400 м, показанных на этой фигуре.

Для габарита 2-В длина расчётного вагона по ОСТ 6435 установлена уже значительной — 24 м, превышающей длину вагонов массовой постройки. Поэтому кузова последних могут строиться, имея по всей своей длине ширину габарита 2-В, равную 3600 мм, если у них отношение $L : 2l_3 = 1,4$. При отношении $L : 2l_3$, значительно превосходящем 1,4, производится аналогичным способом проверка необходимости ограничений для некоторых поперечных сечений кузова. Для этого определяются смещения со средней линии кривой радиуса $R = 400$ м продольной оси расчётного вагона длиной 24 м, по которым вычисляются ограничения и допускаемая ширина рассматриваемого вагона в разных его сечениях.

Выше рассматривалась верхняя часть габаритов, по которой определялась ширина кузова. Нижняя часть габаритов указана в ОСТ 6435 сплошными линиями, а по самому низу — штриховыми линиями.

Штриховые линии определяют то наинизшее положение необрессоренных частей, которое они могут занимать у нового вагона со всеми полномерными размерами. К числу необрессоренных частей относятся колёсные пары, буксы, рамы некоторых тележек, опирающиеся непосредственно на буксы, а также надетые прочно на оси зубчатые колёса и их кожухи у моторных вагонов и шкивы у вагонов-электростанций.

Высота штриховой линии над уровнем головки рельса установлена таким образом, чтобы необрессоренные части при наибольшем своём износе, происходящем вследствие уменьшения толщины и проката бандажей, а также износа шеек и подшипников, не опускались ниже определённой высоты, допускаемой габаритом приближения строений.

Сплошные линии ограничивают наинизшее положение обрессоренных частей вагона, т. е. всех его остальных частей, опирающихся на буксы колёсных пар через рессоры (или пружины). К этим частям относятся рамы тележек (за исключением необрессоренных рам — поясных и литых) и самих вагонов со всеми прикреплёнными к ним частями. Ввиду того что при загрузке вагона и при колебаниях его на рессорах во время движения обрессоренные части могут опускаться больше, чем необрессоренные части, сплошная линия проходит выше штриховой. Расстояние по высоте между этими двумя линиями соответствует осадке рессор и пружин.

На самих чертежах габаритов положение нижних линий указано только горизонтальными размерами; вертикальное же расстояние этих линий от уровня головки рельса приведено в табл. 1, в которой высоты указаны в зависимости от диаметра и конструкции колёс для отмеченных номерами концевых точек линий.

Вверху габаритов 1-В и 2-В показаны также штриховые линии $abeg$, до которых могут доходить размеры вагонов по высоте и ширине лишь после того, как на всех станциях будут сняты подкосы стропил и свесов крыш. До завершения этих работ следует пользоваться только сплошными линиями.

Таблица 1

Высота от уровня верха головок рельсов номерных точек нижней части габаритов 0, 1-В и 2-В

Габарит	0						1-В				2-В			
Номера точек	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	1	2	3	4
Абсциссы точек	1 575	1 350	1 302	1 302	1 110	1 030	1 625	1 302	1 302	1 302	1 800	1 302	1 302	1 302
Для вагонов с бандажными колёсами $D=1\,050\text{ мм}$ и $D=950\text{ мм}$ и цельнокатаными стальными $D=950\text{ мм}$, которые на колёса иного диаметра пересаживаться не будут	500	500	455	310	$\frac{155^1}{130^2}$	200	470	455	200	$\frac{155^1}{130^2}$	480	455	200	$\frac{155^1}{130^2}$
Для вагонов с бандажными колёсами $D=1\,050\text{ мм}$, которые будут пересаживаться на колёса $D=950\text{ мм}$, цельнокатаные или бандажные	550	550	505	360	205	250	520	505	250	205	530	505	250	205
Для вагонов с бандажными колёсами $D=1\,050\text{ мм}$, которые будут пересаживаться на чугунные необтачиваемые колёса $D=900\text{ мм}$	525	525	480	335	180	225	495	480	225	180	505	480	225	180
Для вагонов с колёсами $D=900\text{ мм}$, которые на колёса иного диаметра пересаживаться не будут	450	450	405	260	105	150	420	405	150	105	430	405	150	105

¹ Для грузовых вагонов.
² Для пассажирских вагонов.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА III

ВЫБОР ТИПОВ И ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

1. ВЫБОР ТИПОВ ВАГОНОВ

Удовлетворение потребностей народного хозяйства в перевозках и рентабельность работы железных дорог во многом зависят от типов эксплуатируемых вагонов и их параметров. Выбранные типы вагонов должны соответствовать объёму и составу грузооборота, технической оснащённости железных дорог, обеспечивать выполнение перевозок с наименьшими затратами подвижного состава и минимальными эксплуатационными расходами, а также полностью удовлетворять нуждам обороны страны.

При выборе типов вагонов производят детальный анализ объёма и состава грузооборота, дальности и условий перевозок, пользуясь при этом технико-экономическими расчётами для сравнения различных вариантов. Анализ грузооборота и условий перевозок определяет типы вагонов, в которых должна осуществляться вся перевозочная работа на железнодорожном транспорте с надлежащей сохранностью грузов. Техничко-экономические расчёты помогают оценить выгодность перевозок в различных типах вагонов.

При технико-экономических расчётах вагоны, пригодные для перевозки одних и тех же грузов, сравнивают между собой по следующим основным показателям: использованию грузоподъёмности, коэффициенту тары, нагрузке от оси на рельсы, давлению на 1 пог. м пути, простоям под грузовыми операциями и себестоимости перевозок основных родов грузов (результатирующий показатель).

От применяемых типов вагонов и их параметров зависят главным образом расходы, связанные с линейной работой железных дорог C_1 и погрузочно-разгрузочными операциями C_2 . Поэтому при сравнении и выборе типов вагонов можно подсчитывать не общую себестоимость перевозки, а только указанные её части.

В общем виде C_1 может быть определена по следующей формуле

$$C_1 = (\sum n S_{zp} + \sum n S_n) e_{ns} + (\sum N h_{zp} + \sum N h_n) \sum e_{Nh} + (M h_{zp} + \sum M h_n) e_{Mh} + (\sum M S_{zp} + \sum M S_n) e_{Ms} + (\sum u_{zp} + \sum u_n) e_u + (\sum T K_{zp} + \sum T K_n) e_{Tk}, \quad (11)$$

где $\sum n S_{zp}$ — осе-километры гружёного пробега;
 $\sum n S_n$ — то же порожнего пробега;
 e_{ns} — расходная ставка на 1 осе-километр в коп.;
 $\sum N h_{zp}$ — бригадо-часы поездных бригад гружёного пробега;
 $\sum N h_n$ — то же поездных бригад порожнего пробега;
 e_{Nh} — расходная ставка на 1 бригадо-час поездной работы в коп.;
 $\sum M h_{zp}$ — бригадо-часы паровозных бригад гружёного пробега;
 $\sum M h_n$ — то же порожнего пробега;
 e_{Mh} — расходная ставка на 1 бригадо-час паровозной бригады в коп.;
 $\sum M S_{zp}$ — паровозо-километры гружёного пробега;

- $\sum MS_n$ — паровозо-километры порожнего пробега;
 e_{Ms} — расходная ставка на 1 паровозо-километр в коп.;
 $\sum u_{2p}$ — расход условного топлива в гружёном пробеге в кг;
 $\sum u_n$ — то же в порожнем пробеге;
 e_u — расходная ставка на 1 кг условного топлива в коп.;
 $\sum TK_{2p}$ — тонно-километры брутто гружёного пробега;
 $\sum TK_n$ — то же порожнего пробега;
 e_{Tk} — расходная ставка на 1 ткм брутто в коп.

Для сравнения линейных расходов при перевозке грузов в вагонах разных типов целесообразно все указанные выше измерители и затраты по ним подсчитывать на 1 тонно-километр. Тогда после подстановки этих данных в формулу (11) и её соответствующего преобразования она примет следующий вид:

$$C_1 = A \left(1 + \frac{T}{P\lambda} \right) + B \frac{T\beta}{100 P\lambda} + \frac{n}{P\lambda} \left[e_{ns} \left(1 + \frac{\beta}{100} \right) + C \frac{\beta}{100} \right], \quad (12)$$

где $A = (\alpha_1 e_{Nh} + \alpha_2 e_{Mh}) \frac{1}{v_{уч} Q} + \frac{e_{Ms}}{Q} + u'_{2p} e_u + \left(1 + \frac{P_n}{Q} \right) e_{Tk}$;

$$B = u'_n e_u + 1 \cdot e_{Tk};$$

$$C = \left(e_{Ms} + P_n e_{Tk} + \frac{\alpha_1 e_{Nh} + \alpha_2 e_{Mh}}{v_{уч}} \right) \frac{1}{m}.$$

Отдельные величины, не указанные выше, означают:

- T — тара вагона в т;
 P — номинальная грузоподъёмность вагона в т;
 λ — коэффициент использования грузоподъёмности вагона;
 β — отношение порожнего пробега к гружёному в %;
 m — количество осей в поезде;
 n — количество осей у вагона;
 Q — вес поезда брутто в т;
 P_n — вес паровоза в рабочем состоянии в т;
 $v_{уч}$ — участковая скорость в км/ч;
 α_1 — коэффициент, учитывающий время на приём и сдачу поезда;
 α_2 — коэффициент, учитывающий время на приём и сдачу паровозов;
 u'_{2p} — расход условного топлива на 1 ткм брутто гружёного пробега в кг;
 u'_n — то же порожнего пробега.

Для исчисления C_2 должны быть установлены расходные ставки на погрузочно-разгрузочные операции. Для этой цели пользуются принятыми нормами и расценками на погрузочно-разгрузочные операции и по ним, зная дальность перевозки, вычисляют C_2 на 1 тонно-километр.

Изучение физико-химических свойств грузов (обеспечение их сохранности при перевозке) показало, что одни грузы должны перевозиться в определённом типе вагонов, другие же могут перевозиться в разных типах вагонов, но с неодинаковыми удобствами для погрузки и выгрузки и различным использованием грузоподъёмности.

Степень пригодности вагона для выполнения грузооборота железных дорог характеризует его универсальность. Наибольшей универсальностью обладают крытые вагоны. В сравнении с ними универсальность других типов вагонов ниже: платформ на 29%, гондол на 35% и хопперов на 53%. Несмотря на большую универсальность крытых вагонов ими не может быть выполнена значительная доля грузооборота, с другой стороны, ряд грузов с большей эффективностью может перевозиться в других типах вагонов.

На основании исследований и анализа грузооборота железных дорог СССР выявлено, что для его выполнения с надлежащей сохран-

ностью перевозок в вагонном парке должны быть минимум четыре типа вагонов: крытые, платформы, цистерны и изотермические.

Для успешного выполнения перевозок при наименьших затратах кроме указанных типов, обязательно должны быть выбраны и другие типы вагонов. К ним в первую очередь относятся гондолы как наиболее эффективный тип подвижного состава.

Выгодность применения гондол вытекает из сравнения их с другими типами вагонов по указанным выше линейным C_1 и погрузочно-разгрузочным C_2 расходам. Произведённые расчёты показывают, что гондолы по сравнению с хопперами, крытыми вагонами и платформами при перевозке массовых грузов имеют следующие показатели (табл. 2).

Таблица 2

Типы вагонов	Размеры линейных и погрузочно-разгрузочных расходов на 1 тонно-километр для массовых грузов в %				
	уголь	руда	минерально-строительные материалы	лесоматериалы	чёрные металлы

При $\beta=100\%$

(линии с односторонним потоком грузов)

Крытые	120,8	123,8	129,5	—	—
Платформы	229,1	105,1	162,5	100	100
Гондолы	100	103,2	103,5	102,7	106,1
Хопперы	103,5	100	100	—	—

При $\beta=0$

(линии с двусторонними равнозначными потоками грузов)

Крытые	119,7	121,8	129,8	—	—
Платформы	190,6	106,2	146,5	100	100
Гондолы	100	102,8	102,6	102,4	107,9
Хопперы	101,9	100	100	—	—

Для крытых при $\beta=25\%$; для платформ при $\beta=40\%$;
для гондол при $\beta=45\%$ и для хопперов при $\beta=60\%$
(линии с двусторонними, но неодинаковыми потоками грузов)

Крытые	112,8	111,9	118,8	—	—
Платформы	208,7	101,6	148,8	100	100
Гондолы	100	100	100	103,7	107,9
Хопперы	108,8	102,4	102,3	—	—

Рациональная эксплуатация железных дорог требует максимального снижения порожнего пробега¹.

Как следует из анализа приведённых трёх случаев (табл. 2), наиболее выгодными типами вагонов являются:

1) при односторонних и двусторонних одинаковых потоках грузов для перевозки угля — гондолы, для перевозки руды и минерально-строительных материалов (земля, песок, глина и тому подобные грузы) — хопперы, для перевозки лесоматериалов и чёрных металлов — платформы;

2) при двусторонних неодинаковых потоках грузов для перевозки угля, руды и минерально-строительных материалов — гондолы, а для перевозки лесоматериалов и чёрных металлов — платформы.

Сравнение гондол и хопперов между собой показывает, что при односторонних и двусторонних одинаковых (равноценных) потоках грузов расходы, связанные с линейной работой и погрузочно-разгрузочными операциями при перевозке угля, в хопперах на 1,9—3,5% больше, чем в гондолах. Примерно на столько же для гондол выше расходы, чем для хопперов при перевозке

¹ Размеры приведённых в табл. 2 порожних пробегов не должны рассматриваться как нормы.

руды и минерально-строительных материалов (на 2,6—3,5%). При известной приближённости такого рода расчётов и указанной незначительной разнице в расходах казалось бы более правильным рекомендовать для перевозки указанных грузов оба типа вагонов.

Однако это нецелесообразно, особенно если учесть, что гондолы более универсальны, чем хопперы, и поэтому использование их возможно для перевозки не только сыпучих, но и других разнообразных грузов. Это преимущество существенно сказывается на снижении линейных расходов железных дорог.

При двусторонних, но не равноценных потоках грузов расходы по линейной работе и погрузочно-разгрузочным операциям у хопперов выше, чем у гондол: по углю на 8,8%, а по руде и минерально-строительным грузам на 2,3—2,4%. Бóльшая выгодность применения гондол для перевозки угля очевидна. Разница в расходах при перевозках руды и минерально-строительных материалов получена вследствие большего порожнего пробега хопперов, наблюдаемого в эксплуатации (в табл. 2 принято: $\beta_{хопп} - \beta_{гонд} = 15\%$).

Расчёты показывают, что расходы по перевозкам для гондол и хопперов выравниваются, если порожний пробег хопперов превышает порожний пробег гондол не более чем на 6,5%. Однако такая разница в порожних пробегах в обычных условиях эксплуатации (кроме замкнутых направлений) маловероятна, так как гондолы в отличие от хопперов являются универсальным типом вагона. Затем надо иметь в виду, что даже при равных эксплуатационных расходах применение гондол вследствие возможного их использования на других направлениях для перевозки не только сыпучих, но и других грузов является более целесообразным.

Таким образом, вагонный парк железных дорог СССР должен состоять преимущественно из пяти вездеходных типов: крытых, гондол, платформ, цистерн и изотермических. Следует также строить многоосные вагоны-транспортёры для перевозки особо громоздких и тяжёлых грузов.

Кроме вездеходных типов вагонов, для ряда грузов на замкнутых направлениях перевозки могут применяться специализированные типы вагонов. Сфера их применения, как правило, ограничивается направлениями с равноценными потоками однородных грузов (например—в одну сторону перевозится уголь, а в обратную — руда), либо направлениями с резко выраженным односторонним потоком массовых однородных грузов, где порожний пробег вездеходных вагонов в обратную сторону неизбежен. Применение специализированных вагонов для отдельных родов грузов может быть также вызвано особыми требованиями отдельных отраслей народного хозяйства или другими важными соображениями.

2. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ВАГОНОВ

Основными параметрами вагонов, определяющими их эффективность, являются: грузоподъёмность, осность, объём кузова, площадь пола, линейные размеры и коэффициент тары.

Установление параметров вагонов производится с учётом роли и значения железных дорог в общей системе транспорта и обороне страны, размера и состава грузооборота, величины отправок, дальности перевозок, габаритов подвижного состава, состояния пути и мостов, мощности локомотивов, длины станционных путей и др.

Размер грузооборота, дальность перевозок и величина отправок влияют на выбор рода подвижного состава (малогрузного или большегрузного), а следовательно, на величину грузоподъёмности и осности вагонов. Состав грузооборота влияет на соотношение между объёмами и площадями вагонов и их грузоподъёмностью, а если учесть и габариты подвижного состава, то и на величину грузоподъёмности вагонов. Габариты подвижного состава определяют максимально возможные объёмы и линейные размеры вагонов, а

состояние рельсового пути—грузоподъёмность и осноть вагонов. Состояние же мостов и длина станционных путей влияют на выбор длины вагонов и при данных габаритах — на общую грузоподъёмность вагона.

Имеется также зависимость между весовыми нормами поездов и грузоподъёмностью вагонов.

Влияние всех указанных выше факторов на параметры вагонов наилучшим образом может быть учтено при соблюдении следующей последовательности ведения расчётов: 1) расчёт удельных объёмов и удельных площадей вагонов и выбор их оптимальных значений; 2) расчёт коэффициентов тары вагонов и выбор их оптимальных значений; 3) расчёт грузоподъёмности вагонов; 4) определение линейных размеров вагонов.

3. РАСЧЁТ УДЕЛЬНЫХ ОБЪЁМОВ И УДЕЛЬНЫХ ПЛОЩАДЕЙ ВАГОНОВ И ВЫБОР ИХ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ

Для выбора рациональных размеров вагонов следует определить наиболее выгодное соотношение между объёмом кузова и грузоподъёмностью, а для платформ также между площадью пола кузова и грузоподъёмностью. С этой целью устанавливают оптимальные размеры удельных объёмов и удельных площадей вагонов.

Удельным объёмом вагона, как указывалось выше, называется количество кубических метров полного объёма кузова, приходящееся на 1 *т* его номинальной грузоподъёмности:

$$v_y = \frac{V}{P} = \frac{V_n}{P_\varphi}, \quad (13)$$

здесь V — полный, или геометрический, объём кузова по верхней обвязке в м^3 ;

V_n — погрузочный объём кузова в м^3 ;

P — грузоподъёмность вагона в т ;

φ — коэффициент использования геометрического объёма кузова ($\varphi = V_n : V$).

Под удельной площадью вагона подразумевают отношение площади пола к его номинальной грузоподъёмности:

$$F_y = \frac{F}{P} = \frac{V_n}{PH\varphi}, \quad (14)$$

где F — полная площадь пола в м^2 ;

H — высота погрузки в м .

Для платформ различают высоту погрузки по бортам с «шапкой» (для сыпучих грузов) и по габариту с установкой стоек (для лесоматериалов, прессованного сена и других грузов, перевозимых с укладкой в штабель). В первом случае высота погрузки принимается исходя из величины боковых и торцевых бортов и угла естественного откоса грузов во время движения, во втором исходят из высоты стоек, которая равна при внутренних гнёздах для стоек 2,9 м и наружных скобах для стоек 2,6 м .

При прочих равных условиях от величины удельных объёмов и удельных площадей зависит использование объёма и грузоподъёмности вагонов. Полное использование объёма, площади и грузоподъёмности вагонов достигается при соблюдении следующих соотношений:

$$v_y = \frac{V}{P} = \frac{V}{V\varphi\gamma} = \frac{1}{\varphi\gamma} \quad (15)$$

$$F_y = \frac{F}{P} = \frac{V}{PH} = \frac{V}{V\varphi\gamma} = \frac{1}{\varphi\gamma H} \quad (16)$$

где γ — объёмный вес груза в $\text{т}/\text{м}^3$.

Для вагонов, в которых перевозится один определённый род груза, исчисление v_y и F_y никаких трудностей не представляет, так как γ , φ и H для любого груза либо известны, либо легко определимы. Иначе обстоит с установлением v_y и F_y у вагонов, предназначенных для перевозки разнообразных грузов. У этих вагонов v_y и F_y не могут быть установлены такими, чтобы по всем грузам достигалось 100%-ное использование объёма и грузоподъёмности, так как φ и γ по различным грузам разные.

Так, если исчислить v_y и F_y по грузам с наименьшими значениями φ и γ , то при перевозке остальных грузов будет недоиспользован объём кузова вагона, если же, наоборот, рассчитывать по грузам с наибольшими значениями φ и γ , то аналогичное положение создаётся с использованием грузоподъёмности вагона. Следовательно, в обоих случаях v_y и F_y будут определены неверно. Неправильно также v_y и F_y определять по средневзвешенным для всего грузооборота значениям φ и γ . В этом случае v_y и F_y определялись бы по следующим формулам:

$$v_y = \frac{1}{\sum a \gamma \varphi}; \quad F_y = \frac{1}{\sum a \gamma \varphi H}, \quad (17)$$

где a — удельный вес отдельных родов грузов в общей перевозочной работе.

При таком способе расчёта тяжёлые грузы (с объёмным весом $\gamma > \frac{1}{v_y \varphi}$) снижали бы v_y и F_y , а тем самым ухудшалось бы и использование грузоподъёмности при перевозке лёгких грузов (с объёмным весом $\gamma < \frac{1}{v_y \varphi}$). Так как недоиспользование грузоподъёмности при перевозке лёгких грузов не перекрывалось бы повышенным её использованием (более 100%) при перевозке тяжёлых грузов, то значительно снизилось бы использование грузоподъёмности вагонов в целом.

Таким образом, v_y и F_y неправильно определять по наименьшим, наибольшим или средним значениям γ и φ .

В связи с тем, что в вагонах универсального типа нельзя добиться полного использования объёма и грузоподъёмности при перевозке различных грузов, v_y и F_y для них должны определяться как оптимальные величины для всего грузооборота. С этой целью предварительно устанавливают удельный вес различных видов грузов в общей перевозочной работе a и их объёмные веса γ , распределяют грузооборот между отдельными типами вагонов, определяют использование геометрических объёмов кузовов вагонов φ отдельных типов при перевозке в них различных грузов и соответствующие каждому роду груза удельные объёмы вагонов v_{y2} , при которых достигается 100%-ное использование объёма и грузоподъёмности. На основе этих данных находят зависимости между средним использованием грузоподъёмности λ и размерами v_y для крытых вагонов, изотермических, полувагонов и цистерн и между λ и F_y для платформ, а также между расходами, связанными с линейной работой железных дорог C_1 и v_y , P и T вагонов разных типов (для платформ также с размерами F_y). Установив указанные выше зависимости, выбирают по ним оптимальные значения v_y и F_y для вагонов различных типов.

Объёмный вес грузов, перевозимых по железным дорогам, колеблется от 0,1 до 8—10 t/m^3 и выше. В общем грузообороте удельный вес грузов a с объёмным весом от 0,1 до 0,5 t/m^3 составляет 28,0%; от 0,5 до 1,0 t/m^3 — 44,0% и от 1,0 t/m^3 и выше — 28,0%.

Следовательно, примерно четвертую часть перевозочной работы составляют разнообразные легковесные грузы, т. е. такие, которые требуют относительно больших v_y и F_y . Вместе с тем свыше четверти всей перевозочной работы производится с однородными тяжёлыми грузами. Это обуславливает для этой части грузооборота относительно небольшие v_y и F_y .

Использование геометрического объёма вагонов зависит от конфигурации кузова, расположения и размеров дверей, люков, внутреннего оборудования (для изотермических вагонов), высоты и формы бортов, а также свойств груза (угла естественного откоса в движении или размера отдельных мест).

Все эти факторы учитываются коэффициентом ϕ .

Исследования показали, что использование геометрического объёма вагонов различных типов в зависимости от рода перевозимых в них грузов различно. Для крытых вагонов ϕ колеблется от 0,6 до 0,93; для изотермических в среднем составляет около 0,6; для гондол и хопперов 1,12—1,15 (погрузка с «шапкой»), для платформ 0,8 (погрузка по габариту) и для цистерн около 1,0.

Удельные объёмы и удельные площади вагонов для разных родов грузов (v_{yz} и F_{yz}), при которых достигается полное использование объёма и грузоподъёмности вагонов, можно определять по приведённым выше формулам.

В связи с тем, что номенклатура грузов чрезвычайно обширна, v_{yz} и F_{yz} могут определяться по группам грузов с одинаковыми значениями γ и ϕ . Такую группировку грузов (с указанием удельного веса в общем грузообороте) целесообразно сделать для каждого типа вагона в отдельности.

Зависимость между λ и v_y характеризуется формулой

$$\lambda = 100 \frac{\sum a_u + \sum a_n}{\sum a_u + \frac{1}{v_y} \sum a_n v_{yz}} \% \quad (18)$$

Зависимость между λ и F_y определяется по той же формуле, но с заменой значений v_y и v_{yz} на F_y и F_{yz}

$$\lambda = 100 \frac{\sum a_u + \sum a_n}{\sum a_u + \frac{1}{F_y} \sum a_n F_{yz}} \% \quad (19)$$

где a_u — удельное значение в грузообороте грузов с

$$v_{yz} \leq v_y, \text{ либо с } F_{yz} \leq F_y;$$

a_n — удельное значение в грузообороте грузов с

$$v_{yz} > v_y, \text{ либо с } F_{yz} > F_y.$$

У существующих четырёхосных крытых вагонов $v_y = 1,8 \text{ м}^3/\text{т}$. Перевозимые в крытых вагонах грузы имеют v_{yz} от 1 и менее до $10 \text{ м}^3/\text{т}$ и более.

Следовательно, можно строить крытые вагоны с меньшими и большими v_y . В связи с этим важно знать, как будет изменяться λ у крытых вагонов при понижении и повышении v_y . Произведённые расчёты показали, что повышение v_y у крытых вагонов сопровождается увеличением λ (фиг. 18).

При этом заметный рост λ имеется при увеличении v_y от 1,5 до $2,7 \text{ м}^3/\text{т}$ (с 70,3 до 95,6%). Повышение v_y сверх $2,7 \text{ м}^3/\text{т}$ на увеличении λ отражается незначительно.

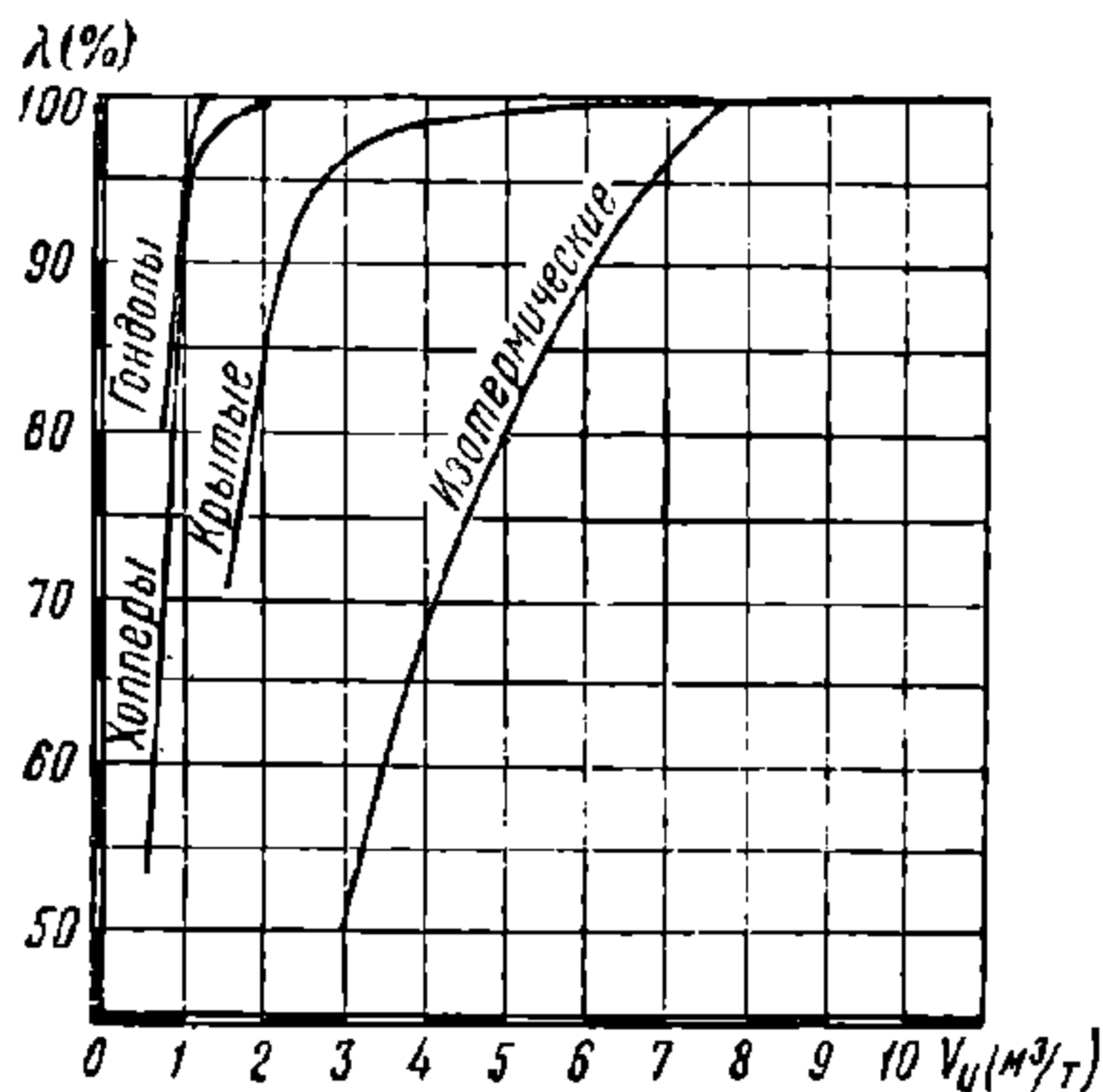
Принятому для крытых вагонов $v_y = 1,8 \text{ м}^3/\text{т}$ соответствует использование грузоподъёмности $\lambda = 78,8\%$, что явно недостаточно. По данным массовых опытных погрузок с рациональной загрузкой четырёхосных крытых вагонов λ составляет 78,3*. Это убеждает в правильности расчётов и сделанных по ним выводов.

Использование грузоподъёмности у новых крытых вагонов с большими v_y может быть повышено на 16—17%.

* Фактическое использование грузоподъёмности по другим типам вагонов также мало отличается от расчётного и потому в дальнейшем не указывается.

Анализ состава грузооборота гондол в подгруппированном виде по размерам v_{yz} показывает, что они могут строиться с $v_y = 0,8 \div 2,5 \text{ м}^3/\text{т}$. Принятый для гондол удельный объём, равный $1,1 \text{ м}^3/\text{т}$, можно снизить на $0,3 \text{ м}^3/\text{т}$ или повысить на $1,4 \text{ м}^3/\text{т}$. Зависимость между λ и v_y для этого типа вагонов показана на фиг. 18.

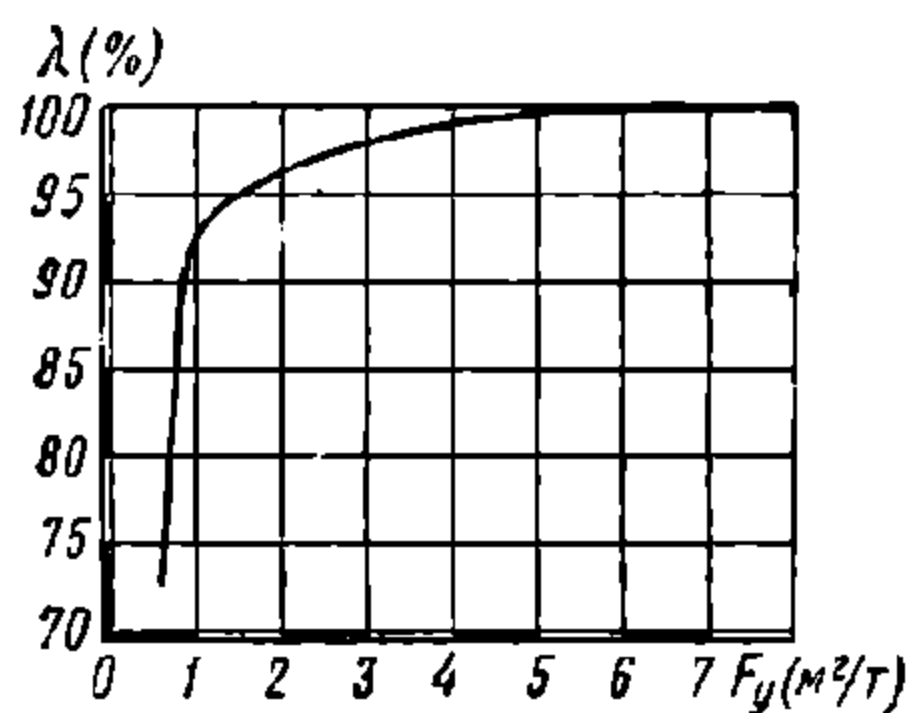
Как видно из фигуры, существующий у гондол удельный объём, равный $1,1 \text{ м}^3/\text{т}$, близок к оптимальному значению. Дальнейшее повышение удельного объёма не вызовет заметного увеличения использования грузоподъёмности гондол и в то же время потребует значительного их утяжеления, а следовательно, и увеличения линейных расходов железных дорог.



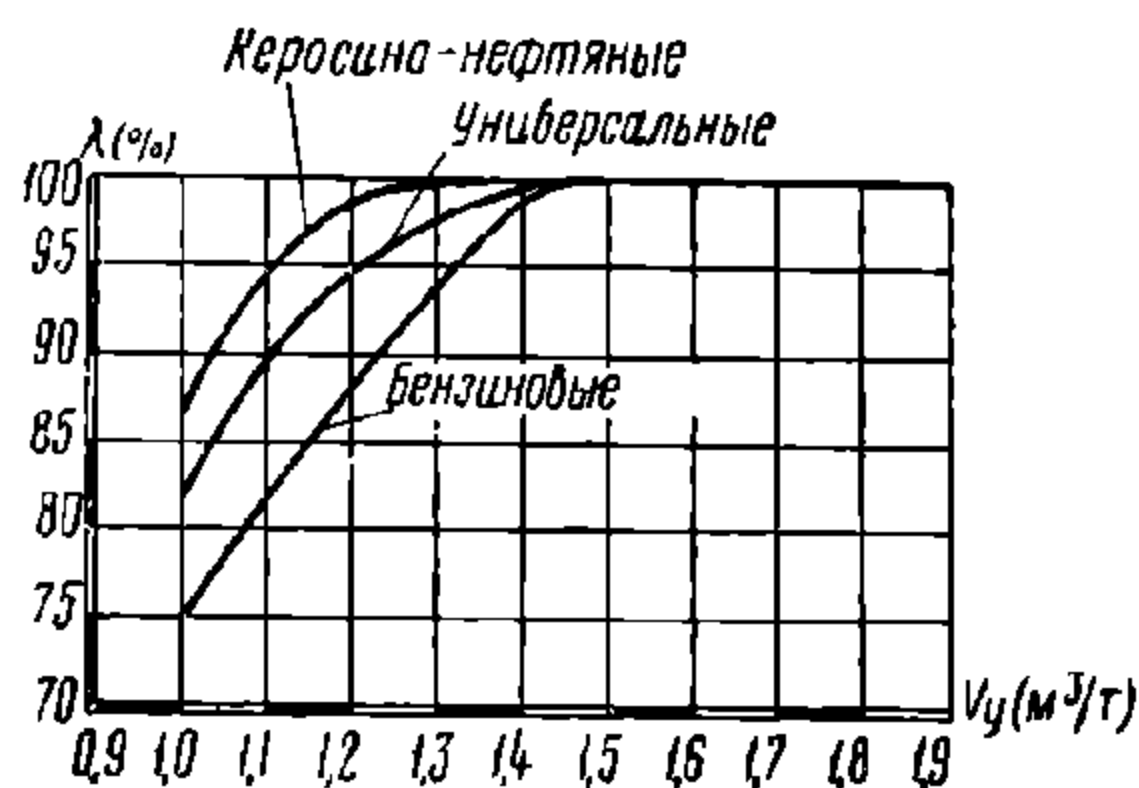
Фиг. 18. Зависимость между λ и v_y для крытых, гондол, хопперов и изотермических вагонов

Для хопперов зависимость между λ и v_y исследована в пределах изменения v_y от $0,5$ до $1,2 \text{ м}^3/\text{т}$ (фиг. 18). Как видно из фигуры, при существующем $v_y = 1,2 \text{ м}^3/\text{т}^*$ использование грузоподъёмности хопперов составляет 100%. Понижение v_y до $1,1 \text{ м}^3/\text{т}$ вызвало бы уменьшение λ на 1,1%, а до $1,0 \text{ м}^3/\text{т}$ — на 8,6%. Вследствие этого снижать v_y у хопперов более чем до $1,1 \text{ м}^3/\text{т}$ нецелесообразно.

Для платформ зависимость между λ и F_y должна выявляться при изменении F_y в пределах от $0,6$ до $7 \text{ м}^2/\text{т}$. Соответствующие данные по этой зависимости (фиг. 19) показывают, что для четырёхосных платформ F_y , принятая в размере $0,6 \text{ м}^2/\text{т}$, недостаточна, так как она соответствует группе грузов, имеющей небольшой удельный вес в грузообороте. Поэтому использование грузоподъёмности у платформ ($\lambda = 72,5\%$) ниже, чем по всем другим универсальным типам вагонов. У платформ, предназначенных главным образом для перевозки лесоматериалов, F_y целесообразно повысить



Фиг. 19. Зависимость между λ и F_y для платформ



Фиг. 20. Зависимость между λ и v_y для цистерн

с $0,6$ до $1,0 \text{ м}^2/\text{т}$. Это позволит увеличить использование их грузоподъёмности на 21%.

Для цистерн зависимость между λ и v_y характеризуется данными, приведёнными на фиг. 20. Очевидно, что установленный для керосино-нефтяных и бензиновых цистерн $v_y = 1 \text{ м}^3/\text{т}$ недостаточен.

Соответствующее этим цистернам использование грузоподъёмности 86,2 и 74,4% нельзя считать нормальным; наибольшее повышение v_y необходимо

* Существующий на сети железных дорог четырёхосный хоппер в начале его эксплуатации имел грузоподъёмность 60 т , а значит $v_y = 1 \text{ м}^3/\text{т}$. После снижения его грузоподъёмности до 50 т v_y составляет $1,2 \text{ м}^3/\text{т}$.

для бензиновых цистерн. Поднятие у них v_y с 1,0 до 1,3 м³/т позволит увеличить использование их грузоподъёмности на 19,4%.

Для керосино-нефтяных цистерн достаточно повысить удельные объёмы на 0,2 м³/т, чтобы увеличить использование их грузоподъёмности на 12,7%, а для универсальных¹, создание которых целесообразно для улучшения эксплуатационной работы железных дорог (упрощение регулировки и уменьшение порожнего пробега цистерн), повышение v_y на 0,3 м³/т обеспечивает увеличение использования грузоподъёмности на 16%.

Зависимость между λ и v_y для изотермических вагонов показана на фиг. 18. Из неё видно, что у существующих четырёхосных изотермических вагонов с $v_y = 3,4$ м³/т использование грузоподъёмности составляет всего 57,3%. Столь низкое использование грузоподъёмности при относительно высоком v_y объясняется небольшими v_{y2} перевозимых в них грузов, потерями объёма на размещение холодильных приборов, а также на устройства для подвески (балки с крючьями) и укладки грузов (напольные решётки).

Естественно, что увеличение использования грузоподъёмности этого типа вагонов в связи с их относительно большой стоимостью является особенно желательным. Однако для этого требуется увеличить объём вагона в значительных размерах, что по эффективности работы пристенных охлаждающих приборов и габаритам подвижного состава трудно осуществимо. Поэтому повышение v_y у изотермических вагонов практически возможно лишь до 4,8—5,75 м³/т и связано с устройством дополнительных приборов принудительной циркуляции воздуха или переходом на потолочные приборы охлаждения. Это позволит увеличить использование их грузоподъёмности примерно на 20,7—29,7%.

Из приведённых данных видно, что железнодорожный транспорт располагает значительными резервами и возможностями для дальнейшего повышения использования грузоподъёмности вагонов не только за счёт лучшей их загрузки и более рационального использования, но также и за счёт возможности повышения v_y и F_y новых вагонов.

Практически увеличение v_y и F_y у вагонов возможно осуществить лишь за счёт абсолютного (при сохранении существующих конструкций и материалов) или относительного² (применение новых более прочных материалов и совершенных конструкций) увеличения их тары.

Эффективность увеличения v_y и F_y в связи с абсолютным или относительным утяжелением вагонов должна быть выяснена путем сравнения погрузочных коэффициентов k_n тары вагонов (см. ниже) и расходов, связанных с линейной работой железных дорог при перевозке грузов в вагонах с разными v_y и F_y с соответствующими им весами тары. Ввиду сложности и громоздкости расчётов для точного определения тары вагонов при изменении их v_y и F_y на данной стадии работы в сравнительных расчётах можно исходить из предположения, что вес кузова (за вычетом веса сцепного оборудования, тормозных устройств и других деталей, не влияющих на его размеры и прочность) изменяется пропорционально его объёму, а для платформ пропорционально площади пола. При таком допущении для большегрузных вагонов вес кузова на 1 м³ ёмкости с учётом возможного его облегчения за счёт применения новых конструкций и материалов составит: по крытым вагонам — 0,08 т, гондолам — 0,12 т, хопперам — 0,1 т, цистернам — 0,18 т, изотермическим вагонам — 0,24 т, а по платформам на 1 м² площади пола 0,28 т.

Для сравнения вагонов с разными v_y и F_y требуется также предварительно установить их предельные значения. Теоретически вагоны могут

¹ Под универсальными цистернами понимаются цистерны, предназначенные для перевозки всех массовых наливных грузов, за исключением кислот, битума и тому подобных грузов, требующих специального подвижного состава.

² При сохранении P и T вагонов и одновременном увеличении их v_y или F_y происходит относительное увеличение T вследствие нереализованной возможности снижения их T при прежних v_y и F_y .

проектироваться с любыми v_y и F_y , на практике же, учитывая габаритные возможности, вагоны могут иметь

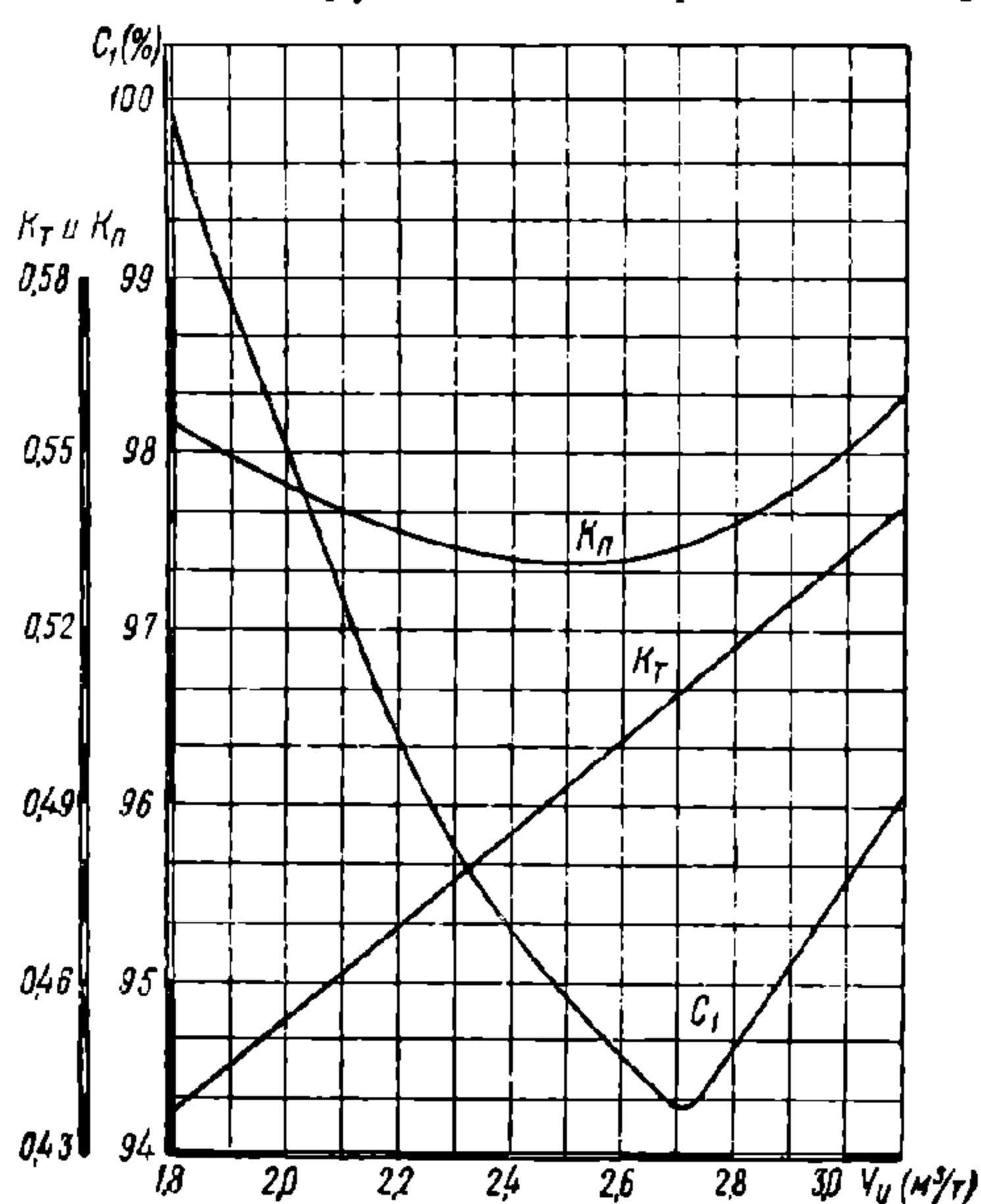
$$v_y \leq \frac{V_{\text{габ}}}{P},$$

где $V_{\text{габ}}$ — предельно допустимый объём вагона по габариту подвижного состава. При определении $V_{\text{габ}}$ учитывается ряд факторов, которые указываются ниже.

Максимальные объёмы кузовов вагонов могут быть получены при проектировании их по габариту 2-В.

Технико-экономические расчёты позволили выявить следующие оптимальные значения v_y и F_y (с учётом изменения тары вагона).

1. Для 50-т крытых вагонов увеличение v_y с 1,8 до 2,7 м³/т вызывает снижение погрузочного коэффициента тары и линейных расходов железных



Фиг. 21. Зависимость между C_1 , k_T , k_p и v_y для крытых вагонов

дорог (фиг. 21). Последующее же увеличение v_y сверх 2,7 м³/т влечёт за собой повышение погрузочного коэффициента тары и линейных расходов железных дорог. В тех случаях, когда при данной грузоподъёмности нельзя реализовать оптимальный v_y из-за габаритных ограничений, его надо принимать, исходя из предельных возможностей габарита подвижного состава. Так, например, при повышении грузоподъёмности крытых вагонов с 50 до 60 т, предельный v_y (без снижения существующей ширины вагона) по габариту 0 составляет 1,63 м³/т*, по габариту 1-В — 2,35 м³/т и по габариту 2-В — 2,6 м³/т, хотя оптимальная величина v_y равна 2,7 м³/т.

2. Для 60-т гондол принятый $v_y = 1,1$ м³/т является оптимальным, так как при этом значении v_y погрузочный коэффициент

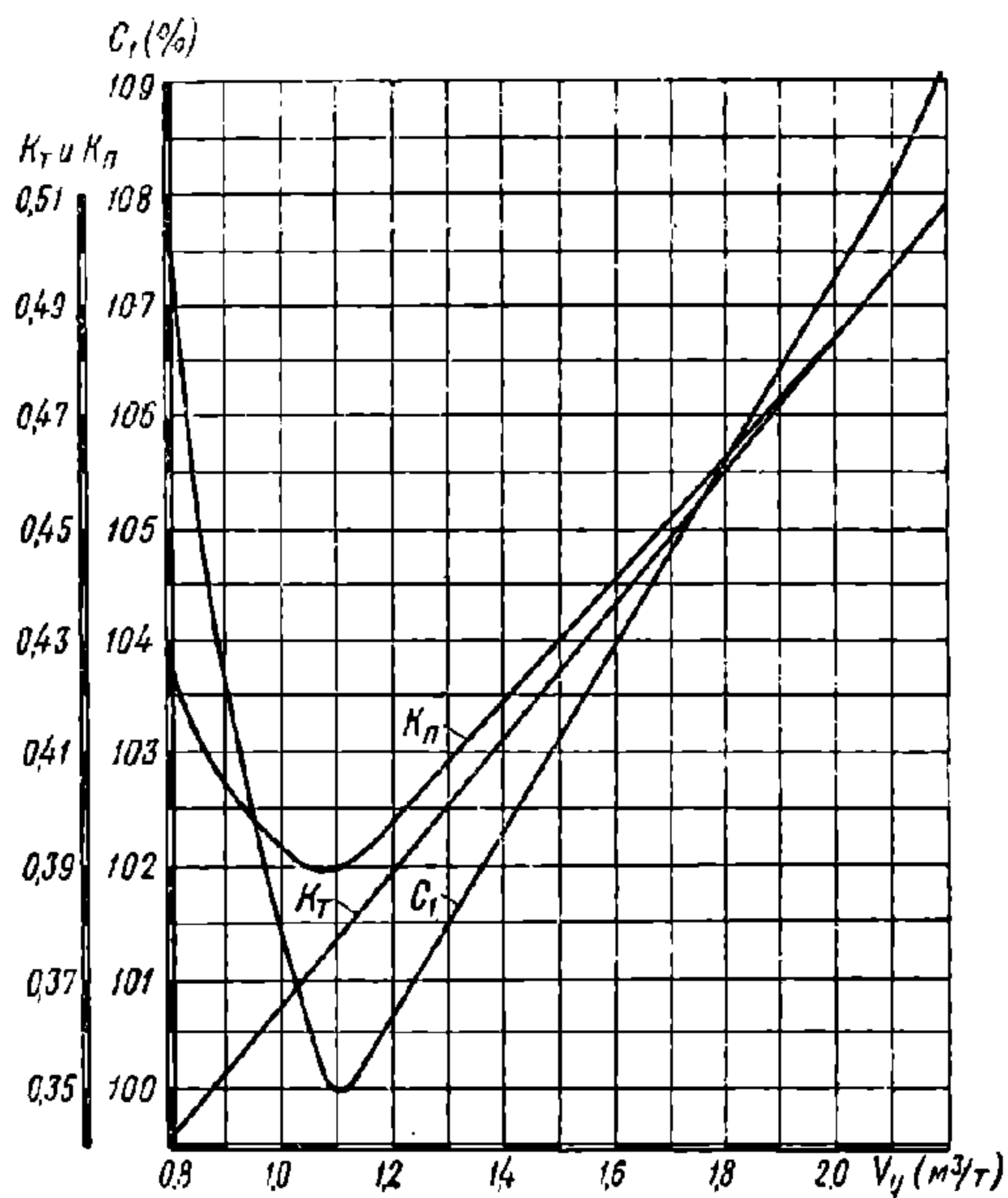
тары и линейные расходы железных дорог (фиг. 22) минимальны. У гондол $v_y = 1,1$ м³/т может быть реализован при всех габаритах подвижного состава и при повышении их грузоподъёмности даже до 120 т.

3. Существующий для 50-т хопперов v_y , равный 1,2 м³/т, — завышен. Оптимальным v_y для хопперов является 1,1 м³/т, так как он соответствует наименьшим значениям погрузочного коэффициента тары и линейных расходов железных дорог (фиг. 23).

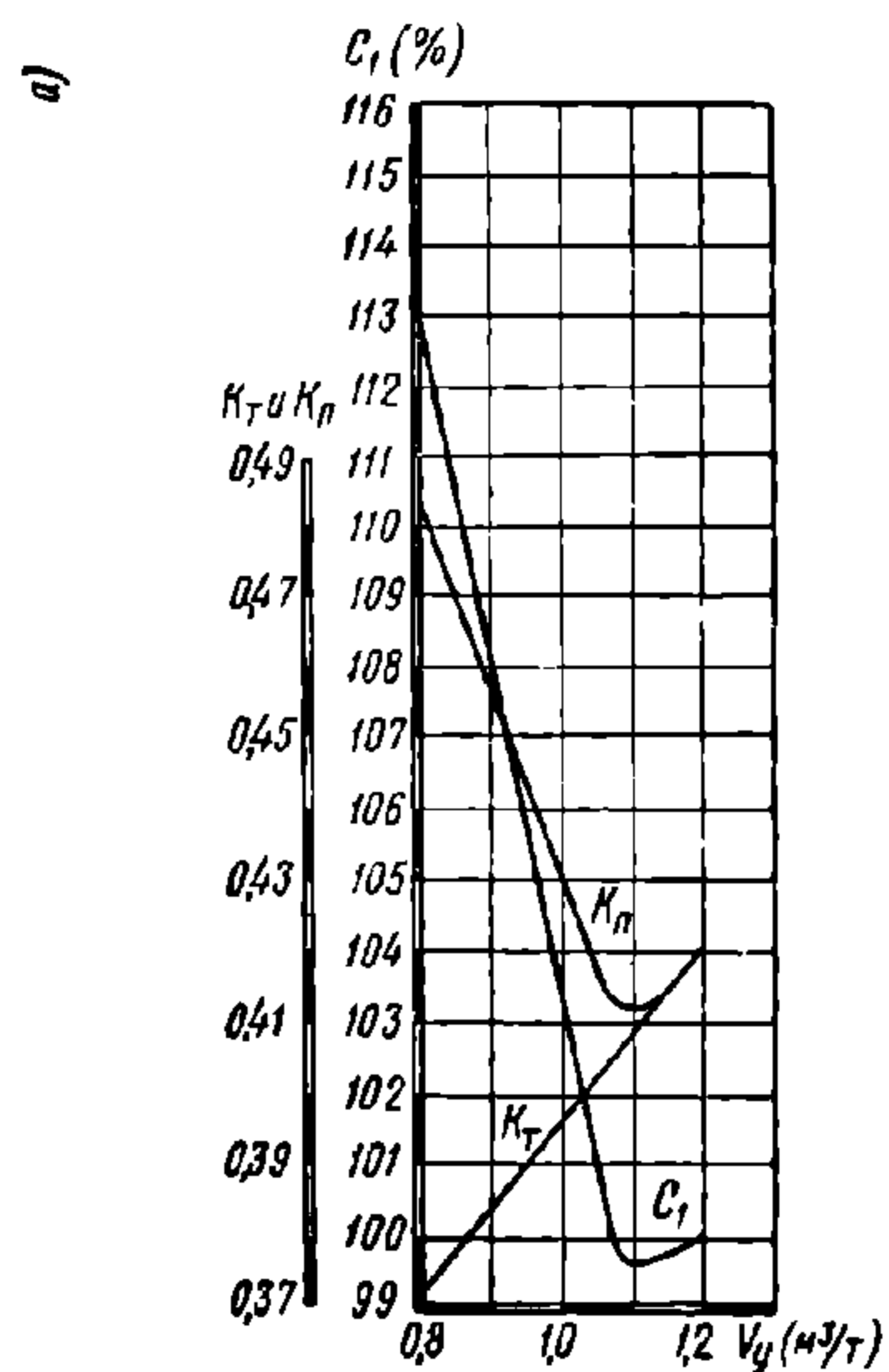
Повышение грузоподъёмности хопперов (сверх 50 т) так же, как и гондол (сверх 60 т), может быть осуществлено без снижения рекомендуемого v_y .

4. У 60-т платформ целесообразно увеличение F_y с 0,6 до 0,8–0,9 м²/т. Дальнейшее повышение F_y приводит к увеличению k_p и C_1 (фиг. 24). Однако реализовать $F_y = 0,9$ м²/т трудно в связи с тем, что такие платформы уже при грузоподъёмности 60 т получаются очень длинными и потому конструктивно оказываются трудно выполнимыми для перевозки грузов с сосредоточенными нагрузками.

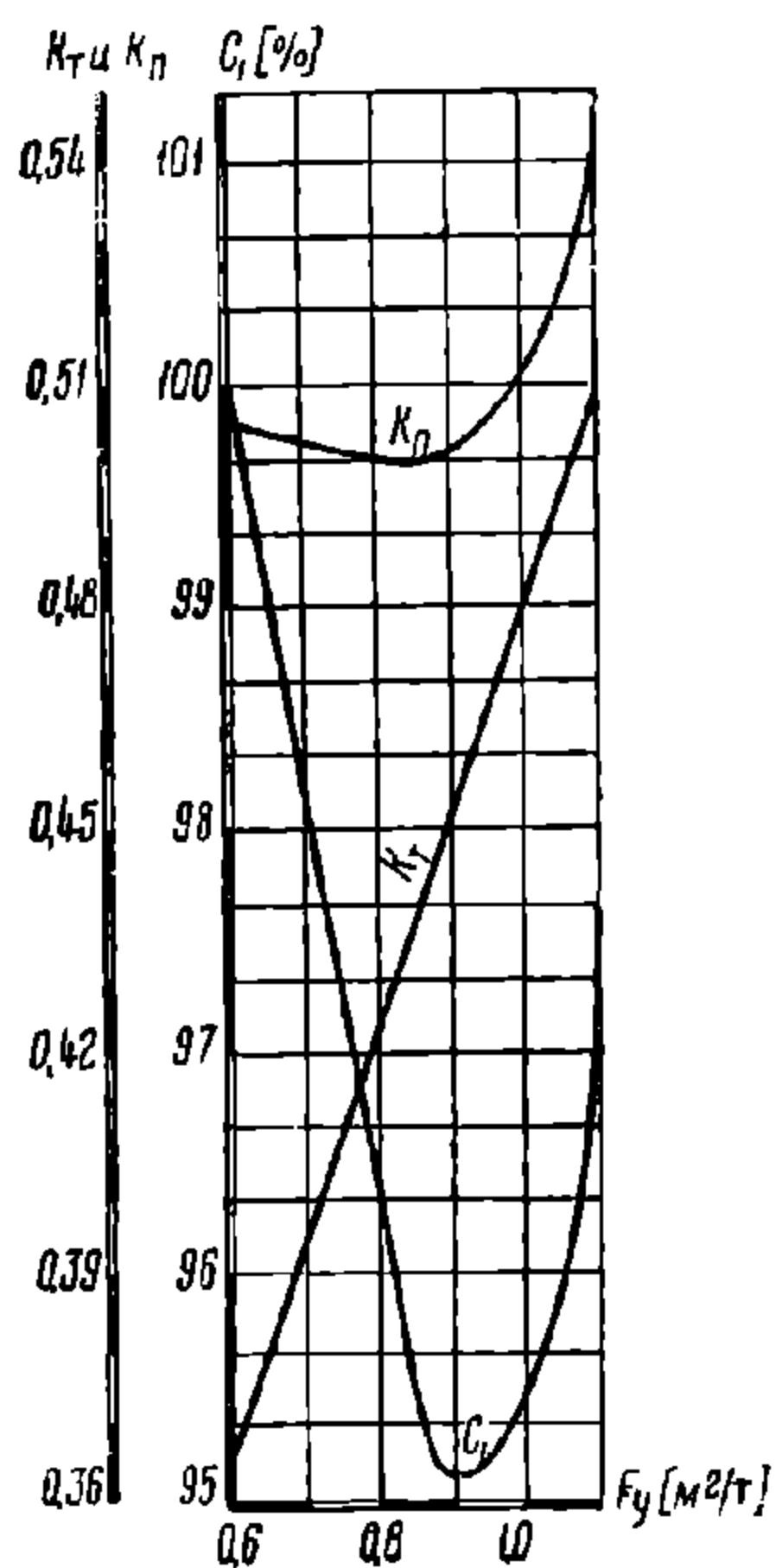
* По габариту 0 объём кузова, равный 98 м³, удаётся получить только при металлической его конструкции.



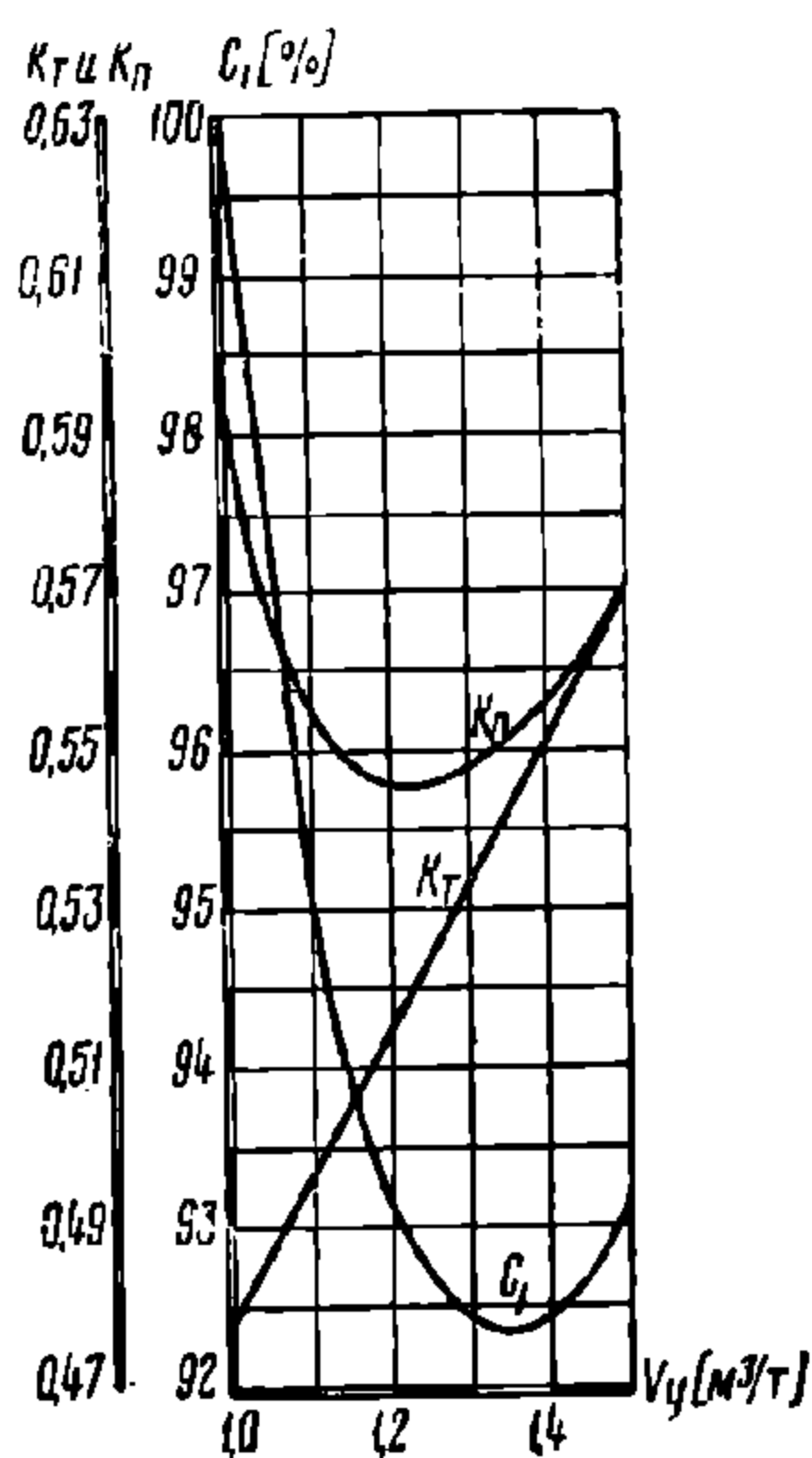
Фиг. 22. Зависимость между C_1 , k_T , k_n и v_y для гондол



Фиг. 23. Зависимость между C_1 , k_T , k_n и v_y для хопперов



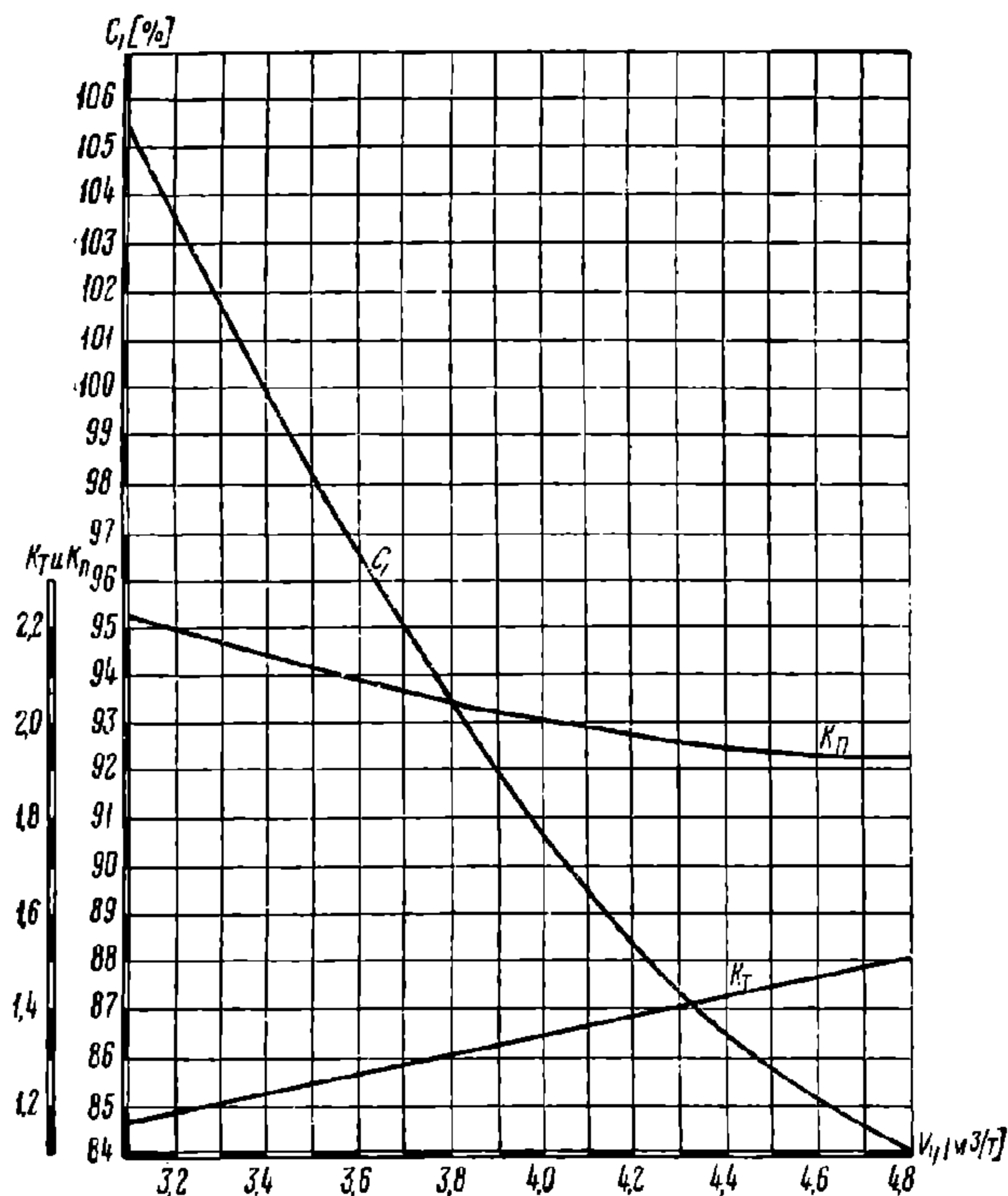
Фиг. 24. Зависимость между C_1 , k_T , k_n и F_y для платформ



Фиг. 25. Зависимость между C_1 , k_T , k_n и v_y для цистерн

Практически такие удлиненные платформы могут найти применение только для перевозки лесоматериалов и других грузов с равномерным распределением нагрузки по всей площади пола.

5. У 50-*т* цистерн керосино-нефтяных и универсальных (фиг. 25) повышение v_y эффективно с 1 до 1,15—1,2 $\text{м}^3/\text{т}$ и бензиновых цистерн до 1,3—1,4 $\text{м}^3/\text{т}$.



Фиг. 26. Зависимость между C_1 , k_T , k_p v_y для изотермических вагонов

мальных значений v_y и F_y показывают большие резервы и возможности дальнейшего повышения использования грузоподъемности вагонов. Эти резервы составляют по крытым вагонам примерно 15—17%, платформам — 21%, цистернам — 13—21% и изотермическим вагонам 20—30%.

4. РАСЧЁТ КОЭФИЦИЕНТОВ ТАРЫ И ВЫБОР ИХ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ

Снижение тары вагонов является одной из основных транспортных проблем, так как от веса вагонов в значительной мере зависит общее сопротивление движению. Известно, что все виды сопротивления, возникающие на прямых участках пути, закруглениях, подъёмах, а также при ускорении и замедлении, пропорциональны весу вагонов за исключением сопротивления от воздушной среды, зависящего от размеров и конфигурации вагона, а также скорости движения. При данной силе тяги локомотивов с уменьшением тары вагонов становится возможным увеличить провозную способность железных дорог за счёт увеличения скорости движения и уменьшения времени на ускорение и замедление или за счёт увеличения веса нетто поездов. При постоянных размерах перевозок можно сократить количество локомотивов (вследствие облегчения тары увеличивается грузоподъемность вагонов в пределах существующих нагрузок на ось). При данной грузоподъемности снижаются нагрузки на ось, в связи с чем уменьшаются или исключаются дополнительные расходы на усиление верхнего строения пути, мостов и искусственных сооружений, увеличивается срок службы тормозных колодок, бандажей, рель-

При повышении грузоподъемности цистерн свыше 50 *т* удельные объёмы должны приниматься исходя из максимальных возможностей габарита подвижного состава, но не выше приведённых оптимальных значений. В 60-*т* цистернах могут быть реализованы рекомендуемые оптимальные v_y даже при габарите 0.

6. У 25-*т* изотермических вагонов увеличение их v_y выгодно до 4,8 $\text{м}^3/\text{т}$ и выше (фиг. 26).

Практически повышение v_y при габарите 0 трудно осуществимо, а при габарите 1-В в ближайшие годы реально до 4,44 $\text{м}^3/\text{т}$.

Приведённые результаты исследований по установлению опти-

сов и облегчается работа букс; значительно уменьшаются динамические усилия, вредно действующие на вагон и путь, и затраты материалов, потребных для изготовления вагонов.

Таким образом, при проектировании новых вагонов необходимо стремиться к всемерному снижению их тары. Так как снижение тары связано с применением новых материалов и конструкций, важно выявить влияние этого фактора на провозную способность и линейные расходы железных дорог. Вагоны часто оценивают коэффициентом тары, исчисляемым как отношение веса вагона к его грузоподъёмности. Коэффициент тары, определяемый указанным способом, недостаточно показателен для всесторонней оценки вагонов, так как он характеризует их в статическом состоянии (не учитываются фактическая грузоподъёмность при данном составе грузооборота и неизбежные порожние пробеги вследствие непригодности вагонов для перевозки всех грузов) и потому не отражает фактический вес вагона, приходящийся на 1 *т* перевозимого груза.

Обычно принятый коэффициент тары $k_T = \frac{T}{P}$ следует называть техническим. Для более верной оценки эффективности вагона целесообразно пользоваться двумя другими коэффициентами тары — погрузочным, учитывающим использование грузоподъёмности вагона $k_n = \frac{T}{P\lambda}$, и эксплуатационным, учитывающим, кроме того, пробеги вагонов в гружёном и порожнем состояниях

$$k_s = \frac{T \left(1 + \frac{\beta}{100} \right)}{P_\partial} \quad (20)$$

где λ — коэффициент использования грузоподъёмности вагонов данного типа;

β — порожний пробег¹ вагона данного типа к его груженому пробегу в %;

P_∂ — средняя динамическая нагрузка груженого вагона² в *т*.

Все три коэффициента тары могут быть равны между собой $k_T = k_n = k_s$, если в процессе эксплуатации полностью используется грузоподъёмность вагонов, а порожний пробег отсутствует. В противном случае $k_s > k_n > k_T$. Из вагонов с одинаковой грузоподъёмностью наиболее совершенным является всегда тот, который имеет наименьший k_T , равный или немного меньший k_n и k_s . Это значит, что вопросы снижения тары вагонов должны решаться в комплексе с вопросами повышения их грузоподъёмности (увеличение v_y) и приспособления для перевозки наибольшей номенклатуры грузов.

Снижение тары вагонов может быть достигнуто широким применением в вагоностроении высокопрочных и лёгких материалов, а также рациональных конструкций. Вагоны с меньшей тарой обеспечивают выполнение той же перевозочной работы с меньшими затратами *ткм* брутто. На один вагон, при его среднесуточном пробеге S (*км*), экономия за год в *ткм* брутто от снижения веса тары составляет:

$$\Delta TS_1 = 365 S (T_1 - T_2).$$

¹ Порожний пробег вагонов при прочих равных условиях тем меньше, чем больше универсальность вагонов. В данном случае имеется в виду порожний пробег, вызываемый недостаточной универсальностью вагона. Рациональное использование вагонов предполагает эксплуатацию их при полном отсутствии порожнего пробега, либо при доведении его до минимума. Конструкторы должны способствовать решению этой задачи повышением универсальности вагонов в процессе их проектирования.

² Не следует смешивать с понятием динамической нагрузки, употребляемым в расчётах конструкции вагонов. В данном случае речь идёт о нагрузке, получаемой от деления тонно-километров на вагоно-километры, т. е. важнейшем эксплуатационном показателе использования вагонов.

Увеличение грузоподъемности вагона при неизменной его tare обеспечивает выполнение большего количества *ткм* нетто при сравнительно меньшем увеличении количества *ткм* брутто. Экономия от этого на перевозочной работе, выполненной за год одним вагоном повышенной грузоподъемности в *ткм* брутто, определится в размере

$$\Delta PS_1 = 365 S_z T_1 \left(\frac{P_2 \lambda_2}{P_1 \lambda_1} - 1 \right) \quad (21)$$

При одновременном же уменьшении тары и увеличении грузоподъемности вагона сокращение тонно-километров брутто за год на перевозочной работе одного вагона новой конструкции составляет

$$\Delta TPS_1 = 365 \left[S_z \left(T_1 \frac{P_2 \lambda_2}{P_1 \lambda_1} - T_2 \right) + S_n (T_1 - T_2) \right], \quad (22)$$

где T_1 — тара вагона старой конструкции в *т*;

T_2 — то же новой конструкции в *т*;

S_z и S_n — соответственно среднесуточный пробег вагона в гружёном и порожнем состоянии в *км*;

$P_1 \lambda_1$ — фактическая грузоподъемность вагона старой конструкции в *т*;

$P_2 \lambda_2$ — то же вагона новой конструкции в *т*.

Снижение тары четырёхосных вагонов на 1 *т* приводит к уменьшению линейных расходов железных дорог C_1 на 1,2—1,4%. Применительно к отдельным типам четырёхосных вагонов это означает, что уменьшение их тары на 5% обеспечивает снижение линейных расходов на 1,3—2%.

Современные возможности по снижению погрузочного коэффициента тары в зависимости от типа вагонов могут быть оценены в размере до 35%. При этом за счёт повышения $P\lambda$ и снижения T наибольшие резервы имеются у крытых, цистерн и изотермических вагонов. Снижение линейных расходов за счёт уменьшения коэффициента тары отдельных типов вагонов может составить 9,0—14,0%, что в объёме всего вагонного парка железных дорог СССР соответствует огромному экономическому эффекту.

5. РАСЧЁТ ГРУЗОПОДЪЁМНОСТИ ВАГОНОВ

Величина грузоподъемности вагонов должна соответствовать грузообороту, условиям выполнения перевозок (размерность отправок грузов и дальность перевозок) и основным техническим средствам железнодорожного транспорта (габариты, путь, мосты, локомотивы и т. п.).

Размером грузооборота и дальностью перевозок обуславливается целесообразность дальнейшего повышения грузоподъемности и выбор типа подвижного состава.

Опыт развития отечественных железных дорог, особенно за годы сталинских пятилеток, показывает, что освоение растущего грузооборота сопровождалось непрерывным ростом грузоподъемности вагонов. При полном использовании мощности пути (по нагрузке от оси) основным средством увеличения грузоподъемности вагонов является завершение перехода с двухосных на четырёхосные и частично на многоосные вагоны. Значение повышения грузоподъемности вагонов можно оценить на основе отечественного опыта строительства четырёхосных грузовых вагонов. Четырёхосные вагоны большей грузоподъемности по сравнению с малогрузными двухосными позволяют:

1) уменьшить капиталовложения в вагонный парк на 19—20%, или на одни и те же средства при одних и тех же затратах построить в 1,25 раза больше вагонов (по суммарной грузоподъемности);

2) рационально оборудовать подвижной состав автосцепкой, применить мощные локомотивы, уменьшить удельное сопротивление движению и за счёт всего этого увеличить вес поезда брутто минимум на 60—70%;

3) увеличить погонные нагрузки и за счёт этого сократить длины составов или при одних и тех же длинах составов увеличить их веса на 20—70% (в зависимости от типа вагонов);

- 4) сократить затраты металла на единицу грузоподъёмности на 19—23%;
- 5) снизить коэффициент тары вагонов на 15—25% и за счёт этого соответственно увеличить провозную способность дорог.

Кроме того, применение четырёхосных вагонов значительно снижает расходы на маневровую работу, разгрузочные операции, взвешивание вагонов и документальное оформление перевозок, а также затраты по ремонту и содержанию вагонов.

Уменьшение удельного сопротивления движению четырёхосных вагонов позволяет при том же расходе топлива перевезти большее количество грузов, т. е. при тех же затратах выполнить дополнительное количество *ткм* брутто, которое за год на один вагон составляет¹:

$$\Delta Pl_{6p} = 365 S_2 (T + P\lambda) \left(1 - \frac{\dot{w}_0 + w_y + w_r}{w_0 + w_y + w_r} \right), \quad (23)$$

где T — тара нового вагона в *т*;
 $P\lambda$ — фактическая грузоподъёмность нового вагона в *т*;
 $w_y + w_r$ — удельное сопротивление от руководящего подъёма (включая и от кривых) в *кг/т*;
 \dot{w}_0 — основное удельное сопротивление старых вагонов в *кг/т*;
 w_0 — то же нового вагона в *кг/т*;
 S_2 — среднесуточный пробег нового вагона в гружённом состоянии в *км*.

Таким образом, увеличение грузоподъёмности вагонов является одним из решающих условий успешного освоения растущего грузооборота.

Влияние фактора дальности перевозок на выбор грузоподъёмности легко установить на основе анализа оборота вагонов. В общем виде формула оборота вагонов в часах при расчленении его на элементы, зависящие и не зависящие от расстояния перевозки, может быть представлена в следующем виде:

$$\theta = t_1 + t_2 P + t_3 L, \quad (24)$$

где t_1 — время, затрачиваемое на вагон на станциях погрузки и выгрузки независимо от грузоподъёмности вагона, в час.;
 t_2 — время, затрачиваемое на погрузку и выгрузку одной тонны груза, в час.;
 P — грузоподъёмность вагона в *т*;
 t_3 — время на передвижение вагона на 1 км от пункта погрузки до пункта выгрузки (включая время нахождения на всех станциях в пути следования, кроме станции погрузки и выгрузки) в час.;
 L — дальность перевозки (предполагается, что она равна длине рейса) в *км*.

Из этой формулы видно, что чем больше дальность перевозки, тем меньше удельное значение t_1 и $t_2 P$ в обороте вагона. Вследствие этого при данной P , суточная производительность одной оси вагона Pl_0 в *ткм* зависит от дальности перевозок

$$Pl_0 = \frac{24 PL}{(t_1 + t_2 P + t_3 L) n} \quad (25)$$

где n — количество осей вагона.

Таким образом, при неизменных прочих элементах производительность вагона увеличивается с повышением грузоподъёмности. При этом повышение грузоподъёмности тем больше сказывается на производительности оси вагона, чем больше дальность перевозок. Следовательно, фактор повышения грузоподъёмности вагона приобретает большое значение при значительной дальности перевозок. Несмотря на то, что дальность перевозок всё время будет у нас уменьшаться, всё же она значительна.

В связи с этим вероятным направлением в развитии советского вагоностроения следует считать использование в ближайшее время шести- и в даль-

¹ Экономия при порожнем пробеге вагонов незначительна и поэтому не учитывается.

нейшем восьмиосных вагонов, обеспечивающих возможность значительного дальнейшего повышения грузоподъемности вагонов.

Размерности отправок грузов различают двух видов: повагонные и мелкие. В грузообороте советских железных дорог первые составляют свыше 98%, а вторые менее 2%.

Многолетняя практика эксплуатации большегрузных вагонов показала, что величина отправок на сети не лимитирует использование их грузоподъемности. Объясняется это особенностями нашего грузооборота, обусловленными социалистическим способом производства, при котором перевозки абсолютного большинства грузов производятся укрупненными партиями. Анализ развёрнутых планов перевозок и их выполнения за прошлые годы показал, что в общем грузообороте размер отправок грузов весом менее чем 50—60 *t* незначителен. Кроме того, часть из них (как и мелкие отправки) можно передать на контейнерные перевозки. Этими же исследованиями установлено, что по размерности отправок основных родов грузов имеется возможность уже в настоящее время значительно повысить грузоподъемность гондол и платформ; повышение грузоподъемности также может быть допущено для крытых, цистерн и изотермических вагонов. В связи с дальнейшим быстрым развитием народного хозяйства в перспективе условия для этого будут ещё более благоприятными.

Как уже указывалось, от состава грузооборота зависят удельный объём v_y и удельная площадь F_y вагонов.

Делением возможных по габариту объёмов вагонов V_{gab} на оптимальные v_y можно определить грузоподъемность вагонов в зависимости от структуры грузооборота и габаритов подвижного состава. После этого можно установить грузоподъемность в зависимости от веса поезда или группы вагонов.

Наиболее целесообразным весом группы вагонов в настоящее время считается 250 *t* брутто.

Для формирования поездов из групп вагонов весом брутто каждая 250 *t*, а в перспективе и 500 *t*, грузоподъемность P новых вагонов должна обеспечивать кратность между весом группы, равным 250 *t*, и весом брутто отдельных вагонов. Соблюдение этого условия обеспечивается, если

$$P = \frac{250}{a(1 + k_T)}, \quad (26)$$

здесь a — количество вагонов в группе;

k_T — коэффициент тары.

Коэффициенты тары новых конструкций вагонов ориентировочно могут быть приняты следующими: для крытых 0,4—0,45; гондол 0,315—0,350; платформ 0,35—0,45; цистерн 0,37—0,41 и изотермических 0,9—1,1. Тогда при $a = 1$ получаются грузоподъемности вагонов, не осуществимые в настоящее время даже при восьмиосных вагонах.

С другой стороны, при $a = 4$ и $a = 5$ вагоны имеют грузоподъемность меньшую, чем существующие на наших железных дорогах.

Отсюда вероятными значениями являются $a = 3$, а в дальнейшем и $a = 2$. Определение грузоподъемности вагонов в зависимости от допускаемых нагрузок от оси на рельсы должно производиться на основе существующей и планируемой мощности пути. При этом в расчётах целесообразно учитывать резервы прочности, обеспечивающие наименьшие расходы на содержание пути при оптимальном сроке его службы.

Основным показателем, характеризующим верхнее строение пути, является вес рельсов. Однако определять по нему рациональные осевые нагрузки вагонов безотносительно к их динамическим свойствам не представляется возможным. Динамические свойства вагонов могут быть установлены точно лишь после того, как определены общие характеристики вагонов, конструкция их ходовых частей и особенно рессорного подвешивания и проведены испытания по воздействию на путь паразитных или неправильных движений вагонов.

Для вновь разрабатываемых вагонов определение осевых нагрузок целесообразно производить на основе анализа сходных существующих конструкций. С этой целью следует рассмотреть:

1) веса рельсов, уложенных в путь, и существующие соотношения между весом их в 1 пог. м и осевой нагрузкой (коэффициенты соответствия пути вагонам);

2) перспективные веса рельсов, подлежащих укладке на нашей сети;

3) зависимость между весом рельсов и осевой нагрузкой у паровозов и вагонов по данным теоретических исследований;

4) осевые нагрузки у паровозов и вагонов и существующие между ними зависимости (коэффициенты соответствия подвижного состава).

Правильный анализ всех этих данных позволяет с необходимой точностью установить возможные осевые нагрузки для проектирования вагонов.

Когда нагрузки от оси на рельсы по состоянию пути установлены, грузоподъемность вагонов определяется по формуле

$$P_{\max} = \frac{nq_s}{1 + k_T}, \quad (27)$$

где q_s — допускаемая по состоянию пути нагрузка от оси на рельсы в т;
 n — количество осей в вагоне.

Грузоподъемность вагонов в зависимости от нагрузок на единицу длины пути определяется действующими мостовыми схемами нагрузок. Согласно этим схемам нагрузка от веса брутто вагона на 1 пог. м пути не должна превышать $1 \cdot K$, где K — класс моста.

Из этого следует, что вес брутто вагона не должен быть больше LK , а грузоподъемность вагона не свыше

$$P = \frac{LK}{1 + k_T}, \quad (28)$$

где L — длина вагона по осям автосцепки в м;

k_T — технический коэффициент тары.

Для размещения составов наибольшего веса и наиболее интенсивного использования станционных путей вагоны должны иметь наибольшую погонную нагрузку. При данных габаритных возможностях, грузоподъемности, величинах v_y и F_y , наибольшую погонную нагрузку имеют вагоны, у которых отношение общей длины к внутренней длине кузова является минимальным.

Это достигается при строительстве вагонов с предельно целесообразной длиной по габариту подвижного состава и условиям перевозки, погрузки и выгрузки грузов.

При этих длинах и максимально допускаемом использовании габаритных возможностей грузоподъемности обычно соответствуют рассчитанным ранее по структуре грузооборота и габаритам подвижного состава. Поэтому рассчитывать отдельно грузоподъемность в зависимости от длины станционных путей нет необходимости.

Из анализа влияния перечисленных выше факторов на размер грузоподъемности вагона следует, что по одним факторам грузоподъемность целесообразно повысить и притом в разных размерах, а по другим ограничить определённой величиной. В связи с этим расчёты целесообразно производить в определённой последовательности. Их следует начинать с оценки влияния величины отправок. Если по величине отправок вагоны могут строиться с большей грузоподъемностью, чем существующая, надлежит выяснить, до каких размеров целесообразно повышение её (в пределах допускаемых по другим лимитирующим факторам).

Разумеется, что в пределах габаритов подвижного состава увеличение грузоподъемности некоторых типов вагонов (крытые, изотермические) связано со снижением их v_y по сравнению с оптимальными их значениями.

С другой стороны, увеличение грузоподъемности вагонов по условиям нагрузки от оси на рельс и погонный метр пути может вызвать необходимость перехода на шести- и восьмиосные вагоны соответствующей длины. В связи с этим окончательное уточнение грузоподъемности вагонов производится на основе технико-экономических расчётов, т. е. сравнения вагонов с разными P и k_n по размерам линейных расходов железных дорог.

Для этого грузоподъемность вагона, определённую выше, исходя из габарита подвижного состава и структуры грузооборота, принимают в расчётах как исходную для сравнения, понижая и повышая её через определённый интервал. В итоге получают ряд значений грузоподъемности с соответствующими значениями v_y , а следовательно, и λ .

Затем в пределах допускаемой нагрузки от оси на рельс полученные варианты соответственно относятся к четырём-, шести- и восьмиосным вагонам и ориентировочно устанавливаются значения T .

Зная P , λ , T и n по указанной выше формуле (12), подсчитывают C_1 и сравнением выбирают оптимальную грузоподъемность.

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ЛИНЕЙНЫХ РАЗМЕРОВ ВАГОНОВ

Определение линейных размеров вагонов производится после того, как установлены их грузоподъемности, удельные объёмы и удельные площади.

Для этого вначале определяют внутренний объём V_k кузова (для цистерн-котла), а для платформы, кроме того, площадь пола F_n

$$V_k = P v_y; \quad (29)$$

$$F_n = P F_v. \quad (30)$$

Зная V_k и F_n , внутреннюю длину кузова находят из выражения

$$L_v = \frac{V_k}{F_k}; \quad L_v^* = \frac{F_n^*}{2B_v}, \quad (31)$$

где F_k — поперечное сечение кузова;

$2B_v$ — его внутренняя ширина.

Исходя из взаимозаменяемости съёмного оборудования для крытого вагона, $2B_v$ обычно принимается в размере 2750 мм. Расчёты показывают, что при вписывании вагона в габарит 2-В дальнейшее уширение кузова увеличивает его ёмкость на 3,0—3,5%.

Для изотермических вагонов, гондол и платформ величина $2B_v$ берётся максимально возможной по габариту подвижного состава. Для нахождения F_k необходимо, кроме $2B_v$, также установить внутреннюю высоту кузова по стенке H_v , которая также определяется габаритом подвижного состава. При этом для крытых и изотермических вагонов H_v целесообразно принимать возможно большей.

Высота стенок у гондол согласовывается с высотой погрузочных бункерных установок над уровнем рельсового пути и с условиями подачи и закрепления гондол на вагоноопрокидывателях.

Высота бортов у платформ определяется удобствами закрытия и открытия, а также соображениями возможной перевозки некоторых грузов с опущенными бортами (такие перевозки в отдельных случаях имеют место). При этих перевозках борты не должны выходить за пределы габарита подвижного состава.

Диаметр котла цистерн устанавливается также в пределах габарита подвижного состава на основе L_v , P и v_y .

* Длина платформ уточняется в соответствии со стандартами на пиломатериалы, круглый лес, прокат, рельсы и трубы из расчёта укладки (по длине) одного или нескольких пакетов этих грузов.

После того как установлены внутренние размеры кузова, могут быть определены наружные его размеры с учётом толщины стенок и выступающих деталей

$$L = L_в + 2a_1; \quad (32)$$

$$2B = 2B_в + 2a_2, \quad (33)$$

где a_1 и a_2 — соответственно толщина продольной и торцевой стенок кузова вместе с выступающими частями, не предусмотренными льготными линиями габарита.

Наружная длина кузова, как правило, совпадает с длиной вагона по раме $L_{рм}$. Исключение имеется лишь в некоторых вагонах специальной конструкции и у цистерн.

Установив $L_{рм}$ вагона, можно определить длину его по осям автосцепки L_c

$$L_c = L_{рм} + 2b, \quad (34)$$

где b — расстояние от буферного бруса до оси сцепления автосцепки (обычно $b = 610$ мм).

Зная $L_{рм}$ и выбрав соответствующую длину консоли n_k , легко определить базу вагона по формуле

$$2l_3 = L_{рм} - 2n_k. \quad (35)$$

Определённые таким образом линейные размеры подлежат уточнению исходя из вписывания вагона в габарит и других требований, предъявляемых к вагонам.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА IV

ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЁТА ВАГОНОВ НА ПРОЧНОСТЬ

1. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВАГОН

Вагон, находящийся в покое, подвергается статическим нагрузкам, основными из которых являются: вес тары, вес груза, давление на стенки от сыпучих грузов и гидростатическое давление жидкости (для цистерн). В процессе движения вагон подвергается, кроме того, динамическим нагрузкам. К ним можно отнести: нагрузки со стороны тяговых и ударных приборов, давление ветра, нагрузки, зависящие от формы рельсового пути (подъём рельсовой нитки, переходные кривые, стыки, неровности головки рельса и др.), нагрузки, зависящие от формы бандажей (овальность, коничность, ползуны), а также нагрузки, которые возникают в результате колебательного движения рессорного подвешивания вагона и пути.

Нагрузки на вагон со стороны тяговых и ударных приборов возникают в результате действия силы тяги локомотива, торможения и соударения вагонов при маневровой работе.

Нагрузками, зависящими от формы рельсового пути, являются: центробежная сила и горизонтальное направляющее усилие, возникающее при прохождении вагона по кривой, и вертикальные нагрузки от стыков, которые вызывают колебательное движение обрессоренных частей вагона.

К нагрузкам, зависящим от формы бандажей, относятся: горизонтальное давление на гребень бандажа при вильянии вагона и вертикальные силы, возникающие от овальности и неровности бандажа; эти силы также вызывают колебательное движение обрессоренных частей вагона.

При торможении вагона в результате нажатия тормозных колодок на колёса и действия силы трения между ними создаётся сопротивление вращению колёс, чем возбуждаются внешние горизонтальные силы между колёсами и рельсами. Сумма этих сил, называемая тормозной силой, производит замедление (отрицательное ускорение) вагона. Вследствие замедленного движения появляется сила инерции, равная тормозной силе. Максимальное значение тормозной силы можно принять равным силе сцепления колёс с рельсами.

Момент пары сил (тормозной и силы инерции) увеличивает реакцию рельсов на передние по ходу колёса и уменьшает на задние, создавая нагрузки, обусловленные торможением.

При загрузке вагона вертикальными силами (весом тары и груза) вертикальные реакции рельсов в сумме равны этим силам, но реакции под каждым колесом обычно не равны между собой даже в случае симметричного загрузки вагона.

Неравенство реакций объясняется неровностями пути и отклонениями от номинальных размеров в элементах вагона, а также неодинаковой жёсткостью отдельных комплектов рессорного подвешивания¹. Разности между действительными реакциями рельсов и идеальными (когда все реакции оди-

¹ Подробнее этот вопрос рассматривается в главе IX.

наковы) представляют собой систему вертикальных сил, называемую кососимметричной нагрузкой. Вертикальной кососимметричной нагрузкой вызываются деформации скручивания вагона.

Котлы цистерн, баки для воды в пассажирских вагонах, резервуары тормозного оборудования подвергаются действию внутреннего давления находящихся в них жидкостей или воздуха.

В процессе загрузки и выгрузки в вагоне возникают усилия, обусловленные способами ведения этих работ и применяемыми механизмами. Так, например, при загрузке полувагонов рудой или углём с эстакад или грейферами возможно появление значительных ударных усилий при падении больших кусков, а при разгрузке этих вагонов на вагоноопрокидывателях происходит перераспределение усилий между элементами вагона и вместо ходовых частей и рамы кузова наиболее нагруженными оказываются элементы боковых стен.

Кроме перечисленных нагрузок, вагон и его части подвергаются действию сил, связанных с технологией изготовления и ремонта. Уже отмечено, что неточностями изготовления вызываются кососимметричные нагрузки. После изготовления в конструкции могут оставаться усилия от натягов и температурных деформаций. После сборки некоторых элементов путём прессовой посадки (например, колёсные пары) между собранными элементами возникают усилия, сохраняющиеся в течение всего времени их работы.

В процессе ремонта при подъёмочных работах также появляются кососимметричные нагрузки, если подъёмка производится неравномерно или вагон поднимается одним домкратом, установленным под угол рамы или под конец шкворневой балки (например, при смене рессор или подшипников в безотцепочном ремонте).

При проектировании вагонов пользуются нормами расчётных нагрузок. Чем полнее учитываются в нормах действующие нагрузки и чем точнее определяется их величина, тем вернее можно оценить действительные условия работы элементов вагона и правильнее выбрать их размеры.

Для систематизации расчётных схем все принимаемые в расчётах нагрузки сводятся в следующие условные группы¹:

- 1) вертикальные;
- 2) боковые (горизонтальные);
- 3) продольные (горизонтальные);
- 4) возникающие при торможении;
- 5) вертикальные кососимметричные;
- 6) от направляющих усилий рельсов и сил трения между колёсами и рельсами, возникающие при движении по кривой;
- 7) усилия распора сыпучих тел;
- 8) внутреннее давление жидкостей или газов в резервуарах;
- 9) вызванные технологическими причинами;
- 10) возникающие в связи с принятыми способами ремонта.

Вертикальная нагрузка составляется из тары вагона, веса находящегося в вагоне груза и вертикальной динамической нагрузки. Расчётный вес груза для грузовых вагонов обуславливается назначением вагона и обычно указывается в техническом задании на проектирование. Для пассажирских вагонов вес груза определяется расчётной населённостью и условным весом одного пассажира.

В пассажирских вагонах дальнего следования полезная нагрузка кузова рассчитывается по числу плацкартных мест для сидения. Вес пассажира с багажом в этом случае принимается равным 100 кг.

В вагонах пригородного и местного сообщения населённость определяется по числу мест для сидения и из расчёта 7 человек стоящих пассажиров на 1 м² свободной площади пола (площадь пола, занятая ногами сидящих пассажиров

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов железных дорог колеи 1524 мм (несамоходные). ЦНИИ МПС и НИБ Главвагона МТрМ, 1948 г.

шириной 200 мм у краёв диванов, не учитывается). Вес одного пассажира в пригородных и местных поездах принимается равным 70 кг.

Вертикальная динамическая нагрузка обычно определяется как произведение собственного веса и веса груза на коэффициент динамической добавки. На основании опытных данных коэффициент динамической добавки k_d рекомендуется определять по формуле

$$k_d = a + \frac{0,01 v}{f_{cm}}, \quad (36)$$

где v — скорость движения в км/ч;

f_{cm} — статический прогиб рессорного подвешивания в см;

a — коэффициент, равный: 0,05 для кузова;

0,10 для обрессоренных частей тележки;

0,15 для необрессоренных частей тележки (за исключением колёсных пар).

Боковая нагрузка составляется из центробежной силы и давления ветра. Центробежная сила приложена к центру тяжести вагона и определяется по формуле

$$C = \frac{P_{бр}}{gR} \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \text{ кг}, \quad (37)$$

где $P_{бр}$ — вес вагона брутто в кг;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

R — радиус кривой в м;

v — скорость движения в км/ч;

3,6 — коэффициент для соблюдения размерности $\left(v [\text{м/сек}] = \frac{v [\text{км/ч}]}{3,6} \right)$

Для вычисления центробежной силы только кузова или тележки в формулу (37) вместо $P_{бр}$ подставляются соответственно значения их веса.

Для уменьшения влияния центробежной силы на детали вагона и пути в кривых на перегонах делается возвышение наружного рельса над внутренним, вследствие чего боковая нагрузка от центробежной силы уменьшается на величину

$$\frac{P_{бр} h}{s}, \quad (a)$$

где h — возвышение наружного рельса над внутренним и

s — расстояние между кругами катания колёс колёсной пары.

Вычитая выражение (a) из правой части формулы (37), получим значение центробежной силы при учёте возвышения наружного рельса

$$C = P_{бр} \left(\frac{v^2}{gR 3,6^2} - \frac{h}{s} \right) \text{ кг}. \quad (38)$$

При $v = 100$ км/ч; $R = 600$ м; $h = 100$ мм и $s = 1580$ мм $C = 0,068 P_{бр}$.

При $v = 40$ км/ч; $R = 200$ м; $h = 0$ и $s = 1580$ мм (движение по стрелочной кривой) $C = 0,063 P_{бр}$.

Численные значения в примерах приняты в соответствии с Правилами технической эксплуатации железных дорог¹.

Из этих примеров видно, что составляющая боковой нагрузки от центробежной силы не превосходит 7% от статической нагрузки брутто. ЦНИИ и НИБ рекомендуют принимать для расчёта вагонов центробежную силу, равную 7,5% от веса вагона брутто

$$C = 0,075 P_{бр} \text{ кг}. \quad (39)$$

¹ Возвышение наружного рельса $h = 100$ мм принято с уменьшением против номинального размера (125 мм) в пределах разрешаемого допуска $\pm 25\%$.

Действие ветровой нагрузки обычно учитывается совместно с центробежной силой. Результирующая сила давления ветра, принимаемая в расчётах, определяется по формуле

$$H_e = wF \text{ кг}, \quad (40)$$

где F — площадь проекции кузова¹ на вертикальную плоскость, параллельную продольной оси вагона, в м^2 ;

w — удельное давление ветра, перпендикулярное боковой стене, в $\text{кг}/\text{м}^2$.

Равнодействующая этой силы приложена в центре тяжести указанной площади проекции кузова.

Максимальное удельное давление ветра для гражданских сооружений высотой до 20 м по всей территории Союза ССР за исключением побережья морей принимается равным $40 \text{ кг}/\text{м}^2$; по низовьям рек и побережьям морей — $70 \text{ кг}/\text{м}^2$ и только на прибрежной полосе длиной в 100 км (около Новороссийска) — $100 \text{ кг}/\text{м}^2$. Ветер, при котором развивается удельное давление $100 \text{ кг}/\text{м}^2$, сваливает телеграфные столбы и вырывает деревья с корнями. Учитывая, что ветер такой силы бывает редко и что расчётные комбинации нагрузок на вагон составляются по невыгоднейшему сочетанию всех одновременно возможных сил, в расчётах целесообразно учитывать среднюю величину силы ветра.

ЦНИИ и НИБ рекомендуют принимать при расчётах $w = 50 \text{ кг}/\text{м}^2$.

Продольные нагрузки являются одними из наименее изученных вследствие больших теоретических и экспериментальных трудностей, возникающих при их исследовании². Эти нагрузки, учитываемые в расчётах вагонов, состоят из усилий сжатия и тяги, называемых обычно ударно-тяговыми усилиями. Сжимающая сила, приложенная по оси автосцепок, принимается равной 100 т, а приложенная к буферу, — 30 т.

Усилие тяги для вагонов с автосцепкой принимается равным 80 т.

Усилия сжатия и тяги считаются приложенными статически.

В цистернах учитывается гидравлический удар жидкости. Этот вопрос рассматривается в главе XIV.

Силы, возникающие при торможении. Тормозная сила обычно определяется исходя из коэффициента сцепления между бандажом и рельсом, равного 0,2. При таком коэффициенте сцепления величина тормозной силы равняется 20% от веса вагона брутто. Этой же величине равна сила инерции при торможении

$$P_T = 0,2 P_{br} \text{ кг}, \quad (41)$$

что соответствует замедлению, равному $0,2 g$, где g — ускорение силы тяжести.

Усилия в элементах рычажной передачи для тормозов обычной конструкции определяются исходя из суммы нажатия всех колодок, равной 140% от тары для грузовых и 80% для пассажирских вагонов.

Методы определения и учёта остальных нагрузок изложены при расчётах отдельных частей вагонов в последующих главах.

2. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Для выбора допускаемых напряжений все действующие на вагон нагрузки в зависимости от их величины и повторяемости целесообразно разбить на следующие группы.

1. Постоянные, состоящие из тары вагона и усилий, вызванных технологическими причинами (прессовой посадкой, натяжениями при сварке и сборке и т. п.).

2. Нормальные эксплуатационные, состоящие из постоянных нагрузок от веса перевозимого груза и часто повторяющихся комбинаций динамических нагрузок.

¹ При проектировании платформ, гондол и транспортеров вместо площади проекции кузова принимается площадь проекции груза, погруженного с полным использованием габарита подвижного состава.

² Подробнее этот вопрос рассматривается в главе XII.

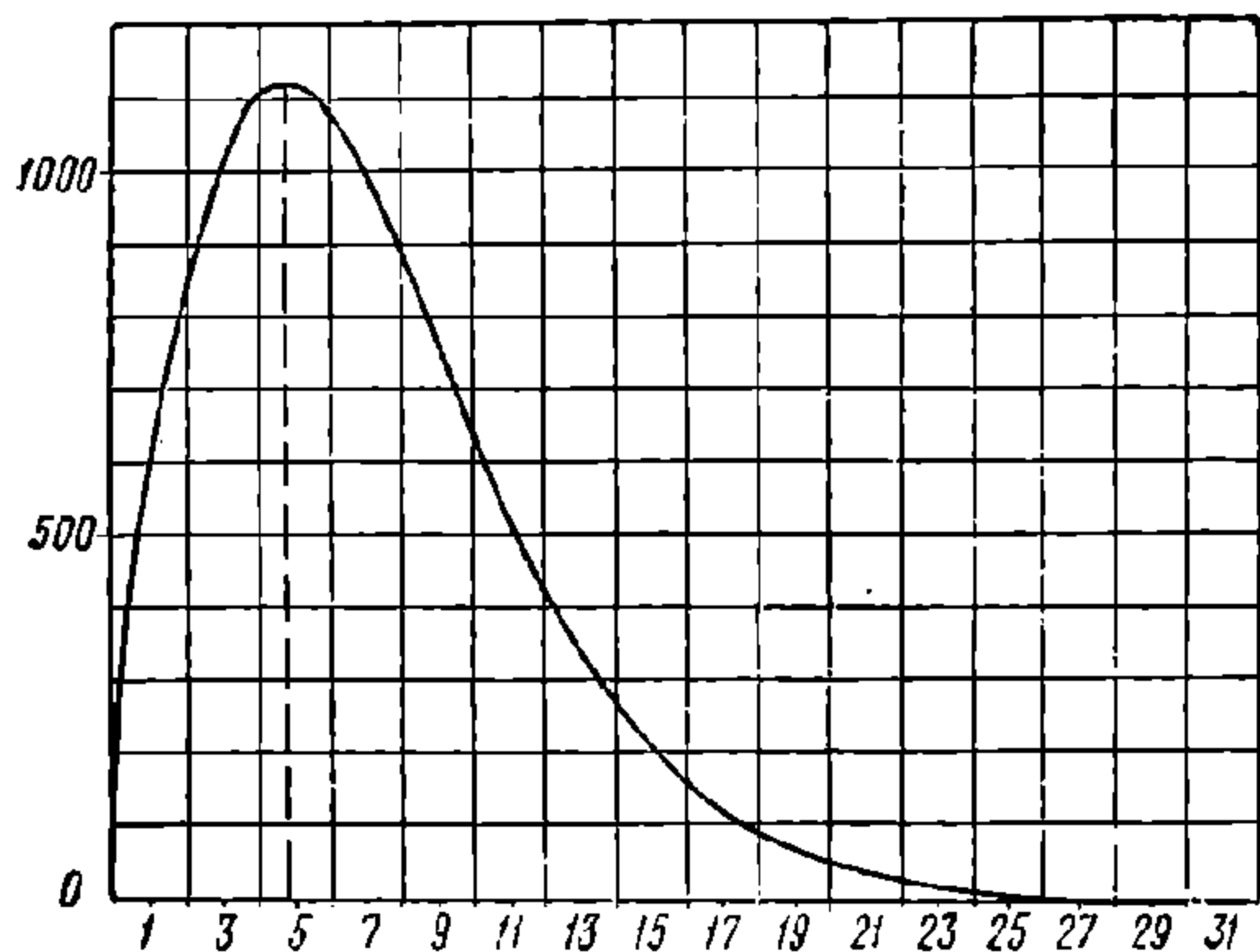
3. Максимальные эксплуатационные, состоящие также из постоянных нагрузок, наибольшего веса перевозимого груза и наиболее невыгодных, редко встречающихся комбинаций динамических нагрузок.

4. Нагрузки на порожний или гружёный вагон, возникающие в связи с принятыми способами ремонта и обслуживания.

Для обеспечения долговечности вагона расчёт его деталей производится на нормальные эксплуатационные нагрузки с тем, чтобы под влиянием вызываемых ими часто повторяющихся

переменных напряжений не возникало разрушений от усталости материала.

На фиг. 27 изображена так называемая частотная кривая вертикальных динамических нагрузок на шейку оси тележки грузового вагона с комбинированным рессорным подвешиванием. На этой фигуре по оси абсцисс отложены значения динамических усилий на шейку (одно деление соответствует 125 кг), а по оси ординат — частота повторения нагрузок данной величины.

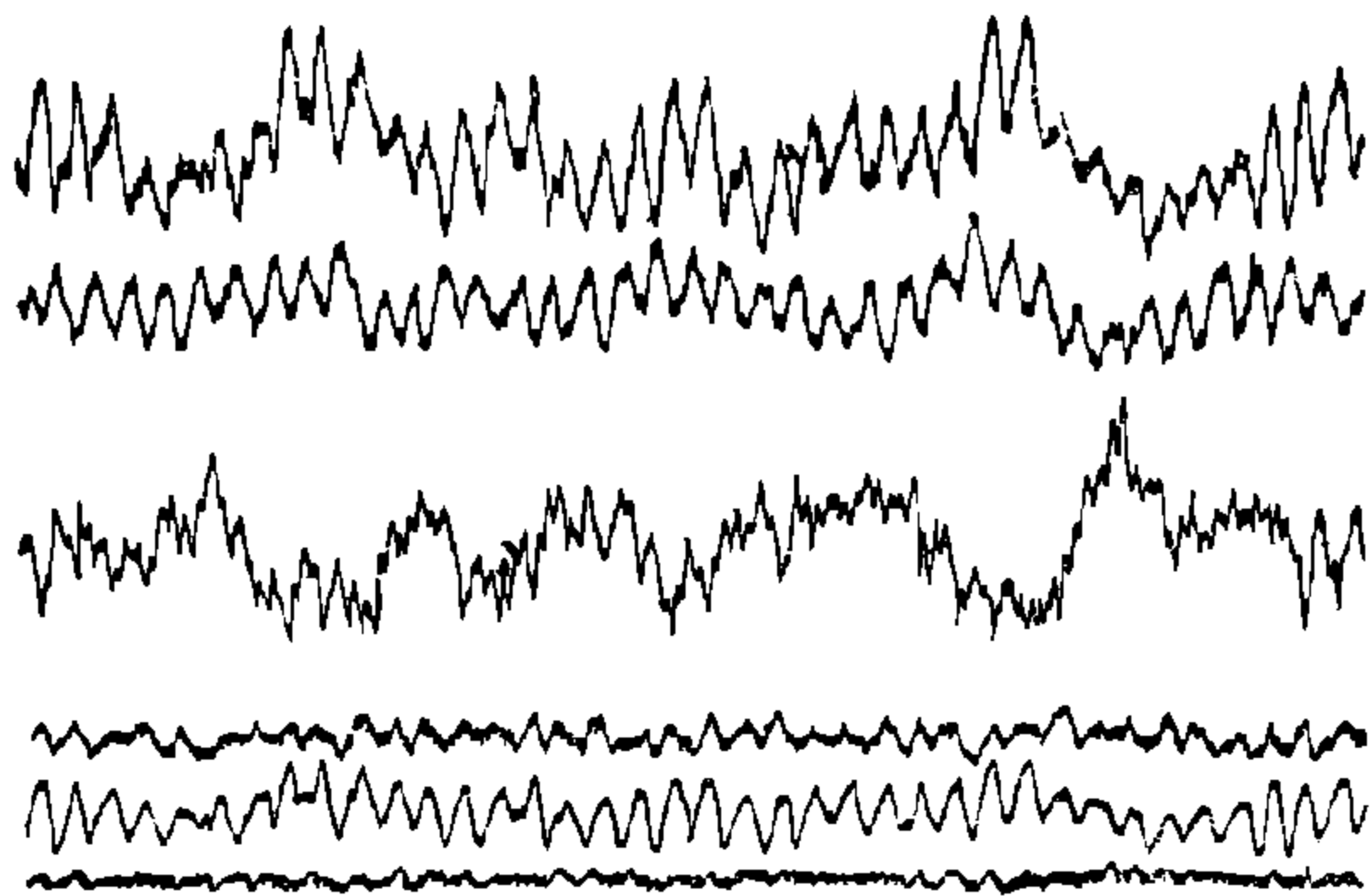


Фиг. 27. Частотная кривая вертикальных динамических нагрузок на шейку оси

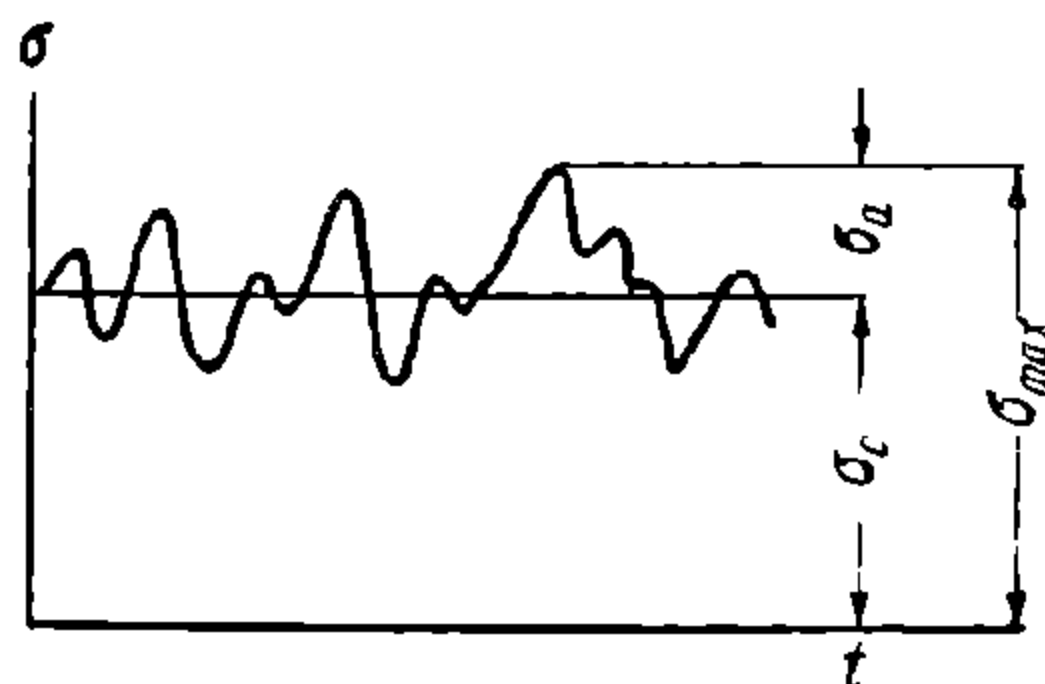
напряжений в хребтовой балке гондолы, полученные экспериментально, при движении вагона в поезде. Из фиг. 27 и 28 видно, что динамические нагрузки и напряжения имеют переменные амплитуды.

Изменение напряжений в детали вагона может быть представлено в виде схемы, изображённой на фиг. 29, в которой σ_c — постоянные статические напряжения и σ_a — амплитуда динамических напряжений. Отсюда наибольшие напряжения равны

$$\sigma_{\max} = \sigma_c + \sigma_a. \quad (42)$$



Фиг. 28. Кривые изменения динамических напряжений



Фиг. 29. График изменения напряжений в детали вагона

При постоянных амплитудах динамических напряжений снижение прочности материала под влиянием этих напряжений приближённо учитывается следующим коэффициентом¹:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{1 + \Delta_{\sigma}}{1 + \frac{\Delta_{\sigma}}{\alpha_{\sigma}}}, \quad (43)$$

¹ А. А. Попов, Сопротивление материалов (Техническая механика и детали машин, часть III. Машгиз, 1949).

где $\Delta_\sigma = \frac{\sigma_a}{\sigma_c}$ — отношение амплитуды динамических напряжений к постоянным (статическим); $\alpha_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s}$ — отношение предела усталости материала детали при чисто вибрационном нагружении σ_{-1} (когда $\sigma_c = 0$ и $\sigma_a = \text{const}$) к пределу текучести σ_s .

Обычно коэффициент $\varphi_\sigma \leq 1$. При $\sigma_a = 0$ $\varphi_\sigma = 1$ (случай статической нагрузки); при $\sigma_c = 0$ $\varphi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s}$ (случай чисто вибрационной нагрузки). В материалах, применяемых в вагоностроении, как правило, $\sigma_{-1} < \sigma_s$.

При переменной амплитуде динамических напряжений для расчёта принимается её наибольшая величина.

Коэффициент φ_σ показывает, во сколько раз нужно уменьшить допускаемые напряжения R_p при статическом растяжении, чтобы получить допускаемые напряжения R при наличии вибрационной нагрузки:

$$R = \varphi_\sigma R_p. \quad (44)$$

Условия прочности при наличии вибрационных нагрузок часто записывают в форме

$$\sigma_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\varphi_\sigma} \leq R_p. \quad (45)$$

$\sigma_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\varphi_\sigma}$ называют эквивалентными напряжениями при вибрационной нагрузке.

Формулы (43) и (44) справедливы для случая, когда деталь в целом или её элемент испытывает одноосное напряжённое состояние (растяжение-сжатие).

В случае чистого сдвига формулы (42) — (45) имеют тот же вид, но вместо нормальных напряжений в них подставляются соответствующие касательные:

$$\varphi_\tau = \frac{1 + \Delta_\tau}{1 + \frac{\Delta_\tau}{\alpha_\tau}} \quad (46)$$

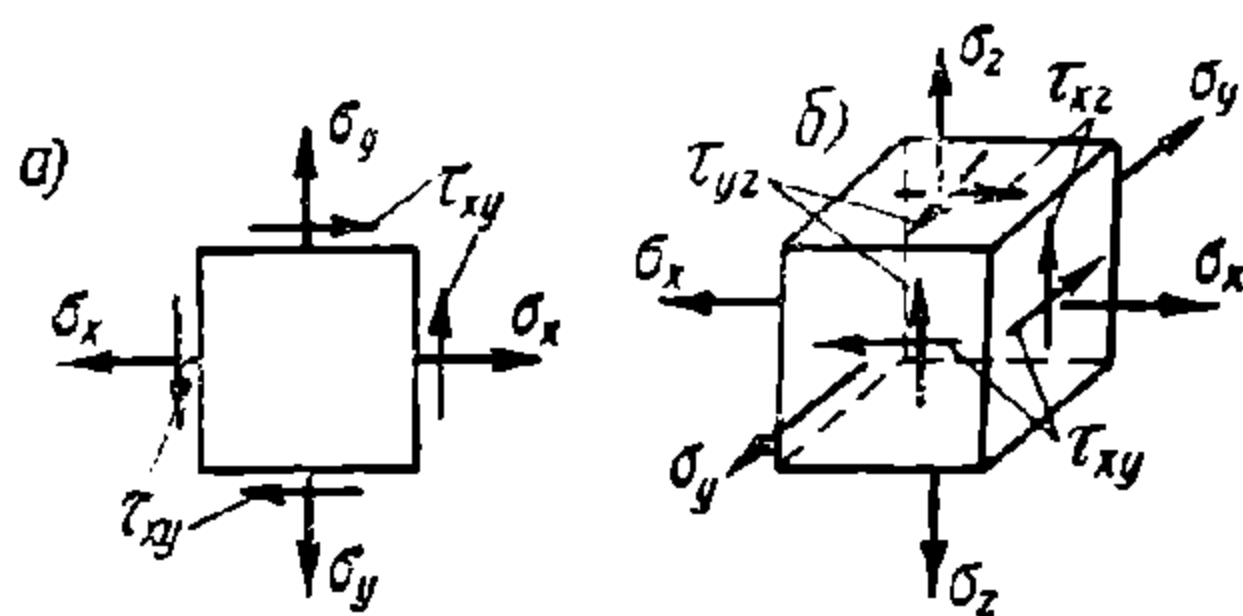
где $\Delta_\tau = \frac{\tau_a}{\tau_c}$ — отношение амплитуды касательных динамических напряжений к статическим;

$\alpha_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_s}$ — отношение предела усталости к пределу текучести при сдвиге;

$$\tau_\sigma = \frac{\tau_{\max}}{\varphi_\tau} = \frac{\tau_a + \tau_c}{\varphi_\tau} \leq R_{cp}, \quad (47)$$

где R_{cp} — допускаемые напряжения при статическом сдвиге.

В более общих случаях напряжённого состояния, например, плоского (фиг. 30, а), когда элемент детали испытывает переменное растяжение или сжатие по двум взаимно перпендикулярным направлениям и сдвиг, или самого общего, объёмного напряжённого состояния (фиг. 30, б) — растяжение или сжатие и сдвиг по трём взаимно перпендикулярным направлениям, можно для оценки эквивалентных напряжений приближённо использовать формулы статических теорий прочности, подставляя в них вместо статических напряжений эквивалентные напряжения (45) и (47) для переменного растяжения (сжатия) или сдвига.



Фиг. 30. Случаи напряжённого состояния

Используя энергетическую теорию прочности как более достоверную для пластических материалов¹, почти исключительно применяющихся в вагоностроении, получим:

в случае плоского напряжённого состояния

$$\sigma_3 = \left[\left(\frac{\sigma_{x \max}}{\varphi_{\sigma x}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{y \max}}{\varphi_{\sigma y}} \right)^2 - \frac{\sigma_{x \max} \sigma_{y \max}}{\varphi_{\sigma x} \varphi_{\sigma y}} + 3 \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\varphi_{\tau xy}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (48)$$

в случае объёмного напряжённого состояния

$$\sigma_3 = \left[\left(\frac{\sigma_{x \max}}{\varphi_{\sigma x}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{y \max}}{\varphi_{\sigma y}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{z \max}}{\varphi_{\sigma z}} \right)^2 - \frac{\sigma_{x \max} \sigma_{y \max}}{\varphi_{\sigma x} \varphi_{\sigma y}} - \frac{\sigma_{x \max} \sigma_{z \max}}{\varphi_{\sigma x} \varphi_{\sigma z}} - \frac{\sigma_{z \max} \sigma_{y \max}}{\varphi_{\sigma z} \varphi_{\sigma y}} + 3 \left(\frac{\tau_{xy \max}}{\varphi_{\tau xy}} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_{xz \max}}{\varphi_{\tau xz}} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_{zy \max}}{\varphi_{\tau zy}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (49)$$

Обозначения величин, входящих в формулы (48) и (49), ясны из фиг. 30 и из формул (45) и (47).

Условия прочности определяются по формуле

$$\sigma_3 \leq R_p. \quad (50)$$

В случаях плоского и объёмного напряжённых состояний предполагается, что изменение компонентов напряжений происходит в одной фазе с одновременным достижением максимума. Из опыта известно, что напряжения, приводящие детали конструкции к разрушению, могут значительно отличаться по величине от предельных напряжений материала деталей, устанавливаемых на стандартных образцах при испытаниях в лабораторных условиях.

Под предельными (разрушающими) напряжениями подразумеваются как приводящие к появлению трещин (предел прочности, предел усталости), так и те, которые приводят к пластическим деформациям детали без появления трещин (предел текучести). В этом же смысле надо понимать и самое разрушение, так как во многих практических случаях появление пластических деформаций в конструкции не менее опасно, чем появление трещин.

Механические свойства материала детали, необходимые для расчёта по приведённым формулам (предел текучести и предел усталости), зависят от:

1) характера изменения напряжённого состояния, что связано с изменением внешних сил во времени;

2) типа местного и общего напряжённого состояния детали (одноосное, плоское, объёмное), обусловленного в основном формой детали (концентрация напряжений при наличии резкого изменения формы) и видом приложения внешних сил;

3) абсолютных геометрических размеров детали (влияние масштаба);

4) состояния поверхности детали в результате обработки и износов;

5) технологии изготовления, сборки и присоединения к другим элементам конструкции;

6) условий эксплуатации (температура, наличие или отсутствие корродирующей среды и т. д.) и от ряда других причин.

Таким образом, выносливость материала зависит не только от его свойств, но в значительной степени от его состояния в испытываемых образцах или в готовых изделиях. На фиг. 31 показаны соотношения между пределами прочности и усталости материала, установленными на стандартных образцах, и пределами усталости некоторых деталей машин².

Расчёт деталей вагонов на вибрационную нагрузку целесообразно вести в тех случаях, когда амплитуда динамических напряжений достаточно велика,

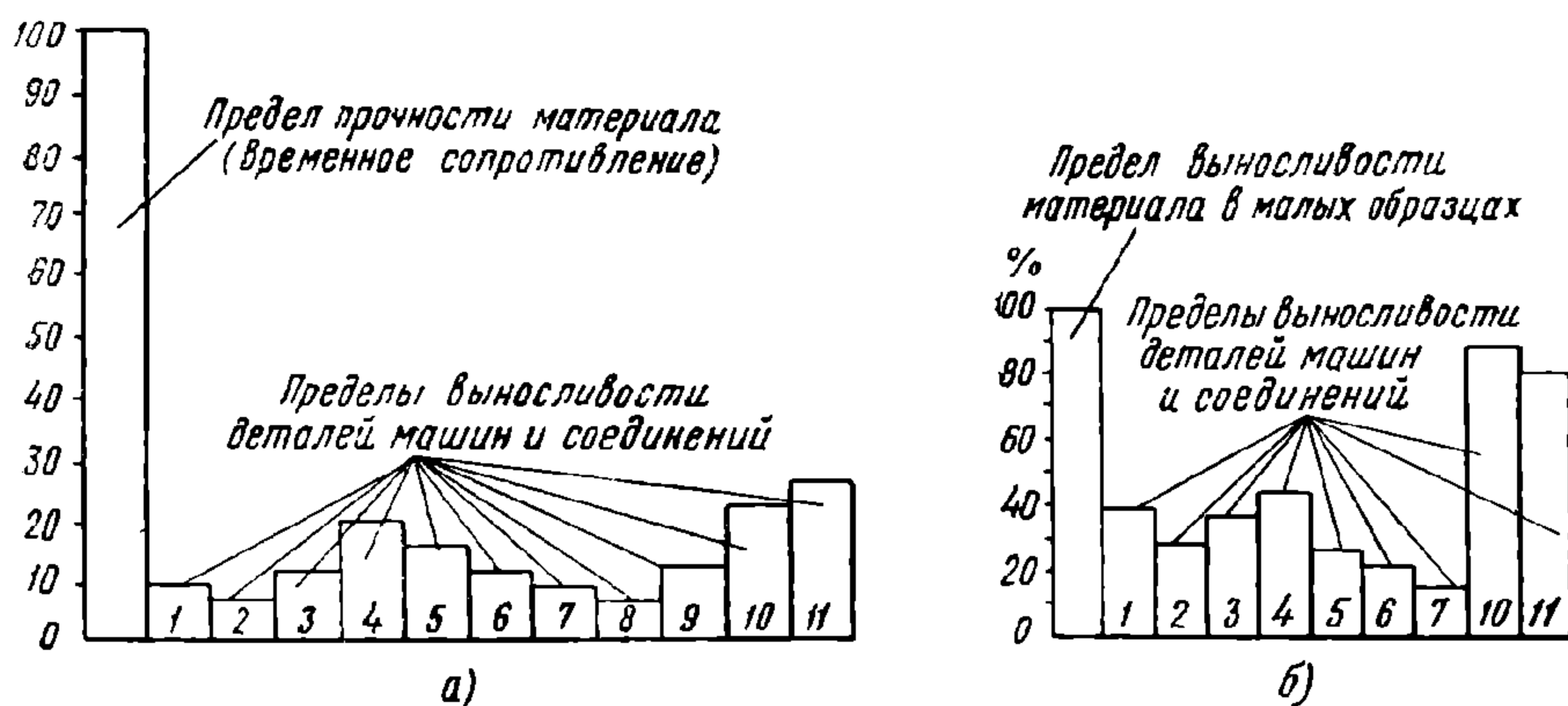
¹ Для хрупких материалов обычно применяется первая теория прочности (наибольших нормальных напряжений).

² Г. В. Ужик, Методы испытаний металлов и деталей машин на выносливость. Издательство Академии наук СССР, 1948.

а предел усталости имеет пониженное значение вследствие влияния вышеуказанных причин¹.

По рекомендации ЦНИИ и НИБ сварные и клёпанные детали вагона следует проверять на вибрационную прочность в тех случаях, когда они подвержены действию нагрузки, значительно меняющейся периодически при условии, что напряжения от этой нагрузки, сложенные с напряжениями от постоянных нагрузок, мало отличаются от суммарных напряжений, получающихся при действии на деталь наиболее невыгодного сочетания всех одновременно возможных максимальных сил.

Для обеспечения прочности деталей вагона при максимальных эксплуатационных нагрузках расчёт ведётся на наиболее невыгодное сочетание всех од-



Фиг. 31. Соотношения между пределами усталости и прочности:

1—коленчатый вал авиадвигателя, диаметр шейки 80 мм, переменное кручение; 2—коленчатый вал дизеля, диаметр шейки 245 мм, переменное кручение; 3—вагонная ось с напрессованным колесом, диаметр подступичной части 192 мм, изгиб при вращении; 4—прямой вал с напрессованной ступицей, диаметр 40 мм, изгиб при вращении; 5—прямой вал со ступицей на шпоночном соединении, диаметр 30 мм, изгиб при вращении; 6—зубчатое колесо, диаметр 75 мм; 7—болт с резьбой 1 1/8", растяжение-сжатие; 8—болтовое соединение двух двутавровых балок № 20 (12 болтами диаметром 25.4 мм), переменный изгиб в одной плоскости; 9—сварное соединение двух двутавровых балок № 20, переменный изгиб в одной плоскости; 10—заклёпочное соединение пластин, переменное растяжение; 11—сварное соединение пластин, площадь сечения 2 660 мм², переменное растяжение

новременно возможных сил. При этом все силы считаются приложенными статически, потому что их редкое совместное появление может рассматриваться как однократное.

В практике вагоностроения расчёт на максимальные эксплуатационные нагрузки является основным. Допускаемые напряжения, соответствующие этим расчётным нагрузкам, приведены в табл. 3.

Рекомендуемые ЦНИИ и НИБ допускаемые напряжения (табл. 3) вследствие уточнения расчётных нагрузок и более правильной оценки напряжённого состояния выше ранее применявшихся.

Допускаемые напряжения для деталей, не указанных в табл. 3, приводятся в соответствующих главах.

При расчёте от действия нагрузок, возникающих в связи с ремонтом вагонов, допускаемые напряжения принимаются наибольшими из приведённых в табл. 3.

Если максимальные эксплуатационные нагрузки вызывают в детали сложное напряжённое состояние, то с допускаемыми напряжениями сравниваются эквивалентные, определяемые по формуле (50). Так как нагрузки при этом считаются приложенными статически, то эквивалентные на-

¹ Данные по пределу усталости деталей и соединений и влиянию на него различных причин имеются в книгах: Г. А. Николаев и А. С. Гельман, Сварные конструкции и соединения. Машгиз, 1947; И. В. Подзолов, Расчёт допускаемых напряжений для чёрных металлов. Оборонгиз, 1947.

пряжения могут быть вычислены по формулам (48) и (49), приняв в них коэффициенты $\varphi_{\sigma x} \dots \varphi_{\tau xy} \dots$ равными единице.

Помимо расчёта на прочность тонкостенные конструкции или элементы конструкции, имеющие вид длинных стержней, тонких оболочек и пластин, проверяются на устойчивость.

Таблица 3

Допускаемые напряжения в кг/см²

Наименование элементов вагонов	Вид деформации	Конструкционная сталь ГОСТ 380-41 и 81050-41		Рессорная сталь (термообработанная)		Литая сталь ГОСТ 377-41	
		Ст. 3 и 20	Ст. 5 и 35	55	55 С2	15-4020	35-5015
Детали кузова за исключением шкворневой и хребтовой балок	Изгиб, растяжение и сжатие	1 650	2 000	—	—	1 300	1 600
Детали тележки за исключением колесных пар, а также шкворневая и хребтовая балки рамы	Изгиб, растяжение и сжатие	1 550	1 900	9 500	10 000	1 200	1 400
Детали тормоза	Срез и кручение	—	—	—	7 500	—	—
	Смятие	1 400	1 800	—	—	1 200	1 400
	Изгиб, растяжение и сжатие	1 300	1 600	—	—	1 000	1 200
Заклёпки	Смятие	1 100	1 400	—	—	950	1 100
	Срез	1 200	—	—	—	—	—
	Смятие	2 500	—	—	—	—	—
Болты чистые	Отрыв	1 000	—	—	—	—	—
	Срез	1 200	—	—	—	—	—
	Смятие	2 500	—	—	—	—	—
Болты чёрные	Растяжение	1 400	—	—	—	—	—
	Срез	1 000	—	—	—	—	—
	Смятие	2 000	—	—	—	—	—
	Растяжение	1 400	—	—	—	—	—

Деформации			Растяжение	Изгиб	Сжатие и смятие	Смятие местное	Срез
Древесина	Сосна	Вдоль волокон	60	85	85	—	4
		Поперёк волокон	—	—	12	20	40
	Дуб	Вдоль волокон	80	110	100	—	5
		Поперёк волокон	—	—	16	25	50

- Примечания. 1. Для заклёпок и чёрных болтов, поставленных в отверстия деталей сверлёных или развёрнутых в собранном виде (или в кондукторе), допускаемые напряжения на срез и смятие увеличиваются на 20%.
2. Для заклёпок с потайными и полупотайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20%.
3. При нахлесточном одностороннем соединении, а также при соединении двух деталей через промежуточные, допускаемые напряжения в заклёпках и болтах снижаются на 10%.
4. В металлических деталях вагона, за исключением рессор, при чистом сдвиге допускаемые напряжения принимаются равными 0,6 от допускаемых напряжений при растяжении.

3. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЁТА ВАГОНОВ НА ПРОЧНОСТЬ

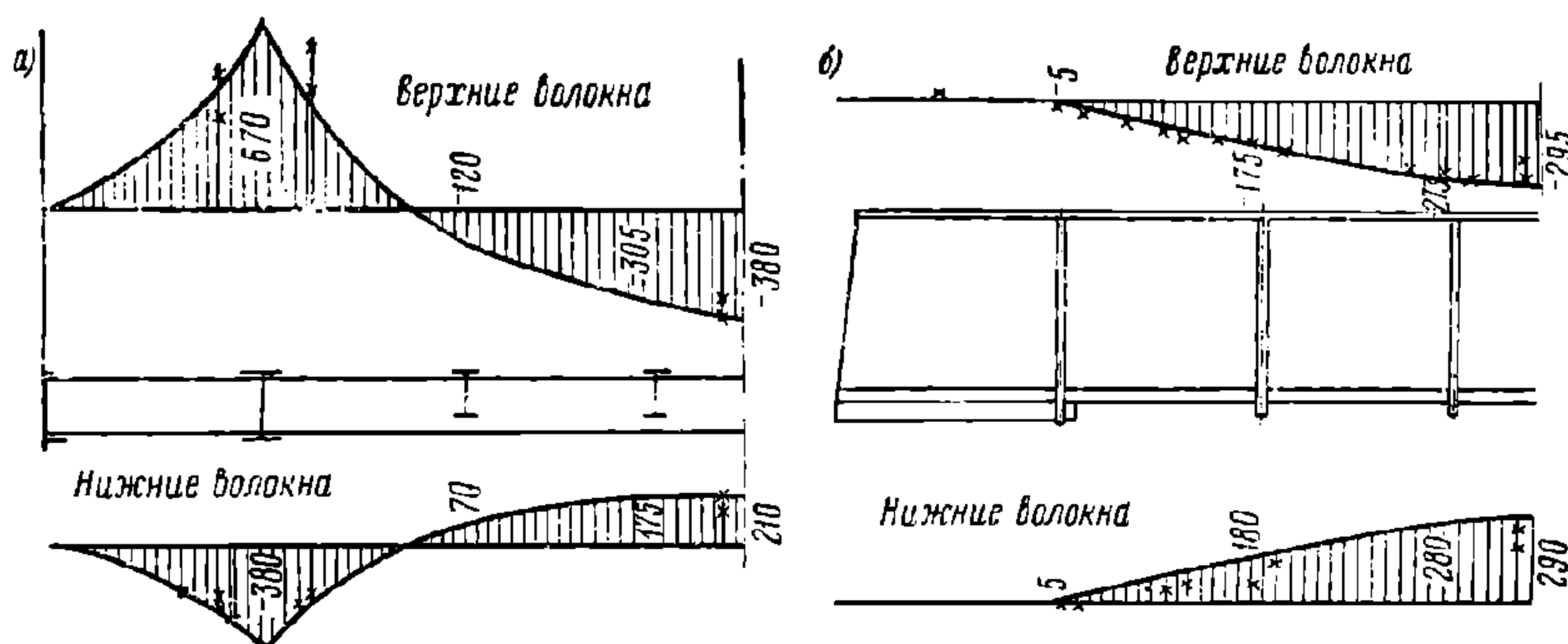
Задача максимального облегчения вагона при сохранении необходимой прочности требует тщательной оценки напряжённого состояния каждого элемента его конструкции. Такая оценка может быть сделана, например, путём проверки работы вагона в эксплуатации или в результате специальных испыта-

ний. В первом случае, очевидно, потребуется длительное время, а во втором, при обнаружении серьёзных дефектов, — полная переделка уже готового вагона. Оба указанных метода экономически нецелесообразны и не удовлетворяют требованиям быстрого развития техники. Гораздо лучше эта задача решается тщательным расчётом прочности конструкции в процессе проектирования и последующими испытаниями первых образцов.

Конечная цель расчёта вагона на прочность заключается в определении величины и распределения напряжений, возникающих в его несущих¹ элементах под действием принятых нагрузок. Достоверность полученных в результате расчёта величин в значительной степени зависит от правильности исходных данных и самого метода расчёта.

Правильный расчёт обычно подтверждается результатами испытаний.

На фиг. 32 показаны графики распределения напряжений в балках кузова гондолы, полученные расчётом; там же крестиками обозначены напря-



Фиг. 32. Распределение напряжений в элементах гондолы:
а—в хребтовой балке рамы; б—в нижней обвязке боковой фермы кузова

жения, измеренные при испытаниях. Как видно из этих графиков, расчётные и экспериментальные напряжения получаются очень близкими между собой.

Расчёт на прочность начинается с составления расчётной схемы. Расчётная схема складывается из геометрии рассчитываемого элемента или всей конструкции, расчётных нагрузок и определённых допущений, соответствующих видам деформаций, вызываемых заданной нагрузкой. Расчётные схемы, в зависимости от конструкции элемента или узла, могут представлять собой: пространственные или плоские фермы и рамы, балки с различным закреплением концов и комбинациями опор, кривые брусья, балки-стенки, оболочки, тонкостенные стержни, балки на упругом основании и др.

Расчётная схема должна быть возможно простой и в то же время обеспечивать определение напряжённого состояния элемента с достаточной полнотой.

Геометрическая форма расчётной схемы образуется осевыми линиями, проходящими через центры тяжести площадей поперечных сечений элементов конструкции. В тех случаях, когда элементы системы подвержены кручению, осевые линии проводятся через центры изгиба сечений. При расчёте тонкостенных конструкций (например, кузовов металлического вагона) как оболочек контур сечения образуется линиями, проходящими через середины толщин листов.

Каждая часть вагона рассчитывается на нагрузки, которые наиболее существенно влияют на её напряжённое состояние. Для каждого вида нагрузки вводятся определённые упрощения, меняющие характер расчётной схемы. Эти упрощения заключаются в принятии различных способов закреплений концов и промежуточных соединений элементов в схеме.

¹ Элементы конструкции, воспринимающие на себя основные нагрузки, называются несущими.

Правильный выбор упрощений позволяет облегчить расчёт без существенного снижения его точности. Излишняя точность при расчёте не нужна, так как она теряет свой смысл вследствие приближённости величин расчётных усилий и режимов. Напряжения в цифровом выражении считаются с точностью до 5 кг/см^2 .

О прочности конструкции судят по суммарным напряжениям, подсчитанным для отдельных расчётных схем и сложенным на основании закона независимости действия сил.

По характеру распределения напряжений вдоль волокон и по сечениям элементов судят о рациональности конструкции. При значительном расхождении расчётных и допускаемых напряжений в конструкцию вносят соответствующие изменения с последующим перерасчётом.

Совершенно очевидно, что конструкция является равнопрочной и наиболее экономичной, если суммарные напряжения во всех сечениях элементов равны допускаемым.

Во многих случаях расчёт несущих конструкций вагона сводится к решению различных статически неопределимых систем. После раскрытия статической неопределимости и определения величины действующих силовых факторов во всех элементах конструкции последние проверяются на прочность для основных видов деформации, а именно: изгиба, растяжения, сжатия, среза и в отдельных случаях кручения.

Узлы и отдельные элементы, кроме того, рассчитываются на местные нагрузки, не учтённые в общей схеме и влияющие на их прочность.

При проектировании сложных несущих конструкций обычно предварительно задаются сечениями их элементов, так как точный подбор сечений заранее (в статически неопределимой системе) почти невозможен, и только после разработки основной конструкции приступают к поверочному расчёту.

Предварительное определение размеров сечений отдельных элементов конструкции производится путём ориентировочных расчётов по упрощённым статически определимым расчётным схемам или на основании анализа сходных существующих конструкций.

4. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ВАГОНА

В вагоностроении применяются соединения деталей—болтовые, заклёпочные и сварные.

От выбора вида соединений во многом зависит конструкция основных элементов, стоимость изготовления и содержания вагона в эксплуатации. Неудачный выбор узловых соединений влечёт за собой частые их повреждения и дополнительный ремонт.

Болтовые соединения являются наиболее трудоёмкими и дорогими; поэтому к ним прибегают в особых случаях для прикрепления деталей, подвергающихся систематическому износу и частой смене. Иногда применение этих соединений обусловлено конструктивными или монтажными особенностями узла или детали.

Заклёпочные соединения в настоящее время применяются преимущественно для ответственных деталей, подверженных ударным нагрузкам или частым повреждениям, и в некоторых других случаях, которые рассматриваются в дальнейшем.

В конструкциях вагонов наиболее широко применяются сварные соединения, которые имеют ряд преимуществ перед остальными. В сварных конструкциях полностью используются поперечные сечения элементов, так как не приходится сверлить отверстий, необходимых для заклёпок и болтов; сокращается количество деталей в узлах (соединительные угольники, накладки и др.); облегчается рациональное конструирование сечений элементов, что позволяет при равновеликой площади лучше использовать металл. Кроме того, применение сварки значительно ускоряет и удешевляет изготовление вагонов.

Влияние переменной нагрузки на прочность всех видов соединений примерно одинаково. Концентрация напряжений в соединениях значительно снижает их вибрационную прочность. Это обстоятельство учитывается уменьшением допускаемых напряжений при расчёте соединений. Для снижения концентрации напряжений при конструировании и изготовлении соединений принимаются специальные меры.

В заклёпочных и болтовых соединениях концентрация напряжений образуется у отверстий и вызывается главным образом изменением геометрической формы сечений детали. Уменьшение вредного влияния отверстий достигается правильным их размещением и соответствующей обработкой.

В сварных соединениях концентрация напряжений создаётся у основания швов главным образом вследствие резкого изменения формы поверхности детали, изменения струк-

туры основного металла при нагревании и остаточных напряжений, появляющихся при охлаждении. В наплавленном металле шва возможны раковины и шлаковые включения, которые также вызывают концентрацию напряжений¹.

При дуговой сварке основными типами являются соединения встык, внахлестку и втавр. Для соединений листов применяется точечная сварка.

Соединение встык наиболее совершенно по вибрационной прочности, но не всегда экономически выгодно, так как требует трудоёмкой обработки кромок и подгонки соединяемых деталей. Поэтому часто применяются соединения элементов посредством двусторонних накладок, которые привариваются внахлестку.

Вибрационная прочность сварных соединений значительно повышается с применением качественных электродов, последующей нормализацией сваренных деталей, механической обработкой поверхности швов и некоторыми другими способами². Кроме того при конструировании соединений выполняется ряд требований, которые приводятся ниже.

При конструировании соединения деталей стремятся к тому, чтобы соединение было равнопрочным сечению наиболее слабой из соединяемых деталей. Под равнопрочным соединением понимается такое соединение, в котором напряжения в детали (по сечению «нетто») и напряжения в соединительных элементах (заклёпки, болты, сварные швы или точки) равны соответствующим допускаемым напряжениям.

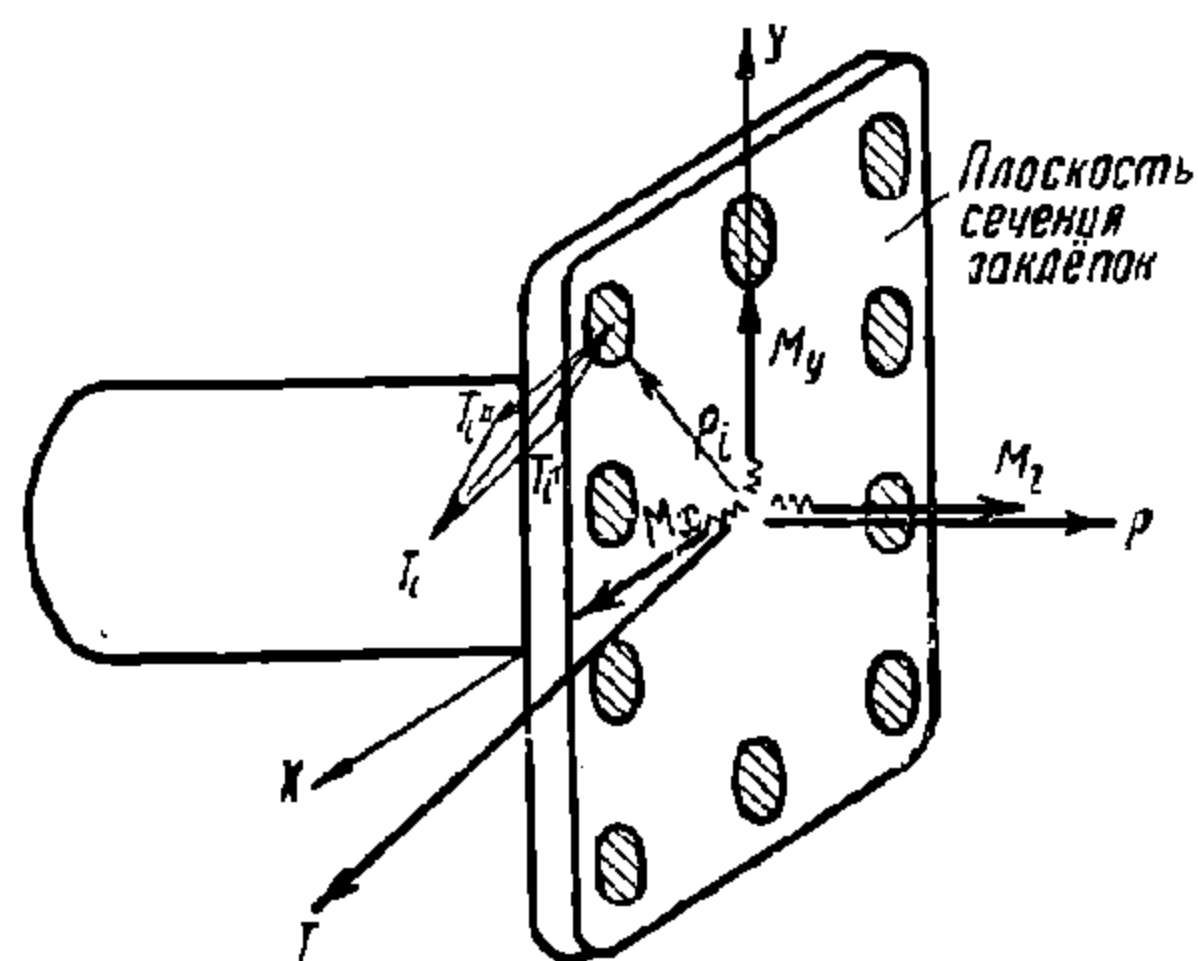
Ниже приводятся типовые методы расчёта для основных видов соединений и допускаемые напряжения для сварных соединений.]

Соединение болтами и заклёпками

Болты и заклёпки рассчитываются общими методами, принятыми при проектировании стальных конструкций³.

Определение напряжений в заклёпках и болтах производится, в зависимости от вида их деформации, по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \text{срез заклёпок и болтов } \tau_{ср} &= \frac{T_i}{mF}; \\ \text{смятие заклёпок и болтов } \sigma_{см} &= \frac{T_i}{d \sum \delta}; \\ \text{отрыв головок заклёпок } \sigma_{отр} &= \frac{N_i}{F}; \\ \text{растяжение болтов } \sigma &= \frac{N_i}{F_n}; \end{aligned} \right\} \quad (51)$$



Фиг. 33. К расчёту заклёпочных соединений

где T_i — срезывающее усилие на заклёпку или болт в кг;

N_i — растягивающее усилие на заклёпку или болт в кг;

F — площадь отверстия под заклёпку или площадь сечения стержня болта в см^2 ;

F_n — площадь болта по нарезке в см^2 ;

d — диаметр отверстия под заклёпку или диаметр стержня болта в см;

m — число рабочих срезов одной заклёпки или болта;

$\sum \delta$ — наименьшая суммарная толщина элементов, сминаемых в одном направлении, в см.

При присоединении конца детали заклёпками (болтами), расположенными в одной плоскости (фиг. 33), усилия на каждую заклёпку (болт) определяются формулами:

$$\left. \begin{aligned} T'_i &= M_z \frac{\rho_i F_i}{\sum \rho_i^2 F_i}; & T''_i &= T \frac{F_i}{\sum F_i} \\ T_i &= \sqrt{(T'_i)^2 + (T''_i)^2 + 2 T'_i T''_i \cos(\angle T'_i, T''_i)}; \\ N_i &= M_y \frac{x_i F_i}{\sum x_i^2 F_i} + M_x \frac{y_i F_i}{\sum y_i^2 F_i} + P \frac{F_i}{\sum F_i}, \end{aligned} \right\} \quad (52)$$

¹ Г. А. Николаев и А. С. Гельман, Сварные конструкции и соединения. Машгиз, 1947.

² Вопросы сварного вагоностроения. Издательство Академии наук УССР. Киев, 1941.

³ Нормы и технические условия проектирования стальных конструкций. Стройиздат, 1947.

где M_z — момент сил, приложенных к детали, относительно оси, перпендикулярной плоскости среза заклёпок (болтов) и проходящей через центр тяжести площади сечения всех заклёпок (болтов), в кгсм;
 M_x и M_y — моменты сил, приложенных к детали, относительно осей x и y , лежащих в плоскости среза заклёпок (болтов) и проходящих через центр тяжести площади их сечений, в кгсм;
 T — равнодействующая сил, приложенных к детали, в плоскости среза заклёпок (болтов) в кг;
 P — то же, перпендикулярная плоскости среза заклёпок (болтов), в кг;
 T_i — усилие на заклёпку (болт), направленное перпендикулярно радиусу ρ_i , в кг;

T_i' — усилие на заклёпку (болт) по направлению силы T в кг;

x_i и y_i — координаты центра сечения каждой заклёпки (болта) в см;

ρ_i — расстояние центра сечения заклёпки от центра тяжести площади сечения всех заклёпок (болтов) в см;

F_i — площадь сечения заклёпки (болта) в см²;

T_i и N_i — суммарные касательные и нормальные усилия, действующие на заклёпку, в кг.

Если конец детали присоединяется в нескольких плоскостях, то растягивающие усилия (отрыв) в заклёпках и болтах не учитываются.

Прочность заклёпок и болтов, подверженных одновременно растяжению и срезу, проверяется на каждую из этих деформаций в отдельности.

Клёпаные балки, подверженные поперечному изгибу, испытывают усилие среза в заклёпках, определяемое по формуле

$$T_i = \frac{QS}{Im} t, \quad (53)$$

где Q — поперечная сила в расчётном сечении балки в кг;

I — момент инерции сечения балки относительно нейтральной оси, параллельной плоскостям среза заклёпок, в см⁴;

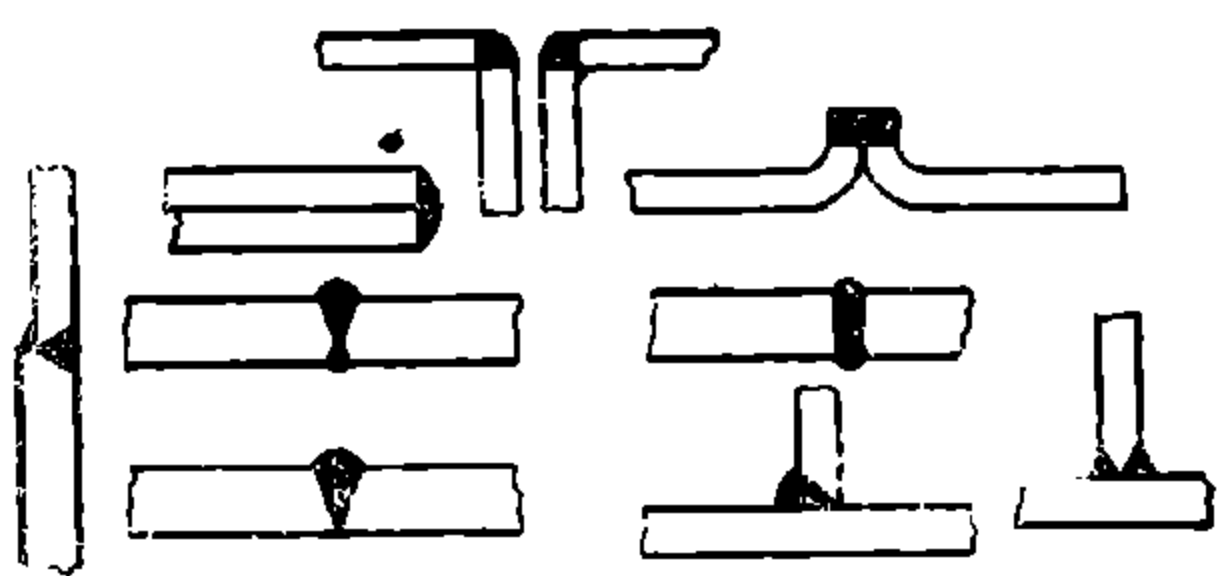
S — статический момент площади сечения элемента, прикреплённого заклёпками (относительно той же оси), в см³;

t — шаг заклёпок в см;

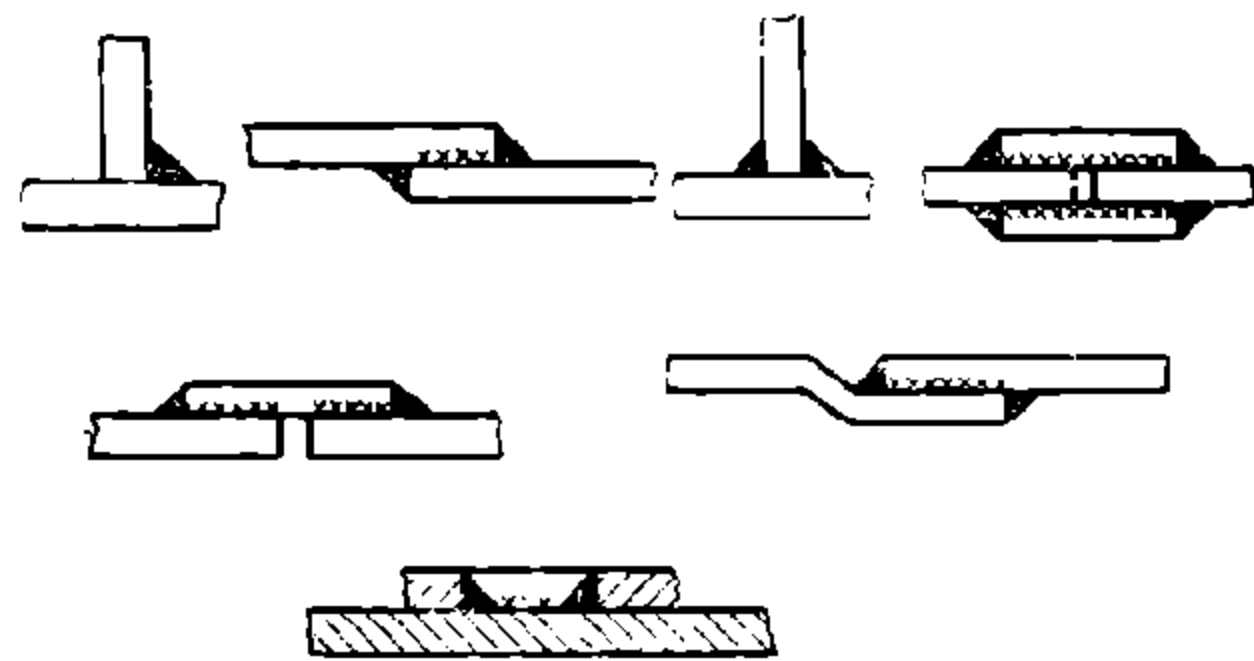
m — число рядов заклёпок.

Соединения дуговой сваркой

Сварные соединения проектируются и рассчитываются в соответствии с «Техническими условиями по применению сварки в вагоностроении» (Трансжелдориздат, 1941 г.). В 1948 г. ЦНИИ МПС и НИИБ Главвагона рекомендован несколько видоизменённый метод расчёта, который приводится ниже.



Фиг. 34. К расчёту сварных соединений



Фиг. 35. К расчёту сварных соединений

Соединения деталей, сваренных с полной проваркой сечения (фиг. 34), не рассчитываются. В этом случае наплавленный металл рассматривается как элемент тела детали, а напряжения в нём определяются при расчёте самой детали.

Швы соединений, выполненных внахлёстку (фиг. 35), рассчитываются на срез, независимо от направления действующих усилий.

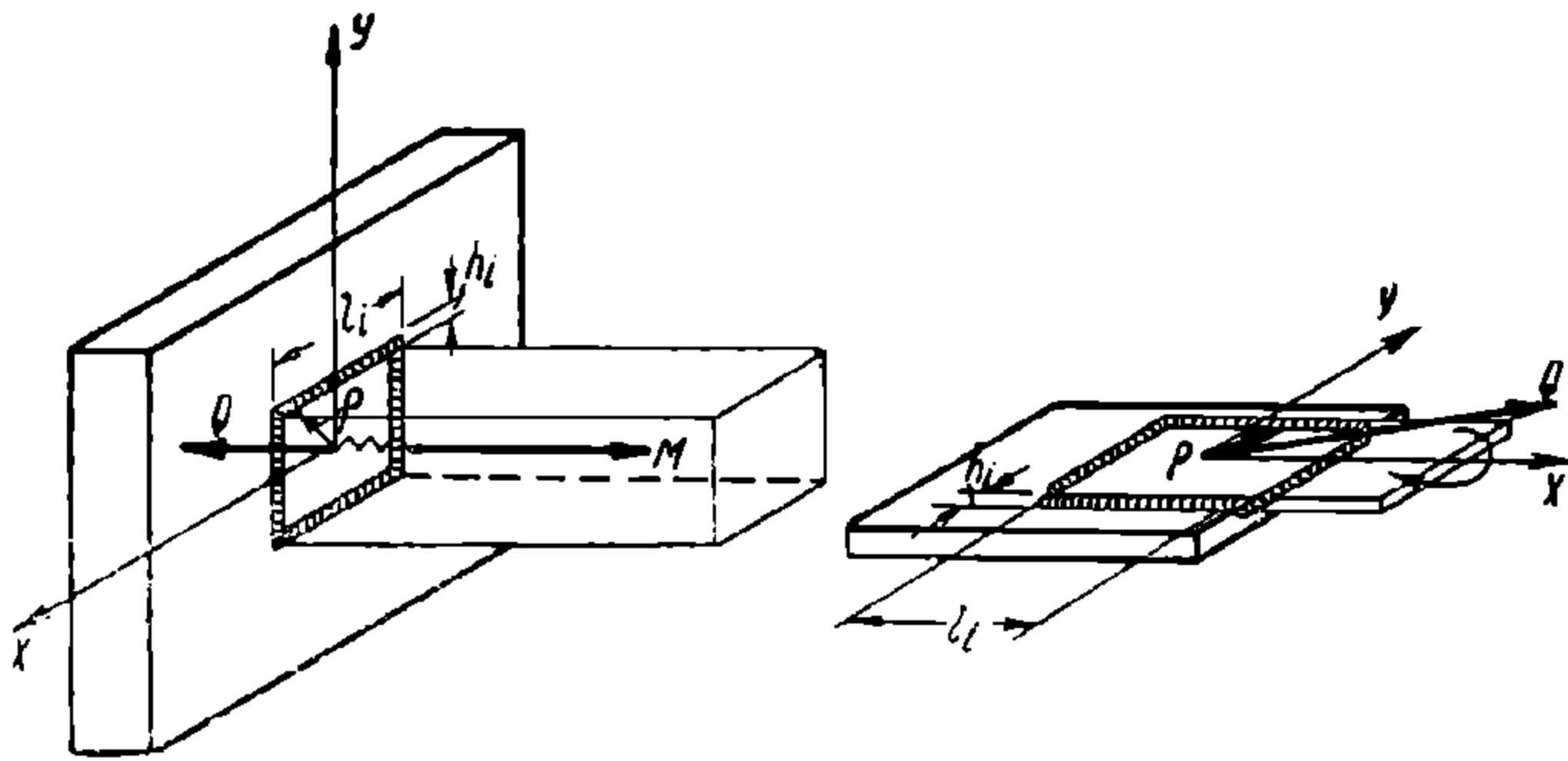
Напряжения среза в швах от усилий, действующих в плоскости соединения элементов, если жёсткость этих элементов больше жёсткости швов на срез (фиг. 36), в общем случае определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \frac{Q}{\sum h_i l_i}; & \tau_2 &= \frac{M \rho}{I_x + I_y} \\ \tau &= \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2 \tau_1 \tau_2 \sin(\widehat{Q, \rho})} \end{aligned} \right\} \quad (54)$$

где Q — равнодействующая всех сил, действующих в рассматриваемой плоскости, в кг;

M — момент всех сил относительно центра тяжести сечения швов, в кгсм;

- ρ — радиус, проведённый из центра тяжести сечения швов к точке шва, в которой определяются напряжения, в см;
 l_i — расчётная длина шва, равная его проектной длине, уменьшенной на 10 мм, в см;
 h_i — наименьший размер сечения шва в см; для швов с сечением равнобедренного прямоугольного треугольника, при величине его катета $h_{ш}$, $h_i = 0,7 h_{ш}$;
 I_x и I_y — моменты инерции сечения, образованного сварными швами, относительно осей x и y соответственно, в см⁴; толщина участков этого сечения равна наименьшим размерам сечений швов;



Фиг. 36. К расчёту сварных соединений

- τ_1 — касательные напряжения в шве, совпадающие по направлению с равнодействующей Q , в кг/см²;
 τ_2 — то же, но направленные нормально радиусу ρ , в кг/см²;
 τ — суммарные касательные напряжения в шве в кг/см².

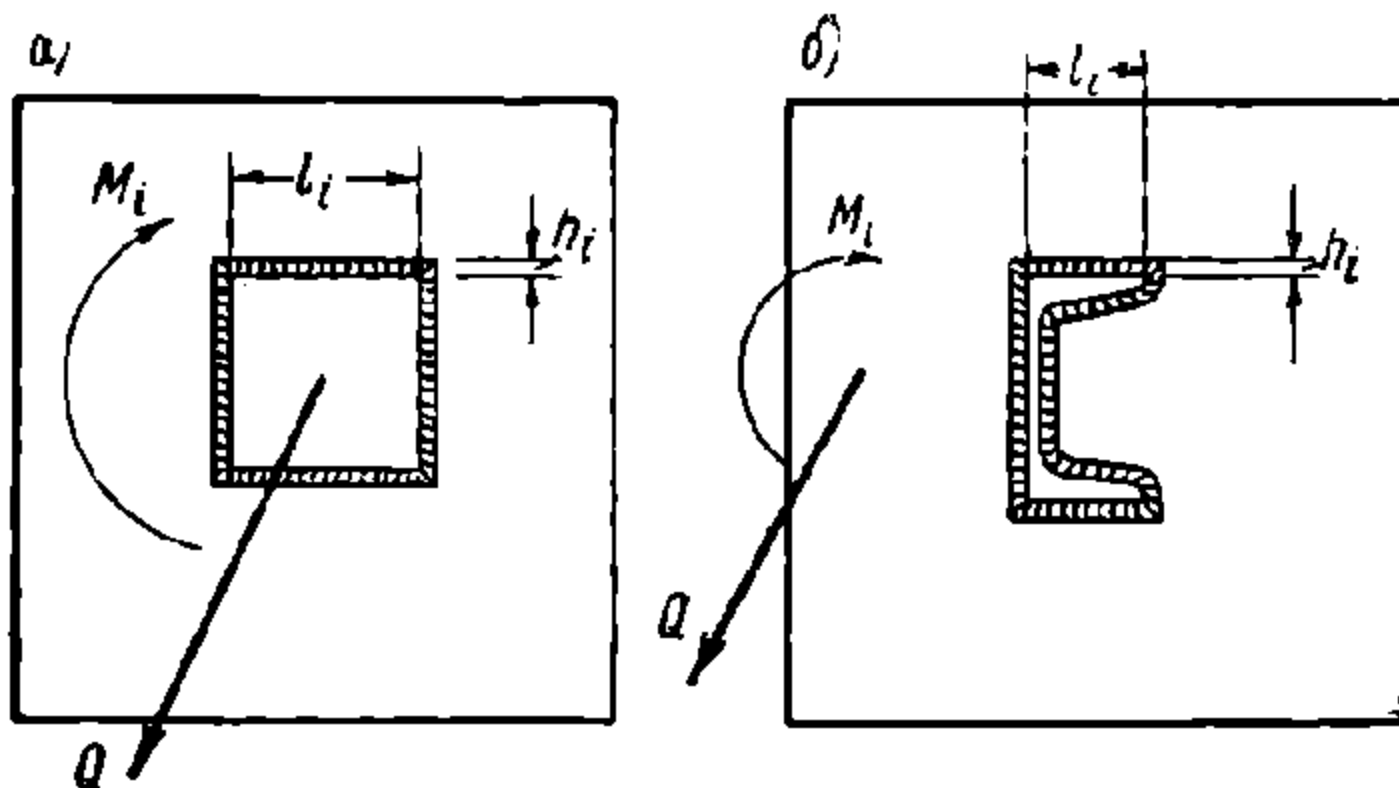
Напряжения среза в торцевых швах от усилий, действующих в плоскости соединения тонкостенных элементов, сваренных впритык (соединение втавр), определяются по формулам:

для сечений, образующих замкнутый контур (фиг. 37, а)

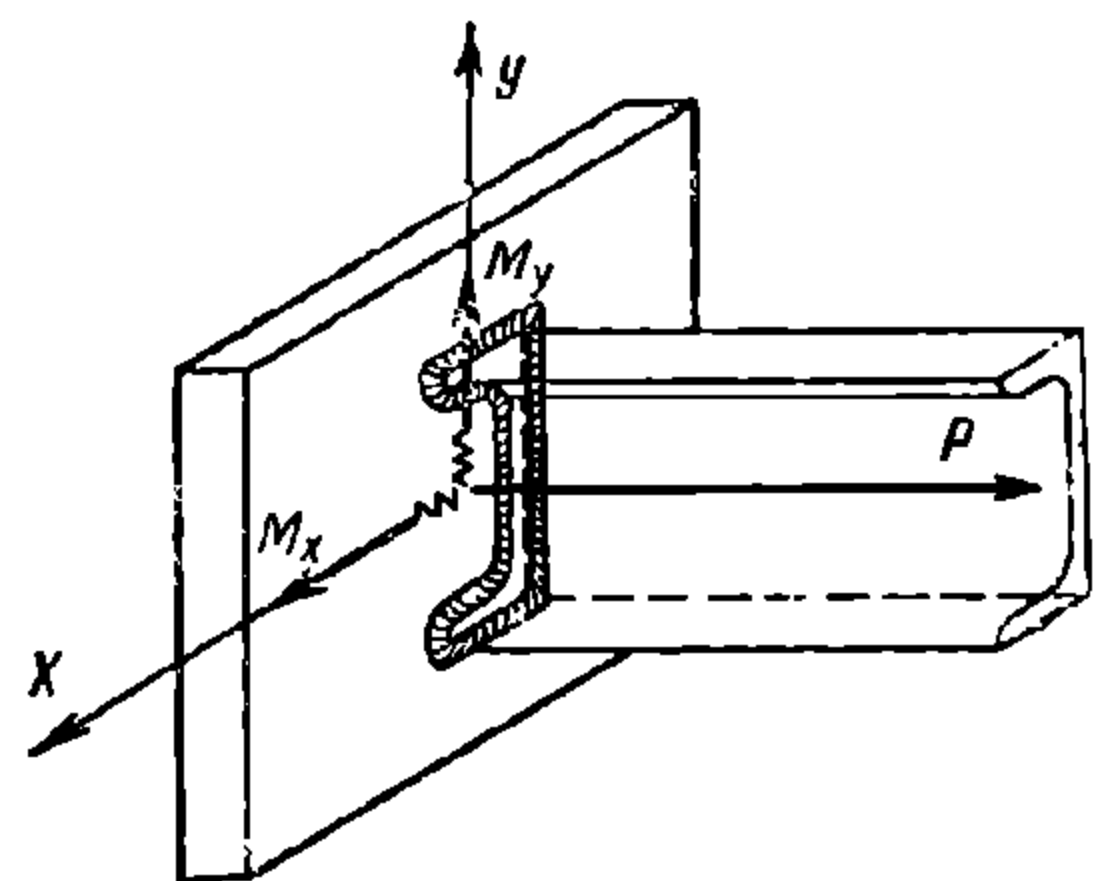
$$\tau = \frac{Q}{\sum h_i l_i \cos(Q, \hat{l}_i)} + \frac{M_i}{2 F h_i}; \quad (55)$$

для сечений, образующих незамкнутый контур (фиг. 37, б)

$$\tau = \frac{Q}{\sum h_i l_i \cos(Q, \hat{l}_i)} + \frac{3 M_i h_i}{\sum h_i^3 l_i} \quad (56)$$



Фиг. 37. К расчёту сварных соединений



Фиг. 38. К расчёту сварных соединений

В этих формулах, помимо ранее указанных величин, обозначено:

M_i — момент всех сил, действующих в сечении, относительно центра изгиба сечения швов, в кг см;

F — площадь, ограниченная замкнутым контуром швов, в см².

Напряжения среза в торцевых швах от усилий, действующих в плоскости, перпендикулярной плоскости соединения элементов (фиг. 38), распределяются в соответствии с законом изгиба и растяжения (сжатия) по формуле

$$= \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} + \frac{P}{\sum h_i l_i} \quad (57)$$

Здесь, помимо ранее указанных величин h_i и l_i , принято:

M_x и M_y — моменты сил, действующих в плоскостях, перпендикулярных к плоскости сечения, в кгсм;

I_x и I_y — моменты инерции сечения швов относительно осей x и y соответственно в см⁴; ширина участков этого сечения принимается равной наименьшему размеру поперечного сечения соответствующего шва;

x и y — координаты точки сечения шва, в которой определяются напряжения, в см;

P — продольное усилие, приложенное вдоль оси, проходящей через центр тяжести сечения, в кг.

Напряжения τ' , полученные по формуле (57), суммируются с напряжениями τ , найденными по формулам (54) — (56)

$$\tau_{\text{сум}} = \sqrt{(\tau)^2 + (\tau')^2}.$$

При определении напряжений по формулам (54) — (57) в случае расположения швов приварки элементов не в одной плоскости устанавливается напряжённое состояние швов в каждой из плоскостей, в которой они расположены. При этом в расчётные сечения наряду со швами вводятся и элементы самих соединяемых деталей.

Напряжения среза во фланговых швах приварки стенок балки к поясам при её поперечном изгибе определяются формулой

$$= \frac{QS}{0,7 I n h_{\text{ш}}}, \quad (58)$$

где Q — поперечная сила в балке в кг;

I — момент инерции сечения балки относительно нейтральной оси, нормальной плоскости изгиба, в см⁴;

S — статический момент площади части сечения балки, отделённой швами, относительно той же оси, в см³;

n — число швов приварки пояса к стенкам;

$h_{\text{ш}}$ — катет шва в см.

При действии нагрузки P , перпендикулярной плоскости пояса балки, распределённой на длине l (фиг. 39), напряжения в шве приварки пояса к стенке определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \frac{2P}{L_{\text{ш}} n 0,7 h_{\text{ш}}}; & \tau_2 &= \frac{QS}{I n 0,7 h_{\text{ш}}} \end{aligned} \right\} \quad (59)$$

В этих формулах, помимо обозначений, указанных выше, принято:

τ_1 — касательные напряжения в шве, совпадающие по направлению с нагрузкой P , в кг/см²;

τ_2 — касательные напряжения в шве от поперечного изгиба балки в кг/см²;

τ — суммарные касательные напряжения в шве в кг/см²;

$L_{\text{ш}}$ — расчётная длина шва, определяемая формулой

$$L_{\text{ш}} = l + 8 \sqrt[4]{I_n} \text{ см};$$

I_n — момент инерции сечения пояса относительно его центральной горизонтальной оси в см⁴.

Напряжения среза τ , определяемые формулами (58) и (59), складываются с нормальными напряжениями в шве по энергетической теории прочности.

При проектировании и расчёте сварных соединений руководствуются следующими условиями:

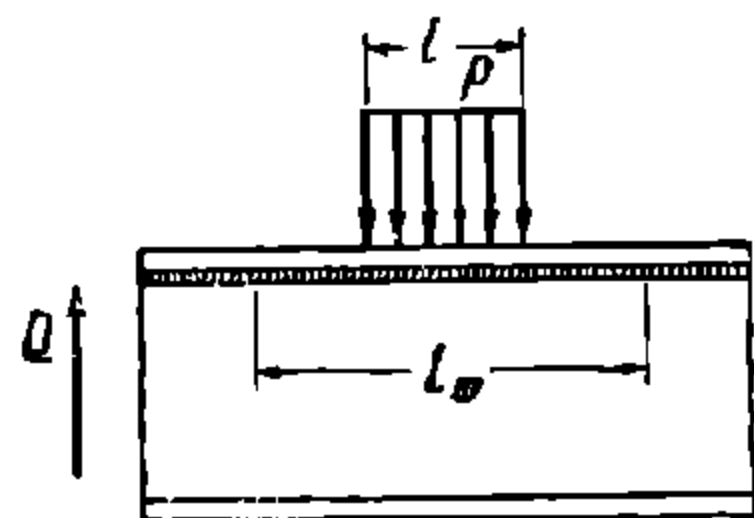
1. Нормальным расчётным сечением шва считается равнобедренный прямоугольный треугольник. Для лобовых швов рекомендуется форма сечения шва с вогнутой гипотенузой или форма неравнобедренного треугольника с соотношением катетов 2 : 3.

2. Размеры катетов швов нахлесточного соединения не допускаются меньше 4 мм (при толщине соединяемых деталей больше 4 мм) или принимаются равными наименьшей толщине соединяемых деталей (при толщине их меньше 4 мм). Максимальный размер катета шва ограничивается $1,2\delta$, где δ — толщина наиболее тонкой из свариваемых деталей.

3. Наименьшая расчётная длина шва считается $4 h_{\text{ш}}$, но не меньше 30 мм. Швы меньшей длины в расчёте не учитываются.

4. Наибольшая расчётная длина фланговых швов в концевых закреплениях детали ограничивается $60 h_{\text{ш}}$.

При проектировании узлов соединения деталей рекомендуется швы располагать таким образом, чтобы усилия взаимодействия этих деталей действовали вдоль швов.



Фиг. 39. К расчёту сварных соединений

Не допускается применение только лобовых швов при нахлесточном соединении деталей, подверженных растяжению (сжатию). Применение только фланговых швов не рекомендуется.

5. Перекрытие элементов при нахлесточном соединении меньше 5δ не допускается, где δ — толщина наиболее тонкой из соединяемых деталей.

6. В основных деталях несущих конструкций не допускается применение прерывистых швов.

7. При соединении встык листов несущих деталей разной толщины (при разнице в толщине более 3 мм) толстый лист скашивается. Скос делается с уклоном от 1:3 до 1:5.

8. Усиление стыковых швов накладками не рекомендуется. В случаях, когда поставка накладок необходима, таковые выполняются двусторонними, а толщина каждой из них выбирается в пределах 0,4—0,6 толщины наименьшего из соединяемых элементов. Односторонние накладки допускаются только в двухстенчатых сечениях и в поясах балок двутаврового или швеллерного сечения.

9. Не рекомендуется накладывать валиковые швы перпендикулярно направлению силового потока в напряженных зонах деталей.

Допускаемые напряжения в сварных швах принимаются в определенном отношении к допускаемым напряжениям для основного металла.

Это соотношение устанавливается соответственно качеству технологического процесса сварки. Для этой цели сварные соединения, выполненные дуговой сваркой, разделяются на три группы;

- 1) сваренные тонкообмазанными электродами Э-34*;
- 2) сваренные толстообмазанными электродами Э-42;
- 3) сваренные электродами Э-42А или на автоматах под слоем флюса.

Для выбора допускаемых напряжений можно руководствоваться следующими соотношениями:

Группа сварных соединений	Соединения встык		Соединения втавр и внахлестку
	Растяжение R'_p	Сжатие $R'_{сж}$	Срез $R'_{ср}$
1	0,6 R_p	0,7 R_p	0,5 R_p
2	0,8 R_p	0,9 R_p	0,6 R_p
3	0,9 R_p	R_p	0,65 R_p

где R_p — допускаемое напряжение на основной металл при растяжении. Эти соотношения справедливы при условии выполнения ряда требований, предъявляемых к качеству сварных соединений¹.

Влияние переменных усилий на прочность соединений учитывается коэффициентом уменьшения допускаемых напряжений φ , [см. формулу (43)].

Соединение точечной сваркой

Точечное соединение проектируется только для восприятия срезающих усилий. Напряжения в точках определяются следующими формулами:

$$\tau_1 = \frac{M \rho_i}{I_p} \quad \tau_2 = \frac{Q}{\Sigma F_i}; \quad (60)$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2 \tau_1 \tau_2 \sin \left(Q, \rho_i \right)},$$

где M — момент сил, действующих в узле, относительно оси, перпендикулярной плоскости соединения и проходящей через центр тяжести площади сечений всех точек, в кгсм;

Q — равнодействующая всех сил, действующих на узел, в кг;

I_p — полярный момент инерции сечения всех точек

$$I_p = \Sigma F_i \rho_i^2, \text{ в см}^4;$$

$$F_i = \frac{\pi d^2}{4} \text{ — площадь сечения каждой точки в см}^2;$$

ρ_i — расстояние от центра тяжести сечения всех точек до центра точки в см;

d — диаметр точки, равный диаметру нажимающей поверхности электрода, в см

* Тонкообмазанные электроды Э-34 нецелесообразно применять при изготовлении и ремонте вагонов, так как образуемые ими соединения обладают низкой вибрационной прочностью.

¹ Г. А. Николаев и А. С. Гельман, Сварные конструкции и соединения. Машгиз, 1947.

Напряжения в точках, прикрепляющих стенки к поясам балок, подверженных поперечному изгибу, определяются следующей формулой

$$\tau = \frac{QSt}{InF_i}, \quad (61)$$

где Q — поперечная сила в балке в кг;

I — момент инерции площади сечения балки относительно нейтральной оси, параллельной плоскости пояса, в $см^4$;

S — статический момент площади сечения пояса балки относительно той же оси в $см^3$;

t — шаг точек в $см$;

n — число рядов точек;

F_i — площадь сечения точки в $см^2$.

При проектировании точечного соединения выполняются следующие условия:

1) наибольший шаг точек t ограничивается: для сжатой зоны 12δ и для растянутой зоны 24δ . Наименьшее значение шага не устанавливается;

2) расстояние от центра точки до кромки свариваемых элементов принимается не меньше 2δ — вдоль действия усилия и $1,2\delta$ — перпендикулярно к действию усилия.

Допускаемые напряжения для соединений, выполненных точечной сваркой, устанавливаются равными 70% от допускаемых напряжений основного металла на растяжение.

НТБ
ДНУЖТ

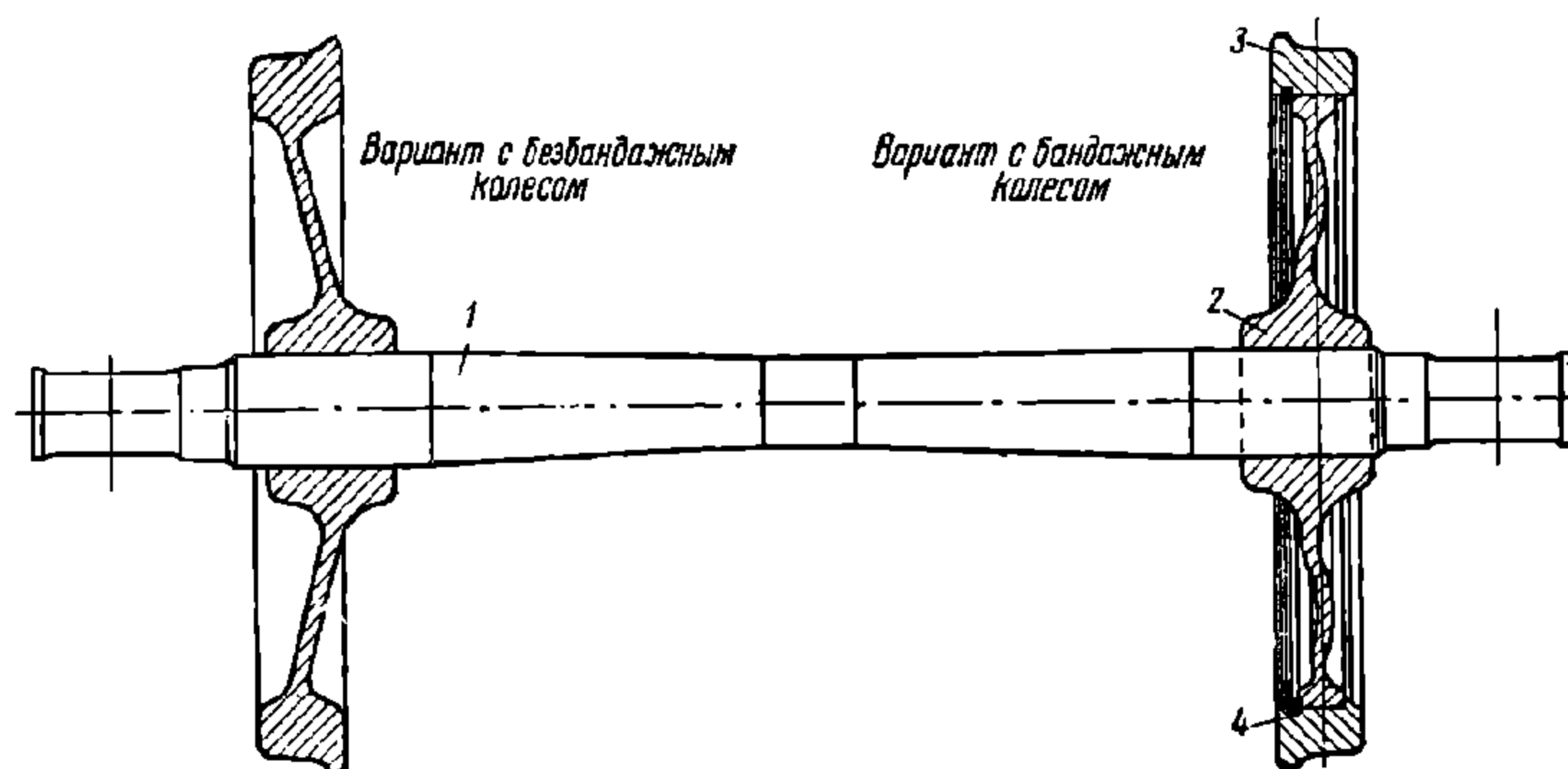
ГЛАВА V

КОЛЁСНЫЕ ПАРЫ

1. НАЗНАЧЕНИЕ, УСТРОЙСТВО, КЛАССИФИКАЦИЯ И ГЛАВНЫЕ РАЗМЕРЫ

Колёсные пары являются одними из основных элементов ходовых частей; они воспринимают нагрузку от вагона и служат для направления движения его по рельсовому пути. В связи с этим к изготовлению колёсных пар и их содержанию Правилами технической эксплуатации предъявляются особые требования.

Колёсная пара (фиг. 40) состоит из двух колёс, насаженных на ось 1; на наружные концы оси (шейки) опирается рама вагона или тележки посредством рессор, букс, вкладышей и подшипников.



Фиг. 40. Колёсная пара

Колёсные пары характеризуются типом оси и диаметром по кругу катания колёс и подкатываются под вагоны в зависимости от их назначения и грузоподъёмности. Под четырёхосные и многоосные грузовые вагоны подкатываются колёсные пары с диаметром колёс 900 и 950 мм; под остальные вагоны грузового парка, а также под все пассажирские преимущественно подкатываются колёсные пары с диаметром колёс 1 050 мм.

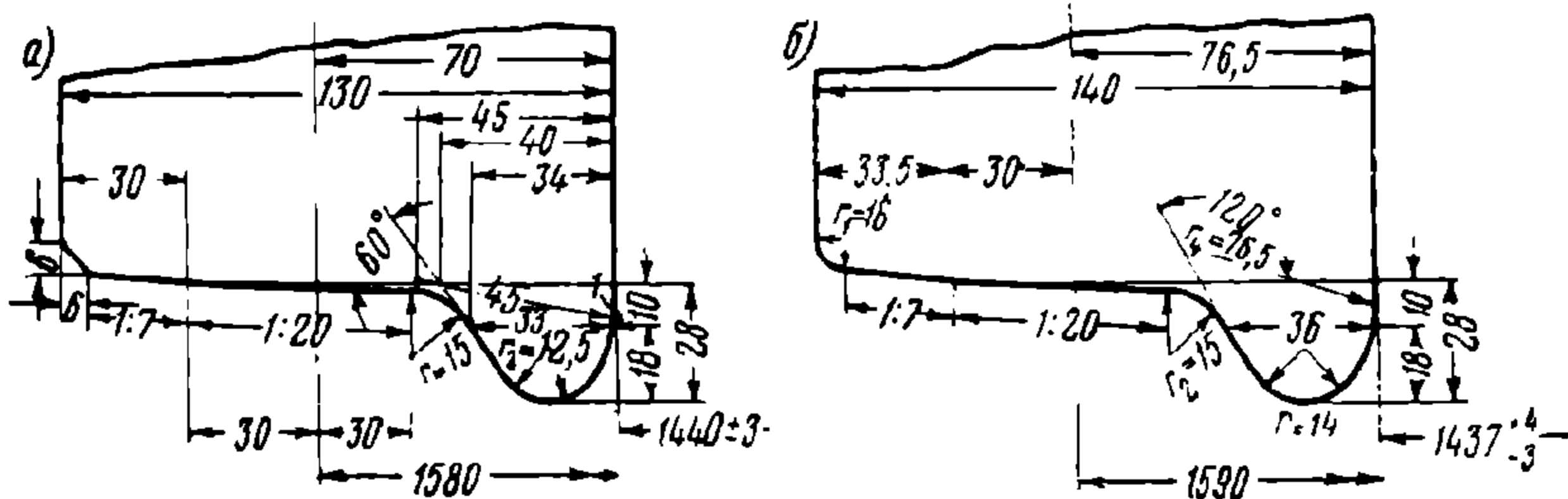
Кроме этого колёса различаются по роду металла — стальные и чугунные и конструкции — бандажные и безбандажные. Бандажные колёса имеют съёмный бандаж (фиг. 41, а) со специальным профилем рабочей поверхности (поверхности катания); у безбандажных стальных колёс такой же профиль придан ободу колеса. От профиля бандажа несколько отличается профиль обода чугунных колёс (фиг. 41, б), что обусловливается пониженной прочностью чугуна и технологией изготовления колёс.

В дальнейшем изложении для краткости обод безбандажного колеса условно также называется бандажом.

У одного края бандажа, обращённого внутрь колёсной пары, делается гребень, предохраняющий колёсную пару от схода с рельсов. Гребень у всех вагонных колёс имеет высоту 28 мм, толщина же его, измеренная на расстоянии

18 мм от вершины, делается у стальных колёс 33 мм, а у чугунных 36 мм (§ 220 ПТЭ).

Поверхности катания бандажей придаётся коничность для облегчения прохождения закруглений пути и для совмещения продольной оси подвижного

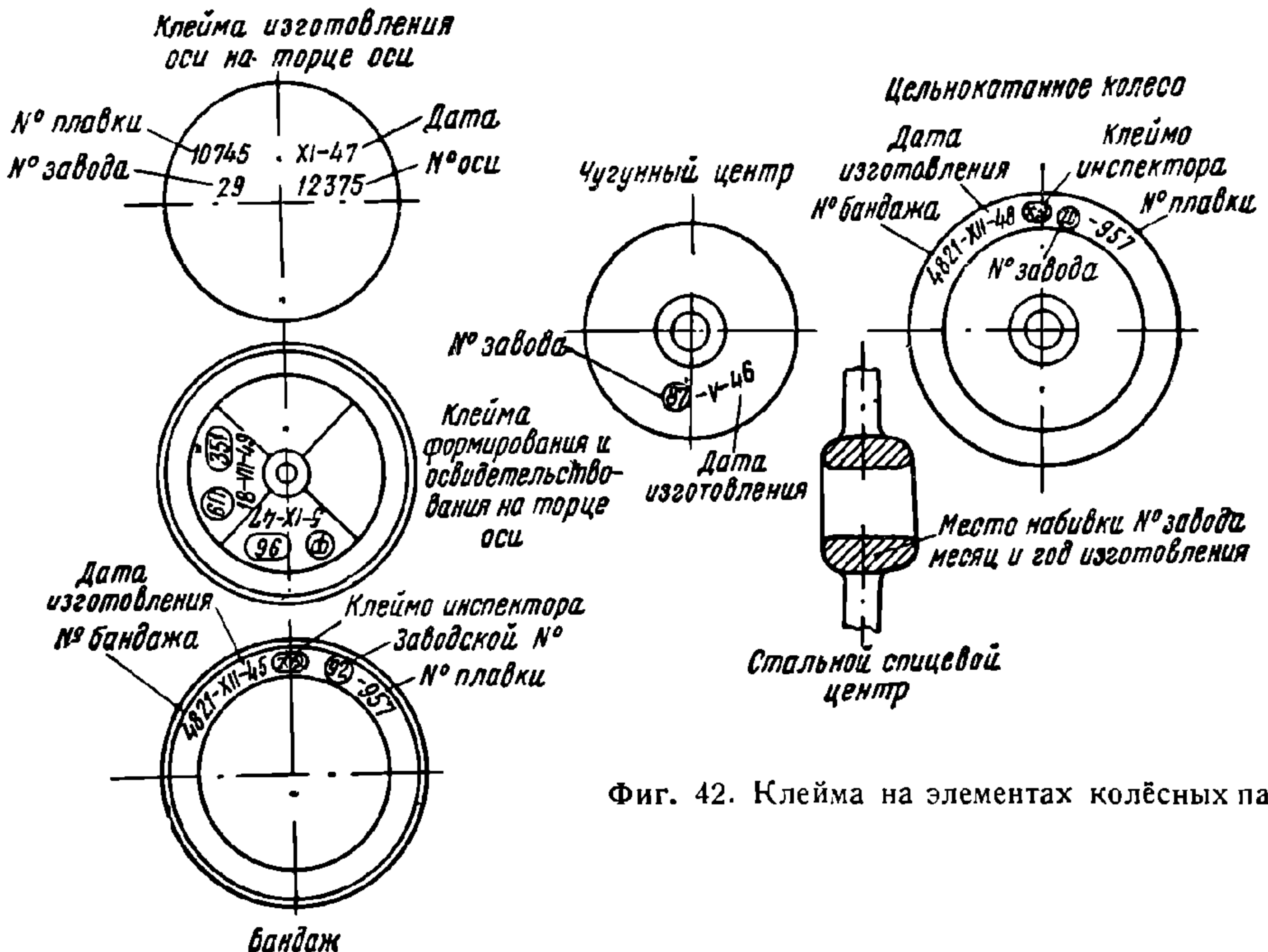


Фиг. 41. Профиль поверхности катания:

а—стального колеса; б—чугунного колеса

состава с осью пути при движении на прямых участках пути. Профиль поверхности катания колёс выбирается в соответствии с профилем головки рельсов и установкой последних.

Головке рельса придаётся выпуклая форма, чтобы колесо катилось по её середине; рельсы устанавливаются с уклоном внутрь колеи, равным конич-



Фиг. 42. Клейма на элементах колёсных пар

ности поверхности катания колеса, благодаря чему давление от колеса на подшву рельса передаётся по вертикальной оси рельса, проходящей через его центр тяжести.

Начиная от гребня поверхность катания бандажа имеет уклон 1:20, затем 1:7, который оканчивается фаской 6 × 6 мм. Двойная коничность делается ввиду того, что поверхностью катания у наружного края колесо касается рельса только во время движения по кривым очень малого радиуса, а потому обычно мало изнашивается; кроме того, наличие конусности 1:7 и фаски 6 × 6 мм поднимает наружную грань бандажа над головкой рельса, что

обеспечивает беспрепятственный проход стрелочных переводов при наличии проката бандажей.

Так как при конической форме бандажа колесо в разных местах имеет различные диаметры, то под диаметром колеса принято понимать диаметр круга, расположенный от внутренней (гребневой) грани бандажа на расстоянии у стальных колёс 70 мм и у чугунных 76,5 мм. Этот круг называют кругом катания колеса. В его плоскости измеряется толщина бандажа или обода безбандажного колеса.

Для обеспечения безопасного движения колёсной пары в рельсовой колее строго регламентируется расстояние между внутренними гранями бандажей. Для бандажных и стальных безбандажных колёс это расстояние установлено равным 1 440 мм с допуском ± 3 мм и для чугунных колёс — $1\,437^{+4}_{-3}$ мм, причём оба колеса должны находиться на одинаковом расстоянии от середины оси.

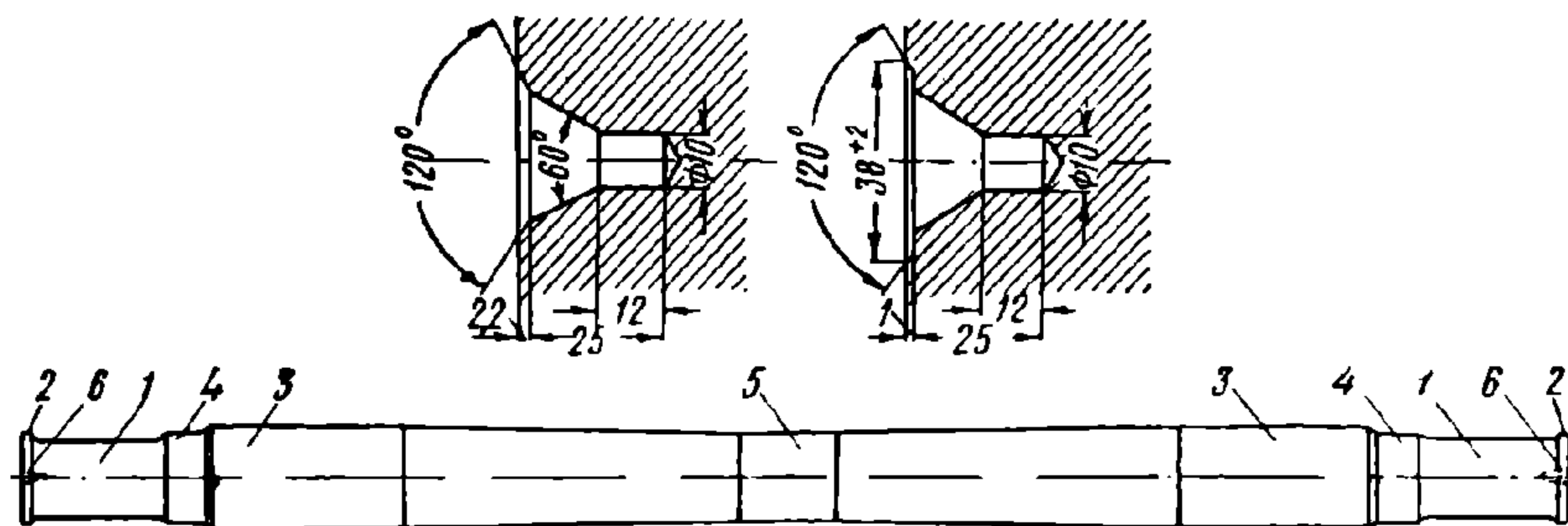
При изготовлении всех элементов колёсных пар предусмотрено их клеймение, указывающее место и время изготовления, номера элементов и плавки. При формировании и ремонте колёсной пары соответствующие клейма ставятся на торце оси (фиг. 42).

Под вагоны подкатываются только такие колёсные пары, которые удовлетворяют требованиям специальной инструкции по освидетельствованию, формированию и ремонту вагонных колёсных пар.

2. ОСИ

Вагонная ось (фиг. 43) представляет собой стальной брус круглого поперечного сечения, имеющий разные диаметры по длине в зависимости от назначения частей оси и усилий, возникающих в них. Части оси имеют следующее назначение.

Шейки 1 служат для размещения на них подшипников. С наружной стороны шейки оканчиваются буртиками 2, которые ограничивают смещение



Фиг. 43. Вагонная ось

подшипников в наружную сторону. При роликовых подшипниках передние буртики не делаются.

На подступичные части 3 под большим давлением напрессовываются колёса; эти части являются наиболее утолщёнными во всей оси. Для смягчения перехода от подступичных частей к шейкам служат предподступичные части 4. Кроме того, на предподступичной части размещается задний затвор буксы.

Переходы от одной части к другой выполняются в виде галтелей, за исключением перехода к средней части 5 — конического. Галтель от предподступичной части к подступичной делается радиусом 40 мм, задняя галтель шейки — радиусом 20 мм и передняя — радиусом 3 мм.

Для установки оси и всей колёсной пары на центры токарных станков в середине торцов оси высверливаются стандартные отверстия — центры (показаны на фиг. 43 отдельно в увеличенном масштабе).

Кроме того, на каждом торце оси при изготовлении наносится контрольная риска в виде окружности диаметром 100 мм. Впоследствии, в случае неправильной разработки центра б, он может быть выправлен по упомянутой риске для восстановления первоначального положения геометрической оси колёсной пары.

Под вагонами имеются различные типы осей. В 1927 г. количество типов осей, изготавливаемых для вновь строящихся вагонов и замены непригодных для эксплуатации, было доведено до четырёх. В настоящее время изготавливаются оси стандартного типа (ГОСТ 4007-48) для подкатки под вагоны с нагрузкой, приведённой в табл. 4.

Т а б л и ц а 4

Тип оси	Наибольшая нагрузка от оси на рельсы в т	
	Грузовые вагоны	Пассажирские вагоны
I	12,5	—
II	17,5	15,0
III	20,5	18,0
IV	25,0	—

Помимо стандартных типов осей для эксплуатационного парка вагонов изготавливаются оси типа СВПС 1936 г. (М-36), подкатываемые под спальные вагоны прямого сообщения.

Основные размеры изготавливаемых вагонных осей приведены в табл. 5.

Т а б л и ц а 5

Основные размеры вагонных осей

Тип оси	Расстояние между серединами шеек в мм	Размер шейки в мм		Диаметр предподступичной части в мм	Диаметр подступичной части в мм	Диаметр оси в середине в мм
		диаметр	длина			
I	2 114	110	170	130	155	140
II	2 114	120	210	140	165	145
III	2 036	145	254	170	182	160
IV	2 036	155	280	185	200	165
М-36	2 114	134	280	160	182	160

Оси изготавливаются из мартеновской стали путём прокатки и последующей проковки или прессовки отливок. Проковка или прессовка осевых заготовок производится при температуре 900—1000° до размеров, предусмотренных ГОСТ 4007-48 (чёрная ось). По окончании проковки ось подвергается термообработке.

При изготовлении чёрной оси на подступичной части или шейке, начиная от буртика, набиваются в горячем состоянии цифрами высотой 15 мм в последовательном порядке заводские знаки: а) номер плавки, б) две последних цифры года, в) марка завода-изготовителя оси (в овале), г) заводской порядковый номер оси. Глубина отпечатка не должна быть более 3 мм.

Приёмочные клейма ОТК завода-изготовителя и приёмщика Министерства путей сообщения ставятся в середине оси и обводятся масляной краской.

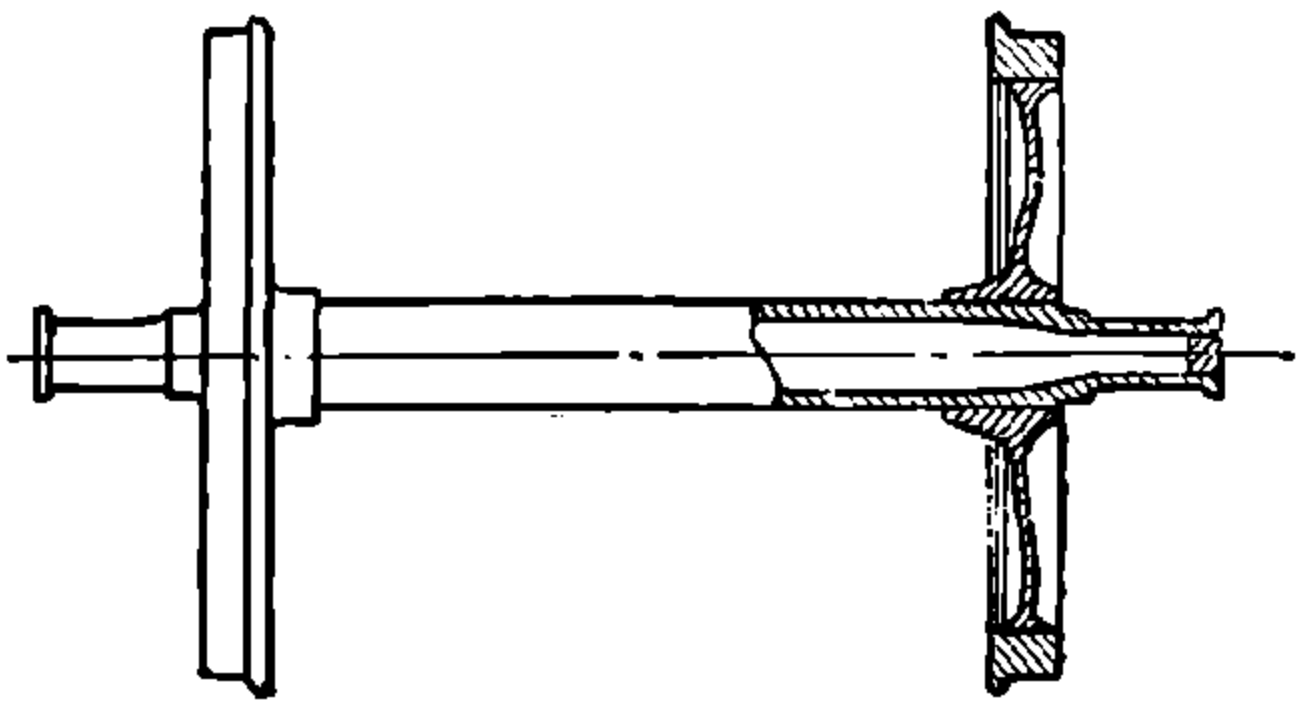
При обработке чёрной оси на токарных станках заводские клейма, нанесённые в горячем состоянии, переносятся на торец оси, после чего удаляются обточкой.

В осях прежнего изготовления клейма наносились в горячем состоянии на коническую, необтачиваемую часть оси. При такой постановке клейм возника-

ла концентрация напряжений в местах углублений от цифр и в эксплуатации имелись случаи усталостного излома осей с началом трещины у клейм. По этой причине порядок клеймения осей был изменён.

При применении скользящих подшипников шейки чисто обработанной оси шлифуются, полируются или накатываются до гладкой блестящей поверхности. При роликовых подшипниках такой чистоты обработки шеек не требуется. Средняя часть оси между подступичными частями не обрабатывается.

В табл. 6 приведён химический состав, а в табл. 7 механические свойства металла осей по ГОСТ 4008-48.



Фиг. 44. Колёсная пара с полой осью

Таблица 6

Химический состав осевой стали						
Анализ	Химический состав в %					
	углерод	марганец	кремний	фосфор	сера	сумма фосфора и серы
					не более	
Плавочный	0,30—0,45	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,050	0,10
Контрольный	0,30—0,48	0,50—0,90	0,15—0,35	0,050	0,055	0,10

При контрольном анализе допускается содержание в металле осей не более: хрома 0,35%, никеля 0,60%, меди 0,25% и молибдена 0,10%.

Таблица 7

Механические свойства осевой стали			
Предел прочности при растяжении в кг/мм ²	Относительное удли- нение образца $l=5dв$ % не менее	Ударная вязкость	
		среднее значение для 4 образцов в кгм/см ² не менее	минимальное значение для отдельных образ- цов в кгм/см ²
52,0—55,9	23	6,0	3,5
56,0—58,9	22	5,0	3,0
59,0—61,9	21	4,0	2,5
62 и более	20	3,5	2,0

В готовом виде оси (чёрные), помимо проверки металла по химическому анализу и механическим испытаниям, подвергаются специальному циклу ударных испытаний.

В целях уменьшения веса осей за последнее время у нас проходят стадию испытаний полые оси (фиг. 44). Колёсные пары с такими осями значительно легче обычных, что уменьшает тару вагона и вредное воздействие необрессоренных частей на рельсовый путь и вагон.

3. КОЛЁСА

Металл на поверхности катания вагонного колеса в эксплуатации испыты-
тывает сложное напряжённое состояние. Колесо передаёт рельсу большие
нагрузки (6—12 т), соприкасаясь, однако, с ним маленькой поверхностью,
площадью около 250 мм². В месте соприкосновения колеса с рельсом они оба
упруго деформируются по овальному контуру с диаметром около 18 мм. Вслед-
ствие этого в материале колеса и рельса по поверхности их соприкосновения

возникают большие контактные напряжения сжатия. При проходе кривых участков пути, а также на прямых участках при наличии разницы в диаметре кругов катания обоих колёс одно из колёс вынуждено несколько проскальзывать по рельсу и подвергаться трению о него. Наконец, поверхность катания колеса подвергается трению тормозными колодками во время торможения.

Всё это указывает на то, что металл на поверхности катания колеса должен обладать большой механической прочностью и твёрдостью и хорошо сопротивляться износу. Металл же ступицы, которая напрессовывается на ось и удерживается на ней силами упругости, а также спиц или диска, подвергающихся изгибу и сжатию, наоборот, желательно иметь более вязким.

Вследствие этого долгое время вагонные колёса изготавливались только составными (бандажными), состоящими из: бандажа (твёрдая сталь) и внутренней части колеса — колёсного центра, который изготавливался из более вязкого металла и к тому же более дешёвого. Такая конструкция колеса позволяет по мере износа бандажа заменять его другим без смены колёсного центра.

Наряду с этим преимуществом бандажные колёса имеют и существенные недостатки. С течением времени бандажи ослабевают и требуют перетяжки, а при тугой насадке иногда ломаются (лопаются) и служат причиной неисправности колёсной пары.

Освоение в производственных условиях поверхностной закалки стали и отбеливания чугуна позволило изготавливать безбандажные колёса, которые более рациональны по конструкции и дешевле в изготовлении и эксплуатации.

Как указывалось выше, колёса вагонов железных дорог СССР имеют диаметр по кругу катания в пределах от 900 до 1 050 мм.

Уменьшение диаметра колеса обеспечивает:

- 1) возможность понижения уровня пола вагона, что позволяет увеличить вместимость кузова в пределах существующих габаритов подвижного состава;
- 2) уменьшение тары вагона;
- 3) уменьшение инерционных усилий необрессоренных вращающихся масс;
- 4) понижение центра тяжести вагона, благоприятно сказывающееся на повышении устойчивости и улучшении спокойствия хода вагона, а также на снижении напряжений в ходовых частях от горизонтальных усилий (центробежная сила, давление ветра, силы инерции).

Кроме этих положительных качеств уменьшение диаметра колеса приводит и к недостаткам. К числу последних относятся:

- 1) увеличение износов рельсов и бандажей, особенно существенное при повышении нагрузки на колесо и возрастании скоростей движения;
- 2) увеличение сопротивления движению вагона.

Безбандажные колёса

Безбандажные колёса имеются в основном двух типов: стальные цельнокатанные и чугунные литые с закалённой поверхностью катания.

Цельнокатанные стальные колёса обладают большой прочностью и получили широкое распространение под пассажирскими и грузовыми вагонами. Они имеют диск (фиг. 45), который соединяет ступицу с ободом; толщина диска у ступиц равна 25 мм, у обода — 19 мм.

У цельнокатанных колёс ступицы относительно обода расположены так, что они могут напрессовываться на все типы осей, т. е. на оси с расстоянием между серединами шеек 2 114 и 2 036 мм.

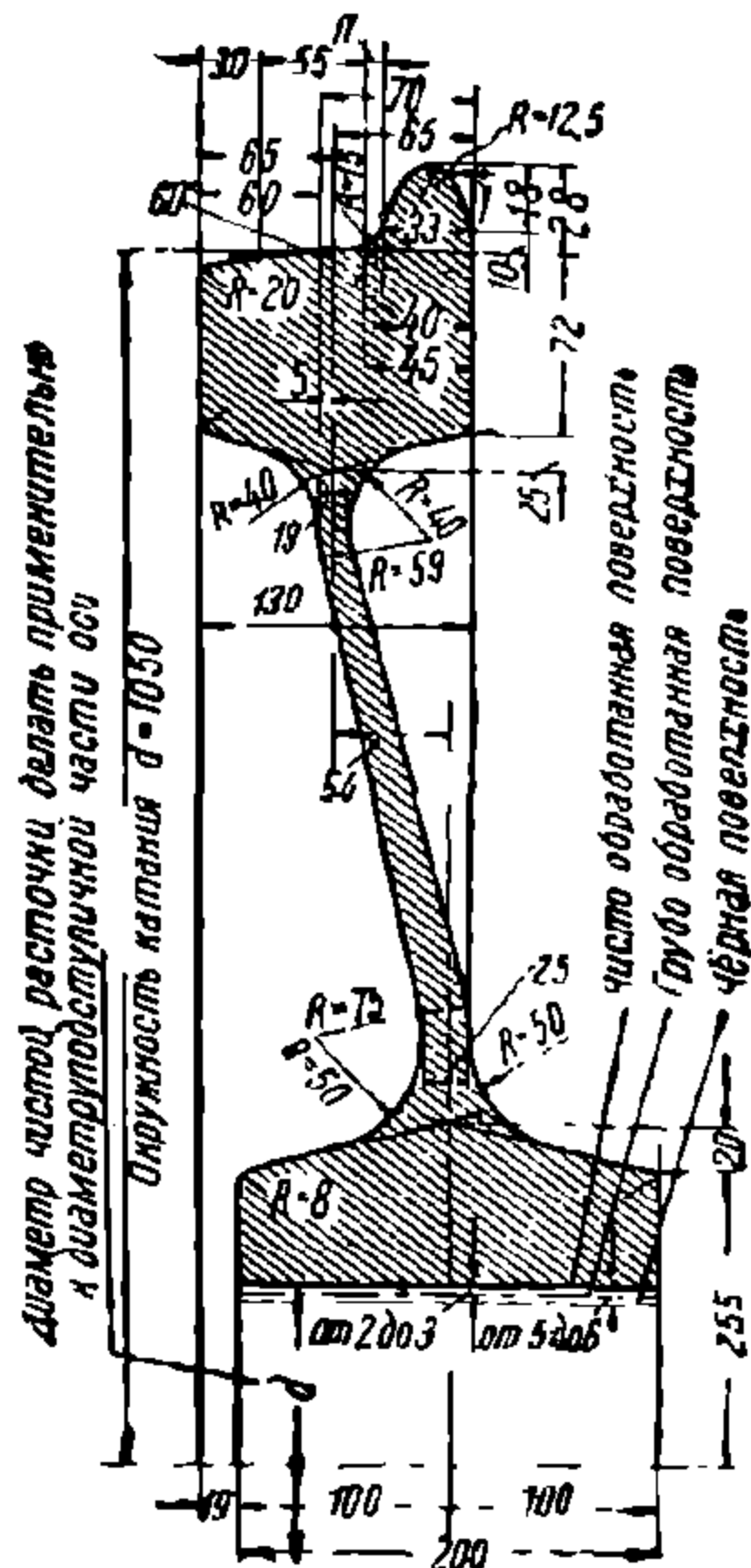
Цельнокатанные колёса первоначально имеют обод толщиной 72 мм; по мере износа поверхности катания обод обтачивается на колёсно-токарном станке. Так происходит до предельного износа обода колеса. После этого колесо либо изымается из эксплуатации, либо перетачивается в колёсный центр и на него надевается бандаж.

Цельнокатанные колёса по сравнению с бандажными имеют следующие преимущества: 1) относительно малый вес колеса—402 кг (вес бандажного колеса со стальным катаным центром —438 кг, со стальным спицевым —440 кг и чугу-

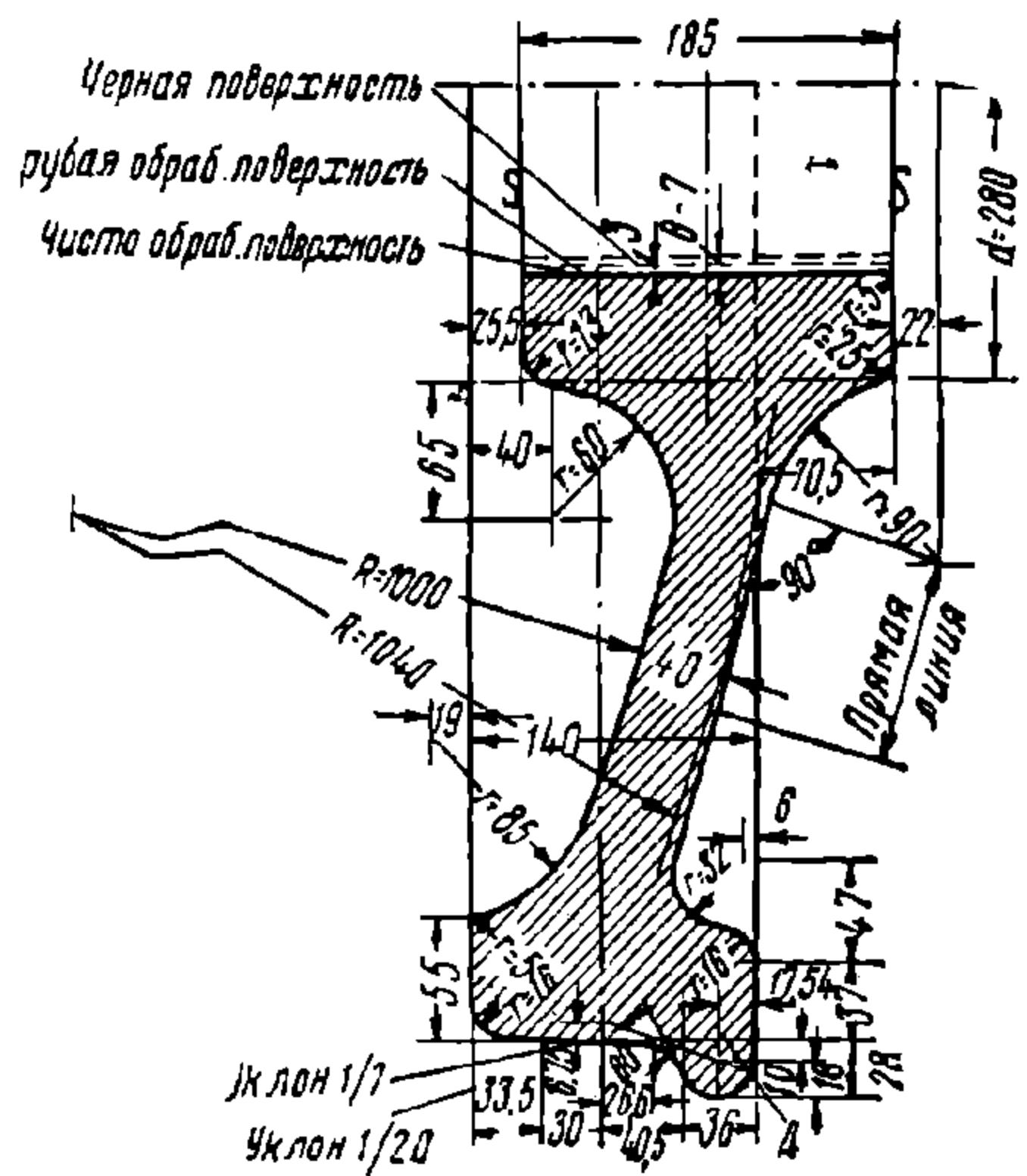
ным — 519 кг); 2) уменьшение первоначальных затрат на формирование (отсутствие работ по расточке и насадке бандаж); 3) отсутствие ослабления бандаж.

К недостаткам цельнокатаных колёс следует отнести несколько меньшую их износоустойчивость по сравнению с бандажными.

Цельнокатаные колёса изготавливаются из мартеновской стали с временным сопротивлением разрыву не менее 75 кг/мм^2 и относительным удлинением не менее 10%. По ОСТ 7550 для цельнокатаных колёс установлен следующий химический состав стали: углерода 0,40—0,63%, кремния 0,20—0,46%, марганца 0,50—0,80%, фосфора не более 0,05% и серы не более 0,05%.



Фиг. 45. Цельнокатаное колесо



Фиг. 46. Чугунное колесо с закалённым ободом

Цельнокатаные колёса изготавливаются из стальной заготовки диаметром 460 мм и высотой 330 мм (для колёс диаметром 1 050 мм) путём трёхкратной обжимки под гидравлическим прессом мощностью 3,5 тыс. т, двукратной обжимки под прессом мощностью 7 тыс. т, прокатки в специальном прокатном стане и окончательной обжимки под прессом 2,5 тыс. т. Под первым прессом стальная заготовка подвергается:

- а) свободной обжимке с уменьшением высоты в два раза;
б) вторичной обжимке в ограничительном кольце и
в) прошивке отверстия в центре заготовки.

Под вторым прессом за два раза выштамповываются ступица и диск колеса. В прокатном стане поверхности катания обода придаётся такой же профиль, как и у бандажа, и под последним прессом производится выгиб диска и соответствующее чертежу смещение ступицы относительно обода. Весь процесс изготовления колеса продолжается в течение 2—2,5 мин. с одного нагрева при начальной температуре 1200° и конечной 850°.

При изготовлении цельнокатаных колёс особое значение имеет термическая обработка, от качества которой зависит долговечность колёс в эксплуатации. Термообработка (сорбитизация) заключается в охлаждении водой поверхности обода на вращающем колесо станке с последующей нормализацией в томильном колодце. Охлаждение водой производится в течение 110 сек. и последующая нормализация — 7 час. Нормализация происходит за счёт тепла ступицы, которая охлаждающему действию воды не подвергается.

Изготовленные цельнокатаные колёса подвергаются испытаниям согласно требованиям ОСТ 7550.

Чугунные колёса с закалённым ободом (фиг. 46) по конструкции отличаются от цельнокатаных только размерами и профилем

поверхности катания. Важнейшей особенностью чугунных колёс является очень твёрдая закалённая поверхность катания, которая практически почти не поддаётся обработке резцом, и поэтому в отличие от цельнокатаных колёс эти колёса после износа или повреждения не ремонтируются, а заменяются новыми. В связи с этим чугунные колёса изготавливаются только диаметром 900 мм, напрессовываются на оси III типа с подкаткой под грузовые вагоны наравне с цельнокатаными колёсами диаметром 950 мм. Под пассажирские вагоны, а также грузовые вагоны, следующие с пассажирскими поездами, подкатка чугунных колёс не допускается.

Поверхность катания чугунных колёс закаливается на глубину 13—29 мм и изнашивается в эксплуатации меньше, чем у других типов колёс. Однако при недостаточно правильном процессе изготовления чугунных колёс поверхность катания иногда получается хрупкой и на ней появляются раковины и выщербины.

В вагонах, оборудованных автоматическими тормозами, от длительного торможения поверхность катания чугунного колеса нагревается до температуры 350—500°, а колодка — до 700°, вследствие чего в верхнем отбелённом слое обода появляются микроскопические трещины. В дальнейшем эти трещины приводят к выкрошиванию металла и появлению раковин по всей поверхности катания колеса. Кроме того, вследствие быстрого нагревания обода колеса в диске возникают значительные растягивающие усилия, которые приводят к образованию в нём трещин.

Ударные нагрузки, возникающие на колесе при прохождении вагона по стыкам и крестовинам, часто вызывают отколы гребней и кромки обода, трещины в ободу и т. д. Это объясняется низкой ударной вязкостью чугуна (0,35—0,36 кгм/см²).

Средний пробег чугунных колёс составляет лишь 60—70 тыс. км. Осваиваемые производством чугунные колёса диаметром 970 мм для двухосных вагонов будут иметь гораздо больший срок службы, так как нагрузка на колесо у этих вагонов не превышает 8 т.

Отливка чугунных колёс производится из чугуна следующего химического состава: углерода 3,0—3,7%, в том числе связанного углерода не более 0,9%; марганца не менее 0,50%, серы не более 0,14% и фосфора не более 0,30% (ГОСТ 3843-47).

Чугунные колёса отливаются в песчаную форму, в которую вставлено толстостенное металлическое кольцо (кокиль), имеющее внутреннее очертание, соответствующее профилю обода колеса. В процессе заливки металла от поверхности катания колеса кокилем быстро отводится тепло, что вызывает отбеливание чугуна, в то время как остальная часть колеса остывает значительно медленнее в песчаной форме. После застывания чугуна колёса укладываются в томильный колодец, где проходят нормализацию в течение 72 час. В конце нормализации температура в верхней части колодца не должна быть ниже 340°.

Приёмка чугунных колёс заключается в обмере, пробе на удар, термическом испытании, определении твёрдости и глубины закалки обода. При обмере колеса определяется отклонение его круга катания от правильной геометрической окружности и измеряется фактическая длина окружности по кругу катания.

Ввиду неодинаковой усадки чугуна при остывании поверхность катания чугунных колёс не получается строго круглой. По этой же причине колёса после отливки разнятся величиной диаметра. Для определения допускаемого отклонения колеса от правильной окружности на коническую поверхность катания надевается жёсткое кольцо и щупом замеряются зазоры между кольцом и поверхностью катания. Зазоры не должны превышать 1,2 мм.

Размерных номеров чугунных колёс пять и они соответствуют следующим размерам диаметров колёс (в мм):

№ 1	900—2,5	№ 3	900±0,5
	—1,5	№ 4	900+0,5
№ 2	900—1,5		+1,5
	—0,5	№ 5	900+1,5
			+2,5

Таким образом, колёса одного и того же номера могут иметь разные диаметры в пределах 1 мм. При формировании колёсной пары на ось напрессовываются чугунные колёса, имеющие один и тот же размерный номер.

Размерный номер на колесе отмечается следующим образом: на наружной поверхности диска отливаются цифры 1, 2, 3, 4, 5. После определения размерного номера колеса обмером длины окружности цифра, соответствующая номеру колеса, срубается и на это место ставится клеймо приёмщика МПС.

Бандажные колёса

Бандажные колёса (фиг. 40) состоят из: бандажа 3, колёсного центра 2 и заводного кольца 4. Бандажные колёса отличаются между собой конструкцией, материалом и размерами колёсных центров. Бандажи и заводные кольца имеют одинаковую конструкцию и поперечное сечение и разнятся только диаметрами; изготавливаются бандажи из бандажной стали, а заводные кольца из стали Ст.3.

Колёсные центры. Колёсный центр состоит из ступицы, обода и диска или спиц. Размеры колёсного центра определяются наружным диаметром обода в зависимости от диаметра сформированного колеса и диаметром отверстия ступицы по типу оси. Так как толщина нового стандартного бандажа составляет 75 мм, то диаметр колёсного центра получается вычитанием 150 мм из диаметра колеса. Колёсные центры бывают следующих типов:

Стальной дисковый катаный центр (фиг. 47). Катаные центры изготавливаются с диаметром обода 800 и 900 мм и дополнительно различаются конструкцией ступицы в зависимости от типа оси, на которую они напрессовываются. Изготавливаются дисковые центры так же, как и цельнокатаные колёса путём прессовки и последующей прокатки в прокатном стане. Катаные колёсные центры являются наиболее прочными.

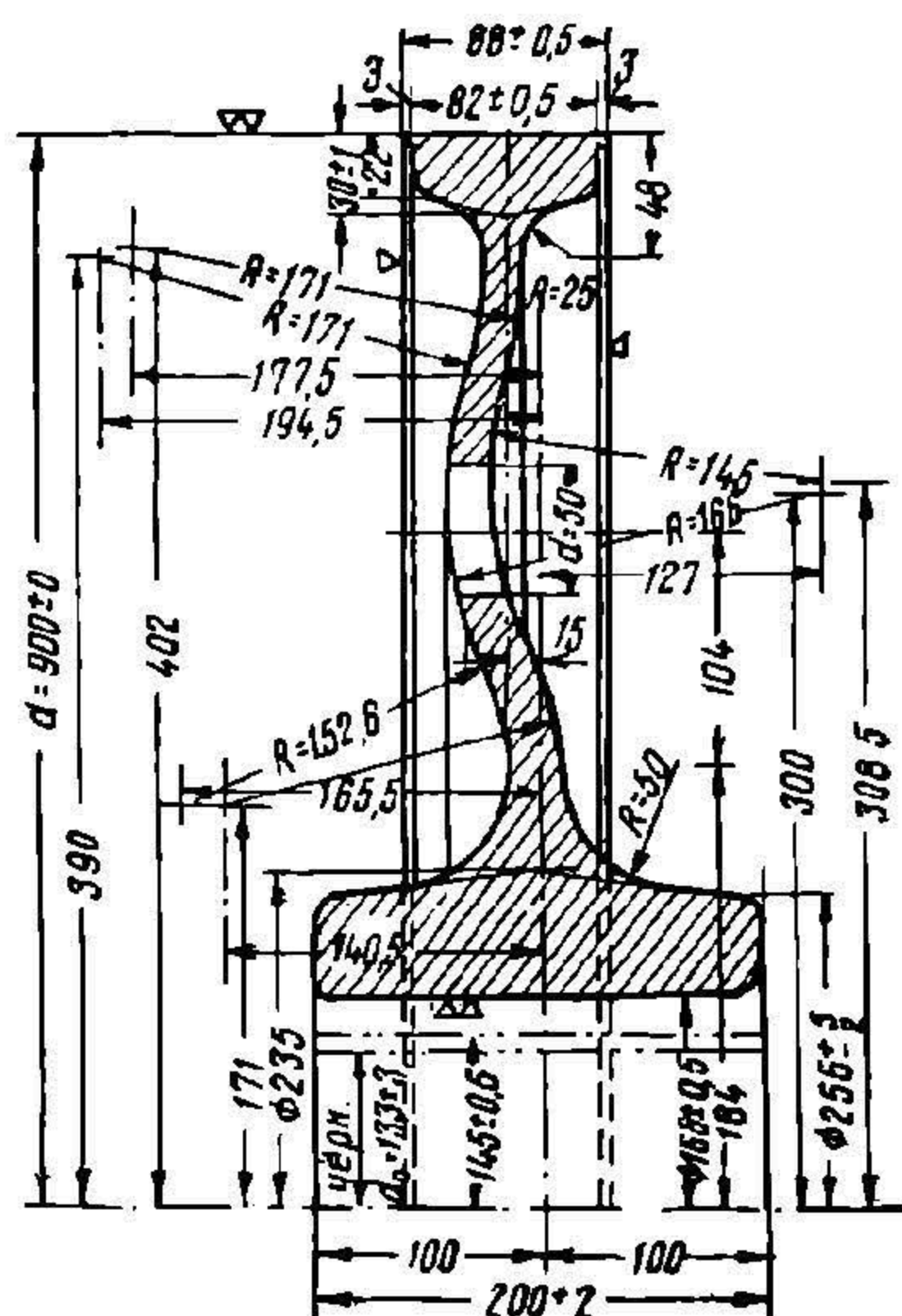
Стальной литой спицевой центр (фиг. 48). Этот тип центра до введения цельнокатаных и чугунных колёс имел на наших железных дорогах большое распространение. В настоящее время стальные спицевые центры имеются трёх разновидностей, отличающихся диаметром обода и ступицы и числом спиц. Для четырёхосных грузовых вагонов с колёсами диаметром 1050 мм литые спицевые центры имеют 11 спиц и диаметр обода 900 мм; сечение спиц у ступицы 40×90 мм и у обода 37×70 мм. У вагонов прежних построек с колёсами диаметром 1050 мм стальные литые центры имеют 8 спиц и диаметр обода 900 мм; сечение спиц у ступицы 51×82 мм и у обода 44×70 мм.

Для современных грузовых вагонов с колёсами диаметром 950 мм стальные литые центры делаются с 9 спицами и диаметром обода 800 мм; сечение спиц у ступицы 40×100 мм и у обода 35×76 мм.

Стальные колёсные центры отливаются из малоуглеродистой мартеновской стали в песчаные формы и после отливки отдельные образцы из партии подвергаются ударным испытаниям.

В эксплуатации у стальных литых центров иногда обнаруживаются трещины в спицах, обode и реже в ступице, в связи с чем подкатка их под пассажирские вагоны дальнего следования ограничена.

Стальной кованный центр (фиг. 49). До революции этот тип центра имел преобладающее распространение под грузовыми и пассажирскими



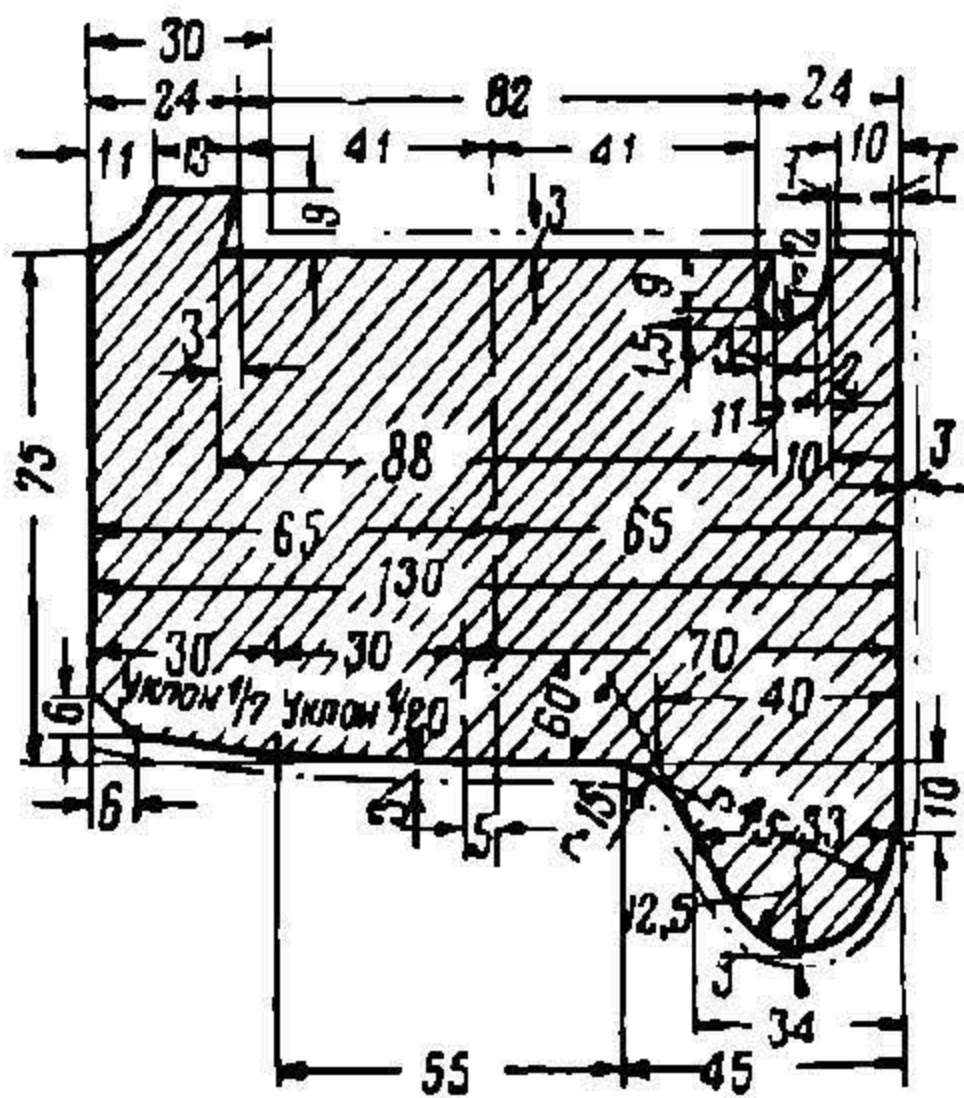
Фиг. 47. Катаный стальной центр

вагонами наших дорог. В настоящее время кованые центры не изготавливаются ввиду недостаточной их прочности, но они сохранились ещё под некоторыми вагонами прежних построек.

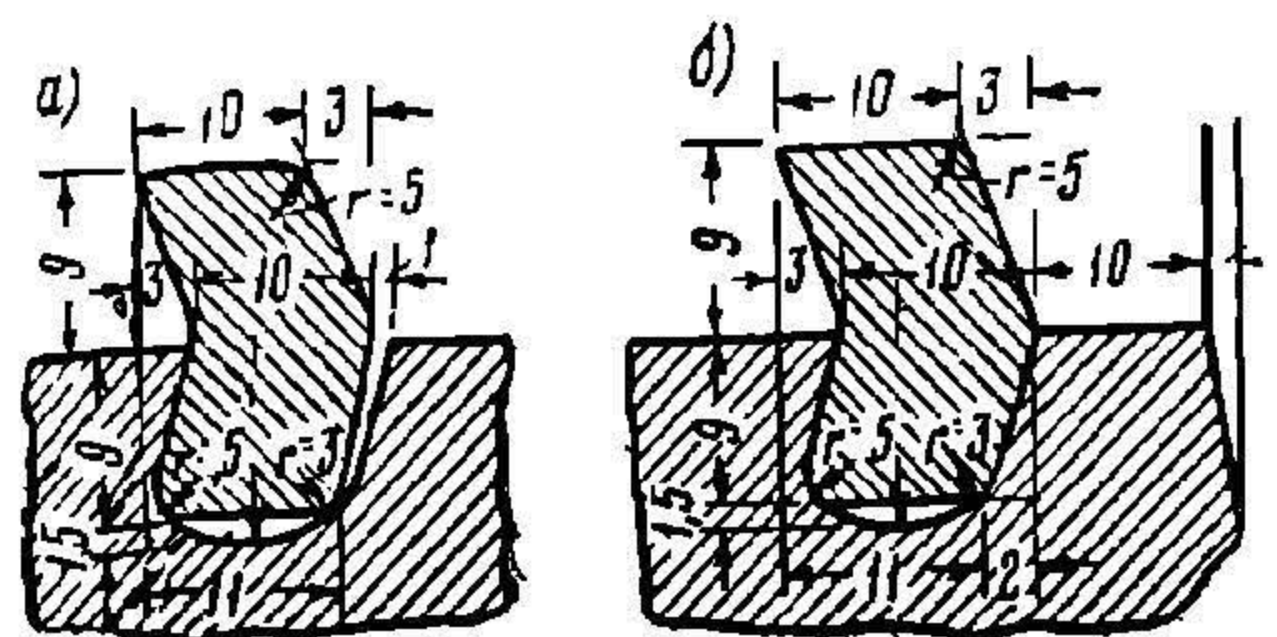
Внешний вид этих центров отличается от спицевых литых наличием двойных спиц. Спицы изготовлялись из полосовой малоуглеродистой стали и сваривались между собой и со стальной ступицей кузнечной сваркой.

У колёсных пар со спицевыми коваными и литыми центрами наблюдается наибольшее количество ослабления бандажей. Самая конструкция спицевого центра несовершенна, так как во время движения вагона спицевый центр вызывает завихрение воздуха, который подхватывает песок с балластного слоя пути и наносит его на трущиеся поверхности ходовых частей. Литой спицевый

центр не обладает достаточной эластичностью и жёстко воспринимает удары, возникающие во время прохода колесом крестовин, стыков и стрелок, что вызывает повышенное динамическое воздействие на части вагона и верхнее строение пути.



Фиг. 51. Поперечное сечение бандажа



Фиг. 52. Заводное кольцо

Чугунный дисковый центр (фиг. 50). Колёсные центры этого типа введены недавно. По конструкции такие колёсные центры напоминают чугунные колёса, отличаясь от них ободом, на который насаживается бандаж. Чугунные дисковые колёсные центры изготавливаются двух диаметров по ободу — 900 и 800 мм. Вес чугунного центра составляет 256 кг против 175 кг веса стального катаного центра. Чугунные центры просты в изготовлении и достаточно прочны.

Однако они по прочности слабее стальных и во время насадки и перетяжки бандажей в чугунных центрах часто происходят отколы усика обода, а при напрессовке на оси—задир внутренней поверхности ступицы. Поэтому срок их службы практически не превышает 10—15 лет. К работе под пассажирскими вагонами колёсные пары с чугунными центрами не допускаются. Чугунные центры отливаются в песочные формы из чугуна марки ЧЛ-2.

Бандажи и заводные кольца. Бандаж — цельное кольцо из твёрдой стали специального сечения, которое надевается на колёсный центр и укрепляется на нём. Наружная поверхность бандажа, как уже упоминалось выше, имеет особое очертание, называемое профилем бандажа.

Внутренняя поверхность бандажа (фиг. 51) выполнена таким образом, что после насадки его на центр и постановки заводного кольца обеспечивается надёжное соединение элементов колеса. Даже в случае ослабления бандажа сползание его с центра предупреждается с одной стороны буртом, а с другой — заводным кольцом. Заводное кольцо для закрепления бандажа на центре вводится в кольцевую выточку (фиг. 52, а) и затем зажимается в ней подгибом кромки бандажа (фиг. 52, б).

Бандажи изготавливаются в специальных прокатных станах из углеродистой мартеновской стали с временным сопротивлением растяжению не менее 80 кг/мм² при относительном удлинении не менее 10% и сужении образца в шейке не менее 14% (ГОСТ 398-41). Содержание серы и фосфора в бандажной стали не должно превышать 0,05% для каждого элемента в отдельности.

Приёмка изготовленных бандажей производится согласно требованиям ГОСТ 398-41.

4. НАСАДКА БАНДАЖА НА КОЛЁСНЫЙ ЦЕНТР

На колёсном центре бандаж сидит прочно, составляя с ним как бы одно целое. Укрепляющее заводное кольцо и упорный буртик не могут обеспечить требуемой прочности и предназначаются для удержания бандажа в случае его ослабления.

Для прочной насадки бандажа его внутренний диаметр d_6 растачивается так, чтобы он был меньше наружного диаметра $d_ц$ колёсного центра на величину $0,8—1,35$ мм. Отношение разности диаметров бандажа и центра к диаметру обода центра $\left(\frac{d_ц - d_6}{d_ц}\right)$ называется относительным натягом. Величина относительного натяга принимается равной

$$\epsilon = \frac{1}{1000},$$

т. е. около 1 мм на 1 м диаметра, поэтому перед насадкой приходится бандаж предварительно нагревать, после чего он свободно надевается на центр.

Наименьшую температуру нагрева бандажа можно определить из выражения $\alpha t = \epsilon$, где α — коэффициент температурного расширения материала бандажа, равный 0,000012. Наименьшая температура нагрева бандажа при натяге $\epsilon = 0,001$ составляет 84° . Однако эта температура недостаточна для свободного надевания бандажа и практически она берётся равной $250—300^\circ$.

Остывая, бандаж сжимается и плотно охватывает колёсный центр, вследствие чего в бандаже появляются значительные растягивающие напряжения. Если для упрощения принять обод колеса со спицами абсолютно жёстким, то натяг ϵ будет характеризовать относительное удлинение бандажа после насадки и остывания. Принимая напряжения по всему сечению бандажа величиной постоянной и равной среднему напряжению сечения, определим напряжение в материале бандажа $\sigma_{ср}$ только от насадки

$$\sigma_{ср} = E_6 \epsilon,$$

где E_6 — модуль упругости материала бандажа.

Если площадь сечения бандажа обозначить через F_6 , а ширину обода колёсного центра через $b_ц$, то величину давления p_k между бандажом и ободом центра можно определить из выражения

$$p_k = \frac{2 \epsilon E_6 F_6}{b_ц d_ц}. \quad (61a)$$

В действительности колёсный центр является упругим и подвергается также деформациям, что уменьшает напряжения в бандаже.

Наибольшие напряжения в бандаже, с учётом упругости центра, определяются по формуле

$$\sigma_6 = \frac{E_6 \epsilon}{1 + \varphi_0}. \quad (61b)$$

Коэффициент деформации φ_0 бандажа, обода и спиц находится из выражения¹

$$\varphi_0 = \frac{b_6 E_6}{b_ц E_ц} \cdot \frac{\lg \frac{d_n}{d_ц}}{\lg \frac{d_ц}{d_c} + \frac{F_c}{4,6 b_ц l_c \sin \frac{180^\circ}{n}}}, \quad (61c)$$

где d_n — наружный диаметр бандажа в см;

¹ А. А. Попов, Исследование прочности вагонной оси, вып. первый, Трансжелдориздат, 1934, стр. 31.

$d_у$ — внешний диаметр центра (по ободу) в см;
 $d_с$ — внутренний диаметр обода центра (у концов спиц) в см;
 n — число спиц;
 $F_с$ — площадь среднего сечения спицы в см²;
 $E_б$ — $2,2 \cdot 10^6$ кг/см² — модуль упругости материала бандажа;
 $E_у$ — $2,15 \cdot 10^6$ кг/см² — модуль упругости материала обода и спиц;
 $l_с$ — средняя длина спицы в см;
 $b_у$ — ширина обода центра в см;
 $b_б$ — ширина бандажа в см.

Напряжение в бандаже (у внешней поверхности) составляет

а напряжение в спицах

$$\sigma_с = \frac{d_у \approx E_у}{2 l_с} \cdot \frac{\varphi_б}{1 + \varphi_б}.$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{бв} &= \sigma_б \frac{d_у}{d_н}, \\ \sigma_с &= \frac{d_у \approx E_у}{2 l_с} \cdot \frac{\varphi_б}{1 + \varphi_б}. \end{aligned} \right\}$$

(61 d)

Анализируя выражение (61 d), можно сделать следующие выводы:

- 1) с увеличением наружного диаметра бандажа или возрастанием толщины его возрастает коэффициент $\varphi_б$ (61 c);
- 2) с возрастанием коэффициента $\varphi_б$ увеличиваются напряжения в спицах (61 d), но уменьшаются напряжения в бандажах (61 b);
- 3) с уменьшением толщины бандажа в нём значительно возрастают напряжения; поэтому при тонких бандажах не следует допускать ϵ более 0,001, в противном случае в бандаже могут возникнуть остаточные деформации и он после раскатки ослабнет.

Для бандажей толщиной 75 мм коэффициент $\varphi_б \approx 1 - 0,8$, а толщиной 30 мм — $\varphi_б \approx 0,3$.

Для того чтобы упруго-напряжённое состояние бандажа на колёсном центре как можно медленнее ослабевало, необходимо, чтобы соприкасающиеся поверхности бандажа и центра были чисто обработаны. При грубой обработке поверхностей вначале соприкасание происходит по острым вершинам гребешков от резца, которые затем сминаются и бандаж ослабевает. Увеличение натяга сверх указанных величин приводит к излому бандажа.

5. НАПРЕССОВКА КОЛЁС НА ОСЬ

У вагонных колёсных пар способом соединения колёс с осью является пресовая посадка, которая обеспечивается напрессовкой колёс на оси в холодном состоянии под определённым давлением, зависящим от конструкции колёс, их материала и размеров оси.

Давления напрессовки для вагонных колёсных пар приведены в табл. 8.

Т а б л и ц а 8

Конечные давления напрессовки колёс на оси

Внутренний диаметр ступицы в мм	Давление напрессовки в т		
	стальных колёс, цельнокатаных и бандажных с надетыми бандажами	стальных центров без бандажей	чугунных колёс и бандажных с чугунными центрами (с надетыми бандажами)
155	55— 80	45—65	—
165	60— 90	50—70	45—70
178—182	65— 95	50—75	Насадка на оси чугунных центров без бандажей запрещается
190	70—105	55—85	

Указанные в табл. 8 давления напрессовки обуславливаются натягом, величина которого для вагонных колёсных пар обычно колеблется в пределах от 0,1 до 0,2 мм.

При напрессовке на ось ступицы последняя вместе с другими частями колеса раздаётся, а ось при этом несколько сжимается, так что ступица и ось после напрессовки находятся в упруго-напряжённом состоянии. Если на колёсный центр предварительно надеть бандаж, то для обеспечения надлежащей прочности посадки колеса требуется увеличивать напрессовочное давление на 10—20 т.

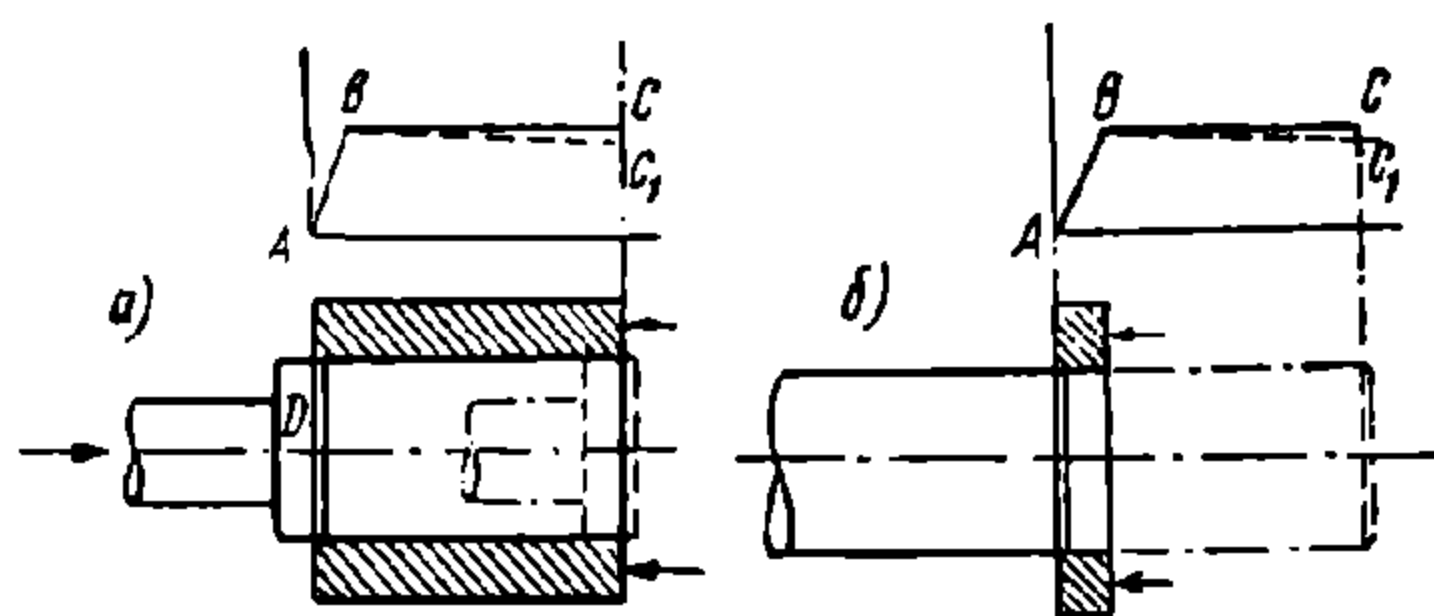
Прочность напрессовки колеса на ось зависит от:

- а) состояния соприкасающихся поверхностей,
- б) конечного усилия напрессовки и
- в) площади соприкасающихся поверхностей.

Состояние соприкасающихся поверхностей определяется путём сравнения их с эталонами чистоты обработки. Эталоны чистоты обработки ступицы колеса и оси выработаны исходя из условий наименьшей затраты времени на обработку поверхности и обеспечения надёжности прессового соединения колеса с осью. При напрессовке колёс на оси с грубообработанной поверхностью соприкасающихся элементов смятие неровностей может привести к

нарушению упруго-напряжённого состояния, а отсюда к ослаблению прессового соединения.

Конечное давление напрессовки характеризует степень упруго-напряжённого состояния колеса на оси, но не вполне определяет надёжность прессового соединения.



Фиг. 53. Возрастание усилий при запрессовке

Надёжность прессового соединения в наибольшей степени характеризуется площадью соприкасающихся поверхностей. После того как напрессовка произведена, определить площадь соприкасающихся элементов не представляется возможным. В целях проверки этого фактора при каждой напрессовке колеса на ось специальным самопишущим прибором (индикатором) снимается диаграмма напрессовки, которая графически показывает зависимость прессового усилия от длины ступицы колеса.

Для того чтобы судить по диаграмме о качестве напрессовки, не входя при этом во все довольно сложные подробности, которыми сопровождается раздача ступицы, диска или спиц и обода колеса, рассмотрим явления напрессовки в упрощённом, схематическом виде.

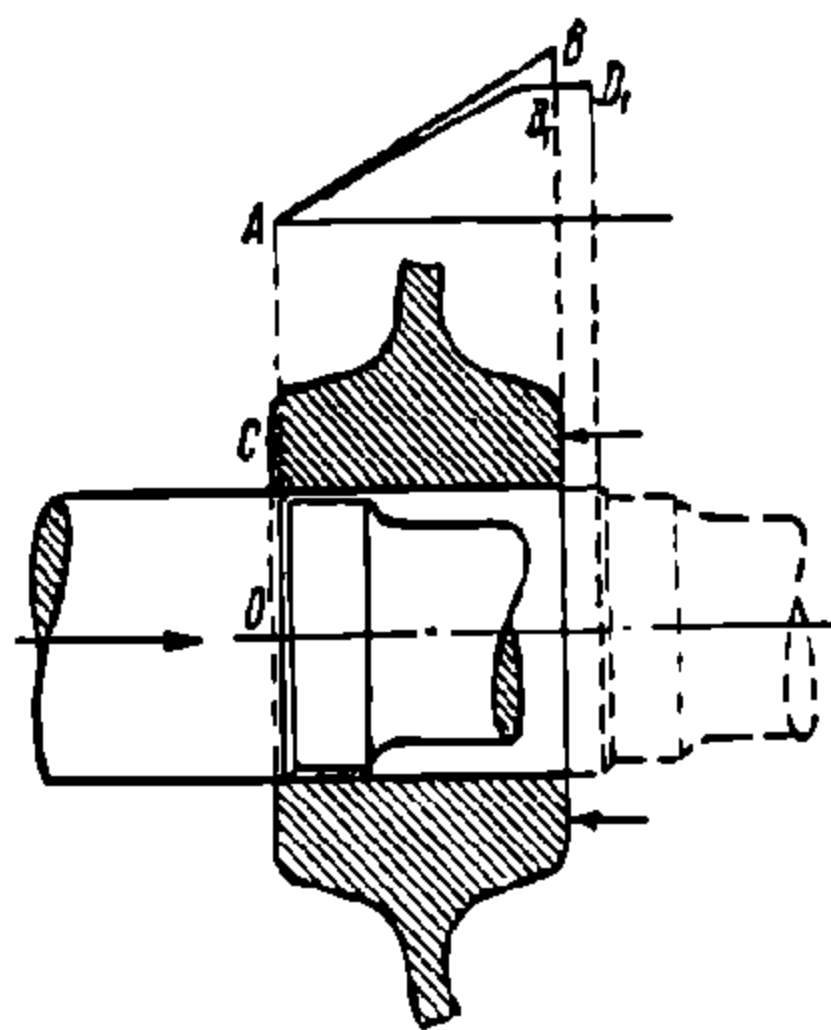
Если в толстостенную трубу (фиг. 53, а), имеющую внутри абсолютно гладкое отверстие в виде геометрически правильного цилиндра, запрессовывать диск *D*, имеющий такую же гладкую и вполне правильную наружную поверхность, то сила сопротивления диска впрессованию вначале возрастает пропорционально его передвижению, а после того как он целиком войдёт в трубу, сопротивление дальнейшему продвижению его по трубе остаётся постоянным. На диаграмме такая запрессовка изобразится ломаной линией *ABC*, часть которой *AB* соответствует входу диска в отверстие, а часть *BC*, параллельная оси абсцисс, — продвижению диска вдоль отверстия.

При этом предполагается, что во избежание задиров передняя кромка диска имеет слегка коническую заточку, а встречная кромка трубы закруглена; соприкасающиеся поверхности смазаны, и напряжения сжатия по поверхности соприкасания не вызывают разрушения частиц металла.

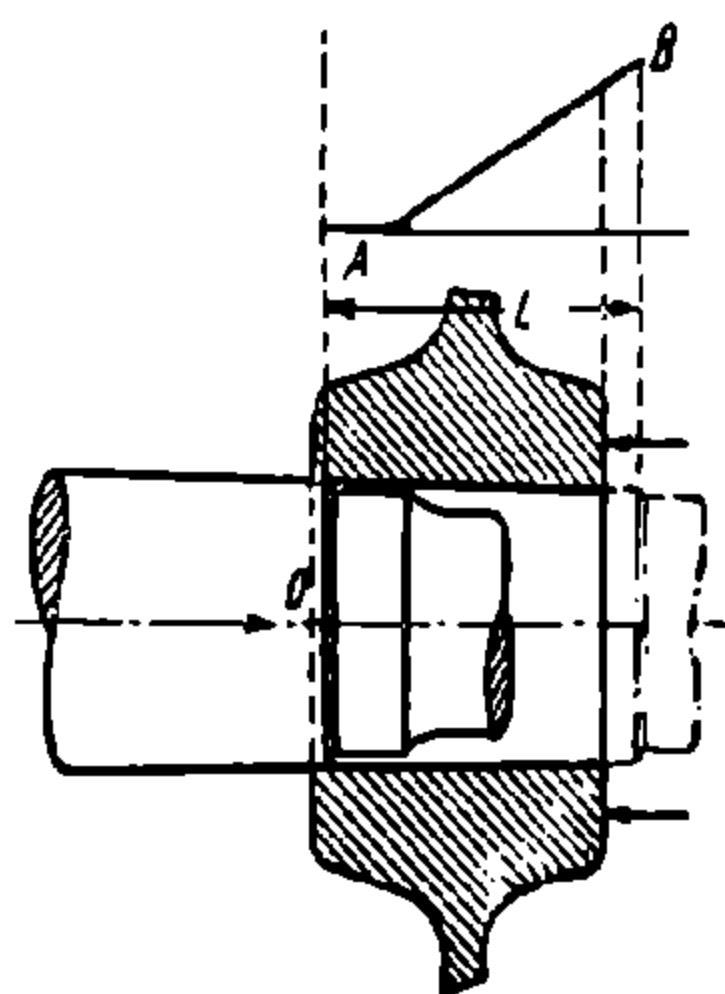
При проходе диска вдоль всей трубы одни и те же наружные частицы его, последовательно соприкасающиеся с новыми частицами отверстия, подвергаются большему обмятию, чем частицы отверстия. В результате этого сопротивление диска впрессованию уменьшается, что отражается на диаграмме небольшим наклоном линии *BC*₁. Такое же падение линии *BC*₁ на диаграмме происходит и в случае запрессовывания в сравнительно узкое кольцо цилиндрической оси (фиг. 53, б).

Аналогию между рассмотренным случаем запрессовки и напрессовкой колеса на ось можно провести только по характеру явлений при напрессовке, так как ступица колеса имеет неодинаковую толщину по всей длине, а колесо имеет диск или спицы; кроме того, соприкасающиеся поверхности ступицы и оси нельзя считать абсолютно гладкими. Однако кривая при напрессовке колеса на ось (фиг. 54) остаётся примерно такой же, как в рассмотренном случае.

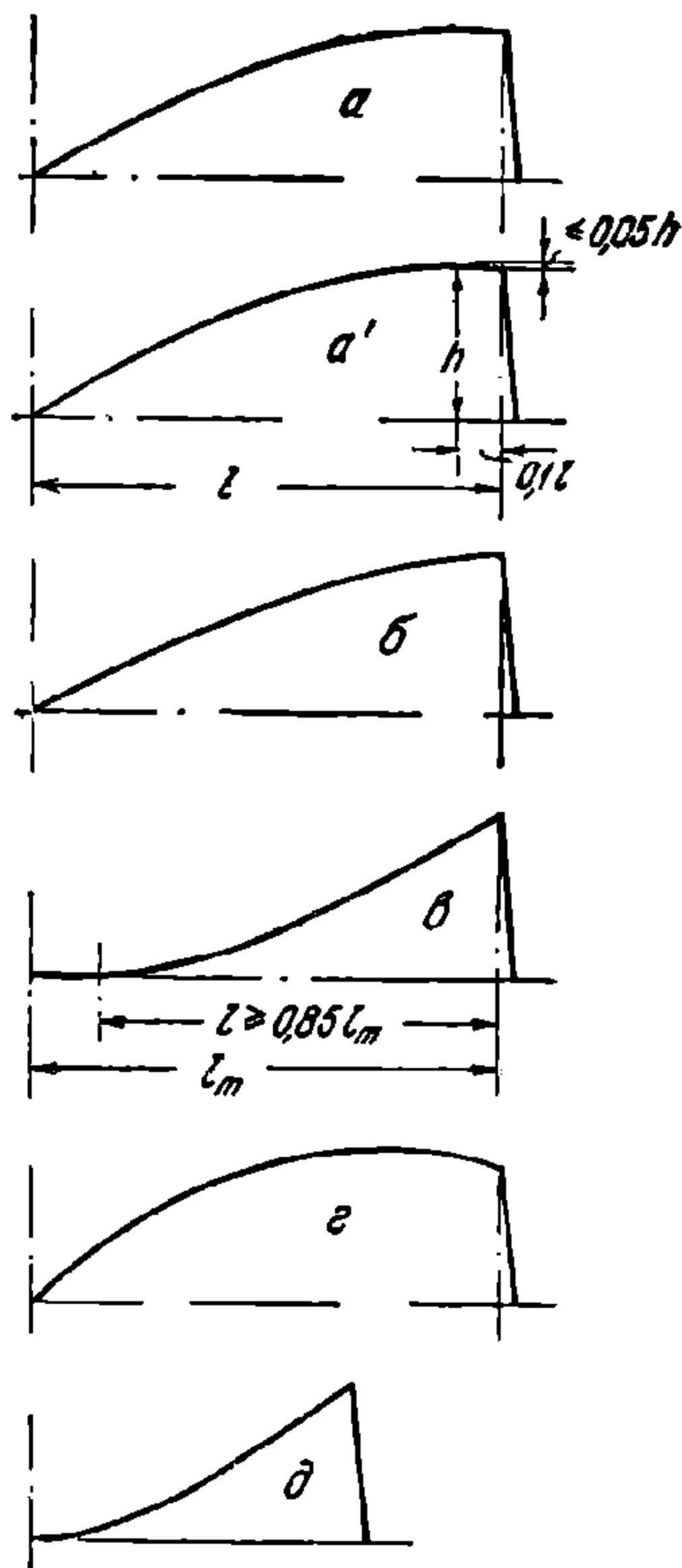
Рассмотрим случай напрессовки при прямой конусности соприкасающихся поверхностей оси и ступицы. При этом начало нарастания давления происходит позднее, нежели при напрессовке цилиндрических поверхностей. По мере же продвижения оси в ступицу усилие напрессовки возрастает быстрее, чем при цилиндрических поверхностях, вследствие чего кривая диаграммы полу-



Фиг. 54. Напрессовка колеса на ось



Фиг. 55. Напрессовка колеса на ось при прямой конусности



Фиг. 56. Образцы диаграмм при напрессовке колёс на оси

чается выпуклой книзу (фиг. 55). При напрессовке таких поверхностей длина диаграммы несколько уменьшается против теоретической. Под теоретической длиной диаграммы понимается

$$l_m = \alpha_y l_n,$$

где l_n — полное перемещение ступицы по оси;

α_y — коэффициент уменьшения хода барабана индикатора по сравнению с ходом плунжера гидравлического пресса.

На фиг. 56 приведены образцы диаграмм при напрессовке колёс на оси. Рассмотрим условия получения этих диаграмм:

удовлетворительные диаграммы:

а) напрессовка производилась при цилиндрических поверхностях оси и ступицы. Падение конечного давления, как указывалось выше, является результатом смятия неровностей на поверхности ступицы, после того как ступица была полностью напрессована на ось и продолжала продвигаться дальше. Правилами формирования колёсных пар падение конечного давления

допускается на длине не свыше 0,1 длины диаграммы и не более 0,05 от наибольшего давления напрессовки (диаграмма a'). Для удовлетворения этого требования в подступичной части на участке, который после напрессовки колеса на ось остаётся за пределами внешней стороны ступицы, делается конусность с разностью диаметров 1 мм;

б) поверхности оси и ступицы имеют незначительную прямую конусность; поэтому в конце диаграммы вместо понижения продолжается некоторое повышение давления;

в) поверхности оси и ступицы имеют большую прямую конусность, поэтому линия диаграммы выпукла книзу и постепенно возрастает до конца напрессовки, а длина диаграммы уменьшилась. Правилами формирования колёсных пар допускается уменьшение длины диаграммы до 15% от теоретической длины;

неудовлетворительные диаграммы:

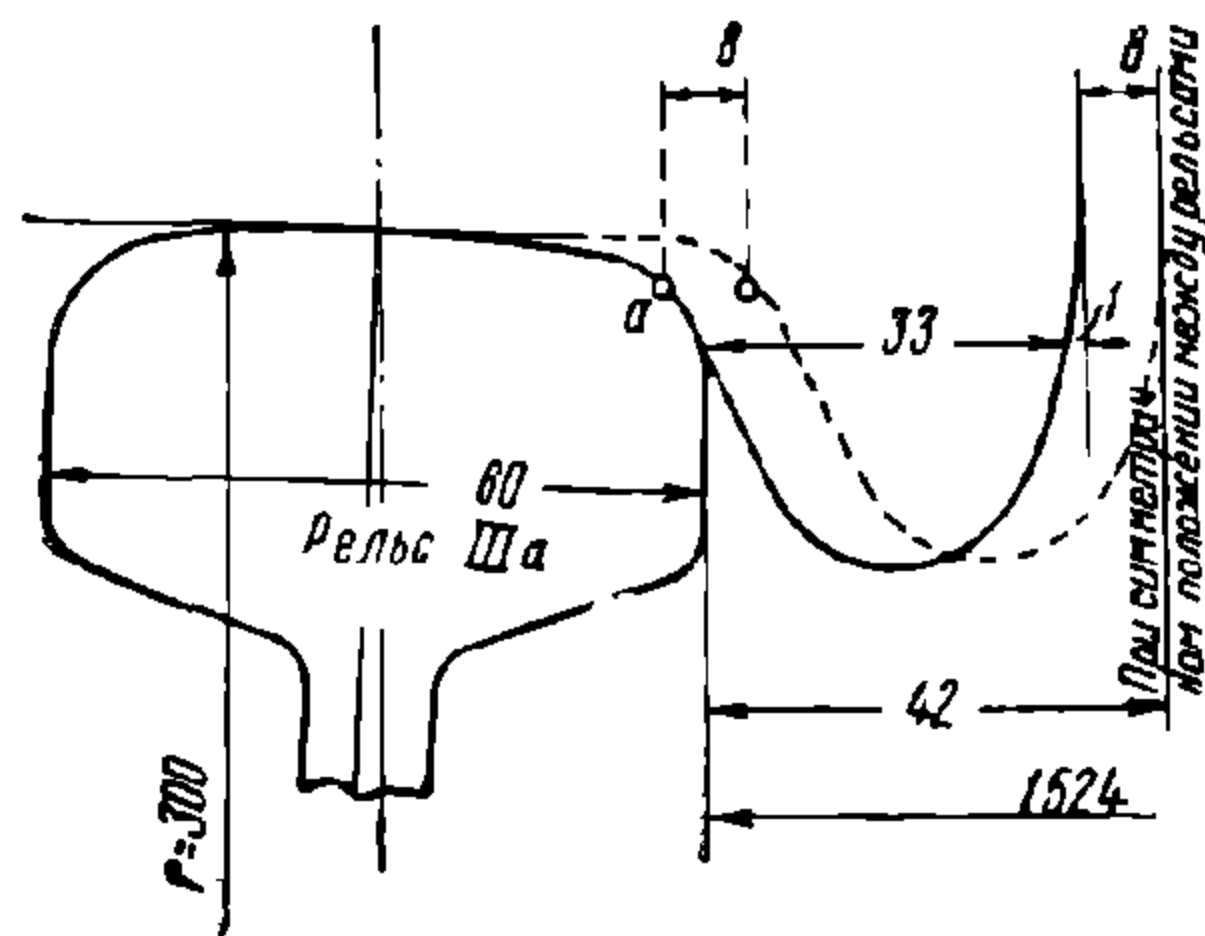
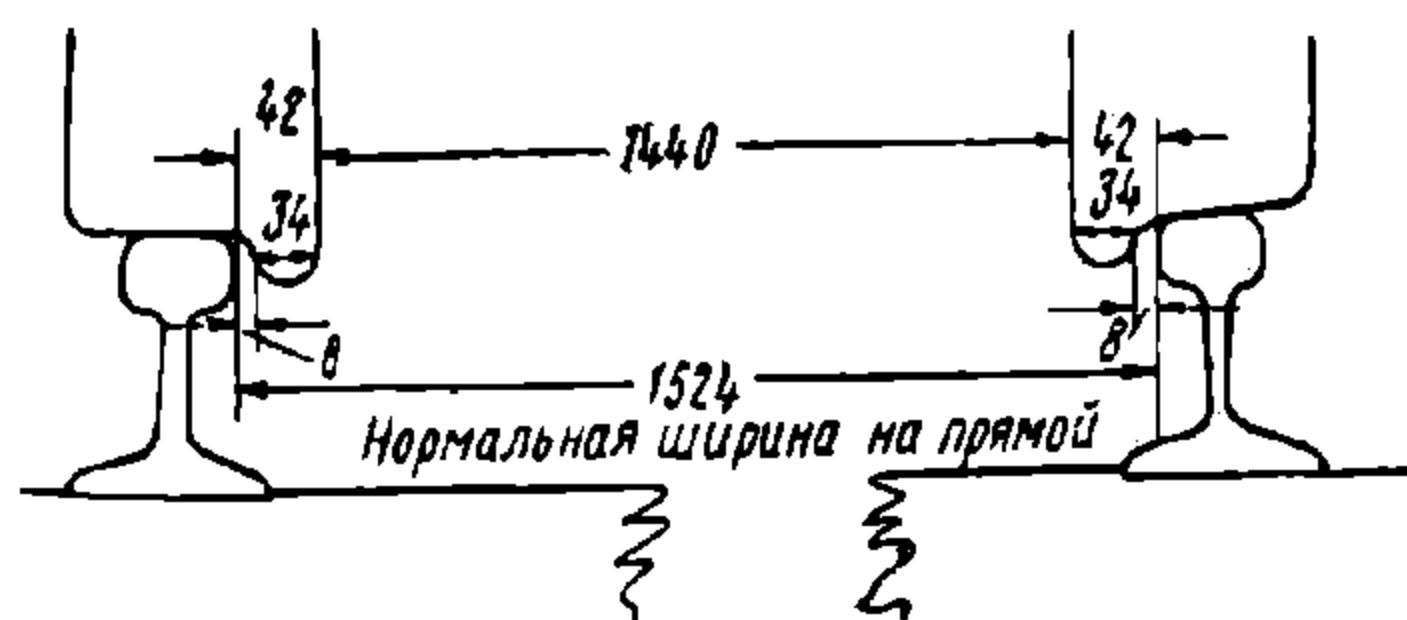
г) напрессовка производилась при обратной конусности соприкасающихся поверхностей оси и ступицы;

д) подобная диаграмма получается при задирах в ступице и на поверхности оси в процессе напрессовки, поэтому линия диаграммы круто поднимается вверх и преждевременно достигает наибольшего давления.

6. О ПРОФИЛЕ ПОВЕРХНОСТИ КАТАНИЯ КОЛЁС И ВЛИЯНИИ ЕГО НА ДВИЖЕНИЕ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ

На фиг. 57 показано положение правильно собранной колёсной пары с обточенными по профилю бандажами, установленной симметрично на прямом участке пути нормальной ширины колеи. При перемещении колёсной пары поперёк пути соприкосновение гребня бандажа с головкой рельса происходит в некоторой точке a (фиг. 58) и величина перемещения до упора в рельс составляет $\frac{e}{2} = 8$ мм (величина зазора e определяется графически). Полное же перемещение колёсной пары поперёк рельсового пути составляет 16 мм. В кривых радиусом менее 651 м, в которых ширина колеи увеличивается против нормальной, перемещение колёсной пары увеличивается соответственно увеличению ширины колеи.

При уменьшении толщины гребней колёсной пары от трения их о рельсы



Фиг. 57. Положение колёсной пары в колее

Фиг. 58. Перемещение колёсной пары в колее

перемещение колёсной пары поперёк пути увеличивается на величину износа гребней. У вагонных колёсных пар обычно значительно изнашивается гребень одного колеса, имеющего несколько меньший диаметр по кругу катания. Принимая наименьшую толщину гребня у стальных колёс равной 22 мм (§ 220 ПТЭ), полное перемещение колёсной пары в нормальной колее при одном тонком гребне составит 28 мм.

Относительно рельсового пути колёсная пара может располагаться следующим образом:

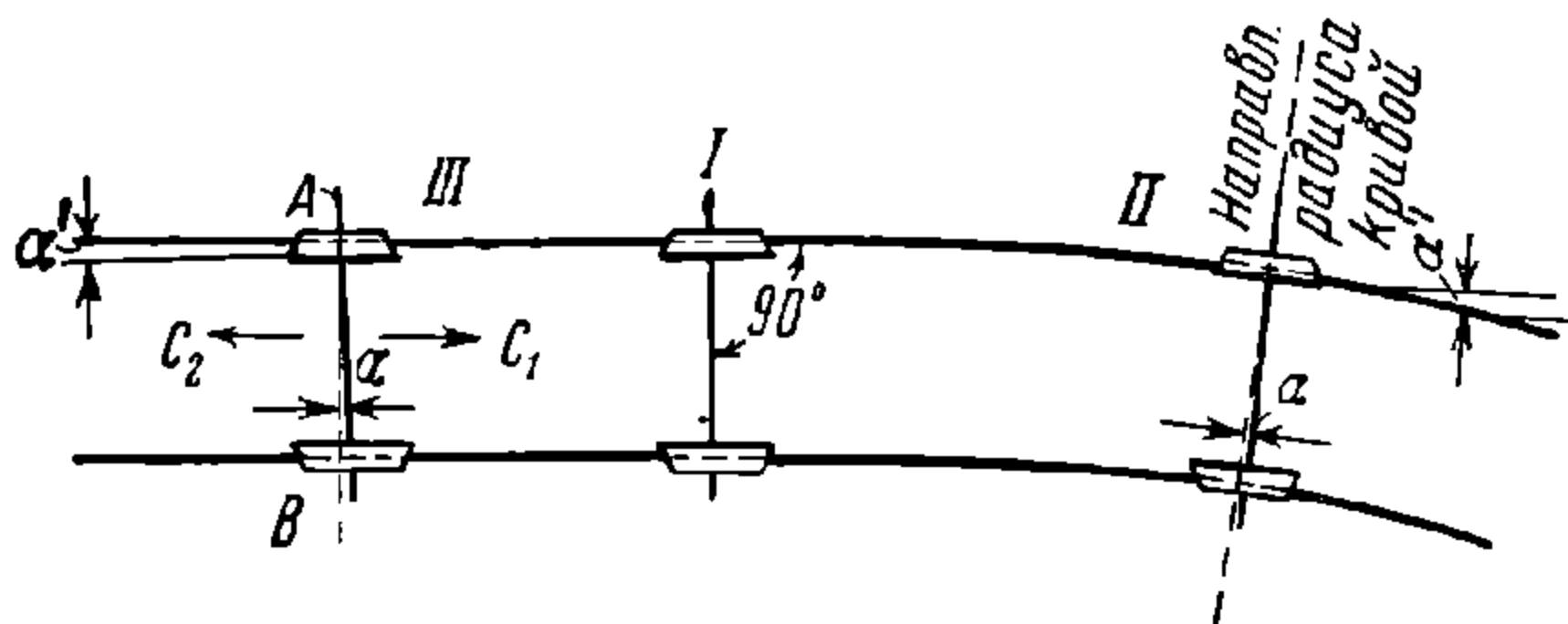
1) в прямых — нормально, т. е. перпендикулярно оси пути (фиг. 59), (положение I) или под некоторым углом α (положение III); в последнем случае угол α называется углом перекося оси, а угол $\alpha' = \alpha$ — углом набегания колеса на рельс;

2) в кривых — радиально, т. е. при совпадении оси колёсной пары с направлением радиуса кривой (положение II); отклонение оси колёсной пары от направления радиуса определяется углом перекоса α к радиусу кривой или равным ему углом набегания колеса α' на рельс.

Рассмотрим качение отдельных колёсных пар (без вагона) в рельсовой колее при цилиндрическом и коническом профилях бандажа.

Цилиндрический профиль. Колёсная пара с колёсами одинакового диаметра может катиться по прямому участку пути, не касаясь гребнями рельсов и не перебегая от одного рельса к другому только при нормальной установке оси (фиг. 59, положение I). При установке же с углом перекоса оси качение её в направлении C_1 вызывает приближение колеса А к рельсу и их взаимное трение на всём протяжении прямой, а при качении в направлении C_2 то же происходит с колесом В.

Цилиндрический профиль бандажа при колёсах одинакового диаметра оказывается очень чувствительным к перекосам оси. При любом ничтожном перекосе оси дальнейшее качение колёсной пары по прямой сопровождается трением одного гребня о рельс. При цилиндрическом профиле и одинаковых диаметрах колёс у движущейся колёсной пары нет условий, способных изменить направление оси. Поэтому при входе в кривой участок она не может изменять направление соответственно кривизне пути, вследствие чего набегает под некоторым углом на наружный рельс и в таком положении продолжает движение.



Фиг. 59. Качение колёсной пары по рельсовому пути

При разных диаметрах колесо с большим диаметром опережает в своём движении колесо с меньшим диаметром, что также вызывает перекос оси.

Рассмотрение случаев качения колёсной пары с цилиндрическим профилем бандажа показывает, что в действительности такая колёсная пара всегда катится с прижатым к рельсу гребнем одного из колёс, так как практически по различным причинам неизбежен перекос оси в рельсовой колее. С другой стороны, прижатие колеса гребнем к одному из рельсов устраняет влияние колёсной пары в колее. Качение колёсной пары с цилиндрическим профилем бандажа в кривом участке пути любого радиуса сопровождается проскальзыванием катящегося колеса по внутреннему рельсу.

Конический профиль. Характер качения одиночной колёсной пары с коническим профилем бандажа в кривом участке пути отличен от качения колёсной пары с цилиндрическим профилем бандажа. Когда колёсная пара с коничностью колеса n (фиг. 60) смещается в сторону наружного рельса на величину y , наружное колесо катится по кругу радиусом $r + ny$, а внутреннее по кругу радиусом $r - ny$, где r — радиус круга катания.

Движение колёсной пары без скольжения возможно только в том случае, когда существует соотношение

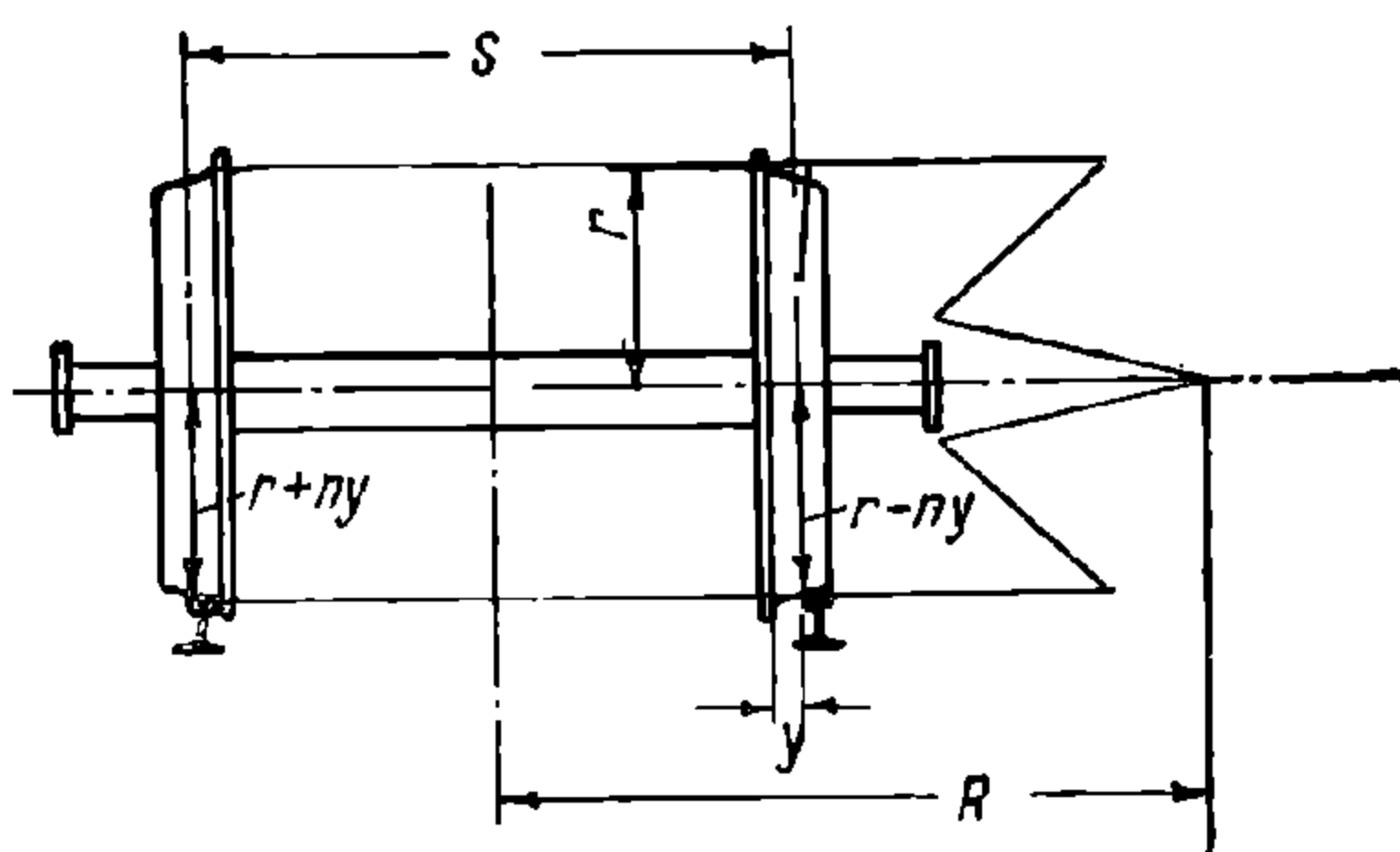
$$\frac{R + \frac{s}{2}}{R - \frac{s}{2}} = \frac{r + ny}{r - ny} \quad (62)$$

где s — расстояние между кругами катания и
 R — радиус кривого участка пути.

Отсюда

$$R = \frac{sr}{2\pi y}. \quad (62a)$$

Из уравнения (62a) видно, что радиус кривого участка пути, при котором колёсная пара с коническим профилем бандажей перекачивается без скольжения, изменяется с изменением y , так как остальные величины, входящие в это уравнение, для данной колёсной пары постоянны. Переменное же y у неизношенной колёсной пары может изменяться в колее шириной 1524 мм в пределах от 0 до 8 мм и это ограничивает величину R . Так, при диаметре колеса 1050 мм наименьшим радиусом кривого участка пути, при котором колёсная пара может перекачиваться по рельсам без скольжения, является $R = 1050$ м, при диаметре колеса 950 мм — 940 м, а при диаметре колеса 900 мм — 890 м. При качении же на кривых участках пути меньшего радиуса всегда происходит проскальзывание колёс. Даже изменение y до 16 мм в связи с уширением колеи в кривых радиусом менее 651 м (§ 33 ПТЭ) не устраняет этого явления.



Фиг. 60. Качение колёсной пары с коническим профилем

Если же колёсные пары установлены жёстко в раме двухосного экипажа, то при скоростях до 70—80 км/ч задняя ось стремится занять радиальное положение, вследствие чего наружное колесо этой колёсной пары катится по кругу малого радиуса $r - ny$, а внутреннее — по кругу $r + ny$. В этом случае возникают большие сопротивления от проскальзывания бандажей по рельсам.

Поверхность бандажей, вследствие износа, вообще долго не сохраняет своей конической формы, а принимает вид, при котором приведённые выше расчёты утрачивают своё значение и движение по кривой всегда происходит с большим или меньшим сопротивлением, величина которого трудно поддаётся учёту. В связи с этим необходимо признать, что коничностью профиля бандажа существенно уменьшить сопротивление при проходе кривых практически нельзя.

Коничность профиля бандажа оказывается более ценной при качении колёсной пары на прямом участке пути.

Как уже было указано, для уменьшения сопротивления движению на прямом участке пути между головкой рельса и гребнем бандажа имеется зазор. Однако только зазора для этого недостаточно; одновременно с ним необходимо обеспечивать условия центрирования движения колёсной пары в колее. Таким условием и является коническая обточка поверхностей катания бандажей. При конической поверхности катания бандажа малейшие отклонения колёсной пары от оси симметрии в колее приводят к качению по кругам разного радиуса, что, как было указано ранее, приводит к изменению угла набегания колеса на рельс. В этом случае середина колёсной пары начинает описывать пологую кривую до перехода колёсной парой среднего положения, после чего процесс повторяется в обратном направлении.

Таким образом, при качении на прямом участке пути колёсная пара с конической поверхностью катания описывает волнообразную кривую и гребни бандажей обычно не касаются рельсов. Такое движение создаёт беспокойный ход колёсной пары, но в то же время оно устраняет появление местного проката бандажей, снижающего пробеги колёсной пары между обточками.

Из рассмотрения качения отдельной колёсной пары на прямом участке пути видно, что коническая поверхность катания при разности в диаметрах обоих колёс оказывается менее чувствительной к выходу колёсной пары из симметричного положения в колее, что снижает ненормальный износ гребней бандажей.

7. УСТОЙЧИВОСТЬ КОЛЁСНОЙ ПАРЫ

Гребни колёс являются основными элементами, которые направляют движение колёсной пары в колее и предотвращают возможность схода её с рельсов.

При больших скоростях или значительном угле набегания колесо может подняться над головкой рельса. В этом случае колесо соприкасается с головкой рельса только в одной точке A (фиг. 61), где и сосредоточены все силы взаимодействия.

После незначительного подъёма колеса над головкой рельса в точке A оно под действием вертикальной силы P_1 стремится опуститься обратно на рельс. При этом возникнут силы трения μN_1 и μN_2 , пропорциональные нормальным реакциям рельсов.

Набегание гребня колеса на рельс происходит под действием горизонтальной силы H_2 [см. формулу (70)], которая передаётся от кузова вагона на ось колёсной пары через подшипник с точкой приложения: на буртике оси при скользящих подшипниках и в центре оси — при роликовых подшипниках. Значительное влияние на величину силы H_2 оказывает разность в нагрузках на шейки оси колёсной пары P_1 и P_2 вследствие неравномерной загрузки вагона, неодинаковой жёсткости рессор и наличия боковой качки вагона.

Для предупреждения подъёма колеса над головкой рельса необходимо соблюдение следующего неравенства

$$N_1 \sin \beta \geq \mu N_1 \cos \beta + H_2 + \mu N_2$$

или

$$N_1 (\sin \beta - \mu \cos \beta) \geq H_2 + \mu N_2, \quad (a)$$

где β — угол между горизонтальной плоскостью и плоскостью скольжения гребня.

Это неравенство получено проектированием на ось x всех сил, действующих на колёсную пару. Проектируя эти силы на ось y , получим

$$-P_1 - P_2 + N_2 + N_1 \cos \beta + \mu N_1 \sin \beta = 0. \quad (b)$$

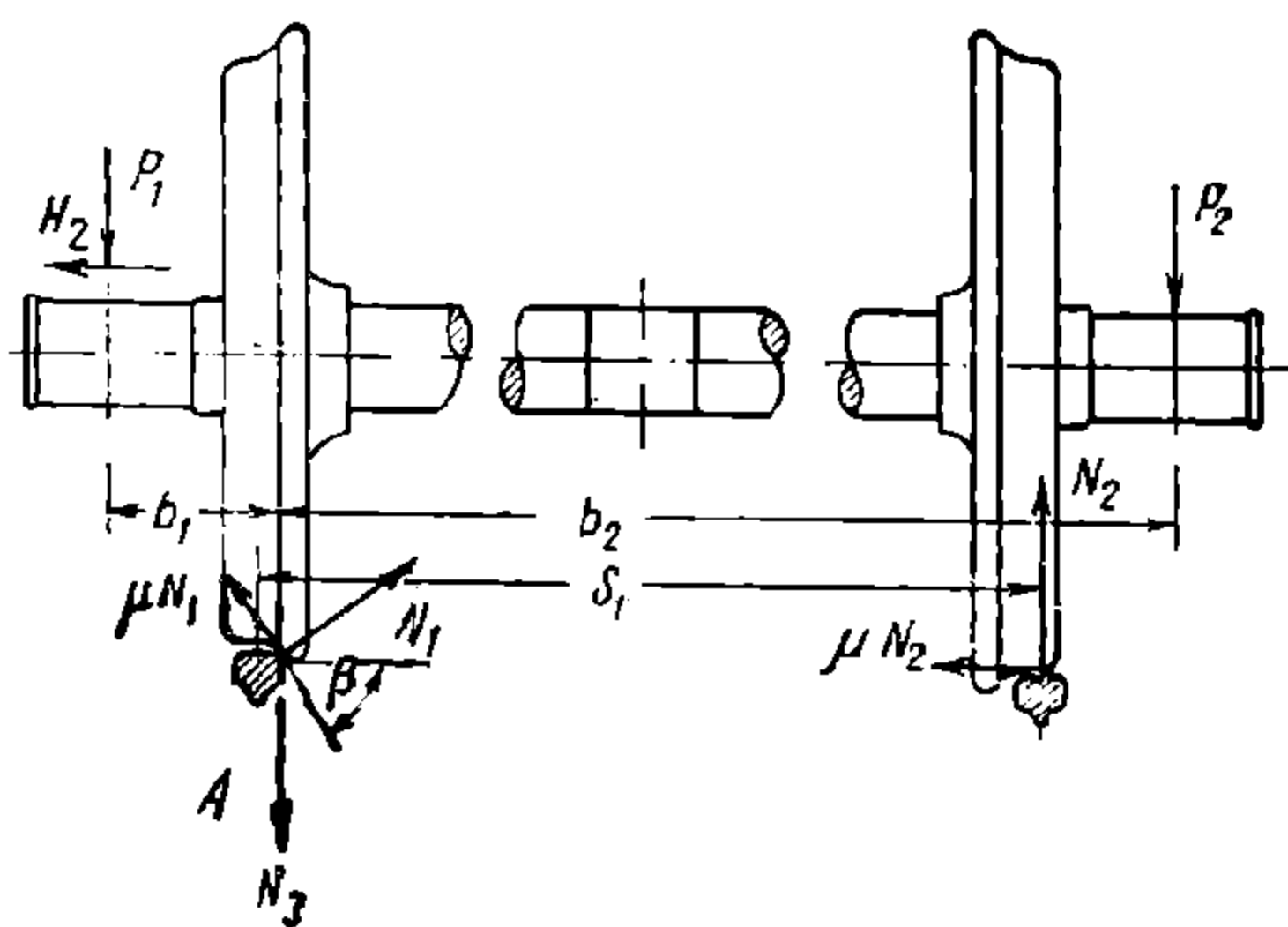
Сумма моментов всех сил относительно точки A составит выражение

$$-H_2 r - N_2 s_1 + P_2 b_2 - P_1 b_1 = 0, \quad (c)$$

где r — радиус колеса;

s_1 , b_1 и b_2 — соответственные расстояния от места приложения сил N_2 , P_1 и P_2 до точки A ;

силу H_2 условно принимаем приложенной в центре оси.



Фиг. 61. К определению устойчивости колеса на рельсе

Подставив значения N_1 и N_2 , определённые из уравнений (b) и (c) в неравенство (a), получаем

$$\begin{aligned} \frac{P_1(s_1 + b_1) + P_2(s_1 - b_2) + H_2 r}{s_1(\cos \beta - \mu \sin \beta)} (\sin \beta - \mu \cos \beta) &\geq \\ &\geq H_2 + \mu \frac{-P_1 b_1 + P_2 b_2 - H_2 r}{s_1}. \end{aligned} \quad (d)$$

Заменяв коэффициент трения скольжения μ через $\operatorname{tg} \rho$, где ρ — угол трения, после соответствующих преобразований получим следующее неравенство:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta - \rho) [P_1(s_1 + b_1) + P_2(s_1 + b_2) + H_2 r] &\geq \\ &\geq H_2 s_1 + \mu [P_2 b_2 - P_1 b_1 - H_2 r] \end{aligned}$$

или

$$\begin{aligned} \frac{H_2}{P_1} &\leq \frac{P_2}{P_1} \cdot \frac{b_2 [\mu + \operatorname{tg}(\beta - \rho)] - s_1 \operatorname{tg}(\beta - \rho)}{r [\operatorname{tg}(\beta - \rho) + \mu] - s_1} - \\ &- \frac{b_1 [\mu + \operatorname{tg}(\beta - \rho)] + s_1 \operatorname{tg}(\beta - \rho)^*}{r [\operatorname{tg}(\beta - \rho) + \mu] - s_1} \end{aligned} \quad (63)$$

Если неравенство не удовлетворяется, то колесо, поднявшись над рельсом, перекачивается вокруг точки A и сход с рельса становится вполне возможным.

8. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЁТА ОСЕЙ

Расчётная схема оси колёсной пары представляет собой брус, нагруженный пространственной системой сил.

Несмотря на кажущуюся простоту схемы, точный расчёт оси представляет сложную и трудную задачу, включающую следующие основные вопросы:

- а) определение сил, действующих на ось;
- б) определение напряжённого состояния оси;
- в) оценку прочности и долговечности оси.

Сложность точного расчёта и недостаток экспериментальных данных приводят к необходимости применять приближённые методы расчёта.

Неточности приближённых методов компенсируются понижением допускаемых напряжений, назначение которых основывается на практических данных об эксплуатации осей и на результатах теоретических и экспериментальных исследований по отдельным вопросам прочности осей, а также других деталей, применяемых в машиностроении и имеющих сходные с осями конструктивные формы и условия загрузки.

Прежде чем излагать методы применяющихся в практике расчётов, рассмотрим общие условия загрузки оси и её напряжённое состояние.

9. НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ОСЬ

На ось передаются почти все нагрузки, указанные в главе IV. Местами приложения этих нагрузок являются шейка и подступичная часть. В отдельных типах вагонов (моторные, вагоны-электростанции и др.) нагрузки могут прикладываться и к средней части оси.

Рассмотрим методы определения нагрузок, действующих на ось.

Статическая нагрузка. На ось передаётся вес груза и тара вагона, за исключением веса колёс. Распределение вертикальной статической нагрузки между осями зависит от числа осей и конструкции рессорного подвешивания. Собственный вес оси в расчётах обычно не учитывается ввиду его относительно малой величины.

На фиг. 62 изображены схема приложенной к оси статической нагрузки и эпюра изгибающих моментов.

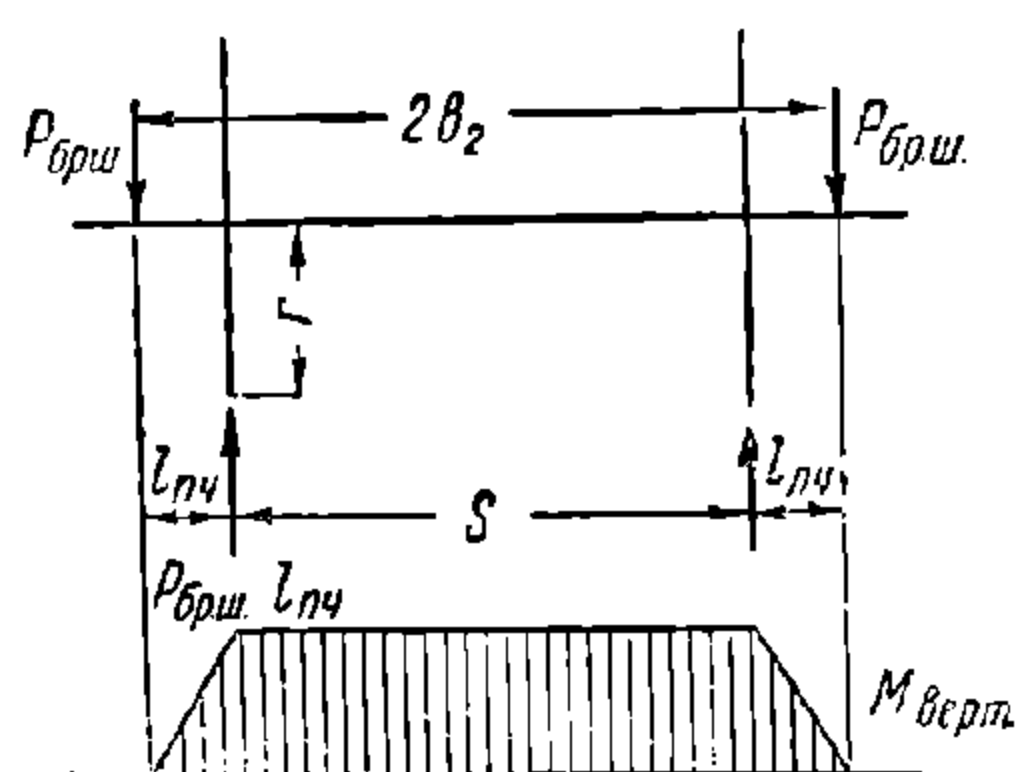
* Формула предложена канд. техн. наук, доц. А. У. Галеевым (см. Труды МЭМИИТ, вып. 55, Трансжелдориздат, 1948 г., стр. 183).

Вертикальная кососимметричная нагрузка подробно рассматривается в главе IX. Здесь только отметим, что влияние этой нагрузки выражается в некотором перераспределении вертикальных нагрузок от обрессоренных частей вагона между шейками оси. Оси грузовых вагонов, имеющих тележки с несвязанными жёстко боковинами, кососимметричной нагрузке практически не подвергаются.

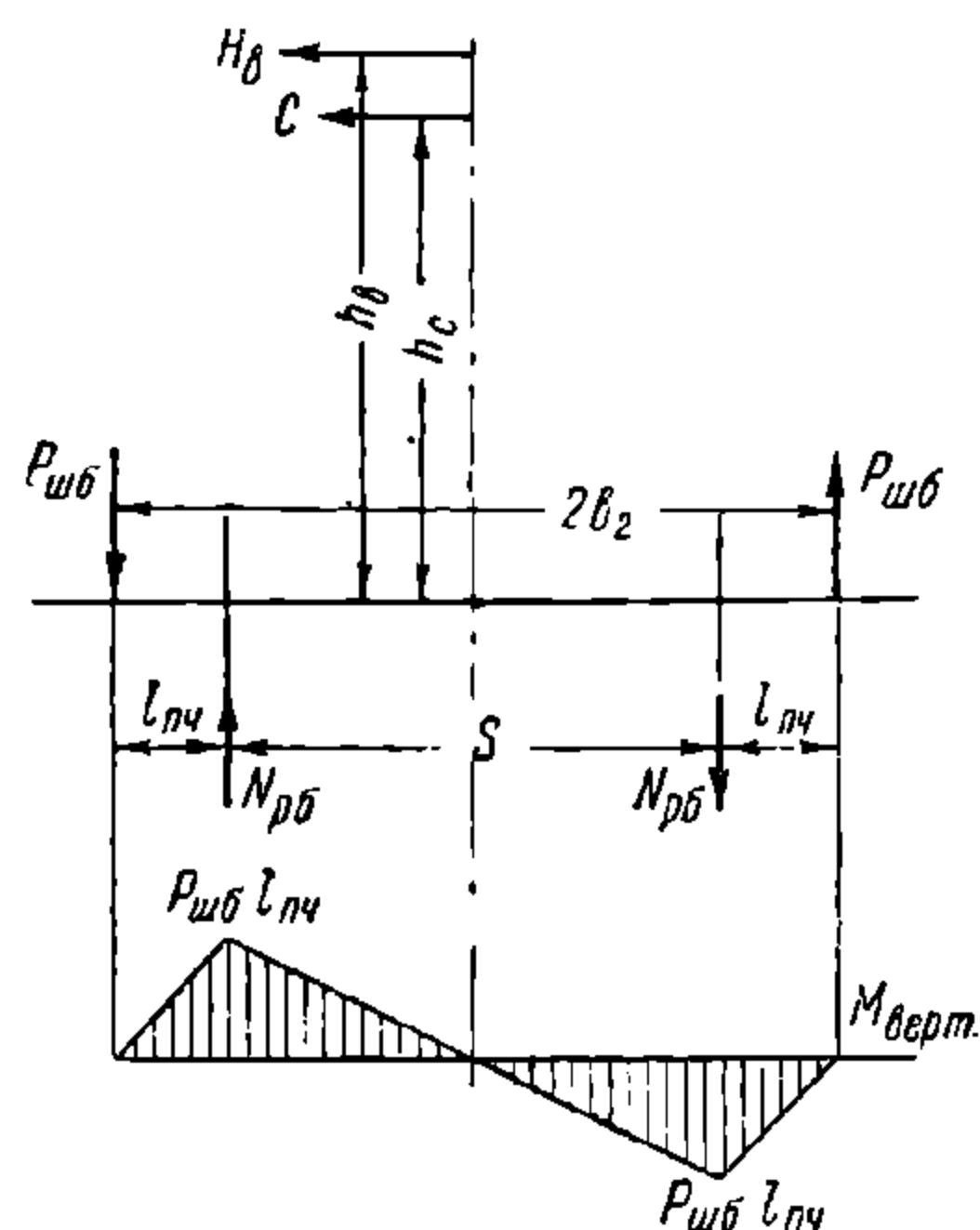
Боковые горизонтальные нагрузки от центробежной силы и ветра вызывают дополнительное вертикальное нагружение одной шейки оси и такую же разгрузку второй (фиг. 63).

Вертикальная нагрузка на шейку определяется из выражения

$$P_{шб} = \frac{Ch_c + H_v h_v}{2b_2} \quad (64)$$



Фиг. 62. Схема статического нагружения оси и эпюра изгибающих моментов



Фиг. 63. Схема нагружения оси от боковых горизонтальных усилий и эпюра изгибающих моментов

и реакция рельса

$$N_{рб} = \frac{Ch_c + H_v h_v}{s} \quad (64a)$$

где C — центробежная сила вагона (без колёсных пар), приходящаяся на одну ось;

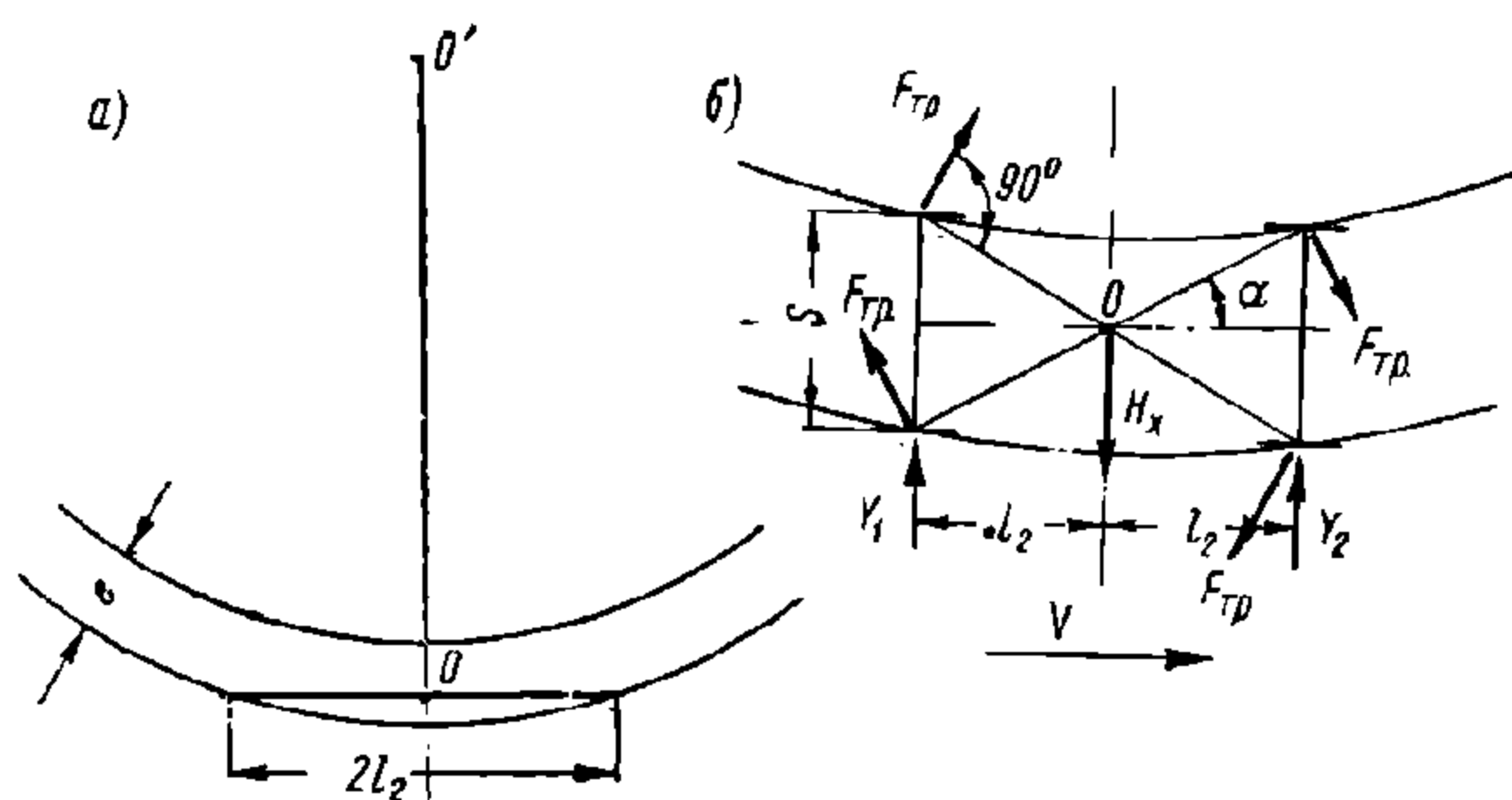
H_v — давление ветра на кузов вагона, приходящееся на одну ось; остальные обозначения ясны из фиг. 63.

Горизонтальные боковые нагрузки учитываются вместе с силами взаимодействия колёс с рельсами, возникающими при движении вагона по кривой.

При движении вагона по кривому участку пути с постоянной скоростью, в связи с наличием зазоров между гребнями колёс и рельсами, тележка сохраняет в колее одно из следующих положений:

1) хордовое, когда гребни двух колёс прижаты к наружному рельсу;

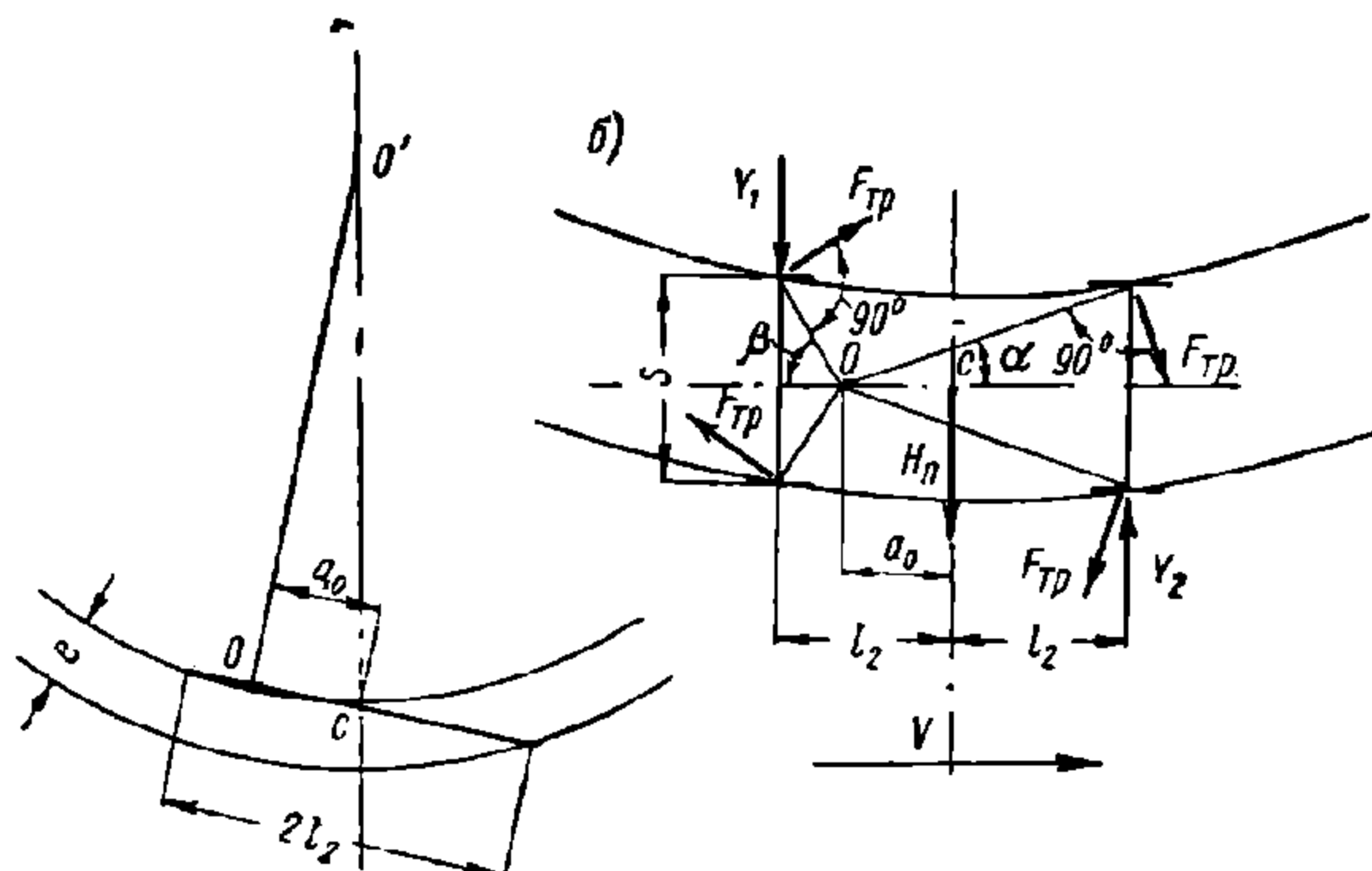
2) наибольшего перекоса, когда гребень переднего колеса прижат к наружному рельсу, а гребень заднего колеса к внутреннему;



Фиг. 64. Положение тележки в кривом участке пути (хордовое)

3) промежуточное, когда гребень только переднего внешнего колеса прижат к наружному рельсу.

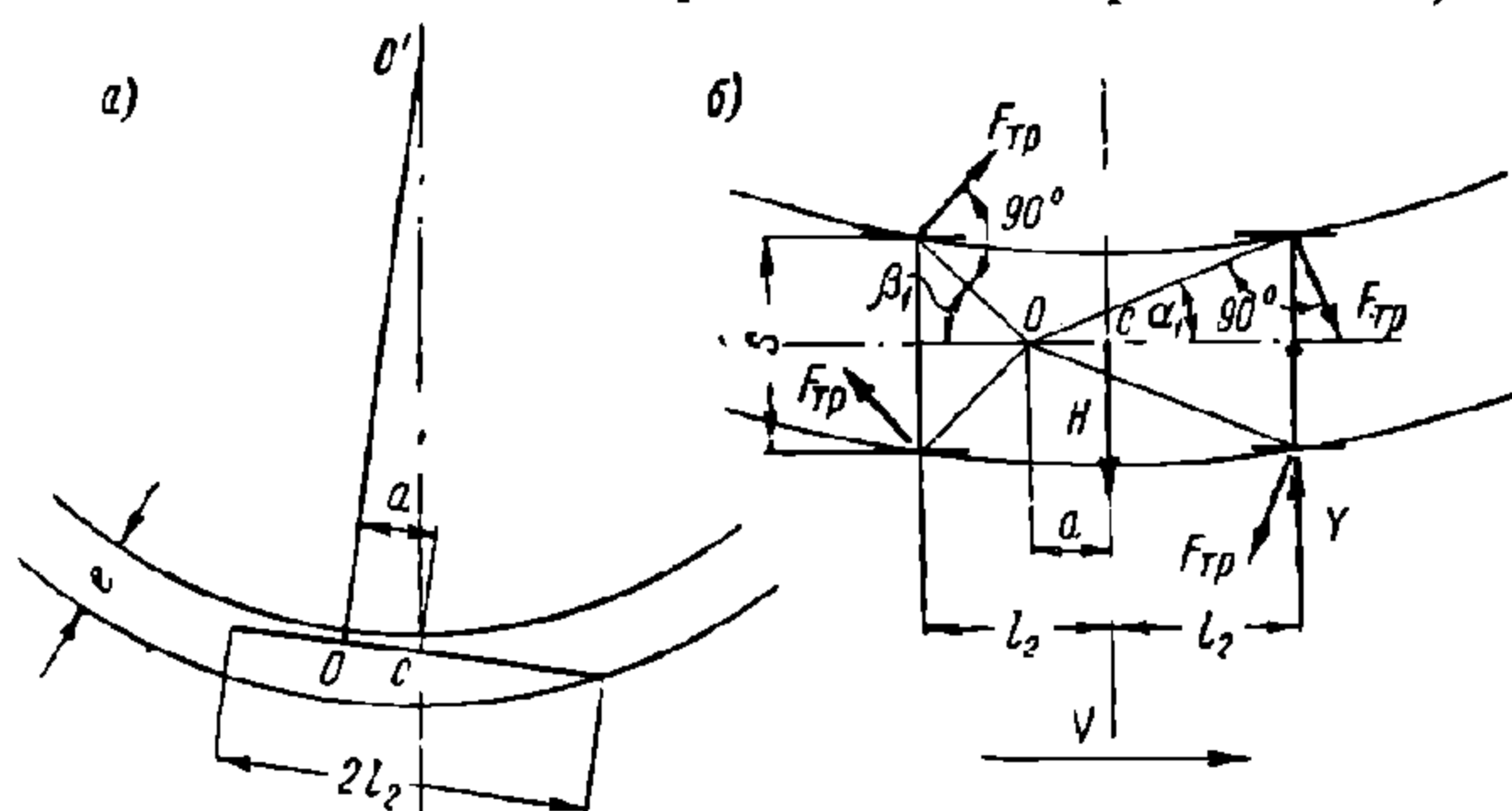
Представим возможные положения тележки в кривой (фиг. 64, 65 и 66), изобразив схематически колею в виде двух концентрических дуг с расстоянием между ними e , равным суммарному зазору между рельсами и гребнями колёс, а тележку в виде отрезка прямой, равной длине её базы $2l_2$.



Фиг. 65. Положение тележки в кривом участке пути (наибольшего перекоса)

Точка O , являющаяся основанием перпендикуляра, опущенного из центра кривой O' на ось тележки, называется полюсом вращения.

Движение тележки по кривой в каждый момент времени складывается из вращательного, вокруг полюса O , и поступательного, вместе с ним (по направлению, перпендикулярному радиусу OO'). При вращательном движении тележки колёса скользят по рельсам в направлениях, перпендикуляр-



Фиг. 66. Положение тележки в кривом участке пути (промежуточное)

ных к радиусам-векторам, проведённым из полюса O в точки контакта колёс с рельсами, вследствие чего между ними возникают силы трения $F_{тр}$.

Возможное положение тележки в кривой и полюса вращения зависит от сил трения, реакций рельсов на гребни колёс и боковой нагрузки на пятник (центробежной силы и давления ветра). При хордовом положении (фиг. 64) полюс вращения совпадает с серединой базы тележки.

При наибольшем перекосе (фиг. 65) полюс вращения смещается в сторону задней оси на расстояние от середины базы тележки

$$a_0 = \frac{eR}{2l_2},$$

где R — радиус кривой.

При промежуточном положении тележки (фиг. 66) расстояние a полюса вращения от центра тележки c находится в интервале

$$0 < a < a_0.$$

Определение положения полюса вращения и сил, действующих на тележку при её движении в кривой, основывается на следующих допущениях:

- 1) вертикальное давление от колёс на рельсы одинаково для каждого колеса и равно четверти веса вагона брутто, приходящегося на тележку;
- 2) все горизонтальные силы действуют в одной плоскости;
- 3) рама тележки жёсткая.

Обозначим: $N_{бр}$ — давление одного колеса на рельс от веса вагона брутто;

$F_{тр} = N_{бр} \mu$ — полная сила трения между колесом и рельсом (μ — коэффициент трения скольжения);

$H = C + H_e$ — боковая нагрузка, равная сумме центробежной силы обрессоренных частей вагона и давлению ветра на кузов, приходящихся на одну тележку;

Y — боковая реакция рельса на гребень колеса.

Остальные обозначения, употребляемые в выражениях (65) — (71), ясны из фиг. 64—66.

Определим значение боковой нагрузки H_x для случая, когда тележка занимает хордовое положение, но боковых реакций между задним колесом и рельсом ещё не возникло (состояние переходное от промежуточного к хордовому). Из условия равновесия при $Y_1 = 0$ (фиг. 64) получим

$$H_x = 4F_{тр} \cos \alpha, \quad (65)$$

причём

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2l_2}. \quad (65a)$$

Для переходного состояния от промежуточного положения к положению наибольшего перекося, т. е. когда между задним колесом и внутренним рельсом не возникает ещё боковых реакций, хотя они уже соприкасаются, $Y_1 = 0$ (фиг. 65), получим:

$$H_n = 2F_{тр} \left[2 \cos \beta + \frac{s}{2l_2} (\sin \alpha + \sin \beta) \right]; \quad (66)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{s}{2(l_2 + a_0)} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{s}{2(l_2 - a_0)} \quad (66a)$$

Для промежуточного положения боковая нагрузка H находится в интервале

$$H_n < H < H_x.$$

Таким образом, возможные положения тележки в кривой характеризуются следующими значениями боковой нагрузки:

хордовое $H \geq H_x$;
промежуточное $H_n < H < H_x$;
наибольшего перекося $H \leq H_n$.

Наиболее существенным является промежуточное положение тележки, так как практические значения H соответствуют этому случаю.

Для промежуточного состояния уравнения равновесия тележки имеют вид (фиг. 66):

$$\left. \begin{aligned} 2F_{тр} (\cos \beta_1 - \cos \alpha_1) + Y - H &= 0; \\ 2F_{тр} \left(2l_2 \cos \beta_1 + \frac{s}{2} \sin \beta_1 + \frac{s}{2} \sin \alpha_1 \right) - Hl_2 &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \cos \beta_1 &= \frac{l_2 - a}{\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 - a)^2}}; \quad \sin \beta_1 = \frac{s}{2\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 - a)^2}} \\ \cos \alpha_1 &= \frac{l_2 + a}{\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 + a)^2}}; \quad \sin \alpha_1 = \frac{s}{2\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 + a)^2}} \end{aligned} \right\} \quad (67a)$$

После подстановки значений (67а) в выражения (67) получим:

$$\left. \begin{aligned} 2F_{mp} \left[\frac{l_2 - a}{\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 - a)^2}} - \frac{l_2 + a}{\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 + a)^2}} \right] + Y - H &= 0 \\ 2F_{mp} \left[\frac{2l_2(l_2 - a) + \frac{s^2}{4}}{\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 - a)^2}} - \frac{s^2}{4\sqrt{\frac{s^2}{4} + (l_2 + a)^2}} \right] - Hl_2 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

Путём подбора из второго уравнения (68) определяется значение a , после подстановки которого в первое уравнение (68) находится Y .

Подставляя в выражение (67а) значение a , найдём значение $\cos \alpha_1$, $\sin \alpha_1$, $\cos \beta_1$ и $\sin \beta_1$.

Разложим силы F_{mp} на направления осей x и y (фиг. 67) и определим значения составляющих

$$\left. \begin{aligned} F_{1y} &= F_{mp} \cos \beta_1; \quad F_{2y} = F_{mp} \cos \alpha_1; \\ F_{1x} &= F_{mp} \sin \beta_1; \quad F_{2x} = F_{mp} \sin \alpha_1. \end{aligned} \right\} \quad (69)$$

Силы, передающиеся на колёсные пары от рамы тележки, определяются из условий их равновесия.

Усилия, передающиеся соответственно на шейки задней и передней колёсных пар от рамы, составляют:

поперечные

$$H_1 = 2F_{1y} \text{ и } H_2 = Y - 2F_{2y} \quad (70)$$

и продольные

$$U_1 = \frac{F_{1x}s}{2b_2} \text{ и } U_2 = \frac{F_{2x}s}{2b_2}. \quad (71)$$

На фиг. 68 изображены схема сил, передающихся на колёсную пару при движении вагона в кривой, и эпюры изгибающих и крутящих моментов. В этой схеме имеется противоречие с принятым допущением о равенстве вертикальных нагрузок на колёса, являющееся следствием того, что горизонтальные силы, действующие на шейки оси и колёса, находятся в действительности в разных плоскостях, в то время как ранее полагалось, что они находятся в одной плоскости.

Опыт показывает, что величина боковых реакций Y , определённая теоретически при вышеуказанных допущениях, достаточно хорошо совпадает с измеренной экспериментально.

Тормозная сила вагона определяется из выражения

$$T_3 = P_{бр} f_T \quad (72)$$

где $P_{бр}$ — вес вагона брутто и

f_T — коэффициент, представляющий удельную тормозную силу (на единицу веса вагона).

Как указывалось в главе IV, тормозные силы, обусловленные трением между колодками и колесом, замедляют вращение колеса. Тормозная сила, а следовательно, и коэффициент f_T увеличиваются с уменьшением скорости вращения колеса. При расчётах вагонных осей f_T принимается равным 0,2—0,3.

Тормозная сила и соответствующая ей сила инерции образуют пару, увеличивающую вертикальную нагрузку на рельсы передних по ходу колёсных пар.

Эта дополнительная вертикальная нагрузка для тележного вагона находится из выражения

$$2N_T = \frac{T_3 h_1}{n 2l_1} = \frac{P_{бр} f_T h_1}{n 2l_1}, \quad (73)$$

где h_1 — расстояние от центра тяжести вагона до плоскости рельсов;

$2l_1$ — база вагона;

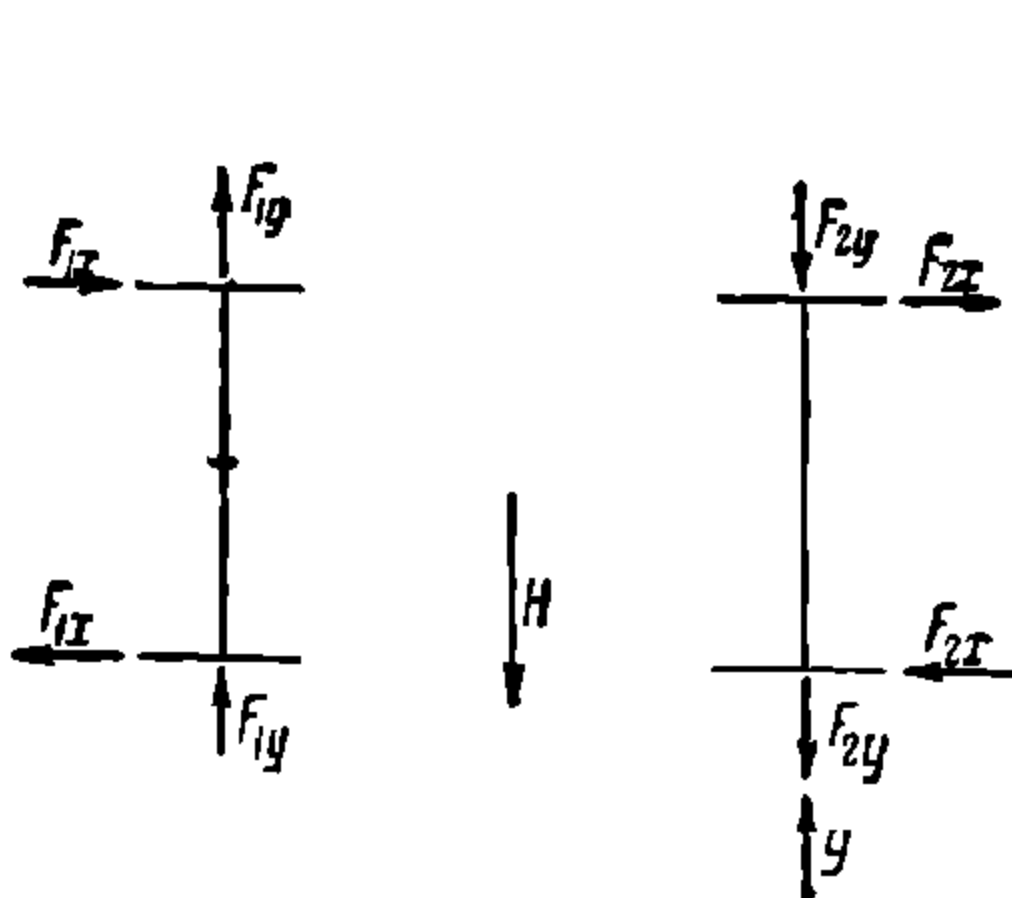
n — число осей в тележке (для двухосного вагона $n=1$);

N_T — дополнительная вертикальная нагрузка на рельс от одного колеса.

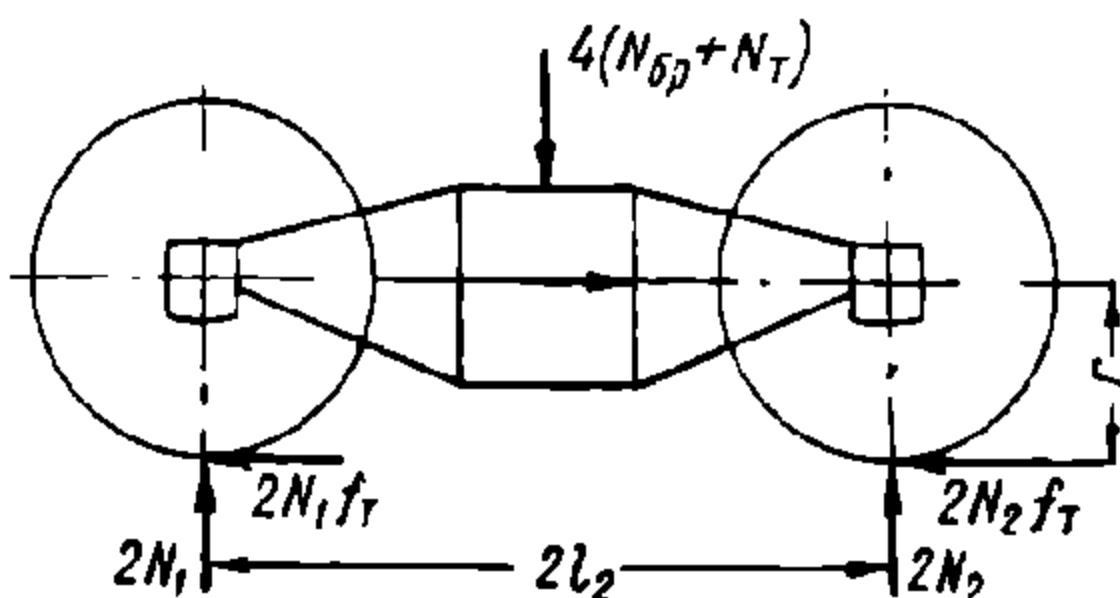
Силы N_T , за вычетом половины веса колёсной пары, передаются на шейки оси.

На шейки колёсных пар, кроме сил N_T , передаются усилия от рычажной передачи тормоза, от подвесок тормозных колодок и нажатие от триангеля.

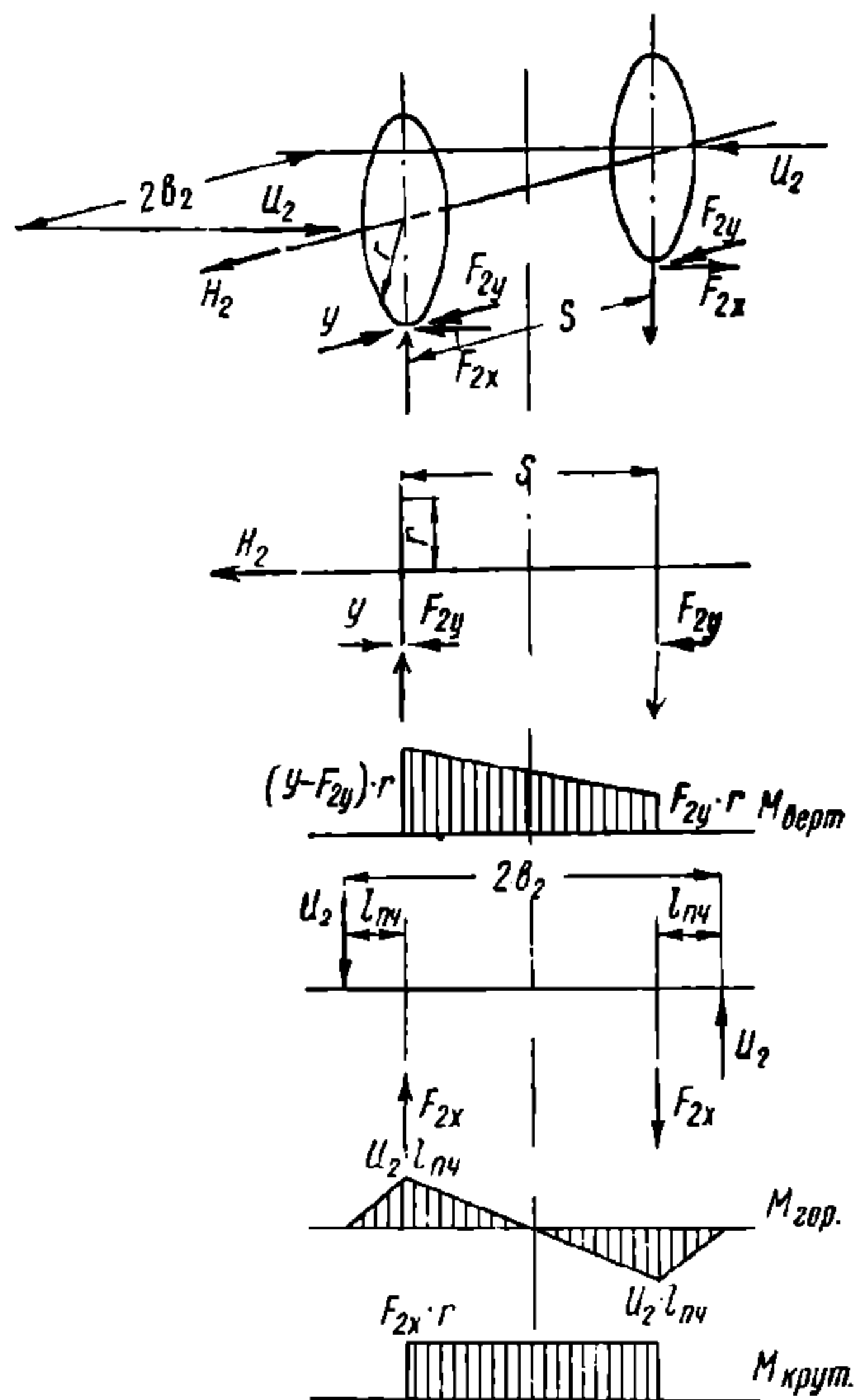
При нажатии колодок, расположенных с двух противоположных сторон колеса, дополнительные силы, передающиеся на ось, невелики. Определение



Фиг. 67. Схема сил, действующих на колёсную пару от рельсов



Фиг. 69. Схема сил, действующих на тележку при торможении



Фиг. 68. Схема сил, передающихся на колёсную пару при движении вагона в кривой, и эпюры моментов

этих сил обычно производится только при одностороннем нажатии колодок на колесо (такая конструкция рычажной передачи тормоза распространена в двухосных тележках грузовых вагонов).

На фиг. 69 показана схема сил, действующих при торможении на тележку в целом, а на фиг. 70 — на колёса передней и задней колёсных пар.

На фиг. 70 действие отброшенных боковин тележки и рычажной передачи заменяется силами:

P_{1x} , P_{2x} и P_{1z} , P_{2z} — соответственно горизонтальными и вертикальными реакциями на шейки;

S_1 и S_2 — реакциями подвесок башмаков тормозных колодок;

Q_T — давлением триангеля на колодку.

Из условия равновесия моментов всех сил относительно центра правого колеса находим (фиг. 69)

$$2N_1 = 2(N_{6p} + N_T) - \frac{4f_T (N_{6p} + N_T) l}{2l_2} \quad (74)$$

Из условия равновесия моментов всех сил относительно центра левого колеса определяем

$$2N_2 = 2(N_{бр} + N_T) + \frac{4f_T(N_{бр} + N_T)r}{2l_2} \quad (75)$$

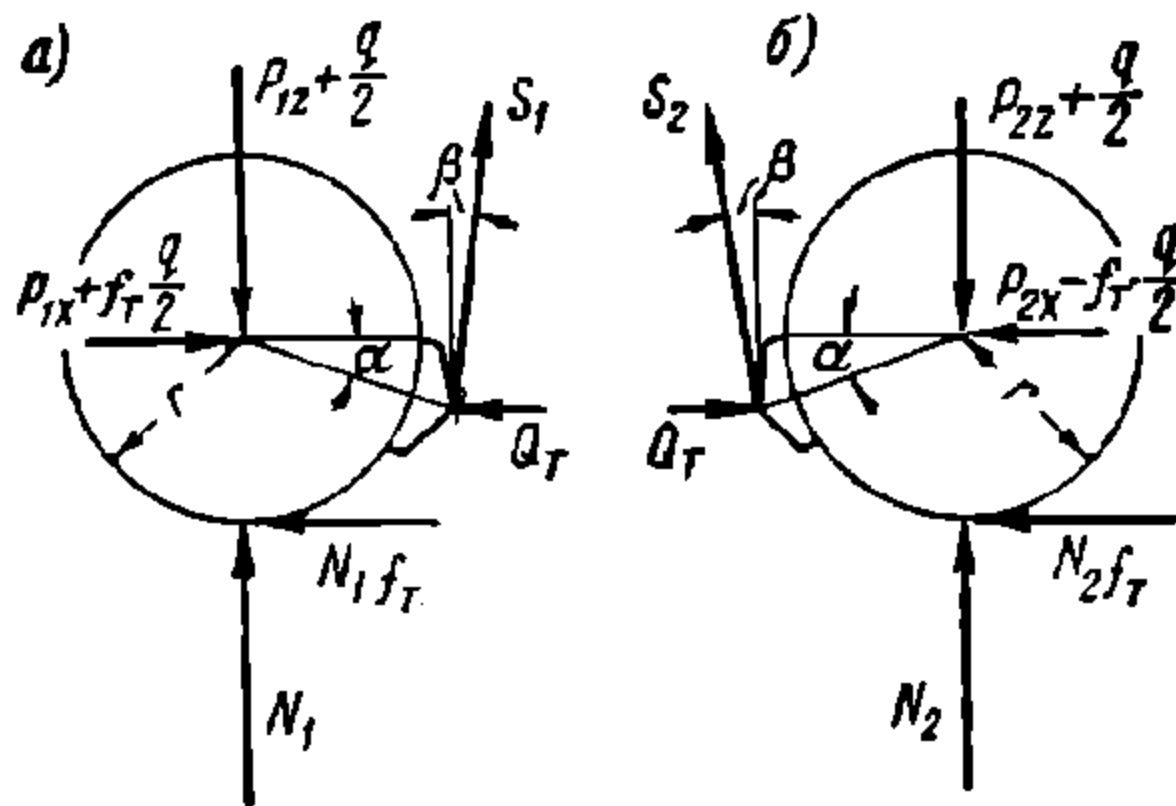
где $N_{бр}$ — статическое давление колеса на рельс,

r — радиус колеса,

$2l_2$ — база тележки.

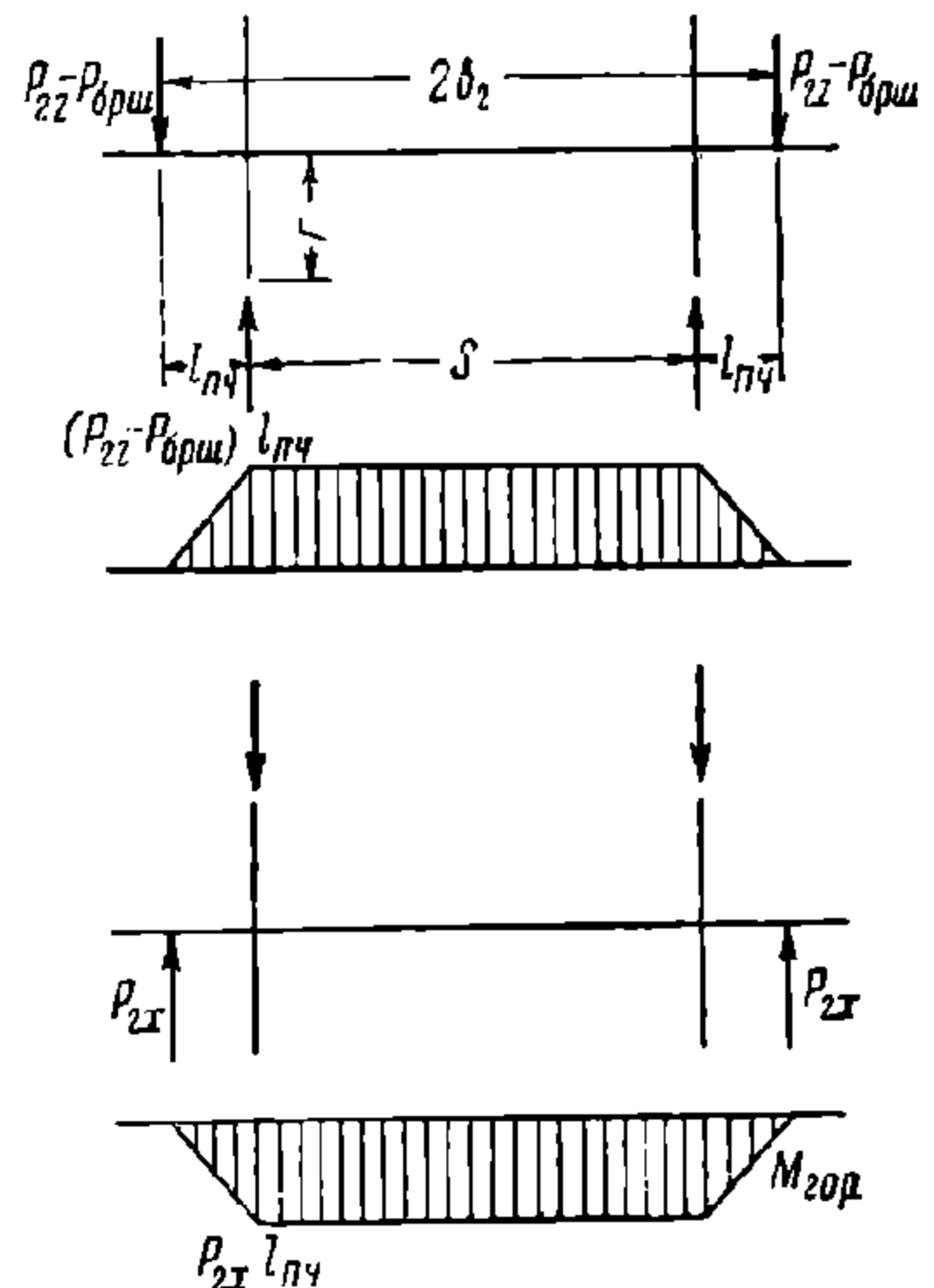
Из уравнений равновесия моментов сил относительно центра колеса находим реакции подвесок (фиг. 70)

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{Q_T(r+a)\sin\alpha + f_T N_1 r}{(r+a)\cos(\alpha-\beta)}; \\ S_2 &= \frac{Q_T(r+a)\sin\alpha - f_T N_2 r}{(r+a)\cos(\alpha-\beta)} \end{aligned} \right\} \quad (76)$$



Фиг. 70. Схема сил, действующих на колёса при одностороннем торможении:

a — задняя колёсная пара тележки; b — передняя колёсная пара тележки



Фиг. 71. Схемы сил, действующих на переднюю ось двухосной тележки грузового вагона при торможении, и эпюры изгибающих моментов

Углы α и β , ясны из фиг. 70; a — расстояние от центра шарнира колодки до поверхности катания колеса.

Из уравнений проекций сил на горизонтальную и вертикальную оси находим реакции боковин тележек на шейки оси

$$\left. \begin{aligned} P_{1x} &= f_T \left(N_1 - \frac{q}{2} \right) + Q_T - S_1 \sin \beta; \\ P_{2x} &= -f_T \left(N_2 - \frac{q}{2} \right) + Q_T - S_2 \sin \beta; \\ P_{1z} &= N_1 - \frac{q}{2} + S_1 \cos \beta; \\ P_{2z} &= N_2 - \frac{q}{2} + S_2 \cos \beta. \end{aligned} \right\} \quad (77)$$

В этих формулах q — собственный вес колёсной пары.

Вертикальные реакции P_{1z} и P_{2z} включают вес вагона с грузом, приходящийся на шейку колёсной пары $P_{брш}$. Для получения реакций, вызываемых только торможением, этот вес следует исключить.

На фиг. 71 изображены схемы сил, действующих на переднюю по ходу ось двухосной тележки грузового вагона при торможении, и эпюры изгибающих моментов от них.

При торможении вагона башмаком или вагонозамедлителем во время манёвров также возникают горизонтальные и дополнительные вертикальные нагрузки на шейки оси от сил инерции.

Оси, находящиеся под цистернами, испытывают дополнительные вертикальные нагрузки, вызываемые гидравлическим ударом жидкости в днище котла. Сила гидравли-

ческого удара вместе с реакцией автосцепки или буферов образуют пару сил¹, которая перегружает передние (по направлению удара) оси и разгружает задние.

Величина дополнительных вертикальных нагрузок на две шейки оси четырёхосной цистерны определится из выражения

$$P'_\partial = \frac{pFh}{2 \cdot 2l_3}, \quad (78)$$

а для оси двухосной цистерны

$$P'_\partial = \frac{pFh}{2l_3}, \quad (79)$$

где p — давление на днище котла при гидравлическом ударе, (принимается равным 1,5 — 2 кг/см²;

F — площадь вертикальной проекции днища, перпендикулярной продольной оси котла;

h — расстояние от продольной оси котла до оси автосцепки или буферов;

$2l_3$ — база вагона.

При насадке колеса на ось между ступицей колеса и подступичной частью оси возникает давление.

Величина давления на подступичную часть оси от насадки центра колеса без бандажа определяется следующей формулой²:

$$p' = \frac{\Delta_0}{d_{nc} \left[\frac{1}{E_0} (1 - \mu) + \frac{1}{E_{\psi}} \left(\frac{d_{cm}^2 + d_{nc}^2}{d_{cm}^2 - d_{nc}^2} + \mu \right) \right]}; \quad (80)$$

при $E_0 = E_{\psi}$ после преобразований получаем

$$p' = \frac{\Delta_0 E_0}{2d_{nc}} \left[1 - \left(\frac{d_{nc}}{d_{cm}} \right)^2 \right] \quad (81)$$

где Δ_0 — разность в диаметрах оси и ступицы перед запрессовкой (натяг);

E_0 — модуль упругости материала оси;

E_{ψ} — модуль упругости материала ступицы колеса;

d_{nc} — диаметр подступичной части оси;

d_{cm} — наружный диаметр ступицы;

μ — коэффициент Пуассона.

При надетом на центр бандаже давление ступицы на ось увеличивается и составляет

$$p'' = \frac{\Delta_0 E_0}{2d_{nc}} \left[1 - \left(\frac{d_{nc}}{d_{cm}} \right)^2 \right] + \frac{\Delta_0 E_{\psi} F_c n}{2\pi d_{cm} l_{cm} l_c} \frac{\varphi_{\partial}}{1 - \varphi_{\partial}}, \quad (82)$$

где Δ_0 — разница в диаметрах центра и бандажа перед насадкой;

l_{cm} — длина ступицы;

φ_{∂} — определяется по формуле (61с), там же указаны остальные обозначения, входящие в формулу (82).

Следует отметить, что давления p' и p'' неравномерны по длине ступицы и концентрируются около её краёв.

Рассмотренные выше нагрузки могут быть с достаточной точностью определены расчётным путём. Теперь рассмотрим нагрузки от необрессоренных масс ходовых частей вагона и массы самой колёсной пары. Этот вид нагрузок ещё недостаточно изучен, данные о них очень ограничены и потому пока представляется возможным оценить только приблизительный порядок их величины. Кроме того, эти нагрузки возникают и исчезают в течение коротких промежутков времени и, следовательно, являются многократно ударными, что вносит дополнительные осложнения, так как напряжённое состояние конструкций и прочность материала при таких нагрузках исследованы недостаточно.

¹ Величина пары сил, образующихся при наезде цистерны на тормозной башмак или горочный замедлитель, меньшая, чем в рассматриваемом случае.

² А. А. Попов, Исследование прочности вагонной оси, вып. первый, Трансжелдориздат, 1934.

Небольшое число опытов, проводившихся с целью определения величин нагрузок от необрессоренных масс, показывает, что вызываемые ими вертикальные ускорения в отдельных точках необрессоренных деталей достигают иногда величины 20—50 g^* . Такие большие ускорения являются признаком наличия значительных инерционных сил, превышающих во много раз вес необрессоренных частей. Отдельными измерениями горизонтальных (боковых) ускорений отмечено, что их величина может достигать 20 g . При соударении незаторможенных вагонов на шейки колёсных пар передаются значительные горизонтальные (продольные) силы.

Так, например, при испытании на соударение двухосного вагона после нескольких ударов его о группу вагонов со скоростью 10 км/ч на ударяемом вагоне разбивались буксы и срезались болты буксовых лап.

Приближённые сопоставления имеющихся экспериментальных данных о нагрузках от необрессоренных масс с теоретическими позволяют предположить, что величины динамических нагрузок на ось от обрессоренных и необрессоренных частей вагона близки между собой.

Как уже отмечалось в главе IV, динамические нагрузки от необрессоренных частей возрастают с увеличением скорости. Ограничение роста величины этих нагрузок при увеличении скоростей движения должно производиться в первую очередь улучшением содержания пути и поверхностей катания колёс.

Для устранения возможных неясностей следует отметить, что коэффициент динамической добавки для необрессоренных частей, определяемый по формуле (36) главы IV, превышает его значение для обрессоренных частей тележки на 0,05. Следовательно, вертикальная динамическая нагрузка, обусловленная силами инерции, приходящаяся, например, на боковину и опирающиеся на неё необрессоренные части тележки грузового вагона, исходя из этой формулы составляет $0,05P_{cm}$, где P_{cm} — вся статическая нагрузка на боковину, включая и её собственный вес.

Если через q_b обозначить вес боковины, то её вертикальное ускорение, соответствующее такой силе инерции, равно

$$j = \frac{0,05 P_{cm}}{q_b} g.$$

При $P_{cm} \approx 19,3 \text{ т}$ и $q_b \approx 0,4 \text{ т}$ $j \approx 2,5 g$.

Противоречие между указанными выше экспериментальными данными и результатами проведённого расчёта кажущееся.

Первые являются результатом прямого измерения, но требуют ещё дополнительной проверки и сопоставления с другими данными, обеспечивающими прочность оси. Кроме того они относятся к отдельным точкам, а не ко всей неподдресоренной массе в целом. Норма же расчётной нагрузки устанавливается совместно с методом расчёта конструкции и допускаемыми напряжениями или запасом прочности; их совместная применимость обосновывается и проверяется экспериментом и практикой эксплуатации выполненных конструкций. Расчётные нагрузки и допускаемые напряжения, приведённые в главе IV, относятся к частям вагона, указанным в табл. 3.

Использование для расчёта деталей расчётных нагрузок или допускаемых напряжений из системы норм, непосредственно не относящейся к этим деталям, может производиться только после соответствующей совместной увязки с остальными данными, обеспечивающими прочность рассчитываемой детали.

В заключение отметим, что вследствие вращения оси все приложенные силы оказывают на неё действие, подобное знакопеременной нагрузке. Исключение составляет давление от ступицы колеса, получающееся в результате напрессовки колеса. Давление от ступицы колеса на ось, получающееся от моментов сил, действующих на гребень, также переменное во времени и к тому же неравномерно по длине ступицы.

10. НАПРЯЖЁННОЕ СОСТОЯНИЕ ОСИ

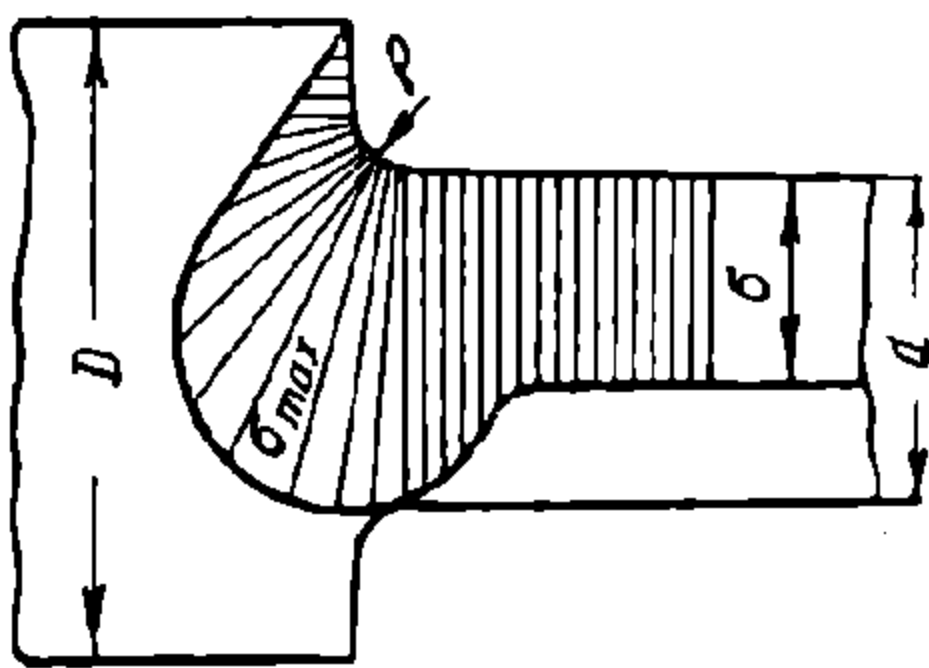
Как следует из характера действующих сил, ось испытывает все виды деформаций: растяжение, сжатие, изгиб и кручение. Наиболее важными являются деформации изгиба, а для подступичной части и поперечное сжатие.

* g — ускорение силы тяжести.

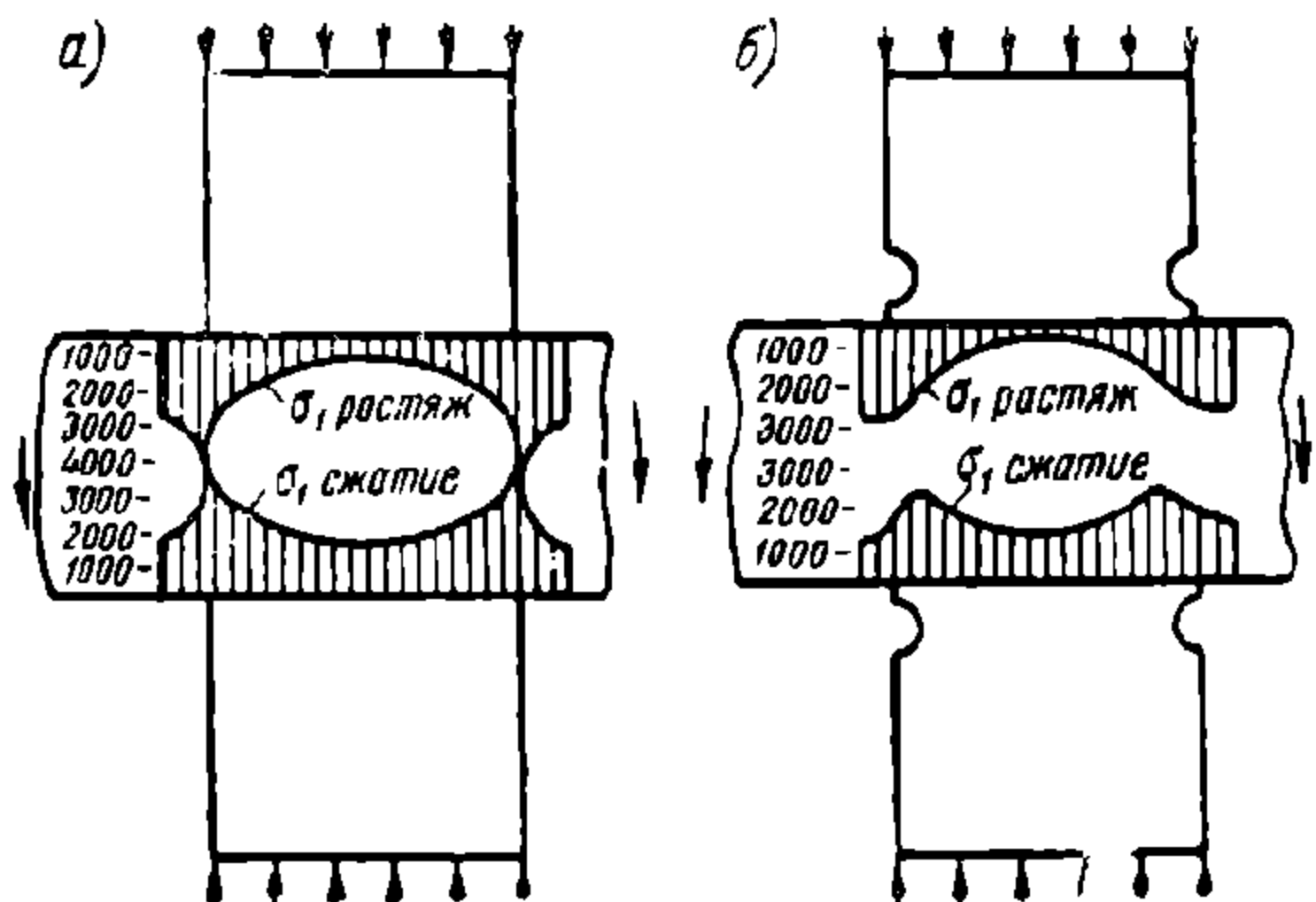
Нормальные напряжения от изгиба во всех сечениях оси, за исключением подступичных частей, небольших участков около краёв ступиц и в галтелях шейки, могут быть определены по формуле

$$\sigma = \frac{M}{W}. \quad (83)$$

В переходных галтелях происходит концентрация напряжений (фиг. 72)¹. Отношение максимальных напряжений к номинальным, т. е. вычисленным по формуле (83) в сечении у начала галтели, называют коэффициентом концентрации напряжений и обозначают α_k .



Фиг. 72. Концентрация напряжений в галтелях



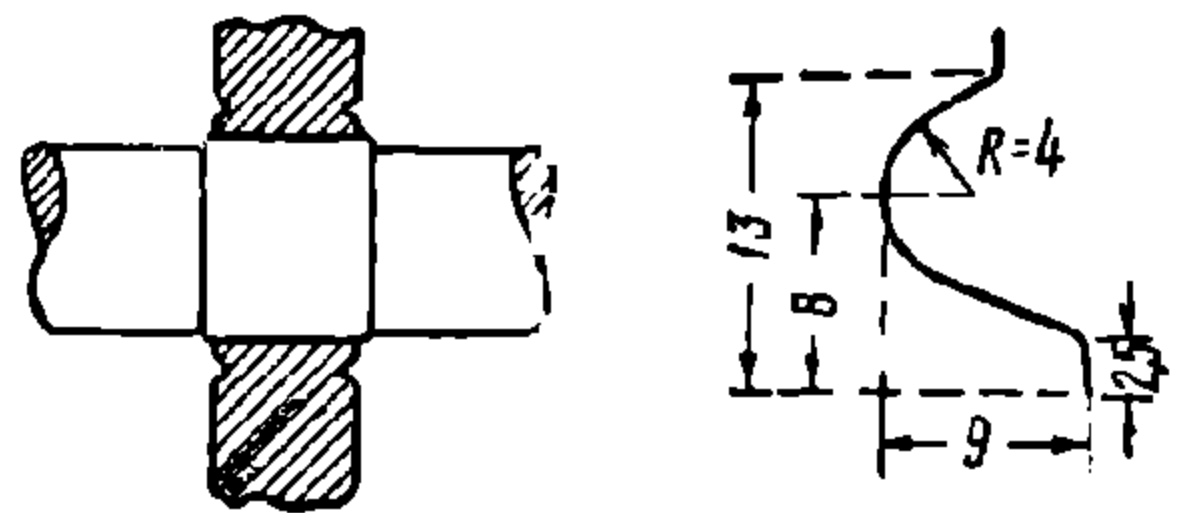
Фиг. 73. Распределение главных напряжений в подступичной части оси

Величина коэффициента концентрации повышается с увеличением отношения $\frac{D}{d}$ и с уменьшением отношения $\frac{r}{d}$, где D , d и r — обозначены на фиг. 72. Так, например, при $\frac{D}{d} = 1,1$ и $\frac{r}{d} = 0,15$ $\alpha_k = 1,25$, при том же отношении $\frac{D}{d}$ и $\frac{r}{d} = 0,07$ $\alpha_k = 1,56$.

Из этого видно, как важно увеличивать радиус галтели для уменьшения напряжений у основания шейки и предподступичной части оси.

Концентрация напряжений появляется также в сечениях по клеймам, на средней части оси, так как выбитая на поверхности оси цифра представляет местное изменение формы поперечного сечения.

Нормальные напряжения сжатия под ступицей, действующие в радиальном направлении вследствие напрессовки колеса, равны давлению, вычисленному по формулам (80), (81) или (82). Такие же по величине напряжения сжатия действуют в продольных сечениях оси (в тангенциальном направлении) около поверхности подступичной части.



Фиг. 74. Разгружающие выточки в ступице колеса

Вследствие напрессовки ступицы происходит концентрация напряжений, вызываемых изгибом. На фиг. 73 показано распределение главных напряжений σ_1 по образующей оси в зонах растянутых и сжатых волокон. Максимальные напряжения образуются у краёв ступицы. Они могут быть значительно снижены, если у краёв ступицы сделать разгружающие выточки (фиг. 73, б.). Правильно выполненная выточка (фиг. 74) может значительно уменьшить концентрацию напряжений.

¹ С. В. Серенсен, И. М. Тетельбаум и Н. И. Пригоровский, Динамическая прочность в машиностроении. Машгиз, 1945.

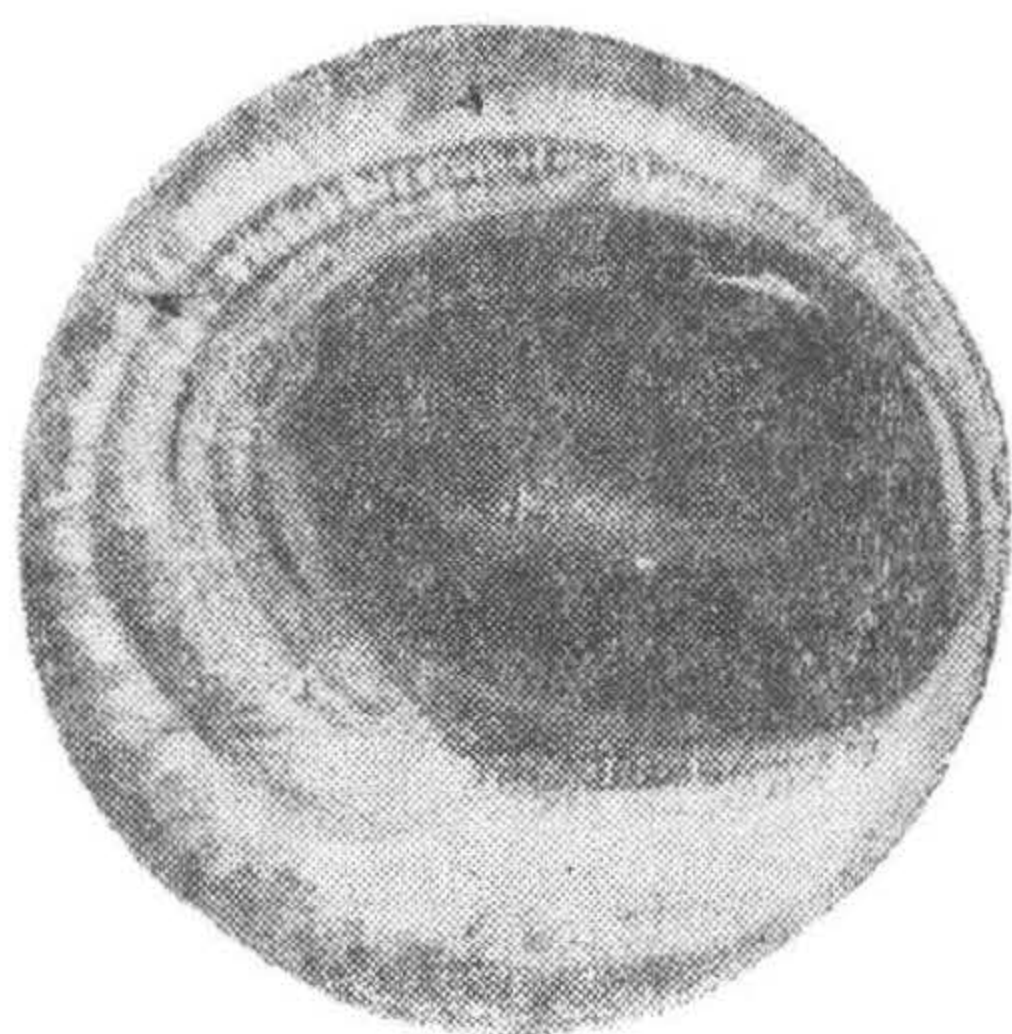
11. ОСНОВНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ ОСИ

Практика и расчёт показывают, что наиболее опасными являются следующие сечения оси: а) у задней галтели шейки, особенно изношенной, или имеющей малый радиус галтели, б) около внутренней грани ступицы и в) в средней части—в сечениях по клеймам, особенно по цифрам 1, 4, 7, расположенным перпендикулярно продольным волокнам оси.

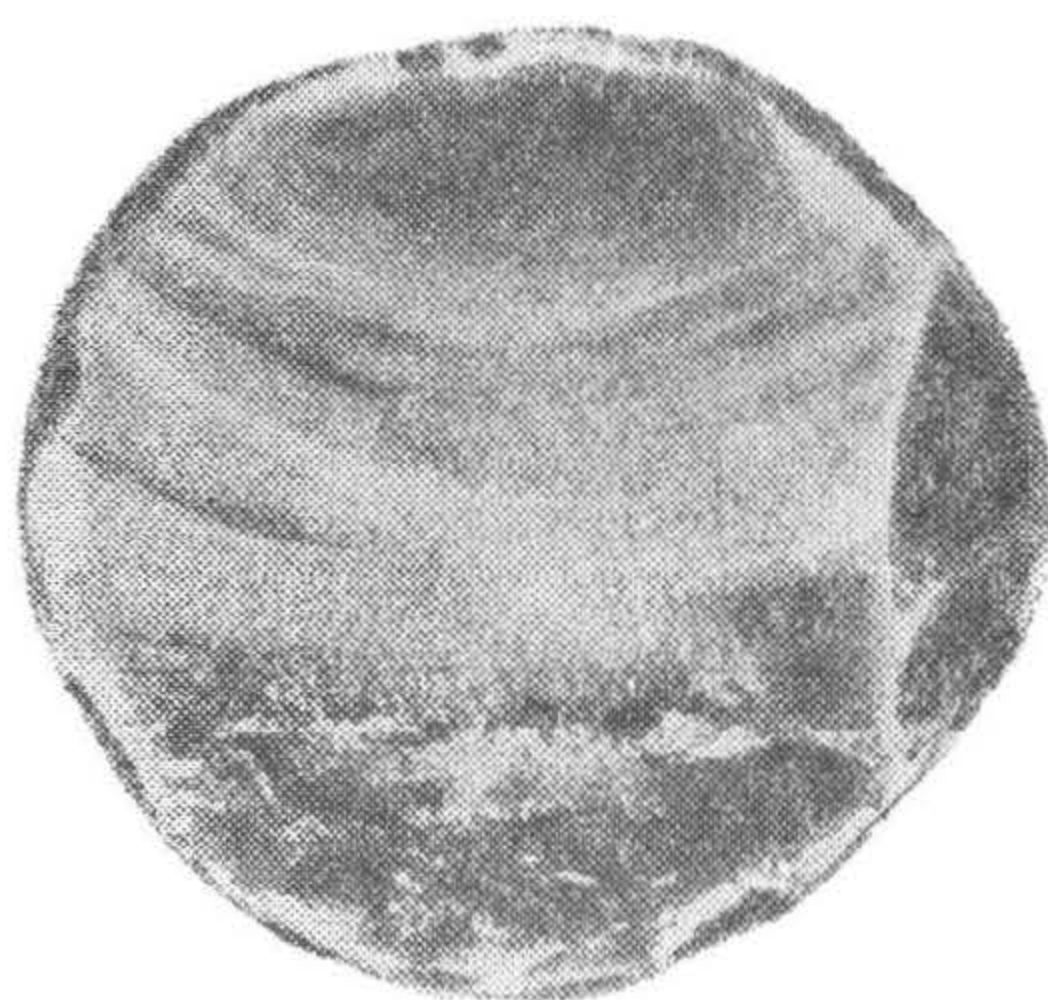
На фиг. 75 показан вид поверхности излома оси в сечении у задней галтели шейки, а на фиг. 76—по сечению в средней части, проходящему через цифру 1 клейма.

Эти изломы типичны для разрушения от усталости материала при знакопеременных напряжениях. Разрушение начинается с небольшой трещины на поверхности оси с последующим прогрессивным развитием этой трещины и заканчивается хрупким изломом.

Перечисленные опасные сечения осей проходят через места концентрации напряжений, поэтому для предупреждения преждевременного разрушения оси от усталости металла принимаются конструктивные и технологические меры.



Фиг. 75. Поверхность излома оси по задней галтели шейки



Фиг. 76. Поверхность излома по клейму в средней части оси

Так, например, ГОСТ 4008-48 предусмотрена горячая постановка клейм на обтачиваемую часть оси, а не на необрабатываемую среднюю, как это делалось ранее.

Указанные выше коэффициенты концентрации напряжений справедливы для деталей, выполненных из абсолютно упругого материала или нагруженных так, что максимальные напряжения в них не превосходят предела упругости.

В действительности концентрация напряжений несколько смягчается пластическими деформациями металла. Поэтому влияние концентрации напряжений на понижение прочности при вибрационных нагрузках учитывается эффективным коэффициентом концентрации k_σ .

Коэффициент k_σ представляет отношение предела усталости σ_{-1} гладкого образца к пределу усталости σ'_{-1} образца, имеющего форму, при которой создаётся концентрация напряжений

$$k_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma'_{-1}}$$

Ниже приводятся некоторые данные для оценки величины эффективного коэффициента концентрации¹.

¹ С. В. Серенсен, И. М. Тетельбаум, Н. И. Пригоровский, Динамическая прочность в машиностроении. Машгиз, 1945; И. В. Подзолон, Расчёт допускаемых напряжений для чёрных металлов. Оборонгиз, 1947; П. И. Трапезин, Прочность металлов при переменных нагрузках. Гостехиздат, 1948.

На фиг. 77 изображены кривые изменения эффективного коэффициента концентрации k_σ при изгибе ступенчатого вала ($D = 60$ мм, $d = 30$ мм) в зависимости от отношения $\frac{\rho}{d}$ и предела прочности материала σ_B .

Эффективный коэффициент концентрации от насадки колеса на ось, отнесённый к нормальным напряжениям от изгиба в поперечном сечении оси около края ступицы, достигает величины 1,8—2. При наличии разгружающей выточки в ступице величина k_σ снижается приблизительно до 1,4. Если, кроме того, насадку ступицы произвести на утолщённую часть оси (фиг. 74), то величина k_σ снижается до 1,0—1,05.

Такой же эффект достигается одновременным применением разгружающей выточки в ступице и накатки поверхности оси.

Снижение прочности при прессовых посадках обуславливается не только концентрацией напряжений, но и коррозионным эффектом, возникающим от соприкосновения разнородных металлов.

К а ч е с т в о о б р а б о т к и отражается на пределе усталости. Имеющиеся на поверхности детали после её обработки риски и мелкие царапины действуют, как надрезы, около которых концентрируются напряжения, вследствие чего усталостная прочность детали

снижается. На фиг. 78 показаны кривые зависимости предела усталости при изгибе от состояния поверхности образца и предела прочности металла.

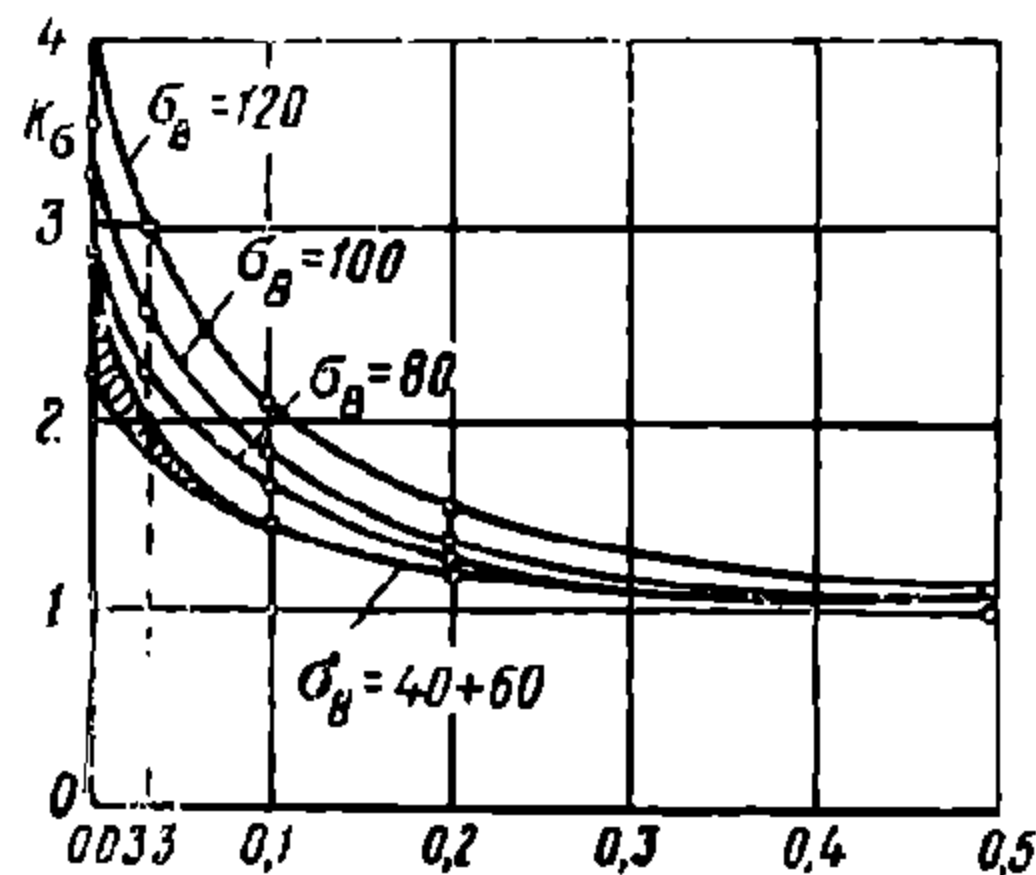
На изменение предела усталости детали влияют также её абсолютные размеры. С увеличением абсолютных размеров сечений уменьшается предел усталости гладких деталей при изгибе. Это уменьшение в большей степени проявляется у деталей из легированной стали и в меньшей степени у деталей из углеродистой стали. Уменьшение предела усталости детали с большим диаметром сечения характеризуется коэффициентом ϵ , равным отношению предела усталости образца большого диаметра к пределу усталости гладкого образца диаметром 10 мм.

Типичная для легированной стали зависимость коэффициентов ϵ_u (при изгибе) и ϵ_k (при кручении) от диаметра детали d изображается кривыми на фиг. 79. Для углеродистых сталей $\epsilon_u \geq 0,7$.

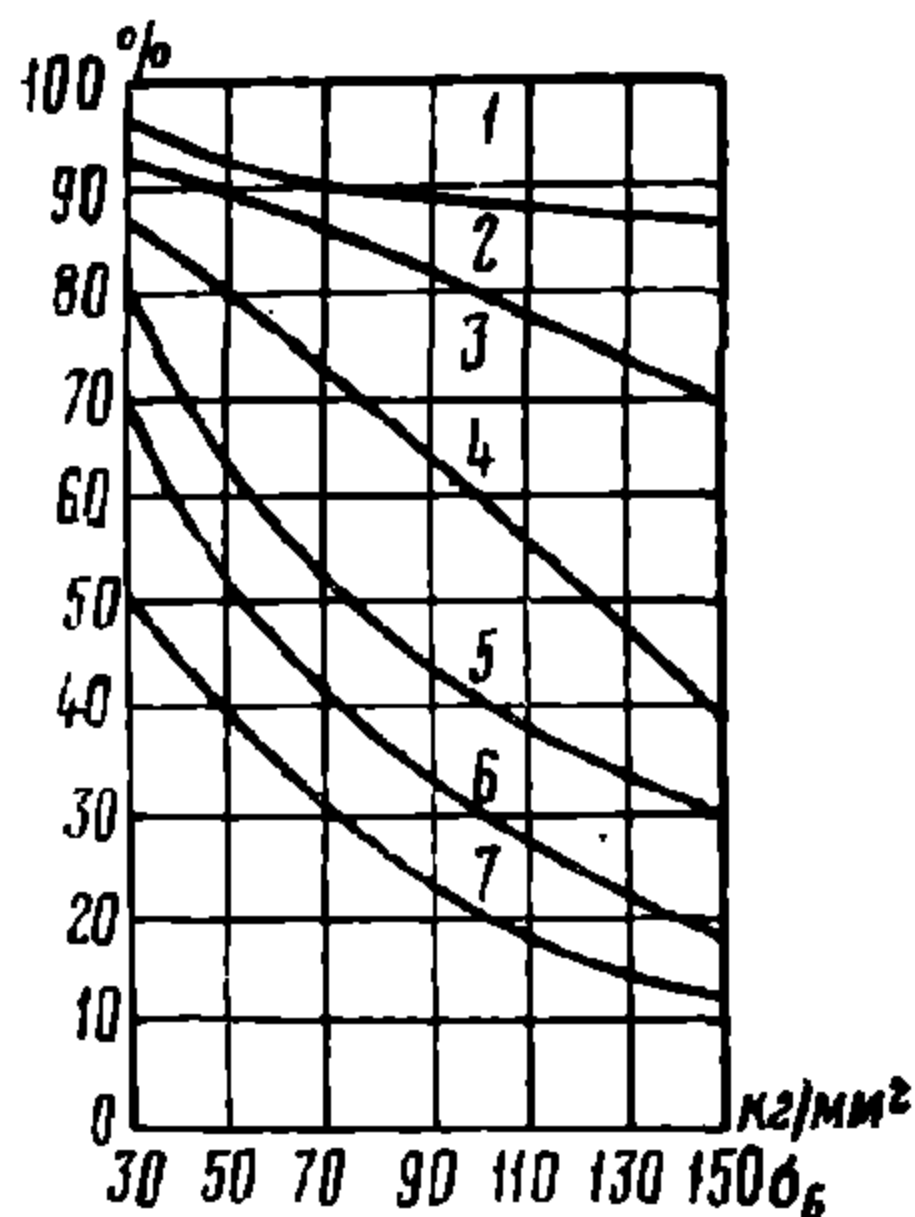
К понижению предела усталости приводят также дефекты на поверхности оси технологического и эксплуатационного характера: вмятины, вырубки (особенно поперечные), царапины на поверхности шейки, потёртости в средней части оси от тормозных тяг и др.

Совместное влияние отдельных конструктивных и технологических факторов на понижение предела усталости оси в первом приближении учитывается путём простого наложения.

Так, например, совместное влияние абсолютных размеров и прессовой посадки можно оценить в виде произведения $\epsilon_u \frac{1}{k_\sigma}$, где $\epsilon_u \approx 0,7$ и $k_\sigma \approx 1,9$,



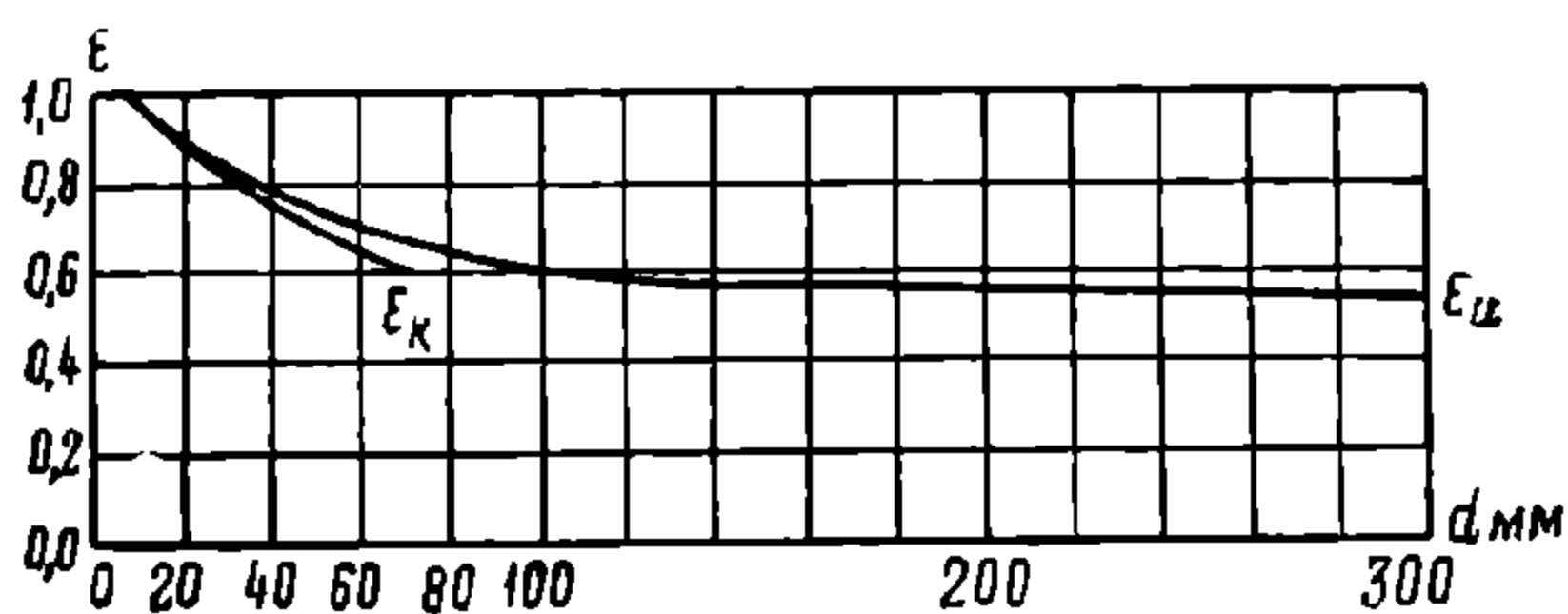
Фиг. 77. Кривые зависимости эффективного коэффициента концентрации от отношения $\frac{\rho}{d}$ и предела прочности σ_B



Фиг. 78. Кривые зависимости предела усталости от состояния поверхности образца и предела прочности металла:

1 — полированная поверхность; 2 — шлифованная поверхность; 3 — грубо обработанная поверхность; 4 — поверхность с насечкой; 5 — прокатанная поверхность; 6 — поверхность корродированная в воде; 7 — поверхность корродированная в морской воде.

т. е. предел усталости оси около ступицы составляет 0,37 от предела усталости стандартного образца. Отношение между пределами усталости оси диаметром 190 мм (около ступицы) и лабораторного образца, определённое экспериментально, составляет около 0,42*.

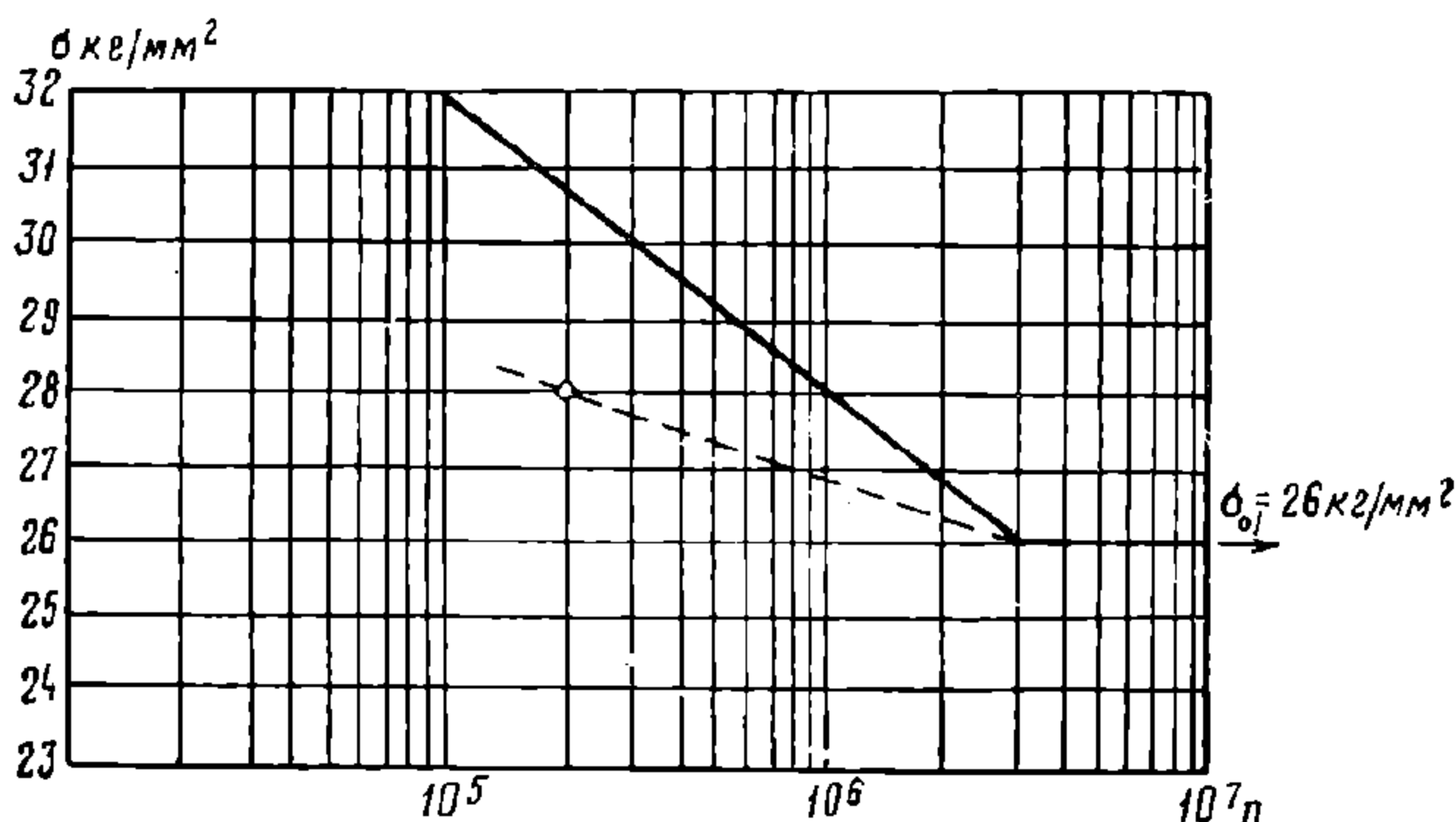


Фиг. 79. Кривые зависимости предела усталости от размеров детали

Учитывая, что рассеяние результатов экспериментальных данных по пределу усталости для образцов с большими размерами поперечного сечения больше, чем для малых, полученное расхождение в числах снижения прочности оси можно считать приемлемым.

Прежде чем перейти к расчёту осей на прочность, отметим ещё одно свойство металла, которым отчасти объясняется способность осей выдерживать отдельные перегрузки.

На фиг. 80 в полулогарифмических координатах нанесены кривая пределов усталости (жирно) и кривая повреждаемости (пунктиром) осевой стали. Кривая повреждаемости



Фиг. 80. Кривые пределов усталости и повреждаемости стали типа осевой

показывает зависимость между величиной напряжений, больших предела усталости, и числом повторений этих напряжений, после которого предел усталости не понижается. Так, например, после $n = 2 \cdot 10^5$ повторений напряжений величиной 28 кг/мм^2 или меньших предел усталости, равный 26 кг/мм^2 , ещё не понижается, но после такого же числа повторений напряжений, больших 28 кг/мм^2 , предел усталости становится меньшим 26 кг/мм^2 .

Следовательно, материалом при определённом числе повторений могут выдерживаться некоторые перегрузки, укладывающиеся в область ниже кривой повреждаемости, без понижения прочности оси.

12. УТОЧНЁННЫЙ МЕТОД РАСЧЁТА ОСИ С УЧЁТОМ ПЕРЕМЕННОГО ДЕЙСТВИЯ НАГРУЗОК

Расчётная нагрузка принимается в виде суммы нагрузок: вертикальных, статической и динамической, боковых, от сил взаимодействия с рельсами, от сил, возникающих при торможении.

Эпюры изгибающих и крутящих моментов от расчётной нагрузки изображены на фиг. 81 и представляют собой сумму эпюр по фиг. 62, 63, 68 и 71, причём вертикальная динамическая нагрузка учитывается умножением статической нагрузки на коэффициент динамической добавки k_d . При отсутствии более пол-

* Г. В. Ужик, Методы испытания металлов и деталей машин на выносливость. Издательство Академии наук СССР, 1948.

ных данных коэффициент динамической добавки определяется по формуле (36). Эта неточность, так же как и другие, в последующем учитывается при назначении запаса прочности. В такой расчётной нагрузке неточностью является также совместный учёт путём простого сложения сил, возникающих при торможении и при движении вагона по кривой. При подобном сложении получается, что силы трения между бандажом и рельсом больше, чем действительно возможные, равные произведению коэффициента трения на давление колёс на рельсы. Для более точного расчёта производится определение положения полюса вращения тележки с учётом его смещения не только в направлении продольной оси тележки, но и в направлении, перпендикулярном к ней; при этом учитывается одновременное действие боковых и тормозных сил со всеми принятыми ранее допущениями, что, однако, усложняет вычисления; после определения координат полюса поворота легко устанавливаются слагающие силы трения.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости в сечении шейки около начала задней галтели определится из выражения

$$M_{шв} = P_{ш} l'_{ш} + H_2 \frac{d_{ш}}{2} \quad (84)$$

где $l'_{ш}$ — расстояние от середины шейки до начала её задней галтели;

$d_{ш}$ — диаметр шейки;

$$P_{ш} = P_{брш} k_{\delta} + P_{шб} + P_{2z}. \quad (85)$$

Здесь $P_{брш}$ — статическая нагрузка на шейку от веса вагона брутто.

Остальные обозначения определяются формулами (64), (70) и (77).

В формуле (84) последний член приближённо учитывает момент силы H_2 , передающейся на буртик шейки оси с подшипником скольжения (см. так же пунктирную линию на эпюре моментов, фиг. 81). Этот момент для осей с роликовыми подшипниками не учитывается, так как в этом случае с достаточной точностью можно считать, что продольная сила передаётся равномерно по всему периметру шейки через втулки подшипника.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости в том же сечении шейки равен

$$M_{шг} = (P_{2x} - U_2) l'_{ш}, \quad (86)$$

где P_{2x} и U_2 — определяются формулами (77) и (71) соответственно.

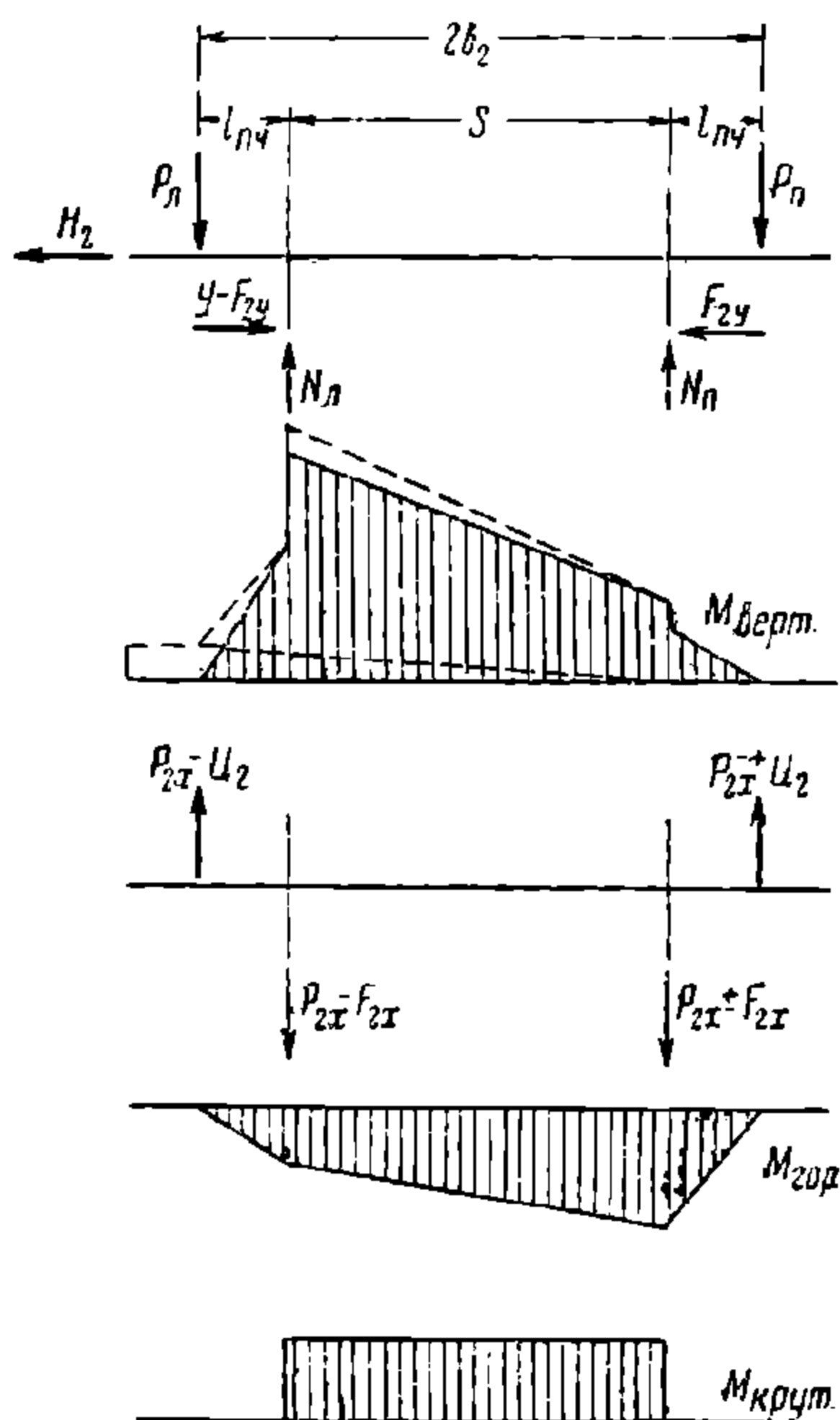
Результирующий изгибающий момент в сечении шейки у начала задней галтели равен

$$M_{ш} = \sqrt{M_{шв}^2 + M_{шг}^2}, \quad (87)$$

где $M_{шв}$ и $M_{шг}$ — определяются формулами (84) и (86).

Изгибающий момент в вертикальной плоскости в подступичной части оси у внутренней грани ступицы равен

$$M_{пчв} = P_{ш} l'_{пч} - N_p l'_{пч} + (Y - F_{2y}) r + H_2 \frac{d_{ш}}{2}, \quad (88)$$



Фиг. 81. Эпюры изгибающих и крутящих моментов

где реакция рельса

$$N_p = P_{2z} + N_{p6} + P_{6pш} + \frac{H_2 \left(r + \frac{d_{ш}}{2} \right)}{s} \quad (89)$$

здесь кроме ранее обозначенных величин:

$l'_{пч}$ — расстояние от середины шейки до внутренней грани ступицы;

$l''_{пч}$ — расстояние от плоскости круга катания до внутренней грани ступицы;

r — радиус колеса;

s — расстояние между кругами катания;

Y , F_{2y} , N_{p6} определяются формулами (68), (69) и (64а) соответственно.

Выражение изгибающего момента в горизонтальной плоскости в подступичной части оси у внутренней грани ступицы имеет вид

$$M_{пчг} = (P_{2x} - U_2) l'_{пч} - (P_{2x} - F_{2x}) l''_{пч}, \quad (90)$$

где F_{2x} определяется формулой (69).

Результирующий изгибающий момент в подступичной части у внутренней грани ступицы находится из выражения

$$M_{пч} = \sqrt{M_{пчв}^2 + M_{пчг}^2}, \quad (91)$$

где $M_{пчв}$ и $M_{пчг}$ определяются формулами (88) и (90).

Крутящий момент в этом же сечении подступичной части равен

$$M_k = F_{2x} r. \quad (92)$$

Изгибающие моменты в среднем сечении оси находятся из выражений: в вертикальной плоскости

$$M_{св} = P_{ш} b_2 - N_p \frac{s}{2} + (Y - F_{2y}) r + H_2 \frac{d_{ш}}{2}, \quad (93)$$

в горизонтальной плоскости

$$M_{сг} = (P_{2x} - U_2) b_2 - (P_{2x} - F_{2x}) \frac{s}{2}, \quad (94)$$

где, кроме ранее обозначенных величин, b_2 — половина расстояния между серединами шеек.

Результирующий изгибающий момент, учитывая формулы (93) и (94), равен

$$M_c = \sqrt{M_{св}^2 + M_{сг}^2}. \quad (95)$$

Крутящий момент в среднем сечении определяется по формуле (92).

Номинальные напряжения в оси (без учёта концентрации напряжений) находятся из выражений:

для шейки

$$\sigma_{ш} = \frac{M_{ш}}{W_{ш}} + \frac{H_2}{F_{ш}}; \quad (96)$$

для подступичной части:

$$\text{нормальные } \sigma_{пч} = \frac{M_{пч}}{W_{пч}}; \quad (97)$$

$$\text{касательные } \tau_{пч} = \frac{M_k}{W_{опч}}; \quad (98)$$

для средней части:

$$\text{нормальные } \sigma_c = \frac{M_c}{W_c}; \quad (99)$$

$$\text{касательные } \tau_c = \frac{M_k}{W_{oc}}. \quad (100)$$

В формулах (96) — (100) обозначено:

$W_{ш}$, $W_{пч}$, W_c — моменты сопротивления изгибу сечений шейки, подступичной и средней частей оси соответственно;

$W_{опч}$ и $W_{сc}$ — моменты сопротивления кручению сечений подступичной и средней частей оси соответственно;

$F_{ш}$ — площадь поперечного сечения шейки.

Запас прочности по отношению к пределу усталости в отдельных сечениях оси определяется из выражений:

при одноосном напряжённом состоянии — для шейки

$$n = \frac{\epsilon_{\sigma} \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_{ш}} \quad (101)$$

при одновременном действии нормальных и касательных напряжений — для подступичной и средней части

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_{\sigma}^2} + \frac{1}{n_{\tau}^2}; \quad (102)$$

где

$$n_{\sigma} = \frac{\epsilon_{\sigma} \sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma} \text{ и } n_{\tau} = \frac{\epsilon_{\tau} \tau_{-1}}{k_{\tau} \tau} \quad (103)$$

В формулах¹ (101) — (103) обозначено:

σ_{-1} — предел усталости материала стали при изгибе, определённый на малом лабораторном образце, равный для существующей осевой стали приблизительно 26 кг/мм^2 ;

τ_{-1} — предел усталости при кручении, определённый в тех же условиях, который при отсутствии непосредственных данных принимается равным $0,6 \sigma_{-1}$;

ϵ_{σ} и ϵ_{τ} — коэффициенты, учитывающие одновременно коэффициенты снижения предела усталости в связи с абсолютными размерами оси (приблизительно 0,7) и качеством обработки (состоянием) поверхности (фиг. 78);

k_{σ} и k_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации, зависящие от формы оси (фиг. 77) и напрессовки колеса;

σ и τ — номинальные напряжения, определяемые по формулам (97), (98) или (99), (100) в зависимости от рассчитываемого сечения.

Ввиду того, что некоторые величины, входящие в изложенный расчёт, оцениваются пока ещё недостаточно точно, назначение допускаемых запасов прочности для вновь проектируемых осей производится обычно с учётом данных о запасах прочности в существующих, успешно эксплуатирующихся осях.

В изложенном расчёте рассматривается передняя по ходу ось тележечного вагона. Аналогичным способом выполняется расчёт и задней оси, в отдельных сечениях которой могут образоваться более невыгодные комбинации напряжений.

Ниже приводятся применяемые в практике упрощённые методы расчёта осей.

13. РАСЧЁТ ОСИ ПО МЕТОДУ МПС

Расчёт по этому методу производится только на вертикальную статическую нагрузку (фиг. 62).

Обозначим:

$P_{тв}$ — тара вагона в кг;

P_g — грузоподъёмность вагона в кг;

n — число осей под вагоном;

$q = 1200 \text{ кг}$ — условный вес одной колёсной пары, принимаемый при расчётах.

¹ Обоснование методики оценки запаса прочности и выбор величин ϵ_{τ} и k_{τ} , не указанных выше, см. литературу в сноске на стр. 94

Тогда для большинства вагонов, у которых все оси нагружены одинаково, получим статическую нагрузку на одну ось, равную

$$P_{обр} = \frac{P_{тв} + P_z}{n} - q. \tag{104}$$

У трёхосных вагонов на каждую из крайних осей приходится на 25 % больше нагрузки, чем на среднюю ось, что обусловливается постановкой у крайних осей более жёстких рессор, чем у средней оси. В таком случае при определении нагрузки на крайнюю ось принимают $n = 2,8$ (вместо $n = 3$ при одинаковой нагрузке осей).

Нагрузка одной шейки составляет $P_{брш} = \frac{P_{обр}}{2}$

Уравнение прочности шейки на изгиб у задней галтели имеет вид

$$\frac{P_{обр}}{2} \frac{l_{ш}}{2} = W_{ш} R_{ш}$$

или

$$\frac{P_{обр} l_{ш}}{4} = \frac{\pi d^3}{32};$$

отсюда наименьший диаметр шейки

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{8 P_{обр} l_{ш}}{\pi R_{ш}}}, \tag{105}$$

где $d_{ш}$ и $l_{ш}$ — диаметр и соответственно длина шейки в см;
 $R_{ш}$ — напряжение изгиба шейки в кг/см².

Для подступичной части оси изгибающий момент равен $\frac{P_{обр}}{2} l_{пч}$,

а уравнение прочности на изгиб

$$\frac{P_{обр}}{2} l_{пч} = \frac{\pi d_{пч}^3}{32} R_{пч};$$

отсюда наименьший диаметр $d_{пч}$ подступичной части равен

$$d_{пч} = \sqrt[3]{\frac{16 P_{обр} l_{пч}}{\pi R_{пч}}}, \tag{106}$$

где $l_{пч}$ — расстояние от середины шейки до круга катания колеса в см;
 $d_{пч}$ — диаметр подступичной части оси в см;
 $R_{пч}$ — напряжение изгиба подступичной части оси в кг/см².

Допускаемые напряжения на изгиб в шейке $R_{ш}$ и в подступичной части $R_{пч}$ приведены в табл. 9.

Таблица 9
Допускаемые напряжения при расчёте осей по методу МПС

Наименование поезда, в котором обра- щается вагон	Допускаемые напряжения при расчёте в кг/см ²	
	осевой шейки	подступичной части
Пассажирский	550	440
Товарный	700	560

Из этой таблицы видно, что у вагонов, обращающихся в пассажирских поездах, напряжения в осях допускаются меньше, чем в грузовых поездах. Это вызвано повышенными требованиями к безопасности перевозки людей, а также большими скоростями движения пассажирских поездов, вследствие чего такие

оси подвергаются увеличенным динамическим нагрузкам. Допускаемые напряжения в подступичной части принимаются меньшие, чем в шейке, для обеспечения прочности от не учитываемых этим методом нагрузок, действующих на подступичную часть оси.

Подставляя эти значения напряжений в формулы (105) и (106) и вынося постоянные величины за знак корня, получим следующие расчётные формулы (табл. 10).

Таблица 10

Поезд, в котором обра- щается вагон	Название части оси	Формула, определяющая наименьший диаметр
Пассажирский	Шейка	$d_{ш}=0,167\sqrt[3]{P_{обр}l_{ш}}$
	Подступичная часть	$d_{пч}=0,228\sqrt[3]{P_{обр}l_{пч}}$
Товарный	Шейка	$d_{ш}=0,154\sqrt[3]{P_{обр}l_{ш}}$
	Подступичная часть	$d_{пч}=0,209\sqrt[3]{P_{обр}l_{пч}}$

14 РАСЧЁТ ОСИ ПО МЕТОДУ ЦНИИ И НИБ

На основании теоретического исследования прочности осей и изучения данных о их эксплуатации ЦНИИ и НИБ¹ рекомендуется метод, в котором учитываются вертикальная нагрузка (сумма статической и динамической) на шейки оси, равная $1,25 P_{обр}$, и горизонтальная нагрузка H , равная $0,5 P_{обр}$; высота h приложения горизонтальной нагрузки H над осью колёсной пары принимается равной 145 см.

Для принятой в этом методе расчётной схемы (фиг. 82) изгибающие моменты определяются формулами:

$$M_{ш} = \left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) \frac{P_{обр}l_{ш}}{4}; \quad (107)$$

$$M_{пч} = \left[\left(1,25 + \frac{h}{2b_2}\right) \left(b_2 - \frac{s}{2}\right) + \frac{r}{2} \right] \frac{P_{обр}}{2} \quad (108)$$

$$M_c = \left[1,25 \left(b_2 - \frac{s}{2}\right) + \frac{r}{2} \right] \frac{P_{обр}}{2}, \quad (109)$$

где b_2 , s , h и r ясны из фиг. 82.

Наименьшие допускаемые диаметры оси с учётом максимального износа определяются формулами:

диаметр шейки

$$d_{ш} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{ш}}{\pi R_{ш}}} \quad (110)$$

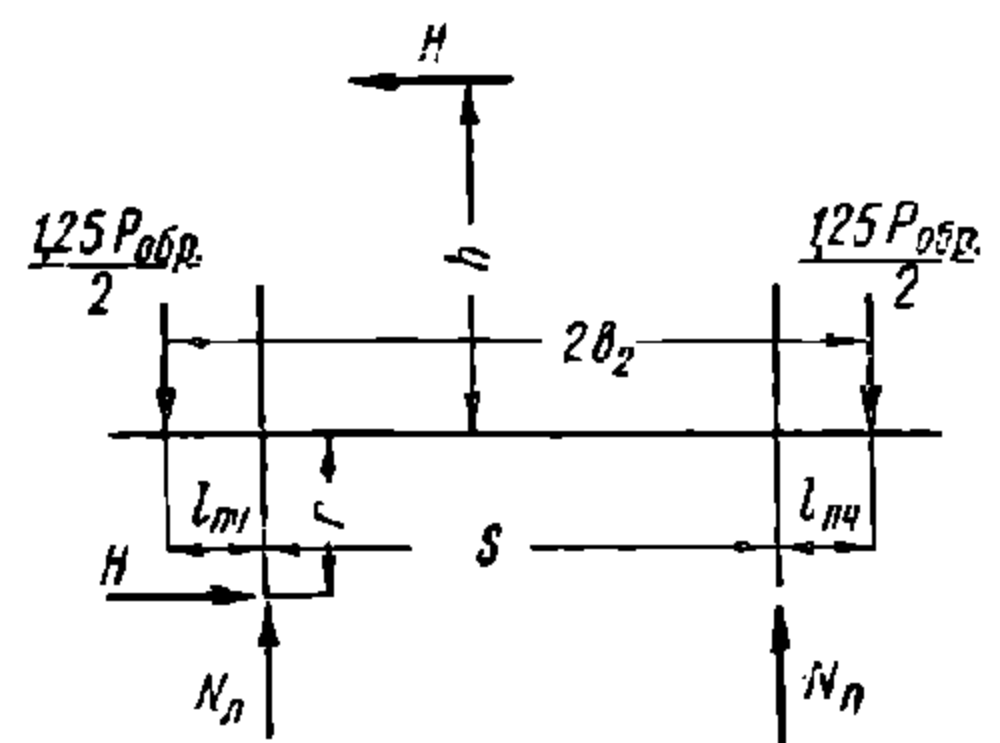
диаметр подступичной части

$$d_{пч} = \sqrt[3]{\frac{32 M_{пч}}{\pi R_{пч}}}, \quad (111)$$

диаметр средней части

$$d_c = \sqrt[3]{\frac{32 M_c}{\pi R_c}} \quad (112)$$

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов.



Фиг. 82. К расчёту оси по методу ЦНИИ и НИБ

Для скоростей движения до 80 км/ч при этом методе расчёта рекомендуются следующие допускаемые напряжения (в кг/см²) для осей, изготовленных из стали согласно ГОСТ 4008-48.

Наименование вагонов	В шейке	В подступичной части	По середине
Пассажирские вагоны	1 200	1 400	1 300
Грузовые вагоны	1 400	1 650	1 550

При таком методе расчёта допускаемые напряжения принимаются большими по величине, чем в методе МПС, потому что расчётные нагрузки лучше отражают действительные условия загрузки оси.

В этом методе учитывается целесообразное уменьшение диаметра средней части оси по сравнению с подступичной, вытекающее из рассмотрения эпюр фиг. 81, чего не следует из метода МПС.

При проектировании ось колёсной пары подбирается из числа предусмотренных ГОСТ 4007-48. Диаметр соответствующих частей новой оси по этому ГОСТ должен быть больше получаемых по формулам (110) — (112) для шейки не менее чем на 15 мм, а для подступичной и средней частей не менее чем на 6 мм. Такое увеличение диаметров сечений предусматривается для возможности обточек шеек оси при ремонте колёсной пары и подступичной части в случае повреждения её поверхности в процессе переконформирования.

НТБ
ДНУЖТ

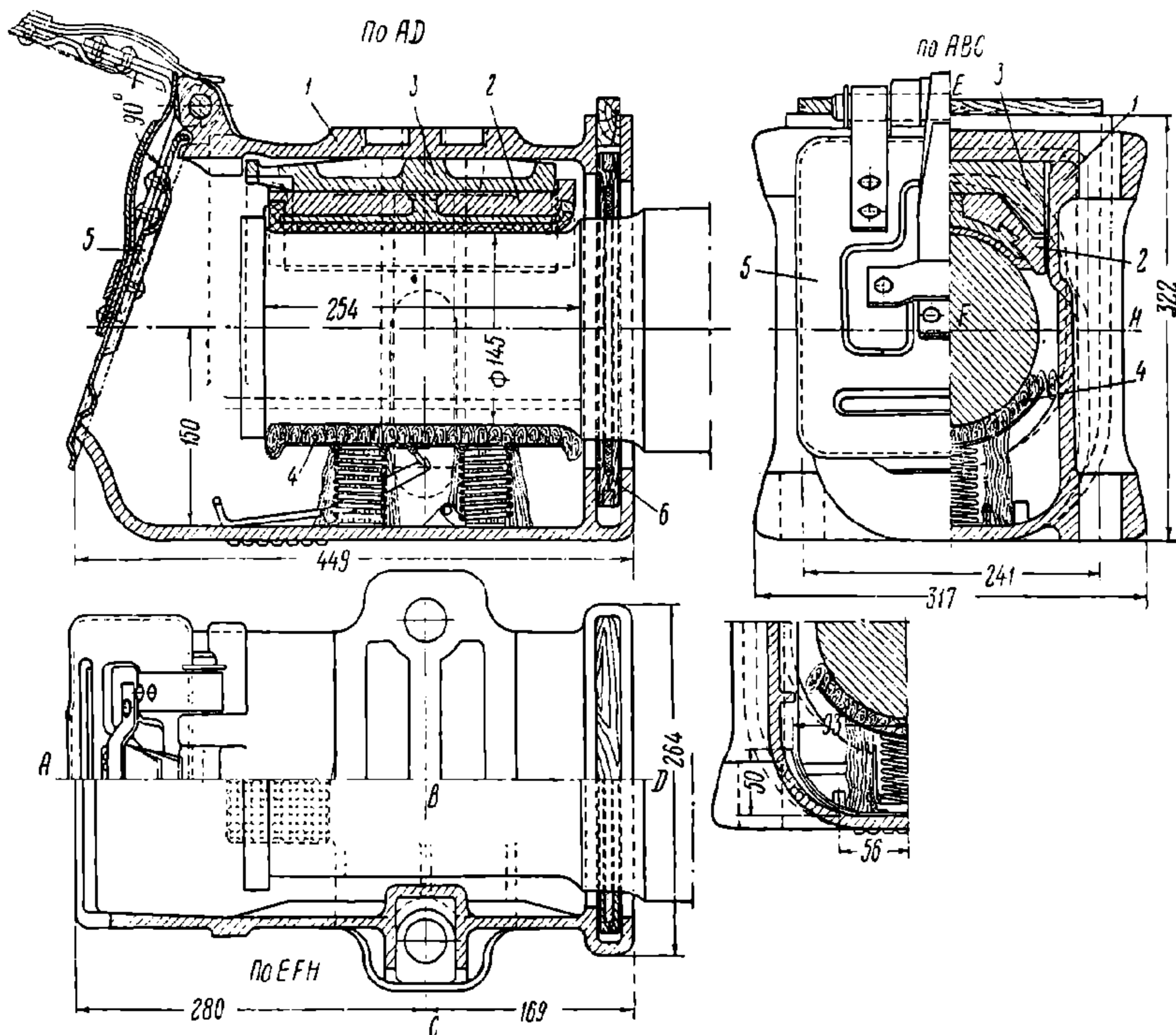
ГЛАВА VI

БУКСЫ

1. НАЗНАЧЕНИЕ, УСТРОЙСТВО И КЛАССИФИКАЦИЯ

Буксы служат для передачи нагрузок от вагона на колёсные пары и обеспечения нормальной работы шеек осей при движении вагона.

Современная букса наиболее распространённой конструкции (фиг. 83) состоит из корпуса 1, подшипника 2, вкладыша (клина) 3, устройства для подачи смазки на шейку оси 4, переднего затвора — крышки 5 и заднего затвора — пылевой шайбы 6.



Фиг. 83. Типовая букса

В нижней части корпуса буксы помещается запас смазки, вполне достаточный для пробега вагоном расстояния между пунктами сплошной заливки букс.

С передней стороны в корпусе буксы имеется отверстие, через которое производятся: постановка и выемка вкладыша и подшипника, заправка и смена смазывающего устройства, заливка смазки и осмотр шейки оси. Для этого крышка, закрывающая отверстие, должна легко открываться и в то же время надёжно и плотно закрывать его, чтобы предотвратить попадание пыли и влаги внутрь буксы и выплёскивание из неё смазки.

Пы л е в а я ш а й б а устраняет зазор между предподступичной частью оси и отверстием в задней стенке корпуса буксы. Отверстие в задней стенке корпуса буксы делается такого размера, чтобы при максимально допустимых отклонениях от проектных размеров (при изготовлении) и износах (при эксплуатации) шейки оси и детали буксы, а также при подъёмке корпуса буксы, необходимой для постановки или выемки вкладыша и подшипника, ось не касалась корпуса буксы.

В к л а д ы ш служит для уменьшения высоты подъёмки корпуса буксы относительно шейки при выемке подшипника; наличие вкладыша ускоряет и облегчает процесс смены подшипника.

П о д ш и п н и к является частью буксы, непосредственно передающей все нагрузки на шейку оси.

Возможные продольные перемещения буксы относительно колёсной пары определяются сборочными зазорами между корпусом, вкладышем и подшипником буксы, а также разностью длин подшипника и шейки оси и называются *разбегом подшипника по шейке*. Возможные поперечные перемещения буксы относительно шейки оси определяются сборочными зазорами между подшипником и корпусом буксы, а для некоторых типов букс — между подшипником, вкладышем и корпусом.

Вращение буксы силами трения, возникающими при качении колёсной пары, предотвращается: у двухосных вагонов буксовыми лапами и у тележек буксовыми челюстями или жёстким креплением буксы к боковине тележки. Корпус буксы имеет направляющие — буксовые пазы, в которые и входят буксовые лапы или челюсти.

Буксовые пазы одновременно служат для ограничения продольных и поперечных перемещений букс относительно вагона и являются направляющими при вертикальных динамических перемещениях обрессоренной массы вагона.

Корпус буксы, жёстко соединяемый с боковиной тележки, не имеет буксовых пазов.

Букса проектируется с расчётом, чтобы равнодействующая нагрузка на осевую шейку проходила по вертикали через центр шейки. В противном случае букса будет перекашиваться, что приведёт к неравномерному и ускоренному износу шейки оси, подшипника, вкладыша, трущихся поверхностей корпуса буксы, а также соприкасающихся с последними буксовых лап или челюстей.

В зависимости от конструкции буксового рессорного подвешивания двухосных вагонов и тележек четырёхосных вагонов передача вертикальной нагрузки на корпус буксы может происходить различно. Наиболее распространённой является непосредственная нагрузка корпуса буксы сверху. При этом загружается только потолок корпуса буксы.

Конфигурация опоры выполняется в соответствии с деталью, передающей нагрузку: для листовой рессоры — гнездо под хомут, для пружины — бурты или шип, для балансиров — цилиндрическая (параллельная шейке оси) или плоская поверхность и т. п. Однако при передаче нагрузки сверху корпус буксы находится в неустойчивом равновесии и горизонтальные поперечные смещения точки приложения нагрузки, практически неизбежные из-за допусков при изготовлении деталей, влекут за собой дополнительные износы буксовых пазов, а также буксовых лап или челюстей. Поэтому в последнее время начали применять конструкции, в которых нагрузка передаётся на корпус буксы ниже точки его вращения. Примером подобной конструкции является так называемое «бесчелюстное» подвешивание с буксой-балансиром (фиг. 84), при котором корпус буксы отливается за одно целое с поддонами для пружин, расположенными по бокам корпуса ниже центра шейки оси колёсной пары. Буксовые лапы или челюсти при «бесчелюстном» подвешивании не применяются.

При этом способе передачи нагрузки корпус буксы является несущим и весьма ответственным элементом конструкции.

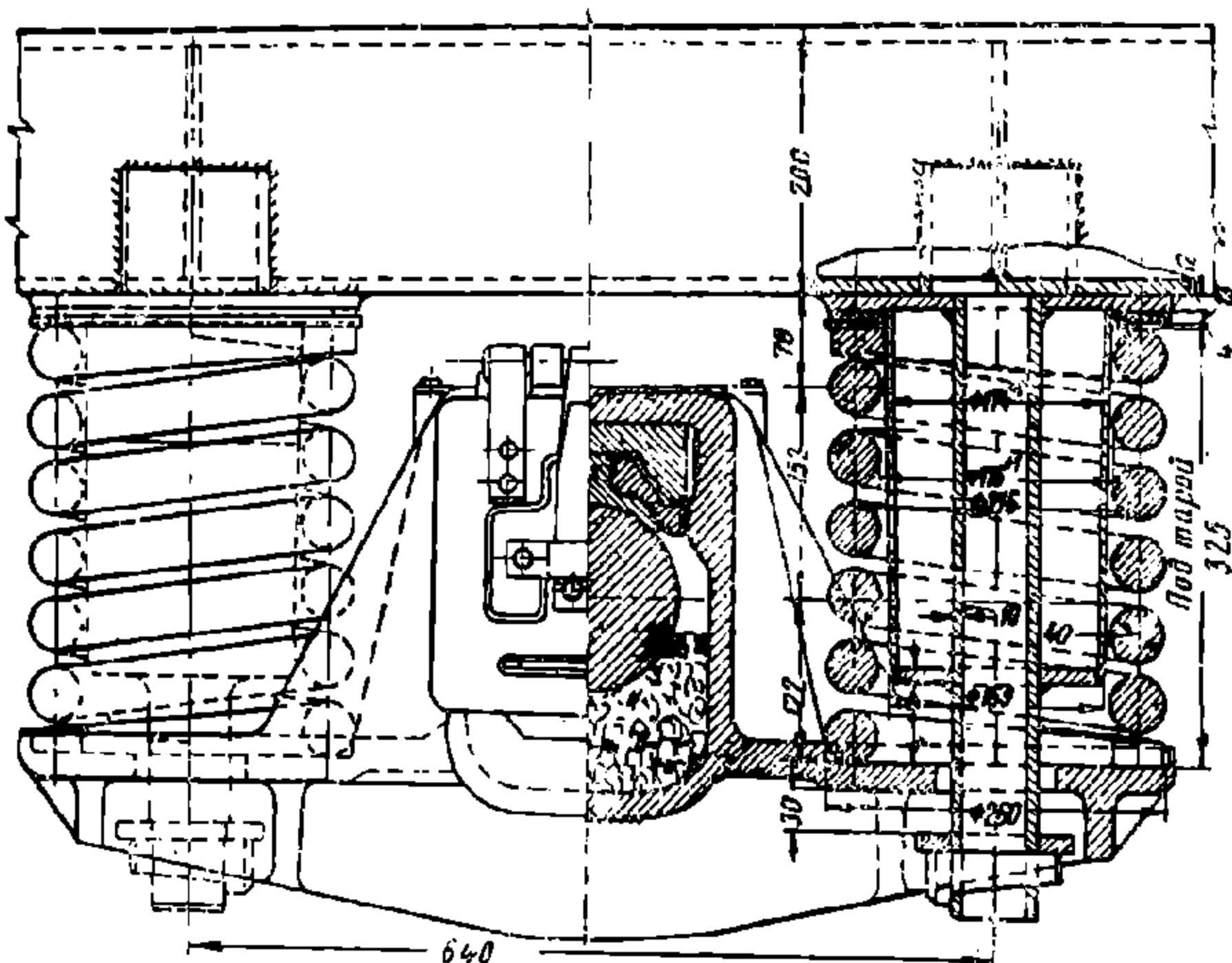
С м а з к а осевых шеек в описанных выше буксах с подшипниками трения скольжения производится:

- 1) пропитанными смазкой хлопчатобумажными концами, находящимися на дне буксы под шейкой оси — подбивкой;
- 2) польстерами;
- 3) другими способами, известными под общим названием механической подачи смазки.

В первых двух случаях для подачи жидкой смазки используется капиллярность волокон материала подбивки или щётки польстера, благодаря которой смазка поступает к шейке оси. При механической подаче используется вращение шейки оси.

При смазке подбивкой последняя, уплотняясь от тряски во время движения вагона, отходит от поверхности шейки, вследствие чего подача смазки в пути может прекратиться.

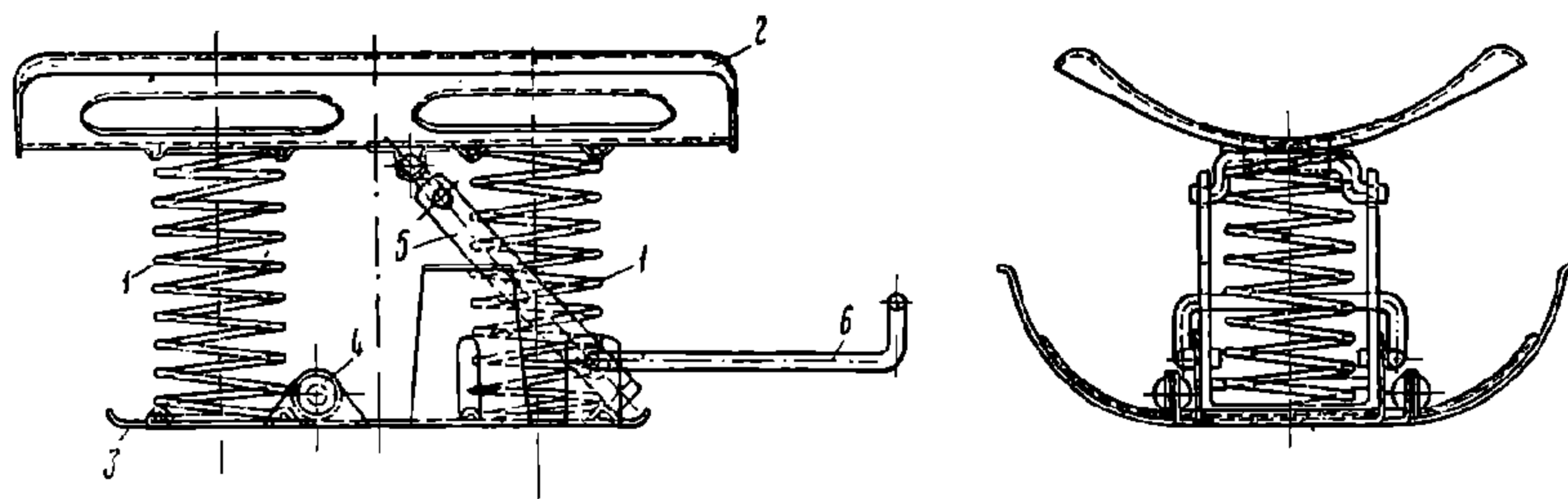
Частые случаи оседания подбивки и затягивания её под подшипник показали необходимость улучшения системы смазки. Применение упругих подбивочных валиков, изготовленных из тех же хлопчатобумажных концов и



Фиг. 84. Бесчелюстная букса

укладываемых в буксу поперёк шейки, является таким улучшением. В зависимости от длины шейки оси под неё укладывается три или четыре валика цилиндрической формы диаметром 75 мм и длиной около 200 мм. Этот способ заправки исключает затягивание подбивки под подшипник и меньше зависит от качества заправки.

Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта совместно с Главным управлением вагонного хозяйства МПС в настоящее время проводятся широкие эксплуатационные испытания валиковой подбивки.



Фиг. 85. Каркас польстера

Смазка польстерами 4 (фиг. 83) имеет большие преимущества по сравнению со смазкой подбивкой, так как пружины польстера постоянно прижимают щётку к осевой шейке.

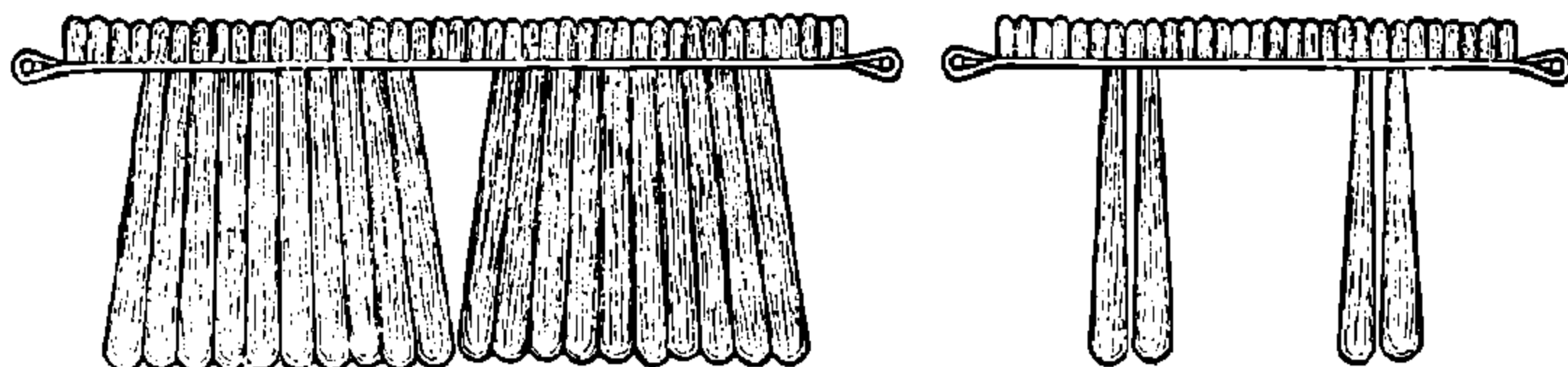
Впервые польстер был предложен русским инженером Константиновым в 80-х годах прошлого столетия.

Польстер состоит из каркаса (фиг. 85) и щётки (фиг. 86). Основные детали каркаса — две пружины 1, верхняя пластина 2 с отверстиями для фитилей, на которой укрепляется щётка, и нижняя пластина 3, или основание польстера, состоящая из двух частей, соединённых шарниром 4. Большая скоба

5 соединена шарнирно с верхней пластиной 2 и передней частью нижней пластины 3. Для извлечения польстера из буксы служит ручка 6.

В первоначальной конструкции польстера предусматривалось прикрепление фитилей снизу к отдельно надеваемой щётке. Однако подача смазки значительно улучшилась после того, как фитили стали вплетать в щётку таким образом, что они непосредственно подводят смазку на верхнюю поверхность щётки.

Для улучшения капиллярности щётки, особенно на её трущейся поверхности, в неё вплетают пеньковые узелки.



Фиг. 86. Щётка польстера

Количество подаваемой смазки зависит от давления щётки польстера на шейку оси. Поэтому конструкция польстера и характеристика его пружин должны обеспечивать небольшой перепад этого давления при износах деталей буксы и шейки оси в эксплуатации.

На фиг. 87 показана кривая зависимости подачи смазки от нажатия пружин польстера.

Существенное влияние на подачу оказывает также и уровень смазки. Так, например, при давлении пружин, равном 5 кг, и уровнях смазки 15, 30 и 40 мм подачи соответственно составляют 0,8, 1,2 и 1,6 г/мин. Следовательно, для увеличения подачи смазки к шейке необходимо повышать уровень смазки в буксе.

В целом к польстеру предъявляются следующие требования:

- 1) непрерывность и достаточность подачи смазки;
- 2) удобство постановки польстера в буксу и его выемки из последней;
- 3) надёжность и простота конструкции.

При механической подаче может быть подано смазки значительно больше, чем при подаче польстером или подбивкой.

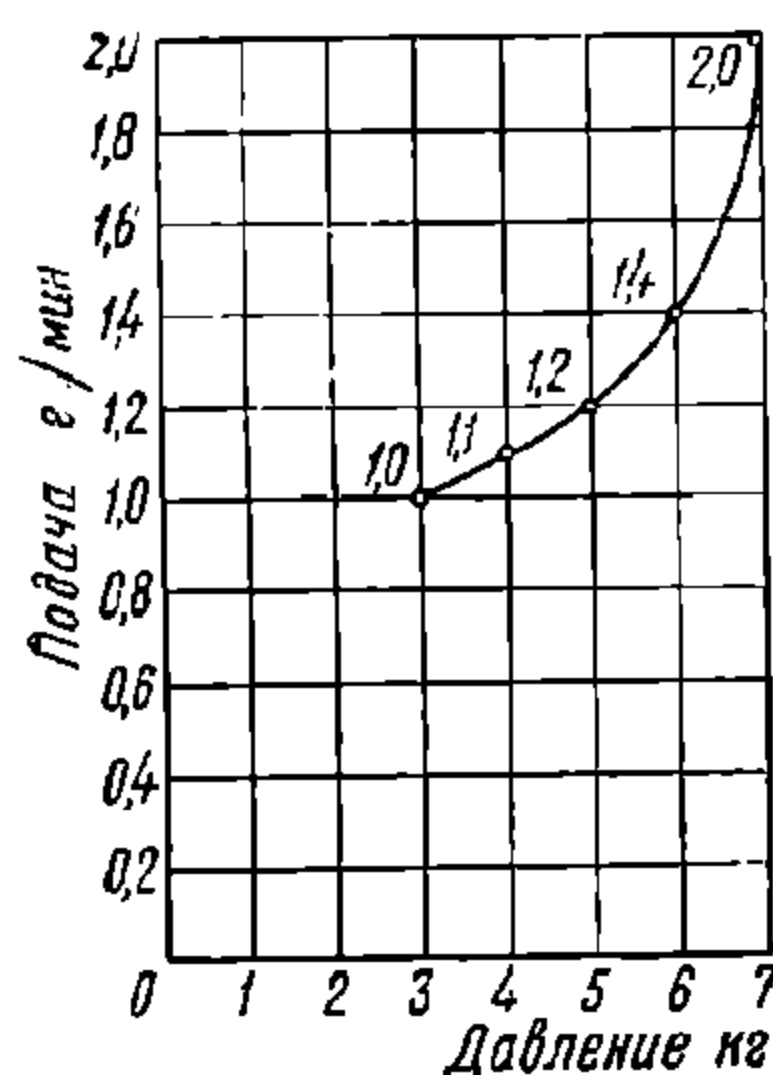
Однако в буксах с механической подачей смазки нет средств для её фильтрации. При подаче подбивкой или польстерами смазка, проходя по волокнам, очищается.

При всём разнообразии конструкций букс с механической смазкой выделяются два основных принципа их устройства:

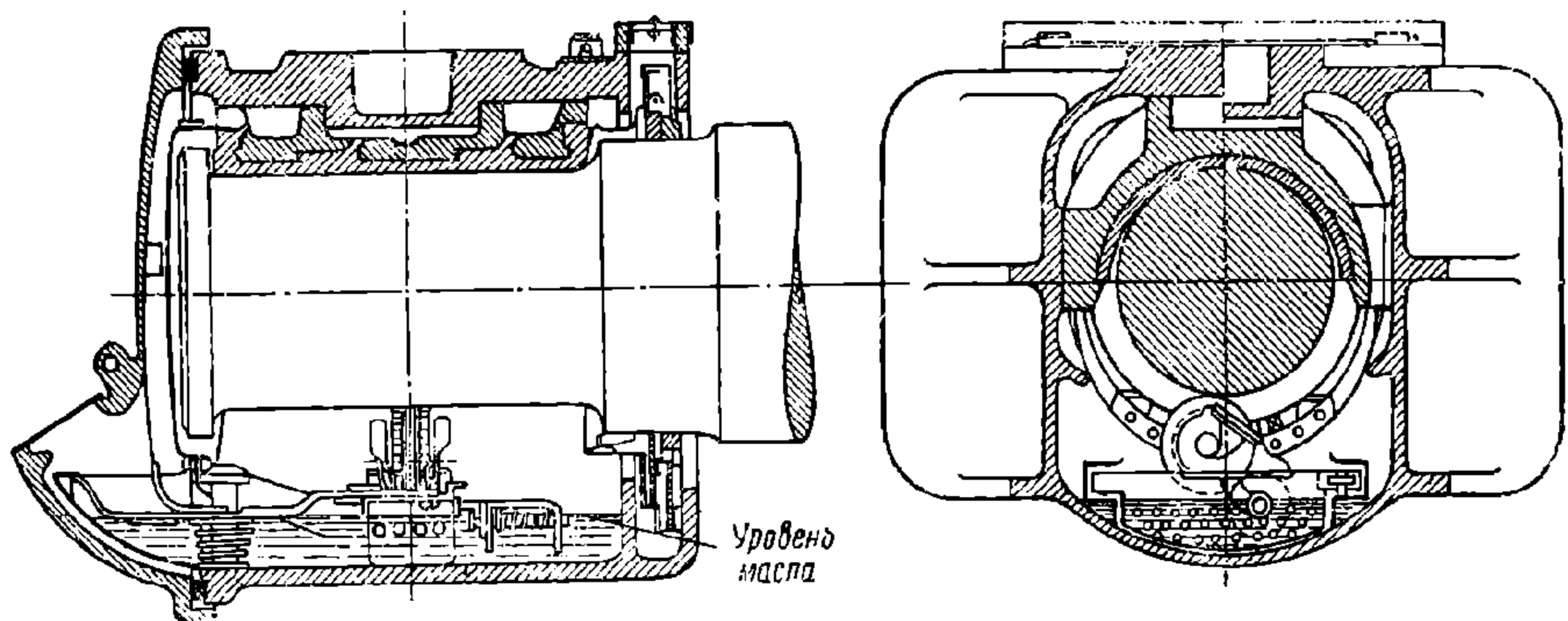
- 1) подача смазки снизу роликами, установленными в корпусе буксы под осевой шейкой (фиг. 88), и
- 2) подача смазки сверху при помощи вращающихся разбрызгивателей, укреплённых на торце шейки (фиг. 89).

При смазке снизу смазывающие ролики первоначально делались из стали. Однако, учитывая влияние роликов на дополнительный износ шейки, их начали изготавливать из антифрикционных сплавов или пластмасс. Присущий этой системе недостаток заключается в том, что при низких температурах подача смазки не гарантируется, так как ролик из-за загустения смазки перестаёт вращаться. Кроме того, при наличии в буксе воды вращение ролика может прекратиться вследствие её замерзания.

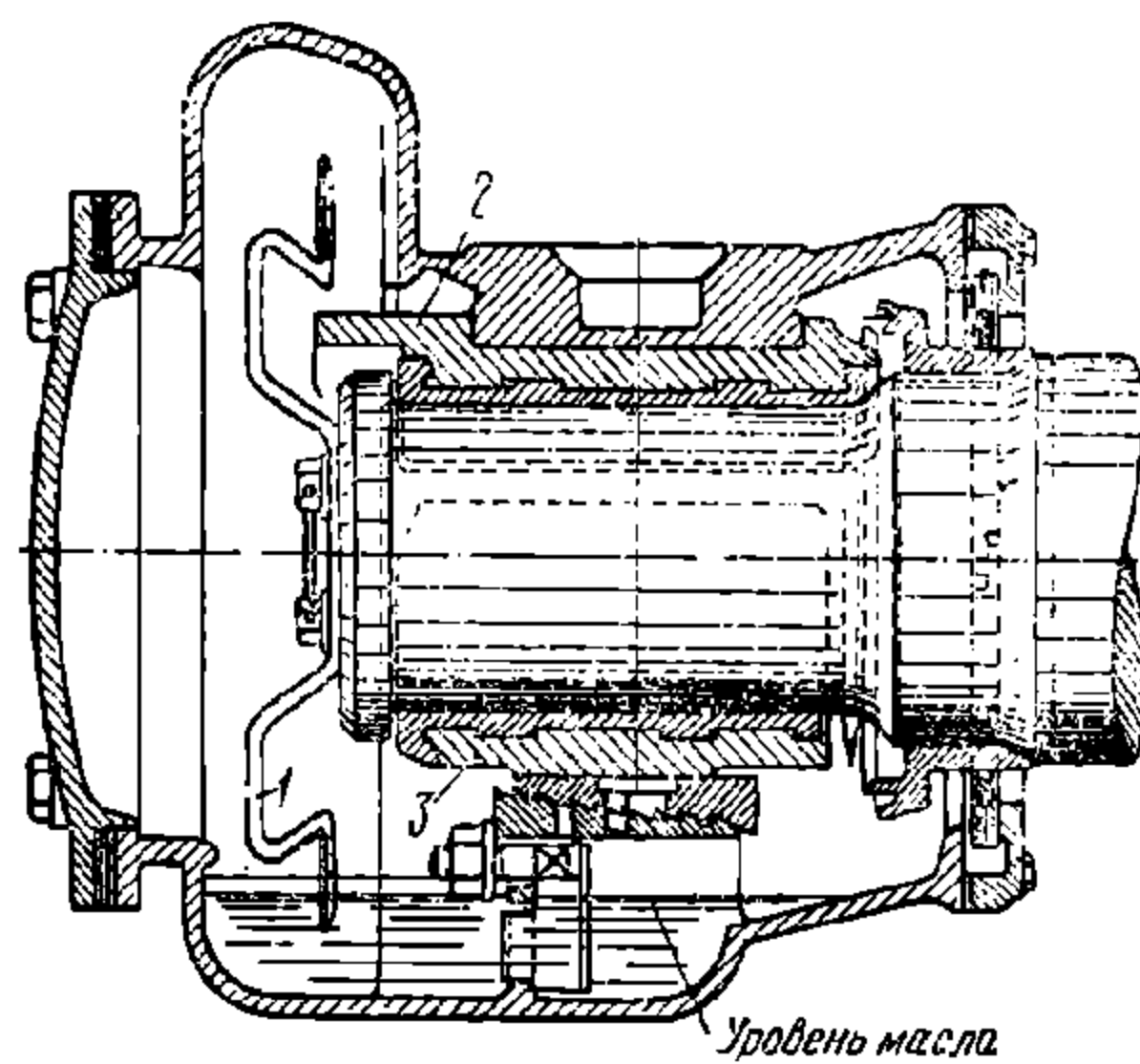
Приведение в движение ролика трением о вращающуюся шейку оси всё же вызывает при любом материале ролика дополнительный износ шейки.



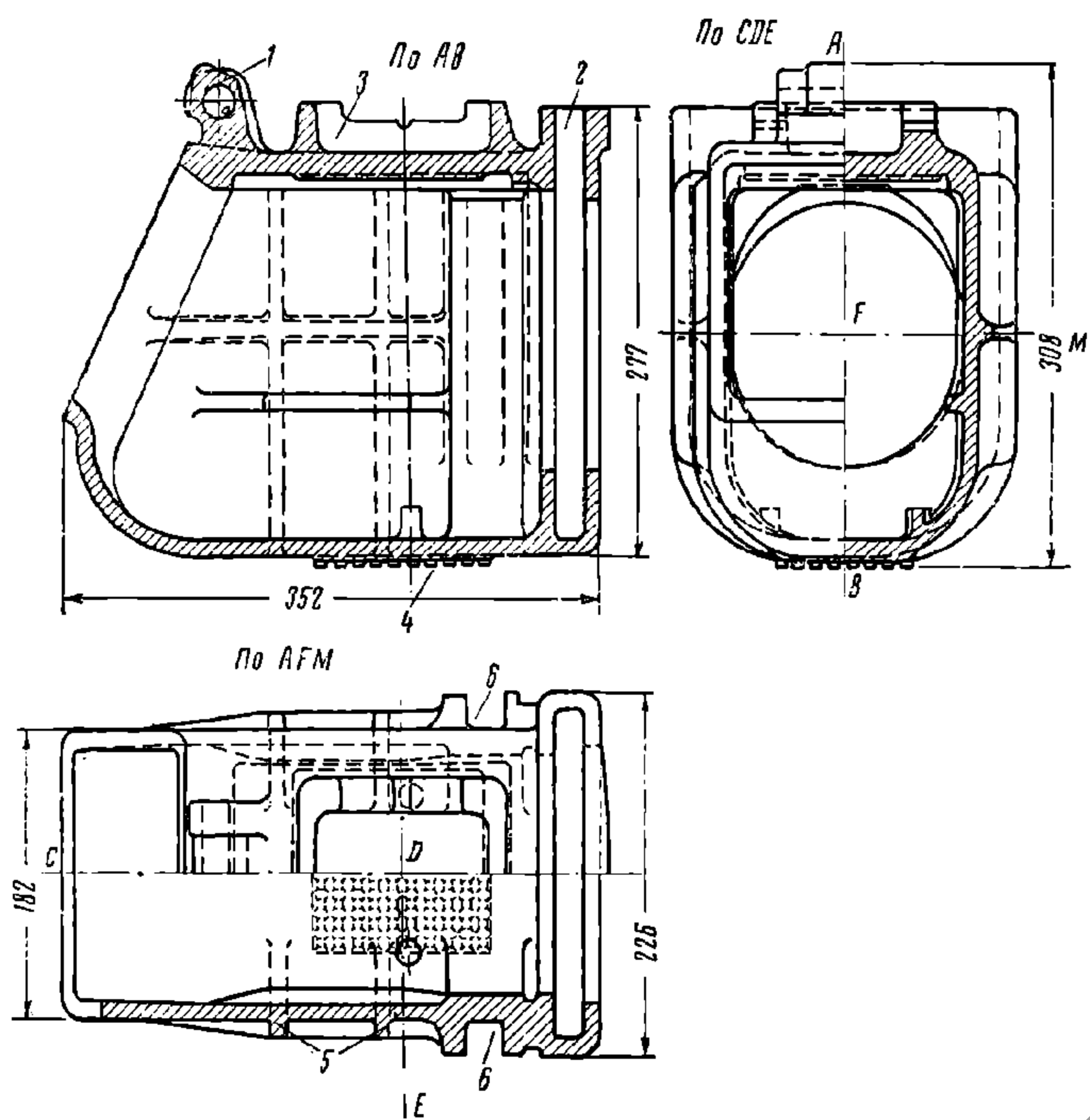
Фиг. 87. Диаграмма подачи смазки



Фиг. 88. Подача смазки роликами

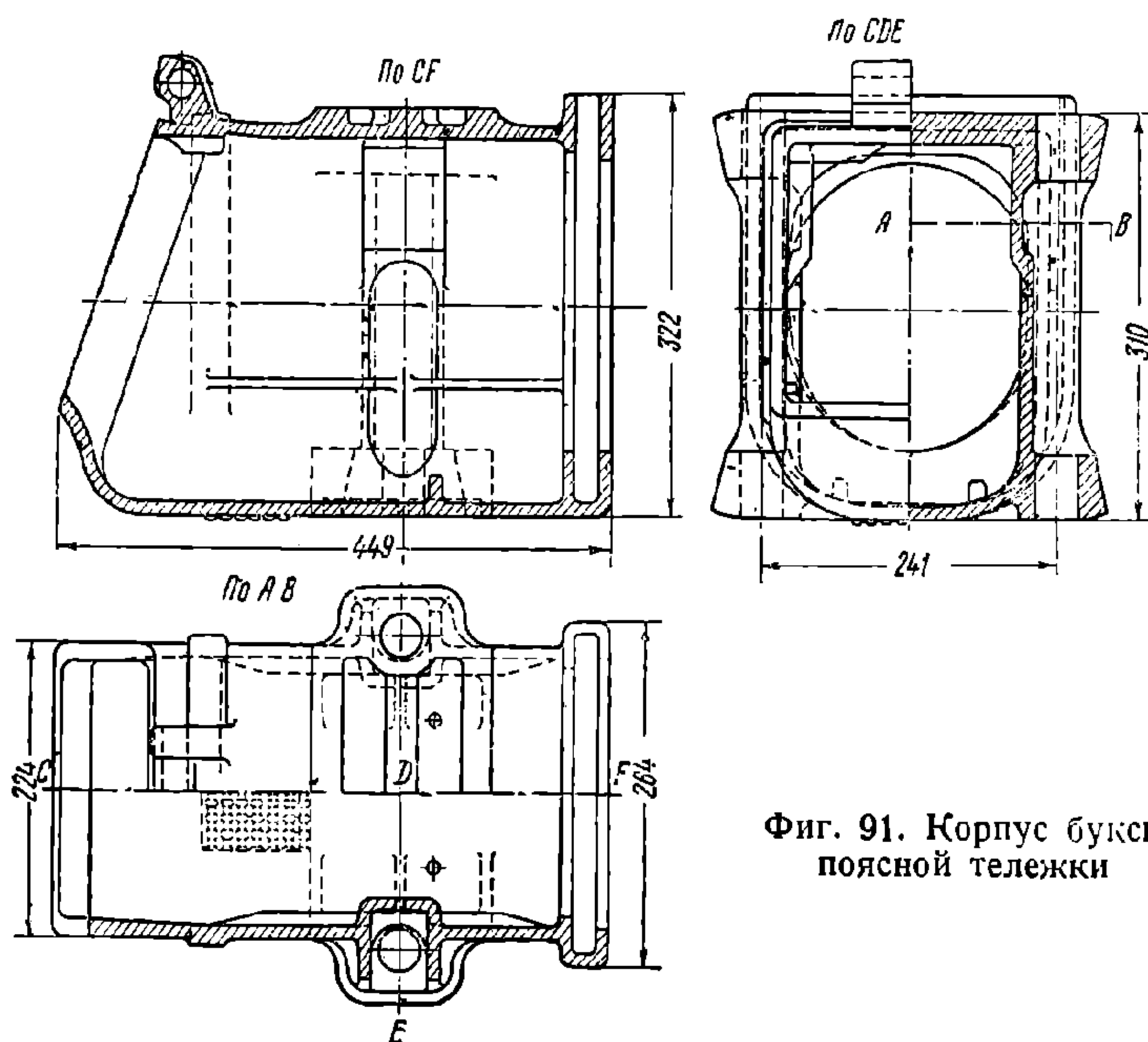


Фиг. 89. Подача смазки разбрызгиванием



Фиг. 90. Корпус буksы двухосного грузового вагона

Подача смазки разбрызгиванием осуществляется изогнутой пластиной 1, укрепленной на торце шейки (фиг. 89). При вращении пластины 1 смазка из нижней части корпуса буксы отбрасывается на отражатель или потолок, с которого стекает на спинку подшипника 2 и по каналам в последнем попадает на шейку. У нижней части шейки расположен второй подшипник 3, на верхней поверхности которого скапливается смазка, необходимая для питания шейки при недостаточном её подводе сверху. При этом способе смазывания так же, как и в предыдущем, количество смазки, подаваемое на шейку, зависит от скорости вращения колёсной пары. В результате этого при малой скорости движения вагона (при трогании поезда) на шейку подаётся недостаточное количество смазки, а иногда и совсем не подаётся. При застывании смазки не исключается возможность поломки смазывающего механизма.



Фиг. 91. Корпус буксы
поясной тележки

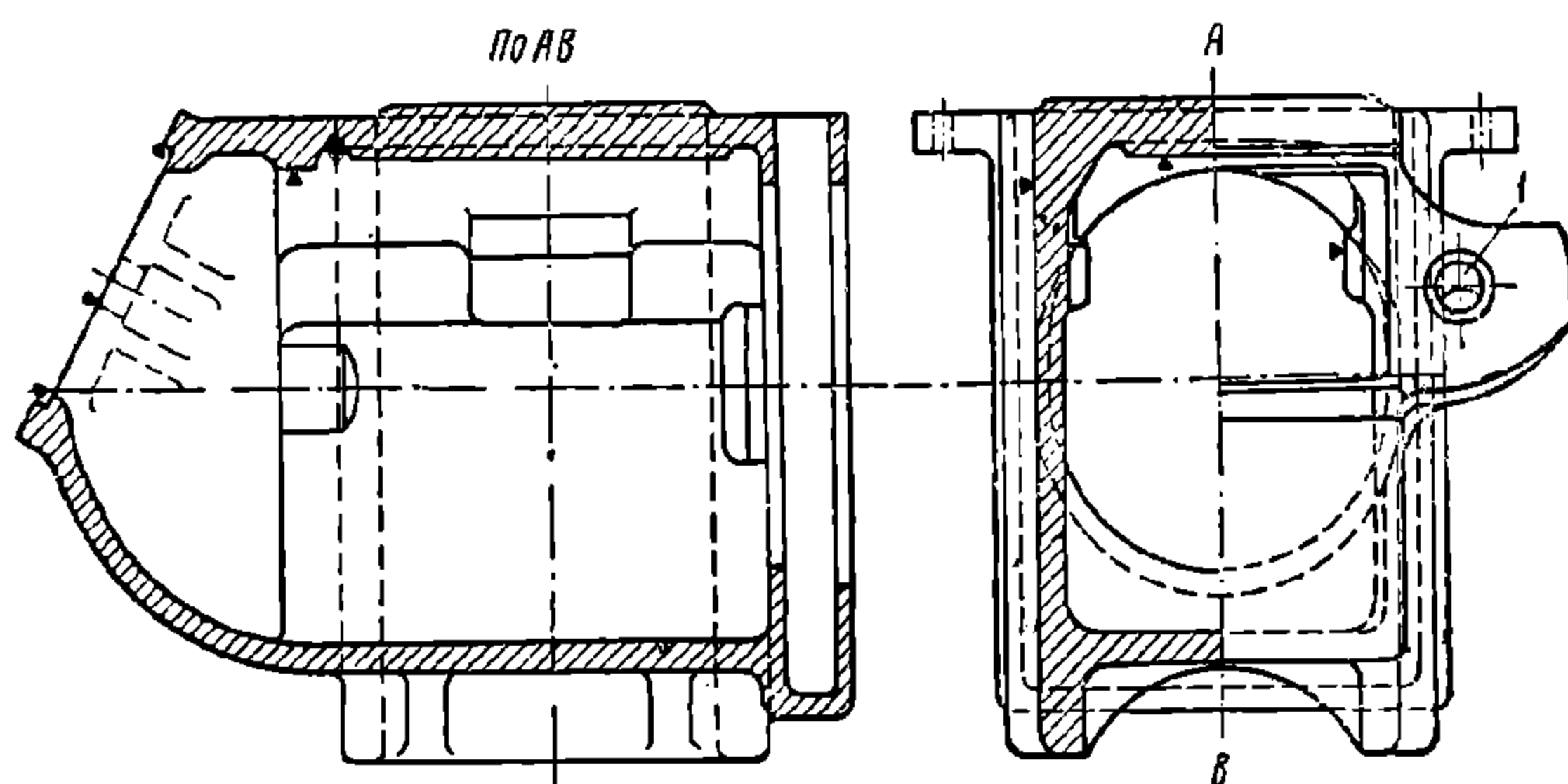
К о р п у с ы б у к с различаются между собой размерами, зависящими от типа оси, способа смазки и конструкции надбуксового подвешивания. На фиг. 90 изображён корпус буксы двухосного грузового вагона. Корпус имеет ушко 1 для постановки крышки на валик и паз 2 — для пылевой шайбы. Сверху буксовая коробка имеет гнездо 3 для хомута рессоры. Нагрузка от рамы вагона передаётся на буксу нижним листом рессоры, опирающимся на стенки гнезда.

Для обеспечения подъёмки домкратом буксы вместе с вагоном (при осмотре осевой шейки или смене подшипника) дно корпуса утолщено устройством рифлёной поверхности 4, предотвращающей соскальзывание буксы с домкрата, а боковые стенки имеют рёбра 5. С наружной стороны буксы расположены буксовые пазы 6.

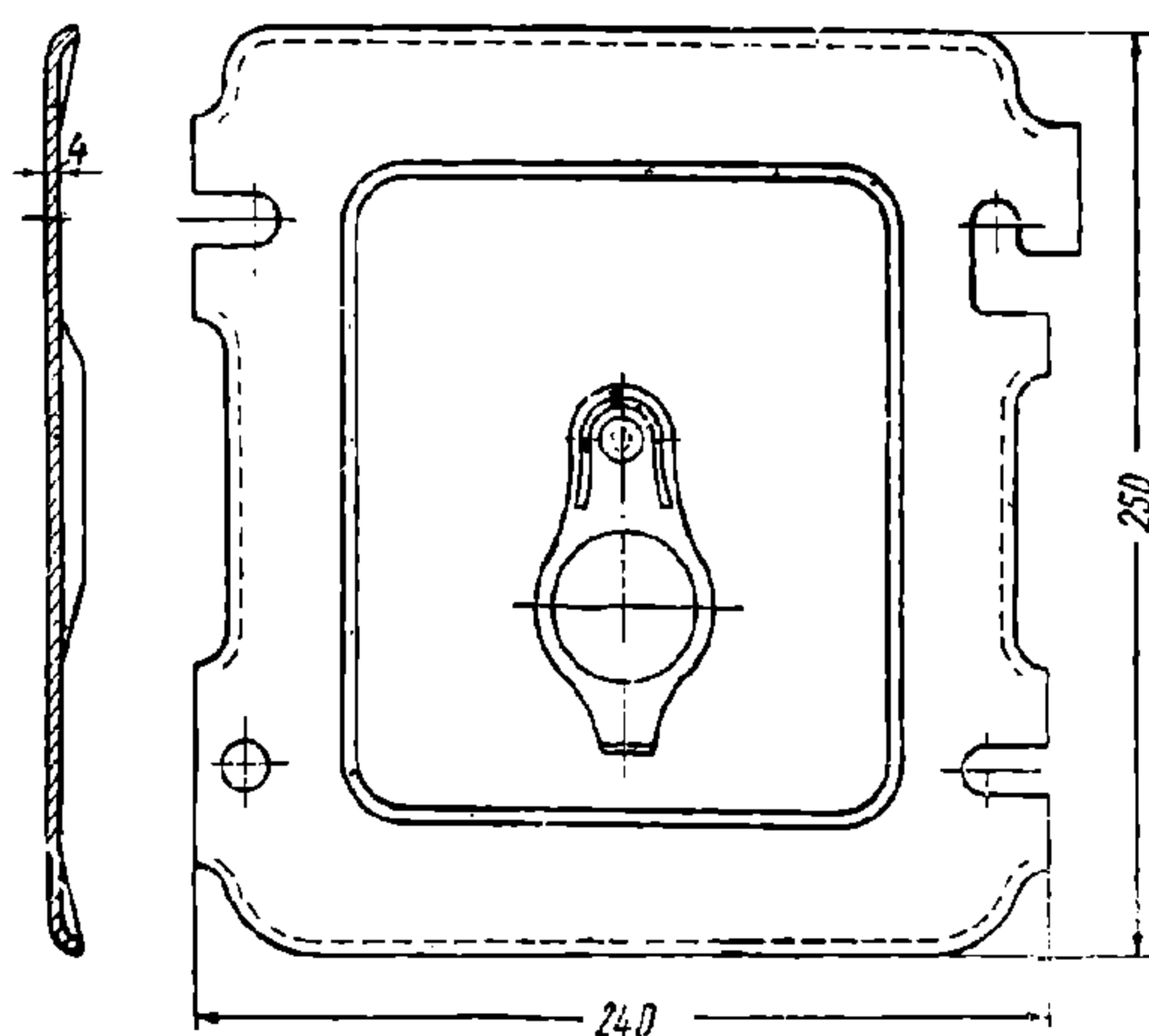
На фиг. 91 изображён корпус буксы поясной тележки четырёхосного грузового вагона. В этой конструкции гнездо на потолке и буксовые пазы отсутствуют, так как корпус крепится к боковине тележки наглухо болтами. Корпус буксы в этом случае является одновременно концевой стойкой боковины тележки.

Для тележки грузовых вагонов, со стальными литыми боковинами, корпус изготавливается с буксовыми пазами (боковины с разъёмными буксами).

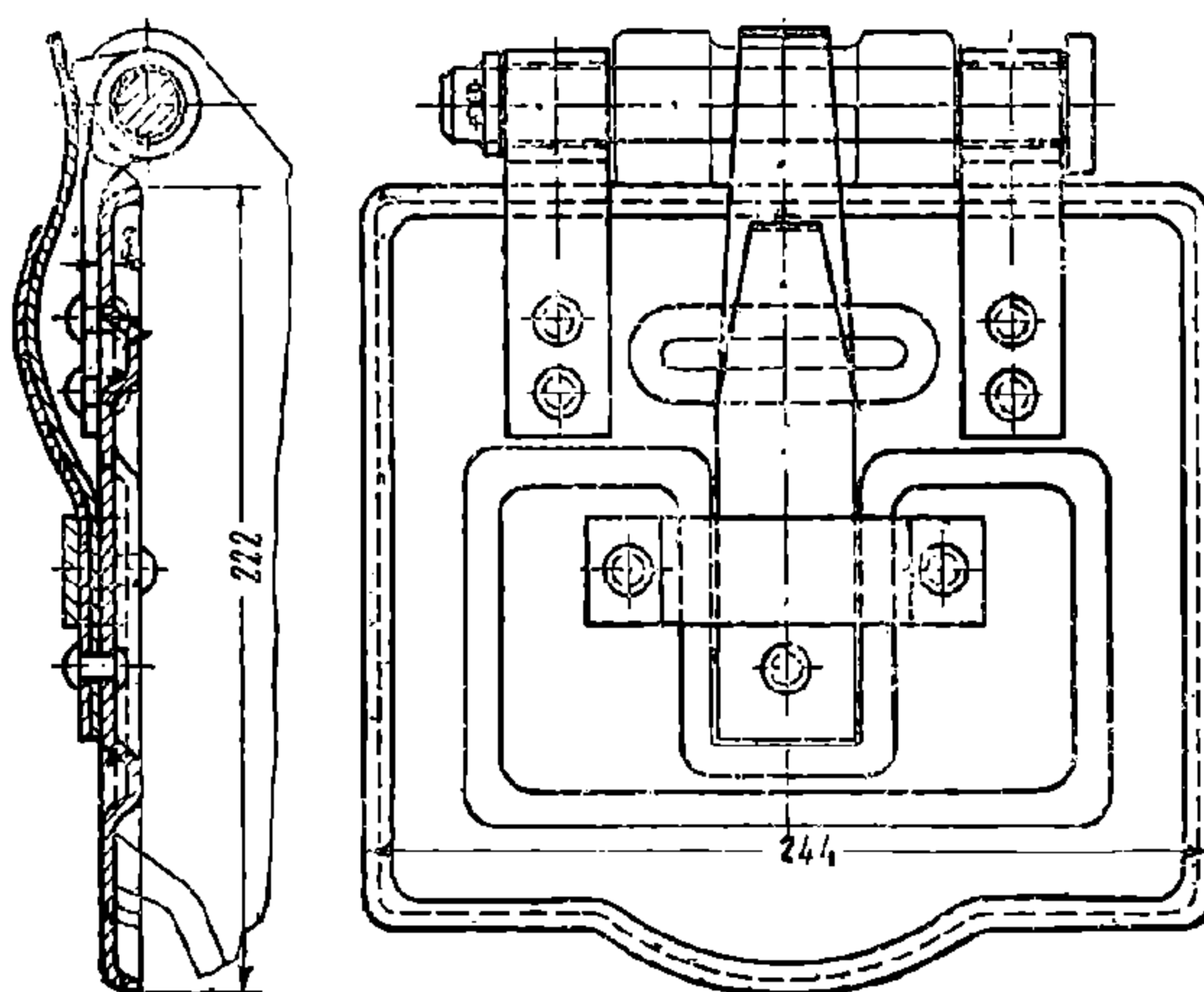
На фиг. 92 изображён корпус буксы пассажирских вагонов, имеющих колёсные пары с осями II типа; данная букса приспособлена для смазки подбивкой.



Фиг. 92 Корпус буфы пассажирских вагонов



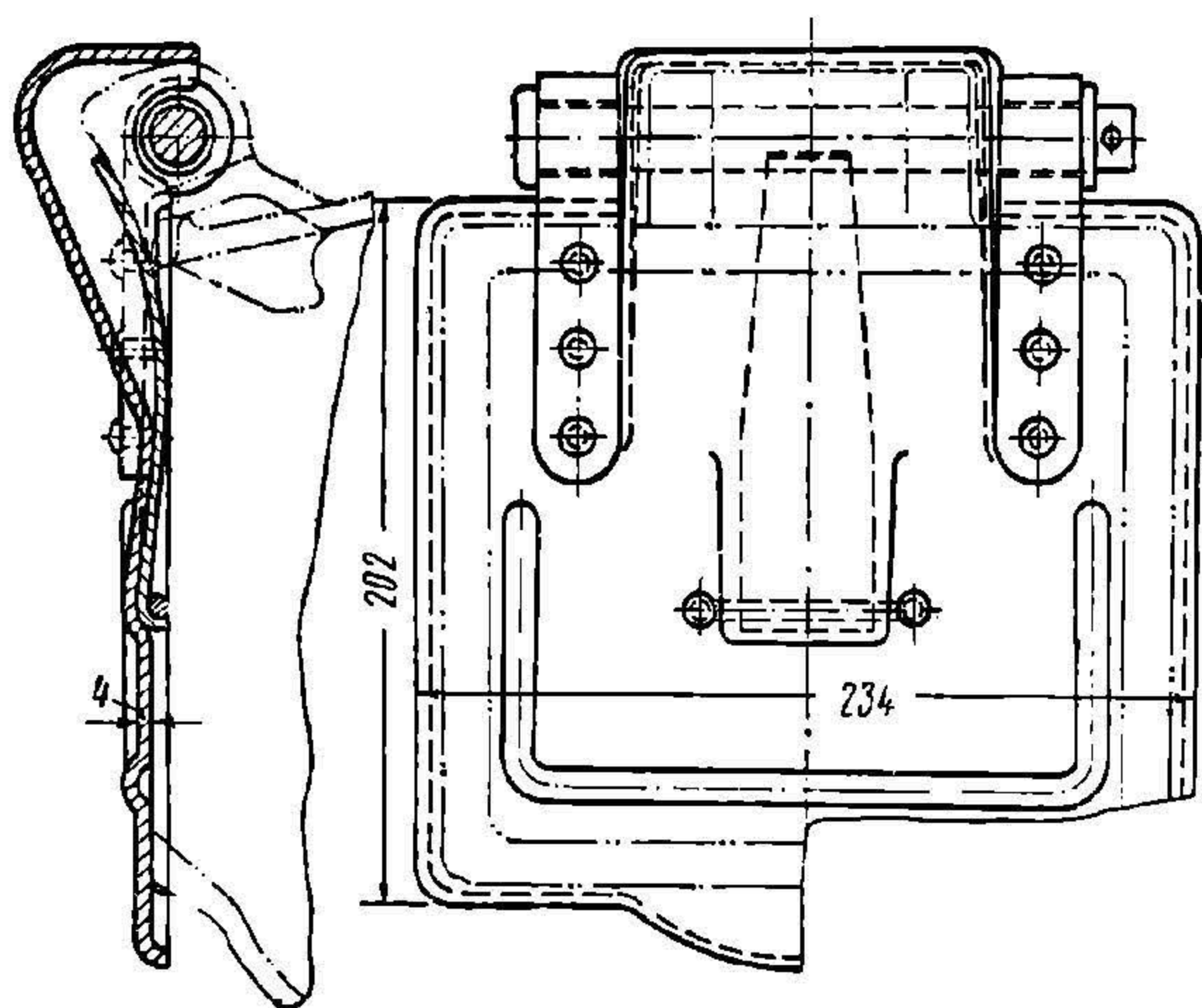
Фиг. 93. Глухая крышка буфы



Фиг. 94. Крышка с наружной пружиной

НТБ
ДНУЖТ

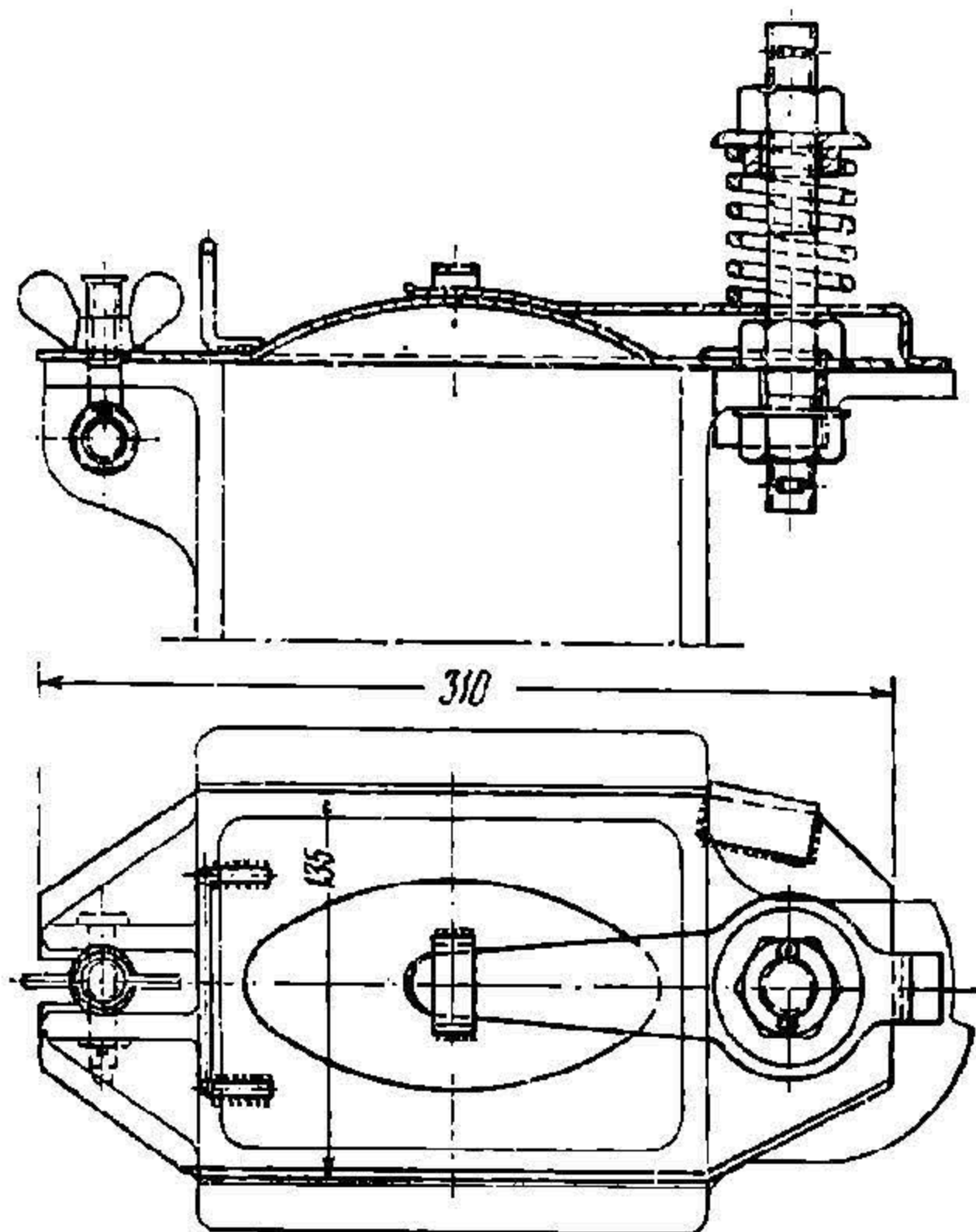
Передняя часть корпуса этой буксы имеет сбоку прилив, к которому крепится крышка, открываемая вращением около шарнира 1. Верхняя часть корпуса выполняется: со сплошным утолщением для балансирных и безбалансирных тележек или с гнездом под хомуты рессор для двухосных вагонов.



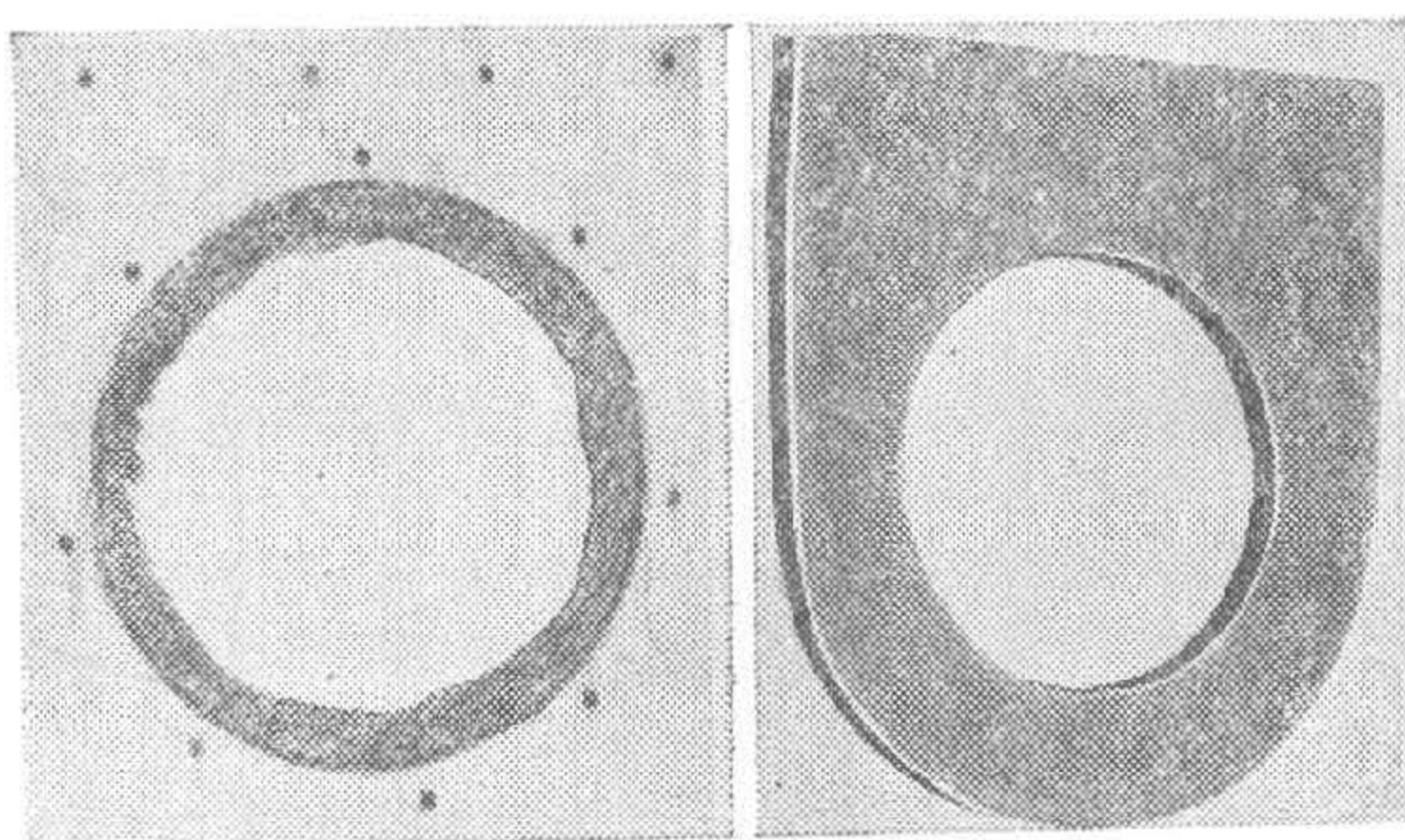
Фиг. 95. Крышка с внутренней пружиной

Буксовые крышки по конструкции разделяются на крышки с болтовым креплением и крышки с шарнирным креплением и пружинным затвором. Первый тип крышек (фиг. 93) применён в польстерных буксах старой конструкции. При подобных крышках добавление смазки производится через отверстие (глазок) в самой крышке.

Крышки второго типа имеют шарниры и прижимаются к буксе листовой рессорой или пружиной. Такие крышки установлены на подбивочных буксах грузовых вагонов (фиг. 94 и 95) и буксах тележек пассажирских вагонов (фиг. 96).



Фиг. 96. Крышка буксы пассажирского вагона



Фиг. 97. Пылевые шайбы букс

В настоящее время изготавливаются буксовые крышки (фиг. 94), пригодные для подбивочных и объединённых букс. Такие крышки изготавливаются штамповкой из листовой стали. Жёсткость крышки создаётся выштамповками и отбортовками.

Пылевые шайбы изготавливаются из войлока или дерева; имеются также комбинированные шайбы, у которых в деревянную рамку вставляется войлочное кольцо (фиг. 97).

Существующие типы пылевых шайб не создают достаточно надёжного затвора буксы, вследствие чего последняя не предохранена полностью от попадания в неё пыли и влаги и от выплёскивания смазки.

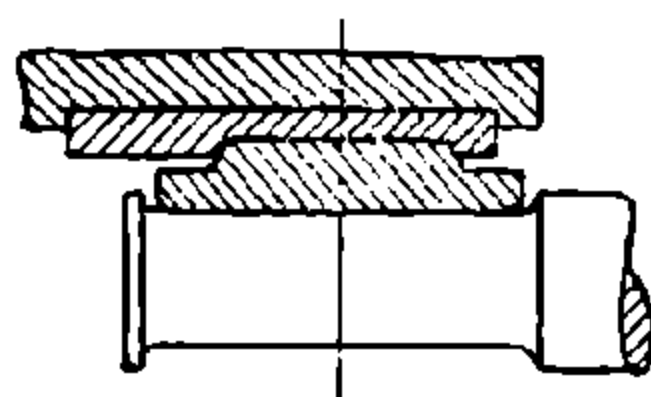
Лабораторией смазки Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта разработана новая конструкция пылевой шайбы, которая должна полностью предотвратить утечку смазки из буксы и проникновение пыли и влаги извне. Уплотняющий затвор состоит из упругого манжета и металлического каркаса, прижимающего манжет при помощи болтов или клиньев к стенке паза корпуса буксы.

2. ПОДШИПНИКИ

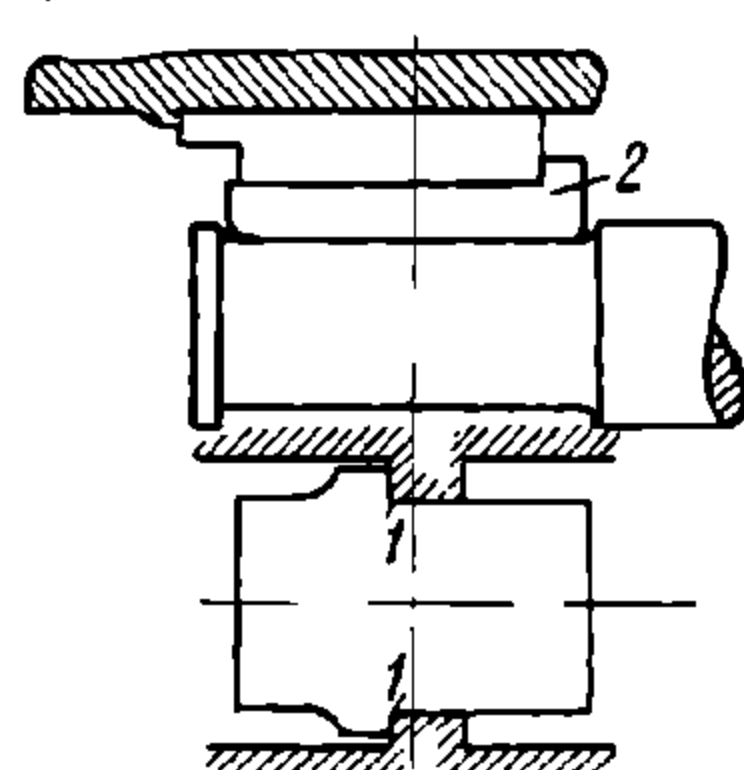
Подшипник является ответственной частью буксы. Он непосредственно передаёт все нагрузки от вагона на вращающуюся шейку оси колёсной пары. Поэтому подшипник делается достаточно прочным, а поверхности его, прилегающие к шейке оси, заливаются антифрикционным сплавом. Корпус подшипника изготавливается из материала, исключающего возможность порчи шейки оси при случайной выплавке в пути антифрикционного сплава, или снабжается специальной прокладкой — армировкой.

В типовых буксах вагонов железных дорог СССР применяются две системы установки вкладыша и подшипника. В первой системе (фиг. 98, а) нагрузки, действующие вдоль оси колёсной пары, передаются корпусом буксы на торцы

а) Вертикальный разрез

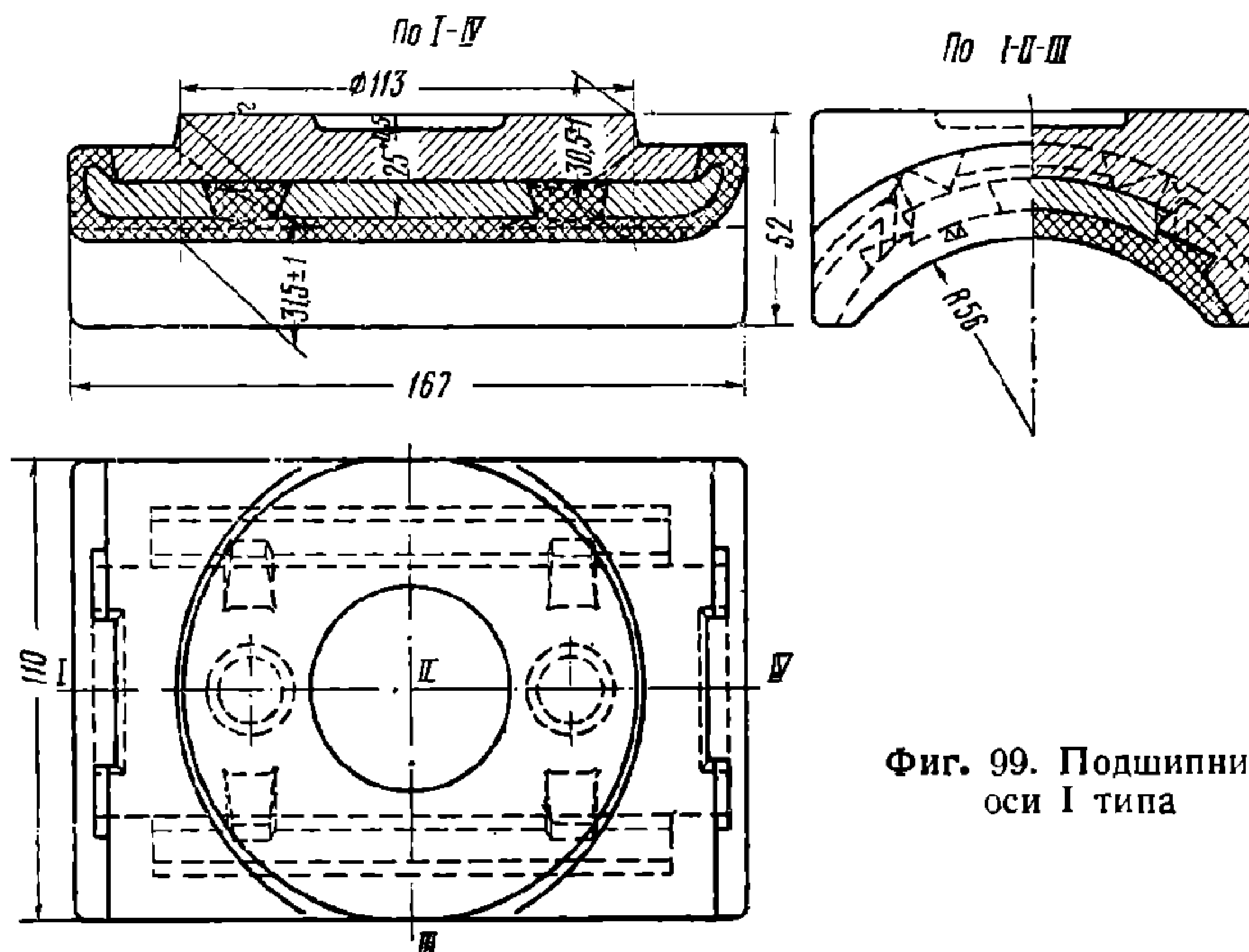


б) Вертикальный разрез



Фиг. 98. Схема работы буксы

Горизонтальный разрез



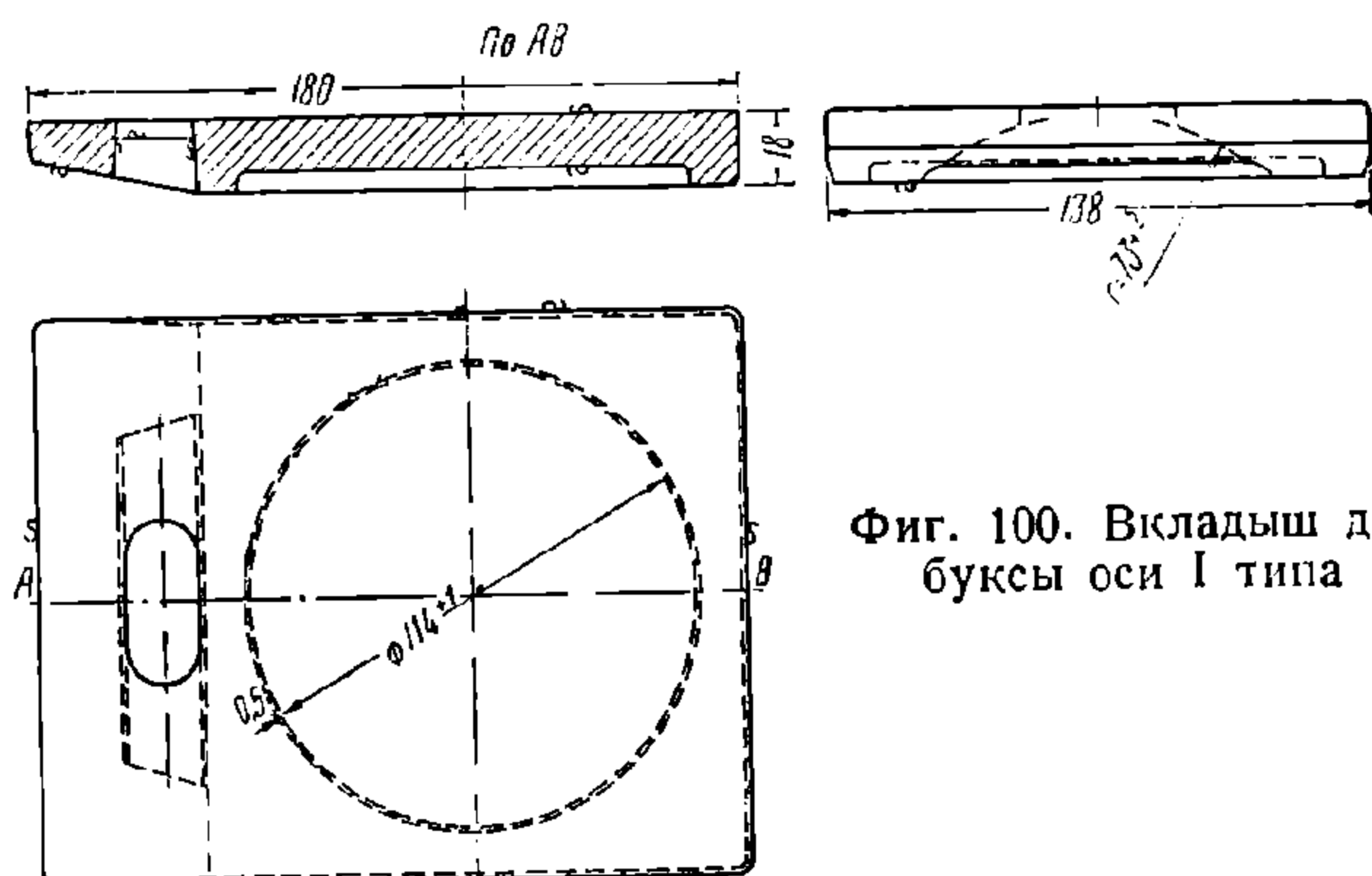
Фиг. 99. Подшипник оси I типа

вкладыша. Вкладыш в свою очередь передаёт их подшипнику, входящему своей верхней частью (яблоком) в углубление вкладыша. Подшипник, скользя вдоль шейки, передаёт нагрузки на её переднюю или заднюю галтель.

Во второй системе (фиг. 98, б) нагрузка, действующая в сторону буртика шейки, передаётся корпусом буксы подшипнику посредством приливов 1;

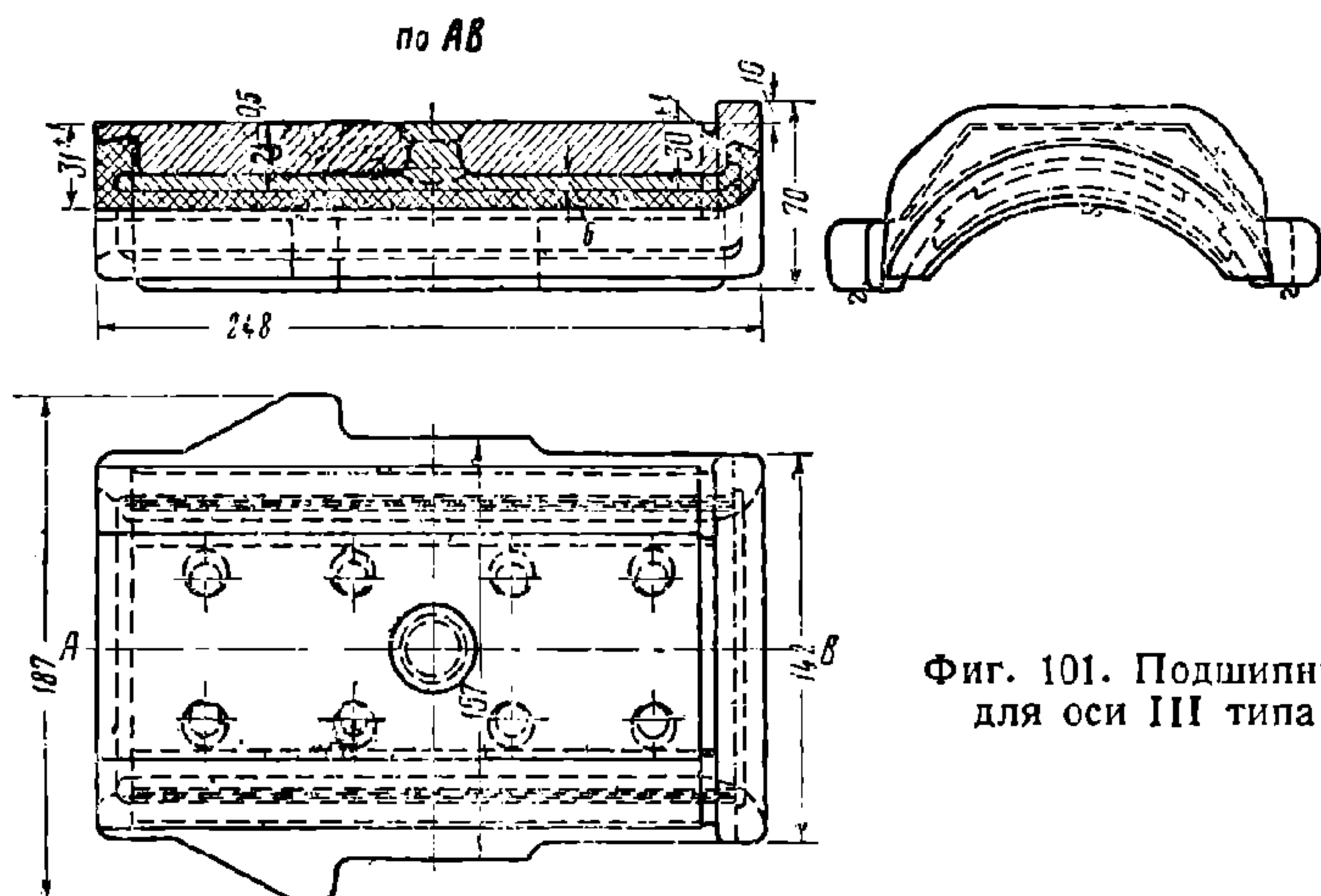
нагрузка, действующая в противоположном направлении, передаётся корпусом на торец вкладыша и через последний на бурт подшипника 2.

Вторая система является более целесообразной, так как она обеспечивает более устойчивое положение подшипника и потому преимущественно применяется в вагонах современной постройки.



Фиг. 100. Вкладыш для
буksы оси I типа

Конструкция подшипника для оси I типа изображена на фиг. 99. Корпус подшипника отлит из серого чугуна. Верхняя часть его имеет форму, приспособленную для установки буксового вкладыша, имеющего углубление на нижней поверхности (фиг. 100). Низ корпуса подшипника имеет цилиндрическую поверхность и снабжён в средней части углублением в виде ласточкина хвоста, в котором укрепляется бронзовая армировка. Армировка выступает



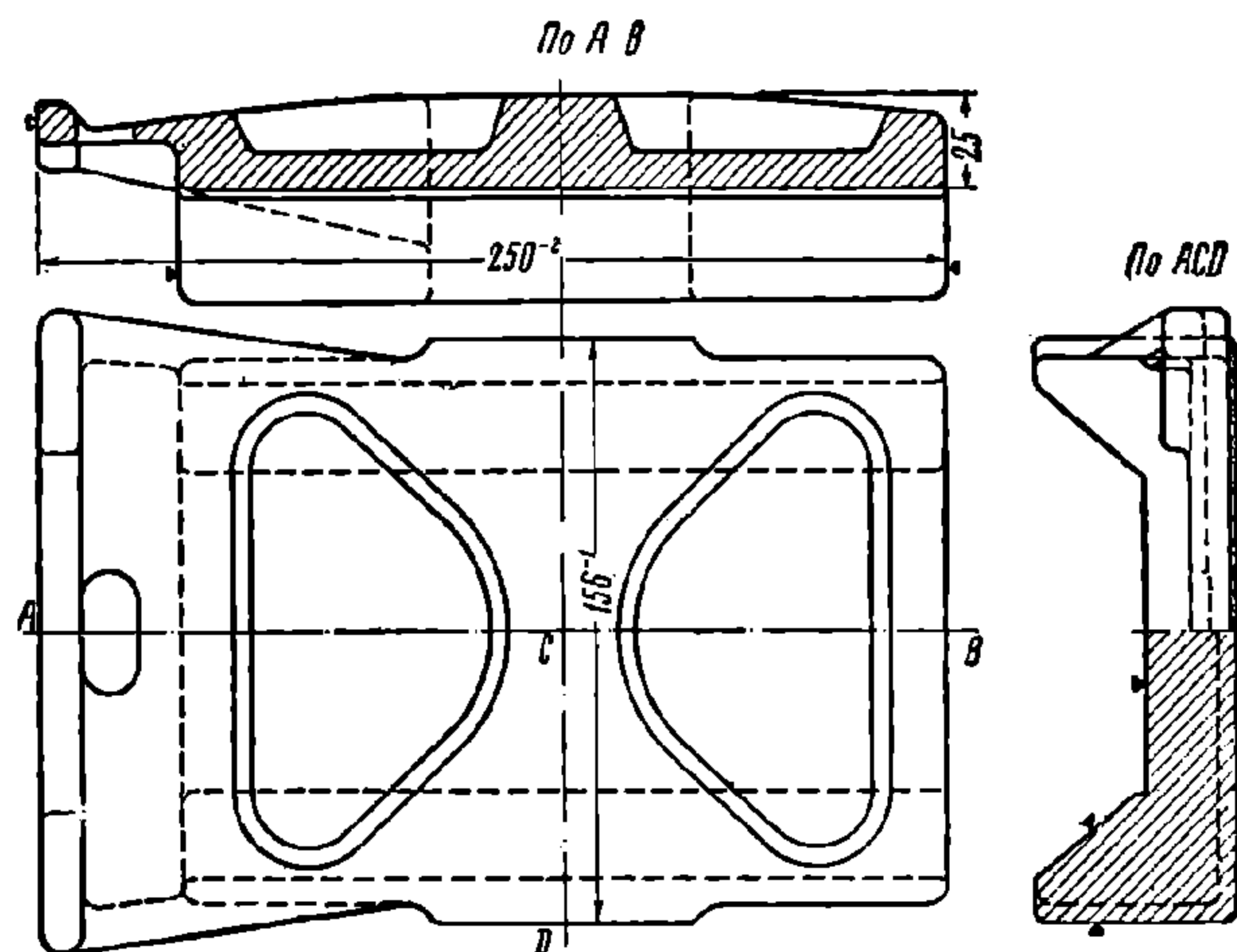
Фиг. 101. Подшипник
для оси III типа

на 4 мм над краями внутренней поверхности корпуса подшипника, образуя выступы для удержания антифрикционного сплава; толщина бронзового слоя равна 8 мм. Бронзовый слой до заливки баббитом растачивается по всей поверхности. Подшипник, поставленный на шейку без антифрикционного сплава, должен касаться шейки только бронзовым слоем.

Опорная поверхность полностью залитого подшипника должна быть чистой и ровной. Антифрикционный металл должен быть прочно и плотно прикреплён к корпусу и армировке.

На фиг. 101 и 102 изображены подшипник и буксовый вкладыш четырёхосного грузового вагона, имеющего колёсные пары с осями III типа. Корпус этого подшипника стальной, снабжённый, как и в предыдущей конструкции, бронзовой армировкой и антифрикционной заливкой. Поверхность вкладыша

(фиг. 102), на которую опирается потолок корпуса буксы, имеет цилиндрическую форму с образующими, перпендикулярными шейке оси. Цилиндрическая поверхность обеспечивает возможность самоустановки буксы относительно шейки, так как буксы у тележек грузовых вагонов жёстко прикреплены к боковинам или даже отлиты за одно целое с последними. Для тележек пассажирских вагонов, рамы которых обрессорены, самоустановка буксы



Фиг. 102. Вкладыш для подшипника оси III типа

недопустима и поэтому в этом случае поверхность вкладыша делается плоской.

Угол охвата шейки оси подшипником в буксах типовой конструкции составляет около 120° .

3. АНТИФРИКЦИОННЫЕ СПЛАВЫ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ

Для заливки подшипников применяются жёлтые и белые антифрикционные сплавы. К первым относятся антифрикционные бронзы (сплавы меди и олова), а ко вторым — баббиты (сплавы с основой в виде свинца).

Вагонные подшипники имеют толщину баббитовой заливки около 6—7 мм, причём в передней стороне подшипника баббитовая заливка делается на 1 мм толще, нежели в задней. Это необходимо для сохранения горизонтального положения подшипника на шейке, которая в связи с прогибом оси под нагрузкой отклоняется от горизонтального положения. Эксплуатация вагонного парка требует ежегодно большого количества антифрикционного сплава. Поэтому в настоящее время ведутся исследования с целью установления возможности уменьшения толщины заливки.

Антифрикционный сплав для подшипников должен:

- 1) обладать большой сопротивляемостью сжатию при достаточной способности деформироваться;
- 2) легко прирабатываться к шейке оси;
- 3) мало изнашиваться;
- 4) быть теплостойким;
- 5) обладать хорошими литейными качествами;
- 6) обладать достаточной пористостью.

Располагая сплавы, применяемые для подвижного состава, в порядке увеличения сопротивляемости их сжатию, получим следующие группы:

I группа — сплавы свинца, олова и сурьмы с содержанием олова 5—20%;

II группа — сплавы свинца со щёлочно-земельными металлами; содержание свинца в этих сплавах превышает 98%;

III группа — специальные свинцовые бронзы.

Сплавы II группы обладают ценными качествами: они быстро прирабатываются и мало изнашиваются. Поэтому на железных дорогах СССР применяются исключительно сплавы II группы — кальциевые баббиты.

Химический состав применяемого в данное время кальциевого баббита «БК» (ГОСТ 1209-41) следующий: кальция 0,75—1,1%; натрия 0,65—0,95%; сурьмы 0,5%, свинца—остальное.

Сравнительная характеристика кальциевых и оловянистых баббитов приведена в табл. 11.

Таблица 11

Род сплава	Твёрдость по Бринелю	Пробег в км	Износ по толщине в мм	Потеря в весе в г	Пробег на 1 г металла в км
Кальциевый баббит группы II	24,9	70 400	2,48	498	140
Оловянистый баббит группы I	21,0	75 000	3,00	545	138

Таблица составлена по данным эксплуатационных испытаний, произведённых научно-исследовательским институтом металлов в 1932 г. на пассажирских вагонах.

В результате испытаний было установлено, что:

- 1) рабочие температуры при подшипниках с кальциевым баббитом одинаковы с температурами при подшипниках с оловянистым баббитом;
- 2) износы антифрикционного слоя примерно одинаковы для обоих баббитов;
- 3) оловянистый баббит более изнашивает шейки осей, чем кальциевый.

Дальнейшая практика эксплуатации полностью доказала рациональность перехода на кальциевые баббиты, не требующие расхода олова.

Радиус баббитовой заливки подшипника делается большим радиуса осевой шейки. Например, у подшипников для оси I типа радиус новой шейки 55 мм, а радиус поверхности нового подшипника 56—57 мм. Зазор между подшипником и шейкой оси имеет форму клина, обращённого остриём к середине подшипника. Продольные грани подшипника округляются для того, чтобы предупредить соскабливание смазки с шейки.

Рассмотрим условия работы подшипника, скользящего по смазанной осевой шейке.

В зависимости от удельного давления подшипника на шейку, свойств жидкой смазки и её количества, проникающего под подшипник, степени шероховатости шейки и поверхности подшипника, а также линейной скорости на поверхности шейки, величина силы трения может значительно меняться. Ещё в 1883 г. проф. Н. П. Петров в работе «Трение в машинах и влияние на него смазывающей жидкости» показал математическую зависимость силы трения от перечисленных факторов. В основу этой работы впервые была положена идея о том, что при достаточном смазывании трущиеся твёрдые тела непрерывно разделены слоем жидкой смазки и непосредственное трение между ними заменяется некоторой совокупностью трения жидкого слоя смазки о поверхности твёрдых тел и трения внутри самого жидкого слоя. Согласно гидродинамической теории смазки проф. Н. П. Петрова полная сила трения

$$F_{тр} = \frac{fv}{\Delta} N,$$

(113)

где *f* — сила трения в мг, развивающаяся между двумя концентрическими слоями смазки на поверхности 1 мм² при относительной скорости 1 мм/сек;

Δ — средняя толщина смазывающего слоя в мм;

v — относительная скорость твёрдых тел в мм/сек;

H — поверхность их соприкосновения (при отсутствии смазки) в мм².

Если P — полная нагрузка на поверхности H , то $\frac{P}{H} = q$ является давлением на 1 мм² этой поверхности.

Отсюда

$$F_{тр} = \frac{fvP}{\Delta q}. \quad (114)$$

Деля обе части уравнения (114) на P , получим величину коэффициента трения

$$\mu = \frac{fv}{\Delta q} \quad (115)$$

По исследованиям проф. Петрова f смазки может быть уменьшено путём её разжижения.

Толщина слоя смазки в свою очередь зависит от многих факторов. Основными из них являются: абсолютная вязкость смазки, количество подаваемой смазки под подшипник, удельное давление на шейку, скорость скольжения шейки по подшипнику, отношение радиусов подшипника и шейки.

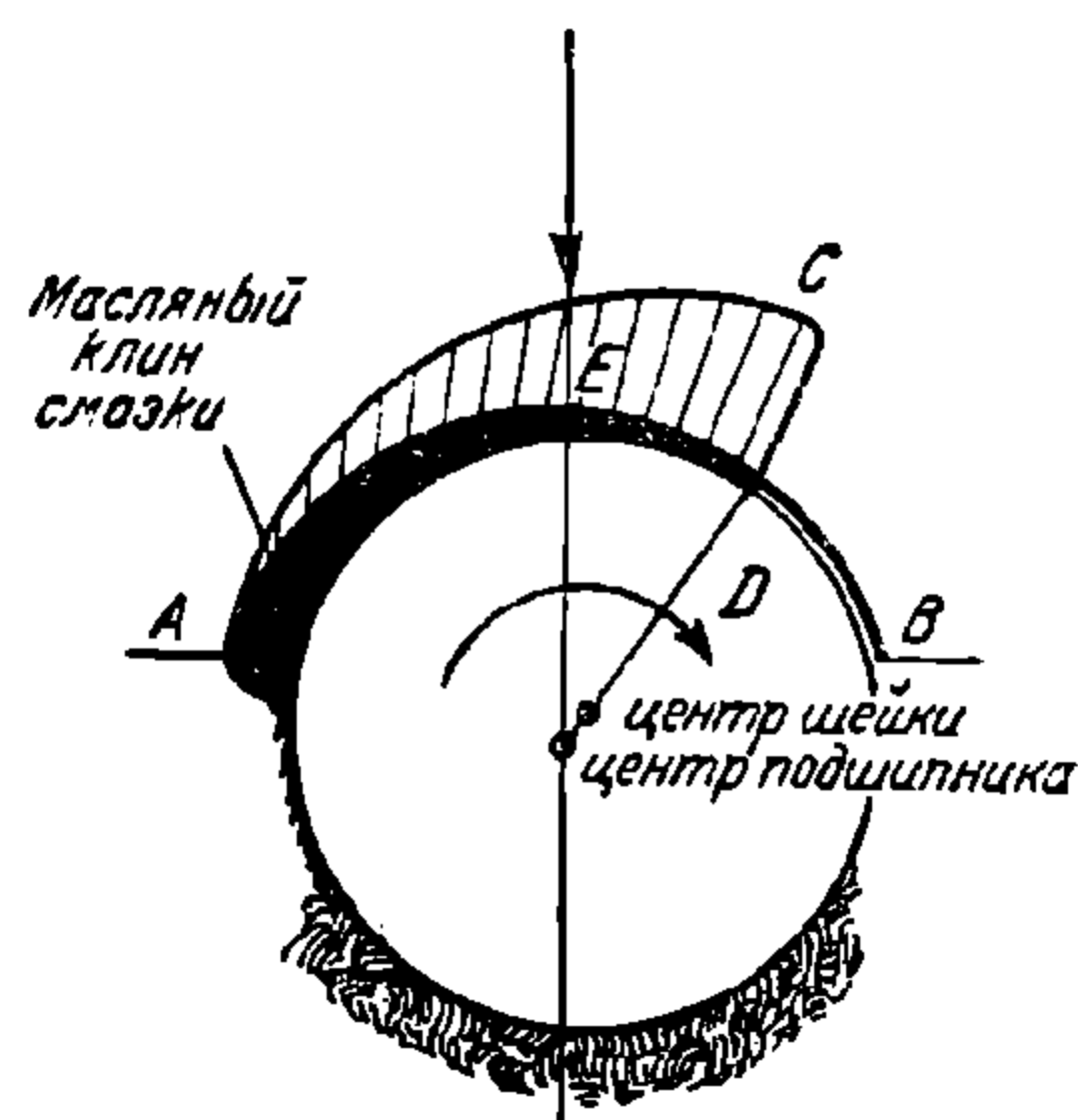
Самый процесс смазывания подшипника (при подбивочной или польстерной смазке шейки) ясен из фиг. 103, на которой зазор между подшипником и шейкой показан в значительно увеличенном виде. Смазка, слегка прилипая к шейке, как бы нагнетается ею в серповидный зазор между подшипником и шейкой. С противоположной стороны B смазка отводится той же шейкой.

Удельное давление от подшипника на слой смазки, вследствие гидродинамического давления, создаваемого нагнетаемой смазкой, перераспределяется; эпюра давления показана линией ACD : от точки A удельное давление постепенно возрастает до точки C , за которой быстро падает. Таким образом смазка, свободно подающаяся шейкой к точке A , на дальнейшем пути подвергается всё возрастающему удельному давлению. Толщина слоя смазки постепенно уменьшается от точки A к точке D и центр подшипника смещается относительно центра шейки. Серповидный зазор называется **масляным клином**.

По мере увеличения удельного давления подшипника на шейку толщина слоя смазки уменьшается вследствие частичного выдавливания. Увеличение вязкости смазки препятствует выдавливанию и это увеличивает толщину слоя смазки.

Выбор целесообразной величины вязкости и липкости смазки, а также отношения радиусов шейки и подшипника для образования непрерывного смазывающего слоя (создания так называемого жидкостного трения) усложняется наличием неровностей на трущихся поверхностях шейки и подшипника. О высоте этих неровностей, практически неустраняемых, может дать представление табл. 12, которая показывает абсолютную величину неровностей в зависимости от способа обработки.

При наличии неровностей жидкостное трение возможно только при условии, когда наименьшая толщина смазывающего слоя больше суммы высот неровностей шейки и подшипника.



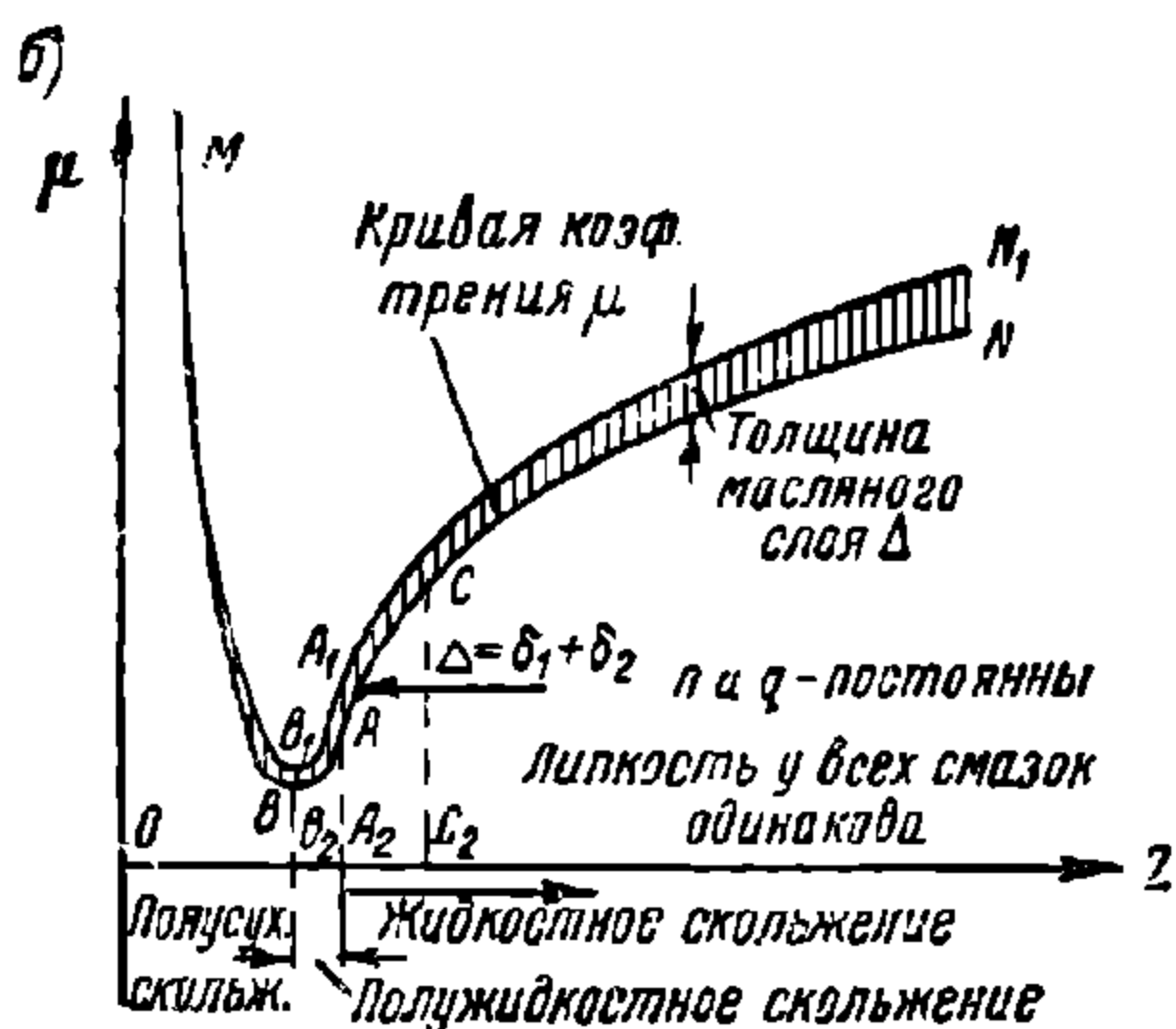
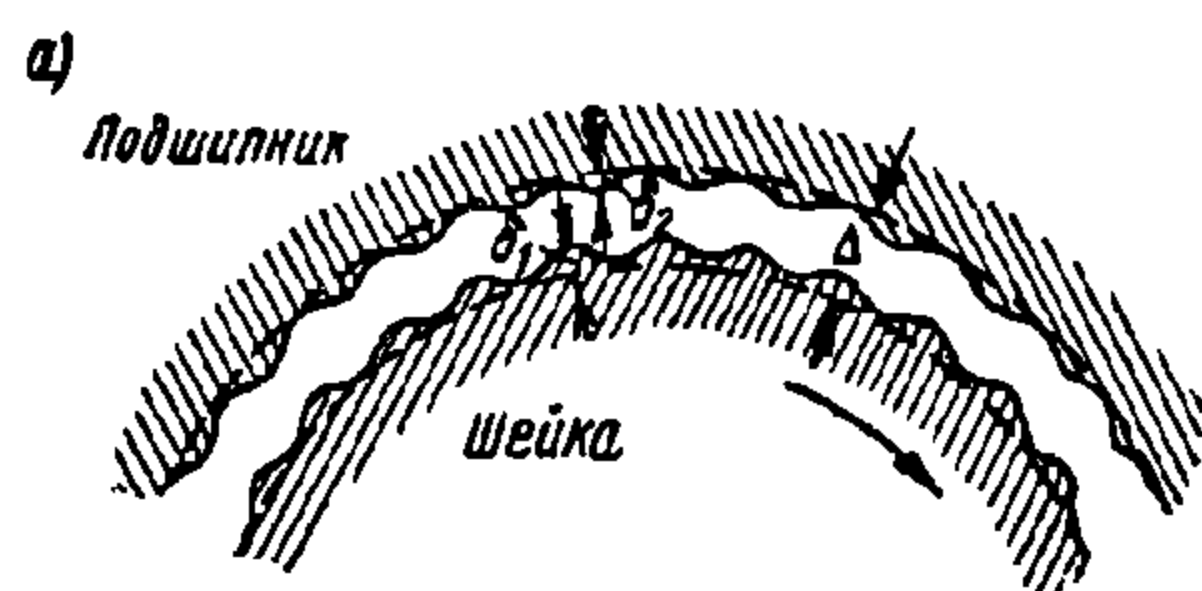
Фиг. 103. Схема смазки подшипника

Таблица 12

Способ обработки	Высота неровностей в мм
Обточка	0,030—0,040
Обточка с последующей черновой накаткой	0,020—0,030
Обточка и тщательная накатка	0,010—0,020
После накатки обработка наждачной лентой № 1	0,006—0,007
Шлифовка наждачным кругом № 00	0,003—0,004
Полировка	~0,003

В противном случае возможно частичное непосредственное соприкосновение трущихся поверхностей, т. е. трение становится полужидкостным.

Буксы вагонов при нормальных условиях эксплуатации нагреваются примерно до 50—60° и подшипники их значительно истираются. Это показывает,



Фиг. 104. Зависимость между коэффициентом трения и вязкостью смазки

$AA_1 = \Delta$, установим, что наименьшая вязкость смазки, обеспечивающая жидкостное скольжение, равна OA_2 . При вязкости, большей OA_2 , трение будет жидкостным. При вязкости, меньшей OA_2 и до OB_2 , трение будет полужидкостным. И, наконец, при дальнейшем уменьшении вязкости трение будет полусухое. Работа в зоне полужидкостного и тем более полусухого трения приводит к повышенным износам трущихся частей и может послужить причиной нагрева шейки и выплавления баббита.

Из сказанного следует, что для обеспечения нормальной эксплуатации буксы необходимо, чтобы:

- 1) вязкость смазки соответствовала нагрузке на подшипник и скорости вращения шейки;
- 2) смазка подавалась на шейку в достаточном количестве;
- 3) шейка была геометрически правильной и тщательно обработанной;
- 4) антифрикционная заливка обладала способностью прирабатываться к шейке или заранее к ней хорошо пригонялась.

Во время стоянки вагона подача смазки шейкой прекращается, смазочный слой выдавливается из-под подшипника и подшипник ложится непосредственно на шейку; этим объясняется хорошо известный факт, что стоящий вагон труднее сдвинуть с места, чем продолжать его катить после этого.

что шейка с подшипником обычно находится в условиях полужидкостного трения. С уменьшением подачи смазки уменьшается толщина смазывающего слоя, вследствие чего увеличивается площадь соприкосновения трущихся поверхностей, повышаются температура и износ подшипника.

Зависимость между коэффициентом трения μ и абсолютной вязкостью z смазки при постоянных числе оборотов шейки n и удельном давлении на подшипник q показана на фиг. 104 кривой $MBAN$. От этой кривой по оси μ вверх, в произвольном масштабе, отложены толщины слоя смазки, зависящие от её вязкости. Для смазки заданной вязкости эта диаграмма показывает толщину масляного слоя, и наоборот.

Например, если качество обработки трущихся поверхностей даёт сумму неровностей, равную Δ , то, найдя на диаграмме толщину масляного слоя

Вязкость смазки зависит от температуры, поэтому в условиях нашего климата (перепад температур от $+50^\circ$ до -50°) применяют три основных смазки: зимнюю «З», имеющую вязкость по Энглеру 3,0—3,5, летнюю «Л», имеющую вязкость 5,0—7,0 и северную «С» (для северных областей), имеющую вязкость 2,0—2,2.

4. РАСЧЁТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

В подшипниках скольжения сопротивление движению зависит от момента силы трения

$$M_{тр} = 1000 P_n \mu \frac{d_{ш}}{2} \text{ кгм},$$

где P_n — вес, приходящийся на подшипник, в m ;

$d_{ш}$ — диаметр шейки оси в m ;

μ — коэффициент трения.

Если отнести сопротивление движению, вызываемое этим моментом, к ободу колеса диаметром D_k , получим полное сопротивление

$$W = 1000 P_n \mu \frac{d_{ш}}{D_k} \text{ кг}$$

и удельное сопротивление

$$w = 1000 \mu \frac{d_{ш}}{D_k} \text{ кг/м}. \quad (116)$$

Фактическое распределение давления на поверхности подшипника скольжения установить теоретически затруднительно, так как оно зависит от многих условий, в том числе от конструкции буксы. Обычно для приближённого решения принимают, что под нагрузкой деформируется только баббитовая заливка 1 (фиг. 105) подшипника 2 и что её толщина h в радиальных направлениях постоянна (до деформации). При этом допущении подшипник перемещается в направлении действия нагрузки P_n на некоторую величину δ и удельное давление q_α постоянно для каждой образующей рабочей поверхности подшипника длиной l_n .

Зависимость между q_α и δ может быть выражена формулой

$$\frac{\delta \cos \alpha}{h} = q_\alpha \beta,$$

где α — угол между вертикальной осью шейки 3 и радиусом, проходящим через точку на поверхности подшипника, для которой определяется q_α , а β — коэффициент пропорциональности для баббита, принимаемый за постоянную величину. Из этой формулы следует, что

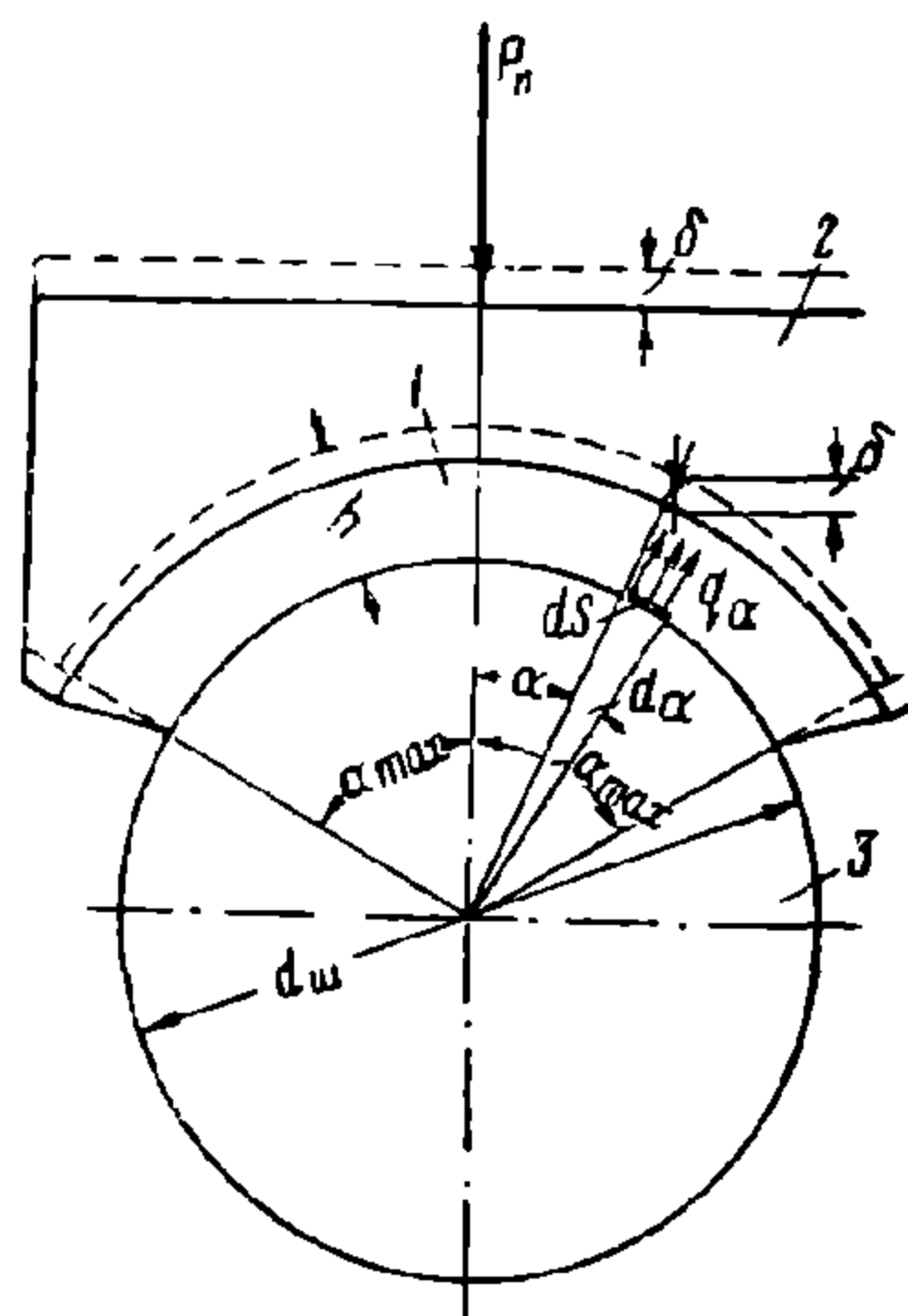
$$\frac{q_\alpha}{\cos \alpha} = \frac{\delta}{\beta h} = \text{const}. \quad (117)$$

Нормальное давление dP_n на элементарную площадку поверхности подшипника dH равно

$$dP_n = q_\alpha dH = q_\alpha ds l_n$$

или, подставляя вместо длины дуги ds её выражение через d_α и диаметр шейки $d_{ш}$, получим

$$dP_n = \frac{1}{2} q_\alpha d_{ш} l_n d\alpha.$$



Фиг. 105. Схема нагружения подшипника

Полное давление на подшипнике составляет

$$P_n = 2 \int_0^{\alpha_{\max}} dP_n \cos \alpha = d_{\text{ш}} l_n \int_0^{\alpha_{\max}} q_\alpha \cos \alpha d\alpha.$$

Этот интеграл в соответствии с формулой (117) может быть переписан в следующем виде

$$P_n = \frac{d_{\text{ш}} l_n}{\cos \alpha} q_\alpha \int_0^{\alpha_{\max}} \cos^2 \alpha d\alpha. \quad (117a)$$

Интегрируя выражение (117a), получим

$$P_n = \frac{d_{\text{ш}} l_n}{\cos \alpha} q_\alpha \left(\frac{\alpha_{\max}}{2} + \frac{\sin 2\alpha_{\max}}{4} \right),$$

откуда

$$q_\alpha = \frac{4P_n \cos \alpha}{d_{\text{ш}} l_n (2\alpha_{\max} + \sin 2\alpha_{\max})} \quad (118)$$

При $\alpha = 0$ q_α получает максимальное значение

$$q_{\max} = \frac{4P_n}{d_{\text{ш}} l_n (2\alpha_{\max} + \sin 2\alpha_{\max})}$$

При $\alpha = \alpha_{\max}$ q_α получает минимальное значение

$$q_{\min} = \frac{4P_n \cos \alpha_{\max}}{d_{\text{ш}} l_n (2\alpha_{\max} + \sin 2\alpha_{\max})}$$

Если принять давление равномерно распределённым на площади горизонтальной проекции рабочей поверхности подшипника, то это среднее давление q_0 определится из формулы

$$q_0 = \frac{P_n}{d_{\text{ш}} l_n \sin \alpha_{\max}} \quad (119)$$

Отношение

$$\frac{q_{\max}}{q_0} = \frac{4 \sin \alpha_{\max}}{2\alpha_{\max} + \sin 2\alpha_{\max}}$$

покажет относительную ошибку такого упрощённого определения q .

Для вагонных подшипников $2\alpha_{\max} \approx 120^\circ$ и тогда

$$\frac{q_{\max}}{q_0} = \frac{4 \frac{\sqrt{3}}{2}}{\frac{2}{3} \pi + \frac{\sqrt{3}}{2}} \approx 1,17.$$

Для подшипников, имеющих $2\alpha_{\max} \geq 180^\circ$

$$\frac{q_{\max}}{q_0} = \frac{4}{\pi} \approx 1,27.$$

Величина q_0 для типовых подшипников грузовых вагонов колеблется в пределах 35—45 кг/см². Такие величины удельного давления относятся к подшипнику, приработавшемуся к шейке оси. Вновь установленный подшипник имеет значительно большее удельное давление, что приводит к повышению коэффициента трения и температуры нагрева.

Обычно при обкатке вагона на вновь поставленных подшипниках или осях вначале наблюдается нарастание температуры буксы вследствие наличия непосредственного скольжения металла подшипника по металлу шейки. При продолжении обкатки поверхности как бы пришлифовываются — прирабатыва-

ются и температура снижается до нормальной (если подшипник соответствует шейке; в противном случае могут произойти нагрев подшипника и выплавка баббита).

Работа сил трения подшипника о шейку оси превращается в теплоту, и если A — механический эквивалент тепла, то количество тепла, выделяющегося в течение 1 сек. при вращении шейки, равно

$$Q = \frac{P \mu \pi d_{ш} n}{60 A} \text{ кал/сек},$$

где n — число оборотов колеса в минуту, равное $\frac{10^5 v}{6 \pi D_k}$;

v — скорость движения вагона в км/ч, D_k — диаметр колеса в мм; остальные обозначения те же, что и выше.

Количество тепла на 1 см² площади проекции подшипника составляет

$$Q_y = \frac{Q}{d_{ш} l_n \sin \alpha_{\max}} = \frac{P \mu \pi n}{60 A l_n \sin \alpha_{\max}} \text{ кал/сек см}^2,$$

откуда, обозначая $\frac{60 A Q_y}{\mu \pi}$ через C , получим

$$l_n \geq \frac{P_n n}{C \sin \alpha_{\max}} \text{ см.} \quad (120)$$

При выводе формулы (120) предполагалось, что всё тепло отводится только через подшипник. В действительности некоторая часть теплоты отводится шейкой оси. Следовательно, формула (120) несколько завышает величину l_n (примерно на 10—15%).

Подшипники пассажирских вагонов удовлетворительно эксплуатируются при $C \leq 190$ тыс. кг/см сек.

На работу подшипника влияет также распределение давления по образующим поверхности подшипника. В зависимости от конструкции подшипника и вкладыша это давление может повышаться к середине подшипника или его концам. В описанных выше конструкциях букс давление на шейку оси повышается к середине подшипника. Однако относительно большая длина опорной поверхности для вкладыша у подшипников грузовых вагонов на осях I и II типов и жёсткий вкладыш буксы для грузовых вагонов на осях III типа обеспечивают минимальную неравномерность этого распределения давления.

Кроме вертикальной нагрузки, подшипник передаёт на шейку и горизонтальные нагрузки, вдоль и поперёк шейки оси.

Поперечные горизонтальные нагрузки передаются проекцией на вертикальную плоскость той же поверхности подшипника, которая передаёт вертикальную нагрузку. Поэтому при действии горизонтальной нагрузки происходит перераспределение давления на рабочей поверхности подшипника и при определённой величине горизонтальной силы, зависящей от угла охвата шейки подшипником, и вертикальной нагрузки подшипник может подняться по шейке и даже выскочить из вкладыша.

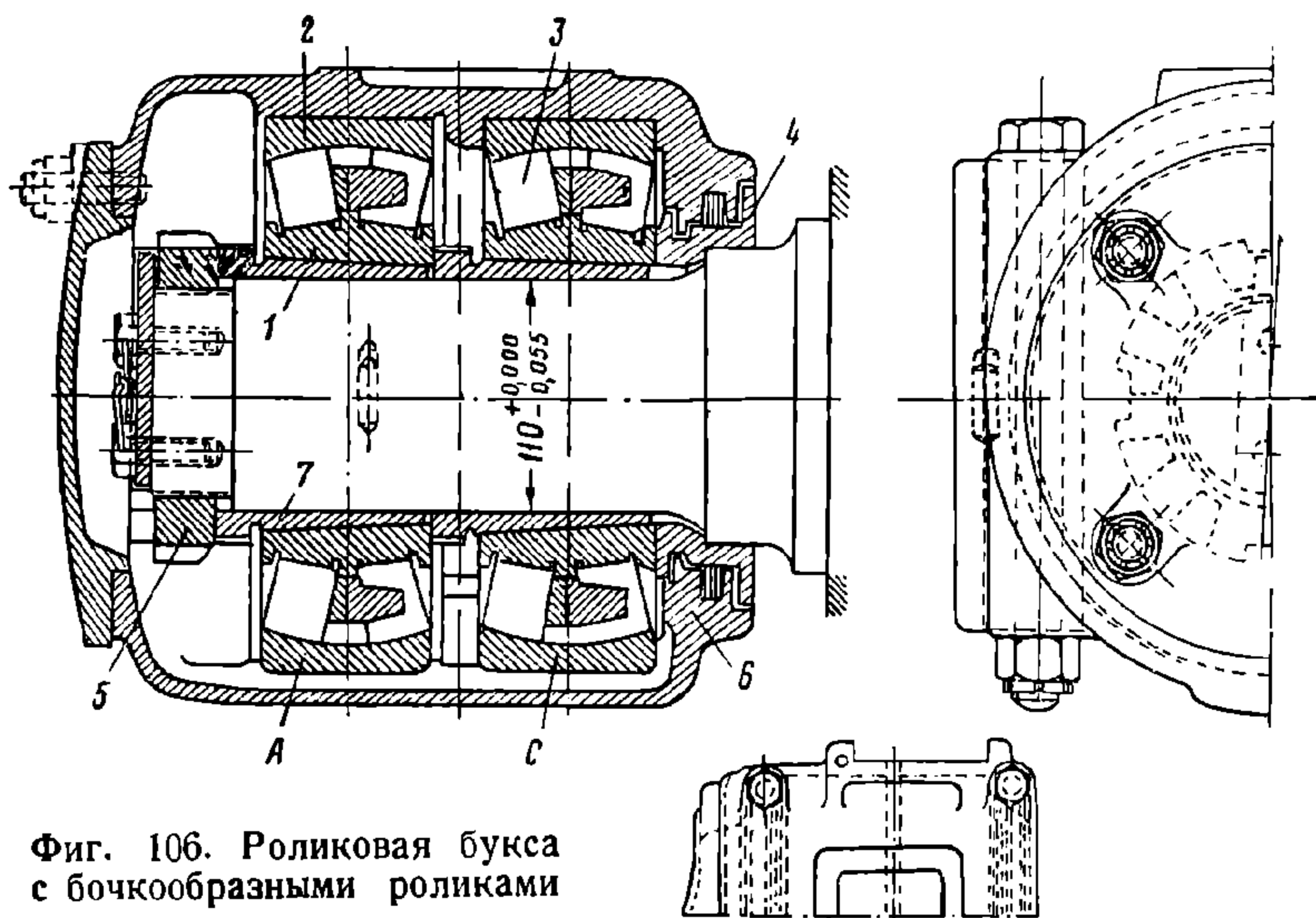
Продольные нагрузки могут передаваться подшипником на переднюю или заднюю галтели шейки оси. Поэтому оба торца подшипника также залиты баббитом. Однако конфигурация шейки (радиус передней галтели равен 3 мм и задней—20 мм) и практическая невозможность восстановления износа задней галтели шейки указывают на необходимость делать постоянно работающей только переднюю галтель шейки. Это может быть осуществлено за счёт большего конструктивного разбега подшипника от среднего положения в сторону задней галтели, нежели передней, а также путем соответствующего подбора номинальных размеров и допусков деталей буксы и рамы тележки или двухосного вагона.

Буксы некоторых типов двухосных вагонов имеют корпуса с пазами без заднего упорного бурта. При такой конструкции корпуса буксы давление практически передаётся только на переднюю галтель шейки. Опыт эксплуатации двухосных вагонов грузоподъёмностью 25 т с буксами, имеющими направляющие с односторонним упором, показывает желательность применения принципа подобной конструкции для вагонов всех типов.

5. БУКСЫ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

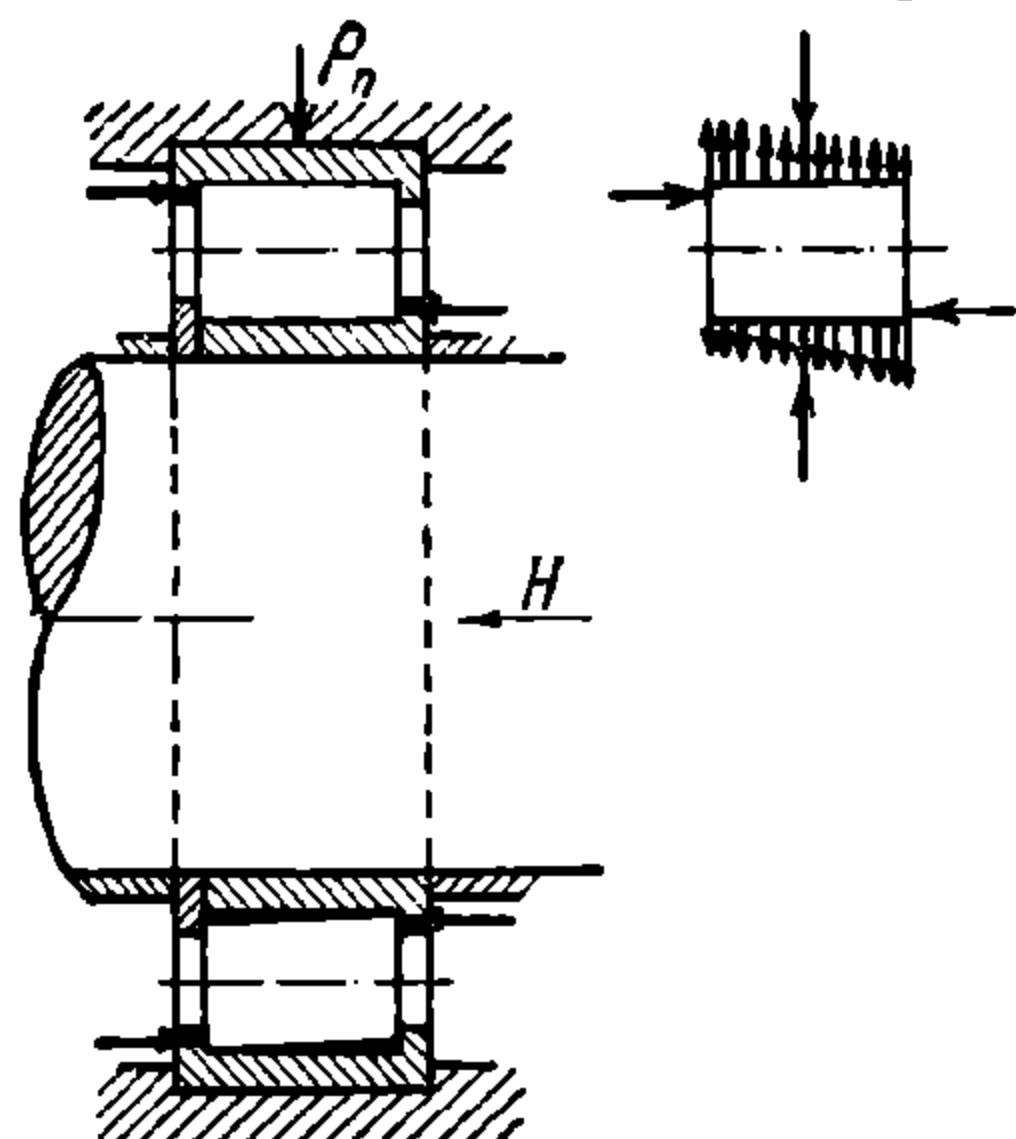
Одним из основных технических мероприятий по улучшению эксплуатации буксы вагона является замена подшипников скольжения подшипниками качения, в частности роликовыми.

Роликовые подшипники по сравнению с подшипниками трения скольжения имеют следующие преимущества:



Фиг. 106. Роликовая букса с бочкообразными роликами

- 1) практическое отсутствие отцепок вагонов из-за грения букс;
- 2) уменьшенное сопротивление поезда при движении, которое составляет: при скорости 30 км/ч 82%; при скорости 60 км/ч 88%; при скорости 70 км/ч 92%, а при трогании с места около 15% сопротивления вагона с подшипниками скольжения.



Фиг. 107. Схема нагрузки цилиндрического ролика

- 3) сокращение расхода смазки на 80%, так как роликовые буксы могут эксплуатироваться без добавления смазки при пробеге вагоном до 100 тыс. км;
- 4) сокращение эксплуатационных расходов на содержание и текущий ремонт букс и шеек осей, так как уход за роликовыми подшипниками сводится практически лишь к ревизии букс и замене в них смазки один раз в 6 месяцев.

Однако массовое применение роликовых букс требует значительных капитальных затрат, так как сама роликовая букса стоит значительно дороже буксы с подшипниками скольжения, а её разборка и сборка, производимые при ремонте вагонов, требуют специального оснащения и квалифицированных работников.

В настоящее время на железных дорогах СССР роликовые буксы эксплуатируются только под пассажирскими вагонами.

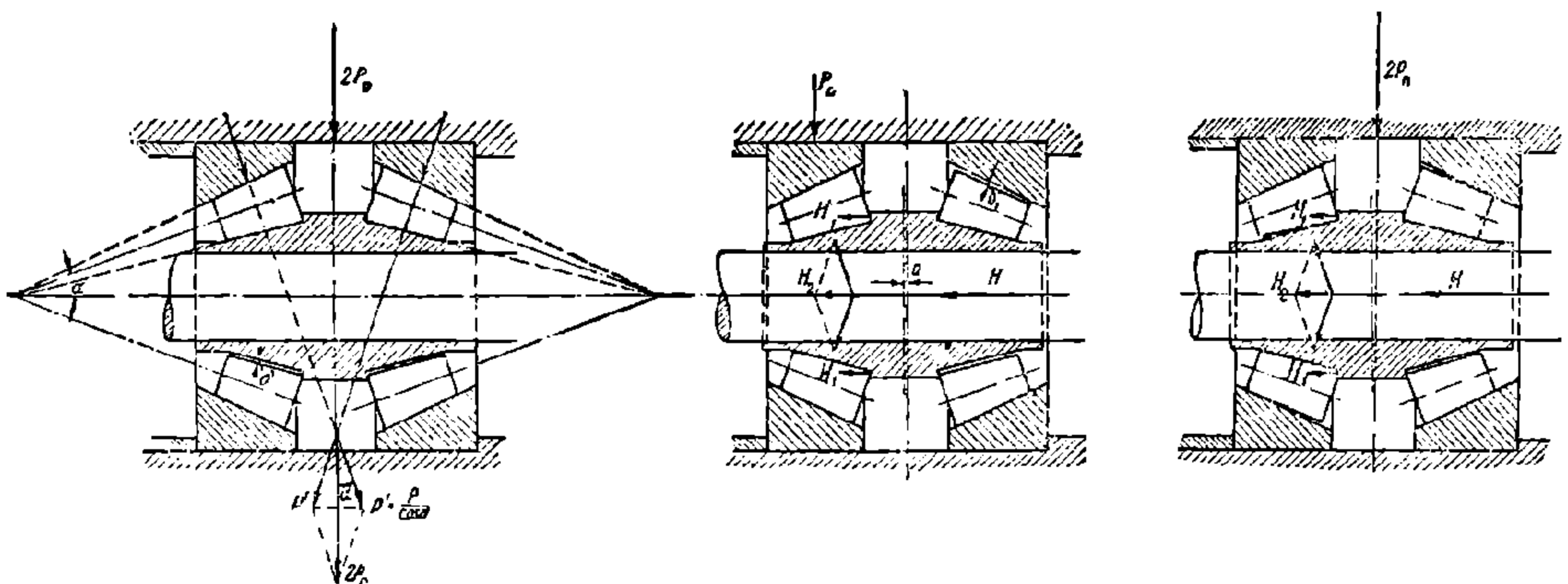
Применяемые конструкции роликовых букс классифицируются по типу подшипника и по способу его укрепления (посадки) на шейке оси. Для букс вагонов применяют роликовые подшипники трёх основных типов:

- 1) радиальные сферические — ОСТ 6771-39 и ОСТ 7634-39 (с бочкообразными роликами);
- 2) радиальные с короткими цилиндрическими роликами — ГОСТ 294-41 (средняя широкая серия);
- 3) конические — ГОСТ 333-41 (средняя широкая серия).

По способу посадки роликовых подшипников на шейку оси различают буксы:

- 1) с втулочной посадкой;
- 2) с горячей посадкой;
- 3) с прессовой посадкой.

Вагонная роликовая букса (фиг. 106) обычно имеет два подшипника — А и С. Последние в свою очередь состоят из внутреннего кольца 1, неподвижно



Фиг. 108. Схема нагрузки на конические ролики

насаженного на шейку оси посредством втулки 7, и наружного кольца 2. Между кольцами заключены ролики 3, удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга сепараторами. Для прикрытия зазора между буксовой коробкой и предподступичной частью оси на последней устанавливается воротник, представляющий собой лабиринтное кольцо 4.

Так как осевая шейка по условиям сборки и разборки не может иметь переднего буртика, роль последнего выполняет торцевая гайка 5.

Корпус буксы 6 бывает разъёмным или цельным. Корпус буксы первого типа получается более тяжёлым по сравнению со вторым из-за наличия сборочных болтов и необходимых для их постановки приливов в корпусе.

Наиболее простыми для изготовления являются подшипники с цилиндрическими роликами.

Нагрузки, передаваемые роликовыми подшипниками на осевую шейку, можно привести к вертикальным и горизонтальным (аксиальным).

Горизонтальные нагрузки воспринимаются полностью буртиками направляющих колец (обойм) подшипников с цилиндрическими роликами (фиг. 107), что приводит к появлению трения скольжения на торцах роликов и перераспределению вертикальных усилий на ролик.

При применении конических и бочкообразных роликов нагрузки на торцы роликов уменьшаются, так как горизонтальные нагрузки воспринимаются и основными поверхностями роликов (фиг. 108).

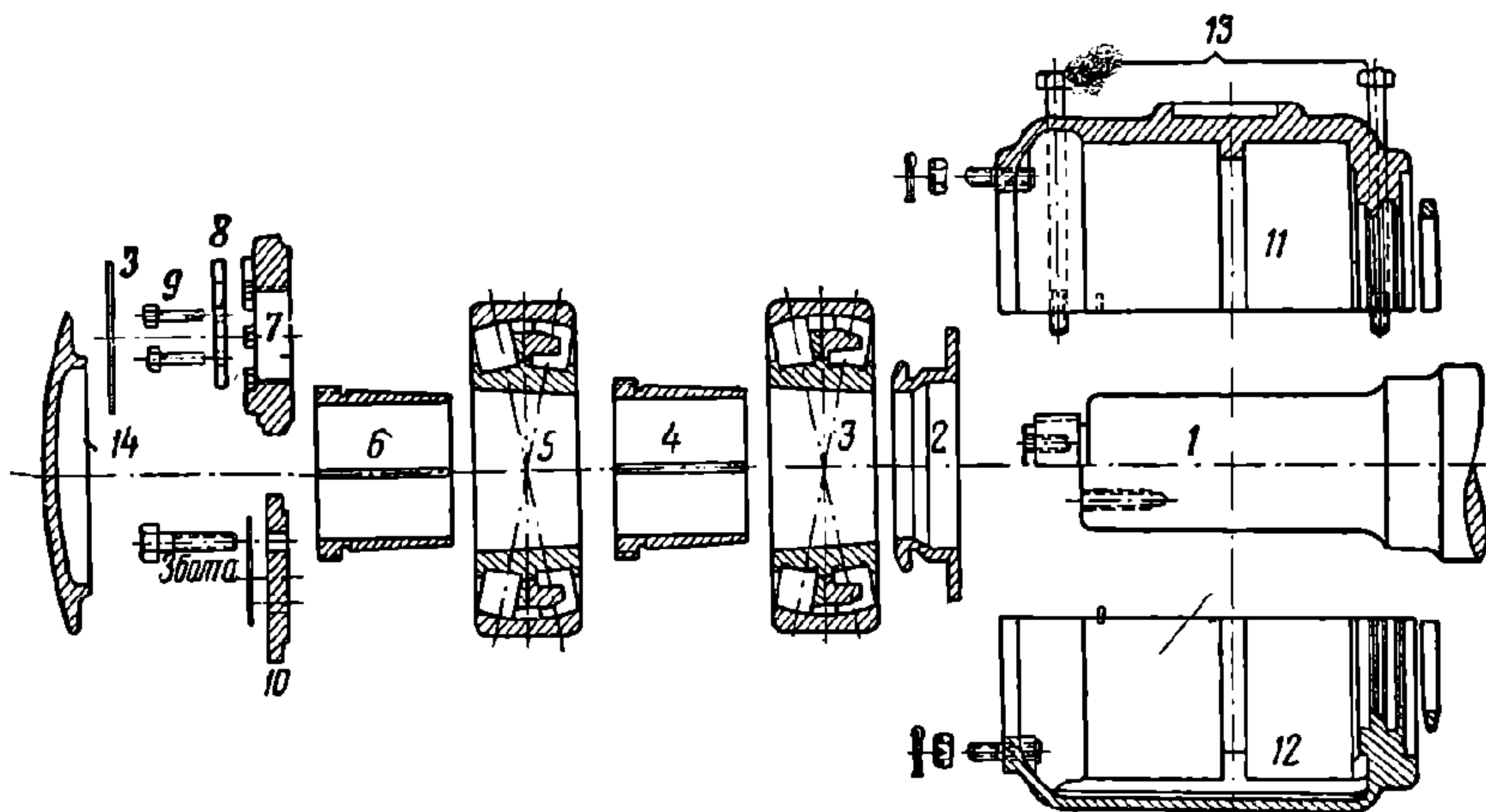
Рассмотрим втулочную посадку подшипников.

Сборка букс с втулочной посадкой подшипников на шейку оси производится следующим образом.

На шейку оси 1 надевается лабиринтное кольцо 2 (фиг. 109), предварительно нагретое в масляной ванне до температуры 200°C , и продвигается до упора в выступ предподступичной части оси.

Затем надевается задний подшипник 3, который продвигается по шейке до упора его внутренней обоймы в лабиринтное кольцо. Закрепление подшипника на шейке производится при помощи конической втулки 4, имеющей разрез по образующей. Коническая втулка заводится под внутреннюю обойму подшипника 3.

В зависимости от конструкции буксы перед посадкой второго подшипника ставится дистанционное кольцо или же непосредственно второй подшипник доводится до упора во втулку первого подшипника.

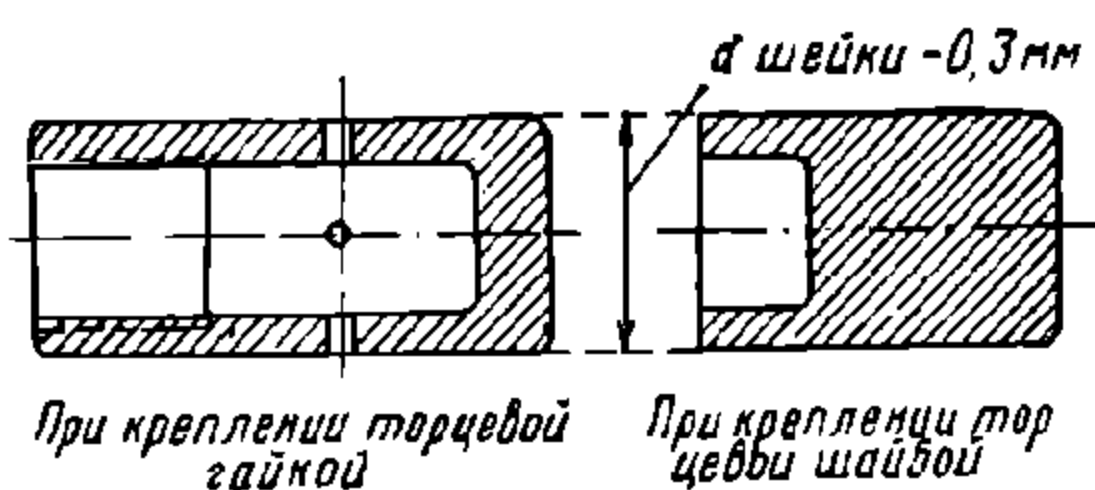


Фиг. 109. Детали роликовой буксы

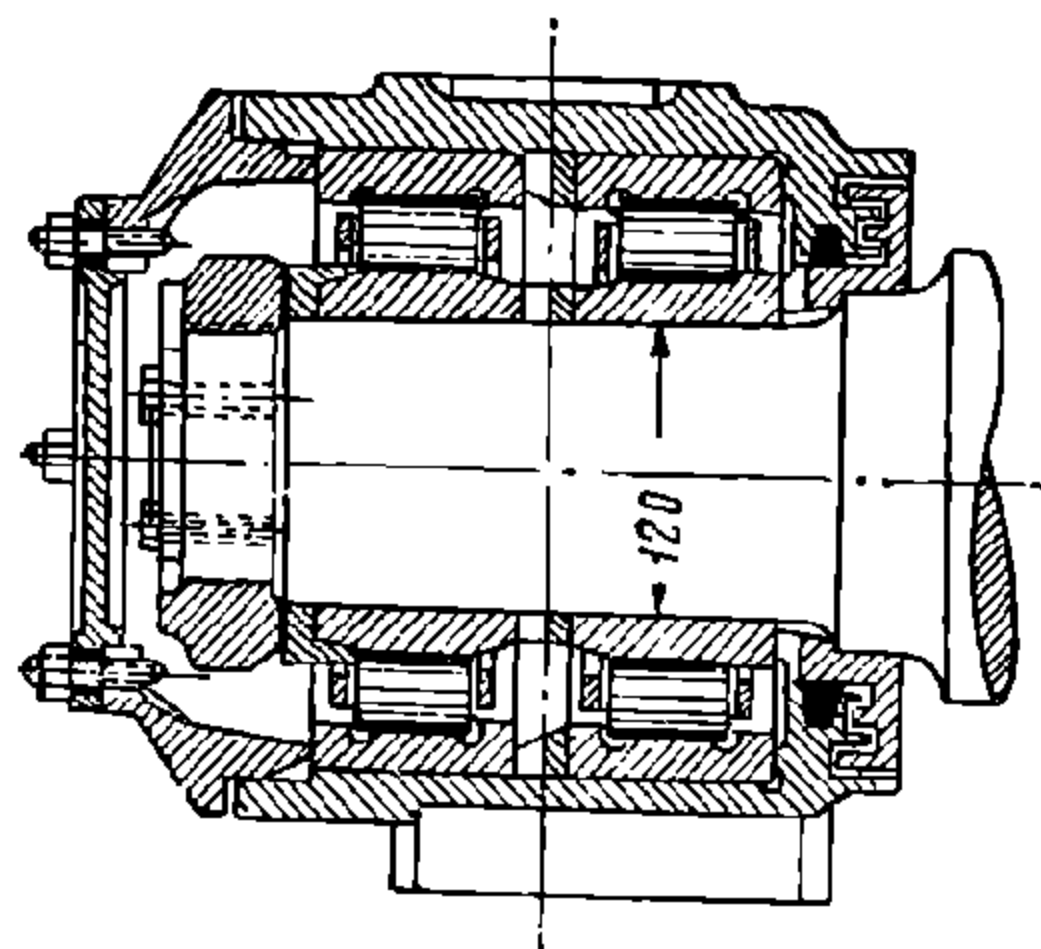
Постановка подшипника 5 и конической втулки 6 производится так же, как и первого. Затем на конец оси навёртывается торцевая гайка 7. Гайка подтягивается так, чтобы конические втулки встали на место и её паз совпал с пазом, сделанным в торце оси.

Это положение гайки закрепляется предохранительной пластинкой 8, вставляемой в паз на торце оси. Крепление пластинки производится болтами 9, головки которых закрепляются проволокой.

В нижней половине фиг. 109 показан вариант крепления подшипников шайбой 10 вместо гайки 7.



Фиг. 110. Монтажный стакан роликовых букс



Фиг. 111. Цельнокорпусная букса с цилиндрическими роликами

После закрепления подшипников в последние закладывается густая смазка, а наружные кольца смазываются жидким маслом.

В пазы задней части половин корпуса буксы закладываются пропитанные в горячем масле уплотнительные войлочные кольца и на подшипники надеваются части корпуса буксы 11 и 12, стягиваемые четырьмя болтами 13. После проверки сборки буксы ставится крышка 14.

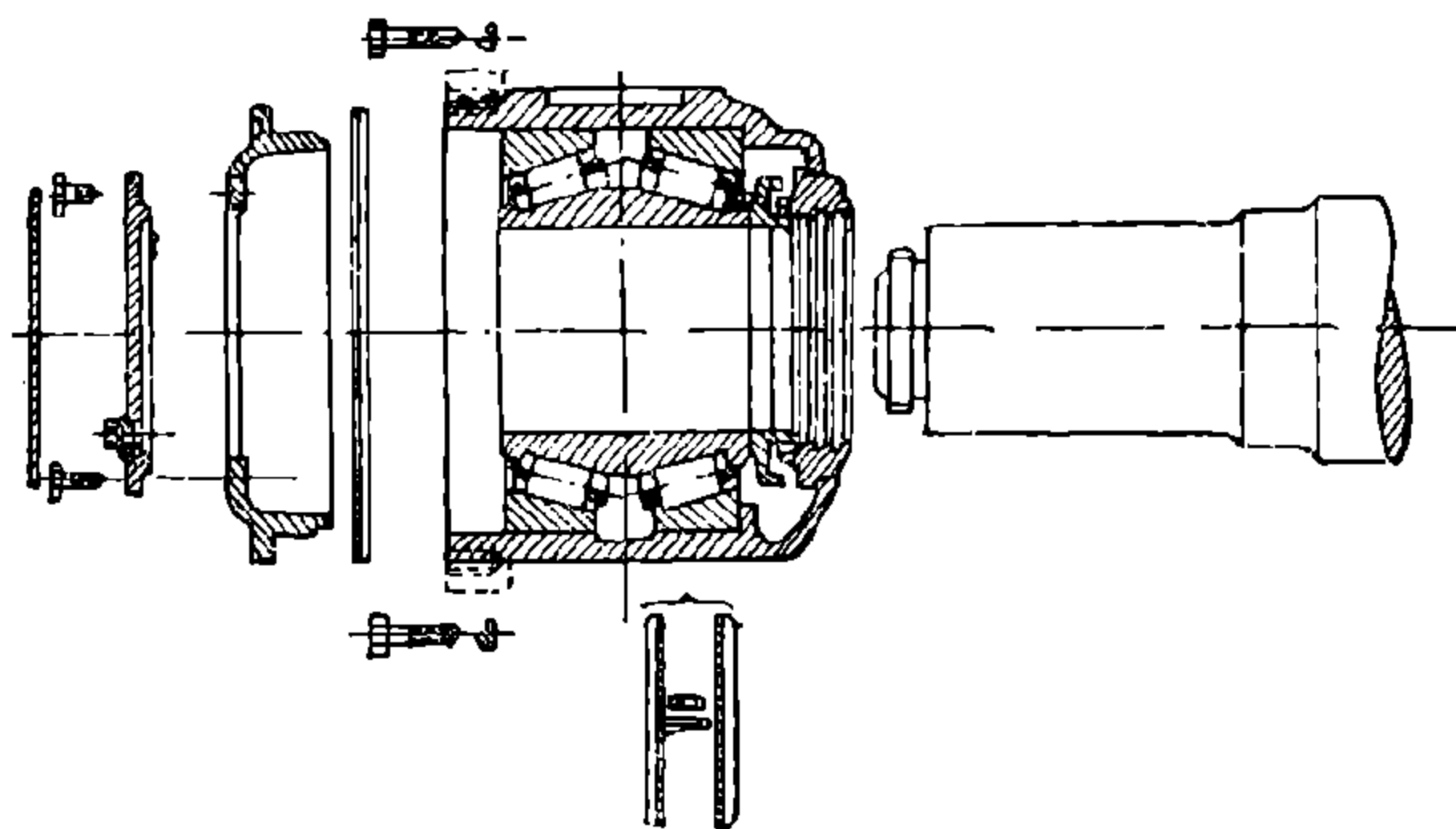
При горячей посадке подшипников сборка также начинается с постановки лабиринтного кольца способом, применяемым при втулочной посадке. После очистки и смазки шеек и подшипников последние со снятыми наружными кольцами или только их внутренние кольца (предварительно нагретые в масле)

надеваются на шейку оси. Резьбовая часть осевой шейки прикрывается при этом навёрнутым на неё специальным стаканом (фиг. 110). Подшипник доводится на место при помощи нажимной втулки. Торцевая гайка навёртывается тотчас после надевания подшипников и подтягивается во время остывания подшипников во избежание образования зазора между последними и гайкой. Дальнейшая сборка при разъёмном корпусе буксы производится так же, как и при втулочной посадке.

На фиг. 111 показана цельнокорпусная букса с горячей посадкой подшипников, имеющих цилиндрические ролики. Этот тип буксы наиболее распространён в вагонах отечественных дорог.

Прессовая посадка применяется только для цельнокорпусных собранных букс (фиг. 112).

Перед запрессовкой шейка оси покрывается тонким слоем белил, растёртых на льняном масле. На нарезанную часть шейки надевается стакан (фиг. 110). Колёсная пара устанавливается на пресс, применяемый обычно для напрессовки колёс на оси, и горизонтальность её положения тщательно выверяется. Затем на стакан надевается букса и сдвигается к самой шейке. На свободный конец стакана надевается втулка, упирающаяся одним концом во внутреннее кольцо подшипника, а другим — в шток поршня пресса (крышка буксы снята).



Фиг. 112. Сборка буксы с прессовой посадкой

Во время посадки корпус буксы непрерывно поворачивают, чтобы убедиться в правильности процесса прессовки.

После посадки буксы на место конечное давление увеличивают в два раза. Затем на буксу ставится крышка и производится проверка продольного разбега подшипников. Регулировка разбега производится тонкими латунными пластинками, вставляемыми между торцом буксовой коробки и крышкой.

Сравнение способов монтажа и демонтажа роликовых букс указывает на целесообразность втулочной посадки по следующим соображениям:

1) обработка шеек осей под втулочную посадку допускается менее точной, чем при остальных способах посадки роликовых букс;

2) простота сборки и разборки подшипников и требующихся при этом приспособлений способствует быстрому освоению этого типа посадки в эксплуатации;

3) при известных условиях полная разборка букс может производиться практически неограниченное число раз;

4) регулировка радиального зазора при износе обойм и роликов подшипников может производиться продвижением конических втулок в сторону предподступичной части оси;

5) сборка и разборка подшипников могут быть произведены в более короткий срок, нежели при других способах посадки.

Недостаток втулочной посадки заключается в необходимости применять разъёмный корпус буксы и иметь лишние детали—конические втулки. При этом коническая втулка иногда оказывается причиной изломов осевых шеек. Было установлено, что изломы происходят вследствие повреждения шеек торцами втулок, не имевшими фасок.

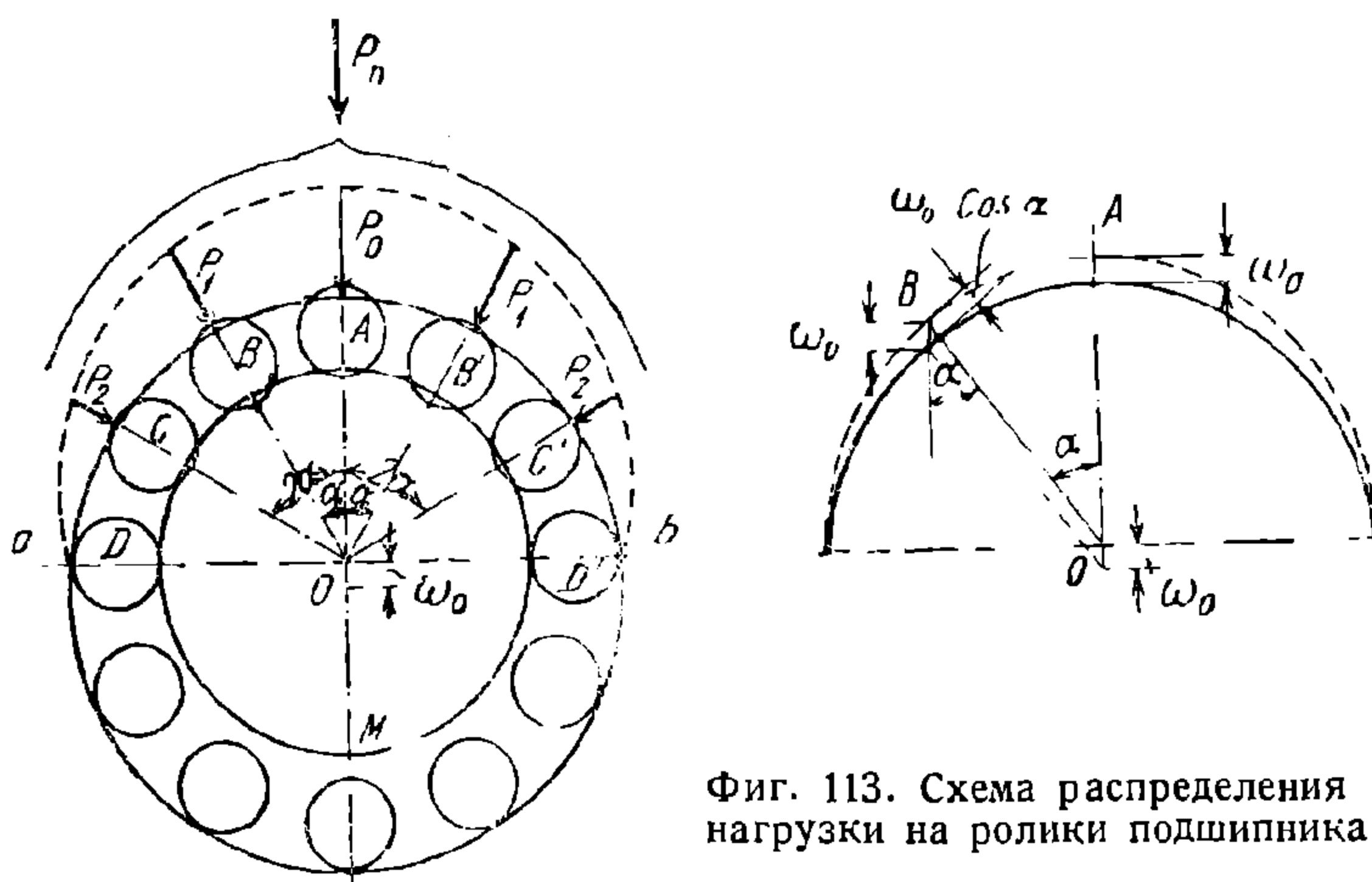
6. РАСЧЁТ РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ

При решении задачи о распределении нагрузки между роликами делаются следующие допущения:

- 1) радиальный зазор в подшипнике отсутствует;
- 2) кольца подшипника под действием радиальной нагрузки не изменяют своей формы.

Наибольшая деформация относится к ролику, центр которого лежит на направлении вертикальной нагрузки P_n (фиг. 113). Эту деформацию обозначим через ω_0 .

Ролики, расположенные в нижней половине подшипника, нагрузку не воспринимают. Обозначив через α угол, составляемый радиусами, прове-



Фиг. 113. Схема распределения нагрузки на ролики подшипника

дёмными через центры соседних роликов, найдём радиальную деформацию для ролика, расположенного под углом $n\alpha$ к вертикали

$$\omega_r = \omega_0 \cos n\alpha. \quad (121)$$

С другой стороны

$$\omega_r = C_1 P_r, \quad (122)$$

где C_1 — постоянная, зависящая от кривизны соприкасающихся поверхностей и от упругости материала;

P_r — радиальная нагрузка, воспринимаемая роликом.

На основании уравнений (121) и (122) напомним

$$\frac{\omega_0}{P_0} = \frac{\omega_0 \cos \alpha}{P_1} = \frac{\omega_0 \cos 2\alpha}{P_2} = \dots = \frac{\omega_0 \cos n\alpha}{P_r} = C_1 = \text{const},$$

откуда

$$P_1 = P_0 \cos \alpha,$$

$$P_2 = P_0 \cos 2\alpha,$$

$$P_3 = P_0 \cos 3\alpha,$$

$$P_r = P_0 \cos n\alpha.$$

Следовательно, суммируя, получаем

$$P_n = P_0 + 2P_1 \cos \alpha + 2P_2 \cos 2\alpha + \dots + 2P_r \cos n\alpha = P_0 (1 + 2\cos^2 \alpha + 2\cos^2 2\alpha + \dots + 2\cos^2 n\alpha), \quad (123)$$

где $\alpha = \frac{360}{z}$, если z — число роликов.

Следует иметь в виду, что в уравнении (123) рассматриваются ролики, для которых $n\alpha$ не превышает 90° .

При z , равном от 10 до 20,

$$1 + 2 \cos^2 \alpha + 2 \cos^2 2\alpha + \dots + 2 \cos^2 n\alpha \approx \frac{z}{4}$$

вследствие чего уравнение (123) принимает вид

$$P_n = P_0 \frac{z}{4}$$

или

$$P_0 = \frac{4P_n}{z}. \quad (124)$$

Влияние радиального зазора и деформации колец на распределение нагрузки между роликами обычно учитывается введением в правую часть уравнения (124) коэффициента, равного 1,15, и тогда

$$P_0 = \frac{4,6 P_n}{z}. \quad (124a)$$

Для любого другого ролика получаем

$$P_p = \frac{4,6 P_n}{z} \cos n\alpha.$$

Максимальные напряжения в ролике¹ равны

$$\sigma_{\max} = 0,418 \sqrt{\frac{P_0}{l} E \left(\frac{2}{d} \pm \frac{1}{R_i} \right)} \quad (124b)$$

где d — диаметр ролика;

E — модуль упругости при растяжении;

R_i — радиус дорожки колец подшипника;

l — длина ролика;

P_0 — наибольшая нагрузка, приходящаяся на ролик;

знак $+$ для напряжения в точке контакта с внутренним кольцом радиусом R_1 ;

знак $-$ для напряжений в точке контакта с наружным кольцом радиусом R_2 .

Основной задачей расчёта роликовых подшипников является определение их долговечности.

Появление на поверхности дорожек колец и роликов шелушения является признаком окончания срока службы роликового подшипника. Шелушение выражается в отставании поверхностного слоя металла вследствие его усталости и износа.

Обычно подбор роликовых подшипников при проектировании вагонной буксы сводится к следующему.

1. Устанавливаются типы и количество подшипников.

Так, например, при конструировании буксы для тележки, боковина которой жёстко соединена с корпусом буксы, подшипник должен быть самоустанавливающимся. Наиболее подходящим типом, при относительно больших нагрузках на вагонные буксы, является один двухрядный сферический подшипник (с бочкообразными роликами).

При конструировании буксы для тележки, боковина которой подрессорена, самоустановка буксы недопустима. Поэтому количество подшипников в буксе должно быть не менее двух. В этом случае возможно применение

¹ Формула (124b) справедлива для случая, когда модули упругости ролика и колец одинаковы.

различных типов подшипников. Наиболее целесообразный из них выбирается на основании оценки веса, габаритных размеров, стоимости, надёжности и пр.

2. Определяются условная радиальная нагрузка и среднее число оборотов подшипника.

Условная радиальная нагрузка P_y определяется из выражения

$$P_y = (P_n + mH_n) k_\delta k_k \text{ кг}, \quad (125)$$

где P_n — фактическая радиальная нагрузка в кг;

H_n — фактическая осевая нагрузка в кг;

m — коэффициент, учитывающий неодинаковое влияние радиальной и осевой нагрузок на долговечность подшипника;

k_δ — коэффициент, учитывающий характер нагрузки на подшипник;

k_k — коэффициент, учитывающий влияние вращения наружного или внутреннего кольца подшипника на его долговечность.

Среднее число оборотов в минуту n обычно определяется по средней технической скорости, характерной для вагона данного типа, при наименьшем возможном диаметре колеса.

3. Устанавливается требуемая долговечность подшипника T_n в часах и определяется C_n — постоянная, называемая коэффициентом работоспособности подшипника

$$C_n = P_y (nT_n)^{0,3}. \quad (126)$$

4. По каталогам роликовых подшипников¹ находят размеры подшипника, обеспечивающего необходимое C_n .

В каталоге обычно имеются таблицы, значительно сокращающие необходимые вычисления.

¹ Шариковые и роликовые подшипники. Каталог Министерства автомобильной промышленности СССР. Машгиз, 1946.

ГЛАВА VII

РЕССОРЫ И ПРУЖИНЫ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РЕССОР И ПРУЖИН

По ОСТ 6933 установлено следующее различие между названиями рессора и пружина: рессорой называется упругая деталь, собранная из отдельных полос, листов или колец, а пружиной — упругая деталь, изготовленная путём завивки.

У вагонов рессоры или пружины обязательно применяются в двух главных местах:

1) между рамой вагона и колёсными парами для смягчения вертикальных толчков, передаваемых кузову колёсными парами при качении последних по обычным неровностям пути (стыковые впадины, пучины, перекосы и т. д.);

2) на концах, а иногда и по середине рамы вагона в ударно-тяговых приборах для смягчения горизонтальных толчков при соударениях вагонов на манёврах, при трогании поезда с места и при его торможениях.

Рассмотрим первую группу рессор и пружин.

У неподвижного вагона рессоры или пружины, поддерживающие раму и кузов, находятся всегда под статической нагрузкой. Прогиб рессор, вызываемый такой нагрузкой, называется статическим и величина его имеет большое значение для плавности хода вагонов. При движении вагона по неровностям пути кузов (вместе с рамой) приходит в колебательное движение относительно колёсных пар; при этом в некоторые моменты времени нагрузка на рессоры или увеличивается или уменьшается по сравнению со статической нагрузкой на величину, называемую динамической нагрузкой. Наибольшая величина нагрузки на рессору (как сумма статической и динамической) служит для расчёта рессор на прочность, а по наименьшей величине нагрузки (разность статической и динамической) судят о безопасности качения колёсных пар (сход с рельсов).

Промежуток времени между двумя смежными наибольшими или наименьшими нагрузками (обычно меньше 1 сек.) и отношение наибольшей динамической нагрузки к статической служат показателями плавности хода вагонов.

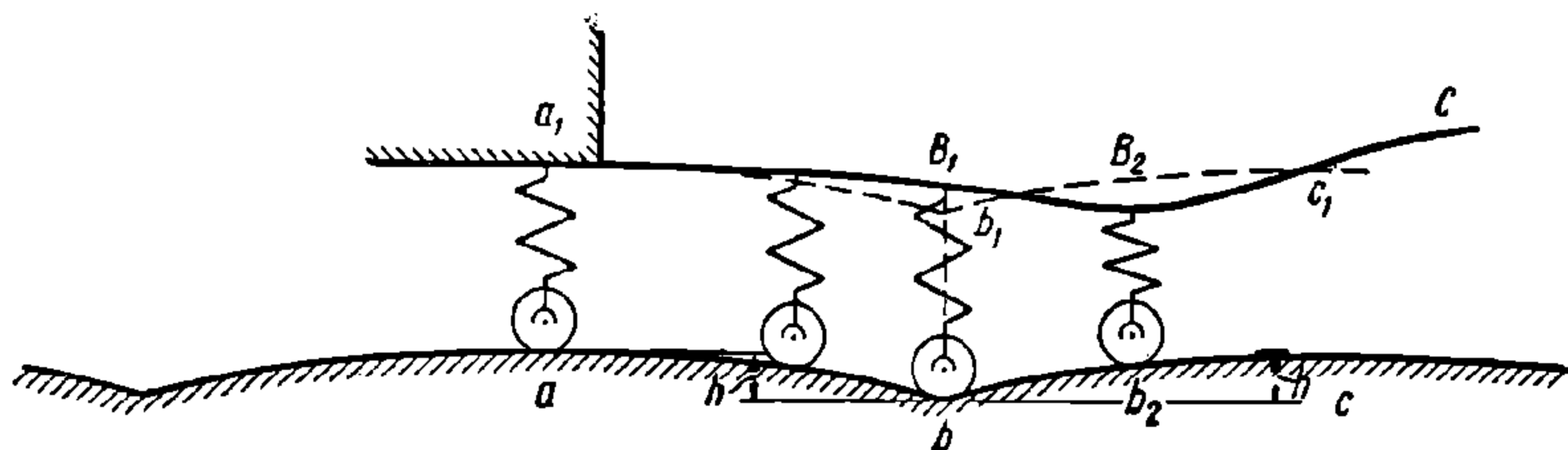
Смягчающее действие рессор при передаче кузову толчков, получаемых колёсными парами при проезде ими неровностей пути, заключается в следующем. Рассмотрим неровность пути в виде стыковой впадины abc (фиг. 114), являющейся следствием понижения концов рельсов в стыках.

При движении вагона колёсная пара, проходя стыковую впадину, сначала опускается на всю её глубину h , катясь по ab , а около точки b быстро изменяет своё нисходящее движение на восходящее для дальнейшего качения по bc и поднятия на ту же высоту h . Вследствие этого около точки b в момент быстрого изменения направления движения колёсной парой появляются значительные ускорения, которые действуют на неё подобно сильному толчку.

Если бы между колёсной парой и рамой вагона не было рессор, то кузов вагона описывал некоторой своей точкой, например a_1 , линию $a_1b_1c_1$,

одинаковую с линией abc , и подвергался бы поэтому такому же сильному толчку от стыковой впадины, который испытывает сама колёсная пара.

При наличии же рессор кузов вагона получает толчок от стыковой впадины значительно слабее, чем тот, которому подвергается сама колёсная пара. Когда колёсная пара опускается во впадину, катясь по её склону ab , кузов вагона, поддерживаемый рессорой (которая благодаря своей упругости несколько разжимается при этом), опускается медленнее, чем колёсная пара, двигаясь по линии a_1B_1 , а не по линии a_1b_1 .

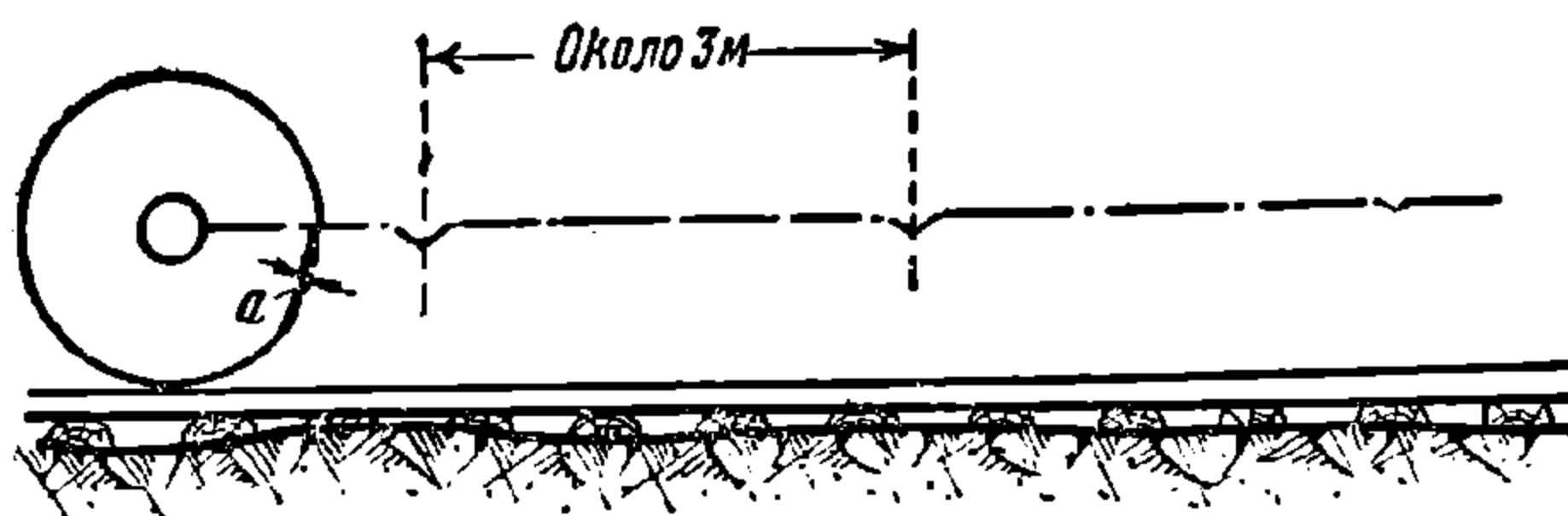


Фиг. 114. Проход вагоном неровности пути

Около точки b , в которой колёсная пара получает толчок рессора благодаря своей упругости и способности сжиматься не подбрасывает вверх кузов, соответственно подъёму колёсной пары, а начинает сжиматься, позволяя кузову продолжать своё дальнейшее относительно медленное понижение по линии B_1B_2 . По мере последующего поднятия колёсной пары при вкатывании её на встречный склон bc впадины и продолжающегося опускания кузова рессора всё более и более сжимается, сила упругости рессоры возрастает и останавливает опускание кузова в точке B_2 . В этой точке рессора получает наибольшее сжатие.

При дальнейшем качении колёсной пары по склону b_2c сжатая рессора начинает разжиматься и постепенно поднимать кузов по линии B_2C .

Таким образом, благодаря упругим свойствам рессор, движение кузова происходит не по линии $a_1b_1c_1$, одинаковой со впадиной abc , а по более



Фиг. 115. Качение по рельсу бандажа с ползуном

пологой линией $a_1B_1B_2C$, вследствие чего перемена направления движения кузова происходит с меньшим ускорением, и кузов вагона воспринимает толчок значительно слабее или, как говорят, мягче, чем сама колёсная пара.

Кроме стыковых впадин, в некоторых местах прямого пути имеются неровности, называемые перекосами пути, при которых в одном рельсе образуются в вертикальном направлении пологие впадины, на протяжении которых головки обоих рельсов не лежат на одном уровне. Глубина таких впадин на длине 5—6 м иногда достигает до 15 мм.

Плавная форма впадины не вызывает резких толчков, но усиливает боковую качку вагонов и увеличивает вертикальные колебания.

В колёсных парах также иногда бывают отклонения от правильной формы, влекущие за собой передачу кузову вертикальных толчков.

Одним из таких отклонений являются ползуны на поверхности катания бандажей (фиг. 115). Ползуны при каждом обороте колёсной пары передают вагону короткий резкий вертикальный толчок.

У некоторых колёсных пар центр шейки оси не совпадает с центром круга катания бандажа. Качение таких колёсных пар сопровождается последовательным подниманием и опусканием шейки оси относительно её среднего централь-

ного положения, вследствие чего кузову вагона передаются сравнительно плавные подталкивания.

Вторая группа — пружины, располагаемые в горизонтальном положении в буферах, упругих приборах и поглощающих аппаратах автосцепки, находятся у неподвижно стоящих вагонов лишь под небольшим усилием — натягом.

При соударениях же вагонов на манёврах, при трогании поезда с места локомотивом и при торможениях эти пружины, смягчая удар сталкивающихся вагонов, подвергаются действию весьма значительных сил, нередко сжимаясь доотказа.

2. КОНСТРУКЦИЯ РЕССОР И ПРУЖИН

В вагонах рессоры и пружины употребляются следующих типов:

рессоры: 1) листовые: а) незамкнутые и б) эллиптические; 2) торсионные; 3) кольцевые;

пружины: 1) винтовые: а) цилиндрические и б) конические; 2) спиральные.

В листовых рессорах материал подвергается главным образом изгибу, в торсионных — кручению и в кольцевых — растяжению и сжатию.

В пружинах при их растягивании или сжатии материал подвергается кручению, а при перекашивании со смещением одного конца относительно другого и изгибу.

Листовые и кольцевые рессоры обладают значительным внутренним трением между листами и кольцами при их взаимных перемещениях. Внутреннее трение цилиндрических и спиральных пружин весьма мало и практически считается, что пружины не имеют внутреннего трения.

В торсионных рессорах трение имеется лишь в опоре, поддерживающей конец вала, на который надет рычаг, воспринимающий усилие.

Качество рессор и пружин характеризуется их упругими свойствами и поэтому они изготавливаются из специальных сортов стали повышенной прочности и подвергаются термической обработке (закалка и отпуск), дополнительно повышающих (почти в $1\frac{1}{2}$ раза) прочность стали. Повышенная прочность материала также обуславливается конструктивными соображениями, согласно которым размеры и вес вагонных рессор и пружин приходится выбирать наименьшими.

Листовые рессоры

а) **Незамкнутые.** Незамкнутые листовые рессоры (фиг. 116) являются наиболее распространёнными у нетележечных вагонов, а также применяются в тележках четырёхосных вагонов. Рессоры располагаются над буксами, опираясь на них хомутами и поддерживая своими концами подвешенную к ним посредством серёжек, колец или рессорных болтов раму кузова или тележки. Поэтому такие рессоры часто называются надбуксовыми, или подвесными.

Рессора состоит из отдельных изогнутых по дуге окружности листов разной длины. По середине листы соединяются стальной шпилькой диаметром 6 мм и прочно насаженным на них в горячем состоянии стальным хомутом, который по остывании плотно сжимает листы.

Листовые рессоры различаются по числу листов: у грузовых вагонов 11—13 листов, у пассажирских 6—13 листов.

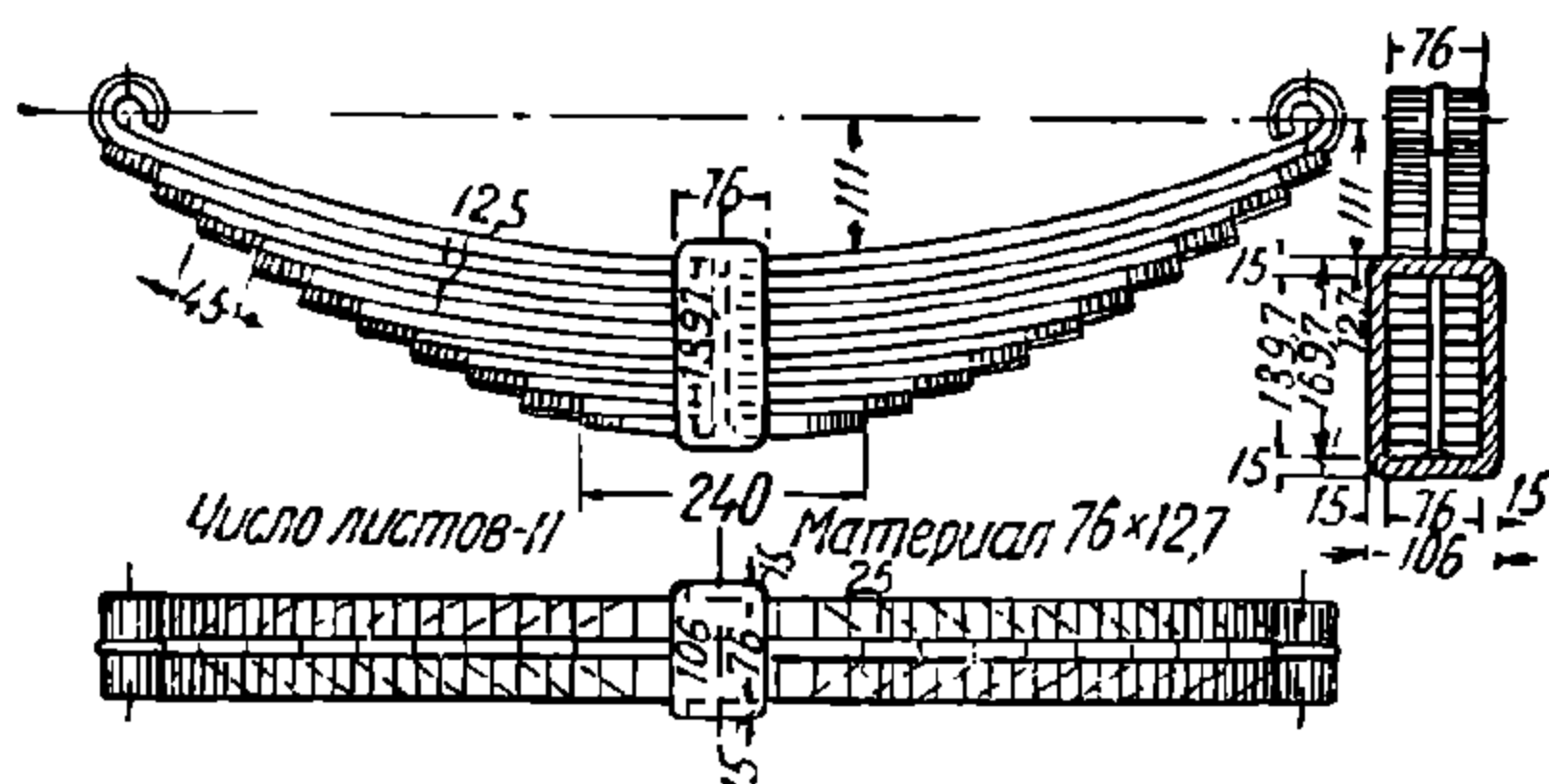
Верхний лист, которым рессора соединяется с рамой вагона или тележки, имеет по концам ушки (завитки) и называется **коренным листом**. Остальные листы называются **наборными**; они имеют концы, обрезанные по трапеции.

Верхний наборный подкоренной лист, прилегающий к коренному, обрезается прямо для более прочного поддерживания ушка, причём у вагонов с наклонными серёжками он делается иногда для той же цели с загибом, охватывающим ушко коренного листа на $\frac{1}{4}$ его окружности. Главное назначение этого загиба заключается в том, что при отломе у коренного листа основного ушка

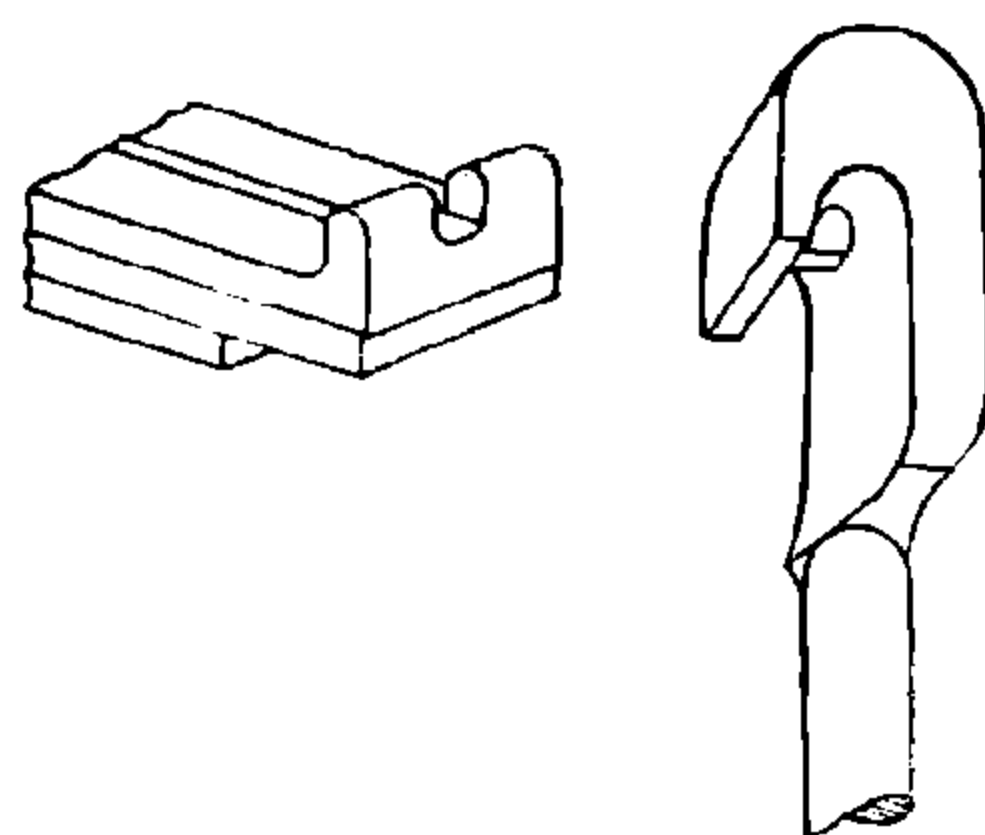
загиб подкоренного листа удерживает конец рессоры от упора в раму для уменьшения перекоса рессоры.

В рессорах, применяемых на некоторых тележках, у коренного листа иногда вместо ушков делается утолщение в виде валика с вырезом посередине (фиг. 117); в таких случаях рессорные болты имеют крючки, которыми и надеваются на упомянутые утолщения. В крючке делается перегородка, входящая в вырез валика и предохраняющая крючок от соскакивания.

Для вагонных рессор применяется преимущественно так называемая желобчатая сталь (фиг. 118); такая форма придаётся листам во избежание сдвига концов их поперёк рессоры.



Фиг. 116. 11-листовая рессора



Фиг. 117. Коренной лист рессоры с валиком

У желобчатой стали поперечное сечение несимметрично относительно горизонтальной нейтральной оси, вследствие чего напряжения в крайних волокнах неодинаковы (наиболее напряжёнными являются волокна валика).

От передвижения вдоль рессоры листы удерживаются упомянутой выше шпилькой. Кроме желобчатой, иногда применяется и плоская сталь, не имеющая желобков и валиков. Вагоны прежних построек имели сталь шириной 76 мм и толщиной 12,7 или 10 мм, с введением стандартизации размер 12,7 мм заменён на 13 мм.

Расстояние от прямой, проведённой через центры ушков, до коренного листа, измеренное около хомута, называется у ненагруженной рессоры фабричной стрелой выгиба рессоры (размер 111 мм на фиг. 116). У рессоры же, находящейся под грузом, это расстояние называется просто стрелой выгиба рессоры.



Фиг. 118. Желобчатая сталь

Длина листовых рессор определяется расстоянием между центрами ушков при выпрямленном коренном листе; у грузовых вагонов она обычно составляет 1 040—1 100 мм, а у пассажирских вагонов — 1 000—1 800 мм и реже 2 000 мм; более длинные рессоры не изготавливаются, так как они получаются слишком тяжёлыми.

Число листов рессоры зависит от грузоподъёмности вагона.

В двухосных вагонах грузоподъёмностью 20 т устанавливаются 13-листовые рессоры, в вагонах грузоподъёмностью 16,5 т, тормозных и 18-т 12-листовые и в вагонах грузоподъёмностью 16,5 т нетормозных 11-листовые.

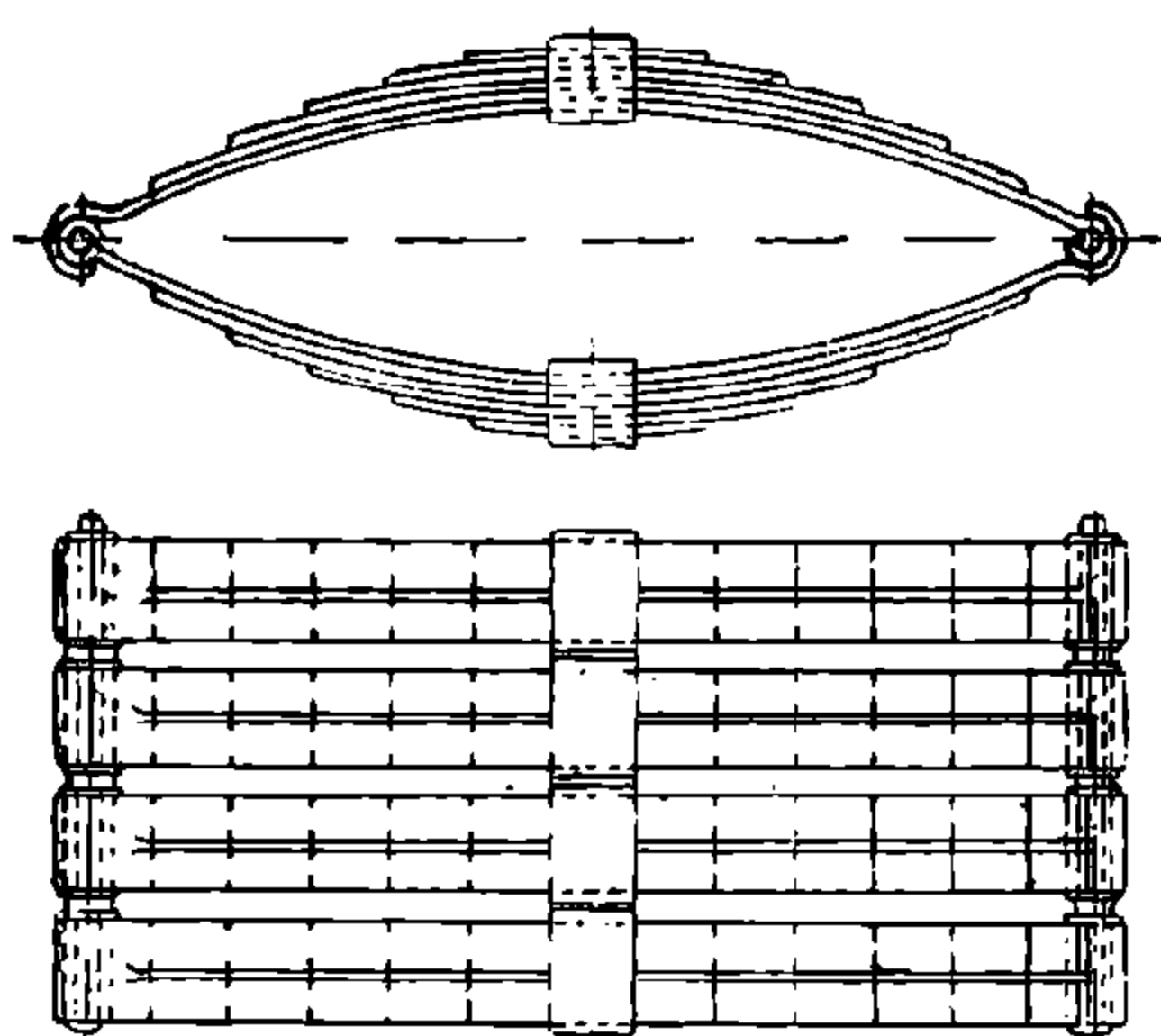
б) Эллиптические рессоры. В некоторых тележках пассажирских вагонов при передаче веса кузова раме тележки при помощи специального устройства, называемого люлькой, применяются многорядные рессоры особой конструкции. Первые такие рессоры имели форму эллипса и поэтому они были названы эллиптическими. Это название сохранилось за ними до сих пор, несмотря на то, что последующие конструкции таких рессор в значительной мере утратили своё сходство с эллипсом.

Эллиптические рессоры ставятся также и в тележках грузовых вагонов: с так называемым комбинированным подвешиванием и у изотермических вагонов.

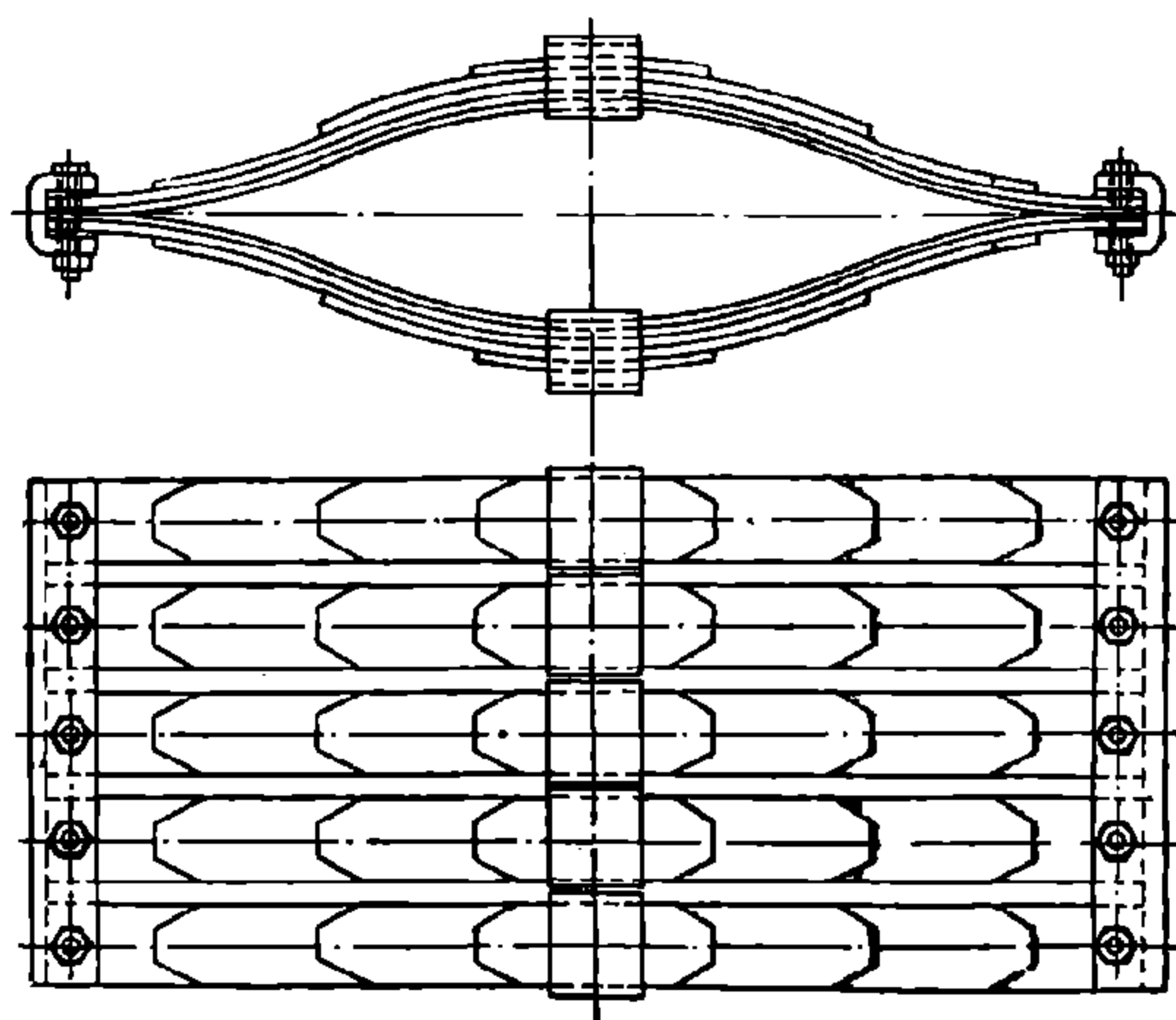
Эллиптические рессоры имеются следующих конструкций.

1. Шарнирные, или экипажные, рессоры (фиг. 119). Эти рессоры бывают четырёх- и пятирядными и изготавливаются из желобчатой стали. Каждый ряд состоит из двух незамкнутых рессор, обращённых одна к другой вогнутыми сторонами; по концам ушки одной рессоры охватывают ушки другой, образуя шарнир. Через внутренние ушки пропускаются болты, которыми отдельные рессоры соединяются в комплект. Эти рессоры очень эластичны, но в то же время обладают большим внутренним трением в своих шарнирах. К конструктивным недостаткам шарнирных рессор относится необходимость подвергать коренные листы термической обработке при изготовлении ушков, что иногда при отсутствии надлежащего навыка влечёт за собой пережог стали, а в дальнейшем излом ушков.

Шарнирные рессоры изготавливаются длиной 900—920 мм, считая между центрами ушков в свободном состоянии (длина хорды). Фабричная стрела выгибает листов делается 220—250 мм (при измерении её внутри между листами у хомутов). Рессора состоит из 5—7 листов сечением 76×10 мм.



Фиг. 119. Шарнирная рессора



Фиг. 120. Рессора Брауна

2. Рессоры Брауна (фиг. 120). Этот тип рессор изобретён в начале 1900 г. бывш. кузнечным мастером главных мастерских Петербурго-Варшавской ж. д. И. О. Брауном.

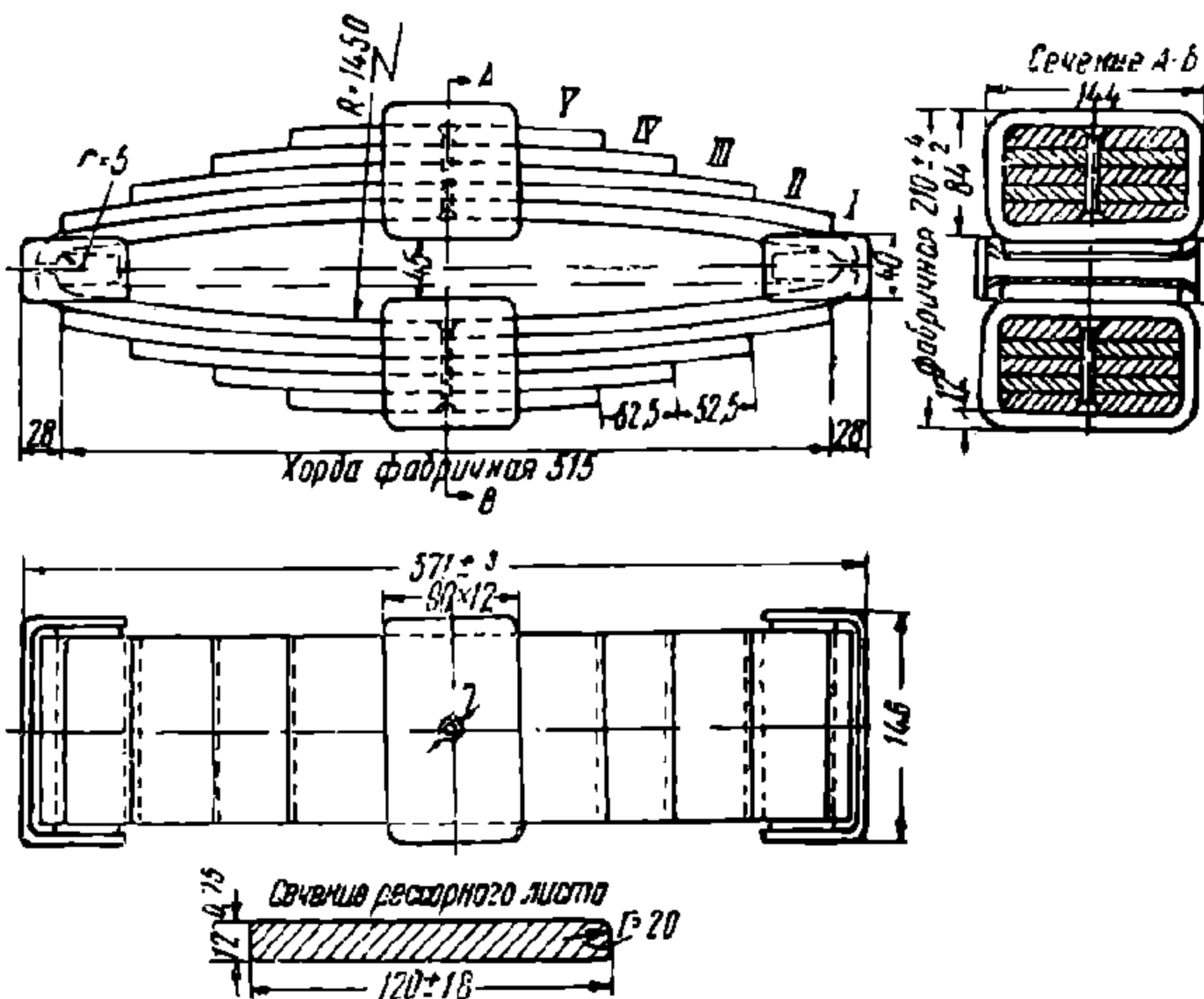
И. О. Браун в своей конструкции устранил шарниры, сделав соединение коренных листов при помощи стальной широкой накладки П-образного сечения. У этих рессор имеется по два коренных листа в каждой половине рессоры (верхней и нижней), которые часто делают меньшими по толщине, нежели наборные, во избежание излома коренных листов около замков. Так, коренные листы имеют сечение 76×8 мм, а наборные 76×10 мм. В каждой половине рессоры обычно бывает 5 листов.

Длина рессоры в свободном состоянии (между центрами болтов) составляет около 950 мм, а фабричная стрела — около 200—230 мм.

Рессоры Брауна по сравнению с остальными эллиптическими рессорами являются более жёсткими, но по конструкции своей они довольно просты и удобны для изготовления и ремонта. По мере увеличения нагрузки на рессору Брауна точки касания верхних и нижних половин сближаются между собой (уменьшается рабочая длина рессоры) и тем самым возрастает её жёсткость.

3. Рессоры Галахова (фиг. 121). В 1909 г. техник бывш. Тамбовских вагонных мастерских Н. К. Галахов предложил свою систему рессор, которая по гибкости и простоте устройства считается одной из лучших. Н. К. Галахов снова ввёл в рессору шарниры, придав им, однако, совершенно новую форму, не требующую термической обработки концов рессорных листов. Шарниры в

4. Рессоры вагонов Московского метрополитена конструкции инж. В. И. Бабина (фиг. 123). Эти рессоры сходны с рессорами Галахова, но отличаются от них формой наконечников. Соприкасающиеся поверхности наконечников имеют цилиндрическую форму, вследствие чего по мере нагружения рессоры точки касания наконечников по обоим концам рессоры несколько сближаются между собой, уменьшая этим рабочую длину рессоры и тем самым уменьшая гибкость рессоры и увеличивая её сопротивление.

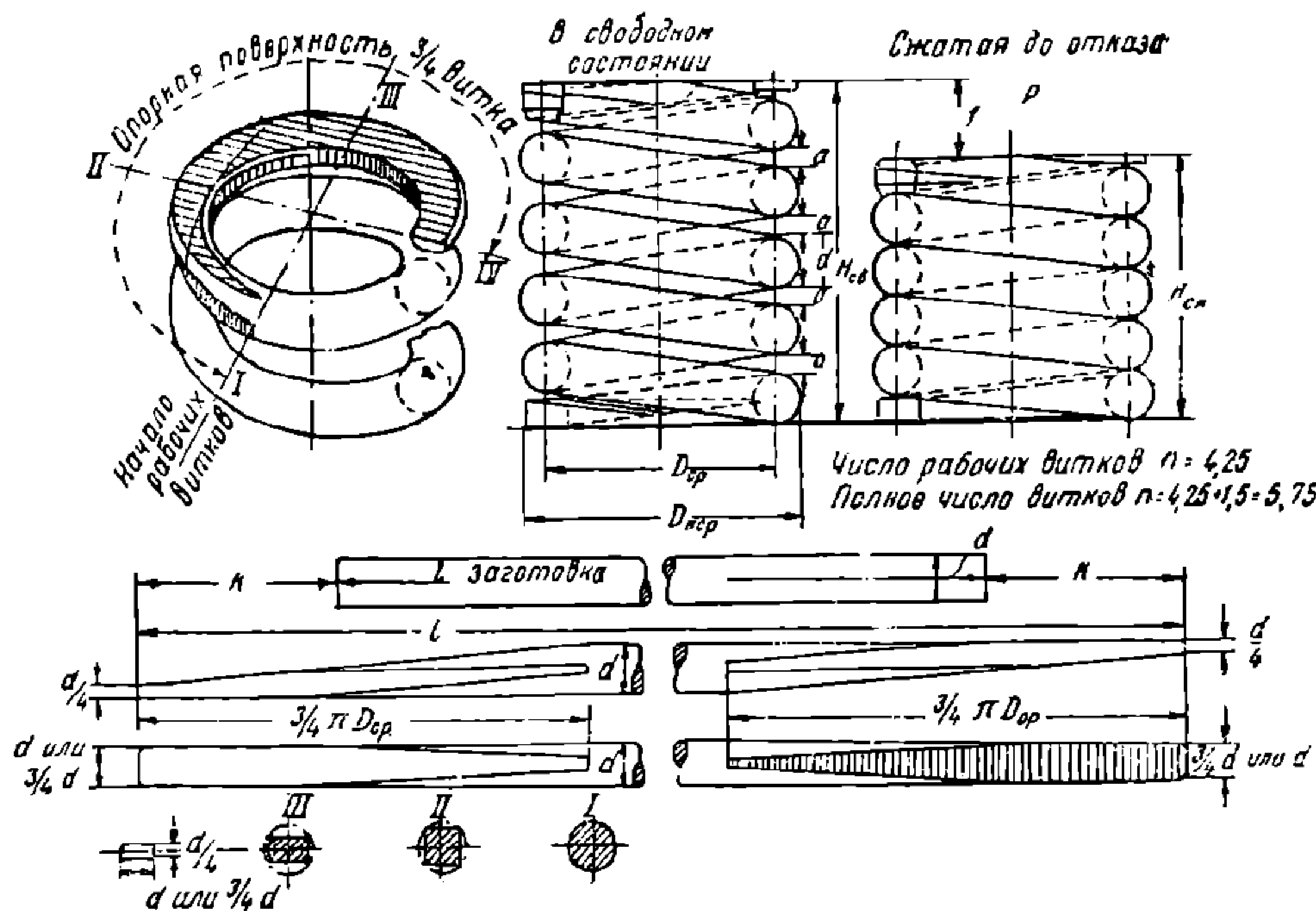


Фиг. 124. Рессора тележки грузового вагона

5. Эллиптические рессоры тележек грузовых вагонов (фиг. 124). У этих рессор, подобно рессорам Галахова, верхняя половина не имеет постоянного соединения с нижней, а свободно накладывается на специальные наконечники нижней половины. В наконечниках имеется с наружных сторон рессоры по сквозному отверстию, в которые свободно входят загнутые концы коренных листов, чем предотвращается взаимное перемещение половин рессоры.

Пружины

а) Цилиндрическая пружина (фиг. 125) представляет собой завитый по винтовой линии пруток стали с одинаковыми расстояниями a



Фиг. 125. Цилиндрическая пружина

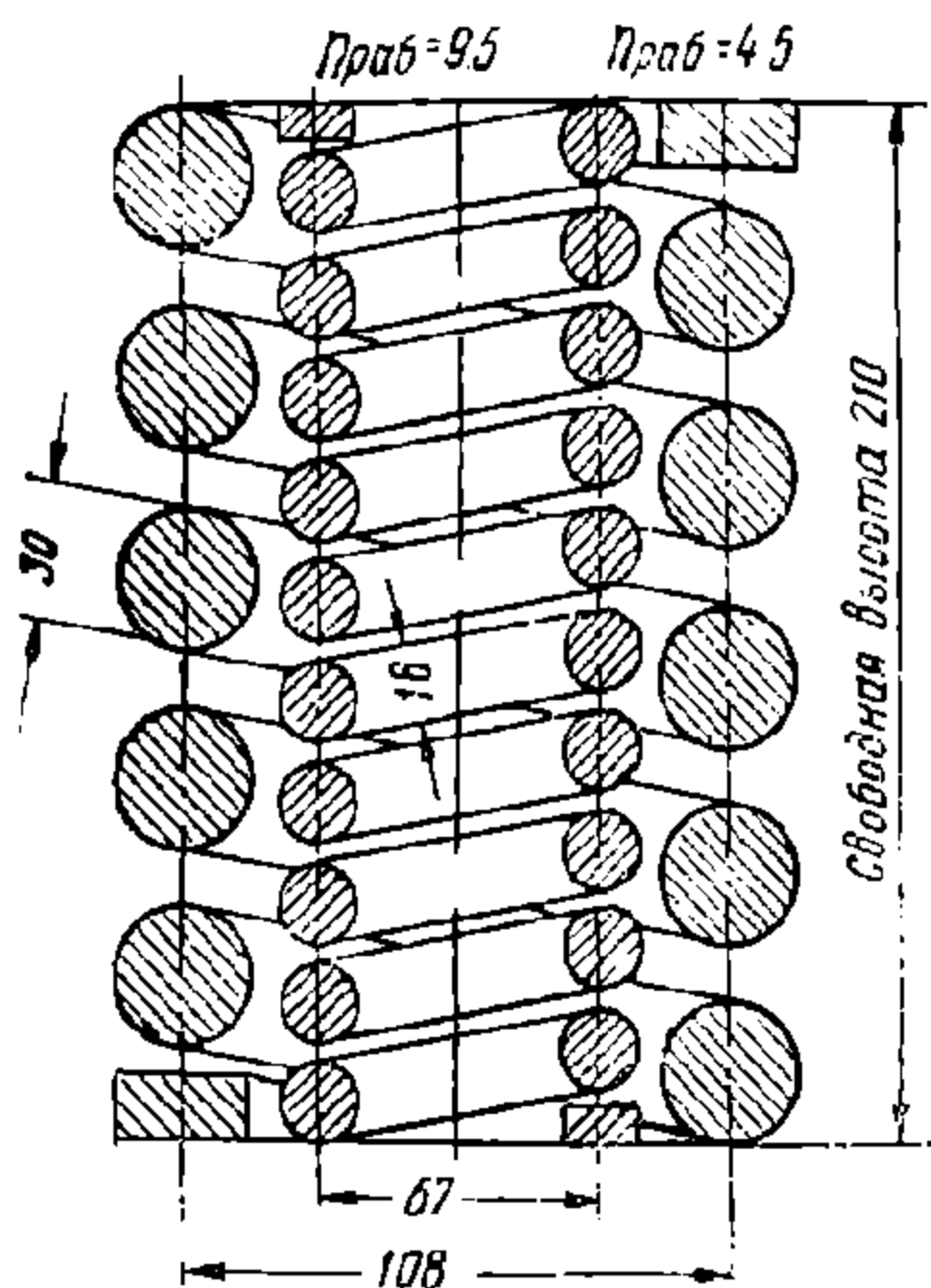
между витками. Чаще всего пружины изготавливаются из прутков круглого поперечного сечения, но иногда и из прутков прямоугольного сечения.

У крайних витков пруток оттягивается для того, чтобы опорные поверхности были плоскими и перпендикулярными оси пружины, что необходимо для устойчивости последней. Длина каждого оттянутого конца делается равной $3/4$ длины средней окружности пружины.

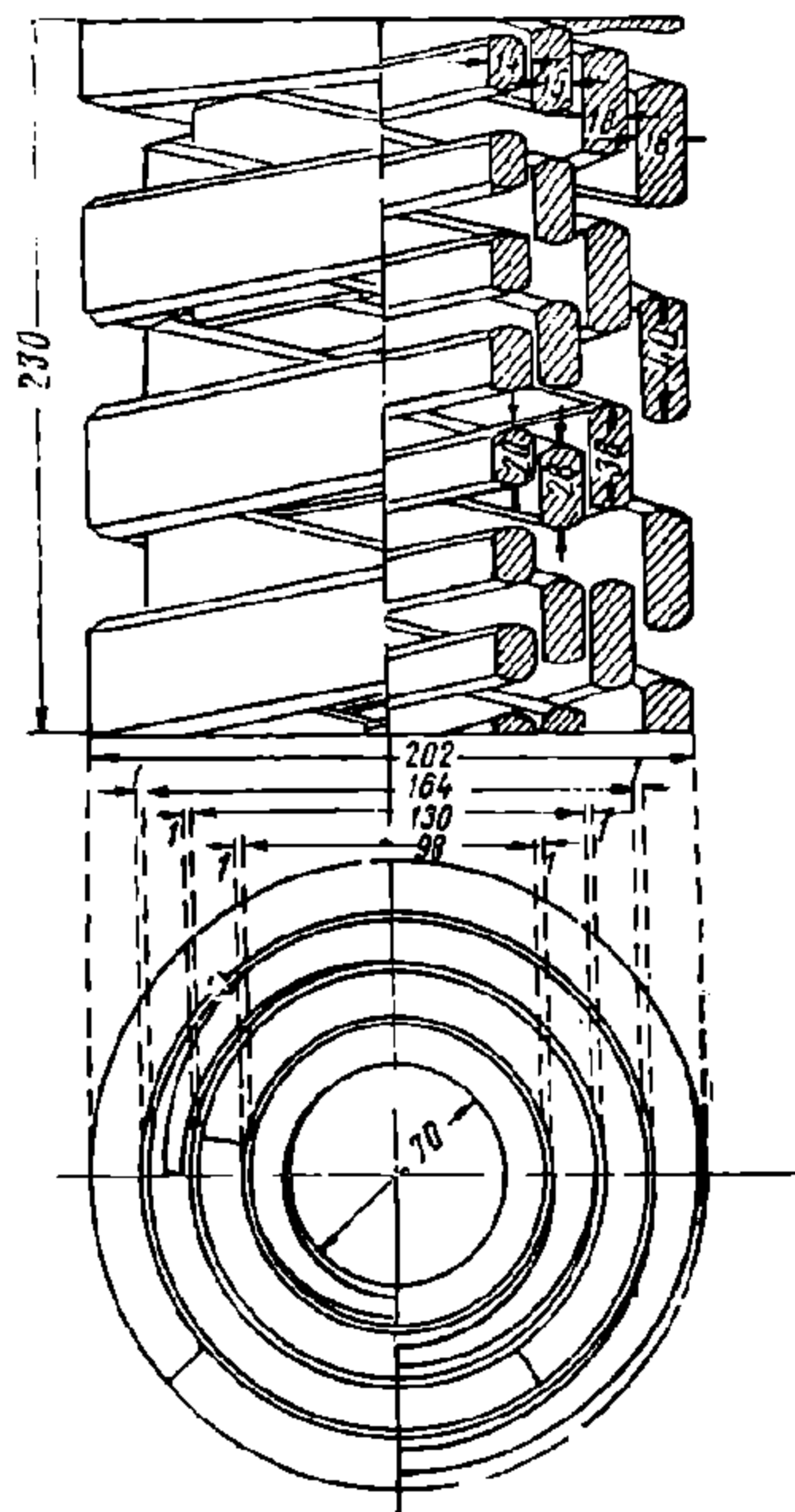
Цилиндрические пружины различаются: диаметром прутка d при круглой стали или размерами сторон h и b при стали прямоугольного сечения, диаметром средней линии пружины D_{cp} (или наружным диаметром $D_{нар}$), высотой пружины $H_{св}$ в свободном состоянии и числом рабочих витков пружины n (или полным числом витков n_n).

Число рабочих витков n , т. е. витков, деформация которых определяет прогиб всей пружины, равно полному числу витков n_n за вычетом опорных витков. Поэтому вообще число рабочих витков

$$n = n_n - 2 \cdot \frac{3}{4} = n_n - 1,5.$$



Фиг. 126. Двухрядная цилиндрическая пружина

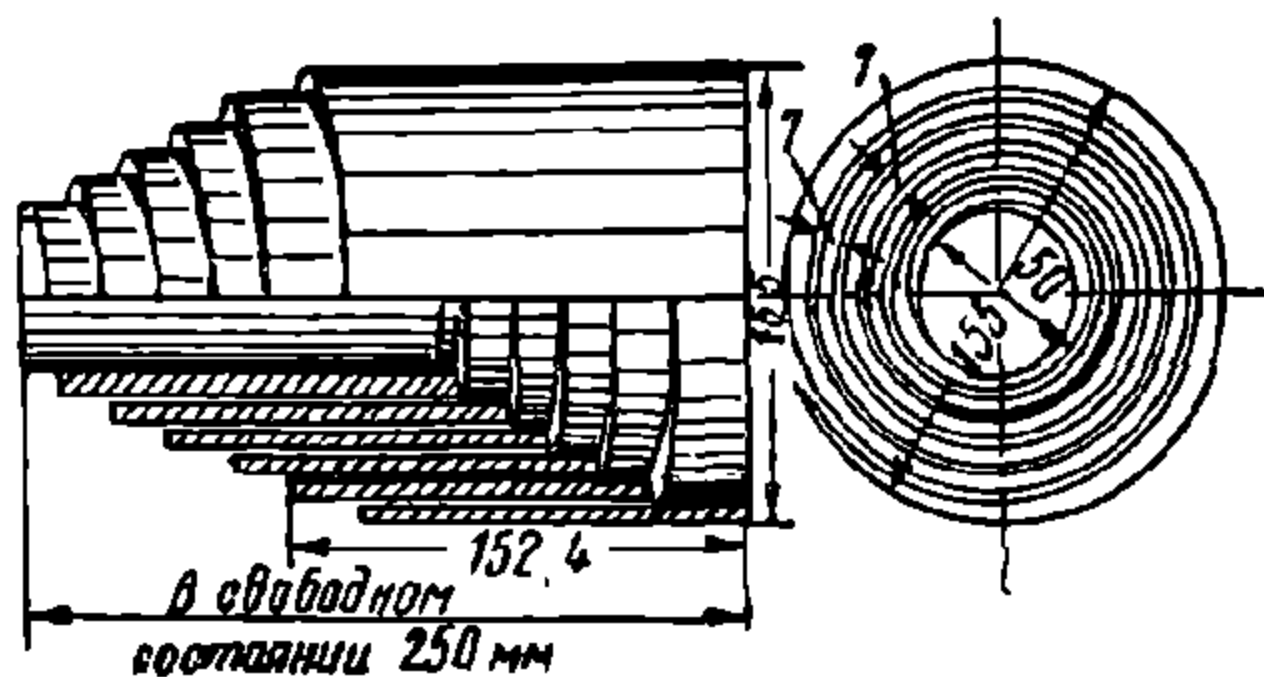


Фиг. 127. Четырёхрядная цилиндрическая пружина

Однорядные пружины применяются у некоторых двух- и трёхосных пассажирских вагонов и в тележках.

У тележек грузовых вагонов обычно применяются двухрядные пружины (фиг. 126), состоящие из: наружной пружины — из стали большего диаметра

и с малым числом витков и внутренней — из стали меньшего диаметра и большим числом витков. Для того чтобы при сжатии витки внутренней пружины не зажимались наружной (при их перекосе), пружины завиваются в разные стороны.



Фиг. 128. Спиральная пружина

Многорядные цилиндрические пружины изготавливаются из прутков прямоугольного сечения (с выпуклыми малыми сторонами). На фиг. 127 показана четырёхрядная пружина тележки с длинными балансирами пассажирских вагонов.

Такого же типа, но двухрядная пружина применяется в тележках Фетте. В многорядных пружинах размеры прутков также уменьшаются от наружной к внутренней, а число витков увеличивается.

б) С п и р а л ь н ы е п р у ж и н ы завиваются из полосовой стали таким образом, что каждый виток входит внутрь соседнего витка, образуя в плане спираль. Такие пружины имеются двух типов: буферные (фиг. 128), изготавливаемые из стали сечением 152×7 мм и применяемые в буферах двухосных грузовых вагонов грузоподъёмностью 16,5—18 т, и аппаратные сечением стали

130 × 7 мм, применяемые в тяговых аппаратах при сквозной упряжи у тех же вагонов.

в) **К о н и ч е с к и е п р у ж и н ы**. У цилиндрических пружин с постоянным шагом величина прогиба прямо пропорциональна нагрузке, т. е. они обладают постоянной жёсткостью.

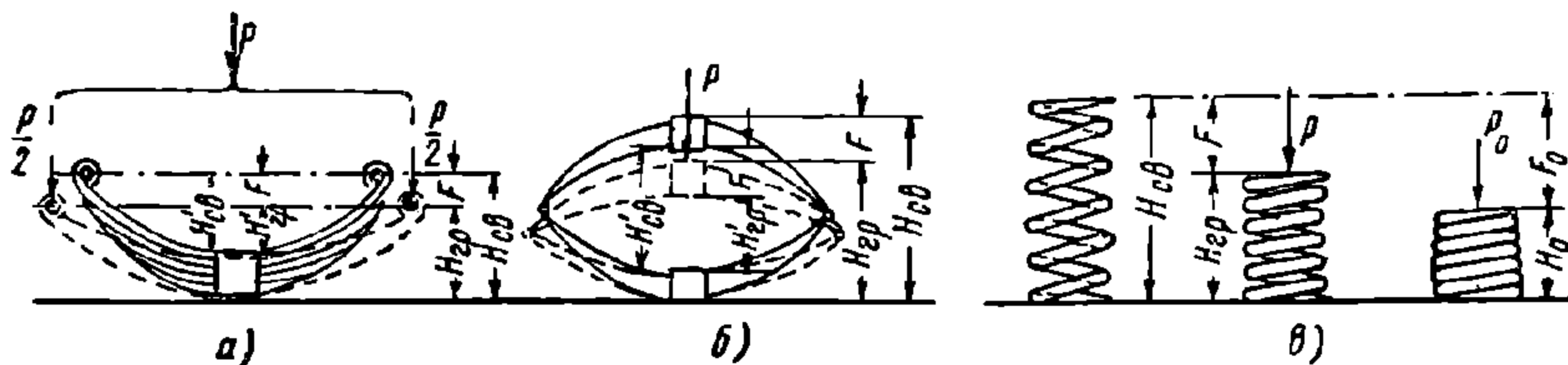
Однако в целях уменьшения вертикальных колебаний кузова и более спокойного хода вагона более пригодными пружинами, поддерживающими кузов, являются специальные пружины переменной жёсткости, возрастающей с увеличением нагрузки. Такие пружины называются **а п е р и о д и ч е с к и м и**. К числу их можно отнести коническую пружину с постоянным шагом, поставленную в первых конструкциях тележек системы инж. А. Г. Ханина¹.

3. ГИБКИЕ СВОЙСТВА РЕССОР И ПРУЖИН

Для всякой рессоры (пружины) принято определять:

- 1) высоту $H_{гр}$ под грузом P (фиг. 129);
- 2) свободную высоту $H_{св}$ (в ненагруженном состоянии) и
- 3) прогиб f , полученный под нагрузкой.

$H_{гр}$ имеет значение для положения кузова вагона по высоте, $H_{св}$ при



Фиг. 129. Основные размеры рессор и пружин

изготовлении рессоры, а f определяет спокойствие хода вагона. Прогиб рессоры, полученный от спокойно лежащего на ней груза, называется статическим прогибом $f = H_{св} - H_{гр}$. У листовых рессор для более удобного измерения прогиб определяется размерами $H'_{св}$ и $H'_{гр}$ около хомута так, что $f = H'_{св} - H'_{гр}$.

У пружин наибольший прогиб f ограничен сжатием пружины до соприкосновения витков, что определяется наименьшей высотой H_0 при сжатии до отказа.

Гибкие свойства рессор (пружины) определяются одной из двух величин: коэффициентом жёсткости, или просто жёсткостью рессоры, и коэффициентом гибкости, или просто гибкостью рессоры.

Во многих расчётах удобнее пользоваться жёсткостью рессор, но иногда рессоры сравниваются и по их гибкостям.

Ж ё с т к о с т ь ю р е с с о р ы (п р у ж и н ы) **ж** называется груз в кг, вызывающий прогиб рессоры (пружины) в 1 см.

Для рессор, имеющих пропорциональность между грузом и прогибом, справедливо равенство

$$P = жf, \quad (127)$$

где P — нагрузка на рессору в кг;

$ж$ — жёсткость рессоры в кг/см;

f — прогиб рессоры в см.

Г и б к о с т ь ю р е с с о р ы (п р у ж и н ы) f_0 называется прогиб рессоры (пружины) в см под грузом в 1 т.

Для рессор, у которых прогиб пропорционален грузу, справедливо равенство

$$f = P \cdot f_0, \quad (128)$$

¹ См. главу IX.

где f — прогиб рессоры в см;
 P — нагрузка на рессору в т;
 f_0 — гибкость рессоры в см/т.

В табл. 13 приведены средние величины жёсткости и гибкости некоторых рессор, причём для эллиптических рессор данные указаны по отношению к целому комплекту, состоящему из нескольких рядов рессор.

Таблица 13

Гибкие свойства некоторых вагонных рессор

Гибкие свойства	11-листовая рессора гру- зового ваго- на	Эллиптические рессоры			Цилиндрическая 4-рядная пружи- на пассажирско- го вагона
		Галахова	Брауна	шарнир- ная	
Жёсткость $ж$ в кг/см	1 100	910—710	2 780	667	1 250
Гибкость f_0 в см/т	0,9	1,1—1,3	0,36	1,5	0,8

При принятых определениях (размерностях) жёсткости рессоры $ж$ [кг/см] и гибкости рессоры f_0 [см/т] между ними существует простая зависимость

$$жf_0 = 1\,000, \quad (129)$$

при которой, зная жёсткость рессоры $ж$ [кг/см], можно определять гибкость f_0 [см/т], и наоборот.

В теоретических расчётах при обозначении жёсткости и гибкости рессор одинаковыми весовыми единицами и одинаковыми мерами длины принимают

$$жf_0 = 1. \quad (129a)$$

В рессорных комплектах, состоящих из нескольких параллельно расположенных рессор или пружин, имеющих разные жёсткости $ж_1$, $ж_2$ и $ж_3$, сжимаемых таким образом, что все рессоры одновременно получают одинаковый прогиб f , жёсткость $ж$ всего комплекта определяется следующим образом.

Возьмём трёхрядную пружину с жёсткостью отдельных пружин $ж_1$, $ж_2$ и $ж_3$. Требуется определить жёсткость $ж$ трёхрядной пружины (комплекта).

Нагрузим отдельные пружины силами P_1 , P_2 и P_3 так, чтобы они получили одинаковый прогиб f . Тогда согласно формуле (127) получим

$$\begin{aligned} P_1 &= ж_1 f, \\ P_2 &= ж_2 f, \\ P_3 &= ж_3 f. \end{aligned}$$

Складывая эти выражения, получим

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = (ж_1 + ж_2 + ж_3) f = ж f,$$

где P — общая нагрузка на трёхрядную пружину, откуда

$$ж = ж_1 + ж_2 + ж_3. \quad (130)$$

Таким образом, жёсткость $ж$ рессорного комплекта, состоящего из нескольких параллельно расположенных рессор (пружин), сжимающихся одновременно на одну и ту же величину f , равна

$$ж = \sum ж_i, \quad (131)$$

где $ж_i$ — жёсткость каждой составляющей рессоры (пружины).

Если в рассматриваемом случае вместо жёсткостей $ж_1$, $ж_2$ и $ж_3$ отдельных рессор (пружин) имеются их гибкости f_{01} , f_{02} и f_{03} , то гибкость f_0 рессорного комплекта может быть определена на основании зависимости (129).

Для двухрядных пружин, имеющих наибольшее распространение, формулы общей жёсткости и гибкости имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} ж &= ж_1 + ж_2; \\ f_0 &= \frac{1\,000}{ж} = \frac{f_{01} \cdot f_{02}}{f_{01} + f_{02}}. \end{aligned} \right\} \quad (132)$$

Рассмотрим случай, когда рессоры или пружины разных гибкостей f_{01} , f_{02} и f_{03} расположены последовательно одна над другой и по одной в каждом ярусе (фиг. 130, а).

Под действием силы, равной $1\, м$, каждая рессора (пружина) получит соответствующий прогиб f_1 , f_2 и f_3 (весом самих рессор здесь пренебрегаем), вследствие чего прогиб всей системы, или её гибкость, составит

$$f_0 = f_{01} + f_{02} + f_{03}. \quad (133)$$

Вообще при последовательно расположенных рессорах, по одной в каждом ярусе, гибкость f_0 рессорного комплекта определяется из выражения

$$f_0 = \Sigma f_{0i}, \quad (134)$$

где f_{0i} — гибкость каждой составляющей рессоры.

Заменяя гибкость соответствующими жёсткостями, получим после преобразований для рассматриваемого случая (фиг. 130, а) жёсткость комплекта

$$ж = \frac{ж_1 ж_2 ж_3}{ж_1 ж_2 + ж_1 ж_3 + ж_2 ж_3}$$

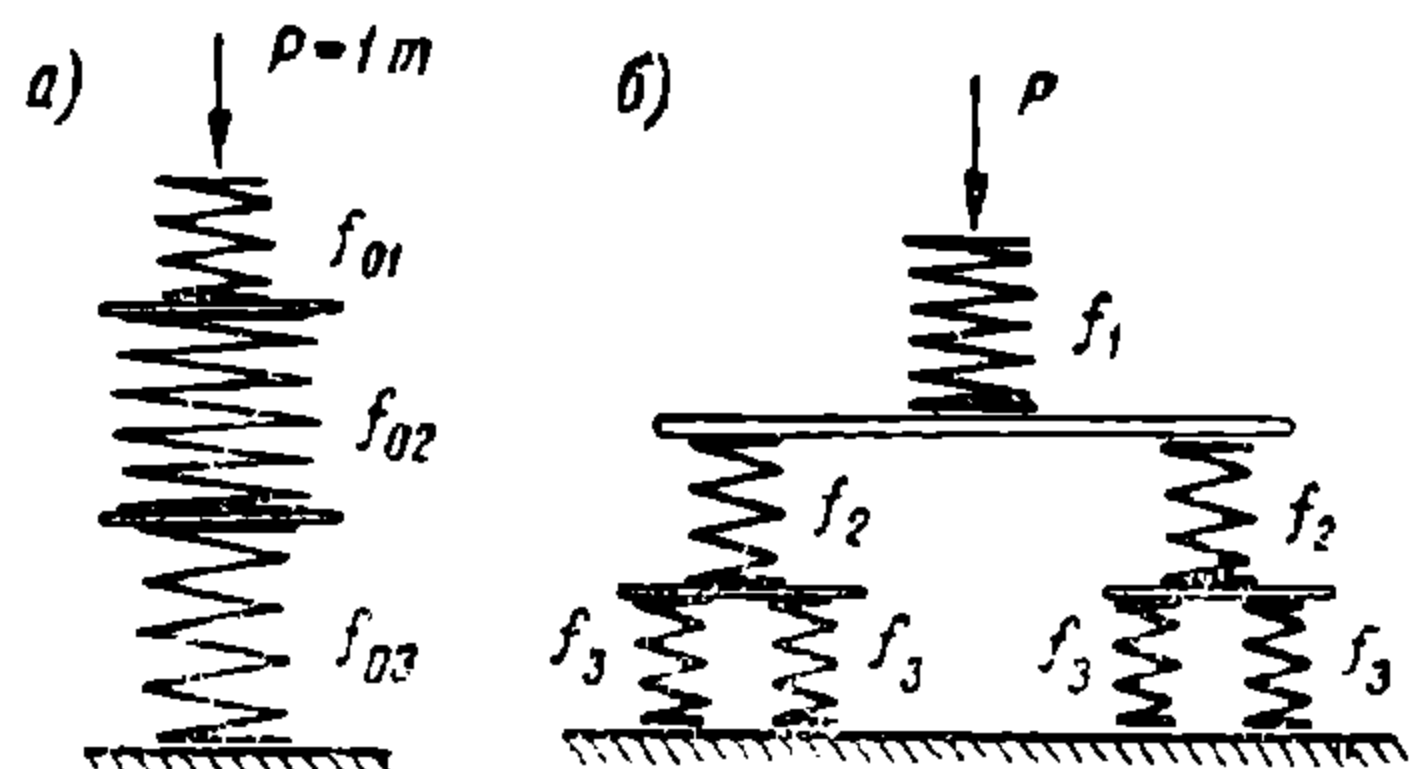
или

$$ж = \frac{1\,000}{f_0}.$$

При последовательном расположении рессор (пружин), если они размещаются в каждом ярусе не по одной, а по несколько (фиг. 130, б), как

это имеет место у вагонов с двойным и тройным подвешиванием, удобнее прежде определять прогибы f_1 , f_2 и f_3 рессор каждого яруса по приходящимся на них нагрузкам P_1 , P_2 , P_3 в соответствии с жёсткостями каждой из них и полученные прогибы складывать для определения общего прогиба f всей рессорной системы под действием приложенной к ней силы P . Таким образом, $f = f_1 + f_2 + f_3$.

Тогда по общему прогибу f от силы P , действующей на всю рессорную систему, может быть определена жёсткость, или гибкость, той части системы, к которой приложена сила P .



Фиг. 130. Расположение пружины

4. ДИАГРАММЫ РЕССОР И ПРУЖИН

Во многих случаях полезно изображать графически зависимость между прогибом рессоры (пружины) f в $см$ и грузом P в $м$ (фиг. 131). Такая графическая зависимость называется диаграммой рессоры (пружины).

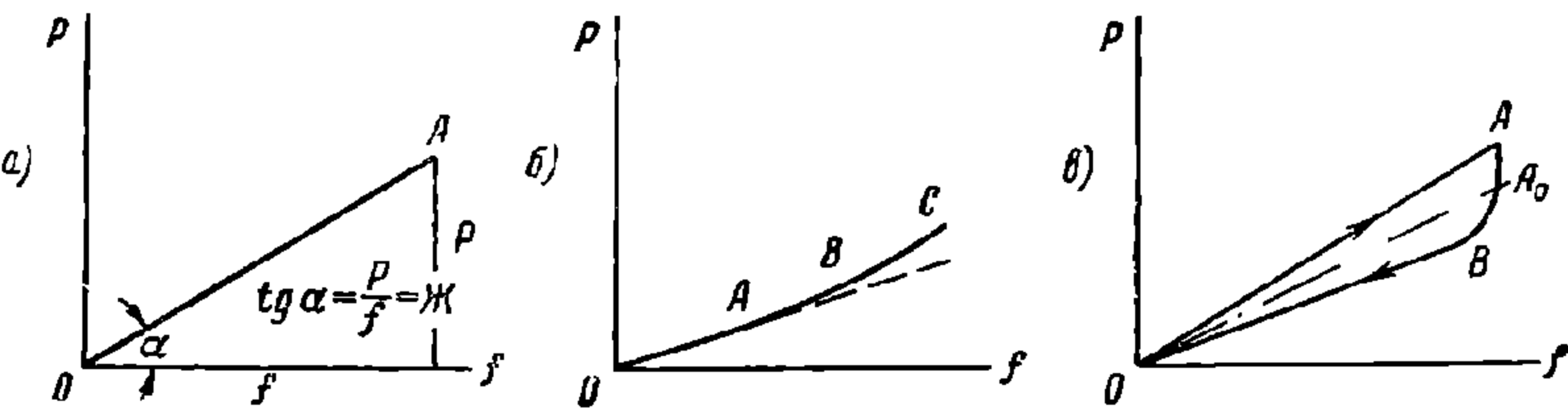
Диаграмма рессоры (пружины) с постоянной жёсткостью, не имеющая внутреннего трения, для которой $P = жf$, изображается прямой линией OA (фиг. 131, а)

В этом случае

$$\frac{P}{f} = ж = \operatorname{tg} \alpha.$$

Поэтому жѣсткость рессоры *ж* (по абсолютной величине) представляет также тангенс угла α наклона линии диаграммы *ОА* к оси прогибов *Of*.

Рессоры (пружины) переменной жѣсткости (апериодические) без трения имеют диаграмму в виде искривленной линии *ОАВС* (фиг. 131, б), которая на первом участке *ОА* часто совпадает с прямой, обладая жѣсткостью *ж*, а дальше, изгибаясь по *АВС*, постепенно увеличивает свою жѣсткость *ж_В*, *ж_с*.



Фиг. 131. Диаграммы рессор

Диаграммы пружин без трения изображаются одной линией, соответствующей как нагружению пружины (возрастанию *P*), так и её разгрузке (уменьшению *P*).

Диаграмма листовых рессор, имеющих внутреннее трение, изображается обычно двумя линиями *ОА* и *ОВ* (фиг. 131, в), располагаемыми по обе стороны теоретической линии *ОА₀*, соответствующей той же рессоре, если бы у неё не было внутреннего трения. Линия *ОА* соответствует нагружению рессоры, а линия *ОВ* — разгрузке рессоры.

Переход от точки *А* к *В* в начале разгрузки рессоры обычно происходит по кривой линии *АВ*. Сами же линии *ОА* и *ОВ* у многих рессор почти прямые.

5. МАТЕРИАЛ ДЛЯ ПРУЖИН И РЕССОР

Пружины горячей навивки и листовые рессоры для вагонов изготавливаются из специальной рессорно-пружинной стали.

Для пружин применяется углеродистая сталь марок 60 и 65 по ГОСТ В-1050-41 и кремнистая сталь марок 55С2 и 60С2 по ГОСТ В-2052-43; для рессор — углеродистая сталь марки 55 по ГОСТ В-1050-41 и кремнистая сталь марки 55С2 по ГОСТ В-2052-43.

Химический состав этих марок стали и механические свойства их указаны в табл. 14 и 15.

Таблица 14

Химический состав сталей

Марки сталей	Углерод С	Марганец Мп	Кремний Si	Сера S не более	Фосфор Р не более	Никель Ni не более	Хром Cr не более
Углеродистые стали по ГОСТ В-1050-41							
55	0,50—0,60	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
60	0,55—0,65	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
65	0,60—0,70	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,045	0,30	0,30
Кремнистые стали по ГОСТ В-2052-43							
55С2	0,50—0,60	0,55—0,85	1,5—2,0	0,045	0,040	—	0,30
60С2	0,55—0,65	0,55—0,85	1,5—2,0	0,045	0,040	—	0,30

Т а б л и ц а 15

Механические свойства сталей

Марка стали	В состоянии поставки			После закалки $t \sim 880^\circ$ (масло) и отпуска $t \sim 510^\circ$				
	предел текучести в кг/мм^2 не менее	временное сопротив- ление раз- рыву в кг/мм^2 не менее	удлине- ние в % не менее	предел те- кучести при растя- жении в кг/мм^2 не менее	временное сопротив- ление раз- рыву в кг/мм^2 не менее	удлине- ние в % не менее	допускаемые напряже- ния в кг/мм^2 при приё- мочных испытаниях	
							на изгиб по ГОСТ 1496-42	на круче- ние по ГОСТ 1452-42
55	36	64	12	—	—	—	95	—
60	37	65	10	—	—	—	—	65
65	38	66	10	80	100	9	—	65
55С2	—	—	—	120	130	6	100	65
60С2	—	—	—	120	130	5	—	65

Сталь для рессор марок 55 и 55С2 перед употреблением подвергается специальным испытаниям, указанным в ГОСТ 1496-42. ЦНИИ и НИБ рекомендуют¹ при расчёте пружин из стали марки 55С2 допускать наибольшие напряжения кручения до 75 кг/мм^2 при определении их с учётом поправочного коэффициента k (см. § 6).

Изготовленные рессоры и пружины подвергаются приёмке и испытаниям согласно соответствующим требованиям: ГОСТ 1425-48 на рессоры и ГОСТ 1452-42—на пружины. На удовлетворяющих этим требованиям рессорах выбиваются на хомутах: марка и клеймо ОТК завода-изготовителя, дата испытания (месяц и год) и марка рессорной стали; на пружинах, на боковой поверхности опорного витка наносятся выбиванием, химическим травлением или электрографическим способом марка завода-изготовителя и марка стали.

6. РАСЧЁТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРУЖИН

Цилиндрические пружины из прутков круглого поперечного сечения, подвергающиеся сжимающим усилиям, направленным по оси пружины, рассчитываются следующим образом.

а) Прочность пружины. Разрежем пружину, находящуюся под действием силы P , направленной по оси пружины, в каком-нибудь сечении mm (фиг. 132) и заменим действие верхней части пружины на нижнюю перенесением силы P в середину сечения m . При этих условиях сечение подвержено:

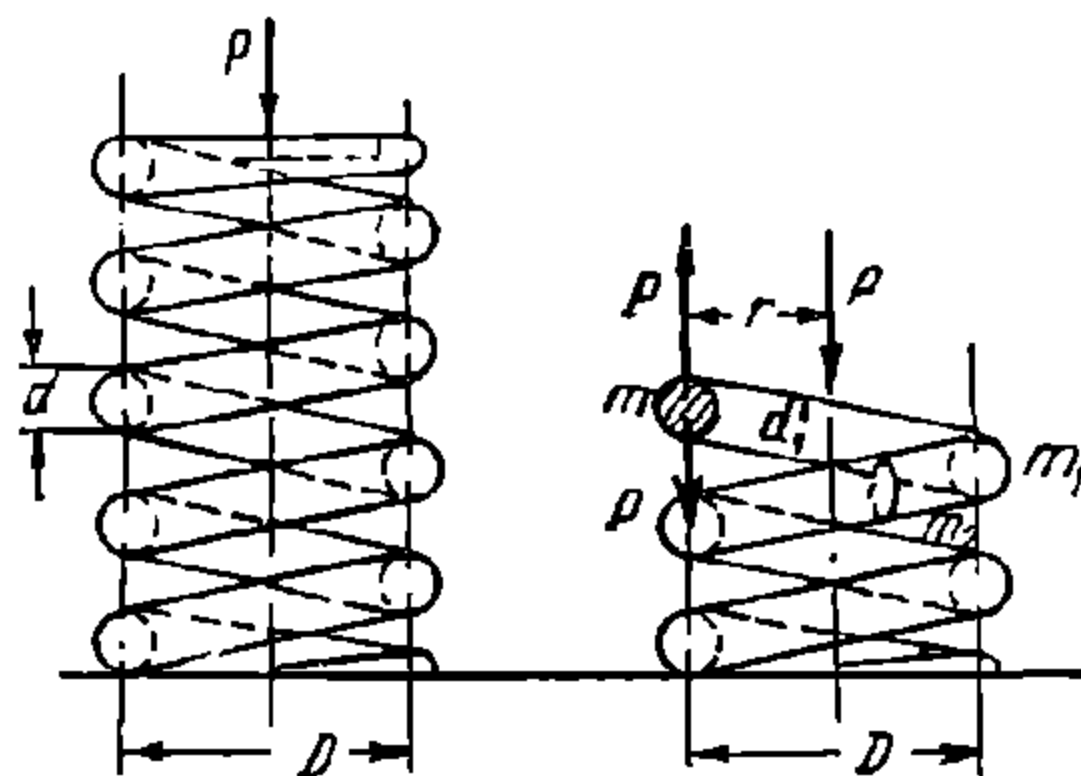
1) скручивающему моменту $M = Pr$, где r — средний радиус пружины, и

2) действию перерезывающей силы P .

Если пружину разрезать в каком-нибудь другом сечении m_1 или m_2 , то, очевидно, каждое из них, а стало быть и вообще любое сечение пружин, подвержено действию того же скручивающего момента M и той же перерезывающей силы P . Таким образом, в цилиндрической пружине все сечения рабочих витков равноопасны.

Скручивающий момент M вызовет в сечении m пружины напряжение кручения τ_1 . Обозначив диаметр прутка через d и момент сопротивления

прутка кручению через $W_{кр} = \frac{\pi d^3}{16}$, получим



Фиг. 132. Расчётная схема пружины

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов.

$$\left. \begin{aligned} M = Pr = W_{кр} \tau_1 &= \frac{\pi d^3}{16} \tau_1; \\ P &= \frac{\pi d^3}{16 r} \tau_1 \text{ и } \tau_1 = \frac{16 Pr}{\pi d^3}. \end{aligned} \right\} \quad (135)$$

Перерезывающая сила P вызывает в сечении m напряжения сдвига τ_2 . При равномерном распределении τ_2 по всему сечению величина его равна

$$\tau_2 = P : \frac{\pi d^2}{4} = \frac{4 P}{\pi d^2}.$$

Точное решение, согласно теории упругости, показывает, что эти напряжения распределяются неравномерно, причём в круглом сечении они достигают наибольшей величины

$$\tau_2 = 1,23 \tau_2 = \frac{4,92 P}{\pi d^2}$$

в точках, расположенных по диаметру, перпендикулярному силе P .

Для наших целей представим эту величину в другом виде

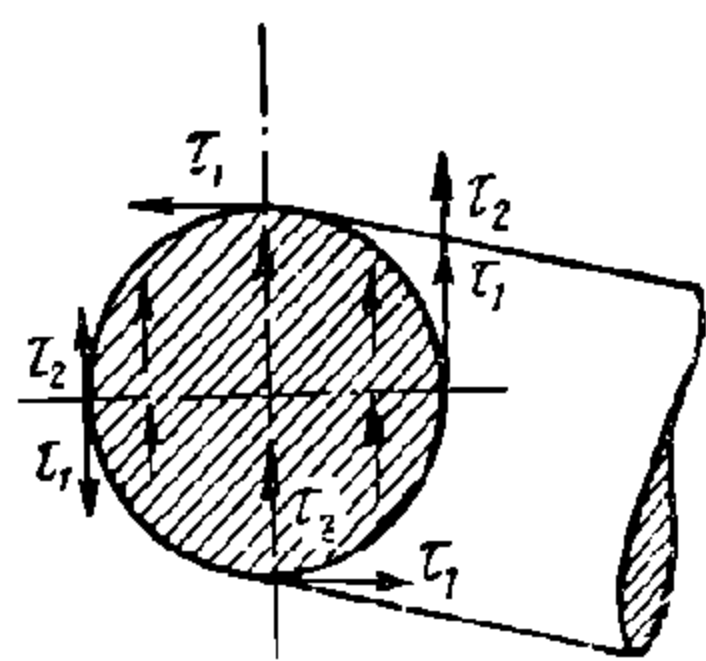
$$\tau_2 = \frac{4,92 P}{\pi d^2} = \frac{4,92 P 2 r d}{\pi d^2 2 r d} = \frac{16 \cdot 0,615 Pr}{\pi d^3 c} = \frac{16 Pr}{\pi d^3} \cdot \frac{0,615}{c} \quad (135 a)$$

Здесь попутно введена новая величина

$$c = \frac{2 r}{d} = \frac{D}{d},$$

определяющая отношение среднего диаметра пружины D к диаметру прутка d , называемая индексом, или фактором, пружины и существенно влияющая на прочность пружины.

На фиг. 133 показано, что на внутренней стороне витка, обращённой к оси пружины, напряжения кручения τ_1 и сдвига τ_2 складываются, а на наружной стороне — вычитаются, вследствие чего наиболее напряжёнными являются волокна на внутренней стороне витка.



Фиг. 133. Касательное напряжение в пружине

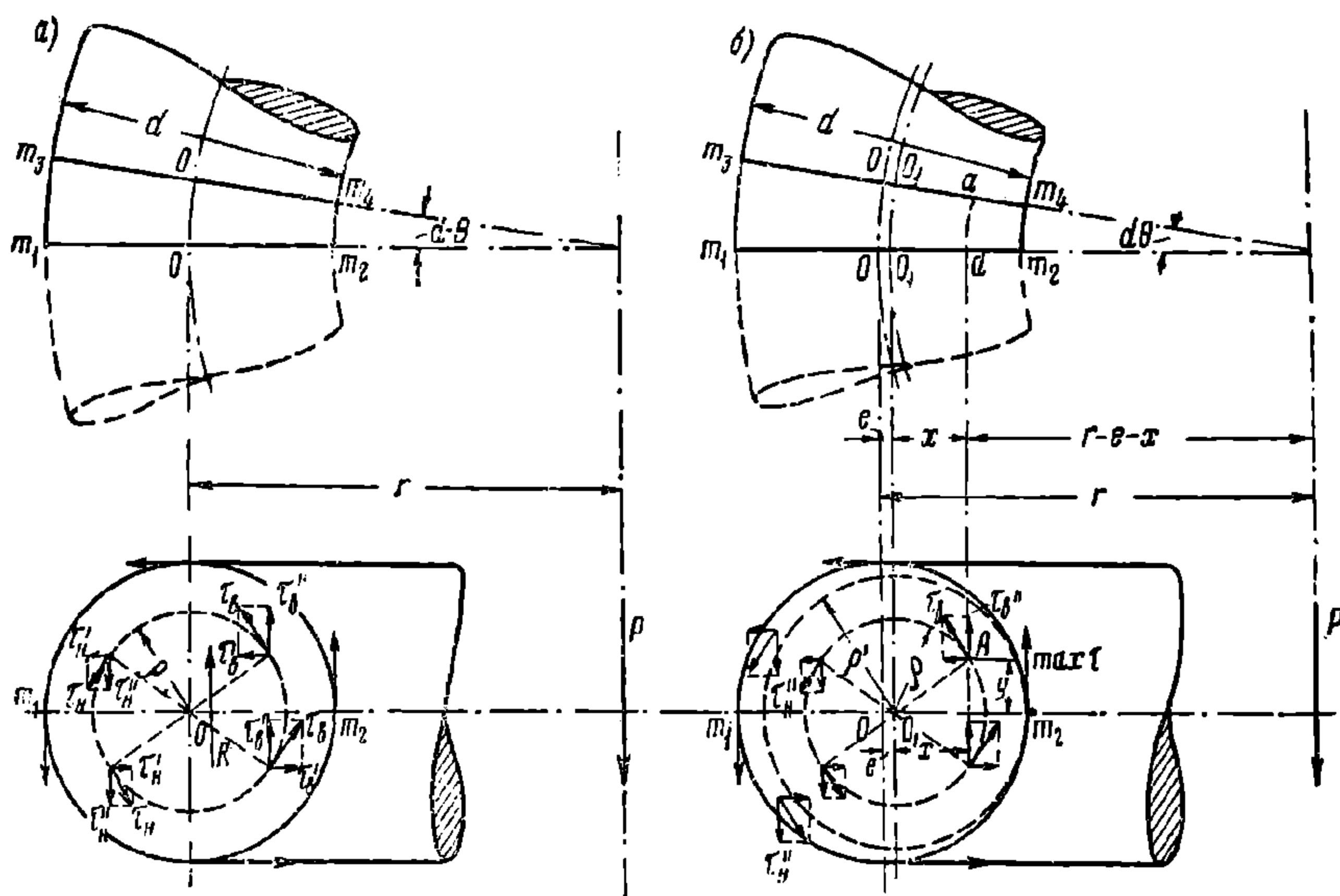
Прежде чем перейти к выводу окончательной формулы наибольших суммарных напряжений, уточним вычисленную выше величину напряжений τ_1 от кручения, обратив внимание на то, что это напряжение было определено как результат кручения прямого вала, между тем как виток пружины представляет собой кривой вал (брус). Это вносит существенные изменения, аналогичные тем, которыми отличается изгиб кривого бруса от изгиба прямого бруса. При этом будем рассматривать кручение плоского кривого витка только под действием момента $M = Pr$, так как влияние перерезывающей силы P было уже учтено.

Из фиг. 134,а следует, что длина волокон плоского кривого витка между двумя близкими радиальными сечениями $m_1 m_2$ и $m_3 m_4$ неодинакова. Наиболее коротким является волокно $m_2 m_4$, лежащее на внутренней стороне витка, а наиболее длинным — волокно $m_1 m_3$ на наружной стороне.

Принимая в первом приближении, что сечение $m_1 m_2$, поворачиваясь на некоторый угол $d\beta$ относительно сечения $m_3 m_4$, вращается около своего центра тяжести O , лежащего на средней окружности OO витка, обнаружим следующее.

Смещения точек сечения $m_1 m_2$ будут пропорциональны их расстоянию ρ от центра O . Но так как в кривом бруске длина волокна между рассматриваемыми сечениями разная, то углы сдвига этих волокон, а стало быть и их напряжения кручения τ , будут разными. В правой (по фигуре) внутренней половине сечения, где расположены более короткие волокна, напряжения τ_o точек, удалённых от центра O на расстояние ρ , будут вообще больше напряжений τ_n соответствующих точек, отстоящих от O на таком же расстоянии ρ левой половины, относящейся к более длинным волокнам.

Возьмём на окружности радиуса ρ четыре точки, симметрично расположенные относительно горизонтального и вертикального диаметров, и разложим действующие в них напряжения кручения τ_o и τ_n на горизонтальные τ' и вертикальные τ'' составляющие.



Фиг. 134. К расчёту пружин

Из фигуры видно, что сумма проекций составляющих τ'_o и τ'_n на горизонтальный диаметр равна нулю, так как эти составляющие у симметрично расположенных точек равны по величине, но направлены в противоположные стороны. Что же касается составляющих τ''_o и τ''_n , то вследствие разной их величины с правой и левой стороны сумма проекций их на вертикальный диаметр составляет некоторую силу $\sum(\tau''_o - \tau''_n)$, направленную вверх.

Повторяя такие рассуждения для всех остальных точек сечения (выбирая их каждый раз симметрично расположенными указанным образом), получим, что в сечении появляется действующая снизу вверх некоторая равнодействующая

$$R = \sum \sum (\tau''_o - \tau''_n).$$

Так как здесь рассматривается кручение витка, моментом $M = Pr$, то эта равнодействующая R остаётся неуравновешенной.

Для устранения такой несогласованности принимают, подобно изгибу кривого бруса, что вращение сечения $m_1 m_2$ происходит не около его центра тяжести O , а около точки O_1 (фиг. 134, б), лежащей на горизонтальном диаметре на некотором небольшом расстоянии e от центра O в сторону оси пружины.

При таком допущении обнаруживается, что в сечении, кроме рассмотренных выше точек, симметричных относительно горизонтального и вертикального диаметров и расположенных внутри пунктирной окружности радиуса $\rho' = (d:2) - e$, имеются также точки, лежащие в серповидной зоне между контуром сечения и пунктирной окружностью ρ' , симметричные только относительно горизонтального диаметра.

Составляющие τ_n'' точек, находящихся слева вертикального диаметра, направленные вниз, вообще уменьшают равнодействующую R , появляющуюся в круге радиусом ρ' .

При некоторой величине e равнодействующая R становится равной нулю, чем и устраняется отмеченная выше несогласованность.

Определим необходимую величину e .

Для этой цели предварительно определим напряжения кручения τ_e в некоторой точке A с координатами x и y и расстоянием $\rho = \sqrt{x^2 + y^2}$ от точки O_1 . При повороте сечения m_1m_2 на угол $d\beta$ линейное смещение ds точки A составляет

$$ds = \rho d\beta = \sqrt{x^2 + y^2} d\beta.$$

Длина волокна по точке A между сечениями m_1m_2 и m_3m_4 равна

$$dl = (r - e - x) d\theta.$$

Поэтому напряжение кручения точки A получится

$$\tau_e = G \frac{ds}{dl} = \frac{G \sqrt{x^2 + y^2} d\beta}{(r - e - x) d\theta},$$

где G — модуль упругости сдвига.

Вертикальная составляющая этого напряжения определится

$$\tau_e^v = \tau_e \frac{x}{\sqrt{x^2 + y^2}} = \frac{x G d\beta}{(r - e - x) d\theta}.$$

Так как величина напряжения кручения некоторой точки A кривого бруса аналогична нормальному напряжению при изгибе кривого бруса, то искомая величина смещения e центра O_1 одинакова с таковой при изгибе кривого бруса, равной

$$e = \frac{d^2}{16r} \left(\frac{1}{1 + \frac{d^2}{16r^2}} \right) \approx \frac{d^2}{16r}.$$

Здесь в знаменателе пренебрегается дробью $d^2:16r^2 = 1:4c^2$, которая у пружин имеет малую величину, не превосходящую 0,028 при наименьшем $c = 3$.

Входящий в выражение τ_e угол поворота $d\beta$ сечения m_1m_2 под действием момента M может быть принят с достаточной точностью по известной формуле кручения прямого вала длиной $rd\theta$, равной среднему расстоянию между сечениями m_1m_2 и m_3m_4 .

Поэтому

$$d\beta = \frac{32 M r d\theta}{G \pi d^4}.$$

Вставляя величины e и $d\beta$ в выражение τ_e , получим после сокращения

$$\tau_e^v = \frac{32 x M r}{\pi d^4 \left(r - \frac{d^2}{16r} - x \right)}.$$

В рассматриваемом случае наибольшая величина τ_s имеется в точке m_2 при

$$x = \frac{d}{2} - e = \frac{d}{2} - \frac{d^2}{16r} = \frac{d}{2} \left(1 - \frac{1}{4c} \right),$$

при котором

$$r - \frac{d^2}{16r} - x = r - \frac{d}{2} = r \left(1 - \frac{1}{c} \right).$$

Вставляя эти величины в предыдущее выражение τ_s и заменяя $M = Pr$, получим после сокращений окончательную наибольшую величину напряжения кручения во внутренней точке m_2

$$\tau_{s \max} = \frac{16}{\pi d^3} \frac{\left(1 - \frac{1}{4c} \right) M}{1 - \frac{1}{c}} = \frac{16 Pr}{\pi d^3} \frac{4c - 1}{4c - 4}. \quad (136)$$

Наименьшая величина напряжения кручения в наружной точке m_1 получается путём подобных рассуждений равной

$$\tau_{s \min} = \frac{16 Pr}{\pi d^3} \frac{4c + 1}{4c + 4}.$$

Складывая наибольшие напряжения от кручения [формула (136)] и перерезывающей силы [формула (135 а)] во внутренней точке m_2 , получаем

$$\tau_{\max} = \frac{16 Pr}{\pi d^3} \left(\frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c} \right) = \tau_1 k, \quad (137)$$

где $\tau_1 = \frac{16 Pr}{\pi d^3}$ — напряжение кручения, определяемое по формуле (135) прямого вала и

$k = \frac{4c - 1}{4c - 4} + \frac{0,615}{c}$ — поправочный коэффициент, учитывающий влияние кривизны витка в зависимости от индекса пружины $c = D : d$.

Выше рассматривался плоский кривой виток, плоскость которого перпендикулярна осевой силе P .

У реальных пружин виток изогнут по винтовой линии, образующей некоторый угол наклона её к основанию пружины. Вследствие этого виток подвергается также и действию изгиба. Однако у вагонных пружин, имеющих небольшой угол наклона витков, не превышающий $5-6^\circ$, эти напряжения изгиба относительно малы и ими пренебрегают.

В заключение следует отметить, что метод, которым была определена величина τ_{\max} , не совсем безупречен. При вращении сечения m_1, m_2 около эксцентричной точки O_1 напряжения сдвига по наружному контуру сечения, за исключением точек m_1 и m_2 горизонтального диаметра, не направлены по касательным к контуру, что противоречит закону парности тангенциальных напряжений.

Принимая, однако, во внимание, что при тщательно проведённых опытах с пружинами непосредственно измеренные напряжения весьма близко подходят к вычисленным по формуле (137), можно считать, что она для практических целей является достаточно точной.

Величина поправочного коэффициента k , входящего в формулу (137), зависит только от индекса пружины c .

В табл. 16 приведены величины коэффициента k для некоторых индексов, встречающихся у вагонных пружин. В этой же таблице указаны величины напряжения кручения пружины, определяемые по формуле (135)

прямого вала, при которых в пружине появляются наибольшие напряжения $\tau_{\max} = 75 \text{ кг/мм}^2$, соответствующие напряжениям, рекомендуемым ЦНИИ и НИБ для стали марки 55 С2.

Таблица 16

Поправочный коэффициент k и напряжения кручения τ_1 пружин

Наибольшие допускаемые напряжения кручения по рекомендации ЦНИИ и НИБ ¹	$c=3$	3,5	4	5	6
	$k=1,580$	1,476	1,404	1,310	1,252
	$\tau_1 \text{ в кг/мм}^2$				
75 кг/мм ²	47	51	53	57	60

Поэтому расчёт пружин на прочность производится по формуле

$$P = \frac{\pi d^3}{16r} \tau_1 = \frac{\pi d^2}{8c} \tau_1 = \frac{\pi d^3}{8D} \tau_1, \quad (138)$$

где P — нагрузка на пружину в кг;
 d — диаметр прутка пружины в мм;
 D — средний диаметр пружины в мм;
 r — средний радиус пружины в мм;
 $c = D:d$ — индекс пружины;
 τ_1 — напряжение кручения в кг/мм².

Формула (138) в последнем виде приведена в ГОСТ 1452-42 для определения по ней максимальной статической нагрузки при испытании пружин, причём принята величина $\tau_1 = R_{cr} = 65 \text{ кг/мм}^2$ независимо от индекса c и марки стали пружины.

б) Прогиб пружины. Известно, что при закручивании моментом $M = Pr$ прямого вала АВ (фиг. 135) круглого поперечного сечения диаметром d и длиной l сечение А поворачивается относительно сечения В на угол

$$\varphi = \frac{Ml}{GI_p} = \frac{32 Prl}{G\pi d^4}$$

где G — модуль сдвига;

$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ — полярный момент инерции круга.

При этом сила P , составляющая момент M и действующая в точке O на расстоянии r от оси вала, переместится в точку O_1 на величину $OO_1 = f_1$. Имея в виду малые деформации, можно принять, что

$$f_1 = r\varphi = \frac{32 Pr^2l}{G\pi d^4}. \quad (138a)$$

Так как в пружине все сечения рабочих витков подвержены одному и тому же крутящему моменту $M = Pr$, то пренебрегая небольшим наклоном витка к основанию пружины и принимая длину рабочих витков $l = 2\pi rn$, получим прогиб всей пружины f

$$f = \frac{32 Pr^2 2\pi rn}{G\pi d^4} = \frac{64 Pr^3 n}{Gd^4} = \frac{8D^3 nP}{Gd^4} \quad (139)$$

Формула (139) приведена в ГОСТ 1452-42.

Из формулы (139) определяется и жёсткость пружины

$$ж = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{64nr^3} \text{ кг/мм.}$$

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов—для стали марки 55С2.

Подставляя в формулу (139) величину P из формулы (138), получим другое выражение прогиба через напряжение τ_1 :

$$f = \frac{64 r^3 n \pi d^3 \tau_1}{G d^4 16 r} = \frac{4 \pi n r^2 \tau_1}{G d}. \quad (140)$$

В приведённых формулах обозначено:

P — нагрузка на пружину в кг;

d — диаметр прутка пружины в мм;

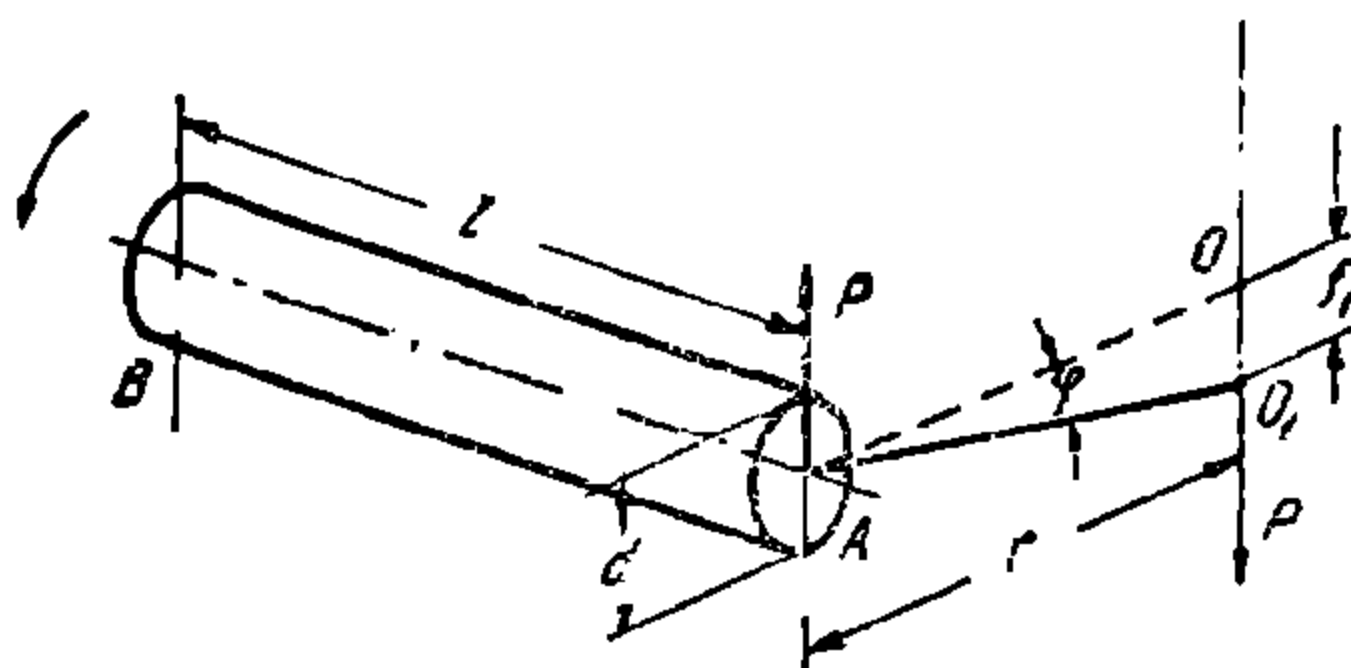
D и r — средние диаметр и радиус пружины в мм;

n — число рабочих витков;

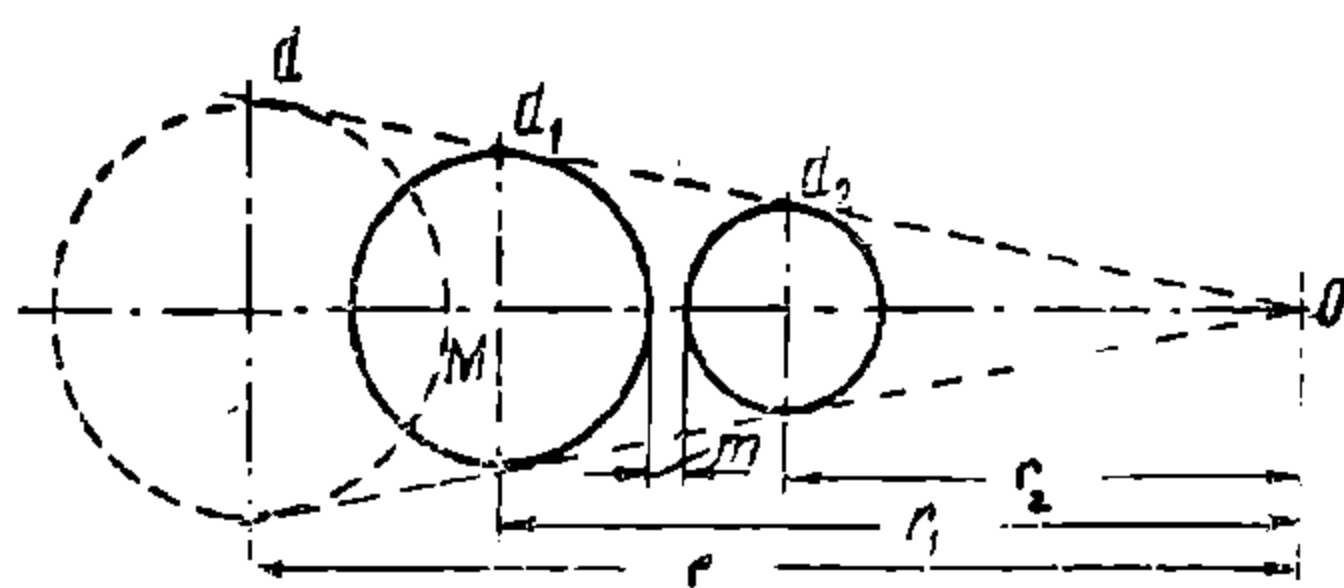
τ_1 — напряжение кручения прутка в кг/мм²;

$G = 8000$ кг/мм² — модуль сдвига.

При выводе формул (139) и (140) учитывался прогиб витка только от одного кручения и пренебрегался прогиб от перерезывающей силы, потому что для вагонных пружин с индексом $c = 3,5 \div 5$ величина последнего составляет лишь 3—4% от прогиба, вызываемого кручением.



Фиг. 135. Деформация прямого вала при кручении



Фиг. 136. Замена однорядной пружины двухрядной

Влияние прогиба от перерезывающей силы учитывается в этих формулах соответствующей величиной модуля сдвига G .

в) Д в у х р я д н ы е п р у ж и н ы. Если при расчёте на некоторую нагрузку P однорядной пружины получаются слишком большие диаметр прутка d и диаметр пружины D , то однорядную пружину можно заменить эквивалентной ей двухрядной (фиг. 136), а иногда и трёхрядной с меньшими диаметрами d и D .

Трёхрядные пружины из прутков круглого поперечного сечения можно применять только при больших величинах индекса ($c = 5$ и выше); в вагонах они встречаются редко.

Произведём расчёт двухрядной пружины по размерам однорядной.

Обозначим в каждой отдельной пружине, составляющей двухрядную пружину, соответственно: d_1 и d_2 — диаметр прутка; r_1 и r_2 — радиусы средней окружности; D_1 и D_2 — диаметры той же окружности; c_1 и c_2 — индексы; n_1 и n_2 — числа рабочих витков; τ_1 и τ_2 — напряжения в витках; P_1 и P_2 — нагрузки, сжимающие каждую пружину до получения ею прогиба f . Тогда прогиб f , одинаковый у обеих пружин, определяется формулой (140)

$$f = \frac{4 \pi n_1 r_1^2 \tau_1}{G d_1} = \frac{4 \pi n_2 r_2^2 \tau_2}{G d_2}. \quad (a)$$

Для рационального использования материала в каждой пружине необходимо, чтобы у них одновременно возникали одинаковые напряжения, т. е. чтобы $\tau_1 = \tau_2$.

В таком случае после сокращения выражения (a) получаем

$$\frac{n_1 r_1^2}{d_1} = \frac{n_2 r_2^2}{d_2}. \quad (141)$$

Поскольку напряжение пружины зависит от её индекса, то для получения одинаковых напряжений в пружинах требуется иметь одинаковые индексы, т. е.

$$c_1 = c_2 = \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = c$$

или

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{r_2}{d_2} \quad (142)$$

Поэтому диаметры прутков d_1 и d_2 должны быть пропорциональны средним радиусам r_1 и r_2 или диаметрам D_1 и D_2 пружины (фиг. 136).

Деля почленно выражение (141) на выражение (142), получим

$$n_1 r_1 = n_2 r_2$$

или

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}, \quad (143)$$

т. е. числа рабочих витков пружины n_1 и n_2 должны быть обратно пропорциональны средним радиусам r_1 и r_2 или диаметрам пружины D_1 и D_2 .

Силы P_1 и P_2 , сжимающие каждую отдельную пружину до одинакового напряжения τ , определяются по формуле (138):

$$P_1 = \frac{\pi d_1^2}{8c} \tau; \quad P_2 = \frac{\pi d_2^2}{8c} \tau.$$

Так как при сжатии обеих пружин до одинаковых напряжений τ они имеют и одинаковые прогибы f , что было принято за основу в настоящем выводе, то сумма сил P_1 и P_2 равна общей силе P сопротивления обеих пружин вместе, сжимаемых до одинакового прогиба f

$$P = P_1 + P_2 = \frac{\pi \tau}{8c} (d_1^2 + d_2^2). \quad (144)$$

Сравним эту двухрядную пружину с эквивалентной ей однорядной, имеющей диаметр прутка d , средний радиус и диаметр r и D , у которой при том же грузе P возникает такое же напряжение τ , т. е. пружина имеет одинаковый индекс c .

Тогда

$$P = \frac{\pi d^2}{8c} \tau. \quad (145)$$

Из сравнения выражений (144) и (145) получаем

$$\frac{\pi \tau}{8c} d^2 = \frac{\pi \tau}{8c} (d_1^2 + d_2^2),$$

откуда

$$d^2 = d_1^2 + d_2^2. \quad (146)$$

Назначая однорядной пружине n рабочих витков так, чтобы

$$nr = n_1 r_1 = n_2 r_2,$$

получаем пружину, которая имеет под грузом P одинаковый прогиб f с эквивалентной двухрядной пружиной.

Итак, для замены однорядной пружины эквивалентной ей двухрядной пружиной имеем следующие уравнения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{D_1}{d_1} = \frac{D_2}{d_2} = c; \\ d^2 &= d_1^2 + d_2^2; \\ nD &= n_1 D_1 = n_2 D_2. \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

Для того чтобы внутренняя пружина не тёрлась о наружную пружину, между витками пружин делается радиальный зазор $m = 3 \div 5$ мм. Найдём зависимость между d_1 и d_2 , рассматривая отрезок MO (фиг. 136)

$$\frac{d_1}{2} + m + \frac{d_2}{2} = r_1 - r_2 = \frac{D_1 - D_2}{2}.$$

Заменяя в правой части $D_1 = cd_1$ и $D_2 = cd_2$, получим

$$\frac{d_1}{2} + m + \frac{d_2}{2} = \frac{d_1 - d_2}{2} c,$$

откуда

$$d_2 = \frac{(c - 1) d_1 - 2m}{c + 1}. \quad (148)$$

В табл. 17 приведены данные для расчёта двухрядных пружин по эквивалентной однорядной. Радиальный зазор принят $m = 3$ мм.

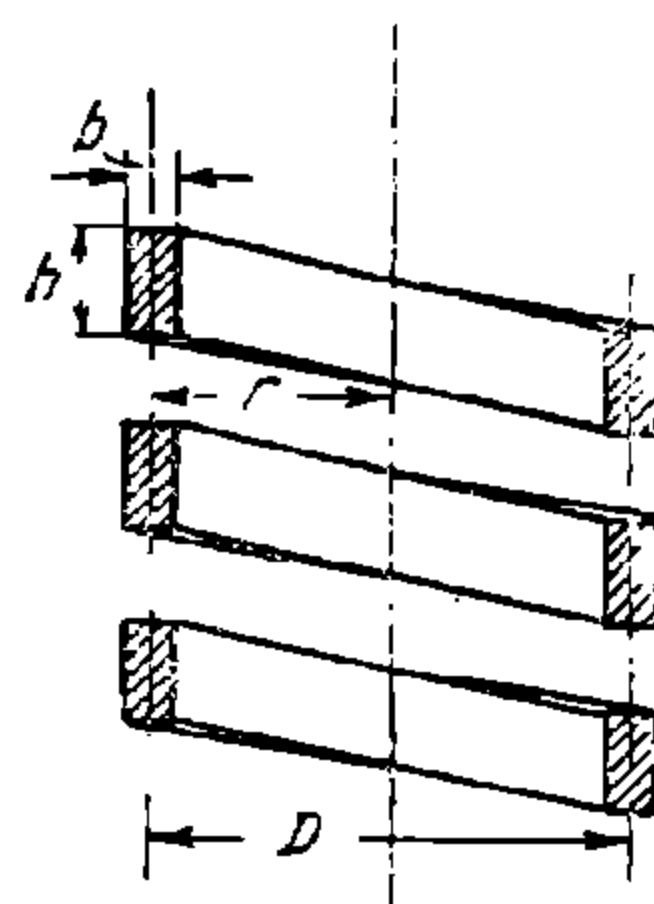
Таблица 17

Данные для двухрядной пружины (d , d_1 , d_2 , D и D_1 в мм)

	d_1	d_2	D_1	P_1	P_2
3,5	$0,875d + 0,6$	$0,486d - 1,0$	$0,875D + 2,0$	$0,765 \left(1 + \frac{1,4}{d}\right) P$	$0,235 \left(1 - \frac{4,5}{d}\right) P$
4,0	$0,857d + 0,5$	$0,514d - 0,9$	$0,857D + 2,0$	$0,734 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,264 \left(1 - \frac{3,4}{d}\right) P$
4,5	$0,845d + 0,5$	$0,536d - 0,8$	$0,845D + 2,2$	$0,714 \left(1 + \frac{1,2}{d}\right) P$	$0,287 \left(1 - \frac{3,0}{d}\right) P$
5,0	$0,836d + 0,5$	$0,554d - 0,7$	$0,836D + 2,3$	$0,697 \left(1 + \frac{1,1}{d}\right) P$	$0,303 \left(1 - \frac{2,6}{d}\right) P$

У внутренней пружины расчётная высота обычно получается немного меньше, чем у наружной. Для выравнивания высот у внутренней пружины либо увеличивают число витков, либо, что лучше, подкладывают под пружину шайбу соответствующей толщины.

г) Цилиндрические пружины из прутков прямоугольного сечения. Как известно из сопротивления материалов, кручение брусков прямоугольного сечения значительно отличается от кручения круглых валов, причём наибольшие касательные напряжения возникают посередине больших сторон прямоугольника. Ниже приводятся без вывода формулы для расчёта пружин прямоугольного сечения, применяемых в тележках пассажирских вагонов. Эти формулы пригодны для расчёта пружин прямоугольного сечения с отношением сторон прямоугольника $h:b \approx 1,5 \div 2,2$ и для больших индексов пружины $c = D:b \approx 6 \div 10$ (фиг. 137) и приведены в ГОСТ 1452-42. Напряжение кручения и прогибы, определённые по формулам, близки к получаемым более точными методами расчёта.



Фиг. 137. К расчёту пружин из прутков прямоугольного поперечного сечения

Нагрузка на пружину

$$P = \frac{2b^2h}{Gr} \tau = \frac{0,44 b^2h \tau}{D}; \quad (149)$$

напряжение кручения

$$\tau = \frac{4,5 Pr}{b^2h} \quad (150)$$

прогиб пружины

$$f = \frac{22,61 nr^3 (b^2 + h^2)}{Gb^3 h^3} P = \frac{0,9 \pi n D^3 (b^2 + h^2) P}{Gb^3 h^3}, \quad (151)$$

где

b — ширина прутка в мм;

h — высота прутка в мм;

$\tau = R_{ср} = 65 \text{ кг/мм}^2$ — напряжение кручения;

D и r — средний диаметр и радиус пружины в мм;

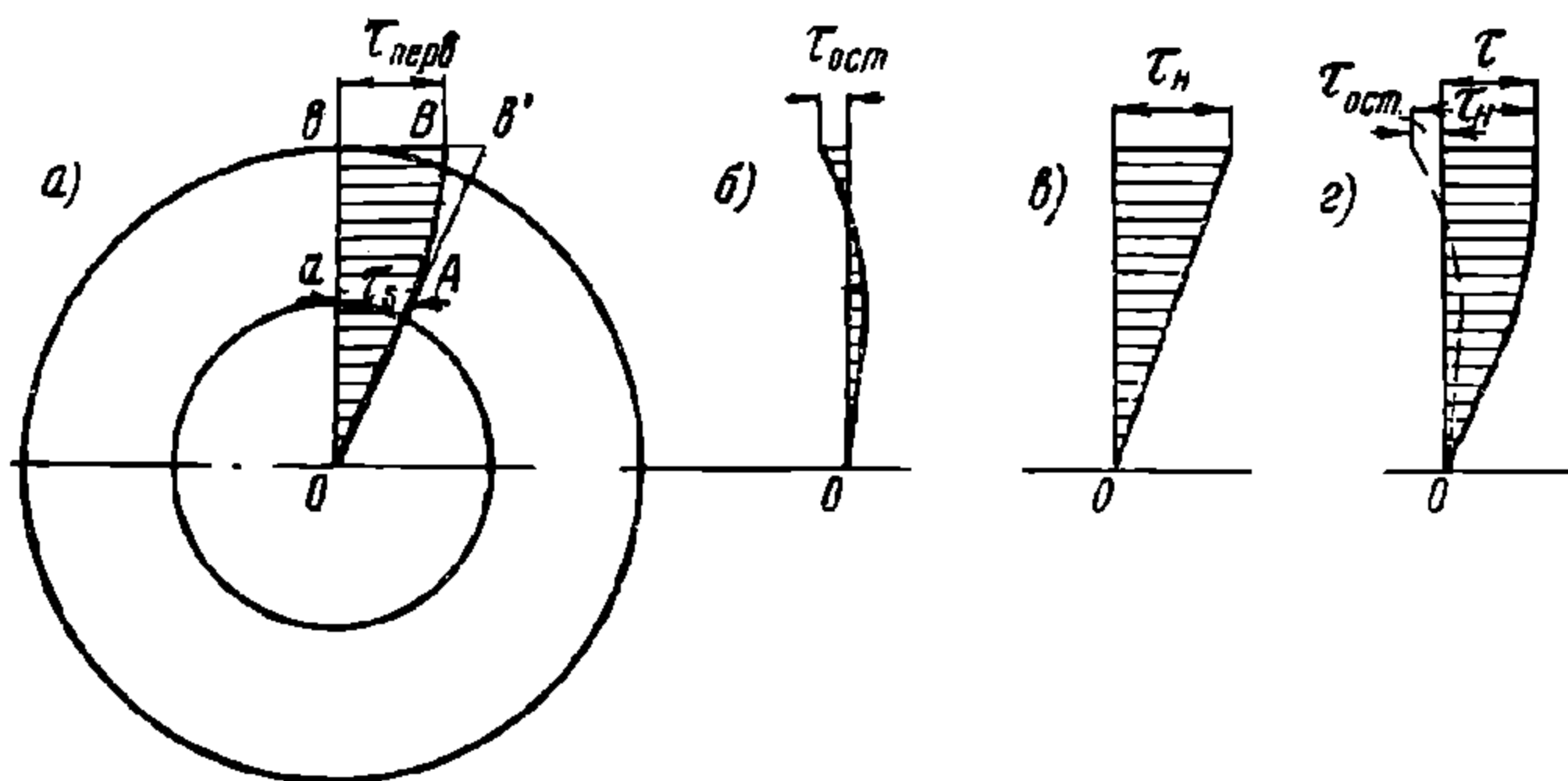
n — число рабочих витков пружины;

$G = 8000 \text{ кг/мм}^2$ — модуль сдвига.

7. ЗАНЕВОЛИВАНИЕ ПРУЖИН

Рассмотренный расчёт пружин был произведён в предположении, что материал витков нигде не подвергается напряжениям, превосходящим предел текучести при кручении σ_s , вследствие чего напряжения были прямо пропорциональны соответствующим деформациям. За последнее время советскими инженерами¹ был разработан новый метод конструирования, изготовления и расчёта пружин с лучшим использованием в них материала. Сущность его заключается в следующем.

Пружина завивается таким образом, что расстояния между витками и высота её в свободном состоянии назначаются больше, чем по чертежу, на некоторую величину,



Фиг. 138. Эпюры напряжений при заневоливании пружин

вычисляемую в зависимости от размеров пружины и свойств материала. После термообработки пружину сжимают доотказа и выдерживают в сжатом состоянии от 20 до 48 часов, затем пружина разгружается.

Эта операция называется **з а н е в о л и в а н и е м** пружины. Вследствие увеличенных расстояний между витками при сжатии пружины до соприкосновения витков в них возникают напряжения, превосходящие предел текучести материала при кручении, и металл подвергается пластической деформации. После снятия нагрузки высота пружины в свободном состоянии становится равной высоте, требующейся по чертежу.

При сжатии пружины во время заневоливания в каждом её поперечном сечении возникают напряжения кручения, эпюра которых изображается линией OAB (фиг. 138, а).

Линия OA — прямая и поэтому материал в середине прутка, в зоне окружности радиуса OA , подвергается упругим деформациям. Волокна же, расположенные за пределами окружности радиуса OA , испытывают напряжения, вызывающие в материале пластические деформации (эпюра напряжений этих волокон изображается кривой линией AB). На поверхности прутка эти напряжения имеют величину $\tau_{перв}$, не достигающую теоретического напряжения bb' , которое было бы в этом месте при отсутствии перехода за предел текучести.

После разгрузки пружины, повернувшись перед этим, поперечное сечение возвращается в первоначальное положение, но, встречая в наружной зоне остаточные деформации, сначала уничтожает их, а затем упругостью внутренней зоны деформирует наружную зону даже в обратную сторону.

В результате этого в сечении пружины после заневоливания её имеются уже некоторые напряжения (фиг. 138, б), а именно в центральной зоне — того же направления, как при заневоливании, а в наружной зоне $\tau_{ост}$ — обратного направления. По величине эти напряжения значительно меньше тех, которые возникали при заневоливании.

Подвергая заневоленную пружину рабочей нагрузке, дающей обычную эпюру напряжений (фиг. 138, в) получим окончательную эпюру напряжений (фиг. 138, г), как результат сложения эпюр (фиг. 138, б и в).

¹ С. И. Блинник, Н. Н. Малинин, проф. С. Д. Пономарёв, В. И. Федосеев и Н. А. Чернышёв. Новые методы расчёта пружин. Машгиз, 1946 г.

Из эпюры (фиг. 138,г) следует, что у заневоленных пружин, благодаря остаточным напряжениям $\tau_{ост}$, окончательное наибольшее напряжение τ по наружной окружности меньше напряжения τ_n , возникающего у обыкновенной пружины, причём само сечение работает энергичнее вследствие большего использования центральной зоны сечения.

В этом и заключается польза заневоливания пружин.

Новый метод расчёта рассматривает пока пружины с большим индексом c , у которых перенапряжения волокон, расположенных с внутренней стороны пружины (обращённых к её оси), невелики.

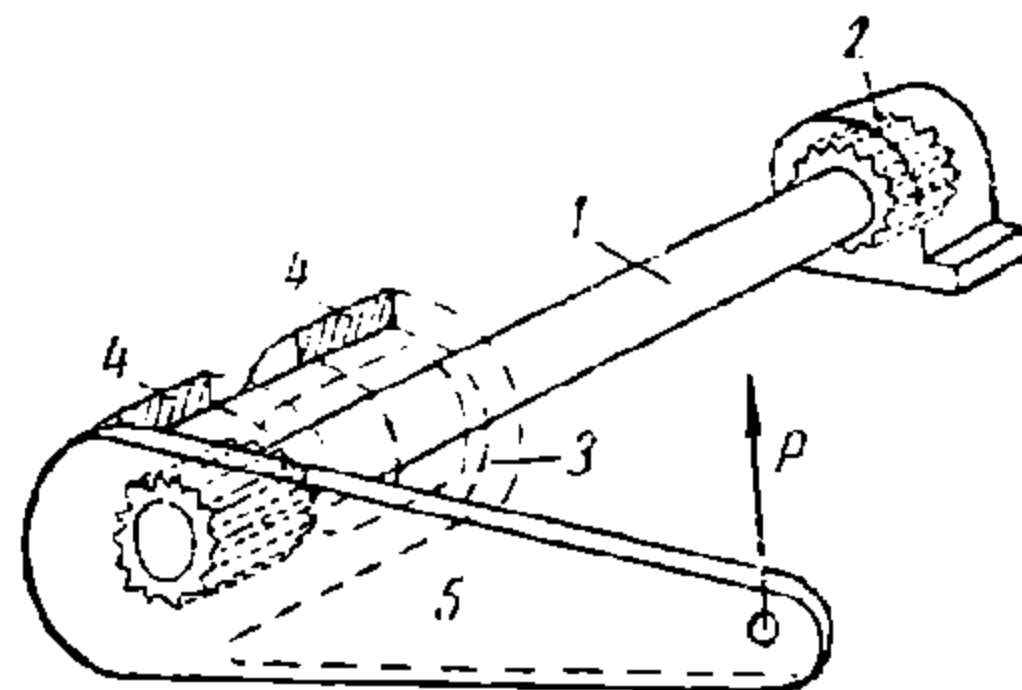
По мере дальнейшей разработки этого метода для пружин с малым индексом c , обычно применяемых в вагоностроении, современный расчёт их подвергнется изменению.

8. ТОРСИОННЫЕ РЕССОРЫ

В последние годы в отечественном автомобилестроении начало широко применяться так называемое торсионное подвешивание, заменяющее листовые рессоры и пружины. Это подвешивание с успехом можно применять и у вагонных тележек. Устройство его заключается в следующем.

Прямой вал 1 (фиг. 139), имеющий по концам рифлёные утолщения, вставляется одним концом в соответствующее отверстие во втулке 2, укреплённой на раме тележки, а другим концом в аналогичное отверстие трубы 3, могущей поворачиваться в подшипниках 4, также укреплённых на раме тележки. Рифлёные дорожки по концам вала и внутри отверстий предотвращают их взаимное вращение.

К наружному концу трубы 3 приделан рычаг 5, другой конец которого соединяется с частью, подлежащей обрессориванию, т. е. либо с буксой, либо с люлькой. На фиг. 139 изображено устройство, заменяющее надбуксовую рессору.



Фиг. 139. Торсионное подвешивание

Реакция P нагрузки на буксу вызывает поворачивание рычага 5 вместе с трубой 3 и вставленного в последнюю наружного конца вала 1. Так как другой конец вала заделан в раму тележки, то сам вал, подвергаясь скручиванию, деформируется. Благодаря этому вертикальное перемещение буксы на конце рычага 5 совершается упруго, аналогично действию надбуксовой рессоры. В этой конструкции упругой частью является вал 1, называющийся торсионной рессорой.

Труба 3 вводится для того, чтобы разгрузить торсионную рессору 1 от передачи ей изгибающего момента от силы P . Поэтому в отличие от пружин торсионная рессора подвержена только кручению. Рычаг 5 служит водилом, удерживающим буксу и ось колёсной пары в определённом положении относительно рамы тележки, не требуя буксовых направляющих.

Зададимся рабочей длиной торсионной рессоры (на протяжении между рифлёными концами) 500 мм, диаметром 69 мм, плечом рычага 770 мм. Тогда прогиб рессорного устройства при нагрузке на буксу 1 т (гибкость) составит 16 мм. Наибольший прогиб данной конструкции может быть доведён до 84 мм, что соответствует нагрузке на буксу $P_{\max} = 5\,230$ кг и напряжению кручения в рессоре $\tau = 62,5$ кг/мм².

Ввиду того что торсионные рессоры подобных устройств представляют прямой вал, подвергающийся только кручению, без передачи ему изгибающих моментов, расчёт таких рессор на прочность производится по формуле (135). Прогиб конца рычага торсионной рессоры определяется по формуле (138 а).

Часто наружная поверхность торсионной рессоры шлифуется (что оказывается возможным благодаря простой её форме) и обследуется дефектоскопом, после чего покрывается лаком или красится.

Сама торсионная рессора при её кручении не имеет трения, но устройства, разгружающие её от изгибающих моментов, подобные описанной выше трубе, вращающейся в подшипниках, обладают уже трением.

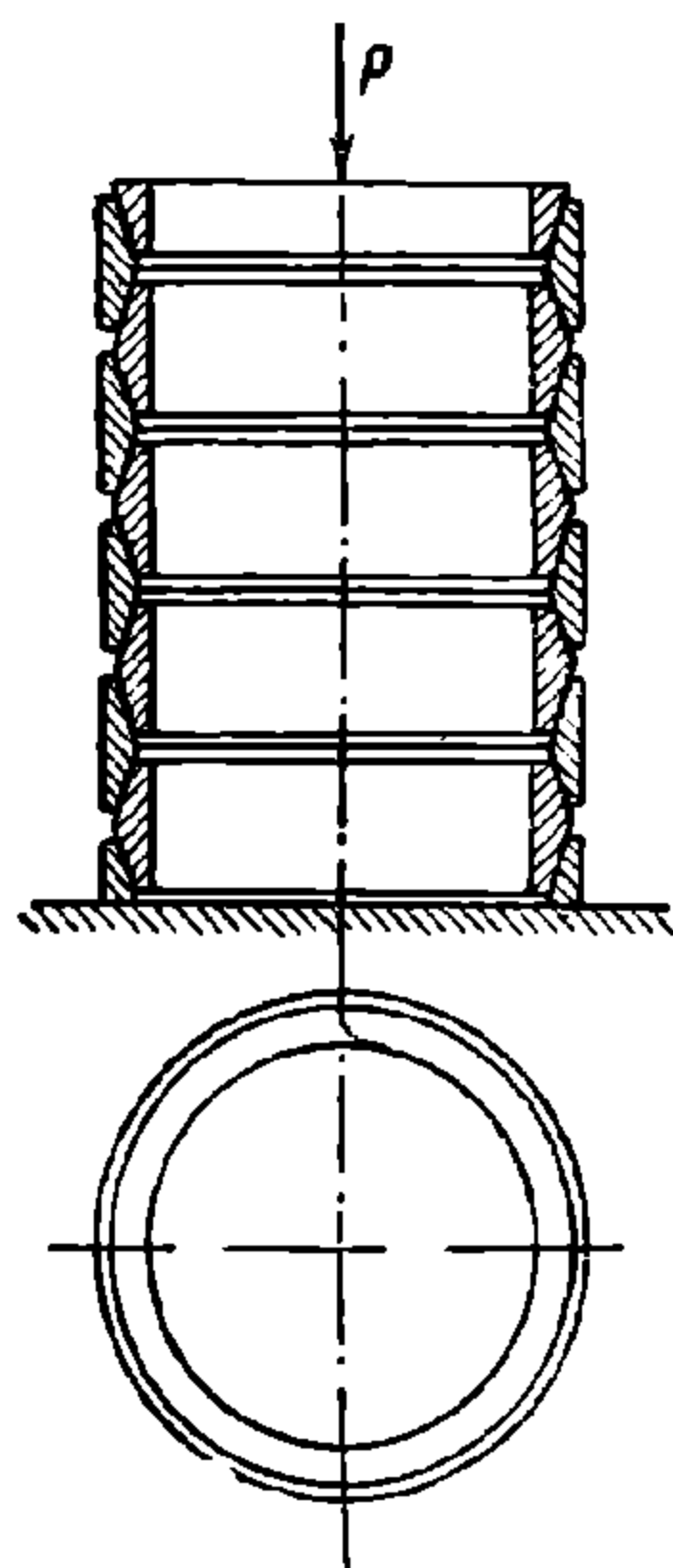
9. КОЛЬЦЕВЫЕ РЕССОРЫ

Кольцевые рессоры допускают большие нагрузки на них и обладают при этом относительно большим внутренним трением. Вследствие этого кольцевые рессоры применяются преимущественно в буферах и поглощающих аппаратах автосцепки, но встречаются они и в рессорном подвешивании грузовых вагонов.

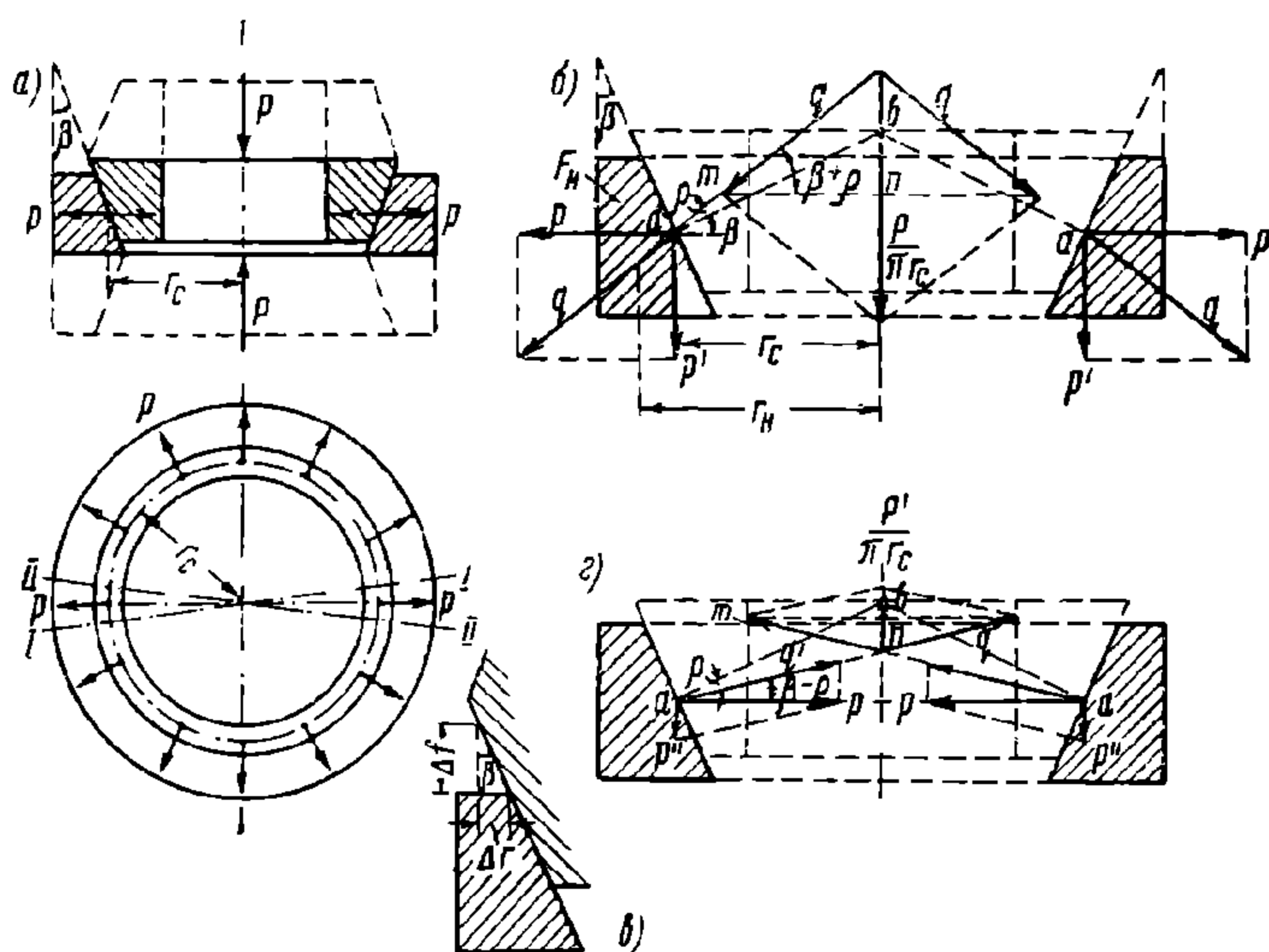
Кольцевые рессоры состояются из наружных и внутренних колец, которые соприкасаются коническими поверхностями (фиг. 140).

При нагружении рессоры осевой силой P внутренние кольца вдвигаются в наружные. При этом наружные кольца подвергаются упругому растяжению, а внутренние — упругому сжатию.

Взаимное перемещение колец обычно незначительно (1,5 — 4,5 мм), вследствие чего для получения достаточного прогиба рессоры её составляют из большого количества колец.



Фиг. 140. Кольцевая рессора



Фиг. 141. К расчёту кольцевых рессор

Например, для получения прогиба рессоры величиной в 80 мм под нагрузкой 30 т приходится иметь по 12 наружных и внутренних колец, и рессора получается высотой 500 мм.

Расчёт кольцевых рессор производится следующим образом.

Разделим всю рессору на ряд одинаковых элементов, состоящих каждый из половинок (по высоте) наружного и внутреннего колец (фиг. 141, а). Очевидно, на каждый такой элемент действует сила P , которой нагружена вся рессора.

При вдавливании внутреннего кольца в наружное между ними появляются равномерно распределённые по длине средней окружности радиуса r_c поперечные силы p , растягивающие наружное кольцо и сжимающие внутреннее. Определим эти силы p .

Проведя два близких меридиональных сечения $I—I$ и $II—II$, пересекающих среднюю окружность r_c по дугам, равным единице длины, получим, что обе противоположные силы p , действующие на выделенные этими сечениями частицы кольца, вызываются соответствующей долей вертикальной силы P , равной $(P:2\pi r_c) 2 = P:\pi r_c$.

Рассмотрим эти частицы кольца между сечениями $I—I$ и $II—II$ (фиг. 141, б). Угол наклона образующей конической поверхности к оси рессоры обозначим через β .

Так как вдвигание внутреннего кольца в наружное сопровождается трением по их коническим поверхностям, то разложим осевую силу $P: \pi r_c$ на две силы q , направленные под углом трения ρ к перпендикулярам ab , проведённым к образующим конической поверхности. Угол трения ρ откладывается навстречу движению внутреннего кольца, т. е. вверх при его опускании. Из фигуры видно, что силы q составляют угол $\beta + \rho$ с плоскостью кольца.

Перенеся силы q по их направлению в точки a и разложив их на горизонтальные и вертикальные составляющие p и p' , найдём искомые силы

$$p = mp = \frac{P: \pi r_c}{2} \operatorname{ctg}(\beta + \rho) = \frac{P}{2 \pi r_c \operatorname{tg}(\beta + \rho)}.$$

Таким образом, наружное кольцо по длине всей окружности r_c нагружено равномерно распределёнными силами p , растягивающими это кольцо. Обозначив площадь поперечного сечения наружного полукольца (элемента) через F_n и его напряжение растяжения через σ_n , получим

$$p 2 r_c = 2 F_n \sigma_n,$$

откуда

$$\sigma_n = \frac{p r_c}{F_n} = \frac{P}{2 \pi F_n \operatorname{tg}(\beta + \rho)}. \quad (152)$$

Подобным образом, обозначая площадь поперечного сечения внутреннего полукольца через F_v и его напряжение сжатия через σ_v , получим

$$\sigma_v = \frac{P}{2 \pi F_v \operatorname{tg}(\beta + \rho)}. \quad (153)$$

В наружном кольце под влиянием напряжения σ_n появляется относительное удлинение

$$\epsilon_n = \frac{\sigma_n}{E},$$

вследствие чего длина кольца увеличивается на —

$$\lambda = 2 \pi r_n \frac{\sigma_n}{E},$$

где r_n — радиус окружности, проходящий через центры тяжести поперечных сечений наружного кольца в свободном (нерастянном) его состоянии и E — модуль упругости при растяжении.

Поэтому при растяжении наружного кольца его радиус r_n увеличивается на

$$\Delta r_n = \frac{\lambda}{2 \pi} = \frac{\sigma_n}{E} r_n. \quad (154)$$

При сжатии внутреннего кольца соответствующий его радиус r_v , проходящий через центры тяжести поперечных сечений, уменьшится на

$$\Delta r_v = \frac{\sigma_v}{E} r_v$$

Общее изменение r_n и r_v , вызывающее взаимное перемещение колец, равно

$$\Delta r = \Delta r_n + \Delta r_v = \frac{\sigma_n r_n + \sigma_v r_v}{E}$$

Поэтому величина Δj (фиг. 141, в), на которую внутреннее кольцо входит в наружное, составляет

$$\Delta j = \frac{\Delta r}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\sigma_n r_n + \sigma_v r_v}{E \operatorname{tg} \beta}$$

Подставляя сюда вычисленные выше величины напряжений σ_n и σ_s , получим опускание одного элемента под действием силы P

$$\Delta f = \frac{P}{2\pi E \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\beta + \rho)} \left(\frac{r_n}{F_n} + \frac{r_s}{F_s} \right).$$

Так как в рессоре имеется n элементов, прогиб всей рессоры составляет

$$f = n \Delta f = \frac{Pn}{2\pi E \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg}(\beta + \rho)} \left(\frac{r_n}{F_n} + \frac{r_s}{F_s} \right). \quad (155)$$

Вычисленные выше напряжения колец σ_n и σ_s подлежат двум дополнительным уточнениям.

Первое уточнение заключается в том, что при сжатии рессоры в её кольцах, кроме рассмотренных напряжений растяжения и сжатия, появляются также напряжения изгиба, происходящие вследствие изменения радиусов кривизны колец. Это видно из следующего.

Прямой брус, находящийся под действием изгибающего момента M_1 , который вызывает чистый изгиб, искривляется по дуге окружности с радиусом нейтрального слоя

$$r_n = \frac{EI}{M_1},$$

где I — момент инерции бруса.

С уменьшением изгибающего момента от M_1 до M_2 радиус нейтрального слоя увеличивается от r_n до

$$r_2 = \frac{EI}{M_2},$$

причём

$$M_1 - M_2 = EI \left(\frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_2} \right) = EI \frac{r_2 - r_n}{r_n r_2}.$$

Последнее уравнение можно прочитать и так: если на брус, находящийся под действием изгибающего момента M_1 и имеющий радиус нейтрального слоя r_n , действует момент $M_1 - M_2$, то радиус бруса увеличивается до r_2 , величина которого определяется из этого уравнения.

Принимая теперь, что криволинейная форма по радиусу r_n придана брусу при его изготовлении (кольцо рессоры), а не путём изгиба моментом M_1 , вследствие чего $M_1 = 0$, получим из предыдущего уравнения, что увеличение радиуса кривизны бруса от r_n до r_2 произошло под влиянием момента

$$-M_2 = EI \frac{r_2 - r_n}{r_n r_2}$$

Этот момент вызывает в волокне, находящемся на расстоянии e от нейтрального слоя наружного кольца (бруса), напряжение

$$\sigma_{dn} = \frac{M_2 e}{I} = Ee \frac{r_2 - r_n}{r_n r_2}.$$

Подставляя сюда из уравнения (154)

$$r_2 - r_n = \Delta r_n = \frac{\sigma_n}{E} r_n$$

и заменяя в знаменателе r_2 через r_n (вследствие малой между ними разницы), получим искомое дополнительное напряжение изгиба наружного кольца

$$\sigma_{dn} = \sigma_n \frac{e}{r_n}.$$

Аналогичным путём получим дополнительное напряжение внутреннего кольца

$$\sigma_{\partial\partial} = \sigma_{\partial} \frac{e}{r_{\partial}}.$$

Эти дополнительные напряжения составляют около 5—7% основных напряжений σ_n и σ_{∂} и прибавляются к последним.

Второе уточнение учитывает сжатие колец под действием силы P и по её направлению, вызывающее напряжения

$$\sigma'_n = \frac{P}{F'_n} \quad \text{и} \quad \sigma'_{\partial} = \frac{P}{F'_{\partial}},$$

где F'_n и F'_{∂} — площади средних сечений колец плоскостью, перпендикулярной оси рессоры.

Эти напряжения, направленные перпендикулярно к основным напряжениям, изменяют последние на величину 3—5%, увеличивая σ_n и уменьшая σ_{∂} .

В наружных кольцах допускаются суммарные напряжения растяжения около 90 кг/мм², а во внутренних кольцах, изготавливаемых из более твёрдой стали, — суммарные напряжения сжатия около 110 кг/мм².

Угол β обычно принимается равным 15°, а коэффициент трения колец 0,15—0,16, которому соответствует угол трения $\rho = 8^{\circ}30' - 9^{\circ}6'$.

Выше рассматривалось сжатие рессоры под действием осевой силы, возраставшей от 0 до P .

При некотором уменьшении этой силы из-за трения между кольцами рессора начнёт разжиматься только после того, как осевая нагрузка уменьшится до величины P' .

Определим силу P' , рассматривая противоположные элементы колец, выделенные меридиональными сечениями I—I и II—II (фиг. 141, г).

Теперь силы упругости p элементов растянутого наружного кольца, преодолевая силы трения, начнут выталкивать соответствующие элементы внутреннего кольца силой $P' : \pi r_c$. Вследствие этого угол трения ρ откладывается на фигуре вниз от перпендикуляра ab , навстречу движению вверх внутреннего кольца.

Из фигуры следует, что

$$p = mn = \frac{P'}{2\pi r_c \operatorname{tg}(\beta - \rho)}.$$

Так как при сжатии рессоры силы, растягивающие наружное кольцо, равнялись

$$p = \frac{P}{2\pi r_c \operatorname{tg}(\beta + \rho)},$$

то из сравнения этих выражений получим

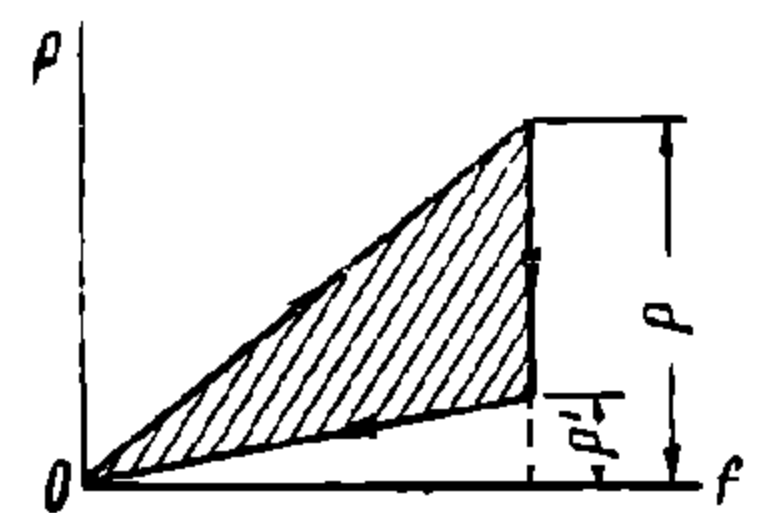
$$\frac{P'}{\operatorname{tg}(\beta - \rho)} = \frac{P}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}$$

Отсюда определяется сила P' , выталкивающая внутреннее кольцо

$$P' = P \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}$$

Принимая $\beta = 15^{\circ}$ и $\rho = 8^{\circ}30'$, получаем

$$P' = P \frac{\operatorname{tg} 6^{\circ}30'}{\operatorname{tg} 23^{\circ}30'} = 0,262 P,$$



Фиг. 142. Диаграмма кольцевой рессоры

НТБ
ДНУЖТ

т. е. сила P' , с которой разжимается рессора, составляет почти $1/4$ сжимающей силы P .

На фиг. 142 изображена примерная диаграмма кольцевой рессоры, из которой видно, что почти $3/4$ работы силы сжатия рессоры (заштрихованная площадь на фигуре) поглощается работой сил трения между кольцами.

10. РАСЧЁТ ЛИСТОВЫХ РЕССОР

Теоретическая листовая рессора. Из сопротивления материалов известно, что наибольший прогиб при наименьшей затрате материала имеют тела равного сопротивления изгибу, из которых для изготовления листовых рессор наиболее подходящей является треугольная пластина ABC (фиг. 143, *a*) одинаковой толщины h , заделанная одной стороной и нагруженная сосредоточенной силой Q . Разрезая каждую половинку пластины ABC на n полосок одинаковой ширины $b:2$, складывая затем эти полоски, как указано на фиг. 143, *b* и *в*, и предполагая каждую пару полосок соединёнными между собой в один лист шириной b , получим теоретическую листовую рессору с n листами (половину рессоры). Теоретическая рессора под действием силы Q деформируется, так же как и пластина ABC , из которой она составлена (если пренебречь трением между листами).

Приведём расчёт теоретической рессоры, а затем укажем, как конечные расчётные формулы могут быть изменены для действительных листовых рессор, отличных от теоретических.

Для сечения заделки AC треугольной пластины (фиг. 143) изгибающий момент $M = Ql$, а момент сопротивления $W = nbh^2:6$; где nb — длина всей стороны AC , или, что то же, ширина всех n листов. Поэтому напряжение изгиба в сечении составляет

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6Ql}{nbh^2}. \quad (156)$$

Для любого сечения xx , отстоящего от конца пластины на расстоянии x , изгибающий момент равен $M_x = Qx$. Ширина этого сечения определится из подобных треугольников

$$\frac{b_x}{x} = \frac{nb}{l}$$

откуда

$$b_x = \frac{xnb}{l}.$$

Момент сопротивления в сечении xx равен

$$W_x = \frac{b_x h^2}{6} = \frac{xnbh^2}{6l}$$

и напряжение изгиба

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} = \frac{6Ql}{nbh^2},$$

т. е. такое же, как и в сечении заделки AC . Следовательно, в любом сечении треугольной пластины ABC напряжение изгиба получается одинаковым с напряжением в сечении AC , т. е. пластина ABC является телом равного сопротивления изгибу.

Применяя формулу (156) не к половине рессоры, как рассматривалось здесь, а к целой рессоре и заменяя $Q = P:2$, где P — нагрузка на оба конца рессоры, т. е. на хомут, а также заменяя $l = L:2$, где L — расстояние между центрами ушков рессоры, получим величину напряжения в другом виде

$$\sigma = \frac{6Ql}{nbh^2} = \frac{3PL}{2nbh^2} \quad (157)$$

Прогиб f (фиг. 144) треугольной пластины ABC под действием силы Q определяется следующим образом. Из сопротивления материалов известно, что радиус кривизны нейтральной оси изгибаемой балки в некотором её сечении xx (фиг. 144, a и b) равен

$$\rho_x = \frac{EI_x}{M_x} \quad (158)$$

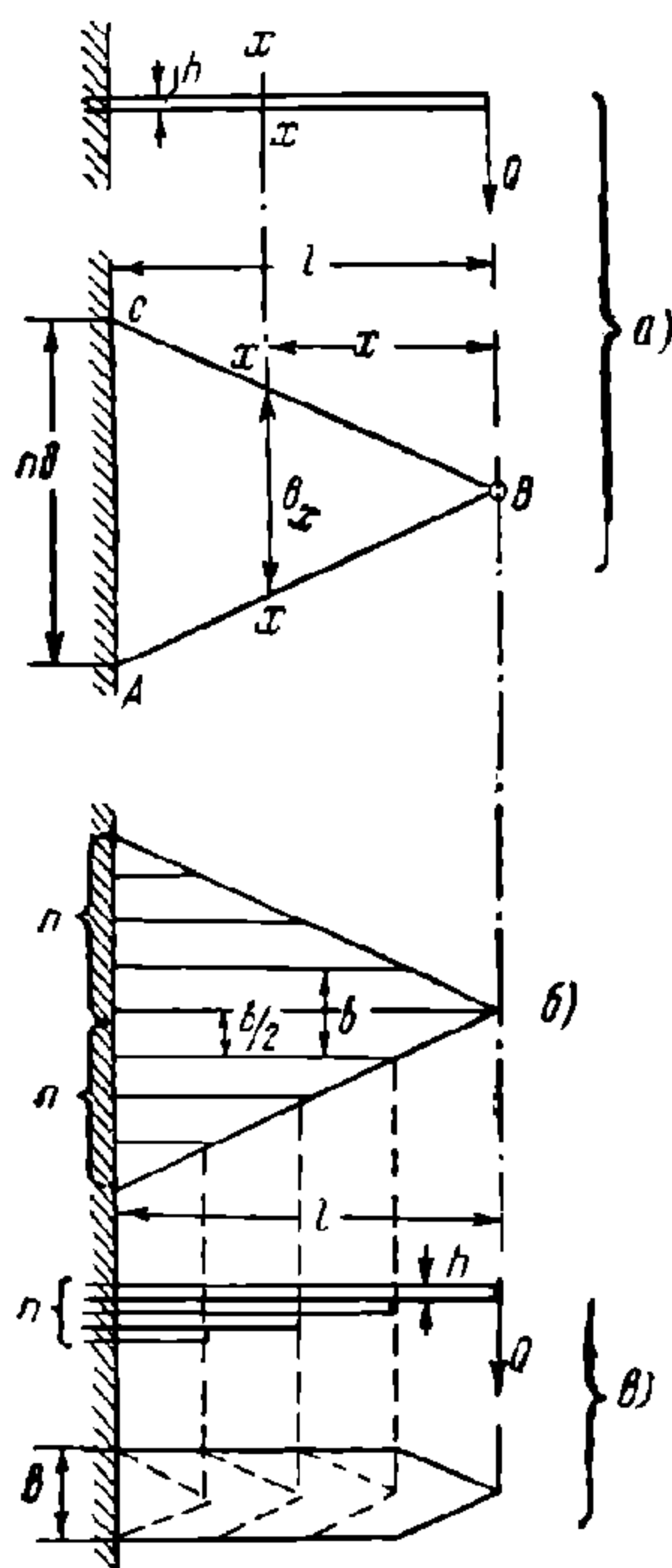
где E — модуль упругости материала балки;

I_x — момент инерции балки;

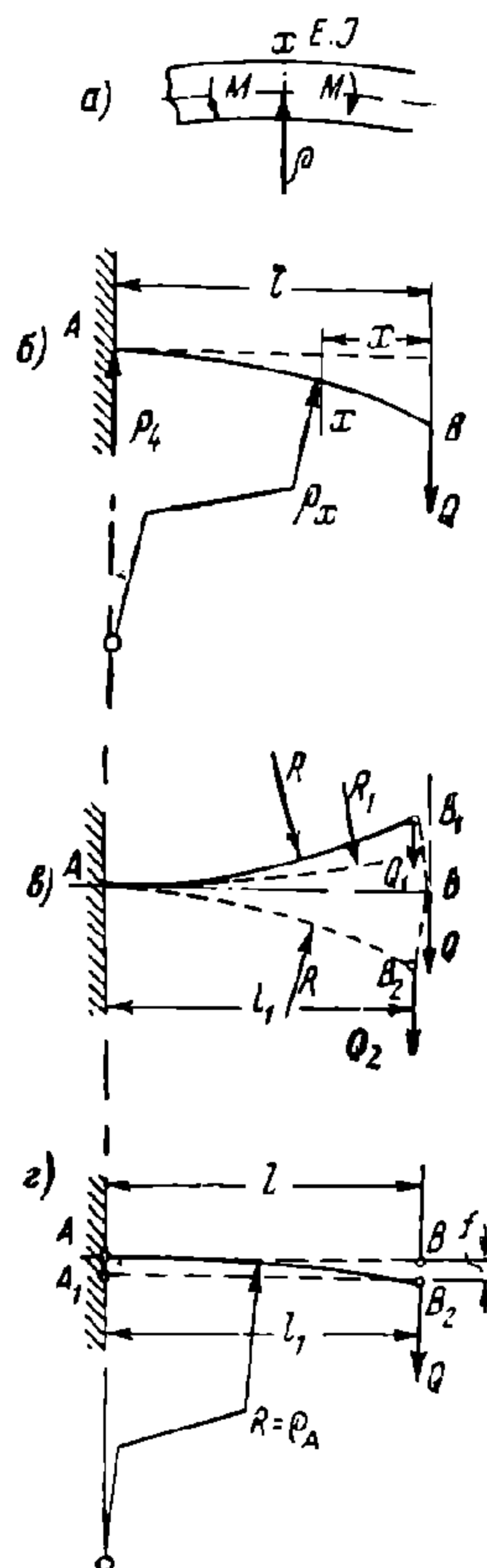
M_x — изгибающий момент в том же сечении.

У треугольной пластины равного сопротивления изгибу для сечения xx :
момент инерции

$$I_x = \frac{b_x h^3}{12} = \frac{x n b h^3}{12 l}$$



Фиг. 143. К расчёту листовой рессоры



Фиг. 144. К расчёту листовой рессоры

и изгибающий момент

$$M_x = Qx.$$

Поэтому радиус кривизны в сечении xx

$$\rho_x = \frac{Enbh^3}{12 Ql}$$

не зависит от величины x , определяющей положение взятого сечения, т. е. во всех сечениях радиус кривизны одинаков, или, другими словами, пластина изгибается по дуге окружности AB радиуса ρ_A , центр которой лежит на продолжении сечения заделки. При небольших прогибах можно принять полухорду $A_1B_2 = l_1$ (фиг. 144, z) равной длине пластины $AB = l$.

В таком случае по известной теореме — квадрат полухорды A_1B_2 равен произведению отрезков перпендикулярного ей диаметра, — получаем

$$l^2 = f(2\rho_A - f). \quad (159)$$

При малых прогибах f относительно длины пластины l радиус кривизны ρ_A получается очень большим сравнительно с прогибом f . Поэтому в скобке правой части выражения (159) можно пренебречь малой величиной f по сравнению с $2\rho_A$, после чего получаем

$$l^2 \approx f 2\rho_A,$$

откуда

$$f \approx \frac{l^2}{2\rho_A} \quad (160)$$

По выражению (158) радиус кривизны $\rho_A = \frac{EI_A}{M_A}$.

Для сечения заделки пластины находим

$$I_A = \frac{nbh^3}{12} \text{ и } M_A = Ql,$$

после чего получаем

$$\rho_A = \frac{Enbh^3}{12Ql},$$

подставляя которое в выражение (160), находим прогиб пластины

$$f = \frac{6Ql^3}{Enbh^3}. \quad (161)$$

Заменяя и здесь в применении к целой рессоре $Q = P:2$, но сохраняя для дальнейшего удобства полудлину l , получаем величину прогиба в другом виде

$$f = \frac{6Ql^3}{Enbh^3} = \frac{6Pl^3}{Eh^3 b 2n} \quad (162)$$

Действительная листовая рессора. Действительная листовая рессора отличается от рассмотренной теоретической следующим.

1. Хомут рессоры обычно не совсем плотно прижимается своими кромками к листам рессоры. Вследствие этого сечение заделки листов располагается не по наружной кромке хомута, а где-то внутри его, на расстоянии от наружной кромки примерно 10—20 мм в зависимости от силы обжатия хомута при его посадке.

2. Стягивание свободных листов рессоры при её изготовлении сначала струбцинкой, а затем и хомутом при его остывании вызывает изгиб листов: верхних — вверх, а нижних — вниз. Вследствие этого в листах рессоры ещё до нагружения её внешней нагрузкой имеются уже напряжения от затяжки хомутом: в верхних листах обратного знака относительно напряжений от нагрузки, а в нижних листах — того же знака. Последние напряжения могут достигать величины примерно 1 200 — 1 500 кг/см².

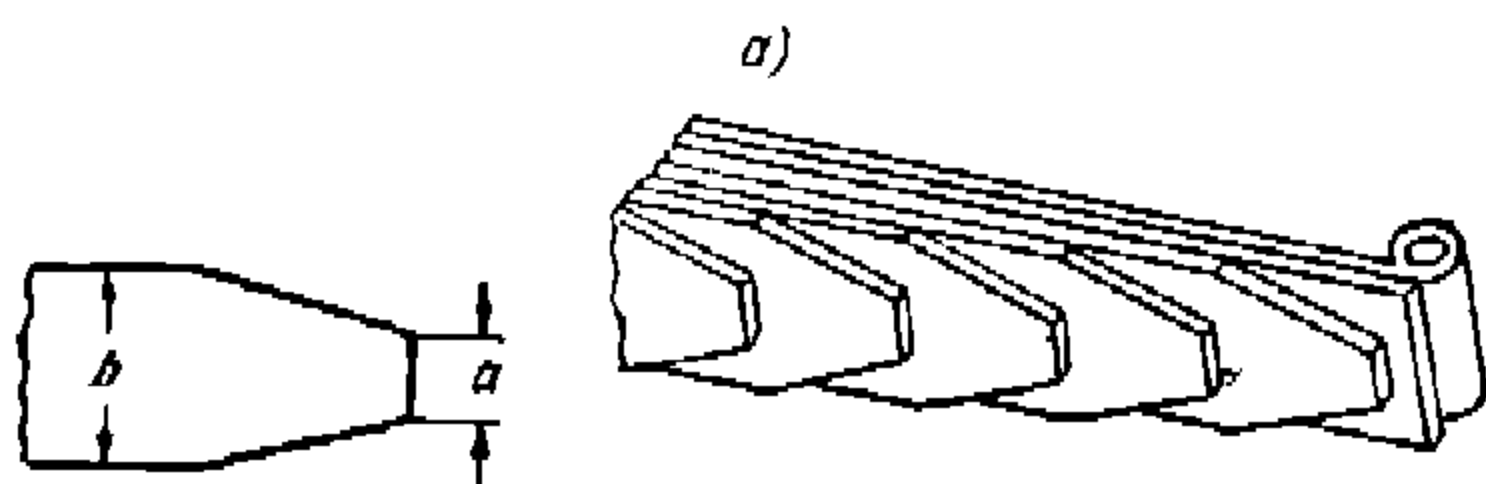
3. Между листами действительной рессоры имеется трение, величина которого определяется в следующем параграфе. Это трение значительно изменяет величину прогиба. Кроме того, трение при передаче нагрузки (приложенной к ушку рессоры) от одного листа к другому несколько уменьшает действие нагрузки на нижние короткие листы.

4. Наборные листы обрезаются не с острыми концами, а с притупленными с очертанием по трапеции (фиг. 145). Это необходимо для того, чтобы концы листов, сильно прижатые нагрузкой к вышележащим листам, не вытирали в них значительных углублений, уменьшающих прочность листов.

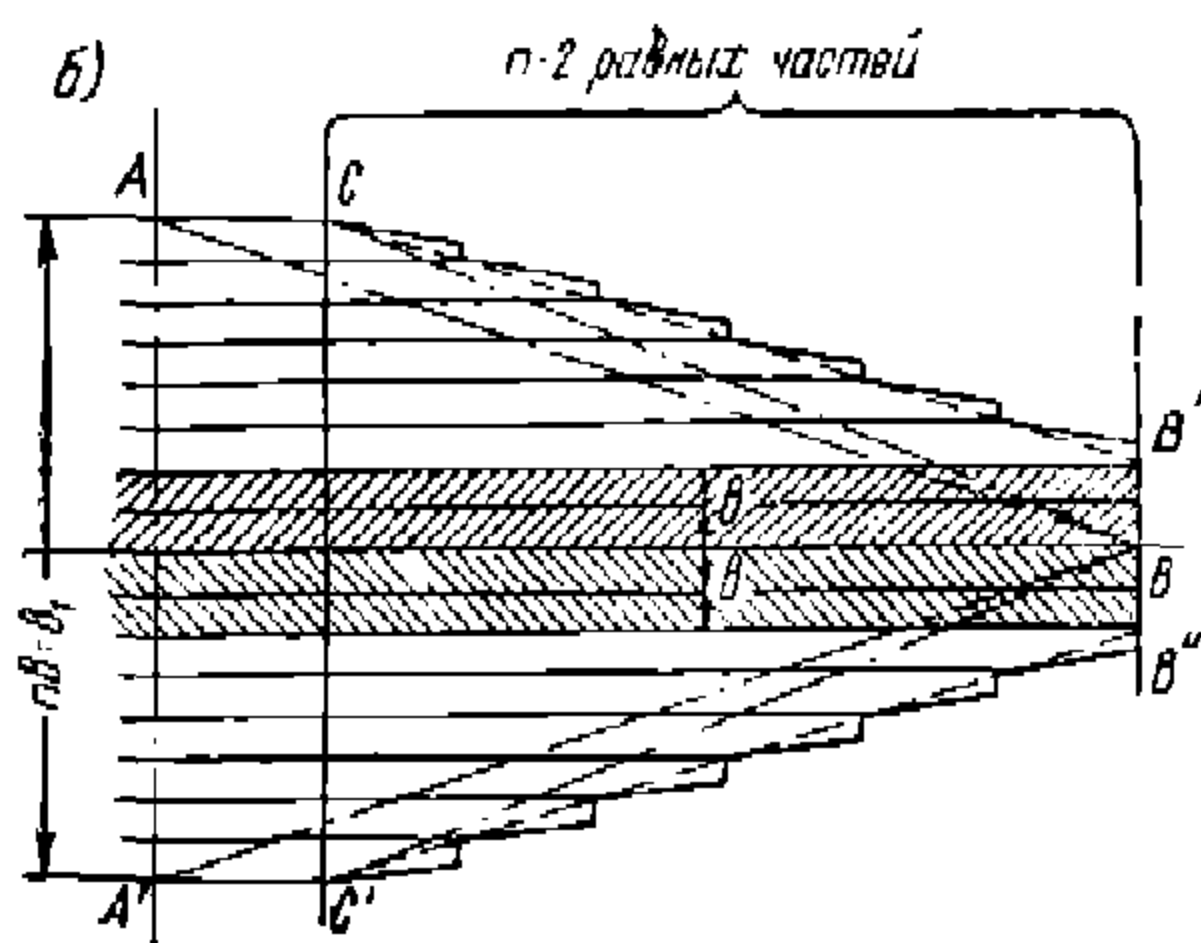
* Здесь не сокращены $6:2$ для удобства изменения в дальнейшем этой теоретической формулы при применении её к действительным рессорам.

5. Устройство двух верхних наборных листов (лежащих под коренным листом) такой же длины, как и расстояние между центрами ушков (фиг. 146, а), а также обрез наборных листов по трапеции, а не по треугольнику и, наконец, начало скоса нижнего наборного листа не от самого хомута, а несколько отступя от него, приводят к тому, что если листы действительной рессоры разложить один около другого (фиг. 146, б), то получится фигура $ACB'B''C'A'$, значительно отличающаяся от теоретического треугольника ABA' , где AA' — кромка хомута, соответствующая сечению заделки листов (когда кромка плотно прижимается к листам). Штриховкой показаны на фигуре призматические листы (коренной и подкоренной), не имеющие по концам скосов.

В теоретической рессоре получалось, что листы имеют одинаковое напряжение во всех сечениях рессоры. В действительной рессоре напряжения одного какого-нибудь листа в разных сечениях или напряжения в одном каком-нибудь сечении рессоры у разных листов значительно отклоняются в ту или другую сторону от напряжения, определяемого формулой (157), причём наиболее напряжённым листом является вообще самый короткий лист. У 11—13-листных рессор в сечении у хомута напряжение короткого листа даже при обрезе его концов по трапеции с отношением $a : b = 0,4$ может превышать примерно на 2000 кг/см^2 среднее равномерно распределённое напряжение, определяемое формулой (157).



Фиг. 145. Обрез рессорных листов



Фиг. 146. Действительная листовая рессора

Вследствие сказанного при применении выведенных выше формул к действительным рессорам поступают следующим образом.

Для определения величины напряжения в листовой рессоре пользуются формулой (157)

$$\sigma = \frac{3PL}{2nbh^2} \text{ кг/см}^2,$$

в которой из длины рессоры L вычитается некоторая доля ширины хомута, соответствующая расстоянию между действительными сечениями заделки листов, чем частично компенсируется неравномерное распределение напряжений в разных листах в сечении заделки.

В этой формуле обозначают:

P — нагрузка на хомут рессоры в кг;

L — выпрямленная длина коренного листа между центрами ушков в см;

n — число листов рессоры;

b и h — ширина и толщина листов рессоры в см.

Согласно ГОСТ 1425-48 при испытании рессор под прессом на отсутствие у них осадки под максимальной статической нагрузкой P величину последней надлежит определять по формуле

$$P = \frac{2R_p W}{l}, \quad (163)$$

где $R_p = 95$ или 100 кг/мм^2 — допускаемое напряжение на изгиб по ГОСТ 1496-42;

$W = \frac{nbh^2}{6}$ — момент сопротивления всех листов рессоры в мм^3 ;

$l = L : 2$ — половина длины рессоры в выпрямленном состоянии в мм .

Подставляя W и l в формулу, получим

$$P = \frac{2 R_p nbh^2}{3 L},$$

откуда

$$R_p = \frac{3 PL}{2 nbh^2}.$$

Формула (157) также рекомендуется ЦНИИ и НИБ¹, причём под L в данном случае понимается не выпрямленная длина рессоры, а хорда рессоры под нагрузкой брутто.

Величина прогиба рессоры определяется по указанной выше формуле:

$$f = \frac{6 Pl^3}{Eh^3 b 2 n_0},$$

(здесь вместо n принято обозначение n_0), после введения в неё следующих изменений.

По ГОСТ 1425-48 полудлину рессоры l в выпрямленном состоянии считают не до середины рессоры, а учитывая влияние ширины a хомута, принимают, что фактическое сечение заделки листов смещается с середины рессоры на величину $a : 6$, вследствие чего в формуле (162) полудлина рессоры l заменяется величиной

$$l - \frac{a}{6}$$

Влияние на прогиб рессоры отклонения от треугольника формы раскладки её листов (фиг. 146,б) учитывается методом, предложенным в 1907 г. проф. М. В. Гололобовым², заключающимся в том, что в знаменателе формулы (162) величина $2 n_0$ заменяется $3 m + 2 n$,

где n_0 — общее число листов рессоры;

m — число призматических (коренных) листов;

n — число листов ступенчатой части³.

Поэтому по ГОСТ 1425-48 формула для прогиба листовых незамкнутых рессор получает следующий вид

$$f = \frac{6 P_1 \left(l - \frac{a}{6} \right)^3}{Eh^3 b (3 m + 2 n)} \text{ см}, \quad (164)$$

где P_1 — максимальная статическая нагрузка, указанная в чертеже рессоры, в кг ;

l — полудлина рессоры в выпрямленном состоянии в см ;

a — ширина хомута в см ;

$E = 2,05 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$ — модуль упругости;

b и h — ширина и толщина листов в см ;

m — число коренных (призматических) листов;

n — число листов ступенчатой части.

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов.

² ИТС. Вагоны. Трансжелдориздат, 1937, стр. 145, 168 и 169.

³ Вместо величины $3 m + 2 n$ встречается иногда в литературе величина $n_0 \left(2 + \frac{m}{n_0} \right)$ (в принятых выше обозначениях), предложенная в 1918 г. немецким инженером Витцигом, который через 11 лет просто повторил формулу проф. Гололобова, так как $n_0 = m + n$.

По рекомендации ЦНИИ и НИБ в формуле (162) полудлину l выпрямленной рессоры заменяют расчётной полухордой

$$l_p = \frac{L}{2} - \frac{a}{2} + 1,5 \text{ см},$$

где L — хорда рессоры под нагрузкой брутто в см, вследствие чего формула для прогиба незамкнутой листовой рессоры получает вид

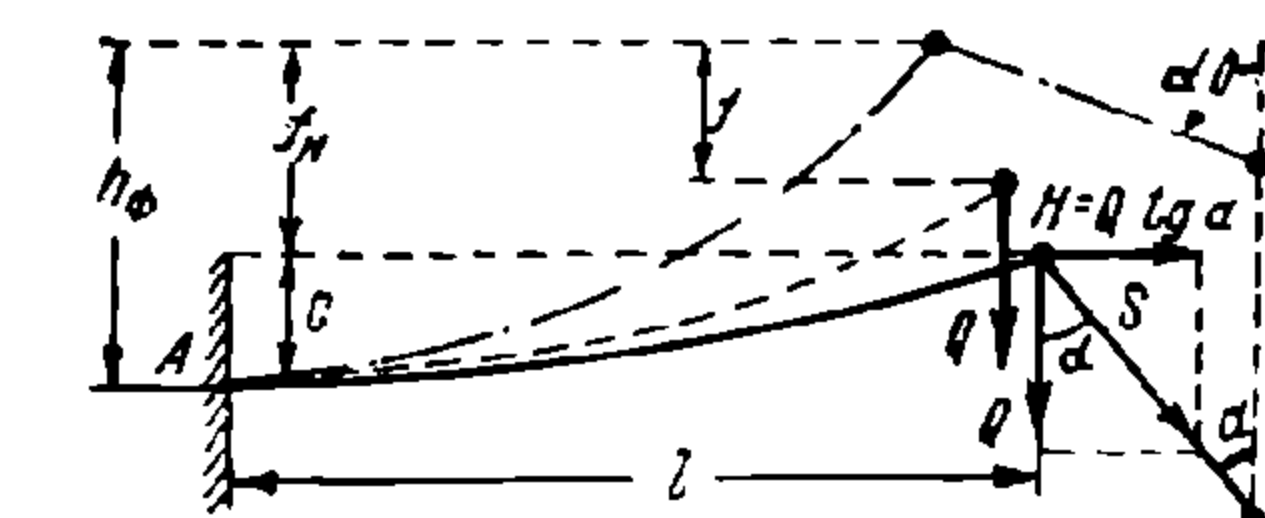
$$f = \frac{6 P l_p^3}{E h^3 b (3 m + 2 n)} \text{ см.} \quad (165)$$

Для однорядной эллиптической рессоры, как состоящей из двух незамкнутых рессор, опирающихся одна на другую своими концами, применяются те же формулы, относимые к одной половине эллиптической рессоры. Поэтому прогиб однорядной эллиптической рессоры равен двойной величине прогиба незамкнутой рессоры¹.

У двух- и трёхосных вагонов и в некоторых тележках рессорные серёжки листовых рессор располагаются наклонно (фиг. 147), вследствие чего сила S , действующая по серёжке, разлагается на вертикальную силу Q и горизонтальную силу H .

Таким образом, сечение A рессоры подвергается действию изгибающего момента

$$M = Ql + Qc \operatorname{tg} \alpha = Q(l + c \operatorname{tg} \alpha),$$



Фиг. 147. Действие наклонных серёжек

причём прогиб рессоры f от одной вертикальной нагрузки Q увеличивается при наклонных серёжках до

$$f_n = f \left(1 + \frac{c}{l} \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (166)$$

Входящие в эти формулы плечо c и угол α обычно бывают неизвестны в момент равновесия сил Q и $Q \operatorname{tg} \alpha$ и определяются путём двух-трёх проб, пользуясь уравнением (166) и отношением $\frac{c}{l} = \frac{h_\phi - f}{1 + f \operatorname{tg} \alpha}$, в котором h_ϕ — фабричная стрела выгиба рессоры.

Для угла $\alpha \approx 35^\circ$ и для обычных вагонных выгнутых рессор, не разгибающихся ещё в прямую от вертикальной силы Q , добавочный момент $Qc \operatorname{tg} \alpha$ увеличивает прогиб рессоры и её напряжение, вычисленные от действия одной вертикальной силы Q , на 6—10%².

11. ВНУТРЕННЕЕ ТРЕНИЕ ЛИСТОВЫХ РЕССОР

Если у листовой рессоры в ненагруженном состоянии сделать против концов наборных листов риски, то при нагрузке рессоры, вызывающей прогиб и выпрямление её листов, концы последних сдвинутся относительно сделанных рисков наружу от хомута. Происходит это вследствие того, что под действием приложенной к ушку рессоры силы P 2 листа разгибаются, причём у каждого листа (для рассматриваемого случая) его нижние волокна сокращают, а верхние увеличивают свою длину по сравнению с той длиной, которую они имели при отсутствии нагрузки рессоры, когда ставились риски. Листы пе-

¹ Расчёт эллиптических рессор Брауна см. ИТС. Вагоны. Трансжелдориздат, 1937, стр. 165, 172—179.

² Подробный расчёт рессор с учётом влияния наклонных серёжек имеется в труде проф. А. А. Попова, Теория плоских колебаний вагонов. Трансжелдориздат, 1940, стр. 79.

редвигаются не все одинаково: наибольший сдвиг имеют концы длинных листов, а по мере укорочения листов передвижение их концов уменьшается. Такое передвижение легко наблюдать при испытании рессор под прессом.

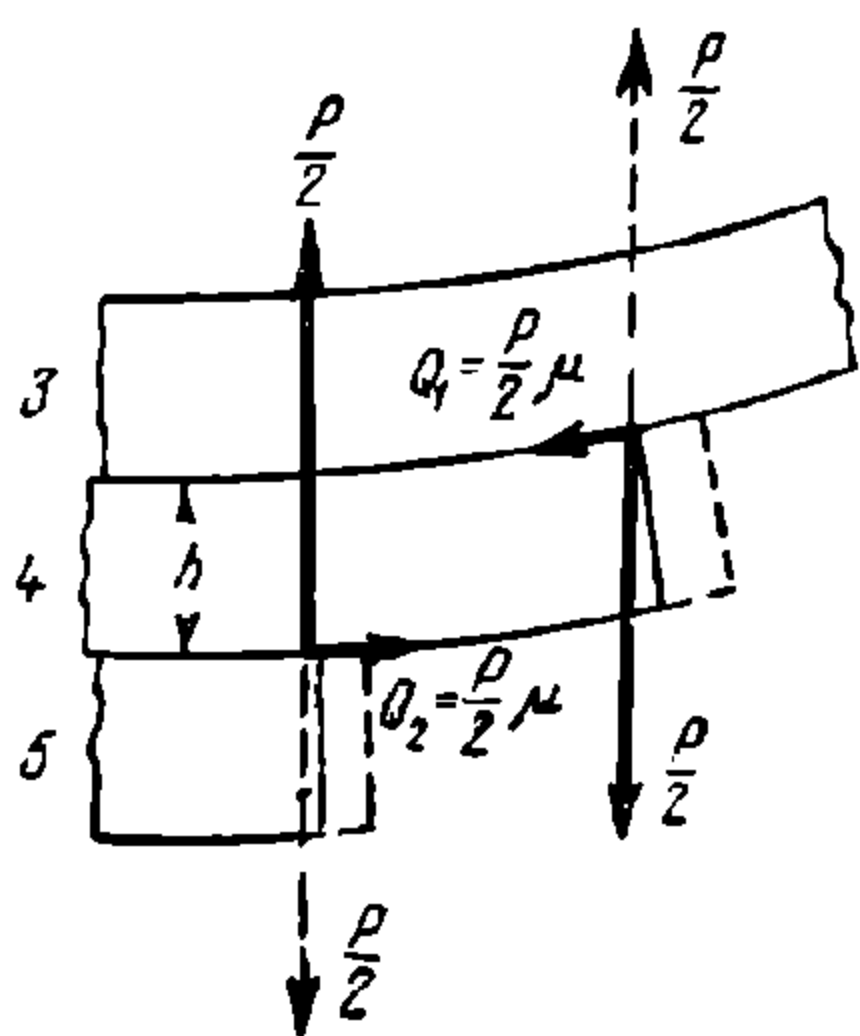
У нагруженной рессоры концы листов прижаты друг к другу с силой $P : 2$, равной нагрузке на ушко, вследствие чего между листами имеются силы трения.

Для преодоления силы трения между листами при передвижении их друг по другу к ушку рессоры должна быть приложена некоторая добавочная сила $F : 2$.

Определим отношение силы $F : 2$ к силе $P : 2$, или, что то же, отношение $F : P$, пользуясь здесь упрощённым выводом.

При коэффициенте трения μ между листами возникающие между ними силы трения равны $\frac{P}{2} \mu$; эти силы трения при прогибе рессоры и скольжении листов оказывают следующее действие.

На конце каждого листа, например 4-го (фиг. 148), скользящего своей верхней поверхностью по вышележащему 3-му листу вправо (к ушку



Фиг. 148. Силы трения в листовых рессорах

рессоры), сила трения $Q_1 = \frac{P}{2} \mu$, действующая по верхней поверхности этого 4-го листа, направлена в обратную сторону, т. е. от ушка рессоры (при увеличении прогиба рессоры). На нижней же поверхности 4-го листа, по которой скользит (к ушку рессоры) 5-й лист, прижатый к 4-му листу такой же силой $P : 2$, сила трения, равная $Q_2 = \frac{P}{2} \mu$, действует по направлению скольжения 5-го листа, т. е. к ушку рессоры. Очевидно, силы Q_1 и Q_2 равны между собой, но направлены в разные стороны, образуя пару сил $\frac{P}{2} \mu h$, где h — толщина листа.

Таким образом, при увеличении прогиба рессоры у каждого внутреннего листа появляются одинаковые моменты сил трения. У крайних листов (коренного и нижнего) силы трения действуют только по одной поверхности листа, вследствие чего их суммарный момент относительно нейтрального слоя каждого листа равен $\frac{P}{2} \mu \frac{h}{2}$. Все эти моменты сил трения имеют направление, обратное тому, по которому груз $P : 2$ прогибает рессору, т. е. представляет сопротивление рессоры при изгибе, вызываемое трением между листами.

При числе n всех листов рессоры число внутренних листов равно $n - 2$. Поэтому сумма моментов сил трения во всех листах в одной половине рессоры составляет

$$(n - 2) \frac{P}{2} \mu h + 2 \frac{P}{2} \mu \frac{h}{2} = (n - 1) \frac{P}{2} \mu h.$$

Этот суммарный момент сил трения должен преодолеваться моментом упомянутой силы $F : 2$, приложенной к ушку рессоры, т. е. моментом $\frac{F}{2} l$.

Поэтому

$$\frac{F}{2} l = (n - 1) \frac{P}{2} \mu h,$$

откуда

$$\frac{F}{P} = \frac{(n - 1) \mu h}{l}.$$

НТБ
ДНУЖТ

Обозначая через φ отношение силы F , преодолевающей внутреннее трение между листами в обеих половинах рессоры, находящейся под нагрузкой на хомут P , к самой нагрузке P и заменяя $l = L:2$, получим

$$\varphi = \frac{F}{P} = \frac{2\mu h(n-1)}{L} \quad (167)$$

откуда

$$F = \varphi P. \quad (168)$$

Отношение $\frac{F}{P} = \varphi$ называется коэффициентом относительного трения рессоры.

В формуле (167) обозначают:

μ — коэффициент трения между листами рессоры; для обычного состояния листов, смазанных графитом, можно принять $\mu = 0,30 \div 0,40$, а слегка заржавленных листов или при наличии заусенцев $\mu = 0,8$;

h — толщина листов рессоры в см;

n — число листов незамкнутой рессоры; у эллиптических рессор число n принимается только в одной половине рессоры — верхней или нижней;

L — хорда рессоры, равная расстоянию между опорами под нагрузкой брутто, в см.

При параллельном расположении рессор с жёсткостями $\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2 \dots \mathcal{K}_n$ и с коэффициентами относительного трения, соответственно равными $\varphi_1, \varphi_2 \dots \varphi_n$, коэффициент относительного трения всего комплекта определяется из выражения

$$\varphi = \frac{\varphi_1 \mathcal{K}_1 + \varphi_2 \mathcal{K}_2 + \dots + \varphi_n \mathcal{K}_n}{\mathcal{K}_1 + \mathcal{K}_2 + \dots + \mathcal{K}_n} \quad (169)$$

Для последовательно включённых рессор результирующий коэффициент относительного трения определяется по формуле

$$\varphi = \frac{\varphi_1 f_1 + \varphi_2 f_2 + \dots + \varphi_n f_n}{f_1 + f_2 + \dots + f_n}, \quad (170)$$

где f_1, f_2, \dots, f_n — соответствующие статические прогибы каждой рессоры или каждого яруса подвешивания.

12. ПОРЯДОК РАСЧЁТА ПРУЖИН И РЕССОР, ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ КУЗОВ ВАГОНА

Учитывая колебания вагона на пружинах (рессорах) во время его движения, определяют наибольшую нагрузку на них P_{np} , называемую пробным грузом, по уравнению

$$P_{np} = P_{ст} (1 + k_{зап. пр}),$$

где $P_{ст}$ — статическая нагрузка на пружину (рессору) от тары вагона и полезной нагрузки в кг;

$k_{зап. пр}$ — коэффициент запаса прогиба пружины (рессоры)

Величина этого коэффициента рекомендуется ЦНИИ и НИБ в размере: для тележек грузовых вагонов — 0,9; для тележек пассажирских вагонов — 0,7.

Дальнейший расчёт пружин производится по ГОСТ 1452-42 по величине пробного груза P_{np} :

1) пружины из прутков круглой стали: на прочность по формуле (138), принимая $\tau_1 = R_{ср} = 65 \text{ кг/мм}^2$, и на прогиб по формуле (139). Кроме этого пружины из круглой стали марки 55С2 рассчитываются на прочность по рекомендации ЦНИИ и НИБ по формуле (137) с учётом коэффициента k , принимая допускаемое напряжение кручения равным 75 кг/мм^2 ;

2) пружины из прутков прямоугольной стали: на прочность по формуле (149) при $\tau = R_{ср} = 65 \text{ кг/мм}^2$ и на прогиб по формуле (151);

3) листовые рессоры рассчитываются по ГОСТ 1425-48 по $R_{пр}$: на прочность по формуле (157), принимая напряжение σ равным 95 или 100 кг/мм^2 , и на прогиб по формуле (164).

Кроме того, полученные размеры рессор сравнивают с теми, которые получаются по формулам (157) и (165), рекомендуемым ЦНИИ и НИБ.

13. КОЛЕБАНИЕ КУЗОВА ВАГОНА НА ПРУЖИНЕ (РЕССОРЕ)

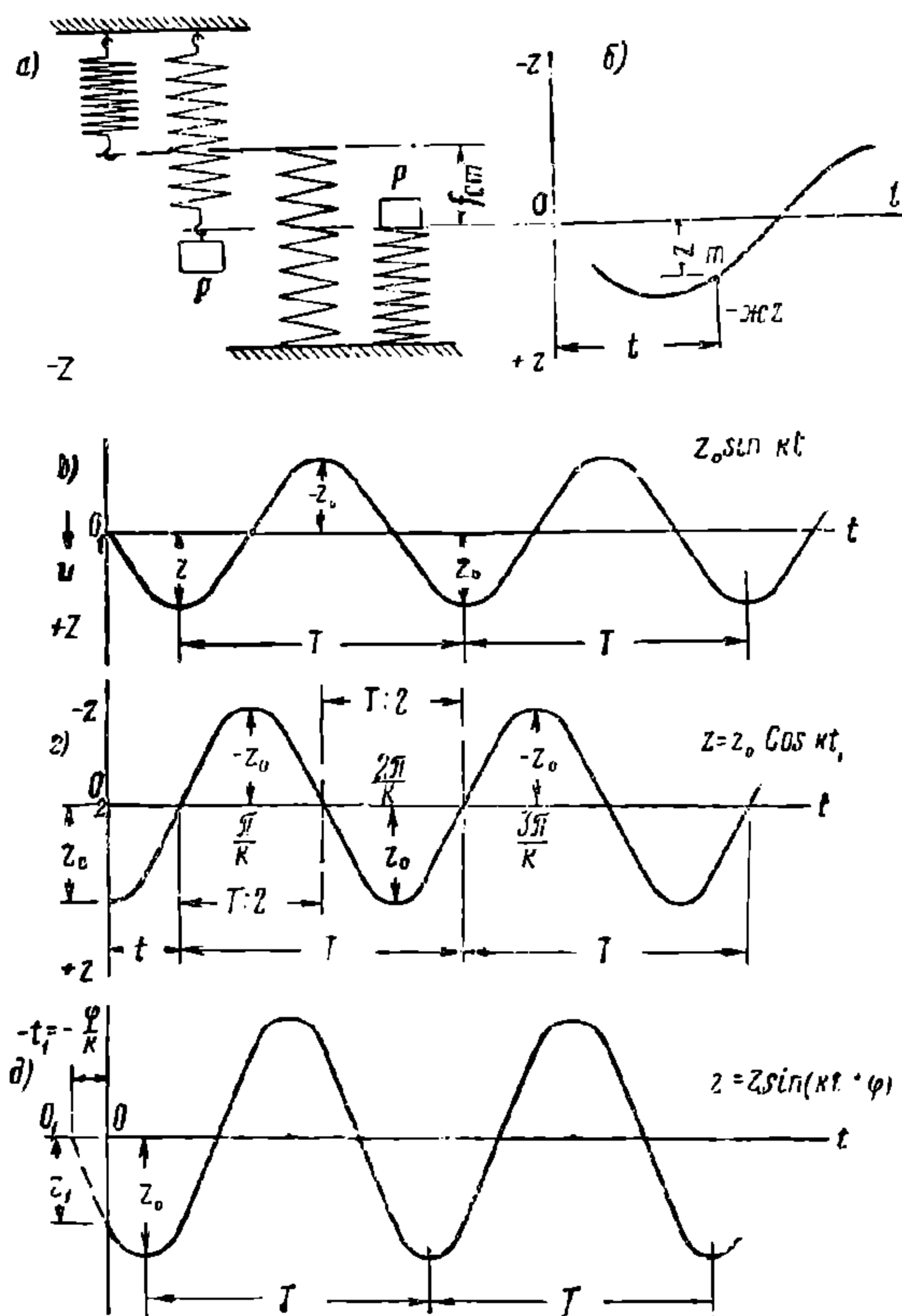
Вследствие неизбежных неровностей пути, особенностей формы поверхности катания колёс как после их обточки, так и при износе, а также вследствие изменения скорости движения кузовов вагона испытывает сложные колебательные движения. Рассмотрим ниже только одни вертикальные колебания кузова как груза, поддерживаемого пружиной (рессорой), для чего выведем некоторые основные формулы из теории колебаний.

а) Собственные колебания груза на пружине (пружина постоянной гибкости и без трения)

Если к пружине осторожно подвесить некоторый груз P (фиг. 149, а) или на стоячую пружину осторожно положить груз, то обе они прогнутся и получат статический прогиб $f_{ст}$, причём груз займёт на пружине определённое неподвижное равновесное положение. Если затем толкнуть груз по вертикальному направлению или, оттянув его из равновесного положения, отпустить, то он придёт в колебательные движения, называемые собственными, или свободными, колебаниями.

Выведем уравнение движения собственных колебаний груза, из которого и получим основные свойства колебательного движения.

Так как колебательные движения груза совершаются по одной и той же вертикальной прямой, на которой неудобно отмечать положение груза в разные моменты времени, то колебательный процесс принято изображать в прямоугольных координатах tOz (фиг. 149, б). По горизонтальной оси Ot откладывается время t , а по вертикальной оси Oz —соответствующее расстояние груза от равновесного его положения; положительная ось Oz направлена вниз.



Фиг. 149. Колебание груза на пружине

Пусть груз, совершая свои колебательные движения около равновесного положения, поднимается кверху и в некоторый момент времени t

находится ниже этого положения на расстоянии $+z$, имея в этот момент направленные тоже вверх скорость $v = z'$ и ускорение $j = z''$.

Силами, действующими на груз, являются его вес P , направленный вниз, и сила сопротивления пружины в этот момент $(f_{cm} + z)ж$, направленная вверх. Таким образом, груз находится под действием направленной вверх результирующей этих сил

$$P - (f_{cm} + z)ж = P - P - жz = -жz,$$

которая и сообщает ему ускорение j .

Так как сила равна массе, умноженной на ускорение, то обозначив массу груза через $m = P : g$, где g — ускорение силы тяжести, получим

$$mj = -жz.$$

После замены здесь $j = z''$, получим дифференциальное уравнение движения

$$mz'' + жz = 0. \quad (171)$$

Деля это уравнение на m и обозначая

$$\frac{ж}{m} = k^2, \quad (172)$$

приходим к следующему исходному виду дифференциального уравнения движения

$$z'' + k^2 z = 0. \quad (173)$$

Для пружины, имеющей жёсткость $ж$, при загрузке её грузом массой m величина k^2 является постоянной. Эта величина принята в квадрате для последующего удобства записей (в дальнейшем приходится иметь дело с квадратным корнем из этой величины).

Как известно, дифференциальное уравнение (173) имеет общее решение в виде

$$z = A \cos kt + B \sin kt. \quad (174)$$

Полученное выражение представляет уравнение гармонических колебаний. Значения произвольных постоянных A и B зависят от начальных условий — выбора отсчёта времени. Если за начало координат принять точку O_1 (фиг. 149, в), то при $t_1 = 0$, $z = 0$ и $z' = kB = kz_0$ получается $A = 0$ и уравнение (174) приводится к виду

$$z = z_0 \sin kt_1. \quad (174 a)$$

Если начало координат переместить в точку O_2 (фиг. 149, г), то при $t_1 = 0$, $z = z_0$ и $z' = 0$

$$z = z_0 \cos kt_1 = z_0 \sin \left(kt_2 + \frac{\pi}{2} \right), \quad (174 b)$$

где $t_1 = t_2 + \frac{\pi}{2k}$

Следовательно, уравнение (174 b) отличается от уравнения (174 a) сдвигом фаз на $\frac{\pi}{2k}$.

В общем случае, при положении начала координат в точке O (фиг. 149, д), приняв в уравнении (174)

$$A = z_0 \sin \varphi, \quad B = z_0 \cos \varphi,$$

где z_0 и φ — постоянные, получим

$$z = z_0 \sin \varphi \cos kt + z_0 \cos \varphi \sin kt = z_0 \sin (kt + \varphi). \quad (174 c)$$

Это уравнение можно получить из уравнения (174 а) подстановкой

$$t_1 = t + \frac{\varphi}{k}.$$

Уравнения (174 а) и (174 б) можно рассматривать как частные случаи уравнения (174 с) при величинах φ , равных 0 и $\frac{\pi}{2}$.

Если бы не было никаких сопротивлений движению, что пока здесь и предполагается, то колебания груза, определяемые уравнением (174с), продолжались бы бесконечно долго. В действительности же всегда имеются некоторые сопротивления движению, которые постепенно останавливают колебания. Влияние этих сопротивлений на колебания рассматривается ниже.

Наибольшее удаление груза по абсолютной величине в ту или другую сторону от равновесного положения называется **а м п л и т у д о й** колебания.

Величина $\frac{\varphi}{k}$ представляет собой сдвиг начала отсчёта времени от мгновения прохождения центра тяжести груза через среднее положение. Эта величина называется **начальной фазой**. Величина φ пропорциональна начальной фазе для данных условий колебания и её иногда также называют начальной фазой.

При изменении t на величину $\frac{2\pi}{k}$ в уравнении (174 с) сохраняются прежние значения отклонения z и всех его производных. Поэтому величина

$$T = \frac{2\pi}{k} \quad (175)$$

называется **п е р и о д о м** к о л е б а н и й.

Период синусоидального и косинусоидального колебания равен также промежутку времени между двумя последовательными прохождениями груза через равновесное положение, совершаемыми им в одном и том же направлении.

Заменим k через другие величины.

Из уравнения (172) находим

$$k = \sqrt{\frac{\mathcal{M}}{m}},$$

где $\mathcal{M} = \frac{P}{f_{cm}}$ и $m = \frac{P}{g}$, вследствие чего $\frac{\mathcal{M}}{m} = \frac{g}{f_{cm}}$. Поэтому $k = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}$.

Окончательная формула периода колебания груза имеет вид

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}. \quad (175 а)$$

Принимая здесь $g = 981 \text{ см/сек}^2$, получим очень простую и удобную формулу для периода колебания груза

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{f_{cm}}{981}} = 0,2006 \sqrt{f_{cm}} \approx 0,2 \sqrt{f_{cm}}. \quad (176)$$

В этой формуле f_{cm} принимается в сантиметрах, а период T получается в секундах.

Из формулы (176) следует, что период колебания T зависит только от величины статического прогиба f_{cm} пружины под грузом, но не зависит от способа приведения груза в колебательное движение. Таким образом, оттягивая или поднимая один и тот же груз на некоторой пружине на большие или меньшие величины z_0 или сообщая ему толчком разные скорости v , во всех этих случаях период колебания T остаётся одним и тем же; амплитуды же колебания получаются, конечно разными.

Если же на одной и той пружине по очереди подвергать колебаниям грузы увеличивающегося веса, под которыми пружина получает возрастающие статические прогибы f_{cm} , то из формулы (176) следует, что период колебаний более тяжёлых грузов больше периода колебаний лёгких грузов.

По периоду колебания T определяется и число полных колебаний груза в 1 сек., называемое частотой колебаний,

$$n = \frac{1}{T}. \quad (177)$$

Число полных колебаний, совершаемых в 1 сек., обозначается также герцами (гц).

Заменяя в уравнении (177) период T из формулы (175), получаем

$$n = \frac{k}{2\pi},$$

из которой видно, что

$$k = 2\pi n \quad (178)$$

пропорционально частоте n .

Поэтому величину $k = \sqrt{\mathcal{M} : m}$ называют тоже частотой (круговой).

Ускорение z'' колебательного движения груза на пружине определяется из уравнения (173)

$$z'' = -k^2 z = -\frac{\mathcal{M}}{m} z = -\frac{g}{f_{cm}} z. \quad (179)$$

Подставляя вместо z его величину по одному из уравнений (174 а), (174 б) или (174 с), получаем величину ускорения z'' в любой момент времени t . Например, пользуясь уравнением (174 б), получаем

$$z'' = -\frac{g}{f_{cm}} z_0 \cos kt.$$

Из уравнения (179) следует, что ускорение достигает наибольшей абсолютной величины в моменты наибольших удалений груза от равновесного положения.

б) Вынужденные колебания груза на пружине (пружина постоянной жёсткости и без трения)

В ы н у ж д е н н ы м и к о л е б а н и я м и называются колебания, совершаемые подвешенным на пружине (рессоре) грузом при сообщении точке опоры (подвеса) пружины м н о г о к р а т н ы х перемещений в ту и другую сторону по направлению пружины или же при сообщении непосредственно грузу (при неподвижной опоре) многократных толчков по направлению пружины.

Допустим, что пружина, поддерживающая груз P , опирается на ось колеса (фиг. 150), катящегося с постоянной скоростью v по горизонтальному прямому рельсу, у которого, начиная с точки A_1 , имеются одинаковые неровности в виде впадин $A_1 B_1 C_1$ глубиной h , отстоящие одна от другой на расстоянии L_p .

Примем, что при качении колеса по горизонтальному пути, т. е. до точки A_1 , груз находится в спокойном равновесном положении на пружине, не имея вертикальных колебаний. При дальнейшем же качении колеса за точкой A_1 оно на каждой неровности перемещается вниз и вверх на величину h , отчего груз приходит в вертикальные колебания, называемые вынужденными колебаниями.

Под грузом P подразумеваем кузов одноосного вагона (теоретического), а под неровностями пути—впадины, аналогичные стыковым впадинам, причём расстояния L_p соответствуют длине рельса. Неровности пути $A_1 B_1 C_1$

определяются относительно координатных осей $C_1 A_1 z_1$ уравнением косинусоиды

$$z_1 = \frac{h}{2} (1 - \cos \alpha)$$

при независимом переменном α , отсчитываемом (в радианах) вдоль оси абсцисс $A_1 C_1$ от точки A_1 .

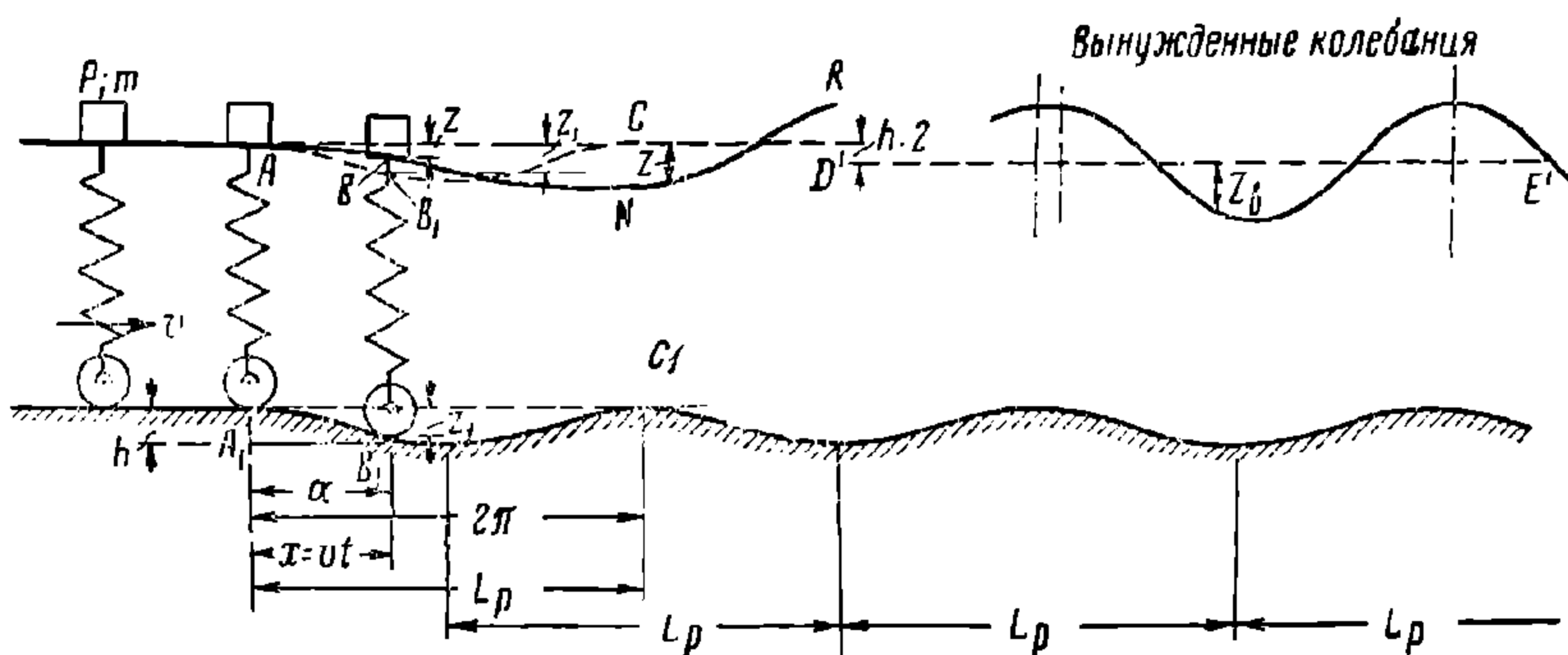
Представим это переменное α в другом виде, более удобном для нашей цели. Обозначив абсциссы косинусоиды в точках B_1 и C_1 , соответственно равные α и 2π , через линейные величины x и L_p , составим пропорцию

$$\frac{\alpha}{2\pi} = \frac{x}{L_p}, \text{ из которой получим } \alpha = \frac{2\pi}{L_p} x.$$

Имея в виду, что колесо катится с постоянной скоростью v , и принимая момент прохода его через точку A_1 за начальный для отсчёта от него времени t , получим, что $x = vt$, после чего

$$\alpha = \frac{2\pi v}{L_p} t.$$

Обозначим здесь $v : L_p = p'$. Величина p' представляет число рельсов длиной L_p , проезжаемых колесом в 1 сек. (на протяжении v), т. е. число



Фиг. 150. Вынужденные колебания груза на пружине

подталкиваний колеса и основания пружины в 1 сек. Отсюда следует, что p' — частота силы, вызывающей вынужденные колебания груза.

При этом, обозначая через T_θ промежуток времени между двумя соседними подталкиваниями пружины, т. е. период вынужденных колебаний груза, получим

$$p' = \frac{1}{T_\theta}. \quad (180)$$

Для дальнейшего удобства и упрощения записей обозначим

$$p = 2\pi p' = \frac{2\pi}{T_\theta} = \frac{2\pi v}{L_p} \quad (180 \text{ а})$$

где p — величина, пропорциональная частоте силы, вызывающей вынужденные колебания, аналогично тому, как при собственных колебаниях величина k по уравнению (178) пропорциональна частоте n собственных колебаний.

Поэтому величину p называют круговой частотой вынужденных колебаний.

После этого получаем

$$\alpha = pt$$

и уравнение косинусоиды имеет вид

$$z_1 = \frac{h}{2} (1 - \cos pt). \quad (181)$$

Когда движущееся колесо в некоторой точке B_1 опускается на величину z_1 , то кузов вагона, поддерживаемый разжимающейся при этом пружины, опускается относительно своего горизонта AC на меньшую величину z , причём пружина разжимается на величину $z_1 - z$ (для большей наглядности изменения высоты пружины в точку A перенесена косинусоида AB_1C , по которой катится колесо). В результате этого траектория груза проходит по некоторой кривой линии ANR , уравнение которой относительно горизонтали AC и представляет интересующие нас вынужденные колебания груза на пружине.

В момент прихода колеса в точку B_1 и разжатия пружины на величину $z_1 - z$ груз находится под действием направленной сверху вниз возвращающей силы $\mathcal{K}(z_1 - z)$, где \mathcal{K} — жёсткость пружины. Эта сила сообщает грузу в рассматриваемый момент ускорение z'' .

Поэтому, обозначая массу груза через m , получаем аналогично предыдущему

$$mz'' = \mathcal{K}(z_1 - z)$$

или, имея в виду уравнение (181)

$$mz'' + \mathcal{K}z = \mathcal{K}z_1 = \frac{\mathcal{K}h}{2} (1 - \cos pt).$$

После деления этого уравнения на m и замены, согласно уравнению (172), отношения $\mathcal{K}:m = k^2$, где k — круговая частота собственных колебаний груза на пружине, получаем исходное дифференциальное уравнение для определения из него искомой ординаты z

$$z'' + k^2z = \frac{k^2 h}{2} (1 - \cos pt). \quad (182)$$

Это уравнение, так называемое неоднородное, отличается от рассмотренного выше дифференциального уравнения (171) только тем, что в правой части вместо 0 имеется некоторая величина.

Согласно теории дифференциальных уравнений решением уравнения (182) является решение уравнения (171), сложенное с частным интегралом уравнения (182).

Таким образом, получаем

$$z = A \cos kt + B \sin kt + \frac{h}{2} \left(1 - \frac{k^2}{k^2 - p^2} \cos pt \right) \quad (183)$$

Первые два члена правой части уравнения (183), совершенно одинаковые с рассмотренным выше уравнением (174), представляют собственные колебания груза на пружине, т. е. колебания в случае, если бы колесо было неподвижно или двигалось по прямому горизонтальному пути.

Последний же член является интересующими нас вынужденными колебаниями груза на пружине

$$z_v = \frac{h}{2} \left(1 - \frac{k^2}{k^2 - p^2} \cos pt \right). \quad (184)$$

После прохода колесом точки A_1 траектория груза ANR определяется всеми членами уравнения (183).

По прошествии же некоторого времени собственные колебания груза, определяемые первыми двумя членами, при наличии даже ничтожных сопротивлений прекратятся или, как говорят, затухнут, вследствие чего при дальнейшем качении колеса по неровностям рельса груз будет совершать только одни вынужденные колебания, определяемые уравнением (184).

Представим уравнение (184) в таком виде:

$$z_0 = \frac{h}{2} - \frac{h}{2} \frac{k^2}{k^2 - p^2} \cos pt = \frac{h}{2} - Z_0, \quad (185)$$

где

$$Z_0 = \frac{h}{2} \frac{k^2}{k^2 - p^2} \cos pt.$$

Такое преобразование соответствует тому, что ординаты вынужденных колебаний Z_0 отсчитываются от горизонтали $D'E'$, отстоящей от первоначальной оси абсцисс AC на расстоянии $h:2$.

Как следует из уравнения (185), вынужденные колебания Z_0 являются гармоническими с амплитудой

$$a = \frac{h}{2} \frac{k^2}{k^2 - p^2} = \frac{h}{2} \frac{1}{1 - \frac{p^2}{k^2}}.$$

Обозначив здесь

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{p^2}{k^2}}, \quad (186)$$

получим величину амплитуды в другом виде:

$$a = \frac{h}{2} \beta. \quad (187)$$

Из этого выражения следует, что амплитуда a пропорциональна коэффициенту β , который в свою очередь зависит от частот p и k .

Таким образом, о величине амплитуды a удобнее судить по величине коэффициента β , который поэтому получает особое название, а именно, β называется коэффициентом нарастания амплитуд вынужденных колебаний.

Исследуем теперь изменения коэффициента β по уравнению (186).

Частота собственных колебаний груза $k = \sqrt{ж:t}$ для данной пружины с жёсткостью $ж$ и для рассматриваемого груза массой t есть величина постоянная.

Частота вынужденных колебаний груза $p = 2\pi p' = 2\pi v:L_p$ зависит от скорости движения v колеса и от длины рельсов L_p . Приняв некоторую длину рельсов L_p одинаковой на всём протяжении пути за точкой A_1 , получим, что частота вынужденных колебаний p прямо пропорциональна скорости движения v . Поэтому величину коэффициента β для данной пружины и груза исследуем в зависимости от скорости v , предполагая, что колесо проходит один участок пути с одной постоянной скоростью, следующий участок пути с другой постоянной скоростью и т. д.

Пока скорость движения v колеса такова, что частота p меньше частоты собственных колебаний k , т. е. $p < k$, то по уравнению (186) коэффициент нарастания вынужденных колебаний $\beta > 1$, вследствие чего при таких условиях амплитуды вынужденных колебаний

$$a > \frac{h}{2}.$$

С увеличением скорости движения v колеса частота p увеличивается и может сделаться, как это часто и бывает у вагонов, равной k и даже больше k .

В случае, когда $p=k$, то коэффициент β становится бесконечно большим. Что же касается амплитуд a , то они увеличиваются только до тех пор, пока не ста-

нут получаться жёсткие удары при полных сжатиях пружины или пока не произойдёт поломка пружины.

Такой результат исследования вынужденных колебаний получился здесь потому, что рассматривалась пружина, не имеющая трения. При наличии же достаточного трения между буксой и буксовой лапой или у листовых рессор между листами, а также в специальных устройствах — амортизаторах колебания груза на пружине затрудняются. Вследствие этого амплитуды вынужденных колебаний при $p = k$ хотя и становятся наибольшими, но имеют ещё умеренную величину, обеспечивающую пружину от поломки.

Явление, при котором частота вынужденных колебаний p становится равной частоте собственных колебаний k , называется резонансом, а соответствующая этому явлению скорость движения v называется критической скоростью $v_{кр}$.

При дальнейшем увеличении скорости v движения колеса выше критической, т. е. при $p > k$, коэффициент β становится отрицательным. Это указывает здесь на то, что отклонения груза по уравнению (185) становятся обратными по знаку величине $\cos pt$ (до резонанса отклонения груза были одинакового знака с $\cos pt$). При этом абсолютная величина коэффициента β , выйдя при отсутствии трения из бесконечно больших величин (а при наличии трения из просто больших величин), начинает уменьшаться; при достаточно больших скоростях v и соответствующих им значениях p коэффициент β становится меньше 1. При этом амплитуды a вынужденных колебаний по мере увеличения скорости v (и p) становятся всё меньше и меньше.

Такие колебания с малыми амплитудами при больших (высоких) частотах p называются дрожаниями.

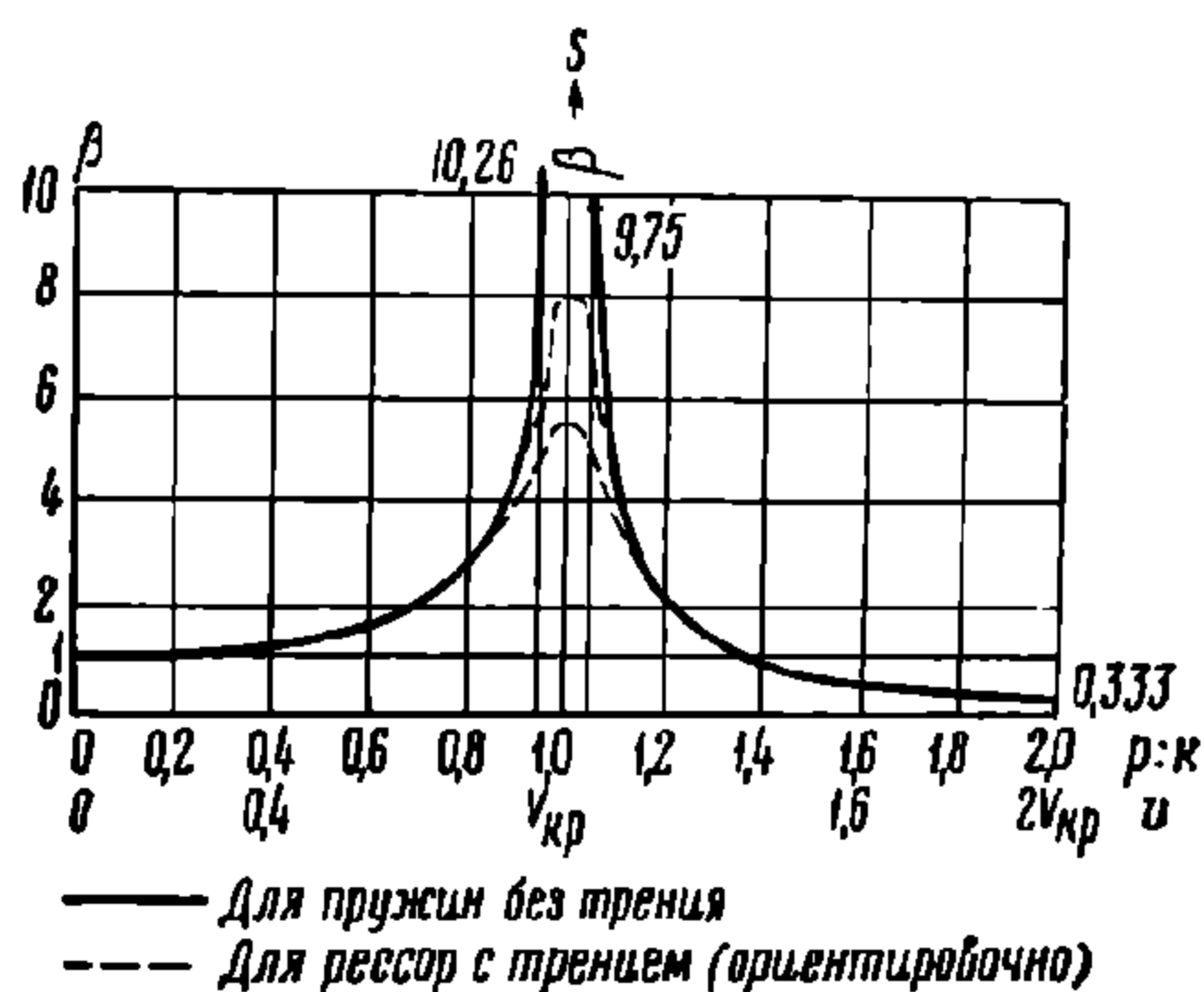
На фиг. 151 показано сплошными линиями вычисленное по уравнению (186) (т. е. при отсутствии трения) изменение коэффициента нарастания β в зависимости от отношения $p:k$ частот вынужденных и собственных колебаний или, что то же самое, в зависимости от скорости v движения колеса для данных пружины и груза.

Из фиг. 151 следует, что коэффициент β при изменении скорости v от 0 до критической $v_{кр}$ и соответственно при изменении $p:k$ от 0 до 1 увеличивается от 1 до ∞ , причём это увеличение вначале происходит медленно, затем быстрее и только около критической скорости $v_{кр}$ величина коэффициента β быстро приближается к бесконечности. Так, при $v = 0,95 v_{кр}$ и соответственно при $p:k = 0,95$ коэффициент β имеет ещё умеренно большую величину, равную 10,26.

При скоростях v , больших критической $v_{кр}$, коэффициент β становится отрицательным и его надо было бы откладывать ниже оси абсцисс, но для сокращения размеров фигуры на ней показана лишь абсолютная величина β , которая в данном случае нас и интересует.

При переходе за критическую скорость $v_{кр}$ коэффициент β сначала быстро уменьшается. Так, при $v = 1,05 v_{кр}$ или при $p:k = 1,05$ коэффициент β становится равным уже 9,75. При дальнейшем увеличении скорости v уменьшение величины β замедляется и при $v = 2 v_{кр}$ или при $p:k = 2,0$ коэффициент $\beta = 0,333$.

На той же фигуре показана ориентировочно штриховыми линиями зависимость коэффициента β при наличии трения в рессоре (верхняя линия относится к меньшему трению, нижняя — к большему).



Фиг. 151. Зависимость коэффициента β от отношения $p:k$ или от скорости v

Коэффициент β часто представляется и в другом виде:

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{p^2}{k^2}} = \frac{1}{1 - \frac{T_c^2}{T_e^2}},$$

где T_c и T_e — периоды собственных и вынужденных колебаний. Последний вид получается из предыдущего после замены в нём:
по уравнению (175)

$$k = \frac{2 \pi}{T_c}$$

и по уравнению (180 а)

$$p = \frac{2 \pi}{T_e}$$

Критическая скорость $v_{кр}$, при которой наступает резонанс, определяется из условия $p = k$.

Поэтому, принимая p по уравнению (180 а) и k по уравнениям (175) и (176), получаем

$$\frac{2 \pi v_{кр}}{L_p} = \frac{2 \pi}{T_c} = \frac{2 \pi}{0,2 \sqrt{f_{ст}}},$$

откуда

$$v_{кр} = \frac{L_p}{0,2 \sqrt{f_{ст}}} \text{ м/сек},$$

или

$$v_{кр} = \frac{3,6 L_p}{0,2 \sqrt{f_{ст}}} = \frac{18 L_p}{\sqrt{f_{ст}}} \text{ км/ч}. \tag{188}$$

Здесь обозначают:

$v_{кр}$ — критическая скорость в км/ч;

L_p — длина рельсов в м;

$f_{ст}$ — статический прогиб рессоры в см.

В табл. 18 приведены некоторые критические скорости, вычисленные по формуле (188).

Т а б л и ц а 18

Критические скорости движения одноосного вагона по рельсам длиной 12,5 м

Статический прогиб пружины в см	2,5	5,0	7,5	10	12	14	18	20	22	25
Критическая ско- рость в км/ч	142	100	82	71	65	60	53	50	48	45

Данными этой таблицы можно пользоваться как приближёнными для двух- и четырёхосных вагонов по отношению к их вертикальным параллельным колебаниям.

в) Колебания груза на листовой рессоре

Рассмотрим собственные колебания листовой рессоры (с постоянной жёсткостью), нагруженной грузом $2P$ (фиг. 152). Под действием этого груза концы рессоры прогнутся на величину f . Примем за начало координат точку O — точку приложения груза P в момент равновесия системы. Выведенный из положения равновесия груз совершает колебательные движения, которые можно определить уравнением (171), если в левую часть этого уравнения ввести силы трения, возникающие между листами рессоры. Сила трения в листовой рессоре равна произведению следующих

сомножителей: жёсткости рессоры \mathcal{K} , коэффициента относительного трения φ и полного прогиба рессоры $f+z$, т. е.

$$\mathcal{K} \varphi (f+z). \quad (189)$$

Следовательно, колебательные движения груза на листовой рессоре определяются дифференциальным уравнением

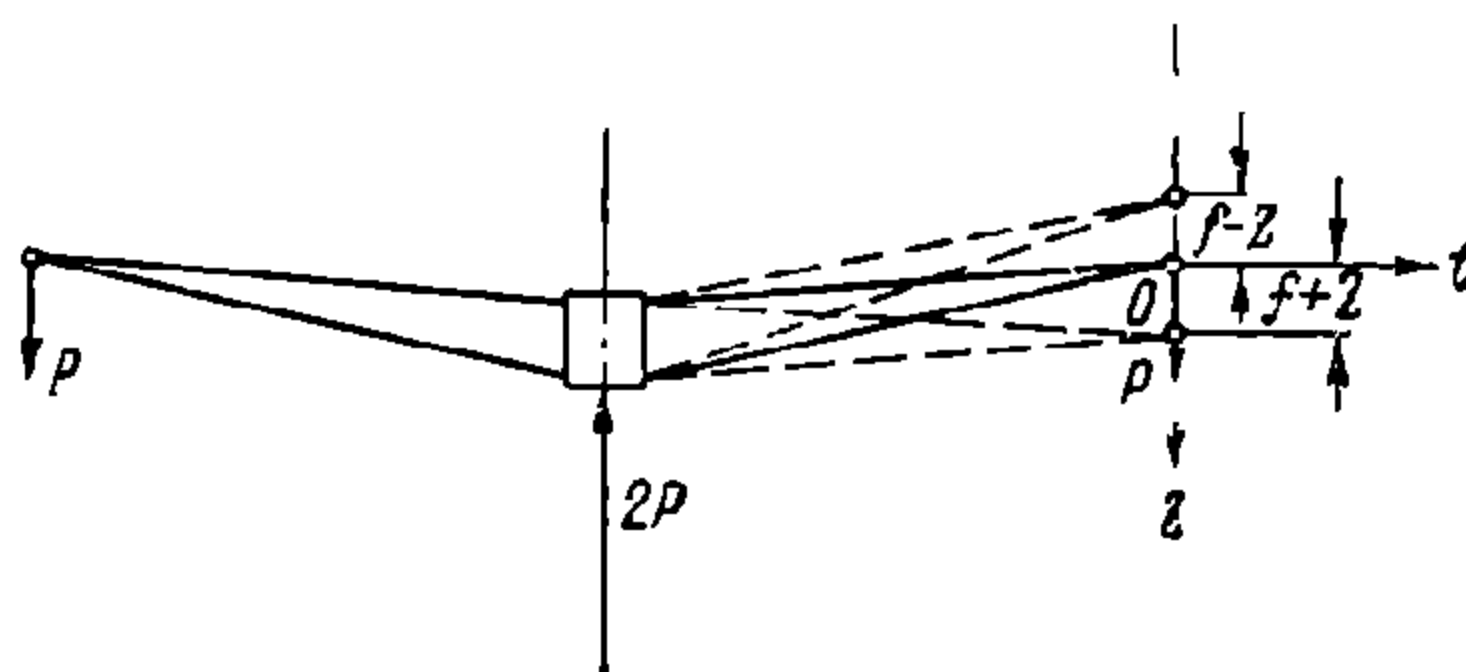
$$mz'' + \mathcal{K}z \pm \mathcal{K} \varphi (f+z) = 0. \quad (190)$$

При движении груза из крайнего нижнего положения в верхнее силы трения направлены сверху вниз, т. е. в сторону, противоположную действию реакции рессоры, поэтому перед выражением $\mathcal{K} \varphi (f+z)$ в левой части уравнения (190) берётся знак минус, и уравнение (190) имеет следующий вид:

$$mz'' + \mathcal{K}z - \mathcal{K} (f+z) \varphi = 0$$

или

$$mz'' + (1 - \varphi) \mathcal{K} \left(z - \frac{\varphi f}{1 - \varphi} \right) = 0. \quad (191)$$



Фиг. 152. К вопросу колебания груза на рессоре

При перемещении груза в обратном направлении сила трения изменяет своё направление, т. е. действует снизу вверх (в одном направлении с реакцией рессоры). Тогда уравнение колебания для движения груза сверху вниз имеет вид

$$mz'' + \mathcal{K}z + \mathcal{K} (f+z) \varphi = 0$$

или

$$mz'' + (1 + \varphi) \mathcal{K} \left(z + \frac{\varphi f}{1 + \varphi} \right) = 0. \quad (192)$$

Интеграл уравнения (191) равен

$$z = A_1 \cos k_1 t + B_1 \sin k_1 t + \frac{\varphi f}{1 - \varphi}, \quad (193)$$

где

$$k_1^2 = \frac{\mathcal{K}(1 - \varphi)}{m} \text{ и } \frac{T_1}{2} = \frac{\pi}{k_1} = \pi \sqrt{\frac{f}{(1 - \varphi)g}} \quad (194)$$

Для определения постоянных интегрирования A_1 и B_1 принимаем следующие начальные условия: при $t=0$

$$z=z_0 \text{ и } z'=0.$$

Тогда

$$A_1 = z_0 - \frac{\varphi f}{1 - \varphi}$$

и

$$z = \left(z_0 - \frac{\varphi f}{1 - \varphi} \right) \cos k_1 t + \frac{\varphi f}{1 - \varphi}. \quad (195)$$

При $t_1 = \frac{\pi}{k_1}$

Но $k_{1,2}^2 \neq 0$, поэтому $z \mp \frac{\varphi f}{1 \mp \varphi} = 0$

или

$$z = \pm \frac{\varphi f}{1 \mp \varphi}. \quad (200)$$

Величина $\frac{\varphi f}{1 \mp \varphi}$ называется стрелой трения. При прогибах, меньших стрелы трения, рессора остаётся в положении равновесия, удерживаемая силами трения.

Проводя прямые EF , E_1F_1 , E_2F_2 и E_3F_3 , определим область равновесия, или так называемую мёртвую зону (фиг. 153).

Без большой погрешности можно принять

$$T = \frac{T_1}{2} + \frac{T_2}{2} \approx 2\pi \sqrt{\frac{f}{g}} = 0,2 \sqrt{f};$$

$$z_1 \approx -z_0 + 2\varphi f \quad (201)$$

и

$$z_2 \approx z_0 - 4\varphi f. \quad (202)$$

Из уравнений (201) и (202) следует, что после каждого размаха амплитуда колебаний z уменьшается на постоянную величину $2\varphi f$. Следовательно, амплитуды колебаний уменьшаются в арифметической прогрессии и вершины косинусоиды располагаются по одной прямой (фиг. 153).

В тех случаях, когда трение велико, в конце колебания наблюдается движение и внутри указанной мёртвой зоны.

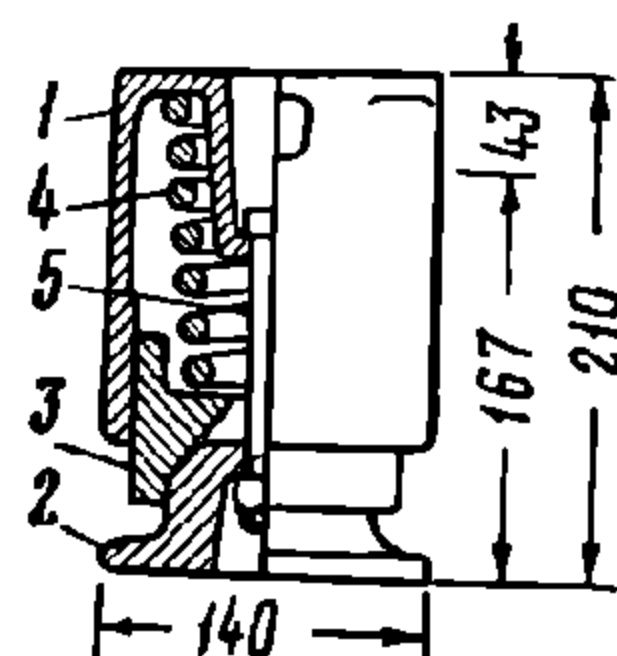
Это явление объясняется тем, что отдельные листы последовательно друг за другом прекращают колебаться, вследствие чего уменьшаются силы трения незадолго до полного прекращения колебаний.

14. АМОРТИЗАТОРЫ

В тележках грузовых и пассажирских вагонов для уменьшения амплитуд колебаний обрессоренных масс применяют особые устройства, которые называются амортизаторами. Амортизаторы, работая одновременно с рессорами, создают дополнительные сопротивления колебаниям обрессоренных масс. В фрикционных амортизаторах сопротивление создаётся силами трения, возникающими при скольжении трущихся частей, а в гидравлических — сопротивлением жидкости, перетекающей из одной полости цилиндра в другую.

Обычно в рессорном подвешивании вагонов роль амортизаторов выполняют листовые рессоры. Однако изготовление и ремонт рессор связаны со сложной технологией и значительными затратами, кроме того, листовые рессоры жёстко воспринимают усилия, величина которых меньше силы их внутреннего трения, и совершенно не могут амортизировать толчки, действующие в горизонтальной плоскости. Поэтому они иногда заменяются другими типами фрикционных амортизаторов или же гидравлическими, пневматическими и резиновыми.

На фиг. 154 изображён фрикционный амортизатор типа Майнер, применяемый в рессорном подвешивании тележек платформ, эксплуатирующихся на железных дорогах СССР. Этот амортизатор состоит из шести-гранного корпуса 1, клина 2 и трёх клинообразных колодок 3, прижимаемых клином и пружиной 4 к внутренней поверхности корпуса. Болт 5 с гайкой соединяет все эти части в один агрегат. Этот амортизатор обычно заменяет одну из двойных пружин рессорного комплекта грузовой тележки. Как показали результаты теоретических и экспериментальных исследований, про-

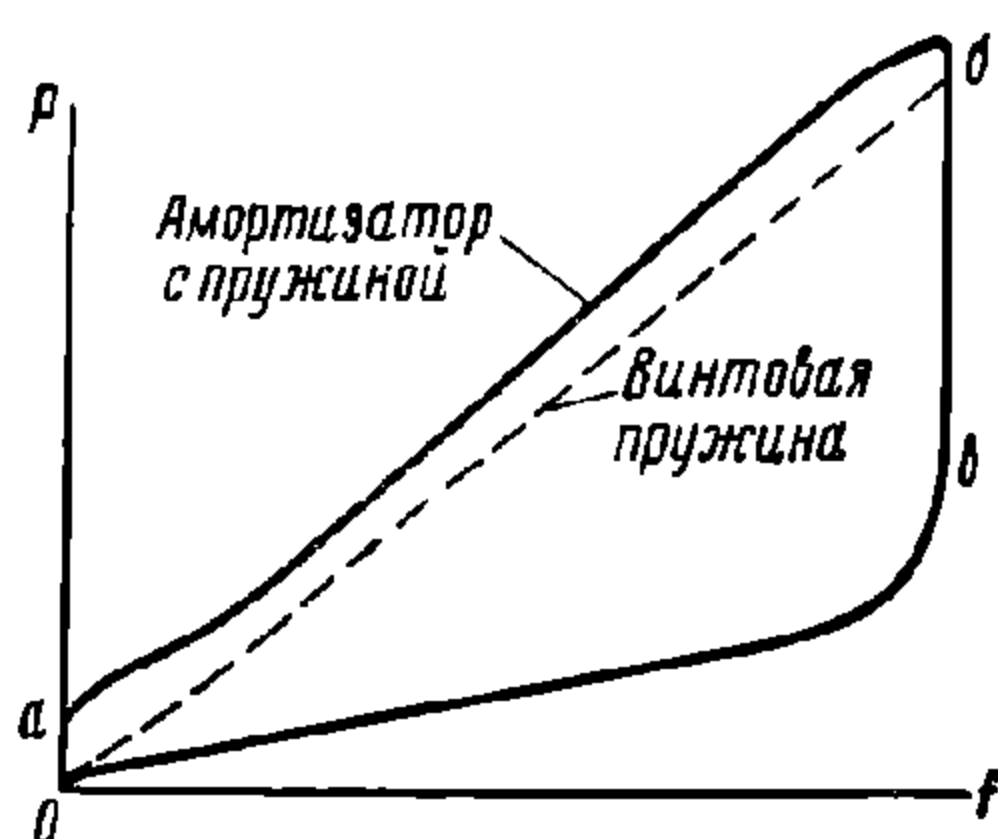


Фиг. 154. Фрикционный амортизатор

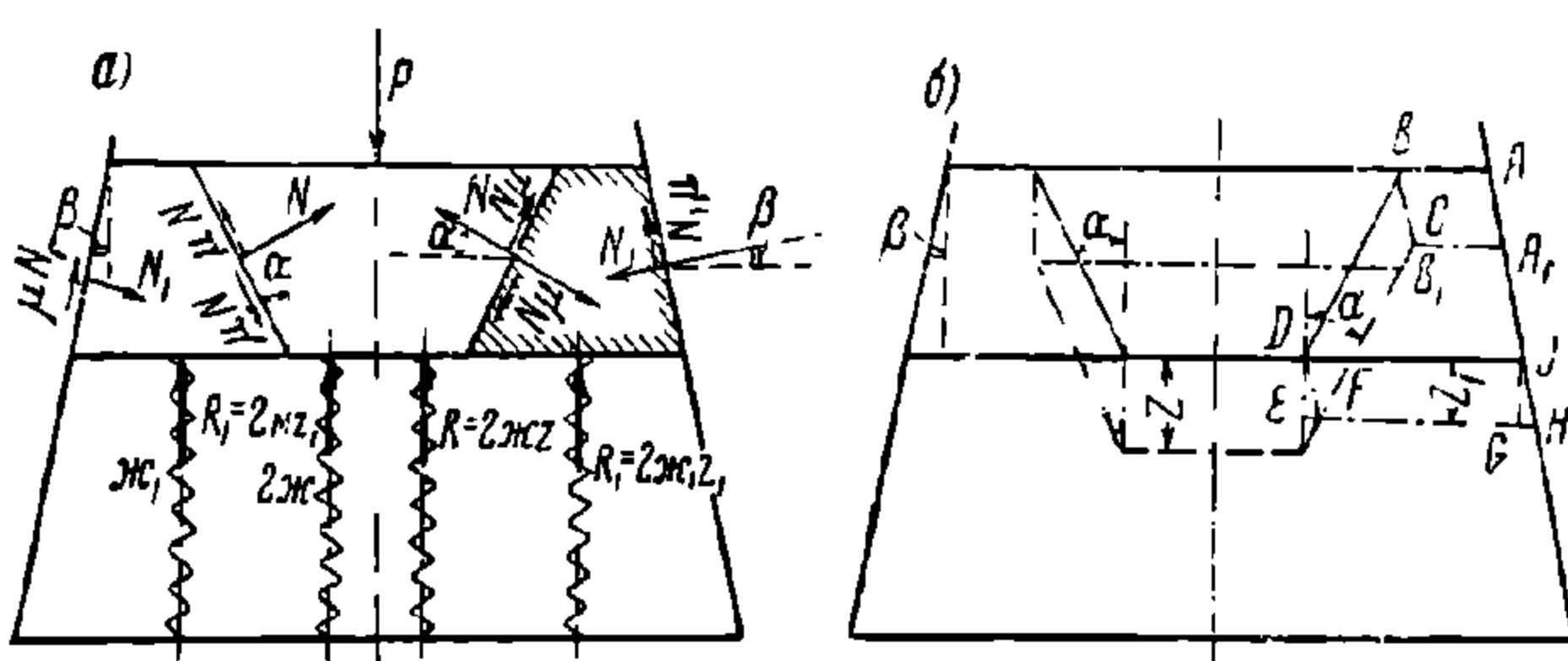
ведённых на наших железных дорогах, амортизаторы Майнер имеют недостаточную мощность и не могут противодействовать нарастанию амплитуд колебаний во время движения вагонов. Тележки грузовых вагонов с амортизаторами Майнер имеют неудовлетворительные ходовые качества.

Диаграмма цилиндрической пружины с фрикционным амортизатором (фиг. 155) характерна тем, что в начале сжатия повышение нагрузки до точки a не вызывает соответствующего прогиба амортизирующего устройства. При разгрузке рессорного подвешивания с фрикционным амортизатором (отрезок вертикальной линии ba) первоначально не наблюдается заметной деформации рессорного агрегата. Это указывает на то, что начало сжатия и разгрузки комплекта пружин с фрикционным амортизатором сопровождается толчками. Более плавное амортизирование происходит при комбинировании пружин с клиновыми амортизаторами.

Клиновые амортизаторы обычно помещаются между надрессорной балкой и колонками боковины тележки. На колонках боковины



Фиг. 155. Диаграмма амортизатора с пружиной



Фиг. 156. Клиновой амортизатор

укрепляются наличники и между ними и надрессорной балкой, имеющей по концам наклонные поверхности, перемещаются клинья. Давление на клин передаётся двумя боковыми пружинами рессорного комплекта тележки; такая конструкция осуществлена в тележках инж. А. Г. Ханина (фиг. 156). Давление на клин можно передать и самостоятельными пружинами, опирающимися на верхнюю планку рессорного комплекта.

Произведём расчёт клинового амортизатора. Применительно к обозначениям, принятым на фиг. 156, составим уравнения равновесия надрессорной балки и клина. В этих уравнениях знак плюс соответствует сжатию пружин, а знак минус — разгрузке пружин.

Проектируя на вертикальную ось все силы, действующие на надрессорную балку, получаем

$$P - 4 \kappa z - 2N(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha) = 0. \quad (203)$$

Условия равновесия клина выражаются следующими уравнениями

$$\left. \begin{aligned} N(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha) - 2\kappa_1 z_1 + N_1(\sin \beta \mp \mu \cos \beta) &= 0; \\ N(\cos \alpha \mp \mu \sin \alpha) - N_1(\cos \beta \mp \mu \sin \beta) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (204)$$

где 4κ и $2\kappa_1$ — соответственно жёсткости основных и клиновых пружин в кг/см;

R и R_1 — реакция основных и клиновых пружин в кг;

μ — коэффициент трения между трущимися поверхностями;

$$\mu = 0,25 - 0,35;$$

z и z_1 — соответственно прогибы основных и клиновых пружин.

Пользуясь фиг. 156, б, найдём зависимость между прогибом z основных и z_1 клиновых пружин. Клин займёт положение A_1CFH , показанное на фиг. 156, б, в том случае, если отрезки EF и GH равны между собой, или

$$(z - z_1) \operatorname{tg} \alpha = z_1 \operatorname{tg} \beta.$$

Решая последнее уравнение относительно z_1 , найдём

$$z_1 = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} z.$$

Из условия равновесия надпрессорной балки определим N

$$N = \frac{P - 4\mu z}{2(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha)}. \quad (205)$$

Из условий равновесия клина найдём, что

$$N = \frac{2\mu_1(\cos \beta \pm \mu \sin \beta)}{(1 + \mu^2) \sin(\alpha + \beta)} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} z; \quad (206)$$

следовательно,

$$\frac{P - 4\mu z}{2(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha)} = \frac{2\mu_1(\cos \beta \pm \mu \sin \beta)}{(1 + \mu^2) \sin(\alpha + \beta)} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} z.$$

Из последнего выражения определим P

$$P = 4 \left[\mu + \frac{\mu_1(\cos \beta \pm \mu \sin \beta)(\sin \alpha \pm \mu \cos \alpha)}{(1 + \mu^2) \sin(\alpha + \beta)} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta} \right] z. \quad (207)$$

Изменяя угол наклона клиньев, можно всегда создать необходимую величину коэффициента относительного трения в рессорном подвешивании, что наряду с простотой конструкции относится к положительным качествам клинового амортизатора. К недостаткам клиновых амортизаторов следует отнести изменение угла наклона β от износа трущихся поверхностей клина и направляющих боковин тележки.

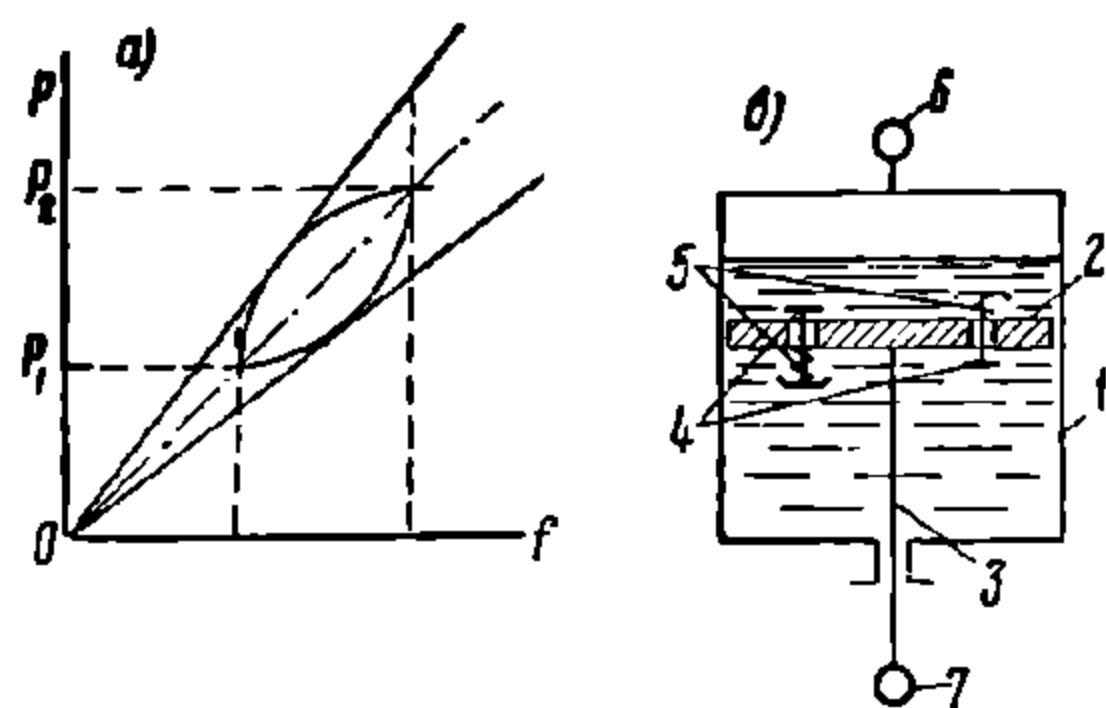
Во всех описанных амортизаторах амортизирующая сила при крайних положениях обрессоренного груза имеет сравнительно значительную величину, а в среднем положении груза, где скорость колебательного движения максимальная, амортизирующая сила уменьшается, вследствие чего получаются сравнительно резкие толчки во время прохождения вагона через неровности пути.

Гидравлические амортизаторы. Теоретическая диаграмма пружины, снабжённой гидравлическим амортизатором, изображена на фиг. 157, а. Эта диаграмма не имеет прямолинейных вертикальных участков, соответствующих крайним точкам перемены направления колебаний, так как в этих мёртвых положениях скорости колебаний равны нулю и сопротивления амортизаторов также равны нулю; при среднем положении груза появляется наибольшая амортизирующая сила в соответствии с максимальной скоростью колебания.

Поэтому пружина, снабжённая гидравлическим амортизатором, эластично смягчает передаваемые кузову толчки, возникающие от неровностей пути и поверхности катания колёсных пар.

Гидравлические амортизаторы устанавливаются в надбуксовом или в центральном рессорном подвешивании. Они имеют амортизирующую силу, пропорциональную первой или второй степени скорости хода поршня.

Гидравлический амортизатор с амортизирующей силой, пропорциональной первой степени скорости поршня, устанавливаемый в центральном рессорном подвешивании (фиг. 157, б), состоит из цилиндра 1 и поршня 2 со штоком 3. В поршне имеются два отверстия, закрытых клапанами 4. Клапаны прижимаются к своим сёдлам пружинами 5. Цилиндр заполняется незамерзающей жидкостью. На верхней крышке цилиндра имеется кольцо 6, которое соединяется



Фиг. 157. Гидравлический амортизатор

с надрессорной балкой. Ушко 7, укрепленное на конце штока, соединяется с подрессорной балкой. Во время колебаний надрессорная балка перемещается относительно подрессорной и тем самым заставляет поршень двигаться в цилиндре. При этом жидкость с напором проходит через соответствующие клапаны, вследствие чего возникают силы сопротивления, амортизирующие колебания.

В бесчелюстных тележках рекомендуется устанавливать гидравлические амортизаторы внутри пружин надбуксового рессорного подвешивания. В этом случае поршень амортизатора соединяется с боковиной тележки, а корпус цилиндра — с балансиром буксы.

В амортизаторах пружины клапанов поставлены без начального натяжения, поэтому перемещение клапанов пропорционально давлению, производимому на них жидкостью.

Обозначим:

F — площадь сечения поршня 2;

s — площадь открытия клапана 4;

h — давление жидкости в цилиндре в данный момент;

z — перемещение поршня

μ — коэффициент расхода.

В одну секунду поршень 2 вытесняет объём жидкости, равный Fz' .

При этом жидкость проходит через площадь открытия клапана со скоростью v , равной

$$v = \sqrt{2gh}.$$

Следовательно, можно написать следующее уравнение

$$Fz' = s\mu\sqrt{2gh}.$$

Амортизирующую силу Fh примем пропорциональной n -й степени скорости поршня

$$Fh = M(z')^n, \quad (208)$$

где M — некоторый постоянный коэффициент.

Извлечём корень n -й степени из обеих частей уравнения (208)

$$(Fh)^{\frac{1}{n}} = M^{\frac{1}{n}} z'. \quad (209)$$

Умножим обе части уравнения (209) на соответствующие части уравнения (208)

$$(Fh)^{\frac{1}{n}} Fz' = s\mu(2gh)^{\frac{1}{2}} M^{\frac{1}{n}} z'.$$

Из последнего выражения найдём

$$s = \frac{F^{\frac{n+1}{n}} h^{\frac{1}{n}}}{\mu (2g)^{\frac{1}{2}} M^{\frac{1}{n}} h^{\frac{1}{2}}}.$$

Обозначив выражение $F^{\frac{n+1}{n}} \mu (2g)^{\frac{1}{2}} M^{\frac{1}{n}}$ через C , где C — постоянная, вполне определённая в каждом амортизаторе величина, получаем

$$s = Ch^{\frac{1}{n} - \frac{1}{2}}$$

Из последней формулы следует, что площадь s открытия клапана зависит от n -й степени скорости хода поршня амортизатора.

Если $n=2$, то $s=C$, или площадь открытия клапана — величина постоянная. Следовательно, в этом случае можно вместо клапана сконструировать отверстие с постоянным сечением, что и осуществляется в амортизаторах с амортизирующей силой, пропорциональной второй степени скорости поршня.

При $n=1$ амортизация происходит пропорционально первой степени скорости, так как

$$s = Ch^{\frac{1}{2}} = C\sqrt{h}. \quad (210)$$

Если предположить, что давление возрастает в пропорции: 1; 4; 9; 25 и т. д., то перемещение клапана будет пропорционально данным числам, т. е. по уравнению (210) найдём

$$s = (1, 2, 3, 4 \dots)C.$$

Следовательно, при изготовлении гидравлического амортизатора первое отверстие в клапане целесообразно расположить так, чтобы оно было открытым, когда клапан переместится на 1 мм, а второе отверстие такого же диаметра при перемещении клапана на 4 мм (после такого хода действует совместно два отверстия). Через третье отверстие жидкость начинает протекать при перемещении клапана на 9 мм и т. д.

Общий размер площади отверстий выбирается в зависимости от выбранного максимального амортизирующего усилия.

Чтобы амортизирующее усилие не превосходило выбранных пределов, целесообразно просверлить в клапане дополнительное большое отверстие, открывающееся в тот момент, когда давление h принимает наибольшую допускаемую величину.

Можно опытным путём так разместить отверстия в клапанах, что амортизатор получается желаемой чувствительности и мощности.

На основании исследований гидравлических амортизаторов для тележечных вагонов можно рекомендовать максимальное усилие амортизатора следующей величины: с подвешиванием, состоящим из одних пружин, 15—16%, с надбуксовыми листовыми рессорами и пружинным центральным подвешиванием 10% обрессоренного веса. Давление жидкости в цилиндре амортизатора нецелесообразно иметь свыше 20 кг/см². Динамические прогибы рессорного подвешивания обычно достигают 5—25 мм. Однако для ограждения штока от изломов ход поршня амортизатора следует выбирать равным 95—125 мм.

Закрепление концов амортизатора в полке надрессорной балки и рамы тележки следует осуществлять при помощи резиновых прокладок и колец или шаровых втулок.

Резиновые амортизаторы. Резиновые амортизаторы служат для уменьшения звукопроводности и гашения колебаний с высокой частотой и сравнительно малыми амплитудами.

При сравнительно медленном сжатии и отпуске резина почти не обладает внутренним трением; по мере же увеличения скорости колебаний в ней уже развиваются силы внутреннего трения. Следовательно, резиновый амортизатор имеет характеристику, подобную гидравлическому амортизатору. В связи с этим резиновые прокладки получают широкое применение в современных вагонах.

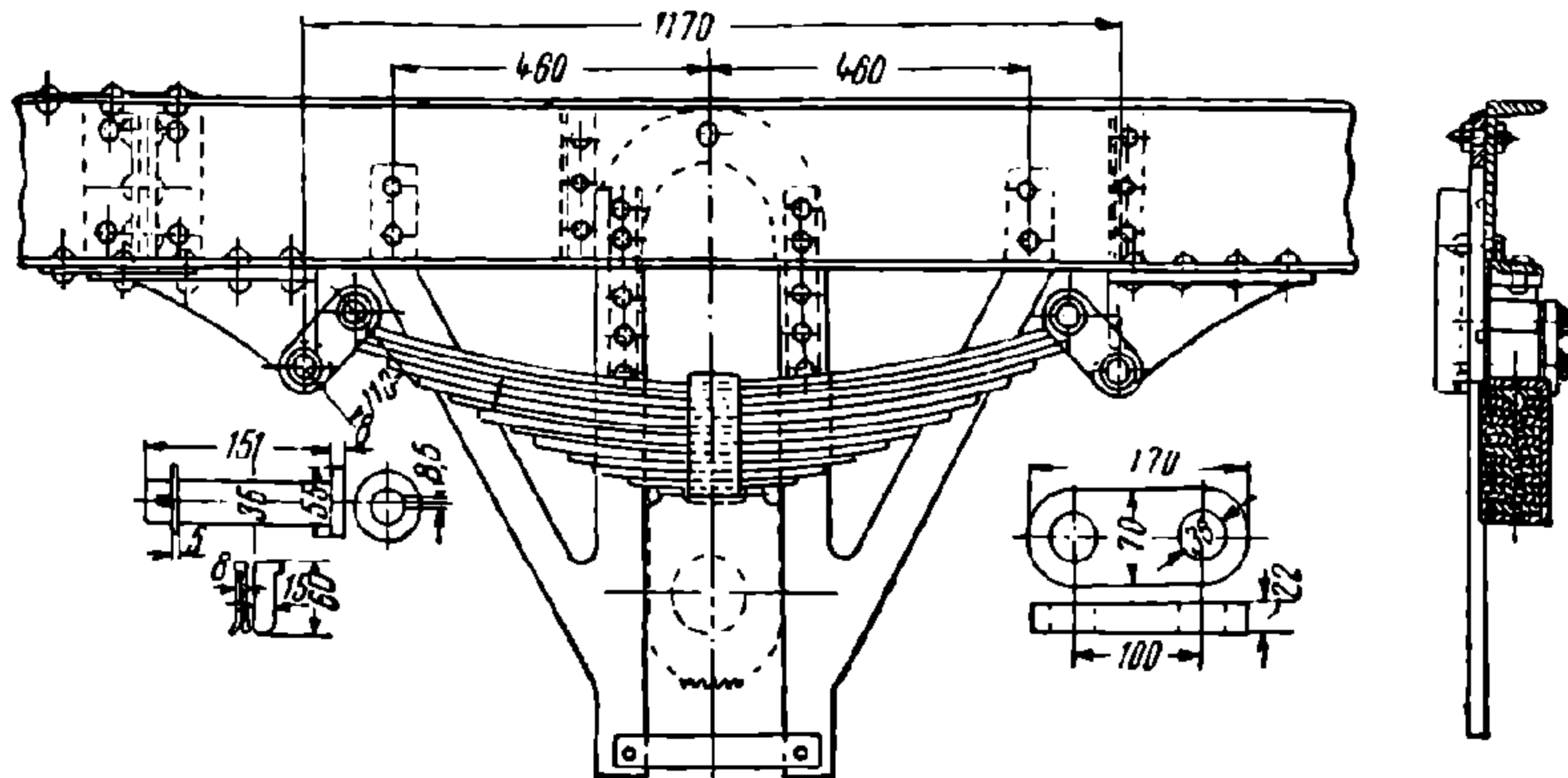
ГЛАВА VIII

РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ НЕТЕЛЕЖЕЧНЫХ ВАГОНОВ И СВОБОДНО УСТАНАВЛИВАЮЩИЕСЯ ОСИ

1. РЕССОРНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ ДВУХ- И ТРЁХОСНЫХ ВАГОНОВ

Простое, или одиночное, подвешивание нетележечных вагонов осуществляется исключительно при помощи листовых рессор, которые вследствие изменения своей длины под грузом соединяются с рамой вагона шарнирно.

На фиг. 158 показана конструкция рессорного подвешивания, применяемая у двухосного грузового вагона грузоподъемностью 20 *t*. Рессора соединяется своими ушками с рессорными кронштейнами при помощи роликов и плоских толстых пластинок, называемых серёжками, показанных на фигуре отдельно. Для предупреждения роликов от выскакивания через них продеваются разводные чеки, перед которыми ставятся шайбы.

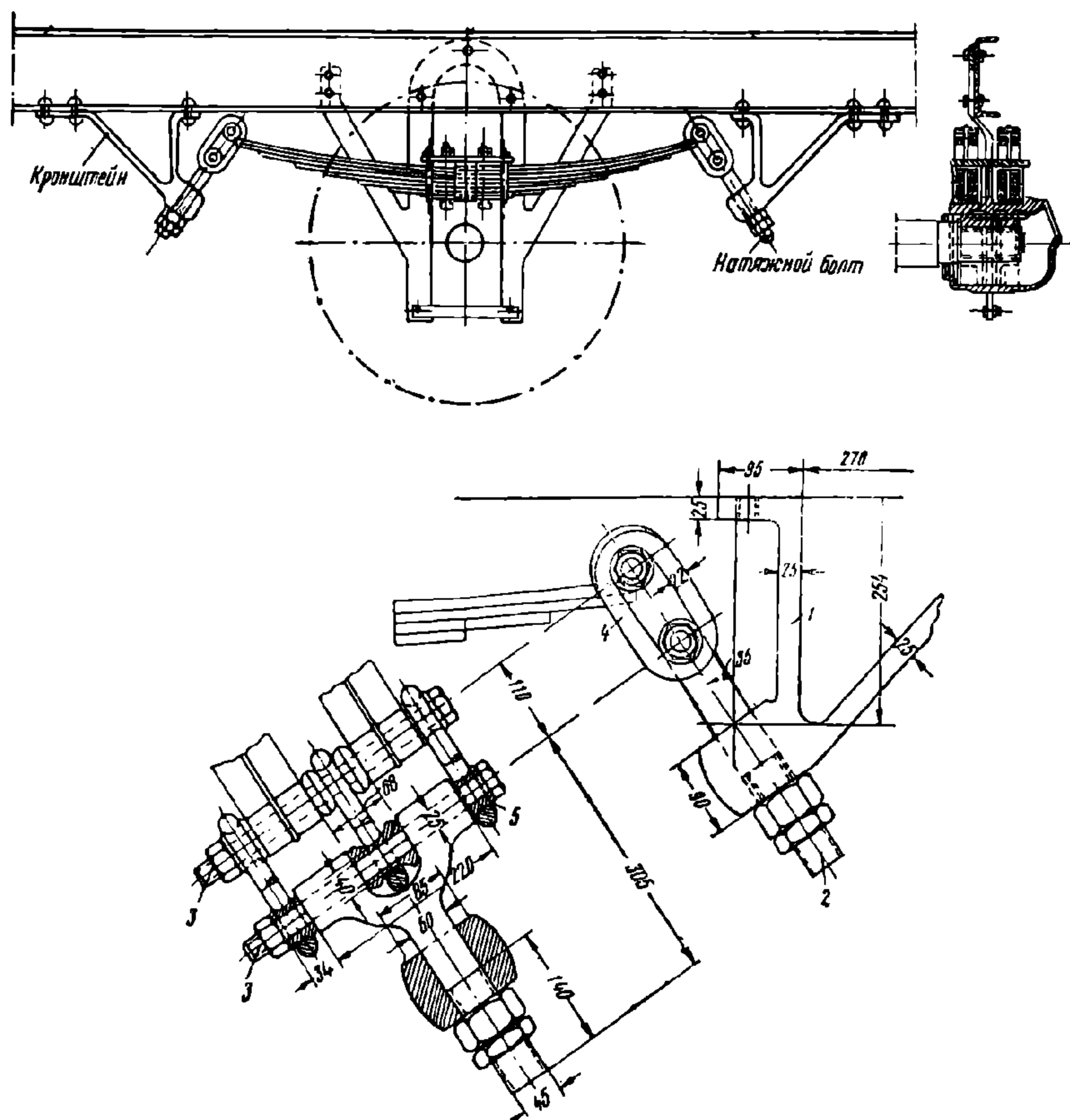


Фиг. 158. Одиночное, или простое, рессорное подвешивание двухосного вагона

Рессорные кронштейны у грузовых вагонов грузоподъемностью 20 *t* изготовляются стальными литыми или сварными. У двухосных крытых вагонов и платформ прежних построек рессорные кронштейны изготовлялись стальными коваными. Рессора при колебаниях кузова изменяет свою длину и передвигается несколько вдоль вагона вместе с буксой на величину продольных буксовых зазоров. Поэтому рессорный кронштейн устанавливается от ушка рессоры на достаточном расстоянии во избежание упора последнего в кронштейн при крайних положениях рессоры. Это приводит к необходимости располагать серёжки наклонно. Наклонное расположение увеличивает силы, действующие по серёжке на ролики, на 6—10% по сравнению с вертикальными серёжками.

У двух- и трёхосных пассажирских вагонов одиночного подвешивания (фиг. 159) для регулирования высоты рамы над рельсами при осадке рессор применяются натяжные болты. Рессорные кронштейны 1 делаются более высокими

и внизу имеют ушко, расположенное наклонно, через которое продевается рессорный натяжной болт 2 с вилообразной головкой. Через эту головку и ушки рессор проходят болты 3, удерживающие рессорные серёжки 4. Для обеспечения не только продольных, но и поперечных перемещений рессор рессорные серёжки выполняются в виде продолговатых колец из круглой стали. Чтобы серёжки не перетирали при этом болтов, на последние надеваются стальные ролики 5.



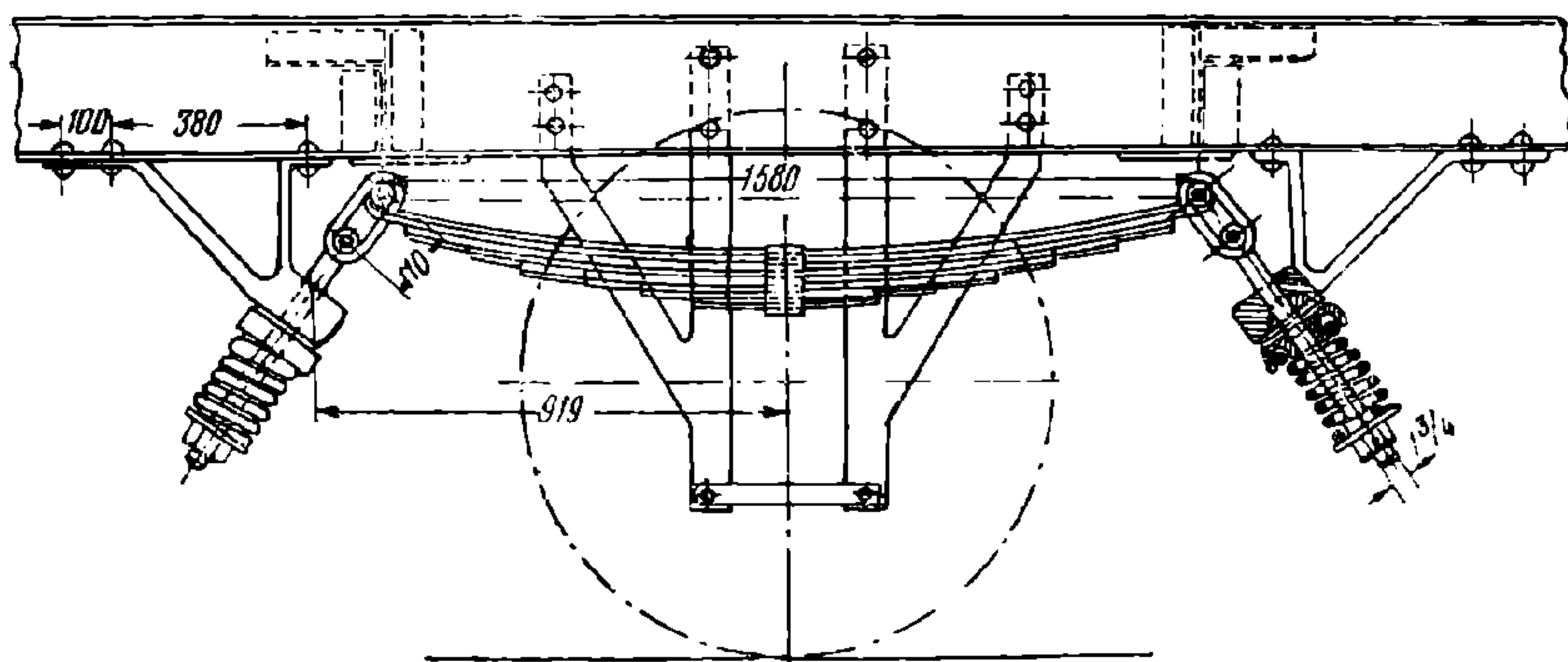
Фиг. 159. Одиночное рессорное подвешивание двухосного пассажирского вагона

Двойное рессорное подвешивание состоит из листовой рессоры и пружин, расположенных наклонно (фиг. 160) или вертикально (по способу проф. Е. Е. Нольтейна, фиг. 161).

При наклонном расположении пружин (обычно под углом 35° к вертикали) они упираются вверху на специальный поддон, приложенный к рессорному кронштейну, а внизу на широкую шайбу, удерживаемую гайкой рессорного болта. При проходе болта через ушко кронштейна он пропускается через бронзовую шарообразную втулку, позволяющую ей и болту несколько поворачиваться в разные стороны внутри такого же шарообразного углубления в рессорном кронштейне.

Однако отклонение болта от своего среднего положения (фиг. 162) вызывает перекося пружины сопротивляющейся силой R , действующей на нижнем её конце. При этом болт прижимается к бронзовой втулке с силой $R + R$. При совершении вагоном сложных колебаний эта сила в некоторые моменты времени может иметь у разных кронштейнов разную величину, что облегчает

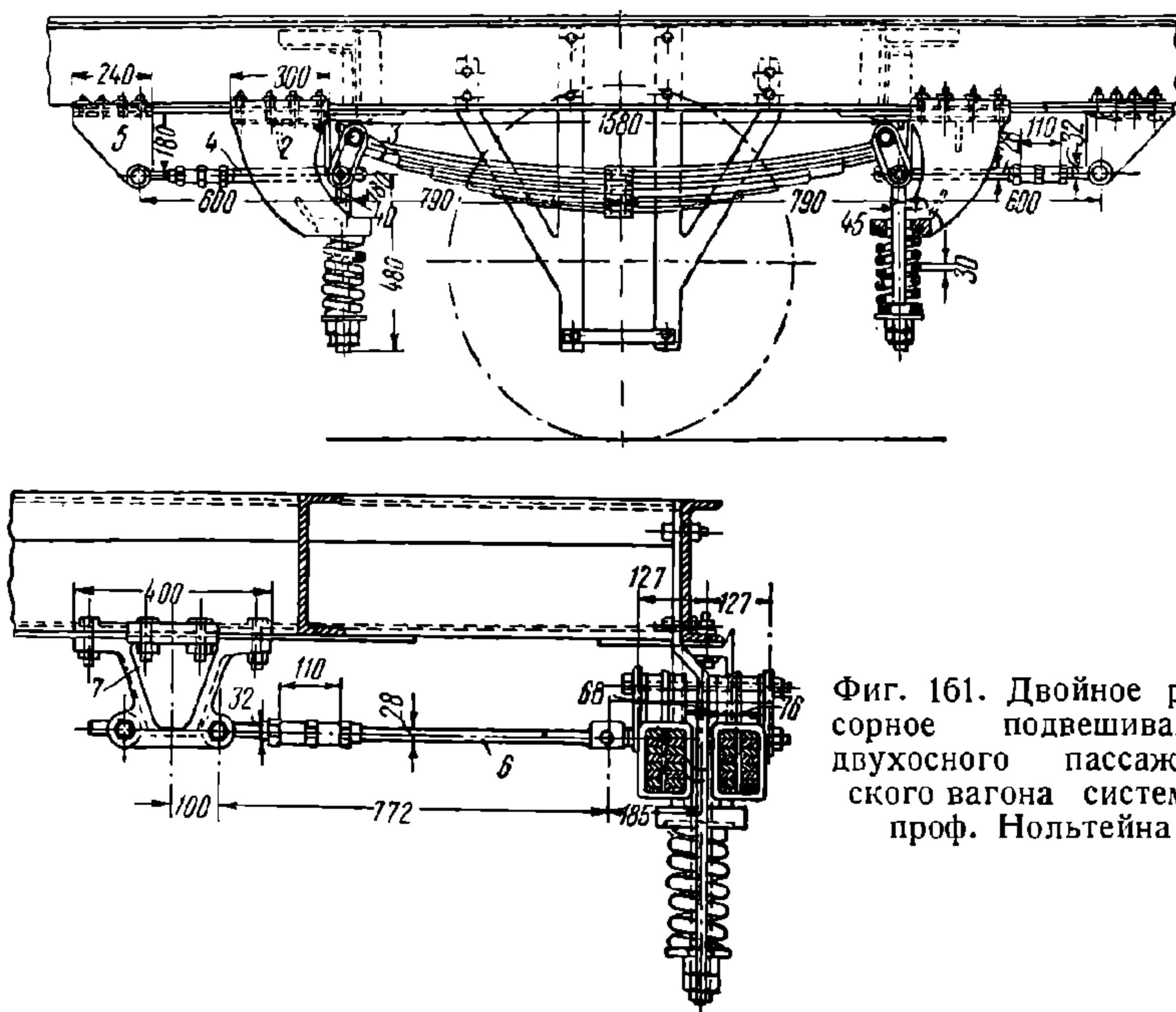
передвижение одних болтов и затрудняет передвижение других и при этом действует на все болты или на часть их в виде переменной силы в зависимости от сжатия пружин. Вследствие этого болты начинают возвращаться в своё



Фиг. 160. Двойное рессорное подвешивание двухосного пассажирского вагона с наклонными пружинами

равновесное положение одновременно, что может повлечь за собой увеличение боковой качки вагона. В этой конструкции болты и втулки значительно истираются.

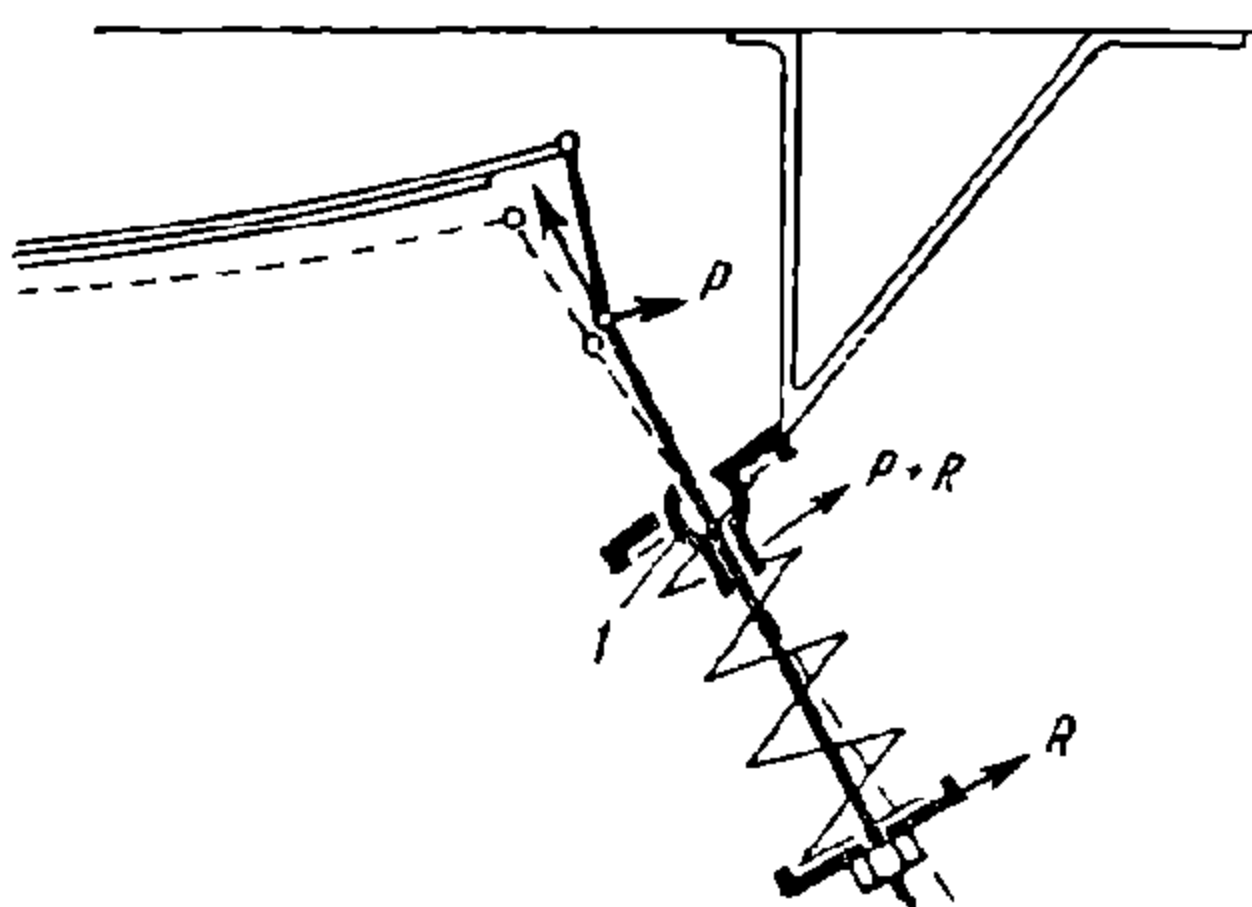
Конструкция Нольтейна с вертикально расположенными пружинами (фиг. 161) обеспечивает более спокойный ход вследствие отсутствия трения рессорного болта о втулку кронштейна.



Фиг. 161. Двойное рессорное подвешивание двухосного пассажирского вагона системы проф. Нольтейна

Кронштейн 2 имеет внизу горизонтальный поддон, в который упирается пружина. Отверстие в поддоне, через которое проходит рессорный болт, сделано значительных размеров для устранения трения болта. Рессорные серёжки 3 сделаны в виде овальных колец и имеют наклонное положение. Чтобы верхний конец рессорного болта не оттягивался серёжками к колесу, что повлекло бы перекос и изгиб болта, а также трение его о поддон кронштейна, делаются до-

бавочные оттяжки 4, соединённые шарнирно с дополнительными кронштейнами 5, прикреплёнными к раме вагона. В поперечном направлении рессорные болты



Фиг. 162. Схема загрузки рессорного болта при наклонных подвесках

удерживаются поперечными оттяжками 6, соединёнными шарнирно со своим кронштейном 7.

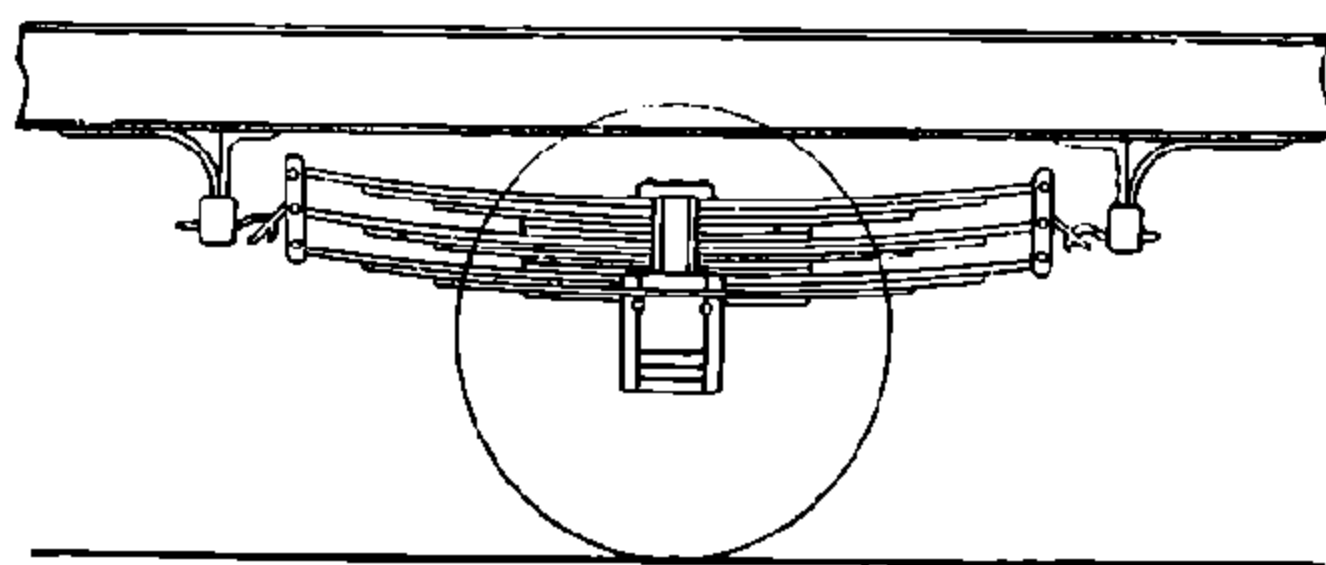
Продольные и поперечные оттяжки для регулировки их длины состояются из двух частей с правой и левой резьбой на концах, соединённых муфтами.



Фиг. 163. Трёхрядная листовая рессора

Двойные и тройные рессоры. У рессор с большим числом листов (свыше 12—13) получается значительное внутреннее трение, которое ухудшает способность рессоры смягчать толчки, в особенности на стыковых впадинах. Поэтому если по расчёту получается в рессоре большое количество листов, то для уменьшения внутреннего трения её разделяют на две или реже три одинаковые части, работающие параллельно.

Такие рессоры называются двойными или тройными горизонтальными (двухрядными или трёхрядными) и применяются у некоторых двухосных пассажирских вагонов (фиг. 163).



Фиг. 164. Трёхъярусная листовая рессора

В некоторых пассажирских вагонах прежних построек двойные или тройные рессоры расположены не горизонтально, а вертикально, это так называемые двухъярусные или трёхъярусные рессоры (фиг. 164). Однако такая конструкция оказалась малоудобной, так как все рессоры во избежание их сдвига должны быть соединены общим хомутом в единый комплект, что делает его очень тяжёлым. Кроме того, такие рессоры часто обнаруживают ослабление их соединения с серёжками.

2. ЖЁСТКИЕ И СВОБОДНО УСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ ОСИ

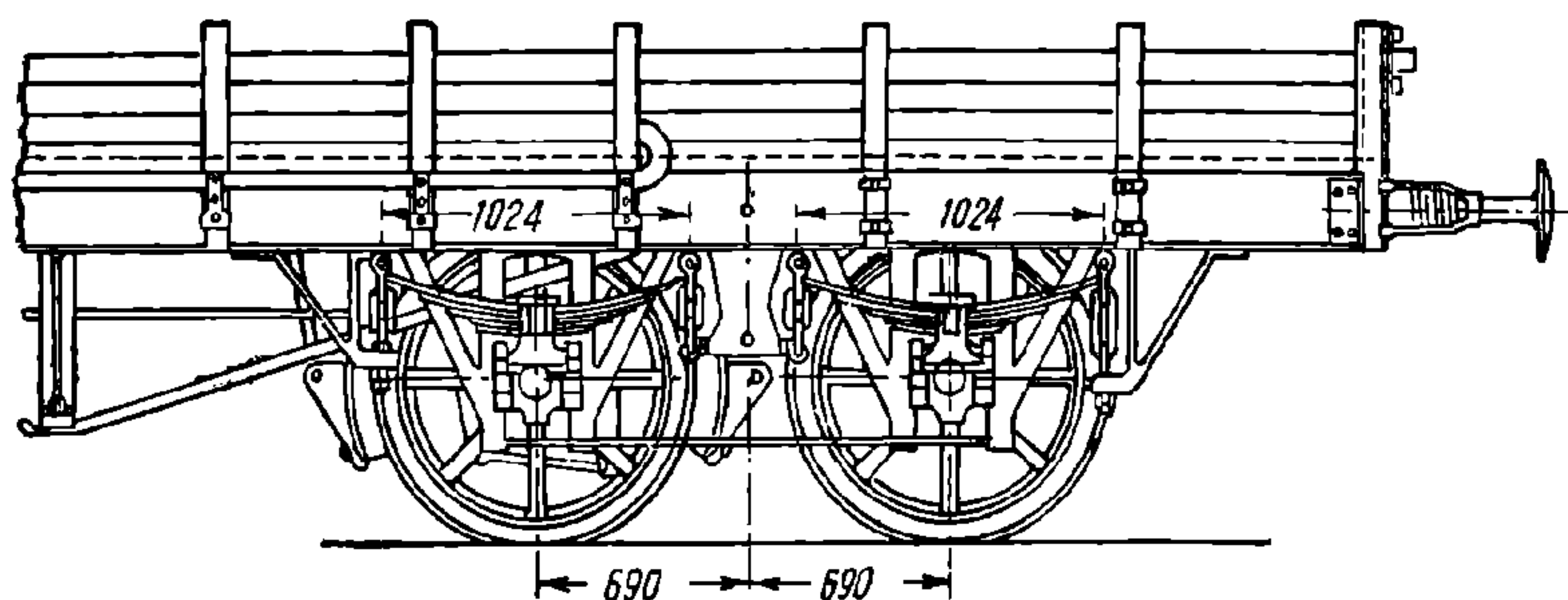
Вагоны, у которых зазоры между буксой и буксовой лапой не превышают 1—2 мм (у новых), называются вагонами с жёсткой установкой осей, или, кратко, с жёсткими осями.

Поворотными, или радиально устанавливающимися, называются вагонные оси, которые имеют продольные, поперечные, а следовательно, и угловые перемещения относительно рамы. Поворотные оси получили широкое применение в двух- и трёхосных пассажирских, а также устанавливались и в четырёхосных нетележечных пассажирских и грузовых вагонах старой постройки.

Различают два типа поворотных осей: связанные, или соединённые, поворотные оси и свободно устанавливающиеся. У вагонов со связанными поворотными осями изменение положения одной из них вызывает соответствующее перемещение другой. Связанные поворотные оси (фиг. 165) сохранились на четырёхосных бестележечных грузовых и пассажирских вагонах, построенных в начале текущего столетия на бывш. Московско-Казанской ж. д. по проекту Е. Е. Нольтейна. Широкого распространения связанные поворотные оси не получили.

У вагонов со свободно устанавливающимися осями каждая ось может поворачиваться относительно рамы вагона независимо одна от другой (фиг. 166).

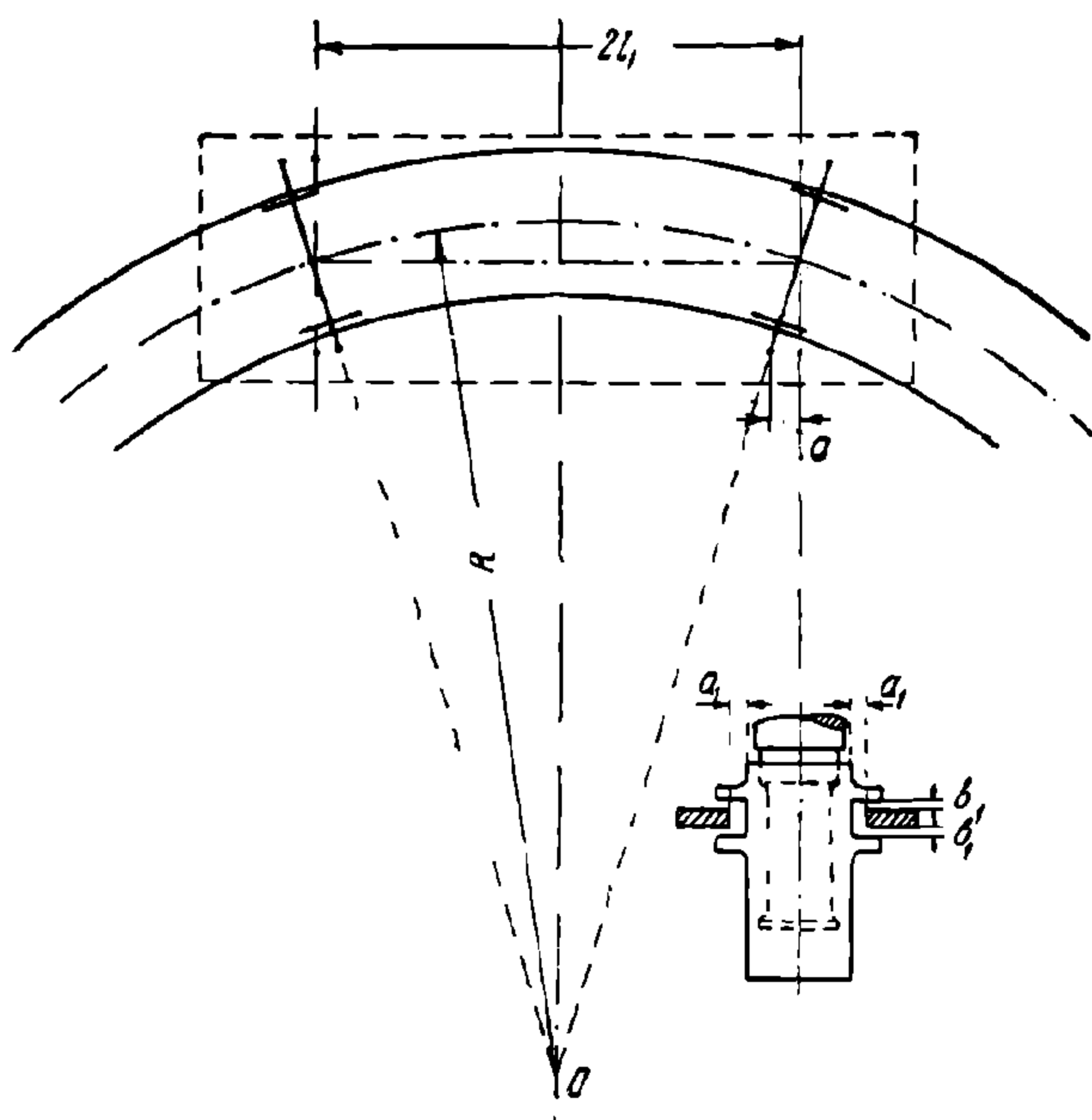
Между буксами и буксовыми лапами у этих осей имеются достаточной величины продольные a_1 и поперечные b_1 зазоры. Подвижность буксы и рессоры относительно рамы вагона обеспечивается соединением рессоры и рамы при помощи серёжек.



Фиг. 165. Связанные поворотные оси

Рассмотрим прохождение двухосного экипажа с жёсткими осями по кривой (фиг. 167).

Если во время движения по кривой двухосного экипажа с жёсткими осями боковая горизонтальная сила не превышает 25—30% от собственного веса вагона, то, как показывают теоретические и экспериментальные исследования, внешнее колесо передней колёсной пары набегает на наружный рельс, а зад-



Фиг. 166. Схема прохождения кривой двухосным экипажем со свободно устанавливающимися осями

няя колёсная пара отклоняется внутрь кривой, приближаясь при некоторых скоростях к радиальному положению (фиг. 167,а). Когда появляется боковая сила более 25—30% собственного веса вагона, то возможно соприкосновение гребней обоих наружных колёс с головкой наружного рельса. Положение экипажа на кривой определяется соотношением действующих на него сил: центробежной, составляющей веса от возвышения наружного рельса, давления ветра, сил трения между бандажами и рельсами и вызываемого ими направляющего усилия. Другие менее значущие силы можно не учитывать.

Определим необходимую величину базы экипажа $2l_1$ для случая, когда в момент радиальной установки задняя колёсная пара коснётся внутреннего рельса, отодвинувшись от наружного рельса на величину e , равную сумме зазоров между гребнями и головками рельсов.

Согласно фиг. 167, б можно написать

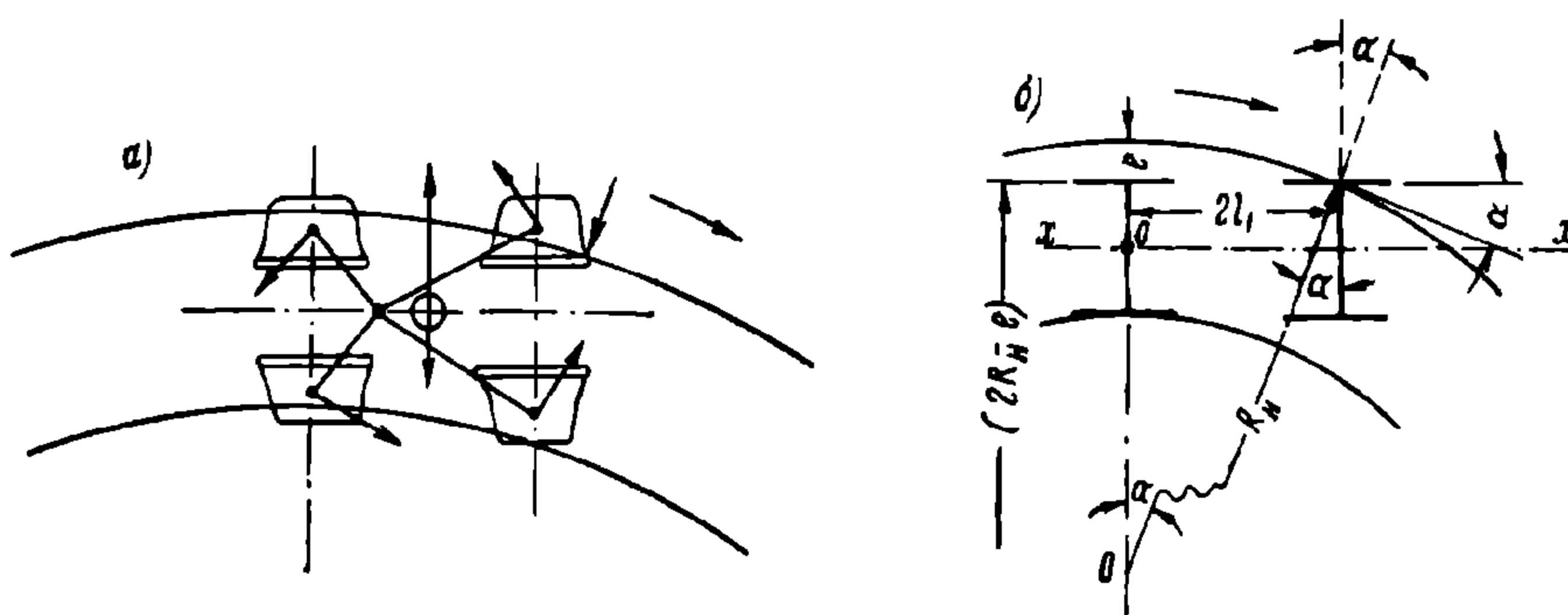
$$(2l_1)^2 = (2R_n - e)e = 2R_ne - e^2.$$

Пренебрегая величиной e^2 , очень малой сравнительно с $2R_ne$, находим

$$2l_1 = \sqrt{2R_ne}. \quad (211)$$

База вагона с жёсткими осями, вычисленная по формуле (211), допускает радиальное положение задней оси во время прохождения экипажа по всей кривой. В этом случае прекращается соприкасание гребня заднего колеса с внутренним рельсом, вследствие чего значительно уменьшается сопротивление вагона движению по кривой. На наших железных дорогах минимальные радиусы кривых иногда допускаются до 200 м*, а минимальная сумма зазоров между новыми гребнями бандажей и головками рельсов для кривой принятого радиуса составляет 32 мм, поэтому максимальная база экипажа с жёсткими осями, допускающая радиальную установку задней оси на кривой с $R = 200$ м, согласно формуле (211) не должна превышать 3,58 м. Для тележек эта величина достаточная. Вагоны же по ряду соображений должны иметь большую базу (не менее 3,8 м, § 211 ПТЭ).

Для вагонов с базой более 3,8 м следует применять свободно устанавливающиеся оси. Тщательными опытами было установлено, что при наличии достаточных зазоров между буксами и их направляющими задняя свободно устанавливающаяся ось во всех кривых располагается почти радиально, а передняя



Фиг. 167. Прохождение кривой двухосным экипажем с жёсткими осями

ось для радиусов кривых до 300 м также приближается к радиальному положению, вследствие чего сопротивление на кривых вагонов со свободно устанавливающимися осями меньше, чем у вагонов с жёсткими осями. Замена жёстких осей свободно устанавливающимися уменьшает сопротивление вагонов движению в среднем на 6—7%.

В настоящее время наибольшая база вагонов со свободно устанавливающимися осями принимается 9—10 м (для кривых с радиусом, равным 180—210 м).

Величина перемещения осей зависит от радиуса кривой и базы вагона и возрастает с уменьшением радиуса и увеличением базы.

У трёхосных вагонов крайние колёсные пары находятся в таких же условиях, как и у двухосных. Между заплечиками букс и буксовыми лапами средней колёсной пары необходимо иметь надлежащие зазоры поперёк вагона.

Продольные и поперечные зазоры между буксами и буксовыми лапами свободно устанавливающихся осей выбираются по расчёту и опыту. Роль буксовых направляющих сводится к ограничению перемещения колёсных пар и восприятию боковых ударов от букс в случае большого отклонения осей.

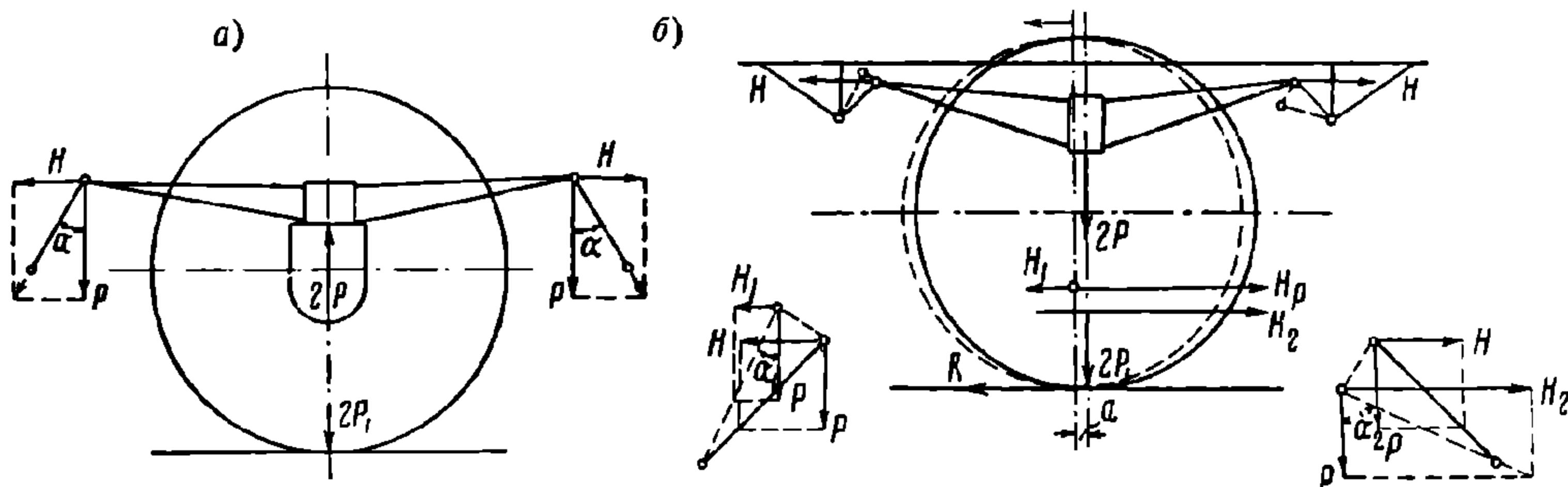
Свободно устанавливающаяся ось приводится в нормальное положение в о з в р а щ а ю щ и м а п п а р а т о м. Возвращающим аппаратом для свободно устанавливающейся оси служит листовая рессора с подвесками. Рессорное подвешивание допускает перемещение колёсной пары и возвращает её в первоначальное положение, как только устраняется причина, вызвавшая отклонение оси.

Рессорное подвешивание должно оказывать некоторое сопротивление перемещениям колёсной пары. В противном случае под действием даже неболь-

* На стрелочных кривых радиусы достигают иногда и 158 м.

ших усилий колёсная пара имела бы непрерывное возвратно-поступательное движение, что вызывало беспокойный ход вагона. Сила, заставляющая колёсную пару устанавливаться в нормальное положение, называется *возвращающим усилием*. Возвращающее усилие создаётся изменением наклона подвесок, соединяющих рессоры с рамой вагона.

Когда вагон со свободно устанавливающимися осями движется по прямой, то колёсная пара занимает своё среднее положение (фиг. 168, а) и рессорные подвески обеих сторон имеют одинаковый угол наклона α ; поэтому горизонтальные силы H , действующие на ушки рессор, одинаковы по величине, но направлены в разные стороны. Следовательно, рессора подвергается в этот момент растягивающим усилиям, но сил, стремящихся вывести её из нормального положения, не существует. В кривых свободно устанавливающиеся оси, стремясь занять радиальное положение, перемещают буксы и рессоры вдоль вагона на величину a , например, в направлении, указанном стрелкой, и изменяют наклон рессорных подвесок (фиг. 168, б). С изменением углов наклона подвесок изменяются и горизонтальные силы, действующие на колёсную пару. На левом конце воз-



Фиг. 168. Расположение свободно устанавливающейся оси
а — на прямой; б — в кривой

никает сила $H_1 = P \operatorname{tg} \alpha_1$, на правом $H_2 = P \operatorname{tg} \alpha_2$. Таким образом, в рессорном подвешивании появляется возвращающее усилие $H_p = H_2 - H_1 = P (\operatorname{tg} \alpha_2 - \operatorname{tg} \alpha_1)$, вследствие чего рессора и букса стремятся возвратиться в своё среднее положение. Однако этому препятствует наличие между колесом и рельсом силы трения, обеспечивающей в кривой радиальную установку свободно устанавливающейся оси, имеющей колёса с коническими бандажами.

Когда вагон переходит с кривого участка пути в прямой, возвращающая сила, постепенно убывая, содействует возвращению колёсной пары в её среднее положение. На величину возвращающей силы H_p влияет также длина рессорных сержёк. С уменьшением их длины величина H_p возрастает (при одинаковом перемещении a).

Возвращающее усилие не должно быть слишком большим, чтобы колёсная пара, проходя через кривые, могла принять положение, близкое к радиальному. Оно не должно быть больше силы трения между колесом и рельсом. Если же возвращающее усилие выбрано слишком малым, то колёсная пара будет иметь неустойчивое положение.

Определим величину возвращающей силы H_p , допускающую перемещение буксы a . Когда колёсная пара поворачивается относительно рамы вагона (фиг. 169), а буксы перемещаются на величину a , ось находится под действием пары сил $2H_p b_2$, стремящейся вернуть её в положение, перпендикулярное раме вагона. Эта пара сил уравнивается парой $F_{тр} s$ сил трения скольжения колёс по рельсам.

Поэтому

$$2 H_p b_2 = F_{тр} s,$$

отсюда

$$H_p \leq \frac{s}{2 b_2} F_{тр}.$$

Обозначим через

$2P_1$ — давление от колеса на рельс;

$2P$ — давление рессоры на одну буксу;

q — вес колёсной пары с её двумя буксами;

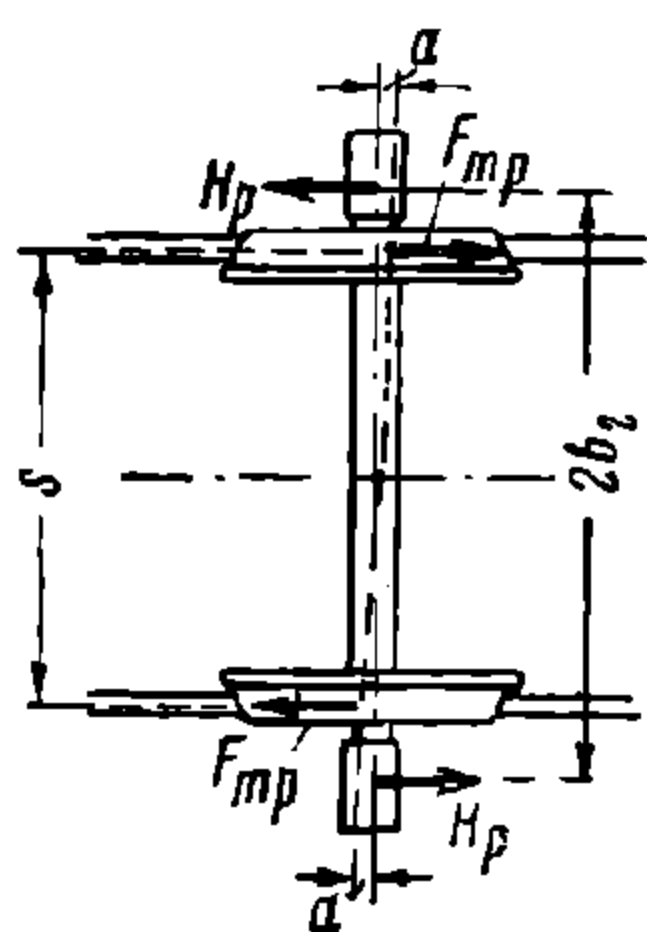
μ — коэффициент трения скольжения колеса по рельсу.

Тогда

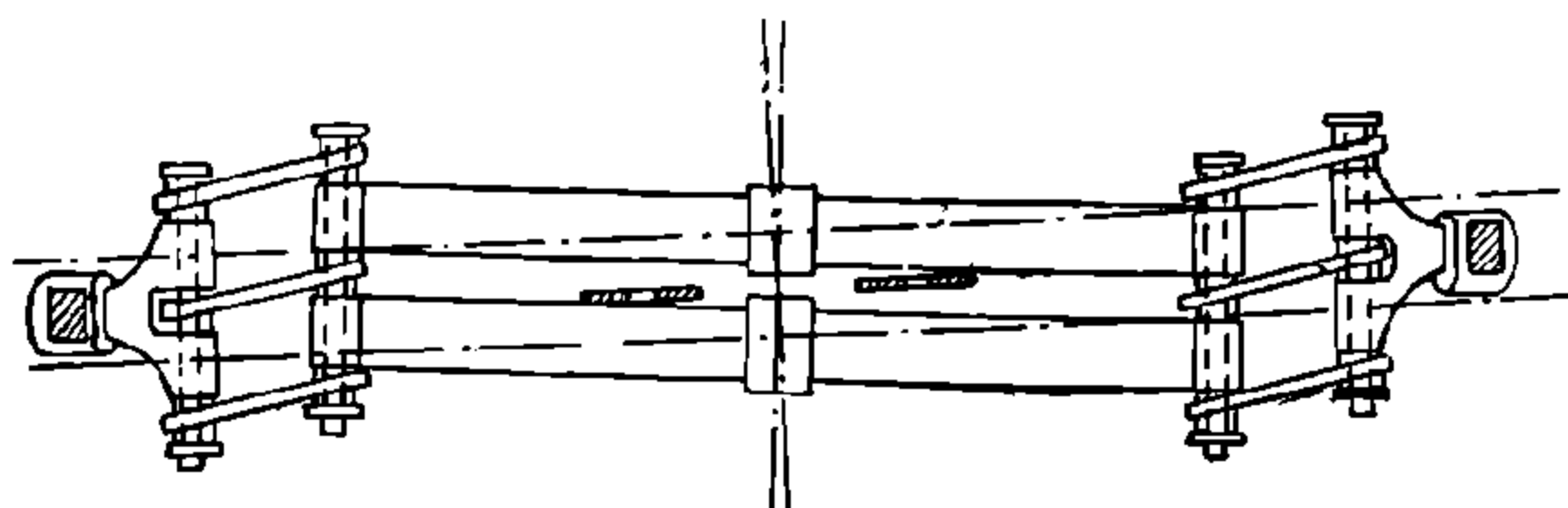
$$F_{тр} = 2P_1 \mu = \left(2P + \frac{q}{2}\right) \mu$$

и

$$H_p \leq \frac{s}{2 b_2} \left(2P + \frac{q}{2}\right) \mu. \quad (212)$$



Фиг. 169. Зависимость перемещения a буксы от возвращающей силы H_p



Фиг. 170. Перекашивание рессор в горизонтальной плоскости у свободно устанавливающихся осей

В последней формуле $2b_2 = 2114$ мм — расстояние между серединами рессор, равное расстоянию между серединами шеек оси (для колёсных пар с осями I и II типов);

s — расстояние между серединами рельсов, равное 1580 мм.

При $\mu = 0,2$ получаем

$$H_p \leq \frac{1580}{2114} \left(2P + \frac{q}{2}\right) 0,2 = 0,15 \left(2P + \frac{q}{2}\right) \quad (212a)$$

Следовательно, во избежание скольжения поворотных осей возвращающее усилие для них не должно превышать одной шестой статической нагрузки от колеса на рельс. Угол наклона α рессорной подвески принимается равным $30-60^\circ$, но большей частью он выбирается не более $30-45^\circ$.

Так как у вагонов со свободно устанавливающимися осями от буксы к рессоре передаются значительные горизонтальные усилия в виде возвращающих сил и тормозных усилий, рекомендуется хомуты рессор надёжно соединять с буксами.

Перекоз свободно устанавливающихся осей относительно рамы вагона влечёт за собой перекашивание рессоры и буксы (фиг. 170), вследствие чего рессора должна иметь подвижность и в поперечном направлении вагона. Это достигается тем, что рессорные подвески изготавливаются не плоскими, а в виде продолговатых колец из круглой стали, свободно отклоняющихся поперёк вагона. Перекоз букс относительно буксовой лапы требует также наличия зазоров b_1 поперёк вагона между заплечиками букс и буксовыми лапами (фиг. 166).

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАЗОРОВ МЕЖДУ БУКСАМИ И ЛАПАМИ

Величина зазоров между буксами и лапами определяется на основании следующих соображений. Между буксой и буксовой лапой с каждой стороны необходимы такие продольные зазоры, которые обеспечивали бы радиальную установку передней оси в самые невыгодные моменты, т. е. когда задняя колёсная пара приближается гребнем бандажа к внутреннему у рельсу. Для определе-

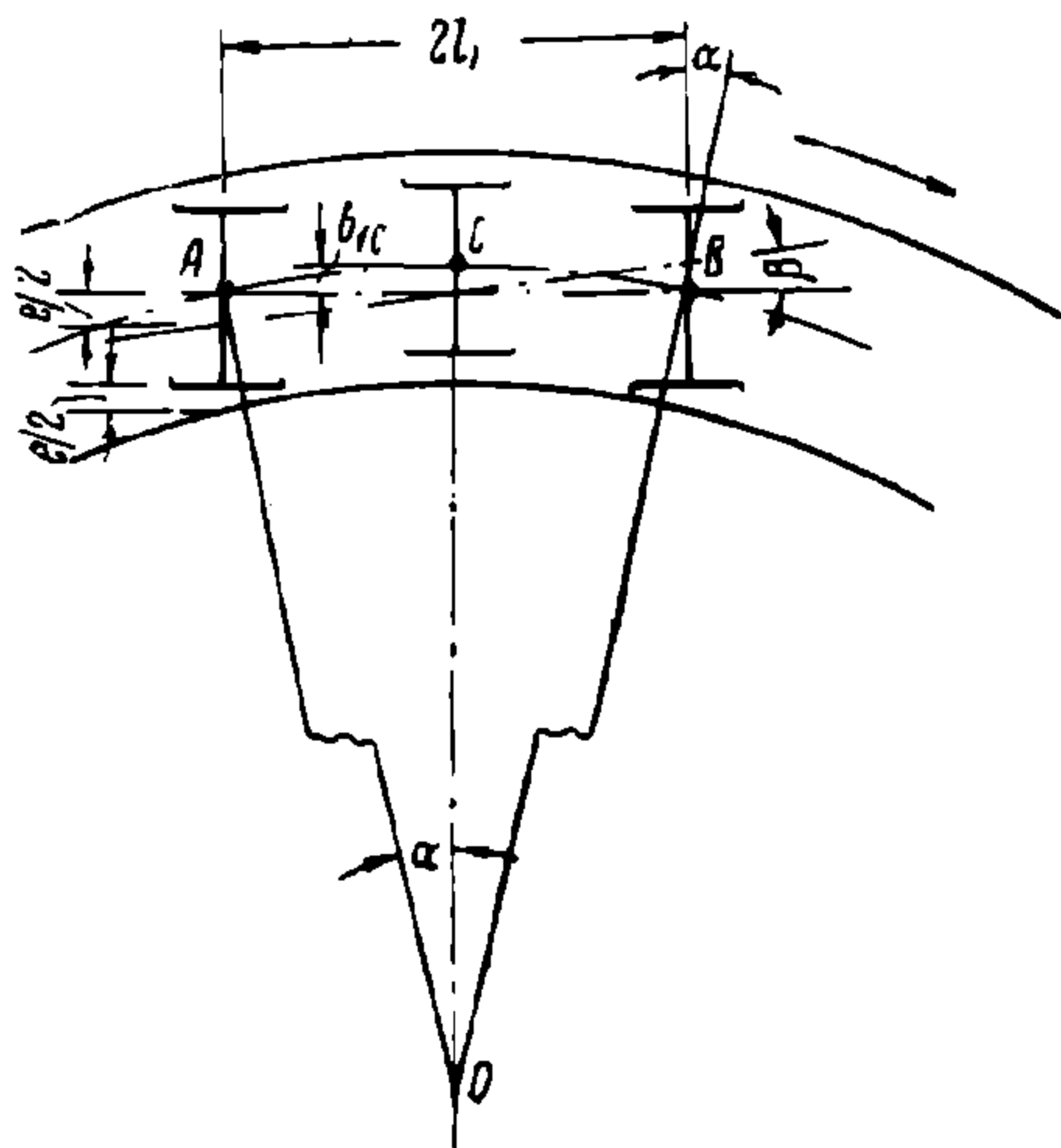
ния продольных зазоров a , необходимых для букс крайних осей, представим себе вагон с параллельными неповорачивающимися осями (фиг. 171), занимающими на кривой такое положение, при котором середины осей (точки A , B и C) остаются на средней линии кривой соответственно симметричными расположению колёсных пар между рельсами, а зазоры у крайних колёс между гребнем и головкой рельса равны $e : 2$, где e —полное поперечное перемещение колёсной пары между рельсами.

Для перехода в радиальное положение передняя ось должна повернуться на незначительный угол, равный центральному углу α , который определяется по формуле

$$\sin \alpha \approx \alpha \approx \frac{l_1}{R}.$$

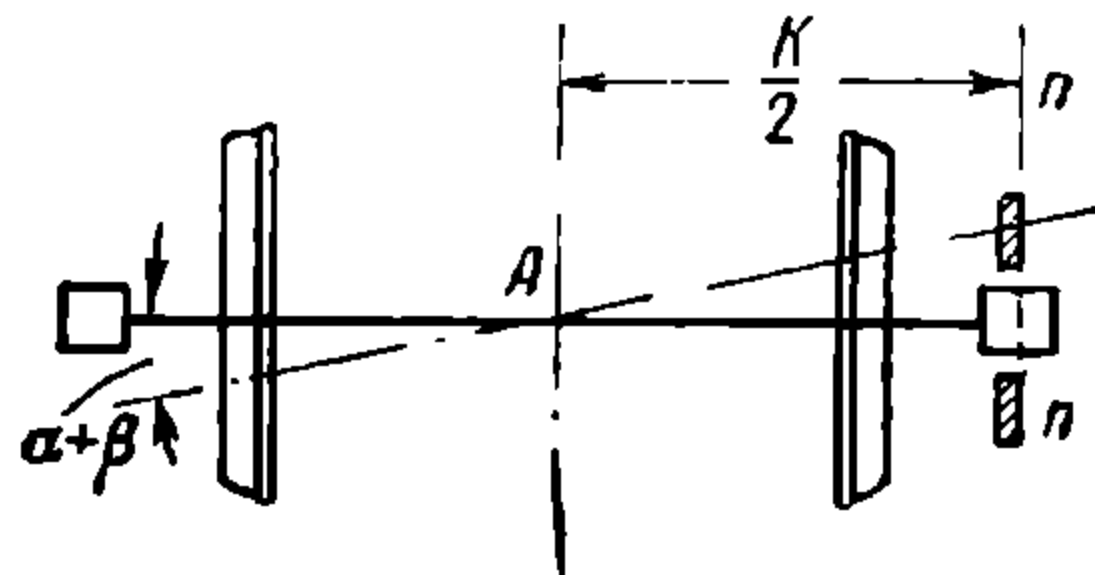
Приближение гребня заднего колеса в внутреннему, а гребня переднего—к внешнему рельсам вызовет вращение продольной оси вагона на незначительный угол β , определяемый из выражения

$$\operatorname{tg} \beta \approx \beta \approx \frac{e}{2l_1}$$



Чтобы в этом невыгодном положении передняя ось могла установиться радиально, необходимо создать ей возможность отклоняться от положения, нормального к продольной оси вагона, на угол

$$\alpha + \beta \approx \frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1}$$



Фиг. 171. К определению зазоров между буксами и буксовыми лапами

Фиг. 172. К определению зазоров между буксами и буксовыми лапами

Если расстояние от середины оси A до плоскости nn буксовых лап равно $\frac{k}{2}$ (фиг. 172), то полный продольный зазор a между буксой и буксовой лапой для радиальной установки оси должен равняться

$$a = \frac{k}{2} (\alpha + \beta) = \frac{k}{2} \left(\frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1} \right)$$

У нетележечных вагонов $\frac{k}{2} \approx 1000$ мм, поэтому

$$a = 1000 \left(\frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1} \right) + (2 \div 3) \text{ мм}, \quad (213)$$

где a — продольный зазор между буксой и буксовой лапой с каждой стороны в мм;
 $2l_1$ — база вагона в м;
 R — радиус кривой в м;
 e — полное поперечное перемещение колёсной пары между рельсами с учётом уширения пути и истирания гребней в мм;
 $(2 \div 3)$ мм — добавочная величина на неточность размеров.

Принимая минимальный радиус $R = 200$ м и пренебрегая малой величиной $\frac{e}{2l_1}$ в формуле (213), получим

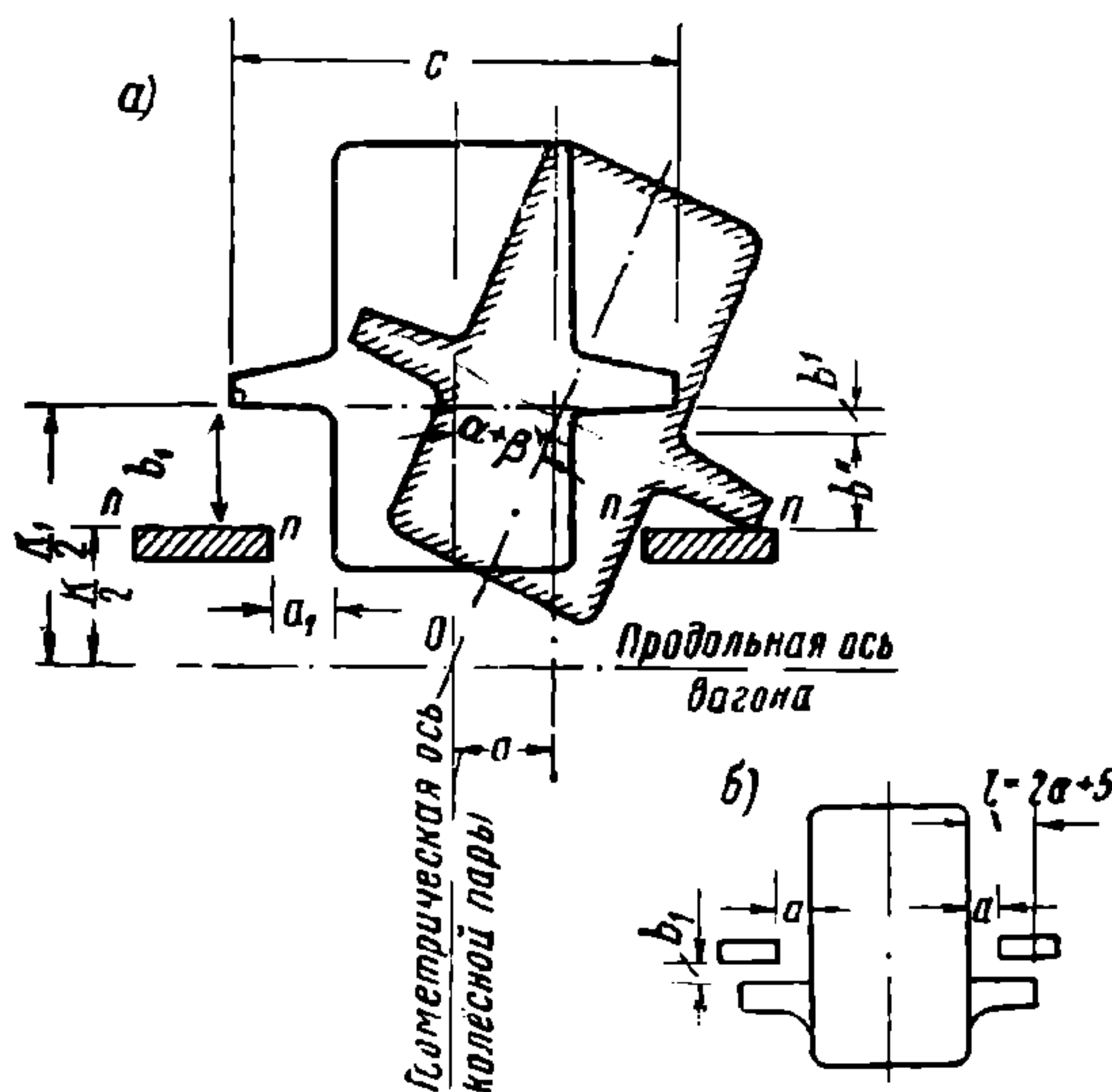
$$a = 1000 \cdot \frac{l_1}{200} = 2,5 \cdot 2l_1.$$

Наибольшая база $2l_1$, при которой допускается применение поворотных осей, как было установлено выше, равна 10 м (для $R = 210$ м), наибольшая величина продольного зазора с каждой стороны буксы допускается не свыше 35 мм.

Средняя ось для занятия радиального положения тоже должна иметь подвижность, но значительно меньшую. Для неё достаточен зазор

$$a_2 = \frac{k}{2} \cdot \frac{e}{2l_1} + (2 \div 3) \text{ мм.}$$

Поперечные зазоры у букс крайних осей должны быть такой величины, чтобы края заплечиков букс не соприкасались с продольными плоскостями



Фиг. 173. К определению зазоров между буксами и буксовыми лапами

ми nn буксовых лап в случае поворота осей на максимальный угол $\alpha + \beta$ (фиг. 173, а). Согласно принятым на фиг. 173, а обозначениям можно вычислить необходимый минимальный поперечный зазор

$$b_1 = b' + b'' = \frac{a^2}{k_1} + \frac{c}{2} \sin(\alpha + \beta).$$

Ввиду незначительности углов α и β полагаем

$$\sin(\alpha + \beta) \approx \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \approx (\alpha + \beta);$$

тогда

$$b_1 = \frac{k_1^2}{4k_1} (\alpha + \beta)^2 + \frac{c}{2} (\alpha + \beta) = \left[\frac{k_1}{4} (\alpha + \beta) + \frac{c}{2} \right] (\alpha + \beta);$$

заменяя $\alpha + \beta$ через равную ему величину $\frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1}$, а $k_1 \approx k$, получаем

$$b_1 = \left[\frac{k}{4} \left(\frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1} \right) + \frac{c}{2} \right] \left(\frac{l_1}{R} + \frac{e}{2l_1} \right) \quad (214)$$

Обычно b_1 не превышает 5—6 мм.

У двухосных пассажирских пригородных вагонов эти поперечные зазоры сначала были сделаны по 15 мм на сторону, что вызывало значительное влияние кузова; после того как на буксовые лапы были поставлены наличники, уменьшающие поперечные зазоры до 5 мм на сторону, влияние кузова уменьшилось.

Пользуясь фиг. 171, найдём необходимое перемещение b_{1c} средней оси из соотношения

$$(2R - b_{1c}) : l_1 = l_1 : b_{1c}.$$

Отсюда, пренебрегая малой величиной b_{1c} по сравнению с $2R$, найдём $b_{1c} \approx \frac{l_1^2}{2R}$, где l_1 — половина базы экипажа.

Если l_1 и R принимать в метрах, то величина b_{1c} также получится в метрах. Для перевода b_{1c} в метры умножаем b_{1c} на 1000, после чего получаем

$$b_{1c} = 1000 \frac{l_1^2}{2R} = 500 \frac{l_1^2}{R} \text{ мм.} \quad (215)$$

Поперечные зазоры между буксой и буксовой лапой у средней оси обычно делают меньше вычисленного разбега на величину поперечных зазоров у букс крайних осей, имея в виду, что рама вагона может переместиться к наружному рельсу на величину этих последних зазоров.

Значительное поперечное перемещение букс и надбуксовых рессор средней оси требует достаточной их подвижности поперёк вагона. Для этого у рессор средней оси обычно имеются более длинные рессорные подвески, состоящие из продолговатых колец, соединённых с рессорами при помощи скоб, а хомуты рессор свинчиваются с буксами болтами (фиг. 159).

Буксы свободно устанавливаемых осей часто не имеют пазов для буксовых лап, а снабжены только одними наружными заплечиками (фиг. 173, б). Ширина заплечика принимается на 5 мм больше полного зазора между буксой и буксовой лапой, т. е.

$$l = 2a + 5 \text{ мм.}$$

Изображённое на фиг. 165 устройство ходовых частей нетележечного грузового вагона грузоподъёмностью 33 т, с расстоянием между внутренними осями 5544 мм и наружными 8304 мм имеет зазоры между буксами и буксовыми лапами (с каждой стороны): вдоль вагона—17 мм у внутренних осей и 25 мм у наружных; поперёк вагона—10 мм у внутренних осей и 2 мм у наружных. Рессорные подвески ввиду значительных зазоров сделаны длинными, составленными из продолговатых колец, и поставлены вертикально, причём внутренние подвески соединены коротким балансиром для более равномерной нагрузки осей и рессор при проходе одной из осей отдельного препятствия.

Направляющими вагона в кривых являются внутренние оси; наружным же осям обеспечена возможность перемещения путём соответственного увеличения поперечных и продольных зазоров между буксами и буксовыми лапами.

Преимущество четырёхосных нетележечных вагонов перед тележечными заключается в том, что они имеют меньшую тару по сравнению с тележечными вагонами (на 2—3 т). Однако нетележечные четырёхосные вагоны имеют менее спокойный ход по сравнению с тележечными и большой износ буксовых направляющих и пазов букс, требующий частого поступления вагонов в ремонт. У тележечного вагона удары колёс о рельсы через пятник тележки передаются кузову ослабленными, а у нетележечного вагона удары передаются более жёстко и вагон получает быстро следующие друг за другом толчки, создающие тряский ход и шум.

Такие вагоны непригодны для больших скоростей движения.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ НА ОСИ ТРЁХОСНОГО ВАГОНА¹

Предположим, что рама трёхосного вагона находится под действием равномерно распределённой нагрузки от собственного веса и веса лежащего на ней груза. Обозначим эту нагрузку через P , а нагрузку на шейки первой, второй и третьей осей соответственно через P_1 , P_2 и P_3 .

Зависимость между нагрузкой на раму и шейки осей можно выразить уравнением

$$P_1 + P_2 + P_3 = \frac{P}{2}.$$

При симметричном расположении осей нагрузки на крайние оси одинаковы ($P_1 = P_3$), поэтому

$$2P_1 + P_2 = \frac{P}{2} \quad (a)$$

Стрелы прогиба рессор под действием нагрузки P составляют: для рессор крайних осей

$$f_1 = f_3 = \frac{6P_1 l^3}{2n_1 b h^3 E} = \frac{6P_3 l^3}{2n_3 b h^3 E},$$

для рессор средней оси

$$f_2 = \frac{6P_2 l^3}{2n_2 b h^3 E},$$

где l — полудлина хорд рессор;

n_1 и n_3 — число листов рессор крайних осей;

n_2 — число листов рессор средней оси;

b и h — соответственно ширина и высота поперечного сечения рессорной стали;

E — модуль упругости.

Пренебрегая влиянием прогиба швеллеров рамы на нагрузку средней оси, можно принять без большой погрешности, что

$$f_1 = f_2,$$

тогда

$$\frac{P_1}{n_1} = \frac{P_2}{n_2}$$

или

$$P_2 = P_1 \frac{n_2}{n_1}$$

Подставляя величину P_2 в уравнение (a), получаем

$$2P_1 + P_1 \frac{n_2}{n_1} = \frac{P}{2}$$

или

$$\left(\frac{2n_1 + n_2}{n_1} \right) P_1 = \frac{P}{2}$$

откуда

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{n_1}{2n_1 + n_2} \cdot \frac{P}{2} \\ P_2 &= \frac{n_2}{2n_1 + n_2} \cdot \frac{P}{2} \end{aligned} \right\} \quad (216)$$

¹ Излагаемая методика может быть применима и для трёхосной тележки, когда по её конструкции справедливо принятое здесь распределение нагрузок.

В трёхосных вагонах для крайних осей берут рессоры более жёсткие, чем для средних. Обычно на крайние оси передаётся 72%, а на среднюю 28% от полной нагрузки. Следовательно, для принятых условий число листов в средней рессоре определяется из соотношения

$$n_2 \approx \frac{4}{5} n_1. \quad (217)$$

Во избежание нарушения плавности хода трёхосного экипажа не допускается подкатка средней колёсной пары с диаметром колёс больше, чем у колёс крайних осей.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА IX

ТЕЛЕЖКИ ВАГОНОВ

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕЛЕЖЕК

Свободно устанавливающиеся оси можно применять только в сравнительно коротких двухосных и трёхосных вагонах с базой, не превышающей 9—10 м. В тех же случаях, когда тяжёлые или длинные вагоны требуют подкатки свыше трёх колёсных пар, последние размещаются в тележках, располагаемых по концам вагона. Рама вагона так соединяется с тележками, что их можно без затруднений выкатить из-под вагона для ремонта.

При проходе тележного вагона через неровности пути высотой h точка опоры кузова получает вертикальное перемещение $h : 2$, т. е. в два раза меньшее, чем подобная точка у нетележного вагона¹; это благоприятно отражается на плавности хода тележного вагона. Но главное преимущество тележек заключается в том, что в них имеется широкая возможность установить последовательно соединённые системы рессор, каждая из которых обладает своими особыми свойствами для смягчения вертикальных ударов. Тележки могут свободно поворачиваться в требуемых пределах относительно рамы вагона во время прохождения кривых участков пути.

База тележек незначительна, поэтому в них применяются исключительно жёсткие оси. Короткая база тележек обеспечивает свободное прохождение тележных вагонов по кривым малого радиуса, что значительно снижает сопротивление движению. Наиболее распространёнными конструкциями тележных вагонов являются вагоны на двух тележках, расположенных по концам на равном расстоянии от середины рамы. У некоторых специальных вагонов иногда один конец вагона ставится на тележку, а под другой — колёсная пара с рессорным подвешиванием, как у двухосных вагонов. Такую конструкцию целесообразно применять у вагонов с несимметричной нагрузкой.

В сочленённых вагонах под противоположные концы ставятся обычно двухосные тележки, а смежные концы обоих вагонов опираются на одну такую же тележку, вследствие чего на каждый вагон приходится по три колёсных пары. Такая конструкция целесообразна для вагонов небольшого веса, у которых при двух тележках нельзя достаточно полно использовать допускаемые нагрузки на ось.

В зависимости от требований, предъявляемых к вагону, тележки различаются по конструкции, числу осей, устройству рессорного подвешивания, способу передачи нагрузки от кузова вагона на раму тележки и подвешивания рамы тележки к колёсным парам.

По числу осей тележки бывают двух-, трёх- и многоосные. Число осей у тележки определяется условиями прочности пути и мостов. Исходя из принятых на железных дорогах СССР допускаемых нагрузок от оси на рельс, наибольший вес четырёхосного брутто-вагона составляет: 82 т грузового и 72 т пассажирского. Для вагонов большего веса необходимо увеличивать число колёсных пар,

¹ Действие рессорного подвешивания при этом не учитывается.

т. е. устанавливать трёхосные или многоосные тележки. В настоящее время трёхосные тележки имеются под некоторыми тяжёлыми грузовыми и пассажирскими служебными вагонами. Многоосные тележки применяются под транспортёрами большой грузоподъёмности.

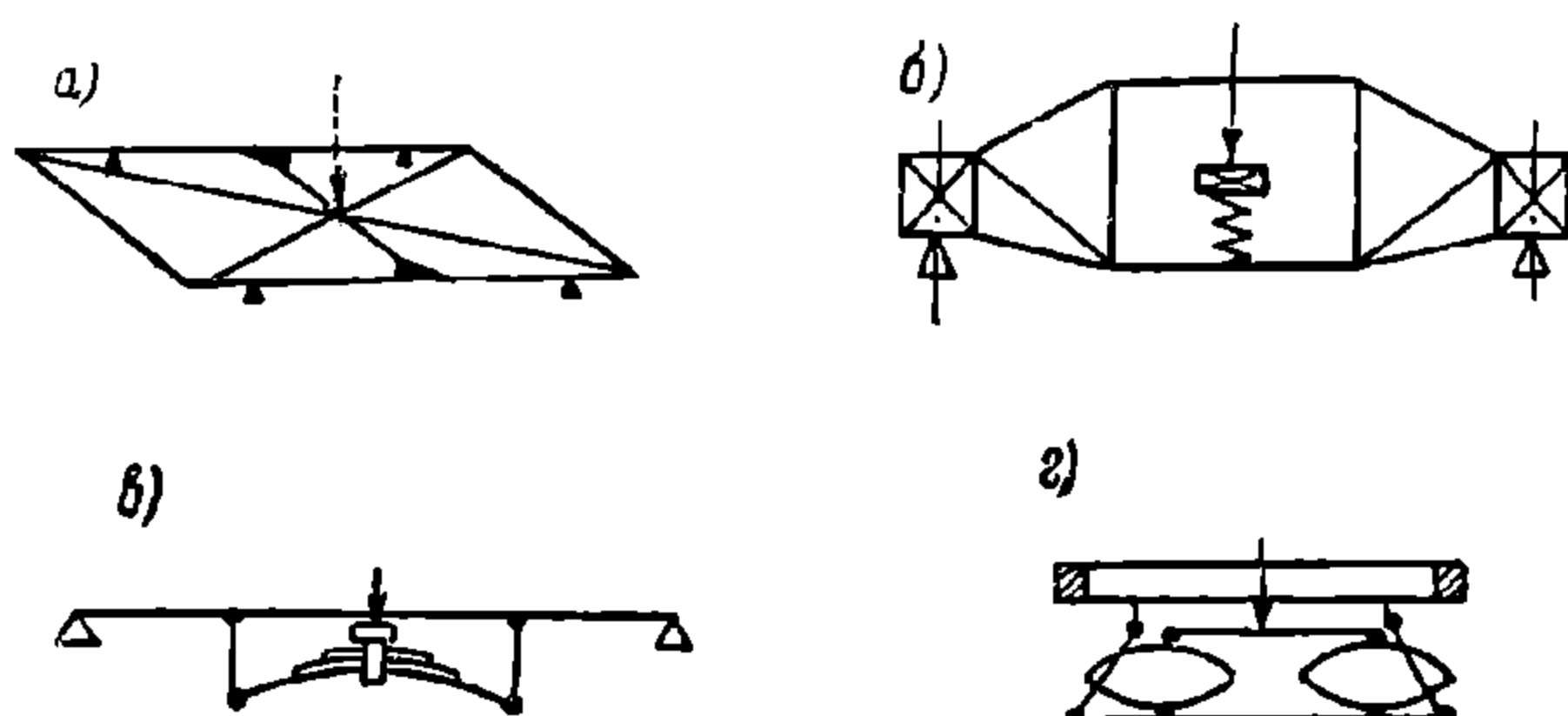
По устройству рессорного подвешивания все существующие тележки можно свести к следующим основным типам:

1) тележки одинарного подвешивания, т. е. с одной системой рессор, передающих колёсным парам полезную нагрузку, а также вес кузова и рамы. Эти тележки применяются почти исключительно под грузовыми вагонами; для пассажирских они мало пригодны вследствие недостаточной плавности хода;

2) тележки двойного подвешивания, т. е. с двумя системами рессор, последовательно передающих колёсным парам полезную нагрузку, а также вес кузова и рамы. Такие тележки вследствие простоты конструкции и довольно спокойного хода имеют преобладающее распространение в пассажирских вагонах;

3) тележки тройного подвешивания с тремя последовательно расположенными системами рессор;

4) тележки четверного рессорного подвешивания с четырьмя последовательно расположенными системами рессор.



Фиг. 174. Способы передачи нагрузки от кузова на раму тележки

При выборе типа рессорного подвешивания необходимо учитывать, что на качество хода вагона оказывает влияние не само по себе количество последовательно установленных рессор или пружин, а суммарный статический прогиб их и распределение его между буксовыми и люлечными рессорами. Значительное влияние на плавность хода вагона оказывает также величина необрессоренных масс тележек и состояние ходовых частей.

По способу передачи нагрузки от кузова на раму тележки последние имеют следующее устройство:

1) кузов опирается на среднюю поперечную балку рамы тележки, жёстко связанную с её продольными балками (фиг. 174, а);

2) кузов опирается на балку, свободно опёртую своими концами на рессоры, расположенные или подвешенные непосредственно к продольным балкам рамы (фиг. 174, б и в);

3) кузов опирается на надрессорную балку люльки (фиг. 174, г).

По способу подвешивания рамы тележки к колёсным парам:

1) рама тележки непосредственно опирается на колёсные пары (фиг. 174, б и в);

2) рама тележки опирается на буксы через последовательно или параллельно установленные листовые рессоры и пружины (фиг. 175, а);

3) рама опирается на пружины, установленные на балках, опирающихся на буксы (фиг. 175, б);

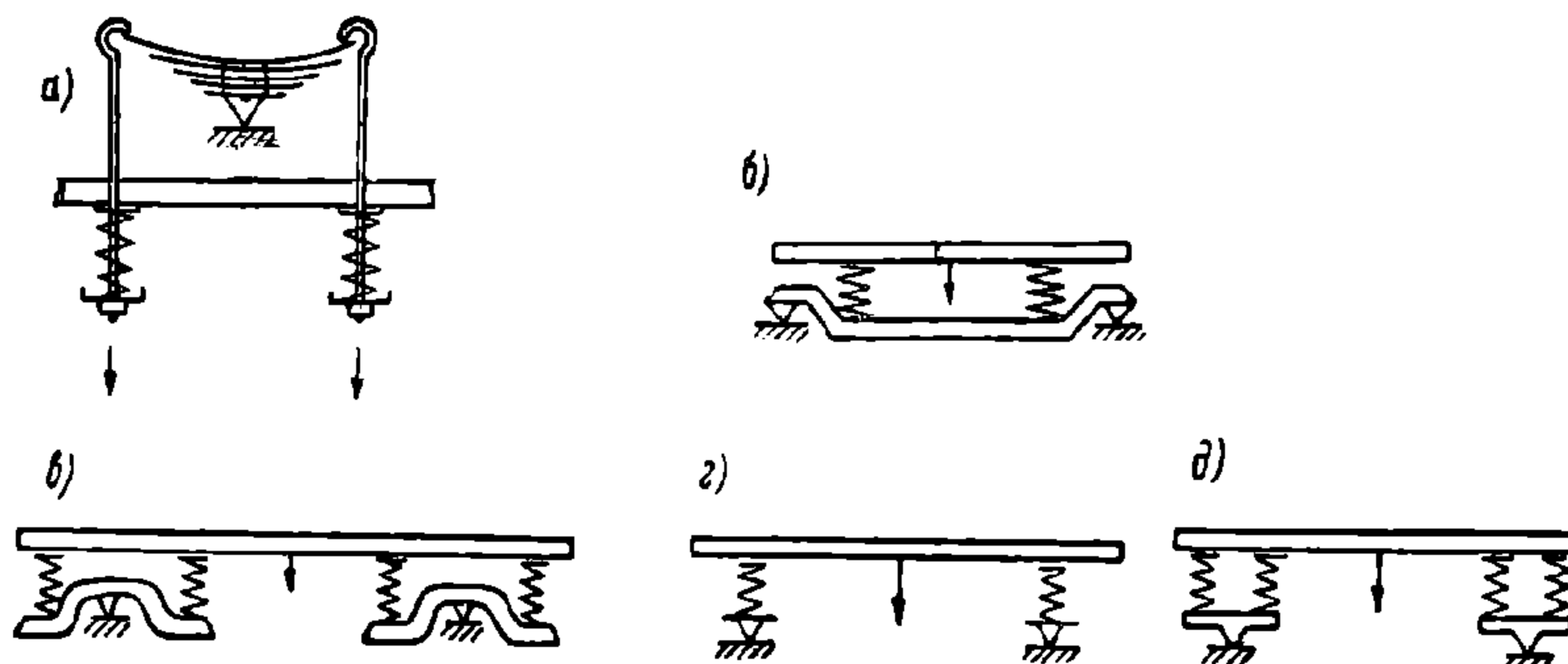
4) рама подвешена на пружинах, расположенных по концам равноплечих балок, опирающихся на буксы (фиг. 175, в);

5) рама опирается на пружины, поставленные непосредственно на буксы (фиг. 175, г);

6) рама опирается на пружины, поставленные на особые кронштейны, отлитые заодно с буксой (фиг. 175, д).

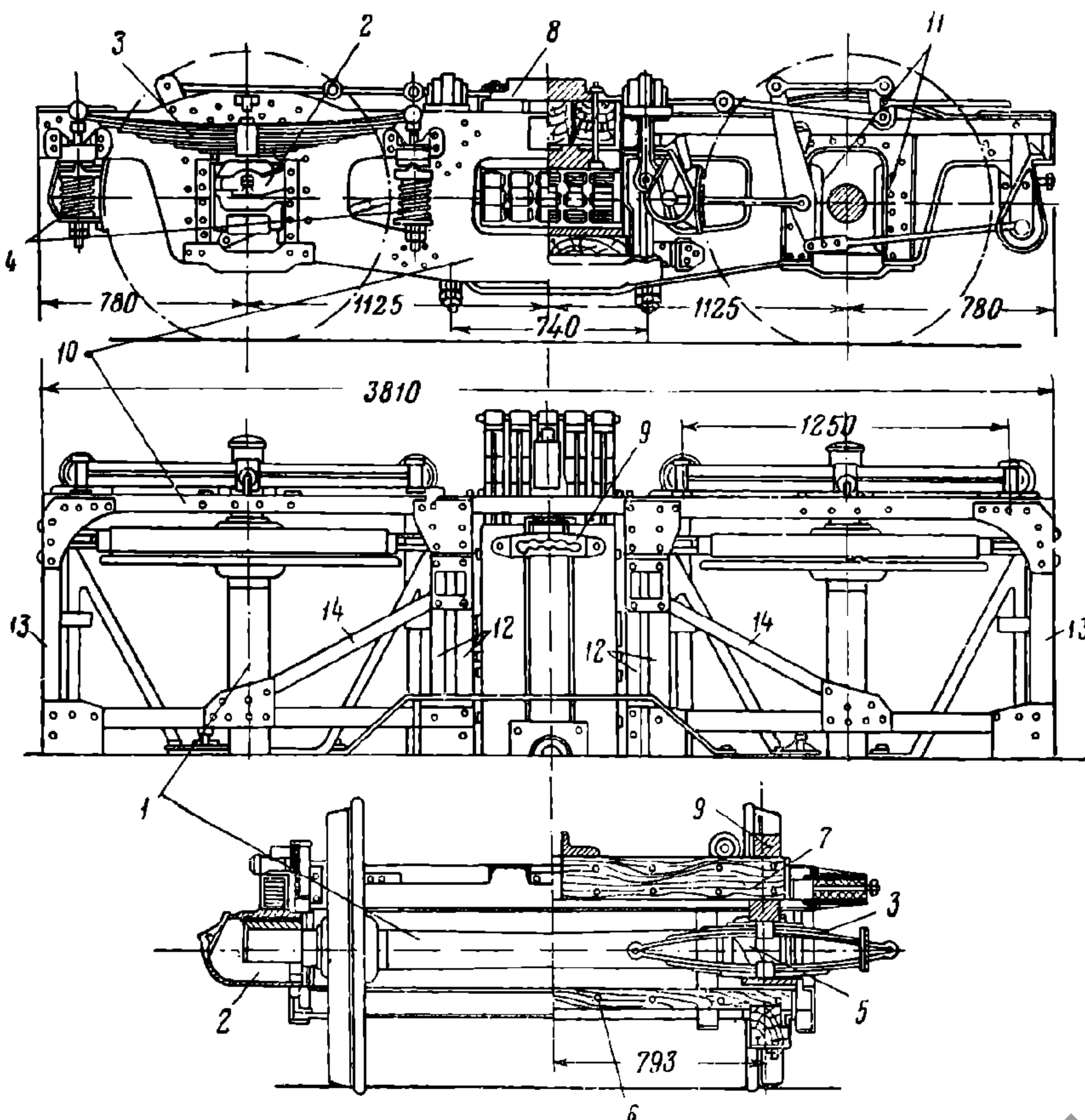
Обычно тележка состоит из следующих основных частей (фиг. 176): рамы, колёсных пар 1 с буксами 2, рессор 3 и пружин 4, возвращающих устройств 5, подрессорной балки 6 и надрессорной балки 7 с пятником 8 и скользунами 9.

Рама тележки состоит из двух боковин 10, имеющих буксовые направляющие 11, по числу осей, двух средних поперечных балок 12, на которых подвешиваются возвращающие устройства 5, и двух концевых поперечных 13 для подве-



Фиг. 175. Способы подвешивания рамы тележки к колёсным парам

шивания на них деталей тормоза (в некоторых тележках новой постройки концевые балки отсутствуют). Средние поперечные и концевые балки обеспечивают геометрическую неизменяемость рамы. В тележках старых типов, имевших ма-



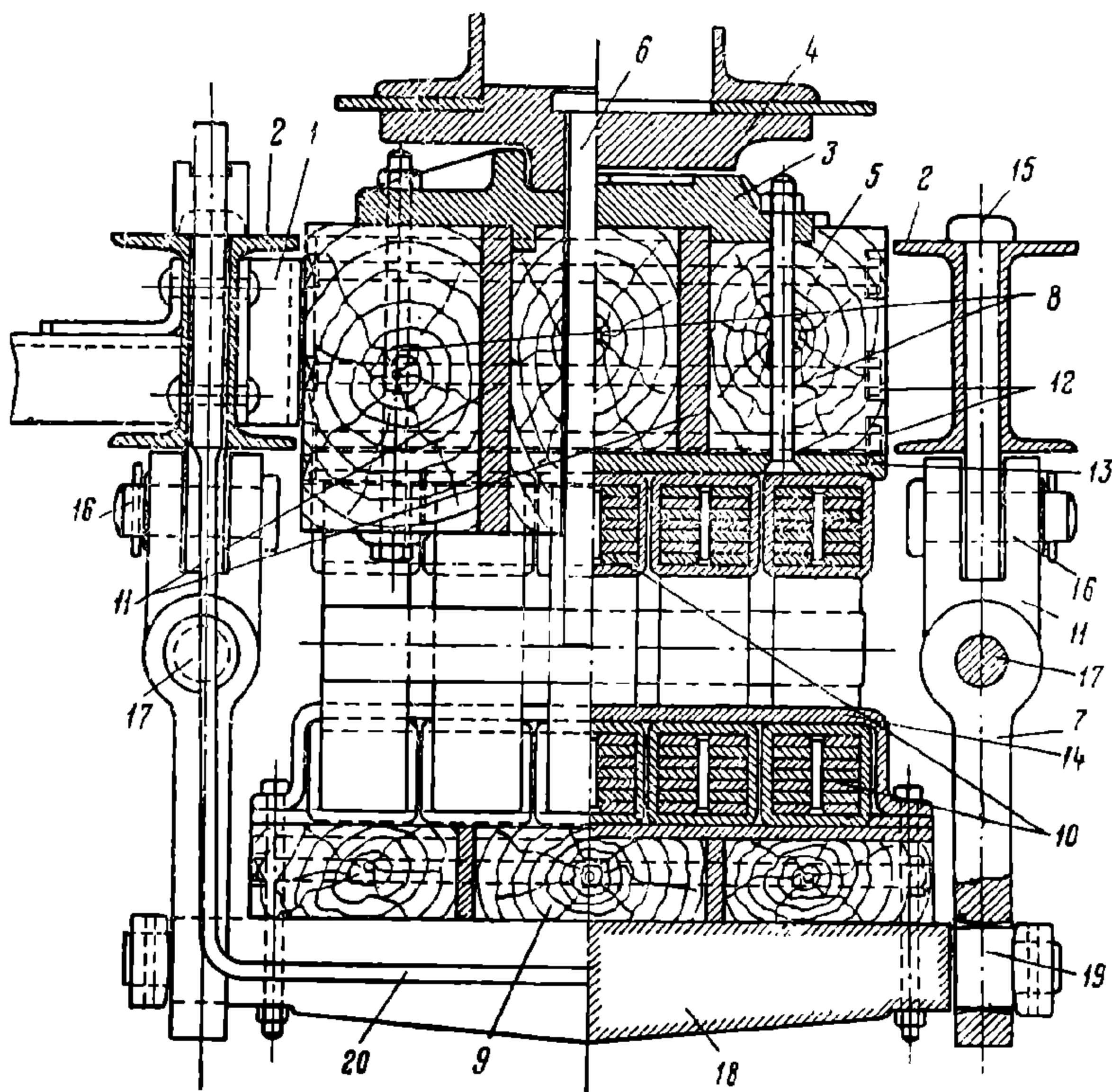
Фиг. 176. Общий вид тележки

лую жёсткость узлов рамы, для тех же целей устанавливались диагональные раскосы 14. Недостаточно жёсткие рамы могут перекашиваться, вследствие

чего нарушается плавность хода вагона и быстро изнашиваются буксовые направляющие, гребни бандажей, шейки осей и подшипники.

Рамы тележек прежних лет постройки имеют железо-деревянные (смешанные) балки. В железо-деревянных рамах боковины (продольные балки) делаются из дубовых брусьев, армированных полосами листовой стали. Такая комбинированная конструкция способствует поглощению шума от ударов колёс о рельсы. Недостаток её заключается в том, что все соединения рамы выполняются на болтах, которые с течением времени ослабевают, что ведёт к расстройству соединений рамы и образованию трещин в деревянных частях. В последние годы рамы тележек строятся только с металлическими балками.

Металлические рамы изготавливаются из балок прокатных профильных, штампованных и литых. В тележках, особенно пассажирских вагонов, целесооб-



Фиг. 177. Люлечное подвешивание тележки

разны рамы с балками коробчатого закрытого сечения. Такие балки имеют наименьший вес и в условиях пространственной нагрузки лучше сопротивляются изгибу и кручению.

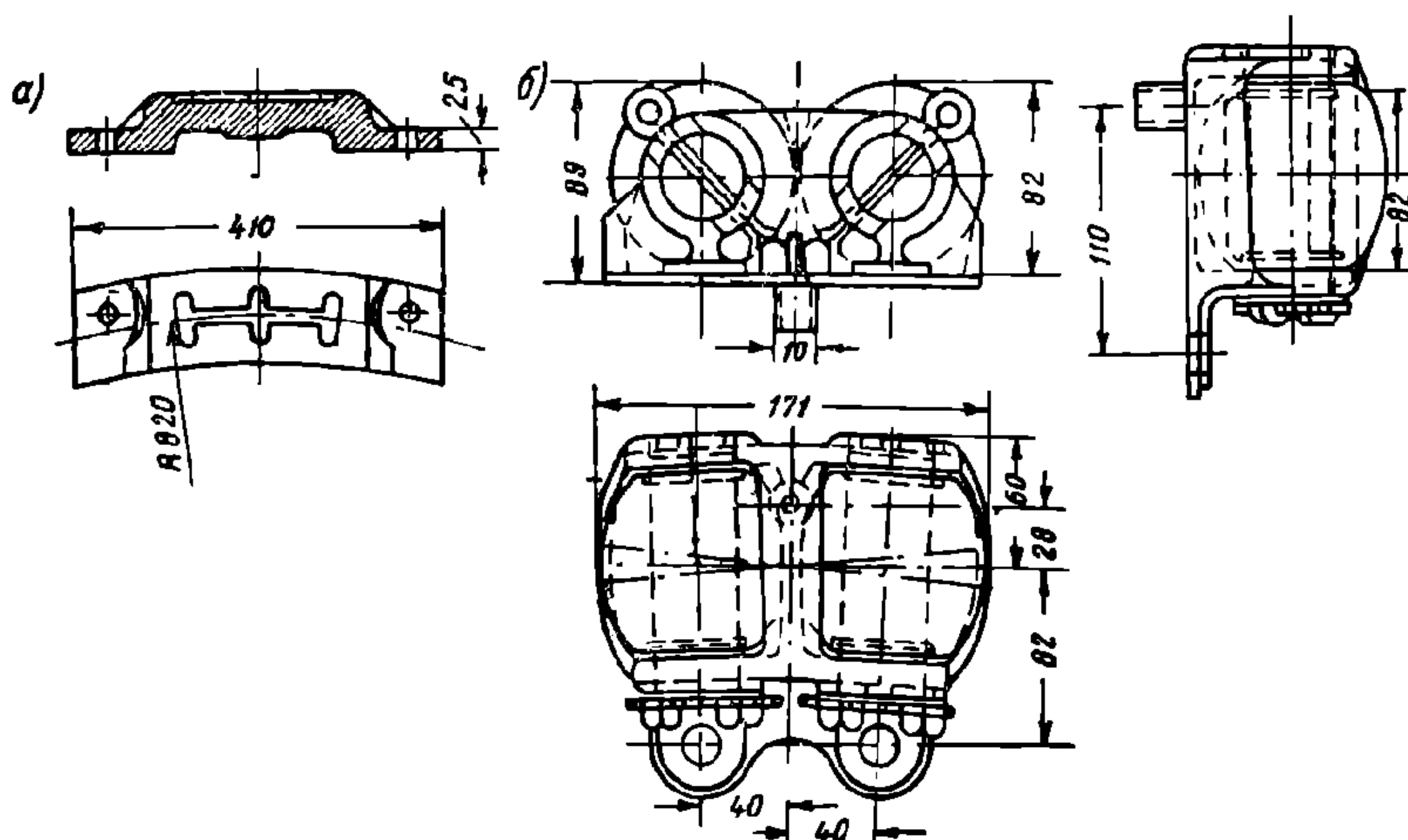
Цельнолитые рамы пассажирских тележек требуют в эксплуатации незначительного ремонта, но обладают большим весом и поэтому не получили распространения на железных дорогах.

В тележках пассажирских и некоторых грузовых вагонов для снижения веса необрессоренных частей и повышения плавности хода между буксами и рамой тележки располагают одинарную или двойную систему надбуксового рессорного подвешивания.

Наличие буксовых направляющих допускает вертикальное перемещение рамы тележки относительно корпуса буксы и колёсной пары. Это перемещение происходит в связи с прогибом рессор под действием нагрузки.

Однако во время торможения от сильного нажатия тормозных колодок на бандажи возможны случаи выключения надбуксового рессорного подве-

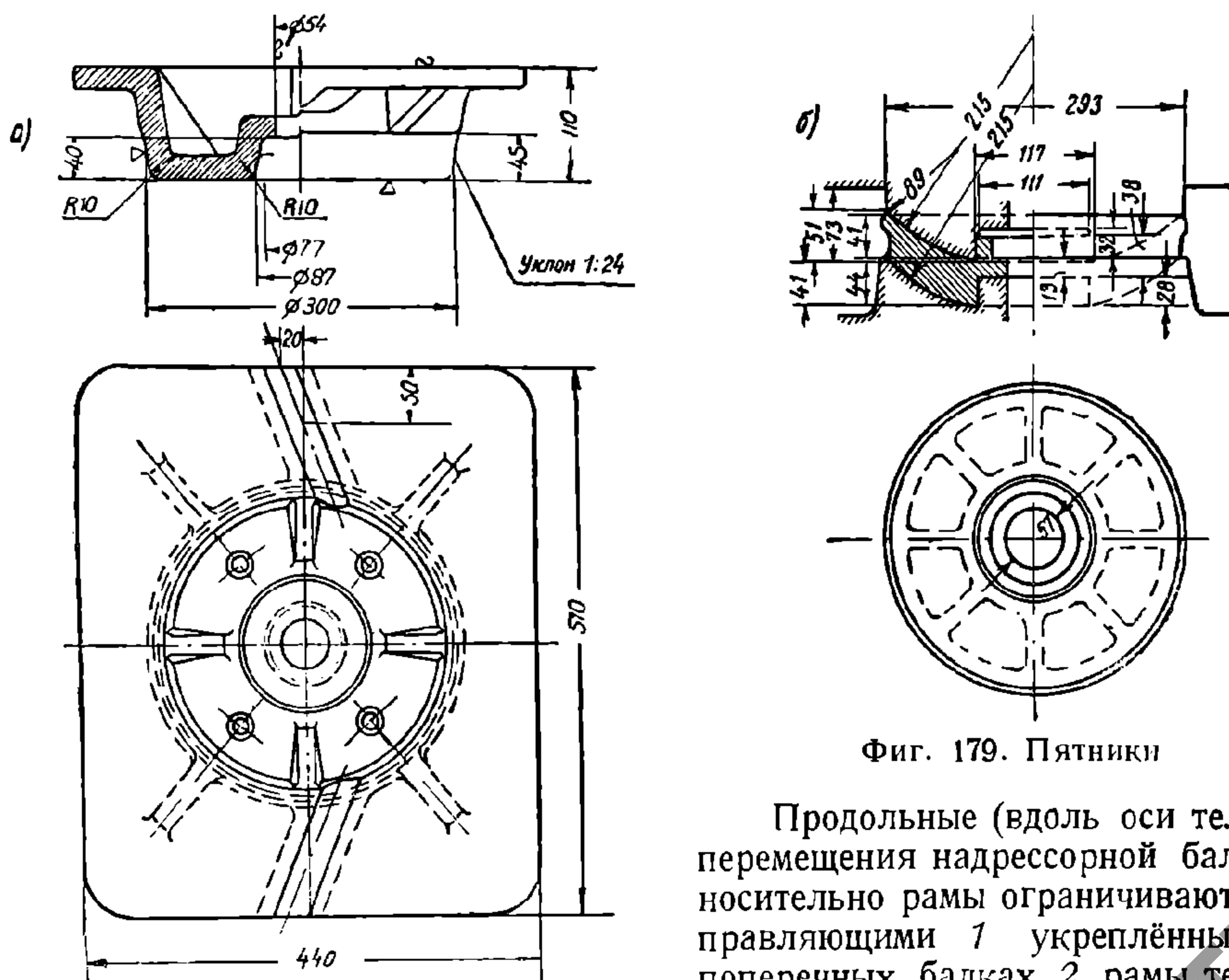
шивания и непосредственной передачи нагрузки от рамы тележки колёсным парам через подвески тормозных башмаков; поэтому для обеспечения плавности хода, кроме надбуксового подвешивания, следует в тележке иметь дополнительное центральное, или люлечное, рессорное подвешивание (фиг. 177)



Фиг. 178. Боковые скользуны

Такое подвешивание передаёт нагрузку от кузова вагона через пятник, подпятник и надрессорную балку на раму тележки.

Учитывая возможность выключения надбуксовых рессор, в тележках с одинарным подвешиванием целесообразно применять не надбуксовое, а центральное рессорное подвешивание.

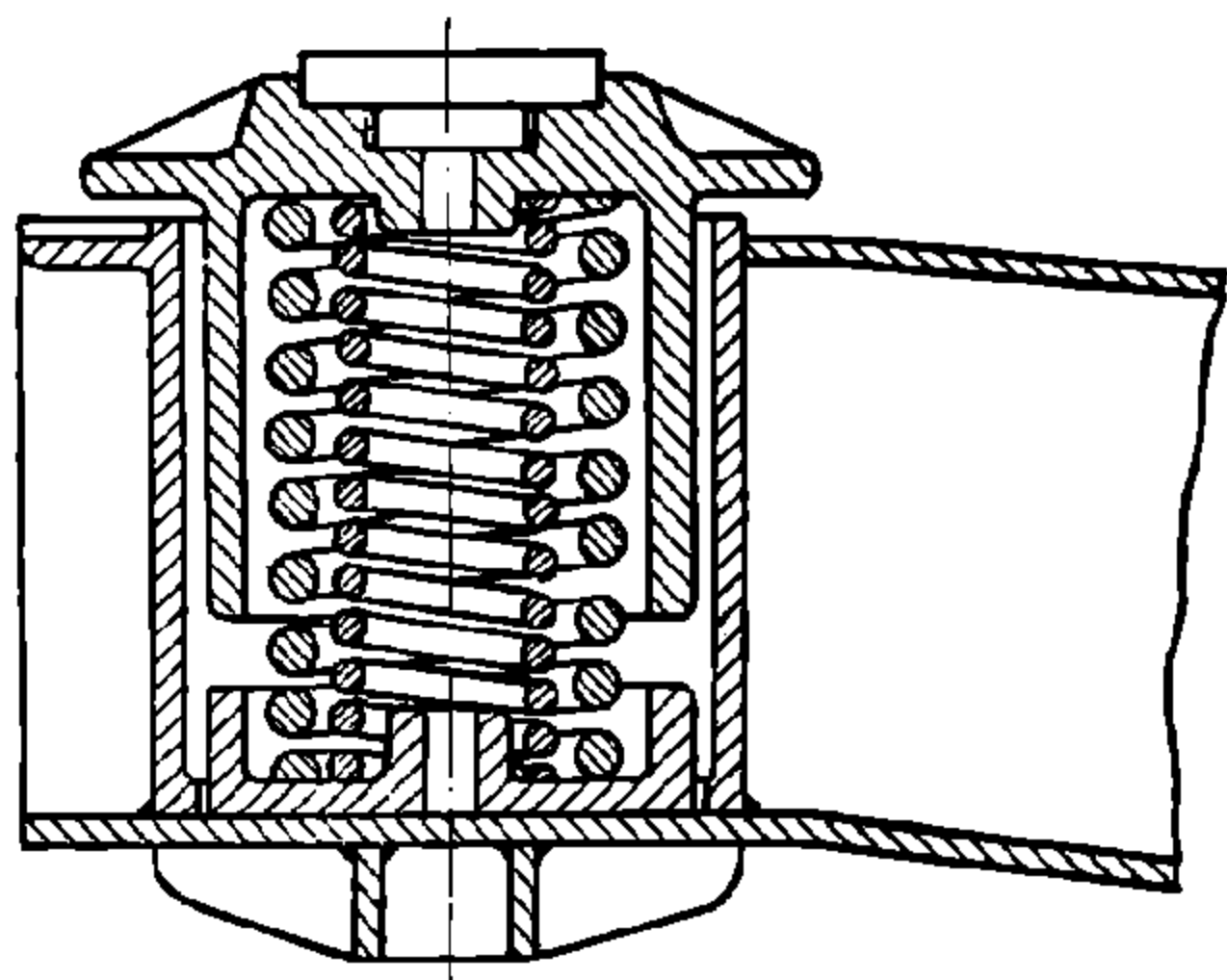


Фиг. 179. Пятники

Продольные (вдоль оси тележки) перемещения надрессорной балки относительно рамы ограничиваются направляющими 1 укрепленными на поперечных балках 2 рамы тележки (фиг. 177). Поперечные перемещения надрессорной балки ограничиваются возвращающими устройствами различных типов (наклонные плоскости, люльки и др.). Величина поперечного перемещения надрессорной балки ко-

леблется в пределах 10 — 50 мм в зависимости от типа возвращающих устройств. Имеются тележки и без возвращающих устройств.

Помимо центральной опоры — пятника 4 с подпятником 3 на над-рессорной балке устанавливают ещё две боковые опоры (скользуны). На скользуны (фиг. 178) обычно передаётся часть полезной нагрузки и веса кузова с рамой вагона только при наклоне кузова под действием горизонтальных поперечных сил. Следовательно, вертикальная нагрузка иногда передаётся на подпятник и скользуны, а все горизонтальные силы воспринимает только средняя опора (пятник с подпятником). Она выполняется в виде плоского или шарового пятника и соответствующей формы подпятника



Фиг. 180. Упругий скользян

(фиг. 179). Через центр пятника и подпятника проходит штырь—шкворень 6 (фиг. 177), который предохраняет кузов от сбрасывания с тележки в случае аварии. Конструкция пятников и скользунув должна предусматривать возможность их смазывания и сохранения смазки на трущихся поверхностях.

При наличии на тележке шарового подпятника рекомендуется применять упругие (фиг. 180) или роликовые скользуны (фиг. 178, б). Передача части нагрузки (обычно не более 40%) от подпятника на боковые упругие скользуны значительно снижает влияние тележек, но в результате этого увеличивается прокат бандажей.

На безопасность движения вагона оказывает большое влияние величина зазоров между верхним и нижним скользунами. Большое количество случаев схода тележек с рельсов происходит из-за недостаточных или чрезмерных зазоров в скользунах. Нормальными зазорами в скользунах пассажирских вагонов следует считать 3—5 мм.

Для обеспечения свободного поворота тележек под вагонами с большой нагрузкой согласно ГОСТ 3616-47 следует выбирать внешний диаметр рабочей поверхности верхнего пятника равным 300 мм (фиг. 179, а).

2. ВОЗВРАЩАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА В ТЕЛЕЖКАХ

Вагонные тележки не только упруго воспринимают вертикальные нагрузки, но и создают некоторую эластичность в боковом направлении, что достигается применением специальных возвращающих устройств. Возвращающие устройства различаются по принципу своего действия и конструктивному выполнению. При отклонении кузова от его среднего положения такое устройство создаёт возвращающую силу, препятствующую этим отклонениям.

Возвращающие устройства в тележках применяются двух типов. К первому типу относятся устройства, в которых возвращающая сила создаётся за счёт использования веса кузова, передаваемого на тележку. К таким конструкциям принадлежат наклонные плоскости и ролики между ними (фиг. 181), а также люлечное подвешивание (фиг. 177).

Во втором типе возвращающая сила получается за счёт использования поперечной упругости пружин, что осуществлено в тележках грузовых вагонов и безлюлечных тележках системы Ханина пассажирских вагонов.

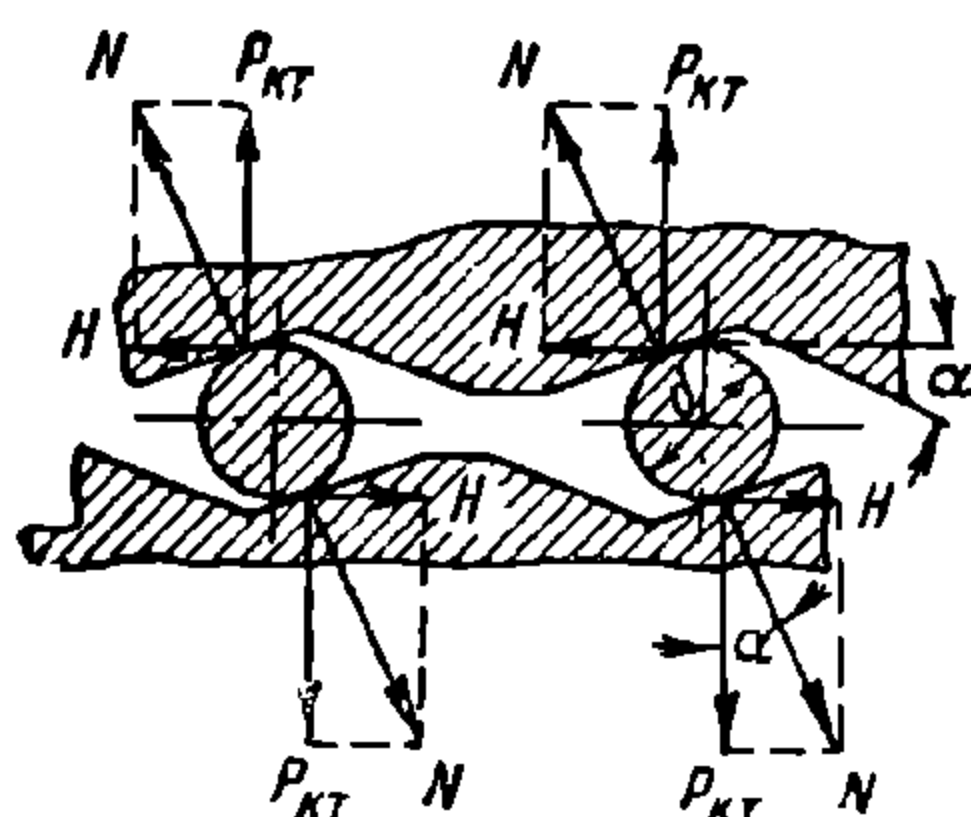
Когда тележка с возвращающим устройством из комбинации наклонных плоскостей и цилиндрических роликов (катков) отклоняется в сторону от своего среднего положения на некоторую величину, каждый каток соприкасается с наклонными плоскостями в двух точках—вверху и внизу, не лежащих на од-

ной вертикали. Возвращающая сила H , создаваемая в этом случае каждым катком, довольно точно определяется по формуле

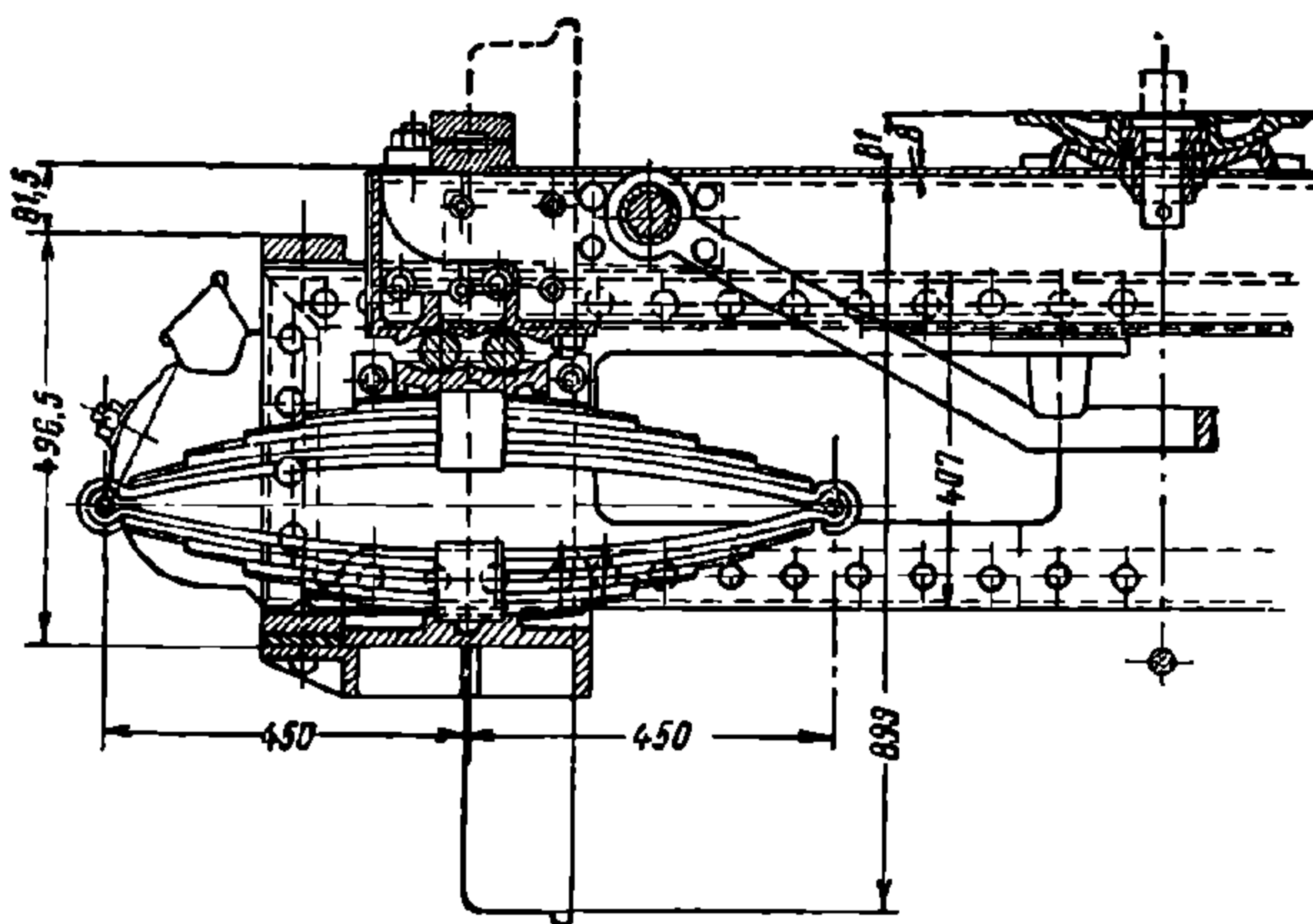
$$H = P_{кт} \operatorname{tg} \alpha, \quad (218)$$

где $P_{кт}$ — нагрузка на каждый каток и
 α — угол наклона плоскостей к горизонту.

Из формулы (218) следует, что возвращающая сила не зависит от величины отклонения тележки. Более плавная амортизация боковых толчков происходит в устройствах, в которых возвращающие силы возрастают с увеличением боковых отклонений, что достигается заменой наклонных плоскостей криволинейными поверхностями.



Фиг. 181. Возвращающее устройство с роликами и наклонными плоскостями



Фиг. 182. Возвращающее устройство системы В. И. Бабина

Возвращающие устройства с роликами, помещёнными в овальных углублениях (фиг. 182), имеют следующее устройство. Наддрессорная балка опирается на верхнюю подушку комплекта рессор или пружин через длинные ролики. При поперечном перемещении наддрессорной балки ролики перекатываются по криволинейным поверхностям и создают возвращающую силу. Верхняя подушка передаёт боковое усилие от роликов на боковину тележки. Запечки наддрессорной балки являются ограничителями бокового смещения.

Возвращающее устройство с роликами, помещёнными в овальном углублении, впервые было предложено в 1908 г. конструктором В. И. Бабиным для поясных тележек жёстких пассажирских вагонов IV класса.

К недостаткам описанного устройства нужно отнести заедание роликов в случае износа рабочих поверхностей углублений и самих роликов, а также возможность появления сильных боковых толчков от соударения наддрессорной балки и колонок боковины тележки, если неудачно выбран профиль поверхностей овальных углублений.

3. ЛЮЛЕЧНОЕ ПОДВЕШИВАНИЕ

Этот тип возвращающих устройств появился в 70-х годах прошлого столетия и получил наибольшее распространение в тележках пассажирских вагонов.

Люлька тележки состоит из двух балок — наддрессорной 5 и подрессорной 9 (фиг. 177), между которыми располагаются эллиптические рессоры 10 или пружины.

Надрессорная балка в тележках старых типов состоит из трёх дубовых брусьев 8 с двумя стальными прокладками 11 в промежутках между ними. Брусья соединяются горизонтальными болтами 12, проходящими через них насквозь.

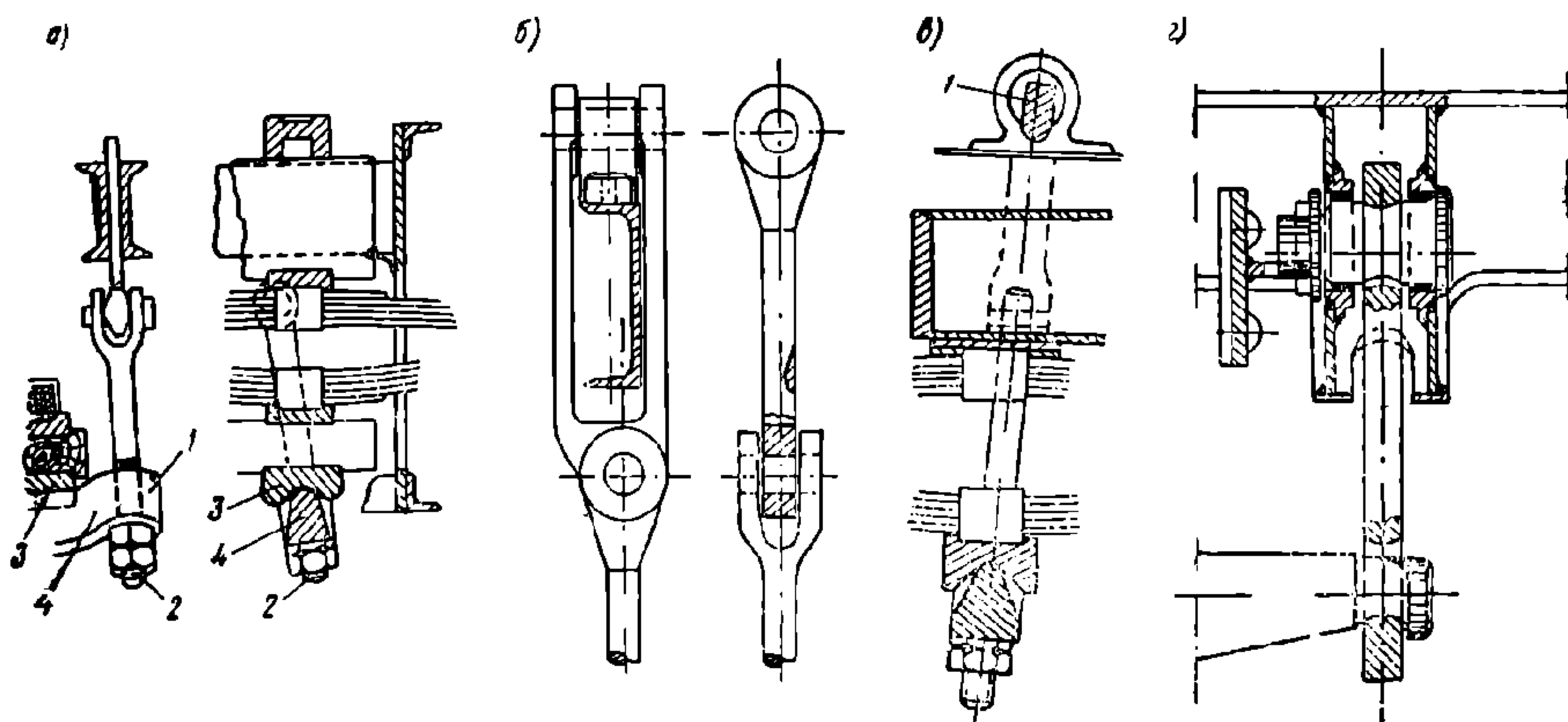
Подобное устройство имеет и подрессорная балка 9.

Во вновь строящихся тележках наддрессорные и подрессорные балки делаются металлическими.

Для облегчения веса надрессорные балки изготавливают с увеличенной высотой посередине и уменьшённой по концам, приближая её очертание к форме бруса равного сопротивления. Такая форма надрессорной балки позволяет свободнее размещать люлочные рессоры. Для сохранения зазоров между скользящими надрессорная балка не должна значительно прогибаться.

Многорядные эллиптические рессоры 10 располагаются по обоим концам брусьев люльки. Для укрепления рессор на балках 5 и 9 имеются стальные прокладки 13 с пазами для хомутов эллиптических рессор. Кроме того, нижние хомуты рессор охватываются стальной полосой 14, прикреплённой болтами к подрессорной балке.

Подрессорный брус поддерживается по концам (под хомутами эллиптических рессор) двумя опорными балками 18. Последние подвешиваются к средним поперечным балкам 2 рамы тележки посредством вертикальных или наклонных подвесок 7 с хвостовиками 15. Подвески 7 имеют двойные шарниры, у которых верхний валик 16 располагается вдоль тележки, а нижний валик 17—поперёк.



Фиг. 183. Способы подвешивания люльки

Наличие двух шарниров позволяет обеспечивать свободное качание люльки вдоль и поперёк тележки. Поперечные колебания смягчают боковые толчки и создают некоторую эластичность тележки в горизонтальном направлении, вследствие чего поперечные горизонтальные импульсы передаются кузову в виде плавных колебательных движений. Устранение ударов надрессорной балки о раму тележки во время колебаний достигается устройством зазоров с каждой стороны балки величиной 50—65 мм.

Упоры 1 предохраняют от истирания горизонтальные полки поперечных балок, а также служат направляющими для надрессорной балки при её вертикальных колебаниях на рессорах. Упоры 1 располагаются обычно рядом с подвесками 7. Для удержания люльки в случае разъединения или обрыва люлочных подвесок 7 предусмотрены предохранительные скобы 20, укрепляемые на средних поперечных балках 2 рамы тележки.

Нижнее подвешивание люльки бывает двух типов:

1) опорная балка 18 заканчивается цапфами 19, на которые надеваются глухие подвески 7 (фиг. 177);

2) опорная балка 3 по всей ширине подрессорной балки опирается на призму 4 (называемую ножом), имеющую по концам проушины 1, в которые входят люлочные болты подвесок 2, закрепляемые гайками (фиг. 183, а).

Во избежание защемления люлочного болта в проушинах ножа отверстия в последних имеют коническую форму. Под гайки натяжных болтов ставятся шайбы с призматической гранью, позволяющие люлочному болту перекашиваться во время колебаний люльки вдоль вагона.

Для глухих подвесок опорная балка делается прямоугольного сечения и с увеличенными размерами средней части; при подвесках с люлечными болтами 2 опорная балка 3 имеет в сечении корытообразную форму, а нож 4 — треугольную.

Подвески с люлечными болтами позволяют при помощи гаек в известных пределах регулировать высоту ударно-тяговых приборов над головкой рельса. В описанной конструкции (фиг. 183, а) наблюдаются частые случаи обрыва болтов в резьбе под гайкой вследствие перенапряжений, вызываемых перекосом ножей и эксцентричной нагрузкой на болты. Поэтому люлечные болты заменяются глухими подвесками. В глухих подвесках отверстия для цапфы делаются не цилиндрические, а с развёрнутыми краями (фиг. 177). Такое устройство облегчает колебания подрессорной балки.

Соединение люлечных подвесок с поперечными балками рамы тележки встречается четырёх типов:

1) хвостовик подвески укрепляется между двумя балками заклёпками или болтами (фиг. 183, а), а также удерживается своей головкой (фиг. 177);

2) верхние проушины каждой пары подвесок насаживаются на горизонтальный вал, лежащий в двух подшипниках, помещённых на поперечных балках тележки, или каждая подвеска подвешивается на отдельном валике (183, б);

3) верхние проушины подвесок опираются на ножи 1, установленные на поперечные балки тележки и качающиеся в направлении, перпендикулярном продольной оси вагона (фиг. 183, в);

4) верхняя проушина подвесок, не имеющих промежуточного шарнира, опирается на валик, пропущенный через вертикальные стенки средних поперечных балок (фиг. 183, г). Наличие в средней части валика полукруглой заточки позволяет подвеске свободно совершать колебания вдоль тележки.

Когда вагон расположен на прямом и горизонтальном пути, надрессорные и подрессорные балки параллельны друг другу. Непараллельность балок указывает на различие в длине люлечных подвесок или неправильное распределение нагрузок, что оказывает неблагоприятное влияние на плавность движения вагона. Совершая в горизонтальном направлении колебания, кузов вагона достигает своего наибольшего перемещения в тот момент, когда боковая сила уравнивается возвращающим усилием люлечных подвесок.

Возвращающее усилие должно быть незначительным в начале движения и быстро увеличиваться с возрастанием отклонения кузова. Длина люлечных подвесок имеет большое влияние на величину возвращающих усилий. Некоторое противодействие колебаниям кузова оказывают также силы, возникающие от трения валиков и ножей в подвесках.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЛЮЛЕЧНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Рассматривая кузов и рессоры как твёрдое тело, подвешенное на двух шарнирных подвесках AC и BD (фиг. 184), предположим, что оси люлечных подвесок пересекаются в центре тяжести O надрессорных частей вагона.

Обозначим:

P_3 — вес надрессорных частей кузова в кг;

λ — длина люлечных подвесок в см;

α — угол наклона их к вертикали в рад;

C — центробежная сила кузова в кг;

H_0 — боковое давление ветра на кузов в кг;

h_0 — расстояние от центра тяжести надрессорных частей кузова до подрессорной балки люльки в см;

$2b_3$ — расстояние между серединами люлечных рессор в см;

p — изменение нагрузок на нижние шарниры C и D подвесок от действия сил C и H_0 в кг;

S_1 — составляющая от действия веса надрессорных частей P_3 в кг;

S — составляющая от действия сил C и H_0 в кг.

Разложив силы P_3 и $C + H_0$ по направлениям OC и OD , получим составляющие усилия S_1 и S , действующие вдоль осей подвесок AC и BD .

Так как силы $S_1 + S$ и $S_1 - S$, действующие вдоль осей OC и OD , всегда уравниваются реакцией подвесок без смещения люльки, кузов вагона от действия поперечных горизонтальных сил не смещается и подвергается жёстким боковым ударам.

Совпадение точки пересечения продольных осей подвесок с центром тяжести O надрессорных частей возможно только для угла наклона подвесок α , определённого из следующего условия:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{b_3}{h_0}.$$

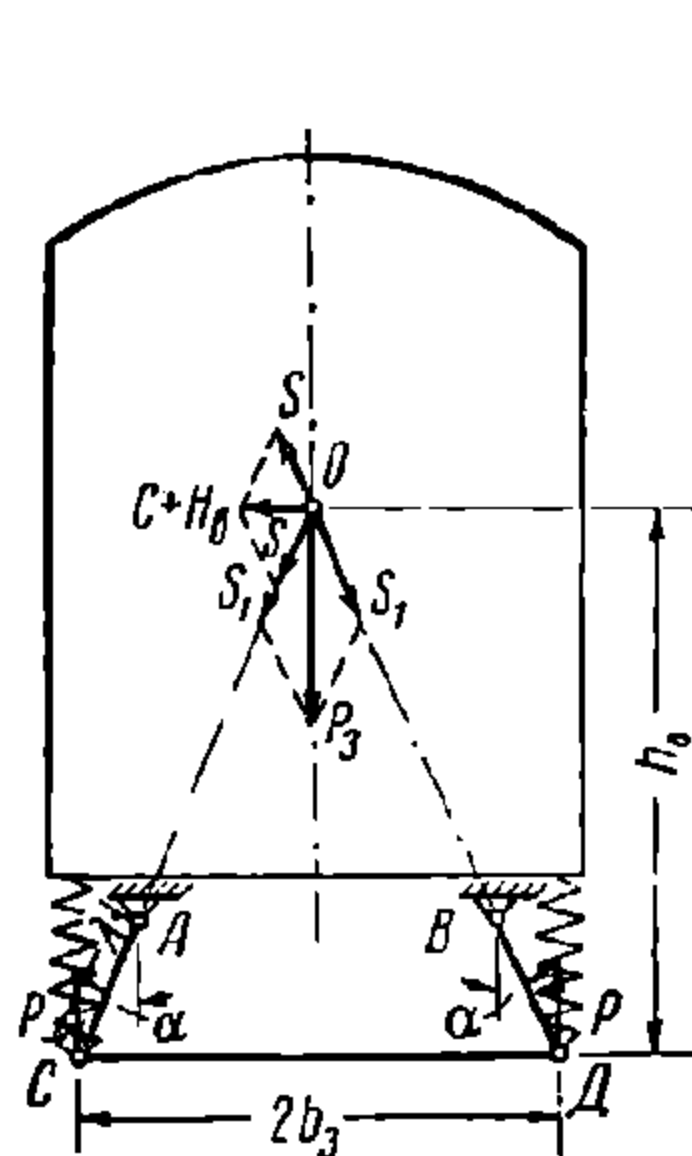
В пассажирских вагонах

$$2b_3 \approx 1,54 \div 1,64 \text{ м и } h_0 = 1,55 \div 1,65 \approx 1,6 \text{ м.}$$

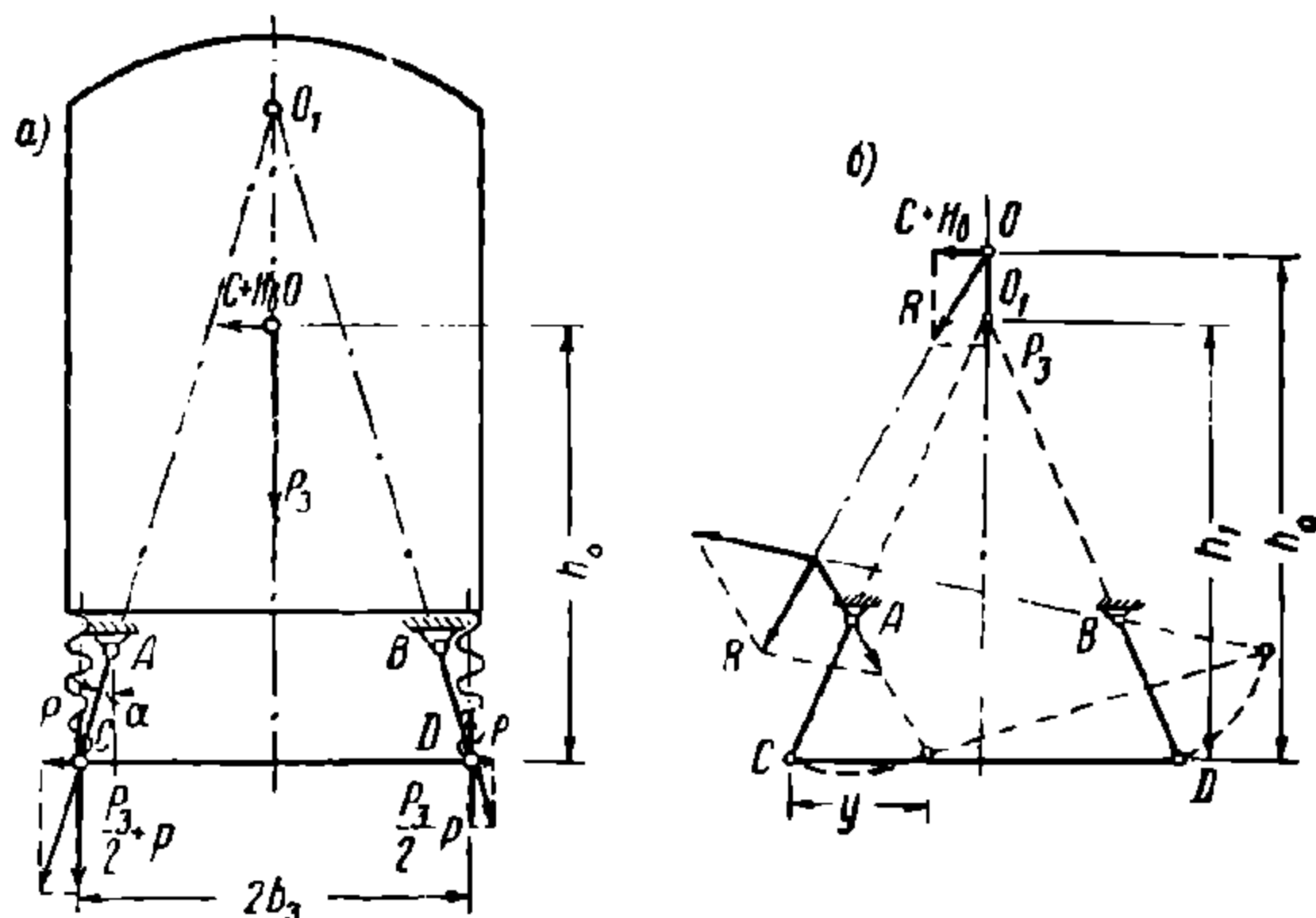
Поэтому

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(0,77 \div 0,82)}{1,6} = 0,48 \div 0,51;$$

$$\alpha = 25^\circ 40' \div 27^\circ.$$



Фиг. 184. К расчёту люльки



Фиг. 185. К расчёту люльки

Так как при такой величине угла α люлька не имеет горизонтальных перемещений, необходимо этот угол уменьшить с тем, чтобы точка O_1 (фиг. 185, а) пересечения продольных осей подвесок расположилась выше центра тяжести O надрессорных частей не меньше чем на 1,5 м; тогда получим максимально допустимое значение для $\operatorname{tg} \alpha$, равное

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(0,77 \div 0,82)}{(1,6 + 1,5)} = 0,255 \div 0,265,$$

что соответствует углу $\alpha \approx 15^\circ$.

Когда центр тяжести O обрессоренных частей кузова расположен выше точки O_1 пересечения осей люлечных подвесок, то под действием сил C и H_0 люлька перемещается в сторону, противоположную направлению боковых нагрузок (фиг. 185, б).

Перемещение люльки закончится в тот момент, когда составляющие равнодействующей R сил C , H_0 и P_3 пройдут по направлению продольных осей подвесок.

Рассмотрим этот случай (фиг. 185, б).

Равнодействующая R сил C , H_0 и P_3 не проходит между шарнирами A и B , а подвеска BD подвергается сжимающим усилиям, что указывает на неустойчивость кузова.

Если центр тяжести O обрессоренных частей кузова расположен ниже точки O_1 (фиг. 185, а), то получается более благоприятное воздействие силы на кузов вагона.

Изменение вертикальной нагрузки на шарниры C и D от действия сил C и H_e равно

$$\pm p = \frac{C + H_e}{2 b_3} h_0. \quad (219)$$

Суммарная вертикальная нагрузка на нижний шарнир C составляет

$$\frac{P_3}{2} + p = \frac{P_3}{2} + \frac{C + H_e}{2 b_3} h_0. \quad (220)$$

Устойчивое положение кузова возможно в том случае, если

$$\frac{P_3}{2} - \frac{C + H_e}{2 b_3} h_0 > 0. \quad (221)$$

Подставляя в полученное выражение $2 b_3 \approx 1,6$ м и $h_0 \approx 1,65$ м, получаем величину усилия, опрокидывающего кузов

$$C + H_e = \frac{1,6 P_3}{2 \cdot 1,65} = 0,48 P_3. \quad (222)$$

Нагрузку на шарниры C и D можно определить и графическим путём, для чего через точки A , O_1 и B (фиг. 186) проведём окружность AO_1O_2B . Определим равнодействующую R сил $C + H_e$ и P_3 и перенесём точку приложения R по направлению OO_2 в точку O_2 , лежащую на окружности AO_1O_2B . Соединив точку O_2 с точками A и B прямыми O_2C_1 и O_2D_1 , получим направление составляющих сил R_1 и R_2 , действующих вдоль осей подвесок AC_1 и BD_1 .

Разложив силы R_1 и R_2 по горизонтальному и вертикальному направлениям, получим вертикальные нагрузки P_1 и P_2 на шарниры C_1 и D_1 соответственно.

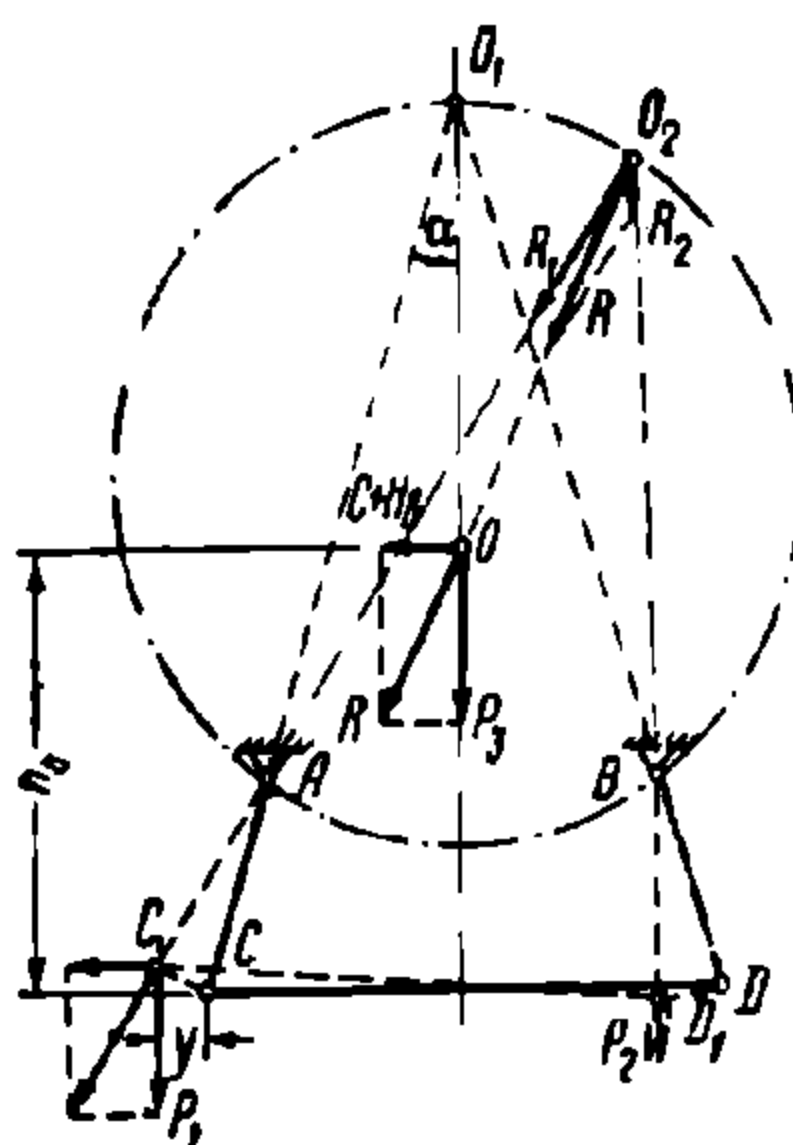
Величина y — проекция дуги CC_1 на горизонталь — представляет собою горизонтальное перемещение люльки.

Опрокидывание кузова возможно в том случае, когда равнодействующая R пройдёт через шарнир A ; тогда составляющая $R_2 = 0$ и правая рессора полностью разгружается.

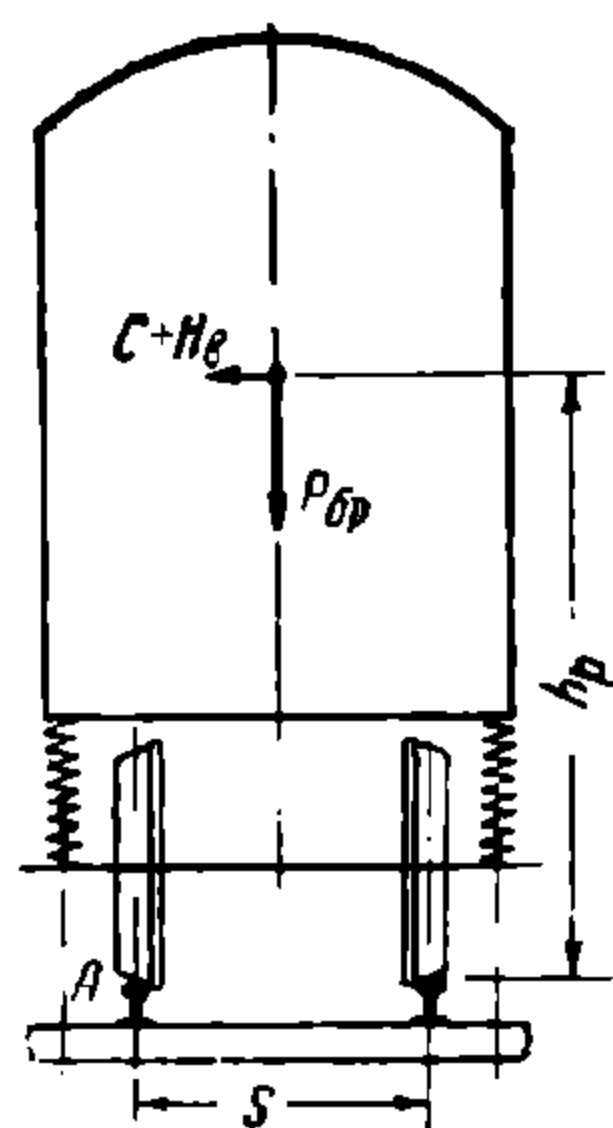
Проверим также устойчивость вагона от опрокидывания. Горизонтальные силы C и H_e , действующие перпендикулярно продольной плоскости вагона, стремятся его опрокинуть относительно рельса A (фиг. 187). Определим эти силы, предполагая, что они проходят через центр тяжести вагона, расположенного на горизонтальном пути и имеющего одинаковые нагрузки на рессоры правой и левой сторон.

Обозначив расстояние от центра тяжести вагона до головки рельса через h_p , расстояние между кругами катания колёс s и вес вагона $P_{бр}$, находим условие равновесия

$$(C + H_e) h_p = \frac{P_{бр} s}{2},$$



Фиг. 186. К расчёту люльки



Фиг. 187. К расчёту устойчивости вагона

откуда

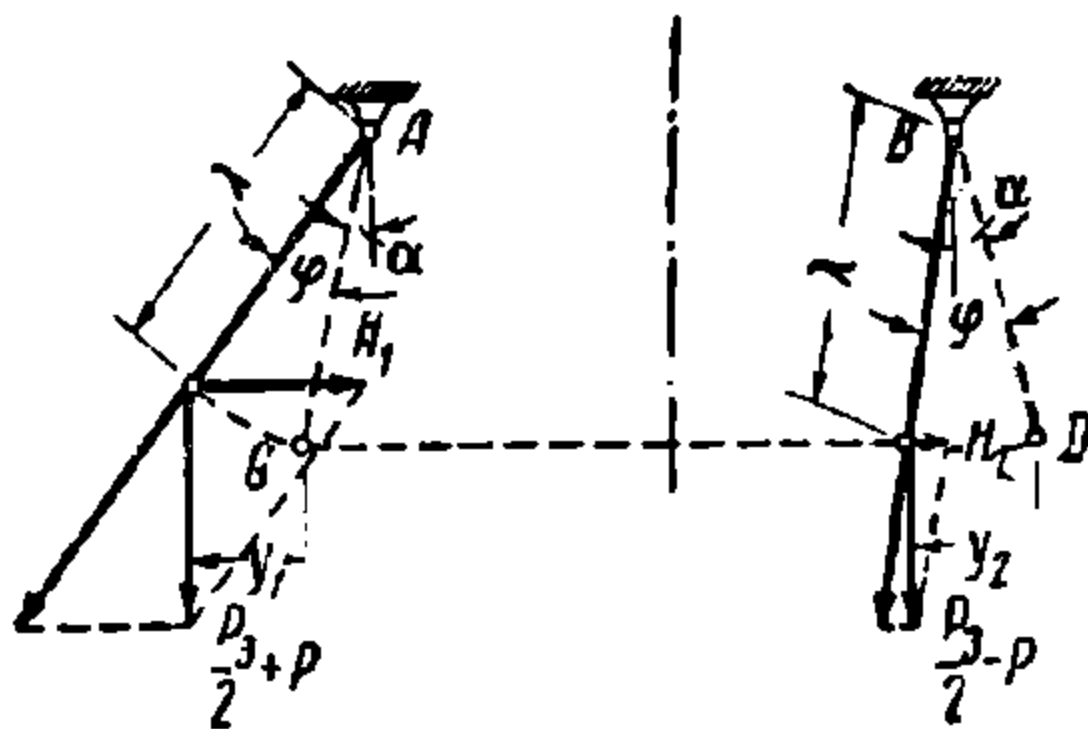
$$C + H_0 = \frac{P_{\delta p} s}{2 h_p}$$

Так как $s = 1,58$ м и $h_p \approx 2$ м, то опрокидывающее усилие для вагона составляет

$$C + H_0 = \frac{1,58}{2 \cdot 2} P_{\delta p} \approx 0,4 P_{\delta p}. \quad (223)$$

5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗВРАЩАЮЩЕГО УСИЛИЯ ЛЮЛЕЧНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Без большой погрешности можно принять, что углы отклонения подвесок AC и BD одинаковы и равны φ (фиг. 188), а боковое перемещение y люльки равно полусумме горизонтальных проекций y_1 и y_2 , перемещений шарниров C и D , т. е.



$$y = \frac{y_1 + y_2}{2}. \quad (224)$$

Пользуясь фиг. 188, найдём

$$y_1 = \lambda [\sin(\varphi + \alpha) - \sin \alpha]$$

и

$$y_2 = \lambda [\sin(\varphi - \alpha) + \sin \alpha].$$

Подставив полученные выражения для y_1 и y_2 в уравнение (224), получим

$$y = \lambda \sin \varphi \cos \alpha. \quad (225)$$

Возвращающее усилие H , составляет

$$H = H_1 + H_2.$$

Усилия H_1 и H_2 соответственно равны

$$H_1 = \left(\frac{P_3}{2} + p \right) \operatorname{tg}(\varphi + \alpha) \text{ и } H_2 = \left(\frac{P_3}{2} - p \right) \operatorname{tg}(\varphi - \alpha),$$

где

$$p = \frac{C + H_0}{2 b_3} h_0,$$

поэтому

$$H_r = H_1 + H_2 = \frac{P_3 \operatorname{tg} \varphi (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + 2 p \operatorname{tg} \alpha (1 + \operatorname{tg}^2 \varphi)}{(1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi)(1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi)}.$$

Полагая

$$1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \approx 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi \approx 1 + \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

и

$$\operatorname{tg} \varphi \approx \sin \varphi \approx \frac{y}{\lambda \cos \alpha}, \quad (225a)$$

найдем

$$H_r = \frac{P_3 y + 2 p \lambda \sin \alpha}{\lambda \cos \alpha - y \operatorname{tg} \alpha} = \frac{P_3 y + \frac{C + H_0}{b_3} h_0 \lambda \sin \alpha}{\lambda \cos \alpha - y \operatorname{tg} \alpha}. \quad (226)$$

Учитывая, что при y_{\max} получается $H_{r \max} = C + H_0$, найдём из выражения (226)

$$H_{r \max} = \frac{P_3 y_{\max}}{\lambda \cos \alpha - y_{\max} \operatorname{tg} \alpha - \frac{h_0}{b_3} \lambda \sin \alpha}.$$

Пренебрегая величиной $y_{\max} \operatorname{tg} \alpha$, можно принять, что

$$H_{r \max} \approx \frac{P_3 y_{\max}}{\lambda \cos \alpha \left(1 - \frac{h_0}{b_3} \operatorname{tg} \alpha\right)} \quad (227)$$

Из полученного выражения для $H_{r \max}$ определим наибольшее перемещение люльки

$$y_{\max} \approx \frac{H_{r \max} \lambda \cos \alpha \left(1 - \frac{h_0}{b_3} \operatorname{tg} \alpha\right)}{P_3}$$

Для вертикальных подвесок $\alpha = 0$, $\operatorname{tg} \alpha = 0$ и $\cos \alpha = 1$, поэтому

$$H_r = \frac{P_3 y}{\lambda} \text{ и } y = \frac{(C + H_s) \lambda}{P_3} = \frac{H_r \lambda}{P_3}. \quad (228)$$

Из выражений (227) и (228) следует, что с увеличением угла наклона подвесок α увеличивается возвращающее усилие, но наибольшее влияние на изменение величины H_r имеет длина подвесок λ .

В существующих конструкциях тележек длина люлечных подвесок изменяется в пределах 230 — 700 мм, а линейное перемещение люлек $y = 10 \div 40$ мм, в зависимости от длины λ и угла наклона α подвесок, а также от величины поперечных горизонтальных сил.

От извилистого движения кузова, подвешенного на наклонных подвесках, подрессорные балки перемещаются в противоположных направлениях и располагаются не в одной плоскости, вследствие чего кузов подвергается скручивающим усилиям, которые вызывают неприятные толчки и дрожание. Особенно этому способствуют короткие наклонные подвески.

Кроме того, наклонные подвески при неодинаковых нагрузках на рессоры обуславливают одновременное появление всех видов колебаний от каждого вертикального или горизонтального толчка.

В случае перемещения в противоположных направлениях подрессорных балок с вертикальными подвесками кузов не подвергается скручивающим усилиям, поэтому вертикальным подвескам можно придавать меньшую длину, чем наклонным. Короткие вертикальные подвески могут обеспечить такой же величины возрастающее усилие, как и более длинные наклонные подвески, при одинаковом боковом перемещении y .

6. ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ В ШАРНИРНЫХ ПОДВЕСКАХ НА ВЕЛИЧИНУ ВОЗВРАЩАЮЩЕЙ СИЛЫ. ВОЗВРАЩАЮЩАЯ СИЛА ПРИ ПОПЕРЕЧНОЙ ДЕФОРМАЦИИ ПРУЖИН

Люлька, выведенная мгновенной силой из положения равновесия, под влиянием сил трения в шарнирных валиках быстро приходит в состояние покоя.

Величину сил трения определим, пользуясь схемой фиг. 189, на которой обозначено:

- λ — длина подвески в см;
- α — угол начального наклона подвесок в рад;
- $\varphi = \alpha + \beta$ — угол отклонения подвески в рад;
- r_1 — радиус верхнего валика в см;
- r_2 — радиус закругления ножа или нижнего валика в см;
- μ — коэффициент трения скольжения;
- $\frac{P_3}{4}$ — вес, передаваемый на один комплект люлечных рессор, в кг;
- $2 \Delta H$ — сила, затрачиваемая на преодоление трения в верхних и нижних валиках люльки, в кг.

Из равенства работ внешних сил и сил трения следует

$$2 \Delta H \lambda (\alpha + \beta) = 2 \frac{P_3 \mu}{4} (r_1 + r_2) (\alpha + \beta),$$

откуда найдём, что

$$2 \Delta H = \frac{P_3 \mu}{2 \lambda} (r_1 + r_2). \quad (229)$$

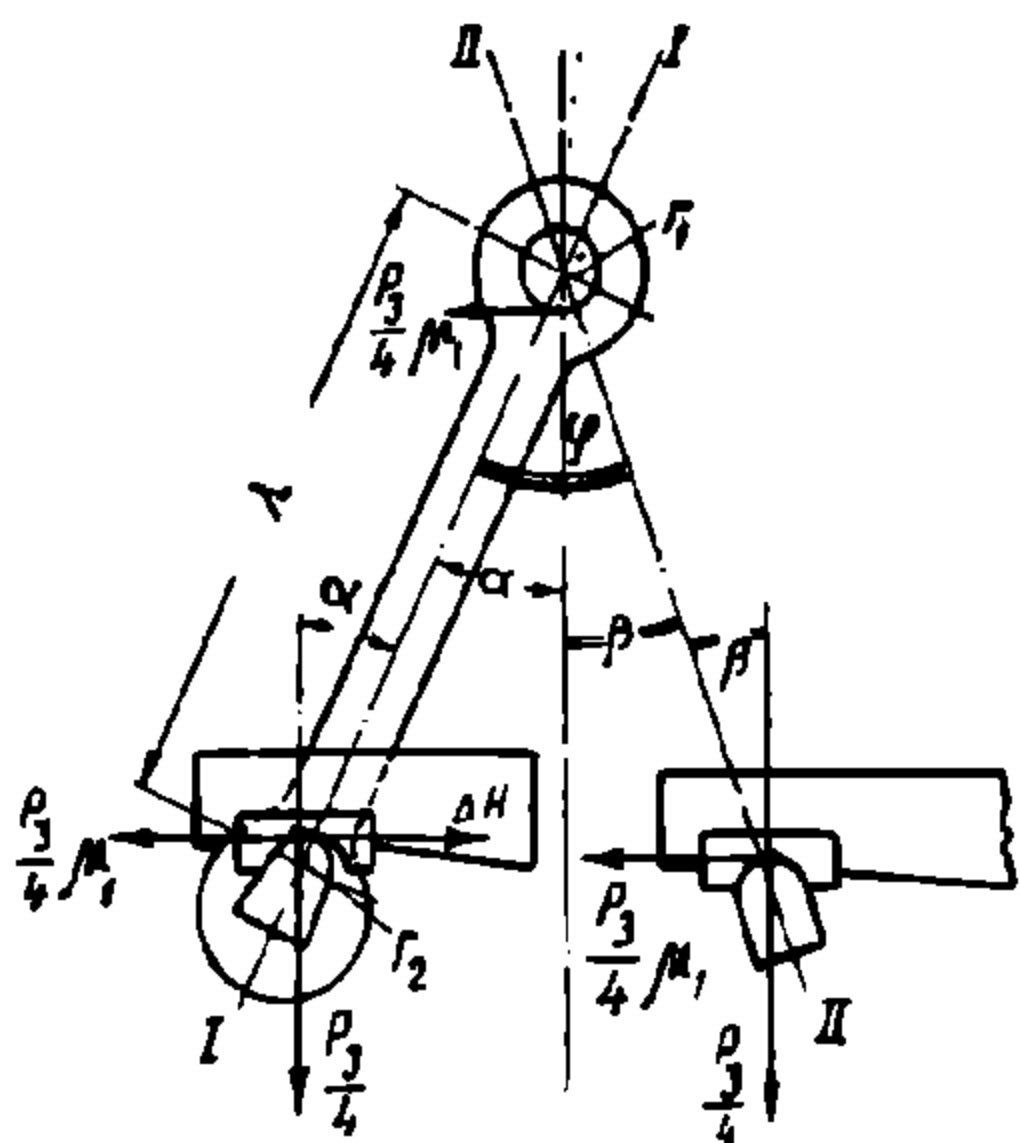
В пассажирских вагонах нагрузка $P_3 \approx 32 \div 36 \text{ т}$

$$\mu = 0,2 \div 0,25; r_1 = r_2 \approx 2,5 \div 3 \text{ см}, \lambda = 23 \div 70 \text{ см}.$$

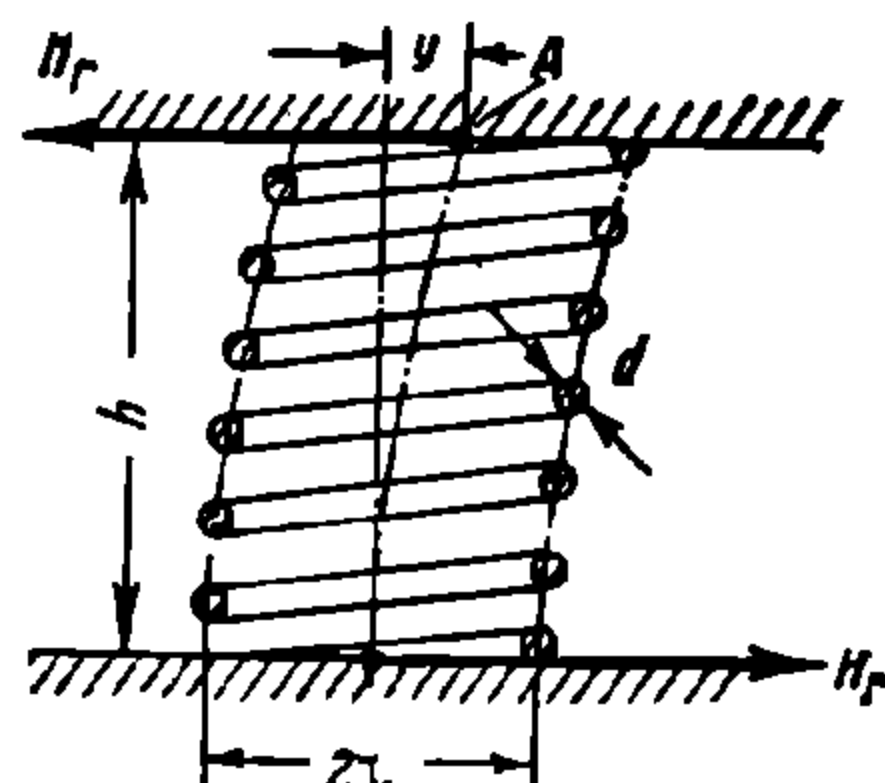
Тогда $2 \Delta H = 100 \div 585 \text{ кг}$.

Из формулы (229) следует, что вагоны с более длинными подвесками приходят в колебание при сравнительно небольших боковых ударах. Если поперечные горизонтальные силы, действующие на кузов, меньше $2 \Delta H$, то колебаний люльки не возникает.

Горизонтальные толчки, не вызывающие перекоса кузова и рамы тележки, полностью передаются на люлечное подвешивание, и кузов начинает совершать поперечные колебания на подвесках с некоторым периодом.



Фиг. 189. К расчёту люльки



Фиг. 190. К расчёту возвращающего усилия пружин

Возвращающее усилие H_r (фиг. 190) при поперечной деформации цилиндрических пружин (без учёта влияния вертикальных сил) определяется по формуле, предложенной проф. Николаи¹

$$H_r = \frac{3 E d^4}{64 r n \left[3 r^2 + h^2 \left(1 + \frac{E}{2 G} \right) \right]} y, \quad (230)$$

где E — модуль упругости пружинной стали в кг/см^2 ;

G — модуль сдвига пружинной стали в кг/см^2 ;

r — радиус витка пружины в см ;

n — число рабочих витков пружины;

d — диаметр прутка стали в см ;

h — высота нагруженной пружины в см ;

y — поперечная деформация пружины в см .

Испытания вагонов (без люлечного подвешивания) показали, что для поглощения боковых толчков можно использовать поперечную упругость пружин и клиновые амортизаторы, которые вполне подходят для этой цели и обеспечивают полную безопасность движения.

¹ «Транспортное машиностроение», Научно-технический сборник № 3 (17), 1939, стр. 167.

7. ТЕЛЕЖКИ ОДИНАРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

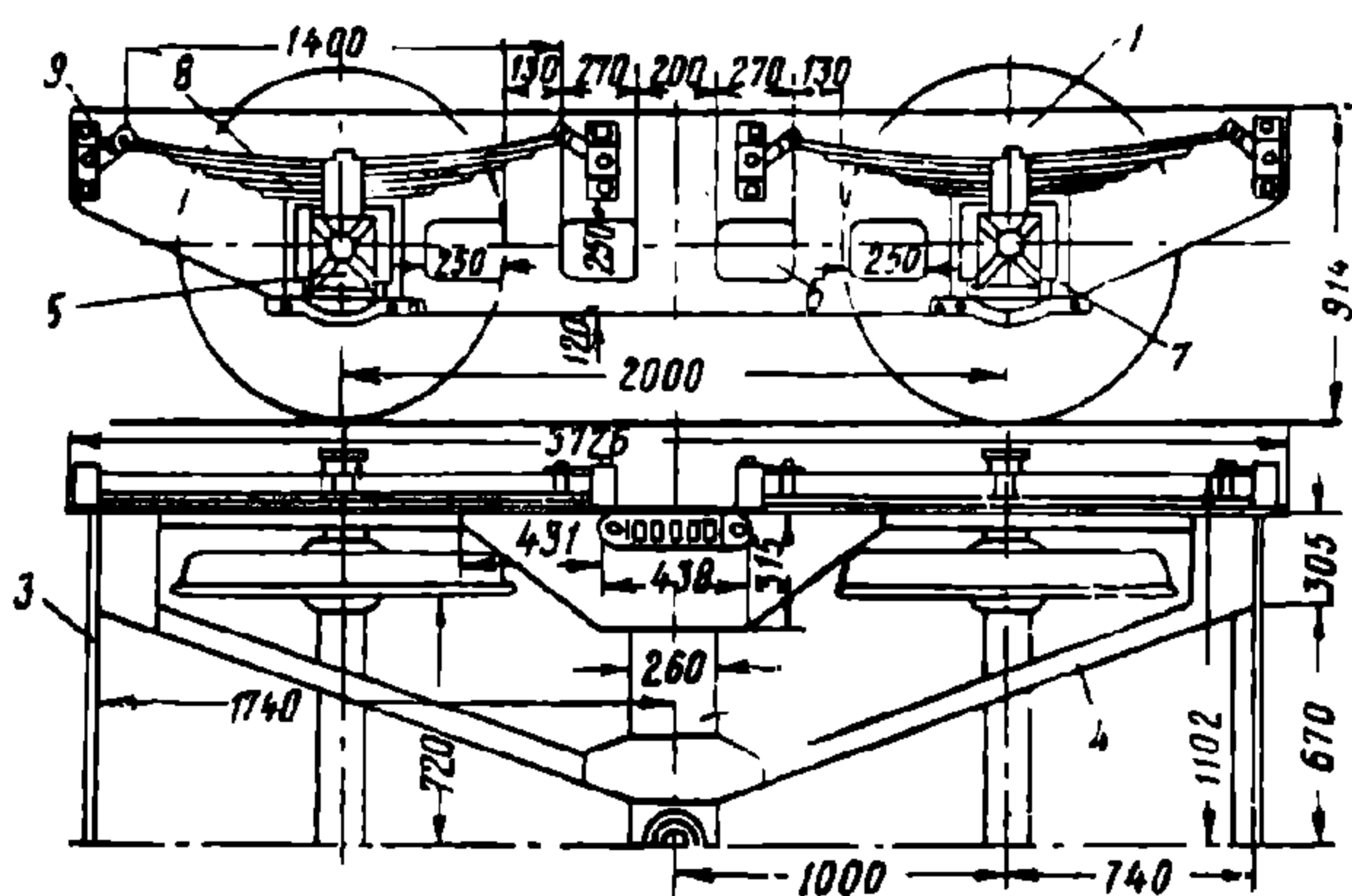
Тележки с одинарным рессорным подвешиванием применяются почти исключительно под грузовыми и багажными вагонами и редко встречаются под пассажирскими вагонами (старой постройки).

Тележка сибирского типа. В этой конструкции (фиг. 191) имеются листовые рессоры, через которые нагрузка передаётся от рамы тележки на буксы.

Рама тележки состоит из двух стальных листов 1, соединённых посредине поперечной балкой 2, а по концам стальными полосами 3, усиленными угольниками. По диагонали тележка скрепляется швеллерами 4, которые предохраняют её от перекашивания, воспринимают на себя часть боковых усилий и служат для прикрепления деталей тормоза.

Рамный лист 1 имеет вырезы 5 для букс, а также промежуточные вырезы 6 и скосы нижних углов для облегчения тележки и большего удобства при осмотре внутренних частей. К рамному листу 1 во всю его длину приклепывается сверху (с внутренней стороны) угольник для повышения жёсткости рамы. По бокам буксовых вырезов прикрепляются буксовые направляющие 7.

Надбуксовые листовые рессоры 8 длиной около 1 400 мм имеют 11—13 листов. Под полной нагрузкой статический прогиб рессорного подвешивания составляет около 80—100 мм. Рессоры располагаются около рамных листов и соединяются с ними плоскими наклонными серьгами 9 и валиками. Тележки сибирского типа встречаются в багажных вагонах. Тара тележки 4 т. К недостаткам тележки сибирского типа следует отнести тряский ход и недостаточную прочность рамы.



Фиг. 191. Тележка сибирского типа

Тележки грузовых вагонов. Тележки для грузовых вагонов имеются двух типов: поясные и литые.

Первые отечественные поясные тележки были построены в 1898 г. Мытищинским вагоностроительным заводом для крытых вагонов грузоподъёмностью 33,5 т, платформ длиной 12,9 м и изотермических вагонов бывш. Московско-Казанской ж. д.

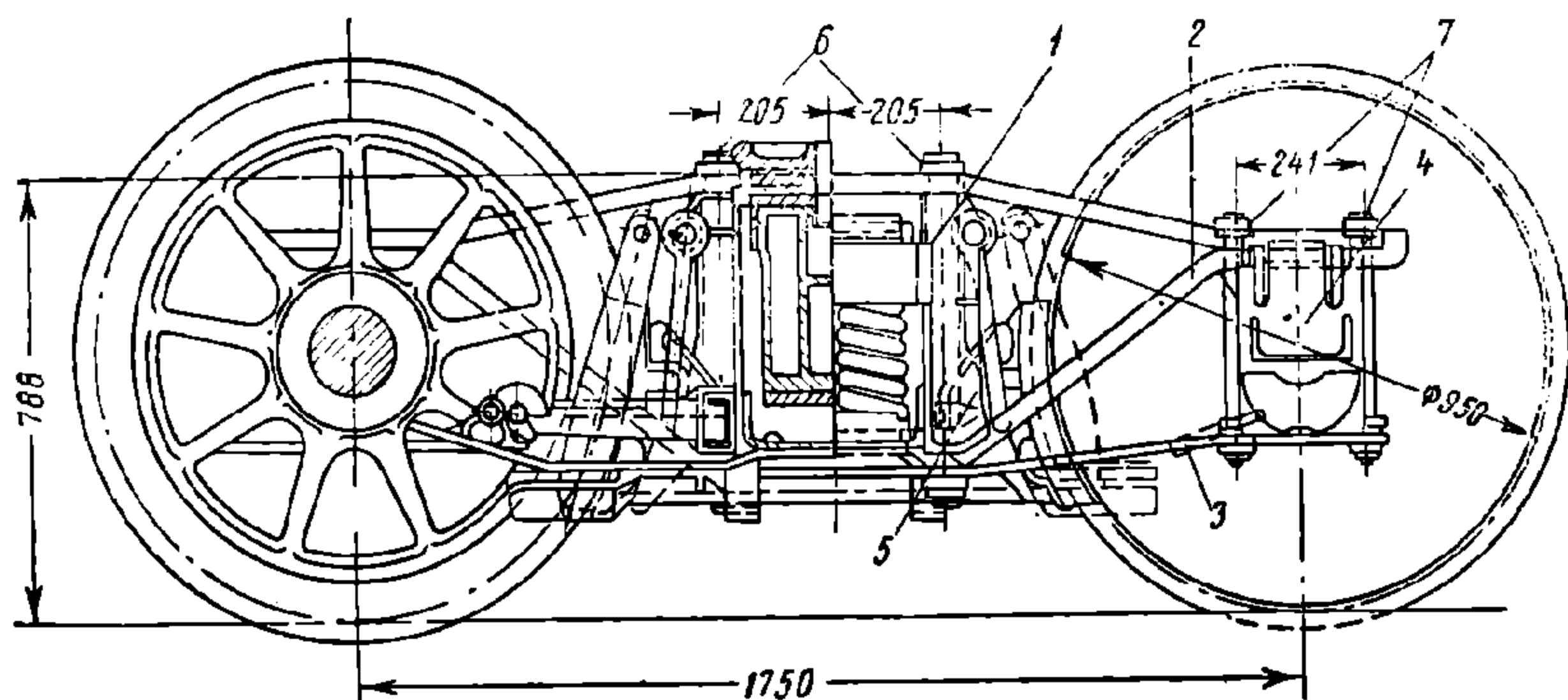
В 1908 г. на этом же заводе был построен четырёхосный жёсткий пассажирский вагон с поясными тележками, оборудованными эллиптическими рессорами и возвращающим устройством, предложенным конструктором В. И. Бабиным (фиг. 182).

В настоящее время поясные и литые тележки являются самыми распространёнными на наших железных дорогах.

Поясная тележка (фиг. 192) имеет две боковины. Каждая боковина собрана из трёх стальных поясов 1, 2 и 3, по концам которых установлены и закреплены болтами 7 буксы 4. В средней части пояса соединены двумя стальными литыми полыми стойками (колонками) 5, через которые пропускаются болты 6, стягивающие все три пояса.

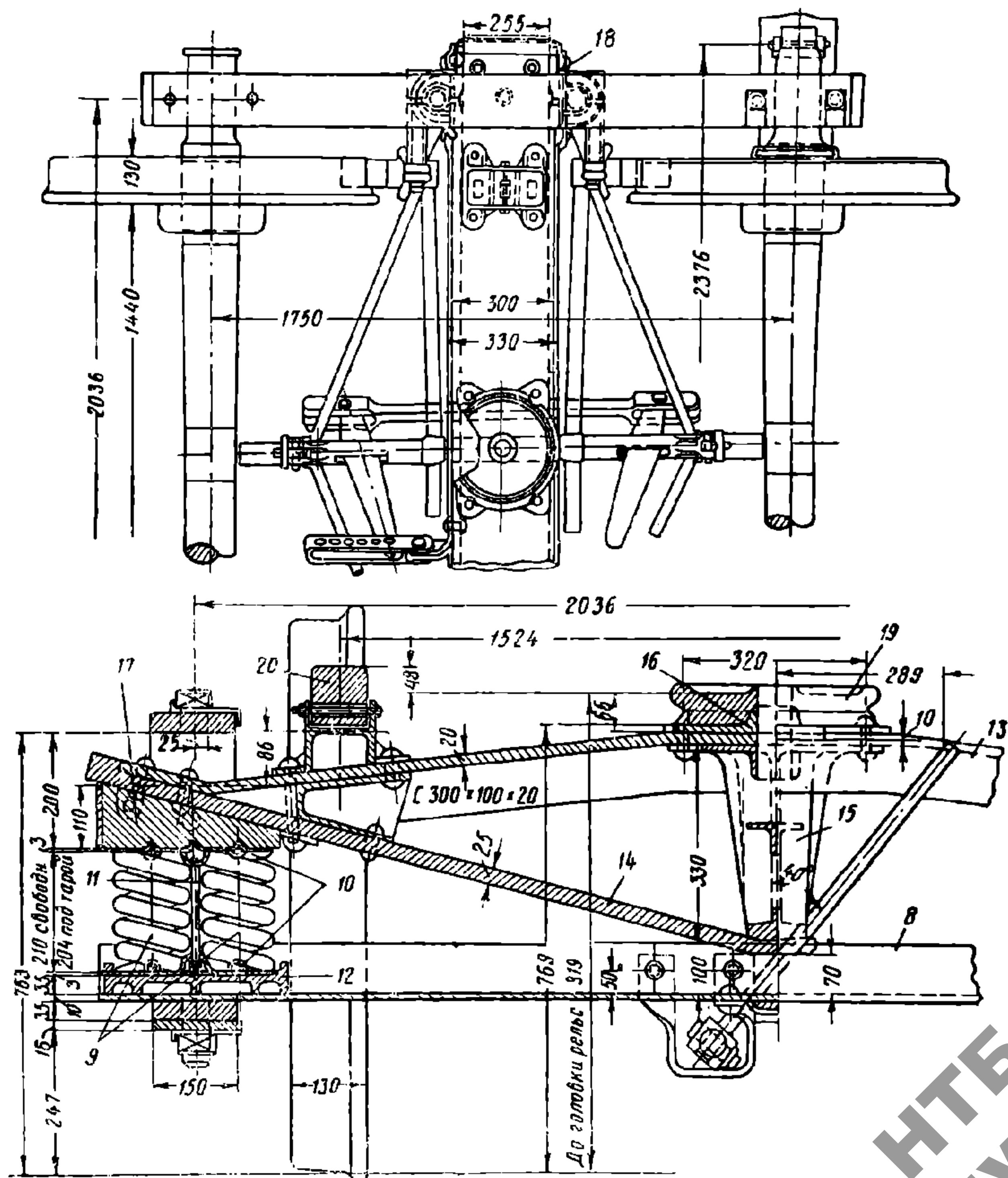
Боковина тележки, состоящая из отдельных поясов, называется сборной. Колоночные и буксовые болты должны быть всегда туго затянуты; во избежание отвинчивания, гайки на эти болты ставятся обязательно корончатые и укрепляются шплинтами. Обе боковины тележки соединяются связью 8 (фиг. 193)

корытообразного сечения. Надрессорная балка опирается с каждой стороны на комплект двойных цилиндрических пружин 9. Сверху и снизу комплекта пружин положены стальные планки 10, слегка стянутые посередине болтом 11. Ком-



Фиг. 192. Поясная тележка грузовых вагонов

плекты пружин уложены не прямо на связь 8, а на толстую плиту-подушку 12, по концам которой сделаны буртики, предотвращающие комплекты пружин от смещения поперёк тележки.



Фиг. 193. Поясная тележка грузовых вагонов

Надрессорные балки встречаются следующих типов:

- 1) шпренгельная (фиг. 193);
- 2) сварная замкнутого сечения (фиг. 194);
- 3) литая замкнутого сечения (фиг. 195);
- 4) штампованная клёпаная замкнутого сечения.

В настоящее время строятся тележки преимущественно с литыми балками.

В надрессорной балке шпренгельного типа верхний пояс 13 состоит из изогнутого кверху швеллера размером $300 \times 100 \times 20$ мм, а нижний 14 из изогнутой книзу стальной полосы сечением 150×25 мм, склёпанной своими концами с верхним швеллером. В средней части между швеллером и стальной полосой приклёпана стальная литая стойка 15, опирающаяся на полосу 14 и поддерживающая этим швеллер 13, к которому приклёпан стальной литой подпятник 16. По концам надрессорной балки снизу её прикрепляются дубовые клинья 17 для образования горизонтальных поверхностей, которыми надрессорная балка опирается на комплекты пружин. Эти клинья вставляются в стальные литые рамки 18, имеющие по бокам, обращённым к колонкам 5, вертикальные пазы, которыми охватываются колонки. Вследствие этого надрессорная балка имеет свободное передвижение между колонками вверх и вниз, а боковые толчки, получаемые ею от пятника, частично смягчаются пружинами и передаются колонкам 5.

Первые тележки описанной конструкции имели базу 1 905 мм, колёса диаметром 1 050 мм и расстояние рабочей поверхности подпятника от головки рельса 819 мм. Тара тележки составляла 4,44 т.

В связи с переходом на колёса диаметром 950 и 900 мм тележки начали строить с базой 1 750 мм, а затем с базой 1 800 мм. Переход к базе 1 800 мм вызван недостаточностью расстояния между задней выступающей частью тормозного башмака и связью при постановке колёсных пар с полномерными бандажами в тележке с базой 1 750 мм.

С переходом на колёса диаметром 950 мм расстояние рабочей поверхности подпятника от головки рельса уменьшилось на 50 мм. Поэтому при подкатке таких тележек под вагоны на пятник кладётся прокладка 19 толщиной 50 мм (фиг. 193), а скользуны 20 заменяются более высокими.

В связи с постройкой вагонов грузоподъёмностью 60 т в первоначальный тип тележки были внесены следующие изменения:

1) число двухрядных пружин в каждом комплекте увеличено с четырёх до пяти;

2) подушка под пружины заменена стальной литой вместо прежней мало прочной чугуновой;

3) для устранения высоких напряжений от местного изгиба в среднем и нижнем поясе поставлена под рессорный комплект стальная подушка (распределительная балочка) конструкции М. М. Стемпневского, передающая нагрузку непосредственно под колонки на узлы поясов (фиг. 196). Распределительная балочка одновременно заменяет подушку 12 прежней конструкции (фиг. 193);

4) увеличена толщина среднего пояса с 35 до 40 мм;

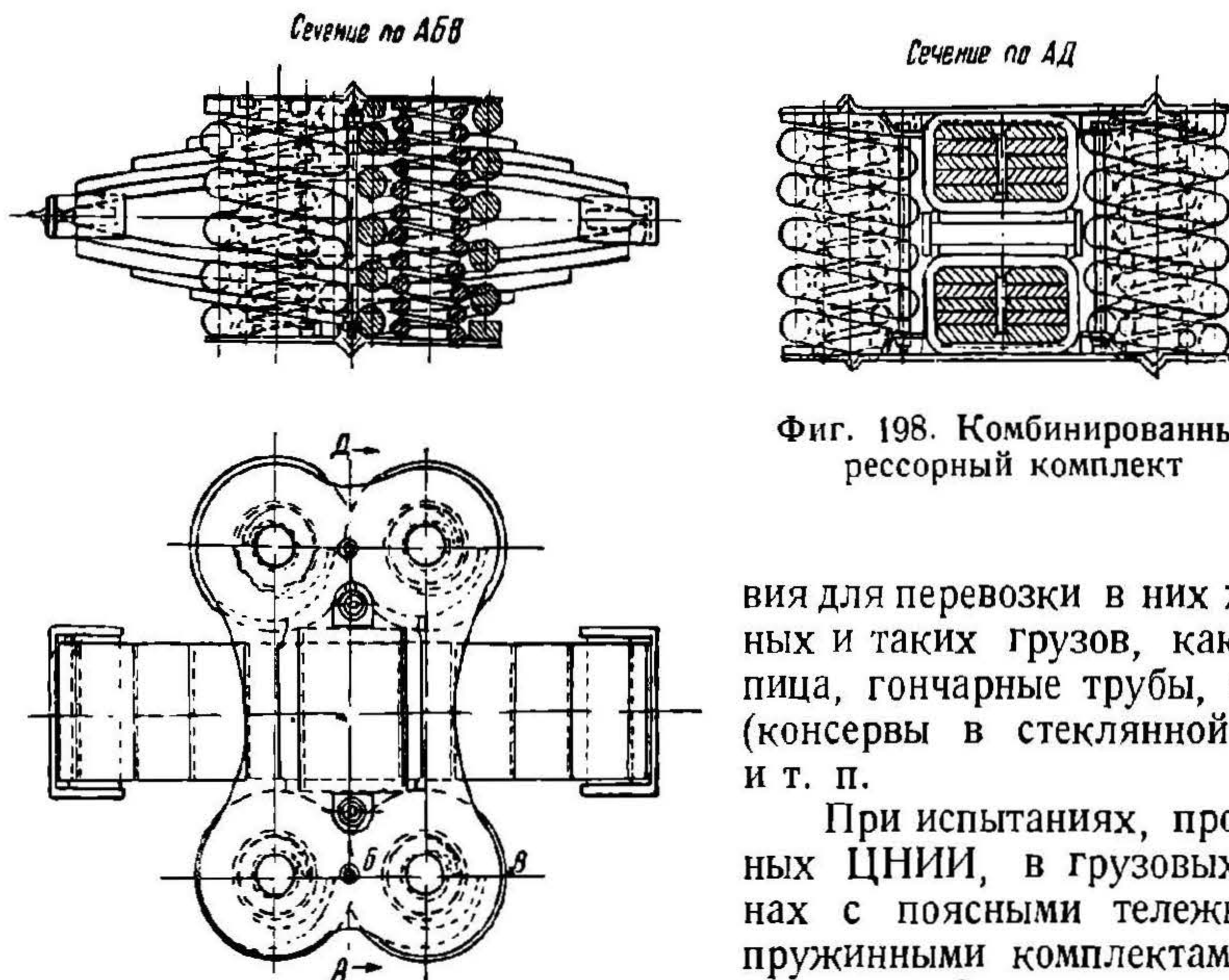
5) надрессорные балки шпренгельного типа заменены сварными, замкнутого сечения.

Тара такой тележки составляет 4,53 т.

Смятие колоночных и буксовых болтов в тележках конструкции 1931 - 1935 гг. предотвращалось загибом в штампах поясов (фиг. 192). В целях удешевления производства эту конструкцию заменили приваркой к концам среднего 1 и нижнего 2 поясов специальных упорных планок 3 (фиг. 197, а) или шпильки 4 над буксой в верхнем 5 и среднем 1 поясах (фиг. 197, б).

Многолетний опыт эксплуатации сборных тележек показал ряд их конструктивных недостатков. Главными недостатками являются: появление трещин в поясах боковин в местах перегиба и у отверстий для колоночных болтов, разработка этих отверстий; ослабление и обрывы колоночных и буксовых болтов, излом надрессорных балок шпренгельного типа; излом поперечных свя-

зей в средней части и у опор; значительный вес необрессоренных масс и склонность тележек с пружинным подвешиванием к продолжительным незатухающим колебаниям высокой частоты. Особенно тряский ход имеют порожние и малогружённые вагоны, вследствие чего создаются неблагоприятные усло-



Фиг. 198. Комбинированный рессорный комплект

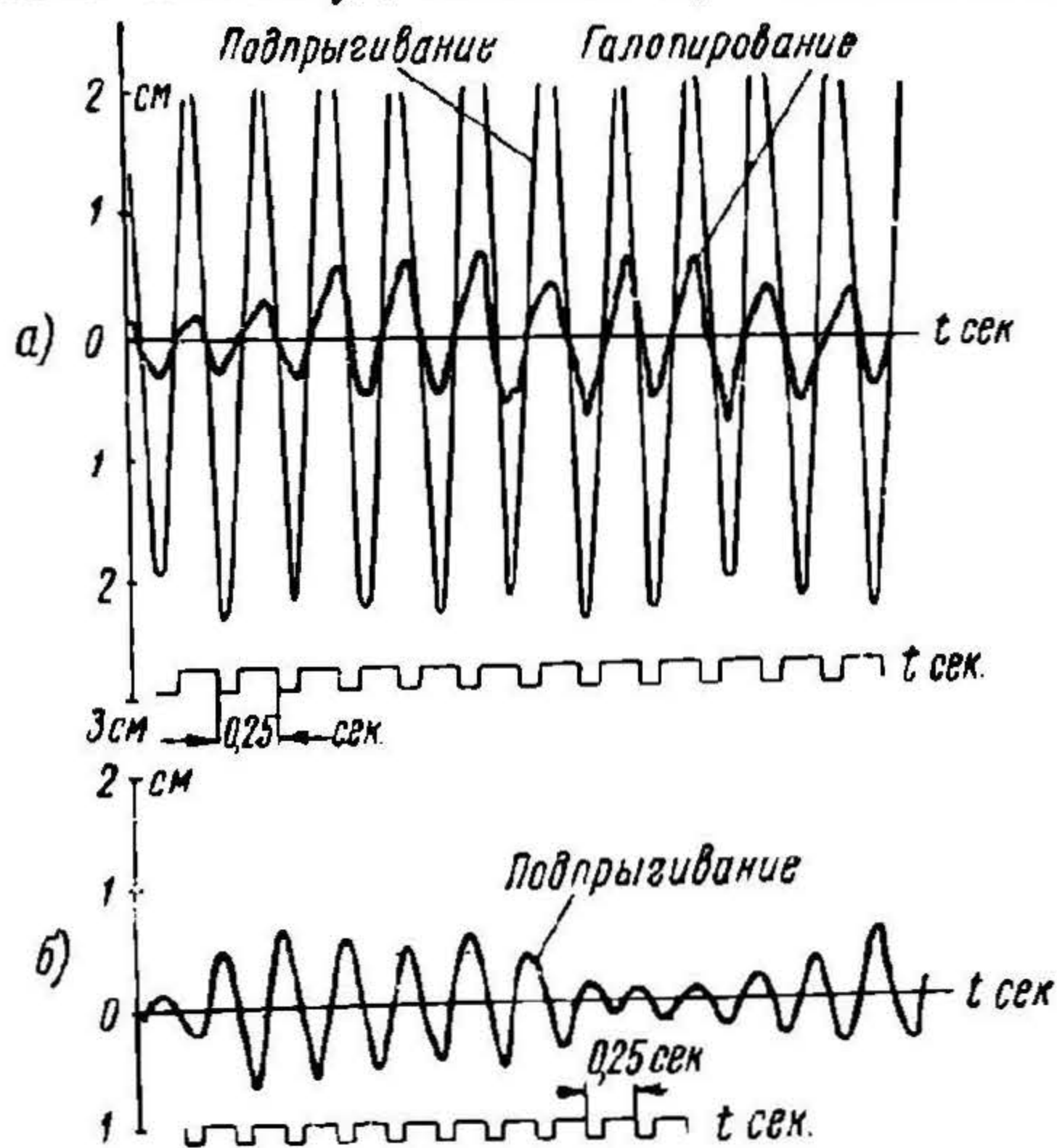
вия для перевозки в них животных и таких грузов, как черепица, гончарные трубы, стекло (консервы в стеклянной таре) и т. п.

При испытаниях, проведённых ЦНИИ, в грузовых вагонах с поясными тележками и пружинными комплектами при скоростях 65—75 км/ч наблюда-

лись сильные вертикальные толчки, вызывающие иногда полное сжатие пружин. В этом случае нагрузка на ось может достигать 30—35 т, что превышает вертикальное воздействие на рельс от ходовых частей паровозов мощных серий. Такое значительное нарастание амплитуд колебаний, вызывающее полное сжатие пружин в тележках, объясняется незначительной величиной сил трения в рессорном подвешивании, не превышающей 2—3% от нагрузки на пружины.

Заменяя пружинные комплекты комбинированным рессорным подвешиванием (фиг. 198) с коэффициентом относительного трения, равным 0,05—0,06, можно значительно улучшить ходовые качества вагона. Однако установка листовой рессоры лишает возможности использовать поперечную упругость пружин для поглощения горизонтальных поперечных толчков, вследствие чего плавность хода тележки в горизонтальном направлении ухудшается.

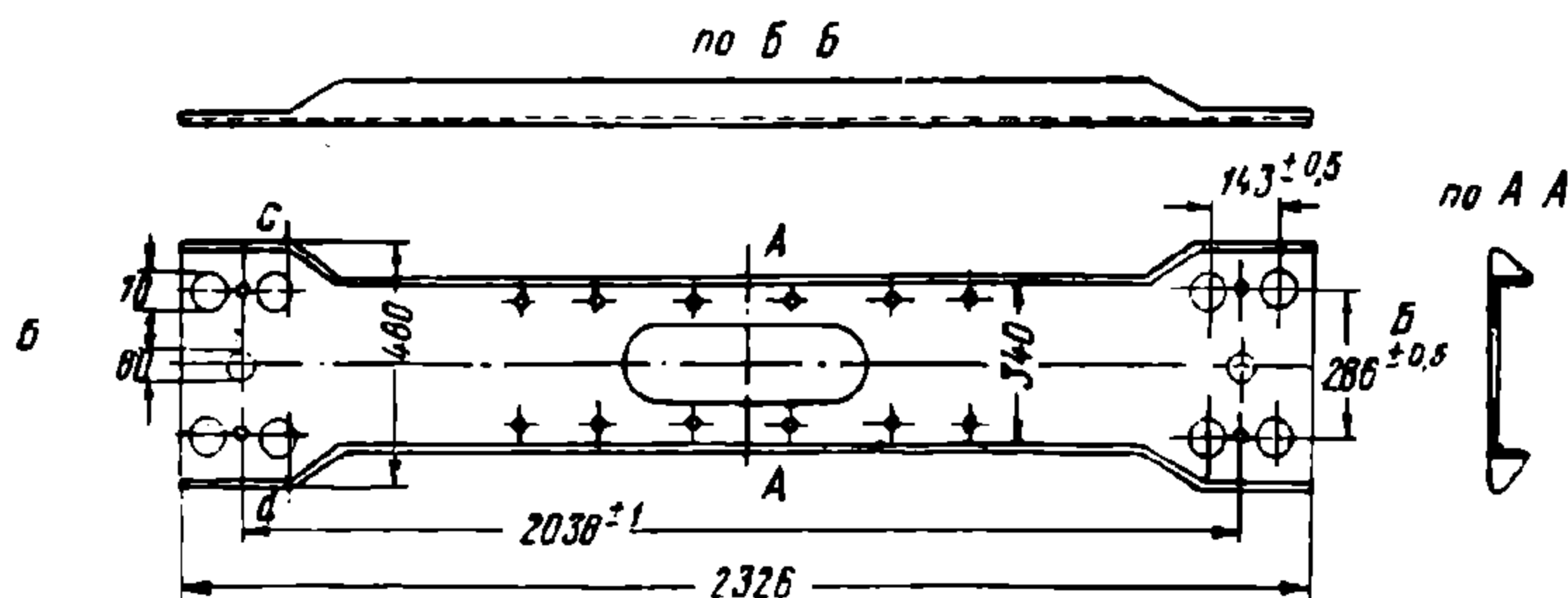
На фиг. 199 изображены осциллограммы, снятые в 1942 г. научными сотрудниками ЦНИИ во время испытаний хопперов. Критическая скорость для тележек хопперов с пятипружинным комплектом (фиг. 199, а) при длине рельса 12,5 м равна 73 км/ч, но полное сжатие пружин наблюдается при скорости 67,5 км/ч и при этом изменение давления на рессоры составляет $\approx 100\%$.



Фиг. 199. Осциллограммы колебаний рессорного подвешивания

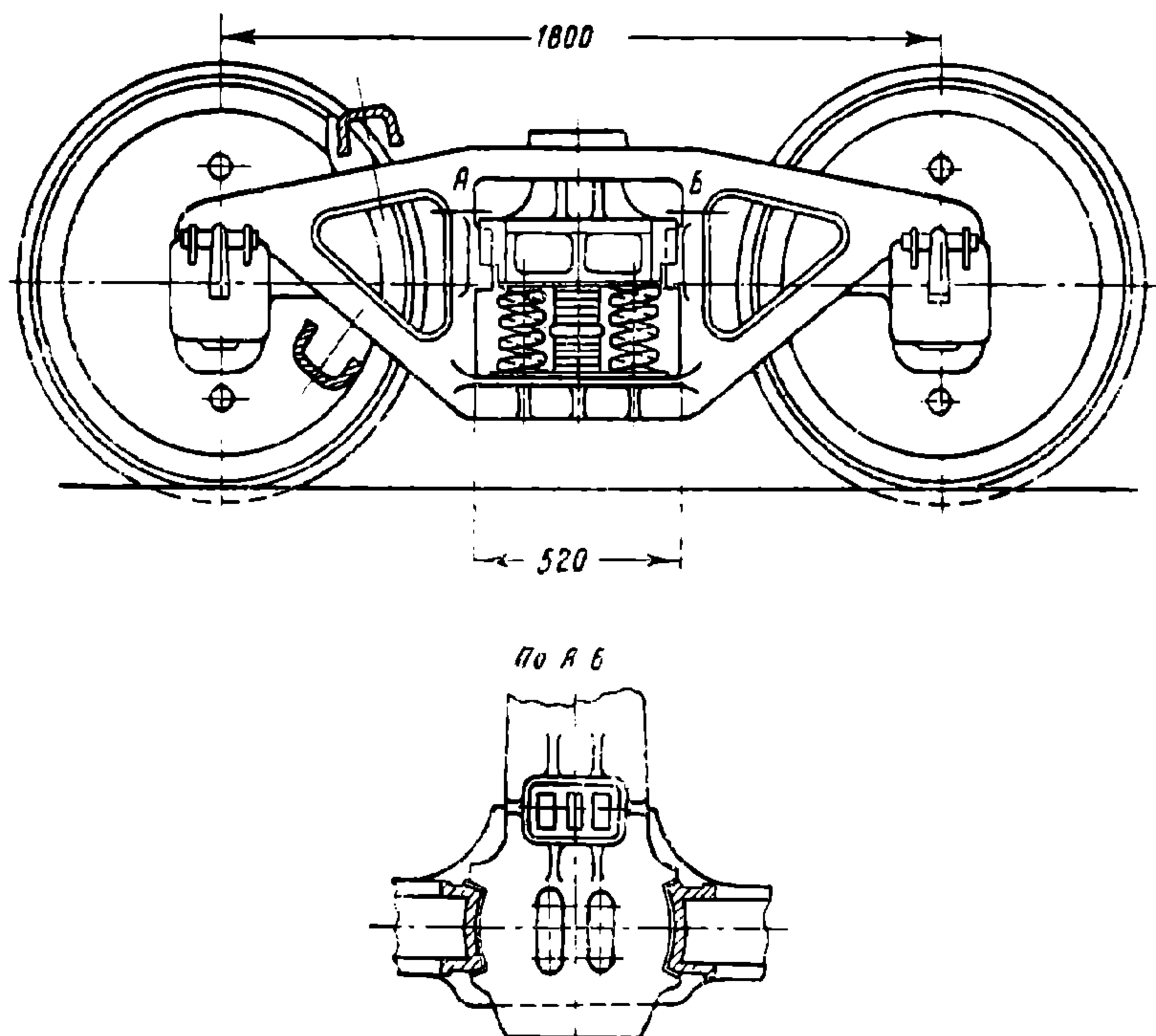
Хоппер, оборудованный комбинированным рессорным комплектом (фиг. 199, б), следуя в диапазоне критической скорости (для данной системы рессор 72—77 км/ч), имел изменение нагрузки на рессоры в среднем около $\pm 50\%$.

Следовательно, увеличение коэффициента относительного трения в рессорном подвешивании тележки хоппера с 0,02—0,03 до 0,05—0,06 улучшило плавность хода и уменьшило динамическую нагрузку на рессоры тележки примерно в два раза.



Фиг. 200. Штампованная поперечная связь тележки

В последние годы вагоностроительные заводы изготавливают тележки только с комбинированным рессорным подвешиванием. Вместо листовых рессор можно включить в систему рессорного подвешивания этой тележки различного рода амортизаторы, описанные выше.



Фиг. 201. Бессвязевая грузовая тележка М-44

Поперечная связь в тележке со сборными боковинами делается в виде штампованной балки (фиг. 200), которая имеющимися в ней по концам отверстиями кладётся на шипы, отлитые на верхней стороне подушки, чем достигается соединение обеих боковин тележки.

В эксплуатации наблюдается частое появление трещин в середине поперечных связей и в местах перехода от высокого борта к низкому. Как показали исследования, проводившиеся во время движения вагонов, напряжения

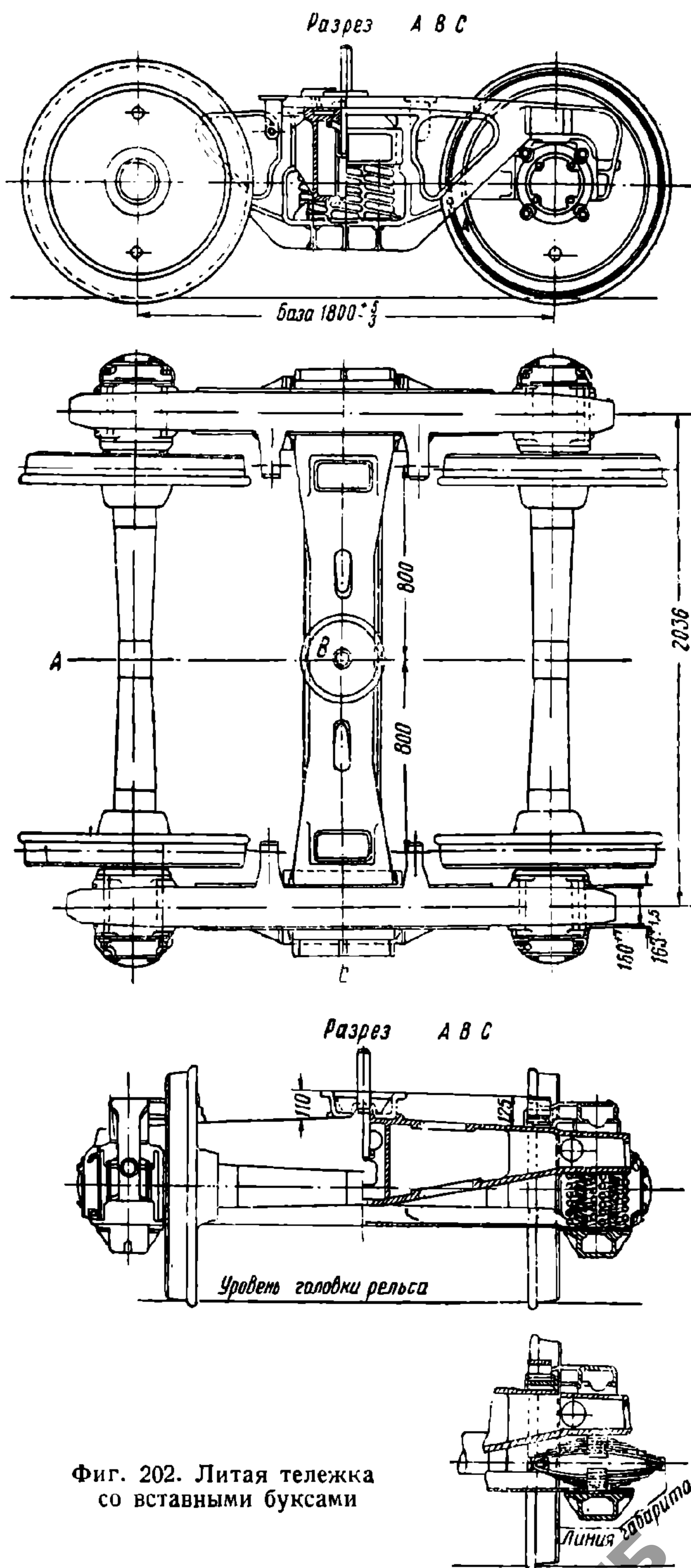
в сечениях $c-d$ (фиг. 200) достигают $1\,855\text{ кг/см}^2$ (скорость 60 км/ч), а в средней части связи напряжения незначительны.

Разрушение связи в средней части можно объяснить следующим. Промежуток между поперечной связью и наддресорной балкой часто бывает заполнен кусками руды, угля и камнями. В этом случае наддресорная балка нагруженного вагона опирается не только на рессорные комплекты, но и своей средней частью касается поперечной связи, что и приводит к разрушению последней.

Были попытки снизить напряжения постановкой гибкой вставки в средней части поперечной связи, но, как показали результаты испытания, наличие гибкой вставки повышает напряжения в сечении $c-d$ до $3\,400\text{ кг/см}^2$.

В последнее время для повышения прочности поперечной связи её изготовляют без понижения высоты бортов в концевых частях.

Тележки с литыми боковинами имеют базу, равную $1\,800\text{ мм}$, и колёсные пары с диаметром колёс 900 и 950 мм . Они имеют комбинированные рессорные комплекты, литые наддресорные балки замкнутого сечения и поперечные связи, подобные поясным тележкам. Тележка типа М-44 (модель 1944 г.) не имеет поперечной связи. Тара тележки с литыми боковинами равна $4,57\text{ т}$. Тележки со стальными литыми боковинами изготовляются в двух вариантах: с корпусами букс, отлитыми заодно с боковиной — тележка типа М-44



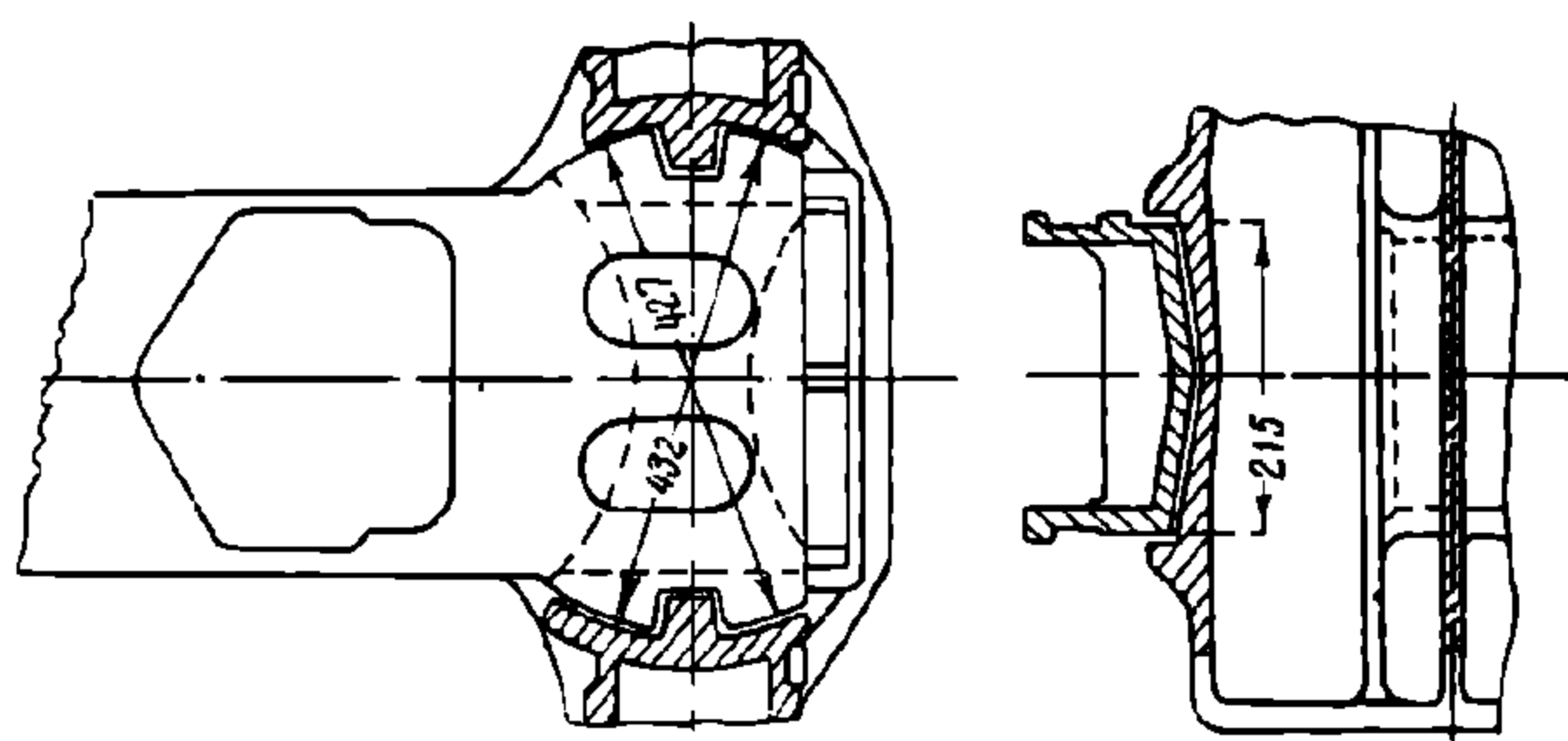
Фиг. 202. Литая тележка со вставными буксами

(фиг. 201), и с отдельными буксами, вставляемыми в специальные гнёзда, сделанные по концам боковин тележки (фиг. 202).

Цельнолитая боковина обладает большей прочностью и в эксплуатации является более надёжной, чем любая сборная боковина.

Для выкатки колёсных пар у тележки М-44 разъединяют подвески триангелей и боковины; поднимают домкратами надрессорную балку так, чтобы боковины оказались подвешенными на надрессорной балке и освободили вкладыши и подшипники в буксах; удалив из букс вкладыши и подшипники, сдвигают вручную боковины на концы надрессорной балки, затем вручную осторожно разводят боковины в стороны до выхода из букс шеек одной оси и выкатывают колёсную пару.

Для выкатки второй колёсной пары боковины разворачиваются в обратную сторону до выхода шеек оси из букс, после чего вторая колёсная пара откатывается, а боковины остаются подвешенными на концах надрессорной балки.



Фиг. 203. Варианты соединения литой боковины с надрессорной балкой

Подкатка новых колёсных пар производится в обратном порядке.

При боковинах со вставными буксами выкатка колёсных пар производится сравнительно просто, поднятием одного конца боковин.

С введением стальных литых боковин в тележках М-44 появилась возможность снять нижние поперечные связи. В этих тележках надрессорная балка

ограничивает перекосы колёсных пар. Соединение боковин с надрессорной балкой производится цилиндрическими вогнутыми поверхностями колонок (фиг. 201), в которые входят выпуклые цилиндрические приливы надрессорной балки. Угловые перемещения ограничиваются радиально расположенными упорными буртами надрессорной балки. Соединение боковин с надрессорной балкой в бессвязевых тележках можно также осуществить по одному из вариантов, указанных на фиг. 203.

Упразднение нижней поперечной связи и отливка букс за одно целое с боковиной уменьшают общий вес неподрессоренных частей тележки на 275 кг и подрессоренных — на 25 кг по сравнению с тележкой со вставными буксами. Уменьшение неподрессоренных масс тележки понижает вредное воздействие динамических нагрузок на колёсные пары и верхнее строение пути.

Однако устранение нижней поперечной связи создаёт благоприятные условия для возникновения извилистого движения колёсных пар и некоторого перекоса боковин, что ускоряет износ поверхностей катания колёс и гребней, а также подшипников и осевых шеек. Экспериментально установлено, что горизонтальное боковое воздействие на рельсы (от ходовых частей) бессвязевых тележек на 15—30% больше, чем тележек с нижними поперечными связями.

Размеры проёма боковины тележки М-44 допускают постановку новой конструкции рессорного комбинированного комплекта, взаимозаменяемого с существующим, но с гибкостью, увеличенной на 53%, и коэффициентом относительного трения в эллиптической рессоре, равным 11% вместо 8—8,5% в существующей рессоре.

Характеристика пружин и рессор тележек приведена в табл. 19.

Тележка системы инж. Ханина (фиг. 204). Эта тележка имеет литые боковины 1 со вставными буксами; средний проём боковины равен 514 мм.

Центральное рессорное подвешивание состоит из последовательно включённых пружин 2 размером $d_1 = 30$ мм, $D_1 = 130$ мм и $n_1 = 5$ и

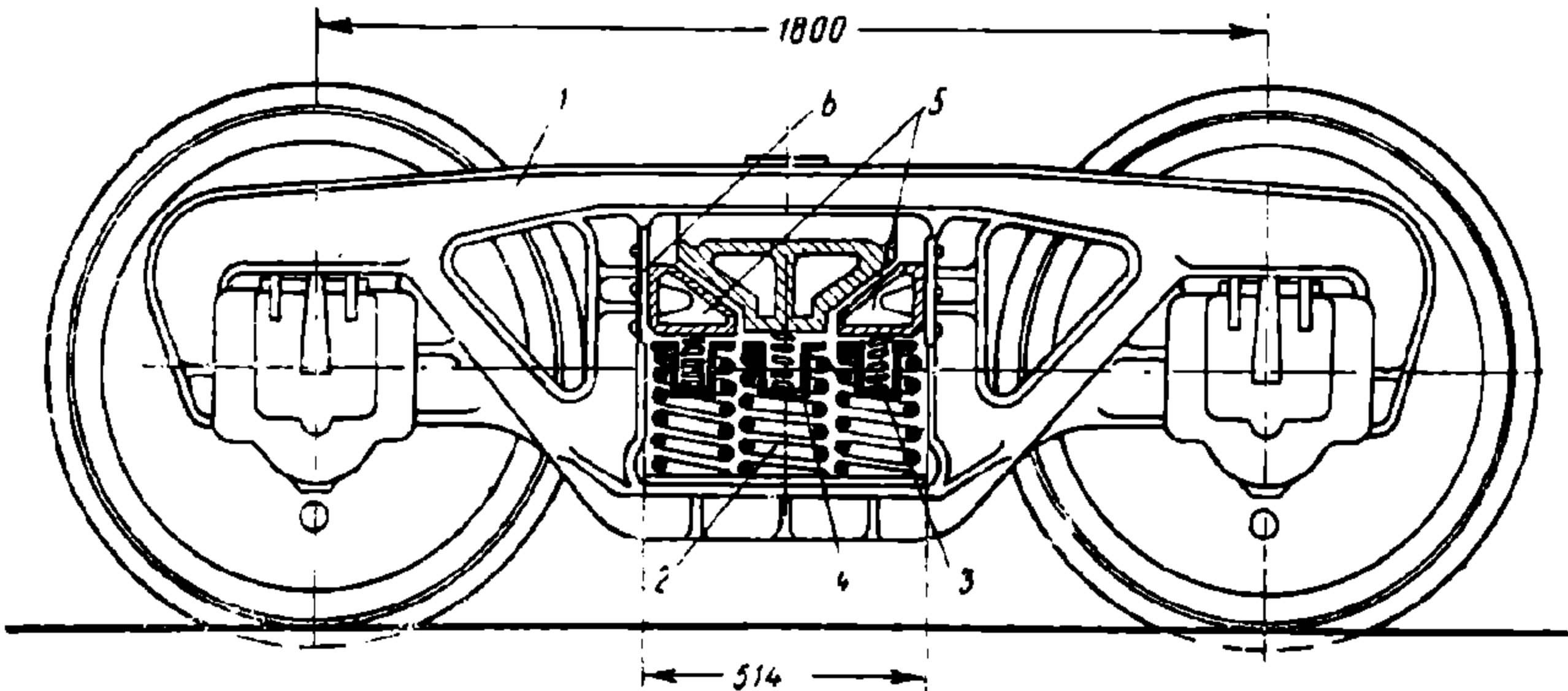
малых пружин 3 размером $d_2 = 16$ мм, $D_2 = 56$ мм и $n_2 = 4,75$. Давление от малых пружин 3 передаётся на большие 2 через стаканы 4.

Т а б л и ц а 19

Характеристика пружин и рессор грузовых тележек

Характеристика пружин и рессор	Пробный груз в кг	Прогиб в мм	Жёсткость в кг/см
Наружная пружина ($n=4,5$; $d=30$ мм, $r=54$ мм)	6 000	42	1 430
Внутренняя пружина ($n=9,5$; $d=16$ мм, $r=28,5$ мм)	1 450	39	370
Эллиптическая листовая рессора ($n=5$, $h \times b=12 \times 120$ мм, $L=515$ мм)	10 640	38	2 960

Для гашения колебаний пружин в этой тележке между наклонными поверхностями наддресорной балки и колонками боковины помещаются клиновые амортизаторы 5. На трущихся поверхностях колонок боковины на заклёпках укрепляются наличники 6, которые легко заменить в случае их износа.



Фиг. 204. Тележка системы Ханина

Вертикальное давление от каждого клина 5 передаётся на две боковые пружины, опирающиеся на боковины тележки. Когда полезный груз в вагоне не превышает 8 т, рессорные комплекты имеют статический прогиб 25 мм. С увеличением полезной нагрузки свыше 18—20 т малые пружины выключаются и наддресорная балка вместе с клиньями опирается только на комплект больших пружин, вследствие чего жёсткость рессорного подвешивания увеличивается. Суммарный статический прогиб рессорного подвешивания под нагрузкой, равной 50 т, достигает 35 мм.

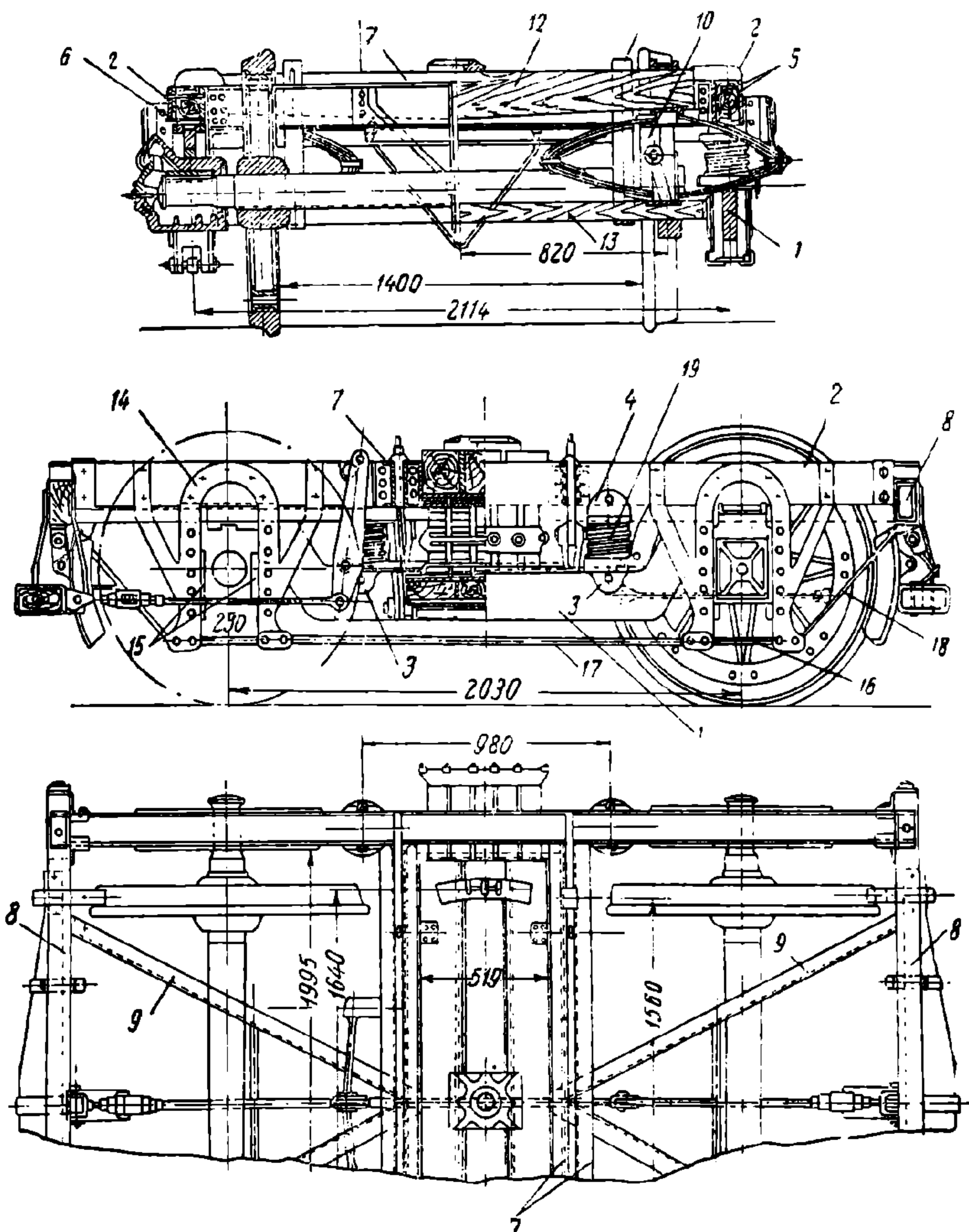
Боковые поперечные перемещения наддресорной балки в тележке системы Ханина воспринимаются поперечной упругостью пружинных комплектов и силами трения фрикционных клиньев. В этой конструкции углы наклона к вертикали приняты соответственно равными 50° и 2°. Во время испытаний тележка системы Ханина показала хорошие ходовые качества в вертикальном и горизонтальном направлениях как при полной, так и при частичной загрузке вагона. К положительным качествам этой тележки следует отнести отсутствие тяжёлых и дорогих эллиптических рессор. Конструктивными недостатками тележки Ханина являются недостаточный запас на динамические прогибы пружин и изменение силы трения в рессорном подвешивании при попадании смазки на трущиеся поверхности клиньев.

8. ТЕЛЕЖКИ ДВОЙНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Тележка с одинарными продольными балансирами. Тележка с одинарными продольными балансирами (системы Пульмана) появилась в семидесятых годах XIX века; она отличалась сравнительно

спокойным ходом, вследствие чего в дореволюционное время широко применялась на железных дорогах России под пассажирскими вагонами. Тара тележки равна 5,6—5,85 т; база — 2,03 м. Эта тележка отличается от всех других конструкций тем, что её рама состоит из двух частей: балансира 1 и собственно рамы тележки 2 (фиг. 205).

Балансир 1 представляет собой массивную стальную кованую балку сечением 55×190 мм, концы которой опираются на буксы. По концам балан-



Фиг. 205. Тележка с продольными балансирами

сира сделаны вырезы в виде ласточкина хвоста, в которые вставляются сменные стальные вкладыши, непосредственно опирающиеся на буксы. По мере истирания этих вкладышей они заменяются новыми.

В средней части балансира к нему прикреплены на болтах два кронштейна 3, поддерживающие четырёхрядные пружины 19. На них и опирается собственно рама тележки 2 при помощи таких же кронштейнов 4, прикреплённых снизу к её боковинам.

Боковины рамы 2 тележек прежних лет постройки состоят из дубовых брусков сечением $(95—100) \times 180$ мм, армированных стальными листами 5 толщиной 10—12 мм и шириной, равной высоте брусков. Стальные листы стягиваются с бруском болтами 6.

Боковины рамы 2 тележки связаны между собой двумя парами средних поперечных швеллеров 7 размером $180 \times 70 \times 8$ мм и двумя крайними поперечными балками 8; последние соединяются со средними поперечными балками 7 стальными угольниками 9 размером $65 \times 65 \times 10$ мм, расположенными по диагонали.

К поперечным балкам 7 подвешена люлька на четырёх двухшарнирных глухих подвесках 10, прикреплённых к швеллерам болтами. К тем же балкам подвешены две предохранительные скобы 11 для удержания люльки в случае обрыва подвесок. Скобы сделаны из полосовой стали сечением 15×75 мм и расположены у концов люльки между подвесками.

Надрессорная 12 и подрессорная 13 балки выполнены из деревянных брусьев с двумя стальными армировочными листами в промежутках между ними.

По концам продольных брусьев над осями укрепляются с наружной и внутренней сторон буксовые лапы 14 из полосовой стали. Между ними ставятся на болтах или заклёпках буксовые челюсти (лица) 15, причём у челюстей, обращённых к середине тележки, делается вырез для пропуска через него конца балансира 1.

Нижние концы внешних буксовых лап соединены раскосными струнками 18 с крайними поперечными балками 8. Внизу буксовые лапы соединяются буксовыми струнками 16 и межбуксовой двойной стрункой 17 с поперечным сечением каждой 13×38 мм.

Расстояние между точками опоры рамы тележки на балансирах (980 мм) мало в сравнении с длиной боковин (3 440 мм), вследствие чего устойчивость рамы тележки не обеспечивается и от небольших вертикальных или продольных горизонтальных толчков она приходит в колебательное движение. Всё это вызывает быстрый и неравномерный износ букс и буксовых челюстей. Кроме того, тележки с продольным балансирами имеют следующие недостатки:

1) вследствие малого расстояния между балансирами пружинами во время торможения рама тележки получает большой наклон по направлению движения;

2) тяжёлые неподрессоренные балансиры (вес каждого около 200 кг) оказывают вредное влияние на шейку оси, подшипники и колёса, а также на рельсовый путь;

3) при осадке пружин не представляется возможным регулировать высоту подпятника тележки;

4) зазоры между концами балансиров и боковиной тележки недостаточны и нет возможности их увеличить; результатом этого являются удары рамы о балансиры;

5) вследствие короткой базы тележки применяется одностороннее торможение; увеличение базы связано с повышением веса и без того тяжёлых балансиров;

6) тележка получается очень высокой с расстоянием опорной поверхности подпятника над головкой рельса, равным 1 036 мм (в свободном состоянии), вследствие чего приходится уменьшать в раме вагона высоту шкворневой балки и последняя получается недостаточно жёсткой.

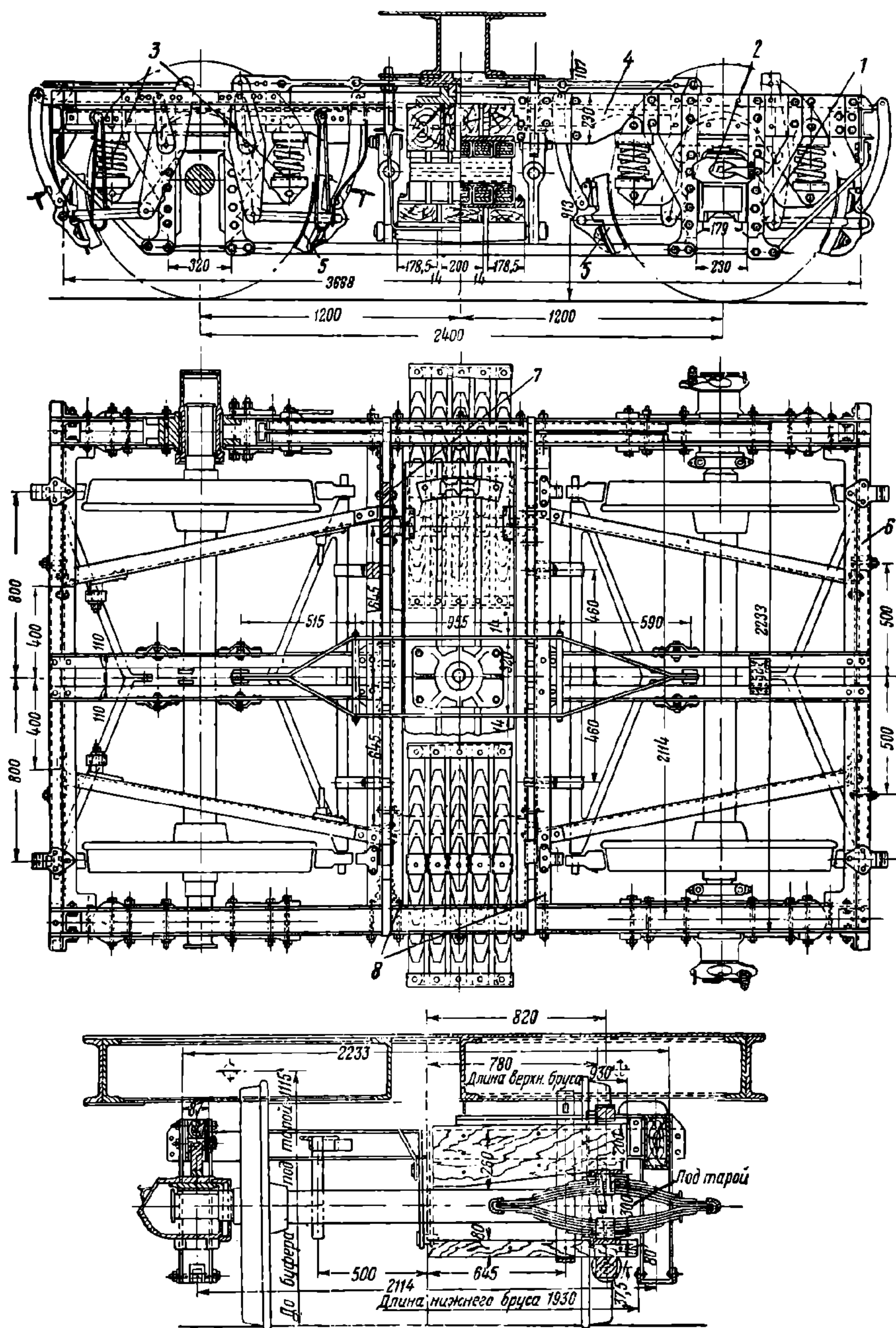
На наших заводах прекращена постройка этих тележек в связи с созданием отечественными конструкторами более совершенных типов.

Тележка Фетте. Эти тележки отечественной конструкции, впервые построенные бывш. Русско-Балтийским заводом, появились в начале 900-х годов на быв. Балтийской ж. д. и вскоре получили большое распространение на многих железных дорогах России. Тара тележки составляет 6,10—6,33 т.

Тележка Фетте (фиг. 206) имеет конструкцию рамы и люлечного подвешивания, подобную тележке с продольными балансирами, но тяжёлые продольные балансиры в ней заменены отдельными короткими, равноплечими балками (балансирами) 1, опирающимися своей серединой на буксы 2. На концах этих балок расположены цилиндрические двухрядные пружины 3, на которые опирается рама тележки 4. База тележки увеличена до 2,4 м, что поз-

воляет расположить тормозные колодки 5 и с внутренней стороны колёс, т. е. иметь двустороннее торможение.

Вследствие увеличения базы тележки и снятия продольных балансиров боковины в средней части выполнены более высокими (230 мм против 180 мм



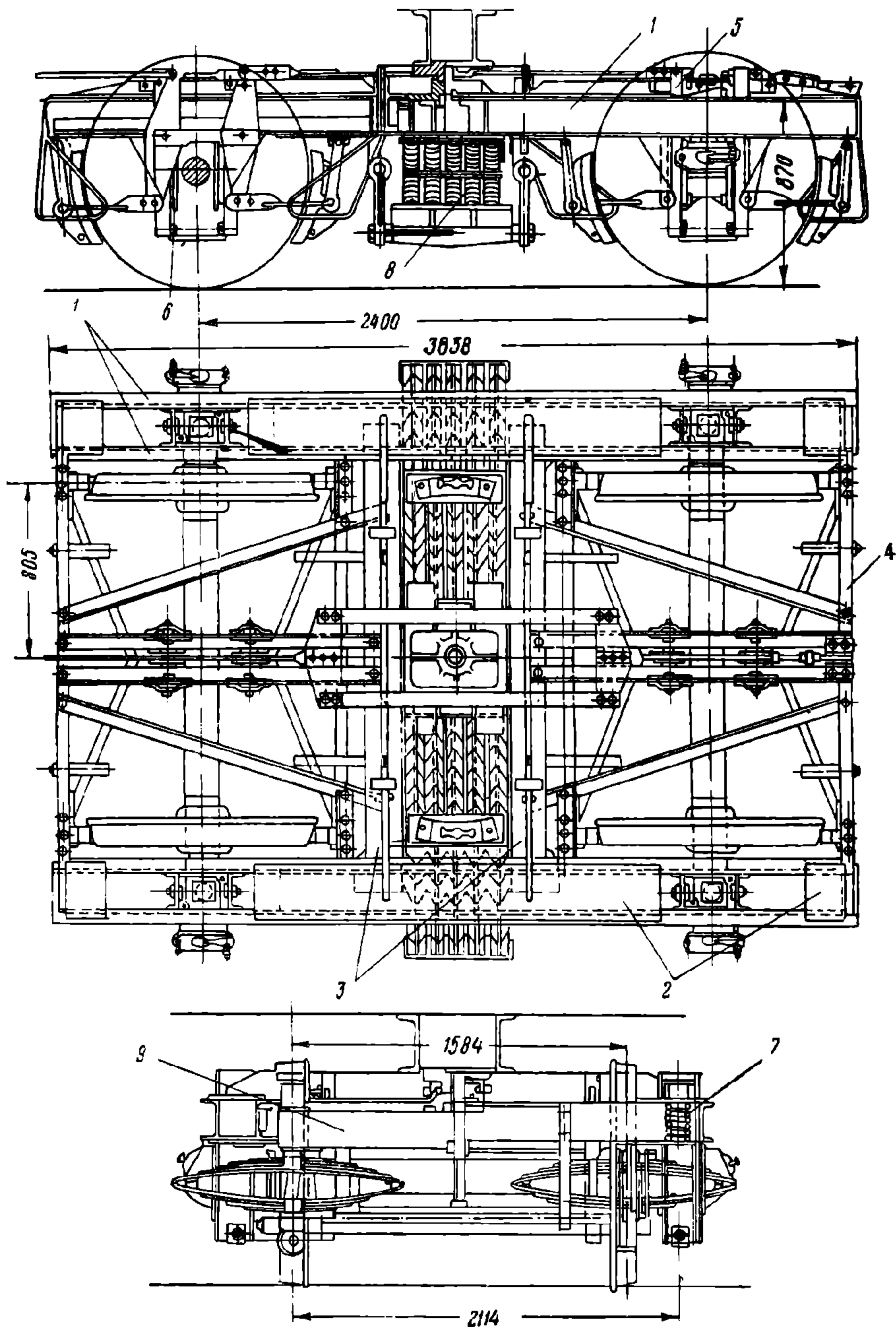
Фиг. 206. Тележка системы Фетте

в тележке с продольными балансиром). Поперечные крайние балки 6 рамы изготовлены из швеллеров $120 \times 55 \times 6,5 \times 9,5$ мм.

Средние поперечные балки 7 (из швеллеров $180 \times 70 \times 8$ мм), поддерживающие люльку, соединяются с боковинами рамы угольниками 8 со скобами. К этим же швеллерам подвешиваются и внутренние тормозные колодки.

Общий прогиб рессор тележки от нагрузки на пятник, равной 1 т, составляет: с рессорами Брауна 6,0 мм, с рессорами Галахова 8,24 мм.

Тележки Фетте более удобны в эксплуатации и ремонте, чем тележки с продольными балансирами, и имеют достаточно спокойный ход.



Фиг. 207. Безбалансирная тележка завода им. Егорова

К конструктивным недостаткам тележки Фетте следует отнести:

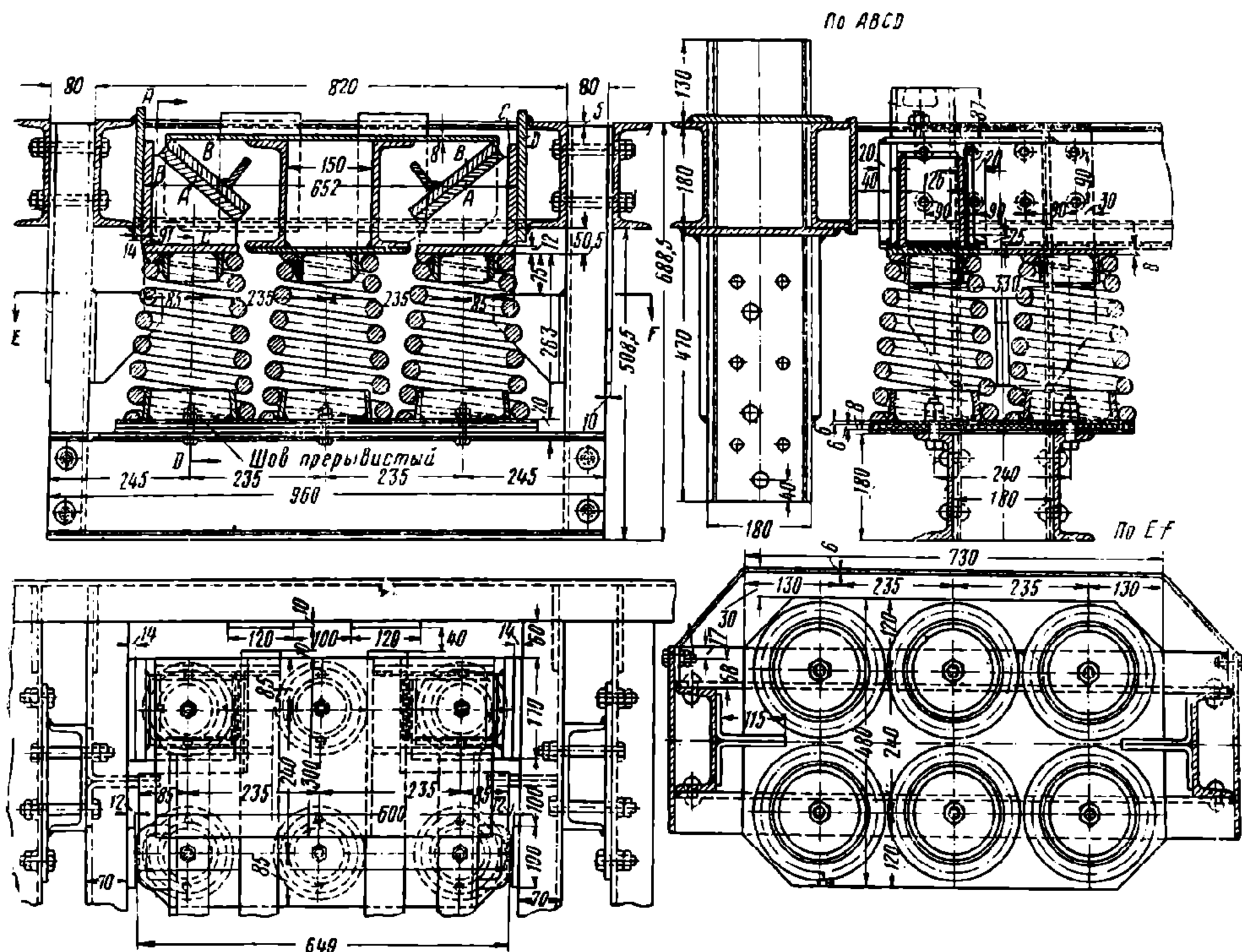
1) наличие над буксами балансира хотя и более коротких, чем в предыдущей конструкции, но всё же тяжёлых; при осадке или изломе одной из пружин балансир сильно перекашивается и наклоняет буксу, что вызывает повышенный износ букс и челюстей;

нагрузки в 1 т для котлового конца вагона равен 7,83 мм и некотлового конца вагона 8,27 мм.

Безбалансирная тележка отличается простотой конструкции и доступностью для осмотра и ремонта люлечного подвешивания и тормозной системы.

Однако в эксплуатации этой тележки обнаруживаются следующие недостатки:

1) перекос букс в направляющих, вследствие чего происходит очень сильное истирание буксовых пазов и буксовых челюстей, требующее частого ремонта и смены этих частей; разработка буксовых пазов в безбалансирных тележках в 3—4 раза больше, нежели в тележках Фетте;



Фиг. 209. Центральное рессорное подвешивание в тележке системы Ханина

2) осевые шейки изнашиваются по длине неравномерно с образованием у них конусности;

3) сравнительно часты изломы надбуксовых пружин.

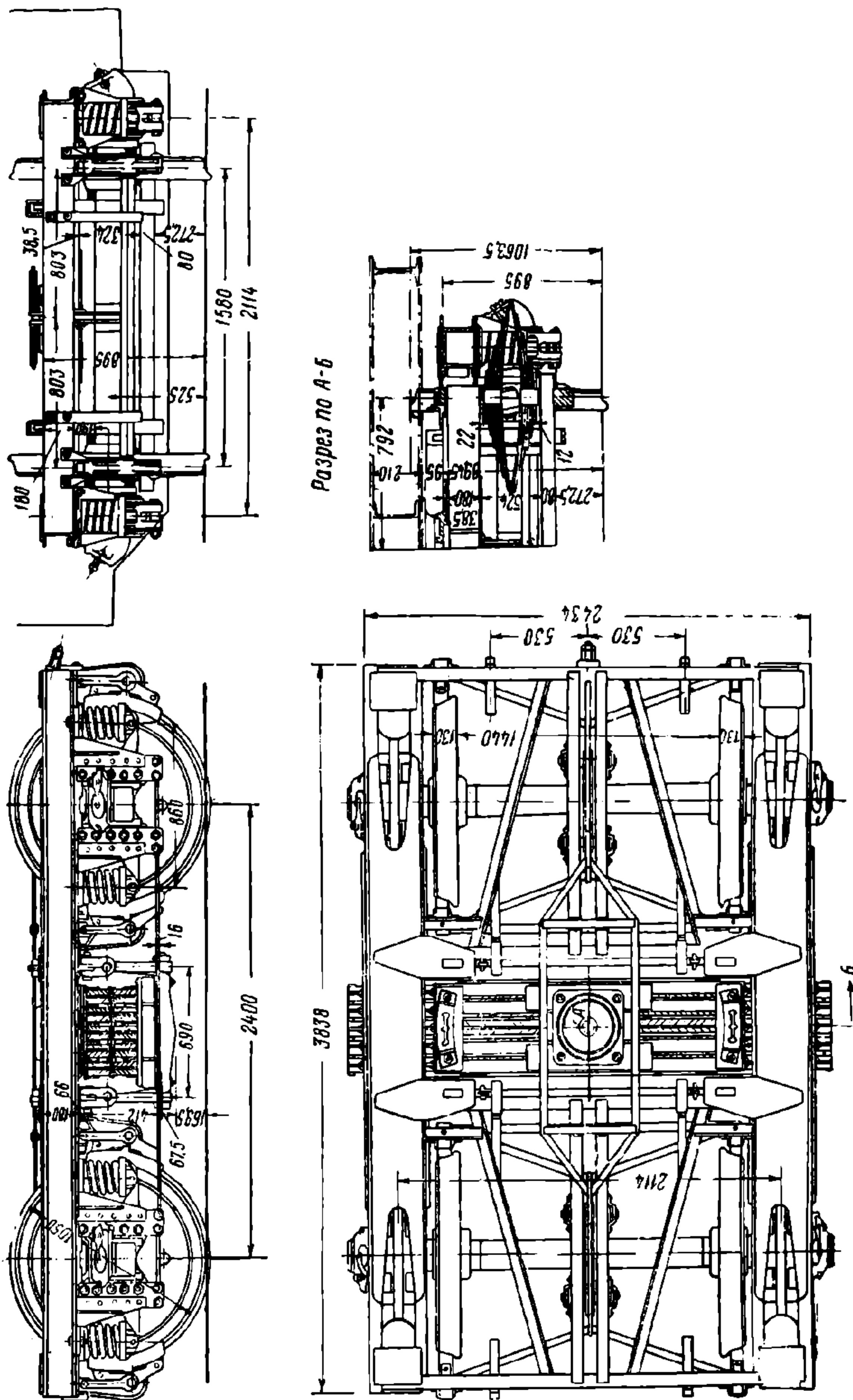
Повышенный износ буксовых лиц и другие перечисленные дефекты вызваны неравномерностью передачи нагрузки через надбуксовые пружины вследствие неустойчивого их положения на буксе. Отношение высоты внутренней надбуксовой пружины к её диаметру настолько велико, что она выпучивается и трётся о наружную пружину.

Постройка безбалансирных тележек у нас прекращена.

Безлюлечная тележка системы инж. Ханина (фиг. 208). Опытные тележки системы А. Г. Ханина для одного вагона были построены на заводе им. Егорова в 1931 г. В этих тележках сохранена конструкция рамы и надбуксового места безбалансирной тележки. Обычной люльки в тележке Ханина нет, поэтому она и названа безлюлечной.

Такое устройство значительно уменьшает тару, упрощает конструкцию и изготовление тележки, а также делает её наиболее удобной при ремонте. Кроме того, отпадает необходимость в постановке дорогих и тяжёлых эллиптических рессор.

В средней части рамы по бокам тележки расположены продольные балки, составленные из двух швеллеров № 18 длиной 960 мм, жёстко соединённых вертикальными швеллерами со средними поперечными балками рамы тележки (фиг. 209). Эти продольные балки перекрыты сверху стальными листами, на которые поставлено с каждой стороны тележки по шести конических пружин, поддерживающих надрессорную балку. Возвращающие усилия в тележке Ханина создаются пружинами при отклонении их от вертикали. Предпола-



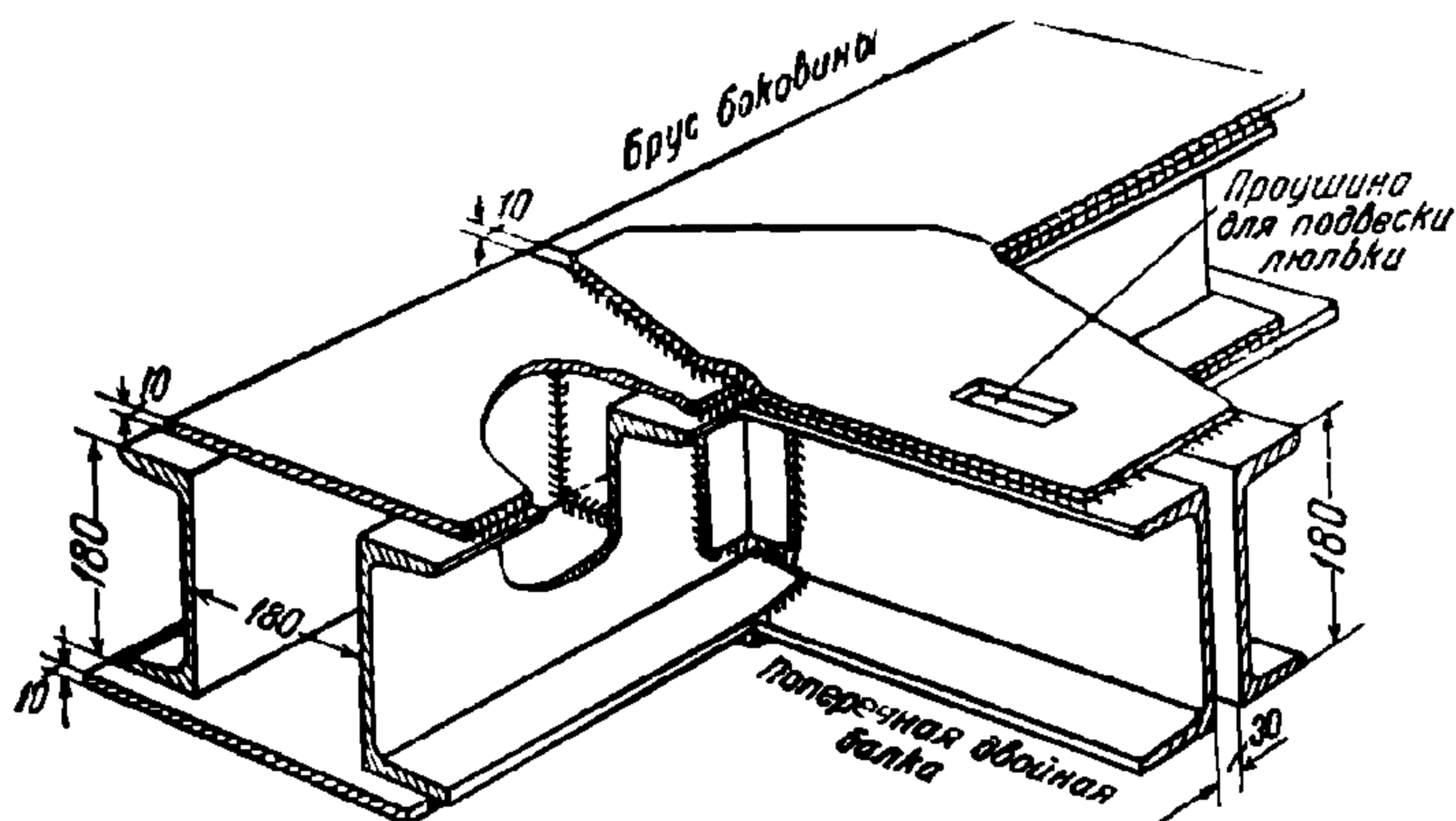
Фиг. 210. Тележка ЦВТК

галось, что постановка аperiодических конических пружин может устранить появление назаухающих колебаний кузова, но опытные поездки не подтвердили такого предположения. Во время движения вагона на тележках Ханина наблюдались повышенные колебания, сильно беспокоящие пассажиров. Для гашения колебаний обрессоренных частей вагона в 1935 г. на тележках Ханина введены специальные клиновые амортизаторы.

Во время колебаний надрессорной балки по вертикали на наклонных *А* и вертикальных *Б* боковых поверхностях амортизирующих устройств возникают силы трения, противодействующие нарастанию амплитуд колебаний. Если трение в клиньях велико, то во время перехода надрессорной балки через крайние положения наблюдаются толчки, вызывающие мелкие неприятные дрожания кузова вагона.

Суммарный прогиб рессорного подвешивания (под тарой) в тележках первых выпусков не превышал 105 мм. Угол скольжения клина амортизатора по плоскости надрессорной балки выбран равным 50° . Тара тележки составляет 5,5 т.

Тележка ЦВТК Учитывая недостатки тележек Фетте и завода им. Егорова, Центральное управление вагонного хозяйства спроектировало в 1937 г. новый тип тележки (фиг. 210). Эта тележка имеет много общего с тележкой Фетте. Тара тележки составляет 6,90 т, база — 2,4 м. Боковины сварной рамы, подобно тележке завода им. Егорова, состоят каждая из двух швеллеров № 18, расставленных на расстоянии 180 мм и соединённых в средней части, сверху и снизу накладками толщиной 10 мм. Верхняя накладка продолжена за буксы, и по концам её сделаны длинные вырезы, допускающие



Фиг. 211. Узел соединения средней поперечной балки с боковиной

свободное передвижение вверх надбуксовых балансиров, расположенных между швеллерами продольной балки. Такое устройство устраняет в этой тележке присущие тележкам с продольными балансирами и Фетте затруднения, вызываемые малыми зазорами между балансирами и вырезами в боковинах рамы.

Средние поперечные двойные балки из швеллеров № 18, поддерживающие люльку (фиг. 211), привариваются к швеллерам боковин. Этот узел усилен уголками и перекрыт сверху и снизу косынками. Против поперечных балок, между швеллерами боковины, вварены вертикальные рёбра жёсткости. В косынках имеются прямоугольные отверстия для пропуска через них державок, к которым подвешивается люлька.

Надрессорная балка сварной конструкции состоит из четырёх швеллеров № 18 и двух накладок. В целях уменьшения звукопроводности подрессорная балка сделана из четырёх дубовых брусьев размером 135×80 мм каждый и армированных стальных листов сечением 16×80 мм между ними.

Буксовое место допускает постановку букс со скользящими и роликовыми подшипниками. Когда тележка выпускается с буксами на роликовых подшипниках, между лапами вставляются буксовые челюсти и свинчиваются с ними короткими болтами с корончатыми гайками. В этом случае между челюстями получается расстояние 300 мм, соответствующее буксам с роликовыми подшипниками (фиг. 212).

При постановке букс со скользящими подшипниками, к буксовым лапам приклёпываются с внутренней стороны вертикальные стальные наделки 1

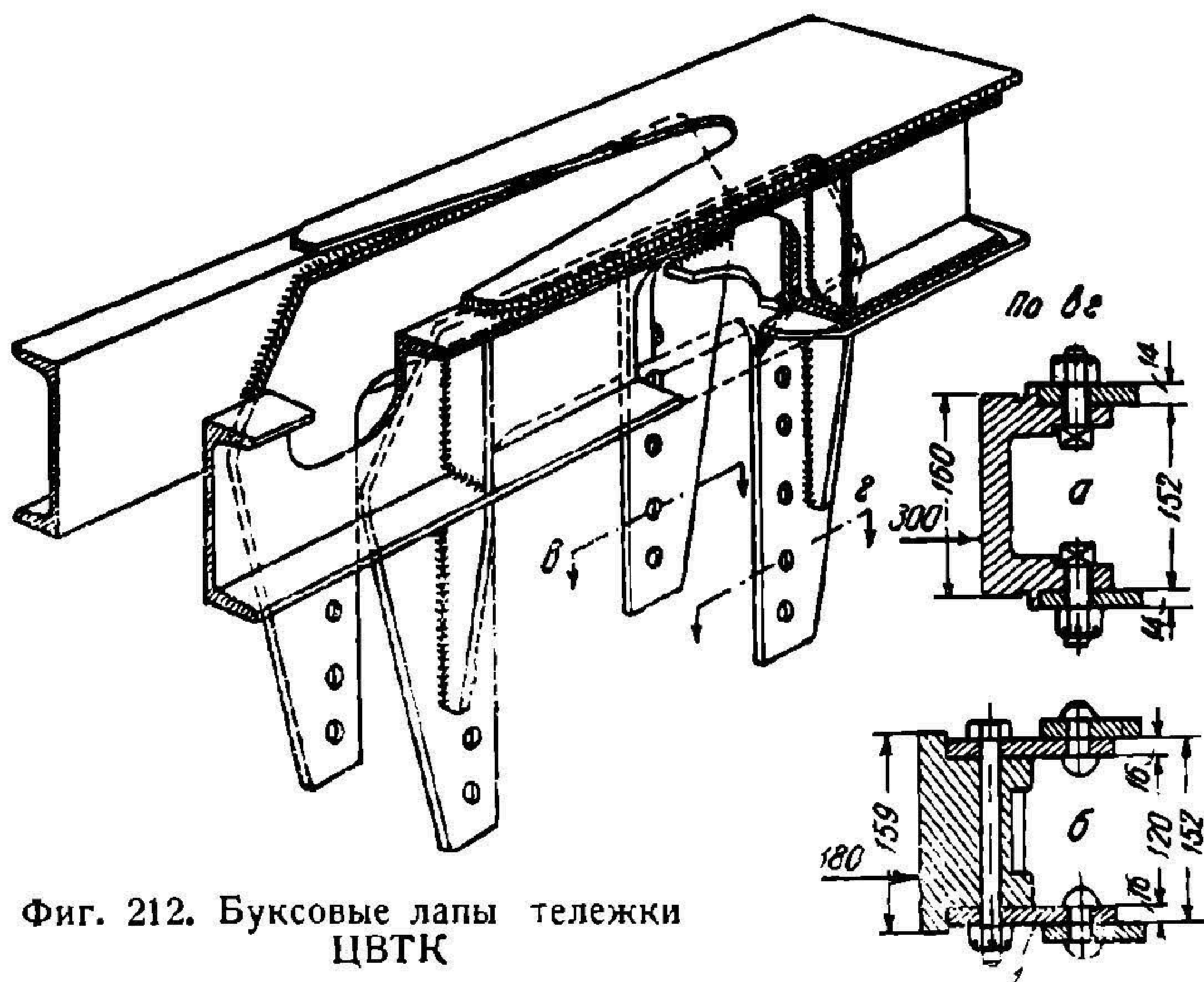
толщиной 16 мм, выступающие к шейке оси, и уже между ними вставляются типовые челюсти тележек Фетте, которые свинчиваются с наделками сквозными точёными болтами с корончатыми гайками. При этом между челюстями получается необходимое расстояние, равное 180 мм.

Следовательно, в этой тележке легко осуществить переход от букс со скользящими подшипниками к роликовым буксам, и обратно.

Надбуксовый балансир по своей форме походит на применяемый у тележки Фетте, отличаясь от него большей толщиной: 60 мм вместо 55.

Помимо описанной нормальной тележки ЦВТК (с осями II типа), имеется тележка усиленная, спроектированная Калининским вагоностроительным заводом. Тара усиленной балансирной тележки составляет 7,4 т.

Усиленная тележка имеет оси типа III и также более мощную раму. В усиленной балансирной тележке, в случае замены букс с подшипниками трения



Фиг. 212. Буксовые лапы тележки ЦВТК

скольжения на буксы с роликовыми подшипниками, не требуется переделки челюстей, так как габарит буксы с подшипниками скольжения сделан такой же, как и габарит роликовой буксы (за счёт некоторого утяжеления корпуса буксы).

В тележке ЦВТК надбуксовые пружины двухрядные из круглой стали. Размеры буксовых пружин нормальной тележки: $D_1 = 150$ мм, $d_1 = 33$ мм, $n_1 = 4,5$ и $D_2 = 57$ мм, $d_2 = 16$ мм, $n_2 = 9,5$. Центральное подвешивание состоит из пятирядных шестилистовых рессор системы Галахова, длиной 950 мм и сечением стали 76×10 мм (под котловым концом вагона поставлена семилистовая рессора).

Общий прогиб рессорного подвешивания тележки от нагрузки на пятник, равной 1 т, составляет 8,0 мм.

Общий прогиб рессорного подвешивания от нагрузки, равной 1 т, тележки усиленного типа с котлового конца вагона составляет 7,22 мм и некотлового — 7,66 мм. В усиленной тележке ЦВТК размеры надбуксовых пружин: $D_1 = 150$ мм, $d_1 = 33$ мм, $n_1 = 4,5$ и $D_2 = 85$ мм, $d_2 = 19$ мм, $n_2 = 8,5$. Центральное подвешивание состоит из пятирядных семилистовых рессор системы Галахова; сечение листовой стали 76×10 мм, длина рессор равна 870 мм.

Бесчелюстная тележка. В последнее время конструкторы стремятся отказаться от применения в тележках буксовых направляющих вследствие быстрого износа буксовых челюстей.

В 1940 г. Калининский вагоностроительный завод построил первую бесчелюстную тележку (фиг. 213). Рама этой тележки 1 типа ЦВТК, но с неё сняты буксовые челюсти. Корпус буксы 2 имеет по два кронштейна 3, отлитые с ним заодно, которые выполняют роль балансира. Одинарные буксовые пружины 4 опираются на буксу-балансир через резиновые прокладки 5 толщиной 30 мм.

Для ограничения поперечных и продольных перемещений буксы, а также увеличения устойчивости надбуксовых пружин к боковинам тележки приварены предохранительные колонки 6 со штырями, расположенными внутри пружин. Штыри колонок проходят через отверстия в кронштейнах букс. Зазоры между штырём и стенкой отверстия в кронштейне букс составляют 10 мм на сторону.

Поперечные и продольные перемещения буксы в этой тележке амортизируются резиновой прокладкой и поперечной упругостью надбуксовых пружин, имеющих размеры: $d = 40$ мм, $D = 200$ мм, $n = 4,5$. Прогиб (под тарой) надбуксовых пружин равен 28 мм, а люлечных рессор — 96 мм.

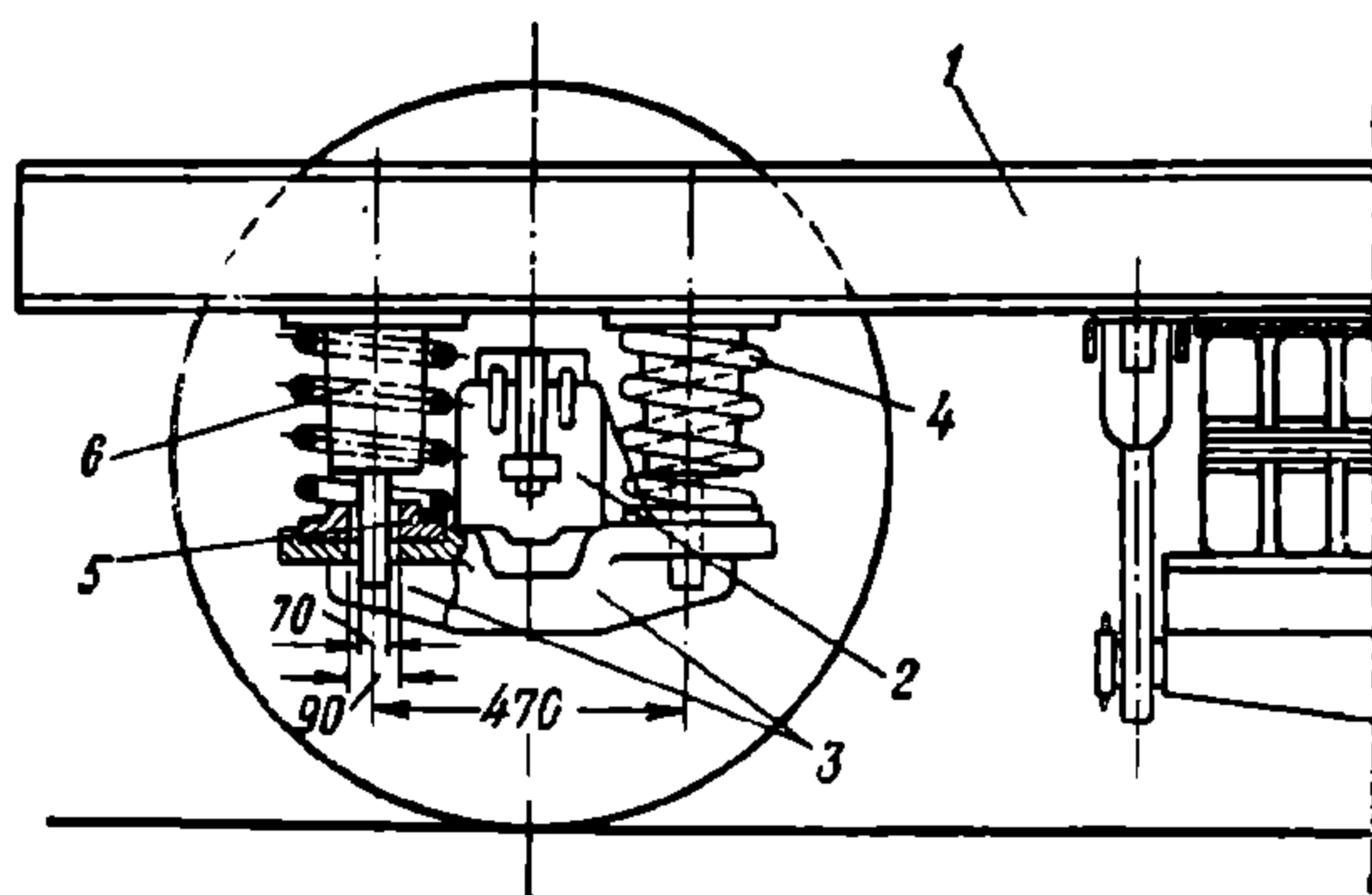
Как показали результаты испытаний тележек, во время движения вагона поперечные и продольные перемещения букс не превышают 3—4 мм и только при сильных соударениях вагонов (скорость набегающего вагона 5 км/ч) продольное перемещение букс достигает 8 мм, что соответствует усилию, равному 1 130 кг на каждую пружину. Следовательно, зазор в отверстиях кронштейна буксы для предохранительного штыря полностью не используется и во время движения вагона штырь не касается края отверстия.

В отличие от тележек с буксовыми челюстями бесчелюстные тележки имеют более заметное виляние в горизонтальной плоскости. Во время испытаний тележек также обнаружено появление заметных колебаний галопирования при скоростях свыше 60 км/ч. Частота колебаний галопирования составляет около 8 гц. Амплитуды колебаний галопирования тележки можно значительно уменьшить, если в надбуксовом рессорном подвешивании применить гидравлические или пневматические амортизаторы. Тара тележки составляет 6,7 т.

Тележка 25-м вагона. Опытные металлические вагоны длиной 25 м постройки 1939 г. имеют тележки с надбуксовым подвешиванием Фетте (фиг. 214). Рама этой тележки состоит из штампованных полых балок прямоугольного поперечного сечения. Конструктивной особенностью рамы является непосредственный переход поперечных балок в боковину загибом их концевых частей по плавным кривым. В образовавшиеся при этом треугольные отверстия вварены соответствующей формы заделки. Соединение боковины с крайними поперечными балками осуществлено штампованными кривыми брусками.

Тележка металлического пассажирского вагона длиной 23,6 м (фиг. 215). Надбуксовое подвешивание (типа Фетте) состоит из балансира 1, опирающегося средней частью на верх буксы 2, и двух однорядных пружин 3, передающих нагрузку от рамы 5 тележки. Размер пружины: $d = 36$ мм, $D = 175$ мм и $n = 4,8$. Прогиб надбуксовых пружин под тарой составляет для котлового конца вагона 38 мм, для нектлового—33 мм.

Люлечное подвешивание состоит из подрессорной балки 6, подвешенной на качающихся не регулируемых по длине и не имеющих промежуточного шарнира подвесках 8 длиной $\lambda = 458$ мм и с углом наклона $\alpha = 6^\circ 40'$. Подвески прикреплены к поперечным балкам. Эллиптические рессоры пятирядные шести-

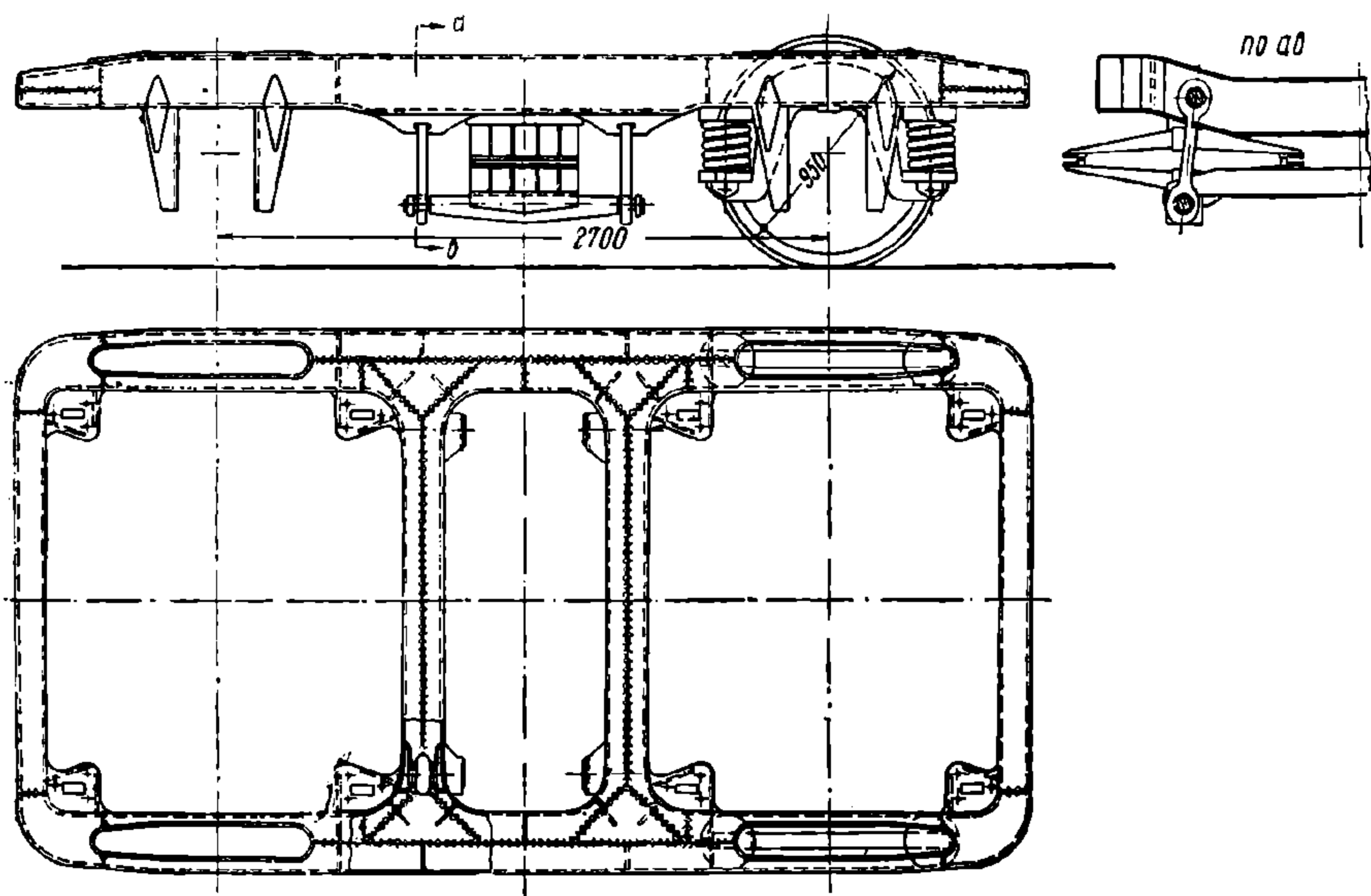


Фиг. 213. Бесчелюстная тележка

листовые, системы Галахова из стали 76×10 мм. Под котловым концом вагона стоит семилистовая рессора. Прогиб люлечных рессор для котлового конца 86 мм, для некотлового — 80 мм.

Общий статический прогиб рессорного подвешивания тележки под котловым концом вагона равен 124 мм и некотловым 113 мм. Разница статических прогибов рессор под концами одного и того же вагона составляет почти 10%, что является отрицательным фактором для плавности хода вагона.

Сварная рама 5 тележки состоит из двух боковин прямоугольного замкнутого профиля, двух средних поперечных и двух крайних поперечных балок. Буксовые лапы 11 выполнены из двух корытообразных листов, собранных парно. Над буксами в боковине имеются вырезы для пропуска балансиров надбуксового подвешивания. Вертикальные части лап образуют направляющие для букс и для предохранения от износа снабжены поставленными на заклёпках штампованными лицами 12. Опорные кронштейны для надбуксовых пружин изготовлены в виде штампованных дисков: нижний кронштейн 13 съёмный, на центрирующих шпильках, а верхний 14—приварной.



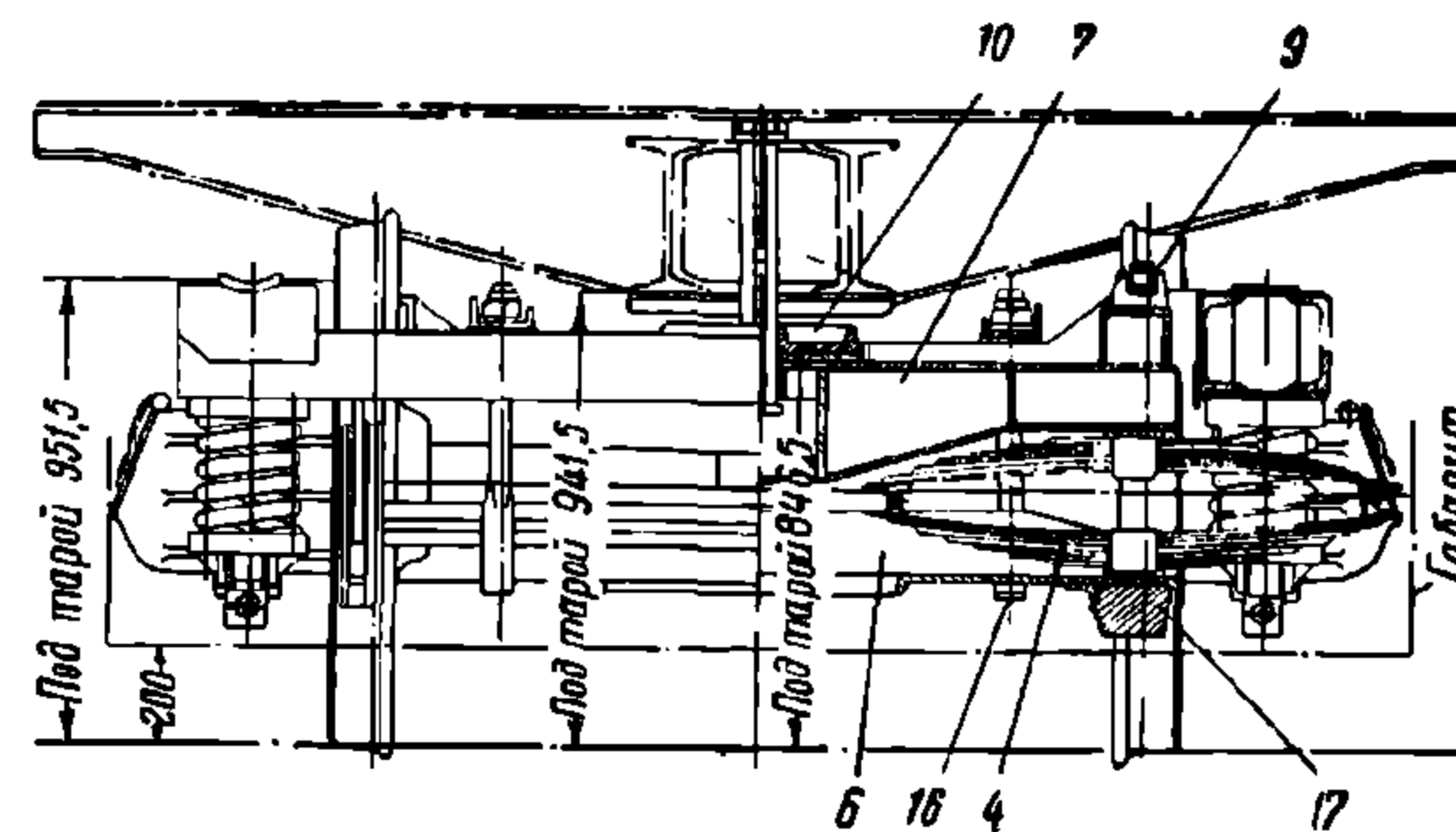
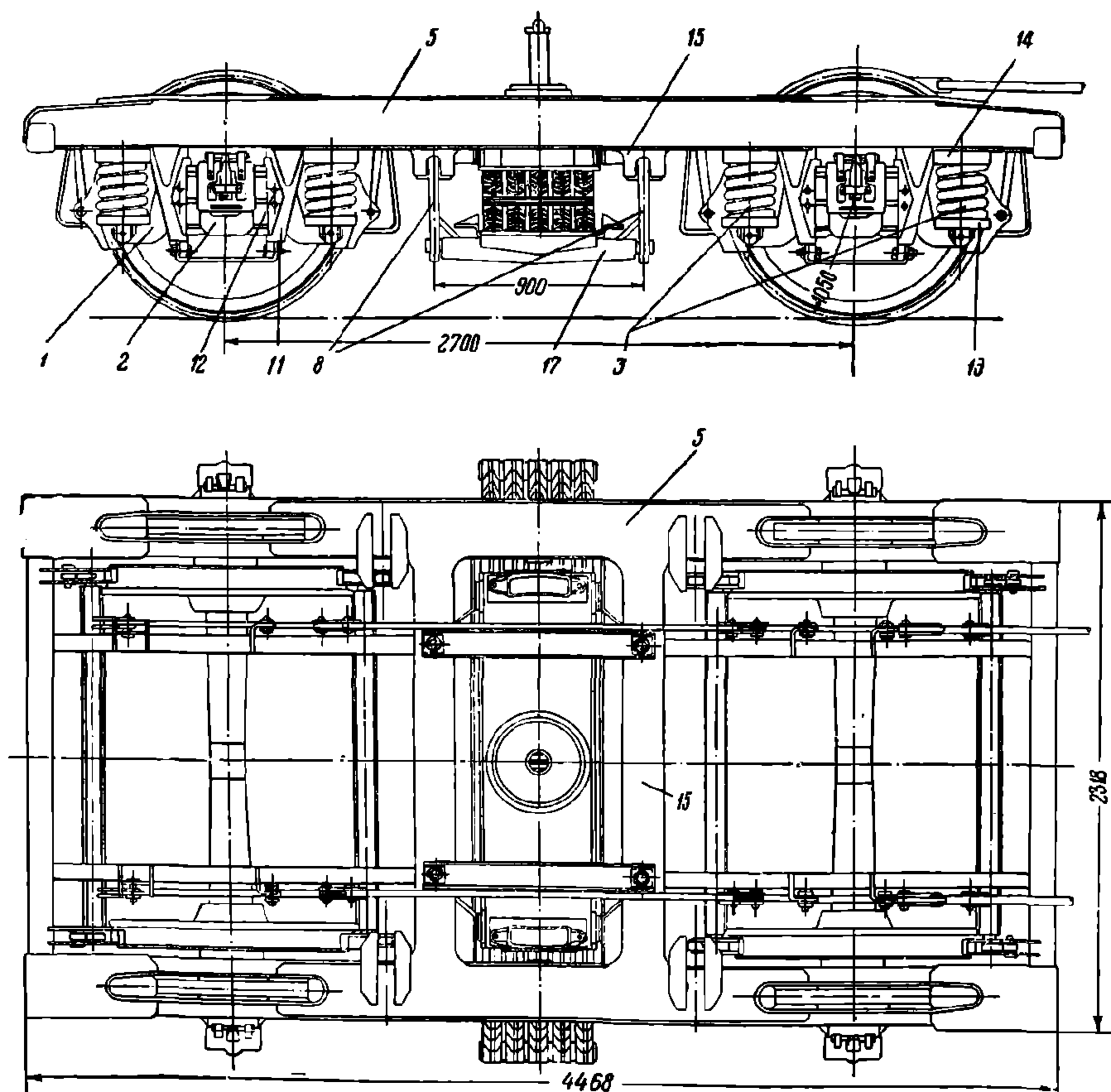
Фиг. 214. Тележка металлического пассажирского вагона длиной 25 м

Верхний шарнир для люлечных подвесок размещён между стенками средних поперечных балок 15 рамы и выполнен в виде валика, пропущенного через вертикальные стенки балки, усиленные специальными шайбами (фиг. 183,г) Шайбы предохраняются от износа сменными втулками.

В средних поперечных балках рамы имеются сквозные вертикальные отверстия для крепления предохранительных скоб 16 люлечного подвешивания. Кронштейны для подвески и крепления рычажной передачи тормоза и тормозных цилиндров приварены к раме тележки.

Подрессорная балка 6 изготовлена из штампованных листов и имеет в середине отверстия для облегчения веса. Своими концами она свободно опирается на кованые балки 17, цапфы которых проходят через проушины люлечных подвесок.

Надрессорная балка 7 выполнена в виде бруса равного сопротивления и имеет коробчатый профиль. На этой балке укреплены боковые скользящие 9 с плоскими чугунными вкладышами, поставленными на резиновые прокладки, и так называемый плавающий подпятник 10 с резиновыми кольцами и прокладками.

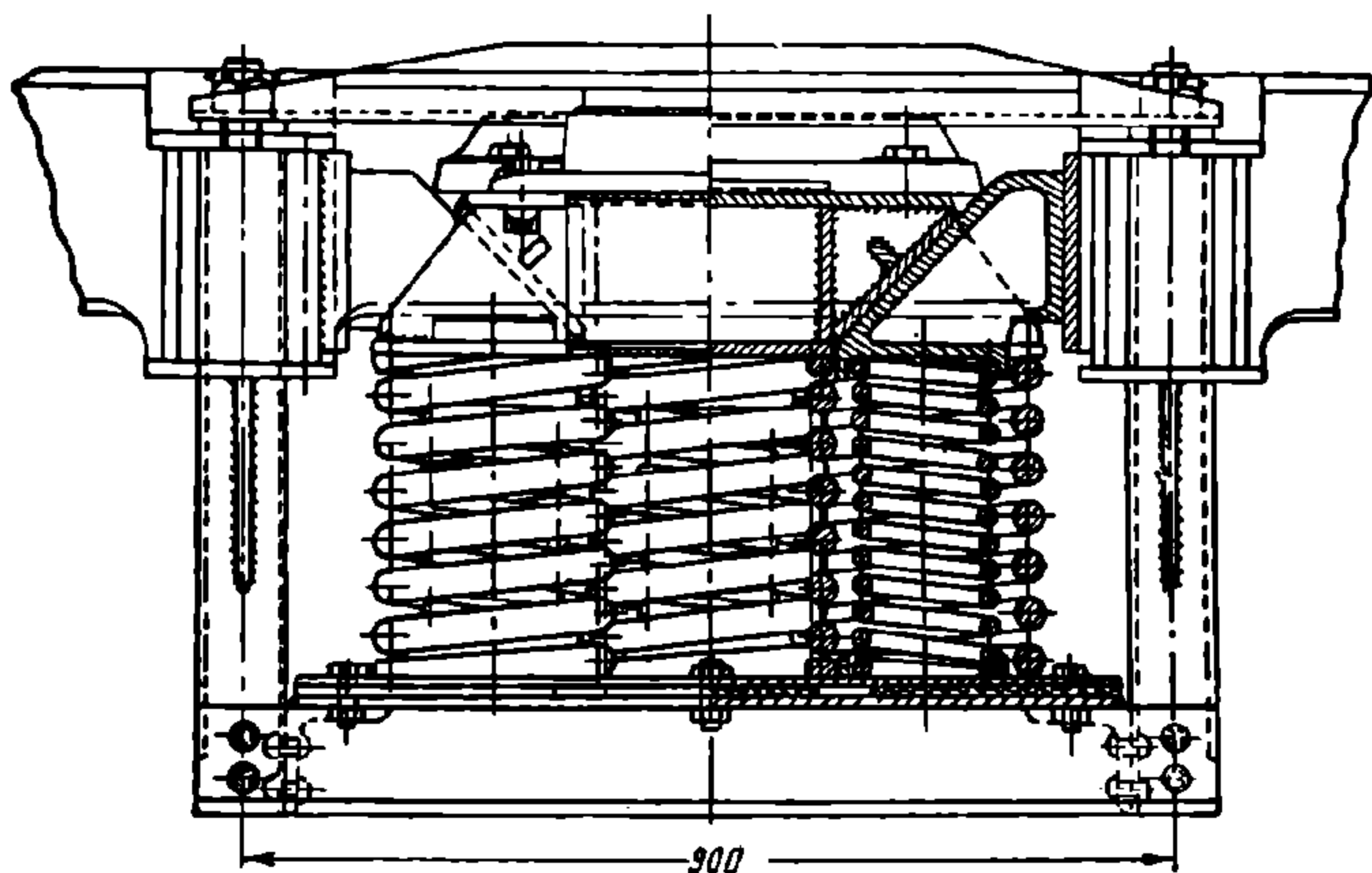


Фиг. 215. Тележка металлического вагона
длиной 23,6 м

Вес тележки (без привода к динамомашине) составляет около 8,5 т, база— 2,7 м. Колёсные пары имеют оси III типа и колёса диаметром 1 050 мм; буксы с подшипниками скольжения. Недостатками тележки является большой её вес и сложность изготовления рамы.

Во время испытаний тележек металлического вагона длиной 23,6 м наблюдались заметные колебания галопирования с частотой около 7,8 гц при скоростях свыше 70 км/ч.

По предложению инж. Ханина в тележках нескольких металлических вагонов рессоры Галахова заменены комплектом цилиндрических пружин с клиновыми амортизаторами. Конструкция центрального рессорного безлюлочного подвешивания этой тележки изображена на фиг. 216.



Фиг. 216. Центральное рессорное подвешивание

Под котловым концом кузова поставлены комплекты из пяти двухрядных цилиндрических пружин; у неkotлового конца имеется пять наружных пружин и только три внутренних. Размеры наружной пружины: $D_1 = 200$ мм, $d_1 = 30$ мм и $n_1 = 6$; размеры внутренних пружин: $D_2 = 124$ мм, $d_2 = 20$ мм и $n_2 = 10$.

В каждом комплекте пружин центрального подвешивания имеется два клиновых амортизатора, поддерживаемых каждый одной внутренней пружиной. Расстояние между осями комплектов центрального подвешивания мало ($2b_3 = 1\,162$ мм), вследствие чего значительно снижается устойчивость кузова.

Угол скольжения клина амортизатора по плоскости наддресорной балки принят 45° , а по плоскости поперечной балки составляет с вертикалью 2° (вершиной вверх).

Во втором варианте рессорного подвешивания под котловым концом вагона поставлены такие же комплекты из четырёх наружных и четырёх внутренних пружин, а под неkotловыми из четырёх наружных и двух внутренних пружин. В этом вагоне плавность хода в вертикальном направлении лучше, чем у вагона с пятипружинным комплектом, но устойчивость кузова значительно меньше.

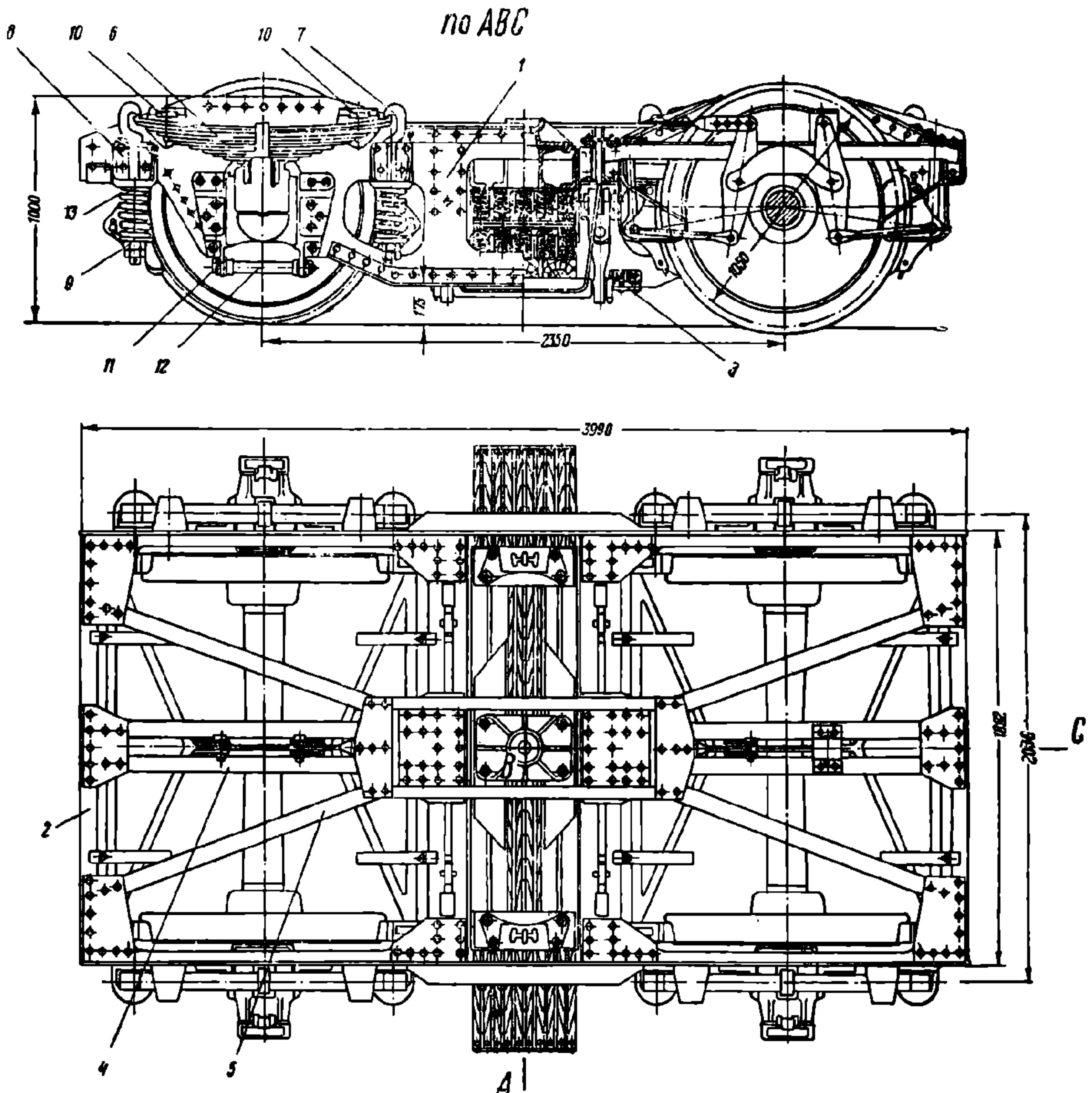
9. ТЕЛЕЖКИ ТРОЙНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

Первые конструкции тележек тройного подвешивания появились на железных дорогах России в 1897 г. под пассажирскими вагонами дальнего следования и служебными.

Тележка тройного подвешивания (курортная) вагонов длиной 20,2 м (фиг. 217) имеет тару 7,3 т и базу 2,35 м. Боковины 1 рамы тележки делаются либо из стальных штампованных листов с загнутыми краями, либо плоских, усиленных по контуру угольниками. Средние и крайние 2 поперечные балки изготовляются из швеллеров № 18. Кроме двух пар верхних средних поперечных

балок из швеллеров № 18 поставлены две нижние связи 3 из уголков ($75 \times 75 \times 10$ мм). Средние продольные балки 4 и диагональные 5 также выполнены из уголков $75 \times 75 \times 10$ мм. Балки соединены между собой угольниками и накладками.

Люлька с глухими подвесками имеет обычное устройство. Надбуксовые листовые рессоры 6 соединяются с рамой посредством подвесных болтов 7, пружин 13 и кронштейнов 8. Подвесные болты 7 имеют поддоны 9. Для предупреждения падения рамы на буксу в случае обрыва подвесных болтов или излома рессор над каждой рессорой поставлены упоры 10, приклепанные к раме.



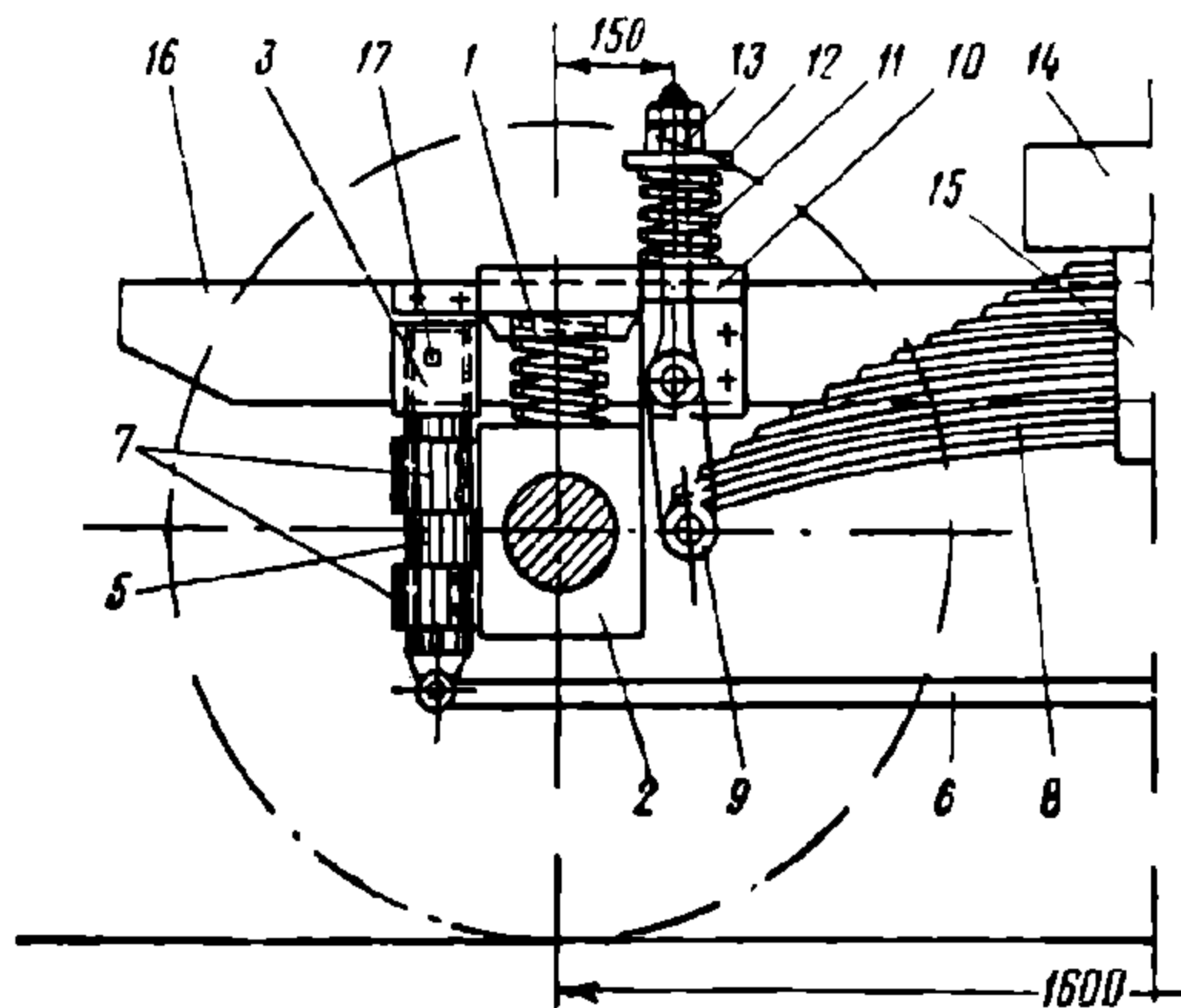
Фиг. 217. Тележка тройного подвешивания

Челюсти тележек имеют внизу прочные ушки 11, между которыми вставляется распорная трубка 12, после чего ушки свинчиваются длинным болтом. Такая буксовая струнка является достаточно прочной и обеспечивает жёсткость буксового выреза листа боковины.

Наличие значительного статического прогиба рессорного подвешивания тележки обеспечивает достаточную плавность хода в вертикальном направлении, но в то же время является отрицательным фактором, вызывающим боковую качку с большими амплитудами колебаний. К другим недостаткам этой тележки следует отнести интенсивное истирание буксовых пазов в случае неодинаковой осадки пружин и появление трещин в продольных балках вследствие эксцентричной передачи нагрузки от надбуксовых рессор на раму.

Общий прогиб рессорного подвешивания тележки от нагрузки, равной 1 т, под котловым концом вагона составляет 10 мм и некотловым — 10,5 мм.

Тележка системы Рыковского. Эта тележка (фиг. 218) была принята для опытной постройки в 1906 г. на бывш. Московско-Казанской ж. д. Тележки системы Рыковского ставились под изотермическими вагонами его же системы и двухэтажными пассажирскими. Клёпаная рама 16 этой тележки опирается на пружины 1, лежащие непосредственно на буксах 2. В патрон 3 вставлена на чеке 17 труба 5, конец которой связью 6 соединён с такой же трубой противоположного конца тележки; к буксе прикреплены две скобы 7, охватывающие трубу 5, которая и служит направляющей при перемещениях буксы в вертикальном направлении.



Фиг. 218. Тележка системы Рыковского

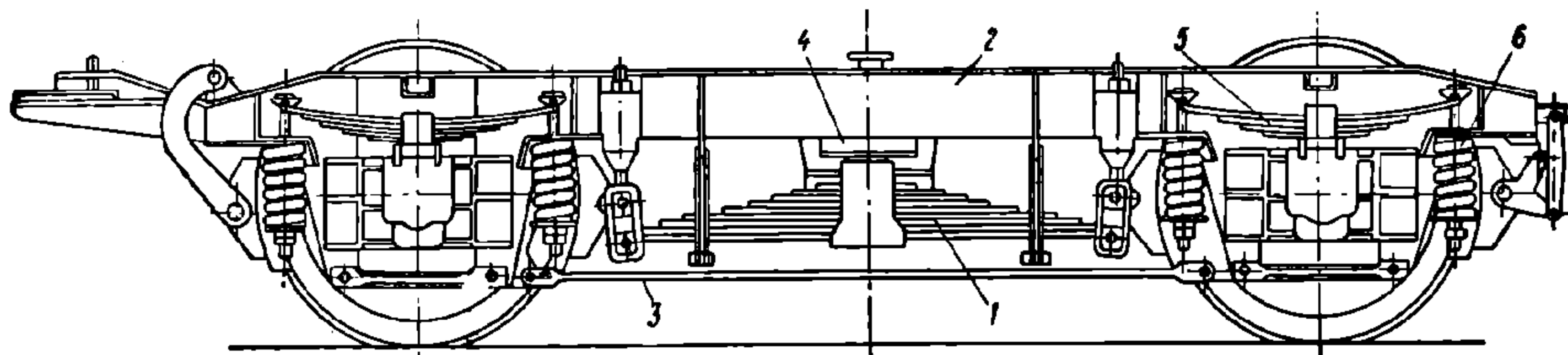
Тележка системы Рыковского имеет две продольные листовые рессоры-балансиры 8, опирающиеся на подвески 9, которые проходят через патрон 10 и пружину 11; над шайбой 12 имеется гайка 13 с контргайкой.

Надрессорная балка 14 лежит непосредственно на хомутах 15 рессор-балансиров 8. На раме тележки укреплен тормозной цилиндр. База тележки 1,6 м.

Дальнейшим видоизменением тележки системы Рыковского являются построенные в СССР

тележки для 25-м металлических пассажирских вагонов и автомотрис. К этому же типу принадлежат тележки, находящиеся под металлическими пассажирскими вагонами (купейные жёсткие и рестораны) длиной 23,6 м современной постройки (фиг. 219).

Главной особенностью этих тележек является отсутствие у них люльки, роль которой выполняют листовые рессоры 1, расположенные вдоль боковин 2 и соединённые с ними шарнирно при помощи продолговатых кольцевых серёжек 3 или же подвесных болтов. Такое расположение рессор повышает поперечную устойчивость кузова и уменьшает боковую качку.



Фиг. 219. Тележка с продольной рессорой

К серединам рессор 1 прикрепляется надрессорная балка 4, которая может передвигаться относительно рамы тележки в вертикальном и поперечном направлениях. Введение продольной листовой рессоры центрального подвешивания связано с увеличением базы тележки до 3—3,6 м. Высокий коэффициент относительного трения этой рессоры является одной из причин возникновения жёстких вертикальных толчков и вибрации стенок кузова при больших скоростях.

Вследствие недостаточной длины подвесок продольной листовой рессоры, к хомуту которой прикрепляется надрессорная балка тележки, получается слишком большая возвращающая сила при поперечных отклонениях кузова и появляются жёсткие удары в боковом направлении.

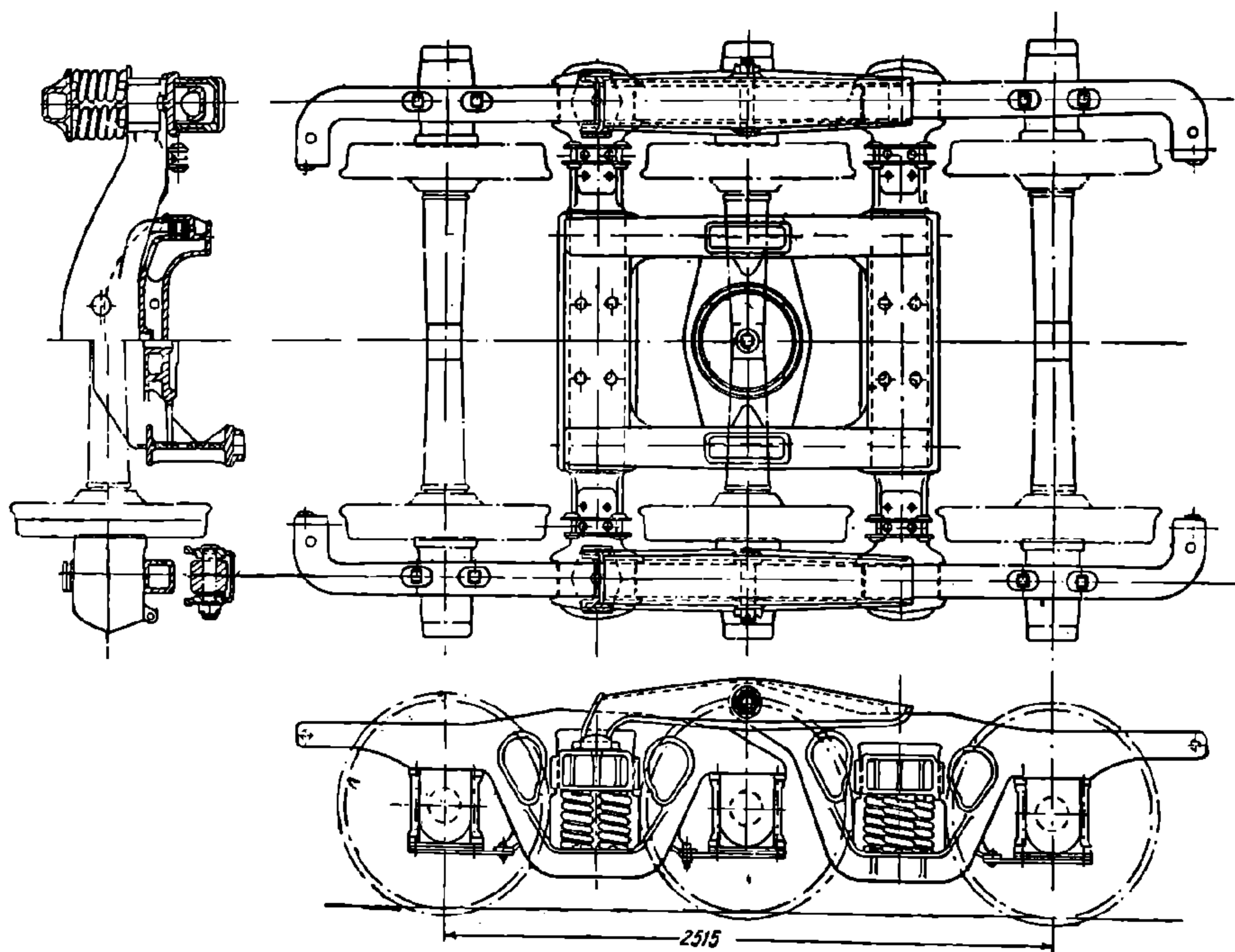
Надбуксовое рессорное подвешивание тележки состоит из шестилистовой рессоры 5 длиной 900 мм и сечением стали 120×13 мм и двух цилиндрических пружин 6. Пружины изготовлены из прутка диаметром 28 мм; средний диаметр пружины — 145 мм, число рабочих витков — 7,5.

Продольная люлечная девятилистовая рессора 7 собрана из листов с поперечным сечением 120×20 мм; выпрямленная длина рессоры 1640 мм. Подпятники и боковые скользуны имеют между тележкой и кузовом прокладки из пластмассы. Пластмасса в этих местах оказалась более изнosoустойчивой, чем различные металлы. Под тележкой находятся колёсные пары с осями III типа и колёсами диаметром 950 мм. Сварная рама так сконструирована, что буксы с подшипниками скольжения могут быть легко заменены буксами с роликовыми подшипниками.

Вследствие наличия в этой тележке ряда недостатков, последующую серию вагонов-ресторанов и жёстких купейных вагонов предполагается выпускать с тележками, применяемыми под жёсткими бескупейными металлическими вагонами.

10. ТРЕХОСНЫЕ ТЕЛЕЖКИ

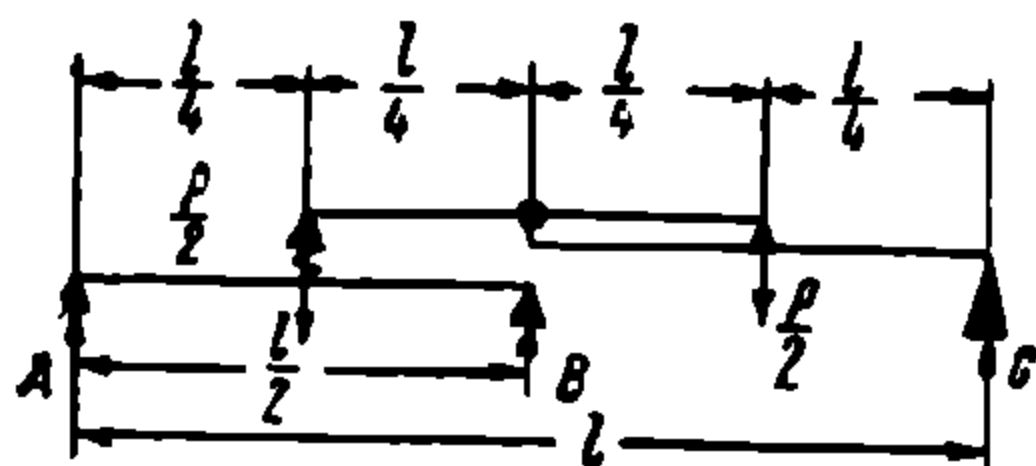
Как указывалось выше, при двухосных тележках наибольший вес вагона брутто допускается 82 т для грузового и 72 т для пассажирского вагона. С постройкой отечественных вагонов грузоподъёмностью 90—100 т при сохранении наибольшей допускаемой нагрузки на рельс в 20,5 т потребовалась постройка трёхосных тележек.



Фиг. 220. Трёхосная тележка грузовых вагонов

Трёхосная тележка (фиг. 220) для 90—100-т грузовых вагонов и тяжёлых тендеров паровозов имеет сочленённые боковины. Левая (по фигуре) часть боковины соединяет буксы средней и левой колёсных пар, как в обычных двухосных тележках. Правая часть боковины опирается правым концом на буксу правой оси, а левым отростком соединяется при помощи валика с дополнительной верхней балкой. Дополнительная балка опирается своим правым концом на середину правой части боковины, левым вилкообразным концом охватывает

левую часть боковины, не касаясь её, и передаёт нагрузку непосредственно на надрессорную балку левой половины тележки. Надрессорные балки каждой тележки соединены друг с другом продольными балками, на середине которых укрепена прочная поперечина с подпятником и скользунами.



Фиг. 221. Распределение нагрузки в трёхосной тележке

На фиг. 221 показана схема распределения нагрузки между колёсными парами этой тележки.

Обозначив нагрузку, передаваемую на подпятник тележки, через P , определим нагрузку на каждую ось

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3}; \quad B = \frac{1}{2} \cdot \frac{P}{2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3} \text{ и } C = \frac{2}{3} \cdot \frac{P}{2} = \frac{P}{3}.$$

Следовательно, принятые длины плеч балок обеспечивают равномерную нагрузку на все три оси.

Трёхосные пассажирские тележки имеются под некоторыми специальными пассажирскими вагонами железных дорог СССР.

Среди части специалистов-вагонников существует мнение, что трёхосные тележки обладают лучшими ходовыми качествами по сравнению с двухосными. Такое предположение опровергается экспериментами. Например, на Северо-Кавказской ж. д. у некоторых вагонов трёхосные тележки были заменены двухосными, и ухудшения плавности хода не наблюдалось.

11. РАСЧЁТНЫЕ НАГРУЗКИ

При расчёте на прочность тележек учитываются следующие виды нагрузок:

- 1) вертикальные — статическая и динамическая;
- 2) вертикальная кососимметричная;
- 3) боковая — от центробежной силы и ветра;
- 4) от направляющих усилий рельсов и сил трения между колёсами и рельсами, возникающих при движении по кривым участкам пути;
- 5) продольная от сил инерции при торможении;
- 6) от действия рычажной передачи тормоза.

Все перечисленные нагрузки принимаются действующими статически. Напряжения в деталях тележки определяются от наиболее невыгодного сочетания этих нагрузок. Допускаемые напряжения принимаются согласно табл. 3.

Вертикальная нагрузка

Вертикальная статическая нагрузка на тележку может быть определена по формулам:

исходя из допускаемой нагрузки от оси на рельсы

$$P_{1\text{бр}} = 2 \cdot 2N_{\text{бр}} \quad (231)$$

или исходя из веса вагона брутто

$$P_{1\text{бр}} = P_{\text{бр}} \cdot \frac{l'}{2l_3}, \quad (232)$$

где $2N_{\text{бр}}$ — допускаемая нагрузка от оси на рельсы;

$P_{\text{бр}}$ — расчётный вес брутто вагона;

l' — расстояние от поперечного сечения вагона, проходящего через его центр тяжести, до более удалённой от этого сечения тележки;

$2l_3$ — база вагона.

По формуле (231) обычно определяется $P_{1\text{бр}}$ для тележек грузовых вагонов, так как их грузоподъёмность часто устанавливается с учётом

полного использования допускаемой нагрузки от оси на рельс; при этом обеспечивается взаимозаменяемость тележек грузовых вагонов.

Определение $P_{1бр}$ для тележек пассажирских вагонов целесообразнее производить по формуле (232) ввиду того, что вес брутто пассажирских вагонов колеблется в сравнительно широких пределах и расчёт по формуле (231) приводит к неоправданному завышению тары вагонов.

Обычно под оба конца вагона подкатываются одинаковые по прочности и конструкции тележки.

При необходимости иметь под вагоном разные по прочности тележки расчётная нагрузка менее нагруженной тележки определяется по формуле

$$P_{1бр} = P_{бр} \frac{2l_3 - l'}{2l_3}. \quad (232a)$$

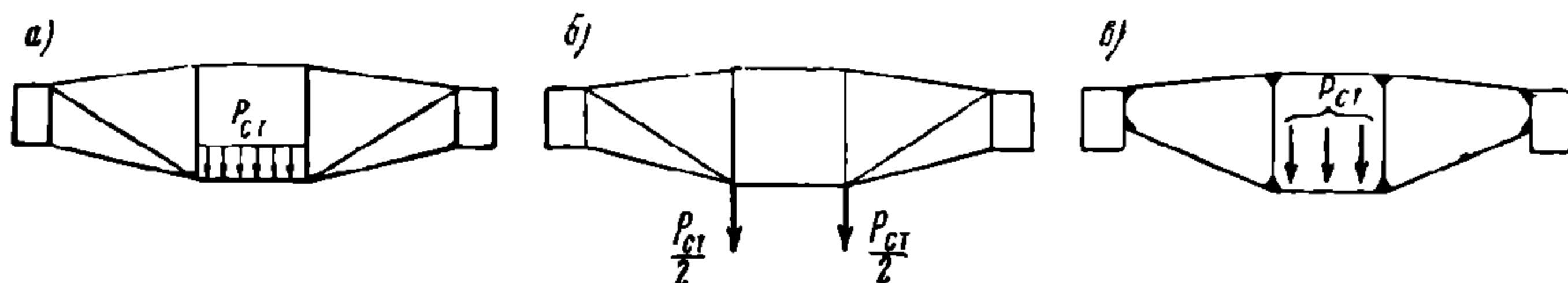
Вертикальная статическая нагрузка, приходящаяся на отдельную деталь тележки, определяется из выражения

$$P_{ст} = \frac{P_{1бр} - q}{n}, \quad (233)$$

где q — вес частей вагона, через которые передаётся на рельсы нагрузка, воспринимаемая деталью;

n — число одноимённых, параллельно нагруженных деталей;

$P_{1бр}$ — имеет прежнее значение.



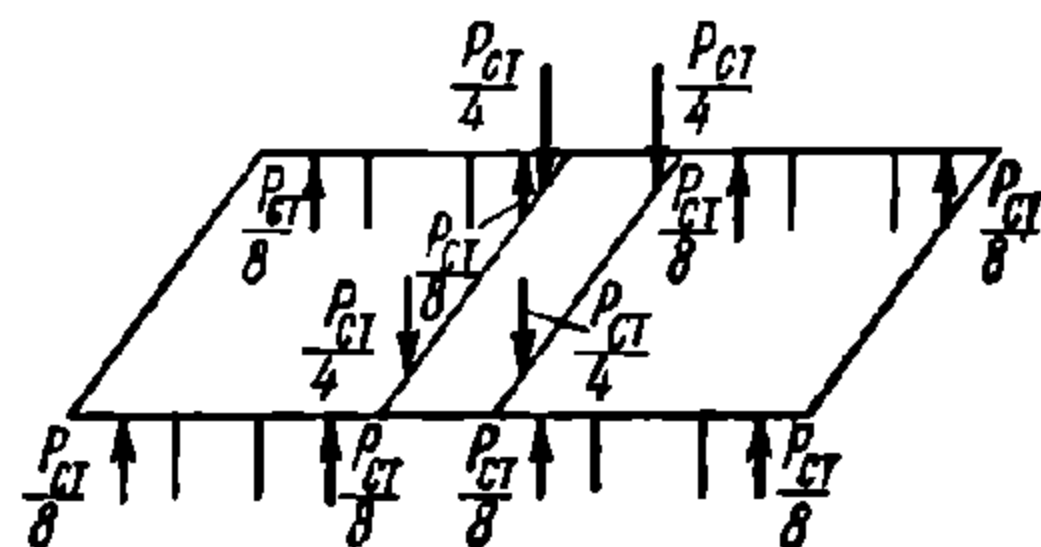
Фиг. 222. Схемы загрузки вертикальными нагрузками боковины тележки грузового вагона:

а — сборная поясная боковина без распределительной балочки; б — то же с распределительной балочкой; в — литая боковина (нагрузка изображена в виде трёх сил, пропорциональных жёсткости рессор и пружин рессорного комплекта)

Так, например, для наддрессорной балки: q — вес тележки без веса наддрессорной балки, а $n = 1$; для боковины тележки грузового вагона: q — вес колёсных пар с весом букс или без них в зависимости от типа боковины, а $n = 2$; для рамы тележки пассажирского вагона (жёсткая рамная конструкция): q — вес колёсных пар, букс и деталей надбуксового рессорного подвешивания, а $n = 1$.

Вертикальная динамическая нагрузка определяется умножением вертикальной статической нагрузки на коэффициент k_d динамической добавки, определяемый по формуле (36).

На фиг. 222 показаны схемы загрузки вертикальными нагрузками боковины тележки грузового вагона, а на фиг. 223 — рамы тележки пассажирского вагона. Активные и реактивные силы в последней схеме симметричны относительно продольной и поперечной осей тележки.



Фиг. 223. Схема загрузки вертикальными нагрузками рамы тележки пассажирского вагона

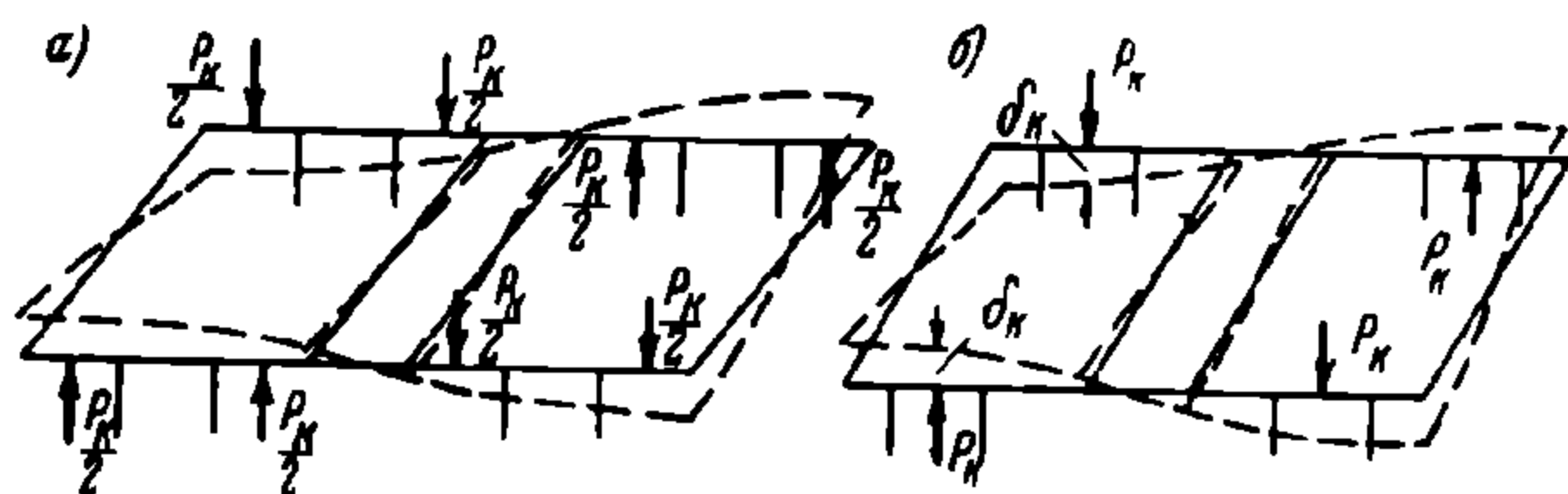
Вертикальная кососимметричная нагрузка

Эта нагрузка обычно учитывается только при расчёте рам тележек, представляющих конструкцию, состоящую из боковин, жёстко связанных между собой поперечными балками. Такая конструкция применяется почти исключительно в рамах тележек пассажирских вагонов.

На фиг. 224 показаны схемы загрузки вертикальной кососимметричной нагрузкой рамы тележки.

Эта нагрузка является уравновешенной и состоит из равных по абсолютной величине вертикальных сил; силы, расположенные по одной диагонали, действуют вверх, а по другой диагонали — вниз.

Сумма реакций надбуксовых рессор равна вертикальной нагрузке на тележку $P_{ст}$, но реакции отдельных комплектов рессор обычно не равны между собой.



Фиг. 224. Схемы загрузки вертикальной кососимметричной нагрузкой рамы тележки:

а — при боковых опорах на буксу; б — при центральной опоре на буксу

Это является результатом неравенства жёсткостей и фабричных стрел рессор, неодинаковых отклонений опорных поверхностей рамы от её теоретической плоскости, неровностей пути и других причин, обусловленных допусками на изготовление и износами.

Разность между действительной реакцией рессорного комплекта и теоретической (при распределении обрессоренного веса поровну между рессорными комплектами) равна силе P_k — составляющей кососимметричной нагрузки.

Так как система сил P_k самоуравновешена, то значение их не может быть найдено из условий статики.

Для определения P_k рассматриваются совместно деформации и перемещения рамы тележки и рессор. Деформация рамы тележки под действием кососимметричной нагрузки изображена на фиг. 224 пунктиром.

Величина, обратная прогибу четверти рамы δ_k при $P_k = 1$ (фиг. 224, б), условно называется кососимметричной жёсткостью рамы $Ж_k$, т. е. $Ж_k = \frac{1}{\delta_k}$.

Под кососимметричной жёсткостью рамы тележки, загруженной как показано на фиг. 224, а, понимают величину, обратную групповому перемещению четверти рамы от сил $\frac{P_k}{2}$ при $P_k = 1$.

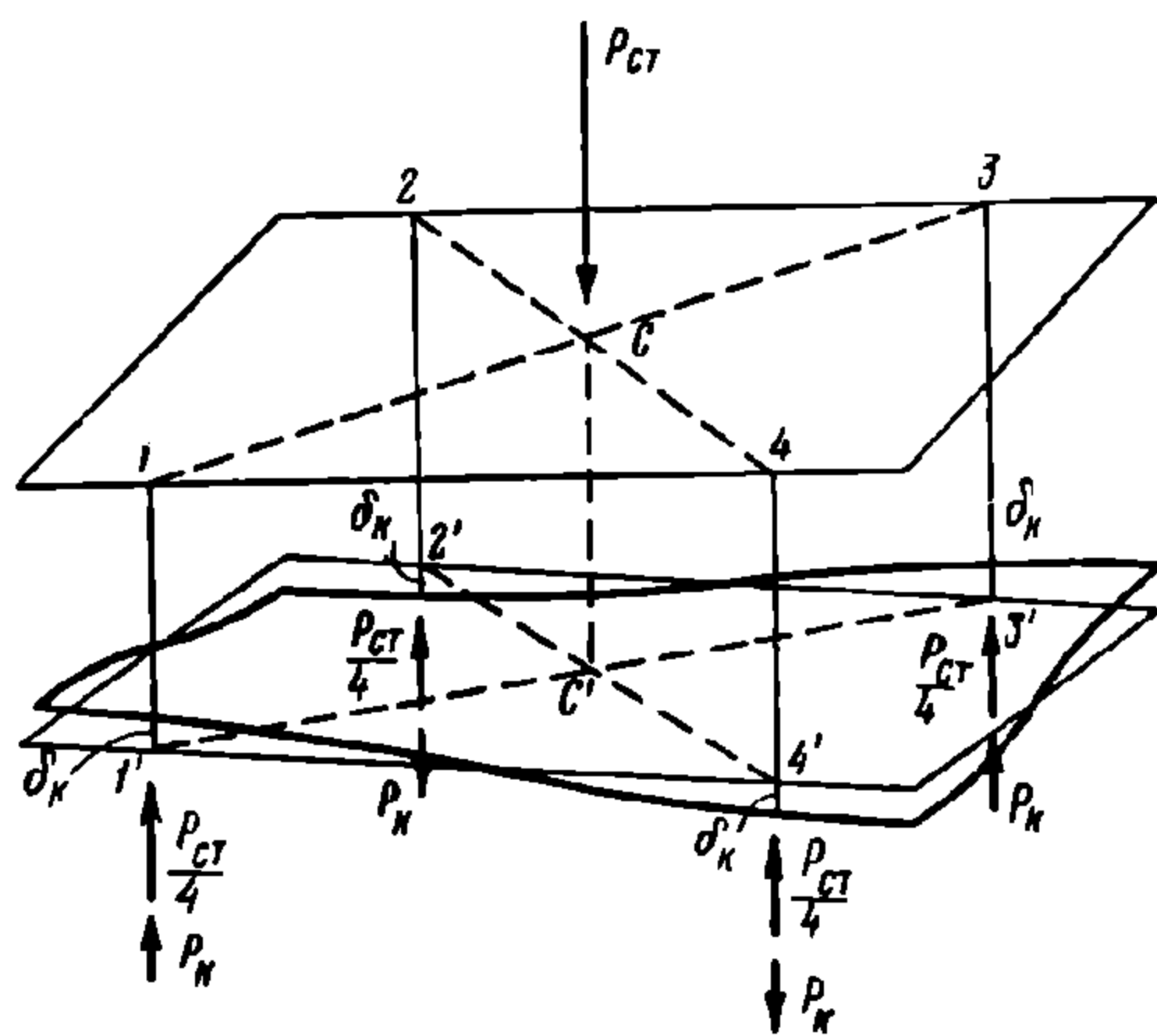
Обозначим: $Ж_k$ — кососимметричная жёсткость рамы;

$Ж_1, Ж_2, Ж_3, Ж_4$ — соответственные жёсткости надбуксовых комплектов рессор;

$\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3, \Delta h_4$ — отклонения их высот от номинальных размеров;

z_1, z_2, z_3, z_4 — вертикальное смещение опор надбуксовых рессор вследствие отклонений рельсового пути от горизонтальной плоскости.

На фиг. 225 контур 1 2 3 4 представляет положение теоретической плоскости рамы, имеющей номинальные размеры, в момент начала соприкосновения её с буксовыми рессорами, а 1' 2' 3' 4' её положение после перемещения опорных точек вследствие деформации рессор и рамы, наличия отклонения от номинальных размеров и смещений, обусловленных неровностями пути.



Фиг. 225. Схема деформации рамы тележки под действием кососимметричной нагрузки

Перемещения центра рамы определяются из выражения

$$\overline{CC'} = \frac{\overline{11'} + \overline{33'}}{2} = \frac{\overline{22'} + \overline{44'}}{2}. \quad (234)$$

Перемещения опорных точек равны:

$$\left. \begin{aligned} \overline{11'} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} + P_k \right) \frac{1}{\mathcal{K}_1} + \frac{P_k}{\mathcal{K}_k} + \Delta h_1 + z_1; \\ \overline{22'} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} - P_k \right) \frac{1}{\mathcal{K}_2} - \frac{P_k}{\mathcal{K}_k} + \Delta h_2 + z_2; \\ \overline{33'} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} + P_k \right) \frac{1}{\mathcal{K}_3} + \frac{P_k}{\mathcal{K}_k} + \Delta h_3 + z_3; \\ \overline{44'} &= \left(\frac{P_{cm}}{4} - P_k \right) \frac{1}{\mathcal{K}_4} - \frac{P_k}{\mathcal{K}_k} + \Delta h_4 + z_4. \end{aligned} \right\} \quad (235)$$

В этих формулах вертикальные перемещения вниз приняты положительными, вверх — отрицательными.

Подставляя перемещения (235) в формулу (234), после преобразования получаем

$$\begin{aligned} P_k &= \frac{z_1 - z_2 + z_3 - z_4 + \Delta h_1 - \Delta h_2 + \Delta h_3 - \Delta h_4}{\frac{1}{\mathcal{K}_1} + \frac{1}{\mathcal{K}_2} + \frac{1}{\mathcal{K}_3} + \frac{1}{\mathcal{K}_4} + \frac{1}{\mathcal{K}_k}} + \\ &+ \frac{\frac{P_{cm}}{4} \left(\frac{1}{\mathcal{K}_1} - \frac{1}{\mathcal{K}_2} + \frac{1}{\mathcal{K}_3} - \frac{1}{\mathcal{K}_4} \right)}{\frac{1}{\mathcal{K}_1} + \frac{1}{\mathcal{K}_2} + \frac{1}{\mathcal{K}_3} + \frac{1}{\mathcal{K}_4} + \frac{1}{\mathcal{K}_k}}. \end{aligned} \quad (236)$$

Аналогично вертикальным смещениям, вызываемым неровностями пути z_n и отклонениями в размерах рессор Δh_n , могут быть учтены и другие допуски и износы.

Положим, что опускается только первое колесо на величину z , т. е.

$$z_1 = \frac{2b_2}{s} z \text{ и } z_2 = z_3 = z_4 = 0; \text{ что } \Delta h_1 = -\Delta h_2 = \Delta h_3 = -\Delta h_4 = \Delta h \text{ — среднему от-}$$

клонению рессор по высоте и что

$$\frac{1}{\mathcal{K}_1} = \frac{1}{\mathcal{K}_3} = \frac{1}{\mathcal{K}_\delta} + \Delta \left(\frac{1}{\mathcal{K}_\delta} \right) \text{ и } \frac{1}{\mathcal{K}_2} = \frac{1}{\mathcal{K}_4} = \frac{1}{\mathcal{K}_\delta} - \Delta \left(\frac{1}{\mathcal{K}_\delta} \right),$$

где s — расстояние между кругами катания колёсной пары;

$2b_2$ — расстояние между серединами шеек колёсной пары;

\mathcal{K}_δ — номинальная жёсткость комплекта надбуксовых рессор;

$\Delta \left(\frac{1}{\mathcal{K}_\delta} \right)$ — среднее отклонение гибкости комплекта от номинальной.

Подставляя эти величины в выражение (236), получаем

$$P_k = \frac{\frac{z}{4} \cdot \frac{2b_2}{s} + \Delta h + \frac{P_{cm}}{4} \Delta \left(\frac{1}{\mathcal{K}_\delta} \right)}{\frac{1}{\mathcal{K}_\delta} + \frac{1}{\mathcal{K}_k}} \quad (237)$$

Если надбуксовое подвешивание состоит только из цилиндрических пружин, одинаковых по конструкции, то жёсткость такого комплекта равна

$$\mathcal{K}_\delta = l \frac{Gd^4}{8D^3n},$$

где l — число пружин в комплекте;

G — модуль сдвига;

n — число витков;

d — диаметр прутка;

D — средний диаметр витка.

НТБ
ДНУЖТ

При небольших изменениях параметров, входящих в выражение жёсткости \mathcal{J}_δ , величина последней, а также и обратной ей $\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}$ гибкости, получает малые изменения—приращения.

Приращение гибкости в зависимости от малых изменений (приращений) параметров пружин определяется как полный дифференциал от $\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}$:

$$\Delta\left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) = \left[\frac{\partial}{\partial G} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) \Delta G + \frac{\partial}{\partial D} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) \Delta D + \frac{\partial}{\partial d} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) \Delta d + \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) \Delta n \right]. \quad (238)$$

В формуле (238) знак Δ (вместо обычно применяемого d) означает конечное, но малое приращение величин, перед которыми он поставлен.

Дифференцируя $\frac{1}{\mathcal{J}_\delta} = \frac{8D^3n}{iGd^4}$, находим:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial}{\partial G} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) &= -\frac{8D^3n}{iG^2d^4}; & \frac{\partial}{\partial D} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) &= \frac{3 \cdot 8D^2n}{iGd^4}; \\ \frac{\partial}{\partial d} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) &= -\frac{4 \cdot 8D^3n}{iGd^5}; & \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right) &= \frac{8D^3}{iGd^4} \end{aligned} \right\} \quad (239)$$

Подставляя выражения (239) в формулу (238), получаем после деления на $\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}$

$$\frac{\Delta\left(\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}\right)}{\frac{1}{\mathcal{J}_\delta}} = \left[-\frac{\Delta G}{G} + \frac{3\Delta D}{D} - \frac{4\Delta d}{d} + \frac{\Delta n}{n} \right]. \quad (240)$$

Выражение (240) представляет относительное изменение гибкости пружины (или комплекта одинаковых пружин) в зависимости от относительного изменения её параметров. Знаки в правой части выражения соответствуют положительному приращению (увеличению) параметров. Конкретные значения приращений параметров устанавливаются на основании принятых конструктивных и технологических допусков.

Изложенный метод для определения возможного изменения гибкости цилиндрических пружин применим и для листовых рессор.

В этом случае приращение гибкости рессоры определяется как полный дифференциал от

$$\frac{1}{\mathcal{J}_p} = \frac{6l_p^3}{Eh^3b(3m+2n)}$$

[см. формулу (165)].

При этом величины m и n (число листов) принимаются постоянными, так как их изменение возможно только на целое конечное число.

Подставляя выражение (240) в формулу (237), после преобразования получаем

$$P_k = \frac{P_{cm}}{4} \left[\frac{2b_2}{s} \frac{z}{4f_2^0} + \frac{\Delta h}{f_2^0} - \frac{\Delta G}{G} + \frac{3\Delta D}{D} - \frac{4\Delta d}{d} + \frac{\Delta n}{n} \right] \frac{\mathcal{J}_k}{\mathcal{J}_\delta + \mathcal{J}_k}, \quad (241)$$

где $f_2^0 = \frac{P_{cm}}{4\mathcal{J}_\delta}$ — статический прогиб надбуксового рессорного подвешивания.

Из выражения (241) определяется кососимметричная нагрузка в функции смещений от неровностей пути и допусков на изготовление пружин.

ЦНИИ и НИБ рекомендуют определять кососимметричную нагрузку по более простой формуле

$$P_k = 0,5 \frac{\mathcal{J}_\delta \mathcal{J}_k}{\mathcal{J}_\delta + \mathcal{J}_k} \text{ кг}. \quad (242)$$

В этой формуле различные производственные и эксплуатационные допуски учитываются эквивалентным вертикальным смещением только одного колеса. Формула (242) получается из выражения (241), если в нём ограничиться первым членом и положить $2b_2 = 2036 \text{ мм}$; $s = 1580 \text{ мм}$ и $z = 1,6 \text{ см}$ (\mathcal{J}_δ и \mathcal{J}_k здесь в кг/см).

В расчёте бессвязевых тележек грузовых вагонов вертикальная кососимметричная нагрузка обычно не учитывается, а в тележках со связью её следует принимать только для оценки прочности связи в тех случаях, когда жёсткость последней на кручение достаточно велика.

Вследствие неровностей пути, неравенства кругов катания колёс или других причин, связанных с производственными допусками и эксплуата-

ционными износами, середины шеек колёсных пар обычно не находятся в одной плоскости. Предположим, что середина одной из шеек имеет вертикальное отклонение z от плоскости, проходящей через три остальные. Тогда одна боковина тележки повернётся относительно другой на угол $\varphi = \frac{z}{2l_2}$, где $2l_2$ — база тележки. Зазоры между направляющими надрессорных балок и колонок обычно достаточны, чтобы допустить взаимный поворот боковин без защемления надрессорной балки.

В бессвязевых тележках взаимный поворот боковин отразится только на незначительном перераспределении нагрузок на отдельные рессоры и пружины рессорного подвешивания; в тележках же с поперечной связью этот поворот, кроме того, вызывает закручивание связи на угол φ . Крутящий момент, который при этом воспринимает связь, равен

$$M_k = \frac{GI_d}{l} \varphi, \quad (243)$$

где l — расчётная длина связи;

I_d — момент инерции сечения связи на кручение;

G — модуль сдвига.

Для корытообразной связи при свободном кручении

$$I_d = \alpha \frac{2b\delta_b^3 + h\delta_h^3}{3}, \quad (244)$$

где b и δ_b — ширина и толщина полок;

h и δ_h — высота и толщина стенки соответственно; коэффициент $\alpha = 1,12^*$.

Боковая нагрузка

Боковая нагрузка от центробежной силы и ветра определяется по формулам (39) и (40).

Боковая нагрузка вызывает перераспределение вертикальной нагрузки между элементами тележек, загружая дополнительно одни элементы и разгружая другие, а также загружает тележку в горизонтальном направлении.

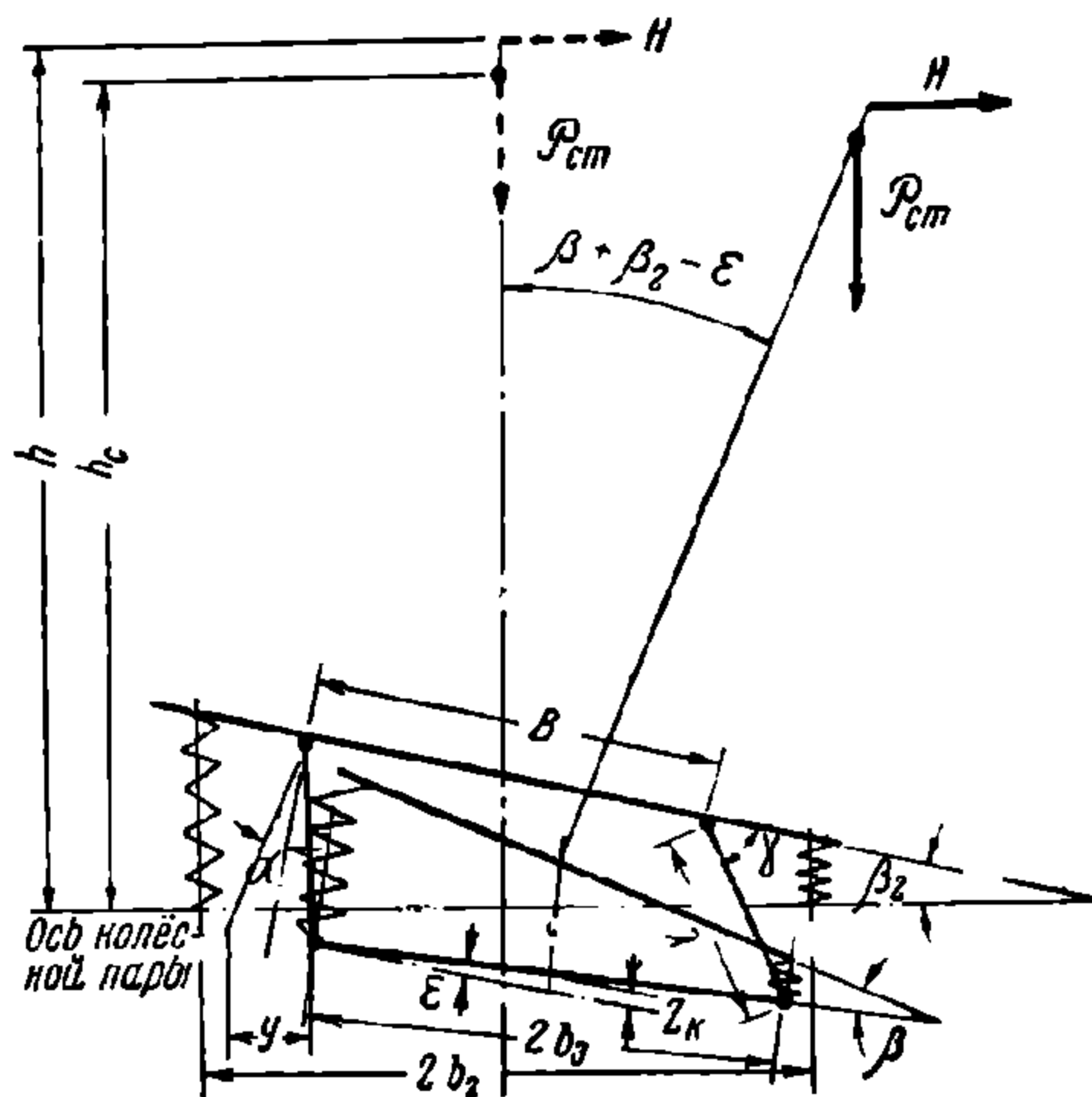
Горизонтальные силы, вызываемые боковой нагрузкой, обычно учитываются совместно с горизонтальными силами взаимодействия колёс с рельсами, возникающими при движении вагона по кривым участкам пути.

При определении вертикальных нагрузок, вызываемых боковыми силами, для тележек, имеющих гибкое рессорное подвешивание, а также люльку, дополнительно учитывается боковое горизонтальное смещение центра тяжести кузова, происходящее вследствие крена на рессорах и горизонтального отклонения люльки.

Обозначим (фиг. 226):

β — угол между надрессорными и подрессорными балками;

β_2 — угол между плоскостью рамы тележки, проходящей через верхние шарниры люлечных подвесок, и осью колёсной пары;



Фиг. 226. Смещение центра тяжести кузова

* См. табл. 24.

- ϵ — угол поворота подрессорной балки;
 α — угол наклона люлечных подвесок (в неотклонённом положении);
 λ — длина люлечных подвесок;
 $2b_3$ — расстояние между серединами комплектов люлечных рессор, равное обычно расстоянию между нижними шарнирами люлечных подвесок;
 $2b_2$ — расстояние между серединами комплектов надбуксовых рессор, равное обычно расстоянию между серединами шеек оси колёсной пары;
 $B = 2b_3 - 2\lambda \sin \alpha$ — расстояние между верхними шарнирами люлечных подвесок;
 y — боковое смещение подрессорной балки;
 z_k — подъём середины подрессорной балки;
 h_c — расстояние от оси колёсной пары до центра тяжести кузова;
 h — расстояние от оси колёсной пары до равнодействующей боковой нагрузки;
 P_{cm} — вес частей вагона, приходящийся на люлечные рессоры одной тележки;
 $H = C + H_6$ — равнодействующая боковых сил, приходящихся на одну тележку;
 \mathcal{J}_3 — жёсткость комплекта люлечных рессор на одном конце люльки;
 \mathcal{J}_2 — жёсткость надбуксовых рессор одной стороны тележки;
 φ_3 — коэффициент относительного трения люлечных рессор;
 φ_2 — коэффициент относительного трения надбуксовых рессор.

Составляя уравнения равновесия моментов внешних сил и реакций люлечных и надбуксовых рессор, соответственно получим¹

$$P_{cm} h_c (\beta + \beta_2 - \epsilon) + Hh = 2\mathcal{J}_3 b_3^2 \beta + \varphi_3 \frac{P_{cm}}{2} 2b_3; \quad (245)$$

$$P_{cm} h_c (\beta + \beta_2 - \epsilon) + P_{cm} y + Hh = 2\mathcal{J}_2 b_2^2 \beta_2 + \varphi_2 \frac{P_{cm}}{2} 2b_2. \quad (246)$$

В уравнениях (245) и (246) в правой части первые члены выражают моменты упругих сил, а последние члены — моменты сил трения в рессорах.

При отсутствии трения в надбуксовых или люлечных рессорах формулы (245) и (246) остаются справедливыми, если в них соответствующие коэффициенты относительного трения положить равными нулю.

Для вывода уравнения равновесия люльки применим принцип возможных перемещений. За возможные перемещения примем бесконечно малые изменения поперечного смещения подрессорной балки dy , её подъёма dz_k и поворота $d\epsilon$. Тогда сумма работ сил, действующих на люльку, на бесконечно малых перемещениях dy , dz_k , $d\epsilon$ в случае равновесия, должна быть равна нулю

$$(H + P_{cm} \beta_2) dy - P_{cm} dz_k - [P_{cm} h_c (\beta + \beta_2 - \epsilon) + Hh] d\epsilon = 0. \quad (247)$$

Согласно приводимым ниже формулам (386) и (387)

$$\epsilon = \frac{y \operatorname{tg} \alpha}{b_3} \quad (a)$$

и

$$z_k = \frac{y^2}{2 \lambda \cos \alpha} \quad (b)$$

¹ Для упрощения расчёта принимается, что опоры люлечных рессор, нижние шарниры люльки и опоры надбуксовых рессор расположены в плоскости, проходящей через оси колёсных пар.

следовательно,

$$d\varepsilon = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_3} dy \quad (c)$$

и

$$dz_k = \frac{y}{\lambda \cos \alpha} dy. \quad (d)$$

Подставляя выражения (a), (c) и (d) в уравнения (245), (246), (247), после преобразований получаем

$$\left. \begin{aligned} (2\mathcal{K}_3 b_3^2 - P_{cm} h_c) \beta - P_{cm} h_c \beta_2 + P_{cm} h_c \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_3} y &= Hh - \varphi_3 P_{cm} b_3; \\ -P_{cm} h_c \beta + (2\mathcal{K}_2 b_2^2 - P_{cm} h_c) \beta_2 - P_{cm} \left(1 - h_c \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_3}\right) y &= Hh - \varphi_2 P_{cm} b_2; \\ P_{cm} h_c \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_3} \beta - P_{cm} \left(1 - h_c \frac{\operatorname{tg} \alpha}{b_3}\right) \beta_2 + P_{cm} \left(\frac{1}{\lambda \cos \alpha} - \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{b_3^2} h_c\right) y &= \\ &= H \left(1 - \frac{h \operatorname{tg} \alpha}{b_3}\right) \end{aligned} \right\} \quad (248)$$

Определив из системы уравнений (248) β и β_2 , находим прогиб рессор под действием боковых сил:

люлечных

$$\Delta f_{3\delta} = b_3 \beta, \quad (249)$$

надбуксовых

$$\Delta f_{2\delta} = b_2 \beta_2. \quad (250)$$

При помощи формул (249) и (250) найдём дополнительные вертикальные нагрузки на рессоры, вызываемые действием боковых сил. Эти нагрузки составляют:

для комплекта рессор на одном конце люльки

$$P_{3\delta} = \mathcal{K}_3 \Delta f_{3\delta} + \varphi_3 \frac{P_{cm}}{2}; \quad (251)$$

для комплекта рессор на одной буксе

$$P_{2\delta} = \mathcal{K}_2 \frac{\Delta f_{2\delta}}{2} + \varphi_2 \frac{P_{cm}}{4}. \quad (252)$$

В формулах (251) и (252) последние члены правой части учитывают реакции сил трения в рессорах.

На фиг. 227 показана схема загрузки рамы тележки вертикальными нагрузками, вызываемыми действием боковых сил.

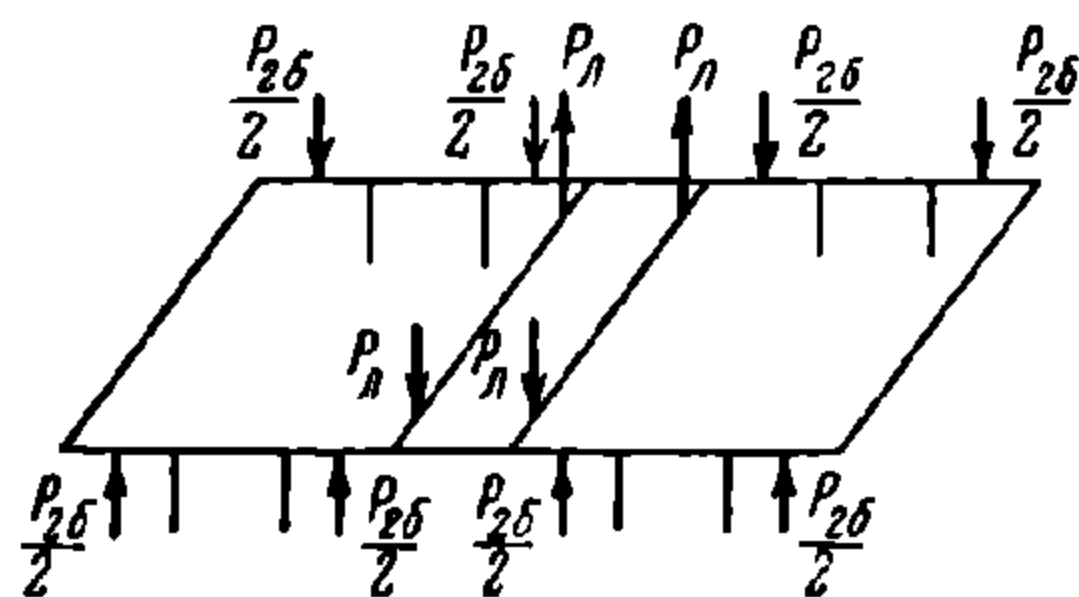
Реакции люлечных подвесок P_A , перпендикулярные плоскости рамы, равны

$$P_A = \frac{2P_{2\delta} b_2}{B} \quad (253)$$

Система сил, показанная на фиг. 227, антисимметрична относительно продольной оси рамы и симметрична относительно поперечной оси.

Для тележек, не имеющих надбуксового рессорного подвешивания и люльки, угол крена кузова β при действии боковых сил определяется из уравнения (245), если принять в нём $\beta_2 = \varepsilon = 0$. В этом случае уравнение (245) принимает вид

$$P_{cm} h_c \beta + Hh = 2\mathcal{K} b^2 \beta + \varphi \frac{P_{cm}}{2} 2b, \quad (254)$$



Фиг. 227. Схема загрузки рамы тележки вертикальными нагрузками, обусловленными действием боковых сил

где, кроме ранее обозначенных величин, $ж$ — жёсткость комплекта рессор с одной стороны тележки, φ — коэффициент относительного трения рессорного комплекта, $2b$ — расстояние между серединами рессорных комплектов.

Из уравнения (254) находим

$$\beta = \frac{Hh - \varphi P_{cm} b}{2жb^2 - P_{cm} h_c}. \quad (255)$$

После определения угла β по формуле (255) прогиб рессорного комплекта и дополнительная вертикальная нагрузка находятся из выражений: прогиб

$$\Delta f_{\sigma} = b\beta, \quad (256)$$

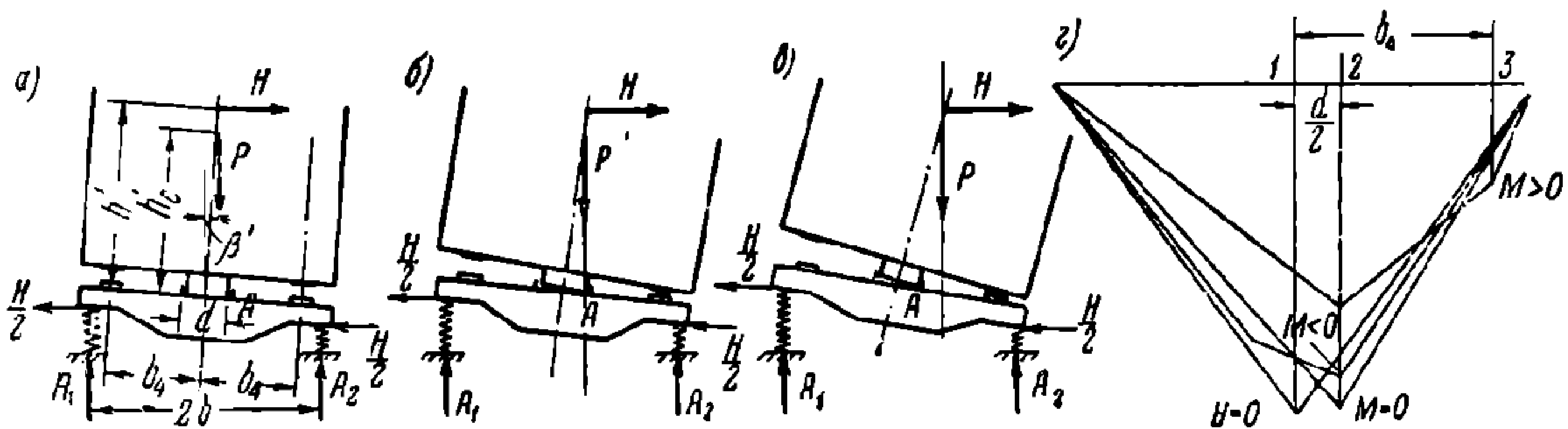
дополнительная вертикальная нагрузка

$$P_{\sigma} = \Delta f_{\sigma} ж + \varphi \frac{P_{cm}}{2}. \quad (257)$$

Если жёсткость рессорного комплекта достаточно велика, а следовательно, угол β мал, то последним пренебрегают. Тогда дополнительная вертикальная нагрузка на рессорный комплект определяется более простым выражением, вытекающим из условия равновесия кузова на рессорах без учёта их деформаций

$$P_{\sigma} = \frac{Hh}{2b}. \quad (258)$$

Дополнительные вертикальные нагрузки на боковины тележек грузовых вагонов обычно определяются по формулам (257) или (258).



Фиг. 228. Схемы загрузки надрессорной балки

Приложение этой нагрузки к нижнему поясу боковины производится по схемам фиг. 222 в зависимости от конструкции боковины.

Возможные схемы загрузки надрессорной балки при действии вертикальной и боковой нагрузок изображены на фиг. 228.

Выражение суммы моментов сил P и H относительно продольной оси вагона, проходящей через точку A края пятника, имеет вид (фиг. 228,а)

$$M = H \left(h' + \frac{d}{2} \beta' \right) - P \left(\frac{d}{2} - h'_c \beta' \right), \quad (259)$$

где ввиду малости угла наклона β' надрессорной балки по отношению к горизонту принято $\cos \beta' = 1$ и $\sin \beta' = \beta'$. Обычно величиной $\frac{d}{2} \beta'$ вследствие малости по сравнению с h' можно пренебречь; тогда выражение (259) принимает вид

$$M = Hh' - P \left(\frac{d}{2} - h'_c \beta' \right) \quad (260)$$

При $M < 0$, т. е. при $Nh' < P \left(\frac{d}{2} - h'_c \beta' \right)$, пятник всей своей опорной плоскостью лежит на подпятнике, и, следовательно, кузов не опирается на боковые скользуны.

При $M > 0$, т. е. при $Nh' > P \left(\frac{d}{2} - h'_c \beta' \right)$ или $\frac{d}{2} < h'_c \beta'$ [линия действия силы P выходит за наружный контур пятника (фиг. 228, в)], кузов поворачивается вокруг оси, проходящей через точку A , и опирается одновременно на скользуны и точку A пятника.

При $M = 0$ (неустойчивое положение кузова) возможно опирание кузова либо только на пятник, либо одновременно на пятник и скользуны. В случае $M = 0$ вес брутто кузова передаётся надрессорной балке в виде сосредоточенной силы, приложенной в точке A (фиг. 228, б). Так же передаётся вес брутто кузова надрессорной балке при $M > 0$ до момента соприкосновения с боковым скользуном.

С увеличением опрокидывающего момента от силы N уменьшается реакция рессор A_1 и увеличивается реакция A_2 . Вследствие такого изменения реакций эпюры изгибающих моментов в надрессорной балке, соответствующие трём возможным загрузкам ($M < 0$; $M = 0$; $M > 0$), имеют вид, изображённый на фиг. 228, г. На этой же фигуре нанесена для сравнения эпюра изгибающих моментов только от вертикальной нагрузки ($N = 0$). Из эпюр следует, что для сечения по середине балки наиболее опасной является вертикальная нагрузка при отсутствии боковой; для сечения по краю пятника наиболее опасной является нагрузка, соответствующая $M = 0$; для сечения по середине бокового скользуна — нагрузка, соответствующая $M > 0$.

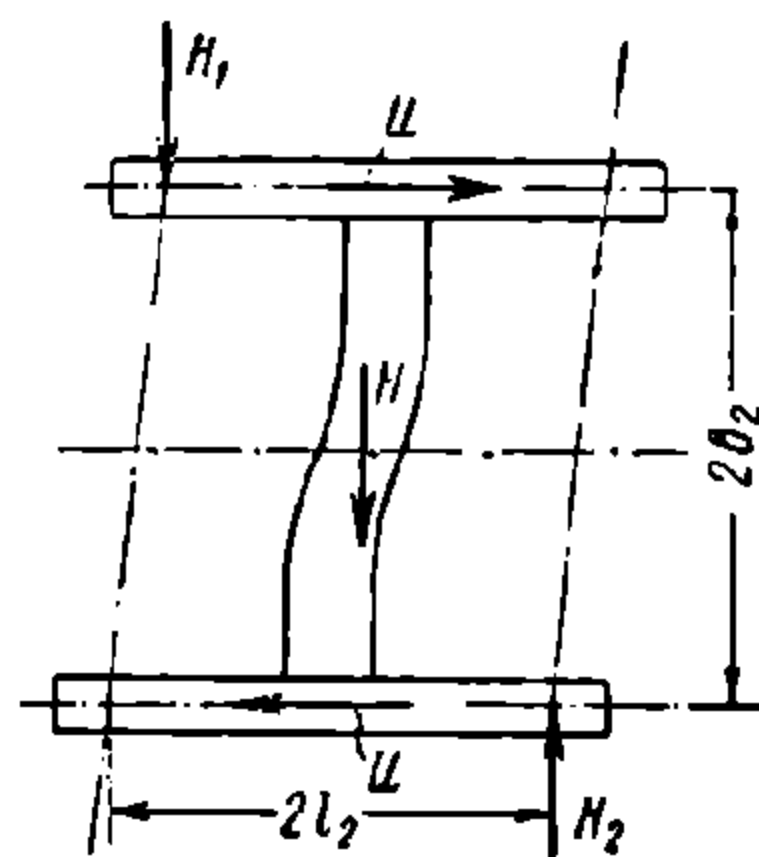
Силы, возникающие под действием боковых нагрузок и усилий взаимодействия колёс с рельсами при движении тележки по кривому участку пути

Метод определения сил, возникающих при прохождении кривой, изложен в главе V. Продольные силы U_1 и U_2 , передающиеся колёсными парами на раму, определяются по формулам (71).

Обозначим $U_1 + U_2 = U$. Силы U стремятся сдвинуть одну боковину тележки грузового вагона относительно другой в продольном направлении (фиг. 229). Величина этого сдвига в тележках грузовых вагонов со связью ограничивается конструкцией соединения концов связи с боковинами и жёсткостью связей на изгиб в горизонтальной плоскости, а в бессвязевых тележках зазорами между направляющими надрессорной балки и колонками боковин.

Величина взаимного сдвига боковин должна исключать возможность заклинивания подшипников в буксах. Теоретические расчёты показывают, что заклинивание подшипников происходит при взаимном сдвиге боковин, равном приблизительно 90 мм.

Если зазоры между передней галтелью шейки и подшипником меньше, чем между последним и задней галтелью, а полюс вращения O находится за задней осью¹, то реакции шеек N_1 и N_2 вдоль осей колёсных пар направлены так, как показано на фиг. 229.



Фиг. 229. Схема сил, действующих на тележку при движении по кривому участку пути

¹ При принятых нормах боковых нагрузок и коэффициенте трения между колесом и рельсом $\mu = 0,2$ у тележек существующих конструкций полюс вращения располагается за задней осью.

Величина этих реакций определяется из условий равновесия

$$H_1 = \frac{2b_2 U}{2l_2} - \frac{H}{2}; \quad (261)$$

$$H_2 = \frac{2b_2 U}{2l_2} + \frac{H}{2} \quad (262)$$

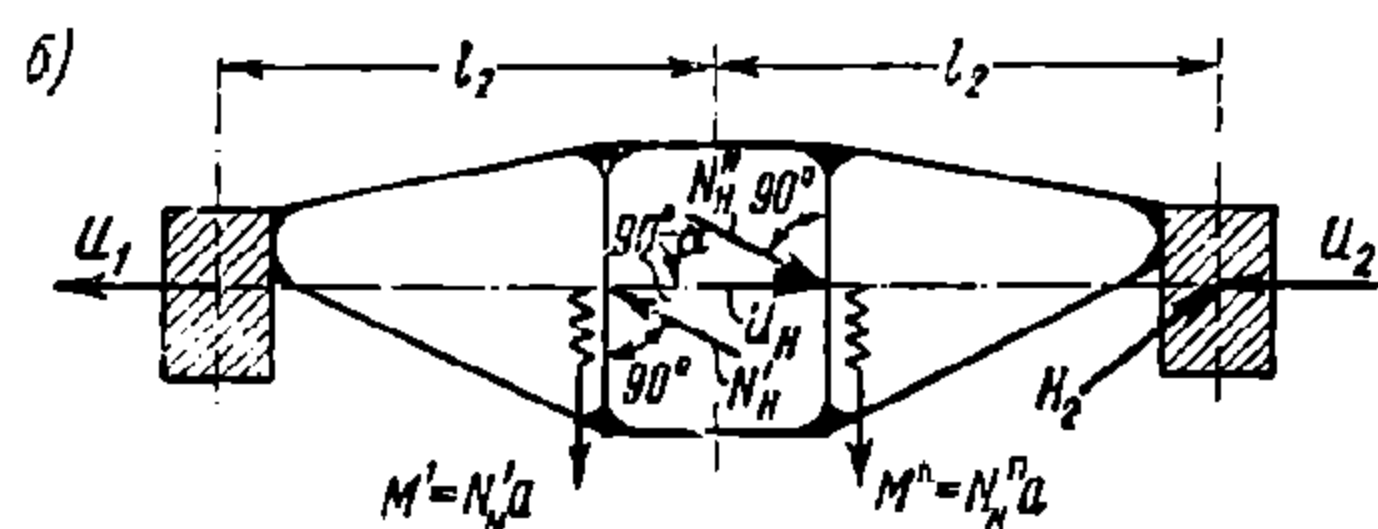
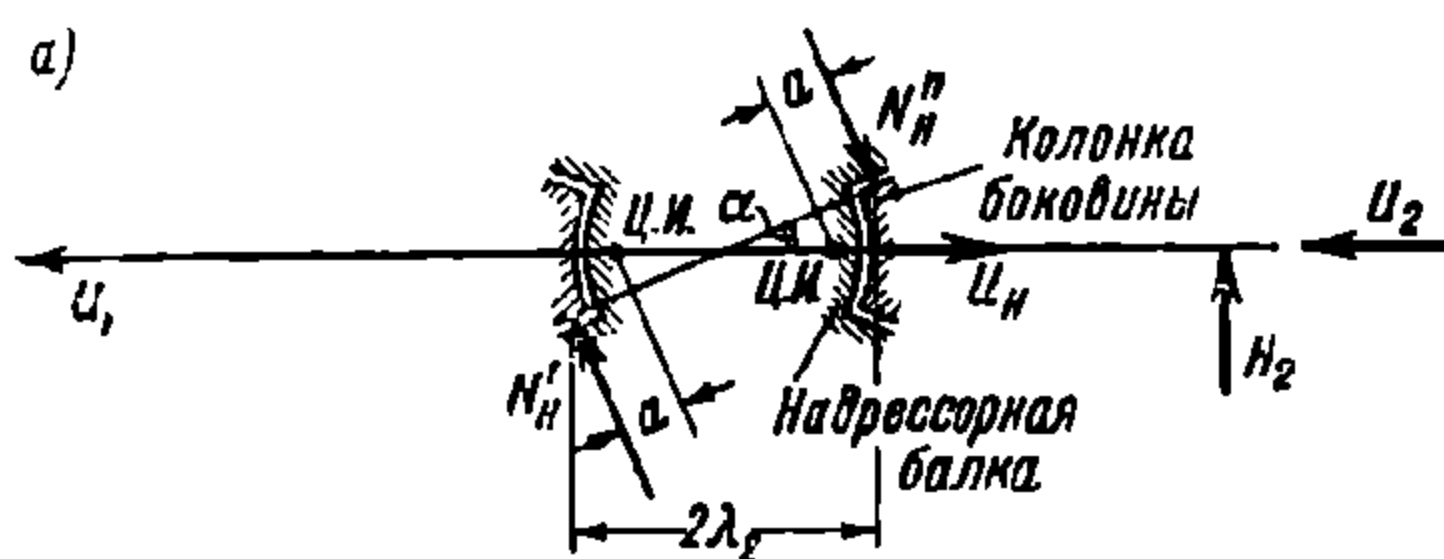
Для определения расчётных схем сил, действующих на отдельные части тележки, рассмотрим условия равновесия каждой из них.

Наружная, по отношению к центру кривой, боковина тележки подвергается действию продольных сил U_1 и U_2 и поперечной силы H_2 , передающихся на неё от колёсных пар. В бессвязевой конструкции эти силы уравниваются реакциями надрессорной балки U_H , N'_H и N''_H , как показано на фиг. 230, а. Из уравнений равновесия находим:

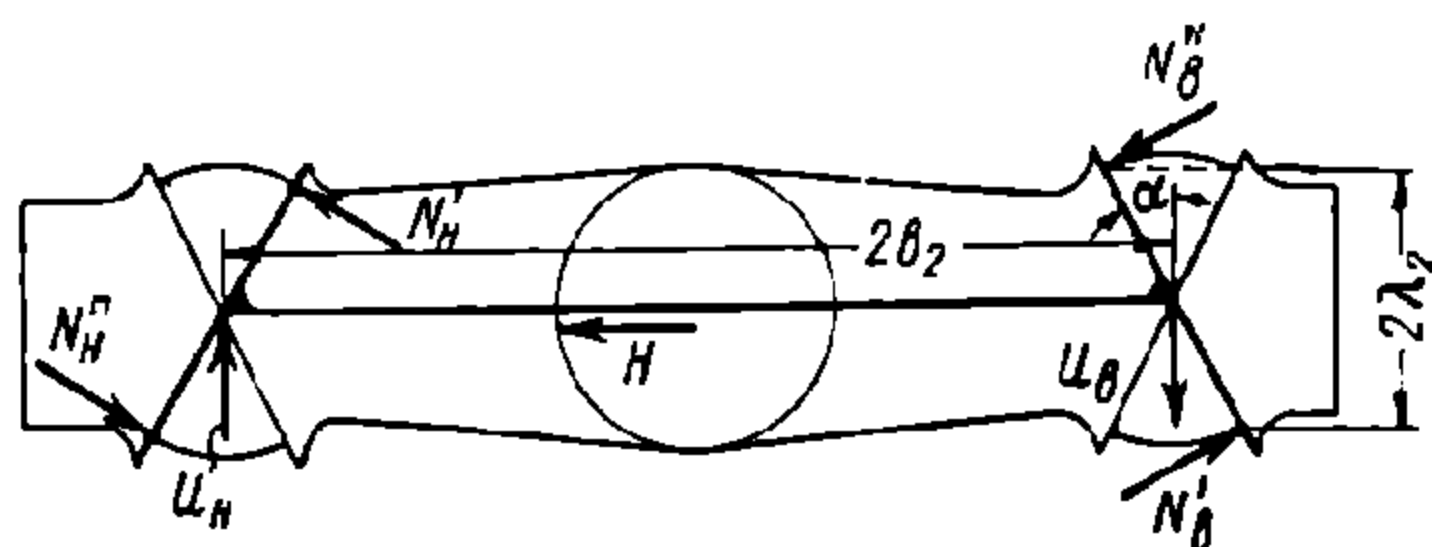
$$N'_H = H_2 \frac{l_2 \cos^2 \alpha - \lambda_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}, \quad N''_H = H_2 \frac{l_2 \cos^2 \alpha + \lambda_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}; \quad (263)$$

$$U_H = U - H_2 \operatorname{tg} \alpha. \quad (264)$$

Силы N'_H и N''_H — перпендикулярны плоскости направляющих заплечиков надрессорной балки. Величины λ_2 и α ясны из чертежа.



Фиг. 230. Схема загрузки боковины бессвязевой тележки



Фиг. 231. Схема загрузки надрессорной балки бессвязевой тележки

Аналогично получаются реакции надрессорной балки от сил U_1 , U_2 и H_1 , действующих на внутреннюю по отношению к центру кривой боковину

$$N'_\theta = H_1 \frac{l_2 \cos^2 \alpha - \lambda_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}; \quad N''_\theta = H_1 \frac{l_2 \cos^2 \alpha + \lambda_2}{2\lambda_2 \cos \alpha}; \quad (265)$$

$$U_\theta = U - H_1 \operatorname{tg} \alpha. \quad (266)$$

На фиг. 230, б изображена расчётная схема горизонтальных сил, действующих на боковину бессвязевой тележки при движении по кривой. В этой схеме стрелкой с зигзагообразной линией обозначены векторы¹ крутящих моментов, передающихся на колонки. Крутящие моменты возникают в том случае, если линии действия сил N'_H и N''_H не совпадают с центром изгиба сечений колонок, а находятся на расстоянии a от него.

На фиг. 231 показаны силы, действующие на надрессорную балку бессвязевой тележки при движении вагона по кривому участку пути.

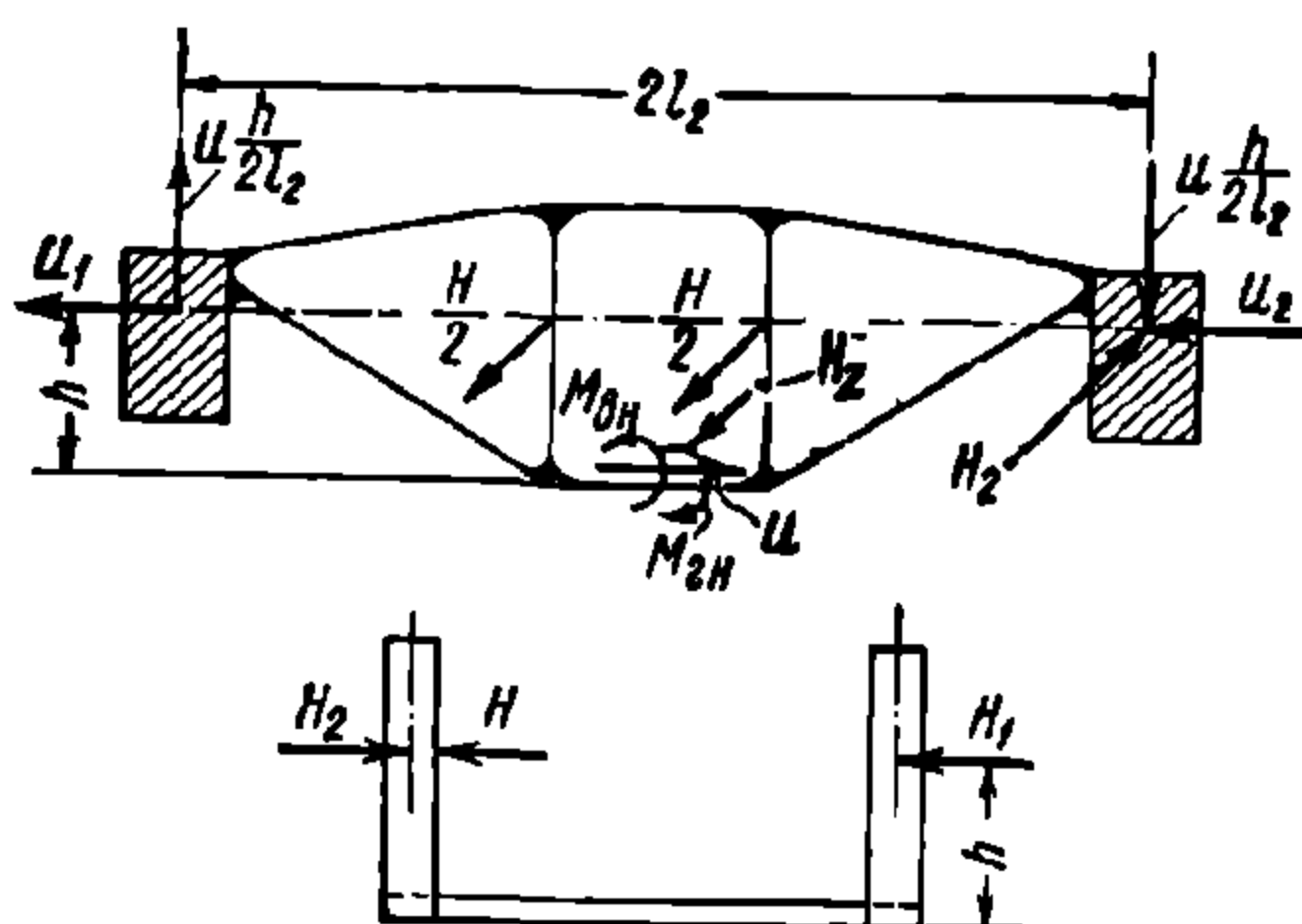
В тележке с поперечной связью силы U_2 , U_1 и H_2 уравниваются реакциями надрессорной балки и связи, как показано на фиг. 232. Реакции надрессорной балки, перпендикулярные плоскости боковины, равны $\frac{H}{2}$ и приложены к колонкам. Реакция связи $U = U_1 + U_2$ приложена

¹ Направление вектора устанавливается по правилу штопора.

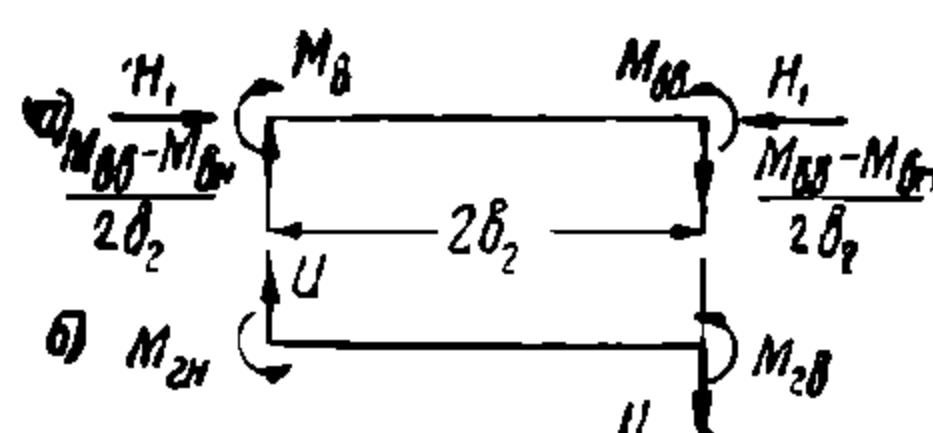
к нижнему поясу; эта реакция вместе с силами U_1 и U_2 составляет пару сил Uh (h — расстояние между нижним поясом и плоскостью, проходящей через оси колёсных пар), которая уравнивается вертикальными реакциями шеек, равными $U \frac{h}{2l_2}$. Моменты сил в вертикальной и горизонтальной плоскостях уравниваются реактивными моментами связи $M_{\text{вн}}$ и $M_{\text{гн}}$ — у наружной боковины и $M_{\text{ов}}$ и $M_{\text{ог}}$ — у внутренней. Первые реактивные моменты равны:

$$M_{\text{вн}} = (H_2 - H)h; \quad (267)$$

$$M_{\text{гн}} = H_2 l_2. \quad (268)$$



Фиг. 232. Схема загрузки боковины тележки с поперечной связью



Фиг. 233. Схема загрузки поперечной связи тележки

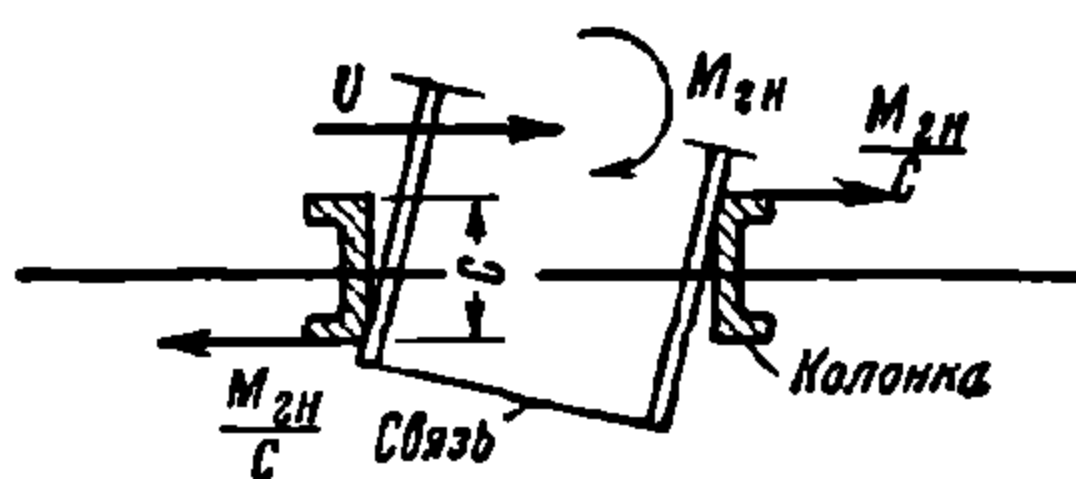
Из суммы проекций всех сил на горизонтальную ось находим поперечную реакцию связи, равную $H_2 - H = H_1$.

На внутренней боковине реактивные моменты связи равны:

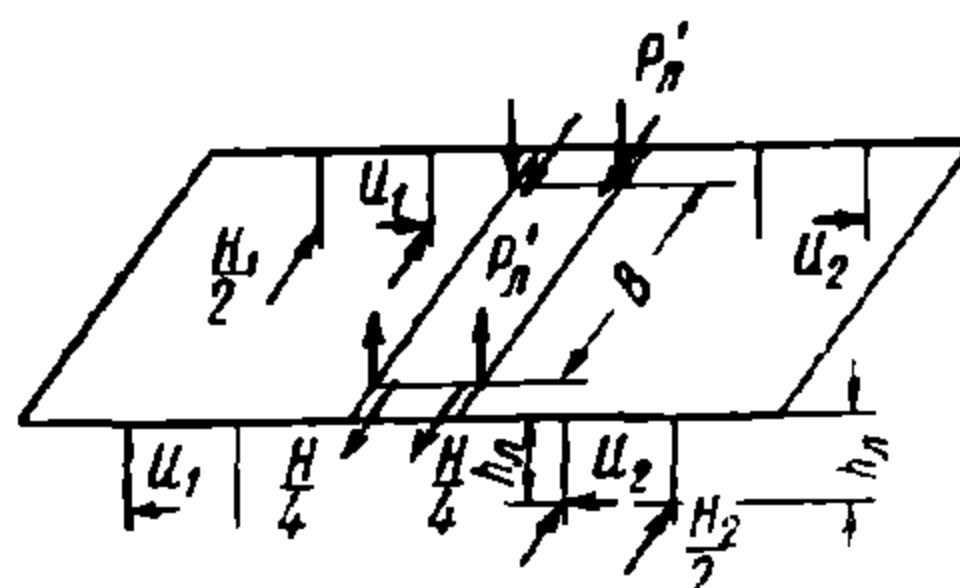
$$M_{\text{ов}} = H_1 h; \quad (269)$$

$$M_{\text{ог}} = H_1 l_2. \quad (270)$$

На фиг. 233, а изображены схемы сил, действующих на связь в вертикальной, а на фиг. 233, б — в горизонтальной плоскости, при движении тележки по кривой.



Фиг. 234. Схема загрузки боковины тележки с поперечной связью



Фиг. 235. Схема загрузки рамы тележки пассажирского вагона

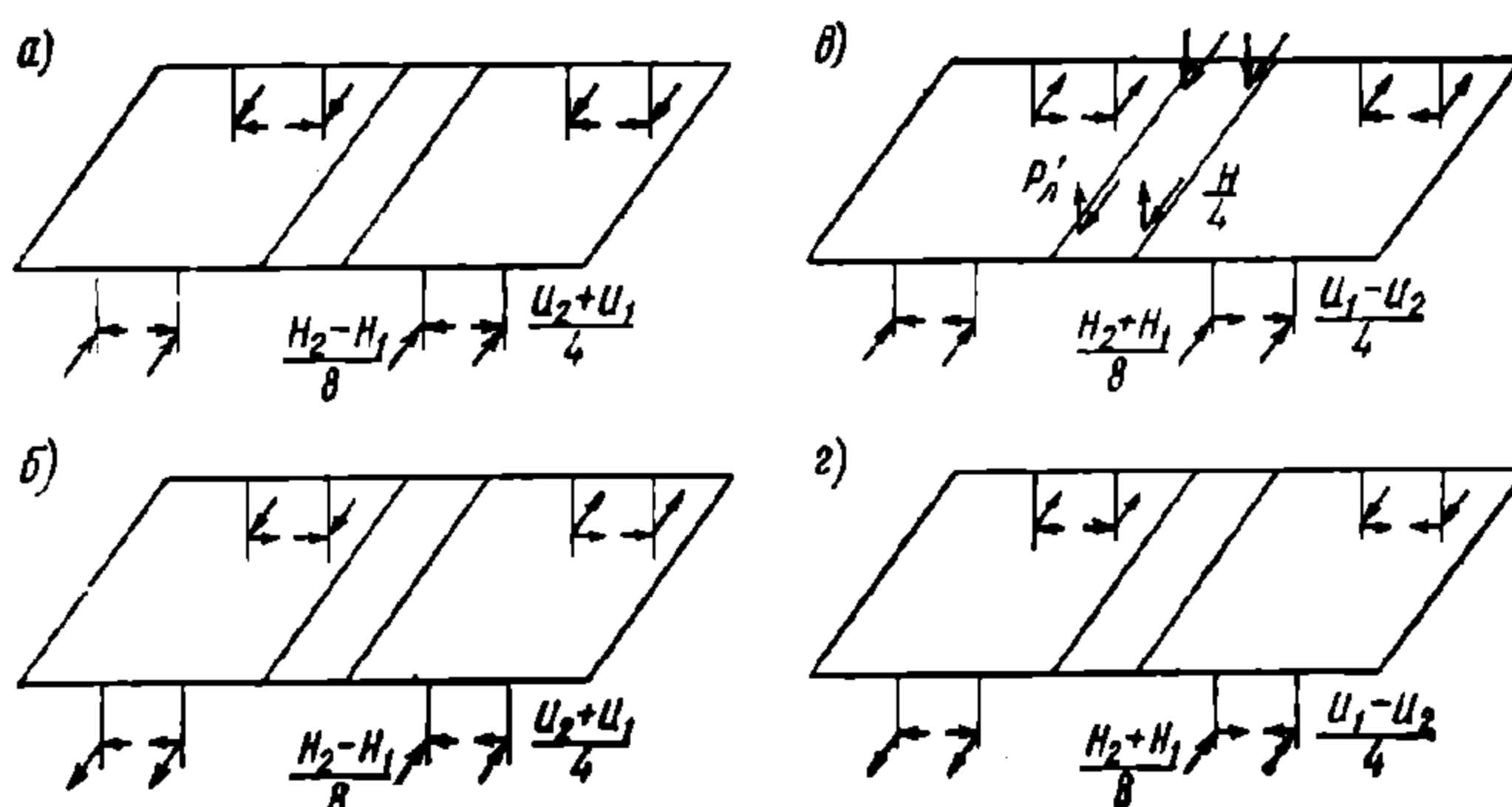
Схема передачи сил U_1 и U_2 и моментов $M_{\text{вн}}$ и $M_{\text{гн}}$ на боковину тележки, имеющей связь, может быть разнообразной. Она зависит от конструкции соединения связи с боковиной, величины зазора между колонками и связью, а также от зазоров между установочными шипами на поясе или распределительной балочке и отверстиями в связи, от величины сил трения между связью и поясами, от степени затяжки колоночных болтов у тележек с поясными сборными боковинами и т. д.

Одна из возможных схем передачи момента $M_{\text{гн}}$ и силы U показана на фиг. 234. В этой схеме предполагается, что трение между поясом и связью невелико и что зазоры между установочными шипами и отверстиями в связи больше, чем между последней и колонками; такая схема передачи рассматриваемых сил справедлива как приближённая для тележек со связью и литыми боковинами. Сила H_1 и момент $M_{\text{вн}}$ в этой конструкции принимаются равномерно распределёнными вдоль средней части нижнего пояса между колонками.

Схема передачи на раму тележки пассажирского вагона горизонтальной нагрузки H и сил H_1 , H_2 , U_1 и U_2 [формулы (70 и 71)], а также реакций люлечных подвесок P'_A изображена на фиг. 235. Реакции подвесок определяются из условия равновесия рамы

$$P'_A = \frac{Hh_A}{2B}, \quad (271)$$

где h_A — расстояние от плоскости, проходящей через оси колёсных пар, до центра верхнего шарнира подвески люльки, B — расстояние между верхними шарнирами люлечных подвесок на одной поперечной балке.



Фиг. 236. Составляющие нагрузки:

а — симметричная; *б* — кососимметричная; *в* — антисимметричная относительно продольной плоскости симметрии; *г* — антисимметричная относительно поперечной плоскости симметрии

Обычно полагают, что поперечные силы передаются только на челюсти, расположенные по диагонали; в бесчелюстных тележках эти усилия передаются на обе боковины всеми буксовыми пружинами одинаково. Также полагают, что горизонтальные реакции верхних шарниров люльки равны между собой. На фиг. 236 показаны симметричные и антисимметричные составляющие разложения нагрузок, возникающих при движении тележки по кривой. Проверка правильности разложения производится сложением этих схем, в результате которого должна получиться исходная схема (фиг. 235).

Кососимметричная составляющая (фиг. 236, *б*) является одной из нагрузок, действие которой существенно отражается на напряжённом состоянии рамы тележки.

Нагрузка, возникающая при торможении

Исходные данные для определения тормозной силы и усилий от рычажной передачи тормоза изложены в главе IV. Расчётная тормозная сила принимается равной 0,2 от веса вагона брутто. Расчётные схемы отдельных деталей тележки, подверженных действию этой нагрузки, зависят от конструкции тележки и рычажной передачи.

Обычно при расчёте боковин и других балок рамы тележки действие нагрузки, возникающей при торможении, не учитывается совместно с нагрузками, обусловленными движением в кривой, так как их одновременное сочетание значительно снижает кососимметричную составляющую (фиг. 236, *б*), а также величину горизонтальной нагрузки H_2 , передающейся передней по ходу колёсной парой. Совместное действие всех нагрузок, включая и тормозную, учитывается в расчётах надрессорных балок. Кроме того, на эту нагрузку рассчитываются детали тележек, предназначенные для подвески рычажной передачи тормоза и самой рычажной передачи.

12. РАСЧЁТ НАДРЕССОРНЫХ БАЛОК

Приведённые на фиг. 228 эпюры изгибающих моментов характеризуют изгиб наддрессорной балки в вертикальной плоскости. При расчёте среднего сечения вертикальное давление на пятник обычно принимают в виде сосредоточенной силы, приложенной в центре пятника.

В действительности давление на пятник распределяется вдоль его диаметра (параллельного оси наддрессорной балки) пропорционально длинам хорд, перпендикулярных этому диаметру.

Интенсивность давления на единицу длины диаметра пятника составляет

$$q = \frac{P}{\pi r} \cdot \frac{2 \sqrt{r^2 - x^2}}{r},$$

где P — равнодействующая вертикального давления на пятник;

r — радиус опорной поверхности пятника;

x — расстояние от центра пятника до элемента его диаметра, загруженного интенсивностью q ;

$\frac{\sqrt{r^2 - x^2}}{r}$ — синус угла α (фиг. 237).

Следовательно, интенсивность нагрузки вдоль диаметра пятника изменяется приблизительно по закону синуса. Замена такой распределённой нагрузки сосредоточенной силой P приводит к увеличению изгибающего момента по середине наддрессорной балки приблизительно на 5%.

Вертикальный изгибающий момент в среднем сечении наддрессорной балки равняется

$$M_{1в} = P_{см} \left(1 + k_d \right) \frac{b}{2}, \quad (272)$$

где $P_{см}$ и k_d определяются формулами (233) и (36) соответственно, b — половина расстояния между серединами рессорных комплектов, на которые опирается наддрессорная балка.

Вертикальный изгибающий момент в сечении по краю пятника находится из выражения (фиг. 228, б и г)

$$M_{2в} = \left[\frac{P_{см}(1 + k_d)}{2} + P_6 \right] (b - r) + e \frac{H}{2}, \quad (273)$$

где, кроме ранее обозначенных величин, P_6 определяется формулами (251) или (257), (258) в зависимости от конструкции тележки, r — радиус опорной поверхности пятника, e — эксцентриситет между линией действия горизонтальной реакции $\frac{H}{2}$ и центром тяжести сечения наддрессорной балки по краю пятника (e принимается положительным, если линия действия $\frac{H}{2}$ проходит выше центра тяжести сечения).

Вертикальный изгибающий момент в сечении, проходящем через середину бокового скользуна (фиг. 228, в и г), равен

$$M_{3в} = \left[\frac{P_{см}(1 + k_d)}{2} + P_6 \right] (b - b_4) - e \frac{H}{2}, \quad (274)$$

здесь, кроме ранее обозначенных величин, e — расстояние от линии действия силы $\frac{H}{2}$ до центра тяжести сечения наддрессорной балки по сере-

дине бокового скользуна, b_4 — расстояние от центра пятника до середины бокового скользуна.

На фиг. 237 изображены схема загрузки наддрессорной балки в горизонтальной плоскости при торможении вагона, а также эпюры изгибающих моментов. Горизонтальные изгибающие моменты находятся из выражений:

в сечении посредине

$$M_{1z} = 0,2 P_{cm} \frac{b_5}{2}, \quad (275)$$

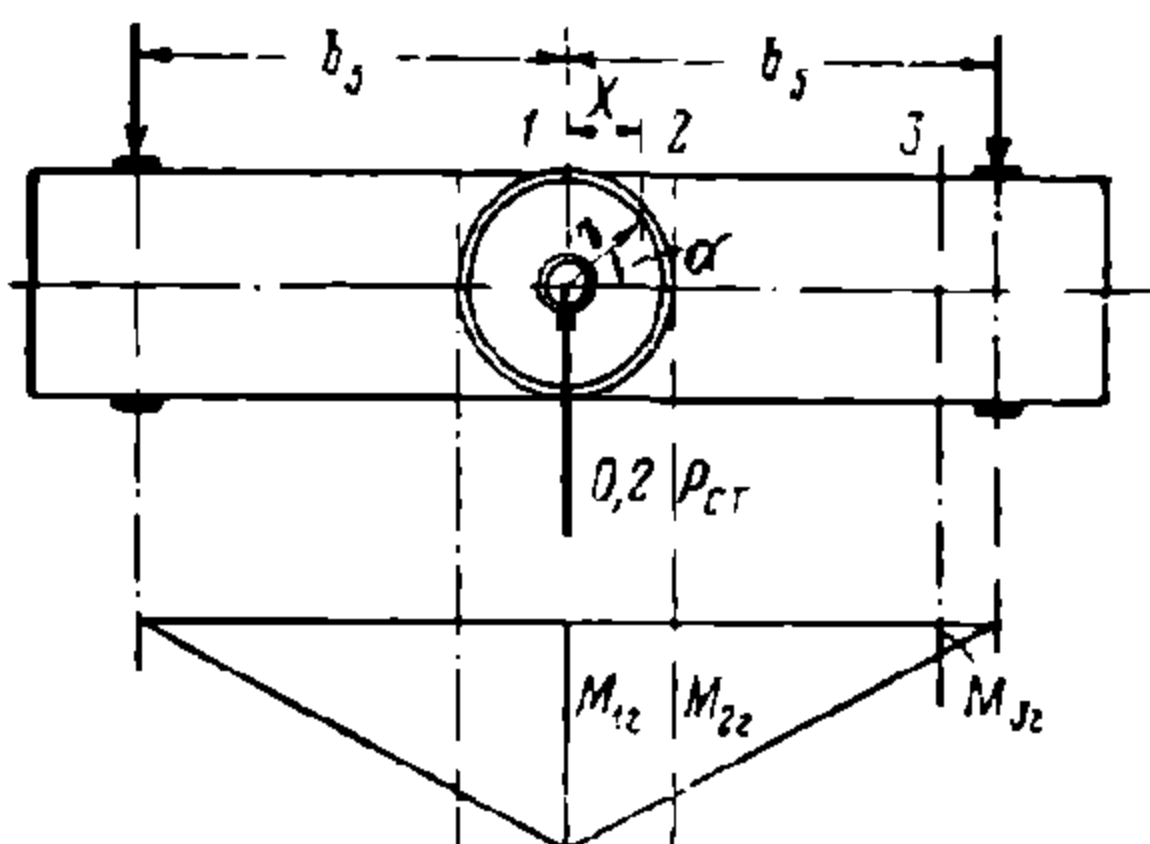
в сечении по краю пятника

$$M_{2z} = 0,2 P_{cm} \frac{b_5 - r}{2}, \quad (276)$$

в сечении посредине бокового скользуна

$$M_{3z} = 0,2 P_{cm} \frac{b_5 - b_4}{2} \quad (277)$$

В выражениях (275), (276) и (277) обозначено: $0,2 P_{cm}$ — горизонтальная сила инерции, приходящаяся на надрессорную балку при торможении вагона, b_5 — расстояние между серединой пятника и серединой вертикальной направляющей надрессорной балки.



Фиг. 237. К расчёту надрессорной балки

При $b_5 \leq b_4$ изгибающий момент M_{3z} не учитывается.

По формулам (272) — (276) определяются изгибающие моменты для расчёта надрессорных балок тележек всех конструкций; по формуле (277) изгибающие моменты определяются для расчёта надрессорных балок тележек пассажирских вагонов с жёсткими рамами и тележек грузовых вагонов с поперечными связями.

Концевые части надрессорных балок бессвязевых тележек грузовых вагонов рассчитываются на совместное действие вертикальных статических и динамических нагрузок, вертикальных реакций от боковых нагрузок, возникающих при прохождении кривой (фиг. 231), без учёта сил, возникающих при торможении.

Прочность направляющих заплечиков шкворневой балки бессвязевой тележки проверяется при загрузке силами N''_n , определяемыми формулой (263).

Нормальные напряжения в сечениях надрессорной балки определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_y z}{I_y} + \frac{M_z y}{I_z}, \quad (278)$$

где соответственно M_y и M_z — вертикальные и горизонтальные изгибающие моменты, действующие в рассчитываемом сечении, I_y и I_z — главные моменты инерции сечения, z и y — координаты точки сечения относительно главных осей.

Наибольшие нормальные напряжения в балках с поперечным сечением, показанным на фиг. 238, а, находятся по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z}, \quad (279)$$

где W_y и W_z — моменты сопротивления сечения относительно главных осей.

В случае поперечного сечения, изображённого на фиг. 238, в (обычного для литых или штампованных балок), наибольшие напряжения (в местах закруглений углов) вычисляются по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_s \frac{h - 2r}{h} + \sigma_z \frac{b - 2r}{b} + 2r \sqrt{\frac{\sigma_s^2}{h^2} + \frac{\sigma_z^2}{b^2}}, \quad (280)$$

где

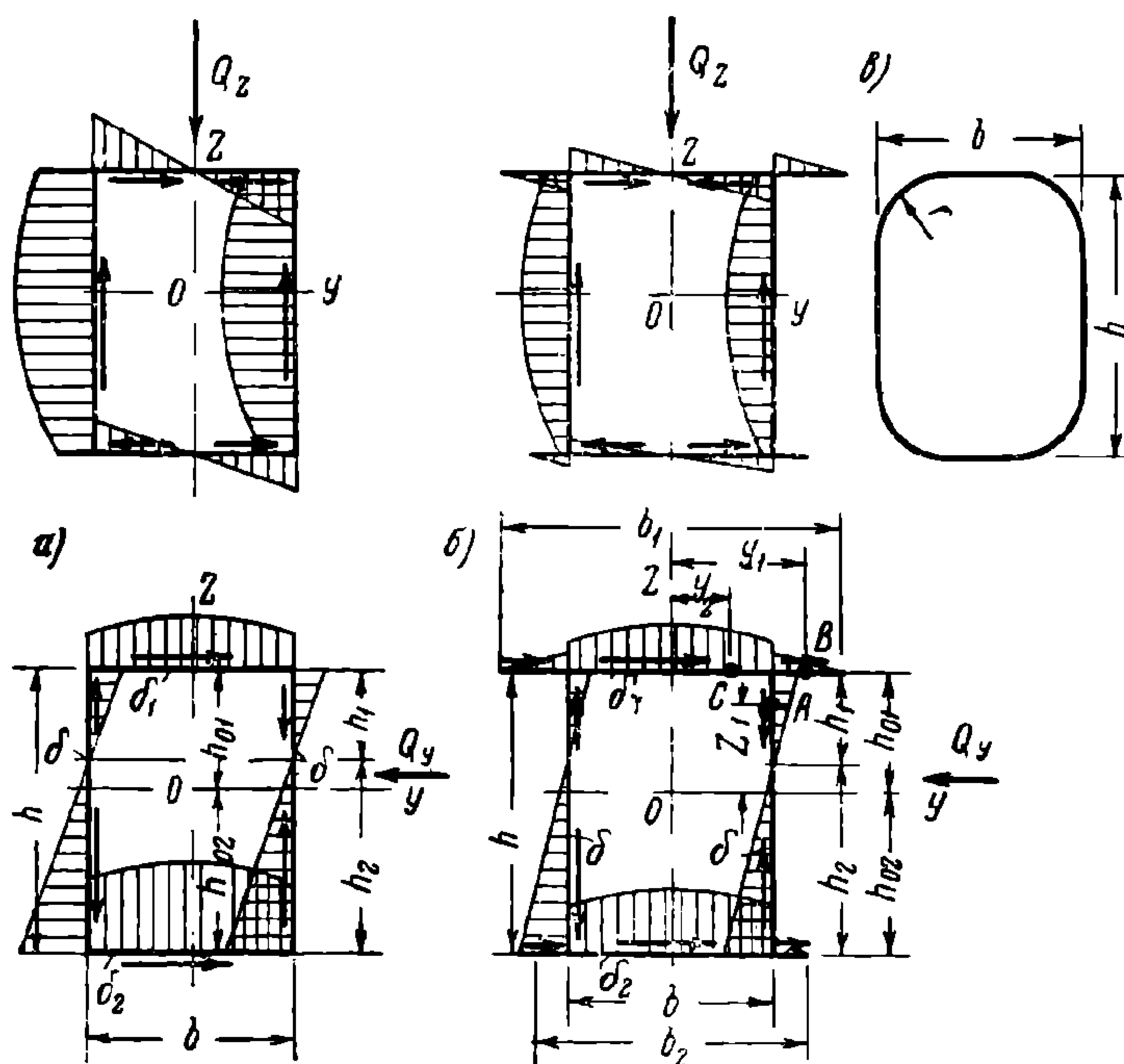
$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_y} \text{ и } \sigma_z = \frac{M_z}{W_z},$$

здесь, кроме ранее обозначенных, величины h , b и r ясны из чертежа.

Касательные напряжения при изгибе в двух главных плоскостях для наддресорных балок, выполненных в виде тонкостенных стержней с замкнутым контуром поперечного сечения, определяются по формуле

$$\tau = \frac{Q_z S_y}{I_y \delta} + \frac{Q_y S_z}{I_z \delta}, \quad (281)$$

где соответственно Q_z и Q_y — поперечные силы от вертикальной и горизонтальной нагрузок, I_y и I_z — главные центральные моменты инерции



Фиг. 238. Эпюры напряжений в сечениях наддресорных балок (тонкими линиями показаны эпюры, а стрелками — направления касательных напряжений)

сечения, δ — толщина контура поперечного сечения в рассчитываемом месте, S_y и S_z — статические моменты части площади контура относительно главных осей y и z .

В тонкостенных стержнях эта формула определяет величину касательных напряжений, направленных параллельно касательной к контуру сечения.

Касательные напряжения считаются равномерно распределёнными по толщине элемента контура.

Статические моменты S_y и S_z определяются для части контура, лежащей между точкой, в которой касательные напряжения равны нулю, и той точкой, в которой определяются напряжения. При изгибе балки в плоскости симметрии касательные напряжения равны нулю в точках пересечения контура с осью симметрии (фиг. 238, а, б). При изгибе в плоскости, перпендикулярной плоскости симметрии, положение точки кон-

тура, в которой касательные напряжения равны нулю, определяется для сечения, показанного на фиг. 238, а, по формуле

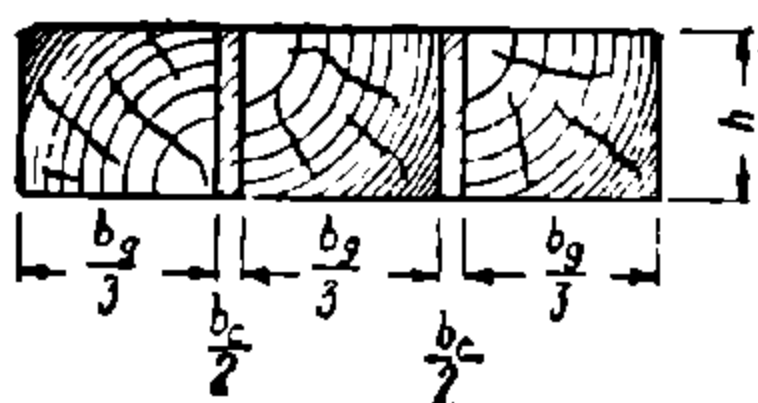
$$h_1 = \frac{bh\delta_2 + 9h^2\delta}{b(\delta_1 + \delta_2) + 18\delta h}, \quad (282)$$

а для сечения, изображённого на фиг. 238, б, по формуле

$$h_1 = \frac{b_1^3\delta_2h + 9b^2h\delta}{b_1^3\delta_1 + b_2^3\delta_2 + 18b^2h\delta}. \quad (283)$$

Входящие в эти формулы величины ясны из чертежа¹.

При определении касательных напряжений в свободных полках (фиг. 238, б) статический момент вычисляется для площади, расположенной между свободным концом полки и точкой, в которой определяется напряжение.



Фиг. 239. Сечение над-рессорной балки смешанной конструкции

Например, для определения напряжений в точке А с координатами $\left(\frac{b}{2}, z_1\right)$ статические моменты имеют вид

$$S_y = \frac{b_1h_{01}\delta_1}{2} + (h_{01} - z_1) \frac{h_{01} + z_1}{2} \delta;$$

$$S_z = [z_1 - (h_{01} - h_1)] \frac{b}{2} \delta;$$

для определения напряжений в точке В (y_1, h_{01})

$$S_y = \left(\frac{b_1}{2} - y_1\right) h_{01} \delta_1; \quad S_z = \left(\frac{b_1}{2} - y_1\right) \frac{b_1 + y_1}{2} \delta_1;$$

для определения напряжений в точке С (y_2, h_{01})

$$S_y = y_2 h_{01} \delta_1; \quad S_z = h_1 \frac{b}{2} \delta + \left(\frac{b_1}{2} - y_2\right) \frac{b_1 + y_2}{2} \delta_1.$$

Определение эквивалентных напряжений по энергетической теории прочности при статическом расчёте производится по формуле

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad (284)$$

где σ и τ определяются по формулам (278) и (281). Эквивалентные напряжения σ_3 обычно имеют наибольшие значения в местах перехода от полок к стенкам. Напряжения в швах сварных наддресорных балок определяются по формулам, приведённым в § 4 главы IV.

Изгибающие моменты в наддресорной балке деревянно-металлической конструкции (фиг. 239) находятся по формулам (272), (273), (275) и (276).

Напряжения определяются по формуле (279). При этом эквивалентный момент сопротивления изгибу относительно горизонтальной оси, приведённый к дереву, находится из выражения

$$W_y = \frac{h^3 \left(b_d + b_c \frac{E_c}{E_d}\right)}{6}, \quad (285)$$

где h — высота балки, b_d — суммарная ширина деревянных брусев, b_c — суммарная толщина стальных армировочных листов, E_c и E_d — модули упругости стали и дерева соответственно ($E_c : E_d = 21$).

Момент сопротивления относительно вертикальной оси W_z подсчитывается, как для прямоугольного бруса с высотой, равной полной ширине балки, и шириной, равной h . Металлические листы при этом не учитываются вследствие малого расстояния от них до нейтрального слоя.

Прочность связующих болтов и смятие древесины проверяются по общепринятым правилам для расчёта составных деревянных брусев.

Вычисленные напряжения не должны превосходить допускаемых для дерева.

¹ Определение касательных напряжений в сечениях тонкостенных стержней с любой формой контура поперечного сечения — см. А. А. Уманский, Кручение и изгиб тонкостенных авиаконструкций. Оборонгиз, 1939 г.

Расчёт наддресорной балки шпренгельной конструкции

На фиг. 240 изображена расчётная схема шпренгельной наддресорной балки. Стойка балки жёстко связана с верхним поясом и свободно опирается на нижний. Узлы верхнего и нижнего поясов приняты шарнирными. Эта система один раз статически неопределима. Принимая за лишнее неизвестное усилие Z в стойке и пренебрегая жёсткостью на изгиб нижнего пояса, получим следующее выражение для Z при отсутствии зазора Δ между стойкой и нижним поясом в незагруженной балке¹

$$Z = \frac{\left[\frac{b_2^2 l_1}{6I} \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right) - \frac{h_1^2}{2F_1 l_1} \left(\frac{b_2^2}{h_1 h_2} - 1 \right) \right] P}{\frac{b_2^2 l_1}{6I} \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right)^2 + \frac{h_1^2}{2F_1 l_1} \left(\frac{b_2^2}{h_1 h_2} - 1 \right)^2 + \frac{h}{F_0} + \frac{l_2^3}{2F_2 h_2^2}} \quad (286)$$

и при наличии зазора Δ

$$Z = \frac{\left[\frac{b_2^2 l_1}{6I} \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right) - \frac{h_1^2}{2F_1 l_1} \left(\frac{b_2^2}{h_1 h_2} - 1 \right) \right] P - \Delta E}{\frac{b_2^2 l_1}{6I} \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right)^2 + \frac{h_1^2}{2F_1 l_1} \left(\frac{b_2^2}{h_1 h_2} - 1 \right)^2 + \frac{h}{F_0} + \frac{l_2^3}{2F_2 h_2^2}} \quad (287)$$

Приравнявая нулю числитель выражения (287), получим уравнение, из которого определяется наименьшая величина зазора Δ , при наличии которого верхний пояс наддресорной балки не разгружается реакцией нижнего пояса и испытывает деформацию изгиба, как двухопорная балка, нагруженная силой P посередине.

В случае натяга знак минус перед последним членом в числителе формулы (287) меняется на плюс. В формулах (286) и (287) F_1 и I — площадь и момент инерции сечения верхнего пояса, F_2 и F_0 — площадь поперечного сечения нижнего пояса и стойки соответственно.

Остальные величины ясны из чертежа.

Изгибающий момент в верхнем поясе равен

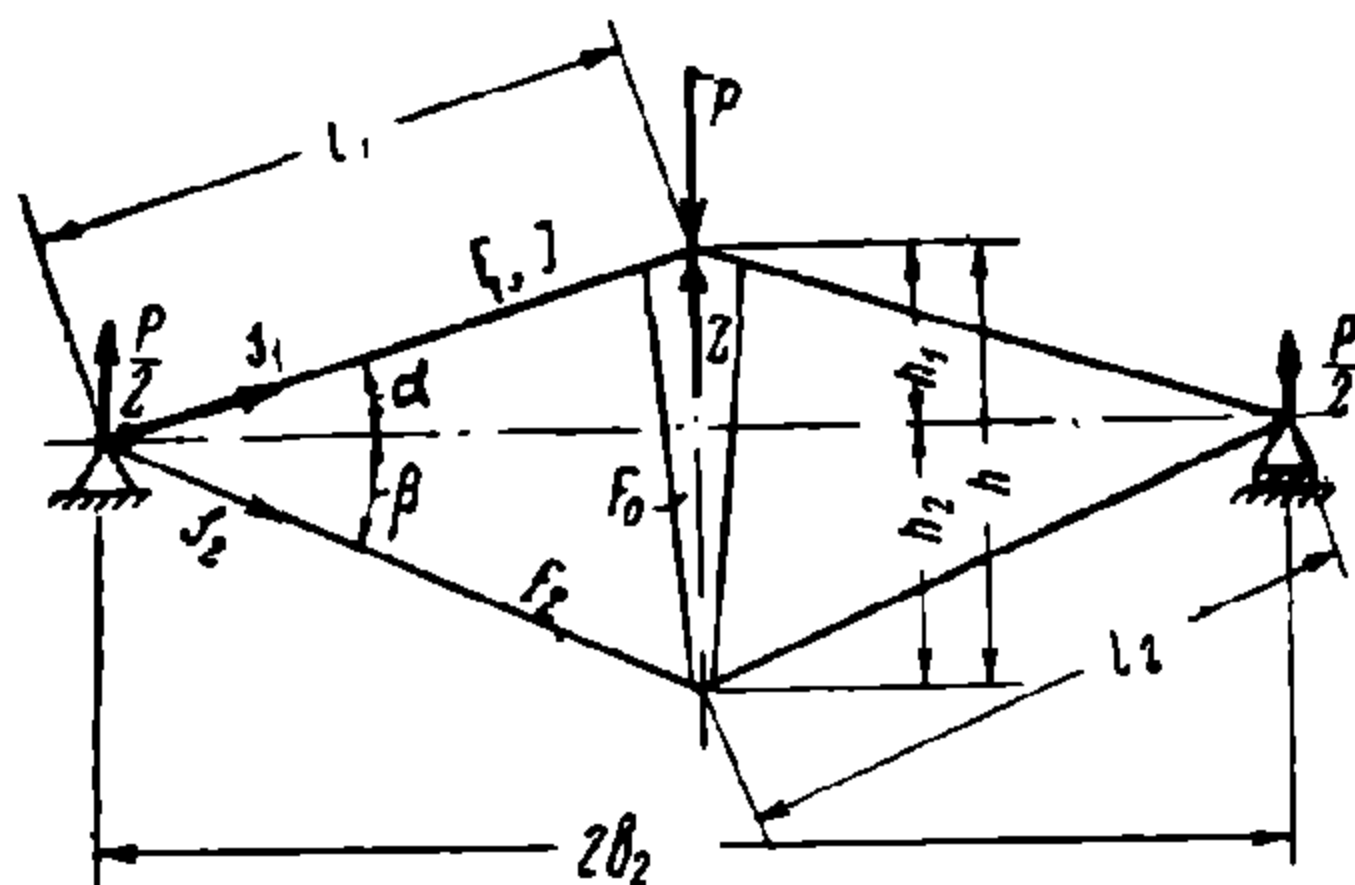
$$M = \frac{b_2}{2} \left[P - Z \left(1 + \frac{h_1}{h_2} \right) \right] \quad (288)$$

Продольная сила в верхнем поясе

$$S_1 = \frac{P - Z}{2 h_1} l_1; \quad (289)$$

то же в нижнем поясе

$$S_2 = \frac{Z}{2 h_2} l_2. \quad (290)$$



Фиг. 240. Расчётная схема наддресорной балки шпренгельной конструкции

Наличие зазора уменьшает величину Z и увеличивает изгибающий момент. Из формулы (288) следует, что при $Z = \frac{P}{1 + \frac{h_1}{h_2}}$ изгибающий момент равен нулю. В этом

случае верхний пояс балки подвергается только сжатию. Чтобы разгрузить верхний пояс от изгиба, сборку балки следует производить с натягом, величина которого определяется из выражения (287) при подстановке в него $Z = \frac{P}{1 + \frac{h_1}{h_2}}$. Сборка наддрес-

сорной балки с зазором между нижним поясом и стойкой приводит к преждевременному разрушению её в эксплуатации².

При расчёте шпренгельной наддресорной балки от горизонтальных нагрузок учитывается только изгиб верхнего пояса в горизонтальной плоскости, так как конструкция связи нижнего пояса с верхним недостаточна для полноценной передачи на него горизонтальных сил, приложенных к верхнему поясу.

¹ Определение может быть произведено любым методом строительной механики, в частности, методом сил.

² Информационное письмо № 24 (35) Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. Трансжелдориздат, 1944.

13. РАСЧЁТ ДЕТАЛЕЙ ЛЮЛЬКИ

Люлечная подвеска отклоняется под действием боковых сил от своего нормального положения и устанавливается под углом γ к раме тележки. Синус угла γ определяется из выражения (фиг. 226)

$$\sin \gamma = \frac{\frac{2b_3 - B}{2} + y}{\lambda}, \quad (291)$$

в котором величина y находится из системы уравнений (248).

Составим сумму P_Σ вертикальных сил, действующих на верхний шарнир люлечной подвески, учитывая формулы (233), (253) и (271):

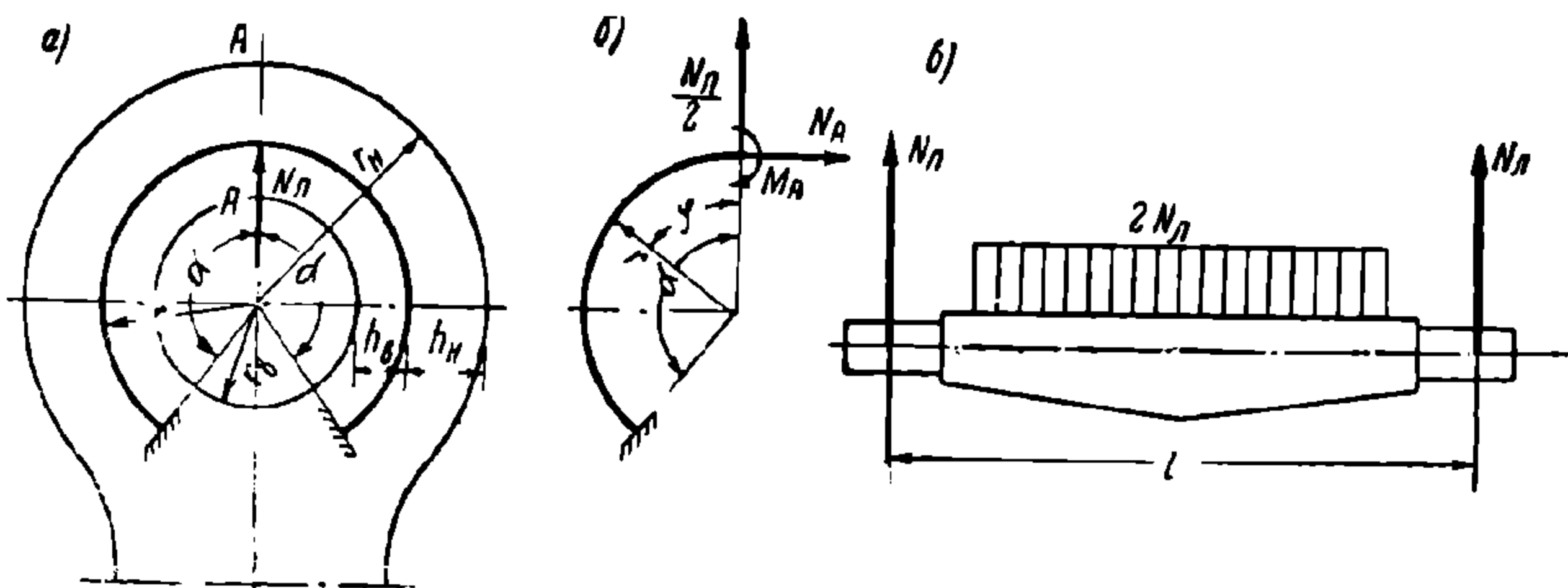
$$P_\Sigma = P_{стл}(1 + k_d) + P_\lambda - P'_\lambda, \quad (292)$$

где k_d — коэффициент динамической добавки — формула (36).

Тогда сила N_λ , растягивающая подвеску, находится из выражения

$$N_\lambda = \frac{P_\Sigma}{\cos \gamma}. \quad (293)$$

Люлечная подвеска в средней части рассчитывается на растяжение силой N_λ .



Фиг. 241. К расчёту деталей люльки

Напряжения в проушине, имеющей форму части кругового кольца, определяются по формулам для расчёта кривого бруса. Изображённая на фиг. 241, а жирной линией, проходящей через нейтральный слой, расчётная схема проушины представляет два раза статически неопределимую систему. Произведём разрез по оси симметрии и заменим действие отсечённой части моментом M_A и нормальной силой N_A (фиг. 241, б).

Из условий равенства нулю угла поворота θ_A и тангенциального перемещения δ_{tA} сечения AA получим, пренебрегая ввиду их малости деформациями растяжения и сдвига, два уравнения для определения неизвестных¹

$$\theta_A = \int_0^\alpha \frac{M}{EFr} d\varphi = 0; \quad (294)$$

$$\delta_{tA} = \int_0^\alpha \frac{Mr}{EFr} (1 - \cos \varphi) d\varphi = 0, \quad (295)$$

где

$$M = M_A + N_A r (1 - \cos \varphi) - \frac{N_n}{2} r \sin \varphi \quad (296)$$

изгибающий момент в сечении, составляющем угол φ с осью симметрии; r — радиус кривизны нейтрального слоя; E — модуль упругости материала; F — площадь попе-

¹ А. А. Попов, Расчёт бруса и оболочки большой кривизны. Трансжелдориздат, 1935.

речного сечения; e — расстояние от нейтрального слоя до центра тяжести сечения¹; углы α и φ ясны из чертежа. После подстановки выражения (296) в уравнения (294) и (295), сокращения на EFe и интегрирования получаем

$$M_A \alpha + N_A r (\alpha - \sin \alpha) - \frac{N_A r}{2} (1 - \cos \alpha) = 0; \quad (297)$$

$$M_A r (\alpha - \sin \alpha) + N_A r^2 \left(\frac{3\alpha}{2} - 2 \sin \alpha + \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right) - \frac{N_A r^2}{2} \left(1 - \cos \alpha - \frac{1}{2} \sin^2 \alpha \right) = 0. \quad (298)$$

Подставив определённые из уравнений (297) и (298) неизвестные M_A и N_A в формулу (296), найдём выражения изгибающего момента для любого сечения проушины. Нормальная сила в сечении под углом φ к оси симметрии находится по формуле

$$N = N_A \cos \varphi + N_A \frac{\sin \varphi}{2}. \quad (299)$$

Нормальные напряжения в крайних волокнах сечения находятся из выражений: для наружных волокон

$$\sigma_H = - \frac{M h_H}{F e r_H} + \frac{N r}{F r_H} \quad (300)$$

для внутренних волокон

$$\sigma_B = \frac{M h_B}{F e r_B} + \frac{N r}{F r_B} \quad (301)$$

где, кроме ранее обозначенных величин, r_H и r_B — радиусы кривизны наружных и внутренних волокон, h_H и h_B — расстояние от нейтрального слоя до наружного и внутреннего волокон соответственно.

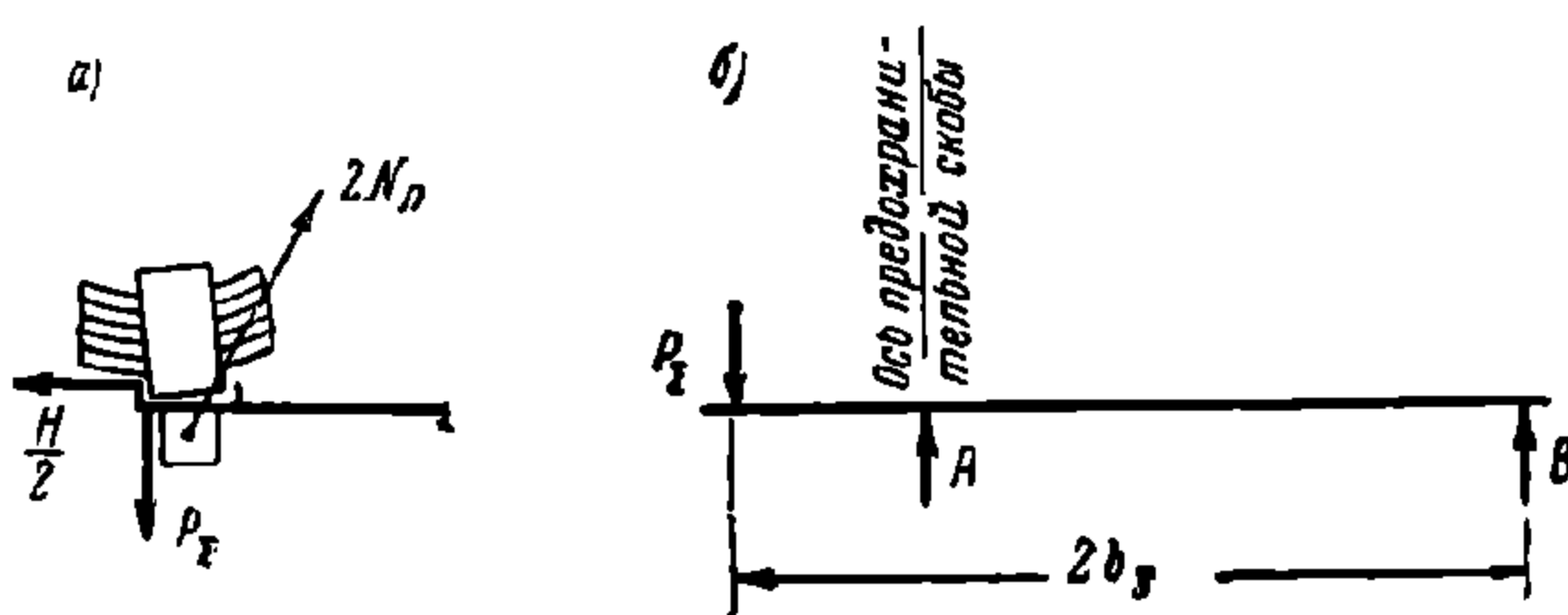
Приближённо расчётные напряжения находятся по сечению для $\varphi = 90^\circ$. Более точно экстремальные значения σ_H и σ_B находятся путём отыскания максимума и минимума выражений (300) и (301) — из условия равенства нулю первых производных от этих выражений по φ .

Опорная балка рассчитывается на изгиб по схеме, изображённой на фиг. 241, в.

Подressорная балка рассчитывается на сжатие и изгиб, считая, что горизонтальное и вертикальное давления от рессор, обусловленные вертикальными статическими и динамическими, а также боковыми нагрузками, передаются на край подressорного гнезда, как показано на фиг. 242, а. Кроме того, производится проверка прочности подressорной балки на случай обрыва люлечных подвесок с одного конца, т. е.

когда подressорная балка ложится на предохранительную скобу (фиг. 242, б). В этом случае нагрузка на конец балки принимается равной наибольшей вертикальной нагрузке, передающейся на рессору; при этом допускаются напряжения, близкие к пределу текучести.

Предохранительная скоба рассчитывается на растяжение силой, равной реакции A (фиг. 242, б).



Фиг. 242. К расчёту подressорной балки

¹ Таблицы для определения e см. Н. М. Беляев, Соппротивление материалов. Гостехиздат, 1940.

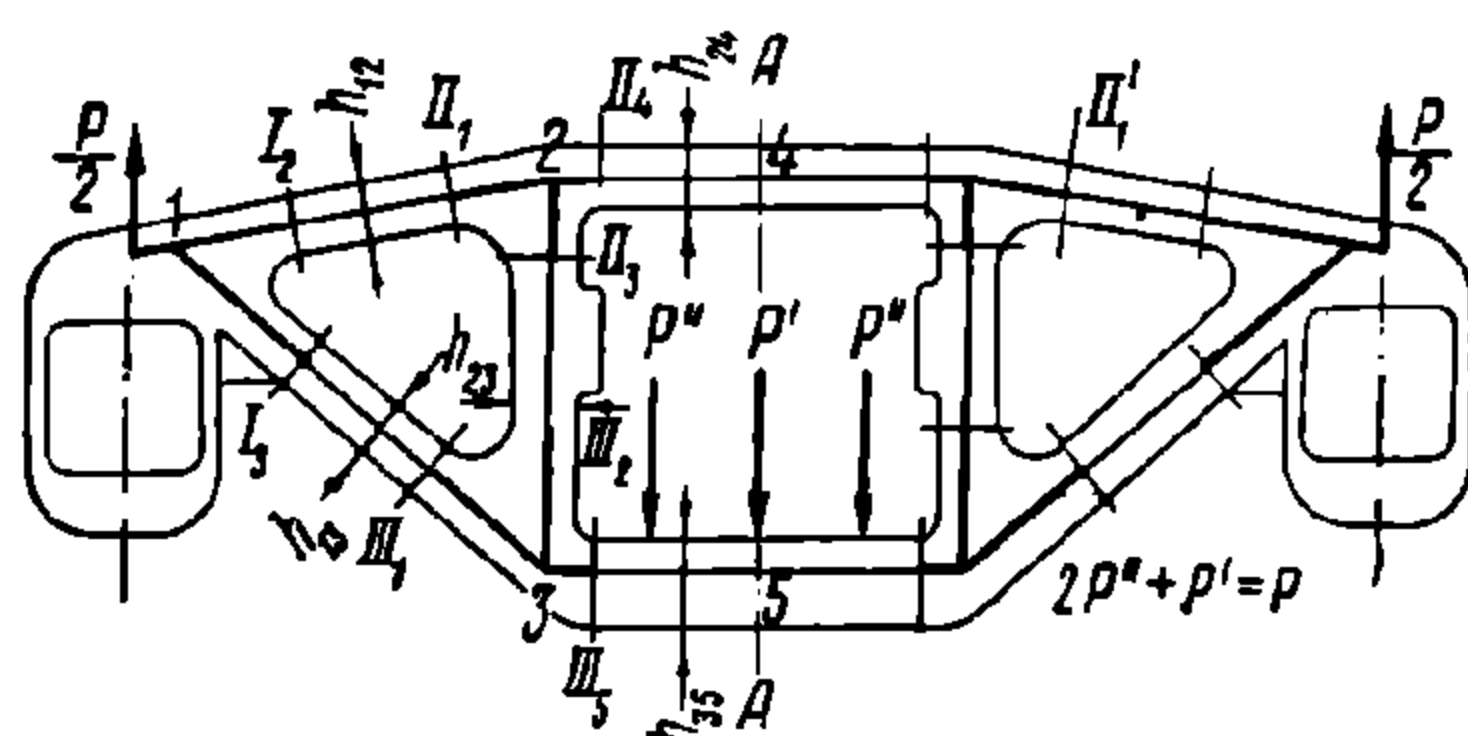
* Подробные расчёты проушин других форм см. С. В. Серенсен, И. М. Тельбаум, Н. И. Пригоровский, Динамическая прочность в машиностроении. Машгиз, 1945 г., А. А. Попов, Определение напряжений в головках шатунов. «Транспортное машиностроение», Научно-технический сборник № 2(8), 1937.

Расчёт поперечной связи тележки грузового вагона

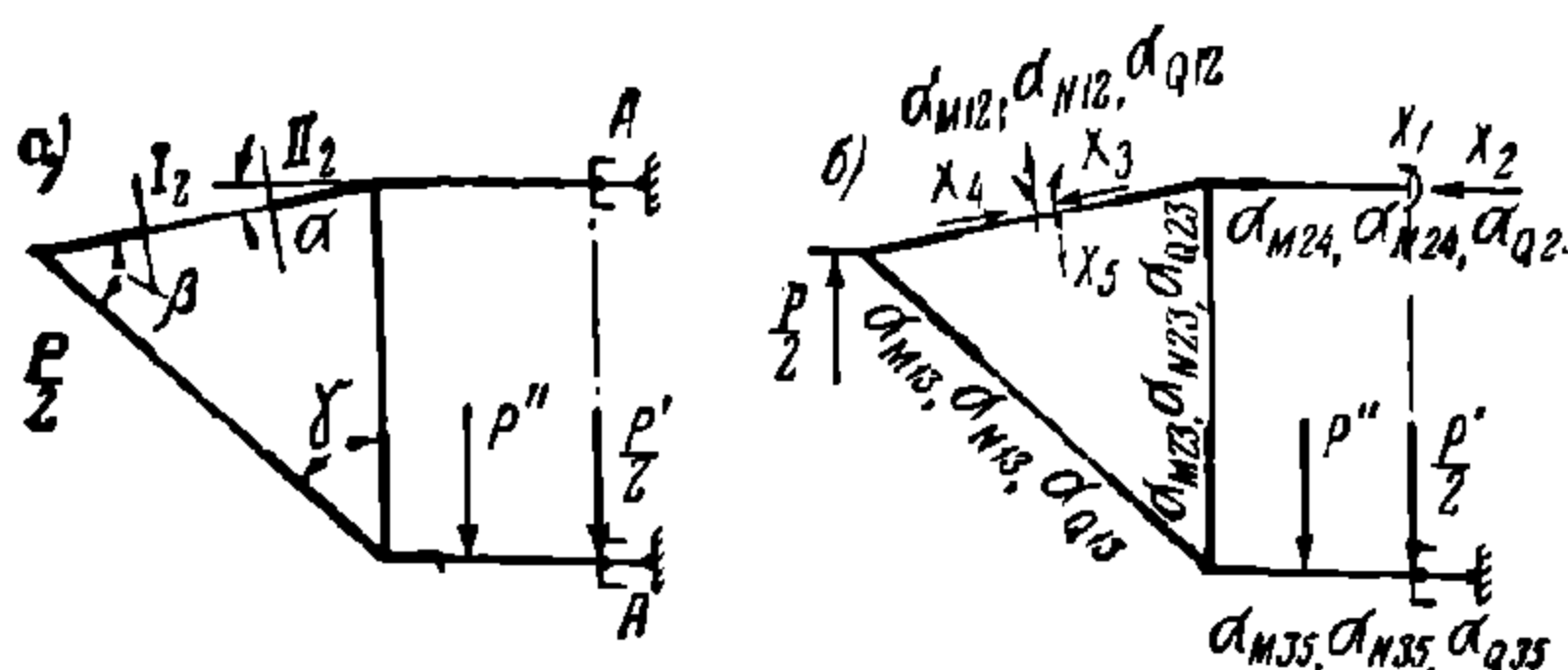
Поперечная связь рассчитывается на сжатие силой H_1 и изгиб в вертикальной и горизонтальной плоскостях от моментов, изображённых на фиг. 233.

14. РАСЧЁТ ЛИТЫХ БОКОВИН ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

При расчёте на вертикальную нагрузку расчётная схема литой боковины образуется осевыми линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений поясов и колонок (фиг. 243). Такое образование расчётной схемы вытекает из того, что конструкция боковины и расположение нагрузки с достаточной точностью могут быть приняты симметричными относительно вертикальной продольной плоскости и, следовательно, стержни схемы подверженным деформациям только растяжения, сдвига и изгиба в этой плоскости, без кручения.



Фиг. 243. Расчётная схема литой боковины



Фиг. 244. Расчётная схема и основная система половины рамы

Расчётная схема боковины представляет собой раму, состоящую из трёх замкнутых контуров и потому в общем случае загрузки силами, действующими в её плоскости, является девять раз статически неопределимой системой.

Расчётная схема и вертикальная нагрузка симметричны относительно вертикальной оси AA . Поэтому внутренние силы в симметричных сечениях равны между собой по абсолютной величине; в этих же сечениях изгибающие моменты и нормальные силы одинаковы, а поперечные силы противоположны по знаку. Поэтому в сечении, проходящем через ось симметрии AA , внутренние силы состоят только из нормальных сил и изгибающих моментов, а поперечные силы равны нулю.

При наличии одной оси симметрии обычно рассматривают только половину рамы, отсечённую плоскостью, проходящей через ось симметрии. Расчётная схема половины рамы вместе с действующими на неё силами изображена на фиг. 244, а. В сечениях по оси AA отброшенная часть рамы заменена связями. Квадратными скобками отмечены связи, способные воспринимать только изгибающие моменты, а стерженьком, направленным по оси стержня, с шарнирами по концам — связи, воспринимающие только продольные силы. Образованная таким образом расчётная схема является пять раз статически неопределимой.

Отбрасывая связи, наложенные в сечении верхнего пояса по оси AA , и производя разрез по середине участка $I_2 II_1$ (с постоянным поперечным сечением) наклонной части верхнего пояса, получим основную (статически определимую) систему для расчёта по методу сил. За неизвестные, заменяющие действие удалённых связей, примем силы и моменты, направленные как показано на фиг. 244, б.

Для определения неизвестных составляются уравнения деформаций (канонические уравнения метода сил), каждое из которых, как известно, является математическим выражением того, что сумма перемещений от

заданной нагрузки и неизвестных сил в основной системе по направлению соответствующей неизвестной равна нулю (или что взаимные перемещения — угловые и линейные — смежных сечений в произведённых разрезах равны нулю).

Канонические уравнения для рассматриваемой системы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{14}X_4 + \delta_{15}X_5 + \delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{24}X_4 + \delta_{25}X_5 + \delta_{2p} &= 0; \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{34}X_4 + \delta_{35}X_5 + \delta_{3p} &= 0; \\ \delta_{41}X_1 + \delta_{42}X_2 + \delta_{43}X_3 + \delta_{44}X_4 + \delta_{45}X_5 + \delta_{4p} &= 0; \\ \delta_{51}X_1 + \delta_{52}X_2 + \delta_{53}X_3 + \delta_{54}X_4 + \delta_{55}X_5 + \delta_{5p} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (302)$$

Как известно, коэффициенты канонических уравнений δ_{ij} представляют перемещение по направлению неизвестного X_i , вызванное действием неизвестного X_j , равного выбранной единице.

За единицу X_j принимают 1, 10, 100 единиц, в которых измеряются заданные силы, в зависимости от того, какая из этих величин удобнее для производства вычислений. Выбор разных единиц для X_j целесообразен для упрощения расчёта: коэффициенты δ_{ij} не должны значительно отличаться между собой по величине, так как в противном случае при решении канонических уравнений приходится либо учитывать большее количество значащих цифр, либо понижать точность решения.

Грузовые или свободные члены канонических уравнений δ_{ip} представляют перемещение по направлению неизвестной X_i от заданных нагрузок. Как известно, коэффициенты уравнений обладают свойством взаимности: $\delta_{ij} = \delta_{ji}$; коэффициенты δ_{ii} всегда положительны, в то время как коэффициенты δ_{ij} могут быть положительны, отрицательны или равны нулю. Чем больше коэффициентов δ_{ij} в уравнениях (302) равно нулю, тем лучше, следовательно, выбрана основная система.

При расчёте литой боковины на вертикальную нагрузку обычно учитываются перемещения, вызываемые деформациями изгиба, растяжения или сжатия и сдвига составляющих её стержней. В этом случае формула для определения коэффициентов уравнения (единичных перемещений) имеет вид

$$\delta_{ij} = \sum \left(\int_0^l \frac{M_i M_j}{EI_y} ds + \int_0^l \frac{N_i N_j}{EF} ds + \int_0^l \frac{k Q_i Q_j}{GF} ds \right), \quad (303)$$

где M_i и M_j — изгибающие моменты (в плоскости рамы), N_i и N_j — нормальные силы, Q_i и Q_j — поперечные силы в стержнях основной системы соответственно от сил X_i и X_j , каждая из которых равна выбранной единице;

EI_y , EF , GF — жёсткости сечений стержней на изгиб, растяжение и сдвиг; k — коэффициент, зависящий от формы сечения.

Интегрирование производится в пределах длины каждого стержня, суммирование распространяется на все стержни основной системы.

Коэффициент k определяется из выражения

$$k = \frac{F}{I_y} \int_F \frac{S_y^2}{b_z^2} dF,$$

где F — площадь поперечного сечения стержня;

I_y — момент инерции сечения относительно нейтральной оси;

S_y — статический момент части площади сечения, лежащей по одну сторону нейтральной оси;

b_z — ширина сечения на расстоянии z от нейтральной оси.

Для прямоугольного сечения $k=1,20$; для круглого сечения $k=32/27$, для двутаврового сечения $k = \frac{F}{F_{cm}}$, где F_{cm} — площадь сечения стенки двутавра.

Для удобства вычислений жёсткость сечения на изгиб одного из стержней принимают за основную (иногда принимают произвольное число за основную жёсткость, когда это удобно для вычислений). Обозначим

EI_0 — основную жёсткость и умножим на неё обе части формулы (303). Тогда эта формула принимает следующий вид:

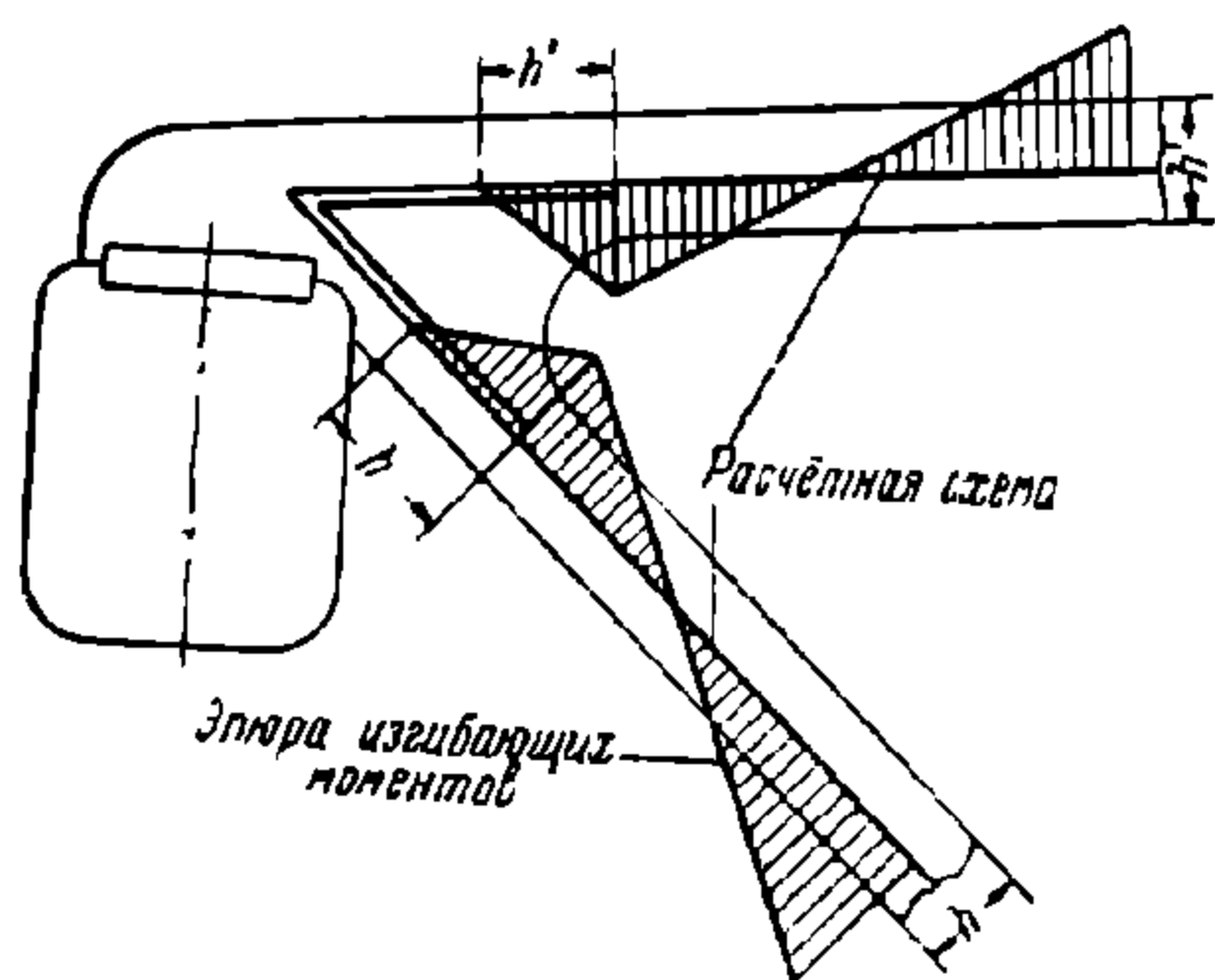
$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left(\alpha_M \int_0^l M_i M_j ds + \alpha_N \int_0^l N_i N_j ds + \alpha_Q \int_0^l Q_i Q_j ds \right), \quad (304)$$

где

$$\alpha_M = \frac{EI_0}{EI_y}; \quad \alpha_N = \frac{EI_0}{EF}; \quad \alpha_Q = \frac{kEI_0}{GF}$$

коэффициенты, равные отношению основной жёсткости к соответствующей жёсткости каждого стержня. Очевидно, что число таких коэффициентов равно утроенному числу стержней. Обычно численные значения этих коэффициентов указываются для каждого стержня на чертеже основной системы или расчётной схемы (фиг. 244, б).

Для определения перемещений в основной системе по формуле (304) предварительно строятся эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от сил X_i , равных выбранной единице, и от заданной нагрузки. Для определения грузовых членов (перемещений от заданной нагрузки) в формуле (304) вместо ординат M_j , N_j и Q_j подставляются соответственно M_p , N_p и Q_p — ординаты эпюр от заданной нагрузки.



Фиг. 245. Учёт влияния узлов

Принятая выше расчётная схема в виде рамы недостаточно точно отражает действительную конструкцию боковины. При расчётах рам полагают, что размеры поперечных сечений стержней и протяжённость узлов малы по сравнению с длинами стержней. Этим допущениям конструкция боковины не удовлетворяет; её конструкция является промежуточной между монолитной балкой и рамой. Расчёты боковины по схеме рамы, в которых жёсткость стержней считается по всей их длине (между геометрическими узлами)

равной жёсткости в средней части, а также при допущении абсолютной жёсткости узлов (на всей их действительной протяжённости), неудовлетворительно согласуются с опытными данными. Также не согласуются с опытом и расчёты боковины по схеме двухопорной балки.

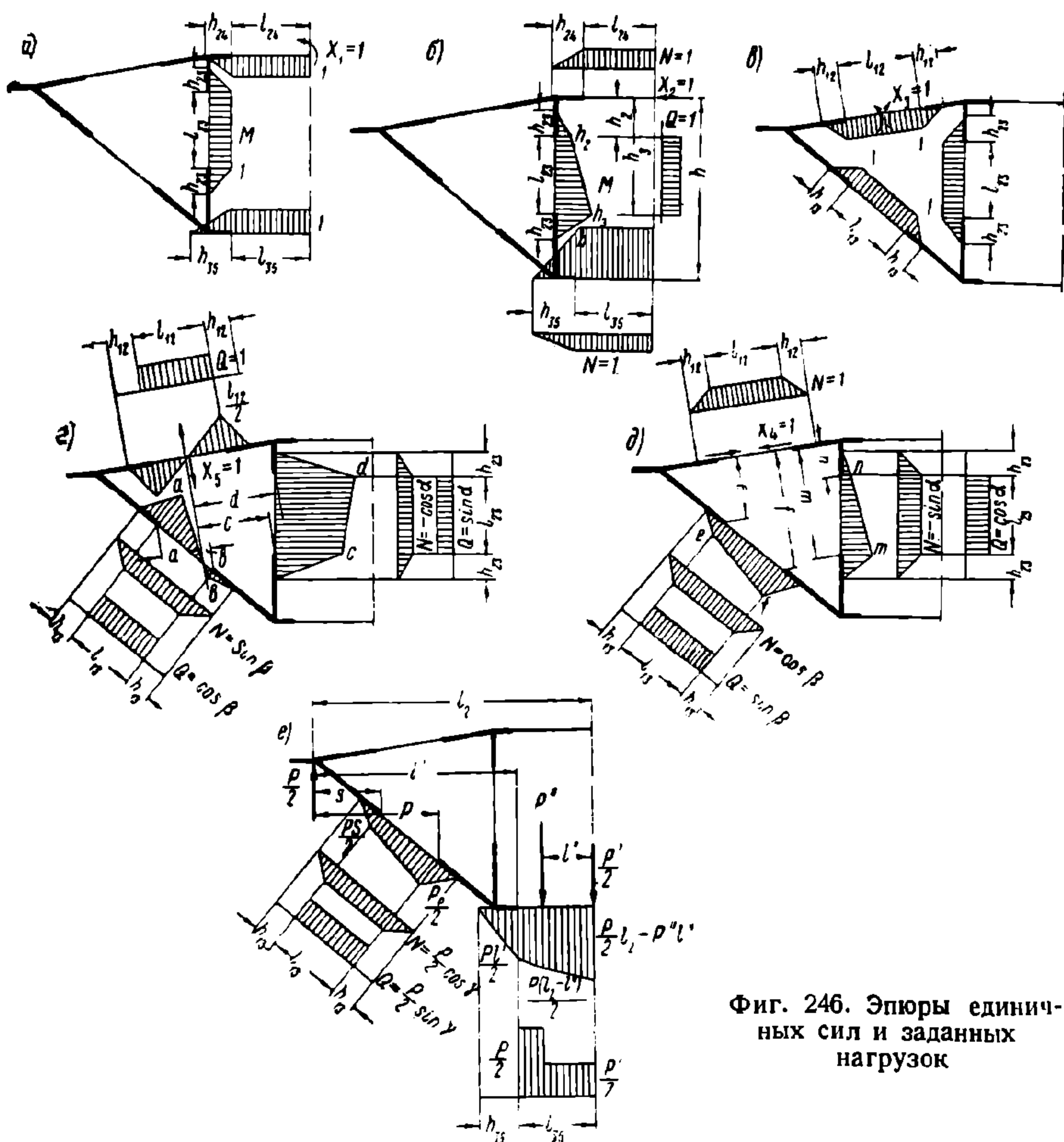
НИБ Главвагона¹ рекомендует следующий метод учёта влияния деформаций узлов боковины на её общие деформации, хорошо подтверждённый опытом. В этом методе предполагается, что эпюры изгибающих моментов и нормальных сил затухают в теле действительного узла рамы (боковины) до нуля по линейному закону на длине, равной высоте поперечного сечения стержня (фиг. 245); затухание эпюры начинается с ординаты, соответствующей переходному сечению от стержня к узлу. При этом эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил на протяжении стержней между действительными узлами строятся обычным способом. Эпюры поперечных сил на протяжении действительных узлов совсем не строятся, что равноценно принятию узлов абсолютно жёсткими на сдвиг.

На фиг. 246 изображены эпюры единичных сил и заданных нагрузок с учётом описанных предположений.

Вычисление интегралов, входящих в формулу (304), обычно производят при помощи известной из строительной механики табл. 20. Результаты вычислений интегралов по табл. 20 целесообразно сводить в табл. 21.

¹ Работа К. А. Сафонцева.

В этой последней таблице для примера заполнены алгебраические выражения интегралов, определяющих коэффициенты $EI_0\delta_{11}$, $EI_0\delta_{12}$ и $EI_0\delta_{25}$. В



Фиг. 246. Эпюры единичных сил и заданных нагрузок

последнем столбце табл. 21 вписываются суммы чисел, полученных в результате вычислений, проведённых по каждой строке.

Проверка вычисления перемещений производится по формулам

$$\left. \begin{aligned} EI_0(\delta_{11} + \delta_{12} + \delta_{1j} + \delta_{1n}) &= EI_0\delta_{1\Sigma}; \\ EI_0(\delta_{21} + \delta_{22} + \delta_{2j} + \delta_{2n}) &= EI_0\delta_{2\Sigma}; \\ EI_0(\delta_{i1} + \delta_{i2} + \delta_{ij} + \delta_{in}) &= EI_0\delta_{i\Sigma}; \\ EI_0(\delta_{n1} + \delta_{n2} + \delta_{nj} + \delta_{nn}) &= EI_0\delta_{n\Sigma}. \end{aligned} \right\} \quad (305)$$






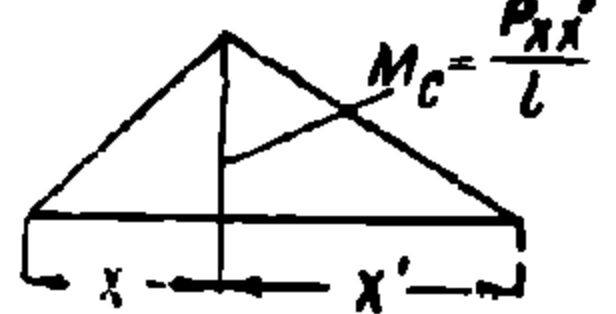
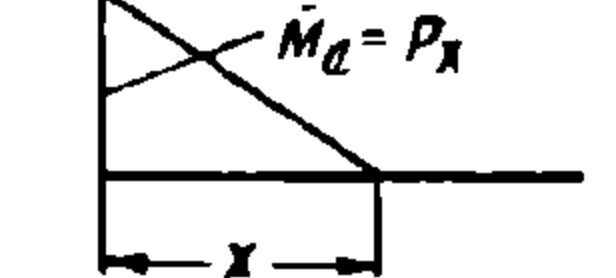
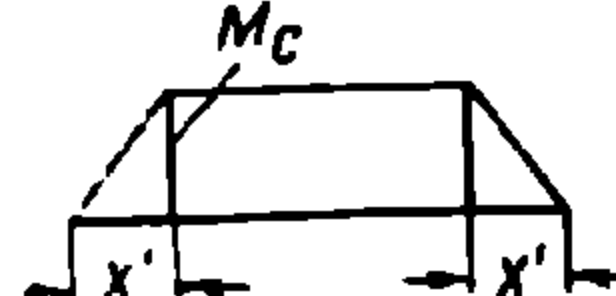
где $EI_0\delta_{i\Sigma} = \sum \left(\alpha_M \int_0^l M_i M_\Sigma ds + \alpha_N \int_0^l N_i N_\Sigma ds + \alpha_Q \int_0^l Q_i Q_\Sigma ds \right). \quad (306)$

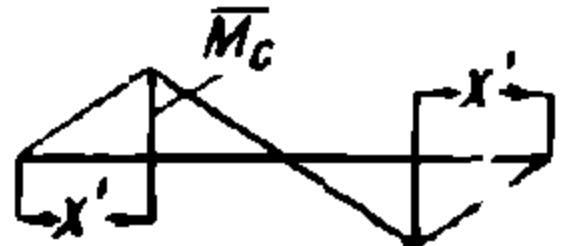

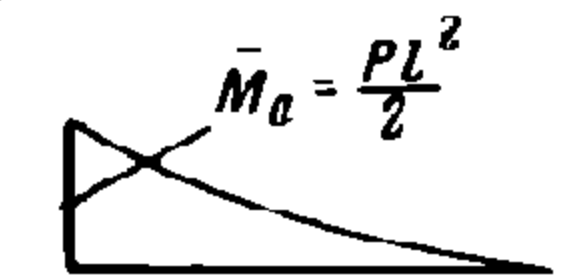
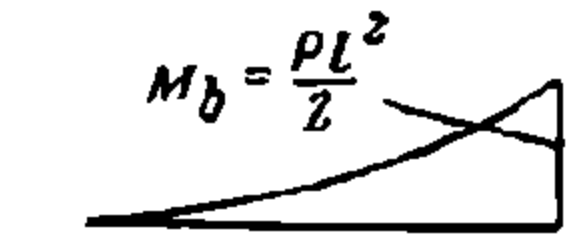

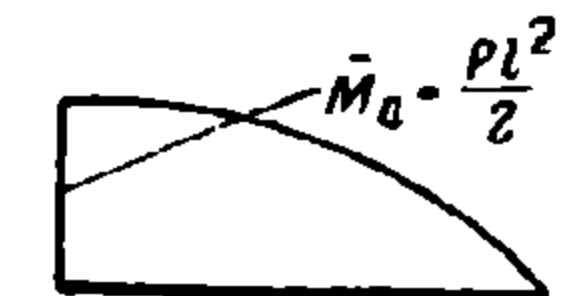
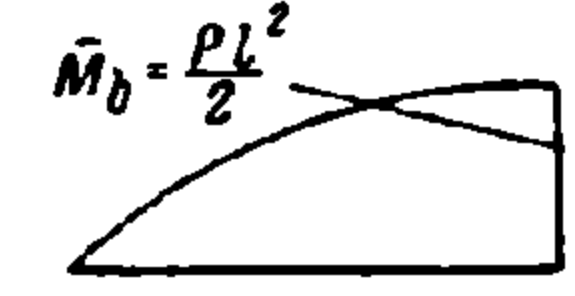
В формуле (306), кроме ранее обозначенных величин $M_\Sigma = M_1 + M_2 + \dots + M_i + \dots + M_n$ — сумма ординат эпюр изгибающих моментов от единичных сил $X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_n$ соответственно

$$N_\Sigma = N_1 + N_2 + \dots + N_i + \dots + N_n$$

и

$$Q_\Sigma = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_i + \dots + Q_n.$$

M_i		$\int M_i M_j ds$
M_j		$\frac{1}{3} M_a \bar{M}_a l$
		$\frac{1}{6} M_a M_b l$
		$\frac{1}{6} M_a (2 \bar{M}_a + \bar{M}_b) l$
		$\frac{1}{2} \bar{M}_a M_a l$
		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_c \left(1 + \frac{x}{l}\right) l$
		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_a x \left(3 - \frac{x}{l}\right)$
		$-\frac{1}{2} M_a \bar{M}_c (l - x')$

M_j		$\frac{1}{6} M_a \bar{M}_c (l - x')$
		$\frac{1}{3} M_a \bar{M}_c l = \frac{1}{24} M_a p l^3$
		$\frac{1}{4} M_a \bar{M}_a l$
		$\frac{1}{12} M_a \bar{M}_b l$
		$\frac{1}{20} M_a \bar{M}_b l$
		$\frac{5}{12} M_a \bar{M}_a l$
		$\frac{1}{4} M_a \bar{M}_b l$

Т а б л и ц а 21

$EI_0 \delta_{ij}$	В ы р а ж е н и е	Числен- ное зна- чение
$EI_0 \delta_{11}$	$\alpha_{M24} \left(l_{24} + \frac{h_{24}}{3} \right) + \alpha_{M23} \left(l_{23} + 2 \frac{h_{23}}{3} \right) + \alpha_{M35} \left(l_{35} + \frac{h_{35}}{3} \right)$	
$EI_0 \delta_{12}$	$\alpha_{M23} \left[\frac{h_{23} h_2}{3} + \frac{1}{2} (h_2 + h_3) l_{23} + \frac{h_{23} h_3}{3} \right] + \alpha_{M35} \left(\frac{h_{35} h}{3} + l_{35} h \right)$	
$EI_0 \delta_{13}$		
$EI_0 \delta_{14}$		
$EI_0 \delta_{15}$		
$EI_0 \delta_{22}$		
$EI_0 \delta_{23}$		
$EI_0 \delta_{24}$		
$EI_0 \delta_{25}$	$\alpha_{M23} \left\{ \frac{1}{3} h_{23} h_2 d + \frac{1}{6} [h_2 (2d + c) + h_3 (d + 2c)] l_{23} + \frac{1}{3} h_{23} h_3 c \right\} - \alpha_{Q23} l_2 \sin \alpha$	
$EI_0 \delta_{33}$		
$EI_0 \delta_{34}$		
$EI_0 \delta_{35}$		
$EI_0 \delta_{44}$		
$EI_0 \delta_{45}$		
$EI_0 \delta_{55}$		

Вторая проверка производится по формулам

$$EI_0 [\delta_{11} + \delta_{22} + \quad + \delta_{ii} + \quad + \delta_{nn} + 2(\delta_{12} + \delta_{13} + \delta_{23} +$$
$$+ \quad + \delta_{ij} + \quad + \delta_{(n-1), n})] = EI_0 \delta_{\Sigma\Sigma},$$

(307)

$$EI_0 \delta_{\Sigma\Sigma} = \sum \left(\alpha_M \int_0^l M_{\Sigma}^2 ds + \alpha_N \int_0^l N_{\Sigma}^2 ds + \alpha_Q \int_0^l Q_{\Sigma}^2 ds \right);$$

(308)

здесь M_{Σ} , N_{Σ} и Q_{Σ} имеют вышеуказанные значения.

Аналогично проверяются коэффициенты δ_{1p} , δ_{2p} δ_{ip} .

НТБ
ДНУЖТ

Процесс вычисления $\delta_{i\Sigma}$ и $\delta_{\Sigma\Sigma}$ также сводится в таблицы, подобные табл. 21. После определения и проверки коэффициентов и грузовых членов решается система канонических уравнений. Обычно применяется способ Гаусса, облегчающий решение системы и позволяющий осуществлять контроль в процессе вычислений¹.

После того как неизвестные $X_1, X_2 \dots X_i$ определены, ординаты суммарных эпюр M, N, Q в любом сечении находятся из выражений:

$$\left. \begin{aligned} M &= M_1X_1 + M_2X_2 + \dots + M_iX_i + \dots + M_p; \\ N &= N_1X_1 + N_2X_2 + \dots + N_iX_i + \dots + N_p; \\ Q &= Q_1X_1 + Q_2X_2 + \dots + Q_iX_i + \dots + Q_p, \end{aligned} \right\} \quad (309)$$

где M_i, N_i и Q_i —ординаты эпюр изгибающего момента, нормальной и поперечной сил в рассматриваемом сечении основной системы от X_i , равного выбранной единице; M_p, N_p и Q_p —то же от заданных нагрузок; X_i —значение найденного из канонических уравнений неизвестного.

Вычисление ординат эпюр для отдельных сечений сводится также в табл. 22:

Т а б л и ц а 22

Сечения	$M_1 X_1$	$M_2 X_2$		$M_i X_i$		M_p	Σ	
I	$M_{I1} X_1$	$M_{I2} X_2$		$M_{Ii} X_i$		M_{Ip}	$M_{I\Sigma}$	
II	$M_{II1} X_1$	$M_{II2} X_2$		$M_{IIi} X_i$		M_{IIp}	$M_{II\Sigma}$	
n	$M_{n1} X_1$	$M_{n2} X_2$		$M_{ni} X_i$		M_{np}	$M_{n\Sigma}$	

Нормальные напряжения от изгибающего момента и нормальной силы в любой точке сечения стержня определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M_y z}{I_y} + \frac{N}{F}, \quad (310)$$

а в крайних волокнах по формуле

$$\sigma = \frac{M_y}{W_y} + \frac{N}{F}, \quad (311)$$

где I_y и W_y —момент инерции и момент сопротивления сечения относительно нейтральной оси;

F —площадь поперечного сечения;

z —расстояние от нейтральной оси до точки, в которой определяются напряжения;

M_y и N определяются выражением (309).

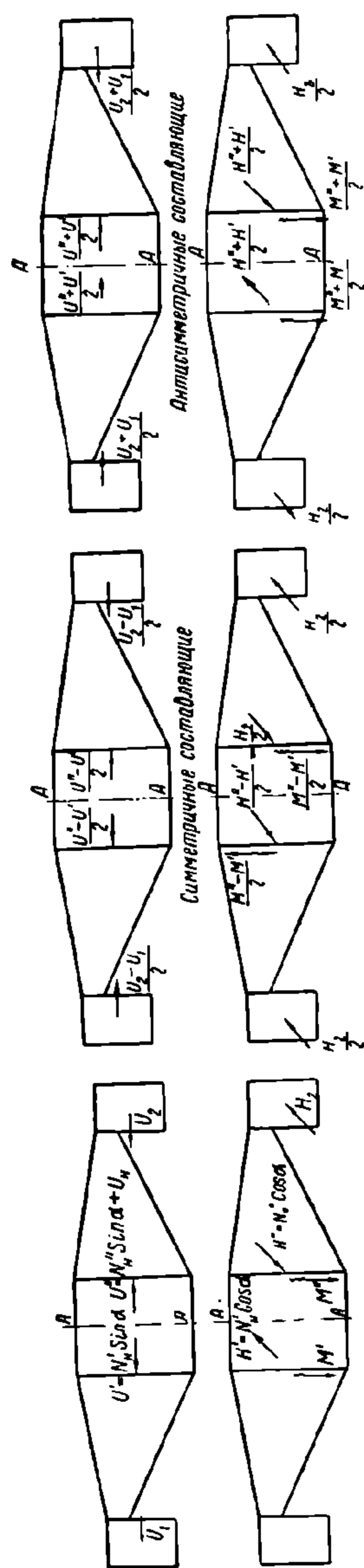
Касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau = \frac{Q_z S_y}{I_y \delta}. \quad (312)$$

Обозначения входящих в эту формулу величин такие же, как и в формуле (281).

¹ О способах проверки вычислений δ_{ij} и δ_{ip} , а также о способе Гаусса см. И. М. Рабинович, Курс строительной механики стержневых систем. Стройиздат, 1940.

Расчёт боковины на нагрузку, возникающую при прохождении кривой, сводится к следующему. Эта нагрузка раскладывается на две составляющие: одну, действующую в плоскости боковины, и вторую — перпендикулярную ей (фиг. 230 и 247). Расчёт от каждой из этих составляющих производится отдельно; окончательный результат получается суммированием



Фиг. 247. Расчётные схемы боковины, подверженной действию нагрузок, возникающих при прохождении кривой

данных, полученных из отдельных расчётов. Такое разложение нагрузок и расчленение расчёта производится для того, чтобы избежать громоздких вычислений. Плоская рама, состоящая из трёх замкнутых контуров, нагруженная пространственной нагрузкой, представляет 18 раз статически неопределимую систему. При пространственном загрузении в поперечном сечении стержня в общем случае возникает шесть внутренних усилий: нормальная сила, два изгибающих момента, две поперечные силы, действующие в двух главных плоскостях изгиба, и крутящий момент. Для образования основной, статически определимой системы в такую раму вводят три разреза, в каждом из которых прикладывается по шести указанных неизвестных усилий.

Разложением исходной нагрузки на нагрузки, действующие в плоскости и перпендикулярно плоскости рамы, а также дальнейшим их разложением на симметричные и антисимметричные составляющие, достигается расчленение системы из 18 канонических уравнений на отдельные системы, содержащие по 4—5 неизвестных, что облегчает вычислительный процесс.

Для составления канонических уравнений 18 раз статически неопределимой системы требуется вычислить 171 коэффициент и 18 грузовых членов. Для составления же двух систем уравнений с четырьмя и двух с пятью неизвестными в общей сложности требуется вычислить 50 коэффициентов и 18 грузовых членов. Облегчается также и процесс решения систем уравнений.

При расчёте боковины на нагрузку, лежащую в её продольной плоскости симметрии, но несимметричную относительно оси AA , эта нагрузка раскладывается на симметричную и антисимметричную относительно оси AA .

Расчёт на симметричную составляющую производится так же, как и на вертикальную симметричную нагрузку. Расчётная схема, основная система, выбор неизвестных и значение коэффициентов канонических

уравнений остаются теми же, что и в рассмотренном выше расчёте от вертикальной нагрузки. Изменяются только эпюры изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от заданной нагрузки. Поэтому достаточно вычислить вновь только грузовые члены и решить систему канонических уравнений (302), подставив в неё эти новые грузовые члены.

При расчёте боковин на антисимметричную нагрузку, действующую в плоскости боковины, принятые выше допущения и расчётная схема сохраняются. Изменяется только выбор основной системы и уменьшается число неизвестных.

Возникающие под действием антисимметричной нагрузки в симметричных сечениях стержней расчётной схемы боковины изгибающие моменты, нормальные и поперечные силы равны между собой по абсолютной величине. Изгибающие моменты и нормальные силы в симметричных сечениях имеют разные знаки, а поперечные силы одинаковые. Поэтому в сечении, проходящем через ось симметрии AA , внутренние силы состоят только из поперечных сил, а изгибающие моменты и нормальные силы равны нулю.

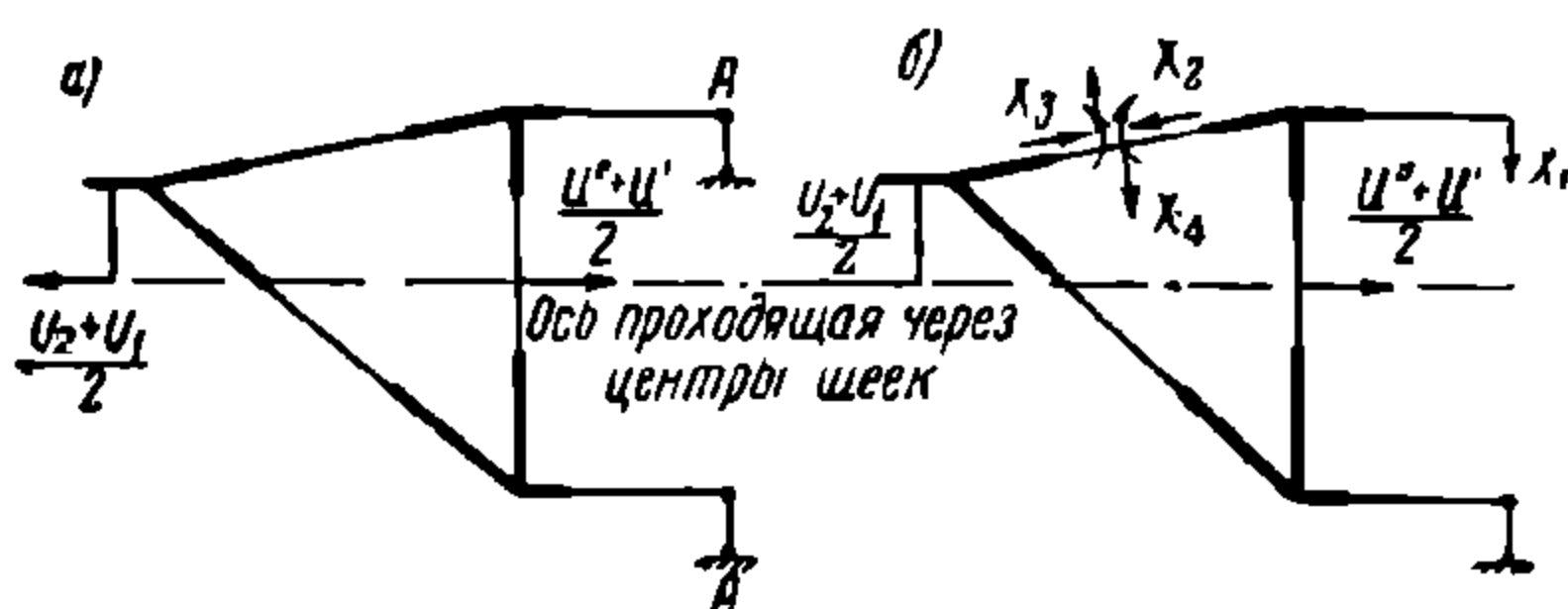
Рассматривая, как и прежде, только половину рамы, получим для неё расчётную схему, изображённую на фиг. 248, а. В этой схеме в сечениях по AA отброшенная часть заменена связями (отмечены стерженьком, перпендикулярным оси стержня, с шарнирами по концам), способными воспринимать только поперечные силы.

Полученная таким образом расчётная схема четыре раза статически неопределима. Отбрасывая связь, наложенную в сечении по оси AA верхнего пояса, и производя в его наклонной части разрез в том же месте, что и при расчёте на вертикальную нагрузку, получим основную систему для расчёта по методу сил, изображённую на фиг. 248, б. Построение эпюр изгибающих моментов, нормальных и поперечных сил от единичных сил и заданной нагрузки, а также остальная часть расчёта производятся так же, как и в случае симметричной нагрузки.

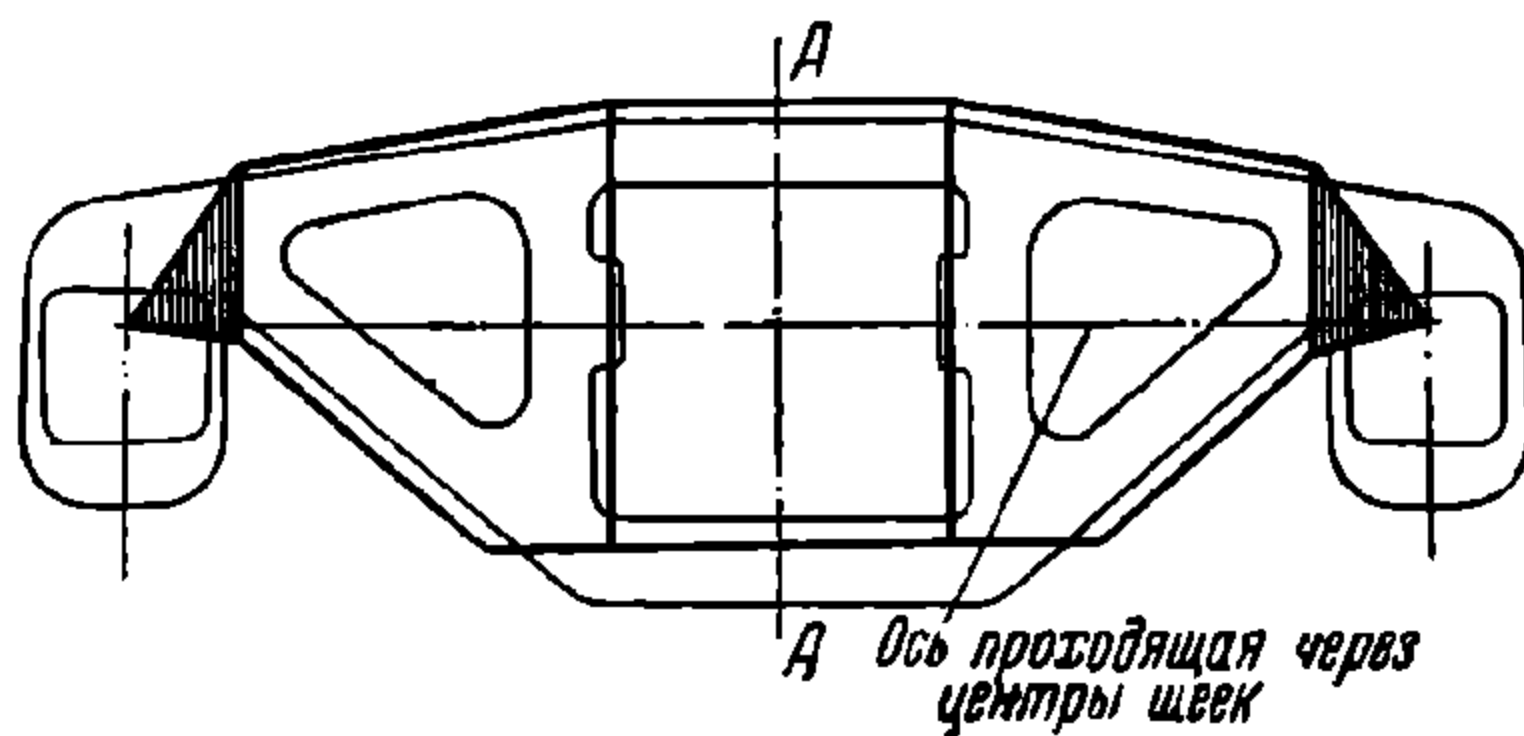
При расчёте боковины на нагрузки, перпендикулярные её плоскости, расчётная схема образуется осевыми линиями, проходящими через центры кручения поясов и колонок (фиг. 249). Такое построение расчётной схемы принимается потому, что пояса и колонки боковины обычно имеют сечения, несимметричные относи-

тельно центральных осей, перпендикулярных плоскости боковины¹. В сечении стержня плоской рамы, нагруженной силами, перпендикулярными её плоскости, возникают (если пренебречь явлениями стеснённого кручения) три силовых фактора: изгибающий и крутящий моменты и поперечная сила. Таким образом, расчётная схема рамы (боковины) и при данном загрузении является девять раз статически неопределимой. Для упрощения расчёта несимметричные нагрузки раскладываются на симметричные и антисимметричные составляющие (фиг. 247) и рассматривается половина рамы.

Для сокращения дальнейшего изложения отметим следующее. Изгибающие моменты и нормальные силы называются симметричными внутренними силовыми факторами, а крутящие моменты и поперечные силы — антисимметричными. Эти величины в симметричных конструкциях обладают следующими свойствами: 1) в симметричных сечениях при симметричных нагрузках симметричные внутренние силовые факторы (M и N) имеют одинаковые знаки, а антисимметричные (Q и M_k) — противоположные, при этом в сечениях плоскостью симметрии последние равны нулю; 2) в симметричных сечениях при антисимметричных нагрузках антисимметричные внут-



Фиг. 248. Расчётная схема и основная система половины рамы

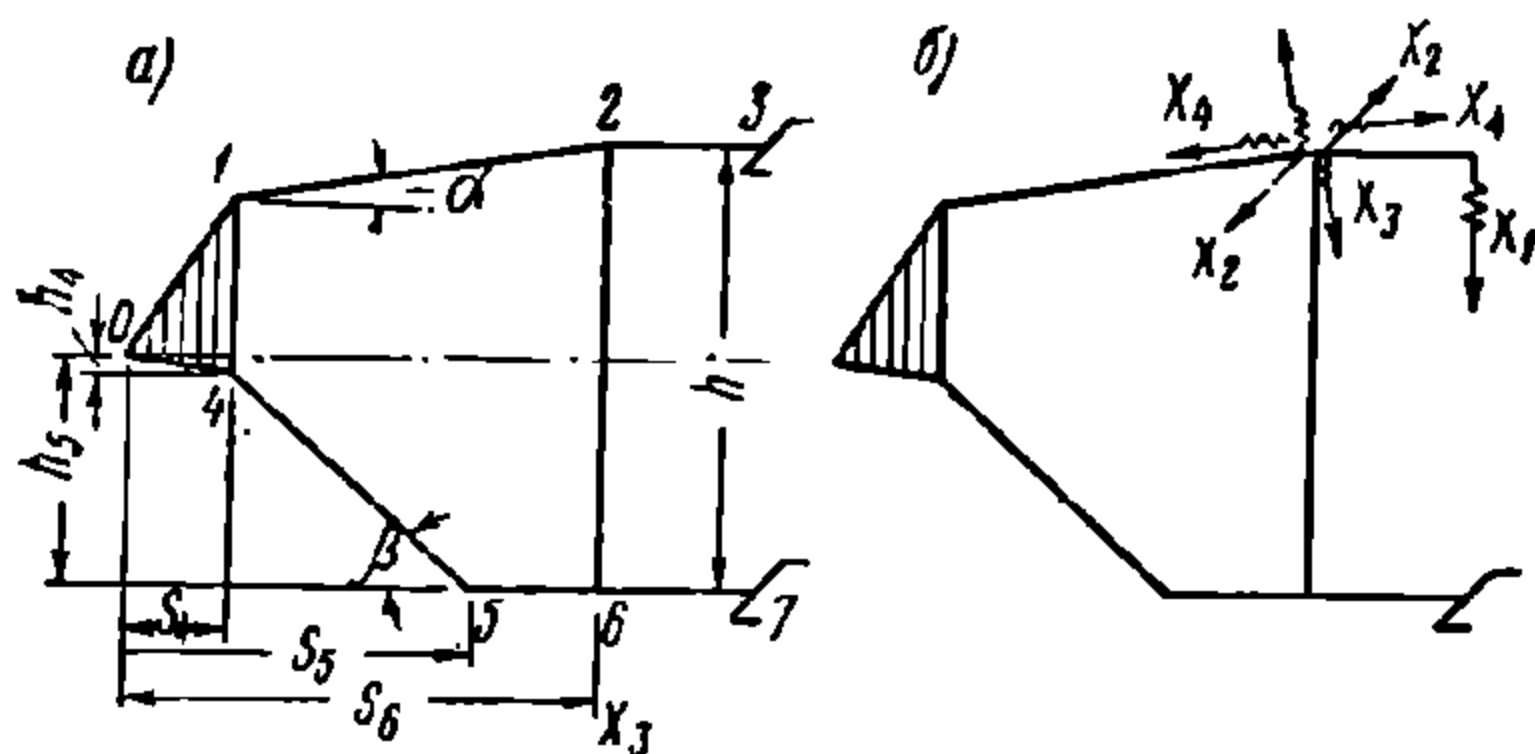


Фиг. 249. К расчёту боковины на нагрузки, перпендикулярные её плоскости

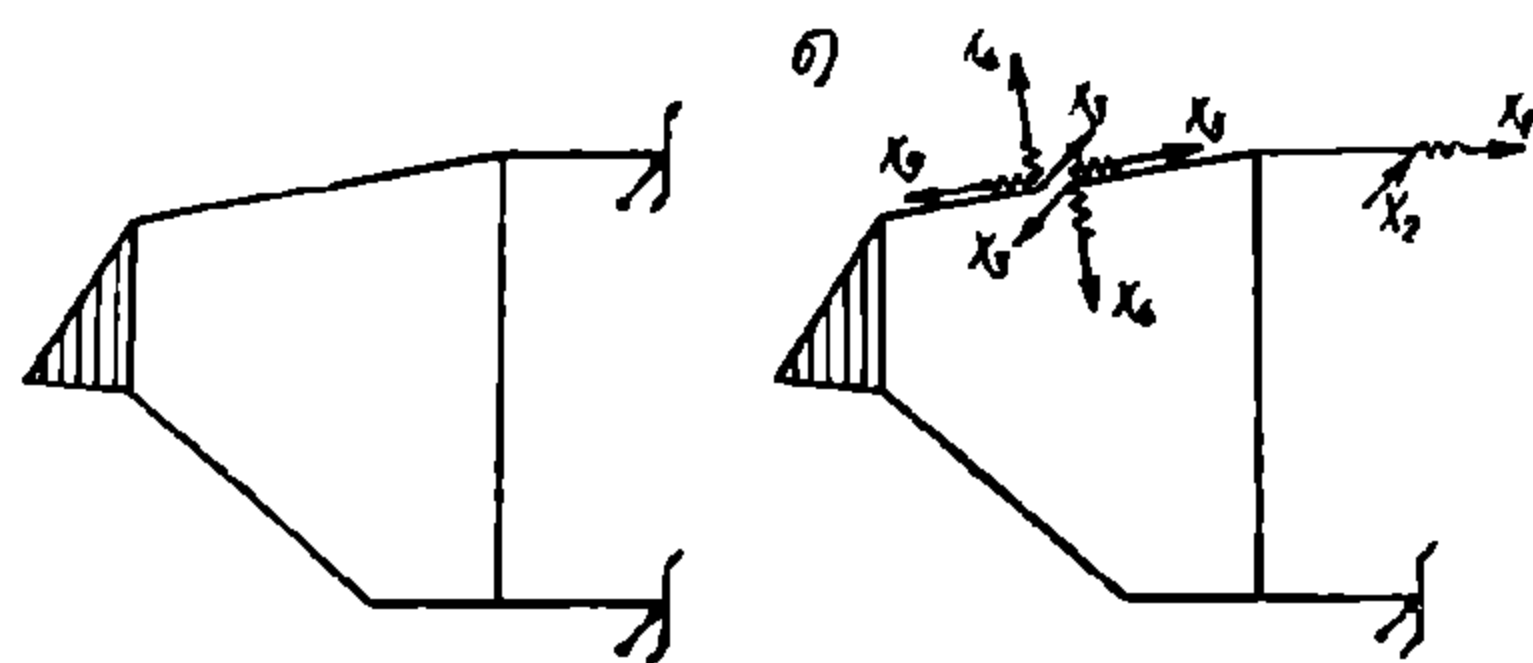
¹ Определение координат центра изгиба указано на стр. 277.

ренные силовые факторы (Q и M_k) имеют одинаковые знаки, а симметричные (M и N) — противоположные, при этом в сечениях плоскостью симметрии последние равны нулю.

На фиг. 250, а изображена расчётная схема половины рамы (боковины) для расчёта на симметричные нагрузки, перпендикулярные её плоскости, а на фиг. 250, б — соответствующая ей основная система.



Фиг. 250. Расчётная схема и основная система половины рамы, подверженной действию симметричных нагрузок, перпендикулярных её плоскости



Фиг. 251. Расчётная схема и основная система половины рамы, подверженной действию антисимметричной нагрузки, перпендикулярной её плоскости

Вектор (стрелка с зигзагами), направленный вдоль оси стержня, представляет крутящий момент, а направленный перпендикулярно ей — изгибающий момент.

Расчётная схема является четыре раза статически неопределимой системой. Для определения неизвестных сил в этой системе составляются четыре канонических уравнения метода сил, аналогичных системе уравнений (302). На фиг. 251 изображены расчётная схема половины рамы (боковины), а также соответствующая ей основная система для расчёта на антисимметричную нагрузку, перпендикулярную плоскости рамы. Зетобразным знаком здесь обозначена связь, воспринимающая только крутящий момент. Расчётная схема пред-

ставляет в этом случае пять раз статически неопределимую систему и, следовательно, для её решения составляется пять канонических уравнений метода сил.

При определении коэффициентов и грузовых членов канонических уравнений в расчётах литых боковин на нагрузку, перпендикулярную их плоскости, обычно учитываются только деформации изгиба и свободного кручения, и, следовательно, формула перемещения принимает вид

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \left(\alpha_M \int_0^l M_i^u M_j^u ds + \alpha_K \int_0^l M_i^k M_j^k ds \right), \quad (313)$$

где M_i^u , M_j^u и M_i^k , M_j^k — соответственно изгибающие и крутящие моменты в основной системе от силовых факторов X_i и X_j , равных выбранным единицам; $\alpha_M = \frac{EI_0}{EI_z}$ и $\alpha_K = \frac{EI_0}{GI_d}$; EI_0 — основная жёсткость сечения на изгиб, EI_z — жёсткость сечения соответствующего стержня на изгиб, а GI_d — на кручение.

На фиг. 252 показаны эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных силовых факторов и заданных нагрузок, соответствующие основной системе (фиг. 250). Стрелками с зигзагами изображены эпюры крутящих моментов. Направления стрелок, так же как и для вектора момента, устанавливаются по правилу штопора.

Дальнейший ход расчёта подобен ранее изложенному (для вертикальной нагрузки): интегралы формулы (313) вычисляются при помощи табл. 20; после определения коэффициентов и грузовых членов составляются и решаются канонические уравнения; по формулам вида (309) находятся суммарные ординаты эпюр и строятся суммарные эпюры.

Нормальные напряжения от изгиба вычисляются по формулам (310) и (311), полагая $N=0$, касательные напряжения от сдвига — по формуле (312). Касательные напряжения от свободного кручения для стержней с незамкнутым поперечным сечением определяются по формуле

$$\tau = \frac{M_k \delta}{I_d}, \quad (314)$$

где M_k — суммарный крутящий момент в рассчитываемом сечении, I_d — момент инерции при кручении.

При относительно большой толщине стенок профиля или при замкнутом профиле сечения касательные напряжения от свободного кручения обычно не учитываются.

Суммарные нормальные напряжения в любой точке поперечного сечения стержня расчетной схемы боковины от действия нагрузок в её плоскости и плоскости, перпендикулярной ей, находятся из формулы, аналогичной формулам (278) и (310)

$$\sigma = \frac{M_y z}{I_y} + \frac{M_z y}{I_z} + \frac{N}{F}, \quad (315)$$

а суммарные касательные напряжения — по формуле (281), если не учитываются напряжения кручения; в противном случае к формуле (281) добавляется член, равный правой части выражения (314):

$$\tau = \frac{Q_z S_y}{I_y \delta} + \frac{Q_y S_z}{I_z \delta} + \frac{M_k \delta}{I_d}. \quad (316)$$

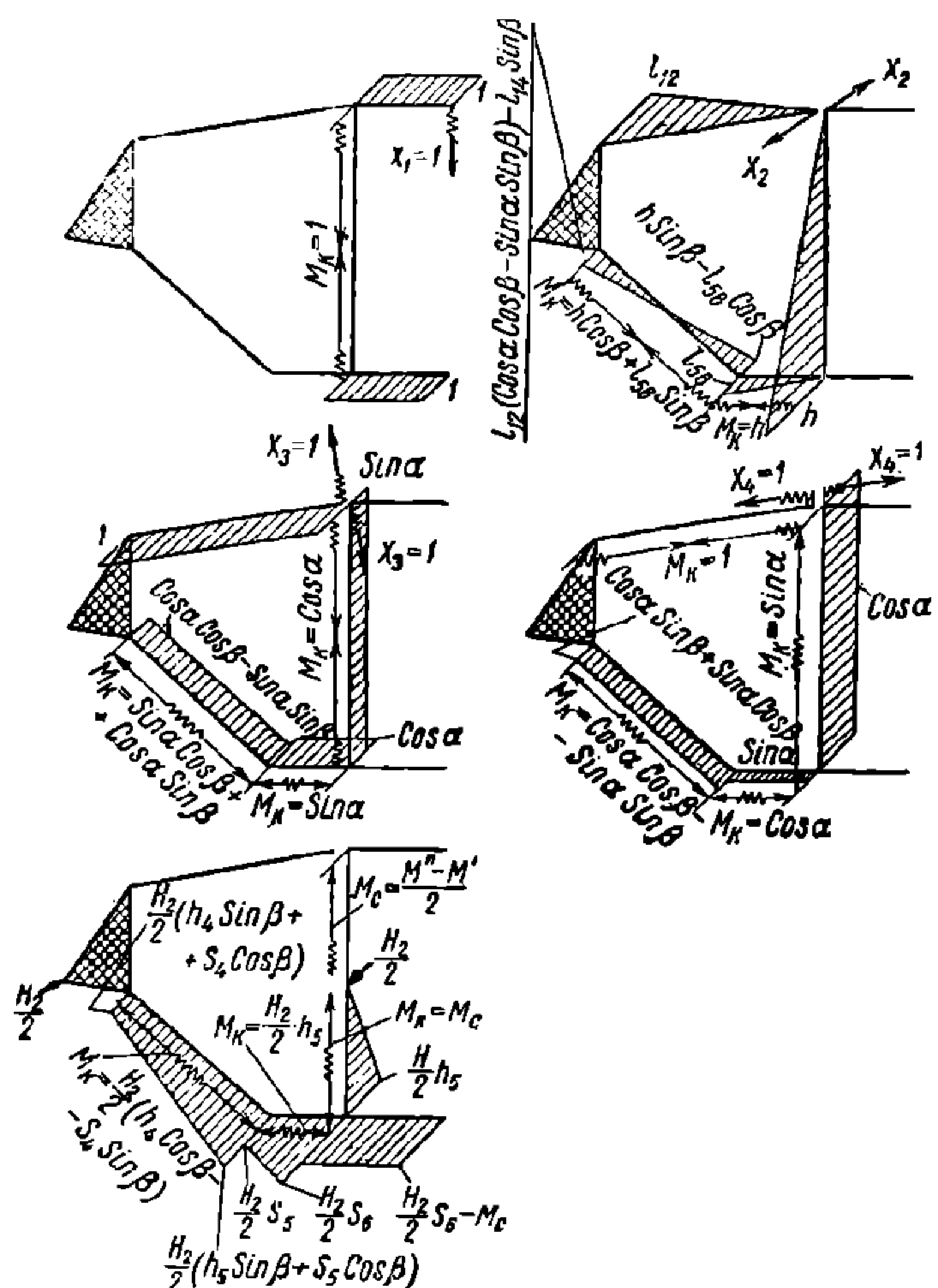
Эквивалентные напряжения определяются по формуле (284).

Для облегчения анализа напряжённого состояния боковины и выяснения влияния на прочность отдельных видов нагрузки (вертикальной статической, вертикальной динамической, дополнительной вертикальной нагрузки, вызываемой боковыми силами, возникающей при движении по кривой или от других составляющих) напряжения определяются от каждого вида нагрузки в отдельности, сводятся в таблицу и затем складываются.

При определении суммарных напряжений от какого-либо вида нагрузки, которая по соображениям удобства расчёта раскладывалась на симметричную и антисимметричную составляющие, складываются напряжения, вызываемые каждой из составляющих.

Так как расчёт обычно производится для одной половины боковины, то для получения напряжений в симметричных сечениях второй половины необходимо учитывать свойство знаков силовых факторов, вызывающих эти напряжения.

Обозначим: σ_{1c} и τ_{1c} — нормальные касательные напряжения, вызываемые симметричной нагрузкой в какой-либо точке сечения стержня, рас-



Фиг. 252. Эпюры изгибающих и крутящих моментов от единичных силовых факторов и заданных нагрузок

положенного в одной (I) половине боковины; σ_{IA} и τ_{IA} — напряжения в той же точке, вызываемые антисимметричной нагрузкой; σ_{IIC} , τ_{IIC} , σ_{IIA} , τ_{IIA} — соответствующие напряжения в симметричной точке другой (II) половины боковины. Тогда, учитывая свойство знаков силовых факторов, получим следующие соотношения:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{IC} &= \sigma_{IIC}; \tau_{IC} = -\tau_{IIC}; \\ \sigma_{IA} &= -\sigma_{IIA}; \tau_{IA} = \tau_{IIA}. \end{aligned} \right\} \quad (317)$$

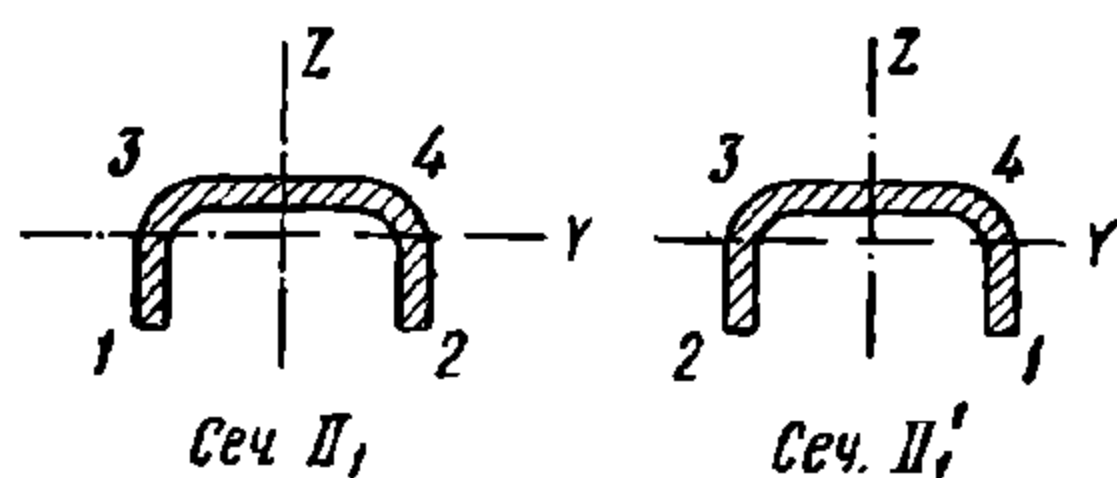
Обозначим далее σ_I , τ_I и σ_{II} , τ_{II} — суммарные напряжения от обеих составляющих нагрузок в I и II половине рамы соответственно; тогда, полагая для первой половины

$$\sigma_I = \sigma_{IC} + \sigma_{IA}; \tau_I = \tau_{IC} + \tau_{IA}, \quad (318)$$

для второй половины получим

$$\sigma_{II} = \sigma_{IC} - \sigma_{IA}; \tau_{II} = -\tau_{IC} + \tau_{IA}. \quad (319)$$

Таким образом, нормальные напряжения в соответствующих точках симметричных сечений от симметричной и антисимметричной нагрузок в одной половине алгебраически складываются, а в другой половине алгебраически вычитаются согласно соотношениям (318) и (319). После



Фиг. 253. Симметричные сечения боковины

определения статически неопределимых силовых факторов и построения суммарных эпюр, процесс вычисления напряжений сводится в табл. 22, содержание которой не требует пояснения. В этой таблице для примера заполнены графы для четырёх точек двух симметричных сечений II₁ и II₁' (фиг. 253) с учётом вышеизложенных правил знаков.

Сведение всех вычислений в таблицы весьма целесообразно, так как тем самым организуется вычислительный процесс и в значительной мере предупреждаются ошибки. Время, затраченное на составление таблицы, всегда окупается общим сокращением вычислений, а также лёгкостью отыскания и проверки требующихся данных.

Тормозные нагрузки обычно учитываются только при расчёте отдельных элементов литых боковин, воспринимающих усилия от рычажной передачи, например, кронштейны подвески тормозных колодок, рассчитываемые на изгиб и кручение. Расчёт всех элементов боковины на тормозные нагрузки в случае его необходимости производится так же, как и от рассмотренных выше нагрузок.

5. РАСЧЁТ БОКОВИН СБОРНОЙ ПОЯСНОЙ КОНСТРУКЦИИ

Расчёт боковин сборной поясной конструкции от действующей на них вертикальной нагрузки складывается из двух частей. Сначала определяются продольные силы, как в обычной шарнирно-стержневой системе. Ввиду малой жёсткости стержней (поясов) на изгиб в вертикальной плоскости влияние изгибающих моментов в стержнях на величину продольных сил незначительно. Поэтому продольные деформации стержней и относительные смещения их узлов могут быть получены при учёте только продольных сил в стержнях. Затем по заданным местным изгибающим нагрузкам и найденным относительным смещениям узлов определяются изгибающие моменты в стержнях.

Определение суммарных напряжений производится по обычным формулам сопротивления материалов для случая растяжения или сжатия и изгиба.

На фиг. 254, а изображена схема поясной боковины. Приложим вертикальную нагрузку P , действующую на боковину в точках 2 и 2', поровну и определим нормальные силы в стержнях, считая все узлы шарнирными (буксу условно представим в виде жёсткого диска, шарнирно опёртого в центре).

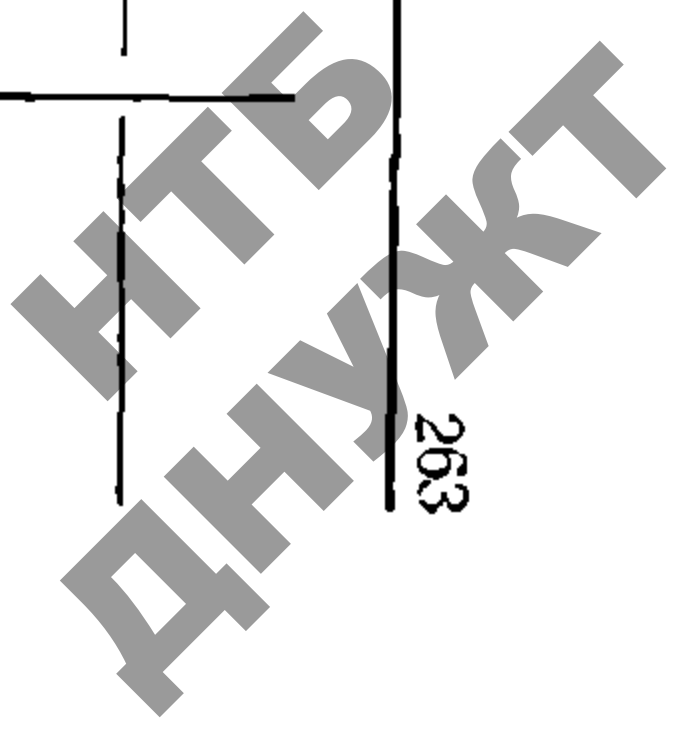
Напряжения в боковине

Таблица 22

№ сечения	№ точки	Параметры сечений и точек										Вертикальные нагрузки в плоскости боковины													25
		F	y	z	I _y	I _z	W _y или $\frac{I_y}{z}$	W _z или $\frac{I_z}{y}$	S _y	S _z	I _d						динами- ческие	от боко- вых сил	σ _Σ	статические		динами- ческие	от боко- вых сил		
												N	σ _N	M _y	σ _M	σ _{N+M}	k _σ σ _{M+N}	$\frac{P_6}{P_{cm}}$ σ _M		N	Q _z		k _σ τ	$\frac{P_6}{P_{cm}}$ τ	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24		
II ₁	1																		σ ₁					τ ₁	
	2																		σ ₂					τ ₂	
	3																		σ ₃					τ ₃	
	4																		σ ₄					τ ₄	
II' ₁	1																		σ ₁					— τ ₁	
	2																		σ ₂					— τ ₂	
	3																		σ ₃					— τ ₃	
	4																		σ ₄					— τ ₄	

Продолжение

№ сечения	№ точки	Боковые нагрузки и усилия взаимодействия с рельсами в кривой																										$\sigma_{\Sigma\Sigma} = \Sigma \sigma_{\Sigma}$	$\tau_{\Sigma\Sigma} = \Sigma \tau_{\Sigma}$	$\sigma_3 = \sqrt{\frac{\sigma_{\Sigma\Sigma}^2}{2} + 3\tau_{\Sigma\Sigma}^2}$		
		в плоскости боковины														в плоскости, перпендикулярной боковине																
		симметричные							антисимметричные							симметричные						антисимметричные										
		N	σ_N	M _y	σ_M	σ_{Σ}	Q _z	$\tau = \tau_{\Sigma}$	N	σ_N	M _y	σ_M	σ_{Σ}	Q _z	$\tau = \tau_{\Sigma}$	M _z	$\sigma_{M=\sigma_{\Sigma}}$	Q _y	τ_Q	M _K	τ_K	τ_{Σ}	M _z	$\sigma_{M=\sigma_{\Sigma}}$	Q _y	τ_Q	M _K				τ_M	τ_{Σ}
1	2	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56
II _I	1					σ_1		τ_1					σ_1		τ_1		σ_1					τ_1		σ_1^{IV}					τ_1^{IV}			
	2					σ_2		τ_2					σ_2		τ_2		σ_2					τ_2		σ_2^{IV}					τ_2^{IV}			
	3					σ_3		τ_3					σ_3		τ_3		σ_3					τ_3		σ_3^{IV}					τ_3^{IV}			
	4					σ_4		τ_4					σ_4		τ_4		σ_4					τ_4		σ_4^{IV}					τ_4^{IV}			
II' _I	1					σ_1		$-\tau_1$					$-\sigma_1$		τ_1		σ_1					$-\tau_1$		$-\sigma_1^{IV}$					τ_1^{IV}			
	2					σ_2		$-\tau_2$					$-\sigma_2$		τ_2		σ_2					$-\tau_2$		$-\sigma_2^{IV}$					τ_2^{IV}			
	3					σ_3		$-\tau_3$					$-\sigma_3$		τ_3		σ_3					$-\tau_3$		$-\sigma_3^{IV}$					τ_3^{IV}			
	4					σ_4		$-\tau_4$					$-\sigma_4$		τ_4		σ_4					$-\tau_4$		$-\sigma_4^{IV}$					τ_4^{IV}			



Усилия в стержнях обозначим N_{kj} , где k и j — номера узлов, к которым присоединён стержень. Из условий равновесия находим

$$N_{11'} = -\frac{P}{2} \frac{l_2 - \lambda_1}{h_1}; N_{22'} = \frac{P}{2} \frac{l_2 - \lambda_1}{h_1}; N_{13} = \frac{N_{11'}}{\cos \alpha}; N_{12} = -N_{13} \sin \alpha;$$

$$N_{32} \sin \gamma + N_{24} \sin \beta = \frac{P}{2} - N_{12}; N_{32} \cos \gamma + N_{24} \cos \beta = N_{22'}; \quad (320)$$

входящие в формулы величины ясны из чертежа.

Определив из уравнений (320) усилия N_{kj} , найдём удлинения и сжатия отдельных стержней Δ_{kj} (при определении деформаций стержня 12 учитывается только площадь сечения болта).

После этого построим диаграмму взаимных перемещений узлов (Виллио)¹ для половины рамы (фиг. 254, б). На этой диаграмме отрезки δ_{kj} представляют взаимные перемещения узлов k и j по направлению, перпендикулярному стержню kj .

Переходя ко второй части расчёта, выберем расчётную схему, в которой присоединения колонок к узлам 1 и 2 и нижнего пояса к узлу 4 примем шарнирными, а присоединения остальных стержней к узлам жёсткими. Тогда для определения углов поворота φ_1, φ_2 и φ_3 , узлов 1, 2, 3 запишем следующие три уравнения метода угловых деформаций (учитывая, что вследствие симметрии $\varphi_1 = -\varphi_1'; \varphi_2 = \varphi_2'$)

$$\varphi_1 (i_{11'} + 2i_{13}) + \varphi_3 i_{13} = \frac{3 \delta_{13} i_{13}}{l_{13}};$$

$$\varphi_2 (2i_{23} + 1,5 i_{24} + i_{22'}) + \varphi_3 i_{23} = \frac{M}{2} + \frac{3 \delta_{23} i_{23}}{l_{23}} + \frac{1,5 \delta_{24} i_{24}}{l_{24}};$$

$$\varphi_1 i_{13} + \varphi_2 i_{23} + 2 \varphi_3 (i_{13} + i_{23}) = -\frac{3 \delta_{13} i_{13}}{l_{13}} + \frac{3 \delta_{23} i_{23}}{l_{23}} \quad (321)$$

где $i_{kj} = \frac{I_{kj}}{l_{kj}}$ — погонная жёсткость стержня (момент инерции стержня 22' равен $I_{22'} = I_{32} + I_{42}$); M — реактивный момент в заделке 2 стержня 22'.

При передаче вертикальной нагрузки на пояс в соответствии с фиг. 222, б $M=0$, а в соответствии с фиг. 222, а $M = \frac{Pl_{22'}}{12}$; изгибающие моменты в стержнях около узлов определяются из уравнений:

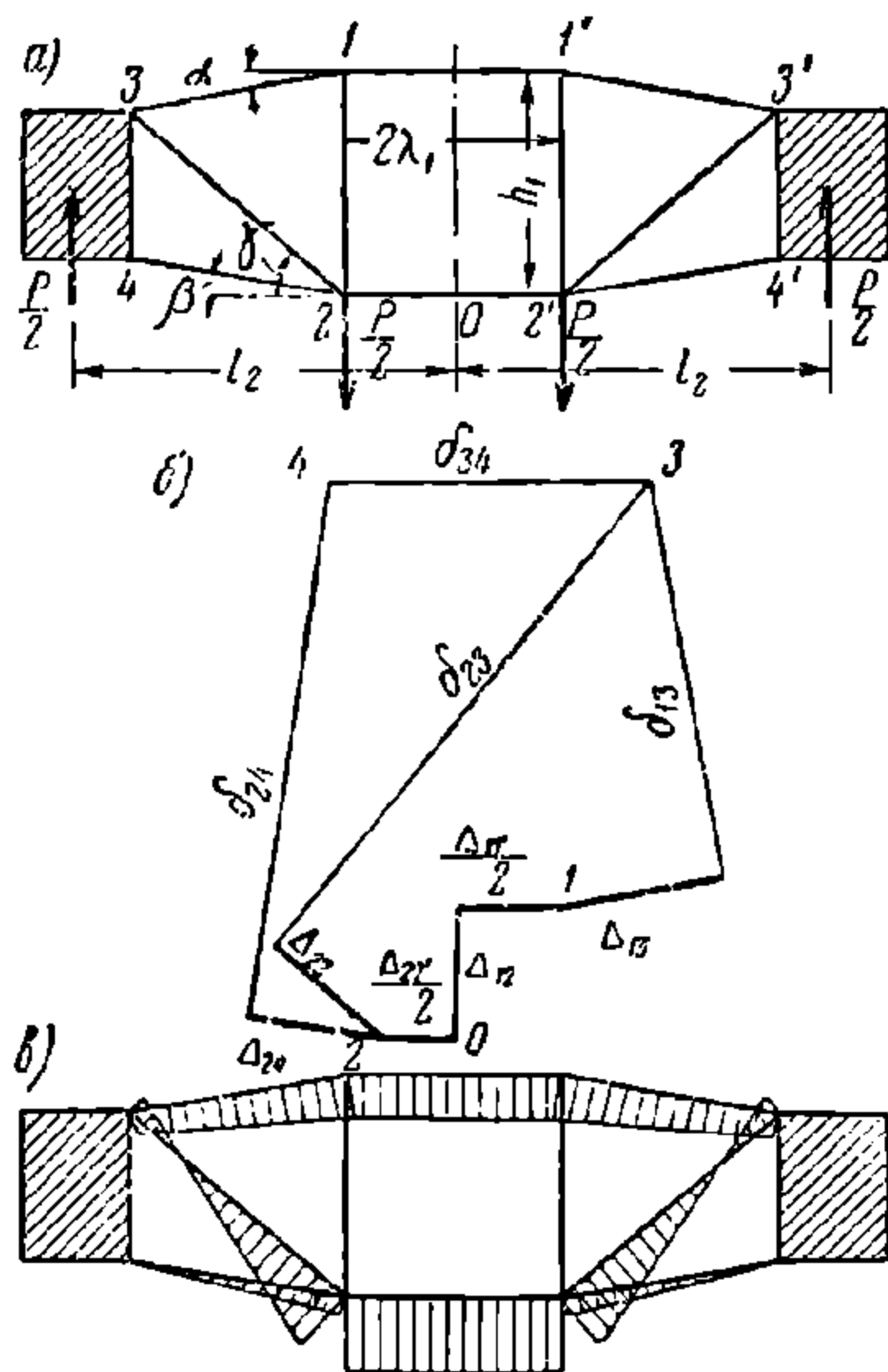
$$\left. \begin{aligned} M_{jk} &= \frac{2EI_{jk}}{l_{jk}} (2\varphi_j + \varphi_k - 3\psi_{jk}) - \frac{2\omega}{l_{jk}^2} (3x_k - l_{jk}); \\ M_{kj} &= \frac{2EI_{jk}}{l_{jk}} (2\varphi_k + \varphi_j - 3\psi_{jk}) + \frac{2\omega}{l_{jk}^2} (3x_j - l_{jk}); \end{aligned} \right\} \quad (322)$$

здесь φ_j и φ_k — определённые из уравнений (321) углы поворотов узлов; $\psi_{jk} = \frac{\delta_{jk}}{l_{jk}}$ — углы поворота стержней; ω — площадь эпюры изгибающих моментов от нагрузки на стержень с шарнирно опёртыми концами; x_k и x_j — расстояния центра тяжести площади ω от опор k и j соответственно. Последние члены равенств (322) необходимы только для определения моментов $M_{22'}$ и $M_{2'2}$ в стержне 22'.

Как известно, в методе угловых деформаций изгибающие моменты, приложенные к концам стержней, считаются положительными, если направление их действия совпадает с вращением часовой стрелки. Положительные углы поворота стержней и узлов также совпадают с вращением часовой стрелки.

На фиг. 254, в показаны примерные эпюры изгибающих моментов в сборной боковине. Зная усилия N_{kj} и моменты M_{kj} , можно определить суммарные напряжения

¹ И. М. Рабинович, Строительная механика стержневых систем, ч. 1, Стройиздат, 1939.



Фиг. 254. К расчёту поясной боковины

в стержнях. Приведённый расчёт справедлив в том случае, когда колоночные и буксовые болты затянуты. В случае ослабления затяжки болтов напряжённое состояние поясов боковины изменяется. При этом в поясах возникают значительные дополнительные изгибающие моменты и связанные с ними напряжения.

При расчёте боковин сборной конструкции на боковые нагрузки, приложенные перпендикулярно колонкам (фиг. 232), последние рассматриваются, как шарнирно опёртые по концам стержни.

Действие этих нагрузок на пояса противоположно реакциям опор колонок.

Если зазоры между заплечиками колонок больше, чем зазоры между болтами и отверстиями для них в поясах, то эти нагрузки передаются на пояса через болты.

При нагрузке, перпендикулярной плоскости боковины, из-за отсутствия жёсткой связи с колонками, пояса приближённо рассчитываются на изгиб, как стержни, опёртые по концам (на буксах).

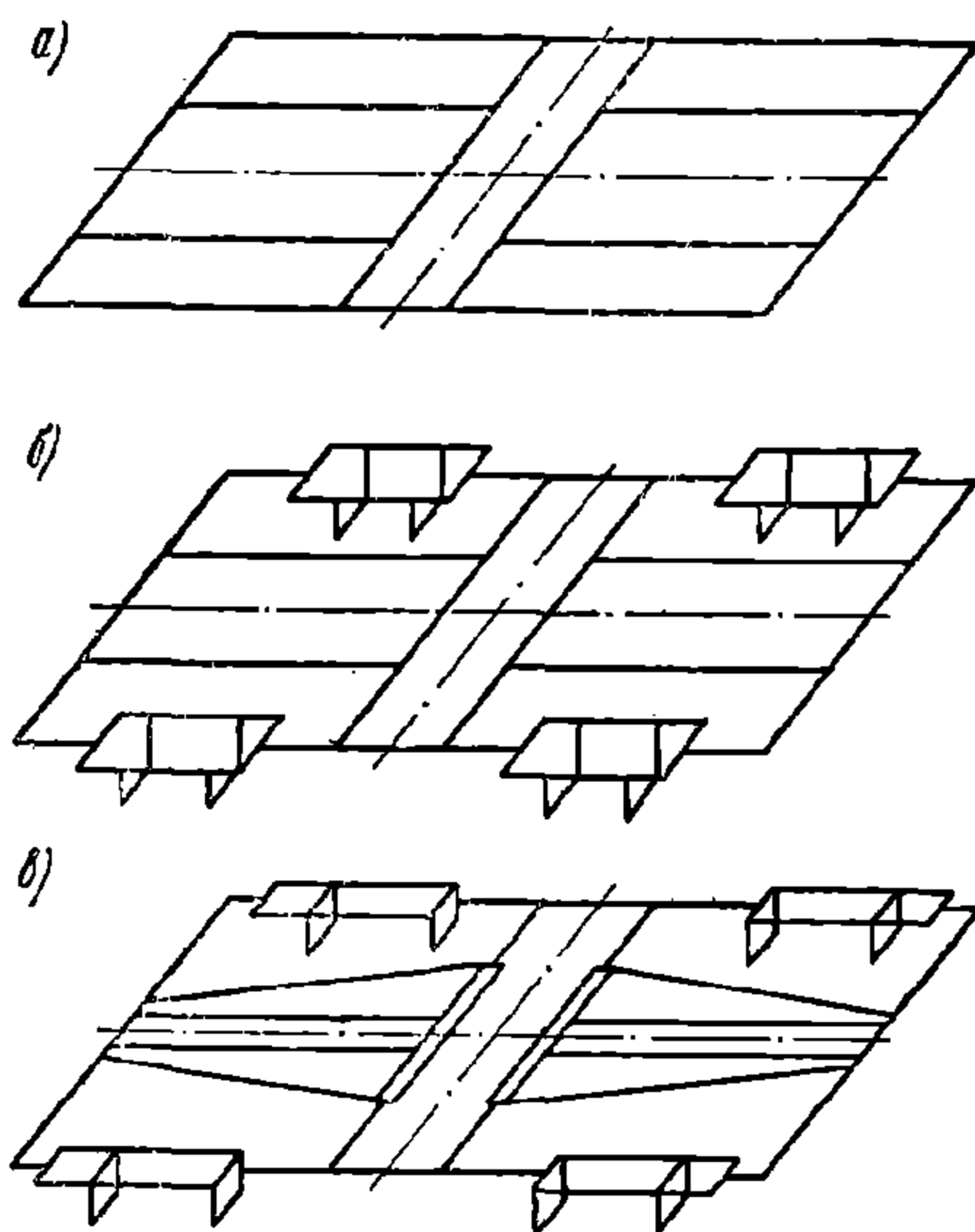
16. РАСЧЁТ РАМ ТЕЛЕЖЕК ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Рамы тележек пассажирских вагонов представляют пространственные стержневые системы с жёсткими (за исключением деревянно-металлических конструкций) узлами. В своём большинстве рамы тележек пассажирских вагонов симметричны относительно вертикальных плоскостей, проходящих через их продольные и поперечные геометрические оси.

На фиг. 255 изображены расчётные схемы рам бесчелюстной тележки, балансирной тележки металлического пассажирского вагона длиной 23,6 м и балансирной тележки ЦВТК. Первые две рамы выполнены из балок (стержней) с замкнутым тонкостенным профилем поперечного сечения, в которых деформациями кручения обычно пренебрегают. Поэтому расчётные схемы таких рам образуются осевыми линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений.

В связи с наличием в боковинах вертикальных отверстий, необходимых для размещения балансира, в расчётную схему этих балок вводятся дополнительно рамки с упругими продольными стержнями и жёсткими поперечными диафрагмами (фиг. 255, б и в). В раме тележки ЦВТК средние и крайние поперечные балки, а также участки в виде рамки боковых балок представляют стержни с незамкнутым тонкостенным профилем сечения. Для образования расчётной схемы рамы, в зависимости от вида деформаций этих стержней от действующей расчётной нагрузки, осевые линии проводятся (так же, как в литой боковине тележки грузового вагона) либо через центры тяжести сечений, либо через центры изгиба; на участках стержней с замкнутым контуром поперечного сечения осевые линии проводятся через центры тяжести.

Для упрощения расчёта используется симметрия конструкции рамы относительно двух плоскостей. Несимметричная расчётная нагрузка раскладывается на четыре составляющих системы сил: 1) симметричную относительно обеих плоскостей, 2) антисимметричную относительно продольной плоскости симметрии и симметричную относительно поперечной, 3) антисимметричную относительно поперечной плоскости и симметричную относительно продольной и 4) кососимметричную (антисимметричную относительно про-

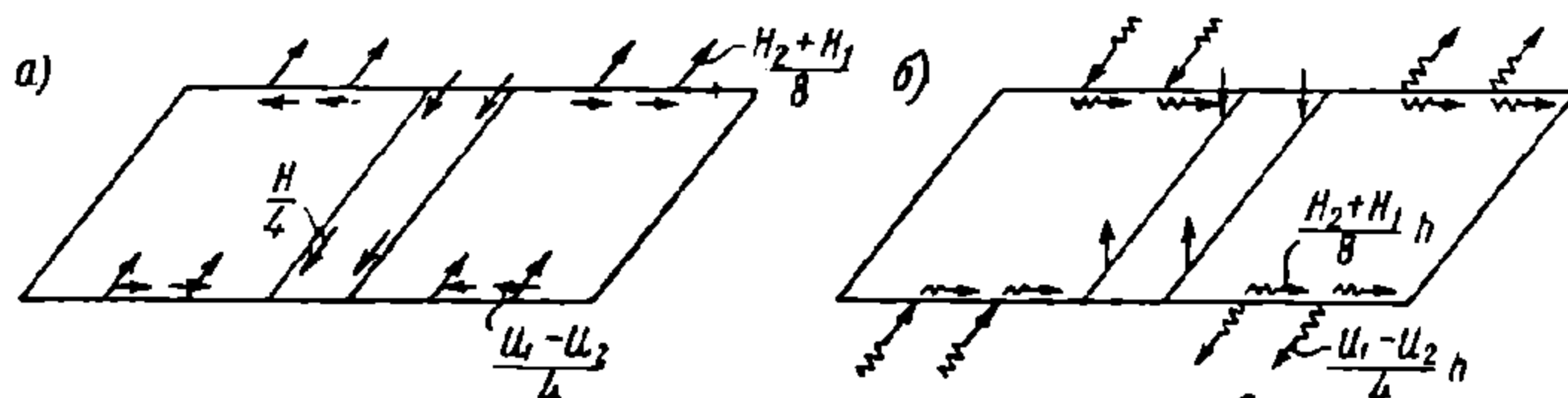


Фиг. 255. Схемы рам тележек пассажирских вагонов

дольной и поперечной плоскостей). При таком разложении используются ранее указанные свойства симметричных и антисимметричных внутренних силовых факторов. Для части расчётных нагрузок нет необходимости в таком разложении (фиг. 223, 224 и 227); расчётная нагрузка от сил, возникающих при движении тележки по кривой, раскладывается на перечисленные составляющие (фиг. 236).

Так же как и при расчёте литых боковин, каждая из составляющих расчётных схем сил в свою очередь раскладывается на вертикальные и горизонтальные схемы.

При относительно небольшом вертикальном смещении горизонтальных плоскостей, проходящих через симметричные стержни рамы, её расчётную схему для расчётов на горизонтальные составляющие нагрузки обычно принимают плоской. В этом случае горизонтальные силы переносятся параллельно самим себе в расчётную плоскость рамы, а пары сил, возни-



Фиг. 256. Перенос в расчётную плоскость:

а — силы, перенесённые в расчётную плоскость; б — силы и моменты в вертикальной плоскости

кающие при таком переносе, присоединяются к соответствующим системам сил, действующим в вертикальных плоскостях. Так, например, горизонтальные силы, передающиеся на буксовые челюсти в антисимметричной относительно продольной плоскости нагрузке (фиг. 236, в), переносятся в расчётную плоскость рамы (фиг. 256, а); одновременно к боковинам прикладываются изгибающие и крутящие моменты, равные соответствующим силам, умноженным на расстояние от линии их действия до расчётной плоскости (фиг. 256, б). Эти моменты учитываются совместно с другими, антисимметричными относительно продольной плоскости нагрузками, действующими в вертикальной плоскости.

Если расчётную схему рамы нельзя привести к плоской, то подобный перенос горизонтальных сил производится в каждую из плоскостей, проходящую через симметричные стержни, к которым приложены эксцентрично действующие силы.

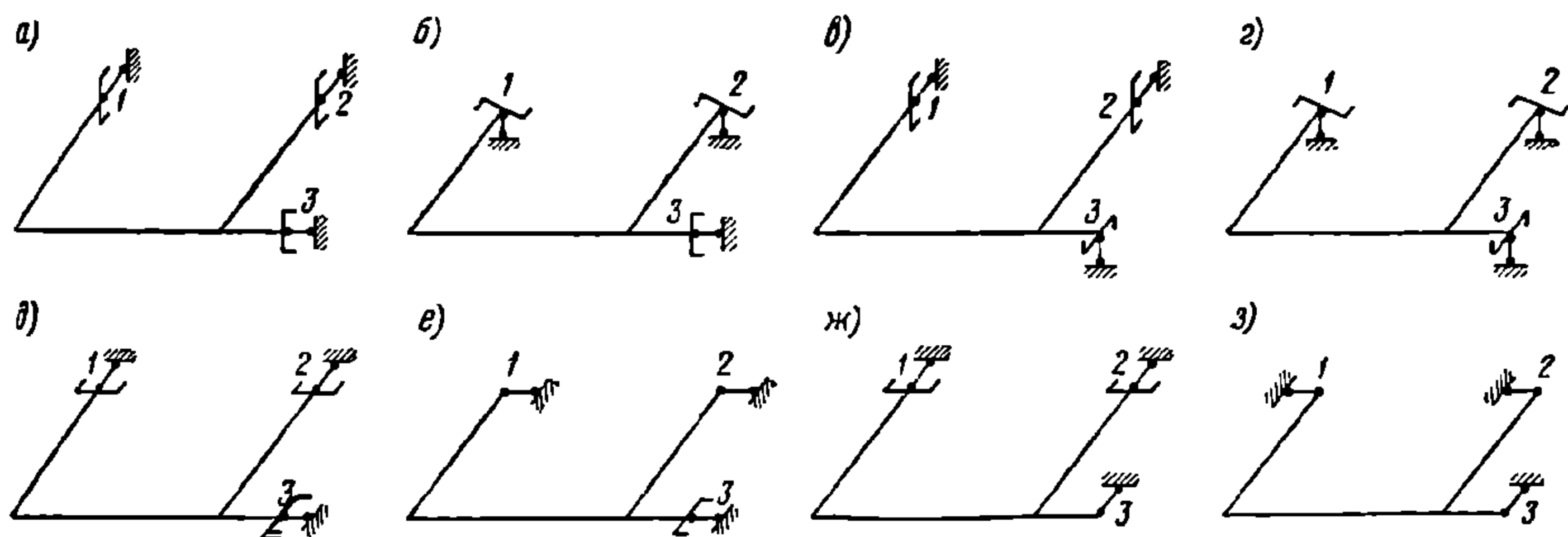
Симметричность конструкции рамы относительно двух плоскостей позволяет рассматривать в расчёте от каждой составляющей только одну четверть рамы.

На фиг. 257 изображены расчётные схемы, а на фиг. 258 основные системы для расчёта по методу сил одной четверти рамы бесчелюстной тележки, соответствующие четырём вертикальным и четырём горизонтальным составляющим нагрузкам. Обозначения связей, заменяющих отсечённые части рамы, и векторов моментов и сил соответствуют ранее принятым.

Стержни рамы, имеющие относительно малую жёсткость на изгиб или кручение, расположенные параллельно со стержнями рамы, имеющими большую жёсткость, на эти виды деформаций в расчётной схеме обычно не учитываются ввиду их малого влияния на величину и распределение внутренних сил и напряжений в раме. В связи с этим тормозные балочки в расчётных схемах (фиг. 257) исключены. Расчёт этих балочек производится отдельно на усилия, которые непосредственно передаются на них от частей тормоза.

При расчётах от вертикальных нагрузок в плоской раме обычно учитываются только деформации изгиба в вертикальной плоскости и круче-

ния (фиг. 258, а, б, в и г), вследствие чего перемещения определяются по формуле (313).



Фиг. 257. Расчётные схемы одной четверти рамы

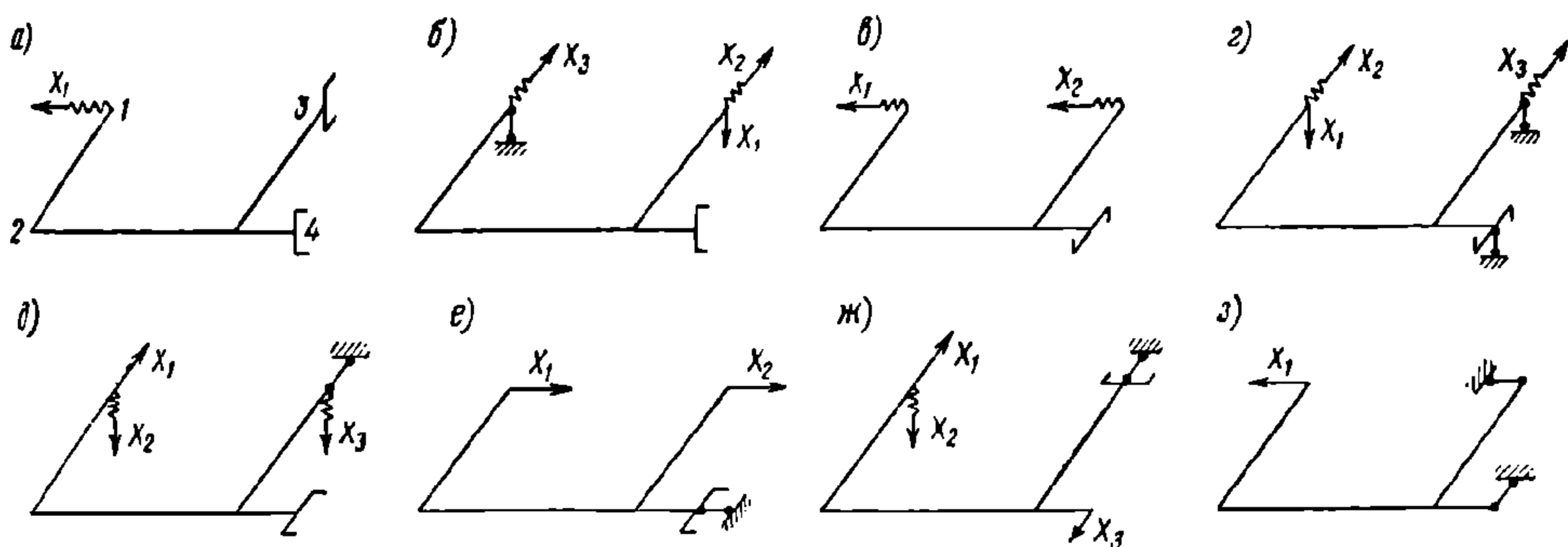
Для расчёта от вертикальных нагрузок: а — симметричная, 1 раз статически неопределимая; б — антисимметричная относительно продольной плоскости, 3 раза статически неопределимая; в — антисимметричная относительно поперечной плоскости, 2 раза статически неопределимая; г — кососимметричная, 3 раза статически неопределимая

Для расчёта от горизонтальных нагрузок: д — симметричная, 3 раза статически неопределимая; е — антисимметричная относительно продольной плоскости, 2 раза статически неопределимая; ж — антисимметричная относительно поперечной плоскости, 3 раза статически неопределимая; з — кососимметричная, 1 раз статически неопределимая

При расчётах от горизонтальных нагрузок, действующих в расчётной плоскости рамы, обычно учитываются только деформации изгиба (фиг. 258, д, е, ж и з) и, следовательно, формула для определения перемещений имеет вид

$$EI_0 \delta_{ij} = \sum \alpha_M \int_0^l M_i M_j ds. \quad (323)$$

Обозначения величин, входящих в эту формулу, те же, что и в формуле (313). На фиг. 259 изображены для примера эпюры внутренних силовых факторов от неизвестных сил, равных выбранной единице, в основных

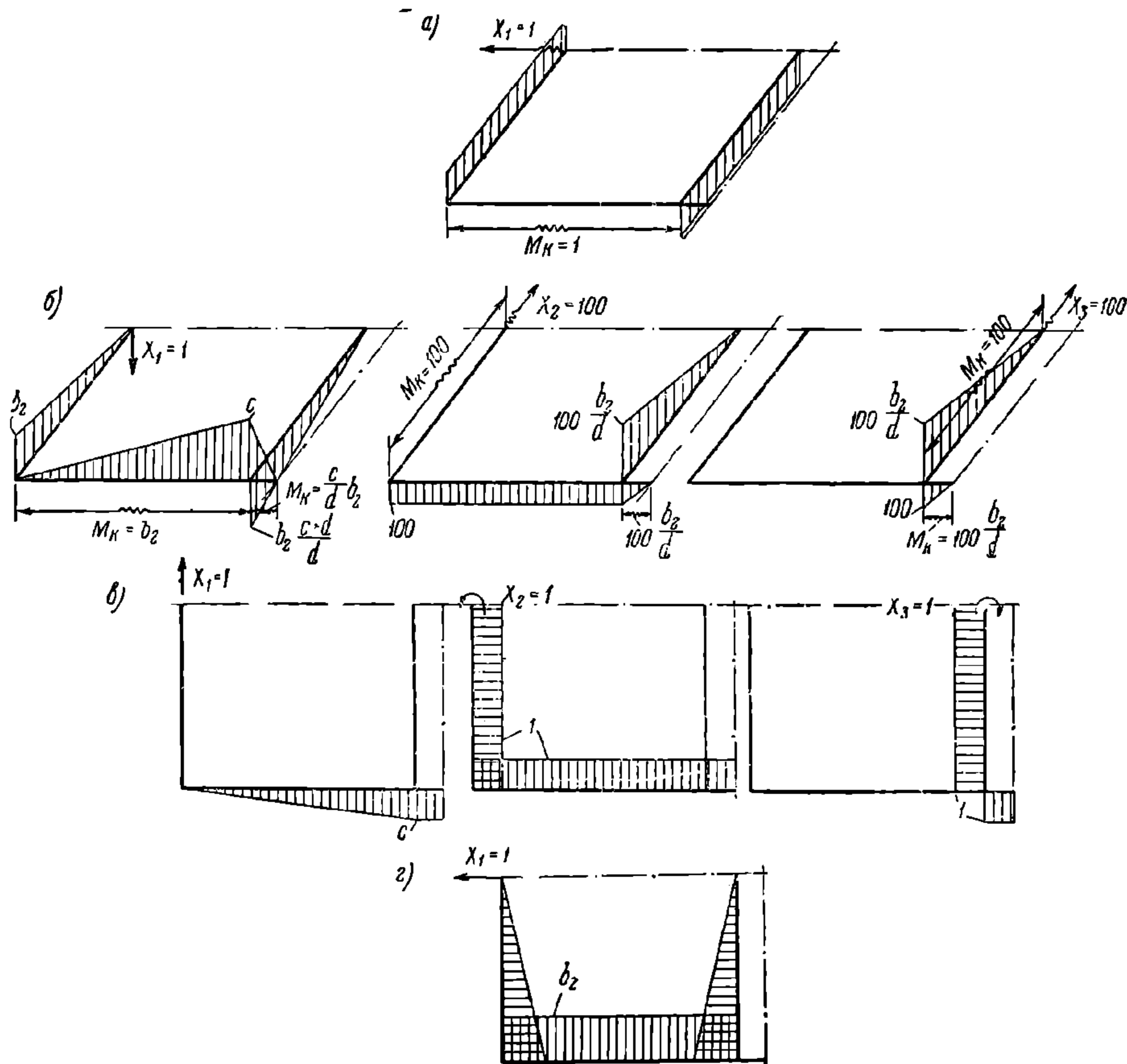


Фиг. 258. Основные системы одной четверти рамы

системах (фиг. 258), соответствующих симметричному и кососимметричному нагружениям. Вид эпюр от заданной нагрузки зависит от характера и расположения её на раме. Ход расчёта для определения значений внутренних силовых факторов и напряжений в отдельных расчётных схемах и порядок суммирования результатов в основном такие же, как и при расчёте литых боковин.

Определим неизвестный изгибающий момент X_1 от вертикальной симметричной нагрузки по схеме (фиг. 223 и 260, а).

Необходимые размеры и параметры сечений стержней приведены в табл. 23 и на фиг. 260, а.



Фиг. 259. Эпюры внутренних силовых факторов:

а — симметричная вертикальная нагрузка; б — косимметричная вертикальная нагрузка; в — симметричная горизонтальная нагрузка; г — косимметричная горизонтальная нагрузка

Таблица 23

Обозначения стержня	1—2	2—3	3—4	3—6
Длина в см	$b_2=101,8$	$c=160; \kappa=70$	$d=40$	$b_2=101,8$ $r=23,8;$ $n=78$
I_y в $см^4$	1 500	$6\,000=I_0$	9 000	4 000
$\alpha_M=\frac{EI_0}{EI_y}$	4,00	1,00	0,667	1,50
I_d в $см^4$	2 000	8 000	1 200	7 000
$\alpha_\kappa=\frac{EI_0}{GI_\kappa}$	7,86	1,965	13,10	2,246

$P_{cm} = 28\,000\text{ кг}; E = 2,1 \cdot 10^6\text{ кг/см}^2; G = 0,8 \cdot 10^6\text{ кг/см}^2.$

На фиг. 259, а показаны эпюры от $X_1 = 1$, а на фиг. 260, а от заданной нагрузки. Неизвестный момент определяется из уравнения

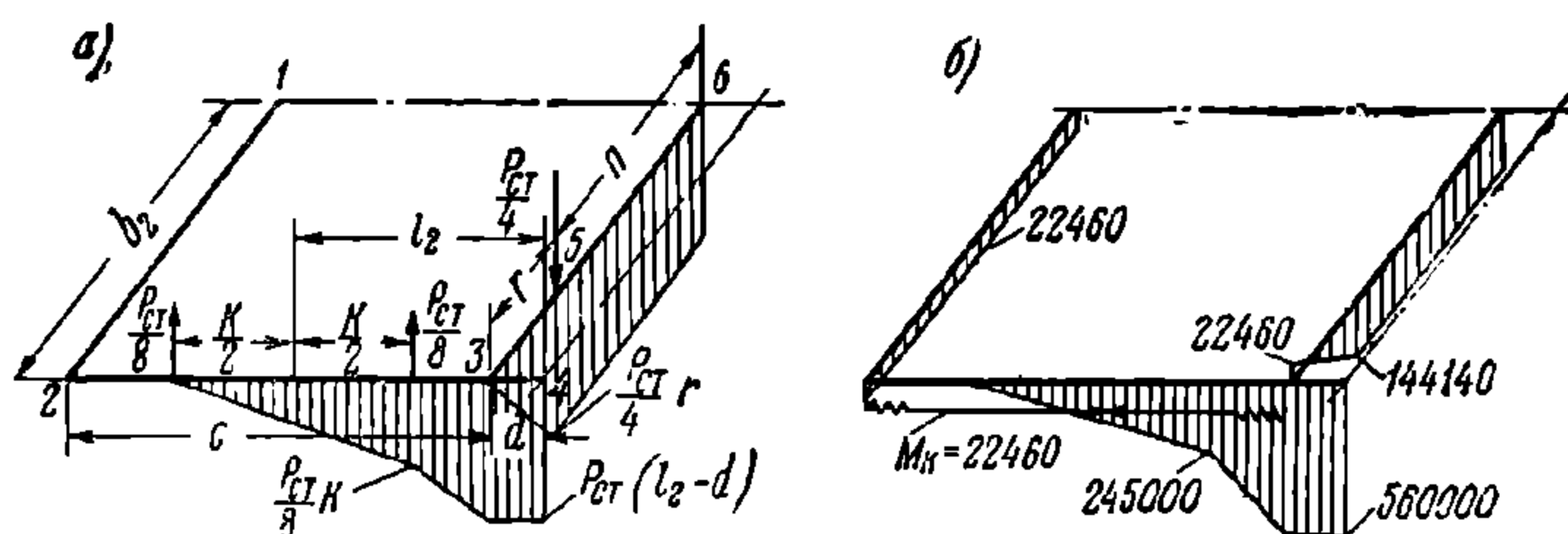
$$X_1 = - \frac{\delta_{1p}}{\delta_{11}}, \quad (a)$$

где δ_{11} и δ_{1p} вычисляются по формуле (313).

Используя табл. 20 и 21, получаем

$EI_0 \delta_{11}$	$4 \cdot 101,8 + 1,965 \cdot 160 + 1,5 \cdot 101,8 =$ $= 407,2 + 314 + 152,4 =$	973,6
$EI_0 \delta_{1p}$	$1,5 (166\,600 \frac{23,8}{2} + 166\,600 \cdot 78) =$ $= 1,5 \cdot 166\,600 \cdot 89,9 =$	$225 \cdot 10^3$

и, следовательно, $X_1 = - 22\,460$ кгсм.



Фиг. 260. К определению неизвестного изгибающего момента

На фиг. 260, б показаны суммарные эпюры изгибающих и крутящих моментов для данного случая.

В качестве второго примера определим кососимметричную жёсткость рамы с теми же линейными размерами и сечениями стержней, что и в предыдущем случае. Для этого используем расчётную схему (фиг. 224, 257, г) и положив $P_K = 1\,000$ кг.

Для определения кососимметричной жёсткости рамы вычислим обратную величину группового перемещения четверти рамы, соответствующего силам $\frac{P_K}{2}$. Величина этого перемещения δ_K определяется выражением

$$\delta_K = \sum \left(\int_0^l \frac{M_\theta M_{\theta 1}}{EI_y} ds + \int_0^l \frac{M_K M_{K1}}{GI_d} ds \right), \quad (b)$$

где M_θ и M_K — соответственно суммарные изгибающие и крутящие моменты, которые возникают в раме под действием сил $\frac{P_K}{2}$ и внутренних усилий X_1 , X_2 и X_3 ;

$M_{\theta 1}$ и M_{K1} — соответственно изгибающие и крутящие моменты, возникающие в основной системе (фиг. 261, а) только от сил $\frac{P_K}{2}$ при $P_K = 1$. Суммирование ведётся по четверти рамы. Таким образом, для нахождения δ_K необходимо предварительно определить неизвестные силы и моменты X_1 , X_2 и X_3 .

На фиг. 259, б показаны эпюры от $X_1 = 1$, $X_2 = X_3 = 100$, а на фиг. 261, а от $P_K = 1\,000$ кг.

Вычисляя подобно предыдущему примеру коэффициенты уравнений и грузовые члены по формуле (313), получаем¹:

$$\begin{aligned} E \delta_{11} &= 4\,706; E \delta_{22} = 2\,733; E \delta_{33} = 1\,505; \\ E \delta_{12} &= -2\,246; E \delta_{13} = -2\,033; E \delta_{23} = 1\,121; \\ E \delta_{1p} &= -2\,504 \cdot 10^3; E \delta_{2p} = 1\,415 \cdot 10^3; E \delta_{3p} = 1\,352 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

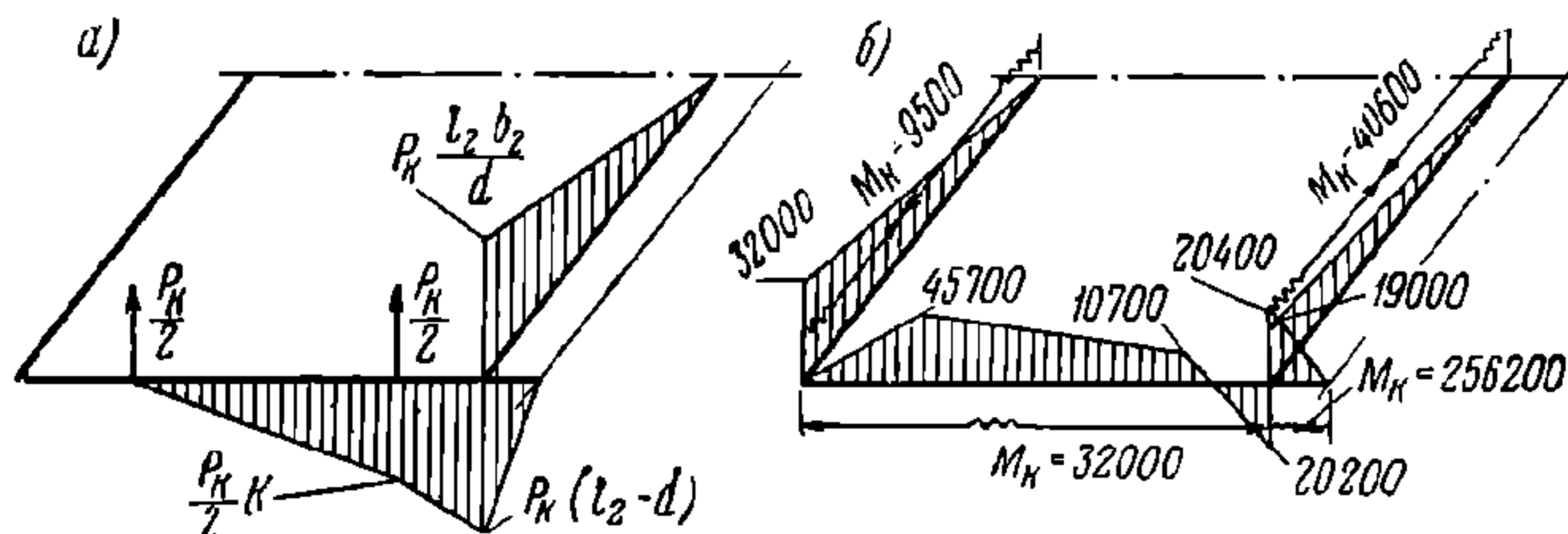
¹ В этом примере принято $I_0 = 1$.

Следовательно, система канонических уравнений метода сил имеет вид:

$$\begin{aligned} 4\,706\,X_1 - 2\,246\,X_2 - 2\,033\,X_3 &= 2\,504 \cdot 10^3; \\ -2\,246\,X_1 + 2\,738\,X_2 + 1\,121\,X_3 &= -1\,415 \cdot 10^3; \\ -2\,033\,X_1 + 1\,121\,X_2 + 1\,505\,X_3 &= -1\,352 \cdot 10^3. \end{aligned}$$

Решая эту систему, получаем

$$X_1 = 314; \quad X_2 = -95; \quad X_3 = -406.$$



Фиг. 261. К определению кососимметричной жёсткости рамы

На фиг. 261, б изображены суммарные эпюры изгибающих и крутящих моментов, причём ординаты каждой из этих эпюр в соответствии с формулами (309) определяются следующими выражениями соответственно

$$M_{\theta} = M'_{\theta 1} X_1 + M'_{\theta 2} X_2 + M'_{\theta 3} X_3 + M_{\theta p}, \quad (c)$$

и

$$M_K = M'_{K1} X_1 + M'_{K2} X_2 + M'_{K3} X_3 + M_{Kp}, \quad (d)$$

где $M'_{\theta i}$ и M'_{Ki} — ординаты эпюр изгибающих и крутящих моментов в основной системе от единичных сил (фиг. 259, б);

$M_{\theta p}$ и M_{Kp} — ординаты эпюр от заданных нагрузок (фиг. 261, а).

Подставляя выражения (c) и (d) в формулу (b), после преобразований находим

$$\begin{aligned} \delta_K &= (\delta_{1P} X_1 + \delta_{2P} X_2 + \delta_{3P} X_3) \frac{1}{P_K} + \\ &+ \sum \left(\int_0^l \frac{M_{\theta p} M_{\theta 1}}{EI_y} ds + \int_0^l \frac{M_{Kp} M_{K1}}{GI_d} ds \right). \end{aligned} \quad (e)$$

Последние суммы интегралов представляют перемножение эпюр (фиг. 261, а) на такие же эпюры при $P_K = 1$. Подставляя значения входящих в выражение (e) величин и производя вычисления, получаем

$$\delta_K = 0,088 \text{ см/т.}$$

Следовательно, кососимметричная жёсткость рамы равна

$$ж_K = \frac{1}{\delta_K} = \frac{1}{0,088} = 11,30 \frac{\text{т}}{\text{см}} = 11\,380 \text{ кг/см.}$$

Подставляя полученное значение кососимметричной жёсткости в формулу (242), найдём величину P_K расчётной кососимметричной нагрузки. Изменяя ординаты эпюр (фиг. 261, б) в отношении $\frac{P_K}{1\,000}$, получим значения внутренних силовых факторов,

необходимых для определения напряжений от кососимметричной нагрузки.

Для упрощения расчётной схемы рамы с вырезами для балансиров в боковинах (фиг. 255, б) применяется теорема об эквивалентных нагрузках и замена рамки эквивалентным стержнем.

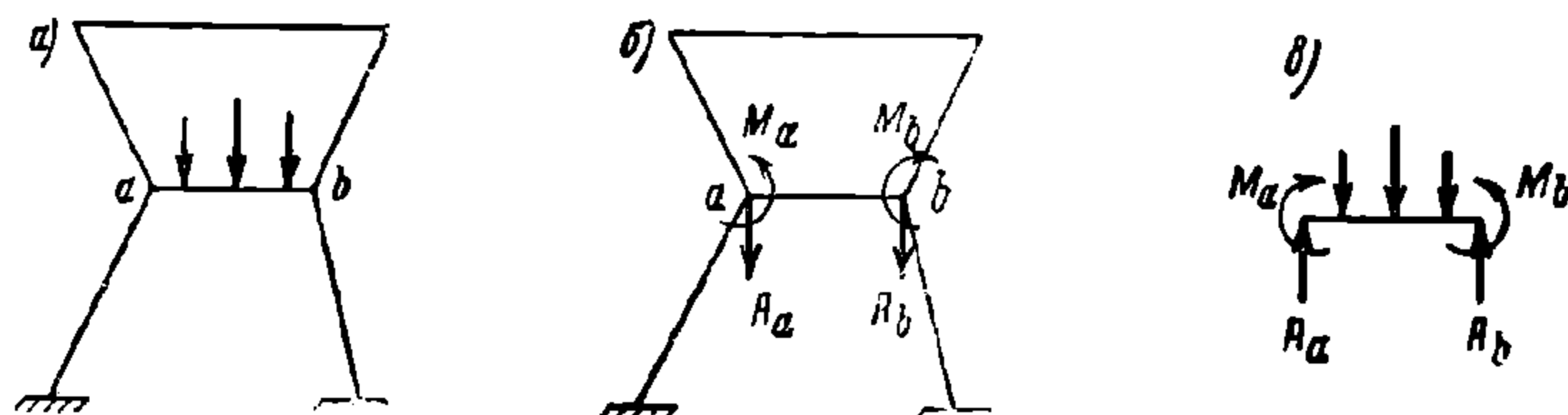
Содержание теоремы об эквивалентных нагрузках следующее. Если с загруженного стержня ab рамы (фиг. 262, а) снять приложенную к нему нагрузку, а к узлам a и b приложить усилия, противоположные реакциям заделок стержня ab , рассматриваемого как балка, заделанная по концам (фиг. 262, б и в), то внутренние усилия во всех стержнях рамы за исключением стержня ab не изменятся. Для получения в стержне ab действительных внутренних усилий, соответствующих первоначальной схеме (фиг. 262, а), достаточно внутренние усилия в этом стержне, определённые из фиг. 262, б, сложить с найденными, как в балке, защемлённой по концам (фиг. 262, в).

Если между узлами A и B находится не стержень, а система стержней, например рама (фиг. 263), то вышеуказанная теорема остаётся справедливой.

В этом случае нагрузка, находящаяся на раме AB , эквивалентна реакциям, взятым с обратными знаками, получающимся при расчёте этой части рамы, как жё-

ство заделанной в узлах A и B . Определение действительных усилий в раме AB производится аналогично указанному определению усилий в стержне ab путём сложения результатов расчёта по фиг. 263, б и в.

Выше отмечалось, что горизонтальные силы, передающиеся на буксовые челюсти, переносятся в расчётную плоскость рамы и при этом присоединяются пары сил (фиг. 256). Действие этих пар сил на стержни боковины, образующие рамку, в первом приближении принимается таким, как изображено на фиг. 264, а.

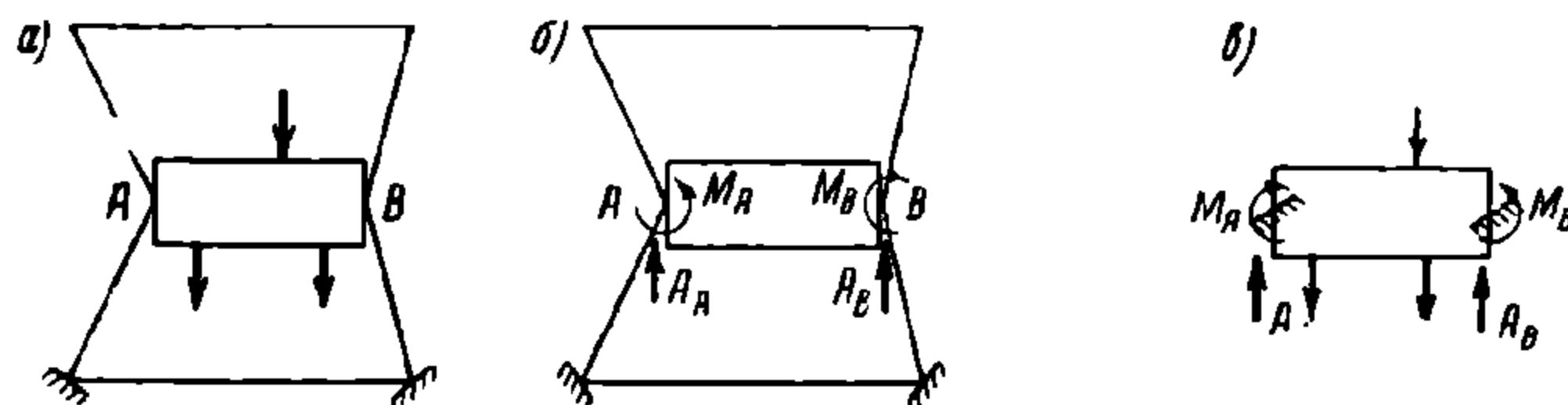


Фиг. 262. К расчёту вырезов в боковинах

Если момент присоединённой пары равен M , то величина каждой из сил P определяется выражением

$$P = \frac{M}{2c}$$

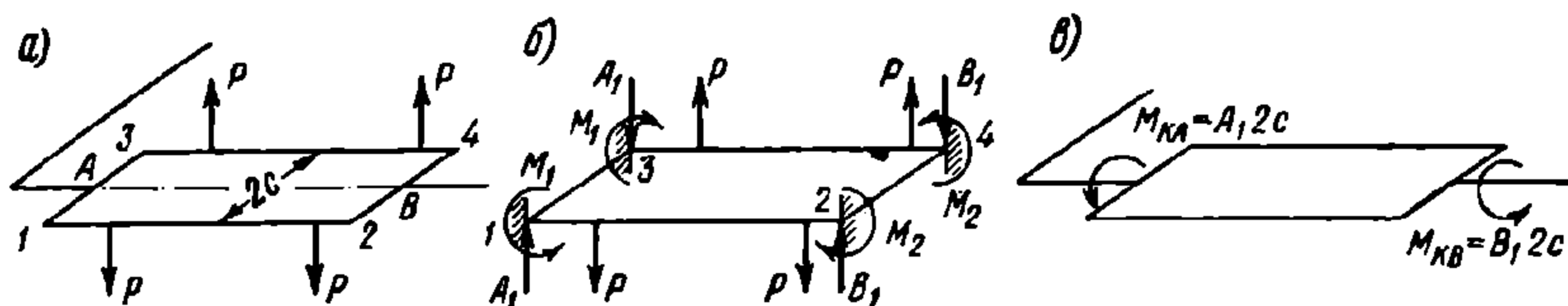
Реакции заделок стержней 1—2 и 3—4 определяются, как для балки, заделанной по концам и нагруженной в пролёте двумя сосредоточенными силами P . Прикладывая согласно теореме об эквивалентных нагрузках в узлах A и B расчётной схемы (фиг. 264, в) скручивающие пары с моментами, равными $A_1 2c$ и $B_1 2c$, и снимая на-



Фиг. 263. К расчёту вырезов в боковинах

грузку, непосредственно приложенную к рамке, получим эквивалентное нагружение расчётной схемы. Реактивные моменты M_1 и M_2 , приложенные соответственно к узлам 1, 3 и 2, 4, являясь попарно уравновешенными, не вызывают деформаций рамы за пределами узлов A и B и потому в эквивалентную нагрузку не включаются.

Стержнем эквивалентной жёсткости условимся называть такой стержень постоянного сечения, длина которого равна расстоянию между закреплениями рамки, а взаимные перемещения концевых сечений имеют такую же величину, как и смещения опорных сечений рамки, при одинаковых нагрузках на концах.



Фиг. 264. Схема сил, действующих на вырез боковины

Обычно продольные стержни, образующие раму, имеют одинаковые поперечные сечения, а вертикальные нагрузки, приложенные к ней, симметричны относительно её продольной оси. Поэтому эквивалентный момент инерции $I_{yз}$ сечения стержня относительно горизонтальной главной оси равен удвоенному моменту инерции I_{1y} стержня рамки

$$I_{yз} = 2 I_{1y}.$$

Эквивалентный момент инерции $I_{dз}$ на кручение определяется из выражения

$$I_{dз} = \frac{l}{G \varphi}, \quad (324)$$

где l —длина рамки, G —модуль сдвига, φ —угол взаимного поворота концевых диафрагм рамки (фиг. 265, а) под действием крутящих моментов M , равных единице. Учитывая

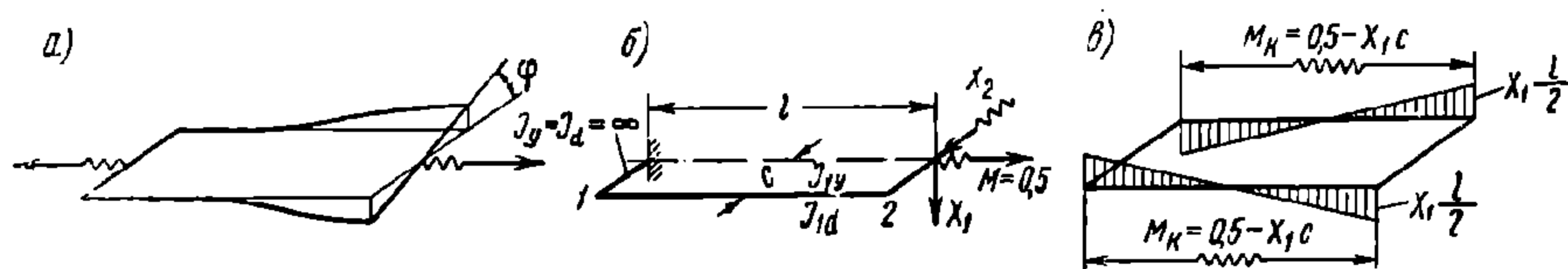
симметрию рамки относительно продольной оси, основная система её половины для расчёта по методу сил имеет вид, показанный на фиг. 265, б*. Неизвестные X_1 и X_2 определяются из уравнений

$$\left. \begin{aligned} X_1 \left(\frac{c^2 l}{GI_{1d}} + \frac{l^3}{3EI_{1y}} \right) - X_2 \frac{l^2}{2EI_{1y}} - 0,5 \frac{cl}{GI_{1d}} &= 0; \\ -X_1 \frac{l^2}{2EI_{1y}} + X_2 \frac{l}{EI_{1y}} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (325)$$

откуда

$$X_1 = \frac{0,5c}{\left(c^2 + \frac{l^2}{12} \frac{GI_{1d}}{EI_{1y}} \right)} \quad (326)$$

$$X_2 = X_1 \frac{l}{2} \quad (327)$$



Фиг. 265. Расчётная схема, основная система и эпюры моментов выреза боковины

Входящие в формулы (325) — (327) величины ясны из чертежа (0,5 — половина единичного момента).

Угол поворота конечного сечения стержня 1—2, равный взаимному углу поворота концевых диафрагм, равен

$$\varphi = \frac{0,5 - X_1 c}{GI_{1d}} l; \quad (328)$$

подставляя выражение (326) в формулу (328) и определённый таким образом угол поворота φ в равенство (324), найдём эквивалентный момент инерции I_{d3} на кручение.

Эпюры изгибающих и крутящих моментов в рамке от крутящего момента $M = 1$ показаны на фиг. 265, в.

После определения эквивалентных моментов инерции I_{y3} и I_{d3} , расчётная схема рамы (фиг. 255, б) заменяется расчётной схемой (фиг. 255, а) с участками на длине рамки, имеющими соответствующие жёсткости сечений EI_{y3} и GI_{d3} .

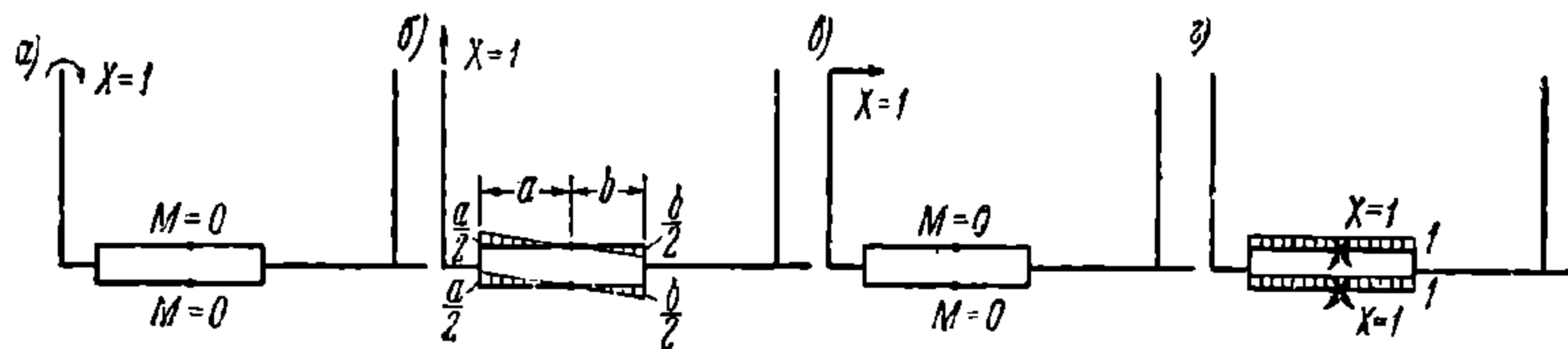
При определении коэффициентов канонических уравнений по формуле (313) произведения эпюр на этих участках умножаются соответственно на коэффициенты

$$\alpha_M = \frac{EI_0}{EI_{y3}} \quad \text{и} \quad \alpha_K = \frac{EI_0}{GI_{d3}}.$$

Фиг. 266. К расчёту выреза в боковинах от горизонтальной нагрузки

умножением эпюр (фиг. 265, в) на величину суммарного крутящего момента.

Суммарные изгибающие моменты распределяются поровну между стержнями рамки.



Фиг. 267. Эпюры изгибающих моментов от единичных сил в вырезе боковины

Введение эквивалентных стержней с моментами инерции сечений I_{y3} и I_{d3} производится обычно только при расчётах рам тележек от вертикальных нагрузок. При расчётах от горизонтальных нагрузок введением эквивалентных стержней обычно не

* Крутящий момент M является нагрузкой, антисимметричной относительно продольной оси рамки.

пользуются. Для упрощения расчётов в этом случае нагрузки, передающиеся на рамку, также заменяют эквивалентными, а затем основную систему выбирают по фиг. 266, вводя шарниры в сечения стержней и заменяя нарушенные связи моментами.

Если моменты инерции сечений стержней рамки относительно вертикальной (нейтральной) оси одинаковы, то моменты в сечениях по шарнирам рамки принимаются также одинаковыми. Если же сечения стержней разные, то моменты в шарнирах принимаются пропорциональными моментам инерции сечений стержней.

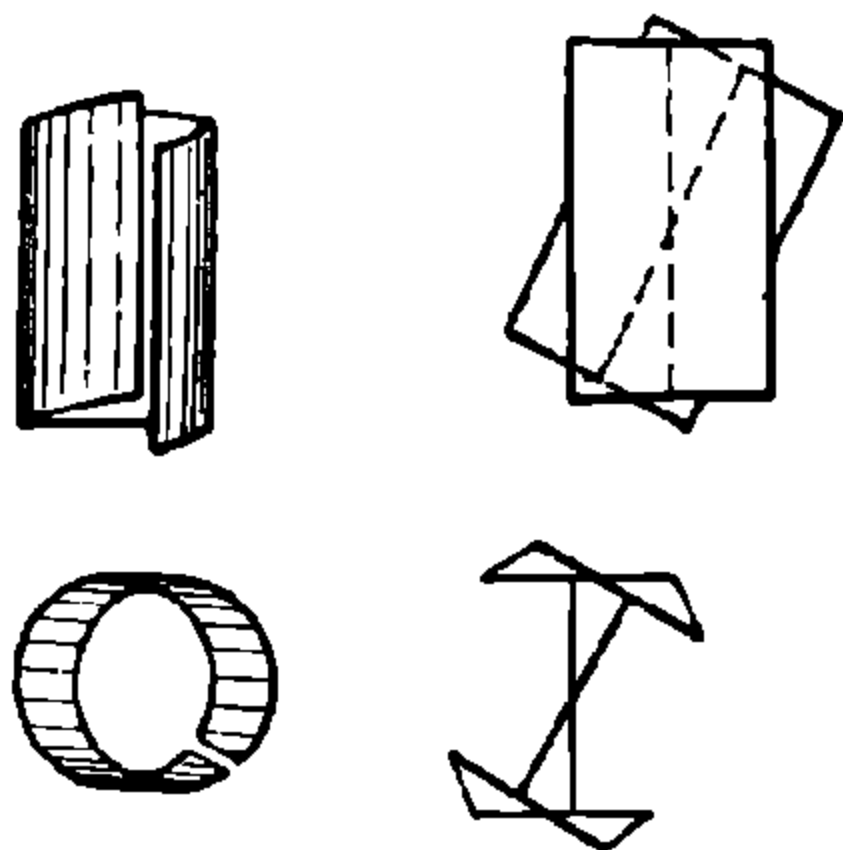
Характерные эпюры изгибающих моментов в рамке от единичных сил показаны на фиг. 267. Моменты, приложенные в шарнирах, рассматриваются, как групповые неизвестные.

17. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ КРУЧЕНИЯ И ИЗГИБА ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ С НЕЗАМКНУТЫМ КОНТУРОМ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ¹

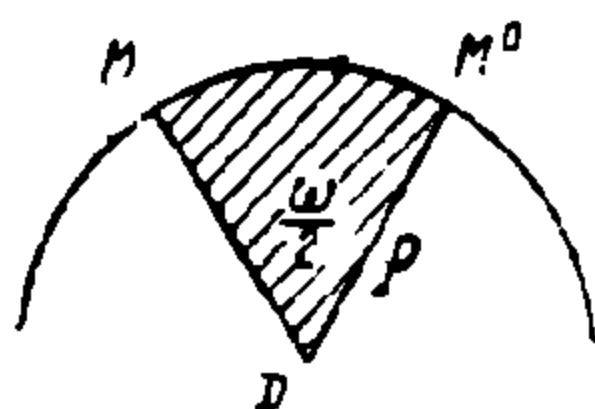
Тонкостенным стержнем называется цилиндрический или призматический брус, все три измерения которого выражаются величинами разных порядков, а именно, длина значительно преобладает над размерами контура (средней линии) поперечного сечения, а размеры контура преобладают над толщиной сечения. Теория кручения и изгиба тонкостенных стержней основывается на двух гипотезах:

- 1) деформации сдвига срединной поверхности тонкостенного стержня равны нулю;
- 2) контур поперечного сечения стержня не деформируется, т. е. расстояние между любыми двумя точками поперечного сечения при переходе стержня в деформированное состояние остаётся постоянным (контур поперечного сечения является абсолютно жёстким в своей плоскости).

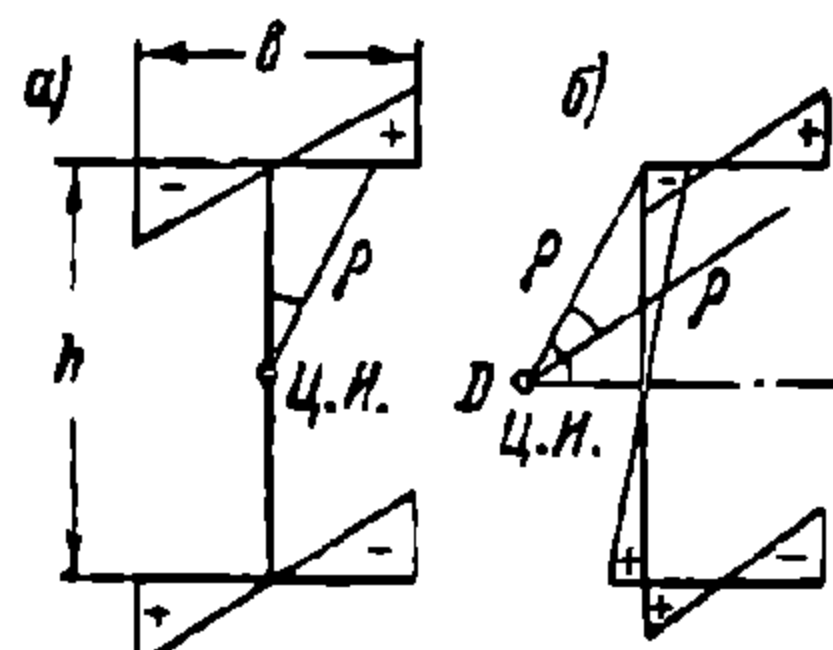
При кручении тонкостенного стержня точки его поперечного сечения стремятся переместиться вперёд или назад параллельно продольной оси стержня (фиг. 268). Вследствие этого первоначально плоские (до деформации) поперечные сечения после



Фиг. 268. Деформация тонкостенного стержня



Фиг. 269. К определению секториальной площади



Фиг. 270. Эпюры секториальных площадей

закручивания стержня перестают быть плоскими. Явление деформации (искривление) поперечного сечения из его плоскости называется **депланацией**.

Величина u депланации поперечного сечения в какой-либо его точке пропорциональна погонному углу закручивания или первой производной φ' от угла поворота φ сечения при кручении стержня

$$u = -\varphi' \omega. \quad (329)$$

Здесь ω — единичная депланация (при $-\varphi' = 1$), численно равная для стержня с открытым (незамкнутым) профилем поперечного сечения секториальной площади.

Секториальной площадью точки сечения M называется удвоенная площадь ω (фиг. 269), описанная из полюса D радиусом-вектором r при движении его вдоль контура от начальной (нулевой) точки M^0 до рассматриваемой точки M . Удвоенную секториальную площадь ω в дальнейшем будем называть просто секториальной площадью точки M для полюса D .

С в о б о д н ы м, или сен-венановым, к р у ч е н и е м тонкостенного стержня постоянного поперечного сечения называется явление, при котором крутящий момент не меняется по длине стержня и нет препятствий свободной депланации поперечных сечений.

¹ В. З. Власов, Тонкостенные упругие стержни. Госстройиздат, 1940; Д. В. Бычков и А. К. Мрошинский под ред. проф. В. З. Власова, Кручение металлических балок. Госстройиздат, 1945; Б. Н. Горбунов и А. И. Стрельбицкая, Приближённые методы расчёта вагонных рам. Машгиз, 1946; Б. Н. Горбунов и А. И. Стрельбицкая, Теория рам из тонкостенных стержней. Гостехиздат, 1948; Д. В. Бычков, Расчёт балок и рам из тонкостенных элементов. Стройиздат, 1948.

При свободном кручении положение полюса *D* и начальной точки *M*⁰ определяется положением оси закручивания стержня, которая может быть любой. Если стержень закручивается вокруг оси центров изгиба, то полюс совпадает с центром изгиба.

В качестве примера на фиг. 270 показаны эпюры секториальных площадей для двутавра и швеллера, построенные из центров изгиба (у двутавра центр изгиба находится в центре симметрии по середине стенки, а у швеллера центр изгиба лежит вне сечения).

При свободном кручении распределение касательных напряжений во всех сечениях одинаково, а нормальные напряжения равны нулю. Приближённо можно считать, что тонкостенный профиль подвергается кручению, так же как сумма отдельных полосок (полок, стенок), из которых он составлен. Касательные напряжения распределяются по толщине полосок по закону треугольника (фиг. 271) и образуют момент *H* внутренних сен-венановых напряжений, уравнивающих внешний крутящий момент

$$H = M_{\kappa}$$

(330)

Угол поворота при свободном кручении

$$\varphi = \frac{M_{\kappa} l}{GI_{\delta}}$$

(331)

Наибольшее касательное напряжение

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa} \delta_{\max}}{I_{\delta}}$$

(332)

Момент инерции при кручении

$$I_{\delta} = \alpha \frac{1}{3} \sum b \delta^3,$$

(333)

где *b* — длина, а *δ* — толщина отдельных полосок, на которые можно разделить профиль.

Опытный коэффициент *α* имеет следующие значения (табл. 24).

Т а б л и ц а 24

Профиль	Коэффициент α	
	для разных образцов	средний
Уголки	0,86—1,10	0,99
Швеллеры	0,98—1,25	1,12
Тавры .	0,92—1,25	1,15
Двутавры . .	1,16—1,44	1,31
Зетовая сталь	1,13—1,20	Не установлен

Центром изгиба называется точка, лежащая в плоскости поперечного сечения, обладающая следующим свойством. Если внешние силы, лежащие по одну сторону сечения, приводятся к проходящей через эту точку равнодействующей силе (или к паре, лежащей в продольной плоскости стержня), то стержень в рассматриваемом сечении подвергается только изгибу (без кручения).

Если в каком-либо сечении закручиваемого тонкостенного стержня имеется препятствие к свободной деформации, например, заделка, или же если крутящий момент или размеры поперечного сечения не остаются постоянными по длине стержня, то кручение является не свободным, а стеснённым.

На фиг. 272 показан пример стеснённого, иначе, изгибного кручения двутаврового профиля, заделанного одним концом¹.

Как следует из фиг. 272, при стеснённом кручении полки изгибаются в своей плоскости, вследствие чего в них появляются дополнительные нормальные напряжения.

Деформация точек сечения при стеснённом кручении считается подчинённой тому же закону, что и при свободном кручении:

$$u = -\varphi' \omega,$$

однако величина *u* меняется по длине стержня. Вследствие этого изменяется деформация от сечения к сечению, волокна удлиняются и в полках и стенках профиля возникают нормальные напряжения от кручения.

¹ В дальнейшем для сокращения вместо выражения стержень с таким-то профилем употребляется просто слово профиль.

При стеснённом кручении поворот каждого сечения происходит вокруг центра изгиба; секториальная площадь ω подсчитывается для полюса в центре изгиба.

Внешний крутящий момент M_k уравнивается моментами двух систем внутренних касательных напряжений:

1) моментом сен-венановых напряжений (фиг. 273, а и 274, а), подсчитываемым по формуле

$$H = GI_d \varphi', \quad (334)$$

и 2) изгибно-крутящим моментом касательных напряжений, распределённых равномерно по толщине, от изгиба полок и стенок при кручении (фиг. 273, б и 274, б), вычисляемым по формуле

$$M_\omega = -EI_\omega \varphi'''; \quad (335)$$

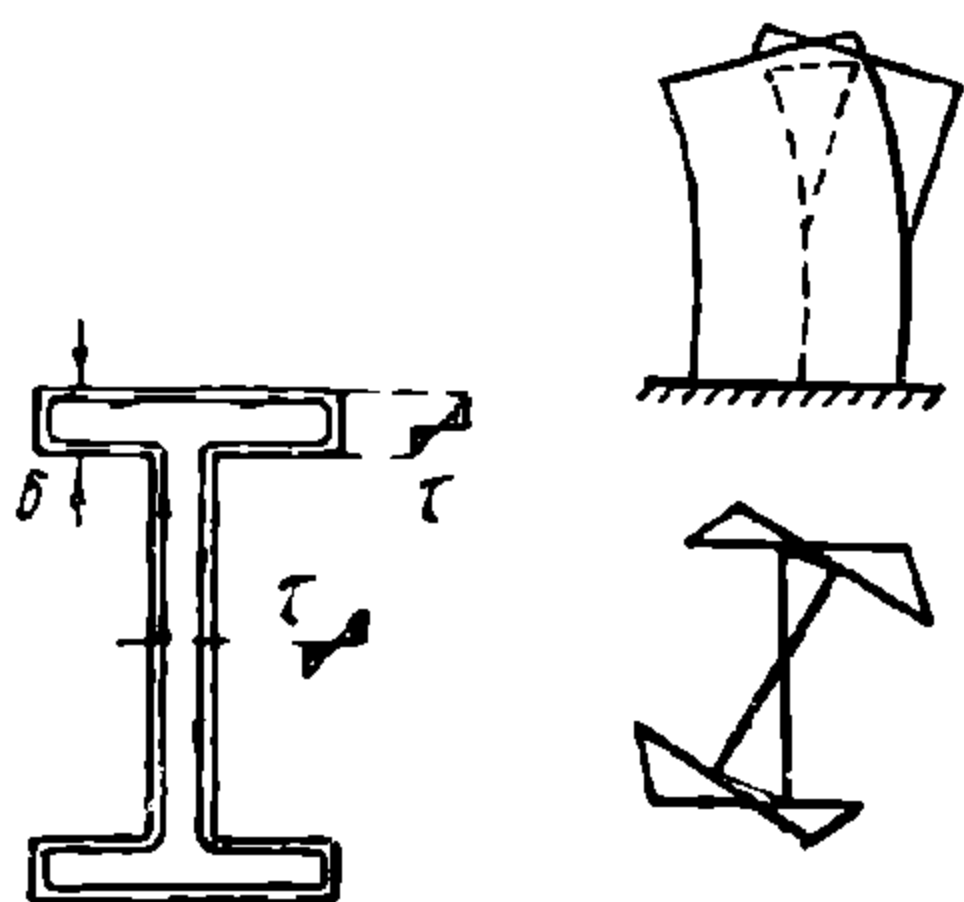
здесь

$$I_\omega = \int_F \omega^2 dF \text{ см}^6 \quad (336)$$

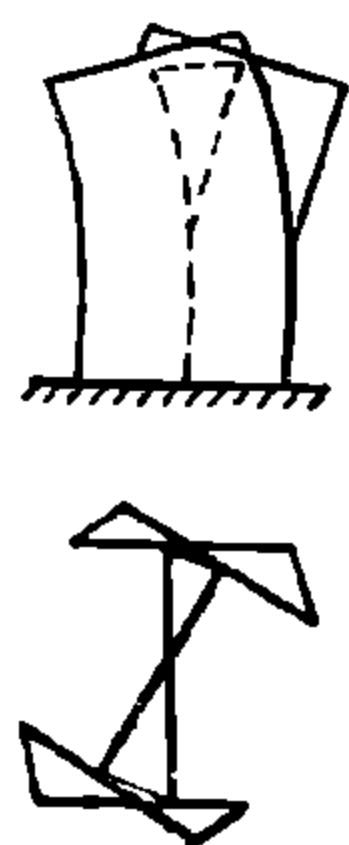
характеристика сечения, называемая секториальным моментом инерции.

Так как обычно φ' определяется при расчёте, то величину M_ω проще вычислять по формуле

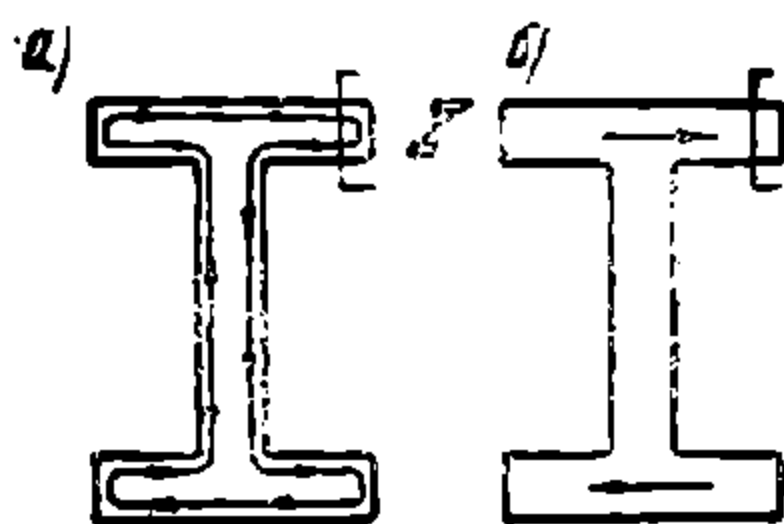
$$M_\omega = M_k - GI_d \varphi'. \quad (337)$$



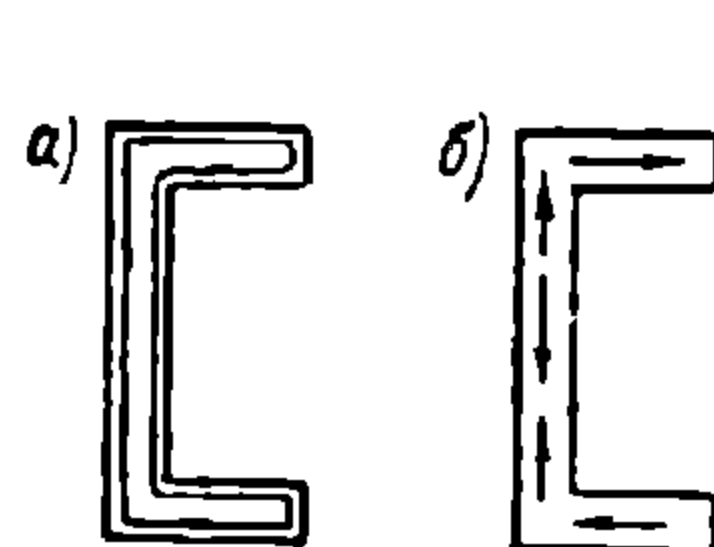
Фиг. 271. Распределение касательных напряжений в стержне



Фиг. 272. Стеснённое кручение стержня



Фиг. 273. Касательные напряжения в сечении двутавра



Фиг. 274. Касательные напряжения в сечении швеллера

Если величина M_ω найдена, то касательные напряжения от изгиба полок при кручении, распределённые равномерно по толщине полок (или стенок), определяются по формуле

$$\tau = \frac{M_\omega}{\delta I_\omega} S_\omega, \quad (338)$$

где $S_\omega = \int \omega dF \text{ см}^4$ — так называемый секториальный статический момент для данной точки сечения, вычисляемый путём интегрирования, начиная от края.

Для определения угла закручивания и его производных при стеснённом кручении служит дифференциальное уравнение

$$-EI \varphi''' + GI_d \varphi' = M_\omega. \quad (339)$$

Интегрирование этого уравнения в разных случаях крутящей нагрузки и закреплений концов стержня позволяет получить ряд вспомогательных формул для расчёта деформаций и напряжений в тонкостенном стержне при его кручении. При пользовании этими формулами следует рассчитывать изгибно-крутильную характеристику сечения стержня

$$k = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_\omega}} \quad (340)$$

Для вычисления дополнительных нормальных напряжений при стеснённом кручении нужно определить силовой фактор, называемый б моментом:

$$B = -EI_\omega \varphi'' \text{ кг см}^2. \quad (341)$$

Очевидно,

$$B' = M_\omega. \quad (342)$$

Дифференциальное уравнение (339) может быть заменено следующим

$$B'' - \frac{GI_d}{EI_\omega} B = m_k. \quad (343)$$

Здесь m_k — погонная интенсивность внешней крутящей моментной нагрузки.

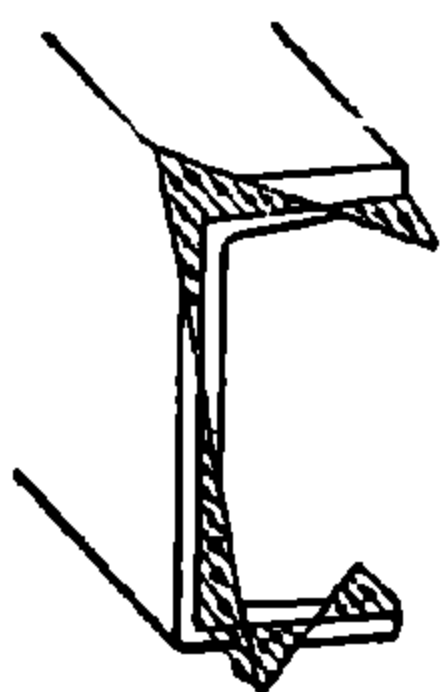
После того как бимомент определён, нормальные напряжения при стеснённом кручении вычисляются по формуле, напоминающей формулу для определения нормальных напряжений при изгибе

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega}}{I_{\omega}} \quad (344)$$

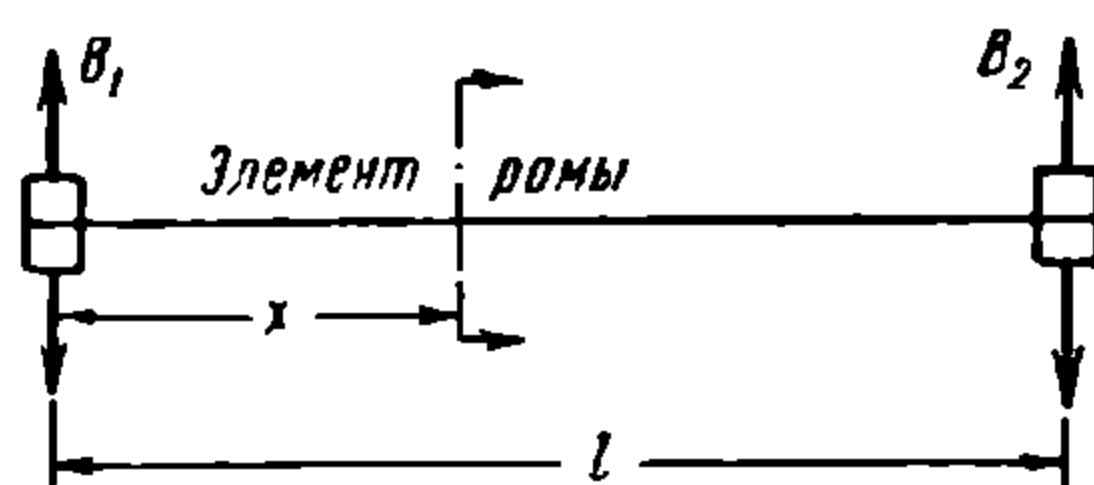
Эпюра этих нормальных напряжений подобна эпюре секториальных площадей (фиг. 270) и отличается от неё множителем $\frac{B}{I_{\omega}}$. Равнодействующая нормальных напряжений, вызванных бимоментом, равна нулю; моменты этих напряжений вокруг любых осей тоже равны нулю. Таким образом, бимомент представляет систему взаимно уравновешенных напряжений; для швеллера такая эпюра показана на фиг. 275 в перспективе; обычно эпюру напряжений совмещают с плоскостью чертежа.

Если даны нормальные напряжения σ , действующие в сечении, то, кроме продольной силы и изгибающих моментов, они могут образовать бимомент, величина которого вычисляется по формуле

$$B = \int_F \sigma \omega dF \text{ кг см}^2. \quad (345)$$



Фиг. 275. Эпюра нормальных напряжений при стеснённом кручении швеллера



Фиг. 276. К определению знака бимомента

Поскольку стеснённое кручение возникает при наличии связей (препятствий), стесняющих свободную деформацию сечений тонкостенного стержня, то система реакций таких связей приводится к бимоменту. При составлении для расчёта по методу сил основных систем рамных конструкций, содержащих тонкостенные стержни, наряду с устранением лишних связей обычного типа, соответствующих силам и моментам, устраняются также связи, стесняющие свободную деформацию элементов с незамкнутым профилем, соответствующие бимоменту.

Такие связи устраняются в следующих сечениях стержня с незамкнутым профилем: у присоединения его к элементам с замкнутым профилем, у стыка стержней разной жёсткости сечения, в месте излома оси стержня, у места приложения крутящего момента. Вместо удалённых связей, стесняющих свободную деформацию, прикладываются дополнительные лишние неизвестные — бимоменты.

Обозначение бимомента и положительное направление их принимается по фиг. 276 (положительному направлению бимомента соответствуют два вектора, направленные как растягивающие силы). При удалении связей, стесняющих деформацию, у стыка стержней разной жёсткости, в местах излома оси стержня, а также приложения местного крутящего момента бимоменты, приложенные к смежным концам расчлённых элементов рамы, имеют противоположные знаки.

Выражение бимомента в любом сечении стержня при приложении к нему двух концевых бимоментов B_1 и B_2 , указанных на фиг. 276, имеет следующий вид непосредственно справа от сечения:

$$B = \frac{B_1 \operatorname{sh} k(l-x)}{\operatorname{sh} kl} - \frac{B_2 \operatorname{sh} kx}{\operatorname{sh} kl}, \quad (346)$$

а непосредственно слева от сечения то же выражение, но с противоположным знаком; здесь l — длина стержня; x — расстояние от конца стержня, на котором приложен бимомент B_1 ; $k = \sqrt{\frac{GI_d}{EI_{\omega}}}$ — изгибно-крутильная характеристика сечения, в которой

GI_d — жёсткость сечения при свободном кручении, а EI_{ω} — жёсткость сечения при стеснённом кручении.

Неизвестные бимоменты в раме определяются так же, как и остальные неизвестные в методе сил строительной механики, путём решения систем канонических уравнений.

Для определения коэффициентов этих уравнений, связанных с перемещениями бимоментов, служат следующие формулы, дополняющие известные формулы метода сил:

1) перемещения от единичного бимомента по его направлению

$$\delta_{11} = \frac{k}{GI_d} \cdot \frac{\operatorname{ch} kl}{\operatorname{sh} kl}; \quad (347)$$

2) перемещения от единичного бимомента, приложенного на одном конце стержня, по направлению бимомента, приложенного на его другом конце

$$\delta_{12} = \frac{k}{GI_d} \cdot \frac{1}{\operatorname{sh} kl}; \quad (348)$$

3) перемещения от единичного бимомента по направлению крутящего момента, приложенного к концам стержня

$$\delta_{1k} = \frac{1}{GI_d}. \quad (349)$$

За положительное направление крутящего момента принимается такое, при котором векторы крутящих моментов направлены, как сжимающие силы (фиг. 276а).

Перемещения от единичного бимомента по направлению остальных возможных усилий (продольных и поперечных сил и изгибающих моментов) равны нулю.

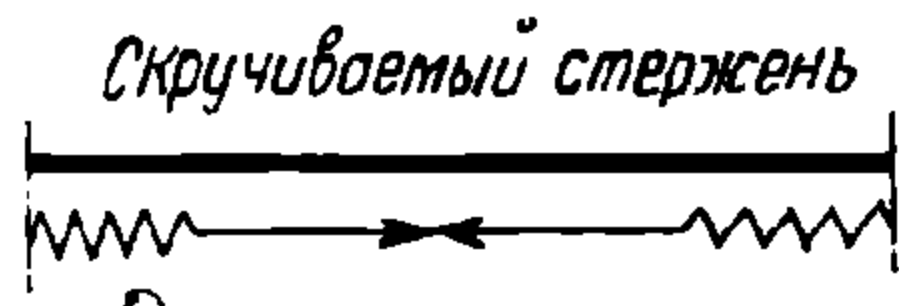
Полные напряжения в сечении тонкостенного стержня, подверженного действию продольных и поперечных сил, изгибающих и крутящих моментов (при наличии стеснённого кручения), определяются по формулам:

нормальные

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_y z}{I_y} + \frac{M_z y}{I_z} + \frac{B \omega}{I_\omega} \quad (350)$$

касательные

$$\tau = \frac{Q_z S_y}{I_y \delta} + \frac{Q_y S_z}{I_z \delta} + \frac{M_\omega S_\omega}{I_\omega \delta} + \frac{M_k \delta}{I_d}. \quad (351)$$



Фиг. 276а

Входящие в формулы (350) и (351) величины имеют те же значения, что и в формулах (278), (281), (310), (338) и (344).

Для определения внутренних усилий и напряжений в тонкостенном стержне, возникающих при стеснённом кручении, необходимо вычислять так называемые главные секториальные характеристики поперечного сечения¹.

Главной секториальной координатой точки профиля тонкостенного стержня называется секториальная площадь, определённая для этой точки относительно центра изгиба и точки отсчёта на контуре сечения, для которой секториальная площадь равна нулю. Такая точка называется секториальной нулевой точкой.

Главная секториальная координата ω точки сечения тонкостенного элемента с координатами y, z в любой, произвольно выбранной системе прямоугольных координат определяется формулой

$$\omega = \alpha_z y - \alpha_y z + \beta + \omega_0, \quad (352)$$

где ω_0 — удвоенная площадь, описанная радиусом-вектором, проведённым из произвольно выбранного начала координат и движущегося, начиная от любой точки сечения тонкостенного элемента, по контуру этого сечения. Положительное значение площади считается при вращении радиуса-вектора против движения часовой стрелки; α_z и α_y — параметры, являющиеся координатами центра изгиба сечения в выбранной системе координат. β — параметр, определяющий положение начальной точки отсчёта главных секториальных координат на контуре сечения элемента. Если прямоугольные координаты y, z и система отсчёта секториальной координаты ω_0 выбраны так, что при $y = z = 0$ и $\omega_0 = 0$, то $\beta = \omega$ — главной секториальной координате для точки контура ($y = 0, z = 0$).

В общем случае криволинейного и несимметричного контура сечения тонкостенного элемента параметры α_z, α_y и β определяются следующей системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_z \int_F y^2 dF - \alpha_y \int_F yz dF + \beta \int_F y dF + \int_F \omega_0 y dF &= 0; \\ -\alpha_z \int_F yz dF + \alpha_y \int_F z^2 dF - \beta \int_F z dF - \int_F \omega_0 z dF &= 0; \\ \alpha_z \int_F y dF - \alpha_y \int_F z dF + \beta \int_F dF + \int_F \omega_0 dF &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (353)$$

Здесь F — площадь сечения тонкостенного элемента.

¹ Таблицы секториальных характеристик стандартных профилей прокатных балок имеются: в справочнике Машиностроение, т. I, ч. II. Машгиз, 1947 и в книге Д. В. Бычков и А. К. Мрошинский, Кручение металлических балок. Гостройиздат, 1945.

В случае контура тонкостенного стержня, состоящего из прямолинейных участков постоянной толщины и не имеющего осей симметрии, целесообразно выбирать начало системы координат и начальную точку для построения ω_0 в узле, в котором сходится наибольшее число прямолинейных участков, и интегрирование в этом случае выполнять по правилам вычисления интеграла Мора (табл. 20), принятым в строительной механике. Для этого строятся на элементах сечения эпюры: ω_0 , y и z и постоянная эпюра, равная единице.

В случае контура с одной осью симметрии одну из произвольных координатных осей рекомендуется направлять по оси симметрии, а начало координат и начальную точку для построения ω_0 выбирать на пересечении контура с этой осью. В этом случае одна из координат центра изгиба (α_y или α_z) и β равны нулю и система уравнений (353) принимает один из следующих видов:

$$\alpha_z \int_F y^2 dF + \int_F \omega_0 y dF = 0 \text{ или } -\alpha_z \int_F z^2 dF + \int_F \omega_0 z dF = 0. \quad (354)$$

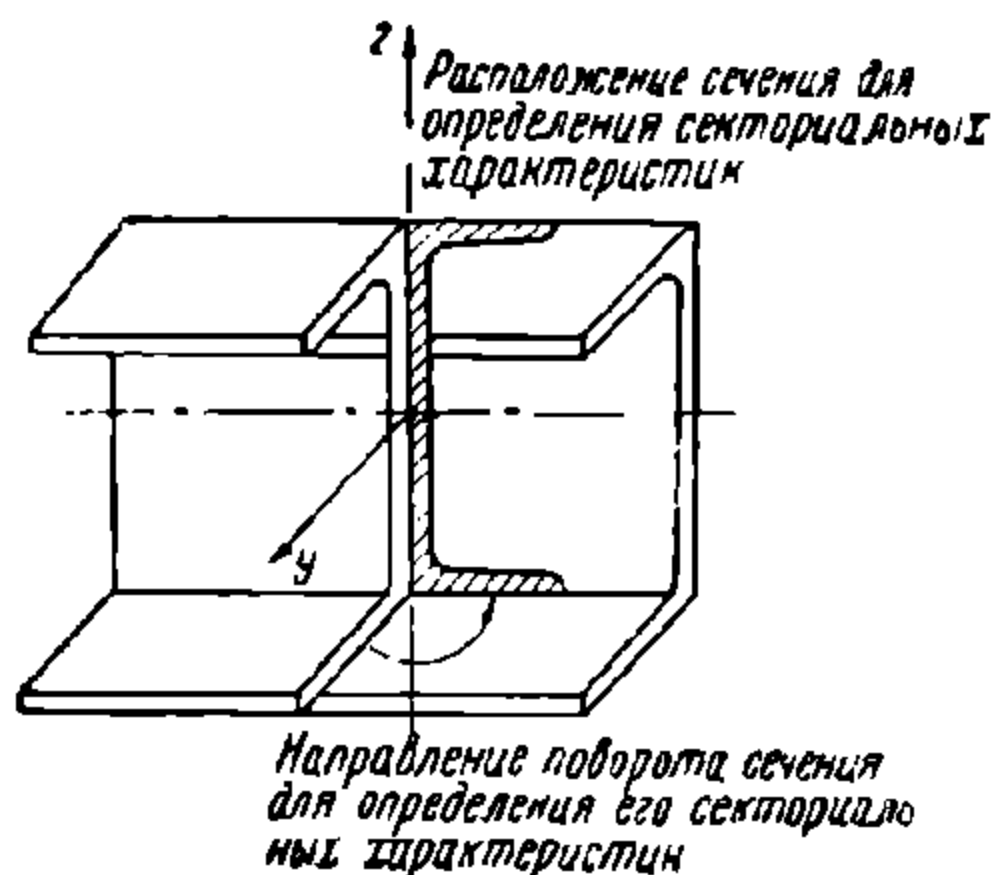
Секториальный момент определяется следующей формулой

$$I_\omega = \int_F \omega^2 dF = \alpha_z \int_F y \omega_0 dF - \alpha_y \int_F z \omega_0 dF + \beta \int_F 1 \omega_0 dF + \int_F \omega_0^2 dF. \quad (355)$$

При определении секториальных характеристик сечения стержня руководствуются следующими правилами:

1) оси координат, лежащие в плоскости сечения, направляются: ось z вверх, а ось y перпендикулярно оси стержня x , на наблюдателя;

2) для изображения сечения на плоскости чертежа производится поворот его, как показано на фиг. 277 (ось y поворачивается против



Фиг. 277. К определению секториальных характеристик

хода часовой стрелки для наблюдателя, смотрящего с положительного направления оси z).

Для иллюстрации ниже определяются секториальные характеристики несимметричного профиля, изображенного на фиг. 278, а.

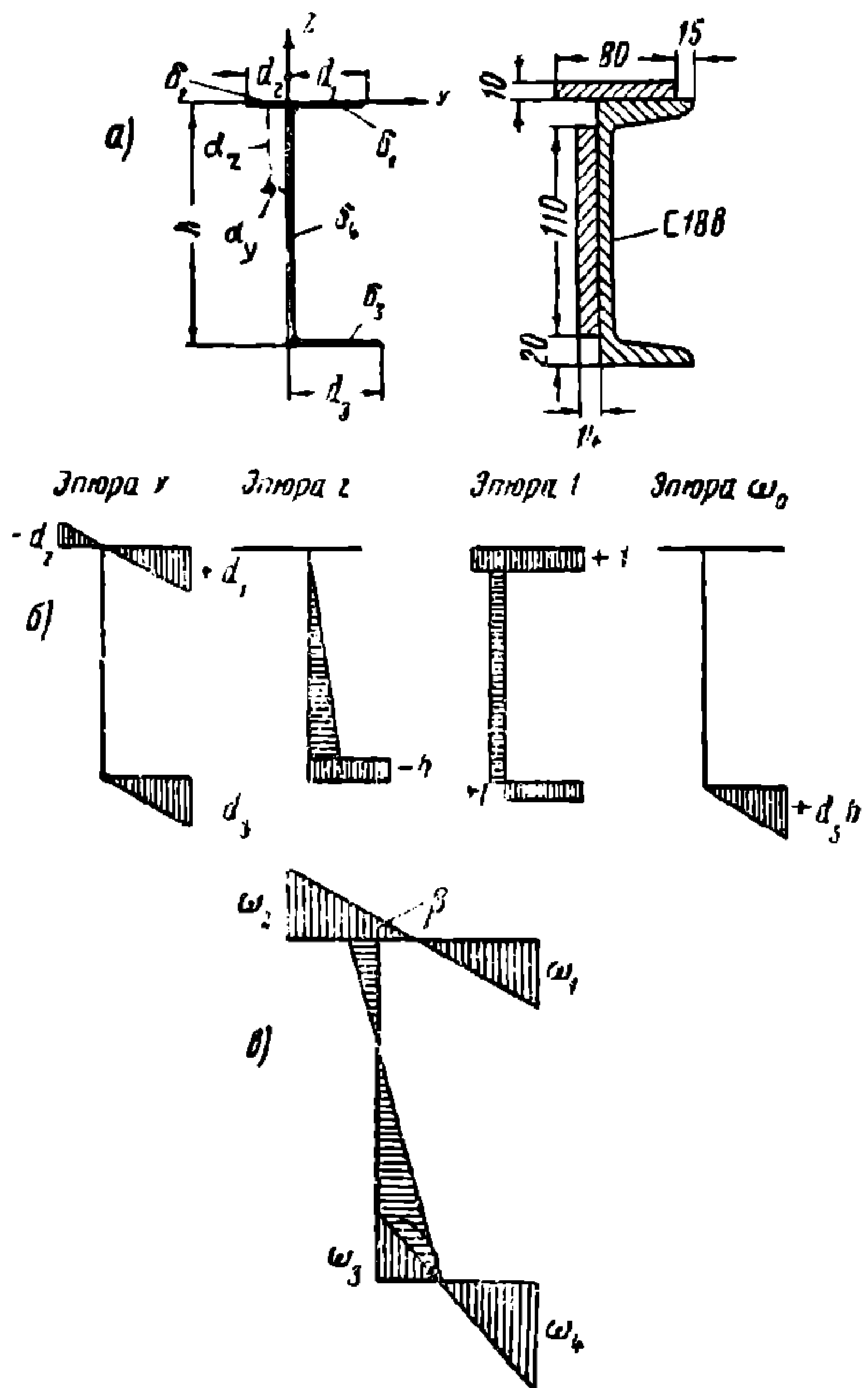
Расчётные размеры сечения следующие:

$$d_1 = d_3 = 7 \text{ см}; \quad d_2 = 2,5 \text{ см}; \quad h = 17,5 \text{ см}; \quad \delta_1 = 2,05 \text{ см}; \\ \delta_2 = 1 \text{ см}; \quad \delta_3 = 1,05 \text{ см}; \quad \delta_4 = 2,3 \text{ см}.$$

Эпюры координат и ω_0 изображены на фиг. 278, б.

Коэффициенты системы уравнений (353) составляют:

$$\int_F y^2 dF = \frac{d_1^3 \delta_1}{3} + \frac{d_2^3 \delta_2}{3} + \frac{d_3^3 \delta_3}{3} = 358; \quad \int_F z^2 dF = \frac{h^3 \delta_4}{3} + h^2 d_3 \delta_3 = 6340; \\ \int_F 1^2 dF = d_1 \delta_1 + d_2 \delta_2 + d_3 \delta_3 + h \delta_4 = 64;$$



Фиг. 278. К определению секториальных характеристик

$$\begin{aligned}\int_F \omega^2 dF &= \frac{h^2 d_3^3 \delta_3}{3} = 36\,765; \\ \int_F yz dF &= -\frac{hd_3^2 \delta_3}{2} = -447; \\ \int_F 1 \cdot y dF &= \frac{d_1 \delta_1}{2} + \frac{d_3 \delta_3}{2} - \frac{d_2 \delta_2}{2} = 73; \\ \int_F y \omega_0 dF &= \frac{hd_3^3 \delta_3}{3} = 2\,090; \\ \int_F 1 \cdot z dF &= -\frac{h^2 \delta_4}{2} - hd_3 \delta_3 = -480; \\ \int_F z \omega_0 dF &= -\frac{h^2 d_3^2 \delta_3}{2} = -7\,830; \quad \int_F 1 \cdot \omega_0 dF = \frac{d_3^2 h \delta_3}{2} = 447.\end{aligned}$$

Система уравнений (353) приобретает вид:

$$\begin{aligned}358 \alpha_z + 447 \alpha_y + 73 \beta &= -2\,090; \\ 447 \alpha_z + 6\,340 \alpha_y + 480 \beta &= -7\,830; \\ 73 \alpha_z + 480 \alpha_y + 64 \beta &= -447.\end{aligned}$$

Решая данную систему, находим:

$$\alpha_y = 1,87 \text{ см}; \alpha_z = -6,44 \text{ см}; \beta = 14,43.$$

Произведя суммирование величин в соответствии с формулой (352), получим эпюру секториальных площадей, показанную на фиг. 278, в: $\omega_1 = -30,37$; $\omega_2 = 30,43$; $\omega_3 = -20,4$; $\omega_4 = 57,3$.

По формуле (355) получаем

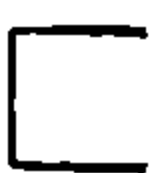
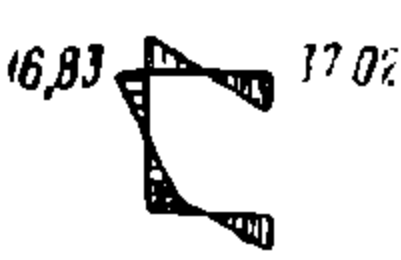

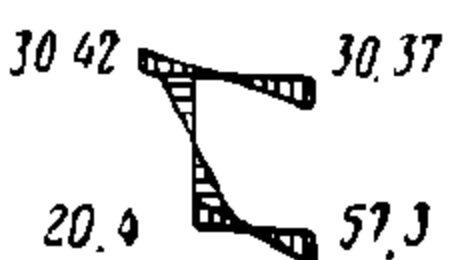
$$I_\omega = -2\,090 \cdot 6,44 - 7\,830 \cdot 1,87 + 14,43 \cdot 447 + 36\,795 = 14\,700 \text{ см}^6.$$

В качестве примера применения метода расчёта рам при наличии стеснённого кручения ниже производится определение эквивалентного момента инерции на кручение надбуксового участка продольной балки рамы тележки ЦВТК.

Расчётная схема надбуксового участка рамы тележки ЦВТК состоит из двух параллельных балок незамкнутого профиля, расположенных симметрично относительно оси продольной балки рамы. Эти балки имеют по два участка с различным сечением и заделаны по концам в продольной балке рамы с замкнутым профилем сечения, кроме того, в стыке этих участков вставлена диафрагма, соответствующая буксовой челюсти. Расчётная схема участка изображена на фиг. 279, а.

Характеристика сечений элементов расчётной схемы приводится в табл. 25.

Таблица 25

№ элементов	Сечение элемента	Моменты инерции		Эпюра главных секториальных координат ω в см ²	Секториальный момент инерции I_ω в см ⁶	Изгибно-крутильная характеристика k
		I_y в см ⁴	I_d в см ⁴			
1—2		1 370	10,5		5 298	0,0275
2—3		2 310	106		14 700	0,0523

Основная система, полученная из расчётной схемы путём замены лишних связей неизвестными моментами и бимоментами, изображена на фиг. 279, б (показана половина основной системы). На схеме обозначены: X_1 и X_3 —неизвестные перерезывающие силы, X_2 —неизвестный изгибающий момент, X_4 , X_5 и X_6 —неизвестные бимоменты.

Эпюры в основной системе показаны на фиг. 279, в. При этом эпюры крутящих моментов изображаются вектором, а эпюры от бимоментов не строятся.

Перемещения основной системы, вычисленные по обычным формулам метода сил и по формулам (347), (348) и (349), имеют следующие значения:

$$\begin{aligned} E\delta_{11} &= 497; E\delta_{12} = 14,58; E\delta_{13} = 103,9; E\delta_{14} = -1,8125; E\delta_{15} = 1,631; E\delta_{16} = \\ &= 0,1798; E\delta_{22} = 4,22; E\delta_{23} = 5,853; E\delta_{24} = E\delta_{25} = E\delta_{26} = 0; E\delta_{33} = 87,976; E\delta_{34} = \\ &= 0; E\delta_{35} = -0,1798; E\delta_{36} = 0,1798; E\delta_{44} = 0,0109; E\delta_{45} = -0,00846; E\delta_{46} = 0; \\ E\delta_{55} &= 0,0122; E\delta_{56} = -0,0001713; E\delta_{66} = 0,0013; E\delta_{1p} = -29,2; E\delta_{2p} = 0; E\delta_{3p} = \\ &= -4,66; E\delta_{4p} = 0,125; E\delta_{5p} = -0,1125; E\delta_{6p} = -0,0124. \end{aligned}$$

Для удобства все перемещения умножены на E — модуль упругости первого рода.

Система канонических уравнений, определяющая значение неизвестных усилий, имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} 497 X_1 + 14,58 X_2 + 103,9 X_3 - 1,8125 X_4 + 1,631 X_5 + 1,798 X_6 &= 29,2; \\ 14,58 X_1 + 4,22 X_2 + 5,853 X_3 &= 0; \\ 103,9 X_1 + 5,853 X_2 + 87,976 X_3 - 0,1798 X_5 + 0,1798 X_6 &= 4,66; \\ -1,8125 X_1 + 0,0109 X_4 - 0,00846 X_5 &= -0,125; \\ 1,631 X_1 - 0,1798 X_3 - 0,00846 X_4 + 0,0122 X_5 - 0,0001713 X_6 &= 0,1125; \\ 0,1798 X_1 + 0,1798 X_3 - 0,0001713 X_5 + 0,0013 X_6 &= 0,0124. \end{aligned}$$

Решив данную систему при помощи алгоритма Гауса, получим следующие значения неизвестных:

$$\begin{aligned} X_1 &= 0,0623 \text{ кг}; X_2 = -0,1968 \text{ кгсм}; \\ X_3 &= -0,0132 \text{ кг}; X_4 = -1,166 \text{ кгсм}^2; \\ X_5 &= -0,0694 \text{ кгсм}^2; \\ X_6 &= 2,749 \text{ кгсм}^2. \end{aligned}$$

Суммарная эпюра моментов, полученная по формуле (309), изображена на фиг. 279, г (бимомент $B = X_5$ на эпюре не показан).

Фиг. 279. К расчёту надбуксового места рамы тележки ЦВТК

Угол закручивания рассматриваемого участка определяется формулой

$$\varphi = \Sigma \left(\int_0^l \frac{M_\Sigma^u M_M^u}{EI_y} ds + \int_0^l \frac{M_\Sigma^k M_M^k}{GI_d} ds + \int_0^l \frac{B_\Sigma M_M^k}{GI_d} ds \right), \quad (a)$$

где M_Σ^u , M_M^u и B_Σ — изгибающие и крутящие моменты и бимоменты суммарной эпюры (фиг. 279, г); M_M^u и M_M^k — то же в эпюре M основной системы (фиг. 279, в). Суммирование распространяется на все элементы системы. Формула (a) справедлива при условии отсутствия бимоментов в основной системе от внешней нагрузки, что обычно имеет место.

Произведя вычисление по формуле (a), получаем следующее значение угла закручивания $\varphi = \frac{0,1632}{E}$.

По формуле (324) при $\varphi = \frac{0,1632}{E}$; $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $G = 0,8 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$; $l = 79 \text{ см}$ получаем следующее значение эквивалентного момента инерции участка рамы:

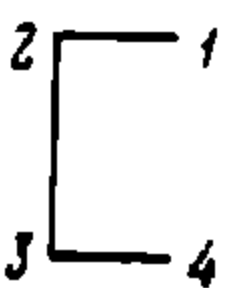
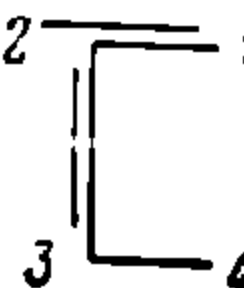
$$I_{дз} = 1270 \text{ см}^4.$$

Дополнительно определим нормальные напряжения в сечениях 1 и 3 у заделки от действия крутящего момента на концах участка ($M = 1000 \text{ кгсм}$). Эти напряжения определяются следующим выражением [см. формулу (350)]:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}^u}{W} + \frac{B\omega}{I_{\omega}}. \quad (b)$$

Величины ω и I_{ω} приведены в табл. 25, а моменты сопротивления рамы составляют: $W_y = 153 \text{ см}^3$ (для сечения 1) и $W_{y \text{ верх}} = 300 \text{ см}^3$ и $W_{y \text{ ниж}} = 224 \text{ см}^3$ (для сечения 3). В табл. 26 приведены численные значения напряжений в кг/см^2 для отдельных точек сечений (верхний знак для одной ветви участка, нижний знак для второй).

Таблица 26

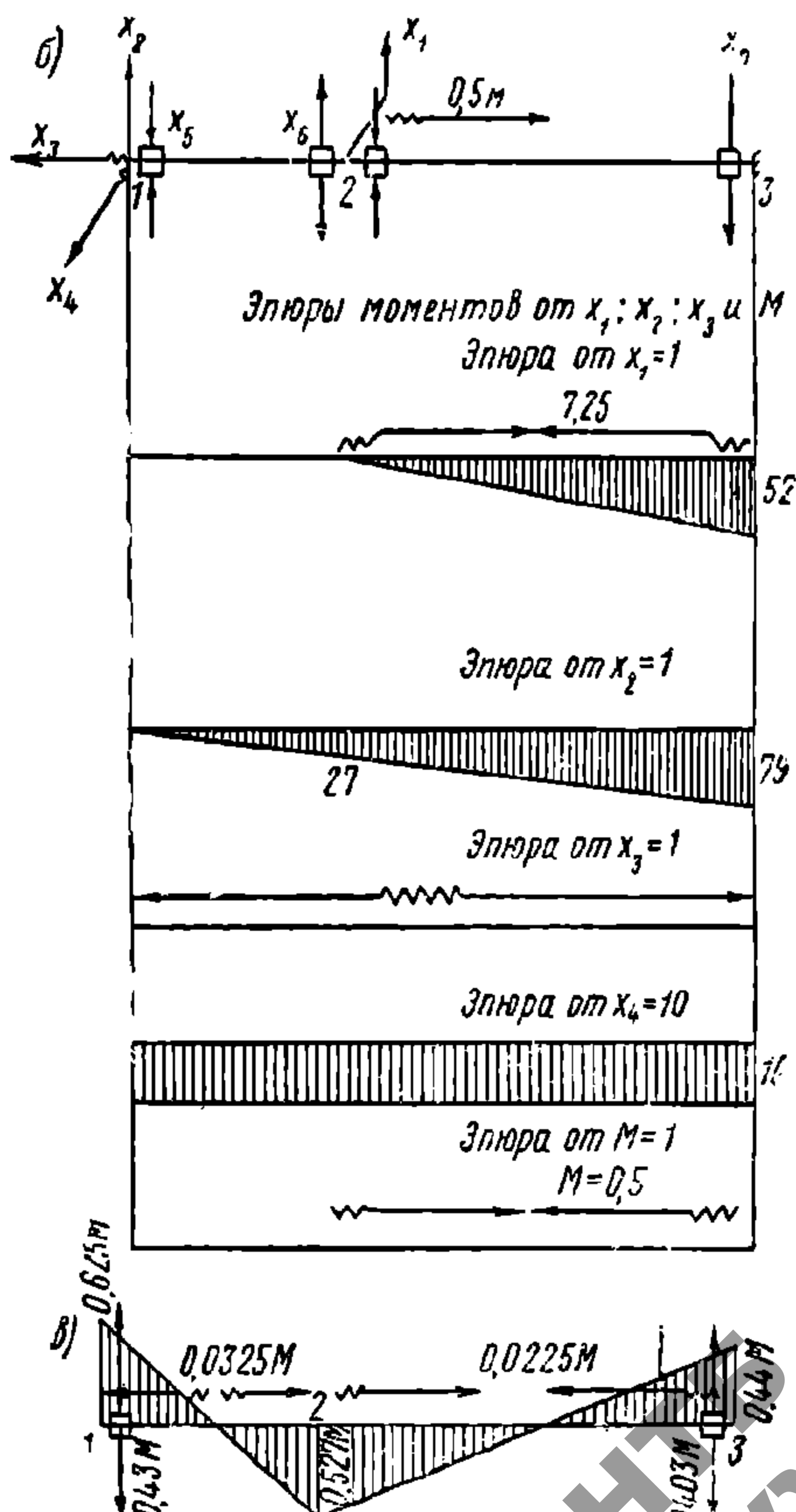
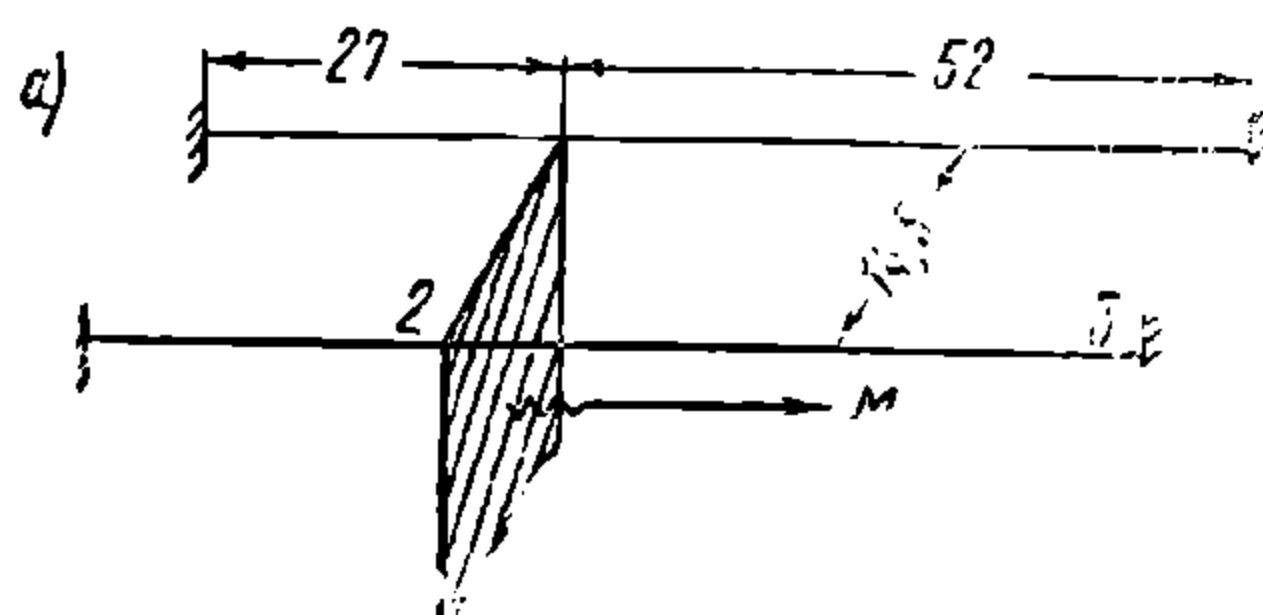
Сечение		Точка		σ_{ω}	Суммарные напряжения
№	форма				
1		1	$\pm 12,75$	$\mp 8,56$	$\pm 4,19$
		2	$\pm 12,75$	$\pm 3,8$	$\pm 16,55$
		3	$\mp 12,75$	$\mp 3,8$	$\mp 16,55$
		4	$\mp 12,75$	$\pm 8,56$	$\mp 4,19$
		1	$\mp 7,56$	$\pm 5,70$	$\mp 1,86$
		2	$\mp 7,56$	$\mp 5,68$	$\mp 13,34$
		3	$\pm 10,12$	$\pm 3,41$	$\pm 13,53$
		4	$\pm 10,12$	$\mp 11,0$	$\mp 0,88$

В качестве второго примера применения разобранного метода рассмотрим определение эквивалентной нагрузки, заменяющей нагрузку от крутящего момента, передающегося через челюсть на надбуксовый участок боковины тележки ЦВТК. Крутящий момент возникает от эксцентричного (относительно оси боковины) действия боковых сил на челюсть.

Схема нагрузки показана на фиг. 280, а. Характеристика сечений элементов схемы приведена в табл. 25. Основная система, полученная из расчётной схемы путём замены лишних связей неизвестными моментами, бимоментами и перерезывающими усилиями, показана на фиг. 280, б (изображена половина основной системы).

Перемещения основной системы от единичных значений неизвестных и момента составляют:

$$\begin{aligned} E\delta_{11} &= 87,976; E\delta_{12} = 36,094; E\delta_{13} = -9,336; E\delta_{14} = -5,8528; E\delta_{15} = 0; \\ E\delta_{16} &= -0,1798; E\delta_{17} = 0,1798; E\delta_{1p} = 4,668; E\delta_{22} = 73,09; E\delta_{23} = 0; E\delta_{24} = -14,591; \\ E\delta_{25} &= E\delta_{26} = E\delta_{27} = E\delta_{2p} = 0; E\delta_{33} = 8,0402; E\delta_{34} = 0; E\delta_{35} = 0,25; \end{aligned}$$



Фиг. 280. К определению эквивалентной нагрузки

$$E\delta_{36} = -0,225; \quad E\delta_{37} = -0,0248; \quad E\delta_{3p} = -0,644; \quad E\delta_{44} = 4,2218; \quad E\delta_{45} = E\delta_{46} = \\ E\delta_{47} = E_{4p} = 0; \quad E\delta_{55} = 0,0109; \quad E\delta_{56} = -0,00846; \quad E\delta_{57} = E\delta_{5p} = 0; \quad E\delta_{66} = 0,0122; \\ E\delta_{67} = -0,0001713; \quad E\delta_{6p} = -0,0124; \quad E\delta_{77} = 0,0013; \quad E\delta_{7p} = 0,0124.$$

Составляя по найденным перемещениям систему канонических уравнений и решая её, получаем

$$X_1 = 0,0613 \text{ кг}; \quad X_2 = 0,0427 \text{ кг}; \quad X_3 = 0,0325 \text{ кгсм}; \quad X_4 = 0,0625 \text{ кгсм}; \\ X_5 = -0,43 \text{ кгсм}^2; \quad X_6 = 0,41 \text{ кгсм}^2; \quad X_7 = -0,403 \text{ кгсм}^2.$$



Суммарная эпюра моментов и бимоментов изображена на фиг. 280, в (бимомент в точке 2 на эпюре не показан).

На основании произведённого расчёта нагрузки, перенесённые на концы буксового участка, имеют следующие значения

$$M_1 = (2 X_3 + 14,5 X_2) M = (2 \cdot 0,0325 + 14,5 \cdot 0,0427) M = 0,69 M \approx 0,7 M; \\ M_2 = M - M_1 = M - 0,7 M = 0,3 M.$$

Нормальные напряжения (кг/см^2) в сечениях каждой ветви участка от $M = 1\,000 \text{ кгсм}$ приводятся в табл. 27.

Т а б л и ц а 27

Сечение		Точка		σ_m	Суммарные напряжения
№	форма				
1		1	$\pm 4,09$	∓ 3	$\pm 1,09$
		2	$\pm 4,09$	$\pm 1,36$	$\pm 5,45$
		3	$\mp 4,09$	$\mp 1,36$	$\mp 5,45$
		4	$\mp 4,09$	± 3	$\mp 1,09$
3		1	$\pm 1,46$	$\mp 0,83$	$\pm 0,63$
		2	$\pm 1,46$	$\pm 0,83$	$\pm 2,29$
		3	$\mp 1,96$	$\mp 0,57$	$\mp 2,53$
		4	$\mp 1,96$	$\pm 1,57$	$\mp 0,39$

Деформации стеснённого кручения при расчётах рам тележек учитываются обычно только в стержнях с открытым профилем поперечного сечения, имеющих относительно небольшую длину. К таким стержням относятся, например, рассмотренные выше надбуксовые участки боковой балки рамы тележки ЦВТК.

В рамах тележек, выполненных целиком из балок открытого профиля, а также имеющих все поперечные или все продольные балки в виде стержней открытого профиля, стеснённое кручение учитывается только при расчётах от вертикальной кососимметричной нагрузки.

Расчётная схема и основная система четверти рамы тележки ЦВТК от вертикальной нагрузки, кроме кососимметричной, при условии введения в надбуксовой части и взамен средней поперечной балки эквивалентных стержней не отличается от изображённых на фиг. 257 и 258.

При расчёте от вертикальной кососимметричной нагрузки в концевых сечениях поперечных балок удаляются связи, стесняющие деформацию, и вводятся заменяющие их неизвестные бимоменты. Тормозные балочки и раскосы учитываются, как стержни, подверженные только растяжению и изгибу, лишь в расчётной схеме от горизонтальной кососимметричной нагрузки.

В остальных схемах тормозные балочки и раскосы не учитываются вследствие незначительного влияния их на общие деформации и напряжённое состояние рамы.

В рамах смешанной (деревянно-металлической) конструкции отдельные балки, как указывалось выше, соединяются между собой болтовыми креплениями.

Вследствие относительно лёгкого расшатывания таких креплений под действием динамических нагрузок узлы соединений отдельных балок в расчётах тележек смешанной конструкции принимаются шарнирными.

При расчётах от вертикальных нагрузок отдельные балки рассматриваются как свободно опертые под действием непосредственно приложенных к ним сил.

При расчётах на горизонтальные нагрузки рама рассматривается как плоская шарнирно-стержневая система.

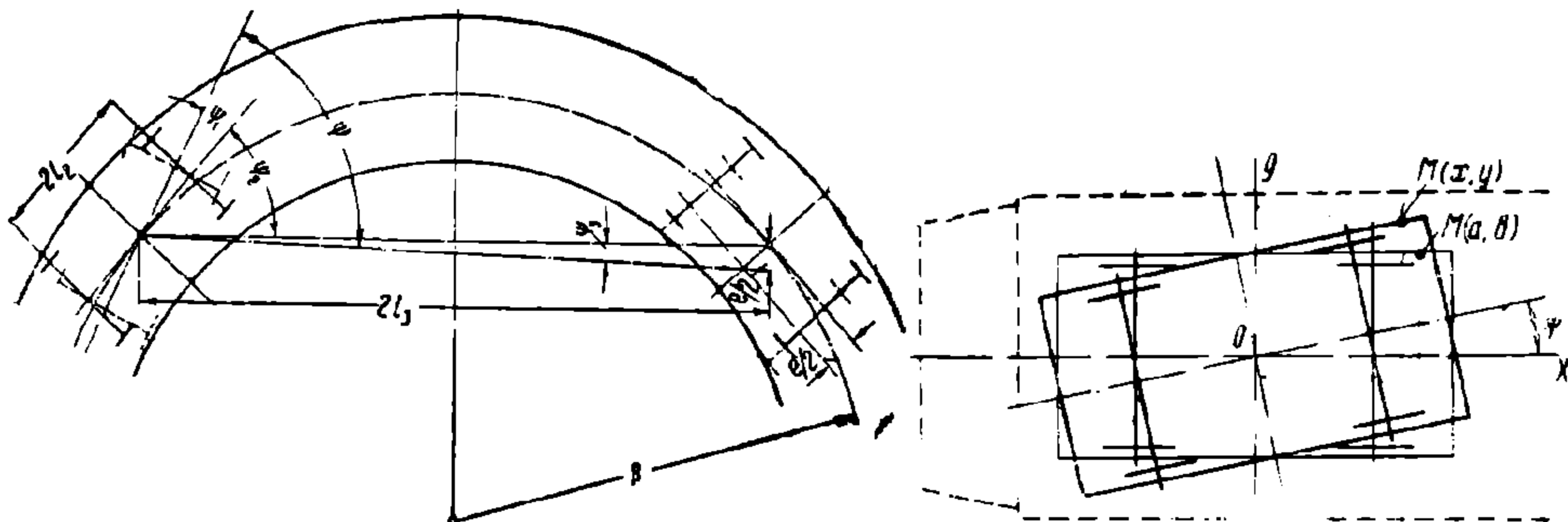
Определение напряжений в деревянно-металлических балках производится аналогично изложенному в расчёте надрессорных балок такой же конструкции.

18. ПРОВЕРКА ВПИСЫВАНИЯ ТЕЛЕЖЕК В РАМУ ВАГОНА

Проверка вписывания тележки в раму вагона производится с целью устранения возможности соприкосновения частей тележки и рамы вагона во время следования его на кривых участках пути.

Наибольший угол между продольными осями кузова и тележки образуется тогда, когда одна из тележек находится в положении наибольшего перекося, а вторая—сдвига к внутреннему рельсу (фиг. 280а), соответствующего контакту гребней обоих колёс с внутренним рельсом.

Такое положение вагона на кривых соответствует наибольшему углу между продольными осями кузова и рамы тележки



Фиг. 280а. Проверка вписывания тележки в раму вагона

Предполагая, что колёсные пары относительно рамы тележки не имеют перемещений в продольном и поперечном направлениях, обусловленных наличием зазоров между челюстями в пазах букс и разбегов подшипников на осевых шейках, определим теоретически наибольший угол между продольными осями кузова и тележки.

Как следует из фиг. 280а, наибольший угол ψ равен:

$$\psi = \psi_1 + \psi_2 + \psi_3.$$

С достаточной степенью точности можно принять, что

$$\operatorname{tg} \psi_1 \approx \psi_1 = \frac{e}{2l_2}; \quad \psi_2 = \operatorname{tg} \psi_2 \approx \frac{l_3}{R} \quad \text{и} \quad \psi_3 \approx \operatorname{tg} \psi_3 = \frac{e}{4l_3},$$

тогда

$$\psi = \frac{e}{2l_2} + \frac{l_3}{R} + \frac{e}{4l_3},$$

где e — полный зазор между гребнями бандажей и головками рельсов на кривой;

$2l_2$ —база тележки,

$2l_3$ —база вагона и

R —радиус кривой.

Последняя формула позволяет вычислить для четырёхосного тележечного вагона, расположенного на кривой, горизонтальное перемещение кузова относительно габарита и относительное перемещение тележки и рамы кузова вагона.

Рассмотрим случай перемещения относительно вагонной рамы какой-либо точки M , связанной неподвижно с рамой тележки.

Координаты a и b точки M взяты относительно осей симметрии рамы тележки OX и OY (при этом OX —ось тележки, проходящая через центр шкворня, совпадающая на прямом пути с продольной осью вагона).

Координаты x , y той же точки M в новом положении тележки на кривой, когда продольная ось рамы вагона повернулась на угол ψ , относительно продольной оси симметрии рамы тележки, определяются по следующим формулам аналитической геометрии:

$$\left. \begin{aligned} x &= a \cos \psi - b \sin \psi; \\ y &= b \cos \psi + a \sin \psi. \end{aligned} \right\}$$

НТБ
ДНУЖТ

Г Л А В А X

КОЛЕБАНИЯ ВАГОНОВ

1. ГЛАВНЫЕ ВИДЫ КОЛЕБАНИЙ ВАГОНОВ

Вагон, движущийся по рельсовому пути, подвергается действию вертикальных, поперечных и продольных сил. Эти силы вызывают колебательные движения надрессорных частей вагона. Возникновение перечисленных сил зависит от состояния ходовых частей и кузова вагона, системы рессорного подвешивания, плана, профиля и состояния пути.

Проведём через некоторую точку O кузова вагона три координатных оси xx , yy и zz (фиг. 281, а). Под влиянием действующих на вагон сил могут возникать следующие виды главных колебаний.

1. Подпрыгивание, когда надрессорные части вагона перемещаются вверх и вниз по оси zz , оставаясь параллельными первоначальному положению (фиг. 281, б).

В этом случае все точки кузова и тележки имеют соответственно одинаковые ускорения в данный момент.

Подпрыгивание возникает главным образом под действием вертикальных сил.

2. Продольная качка, или галопирование, когда колебания (вращение) надрессорных частей происходит относительно оси yy на некоторый угол θ (фиг. 281, в). Галопирование возникает от ударов на стыках, ползунов на бандажах, от пучин пути и эксцентриситета шейки оси относительно круга катания колеса.

Одно галопирование наблюдается очень редко. Обычно оно возникает одновременно с подпрыгиванием.

3. Боковое параллельное колебание (поперечный относ) кузова или тележек вагона вдоль оси yy (фиг. 281, г).

Этот вид колебаний возникает под действием горизонтальных сил, параллельных оси yy .

4. Боковая качка, когда колебание (вращение) надрессорных частей происходит около горизонтальной оси xx (фиг. 281, д) на некоторый угол β .

Боковая качка происходит от ударов на сдвинутых стыках, косых пучинах, наличия ползунов на одном из бандажей и от действия центробежной силы при входе в кривые участки пути.

5. Вилание, или поперечная качка, когда кузов вращается около вертикальной оси zz на некоторый угол ψ (фиг. 281, е).

Вилание вызывается коничностью бандажей, неправильной установкой осей, неодинаковой величиной диаметра колёс и извилистым движением локомотива, причём поперечные колебания вилания возрастают от первого вагона поезда к хвостовому в результате суммирования собственных колебаний каждого последующего вагона с колебаниями предыдущего.

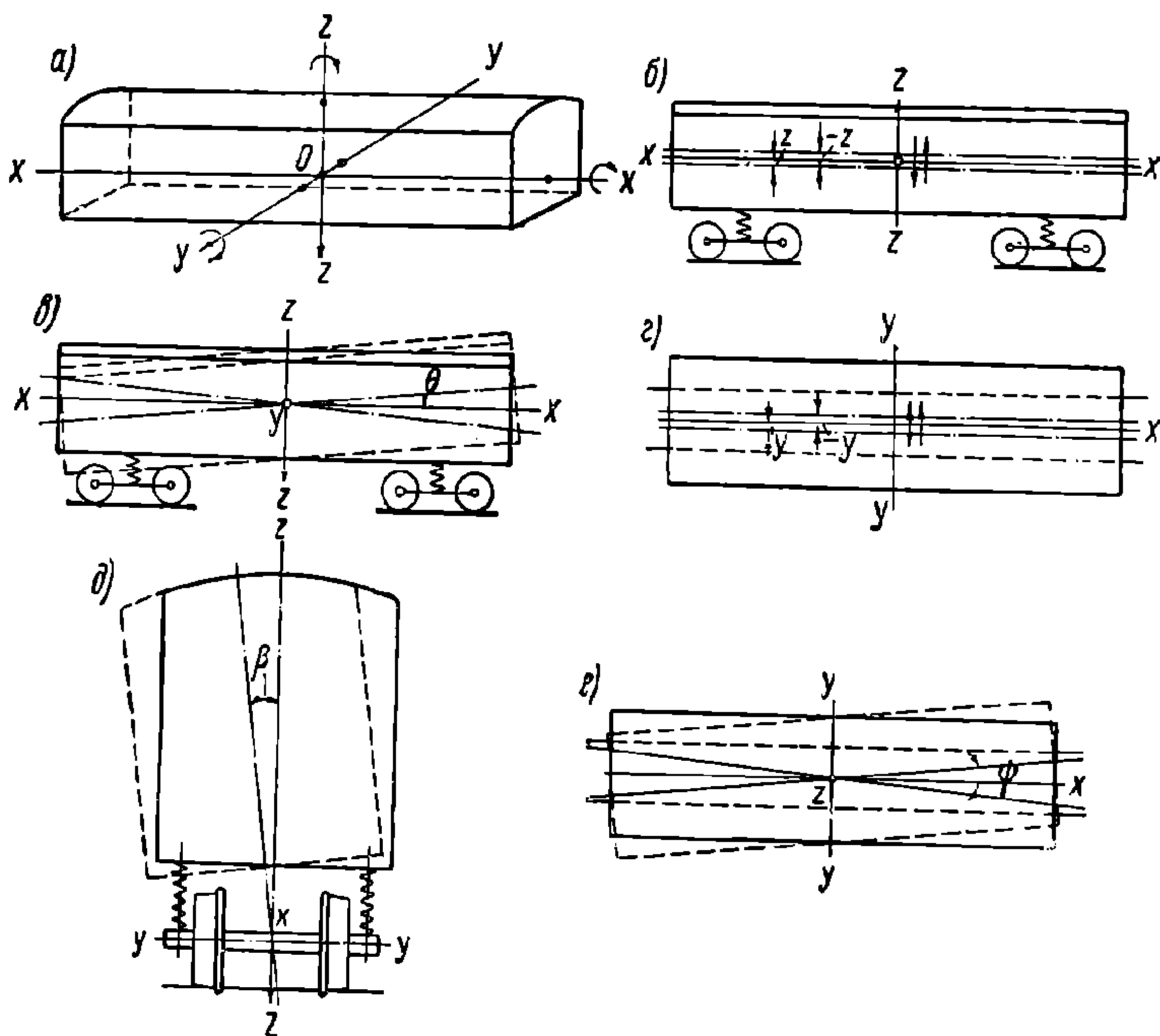
6. Поддёргивание — перемещение вагона вдоль оси xx . Поддёргивание вызывается неуравновешенностью поступательно движущихся масс паровоза.

Амплитуда колебаний при подёргивании имеет незначительную величину, поэтому в дальнейшем подёргивание не рассматривается в этой главе.

Каждое из указанных колебаний может появиться в отдельности или совместно с другими.

Удары на стыках, толчки от ползунов на бандажах или рельсах и наличие эксцентриситета в колёсной паре, периодически действуя на кузов вагона и тележки, вызывают вынужденные колебания обрессоренных частей.

Как указывалось выше, силы, вызывающие вынужденные колебания системы, называются возмущающими силами. Если период возмущающей



Фиг. 281. Главные виды колебаний вагонов

силы равен периоду собственных колебаний системы, возможно появление резонанса. Скорость, при которой наступает явление резонанса, называется критической скоростью. Для каждого вида колебаний существуют критические скорости вагона, методы определения которых излагаются ниже.

2. ЦЕНТР КОЛЕБАНИЙ. ОСИ КОЛЕБАНИЙ

Рассмотрим свободные колебания отдельно взятого вагона, стоящего или движущегося с постоянной скоростью по прямому и горизонтальному пути.

Учтём, что поступательные перемещения отсчитываются по изменению координат x , y , z , а вращательные при помощи углов наклона новых отклонённых координатных осей к старым (фиг. 281):

θ	— при вращении вокруг оси	yy
β	» » » »	xx
ψ	» » » »	zz

Начало координат возьмём в точке пересечения двух взаимно перпендикулярных осей, относительно которых возникают колебания боковой качки и галопирования.

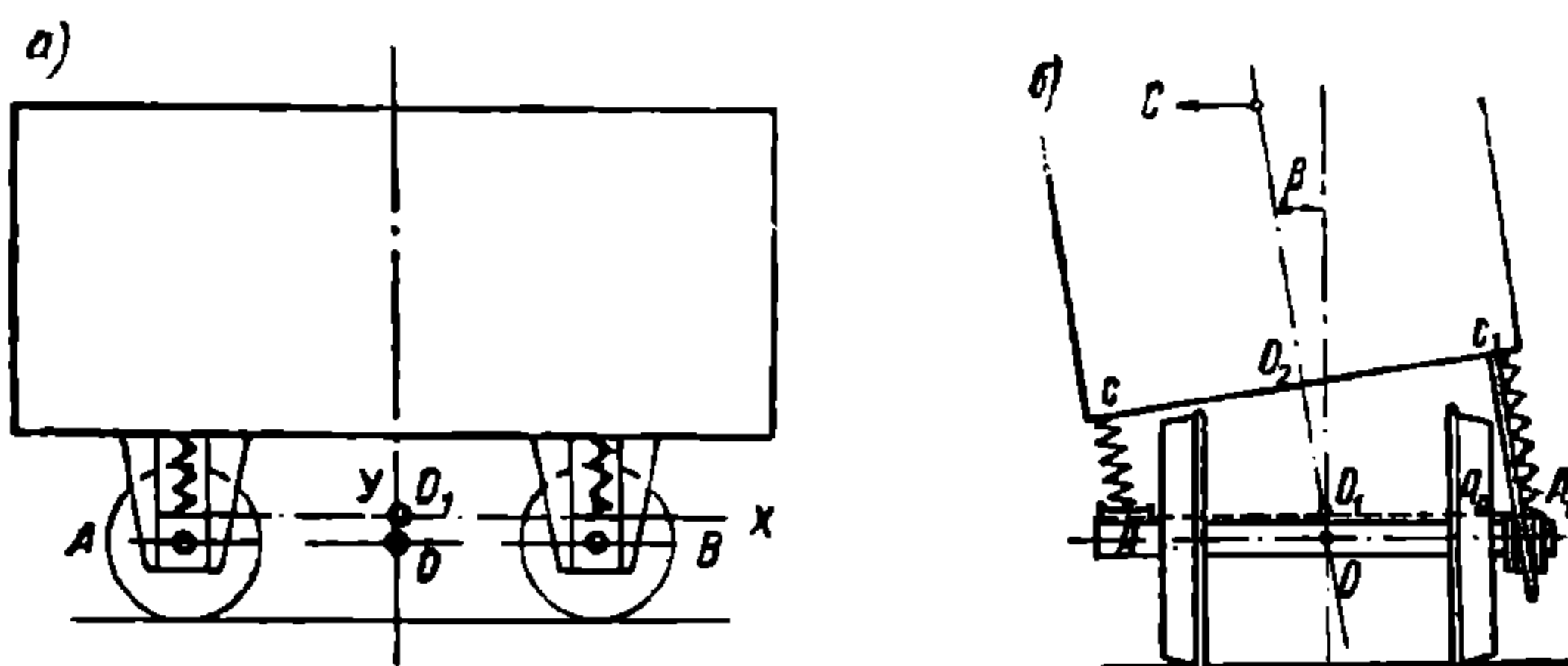
В дальнейшем изложении эту точку будем называть центром колебаний, или упругим центром.

Если колёсные пары вследствие сопротивлений не перекатываются, то ось yy при галопировании находится в плоскости AB , проходящей через геометрические оси колёсных пар (фиг. 282, а).

Ось O_1 (фиг. 282, б) колебаний боковой качки в вагоне с симметричной нагрузкой находится в средней вертикальной плоскости обрессоренных частей и в плоскости, параллельной рельсам, проходящей через верх буксовых пазов.

Ось xx сохраняет своё положение в течение всего периода колебаний.

От действия горизонтальной поперечной силы кузов вагона вместе с рамой и буксовыми лапами (нетележечный вагон) наклоняются по напри-



Фиг. 282. Оси колебаний вагона

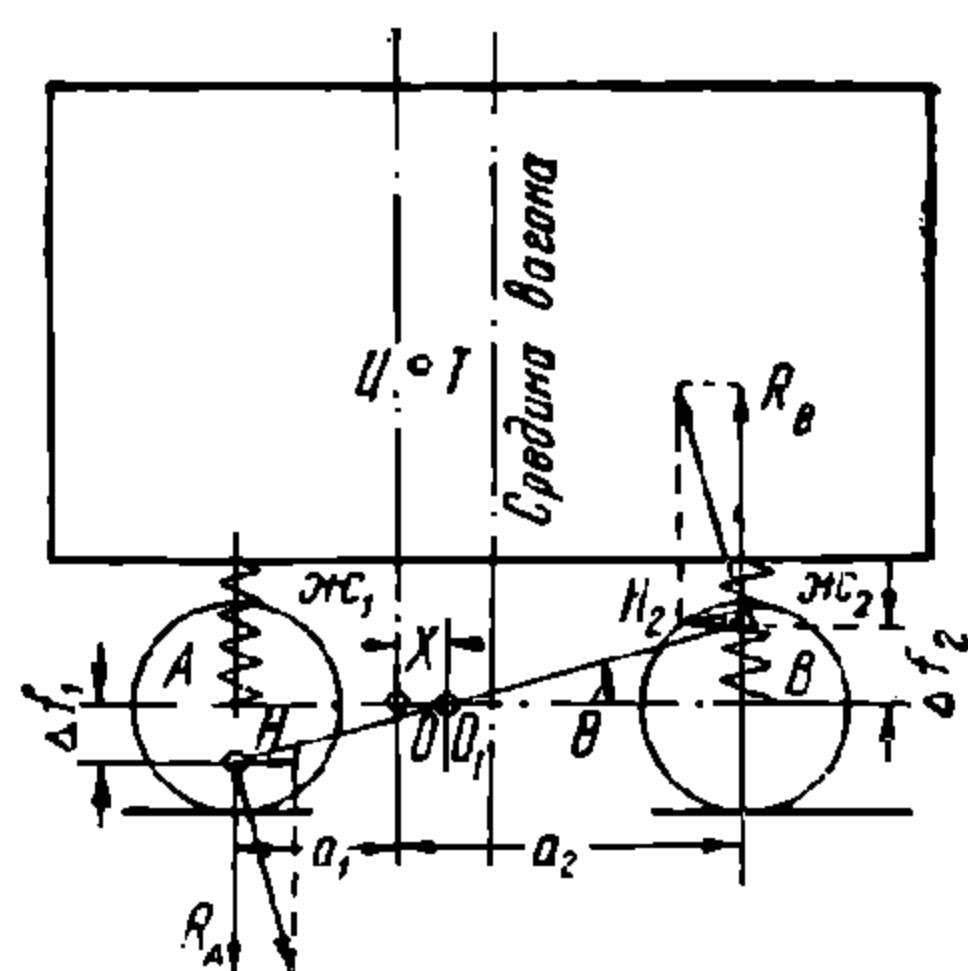
влению действия этой силы. Наличие зазора между буксовой лапой и пазами буксы исключает заклинивание этих элементов при боковой качке.

Если эти зазоры недостаточны, то при колебании кузова получается перекашивание букс и нагревание подшипников.

Проведём через точку A_0 соприкосновения буксы с буксовой направляющей горизонтальную прямую AA_1 , пересекающуюся с геометрическими осями рессор в точках A и A_1 . Линии AC и A_1C_1 перпендикулярны линии CC_1 .

В прямоугольной трапеции ACC_1A_1 линия O_1O_2 является средней линией, равной

$$O_1O_2 = \frac{AC + A_1C_1}{2}. \quad (356)$$



Фиг. 283. Определение положения центра колебаний

Горизонтальные поперечные силы не могут изменить суммы вертикальных давлений на две рессоры, равной весу обрессоренных частей. Поэтому линия O_1O_2 всегда является средней линией трапеции, т. е. колебания происходят около оси, проходящей через точку O_1 , лежащую несколько выше геометрической оси колёсных пар. В дальнейшем для нетележечных вагонов будем принимать положение

O_1 совпадающим с горизонтальной плоскостью, проходящей через геометрические оси колёсных пар.

Определим положение центра колебаний двухосного вагона (фиг. 283), имеющего рессоры различной жёсткости и центр тяжести обрессоренных частей, не совпадающий с серединой вагона.

Предположим, что под влиянием пары сил кузов повернулся на угол θ относительно горизонтальной оси, проходящей через центр O_1 , отстоящий на расстоянии x от вертикали, проведённой через центр тяжести.

От поворота кузова на угол θ рессора буксы A , имеющая жёсткость $ж_1$, получает дополнительный прогиб Δf_1 , а рессора буксы B , имеющая жёсткость $ж_2$, уменьшает свой прогиб на Δf_2 . Под влиянием наклона

кузова в буксах A и B появляются вертикальные и горизонтальные перемещения.

Взяв сумму проекций сил на вертикальную ось и приравняв её нулю, получаем

$$2R_A - 2R_B = 0. \quad (357)$$

Учитывая, что

$$R_A = \kappa_1 \Delta f_1 \text{ и } R_B = \kappa_2 \Delta f_2; \quad (358)$$

$$\Delta f_1 = (a_1 + x) \theta \text{ и } \Delta f_2 = (a_2 - x) \theta, \quad (359)$$

где a_1 и a_2 — соответствующие расстояния от вертикали, проходящей через центр тяжести до центра букс A и B .

Заменяя Δf_1 и Δf_2 в уравнениях (358) найденными значениями, получаем

$$R_A = \kappa_1 (a_1 + x) \theta \text{ и } R_B = \kappa_2 (a_2 - x) \theta.$$

Тогда

$$2R_A - 2R_B = \kappa_1 (a_1 + x) \theta - \kappa_2 \theta (a_2 - x) = 0,$$

откуда

$$x = \frac{a_2 \kappa_2 - a_1 \kappa_1}{\kappa_1 + \kappa_2} \quad (360)$$

Когда прогибы рессор одинаковы ($f_1 = f_2$) и момент от упругих сил рессор, взятый относительно центра тяжести O , равен нулю, т. е.

$$a_2 \kappa_2 - a_1 \kappa_1 = 0$$

или

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{\kappa_1}{\kappa_2},$$

то

$$x = 0.$$

На основании полученного вывода можно заключить, что в данном случае центр колебаний при галопировании лежит на одной вертикали с центром тяжести.

Если жёсткости рессор на буксах A и B равны, т. е. $\kappa_1 = \kappa_2$, то из уравнения (360) находим

$$x = \frac{a_2 \kappa_1 - a_1 \kappa_1}{2 \kappa_1} = \frac{a_2 - a_1}{2},$$

т. е. в этом случае центр колебаний расположен в плоскости симметрии вагона. Такое положение центра колебаний имеется в большинстве вагонов.

Второе уравнение равновесия (сумма горизонтальных реакций равна нулю) выполнимо только при действии H_1 и H_2 в разных направлениях, что возможно тогда, когда точка O находится в горизонтальной плоскости, проходящей через геометрические оси колёсных пар.

В четырёхосных тележечных вагонах будем считать, что центр колебаний при галопировании находится в горизонтальной плоскости, проходящей через нижние горизонтальные поверхности надрессорных балок тележек. В данном случае предполагается, что сопротивления в ходовых частях противодействуют перекачиванию колёсных пар.

3. ПОПЕРЕЧНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ВАГОНОВ

Понятие о метацентре и определение положения метацентра

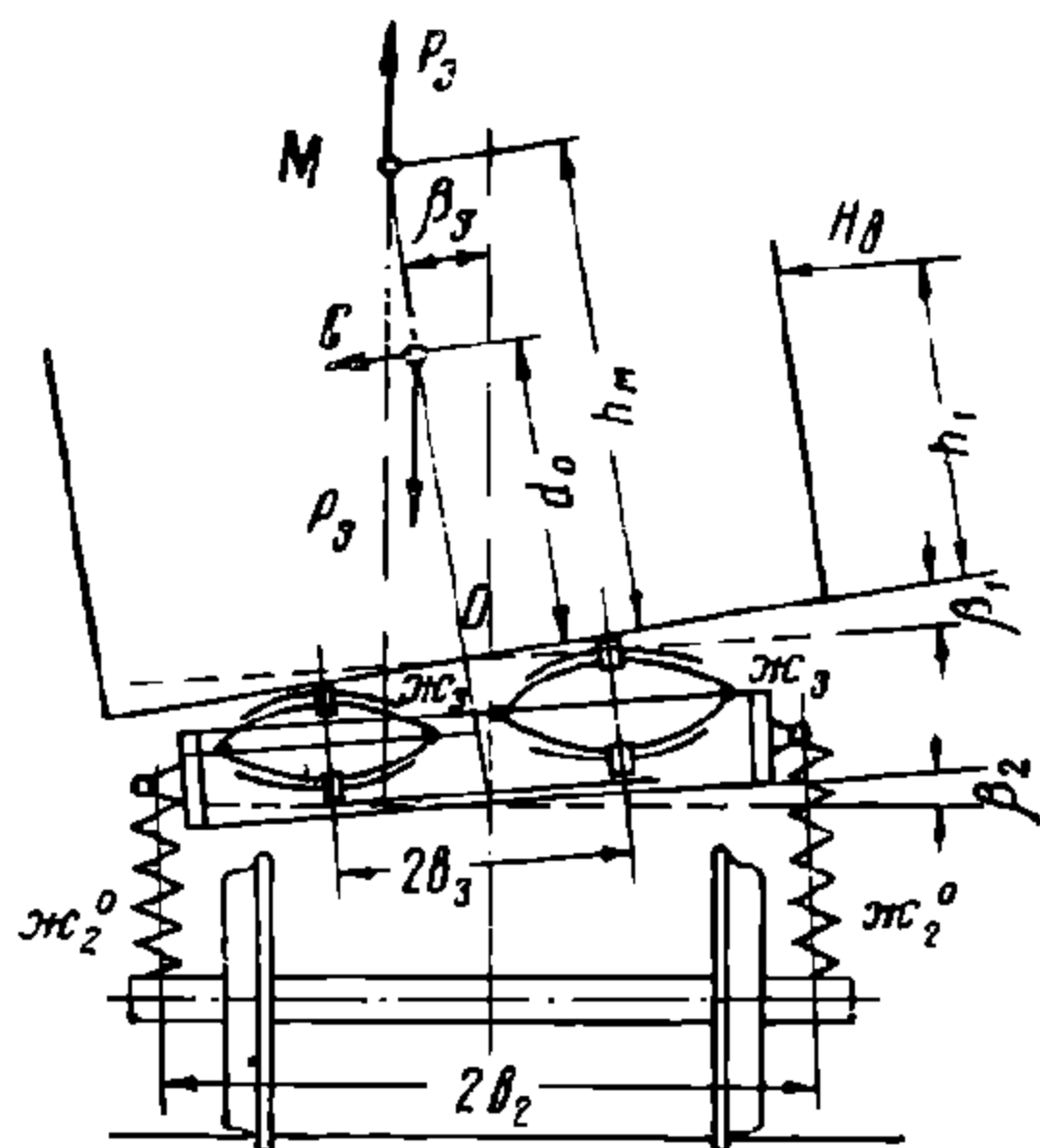
Качество хода вагонов характеризуется величинами периода и амплитуд колебаний, а также величиной ускорений.

В рессорном подвешивании с постоянной жёсткостью прогибы пропорциональны нагрузке и с увеличением прогибов или гибкости рессор ускорения колебательных движений уменьшаются.

Однако с увеличением гибкости рессор улучшается качество хода только в вертикальном направлении, в поперечном же направлении во время прохождения вагона по кривым и по стрелкам возрастают углы наклона кузова и возникает боковая качка с большими амплитудами. Следовательно, необходимо выбирать такое рессорное подвешивание, которое обеспечивает необходимую плавность хода при галопировании и подпрыгивании, не вызывая сильной боковой качки. От выбора жёсткости рессор зависит поперечная устойчивость вагона.

Во время движения вагона по кривым участкам пути возникает опрокидывающий момент от воздействия центробежной силы, равной

$$C = \frac{P_3}{g} \frac{v^2}{R},$$



Фиг. 284. Определение положения метacentра

где P_3 — вес кузова вагона в кг;
 g — ускорение силы тяжести в м/сек²;
 v — скорость движения вагона в м/сек;

R — радиус кривой в м.

Наиболее неблагоприятные условия для устойчивости кузова вагона на кривой создаются при совпадении направления действия равнодействующей давления ветра H_e и центробежной силы C .

Когда кузов вагона под действием сил H_e и C выходит из среднего своего положения, равнодействующая реакций рессор перемещается вследствие изменения нагрузок.

Точка пересечения M равнодействующей реакций рессор с наклонным положением прежней вертикальной оси кузова называется по аналогии с устойчивостью судов метacentром (фиг. 284).

Определим расстояние h_M от метacentра до верхнего хомута эллиптических рессор кузова вагона.

Обозначим (фиг. 284):

C — центробежная сила, действующая на кузов, в кг;

d_0 — расстояние от нижней опорной поверхности надрессорной балки до центра тяжести кузова вагона в см;

H_e — равнодействующая давления ветра на боковую поверхность кузова в кг;

h_1 — расстояние от хомута эллиптических рессор до точки приложения равнодействующей давления ветра H_e в см;

$2b_3$ — расстояние между хомутами люлечных рессор в см;

$2b_2$ — расстояние между надбуксовыми рессорами в см;

j_3 — жёсткость одного комплекта эллиптических рессор в кг/см;

j_2^0 — приведённая жёсткость надбуксового рессорного подвешивания в кг/см;

β_1 — угол наклона кузова к раме тележки в рад;

β_2 — угол наклона тележки к горизонту в рад;

β_3 — отклонение кузова от вертикали (горизонтальным смещением тележек пренебрегаем) в рад;

$P_3 = m_3 g$ — вес надрессорных частей кузова в кг;

$P_2 = m_2 g$ — вес надрессорных частей тележки в кг;

f_3 — статический прогиб люлечных рессор в см;

$f_2^0 = f_1 + f_2$ — статический прогиб надбуксовых рессор в см (f_1 — листовой рессоры, а f_2 — пружин).

Люлочные рессоры заменим другими, расположенными на расстоянии $2b_2$ одна от другой, но имеющими такой же сопротивляющийся момент при повороте наддрессорного строения на угол β_3 .

Жёсткость \mathcal{K}_3 этих фиктивных рессор определится из равенства моментов

$$4 \mathcal{K}_3 b_3^2 \beta_3 = 4 \mathcal{K}_2 b_2^2 \beta_3,$$

откуда

$$\mathcal{K}_3 = \left(\frac{b_3}{b_2} \right)^2 \mathcal{K}_2.$$

Учитывая, что фиктивные рессоры расположены в одной плоскости с надбуксовыми, найдём общую жёсткость фиктивного рессорного подвешивания всего вагона $\sum \mathcal{K}_0$ из соотношения

$$\frac{P_3}{\sum \mathcal{K}_0} = \frac{P_3 + 2P_2}{8 \mathcal{K}_2^0} + \frac{P_3}{4 \mathcal{K}_3} = \frac{P_3 + 2P_2}{8 \mathcal{K}_2^0} + \frac{b_2^2 P_3}{4 b_3^2 \mathcal{K}_3},$$

откуда

$$\sum \mathcal{K}_0 = \frac{8 b_3^2 \mathcal{K}_2^0 \mathcal{K}_3}{2 b_2^2 \mathcal{K}_2^0 + \left(1 + \frac{2P_2}{P_3} \right) b_3^2 \mathcal{K}_3}.$$

В случае отклонения кузова на угол β_3 от вертикали реакции рессор создают момент $\sum \mathcal{K}_0 b_2^2 \beta_3$, равный моменту равнодействующей

$$M_n = P_3 h_M \beta_3 = \sum \mathcal{K}_0 b_2^2 \beta_3,$$

откуда находим расстояние h_M от метацентра до верхнего хомута эллиптических рессор

$$\begin{aligned} h_M &= \frac{\sum \mathcal{K}_0 b_2^2}{P_3} = \frac{b_2^2}{\frac{P_3}{\sum \mathcal{K}_0}} = \\ &= \frac{b_2^2}{\frac{P_3 + 2P_2}{8 \mathcal{K}_2^0} + \left(\frac{b_2}{b_3} \right)^2 \frac{P_3}{4 \mathcal{K}_3}}. \end{aligned}$$

Так как $\frac{P_3 + 2P_2}{8 \mathcal{K}_2^0} = f_2^0 = f_1 + f_2$ — статический прогиб надбуксовых рессор

и $\frac{P_3}{4 \mathcal{K}_3} = f_3$ — статический прогиб люлочных рессор, то

$$h_M = \frac{b_2^2}{f_1 + f_2 + \left(\frac{b_2}{b_3} \right)^2 f_3}. \quad (361)$$

В пассажирских вагонах $2b_3 = 1544 \div 1640$ мм и $2b_2 = 2036$ или 2114 мм.

Поэтому

$$h_M = \frac{b_2^2}{f_1 + f_2 + (1,66 \div 1,85) f_3} \quad (362)$$

Из выражения (362) получаем

$$f_1 + f_2 + (1,66 \div 1,85) f_3 = \frac{b_2^2}{h_M} \quad (363)$$

При $h_M < d_0$ произойдёт опрокидывание кузова.

Если $h_M = d_0$, кузов вагона, отклонившись на угол β_3 , не возвращается в своё среднее положение.

Для устойчивого положения кузова необходимо h_M иметь такой величины, чтобы восстанавливающий момент $P_3 (h_M - d_0) \beta_3$ всегда преодолевал моменты, возникающие от сил трения в рессорном подвешивании и буксовых направляющих.

Выбор жёсткости рессорного подвешивания

При наличии трения в надбуксовых и люлечных рессорах на основании расчётных и опытных данных можно рекомендовать

$$h_M \geq d_0 + 2 \text{ м.}$$

Учитывая, что для вагонов с полуметаллическими кузовами $d_0 = 0,6 \text{ м}$, а для вагонов с деревянными кузовами $d_0 = 1,2 \text{ м}$, получаем для h_M следующие минимально допустимые значения:

$h_M = 2,6 \text{ м}$ — для вагонов с полуметаллическими кузовами и

$h_M = 3,2 \text{ м}$ — для вагонов с деревянными кузовами.

При $2b_2 = 2,036 \text{ м}$ (оси III типа), получаем

$$f_1 + f_2 + (1,66 \div 1,85) f_3 = 32,5 \div 40 \text{ см}$$

и при $2b_2 = 2,114 \text{ м}$ (оси I и II типов)

$$f_1 + f_2 + (1,66 \div 1,85) f_3 = 35 \div 43 \text{ см.}$$

Если люлечные рессоры расположены, как обычно, на расстоянии $154,4—164,0 \text{ см}$ друг от друга, то для определения $f_1 + f_2 + f_3$ из численного значения, найденного по формуле (363), необходимо вычесть

$$\left[\left(\frac{b_2}{b_3} \right)^2 - 1 \right] f_3 = (0,66 \div 0,85) f_3.$$

Наибольший статический прогиб f_3 в люлечных рессорах вагонов с деревянными кузовами составляет $9,0—9,5 \text{ см}$ и полуметаллическими $f_3 \approx \approx 13,0—13,5 \text{ см}$. Поэтому искомая величина составляет в вагонах с деревянными кузовами $9,0—11,5 \text{ см}$ и в вагонах с полуметаллическими кузовами $6,3—8,0 \text{ см}$.

Следовательно, максимально допустимый статический прогиб рессорного подвешивания не должен превышать в вагонах с полуметаллическими кузовами $f_1 + f_2 + f_3 = 28,5 \div 31 \text{ см}$ (оси III типа) и $31,5 \div 34 \text{ см}$ (оси I и II типов), в вагонах с деревянными кузовами $f_1 + f_2 + f_3 = 24,5 \div 26,2 \text{ см}$ (оси III типа) и $27 \div 28,7$ (оси I и II типов).

В нетележечных вагонах h_M определяется из выражения $h_M = \frac{b_2^2}{f}$, где f — статический прогиб надбуксовых рессор.

При расположении люлечных рессор в одной плоскости с надбуксовыми ($2b_2 = 2b_3$), максимально допустимый статический прогиб рессорного подвешивания можно принять $f_1 + f_2 + f_3 \approx 40 \text{ см}$ (оси III типа) и 43 см (оси I и II типов) в вагонах с полуметаллическими кузовами и $f_1 + f_2 + f_3 \approx 32,5 \text{ см}$ (оси III типа) и 35 см (оси I и II типов) в вагонах с деревянными кузовами.

Как следует из приведённых выше данных, высота положения центра тяжести обрессоренных частей вагона и расстояние между люлечными рессорами $2b_3$ оказывает большое влияние на величину максимально допустимых прогибов рессорного подвешивания.

В вагонах с высоким положением центра тяжести обрессоренных частей приходится выбирать рессоры с большей жёсткостью по сравнению с вагонами, имеющими низко расположенный центр тяжести.

Вагоны с более гибкими рессорами могут на кривых участках пути иметь большой крен кузова, поэтому следует проверить величину угла наклона β_3 кузова во время следования по кривой.

Для принятых обозначений условие равновесия кузова во время движения вагона по кривой можно выразить уравнением

$$P_3 (h_M - d_0) \beta_3 - \frac{P_3}{g} \frac{v^2}{R} d_0 - H_6 h_1 = 0,$$

откуда находим

$$\beta_3 = \frac{\frac{P_3}{g} \frac{v^2}{R} d_0 + H_6 h_1}{P_3 (h_M - d_0)}.$$

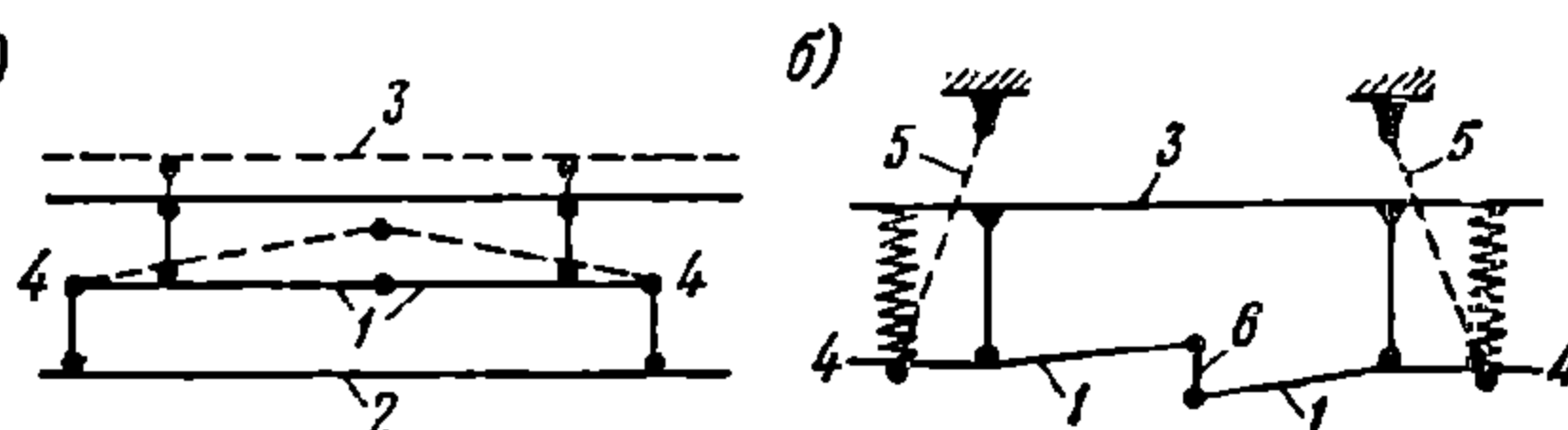
С увеличением h_M или уменьшением d_0 угол наклона кузова уменьшается.

Наибольшее допустимое значение β_3 обуславливается поперечными размерами принятых габаритов подвижного состава и приближения строений.

Поперечные стабилизаторы

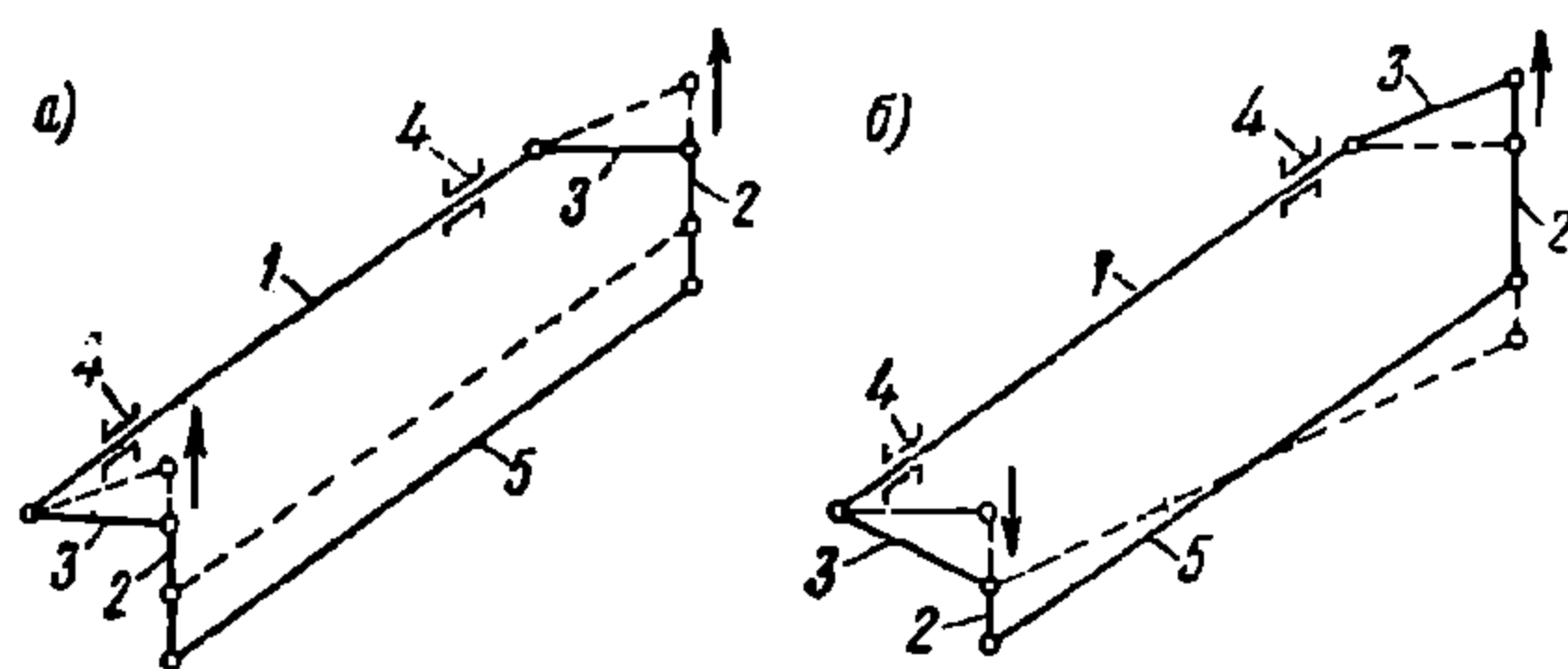
В вагонах с гибким рессорным подвешиванием повышенная поперечная устойчивость кузова достигается применением особых устройств — поперечных стабилизаторов. Поперечные стабилизаторы оказывают сопротивление только боковой качке (угловым перемещениям).

Применение стабилизаторов позволяет увеличить суммарный статический прогиб в тележках пассажирских вагонов до 360 — 400 мм.



Фиг. 285. Рычажный стабилизатор

Рычажный стабилизатор, применяемый в тележках пассажирских вагонов (фиг. 285), состоит из двух равноплечих рычагов 1, прикрепленных шарнирами к надрессорной балке 3. Рычаги 1 концами 4 опираются на люлечные подвески 5; противоположные концы рычагов соединены между собой шарнирно серьгой 6. Эта система рычагов не влияет на вертикальные перемещения, но противодействует крену надрессорной балки и колебаниям боковой качки.



Фиг. 286. Торсионный стабилизатор

Торсионные стабилизаторы (фиг. 286) находят применение в тележках вагонов пассажирских скоростных поездов. Торсионные стабилизаторы обычно состоят из двух изогнутых по концам торсионов, расположенных параллельно надрессорной балке 5. Торсионные стержни свободно вращаются в подшипниках 4, прикрепленных к раме тележки. Надрессорные балки шарнирно соединяются подвесками 2 с концами торсионных стержней 3.

Торсионные стабилизаторы не противодействуют колебаниям подпрыгивания и галопирования (фиг. 286, а), но в случае появления боковой поперечной качки (фиг. 286, б) они, как торсионные рессоры, создают дополнительные восстанавливающие моменты, возникающие от скручивания стержней 1. Эти моменты оказывают упругое сопротивление колебаниям боковой качки.

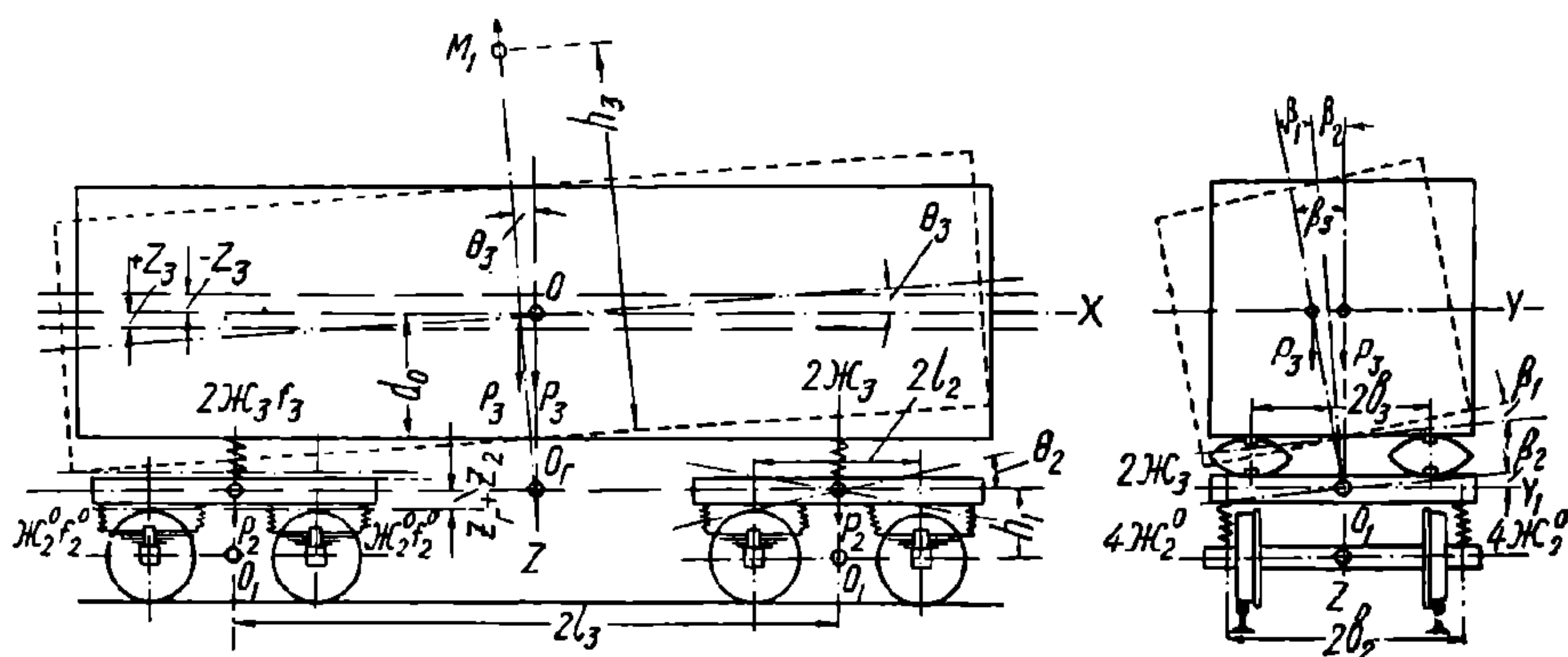
Недостатком этой конструкции является наличие шарниров и подшипников, воспринимающих знакопеременную нагрузку. Вследствие этого в среднем положении системы за счёт неизбежных зазоров в шарнирах имеется мёртвый ход, увеличивающийся по мере износа шарниров. Износы в шарнирах компенсируются постановкой конических резиновых втулок.

4. КОЛЕБАНИЯ ПОДПРЫГИВАНИЯ

Как указывалось выше, колебания обрессоренных масс, возникающие от внезапно приложенной ударной силы или толчка, называются собственными, или независимыми.

Рассмотрим собственные вертикальные колебания (подпрыгивание) кузова и тележки четырёхосного вагона с тройным рессорным подвешиванием без учёта сил трения. Массой рессорных подвесок пренебрегаем и для упрощения выводов вводим приведённую жёсткость \mathcal{J}_2^0 двойного рессорного надбуксового подвешивания.

Введём следующие обозначения (фиг. 287).



Фиг. 287. Собственные колебания вагона (подпрыгивание)

$P_3 = m_3 g = 4 \mathcal{J}_3 f_3$ — вес кузова и груза, приходящийся на все люлочные рессоры, в кг;

$P_2 = m_2 g = 4 \mathcal{J}_2^0 f_2^0$ — вес обрессоренных частей тележки в кг;

z_3 — вертикальные перемещения кузова относительно его положения равновесия в см;

z_2 — вертикальные перемещения обрессоренных частей тележки относительно их положения равновесия в см;

\mathcal{J}_3 — жёсткость одного комплекта люлочных рессор в кг/см;

\mathcal{J}_2^0 — приведённая жёсткость одного комплекта рессорного надбуксового подвешивания в кг/см;

$f_1 + f_2 = f_2^0$ — статический прогиб надбуксового рессорного подвешивания в см;

f_3 — статический прогиб люлочных рессор в см;

f_1 — статический прогиб надбуксовых листовых рессор в см;

f_2 — статический прогиб надбуксовых пружин в см.

Под действием вертикального толчка центр тяжести кузова получает вертикальное перемещение $\pm z_3$, а центр тяжести обрессоренных частей тележек $\pm z_2$. Эти перемещения условимся считать положительными, если они направлены вниз.

Следовательно, добавочный прогиб люлочных рессор равен $z_3 - z_2$, а надбуксовых z_2 .

Выведенные из положения равновесия кузов и обрессоренные части тележек начнут совершать колебательные движения. Для составления

дифференциального уравнения движения кузова и тележек необходимо к движущейся системе приложить силы инерции и составить уравнение динамического равновесия для сил внешних, упругих и инерционных.

На кузов вагона действуют:

силы инерции $-\frac{P_3}{g} z_3''$ в кг;

внешняя сила P_3 в кг;

реакции люлечных рессор $2R_3 = 4\mathcal{M}_3(f_3 + z_3 - z_2)$ в кг.

Условие динамического равновесия кузова можно выразить следующим уравнением

$$-\frac{P_3}{g} z_3'' + P_3 - 4\mathcal{M}_3(f_3 + z_3 - z_2) = 0.$$

Учитывая, что $P_3 = 4\mathcal{M}_3 f_3$, после алгебраических преобразований получаем

$$m_3 z_3'' + 4\mathcal{M}_3(z_3 - z_2) = 0.$$

На обрессоренные части рамы тележки действуют следующие силы:

силы инерции $-\frac{P_2}{g} z_2''$ в кг;

внешняя сила P_2 в кг;

реакция люлечных рессор $R_3 = 2\mathcal{M}_3(f_3 + z_3 - z_2)$ в кг;

реакция надбуксовых рессор $R_2 = 4\mathcal{M}_2^0(f_2^0 + z_2)$ в кг.

Условие динамического равновесия двух тележек можно выразить уравнением

$$-2\frac{P_2}{g} z_2'' + 2P_2 + 4\mathcal{M}_3(f_3 + z_3 - z_2) - 8\mathcal{M}_2^0(f_2^0 + z_2) = 0.$$

Учитывая, что $P_3 + 2P_2 = 8\mathcal{M}_2^0 f_2^0$, после алгебраических преобразований получаем

$$2m_2 z_2'' - 4\mathcal{M}_3(z_3 - z_2) + 8\mathcal{M}_2^0 z_2 = 0.$$

Таким образом, вертикальные колебания кузова и тележек выражаются следующей системой дифференциальных уравнений

$$\left. \begin{aligned} m_3 z_3'' + 4\mathcal{M}_3(z_3 - z_2) &= 0; \\ 2m_2 z_2'' - 4\mathcal{M}_3 z_3 + 4(\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0) z_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (364)$$

Составим характеристические уравнения для полученной системы

$$\Delta k^2 \begin{vmatrix} m_3 k^2 - 4\mathcal{M}_3 & 4\mathcal{M}_3 \\ 4\mathcal{M}_3 & 2m_2 k^2 - 4(\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0) \end{vmatrix} = 0$$

Если развить этот определитель, то получим

$$k^4 - 4\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2}\right)k^2 + 16\frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3} = 0,$$

откуда находим круговые частоты колебаний k_1 и k_2 .

$$k_{1,2}^2 = 2 \left[\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \pm \sqrt{\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \right)^2 - 4\frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}} \right] \quad (365)$$

Общие интегралы системы уравнений (364) имеют вид

$$\left. \begin{aligned} z_3 &= A_2 \cos k_1 t + B_2 \cos k_2 t + C_2 \sin k_1 t + D_2 \sin k_2 t; \\ z_2 &= A_1 \cos k_1 t + B_1 \cos k_2 t + C_1 \sin k_1 t + D_1 \sin k_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (366)$$

Постоянные интегрирования (амплитуды) A_2, B_2, C_2 и D_2, A_1, B_1, C_1 и D_1 определяются в зависимости от начальных условий. Например, примем, что при $t = 0$

$$z_3 = \pm z_3^0; \dot{z}_3 = 0; z_2 = \pm z_2^0 \text{ и } \dot{z}_2 = 0.$$

Тогда

$$\begin{aligned} z_3^0 &= A_2 + B_2; C_2 = D_2 = 0; \\ z_2^0 &= A_1 + B_1; C_1 = D_1 = 0. \end{aligned}$$

Следовательно

$$\left. \begin{aligned} z_3 &= A_2 \cos k_1 t + B_2 \cos k_2 t; \\ z_2 &= A_1 \cos k_1 t + B_1 \cos k_2 t. \\ z_3'' &= -k_1^2 A_2 \cos k_1 t - k_2^2 B_2 \cos k_2 t. \end{aligned} \right\} \quad (367)$$

Подставив полученные значения для z_3 и z_3'' в первое уравнение системы (364), найдём

$$z_2 = \frac{4\mathcal{M}_3 - m_3 k_1^2}{4\mathcal{M}_3} A_2 \cos k_1 t + \frac{4\mathcal{M}_3 - m_3 k_2^2}{4\mathcal{M}_3} B_2 \cos k_2 t.$$

Уравнения системы (364) представляют гармонические колебания с частотами k_1 и k_2 . Оба гармонических колебательных движения кузова и тележек называются главными вертикальными колебаниями, а частоты k_1 и k_2 — собственными частотами системы.

Отношения амплитуд z_3 и z_2 в каждом главном колебании имеют вполне определённые значения. Следовательно, колебания кузова связаны колебаниями тележек, и наоборот.

Пользуясь выражением (365), можно написать

$$\begin{aligned} \frac{4\mathcal{M}_3}{m_3} - k_1^2 &= 2 \left[\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} - \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} + \right. \\ &+ \left. \sqrt{\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}} \right] > 0; \\ \frac{4\mathcal{M}_3}{m_3} - k_2^2 &= 2 \left[\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} - \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} - \right. \\ &- \left. \sqrt{\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}} \right] < 0. \end{aligned}$$

Из этого следует, что в первом главном колебании перемещения z_3 и z_2 всегда одного знака, а во втором главном колебании z_3 и z_2 всегда противоположных знаков. Следовательно, в первом главном колебании обрессоренные массы кузова и тележек движутся в одинаковых, а во втором главном колебании в противоположных направлениях.

Общее колебательное движение всей системы является результатом наложения обоих главных колебаний. Эти результирующие колебания можно выразить уравнениями (366) или (367).

Периоды главных колебаний тележек и кузова соответственно равны

$$\begin{aligned} T_{1,2} &= \frac{2\pi}{k_{1,2}} = \\ &= 2\pi \sqrt{\frac{1}{2 \frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \pm \sqrt{\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}}} = \\ &= \pi \sqrt{\frac{\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \pm \sqrt{\left(\frac{\mathcal{M}_3}{m_3} + \frac{\mathcal{M}_3 + 2\mathcal{M}_2^0}{2m_2} \right)^2 - 4 \frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}}}{2 \frac{\mathcal{M}_2^0 \mathcal{M}_3}{m_2 m_3}}}; \end{aligned}$$

полагая, что

$$\begin{aligned} & \sqrt{\left(\frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_2}\right)^2 - 4\frac{\kappa_2^0 \kappa_3}{m_2 m_3}} \approx \\ & \approx \frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_2} - \frac{1}{2} \frac{4\frac{\kappa_2^0 \kappa_3}{m_2 m_3}}{\frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_2}}, \end{aligned}$$

получаем для определения периода T_1 формулу

$$T_1 \approx \pi \sqrt{\frac{m_3}{\kappa_3} + \frac{2m_2 + m_3}{2\kappa_2^0} - \frac{1}{\frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_2}}} \quad (368)$$

и для T_2

$$T_2 \approx \pi \sqrt{\frac{1}{\frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_3}}} = \pi \sqrt{\frac{2m_2 m_3}{2m_2 \kappa_3 + m_3(\kappa_3 + 2\kappa_2^0)}} \quad (369)$$

Пренебрегая величиной дроби

$$\frac{1}{\frac{\kappa_3}{m_3} + \frac{\kappa_3 + 2\kappa_2^0}{2m_2}}$$

в выражении (368) и заменяя

$$\frac{m_3}{\kappa_3} \text{ и } \frac{2m_2 + m_3}{2\kappa_2^0}$$

соответственно принятым обозначениям через

$$\frac{4f_3}{g} \text{ и } 4\frac{f_1 + f_2}{g},$$

получаем

$$T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{g}} \approx 0,2 \sqrt{f_1 + f_2 + f_3}. \quad (370)$$

Структура полученной формулы указывает, что период колебаний T_1 зависит от суммарного статического прогиба рессорного подвешивания вагона и не зависит от распределения жёсткостей между надбуксовым и центральным рессорным подвешиванием.

Заменяя в выражении (369) m_2 , m_3 , κ_3 и $2\kappa_2^0$ соответственно через

$$\frac{P_2}{g}, \frac{P_3}{g}, \frac{P_3}{4f_3} \text{ и } \frac{2P_2 + P_3}{4(f_1 + f_2)},$$

получаем

$$\begin{aligned} T_2 &= 2\pi \sqrt{\frac{2P_2(f_1 + f_2)f_3}{(2P_2 + P_3)(f_1 + f_2 + f_3)g}} \approx \\ &\approx 0,28 \sqrt{\frac{P_2(f_1 + f_2)f_3}{(2P_2 + P_3)(f_1 + f_2 + f_3)}} \end{aligned} \quad (371)$$

Колебания с периодом T_1 имеют низкую частоту и сравнительно большие амплитуды, а колебания с периодом T_2 — высокую частоту и малые амплитуды.

Анализируя выражение (371), можно убедиться, что период T_2 зависит от отношения веса обрессоренных частей тележки P_2 к общему весу всех

обрессоренных частей вагона $2P_2 + P_3$, от отношения статического прогиба надбуксовых рессор к суммарному прогибу всего рессорного подвешивания вагона и величины статического прогиба центрального рессорного подвешивания f_3 . Чем больше перечисленные выше отношения и f_3 , тем больше величина T_2 . Наибольшее значение произведения $(f_1 + f_2) f_3$ получается в том случае, когда $f_1 + f_2 \approx f_3$ и сумма $f_1 + f_2 + f_3$ — величина постоянная для принятого в данном вагоне рессорного подвешивания.

Во избежание вредного влияния большой массы $\frac{P_2}{g}$ на амплитуды вынужденных колебаний кузова следует стремиться к уменьшению веса тележек.

Опыт эксплуатации пассажирских вагонов, особенно в курьерских поездах, показывает, что неприятные колебания высокой частоты возникают в том случае, когда тележки снабжены жёсткими надбуксовыми рессорами. Применение лёгкой рамы тележки и минимальной жёсткости надбуксового рессорного подвешивания устраняет опасность появления высокочастотных колебаний.

Для обеспечения плавности хода следует комбинировать пружины с листовыми рессорами или же пневматическими и гидравлическими амортизаторами. Хорошо смазанная листовая рессора по ходовым качествам равноценна пружине с гидравлическими амортизаторами. Однако пружина с гидравлическим амортизатором имеет определённую и регулируемую амортизирующую силу, тогда как трение между листами рессоры меняется в широком диапазоне. Кроме того, пружины имеют меньший вес и малый объём, что позволяет уменьшить базу и вес тележки.

Выбирая систему рессорного подвешивания, необходимо учитывать, что с повышением кратности рессорного подвешивания появляются дополнительные высокочастотные колебания. Например, вагоны с тройным рессорным подвешиванием имеют три вертикальных главных колебания с частотами k_1 , k_2 и k_3 , а с четырёхкратным подвешиванием k_1 , k_2 , k_3 и k_4 . Все эти дополнительные колебания имеют высокие частоты и малые периоды колебаний, поэтому желательно под вагонами иметь только тележки с двойным рессорным подвешиванием.

Одни колебания подпрыгивания появляются только тогда, когда база вагона равна длине рельса и рельсовые стыки расположены друг против друга; в противном случае вместе с подпрыгиванием появляются галопирование и боковая качка кузова.

Появление резонанса возможно при критических скоростях, соответственно равных

$$v_{1кр} = \frac{3,6 L_p}{T_1} \text{ км/ч и } v_{2кр} = \frac{3,6 L_p}{T_2} \text{ км/ч,} \quad (372)$$

где L_p — длина рельса в м.

Если коэффициенты относительного трения в рессорном подвешивании не превышают 0,03 в пассажирских и 0,05 в грузовых вагонах, то значительное нарастание амплитуд колебаний возможно и при скоростях, равных

$$\left(\frac{1}{2}, \frac{1}{3} \text{ и } \frac{1}{4} \right) v_{1кр} \text{ и } \left(\frac{1}{2}, \frac{1}{3} \text{ и } \frac{1}{4} \right) v_{2кр}.$$

5. КОЛЕБАНИЯ ГАЛОПИРОВАНИЯ

Когда на обрессоренный кузов вагона воздействует мгновенно какая-либо пара сил, находящаяся в продольной плоскости симметрии вагона, то по прекращении её действия обрессоренный кузов приходит в колебательное движение относительно оси $уу$. Эта ось проходит через центр колебаний O_r (фиг. 287), расположенный в горизонтальной плоскости, проходящей через нижние опорные поверхности надрессорных балок тележки.

Такое колебательное движение, как было указано выше, называется галопированием и характеризуется углом θ_3 поворота кузова и вертикальными перемещениями тележек z_r .

Для вывода уравнения колебательного движения воспользуемся законом моментов количества движения: производная по времени от момента количества движения системы равна моменту внешних сил.

Момент количества движения твёрдого тела равен $I_y^0 \theta_3'$, а производная по времени — $I_y^0 \theta_3''$, где I_y^0 — момент инерции кузова относительно оси yy , проходящей через центр колебания O_r ; $I_y^0 = \frac{P_3}{g} (\rho_3^2 + d_0^2)$, где в свою очередь d_0 — расстояние от центра тяжести обрессоренных частей кузова до центра колебаний, а ρ_3 — радиус инерции кузова; θ_3' — угловая скорость при вращении кузова около оси yy .

Момент внешних сил равен моменту пары, возникающей от равнодействующей реакций рессор, приложенной в точке M_1 , и веса обрессоренных частей кузова, приложенного в его центре тяжести.

Пользуясь ранее принятыми обозначениями и изложенным выше (§ 3) методом, определим расстояние точки M_1 от горизонтальной плоскости, проходящей через нижние горизонтальные поверхности надрессорных балок

$$h_3 = \frac{l_3^2}{f_1 + f_2 + f_3} \quad (373)$$

Момент реактивных сил равен

$$M = -(h_3 - d_0) P_3 \theta_3. \quad (374)$$

Составим дифференциальное уравнение колебательных движений для кузова

$$I_y^0 \theta_3'' + (h_3 - d_0) P_3 \theta_3 = 0. \quad (375)$$

В пассажирских вагонах $d_0 = 60 \div 120$ см, $l_3 = 700$ см и $f_1 + f_2 + f_3 = 15 \div 35$ см, поэтому $h_3 \approx 14\,000 \div 32\,600$ см.

Вследствие незначительности величины d_0 по сравнению с h_3 пренебрегаем величиной d_0 в уравнении (375).

Произведя преобразования в уравнении (375) и подставляя в него вместо h_3 и I_y^0 их значения, получаем

$$\theta_3'' + \frac{gl_3^2 \theta_3}{(f_1 + f_2 + f_3)(\rho_3^2 + d_0^2)} = 0. \quad (376)$$

Обозначив

$$\frac{gl_3^2}{(f_1 + f_2 + f_3)(\rho_3^2 + d_0^2)} = k_3^2, \quad (377)$$

где k_3 — круговая частота, нетрудно решить дифференциальное уравнение (376).

Период колебаний галопирования кузова малой частоты равен

$$T_3 = \frac{2\pi}{k_3} = 2\pi \sqrt{\frac{f_1 + f_2 + f_3}{l_3^2} \cdot \frac{\rho_3^2 + d_0^2}{g}} \approx 0,2 \frac{\rho_3}{l_3} \sqrt{f_1 + f_2 + f_3}. \quad (378)$$

Период колебаний галопирования кузова высокой частоты по аналогии с подпрыгиванием можно определять из выражения

$$T_4 = 0,28 \frac{\rho_3}{l_3} \sqrt{\frac{P_2}{2P_2 + P_3} \cdot \frac{f_1 + f_2}{f_1 + f_2 + f_3} \cdot f_3}. \quad (379)$$

Из сравнения полученных выражений T_3 и T_4 с T_1 и T_2 [формулы (370) и (371)] следует, что при $\rho_3 = l_3$ периоды колебаний подпрыгива-

ния и галопирования имеют одинаковую величину. В этом случае удары, воспринимаемые одной тележкой, не передаются другой, т. е. точки опоры кузова (подъёмники) являются его центрами удара.

Указанное свойство можно проверить, заменив кузов вагона моделью с двумя массами: $\frac{m_3}{2}$ и $\frac{m_3}{2}$, сосредоточенными над рессорами (фиг. 288, а).

Радиус инерции ρ_3 кузова вагона с достаточной для практических целей точностью можно определить по формуле

$$\rho_3 = 0,29 L_k, \quad (380)$$

где L_k — длина кузова без буферов.

В существующих вагонах грузового и пассажирского парка принимают $\frac{L}{2l_3} \approx 1,42 \div 1,5$ или

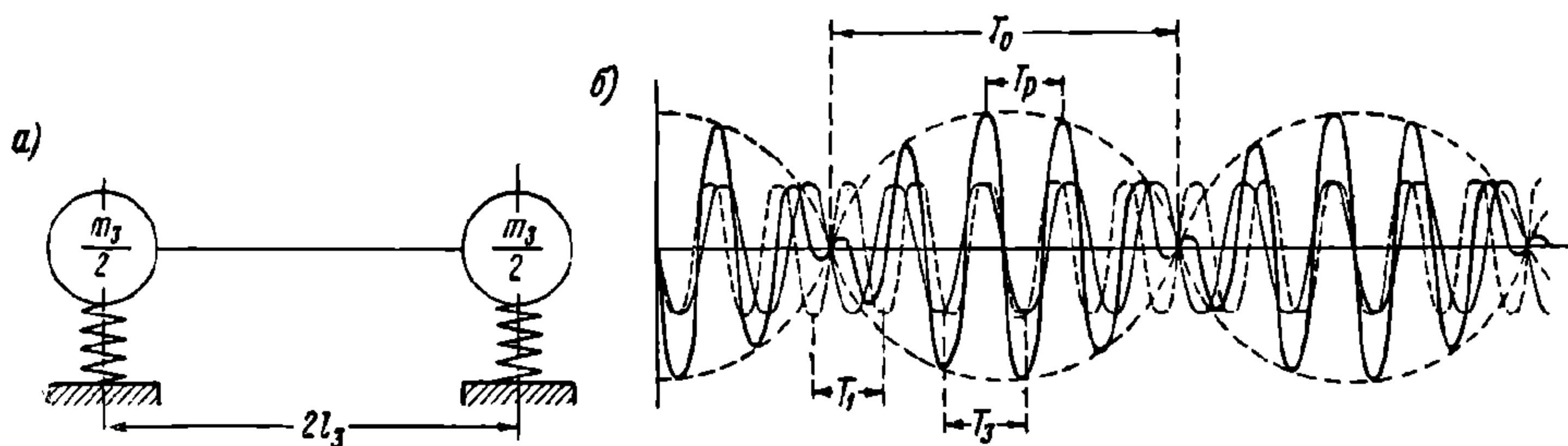
$$L_k = (2,84 \div 3,0) l_3;$$

тогда $\rho_3 = (0,82 \div 0,87) l_3$, поэтому

$$T_3 = (0,82 \div 0,87) \cdot 0,2 \sqrt{f_1 + f_2 + f_3} = (0,82 \div 0,87) T_1; \quad (381)$$

$$T_4 = (0,82 \div 0,87) T_2. \quad (382)$$

Экспериментальные исследования полностью подтверждают зависимость между периодами колебаний подпрыгивания и галопирования, выраженную формулами (381) и (382).



Фиг. 288. Собственные колебания вагона:
а—галопирование; б—биение

Вследствие небольшой разницы частот колебаний подпрыгивания и галопирования кузова результирующее колебательное движение всей системы происходит с периодически изменяющимися амплитудами (фиг. 288, б) (результатирующая кривая начерчена жирной линией).

Амплитуды результирующих колебаний, достигнув некоторого максимального значения, начинают убывать почти до нуля, затем снова возрастают, при этом возрастание и убывание идёт периодически, но их период T_0 во много раз больше основного периода T_p .

Это явление называется биением.

Из фиг. 288, б следует, что частота биений равна разности частот слагаемых колебаний.

Если обозначить через T_0 период биений, а через T_1 и T_3 — периоды слагаемых колебаний, тогда в течение времени T_0 произойдёт число колебаний с периодом T_1 , равное $\frac{T_0}{T_1}$, и число колебаний с периодом T_3 , равное T_0 .

Разность между этими величинами должна равняться единице для того, чтобы колебания опять сошлись с теми же фазами

$$\frac{T_0}{T_1} - \frac{T_0}{T_3} = 1.$$

Тогда период биений

$$T_0 = \frac{T_1 T_3}{T_3 - T_1}$$

Если обозначить через k_1 и k_3 частоты колебаний, то период результирующих колебаний T_p и период биений T_0 можно определить по формулам

$$T_p = \frac{4\pi}{k_1 + k_3} \quad \text{и} \quad T_0 = \frac{2\pi}{k_1 - k_3}.$$

Для устранения явления биения необходимо гасить колебания рессорного подвешивания при помощи амортизаторов.

При галопировании кузова обрессоренные массы тележек совершают колебания подпрыгивания с частотами k_3 и k_4 , равными частотам колебаний кузова, вследствие чего их рессоры изменяют свой статический прогиб на величину $\pm z_r$.

Колебания кузова и тележек можно выразить следующими уравнениями (по аналогии с выведенными выше уравнениями для колебаний подпрыгивания)

$$\theta_3 = A_3 \cos k_3 t + B_3 \cos k_4 t + C_3 \sin k_3 t + D_3 \sin k_4 t; \quad (383)$$

$$z_r = A_4 \cos k_3 t + B_4 \cos k_4 t + C_4 \sin k_3 t + D_4 \sin k_4 t. \quad (384)$$

Если, принять, что при $t = 0$

$$\theta_3' = 0; \quad z_r' = 0; \quad \theta_3 = \pm \theta_3^0 \quad \text{и} \quad z_r = z_r^0,$$

то тогда

$$\theta_3 = A_3 \cos k_3 t + B_3 \cos k_4 t;$$

$$z_r = A_4 \cos k_3 t + B_4 \cos k_4 t.$$

Результирующие прогибы люлечных рессор от колебаний подпрыгивания и галопирования кузова определяются из выражения

$$z_3 \pm \theta_3 l_3 = A_2 \cos k_1 t + B_2 \cos k_2 t \pm (A_3 \cos k_3 t \pm B_3 \cos k_4 t) l_3.$$

Таким образом, обрессоренные массы тележек совершают колебания подпрыгивания с частотами k_1 , k_2 , k_3 и k_4 . Результирующее колебательное движение тележек можно выразить уравнением, если предположить, что при $t = 0$

$$z_3 = \pm z_3^0; \quad z_2 = \pm z_2^0; \quad z_3' = 0; \quad z_r = z_r^0; \quad z_r' = 0; \quad \theta_3 = \pm \theta_3^0 \quad \text{и} \quad \theta_3' = 0;$$

$$z_2 \pm z_r = A_2 \cos k_1 t + B_2 \cos k_2 t \pm A_4 \cos k_3 t \pm B_4 \cos k_4 t.$$

Так как частоты k_1 , k_3 и k_2 , k_4 мало отличаются друг от друга, результирующие колебания имеют периодически изменяющиеся амплитуды, т. е. происходит явление биения, что часто и наблюдается во время движения пассажирских вагонов с критической скоростью, соответствующей периоду биений T_0 .

Критическая скорость для галопирования определяется по формуле

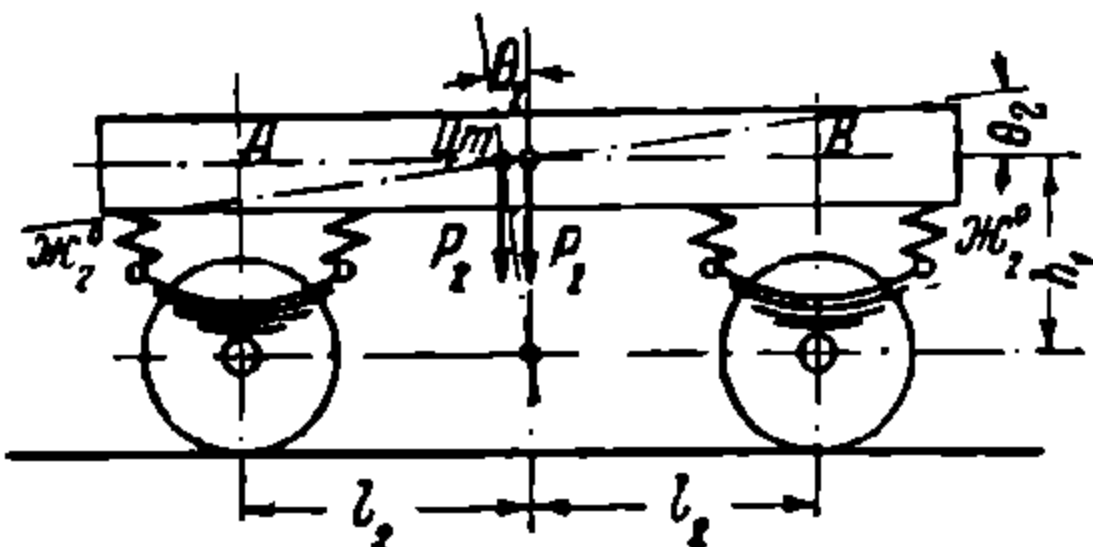
$$v_{3,4 \text{ кр}} = \frac{3,6 L_p}{T_{3,4}} \text{ км/ч.}$$

Значительное нарастание амплитуд колебаний возможно и при скоростях

$$\frac{v_{3,4 \text{ кр}}}{2}, \quad \frac{v_{3,4 \text{ кр}}}{3}$$

и т. д., если в рессорном подвешивании величина коэффициента относительного трения незначительна.

Под влиянием толчков на стыках обрессоренная рама тележки также совершает колебания галопирования. Галопирование рамы тележки происходит относительно горизонтальной оси, проходящей через центр колебаний. Центр колебаний тележки расположен в горизонтальной плоскости, проходящей через геометрические оси колёсных пар (фиг. 289). Для принятых нами обозначений производную по времени от момента количества движения данной системы можно написать в следующем виде — $\frac{P_2}{g} \rho_2^2 \theta_2''$, а момент реактивных сил — $4 \mathcal{K}_2^0 l_2^2 \theta_2$, поэтому дифференциальное уравнение колебательных движений рамы тележки при галопировании имеет вид



Фиг. 289. Собственные колебания тележки (галопирование)

$$\frac{P_2}{g} \rho_2^2 \theta_2'' + 4 \mathcal{K}_2^0 l_2^2 \theta_2 = 0$$

или

$$\theta_2'' + \frac{4 \mathcal{K}_2^0 l_2^2}{P_2 \rho_2^2} g \theta_2 = 0,$$

где ρ_2 — радиус инерции тележки в см;
 θ_2 — угол поворота обрессоренных частей тележки относительно центра колебаний в рад;
 $2l_2$ — база тележки в см.
Период колебаний при галопировании $T_{ГТ}$ равен

$$T_{ГТ} = 2 \pi \sqrt{\frac{P_2 \rho_2^2}{4 \mathcal{K}_2^0 l_2^2 g}} = 0,2 \frac{\rho_2}{l_2} \sqrt{f_T}, \tag{385}$$

где f_T — статический прогиб надбуксового подвешивания от нагрузки P_2 в см.

Для тележек с продольными балансирами вместо базы тележки $2l_2$ следует принимать расстояние между балансирами пружинами.

Радиусы инерции обрессоренных частей различных типов тележек относительно оси, проходящей через центр колебаний, приведены в табл. 28.

Таблица 28

Тип тележки	Вес обрессоренных частей P_2 в кг	База тележки $2l_2$ в см	Статический прогиб надбуксового подвешивания от нагрузки P_2 в см	Радиус инерции ρ_2 в см
ЦВТК нормальная	2910	240	0,16	95
Безбалансирная завода им. Егорова	3 072	240	0,23	90
Фетте	2 547	240	0,17	87
С продольными одиночными балансирами	2 700	203/98*	0,27	85
Металлических вагонов длиной 23,6 м	3 200	270	0,32	110

Критическая скорость для галопирования тележки определяется из выражения

$$v_{Ткр} = \frac{3,6 L_p}{T_{ГТ}} \text{ км/ч.}$$

* Знаменатель означает расстояние между надбуксовыми пружинами.

Существенное влияние на плавность хода вагона оказывает конструкция пятников и боковых скользунов. При наличии плоского пятника галопирование тележки передаёт кузову вагона продольные импульсы, которые можно устранить увеличением продольной игры люлечных подвесок.

6. КОЛЕБАНИЯ ПОПЕРЕЧНОГО ОТНОСА И БОКОВОЙ КАЧКИ

Предварительно определим влияние угла наклона подрессорной балки на вертикальное перемещение z_k кузова вагона (посередине подрессорной балки).

Пользуясь обозначениями, принятыми на фиг. 290, можно написать

$$h_1 = \lambda \cos(\varphi - \alpha); \quad h_2 = \lambda \cos(\varphi + \alpha)$$

$$\sin \varepsilon \approx \varepsilon = \frac{h_1 - h_2}{2 b_3} \quad \text{и} \quad z_k = \lambda \cos \alpha - \frac{h_1 + h_2}{2}$$

или

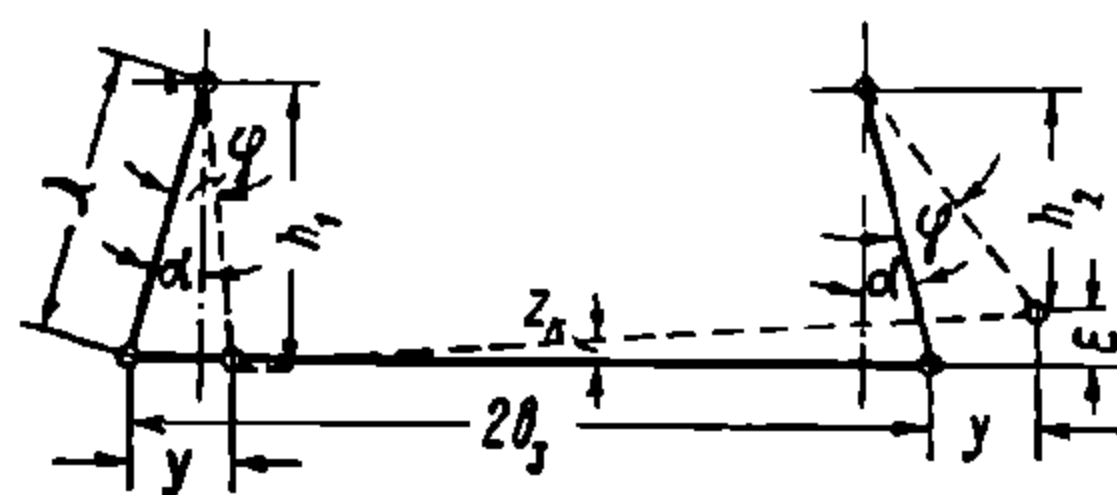
$$\varepsilon = \frac{\lambda}{2 b_3} [\cos(\varphi - \alpha) - \cos(\varphi + \alpha)] = \frac{\lambda}{b_3} \sin \alpha \sin \varphi$$

и

$$z_k = \lambda \cos \alpha - \frac{\lambda}{2} [\cos(\varphi - \alpha) + \cos(\varphi + \alpha)] = \lambda \cos \alpha (1 - \cos \varphi).$$

Согласно формуле (225a) $\sin \varphi = \frac{y}{\lambda \cos \alpha}$, поэтому

$$\varepsilon = \frac{y}{b_3} \operatorname{tg} \alpha \quad (386)$$



и

$$z_k = \lambda \cos \alpha \left(1 - \sqrt{1 - \frac{y^2}{\lambda^2 \cos^2 \alpha}} \right)$$

Фиг. 290. Поперечные колебания вагона

Полагая $\sqrt{1 - \frac{y^2}{\lambda^2 \cos^2 \alpha}} \approx 1 - \frac{1}{2} \frac{y^2}{\lambda^2 \cos^2 \alpha}$, найдём

$$z_k = \lambda \cos \alpha \left(1 - 1 + \frac{1}{2} \frac{y^2}{\lambda^2 \cos^2 \alpha} \right) = \frac{y^2}{2 \lambda \cos \alpha} \quad (387)$$

Наименьшее значение для b_3 не превышает 77 см, наименьшая длина подвесок $\lambda = 23 \div 25$ см, наибольшее боковое перемещение люльки $y = 5$ см, угол наклона подвесок $\alpha_{\max} = 14^\circ$, $\operatorname{tg} \alpha = 0,24$ и $\cos \alpha = 0,97$, поэтому $\varepsilon_{\max} = 0,016$ (не превышает 1°) и $z_k = 5$ мм.

Ввиду незначительности угла ε и вертикального перемещения z_k кузова вагона в дальнейших исследованиях колебательных движений они не учитываются.

Рассмотрим боковые параллельные и угловые колебания кузова вагона (фиг. 291).

Когда кузов вагона, опирающийся на люльку, под влиянием бокового удара получит поперечное перемещение, то возвращающая сила H , стремится восстановить равновесие и возвратит люльку вместе с кузовом в прежнее положение. При наклонных подвесках величина возвращающего усилия двух тележек H_r определяется по формуле (227)

$$H_r = \frac{P_3 y}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}$$

Под действием поперечного горизонтального толчка возникают одновременно боковая качка и боковые параллельные колебания (поперечный относ). Угловые колебания (боковая качка) происходят относительно продольной оси, проходящей через центр колебаний, расположенный в нижней плоскости надрессорной балки.

Путь, проходимый центром тяжести кузова в горизонтальном поперечном направлении, равен сумме

$$y + d_0 \beta_3.$$

Силы инерции, действующие в горизонтальном направлении, равны

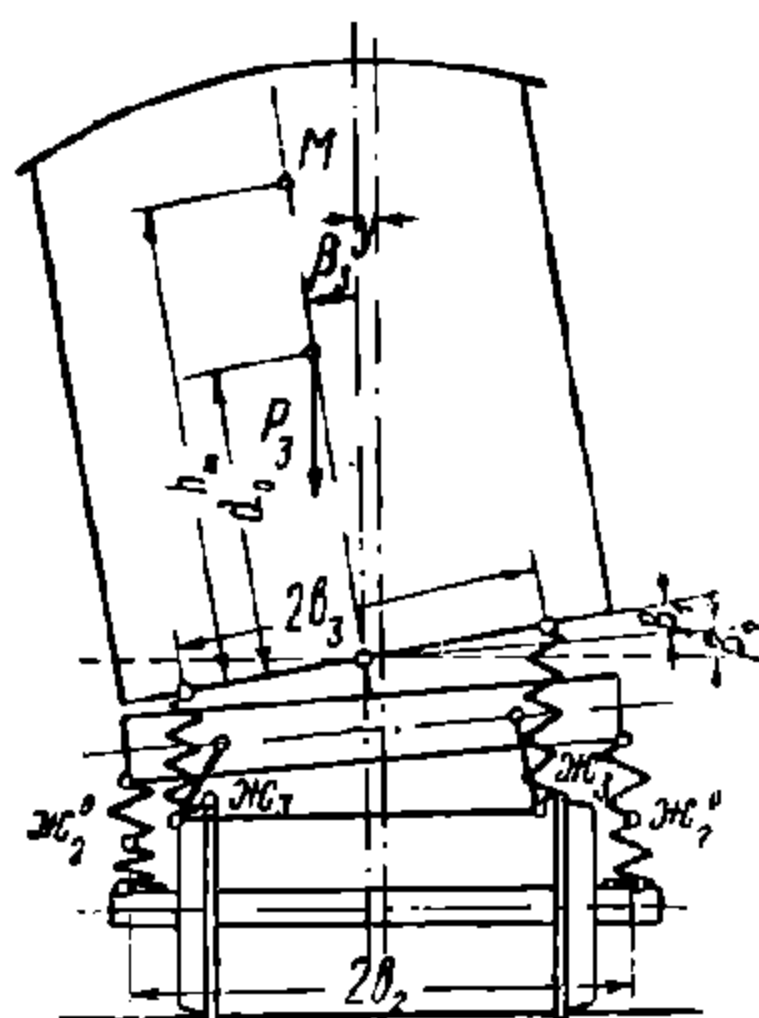
$$-\frac{P_3}{g}(y'' + d_0 \beta_3''),$$

а внешние (реактивные)

$$-H_r = -\frac{P_3 y}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)};$$

поэтому можно составить следующее уравнение колебаний для поперечного отбоса центра тяжести кузова

$$\frac{P_3}{g}(y'' + d_0 \beta_3'') + \frac{P_3 y}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} = 0.$$



Фиг. 291. Поперечные колебания кузова

Для составления уравнений поперечных угловых колебаний (боковая качка) определяем первую производную по времени от моментов количества движения системы

$$\frac{P_3}{g} [d_0 y' + (d_0^2 + \rho_x^2) \beta_3'],$$

(где ρ_x — радиус инерции кузова относительно продольной оси xx , проходящей через центр тяжести кузова) и находим момент внешних сил, возникающих от реакции рессор и веса обрессоренных частей вагона.

Пользуясь ранее принятыми обозначениями и выводами по определению метacentра, найдём, что восстанавливающий момент реактивных сил равен

$$-(h_M - d_0) P_3 \beta_3.$$

Поэтому дифференциальное уравнение поперечных угловых колебаний имеет вид

$$\frac{P_3}{g} [d_0 y'' + (d_0^2 + \rho_x^2) \beta_3''] + (h_M - d_0) P_3 \beta_3 = 0.$$

Таким образом, для определения частот и периодов собственных поперечных боковых и угловых колебаний имеем систему из двух уравнений

$$\frac{P_3}{g}(y'' + d_0 \beta_3'') + \frac{P_3 y}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} = 0;$$

$$\frac{P_3}{g} [d_0 y'' + (d_0^2 + \rho_x^2) \beta_3''] + (h_M - d_0) P_3 \beta_3 = 0.$$

Произведя преобразования, получаем

$$\left. \begin{aligned} y'' + d_0 \beta_3'' + \frac{g}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} y &= 0; \\ d_0 y'' + (d_0^2 + \rho_x^2) \beta_3 + (h_M - d_0) g \beta_3 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (388)$$

Исключив из полученной системы уравнений y'' , получаем

$$\rho_x^2 \beta_3'' + (h_M - d_0) g \beta_3 - \frac{g d_0 y}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} = 0.$$

Найдём из последнего уравнения y и, определив y'' , подставим его значение во второе уравнение системы (388); тогда получим следующее уравнение для определения частот колебаний

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_x^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}{g} \beta_3^{IV} + \\ & + \left[(h_M - d_0) \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right) \lambda + d_0^2 + \rho_x^2 \right] \beta_3'' + (h_M - d_0) g \beta_3 = 0. \end{aligned}$$

Разделив обе части последнего уравнения на коэффициент при β_3^{IV} получаем

$$\begin{aligned} \beta_3^{IV} + \left[\frac{h_M - d_0}{\rho_x^2} + \frac{\rho_x^2 + d_0^2}{\rho_x^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \right] g \beta_3'' + \\ + \frac{h_M - d_0}{\rho_x^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} g^2 \beta_3 = 0. \end{aligned}$$

Полагая в последнем уравнении, что $\beta_3 = e^{ipt}$ и определив $\beta_3 = -p^2 e^{ipt}$ и $\beta_3^{IV} = p^4 e^{ipt}$, получим характеристическое уравнение

$$\begin{aligned} p^4 - \frac{g}{\rho_x^2} \left[h_M - d_0 + \frac{\rho_x^2 + d_0^2}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \right] p^2 + \\ + \frac{h_M - d_0}{\rho_x^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} g^2 = 0. \end{aligned}$$

Решая последнее уравнение, получаем

$$\begin{aligned} p_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \frac{g}{\rho_x^2} \left[h_M - d_0 + \frac{\rho_x^2 + d_0^2}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \right] \pm \\ \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left\{ \frac{g}{\rho_x^2} \left[h_M - d_0 + \frac{\rho_x^2 + d_0^2}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \right] \right\}^2 - 4 \frac{(h_M - d_0) g^2}{\rho_x^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}}. \quad (389) \end{aligned}$$

Следовательно, поперечные боковые и угловые колебания состоят из двух главных колебаний, имеющих следующие периоды:

$$T_5 = \frac{2\pi}{p_1} \text{ и } T_6 = \frac{2\pi}{p_2}.$$

В этом случае кузов вагона совершает гармонические колебания с частотами p_1 и p_2 . Вследствие наличия трения в рессорах и валиках люлечных подвесок колебания являются затухающими.

7. КОЛЕБАНИЯ ВИЛЯНИЯ

При выводе уравнений колебаний виляния предполагаем, что продольные плоскости симметрии обеих тележек проходят через среднюю линию рельсового пути.

Обозначим:

L_k — длина кузова без буферов;

$I_z = \frac{P_3}{g} \rho_z^2$ — момент инерции обрессоренных частей кузова относительно вертикальной оси zz ;

ρ_z — радиус инерции кузова относительно оси zz , $\rho_z \approx 0,28 L_k$;

$y = l_3 \psi$ — линейное перемещение люлек;

ψ — угол поворота продольной оси вагона xx ;

$$\frac{1}{2} H_r = \frac{P_3 y}{2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}$$

возвращающее усилие люльки каждой тележки.

Найдём закон движения кузова. Силы инерции в рассматриваемом случае равны $-\frac{P_3}{g} \rho_z^2 \psi''$, а момент внешних (реактивных) сил

$$-\frac{P_3 l_3^2 \psi}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)},$$

поэтому дифференциальное уравнение колебательного движения можно написать в следующем виде

$$\frac{P_3}{g} \rho_z^2 \psi'' + \frac{P_3 l_3^2}{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \psi = 0.$$

Разделив это уравнение на $\frac{P_3}{g} \rho_z^2$, получаем

$$\psi'' + \frac{gl_3^2}{\rho_z^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \psi = 0. \quad (390)$$

Полагая, что

$$p_3^2 = \frac{gl_3^2}{\rho_z^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)},$$

найдем период колебаний кузова около оси zz

$$\begin{aligned} T_7 &= 2\pi \sqrt{\frac{\rho_z^2 \lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}{gl_3^2}} = \\ &= 0,2 \frac{\rho_z}{l_3} \sqrt{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)}. \end{aligned} \quad (391)$$

При $\frac{L_k}{2l_3} = 1,42 \div 1,5$ или $L_k = (2,84 \div 3,0) l_3$ и $\rho_z = (0,80 \div 0,84) l_3$. Подставляя величины L_k и ρ_k в выражение (391), получаем

$$T_7 = (0,16 \div 0,17) \sqrt{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_3} \sin \alpha \right)} \quad (392)$$

Общее решение уравнения (390) можно написать в следующем виде

$$\psi = A_5 \cos p_3 t + B_5 \sin p_3 t,$$

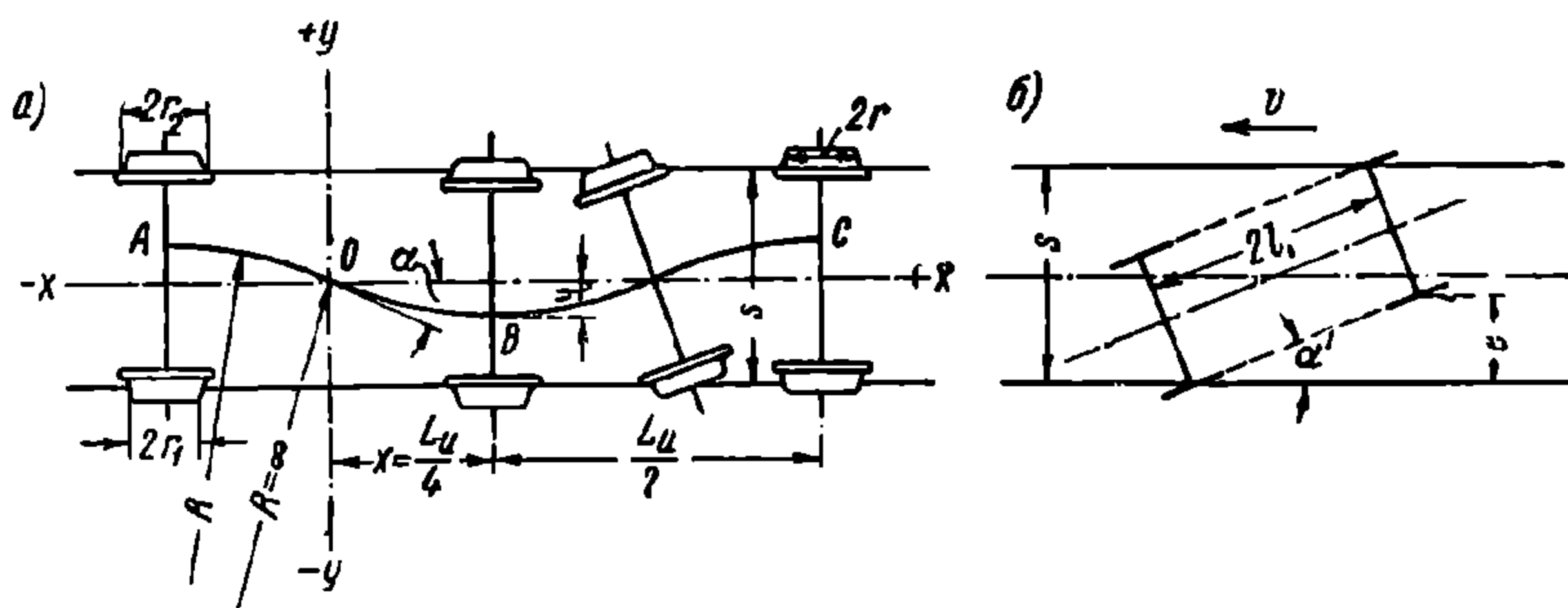
где A_5 и B_5 — произвольные постоянные, определяемые по начальным условиям.

При вилянии кузов совершает гармонические колебания с частотой p_3 .

Период колебаний T_7 возрастает с увеличением радиуса инерции масс обрессоренных частей кузова ρ_z , длины люлечной подвески λ и уменьшается с увеличением базы вагона $2l_3$.

8. ИЗВИЛИСТОЕ ДВИЖЕНИЕ КОЛЁСНЫХ ПАР И ТЕЛЕЖЕК

Отдельная свободная колёсная пара при отсутствии проката на поверхности катания бандажей может перемещаться по прямой только до тех пор, пока её колеса, имеющие конические бандажи, катятся кругами равного диаметра. В случае поперечного перемещения колёсной пары радиусы кругов катания равны r_2 и r_1 (фиг. 292, а). Колесо с большим радиусом



Фиг. 292. Извилистое движение вагона

круга катания, проходя больший путь, опережает другое колесо, и колёсная пара (середина оси) катится по синусоидальной кривой ABC, длина которой равна L_u .

Такое движение называется извилистым и оно продолжается до полного поглощения живой силы колёсной пары работой сил сопротивления движению.

Чем больше зазоры между гребнями колёс и головками рельсов, тем более усиливается колебание колёсной пары относительно средней оси пути.

Кроме величины зазоров между гребнями колёс и головками рельсов на извилистое движение оказывает большое влияние угол набегания α' колеса на рельс. Когда продольная ось экипажа отклоняется на угол α на прямом участке пути, под тем же углом происходит набегание колеса на рельс. Энергия удара, поглощаемого рельсом и работой трения, равна

$$\frac{Mv^2 \sin^2 \alpha}{2},$$

где M — масса экипажа,

v — линейная скорость экипажа.

Наибольший угол отклонения α продольной оси экипажа от оси пути определяется из выражения

$$\sin \alpha = \frac{e}{2l_1}$$

где e — наибольший зазор между гребнем бандажа и головкой рельса;
 $2l_1$ — база экипажа.

Для ослабления извилистого движения необходимо по возможности уменьшать величину момента инерции экипажа относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести его обрессоренных частей.

Введём следующие обозначения:

s — расстояние между кругами катания, равное 1 580 или 1 590 мм;
 n — коничность бандажей;
 r — радиус бандажа по кругу катания;
 r_1 и r_2 — наименьший и наибольший радиусы бандажа;
 R — радиус кривизны кривой ABC;
 y — поперечное отклонение середины колёсной пары;
 x — путь, проходимый колёсной парой.

Определим длину волны L_w , описываемой серединой колёсной пары.

Середина колёсной пары, отклонившейся в поперечном направлении на величину y , описывает кривую, радиус которой, как указывалось формулой (62), можно определить из соотношения (без учёта скольжения колёс по рельсам)

$$\frac{R + \frac{s}{2}}{R - \frac{s}{2}} = \frac{r + ny}{r - ny},$$

откуда находим

$$R = \frac{sr}{2ny}. \quad (a)$$

Радиус кривизны кривой ABC (фиг. 292, а) увеличивается с уменьшением величины y , т. е. по мере приближения середины колёсной пары к оси пути; в точке O радиус кривизны становится бесконечно большим, а затем кривизна меняет знак.

Известно, что вторую производную с достаточной точностью можно принять равной кривизне кривой, т. е.

$$y'' = -\frac{1}{R}$$

Кривизна кривой принята со знаком минус, так как вогнутость её обращена в сторону отрицательного направления оси y .

Перенесём все члены в левую часть уравнения

$$y'' + \frac{1}{R} = 0.$$

Найдём $\frac{1}{R}$ из выражения (a) и подставим в последнее уравнение

$$y'' + \frac{2n}{sr} y = 0.$$

Обозначив $\frac{2n}{sr}$ через p^2 , получаем

$$y'' + p^2 y = 0. \quad (393)$$

Решая последнее уравнение, находим

$$y = A \sin px + B \cos px.$$

Для определения A и B принимаем следующие начальные условия при $x = 0, y = 0$ и при $x = \frac{L_u}{4}, y = y_0$.

При этих условиях уравнение траектории середины колёсной пары имеет вид

$$y = y_0 \sin px \quad (393a)$$

или

$$y = y_0 \sin \sqrt{\frac{2n}{sr}} x.$$

Длина волны L_u равна

$$L_u = \frac{2\pi}{p} = 2\pi \sqrt{\frac{sr}{2n}}, \quad (394)$$

период колебаний

$$T_u = \frac{L_u}{v},$$

где v — скорость движения колёсной пары.

Тангенс угла отклонения оси равен

$$\operatorname{tg} \alpha = y' = y_0 \sqrt{\frac{2n}{sr}} \cos \sqrt{\frac{2n}{sr}} x, \quad (395)$$

для $x = 0$

$$\operatorname{tg} \alpha = y' = y_0 \sqrt{\frac{2n}{sr}} \quad (396)$$

Для изношенных гребней $y_0 \approx \frac{e}{2} \approx 20$ мм. Подставив в формулы (394) и (396) вместо s, r и n их численные значения, получим для $y_0 = 20$ мм $L_u = 18,1$ м, $\operatorname{tg} \alpha = 0,0069$ и $\alpha \approx 30'$

Движение колёсной пары по закону, выраженному уравнением (393a), возможно только при достаточных разбегах между буксами и их направляющими. Минимальный разбег между буксой и её направляющей (на каждую сторону) при расстоянии между буксами, равном 2144 мм, для $\alpha = 30'$ должен равняться 7,3 мм.

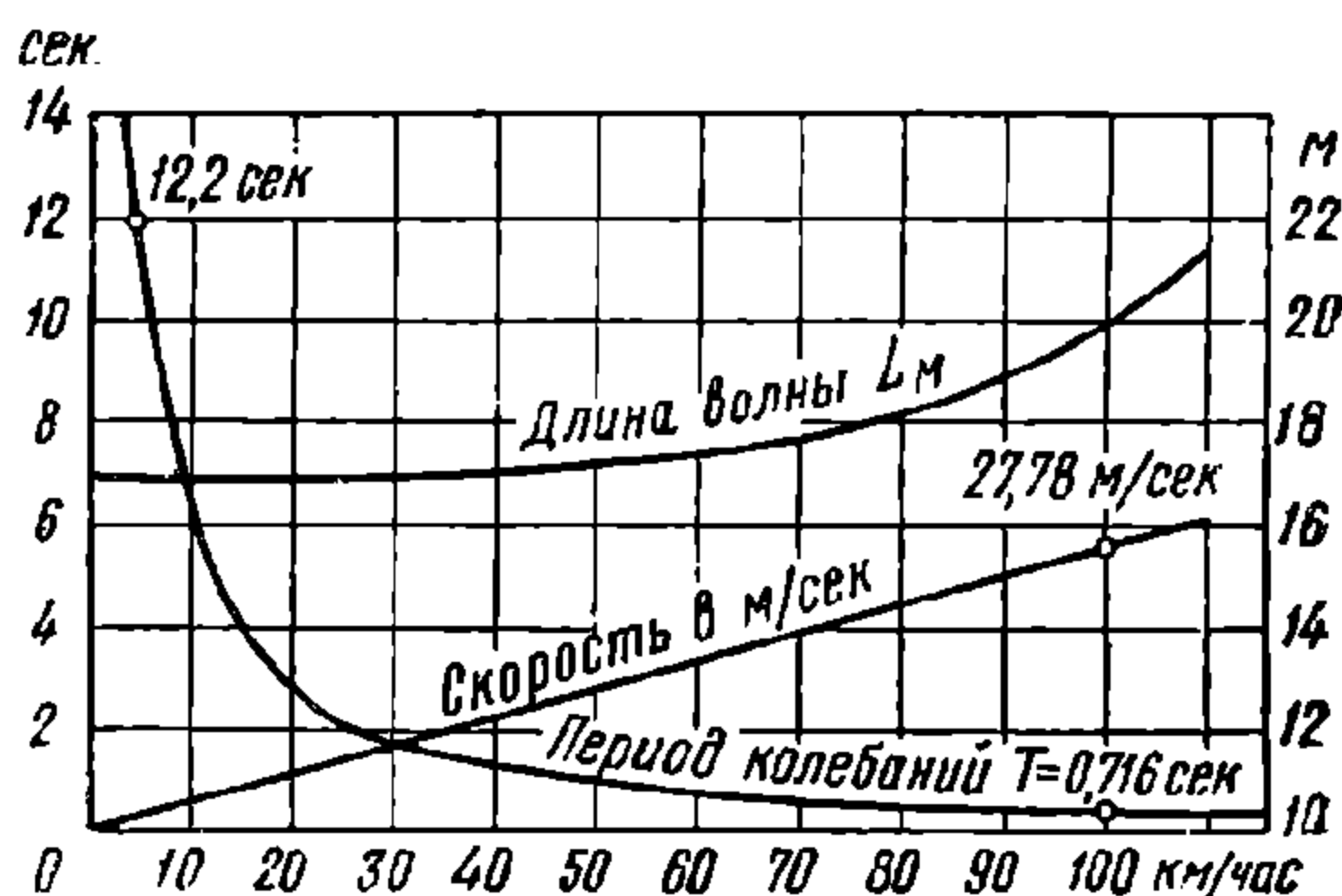
Если зазоры в буксах меньше, то уменьшается амплитуда y_0 соответственно углу. В этом случае

$$y_0 = \sqrt{\frac{sr}{2n}} \operatorname{tg} \alpha.$$

Следовательно, с уменьшением игры в буксах уменьшается амплитуда колебаний в горизонтальном поперечном направлении. Кроме того, наличие сил трения между бандажами и рельсами, а также действие возвращающего усилия в рессорных подвесках уменьшают угол α , несмотря на достаточную величину зазоров между буксами и их направляющими.

Вагоны со свободно устанавливающимися осями более склонны к вилянию, так как у них буксы имеют значительные разбеги в продольном направлении.

На фиг. 293 показаны графически результаты экспериментального определения длины волны и периода колебаний для различных скоростей



Фиг. 293. Зависимость между длиной волны, скоростью движения и периодом колебаний

движения колёсной пары с диаметром 1 м и коничностью бандажа, равной 1:20.

Как видно из графика, длина волны возрастает с увеличением скорости, что объясняется влиянием жироскопического эффекта колёсной пары, противодействующего вилянию. Длину волны можно довольно точно определить по формуле (394) только для скоростей, не превышающих 50—60 км/ч.

Период колебаний T_u с изменением скорости от 65 до 105 км/ч остаётся почти постоянным, приближаясь к значению $T_u = 0,716$ сек.

Длину волны можно увеличить путём изменения конусности бандажа, что и осуществляется в вагонах для высокоскоростных поездов.

Длина волны L_T , описываемая центром шкворня симметричной тележки с базой $2l_2$, определяется по формуле

$$L_T = L_u \sqrt{1 + \left(\frac{2l_2}{s}\right)^2} = 2\pi \sqrt{\frac{sr}{2n} \left[1 + \left(\frac{2l_2}{s}\right)^2\right]} \quad (397)$$

Данная формула выведена в предположении, что все колёса имеют одинаковые радиусы, оси колёсных пар установлены строго параллельно друг к другу и перпендикулярно к продольной вертикальной плоскости симметрии тележки и между буксами и буксовыми направляющими имеются достаточные продольные зазоры. Устранение этих зазоров значительно уменьшает виляние тележек. От извилистого движения тележек возникают следующие виды колебаний: виляние кузова, боковая качка, поперечный относ и подпрыгивание. Если база вагона $2l_3$ равна длине волны L_T , описываемой центром шкворня тележки, то виляние кузова устраняется, но создаются благоприятные условия для появления значительных колебаний поперечного относ. Явление резонанса для этого вида колебаний возможно тогда, когда период колебания поперечного относ

$$T_{no} = 0,2 \sqrt{\lambda \left(\cos \alpha - \frac{h_0}{b_s} \sin \alpha \right)} \quad \text{равен периоду } T_u = \frac{L_T}{v}.$$

Наибольшие амплитуды колебаний кузова при его вилянии можно ожидать в вагоне с базой $2l_3$, равной половине длины волны L_T , описываемой шкворнем тележки, и равенстве периодов T_7 [формула (392)] и $T_u = \frac{L_T}{v}$.

9. ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ВАГОНОВ

Рельсовые стыки, расположенные друг против друга, вызывают только вертикальные колебания (подпрыгивание и галопирование) движущихся вагонов.

Повышение и понижение колёсной пары на Δh от мгновенного толчка изменяет нагрузку на шейки оси на величину $\pm \Delta P$ (фиг. 294), которая равна

$$\Delta P = \sum j \Delta z,$$

где $\sum j$ — суммарная жёсткость рессор рассматриваемой колёсной пары (фиг. 294);

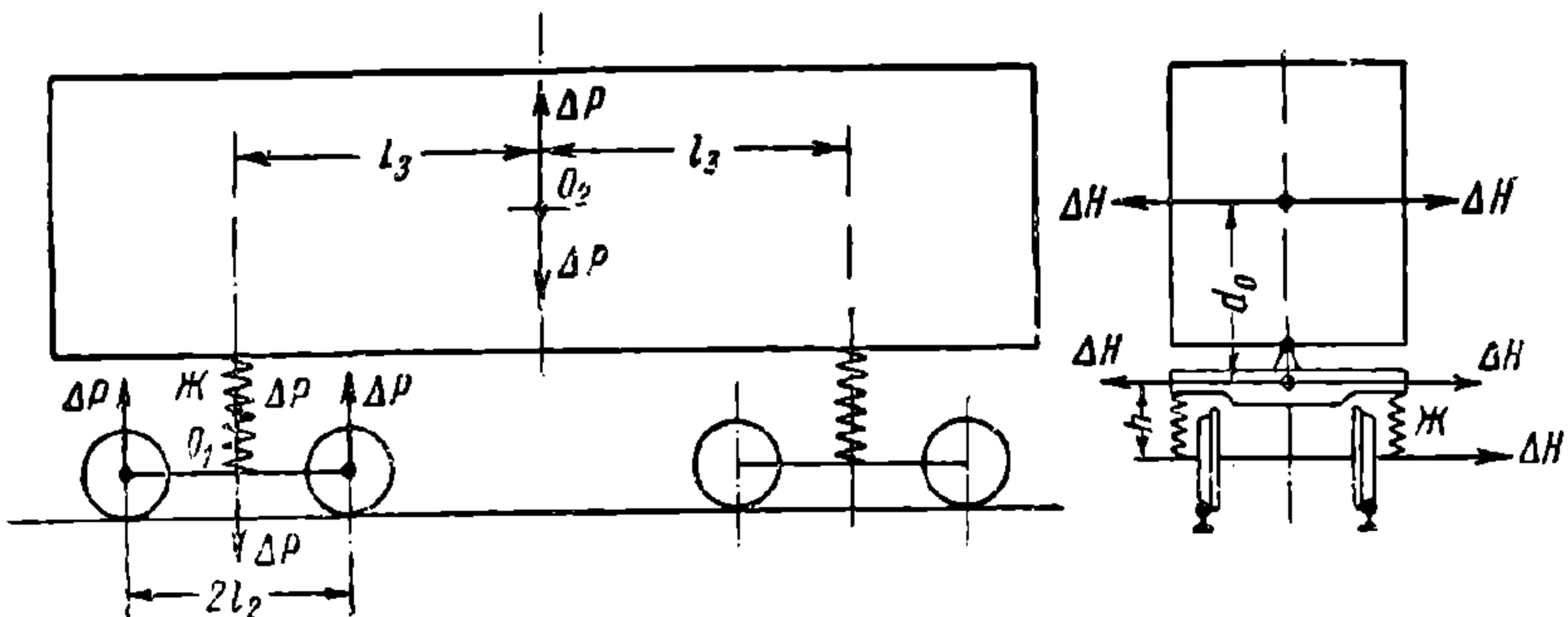
Δz — изменение прогиба рессор.

Изменение нагрузки на ось вызывает подпрыгивание и галопирование как тележек вагона, так и его кузова, в чём легко убедиться из следующего. Под влиянием ударов на стыках первая колёсная пара через рессоры передаёт раме тележки и кузову вагона некоторое усилие ΔP . Приложив в центрах тяжести O_1 и O_2 тележки и кузова вагона по две равных и прямо противоположных силы $\pm \Delta P$, получаем силы ΔP , направленные вверх и вызывающие подпрыгивание, а также моменты от пары сил $\Delta P l_2$ и $\Delta P l_3$, вращающие надрессорные части тележки и кузова. При

прохождении стыка второй колёсной парой снова появляются силы ΔP и моменты от пары сил ΔPl_2 и ΔPl_3 .

Поперечные горизонтальные силы ΔH , приложенные к колёсным парам, создают моменты ΔHl_2 , ΔHh_1 , ΔHl_3 и ΔHd_0 , которые вызывают виляние, боковой отход и боковую качку тележки и кузова.

От толчков на стыках, как было указано, обрессоренные части вагона приходят в колебательное движение. Если до удара на следующем стыке колебания не затухают, то все толчки, действующие через промежутки времени T_0 , равные одному или двум периодам собственных колебаний обрессоренных частей вагона ($T_c = T_0$ или $2T_c = T_0$), могут создать благоприятные условия для появления резонанса. В этом случае возможно возрастание амплитуд колебаний до опасных размеров и возникновение сильных толчков, вызывающих иногда изломы рессор или рам тележек.



Фиг. 294. К вопросу о вынужденных колебаниях вагонов

Наиболее сильные колебания возникают тогда, когда $T_c = T_0$.

Если $T_0 = 1,5 T_c$, то свободные колебания быстро затухают, а при $T_0 \geq 2,5 T_c$ влияние рельсовых стыков практически становится незаметным.

Особенно неблагоприятные условия для плавности хода могут возникать при критической скорости $v_{кр}$ или $\frac{v_{кр}}{2}$ у вагонов с короткой базой, когда

амплитуды колебательных движений обрессоренных частей от ударов на стыках колёсных пар первой тележки суммируются с амплитудами того же знака, возникающими от ударов на стыках колёсных пар второй тележки.

На фиг. 295 построены кривые нарастания амплитуд (без учёта влияния трения) для грузовой тележки с пятипружинным рессорным комплектом во время подпрыгивания хоппера и гондолы, движущихся в диапазоне $\frac{v_{кр}}{2} =$

$= 65 \div 75$ км/ч.

В результате сложения движений наблюдается быстрое увеличение амплитуд вертикальных колебаний хоппера, в то время как в гондоле амплитуды почти не изменяются. Теоретические кривые подтверждаются осциллограммами, снятыми при испытании хопперов и гондол в 1942 г.

Быстрое нарастание амплитуд вертикальных колебаний наблюдается и в тех случаях, когда вагон имеет базу $2l_3$, равную длине рельса L_p , и движется с критической скоростью. У такого вагона первая и третья, а затем вторая и четвёртая колёсные пары одновременно проходят через рельсовые стыки, вследствие чего интенсивность толчков увеличивается вдвое. Наличие ползунов на колесе вагона не только ухудшает плавность хода вагона, но и резко повышает напряжения в рельсах.

Опыты, произведённые с колесом вагона хоппера, имевшим ползун глубиной 1,3 мм, показали, что при скоростях 16—96 км/ч напряжения в рельсах увеличиваются почти в два раза по сравнению с правильно обточенным колесом. Ползуны глубиной более 3 мм могут вызвать излом рельсов или образовать глубокие выбоины на головках рельсов.

Эксцентричные колёсные пары также неблагоприятно воздействуют на плавность хода.

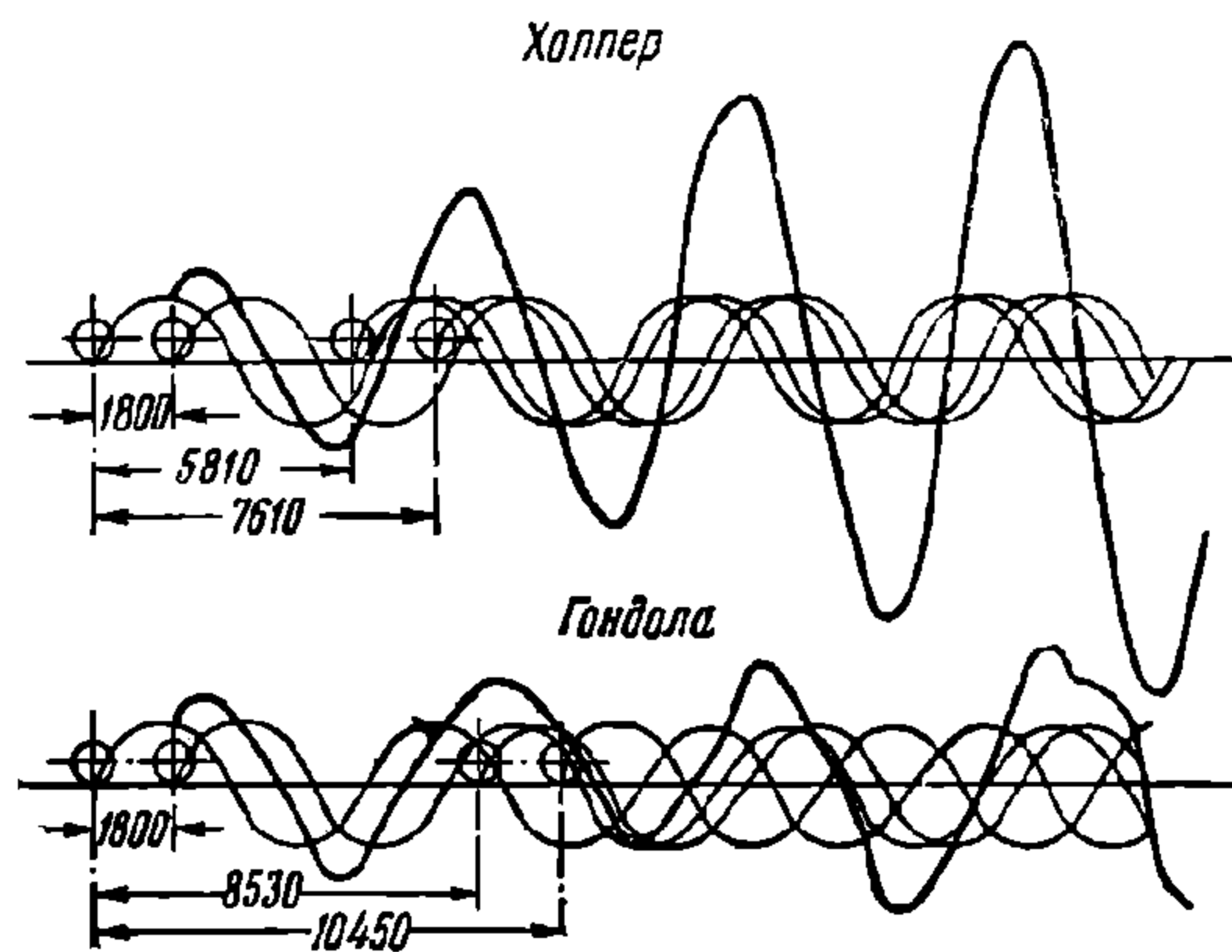
Во время качения эксцентричной колёсной пары центр её шейки описывает кривую, близкую к синусоиде (трохоиду), вследствие чего могут возрасти амплитуды колебаний обрессоренных частей кузова и тележек.

В диапазоне эксплуатационных скоростей поездов частота колебаний, создаваемых эксцентричной колёсной парой, значительно выше частоты собственных колебаний обрессоренных частей пассажирских вагонов, поэтому эксцентричность колёсных пар не оказывает заметного воздействия на вынужденные колебания рессор.

Однако при критических скоростях, когда число оборотов колеса совпадает с частотой вибраций кузова, может возникнуть явление резонанса кузова.

Явление резонанса кузова достигает иногда такой силы, что продолжительное пребывание в этом вагоне делается невозможным. Ускорения, измеренные при испытаниях на полу в середине вагона, достигали $\pm 4,5 \text{ м/сек}^2$.

Частота вибраций кузова металлических вагонов длиной 23,6 м составляет 15 гц, поэтому скорость, при которой возможно появление резонанса для колёс с диаметром $D = 1,05 \text{ м}$, равна $3,6 \pi D \cdot 15 = 180 \text{ км/ч}$; также опасными являются скорости 90 и 60 км/ч.



Фиг. 295. Графики колебаний вагонов

Явление резонанса кузова можно устранить путём замены эксцентричных колёсных пар точно обточенными

Овальность шейки оси или бандажа, а также неравномерная нагрузка на рессоры являются причинами нарушения плавности хода вагона. Если нельзя получить одинаковых нагрузок на рессоры, то следует выбирать вертикальные люлочные подвески и рессоры, у которых жёсткости пропорциональны их нагрузкам.

Перекосы рам или подпятников всегда сопровождаются заметными ухудшениями ходовых качеств вагонов. В этом случае уравниванием кузова и заменой рессор нельзя исправить дефекты хода, а следует устранить перекосы.

10. КРИТЕРИИ ПЛАВНОСТИ ХОДА ВАГОНОВ

Влияние неровностей пути и различных неисправностей в ходовых частях на прочность обрессоренных и необрессоренных деталей вагона, как указывалось выше, оценивается величиной коэффициента динамической надбавки k_d . Другим общепринятым критерием является коэффициент динамики, определяющий отношение максимальной нагрузки, возникающей при движении вагона, к статической нагрузке.

В настоящем параграфе плавность хода вагонов рассматривается только с точки зрения физиологического воздействия ускорений и частот колебаний на организм человека.

Спокойствие хода грузовых вагонов особенно необходимо для перевозки в них на дальние расстояния живности, хрупких грузов и пребывания в поезде обслуживающей бригады. Многолетним опытом эксплуатации грузовых вагонов установлено, что возникающие во время хода вагона вертикальные удары не оказывают вредного воздействия даже на такие

грузы, как гончарные изделия, стекло и т. п., если под влиянием толчков изменение вертикального давления на рессорное подвешивание не превышает $\pm 25\%$ от статической нагрузки.

Плавность хода пассажирских тележек является одним из главных факторов, обеспечивающих удобства для пассажиров.

В настоящее время в связи с появлением новых типов вагонов, возрастанием скорости движения и увеличением веса пассажирских поездов проблема спокойствия хода приобретает особенно важное значение. Поэтому плавность хода пассажирских поездов давно является объектом обширных теоретических и экспериментальных исследований.

Опыт показывает, что человек не чувствителен к равномерному движению в каком-угодно направлении, лишь бы строго сохранялась полная параллельность положения. Развиваемые при движении ускорения, вызывающие изменения относительного положения частей тела человека, являются главными причинами его утомления.

Исследования физиологического влияния толчков и колебаний на организм человека проводились применительно к условиям, часто встречающимся в вагонах.

Эти исследования показали, что чем меньше частота колебаний, тем большие амплитуды может переносить человек. При амплитудах менее 0,002 см и высоких частотах на изменение ощущений человека оказывает влияние скорость колебания. При амплитудах больше 0,002 см на ощущение человека оказывают сильное влияние ускорения.

Интересно отметить характер восприятия человеком колебаний, наблюдавшихся во время испытаний. У людей, находившихся в вертикальном или горизонтальном положениях, при частотах колебаний свыше 8 гц неприятное ощущение возникало прежде всего в виде головной боли. Колебания с частотами от 4 до 8 гц вызывают неприятные ощущения в области желудка (тошнота).

Наблюдения показывают, что пассажир, сидящий на мягком диване, легче переносит колебания вагона по сравнению с пассажиром, сидящим на жесткой скамье, так как мягкий диван уменьшает ускорения, передаваемые от вагона к пассажиру.

На мягком диване пассажир хорошо переносит колебания с частотами 3—8 гц при ускорениях 0,76—1,20 м/сек². Ускорения выше указанных являются беспокоящими. При жестком сидении ускорения 0,76—1,20 м/сек² допускаются только для частот, меньших 3—4 гц. С увеличением частоты верхний предел допустимых ускорений резко снижается. Например, при частоте, равной 6 гц, ускорения свыше 0,24 м/сек² являются беспокоящими.

Во время испытаний вагонов было установлено, что при скоростях около 90 км/ч вертикальные ускорения в середине пассажирского вагона иногда достигают 2,2—4 м/сек², а горизонтальные 2,5—5,1 м/сек².

Величиной, характеризующей спокойствие хода, может служить третья производная от перемещения по времени или производная ускорения кузова вагона по времени, т. е. $z''' = j'$. Умножая данное выражение на массу кузова m_3 и заменяя произведение $m_3 j'$ через силу F , получаем

$$m_3 z''' = F',$$

откуда

$$z''' = \frac{1}{m_3} F' \quad (398)$$

Полученное выражение показывает, что величина z''' характеризует скорость изменения силы во времени.

Быстрое возрастание силы F или $m_3 j'$ вызывает ощущение толчка.

Проведенные в последние годы экспериментальные исследования физиологического влияния синусоидальных колебаний с различными постоянными амплитудами и частотами на организм человека показали,

что для оценки влияния ходовых качеств вагона на утомляемость пассажиров может быть рекомендован следующий показатель

$$C_{ni} = 2,7 a^{0,3} N^{0,5}, \quad (399)$$

где a — амплитуда колебаний в см;

N — частота колебаний в гц.

При записи ускорений акселерометрами в формуле амплитуду перемещения a можно заменить амплитудой ускорений j .

При синусоидальных колебаниях амплитуда ускорений $j = ak^2$, где k — круговая частота ($k = 2\pi N$), поэтому $a = \frac{j}{4\pi^2 N^2}$. Подставляя в формулу (399) вместо a значение $j: 4\pi^2 N^2$, получаем

$$G_{ni} = \frac{2,7 j^{0,3}}{(4\pi^2)^{0,3} N^{0,1}} = 0,9 \sqrt[10]{\frac{j^3}{N}} \quad (400)$$

Для определения показателей спокойствия хода при колебаниях с постоянной частотой, но с переменной амплитудой научно-исследовательское бюро Министерства транспортного машиностроения (НИБ-МТрМ) на основании теоретических и экспериментальных исследований предложило формулу

$$C_i = \sqrt[10]{C_{1i}^{10} n_{1i} + C_{2i}^{10} n_{2i} + C_{3i}^{10} n_{3i} + \dots + C_{ni}^{10} n_{ni}}, \quad (401)$$

где G_{ni} — показатели, вычисленные для каждой группы одинаковых амплитуд в предположении 100%-ной повторяемости их по формуле

$$G_{ni} = 0,9 \sqrt[10]{\frac{j_{ni}^3}{N_i}}; \quad (402)$$

$n_{1i}, n_{2i}, \dots, n_{ni}$ — повторяемости одинаковых амплитуд, определяемые отношением числа амплитуд данной величины к общему числу амплитуд, учитываемых на рассматриваемом участке, т. е.

$$n_{1i} + n_{2i} + n_{3i} + \dots + n_{ni} = 1.$$

В случае наложения колебаний, имеющих разные частоты, для каждой слагаемой этих колебаний показатель G_i определяется по формуле (401).

Суммарный показатель спокойствия хода для колебаний одного направления (вертикального или горизонтального) определяется по формуле

$$C_\Sigma = \sqrt[10]{\left(C_1^{\frac{10}{3}} + C_{11}^{\frac{10}{3}} + \dots + C_i^{\frac{10}{3}}\right)^3} \quad (403)$$

В формулах обозначено:

j_{ni} — амплитуда ускорений одной из слагаемых наложенных колебаний в см/сек²;

n_{ni} — повторяемость амплитуды ускорений, равная отношению количества амплитуд величиной j_{ni} к общему количеству амплитуд в каждой слагаемой наложенного колебания;

N_i — частота каждой слагаемой наложенного колебания в гц;

C_{ni} — показатель для синусоидальных колебаний с постоянной амплитудой;

C_i — показатель для каждой слагаемой наложенных колебаний, имеющих постоянную частоту N_i и переменные амплитуды;

C_Σ — суммарный показатель спокойствия хода для колебаний одного направления (вертикального или горизонтального).

Численные значения показателя, оценивающего спокойствие хода вагона с точки зрения утомляемости пассажиров, могут быть рекомендованы следующими:

очень хороший ход	$C_{\Sigma} = 1$
хороший ход	$C_{\Sigma} = 2$
удовлетворительный ход	$C_{\Sigma} = 3$ (предел для пассажирских вагонов)
допустимый ход	$C_{\Sigma} = 4$ (предел для грузовых вагонов)
опасный ход	$C_{\Sigma} = 5$

Суммарный показатель устанавливается по записям ускорений раздельно для вертикальных и горизонтальных колебаний.

11. РЕЗУЛЬТАТЫ СРАВНИТЕЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ ТЕЛЕЖЕК

В 1937 г. на экспериментальном кольце ЦНИИ проводились испытания тележек пассажирских вагонов. Этим испытаниям подвергались тележки: 1) Фетте, 2) с одинарными продольными балансирами, 3) тройного подвешивания, 4) безбалансирная завода им. Егорова и 5) безлюлечная системы Ханина.

Тележки сравнивались между собой по величине амплитуд и частоте вертикальных и горизонтальных колебаний, по величине ускорений и динамической перегрузки ходовых частей.

Лучшими по плавности хода оказались тележка Фетте, затем безбалансирная завода им. Егорова, тройного подвешивания, с одинарными продольными балансирами и, наконец, системы Ханина.

При скоростях поезда около 90 км/ч максимальные вертикальные ускорения, измеренные в середине вагона, достигали 2,2—4,1 м/сек².

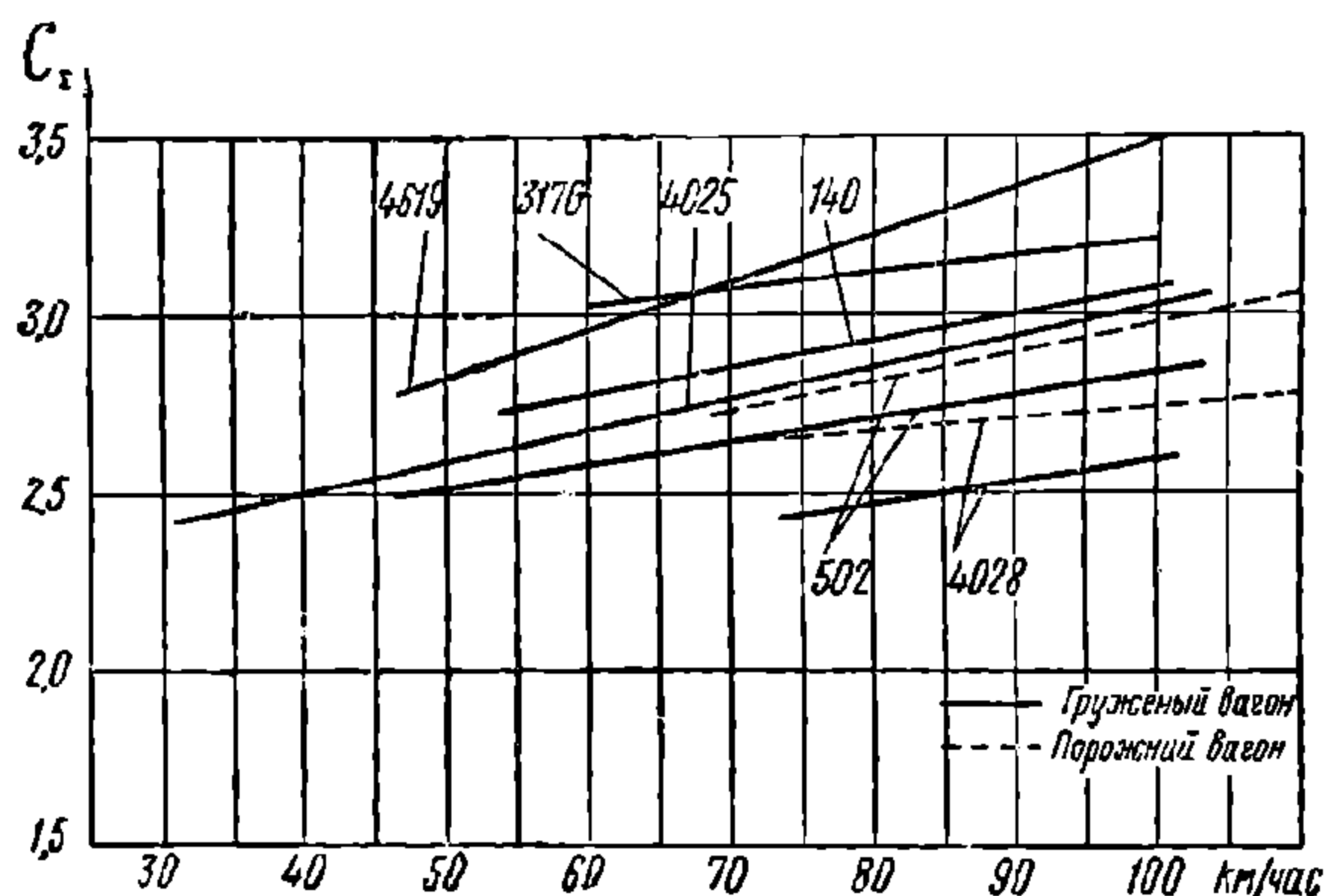
Более широкими были испытания 1947—1948 гг. Во время этих испытаний осуществлена непрерывная запись ускорений на ленте осциллографа и фиксировались деформации рессор. Для записи деформаций рессор использовались электрические прогибомеры, показания которых также регистрировались осциллографом.

Испытаниям подвергались тележки пассажирских вагонов длиной 20,2 м, металлических длиной 23,6 м, а также грузовых вагонов.

Под вагонами длиной 20,2 м впервые испытывались бесчелюстные тележки постройки Калининского завода и тележки системы Ханина (постройки 1941 г.) с увеличенным статическим прогибом и уменьшенным количеством трения.

Для сопоставления с тележками новых типов в испытания были включены тележки ЦВТК и тележки металлического вагона длиной 25 м с рессорным подвешиванием типа Фетте.

Под металлическими вагонами длиной 23,6 м были испытаны тележки серийной постройки и несколько улучшенные за счёт более рационального



Фиг. 296. Показатели плавности хода вагонов

подбора жёсткости рессор, а также тележки с центральным подвешиванием системы Ханина с четырьмя и пятью пружинами в комплекте. Углы наклона клиньев к вертикали в тележках Ханина равнялись 45° и 2° .

В табл. 29 приведены параметры рессорного подвешивания тележек пассажирских вагонов.

Т а б л и ц а 29

№ вагонов	Тип вагона и тележки	Средний статический прогиб в см	Средняя жёсткость, в кг/см	Коэффициент относительного трения
4029	Металлический вагон, тележки серийной постройки	13,8	827	0,065
502	Металлический вагон, тележки с улучшенным рессорным подвешиванием	14,5	770	0,054
4025	Металлический вагон, тележки с пятипружинным центральным подвешиванием и клиновым амортизатором системы Ханина	13,0	838	0,03
4028	Металлический вагон, тележки с четырёхпружинным, центральным подвешиванием и клиновым амортизатором системы Ханина	16,6	660	0,033
140	Вагон длиной 20,2 м, тележки ЦВТК	12,0	732	0,085
3176	Вагон длиной 20,2 м, тележки бесчелюстные	13,8	656	0,136*
4619	Вагон длиной 20,2 м, тележки с центральным рессорным подвешиванием, состоящим из шести конических пружин, и клиновыми амортизаторами системы Ханина	11,0	842	0,083

Испытания производились на прямых и на кривых ($R = 480$ м) участках пути при скоростях 40—110 км/ч. Состояние пути на опытном участке оценивалось как отличное.

Изменение показателей плавности хода в вертикальном направлении в зависимости от скорости движения для шести пассажирских вагонов, проходивших испытания, показаны графически на фиг. 296. Показатели плавности хода определялись по формулам (401) — (403) на основании данных, полученных при обработке осциллограмм, снятых во время испытаний.

Согласно графику тележки пассажирских вагонов имеют показатели плавности хода 2,5—3,5 в зависимости от типа рессорного подвешивания и скорости движения.

Все испытанные металлические вагоны имеют лучшее качество хода, чем вагоны с деревянными кузовами.

Металлический вагон № 502 с рессорами, у которых жёсткость пропорциональна их нагрузке, имеет наилучшие ходовые качества.

Вагоны № 4025 и 4028 с тележками, имеющими центральное подвешивание конструкции Ханина, обладают лучшими показателями вертикальной плавности хода, но устойчивость кузова у них недостаточная.

Тележки также с центральным подвешиванием конструкции инж. Ханина (вагон № 4619) имеют наихудшую плавность хода, но обеспечивают достаточную устойчивость кузова.

Бесчелюстные тележки (вагон № 3176) создают заметное влияние кузова вагона и сильно галопируют. Сильное галопирование этих тележек объясняется отсутствием сил трения в надбуксовом рессорном подвешивании.

Тележки ЦВТК и тележки металлического вагона длиной 25 м по плавности хода оказались несколько хуже, чем серийные тележки типовых металлических вагонов (длиною 23,6 м).

* Рессорные листы имели глубокие задиры

Вертикальная динамическая нагрузка (дополнительная), обусловленная неровностями пути, составляла для рессор центрального подвешивания 15% и надбуксового 30% от статической нагрузки. Под влиянием бокового ветра и центробежной силы указанные деформации рессор значительно увеличиваются (в 1,5—2 раза).

Величины деформаций надбуксовых рессор от галопирования указаны в табл. 30.

Таблица 30

№ вагона	4029	502	4025	3176	140	4619
Деформация рессор вследствие галопирования в % от общей динамической деформации	49	38	45	54	0	21

На основании анализа результатов последних и ранее проведённых испытаний для тележек металлических вагонов современной постройки можно рекомендовать следующие параметры: статический прогиб рессор под тарой 160—165 мм; суммарный коэффициент относительного трения 0,035—0,05; база тележки 2,3—2,4 м; вес тележки не более 6,5—7,0 т.

Тележки с такими параметрами будут иметь лучшие ходовые качества, нежели существующие конструкции.

Из тележек грузовых вагонов в 1947—1948 гг. испытаны следующие:

1 — тележка со сборными боковинами, рессорным комплектом из пяти двухрядных пружин;

2 — тележка с литыми боковинами с комбинированным рессорным подвешиванием;

3 — бессвязевая тележка с литыми боковинами с комбинированным рессорным подвешиванием;

4 — канадская тележка с рессорным комплектом из четырёх двухрядных пружин и амортизатором Майнера;

5 — тележка системы Ханина с шестипружинным комплектом переменной жёсткости и клиновыми амортизаторами (наклон клина 50°);

6 — та же тележка, но с углом наклона клина 55°;

7 — тележка системы Ханина с восьмипружинным комплектом переменной гибкости и клиновыми амортизаторами.

Тележки испытывались под крытыми вагонами и хопперами при скоростях 30—100 км/ч.

В табл. 31 приведены параметры рессорного подвешивания тележек грузовых вагонов.

Таблица 31

Тип тележки	1	2	3	4	5	6	7
Тип вагона	Крытый	Крытый и хоппер	Крытый	Крытый	Крытый и хоппер	Крытый	Хоппер
Вес обрессоренных частей вагона в т	66,4	65,2	65,2	66,1	67,2	66,4	66,4
Статический прогиб в мм	17,7	15,4	15,4	17,5	34,0	32,5	—
Коэффициент относительного трения	0,02	0,052	0,052	0,02	0,10	0,047	—

Как показали испытания, тележка 1 с пятипружинным комплектом для скоростей 70 и 100 км/ч обладает наихудшими ходовыми качест-

вами в вертикальном направлении (показатели плавности хода для указанных скоростей 4,76 и 6,3, что соответствует коэффициентам динамики 1,48 и 2,17). Это подвешивание непригодно для эксплуатации вследствие неблагоприятного воздействия на путь и на перевозимые грузы. Во время следования вагонов на этих тележках со скоростями свыше 70 км/ч амплитуды колебаний значительно возрастают.

Тележки 2 и 3 с комбинированным рессорным комплектом, уступая по плавности хода при скоростях до 55 км/ч тележке 1 с пятипружинным комплектом, показали относительно лучшие ходовые качества в вертикальном направлении для скоростей 70—100 км/ч (показатель плавности хода 4,2—5,4, что соответствует коэффициентам динамики 1,4—1,72).

Однако, несмотря на несколько лучшие ходовые качества в вертикальном направлении, эти тележки (особенно 2) имеют неудовлетворительные ходовые качества в горизонтальном поперечном направлении; при тех же скоростях движения показатель плавности хода тележки 2 в горизонтальном направлении равен 4,5—5,6, что соответствует максимальному ускорению 6,0 м/сек².

Для улучшения эластичности тележек в горизонтальном направлении следует изменить конструкцию комбинированного рессорного подвешивания.

Тележки 5, 6 и 7 с рессорным подвешиванием системы Ханина показали наилучшие ходовые качества в вертикальном и горизонтальном поперечном направлениях при скоростях 40—100 км/ч как под полной (52 т), так и под частичной (8 т) нагрузкой вагонов. У этих тележек показатель плавности хода в вертикальном направлении при скоростях движений 70—100 км/ч равен 3,4—3,9 для полностью загруженного и 4,0—4,8 для частично загруженного вагона; коэффициент динамики для гружёного вагона 1,32—1,48. Показатель плавности хода в горизонтальном поперечном направлении для полностью загруженного вагона равен 3,5—3,8. Сравнительно лучшие ходовые качества частично загруженного вагона на этих тележках по сравнению с тележками других типов получены в результате применения рессорного подвешивания переменной жёсткости.

Испытаниями установлено, что наряду с хорошими ходовыми качествами тележки Ханина имели ряд конструктивных недостатков, которые могут быть легко устранены.

Тележка 4 с рессорным комплектом из четырёх двухрядных пружин и одного амортизатора Майнера обладает неудовлетворительными ходовыми качествами, что подтверждает ранее сделанные выводы (стационарные испытания в 1946 г.) о недостаточной мощности и неопределённости характеристики амортизатора Майнера.

Все приведённые показатели и коэффициенты динамики для тележек грузовых и пассажирских вагонов, полученные во время поездок по опытному участку со скоростями до 100 км/ч, примерно соответствуют скоростям до 70 км/ч при следовании поезда по участкам со средним состоянием пути.

На основании последних, а также и ранее проведённых испытаний тележек грузовых вагонов можно сделать следующие выводы.

1. Для обеспечения плавности хода грузовых вагонов в тележках необходимо иметь рессоры переменной жёсткости и по возможности с большим статическим прогибом. При существующих ограничениях высоты сцепных приборов статический прогиб рессорного подвешивания под вагоном с полной нагрузкой следует принимать равным 32—35 мм, а под крытым вагоном при частичной его нагрузке (8,0 т) — не менее 25 мм.

2. Запас прогиба комплекта рессор должен быть не менее 90% от статической стрелы под полной нагрузкой брутто.

3. Необходимо обеспечивать предупреждение появления резонанса, что достигается применением различного рода амортизаторов. Для рессорного подвешивания грузовых тележек коэффициент относительного трения следует выбирать равным 8—10%.

4. Люлечное подвешивание является необязательным, так как фрикционное и упругое воздействие центрального подвешивания (тележки Ханина и обычные тележки с пружинами) смягчает боковые толчки и обеспечивает безопасность движения.

5. Одним из радикальных мероприятий для улучшения хода вагонов является уменьшение необрессоренных масс тележки, что отчасти достигается уменьшением её базы.

6. Интенсивность толчков, возникающих от неровностей пути, зависит от величины отношения обрессоренных и необрессоренных масс тележки.

Наиболее сильные вертикальные толчки, возникающие во время движения грузового вагона, обусловлены подпрыгиванием и галопированием кузова. Вертикальные удары, передаваемые рельсам от тележки с одними пружинами, значительно больше, чем от тележек, оборудованных рессорным подвешиванием с различными типами амортизаторов.

12. БОРЬБА С ШУМОМ В ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНАХ

На самочувствие пассажиров большое влияние оказывает шум, возникающий во время движения вагона. Шум является одной из причин утомляемости пассажиров.

Для измерения шума принята специальная физическая единица фон. В поездах дальнего следования рекомендуется ограничивать уровень громкости шума 60, а в пригородных — 70 фон.

Шумы, наблюдаемые в пассажирском вагоне, можно разделить на две группы: внешние шумы, возникающие вне кузова, и внутренние, создаваемые в кузове вагона.

Главными источниками внешних шумов являются соударение колёсных пар с рельсами, букс с их направляющими и трение в различных узлах тележки. Высокочастотные звуковые колебания от тележки передаются полу вагона и приводят его, а также связанные с ним ограждающие поверхности кузова в колебательные движения высокой частоты, которые всегда сопровождаются появлением шума.

К источникам внутреннего шума относятся вибрации различных деталей внутреннего оборудования кузова вагона.

Вибрации, возникающие в вагонных конструкциях, создают шумы, проникающие в кузов по металлическим деталям и через воздух.

Более благоприятные условия для возникновения и распространения шума имеются в металлических вагонах, где кроме тележки источниками шума является вибрация обшивки стен, потолка и пола кузова. В вагонах с деревянными кузовами источником шума в основном является тележка.

Для устранения шума необходимо уничтожить так называемые акустические мостики между соударяющимися или трущимися частями тележки и между тележкой и кузовом. С этой целью применяются звукоизолирующие материалы — резина, войлок, пробка и т. д. Лучшим изолятором является резина.

Во избежание звукового резонанса следует выбирать изоляционную прокладку такой толщины, чтобы собственная частота её колебаний была меньше нижнего частотного предела слышимости, т. е. меньше 16 гц.

Собственную частоту колебаний резиновой прокладки с расположенной на ней массой вагона можно определить (без учёта сопротивлений) из выражения

$$k = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E_0 g}{ph}} \quad \eta, \text{гц} \quad (404)$$

где E_0 — динамический модуль упругости прокладки в кг/см^2 ;

g — ускорение силы тяжести в см/сек^2 ;

h — толщина прокладки под нагрузкой в см ;

p — удельное давление на прокладку в кг/см^2 ;

НТБ
ДНУЖТ

η — коэффициент формы, т. е. отношения опорной поверхности прокладки к её свободной поверхности.

К свободной поверхности относятся все поверхности, не связанные с металлом и через которые происходит выпучивание резины при деформации.

Наличие отверстий и канавок в прокладке увеличивает свободную поверхность и уменьшает динамический модуль упругости. Для наиболее прочной и твёрдой резины динамический модуль упругости принимается до 150 кг/см^2 , а наибольшее допускаемое удельное давление на резиновую прокладку 25 кг/см^2 .

Толщина прокладок обычно принимается не свыше 25—35 мм.

Для ограждения кузова от проникновения в него всех возникающих в ходовых частях звуковых колебаний резиновые прокладки располагаются между пятником и шкворневой балкой рамы или между подпятником и надрессорной балкой.

Иногда прокладка ставится между пятником и подпятником. Одновременно с постановкой прокладок у пятника применяются прокладки и у скользунов.

Кроме того, резиновые прокладки желательно иметь под балансирами, над пружинами и эллиптическими рессорами, между торцами надрессорной балки и рамой тележки, между буксами и челюстями. В современных пассажирских металлических вагонах железных дорог СССР резиновые прокладки нашли широкое применение.

Возникающий во время движения вагона неприятный шум от вибрации тонкой обшивки кузова можно устранить, если покрыть внутреннюю поверхность металлических листов эластичной смолистой мастикой слоем в 3—5 мм.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА XI

РАМЫ И КУЗОВА ВАГОНОВ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ И ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ УСТРОЙСТВА

Кузов предназначается для размещения в нём перевозимых пассажиров или грузов. Основанием кузова является рама. В пассажирских вагонах и некоторых типах грузовых вагонов постройки прежних лет рама представляет собой самостоятельный элемент и служит для восприятия всех основных усилий, действующих на вагон.

В современных вагонах рама составляет одно целое с кузовом, который также воспринимает на себя основные нагрузки. В этих вагонах раму уже нельзя рассматривать как самостоятельную часть.

В общем случае кузов состоит из рамы, боковых и лобовых стенок, пола, крыши, внутреннего оборудования, дверей, окон, люков, запорных и других механизмов.

По принципу устройства кузова вагонов могут быть разделены на три основных вида:

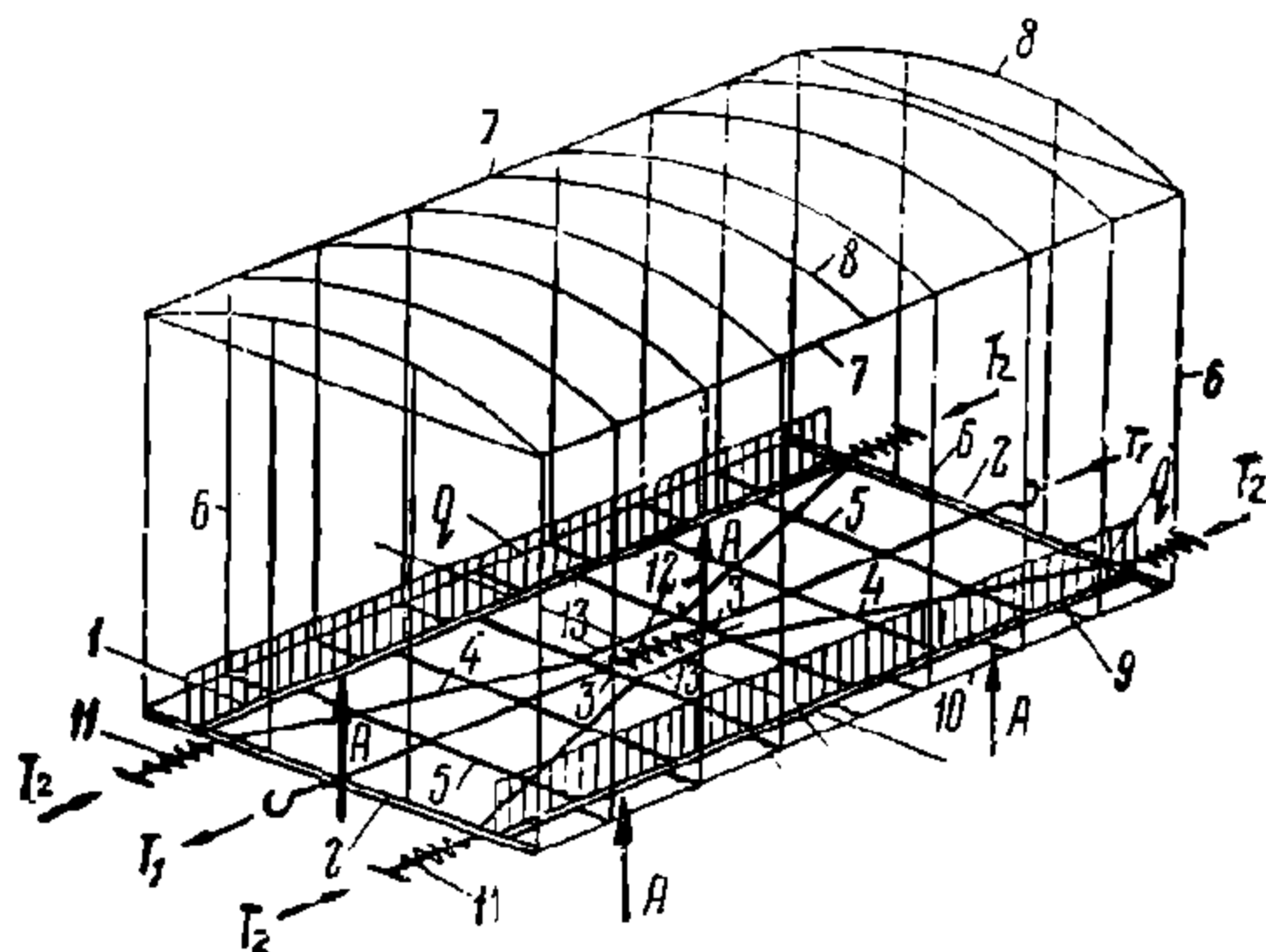
1) кузова с несущей рамой, в которых рама, независимо от кузова в целом, воспринимает все основные нагрузки вагона;

2) кузова с несущими боковыми стенками и рамой; в этом случае боковые стенки жёстко связаны с рамой и воспринимают значительную часть вертикальной, а в некоторых вагонах и продольных нагрузок;

3) цельно несущие кузова; здесь уже не только боковые стенки, но и пол и крыша участвуют в совместном восприятии всех нагрузок, действующих на вагон.

Рамы делятся на две основные группы: рамы нетележечных вагонов и рамы тележечных вагонов. Каждая группа в свою очередь делится на рамы без хребтовых балок и рамы с хребтовыми балками.

Примерная схема кузова нетележечного вагона с несущей рамой без хребтовой балки показана на фиг. 297. В этой схеме вертикальная нагрузка с интенсивностью q передаётся на боковые балки 1, которые опираются на рессоры (на схеме показаны равнодействующие реакций рессорных подвесок A). Продольная ударная нагрузка T_2 через буфера 11 передаётся на буферные брусья 2 и от них на боковые балки. Продольная тяговая нагрузка T_1 от аппарата сквозной упряжи 12 передаётся на поперечные аппаратные брусья 3 и от них через продольные аппаратные брусья



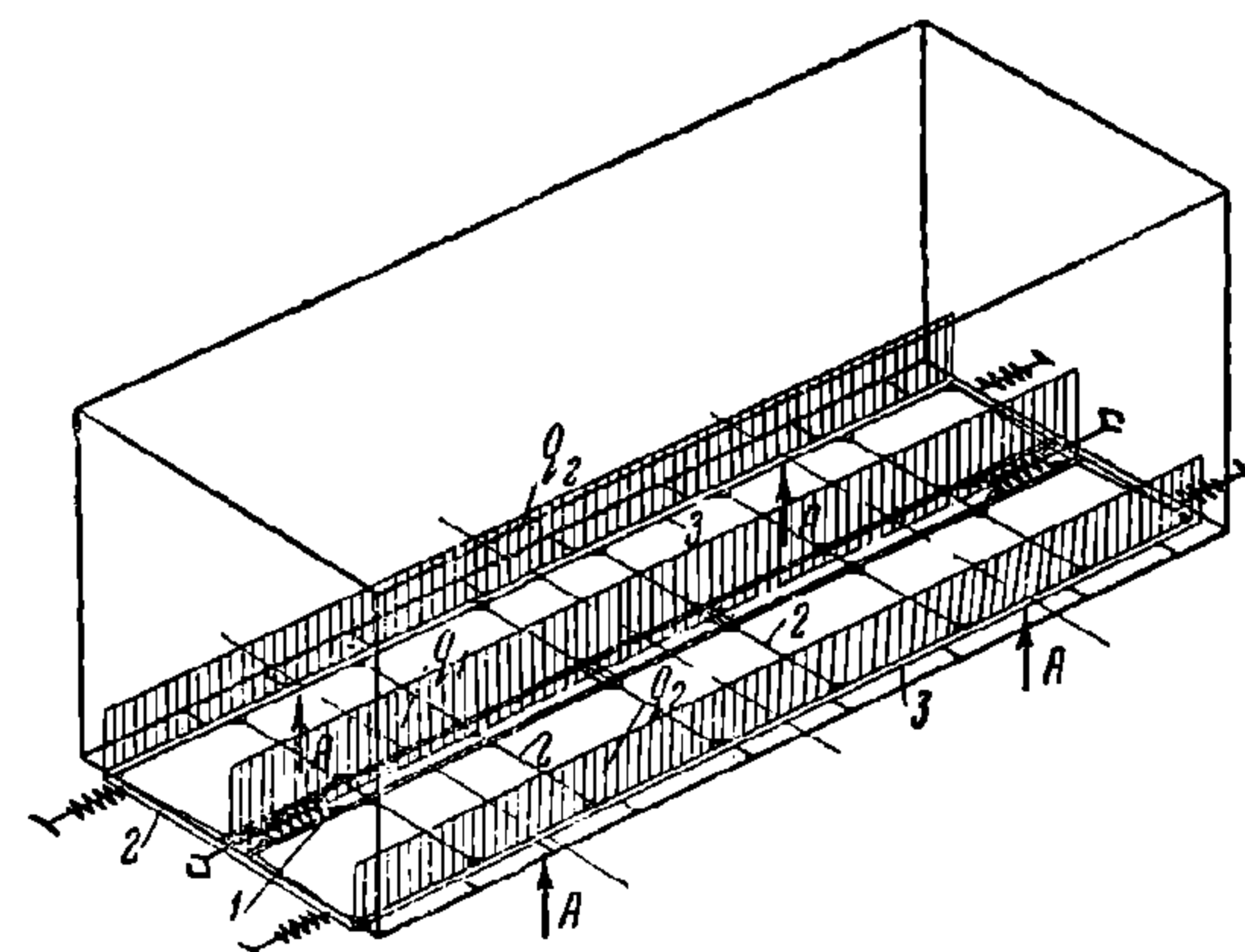
Фиг. 297. Схема кузова нетележечного вагона с несущей рамой без хребтовой балки

13 и диагональные 4 — на остальные элементы рамы. Наиболее нагруженными оказываются боковые балки, подвергающиеся главным образом изгибу в вертикальной плоскости и сжатию. Ударные усилия, достигающие значительной величины, сильно нагружают буферные бруссы, изгибая их в горизонтальной плоскости. Диагональная жёсткость рамы обеспечивается узлами соединения продольных балок с буферными бруссами и диагональными бруссами, к которым прикреплён деревянный настил пола. Боковые балки связываются между собой промежуточными поперечными балками 5, которые одновременно подкрепляют диагональные бруссы, а в тормозных вагонах служат для подвески тормозного оборудования. Боковые и лобовые стенки кузова прикрепляются к раме через ряд стоек 6, верхние концы которых связываются между собой верхними обвязочными бруссами 7 и крышевыми дугами 8.

Расстояние между боковыми балками рамы обусловлено положением плоскостей подвешивания кузова на рессорах. Плоскости подвешивания в нетеле-

жечных вагонах проходят через середины шеек оси колёсной пары, расстояние между которыми меньше ширины кузова, ограниченной габаритом. Поэтому прикрепление стоек боковых стенок к раме осуществляется специальными кронштейнами 9.

Продольные балки рамы изготавливаются из стального проката — швеллеров. Полки швеллеров располагаются горизонтально в наружные стороны рамы. Расстояние между швеллерами зависит от положения приклёпанных к их нижним полкам кронштейнов рессорных подвесок. В существующих кон-



Фиг. 298. Схема кузова нетележечного вагона с несущей рамой, имеющей хребтовую балку

струкциях нетележечных вагонов это расстояние обычно равно 2 024 мм, а расстояние между плоскостями подвешивания — 2 114 мм.

Особое внимание уделяется надёжности прикрепления стоек к раме, так как этими узлами воспринимаются инерционные усилия, действующие на верхнюю часть кузова и стремящиеся вызвать перекос последнего. Кроме того, при прочном закреплении стойки лучше противодействуют усилиям распора, возникающим при загрузке вагона сыпучими грузами.

Места соединения стоек с кронштейнами связываются в продольном направлении нижним обвязочным угольником 10, что увеличивает жёсткость каркаса и облегчает укрепление обшивки стенок и настила пола.

Настил пола делается из досок, которые укладываются поперёк рамы.

В грузовых вагонах стенки и крыша обшиваются досками, которые обычно укладываются горизонтально, вдоль каркаса и способствуют предохранению кузова от перекосов. В пассажирских вагонах (с кузовами этого вида) каркас боковых и лобовых стенок усиливается раскосами и обшивается досками с наружной и внутренней сторон; стенки снаружи кузова в большинстве случаев покрываются тонкими стальными листами, а крыша — кровельной сталью.

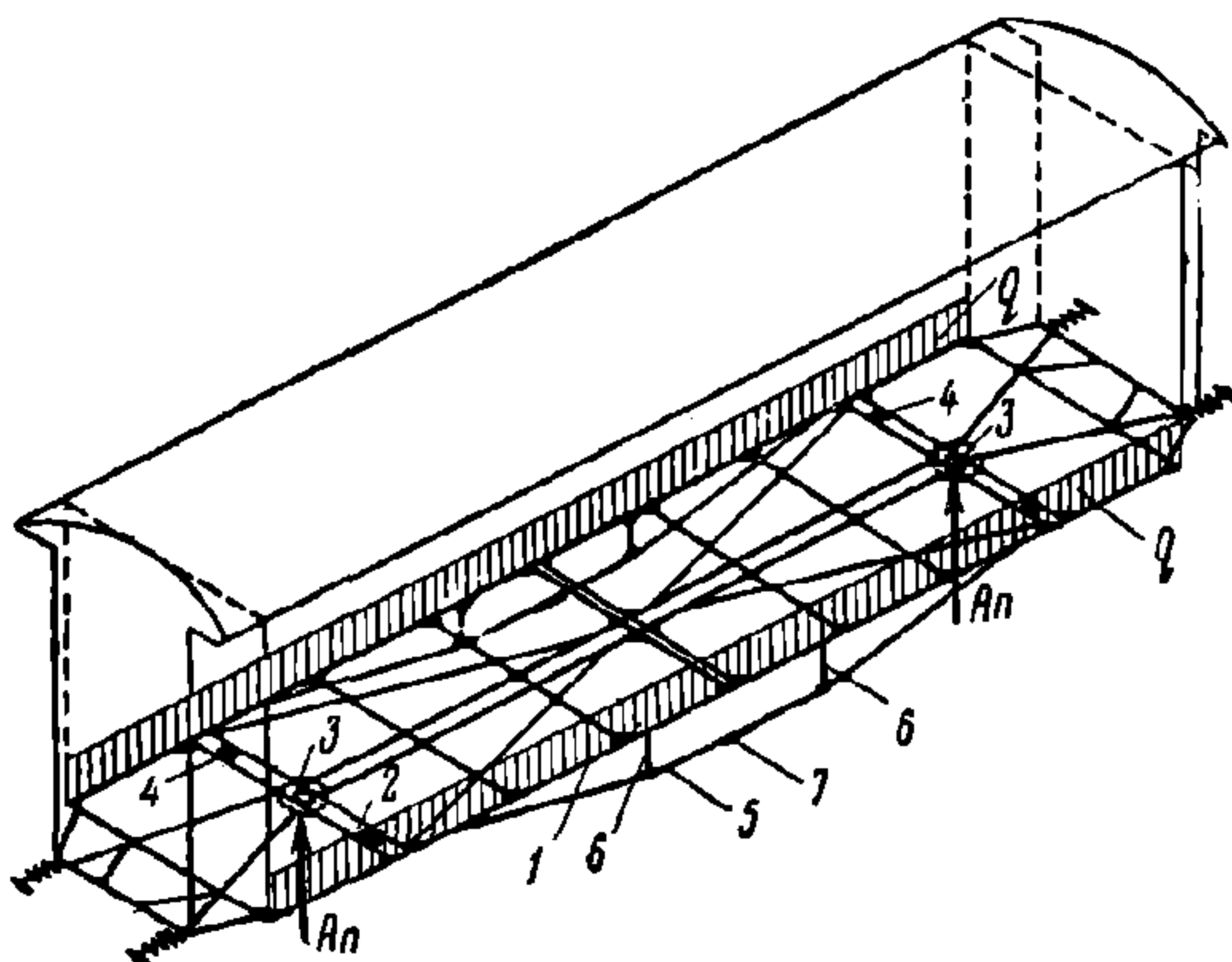
Рассмотренная схема рамы осуществлена в крытом вагоне грузоподъёмностью 16,5–18 т и платформе грузоподъёмностью 16,5 т. В последней боковые балки усилены шпренгелями. Кроме того, имеется небольшое количество пассажирских вагонов с подобными кузовами.

На фиг. 298 показана схема кузова нетележечного вагона с несущей рамой, имеющей хребтовую балку. Здесь большая часть вертикальной нагрузки воспринимается хребтовой балкой 1 и через поперечные 2 передаётся на боковые балки 3. Тяговые и ударные усилия

от автосцепки передаются непосредственно на хребтовую балку. Ударные усилия могут передаваться и через буфера на все балки рамы. Диагональная жёсткость обеспечивается узлами соединения продольных и поперечных элементов рамы. Схема каркаса боковых стенок и крыши подобна рассмотренной выше.

По такой схеме выполнен каркас кузова крытого двухосного вагона грузоподъёмностью 20 т. Аналогичную схему имеют рамы платформы грузоподъёмностью 20 т, двухосного пассажирского вагона длиной 14 м и некоторых других вагонов (изотермических, цистерн).

В отличие от рассмотренных нетележечных конструкций, в которых опорами кузова являются рессорные кронштейны, укрепленные на боковых балках, кузов тележечного вагона имеет две главные точки опоры — пятники, расположенные на продольной оси вагона. Основная вертикальная нагрузка воспринимается продольными элементами рамы и передаётся на поперечную шкворневую балку, расположенную над пятником параллельно буферному брусу. В первых вагонах этого типа хребтовая балка отсутствовала.

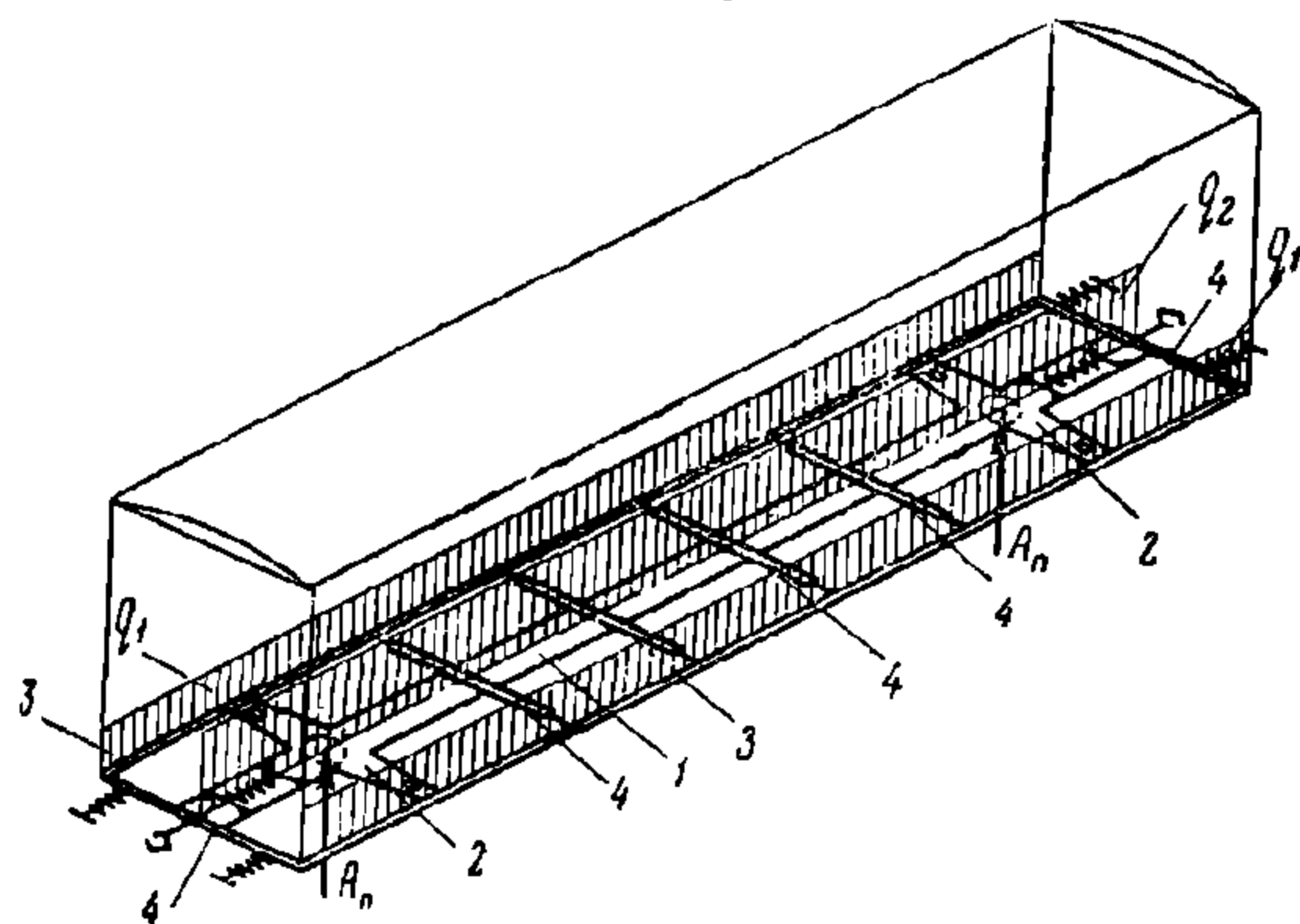


Фиг. 299. Схема кузова тележечного вагона с несущей рамой без хребтовой балки

Типовая схема кузова тележечного вагона с несущей рамой без хребтовой балки показана на фиг. 299. Кузова этого вида сохранились только в пассажирских вагонах старой конструкции. Основная вертикальная нагрузка, составляемая для пассажирского вагона главным образом собственным весом конструкции (вес пассажиров сравнительно мал), воспринимается преимущественно боковыми балками 1 и от них через шкворневые балки 2 и другие элементы рамы передаётся на пятники 3 (A_n — реакция пятника).

Вследствие большого пролёта между шкворневыми балками (10—14 м) боковые балки 1 усиливаются двухколоночными шпренгелями. Шпренгель состоит из струны 5, стоек 6 и стяжной гайки 7.

Эффективность шпренгельного усиления зависит от первоначальной затяжки струны. Слабо затянутый шпренгель не усиливает балку, а перетянутый может создать в ней опасные начальные напряжения. В эксплуатации шпренгели требуют



Фиг. 300. Схема кузова тележечного вагона с несущей рамой, имеющей хребтовую балку

постоянного наблюдения вследствие возможного ослабления затяжки. Поэтому этот вид усиления применяется главным образом в пассажирских вагонах.

От поперечного опрокидывания кузовов предохраняется двумя парами боковых скользунов 4, расположенных на шкворневых балках по обе стороны пятников. Продольные нагрузки воспринимаются всеми элементами рамы, кроме шпренгелей.

Кузов тележечного вагона с несущей рамой, имеющей хребтовую балку (фиг. 300), отличается от предыдущего конструкцией рамы и распределением нагрузки между её элементами.

В грузовых вагонах с кузовами этого вида часть вертикальной нагрузки (с интенсивностью q_2), приходящаяся на хребтовую балку 1, передаётся непосредственно на пятники и частично, через поперечные элементы 4, на боковые балки 3, а от них на шкворневые 2: В пассажирских вагонах при ослаблении шпренгелей возможно обратное явление, когда боковые балки через поперечные передают часть нагрузки на хребтовую балку.

Такая схема кузова осуществлена в большинстве четырёхосных пассажирских, части изотермических вагонов и четырёхосных платформах. Каркас верхней части кузова изготавливается из дерева. Он имеет нижнюю обвязочную раму, к которой присоединяются стойки и раскосы стенок. В качестве примера рассмотрим устройство металлической клёпаной рамы (фиг. 301) четырёхосного пассажирского вагона длиной 20,2 м. Все балки рамы, кроме буферного бруса, выполнены из швеллеров № 26 ($260 \times 90 \times 10$ мм). Хребтовая балка 1 образуются двумя швеллерами, причём в средней части рамы они обращены полками внутрь, а в консольных (за пределами шкворневых балок) полками наружу. Последнее необходимо для установки упряжных приборов. Шкворневая балка 2 состоит из двух швеллеров и усиливается листовыми накладками толщиной 10 мм. Поперечные балки 3 делаются разрезными для пропуска швеллеров хребтовой балки, которые в этих местах связываются между собой диафрагмами 4. Узлы пересечения поперечных и хребтовых балок усиливаются накладками 5 сечением 250×8 мм. Струна 7 шпренгеля делается круглого сечения диаметром 45—55 мм. Для регулировки натяжения шпренгеля служит стяжная гайка 8. Участки боковых балок 6 за пределами шпренгелей усиливаются швеллерами 9, которые по концам служат для образования тамбурной площадки.

Буферные брусья 10 состоят из лобовых, верхних и нижних горизонтальных листов толщиной 10—12 мм. Для установки буферов лобовой лист делается более высоким, чем швеллеры продольных балок. Последние в концевых частях наращиваются до высоты сечения 300 мм.

Начиная с 1931 г. рамы подобного типа изготавливались со сквозной хребтовой балкой и соответственно с разрезными шкворневыми балками; все соединения выполнялись сваркой.

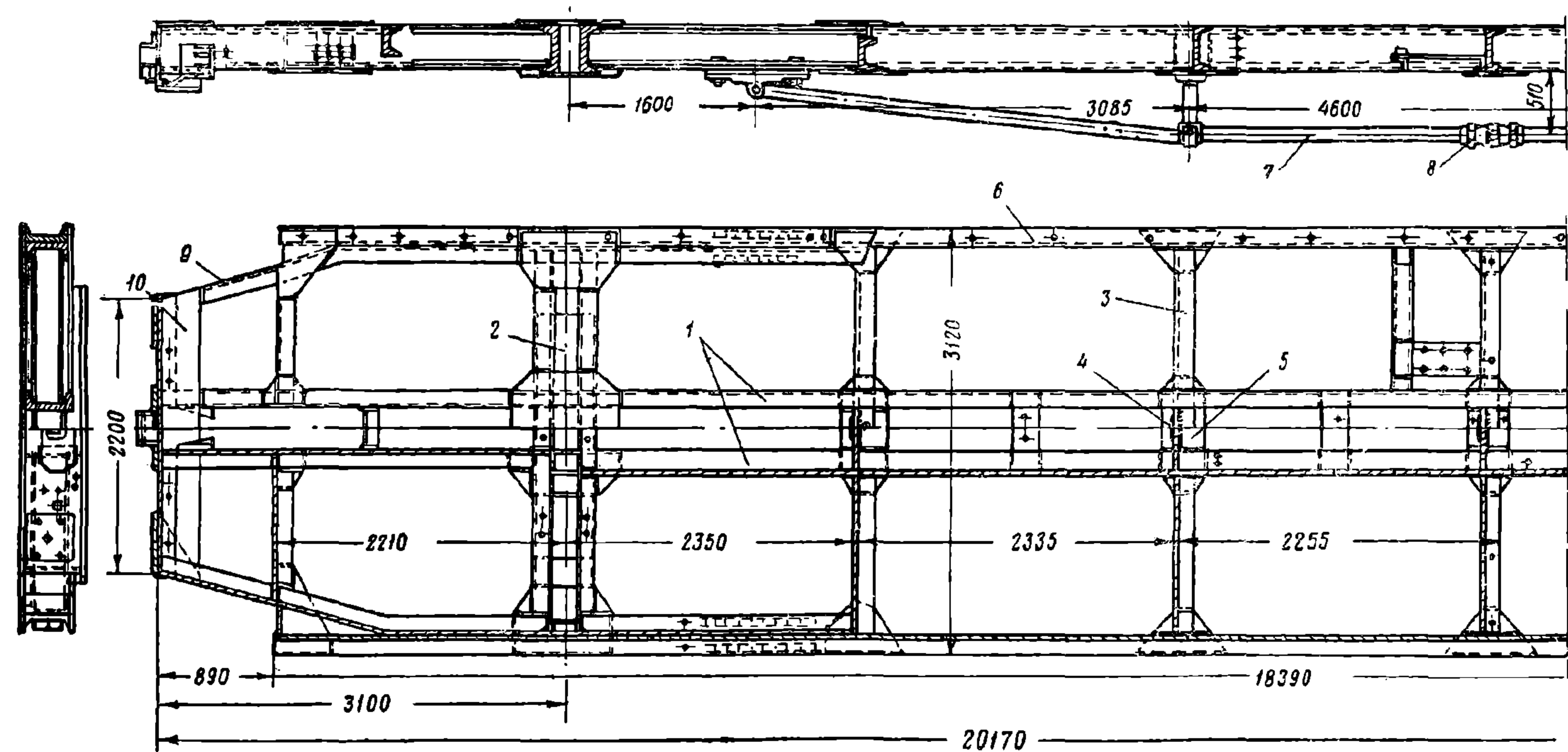
На фиг. 302 показана схема каркаса кузова тележного вагона с несущими боковыми стенками. Каркас боковой стенки представляет собой раскосно-стоечную ферму, которая состоит из стоек 1, раскосов 2, нижнего пояса 3 (боковая балка) и верхнего пояса 4 (верхняя обвязка).

Такая конструкция хорошо воспринимает вертикальную нагрузку и предохраняет кузов от перекосов. Целесообразное использование боковых ферм достигается совмещением их нижних узлов с концами поперечных элементов рамы. Продольная нагрузка воспринимается преимущественно хребтовой балкой. Кроме того, часть этой нагрузки через шкворневые балки и буферные брусья передаётся от хребтовой на боковые балки. Ферма боковой стенки этих усилий не воспринимает вследствие относительно малой жёсткости стоек и раскосов.

Боковые фермы в верхней части связываются между собой крышевыми дугами 5, а по концам лобовыми стенками. Каркас лобовых стенок состоит из верхней обвязки 8, стоек 6 и раскосов 7, которые препятствуют перекосу кузова в поперечном направлении.

По такой схеме выполнен каркас кузова крытого вагона грузоподъёмностью 50 т сварной конструкции. Подобные схемы имеют каркасы кузовов некоторых изотермических четырёхосных вагонов и гондолы грузоподъёмностью 60 т. В последнем случае крыша отсутствует, а пояса верхней обвязки делаются более мощными.

Лучшее использование металла кузова достигается включением боковых стенок в восприятие продольных нагрузок. Для этой цели боковые фермы обшиваются тонкими стальными листами и ферма превращается в высокую балку с тонкой стенкой (фиг. 303). Необходимость в постановке раскосов отпадает, так как такая стенка (балочного типа) обладает достаточной жёсткостью от про-

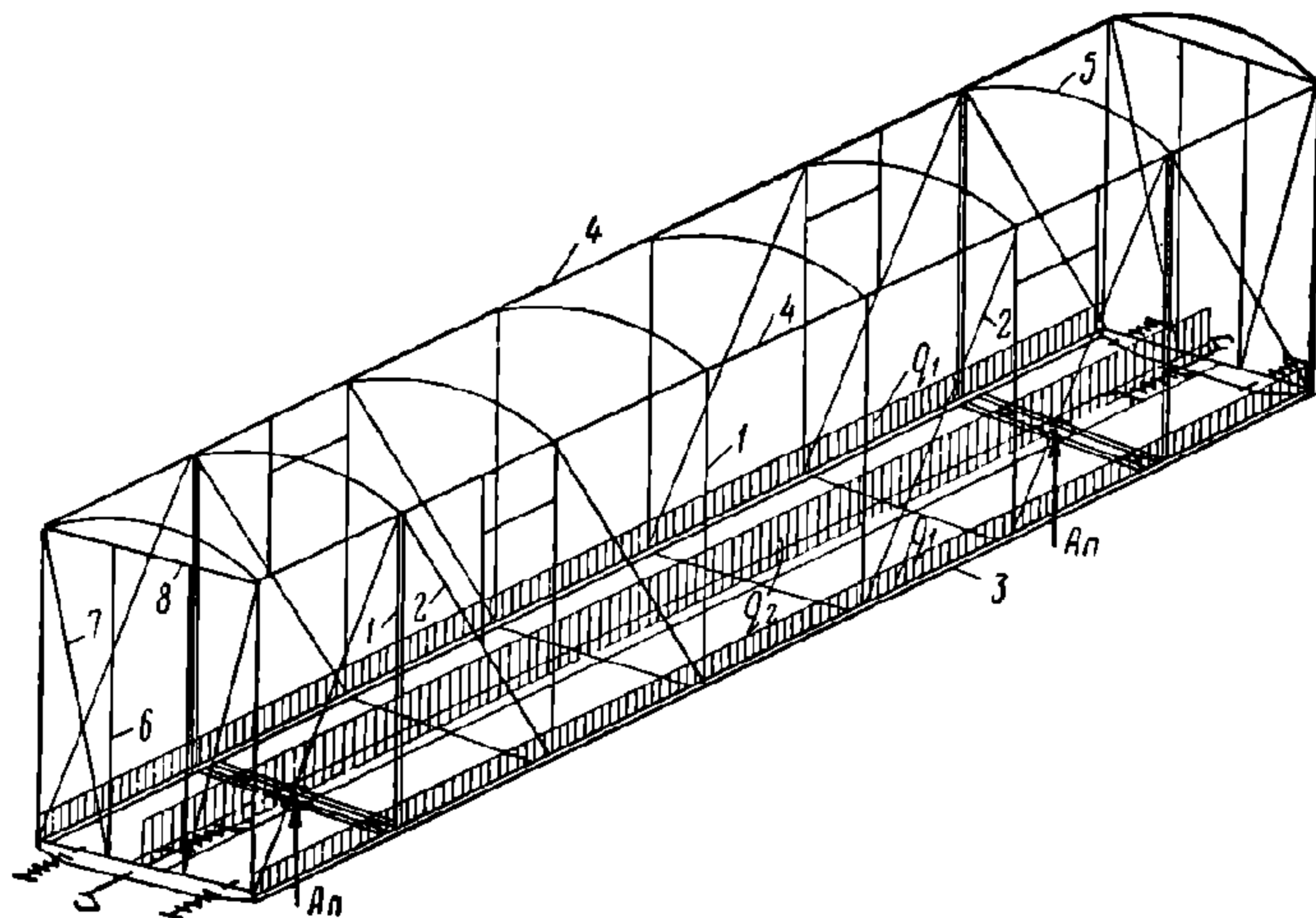


Фиг. 301. Рама четырёхосного пассажирского вагона длиной 20,2 м клёпаной конструкции

НТБ
ДНУЖТ

дольного и поперечного сдвига. В этом случае кузов воспринимает значительную часть продольной нагрузки (особенно при ударе в буфера) и заметно разгружает хребтовую балку в средней части рамы.

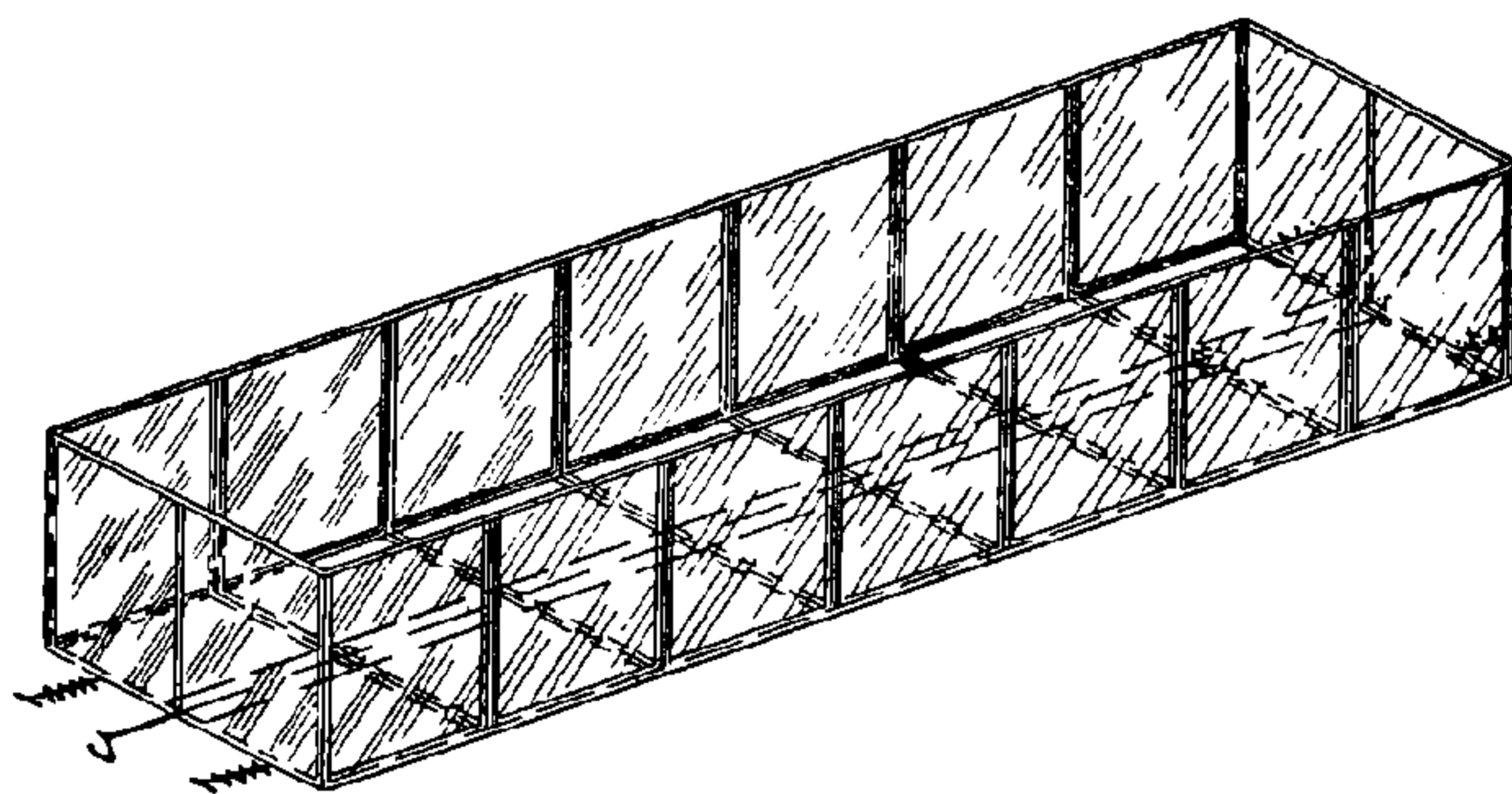
По подобной схеме выполнены кузова вагонов пригородного сообщения электрифицированных железных дорог, некоторые типы пассажирских вагонов



Фиг. 302. Схема каркаса кузова тележечного вагона с несущими боковыми стенками

и вновь строящиеся цельнометаллические гондолы грузоподъемностью 60 т.

Если в кузове с несущими стенками балочного типа верхнюю плоскость рамы и каркас крыши обшить тонким листом, то кузов приобретает вид коробчатой балки. Здесь уже все элементы кузова участвуют в восприятии основных вертикальных и продольных нагрузок и надобность в мощной и тяжелой раме отпадает. Такой кузов является **цельнонесущим**; значительная



Фиг. 303. Схема кузова с металлическими стенками

часть усилий в нём воспринимается листами обшивки. При малой толщине и большой свободной площади (панели) листа он при нагрузке может потерять устойчивость. С этим явлением можно бороться, увеличивая толщину листа или уменьшая площадь панели. Последняя мера экономически более выгодна; поэтому каркас делается из большого числа лёгких продольных элементов (стрингеров) и более мощных поперечных (шпангоутов). Стрингеры, совместно с листами, воспринимают на себя нормальные усилия. Шпангоуты служат для сохранения формы поперечного сечения; их целесообразно делать в виде замкнутых колец. Цельнонесущий кузов обладает большой жёсткостью и прочностью.

Под прочностью кузова обычно понимается прежде всего прочность его несущих элементов, которые рассчитываются на определённый срок службы вагона. Недостаточная общая прочность кузова может привести к частым повреждениям и дополнительному ремонту, который удорожает содержание и ухудшает оборот вагона. Излишняя прочность приводит к увеличению тары и, тем самым, к снижению эксплуатационных качеств вагона.

Большое влияние на общую прочность кузова оказывает конструкция соединений. Нецентральное соединение элементов в узлах создаёт местные дополнительные напряжения. При проектировании вагонов стремятся к уменьшению концентрации напряжений, особенно в местах изменений сечений и в сопряжениях, такие же задачи ставятся и при ремонте вагонов. Всё это особенно важно в сварных конструкциях¹.

Правильным использованием металла конструкции можно достигнуть большой прочности при минимальном весе. И наоборот, дефектная конструкция при большом весе зачастую имеет недостаточную прочность.

Конструкция кузова должна быть удобной для его изготовления и ремонта. В кузовах современных вагонов широко применяются прокатные стали обычных и специальных вагоностроительных профилей в сочетании со штампованными, литыми и коваными деталями. В качестве основного материала для металлической части кузовов применяются обычные мартеновские конструкционные стали марок Ст. 2 и Ст. 3.

В зависимости от технологии изготовления кузова бывают клёпаные, сварные и смешанной конструкции. Преимущественное распространение в последние 10—15 лет получили сварные соединения, которые позволяют усовершенствовать технологический процесс постройки и несколько снизить вес кузовов. Применение современных видов автоматической, полуавтоматической и контактной сварки, разработанных советскими специалистами, создаёт ещё большие возможности в этом направлении.

В ряде случаев могут быть целесообразными смешанные конструкции кузовов, в которых элементы, подверженные частым повреждениям и ремонту, присоединяются заклёпками.

Периодически сменяемые детали кузова для облегчения ремонта прикрепляются к каркасу болтами или другими видами разъёмных соединений.

Кузов окрашивается масляной краской, предохраняющей его металлические части от коррозии, а деревянные — от гниения. Окраска периодически возобновляется при плановом ремонте. После окраски на кузове наносятся: государственный герб, знаки МПС, название дороги приписки и номер вагона, время и место постройки, отметки о периодических ремонтах и другие, в соответствии с § 216 ПТЭ.

2. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЁТА РАМ И КУЗОВОВ

При расчётах рам и кузовов на прочность учитываются следующие нагрузки (см. главу IV):

- 1) вертикальные — статическая и динамическая;
- 2) боковые от центробежной силы и давления ветра;
- 3) продольные усилия от тяги, торможения и удара;
- 4) усилия от распора сыпучих грузов.

Статическая нагрузка складывается из собственного веса порожнего кузова и полезной нагрузки от веса груза или пассажиров (статическая нагрузка брутто).

При расчёте полезная нагрузка кузова грузового вагона принимается равномерно распределённой по площади пола и по величине равной грузоподъёмности вагона. Возможность перевозки сосредоточенных грузов на платформах и в гондолах учитывается расчётом их на нагрузку, равномерно распределённую

¹ Подробно этот вопрос изложен в сборнике статей «Вопросы сварного вагоностроения». Изд. Академии наук УССР, Киев, 1941.

ную (на длине 2 м) посередине кузова и равную половине полной грузоподъемности вагона.

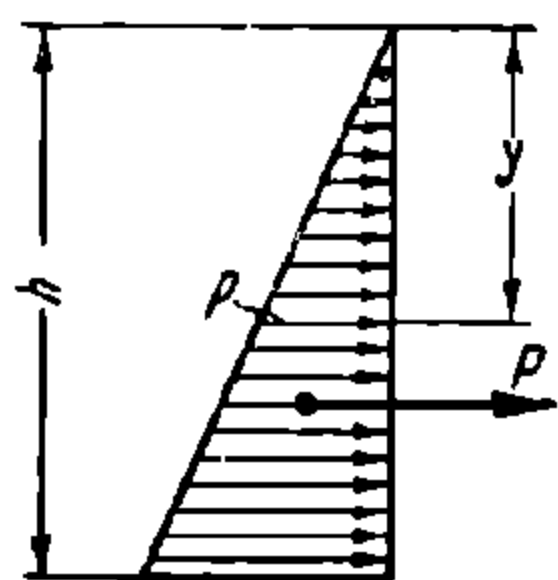
Для индивидуальных перевозок нестандартных тяжеловесных грузов делаются специальные поверочные расчёты с учётом положения и характера опор груза на вагоне.

Величина полезной нагрузки в пассажирских вагонах определяется в соответствии с нормами, изложенными в главе IV.

Для упрощения расчётной схемы кузова грузового вагона, в первом приближении, нагрузка от собственного веса принимается равномерно распределённой по длине продольных балок рамы, с равной интенсивностью для всех балок.

При расчёте кузовов пассажирских вагонов производится более точное распределение собственного веса между элементами рамы. Обычно вес боковых стен и крыши распределяется между боковыми балками; вес торцевых стен, буферного бруса и автосцепки прикладывается сосредоточенно по концам продольных балок; вес пола и часть веса диванов передаётся на хребтовую балку; вес котла отопления, водяных баков, тормозного и тому подобного оборудования учитывается соответственно их положению относительно рамы.

Если полезная нагрузка передаётся на раму через доски пола, последние рассчитываются как неразрезные балки на жёстких опорах, которыми являются продольные элементы рамы.



Фиг. 304. Распределение усилий от распора груза

Вертикальные усилия на опорах досок пола и являются нагрузками рамы. Для определения величин этих усилий обычно пользуются теоремой трёх моментов. При трёх опорах доски пола (две боковые и одна хребтовая балки) усилия соответственно равны $\frac{3}{16}$ и $\frac{5}{8}$ от вертикальной равномерно распределённой нагрузки.

В кузове гондолы, по условиям закрепления люков, полезная нагрузка передаётся от них поровну на хребтовую и боковые балки, таким образом хребтовая балка оказывается нагруженной в два раза больше, чем каждая боковая.

В кузовах с наклонными стенками последние воспринимают значительную часть нагрузки от сыпучих грузов. Это учитывается при распределении нагрузки на элементы рамы, которое делается в соответствии с конструкцией крепления наклонных стенок, а также при расчёте последних на распор.

Действие вертикальной динамической нагрузки учитывается умножением суммарных напряжений от статической нагрузки брутто на величину $(1 + k_d)$, где k_d — коэффициент динамической добавки.

Боковые нагрузки кузова вызывают дополнительную вертикальную нагрузку одной боковой стенки (балки) и соответствующую разгрузку другой. При расчёте эта дополнительная нагрузка учитывается увеличением суммарных напряжений от статической нагрузки брутто в боковой балке рамы или несущей стенке на 10%.

Кузова всех вагонов подвергаются расчёту на сжимающие и растягивающие статические усилия, приложенные по осям автосцепок. Величина сжимающих усилий принимается равной 100 т, а растягивающих — 80 т (см. главу IV).

Кроме того, для проверки прочности поперечных элементов рамы делается расчёт на сжимающую нагрузку, приложенную к двум буферам с одного конца вагона и к автосцепке с другого конца.

Прочность боковых балок (стенок) проверяется расчётом на действие сжимающих усилий, приложенных к двум буферам, расположенным с одной стороны относительно продольной оси вагона. Последний вариант нагрузки характерен для движения по кривым участкам пути.

Величина сжимающих усилий, приложенных к буферам, в двух последних случаях принимается равной 30 т.

Боковые и лобовые стенки кузовов грузовых вагонов при загрузке последних сыпучими грузами испытывают равномерно распределённые по длине усилия распора.

Распределение давления распора по высоте стенки принимается по линейному закону¹ (фиг. 304). Величина давления определяется по формуле

$$P = \frac{\gamma h^2}{2} \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right), \quad (405)$$

где P — равнодействующая распорной нагрузки, приходящаяся на единицу длины стенки и приложенная на высоте $\frac{1}{3}h$, в m/m ;

γ — вес единицы объёма груза в m/m^3 ;

h — высота стенки до уровня загрузки в m ;

α — угол естественного откоса груза.

Полувагоны и платформы нагружаются некоторыми видами груза выше уровня стенок и бортов (загрузка с «шапкой»). При этом закон изменения давления получается более сложным, а равнодействующая определяется по формуле

$$P = \frac{\gamma h^2}{2} \left(1 + \frac{h_0}{h} \right) \frac{\sin \alpha}{\cos 2\alpha} \left[\sqrt{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} - \sqrt{\frac{h^2}{(h+h_0)^2} \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} \right]^2, \quad (406)$$

где h_0 — высота «шапки» в m .

Иногда при расчётах удобнее пользоваться интенсивностью давления, которая соответственно приведённым случаям погрузки может быть определена следующими формулами:

для загрузки без «шапки»

$$p = \gamma y \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) 10^{-3} \quad (407)$$

или для загрузки с «шапкой»

$$p = \gamma y \left(1 + \frac{h_0}{y} \right) \frac{\sin \alpha}{\cos 2\alpha} \left[\sqrt{\operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} - \sqrt{\frac{y^2}{(y+h_0)^2} \operatorname{ctg} \alpha + \operatorname{tg} 2\alpha} \right]^2 10^{-3} \quad (408)$$

где p — интенсивность давления, приходящаяся на единицу площади поверхности стенки, в kg/cm^2 ;

y — расстояние от верхней точки эпюры давления до расчётного сечения в cm (фиг. 304); h_0 здесь также в cm .

Для наиболее распространённых сыпучих грузов рекомендуются следующие значения γ и α :

	γ m/m^3	α°		γ m/m^3	α°
Руда	2,5	35	Зерно	0,8	25
Песок	1,8	35	Кокс	0,5	35
Каменный уголь	0,9	30	Торф	0,5	50

При расчёте кузова учитываются не все усилия, действующие на вагон. Отдельные нагрузки, как, например, динамическое воздействие от смещения грузов (особенно на лобовые стенки), инерционные усилия верхней части кузова, возникающие при его продольных и поперечных колебаниях, и др., весьма трудно поддаются количественному определению. Поэтому при проектировании вагонов принято выдерживать определённые условия (помимо расчётных) для обеспечения необходимой прочности и жёсткости элементов кузова, подвергающихся нагрузкам, не учитываемым при расчёте.

Согласно рекомендации ЦНИИ и НИБ² отдельные части кузова проектируются исходя из следующих условий:

¹ И. Н. Безухов, Теория сыпучих тел. Госстройиздат, 1934.
Проект Норм проектирования и расчёта вагонов.

а) Грузовые вагоны:

1) в крытых вагонах, имеющих лобовые стенки с гладким металлическим листом или с деревянной обшивкой, эти стенки усиливаются стойками в количестве не менее 2 шт. (не считая угловых). Наименьший суммарный момент сопротивления сечений всех лобовых стоек (без угловых) относительно оси, параллельной буферному брусу, равен 150 см^3 . При определении момента сопротивления согласно экспериментальным данным, учитывается лишь часть листа стальной обшивки шириной, равной двадцати его толщинам, с каждой стороны шва приварки листа к стойкам;

2) для лобовых стенок, выполняемых из волнистой штампованной листовой стали, минимальный момент сопротивления относительно вертикальной оси определяется из расчёта 75 см^3 на 1 м внутренней ширины вагона; наименьшая толщина листа в этом случае равна 2 мм;

3) закрепление лобовых и угловых стоек на буферном брусе рассчитывается из условия равнопрочности соединения сечению самих стоек.

б) Металлические пассажирские вагоны:

1) сумма моментов сопротивления сечений всех стоек концевой части вагона, включая и стойки тамбурной перегородки, относительно осей, параллельных буферному брусу, составляет не менее 1000 см^3 . В лобовой стенке вагона ставятся две главные стойки с моментом сопротивления не меньше 350 см^3 каждая.

Такие высокие требования объясняются необходимостью повышения безопасности для пассажиров в случае аварии. При этом лобовая стенка проектируется равнопрочной.

Для выполнения указанного требования пользуются условным методом расчёта. Все стойки рассматриваются шарнирно опёртыми по концам. На уровне 50 см от верхней плоскости буферного бруса к стойкам прикладывается сосредоточенная горизонтальная продольная нагрузка, которая вызывает изгиб последних. Величина этой нагрузки определяется из условия, что создаваемые ею максимальные напряжения изгиба в стойках равны пределу прочности их материала, и вычисляется по формуле

$$T_p = \frac{H}{50(H-50)} \sigma_s \cdot \sum W_i,$$

где T_p — расчётная разрушающая нагрузка в кг;

H — высота стойки в см;

σ_s — предел прочности материала стоек в кг/см²;

$\sum W_i$ — сумма действительных моментов сопротивления сечений всех стоек лобовой стенки относительно указанной выше оси в см³.

Подсчитанная таким образом нагрузка распределяется на отдельные стойки пропорционально моментам сопротивления их сечений. При этом напряжения среза в стойках под действием этой нагрузки не должны превосходить предела прочности материала на срез, а напряжения в опорных конструкциях — предела прочности на сжатие;

2) минимальный момент сопротивления сечений стоек одной панели между серединами двух окон относительно горизонтальной продольной оси равен 15 см^3 на 1 м длины стенки; этим обеспечивается необходимая жёсткость боковой стенки в наиболее слабом её сечении;

3) минимальный момент сопротивления сечений продольных элементов нижнего пояса боковой стенки относительно вертикальной оси подсчитывается из расчёта 10 см^3 на 1 м высоты стенки (в расчётное сечение не включается нижняя обвязка стенки);

4) минимальный момент сопротивления сечений дуг крыши относительно горизонтальной продольной оси определяется из расчёта 3 см^3 на 1 м² площади, прилегающей к дуге панели.

При подсчётах моментов сопротивлений сечений рассматриваемых частей металлического вагона учитывается часть листов обшивки шириной, равной двадцати её толщинам с каждой стороны шва приварки к рассчитываемым элементам кузова. Толщина листов обшивки обычно принимается в пределах 1,0 — 2,5 мм, причём нижний предел соответствует листам из коррозиестойких сталей, а верхний — листам из углеродистых сталей.

в) Общим требованием для кузовов всех вагонов является проверка элементов рамы в местах прикрепления пятников на сжатие по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{P}{F_s},$$

где P — усилие, приходящееся на пятник, в кг;

F_s — площадь горизонтального сечения всех вертикальных элементов, расположенных над опорными поверхностями пятников, и лежащая в пределах этих поверхностей, в см²;

Напряжения $\sigma_{сж}$ должны суммироваться с основными напряжениями от изгиба и сжатия соответствующих элементов по формулам, приведённым в главе IV;

Кроме расчёта на прочность основные элементы кузова подвергаются расчёту на устойчивость под действием сжимающих усилий. Расчёт на устойчивость имеет особенно большое значение для цельнонесущих кузовов, так как несущая способность этих конструкций зависит от устойчивости листов обшивки.

Запас устойчивости назначается относительно критических напряжений, которые определяются специальными теоретическими и экспериментальными методами.

Величина запаса устойчивости выбирается в каждом конкретном случае в зависимости от конструкции, точности расчёта и ответственности рассчитываемого элемента.

Для стержневых конструкций несущей части кузова могут быть рекомендованы следующие формулы¹ расчёта устойчивости прямых стержней (балок), находящихся под действием сжимающих сил N и изгибающих моментов M :

центральное сжатие

$$\sigma = \frac{N}{F \varphi}; \quad (409)$$

изгиб

$$\sigma = \frac{M}{\varphi_b W}; \quad (410)$$

внецентренное сжатие (проверка в плоскости действия момента)

$$\sigma = \frac{N}{\varphi_m F} + \frac{M}{W}; \quad (411)$$

внецентренное сжатие (проверка в плоскости, перпендикулярной действию момента)

$$\sigma = \frac{N}{k \varphi F}, \quad (412)$$

где φ — коэффициент уменьшения площади сечения при продольном изгибе в плоскости наименьшей жёсткости (коэффициент продольного изгиба);

φ_b — коэффициент уменьшения момента сопротивления;

φ_m — коэффициент уменьшения площади сечения стержня при продольном изгибе в плоскости действия изгибающего момента;

F — площадь сечения брутто;

W — момент сопротивления сечения брутто относительно оси, нормальной к плоскости изгиба;

k — коэффициент влияния момента на устойчивость сжато-изогнутых стержней при условии, что момент действует не в плоскости наименьшей жёсткости стержня.

Значения φ и φ_m определяются в зависимости от λ гибкости стержня по табл. 32.

Т а б л и ц а 32

	Коэффициенты φ и φ_m			Коэффициенты φ и φ_m	
	Ст. 1—4 и Ст. 10—30	Ст. 5 и Ст. 50		Ст. 1—4 и Ст. 10—30	Ст. 5 и Ст. 50
10	0,99	0,99	110	0,51	0,42
20	0,97	0,97	120	0,45	0,37
30	0,94	0,94	130	0,40	0,32
40	0,89	0,89	140	0,35	0,28
50	0,85	0,85	150	0,32	0,26
60	0,80	0,80	160	0,29	0,24
70	0,74	0,73	170	0,26	0,22
80	0,68	0,65	180	0,24	0,20
90	0,63	0,57	190	0,21	0,19
100	0,57	0,50	200	0,19	0,17

Гибкость стержня определяется формулой

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{\frac{I}{F}}},$$

¹ Проект Норм проектирования и расчёта вагонов.

где l — длина стержня;
 I — момент инерции сечения стержня. При определении φ принимается минимальный момент инерции, а при определении φ_m — момент инерции сечения относительно нейтральной оси, нормальной соответствующей плоскости изгиба;
 β — коэффициент уменьшения длины стержня, определяемый в зависимости от условий закрепления концов и приложения нагрузки (табл. 33).

Таблица 33

Характер опоры стержня	Род сжимающей нагрузки	β
Шарнирно опёрт по концам	Силы на концах	1
Один конец заделан, другой свободный	»	2
Один конец заделан, другой шарнирно опёрт		0,7
Оба конца заделаны		0,5
Один конец заделан, другой свободный	Сила равномерно распределена по длине	1,12

Значения φ_β для составных балок несимметричного двутаврового и швеллерного сечения, а также для симметричных сечений с отношением высоты к толщине стенки, равным 100 при изгибе в плоскости наибольшей жёсткости, определяются данными¹ табл. 34.

Таблица 34

l/b	10	15	20	25	30	35	40
φ_β	1,00	0,95	0,86	0,62	0,44	0,33	0,26

В табл. 34 l — длина балки, или расстояние между закреплениями сжатого пояса, b — ширина сжатого пояса.
Коэффициент k определяется по формулам:
для одностеночных балок двутаврового и швеллерного профиля

$$k = \frac{I_1}{I_1 + I_2} \left(\frac{I_2}{I_1} \alpha + \frac{1}{1 + \frac{MF}{NW}} \right);$$

для балок двухстеночных и замкнутого профиля

$$k = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{MF}{NW}} \right),$$

где I_1 — момент инерции сечения наиболее сжатого пояса балки относительно вертикальной оси;
 I_2 — то же для второго пояса;
 W — момент сопротивления сечения для наиболее сжатого волокна;
 α — коэффициент, величина которого определяется по табл. 35.
В табл. 35 h — высота балки.

Таблица 35

$\frac{M}{Nh}$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5 и более
	1	0,90	0,75	0,61	0,51	0,44	0,39	0,34	0,31	0,27	0,24	0,21

¹ Более подробные данные для определения φ_β приводятся в «Нормах и технических условиях проектирования стальных конструкций», Стройиздат, 1947.

Критические напряжения (σ_k — нормальные и τ_k — касательные) в листах тонкостенных конструкций определяются в зависимости от характера закрепления и нагрузки листа по следующим формулам¹, применяемым при расчёте устойчивости тонких прямоугольных пластин, в пределах упругих деформаций.

1. Пластина подвергается одноосному сжатию (фиг. 305, а)

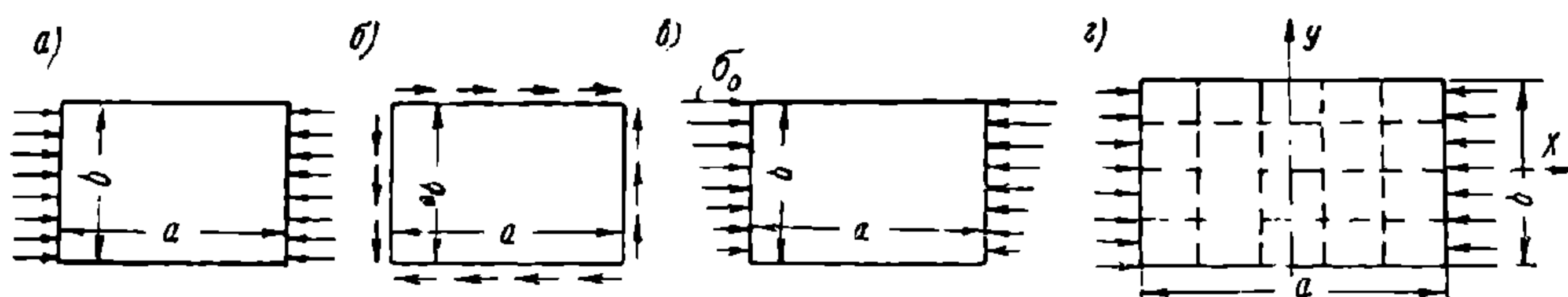
$$\sigma_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\delta}{b} \right)^2 \quad (413)$$

где δ — толщина листа;

b — ширина стороны листа, к которой приложены сжимающие напряжения;

E и μ — упругие постоянные материалы листа;

k — коэффициент, зависящий от отношения сторон листа $\frac{a}{b}$ и от условий закрепления их.



Фиг. 305. Схемы загрузки пластин

Величины коэффициента k приводятся в табл. 36 — 40.

а) Пластина свободно опёрта по контуру

Т а б л и ц а 36

a/b	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7	3	∞
k	22,2	10,9	6,92	4,23	3,45	3,29	3,40	3,68	3,45	3,32	3,29	3,32	3,40	3,32	3,29	3,29

б) Пластина заделана по контуру.

Т а б л и ц а 37

a/b	1	2	3	∞
k	7,7	6,7	6,4	5,73

в) Пластина заделана сторонами a и свободно опёрта сторонами b .

Т а б л и ц а 38

a/b	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	∞
k	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

г) Пластина заделана сторонами b и опёрта сторонами a .

Т а б л и ц а 39

a/b	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,7	1,8	2,0	3,0
k	11,0	7,18	5,54	4,80	4,48	4,39	4,39	4,26	3,72	3,63

¹ Проект Норм проектирования и расчёта вагонов. Выводы аналогичных формул см. «Справочник авиаконструктора», т. III, ЦАГИ, 1939 г., стр. 204.

д) Пластина опёрта по сторонам *b* и одной из сторон *a*, а другая сторона *a* свободна.

Т а б л и ц а 40

<i>a/b</i>	0,5	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
<i>k</i>	3,62	1,19	1,11	0,78	0,69	0,62	0,57	0,50	0,46	0,42	0,42

При недостаточно ясно выраженных условиях закрепления контура пластины принимаются условия свободного опирания (табл. 36).

Случай одной свободной стороны листа применяется при оценке устойчивости сжатых уголков и отбортовок балок-стенок.

2. Пластина подвергается чистому сдвигу (фиг. 305, б)

$$\tau_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\delta}{b} \right)^2$$

(414)

Величины коэффициента *k* приводятся в табл. 41 и 42.

а) Пластина свободно опёрта по контуру.

Т а б л и ц а 41

<i>a/b</i>	1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3
<i>k</i>	7,72	6,58	6,00	5,84	5,76	5,59	5,43	5,18	5,02

б) Пластина заделана по контуру.

Т а б л и ц а 42

<i>a/b</i>	1	2	∞
<i>k</i>	12,7	9,5	7,38

Случай свободного опирания пластины справедлив при оценке устойчивости обшивки в балках-стенках кузова.

3. Пластина подвергается сжатию и изгибу (фиг. 305, в) при интенсивности напряжения по стороне *b*, изменяющейся по закону

$$\sigma = \sigma_0 \left(1 - \alpha \frac{y}{b} \right),$$

где σ_0 — напряжение на одной из сторон *a*;
 α — коэффициент, определяемый из эпюры напряжений (при чистом изгибе $\alpha = 2$);
y — координата точки на стороне *b*.

Критические напряжения в такой пластине определяются формулой

$$\sigma_k = k \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{\delta}{b} \right)^2$$

(415)

Величины коэффициента *k* для случая свободного опирания сторон пластины приводятся в табл. 43.

Т а б л и ц а 43

<i>a/b</i>	0,4	0,5	0,6	0,667	0,75	0,8	0,9	1,0	1,5
2	23,9	21,0	19,8	19,6	19,8	20,0	21,0	21,0	19,8
4/3	15,4	—	10,6	—	9,4	9,2	—	9,0	9,4
1	12,4	—	8,0	—	6,9	6,7	—	6,4	6,9
4/5	10,9	—	6,8	—	5,8	5,7	—	5,4	5,8
2/3	8,9	—	5,8	—	5,0	4,9	—	4,8	5,0

4. Пластина, подкреплённая рёбрами и свободно опёртая по контуру, подвергается сжатию по стороне b (фиг. 305, з)

$$\sigma_k = \frac{2 \pi^2}{b^2 \delta} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \sqrt{I_x I_y},$$

(416)

где I_x и I_y — средние моменты инерции подкреплённой пластины относительно взаимно перпендикулярных осей, приходящиеся на единицу длины a и ширины b .

Формула (416) справедлива при условии, если

$$a > b \sqrt[4]{\frac{I_x}{I_y}}$$

В расчётах статически неопределимых систем при определении усилий взаимодействия элементов, а также в расчётах на устойчивость геометрические параметры сечений элементов определяются для сечения брутто. При определении наибольших напряжений в элементах эти параметры берутся для сечений нетто.

При определении деформации элементов принимаются постоянные величины (табл. 44).

Т а б л и ц а 44

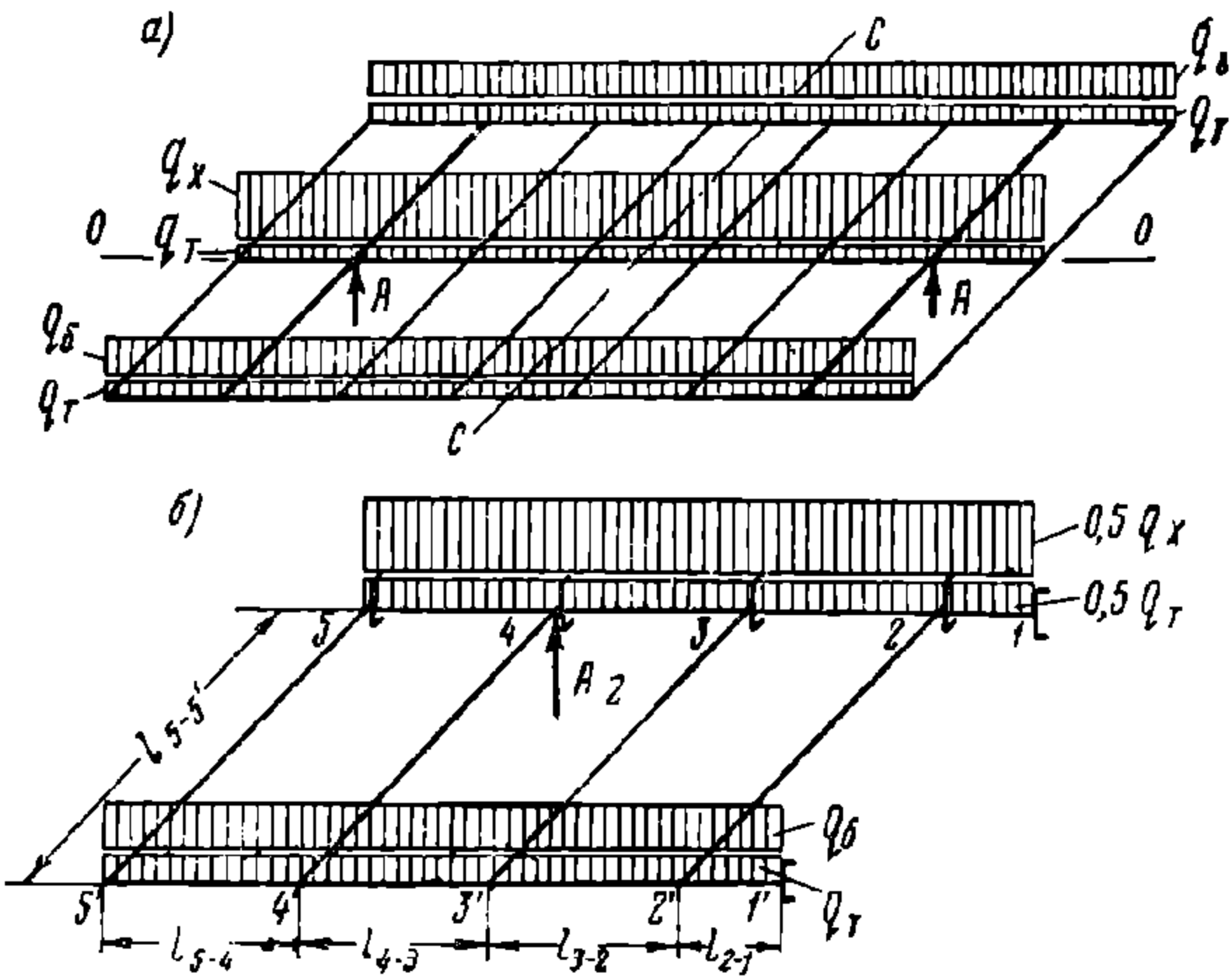
Материал	Модуль упругости первого рода E в кг/см ²	Модуль упругости второго рода G в кг/см ²	Коэффициент Пуассона μ
Сталь всех марок .	$2,1 \cdot 10^6$	$0,8 \cdot 10^6$	0,3
Дюралюминий . . .	$0,72 \cdot 10^6$	$0,3 \cdot 10^6$	0,3
Дерево (вдоль волокон) .	$0,1 \cdot 10^6$	—	—

3. РАСЧЁТ НЕСУЩЕЙ РАМЫ И ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВА

Рама рассчитывается на прочность от действующих на неё вертикальных и продольных усилий. Влияние на раму боковых нагрузок кузова учитывается указанным выше увеличением статических напряжений от вертикальных усилий в одной из боковых балок. Отдельные элементы кузова с несущей рамой рассчитываются на местные нагрузки.

Несущая рама рассматривается как стержневая статически неопределимая система. В качестве основного допущения принимается, что соединения продольных и поперечных стержней рамы в местах их пересечений являются шарнирами, при этом сами стержни считаются неразрезными. Тем самым из расчёта исключается влияние крутящих моментов, возникающих в плоской системе под действием пространственной нагрузки. Напряжения, вызываемые этими моментами при симметричном приложении нагрузки, сравнительно невелики и при расчёте могут не учитываться.

В общем случае расчётная схема образуется осевыми линиями, проходящими через центры изгиба площадей поперечных сечений составляющих эле-



ментов рамы¹. На фиг. 306,а показана примерная расчётная схема несущей рамы тележечного вагона под действием вертикальной нагрузки.

Нагрузка действует в плоскостях, перпендикулярных расчётной плоскости рамы, и уравнивается реакциями пятниковых опор А.

Нагрузка от собственного веса кузова и рамы принимается равномерно распределённой по длине продольных балок рамы с интенсивностью q_t , одинаковой для всех балок.

Полезная нагрузка также принимается равномерно распределённой вдоль продольных балок рамы и распределяется между ними в соответствии с конструкцией кузова, как указывалось выше.

Интенсивность нагрузок q_x и q_b (соответственно хребтовой и боковых балок), указанных на схеме, получается из следующих соотношений

$$q_x = \frac{P_x}{l}; \quad q_b = \frac{P_b}{l}; \quad P_x + 2P_b = P_n,$$

где P_x и P_b — части полезной нагрузки, приходящиеся соответственно на хребтовую и боковую балки;
 P_n — полная полезная нагрузка;
 l — расчётная длина рамы.

Симметричность конструкции и приложения нагрузки относительно осей $O—O$ и $C—C$ позволяет рассчитывать $1/4$ часть рамы. Расчётная схема четверти рамы изображена на фиг. 306,б. В этой схеме действие отброшенной части рамы заменяется введением специальных связей, препятствующих повороту концевых сечений при изгибе (поперечные и продольные внутренние усилия в сечениях по осям симметрии отсутствуют). Интенсивность нагрузок q_t и q_x хребтовой балки и её жёсткость, при расчёте четверти рамы, уменьшаются в два раза. Для удобства расчёта все узловые точки схемы нумеруются или обозначаются буквами.

На окончательно принятой схеме указываются расчётные длины стержней, соответствующие положению расчётных осей элементов конструкции рамы.

Геометрические параметры сечений элементов обычно сводятся в таблицу следующей формы (табл. 45).

Т а б л и ц а 45

Участок	1 — 5	2—2' и 3—3'	4—4'	и т. д.
Площадь сечений F в $см^2$.			
Момент инерции I_x в $см^4$.			
Момент инерции I_y в $см^4$.			

В табл. 45 I_x и I_y —соответственно моменты инерции сечения стержня относительно горизонтальной и вертикальной осей.

Величина моментов инерции сечений некоторых элементов рамы, например шкворневых балок, изменяется по длине. В расчётной схеме такие элементы заменяются эквивалентными стержнями с постоянным моментом инерции. Для определения момента инерции эквивалентного стержня вычисляется прогиб действительной балки под единичной нагрузкой и затем определяется момент инерции стержня такой же длины, при котором при той же нагрузке получается одинаковый прогиб.

В частном случае (наиболее типичном для балок вагонной рамы), когда момент инерции сечения шкворневой балки меняется по закону параболы

$$I_x = I_0 + \alpha x^2,$$

¹ Допускается составление расчётной схемы по осям, проходящим через центры тяжести площадей сечений. Такое допущение незначительно отражается на точности расчёта.

обычно пользуются следующей формулой для вычисления прогиба балки под силой (фиг. 307)

$$y_p = \frac{P}{E} \left[\frac{c^2 \left(\frac{l}{2} - c \right)}{I_1} + \frac{c}{\alpha} - \sqrt{\frac{I_0}{\alpha}} \operatorname{arctg} c \sqrt{\frac{\alpha}{I_0}} \right], \quad (417)$$

где $\alpha = \frac{I_1 - I_0}{c^2}$

I_1 — момент инерции сечения балки относительно горизонтальной оси на участке между силами;

I_0 — момент инерции сечения балки относительно той же оси у опоры;

l — пролёт балки;

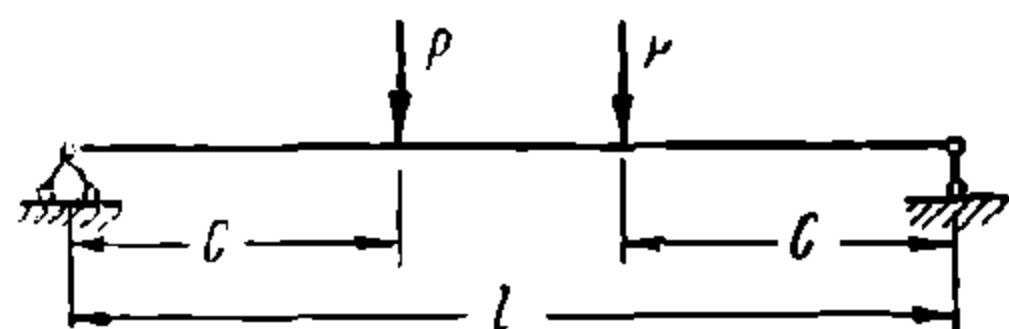
c — расстояние от опоры до точки приложения силы (для шкворневой балки — до оси стенки хребтовой балки).

Прогиб эквивалентной балки под силой P в той же схеме (фиг. 307) составляет

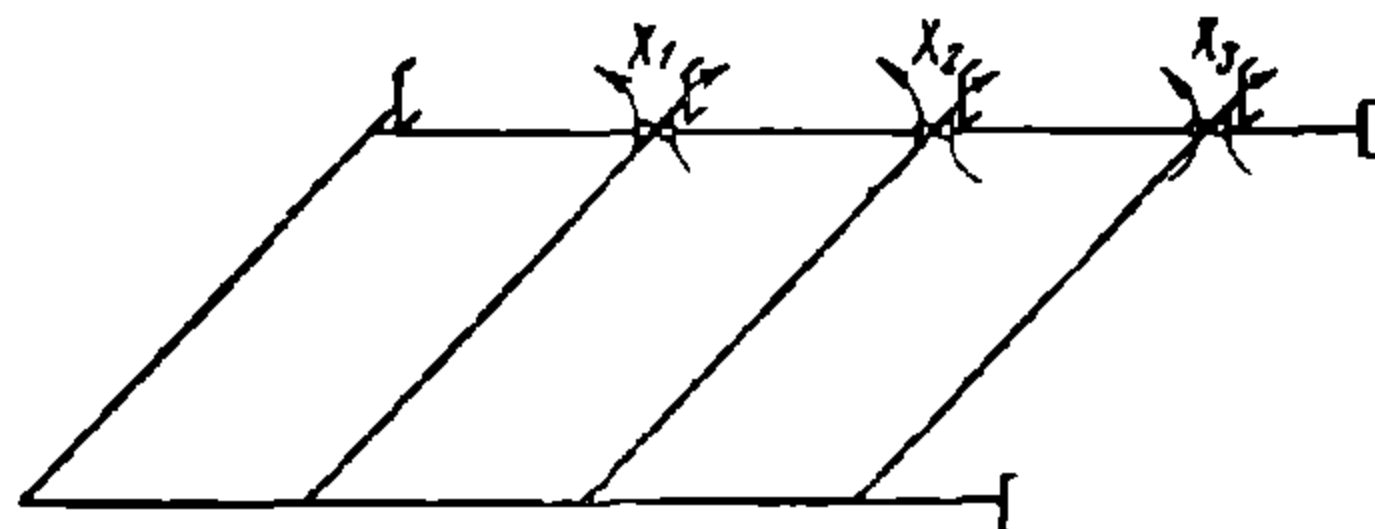
$$y_э = \frac{Pc^2}{6EI_э} (3l - 4c). \quad (418)$$

Приравнявая $y_p = y_э$, легко определить $I_э$ — момент инерции эквивалентной балки. Величина $I_э$ соответствует моменту инерции сечения действительной балки, лежащему в пределах $\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$ расстояния c , считая от сечения под силой P к опоре, чем обычно и пользуются при приближённых расчётах.

Выбранная четверть рамы рассчитывается методом сил. При данном нагружении рассматриваемая система является трижды неопределимой.



Фиг. 307. К определению момента инерции эквивалентного стержня



Фиг. 308. Основная система для расчёта рамы

Целесообразная основная система (фиг. 308) получается путём введения шарниров и приложения соответствующих неизвестных моментов X_1 , X_2 и X_3 в точках 4, 3 и 2 хребтовой балки (фиг. 306).

Величина неизвестных моментов X_1 , X_2 и X_3 определяется решением системы канонических уравнений

$$\begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{13} X_3 + \delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{23} X_3 + \delta_{2p} &= 0 \\ \delta_{31} X_1 + \delta_{32} X_2 + \delta_{33} X_3 + \delta_{3p} &= 0. \end{aligned}$$

В данном расчёте учитываются перемещения только от действия изгибающих моментов в стержнях расчётной схемы. Коэффициенты канонических уравнений при этом определяются по известной формуле

$$\delta_{ij} = \sum \int_0^l \frac{M_i M_j dx}{EI},$$

а также вычисляются при помощи табл. 20.

На фиг. 309 показан вид единичных и грузовых эпюр изгибающих моментов в основной системе.

Эпюры изгибающих моментов от внутренних усилий

$$X_1 = X_2 = X_3 = 1$$

строятся достаточно просто. При этом для указанных эпюр сохраняется один и тот же порядок вычисления ординат (фиг. 309, а). Эпюры изгибающих моментов от внешней нагрузки (тары) P_T (фиг. 309, г) более сложны и требуют особого внимания при их построении.

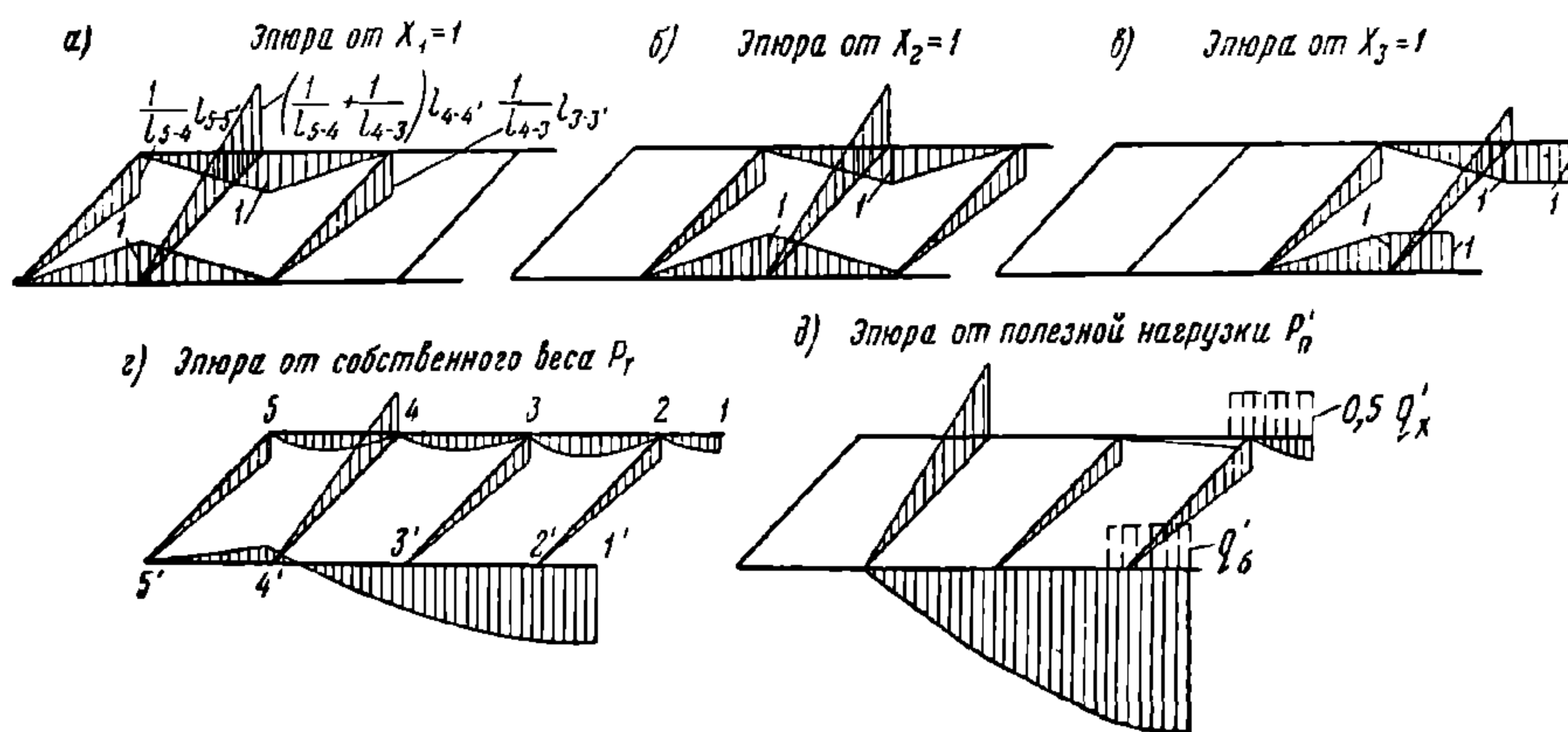
От внешней нагрузки отдельные участки хребтовой балки изгибаются как балки на двух опорах. Максимальный изгибающий момент в середине пролёта каждого участка равен

$$M_i = \frac{q_T l_i^2}{8},$$

а в точке 1 участка 2—1

$$M_1 = \frac{q_T l_{2-1}^2}{2}.$$

Поперечные элементы 5—5', 3—3' и 2—2' изгибаются под действием вертикальных усилий в соответственных точках 5, 3 и 2 от нагрузки



Фиг. 309. Единичные и грузовые эпюры изгибающих моментов

пролётов хребтовой балки. Изгибающие моменты в закреплениях от поворота указанных стержней равны

$$M_5 = q_T \frac{l_{5-4}}{2} l_{5-5'},$$

$$M_3 = q_T \frac{l_{4-3} + l_{3-2}}{2} l_{3-3'},$$

$$M_2 = q_T \left(l_{2-1} + \frac{l_{3-2}}{2} \right) l_{2-2'}.$$

Шкворневые балки 4—4' изгибаются вертикальными усилиями от равномерно распределённой нагрузки боковой балки 5'—1' и усилиями, передаваемыми концами поперечных стержней в точках 5', 3' 2'. Максимальный момент у закрепления в точке 4 равен

$$M_4 = q_T \left(l_{5'-1'} + \frac{l_{4-3} + l_{3-2}}{2} + l_{2-1} + \frac{l_{3-2}}{2} + \frac{l_{5-4}}{2} \right) l_{4-4'}.$$

Изгибающие моменты в сечениях боковой балки 5'—1' вычисляются, как для двухконсольной балки на двух опорах (точка 4'), нагруженной равномерно распределённой нагрузкой и сосредоточенными усилиями от концов поперечных стержней в точках 5', 3' и 2'.

Эпюра изгибающих моментов от полезной нагрузки P_n строится так же, как и от P_T , но при вычислении ординат учитываются различные

интенсивности нагрузок хребтовой и боковых балок (соответственно q_x и q_b).

Грузовые эпюры целесообразно строить отдельно для собственного веса и полезных нагрузок. Это позволяет легко производить расчёт рамы на различные варианты нагружения (на фиг. 309, δ показана грузовая эпюра от полезной нагрузки P_n , распределённой на длине 2 м посередине рамы). При вычислении перемещений (коэффициентов канонических уравнений) по табл. 20 обычно пользуются относительной жёсткостью стержневой системы.

После решения системы канонических уравнений¹ ординаты единичных эпюр соответственно умножаются на полученные значения неизвестных X_1 , X_2 и X_3 . Затем, складывая пересчитанные единичные эпюры с грузовой эпюрой, для принятого варианта нагрузки, строится окончательная суммарная эпюра изгибающих моментов, по которым вычисляются напряжения в элементах рамы.

При расчёте рамы на несколько вариантов нагрузки значения коэффициентов, соответствующих единичным перемещениям, остаются без изменения, меняются лишь грузовые члены уравнений. В этом случае для каждого варианта нагрузки решается своя система уравнений и строится соответственная суммарная эпюра изгибающих моментов.

Вычисление напряжений в раме удобно сводить в таблицу (табл. 46).

Таблица 46

Элемент рамы	Сечение	Изгибающие моменты в кг см от нагрузок		Момент сопротивления W в см ³	Напряжения в кг/см ²				
		P_T	P'_n		σ_T	σ'_n	$\Sigma \sigma$	σ_{\max}	
Хребтовая балка	По середине			верхние					
				нижние					
	У шкворневой			верхние					
				нижние					
Боковая балка	По середине								
Шкворневая балка	У хребтовой								
Буферный брус	У хребтовой								
Поперечная промежуточная балка	У хребтовой								

Напряжения в сечениях, несимметричных относительно нейтральной плоскости, вычисляются для верхних и нижних волокон. В предпоследнюю графу таблицы заносятся суммарные напряжения от действия собственного веса и принятого варианта полезной нагрузки $\Sigma \sigma = \sigma_T + \sigma'_n$. В последнюю графу заносятся максимальные напряжения, с учётом действия вертикальной динамики, $\sigma_{\max} = \Sigma \sigma (1 + k_d)$. При вычислении напряжений в боковой балке учитывается перегрузка, вызываемая боковыми нагрузками; в этом случае $\sigma_{\max} = \Sigma \sigma (1 + k_d + 0,1)$.

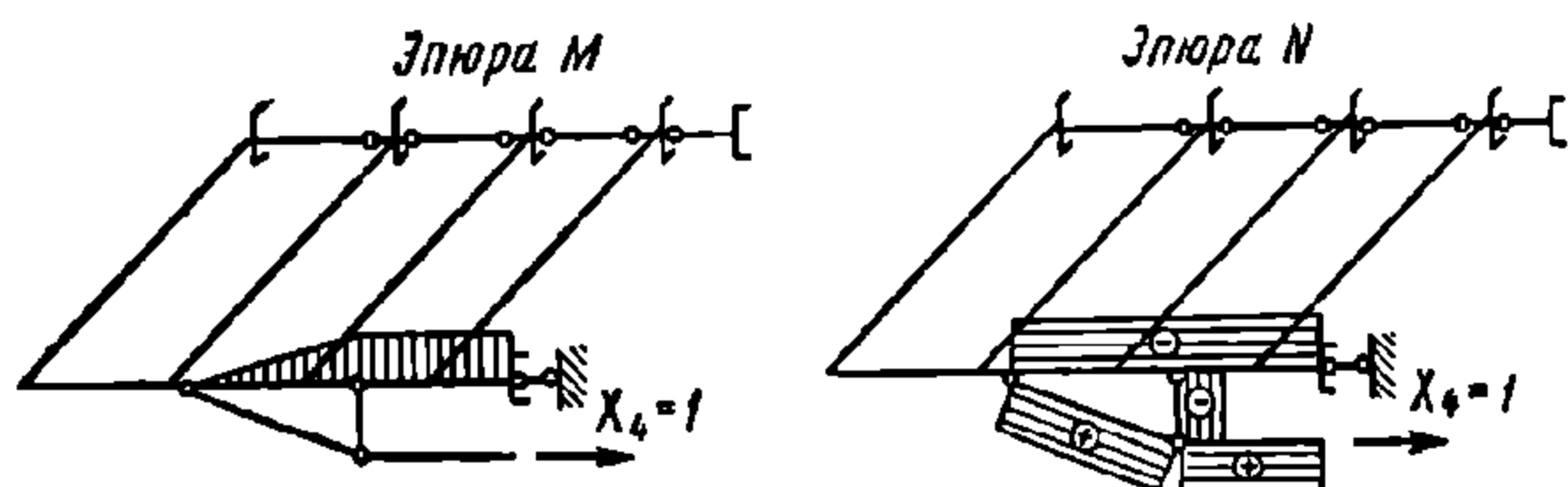
К рассмотренной схеме приводится большинство несущих рам, которые отличаются друг от друга количеством промежуточных поперечных балок, формой сечений и размерами составляющих раму элементов. Порядок расчёта при этом не меняется.

Расчёт несущих рам нетележечных вагонов отличается от рассмотренного выше главным образом расположением опор рамы. Опорными точками в этом случае являются подвески рессор. При расчёте от вертикальной нагрузки опор-

¹ При большом числе неизвестных рекомендуется пользоваться алгоритмом Гаусса.

ные реакции обычно считаются равными между собой и порядок расчёта принципиально не меняется. Возможное неравенство реакций вследствие различной жёсткости рессор или различного уровня опорных точек учитывается дополнительным расчётом рамы на кососимметричную нагрузку подобно тому, как это делается при расчёте рамы тележки пассажирского вагона (см. главу IX).

Как указывалось выше, боковые балки несущей рамы пассажирских вагонов обычно усиливаются шпренгелями. Для учёта влияния этого усиления в рассмотренную расчётную схему (фиг. 306) добавляется схема шпренгель-



Фиг. 310. Единичные эпюры изгибающих моментов и нормальных сил двухколоночной шпренгельной системы

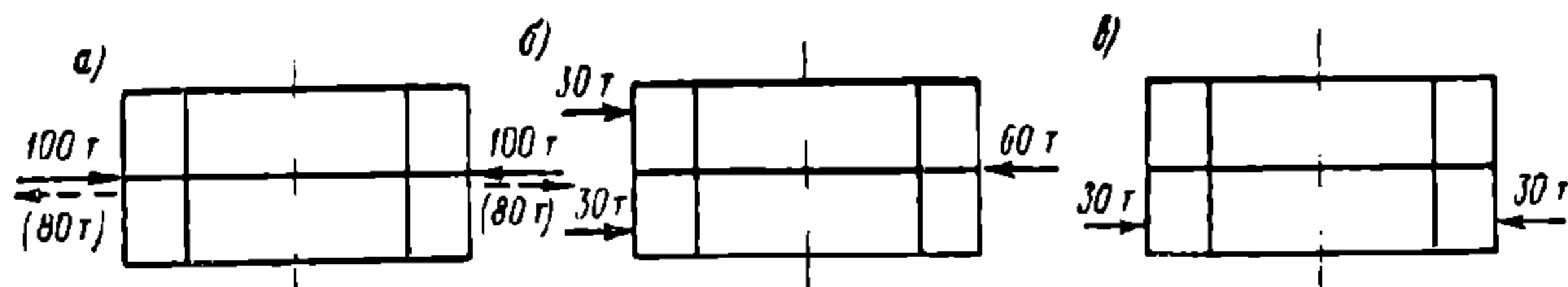
ной конструкции, а в основную систему (фиг. 308) — ещё одна лишняя неизвестная X_4 . Для определения неизвестных составляется система из четырёх канонических уравнений.

Единичные эпюры изгибающих моментов и нормальных сил для двухколоночной шпренгельной

системы показаны на фиг. 310. При вычислении единичного перемещения δ_{44} учитываются также перемещения, вызываемые нормальными силами N , эпюры которых перемножаются только сами на себя.

Расчёт рамы на прочность от продольных нагрузок производится по схемам (фиг. 311), которые образуются линиями, проходящими через центры тяжести поперечных сечений элементов.

Из расчётной схемы исключаются промежуточные поперечные балки, так как они обладают относительно малой жёсткостью при изгибе в горизонтальной плоскости и весьма незначительно препятствуют деформации остальных элементов рамы. Также не учитывается горизонтальный изгиб боковых балок.



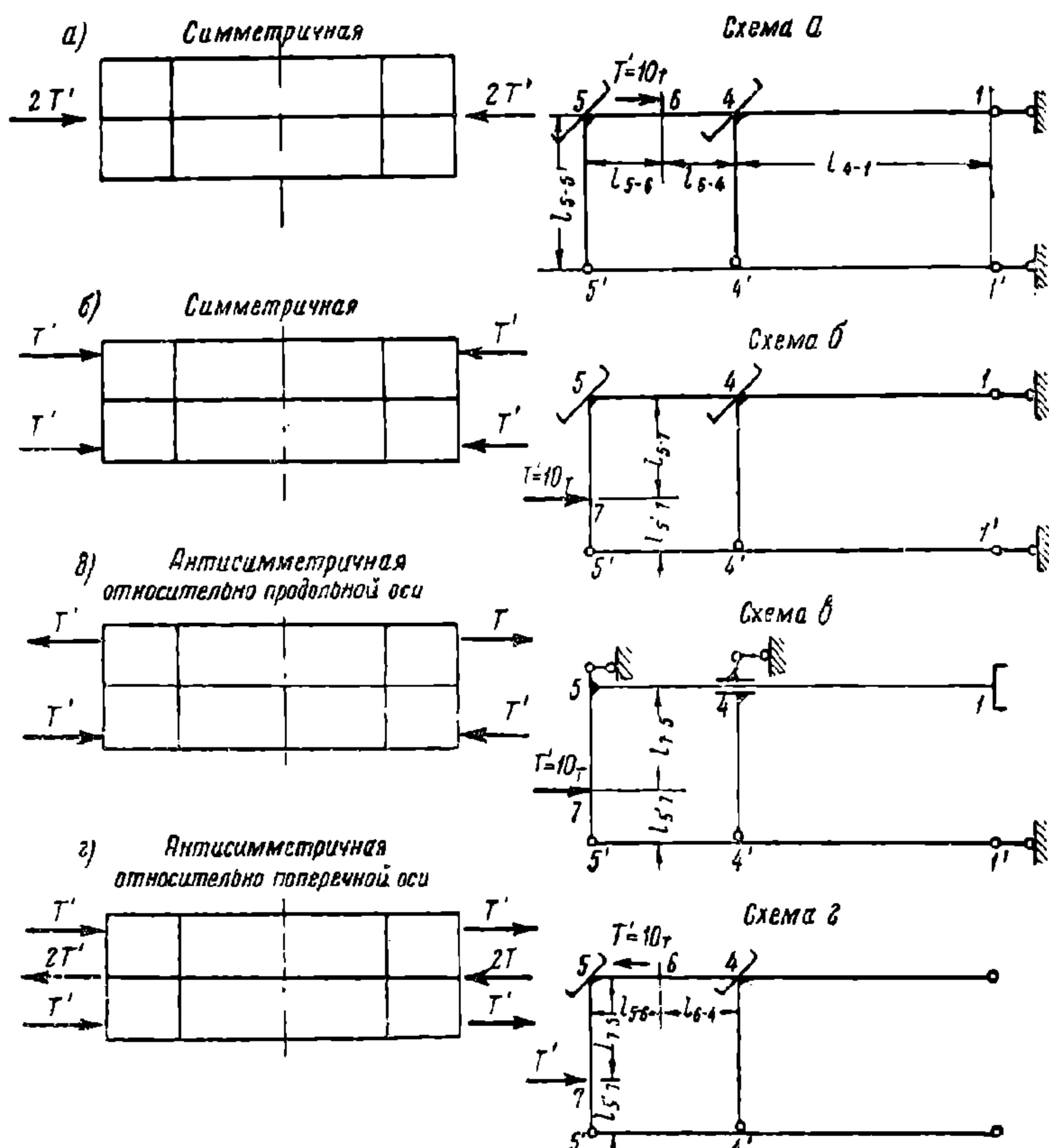
Фиг. 311. Расчётные схемы продольного нагружения рамы

Напряжения в элементах вспомогательных схем вычисляются для условной нагрузки T' . Напряжения в основных расчётных схемах получаются соответствующей комбинацией напряжений, вычисленных для вспомогательных схем.

На правой половине фиг. 312 показаны вспомогательные расчётные схемы для одной четверти рамы. Нагрузка и жёсткость хребтовой балки при этом уменьшаются в два раза. Усилия, действующие вдоль хребтовой балки, передаются на неё через упорные угольники автосцепки, причём тяговые усилия воспринимаются передними, а ударные — задними угольниками. Чтобы избежать расчёта отдельных схем и на растягивающее и на сжимающее усилия, оба усилия приближённо считаются приложенными к хребтовой балке по середине расстояния между передними и задними угольниками автосцепки. Нагрузки на буфера прикладываются по направлению осей буферных стержней.

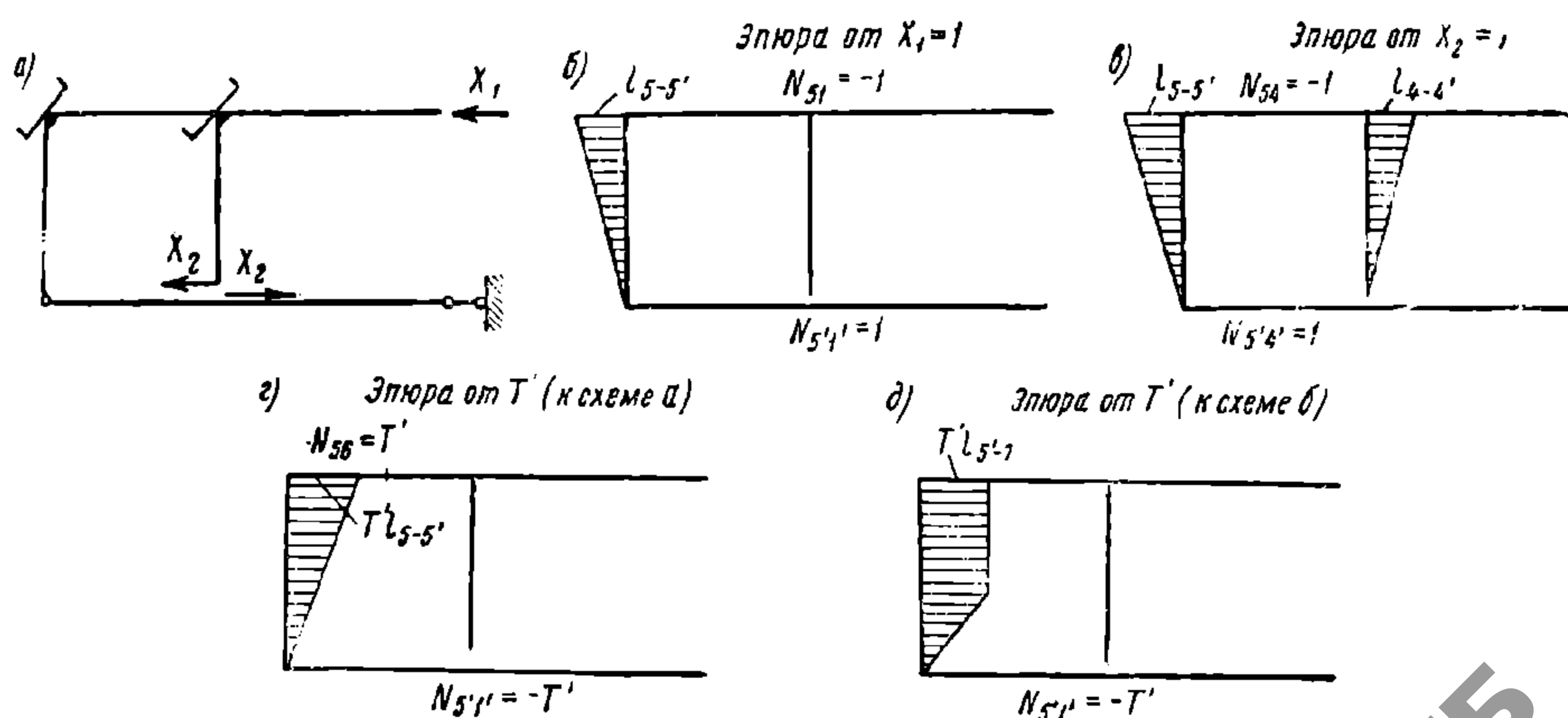
Действие отброшенной части рамы в каждой схеме заменяется связями, соответствующими внутренним усилиям, возникающим в сечениях разреза под действием приложенных нагрузок.

Схемы *а*, *б* и *в* представляют собой плоские, статически неопределимые системы с двумя лишними неизвестными в каждой; схема *г* содержит одну лишнюю неизвестную. Все схемы решаются методом сил.



Фиг. 312. Вспомогательные схемы

В качестве лишних неизвестных в схемах *а* и *б* принимаются реакция связи X_1 в точке 1 и перерезывающая сила X_2 в точке 4' стержня 4—4' (фиг. 313, *а*).

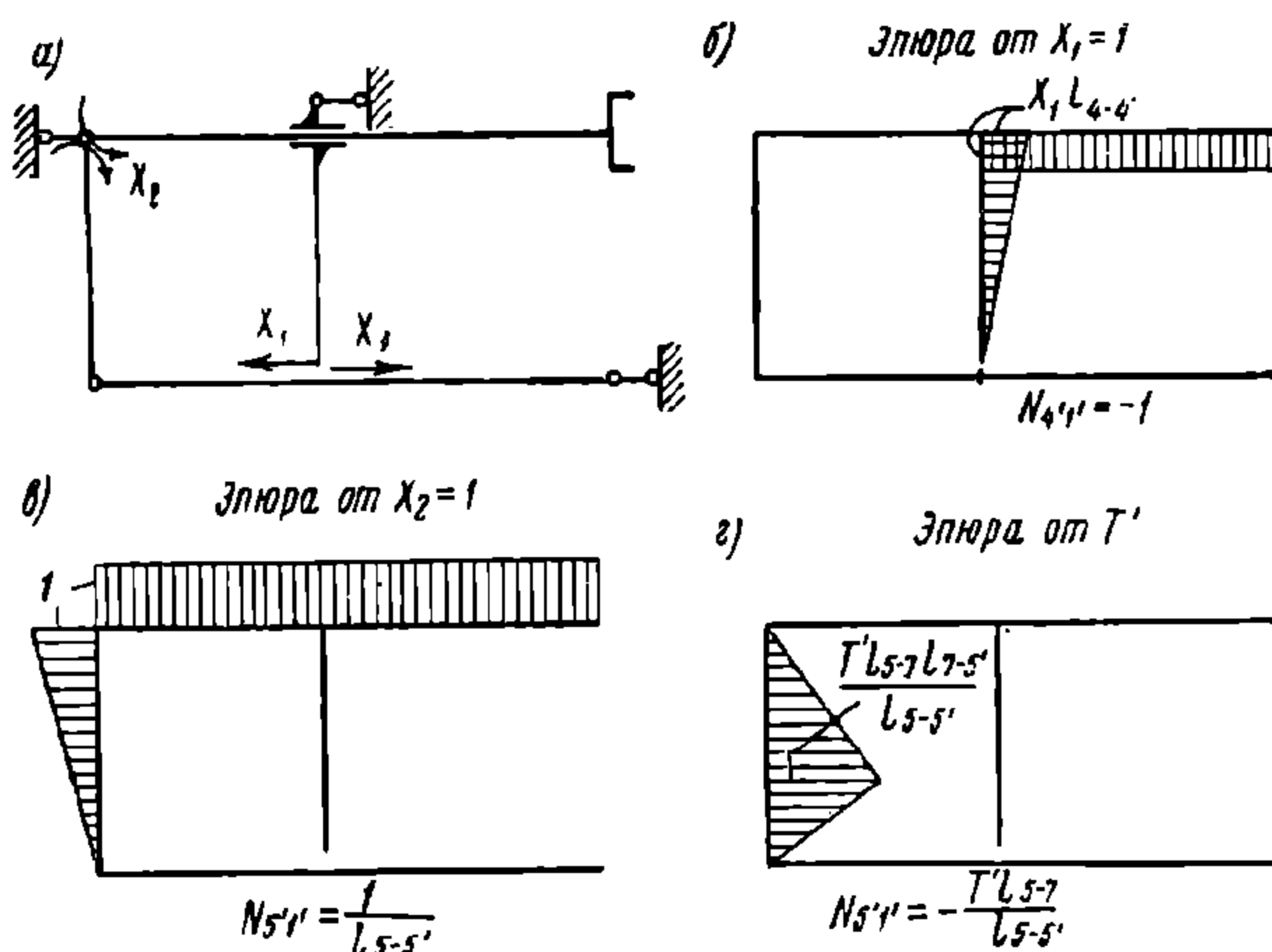


Фиг. 313. К расчёту рам от продольных нагрузок

Единичные эпюры для обеих схем совершенно аналогичны (фиг. 313, *б* и *в*). Грузовые эпюры строятся для каждой схемы в отдельности (фиг. 313, *г* и *д*).

Внутренние нормальные усилия, чтобы не усложнять эпюры, обозначаются для каждого стержня через N с индексами, соответствующими конечным точкам участка, на котором действуют усилия¹. Отрицательные значения N соответствуют сжимающим усилиям, положительные — растягивающим.

В основной системе схемы *в* (фиг. 314, *а*) лишними неизвестными являются: перерезывающая сила X_1 и момент X_2 в дополнительно введённом шарнире в точке 5. На той же фигуре показаны единичные и грузовые эпюры. В этой схеме



Фиг. 314. К расчёту рам от продольных нагрузок

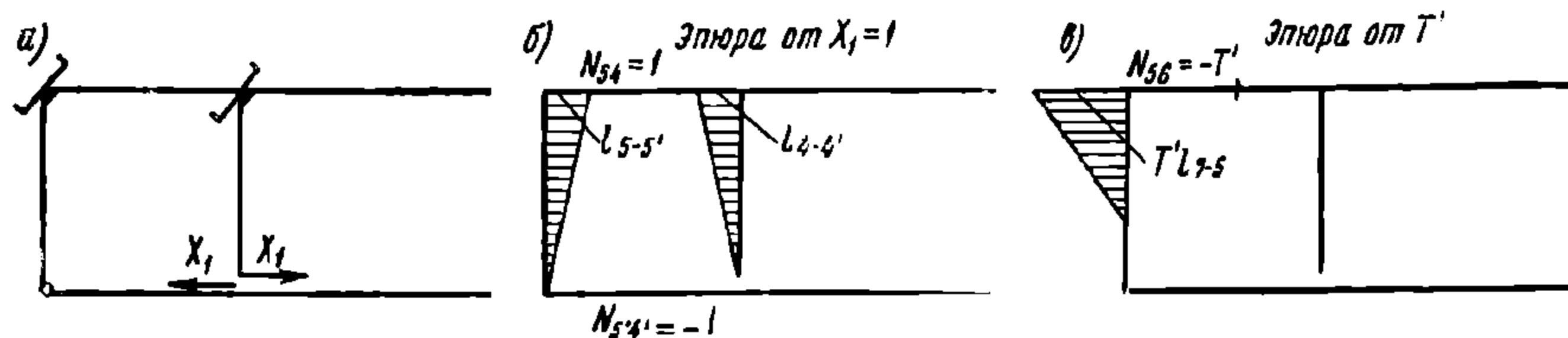
нормальные усилия, возникающие в стержнях системы вследствие изгиба стержня 4—5, не учитываются.

Основная система и соответствующие эпюры для схемы 2 показаны на фиг. 315, *а*, *б* и *в*.

При вычислении коэффициентов канонических уравнений учитываются перемещения от действия изгибающих моментов M и нормальных сил N по формуле

$$\delta_{ij} = \sum \int_0^l \frac{M_i M_j dx}{EI} + \sum \int_0^l \frac{N_i N_j dx}{EF}. \quad (419)$$

Дальнейший ход расчёта ничем не отличается от рассмотренного выше.



Фиг. 315. К расчёту рам от продольных нагрузок

После определения неизвестных для каждой схемы строятся суммарные эпюры изгибающих моментов и нормальных сил. Примерный вид таких эпюр показан на фиг. 316. Ординаты эпюр изгибающих моментов и нормальные силы указываются в долях T' (m и n).

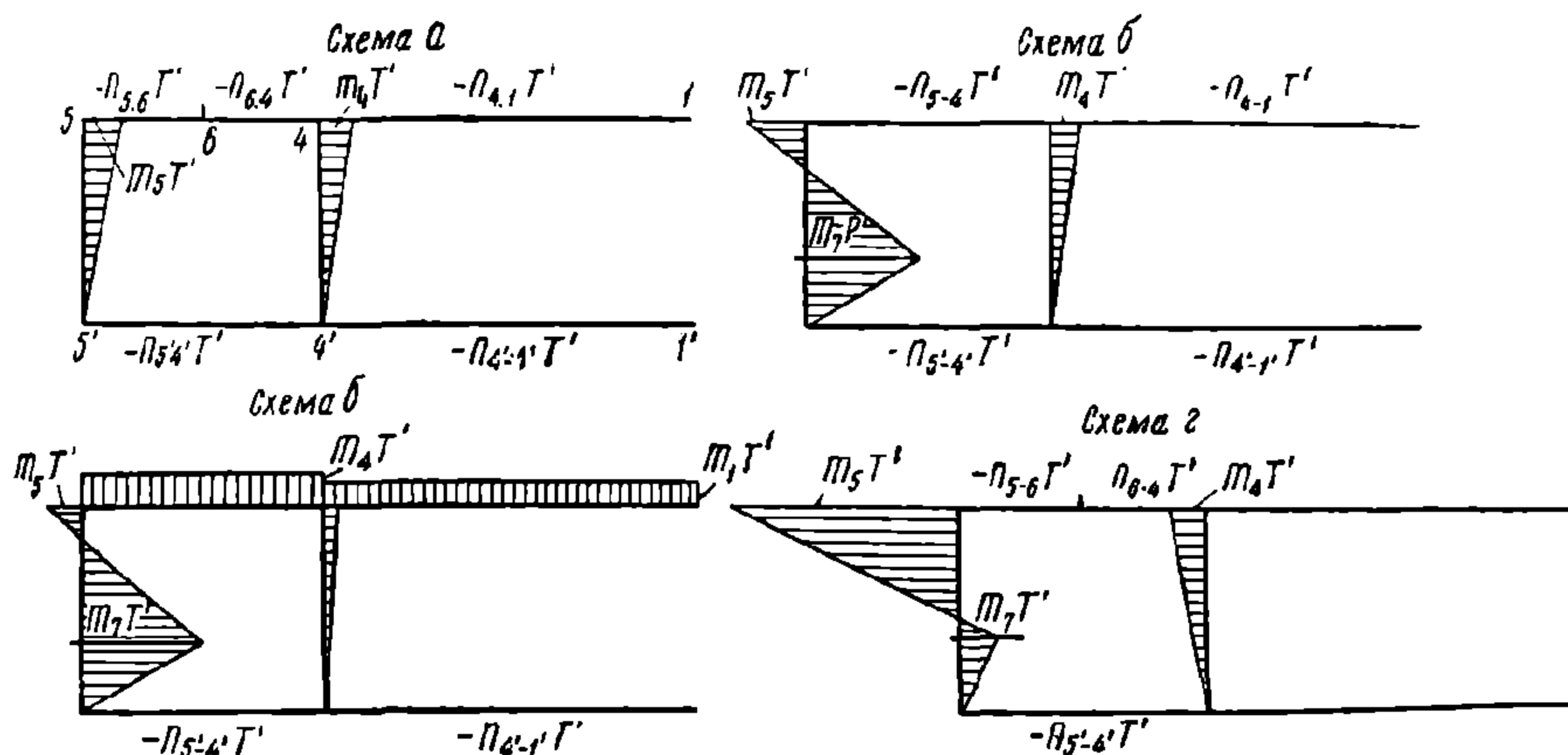
Напряжения целесообразно определять для $T' = 10 \text{ т}$, что удобно для последующего расчёта. Вычисление напряжений сводится в табл. 47.

¹ Такое упрощение возможно, так как эпюры нормальных сил имеют форму прямоугольника. Последнее следует иметь в виду при вычислении перемещений.

Т а б л и ц а 47

Элемент	Сечение	Схема нагрузки								Параметры сечений		Напряжения в кг/см ² от $T' = 10\text{ т}$			
		а		б		в		г		F см ²	W см ³	σ_a	σ_b	σ_v	
		N_a в кг	M_a в кгсм	N_b в кг	M_b в кгсм	N_v в кг	M_v в кгсм	N_2 в кг	M_2 в кгсм						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16

В графы 3—10 заносятся нормальные усилия N и изгибающие моменты M в сечениях элементов каждой схемы, соответствующие $T' = 10\text{ т}$. В графы 13—16 заносятся вычисленные напряжения.



Фиг. 316. Суммарные эпюры изгибающих моментов и нормальных сил

Напряжения в элементах основных расчётных схем (фиг. 311) от принятых нагрузок определяются следующими формулами:

1) сжатие усилием 100 т , приложенным к автосцепке (фиг. 311, а)

$$\sigma_1 = 5\sigma_a;$$

2) растяжение усилием 80 т , приложенным к автосцепке (на фиг. 311, а эти усилия показаны пунктиром)

$$\sigma_2 = -4\sigma_a;$$

3) сжатие усилием 30 т , приложенным к каждому буферу с одного конца вагона, и 60 т — к автосцепке с другого конца (фиг. 311, б)

$$\sigma_3 = 1,5(\sigma_a + \sigma_b \pm \sigma_2).$$

Знак плюс перед напряжением σ_2 соответствует выбранной четверти рамы (схема г), знак минус — смежной с ней, по продольной оси рамы;

4) сжатие усилиями 30 т , приложенными к буферам одной стороны вагона (фиг. 311, в)

$$\sigma_4 = 1,5(\sigma_b \pm \sigma_v).$$

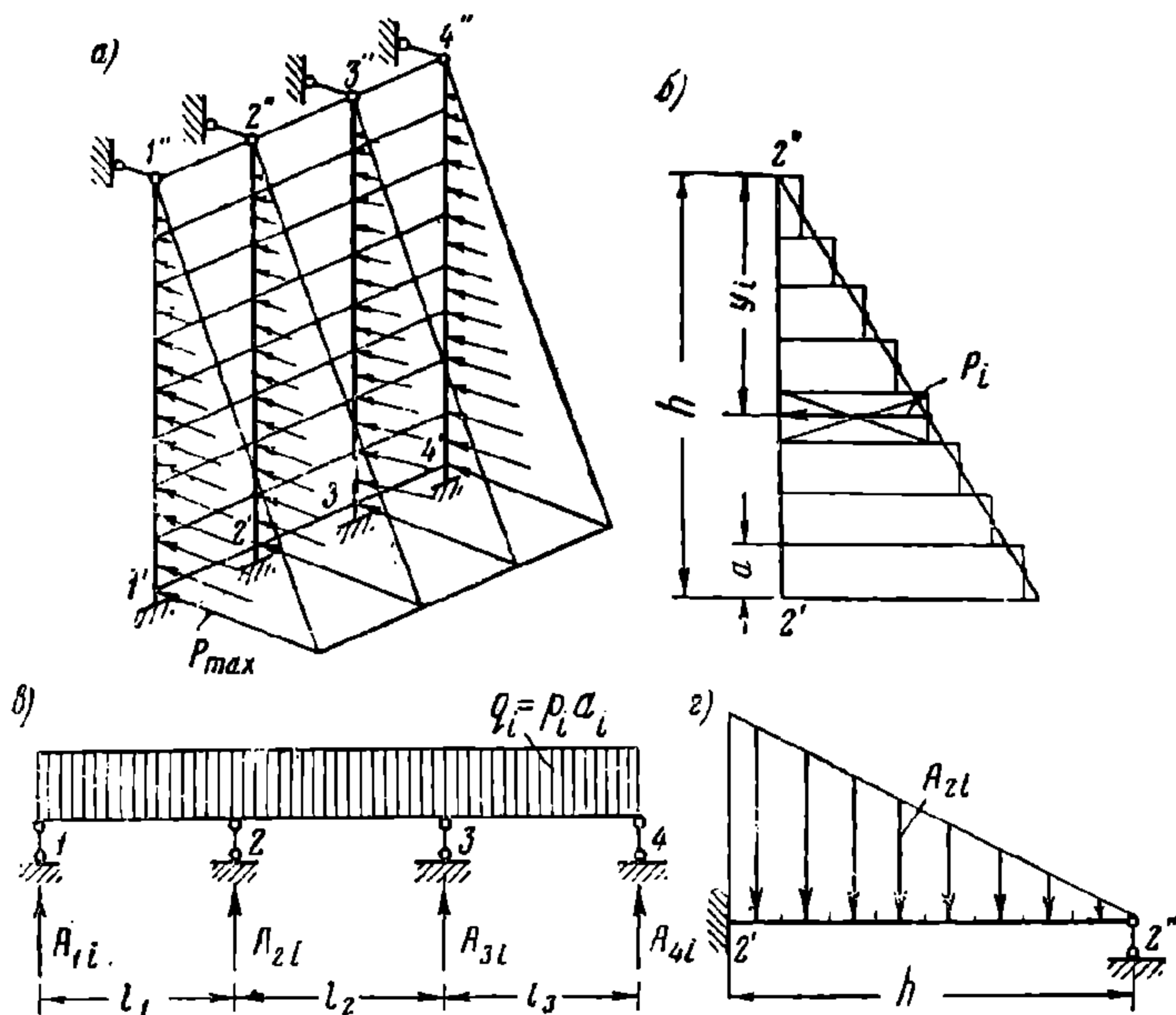
Знаки у σ_v принимаются подобно предыдущему случаю.

Подсчитанные таким образом напряжения в сечениях элементов рамы от расчётных продольных нагрузок сводятся в таблицу, подобную табл. 46.

В наиболее нагруженных сечениях напряжения от каждого варианта продольной нагрузки алгебраически складываются с наибольшими напряже-

ниями от вертикальной нагрузки. В результате такого сложения получаются максимальные напряжения, по которым судят о прочности рамы. Наиболее нагруженные сечения для каждого элемента находятся по максимальным значениям M и N при совместном действии продольной и вертикальной нагрузок для всех возможных сочетаний последних. Если при сложении суммарные напряжения оказываются по абсолютной величине меньше составляющих, то суммирование не производится, а оценка прочности данного сечения делается по наибольшему из составляющих напряжений.

Выше рассматривалось загрузение рамы продольными нагрузками, действующими в её расчётной плоскости. Однако часто имеется эксцентричное приложение продольных усилий относительно расчётных осей элементов



Фиг. 317. К расчёту стенки от усилий распора

рамы. При эксцентриситете, превышающем 30 мм, продольные усилия рекомендуется переносить в расчётную плоскость, а действующие моменты, появляющиеся в результате переноса сил, учитывать как дополнительную нагрузку в расчётной схеме рамы от вертикальной нагрузки. Порядок расчёта при этом сохраняется прежним, а напряжения от вертикальной нагрузки соответственно дополняются напряжениями от моментов и продольных сил.

Для того чтобы судить о рациональности конструкции и о степени её приближения к равнопрочной, целесообразно строить эпюры напряжений вдоль наиболее нагруженных волокон элементов рамы при различных сочетаниях нагрузок.

Стенки кузова грузового вагона с несущей рамой рассчитываются на усилия распора от сыпучих грузов. Деревянные доски обшивки рассматриваются как неразрезные балки на жёстких опорах, которыми являются стойки каркаса. Стойки рассчитываются на действие реактивных усилий досок, распределённых по их высоте. Нижние концы стоек принимаются жёстко заделанными в раму, а верхние концы — шарнирно опёртыми на жёсткие опоры. Такая система решается обычными методами сопротивления материалов.

В качестве примера рассмотрим ход расчёта лобовой стенки двухосного крытого вагона (фиг. 317, а). Лобовая стенка подвергается действию равномерно распределённого по её длине давления распора груза с интенсивностью, определяемой формулой (407). Доски принимаются не связанными между собой и рассчитываются как самостоятельные многоопорные балки постоянной жёст-

кости (фиг. 317, в). Интенсивность равномерно распределённой нагрузки каждой доски находится по формуле

$$q_i = a_i p_i,$$

где a_i — ширина рассчитываемой доски в см;

p_i — средняя интенсивность давления, приходящегося на ширину доски, в кг/см² (фиг. 317, б).

В частном случае при одинаковом расстоянии между стойками ($l_1 = l_2 = l_3 = l$) опорные реакции равны

$$A_{1i} = A_{4i} = 0,4 q_i l \text{ кг};$$

$$A_{2i} = A_{3i} = 1,1 q_i l \text{ кг}.$$

Максимальный изгибающий момент в сечении на опоре 2 равен

$$M_{2i} = 0,1 q_i l^2 \text{ кгсм}.$$

По напряжениям, вычисленным для этого сечения, проверяется прочность досок обшивки.

Нагрузка на стойку 2' — 2'' по величине равна реакции опоры 2 (фиг. 317, в) от всех досок, уложенных по высоте стойки. Эта реакция составляет

$$A_{2i} = 1,1 l a_i p_i \text{ кг}.$$

Следовательно, полная нагрузка распора, приходящаяся на стойку, равна

$$P_{2'-2''} = 1,1 P l \text{ кг},$$

где P — равнодействующая распорной нагрузки, определяемая формулой (405), в т/м.

Максимальный изгибающий момент в сечении стойки у заделки 2' (фиг. 317, г) равняется

$$M_{2'} = \frac{2 P_{2'-2''} h}{15} = \frac{22}{15} P h l, \text{ кгсм},$$

где h — высота уровня загрузки вагона в см.

Аналогичным образом рассчитываются и остальные стенки кузова.

Борты платформы также рассчитываются на действие давления распора при погрузке с «шапкой». Составление точной расчётной схемы в этом случае весьма затруднительно. Приближённое решение может быть получено, если верхнюю доску считать как балку на двух опорах под равномерно распределённой нагрузкой, а нижнюю — как многоопорную балку. Опорами верхней доски служат бортовые запоры, а нижней — шарнирные подвески борта. Нагрузка на доски находится из эпюр давлений подобно тому, как это делается для досок обшивки. Бортовые запоры и шарнирные подвески рассчитываются на действие опорных реакций досок.

4. РАСЧЁТ КУЗОВА С НЕСУЩИМИ БОКОВЫМИ СТЕНКАМИ

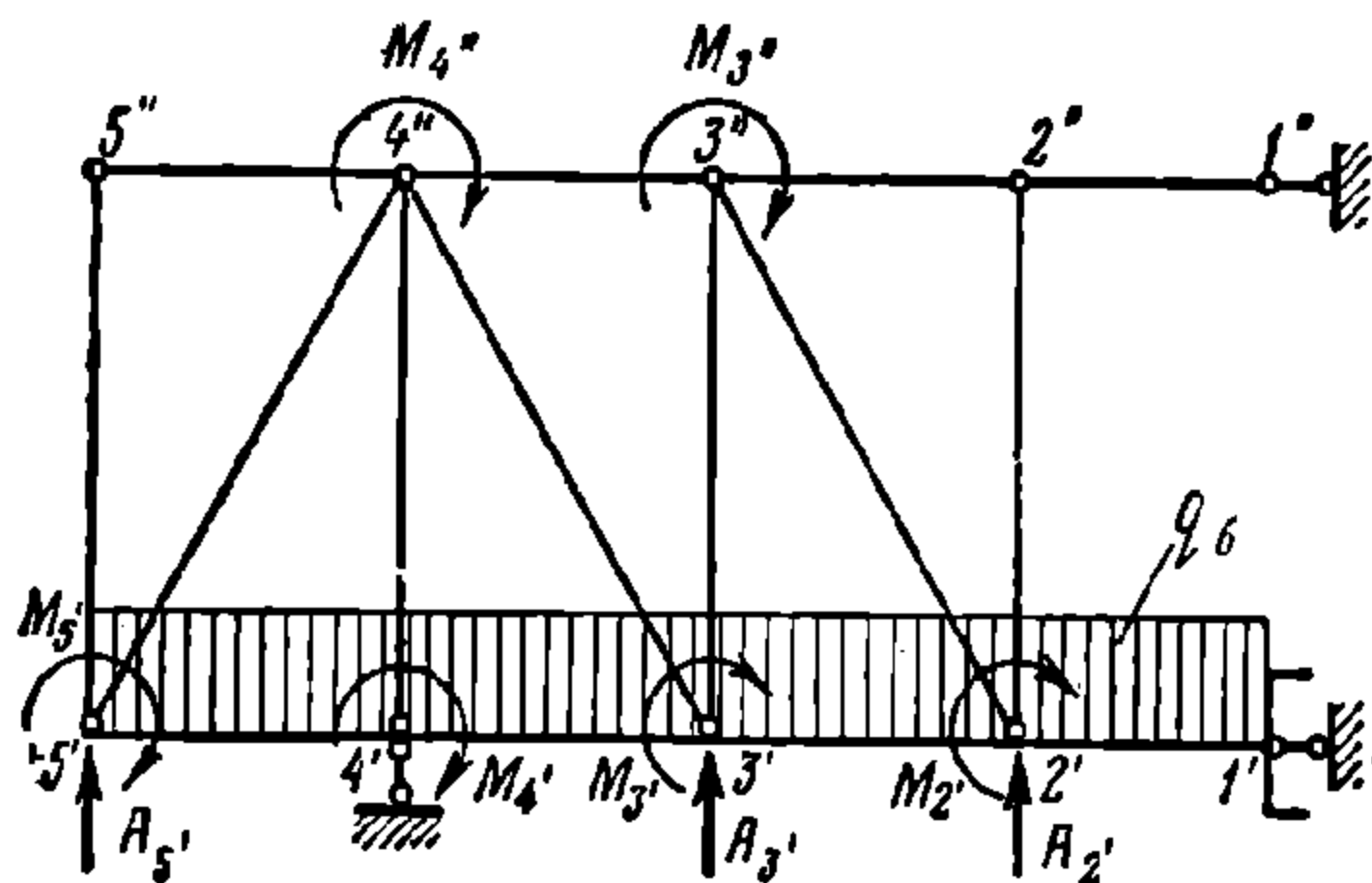
Как указывалось выше, несущие боковые стенки кузова выполняются в виде раскосно-стоечных ферм или балок-стенок, состоящих из каркаса, обшитого тонкими стальными листами. В обоих случаях они воспринимают вертикальную нагрузку совместно с рамой. Напряжённое состояние хребтовой балки и боковых стенок зависит от непосредственно действующей на них нагрузки, от соотношения их жёсткостей и от жёсткости поперечных элементов рамы в вертикальной плоскости. Жёсткие поперечные балки препятствуют взаимным вертикальным перемещениям хребтовой балки и боковых стенок и частично уравнивают их прогибы, а тем самым перераспределяют нагрузки между ними.

При упрощённом расчёте кузова рассматриваемого вида от вертикальной нагрузки указанные обстоятельства учитываются неполностью. Так как боковые стенки обычно обладают относительно большой жёсткостью на изгиб в

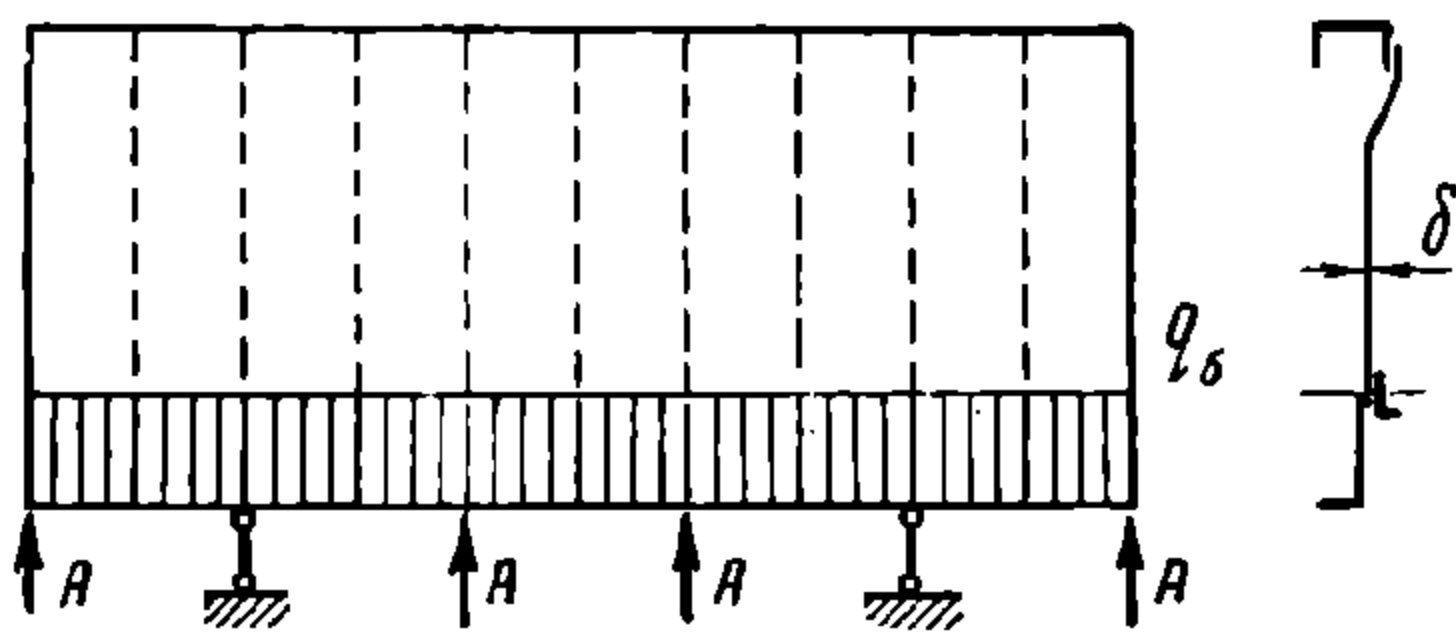
вертикальной плоскости, они принимаются недеформируемыми. Расчёт ведётся по схеме, принятой для несущих рам (фиг. 306), в которой боковые балки считаются абсолютно жёсткими. Распределение нагрузок и порядок расчёта сохраняются без изменений, но перемещения для участков схемы, принятых абсолютно жёсткими, не учитываются, так как в этом случае они равны нулю.

По указанной схеме определяются усилия и напряжения в хребтовой и поперечных балках рамы. Боковые несущие стенки рассчитываются отдельно как фермы или балки на двух опорах от приходящейся на них вертикальной нагрузки. В качестве опор ферм или балок принимаются концы шкворневых балок. Влияние поперечных элементов рамы на загрузку стенки учитывается приложением дополнительных сосредоточенных усилий A , равных по величине реакциям концов промежуточных поперечных балок и буферных брусков. Эти реакции определяются из расчёта рамы.

Расчёту подвергается половина стенки, отсечённая по оси симметрии. В случае стенки ферменной конструкции (фиг. 318) нижняя обвязка считается неразрезной, а соединения остальных элементов — шарнирными. Полученная таким образом система содержит три лишних неизвестных и решается методом сил (решение рассматривается ниже). При относительно малой жёстко-



Фиг. 318. Расчётная схема фермы боковой стенки



Фиг. 319. Расчётная схема балки-стенки

сти нижней обвязки (например, кузов гондолы), с достаточной степенью точности все стержни принимаются соединёнными шарнирно. Тогда система превращается в статически определимую ферму, которая рассчитывается известными методами строительной механики¹. Нижняя обвязка в последнем случае дополнительно рассчитывается на местную нагрузку, приложенную в пролётах.

Как указывалось выше, при проектировании стремятся избежать эксцентричных узлов. Однако в отдельных случаях полностью выдержать это условие не удаётся. Реакции A концов поперечных элементов рамы иногда оказываются смещёнными относительно центров узлов нижнего пояса боковой фермы. То же относится и к усилиям в отдельных стержнях, сходящихся в узлах нецентрально. При расчёте все узлы фермы принимаются центральными. Эксцентрично действующие на узел усилия переносятся параллельно самим себе в узловые точки с добавлением соответствующих моментов M по правилу переноса сил. Влияние этих моментов на узловые соединения и стержни системы учитывается дополнительным расчётом.

Боковая несущая конструкция, выполненная в виде сплошной балки-стенки, рассчитывается, как балка на двух опорах, загруженная теми же силами, что и стенка ферменного типа. Расчётная схема и примерный вид поперечного сечения такой балки-стенки показаны на фиг. 319.

Если толщина δ вертикального листа относительно мала, то лист вследствие частичной потери устойчивости неполностью воспринимает нагрузки,

¹ Геометрическая изменяемость системы в пролёте дверного проёма не играет роли вследствие симметричности нагружения.

приходящиеся на него в сечении. Это обстоятельство принято учитывать при расчёте уменьшением действительной площади сечения листа. В кузовах металлических гондол, где применяются сплошные балки-стенки, по условиям эксплуатации не рекомендуется иметь толщину листа меньше 4 мм. В таких стенках при расчётах от вертикальной нагрузки в момент инерции сечения балки входит полное сечение листа.

Имея расчётную схему (фиг. 319), легко построить эпюры изгибающих моментов и перерезывающих сил и вычислить напряжения в балке по обычным формулам.

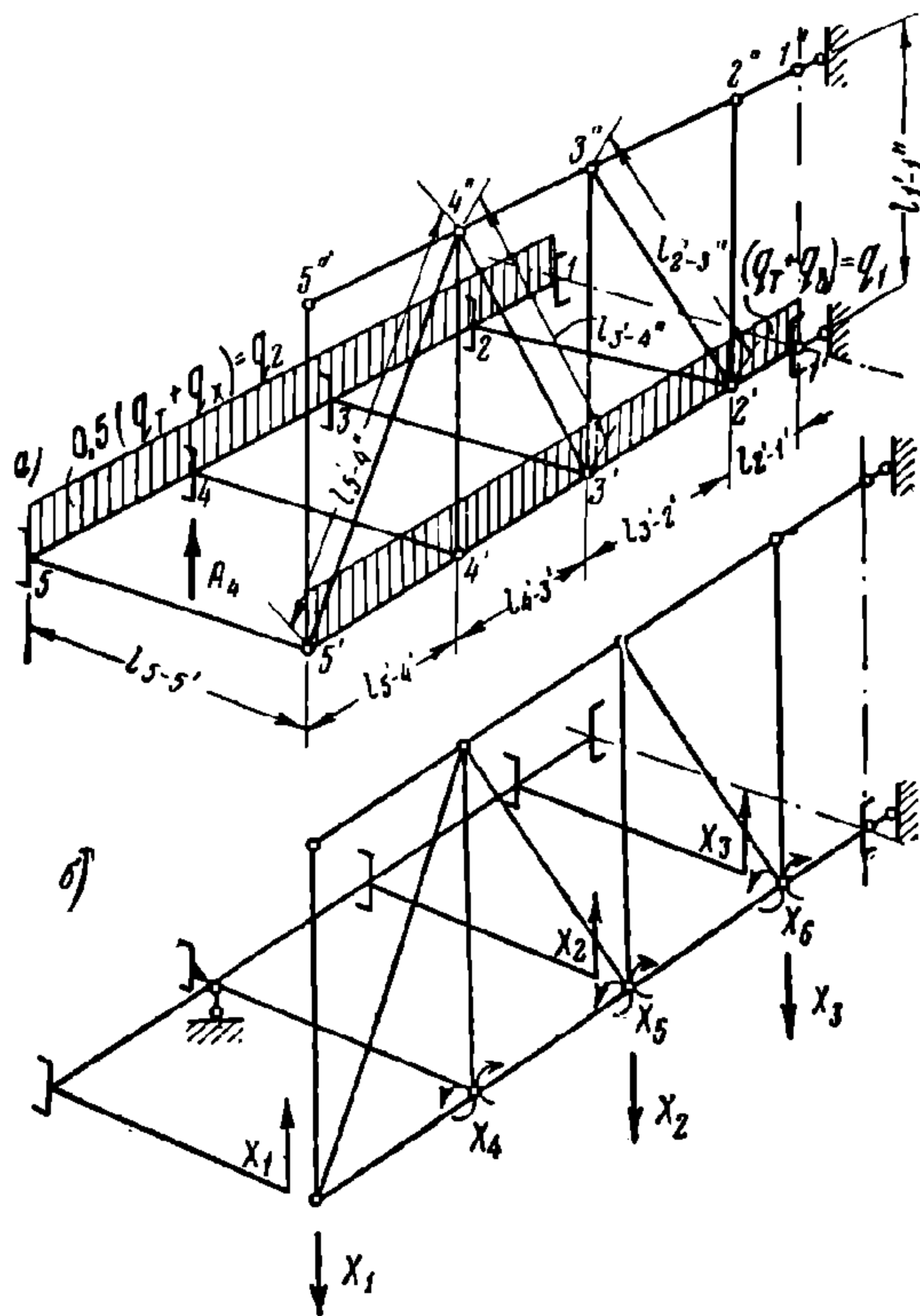
Несущие боковые стенки пассажирских и крытых грузовых вагонов обшиваются более тонкими листами; кроме того, в них делаются вырезы для окон, дверей и люков, которые влияют на напряжённое состояние стенок, вследствие чего расчёт последних значительно усложняется. Подробно расчёт подобных конструкций разбирается ниже.

Испытания кузова четырёхосного крытого грузового вагона показали, что величины прогибов хребтовой балки и боковых стенок от вертикальной нагрузки весьма близки между собой. Это объясняется наличием мощных поперечных балок в раме и относительно небольшой жёсткостью боковых ферм. При таких условиях указанный выше упрощённый метод расчёта кузова требует уточнения.

Уточнённым методом кузовов с несущими боковыми стенками ферменного типа рассчитывается от вертикальной нагрузки как пространственная, статически неопределимая стержневая система.

Расчётная схема кузова (фиг. 320, а) образуется осевыми линиями, проходящими через центры тяжести площадей поперечных сечений составляющих элементов. Соединения всех стержней между собой принимаются шарнирными, а сами стержни, в том числе и нижняя обвязка фермы, — неразрезными. Распределение вертикальной нагрузки между элементами осуществляется таким же способом, как и в рассмотренном выше расчёте рамы. Действие отброшенной части кузова заменяется связями, соответствующими возможным деформациям стержней в сечениях разреза.

Основная система (фиг. 320, б) получается путём отсечения поперечных балок в точках 5', 3' и 2' и введения шарниров в плоскости фермы в тех же точках нижней обвязки. Отброшенные лишние связи соответственно заменяются неизвестными усилиями X_1 , X_2 , X_3 и моментами X_4 , X_5 , X_6 . Кроме того, в разрезах поперечных балок действуют перерезывающие усилия в плоскости рамы и нормальные силы, направленные вдоль балок. В данном случае эти усилия не учитываются вследствие незначительной их величины.



Фиг. 320. Расчётная схема и основная система кузова со стенками ферменного типа

Таким образом, расчётная схема содержит шесть лишних неизвестных. Для нахождения неизвестных составляется и решается система из шести канонических уравнений обычного вида. При вычислении единичных и грузовых

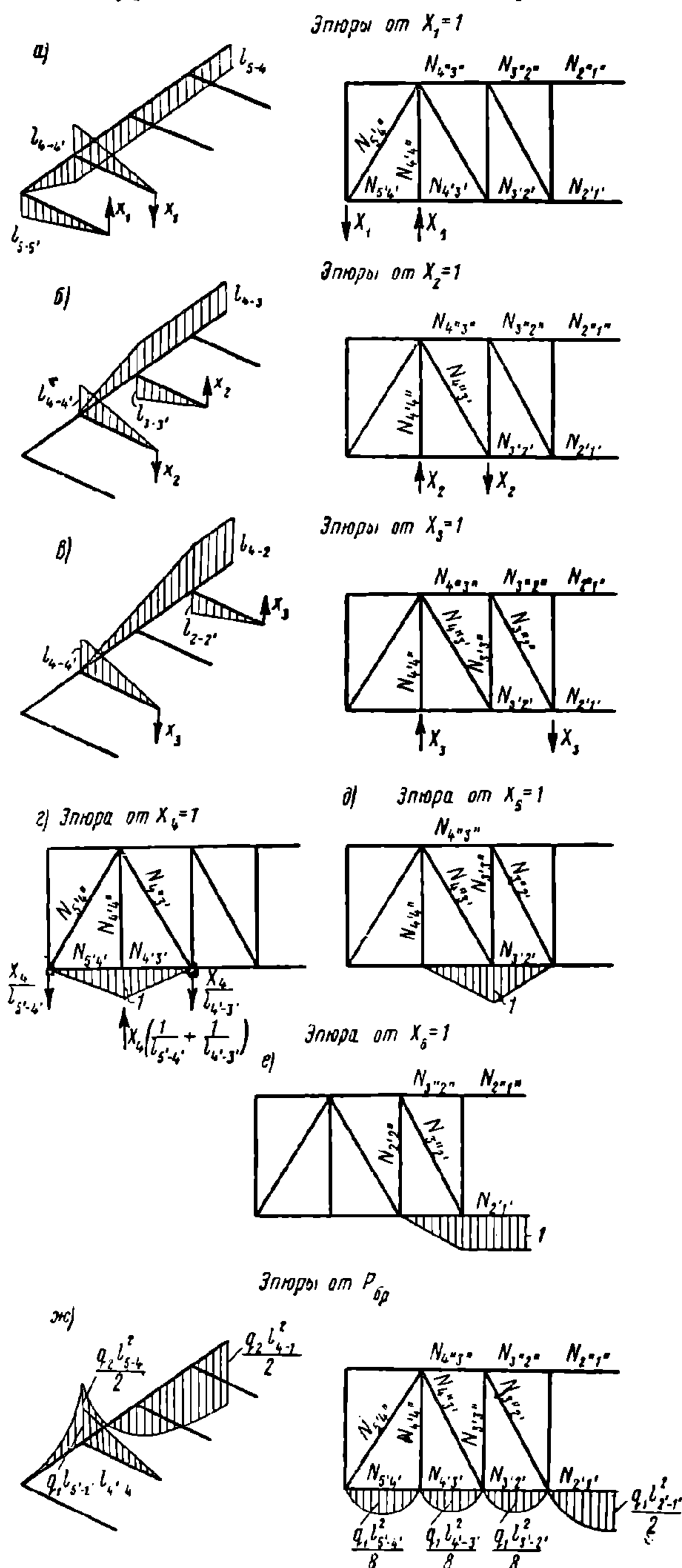
коэффициентов уравнений учитываются перемещения от изгибающих моментов и нормальных сил, определяемые формулой (419).

Указанный выбор основной системы облегчает построение единичных и грузовых эпюр. Для построения эпюр целесообразно раму и ферму изображать отдельно в виде двух плоских систем (фиг. 321), так как деформации рамы происходят в направлении, перпендикулярном её плоскости, а ферма деформируется в своей плоскости. При этом учитывается, что они связаны между собой в точке 4'.

Неизвестные усилия X_1 , X_2 , X_3 и расчётная нагрузка $P_{бр}$ действуют на обе, отдельно изображённые части. Перерезывающие усилия X_1 , X_2 и X_3 вызывают изгиб стержней, относящихся к раме, и растяжение-сжатие стержней фермы (фиг. 321, а, б, в).

Усилие X_1 , действующее на стержень 5'—5, уравнивается реакцией опоры в точке 4. Момент этого усилия на плече 5'—5 уравнивается реактивным моментом закрепления в точке 5, а момент на плече 5'—4 — моментом закрепления в точке 1.

Усилие X_1 , действующее на ферму, передаётся в точке 4' на стержень 4'—4 и уравни-



Фиг. 321. К расчёту рамы и боковой стенки ферменного типа

новешивается на опоре 4 реакцией, полученной от того же усилия, действующего на раму. Момент на плече 4'—4 воспринимается закреплением от поворота в точке 4. Соответственно разобранному распределению усилий X

строятся эпюры изгибающих моментов в элементах рамы (фиг. 321, а). Для определения нормальных усилий в стержнях фермы последнюю можно рассматривать как самостоятельную плоскую систему, нагруженную силами X_1 , приложенными в точках $5'$ и $4'$. Действие усилий X_2 и X_3 аналогично рассмотренному выше.

Моменты X_4 , X_5 и X_6 действуют только в плоскости фермы и уравниваются внутренними усилиями в её стержнях. Например, момент X_4 изгибает стержни $5'—4'$ и $4'—3'$ и создаёт сосредоточенные усилия, действующие на узлы $5'$, $4'$ и $3'$ (фиг. 321, г) и вызывающие нормальные усилия в стержнях фермы. Аналогичным образом действуют и остальные моменты.

Равномерно распределённая нагрузка хребтовой балки с интенсивностью q_2 уравнивается реакцией на опоре в точке 4, а изгибающий момент в точке 1 уравнивается реактивным моментом закрепления от поворота (фиг. 321, ж).

Нагрузка боковой стенки с интенсивностью q_1 также уравнивается на опоре 4 через стержень $4'—4$ и вызывает изгиб последнего. В плоскости фермы эта нагрузка изгибает стержни нижней обвязки и создаёт нормальные усилия в стержнях. Для определения внутренних усилий в стержнях фермы целесообразно пользоваться комбинированным методом, применяя для различных стержней способ вырезания узлов, метод моментных точек или способ проекций сил.

В качестве примера рассмотрим определение усилий в стержнях боковой фермы от равномерно распределённой нагрузки с интенсивностью q_1 .

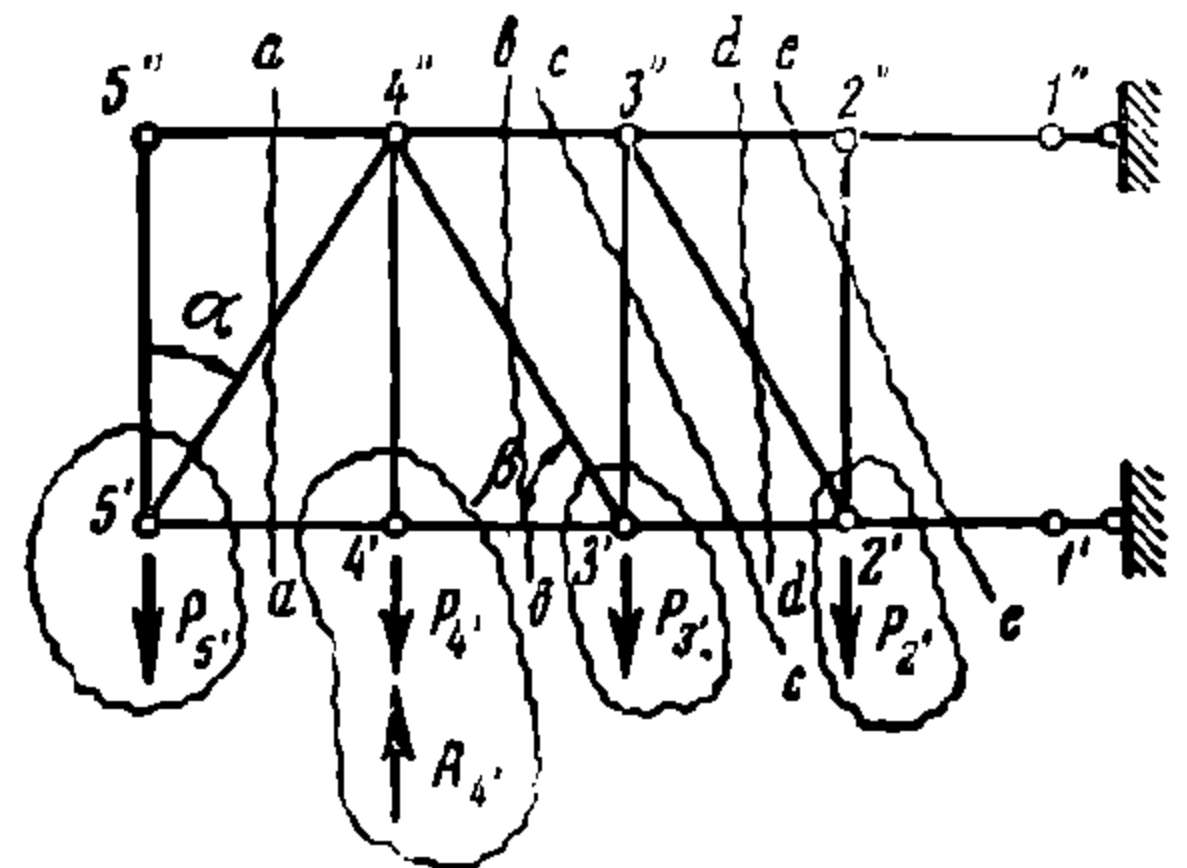
Равномерно распределённая нагрузка приводится к сосредоточенным усилиям в узлах (фиг. 322) по следующим формулам:

$$P_{5'} = q_1 \frac{l_{5'-4'}}{2};$$

$$P_{4'} = q_1 \frac{l_{5'-4'} + l_{4'-3'}}{2};$$

$$P_{3'} = q_1 \frac{l_{4'-3'} + l_{3'-2'}}{2};$$

$$P_{2'} = q_1 \left(\frac{l_{3'-2'}}{2} + l_{2'-1'} \right).$$



Фиг. 322. К расчёту фермы

Эти усилия уравниваются реакцией

$$A_{4'} = P_{5'} + P_{4'} + P_{3'} + P_{2'}.$$

Усилие в стержне $5'—4'$ определяется из уравнения моментов для части фермы, отсечённой по $a—a$, относительно точки $4''$

$$N_{5'4'} = - \frac{P_{5'} l_{5'-4'}}{l_{1'-1''}}.$$

Из условия равновесия узла $5'$ определяется усилие в раскосе $5'—4''$

$$N_{5'4''} = \frac{P_{5'} l_{5'-4''}}{l_{1'-1''}}.$$

Здесь отношение

$$\frac{l_{5'-4''}}{l_{1'-1''}} = \frac{1}{\cos \alpha},$$

где α — угол, образованный стержнями $5''—5'$ и $5'—4''$.

Усилие в стойке $4'—4''$ и стержне $4'—3'$ находится из рассмотрения равновесия узла $4'$

$$N_{4'4''} = -(A_{4'} - P_{4'}) = -(P_{5'} + P_{3'} + P_{2'});$$

$$N_{4'3'} = N_{5'4'}$$

Усилие в раскосе $4''—3'$ определяется из условия равенства нулю суммы проекций на вертикальную ось всех сил, действующих на правую часть фермы, отсечённую по $b—b$

$$N_{3'4''} = \frac{(P_{3'} + P_{2'})l_{3'-4''}}{l_{1'-1''}}.$$

Здесь отношение

$$\frac{l_{1'-1''}}{l_{3'-4''}} = \sin \beta,$$

где β — угол, образованный стержнями $3'—4''$ и $3'—4'$.

Усилие в стержне $3'—2'$ находится из условия равновесия узла $3'$

$$N_{3'2'} = N_{4'3'} + \frac{N_{3'4''}l_{3'-4''}}{l_{3'-4'}}.$$

Из суммы проекций внутренних сил на горизонтальную ось в сечении $c—c$ усилие в стержне $4''—3''$

$$N_{4''3''} = -N_{3'2'},$$

а из суммы проекций на вертикальную ось $N_{3'3''} = -P_{2'}$.

Для определения усилия в стержне $2'—3''$ удобно воспользоваться условием равновесия правой части фермы, отсечённой по $d—d$

$$N_{2'3''} = \frac{P_{2'}l_{2'-3''}}{l_{1'-1''}}.$$

Из условия равновесия узла $2'$ усилие в стержне $2'—1'$

$$N_{2'1'} = N_{3'2'} + \frac{N_{2'3''}l_{3'-2'}}{l_{2'-3''}}.$$

Усилие в стойке $2'—2''$

$$N_{2'2''} = 0,$$

а усилия в стержнях верхнего пояса $3''—2''$ и $2''—1''$

$$N_{3''2''} = N_{2''1''} = -N_{2'1'},$$

что совершенно очевидно из рассмотрения равновесия правой части фермы, отсечённой по $e—e$.

Таким же образом находятся усилия в стержнях фермы от действия единичных силовых факторов, соответствующих принятым неизвестным.

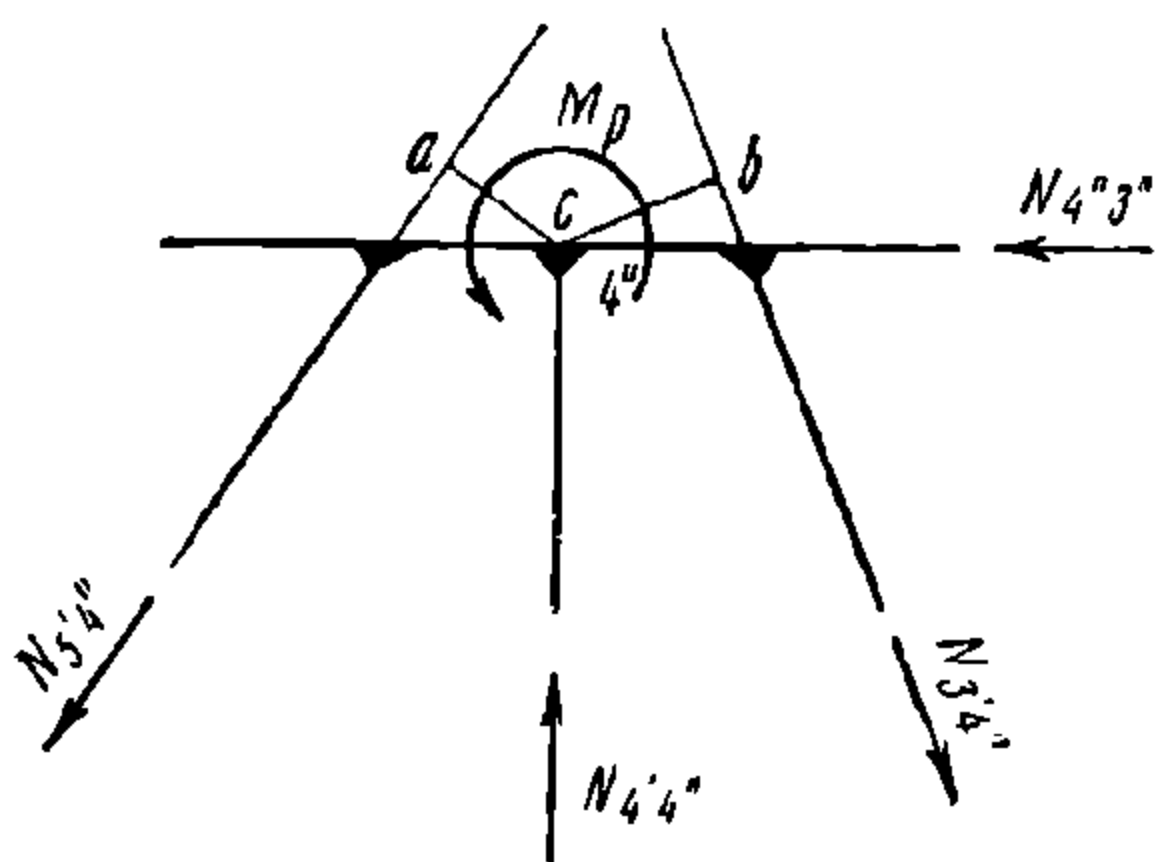
Величина этих усилий, выраженная в общем виде, приведена в табл. 48. В данной системе стержни $5'—5''$, $5''—4''$ и $2'—2''$ являются нулевыми и в таблицу не включены. Результаты вычислений также целесообразно сводить в таблицу подобной формы.

Дальнейший расчёт, а именно, вычисление перемещений, определение коэффициентов и решение уравнений, производится обычным порядком. После нахождения неизвестных строятся суммарные эпюры изгибающих моментов и нормальных сил, по которым вычисляются напряжения в сечениях элементов.

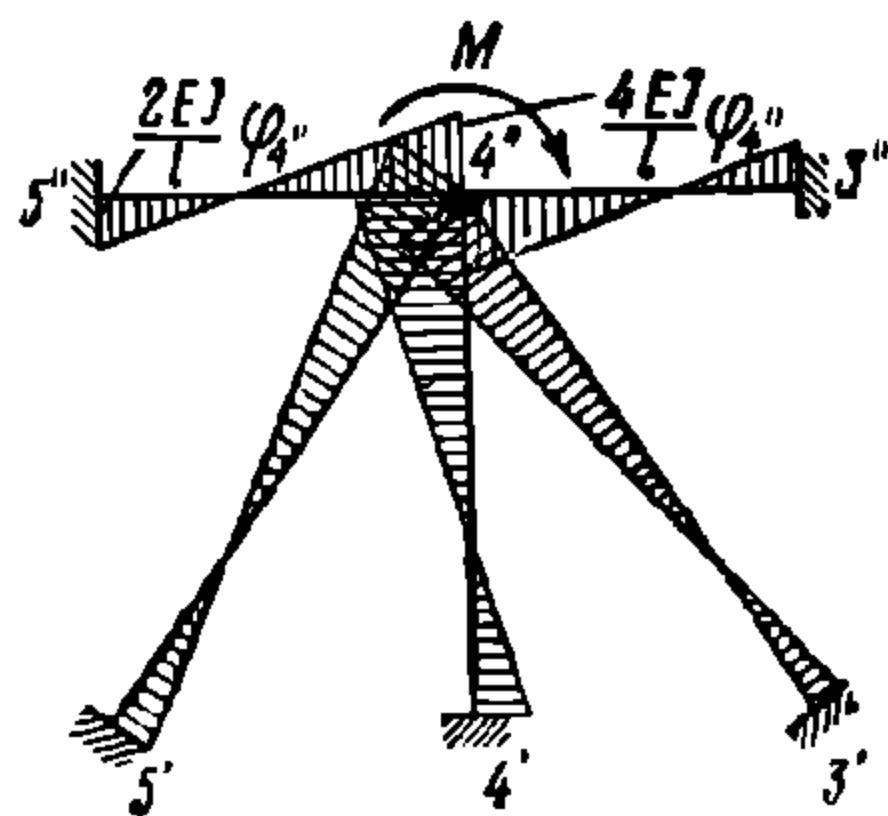
Совершенно очевидно, что изложенный метод определения усилий в элементах фермы в равной степени пригоден и при упрощённом расчёте (фиг. 318). В упрощённом расчёте нижний пояс фермы принимается разрезным и, следовательно, исключаются неизвестные моменты X_4 , X_5 и X_6 , а неизвестные усилия X_1 , X_2 и X_3 заменяются соответствующими реакциями концов поперечных балок рамы.

В тех случаях, когда лобовые стенки кузова полностью обшиваются стальными листами, в разобранных выше схемах расчёта кузова от вертикальной нагрузки буферные брусья принимаются абсолютно жёсткими в вертикальной плоскости.

Точный расчёт влияния эксцентриситетов узлов боковой фермы довольно сложен. В таком расчёте учитывается взаимодействие узлов при их повороте и



Фиг. 323. Схема узла



Фиг. 324. Расчётная схема узла

относительное смещение узловых точек при деформации всей системы. Для этой цели строится диаграмма перемещений узлов, а затем вся ферма рассчитывается методом деформаций подобно тому, как это делается для поясной боковины тележки грузовых вагонов (см. главу IX).

Для приближённого расчёта местного влияния эксцентриситетов вычерчивается конструктивная схема узла (фиг. 323). К стержням прикладываются действующие в них расчётные усилия и вычисляется реактивный момент M_p узла относительно точки c .

Для случая, изображённого на фигуре (узел 4'' в рассмотренной выше схеме), реактивный момент равен

$$M_p = N_{3'4''} \bar{c}b - N_{5'4''} \bar{c}a,$$

где $\bar{c}b$ и $\bar{c}a$ — плечи усилий $N_{3'4''}$ и $N_{5'4''}$ соответственно относительно центральной точки c узла 4''.

Чтобы найти распределение момента M_p между стержнями, составляется расчётная схема (фиг. 324), в которой стержни принимаются сходящимися в одной точке и жёстко связанными между собой. Другие концы стержней считаются жёстко закреплёнными. К узлу прикладывается активный момент M , равный по величине реактивному M_p , но противоположно направленный. Этот момент вызывает поворот жёсткого узла и изгиб стержней.

Из метода деформаций известно, что если в указанной схеме жёсткий узел повернуть на угол $\varphi_1 = 1$, на поворачиваемых концах стержней появятся реактивные моменты

$$M_{i1} = \frac{4EI_i}{l_i}$$

а на противоположных концах

$$M'_{i1} = \frac{2EI_i}{l_i}$$

НТБ
ДНУЖТ

<div>Стержень</div> <div>Нагрузка</div>	5'-4'	4'-3'	3'-2'	2'-1'	4''-3''
$X_1=1$	$-\frac{l_{5'-4'}}{l_{1'-1''}}$	$N_{5'4'}$	$N_{5'4'}$	$N_{5'4'}$	$\frac{l_{5'-4'}}{l_{1'-1''}}$
$X_2=1$	0	0	$\frac{l_{4'-3'}}{l_{1'-1''}}$	$N_{3'2'}$	$-\frac{l_{4'-3'}}{l_{1'-1''}}$
$X_3=1$	0	0	$\frac{l_{4'-3'}}{l_{1'-1''}}$	$\frac{l_{4'-3'}+l_{3'-2'}}{l_{1'-1''}}$	$-N_{3'2'}$
$X_4=1$	$-\frac{1}{l_{1'-1''}}$	$-\frac{1}{l_{1'-1''}}$	0	0	0
$X_5=1$	0	0	$-\frac{1}{l_{1'-1''}}$	0	$\frac{1}{l_{1'-1''}}$
$X_6=1$	0	0	0	$-\frac{1}{l_{1'-1''}}$	0
P_{6p}	$-\frac{P_{5'} l_{5'-4'}}{l_{1'-1''}}$	$N_{5'4'}$	$N_{4'3'} + \frac{N_{3'4'} l_{4'-3'}}{l_{3'-4''}}$	$N_{3'2'} + \frac{N_{2'3'} l_{3'-2'}}{l_{2'-3''}}$	$-N_{3'2'}$

НТБ
ДНУЖТ

Таблица 48

$3''-2''$	$2''-1''$	$4'-4''$	$3'-3''$	$5'-4''$	$3'-4''$	$2'-3''$
$N_{4''3''}$	$N_{4''3''}$	-1	0	$\frac{l_{5'-4''}}{l_{1'-1''}}$	0	0
$N_{4''3''}$	$N_{4''3''}$	-1	0	0	$\frac{l_{3'-4''}}{l_{1'-1''}}$	0
$-N_{2'1'}$	$-N_{2'1'}$	-1	-1	0	$\frac{l_{3'-4''}}{l_{1'-1''}}$	$\frac{l_{2'-3''}}{l_{1'-1''}}$
0	0	$-\left(\frac{1}{l_{5'-4'}} + \frac{1}{l_{4'-3'}}\right)$	0	$\frac{l_{5'-4''}}{l_{5'-4'} l_{1'-1''}}$	$\frac{l_{3'-4''}}{l_{3'-4'} l_{1'-1''}}$	0
0	0	$\frac{1}{l_{4'-3'}}$	$-\frac{1}{l_{3'-2'}}$	0	$-\frac{l_{3'-4''}}{l_{4'-3'} l_{1'-1''}}$	$\frac{l_{2'-3''}}{l_{3'-2'} l_{1'-1''}}$
$\frac{1}{l_{1'-1''}}$	$N_{3''2''}$	0	$\frac{1}{l_{3'-2'}}$	0	0	$-\frac{l_{2'-3''}}{l_{3'-2'} l_{1'-1''}}$
$-N_{2'1'}$	$-N_{2'1'}$	$-(P_{5'} + P_{3'} + P_{2'})$	$-P_{2'}$	$\frac{P_{5'} l_{5'-4''}}{l_{1'-1''}}$	$\frac{(P_{3'} + P_{2'}) l_{3'-4''}}{l_{1'-1''}}$	$\frac{P_{2'} l_{2'-3''}}{l_{1'-1''}}$

НЕ
ДНУЖТ

где I_i — момент инерции сечения стержня относительно нейтральной оси, нормальной к плоскости изгиба;

l_i — расчётная длина стержня.

Момент M поворачивает узел на неизвестный угол φ_4'' , величина которого легко определяется из уравнения

$$\sum_1^i M_{i1} \varphi_4'' = M.$$

На эту величину φ_4'' следует умножить эпюры изгибающих моментов в стержнях от единичного угла поворота узла, чтобы получить их действительные значения.

Для удобства расчёта принимают

$$\frac{EI_i}{l_i} = ж_i,$$

где $ж_i$ — погонная жёсткость каждого стержня.

Тогда момент, действующий на каждый стержень в узле, равен

$$M_{4'i} = 4 \varphi_4'' ж_i,$$

и на противоположном конце, например, стержня 5" — 4"

$$M_{5'} = 2 \varphi_4'' ж_{5''-4''}.$$

По полученным изгибающим моментам вычисляются напряжения в стержнях. Кроме того, действие этих моментов учитывается при расчёте прочности узловых соединений стержней по формулам (54).

Рассмотренный приближённый метод справедлив, когда погонные жёсткости сходящихся в узле стержней примерно одинаковы (например, узлы верхней обвязки).

В узлах нижней обвязки, при относительно большей жёсткости последней, эксцентриситеты не оказывают столь большого влияния, как в верхних узлах. Для учёта их влияния пользуются более точным методом расчёта.

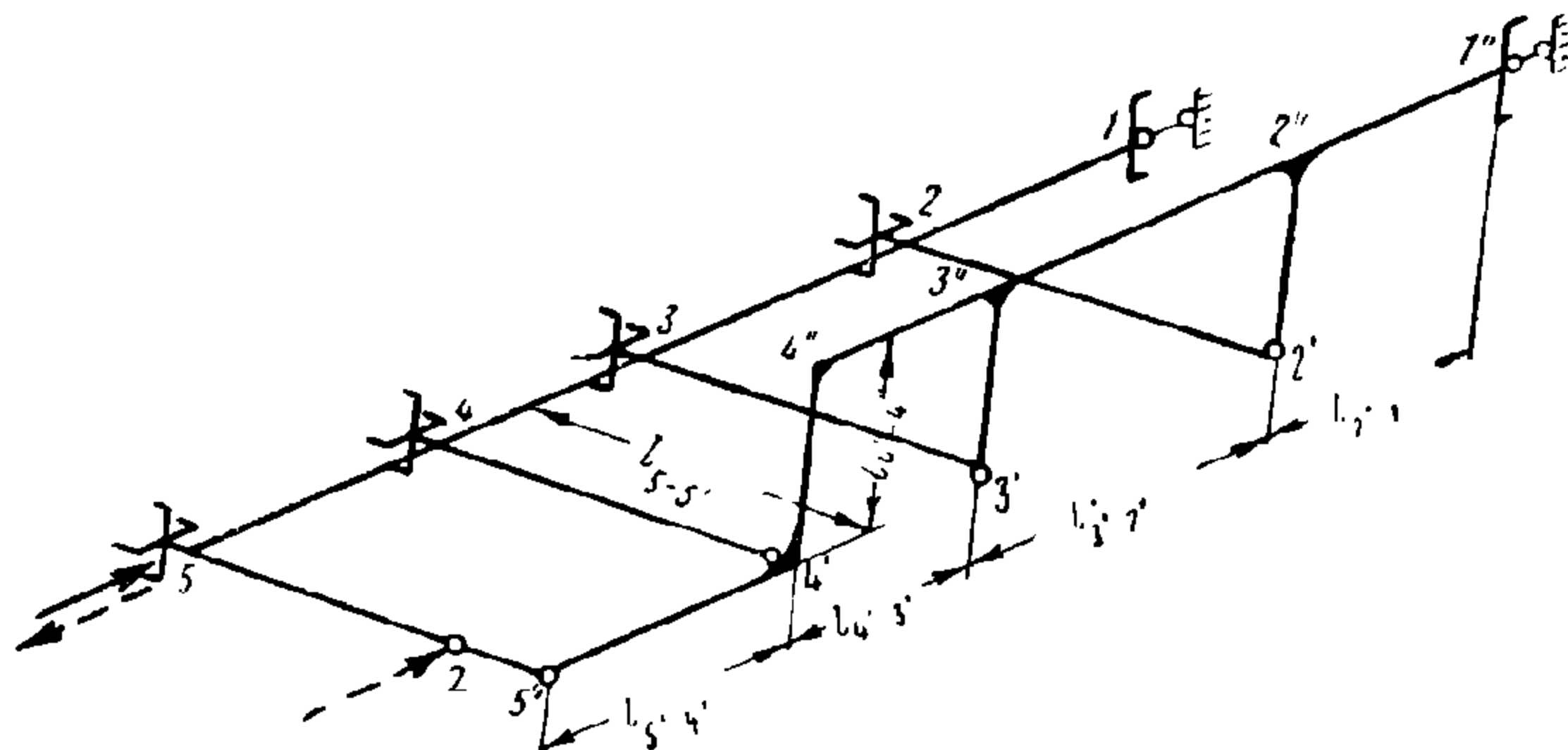
Напряжения в элементах стенки от местной узловой нагрузки складываются с напряжениями от основной вертикальной статической нагрузки брутто. Сложение производится в наиболее нагруженных сечениях элементов с учётом знака напряжений для различных точек (волокон) сечения. В оценку прочности входят суммарные напряжения, наибольшие по абсолютной величине.

Подобно тому, как это делается при расчёте несущих рам, статические напряжения от вертикальной нагрузки во всех элементах кузова умножаются на $(1 + k_d)$, а суммарные статические напряжения в боковой стенке, кроме того, увеличиваются на 10%.

Расчёт на продольные нагрузки кузова с боковыми стенками ферменного типа ничем не отличается от аналогичного расчёта несущей рамы, так как высокая раскосно-стоечная система практически не препятствует сжатию или растяжению нижней обвязки под действием этих нагрузок. Следовательно, только нижняя обвязка боковой стенки включается в указанную расчётную схему рамы.

В отличие от ферменных боковые стенки балочного типа, на участке между шкворневыми балками, воспринимают продольные нагрузки от рамы и вводятся в расчёт. В консольных частях кузова балка-стенка не по всей высоте воспринимает продольные усилия. Поэтому при расчёте в сечение этого участка вводится только нижняя обвязка стенки с частью вертикального листа, по высоте равной его двадцатикратной толщине. На фиг. 325 показана такая расчётная схема четверти кузова, составленная по осям, проходящим через центры тяжести поперечных сечений составляющих элементов. Так как кроме растяже-

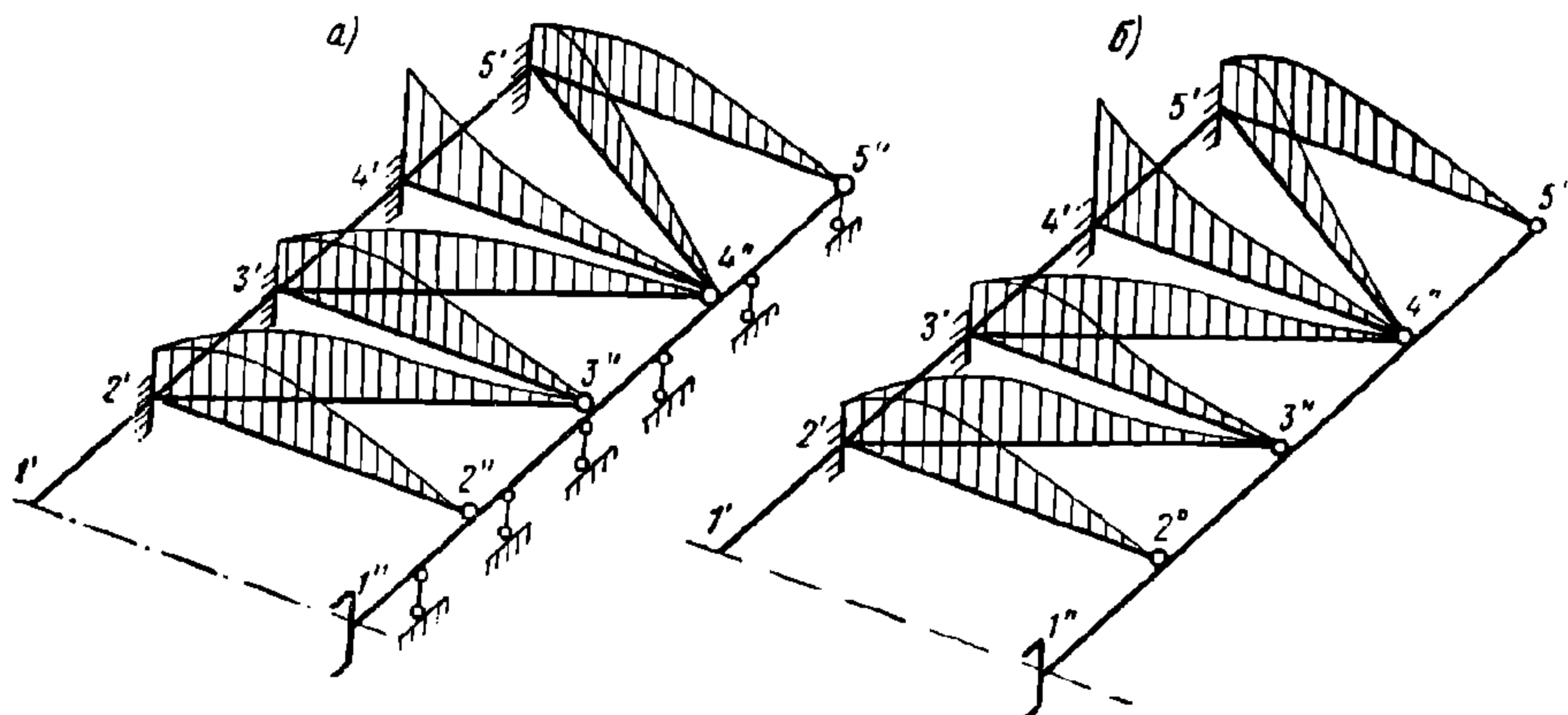
ния и сжатия боковая стенка испытывает изгиб в вертикальной плоскости, в этой схеме учитывается влияние промежуточных поперечных балок. Вертикальные участки $4'—4''$, $3'—3''$, $2'—2''$ принимаются абсолютно жёсткими. Однако учёт влияния промежуточных поперечных балок значительно усложняет расчёт. Поэтому часто пользуются упрощённым методом расчёта, при котором кузов рассчитывается как плоская система без учёта промежуточных балок. В этом случае в схеме учитывается только нижняя обвязка боковой



Фиг. 325. Расчётная схема четверти кузова со стенками балочного типа

стенки с частью вертикального листа, как это указывалось для консольных частей. После определения продольных усилий в нижней обвязке средняя часть боковой стенки полного сечения рассчитывается на действие этих усилий как балка, подверженная эксцентричному сжатию.

Напряжения в элементах, подвергающихся действию продольных нагрузок, складываются с суммарными напряжениями от статической и динамиче-



Фиг. 326. Расчётная схема стенки ферменного типа, загруженной усилиями распора груза

ской вертикальных нагрузок таким же порядком, как и при расчёте несущих рам.

Боковые несущие стенки грузовых вагонов дополнительно рассчитываются на распорную нагрузку от сыпучих грузов, как плоские стержневые системы под действием пространственной нагрузки.

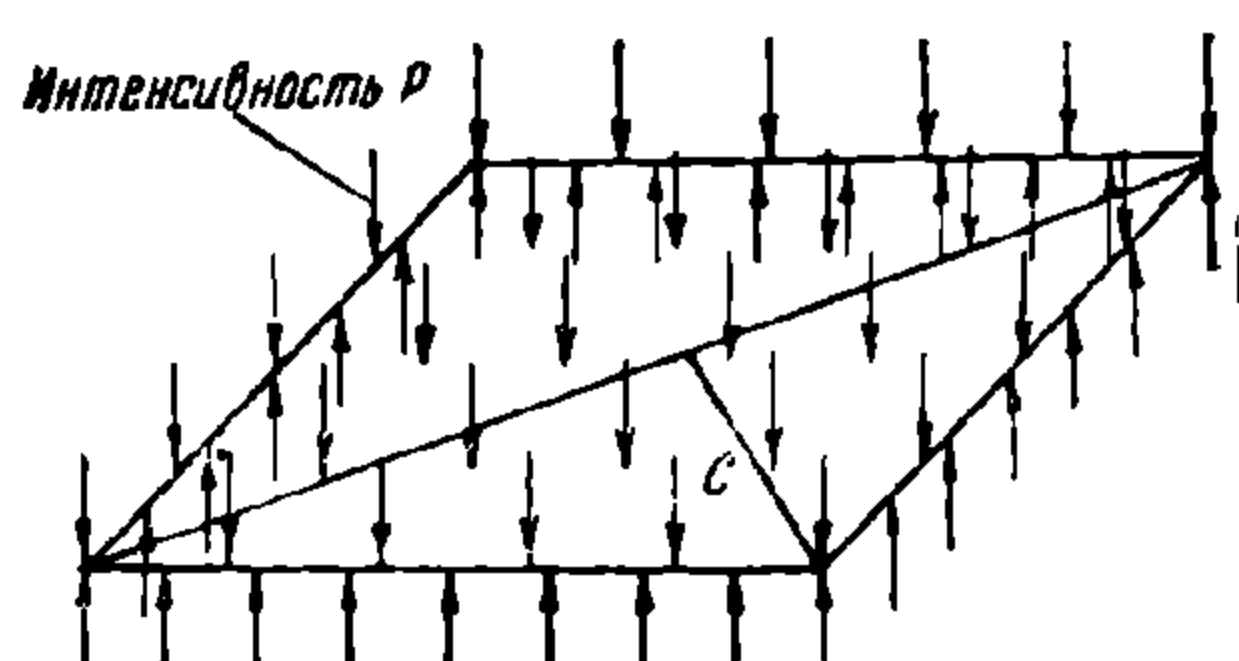
На фиг. 326, а показана расчётная схема стенки ферменного типа со связанными между собой верхними поясами, а на фиг. 326, б — без связи верхних поясов. Последний случай относится к стенкам полувагонов.

Нижние концы стоек и раскосов принимаются жёстко заделанными в раме, а верхние концы шарнирно соединёнными с верхней обвязкой. В первом случае

(фиг. 326,а) верхняя обвязка принимается жёстко опёртой на поперечные связи верхней обвязки каркаса кузова (крышесовые дуги и лобовые фрамуги).

Принцип распределения распорной нагрузки между элементами стенки в данном случае сохраняется тот же, что и для стенок несущего кузова (фиг. 317). Однако диагональное расположение раскосов в панелях фермы усложняет расчёт досок как многоопорных балок вследствие переменной величины пролётов. Поэтому для приближённых расчётов равномерно распределённая нагрузка досок приводится к сосредоточенным усилиям, действующим на стойки и раскосы, по правилу, принятому для разрезных балок. Кроме того, нагрузки не распределяются вдоль стоек и раскосов по линейному закону и изменение их интенсивности имеет более сложный характер.

В общем случае показанные на фиг. 326 расчётные схемы каркаса стенки являются статически неопределимыми и должны рассчитываться методом сил. Обычно пользуются приближёнными решениями. Для первой схемы (фиг. 326,а) таким решением является расчёт стоек и раскосов как самостоятельных балок, жёстко заделанных одним концом и шарнирно опёртых другим. Верхняя обвязка при этом рассчитывается так же как самостоятельная многоопорная



Фиг. 327. Расчётная схема панели боковой стенки балочного типа

неразрезная балка, нагруженная реакциями опёртых на неё концов указанных балок.

Для второй схемы (фиг. 326,б) приближённое решение получается расчётом вертикальных элементов каркаса стенки как жёстко заделанных консольных балок. Если жёсткость всех вертикальных элементов примерно одинакова, то такое решение мало отличается от более точного, по первоначальной схеме.

Максимальные изгибающие моменты в указанных схемах находятся в соответствии с законом изменения интенсивности нагрузки общими методами сопротивления материалов. Определение изгибающих моментов и последующее вычисление напряжений в рассчитываемых элементах производится по обычным формулам.

Общая расчётная схема для боковых стенок балочного типа также приводится к стержневой системе. В каркасе таких стенок раскосы отсутствуют и поэтому в расчётную схему входят только стойки. При этом считается, что совместно со стойкой нагрузку от изгиба воспринимает часть листа обшивки шириной, равной двадцати его толщинам с каждой стороны от шва приварки. Распорная нагрузка распределяется между стойками пропорционально половинам ширины прилегающих с обеих сторон стойки панелей листов.

Кроме того, листы каждой панели рассчитываются как прямоугольные пластины, свободно опёртые по контуру и нагруженные распорной нагрузкой, приходящейся на их поверхность (такой характер закрепления принимается в запас прочности листа). В первом приближении эта нагрузка принимается равномерно распределённой по всей площади листа с постоянной интенсивностью, определяемой по формуле

$$p = \frac{\gamma h}{20} \operatorname{tg}^2 \left(45^\circ - \frac{\alpha}{2} \right) \text{ кг/см}^2$$

[обозначения см. формулу (405)].

Расчётная схема для этого случая показана на фиг. 327.

Напряжения в листе определяются по формуле

$$\sigma = \frac{pc^2}{2\delta^2} \text{ кг/см}^2,$$

где c — длина перпендикуляра, опущенного из угла прямоугольника, очерченного кромками листа, на его диагональ в см;
 δ — толщина листа в см.

В остальном расчёт стенок-балок ничем не отличается от рассмотренного выше расчёта стержневых систем.

Расчёт на распор лобовых стенок кузова выполняется также, причём верхние обвязки боковых стенок рассматриваются как жёсткие опоры.

Реактивные моменты в заделке нижних концов вертикальных элементов стенок от распорной нагрузки являются активными моментами для поперечных балок рамы, в которых они создают дополнительные напряжения. Действие этих моментов учитывается как местная нагрузка поперечных балок и при расчёте узловых соединений по формулам § 4, главы IV.

Для определения местных напряжений в примыкающей к узлу фермы поперечной балке последняя рассчитывается как жёстко заделанная одним концом консольная балка, нагруженная моментом на свободном конце. Жёсткой заделкой при этом считается узел присоединения поперечной балки к хребтовой.

Напряжения в элементах стенок и местные напряжения в поперечных балках, полученные в результате расчёта на распорную нагрузку, суммируются по общим правилам с напряжениями от других видов нагрузки и учитываются при оценке прочности конструкции.

Окончательная оценка прочности несущей конструкции кузова производится по максимальным суммарным напряжениям, полученным для каждого элемента от совместного действия наиболее неблагоприятного вероятного сочетания нагрузок.

Боковые стенки гондол дополнительно рассчитываются на нагрузки, возникающие при разгрузке вагона на вагоноопрокидывателе. Этот режим наиболее существенно отражается на прочности верхних поясов, которые должны быть проверены на местную нагрузку, возникающую в опорных точках вагоноопрокидывателя.

Прочность лобовых стоек оценивается по результатам расчёта на усилия распора груза и, кроме того, их сечение должно удовлетворять изложенным выше условиям.

При выборе сечений крышевых дуг в кузовах пассажирских вагонов обычно руководствуются соображениями, изложенными выше. Для определения сечений дуг в кузовах грузовых вагонов иногда пользуются условным методом расчёта¹. Дуги крыши рассчитываются, как двухопорные балки с упруго заделанными концами. Момент упругой заделки приближённо принимается равным половине момента жёсткой заделки. В качестве расчётных нагрузок принимаются: сосредоточенная сила $P = 80$ кг (вес одного человека), приложенная в середине пролёта балки, и равномерно распределённая нагрузка с интенсивностью q от собственного веса элементов крыши, приходящегося на одну дугу. При этом максимальный изгибающий момент в среднем сечении дуги равен

$$M_{\max} = \frac{3Pl}{16} + q \frac{l^2}{12},$$

где l — расчётный пролёт дуги.

Все сжатые стержни и балки обязательно проверяются на устойчивость с учётом действия на них силовых факторов от всех видов нагрузок по формулам (409)—(412).

Боковые стенки балочного типа проверяются на общую устойчивость (по верхнему поясу с учётом двадцати толщин вертикального листа), что особенно важно для кузовов полувагонов. Устойчивость листов в панелях проверяется по формулам (413) — (416), соответственно характеру приложения нагрузки и закрепления листов. Запас устойчивости в последнем случае выбирается не менее 1,5.

Кроме того, листы балок-стенок рассчитываются на срез и проверяются на устойчивость от действия перерезывающих сил по формуле (414). При расчёте на срез сечение элементов каркаса стенки в расчёт не вводится.

¹ Л. Н. Никольский, Теория и расчёт вагонов. Машгиз, 1947.

5. РАСЧЁТ ЦЕЛЬНОНЕСУЩЕГО КУЗОВА

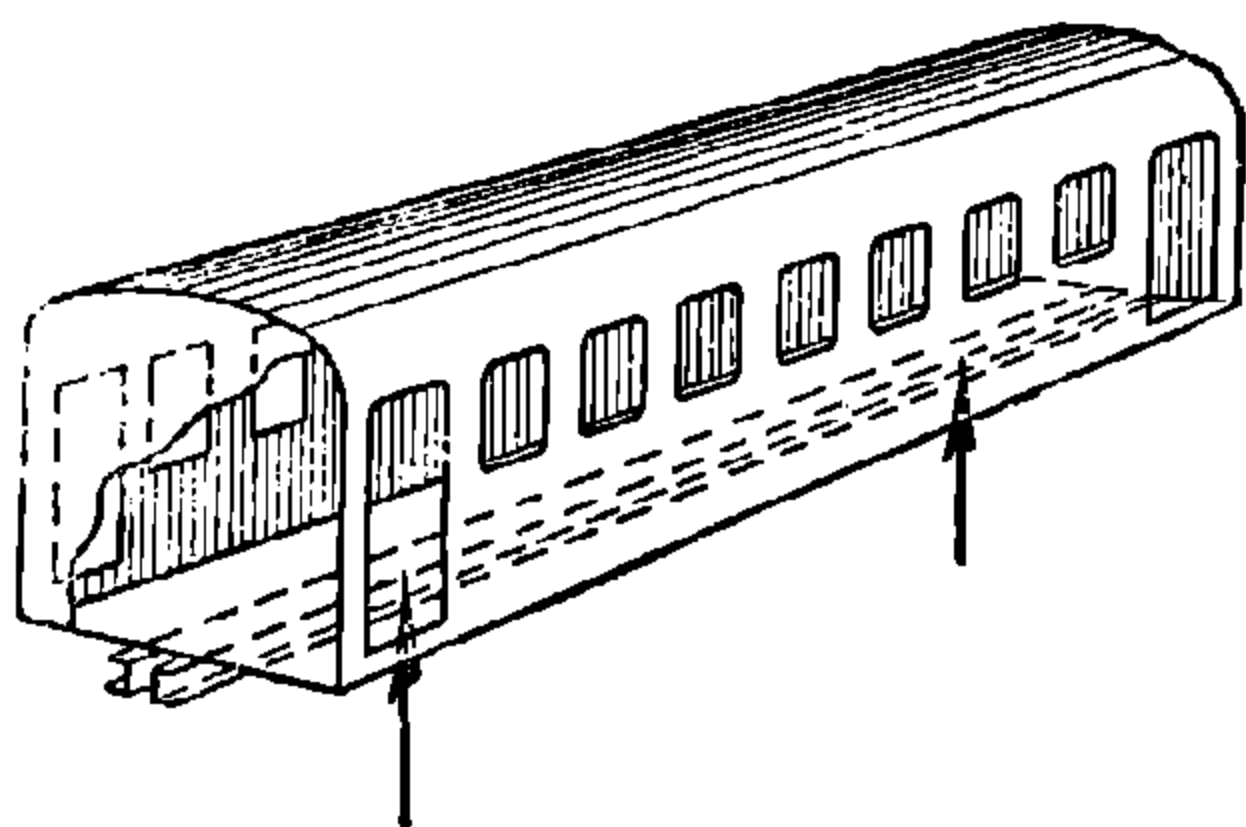
Общие предпосылки расчёта

Цельнонесущий кузов вагона представляет собой коробчатую тонкостенную оболочку, подкреплённую с внутренней стороны набором продольных и поперечных элементов жёсткости и имеющую жёсткие концевые поперечные диафрагмы. Поперечное сечение оболочки обычно имеет прямоугольное очертание с закруглениями в верхних углах; боковые стенки имеют прямоугольные оконные и дверные проёмы.

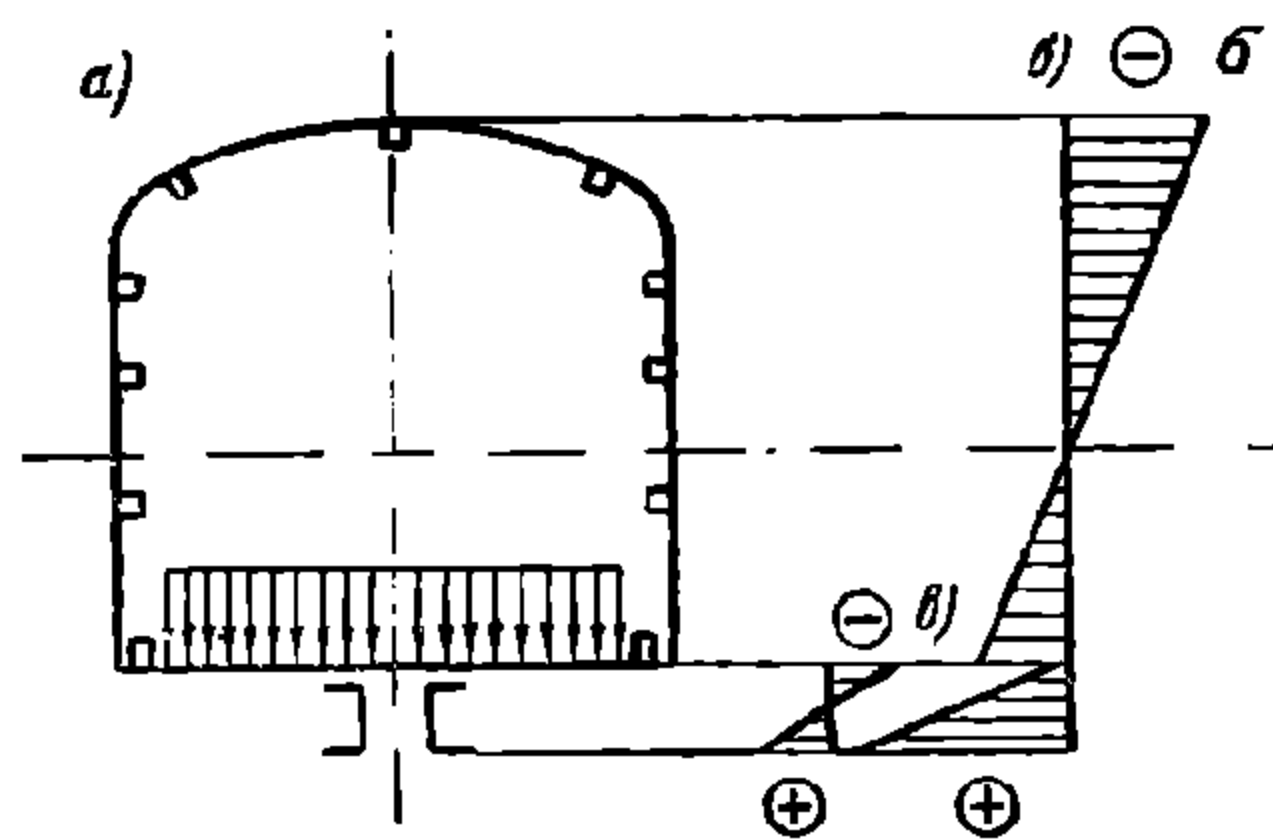
Оболочка жёстко связана с подкрепляющим набором при помощи сварки, чем достигается их совместное восприятие действующих на вагон усилий подобно коробчатой балке.

Расчёт цельнонесущего кузова нельзя производить по методу разделения действующей нагрузки между рамой и боковыми стенками, как это делалось при рассмотрении кузовов вагонов с несущими стенками, так как результаты такого расчёта весьма приближённо отражают действительную картину напряжённого состояния кузова и не позволяют использовать его рациональные свойства, заложенные в самой схеме конструкции.

При проектировании металлического вагона длиной 25 м советскими конструкторами применялось несколько приближённых методов расчёта, основным



Фиг. 328. Схема цельнонесущего кузова



Фиг. 329. Распределение напряжений в среднем сечении кузова

из которых являлся метод разделения вертикальной нагрузки между рамой и несущей боковой стенкой, причём последняя рассматривалась как сплошная балка с учётом влияния оконных отверстий на напряжения в подоконном и надоконном поясах и межоконных простенках. Этот метод, как первое приближение, приводил к удовлетворительным результатам, однако окончательная корректировка запроектированных сечений отдельных элементов кузова осуществлялась только после всесторонних испытаний построенного образца кузова.

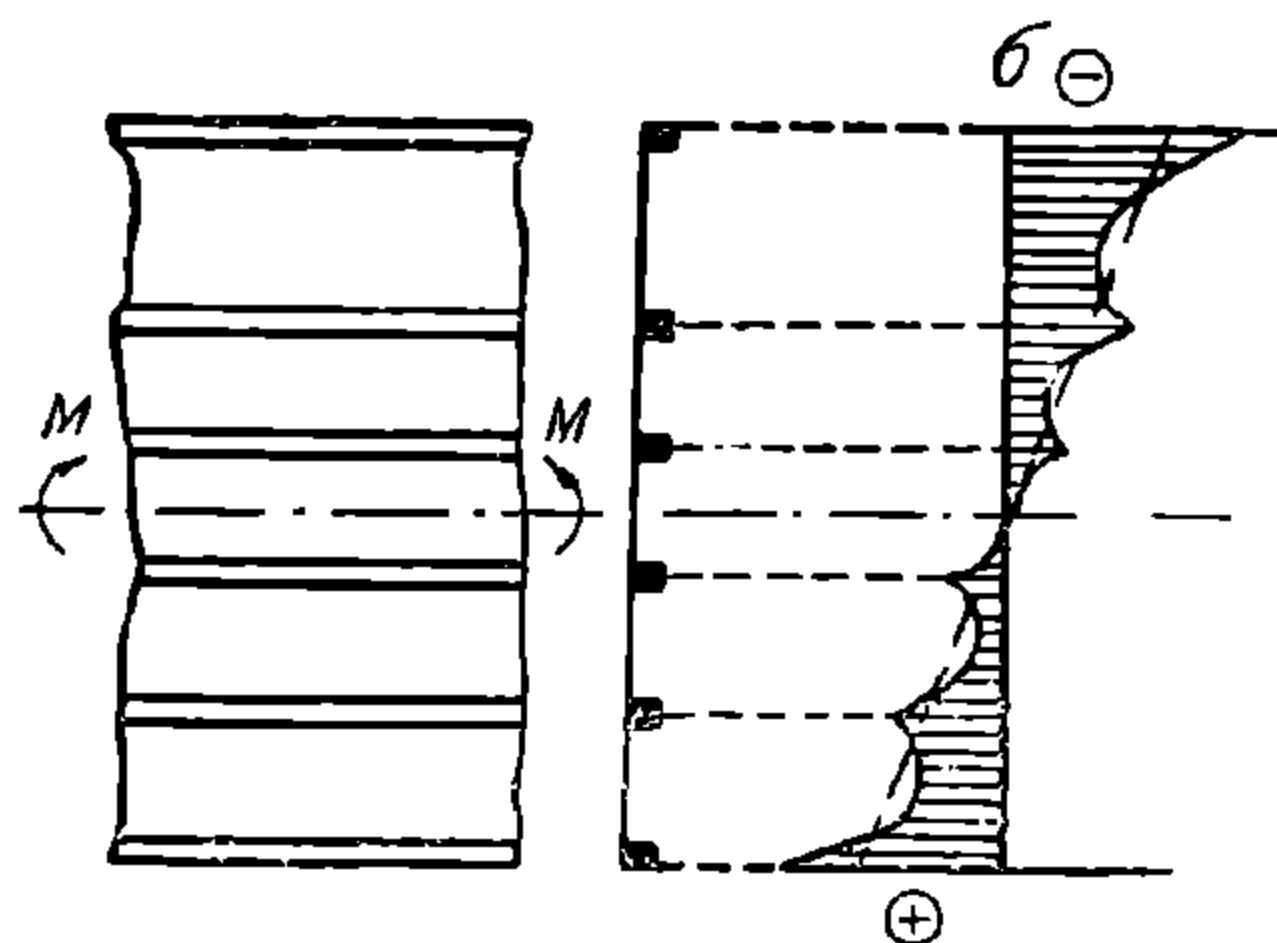
Созданию более точного метода расчёта цельнонесущего кузова современной постройки предшествовало изучение опыта теоретических и экспериментальных исследований в области советского самолётостроения, где широко применяются конструкции с несущей тонкостенной оболочкой, подкреплённой продольными и поперечными элементами жёсткости, и анализ подробных опытных исследований прочности металлических вагонов, построенных советскими заводами в последние годы.

Для уяснения исходных положений нижеизлагаемого расчёта рассмотрим условия загрузки и напряжённого состояния кузова как целой конструкции, не выделяя рамы и боковых стенок в самостоятельные элементы.

Весь кузов представляет собой коробчатую балку с тонкой стенкой, лежащую на двух опорах — пятниках (фиг. 328). Предположим, что поперечное сечение кузова симметрично относительно вертикальной оси и направление равнодействующей вертикальной нагрузки совпадает с осью симметрии сечения, чем обеспечивается симметричная деформация сечения (фиг. 329, а).

В этом случае кузов вагона деформируется, как балка, под действием поперечного изгиба, т. е. в среднем сечении верхние волокна — элементы крыши и надоконных поясов сжимаются, а нижние волокна — элементы рамы и подоконные пояса — растягиваются. Испытания металлических вагонов показывают, что средние значения деформаций основных элементов поперечного сечения кузова подчиняются линейному закону (фиг. 329, б), однако деформации волокон отдельных элементов отличаются от средних деформаций. Кроме того, из испытаний следует, что напряжения в крайних волокнах среднего сечения кузова получаются больше тех, которые получаются из расчёта кузова как монолитной балки, в момент сопротивления которой включены все элементы поперечного сечения.

Исследования работы плоских тонкостенных подкреплённых оболочек на изгиб в их плоскости показывают, что тонкий лист не полностью втягивается в совместную деформацию с подкрепляющими элементами, а лишь частично и степень его участия уменьшается по мере удаления от продольного подкрепляющего элемента. На фиг. 330 схематично показаны эпюры напряжений при изгибе тонкой подкреплённой оболочки в случае, когда тонкий лист не полностью втянут в работу всего сечения (сплошная линия), и эпюра напряжений, построенная в предположении работы всего сечения как одного целого (пунктирная линия). Такое явление в сжатых зонах тонких оболочек при отсутствии начальных искривлений листов происходит в процессе возрастания нагрузки вследствие перехода начальной плоской формы равновесия листа к криволинейной и особенно в резкой форме проявляется при наличии начальных неровностей, неизбежных в условиях изготовления конструкции. В растянутых зонах оболочки явление неполной работы тонкого листа также имеется, но только вследствие начальных искривлений.



Фиг. 330. Эпюры напряжений тонкой подкреплённой оболочки при изгибе

Неполным участием листов обшивки в работе всего сечения главным образом и объясняется увеличение напряжений в элементах кузова по сравнению с напряжениями, подсчитанными для случая, когда сечение кузова принимается монолитным.

Существенное влияние на общее напряжённое состояние кузова оказывают местные деформации отдельных элементов его сечения. Особенно характерно местные деформации проявляются в напряжённом состоянии продольных элементов рамы кузова.

Так как часть статической нагрузки кузова, состоящая из веса внутреннего оборудования и пассажиров, непосредственно приложена к нижней плоскости оболочки, т. е. к листу, связывающему элементы рамы, и главным образом через последние передаётся на остальные элементы кузова, естественно, что продольные элементы рамы получают как бы два вида деформаций; во-первых, имеется поперечный изгиб от непосредственно приложенной нагрузки и прогиб их относительно нижнего контура боковых плоскостей кузова, во-вторых, деформации продольных элементов рамы в результате участия их в общей деформации кузова как целой коробчатой балки. Результирующая эпюра напряжений в среднем сечении хребтовой балки металлического вагона изображена на фиг. 329, в.

Значительное увеличение напряжений происходит вследствие местного изгиба поясов боковой стены кузова у оконных и дверных проёмов, расположенных в сечениях действия больших перерезывающих усилий.

Учитывая изложенные явления, советскими специалистами-вагонниками разработан метод расчёта кузовов металлических вагонов, позволяющий достаточно точно оценить действительное напряжённое состояние.

Расчёт продольных элементов рамы от вертикальной нагрузки

В соответствии с разобранными условиями работы кузова, расчёт начинается с рассмотрения деформаций продольных элементов рамы под действием приложенной к раме вертикальной нагрузки от веса внутреннего оборудования и полезной нагрузки с учётом вертикальной динамической нагрузки, величины которых указаны в главе IV.

Расчётная схема рамы кузова при наличии не более 5—6 поперечных балок между шкворневыми принимается в виде системы перекрёстных балок, свободно опёртых на контур стен и шарнирно связанных между собой. При большем числе поперечных балок продольные элементы рамы целесообразно рассматривать как балки, лежащие на упругом основании, жёсткость которого определяется жёсткостью поперечных балок. Если при этом имеются отдельные поперечные балки, обладающие относительно большей жёсткостью (например, шкворневые балки), то они вводятся в расчётную схему как дополнительные упругие опоры.

Контур боковых и торцевых стен в рассматриваемых расчётных схемах принимается недеформирующимся.

При определении геометрических параметров сечений элементов рамы, подверженных изгибу, наряду с сечением элементов набора учитывается часть листов плоской¹ обшивки шириной, равной двадцати её толщинам (с каждой стороны шва приварки обшивки к элементу набора).

Для упрощения расчёта вертикальную нагрузку, действующую на раму, обычно принимают равномерно распределённой и симметричной по длине и ширине вагона.

Метод расчёта рамы как системы перекрёстных балок рассмотрен выше, поэтому здесь рассмотрим только случаи рамы с большим числом поперечных балок и мощной продольной (хребтовой) балкой, состоящей из двух продольных элементов, применительно к конструкции строящегося в настоящее время советскими заводами металлического пассажирского вагона.

В настоящее время строятся также металлические пассажирские вагоны, рамы которых не имеют хребтовых балок или каких-либо других продольных элементов набора. В этом случае жёсткость пола при изгибе его вертикальной нагрузкой на участках между поперечными балками определяется исключительно жёсткостью сечения металлического листа обшивки. Лист обшивки выполняется гофрированным с направлением гребней волн вдоль вагона.

Точный расчёт гофрированного листа пола при отсутствии продольных элементов набора и относительно гибких элементах поперечного набора приводит к рассмотрению деформации заделанной по контуру прямоугольной ортотропной пластинки, лежащей на сплошном упругом основании (поперечных элементах набора) с переменным коэффициентом постели².

При относительно жёстких поперечных балках расчёт гофрированного листа с достаточной для практики точностью может быть сведён к рассмотрению участка листа между соседними поперечными балками как прямоугольной жёстко заделанной по контуру (у боковых стен и соседних поперечных балок) ортотропной пластинки, нагруженной вертикальной нагрузкой³.

В том случае, когда к листу пола приложена равномерно распределённая нагрузка, допустимо участок гофрированного листа между соседними поперечными балками рассматривать со свободными краями вдоль стен вагона и заделанными у поперечных балок. Иначе говоря, задача сводится к рассмотрению балки с двумя заделками и равномерно распределённой нагрузкой в пролёте. Сечением балки в данном случае является всё поперечное сечение гофрированного листа пола. Ввиду большой сложности первых двух способов расчёта гофрированного листа пола как анизотропной пластинки иногда ограничиваются последним элементарным способом, учитывая

¹ При гофрированной обшивке с направлением гребня волны гофра вдоль рамы в сечение элемента продольного набора с каждой его стороны включается 0,35 свободной ширины гофрированного листа между элементами продольного набора. В случае двух параллельно деформирующихся продольных элементов (например, хребтовая балка из двух отдельных профилей) гофрированный лист между ними вводится целиком в сечение этих элементов (по 0,5 свободной ширины гофрированного листа для каждого продольного элемента).

² С. Г. Лехницкий, Анизотропные пластинки, 1948, стр. 154.

³ Там же, стр. 146.

возможную погрешность в определении напряжения, на случай неравномерного распределения нагрузки, путём соответствующего увеличения коэффициента запаса прочности.

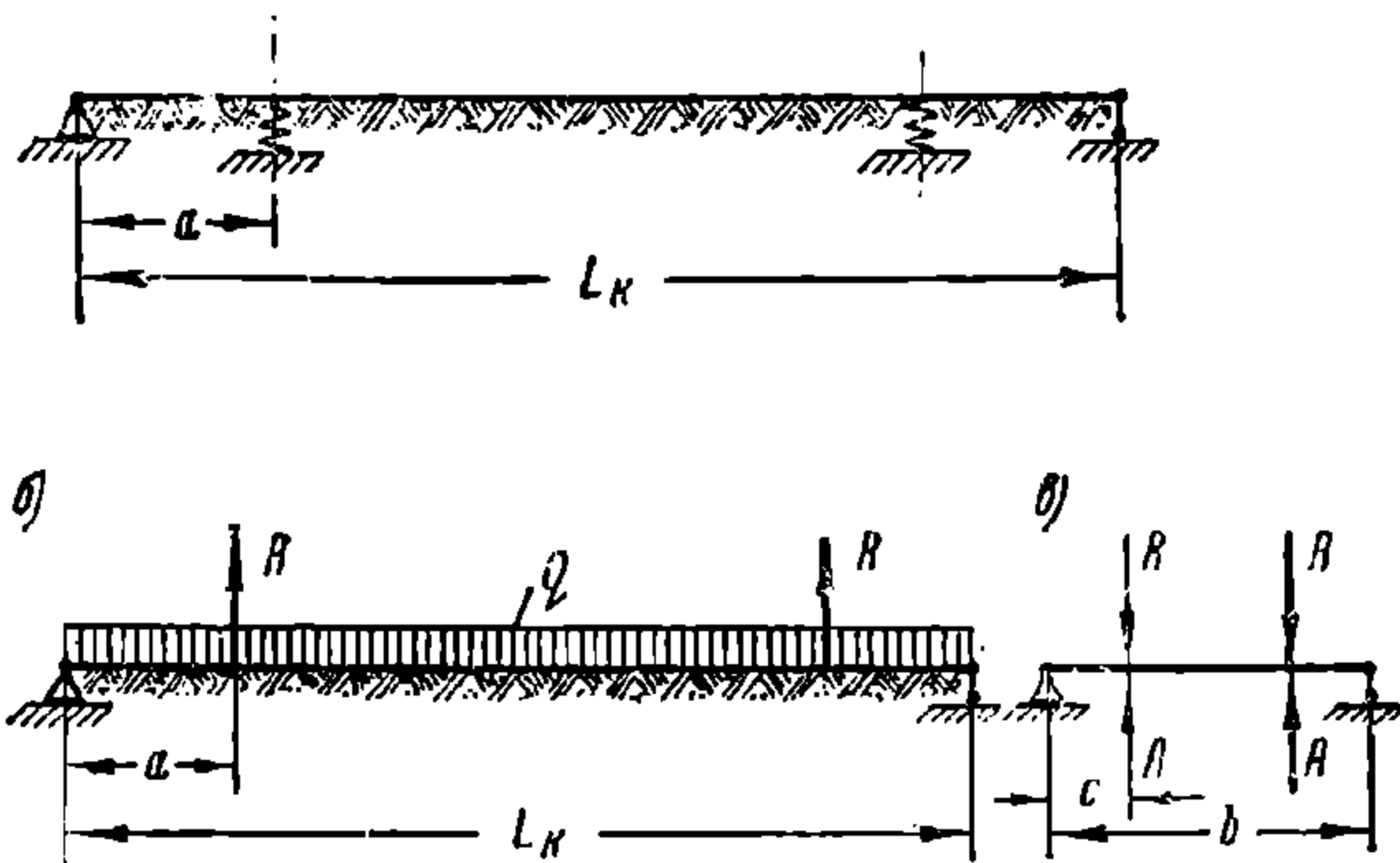
Продольный элемент рассматривается как балка на упругом основании с опорами по концам¹. Мощные поперечные элементы (шкворневые балки) вводятся в расчётную схему как дополнительные упругие опоры. Расчётная схема продольного элемента рамы как балки на упругом основании и упругой опоре изображена на фиг. 331.

Упругость основания определяется как обратная величина прогиба условной поперечной балки от единичной нагрузки, приложенной в месте примыкания продольного элемента.

Под условной поперечной балкой понимается балка, обладающая жёсткостью, равной погонной жёсткости всех поперечных балок, образующих упругое основание.

Погонная жёсткость сечения условной поперечной балки определяется по формуле

$$ж = EI \frac{n}{L_k} \text{ кг/см.} \quad (420)$$



Фиг. 331. Расчётная схема продольного элемента рамы

где n — число поперечных балок в раме за вычетом принятых за дополнительные опоры и концевых (буферных брусев);

L_k — длина рамы в см;

I — момент инерции сечения одной поперечной балки с учётом вышеуказанной части плоского листа обшивки рамы в см⁴;

E — модуль упругости в кг/см².

Коэффициент упругости основания для случая приложения двух единичных сил к поперечной балке длиной b на расстоянии c от опоры (фиг. 331, в) определяется по формуле

$$k = \frac{6 ж}{c^2 (3b - 4c)} \text{ кг/см}^2. \quad (421)$$

Предполагая общую нагрузку на раму равномерно распределённой по всей плоскости рамы, интенсивность эквивалентной нагрузки, приложенной к продольной балке, получим из рассмотрения эквивалентной поперечной балки, лежащей на четырёх жёстких опорах и загруженной равномерно распределённой нагрузкой. Средними опорами поперечной балки служат продольные балки и, следовательно, реакции этих опор (с обратным знаком) являются нагрузкой для продольных балок. Интенсивность этой нагрузки определяется формулой

$$q = \frac{Pb^3k}{24L_k ж} \left(\frac{c}{b} - 2 \frac{c^3}{b^3} + \frac{c^4}{b^4} \right) \text{ кг/см,} \quad (422)$$

где P — общая нагрузка на раму в кг.

Помимо указанной нагрузки на раму действуют реакции пятников $2A$, которые в принятой расчётной схеме приложены к упругим опорам.

Для решения принятой расчётной схемы упругие опоры удаляются и действие их на балку заменяется неизвестными усилиями, которые определяются из условия равенства прогиба продольной балки прогибу упругой опоры.

¹ Расчёт балок на упругом основании см. А. А. Уманский, Специальный курс строительной механики. ОНТИ, 1935.

Обычно жёсткость сечения продольного элемента (хребтовой балки) в консольных частях несколько отличается от жёсткости его средней части (между силами R), однако без существенной погрешности можно считать жёсткость этого элемента постоянной, равной жёсткости средней части EI_x .

Общие выражения изгибающего момента M , поперечной силы Q , прогиба y и угла поворота y' продольного элемента в зависимости от концевых значений (начальных параметров) тех же величин M_0 , Q_0 , y_0 , y'_0 и действующей нагрузки могут быть написаны по методу начальных параметров в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} M &= M_0 A_{mx} + \frac{Q_0}{m} B_{mx} + \frac{-q + ky_0}{m^2} C_{mx} + \frac{ky'_0}{m^3} D_{mx} + \frac{R}{m} B_{m(x-a)}; \\ Q &= -4mM_0 D_{mx} + Q_0 A_{mx} + \frac{-q + ky_0}{m} B_{mx} + \frac{ky'_0}{m^2} C_{mx} + R A_{m(x-a)}; \\ ky &= -4m^2 M_0 C_{mx} - 4mQ_0 D_{mx} + (-q + ky_0) A_{mx} - \\ &\quad + \frac{ky'_0}{m} B_{mx} - 4mR D_{m(x-a)} + q; \\ ky' &= -4m^3 M_0 B_{mx} - 4m^2 Q_0 C_{mx} - 4m(-q + ky_0) D_{mx} + \\ &\quad + ky'_0 A_{mx} - 4m^2 R C_{m(x-a)} \end{aligned} \right\} \quad (423)$$

(последние члены в каждом выражении учитываются только для $x > a$).

В приведённых выражениях принято:

$$\left. \begin{aligned} m &= \sqrt[4]{\frac{k}{4EI_x}}; \\ A_z &= \cos z \operatorname{ch} z; \quad B_z = \frac{\sin z \operatorname{ch} z + \cos z \operatorname{sh} z}{2}; \quad C_z = \frac{\sin z \operatorname{sh} z}{2}; \\ D_z &= \frac{\sin z \operatorname{ch} z - \cos z \operatorname{sh} z}{4}; \end{aligned} \right\} \quad (424)^*$$

где $z = mx$ или $m(x-a)$.

В принятой схеме начальные параметры $y_0=0$ и $M_0=0$, а Q_0 и y'_0 неизвестны. Последние определяются из условий:

$$\text{при } x = \frac{L_k}{2}, \quad Q = 0 \quad \text{и} \quad y' = 0.$$

Эти условия приводят к следующей системе уравнений для определения Q_0 и y'_0 :

$$\left. \begin{aligned} Q_0 A_{m \frac{L_k}{2}} - \frac{q}{m} B_{m \frac{L_k}{2}} + \frac{ky_0}{m^2} C_{m \frac{L_k}{2}} + R A_{m \left(\frac{L_k}{2} - a \right)} &= 0; \\ -4m^2 Q_0 C_{m \frac{L_k}{2}} + 4mq D_{m \frac{L_k}{2}} + ky_0 A_{m \frac{L_k}{2}} - 4mR C_{m \left(\frac{L_k}{2} - a \right)} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (425)$$

При известных начальных параметрах выражение прогиба продольного элемента над упругой опорой имеет вид

$$y_{x=a} = -\frac{4m}{k} Q_0 D_{ma} + \frac{y_0}{m} B_{ma} + \frac{q}{k} (1 - A_{ma}). \quad (426)$$

* Значения коэффициентов $A_z - D_z$ находятся с помощью таблиц (например, А. А. Уманский, Специальный курс строительной механики, часть 1, ОНТИ, 1935 г.)

Прогиб упругой опоры находится обычными приёмами сопротивления материалов. Для частного случая, когда на участках между опорой и силой момент инерции меняется по закону параболы вида

$$I = I_0 + \alpha x^2,$$

выражение прогиба упругой опоры определяется формулой (417).

Величина реакции R (усилия взаимодействия продольного элемента с упругой опорой) определяется из следующего равенства прогибов:

$$y_{x=a} = y_p, \quad (427)$$

где y_p — прогиб упругой опоры.

При найденном значении R определение напряжений в продольном элементе и в упругой опоре производится по обычным формулам сопротивления материалов для изгиба балок. При этом для изгибающего момента и поперечной силы продольного элемента используются выражения (423).

Определение напряжений в среднем сечении кузова

После того, как напряжения в продольных элементах рамы от вертикальной нагрузки, непосредственно приложенной к раме, найдены, можно перейти к определению напряжений в среднем сечении кузова.

В этом случае в качестве расчётной вертикальной нагрузки принимается вес брутто кузова и динамическая нагрузка. Динамическая нагрузка определяется при помощи формулы (36), а полезная нагрузка принимается такой же, как и в рассмотренном выше расчёте рамы, но при наиболее невыгодном для конструкции её распределении, создающем наибольший изгиб в среднем сечении. Действующая вертикальная нагрузка принимается в том виде, как она есть в действительности, т. е. в виде сосредоточенных сил или распределённой по длине, так как в этом случае упрощения в распределении нагрузки, применявшегося при расчёте рамы, не требуется.

Кроме поперечной вертикальной нагрузки при расчёте среднего сечения учитывается изгиб и растяжение от тягового усилия, равного 80 т и приложенного по оси автосцепки. Боковые нагрузки на кузов учитываются путём увеличения на 10% напряжений в элементах боковой стены, полученных в этом расчёте от вертикальной статической нагрузки.

Определение напряжений в среднем сечении кузова производится как для балки, лежащей на двух опорах-пятниках (фиг. 328), по формуле

$$\sigma = \frac{M_c}{I_c} z + \frac{T_1}{F_c}, \quad (428)$$

где M_c — изгибающий момент в среднем сечении кузова от вертикальной и продольной нагрузок за вычетом изгибающих моментов, входящих в сечение продольных элементов рамы, определённых при расчёте рамы на вертикальную нагрузку;

I_c — момент инерции среднего сечения кузова относительно горизонтальной нейтральной оси;

z — расстояние от нейтральной оси сечения до рассматриваемого волокна;

T_1 — тяговое усилие;

F_c — площадь среднего поперечного сечения кузова.

Момент инерции и площадь поперечного сечения кузова определяются с учётом частичного участия тонкого листа в работе всего сечения. Это достигается введением так называемых р е д у к ц и о н н ы х к о э ф ф и ц и е н т о в.

В технической литературе¹ редуционным коэффициентом называют отношение среднего напряжения в обшивке (высота прямоугольника, равновеликого площади криволинейной эпюры сжимающих напряжений по сечению обшивки) к напряжению в соосном элементе подкрепляющего набора

$$\varphi = \frac{\sigma_{ср}}{\sigma_{стр}},$$

где $\sigma_{ср}$ — средние напряжения в обшивке;

$\sigma_{стр}$ — напряжения в элементе набора.

На практике редуционный коэффициент часто выражают и через другие параметры, например, через приведённую ширину обшивки, приведённую площадь сечений обшивки и др. Так, например, если действительную площадь, ограниченную кривой изменения напряжений сжатия, заменить такой равновеликой площадью, которая имела бы ординаты, равные напряжению в элементе набора, то получаем

$$F_{общ} \sigma_{ср} = F_{прив} \sigma_{стр},$$

откуда

$$\frac{\sigma_{ср}}{\sigma_{стр}} = \frac{F_{прив}}{F_{общ}},$$

где $F_{общ}$ — полная площадь сечения обшивки;

$F_{прив}$ — приведённая площадь сечения обшивки.

Так как отношение площадей сечения листов может быть выражено отношением ширин при одинаковой толщине или отношением толщин при одной и той же ширине, то величину редуционного коэффициента можно определить одним из следующих отношений

$$\varphi = \frac{\sigma_{ср}}{\sigma_{стр}} = \frac{F_{прив}}{F_{общ}} = \frac{\delta_{прив}}{\delta} = \frac{b_{прив}}{b}$$

где $\delta_{прив}$ и δ — приведённая и полная толщина обшивки;

$b_{прив}$ и b — приведённая и полная ширина обшивки.

В вагоностроительной практике принято выражать редуционный коэффициент отношением приведённой ширины обшивки к общей её ширине.

Определению величины редуционного коэффициента посвящено большое количество теоретических и экспериментальных исследований. Многочисленные исследования ЦАГИ над авиационными конструкциями показали, что наиболее точные значения приведённой ширины обшивки и редуционного коэффициента дают следующие выражения²

$$b_{прив} = 1,9 \delta \sqrt{\frac{E}{\sigma_{стр}}};$$

$$\varphi = 1,9 \frac{\delta}{b} \sqrt{\frac{E}{\sigma_{стр}}},$$

где E — модуль упругости, а остальные обозначения те же, что и выше.

Исследования ЦНИИ и НИБ напряжённого состояния оболочки металлического вагона показали, что вследствие технологических искривлений обшивки величина редуционного коэффициента в 2—3 раза меньше подсчитанной по приведённым формулам.

ЦНИИ и НИБ рекомендуют при определении геометрических параметров сечения кузова вводить только часть плоского листа, непосредственно примыкающую к продольным элементам сечения, шириной, равной двадцати его толщинам с каждой стороны шва приварки к продольному элементу³.

Напряжения, полученные для продольных элементов рамы, суммируются с напряжениями, найденными при расчёте рамы от вертикальной нагрузки.

При определении напряжений в сжатых элементах продольного набора оболочки кузова учитывается коэффициент продольного изгиба. Для определения гибкости в этом случае элемент продольного набора рассматривается как стержень с шарнирными закреплениями по концам, имеющий длину, равную

¹ См., например, В. М. Стригунов, Расчёт металлических фюзеляжей на прочность. Труды ЦАГИ, 1939.

² Редуционный коэффициент по этим формулам находят способом последовательных приближений.

³ Для гофрированной обшивки с направлением гребней волн гофра вдоль вагона редуционный коэффициент φ равен единице, а при направлении гребней волн гофра поперёк вагона редуционный коэффициент равен нулю.

расстоянию между элементами поперечного набора. Момент инерции этого стержня определяется для сечения брутто относительно центральной оси, параллельной плоскости обшивки, причём в сечение брутто входит также вышеуказанная часть листов обшивки. Устойчивость крыши в целом проверяется формулой (416), как для прямоугольной пластины, подкреплённой рёбрами.

Устойчивость листов обшивки проверяется формулами (413)—(416). При этом сжимающие напряжения в листах принимаются равными напряжениям соответствующих элементов продольного набора, а лист обшивки считается свободно опёртым по контуру.

После расчёта указанным способом среднего сечения производят проверку остальных сечений боковой стены.

Учёт влияния оконных и дверных проёмов на напряжения в боковой стенке

При расчёте боковой стенки металлического пассажирского вагона учёт дополнительного изгиба надоконных и подоконных поясов и простенков, вызванный действием поперечных усилий, производится двумя способами. Первый способ как более элементарный и наглядный обычно применяется при подборе сечений элементов стенки в процессе проектирования вагона. Этот способ заключается в следующем. Боковая стенка рассматривается как балка, лежащая на двух опорах — шкворневых балках, нагруженная вертикальной нагрузкой.

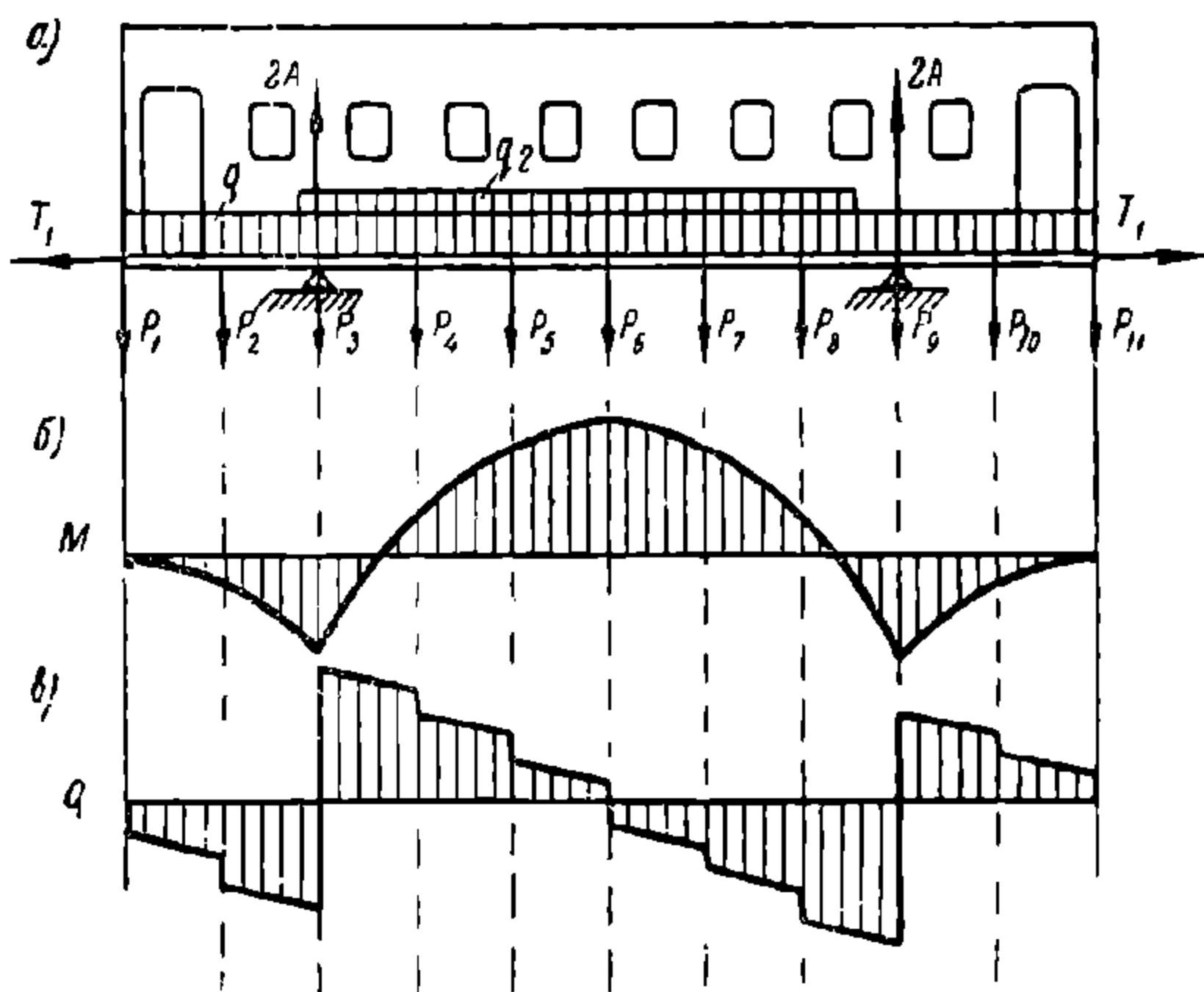
В качестве расчётной нагрузки в этом случае принимаются: вес боковой стены и половины крыши, равномерно распределённый по длине боковой стены; половина не учтённой при расчёте хребтовой балки вертикальной нагрузки на раму от веса внутреннего оборудования и полезной нагрузки; реакции поперечных элементов рамы, полученные при расчёте рамы; половина весов поперечных стен с укреплённым на них оборудованием, а для концевых стен, включая вес буферного бруса и ударно-тяговых приборов, приложенными в виде сосредоточенных сил. Учёт боковых нагрузок, как и в случае расчёта среднего сечения, производится путём увеличения на 10 % напряжений от вертикальной статической нагрузки.

Расчётная схема боковой стенки изображена на фиг. 332.

Боковая стенка представляет собой два широких пояса (верхний и нижний), соединённых междуоконными простенками (стойками). Расчёт боковой стенки ведётся в предположении, что все её элементы сохраняют устойчивость. При определении геометрических параметров сечений поясов и простенков учитываются все входящие в них элементы целиком, включая обшивку, причём в сечение верхнего пояса стенки включается переходная часть от стенки к крыше, закруглённая небольшим радиусом. Сечение нижнего пояса заканчивается нижним продольным обвязочным элементом.

Рассмотрим характер деформаций поясов и междуоконных простенков от действия приложенных к боковой стене нагрузок.

Если бы верхний и нижний пояса стенки были соединены со стойками шарнирно в точках *a* (фиг. 333), то для сохранения геометрической неизменяемости панели стенки потребовалось бы поставить раскос, причём вертикальная составляющая осевого усилия раскоса равнялась поперечной силе в этом



Фиг. 332. Расчётная схема боковой стенки пассажирского вагона

сечении. Так как в действительности раскоса нет, то геометрическая неизменяемость панели достигается жёсткостью узловых соединений поясов с простенками. Это приводит к дополнительному изгибу поясов и простенков и соответственным дополнительным напряжениям в них помимо напряжений, появляющихся в результате изгиба всей стенки как единого сечения.

Характер деформаций рассматриваемой панели позволяет допустить, что точка b является точкой перегиба поясов и лежит против середины оконного проёма. Следовательно, дополнительный изгибающий момент M_∂ в сечении по краю окна от действия поперечной силы Q в среднем сечении окна на оба пояса составляет

$$M_\partial = Ql_2 \text{ кгсм}, \quad (429)$$

где Q — поперечная сила, принимаемая по эпюре (фиг. 332, в), в кг;

l_2 — половина ширины оконного проёма в см.

Так как оба пояса прогибаются на одинаковую величину, дополнительный изгибающий момент распределяется пропорционально моментам инерции сечений верхнего и нижнего поясов

Момент, воспринимаемый верхним поясом

$$M_{\partial\partial} = M_\partial \frac{I_\partial}{I_\partial + I_n} \text{ кгсм}. \quad (430)$$

Момент, воспринимаемый нижним поясом

$$M_{\partial n} = M_\partial \frac{I_n}{I_\partial + I_n} \text{ кгсм}, \quad (431)$$

Фиг. 333. Деформация поясов боковой стенки у оконного проёма

где M_∂ — дополнительный изгибающий момент, приходящийся на оба пояса, в кгсм;

I_∂ и I_n — моменты инерции сечений верхнего и нижнего поясов в см⁴.

Наибольшие суммарные напряжения в поясах от основного и дополнительного изгибающих моментов для сечения $I—I$ по краю любого оконного проёма (фиг. 333) определяются следующими выражениями:

верхние волокна верхнего пояса

$$\sigma_{\partial\partial} = -\frac{MH_1}{I} - \frac{M_{\partial\partial}h_1}{I_\partial} \text{ кг/см}^2; \quad (432)$$

нижние волокна нижнего пояса

$$\sigma_{nn} = \frac{MH_2}{I} + \frac{M_{\partial n}h_2}{I_n} \text{ кг/см}^2, \quad (433)$$

где M — основной изгибающий момент в рассматриваемом сечении, взятый по эпюре (фиг. 332, б), в кгсм;

$M_{\partial\partial}$ и $M_{\partial n}$ — дополнительные изгибающие моменты поясов, определённые по формулам (430) и (431), в кгсм;

h_1 — расстояние от нейтральной оси верхнего пояса до верхних волокон в см;

h_2 — расстояние от нейтральной оси нижнего пояса до нижних волокон в см;

H_1 и H_2 — расстояние от нейтральной оси всего сечения боковой стены до крайних волокон в см;

I — момент инерции всего сечения стенки в см⁴.

Дополнительные изгибающие моменты от поперечных сил имеют наибольшую величину в оконных проёмах вблизи шкворневых балок, а основной изгибающий момент в среднем сечении. Поэтому для определения наибольших напряжений расчёт производят для нескольких сечений боковой стены.

При суммировании напряжений рассматриваются такие сечения, в которых дополнительный и основной изгибающие моменты имеют одинаковые знаки. Кроме того, учитывается, что в этих сечениях к напряжениям в поясах прибавляются напряжения от действия продольных усилий, причём для сечений, где действует положительный основной изгибающий момент, учитывается изгиб и растяжение всего кузова от тягового усилия, а в сечениях вблизи шкворневой балки — от сжимающего усилия.

Междооконные простенки рассчитываются на изгиб в плоскости стенки. Усилие, изгибающее простенок, возникает вследствие разности напряжений в сечениях верхнего пояса по обе стороны от простенка. С этой целью определяются напряжения в средних сечениях верхних поясов двух соседних окон от основного изгибающего момента, так как в этих сечениях рассмотренный выше дополнительный изгиб отсутствует.

На фиг. 334 показана часть боковой стены с одним простенком. Изгибающий момент в левом сечении $I—I$ создаёт в верхнем поясе сжимающие напряжения, сумма которых может быть приведена к сжимающей силе T_n , равной

$$T_n = \sigma_{\text{ср}} F_{\text{в}} \text{ кг}, \quad (434)$$

где $\sigma_{\text{ср}}$ — среднее напряжение верхнего пояса в кг/см^2 ;

$F_{\text{в}}$ — площадь поперечного сечения верхнего пояса в см^2 .

Среднее напряжение в верхнем поясе составляет

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{M_1}{I_1} h'_v \text{ кг/см}^2, \quad (435)$$

где M_1 — основной изгибающий момент в сечении $I—I$ в кг см ;

h'_v — расстояние от нейтральной оси всего сечения до центра тяжести сечения верхнего пояса в см ;

I_1 — момент инерции всего сечения $I—I$ в см^4 .

Следовательно, сила T_n равна

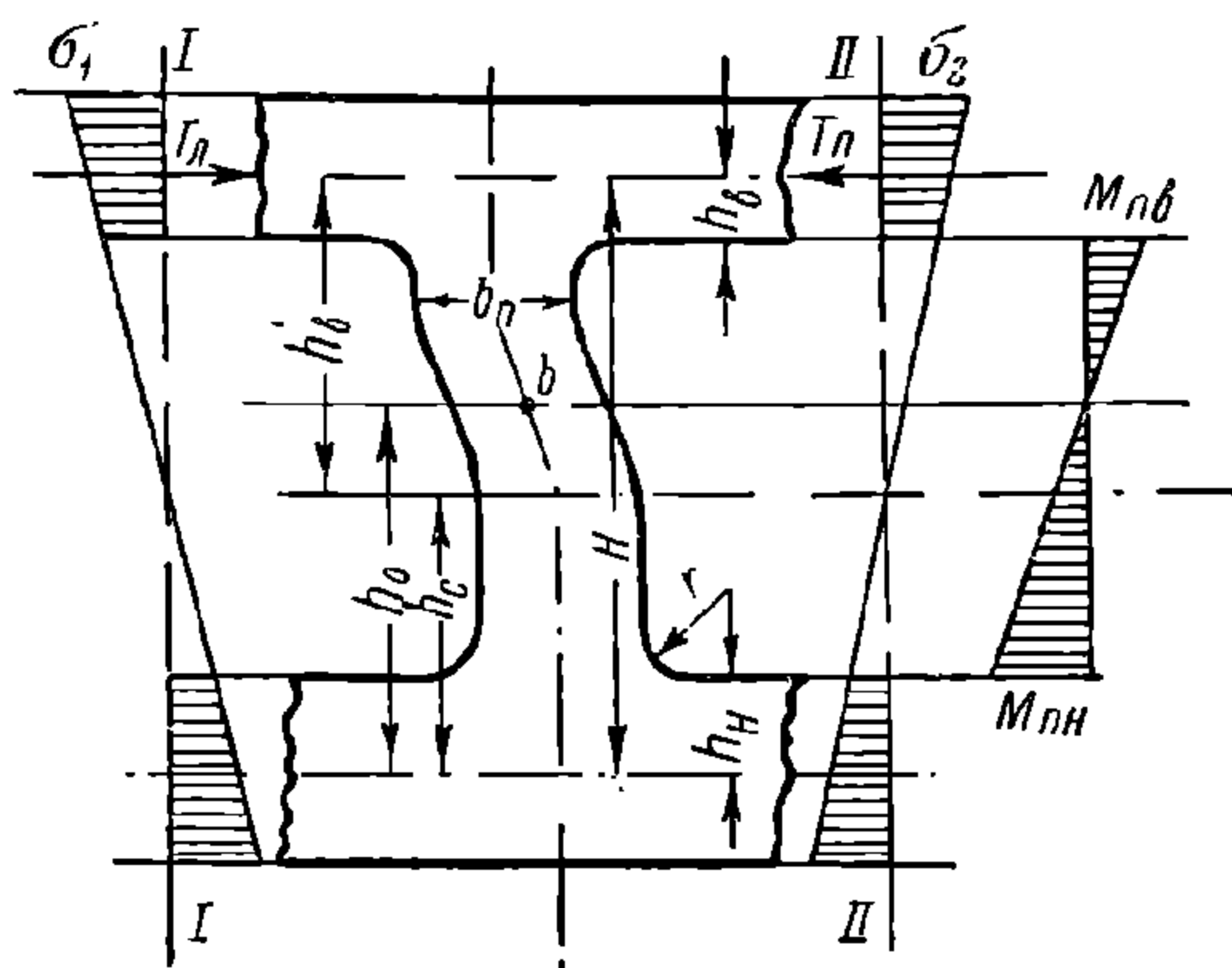
$$T_n = \frac{M_1}{I_1} h'_v F_{\text{в}} = \frac{M_1 S_1}{I_1} \text{ кг}, \quad (436)$$

где S_1 — статический момент площади верхнего пояса относительно нейтральной оси всего сечения в см^3 .

Аналогично находится продольная сила в сечении $II-II$ верхнего пояса справа от простенка

$$T_n = \frac{M_2}{I_2} S_2 \text{ кг}. \quad (437)$$

Вследствие того, что на участке действия поперечных сил изгибающие моменты в двух сечениях различны по величине, простенок изги-



Фиг. 334. К расчёту простенка

бается разностью сжимающих усилий двух рассмотренных сечений верхнего пояса, которая в случае

$$I_1 = I_2 = I \text{ и } S_1 = S_2 = S$$

равна

$$T = T_n - T_n = (M_2 - M_1) \frac{S}{I}, \tag{438}$$

Более точные теоретические исследования и эксперименты показывают, что междуоконные простенки деформируются с точкой перегиба *b*, смещённой в сторону пояса, имеющего относительно меньшую жёсткость на изгиб.

Достаточно точно положение этой точки определяется соотношением

$$h_0 = \frac{I_n}{I_v + I_n} H \text{ см}, \tag{439}$$

где *h*₀ — расстояние от центра тяжести сечения нижнего пояса до точки перегиба простенка в см;

H — расстояние между центрами тяжести сечений нижнего и верхнего поясов в см.

Остальные обозначения те же, что и выше.

Обозначая расстояния от центров тяжести сечений верхнего и нижнего поясов до ближайших кромок окна соответственно через *h*_в и *h*_н, изгибающие моменты в верхних и нижних сечениях простенка составят

$$\left. \begin{aligned} M_{nv} &= T (H - h_0 - h_v) \text{ кгсм}; \\ M_{nn} &= -T (h_0 - h_n) \text{ кгсм}, \end{aligned} \right\} \tag{440}$$

где *M*_{nv} и *M*_{nn} — изгибающие моменты соответственно в верхних и нижних сечениях простенка;

T — сдвигающее усилие в простенке, определяемое по формуле (438).

Обозначая моменты инерции сечения и ширину простенка соответственно через *I*_н и *b*_н, выражения для определения напряжений в простенке получают вид:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{nv} &= \pm \frac{M_{nv}}{I_n} \frac{b_n}{2} \text{ кг/см}^2; \\ \sigma_{nn} &= \mp \frac{M_{nn}}{I_n} \frac{b_n}{2} \text{ кг/см}^2. \end{aligned} \right\} \tag{441}$$

Кроме нормальных напряжений, определяемых формулами (441), в этих же сечениях листа обшивки простенка находятся касательные напряжения. Величина последних получается путём деления сдвигающего усилия *T* на площадь сечения листа обшивки. По найденным нормальным напряжениям при расчёте поясов и простенков и касательным напряжениям для листа обшивки в углах оконных проёмов определяются эквивалентные напряжения.

При определении эквивалентных напряжений учитывается концентрация напряжения. Величина коэффициента концентрации *k*, зависящего от отношения радиуса *r* закругления листа в углу оконного проёма к ширине простенка *b*_н, определяется по табл. 49.

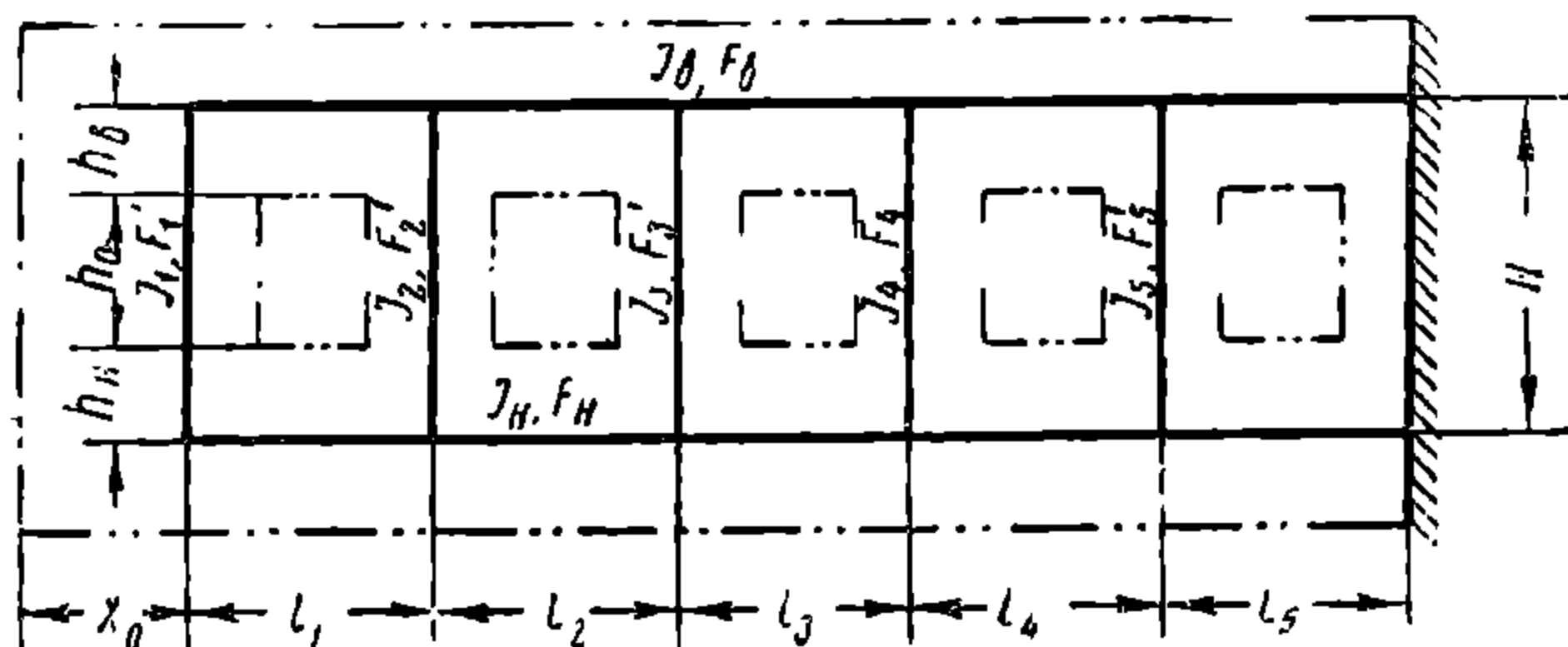
Т а б л и ц а 49

Коэффициенты концентрации									
<i>r/b_н</i>	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
<i>k</i>	2	1,8	1,65	1,55	1,47	1,4	1,35	1,28	1,22

Указанным элементарным способом расчёта боковой стенки обычно ограничиваются при подборе сечений элементов верхнего и нижнего поясов и простенков в процессе проектирования вагона. Однако после того как боковая стенка полностью закончена конструированием, производится проверочный расчёт её более точным методом.

Расчётная схема боковой стенки кузова металлического вагона при расчёте её уточнённым методом от вертикальной нагрузки принимается в виде безраскосной фермы, образованной осевыми линиями поясов и простенков.

При этом целесообразно рассматривать только часть фермы между концевой и средней стойками, считая последнюю абсолютно жёсткой, что приводит к рассмотрению консольной безраскосной фермы, жёстко заделанной одним концом.



Фиг. 335. Расчётная схема боковой стенки металлического вагона

Полученная таким образом расчётная схема изображена на фиг. 335, причём приняты следующие обозначения:

l_1, l_2, l_3 — расстояния между осями стоек;

H — расстояние между осями поясов;

h_0 — высота оконного проёма;

h_0 и h_H — расстояние от осей верхнего и нижнего поясов до кромок оконного проёма соответственно;

I_0, I_H, I_1, I_2, I_3 — момент инерции сечений верхнего и нижнего поясов и 1, 2, 3-й стоек (состоящих из сечений элементов набора и части листов обшивки, ширины, равной её двадцатикратной толщине с каждой стороны шва приварки листа к элементу набора) соответственно относительно главных осей этих сечений, перпендикулярных плоскости фермы;

F_0, F_H — площади сечения верхнего и нижнего поясов соответственно, определяемые с частичным учётом ширины листа обшивки (как и при определении моментов инерции);

F_1', F_2', F_3' — площади сечения листов обшивки простенков между стойками;

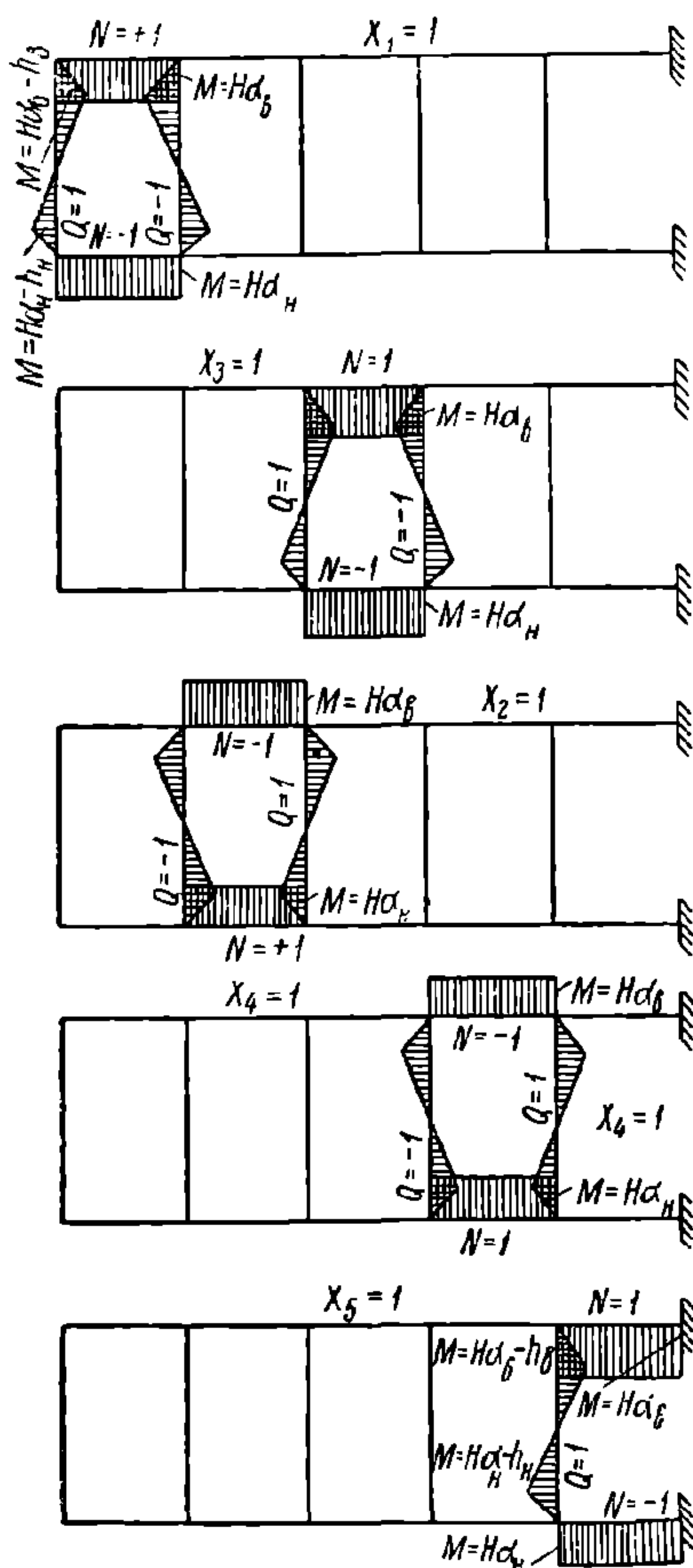
$$\alpha_0 = \frac{I_0}{I_0 + I_H}; \quad \alpha_H = \frac{I_H}{I_0 + I_H}; \quad \beta = \frac{E}{G} \text{ — коэффициенты.}$$

Для этой расчётной схемы принимается та же вертикальная нагрузка, что и в случае расчёта боковой стены приближённым методом. Для удобства расчёта указанную нагрузку целесообразно распределить между верхним и нижним поясами фермы пропорционально их моментам инерции.

Такое распределение нагрузки вполне допустимо в том случае, если поперечные элементы рамы совпадают с вертикальными стойками. В этом случае продольные усилия в стойках отличаются от действительных, что однако несущественно отражается на точности расчёта, так как ввиду малости продольных деформаций стоек изменение усилий в них практически не влияет на величину остальных внутренних усилий безраскосной фермы. Если стойки фермы не находятся в одной плоскости с поперечными элементами рамы, указанное распределение является приближённым. При этом необходимо участки поясов со значительной местной нагрузкой (практически к таким участкам относится пояс, расположенный над смещённой в сторону оконного проёма

шкворневой балкой), дополнительно рассчитывать на перенесённые нагрузки. В последнем расчёте можно принимать приближённую расчётную схему верхнего и нижнего поясов в виде балок длиной, равной длине оконного проёма, заделанных по концам и нагруженных сосредоточенными силами, равными перенесённым на верхний пояс частям усилий, передаваемых поперечными элементами рамы. Направление этих усилий на верхнем поясе противоположно направлению перенесённого усилия, а на нижнем поясе с ним совпадает. Полученные при этом дополнительные напряжения в поясах должны быть сложены с напряжениями, определёнными для этих участков поясов безраскосной фермы от усилий, распределённых между поясами пропорционально их моментам инерции.

При нагрузке, распределённой между поясами пропорционально их моментам инерции, принятая расчётная схема безраскосной фермы имеет нулевые значения изгибающих моментов в сечениях стоек, расположенных на расстоянии от осей поясов также пропорционально их моментам инерции.



Фиг. 336. Эпюры изгибающих моментов от единичных неизвестных усилий

Определение внутренних усилий в элементах безраскосной фермы обычно производится методом сил строительной механики, причём за лишние неизвестные принимаются группы поперечных усилий в двух соседних стойках, приложенных в сечениях нулевых значений изгибающих моментов, расположенных от осей поясов на расстояниях, пропорциональных моментам инерции поясов.

На фиг. 336 изображены эпюры от неизвестных групповых усилий, равных единице, где через N обозначаются продольные, а через Q — поперечные силы в стержнях.

При определении внутренних усилий учитываются следующие деформации элементов фермы: деформации изгиба поясов и простенков, деформации растяжения и сжатия поясов и деформации сдвига простенков.

Остальные виды деформаций — сдвиг поясов и растяжение (сжатие) простенков как относительно малые, не влияющие на точность расчёта, не учитываются. Деформации поясов учитываются по всей их длине; деформации изгиба простенков принимаются изменяющимися по линейному закону с максимумами у углов оконных проёмов и нулевыми значениями у осей поясов

(фиг. 336); деформации сдвига простенков учитываются только на участке оконного просвета. При определении деформаций изгиба и растяжения поясов и простенков считается, что изгибающие моменты и продольные усилия воспринимаются элементами набора с учётом части ширины листов плоской обшивки (двадцатикратная толщина листа с каждой стороны шва приварки). При определении деформаций сдвига простенков предполагается, что поперечная сила воспринимается только листами простенков.

Эпюры изгибающих моментов и поперечных сил в сечениях боковой стены в общем случае определяются следующими формулами:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= M_Q - M; \\ Q_x &= Q_Q - Q. \end{aligned} \right\} \quad (442)$$

Здесь M_Q и Q_Q — половины изгибающего момента и поперечной силы, определяемых при рассмотрении кузова как балки на двух опорах-пятниках;

M и Q — полусуммы изгибающих моментов и поперечных сил во всех продольных элементах рамы, определённых при расчёте рамы от вертикальной нагрузки.

В случае равномерно распределённой по длине кузова нагрузки, равной $4P$, выражения для M_Q и Q_Q имеют следующий вид

$$\left. \begin{aligned} M_Q &= -\frac{P}{L_k} x^2 + P(x - a); \\ Q_Q &= -\frac{2P}{L} x + P, \end{aligned} \right\} \quad (443)$$

где L_k — длина кузова;

a — длина консольной части кузова;

x — расстояние от конца кузова до рассматриваемого сечения.

Вторые члены в этих выражениях учитываются при $x \geq a$.

Выражения для M и Q в случае расчёта рамы как системы перекрёстных балок при интенсивности равномерно распределённой нагрузки $2q$ на все продольные элементы рамы имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} M &= \sum R_i (x - a_i) - \frac{q}{2} x^2; \\ Q &= \sum R_i - qx; \end{aligned} \right\} \quad (444)$$

где R_i — полусумма реакций продольных элементов рамы на поперечные;

a_i — расстояние от конца рамы до соответствующей поперечной балки;

$i = 1, 2, 3$ порядковый номер поперечного элемента рамы.

Суммирование распространяется на все реакции, расположенные по одну сторону от рассматриваемого сечения.

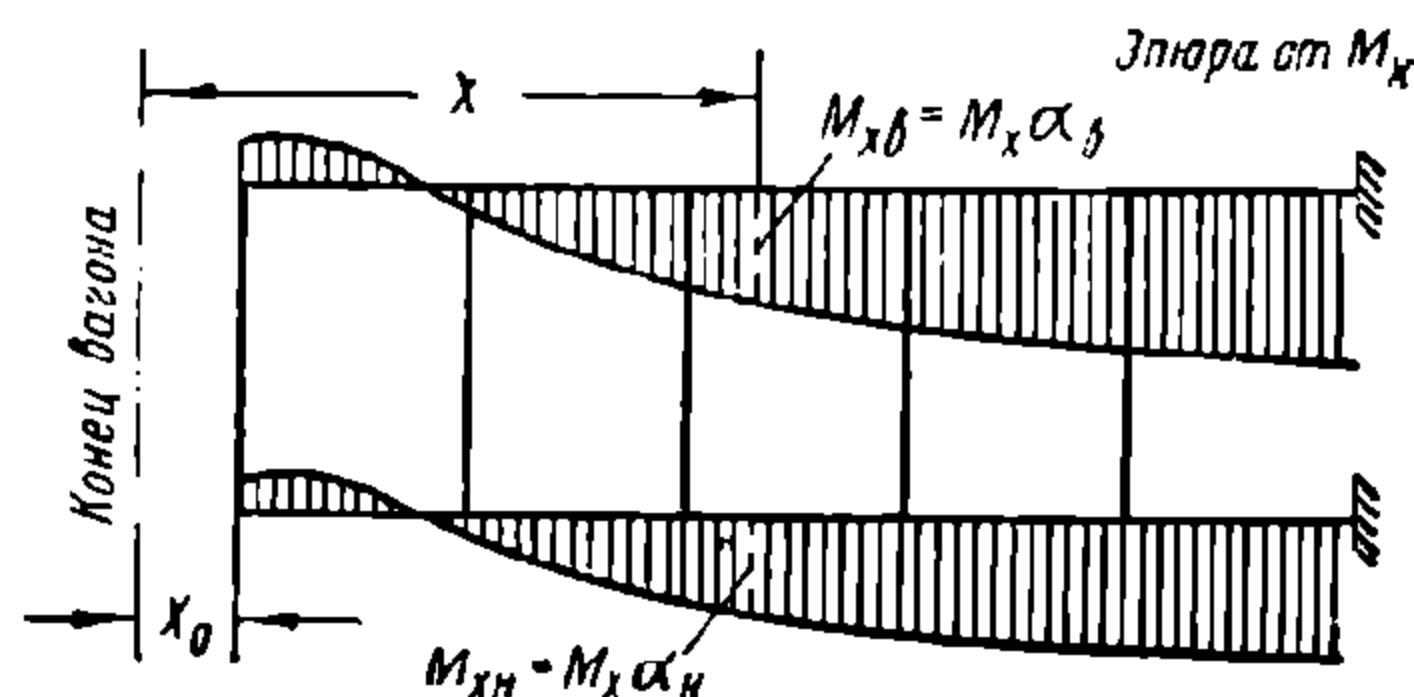
Выражения для M и Q в случае расчёта продольных элементов рамы как балок на упругом основании определяются формулами (423). В частном случае двух симметрично расположенных продольных элементов (хребтовая балка), при интенсивности равномерно распределённой нагрузки на каждый из них q , при двух дополнительных упругих опорах (шкворневых балках) и при свободном опирании концов продольных элементов на жёсткий контур стен выражения для M и Q имеют следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} M &= \frac{Q_0}{m} B_{mx} - \frac{q}{m^2} C_{mx} + \frac{ky_0}{m^3} D_{mx} + \frac{R}{m} B_m (x - a); \\ Q &= Q_0 A_{mx} - \frac{q}{m} B_{mx} + \frac{ky_0}{m^2} C_{mx} + R A_m (x - a). \end{aligned} \right\} \quad (445)$$

Обозначения величин, входящих в эти выражения, указаны выражением (424).

Построение эпюры изгибающих моментов в принятой основной системе от заданных нагрузок (фиг. 337) производится путём распределения общего изгибающего момента M_x боковой стены между верхним и нижним поясами пропорционально их моментам инерции.

Перемещения сечений основной системы, в которых приложены неизвестные усилия, от единичных значений этих неизвестных и заданной нагрузки,



Фиг. 337. Эпюры изгибающих моментов в верхнем и нижнем поясах

при учёте деформаций изгиба поясов и простенков, сжатия и растяжения поясов и сдвига листов простенков определяются следующим выражением:

$$\begin{aligned} \delta_{jk} = \sum \frac{1}{EI} \int_0^l M_j M_k dl + \sum \frac{1}{EF} \int_0^l N_j N_k dl + \\ + \sum \frac{1}{GF} \int_0^l Q_j Q_k dl, \end{aligned} \quad (446)$$

где δ_{jk} — перемещение; индекс j указывает усилие, по направлению которого отыскивается перемещение; индекс k указывает усилие, от которого определяется перемещение;

$M_j, M_k, N_j, N_k, Q_j, Q_k$ — соответственно изгибающие моменты, продольные и поперечные силы в сечениях стержней основной системы безраскосной фермы от указанных усилий.

Перемещения основной системы от единичных значений неизвестных по их направлению, вычисленные по формуле (446) для случая пятипанельных ферм (фиг. 336), имеют следующий вид:

$$\begin{aligned} E \delta_{11} &= H^2 l_1 \left(\frac{\alpha_\theta^2}{I_\theta} + \frac{\alpha_H^2}{I_H} \right) + \frac{H}{3} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + \\ &+ (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2} \right) + h_0 \beta \left(\frac{1}{F_1'} + \frac{1}{F_2'} \right) + \\ &+ l_1 \left(\frac{1}{F_\theta} + \frac{1}{F_H} \right); \\ E \delta_{12} &= \frac{H}{3 I_2} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] + \frac{h_0 \beta}{F_2'} \\ E \delta_{13} &= E \delta_{14} = E \delta_{15} = 0; \\ E \delta_{22} &= H^2 l_2 \left(\frac{\alpha_\theta^2}{I_\theta} + \frac{\alpha_H^2}{I_H} \right) + \frac{H}{3} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + \\ &+ (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] \left(\frac{1}{I_2} + \frac{1}{I_3} \right) + h_0 \beta \left(\frac{1}{F_2'} + \frac{1}{F_3'} \right) + \\ &+ l_2 \left(\frac{1}{F_\theta} + \frac{1}{F_H} \right); \\ E \delta_{23} &= \frac{H}{3 I_3} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] + \frac{h_0 \beta}{F_3'} \\ E \delta_{24} &= E \delta_{25} = 0; \\ E \delta_{33} &= H^2 l_3 \left(\frac{\alpha_\theta^2}{I_\theta} + \frac{\alpha_H^2}{I_H} \right) + \frac{H}{3} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + \\ &+ (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] \left(\frac{1}{I_3} + \frac{1}{I_4} \right) + h_0 \beta \left(\frac{1}{F_3'} + \frac{1}{F_4'} \right) + \\ &+ l_3 \left(\frac{1}{F_\theta} + \frac{1}{F_H} \right); \\ E \delta_{34} &= \frac{H}{3 I_4} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + (H \alpha_H - h_H)^2 \alpha_H] + \frac{h_0 \beta}{F_4'} \\ E \delta_{35} &= 0; \\ E \delta_{44} &= H^2 l_4 \left(\frac{\alpha_\theta^2}{I_\theta} + \frac{\alpha_H^2}{I_H} \right) + \frac{H}{3} [(H \alpha_\theta - h_\theta)^2 \alpha_\theta + \end{aligned} \quad (447)$$

$$\begin{aligned}
& + (H \alpha_n - h_n)^2 \alpha_n \left[\left(\frac{1}{I_4} + \frac{1}{I_5} \right) + h_0 \beta \left(\frac{1}{F_4'} + \frac{1}{F_5'} \right) + \right. \\
& \quad \left. + l_4 \left(\frac{1}{F_6} + \frac{1}{F_n} \right) \right]; \\
& E \delta_{45} = \frac{H}{3I_5} [(H \alpha_6 - h_6)^2 \alpha_6 + (H \alpha_n - h_n)^2 \alpha_n] + \frac{h_0 \beta}{F_5'}; \\
& E \delta_{55} = H^2 l_5 \left(\frac{\alpha_6^2}{I_6} + \frac{\alpha_n^2}{I_n} \right) + \frac{H}{3} [(H \alpha_6 - h_6)^2 \alpha_6 + \\
& \quad + (H \alpha_n - h_n)^2 \alpha_n] \frac{1}{I_5} + h_0 \beta \frac{1}{F_5'} + l_5 \left(\frac{1}{F_6} + \frac{1}{F_n} \right).
\end{aligned} \tag{447}$$

Структура полученных выражений единичных перемещений является простой и последовательно идентичной, что облегчает подсчёты их численных значений. В случае, если расчётная схема безраскосной фермы имеет больше пяти панелей, то дополнительные выражения единичных перемещений могут быть легко написаны по аналогии с выражениями (447), не прибегая к интегрированию выражения (446).

Перемещение в основной системе от внешней нагрузки по направлению неизвестных можно определить следующей формулой¹:

$$E \delta_{ip} = \frac{H l_i}{6} \left[\frac{\alpha_6^2}{I_6} + \frac{\alpha_n^2}{I_n} \right] (M_{1i} + M_{2i} + 4M_{ci}) (-1)^{i+1}, \tag{448}$$

где M_{1i} , M_{2i} и M_{ci} — изгибающие моменты боковой стены, определяемые формулой (442), при этом обозначено:

M_{1i} и M_{2i} — изгибающие моменты на концах участка l_i (i — порядковый номер панели фермы, совпадающий с номером групповых неизвестных);

M_{ci} — изгибающий момент посередине участка l_i .

Определение выбранных неизвестных усилий безраскосной фермы производится путём решения системы трёхчленных канонических уравнений

$$\begin{aligned}
& E \delta_{11} X_1 + E \delta_{12} X_2 & = E \delta_{1p}; \\
& E \delta_{12} X_1 + E \delta_{22} X_2 + E \delta_{23} X_3 & = E \delta_{2p}; \\
& E \delta_{23} X_2 + E \delta_{33} X_3 + E \delta_{34} X_4 & = E \delta_{3p}; \\
& E \delta_{34} X_3 + E \delta_{44} X_4 + E \delta_{45} X_5 & = E \delta_{4p}; \\
& E \delta_{45} X_4 + E \delta_{55} X_5 & = E \delta_{5p}.
\end{aligned} \tag{449}$$

Система уравнений (449) имеет равные симметрично расположенные относительно главной диагонали коэффициенты, что позволяет решение её производить при помощи алгоритма Гаусса.

По найденным значениям неизвестных строятся суммарные эпюры изгибающих моментов в поясах и простенках, поперечных сил в простенках и продольных сил в поясах. Суммарные значения изгибающих моментов, поперечных и продольных сил определяются формулами

$$\left. \begin{aligned} M_{\Sigma} &= M + \sum M_j X_j; \\ Q_{\Sigma} &= \sum Q_j X_j; \\ N_{\Sigma} &= \sum N_j X_j. \end{aligned} \right\} \tag{450}$$

¹ Формула (448) является точной для случая изменения изгибающего момента по формулам (443) и (444) и приближённой при изменении момента по формуле (445). В тех случаях, когда к поясам в пролётах оконных проёмов приложены сосредоточенные силы, влияние их на перемещения учитывается дополнительно.

Здесь обозначения те же, что и выше.

Эпюры, построенные по формулам (450) совместно с эпюрами поперечных сил в поясах, определяемых формулой (442), при учёте отмеченных выше схем местного приложения нагрузок от поперечных балок к нижнему поясу позволяют установить напряжённое состояние элементов боковой стены и проверить их устойчивость по приведённым выше формулам. При этом дополнительно учитываются напряжения от действия продольных (сжимающих или растягивающих) сил, приложенных по оси автосцепок, которые определяются так же, как и для среднего сечения.

Концевая часть рамы металлического вагона от действующих продольных нагрузок рассчитывается по специальной схеме, соответствующей её конструкции. В эту схему вводятся только нижние продольные элементы нижнего пояса боковой стенки и нижние брусья лобовых стенок и то лишь в том случае, если конструкцией рамы предусмотрена передача на них соответствующих усилий. Остальные части боковых и лобовых стенок в этом расчёте рассматриваются как жёсткий контур, поддерживающий концевую часть рамы в вертикальном направлении. Вертикальный изгиб рамы учитывается в случае приложения усилий и расположения элементов самой рамы не в одной плоскости.

Пример расчёта рамы и боковой стенки

В качестве примера применения описанного метода расчёта цельнонесущих кузовов рассмотрим основные результаты расчёта рамы и боковой стенки пассажирского металлического вагона длиной 23,6 м.

Рама указанного вагона имеет 28 промежуточных поперечных балок, на которые опирается хребтовая, состоящая из двух двутавров. При таком количестве поперечных элементов безусловно целесообразно считать хребтовую балку лежащей на сплошном упругом основании и две более жёсткие шкворневые балки принять за дополнительные упругие опоры.

Численные значения расчётных параметров рамы (в соответствии с принятыми выше обозначениями) составляют ¹:

$$L_k = 23\,400 \text{ см}; a = 320 \text{ см}; b = 310 \text{ см}; c = 137 \text{ см};$$

$$I = 177,3 \text{ см}^4; I_x = 12\,000 \text{ см}^4; n = 28 \text{ (на длине 1\,700 см)};$$

$$I_1 = 54\,000 \text{ см}^4; I_0 = 2\,000 \text{ см}^4; P = 40\,000 \text{ кг}; A = 12\,500 \text{ кг}.$$

Величина нагрузок принята условная (примерно соответствующая действительному нагружению), равномерно распределённая по всей плоскости рамы.

Применяя соответствующие для данного случая расчётные формулы, получаем

$$ж = 6,132 \cdot 10^6 \text{ кг см [формула (420)]};$$

$$k = 5,13 \text{ кг/см}^2 \text{ [формула (421)]};$$

$$q = 5,46 \text{ кг/см [формула (422)]};$$

$$m = 0,00267 \text{ 1/см [формула (424)]};$$

$$\left. \begin{aligned} A \frac{L_k}{m \frac{L_k}{2}} &= -11,3888; B \frac{L_k}{m \frac{L_k}{2}} = -5,5724; C \frac{L_k}{m \frac{L_k}{2}} = 0,0997; \\ D \frac{L_k}{m \frac{L_k}{2}} &= 2,8862; A \left(\frac{L_k}{2} - a \right) = -3,1481; C \left(\frac{L_k}{2} - a \right) = 1,8322. \end{aligned} \right\} \text{ [формулы (424)]}$$

Подставляя эти величины в уравнения (425), получаем

$$-11,3888 Q_0 + 71\,745 y'_0 = -11\,396 + 3,1481 R;$$

$$-0,000002843 Q_0 - 54,425 y'_0 = -0,1683 + 0,00005225 R.$$

¹ В примере шкворневая балка принята переменного сечения с моментами инерции сечений для средней части I_1 и у опоры I_0 .

Решая уравнения относительно Q_0 и y'_0 , находим

$$Q_0 = 1018,4 - 0,28197 R;$$

$$y'_0 = (2829,7 - 0,8809 R) 10^{-6};$$

$$y_{x=a} = 0,76376 - 0,00025594 R \text{ [формула(426)]};$$

$$a = 2,77;$$

$$y_p = -0,2501 + 0,0000201 R \text{ [формула (417)]};$$

$$R = 4\,290 \text{ кг [уравнение (427)]}.$$

Тогда $Q_0 = -191,2 \text{ кг}$; $y'_0 = -950 \cdot 10^{-6}$.

По полученным значениям начальных параметров, коэффициентов и реакций нетрудно определить изгибающие моменты и напряжения в элементах рамы. Все подсчёты сводим в табл. 50.

Напряжения в элементах рамы

Т а б л и ц а 50

Элемент	Сечение	Изгибающий момент		Момент сопротивления W в см^3	Напряжение σ , в кг/см^2
		формула	величина в кг/см		
Продольный элемент (хребтовая балка)	Посредине $X = \frac{L_k}{2}$	$\frac{Q_0}{m} B_m \frac{L_k}{2} - \frac{q}{m^2} C_m \frac{L_k}{2} +$ $+ \frac{ky'_0}{m^3} D_m \frac{L_k}{2} + \frac{R}{m} B_m \left(\frac{L_k}{2} - a \right)$	116 000	675	170
	У упругой опоры $x = a$	$\frac{Q_0}{m} B_{ma} - \frac{q}{m^2} C_{ma} + \frac{ky'_0}{m^3} D_{ma}$	-365 000	675	-540
Упругая опора (шкворневая балка)	У силы $x = c$	$(A - R) c$	1 123 000	2 800	400
Поперечная балка	У продольной балки	$Q_0 \frac{l'}{L_k} \frac{c}{2} \left(1 - \frac{c}{b} \right) - (ky - q) cl'$	39 000	25,4	-1 530

l' — расстояние между соседними поперечными балками, равное примерно 60 см.

Боковая стенка металлического вагона рассчитывается на действие тех же вертикальных нагрузок — собственный вес кузова вместе с внутренним оборудованием и полезной нагрузкой $P_{\text{кбр}} = 4 \text{ А} = 50\,000 \text{ кг}$.

Расчётная схема боковой стенки представляет собой пятипанельную безраскосную ферму (фиг. 335). Численные значения параметров расчётной схемы приняты:

$$L_k = 2\,340 \text{ см}; l_1 = 127,9 \text{ см}; l_2 = 169 \text{ см};$$

$$l_3 = l_4 = l_5 = 179,5 \text{ см}; H = 221,9 \text{ см}; h_0 = 88,5 \text{ см};$$

$$h_H = 65,4 \text{ см}; h_\theta = 68 \text{ см}; a = 320 \text{ см};$$

$$I_H = 36\,180 \text{ см}^4; I_\theta = 40\,540 \text{ см}^4; I_1 = 3\,030 \text{ см}^4;$$

$$I_2 = 9\,500 \text{ см}^4; I_3 = I_4 = I_5 = 19\,500 \text{ см}^4; F_6 = 42,4 \text{ см}^2;$$

$$F_H = 35,03 \text{ см}^2; F'_1 = 10,61 \text{ см}^2; F'_2 = 16,91 \text{ см}^2;$$

$$F'_3 = F'_4 = F'_5 = 23,25 \text{ см}^2.$$

Так как расчёт продольных элементов рамы произведён по схеме балок на упругом основании, то эпюры изгибающих моментов и поперечных сил боковой стенки определяются формулами (442), (443) и (445).

Таблица 51

Напряжения в элементах боковой стенки

Элементы	Вид напряжений	Усилия	Параметры сечения	Величина на- пряжения в кг/см²
Нижний пояс (окон- ная кромка)	Нормальные на- пряжения	$M=90\,000\text{ кгсм}$ $N=6\,380\text{ кг}$	$W_{\sigma}=570\text{ см}^3$ $F_{\sigma}=35\text{ см}^2$	$\sigma_{x_1}=340$
	Касательные на- пряжения	$Q=2\,430\text{ кг}$	$F'_H=26\text{ см}^2\text{ (лист)}$	$\tau=95$
Верхний пояс (окон- ная кромка)	Нормальные на- пряжения	$M=100\,000\text{ кгсм}$ $N=-6\,380\text{ кг}$	$W_H=670\text{ см}^3$ $F_{\sigma}=42,4\text{ см}^2$	$\sigma_{x_2}=-300$
	Касательные на- пряжения	$Q=2\,730\text{ кг}$	$F'_H=30,3\text{ см}^2\text{ (лист)}$	$\tau=90$
Оконный простенок	Нормальные на- пряжения у угла № 1	$M=162\,500\text{ кгсм}$	$W=504\text{ см}^3$	$\sigma_{y_1}=320$
	Нормальные на- пряжения у угла № 2	$M=203\,000\text{ кгсм}$	$W=504\text{ см}^3$	$\sigma_{y_2}=-405$
	Касательные на- пряжения	$Q=-4\,130\text{ кг}$	$F'=23,2\text{ см}^2\text{ (лист)}$	$\tau_{xy}=180$
Угол окон- ного проёма № 1	Эквивалентные напряжения	$\sigma_{\Sigma 1}=\sqrt{\sigma_{x_1}^2+3\tau_{xy}^2}$		$\sigma_{\Sigma 1}=460$
	Напряжения с учётом концен- трации	$\frac{r}{b_n}=0,08;$	$k=1,88;$ $\sigma_1=k\sigma_{\Sigma 1}$	$\sigma_1=865$
Угол окон- ного проёма № 2	Эквивалентные напряжения	$\sigma_{\Sigma 2}=\sqrt{\sigma_{y_2}^2+3\tau_{xy}^2}$		$\sigma_{\Sigma 2}=515$
	Напряжения с учётом concentra- ции	$\frac{r}{b_n}=0,08;$	$k=1,88;$ $\sigma_2=k\sigma_{\Sigma 2}$	$\sigma_2=970$

Подставляя в эти формулы найденные выше значения, получим следующие выражения для изгибающих моментов и поперечных сил боковой стенки:

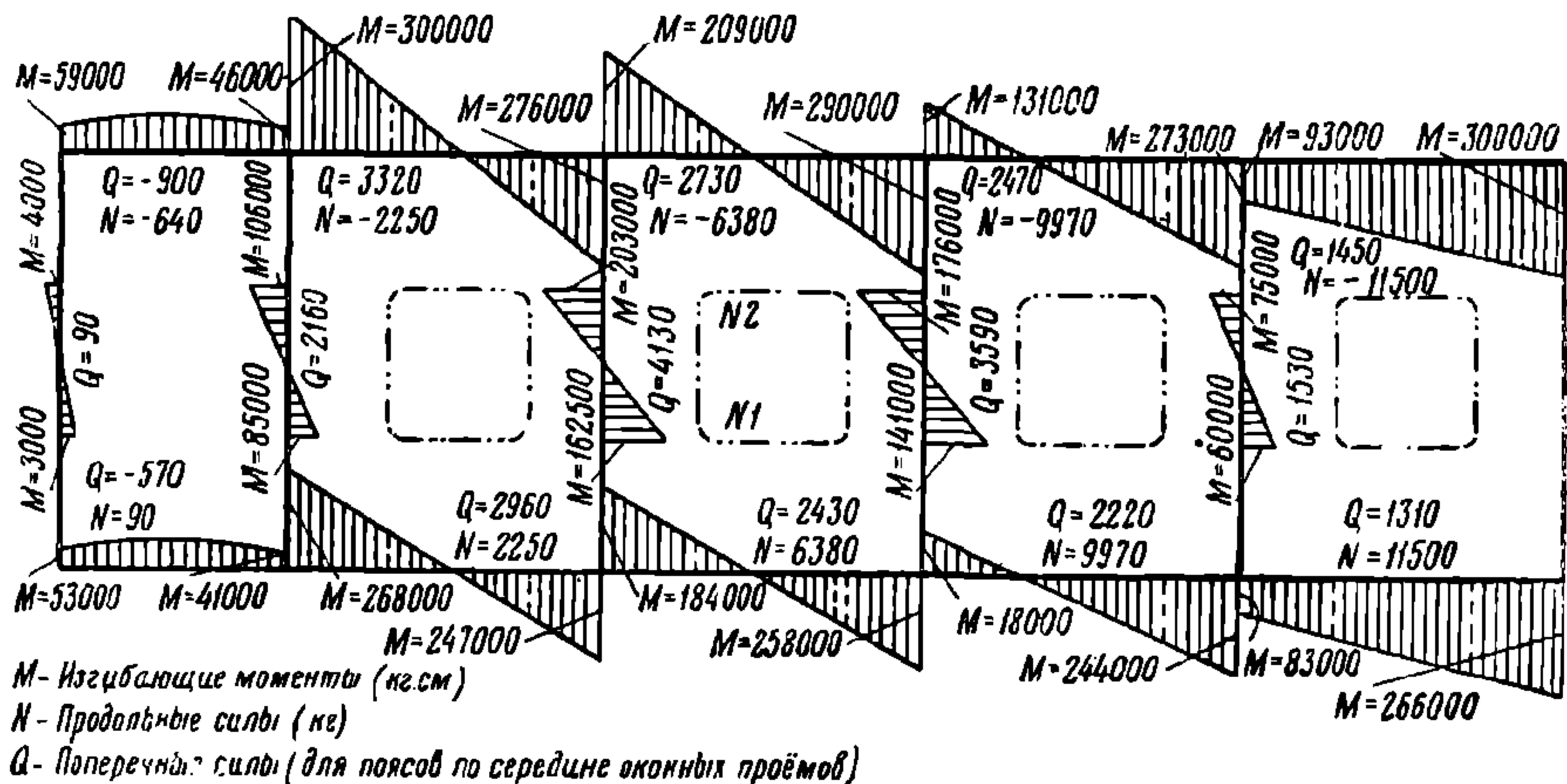
$$M_x = -5,34 x^2 + 12500 (x - 320) + 72000 B_{mx} + 765000 C_{mx} + 256000 D_{mx} - 1609000 B_{m(x-a)};$$

$$Q_x = -10,68 x + 12500 + 192 A_{mx} + 2040 B_{mx} + 683 C_{mx} - 4290 A_{m(x-a)}$$

Вторые и последние члены этих выражений принимаются только для $x \geq 320$ см. Ввиду того что длина кузова больше длины основной части боковой стенки, имеющей оконные проёмы, значения величин на конце боковой стенки определяются при

$$x = x_0 = 216,3 \text{ см.}$$

После распределения эпюры изгибающих моментов пропорционально моментам инерции поясов и очевидных вычислений по вышеприведённым формулам (447) — (450) определяются значения неизвестных поперечных усилий в простенках (стойках



Фиг. 338. Суммарная эпюра

фермы), строится суммарная эпюра изгибающих моментов, продольных и поперечных сил в элементах боковой стенки. Суммарная эпюра рассмотренного случая изображена на фиг. 338.

По найденным значениям усилий и моментов определяются напряжения в основных элементах боковой стенки. Результаты этих вычислений сведены в табл. 51, в которой для примера произведено также вычисление напряжений в углах оконного проёма, указанных на фиг. 338 номерами 1 и 2.

Г Л А В А XII

УДАРНО-ТЯГОВЫЕ ПРИБОРЫ

Ударно-тяговые приборы являются весьма ответственными частями вагона. Недостатки конструкции и содержания этих частей вагона могут явиться причиной разрыва поезда, сопровождаемого часто тяжёлыми последствиями. От устройства и состояния ударно-тяговых приборов в значительной мере зависит спокойный ход поезда. Конструкция этих приборов существенно влияет на тару вагона.

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ УДАРНО-ТЯГОВЫХ ПРИБОРОВ

Назначением ударно-тяговых приборов являются:

- 1) соединение (сцепление) вагонов между собой и с локомотивом;
- 2) удержание вагонов на определённом расстоянии друг от друга;
- 3) передача растягивающих и сжимающих усилий от одного вагона к другому;
- 4) смягчение действия ударно-тяговых усилий.

В том случае, когда все эти функции выполняются одним прибором, последний называется **о б ъ е д и н ё н н ы м** ударно-тяговым прибором. Объединённый прибор обычно располагается посередине буферного бруса и поэтому носит название **ц е н т р а л ь н о г о** ударно-тягового прибора.

В случае распределения вышеперечисленных функций между различными приборами последние называются **р а з д е л ь н ы м и** тягово-сцепными и ударными приборами. При раздельном устройстве на концах буферного бруса располагаются приборы, называемые **б у ф е р а м и**, передающие и смягчающие действие ударных усилий, а также удерживающие вагоны на определённом расстоянии друг от друга, а посередине—**у п р я ж н о й** прибор, предназначенный для сцепления вагонов, передачи и смягчения действия тяговых усилий.

Упряжные приборы состоят из **т я г о в ы х** и **с с е п н ы х**. К первым относятся детали, передающие тяговые усилия локомотива раме вагона. Ко вторым — часть упряжи, служащая непосредственно для сцепления данного вагона со смежным, называемая сцепкой.

В зависимости от способа передачи раме вагона тягового усилия упряжь разделяется на **с к в о з н у ю** и **н е с к в о з н у ю** (разрезную).

Рама вагона со сквозной упряжью воспринимает только часть тягового усилия локомотива, равную сопротивлению данного вагона движению. Если на вагоне поставлена несквозная упряжь, то рама воспринимает всё тяговое усилие, передаваемое упряжью.

Следовательно, для разрезной упряжи требуется более мощная рама вагона, нежели при сквозной.

На фиг. 339 изображено схематическое соединение вагонов в поезде: вверху *А* — несквозной упряжью и внизу *Б*—сквозной упряжью. Как следует из схемы *А*, разрезной упряжью соединяются буферные брусья соседних вагонов, причём упругость соединения осуществляется при помощи пружин. Таким образом, поезд представляет собой упругую цепь, через которую передаётся тяговое усилие. При наличии сквозной упряжи (фиг. 339, *Б*) все тягово-сцеп-

ные приборы поезда связаны между собой жёстко, а с рамой вагона упруго. Поэтому детали сквозной упряжи воспринимают жёстко тяговое усилие.

Представим себе поезд, состоящий из 50 вагонов, оборудованных сквозной упряжью, и подверженный сжатию (например, при набегании вагонов). Если пружины буферов каждого вагона допускают сжатие на $2 \cdot 80 = 160$ мм, то длина поезда может быть уменьшена на $50 \cdot 160 = 8\,000$ мм. После прекращения действия силы сжатия накопленная в буферных пружинах энергия освобождается и передаётся упряжи. Если учесть, что при сквозной упряжи тяговая пружина допускает сжатие на 60 мм, то удлинение поезда возможно лишь на $2 \cdot 60 = 120$ мм. Следовательно, отдача буферных пружин почти мгновенно поглощается сопротивлением упряжи, а развиваемое при этом усилие может быть настолько большим, что приведёт к обрыву деталей упряжного устройства.

При наличии разрезной упряжи отдача буферных пружин не вызывает таких жёстких ударов в деталях тягово-сцепного прибора, так как общий прогиб тяговых пружин поезда немногим отличается от общего прогиба буферных пружин.

Поезд, вагоны которого оборудованы сквозной упряжью, труднее тронуть с места и при этом легче повредить детали тягово-сцепного прибора, нежели в поезде с вагонами, снабжёнными разрезной упряжью.

В первом случае (сквозная упряжь) трогание поезда можно сравнить с приведением в движение одного вагона огромного веса, равного весу всех вагонов, при наличии тяговых пружин, расположенных параллельно и поэтому равнозначных одной очень жёсткой пружине.

Во втором случае (разрезная упряжь) вагоны не все сразу приходят в движение, а тяговые пружины, расположенные последовательно, равнозначны одной мягкой пружине.

Следовательно, разрезная упряжь имеет крупные преимущества по сравнению со сквозной.

В зависимости от способа соединения сцепные приборы делятся на неавтоматические и автоматические. В первом случае соединение вагонов осуществляется человеком, во втором случае — автоматически при сжатии сцепных междугонных приборов.

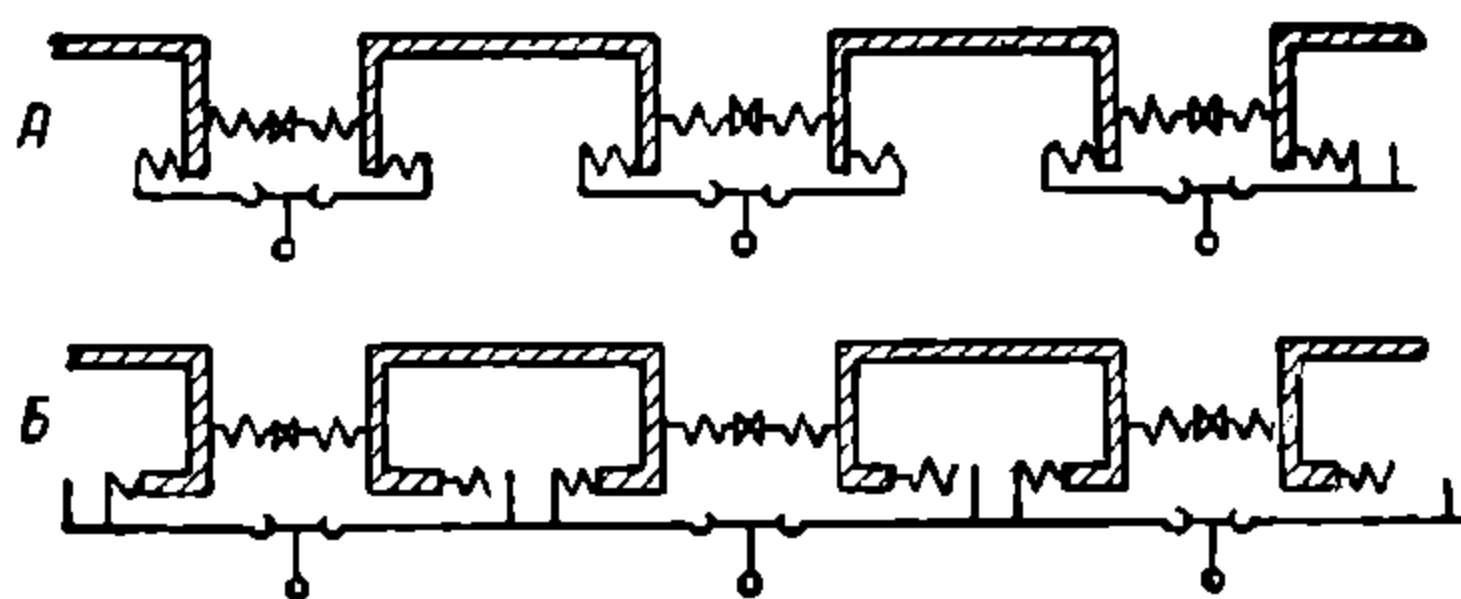
За годы советской власти решена важная для железнодорожного транспорта задача — оборудование вагонов автосцепкой — объединённым ударно-тяговым прибором. Автоматическая сцепка является наиболее совершенным типом ударно-тяговых приборов. На переходный период, т. е. до завершения оборудования всех вагонов автоматической сцепкой, на рамах сохраняются буфера, обеспечивающие соединение автосцепных вагонов с вагонами, имеющими винтовую стяжку.

Перейдём к более подробному ознакомлению с отдельными частями ударно-тяговых приборов.

2. ВИНТОВАЯ СТЯЖКА

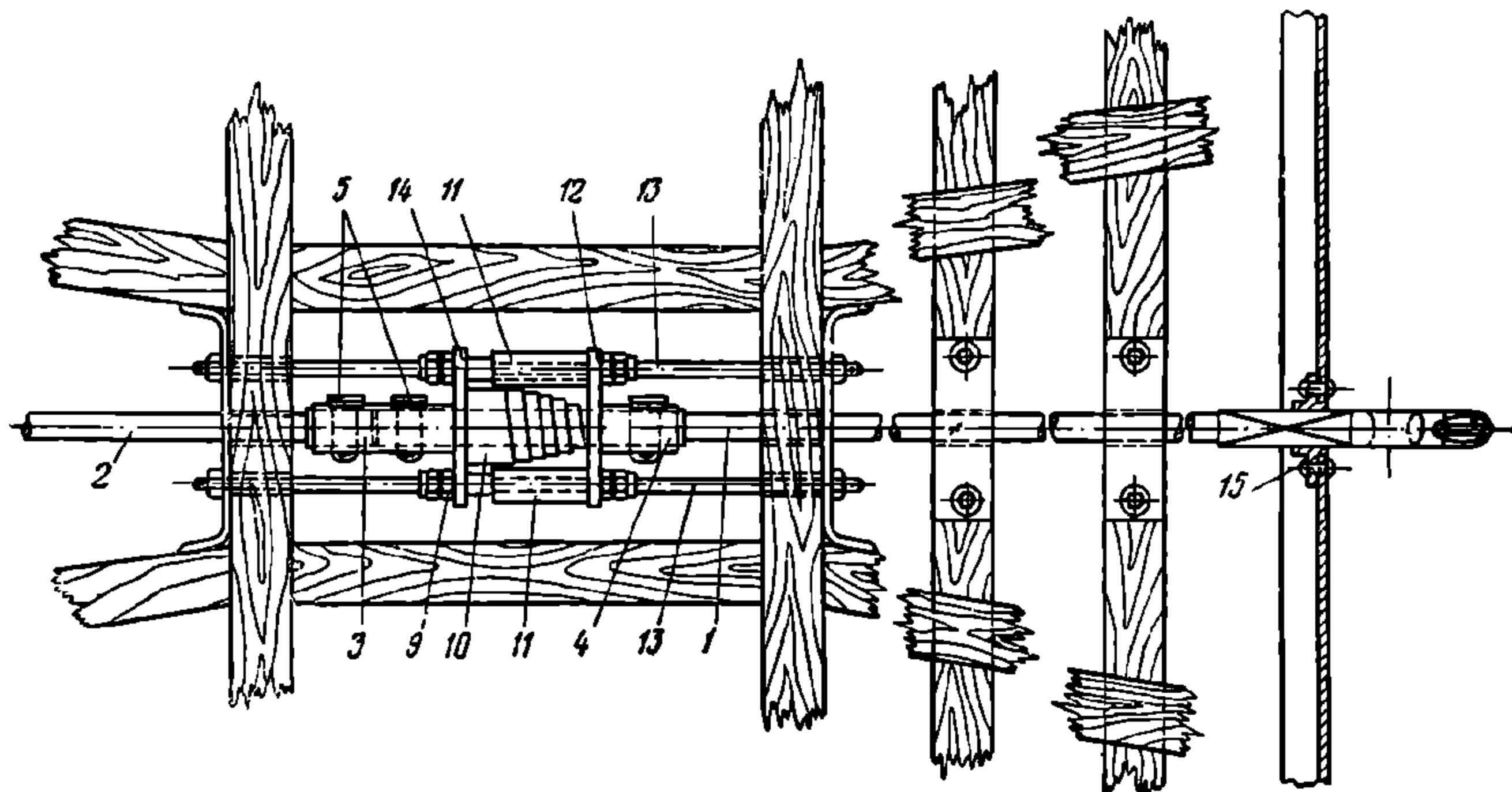
К вопросам совершенствования упряжи и, в частности, винтовой стяжки, постоянно привлекалось внимание конструкторов и эксплуатационников. Результатом явилось многократное улучшение конструкции стяжки и других частей упряжи.

В настоящее время все вагоны, не имеющие автосцепки, оборудованы преимущественно винтовой стяжкой конструкции 1927 г. (фиг. 340). Стяжка состоит из скобы 1, малой гайки 2, винта 3 с рукояткой 4 и двумя наконечниками 5, большой гайки 6 с двумя наконечниками 7, двух серёг 8 и кривого валика 9 с двумя гайками 10 по концам.



Фиг. 339. Схема сквозной и разрезной упряжи

ного сечения $h \times b = 130 \times 7$ мм, имеет 5,5 витков, средние радиусы которых изменяются от $r_1 = 27$ мм до $r_2 = 76$ мм. Упругая пружина обладает переменной гибкостью при среднем значении её $f_0 = 48$ мм/т. Переменная гибкость является целесообразной для пружин упругого аппарата.



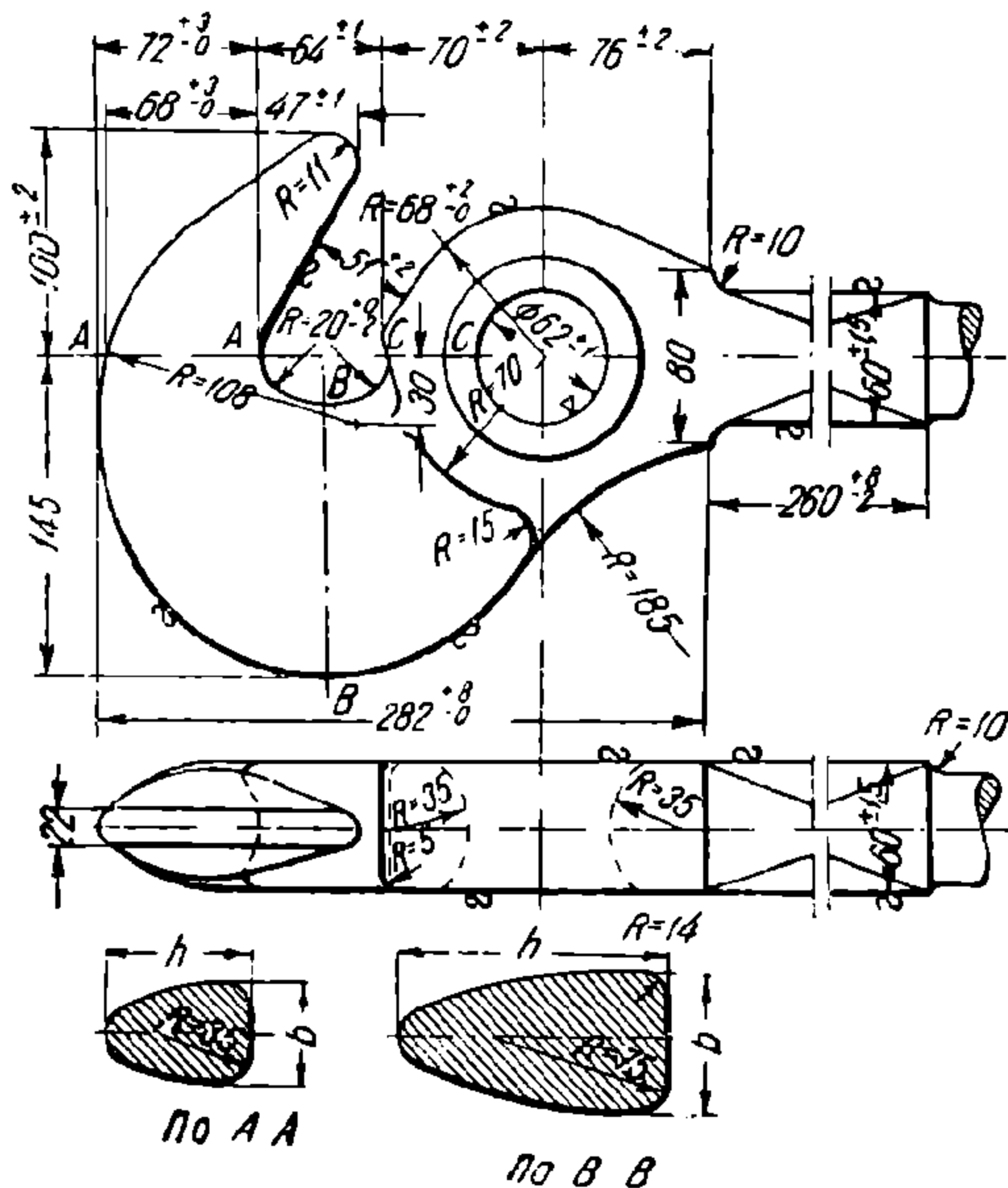
Фиг. 341. Тяговый прибор сквозной упряжи

рата. При нагрузке 1 000 кг в ней возникают напряжения $\tau_{1000} = 3\,700$ кг/см². В упругом аппарате пружина имеет предварительную затяжку, равную 12 мм.

Шайбы 12 и 14 имеют по краям отверстия, через которые свободно проходят аппаратные болты 13. На концах аппаратных болтов 13 находятся гайки, соединяющие тяговый аппарат с поперечными брусьями рамы. На аппаратные болты, в средней их части, навинчены гайки и контргайки 9, ограничивающие перемещения шайб 12 и 14. Для ограничения сжатия упругой пружины 10 на аппаратные болты надеты втулки (предохранительные трубки) 11. Длина втулок 11 равна 197 мм, а расстояние между шайбами 12 и 14 составляет 242 мм. Следовательно, при нормальном состоянии тягового аппарата наибольшее сжатие пружины достигает 45 мм.

Для уменьшения износа стержня крюка в буферных брусьях на заклёпках укреплен направляющая 15, имеющая квадратное отверстие 63×63 мм. В месте, непосредственно прилегающем к головке, стержень крюка также имеет квадратное сечение. Такая форма крюка исключает возможность его вращения в буферном бруссе.

При действии тягового усилия одна из муфт нажимает на прилегающую к ней шайбу. От последней тяговое усилие передаётся упругой пружине 10, которая, сжимаясь, упирается во вторую шайбу. Последняя через гайки 9 передаёт тяговое усилие аппаратным болтам 13 и через них поперечным аппаратным брусьям, т. е. раме вагона.



Фиг. 342. Головка крюка

Присоединённые к раме буксовые лапы надавливают на буксы и, преодолевая сопротивление колёс перекачиванию, приводят их во вращение.

Следовательно, на раму передаётся только часть тягового усилия, равная сопротивлению движению данного вагона. Остальная часть тягового усилия передаётся стержнями крюков следующим вагонам.

В длинных пассажирских вагонах (например, 18-метровых) крюковой стержень составляется из нескольких частей, соединённых шарнирно. Такое соединение предназначено для предотвращения изгиба стержня при прохождении вагонами кривых участков пути.

Основные размеры тягового крюка, так же как и стяжек, подвергались неоднократным изменениям.

Крюк последней конструкции (1935 г.) имеет следующие основные размеры (фиг. 342):

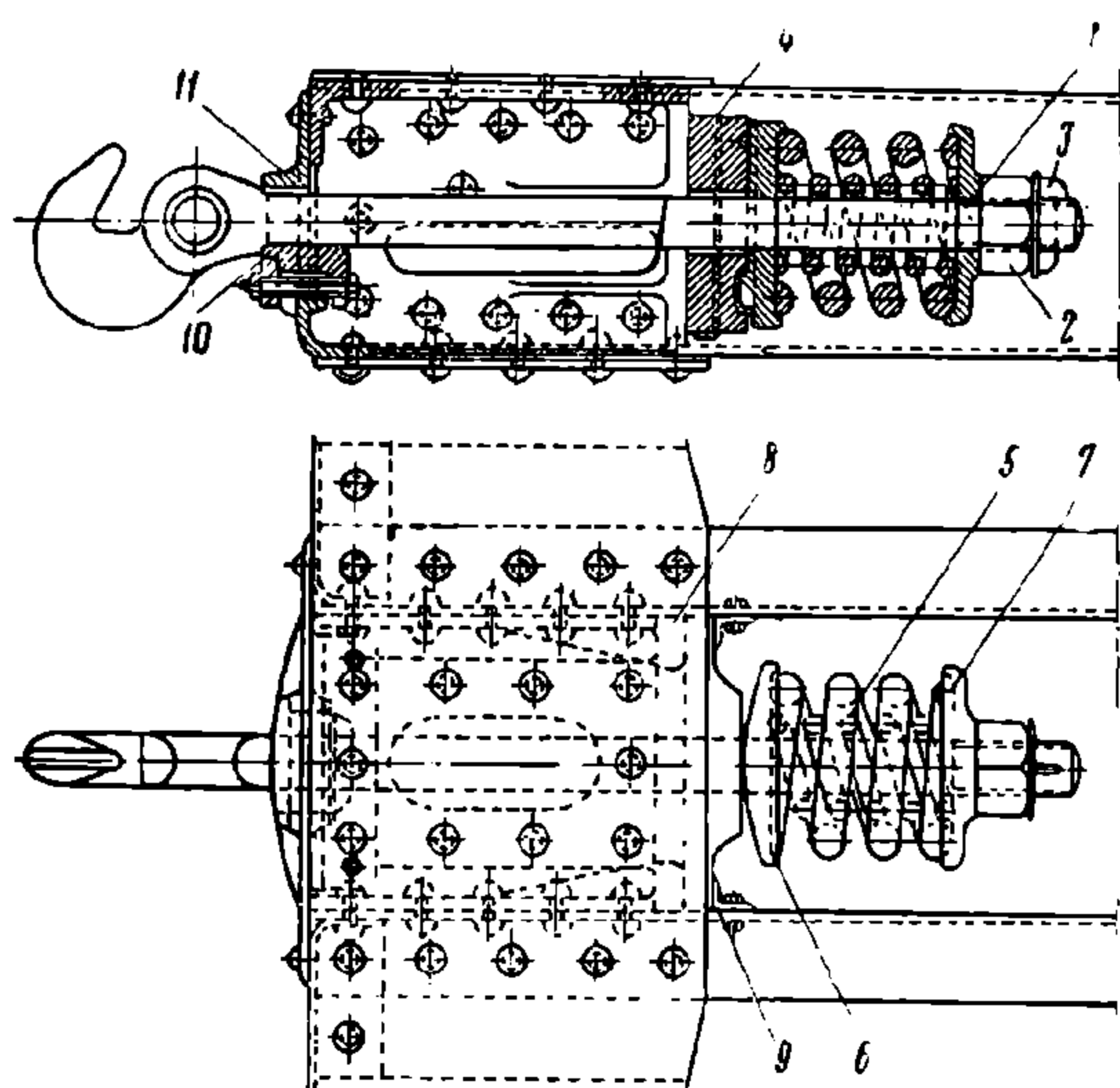
Головка крюка в сечении АА	$h = 68 \text{ мм}$	$b = 46 \text{ мм}$
Головка крюка в сечении ВВ	$h = 125 \text{ мм}$	$b = 60 \text{ мм}$
Квадратная часть стержня	$60 \times 60 \text{ мм}$	
Диаметр круглой части хвостовика стержня	$d = 52 \text{ мм}$	

Для предотвращения повреждений буферного бруса заплечик головки крюка должен находиться от него на расстоянии, не меньшем 46 мм. Для обеспечения свинчивания стяжек до соприкосновения буферов это расстояние должно быть не больше 75 мм. При других значениях выхода крюка требуется производить регулировку упряжного аппарата, т. е. передвижение деталей упряжи вдоль рамы вагона для восстановления нормальных размеров.

Детали сквозной упряжи изготавливаются из стали марок: упряжные крюки Ст. 3; муфты и чеки Ст. 5; аппаратные болты Ст. 2—3; шайбы упряжной пружины Ст. 3; предохранительные трубки Ст. 0.

4. НЕСКВОЗНАЯ УПРЯЖЬ

Несквозная (разрезная) упряжь установлена на вагонах, рамы которых имеют хребтовые балки. На каждом конце вагона (фиг. 343) имеется крюк



Фиг. 343. Несквозная упряжь

с коротким стержнем 1, заканчивающийся гайкой 2 и чекой 3. Крюк проходит через упорную подушку 4, к которой пружиной 5 прижимается шайба 6. На другом конце пружин имеется вторая шайба 7.

Упорная подушка 4 прижата к специальным кронштейнам (угольникам) 8, приклепанным к хребтовой балке. Расстояние от упорных полок кронштейнов 8 до наружной поверхности буферного бруса составляет 390 мм (раньше угольники ставились на расстоянии 415 мм). Предупреждение перекосов упорной подушки 4 и истирания ею стержня крюка обеспечивается двумя небольшими угольниками 9, привинченными болтами к хребтовой балке и имеющими горизонтальные полки, на которые опирается подушка.

Квадратная часть стержня крюка 1 проходит через прямоугольное отверстие направляющей (крюковой шайбы) 11, приклепанной к буферному брус. Кроме того, под крюк подкладывается сухарь (сменная прокладка) 10 из мягкого чугуна для предотвращения износа крюка и направляющей.

Наружная пружина разрезной упряжи изготавливается из стали круглого сечения диаметром 40 мм. Она имеет 3,5 витка при среднем их диаметре 163 мм. Фабричная высота наружной пружины 195 мм. При нагрузке 13,75 т пружина полностью сжимается на величину 55 мм. Внутренняя пружина при диаметре сечения стали 25 мм, диаметре витка 92 мм, числе витков 5,5 и фабричной высоте 190 мм сжимается на 52,5 мм силой 5,9 т.

Таким образом, для полного сжатия комплекта упряжных пружин необходимо усилие 19,65 т. Пружины 5 имеют небольшой натяг, вследствие чего головка крюка 1 прижата к направляющей 11 своими заплечиками.

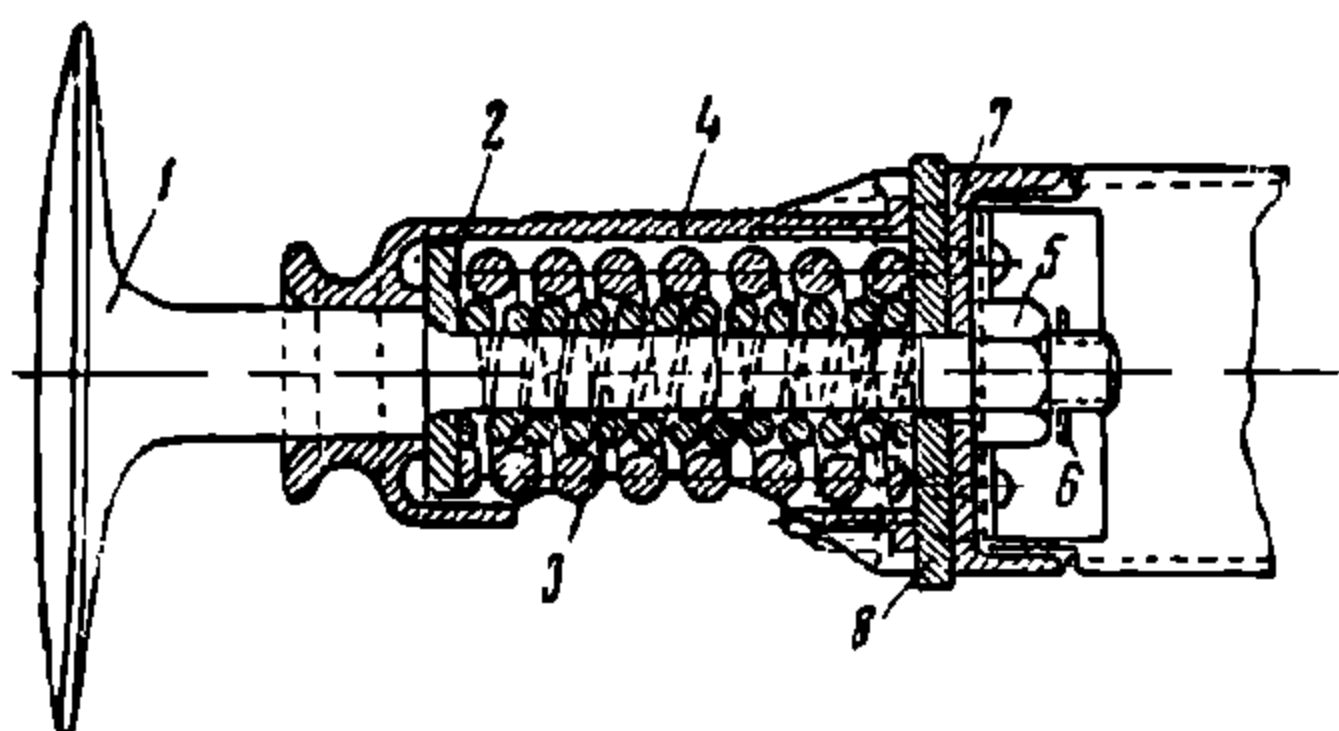
При действии тягового усилия гайка 2 нажимает на шайбу 7. Последняя передаёт нагрузку на пружины 5, которые, опираясь на шайбу 6, сжимаются. Далее тяговое усилие через упорную подушку 4 и упорные кронштейны 8 передаётся на раму вагона. При этом тяговый крюк выходит из крюковой направляющей 11 на расстояние, обусловленное величиной сжатия пружины.

Таким образом, всё тяговое усилие, за вычетом сопротивления движению данного вагона, передаётся от упряжного прибора, расположенного на одном конце вагона, на другой его конец через раму.

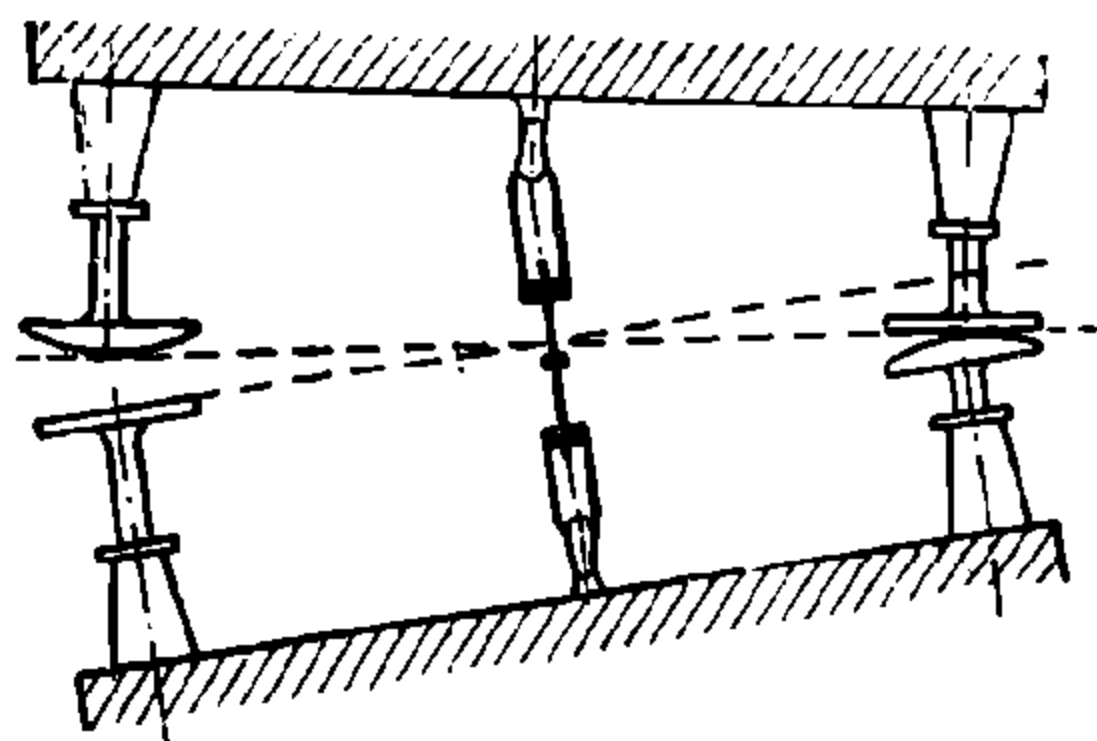
На крюках сквозной и несквозной упряжи, выдержавших испытание, наносятся клейма о месте и времени испытания. Клейма набиваются на одной щеке и, кроме того, на обеих сторонах места сварки стержня с головкой и хвостовиком (сквозная упряжь).

5. БУФЕР

Буфером называется комплект следующих деталей (фиг. 344): буферный стержень с тарелкой 1, нажимная шайба 2, пружины 3, буферный стакан 4, гайка 5, шплинт 6 и четыре болта с гайками буферного стакана.



Фиг. 344. Буфер четырёхосного вагона



Фиг. 345. Расположение буферов на вагоне

В месте установки буфера к буферному брусу 7 приклепывается или приваривается усиливающая подкладка 8. Назначением усиливающей подкладки является уменьшение местных напряжений в буферном брусе, возникающих от удара.

При действии сжимающего (ударного) усилия буферный стержень 1 своим заплечиком нажимает на шайбу 2, а последняя на пружины 3.

Пружины, сжимаясь, смягчают действие удара и передают его через подкладку 8 на буферный брус 7 рамы вагона.

Буферные стержни по своей форме делятся на два типа: с плоскими и выпуклыми тарелками. Стержни с плоскими тарелками ставятся в правые буфера (фиг. 345), а выпуклые—в левые (если встать лицом к лобовой стенке вагона). Таким образом, при соударении двух рядом стоящих вагонов плоская тарелка одного буфера касается выпуклой тарелки другого.

Для вагонного хозяйства было бы целесообразнее иметь все буферные тарелки однотипными. Однако при наличии одних плоских тарелок, когда вагон проходит кривые участки пути, увеличивается сопротивление движению, а в деталях буфера и в вагонной раме появляются значительные напряжения изгиба, так как при этом ударное усилие всегда прилагается к буферу с наибольшим плечом, равным радиусу тарелки.

Если все буферные тарелки выпуклые, то при переходе вагонов с прямого участка пути на кривой тарелки смежных вагонов перемещаются одна по другой, соприкасаясь последовательными точками, расстояния которых от буферного бруса уменьшаются. Перемещение буферных тарелок при этом аналогично скольжению по наклонной плоскости вниз.

При выходе с закругления на прямой участок пути расстояния точек касания тарелок до буферного бруса увеличиваются, т. е. возникает перемещение, подобное скольжению по наклонной плоскости вверх, причём это скольжение сопровождается появлением большой силы трения и сопротивления подъёму по наклонной плоскости, так как буфера со стороны внутреннего рельса всегда сильно нажимают друг на друга. Горизонтальная составляющая силы трения и сопротивления подъёму по наклонной плоскости стремится изогнуть буфер и препятствует вписыванию вагонов в прямой путь. Вследствие этих причин опыт постановки на вагонах одних выпуклых тарелок дал отрицательные результаты (ненормальный износ тарелок, поломка буферных стаканов и ослабление болтов).

В зависимости от размеров буферные стержни разделяются в основном на два типа: 1) усиленного буфера и 2) буфера четырёхосных вагонов.

Размеры тарелок в миллиметрах приведены в табл. 52.

Т а б л и ц а 52

Тип буфера	Диаметр тарелки	Диаметр стержня	Диаметр хвостовика
Усиленный	340	70	45
Четырёхосных вагонов	400/450*	76/70**	48/45**

* В числителе — для грузовых вагонов, в знаменателе — для пассажирских.

** В числителе — для всех грузовых вагонов и пассажирских с автосцепкой, в знаменателе — для пассажирских без автосцепки.

Кроме того, на металлических пассажирских вагонах современной постройки, в связи с большой длиной консоли рамы, устанавливаются буферные тарелки увеличенного диаметра — 500 мм.

Буфера устанавливаются на раме с расчётом, чтобы расстояние между центрами буферных тарелок равнялось 1 782 мм.

Р а с с т о я н и е от буферного бруса до тарелки составляет:

У вагонов с винтовой стяжкой	595 мм
» грузовых вагонов с автосцепкой	585 мм
» пассажирских вагонов с автосцепкой	675 мм
» металлических пассажирских современной постройки	605 мм

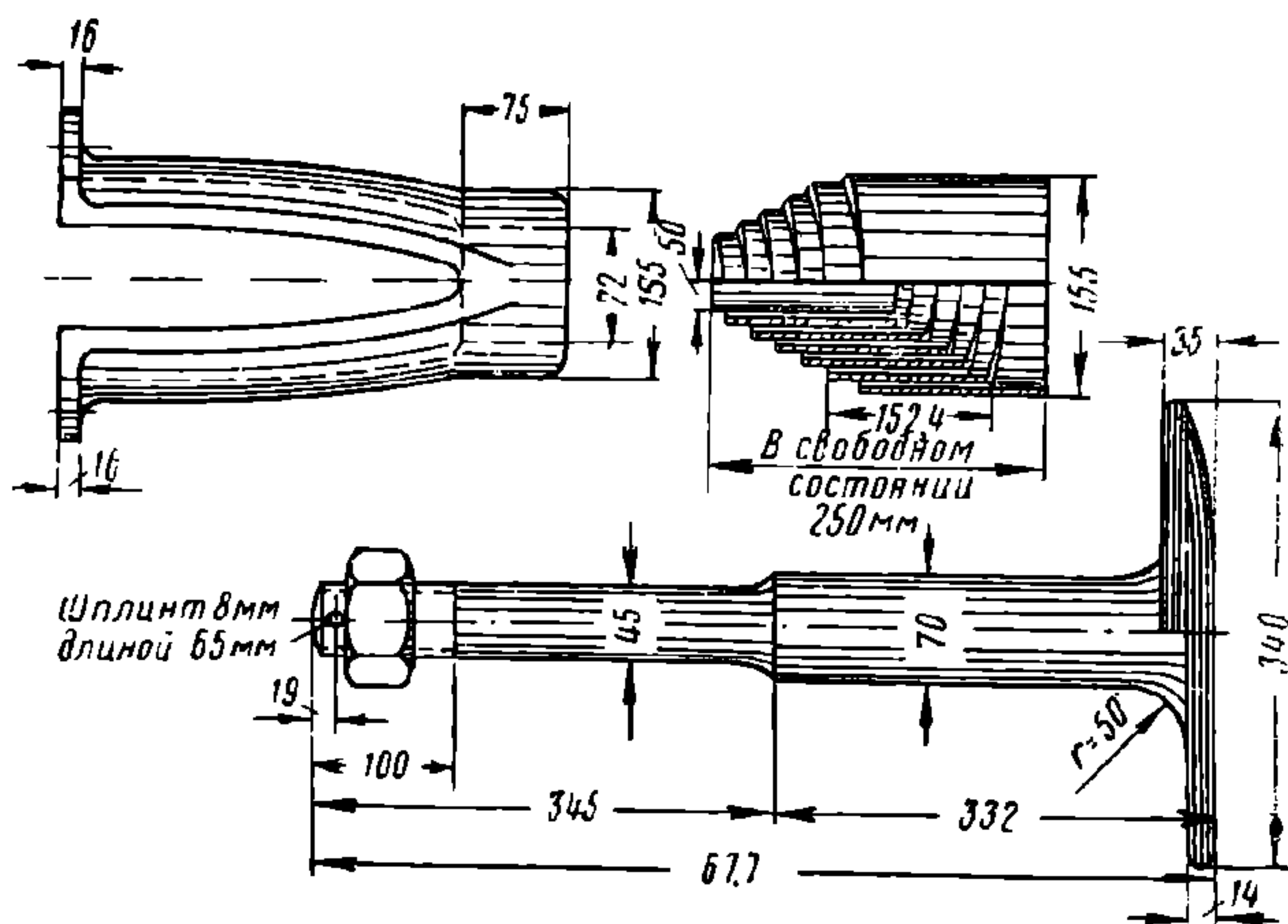
П р у ж и н а усиленного буфера (фиг. 346) имеет спиральную форму и изготавливается из стали сечением 7 × 152,4 мм. После установки в буфер она затягивается на 8 мм. Для полного сжатия такой пружины необходимо усилие величиной 3,5 т.

Четырёхосные вагоны требуют более мощного буфера. Вместо одной спиральной в них установлены две цилиндрические пружины, для полного сжатия которых необходимо усилие, равное 8,6 т.

В буфере четырёхосного вагона наружная пружина имеет 7 витков диаметром 127 мм. Она изготавливается из стали круглого сечения диаметром 33 мм, имеет фабричную высоту 291 мм и допускает сжатие на 63 мм. Внутренняя пружина, изготовленная из стали диаметром 19 мм, имеет 12 витков диаметром 70 мм, фабричную высоту 291 мм и допускает сжатие на 63 мм. Гибкость комплекта буферных пружин равняется 7,05 мм/т. Пружины ставятся в стакан с натягом в 6 мм.

Одной из причин отказа от спиральных пружин являются часто наблюдающиеся остаточные деформации (осадки), что объясняется неравномерной закалкой стали. Получить равномерную закалку в таких пружинах трудно вследствие малого расстояния между завитками, препятствующего одинаковой скорости охлаждения их внутренней и наружной поверхностей.

О с а д к а буферных пружин, сопровождаемая провисанием стяжек, влечёт за собой увеличение динамических усилий в ударных и упряжных приборах и может привести к обрывам упряжи. Поэтому при эксплуатации вагонов требуется свинчивать стяжки до соприкосновения буферных тарелок¹ и иметь указанные выше расстояния до буферного бруса.



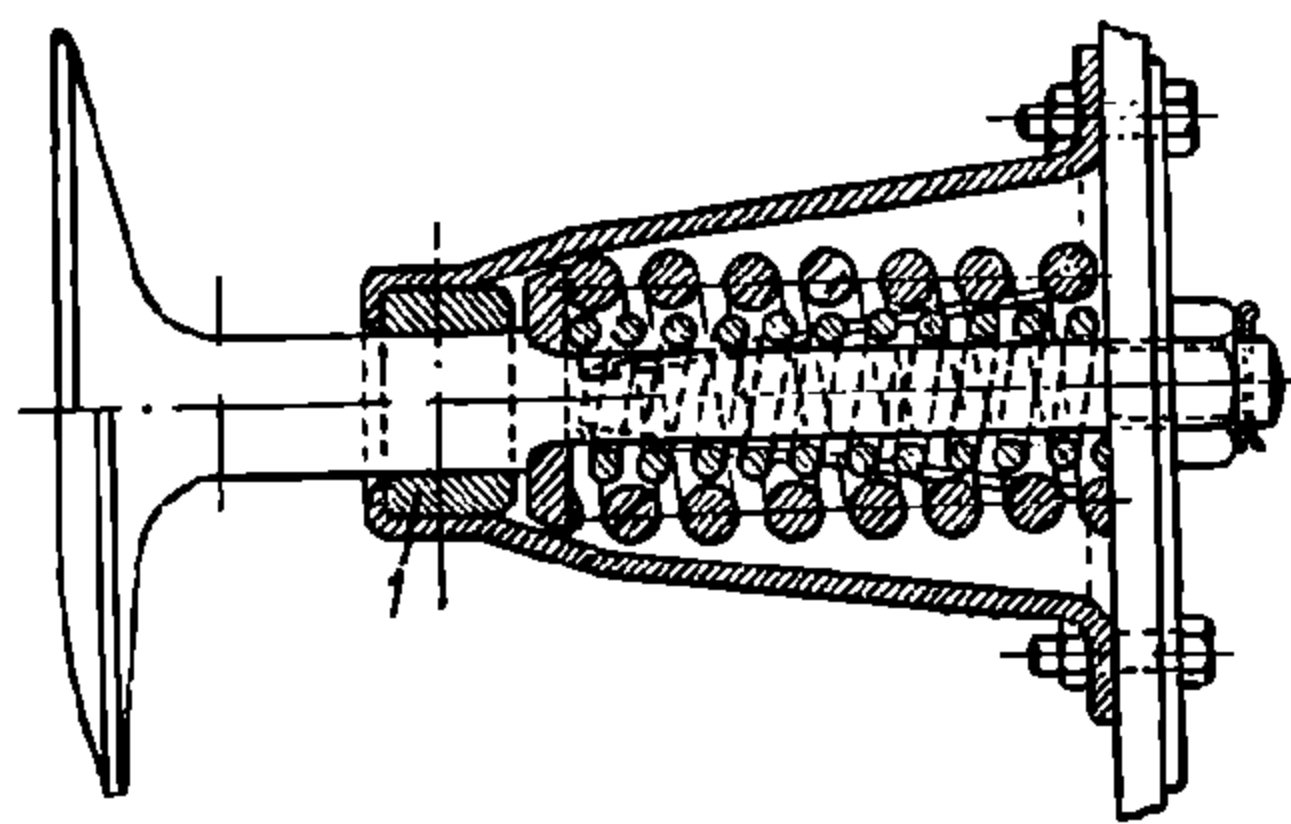
Фиг. 346. Детали усиленного буфера

В зависимости от конструкции и способа изготовления б у ф е р н ы е

с т а к а н ы подразделяются на три основных типа: 1) кованые лапчатые (фиг. 346), 2) штампованные (фиг. 347) и 3) колокольные литые (фиг. 344).

Лапчатыми стаканами, являющимися самыми слабыми, оборудованы двухосные вагоны прежней постройки. Колокольные литые, наиболее мощные стаканы, обычно ставятся на четырёхосные вагоны. Штампованные могут быть поставлены на двух- и четырёхосные вагоны. Такое подразделение обусловливается неодинаковой мощностью вагонных рам. Очевидно, при больших ударных усилиях выгоднее расходовать работу силы удара на разрушение буферов, нежели подвергать разрушению раму вагона.

Для уменьшения износа стакана и буферного стержня, а также для регулирования зазора между ними в горловину буферного стакана запрессовывается сменная втулка 1 (фиг. 347).



Фиг. 347. Буфер со штампованным стаканом

В е с буфера двухосных вагонов составляет 60—70 кг; буфер четырёхосных вагонов весит 106 кг.

Недостатком буферов описанных типов является применение пружин, не обладающих внутренним трением, вследствие чего появляется значительной величины о т д а ч а, вредно действующая на тяговые приборы, спокойствие хода вагона и усложняющая работу машиниста локомотива. Кроме того, эксцентричная передача сжимающих усилий на буферную тарелку при про-

хождении кривых участков пути и недостаточная величина момента сопротивления сечения стержня вызывает его изгиб. Не вполне надёжно и крепление стакана к буферному брусу.

От многих из этих недостатков свободны фрикционные буфера, которыми по распоряжению Министерства путей сообщения оборудуются грузовые вагоны, не приспособленные к установке автосцепки. В этой конструкции внутри

¹ В пассажирских поездах стяжки должны быть свинчены так, чтобы буферные тарелки были прижаты друг к другу.

полого хвостовика буферного стержня расположена кольцевая рессора. В фрикционных буферах энергия удара поглощается упругой деформацией и работой трения кольцевой рессоры. Поэтому фрикционный буфер может быть рассчитан на восприятие больших усилий при малой величине отдачи.

Однако этот буфер является более сложным и тяжёлым.

6. НЕОБХОДИМОСТЬ ВВЕДЕНИЯ АВТОСЦЕПКИ

История развития упряжи показывает, что по мере роста мощности локомотивов и веса поездов требовалось увеличивать мощность сцепки. Увеличение мощности сцепки обычно сопровождается повышением её веса. Стяжка 1927 г. рассчитана на максимальное растягивающее усилие (статическое) 25—30 *т*. Такая мощность сцепки является недостаточной, вследствие чего иногда происходят разрывы поездов, часто сопровождаемые авариями и крушениями.

Для увеличения провозной способности железных дорог требуется дальнейшее повышение веса поездов. Эта задача не могла быть полностью решена при вагонах, оборудованных упряжными приборами с ручным сцеплением, так как уже вес существующей винтовой стяжки (34 *кг*) делает труд сцепщиков очень тяжёлым. К тому же сцепление и расцепление вагонов при помощи винтовой стяжки обуславливают работу сцепщика между вагонами, вследствие чего профессия последнего является весьма опасной.

Значительное время, необходимое для ручного сцепления и расцепления вагонов, замедляет формирование поездов.

При наличии на вагоне боковых буферов требуются мощные буферные брусья и продолжные боковые балки рам. В двух- и трёхосных вагонах двухбуферная система может быть в известной мере оправдана, так как боковые (опорные) балки требуется осуществлять достаточно мощными из условий восприятия и передачи вертикальной нагрузки на рессоры, расположенные под боковыми балками. В тележечных вагонах двухбуферная система обуславливает значительное увеличение веса вагона.

Все эти недостатки, свойственные винтовой стяжке и боковым буферам, устраняются при оборудовании вагонов автосцепкой.

Автосцепка может быть спроектирована любой мощности и её дальнейшее усиление не вызывает принципиальных затруднений. Устраняется возможность несчастных случаев с людьми при сцеплении вагонов, облегчается труд составителей поездов, ускоряется оборот вагона. После завершения переоборудования всего вагонного парка на автосцепку тара вагона может быть значительно снижена (примерно на 1,0—1,5 *т*).

Вопрос о переходе на автосцепку возник в России ещё в конце прошлого столетия. Был предложен ряд оригинальных конструкций. Однако консервативные правящие круги не реализовали эти предложения. Забота о безопасности жизни и облегчении труда рабочего игнорировалась в капиталистической России. До Октябрьской революции с автоматической сцепкой имелось всего 250 вагонов, оборудованных в опытных целях бывш. Московско-Казанской ж. д. в 1906 г.

Переход на автоматическую сцепку, являющийся одним из важных элементов технической реконструкции вагонного парка, был решён лишь в годы советской власти.

7. ПРЕВОСХОДСТВО СОВЕТСКОЙ АВТОСЦЕПКИ НАД ИНОСТРАННЫМИ

Отечественная автосцепка СА-3 (советская автосцепка, третий вариант), созданная изобретателями И. Н. Новиковым и В. Г. Головановым совместно с проф. В. Ф. Егорченко, справедливо считается лучшей автоматической сцепкой в мире.

По сравнению с наиболее распространёнными и совершенными иностранными автоматическими сцепками (Дженнея, Виллисона) советская автосцепка СА-3 обладает следующими преимуществами:

1) полная автоматичность (для обеспечения сцепления сцепок Дженнея требуется присутствие сцепщика);

2) автоматическое сцепление возможно при смещении осей автосцепок в горизонтальной плоскости до 175 мм (в автосцепке Дженнея до 55 мм);

3) повышенная прочность и износоустойчивость [в автосцепке Дженнея ударно-тяговые усилия передаются через деталь, соединённую шарнирно (коготь); в автосцепке Виллисона при сцеплении вагонов удар может передаваться на механизм, вследствие чего последний повреждается];

4) допускается установка механизма «на буфер» (при автосцепке Дженнея, исключая установку механизма «на буфер», осложняется маневровая работа, а при подталкивании поезда локомотив должен следовать по всему перегону);

5) наличие предохранителя от саморасцепа (автосцепка Виллисона не имеет предохранителя);

6) сцепление с вагонами, не имеющими автосцепки, при помощи простого и надёжного переходного приспособления (автосцепки Дженнея и Виллисона не имеют подобного переходного приспособления).

Последнее преимущество позволяет осуществлять постепенный переход подвижного состава на автосцепку, не нарушая нормальной эксплуатационной работы транспорта.

8. КЛАССИФИКАЦИЯ АВТОСЦЕПОК

Исходя из условий плана и профиля железнодорожного пути, наличия рессорного подвешивания на вагонах и усилий, действующих на вагон, междувагонное сцепление должно обеспечивать перемещение и поворачивание кузова любого вагона относительно трёх осей координат. Условия передачи продольных сжимающих усилий требуют, чтобы сцепленные автосцепки представляли собой жёсткий брус.

Эти требования могут быть осуществлены двояко: 1) при наличии по концам сцепного бруса полных шарниров и 2) при наличии частичных шарниров по концам и в середине сцепного бруса. В первом случае автосцепка относится к жёсткому типу, во втором — к нежёсткому типу.

Советская автосцепка для подвижного состава общей сети железных дорог является автоматической сцепкой нежёсткого типа, допускающего вертикальное перемещение голов сцепленных автосцепок друг относительно друга. Перемещение в горизонтальной плоскости обеспечивается концевыми шарнирами.

В вагонах Московского метрополитена установлена автосцепка жёсткого типа, при котором перемещения сцепленных вагонов обеспечиваются только концевыми шарнирами.

Преимуществами нежёсткой автосцепки по сравнению с жёсткой являются:

1) сцепление вагонов при значительной разности высот оси автосцепки над головкой рельса обеспечивается более простым устройством. Это имеет большое значение для облегчения эксплуатации (сцепление порожних и гружёных вагонов, с новыми и изношенными бандажами, с разным рессорным подвешиванием и т. п.);

2) меньший вырез в буферном бруске и, следовательно, меньшее его ослабление;

3) меньшее ограничение в выборе размера консольной части рамы;

4) отсутствие сложного центрирующего прибора, требующего постоянного ухода и наблюдения, что особенно неудобно для грузовых вагонов;

5) наличие упрощённого шарнира, обеспечивающего перемещение только в горизонтальной плоскости, в отличие от сложного шарнира жёсткой автосцепки, обеспечивающего перемещение во всех направлениях;

6) меньшее выжимание вверх кузова при действии больших сжимающих усилий;

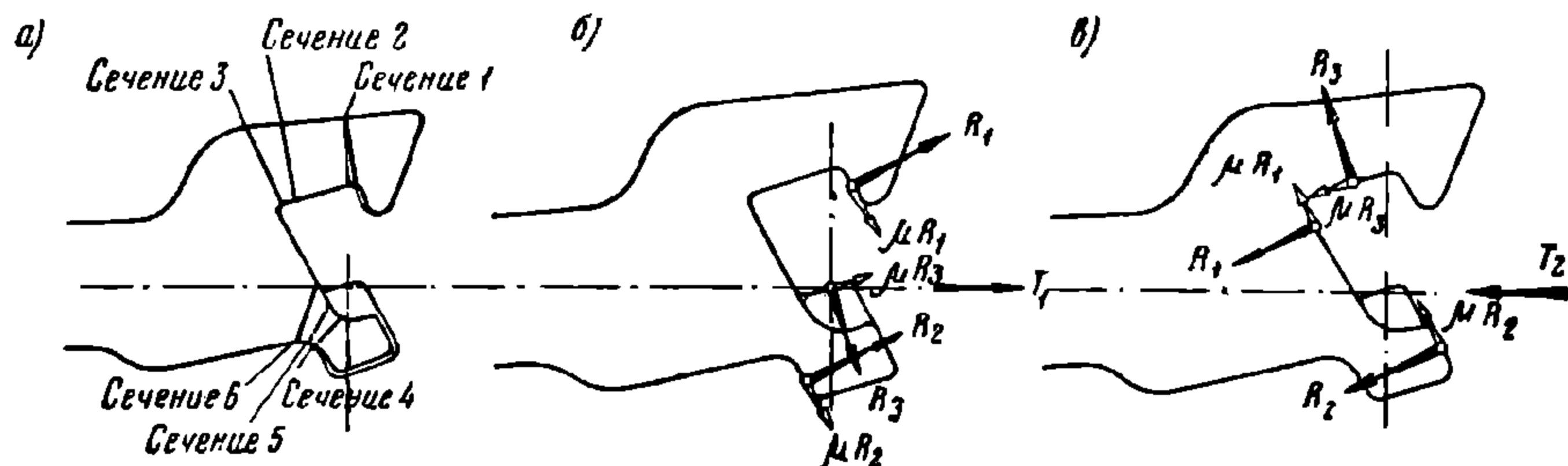
7) возможность передачи больших ударных усилий непосредственно хребтовой балке.

Корпус автосцепки вначале имел два уха и уменьшенную ширину большого зуба в соответствии с существовавшими в то время переходными приспособлениями. В связи с введением более целесообразного приспособления для соединения автосцепки с крюком упряжи ручного сцепления, начиная с 1935 г., корпус изготавливается с одним усиленным ухом и увеличенной шириной большого зуба. Увеличение ширины большого зуба обеспечивает автоматическое сцепление при большем смещении осей автосцепок (увеличение плоскости захвата перед сцеплением) и исключает захождение большого зуба в зев соседней головы автосцепки, возможное в прежней конструкции.

В 1938 г. корпус автосцепки подвергся новому изменению, заключающемуся в увеличении толщины стенок и усилении перемычек хвостовика и малого зуба. Усиленный корпус способен сопротивляться разрывному статическому усилию величиной свыше 300 *т* против 180—190 *т* у автосцепки образца 1935 г.

Сложное очертание головной части корпуса автосцепки обуславливает большие трудности точного её расчёта на прочность, тем более, что постоянно меняются точки приложения действующих в контуре зацепления усилий вследствие появляющихся сил трения, износов и т. д.

При расчёте корпуса автосцепки (фиг. 350, а) определяются напряжения в большом зубе (сечения 1, 2, 3), в малом зубе (сечения 4, 5, 6) и в различных сечениях хвостовика.



Фиг. 350. К расчёту автосцепки

Расчётными нагрузками являются тяговое и ударное усилия, а также возникающие в контуре зацепления силы трения. Расчёт ведётся на центральное и эксцентричное приложение ударно-тяговых усилий отдельно с учётом и без учёта сил трения на рабочих поверхностях головной части корпуса, т. е. на разное сочетание нагрузок.

Тяговое усилие T_1 , действующее на автосцепку (фиг. 350, б), разлагается на составляющие: R_1 — приложенная к большому зубу, R_2 — приложенная к малому зубу, и R_3 — давление на замок. Под действием этих усилий, нормальных к тяговым поверхностям контура зацепления, возникают силы трения: μR_1 и μR_2 — в плоскостях соприкосновения зубьев и μR_3 — в плоскости соприкосновения замков, где μ — коэффициент трения.

При существующей конфигурации головной части корпуса автосцепки тяговое усилие без учёта сил трения разлагается так, что составляющие, действующие на большой зуб R_1 , малый зуб R_2 и замок R_3 , равны приблизительно 0,5 T_1 каждая.

При сжатии двух автосцепок силой T_2 (фиг. 350, в) в контуре зацепления возникают нормальные усилия R_1 , R_2 и R_3 , а также силы трения μR_1 , μR_2 и μR_3 .

Наиболее невыгодным нагружением хвостовика корпуса автосцепки является его сжатие при смещении уровней двух сцепленных голов по высоте. При этом эксцентриситет приложения нагрузки к сечению хвостовика может достигать 75 мм.

Механизм автосцепки состоит из следующих деталей (фиг. 351): замка 2, замкодержателя 3, собачки 4, подъёмника 5, валика подъёмника 6, болта валика подъёмника 7 с гайкой и двумя шайбами.

З а м о к 2 служит для запираания двух сомкнутых автосцепок. В нижней части замок имеет радиальную опору 8 и направляющий зуб 9, вокруг которых замок может поворачиваться. Рядом расположен сигнальный отросток 10, по положению которого можно судить, сцеплены или расцеплены автосцепки. Для лучшей видимости сигнальный отросток окрашен в красный цвет.

В верхней части замка имеется цилиндрический прилив 11, на который навешивается собачка. В средней части замка предусмотрен овальный вырез 12, через который проходит стержень валика подъёмника.

Замок устроен и установлен так, что под действием собственного веса он выходит наружу из кармана (полости) головы автосцепки.

В последней конструкции замка (образца 1945 г.) несколько видоизменена форма овального выреза для предотвращения западания в него подъёмника,

влекущего к заклиниванию деталей механизма.

З а м к о д е р ж а т е л ь 3 вместе с собачкой препятствует самопроизвольному расцеплению автосцепок. Вместе с подъёмником замкодержатель удерживает замок в расцепленном положении до разведения вагонов.

Замкодержатель имеет лапу 13 и противовес 14. В средней его части предусмотрено овальное отверстие 15, которым замкодержатель навешивается на шип, имеющийся внутри головы автосцепки со стороны большого зу-

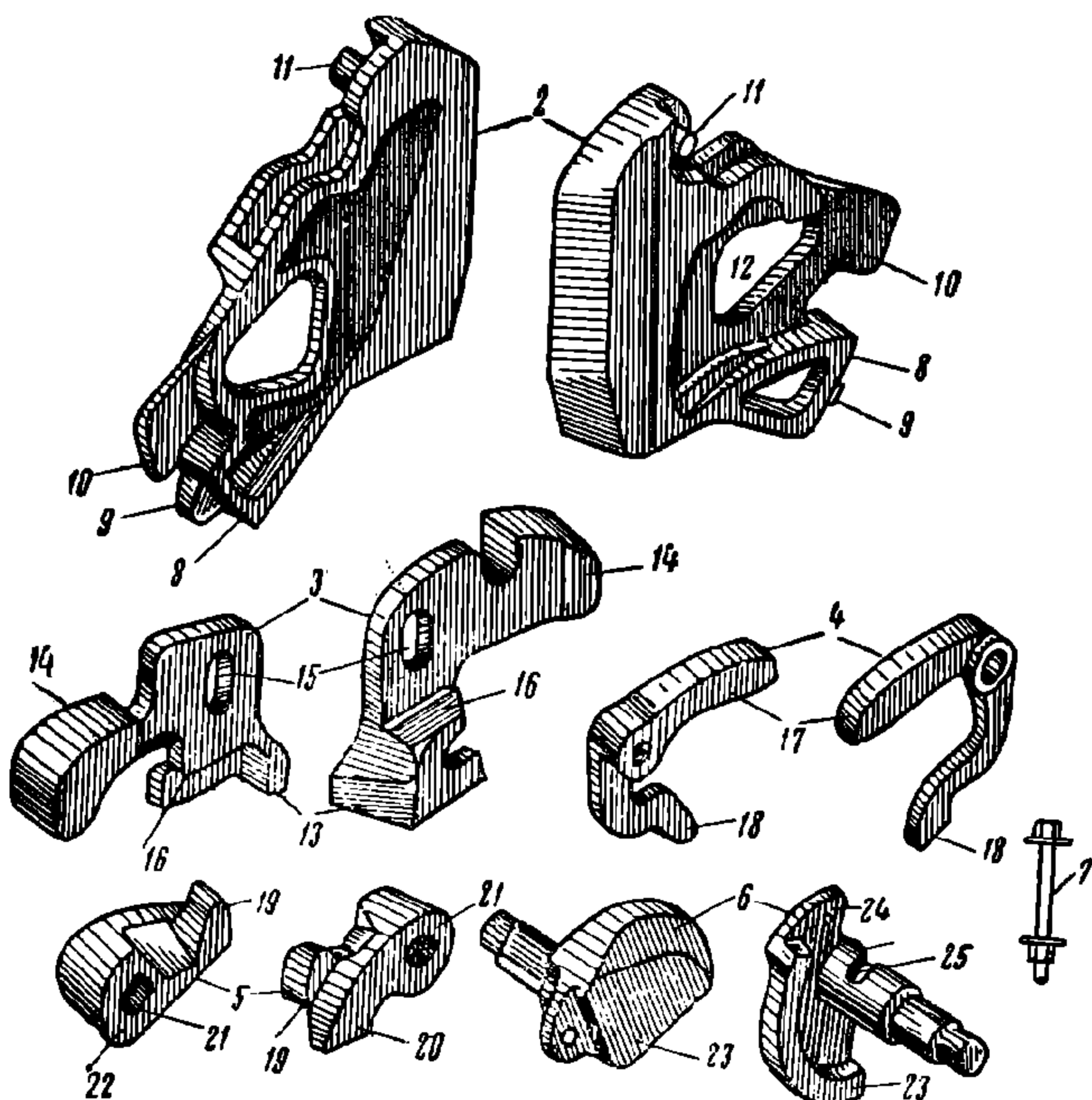
ба. В нижней части замкодержателя между противовесом и лапой имеется прямоугольный выступ (расцепной угол) 16.

До сцепления автосцепок замкодержатель располагается так, что его противовес опущен вниз, а лапа выходит из зева.

С о б а ч к а 4, удерживающая замок в сцепленном состоянии, представляет собой двуплечий рычаг с круглым отверстием для навешивания на цилиндрический прилив замка 11. Верхним плечом 17 собачка упирается в противовес замкодержателя 14. Нижнее плечо 18 предусмотрено для подъёма верхнего плеча при расцеплении вагонов. Верхнее плечо собачки опирается на полочку, прилитую к внутренней стенке головы со стороны малого зуба. Для более надёжного предохранения от саморасцепов автосцепок в последней конструкции (образца 1945 г.) верхнее плечо собачки усилено, увеличена высота и несколько изменено очертание её упорной торцевой части. По этим же причинам в замкодержателе образца 1945 г. уменьшена длина овального отверстия 15 и усилено сечение возле противовеса 14.

П о д ъ ё м н и к 5 предназначен для выведения собачки из положения упора в противовес замкодержателя, перемещения замка внутрь головы автосцепки и удержания его в этом положении.

Подъёмник имеет два пальца: широкий 19 и узкий 20. Через квадратное отверстие 21 проходит стержень валика подъёмника. Подъёмник имеет полу-



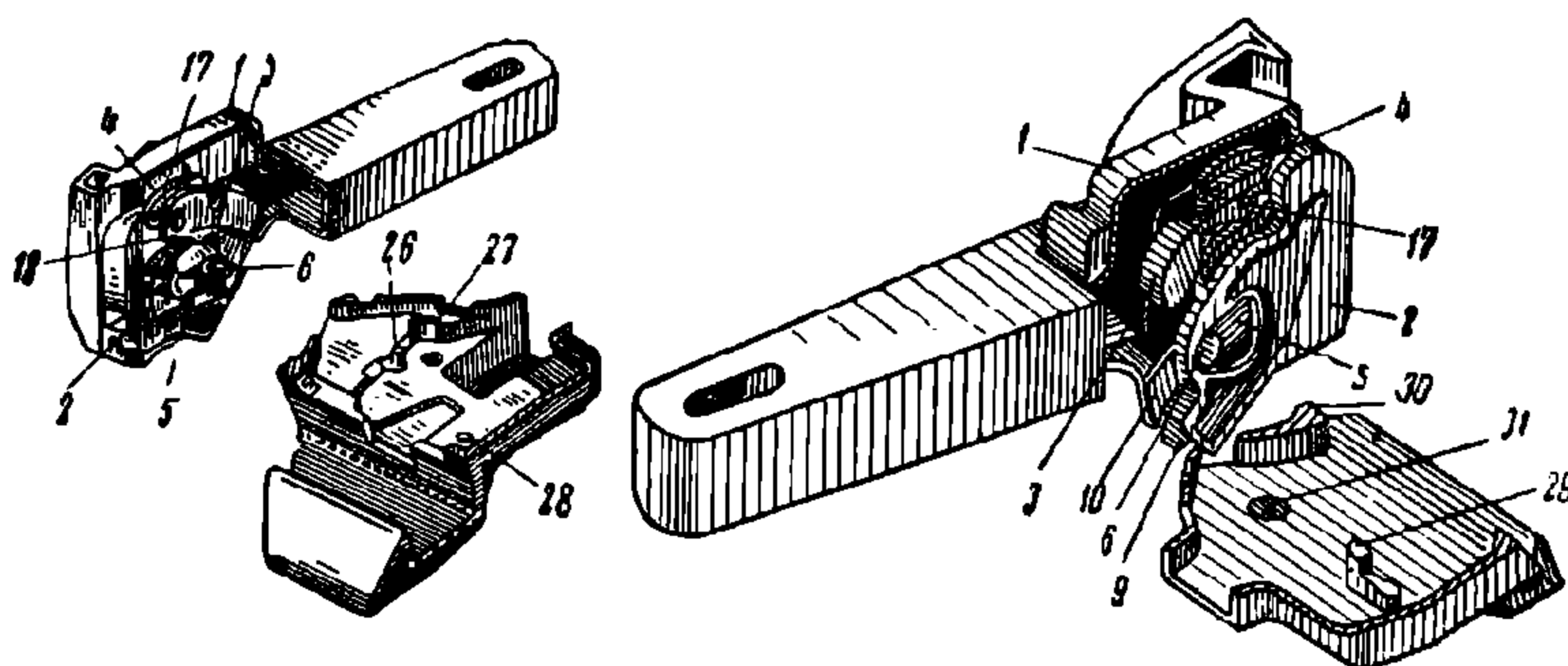
Фиг. 351. Механизм автосцепки

круглую опорную часть, которой он ложится на прилив (козырёк), имеющийся внутри головы автосцепки. Второй опорой подъёмника является шип, прилитый к внутренней стенке кармана. Буртик 22 предохраняет подъёмник от выпадания в овальный вырез замка 12.

Валик подъёмника 6 предназначен для поворота подъёмника. Стержень валика в средней части имеет квадратное сечение соответственно отверстию 21 в подъёмнике. Цилиндрической частью валик подъёмника проходит через отверстия в корпусе замка и вращается в них. Балансир 23 облегчает возвращение валика подъёмника в первоначальное положение. На балансире имеется отверстие 24 для соединения с цепью расцепного привода. Выемка 25 предназначена для прохода болта валика подъёмника.

Для предотвращения самопроизвольного поворота валика подъёмника, что возможно при нажатии на него большого зуба соседней автосцепки, в последней конструкции (образца 1945 г.) снята фаска на балансире по всему его периметру.

Болт валика подъёмника 7, диаметром $\frac{3}{8}$ " и длиной 90 мм, снабжённый гайкой и двумя шайбами, предназначен для запираания валика



Фиг. 352. Расположение механизма в корпусе

подъёмника, а вместе с ним и остальных деталей механизма автосцепки. Болт вставляется в отверстие, имеющееся в приливе на корпусе автосцепки.

Ранее осуществлявшееся крепление валика подъёмника при помощи шплинта было ненадёжным и приводило к выпаданию деталей механизма.

10. СБОРКА И РАЗБОРКА МЕХАНИЗМА АВТОСЦЕПКИ

Механизм автосцепки собирается в следующей последовательности (фиг. 352).

Подъёмник 5 широким пальцем 19 кверху устанавливается в нижнюю часть полости головы на имеющиеся там шип 26 и козырёк 27. При этом подъёмник должен быть плотно прижат к правой внутренней стенке корпуса 1.

Затем замкодержатель 3 противовесом вперёд вводится в карман головы автосцепки и навешивается на шип 28, расположенный вверху справа.

Далее собачка 4 навешивается на прилив 11 замка 2 и обе эти детали вводятся в карман так, чтобы замок стал на свою опору, а верхнее плечо собачки 17 легло на полочку 29. Последнее условие может быть выполнено, если одновременно с введением замка внутрь кармана бородком или другим подобным предметом нажимать на нижнее (фигурное) плечо 18 собачки. При установке замка сигнальный стросток 10 и направляющий зуб 9 попадают в соответствующие отверстия в наклонном дне кармана автосцепки; имеющееся там же третье отверстие 30 служит для предупреждения загрязнения кармана.

После установки замка вставляется валик подъёмника 6 через отверстие 31 в голове автосцепки (со стороны малого зуба) так, чтобы отверстие для цепи 24, имеющееся на его противовесе, находилось вверху. При этом стержень валика проходит через овальный вырез замка и своей квадратной частью входит в от-

верстие подъёмника; круглый конец стержня входит в отверстие корпуса со стороны большого зуба.

Наконец, ставится болт валика подъёмника 7 головкой вверх и закрепляется гайкой. Края верхней шайбы загибаются на грани головки болта, а нижней шайбы — на грани гайки.

Правильность сборки должна быть проверена. До сборки следует убедиться в отсутствии посторонних предметов и загрязнения в полости головы. Части механизма не смазываются и не окрашиваются (за исключением сигнального отростка замка) для предупреждения прилипания к ним пыли, уменьшающей их подвижность.

Разборка механизма производится в обратном порядке.

11. ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЧАСТЕЙ МЕХАНИЗМА АВТОСЦЕПОК

Сцепление вагонов

Перед сцеплением автосцепки могут находиться относительно друг друга в одном из следующих положений:

- 1) продольные оси автосцепок совпадают;
- 2) автосцепки отклонены в сторону своих больших зубьев;
- 3) автосцепки отклонены в сторону малых зубьев.

Автоматическое сцепление осуществляется, если расстояние между отклонёнными продольными осями автосцепок не превосходит величины так называемого **з а х в а т а с с е п л е н и я**, равного 175 мм (фиг. 353).

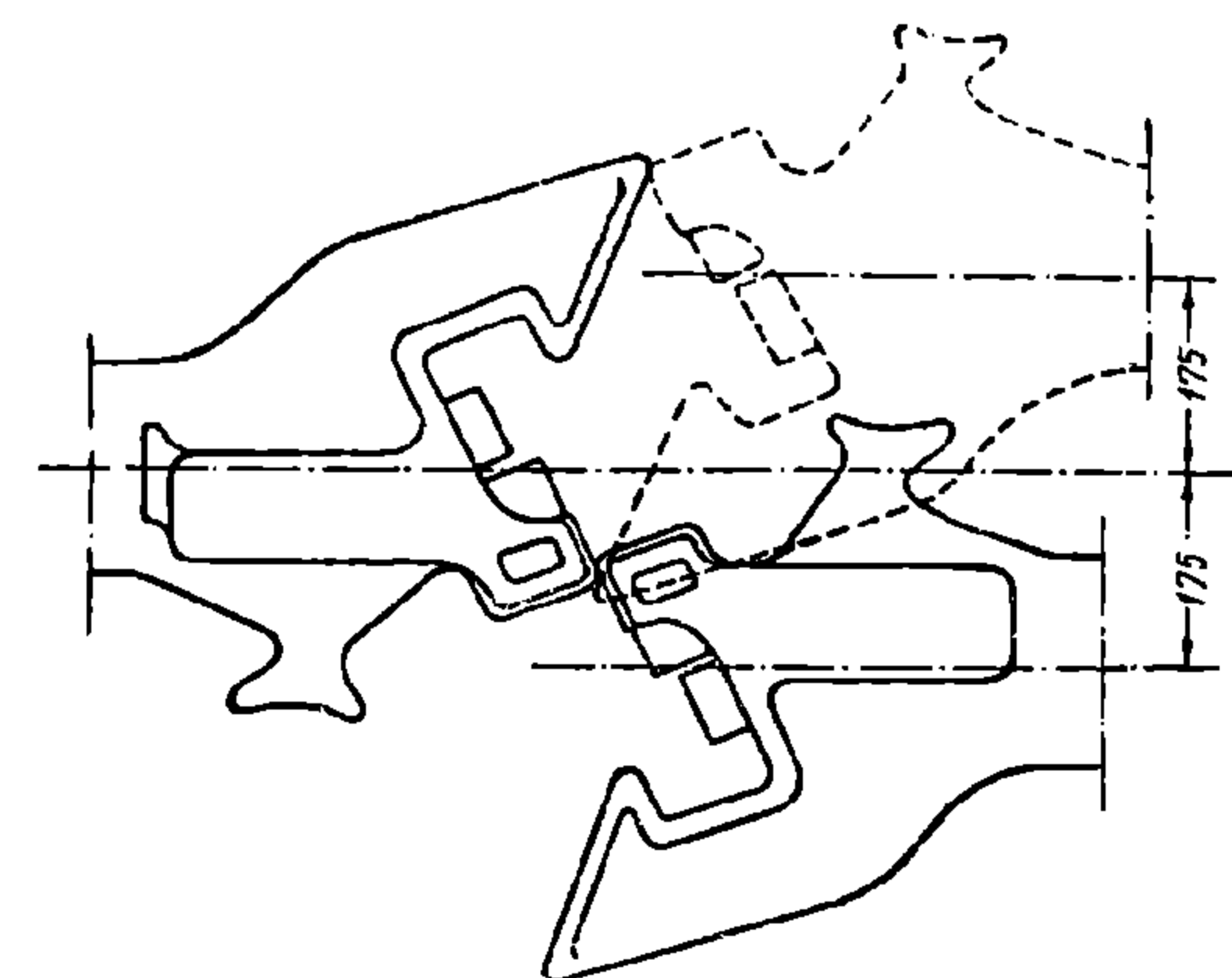
Процесс сцепления при этом заключается в следующем.

При соприкосновении вагонов малый зуб одной автосцепки скользит по скошенной поверхности большого зуба (положение 3) или малого зуба (положение 2) и затем входит в зев или

же малые зубья прямо входят в зев (положение 1).

Войдя в зев, малые зубья нажимают на выступающие части замков или замки нажимают друг на друга.

В результате этого нажатия замки, поворачиваясь вокруг своей опоры, уходят внутрь кармана. Вместе с замками перемещаются и собачки. При этом верхнее плечо собачки скользит по полочке, на которой она лежала до начала сцепления (фиг. 354), и проходит над упором противовеса замкодержателя. Такое перемещение собачки возможно потому, что в



Фиг. 353. Положение отклонённых автосцепок

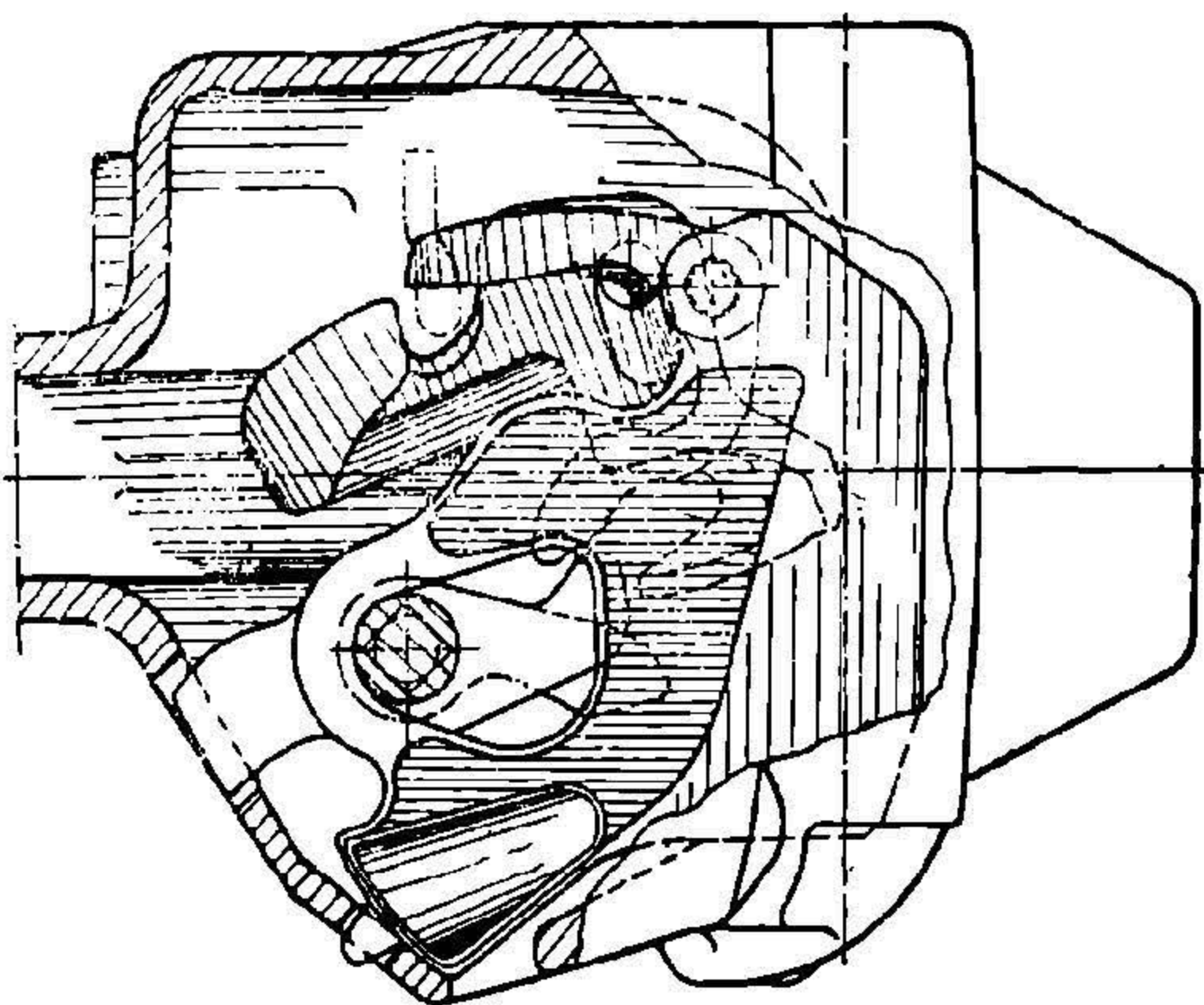
этот момент противовес замкодержателя продолжает сохранять своё крайнее нижнее положение.

Двигаясь далее, малые зубья нажимают на выступающие из зева лапы замкодержателя. Под влиянием этого нажатия замкодержатель поворачивается вокруг точки своего подвеса, лапа уходит внутрь кармана, а противовес поднимается вверх, занимая горизонтальное положение и являясь опорой для верхнего плеча собачки.

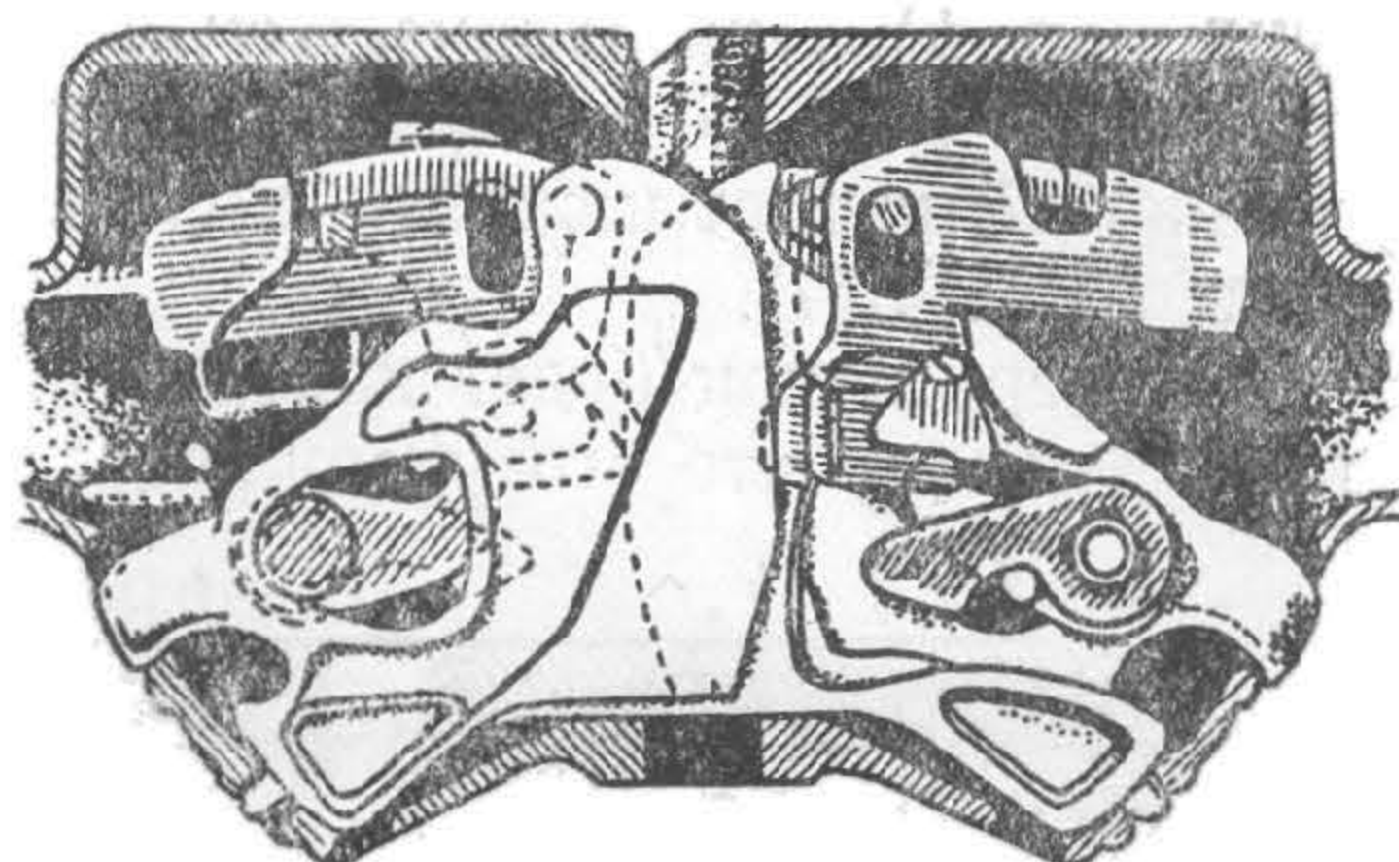
Когда малые зубья займут свои крайние положения в зевах, замки освобождаются от нажатия и под влиянием собственного веса выходят из карманов. Этим самым замки запирают автосцепки, так как, заполняя пространство между малыми зубьями, препятствуют их обратному выходу.

При возвращении (опускании) замков перемещаются и собачки. При этом верхнее плечо собачки, соскользнув с противовеса, становится против его

упора, опираясь на полочку (фиг. 355). Теперь замок не может вновь войти в карман, так как этому препятствует торец верхнего плеча собачки, расположенный против упора противовеса замкодержателя. Последний сохраняет своё горизонтальное положение вследствие нажатия на его лапу малого зуба соседней автосцепки.



Фиг. 354. Положение механизма перед сцеплением

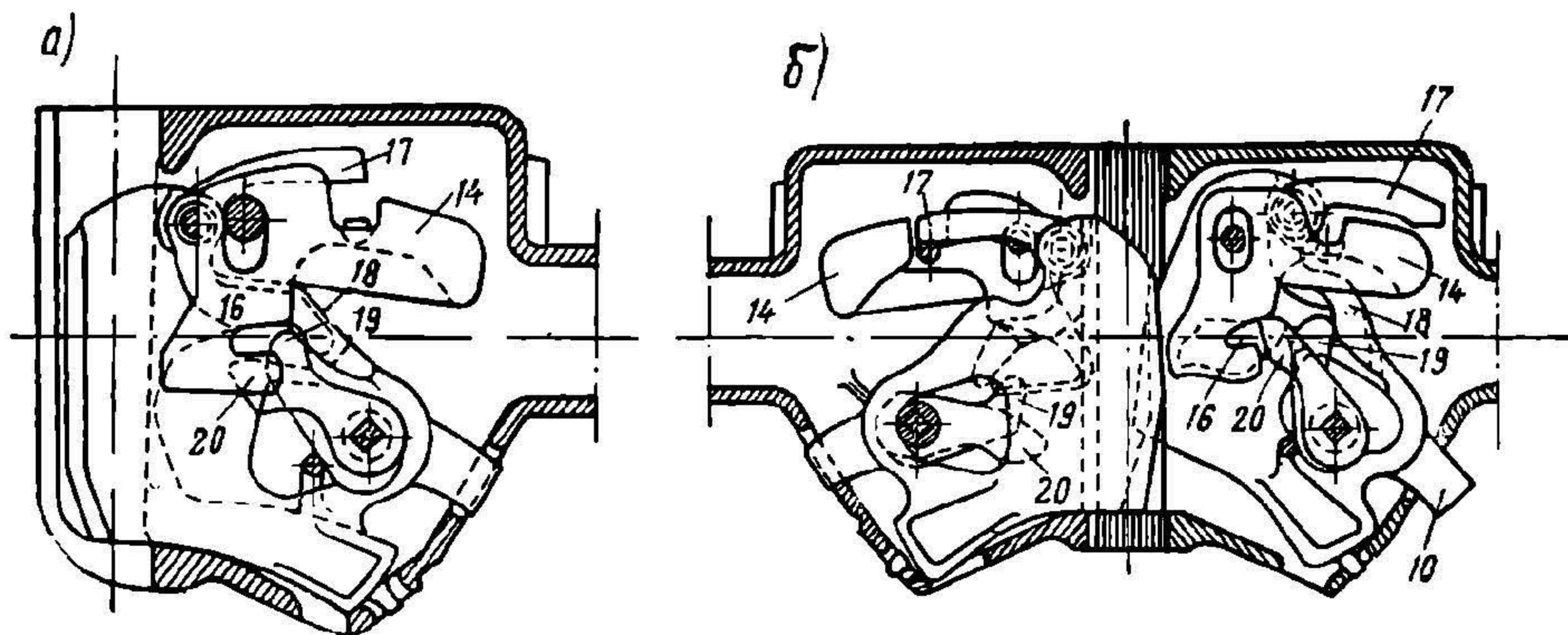


Фиг. 355. Положение механизма в сцепленных автосцепках

Следовательно, при сцеплении автосцепок происходит автоматическое включение предохранителей от саморасцепа.

Расцепление вагонов

Как следует из рассмотренного взаимодействия частей механизма во время сцепления, для того чтобы расцепить автосцепки, необходимо и достаточно убрать один из замков в карман головы автосцепки и удерживать его там до разведения вагонов. При этом условии малый зуб может выйти из зева. Но для поднятия замка необходимо сначала вывести верхнее плечо собачки из положения упора в противовес замкодержателя.



Фиг. 356. Положение механизма при расцеплении

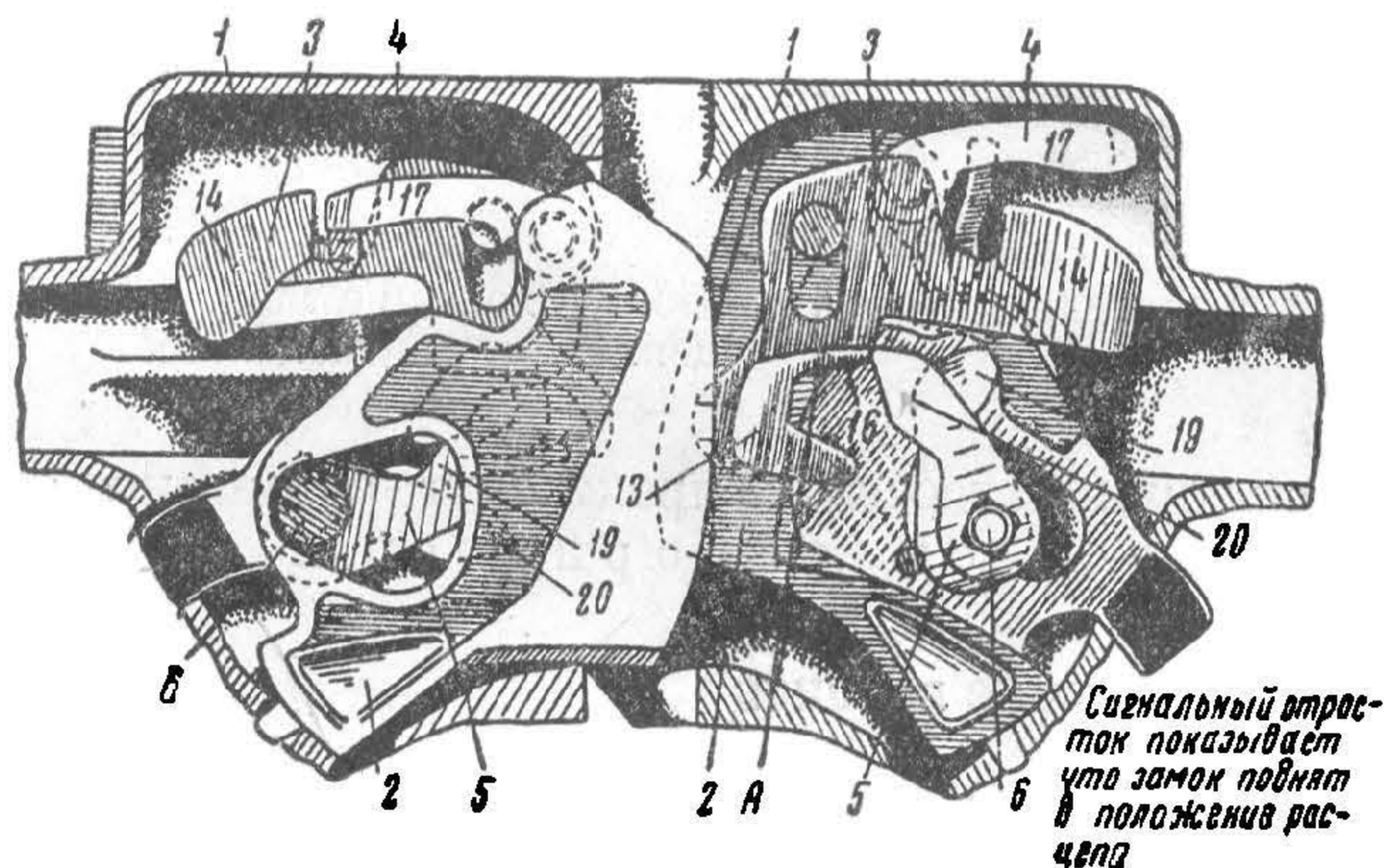
Расцепление автосцепок производится поворотом валика подъёмника. Такой поворот осуществляется при помощи расцепного привода одной из автосцепок.

При повороте валика подъёмника поворачивается соединённый с ним подъёмник. В этом случае верхний (широкий) палец 19 подъёмника (фиг. 356, а) нажимает на нижнее плечо 18 собачки, вследствие чего верхнее плечо 17 поднимается и становится выше противовеса 14 замкодержателя. Так решается первая задача процесса расцепления — выключение предохранителя.

При дальнейшем повороте подъёмника тот же широкий палец 19 давит на выступ замка и уводит его внутрь кармана (фиг. 356, б). При этом выступает сигнальный отросток замка 10. Так решается вторая задача.

Третья задача — удержание замка в расцепленном состоянии до разведения вагонов — осуществляется при помощи узкого (нижнего) пальца 20 подъёмника и замкодержателя. При вращении подъёмника его узкий палец 20 нажимает снизу на расцепной угол 16 замкодержателя. Под действием этого нажатия замкодержатель благодаря овальному отверстию поднимается вверх (фиг. 356, б). При дальнейшем повороте подъёмника узкий палец 20, пройдя расцепной угол 16, оказывается за его вертикальной гранью, а замкодержатель, освобождённый от нажатия, под действием собственного веса опускается снова вниз (фиг. 357).

Теперь замок будет находиться в верхнем положении до разведения вагонов, потому что его удерживает широкий палец 19 подъёмника, а подъём-



Фиг. 357. Положение механизма в конце расцепления

ник повернуться назад не может, так как он упирается своим узким пальцем 20 в вертикальную грань расцепного угла 16 замкодержателя. Замкодержатель же сохраняет такое положение вследствие нажатия на его лапу 13 малого зуба второй автосцепки.

При разведении вагонов лапа 13 замкодержателя освобождается от нажатия.

Под действием противовеса 14 и нажатия подъёмника замкодержатель повернётся, его лапа 13 выйдет из кармана, расцепной угол 16 переместится так, что перестанет быть упором для узкого пальца 20. Это позволит подъёмнику под действием собственного веса, веса балансира 23 валика подъёмника и веса замка возвратиться в первоначальное горизонтальное положение. Вместе с ним выходит из кармана и замок.

Таким образом, после разведения вагонов механизм автосцепки автоматически становится в положение готовности к новому сцеплению (фиг. 354).

Восстановление сцепления ошибочно расцепленных автосцепок

Если вагоны расцеплены ошибочно, но не разведены, для восстановления сцепления нет надобности их вновь соударять. Для этого достаточно через нижнее отверстие в корпусе головы автосцепки (со стороны большого зуба) нажать рукояткой молотка, сигнального флажка или другим подобным предметом на замкодержатель. От такого нажатия (по направлению стрелки А, фиг. 357) замкодержатель, имеющий овальное отверстие, поднимется вверх и узкий палец 20 подъёмника лишится своей опоры на расцепной угол 16, вследствие чего замок опустится в своё нижнее положение (выйдет из кармана), т. е. автосцепки окажутся вновь сцепленными.

Установка механизма автосцепки «на буфер»

В условиях маневровой работы часто требуется осуществлять толкание вагонов без сцепления автосцепок. Для этой цели необходимо удержать замок в расцепленном состоянии у одной из смежных автосцепок, что называется положением механизма «на буфер».

Положение «на буфер» достигается установкой рукоятки расцепного рычага на горизонтальную полочку кронштейна. В этом случае валик подъёмника поворачивается и удерживается в таком состоянии натяжением цепи расцепного привода.

Вместе с валиком поворачивается и подъёмник, который широким пальцем 19 уводит замок в верхнее положение (в карман головы автосцепки).

Следовательно, теперь замок удерживается в верхнем положении не замкодержателем во взаимодействии с подъёмником и малым зубом соседней автосцепки, как это осуществляется при расцеплении вагонов, а натяжением цепи расцепного привода.

Для восстановления готовности механизма к автоматическому сцеплению необходимо после окончания работы «на буфер» опустить рукоятку расцепного рычага в вертикальное положение.

12. РАСЦЕПНОЙ ПРИВОД

Расцепной привод (фиг. 358) служит для расцепления автосцепок без захода сцепщика между вагонами и для постановки механизма в положение «на буфер».

Расцепной привод состоит из двуплечего рычага 3, кронштейна 4, державки 1 и цепи 12, один конец которой соединён с валиком подъёмника 6 при помощи ушка 10 и валика 11 или наглухо специальным звеном, а другой — с двуплечим рычагом посредством регулировочного болта 9, закрепляемого гайкой и контргайкой.

Для расцепления автосцепок необходимо поднять рукоятку двуплечего рычага 3 вверх с тем, чтобы вывести плоскую его часть из прямоугольного паза кронштейна 4, затем повернуть рукоятку доотказа против часовой стрелки и после этого опустить её в первоначальное положение. Рычаг 3, вращаясь в кронштейне 4 и державке 1, служащих для него опорой, своим вторым (коротким) плечом натягивает цепь 12, вследствие чего поворачивается валик подъёмника 6 и тем самым производится расцепление автосцепок.

Для установки механизма в положение «на буфер» двуплечий рычаг 3 после поворота не опускается в первоначальное положение, а кладётся своей плоской частью на горизонтальную полочку 5 кронштейна 4.

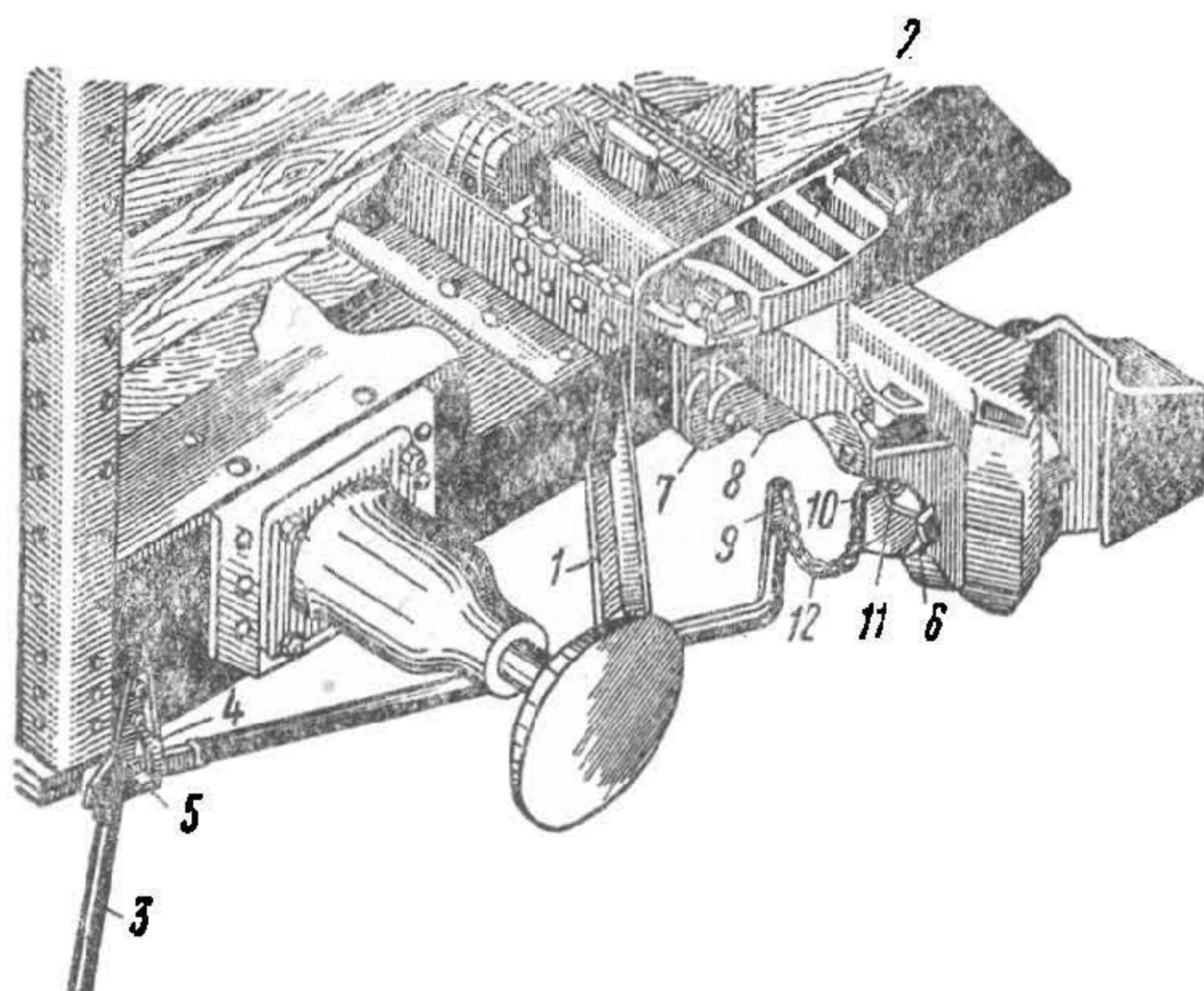
Длина цепи 12 оказывает существенное влияние на взаимодействие частей автосцепки. При короткой цепи возможно самопроизвольное расцепление автосцепок и исключается установка рычага 3 на полочку 5 (установка «на буфер»). При длинной цепи также нарушается нормальная установка «на буфер», так как замок полностью не уходит в карман. В этом случае автосцепки могут сцепиться, но такое сцепление будет ненадёжным, так как оно осуществляется небольшой кромкой замка. Если при отправлении поезда не заметить, что рычаг оставлен на полочке, то в пути следования неизбежен саморасцеп после обматывания кромки замка.

Регулировка длины цепи осуществляется болтом 9, а при недостаточности этого — изменением числа звеньев цепи.

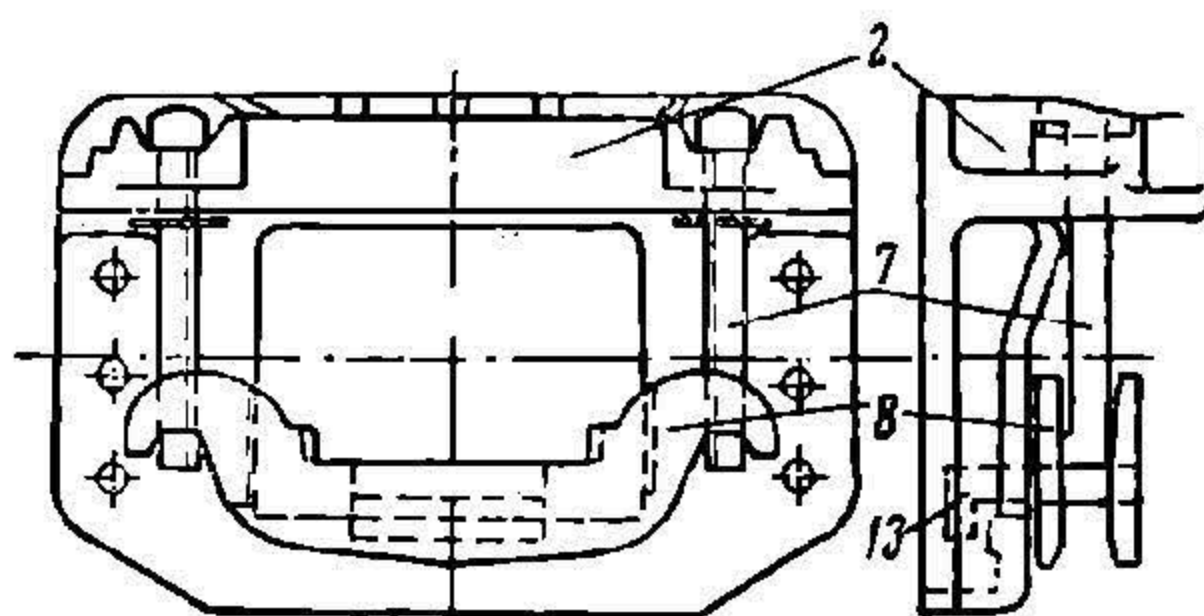
13. УДАРНО-ЦЕНТРИРУЮЩИЙ ПРИБОР

Посредине буферного бруса устанавливается розетка (фиг. 358), на которую передаётся ударное усилие сверх мощности поглощающего аппарата автосцепки. К верхней части корпуса розетки 2 на маятниковых подвесках 7 подвешена центрирующая балочка 8, на которую опирается хвостовик корпуса автосцепки. Эта балочка вместе с маятниковыми подвесками называется центрирующим прибором, возвращающим корпус автосцепки из крайних положений в среднее. При смещении в сторону корпус автосцепки отклоняется вместе с балочкой и при этом несколько поднимается, а по прекращении действия отклоняющей силы возвращается в своё нижнее, т. е. центральное, положение под действием собственного веса.

Центрирующий прибор уменьшает величину возможного отклонения головы автосцепки на 44 мм, и, следовательно, улучшает условия сцепления вагонов на кривых малого радиуса.



Фиг. 358. Расцепной привод и розетка

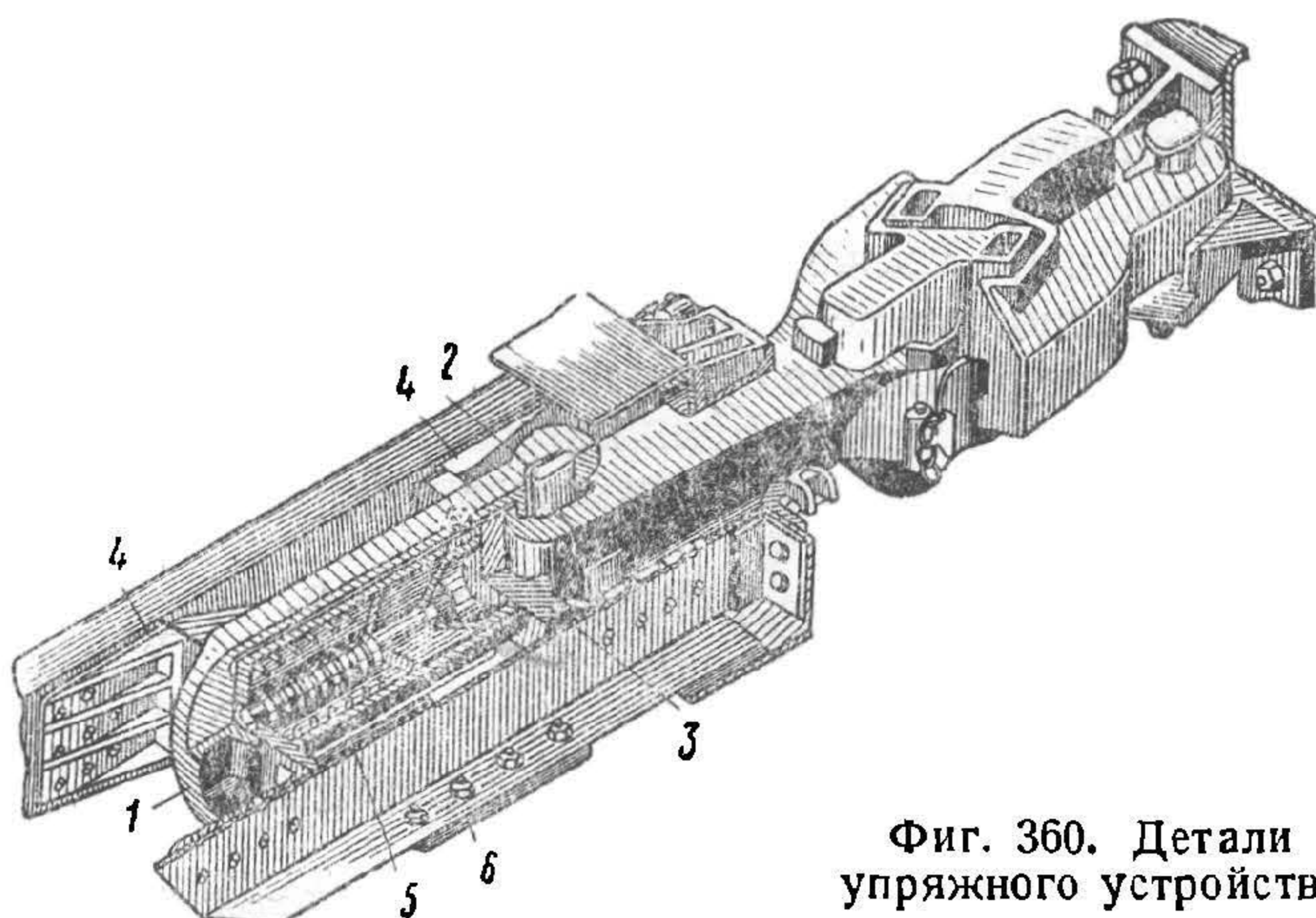


Фиг. 359. Ударно-центрирующий прибор

Для предотвращения перемещения балочки 8 вместе с корпусом автосцепки вдоль оси вагона центрирующая балочка снабжена крюкообразным выступом 13, который заходит за нижнюю кромку окна розетки (фиг. 359).

14. УПРЯЖНОЕ УСТРОЙСТВО

Для передачи ударно-тяговых усилий от корпуса автосцепки на раму вагона и для смягчения их действия предназначено упряжное устройство, состоящее из следующих деталей (фиг. 360): тягового хомута 1, клина 2, упорной плиты 3, упорных угольников 4 и поглощающего аппарата 5. К деталям крепления упряжного устройства на вагоне относятся: нижняя поддерживающая планка 6 и верхние ограничительные планки.

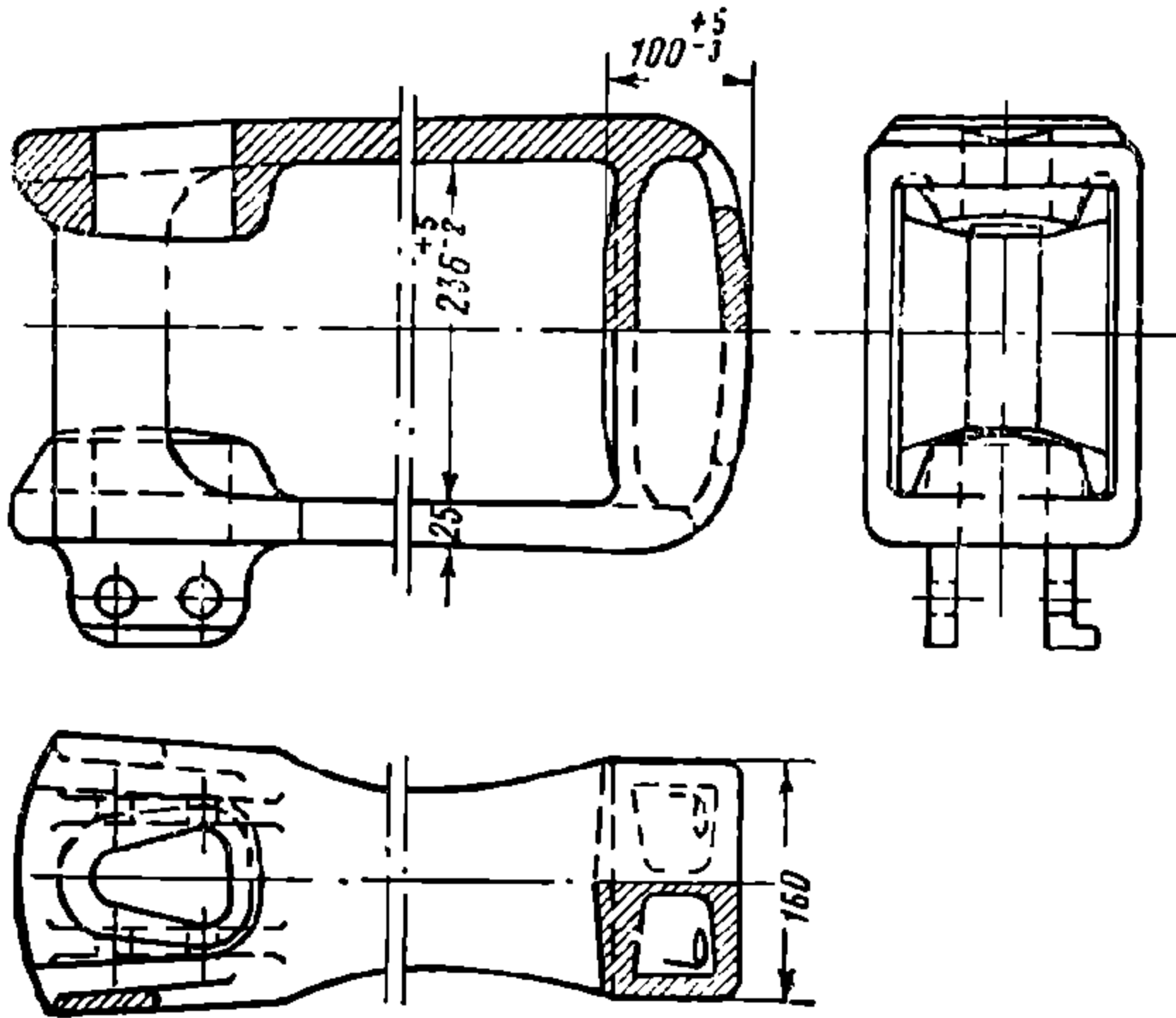


Фиг. 360. Детали упряжного устройства

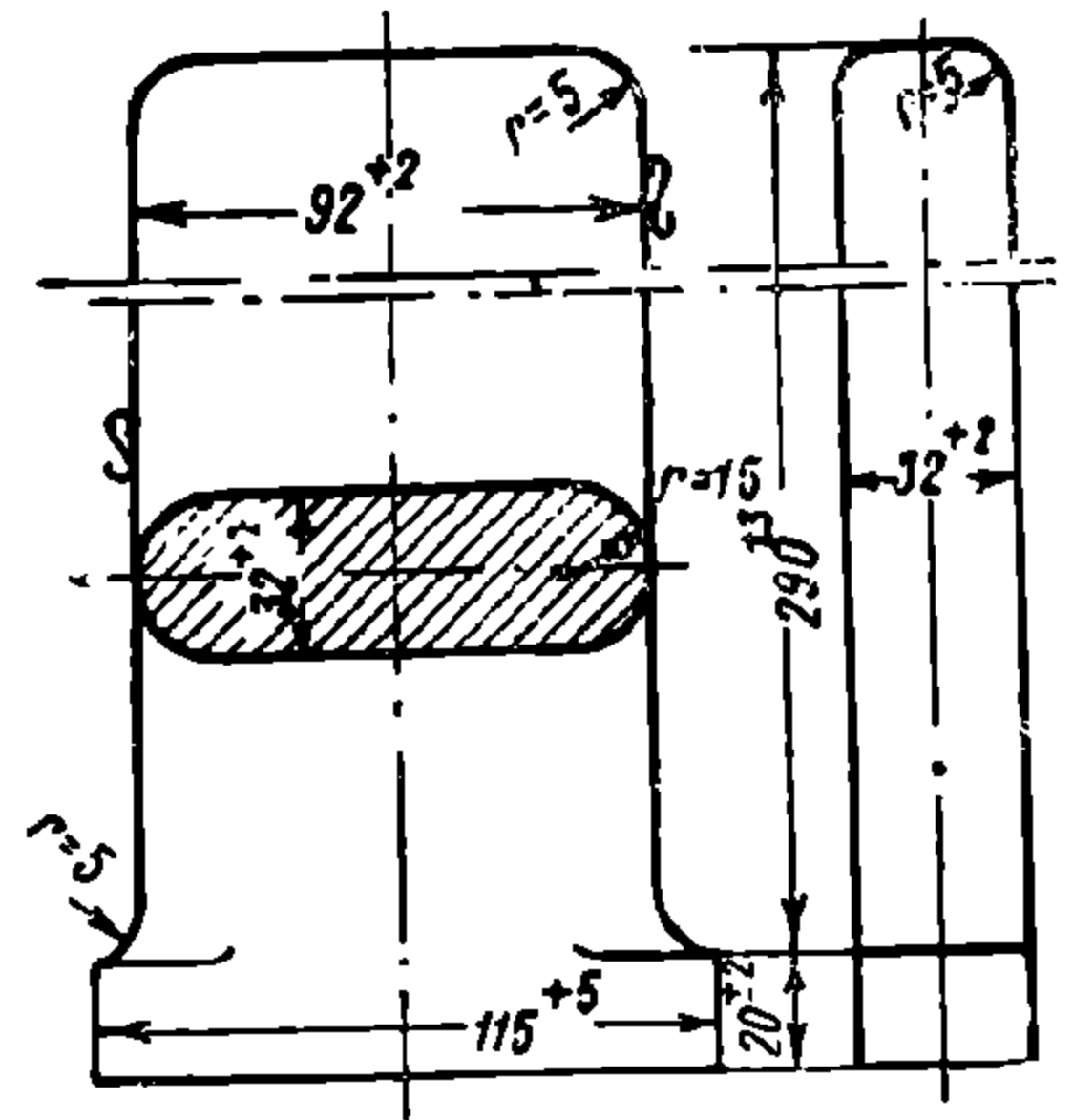
Тяго- вы й х о м у т (фиг. 361) предназначен для передачи тягового усилия от корпуса автосцепки поглощающему аппарату. В головной части хомут имеет окно для прохода хвостовика корпуса автосцепки и отверстие для клина. Внизу головной части тягового хомута прилиты два ушка с отверстиями, через которые проходят два болта, поддерживающие клин. Гайки на болтах закрепляются планкой и шпильками.

В тяговых хомутах прежнего изготовления (образца 1935 г.) клин укреплялся одним болтом, что не могло считаться надёжным. В тяговых хомутах об-

разца 1939 г. помимо изменения крепления клина также усилена и расширена хвостовая (опорная) часть (со 125 до 160 мм). Такое уширение сделано для уменьшения поперечных смещений хомута между упорными угольниками, вызывающих перекосы тягового хомута и поглощающего аппарата. Эти перекосы приводят к износу тягового хомута и поглощающего аппарата, а также упорных угольников и хребтовой балки.



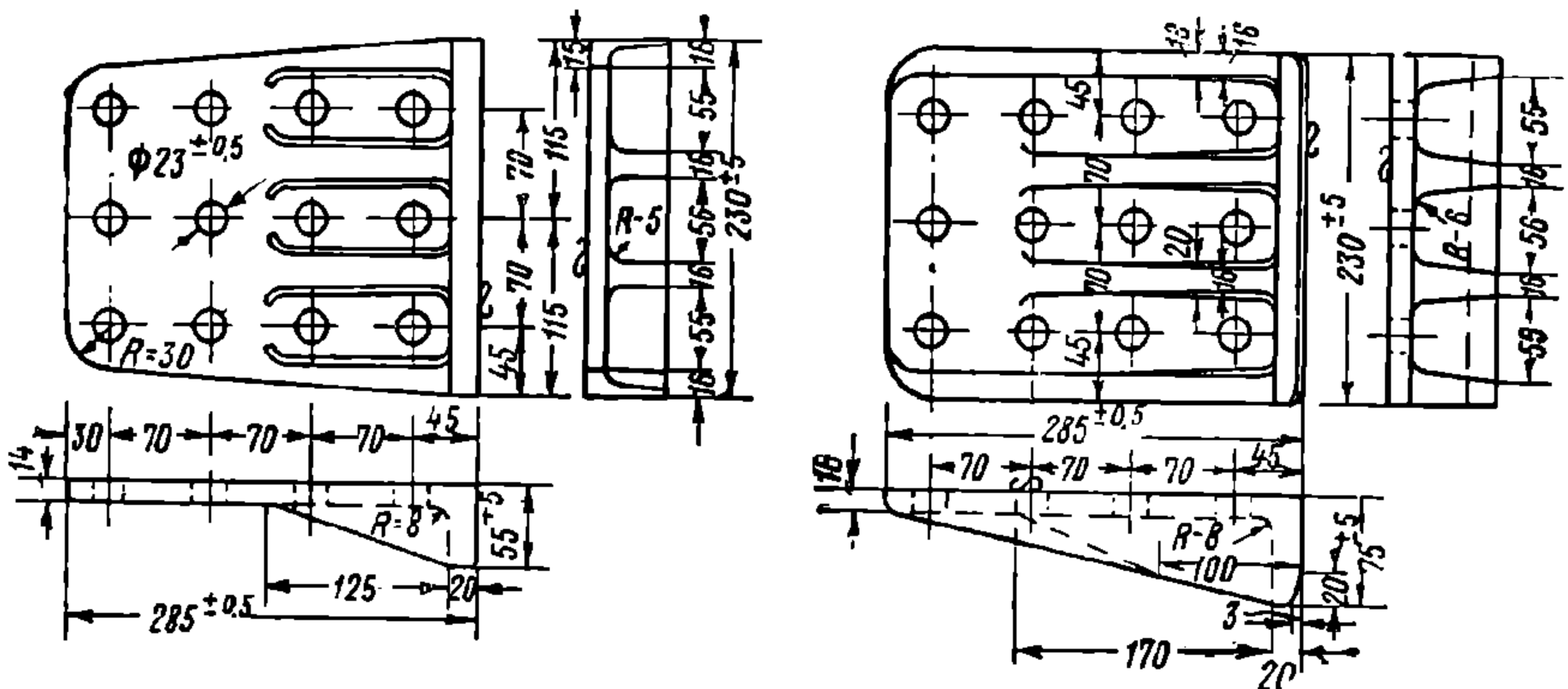
Фиг. 361. Тяговый хомут образца 1945 года



Фиг. 362. Қлин

Задача усиления опорной части тягового хомута и уменьшения возможности его перекоса ещё лучше решена в конструкции 1945 г. (фиг. 361). В этой последней конструкции хвостовая опорная часть имеет коробчатое сечение со сплошными параллельными стенками.

К л и н (фиг. 362) служит для соединения корпуса автосцепки с тяговым хомутом. Клин передаёт тяговое усилие от хвостовика корпуса автосцепки на головную часть хомута. Внизу клин имеет заплечик, который предотвращает



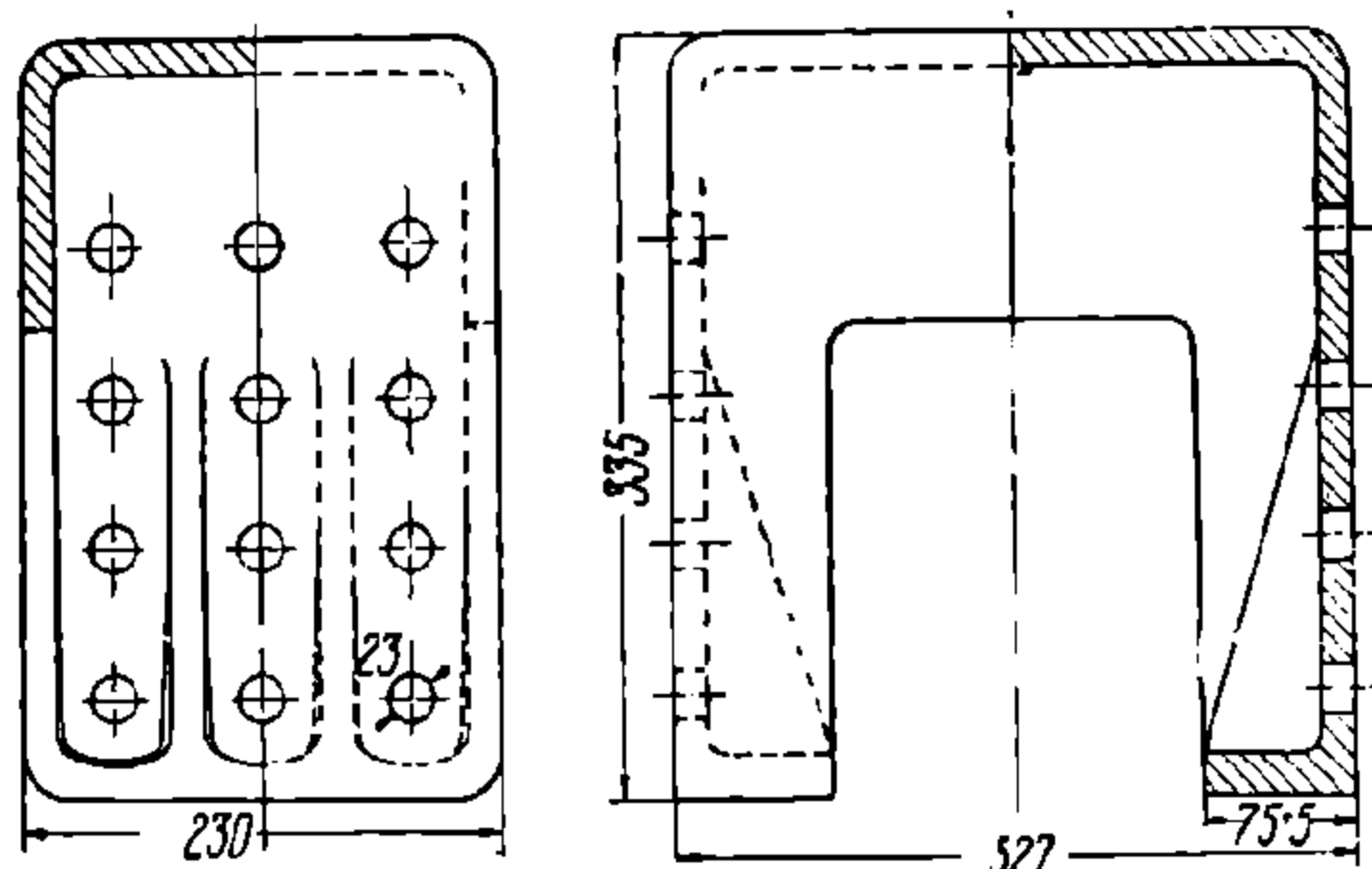
Фиг. 363. Упорные угольники

его выжимание вверх. От выпадания вниз его удерживают болты тягового хомута.

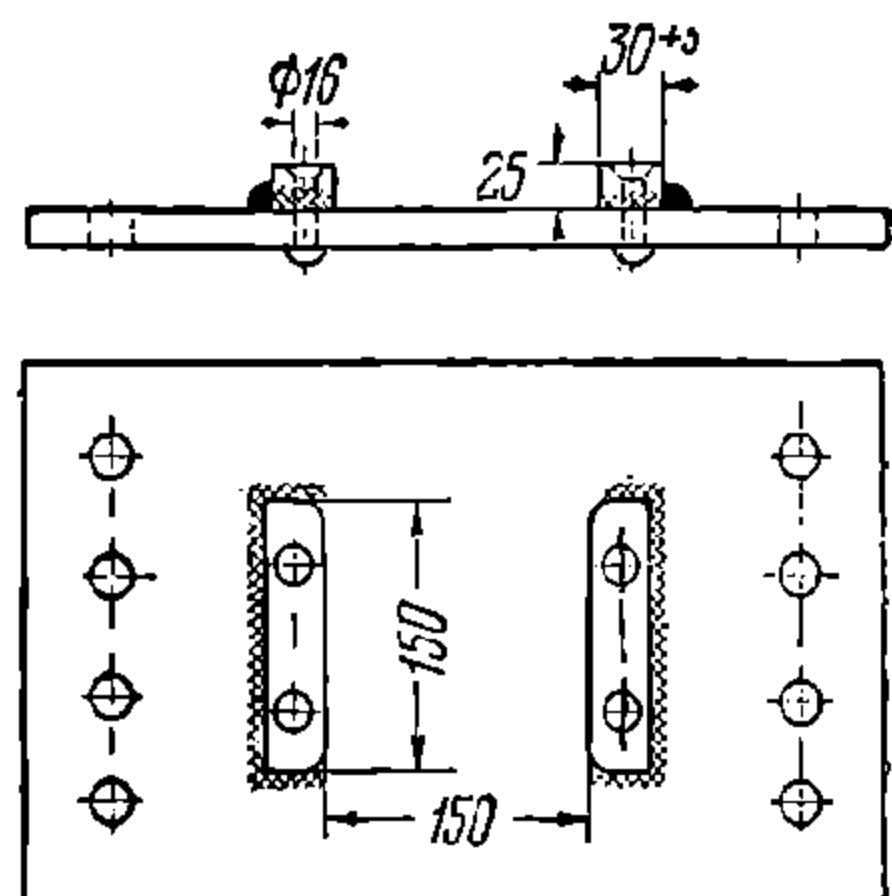
У п о р н а я п л и т а передаёт ударное усилие от торца хвостовика корпуса автосцепки поглощающему аппарату и тяговое усилие от поглощающего аппарата — передним упорным угольникам.

Упорная плита имеет прямоугольную форму и в средней части цилиндрическое гнездо, облегчающее горизонтальные перемещения корпуса автосцепки и центральную передачу ударного усилия.

Упорные угольники (фиг. 363) служат для передачи тягового усилия (передние угольники) и ударного усилия (задние угольники) на хребтовую балку. Передние угольники имеют опорную полку шириной 55 мм, задние — 75 мм. Большая опорная полка задних угольников предусмотрена для уменьшения поперечных перемещений тягового хомута и перекосов поглощающего аппарата. На вагоны, у которых расстояние между внутренними



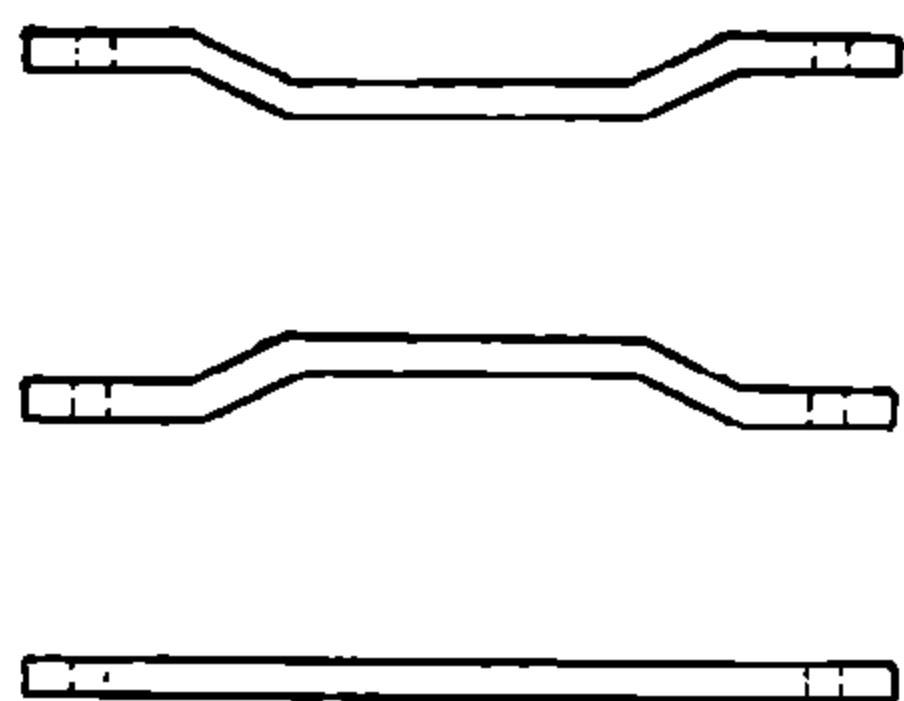
Фиг. 364. Объединённые задние упорные угольники



Фиг. 365. Поддерживающая планка

стенками хребтовой балки превышает 327 мм, ставятся угольники с большими размерами опорной полки или ступенчатого типа. При расстоянии между внутренними стенками хребтовой балки 346—350 мм возможна постановка типовых упорных угольников при наличии прокладок толщиной 10—12 мм между хребтовой балкой и угольником. Пропущенные за угольники, эти прокладки предохраняют стенки хребтовой балки от истирания поглощающим аппаратом.

В последние годы на новых вагонах взамен раздельных упорных угольников (фиг. 363) ставятся объединённые, т. е. такие, когда пара угольников соединена в одну отливку. При этом оба передних угольника отливаются заодно с буферной розеткой, а задние в вагонах с малыми консолями рамы — вместе с подпятниковым местом. На вагонах, имеющих длинные консоли рамы, объединённые задние упорные угольники имеют форму, показанную на фиг. 364.



Фиг. 366. Формы поддерживающих планок

Объединённые упорные угольники усиливают хребтовую балку и уменьшают возможность перекосов поглощающего аппарата. При раздельных упорных угольниках в результате неправильной разметки возможны случаи неодинаковой установки правого и левого угольников относительно друг друга, что приводит к перекосам поглощающего аппарата. Такие перекосы вызывают увеличенную нагрузку на хребтовую балку от косых ударов и ненормальный износ деталей упряжного устройства.

Недостатками объединённых угольников являются некоторое усложнение отливки и больший вес по сравнению с раздельными упорными угольниками. Упорные угольники соединяются с хребтовой балкой заклёпками $d = 22$ мм. Они располагаются так, что расстояние от наружной кромки буферного бруса до опорной полки переднего угольника обычно составляет 390 ± 3 мм, а расстояние между опорными частями переднего и заднего угольников 625 ± 3 мм.

Нижняя поддерживающая планка (фиг. 365) предназначена для удержания тягового хомута с расположенным в нём поглощающим аппаратом. Для обеспечения выемки и постановки на вагон поглощающего аппарата поддерживающая планка делается отъёмной: она прикрепляется к нижним полкам хребтовой балки восемью болтами $d = 7/8$ " с двумя гайками и шплинтом на каждом. Планка имеет ширину 290—300 мм и толщину 18—22 мм.

Середина планки располагается на расстоянии 700 ± 5 мм от наружной кромки буферного бруса.

Для предотвращения поперечных перемещений тягового хомута к верхней плоскости поддерживающей планки прикреплены две направляющие полосы.

В зависимости от конструкции хребтовой балки поддерживающая планка может быть прямой и выгнутой вверх или вниз (фиг. 366). Величина выгиба устанавливается из расчёта, чтобы расстояние от верхней плоскости планки до оси автосцепки составляло 148 мм.

Верхние ограничительные планки (фиг. 385) служат для предотвращения перемещений тягового хомута и поглощающего аппарата вверх. Они ставятся на вагон, если по конструкции рамы расстояние от продольной оси тягового хомута до верхней кромки хребтовой балки или верхнего перекрытия более 155 мм. Ограничительные планки должны иметь ширину не менее 100 мм и толщину не менее 14 мм.

Первая ограничительная планка ставится на расстоянии 30—100 мм от опорной полки передних угольников. Вторая планка ставится над хвостовой частью тягового хомута (фиг. 385). Зазор между ограничительными планками и тяговым хомутом составляет 5—10 мм.

Ограничительные планки приклёпываются или привариваются к хребтовой балке, а при наличии над тяговым хомутом верхнего листа укрепляются к последнему.

15. ПОГЛОЩАЮЩИЙ АППАРАТ

Поглощающий аппарат предназначен для смягчения ударов и рывков с целью уменьшения вредных динамических воздействий на конструкцию вагона, перевозимый груз и пассажиров.

Всякий поглощающий аппарат характеризуется мощностью (под мощностью поглощающего аппарата понимается работа, которую надо совершить для полного его сжатия). Мощность аппарата выбирается в зависимости от величины живой силы ударяющегося вагона.

Определим живую силу четырёхосного вагона весом брутто $P_{бр} = 80$ т, набегającego со скоростью $v = 6$ км/ч или 1,67 м/сек на другой такой же вагон, находящийся в состоянии покоя. Живая сила движущегося вагона (пренебрегая живой силой от вращения колёсных пар) равна

$$U = \frac{Mv^2}{2} = \frac{P_{бр} v^2}{2} = \frac{80\,000 \cdot 1,67^2}{2 \cdot 9,81} = 11\,400 \text{ кгм.}$$

Опыты показывают, что при набегании ударяющегося вагона на покоящийся вагон около половины живой силы первого из них передаётся на второй. Тогда на долю каждого из двух поглощающих аппаратов, участвующих при этом в работе, придётся

$$\frac{0,5 U}{2} = \frac{0,5 \cdot 11\,400}{2} = 2\,850 \text{ кгм.}$$

Поглощающие аппараты для грузовых вагонов имеют мощность, близкую к этой величине. При недостаточной мощности аппарата избыточная энергия удара передаётся на раму жёстко, вследствие чего может произойти повреждение частей вагона и находящегося в нём груза.

В начальный период оборудования вагонов автосцепкой были попытки создать поглощающий аппарат, в котором в качестве амортизирующих средств использовались только пружины. Однако пружинные аппараты, обладающие достаточной мощностью, получались очень громоздкими и создавали большую отдачу, вредно действующую на подвижной состав и перевозимый груз.

Более надёжным амортизирующим устройством являются пружинно-фрикционные аппараты, в которых можно достичь большой мощности при малой отдаче.

В пружинно-фрикционных аппаратах живая сила, развиваемая в движущемся подвижном составе, расходуется на сжатие пружин и на преодоление силы трения деталей фрикционного аппарата. При этом работа сил трения вызывает износ и нагревание деталей, т. е. является н е о б р а т и м о й, а работа сил упругости пружин обеспечивает возвращение деталей в первоначальное положение после прекращения действия внешней силы.

Пружинно-фрикционные аппараты, предназначенные для поглощения больших ударно-тяговых усилий (грузовые вагоны), проектируются с таким расчётом, чтобы около 75—90% внешней энергии расходовалось на долю работы трения частей, а около 25—10% воспринималось пружинами. Следовательно, при большой мощности такого аппарата отдача его будет сравнительно невелика.

Приближённая оценка количества необратимо поглощённой энергии фрикционными деталями аппарата определяется формулой¹

$$A_n = \frac{1 - K_0^2}{2} 100\%, \quad (451)$$

где A_n — количество необратимо поглощённой энергии, выраженное в процентах к общей энергии удара, при соударении двух вагонов;
 K_0 — коэффициент восстановления, определяемый из следующего выражения:

$$K_0 = \frac{P_{16p}(v_{2к} - v_{1н}) + P_{26p}(v_{2к} - v_{2н})}{P_{16p}(v_{1н} - v_{2н})},$$

где P_{16p} и P_{26p} — вес брутто ударяющихся вагонов;

$v_{1н}$ и $v_{2н}$ — скорости первого и второго вагонов до удара;

$v_{2к}$ — скорость второго вагона после удара.

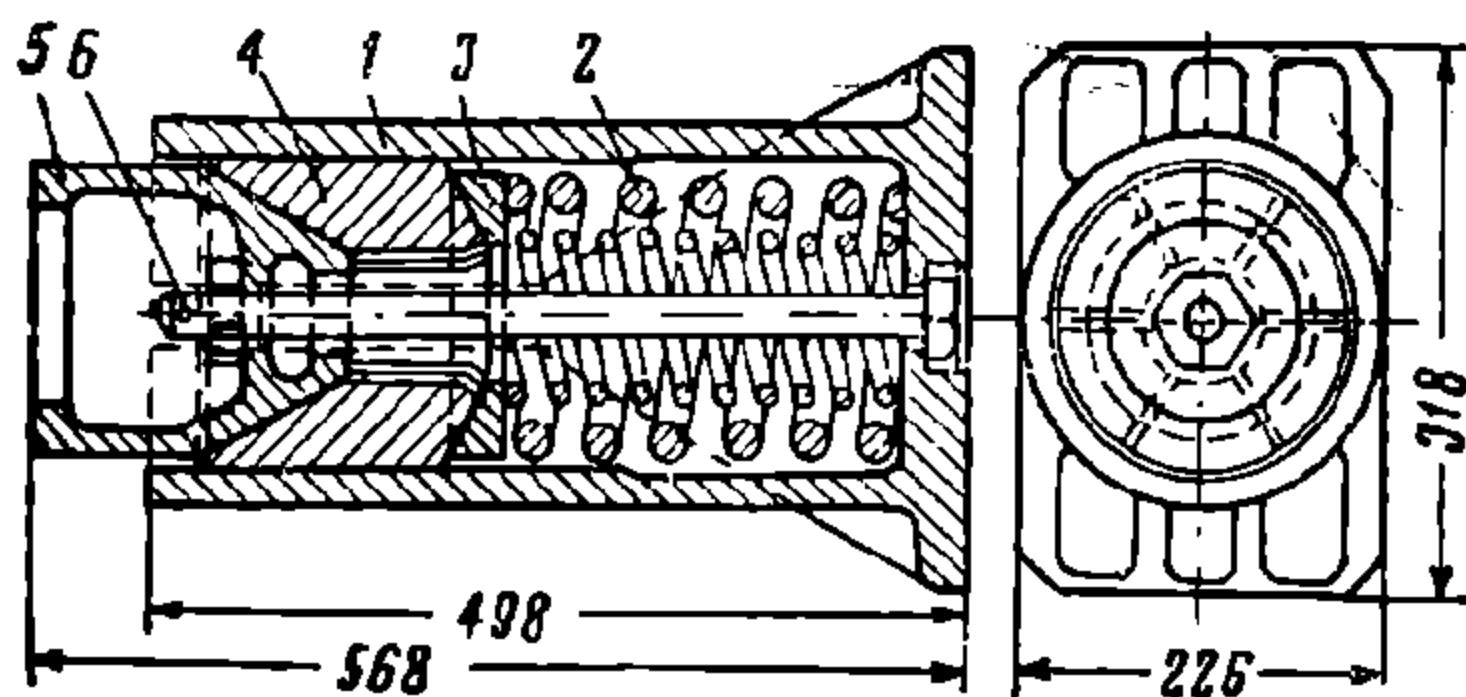
Помимо необходимой мощности и небольшой отдачи поглощающий аппарат автосцепки должен удовлетворять следующим требованиям:

- 1) обладать достаточной прочностью и выносливостью;
- 2) иметь равномерный износ трущихся поверхностей фрикционных деталей;
- 3) не иметь заедания (заклинивания) деталей аппарата;
- 4) обладать достаточной чувствительностью в начале хода и плавным прогрессивным возрастанием сопротивления по мере увеличения нагрузки, действующей на аппарат.

Последнее требование особенно важно для пассажирских вагонов.

Цилиндрический пружинно-фрикционный аппарат

В начале введения автосцепки в СССР был принят аппарат, имеющий корпус цилиндрической формы; этот аппарат обычно называют цилиндрическим.



Фиг. 367. Цилиндрический пружинно-фрикционный аппарат

Цилиндрический пружинно-фрикционный аппарат (фиг. 367) имеет следующие части: корпус 1, две цилиндрические пружины 2, конусную шайбу 3, шесть фрикционных клиньев 4, нажимной конус 5, стяжной болт 6 с гайкой и шплинтом.

Взаимодействие частей упругого устройства, снабжённого поглощающим аппаратом, заключается в следующем (фиг. 360 и 367).

Под действием сжимающего (ударного) усилия торец хвостовика корпуса автосцепки нажимает на упорную плиту. Последняя передаёт сжимающее усилие на выступающий из кор-

¹ Л. Н. Никольский, Теория и расчёт вагона. Машгиз. 1947 г., стр. 211.

пуса аппарата нажимной конус. Нажимной конус, вдвигаясь внутрь цилиндра, заставляет перемещаться в том же направлении фрикционные клинья, конусную шайбу и сжиматься пружины. Последние передают усилие на дно корпуса поглощающего аппарата и далее на задние упорные угольники, приклепанные к раме вагона.

Перемещение фрикционных клиньев, подверженных нажатию со стороны нажимного конуса и пружин (через конусную шайбу), сопровождается их плотным прижатием к внутренним стенкам корпуса аппарата и, следовательно, появлением сил трения. Так как сила трения пропорциональна величине давления на трущиеся поверхности, то её величина возрастает по мере увеличения сопротивления сжимающихся пружин. Таким образом, наибольшая величина силы трения развивается к концу хода аппарата. Высокому сопротивлению аппарата также способствует имеющаяся внутри корпуса конусность (суживающаяся по направлению ко дну корпуса).

Конец хода поглощающего аппарата определяется упором упорной плиты в корпус аппарата. Величина хода равняется $70 \pm_0^5$ мм.

При действии тягового усилия в поглощающем аппарате происходят перемещения, подобные описанным. Тяговое усилие через корпус автосцепки, клин, тяговый хомут передаётся дну корпуса поглощающего аппарата. Перемещаясь под действием этого усилия, корпус аппарата, сжимая пружины, передаёт нагрузку на конусную шайбу и далее на клинья, нажимной конус, упорную плиту, передние упорные угольники, раму вагона.

При сборке аппарата гайку стяжного болта заворачивают так, чтобы пружины были сжаты усилием около 1 т, т. е. осуществляют предварительную **з а т я ж к у**. Затяжкой обеспечивается постоянное плотное прижатие фрикционных клиньев к внутренним стенкам корпуса с учётом допусков на изготовление и износа трущихся деталей поглощающего аппарата. При отсутствии предварительной затяжки фрикционные клинья в начале хода перемещаются без достаточного трения, вследствие чего мощность поглощающего аппарата понижается и для её повышения требуется увеличивать ход аппарата.

Большая затяжка поглощающего аппарата подобной конструкции приводит к понижению его чувствительности, так как аппарат упруго воспринимает усилия только такой величины, которая превышает силу трения фрикционных деталей, находящихся под давлением предварительно затянутых пружин. Усилия меньшей величины передаются раме вагона жёстко.

Кроме постоянной затяжки, осуществляется также временная, дополнительная затяжка для облегчения снятия и постановки поглощающего аппарата между упорными угольниками. Для этой цели используется специальная струбцина или другое приспособление. Например, для облегчения постановки аппарата на вагон между гайкой стяжного болта и дном нажимного конуса ставится металлическая подкладка высотой 10—15 мм. После установки аппарата на место подкладка в результате первого нажатия на автосцепку выпадает и аппарат сохраняет своё нормальное положение, упираясь в угольники

Расчёт пружинно-фрикционного аппарата

Если под действием внешней силы T_2 пружинно-фрикционный аппарат (фиг. 368) сжат, то к его деталям приложены следующие силы:

T_2 — сила нажатия (удара), приложенная к нажимному конусу δ и действующая по оси аппарата;

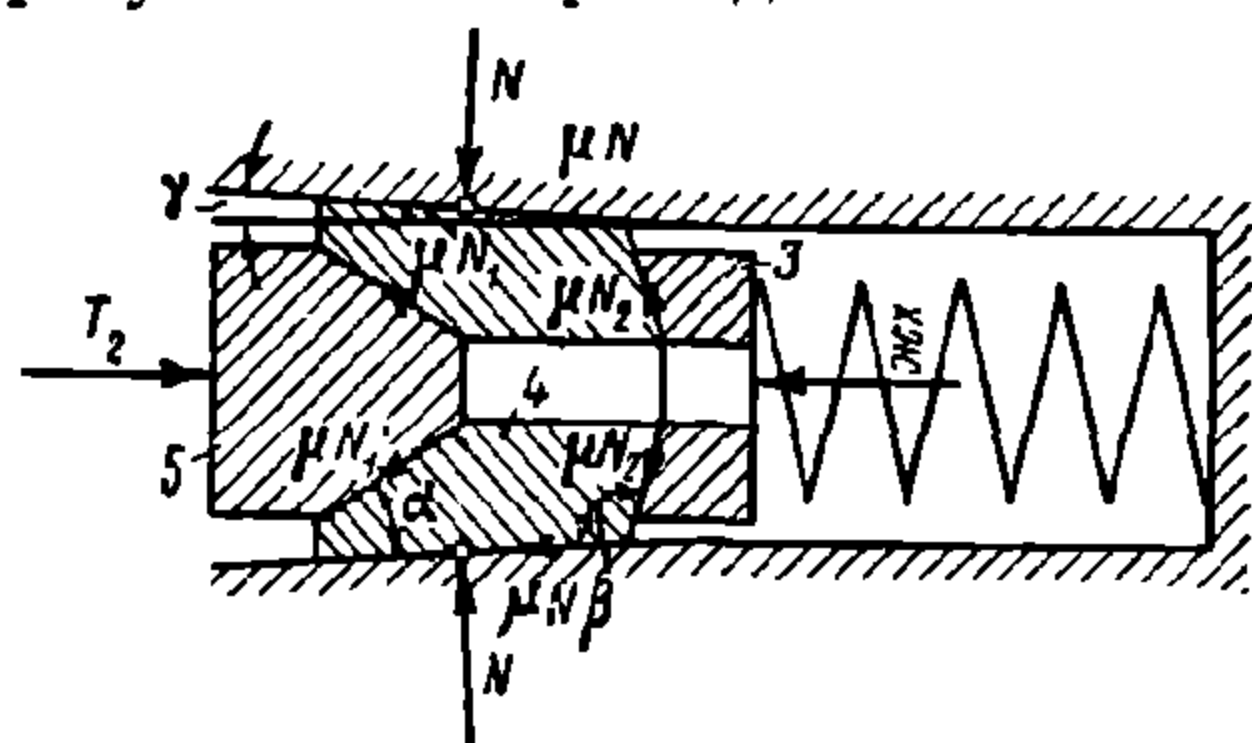
N , N_1 и N_2 — элементарные реакции, нормальные к поверхностям скольжения;

μN , μN_1 и μN_2 — соответствующие этим нормальным реакциям элементарные силы трения;

jx — сила упругого сопротивления пружин, где x — величина сжатия пружин (ход аппарата) в рассматриваемый момент;

j — жёсткость двухрядной пружины.

Среднее значение коэффициента трения стали по стали μ согласно результатам проводившихся испытаний поглощающих аппаратов принимается равным 0,25.



Фиг. 368. Схема пружинно-фрикционного аппарата

Рассмотрим вначале перемещения деталей аппарата.

Под влиянием силы T_2 нажимной конус 5 (фиг. 369, а) перемещается в направлении продольной оси аппарата на величину Δx и вызывает два перемещения фрикционных клиньев 4: Δy — в направлении, перпендикулярном продольной оси аппарата, и $\Delta s = \Delta x + \Delta x_1$ — в осевом направлении.

Как следует из фигуры

$$\left. \begin{aligned} \Delta y &= \Delta x \cdot \operatorname{tg} \gamma; \\ \Delta x_1 &= \Delta y \cdot \operatorname{tg} [90^\circ - (\alpha + \gamma)] = \Delta x \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{ctg} (\alpha + \gamma); \\ \Delta s &= \Delta x + \Delta x_1 = \Delta x [1 + \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{ctg} (\alpha + \gamma)]; \end{aligned} \right\} \quad (452)$$

где γ — угол конусности внутренней стенки корпуса;

α — передний угол фрикционного клина.

Вследствие конусности стенки корпуса продольному перемещению Δs фрикционных клиньев 4 соответствует поперечное перемещение $\Delta y_1 = \Delta s \cdot \operatorname{tg} \gamma = (\Delta x + \Delta x_1) \operatorname{tg} \gamma$.



Фиг. 369. Взаимодействие клина с нажимным конусом и конусной шайбой

Этому перемещению Δy_1 соответствует продольное перемещение Δx_2 конусной шайбы 3 (фиг. 369, б) в направлении, противоположном перемещению.

Из фиг. 369, б следует:

$$\Delta x_2 = \Delta y_1 \cdot \operatorname{tg} [\beta - (90^\circ + \gamma)] = -\Delta y_1 \operatorname{ctg} (\beta - \gamma),$$

где β — задний угол фрикционного клина.

Полное перемещение конусной шайбы 3 в направлении продольной оси аппарата равно

$$\Delta s_3 = \Delta x + \Delta x_1 - \Delta x_2. \quad (453)$$

Происходящее при продольном и поперечном перемещениях фрикционных клиньев 4 смещение их относительно нажимного конуса 5 (фиг. 369, а) составляет

$$\Delta s_1 = \frac{\Delta y}{\cos [90^\circ - (\alpha + \gamma)]}, \quad (454)$$

а относительно конусной шайбы 3 (фиг. 369, б)

$$\Delta s_2 = \frac{\Delta y_1}{\cos [\beta - (90^\circ + \gamma)]}. \quad (455)$$

Перейдём к определению сил, действующих на детали аппарата.

Для этого рассмотрим порознь равновесие отдельных элементов поглощающего аппарата (фиг. 370).

Условие равновесия нажимного конуса 5

$$T_2 + \sum \mu N_1 \cos(\alpha + \gamma) - \sum N_1 \sin(\alpha + \gamma) = 0, \quad (456)$$

или, вынося общие множители за знак суммы, получим

$$T_2 + \mu \cos(\alpha + \gamma) \sum N_1 - \sin(\alpha + \gamma) \sum N_1 = 0.$$

Обозначая $\sum N_1$ через N'_1 , получим

$$T_2 + \mu N'_1 \cos(\alpha + \gamma) - N'_1 \sin(\alpha + \gamma) = 0,$$

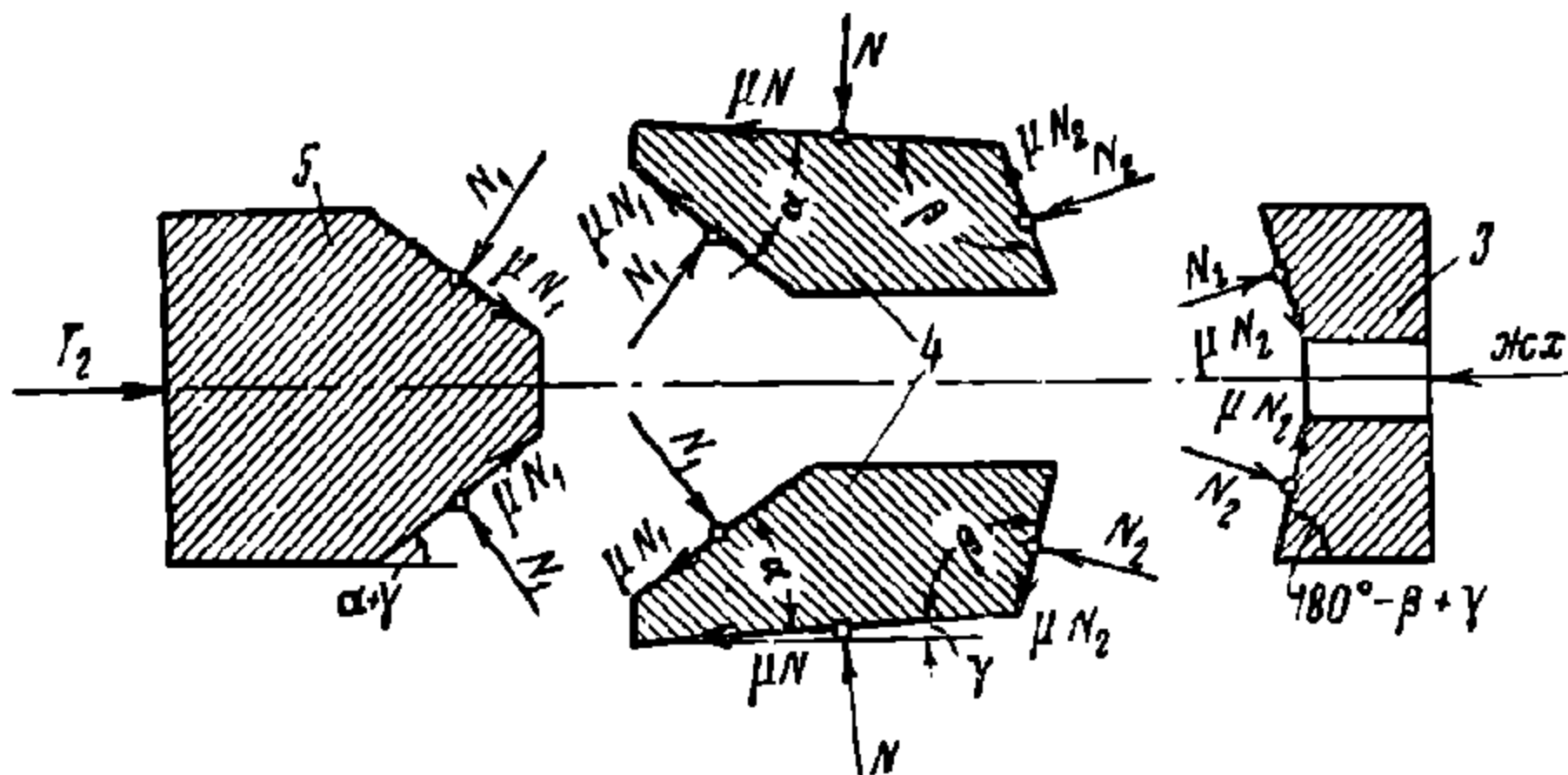
откуда

$$N'_1 = \frac{T_2}{\sin(\alpha + \gamma) - \mu \cos(\alpha + \gamma)}, \quad (457)$$

где N'_1 — результирующая элементарных нормальных реакций клиньев 4 на нажимной конус 5.

Условие равновесия конусной шайбы 3

$$- жх - \sum \mu N_2 \cos(\beta - \gamma) + \sum N_2 \sin(\beta - \gamma) = 0. \quad (458)$$



Фиг. 370. Равновесие отдельных элементов поглощающего аппарата

Аналогичным способом получим

$$N'_2 = \frac{жх}{\sin(\beta - \gamma) - \mu \cos(\beta - \gamma)}, \quad (459)$$

где N'_2 — результирующая элементарных нормальных реакций клиньев 4 на конусную шайбу 3.

Условие равновесия клина 4

$$\sum N - \sum \mu N_1 \sin \alpha - \sum N_1 \cos \alpha - \sum \mu N_2 \cos(\beta - 90^\circ) + \sum N_2 \sin(\beta - 90^\circ) = 0 \quad (460)$$

или

$$N' = N'_1 (\mu \sin \alpha + \cos \alpha) + N'_2 (\mu \sin \beta + \cos \beta),$$

где N' — результирующая элементарных нормальных реакций клиньев на корпус.

Подставляя найденные выше значения N'_1 и N'_2 в последнее выражение и принимая $\mu = \operatorname{tg} \rho$, где ρ — угол трения, получим после преобразований

$$N' = \frac{\cos(\alpha - \rho)}{\sin(\alpha + \gamma - \rho)} T_2 + \frac{\cos(\beta - \rho)}{\sin(\beta - \gamma - \rho)} жх. \quad (461)$$

Из полученных формул видно, что N' , N_1 и N'_2 зависят от величин T_2 и $жх$. Величина $жх$ может быть легко определена по любому значению $х$. Величину T_2 следует определить из какого-либо дополнительного условия. Воспользуемся для этой цели принципом возможных перемеще-

ний¹. Пренебрегая малыми величинами высшего порядка, получаем (фиг. 368)

$$T_2 \Delta x - \sum \mu N \Delta s - \mu x \Delta s_3 - \sum \mu N_1 \Delta s_1 - \sum \mu N_2 \Delta s_2 = 0. \quad (462)$$

Подставив в это уравнение найденные ранее значения сил и перемещений, определим величину T_2 . Последняя линейно зависит от величины хода аппарата x .

Подобным путём определяются усилия, действующие на детали аппарата при обратном его ходе. В этом случае направления сил трения, действующих на детали аппарата, меняются на обратные. Поэтому в полученные ранее уравнения равновесия эти силы войдут с противоположными знаками.

Найдём теперь работу сил, действующих на отдельные элементы поглощающего аппарата.

Для определения работы следует учесть, что первоначальная затяжка пружин цилиндрического аппарата равна $x'_1 = 13$ мм, а максимальный прогиб $x'_2 = 88$ мм (наибольший ход аппарата $x_2 - x_1 = 75$ мм).

Работа сил трения, действующих на поверхности фрикционных клиньев, обращённой к нажимному конусу, равна

$$A_1 = \int_0^{s'_1} \mu N'_1 ds_1, \quad (463)$$

где s'_1 — максимальное перемещение клина относительно нажимного конуса; определяется по приведённой выше формуле для Δs_1 при подстановке в неё вместо Δx значения наибольшего хода аппарата.

Работа сил трения, действующих на поверхности клиньев, обращённой к конусной шайбе

$$A_2 = \int_0^{s'_2} \mu N'_2 ds_2, \quad (464)$$

где s'_2 — максимальное перемещение клина относительно конусной шайбы; определяется по формуле (455) при подстановке вместо Δx значения наибольшего хода аппарата.

Работа сил трения, действующих на поверхности клиньев, обращённой к корпусу поглощающего аппарата

$$A = \int_0^{s'} \mu N' ds, \quad (465)$$

где s' — максимальное перемещение клина относительно корпуса аппарата ($s' = \Delta x + \Delta x_1 = 75 [1 + \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg}(\alpha + \gamma)]$ мм).

Так как силы N' , N'_1 и N'_2 линейно зависят от x , а элементарные перемещения ds , ds_1 и ds_2 также выражаются через dx , вычисление работ A , A_1 и A_2 не представляет сложности.

Полная работа сил трения (поглощаемая) равняется сумме работ сил трения, действующих на отдельных гранях клиньев

$$A' = A + A_1 + A_2. \quad (466)$$

¹ Если связи идеальные и двусторонние, то для равновесия системы необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма элементарных работ всех действующих на систему активных сил при любом возможном перемещении была равна нулю.

В данном случае связи рассматриваются как идеальные потому, что силы трения исключены из категории реакций и причислены к группе задаваемых сил.

Работа, накопленная сжатыми пружинами (возвращаемая), равна

$$A_3 = \int_{x_1'}^{x_2'} \kappa x ds_3. \quad (467)$$

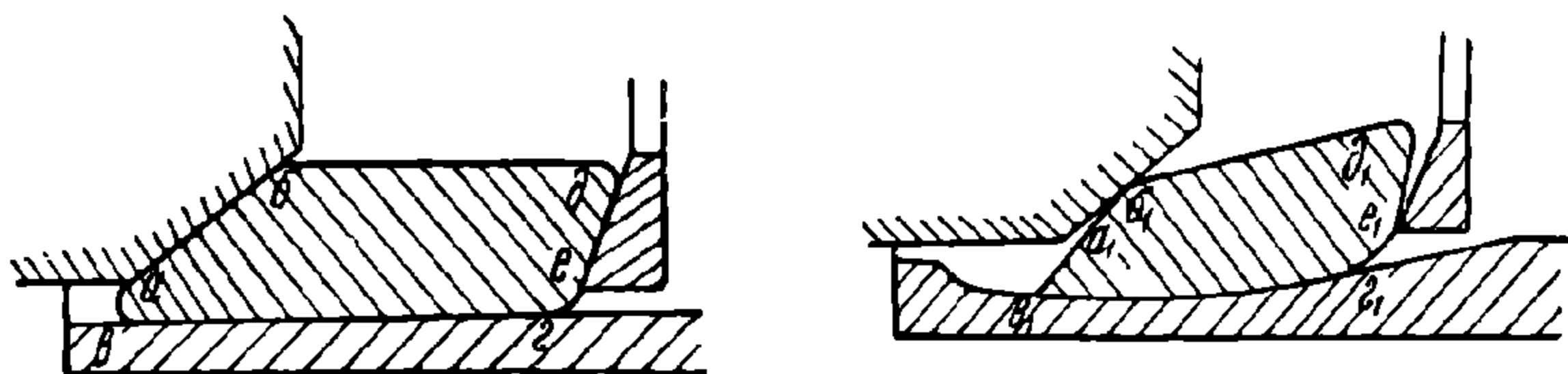
Полная работа пружинно-фрикционного аппарата

$$A_{\Sigma} = A' + A_3. \quad (468)$$

Отдача аппарата, выраженная в процентах, составляет

$$\xi = \frac{A_3}{A_{\Sigma}} 100\%. \quad (469)$$

Анализ работы сил, действующих по граням клиньев цилиндрического пружинно-фрикционного аппарата, показывает, что поглощение происходит в основном на рабочих поверхностях клиньев, соприкасающихся со стенками корпуса аппарата. Участие остальных рабочих поверхностей в поглощении энергии является незначительным ($A_1 + A_2 \approx 0,03 A'$). Поэтому наиболее интенсивному износу подвергаются соприкасающиеся между собой поверхности корпуса и клиньев аппарата. Эти поверхности следует называть **главными рабочими поверхностями** трущихся деталей аппарата.



Фиг. 371. Положение клина в цилиндрическом аппарате

В цилиндрическом поглощающем аппарате износ главных рабочих поверхностей происходит крайне неравномерно. Неравномерный износ этих поверхностей обуславливается тем, что при данной форме фрикционных деталей ($\alpha = 34^\circ 40'$, $\beta = 110^\circ$, $\gamma = 1^\circ 10'$) равнодействующая сила, прижимающая клин к стенке корпуса аппарата, проходит не через середину клина, а ближе к его переднему концу. Такое смещение равнодействующей от середины главной рабочей поверхности клина имеется даже тогда, когда полные реакции нажимного конуса и конусной шайбы приложены к центрам тяжести соответствующих граней клина. Если же учесть, что в цилиндрическом аппарате полные реакции конуса и шайбы могут быть приложены и в других точках, то смещение равнодействующей от середины главной рабочей поверхности клина окажется ещё большим. В результате этого задний конец главной рабочей поверхности клина разгружается, а передний её конец сильно перегружается¹.

Следствием неравномерного распределения давления на главной рабочей поверхности клина является повышенный износ переднего конца *a* клина и передней части *b* корпуса аппарата (фиг. 371).

Изношенный клин, как видно из фиг. 371, поворачивается против хода часовой стрелки. В этом случае соприкосновение клина с нажимным конусом и конусной шайбой происходит уже не по поверхностям *ab* и *de*, а только в угловых точках *b*₁ и *e*₁, которые и сминаются.

Неравномерный износ клиньев и корпуса цилиндрического аппарата возможен также от неправильного расположения клиньев под действием их соб-

¹ Подробный анализ причин неравномерного износа частей цилиндрического поглощающего аппарата выполнен доцентами МЭМИИТ А. У. Галеевым и М. М. Стемпневским и изложен в книге А. И. Михалевского и М. М. Стемпневского «Вагоны». Трансжелдориздат, 1945.

ственного веса (фиг. 372). Такое расположение вызывает неодинаковые нагрузки на отдельные клинья, вследствие чего происходит неравномерный износ клиньев и корпуса аппарата.

Износ фрикционных деталей приводит к уменьшению мощности поглощающего аппарата, изломам пружин и повреждениям других частей вагона.

Из всего изложенного следует, что от углов наклона рабочих граней клина и обусловленной этими углами формы соприкасающихся с клином деталей во многом зависит выполнение ранее перечисленных требований, предъявляемых к поглощающим аппаратам.

Нетрудно видеть, что для предотвращения заклинивания деталей аппарата углы фрикционных клиньев должны быть выбраны так, чтобы силы, действующие на рабочие грани клина, располагались вне углов трения.

Углы наклона рабочих граней клина обуславливают величину усилий, развивающихся на этих гранях при сжатии аппарата, и тем самым определяют мощность, а также отдачу поглощающего аппарата.

Фиг. 372. Смещение фрикционных клиньев цилиндрического аппарата

От углов наклона граней клина зависит характер износа его рабочих поверхностей.

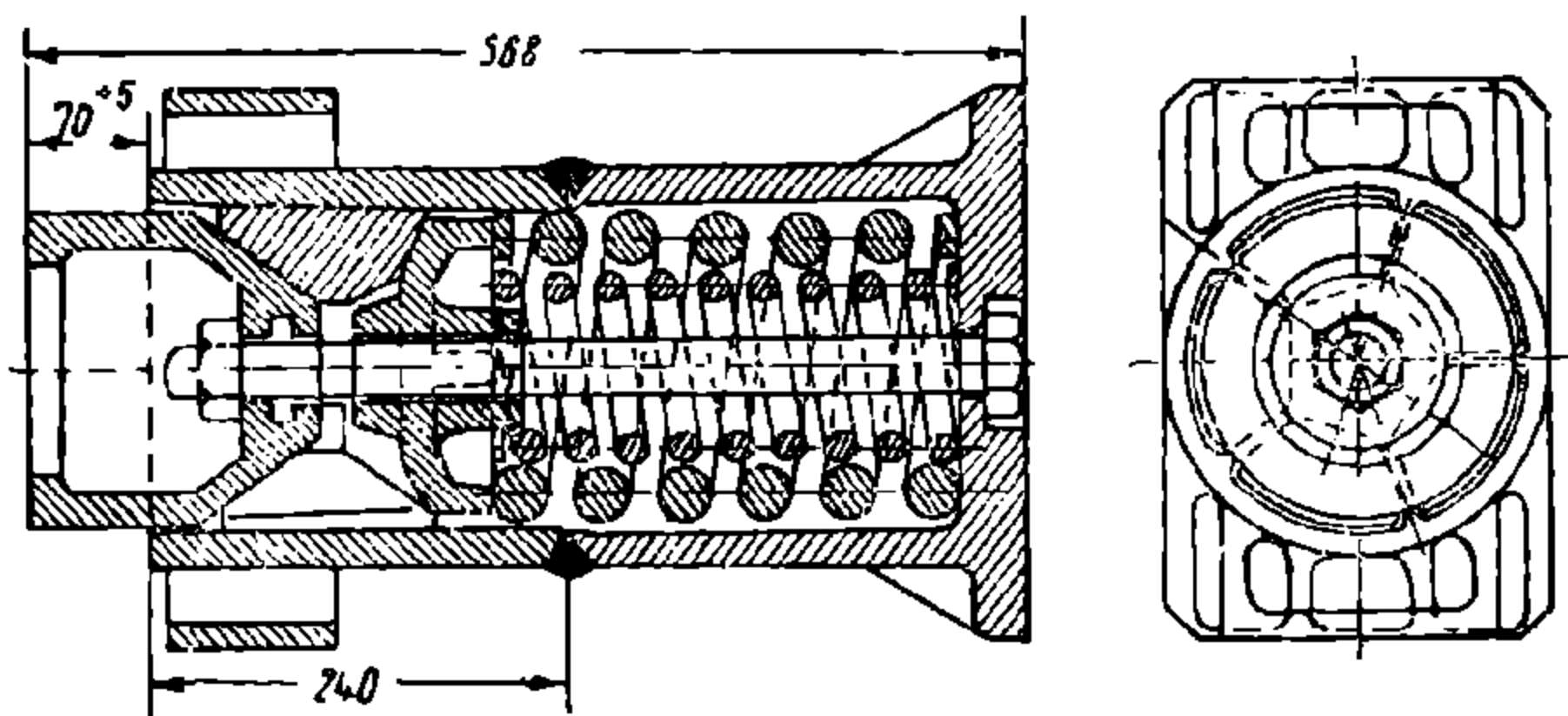
Диаграмма цилиндрического пружинно-фрикционного поглощающего аппарата (для случая, когда аппарат после сжатия полностью освобождается от внешней нагрузки) имеет вид, подобный диаграмме пружины с фрикционным амортизатором (фиг. 155).

Модернизированный цилиндрический пружинно-фрикционный аппарат

Для улучшения эксплуатационных качеств ремонтируемых цилиндрических поглощающих аппаратов предусмотрена модернизация их деталей.

Модернизированный цилиндрический аппарат (фиг. 373) имеет приварную горловину корпуса с внутренними продольными рёбрами, предупреждающими смещение фрикционных клиньев вниз. Снаружи эта горловина снабжена боковыми направляющими для обеспечения правильного положения аппарата между стенками хребтовой балки и предотвращения их износа, обычно значительного в немодернизированном аппарате.

Число клиньев в модернизированном аппарате уменьшено до 5 шт. Для обеспечения равномерного их износа конфигурация фрикционных клиньев изменена (задней грани придан обратный угол наклона). Соответственно форме клина видоизменена и конусная шайба, причём последней придана втулка. Конец втулки, обращённый в сторону фрикционных клиньев, служит для выключения последних из работы при предельном износе трущихся деталей аппарата. В этом случае усилие передаётся нажимным конусом на торец втулки конусной шайбы и сжимает пружины без трения клиньев о стенки корпуса аппарата. Таким образом, до ремонта аппарат действует как простой пружинный, сохраняя свои амортизирующие свойства при уменьшенной мощности.



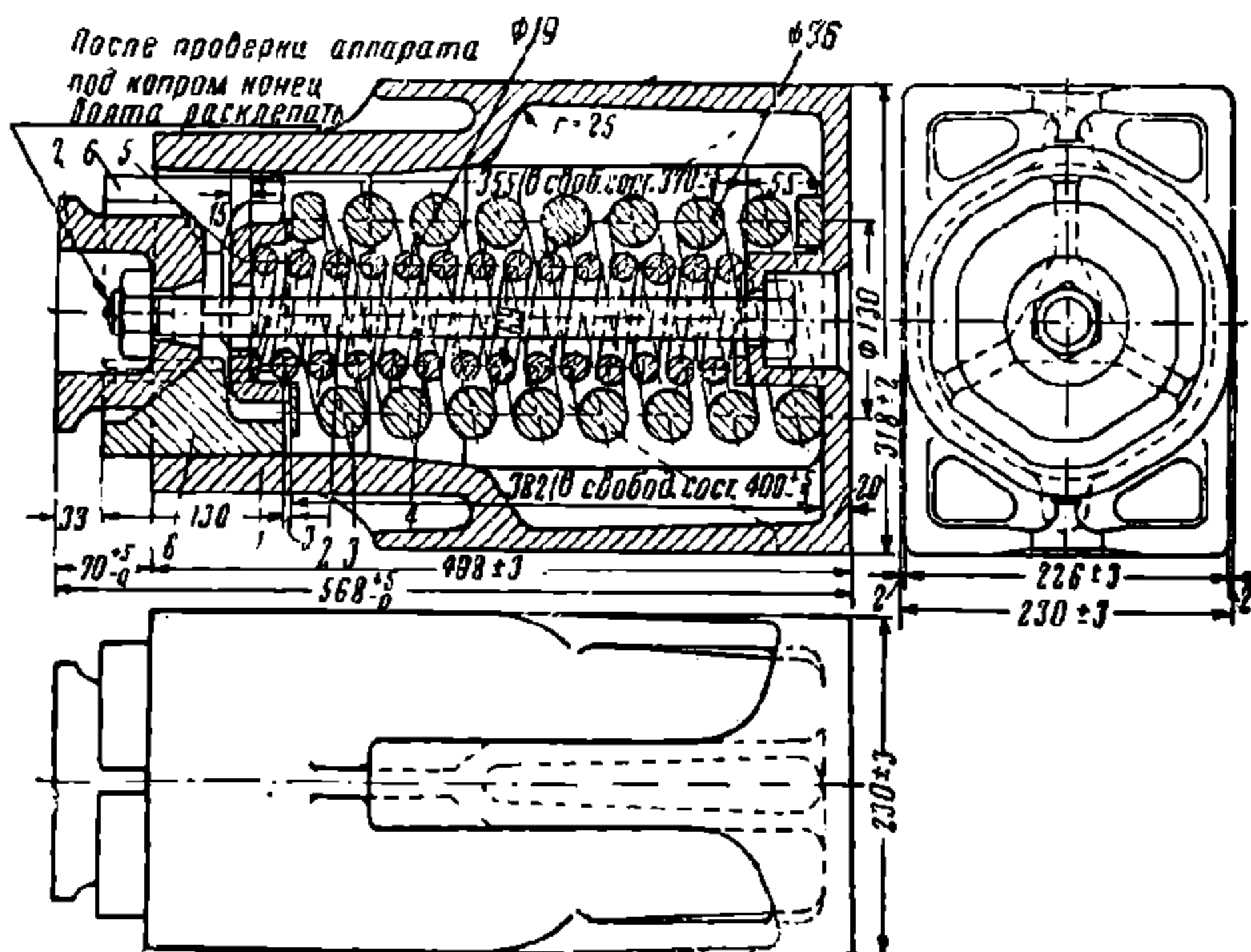
Фиг. 373. Модернизированный цилиндрический аппарат

Второй конец втулки предупреждает неравномерный износ нижней части конусной шайбы от трения о корпус аппарата.

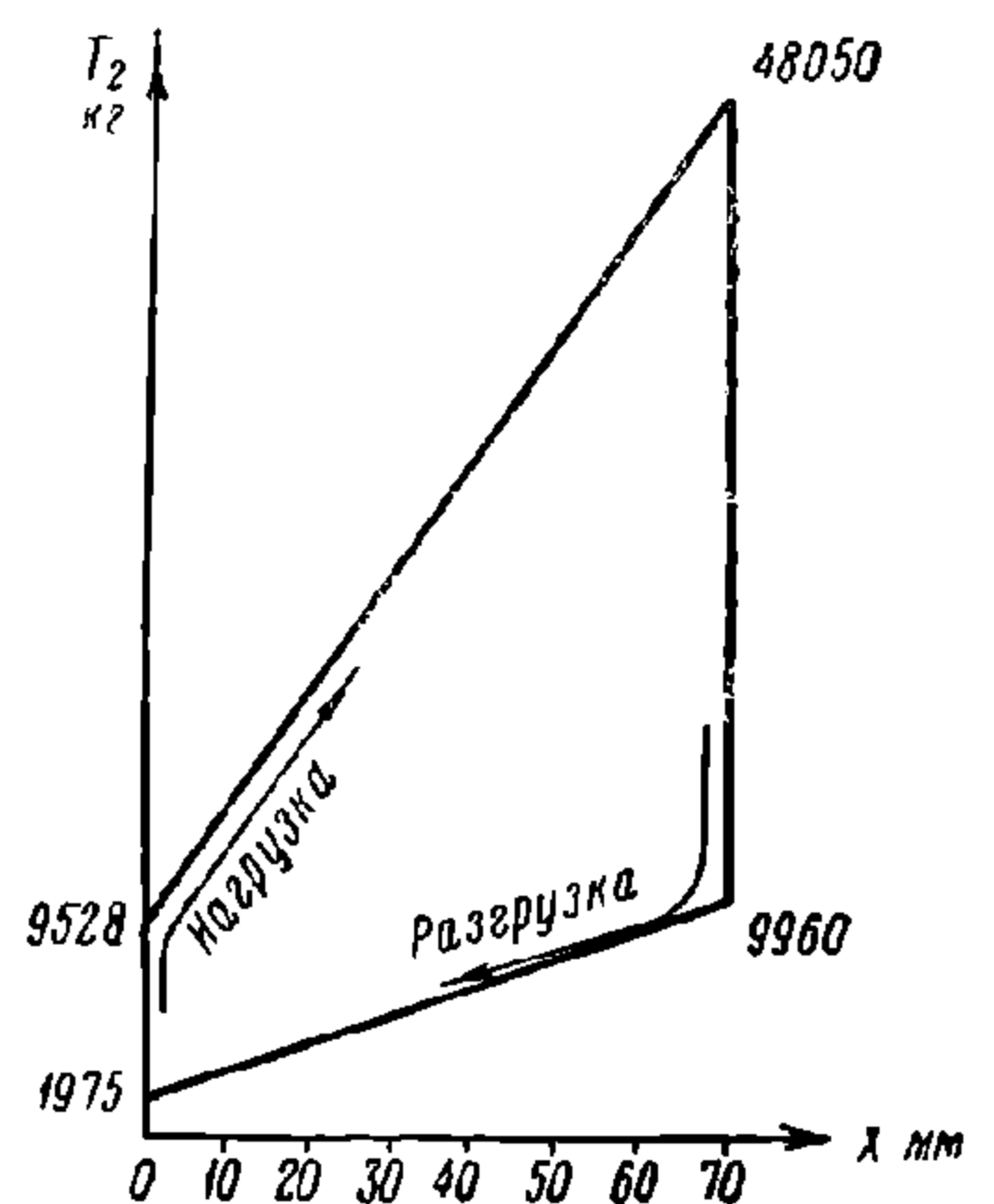
Однако модернизация цилиндрического аппарата, несмотря на её сложность, не устраняет другого его недостатка, связанного с малой мощностью. Поэтому с 1940 г. подвижной состав железных дорог СССР оборудуется новым, более совершенным поглощающим аппаратом, обладающим повышенной износоустойчивостью и увеличенной мощностью (2 000—2 500 кгм вместо 1 000—1 200 кгм у цилиндрического). Новый аппарат имеет корпус шестигранной формы, в соответствии с которой он получил название Ш-1-Т (шестигранный, первый товарный).

Шестигранный пружинно-фрикционный аппарат

Шестигранный поглощающий аппарат (фиг. 374) состоит из корпуса 1, стяжного болта 2 с гайкой, наружной пружины 3, внутренней пружины 4, нажимной шайбы 5, трёх фрикционных клиньев 6 и нажимного конуса 7.



Фиг. 374. Шестигранный пружинно-фрикционный аппарат



Фиг. 375. Диаграмма шестигранного аппарата

Наружная поверхность корпуса имеет боковые направляющие плоскости для предупреждения перекосов аппарата и предохранения хребтовой балки от истирания.

Внутренняя поверхность корпуса, соприкасающаяся с клиньями, коническая, суживающаяся по направлению ко дну ($\gamma=2^\circ$).

Соприкасающаяся с корпусом поверхность фрикционных клиньев имеет форму двугранного угла, что вместе с шестигранной внутренней поверхностью корпуса обеспечивает направление при движении клиньев, которое отсутствует в цилиндрическом аппарате. Углы наклона передней ($\alpha = 38^\circ 30'$) и задней ($\beta = 79^\circ$) граней фрикционных клиньев выбраны из условий равномерного распределения давления на главной поверхности трения. С этой же целью нажимная шайба имеет в передней части выпуклую поверхность с опорой на каждый клин в одной точке.

Вследствие увеличенного диаметра сечения наружной пружины (36 мм вместо 30 мм в цилиндрическом аппарате) жёсткость комплекта пружин возросла почти вдвое, что обусловило соответствующее увеличение мощности поглощающего аппарата.

Усилие затяжки шестигранного аппарата составляет около 2 т.

Увеличение мощности поглощающего аппарата Ш-1-Т сопровождается повышением жёсткости и понижением чувствительности.

Изложенная выше методика расчёта цилиндрического поглощающего аппарата может быть использована и для расчёта шестигранного аппарата. В шестигранном поглощающем аппарате при определении сил трения, развивающихся между желобчатыми поверхностями клиньев и корпуса, считают, что эти силы равны нормальному давлению, умноженному на коэффициент

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin 60^\circ},$$

где μ — коэффициент трения поверхностей клина, соприкасающихся с конусом и шайбой ($\mu \approx 0,25$);
 60° — половина угла жолоба.

Величина силы T_2 , сжимающей поглощающий аппарат, может быть определена по следующей формуле:

$$T_2 = \psi жх,$$

где ψ — коэффициент передачи аппарата, показывающий отношение силы T_2 к силе упругого сопротивления пружин $жх$ для данного типа поглощающего аппарата.

Величина коэффициента ψ для сжатия аппарата определяется по формуле

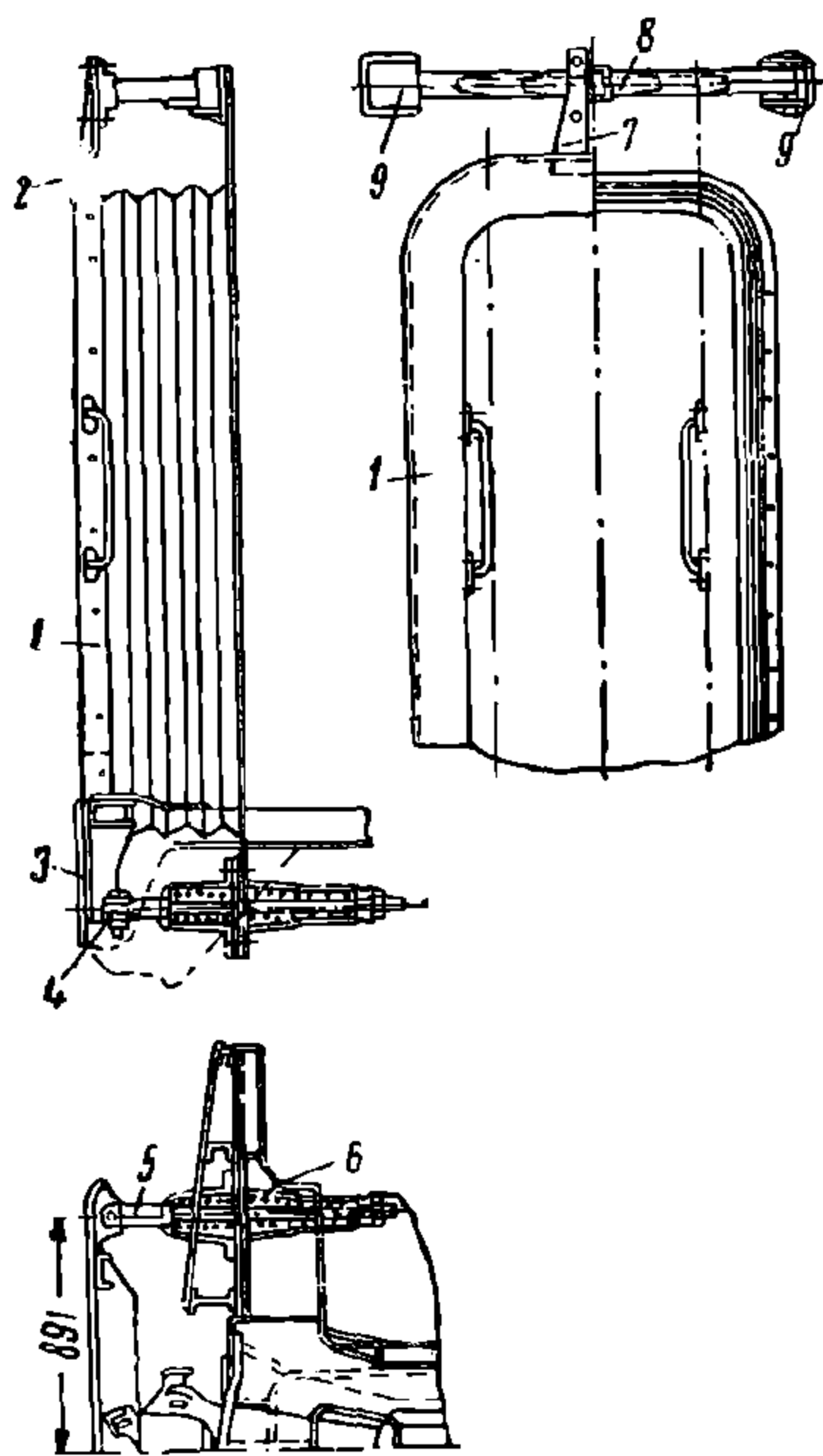
$$\psi = \frac{\frac{\operatorname{ctg} \gamma - \mu_1}{1 + \mu_1 \operatorname{ctg} \gamma} + \frac{\operatorname{tg} \beta_1 + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg} \beta_1}}{\frac{\operatorname{ctg} \gamma - \mu_1}{1 + \mu_1 \operatorname{ctg} \gamma} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \mu}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha_1}}.$$

При отдаче аппарата величина коэффициента передачи определяется по формуле

$$\psi' = \frac{\frac{\operatorname{ctg} \gamma + \mu_1}{1 - \mu_1 \operatorname{ctg} \gamma} + \frac{\operatorname{tg} \beta_1 - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \beta_1}}{\frac{\operatorname{ctg} \gamma + \mu_1}{1 - \mu_1 \operatorname{ctg} \gamma} - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1 - \mu}{1 + \mu \operatorname{tg} \alpha_1}}.$$

В этих формулах α_1 — угол наклона передней грани клина к вертикали; β_1 — угол наклона задней грани клина к вертикали; γ — угол конусности внутренней стенки корпуса аппарата.

Диаграмма шестигранного аппарата (фиг. 375) подобна диаграмме цилиндрического аппарата.



Фиг. 376. Упругая площадка

16. АМОРТИЗИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Упругая площадка

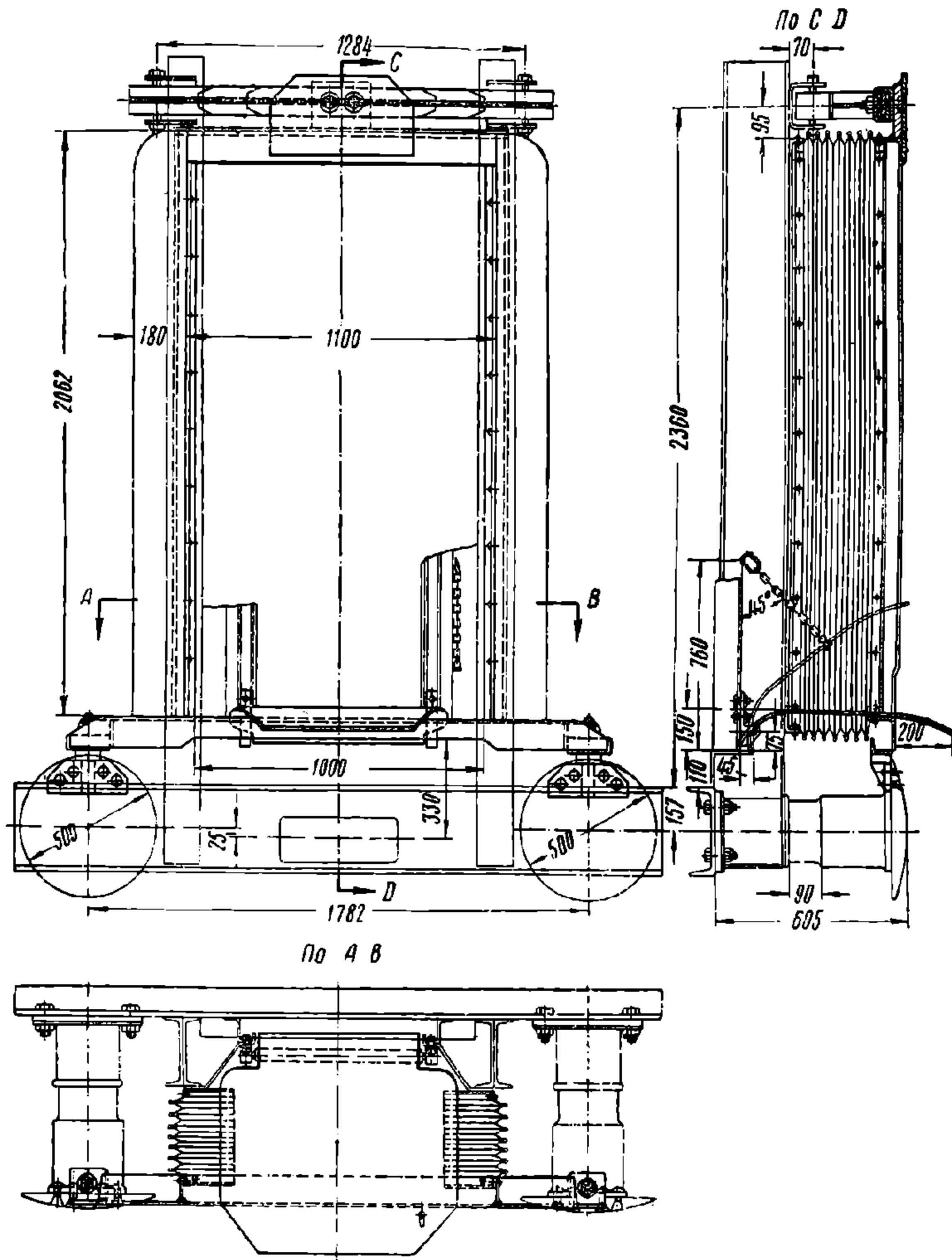
Имеющиеся между зацепными поверхностями корпуса автосцепок зазоры обуславливают толчки при трогании поезда с места, остановках и резких торможениях в пути.

Для устранения подобных толчков в пассажирских вагонах, к которым предъявляются повышенные требования плавности движения, устраиваются центральные упругие площадки.

Упругая площадка (фиг. 376), размещаемая на лобовой стенке вагона, имеет рамку 1, выступающую вперёд за плоскость зацепления автосцепок.

Рамка 1 армирована верхней накладкой 2 и нижней 3 для увеличения плоскости соприкосновения площадок.

Нижняя часть рамки 1 скобами 4 соединена со шпинтонами 5. Шпинтоны 5 снабжены цилиндрическими двухрядными пружинами 6 и направляющими стаканами. Верхняя часть рамки угольником 7 соединена с хомутом листовой рессоры 8. Ушки рессоры 8 при помощи серёг и болтов укрепляются в скобах 9, прикрепленных к лобовой стенке вагона.



Фиг. 377. Упругая площадка пассажирского вагона современной постройки

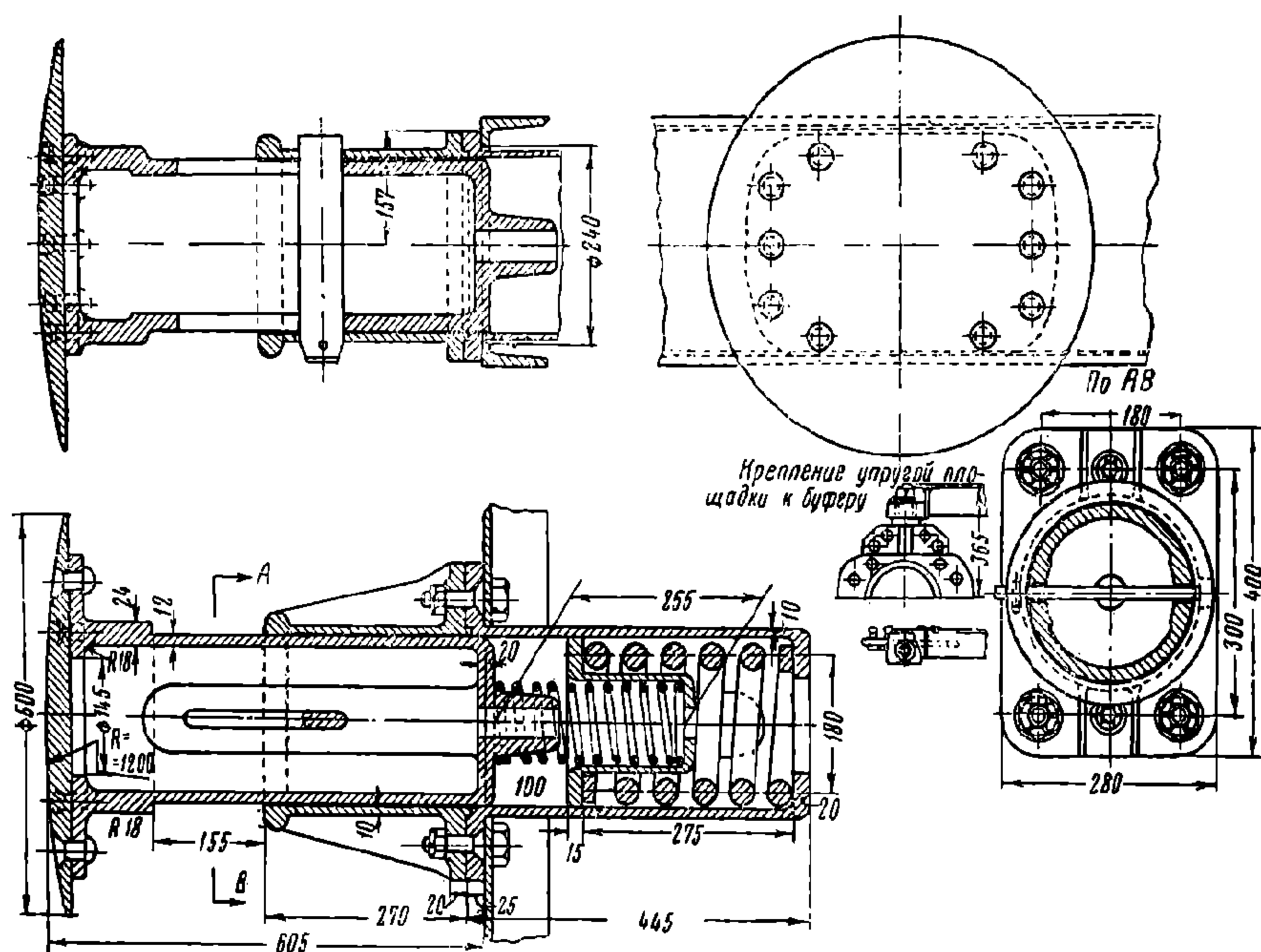
При соединении вагонов сначала встречаются и сжимаются упругие площадки, после чего автосцепки получают возможность сцепиться. Для сжатия пружин и рессоры упругой площадки, достаточного для сцепления автосцепок, необходимо усилие величиной около 900 кг. При такой величине усилия головки автосцепок остаются в натянутом положении, чем парализуется действие толчков от зазоров, имеющих между их зацепными поверхностями.

Упругие площадки, обеспечивая автоматическое соединение переходных гармоний при сцеплении вагонов, одновременно используются и для перехода людей из вагона в вагон.

Подобными упругими площадками оборудованы 19-м вагоны электрифицированных железных дорог. В пассажирских вагонах длиной 23,6 м современ-

ной постройки упругая площадка (фиг. 377) не имеет специальных шпинтонов; нижняя часть её рамки связана непосредственно с буферами (фиг. 378).

Старые пассажирские вагоны, имеющие деревянные кузова, не допускают передачи сжимающих нагрузок на лобовые стенки без специального усиления

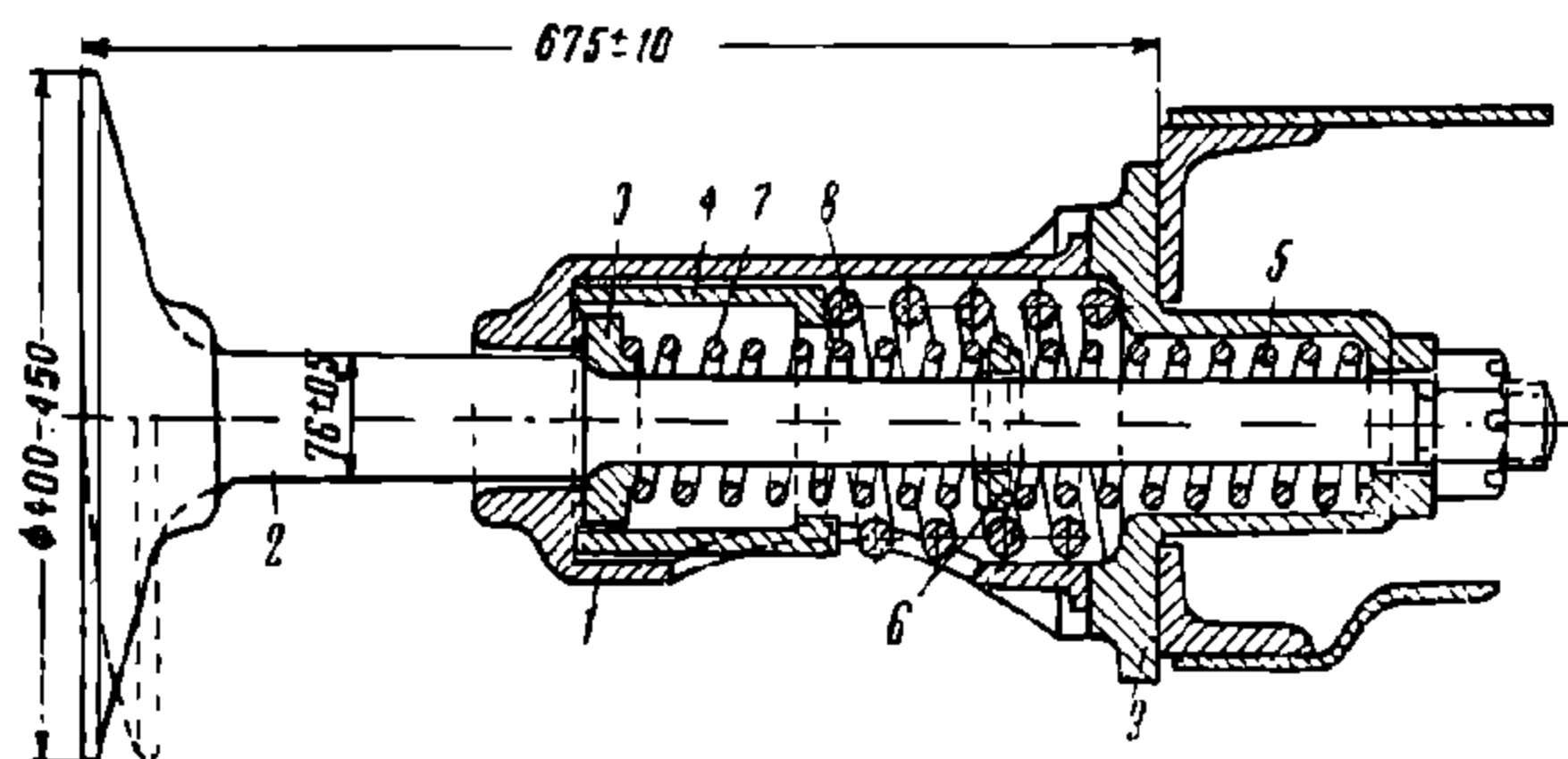


Фиг. 378. Буфер пассажирского вагона современной постройки

последних. Поэтому при оборудовании таких вагонов автосцепкой вместо центральных упругих площадок устанавливаются специальные удлинённые буфера.

Удлиненный буфер

Комплект удлиненного буфера (фиг. 379) состоит из стального литого буферного стакана 1, длинного буферного стержня 2, нажимной шайбы 3, внутреннего стакана 4, двух малых пружин 5 и 7, разделённых промежуточной шайбой 6, большой пружины 8 и поддона 9.



Фиг. 379. Удлиненный буфер

В нормально отрегулированном буфере расстояние от плоскости буферной тарелки до буферного бруса составляет 675 ± 10 мм.

Вследствие этого плоскость тарелки выступает вперёд за плоскость зацепления автосцепки на 55 — 75 мм.

Передача усилия в удлиненных буферах происходит следующим образом. При нажатии на тарелку буферного стержня 2 усилие передаётся через нажимную шайбу 3 на внутренние пружины 5 и 7. После некоторого сжатия малых пружин нажимная шайба 3 упирается в буртик внутреннего стакана 4 и тем самым включается большая пружина 8, вследствие чего сопротивление буфера увеличивается более резко.

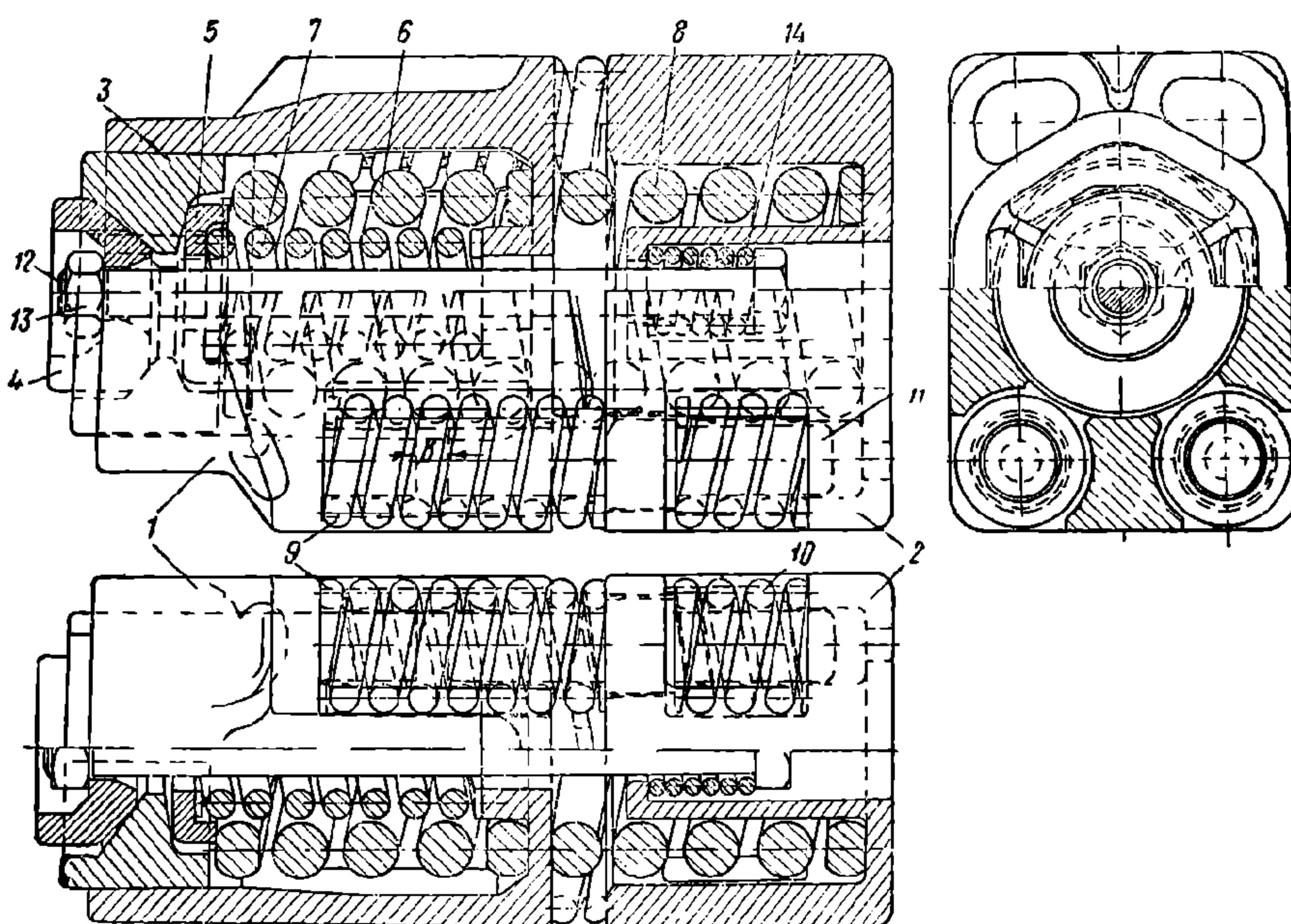
Для сжатия удлинённого буфера на величину, достаточную для сцепления автосцепок (65 мм), необходимо усилие около 450 кг, или на два буфера 900 кг, т. е. такое же, как и для упругой площадки.

Принцип устройства буфера пассажирского вагона длиной 23,6 м (фиг. 378) подобен описанному.

Поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6

Задачи обеспечения плавности хода пассажирских поездов, особенно длинносоставных, не могут быть решены применением только упругих площадок или удлинённых буферов. Для вагонов таких поездов необходим эластичный поглощающий аппарат специального устройства.

До 1947 г. пассажирские вагоны оборудовались поглощающим аппаратом грузовых вагонов. Последний проектировался из условий восприятия больших усилий, развиваемых в поездах большого веса и при манёврах. Поэтому эксплуатация пассажирских поездов, оборудованных автосцепкой с поглощающим аппаратом грузовых вагонов, показала недостатки последнего в этих условиях.



Фиг. 380. Пассажирский поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6

Большое начальное сопротивление такого аппарата, высокая его жёсткость на всём ходе и неплавность работы неизбежно вызывали резкие толчки вдоль поезда в момент трогания с места и при торможении в пути. Эти резкие толчки создавали ненормальные условия для пассажиров, оказывали вредное влияние на подвижной состав и значительно усложняли работу машиниста локомотива.

Задача создания специального поглощающего аппарата была решена коллективом научных работников Всесоюзного научно-исследовательского института железнодорожного транспорта под руководством И. Н. Новикова. По имени разработавшей его организации и автора новый поглощающий аппарат назван ЦНИИ-Н6.

Поглощающий аппарат ЦНИИ-Н6 отличается большой мягкостью, плавным включением жёсткой фрикционной части при достаточной энергопоглощаемости.

После успешных лабораторных и поездных испытаний, проведённых в 1947 г., конструкция аппарата ЦНИИ-Н6 принята для оборудования пассажирских вагонов и тендеров пассажирских локомотивов.

Устройство пассажирского поглощающего аппарата ЦНИИ-Н6 заключается в следующем.

Аппарат (фиг. 380) состоит из двух последовательно соединённых частей: пружинной и пружинно-фрикционной. Соответственно этому корпус аппарата разделён на две части: горловину 1 и основание корпуса 2.

В горловине корпуса 1 размещены детали пружинно-фрикционной части: три фрикционных клина 3, нажимной конус 4, шайба 5 и центральные пружины 6 и 7. Эти детали однотипны с деталями аппарата Ш-1-Т. Отличие заключается только в уменьшенной длине фрикционных деталей и вдвое меньшем числе рабочих витков пружин.

К пружинной части, кроме основания корпуса 2, относятся центральная пружина 8, четыре угловые пружины 9, четыре угловые пружины 10 и четыре стержня 11. Центральная пружина 8 совершенно одинакова с наружной пружиной 6, а угловые пружины 9 с внутренней пружиной 7. Пружины 10 отличаются от пружин 9 меньшим количеством витков.

Угловые пружины 9 размещаются в нишах горловины 1, а пружины 10 в нишах основания корпуса 2. Стержни 11 своими концами располагаются внутри пружин 9 и 10, а средними утолщёнными частями — в отверстиях основания корпуса.

В угловых нишах горловины предусмотрены специальные цилиндрические шипы, располагающиеся внутри другого конца пружин 9. Эти шипы имеют диаметр, одинаковый с диаметром стержней 11.

В незагруженном аппарате между торцами шипов горловины и торцами стержней 11 имеются зазоры 6, обеспечивающие последовательное включение угловых пружин 9 и 10.

Обе части поглощающего аппарата стянуты болтом 12 и гайкой 13, однотипных с соответствующими деталями аппарата Ш-1-Т. На болт предварительно надевается вспомогательная пружина 14. Эта пружина в собранном незагруженном аппарате сжата до полного соприкосновения витков. В собранном аппарате между торцами горловины 1 и основания корпуса 2 имеется зазор.

Первоначальная затяжка аппарата осуществляется на 20 мм. Благодаря вспомогательной пружине 14 величина усилия затяжки уменьшается с 2,5 до 1,6 т. Уменьшение величины усилия затяжки на 0,9 т способствует более плавному троганию поезда с места. Кроме того, наличие вспомогательной пружины 14, затянутой на 24 мм, обеспечивает дополнительный запас размерной затяжки аппарата, гарантирующий покрытие допусков на изготовление всех деталей и износа трущихся частей.

Затяжка пружин пружинно-фрикционной части осуществляется усилием величиной около 3 т. Такая величина усилия затяжки обуславливает начало движения фрикционных клиньев при нагрузке на аппарат, равной 12 т (при расчётном коэффициенте трения $\mu = 0,25$).

Восприятие усилий поглощающим аппаратом ЦНИИ-Н6 происходит следующим образом. Внешняя нагрузка, приложенная к аппарату (на конус — при сжатии поезда или на основание корпуса — при тяговом усилии), сначала сжимает центральную пружину 8 и четыре угловые пружины 9 пружинной части. После хода в 23 мм, равного зазору 6 между торцами стержней 11 и шипами горловины, вступают в работу четыре угловые пружины 10, постепенно наращивая сопротивление аппарата, которое при сжатии всех пружин пружинной части (упор горловины в основание корпуса) достигает 28,5 т.

Однако прежде чем произойдёт упор горловины 1 в основание корпуса 2, начнут своё движение фрикционные детали, так как конечное сопротивление пружинной части (28,5 т) значительно превосходит усилие, необходимое для начала движения фрикционных деталей (12 т). Таким образом, включение фрикционной части происходит без толчков и получается плавное увеличение сопротивления аппарата от начала его действия до полного сжатия.

После упора горловины в основание корпуса продолжает сжиматься одна пружинно-фрикционная часть и её конечное сопротивление, и, следовательно, конечное сопротивление поглощающего аппарата достигает 46,4 т. Диаграмма поглощающего аппарата ЦНИИ-Н6 изображена на фиг. 381.

Усилие, необходимое для начала движения фрикционных деталей (12 т), и конечное сопротивление аппарата (46,4 т) вычислены, исходя из расчётного коэффициента трения $\mu=0,25$.

Практически коэффициент трения не является постоянным даже для одного и того же аппарата. Поэтому неизбежны значительные колебания указанных выше значений начального и конечного сопротивления пружинно-фрикционной части.

Если при этом сопротивление, необходимое для начала движения фрикционных элементов, окажется больше усилия полного сжатия пружинной части, то появятся толчки в середине хода аппарата с мгновенным возрастанием усилия на величину разницы в усилиях конца сжатия пружинной части и начала сжатия пружинно-фрикционной.

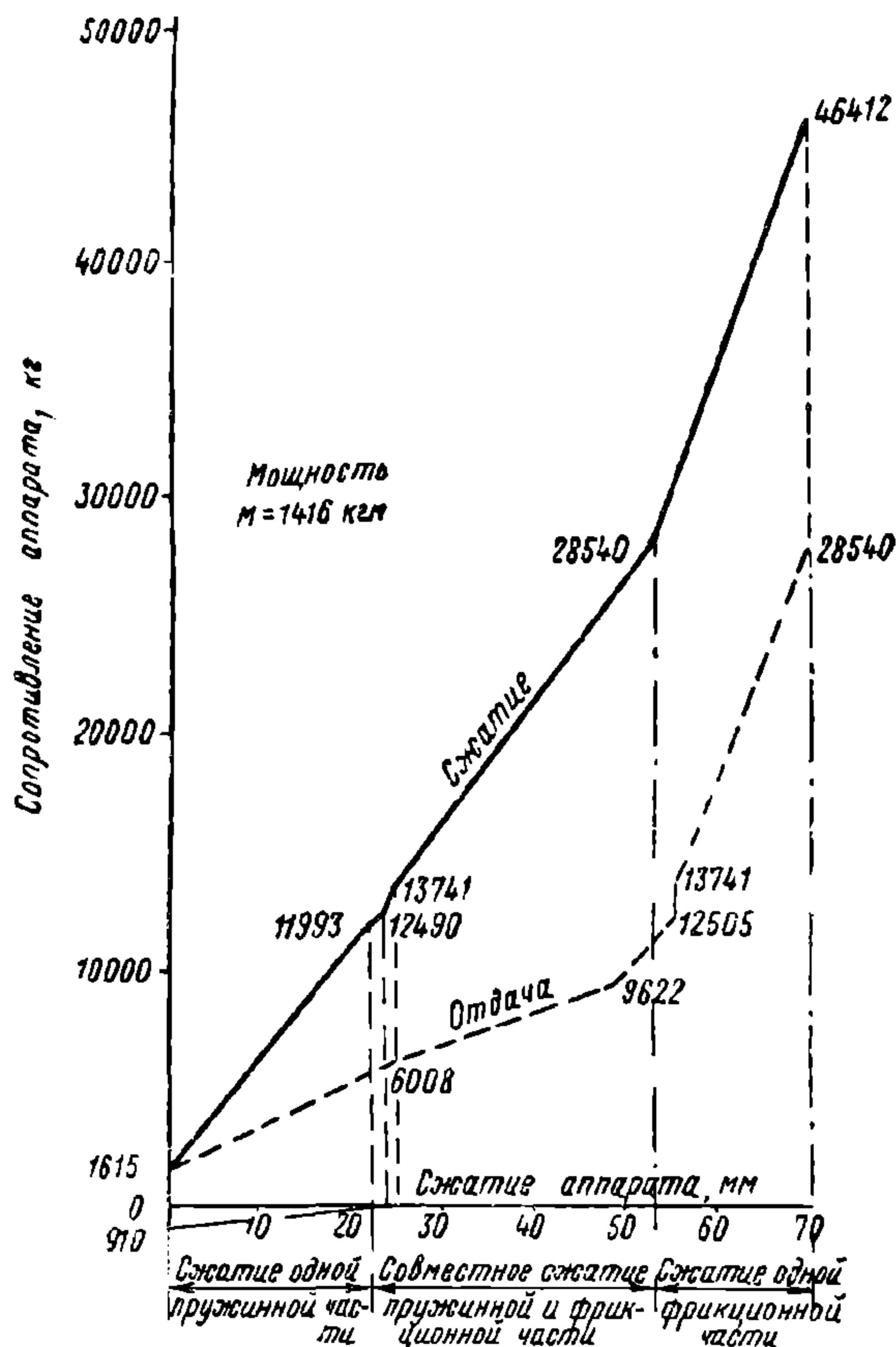
В аппарате ЦНИИ-Н6 возможность таких толчков предотвращается значительным развитием мощности пружинной части, гарантирующим превышение усилия сжатия пружинной части над начальным усилием сжатия пружинно-фрикционной при практически возможных колебаниях коэффициента трения.

Наличие последовательного включения двух частей аппарата, мощного развития пружинной части и самостоятельных пружин пружинно-фрикционной части обеспечивает низкое начальное сопротивление аппарата, плавное его действие на протяжении всего хода и достаточно высокое конечное сопротивление.

17. ПЕРЕХОДНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ ДЛЯ СЦЕПЛЕНИЯ АВТОСЦЕПКИ С ВИНТОВОЙ УПРЯЖЬЮ

До завершения оборудования всего подвижного состава автосцепкой существует необходимость сцепления между собой вагонов, из которых один оборудован автосцепкой, а другой винтовой стяжкой.

Вопрос о надёжном и простом способе сцепления вагонов с различными системами упряжи относится к числу важных и сложных мероприятий в области технического перевооружения железнодорожного транспорта. При решении этого вопроса железные дороги СССР создали свой, принципиально новый путь оборудования вагонов автосцепкой.



Фиг. 381. Диаграмма поглощающего аппарата ЦНИИ-Н6

Переход на автоматическую сцепку происходит у нас в условиях социалистического общества и потому осуществляется более целесообразным способом, нежели на заграничных железных дорогах.

В США переход на автосцепку длился очень долго. К тому же американские вагоны до оборудования автосцепкой имели ручную центральную ударно-тяговую сцепку. Следовательно, переход к автоматической сцепке в США происходил в более лёгких условиях по сравнению с оборудованием автосцепкой вагонов, имеющих двухбуксирную систему. Несмотря на это, конструкция переходного приспособления, т. е. устройства, при помощи которого сцеплялись

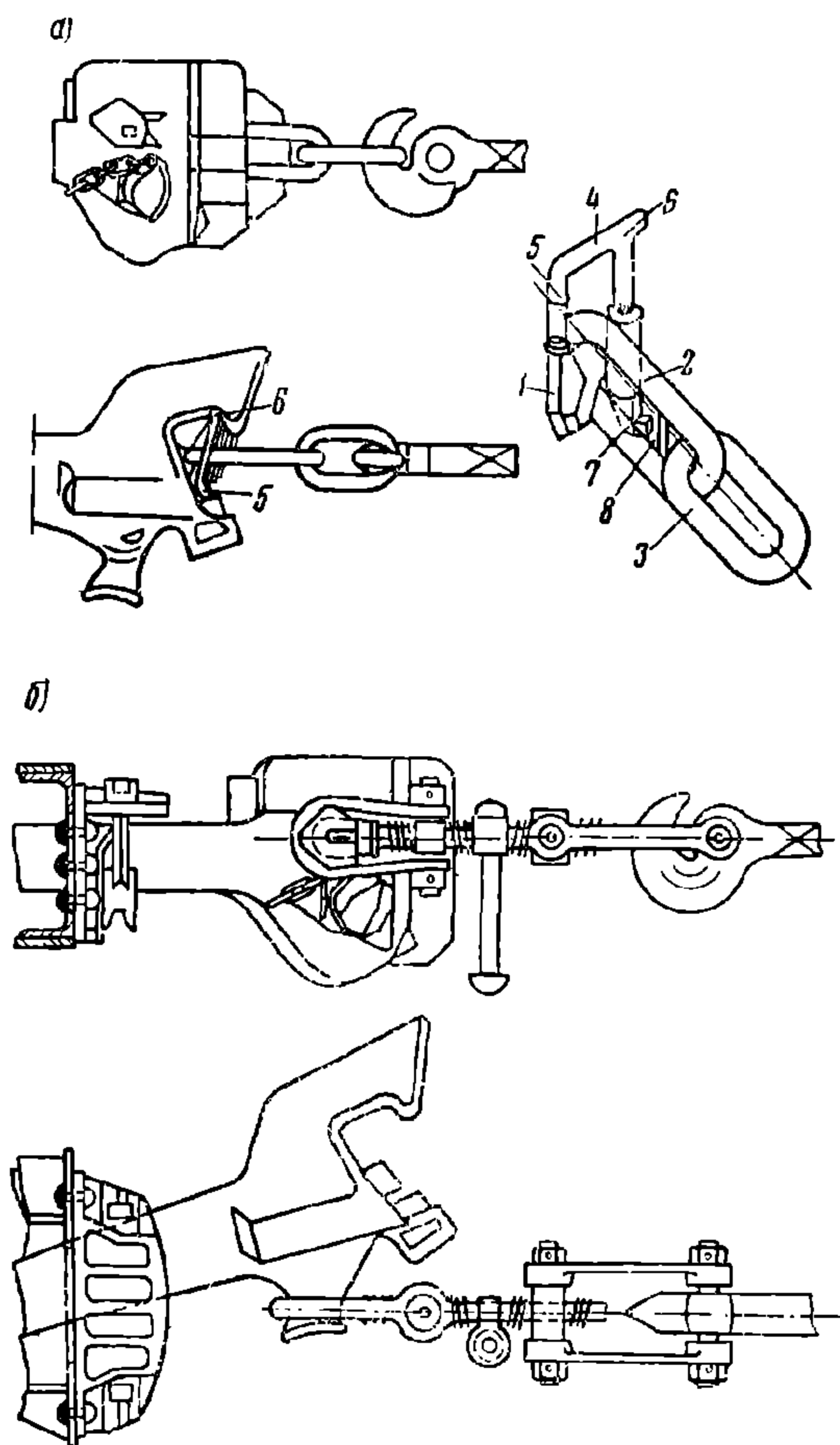
вагоны, имеющие автоматическую и ручную сцепки, была в США настолько неудачной, что сцепку прозвали человекоубийцей вследствие большого числа несчастных случаев при её обслуживании. Это является характерным для капиталистического общества, где главным определяющим фактором является получение наибольшей прибыли, а жизнь рабочего не ценится.

Негодным оказался и японский путь перехода к автоматической сцепке. Японские железные дороги в течение многих лет производили работы по подготовке подвижного состава к переходу на автоматическую сцепку; при этом на паровозы и вагоны постепенно устанавливалась и автосцепка, но в нерабочем положении. Для установки автосцепки в рабочее положение и снятия с вагонов и паровозов винтовой упряжи и боковых буферов японским железным дорогам потребовалось полностью останавливать движение.

При этом следует иметь в виду, что ко времени перехода на автосцепку в Японии имелось всего лишь 3 722 паровоза, 9 500 пассажирских и 58 334 грузовых вагонов, а протяжённость рельсовых путей составляла

13 600 км, т. е. во много раз меньше, чем в нашей стране. Кроме того, японский путь оборудования автосцепкой связан с омертвлением капитала в течение переходного периода, так как автосцепка в это время не давала никакого эффекта, увеличивая тару вагонов и паровозов. Не мог в переходный период накапливаться и опыт эксплуатации автосцепки, крайне необходимый для её совершенствования.

Негодными оказались и многочисленные проекты перехода на автосцепку, разрабатывавшиеся в разных странах Западной Европы, страдавшие крупными недостатками и абстрактностью. Известно, что подвижной состав железных дорог Западной Европы до настоящего времени оборудован ручной сцепкой, а число вагонов с автоматической сцепкой составляет ничтожный процент.



Фиг. 382. Сцепление автосцепки с винтовой стяжкой

Принятый в Советском Союзе способ перехода на автосцепку, при котором весь вновь строящийся подвижной состав выпускается с автоматической сцепкой, а ранее построенный оборудуется автосцепкой в плановом порядке, свободен от всех вышеуказанных недостатков. Оборудованный автосцепкой подвижной состав немедленно вступает в обычную эксплуатацию, не только не усложняя работу железных дорог, но существенно её облегчая (ускорение маневровой работы, повышение веса поезда и др.).

Однако нормальная эксплуатация вагонов, оборудованных автосцепкой, вместе с вагонами, снабжёнными винтовой упряжью, возможна при наличии надёжного и удобного переходного приспособления. В качестве такого переходного приспособления после длительных изысканий была выбрана **д в у х з в е н н а я ц е п ь**, предложенная инж. И. Н. Новиковым и В. Г. Головановым. Двухзвенная цепь (фиг. 382, а) состоит из штампованного кулака 1, среднего звена 2 и крайнего звена 3. Сцепление вагонов осуществляется надеванием крайнего звена на тяговый крюк и заведением кулака сверху в зев автосцепки.

Кулак имеет рукоятку 4 с двумя шипами 5 и 6, при помощи которых он удерживается в зеве. При этом шип 5 опирается на замок, а шип 6 — на большой зуб автосцепки.

Для предотвращения выжимания кулака вверх в его нижней части предусмотрен предохранительный зуб 7, который заходит за нижнюю кромку большого зуба корпуса автосцепки.

Среднее звено, имеющее планку 8, нажимает на лапу замкодержателя, вследствие чего включается предохранитель от саморасцепа автосцепки. Поэтому замок, являющийся опорой для кулака, не может уйти внутрь головы корпуса автосцепки.

Для расцепления вагонов достаточно повернуть рычаг расцепного привода так же, как это делается при расцеплении автосцепок. При этом кулак, лишённый опоры на замок, упадёт вниз через зев автосцепки и цепь повиснет на крюке соседнего вагона, с которого затем она снимается.

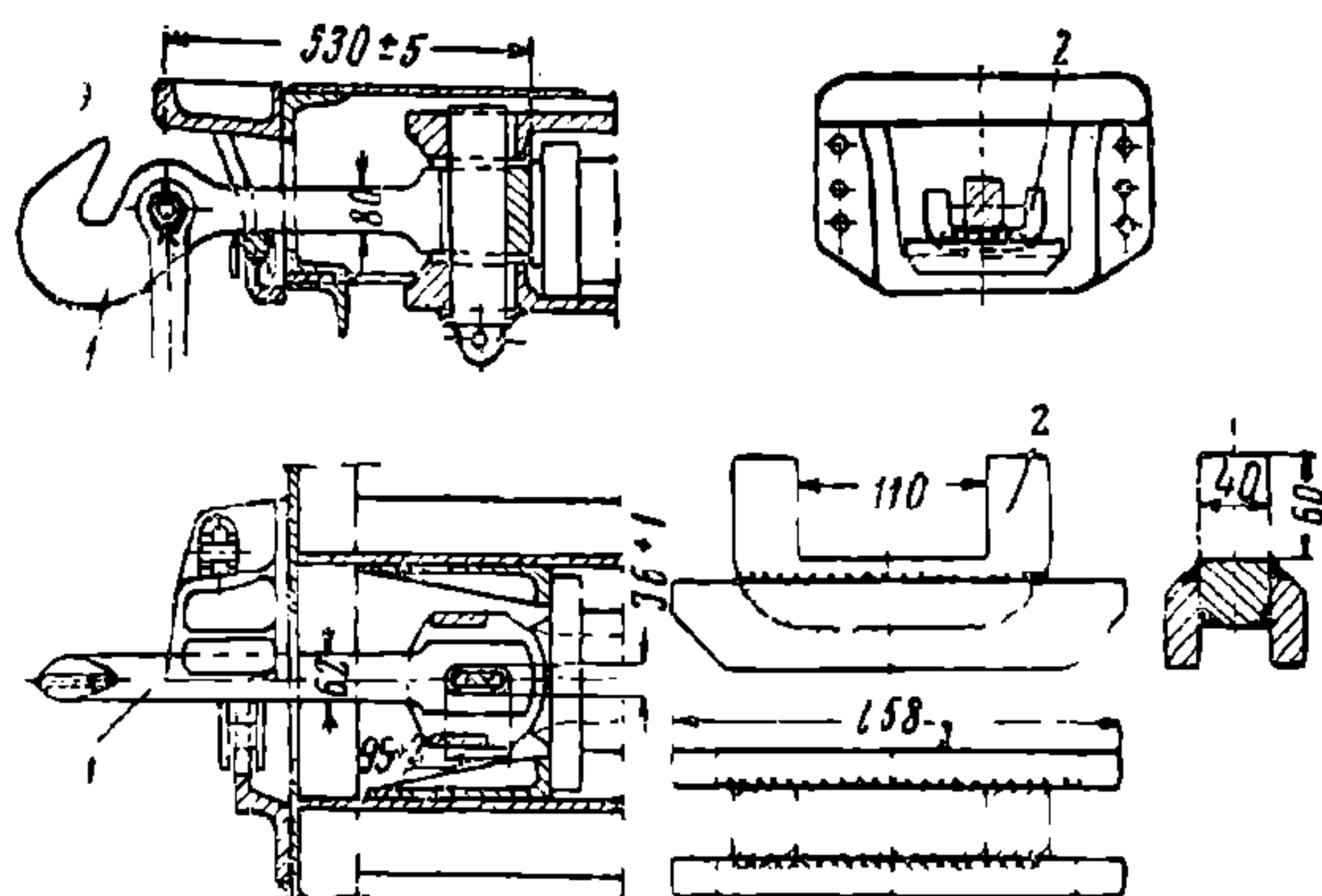
Прочность двухзвенной цепи должна быть не меньшей, чем прочность винтовой упряжи. Поэтому она испытывается на растяжение усилием, равным 25 т. После испытания, которому двухзвенная цепь подвергается один раз в год, на планке 8 среднего звена набиваются клейма освидетельствования (пункт и дата испытания), а также делается соответствующая запись в специальном журнале.

Двухзвенная цепь является инвентарём локомотива и за её исправность и сохранность отвечает машинист.

Для целей маневровой работы в пределах станции сцепление вагонов осуществляется надеванием скобы винтовой стяжки на ухо, отлитое у головы корпуса автосцепки со стороны малого зуба (фиг. 382, б).

Для поездной работы такой способ сцепления является ненадёжным. Кроме того, при сцеплении за ухо возникает горизонтальное усилие, прижимающее гребни колёс к головке рельса, вследствие чего увеличивается сопротивление движению, повышается износ ходовых частей и создаётся опасность схода вагона с рельсов.

Пассажирские поезда согласно действующим правилам должны формироваться или из вагонов, оборудованных автосцепкой, или вагонов с винтовой упряжью. Смешанное сцепление, допускаемое в виде исключения, осущест-



Фиг. 383. Крюк для временной замены автосцепки

вляется не при помощи двухзвенной цепи, а путём установки на вагон специального крюка со стяжкой.

С этой целью с одного конца вагона снимаются корпус автосцепки и центрирующая балочка вместе с маятниковыми подвесками. Взамен центрирующей балочки ставится скоба 2 (фиг. 383), а на место корпуса автосцепки—крюк 1, подобный крюку, применяемому на тендерах паровоза серии ФД. Хвостовик этого крюка соединяется с упряжным устройством автосцепки обычным клином, т. е. так же, как соединяется корпус автосцепки. На крюк навешивается винтовая стяжка, которой непосредственно и осуществляется сцепление вагонов.

18. ПЕРЕМЕЩЕНИЕ ГОЛОВЫ АВТОСЦЕПКИ В ГОРИЗОНТАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ И ПОЛОЖЕНИЕ ОСИ АВТОСЦЕПКИ НАД ГОЛОВКАМИ РЕЛЬСОВ

Для определения перемещения головы автосцепки в горизонтальной плоскости рассмотрим схематическое расположение двух соседних вагонов поезда в кривой радиусом R , изображённых на фиг. 384, а.

Углы отклонения ψ и θ оси автосцепки от продольных осей вагонов равны

$$\psi = 180^\circ - \alpha - \beta; \quad \theta = 180^\circ - \gamma - \varphi. \quad (470)$$

Углы α , β , γ и φ могут быть определены согласно тригонометрическим зависимостям:

из прямоугольного треугольника Oab

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\overline{Oa}}{\overline{ab}},$$

из прямоугольного треугольника Ocd

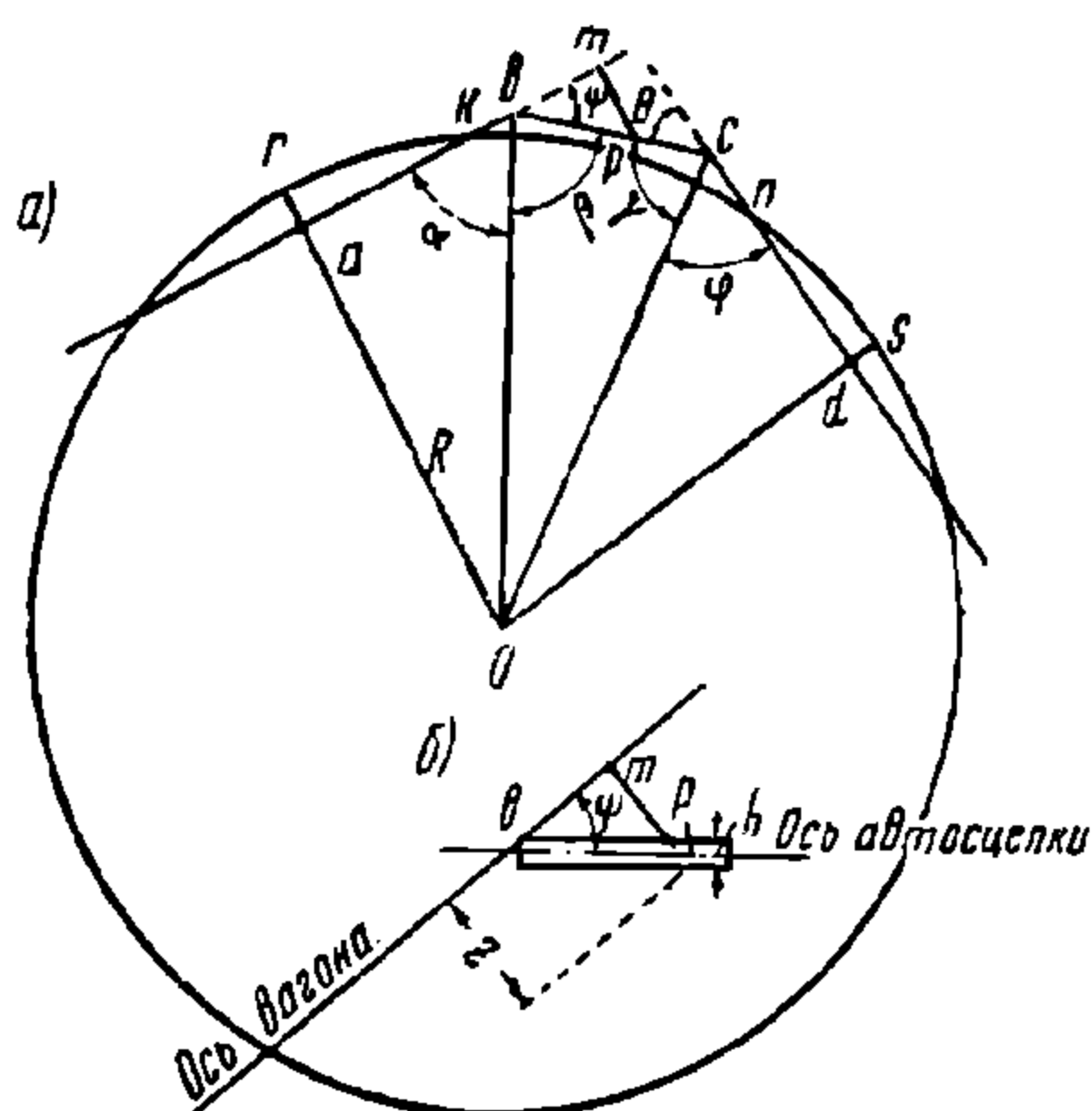
$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{\overline{Od}}{\overline{cd}}$$

из косоугольного треугольника Obc

$$\cos \beta = \frac{\overline{Ob}^2 + \overline{bc}^2 - \overline{Oc}^2}{2\overline{Ob} \cdot \overline{bc}}$$

и

$$\cos \gamma = \frac{\overline{Oc}^2 + \overline{bc}^2 - \overline{Ob}^2}{2\overline{Oc} \cdot \overline{bc}}.$$



Фиг. 384. Схема расположения вагонов в кривой

Стороны рассматриваемых треугольников находятся следующим образом:

$$\overline{Oa} = \overline{Or} - \overline{ar} = R - y_{c \max},$$

где $\overline{ar} = y_{c \max}$ — отклонение средней точки продольной оси вагона от оси пути на кривой радиусом R .

Согласно установленным в главе II зависимостям

$$y_{c \max} = \frac{l_{3л}^2}{2R},$$

где $l_{3л} = \overline{ak}$ — половина базы левого вагона (фиг. 384), т. е. величина заданная.

Тогда

$$\overline{Oa} = R - \frac{l_{3л}^2}{2R}.$$

Также заданной является величина $\overline{ab} = L_n$, равная половине расстояния между центрами шарниров крепления корпуса автосцепки на раме левого вагона.

На основании аналогичных соображений, обозначив через l_{3n} — половину базы и через L_n — половину расстояния между центрами шарниров крепления корпуса автосцепки на раме правого вагона, получаем

$$\overline{Od} = R - \frac{l_{3n}^2}{2R} \text{ и } \overline{cd} = L_n,$$

Из треугольника Oab определяем

$$\overline{Ob} = \sqrt{\overline{ab}^2 + \overline{Oa}^2} = \sqrt{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}$$

Из треугольника Ocd получаем

$$\overline{Oc} = \sqrt{\overline{cd}^2 + \overline{Od}^2} = \sqrt{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}$$

Сторона $\overline{bc} = l_0$, равная длине двух корпусов автосцепок, является величиной заданной.

В таком случае выражения для искомых углов принимают вид:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{R - \frac{l_{3n}^2}{2R}}{L_n}; \quad (471)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{R - \frac{l_{3n}^2}{2R}}{L_n}; \quad (472)$$

$$\cos \beta = \frac{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2 + l_0^2 - L_n^2 - \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}{2l_0 \sqrt{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}}; \quad (473)$$

$$\cos \gamma = \frac{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2 + l_0^2 - L_n^2 - \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}{2l_0 \sqrt{L_n^2 + \left(R - \frac{l_{3n}^2}{2R}\right)^2}}. \quad (474)$$

Из формул (471) — (474) следует, что при $l_{3n} = l_{3n} = l_3$ и $L_n = L_n = L$ (однотипные вагоны)

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi = \frac{R - \frac{l_3^2}{2R}}{L}; \quad (475)$$

$$\cos \beta = \cos \gamma = \frac{l_0}{2 \sqrt{L^2 + \left(R - \frac{l_3^2}{2R}\right)^2}} \quad (476)$$

Определив значение углов, характеризующих отклонение оси автосцепки, нетрудно найти величину смещения любой точки корпуса автосцепки от продольной оси вагона.

Отклонение точки p , лежащей на оси автосцепки, от продольной оси вагона составляет (фиг. 384)

$$\overline{mp} = \overline{bp} \sin \psi.$$

Отклонение наружной грани корпуса автосцепки, имеющего ширину в рассматриваемом сечении h , от продольной оси вагона (фиг. 384, б) равно

$$z = bp \sin \psi + \frac{h}{2 \cos \psi}. \quad (477)$$

Приведённые формулы позволяют установить необходимые размеры окна в ударной розетке и в буферном бруске при вписывании вагона в кривые согласно заданным техническим условиям. Подобные проверки предусмотрены ГОСТ 3475-46 при проектировании нового подвижного состава.

Подлежит также проверке возможность автоматического сцепления вагонов на кривой малого радиуса. Для этой цели устанавливаются наибольшие отклонения головы корпуса автосцепки от оси пути.

Полное смещение корпуса автосцепки складывается из:

1) отклонения концевой точки вагона, лежащей на его продольной оси, при прохождении кривой. Это отклонение определяется формулой

$$y_k = \frac{(2l_3 + a)a}{2R}, \quad (478)$$

где l_3 — половина базы вагона;

a — длина консоли вагона с автосцепкой;

R — радиус кривой;

2) смещения оси автосцепки вследствие зазоров в ходовых частях.

Приближённая оценка этого смещения определяется формулой

$$y_3 = \left(\frac{e}{2} + y_1 + y_2 \right) \frac{l_3 + a}{l_3}, \quad (479)$$

где $\frac{e}{2}$ — наибольший зазор между головкой рельса и гребнем колеса;

y_1 — наибольший зазор между подшипником и буртиком шейки, а также буксовой направляющей и пазом буксовой коробки, измеренный нормально к продольной оси вагона;

y_2 — наибольшее перемещение надрессорной балки в направлении, перпендикулярном продольной оси вагона (для нетележечных вагонов $y_2 = 0$);

l_3 и a — имеют прежнее значение.

Величина зазора между головкой рельса и гребнем колеса

$$\frac{e}{2} = \frac{s - d}{2},$$

где s — ширина колеи в кривой (определяется § 33 ПТЭ);

d — расстояние между наружными гранями изношенных гребней при узкой насадке колёс.

Кроме отклонения корпуса автосцепки от оси пути (y_k и y_3), возможно также его смещение от оси вагона, которое определяется приведённой выше формулой

$$y_a = \overline{mp} = \overline{bp} \sin \psi. \quad (480)$$

Для определения возможности автоматического сцепления в эту формулу вместо \overline{bp} следует подставить расстояние от плоскости зацепления автосцепки до буферного бруса (обычно 610 мм).

Однако благодаря центрирующему прибору величина смещения y_a у автосцепки в свободном (несцепленном) состоянии близка к нулю. Поэтому полное отклонение корпуса автосцепки может быть определено, как сумма y_k и y_z , т. е.

$$y_z = y_k + y_z . \tag{481}$$

Для обеспечения автоматического сцепления вагонов необходимо, чтобы суммарное смещение корпуса автосцепки y_z было меньше величины захвата сцепления, равной 175 мм.

При расчётах величины окна в буферном бруске и в ударной розетке, а также возможности автоматического сцепления следует учитывать, что наименее выгодным расположением вагонов является такое, когда один из них находится на кривой минимального радиуса, а второй — на прямом участке пути.

Положение оси автосцепки в вертикальной плоскости определяется ГОСТ 3475-46. Согласно этим требованиям высота оси автосцепки от головки рельсов должна быть в пределах, указанных в табл. 53.

Т а б л и ц а 53

Наименование подвижного состава	Для подвижного состава		
	порожного нового		гружёного изношенного
	макс.	мин.	мин.
	мм		
Вагоны грузовые . .	1 080	1 040	950
» пассажирские .	1 080	1 040	980
Тендеры .	1 090	1 060	980
Локомотивы .	1 070	1 040	980

Примечания. 1. Высота автосцепки новых грузовых вагонов на чугунных колёсах с отбеленным ободом диаметром 900 мм должна быть на 25 мм ниже установленной в таблице.

2. При проектировании нового подвижного состава номинальный размер высоты автосцепки рекомендуется принимать равным полусумме максимальной и минимальной высот, указанных в таблице.

Продольная ось корпуса автосцепки должна быть расположена горизонтально. Отклонение головы автосцепки от горизонтального положения, определяемое разностью высот в точках *a* и *б* (фиг. 385), не должно превышать 10 мм вверх и 3 мм вниз (ГОСТ 3475-46).

§ 358 ПТЭ устанавливает наибольшее расстояние по высоте между продольными осями автосцепок в поезде, равное 100 мм.

Относительное изменение положения осей автосцепок у двух рядом стоящих вагонов обуславливается следующими причинами:

- 1) износом поверхности катания колеса (определяется § 220 ПТЭ);
- 2) разницей диаметров колёсных пар, подкатываемых под один вагон (определяется § 8 Инструкции по освидетельствованию, формированию и ремонту вагонных колёсных пар $\frac{ЦВ}{1474}$);

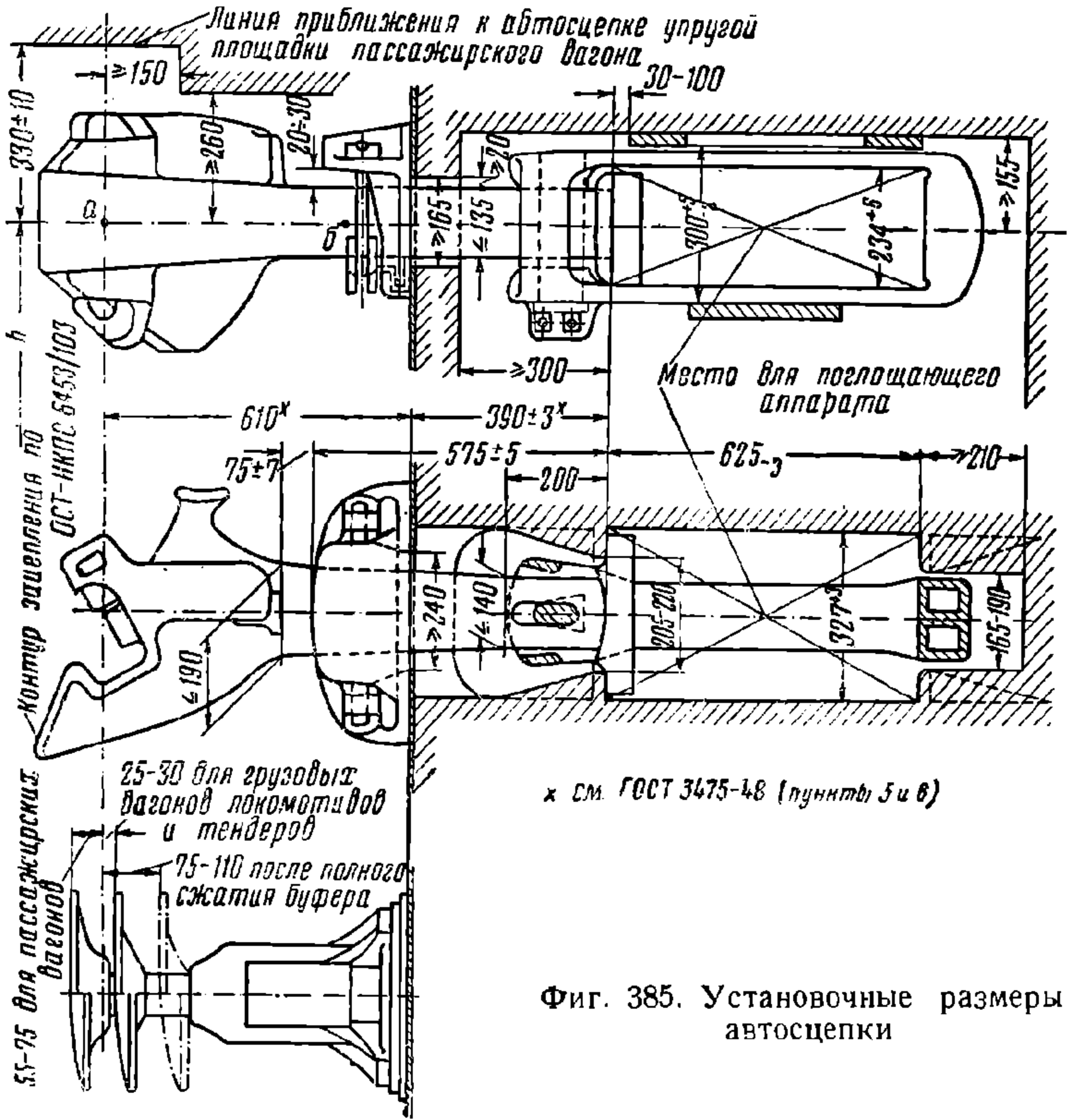
- 3) износом осевой шейки (определяется § 7 Инструкции $\frac{ЦВ}{1474}$);

- 4) износом подшипника, вкладыша буксы и пятника;
- 5) различным загрузением рядом стоящих вагонов.

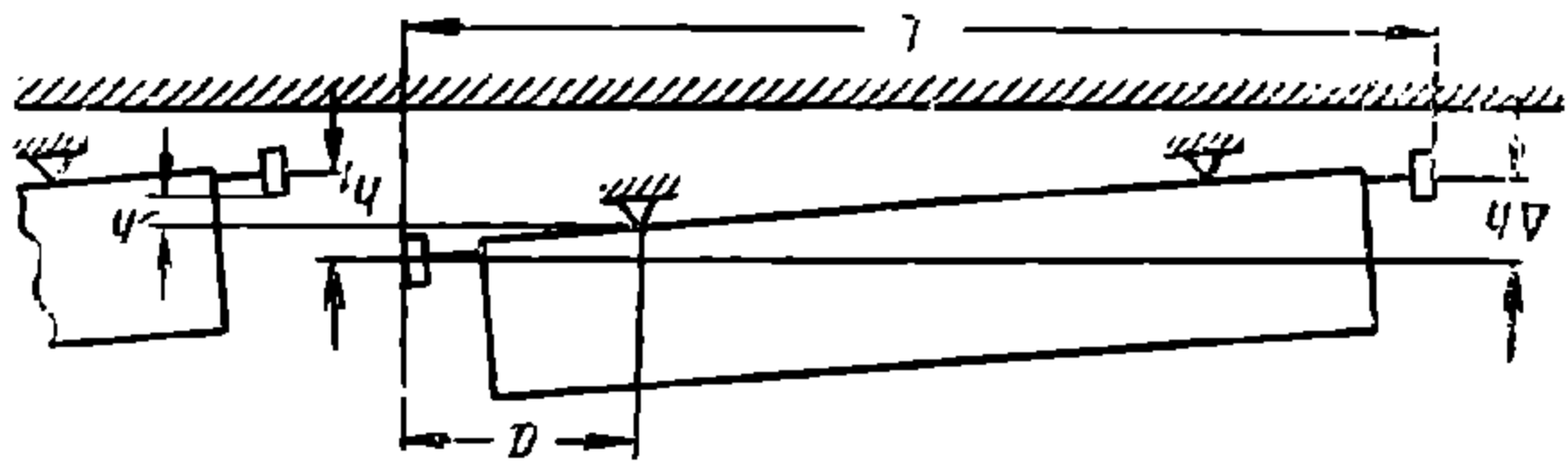
Например, для двух рядом стоящих платформ грузоподъёмностью 60 т, из которых одна порожняя и новая, а другая гружёная с наибольшим износом

ходовых частей, разность расстояний от головки рельса до осей автосцепок может составить:

Износ бандажей	$75 - 22 = 53 \text{ мм}$
» осевых шеек	$0,5 (145 - 125) = 10 \text{ мм}$
» подшипников, вкладышей и пятников	6 мм
Прогиб под грузом	$0,25 \cdot 60 = 15 \text{ мм}$
<hr/>	
Итого	$h = 84 \text{ мм}$



Подсчитанная разница в положении осей автосцепок может возрасти при наличии просадки рессор. Кроме того, возможно наклонное положение (про-



Фиг. 386. Положение осей автосцепок соседних вагонов

дольный перекося) рамы вагона (фиг. 386). Например, Инструкция по ремонту и содержанию автосцепного устройства вагонов $\frac{ЦВ}{1501}$ предусматривает разность между высотами автосцепок от головки рельса по концам вагона, выпускаемого из годового ремонта, до 25 мм.

В таком случае полная разница в высотах осей автосцепок рядом стоящих вагонов составит

$$h_1 = h + 2 \frac{\Delta h}{L_a} a, \quad (482)$$

где h — разница в высотах пятников тележек (или точек рамы над крайними осями нетележечных вагонов) при горизонтальных рамах соседних вагонов;

Δh — величина продольного перекоса;

L_a — длина вагона по осям автосцепок;

a — длина консоли вагона с автосцепкой.

В разобранным примере при продольном перекосе каждого вагона $\Delta h = 25$ мм полная разница в высотах осей автосцепок достигает

$$h_1 = 84 + 2 \frac{25}{14194} \cdot 2450 = 92,6 \text{ мм.}$$

Таким образом, несмотря на принятое наиболее неблагоприятное сочетание вагонов, подсчитанная разница высот осей автосцепок не выходит за пределы допускаемых 100 мм.

При сцеплении разнотипных вагонов может получиться расхождение в положении осей автосцепок и большее, нежели в разобранным примере для двух однотипных платформ. Однако практически требование § 358 ПТЭ не вызывает серьёзных затруднений при формировании поездов.

19. УСИЛИЯ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В УДАРНО-ТЯГОВЫХ ПРИБОРАХ

Общие сведения

Все режимы движения поезда можно разделить на две группы:

- 1) установившиеся, или стационарные,
- 2) неуставившиеся, или переходные.

К стационарным режимам относятся равномерное или ускоренное (замедленное) движение поезда под действием постоянных или медленно изменяющихся сил. Эти режимы устанавливаются в поезде в процессе его движения. При стационарных режимах усилия, возникающие в упряжных приборах, определяются только приложенными внешними силами и не зависят от начальных условий.

К переходным режимам относятся трогание поезда с места, экстренное его торможение, действие на поезд сил малой продолжительности, переход длинного тяжёлого поезда через переломы профиля, различные случаи манёвров и т. п. При этих режимах в системе получают дополнительные возмущения вследствие добавочных относительных взаимных перемещений вагонов. Усилия, возникающие в этих случаях в упряжных приборах, зависят не только от приложенных внешних сил, но и от начальных условий.

Величины этих условий колеблются около их значений, соответствующих установившемуся режиму движения, и постепенно затухают под влиянием различных сопротивлений относительным перемещениям вагонов.

Определение усилий при стационарных режимах

Для вычисления усилий, возникающих в упряжных приборах, при установившихся режимах, рассмотрим поезд, составленный из n вагонов с локомотивом в голове. Допустим, что поезд движется с ускорением v' . Пронумеруем вагоны, начиная с последнего (фиг. 387). Обозначим массы вагонов через $m_1, m_2, m_3, \dots, m_n$, а сопротивления их движению соответственно w_1, w_2, \dots, w_n .

Усилие T_i в упряжном приборе, соединяющем вагоны i и $i+1$, определится из уравнения движения последних i вагонов

$$\sum_{k=1}^i m_k v' = T_i - \sum_{k=1}^i W_k, \quad (k = 1, 2, 3, \dots, i),$$

откуда

$$T_i = \sum_{k=1}^i m_k v' + \sum_{k=1}^i W_k. \quad (483)$$

Усилие, действующее в упругом приборе, соединяющем локомотив с составом, составляет

$$T_n = \sum_{k=1}^n m_k v' + \sum_{k=1}^n W_k. \quad (484)$$

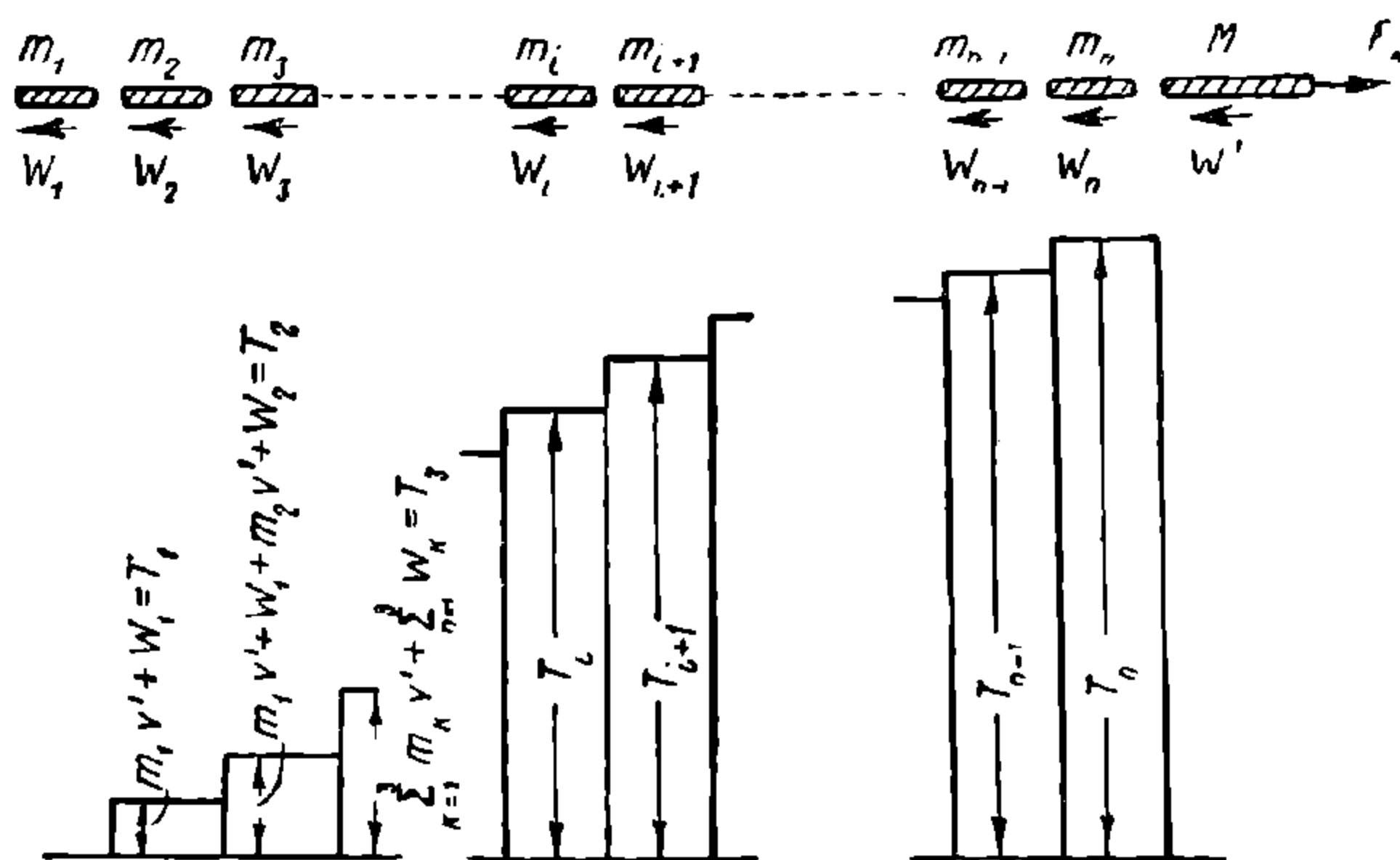
Это усилие, как и все остальные, можно вычислить в зависимости от касательной силы тяги локомотива. Обозначим через M массу локомотива, W' — его сопротивление движению и F_k — касательную силу тяги. Составим уравнение движения поезда

$$\sum_{k=1}^n m_k v' + M v' = F_k - W' - \sum_{k=1}^n W_k,$$

откуда, используя уравнение (484), получаем

$$T_n = \sum_{k=1}^n m_k v' + \sum_{k=1}^n W_k = F_k - W' - M v'. \quad (485)$$

Распределение усилий в упругих приборах по длине поезда для этого случая показано на диаграмме (фиг. 387).



Фиг. 387. К определению усилий в упругих приборах

Определение усилий при переходных режимах

Определение усилий в упругих приборах при переходных режимах представляет значительно большие трудности. Эти вопросы разработаны ещё далеко не полностью.

Основное направление теоретических исследований этой важнейшей для железнодорожного транспорта проблемы указано знаменитым русским механиком, профессором Николаем Егоровичем Жуковским. Дальнейшие исследования в этой области успешно выполняются советскими учёными. Ниже приводятся основные результаты, полученные самим Н. Е. Жуковским и его последователями.

1. Сквозная упругь

а) Случай натянутых стяжек

Если считать, что перед троганием поезда с места он был растянут, т. е. стяжки не провисали, то, как показал Н. Е. Жуковский¹, наибольшее растягивающее усилие в упруги равно

$$T_{\max} = \frac{2 P_c F_k}{P_c + P_a}$$

или

$$T_{\max} = \frac{2 F_k}{1 + \frac{P_a}{P_c}}$$

где F_k — реализованная локомотивом касательная сила тяги;

P_a — вес локомотива;

P_c — вес состава (поезда без локомотива).

¹ Н. Е. Жуковский, Полное собрание сочинений, т. VIII, стр. 221.

Если вес состава P_c значительно больше веса локомотива P_d , то считая $\frac{P_d}{P_c} \approx 0$, получаем

$$T_{\max} \approx 2 F_k, \quad (486)$$

т. е. усилия в упряжном приборе получаются близкими к удвоенной касательной силе тяги локомотива.

б) Случай провисшей стяжки

Если считать, что до натяжения стяжек экипажи могут перемещаться относительно друг друга на величину ϵ , то поезд придёт в движение лишь после ряда последовательных толчков. Н. Е. Жуковский показал, что в этом случае усилие, возникающее в упряжном приборе между вагонами с порядковыми номерами n и $n + 1$, считая номера вагонов от локомотива, определяется по формуле

$$T_{n+1} = \frac{m(1+K_\epsilon)}{M+(n+1)m} \sqrt{\frac{2M+mn}{m}} (n+1) \epsilon F_k, \quad (487)$$

где K_ϵ — коэффициент восстановления при ударе;

n — порядковый номер рассматриваемого вагона;

m — масса вагона;

M — масса локомотива;

ϵF_k — жёсткость пружины упряжи;

F_k — реализованная локомотивом касательная сила тяги.

При достаточно большом значении n последняя формула приводится к виду

$$T_{n+1} = (1+K_\epsilon) \sqrt{\epsilon F_k} \quad (488)$$

Как следует из полученной формулы, чем туже свинчены стяжки, т. е. чем меньше величина ϵ , тем меньше разрывное усилие T_{n+1} . Усилие T_{n+1} может значительно возрасти, если вагоны имеют различные массы. Ещё худшим является случай, когда сжата только головная часть поезда, а хвостовая — растянута. Тогда все вагоны, расположенные в растянутой части поезда, следует принимать за одну сосредоточенную массу m' , равную сумме масс всех этих вагонов, а за коэффициент ϵ — сумму жёсткостей всех пружин в растянутой части поезда. В этом случае в ещё большей степени увеличивается напряжение стяжки.

2. Разрезная упряжь и автосцепка

В ряде работ, опубликованных в Трудах Днепропетровского института инженеров транспорта¹, и в отдельной монографии² рассмотрены динамические усилия, возникающие в упряжных приборах однородных (составленных из однотипных и одинаково нагруженных вагонов) поездов с разрезной упряжью при различных переходных режимах. Во всех этих теоретических исследованиях поезд принимается за упругий стержень (нить) с грузом на одном из концов (локомотив) либо, в случае тяги поезда головным локомотивом и подталкивания, за упругий стержень с грузами на обоих концах.

Вышеуказанные исследования позволили сделать следующие заключения о наибольших значениях усилий при различных неустановившихся режимах движения однородных поездов.

а) Усилия в упряжных приборах от увеличения силы тяги во время движения и при трогании поезда с места

1. При монотонном увеличении силы тяги локомотива (фиг. 388, а) в случаях ускорения движущегося поезда или трогания его с места наибольшие усилия в упряжных приборах обычно не превышают наибольшее значение силы тяги. Если не учитывать сопротивления взаимным перемещениям вагонов, то эти усилия от внезапно приложенной постоянной силы тяги локомотива распределяются по длине поезда l так, как показано на фиг. 389, а.

Ординаты на фиг. 389, а, б, в и г равны отношениям максимальных усилий в упряжных аппаратах к реализованной локомотивом касательной силе тяги.

Исследования показывают, что влияние сопротивления движению всего поезда на распределение усилий в упряжных приборах незначительно. Влияние этого сопротивления учтём добавлением 5% реализованной локомотивом касательной силы тяги.

2. Если учесть сопротивление относительным перемещениям вагонов, то усилия, действующие в упряжных приборах, несколько уменьшаются. На фиг. 389, б показано распределение по длине поезда наибольших усилий, возникающих в упряжных при-

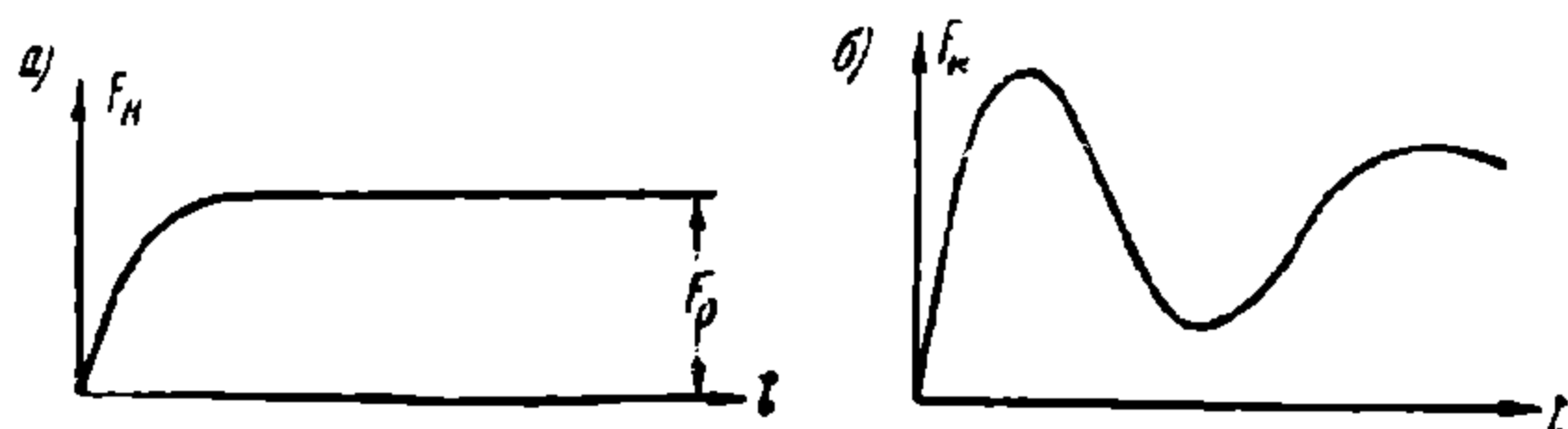
¹ В. А. Лазарян, Труды ДИИТ, вып. XV, 1945; вып. XIX, 1948.

² В. А. Лазарян, Исследование неустановившихся режимов движения поездов, Трансжелдориздат, 1949.

борах при тех же, что и выше, предположениях относительно силы тяги, но с учётом наибольших возможных значений сопротивления относительно перемещения вагонов.

Таким образом, при монотонном увеличении силы тяги верхняя граница усилий, действующих в упругих приборах, приближённо равна реализованной локомотивом силе тяги

$$T_{\max} \approx F_k.$$



Фиг. 388. К определению усилий в упругих приборах

получения минимального значения силы тяги (до или после отражения упругой волны от локомотива). Скорость a распространения упругой волны деформации вдоль поезда определяется из выражения

$$a = \sqrt{\frac{\mathcal{K}}{\rho}}, \quad (489)$$

где \mathcal{K} — жёсткость поезда;

ρ — масса единицы длины поезда, равная массе поезда $\frac{P_c}{g}$, делённой на длину l состава (поезд без локомотива).

Жёсткость поезда равна

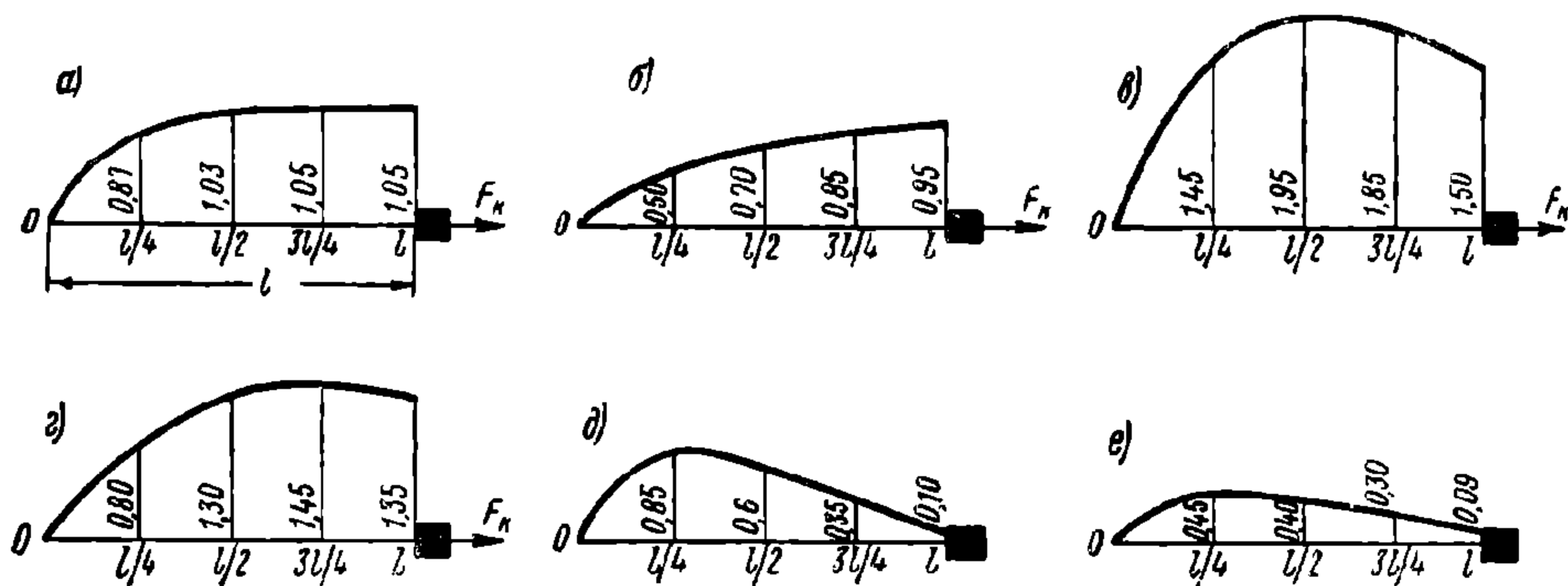
$$\mathcal{K} = \frac{T_2 L_a}{2x} \quad (490)$$

где T_2 — сила, сжимающая поглощающий аппарат доотказа;

L_a — длина вагона с ударно-тяговыми приборами;

x — ход поглощающего аппарата.

Если наименьшая величина силы тяги получается до отражения упругой волны от локомотива и при этом не учитывается сопротивление взаимным перемещениям, то усилия в упругих приборах значительно возрастают, особенно в средней трети поезда. Распределение наибольших значений этих усилий по длине поезда показано на фиг. 389, а.



Фиг. 389. К определению усилий в упругих приборах

4. Если учесть сопротивление относительно перемещения вагонов, то распределение наибольших усилий по длине поезда оказывается таким, как показано на фиг. 389, в.

5. При первоначальном сжатии поезда вследствие осаживания его перед троганием с места усилия, действующие на вагоны, значительно возрастают, особенно в хвостовой трети поезда. Распределение наибольших значений этих усилий по длине поезда изображено на фиг. 389, д.

В данном случае усилия в упругих приборах вычислены без учёта сопротивлений взаимным перемещениям вагонов.

6. Если подобно предыдущему оценить влияние сопротивления взаимным перемещениям вагонов, то распределение усилий, возникающих в упругих приборах поезда, по его длине имеет вид, показанный на фиг. 389, е.

Ординаты на фиг. 389, д и е представляют собой отношения усилий в упругих приборах к силе, сжимающей поезд во время его осаживания. При этом предполагается, что последняя сила равна реализуемой локомотивом касательной силе тяги.

В табл. 54 и 55 приведены наибольшие усилия, возникающие в упряжных приборах однородного первоначально сжатого поезда для различных режимов трогания его с места (монотонное и немонотонное увеличение силы тяги). Величина этих небольших усилий является результатом соответственного сложения ординат, показанных на фиг. 389.

Т а б л и ц а 54

Монотонное увеличение силы тяги локомотива

Положе-	Без учёта сопротивления взаимным перемещениям вагонов				С учётом сопротивления взаимным перемещениям вагонов			
	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$
$\frac{T_{\max}}{F_k}$	1,72	1,63	1,40	1,15	0,95	1,10	1,15	1,04

Т а б л и ц а 55

Немонотонное увеличение силы тяги локомотива

Положе-	Без учёта сопротивления взаимным перемещениям вагонов				С учётом сопротивления взаимным перемещениям вагонов			
	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$
$\frac{T_{\max}}{F_k}$	2,30	2,55	2,20	1,60	1,25	1,70	1,75	1,44

Для практических вычислений и сравнения результатов удобнее исходить из ограничения силы тяги F_n локомотива по сцеплению при трогании с места (т. е. при скорости $v \approx 0$).

Как указывают А. М. Бабицкий и В. Ф. Егорченко¹, коэффициент сцепления в этом случае может достигать значения 0,4.

Силы тяги при трогании с места ограничены по сцеплению коэффициентами:

1) для пассажирских паровозов $\frac{1}{4} = 0,25$;

2) для товарных паровозов $\frac{1}{3,8} = 0,264$.

Следовательно, для пассажирских паровозов

$$\frac{F_k}{F_n} = \frac{0,4}{0,25} = 1,6; F_k = 1,6 F_n;$$

для товарных паровозов

$$\frac{F_k}{F_n} = \frac{0,4}{0,264} = 1,5; F_k = 1,5 F_n.$$

Для перехода от F_k к F_n все полученные выше коэффициенты надлежит умножить на 1,6 для пассажирских паровозов и на 1,5 для товарных паровозов. Однако следует иметь в виду, что коэффициент сцепления 0,4 может быть реализован только при благоприятных условиях в случае монотонного увеличения силы тяги локомотива. В случае немонотонного увеличения силы тяги, которое получается вследствие незначительных пробоксовок, такой коэффициент, очевидно, реализован быть не может; максимальное значение этого коэффициента составит около 0,33*. В таком случае для пассажирских паровозов

$$\frac{F_k}{F_n} = \frac{0,33}{0,25} = 1,3; F_k = 1,3 F_n;$$

для товарных паровозов

$$\frac{F_k}{F_n} = \frac{0,33}{0,264} = 1,25; F_k = 1,25 F_n.$$

Умножая приведённые в табл. 54 и 55 значения $\frac{T_{\max}}{F_k}$ на коэффициенты 1,6 и 1,5

¹ А. М. Бабицкий и В. Ф. Егорченко, Тяга поездов. Трансжелдориздат, 1947.

* А. М. Бабицкий и В. Ф. Егорченко, Тяга поездов. Трансжелдориздат, 1947, стр. 81

(случай монотонного увеличения силы тяги) и 1,3 и 1,25 (случай немонотонного увеличения силы тяги), получим соответствующие величины $\frac{T_{\max}}{F_n}$ для пассажирских и товарных паровозов (табл. 56 и 57).

Таблица 56
Монотонное увеличение силы тяги локомотива

Положение сечения		Без учёта сопротивления взаимным перемещениям вагонов				С учётом сопротивления взаимным перемещениям вагонов			
		$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$
$\frac{T_{\max}}{F_n}$	Пассажирские паровозы	2,75	2,60	2,25	1,85	1,50	1,75	1,85	1,65
	Товарные паровозы	2,60	2,45	2,10	1,70	1,40	1,65	1,75	1,55

Таблица 57
Немонотонное увеличение силы тяги локомотива

Положение сечения		Без учёта сопротивления взаимным перемещениям вагонов				С учётом сопротивления взаимным перемещениям вагонов			
		$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$	$s = \frac{l}{4}$	$s = \frac{l}{2}$	$s = \frac{3l}{4}$	$s = l$
$\frac{T_{\max}}{F_n}$	Пассажирские паровозы	3,00	3,30	2,85	2,10	1,60	2,20	2,30	1,90
	Товарные паровозы	2,90	3,20	2,75	2,00	1,55	2,10	2,20	1,80

Из таблиц следует, что верхней границей усилий, возникающих в упряжных приборах поезда, является $T_{\max} = 3,3 F_n$. Действительные наибольшие усилия, возникающие в упряжных приборах поезда, лежат между этой верхней границей и величиной усилия, вычисленного при оценке влияния сопротивления взаимным перемещениям вагонов.

Можно считать, что наибольшие динамические усилия при трогании с места однородного поезда не превышают:

- 1) для тяги пассажирскими паровозами
- $$T_{\max} = 2,75 F_n;$$
- 2) для тяги товарными паровозами
- $$T_{\max} = 2,50 F_n,$$

где F_n — ограничение по сцеплению силы тяги локомотива при трогании с места. Наибольшие усилия в головном упряжном приборе лежат в пределах:

- 1) для тяги пассажирскими паровозами
- $$1,9 F_n \leq (T_{\max})_{s=l} \leq 2,10 F_n,$$
- 2) для тяги товарными паровозами
- $$1,8 F_n \leq (T_{\max})_{s=l} \leq 2,0 F_n.$$

б) Торможение

Теоретически рассматривается только предельный случай экстренного торможения. При этом предполагается, что тормозная сила в данном сечении поезда мгновенно возрастает до своего наибольшего значения, как только тормозная волна достигнет этого сечения. Сопротивление относительным перемещениям вагонов не учитывается. Очевидно, что полученные результаты представляют собой верхнюю границу возникающих

в упругих приборах усилий; действительные усилия в упругих приборах при торможении должны быть гораздо ниже.

Для указанных выше предположений оказывается, что наибольшие растягивающие усилия при отношении скорости тормозной волны c к скорости упругой волны a , равном 0,6, появляются в сечении поезда $s = 0,77l$ и равны $0,54B_k$, где B_k — сила, тормозящая состав (поезда без локомотива). При отношении $\frac{c}{a} = 0,8$ наибольшее усилие получается в головном упругом аппарате и равно $0,67B_k$.

Таким образом

$$\text{при } \frac{c}{a} = 0,6 \quad (T_{\max})_{s=0,77l} = 0,54B_k; \quad \zeta = \frac{T_{\max}}{B_k} = 0,54;$$

$$\text{при } \frac{c}{a} = 0,8 \quad (T_{\max})_{s=l} = 0,67B_k; \quad \zeta = \frac{T_{\max}}{B_k} = 0,67.$$

В случае экстренного торможения пассажирского поезда, двигавшегося со скоростью $v = 5 \text{ км/ч}$, считая давление тормозных колодок на колёсную пару $\Sigma K = 7 \text{ т}$ ($K = 1,75 \text{ т}$), получим следующие результаты.

Коэффициент трения по формуле ЦНИИ¹ равен

$$\varphi_k = 0,6 \frac{16 \cdot 1,75 + 100}{80 \cdot 1,75 + 100} \cdot \frac{5 + 100}{5 \cdot 5 + 100} = 0,268.$$

Сила, тормозящая вагон, равна

$$4 \varphi_k \Sigma K = 4 \cdot 0,268 \cdot 7 = 7,5 \text{ т}.$$

Считая вес пассажирского вагона равным 50 т , получим тормозную силу на 1 т веса состава

$$b_k = \frac{7,5}{50} = 0,150 \text{ т/т}.$$

Скорости тормозной волны при экстренном торможении для пассажирских поездов весом 700, 900 и 1 400 т* приведены в табл. 58.

Таблица 58

Вес состава в т	700	900	1 400
Число вагонов	14	18	28
Скорость тормозной волны в м/сек	130	110	75

Примем скорость упругой волны $a = 170 \text{ м/сек}$. Для этого случая отношения $\frac{c}{a}$ и коэффициенты ζ приведены в табл. 59.

Таблица 59

Вес состава P_c в т	700	900	1 400
$\frac{c}{a}$	0,77	0,65	0,44
ζ	0,65	0,55	0,45

Верхние границы возникающих в упругих приборах усилий $T_{\max} = \zeta b_k P_c$ указаны в табл. 60.

Таблица 60

Вес состава P_c в т	700	900	1 400
ζb_k в т/т	0,0975	0,0825	0,0675
T_{\max} в т	68	74	95

¹ Б. Л. Карвацкий, Общая теория тормозов. Трансжелдориздат, 1947, стр. 84,

* Б. Л. Карвацкий, Общая теория тормозов. Трансжелдориздат, 1947, стр. 205.

В действительных условиях вследствие того, что тормозная сила в данном сечении поезда нарастает не мгновенно, а при скорости рассматриваемых процессов даже сравнительно медленно (для пассажирских тормозов примерно в течение 5 сек.¹⁾, величины усилий в упругих приборах оказываются значительно меньше приведённых в табл. 60 верхних значений T_{\max} .

Опыты по измерению динамических усилий в упругих приборах поезда хорошо подтверждают результаты теоретических исследований. В ряде случаев записи регистрирующего устройства динамометра близко подходят к графикам изменения усилий в упругих приборах, рассчитанных теоретически.

Скорость a упругой волны, вычисленная по этим записям, изменяется в пределах от $a = 150 \text{ м/сек}$ до $a = 180 \text{ м/сек}$, включающих величину $a = 165 \text{ м/сек}$, вычисленную теоретически.

Теоретические исследования показывают, что в большинстве случаев усилие в головном упругом приборе должно быть близко к касательной силе тяги локомотива. Результаты опытов хорошо подтверждают это теоретическое заключение.

Можно утверждать, что установленная теоретически величина $(T_{\max})_{s=l} = 2,10 F_n$ действительно является верхней границей усилий, возникающих в головном упругом приборе при трогании поезда с места без удара.

В таком случае верхней границей усилий, возникающих в «опасном сечении поезда», т. е. в том сечении, в котором получают наибольшие динамические усилия, является: $T_{\max} = 2,75 F_n$ для пассажирских и $T_{\max} = 2,50 F_n$ для товарных паровозов.

Как и следовало ожидать, измеренные величины усилий в упругих приборах при торможении оказались гораздо ниже их верхних границ, рассчитанных теоретически.

Таким образом, для пассажирских поездов величина для наибольших усилий, возникающих в упругих приборах при экстренном торможении, может быть принята следующей (табл. 61):

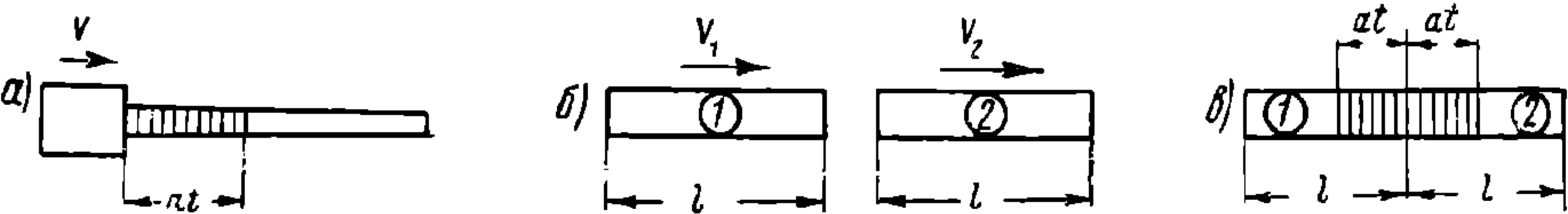
Т а б л и ц а 61

Вес состава P_c в т	700	900	1 400
$\frac{T_{\max}}{P_c} = 0,050 \text{ с}$	0,065	0,055	0,045
T_{\max} в т	45,5	49,5	63,0

в) Усилия от ударов при маневровой работе

Так как опыты хорошо подтверждают результаты теоретических исследований, выполненных для расчётной схемы поезда, указанной Н. Е. Жуковским и Л. С. Лейбензоном, в виде упругого стержня с грузом на конце, то для оценки усилий, возникающих при соударениях, можно воспользоваться классической теорией удара стержней.

Подход локомотива к составу. Рассмотрим упругий стержень (состав), к одному из концов которого подходит груз (локомотив) со скоростью v и ударяет по



Фиг. 390. К определению усилий в упругих приборах

стержню (фиг. 390, а). В результате удара вдоль стержня начнёт распространяться упругая волна деформации (в данном случае сжатия) со скоростью a^* .

Для вычисления усилия T , возникающего при ударе, применим закон количества движения. По истечении промежутка времени t от начала удара, деформация распространится вдоль стержня на длину at (заштрихованная на чертеже часть стержня). Скорость частиц в этой части стержня равна v и, следовательно, количество движения заштрихованной части составляет $\rho a t v$, где ρ — масса единицы длины стержня.

¹ Б. Л. Карвацкий, Общая теория автотормозов. Трансжелдориздат, 1947.
* Не следует смешивать скорость деформации a со скоростью частиц упругого тела, которая равна скорости груза v .

Приравняв количество движения импульсу ударной силы, получим

$$\rho a t v = T t,$$

откуда

$$T = \rho a v;$$

учитывая, что $a^2 = \frac{\mathcal{K}}{\rho}$, где \mathcal{K} — жёсткость стержня, получим $\rho = \frac{\mathcal{K}}{a^2}$ и, следовательно,

$$T = \frac{\mathcal{K} v}{a} \quad (491)$$

Как известно, при ударе это усилие пробегает со скоростью a всю длину поезда и, отразившись на свободном конце, возвращается к сечению, по которому произведён удар, изменив знак на обратный. При отражении от локомотива (через промежуток времени $\frac{2l}{a}$, где l — длина состава), это усилие в сечении, по которому произведён удар, удвоится, т. е.

$$T_{\max} = \frac{2 \mathcal{K} v}{a}$$

Если учесть влияние сопротивления относительным перемещениям вагонов, то следует ожидать, что сила не превысит величины, получающейся по формуле (491). Примем

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{K} v}{a}$$

Так как

$$\mathcal{K} = \frac{T_2 L_a}{2 x}$$

где T_2 — сила, сжимающая поглощающий аппарат доотказа,
 L_a — длина вагона вместе с ударно-тяговыми приборами,
 x — ход поглощающего аппарата,

а
$$a = \sqrt{\frac{\mathcal{K}}{\rho}},$$

то

$$T_{\max} = \frac{T_2 L_a}{2 x} \sqrt{\frac{\rho}{\mathcal{K}}} v = v \sqrt{\frac{T_2 P_{\delta p}}{2 g x}} \quad (492)$$

где $P_{\delta p} = \rho L_a g$ — вес вагона.

По этой формуле и следует вычислять силу, получающуюся при ударе в случаях подхода локомотива к составу.

Подход толкача к поезду с локомотивом в голове. Если не учитывать сопротивления относительным перемещениям вагонов, то в момент подхода толкача усилие в ударяемом упряжном приборе составит

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{K} v}{a}$$

Это усилие пробегает по всей длине поезда и, отразившись у головного локомотива в момент $t = \frac{l}{a}$, достигает величины

$$T_{\max} = \frac{2 \mathcal{K} v}{a}$$

Если оценить влияние сопротивления относительным перемещениям вагонов, то усилие в упряжном аппарате будет не больше чем $\frac{\mathcal{K} v}{a}$. Однако следует учитывать, что промежуток времени, по истечении которого усилие удваивается, в этом случае в два раза меньше, чем в предыдущем. Поэтому толкачу следует подходить к поезду с меньшими скоростями, чем это может быть допущено для головного локомотива.

Не следует допускать, чтобы скорость головного локомотива в момент удара о состав была более 5 км/ч, а толкача более 4 км/ч.

Подход локомотива с группой вагонов к составу. Если обозначить через l длину состава после сцепления головной части с подводимой группой вагонов и не учитывать сопротивления относительным перемещениям вагонов, то в момент соударения усилие в ударяемых упряжных приборах составит

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{K} v}{a}.$$

В момент $t = \frac{2l}{a}$ усилия равны

$$T_{\max} = \frac{3}{2} \frac{\mathcal{H}v}{a}$$

Если учесть влияние сопротивления взаимным перемещениям вагонов, то наибольшее усилие не превзойдёт величины

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{H}v}{a}$$

Подход толкача с группой вагонов к поезду. В этом случае величины усилий остаются такими же, как и в предыдущем.

Усилие

$$T_{\max} = \frac{3}{2} \frac{\mathcal{H}v}{a}$$

получится не в момент $t = \frac{2l}{a}$, а в момент $t = \frac{l}{a}$, т. е. в два раза быстрее и в ином сечении поезда. Однако сопротивление взаимным перемещениям вагонов уменьшает эту силу так, что наибольшее усилие составит всё же

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{H}v}{a},$$

Постановку вагона в хвост поезда следует считать эквивалентной подходу толкача к поезду. Таким образом, наибольшие усилия, возникающие в упряжных приборах, при всех рассмотренных режимах манёвров можно вычислять по формуле (492)

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{H}v}{a} = v \sqrt{\frac{T_2 P_{6p}}{2gx}}.$$

Соударения вагонов при манёврах на горках. Для оценки усилий, возникающих в упряжных приборах, когда в сортировочных парках соударяются группы вагонов, можно использовать результаты, полученные для соударения стержней. Рассмотрим простейший случай (фиг. 390, б), когда два стержня, одинаковой жёсткости и равной длины l , движутся со скоростями v_1 и v_2 ($v_1 > v_2$).

В момент удара вдоль обоих стержней начнут распространяться тождественные волны сжатия. Скорости частиц относительно ненапряжённых участков стержней равны друг другу и направлены в каждом стержне от поверхности соударения. Величина этих скоростей равна

$$\frac{v_1 - v_2}{2}$$

Применим закон количества движения к любому из стержней. Количество движения заштрихованной части стержня (фиг. 390, б) равно

$$\rho a t \frac{v_1 - v_2}{2}.$$

Импульс ударной силы равен Tt , следовательно

$$\rho a t \frac{v_1 - v_2}{2} = Tt,$$

откуда

$$T = \rho a \frac{v_1 - v_2}{2}.$$

Подставив в это выражение величину $\rho = \frac{\mathcal{H}}{a^2}$, получим

$$T = \mathcal{H} \frac{v_1 - v_2}{2a} \quad (493)$$

Учитывая сопротивление относительным перемещениям вагонов, следует считать, что при соударении групп вагонов сила, вычисленная по формуле (493), является наибольшей.

В частном случае, когда первая группа вагонов движется (скатывается с горки), а вторая стоит в парке ($v_1 = v$; $v_2 = 0$)

$$T_{\max} = \frac{\mathcal{H}v}{2a} \quad (494)$$

т. е. усилие при соударении групп вагонов получается в два раза меньшим, чем при ударе о состав тяжёлого локомотива,двигающегося с той же скоростью.

Усилия в упругих приборах, возникающие при соударении двух отдельных экипажей, можно вычислить, пользуясь тем же приёмом, каким вычислялись усилия в сквозной упряжи в случае первоначального провисания стяжек.

Допустим, что экипаж массы M накатывается со скоростью v на стоящий экипаж массы m . Для определения усилия в упругих приборах воспользуемся формулой (487). Полагая $n = 0$ и $\epsilon F_k = \frac{Mv^2}{2}$, получаем

$$T = (1 + K_e) \frac{Mm}{M+m} v \sqrt{\frac{\kappa}{m}}. \quad (495)$$

Выбор жёсткости поглощающих аппаратов

Из формул (492) и (494) видно, что излишняя жёсткость поглощающих аппаратов вредна, так как усилия, получающиеся в упругих приборах от ударов, прямо пропорциональны $\sqrt{\frac{T_2}{x}}$. С увеличением жёсткости в n раз усилия в упругих приборах при ударах возрастают в \sqrt{n} раз.

Жёсткость поглощающих аппаратов следует выбирать так, чтобы она соответствовала условиям работы подвижного состава.

Для иллюстрации ниже (табл. 62) приводятся величины усилий, возникающих в упругих приборах поезда от ударов при различных значениях силы T_2 , сжимающей поглощающий аппарат доотказа, и для одинаковой величины хода аппарата $x = 70$ мм. Вес вагона $P_{\delta p}$ принят равным 80 т, а скорость в момент соударения $v = 1$ км/ч.

Т а б л и ц а 62

Сила T_2 , сжимающая аппарат доотказа, в т	60	80	100	181
Усилие при ударе «грузом ¹ » по составу T_{\max} в т	16,5	19,1	21,2	28,6

Скорость соударения, при которой поглощающий аппарат сжимается доотказа, понижается с уменьшением его жёсткости. Подставив в формулу (492) вместо T_{\max} величину T_2 , получим в случае удара «грузом»

$$T_2 = v \sqrt{\frac{T_2 P_{\delta p}}{2 g x}} \quad \text{или} \quad T_2^2 = v^2 \frac{T_2 P_{\delta p}}{2 g x}$$

откуда

$$v = \sqrt{\frac{2 g x T_2}{P_{\delta p}}} \quad (496)$$

Очевидно, что в случае соударения групп вагонов скорость соударения, при которой аппарат сжимается доотказа, окажется вдвое больше, чем скорость при ударе «грузом».

В табл. 63 приведены значения скоростей соударения, при которых поглощающие аппараты, имеющие различные жёсткости, сжимаются доотказа. Ход аппарата x принят равным 70 мм, а вес вагона $P_{\delta p} = 80$ т.

Т а б л и ц а 63

Сила T_2 , сжимающая поглощающий аппарат доотказа, в t		60	80	100	181
Скорость v соударения, при которой аппарат сжимается доотказа, в $км/ч$	При ударе «грузом»	3,6	4,2	4,8	6,3
	При соударении групп вагонов	7,2	8,4	9,6	12,6

¹ Под «грузом» понимается тяжёлый локомотив или толкач, или локомотив и толкач с группой вагонов, удар которых по составу оценивается формулой (492).

При больших скоростях соударений поглощающие аппараты сжимаются доотказа и избыток энергии удара жёстко воспринимается рамой вагона. Так как жёсткость рамы вагона значительно больше жёсткости поглощающих аппаратов, то усилия, возникающие при ударах, сильно возрастают.

Приведённые в таблицах величины позволяют установить необходимую жёсткость поглощающих аппаратов, исходя из эксплуатационных и, если это необходимо, из аварийных режимов.

Из табл. 63 следует, что силу T_2 , сжимающую поглощающий аппарат доотказа, для грузовых поездов следует принимать около 100 т. При такой величине T_2 возможно производить маневровую работу с достаточно большими скоростями.

Составы пассажирских поездов формируются на сравнительно большие промежутки времени, поэтому для пассажирских вагонов следует создать такую конструкцию поглощающего аппарата, при которой можно было бы легко изменять его жёсткость при постановке вагона в поезда различного веса.

Влияние зазоров, которые имеются в автосцепном устройстве, можно приближённо оценить так, как выше вычислялись усилия в упряжных приборах поезда со сквозной упряжью при первоначальном провисании сцепок.

ГЛАВА XIII ГРУЗОВЫЕ ВАГОНЫ

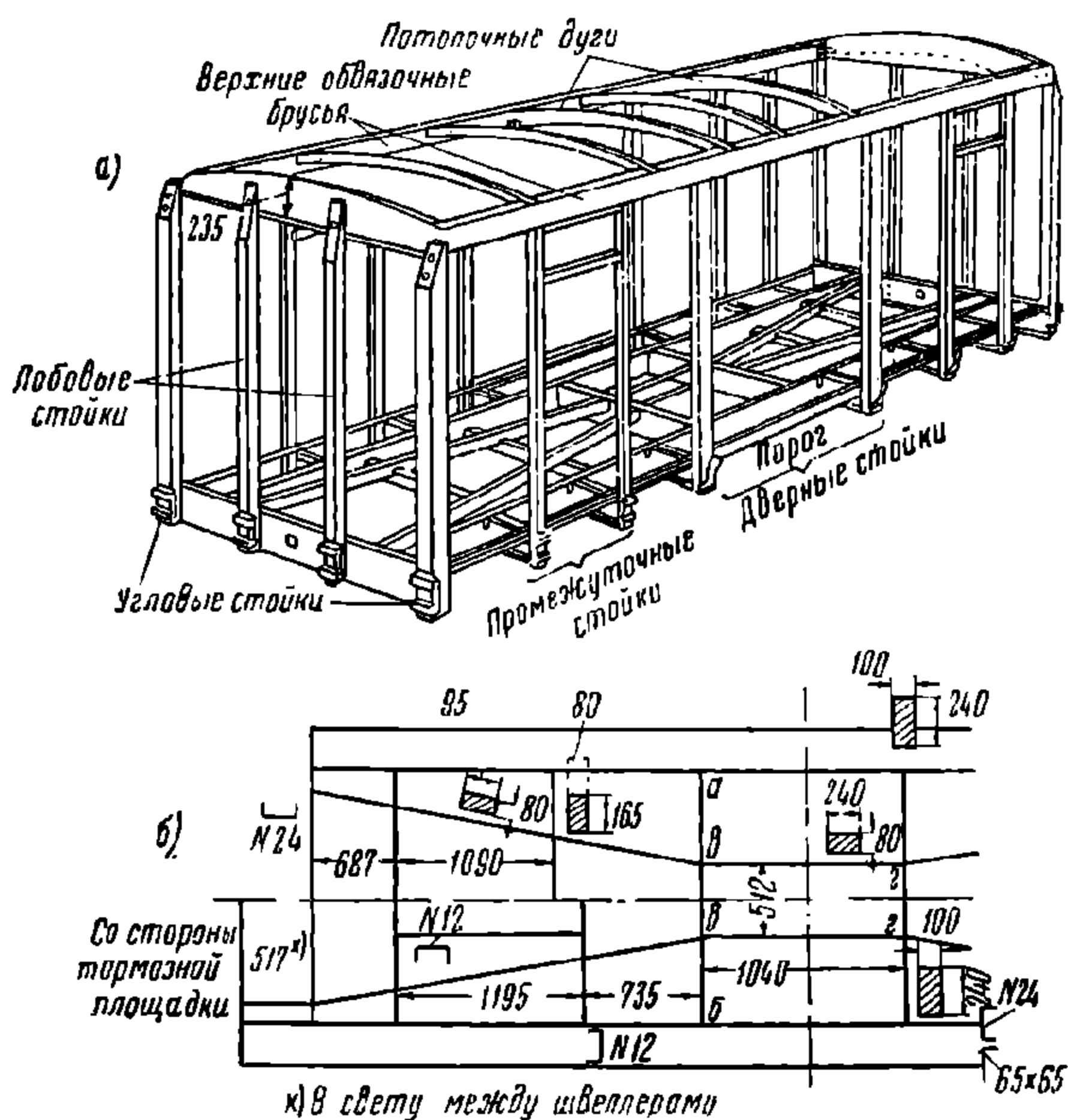
1. КРЫТЫЕ ВАГОНЫ

В крытых вагонах, как указывалось выше, перевозятся грузы, требующие хорошей защиты от атмосферных осадков. К таким грузам относятся: зерновые и различные пищевые продукты, промышленные изделия, дорогое оборудование (приборы, станки и т. п.). Иногда крытые вагоны загружаются и другими грузами. Кроме того, в крытых вагонах производятся перевозки крупного и мелкого скота и птицы. В ряде случаев крытые вагоны используются для людских перевозок.

Для выгрузки и погрузки в боковых стенках кузова делаются задвижные двери и откидные люки. Последние служат для засыпки и разгрузки зерна на элеваторах, а также для освещения вагонов при перевозке людей и животных. Люки запираются с внутренней стороны, а дверные запоры при перевозке ценных грузов пломбируются. Конструкция люков, дверей и запоров должна исключать возможность их открывания без повреждения пломбы. Во избежание утечки зерна, проникновения внутрь кузова снега, дождя, пыли и продувания ветром необходимо иметь плотное соединение досок пола и обшивки стенок между собой и в углах сопряжения стен и пола, а также хорошее покрытие крыши.

На фиг. 391 показаны остов кузова и схема рамы двухосного крытого вагона грузоподъемностью 16,5—18 т. Как известно, он относится к виду кузовов нетележечных вагонов с несущей рамой без хребтовой балки. Рама смешанной конструкции (деревянно-металлическая) выполнена по схеме, показанной на фиг. 391, б (нижняя половина рамы относится к вагону с тормозной площадкой). Каркас кузова деревянный.

Металлические элементы рамы соединяются на заклёпках. Деревянные элементы рамы и кузова присоединяются к металлическим болтами, а между



Фиг. 391. Остов кузова и схема рамы двухосного крытого вагона грузоподъемностью 16,5—18 т

собой (в кузове) соединяются вшип и подкрепляются стальными угольниками или скобами.

Деревянные части рамы, угловые, лобовые и дверные стойки кузова изготовляются из дерева твёрдых пород — дуба или лиственницы, остальные деревянные детали — из сосны.

Большим недостатком рассматриваемых кузовов является слабое прикрепление нижних концов стоек. При высыхании дерева эти узлы быстро расстраиваются, что при отсутствии раскосов приводит к частым перекосам кузова в эксплуатации. Постройка вагонов этого типа прекращена.

В настоящее время рамы и кузова этих вагонов подвергаются модернизации, которая заключается: в замене деревянных поперечных аппаратных брусьев швеллерами; в постановке раскосов из полосовой стали на боковых стенках и замене деревянных лобовых стоек металлическими из углового проката.

Другим типом крытого вагона является двухосный вагон грузоподъёмностью 20 т с металлическим каркасом кузова.

В этих вагонах, несмотря на наличие металлического каркаса, схема кузова относится к виду кузовов с несущей рамой, имеющей хребтовую балку. Стоечная обрешётка боковой стены представляет собой геометрически изменяемую систему, так как раскосы отсутствуют; деревянная обшивка несколько препятствует этой изменяемости, но относительно малая жёсткость кронштейнов боковых стоек не позволяет передать стенке сколько-нибудь значительной нагрузки.

Наличие металлического каркаса повышает надёжность этого типа вагона в эксплуатации.

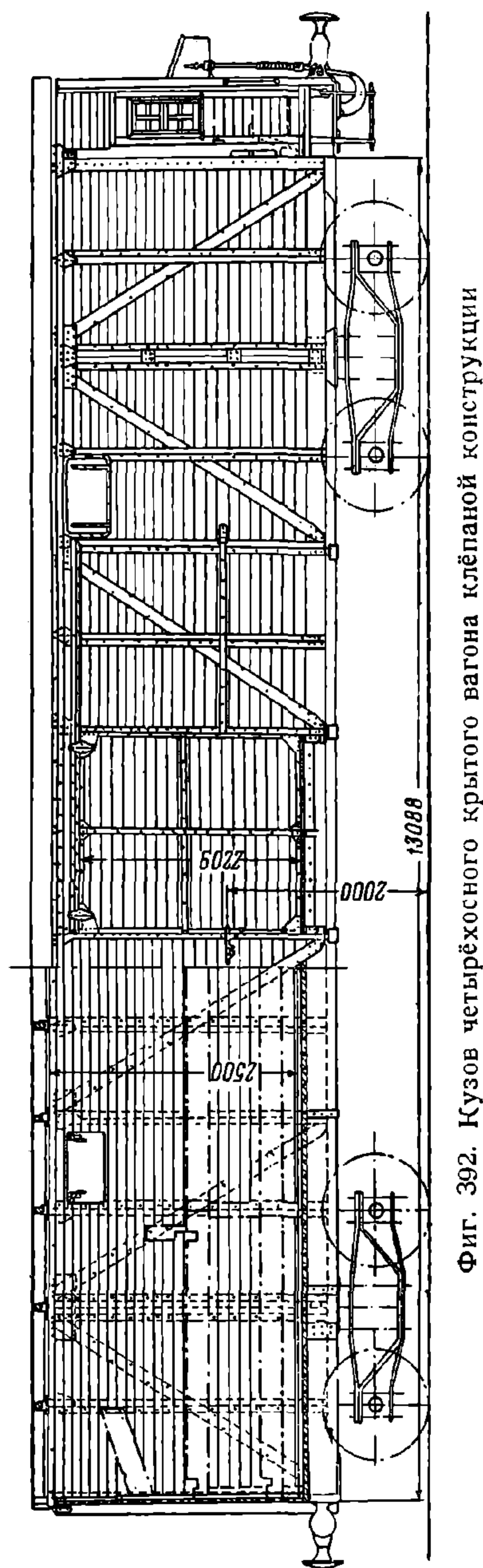
Недостатком этого вагона является повышенный коэффициент тары. Несмотря на относительно большой вес металлической части конструкции, в эксплуатации часто наблюдаются случаи выпучивания лобовых стоек.

С 1926 г. наша промышленность перешла на постройку крытых четырёхосных (большегрузных) вагонов, у которых до 1936 г. рамы и кузова изготовлялись клёпаной конструкции.

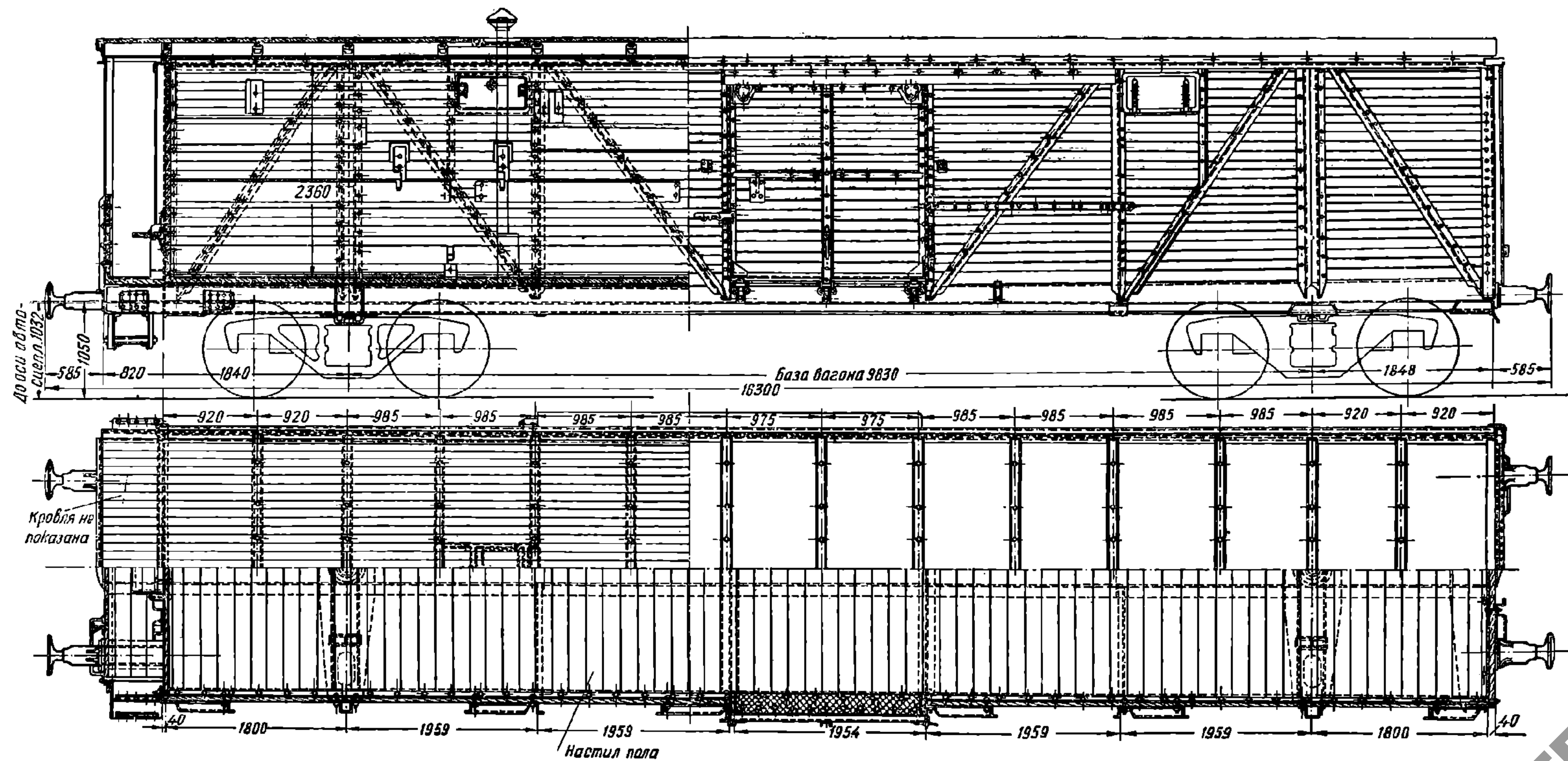
На фиг. 392 показан кузов крытого четырёхосного вагона грузоподъёмностью

50 т клёпаной конструкции. Он относится к виду кузовов с несущими боковыми стенками. Рама принадлежит к группе рам с хребтовой балкой.

Рама и каркас верхней части кузова выполнены из прокатных профилей. Стойки и раскосы приклёпаны непосредственно к боковым балкам рамы, которые одновременно являются нижними обвязками обрешёток боковых стен. Верхние концы стоек и раскосов связываются верхним обвязочным поясом, иду-



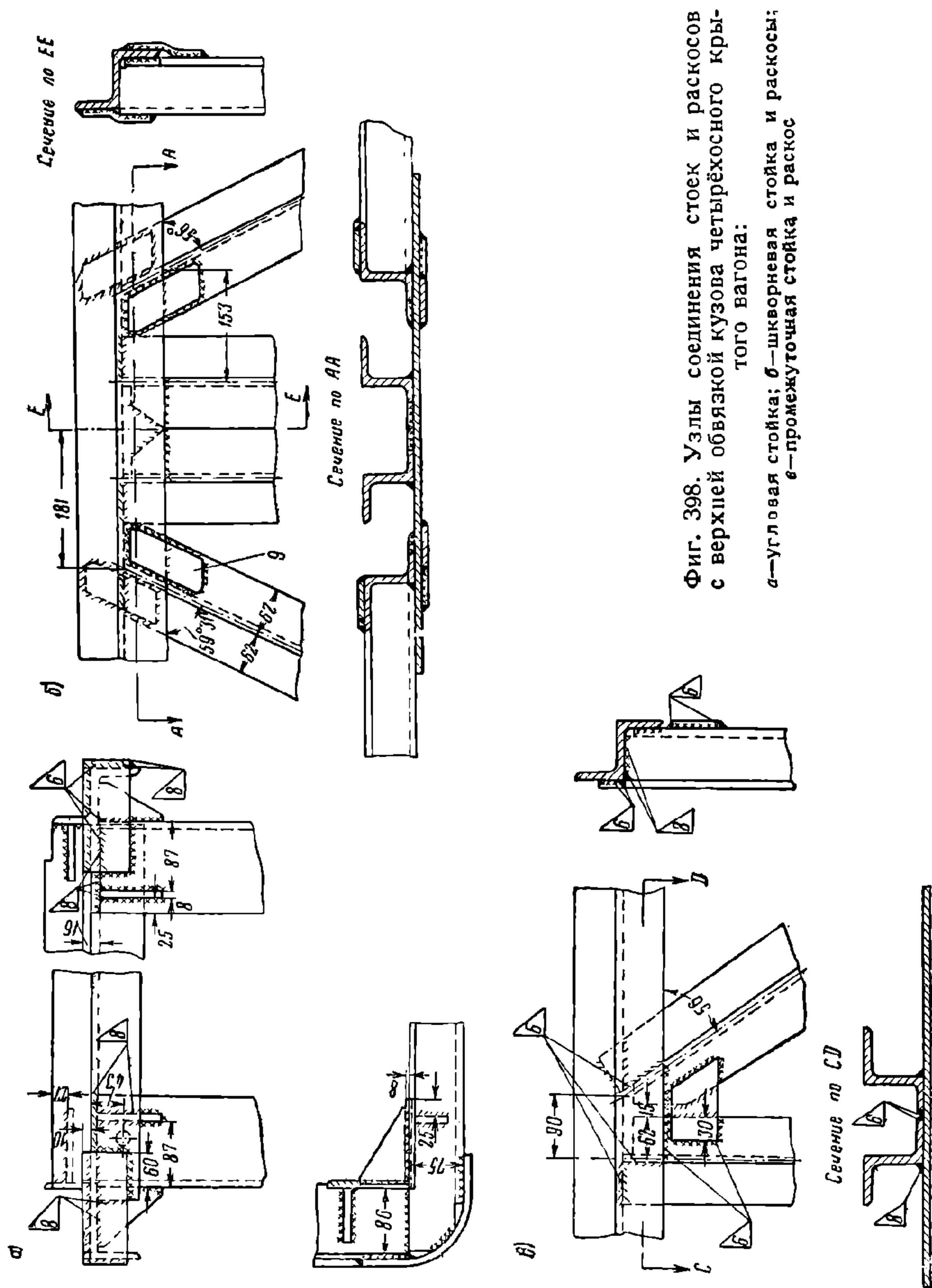
Фиг. 392. Кузов четырёхосного крытого вагона клёпаной конструкции



Фиг. 393. Кузов четырёхосного крытого вагона сварной конструкции

выми досками толщиной 22 мм, укладываемыми вдоль вагона. Для укрепления обшивки к обвязке каркаса крыши болтами прикрепляются продольные 3, а к дугам поперечные 5 деревянные бруски, к которым доски 6 прибиваются гвоздями. Поверх обшивки крыша покрывается кровельной сталью.

Свисающие края листов 1 огибаются вокруг стального подрамника 2 толщиной 1,5—2 мм, который прибивается гвоздями к продольным брускам



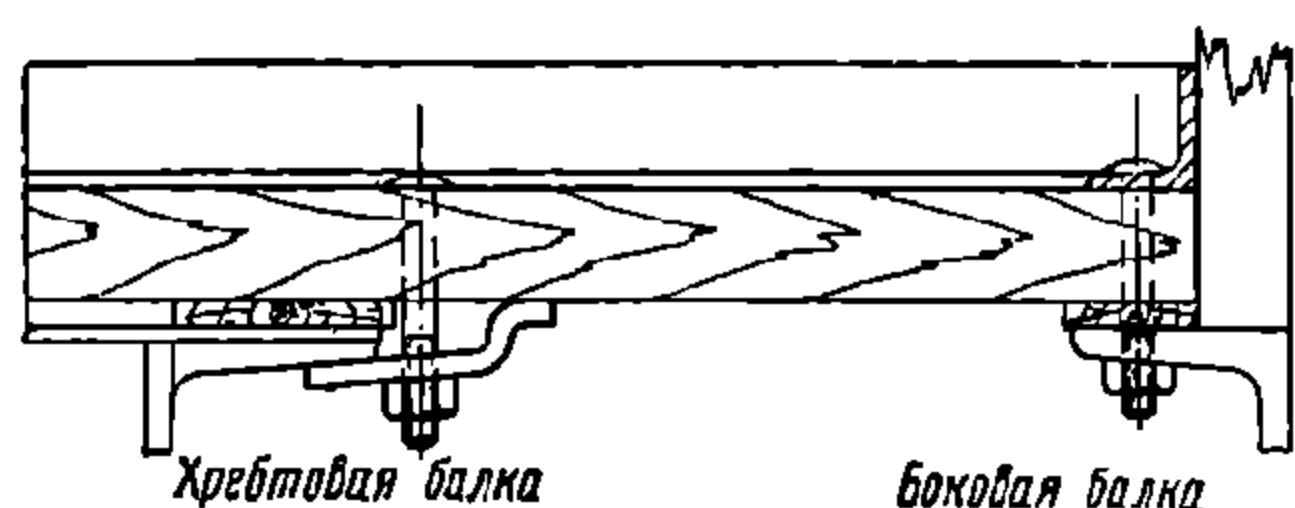
карниза 3. В средней части листы прикрепляются к обшивке кляммерами 4. Кляммеры представляют собой узкие полосы (фиг. 400, б), вырезанные из кровельной стали и служащие для прикрепления кровли. Это осуществляется для того, чтобы не делать отверстий гвоздями в основных листах кровли. Кляммеры прибиваются к обшивке и затем загибаются совместно с краями листов в кровельных швах, как это последовательно показано на фигуре.

В крыше делаются две постоянные печные разделки для пропуска труб от печей отопления.

Сварная конструкция кузова оказалась в эксплуатации более надёжной, нежели прежняя клёпаная.

Недостатком данного вагона, как и вагона клёпаной конструкции, является малый удельный объём.

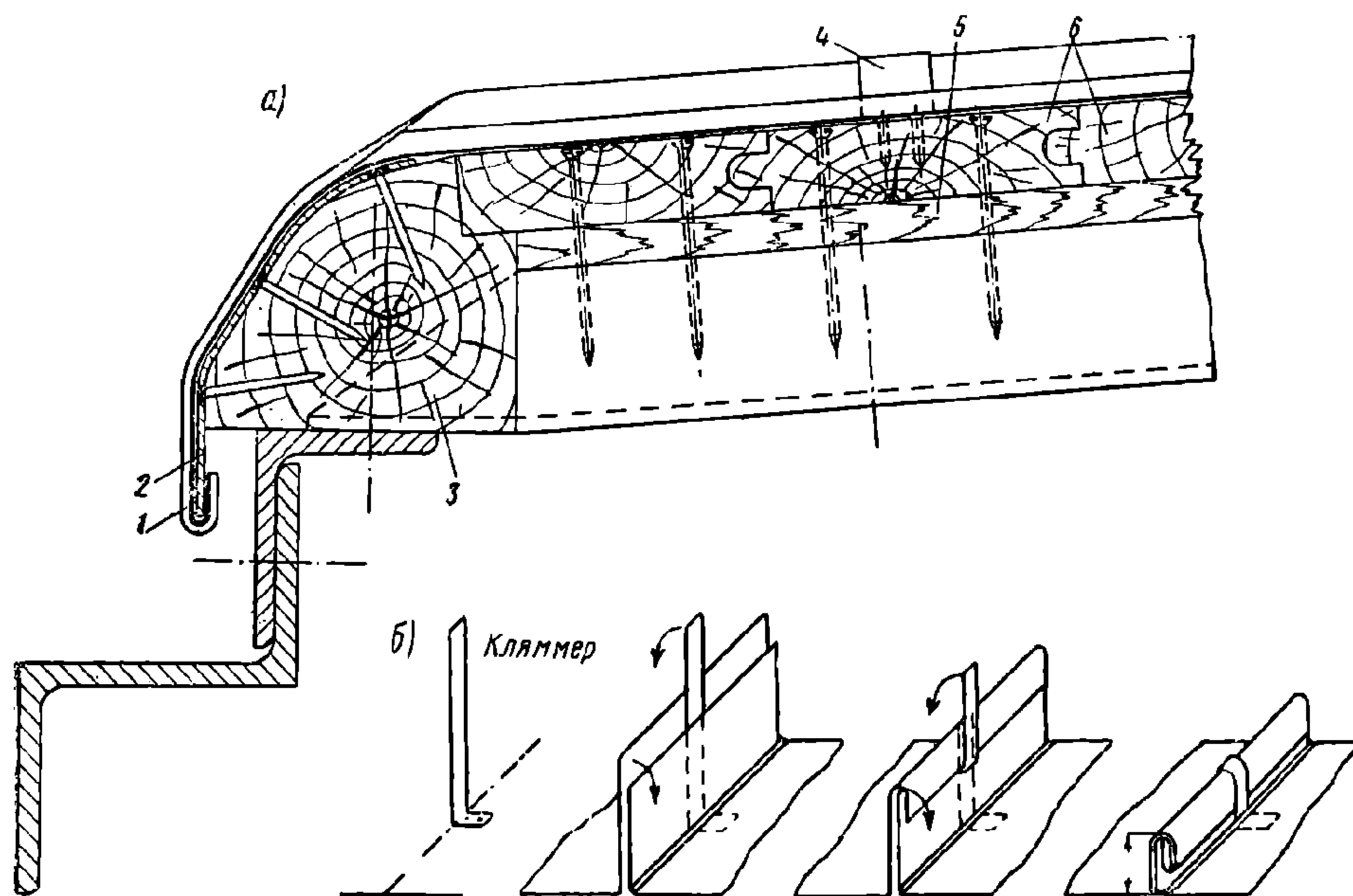
В кузов четырёхосного крытого вагона постепенно вводятся конструктивные улучшения. Для усиления надпятникового места некоторыми заводами



Фиг. 399. Закрепление доски пола

производится постановка стальных отливок, составной буферный брус заменяется цельной штамповкой П-образного сечения, для хребтовой балки применяются зетобразные профили (№ 30). В промежутках между хребтовой и боковыми балками на всей длине рамы ставятся дополнительные балочки зетобразного сечения $80 \times 65 \times 6$ мм.

Постановка дополнительных балочек значительно уменьшает напряжения в досках пола, а хребтовая балка, составленная из двух зетов, упрощает конструкцию и позволяет уменьшить эксцентриситет приложения усилий от автосцепки относительно нейтральной оси сечения балки. В дальнейшем предполагается изготовление цельнометаллической несущей крыши и лобовых стенок из сплошных листов с выштампованными в них горизонтальными гофрами. Такая конструкция крыши и лобовых стенок увеличивает прочность кузова и одновременно резко повышает срок



Фиг. 400. Крыша четырёхосного крытого вагона

службы этих элементов. Последнее особенно важно, так как в существующих конструкциях крытых вагонов крыша и лобовые стенки требуют частого ремонта.

ЦНИИ железнодорожного транспорта запроектирован четырёхосный металлический облегчённый крытый вагон грузоподъёмностью 50 т (фиг. 401). Конструкция кузова этого вагона принадлежит к виду цельнонесущих кузовов. Продольные элементы каркаса кузова (стрингеры) корытообразного сечения выполняются холодной профилировкой из полосовой стали. Дверные стойки

запроектированы из прокатной стали зетобразного профиля № 6; угловые стойки — из прокатного углового профиля № 8; промежуточные поперечные элементы (шпангоуты) изготавливаются, так же как и стрингеры, из листовой стали; верхняя обвязка — из прокатного зета № 6. Боковые балки рамы выполняются из швеллера № 14а; хребтовая балка в консольных частях кузова — из двух швеллеров № 30, а в средней части между шкворневыми — из швеллеров № 24; шкворневая балка — из двух вертикальных листов, перекрываемых сверху и снизу горизонтальными широкими полосами. Буферный брус состоит из лобового и двух горизонтальных листов и прикрепляется к продольным элементам на заклёпках для облегчения ремонта. Соединение остальных частей кузова производится сваркой.

Стенки и крыша с наружной стороны кузова обшиваются листовой сталью толщиной 1,5 — 2,0 мм. Для уменьшения концентрации напряжений в вырезе дверного проёма боковые стенки в этом месте с внутренней стороны усиливаются фасонными листами. Лобовые стенки делаются гофрированными из штампованных листов толщиной 4 мм в нижней части и 3 мм — в верхней.

В качестве материала для металлической обшивки, шкворневой балки и буферного бруса предусмотрена низколегированная сталь марки СХЛ-2. Для остальных элементов — обычная углеродистая. Внутри кузова стенки покрываются многослойной фанерой толщиной 15 мм, а потолок — фанерой толщиной 6 мм. Фанерная обшивка привинчивается шурупами к промежуточным деревянным брускам, прикреплённым к каркасу кузова.

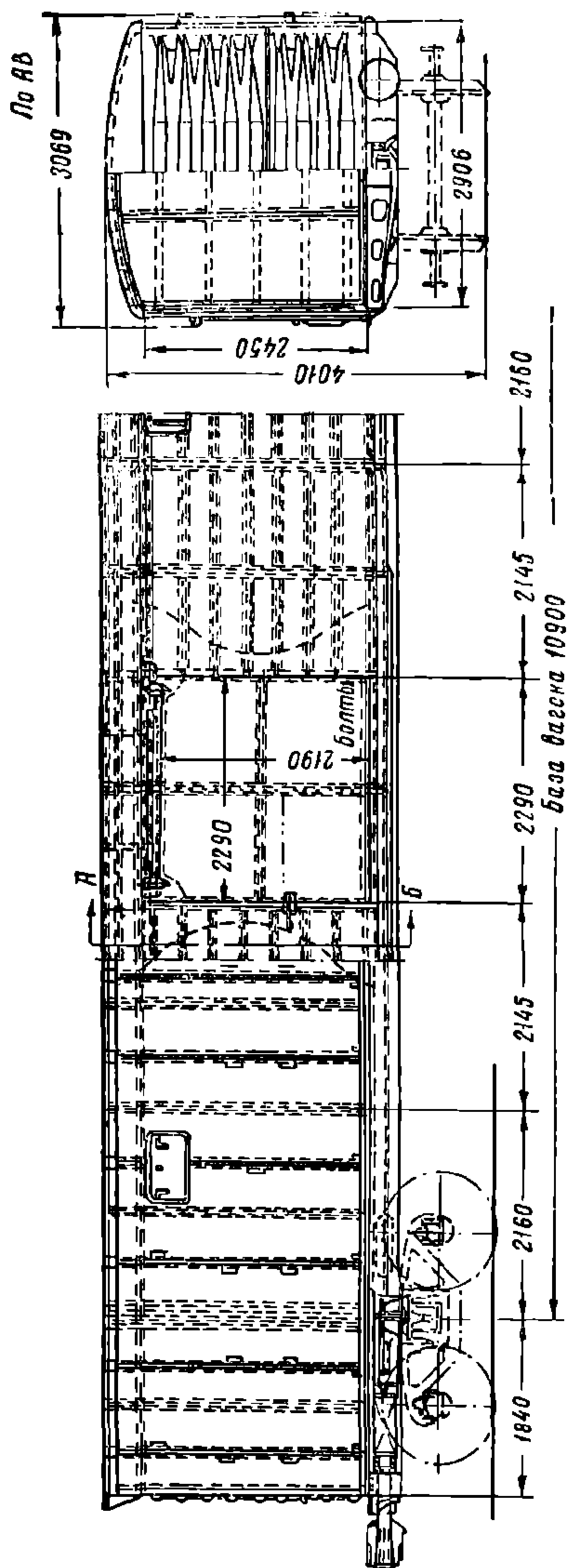
По предварительным расчётам тара запроектированного вагона получается на 2,7 т меньше, чем обычного вагона таких же размеров; экономия в весе достигается за счёт более рациональной конструкции кузова.

Вагоны для перевозки скота оборудуются рессорами повышенной гибкости, крыша кузова кроется руберойдом. Доски пола пропитываются составом, предохраняющим их от гниения, а металлические части оцинковываются. Боковые стенки зашиваются досками с промежутками между ними, а для перевозки птицы иногда заменяются сетками.

Для перевозки крупного скота боковые стенки кузова оборудуются специальными люками для наливания воды в корыта, установленные под ними. Над корытами устраиваются кормушки.

К внутреннему оборудованию крытых вагонов относятся боковые двери, люки и несъёмное оборудование для перевозки людей.

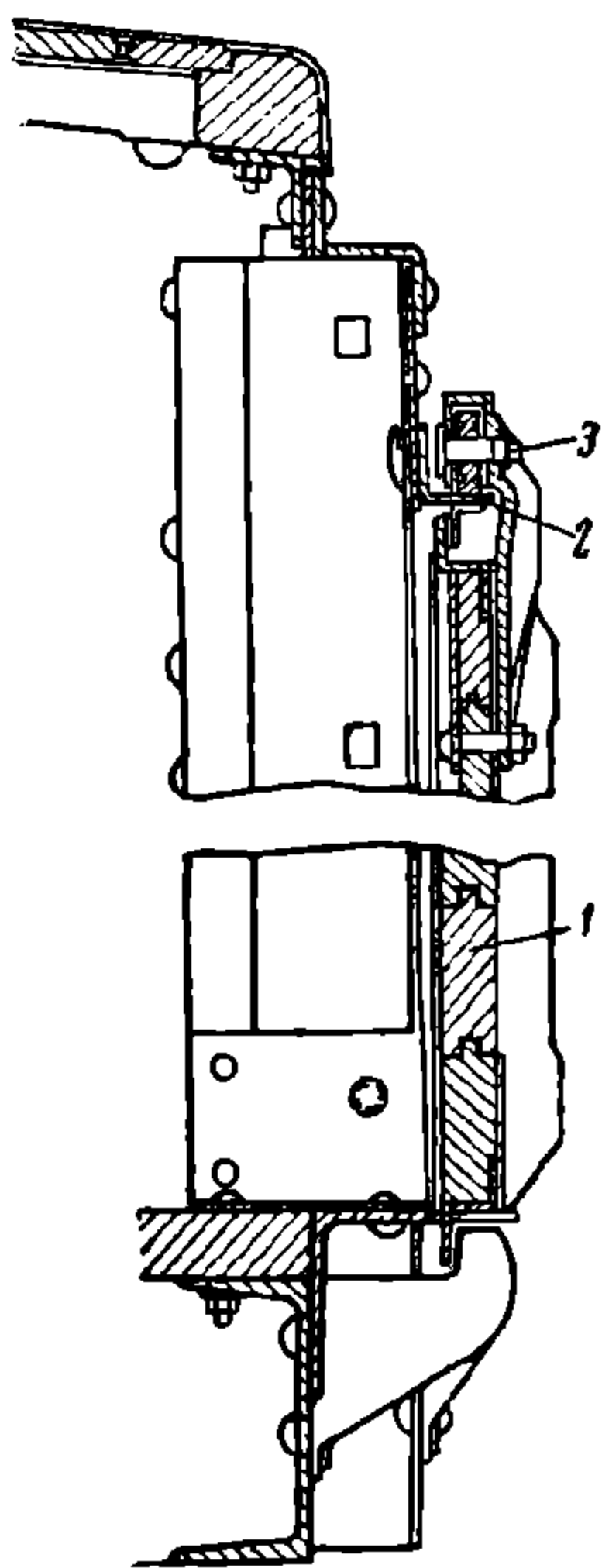
Боковые двери делаются задвижными и располагаются снаружи боковых стенок кузова. В существующих вагонах ширина дверного проёма в свету со-



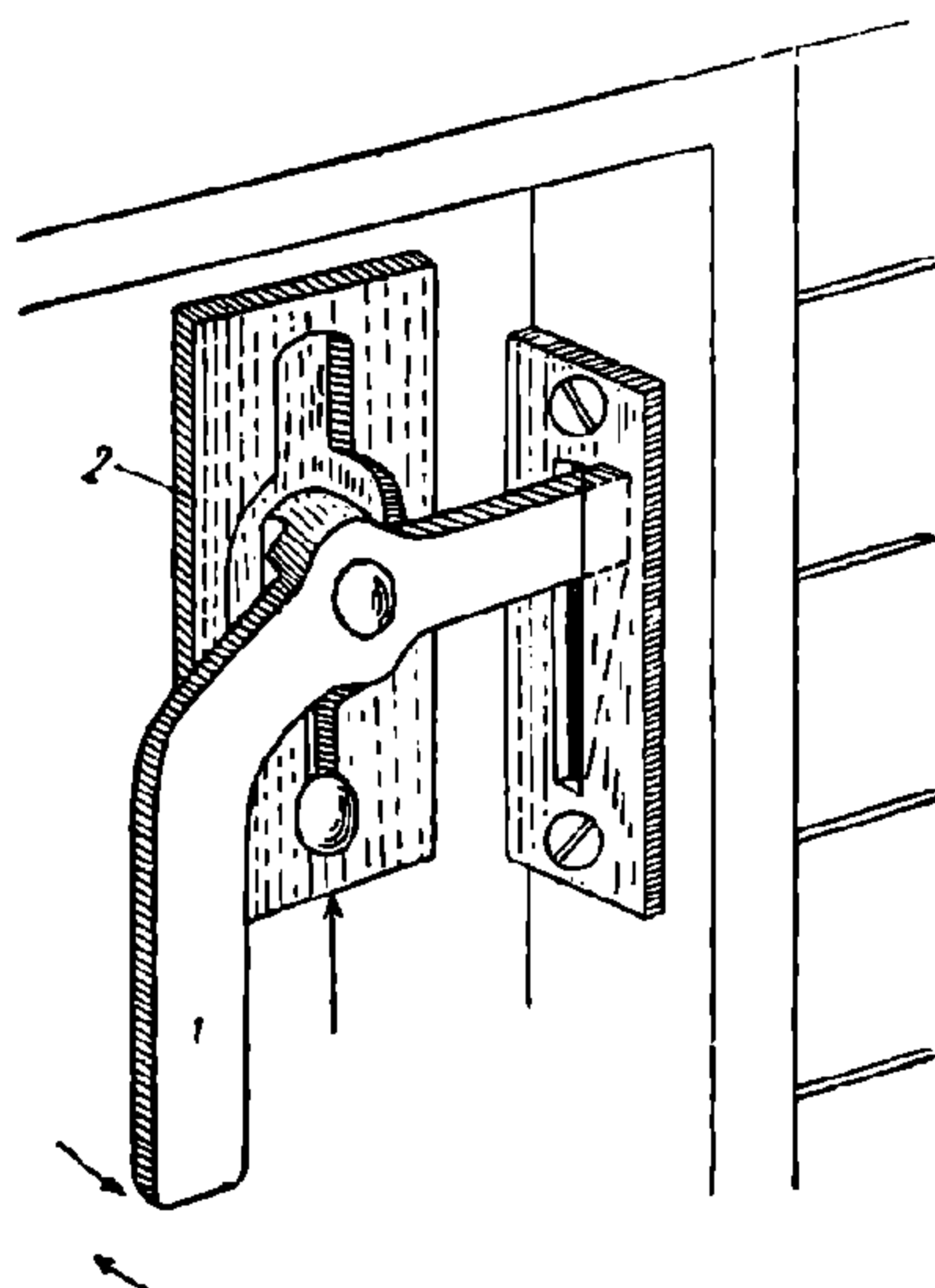
Фиг. 401. Четырёхосный металлический облегчённый вагон

ставляет 1 830 мм. Во вновь проектируемых вагонах рекомендуется увеличить этот размер до 2 200 мм для облегчения погрузки и выгрузки грузов из вагона.

Двери состоят из деревянной или металлической обвязки, обшитой в большинстве существующих вагонов стандартной деревянной обшивкой. Весьма целесообразно боковые двери обшивать сплошными стальными листами с диагонально расположенными штампованными гофрами. Гофры повышают устойчивость стального листа и диагональную жёсткость, в результате чего дверь получается прочной и лёгкой.

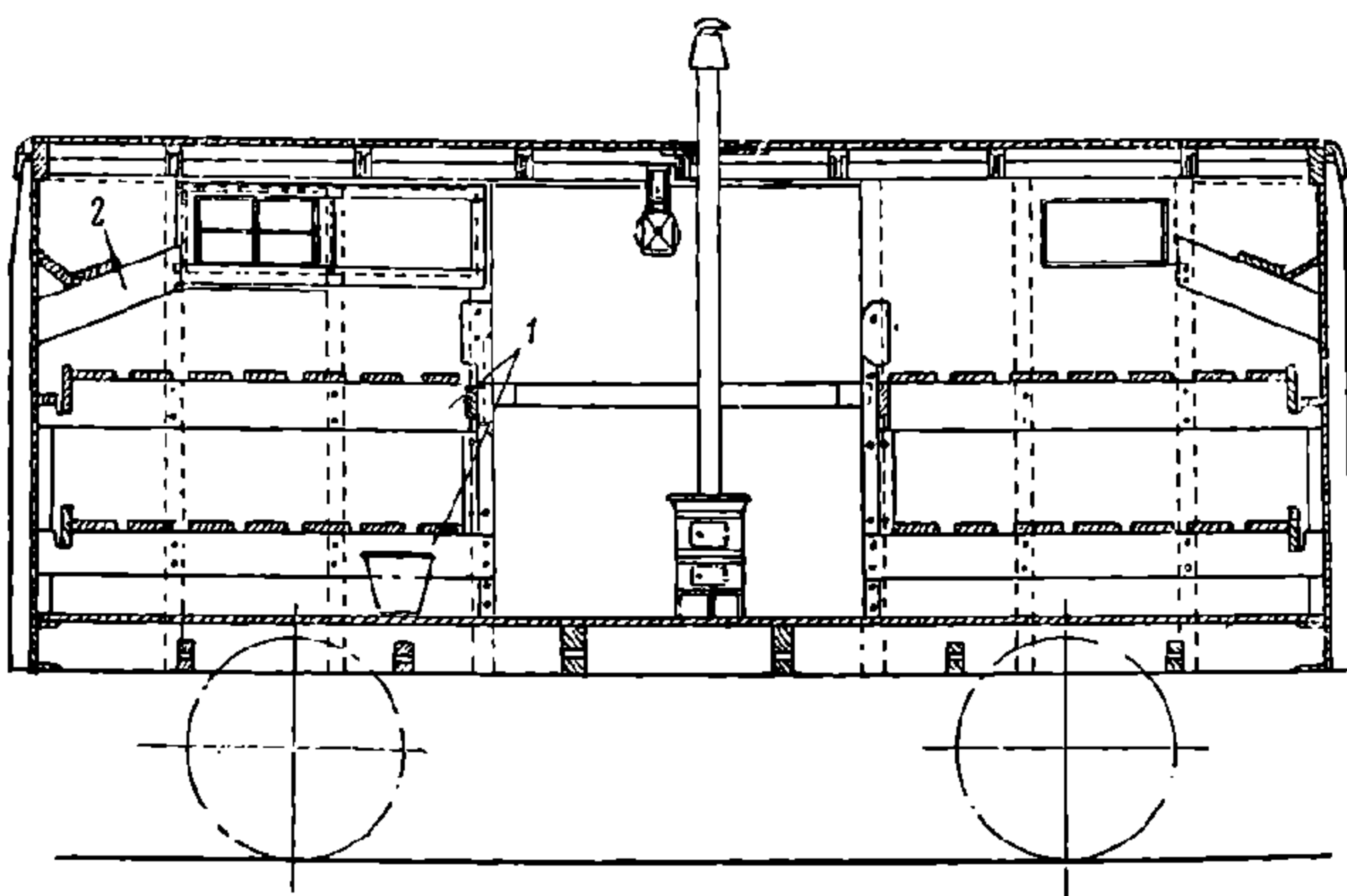


Фиг. 402. Конструкция подвески двери крытого вагона



Фиг. 403. Запорный механизм люка

В двухосных вагонах дверь перемещается на роликах по нижнему рельсу, а вверху удерживается направляющей планкой. Запирается дверь закидкой, которая через её ушки пломбируется при перевозке ценных грузов.



Фиг. 404. Несъёмное оборудование двухосного вагона

В четырёхосных вагонах (фиг. 402) дверь 1 подвешивается на верхний рельс 2 посредством специальных подвесок 3 с роликами. Такая конструкция ограничивает подъём двери. Чтобы нижний край двери нельзя было отжать от порога, последний упирается в специальные кронштейны.

Боковые люки состоят из деревянной или металлической рамки и крышки из стального листа толщиной 3—4 мм. Рамка прикрепляется к стойкам и верхней обвязке боковой стенки кузова. Крышка навешивается шарнирно на нижней кромке рамки и снабжается запорным механизмом

(фиг. 403). При закрытом положении закидки 1 планка 2 опускается вниз и препятствует самопроизвольному открыванию запора.

Расположение несъёмного оборудования в двухосных вагонах показано на фиг. 404. Настенные доски 1 служат для укладки нар и прикрепляются через обшивку к деревянным стойкам шурупами, а к металлическим — болтами. К дверным стойкам прикрепляются дверные бруски с пазом и поворотной колобашкой для коновязи. На верхней обвязке над дверью прикрепляются крюки для подвески фонарей. Колобашки 2 служат для укладки досок вещевых полок.

В четырёхосных вагонах настенные доски располагаются из расчёта укладки трёхъярусных нар.

2. ПОЛУВАГОНЫ

Полувагоны (гондолы, хопперы и др.) предназначаются главным образом для перевозки сыпучих грузов (уголь, руда, кокс, гравий, щебень и др.). Разгрузка происходит за счёт собственного веса груза, который высыпается через люки в нижней части кузова. Полувагоны разгружаются также на вагоноопрокидывателях путём переворачивания вагона вокруг продольной оси.

При перевозке груз слёживается, а в зимнее время смерзается. При этих условиях быстрота и удобство разгрузки во многом зависят от формы кузова и конструкции разгрузочных люков.

Кузов четырёхосного хоппера (фиг. 405) по форме приближается к бункеру; боковые стенки располагаются вертикально, а лобовые — наклонно под углом 35° к горизонту. Верхняя часть лобовых стенок обычно делается вертикальной. Образующаяся в нижней части кузова горловина оборудуется разгрузочными люками. Боковые стенки кузова — несущие, ферменного типа. Каркас кузова изнутри обшит деревянной обшивкой.

Для лучшего противодействия боковых стенок распору и более равномерной выгрузки вагона внутри кузова посередине поставлены специальные контрфорсы, связанные с поперечной балкой рамы и между собой.

Выгрузка производится через боковые люки, расположенные по обе стороны вагона параллельно его оси.

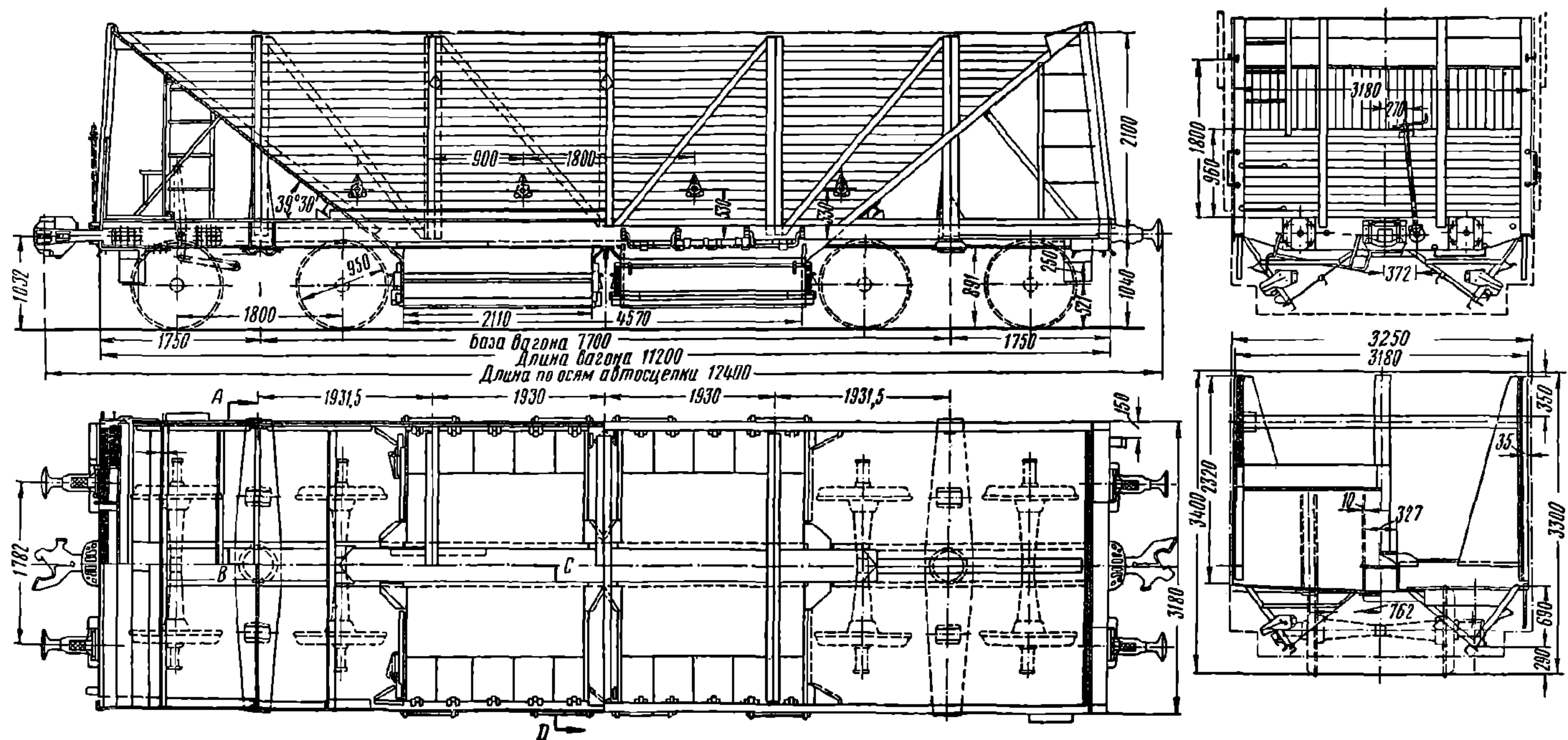
Основным недостатком четырёхосного хоппера является беспокойный его ход и обусловленные этим большие динамические усилия, передающиеся на вагон и путь, а также возможность схода с рельсов. Как показали опыты ЦНИИ в 1942 г., главной причиной беспокойного хода хоппера первых выпусков является его малая база, примерно равная половине длины рельсов. Это приводит к прогрессивному нарастанию амплитуды вертикальных колебаний при скорости, равной половине критической (65—75 км/ч).

В вагонном парке имеются цельнометаллические двухосные хопперы грузоподъёмностью 25 т. Рама двухосного хоппера по конструкции аналогична раме 20-т крытого вагона, но в пределах бункерной части кузова хребтовая балка перекрыта штампованной двухскатной накладкой для улучшения разгрузки. Вертикальные и наклонные стенки обшиты стальными листами толщиной 6 мм. Все соединения выполнены на заклёпках.

Кроме описанных конструкций хопперов имеется относительно небольшое количество полувагонов с так называемым седлообразным дном. Эти вагоны используются исключительно для перевозки торфа. Кузова их имеют высокие стенки и двухскатный пол с коньком вдоль продольной оси и разгружаются через боковые люки.

Из всех видов полувагонов наибольшее распространение на сети железных дорог СССР получили четырёхосные гондолы грузоподъёмностью 60 т, как наиболее целесообразные в конструктивном и эксплуатационном отношении. Кузов такой гондолы (фиг. 406) принадлежит к категории кузовов с несущими стенками.

Этот тип вагона имеет вертикальные стенки и горизонтальный пол, снабжённый открывающимися вниз люками. Такая форма кузова позволяет использовать гондолу для перевозки лесоматериалов, стального проката, штучных и тарных грузов. Для удобства погрузки насыпных грузов боковые стенки снаб-



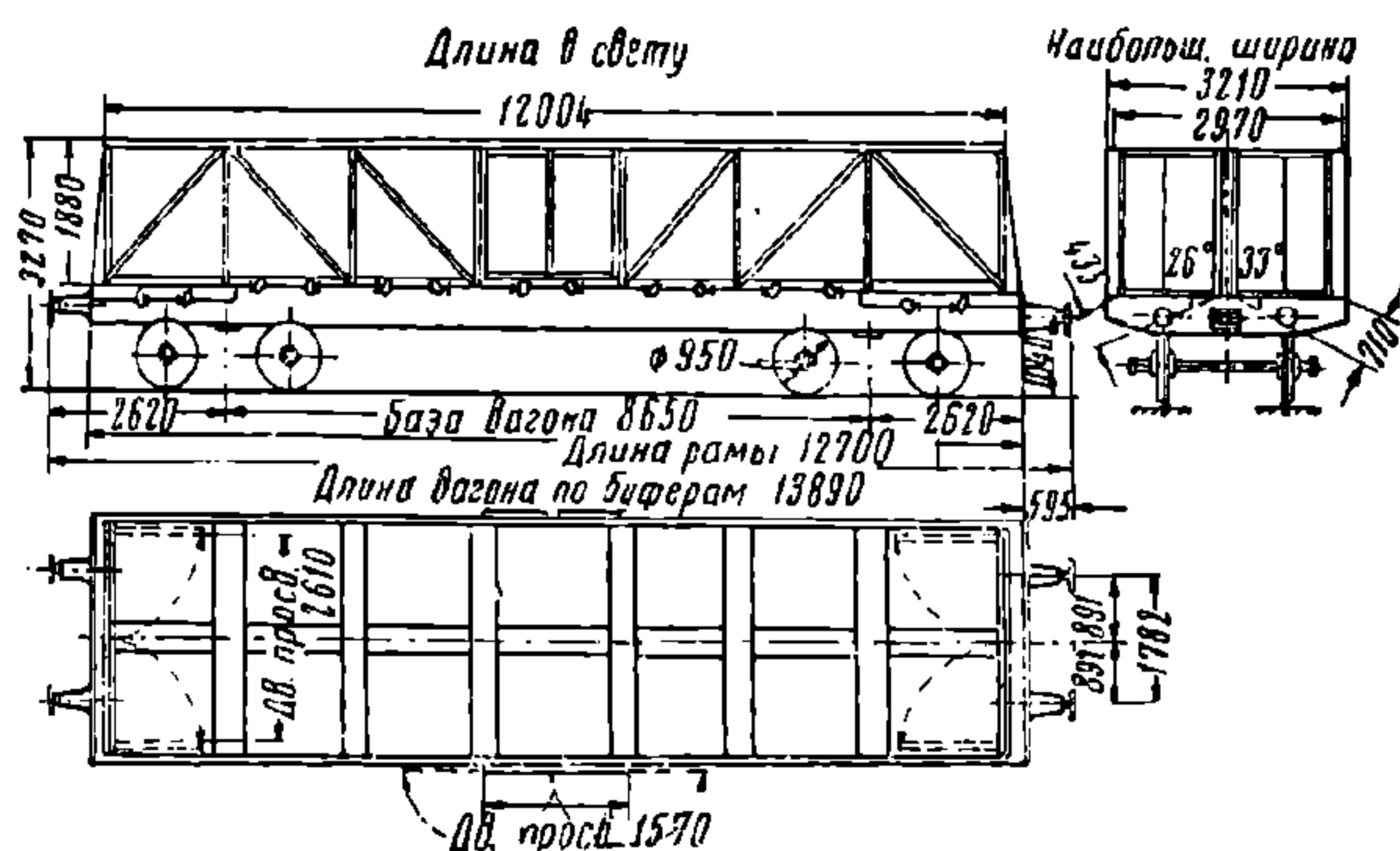
Фиг. 405. Кузов четырёхосного полувагона-хоппера

НТБ
ДНУЖТ

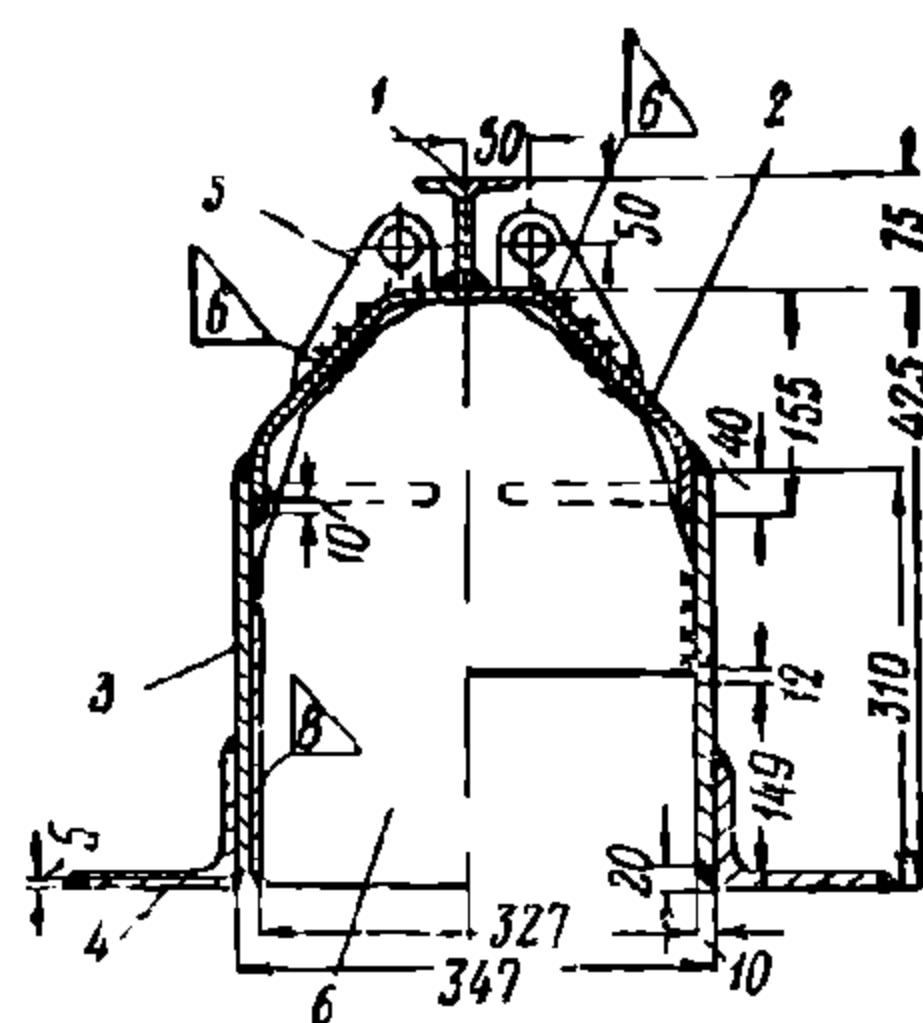
жены двухстворчатыми дверями, открывающимися наружу; лобовые стенки выполнены в виде двухстворчатых дверей, открывающихся внутрь.

Для укрепления стоек, применяемых при перевозке лесоматериалов, с внутренней стороны боковых стенок устанавливаются шарнирные лесные скобы. В нерабочем состоянии они поворачиваются, прилегают к стенке и не мешают выгрузке сыпучих грузов.

Для того чтобы после открытия люков груз не задерживался и высыпался без остатка, продольные и поперечные элементы рамы запроектированы с расчётом, чтобы они занимали минимальную площадь пола. Вследствие этого поперечное сечение хребтовой балки (фиг. 407) сделано суживающимся кверху и состоит из тавра 1 ($75 \times 75 \times 8$ мм), штампованной накладки 2 толщиной 8 мм, двух вертикальных листов 3 сечением 290×10 мм и двух угольников 4 ($130 \times 90 \times 12$ мм), которые подкрепляют нижние кромки листов. К наклонным плоскостям накладки прикрепляются ушки шарниров люков 5. Сохранение



Фиг. 406. Кузов четырёхосного полувагона-гондолы



Фиг. 407. Сечение хребтовой балки четырёхосной гондолы

формы сечения достигается постановкой в узлах примыкания поперечных балок рёбер жёсткости 6 толщиной 8 мм. На фигуре левая половина соответствует сечению по шкворневой балке, правая — по поперечной.

Элементы хребтовой балки, так же как и всего кузова, соединяются сваркой.

Буферный брус гондолы (фиг. 408) состоит из лобового листа 1 размером $3040 \times 550 \times 10$ мм, верхнего горизонтального листа 2— $2790 \times 340 \times 10$ мм и нижнего 3— $2965 \times 280 \times 10$ мм, который усиливается угольниками 4.

Для увеличения разгрузочной площади пола буферный брус значительно выдвинут за пределы лобовой стенки. На верхнем листе его приваривается порог 6 для лобовых дверей, подкрепляемый рёбрами 7. К нижнему листу и ребру жёсткости приваривается упор 8, ограничивающий открывание люка.

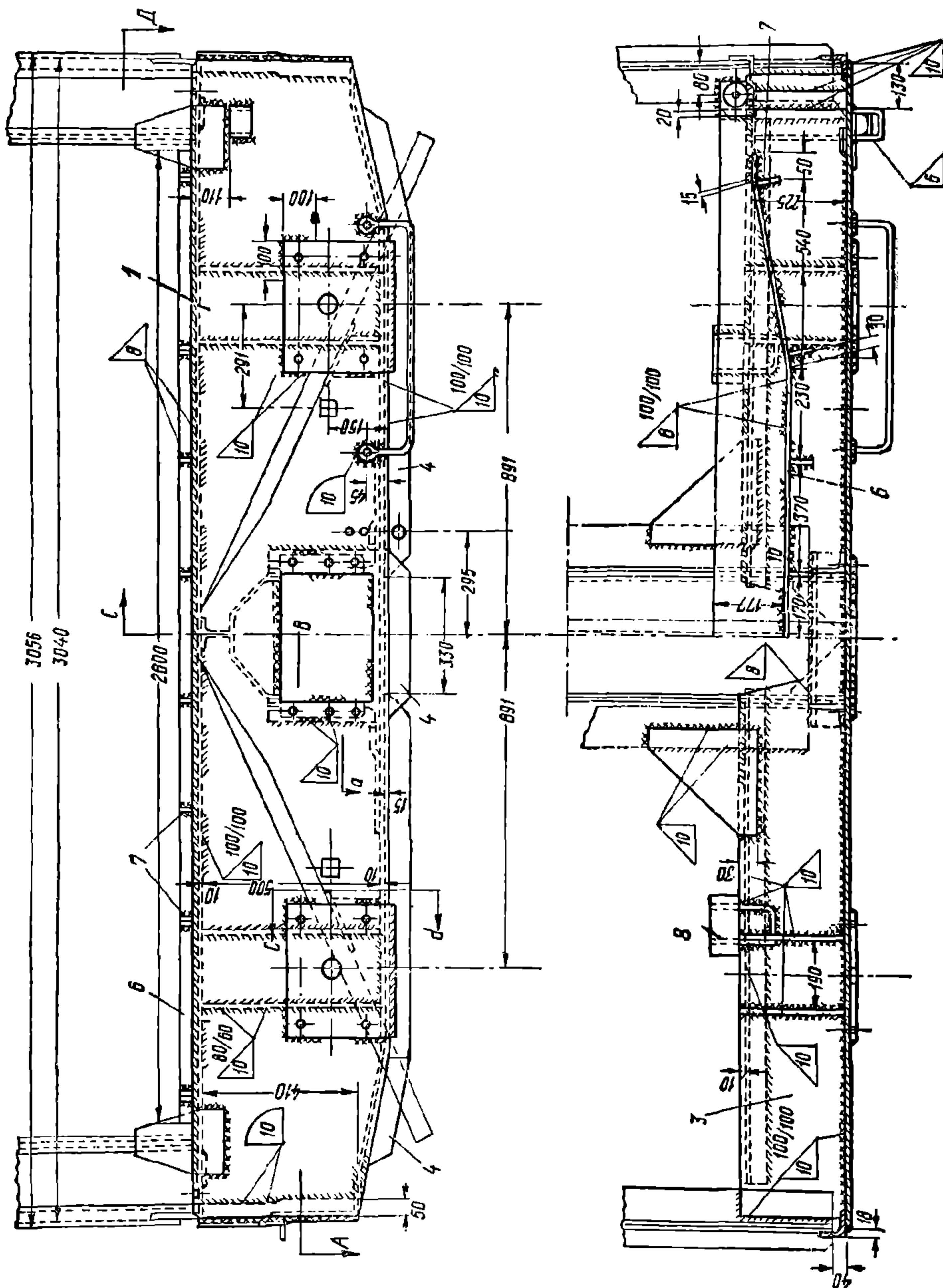
Шкворневая балка (фиг. 409) состоит из вертикальных листов 1 толщиной 10 мм, которые перекрываются верхней полосой 2 сечением 270×12 мм и нижним листом 3 толщиной 12 мм и шириной в среднем сечении 300 мм. Вертикальные листы привариваются к наружному контуру сечения хребтовой балки втавр и через накладки 4. Горизонтальные листы привариваются к плоскостям хребтовой балки, а нижний лист также и к рёбрам жёсткости.

Наружные концы шкворневой балки привариваются к нижней обвязке фермы. К нижнему листу шкворневой балки приварены упоры люков 5.

Промежуточная балка (фиг. 410) отличается от шкворневой меньшими размерами листов и конструкцией нижнего пояса.

Нижний пояс состоит из полосы 1, пропускаемой сквозь вертикальные стенки хребтовой балки, и угольника 2. Угольник приваривается к вертикальному листу 4 по наружной кромке угла, полки его располагаются наклонно и не задерживают высыпавшегося при разгрузке груза. Стык элементов нижнего пояса перекрывается накладкой 3.

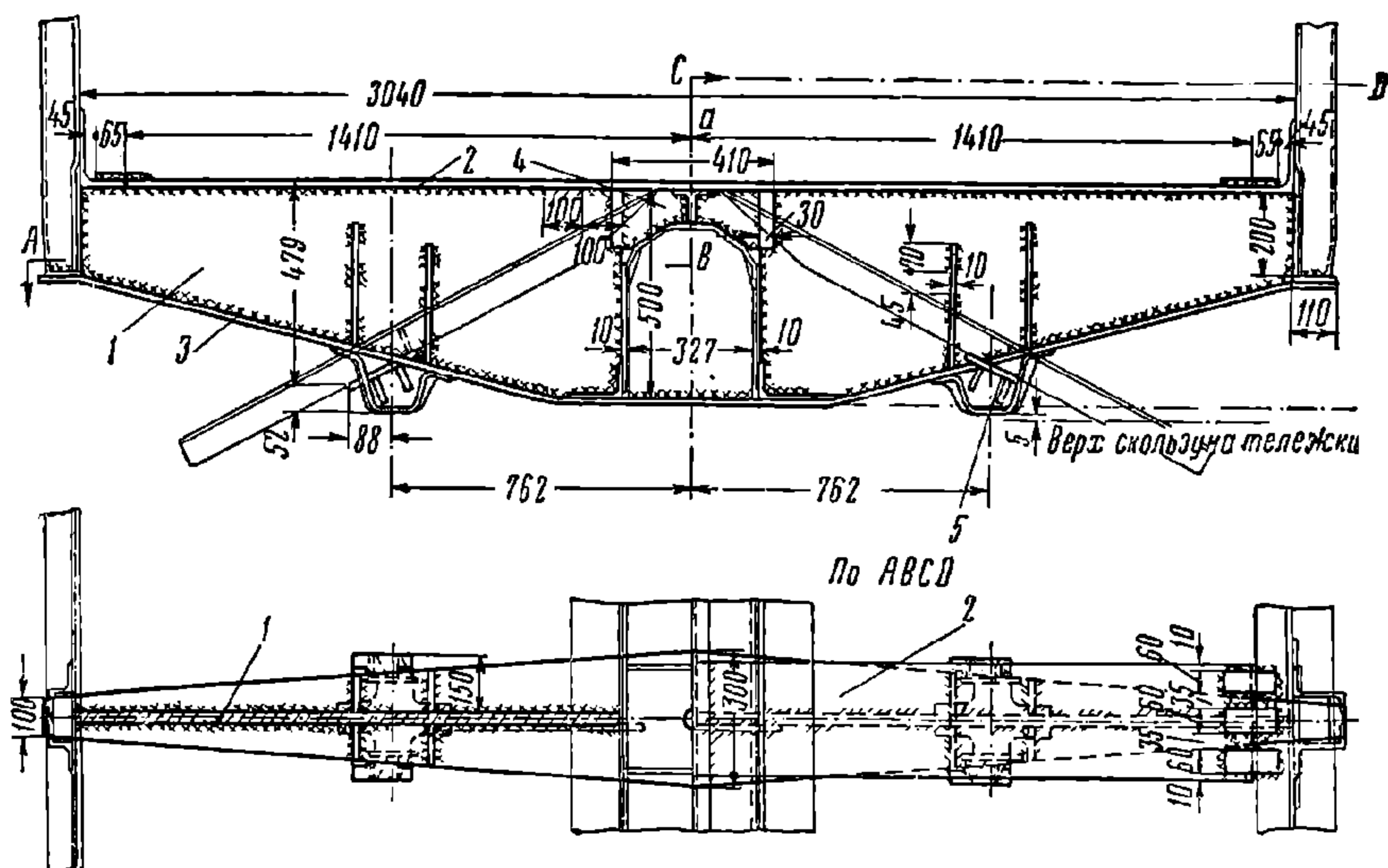
Для нижней обвязки боковых ферм используется угольник $150 \times 100 \times 12$ мм. В концевых частях, за шкворневыми балками обвязочные угольники усиливаются вертикальными и горизонтальными листами. Более широкая полка обвязочного угольника располагается вертикально и к ней приваривается



Фиг. 408. Буферный брус рамы четырёхосной гондолы

раскосно-стоечная система боковой фермы. Угловые стойки выполняются из угольника $100 \times 75 \times 10$ мм и подкрепляются контрфорсами из листа толщиной 8 мм, шкворневые и дверные стойки делаются из зетов сечением $100 \times 75 \times 6,5$ мм. Промежуточные стойки имеют составное сечение 80×8 мм (стенка), 140×7 и 70×12 мм (полки). К широкой полке прикрепляется обшивка стенки. Раскосы концевых панелей изготавливаются из углового проката $60 \times 60 \times 8$ мм, а остальных панелей из полосовой стали 140×8 и $100 \times$

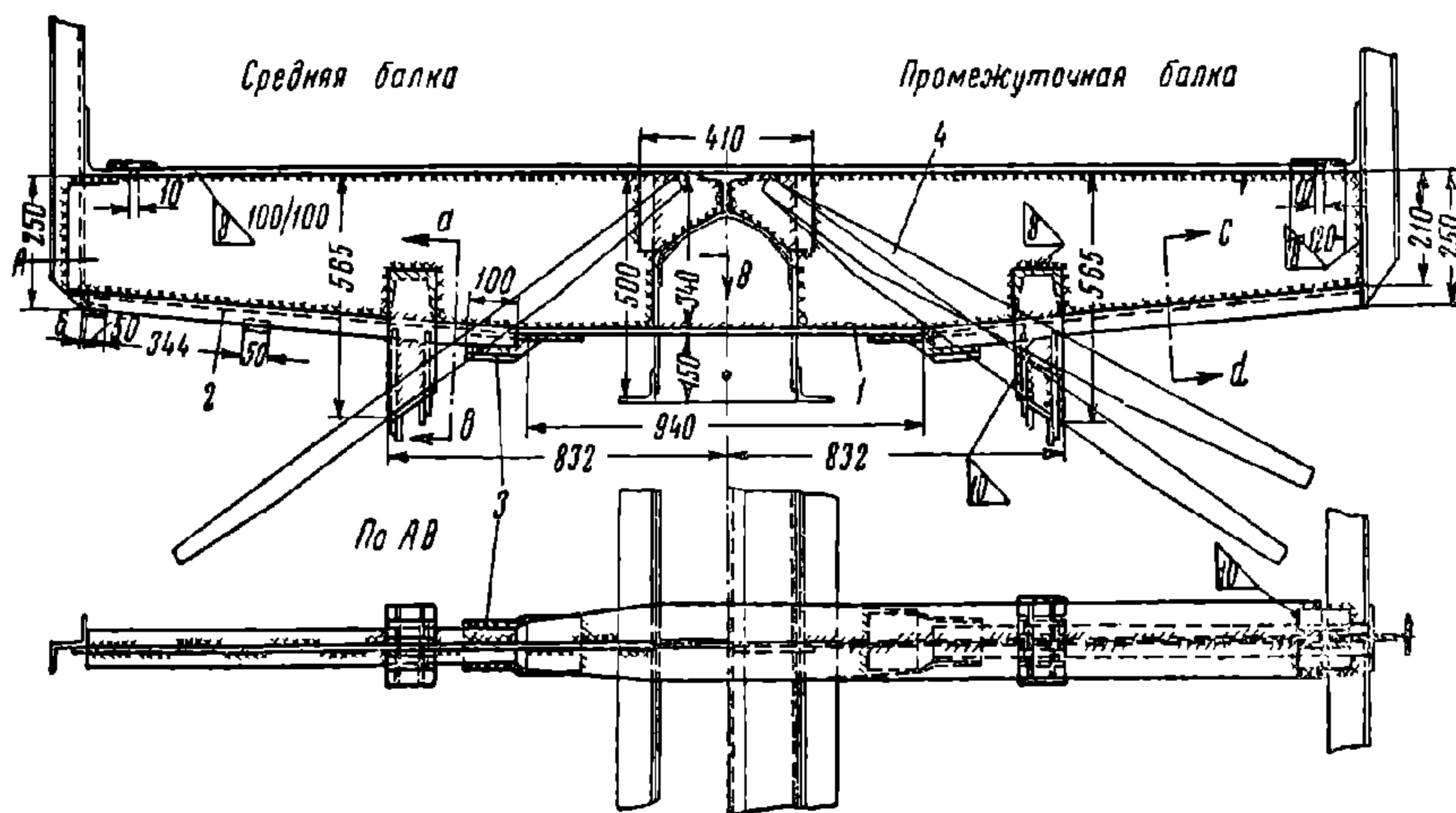
Х8 мм. Раскосы из полос легко теряют устойчивость при сжатии и не воспринимают распорной нагрузки стенки. В последующих конструкциях эти раскосы заменены штампованными — с одним гофром вдоль продольной оси, а промежуточные стойки составного сечения делаются из углового проката.



Фиг. 409. Шкворневая балка рамы четырёхосной гондолы

Верхняя обвязка фермы проходит вдоль всего кузова и выполняется из швеллера № 12.

Внутренние поверхности стоек и раскосов фермы располагаются в одной плоскости для хорошего прилегания обшивки. Обшивка из досок толщиной 40 мм в нижней части кузова и 35 мм в верхней прикрепляется к каркасу болтами.



Фиг. 410. Промежуточная балка рамы четырёхосной гондолы

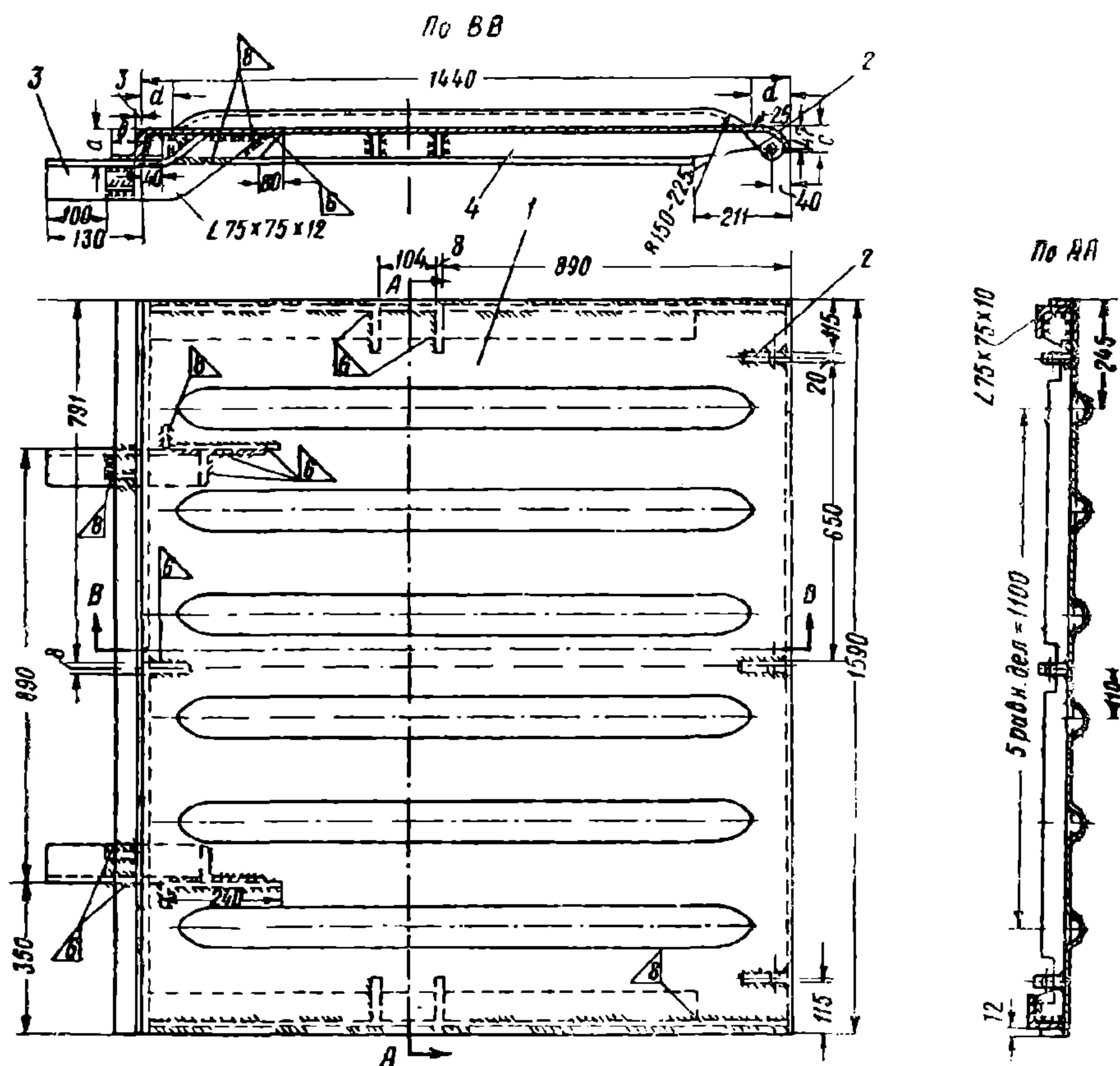
Боковые двери состоят из стального каркаса, обшитого досками, и навешиваются на дверные стойки. Запираются они задвижным запорным механизмом, который управляется одной рукояткой.

Лобовые двери навешиваются шарнирно на угловые стойки и упираются в притворные планки (приваренные к стойкам) и порог. Так как на лобовые двери приходится большие усилия от распора и продольной инерции груза, верх-

ние обвязки обеих половинок соединяются между собой специальным замком. Уплотнение среднего притвора достигается постановкой деревянного бруска между полками обвязочных зетов.

Крышка разгрузочного люка (фиг. 411) представляет собой стальной лист 1 толщиной 6 мм с выштампованными в нём гофрами. К листу привариваются ушки петель 2, запорные угольники 3 и рёбра жёсткости 4. Возможны и другие варианты конструкции крышки, например, вместо гофра можно с нижней стороны поставить рёбра или вместо краевых рёбер в рассмотренном варианте отбортовать основной лист. Гофры или рёбра служат для повышения жёсткости крышки.

В закрытом состоянии крышка люка опирается одной стороной на шарниры, а другой на запорные угольники, которые удерживаются закидкой запорно-



Фиг. 411. Крышка разгрузочного люка

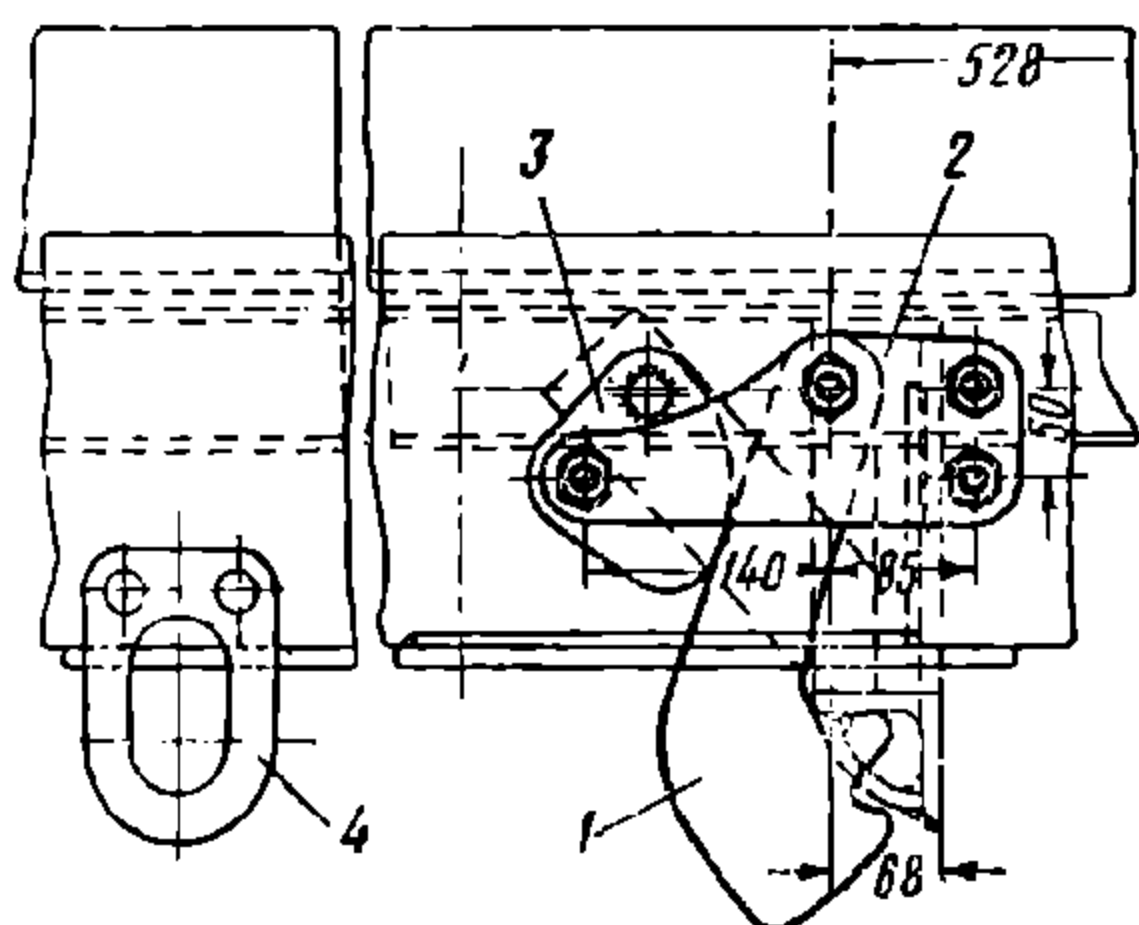
го механизма. Запорный механизм (фиг. 412) выполнен в виде закидки 1, которая подвешена к угольнику нижней обвязки фермы через скобу 2. Закидка в рабочем положении фиксируется запорным сектором 3. Верхний зуб закидки служит для плотного прижатия крышки к контуру люкового проёма. После поднятия крышки вручную до первого зуба она поджимается на второй при помощи лома, закладываемого в петлю 4. Угол наклона крышки открытого люка, расположенного между тележками, составляет 32° и над тележками 26° .

В 1948 г. Уралвагонзаводом спроектирована и построена цельнометаллическая гондола с несущими стенками кузова грузоподъёмностью 60 т. Сечения элементов этой гондолы показаны на фиг. 413.

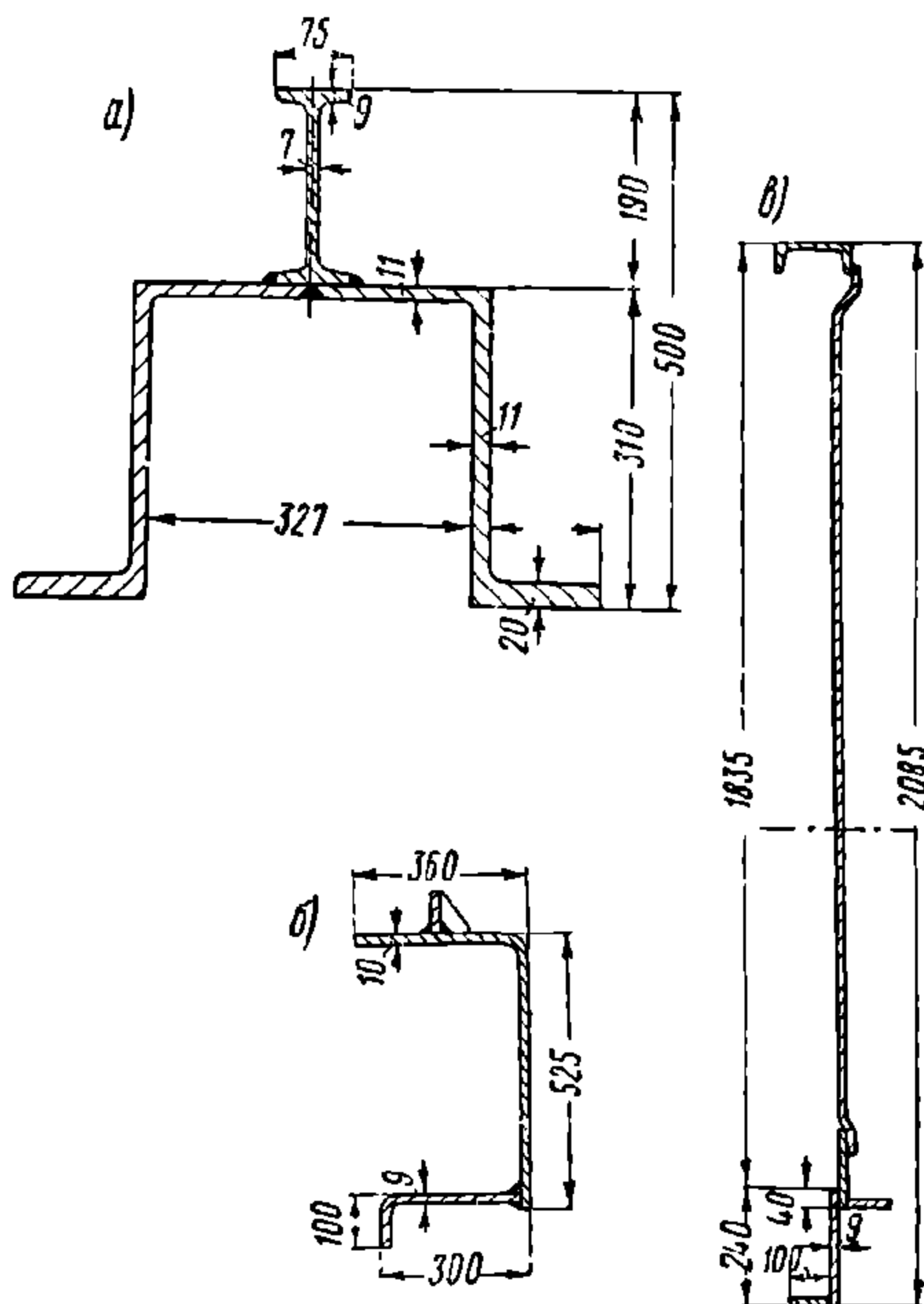
Боковая стенка представляет собой сплошную балку-стенку, образованную верхним и нижним поясами, стойками и обшивкой из листа толщиной 4 мм.

В консольной части нижний пояс усилен штампованным угольником $240 \times 100 \times 9$ мм. Угловая стойка выштампована из листа толщиной 7 мм. Все остальные стойки выполнены из зетового проката № 10. Угловые стойки достаточно надёжно подкрепляются по всей высоте вертикальным листом балки-стенки, поэтому необходимость в постановке контрфорсов отпадает.

Кузов цельнометаллической гондолы оборудован только лобовыми дверями, подвешенными на петлях к угловым стойкам и открывающимися внутрь.



Фиг. 412. Запорный механизм люка



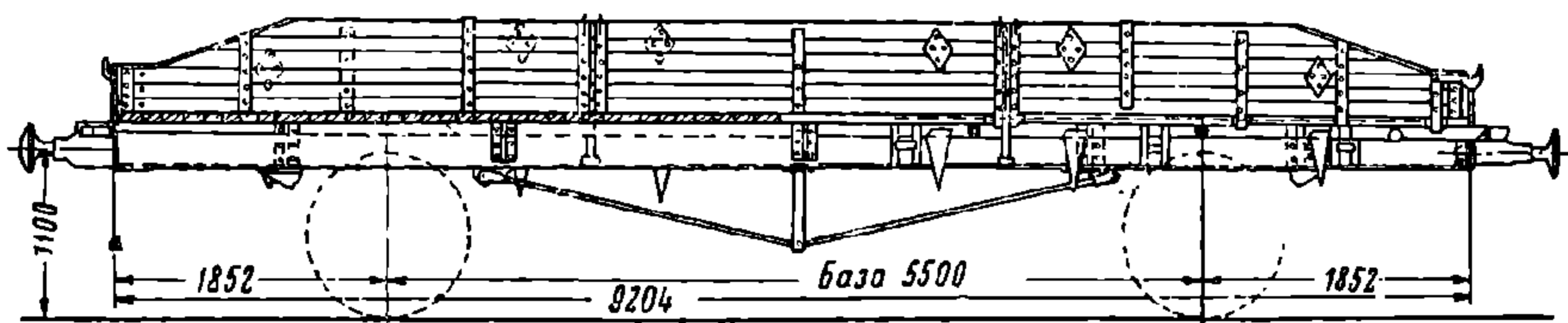
Фиг. 413. Сечения элементов цельнометаллической гондолы:

а — хребтовая балка; б — буферный брус; в — боковая стенка

3. ПЛАТФОРМЫ

На платформах перевозятся лесные строительные материалы, прокат, различные машины, штучные и тарные грузы. Нередко платформы используются для перевозки руды, угля, щебня и других сыпучих грузов.

Перевозка первого рода грузов требует надёжного укрепления их от перемещений и опрокидывания, для чего платформы оборудуются специальными



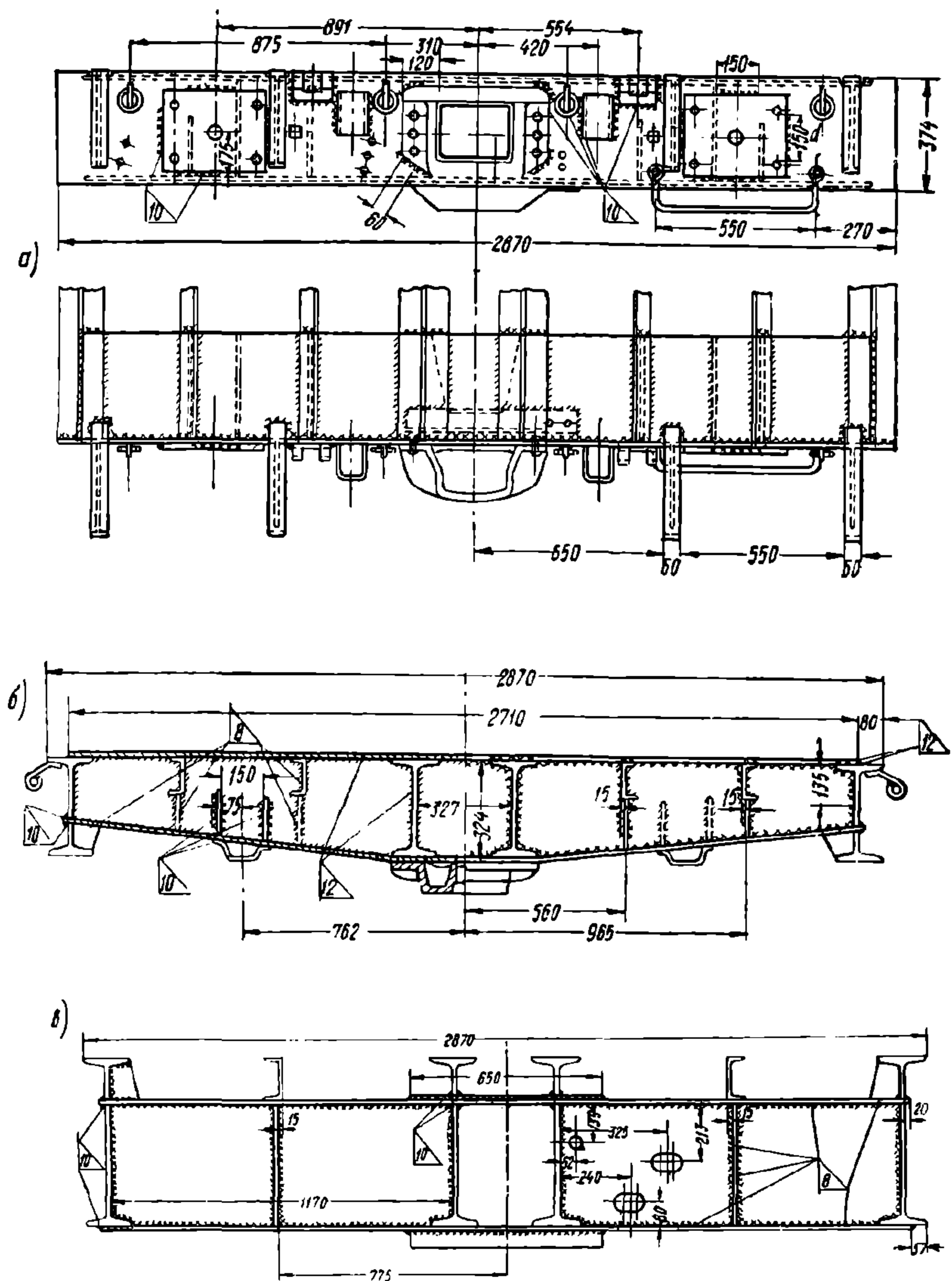
Фиг. 414. Двухосная платформа грузоподъёмностью 20 т

скобами для лесных стоек и увязочными кольцами. Перевозка сыпучих грузов требует устройства вертикальных ограничивающих поверхностей, которыми являются откидные борта платформы.

Для лучшего использования грузоподъёмности платформы целесообразно иметь высоту бортов большую, нежели в существующих конструкциях. Вместе с тем борта в опущенном состоянии не должны выходить из пределов габарита подвижного состава.

На фиг. 414 показан общий вид кузова двухосной платформы грузоподъёмностью 20 т. Рама оборудована хребтовой балкой и по конструкции подобна раме 20-т крытого вагона. Для обеспечения перевозки сосредоточен-

ных грузов боковые балки рамы усилены одноколоночными шпренгелями. Пол настилается из досок толщиной 45—48 мм прямоугольного сечения; доски пола платформ не имеют соединения «вчетверть», чтобы на них не задерживалась влага. По торцам доски перекрываются армировочным угольником, который одновременно используется для закрепления досок к угольникам продоль-



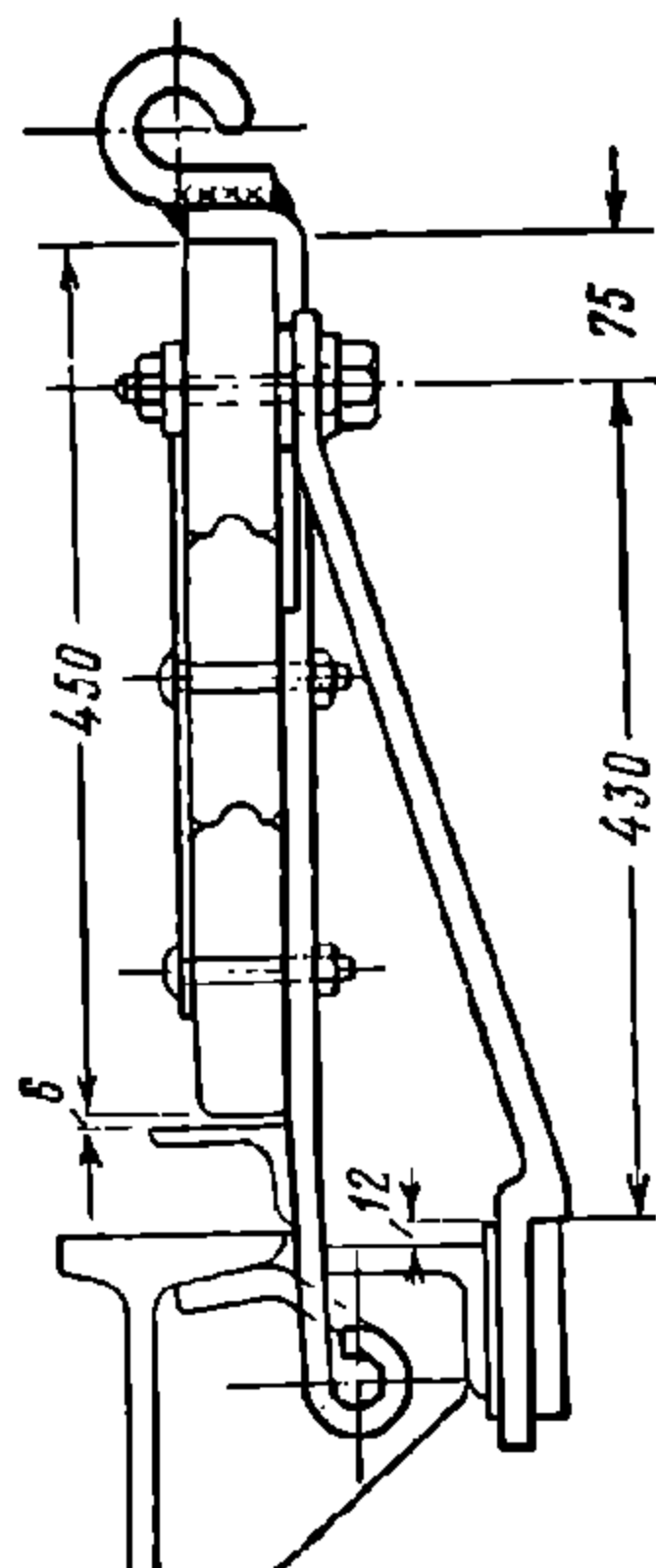
Фиг. 417. Элементы рамы четырёхосной платформы:
а—буферный брус; б—шкворневая балка; в—поперечная балка

ной обвязки при помощи болтов с потайными головками. В средней части доски пола прикрепляются болтами через специальные скобы к полкам хребтовой балки.

Конструкция бортового запора платформы показана на фиг. 415. Для закрепления борта в поднятом состоянии используются швеллерные стойки, которые в нерабочем состоянии могут свободно опускаться вниз через отверстия в полу. Кроме того, продольные борта соединяются с лобовыми при помощи закидок. Для предохранения бортов от разрушения (удар о раму при их

открывании) на раме ставятся отбойные пружины, а на бортах предохранительные планки ромбической формы.

При перевозке длинномерных грузов, выходящих за пределы рамы (но в пределах длины буферных стаканов), возможно движение с опущенными лобовыми бортами. В таком случае последние ложатся на специальные кронштейны, установленные на буферном бруске.



Фиг. 418. Запор продольного борта

Для установки деревянных стоек, необходимых при перевозке лесных материалов, в полу платформы (за пределами боковых балок) сделаны 6 пар гнезд, оборудованных скобами (фиг. 416).

Широкое распространение на нашей сети железных дорог имеют четырёхосные платформы грузоподъемностью 60 т (см. фиг. 8).

Рама платформы состоит из четырех продольных балок, по форме приближающихся к брусу равного сопротивления изгибу, изготовленных из прокатного двутавра № 55а. Конструкция буферного бруса, шкворневых и промежуточных поперечных балок показана на фиг. 417.

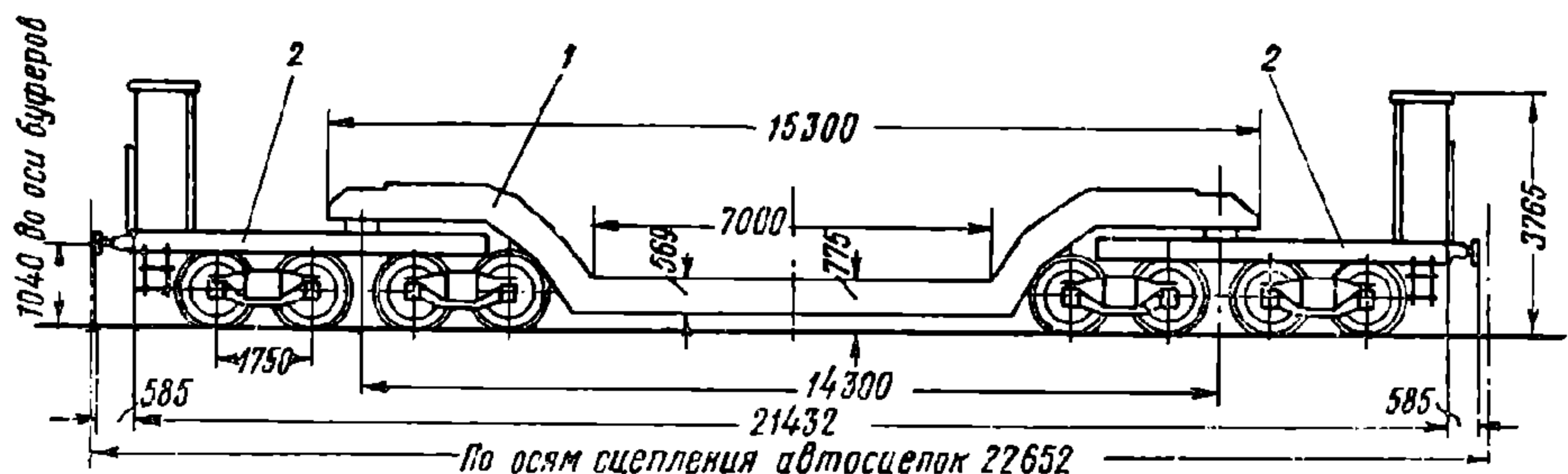
Продольные борта в средней части закрепляются специальными запорами (фиг. 418), а по концам закидками к торцевым бортам. Лесные скобы вынесены наружу на вертикальные стенки боковых балок.

Рассмотренные типы платформ отечественной постройки хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации.

К недостаткам платформ относятся недостаточное использование их грузоподъемности, слабая конструкция бортовых запоров, приводящая к самопроизвольному открыванию бортов, и частая поломка последних.

4. ТРАНСПОРТЁРЫ

Транспортёры предназначены для перевозки тяжеловесных и громоздких грузов (трансформаторы, роторы генераторов и турбин, крупные отливки и т. п.). На наших дорогах имеются транспортёры грузоподъемностью от 26,5 до 150 т. От величины грузоподъемности зависит число подкатываемых колёсных пар и соответственно этому—конструкция элементов, передающих нагрузку на оси.



Фиг. 419. Транспортёр грузоподъемностью 80 т

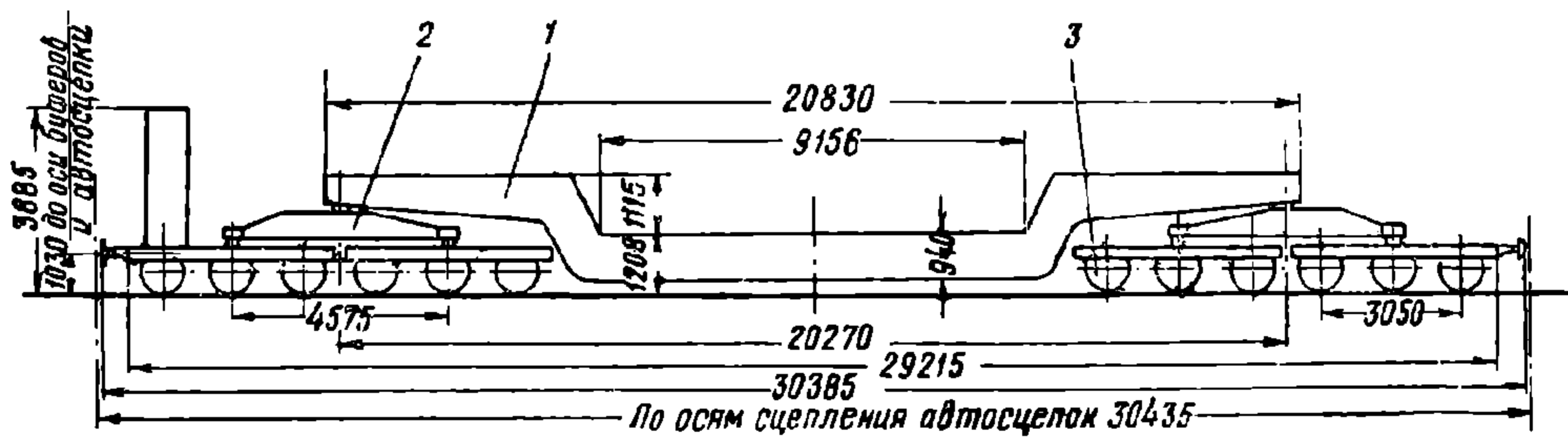
Например, транспортёр грузоподъемностью 70—80 т (фиг. 419) имеет 8 колёсных пар. Конструкция его состоит из главной балки 1 и рам 2, которые опираются на обычные двухосные тележки грузовых вагонов. Этот транспортёр предназначен для перевозки сосредоточенных (на длине 2 м посередине главной балки) грузов весом до 70 т и равномерно распределённых—вдоль грузовой площадки (горизонтальная часть главной балки)—весом до 80 т. Главная балка 1 опирается на рамы 2 через сферические пятниковые опоры,

а от опрокидывания предохраняется скользунами. На опорных рамах 2 монтируются ударно-тяговые приборы и тормозное оборудование.

Транспортёр грузоподъёмностью 150 т (фиг. 420) имеет 12 колёсных пар. Конструкция его, кроме главной балки 1, состоит из промежуточных балок 2 и четырёх специальных трёхосных тележек 3.

В транспортёрах грузоподъёмностью, меньшей 70 т, главные балки непосредственно опираются на двух- или трёхосные тележки.

Характерной особенностью всех транспортёров является пониженный уровень погрузочной площадки. Это делается для перевозки высоких грузов (например, трансформаторы). Высота уровня погрузочной площадки зависит от высоты среднего сечения главной балки и расстояния нижней её кромки до



Фиг. 420. Транспортёр грузоподъёмностью 150 т

головки рельсов, ограниченного габаритом. Чтобы избежать уменьшения этого расстояния вследствие прогиба нагруженной главной балки, последней при изготовлении придаётся начальный обратный прогиб, по величине равный прогибу в нагруженном состоянии. Ширина главной балки ограничивается нижней (суженной) частью очертания габарита подвижного состава.

Транспортёры изготавливаются клёпаной и сварной конструкции. Главные балки обычно состоят из нескольких вертикальных листов, которые сверху перекрываются сплошными листами, а снизу усиливаются горизонтальными полосами—накладками. Участки перегибов главной балки, где возникают значительные местные напряжения вследствие кривизны, усиливаются дополнительными накладками и подкрепляются рёбрами.

Для закрепления груза на стенках главной балки с наружной стороны ставятся увязочные кольца и скобы.

В табл. 64 приведена характеристика основных типов грузовых вагонов.

Таблица 64
Характеристика основных типов грузовых вагонов

Тип вагона	Наличие тормоза	Число осей	Тара вагона в т	Грузоподъёмность в т	Коэффициент тары	Полезный объём в м³	Длина рамы в м	Нагрузка на 1 пог. м пути в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Год начала постройки
Двухосный крытый	△	2	8,2	16,5—18	0,5—0,46	39,0	6,444	3,43	13,10	—
	○	2	8,6	16,5—18	0,52—0,48	39,0	7,046	3,23	13,30	—
Двухосный крытый	△	2	11,4	20	0,57	45,4	6,68	3,96	15,65	1923
	○	2	12,10	20	0,61	45,4	7,37	3,74	16,05	1923
Четырёхосный крытый клёпаной конструкции	△	4	23,4	50	0,47	89,4	13,088	5,13	18,35	1926
	○	4	24,2	50	0,485	89,4	13,838	4,93	18,55	1926

Продолжение табл. 64

Тип вагона	Наличие тормоза	Число осей	Тара вагона в т	Грузоподъемность в т	Коэффициент тары	Полезный объем в м³	Длина рамы в м	Нагрузка на 1 пог. м пути в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Год начала постройки
Четырехосный крытый сварной конструкции	△	4	21,9	50	0,438	89,8	13,510	4,88	18,0	1936
	○	4	22,7	50	0,456	89,8	14,13	4,74	18,18	1936
Полувагоны										
Двухосный полувагон	△	2	7,16	16,5—18	0,43—0,40	21,9 (без шапки)	6,444	3,3	12,58	—
Четырехосная гондола сварной конструкции с деревянной обшивкой	○ △	4	22,7	60	0,38	66,8	12,70	5,94	20,57	1932
Четырехосная гондола сварной конструкции с металлической обшивкой .	△	4	24	58	0,415	66,8	12,7	5,88	20,5	1947
Двухосный полувагон-хоппер .	○	2	12,2	25,0	0,49	26,0	5,92	5,21	18,6	1931
Четырехосный угольный полувагон-хоппер клепаной и сварной конструкции .	○ △	4	21,0	50	0,42	59,34	8,81	7,08	17,75	1932
Четырехосный рудный полувагон-хоппер клепаной и сварной конструкции .	○ △	4	17,1	70	0,245	28,6	6,492	11,85	21,78	1933
Платформы										
Двухосная платформа .	△	2	7,3	16,5—18	0,44—0,4	$\frac{5,71*}{12,88}$	9,204	2,43	12,65	—
	○	2	7,8	16,5—18	0,47—0,43	$\frac{5,43*}{12,18}$	9,204	2,48	12,9	—
Двухосная высокобортная платформа сварной и клепаной конструкции .	△	2	9,2	20	0,46	14,61	9,204	2,8	14,6	—
	○	2	9,9	20	0,5	13,84	9,204	2,87	14,95	—
Двухосная высокобортная платформа сварной конструкции для перевозки марганца .	△	2	8,9	20	0,445	9,8	6,61	3,69	14,45	—
	○	2	9,4	20	0,47	9,8	6,61	3,75	14,70	—

* В числителе указан объем при высоте продольных бортов 229 мм, а в знаменателе—550 мм.

Продолжение табл. 64

Тип вагона	Наличие тормоза	Число осей	Тара вагона в т	Грузоподъёмность в т	Коэффициент тары	Полезный объём в м³	Длина рамы в м	Нагрузка на 1 пог. м пути в т	Нагрузка от оси на рельсы в т	Год начала постройки
Четырёхосная цельносварная платформа	○△	4	18,4	50	0,37	15,73	13,004	4,81	17,1	1932
Четырёхосная безбортная платформа	△	4	24	60	0,4	Площадь пола 40,3	13,0	5,91	21,0	1935
Четырёхосная сварная платформа из прокатных профилей	△	4	22	60	0,368	15,73	12,974	5,78	20,5	1936
	○	4	22,2	60	0,37	15,0	12,974	5,79	20,55	1936

Условные обозначения:

- △ — без ручного тормоза.
- — с ручным тормозом.

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА XIV

ВАГОНЫ-ЦИСТЕРНЫ

Вагоны-цистерны относятся к специальному типу подвижного состава, предназначенному для перевозки жидких и газообразных грузов: нефти, бензина, лигроина, керосина, мазута, битума, минеральных и растительных масел, спирта, воды, кислот и др. Кроме того в цистернах транспортируются газообразные продукты.

Характерной особенностью вагонов-цистерн является наличие котла, в котором помещается перевозимый груз.

Появление вагонов-цистерн связано с развитием нефтяной промышленности. Жидкое состояние, огнеопасность, испаряемость, условия налива и слива нефтепродуктов потребовали создания соответствующего типа вагонов-цистерн.

Первые отечественные вагоны-цистерны были изготовлены в 1872 г. мастерскими бывш. Грязе-Царицынской и Московско-Нижегородской ж. д.

С того времени вагоностроительные заводы России создали много оригинальных конструкций вагонов-цистерн (нефтяных, бензиновых, спиртовых, кислотных, газовых, комбинированных системы инж. Кубасова и др.). Однако дореволюционный парк цистерн отличался излишней разнотипностью (свыше 250 типов) и состоял преимущественно из малогрузных вагонов.

За годы советской власти в связи с колоссальным ростом нефтедобычи и химической промышленности произошло коренное изменение парка вагонов-цистерн. Вагоностроительная промышленность снабдила железные дороги новыми, более совершенными конструкциями цистерн. Наиболее совершенная четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м^3 занимает теперь преобладающее место в наливном парке. Кроме того строились в значительном количестве двухосные цистерны ёмкостью 25 м^3 , а также битумные, кислотные и др.

Характеристика наиболее типичных конструкций вагонов-цистерн современного парка приводится в табл. 65.

1. ЧЕТЫРЁХОСНАЯ ЦИСТЕРНА ЁМКОСТЬЮ 50 м^3

В 1927 г. завод им. Андре Марти в г. Николаеве начал изготовление четырёхосных вагонов-цистерн ёмкостью 50 м^3 . Цистерны строились клёпаной конструкции; хребтовая балка рамы усиливалась шпренгелями.

В 1931 г. в связи с развитием электросварки завод перешёл на изготовление котлов сварной конструкции. К этому же времени относится освобождение рамы от шпренгелей. Последнее стало возможным после проведённых исследований экспериментального бюро Центрального научно-исследовательского института транспортного строительства, показавших, что большая жёсткость котла, значительно превышающая жёсткость продольных балок рамы, обуславливает передачу вертикальной нагрузки главным образом на шкворневые балки рамы.

Однако рамы цистерн ёмкостью 50 м^3 первых выпусков имели существенный недостаток: отсутствовали боковые балки в средней части вагона.

Т а б л и ц а 65

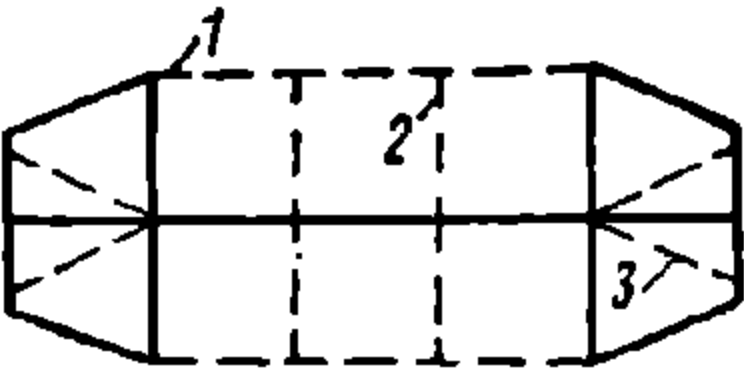
№ по пор.	Тип цистерны	Размеры рамы в мм		Размеры котла			Подъёмная сила в т	Тара вагона в т	Нагрузка в т		Коэффициент тары
		по буферным брусам	база вагона	наружная длина в мм	внутренний диаметр в мм	калибровочный тип			от оси на рельсы	на 1 пог. м пути	
1	Двухосная цистерна типа русских государственных железных дорог без ручного тормоза	6 444	3 810	6 274	1 748	С 116 по 137	15,2—15,9	7,5	11,5	3,00	0,49
2	То же с ручным тормозом	6 444	3 810	6 274	1 748	137	15,2—15,9	8,1	11,8	3,1	0,52
3	Четырёхосная цистерна ёмкостью 30 м³ бывшей Северо-Кавказской ж. д.	11 500	8 000	11 426	1 802	С 207 по 212	30	13,6	10,9	3,43	0,45
4	Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м³ клёпаной и сварной конструкции постройки 1927—1941 гг. без ручного тормоза	10 800	71 200	9 600	2 600	4	50	21,8—24	18,5	6,1	0,44—0,48
5	То же с ручным тормозом	11 000	71 200	9 600	2 600	4	50	22,5—24,7	18,65	6,1	0,45—0,49
6	Двухосная цистерна ёмкостью 25 м³ постройки 1931—1937 гг. без ручного тормоза	7 560	3 900	6 740	2 200	5—9	25	11,0	18,0	4,1	0,44
7	То же с ручным тормозом	7 740	3 900	6 740	2 200	5—9	25	11,7	18,35	4,1	0,47
8	Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м³ для битума	10 800	7 000	9 600 10 020	9 600 2 890	4	50	25,0	18,75	6,25	0,50
9	Двухосная цистерна ёмкостью 25 м³ для битума	7 560	3 900	6 740 7 310	2 200 2 552	5	25	13,5	19,25	4,37	0,54
10	Двухосная цистерна ёмкостью 26 м³ для меланжа и серной кислоты без ручного тормоза	10 800	7 120	9 600	1 890	252	50	23,0	18,25	6,08	0,46
11	То же с ручным тормозом	11 000	7 120	9 600	1 890	252	50	23,7	18,4	6,00	0,47
12	Четырёхосная цистерна ёмкостью 26 м³ для олеума без ручного тормоза	10 800	7 120	9 600 10 000	1 890 2 290	252	50	24,0	18,5	6,17	0,48
13	То же с ручным тормозом	11 200	7 120	9 600 10 000	1 890 2 290	252	50	24,7	18,7	6,00	0,49

Продолжение

№ по пор.	Тип цистерны	Размеры рамы в мм		Размеры котла			Подъёмная сила в т	Тара вагона в т	Нагрузка в т		Коэффициент тары
		по буферным брускам	база вагона	наружная длина, в мм	внутренний диаметр в мм	калибровочный тип			от оси на рельсы	на 1 лог. м пути	
14	Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м³ для аммиака .	11 000	7 000	9 600 9 900	2 600 2 900	4	50	25,0	18,75	6,13	0,50
15	Двухосная цистерна ёмкостью 25 м³ для аммиака	7 740	3 900	6 740 7 040	2 200 2 512	5	25	13,5	19,25	6,25	0,54
16	Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м³ современной постройки без ручного тормоза . .	10 800	7 120	9 600	2 600	4	50	25	18,75	6,25	0,50
17	То же с ручным тормозом	11 000	7 120	9 600	2 600	4	50	25,7	18,93	6,2	0,51
18	Двухосная цистерна ёмкостью 25 м³ постройки 1945—1948 гг. без ручного тормоза .	7 900	4 200	6 640	2 200	251	25	13,5	19,25	4,22	0,54

Примечание. Дробью показаны размеры цистерн с изоляцией: числитель — длина без изоляции и внутренний диаметр, знаменатель — наружные длина и диаметр.

При наличии буферов рама цистерны воспринимает большие продольные горизонтальные усилия, передающиеся не только через автосцепку, но и через буфера. В эксплуатации неизбежны случаи передачи этих усилий вдоль одной стороны вагона или по диагонали. Поэтому рамы подобной конструкции часто повреждались в эксплуатации, особенно в местах соединения хребтовой и шкворневых балок.



Фиг. 421. Схема рамы четырёхосной цистерны

Проведённые в 1934 г. Научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта испытания зафиксировали перенапряжение хребтовой и шкворневой балок этих цистерн. Осуществлённое в 1934 г. усиление рамы постановкой косынок и угольников в месте соединения хребтовой и шкворневой балок оказалось недостаточным. Поэтому, начиная со второй половины 1936 г., рамы цистерн ёмкостью 50 м³ были дополнительно усилены. Последнее усиление заключалось в постановке дополнительных балок (показаны на фиг. 421 пунктирными линиями): двух боковых 1 (между шкворневыми), изготовлявшихся из швеллеров № 18, двух поперечных промежуточных 2, изготовлявшихся из вертикальных листов толщиной 8 мм, и поясных верхних и нижних сечением 120 × 10 мм и четырёх диагональных упорных 3 из швеллеров № 30. Последние предназначались для передачи нагрузки от буфера на хребтовую балку с целью облегчения работы буферного бруса.

Конструкция рамы цистерны ёмкостью 50 м³ современной постройки показана на фиг. 422.

Хребтовая балка составлена из двух швеллеров 300 × 100 × 11 мм, перекрытых сверху и снизу накладками по всей длине, за исключением консолей. Внут-

тренные стенки швеллеров хребтовой балки расположены на расстоянии 350 мм друг от друга в связи с постановкой сменных прокладок, предохраняющих истирание хребтовой балки поглощающим аппаратом автосцепки.

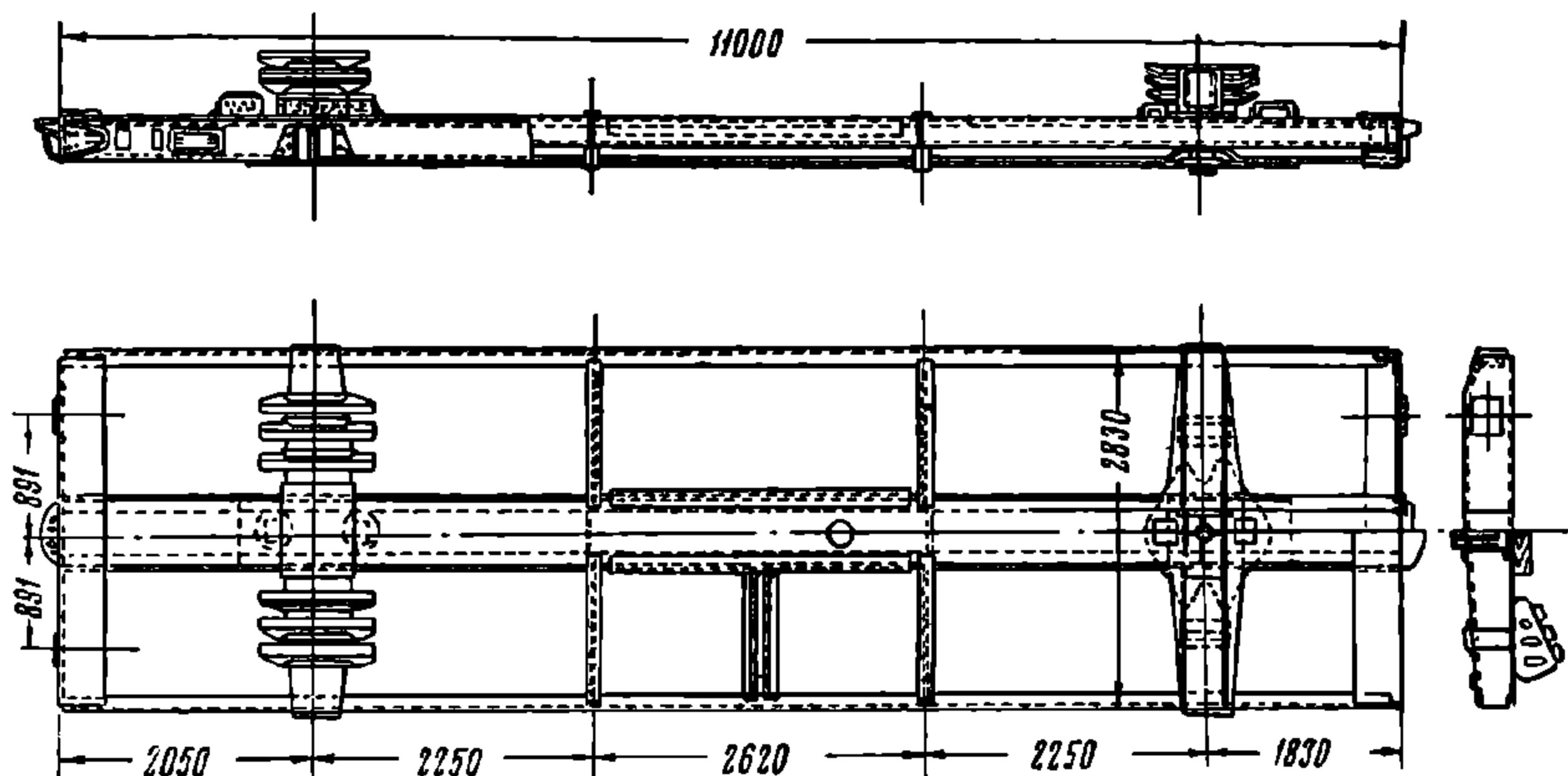
Боковые балки имеют постоянное сечение по всей длине—швеллер $200 \times 100 \times 8$ мм. Для облегчения технологии изготовления консольная часть выполнена без сужения к буферному брусу, имевшегося в рамах четырёхосных цистерн прежнего изготовления.

Буферный брус представляет собой Г-образную штамповку (вертикальный и верхний горизонтальный поясные листы) с уменьшенной высотой по концам и усиленную нижним поясным листом. Некоторые заводы изготавливают штампованные брусья П-образного профиля.

Шкворневая балка—коробчатого сечения. Для увеличения жёсткости надпятникового места предусмотрена специальная стальная отливка, прикрепляемая к раме заклёпками.

Рама имеет две поперечные промежуточные балки, составленные из вертикального листа, верхней и нижней накладок, и дополнительную короткую поперечную балку, предназначенную для подвешивания тормозного цилиндра.

Диагональные балки на консолях в этой конструкции отсутствуют.



Фиг. 422. Рама четырёхосной цистерны

Проведённые Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта в 1946 г. испытания четырёхосной цистерны современной постройки показали большую прочность рамы. Наибольшие замеренные напряжения в раме гружёной цистерны (вертикальная статическая нагрузка) составляют в хребтовой балке 162 кг/см^2 , в боковых балках 133 кг/см^2 и в шкворневых балках 158 кг/см^2 . Следовательно, рама цистерны почти не участвует в восприятии вертикальной статической нагрузки, что объясняется большой жёсткостью котла по сравнению с жёсткостью продольных балок рамы: почти вся нагрузка передаётся шкворневым балкам рамы, а от последних через пятники на тележки.

При подъёме цистерны домкратами (или краном), установленными по концам одной шкворневой балки рамы, в её балках согласно упомянутым выше испытаниям возникают следующие максимальные напряжения: в хребтовой 88 кг/см^2 , в боковой 384 кг/см^2 и в шкворневой 472 кг/см^2 .

Однако напряжённое состояние рамы резко отличается от описанного, если поднимать гружёный вагон-цистерну, устанавливая домкраты под буферные брусья. При испытаниях четырёхосной цистерны ёмкостью 50 м³, производившихся в 1938 г. Институтом электросварки Академии наук СССР, в консольной части хребтовой балки обнаружены остаточные деформации и измерены напряжения величиной 2950 кг/см^2 , обусловленные подъёмкой вагона домкратами, установленными под буферный брус. Следовательно, при подъёмке

Следовательно, для сохранности груза при его температурном расширении объём колпака должен составлять не менее 2—3% от объёма котла. Подобный объём колпака и принимается при конструировании цистерн.

Известно, что при изменениях скорости движения цистерны в котле возникает гидравлический удар жидкости, вредно сказывающийся на прочности конструкции. При определённых условиях (герметически закрытый люк) неполно налитый колпак является как бы воздушным буфером, уменьшающим величину гидравлического удара. Исследования показывают, что чем больше воздуха заключено в колпаке, тем меньше сказывается влияние гидравлического удара. Поэтому с этой точки зрения целесообразно проектировать колпаки больших размеров.

Кроме указанных выше двух назначений колпака он может быть использован также и для следующих целей. При проектировании цистерн требуется решить сложную задачу: обеспечить полное использование подъёмной силы вагона и не допускать частичного заполнения котла при перевозках грузов с разными удельными объёмами. Эта задача может быть решена, если проектировать цистерны с расчётом, чтобы при перевозках тяжёлых грузов заполнялся лишь барабан котла, а при перевозках лёгких грузов — также и колпак.

Однако при этом объём колпака приходится увеличивать, как показывают подсчёты, до 16—17% от ёмкости котла. Такая величина не может считаться слишком большой; 36 типов наших старых цистерн имеют колпаки больших размеров, достигающие до 40% от объёма котла. Достижимое при этом рациональное использование подъёмной силы и объёма цистерны значительно повышает экономическую эффективность вагона.

Колпак большой ёмкости целесообразно проектировать малой высоты и большой длины (эллиптическая форма в плане). При этом условии увеличивается жёсткость котла, понижается центр тяжести цистерны и удовлетворяются требования наиболее стеснённого габарита. Одновременно следует обеспечивать удобство работы по очистке котлов и предотвращать появление значительных усилий от гидравлического удара жидкости, неполностью заполняющей колпак.

При конструировании вагонов-цистерн должно быть выбрано правильное соотношение между диаметром D и длиной котла L .

Пределом увеличения диаметра служит очертание габарита подвижного состава; размеры длины котла связаны с величиной погонной нагрузки на 1 м пути. Однако и в этих пределах размеры D и L могут быть различными.

От размеров диаметра и длины котла зависят:

- 1) вес котла,
- 2) прочность и жёсткость котла,
- 3) устойчивость и спокойствие хода вагона.

Если проектировать котёл наименьшего веса, отвлекаясь от прочности, жёсткости, устойчивости и спокойствия хода, то в пределах габарита подвижного состава и допускаемой погонной нагрузки на 1 м пути следует выбирать больший диаметр и меньшую длину.

Если одновременно учитывать и прочность котла, то при тех же условиях получаются противоположные выводы.

Уменьшение диаметра вызывает понижение центра тяжести вагона-цистерны, а увеличение длины котла обычно увеличивает расстояние между шкворнями тележек. Всё это способствует повышению спокойствия хода и устойчивости вагона.

Таким образом, в рассматриваемых пределах оказывается выгодным уменьшать диаметр и увеличивать длину котла.

Подробные исследования с учётом всех вышеуказанных факторов приводят к следующей формуле для определения целесообразного размера внутреннего диаметра котла

$$D = 0,7 \sqrt[3]{V},$$

где V — объём котла.

Пользуясь этой формулой, получим для четырёхосной цистерны ёмкостью 50 м³ величину $D=2\,580$ мм, что почти совпадает с осуществлённым в ней размером (2 600 мм).

Д н и щ а четырёхосных цистерн ёмкостью 50 м³, как и в других железнодорожных цистернах, имеют сферическую форму. Радиус сферы равен 3 500 мм, а в месте соединения днища с цилиндрической частью котла имеется переходная кривая, очерченная радиусом 50 мм.

Расчёты и экспериментальные данные показывают, что в днищах, особенно в зоне соединения с барабаном, имеются значительные напряжения. Уменьшение радиуса сферического днища и более плавная переходная кривая в месте соединения днища с цилиндром способствуют резкому снижению этих напряжений. При радиусе сферы днища, равном радиусу цилиндрической части котла, получается конструкция равной прочности и минимального веса. Однако малый радиус сферы усложняет штамповку днищ.

В ряде конструкций железнодорожных цистерн и в практике современного котлостроения днища имеют меньший радиус сферы и значительный переходный радиус.

Следовательно, при проектировании новых цистерн целесообразно уменьшать радиус днища и увеличивать переходный радиус (до 200—300 мм).

В цистернах ёмкостью 50 м³ первых выпусков внутри котла устанавливались поперечные перегородки—в о л н о р е з ы, предназначенные для уменьшения воздействия гидравлического удара жидкости. В местах крепления волнорезов в стенках котла возникали большие напряжения. При неудачном конструктивном и технологическом выполнении мест крепления волнорезов положение ещё более усугублялось. Результатом явилось массовое повреждение котлов цистерн в местах крепления волнорезов. Поэтому было решено не ставить волнорезы в цистернах. При этом учитывалось, что на наших железных дорогах правилами перевозок неполный налив котла не допускается.

Цистерны без волнорезов оказались надёжными в эксплуатации.

Для удобства подъёма обслуживающего персонала на котёл и спуска внутрь последнего цистерна снабжается соответствующими лестницами с площадкой у колпака.

Средняя часть котла связана с рамой (фиг. 423) посредством фасонных лап 1, приваренных к броневому листу и прикреплённых к опорным планкам 3 приточенными болтами 2. Опорные планки привариваются к верхним полкам хребтовой балки. Главное назначение этой связи—предотвращение продольного сдвига котла. Концевые части котла свободно лежат на крайних опорах (фиг. 422) и могут перемещаться относительно рамы при деформациях от действия температуры и других факторов.

Верхняя часть о п о р ы имеет очертание, соответствующее радиусу барабана. Котёл непосредственно лежит на укреплённых в шкворневых и хребтовых балках деревянных брусках. Последние изготавливаются из древесины твёрдых пород (дуб, лиственница).

При существующих конструкциях цистерн площадь крайних опор существенно сказывается на прочности котла. Строившиеся ранее четырёхосные цистерны с длиной опорных брусков (расположенных над шкворневыми балками рамы), равной 700 мм, часто поступали в ремонт из-за вмятин и трещин котла вблизи опорного места.

Увеличение длины этих брусков до 1 000 мм резко сократило число таких повреждений котла. В настоящее время цистерны строятся с длиной брусков 1 080 мм.

В цистернах ёмкостью 50 м³ площадь опоры равна: при длине опорных брусков 700 мм — 1,2 м², при 1 000 мм — 1,7 м² и при 1 080 мм — 1,84 м².

На прочность оболочки котла также влияют угол обхвата барабана опорой и расстояние от крайних опорных брусков до продольного шва броневых листов. Последнее зависит от ширины броневых листов. Необходимо, чтобы не менее 60% площади опоры находилось вне хребтовой балки, а ширина броневых листов (измеренная по дуге) должна быть не менее 1 600 мм, причём эта

ширина должна быть достаточна для того, чтобы все продольные швы (включая и перекрытия) оказались над опорами котла.

В четырёхосных цистернах ёмкостью 50 м³ около 70% площади опоры находится вне хребтовой балки, ширина броневых листов составляет 1700—1900 мм, а в некоторых цистернах 2300—2500 мм. Следует отметить, что цистерны с большей шириной броневых листов оказались наиболее надёжными в эксплуатации. Это может быть объяснено увеличением жёсткости нижней части оболочки за счёт утолщённого броневых листов и удалением от опоры зоны нахлесточного шва, в которой возникают значительные напряжения.

Таким образом, при проектировании цистерн необходимо обеспечивать достаточную площадь и угол обхвата опоры (не менее 75°), понижение напряжений вблизи опоры и повышение жёсткости оболочки в этом месте. Последнее может быть достигнуто и другими средствами, например, постановкой на котле круговых колец (шпангоутов) в зоне опоры.

К крайним опорам котёл притягивается с т я ж н ы м и х о м у т а м и, предназначенными для предотвращения вертикальных и поперечных перемещений котла относительно рамы. Ослабление или отсутствие хомутов приводит к значительным вибрациям котла, особенно при порожних рейсах цистерны, и как следствие — к его повреждениям.

В цистернах ёмкостью 50 м³ современной постройки котёл имеет вместо пяти поперечных обечаек три продольных листа. Конструкция котла из одних продольных листов была предложена Институтом электросварки Академии наук СССР в 1938 г. Прежней конструкции котла был свойственен ряд недостатков, осложнявших постройку цистерны и понижавших её прочность. К их числу относятся:

1) большое разнообразие швов (круговые и продольные, наружные и внутренние, угловые и стыковые, имеющие разное сечение и длину), что затрудняет применение автоматической сварки;

2) большое количество элементов, составляющих котёл, что затрудняет механизацию сборки цистерн;

3) большая длина швов и большое количество наплавленного металла;

4) наличие пересечений продольных и поперечных швов, что способствует концентрации сварочных термических напряжений в этих местах.

При малопроизводительной немеханизированной сборке листов очень трудно достигнуть необходимой точности. В результате, как показала практика вагоностроительных заводов, зазор между листами колебался в пределах от 0,8 до 6 мм, а смещение торцов доходило до 6 мм. Ручная сварка, как известно, обуславливает меньшую производительность и худшее качество шва, нежели автоматическая. Понятно, что всё это снижает прочность котла и является одной из главных причин появления трещин в сварных швах и вблизи них.

В котлах цистерн современной постройки устраняются многие из вышеперечисленных недостатков. В них имеется всего два типа швов, а их протяжённость сокращена до 68 м (вместо 101 м в старой конструкции). Новая конструкция облегчает внедрение автоматической сварки и механизированной сборки, чем достигается повышение качества конструкции и большой экономический эффект в производстве.

В котлах цистерн современной постройки изменён также способ соединения листов. Раньше броневой лист соединялся с обечайкой внахлестку (фиг. 423, узел В), а обечайки приваривались друг к другу встык (сечение *аа*). Стыковые швы усиливались накладками. Поставленные на большом расстоянии друг от друга они мало помогали работе шва. При доброкачественной сварке отпадает надобность в подобных накладках. К цилиндрической части котла днища присоединялись сварным швом внахлестку (узел А), а колпак соединением втавр (узел Е).

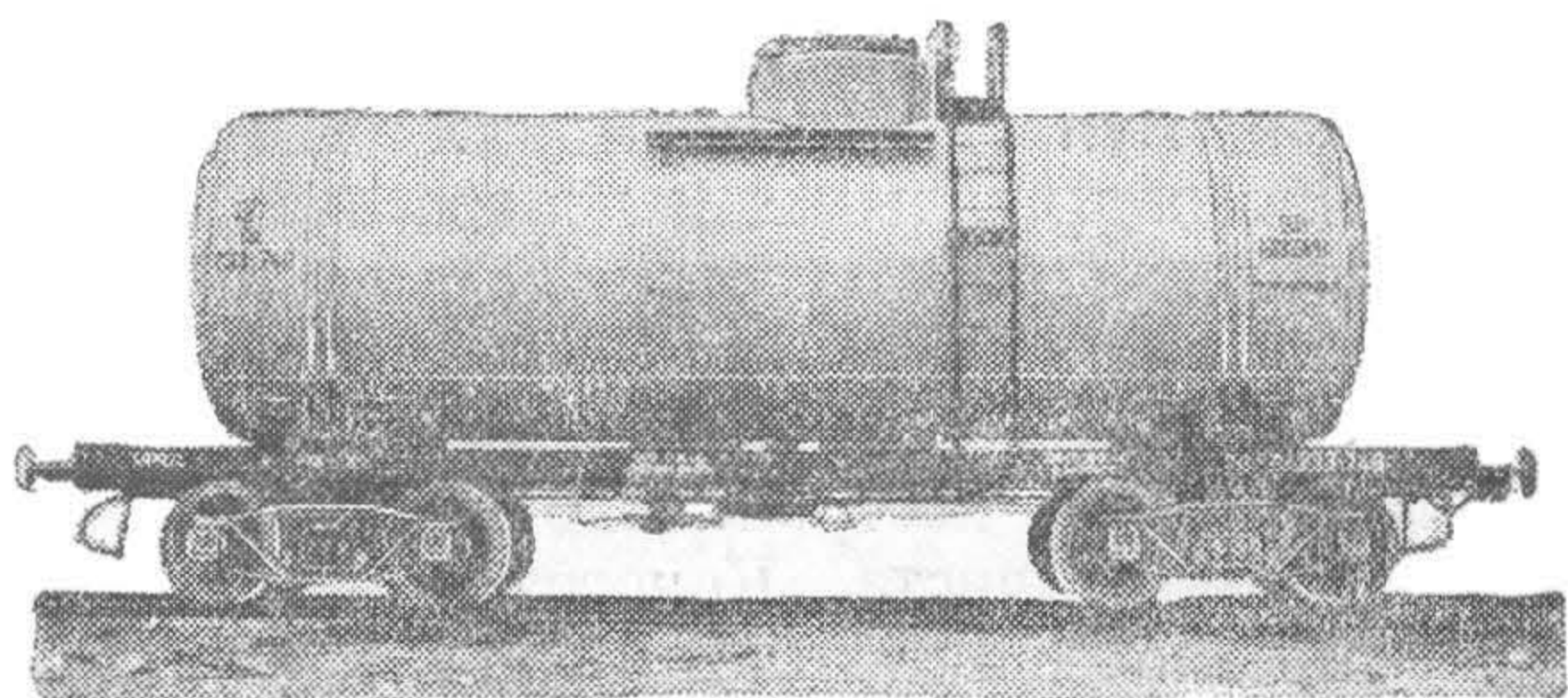
Теперь все листы барабана свариваются в с т ы к¹. В некоторых новых цистернах в основании колпака осуществляется отбуртовка, которой он со-

¹ Часть цистерн новой постройки имеет нахлесточное соединение броневых листов с верхними.

единяется с цилиндрической частью котла. Днища к барабану присоединяются внахлестку, но в дальнейшем предполагается переход к стыковому шву.

При швах внахлестку, кроме усадочных напряжений, возникают значительной величины напряжения от местного изгиба оболочки. Как показали исследования, нахлесточные соединения имеют меньшую вибрационную и ударную прочность, нежели стыковые швы. Для вагонных конструкций прочность шва при вибрационных и ударных нагрузках имеет решающее значение. Проф. Б. Н. Горбунов¹ указывает, что вибрационная прочность стыкового соединения составляет 17 кг/мм^2 , тогда как для нахлесточного шва эта величина равна $8\text{--}10 \text{ кг/мм}^2$.

Важным преимуществом стыковых соединений по сравнению с нахлесточным является полная возможность контроля качества шва при помощи рентге-



Фиг. 424. Общий вид четырёхосной цистерны

носнимков. Последние являются наиболее надёжным способом контроля и должны широко применяться в вагоностроении, особенно при сварке котлов цистерн.

Кроме того замена нахлесточных соединений стыковыми даже при сохранении той же толщины листов уменьшает вес котла на несколько десятков ки-

лограммов, что для таких конструкций как вагон, не может считаться несущественным.

Из всего сказанного следует целесообразность замены нахлесточных соединений швами встык.

Отбуртовка основания колпака повышает жёсткость его соединения с цилиндрической частью котла и тем самым способствует предотвращению наблюдающихся здесь трещин шва.

Другим средством повышения жёсткости котла в данной зоне могут явиться кольца жёсткости (шпангоуты). При проектировании цистерн с большим колпаком, расположенным почти над всей цилиндрической частью котла, также получается повышение жёсткости последнего.

В цистернах ёмкостью 50 м^3 послевоенной постройки толщина броневых листов и днищ увеличена до 11 мм , толщина верхних листов котла принята 9 мм .

Общий вид четырёхосной цистерны ёмкостью 50 м^3 современной постройки показан на фиг. 424.

2. ДВУХОСНАЯ ЦИСТЕРНА ЁМКОСТЬЮ 25 м^3

Постройка двухосных цистерн ёмкостью 25 м^3 началась в 1931 г.

Рама, упряжные и ударные приборы этой цистерны подобны соответствующим частям крытого вагона подъёмной силы 20 т , а ходовые части такие же, как у 25-т хоппера.

Котёл составляется из барабана, имеющего толщину листов 6 мм (внизу) и 5 мм (вверху), днищ— 8 мм и колпака— 5 мм . Колпак имеет диаметр, равный 1300 мм , и высоту — 680 мм . Диаметр котла равен 2200 мм , а длина барабана — 6300 мм .

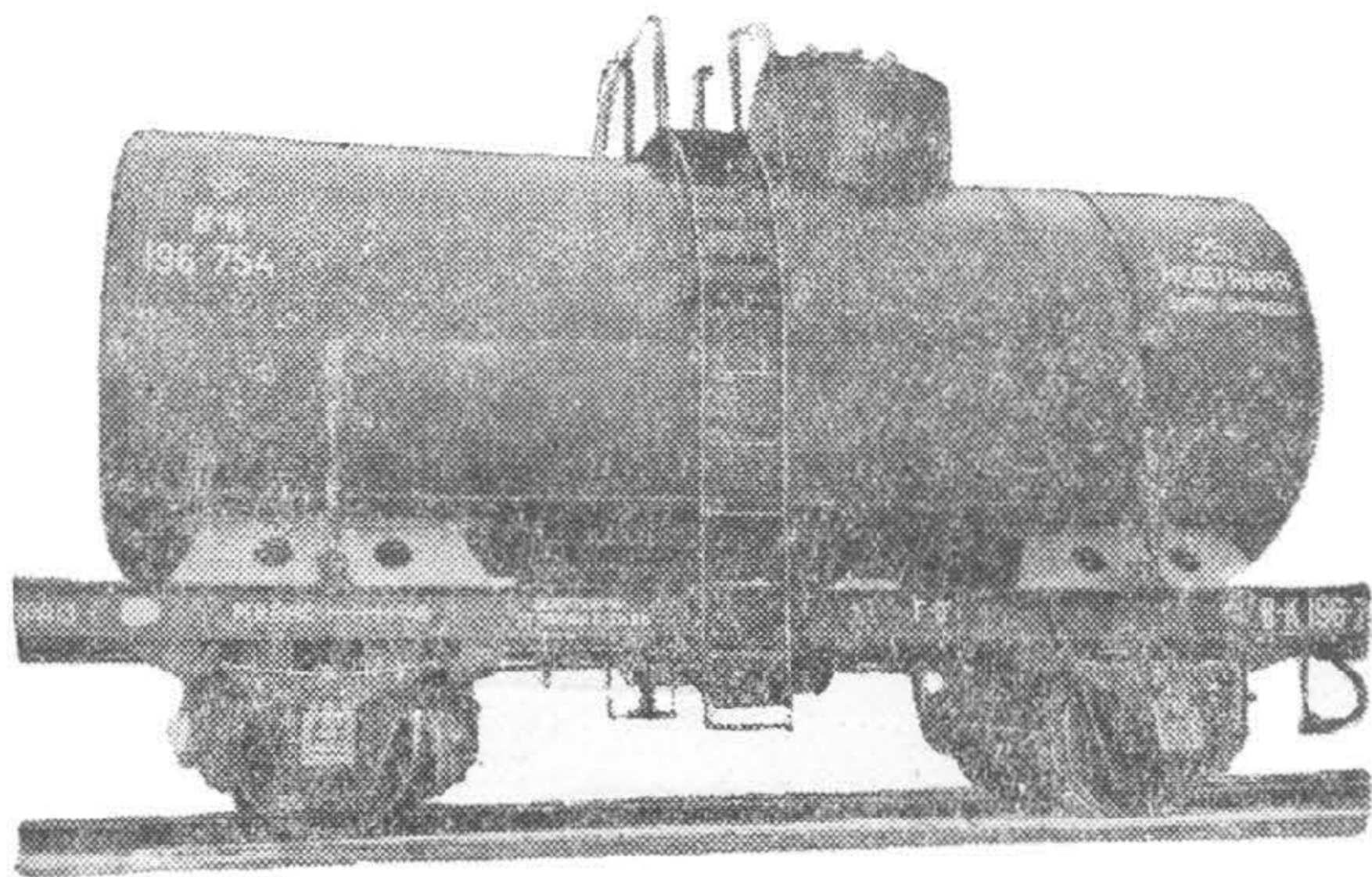
Своими концевыми частями котёл опирается на подбрюшники, состоящие из парных диафрагм, связанных между собой вверху швеллерами. Котёл лежит непосредственно на деревянных брусках, вложенных в эти швеллеры. К крайним опорам котёл притянут стяжными хомутами.

¹ Вопросы сварного вагоностроения. Сборник статей под редакцией акад. Б. О. Патона. Издательство Академии наук УССР, 1941, стр. 83.

Средняя связь котла с рамой имеет конструкцию, подобную средней связи цистерны ёмкостью 50 м³.

Двухосная цистерна ёмкостью 25 м³ проста в изготовлении, имеет невысокий коэффициент тары, хорошо использует допускаемую нагрузку от колёсной пары на рельсы. Однако в эксплуатации она оказалась ненадёжной: часто появлялись трещины в котле, особенно вблизи крайних опор и у места присоединения колпака, рама прогибалась, а в местах соединения хребтовой балки с поперечными диафрагмами образовывались трещины.

Поэтому рамы последующих выпусков были усилены: хребтовая балка стала изготавливаться из швеллера № 30 вместо прежних № 24 — 26; так же усилены поперечные связи рамы. Кроме того были предусмотрены меры по усилению котла.



Фиг. 425. Общий вид двухосной цистерны

Переход к большегрузным вагонам и дефекты конструкции этих цистерн обусловили прекращение их дальнейшего строительства в 1938 г.

В 1945 г. временно, впредь до организации производства большегрузных вагонов, возобновился выпуск двухосных цистерн ёмкостью 25 м³.

Новые цистерны (фиг. 425) отличаются от вагонов прежних выпусков значительным усилением котла и рамы.

Котёл имеет броневой лист толщиной 10 мм, соединённый нахлёсточным швом с верхними продольными листами толщиной 8 мм. Последние соединены между собой встык. Днища соединяются с цилиндрической частью котла внахлёстку, а колпак—втавр.

В 1948 г. постройка двухосных цистерн ёмкостью 25 м³ прекращена.

3. БИТУМНЫЕ ЦИСТЕРНЫ И ПОЛУВАГОНЫ

Для перевозки битума используются специальные цистерны, отличающиеся от вышеописанных конструкций наличием наружной изоляции и приспособлений для подогрева застывшего груза. Такие особенности битумных цистерн обусловлены высокой температурой застывания битума, равной +80°.

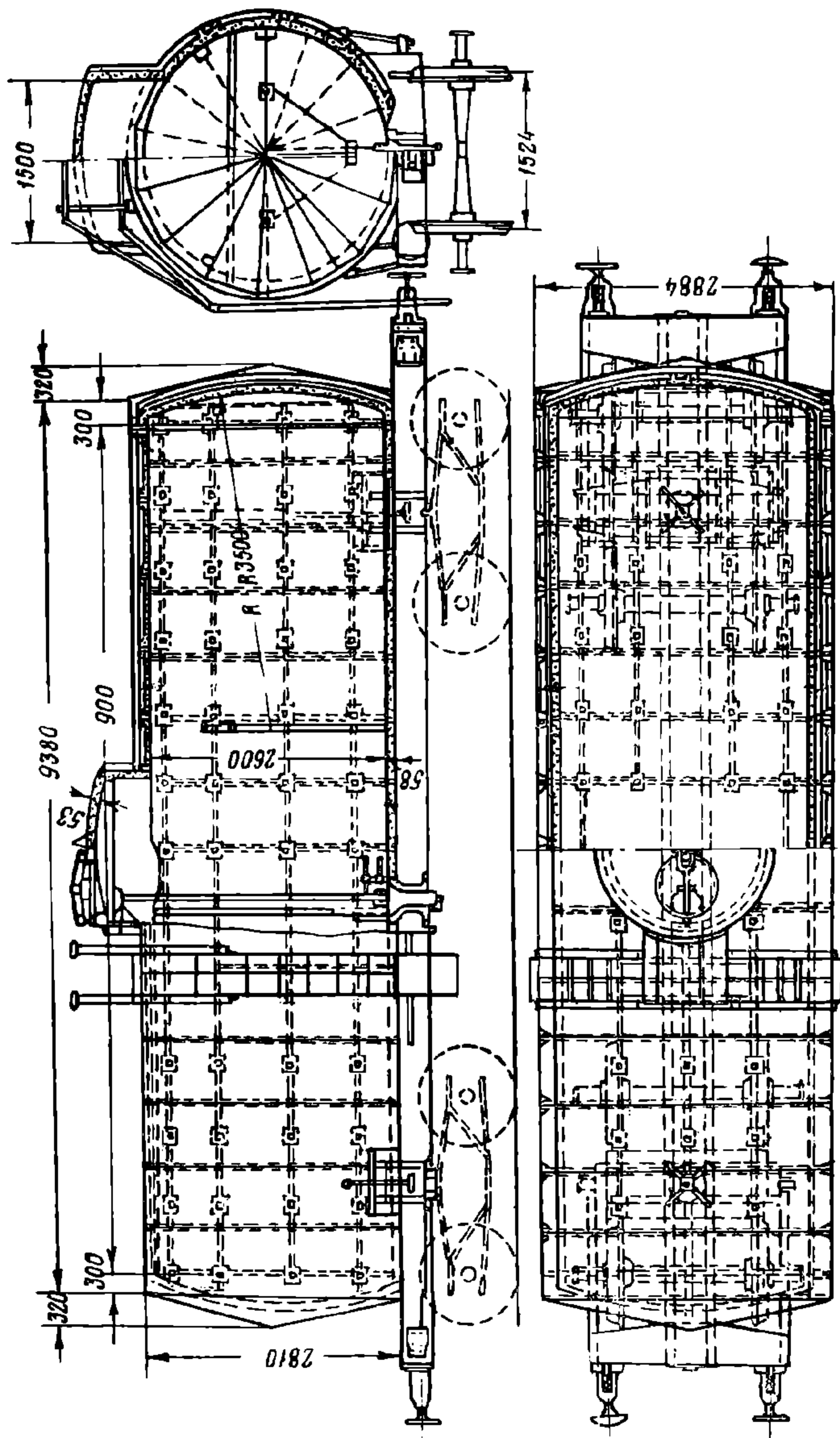
В котёл цистерны битум обычно загружается подогретым до 200—220°. Изоляция позволяет длительное время сохранять высокую температуру груза. Внутри котла расположены змеевики, через которые пропускается пар для разогрева застывшего битума.

Четырёхосные битумные цистерны железных дорог СССР имеют ёмкость котла, равную 50 м³ (фиг. 426), а двухосные—25 м³. Грузоподъёмность этих цистерн равна соответственно 50 и 25 т (удельный вес битума близок к единице).

Котлы битумных цистерн изолированы следующим образом. Непосредственно на котёл наносится первый слой изоляции толщиной 60 мм, состоящий из смеси 30% лёгкого асбестита и 70% инфузорной земли (трепела). Вторым слоем является мешковина, обмазанная жидким стеклом. Поверх мешковины для лучшего её крепления ставится сетка с квадратными отверстиями 25 × 25 мм из проволоки диаметром 1 мм. Третьим слоем служат 9 рядов шевелина общей толщиной 100 мм. Этот последний изоляционный слой укрепляется продольными и поперечными деревянными брусками сечением 50 × 50 мм, прикрепляемыми к специальным скобам, приваренным к стенкам котла. Вся изоляция снаружи покрывается кровельной сталью (вес листа 4 кг), прикреплённой к упомянутым выше деревянным брускам.

При постройке и ремонте битумных цистерн стремятся изолировать все деревянные части, соприкасающиеся с котлом, так как высокая температура последнего может вызвать обугливание дерева.

Проводившиеся испытания цистерн с подобной изоляцией показали, что при температуре наружного воздуха -10° битум, нагретый до $+200^{\circ}$, через 10 суток может быть слит с температурой $+100^{\circ}$.



Фиг. 426. Четырёхосная битумная цистерна

Тепловой расчёт цистерн с изоляцией может быть выполнен следующим путём. Обозначим:

P_2 — вес груза в цистерне в кг;

c_1 — удельная теплоёмкость груза в кал/кг $^{\circ}\text{C}$;

P_k — вес котла в кг;

c_2 — удельная теплоёмкость стенок котла в кал/кг $^{\circ}\text{C}$.

Для упрощения последующих математических выражений целесообразно вес котла P_k заменить приведённым весом P_0 с удельной теплоёмкостью c_1 , равной удельной теплоёмкости груза.

$$\text{Тогда } P_0 = \frac{P_k c_2}{c_1} \text{ кг.}$$

Общий приведённый вес груза и котла равен

$$P = P_2 + P_0 \text{ кг.}$$

Если котёл заполняется грузом с температурой t_1 при температуре наружного воздуха t_2 , то за бесконечно малый промежуток времени dz через наружную поверхность изоляции теряется следующее количество тепла:

$$dQ = HK (t - t_2) dz \text{ кал,} \quad (a)$$

где H — наружная поверхность котла в м^2 ;

K — коэффициент теплопередачи ограждения, определяемый по формуле для многослойных стенок, в $\text{кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$;

t — температура груза в рассматриваемый момент времени в $^\circ\text{C}$.

За тот же самый бесконечно малый промежуток времени dz температура груза изменится на величину dt . Тогда потеря тепла может быть определена также следующим выражением:

$$dQ = -Pc_1 dt \text{ кал.} \quad (b)$$

Знак минус принят вследствие отрицательного значения dt , выражающего понижение температуры.

Приравняв правые части выражения (a) и (b), получим

$$HK (t - t_2) dz = -Pc_1 dt$$

или, разделяя переменные

$$\frac{HK}{Pc_1} dz = - \frac{dt}{t - t_2} \quad (c)$$

Интегрируя левую часть выражения (c) в пределах от $z_0 = 0$ до z_n и правую часть в пределах от t_1 до t_n , получим

$$\int_{z_0}^{z_n} \frac{HK}{Pc_1} dz = - \int_{t_1}^{t_n} \frac{dt}{t - t_2}$$

или

$$\frac{HK}{Pc_1} z_n = \ln \frac{t_1 - t_2}{t_n - t_2},$$

откуда

$$e^{\frac{HK}{Pc_1} z_n} = \frac{t_1 - t_2}{t_n - t_2}$$

Искомая температура груза определится формулой

$$t_n = (t_1 - t_2) \cdot e^{-\frac{HK}{Pc_1} z_n} + t_2. \quad (497)$$

Данная формула позволяет определить температуру груза t_n в любой момент времени z_n от начала налива.

Змеевик для подогрева четырёхосной битумной цистерны (фиг. 427, a) располагается в нижней части котла и состоит из четырёх секций труб диаметром 2", укрепленных на специальных скобах. В каждой секции имеется пять труб.

Пар проходит сначала по двум верхним трубам в одну сторону, а затем по трём нижним — в обратную. Для равномерного нагревания всего битума секции расположены в шахматном порядке, причём в две секции пар входит с одной стороны цистерны, а в две другие — с другой стороны.

Трубы укладываются с уклоном 1 : 55 для стока конденсационной воды. Общая поверхность нагрева змеевика равна 34 м^2 .

Для обогрева сливного прибора он снабжён специальной паровой рубашкой (фиг. 427, б). Паровая рубашка имеет два отверстия: одно — для впуска пара и второе — для выпуска конденсата.

Устройство для подогрева битума двухосной цистерны ёмкостью 25 м^3 аналогично описанному. Поверхность нагрева змеевика равна 11 м^2 .

Недостатками битумных цистерн являются сложная изоляция, трудности ремонта котла, требующего раскрытия изоляции, частые повреждения змеевиков вследствие постоянных толчков в пути и резкого колебания температуры, что приводит к длительной и дорогостоящей разгрузке вагонов. К тому же змее-

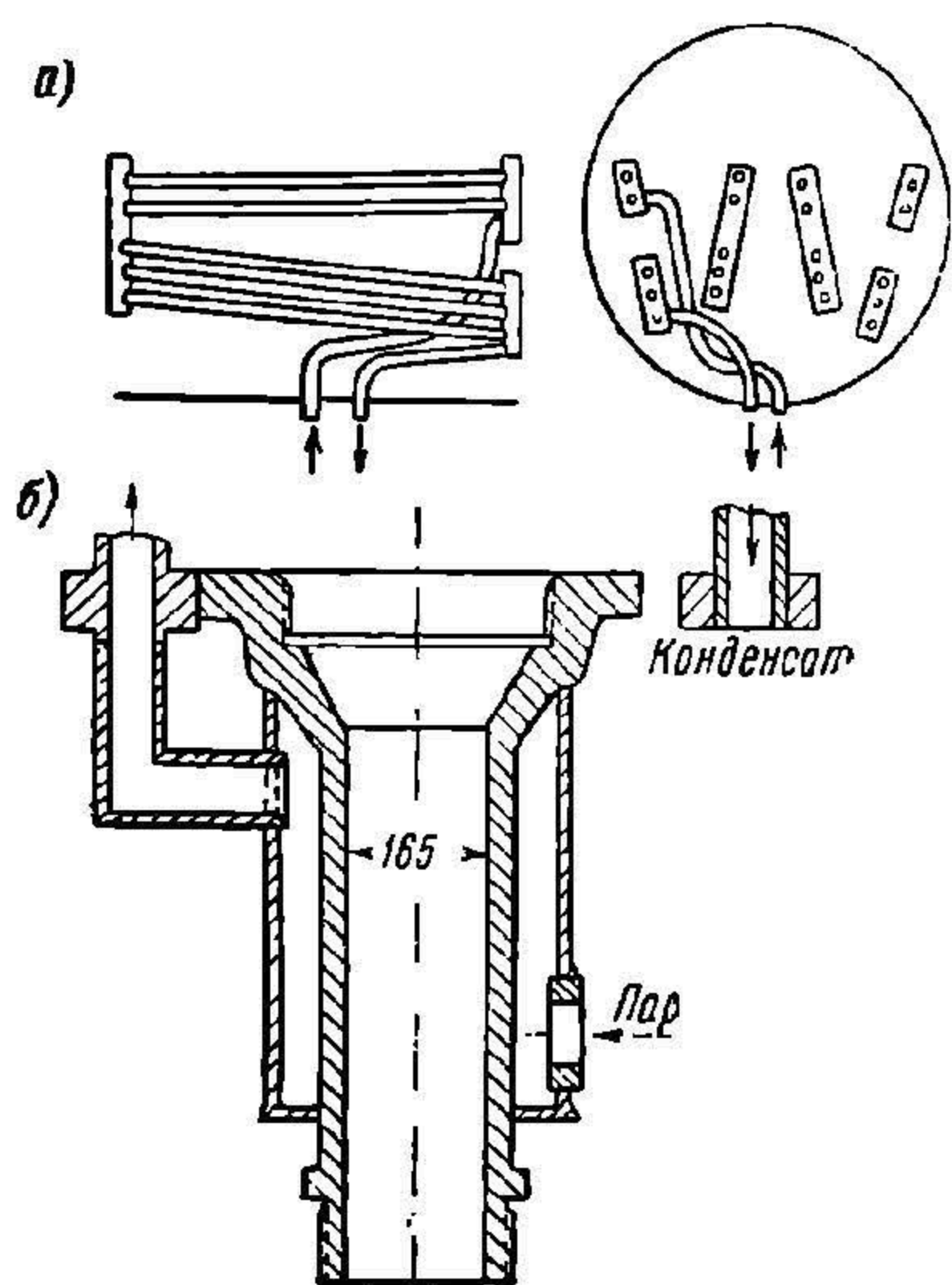
вики увеличивают тару вагона и уменьшают полезный объём котла (вес змеевиков четырёхосной цистерны составляет около 1,1 т, уменьшение объёма — 1,4%).

Для перевозки битума предназначены также специальные бункерные полувагоны, спроектированные инж. А. А. Скорбятинским (фиг. 428).

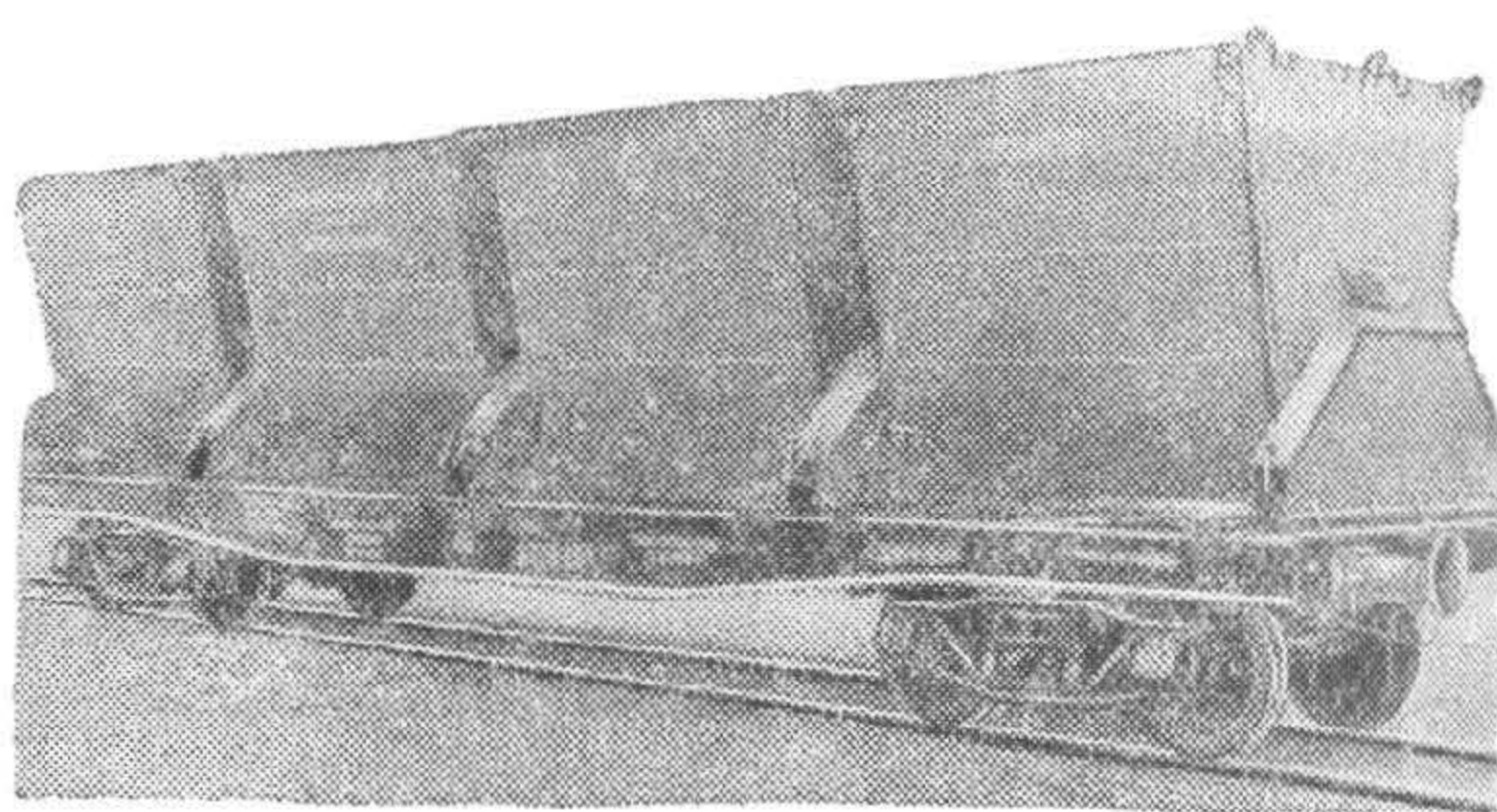
На двухосной платформе устанавливаются три бункера ёмкостью 5 м³, а на четырёхосной платформе — четыре бункера ёмкостью 10,523 м³ каждый. В гружённом состоянии центр тяжести бункера расположен выше точки опор,

что при небольшом усилии обеспечивает самопрокидывание бункера после освобождения от специальных крюков-зацепов.

После разгрузки бункер самостоятельно возвращается в своё первоначальное положение, так как в порожнем состоянии его центр тяжести находится ниже опорного катка.



Фиг. 427. Детали битумной цистерны



Фиг. 428. Бункерный полувагон

Бункеры имеют двойные стенки, в пространство между которыми подводится пар при разгрузке. В течение нескольких минут пар подогревает стенки и подплавляет прилегающий к ним битум. Это оказывается достаточным для опорожнения всего содержимого бункера после его опрокидывания.

Таким образом бункерные полувагоны обеспечивают быструю разгрузку при небольшом расходе пара. Они свободны от крупных недостатков, свойственных битумным цистернам.

Однако битумные полувагоны, в свою очередь, имеют весьма существенный недостаток: коэффициент тары двухосного вагона равен 0,9, а четырёхосного — 0,8. Такие высокие коэффициенты тары, особенно при большой длине гружёного рейса и высоком проценте порожнего пробега вагона, вызывают значительное повышение эксплуатационных расходов.

4. КИСЛОТНЫЕ ЦИСТЕРНЫ

Вагоны-цистерны, предназначенные для перевозки кислот и других продуктов химической промышленности, должны обеспечивать не только сохранение качества перевозимого груза, но и предохранение стенок котла от воздействия последнего. Поэтому котлы таких цистерн иногда снабжаются специальным внутренним покрытием (резина, свинец, никель и т. п.) или изготавливаются из алюминиевых сплавов.

Кроме того некоторые продукты химической промышленности требуют наружной изоляции котла (подобной изоляции битумных цистерн).

Объём котла кислотных цистерн выбирается в соответствии с удельным весом груза.

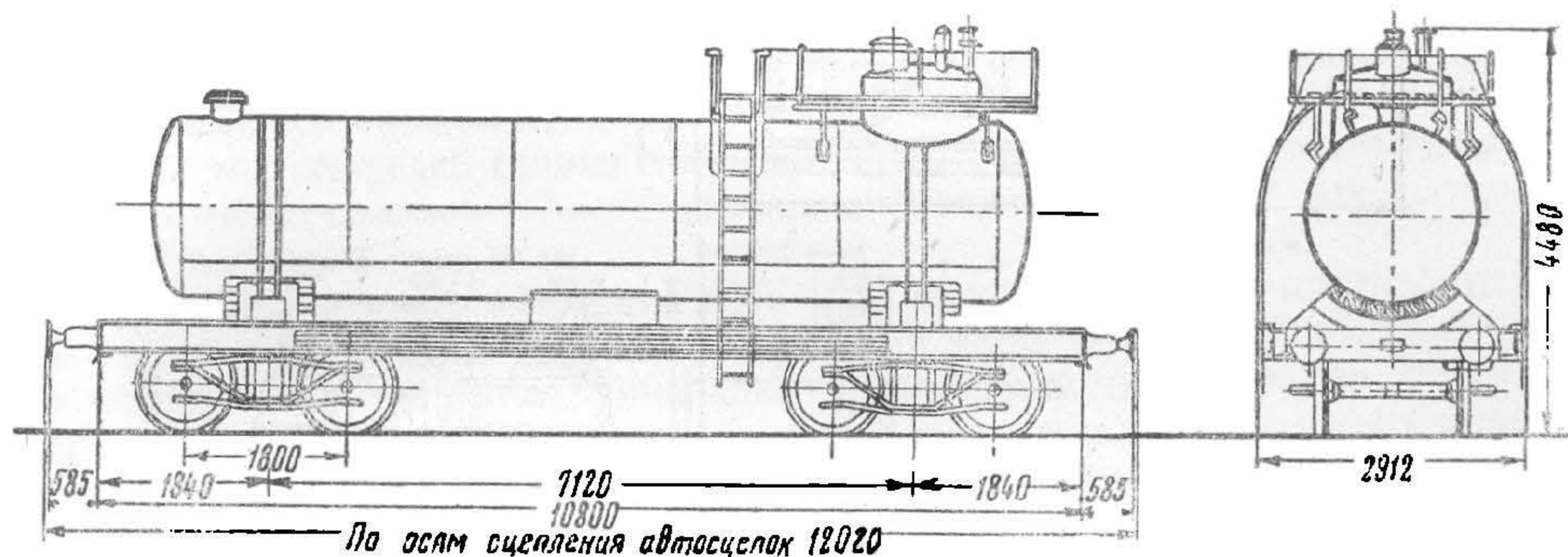
Четырёхосная цистерна для перевозки меланжа и серной кислоты грузоподъёмностью 50 т (фиг. 429) имеет объём котла 26 м³.

Котёл состоит из пяти обечаек толщиной 10 мм, нижнего броневых листа толщиной 12 мм и такой же толщины двух штампованных днищ. Внутренний

диаметр котла равен 1 890 мм, а его наружная длина 9 600 мм. На раме котёл установлен с наклоном в одну сторону для обеспечения полного слива жидкости. Необходимость полного слива обусловливается большой ценностью перевозимого груза и задачами сохранения котла от воздействия кислот.

С пониженной стороны котла имеется колпак с внутренним диаметром 1 300 мм и толщиной стенок 8 мм.

Крепление котла на раме и конструкция рамы подобны описанной выше четырёхосной цистерне для нефтепродуктов.



Фиг. 429. Четырёхосная цистерна для перевозки меланжа

Цистерна оборудована наружной и внутренней лестницей и площадкой вокруг колпака.

Четырёхосная цистерна для перевозки меланжа современной постройки показана на фиг. 430.

Четырёхосная цистерна для перевозки олеума (смесь серной и азотной кислот) отличается от цистерны для меланжа и серной кислоты наличием наружной изоляции котла. Изоляция предназначена для предохранения от промерзания груза в зимнее время. В качестве изоляционного материала используется шевелин, укрепляемый к котлу деревянными брусками.

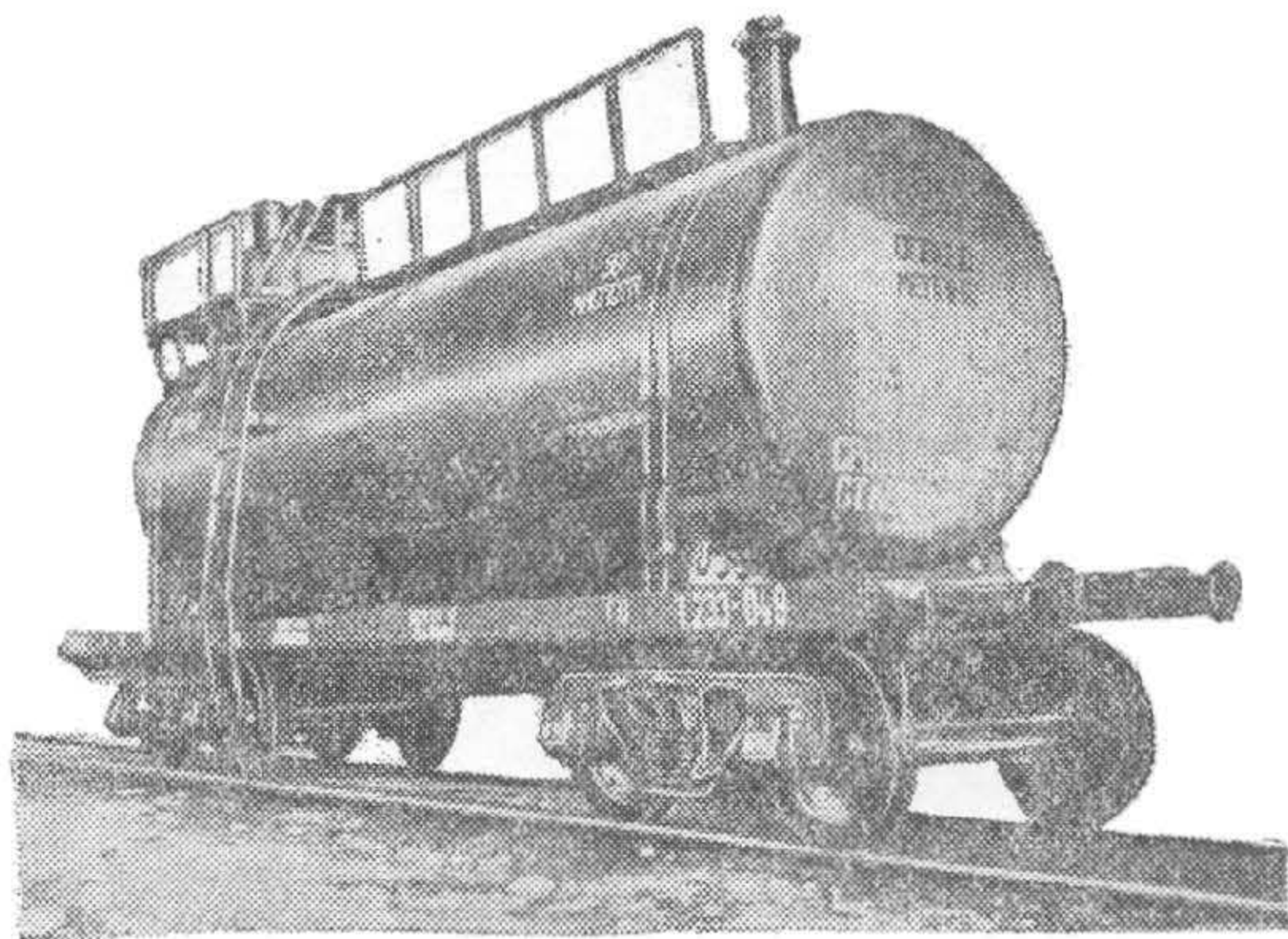
Снаружи изоляция покрыта кожухом из листовой стали толщиной 1 мм. Толщина изоляции котла равна 200 мм, колпака — 150 мм.

Цистерны, двухосная ёмкостью 25 м³ и четырёхосная ёмкостью 50 м³, предназначенные для перевозки аммиака, подобны битумным цистернам, но не имеют змеевиков внутри котла.

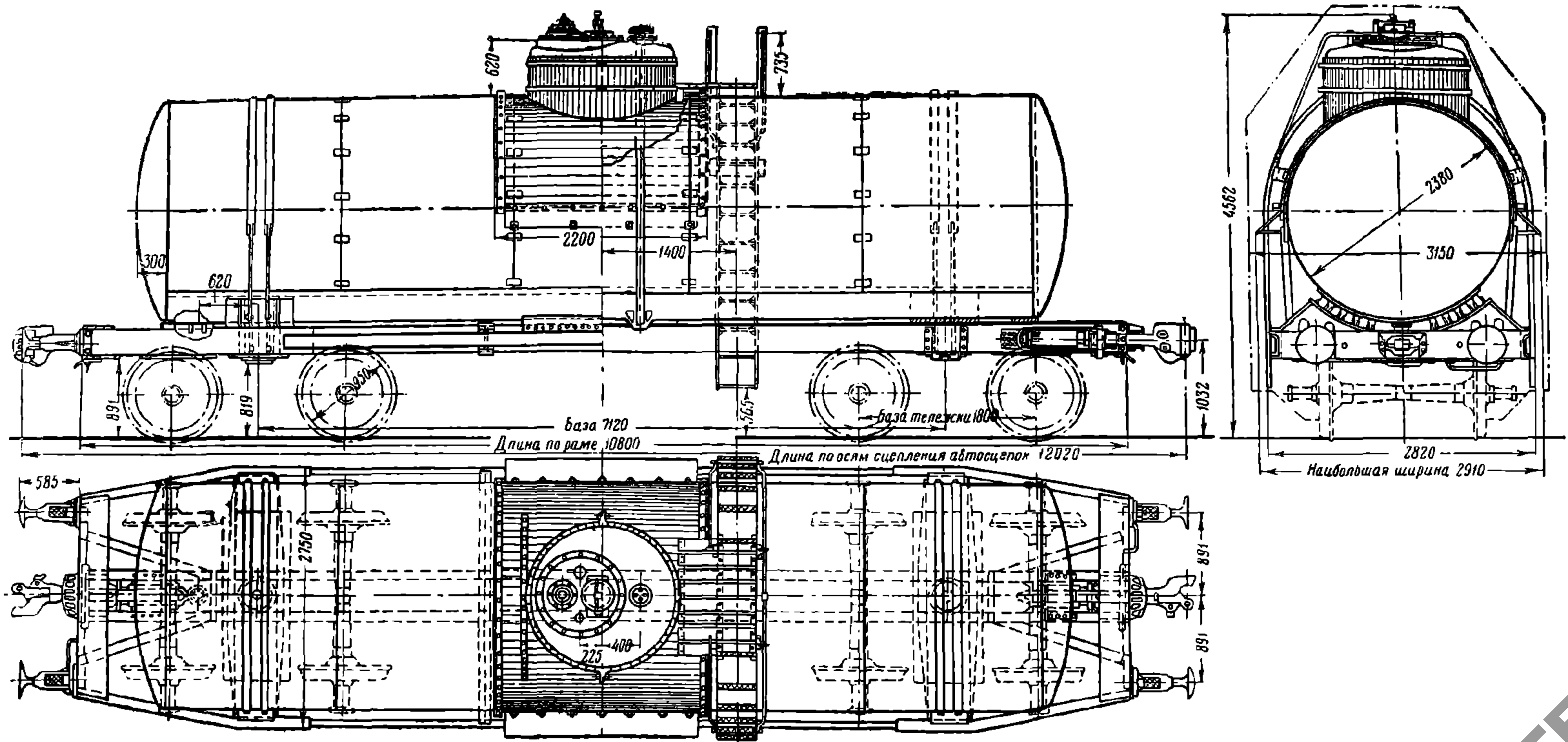
Четырёхосная цистерна для перевозки соляной кислоты (фиг. 431) грузоподъёмностью 50 т имеет котёл ёмкостью 42,3 м³ и толщиной стенок 10 мм. По своему устройству эта цистерна аналогична цистерне для нефтепродуктов.

Вся внутренняя поверхность котла цистерны для соляной кислоты покрыта слоем резины толщиной 5 мм. Такое же покрытие имеется с наружной стороны колпака и возле его присоединения к цилиндрической части котла. Наружное покрытие резины сверху защищено деревянными планками, укреплёнными посредством хомутов и болтов.

Аналогичное устройство резиновой изоляции имеется и на двухосной цистерне ёмкостью 21 м³, предназначенной для перевозок соляной кислоты.



Фиг. 430. Цистерна для перевозки меланжа современной постройки



Фиг. 431. Четырёхосная цистерна для перевозки соляной кислоты

Для перевозки кислот иногда используются обычные нефтяные цистерны. Такую практику следует считать крайне нерациональной, так как она приводит к быстрому разрушению стенок котла вследствие реакции кислоты с железом (например, $\text{H}_2\text{SO}_4 + \text{Fe}_2 = \text{Fe}_2\text{SO}_4 + \text{H}_2$). Поэтому в вагонном парке следует иметь достаточное количество цистерн, имеющих специальную противокислотную защиту.

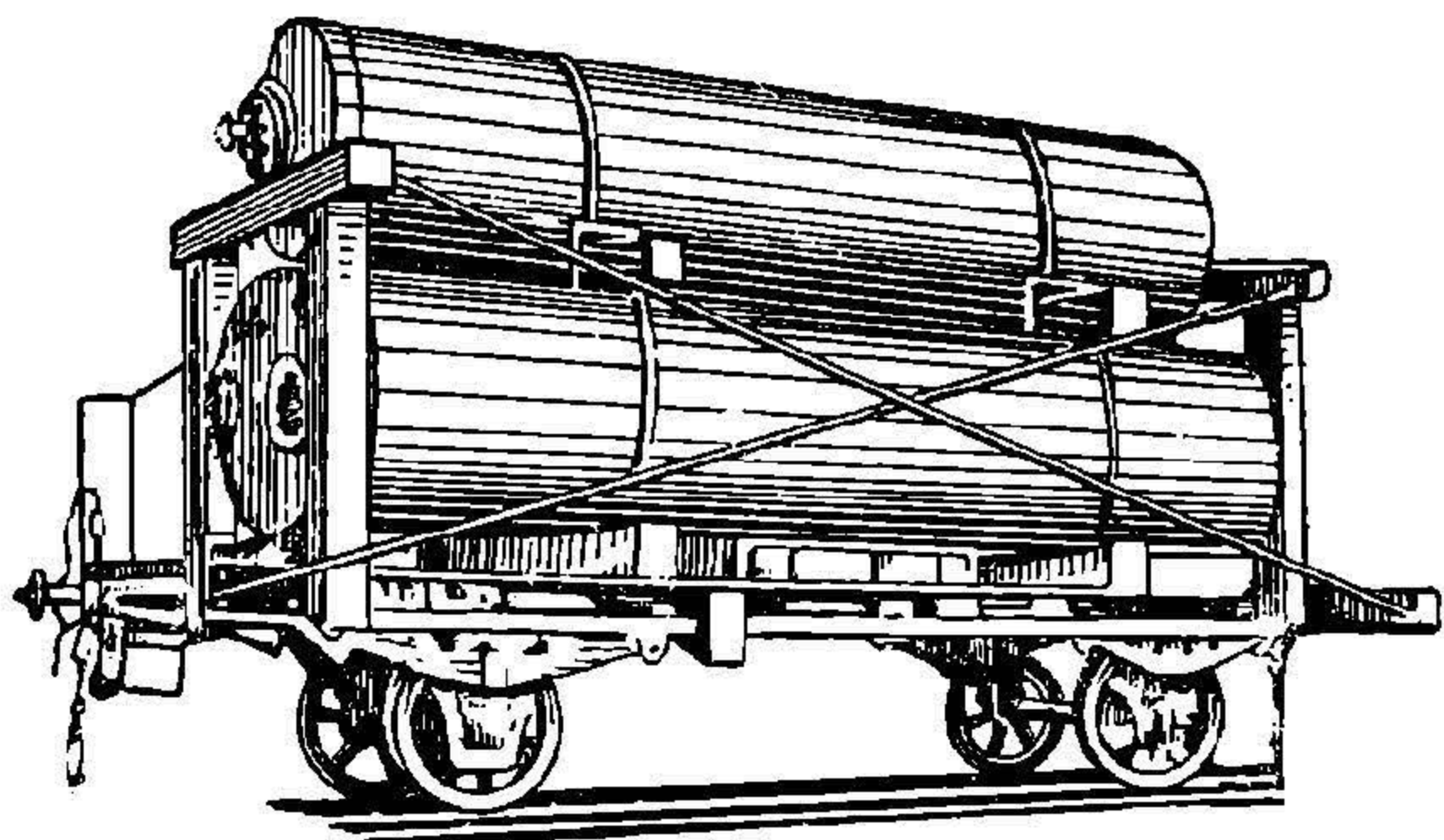
Для перевозки широкой номенклатуры грузов химической и пищевой промышленности могут применяться цистерны с котлами, изготовленными из стальных листов, имеющих на внутренней поверхности тонкий слой никеля (0,6—0,7 мм). При клёпаной конструкции таких цистерн должны применяться заклёпки из никеля, а при сварной — внутренние швы котла выполняться никелевыми электродами.

Для тех же целей применяются цистерны с котлами, изготовленными из алюминиевых сплавов. Такие цистерны строятся заводами отечественной промышленности.

В СССР проводятся большие работы по изысканию новых противокислотных покрытий. Так, например, в лаборатории коррозии ЦНИИ исследовались кислотоупорные покрытия минерального происхождения (гранит, карамкулит и др.). Подобные вещества обладают необходимыми для кислотоупоров качествами и выгодно отличаются более низкой стоимостью, нежели алюминий, никель и т. п.

5. ЦИСТЕРНЫ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ГАЗОВ

Для перевозки газа, использовавшегося для освещения пассажирских вагонов, на наших дорогах имелись специальные цистерны (фиг. 432). Вагон представляет платформу, на которой в 2—3 яруса укладываются 3—6 резервуаров. На конце платформы имеется площадка или будка, в которой находятся соединения труб от резервуаров, разгрузочные вентили и манометры.



Фиг. 432. Цистерна для перевозки газов

В настоящее время в нашей стране широко развивается газовая промышленность. Наряду с прокладкой трубопроводов проводится газификация посредством так называемого баллонного снабжения, дающего весьма высокие результаты. В связи с этим перед нашей вагоностроительной промышленностью ставится задача по обеспечению железных дорог значительным количеством новых цистерн для транспортировки сжиженных газов.

6. БЕЗРАМНЫЕ ЦИСТЕРНЫ

Идея несущего кузова получила всеобщее признание в современном вагоностроении в силу общеизвестных его преимуществ.

Несущий кузов рассматривается как балка полого сечения, опирающаяся на ходовые части и воспринимающая нагрузки, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

Котёл цистерны также может рассматриваться как балка полого сечения, которую можно привлечь к восприятию вертикальных и горизонтальных усилий, причём замкнутый контур, цилиндрическая форма и сравнительно толстые стенки делают котёл цистерны наиболее подходящим (по сравнению с прочими типами вагонов) для этой цели.

Принцип несущего котла получил свою реализацию в конструкциях безрамных цистерн. Подобные цистерны эксплуатируются на наших железных дорогах.

Рациональное использование котла и освобождение от тяжёлой рамы вагона обуславливает низкий коэффициент тары безрамных цистерн.

В настоящее время изучается возможность серийной постройки безрамных цистерн. С этой целью ЦНИИ МПС проводит испытания подобных цистерн, оборудованных автосцепкой.

7. СЛИВНЫЕ ПРИБОРЫ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Сливные устройства вагонов-цистерн подразделяются на две группы. Первая группа, так называемого **нижнего слива**, имеется на цистернах, предназначенных для перевозки нефти, керосина, мазута, масел, битума, воды и подобных грузов. Сливными устройствами второй группы — **верхнего слива** — оборудованы цистерны, перевозящие легковоспламеняющиеся и взрывоопасные грузы: бензин, лигроин, спирт, кислоты и т. п.

Наличие устройств верхнего слива обусловлено несовершенством приборов первой группы, так как при неплотностях нижнего сливного прибора создаётся опасность пожара и взрыва.

Однако разделение цистерн на две группы в зависимости от сливных устройств и недостатки, свойственные верхнему сливу, вызывают затруднения в эксплуатации цистерн. Поэтому сейчас поставлена задача создания надёжно действующего прибора нижнего слива, которым могут быть оборудованы все вагоны-цистерны. Такой сливной прибор должен отвечать следующим **требованиям**:

- 1) полная герметичность затвора;
- 2) наличие дополнительного независимого затвора, обеспечивающего невозможность вытекания груза при неисправностях основного затвора;
- 3) надёжная работа сливного прибора при сотрясениях и ударах, возникающих при эксплуатации цистерн;
- 4) обеспечение плотного запираения даже при попадании на рабочие поверхности загрязнений, твёрдых частиц и т. п.;
- 5) возможность механизированного слива (при помощи насосов) и нижнего налива (через сливной прибор) цистерны при минимальной затрате времени;
- 6) простота конструкции, лёгкость изготовления, отсутствие дефицитных материалов;
- 7) стойкость против разъедающего действия перевозимых грузов и материалов, употребляемых при очистке цистерн;
- 8) простота разборки, сборки и ремонта, возможность длительной эксплуатации без осмотра и ремонта;
- 9) простота и лёгкость обслуживания, возможность закрытия прибора во время слива;
- 10) минимальный вес.

Этим требованиям существующие сливные приборы удовлетворяют не полностью.

Вагоны-цистерны железных дорог СССР имеют следующие приборы нижнего слива:

- 1) с несамопритирающимися клапанами;
- 2) с самопритирающимся клапаном, называемым обычно прибором Марти (по имени завода им. Андре Марти, впервые строившего советские цистерны с таким прибором);
- 3) советского изобретателя Д. А. Утешинского.

Сливными приборами с несамопритирающимися клапанами оборудованы цистерны дореволюционной постройки. Несовершенство конструкции таких приборов приводит к частым повреждениям и течи перевозимых грузов, а большое их разнообразие усложняет ремонт.

Самопритирающийся клапан Марти изображён на фиг. 433.

Он состоит из вертикальной сливной трубы с внутренним диаметром 165 мм и длиной 470 мм, приклёпанной или приваренной своим фланцем 1 к броневому листу котла. В сливной трубе укрепляется на резьбе клапанная коробка 2 с клапаном 3. В квадратное отверстие хвостовика 4 клапана входит нижний конец штанги 5, имеющий квадратное сечение. Верхний конец штанги 5 расположен в колпаке и имеет маховик. Снаружи хвостовик 4 снабжён квадратной резьбой, на которой навинчена крестовина 6. Крестовина может перемещаться в клапанной коробке только вверх и вниз на высоту около 10 мм; её вращению препятствует клин.

При поворачивании маховика штанга 5 вращает клапан 3, заставляя его переместиться вниз и сесть в седло клапанной коробки 2. Последующее поворачивание маховика сопровождается не только вращением клапана, но и поднятием крестовины 6 вверх. Когда крестовина достигнет верхнего упора, вращение клапана прекращается и он крепко прижимается к своему седлу.

Следовательно, клапан считается самопритирающимся потому, что он совершает несколько оборотов на седле, не отходя от него.

Это обстоятельство способствует более плотному закрыванию клапана, так как, вращаясь на седле и прижимаясь к нему собственной тяжестью и весом крестовины, штанги и маховика, он может очистить седло и собственные рабочие поверхности от попадающих туда мелких твёрдых частиц и загрязнения.

Открывание клапана происходит в обратном порядке.

Самопритирающийся клапан имеет простое устройство, несложен в изготовлении и ремонте. Однако он не всегда обеспечивает необходимую герметичность затвора.

С л и в н ы м п р и б о р о м системы У т е ш и н с к о г о оборудуются все вновь строящиеся вагоны-цистерны, начиная с 1935 г.

Этот прибор (фиг. 434) состоит из трёх главных частей:

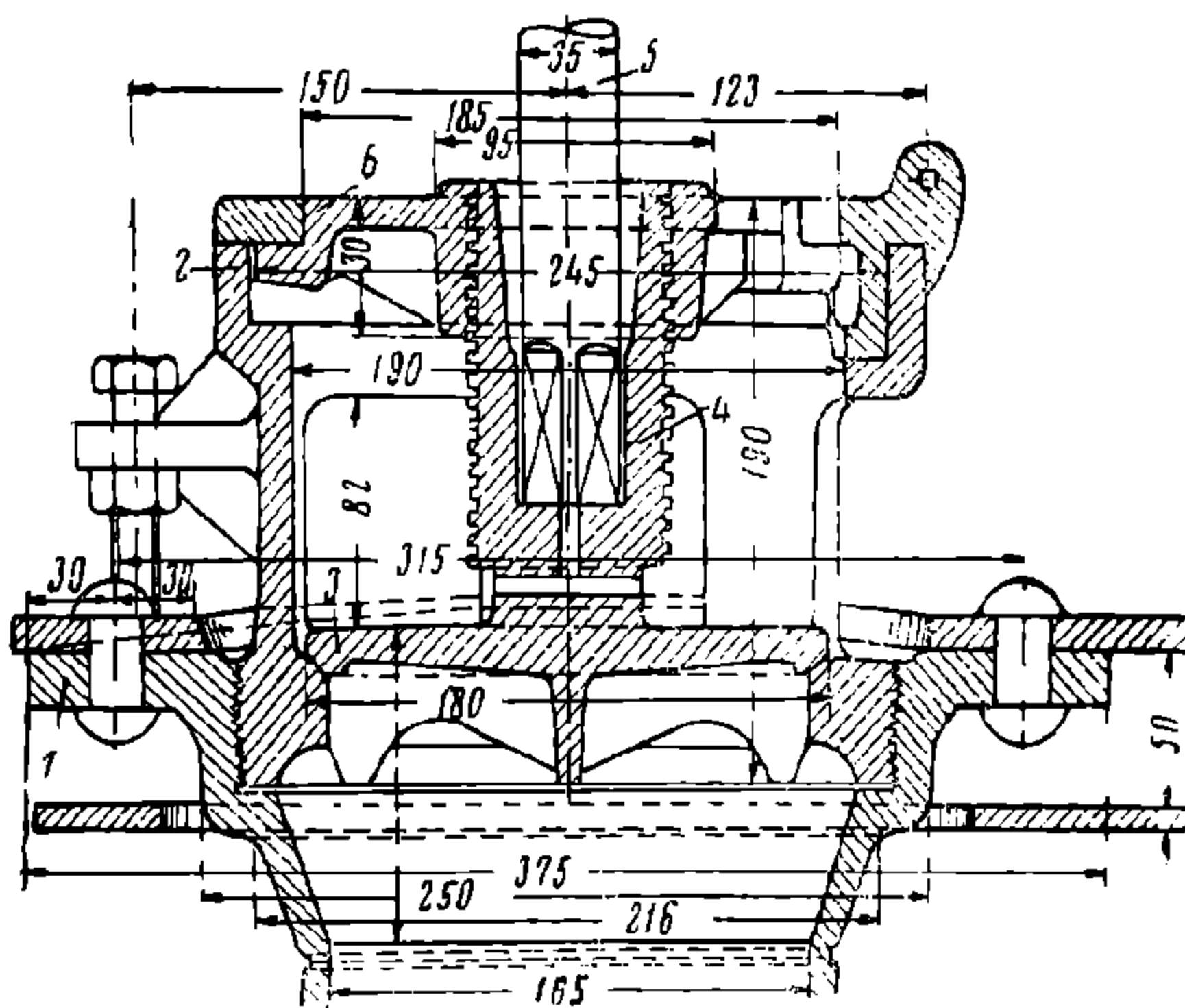
1) внутренней части, имеющей съёмное гнездо (седло) 1, клапан 2, пружину 3, упорное кольцо под пружину 4, шпильку 5, две шпильки диаметром $\frac{3}{8}$ ", соединяющие клапан со штангой, хомут 6, штангу 7, на верхнем конце которой при помощи гайки укреплён маховик;

2) наружной части, состоящей из патрубка 8, шести болтов-гужонов 9, рычага, закрепляющего заслонку, и штуцера;

3) нижней части, имеющей наконечник 10, заслонку (задвижку) 11 с уплотняющей набивкой и болтом $\frac{5}{8}$ ", нажимной штуцер 12 и шесть болтов с тайками диаметром $\frac{5}{8}$ ".

Вторая часть является несъёмной, так как патрубок приварен к броневому листу котла. Эта часть является основанием прибора и к ней присоединены две остальные съёмные части. Верхняя часть присоединяется при помощи болтов-гужонов 9, а для обеспечения плотности имеется линолиновая прокладка толщиной 2 мм. Нижняя часть также соединяется болтами и уплотняется прокладкой из картона толщиной 0,5 мм.

Клапан сливного прибора Утешинского тоже является самопритирающимся.



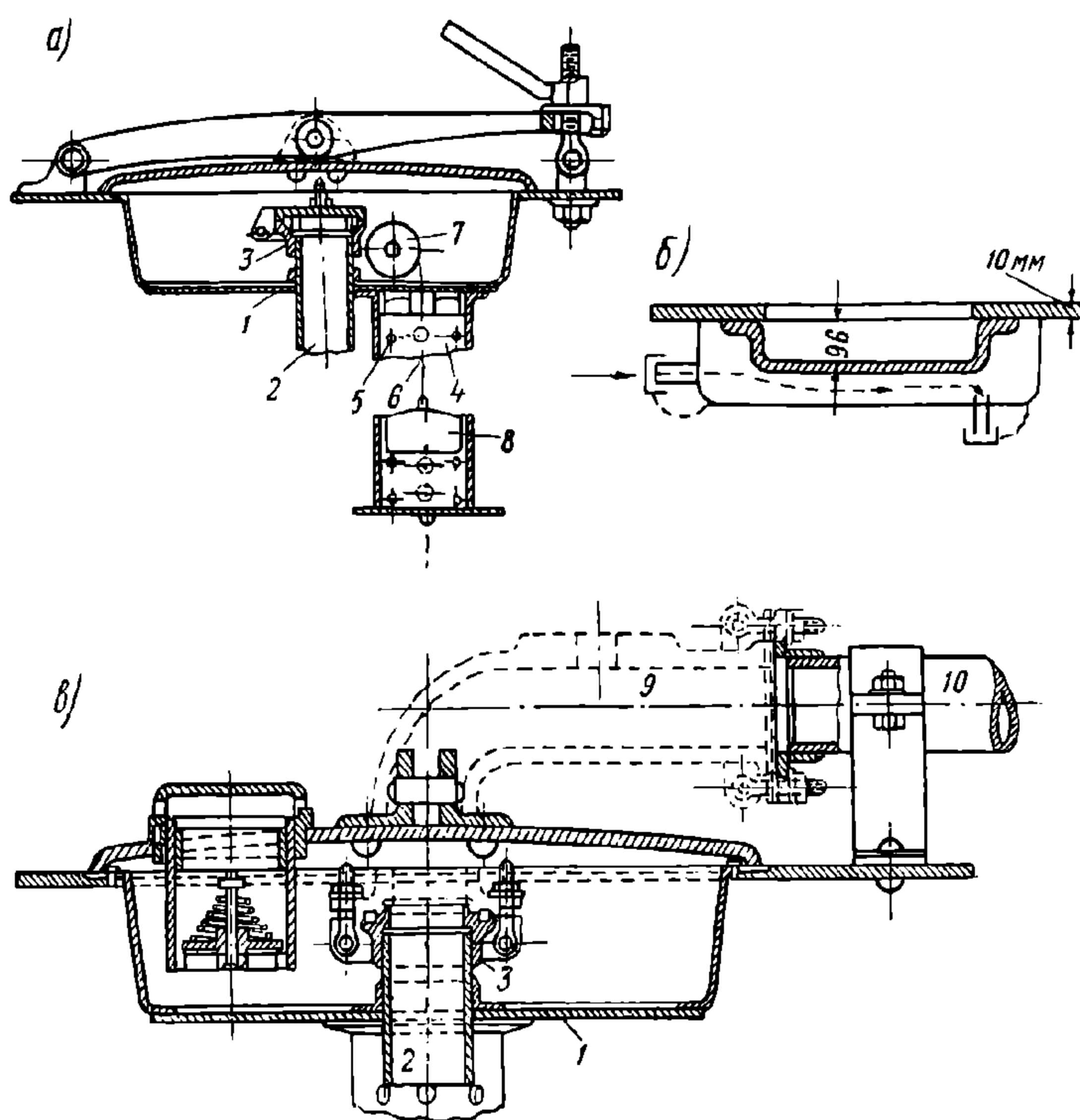
Фиг. 433. Самопритирающийся клапан

После освобождения штанги отворачиваются болты-гужоны 9. Для предупреждения вытекания жидкости через освобождаемые отверстия необходимо после отвёртывания каждого болта сразу же ввернуть его другим концом (большего диаметра) обратно во фланец патрубка 8.

По окончании всех этих операций внутренняя часть прибора извлекается из котла через люк колпака.

Установка отремонтированной или запасной части производится обратным порядком. Для фиксирования правильного положения верхней части сливного прибора гнездо 1 имеет выступы (усы), которые должны войти в углубления патрубка 8.

К недостаткам сливного прибора Утешинского следует отнести: непостоянную герметичность даже при перевозках тёмных нефтепродуктов; ненадёжность второго затвора (заслонки), к тому же часто нарушаемого вследствие утери нажимного штуцера; трудность открытия клапана при смерзании жидкости вокруг сливного прибора; частые повреждения деталей прибора.



Фиг. 435. Устройство верхнего слива

Основная идея прибора — смена неисправных частей без слива груза и без влезания внутрь котла трудно реализуется на практике.

Устройство верхнего слива следующее.

Под крышкой колпака укреплен на шурупах противень 1 (фиг. 435, а). Через него проходит труба 2, на верхний конец которой навинчен соединительный фланец 3 с откидной крышкой. Нижний конец трубы 2, имеющий вырезы и снабженный сеткой, ограждающей от засорения, укреплен в поддоне.

Поддон (фиг. 435, б) предусмотрен для обеспечения полного слива груза. Он прикреплен к броневому листу котла и снабжен обогревателем.

Ко второму отверстию противня 1 (фиг. 435, а) снизу подвешена труба 4, имеющая отверстия 5; в верхней части трубы 4 вставлен цилиндр с двумя предохранительными сетками. Через отверстие во втулке цилиндра проходит стальная лента 6 рулетки 7 с поплавком 8 внизу. Поплавок предназначен для

указания уровня груза в котле. В цистернах, построенных в последние годы, поплавков отсутствует; уровень груза определяется через отверстие в колпаке (глазок), закрываемое пробкой.

Наполнение котла осуществляется через трубу 2. Для этой цели откидывается крышка фланца 3 и на её место ставится подводящий рукав. Вытесняемый наливаемым грузом воздух выходит через трубу 4.

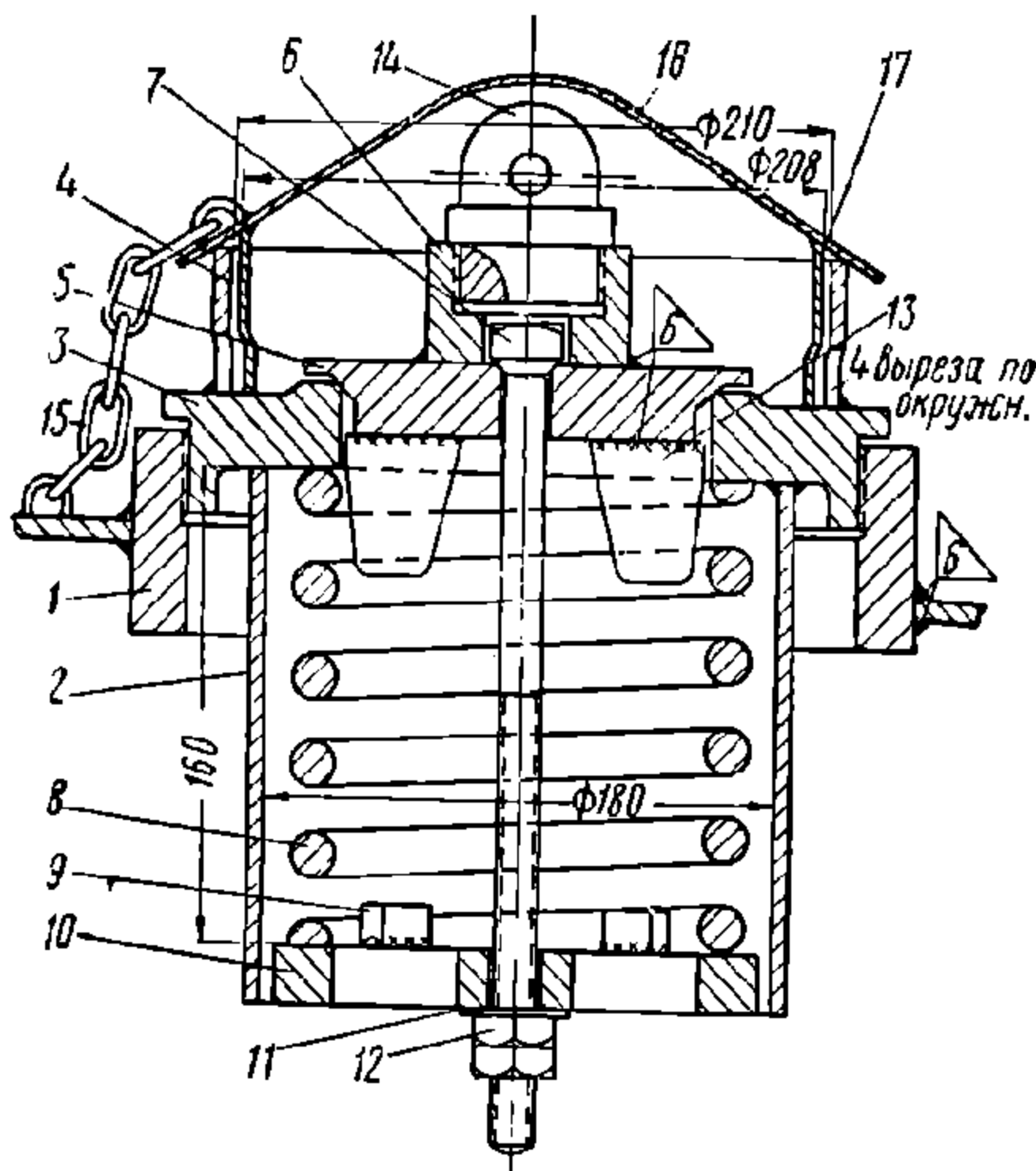
Разгрузка цистерны производится при помощи сифона (фиг. 435, 6).

Для этого ставится съёмное колено 9, соединяющее трубы 2 и 10. Затем верхняя часть сифона заполняется при помощи насоса, шланг которого под-

водится к колену 9. Далее слив идёт самотёком по трубам 2 — 9 — 10. При этом воздух входит в котёл по трубе 4.

Слив через сифон требует обеспечения полной герметичности соединений, так как в противном случае происходит разрыв струи жидкости, прекращающий действие сифона. Кроме того простой цистерн при таком сливе велик. При существующей конструкции сифона для слива бензина из котла ёмкостью 50 м³ требуется более 90 мин.

Для обеспечения безопасности цистерны, предназначенные для перевозки бензина, спирта, кислот и тому подобных грузов, снабжаются предохранительными клапанами (фиг. 436).



Фиг. 436. Предохранительный клапан

Корпус клапана 2 с приваренными к нему седлом 3 и верхним кольцом 4 ввинчен в гнездо 1, укрепленное на колпаке цистерны. К седлу 3 прижат предохранительный клапан 5, снабжённый четырьмя направляющими 13. К верхней плоскости клапана 5 приварена втулка 6 с ввёрнутой в неё пробкой 14, предназначенной для закрытия сквозного отверстия в клапане, через которое пропущен стяжной болт 7. Стяжной болт 7, диаметром 16 мм, с шайбой 11 и двумя гайками 12 предназначен для регулировки пружины 8, расположенной между седлом 3 и пятником 10, имеющим четыре упора 9. Сверху клапан закрыт колпачком 16, имеющим кольцо 17 и присоединённым к колпаку цистерны цепочкой 15.

Пружина клапана 8 регулируется на 1,5 атм. При большем давлении в котле клапан 5 преодолевает сопротивление пружины 8 и поднимается вверх. Тем самым излишек газа проходит между рабочими поверхностями клапана 5 и седла 3 и выходит в атмосферу через отверстия в кольцах 17 и 4.

8. КАЛИБРОВКА ЦИСТЕРН

В цистернах железных дорог СССР, в отличие от остальных типов вагонов, количество груза определяется не взвешиванием, а по замеру при помощи таблиц калибровки.

Для этого измеряется высота наполнения цистерны деревянной или металлической рейкой и определяется плотность продукта по ареометру. Затем, пользуясь таблицами калибровки, в которых указан вес воды в зависимости от уровня налива котла, легко подсчитывается вес груза.

Каждому типу цистерн присваивается свой калибровочный номер, который наносится на обоих днищах котла.

Принятый на наших дорогах калибровочно-замерный способ обеспечивает ускорение оборота цистерн и удешевление перевозок, так как не требуется терять время на взвешивание, расходовать маневровые средства для подачи и уборки с весов вагонов, загромождать станционные пути и т. п.

9. РАСЧЁТ КОТЛА ЦИСТЕРНЫ

Типовой расчёт

При расчёте котла цистерны полагают, что на него действуют следующие нагрузки:

- 1) вес груза P_z ;
- 2) собственный вес котла и укреплённых на нём деталей P_k ;
- 3) вертикальные усилия P_d , обусловленные колебаниями вагона на рессорах вследствие неровностей пути и дефектов в ходовых частях

$$P_d = k_d (P_z + P_k),$$

где k_d — коэффициент динамической добавки;

4) внутреннее давление в котле p , которое возникает в герметически закрытых цистернах при перевозках специальных грузов и от испарения жидкости, а также создаётся при испытаниях котла;

5) продольные силы инерции T_k , возникающие при рывках или соударениях вагонов.

Остальные нагрузки, действующие на котёл (центробежная сила, давление ветра и др.), обычно не учитываются, так как предполагается, что их влияние незначительно.

Приближённый расчёт котла на упомянутые выше нагрузки проводится следующим образом.

а) Вертикальная нагрузка.

Вследствие большой жёсткости котла, значительно превышающей жёсткость продольных балок рамы, почти вся вертикальная нагрузка передаётся на две крайние опоры (это подтверждается испытаниями вагонов-цистерн). При этом котёл рассматривается как балка, лежащая на двух опорах, загруженная равномерно распределённой нагрузкой интенсивностью

$$q = \frac{P_z + P_k + P_d}{L}$$

где L — общая длина котла.

Нормальные напряжения в стенках котла определяются по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W}, \quad (498)$$

где M — изгибающий момент;

W — момент сопротивления поперечного (кольцевого) сечения котла.

б) Внутреннее давление.

При наличии внутреннего давления котёл может рассматриваться как тонкостенный сосуд и рассчитываться по формулам мембранных напряжений¹.

Величина мембранных напряжений в цилиндрической части котла подсчитывается по следующим формулам:

растягивающие напряжения в меридиональном направлении (в кольцевом поперечном сечении $I—I$, фиг. 437), которые в дальнейшем будем называть меридиональными напряжениями

$$\sigma_1 = \frac{pR_1}{2h_1}; \quad (499)$$

растягивающие напряжения в экваториальном направлении (в сечении, проведённом по образующей $II—II$, фиг. 394), которые в дальнейшем будем называть экваториальными напряжениями

$$\sigma_2 = \frac{pR_1}{h_1}, \quad (500)$$

¹ Оболочки, которые не испытывают изгиба, иногда называют мембранами и напряжения в них, вычисленные без учёта изгиба, — мембранными напряжениями.

где p — внутреннее давление;

R_1 — радиус цилиндрической части котла;

h_1 — толщина стенки цилиндрической части котла.

По таким же формулам подсчитываются мембранные напряжения в колпаке (при подстановке соответствующих значений R и h);
напряжения в сферическом днище

$$\sigma_3 = \frac{pR_2}{2h_2},$$

где R_2 — радиус днища;

h_2 — толщина стенки днища.

в) Продольные силы инерции.

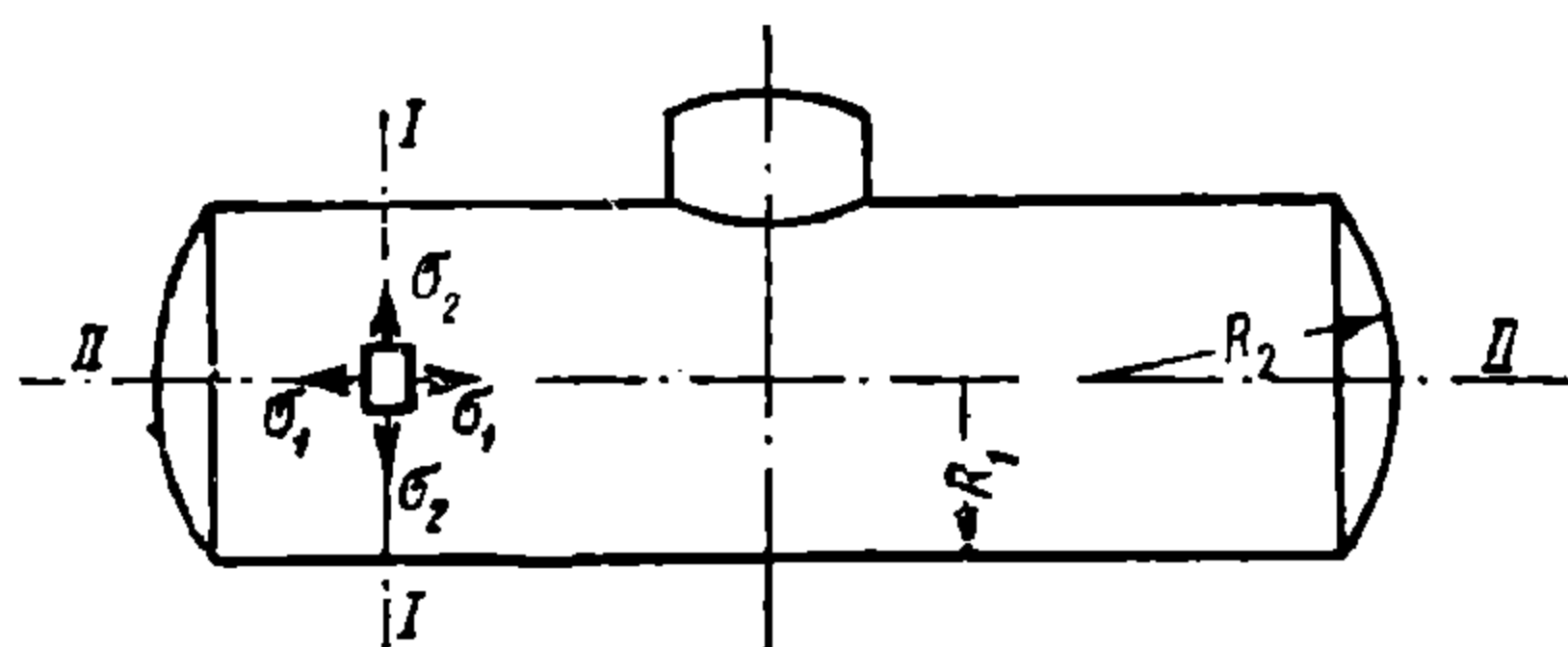
Продольные силы инерции вызывают удар жидкости в днище котла. По существующим нормам расчёта¹ сила давления жидкости на днище цистерны, развиваемая при соударениях и рывках вагонов, принимается равной $T_k = 80\,000$ кг (приведённая к статической).

Считая эту силу равномерно распределённой по вертикальной проекции днища, перпендикулярной продольной оси котла, определим давление на единицу поверхности днища от силы T_k

$$p_1 = \frac{T_k}{\frac{\pi D_6^2}{4}} = \frac{4T_k}{\pi D_6^2}. \quad (501)$$

Напряжения в сферическом днище от этого давления

$$\sigma_4 = \frac{p_1 R_2}{2h_2}. \quad (502)$$



Фиг. 437. Расчётная схема котла

Растягивающие напряжения в кольцевом поперечном сечении $I-I$ цилиндра

$$\sigma_5 = \frac{4N}{\pi(D_n^2 - D_6^2)},$$

где D_6 — внутренний диаметр котла;

D_n — наружный диаметр котла.

Заменяя площадь сечения котла $\frac{\pi(D_n^2 - D_6^2)}{4}$ приближённым значением $\pi D_6 h_1 = 2\pi R_1 h_1$ и выразив T_k через давление p_1 , получим

$$\sigma_5 = \frac{p_1 R_1}{2h_1}. \quad (503)$$

Вблизи днища, подверженного действию T_k , в цилиндрической части котла кроме меридиональных напряжений σ_5 возникают экваториальные напряжения

$$\sigma_6 = \frac{p_1 R_1}{h_1} \quad (504)$$

г) Суммарные напряжения.

Наибольшие суммарные напряжения от всех рассмотренных нагрузок: в сечении $I-I$ цилиндра²

$$\sigma = \sigma_{из} + \sigma_1 + \sigma_5; \quad (505)$$

¹ «Вагоностроение», т. I, ОНТИ, 1936, стр. 137.

² Напряжения определяются в нескольких сечениях цилиндра, поскольку величины $\sigma_{из}$ и σ_5 не постоянны по длине котла (приближённо σ_5 изменяются по линейному закону от наибольшей величины у днища, в которое происходит удар, до нуля у противоположного днища).

в сечении $II-II$ цилиндра

$$\sigma = \sigma_2 + \sigma_6; \quad (506)$$

в днище

$$\sigma = \sigma_3 + \sigma_4. \quad (507)$$

В изложенном типовом расчёте принятая аналогия напряжённого состояния от вертикальной нагрузки тонкостенной оболочки и балки является условной. Величина силы инерции ($T_k = 80\,000\text{ кг}$) и характер её действия нуждаются в уточнении. Недостаточно обоснована и величина внутреннего давления $p = 4\text{ атм}$, принимаемая при гидравлическом испытании и расчёте котлов. Эти усилия должны быть обусловлены силой гидравлического удара жидкости, возникающего при эксплуатации вагонов-цистерн. Однако явления гидравлического удара в котле цистерны ещё недостаточно изучены.

Проведённые в последние годы испытания и расчёты позволяют рекомендовать величину внутреннего давления $p = 2 \div 3\text{ атм}$ как более обоснованную.

По рекомендации ЦНИИ и НИБ¹ величина внутреннего давления, принимаемого для расчёта котлов цистерн, определяется как сумма давления паров жидкости или газа и давления, развиваемого при гидравлическом ударе.

Первая составляющая в цистернах, предназначенных для перевозки нефтепродуктов и подобных им грузов, принимается равной $1,5\text{ атм}$ (по регулировке предохранительных клапанов), а для цистерн, перевозящих специальные грузы, должна быть указана в техническом задании на проектирование.

Величина давления, возникающего при гидравлическом ударе (приведённая к статической), принимается равной $1,5\text{ атм}$.

Величина продольного усилия, рекомендуемая ЦНИИ и НИБ для вагонов-цистерн, равна

$$T_{k1} = pF,$$

где $p = 1,5\text{ атм}$ —давление на днище цистерны при гидравлическом ударе;

$F = \frac{\pi D_6^2}{4}$ — площадь вертикальной проекции днища, перпендикулярной продольной оси котла.

Поскольку величина усилия T_{k1} превышает величину инерционных усилий, развиваемых при торможении, то действие последних в расчёте цистерн рекомендуется не учитывать.

Напряжения, вычисляемые по формулам мембранных напряжений, вполне соответствуют измеренным при испытаниях котлов вагонов-цистерн, подверженных внутреннему давлению, во всех местах, достаточно удалённых от участков приложения нагрузки и резкого изменения сечения оболочки.

Дополнительные напряжения в местах резкого изменения сечения оболочки, а также в зоне приложения нагрузок должны определяться отдельно и суммироваться с основными напряжениями, установленными типовым расчётом.

Дополнительные напряжения в месте соединения цилиндрической части котла с днищем

В существующих конструкциях цистерн контур меридионального сечения в месте соединения цилиндрической части котла с днищем представляет собой обычно линию, состоящую из сопряжённых круговых дуг разных радиусов и прямой. Если толщины листов днища и цилиндрической части различны или их соединение осуществлено внахлёстку, то переход от криволинейной части контура к прямолинейной представляет ломаную линию. Нарушения непрерывности формы (резкими изменениями радиусов кривизны и направлений касательных) обуславливается появление деформаций изгиба элементов контура меридионального сечения.

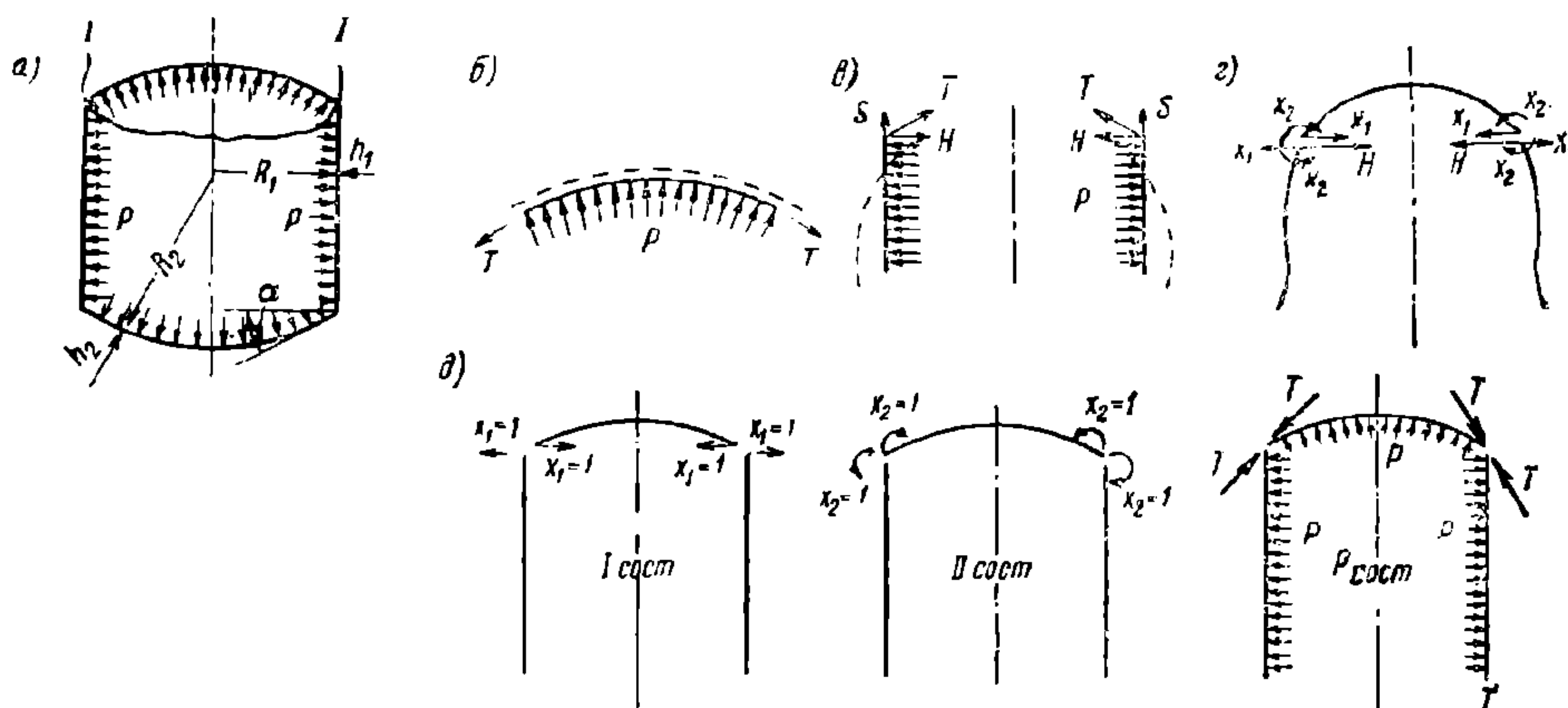
¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов.

Для определения величины местных напряжений в первом приближении будем пренебрегать переходным элементом, т. е. считать сферическое днище постоянной кривизны непосредственно сопряжённым с цилиндрической частью котла.

Воспользуемся решением¹ подобной задачи, выполненным Институтом электросварки Академии наук УССР.

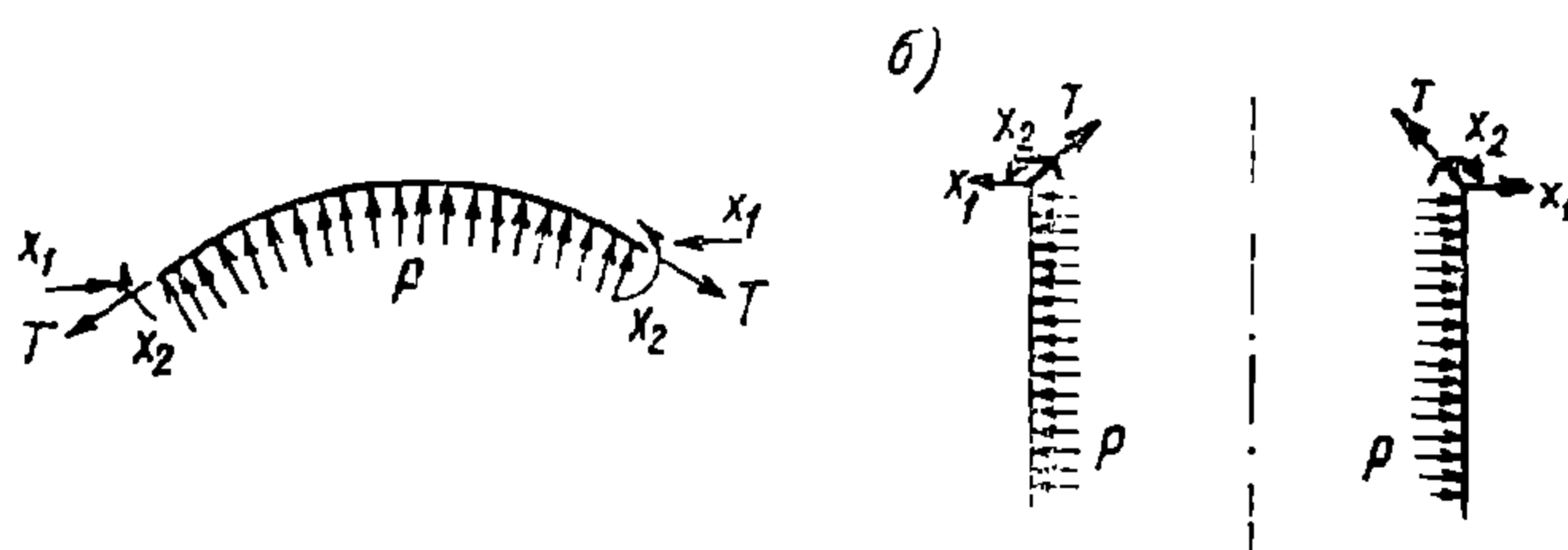
а) Общий принцип расчёта

Рассмотрим сосуд (фиг. 438, а), подверженный внутреннему давлению p . Разрезом $I—I$ отделим днище от цилиндра и рассмотрим деформации каждой части отдельно. Чтобы сохранить равновесие в месте разреза, необходимо приложить силы, заменяющие действие отрезанной части.



Фиг. 438. К расчёту сопряжения днища с цилиндром

На фиг. 439 изображены отдельно днище и цилиндр с действующими на них силами.



Фиг. 439. Расчётная схема днища и цилиндра

Из суммы проекций на вертикальную ось сил, действующих на днище (фиг. 439, а), получаем $T = \frac{pR_1}{2 \sin \alpha}$, где T —сила, приходящаяся на единицу длины контура сечения $I—I$ и нормальная к радиусу, соединяющему этот контур с центром днища. Составляющая силы T , нормальная к образующей цилиндра, равна $H = \frac{pR_1}{2 \tan \alpha}$, а составляющая вдоль образующей цилиндра равна $S = \frac{pR_1}{2}$ (фиг. 438, в).

При отсутствии сил X_1 и моментов X_2 радиус днища R_2 под действием только сил T и внутреннего давления p несколько увеличился бы и самое днище заняло положение, показанное на фиг. 438, б пунктиром.

¹ Е. О. Патон и В. В. Шеверницкий, Неотбортованные сферические днища сварных сосудов. Издательство Академии наук УССР, Киев, 1936.

Под действием только сил p и T и при отсутствии сил X_1 и моментов X_2 цилиндр деформировался бы, как изображено на фиг. 438, в пунктиром, т. е. в средней части радиус R_1 несколько увеличился, а вблизи разреза несколько уменьшился, и концевая часть прогнулась бы внутрь цилиндра.

Следовательно, если бы краевые сечения днища и цилиндра могли независимо друг от друга перемещаться, то вследствие этого между краем днища и краем цилиндра появился бы зазор и какой-то угол поворота. В силу условий неразрывности деформаций двух рассматриваемых элементов углы поворота и линейные смещения соответственно должны быть равны между собой. Это условие обеспечивается наличием сил X_1 и X_2 , приложенных в месте соединения сферического днища с цилиндрической частью котла (фиг. 438, г).

Таким образом под действием внутреннего давления в месте соединения днища с цилиндром возникают вышеуказанные силы T , X_1 и X_2 , которые вызывают в стенках сосуда значительные дополнительные напряжения как в экваториальном, так и в меридиональном направлениях. При этом экваториальные напряжения в месте соединения днища с цилиндром являются сжимающими, затем на определённом расстоянии от края переходят в напряжения растяжения, потом снова становятся сжимающими и т. д.

Характер изменения экваториальных напряжений может быть выражен функцией

$$\sigma_{\text{эк}} = e^{-\beta x} (A \sin \beta x + B \cos \beta x), \quad (508)$$

т. е. экваториальные напряжения изменяются по синусоиде с постепенным затуханием. Это затухание определяется выражением $e^{-\beta x}$. Поэтому напряжения $\sigma_{\text{эк}}$ по мере удаления от места присоединения днища к цилиндру сильно уменьшаются (при втором размахе напряжения становятся в 23,14 раза меньше, чем при первом, и поэтому ими можно уже пренебрегать).

Дополнительные напряжения в меридиональном направлении σ_m , являющиеся напряжениями изгиба, имеют такой же характер изменения по длине меридиана, как и экваториальные напряжения, т. е. также изменяются по закону синусоиды с быстрым затуханием волн.

Дополнительные напряжения от сил X_1 и X_2 , особенно меридиональные, значительно превосходят величину основных напряжений, определяемых по формулам мембранных напряжений.

б) Определение напряжений в днище и стенках цилиндра

Для расчёта рассматриваемого места целесообразно использовать сочетание метода сил строительной механики и теории тонкостенных оболочек.

Данная система является дважды статически неопределимой. Разрезав котёл по сечению $I—I$ (фиг. 438, а) и приложив в месте разреза силы X_1 и X_2 , превратим нашу систему в статически определимую. Три основных состояния преобразованной системы изображены на фиг. 438, д. Сила X_1 является горизонтальной силой, а сила X_2 — моментом, приходящимися на 1 см погонной длины контура соединения днища и цилиндра, причём момент действует в меридиональной плоскости.

Неизвестные усилия X_1 и X_2 определяются при решении следующей системы канонических уравнений:

$$\begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{1p} &= 0; \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{2p} &= 0. \end{aligned}$$

В табл. 66 приведены основные формулы, необходимые для определения коэффициентов канонических уравнений ¹.

¹ Вывод этих формул можно найти в книге проф. З. Б. Канторовича, Основы расчёта химических машин и аппаратов. Машгиз, 1946, стр. 75.

Таблица 66

Силовой фактор, приложенный к краю оболочки	Край цилиндра		Край сферического днища	
	перемещение	угол поворота	перемещение	угол поворота
Симметричная горизонтальная сила N	$y_1 = \frac{2\beta_1}{k_1} N$	$y'_1 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} N$	$y_3 = -\frac{2R_2\beta_2\sin^2\alpha}{Eh_2} N$	$y'_3 = \frac{2\beta_2^2\sin\alpha}{Eh_2} N$
Симметричный момент, действующий в меридиональной плоскости, M	$y_2 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} M$	$y'_2 = \frac{4\beta_1^3}{k_1} M$	$y_4 = \frac{2\beta_2^2\sin\alpha}{ER_2h_2} M$	$y'_4 = \frac{4\beta_2^3}{ER_2h_2} M$

В таблице обозначено:

β_1 — коэффициент затухания, равный для цилиндрической оболочки

$$\beta_1 = \sqrt[4]{0,75(1-\mu^2)} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{R_1 h_1}};$$

β_2 — коэффициент затухания, равный для сферической оболочки

$$\beta_2 = \sqrt[4]{0,75(1-\mu^2)} \cdot \frac{R_2 \sqrt{2}}{\sqrt{R_2 h_2}}.$$

При значении коэффициента Пуассона $\mu = 0,3$

$$\beta_1 = \frac{1,287}{\sqrt{R_1 h_1}} \text{ и } \beta_2 = \frac{1,287 R_2}{\sqrt{R_2 h_2}};$$

k_1 — коэффициент упругости основания продольного элемента цилиндрической оболочки

$$k_1 = \frac{Eh_1}{R_1^2},$$

где E — модуль упругости;

R_1, R_2, h_1, h_2 обозначены на фиг. 438, а.

Пользуясь приведёнными формулами, найдём значения коэффициентов при неизвестных и свободных членах канонических уравнений:

$$\delta_{11} = y_1 + y_3 = \frac{2\beta_1}{k_1} \cdot 1 + \frac{2R_2\beta_2\sin^2\alpha}{Eh_2} \cdot 1;$$

$$\delta_{12} = y_2 - y_4 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} \cdot 1 - \frac{2\beta_2^2\sin\alpha}{Eh_2} \cdot 1;$$

$$\delta_{21} = y'_1 - y'_3 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} \cdot 1 - \frac{2\beta_2^2\sin\alpha}{Eh_2} \cdot 1 = \delta_{12};$$

$$\delta_{22} = y'_2 + y'_4 = \frac{4\beta_1^3}{k_1} \cdot 1 + \frac{4\beta_2^3}{ER_2h_2} \cdot 1;$$

$$\delta_{1p} = y_u - y_o - y_1 \cdot H = 0,85 \frac{R_1^2}{Eh_1} p - 0,35 \frac{R_2 R_1}{Eh_2} p - \frac{2\beta_1}{k_1} \cdot \frac{R_1 p}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

где $y_u = 0,85 \frac{R_1^2}{Eh_1} p = 0,85 \frac{p}{k_1}$ — перемещение края цилиндра под действием внутреннего давления p ;

$y_o = 0,35 \frac{R_2 R_1}{Eh_2} p$ — перемещение края днища под действием внутреннего давления p ;

$$\delta_{2p} = -y'_1 \cdot H = -\frac{2\beta_1^2}{k_1} \cdot \frac{R_1 p}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

Подставляя найденные значения коэффициентов при неизвестных и свободных членах в систему канонических уравнений и решая последнюю, найдём значения неизвестных X_1 и X_2 .

Определив X_1 и X_2 , можно найти и величины напряжений в днище и цилиндре. Для этого необходимо рассмотреть отдельно днище и цилиндр, загруженные внешними силами p с реакциями и найденными неизвестными X_1 и X_2 .

Определим сначала напряжения в днище (фиг. 439, а).

Укорочение радиуса под действием X_1 и X_2 составляет

$$y = y_4 - y_3 = \frac{2\beta_2^2 \sin \alpha}{Eh_2} \cdot X_2 - \frac{2R_2 \beta_2 \sin^2 \alpha}{Eh_2} X_1.$$

Дополнительные экваториальные напряжения края днища

$$(\sigma_{\text{эк}})_0 = \frac{Ey}{R_1}. \quad (509)$$

Дополнительные меридиональные напряжения от изгибающего момента X_2 на краю днища

$$(\sigma_m)_0 = \frac{X_2}{W_2} = \frac{6 X_2}{1 \cdot h_2^2}. \quad (510)$$

Изменения дополнительных экваториальных напряжений по длине меридиана определяются формулой

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{(\sigma_{\text{эк}})_0}{\sin\left(\psi + \frac{\pi}{4}\right)} \cdot e^{-\beta_2 \omega} \cdot \sin\left(\beta_2 \omega + \psi + \frac{\pi}{4}\right), \quad (511)$$

где ω — угол широты, измеренный от края сферического днища;

ψ — постоянная интегрирования, зависящая от характера заделки и потому называемая степенью заделки; при свободной подвижности края оболочки $\psi = 45^\circ$, при жёсткой заделке $\psi = 0$; в данном случае, при упругом соединении края сферического днища с краем цилиндра, степень заделки определяется из следующего выражения

$$\operatorname{ctg}\left(\psi + \frac{\pi}{4}\right) = \frac{(\sigma_m)_0^{\psi=45^\circ}}{(\sigma_m)_0^{\psi=0}},$$

где $(\sigma_m)_0^{\psi=45^\circ}$ — дополнительное меридиональное напряжение на краю днища при упругом опирании [вычисленное по формуле (510)], а $(\sigma_m)_0^{\psi=0}$ — то же при полной заделке [равное, как показывают вычисления, $1,816 (\sigma_{\text{эк}})_0$ — см. формулу (509)].

Давая $\beta_2 \omega$ разные значения от 0 до 2π , определим величину дополнительных экваториальных напряжений в любой точке днища по длине меридиана.

Дополнительные меридиональные напряжения от X_1 и X_2 в любой точке меридиана определяются формулой

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\text{эк}})_0 \sqrt{3}}{\sqrt{1-\mu^2} \cdot \sin\left(\psi + \frac{\pi}{4}\right)} e^{-\beta_2 \omega} \cdot \cos\left(\beta_2 \omega + \psi + \frac{\pi}{4}\right) \quad (512)$$

Давая $\beta_2 \omega$ разные значения от 0 до 2π , получим σ_m в любой точке днища по длине меридиана.

Сложив дополнительные напряжения с мембранными, найдём суммарные меридиональные и экваториальные напряжения в днище

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_m + \sigma_3; \\ \sigma &= \sigma_{\text{эк}} + \sigma_3. \end{aligned} \right\} \quad (513)$$

Дополнительные напряжения от изгибающего момента на краю цилиндра (фиг. 439, б)

$$(\sigma_m)_0 = \frac{X_2}{W_1} = \frac{6 X_2}{1 \cdot h_1^2}. \quad (514)$$

Укорочение радиуса цилиндра

$$y = y_2 - y_1 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} X_2 - \frac{2\beta_1}{k_1} \cdot (H - X_1).$$

Дополнительные экваториальные напряжения на краю цилиндра

$$(\sigma_{\text{эк}})_0 = \frac{E y}{R_1}. \quad (515)$$

Дополнительные экваториальные напряжения по длине меридиана

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{(\sigma_{\text{эк}})_0}{\sin\left(\psi + \frac{\pi}{4}\right)} \cdot e^{-\beta_1 x} \sin\left(\beta_1 x + \psi + \frac{\pi}{4}\right), \quad (516)$$

где x — координата, измеренная от края цилиндра по направлению образующей;

ψ — степень заделки, определяемая из приведённого выше выражения, но при подстановке $(\sigma_{\text{м}})_0$ и $(\sigma_{\text{эк}})_0$ цилиндра.

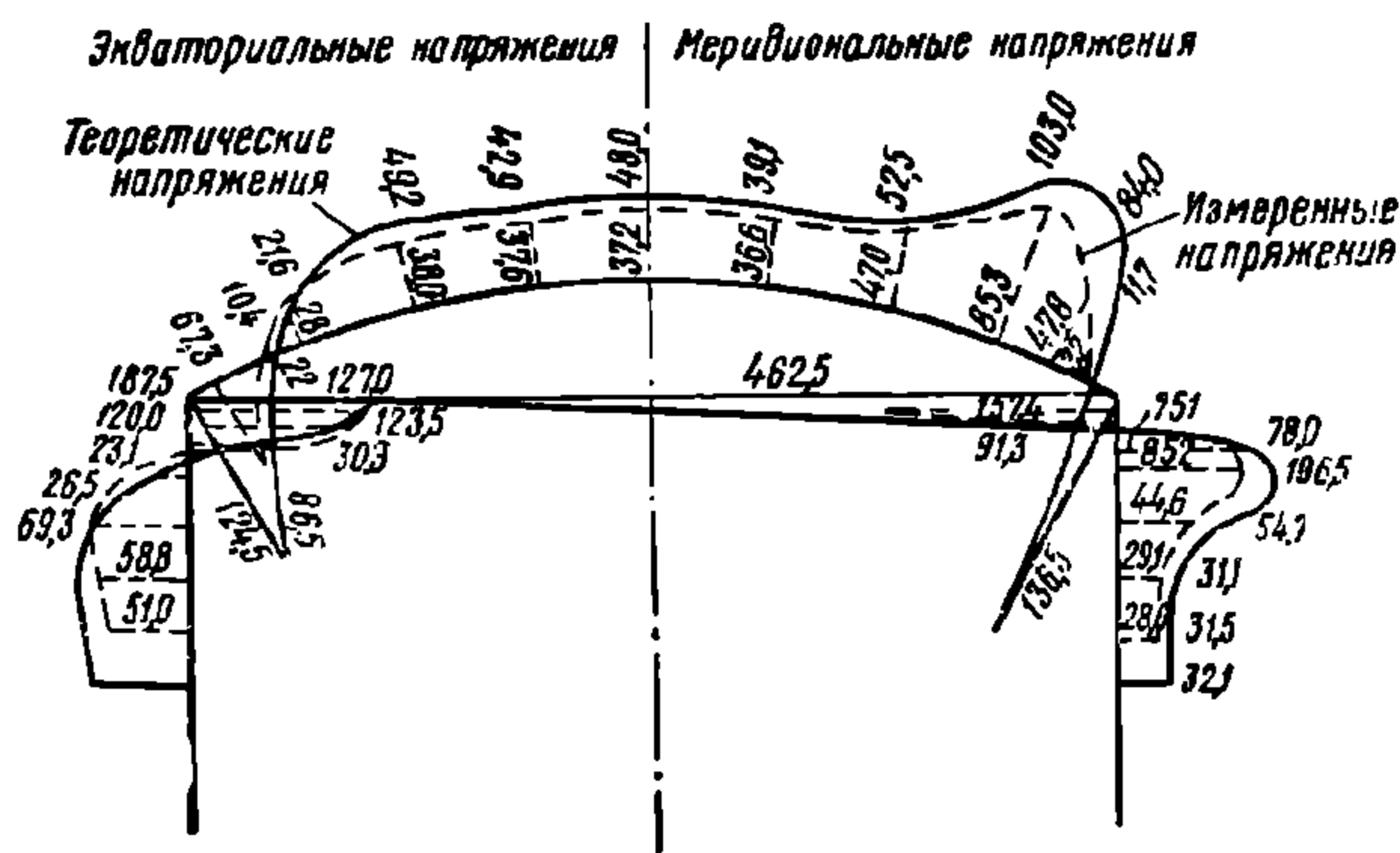
Давая $\beta_1 x$ разные значения от 0 до 2π , получим экваториальные напряжения в любой точке по длине меридиана.

Дополнительные меридиональные напряжения по длине меридиана

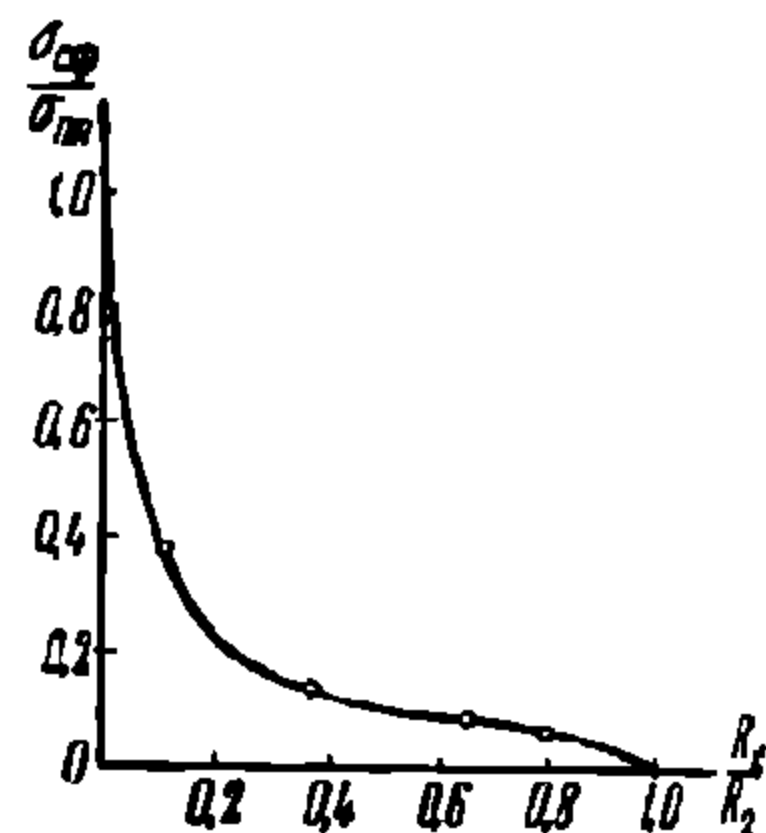
$$\sigma_{\text{м}} = \frac{(\sigma_{\text{эк}})_0 \sqrt{\frac{3}{1-\mu^2}}}{\sin\left(\psi + \frac{\pi}{4}\right)} \cdot e^{-\beta_1 x} \cdot \cos\left(\beta_1 x + \psi + \frac{\pi}{4}\right). \quad (517)$$

Суммарные меридиональные и экваториальные напряжения в стенках цилиндра

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_{\text{м}} + \sigma_1; \\ \sigma &= \sigma_{\text{эк}} + \sigma_2. \end{aligned} \right\} \quad (518)$$



Фиг. 440. Эпюры расчётных и измеренных напряжений



Фиг. 441. Зависимость напряжений от кривизны днища

Проведённое Институтом электросварки Академии наук СССР сравнение напряжений, определённых по вышеприведённым формулам, с измеренными на специально изготовленном сосуде, подверженном внутреннему давлению, показало, что расчётные и экспериментальные напряжения изменяются по одному и тому же закону и их величины очень близки (фиг. 440).

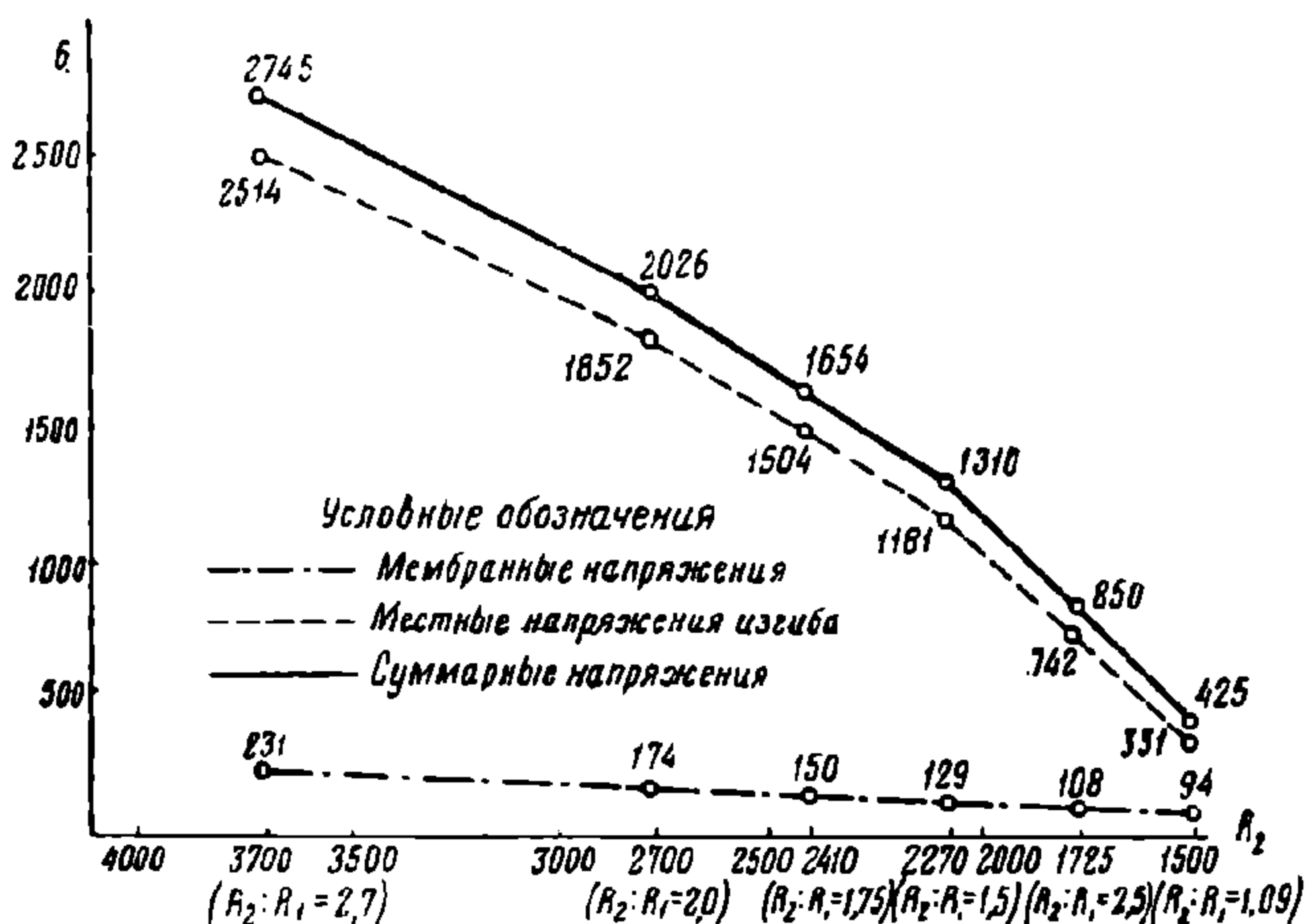
Из эпюры видно, что максимальные напряжения имеют местный характер и выражаются в виде отдельных пик. Большие напряжения в месте соединения днища с цилиндром возникают в основном от изгибающего момента X_2 . Можно полагать, что при напряжениях, которые превышают предел пропорциональности, настанут пластические деформации и момент уменьшится, отчего понизятся в этом месте и дополнительные напряжения. Этим, видимо, объясняется весьма редкое появление трещин в рассматриваемом месте при эксплуатации цистерн, несмотря на большие напряжения, определяемые расчётом и замеряемые при всех испытаниях котлов.

При конструировании цистерн необходимо стремиться к уменьшению напряжений в месте перехода от цилиндра к днищу. Величина напряжений (особенно дополнительных) зависит от толщины стенки и кривизны днища. Достигать понижения напряжений путём увеличения толщины стенки крайне нежелательно, так как это приводит к повышению тары цистерны. Изменение кривизны днища следует рассматривать как более целесообразное мероприятие для данной цели.

На фиг. 441 показана зависимость напряжений в месте соединения днища с цилиндром от кривизны днища¹. По оси абсцисс отложено отношение радиуса цилиндра к радиусу сферического днища, а по оси ординат отношение дополнительных меридиональных напряжений в сферическом днище различного радиуса к аналогичным напряжениям в плоском днище.

Из графика следует, что изменение кривизны днища приводит к резкому уменьшению напряжений в исследуемом месте.

Изменение величины меридиональных напряжений для значений $\frac{R_1}{R_2}$, практически возможных в котлах вагонов-цистерн, показано на фиг. 442. В этом графике по оси абс-



Фиг. 442. Изменение меридиональных напряжений в зависимости от кривизны днища

цисс отложена величина радиуса днища в мм, а по оси ординат значение меридиональных напряжений в кг/см² (на внутренних стенках оболочки); график вычислен для котла с размерами: $R_1 = 1380$ мм; $h_1 = 6$ мм; $h_2 = 8$ мм при $p = 1$ атм.

в) Влияние переходного радиуса

Напряжения, вычисляемые по приведённым формулам, справедливы для непосредственного сопряжения цилиндра со сферическим днищем. В вагонах-цистернах днище обычно имеет переходную кривую, очерченную радиусом r .

Аналитический учёт влияния формы переходной кривой на величину напряжений в исследуемой зоне представляет большие трудности. Поэтому воспользуемся эмпирической формулой, позволяющей вычислить величину суммарных меридиональных напряжений в переходной кривой

$$\sigma_j = \frac{pR_2}{2h_2} \cdot \frac{1}{0,26 + 6,2 \frac{r}{R_2} - 23 \frac{r^2}{R_2^2}} \quad (519)$$

Напряжения, вычисляемые по данной формуле, хорошо согласуются с измеренными при испытаниях вагонов-цистерн.

Приведённая формула справедлива в пределах изменения отношения радиуса переходной кривой r к радиусу днища R_2 от 0,01 до 0,13, т. е. охватывает практически возможные в вагонах-цистернах соотношения.

При $\frac{r}{R_2} = 0,13 \div 0,25$ следует пользоваться другой эмпирической формулой²

$$\sigma = \frac{pR_2}{2h_2} \left(1,71 - 2 \frac{r}{R_2} \right). \quad (520)$$

Если переходный радиус очень мал, так что $\frac{r}{R_2} < 0,005$, практически можно пренебрегать влиянием переходной кривой на понижение напряжений.

¹ Графическая зависимость (фиг. 441) установлена канд. техн. наук С. В. Вершинским для цистерны ёмкостью 50 м³ современной постройки.

² Формулы (519) и (520) предложены канд. техн. наук С. В. Вершинским.

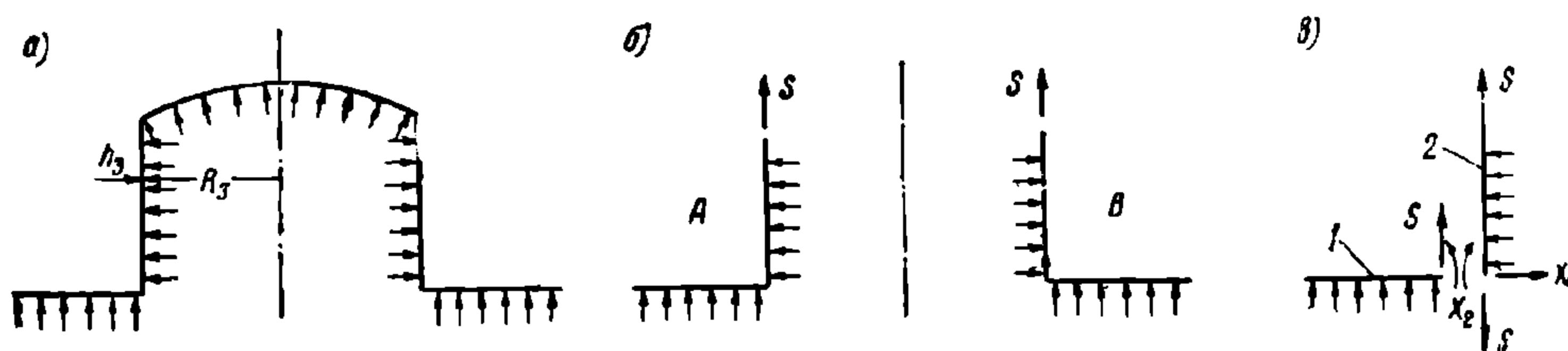
Согласно формуле (519) размер переходного радиуса существенно влияет на величину напряжений в днище. При $p = 4 \text{ атм}$; $h_2 = 11 \text{ мм}$; $R_2 = 3500 \text{ мм}$ и $r = 50 \text{ мм}$ $\sigma = 1850 \text{ кг/см}^2$. Увеличение переходного радиуса вдвое при неизменных остальных величинах понижает напряжения до $\sigma = 1520 \text{ кг/см}^2$, или на 18%. Если при тех же условиях выбрать $r = 250 \text{ мм}$, то $\sigma = 1090 \text{ кг/см}^2$, или на 41% меньше первых.

Дополнительные напряжения в месте соединения колпака с барабаном

В качестве приближённой расчётной схемы может быть рассмотрена элементарная полоска (шириной, равной единице), вырезанная меридиональными сечениями вдоль верхней образующей котла (фиг. 443, а).

При наличии внутреннего давления в котле участки данной схемы могут рассматриваться как балки на упругих основаниях.

Пренебрегая влияниями правой и левой половин элементарной полоски друг на друга, получим следующие две расчётные схемы (фиг. 443, б).



Фиг. 443. К расчёту соединений колпака с цилиндром

Усилие S , компенсирующее влияние отброшенной части колпака, равно

$$S = \sigma_r h_3 = \frac{p R_3}{2},$$

где $\sigma_r = \frac{p R_3}{2 h_3}$ — меридиональные мембранные напряжения в колпаке;

p — внутреннее давление в котле;

R_3 — радиус колпака;

h_3 — толщина стенки колпака.

Произведём расчёт схемы А (расчёт схемы В аналогичен).

Отделив колпак от цилиндрической части котла и введя неизвестные силу X_1 и момент X_2 , получим основную систему (фиг. 443, в).

Пользуясь приведёнными в табл. 66 формулами прогибов и углов поворота, найдём перемещения рассматриваемых балок.

Угол поворота цилиндрической части котла (балка 1)

$$y'_u = -\frac{2\beta_1^2}{k_1} S - \frac{4\beta_1^3}{k_1} X_2.$$

Угол поворота и прогиб вертикальной стенки колпака (балка 2)

$$y'_k = -\frac{2\beta_3^2}{k_3} X_1 + \frac{4\beta_3^3}{k_3} X_2; y_k = \frac{2\beta_3}{k_3} X_1 - \frac{2\beta_3^2}{k_3} X_2 - 0,85 \frac{p}{k_3},$$

где β_3 — коэффициент затухания для колпака;

при $\mu = 0,3$

$$\beta_3 = \frac{1,287}{\sqrt{R_3 h_3}};$$

k_3 — коэффициент упругости основания продольного элемента колпака,

$$k_3 = \frac{E h_3}{R_3^2}$$

Приравняв углы поворота $y'_u = y'_k$ и полагая прогиб $y_k = 0$, получим систему из двух уравнений

$$-\frac{2\beta_1^2}{k_1} S - \frac{4\beta_1^3}{k_1} X_2 + \frac{2\beta_3^2}{k_3} X_1 - \frac{4\beta_3^3}{k_3} X_2 = 0; \quad \frac{2\beta_3}{k_3} X_1 - \frac{2\beta_3^2}{k_3} X_2 - 0,85 \frac{p}{R_3} = 0,$$

откуда

$$X_2 = -p \frac{\beta_1^2 k_3 R_3 - 0,85 \beta_3 k_1}{2(2\beta_1^3 k_3 + \beta_3^3 k_1)}; \quad (521)$$

$$X_1 = -p\beta_3 \frac{\beta_1^2 k_3 R_3 - 0,85 \beta_3 k_1}{2(2\beta_1^3 k_3 + \beta_3^3 k_1)} + \frac{0,85}{2\beta_3} p. \quad (522)$$

Дополнительные меридиональные напряжения в цилиндрической части котла (в месте присоединения колпака)

$$(\sigma_m)_0 = \pm \frac{X_2}{W_1} = \pm \frac{6X_2}{h_1^2}. \quad (523)$$

Дополнительные меридиональные напряжения в колпаке (максимальные)

$$(\sigma_m)_0 = \pm \frac{X_2}{W_3} = \pm \frac{6X_2}{h_3^2}. \quad (524)$$

Подобно тому, как это было показано выше, могут быть определены экваториальные напряжения в месте присоединения колпака к барабану котла, а также меридиональные и экваториальные напряжения в любом сечении на расстоянии x от места соединения, причём в данной зоне также имеется резкое затухание кривой дополнительных напряжений по мере возрастания x .

Определяемые по данным формулам напряжения в месте соединения колпака с цилиндрической частью котла обычно имеют значительную величину. Например, в цистерне ёмкостью 25 м³ послевоенной постройки ($R_1 = 110$ см; $R_3 = 60$ см; $h_1 = 0,8$ см; $h_3 = 0,6$ см; $E = 2,1 \cdot 10^6$ кг/см²) при $p = 4$ атм дополнительные напряжения равны $(\sigma_m)_0 = \pm 1600$ кг/см²—в цилиндрической части котла и $(\sigma_m)_0 = \pm 2850$ кг/см²—в колпаке.

Кроме напряжений, обусловленных внутренним давлением, в этом месте при движении вагона появляются вибрационные напряжения; последние могут быть объяснены колебаниями массы колпака, лежащей на упругой оболочке цилиндра котла. Поэтому следует считать вполне обоснованными указанные выше меры по повышению прочности и жёсткости данного места.

Дополнительные напряжения в зоне опор котла

При испытаниях цистерн обнаруживаются значительные деформации котла в радиальном направлении. Эти деформации обусловлены опорным давлением деревянных брусков крайних опор. Вертикальные колебания надрессорного строения вагона увеличивают прогиб и напряжения оболочки котла в зоне опор пропорционально коэффициенту вертикальной динамики рессорного подвешивания.

Кроме вертикальных нагрузок (вес груза, собственный вес котла, усилия от вертикальных колебаний), на опорные места оболочки действуют боковые нагрузки (центробежная сила, давление ветра, боковые удары при входе на кривые и стрелки, от перекосов во время движения, усилия от поперечного отбоя, боковой качки и др.). Боковые силы передаются на одну сторону котла. При малой жёсткости оболочки котёл прижимается главным образом к крайним (верхним) брускам, отчего происходит местный изгиб и в известных случаях—остаточные деформации (вмятины).

Наличие зазоров между броневым листом и опорными брусками (в эксплуатации наблюдаются зазоры до 7 мм) и потёртостей на котлах в опорных местах свидетельствуют о перемещениях котла как в вертикальном направлении, так и поперёк рамы. Такие условия посадки котла усугубляют действие нагрузок. Результатом являются значительные напряжения местного изгиба оболочки в зоне опор котла.

Напряжения в зоне опор котла могут быть найдены расчётным путём, используя теорию В. З. Власова¹.

¹ В. З. В л а с о в, Строительная механика оболочек. ОНТИ, 1936.

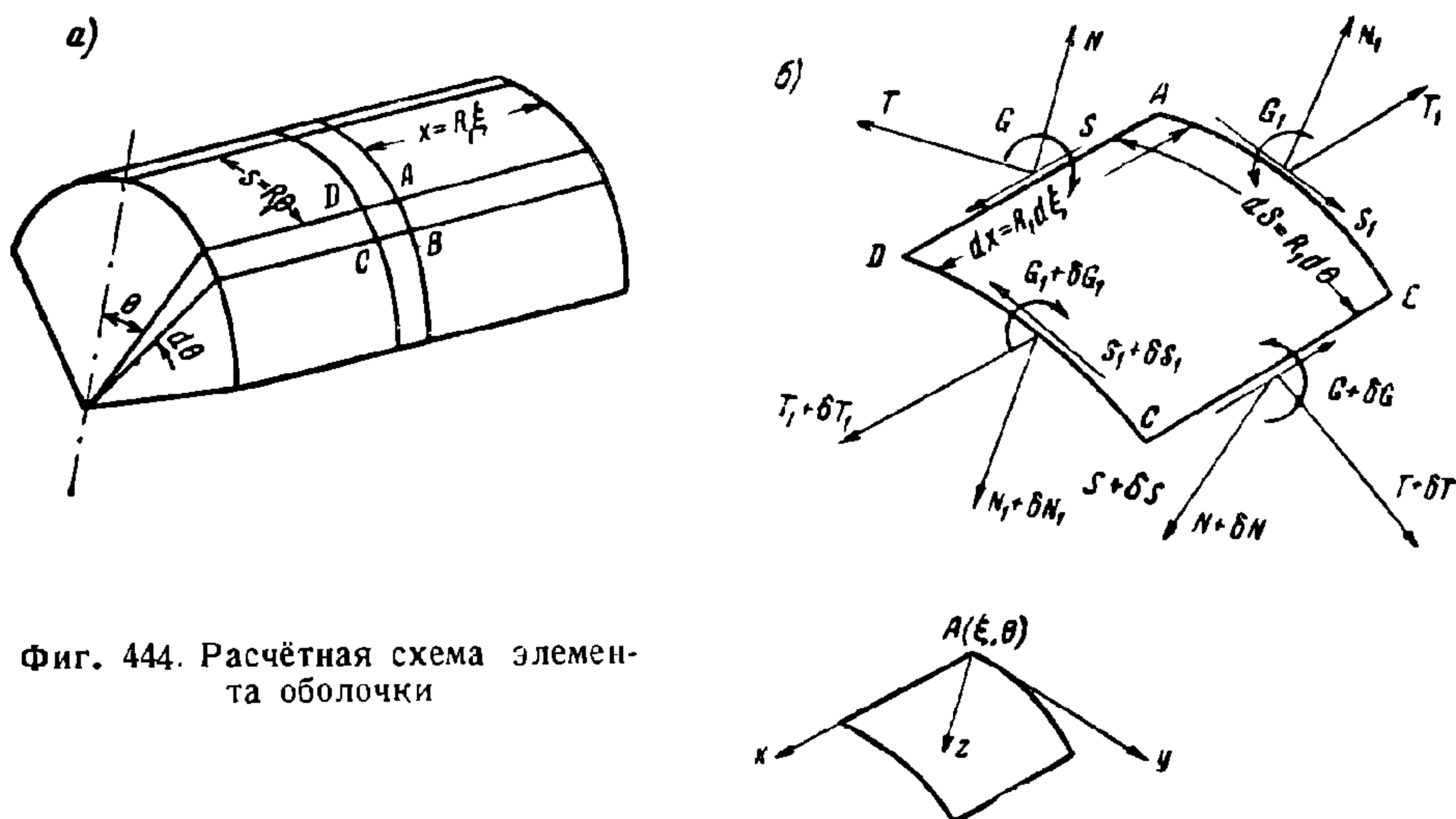
Расчётная схема котла цистерны может быть представлена в виде замкнутой цилиндрической оболочки, имеющей по торцам мембранные перегородки, абсолютно жёсткие в своей плоскости. Такими перегородками можно считать днище котла. Для упрощения расчёта примем толщину стенок цилиндрической части котла везде одинаковой.

Выделим двумя меридиональными и двумя экваториальными сечениями бесконечно малый элемент оболочки $ABCD$ (фиг. 444, а) со сторонами $R_1 d\xi$ и $R_1 d\theta$. Здесь ξ и θ — безразмерные координаты, связанные с длиной дуги s и длиной образующей цилиндра x соотношениями

$$\xi = \frac{x}{R_1}; \quad \theta = \frac{s}{R_1}$$

Действие оболочки на выделенный элемент заменим силами и моментами, которые могут возникать по площадкам продольного и поперечного сечений элемента (фиг. 444, б).

Возьмём систему координат с центром в точке $A(\xi, \theta)$, направив ось x по образующей, ось y — по касательной к дуге поперечного круга и ось z — по внутренней нормали к элементу. Внешнюю нагрузку, приходящуюся на единицу поверхности



Фиг. 444. Расчётная схема элемента оболочки

элемента, разложим по этим трём взаимно перпендикулярным направлениям, обозначив соответствующие компоненты внешней нагрузки \bar{X} , \bar{Y} и \bar{Z} . Обозначим через u , v и w компоненты полного перемещения точки $A(\xi, \theta)$ соответственно по образующей, касательной к дуге круга и внутренней нормали.

Для рассматриваемой задачи расчёта котла цистерны следует считать $\bar{X} = 0$ и $\bar{Y} = 0$. В таком случае, раскрывая условия равновесия бесконечно малого элемента оболочки $ABCD$, получим следующую систему дифференциальных уравнений¹:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial \xi} - \frac{\partial S}{\partial \theta} &= 0; \quad T + \frac{\partial N}{\partial \theta} + \frac{\partial N_1}{\partial \xi} + R_1 \bar{Z} = 0; \\ \frac{\partial T_1}{\partial \theta} - \frac{\partial S_1}{\partial \xi} - N &= 0; \quad N - \frac{\partial G}{R_1 \partial \theta} = 0; \\ N_1 &= \frac{\partial G_1}{R_1 \partial \xi} = 0; \quad S_1 - S = 0. \end{aligned}$$

Таким образом получается шесть уравнений при восьми неизвестных, т. е. данная задача расчёта оболочки является статически неопределимой. Эта задача может быть решена, если дополнительно рассмотреть условия неразрывности деформаций. Условия неразрывности деформаций могут быть написаны в виде²

$$\begin{aligned} -\frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 T}{\partial \xi^2} + \frac{12 R_1}{h_1^2} G_1 &= 0; \\ \frac{\partial^2 G_1}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 G}{\partial \xi^2} + \frac{h_1^2}{12 R_1} \cdot \frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} &= 0. \end{aligned}$$

¹ Там же, стр. 226.

² Там же, стр. 227.

Исключая из уравнений равновесия N_1 , N , S_1 и S и присоединяя к ним уравнения деформаций, получим для искомых функций нормальных сил $T_1(\xi, \theta)$ и $T(\xi, \theta)$ и изгибающих моментов $G_1(\xi, \theta)$ и $G(\xi, \theta)$ систему четырёх совместных линейных дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 T_1}{\partial \xi^2} - \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 G}{R_1 \partial \theta^2} &= 0; \quad \frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} - a^2 \frac{\partial^2 G}{R_1 \partial \xi^2} + a^2 \frac{\partial^2 G_1}{R_1 \partial \theta^2} = 0; \\ -\frac{\partial^2 T_1}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 T}{\partial \xi^2} + a^2 \frac{G_1}{R_1} &= 0; \quad T + \frac{\partial^2 G}{R_1 \partial \theta^2} + \frac{\partial^2 G_1}{R_1 \partial \xi^2} + R_1 \bar{Z} = 0, \end{aligned}$$

где

$$a = \frac{12R_1^2}{h_1^2}.$$

В частном случае, когда нагрузка не зависит от θ , эти уравнения принимают более простой вид, соответствующий уравнениям балки на упругом основании

$$-\frac{d^2 T}{d\xi^2} + a^2 \frac{G_1}{R_1} = 0; \quad T + \frac{d^2 G_1}{R_1 d\xi^2} + R_1 \bar{Z} = 0.$$

Для решения системы дифференциальных уравнений целесообразно внешнюю нагрузку, приложенную к оболочке, представить в виде двойных рядов. При этом первый ряд выбирается тригонометрический и представляет разложение нагрузки по дуге окружности цилиндра. Второй ряд выбирается в виде балочных функций и представляет собой разложение нагрузки вдоль образующей цилиндра.

Общее выражение двойного ряда для любой нагрузки, распределённой по поверхности оболочки, может быть представлено в следующей форме

$$\bar{Z}(\xi, \theta) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{a_{0m}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{mn} \cos n\theta + \beta_{mn} \sin n\theta) \right] X_m(\xi).$$

Здесь $X_m(\xi)$ — балочная функция. Для выбранной расчётной схемы

$$X_m(\xi) = \sin m \frac{\pi R_1}{L} \xi,$$

где L — длина котла.

Если нагрузка на участке своего приложения постоянна по направлению дуги окружности и симметрична относительно одной из образующих, двойной ряд получает более простой вид

$$\bar{Z}(\xi, \theta) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} A_m a_n X_m(\xi) \cos n\theta.$$

Коэффициенты этого ряда определяются следующими выражениями:

$$\begin{aligned} A_m &= \frac{\int_{\xi_1}^{\xi_2} \bar{Z}(\xi) X_m d\xi}{\int_0^2 X_m^2 d\xi} = \frac{2R_1}{L} \int_{\xi_1}^{\xi_2} \bar{Z}(\xi) \sin m \frac{\pi R_1}{L} \xi d\xi; \\ a_n &= \frac{2}{\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos n\theta d\theta = \frac{2}{\pi n} (\sin n\theta_2 - \sin n\theta_1); \quad a_0 = \frac{\theta_2 - \theta_1}{\pi}, \end{aligned}$$

где ξ_1 , ξ_2 , θ_1 и θ_2 — координаты, ограничивающие участок приложения нагрузки.

Если нагрузка на участке своего приложения постоянна по направлению дуги и в направлении образующей, а также симметрична относительно одной из образующих и середины котла, то коэффициент ряда определяется выражением

$$A_m = \frac{4}{\pi m} \left(\cos m \frac{\pi R_1}{L} \xi_1 - \cos m \frac{\pi R_1}{L} \xi_2 \right)$$

Если нагрузка антисимметрична относительно образующей, ряд имеет вид

$$\bar{Z}(\xi, \theta) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} A_m b_n X_m(\xi) \sin n\theta,$$

где A_m — имеет прежнее значение;

$$b_n = \frac{2}{\pi} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin n \theta d\theta = \frac{2}{\pi n} (\cos n \theta_1 - \cos n \theta_2).$$

В соответствии с принятым разложением нагрузки в двойные ряды решение задачи о напряжённом состоянии оболочки также можно искать в аналогичных рядах.

Окончательное решение задачи для симметричной нагрузки при $n \geq 1$ может быть представлено в виде¹:

$$\left. \begin{aligned} & \text{силы} \\ T_1 &= a^2 R_1 \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{n^2}{\Delta_{mn}} (a^2 + n^2) B_{mn} X_m''(\xi) \cos n\theta; \\ G_1 &= -R_1^2 \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{1}{\Delta_{mn}} [a^2 \mu_m^4 + n^4 (a^2 + 1)] B_{mn} X_m''(\xi) \cos n\theta; \\ T &= a^2 R_1 \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{1}{\Delta_{mn}} [n^4 (n^2 - 1) - a^2 \mu_m^4] B_{mn} X_m(\xi) \cos n\theta; \\ G &= a^2 R_1^2 \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{n^2}{\Delta_{mn}} [\mu_m^4 + n^2 (n^2 - 1)] B_{mn} X_m(\xi) \cos n\theta; \\ S &= a^2 R_1 \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{n}{\Delta_{mn}} (a^2 + n^2) B_{mn} X_m'''(\xi) \sin n\theta; \\ & \text{перемещения} \\ Eu &= \frac{a^2 R_1^2}{h_1} \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{n^2}{\Delta_{mn}} (a^2 + n^2) B_{mn} X_m'(\xi) \cos n\theta; \\ Ev &= \frac{a^2 R_1^2}{h_1} \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{n^3}{\Delta_{mn}} (a^2 + n^2) B_{mn} X_m(\xi) \sin n\theta; \\ Ew &= \frac{12 R_1^4}{h_1^3} \sum \sum_{\Delta_{mn}} \frac{1}{\Delta_{mn}} [a^2 \mu_m^4 + n^4 (a^2 + 1)] B_{mn} X_m(\xi) \cos n\theta; \end{aligned} \right\} \quad (525)$$

где

$$\Delta_{mn} = \mu_m^4 (a^2 + n^2)^2 + a^2 [\mu_m^4 + n^2 (n^2 - 1)]^2;$$

$$B_{mn} = A_m a_n; \quad \mu_m^4 = \frac{m^4 \pi^4 R_1^4}{L^4};$$

E — модуль упругости.

В случае антисимметричной нагрузки данные формулы остаются справедливыми, если заменить $\sin n\theta$ на $\cos n\theta$, и наоборот.

При $n = 0$

$$\left. \begin{aligned} T &= -R_1 a^2 \sum \frac{B_{m0}}{a^2 + \mu_m^4} X_m(\xi); \\ G_1 &= -R_1^2 \sum \frac{B_{m0}}{a^2 + \mu_m^4} X_m''(\xi); \\ Ew &= \frac{12 R_1^4}{h_1^3} \sum \frac{B_{m0}}{a^2 + \mu_m^4} X_m(\xi). \end{aligned} \right\} \quad (526)$$

Таким образом, решение при $n = 0$ (случай полярно симметричной задачи) соответствует решению балки на упругом основании с нагрузкой, представленной рядом балочных функций, т. е. решению акад. А. Н. Крылова.

Частный случай равномерной нагрузки по длине даёт решение в виде мембранных напряжений по формуле Лапласа $\sigma = \frac{p R_1}{h_1}$.

Если пренебречь продольными изгибающими моментами G_1 , которые для данной оболочки малы, то для случая $n = 1$ задача о напряжённом состоянии котла сводится к задаче изгиба балки распределённой нагрузкой, и меридиональные напряжения определяются формулой

$$\sigma = \frac{M}{I} y,$$

¹ В. З. В л а с о в, Строительная механика оболочек. ОНТИ, 1936, стр. 245 и 246.

где M — изгибающий момент от нагрузки в сечении котла;

I — момент инерции поперечного (кольцевого) сечения котла;

y — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемого волокна ($0 \leq y \leq R_1$).

Пользуясь изложенной теорией В. З. Власова, можно определить напряжения в зоне опор котла. Схема расчёта применительно к котлу цистерны ёмкостью 25 м³ будет следующей¹.

Расчётные нагрузки: 1) вертикальная $P = 25\,000$ кг и 2) боковая $H = 10\,000$ кг (40% от P).

Размеры котла: $R_1 = 110$ см; $h_1 = 1$ см; $L = 640$ см. Опорами котла служат четыре парных бруска, симметрично расположенные относительно нижней образующей. Опорная поверхность каждого бруска $a \times b = 140 \times 11$ см².

Загружение котла разделяется на две схемы. Первая схема — равномерно распределённая по длине котла внешняя нагрузка с реакциями на жёстких мембранных перегородках по концам котла. Вторая схема — опорное давление с реакциями на тех же перегородках.

Расчёт первой схемы не представляет труда и, как было установлено выше, напряжения определяются формулами для тонкостенных цилиндрических сосудов и изгиба балок. Численные значения этих напряжений

$$\sigma_{\text{из}} = 50 \text{ кг/см}^2 \text{ и } \sigma_2 = 28 \text{ кг/см}^2.$$

При расчёте второй схемы принимается, что опорное давление по площади бруска постоянно.

Для распределения опорного давления между отдельными брусками принимается следующий порядок расчёта:

1) строится кривая перемещения w_1 , от единичной нагрузки, приложенной к одному бруску, при $\xi = \text{const}$ на основании приведённых выше формул;

2) определяются единичные перемещения для парных групп усилий, приложенных к брускам, расположенным симметрично относительно середины и нижней образующей котла;

3) определяются величины парных опорных давлений Z_i путём решения системы уравнений, выражающих условия деформаций на опорах и условия равновесия.

При симметричном нагружении эти уравнения имеют вид:

$$\sum_{i=1}^n Z_i w_{i1} = \sum_{i=1}^n Z_i w_{i2} = \dots = \sum_{i=1}^n Z_i w_{in} = w_0;$$

$$\sum_{i=1}^n Z_i \cos \theta_i = \frac{P}{4}.$$

При антисимметричном нагружении

$$\frac{1}{\sin \theta_1} \sum_{i=1}^n Z_i w_{i1} = \frac{1}{\sin \theta_2} \sum_{i=1}^n Z_i w_{i2} = \dots = \frac{1}{\sin \theta_n} \sum_{i=1}^n Z_i w_{in} = k_0;$$

$$\sum_{i=1}^n Z_i \sin \theta_i = \frac{H}{4}.$$

В этих формулах:

n — число парных брусков;

w_0 — вертикальное смещение центра котла;

k_0 — горизонтальное смещение центра котла;

θ_i — центральный угол, отсчитываемый от нижней точки котла до опорного бруска i .

Численные значения опорных реакций от вертикальной нагрузки $P = 25\,000$ кг:

$$Z_1 = 3\,050 \text{ кг}; \quad Z_2 = 0; \quad Z_3 = 1\,610 \text{ кг}; \quad Z_4 = 2\,400 \text{ кг}.$$

От действия бокового усилия $H = 10\,000$ кг:

$$Z_1 = 3\,730 \text{ кг}; \quad Z_2 = 0; \quad Z_3 = 75 \text{ кг}; \quad Z_4 = 1\,875 \text{ кг}.$$

После нахождения значения опорных реакций определяются внутренние усилия и перемещения котла. При этом используется произведённое раньше разложение единичного опорного давления в двойной ряд, необходимое для отыскания w_1 . Коэффициенты этого ряда, подставленные в вышеприведённые формулы, позволяют определить значения единичных усилий в зависимости от θ при $\xi = \text{const}$. Умножая единичные усилия на значения опорных реакций и складывая полученные результаты в различных сечениях котла, получим величину внутренних усилий в оболочке.

После этого легко подсчитываются напряжения в стенках котла.

Произведённый расчёт приводит к следующим результатам:

а) симметричная нагрузка ($P = 25$ т):

¹ Методика расчёта разработана научным сотрудником НИБ Минтрансаша К. А. Сафонцевым.

1) при правильной подгонке брусков наибольшее напряжение от поперечного изгибающего момента G равно 450 кг/см^2 (вблизи крайних брусков). Напряжение от растягивающего усилия T_1 достигает 140 кг/см^2 . Напряжения от других усилий малы и могут не учитываться;

2) при неправильной пригонке брусков возможно опирание котла только на два парных бруска. В этом наихудшем случае, возможном при радиальном смещении данных брусков к центру котла на $1,07 \text{ см}$, напряжения от поперечного изгибающего момента равны 1625 кг/см^2 ;

б) антисимметричная нагрузка ($H = 10 \text{ т}$):

наибольшие напряжения от изгибающего момента G возникают в зоне опирания на крайние бруски и достигают величины 720 кг/см^2 .

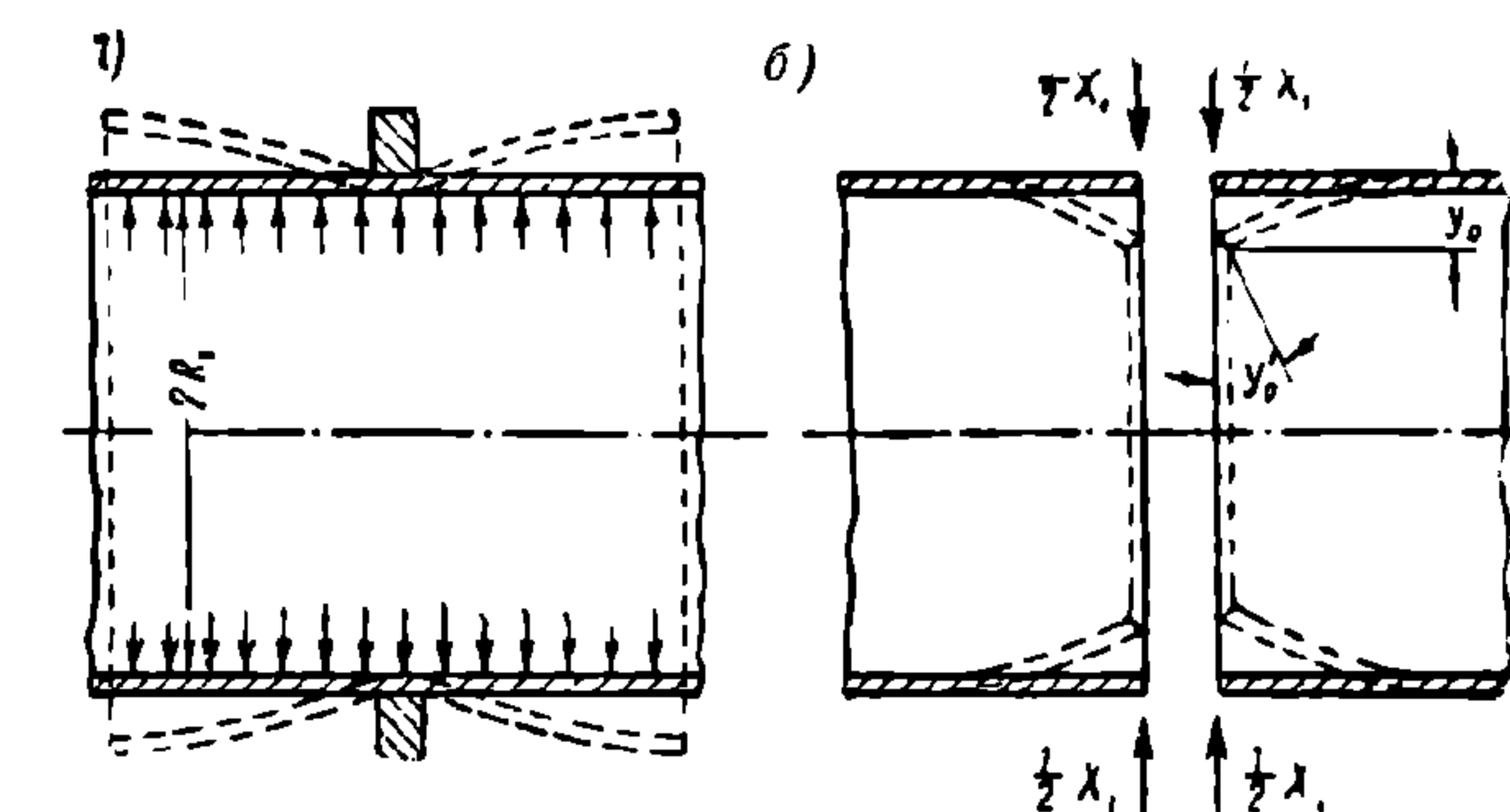
Дополнительные напряжения в местах установки колец жёсткости

Для повышения жёсткости котла, особенно необходимой в зоне опор и в месте присоединения колпака к цилиндру, целесообразно устанавливать кольца жёсткости (шпангоуты). Эта мера оказывается намного эффективнее, нежели

увеличение толщины стенок котла, так как она обеспечивает значительное увеличение жёсткости конструкции, что приводит к уменьшению её веса.

Рассмотрим расчёт колец жёсткости при внутреннем давлении в котле.

Считая кольцо жёсткости (шпангоут) достаточно удалённым от днищ, можно предполо-



Фиг. 445. К расчёту котла, подкреплённого кольцом жёсткости

жить, что деформация цилиндра по обе стороны кольца жёсткости будет симметричной и касательная к упругой кривой под шпангоутом — параллельной к образующей цилиндра (фиг. 445, а).

Рассечём цилиндр на две части и приложим к каждой из них силы $\frac{1}{2} X_1$, где X_1 — давление на единицу длины окружности, возникающее между цилиндром и кольцом жёсткости (фиг. 445, б).

Как было установлено выше (табл. 66), прогиб краёв цилиндра под действием силы $\frac{1}{2} X_1$, составляет

$$y_0 = \frac{2\beta_1}{k_1} \cdot \frac{1}{2} X_1 = \frac{\beta_1}{k_1} X_1,$$

а угол поворота краевого сечения

$$y'_0 = -\frac{2\beta_1^2}{k_1} \cdot \frac{1}{2} X_1 = -\frac{\beta_1^2}{k_1} X_1.$$

В действительности поворота здесь не может быть (вследствие симметрии в рассматриваемом сечении цельного цилиндра). Поэтому в сечении возникает изгибающий момент X_2 , который стремится вызвать поворот сечения, равный и противоположный повороту y_0 .

Величина последнего, на основании приведённых выше формул, равна

$$y'_0 = \frac{4\beta_1^3}{k_1} X_2.$$

Из равенства нулю суммы обоих значений угла поворота найдём величину изгибающего момента X_2

$$-\frac{\beta_1^2}{k_1} X_1 + \frac{4\beta_1^3}{k_1} X_2 = 0; \quad X_2 = \frac{X_1}{4\beta_1} \quad (527)$$

Величина X_1 определяется из условия: сумма изменений радиусов кольца жёсткости и цилиндра должна быть равна нулю. Если же кольцо жёсткости надето на цилиндр с натягом, то эта сумма равняется величине натяга Δ , представляющего собой разность между внешним радиусом цилиндра и внутренним радиусом кольца жёсткости.

Радиус кольца жёсткости, на которое действует распределённое по окружности усилие, увеличится на

$$y_k = \sigma_k \frac{R_1}{E} = \frac{X_1 R_1}{F} \cdot \frac{R_1}{E} = \frac{R_1^2}{EF} X_1,$$

где $\sigma_k = \frac{X_1 R_1}{F}$ — напряжение в кольце жёсткости;

F — площадь сечения кольца жёсткости.

Под действием внутреннего давления радиус цилиндра должен увеличиться на

$$y_u = 0,85 \frac{p}{k_1} = 0,85 \frac{R_1^2}{E h_1} p.$$

В последних двух формулах предполагается, что кольцо жёсткости и цилиндр изготовлены из одного материала; иначе необходимо подставить в формулы разные значения E .

Вследствие действия силы X_1 радиус цилиндра уменьшится на $y_0 = \frac{\beta_1}{k_1} X_1$.

Увеличение радиуса цилиндра под действием момента X_2 согласно приведённым выше формулам составляет

$$y_m = \frac{2\beta_1^2}{k_1} X_2 = \frac{2\beta_1^2}{k_1} \cdot \frac{X_1}{4\beta_1} = \frac{\beta_1}{2k_1} X_1.$$

Таким образом получаем

$$\frac{R_1^2}{EF} X_1 - 0,85 \frac{p}{k_1} + \frac{\beta_1}{k_1} X_1 - \frac{\beta_1}{2k_1} X_1 = \Delta,$$

откуда

$$X_1 = \frac{\Delta + 0,85 \frac{p}{k_1}}{\frac{\beta_1}{2k_1} + \frac{R_1^2}{EF}}. \quad (528)$$

При установке кольца жёсткости без натяга данная формула остаётся справедливой, если положить $\Delta = 0$.

Дополнительное меридиональное напряжение в цилиндре (максимальное) составляет

$$(\sigma_m)_0 = \pm \frac{X_2}{W_1} = \pm \frac{6X_2}{h_1^2} = \pm \frac{3X_1}{2\beta_1 h_1^2}. \quad (529)$$

Максимальное дополнительное экваториальное напряжение в цилиндре, обусловленное действием экваториального момента $M_{эк} = \mu X_2$ и экваториальной силы $T_{эк} = -\frac{1}{2} \beta_1 R_1 X_1$, составляет

$$(\sigma_{эк})_0 = \pm \mu (\sigma_m)_0 - \frac{T_{эк}}{h_1} = \pm \frac{3X_1}{2\beta_1 h_1^2} - \frac{\beta_1 R_1 X_1}{2h_1} \quad (530)$$

Напряжения в любом сечении цилиндра, находящемся на расстоянии x от кольца жёсткости, могут быть определены, если вместо X_2 и $T_{эк}$ подставить соответственно

$$M_x = \frac{1}{4\beta_1} X_1 e^{-\beta_1 x} (\cos \beta_1 x - \sin \beta_1 x) \quad (531)$$

и

$$T_x = \frac{1}{2} X_1 \beta_1 R_1 e^{-\beta_1 x} (\cos \beta_1 x + \sin \beta_1 x)^*. \quad (532)$$

*Вывод этих формул имеется в книге проф. З. Б. Канторовича, Основы расчёта химических машин и аппаратов. Машгиз, 1946, стр. 67 и 93.

Суммарные напряжения в цилиндре, усиленном кольцом жёсткости, получаются при сложении дополнительных напряжений с мембранными

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \sigma_m + \sigma_1 — \text{меридиональные напряжения;} \\ \sigma &= \sigma_{\text{эк}} + \sigma_2 — \text{экваториальные напряжения.} \end{aligned} \right\} \quad (533)$$

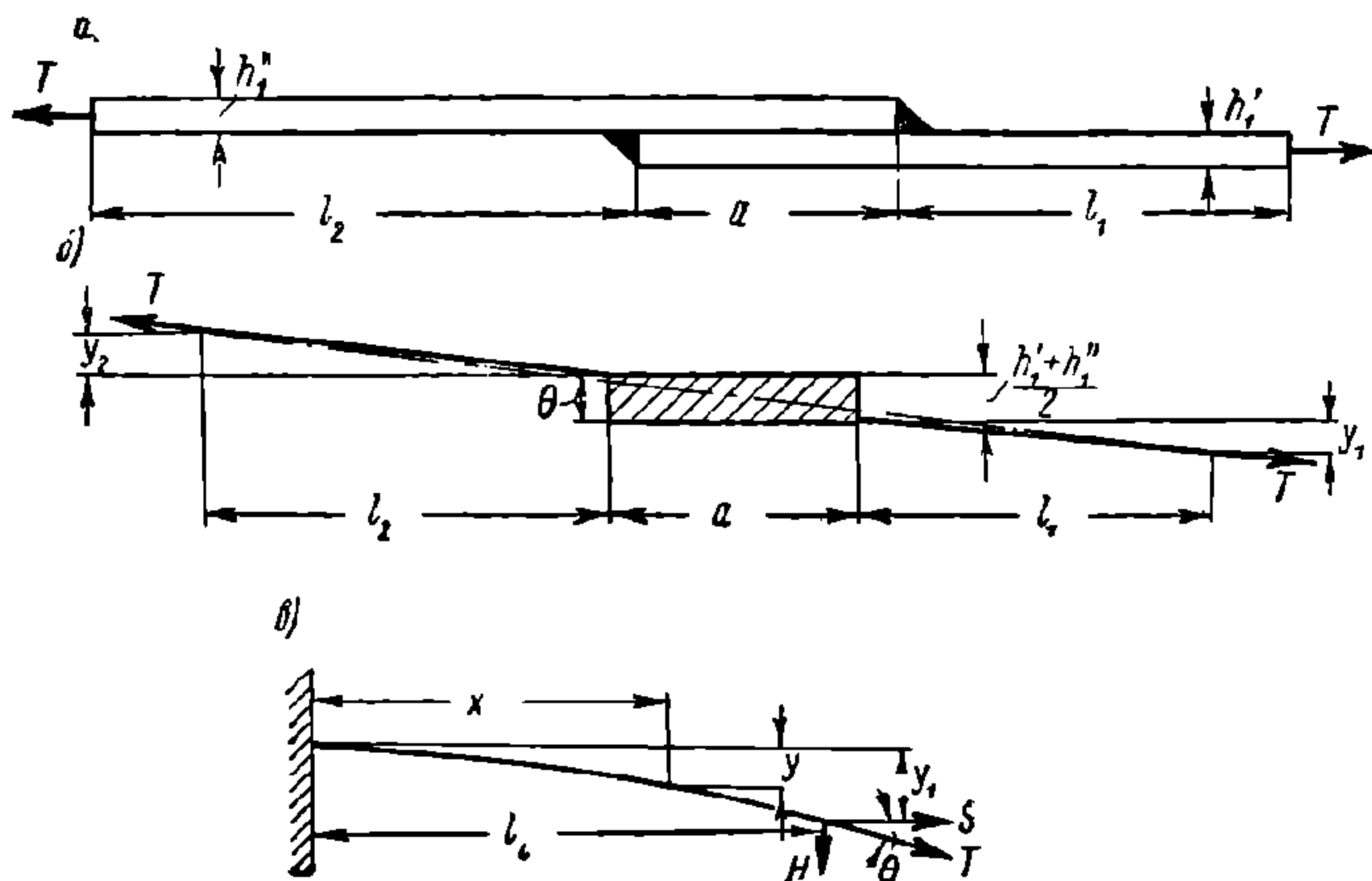
Напряжение в кольце жёсткости определяется формулой

$$\sigma_k = \frac{X_1 R_1}{F} \quad (534)$$

Дополнительные напряжения в продольных нахлесточных соединениях

Нахлесточное соединение броневых листов с верхним вызывает дополнительный изгиб этих элементов котла.

Приближённую оценку напряжённого состояния данного места можно установить, рассматривая деформации двух прямых листов, соединённых внахлестку и растягиваемых продольными усилиями, величина которых обусловлена мембранными напряжениями¹. Такие допущения оправдываются незна-



Фиг. 446. К расчёту продольного нахлесточного соединения

чительной кривизной броневых и верхних листов и мембранным состоянием стенок котла во всех местах, достаточно удалённых от зоны приложения нагрузки и участков резкого изменения сечения.

Схема нахлесточного соединения, отвечающая принятым условиям, изображена на фиг. 446, а.

В схеме принято:

- a — длина нахлестки;
- h_1' и h_2' — толщина листов;
- l_1 и l_2 — длина листов, на которой проявляется действие местного изгиба;

$T = \sigma_2' h_1' = \sigma_2'' h_1''$ — растягивающее усилие (ширина листов считается равной единице).

Считая место нахлестки абсолютно жёстким по сравнению с жёсткостью листов, получим расчётную схему, изображённую на фиг. 446, б.

На расчётной схеме (фиг. 446, б) жёсткий участок заштрихован, гибкие элементы изображены в деформированном состоянии.

В схеме приняты следующие обозначения:

- y_1 и y_2 — прогибы гибких элементов относительно жёсткого участка;
- θ — угол поворота рассматриваемого элемента.

¹ Подобный расчёт приводится в Отчёте об испытаниях двухосной цистерны ёмкостью 25 м³. (НИБ Минтрансмаши и ЦНИИ МПС, 1946).

Исходя из геометрических соотношений, величина этого угла составляет

$$\theta = \frac{y_1 + y_2 + \frac{h'_1 + h''_1}{2}}{l_1 + l_2 + a}. \quad (a)$$

Для определения прогибов y_1 и y_2 рассмотрим расчётную схему, изображённую на фиг. 446, в, представляющую собой часть схемы, показанной на фиг. 446, б.

На фиг. 446, в усилие T разложено на две силы

$$S = T \cos \theta \text{ и } H = T \sin \theta.$$

Вследствие малого значения угла поворота θ можно считать

$$S = T \text{ и } H = T \theta.$$

Дифференциальное уравнение упругой линии на основании известной формулы сопротивления материалов имеет вид

$$y'' - \frac{M_i}{D_i} = 0,$$

где M_i — изгибающий момент в сечении;

D_i — цилиндрическая жёсткость, играющая в изгибе пластинок ту же роль, что и величина EI при изгибе балок

$$D_i = \frac{Eh_i^3}{12(1 - \mu^2)}$$

Величина изгибающего момента согласно расчётной схеме составляет

$$M_i = H(l_i - x) - T(y_i - y). \quad (b)$$

Подставляем значение M_i и D_i в дифференциальное уравнение и полагая

$$\beta_i^2 = \frac{T}{D_i} = \frac{12(1 - \mu^2)\sigma_i}{Eh_i^2}$$

получим

$$y'' - \beta_i^2 y = \beta_i^2 \left[\frac{H}{T} (l_i - x) - y_i \right].$$

Решая это уравнение, определим

$$y = \frac{H}{T} \left[x + \frac{\operatorname{sh} \beta_i (l_i - x)}{\beta_i \operatorname{ch} \beta_i l_i} - \frac{\operatorname{th} \beta_i l_i}{\beta_i} \right]. \quad (c)$$

Заменяя $\frac{H}{T} = \theta$ и полагая $x = l_i$, получим значение для искомого прогиба

$$y_i = \theta \left[l_i - \frac{\operatorname{th} \beta_i l_i}{\beta_i} \right]. \quad (d)$$

Полагая $i = 1$ и 2 и подставляя последнее выражение в формулу (а), найдём значение угла поворота

$$\theta = \frac{h'_1 + h''_1}{2 \left(a + \frac{\operatorname{th} \beta_1 l_1}{\beta_1} + \frac{\operatorname{th} \beta_2 l_2}{\beta_2} \right)}. \quad (e)$$

Подставляя в выражение для изгибающего момента (b) значения $H = T\theta$, прогибов y (c) и y_i (d), угла поворота θ (e) и $T = \sigma_i h_i$, получим

$$M_i = \sigma_i h_i \left[\frac{h'_1 + h''_1}{2 \left(a + \frac{\operatorname{th} \beta_1 l_1}{\beta_1} + \frac{\operatorname{th} \beta_2 l_2}{\beta_2} \right)} \cdot \frac{\operatorname{sh} \beta_i (l_i - x)}{\beta_i \operatorname{ch} \beta_i l_i} \right]. \quad (f)$$

Из выражения (f) нетрудно установить, что при существующих толщинах стенки котла величина M_i мало изменяется с увеличением l_i , начиная с $l_i > 10 h_i$ (разница значения M_i для $l_i = 10 h_i$ и для $l_i = \infty$ не превосходит 4%).

Используя это соображение, получим более простое выражение для изгибающего момента в сечении

$$M_i = \sigma_i h_i \frac{h'_1 + h''_1}{2 \left(a + \frac{1}{\beta_1} + \frac{1}{\beta_2} \right)} \frac{e^{-\beta_i x}}{\beta_i}, \quad (g)$$

где $i = 1, 2$.

Дополнительные экваториальные напряжения от местного изгиба оболочки находятся по формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \pm \frac{6 M_i}{h_i^2}$$

или, подставляя значение $M_i(g)$, окончательно получим

$$\sigma_{\text{эк}} = \pm \frac{3 \sigma_i}{h_i} \cdot \frac{h_1' + h_1''}{a + \frac{1}{\beta_1} + \frac{1}{\beta_2}} \cdot \frac{e^{-\beta_i x}}{\beta_i} \quad (535)$$

$$(i = 1, 2),$$

где, как было указано выше, σ_i — экваториальные мембранные напряжения;

$$\beta_i = \frac{2}{h_i} \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)\sigma_i}{E}};$$

при $\mu = 0,3$

$$\beta_i = \frac{3,3}{h_i} \sqrt{\frac{\sigma_i}{E}}.$$

Экваториальные напряжения сопровождаются меридиональными напряжениями (исходя из непрерывности деформаций листов).

Величина дополнительных меридиональных напряжений может быть определена из условий равенства нулю деформации в экваториальном направлении

$$\sigma_m = \mu \sigma_{\text{эк}}. \quad (536)$$

Максимальные дополнительные напряжения, обусловленные нахлесточным соединением, получатся, если в формулах σ_m и $\sigma_{\text{эк}}$ положить $x = 0$.

Суммарные напряжения в стенках котла в зоне нахлесточного соединения составляют:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sigma_m + \sigma_1 \text{ — меридиональные,} \\ \sigma &= \sigma_{\text{эк}} + \sigma_2 \text{ — экваториальные.} \end{aligned}$$

Правильность выведенных формул хорошо подтверждается проводившимися экспериментальными измерениями напряжений в котлах цистерн ёмкостью 25 и 50 м³.

Теоретические подсчёты и эксперимент показывают, что дополнительные напряжения, обусловленные нахлесточным соединением листов, в несколько раз превосходят основные (мембранные) напряжения; например, в цистерне ёмкостью 25 м³ при $p = 4 \text{ атм}$ дополнительные напряжения в броневом листе $(\sigma_{\text{эк}})_0 = 1250 \text{ кг/см}^2$, а мембранные $\sigma_2 = 440 \text{ кг/см}^2$.

Увеличение длины нахлестки a мало сказывается на уменьшении $\sigma_{\text{эк}}$ и σ_m . Подсчёты показывают, что если в котле цистерны ёмкостью 50 м³ вместо $a = 30 \text{ мм}$ принять $a = 50 \text{ мм}$, то дополнительные напряжения уменьшатся лишь на 3%.

Таким образом расчёт котла также подтверждает целесообразность замены нахлесточных швов соединениями встык.

Однако и при стыковом соединении броневых листов с верхним вследствие разности толщин также имеются местные напряжения. Величина их может быть подсчитана по той же формуле (535) при замене $h_1' + h_1''$ на $h_1' - h_1''$ и $a = 0$. Получаемые при этом значения дополнительных напряжений оказываются сравнительно малыми.

Дополнительные напряжения в поперечных нахлесточных соединениях

При поперечных нахлесточных соединениях (например, соединение цилиндра с днищем) также появляются напряжения от местного изгиба оболочки. Для определения их величины следует рассмотреть расчётную

схему, состоящую из двух элементарных полосок жёсткостью $D_i = \frac{Eh_i^3}{12(1-\mu^2)}$ соединённых внахлёстку и лежащих на упругом основании, коэффициент упругости которого $k_i = \frac{Eh_i}{R_i^2}$

Вдоль оси рассматриваемых полосок (фиг. 447, а) приложены усилия, обусловленные меридиональными мембранными напряжениями $T = \sigma_1 h_1 = \sigma_1 h_2$ (при ширине полоски, равной единице).

Эксцентрично приложенные усилия T могут быть заменены моментом $M = T \frac{h_1 + h_2}{2}$, приложенным в месте нахлесточного соединения.

Вследствие быстрого затухания местных напряжений длины рассматриваемых элементарных полосок могут быть приняты бесконечно большими.

Участок нахлестки может считаться абсолютно жёстким по сравнению с жёсткостью листов.

В таком случае расчётная схема имеет вид, изображённый на фиг. 447, б.

Разрезав листы по месту их соединения с участком нахлестки и приложив перерезывающие силы X_1 и X_3 и изгибающие моменты X_2 и X_4 , получим основную систему, изображённую на фиг. 447, в.

В соответствии с приведёнными выше формулами¹ величина прогибов и углов поворота по месту разреза составляет:

для участка I

$$y_I = \frac{2\beta_1}{k_1} X_1 + \frac{2\beta_1^2}{k_1} X_2;$$

$$y_I' = \frac{2\beta_1^2}{k_1} X_1 + \frac{4\beta_1^3}{k_1} X_2;$$

для участка II (левый край)

$$y_{II} = -\frac{4}{ak_2} X_1 + \frac{6}{a^2k_2} X_2 - \frac{2}{ak_2} X_3 + \frac{6}{a^2k_2} X_4 - \frac{6}{a^2k_2} M;$$

$$y_{II}' = \frac{6}{a^2k_2} X_1 - \frac{12}{a^3k_2} X_2 + \frac{6}{a^2k_2} X_3 - \frac{12}{a^3k_2} X_4 + \frac{12}{a^3k_2} M;$$

для участка II (правый край)

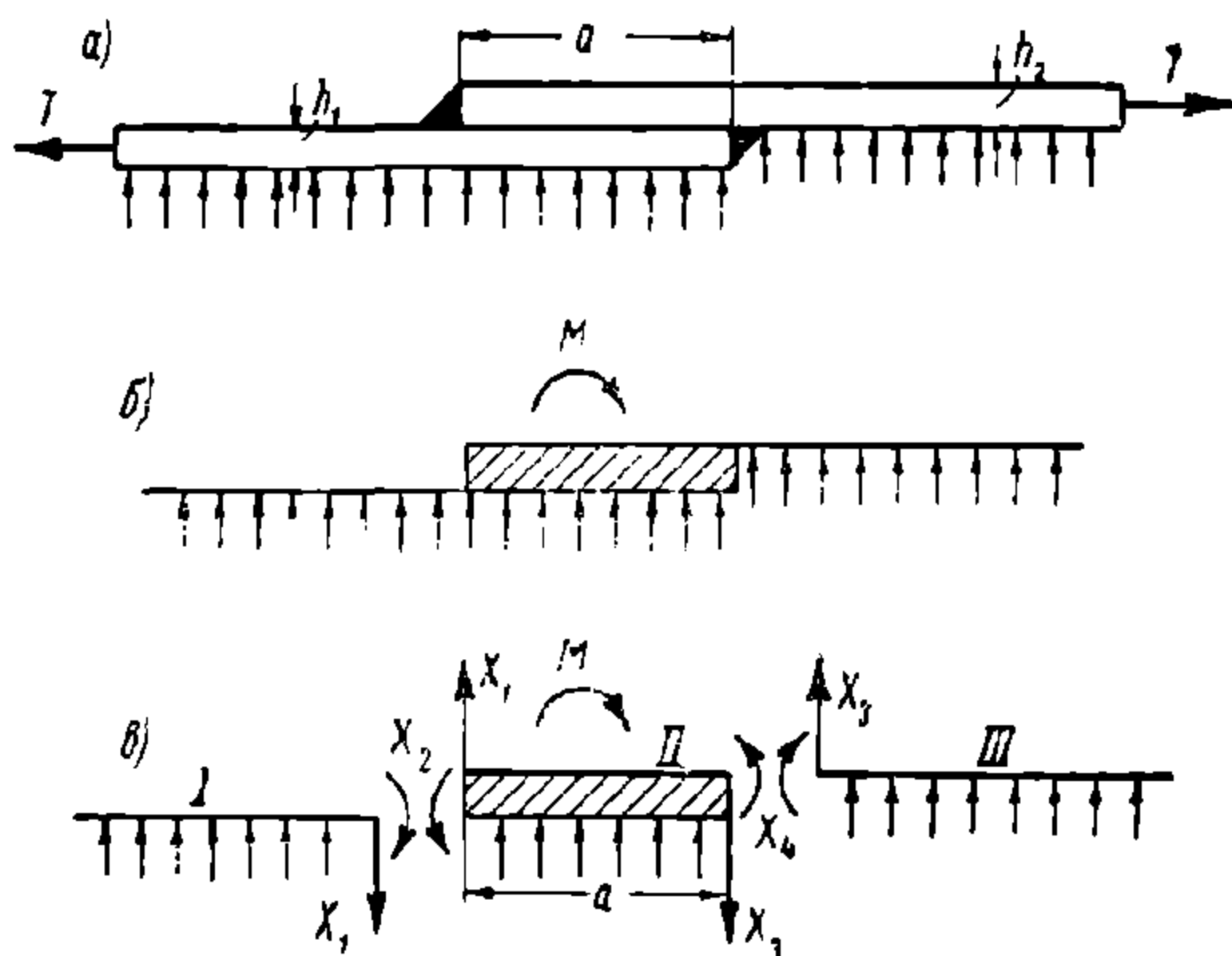
$$y_{II} = \frac{2}{ak_2} X_1 - \frac{6}{a^2k_2} X_2 + \frac{4}{ak_2} X_3 - \frac{6}{a^2k_2} X_4 + \frac{6}{a^2k_2} M;$$

$$y_{II}' = \frac{6}{a^2k_2} X_1 - \frac{12}{a^3k_2} X_2 + \frac{6}{a^2k_2} X_3 - \frac{12}{a^3k_2} X_4 + \frac{12}{a^3k_2} M;$$

для участка III

$$y_{III} = -\frac{2\beta_3}{k_3} X_3 - \frac{2\beta_3^2}{k_3} X_4;$$

$$y_{III}' = \frac{2\beta_3^2}{k_3} X_3 + \frac{4\beta_3^3}{k_3} X_4.$$



Фиг. 447. К расчёту поперечного нахлесточного соединения

¹ Для участков I и III — см. табл. 66; для участка II — см. В. А. Киселёв, Балки и рамы на упругом основании, ОНТИ, 1936.

В этих выражениях не учтён прогиб рассматриваемых элементов от действия внутреннего давления в котле, так как его величина по сравнению с размерами прогибов от остальных усилий незначительна.

Приравнивая соответствующие деформации на концах участков, после преобразований получим следующую систему из четырёх уравнений, достаточную для определения лишних неизвестных:

$$\begin{aligned} \left(\frac{2\beta_1}{k_1} + \frac{4}{ak_2}\right) X_1 + \left(\frac{2\beta_1^2}{k_1} - \frac{6}{a^2k_2}\right) X_2 + \frac{2}{ak_2} X_3 - \frac{6}{a^2k_2} X_4 &= -\frac{6}{a^2k_2} M; \\ \left(\frac{2\beta_1^2}{k_1} - \frac{6}{a^2k_2}\right) X_1 + \left(\frac{4\beta_1^3}{k_1} + \frac{12}{a^3k_2}\right) X_2 - \frac{6}{a^2k_2} X_3 + \frac{12}{a^3k_2} X_4 &= \frac{12}{a^3k_2} M; \\ \frac{2}{ak_2} X_1 - \frac{6}{a^2k_2} X_2 + \left(\frac{2\beta_3}{k_3} + \frac{4}{ak_2}\right) X_3 + \left(\frac{2\beta_3^2}{k_3} - \frac{6}{a^2k_2}\right) X_4 &= \frac{6}{a^2k_2} M; \\ -\frac{6}{a^2k_2} X_1 + \frac{12}{a^3k_2} X_2 + \left(\frac{2\beta_3^2}{k_3} - \frac{6}{a^2k_2}\right) X_3 + \left(\frac{4\beta_3^3}{k_3} + \frac{12}{a^3k_2}\right) X_4 &= \frac{12}{a^3k_2} M. \end{aligned}$$

Решая систему уравнений, найдём величину X_1, X_2, X_3 и X_4 .

Изгибающий момент в любом сечении элементарной полоски на расстоянии x от места нахлёстки для левого участка расчётной схемы составляет ¹

$$M_{лев} = -\left(X_2 \cos \beta_1 x + \frac{X_1 + \beta_1 X_2}{\beta_1} \sin \beta_1 x\right) e^{-\beta_1 x} \quad (537)$$

Соответственно для правого участка

$$M_{прав} = -\left(X_4 \cos \beta_3 x + \frac{X_3 + \beta_3 X_4}{\beta_3} \sin \beta_3 x\right) e^{-\beta_3 x}. \quad (538)$$

Прогиб элементарной полоски в любом сечении на расстоянии x от места заделки составляет:

для левого участка

$$y_{лев} = \frac{2\beta_1^2}{k_1} \left(-X_2 \sin \beta_1 x + \frac{X_1 + \beta_1 X_2}{\beta_1} \cos \beta_1 x\right) e^{-\beta_1 x}; \quad (539)$$

для правого участка

$$y_{прав} = \frac{2\beta_3^2}{k_3} \left(-X_4 \sin \beta_3 x + \frac{X_3 + \beta_3 X_4}{\beta_3} \cos \beta_3 x\right) e^{-\beta_3 x}. \quad (540)$$

Дополнительные меридиональные и экваториальные напряжения, обусловленные поперечным нахлёсточным соединением, составляют:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \pm \frac{6 M_{лев}}{h_1^2}; \\ \sigma_{эк} &= -\frac{E y_{лев}}{R_1}; \end{aligned} \right\} \quad (541)$$

для правого участка

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= \pm \frac{6 M_{прав}}{h_2^2}; \\ \sigma_{эк} &= -\frac{E y_{прав}}{R_1}; \end{aligned} \right\} \quad (542)$$

Сложив дополнительные напряжения с соответствующими мембранными, получим суммарные напряжения в данном месте.

Величина дополнительных напряжений в поперечном нахлёсточном шве, как показывают подсчёты и измерения на котлах вагонов-цистерн, оказывается меньшей, нежели в продольном нахлёсточном соединении; например, в цистерне ёмкостью 25 м³ при $p = 4$ атм $(\sigma_m)_0 = 450$ кг/см².

¹ З. Б. Канторович, Основы расчёта химических машин и аппаратов. Машгиз, 1946, стр. 67.

Однако дополнительные напряжения в поперечном нахлесточном шве всё же являются значительными. Поэтому целесообразна замена и поперечных нахлесточных соединений стыковыми.

Заключение по расчёту котла

Изложенный расчёт котла соответствует экспериментальным данным, полученным в результате проводившихся в СССР испытаний вагонов-цистерн с 1931 по 1946 г.

Из расчёта следует, что при всех видах загрузки большая часть котла, достаточно удалённая от опорных мест и участков изменения сечения, напряжена недостаточно при существующих толщинах листов оболочки. С другой стороны, в отдельных зонах имеются значительные местные напряжения. Поэтому при проектировании вагонов-цистерн необходимо предусмотреть такие конструктивные мероприятия, которые обеспечат резкое снижение напряжений в указанных зонах и тем самым позволят уменьшить толщину стенок котла.

К числу таких конструктивных мероприятий могут быть отнесены:

- 1) уменьшение радиуса сферического днища и увеличение радиуса кривой сопряжения днища с цилиндрической частью котла;
- 2) увеличение жёсткости зоны соединения колпака с цилиндрической частью котла;
- 3) установка колец жёсткости главным образом в зоне опор;
- 4) замена нахлесточных швов стыковыми.

Повышение прочности цистерн при условии понижения их собственного веса требует также улучшения существующих способов изготовления котлов.

Проведённые Институтом электросварки Академии наук УССР в 1938 г. всесторонние исследования причин повреждения котлов четырёхосных вагонов-цистерн ёмкостью 50 м³ показали, что одним из главных факторов, вызывающих трещины, является низкое качество сборки и сварки цистерн.

Поэтому, помимо строгого выполнения требования Технических условий на применение сварки в вагоностроении, необходимо предусмотреть ряд дополнительных мер.

К их числу могут быть отнесены:

- 1) механизированная сборка и автоматическая сварка;
- 2) производство сварки под слоем флюса;
- 3) рентгеновский контроль всех стыковых швов.

Также может быть рекомендован высокий отпуск изготовленного котла.

Высокий отпуск является надёжным способом радикального понижения остаточных напряжений монтажа и сварки. Процесс высокого отпуска заключается в нагревании изготовленного котла до температуры 600—650° в термической печи с последующим медленным охлаждением.

Этот вид термической обработки требует дополнительных затрат на изготовление печей и операцию отпуска. Однако повышение качества продукции вполне окупает эти дополнительные затраты. Поэтому высокий отпуск находит широкое распространение в современном машиностроении¹.

Высокий отпуск особенно целесообразен для конструкций, подверженных действию динамических нагрузок. К числу таких конструкций, как известно, относятся вагоны.

10. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К ХОДОВЫМ ЧАСТЯМ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН

Некоторые специфические особенности, связанные с конструкцией вагона, характером груза и условиями эксплуатации, обуславливают предъявление ряда дополнительных требований к ходовым частям цистерн.

¹ Г. А. Николаев и А. С. Гельман. Сварные конструкции и соединения, Машгиз, 1947, стр. 166 и 167.

Практикой эксплуатации установлено, что ходовые части цистерн повреждаются чаще, нежели ходовые части других типов вагонов равной грузоподъемности. Это может быть объяснено более высоким расположением центра тяжести вагонов-цистерн. Следует также считаться с явлениями гидравлического удара груза и с почти полной несжимаемостью заполняющей котёл жидкости.

Таким образом на ходовые части вагонов-цистерн приходится увеличенная нагрузка и поэтому они должны обладать повышенной прочностью. Кроме того должны учитываться дополнительные требования безопасности движения, обусловленные огнеопасностью перевозимых в цистернах грузов.

По рекомендации ЦНИИ и НИБ¹ величину добавочной вертикальной нагрузки на тележку (или рессоры двухосных цистерн) предлагается учитывать формулой

$$R = \frac{pFh}{2l_3}, \quad (543)$$

где p — давление на днище цистерны при гидравлическом ударе ($p = 1,5 \text{ атм}$);

F — площадь вертикальной проекции днища, перпендикулярной продольной оси котла;

h — расстояние от продольной оси котла до оси автосцепки;

$2l_3$ — база вагона.

При расчёте на прочность тележек (или рессорного подвешивания двухосных цистерн) рекомендуются напряжения от добавочной нагрузки R суммировать только с напряжениями от нагрузки брутто.

Повышенная нагрузка на ходовые части и необходимость уменьшения динамических воздействий на вагон и путь требуют проектирования рессорного подвешивания с увеличенным статическим прогибом.

Крайне желательно также осуществлять рессорное подвешивание с повышенной гибкостью, с тем чтобы вагоны-цистерны обладали удовлетворительными ходовыми качествами как при гружёных, так и при порожних рейсах. Последнее требование обуславливается тем, что цистерны имеют порожние пробеги, в несколько раз большие, нежели другие типы грузовых вагонов. Можно полагать, что при порожнем пробеге появляются повышенные вибрации котла, которые приводят к снижению выносливости металла и особенно сварных соединений.

¹ Проект Норм расчёта и проектирования вагонов.

ГЛАВА XV

ИЗОТЕРМИЧЕСКИЕ ВАГОНЫ

1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Среди грузов, перевозимых железнодорожным транспортом, имеются скоропортящиеся, которые нуждаются при транспортировке в соответствующем режиме (температура, влажность и условия вентиляции).

В табл. 67 приведены условия хранения и транспортировки основных грузов, перевозимых по железным дорогам.

Т а б л и ц а 67

Условия хранения и транспортировки скоропортящихся грузов

Род скоропортящихся грузов	Температура в °С	Относительная влажность в %
Минеральные воды	от + 2 до + 4	—
Сыры твёрдые	» + 2 » + 4	75—85
Картофель	» + 2 » + 3	80—85
Бахчевые, фруктовые и овощные консервы	» + 2 » + 1	85—90
Свежие фрукты и ягоды	» + 2 » 0	85—90
Молоко, сметана, творог и брынза	» + 1 » 0	80—85
Маргарин	» + 2 » — 8	75—80
Яйца	» + 0,5 » — 1	80—85
Охлаждённое мясо и птица	» 0 » — 1	75—80
Солёная рыба и икра	» — 2 » — 4	85—90
Масло сливочное	» — 8 » — 10	85—90
Мороженое мясо, птица и рыба	» — 10 » — 18	87—92

Перевозка скоропортящихся грузов производится в специальных грузовых вагонах — изотермических, у которых внутри кузова обеспечивается почти постоянная температура и влажность воздуха.

Парк изотермических вагонов может быть разделён на три группы:

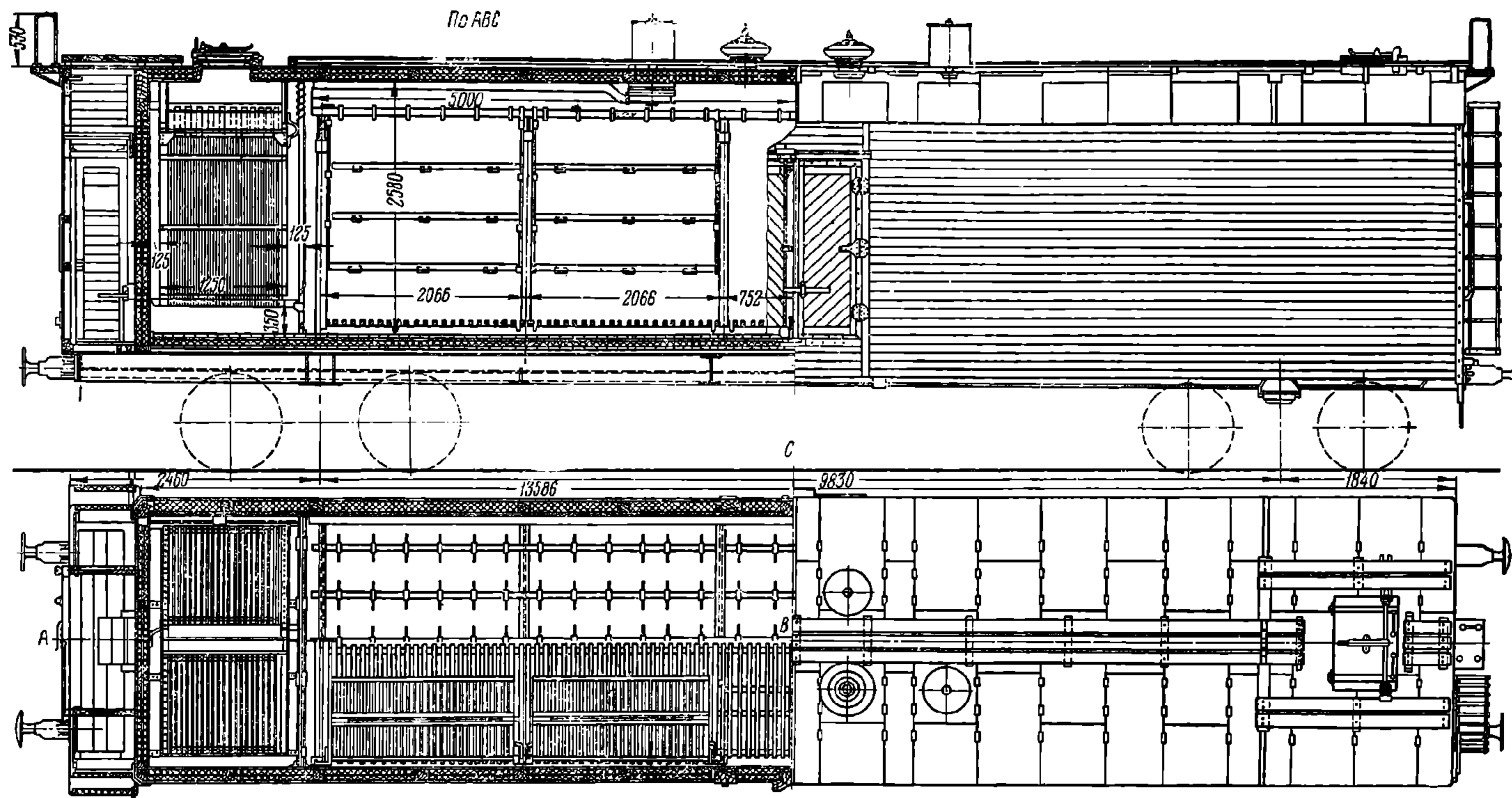
а) в е н т и л и р у е м ы е; в этих вагонах отсутствуют приборы для охлаждения и отопления, но они оборудованы хорошими средствами вентиляции;

б) о х л а ж д а е м ы е (рефрижераторы); в этих вагонах имеются устройства для охлаждения и вентиляции;

в) о т а п л и в а е м ы е; в этих вагонах имеются приборы для отопления и вентиляции.

В 1933 г. весь парк изотермических вагонов был нормализован и сведён к трём типам.

П е р в ы й т и п — изотермические вагоны, предназначенные для перевозки всех скоропортящихся грузов (мороженных, охлаждённых и тёплых). Эти вагоны (фиг. 448) имеют соответствующие приборы для охлаждения и вентиляции и оборудованы устройствами, обеспечивающими укладку и подвеску грузов.



Фиг. 448. Изотермический вагон

НТБ
ДНУЖТ

Второй тип—изотермические вагоны, предназначенные исключительно для перевозки молока. В этих вагонах наряду с приборами охлаждения предусмотрено отопление в зимнее время.

Третий тип—так называемые нарезанные и живорыбные. Эти вагоны имеют оборудование, обеспечивающее необходимые условия для перевозки минеральных вод и живой рыбы.

Наибольшее распространение имеют изотермические вагоны I типа. Начиная с 1925 г., вагоны этого типа строятся только четырехосные и имеют следующую характеристику:

Длина рамы вагона с ручным тормозом	14 130 мм
» » » без ручного тормоза	13 610 »
» кузова наружная	13 586 »
Ширина кузова наружная	2 900 »
Толщина стен	150 »
Высота внутри кузова около продольных стен	2 300 »
» » » по середине	2 580 »
Длина погрузочного помещения	10 190 »
База вагона . . .	9 830 »
Грузоподъемность вагона	30 т
Вес льда .	6,4 »
Тара вагона	около 32 т

2. ОСТОВ КУЗОВА ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ВАГОНА

К остову кузова изотермического вагона предъявляются требования, аналогичные требованиям, предъявляемым к остову кузова крытых вагонов. Кроме этого при проектировании кузова изотермического вагона учитывается, что конструкция остова должна обеспечивать:

- а) удобство размещения изоляции кузова;
- б) возможность подвешивания грузов (мясные туши) под потолком;
- в) возможность крепления внутреннего оборудования и передачи нагрузки на него.

До 1934 г. изотермические вагоны строились с деревянным остовом кузова (фиг. 449).

В 1934 г. был запроектирован и построен первый изотермический вагон с металлическим каркасом кузова. Переход на металлический каркас кузова позволил привлечь его элементы к восприятию статической нагрузки и динамических усилий и тем самым облегчить раму снятием шпренгелей с хребтовой балки.

Металлический каркас кузова изотермического вагона представляет собой стоечную конструкцию с полосовыми раскосами и этим он отличается от каркаса кузова крытого сварного вагона.

3. ИЗОЛЯЦИЯ КУЗОВА ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ВАГОНА

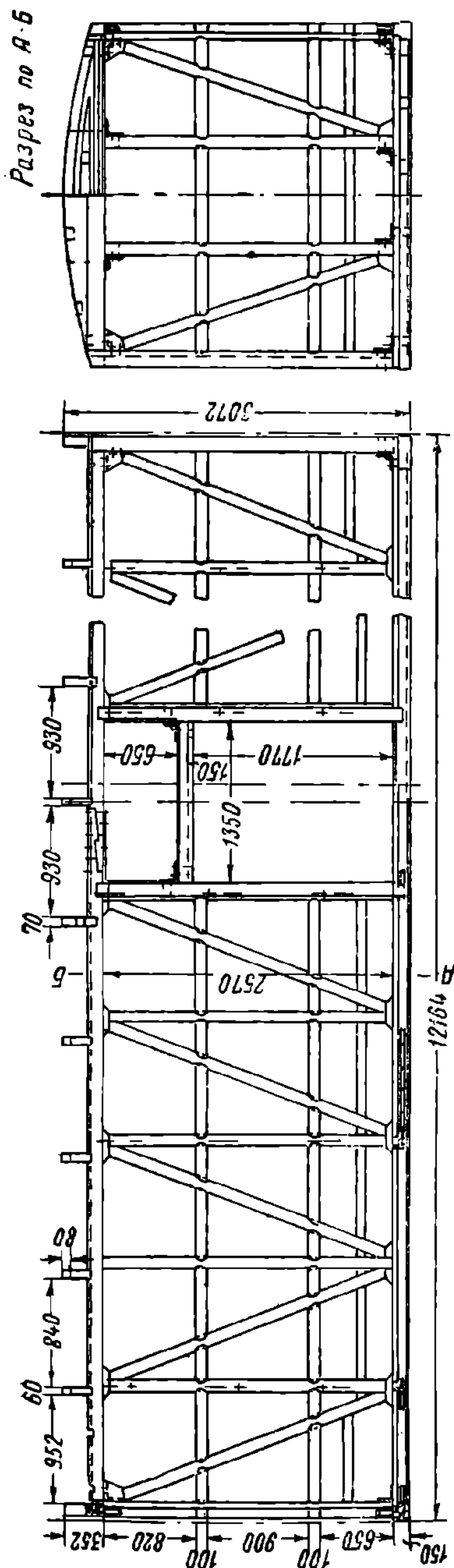
При проектировании и постройке изотермических вагонов особое внимание уделяется вопросам изоляции кузова, которая определяет термические качества вагона и экономичность его эксплуатации; чем лучше запроектирована и осуществлена изоляция кузова, тем меньшими являются затраты на эксплуатацию вагона и тем больше гарантия сохранности грузов при перевозках.

Условия постройки и эксплуатации изотермических вагонов предъявляют к изоляционным материалам более повышенные требования, нежели к изоляционным материалам, употребляемым в стационарных конструкциях.

Оценка качества изоляционных материалов, применяемых в кузовах изотермических вагонов, производится по следующим основным показателям:

- 1) коэффициенту теплопроводности;
- 2) объёмному весу;
- 3) гигроскопичности (даже небольшое увлажнение приводит к резкому ухудшению изоляционных свойств материала);

- 4) неизменяемости под влиянием толчков и тряски;
- 5) огнестойкости;
- 6) первоначальной стоимости и долговечности;
- 7) сопротивляемости гниению, развитию паразитов (моль, грызуны и пр.);
- 8) отсутствию запахов;
- 9) способности деформироваться без разрушения при установке в стенах, потолке и полу вагона.



Фиг. 449. Деревянный остов кузова изотермического вагона

Ввиду того что изоляционные материалы обычно не могут в полной мере удовлетворить всем предъявляемым требованиям, в изотермических вагонах эти материалы применяются в различной комбинации. В качестве изолирующего материала употребляется шевелин, пробка, торфолеум, альфоль (алюминиевая фольга) и т. д., а в качестве влагонепроницаемого слоя руберойд, паронит и пр.¹ Так как лучшим изоляционным материалом является воздух в неподвижном состоянии, назначением влагонепроницаемого слоя также является устранение циркуляции воздуха внутри стен, пола и потолка кузова.

При проектировании и постройке кузовов изотермических вагонов большое значение имеет правильная постановка и закрепление изоляции, особенно в местах сопряжений различных плоскостей (стены с крышей и полом, стойки с дугами и пр.). С этой целью изоляцию собирают в отдельные пакеты, прикрепляют или приклеивают к фанере, укрепляют дополнительными брусками-закладками и т. д.

При металлическом остове кузова укладка изоляции облегчается наличием полосовых раскосов, однако крепление изоляции, а также деревянной обшивки усложняется вследствие трудности крепления к металлическим стойкам, обвязке стен и дугам крыши. Крепление деревянной обшивки болтами непосредственно к металлическим стойкам нецелесообразно, так как при этом значительно увеличиваются потери тепла через непрерывные термические мостики от внутренней к наружной поверхностям кузова, образуемые такими болтами. Поэтому в кузовах изотермических вагонов с металлическим остовом к стойкам, обвязке и дугам предварительно

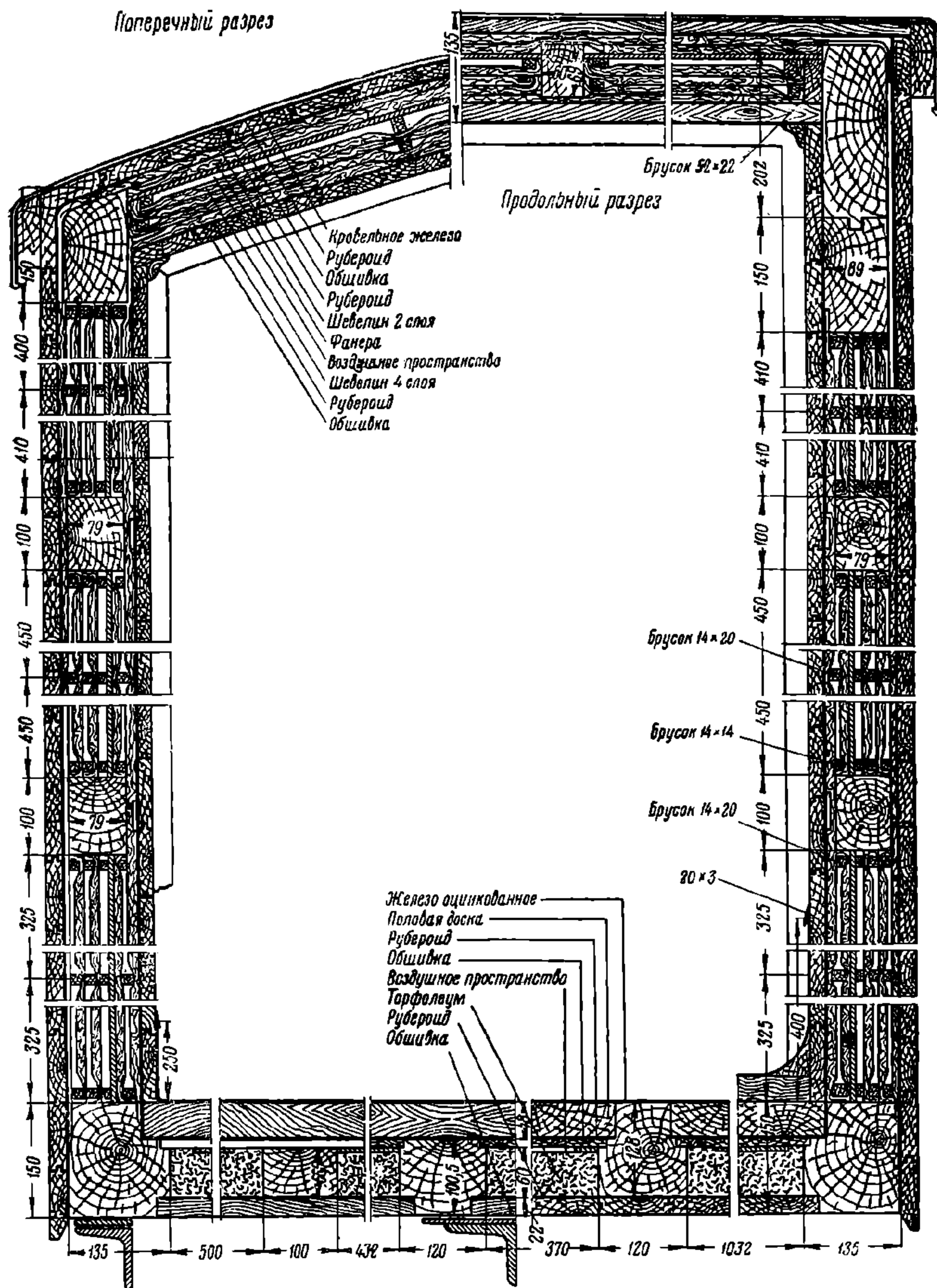
прикрепляются деревянные бруски, к которым затем крепится изоляция и деревянная обшивка.

На фиг. 450 показаны сечения кузова с деревянным остовом.

¹ Характеристика изоляционных материалов, употребляемых в вагонах, приводится в главе XVII (табл. 76).

4. ЗАЩИТА ЭЛЕМЕНТОВ КУЗОВА ОТ ГНИЕНИЯ

Помимо ухудшения изоляционных свойств насыщение стен и пола кузова влагой приводит к гниению деревянных частей, изоляции и ржавлению металлических деталей кузова. Борьба с этим явлением в изотермических вагонах приобретает большое значение, так как влага, выделяемая из перевозимых продуктов, насыщена микроорганизмами, а при льдосоляной системе охлаждения в кузове, кроме того, образуется соляной раствор.



Фиг. 450. Сечения кузова изотермического вагона с деревянным остовом

С целью предохранения деревянных деталей от гниения наряду с тщательной защитой пола и стен от непосредственного попадания на них влаги при строительстве изотермических вагонов широко применяется пропитка древесины противогнильными составами, а металлические части окрашиваются.

5. ОХЛАЖДАЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

По способу охлаждения изотермические вагоны подразделяются на:

- 1) вагоны с охлаждением чистым льдом;
- 2) вагоны с охлаждением смесью льда с солью;

- 3) вагоны с охлаждением «сухим льдом» (твёрдой углекислотой);
- 4) вагоны льдосоляного охлаждения с самоциркуляцией рассола и
- 5) вагоны с механической системой охлаждения.

Вагоны с охлаждением смесью льда с солью

Самой распространённой системой охлаждения в изотермических вагонах является льдосоляная.

Использование водного льда в качестве охлаждающего средства основано на способности его поглощать при таянии сравнительно большое количество тепла. Известно, что количество тепла, поглощаемое 1 кг льда, при переходе из твёрдого состояния в жидкое равно 80 кал (скрытая теплота плавления) и при этом таяние льда происходит при постоянной температуре, равной 0°.

Таким образом, достижение в изотермических вагонах температур, требуемых при перевозках большинства скоропортящихся грузов, за счёт скрытой теплоты плавления чистого льда невозможно. Для получения в охлаждаемом вагоне температур ниже 0° используется свойство поваренной соли, понижающей точку плавления льда (в зависимости от процентного содержания соли в смеси со льдом). На фиг. 451 приведён график температур замерзания соляного раствора в зависимости от содержания в нём соли.



Фиг. 451. График температур замерзания соляного раствора

Из графика видно, что увеличение процента соли в растворе для получения низких температур может идти только до определённого предела, а именно до момента достижения раствором так называемой криогидратной точки. В этой точке раствор имеет самую низкую температуру замерзания.

Для раствора поваренной соли (NaCl) криогидратная точка соответствует температуре — 21,2° при содержании соли 22,4%. При дальнейшем повышении процентного содержания соли температура замерзания раствора повышается и достигает 0° при содержании соли 26,3%.

Таким образом, регулируя содержание соли в смеси со льдом, можно получить необходимую температуру таяния льда в пределах до — 21,2°, а значит и соответствующую температуру в охлаждаемом помещении.

При охлаждении вагонов льдосоляной смесью холодогенератором являются специальные решётчатые или танковые карманы, размещаемые у торцевых стен или подвешиваемые к потолку.

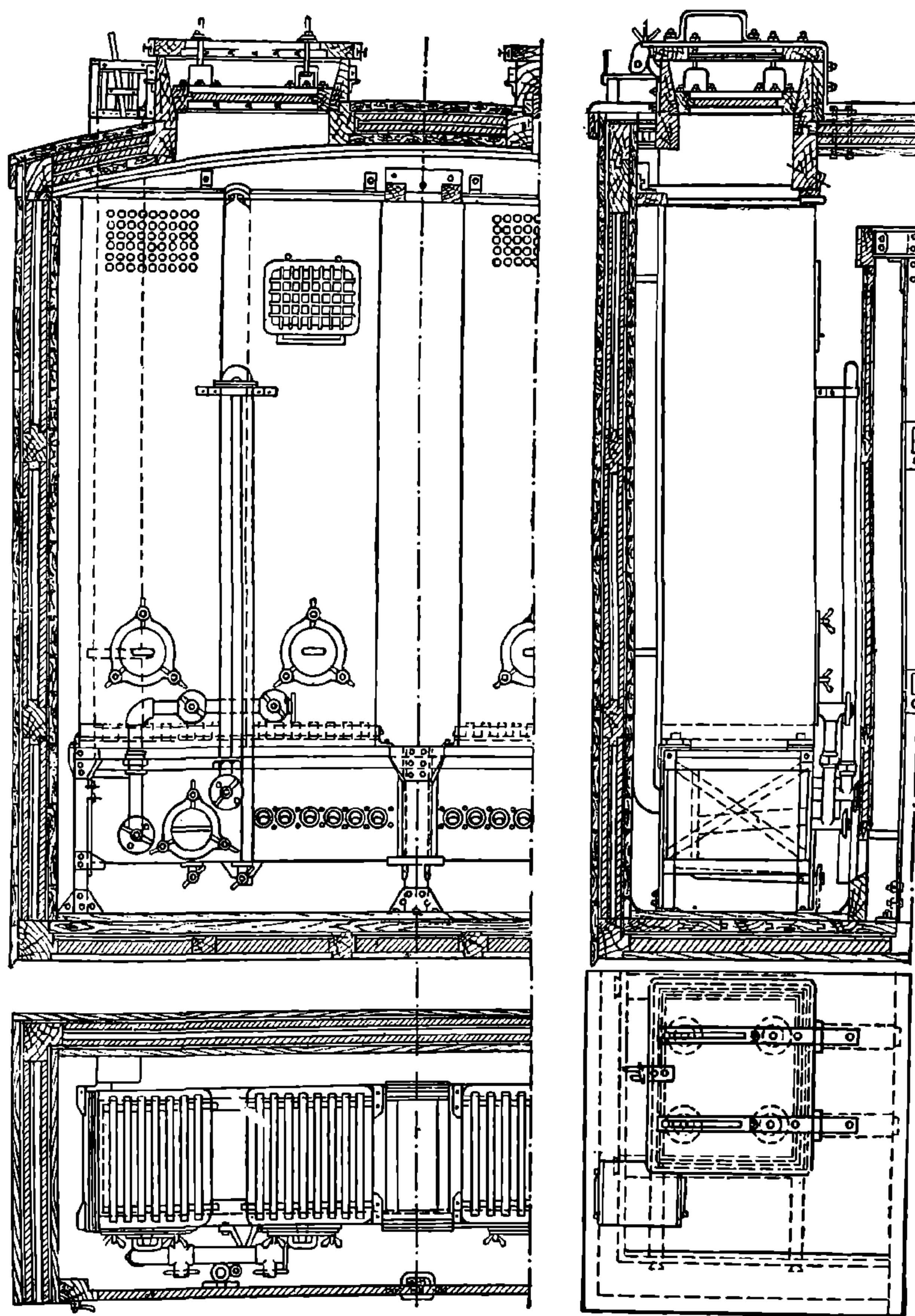
Загрузка смеси льда с солью в карманы производится через специальные люки в крыше вагона.

Танковые карманы (фиг. 452) представляют собой металлические ящики, располагаемые обычно по 4 шт. с каждой стороны вагона. Эти ящики соединены попарно сверху и снизу, причём в верхней части соединение осуществлено в виде седловины, которая одновременно служит рассекателем для льда.

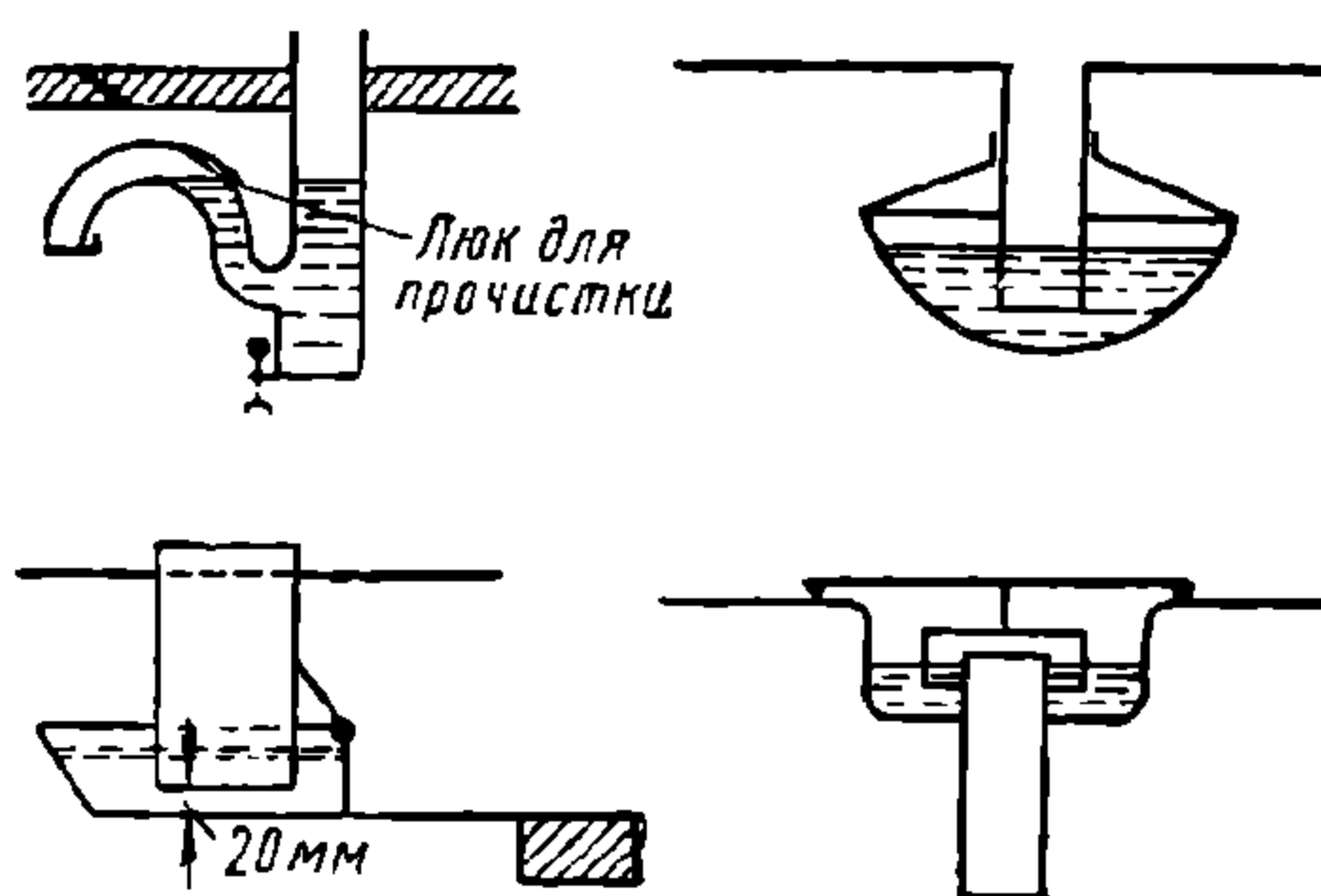
Под танковыми карманами устанавливаются рассольные баки, в которые стекает талая вода из карманов через специальные переливные трубы, установленные на определённом уровне от дна.

Для спуска всей воды из танкового кармана имеется спускной клапан, а для очистки кармана — герметически закрывающиеся люки. В целях большего использования холода рассола в рассольных баках установлены сквозные трубы, через которые проходит воздух; во время циркуляции воздуха происходит его охлаждение рассолом. В случае наполнения рассольных баков выше установленного уровня наиболее тёплый рассол стекает через сливные трубы в нижний поддон и оттуда через сливную (сифонную) трубу — наружу вагона.

Чтобы устранить возможность проникновения в вагон наружного тёплого воздуха через сливную трубу, на конце её устанавливается водяной затвор (сифон).



Фиг. 452. Танковый карман



Фиг. 453. Схемы водяных затворов

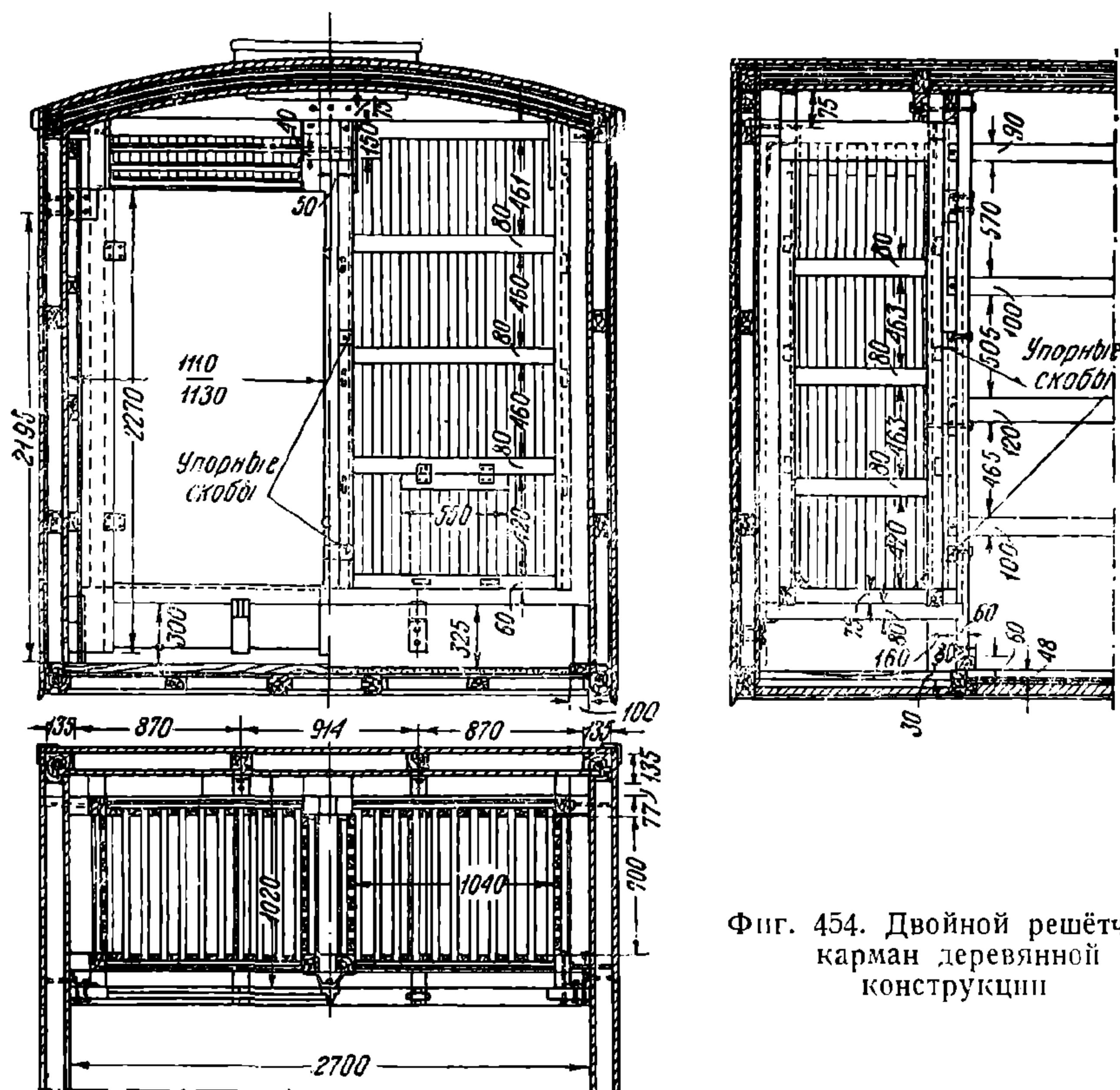
Конструктивные схемы водяных затворов приведены на фиг. 453. Сливная труба и водяной затвор являются важными конструктивными элементами; они проектируются и размещаются под вагоном так, чтобы рассол не попадал на металлические части вагона, а также на рельсы пути.

Преимуществами танковых карманов являются:

- 1) хорошее использование холода отходящего рассола;
- 2) постоянство поверхности охлаждения вследствие высокого уровня рассола в танковых карманах;
- 3) полная защита грузового помещения от проникновения льда и рассола.

К недостаткам танковых карманов относятся:

- 1) малая поверхность охлаждения;



Фиг. 454. Двойной решётчатый карман деревянной конструкции

2) частая засоряемость сливных и переливных труб в результате обычного загрязнения льда опилками, соломой и пр.;

3) относительно высокая первоначальная стоимость и повышенные расходы при эксплуатации.

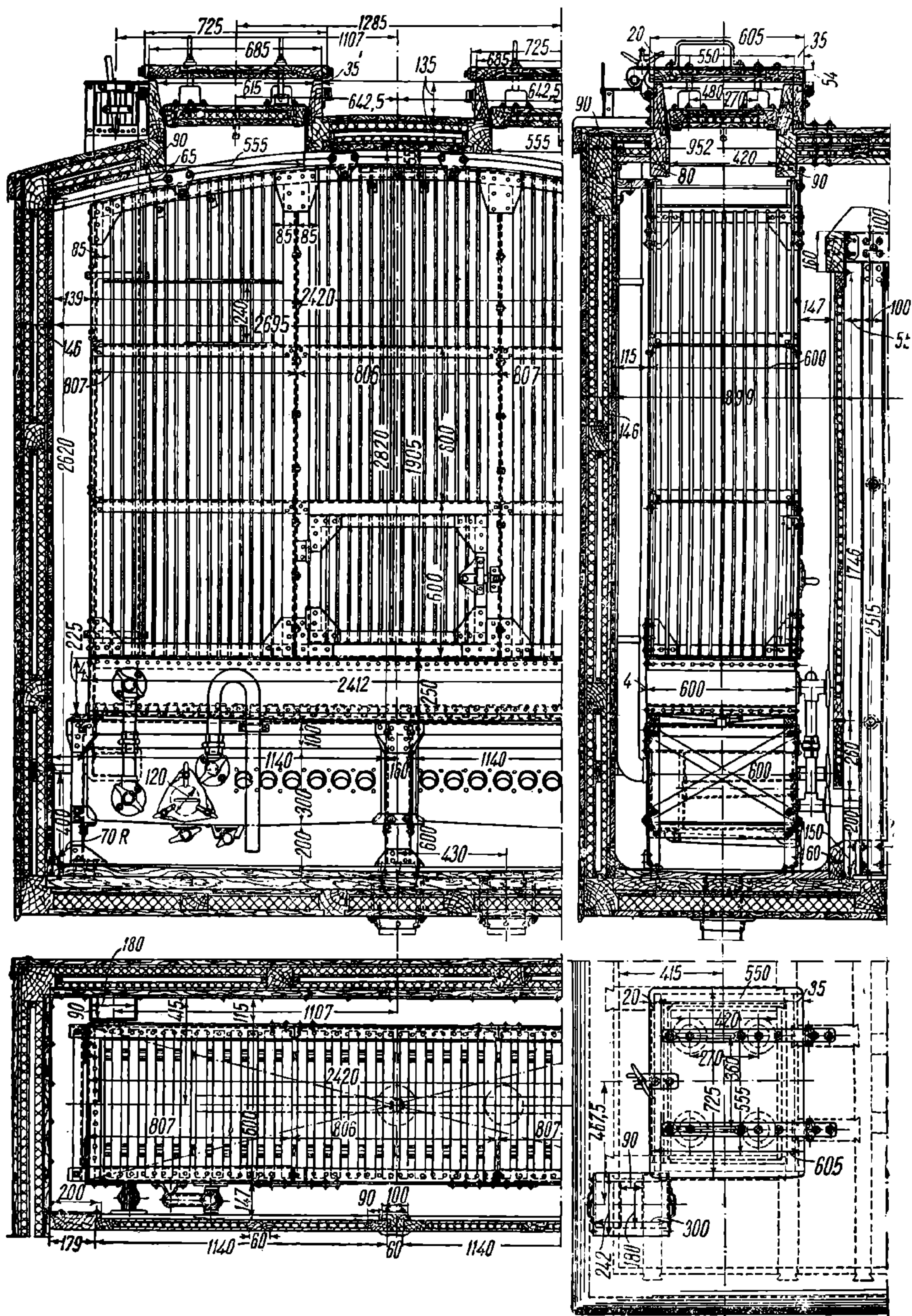
Более распространённым типом холодогенераторов при льдосоляной системе охлаждения являются решётчатые карманы.

На фиг. 454 показан двойной решётчатый карман деревянной конструкции и на фиг. 455 — прутковый металлической конструкции.

Под решётчатым карманом так же, как и у танковых, устанавливается рассольный бак и ниже — поддон со сливной трубой.

Значительная простота конструкции решётчатых карманов уменьшает первоначальные затраты и стоимость эксплуатации вагона. Поверхность холодоотдачи при решётчатых карманах гораздо большая, нежели у танковых. Однако использование холода рассола в этом случае меньше и кроме того в процессе таяния льда у решётчатых карманов уменьшается поверхность холодоотдачи. При решётчатых карманах приходится предусматривать дополнитель-

ное ограждение грузового помещения от попадания льда и рассола непосредственно из карманов.



Фиг. 455. Двойной решётчатый карман металлической конструкции

Вагоны с охлаждением чистым льдом

Значительная номенклатура грузов (см. табл. 67) требует при хранении и перевозке температур в интервале от $+4$ до 0° . При перевозке таких грузов обычно используются изотермические вагоны с танковыми или решётчатыми

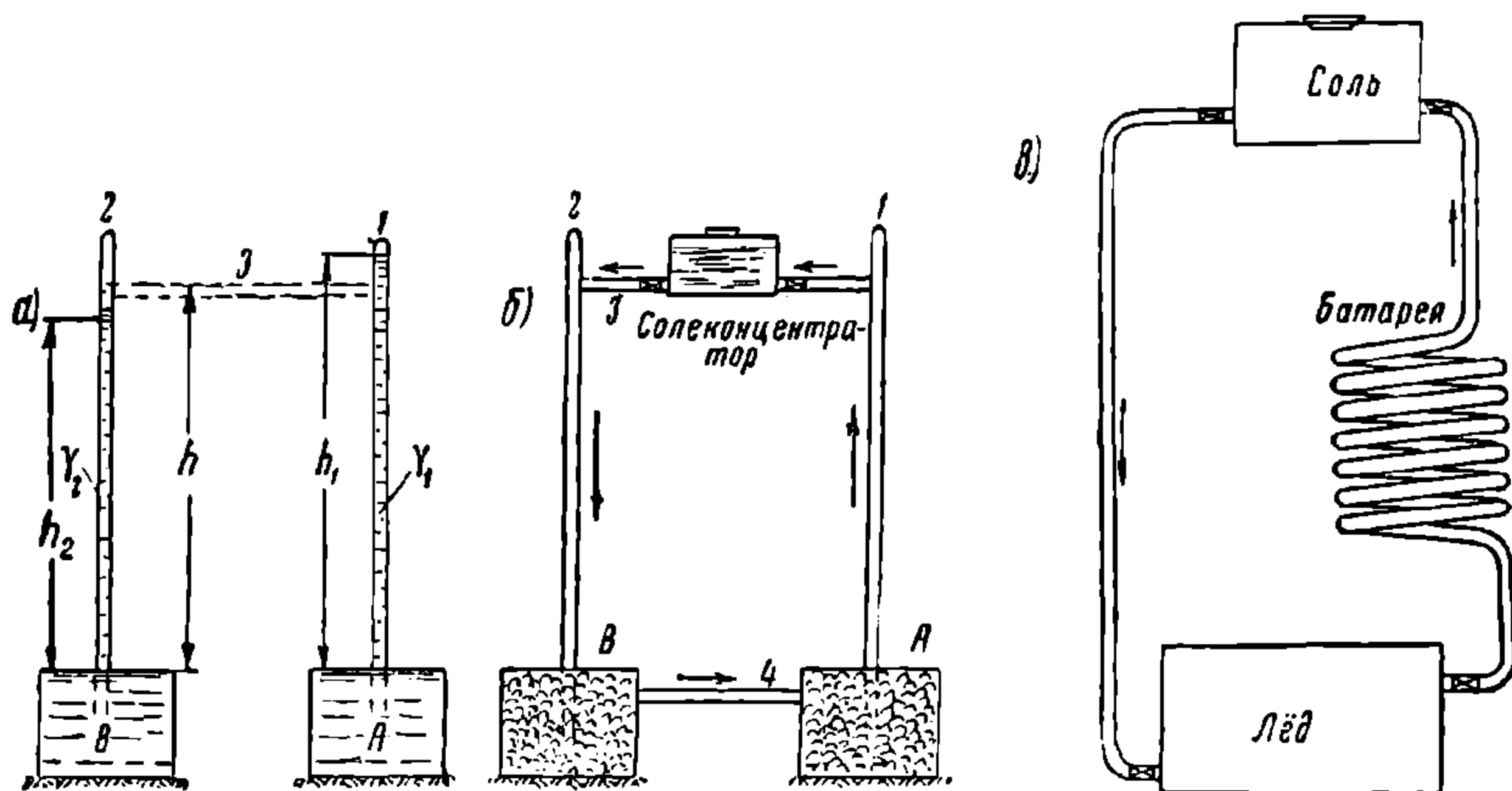
Отсутствие эффективных побудителей циркуляции при размещении источников холода у торцевых стен кузова ограничивает длину грузового помещения изотермических вагонов 10—11 метрами.

Вагоны льдосоляного охлаждения с самоциркуляцией рассола

Некоторые скоропортящиеся грузы при перевозке требуют более низких температур, нежели это достижимо в изотермических вагонах с льдосоляным охлаждением при помощи танковых или решётчатых карманов. Такие грузы, как мороженое мясо, птица и рыба, свежемороженые ягоды и некоторые другие, требуют при перевозке температур ниже -10° . Для перевозки этих грузов на наших дорогах применяются изотермические вагоны с льдосоляным охлаждением самоциркулирующим рассолом по системе инж. Клеймёнова.

Принцип самоциркуляции рассола (фиг. 457) в этой системе отличается от обычного принципа самоциркуляции жидкости по трубам тем, что различные удельные веса жидкости создаются не разностью температур, а степенью концентрации в ней соли, вследствие чего холодная жидкость (рассол) поднимается кверху, а тёплая опускается вниз. Поясним это следующим примером.

Возьмём две трубы, заполненные рассолом с удельным весом в одной γ_1 , а в другой γ_2 ($\gamma_2 > \gamma_1$). Опрокинем трубы открытыми концами в рассол (сосуды А и В, фиг. 457, а). Как известно, рассол из этих труб



Фиг. 457. Принцип самоциркулирующей системы инж. Клеймёнова

не выливается, а удерживается в трубах при давлении p атмосферного воздуха на высоте $h_1 = \frac{p}{\gamma_1}$ и $h_2 = \frac{p}{\gamma_2}$; при этом вес столбов рассола является одинаковым, а высота h_1 больше h_2 , так как в трубе 1 удельный вес рассола меньше удельного веса рассола в трубе 2.

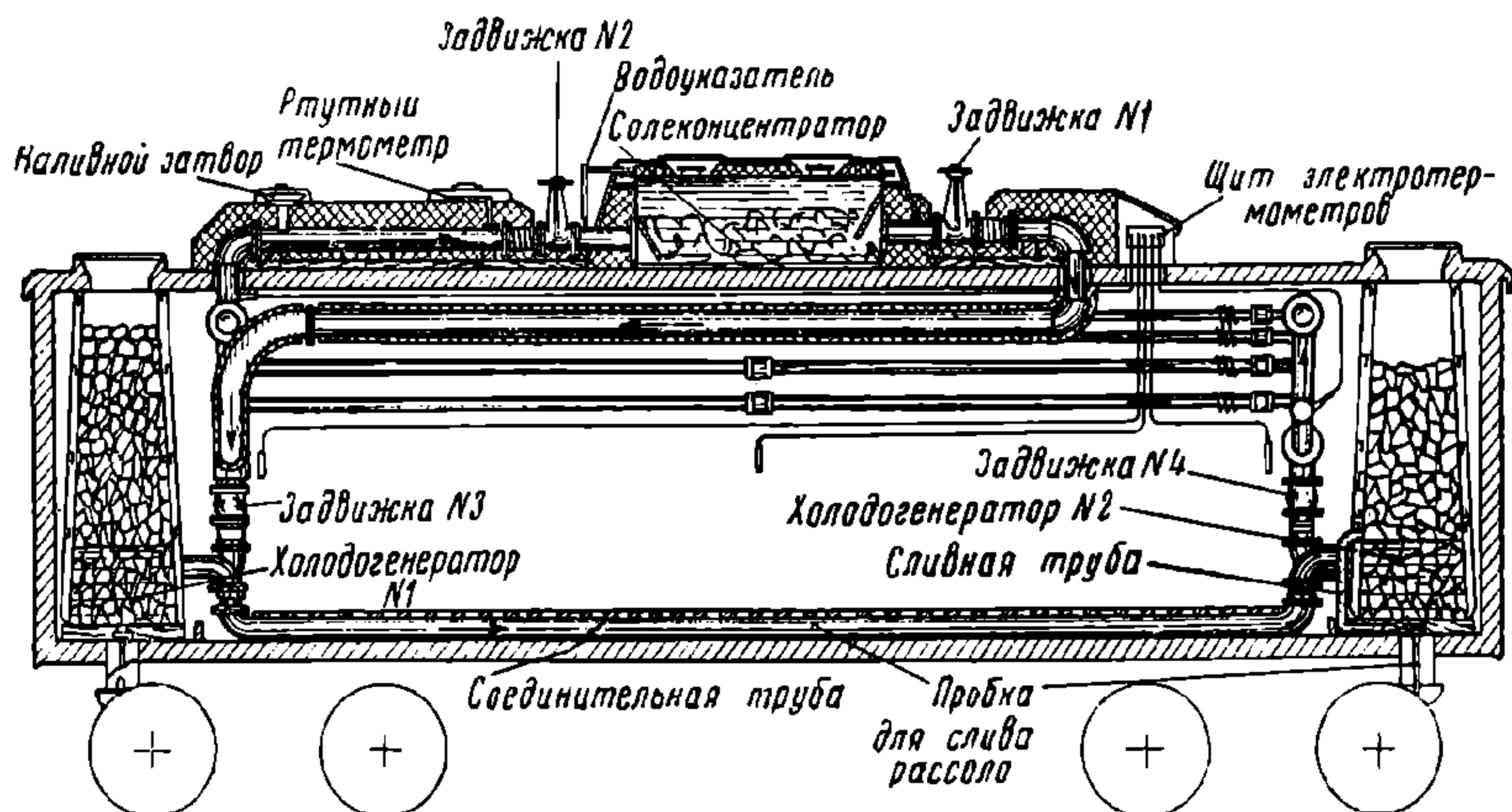
Соединим обе вертикальные трубы горизонтальной 3. Тогда по закону сообщающихся сосудов рассол из трубы 1 начнёт переливаться в трубу 2, пока в последней не достигнет высоты h .

Такое переливание является непрерывным, если сохраняется неравенство $h_1 > h_2$, что может быть при наличии неравенства $\gamma_2 > \gamma_1$. Для обеспечения неравенства $\gamma_2 > \gamma_1$ в горизонтальную трубу 3 включается бак-солеконцентратор (фиг. 457, б), закрытый герметически и загруженный поваренной солью. В этом случае рассол, имея удельный вес γ_1 и проходя солеконцентратор, насыщается солью до удельного веса γ_2 . Таким образом и сохраняется условие для непрерывной циркуляции рассола.

Для включения в систему источников холода сосуды А и В загружаются льдом и соединяются горизонтальной трубой 4. Тогда рассол, поступающий из трубы 2 в сосуд В, а затем вследствие превышения

уровня в сосуд *A*, соприкасается на своём пути со льдом и за счёт таяния последнего охлаждается и снижается его концентрация, достигая удельного веса γ_1 . При этом если рассол в сосуде достигает самой низкой температуры, т. е. $-21,2^\circ$, то его удельный вес равен $\gamma_1 = 1,185$. Рассол же при выходе из солеконцентратора, например, с температурой -10° , может иметь удельный вес $\gamma_2 = 1,203$ ($\gamma_2 > \gamma_1$).

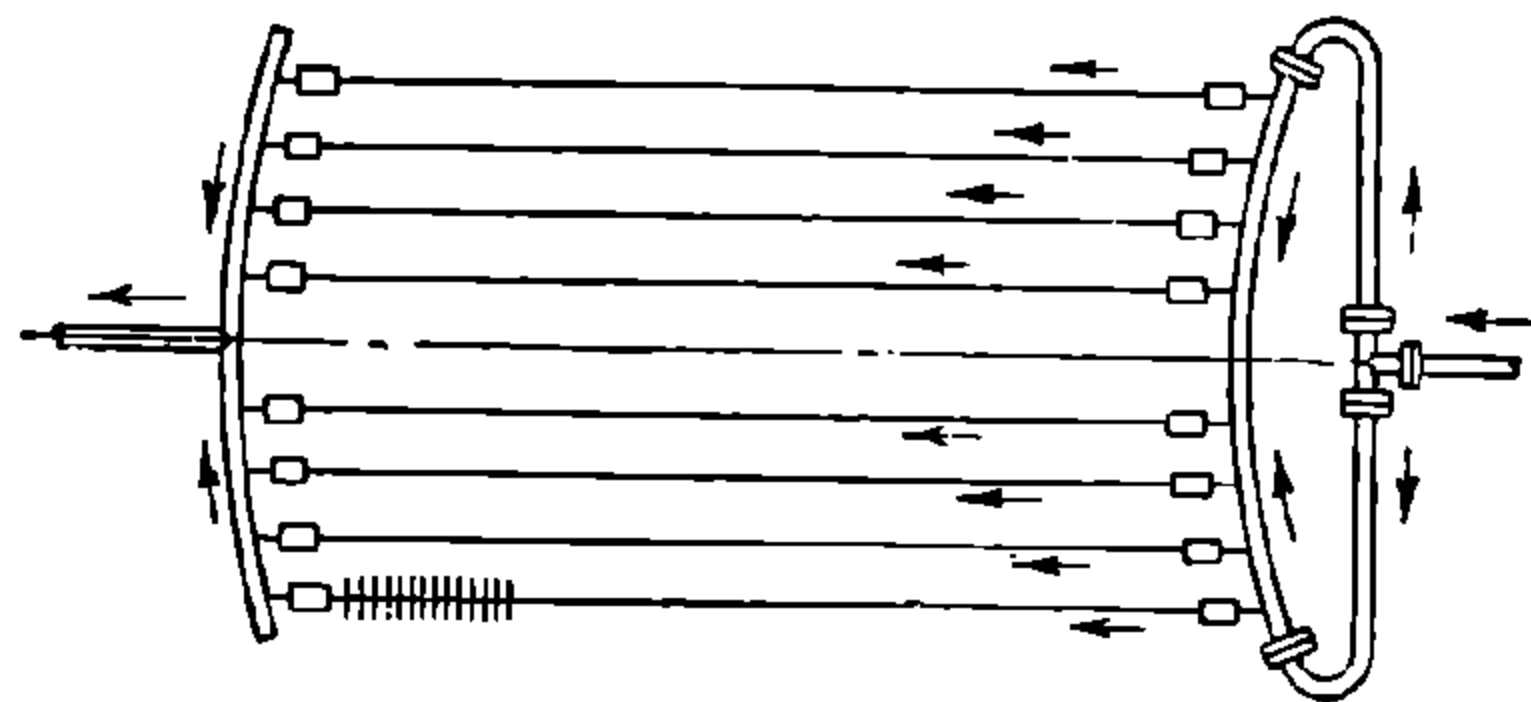
Выше было указано, что рассол из трубы 1 переливается в трубу 2, но так как солеконцентратор герметически закрыт, в трубе 1 создаётся вакуум и воздух в неё поступать не может; следовательно, холодный рассол (с меньшей



Фиг. 458. Схема изотермического вагона с холодильной установкой системы инж. Клеймёнова

концентрацией) из сосуда *A* по трубе 1 поднимается вверх на высоту h_1 , а отсюда направляется в солеконцентратор и в трубу 2. В то же время в последней атмосферным давлением рассол удерживается на высоте h_2 , а избыток, получающийся за счёт рассола, прибывающего из солеконцентратора, выливается в сосуд *B*, а из него в сосуд *A* и т. д.

Таким образом получается самоциркуляция рассола по кольцу, снизу закрытому гидравлически, а сверху герметически с наличием в солеконцентраторе и в трубах вакуума. Для обеспечения холодоотдачи в самоциркулирующую систему включена батарея (фиг. 457, в).



Фиг. 459. Батарея охлаждения системы инж. Клеймёнова

Холодогенераторы состоят каждый из двух частей: нижняя — бак, изготовляемый из листовой стали, и верхняя — кожух, состоящий из четырёх отдельно изготовленных стенок также из листовой стали. Стенки холодогенератора поставлены наклонно для лучшей осадки льда.

Солеконцентратор представляет собой металлический бак, изготовляемый из листовой стали с каркасом из уголков. Сверху бак имеет крышку с резиновой прокладкой, укрепленную на болтах. Крышка имеет два солезагрузочных люка, закрываемых герметически на время работы системы.

Внутри бака помещается деревянная решётка, предназначенная для предохранения соединительных труб от попадания в них кусков соли. Снаружи

На фиг. 458 изображена схема изотермического вагона, оборудованного холодильной установкой системы инж. Клеймёнова. Основные агрегаты оборудования вагона имеют следующую характеристику.

Холодогенераторы состоят каждый из двух частей: нижняя — бак, изготовляемый из листовой стали, и верхняя — ко-

солеконцентратор изолирован и сверху обит кровельным оцинкованным листом.

Батарея (фиг. 459) состоит из труб, присоединённых параллельно к двум коллекторам, изготовленным также из труб. Для увеличения поверхности холодоотдачи трубы батареи имеют рёбра из навитой на них металлической ленты.

Соединительные трубы. Холодогенераторы соединены между собой трубой прямоугольного сечения, расположенной на полу вагона под напольной решёткой. Соеконцентратор соединяется с холодогенератором и батареей трубами, причём труба, соединяющая солеконцентратор с холодогенератором № 1 изолирована, так как по ней проходит рассол с температурой ниже, нежели температура вагона.

В соответствии с принципиальной схемой охлаждения направление движения рассола показано стрелками на фиг. 458.

На фиг. 460 приведён сравнительный график температур в изотермических вагонах с льдосоляным охлаждением решётчатыми карманами и с самоциркулирующей системой инж. Клеймёнова.

Из графика видно, что при расположении охлаждающей батареи под потолком грузового помещения отсутствие побудительной циркуляции воздуха не оказывает столь существенного влияния на термический режим, как при охлаждении танковыми или решётчатыми карманами.

В настоящее время проводятся работы по дальнейшему улучшению системы охлаждения инж. Клеймёнова.

Вагоны с механической системой охлаждения

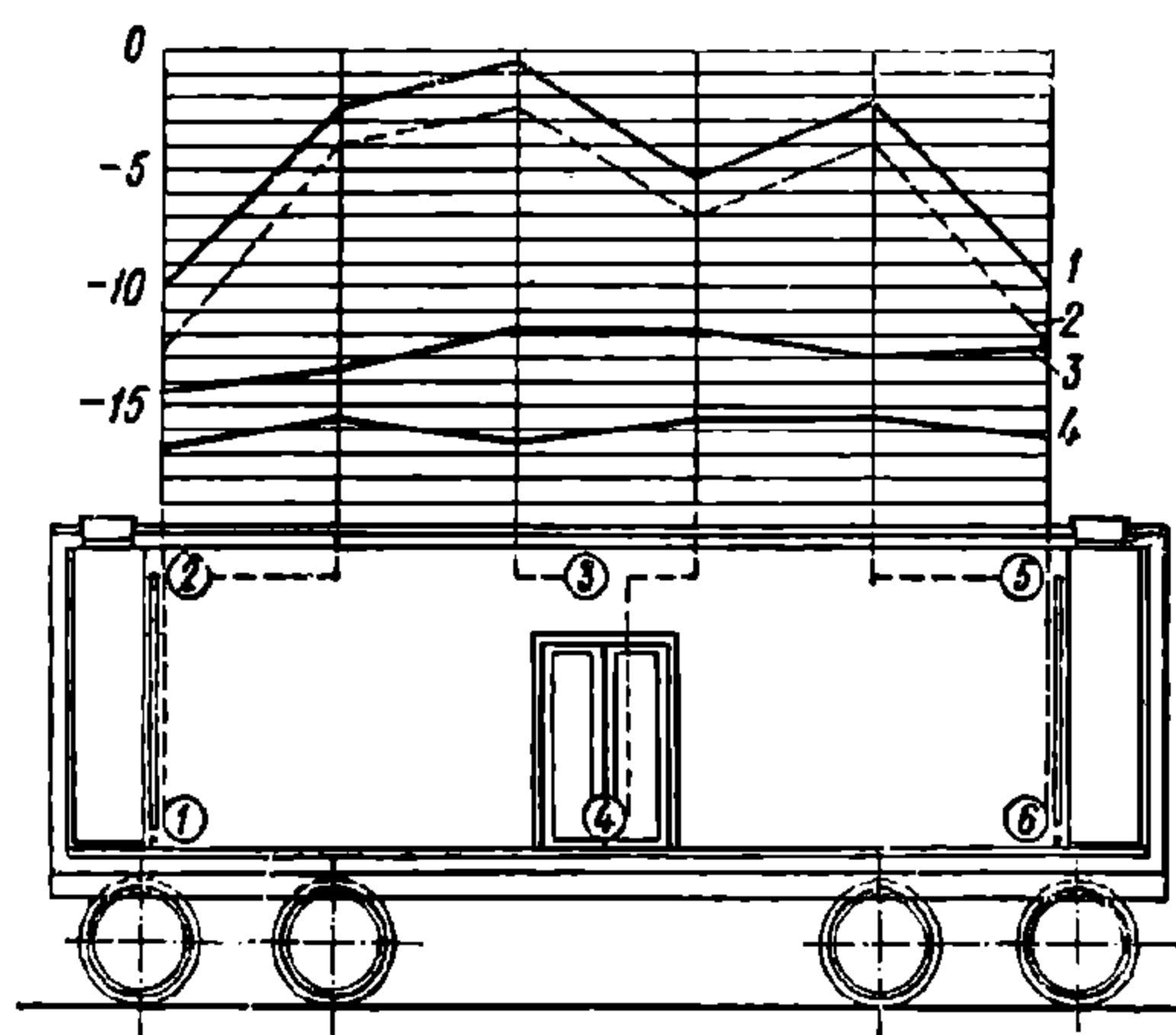
Низкие температуры в изотермических вагонах могут быть достигнуты при помощи сжиженных газов (аммиак, фреон, бутилен и др.), способных поглощать значительное количество тепла при понижении давления.

В 1912 г. был построен первый отечественный изотермический вагон с механическим охлаждением системы Силича. В качестве хладагента был использован аммиак, который, будучи сжат в специальном компрессоре, поступал в охлаждающие батареи, где, расширяясь, поглощал теплоту из грузового помещения и охлаждал его.

Основная трудность применения механической системы охлаждения заключается в необходимости иметь специальный источник энергии для приведения в действие компрессора и охлаждающей системы самого компрессора. По этим причинам механическое охлаждение в изотермических вагонах не получило распространения.

6. ОТОПЛЕНИЕ ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

При перевозке некоторых видов скоропортящихся грузов в вагоне необходимо поддерживать температуру выше 0° , так как в случае замерзания эти грузы теряют свои вкусовые и питательные качества и часто становятся не пригодными для употребления.



Фиг. 460. График среднесуточных температур в изотермических вагонах:

1—среднесуточная температура в вагоне с деревянными решётчатыми карманами при стационарных испытаниях; 2—то же в вагоне с металлическими прутковыми карманами; 3—то же в вагоне системы инж. Клеймёнова при испытаниях в пробеге; 4—то же при стационарных испытаниях

Для перевозки таких грузов в зимнее время требуется отопление изотермических вагонов.

К отопительным приборам предъявляются следующие требования:

1) приборы отопления должны обеспечивать надёжную работу без наблюдения и обслуживания в пути следования не менее двух суток;

2) температура во время отопления должна быть равномерной во всех частях грузового помещения вагона;

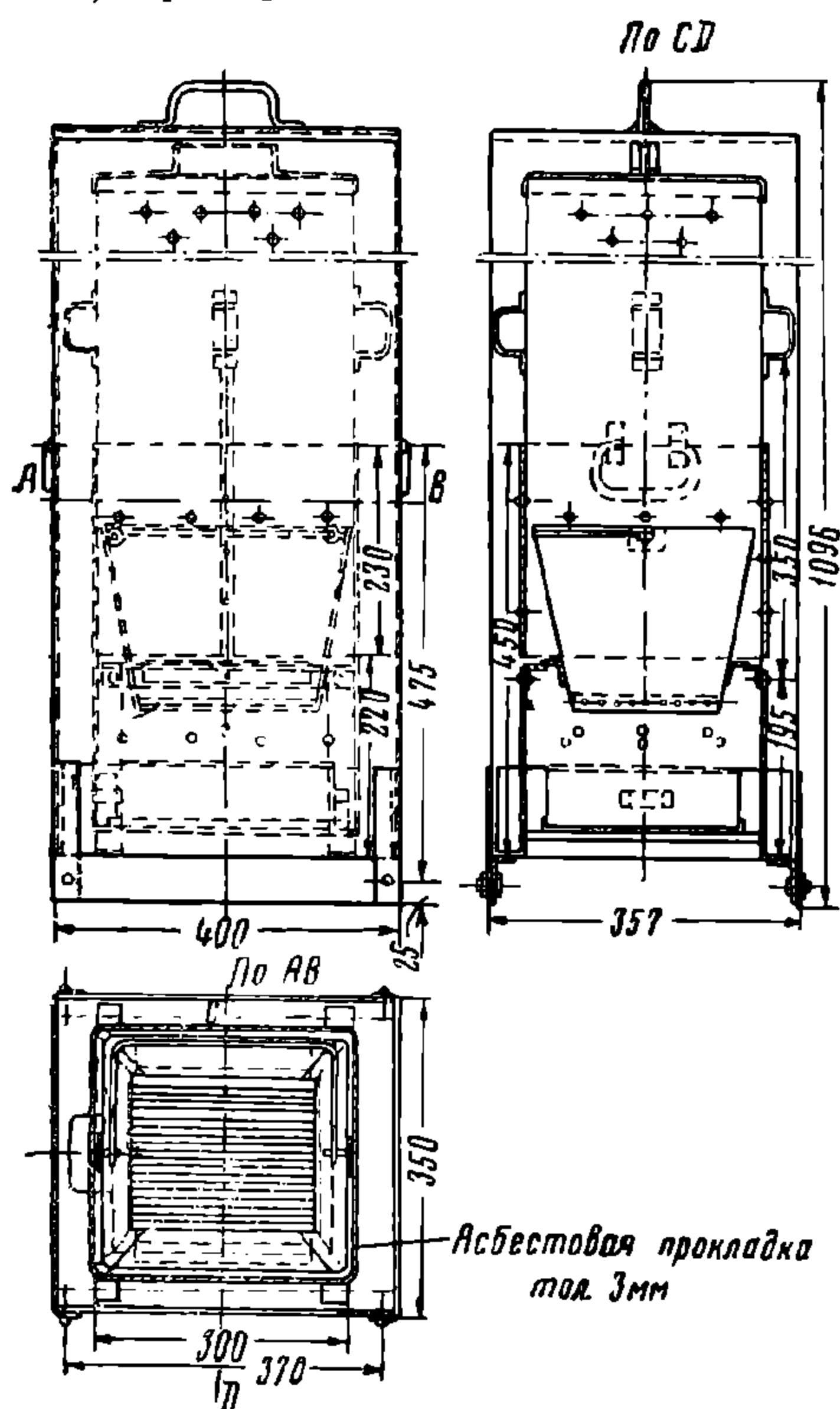
3) приборы отопления не должны требовать специальных дорогостоящих сортов топлива;

4) при отоплении в грузовое помещение вагона не должны выделяться газы, вызывающие ухудшение качества перевозимого груза;

5) приборы отопления должны быть безопасны в пожарном отношении.

Практика перевозок скоропортящихся грузов в зимнее время показала, что лучшим способом является отопление при помощи специальных угольных печей бездымного и беструбного горения, устанавливаемых в танковые или решётчатые карманы изотермического вагона.

На фиг. 461 показана конструкция такого типа печи прямоугольного сечения. Подобные печи вмещают 6—10 кг угля и обеспечивают необходимое нагревание изотермического вагона в течение 48 час.



Фиг. 461. Печь для отопления изотермических вагонов

7. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЁТ ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Тепловой расчёт изотермических вагонов производится исходя из условий, предъявляемых перевозимыми грузами для их сохранности (температура, влажность, вентилирование и т. д.).

Целью теплового расчёта является определение поверхности охлаждающих приборов и мощности холодогенераторов.

Основное уравнение теплового баланса из расчёта потребной суточной мощности холодогенератора имеет вид:

$$24 F_{\text{охл}} \alpha (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}) = Q_{\text{общ}}, \quad (544)$$

где $F_{\text{охл}}$ — рабочая поверхность охлаждающих приборов в м^2 ;

α — коэффициент теплоотдачи охлаждающих приборов в $\text{кал}/\text{м}^2 \text{ч}^\circ\text{С}$.

При расчёте принимаются следующие величины коэффициента теплоотдачи: для льдосоляной системы охлаждения с танковыми карманами — 7,5; то же с решётчатыми карманами — 8,5; для хладагента, циркулирующего по трубам при обеспечении циркуляции, — 9; то же при обеспечении циркуляции хладагента в трубах и воздуха внутри вагона — 12;

$t_{\text{в}}$ — температура циркулирующего воздуха в вагоне, обычно принимаемая равной требуемой температуре воздуха внутри вагона;

$t_{\text{н}}$ — температура хладагента на поверхности охлаждающих приборов;

$Q_{\text{общ}}$ — общий суточный тепловой расход в $\text{кал}/\text{сутки}$,

$$Q_{\text{общ}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (545)$$

где Q_1 — количество тепла, проникающее в вагон через стены, пол и потолок кузова, в *кал/сутки*;

Q_2 — количество тепла, проникающее в вагон через неплотности дверей и загрузочных люков при открывании дверей и люков, а также в результате солнечной радиации, в *кал/сутки*;

Q_3 — количество тепла, поступающее в вагон в результате вентилирования грузового помещения, в *кал/сутки*;

Q_4 — количество тепла, выделяемое грузом при погрузке его в неохлаждённом виде, в *кал/сутки*;

Q_5 — количество тепла, выделяемое кузовом при подаче вагона под погрузку без предварительного охлаждения, в *кал/сутки*.

Количество тепла, проникающее в вагон в сутки через стены, пол и крышу, определяется по формуле

$$Q_1 = F K_{\text{прив}} (t_1 - t_2) \cdot 24, \quad (546)$$

где F — расчётная поверхность кузова вагона в м^2 ;

t_1 — температура наружного воздуха;

t_2 — температура воздуха внутри вагона;

$K_{\text{прив}}$ — приведённый коэффициент теплопередачи для всего кузова в $\text{кал/м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$K_{\text{прив}} = \frac{\sum (F \cdot K)}{\sum (F)}. \quad (547)$$

Здесь $F \cdot K$ берётся для каждого сечения с различной изоляцией.

Определение коэффициента теплопередачи K производится для каждого отдельного сечения¹.

Количество тепла Q_2 , проникающее в вагон через неплотности дверей и люков, а также в результате солнечной радиации, обычно принимается в пределах 23 — 30% от Q_1

$$Q_2 = (0,23 \div 0,30) Q_1 \text{ кал/сутки}$$

Количество тепла, поступающее в вагон в результате вентилирования грузового помещения, определяется по формуле

$$Q_3 = nV [0,31 (t_1 - t_2) + i_c (d_1 \varphi_1 - d_2 \varphi_2)], \quad (548)$$

где n — кратность вентилирования в сутки;

V — внутренний объём кузова за вычетом объёма оборудования и объёма груза в м^3 ;

0,31 — теплоёмкость 1 м^3 воздуха в кал/м^3 ;

i_c — скрытая теплота парообразования в кал/ч ;

t_1 и t_2 — значения прежние;

d_1 и d_2 — абсолютные влажности воздуха при температурах t_1 и t_2 в г/м^3 ;

φ_1 и φ_2 — относительные влажности воздуха при температурах t_1 и t_2 в %.

Количество тепла, выделяемое грузом при погрузке его в неохлаждённом виде, определяется по формулам:

для однородного груза

$$Q_4 = Gc (t_1 - t_2); \quad (549)$$

для разнородного груза

$$Q_4 = \sum Gc (t_1 - t_2), \quad (549 \text{ а})$$

где G — вес груза в кг ;

c — удельная теплоёмкость груза в $\text{кал/кг}^\circ\text{C}$;

$t_1 - t_2$ — среднее понижение температуры груза за сутки в $^\circ\text{C}$.

¹ Определение коэффициента теплопередачи см. в главе XVII.

Количество тепла, выделяемое кузовом при подаче вагона под погрузку без предварительного охлаждения, определяется по формуле

$$Q_6 = (G_1 c_1 + G_2 c_2 + \dots + G_n c_n) \frac{t_n - t_6}{2},$$

где $G_1, G_2 \dots G_n$ — вес изоляционных и строительных материалов, составляющих кузов, в кг;

$c_1, c_2 \dots c_n$ — теплоёмкость этих материалов в кал/кг°С;

t_n — температура наружной поверхности кузова, обычно принимаемая равной температуре наружного воздуха;

t_6 — температура внутренней поверхности кузова, обычно принимаемая равной расчётной температуре внутри кузова.

В случае применения в качестве хладагента смеси льда с солью или одного льда, его суточный расход определяется по формуле

$$N = \frac{Q_{общ}}{D} \text{ кг/сутки}, \quad (550)$$

где D — количество тепла, поглощаемое при таянии 1 кг льда, равное 80 кал при употреблении одного льда, 75 кал для смеси льда с солью при танковых карманах и 70 кал для смеси льда с солью при решётчатых карманах (при 15% соли по отношению к весу льда).

Обычно для решётчатых карманов принимается трёхсуточный запас смеси льда с солью, а для танковых — двухсуточный.

Таким образом общий объём карманов определится по формулам: для танковых карманов

$$V_{\Sigma T} = \frac{2N}{\gamma_{\text{л}}} \text{ м}^3; \quad (551)$$

для решётчатых карманов

$$V_{\Sigma P} = \frac{3N}{\gamma_{\text{л}}} \text{ м}^3, \quad (552)$$

где $\gamma_{\text{л}}$ — объёмный вес дроблёного льда, принимаемый равным 340 кг/м³ при ручном дроблении и 600 кг/м³ при механическом дроблении.

В табл. 69 приведены экспериментальные данные о температурах плавления механической смеси льда и поваренной соли¹.

Т а б л и ц а 69

Температура плавления механической смеси льда и поваренной соли

Количество соли в смеси со льдом в %	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30
Температура плавления сме- си в °С	-3,5	-4,9	-6,1	-7,5	-9,0	-10,5	-12,1	-13,7	-15,2	-16,9	-18,6	-19,9
Теплота плавления в кал/кг	77	76	75	74	72	70	68	66	63	60	57	53

В данном случае температура зависит от качества смеси (степень дробления льда и перемешивания смеси), в связи с чем при расчётах рекомендуется температуру плавления повышать на 2,5°.

¹ Не следует смешивать понятие соляного раствора (фиг. 451) и механической еси льда с солью (табл. 69).

8. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К РЕССОРНОМУ ПОДВЕШИВАНИЮ ИЗОТЕРМИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Качество скоропортящихся пищевых продуктов во многом зависит от условий их транспортировки. Даже при полном обеспечении соответствующих режимов охлаждения и вентилирования скоропортящиеся грузы при перевозке могут прийти в негодность вследствие повреждения от тряски. Поэтому к рессорному подвешиванию изотермических вагонов предъявляются повышенные требования по сравнению с другими типами грузовых вагонов.

Первые четырёхосные изотермические вагоны отечественной постройки имели тележки с люлечным подвешиванием и эллиптической листовой рессорой. С 1934 г. под изотермические вагоны ставятся типовые тележки грузовых вагонов, но с рессорным комплектом повышенной гибкости.

Для изотермических вагонов целесообразны тележки с гибкостью рессорного подвешивания, равной $1,35—1,4$ мм/т, и коэффициентом динамики — $1,2—1,3$; горизонтальные толчки также должны смягчаться. При этих условиях обеспечивается сохранность перевозимых грузов и уменьшается повреждаемость изоляции кузова.

ГЛАВА XVI ПАССАЖИРСКИЕ ВАГОНЫ

1. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Пассажирские вагоны предназначены для перевозки и обслуживания пассажиров; к их числу относятся вагоны для пассажиров, вагоны-рестораны, почтовые, багажные и вагоны специального назначения.

Пассажирские вагоны различаются между собой:

- 1) планировкой и внутренним оборудованием;
- 2) конструкцией кузова и рамы;
- 3) конструкцией ходовых частей.

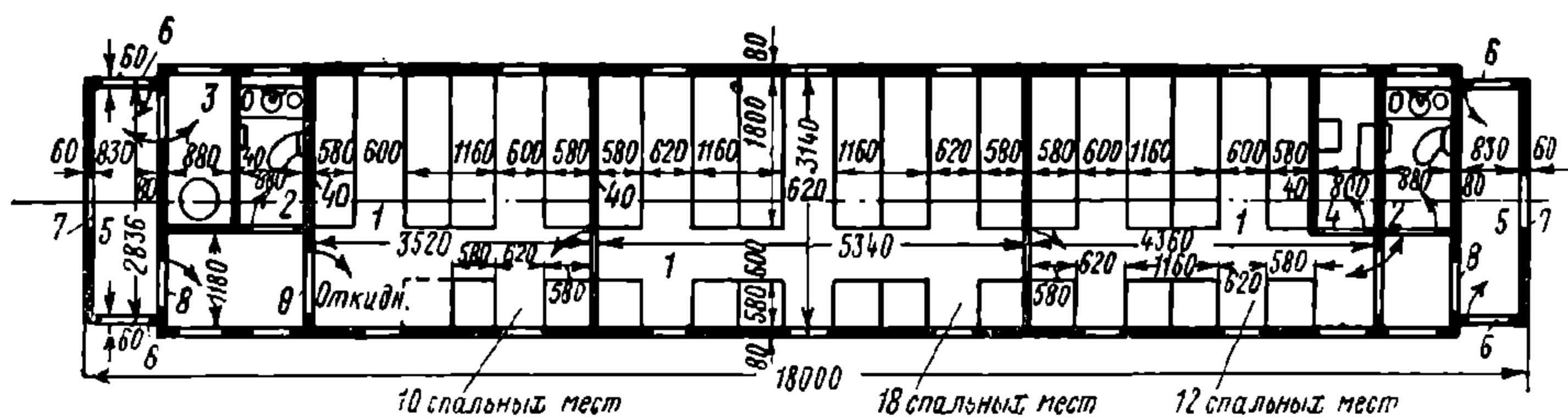
Планировка и оборудование вагонов, предназначенных для перевозки пассажиров, определяются в основном временем пребывания в них пассажиров.

Если расстояние между конечными пунктами пассажирский поезд проходит в ночное время или более 24 час., то его относят к поездам дальнего следования. Поезда, курсирующие в дневное и частично в ночное время, относят к пригородным и местным поездам; местные поезда обслуживают более отдаленные пункты, чем пригородные.

2. ПЛАНИРОВКА ВАГОНОВ ДАЛЬНОГО СЛЕДОВАНИЯ

Вагоны поездов дальнего следования имеют спальные места, уборные с умывальниками, отделение для проводника и при индивидуальном отоплении — отделение для котла водяного или парового отопления.

В некоторых вагонах отводятся отдельные площади для умывальных и душевой.

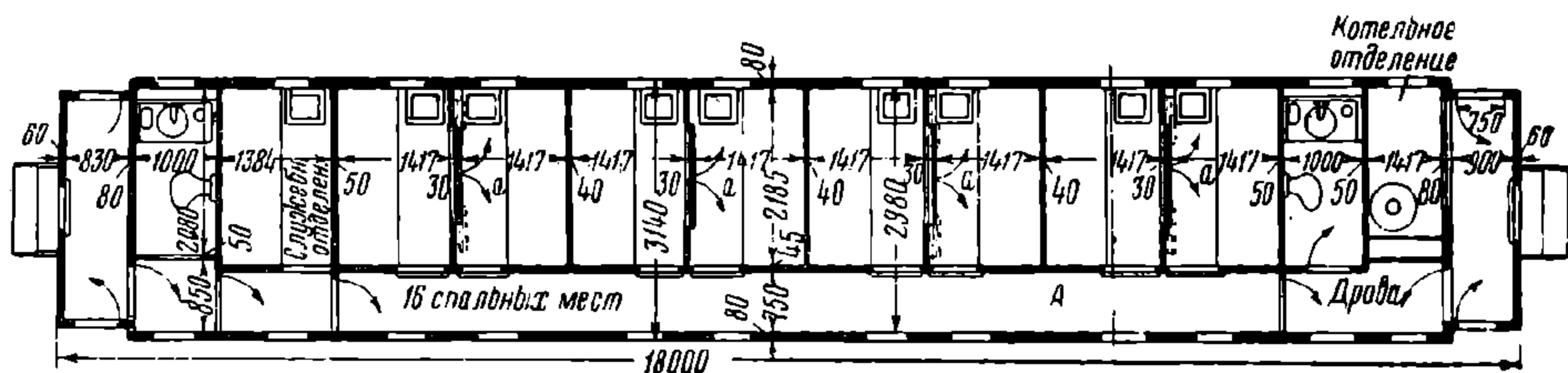


Фиг. 462. Планировка четырёхосного жёсткого вагона дальнего следования длиной 18 м

Вагоны дальнего следования разделяются на жёсткие и мягкие. Жёсткие вагоны имеют пассажирские места, расположенные с одной или по обе стороны вагона, а мягкие в большинстве случаев только с одной продольной стороны.

На фиг. 462 изображена планировка четырёхосного жёсткого тележечного вагона длиной 18 м (по буферным брусам).

Поперечными перегородками с дверями вагон делится на три отделения 1. На концах вагона расположены уборные 2 с умывальниками. В одном конце вагона расположена котельная 3, а в другом — купе для проводника 4. Вагон ограничивается с каждой стороны тамбурами 5.

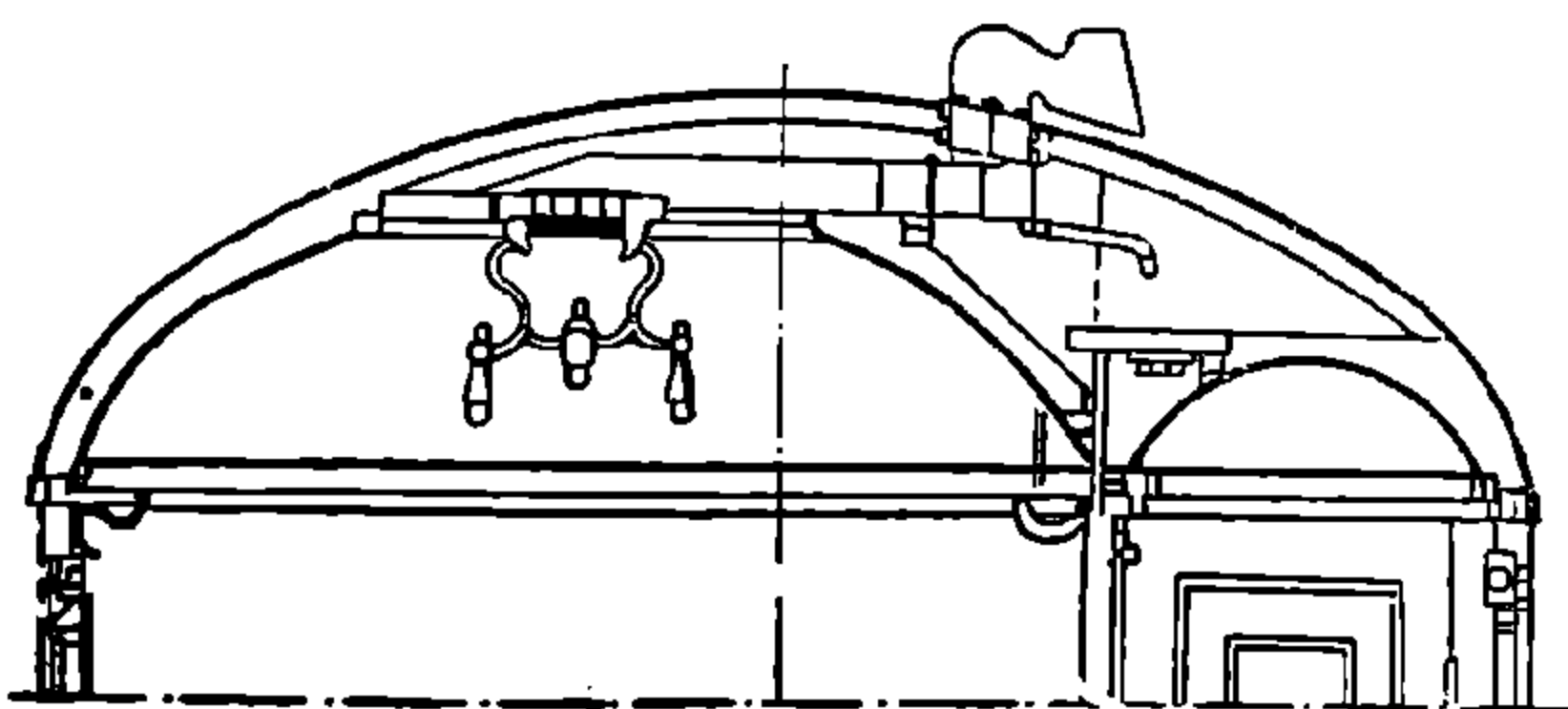


Фиг. 463. Планировка четырёхосного мягкого вагона дальнего следования длиной 18 м

Вход в котельное отделение из тамбура. В каждом тамбуре расположены с обеих сторон входные двери 6, в лобовой стене — двери 7 для прохода из вагона в вагон и, наконец, дверь 8, отделяющая тамбур от пассажирского отделения вагона.

Входная дверь 8 из тамбура в вагон и дверь 9, ограничивающая пассажирское отделение, образуют короткий коридор, предохраняющий помещения для пассажиров от непосредственного охлаждения наружным воздухом.

На фиг. 463 изображена планировка мягкого четырёхосного вагона длиной 18 м постройки 1899 г.



Фиг. 464. Поперечное сечение [купейного вагона]

В этом вагоне спальные места расположены с одной стороны вагона и разделены поперечными перегородками на восемь пассажирских отделений — купе. Каждое купе имеет выход в общий коридор, закрываемый дверью. В этом вагоне спальные места расположены в два яруса, одно над другим. Таким образом по числу спальных мест купе является двухместным. Однако каждые два соседних купе можно превратить в четырёхместное, если открыть дверь, имеющуюся в перегородке.

Высота вагона в коридоре меньше высоты купе (фиг. 464). В коридоре делается добавочный потолок, на который со стороны купе укладывается

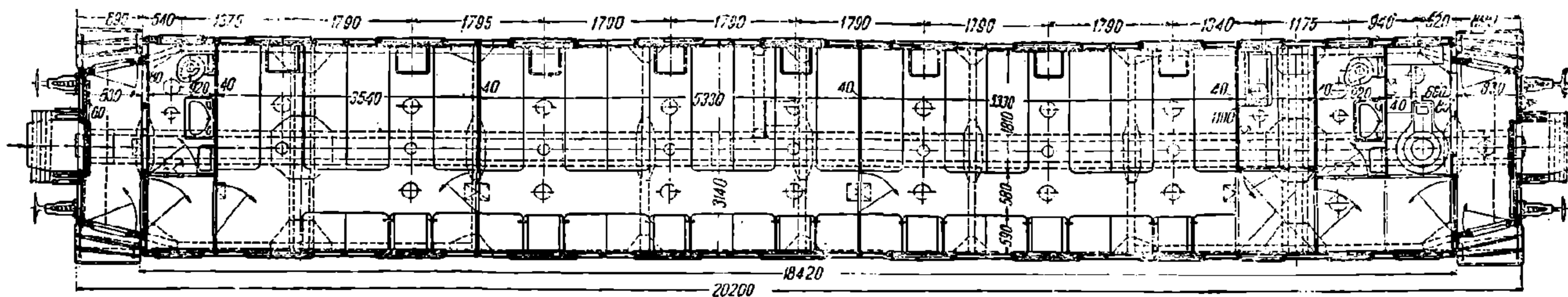


Фиг. 465. Планировка четырёхосного мягкого вагона типа СВПС

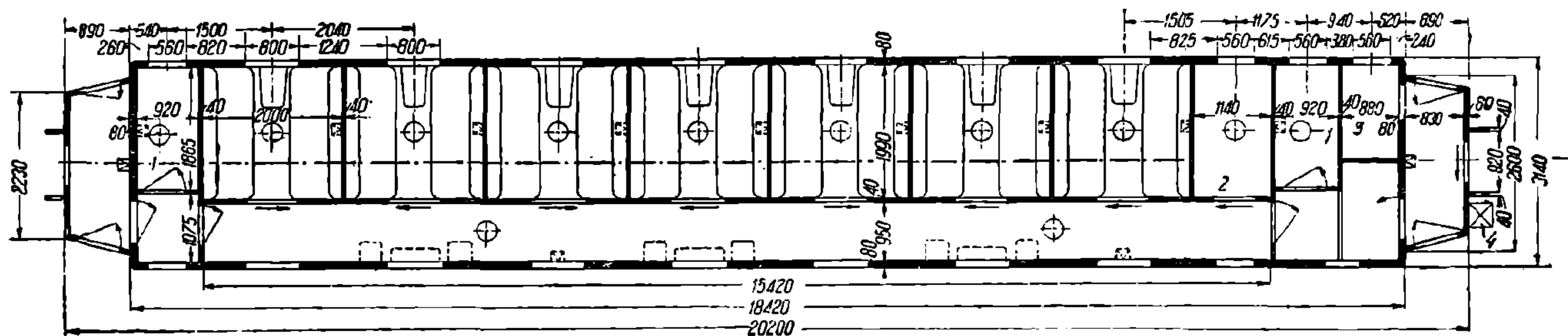
багаж пассажиров. В отделении проводника место над потолком коридора используется под склад постельного белья и закрывается особой дверкой.

На фиг. 465 показана планировка четырёхосного мягкого вагона длиной по раме 20, 7 м типа спальных вагонов прямого сообщения (СВПС).

Вагон имеет четырёхместные 1 и двухместные 2 купе. Двухместные купе снабжены умывальниками 3; уборные 4 располагаются в каждом конце вагона. В этом вагоне котельная 5 расположена со стороны коридора возле котельной помещается отделение для проводника 6.



Фиг. 466. Планировка четырёхосного жёсткого купейного вагона дальнего следования длиной 20,2 м

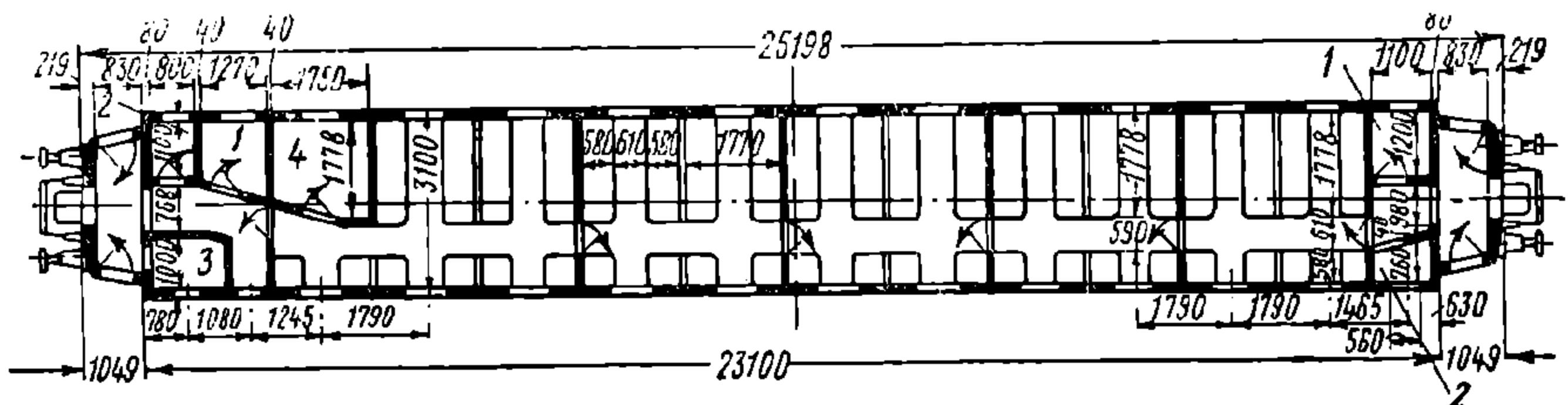


Фиг. 467. Планировка четырёхосного мягкого купейного вагона длиной 20,2 м:

1—уборная; 2—служебное отделение; 3—котельная; 4—ящик для топлива

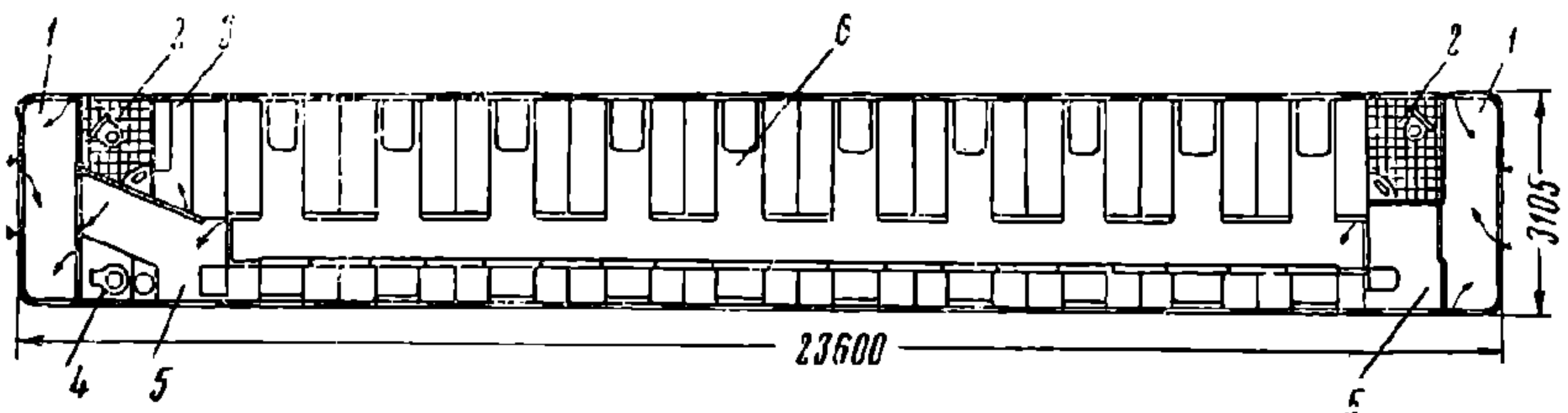
НТБ
ДНУЖТ

На фиг. 466 изображена планировка четырёхосного жёсткого вагона длиной 20,2 м постройки 1928 г. Планировка этого вагона сходна с планировкой описанного выше жёсткого вагона длиной 18 м. Мягкий вагон длиной 20,2 м имеет семь четырёхместных купе (фиг. 467), а жёсткий — восемь купе.



Фиг. 468. Планировка четырёхосного жёсткого вагона дальнего сообщения длиной 25 м

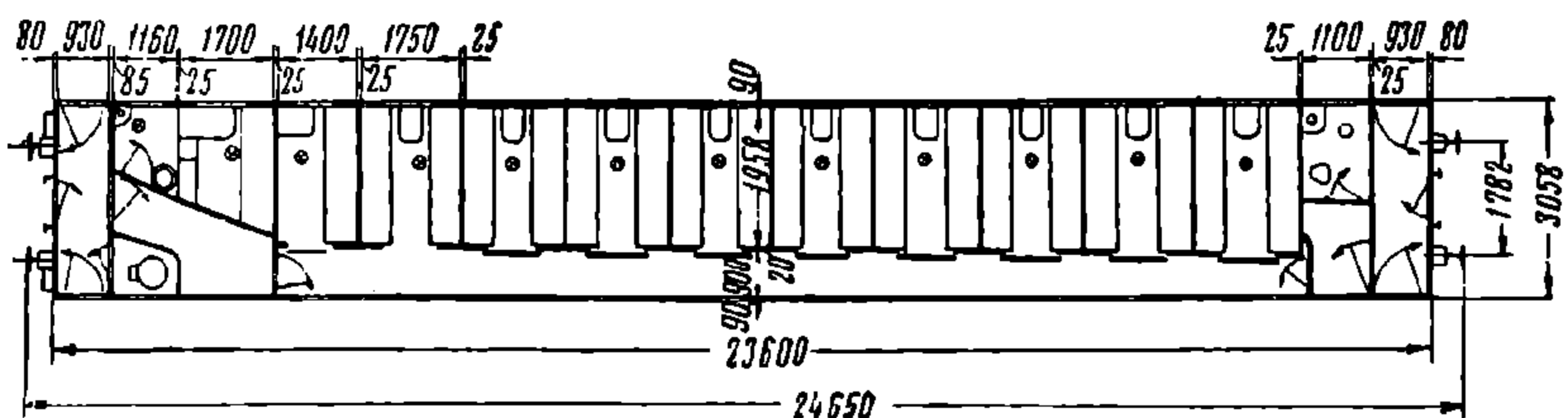
На фиг. 468 изображена планировка вагона длиной 25 м с металлическим кузовом. Этот вагон имеет большую населённость, вследствие чего в нём предусмотрены два добавочных умывальных отделения 2, кроме умывальников, установленных в уборных 1. Котельная 3 и отделение проводника 4 расположены по типу вагона СВПС.



Фиг. 469. Планировка четырёхосного металлического вагона длиной 23,6 м

Планировка металлического вагона длиной 23,6 м первого выпуска изображена на фиг. 469. Вагон имеет два тамбура 1, две уборные 2, служебное отделение 3, котельное отделение 4, два коридора 5 и пассажирское отделение 6.

Пассажирское отделение вагона имеет 10 купе открытого типа. Общее число мест в вагонах первых выпусков составляло 60, а в вагонах последующих выпусков — 58. Планировка жёсткого купейного металлического вагона длиной 23,6 м современной постройки показана на фиг. 470.



Фиг. 470. Планировка четырёхосного металлического купейного вагона длиной 23,6 м

Выгодность использования в эксплуатации того или иного вагона в значительной мере определяется его населённостью. Характеристика планировок рассмотренных вагонов с этой стороны может оцениваться:

1) коэффициентом населённости, или отношением числа мест в вагоне к полной длине его, измеренной по буферным тарелкам или между осями сцепления автосцепок;

2) отношением длин отдельных помещений, толщин перегородок и стен к длине вагона по буферным брускам.

Характеристика вагонов дальнего следования приводится в табл. 70 и 71.

Т а б л и ц а 70

Наименование площадей	Отношение длины отдельных помещений вагона к длине всего вагона в %					
	18-м жёсткий	18-м мягкий	СВПС	20,2-м жёсткий	25-м жёсткий	23,6-м жёсткий
Пассажирское отделение	68,9	63,0	72,0	70,0	70,0	72,6
Отделение проводника	4,3	7,7	—	5,5	7,0	7,35
Котельное отделение	4,9	5,0	—	4,6	—	—
Уборные	9,8	11,1	17,9	9,1	12,7	9,5
Тамбуры	9,2	9,2	9,6	8,2	6,6	8,0
Перегородки и стены	2,9	4,0	—	2,6	3,7	2,55

Т а б л и ц а 71

Наименование вагона	18-м жёсткий	18-м мягкий	СВПС	20,2-м жёсткий	20,2-м жёсткий купейный	20,2-м мягкий	25-м жёсткий	23,6-м жёсткий
Число спальных мест	40	16	18	46	32	28	62	58
Общая длина вагона в м	19,2	19,2	19,3	21,4	21,4	21,4	26,4	24,65
Коэффициент населённости, человек/пог. м	2,08	0,83	0,93	2,15	1,50	1,30	2,35	2,35

Из табл. 70 следует, что около 30% длины вагона занято вспомогательными помещениями и перегородками. Повышение полезной площади пассажирских вагонов сверх 70% возможно за счёт:

- 1) отделения для проводника;
- 2) котельного отделения;
- 3) уменьшения толщин стен и перегородок;
- 4) частичного использования тамбуров.

Из табл. 71 следует, что коэффициент населённости возрастает с увеличением длины вагона.

К недостаткам планировок существующих вагонов необходимо отнести расположение уборных над ходовыми частями, в результате чего в зимнее время ходовые части покрываются льдом.

3. ПЛАНИРОВКА ВАГОНОВ ПРИГОРОДНОГО И МЕСТНОГО СООБЩЕНИЯ И АВТОМОТРИС

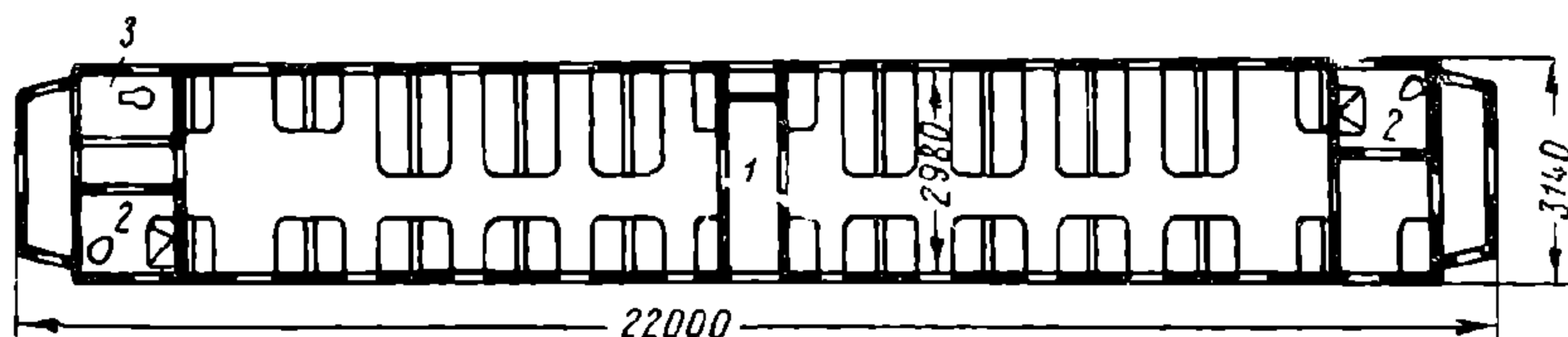
Пригородные вагоны обслуживают массовые перевозки пассажиров на малые расстояния и эксплуатируются в поездах, имеющих частые кратковременные остановки, поэтому к ним предъявляются требования:

- 1) минимальной затраты времени на вход и выход пассажиров;
- 2) максимального количества мест для сидения с соблюдением необходимых удобств.

В связи с этим в пригородном вагоне пассажирское помещение представляет общий зал с диванами для сидения.

В вагоне имеется обычно одна уборная. Купе для проводника, а при электрическом или центральном паровом отоплении поезда и котельное помещение отсутствуют, вследствие чего в местах выхода из вагона освобождается площадь для накопления пассажиров перед остановкой, что позволяет быстро выходить пассажирам и сократить время стоянки поезда на станции.

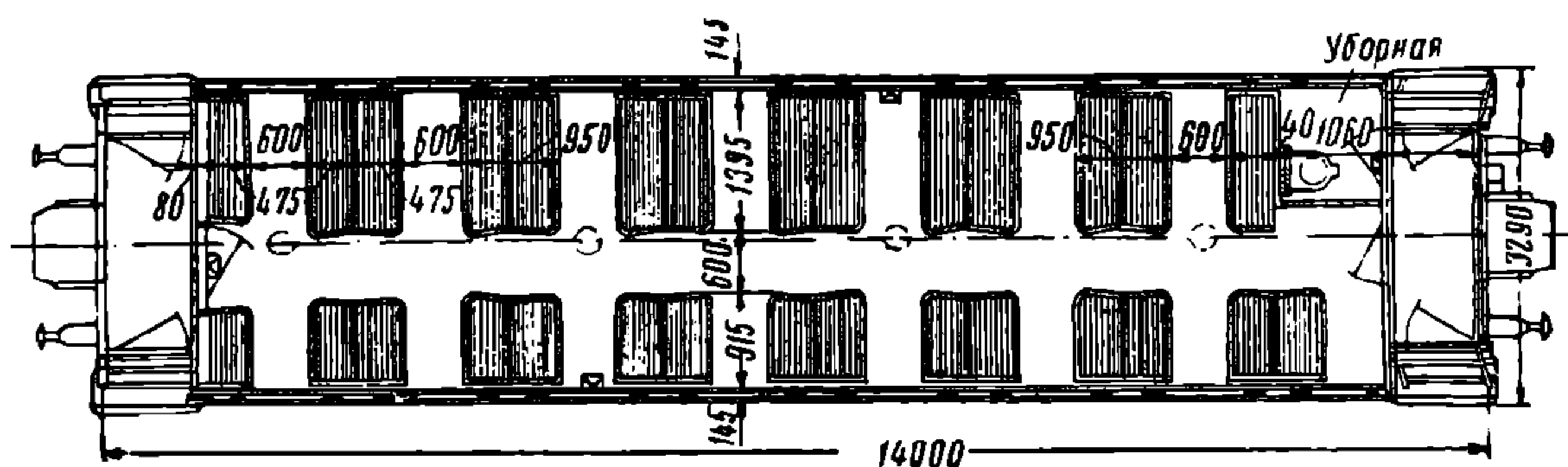
Для ускорения входа и выхода пассажиров иногда прибегают к рассредоточению дверей. На фиг. 471 показана планировка четырёхосного пригородного вагона длиной 22 м с тремя тамбурами. Третий тамбур 1 расположен посредине и делит вагон на два пассажирских отделения. Вагон имеет 96 мест для сидения. У каждого концевого тамбура расположено по одной уборной 2.



Фиг. 471. Планировка четырёхосного пригородного вагона длиной 22 м с тремя тамбурами

Наличие в одном конце вагона уборной и котельной 3 уменьшает ширину коридора, что ухудшает условия входа и выхода пассажиров.

На фиг. 472 показана планировка двухосного пригородного вагона длиной 14 м с количеством мест для сидения 72, а на фиг. 473 — планировка четырёхосного пригородного вагона длиной 20,2 м с количеством мест 96.



Фиг. 472. Планировка двухосного пригородного вагона длиной 14 м

Пригородные вагоны электрифицированных участков строятся по габариту 1-В и 2-В. На фиг. 474 показана планировка вагона, построенного по габариту 2-В.

Использование габарита 2-В позволяет разместить на длине 19 м: пассажирский зал 1 с количеством мест для сидения 108 (трёхместные диваны по обе стороны прохода); два широких тамбура 2 с двухстворчатыми дверями;



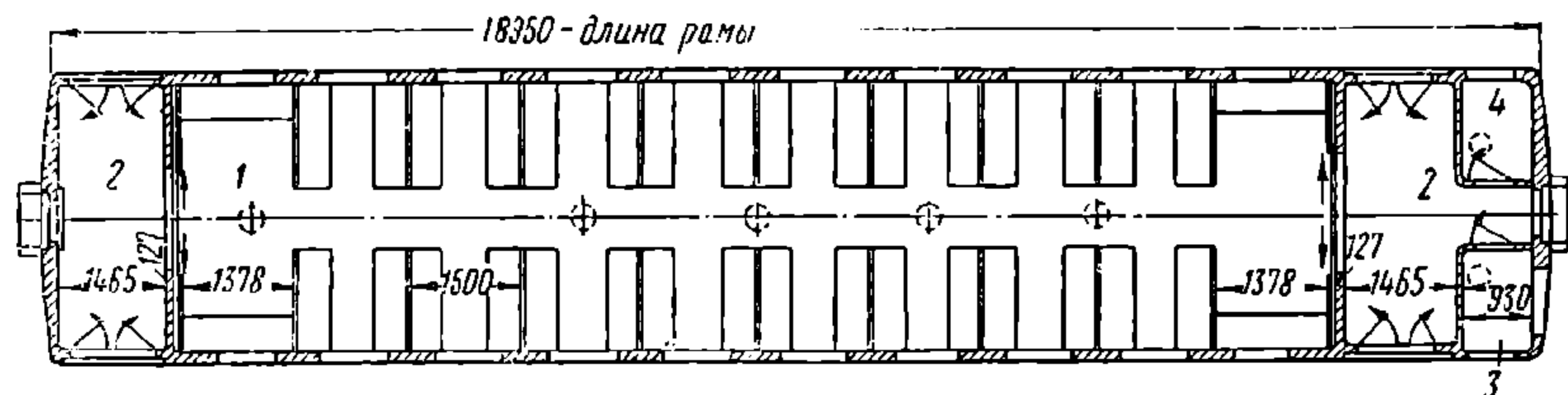
Фиг. 473. Планировка четырёхосного пригородного вагона длиной 20,2 м

кабину машиниста 3 и помещение для инвентаря обслуживающей бригады 4. Наличие широких тамбуров способствует быстрому входу и выходу пассажиров, что значительно сокращает время остановок поезда.

Ленинградским заводом им. Егорова в 1939 г. были построены опытные образцы металлических вагонов длиной 25 м для местного сообщения, которые назывались областными. Вагоны этого типа предназначаются для перевозок пассажиров на расстояния 200—400 км.

В последнее время на наших железных дорогах в эксплуатацию вводятся быстроходные поезда, называемые автомотрисами, или дизель-поездами.

Вагоны автомотрис имеют обтекаемую форму, закрытые промежутки между вагонами и обтекатели по концам, что значительно снижает сопротивление воздушной среды.



Фиг. 474. Планировка четырёхосного пригородного вагона электрифицированных участков дорог (немоторного)

Для сокращения длины поезда, повышения плавности хода и устойчивости автомотрисы строятся сочленённой конструкции, т. е. у них внутренние концы соседних вагонов опираются на одну тележку. Таким образом, трёхвагонная секция имеет не шесть тележек, а только четыре.

4. ПЛАНИРОВКА ВАГОНОВ-РЕСТОРАНОВ, БАГАЖНЫХ, ПОЧТОВЫХ И ВАГОНОВ СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Вагоны-рестораны

Вагоны этого типа включаются в поезда дальнего следования, поэтому по конструкции, длине и внешнему виду они должны быть однотипными с пассажирскими вагонами.

В качестве примера рассмотрим планировку вагона-ресторана, спроектированного на базе пассажирского вагона длиной 20,2 м (фиг. 475). Вагон состоит из кухни с буфетным отделением и зала. Кроме того, он имеет около тамбура со стороны зала отделение для отопления и кладовую для столового белья. Кухня и буфет расположены с одной стороны вагона, а с другой находится коридор, соединяющий зал с тамбуром. Вход в кухню из тамбура — отдельный от входа в коридор. Зал разделён перегородкой на два отделения.

Отношение длины помещений различного назначения к длине вагона (по буферным брускам) приведено в табл. 72.

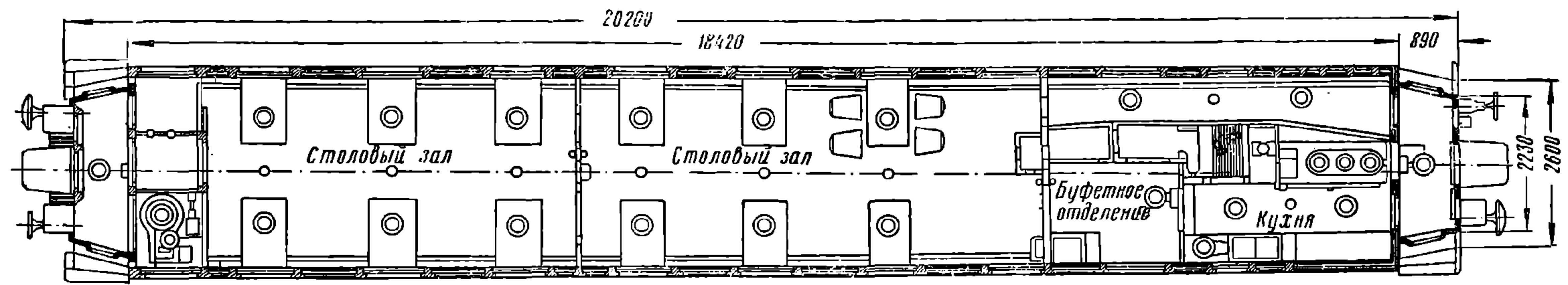
Таблица 72

Наименование площади	Отношение длины отдельных помещений к общей длине вагона в %	Наименование площади	Отношение длины отдельных помещений к общей длине вагона в %
Зал .	59,6	Котельное отделение	4,6
Буфет .	9,6	Тамбуры	8,2
Кухня .	15,8	Стены и перегородки .	4,6

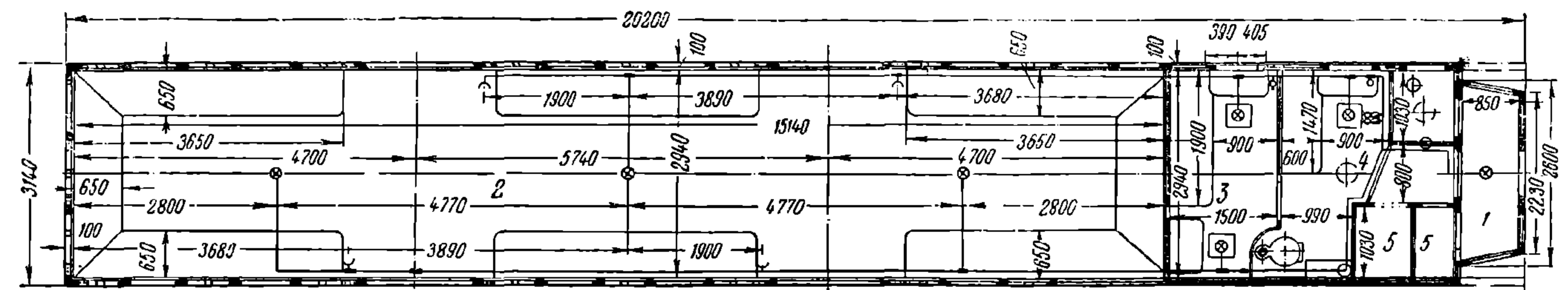
Вагон снабжается настольными электровентиляторами и ветровыми — пропеллерного типа, расположенными под потолком и действующими только при движении поезда и при наличии ветра на остановках. Буфетное отделение от кухни отделено перегородкой.

Багажные вагоны

Для перевозки багажа пассажиров поездов дальнего следования, а также багажа, отправляемого большой скоростью, в поезде имеется багажный вагон. Багажный вагон одновременно является прикрытием вагонов, занятых пассажирами, отделяя последние от локомотива.



Фиг. 475. Планировка четырёхосного вагона-ресторана



Фиг. 476. Планировка четырёхосного багажного вагона

НТБ
ДНУЖТ

На фиг. 476 показана планировка багажного вагона, спроектированного на базе вагона длиной 20,2 м.

Вагон с одним тамбуром 1 имеет отделение для багажа 2 с расположенными друг против друга дверями (по две в каждой продольной стене вагона), отделение для багажного раздатчика 3 и отделение для кондуктора 4. Эти отделения разделены дверями. Жилая часть вагона не имеет сообщения с багажным отделением. Со стороны жилого отделения расположено отделение с клетками 5 для домашних животных. Вход в последнее — из тамбура.

Почтовые вагоны

В поезда дальнего следования включаются почтовые вагоны, предназначенные для перевозок почтовых отправок и являющиеся также прикрытием вагонов, занятых пассажирами.

Почтовый вагон имеет четыре отделения (фиг. 477). Два отделения 1 по концам вагона предназначены для посылок, газет и т. п. Каждое из них имеет двери для погрузки и выгрузки в продольных стенах кузова. Отделение 2 предназначено для хранения и сортировки почты. В нём расположены столы 3 для обработки и сортировки почты и диван 5 для отдыха почтового служащего. Другое отделение имеет место для проводника (подъёмное), уборную 6 и печь 4. Все отделения внутри вагона сообщаются между собой дверями. Для облегчения выхода из вагона у низких платформ под дверями имеются наружные ступени, которые по габаритным условиям приходится углублять в стену вагона, делая в последних с обеих сторон ниши.

Пассажирские вагоны специального назначения

К пассажирским вагонам специального назначения относятся служебные вагоны, вагоны для обслуживания культурных запросов работников железнодорожного транспорта, вагоны-выставки, санитарные вагоны и т. п.

Планировка специальных вагонов производится в зависимости от назначения вагона. Наряду с бытовыми в этих вагонах предусматриваются помещения для технических целей.

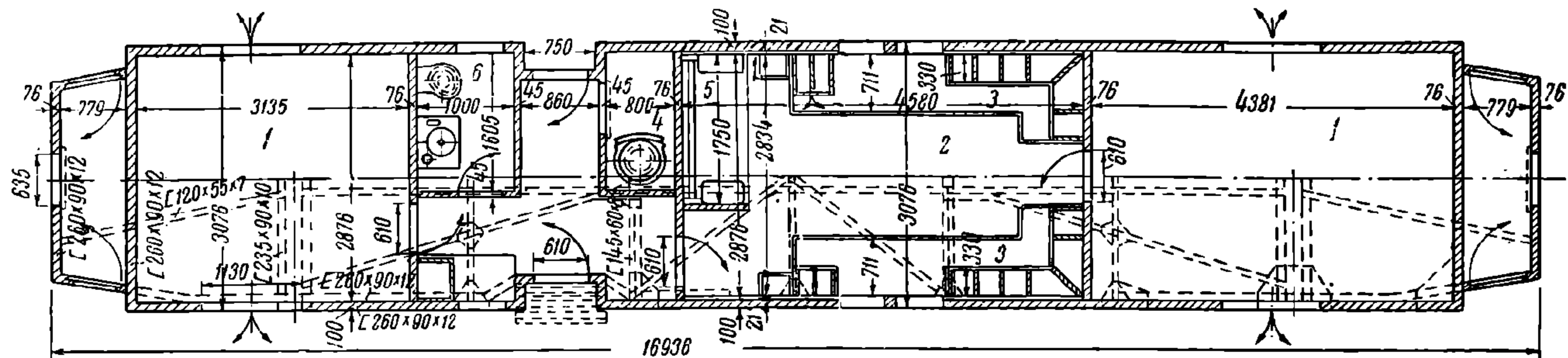
5. ДЕРЕВЯННЫЕ КУЗОВА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Деревянный каркас кузова пассажирского вагона (фиг. 478) состоит из двух обвязочных прямоугольных рам — верхней и нижней, между которыми расположены стойки 1 и раскосы 2. Часть вертикальных стоек 1 соединена раскосами 2 (диагональными связями), а часть поперечными брусьями 3, образующими оконные отверстия. На продольных брусьях 4 верхней обвязочной рамы расположены на некотором расстоянии одна от другой потолочные дуги 5, служащие для устройства потолка и крыши. Над поперечными стенками устанавливаются фрамуги 6; в местах закрепления фрамуг ставится связь из полосового или круглого железа, стягивающая обвязочные брусья в поперечном направлении. В последних конструкциях пассажирских вагонов с деревянными кузовами все дуги делаются из уголка размером $50 \times 50 \times 6$ мм; к ним на болтах и шурупах прикрепляются выпиленные сосновые дуги, к которым прибивается обшивка потолка и крыши.

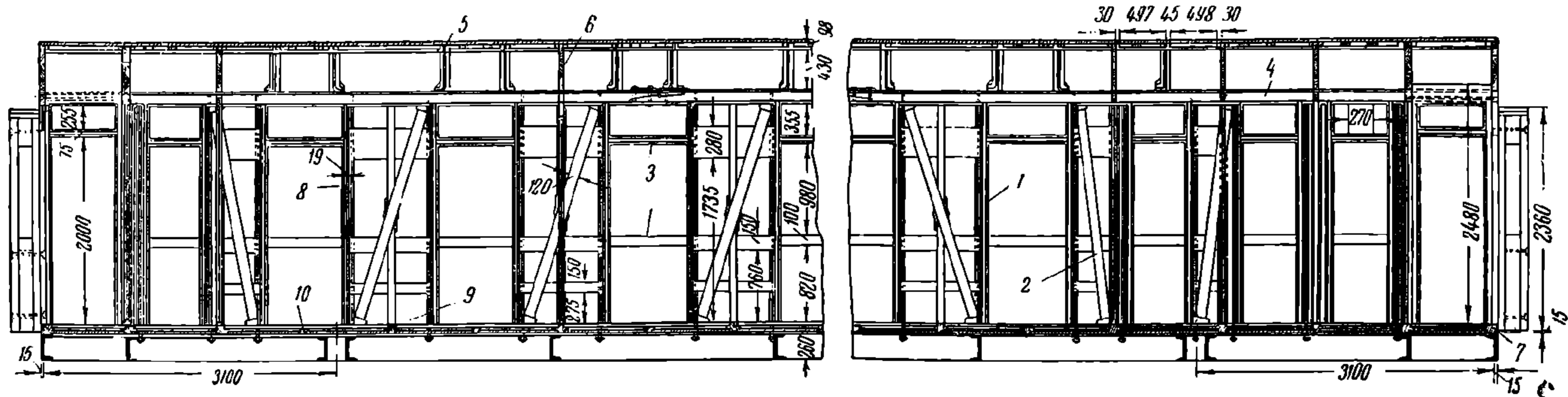
Расстояние между дугами выдерживается 0,7—0,9 м. У длинных вагонов, без внутренних поперечных перегородок, часть дуг делается из двух уголков, с сосновой вставкой между ними.

Стойки боковых стен соединяются с брусьями верхней 4 и нижней 7 обвязочных рам шипами, а сами рамы стягиваются между собой болтами 8, расположенными вплотную к стойкам или углублёнными в них для уменьшения эксцентричного сжатия стойки при затяжке болтов.

Угловые стойки и стойки концевых стен соединяются вшип с брусьями верхней и нижней обвязочных рам и скрепляются с ним угольниками на болтах. В каждой полке угольника имеется по два болта. Соединение шипами



Фиг. 477. Планировка четырёхосного почтового вагона



Фиг. 478. Деревянный каркас кузова четырёхосного пассажирского вагона

НТБ
ДНУЖТ

брусьями делается не более 1 м, а между основными брусьями не более 2,5 м.

Пол пассажирского вагона делается двойным. Настил пола укрепляется на поперечных брусках, заделанных в продольные бруска нижней обвязочной рамы. Верхний настил пола делается из сосновых досок толщиной 38—40 мм, а нижний настил, или подшивка, может быть из еловых досок толщиной 16—22 мм. Один настил укладывается в продольном, а другой в поперечном направлении.

Между настилами прокладывается изоляционный материал. Доски пола соединяются вшпунт, чтобы вода не попадала между настилами.

Стенки и потолок кузова пассажирского вагона образуются двумя рядами сосновых досок, которыми обшиваются изнутри и снаружи стойки и потолочные дуги. Для стен применяется обшивка толщиной 16 мм — внутренняя и 12 мм — наружная, а для потолка — внутренняя 16 мм и наружная — 22 мм.

У вагонов длиной 20,2 м для изоляции стен, крыши и пола применяется главным образом шевелин, укладываемый в два слоя толщиной 12—13 мм каждый или в один слой толщиной 25 мм; шевелин укрепляется рейками.

В стенах между досками обшивки ставятся прикреплённые к каркасу кузова деревянные закладки, служащие для прикрепления мебели, вешалок и багажных полок. Такие же закладки ставятся между досками обшивки потолка для укрепления вентиляторов и фонарей.

Стены снаружи обшиваются стальным листом толщиной 1,5 мм, который предварительно окрашивается суриком со стороны, прилегающей к деревянной обшивке. Под стальным обшивочным листом в местах стыков прокладываются полосы проолифенной серпанки шириной 100 мм. Стыки листов перекрываются стальными штабиками шириной 30—40 мм, прикрепляемыми шурупами.

Стены кузова внутри вагона окрашиваются масляной краской, а в мягких вагонах оклеиваются тиснёными обоями или линкрустой. Ниже подоконного бруска стены мягких вагонов обычно покрываются линолеумом или клеёнкой. Под линкрусту, клеёнку и линолеум на стены наклеиваются предварительно картон или сукно. Стыки клеёнки, линкрусты или линолеума перекрываются деревянными лакированными штабиками. Штабики укрепляются к обшивке шурупами.

Для того чтобы предохранить деревянные части кузова от гниения, которое обычно начинается в тех местах, где врубками для связей перерезаны волокна дерева, перед сборкой все эти места окрашиваются белилами, а поковки и болты, применяемые для крепления деревянных частей, — суриком. Торцы отдельных деревянных брусков кузова, доски стен и пола окрашиваются масляной краской.

Крыша вагонов покрывается 4,5—5-кг кровельным листом, предварительно загрунтованным с обеих сторон.

Швы листов кровли делаются в замок, причём продольные швы — плоским одиночным замком с загибом по скату крыши, а поперечные — двойным замком со стоячим гребнем.

Продольные деревянные карнизы крыши обшиваются кровельным листом и укрепляются болтами; поперечные карнизы делаются из углового железа. На крыше по бокам устанавливаются водосточные желоба в форме продольных гребней с уклоном от середины к концам крыши.

Угловые, дверные и оконные стойки, все бруска нижней рамы пола у деревянного кузова делаются из дубового или ясеневоего дерева, а иногда из сибирской лиственницы. Остальные части обрешётки кузова делаются из сосны; в еловой древесине при усушке появляются глубокие трещины, поэтому она непригодна для изготовления частей обрешётки.

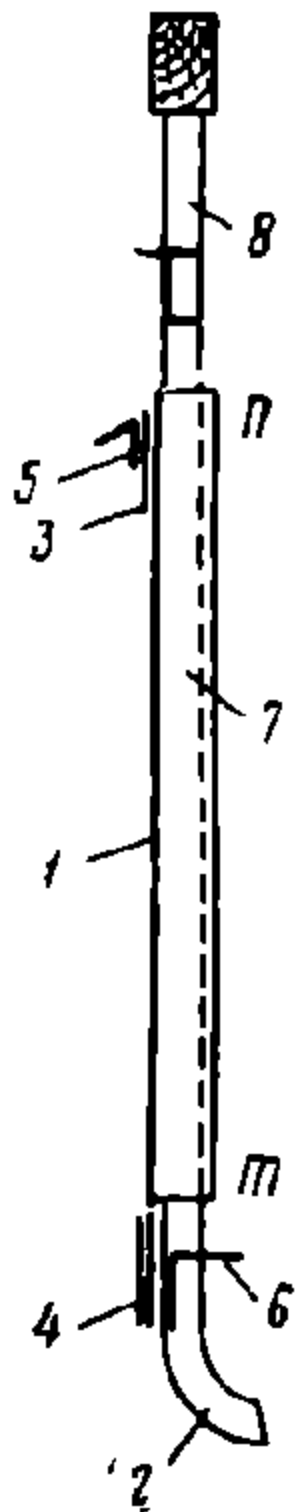
Деревянный кузов пассажирских вагонов имеет толщину стен, равную 80 мм, пола — 100 мм, крыши — 98 мм, стен тамбуров — 65 мм. В связи с этими отдельные части каркаса кузова имеют следующие размеры.

	Высота	Ширина
Нижние обвязочные брусья	100 мм	150 мм
Верхние » » 	150 »	80 »
Основные поперечные брусья нижней обвязки	100 »	120 »
То же промежуточные	62 »	100 »
Стойки оконные	80 »	75 »
Раскосы . . .	52 »	120 »
Стойки угловые	125 »	125 »

Деревянный кузов четырёхосных тележечных вагонов устанавливается непосредственно на боковые балки рамы вагона, с которыми он скрепляется болтами.

6. ПОЛУМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ, МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ И ЦЕЛЬНОМЕТАЛЛИЧЕСКИЕ ВАГОНЫ

Пассажирские вагоны с деревянными кузовами требуют значительных расходов на ремонт и, несмотря на сравнительно большой вес, обладают малой прочностью. Во время крушений деревянные кузова сильно разрушаются или срезаются рамой соседнего вагона (подвергаются телескопированию), поэтому ещё в конце XIX в. на бывш. Владикавказской и Восточно-Китайской ж. д. начали строиться пассажирские вагоны с полуметаллическими кузовами. Полуметаллические кузова обладают значительной прочностью и, как показали результаты их пятидесятилетней эксплуатации, даже во время сильных аварий в кузовах разрушаются только деревянные дверные и угловые стойки в тамбурах, а в продольных металлических стенках вагона образуются выпучины; телескопирования этих кузовов не наблюдалось.



Фиг. 480. Поперечный разрез стенки полуметаллического кузова

В нижней части до подоконников полуметаллические кузова имеют следующую конструкцию.

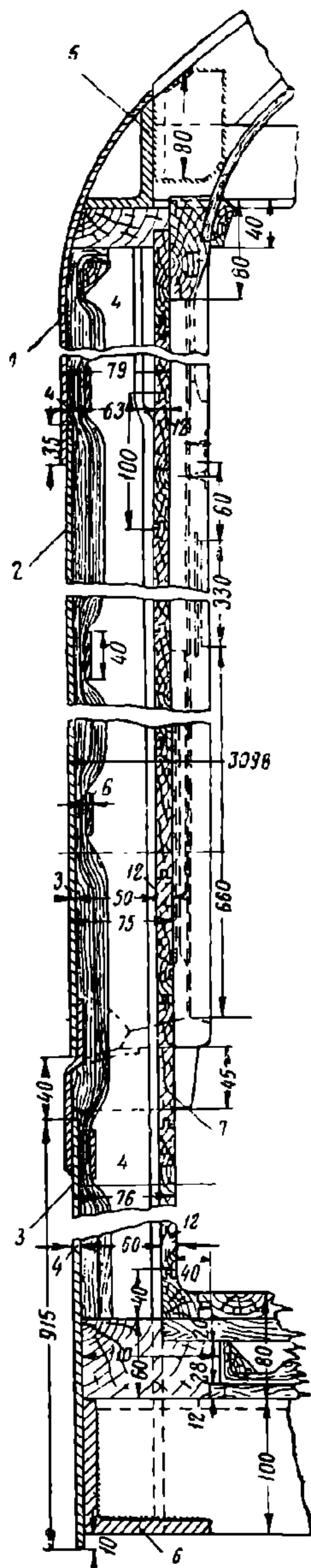
К стальному листу 1 толщиной 6,35 мм и высотой от подоконника до низа рамы (фиг. 480) приклепан с внутренней стороны штампованный нижний пояс 2 с закруглённым очертанием угла, заменяющий боковые продольные балки рамы. Для увеличения момента сопротивления поперечного сечения стенки с наружной стороны листа 1 приклепаны во всю длину стенки поясные накладки 3 и 4 толщиной 6,35 мм и угольник 5 толщиной 10 мм, верхняя полка которого имеет наклон для стока дождевой воды. Листы 1 склепываются между собою впритык при помощи вертикальных накладок, расположенных снаружи стенки между поясными накладками 3 и 4 и имеющих одинаковое с ними поперечное сечение.

Для укрепления деревянных частей кузова к металлической стенке приклепаны внизу угольники 6, к которым укрепляются на болтах нижняя обвязка полового настила и угольники 7 (на длине *mn*), к которым на болтах укрепляются деревянные стойки кузова. В промежутках между стойками к стенке приклепаны металлические стойки 8 из швеллера № 8. Выше металлического пояса 1 стены кузова обшиваются деревянной обшивкой и снаружи покрываются обшивочным стальным листом или обшивкой тикового дерева, как и стены вагонов с деревянными кузовами. Обшивочный лист и тиковое дерево перекрывают верхнюю кромку листа 1 стенки, чтобы дождевая вода не могла попасть на внутренние поверхности стенки. В вагонах с полуметаллическими кузовами во избежание проникновения влаги в междуоконное пространство и ржавления металлических листов окна делаются поднимающимися кверху.

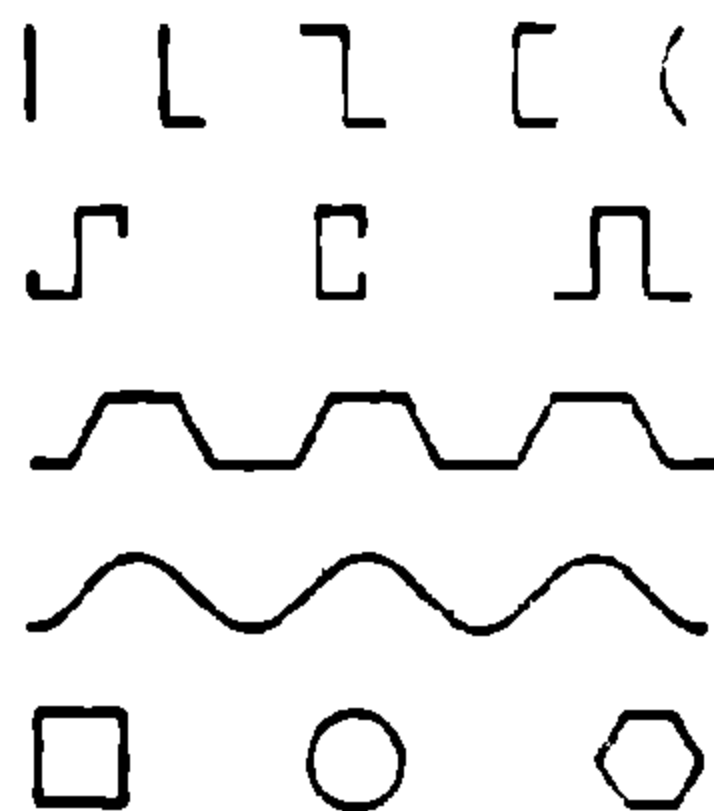
Вагоны с полуметаллическими кузовами длиной в 20—21 м имеют тару 50—56 т. В этих вагонах нерационально распределён металл, вследствие чего

тара их больше, чем у вагонов с деревянными кузовами, поэтому они не получили большого распространения.

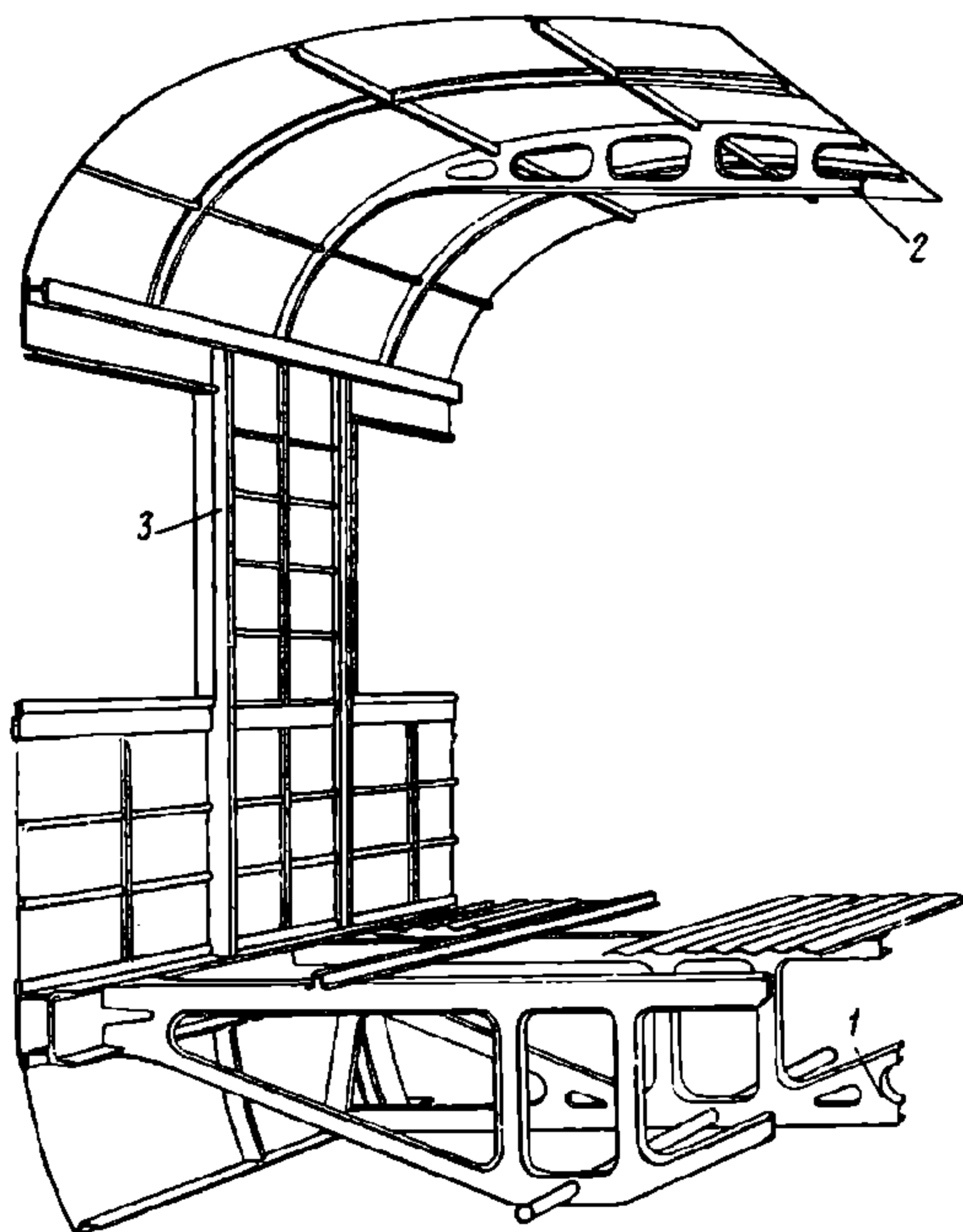
Более совершенная конструкция кузова применяется при постройке металлических и цельнометаллических вагонов. Эти вагоны по сравнению с деревянными обладают большей прочностью, требуют меньше ремонта, позволяют значительно снизить тару вагона, приходящуюся на одно пассажирское место, и сократить расходы по эксплуатации поездов.



Фиг. 481. Поперечный разрез стенки кузова металлического вагона длиной 25 м



Фиг. 482. Штампованные профили металлического вагона



Фиг. 483. Элементы кузова металлического вагона

В металлических вагонах дерево применяется для внутренних перегородок, обшивки и отделки, а в цельнометаллических — металл используется и для внутренних перегородок и обшивки.

На железных дорогах СССР имеются в настоящее время вагоны обоих типов.

К вагонам металлическим можно отнести пригородные 19-м вагоны электрифицированных участков дорог, 25 и 23,6-м — пассажирские вагоны. Ва-

гоны Московского метрополитена имени Л. М. Кагановича с внутренней металлической обшивкой относятся к цельнометаллическим.

В этих вагонах стенки являются несущими, так как они воспринимают все вертикальные, горизонтальные и продольные усилия. Конструкция несущей стенки металлического вагона длиной 25 м показана на фиг. 481.

Стенка с несущим листом состоит из верхнего, или надоконного, листа 1 толщиной 4 мм, простеночных листов 2 толщиной 3 мм и нижнего, или подоконного, листа 3 толщиной 4 мм.

Для обеспечения жёсткости несущий лист усиливается вертикальными рёбрами 4 из уголка сечением $60 \times 40 \times 6$ мм; эти рёбра одновременно являются оконными стойками.

К верхней кромке листа 1 приварен обвязочный угольник 5 сечением $75 \times 50 \times 8$ мм, а нижняя кромка листа усилена обвязочным угольником 6 сечением $100 \times 100 \times 10$ мм, идущим во всю длину кузова.

Оконные стойки 4 приварены к нижнему 6 и верхнему 5 обвязочным угольникам. Для укрепления частей внутренней обшивки 7 и оборудования к металлическим стойкам кузова прикреплены деревянные бруски.

Лобовые стены кузова состоят из двух средних стоек из швеллеров № 20, образующих дверной просвет, двух угловых — зетового сечения $100 \times 75 \times 6,5$ мм и двух промежуточных из швеллеров № 16. Все стойки внизу приварены к буферному брусу, а вверху соединены угольником сечением $75 \times 75 \times 8$ мм. Лобовые стены обшиты стальным листом толщиной 3 мм. Сумма моментов сопротивления всех вертикальных элементов концевых стен с каждой стороны этого вагона составляет $1\,065\text{ см}^3$.

Обрешётка крыши состоит из потолочных дуг (швеллер № 5), изогнутых по трёхцентральной кривой.

Элементы конструкции первых металлических вагонов имели завышенный вес.

Строительство облегчённых конструкций приняло большой размах в связи с широким развитием электросварки. С этого момента появилась возможность применять особые профили лёгкой конструкции. Введение дуговой, стыковой и точечной сварки, а также новых профилей привело к созданию трубчатой конструкции кузова вагона, в которой три основных элемента: рама, боковые продольные стенки и крыша, так связаны между собой, что образуют тонкостенную жёсткую оболочку. Такие конструкции оправдали себя в самолётостроении и в судостроении. Внешняя оболочка трубчатой конструкции состоит из металлической листовой обшивки пола, продольных стенок и крыши, которые образуют поперечное сечение кузова, по очертанию приближающееся к прямоугольнику с закруглёнными углами. Тонкостенная внешняя оболочка кузова трубчатой конструкции подкрепляется продольными (стрингерами) и поперечными (шпангоутами) рёбрами жёсткости. Наличие стрингеров и шпангоутов уменьшает свободную поверхность листовой обшивки и повышает её устойчивость.

Наиболее употребительные в вагоностроении штампованные профили показаны на фиг. 482.

Шпангоуты образуются из поперечных балок рамы, стоек боковых стен и потолочных дуг.

Расстановка стоек боковых стен находится в тесной связи с размерами окон. Потолочные дуги должны отстоять друг от друга на сравнительно небольшом расстоянии ($350\text{—}725$ мм), во всяком случае меньшем, чем расстояние между поперечными балками рам и стойками боковых стен ($550\text{—}1\,100$ мм). В противном случае сравнительно тонкая обшивка крыш ($1,5\text{—}2$ мм) выпучивается и морщинится.

В металлических вагонах с тонкой оболочкой рекомендуется возможно более равномерная расстановка поперечных балок, стоек боковых стен и дуг крыш. Размещение шпангоутов можно осуществить по схеме, показанной на фиг. 483, т. е. со смещением поперечных балок 1 рамы и главных дуг 2 крыши относительно оконных стоек 3. Такая конструкция поперечных кре-

плений удобна в купейных вагонах, так как в этом случае стенки, разделяющие вагон на купе, поперечные балки рамы и главные дуги крыши образуют внутри вагона жёсткие диафрагмы, заменяющие основные шпангоуты вагона.

В вагонах бескупейных шпангоуты размещаются по схеме, показанной на фиг. 484, в которой поперечные балки 1 рамы, стойки 2 боковых стен и дуги крыши 3 образуют замкнутые кольца. Распределение шпангоутов вдоль оси вагона в этом случае получается неравномерным, так как ширина окон и оконных простенков не всегда делается одинаковой.

Продольные крайние балки рамы (нижние стрингеры боковой стенки) 4, а также верхние стрингеры (в местах соединения боковой стенки с крышей) 5 имеют усиленные сечения.

Оконные стойки 2 штампуются из 3—4-мм стали и располагаются между верхним поясом 5 боковой стенки и продольной балкой 4 рамы вагона.

Обшивка 6 боковых стен до окна имеет толщину 2,5—3 мм, а выше окна 2—3 мм, крыша 1,5—2 мм и пол 1,5—3 мм. Во избежание вибрации обшивки и для включения её в несущую конструкцию она усиливается изнутри стрингерами 7. В зонах, где поперечные силы достигают большой величины, количество и жёсткость стрингеров рекомендуется увеличить и, наоборот, там, где действуют незначительные усилия, стрингеры следует размещать на большем расстоянии друг от друга. Жёсткость обшивки также увеличивается при её гофрировании.

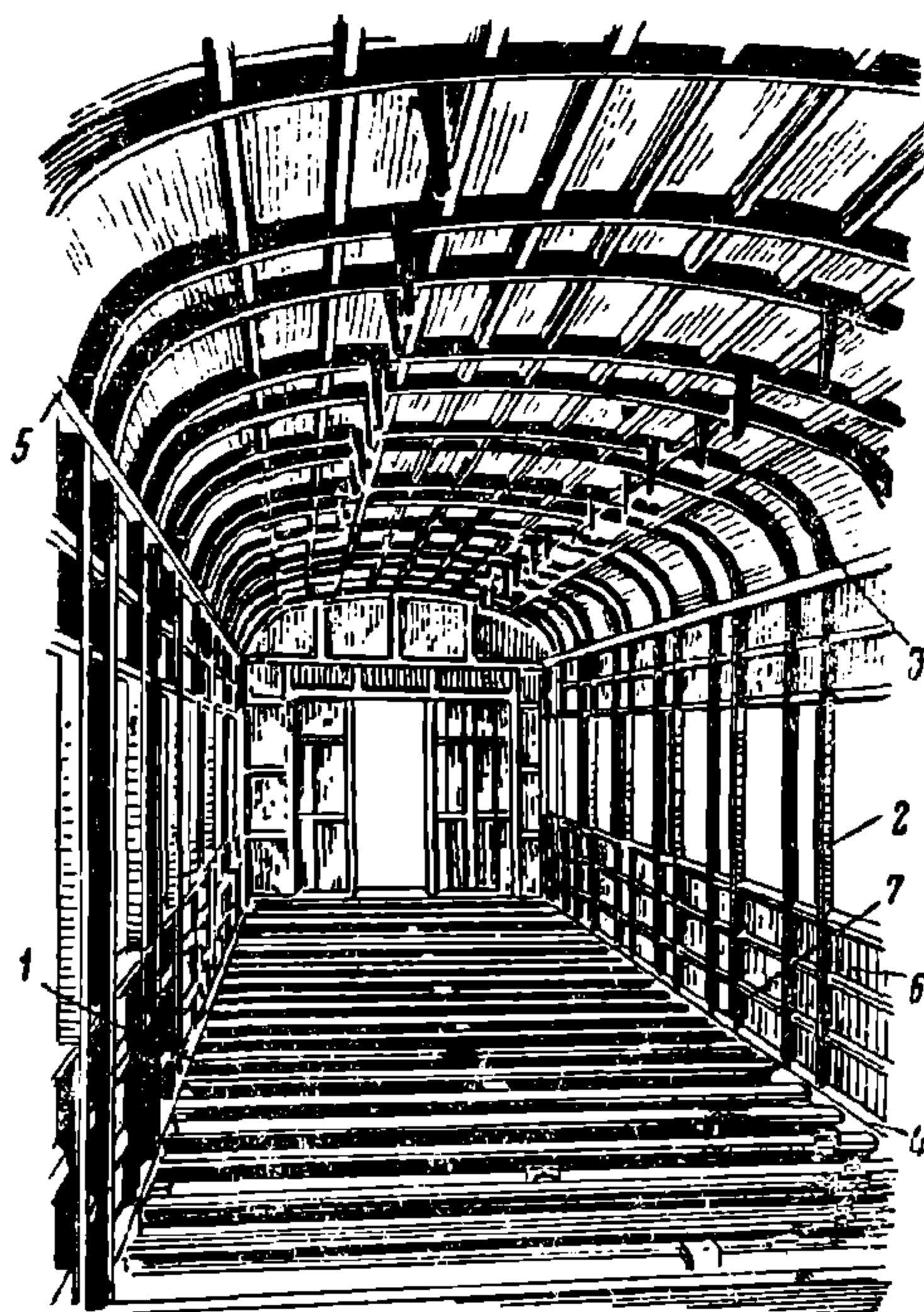
Обшивка в металлических вагонах только тогда является несущей, когда она хорошо скреплена с каркасом кузова и рамой вагона посредством клёпки или сварки. В зависимости от конкретных условий применяются полные сварные швы, точечная сварка или электрозаклёпочная сварка. Болтовые или другие полужёсткие соединения для таких конструкций непригодны.

Обшивка толщиной 1,5—2 мм во время движения вагона сильно вибрирует и создаёт неприятный дребезжащий шум, для уменьшения которого стенки с внутренней стороны покрываются шумопоглощающими материалами. К этим материалам относятся мастики из битума с примесью асбестита, прессованный картон, ватообразная древесная масса, стеклянная вата, прессованная пробковая крошка, войлок, шерстяные очёсы и др.

К шумопоглощающим материалам предъявляются следующие требования: малый удельный вес, невоспламеняемость, негигроскопичность, лёгкая прилипаемость к стенкам, хорошие теплоизоляционные качества, стойкость против разрушения от сотрясения вагона и, наконец, низкая стоимость.

Особое внимание должно уделяться изоляции пола, так как недостаточная изоляция способствует проникновению шума от ходовых частей внутрь вагона.

Продольные балки 4 рамы вагонов изготавливаются из штампованных профилей различной формы, а именно: L , U , C и H толщиной 3—5 мм.



Фиг. 484. Каркас кузова металлического вагона

Поперечные промежуточные балки 1 рамы штампуются из листов толщиной 2,5—4 мм. Поперечные балки свариваются продольными непрерывными швами.

В вагонах без хребтовых балок для повышения прочности рамы между шкворневыми балками обшивка пола изготавливается из волнистой гофрированной стали толщиной 1,25—1,5 мм. Такая конструкция заменяет продольные стрингеры пола, воспринимает большую часть давления от буферов или автосцепки, придаёт диагональную жёсткость раме и связывает верхние пояса всех поперечных балок между собой.

Обрешётка крыши выполняется таким образом, что исключает возможность её выпучивания и дребезжания во время движения вагона и от колебаний температуры. Крыша также является несущей оболочкой.

Над входными тамбурами устанавливается прочная противоударная конструкция, предохраняющая кузов от телескопирования.

Пол вагона, кроме обшивки из волнистой стали или плоских листов толщиной 3 мм, имеет слой термоизоляции, покрытый деревянными досками толщиной 15—30 мм, на которые настилается 3—5-мм линолеум.

Перегородки между купе делаются или из прессованной фанеры толщиной 25 мм или из сосновой рамы толщиной 22 мм, облицованной с обеих сторон фанерой толщиной 5—6 мм. Боковые стенки вагона от пола до потолка обиваются фанерой толщиной 6—10 мм. Потолочная обшивка в купе имеет толщину 4—6 мм. Толщина фанеры в карнизных закруглениях и в горизонтальной поверхности середины потолка равна 6 мм.

Для укрепления внутренней обшивки и размещения изоляции металлические стойки и стрингеры обложены деревянными брусками.

В наших климатических условиях для размещения изоляции между наружной и внутренней обшивкой требуется промежуток 85—90 мм. Наиболее целесообразным является прикрепление изоляционного слоя к внутренней поверхности металлической обшивки. Постановка хорошей изоляции предохраняет от появления конденсата на обшивке стен, пола и крыши. В металлических вагонах с принудительной вентиляцией поддерживается избыточное давление воздуха от 3 до 8 мм вод. ст., вследствие чего влага, выделяемая при дыхании, через неплотности внутренней обшивки проникает в простенки и конденсируется, а в холодное время замерзает, образуя скопления льда на металлической обшивке. При мягком климате в металлических вагонах конденсационная вода из простенков боковых стен отводится через специальные вертикальные сточные трубки, вваренные в горизонтальные полки продольной балки. Конденсат крыши отводится через трубки в верхнем поясе. Такой метод борьбы с конденсацией для вагонов, обращающихся в различных климатических условиях, непригоден.

Другим средством предохранения простенков от попадания в них влаги является постановка под деревянной обшивкой экранов из влагонепроницаемой ткани или пластмасс.

Во избежание появления росы или инея на внутренней поверхности ограждений кузова не следует в его конструкции допускать образования «температурных мостиков», соединяющих наружную обшивку с металлическими деталями, располагаемыми по внутренней стенке. Желательно общий коэффициент теплопередачи для кузова иметь не более 0,70—1,0 кал/м²ч °С.

Внутреннее оборудование металлических вагонов незначительно отличается от обычного. Особое внимание во внутреннем оборудовании уделяется звукоизоляции и уменьшению веса вагона.

С введением металлических вагонов трубчатой конструкции появилась возможность понизить тару вагона без снижения прочности.

Современные металлические вагоны железных дорог СССР обладают более высокой прочностью, нежели вагоны прежних построек. В новых вагонах материал распределён в соответствии с действующими на него усилиями, поэтому работоспособность вагонов (способность противостоять разрушению) значительно возросла.

При проектировании металлических вагонов учитывается, что не жёсткость кузова, а его способность поглощать энергию удара за счёт неупругой (остаточной), но безопасной для вагона деформации предохраняет кузов от разрушения. В соответствии с этим и конструируются различные элементы консольных частей стен и рамы металлических вагонов. Эти элементы рассчитываются на определённую нагрузку, по достижении которой они должны деформироваться и поглощать излишнюю энергию удара.

Во время статических испытаний кузова металлических вагонов железных дорог СССР выдерживали без остаточной деформации продольные усилия до 360 т. Удаление хребтовой балки между шкворневыми брусьями незначительно отражалось на повышении напряжений в стенах и крыше вагона.

Коррозия металла является особенно опасной для лёгких профилей и тонкой обшивки. Для борьбы с коррозией в металлических вагонах широко применяются антикоррозионные стали (медистые и слаболегированные). Средством защиты от коррозии обычной углеродистой стали является покрытие её наружных поверхностей красками, а внутренних поверхностей — смолистыми мастиками с различными примесями изоляционных материалов.

Значительное снижение веса без понижения прочности в металлических вагонах достигается широким применением полых балок, сплавов лёгких металлов и пластмасс.

Детали из алюминиевых сплавов могут иметь самые разнообразные формы. Повышение коррозионной устойчивости в этих сплавах достигается шлифовкой, полировкой, травлением и лакировкой поверхностей.

Алюминиевые сплавы в вагоностроении особенно целесообразны для обшивки внутренних поверхностей стен, потолка, перегородок, изготовления входных и лобовых вагонных дверей, рамок переходных гармоний, багажных полок, станин сидений, вентиляторов, осветительной арматуры, деталей отопления, табличек, ручек, пепельниц, кранов и тому подобных деталей.

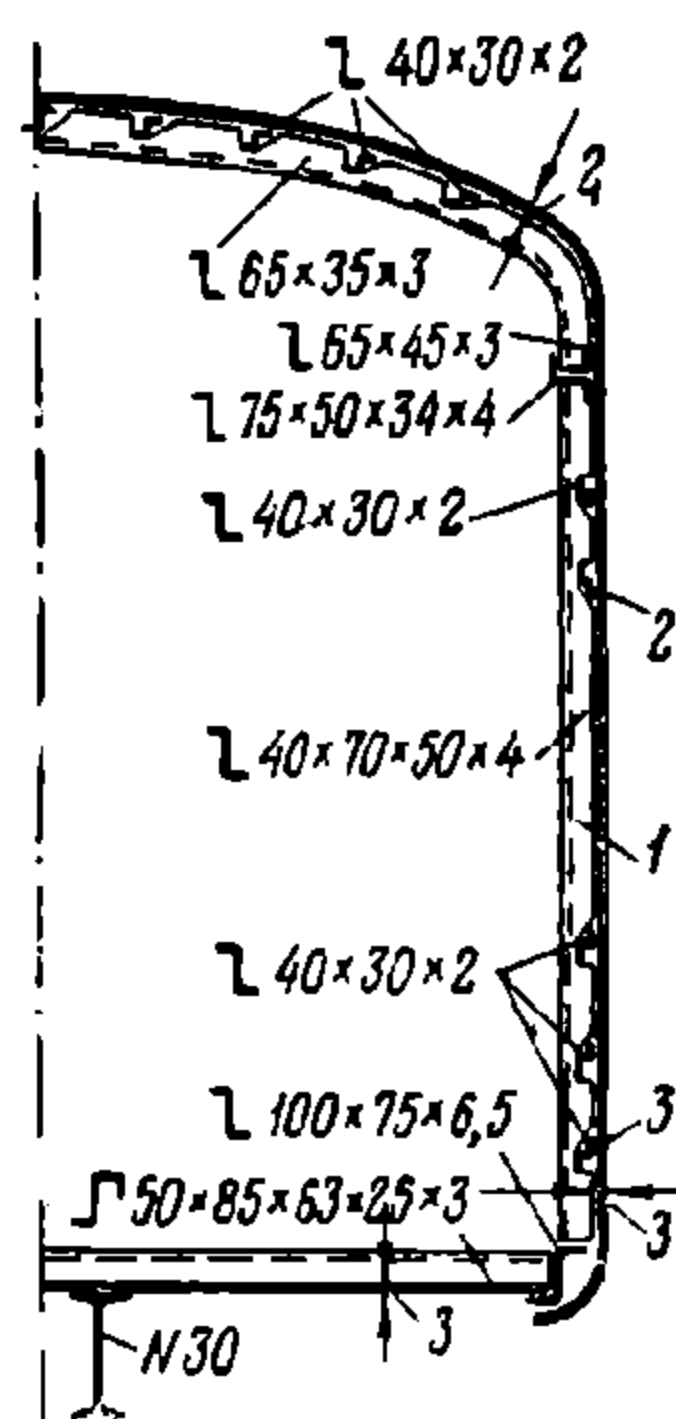
Из цинковых сплавов изготавливаются арматура умывальников и окнодержателей в уборных.

Прочность и другие положительные свойства пластмасс позволяют применять их во многих конструкциях. Пластмассы с успехом заменяют не только дерево и сталь, но также и лёгкие металлы. В пассажирских вагонах пластмассы применяются для разного рода табличек, ручек, арматуры уборных, задвижных дверей и т. п.

Металлический пассажирский вагон длиной 23,6 м и тарой 56 т современной постройки имеет следующее устройство: каркас кузова (фиг. 485), представляющий трубчатую балку, состоит из продольных элементов — стержней (стрингеров) 2 и поперечных замкнутых балок — колец жёсткости (шпангоутов) 1, обшитых листом с вырезами для оконных и дверных проёмов.

Все продольные стержни являются неразрезными и проходят по всей длине вагона. В местах прохода стержней через поперечные балки в последних сделаны вырезы 3. В зависимости от места расположения стержни имеют различные сечения: средний стержень пола — хребтовая балка изготавливается из двух двутавров № 30; стержни нижнего пояса имеют зетобразное сечение $100 \times 75 \times 6,5$ мм; стержни верхнего пояса состоят из сочетания зетобразного профиля $75 \times 50 \times 34 \times 4$ мм и углового профиля $45 \times 65 \times 3$ мм; остальные стержни крыши (9 шт.) и боковой стенки (5 шт.) имеют зетобразное сечение $40 \times 30 \times 2$ мм.

Поперечные кольца (шпангоуты) расположены с каждой стороны оконного проёма и образуются из сочетания поперечной балки зетобразного се-



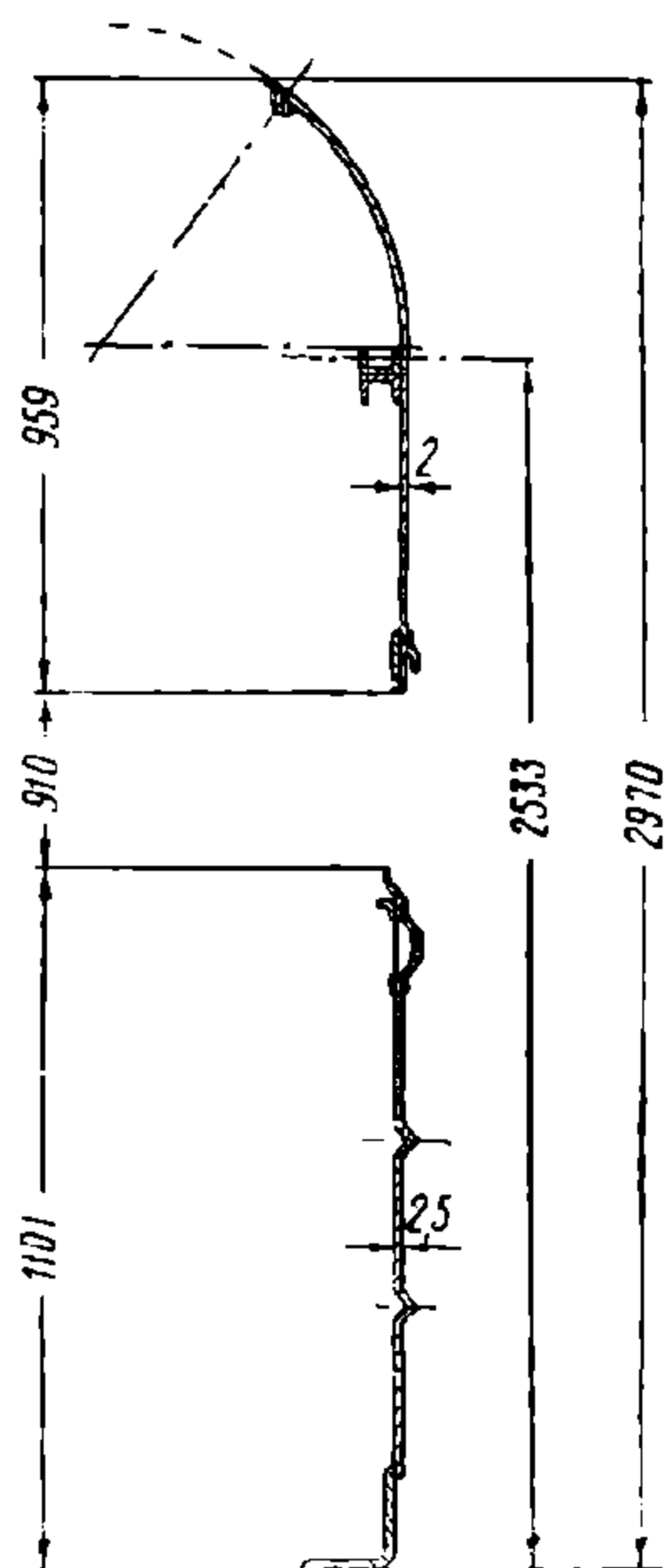
Фиг. 485. Сечение кузова металлического вагона длиной 23,6 м

чения с отгибом вниз верхней полки $50 \times 85 \times 63 \times 25 \times 3$ мм, стойки зетобразного сечения $40 \times 70 \times 50 \times 4$ мм и дуги, имеющей зетобразное сечение $65 \times 35 \times 3$ мм.

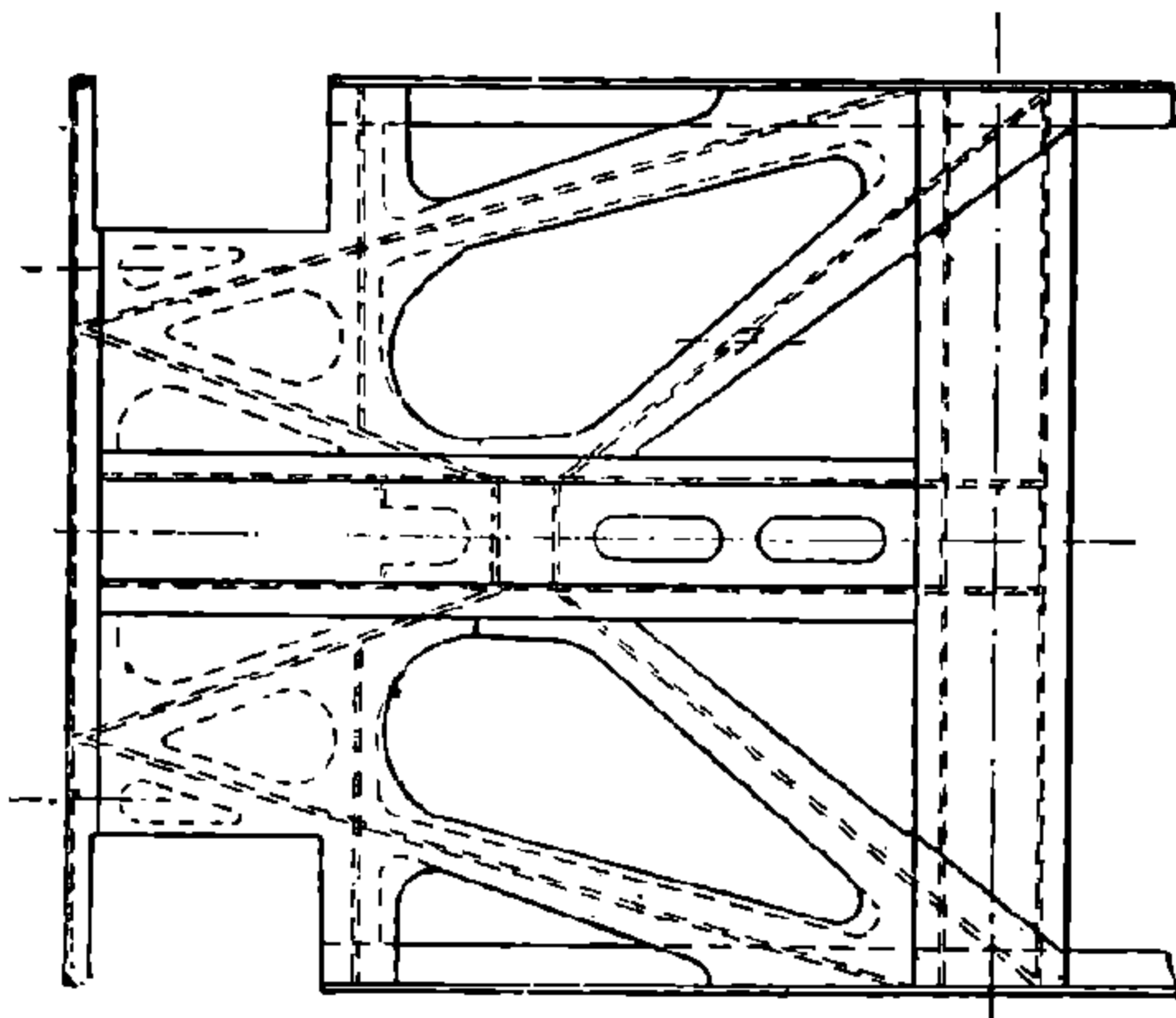
Между указанными шпангоутами расположены промежуточные поперечные балки, имеющие сечение такое же, как и балки, входящие в шпангоуты. Шкворневые балки с замкнутым сечением имеют горизонтальные листы шириной 550 мм, толщиной 12 мм и вертикальные листы толщиной 12 мм. Продольные стенки в местах примыкания к ним шкворневых балок усилены двумя дополнительными стойками зетобразного сечения $40 \times 70 \times 50 \times 4$ мм, идущими от нижнего пояса до оконного проёма.

В тамбурах у дверных проёмов поставлены более мощные дверные стойки и вставлены перегородки с вырезами для торцевых дверей.

В местах дверного проёма рама не имеет нижнего пояса; усилия от буферов передаются хребтовой балке через специальные подкосы. Торцевые стенки вагона состоят из вертикальных стоек двутаврового сечения № 24, буферного бруса и горизонтального швеллера № 20, соединяющего вертикальные стойки над торцевой дверью.



Фиг. 486. Сечение несущей стенки кузова



Фиг. 487. Консольная часть рамы

Толщина листов обшивки пола и боковых стен принята 3 мм, а крыши — 2 мм.

Соединение элементов кузова выполнено дуговой и точечной сваркой или электрозаклёпками.

Статические и динамические испытания этих вагонов, произведённые в 1948 г., позволяют сделать следующие заключения.

Принятая схема несущих элементов обеспечивает достаточную жёсткость конструкции в целом. Напряжения в хребтовой балке между шкворневыми брусками незначительны, поэтому в этой части рамы её можно удалить, что и сделано в новых купейных вагонах.

Величины напряжений отдельных элементов боковой стены и крыши указывают на нерациональное распределение в них металла. По условиям напряжённого состояния все стрингеры, а также большинство стоек и дуг (за исключением стоек, расположенных у шкворневых балок) могут быть облегчены. Поперечные балки в средней части вагона перенапряжены.

Кузов металлического вагона имеет изоляцию из 10 слоёв альфоля, уложенного по стенам, крыше и полу. До укладки альфоля обшивка и каркас кузова грунтуются и облицовываются непроницаемой для влаги бумагой (пергамином), исключая непосредственное соприкосновение альфоля с металлическими частями кузова. Полки стоек, дуг и балок пола, обращённые внутрь кузова, оклеиваются полосами войлока толщиной 10—12 мм. Второй слой

пергамина, укрепленный поверх альфоля, перекрывает и эти войлочные полосы.

Изоляция люка крыши над котельным отделением выполняется из нескольких слоёв асбестового картона. Внутренняя обшивка кузова прикрепляется к деревянной обрешётке по пергамину. Пол настилается из столярных плит толщиной 19 мм и покрывается линолеумом. Стены обшиваются 10-мм фанерой, облицованной с внутренней стороны дубовым шпоном. Стены тамбура после изоляции обшиваются стальными листами и окрашиваются.

Крыша изнутри подшивается 4-мм фанерой. Потолок удалён от обшивки крыши. Между потолком и крышей вагона помещается воздухопровод, идущий вдоль всего вагона от одного тамбура до другого.

Подшивной потолок снизу, со стороны пассажирского помещения, оклеен тканью и окрашен. Перегородки между купе делаются из столярной плиты толщиной 25 мм и облицовываются дубовым шпоном. Перегородка котельного отделения изготавливается из алюминиевых листов, укрепленных на стальном каркасе; стенки её двойные. В наружном обшивочном листе перегородки имеются отверстия для циркуляции воздуха, что противодействует сильному нагреву стенок перегородки.

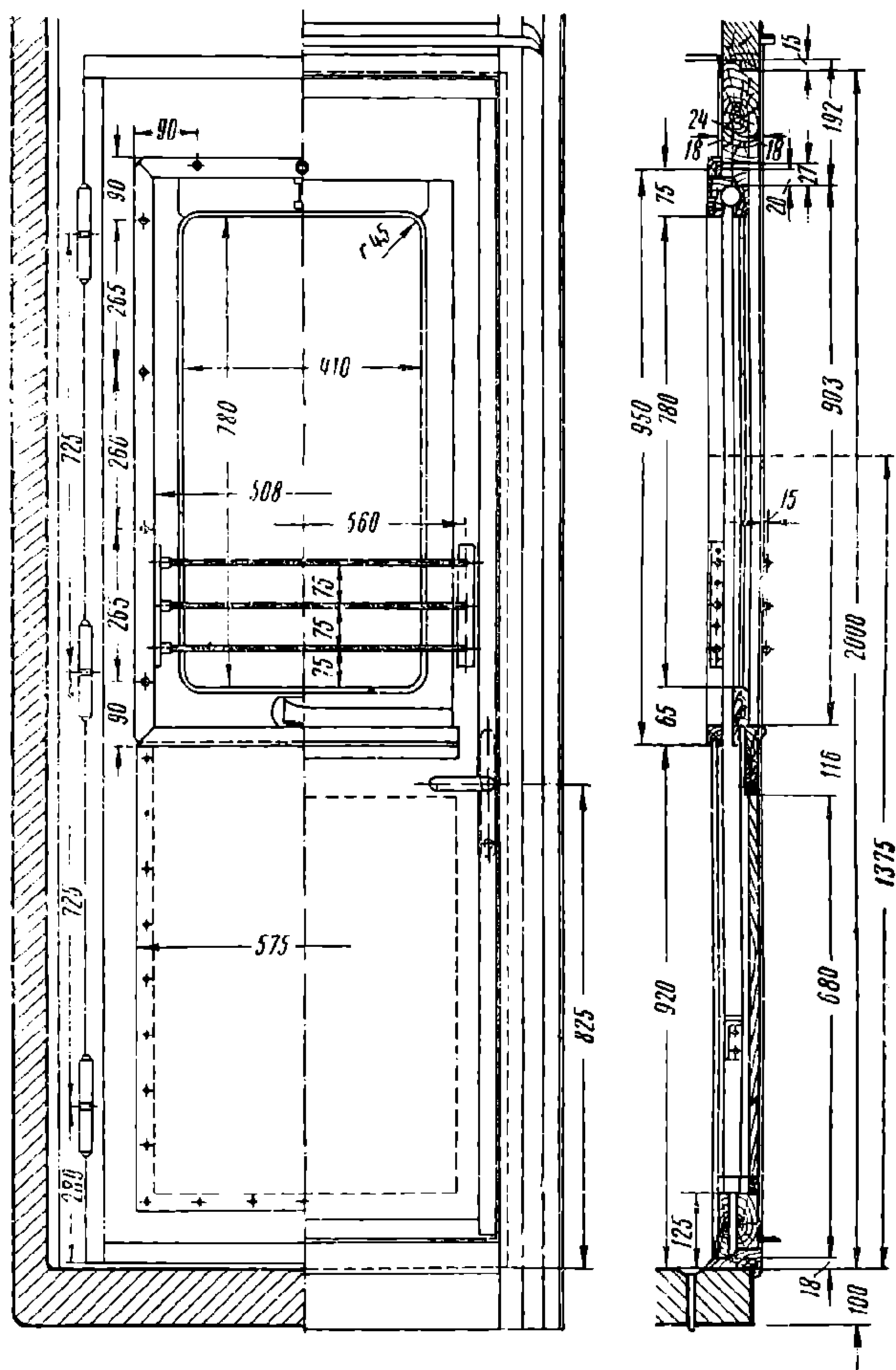
В вагонах первых выпусков для снабжения водой уборных и пополнения убыли воды в системе отопления под кузовом устанавливался изолированный водяной бак ёмкостью 500 л. От тормозной магистрали в бак подводился через редукционный клапан сжатый воздух под давлением 0,9—1,0 атм, при помощи которого и производилась подача воды в вагон. В вагонах последней постройки водяные баки располагаются у потолка внутри кузова.

Пассажирские металлические купейные вагоны длиной 23,6 м имеют тару 52 т. Сечение несущей стенки кузова изображено на фиг. 486.

В этом вагоне хребтовые балки установлены только в консольных частях рамы между буферными и шкворневыми брусками.

Для придания необходимой жёсткости раме обшивка пола изготавливается из волнистого стального листа толщиной 1,25—1,5 мм.

Консольная часть рамы вагона (в плане) изображена на фиг. 487.



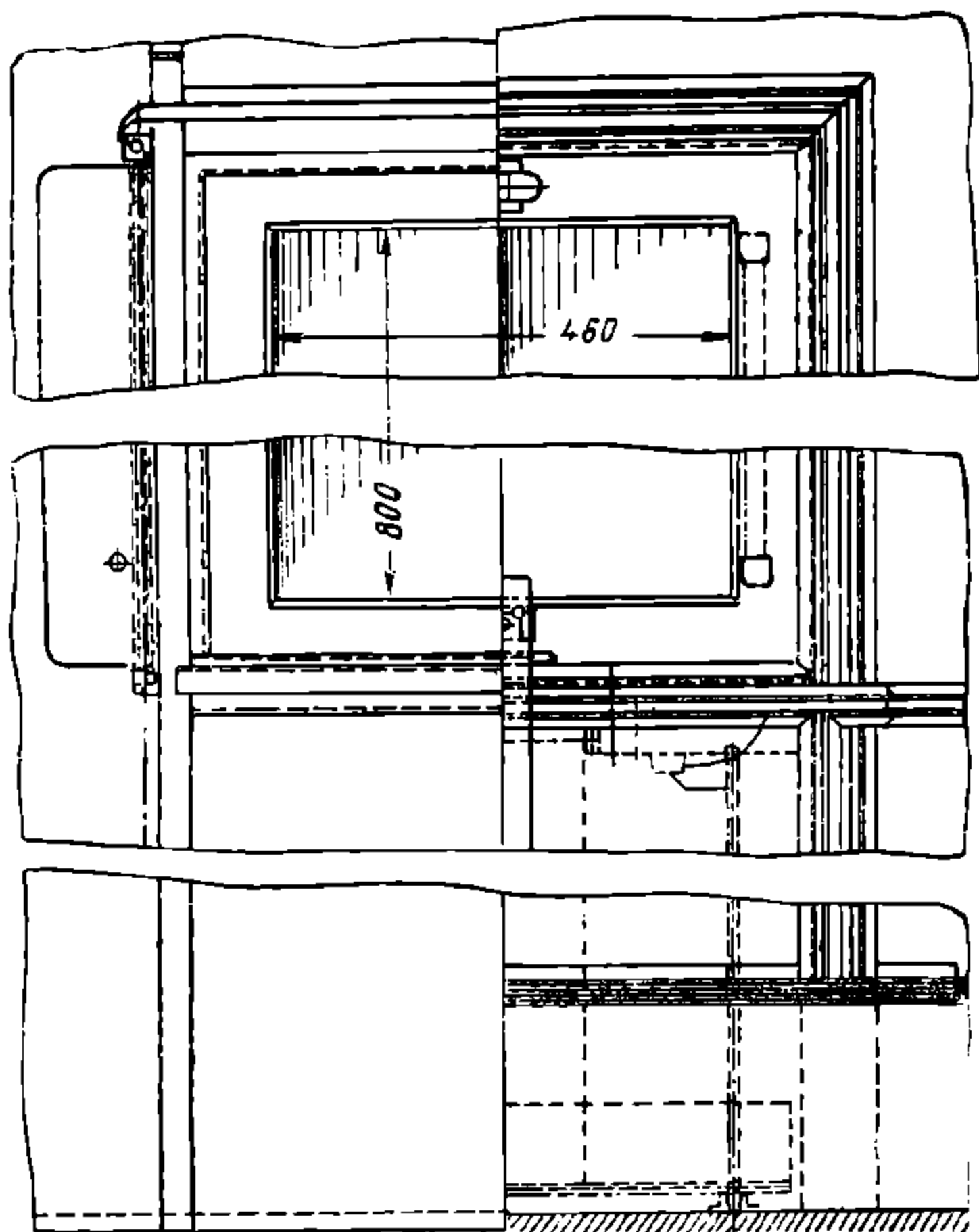
Фиг. 488. Дверь входная боковая

7. ДВЕРИ И ОКНА ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

В зависимости от назначения двери подразделяются на:

- 1) входные боковые;
- 2) входные из тамбура в вагон;
- 3) задвижные в торцевой стенке вагона, в отделение отопления и входные в купе из коридора;
- 4) внутренние между отделениями и двери уборных.

Входные боковые, или тамбурные, двери (фиг. 488) делаются массивными с обвязкой из дуба или ясеневоего дерева с двойной деревянной и металлической



Фиг. 489. Окно вагона с деревянным кузовом

обшивкой в нижней части. В верхней части двери устраивается спускное окно. Двери из тамбура в вагон делаются более лёгкими, чем предыдущие. Допускается при этом сосновая обвязка. Стальная обшивка этой двери делается только со стороны тамбура. В целях утепления дверь из тамбура в вагон имеет двойную обшивку с изоляцией. Для обеспечения плотности дверь сверху и с боков обивается суконной полоской, обшитой парусиной или кожей.

Задвижные двери подвешиваются вверху на роликах, укрепленных на двери; вдоль неё ролики перекатываются по рельсу. Внизу двери направляются угольником, прикрепленным к полу. Двери в торцевых стенах и котельного отделения обшиваются с обеих сторон листовой сталью.

Внутренние двери в поперечных стенах вагона и уборных делаются навесными одностворчатыми. Все двери снабжаются замками и ручками. Ручки задвижных дверей делаются откидными.

Окна пассажирских вагонов имеют двойные рамы. В вагонах с деревянными кузовами оконные рамы опускаются между наружной и внутренней обшивками (фиг. 489). В вагонах с металлическими кузовами оконные рамы поднимаются вверх (фиг. 490). Оконные рамы прижимаются к наличникам пружинами или специальными деревянными рамками. В вагонах электрифицированных участков железных дорог длиной 19 м внутренние (зимние) рамы делаются приставными и на лето снимаются. Наружная оконная рама этих вагонов разделена на две части. Верхняя часть поднимается при открывании окна вверх, а нижняя остаётся на месте.

Стёкла в оконных рамах устанавливаются в фальцах на меловой замазке или укрепляются деревянными штабиками. В последнем случае кромки стекла обкладываются резиновой полоской. Оконные проёмы снаружи ограждаются параванами (щитками), которые вращаются на шарнирах, занимая различное положение относительно стены вагона. Назначение их — защищать вагоны от попадания через окна пыли.

Требования, предъявляемые к вагонам в связи с кондиционированием воздуха и обтекаемостью вагона, приводят к необходимости делать кузов непроницаемым для воздуха и с малым сопротивлением воздушной среде. В этом случае открывание окон не допускается и параваны становятся излишними.

8. ВНУТРЕННЕЕ ОБОРУДОВАНИЕ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

К внутреннему оборудованию относятся: жёсткие и мягкие диваны спальных мест вагонов дальнего следования, мягкие и жёсткие диваны для сидения в пригородных вагонах, багажные полки, лестницы для подъёма на верхние спальные места, откидные сидения в коридорах и тамбурах, вешалочные крючки, мусорные ящики, шкафы для хранения постельного белья, умывальники в купе для пассажиров, полочки для установки на них графинов с питьевой водой, кипятильники для снабжения пассажиров кипятком, столики между диванами и специальное оборудование уборных. На фиг. 491 изображён разрез поперечного деревянного дивана с подъёмной спинкой. Обвязка его делается из дуба. Подъёмные спинки диванов закрепляются в горизонтальном положении на откидных металлических пальцах, откидных кронштейнах и натяжных подвесках.

Конструкция распространённого мягкого дивана с подъёмной спинкой показана на фиг. 492.

Уборные обычно располагаются по концам вагона. Внутреннее оборудование уборных состоит из унитаза и умывальника. Снабжение водой умывальника и для промывки унитаза производится из бака, расположенного у потолка. Бак делается из лужёной меди или оцинкованной стали и устанавливается на поддоне. Наполнение бака водой обычно производится с крыши, но оно возможно также и через выводную трубу снизу вагона. Бак снабжён водомерным стеклом и сигнальной трубкой для спуска излишней воды при его переполнении. Умывальные и клозетные чаши делаются фаянсовыми или из алюминиевого сплава. Выводная труба из клозетной чаши (фаянсовая) не должна быть направлена на ходовые части. Пол уборных покрывается метлахскими плитками или шлифованным бетоном. Пол имеет уклон для стока воды и спускную трубку $d = 50$ мм. Основанием пола служит оцинкованная металлическая обшивка (корыто), которая загибается по краям на стенки. Все швы металлического корыта пролуживаются и пропаиваются для предотвращения просачивания сточных вод на деревянные и металлические брусья.

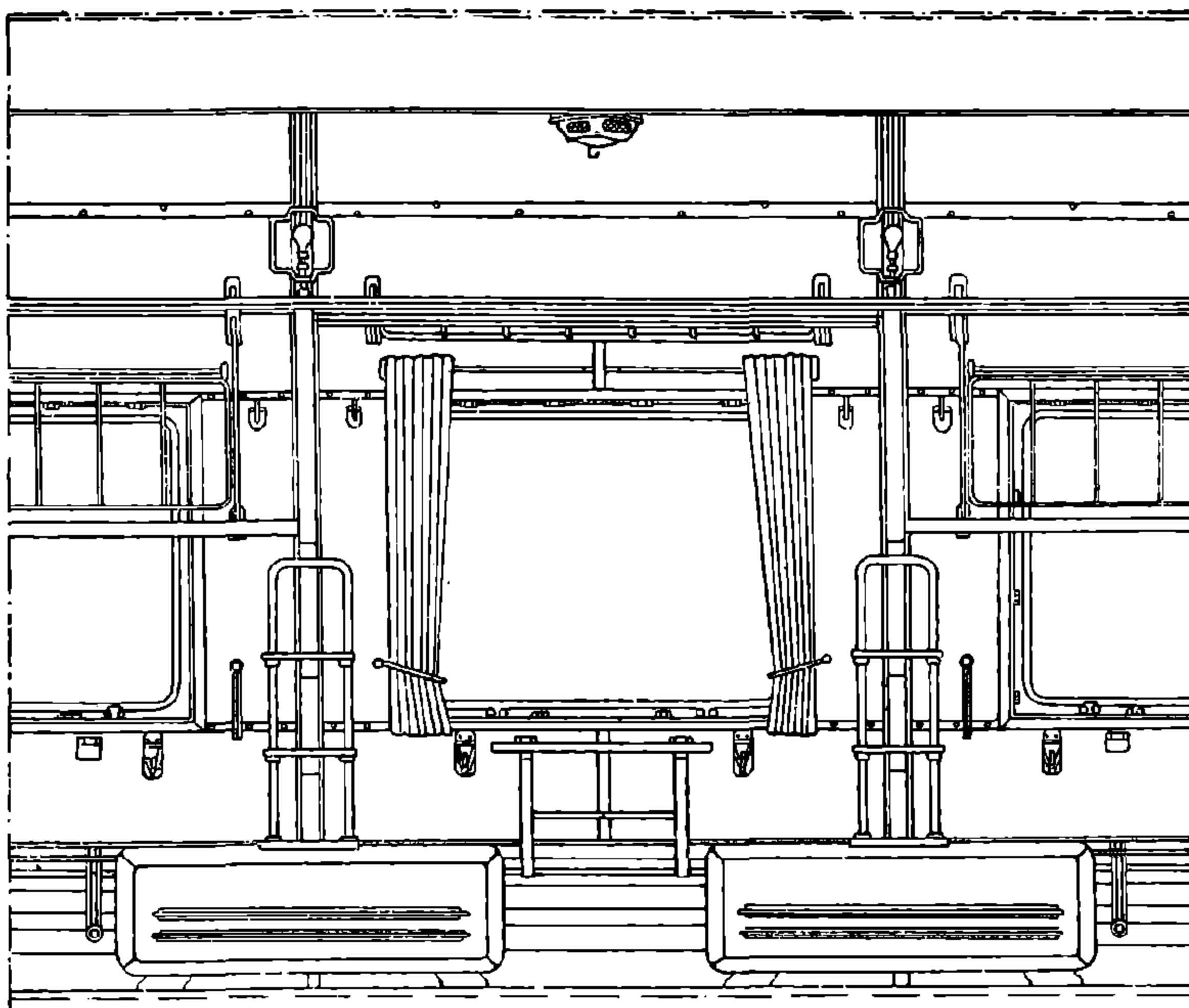
Умывальник в металлических вагонах показан на фиг. 493. Умывальная чаша опирается на металлический шкафчик 5, установленный на алюминиевом постаменте, прикреплённом к полу и стенам. Через дверцу 4 шкафчика имеется доступ к клапану 6 подачи воды к умывальнику и вентилю 3 для регулировки напора и прекращения подачи воды. Вода к умывальнику подводится через носок 1. От умывальной чаши под вагон идёт прямая труба. Клапан 6 открывает доступ воды к носку умывальника при нажатии на педаль 7. Подобное устройство имеется и для промывки унитаза в этих вагонах.

Общий вид купе металлического вагона современной постройки изображён на фиг. 494.

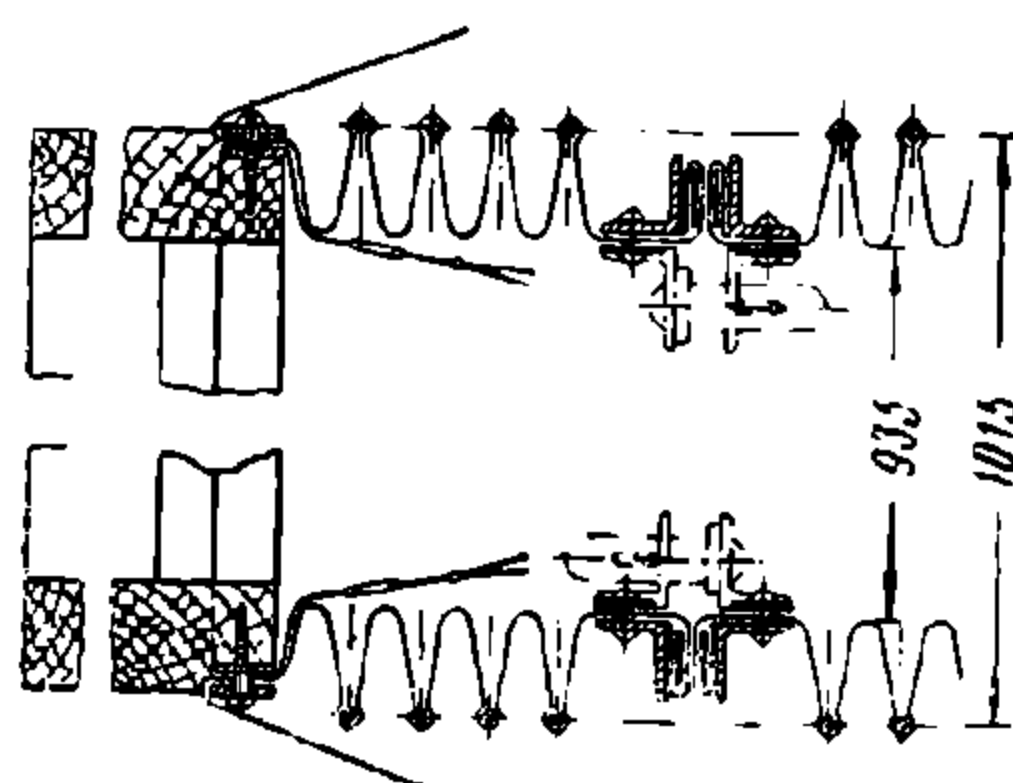
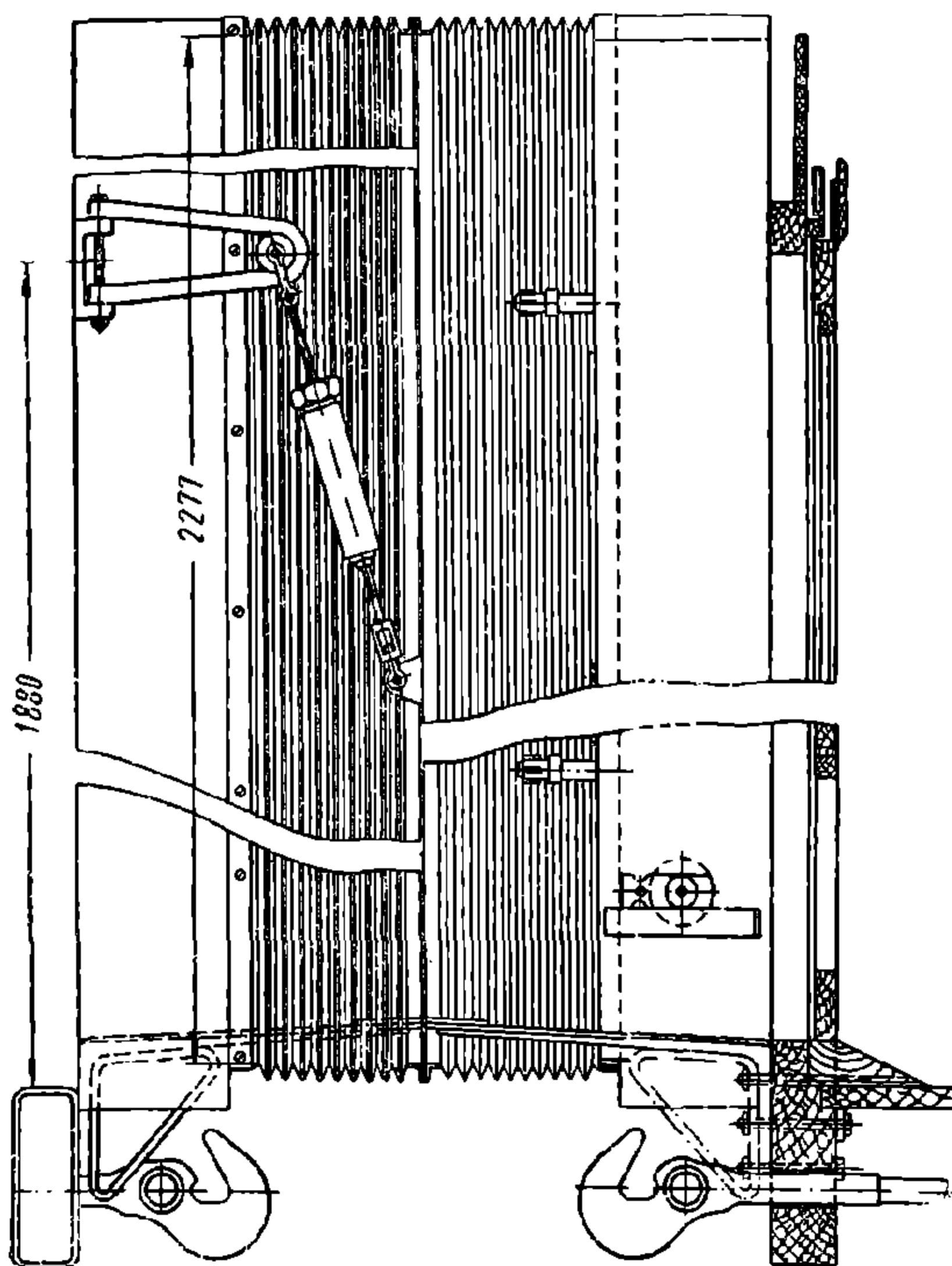
9. ПЕРЕХОДНЫЕ ПЛОЩАДКИ И ТАМБУРЫ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

По концам кузова пассажирских вагонов устраиваются закрытые площадки, называемые тамбурами. Тамбур имеет боковые двери для входа в вагон. Последние подвешены на петлях и открываются обязательно внутрь вагона. В торцевой стене для сообщения с рядом стоящим вагоном устанавливается задвижная дверь, подвешенная на роликах.

Для входа в вагон боковые двери тамбуров снабжаются ступеньками, укреплёнными на кронштейнах или так называемых косоурах. По обе стороны лестницы расположены поручни. Для перехода из вагона в вагон через торцевые двери на буферном бруссе шарнирно укрепляются переходные мостики из рифлёного железа. Мостики с обеих сторон ограждаются перилами, укреплёнными на торцевой стене кузова. Переходные мостики ограждаются гармониками из брезента или кожи (фиг. 495). Гармония укрепляется на П-образном выступе, обрамляющем дверное отверстие торцевой двери снаружи вагона.



Фиг. 494. Общий вид купе металлического вагона



Фиг. 495. Гармония переходной площадки

10. РАЗМЕРЫ ПРОХОДОВ, ДИВАНОВ, ОТДЕЛЕНИЙ, ДВЕРЕЙ И ОКОН У ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

Для увеличения вместимости пассажирских вагонов необходимо уменьшать до возможных пределов ширину проходов, тамбуров, уборных и пр. Однако при этом должен быть обеспечен известный минимум удобств для пассажиров и обслуживающего персонала.

Практикой наших дорог установлены следующие минимальные размеры элементов пассажирских вагонов:

Ширина тамбуров	825—900 мм
Ширина продольного коридора у вагонов с купе	850 »
Ширина продольного прохода у жёстких вагонов открытого типа	600 »
Ширина дверного проёма (в свету):	
тамбурной двери створчатой боковой	750 »
тамбурной двери лобовой задвижной	700 »
навесной двери из тамбура в вагон	640 »
задвижной двери в купе мягких вагонов	700 »
то же жёстких вагонов	640 »
створчатых дверей внутренних в коридорах и купе	580 »
створчатых дверей служебных отделений, уборных и пр.	550 »
Высота дверей створчатых и задвижных от пола до верхнего карниза	1 900—1 950 »
Ширина дивана, включая и толщину спинок, а также ширина проходов между диванами:	
жёстких вагонов пригородных:	
ширина дивана	450 »
ширина прохода	600 »
жёстких вагонов дальнего следования:	
ширина дивана	580
» подъёмной спинки	570 »
» прохода	610 »
мягких вагонов дальнего следования:	
ширина дивана	650 »
» подъёмной спинки	640 »
» прохода	610 »
специальных спальных вагонов:	
ширина дивана	750 »
» проходов	650 »
Длина спального места:	
жёстких вагонов	1 800 »
мягких вагонов	2 000 »
Размеры сидений и верхних спальных мест по высоте:	
сидения диванов жёстких вагонов от пола	440—450 »
то же мягких вагонов	460 »
высота от сидения нижнего дивана до нижней части подъёмной спинки в поднятом положении	950 »
Ширина четырёхместного купе (с двумя диванами):	
жёстких вагонов	1 870 »
мягких	1 910 »
Ширина двухместного купе (с одним диваном):	
мягких вагонов	1 350 »
специальных спальных вагонов	1 450 »
Размеры багажной полки:	
ширина	580 »
высота от пола	2 050—2 150 »
Ширина служебных помещений вагона:	
отделения для проводников с одним диваном	1 150 »
уборной	900 »
отделения отопления	900 »
Размеры окна:	
высота от пола до подоконника	900—950 »
высота окон	900—1 000 »
ширина окна в свету	560 »

НТБ
ДНУЖТ

ГЛАВА XVII

ВЕНТИЛЯЦИЯ, ОТОПЛЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА В ВАГОНАХ

1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧЕСТВА ВОЗДУХА

Чем больше в вагоне пассажиров, тем быстрее уменьшается в нём содержание кислорода и возрастает количество углекислоты. Одновременно с изменением состава воздуха происходит повышение его температуры вследствие тепловыделений человеческого тела и увеличение относительной влажности, которая возрастает за счёт влаги, испаряющейся из лёгких и через кожу человека.

При температурах 15—30° общее количество тепла, выделяемого человеческим телом, остаётся постоянным, но соотношение ощутимой и скрытой теплоты изменяется, как это следует из табл. 73.

Таблица 73

Количество тепла и водяных паров, выделяемых взрослым человеком

Температура сухого термометра в °С	Ощутимая теплота в кал/ч	Количество выделяе- мого водяного пара в г/ч	Скрытая теплота в кал/ч
15	93,0	31,1	17,6
18	85,0	32,4	18,9
21	75,5	45,4	26,5
24	66,5	55,7	32,7
27	55,5	77,8	42,8
30	41,5	99,7	56,6

При теплотехнических расчётах количество тепла, выделяемого взрослым человеком, согласно ОСТ/ВСКХ $\frac{8231}{66}$ принимается равным 75 кал/ч.

Количество углекислоты, выделяемой взрослым человеком в состоянии покоя, достигает 20 л/ч. Минимальная гигиеническая норма содержания углекислоты в воздухе закрытых помещений жилого и общественного характера установлена 1—1,5 л на 1 м³ воздуха, т. е. 1—1,5% по объёму. Эту норму содержания углекислоты в воздухе можно принять и для вагонов.

Наружный воздух в нормальных условиях содержит 21% кислорода (по объёму). При дыхании организм взрослого человека поглощает 4% кислорода из воздуха, проходящего через дыхательные пути. Экспериментальным путём установлено, что человек может пребывать в атмосфере, содержащей 12% кислорода, поэтому рециркуляция воздуха в помещении вполне допустима. При применении принципа рециркуляции 50—75% воздуха забирается из кузова, а наружного добавляется только 25—50%.

Для создания здоровых гигиенических условий в помещении требуется увлажнённый воздух. Благоприятное влияние на организм человека оказывает воздух, относительная влажность которого составляет 40—60%. Относительная влажность воздуха свыше 70% вызывает ощущение сырости. В зависимости от времени года и климатических условий наружный воздух может иметь относительную влажность 30—85%. Наименьшая допустимая относительная влажность считается равной 40%. Воздух с относительной влажностью ниже 40% вызывает высыхание слизистых оболочек верхних дыхательных путей, что производит неприятные ощущения. Наибольшее количество влаги в воздухе следует ограничивать 50—60% во избежание сильной конденсации её на окнах. Конденсация влаги на окнах, а иногда и на стенах вагона часто происходит вследствие слабого движения воздуха даже тогда, когда относительная влажность его немного меньше 40%.

В создании гигиенических условий в вагоне движение и перемешивание воздуха имеет важное значение. Когда нет движения воздуха, тело окружено оболочкой или слоем тёплого и относительно влажного воздуха. Лёгкое движение воздуха не только сдувает с тела этот обволакивающий слой, но, как полагают, оказывает также стимулирующее влияние на нервную систему человека. Однако значительная скорость движения воздуха, если она отчётливо чувствуется, может вызвать нежелательные и серьёзные последствия, какие бывают от сквозняка. Максимально допустимая скорость движения воздуха в вагоне, которая переносится людьми без нарушения ощущения комфорта, составляет 0,15—0,5 м/сек.

Смена воздуха, испорченного в закрытых помещениях, воздухом свежим, но не специально подготовленным, называется воздухообменом, или **в е н т и л и р о в а н и е м**, помещения. Вентиляция вагонов производится при помощи устройств, называемых дефлекторами. Отношение объёма воздуха, вводимого или удаляемого из вагона, к внутренней кубатуре вагона называется **к р а т н о с т ь ю о б м е н а**.

Свежий воздух может очищаться до предписанной минимальной нормы содержания в нём примесей, подогреваться или охлаждаться, увлажняться или осушаться, а также перемещаться со скоростью в пределах, соответствующих условиям комфорта, и в таком виде подаваться в помещение или вагон. Этот процесс называется **к о н д и ц и о н и р о в а н и е м** воздуха.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ПОДДЕРЖАНИЯ В ВАГОНЕ ЗАДАННОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ

Когда воздух подаётся только для отопления, то количество его должно быть таково, чтобы, охлаждаясь от температуры t_n , с которой он подаётся, до температуры $t_{вн}$, которую нужно поддерживать в вагоне, он выделил бы количество тепла Q , равное теплотерям вагона.

Для определения требуемого количества воздуха G составим уравнение

$$Q = G c_p (t_n - t_{вн}),$$

откуда

$$G = \frac{Q}{c_p (t_n - t_{вн})} \text{ кг/ч}, \quad (553)$$

где c_p — теплоёмкость 1 кг воздуха, равная 0,24 кал/кг °С.

Разделив величину G на соответствующий данной температуре вес 1 м³ воздуха γ_t , получим необходимый объём воздуха в м³ для принятой температуры.

Температура t_n подогретого воздуха, подаваемого в кузов вагона, не должна превышать 25—30°.

В летнее время, особенно в климатических условиях Средней Азии, в вагонах приходится отводить избыточное количество тепла $Q_{изб}$, передаваемое через стены и крышу от солнечной радиации, а также тепловыделения людей.

В этом случае количество подаваемого воздуха определяется из условия, что температура в вагоне не должна превышать наружную более чем на 3—5°. Тогда уравнение (553) можно написать в следующем виде:

$$G = \frac{Q_{изб}}{c_p (t_{вн} - t_n)} \text{ кг/ч.} \quad (554)$$

Если подаваемый в вагон воздух предварительно охлаждается, то его температура должна быть только на 5—8° ниже температуры $t_{вн}$, поддерживаемой внутри вагона.

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕОБХОДИМОГО ВОЗДУХООБМЕНА ПО ПРЕДЕЛЬНОЙ НОРМЕ СОДЕРЖАНИЯ В ВОЗДУХЕ УГЛЕКИСЛОТЫ

В атмосферном воздухе, вне городов, содержание углекислоты (CO_2) составляет 0,00033 м^3 на 1 м^3 воздуха. В городах этот процент выше и составляет 0,0004—0,0005 м^3 в 1 м^3 воздуха.

Как указывалось выше, для вагонов содержание углекислоты в воздухе можно принять 0,001—0,0015 м^3 в 1 м^3 воздуха.

Для определения количества воздуха V_a , необходимого для одного пассажира в 1 час, следует объём углекислоты V_1 , выделяемой еже часно одним пассажиром, разделить на разность $V_3 - V_2$, где V_2 —объём углекислоты (м^3), содержащейся в 1 м^3 свежего, вводимого в вагон воздуха, V_3 —предельно допустимое содержание углекислоты (м^3) в 1 м^3 воздуха, удаляемого из вагона.

Тогда объём воздуха V_a , который еже часно должен подаваться на каждого пассажира при температуре $t_{вн}$ вагона, определится из уравнения

$$V_a = \frac{V_1}{V_3 - V_2} \text{ м}^3/\text{ч.} \quad (555)$$

Если принять $V_1 = 0,02 \text{ м}^3$, $V_3 = 0,001 \div 0,0015 \text{ м}^3$ и $V_2 = 0,00033 \text{ м}^3$, то получим

$$V_a = 17 \div 30 \text{ м}^3 \text{ на одного пассажира.}$$

Согласно ОСТ 8231-66 принимается в зимнее время 20 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха на одного пассажира. В летнее время в вагонах без холодильных установок вводится 50—70 $\text{м}^3/\text{ч}$ воздуха.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ПОДДЕРЖАНИЯ ВЛАЖНОСТИ НА УРОВНЕ ЗАДАННОЙ ПРЕДЕЛЬНОЙ НОРМЫ

Обозначим через:

d_1 —абсолютная влажность, отнесённая к 1 кг воздушно-паровой смеси при 100% насыщения, в г/кг;

φ_1 —процент относительной влажности при температуре t_n наружного воздуха;

d_2 и φ_2 —то же для воздуха, удаляемого из вагона при температуре $t_{вн}$;

n —число источников выделения влаги (число пассажиров) в помещении;

b —количество влаги, выделяемой одним источником, в г/ч;

G —вес вентиляционного (подаваемого и удаляемого) воздуха в кг/ч.

Влагосодержание воздуха, удаляемого из вагона, составляется из влаги, приносимой в вагон приточным воздухом, и влаги, выделенной в вагоне

$$Gd_2\varphi_2 = Gd_1\varphi_1 + nb. \quad (556)$$

Из выражения (556) получаем на вагон

$$G = \frac{nb}{d_2\varphi_2 - d_1\varphi_1} \text{ кг/ч}$$

или на одного пассажира

$$G = \frac{b}{d_2\varphi_2 - d_1\varphi_1} \text{ кг/ч.}$$

(556 а)

Если полученное количество G кг воздуха окажется меньше необходимого для поддержания максимально допустимой нормы содержания в воздухе вагона углекислоты или его температуры, то необходимо взять наибольшее из определённых по всем трём нормам [формулы (553), (554), (556)].

Решая уравнение (556) относительно φ_2 , получим

$$\varphi_2 = \frac{Gd_1\varphi_1 + nb}{Gd_2} \text{ \%}.$$

(557)

Если величина относительной влажности, определяемая формулой (557), окажется для выбранного значения G не ниже необходимой для соблюдения условий комфорта, то вводимый в вагон воздух не требует искусственного увлажнения до его подачи в вагон.

В зимнее время, особенно в металлических вагонах с неисправной вентиляцией, относительная влажность воздуха может достигать 80—85 %.

Содержание влаги в 1 м³ воздуха для различных температур при полном насыщении приводится в табл. 74.

Т а б л и ц а 74

Темпера- тура в °С	Влага в 1 м³ воз- духа в г	Темпера- тура в °С	Влага в 1 м³ воз- духа в г	Темпера- тура в °С	Влага в 1 м³ воз- духа в г	Темпера- тура в °С	Влага в 1 м³ воз- духа в г	Темпера- тура в °С	Влага в 1 м³ воз- духа в г
0	4,9	+5	6,8	+10	9,4	+15	12,8	+20	17,3
+1	5,2	+6	7,3	+11	9,9	+16	13,6	+22	19,5
+2	5,6	+7	7,7	+12	10,7	+17	14,4	+24	21,8
—	—	—	—	—	—	—	—	+26	24,4
+3	6,0	+8	8,3	+13	11,3	+18	15,4	+28	27,2
—	—	—	—	—	—	—	—	+30	30,4
+4	6,4	+9	8,8	+14	12,1	+19	16,2	+32	33,8
—	—	—	—	—	—	—	—	+34	37,6

Данные этой таблицы необходимы для определения критических температур, при которых происходит конденсация паров на внутренних поверхностях стенок ограждений вагона.

5. ДЕФЛЕКТОРЫ

Обмен воздуха в вагонах производится при помощи дефлекторов прямого действия, часто называемых вентиляторами. Дефлекторы изготавливаются из оцинкованной листовой стали или отливаются из чугуна и алюминия. Дефлектор устанавливается на крыше вагона, через отверстия в которой проходит вентиляционная труба, закрываемая на потолке крышкой.

Во время движения вагонов или под влиянием ветра на стоянках вследствие обтекания воздухом соответственно расположенных поверхностей дефлектора понижается давление в вентиляционной трубе, и воздух из вагона поступает в дефлектор, а затем выходит наружу. Дефлектор ограждает вентиляционную трубу от непосредственного задувания в неё воздуха ветром и не допускает попадания в вагон дождя и снега.

При вытяжной вентиляции обмен воздуха происходит за счёт некоторого разрежения внутри вагона и в связи с этим поступления наружного воздуха через неплотности в окнах, дверях и в других частях кузова. Вместе с наружным воздухом в вагон попадают пыль и дым от паровоза, что является существенным недостатком этого типа вентиляции.

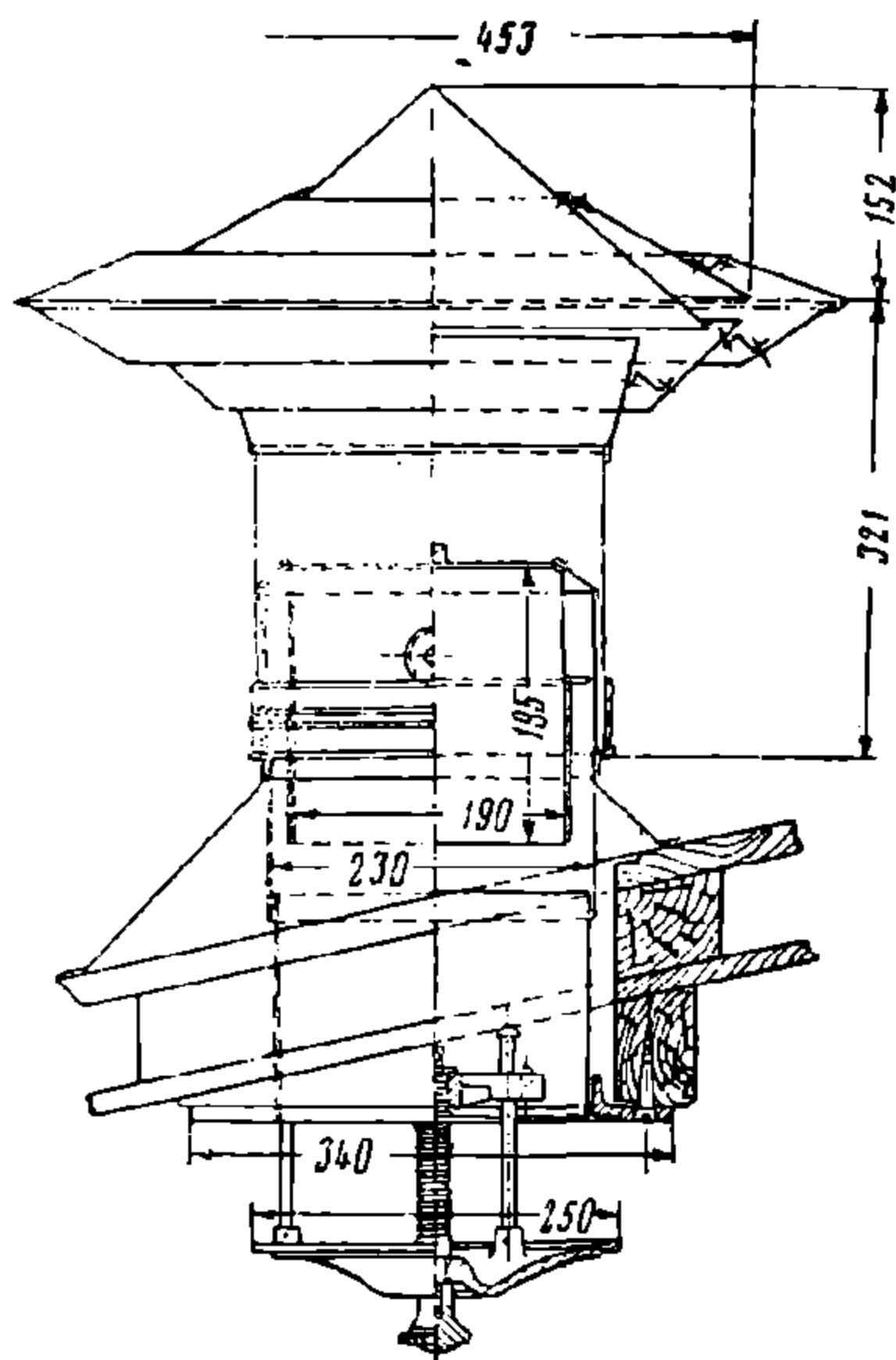
Имеется много различных конструкций вагонных дефлекторов, которые отличаются один от другого внешней формой, устройством и сочетанием поверхностей, вызывающих разрежение воздуха в вентиляционной трубе.

Всякий дефлектор имеет следующие элементы, общие для всех конструкций:

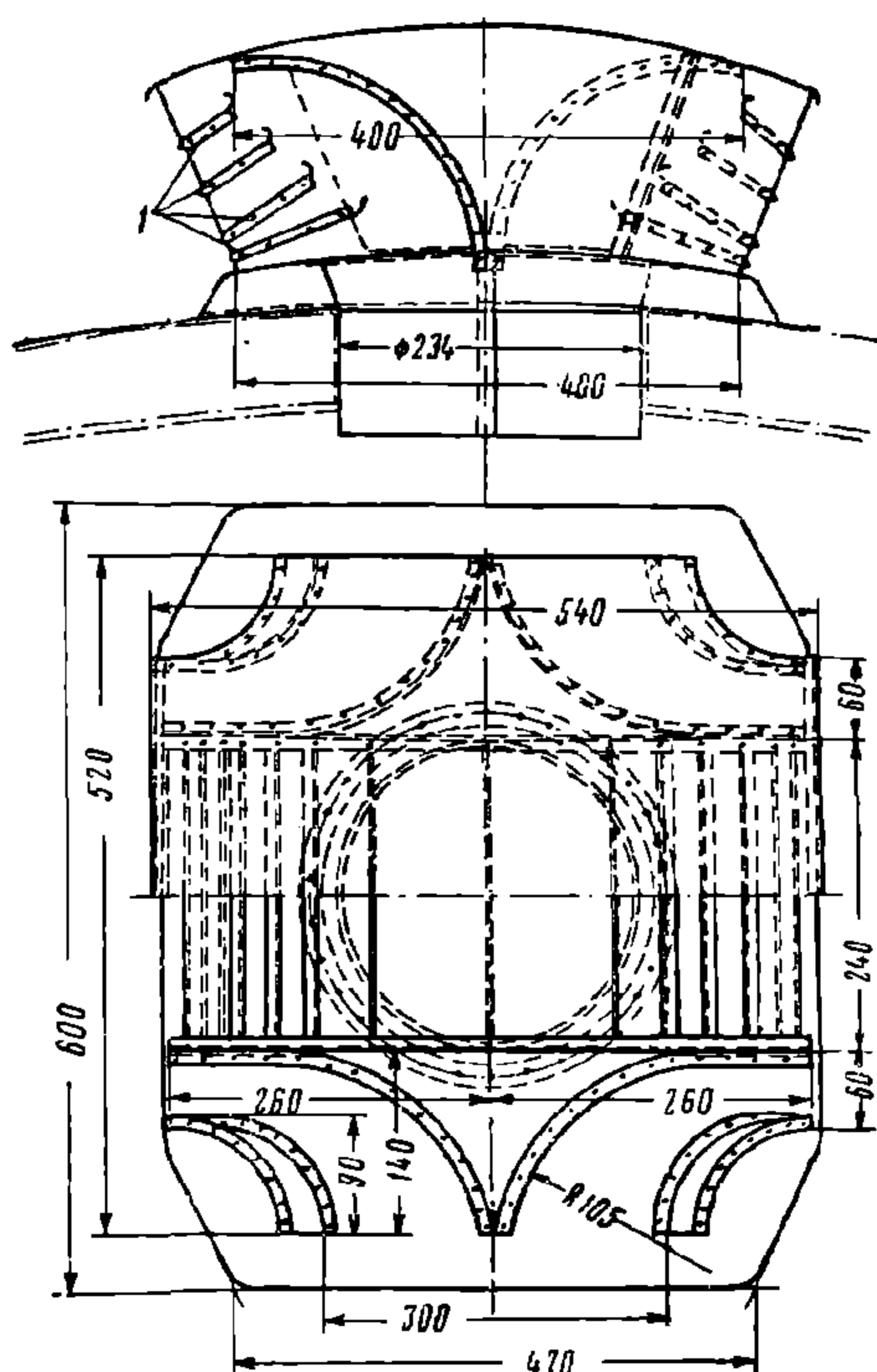
- 1) ограждение, обеспечивающее при обтекании воздухом соответствующее разрежение у устья трубы;
- 2) колпак (флюгарка), защищающий вытяжную трубу от атмосферных осадков, искр, изгари и других инородных тел;
- 3) конструктивные внутренние части дефлектора: перегородки, щитки и т. д.;
- 4) прочие устройства: щитки, наружные экраны и т. д., нейтрализующие влияние прямого действия ветра на нижнюю часть дефлектора.

В результате теоретических и экспериментальных исследований можно установить следующие основные закономерности, определяющие эффективность отдельных элементов и всего дефлектора в целом:

1. Производительность дефлектора повышается с уменьшением его вну-



Фиг. 496. Дефлектор Коршунова



Фиг. 497. Дефлектор трамвайного типа

тренного сопротивления. Поэтому внутри дефлектора не должно быть лишних перегородок, конусов, рёбер, а также острых углов и неплавных переходов от одной поверхности к другой. Размеры и форма конструктивно необходимых элементов должны определяться расчётно-экспериментальным путём.

2. Эффективность дефлектора зависит не только от сопротивления внутри него, но и от сопротивления набегающему воздушному потоку наружной поверхности (внешнее сопротивление). Чем больше внешнее сопротивление, тем больше располагаемый напор у дефлектора. Таким образом, целесообразно иметь плохо обтекаемые наружные поверхности дефлектора.

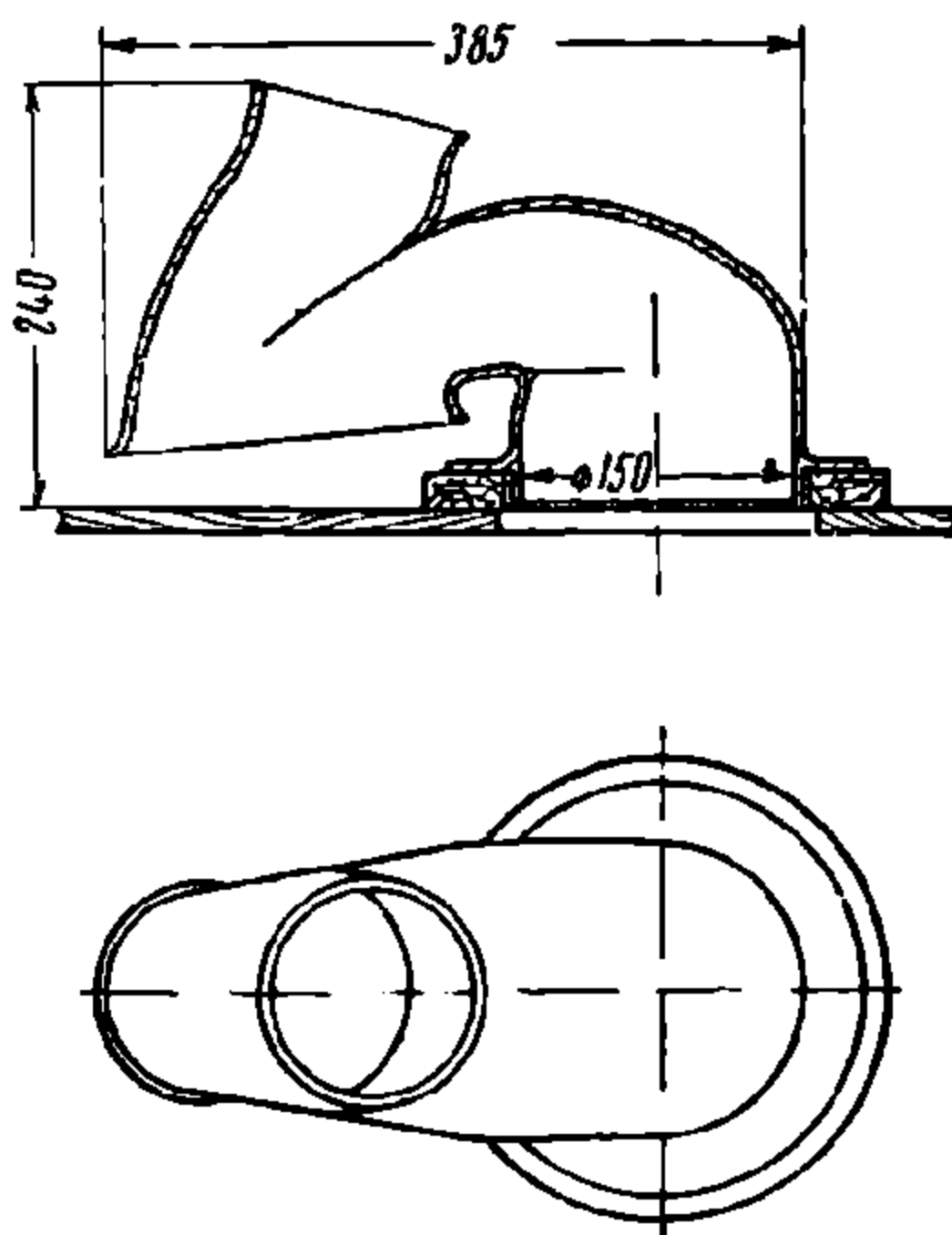
3. Влияние прямого воздействия наружного потока воздуха на внутренний целесообразно иметь минимальным. Для этого нужно, чтобы сопротивление входа наружного воздуха было больше, чем сопротивление выхода внутреннего воздуха наружу.

4. Дополнительное снижение общего сопротивления дефлектора и уменьшение потерь напора на выходе достигается использованием диффузорного эффекта путём применения в конструкции вентиляционной трубы вместо цилиндрической части конусной (диффузора).

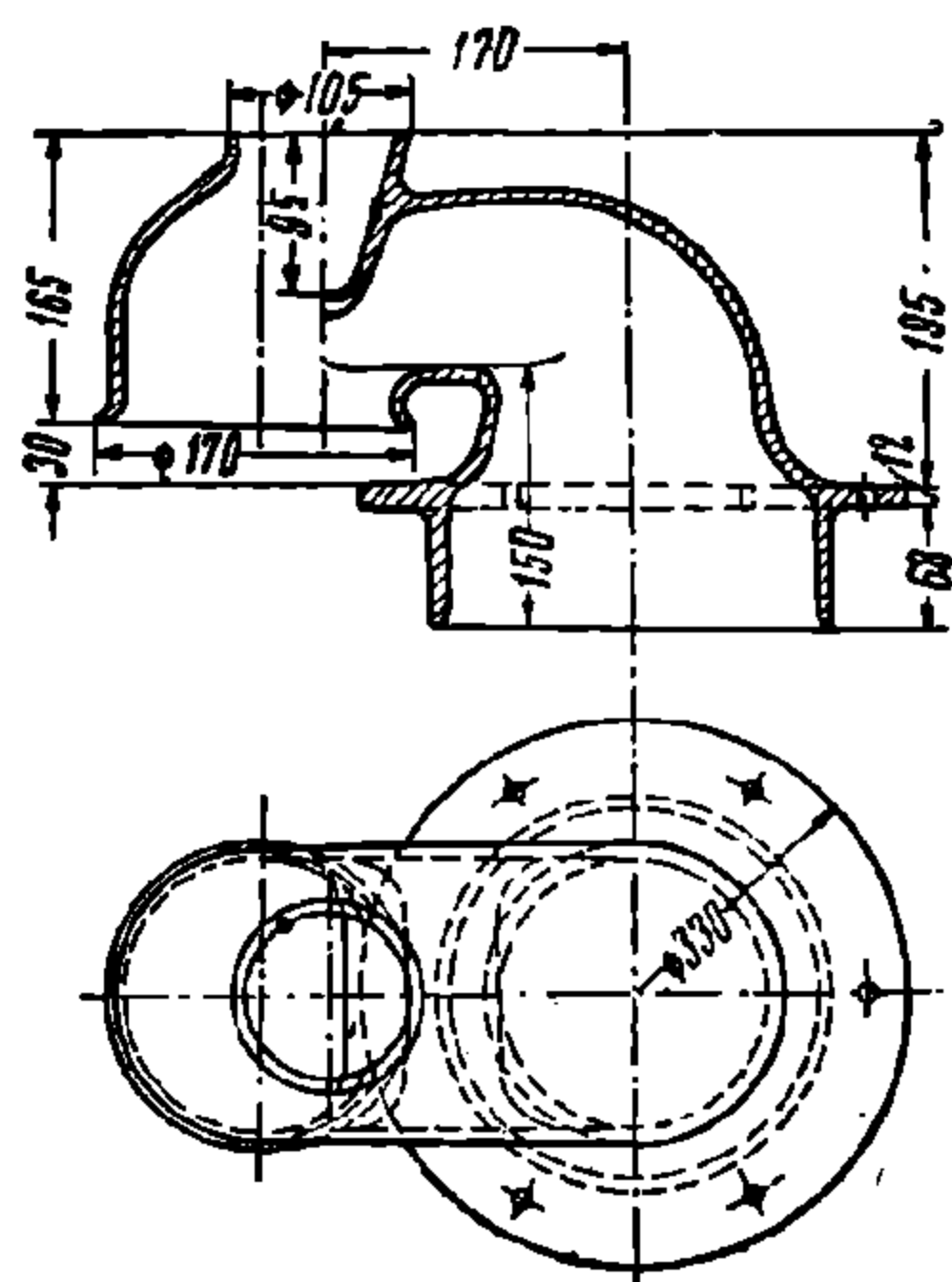
Одним из требований, предъявляемых к неподвижным дефлекторам, является всесторонность действия, т. е. независимость действия дефлектора от направления ветра. Это требование имеет особенно важное значение для эффективности действия дефлекторов во время стоянок вагона, когда необходимо использовать любое направление наружного ветра.

Поэтому дефлекторы должны иметь форму поверхности вращения.

Подвижные дефлекторы, как показала практика, исправно действуют до тех пор, пока их трущиеся части не подвергаются такой коррозии, от которой флюгарки перестают вращаться. После этого подвижные дефлекторы теряют свои преимущества по сравнению с неподвижными; это же относится и к турбинным дефлекторам.



Фиг. 498. Дефлектор Вендлера



Фиг. 499. Модифицированный дефлектор

На дорогах СССР применяются дефлекторы Коршунова, трамвайного типа, Вендлера, модифицированный и ЦАГИ¹.

Дефлекторы Коршунова (фиг. 496) имели большое распространение на наших вагонах. Однако в настоящее время они являются устаревшими и не отвечают современным техническим требованиям. Наличие острых кромок на пути движения внутреннего воздуха, обтекаемая форма ограждений вентиляционной трубы, почти одинаковая величина сопротивлений во время движения как для внутреннего, так и наружного воздуха делает этот дефлектор мало эффективным.

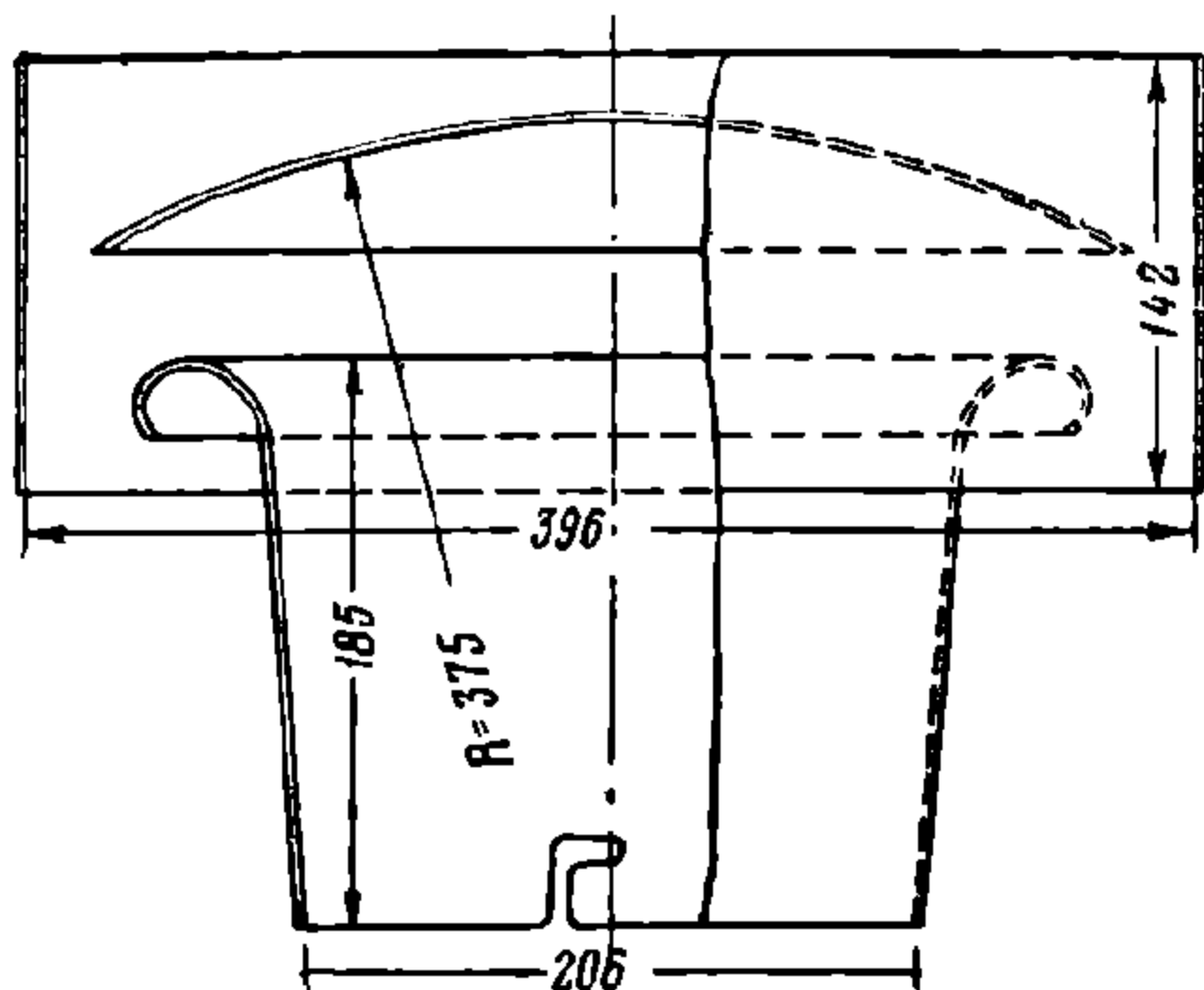
Дефлектор трамвайного типа (фиг. 497) был разработан бывш. Центральным вагоно-конструкторским бюро (ЦВКБ). Испытания показали, что устройство специальных лопаток-перьев 1 у этого дефлектора не устраняет попадания атмосферных осадков внутрь вагона. Вследствие этого он не получил широкого применения в железнодорожных вагонах.

Чугунный дефлектор Вендлера (фиг. 498) применяется в пассажирских вагонах на Эстонской и Латвийской железных дорогах. Направление движущегося воздуха резко сказывается на производительности этого типа дефлектора: при некоторых направлениях ветра производительность доходит до нуля и даже происходит нагнетание наружного воздуха внутрь вагона.

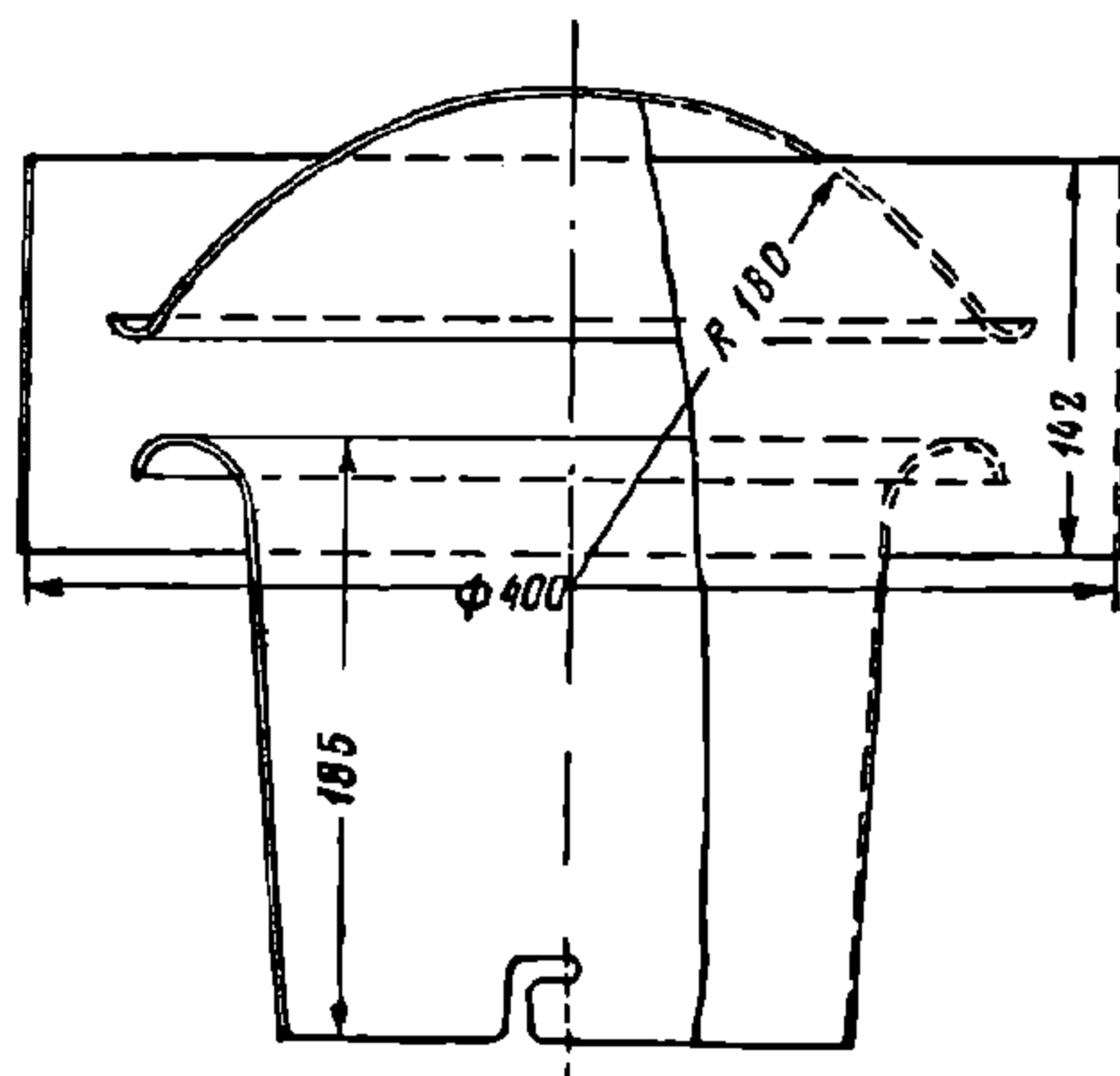
Эти недостатки присущи и модифицированному типу дефлектора (фиг. 499). Отлитый из чугуна такой дефлектор весит 17,5 кг, а при установке на вагоне 12—14 шт. тара кузова повышается на 210—245 кг.

¹ Центральный научно-исследовательский авиа-гидродинамический институт.

Дефлекторы ЦАГИ (фиг. 500) и ЦАГИ-ЦНИИ (фиг. 501) являются усовершенствованием конструкции вентилятора Коршунова. В конструкции вентилятора Коршунова не используется диффузорный эффект, который повышает производительность дефлектора и снижает общее сопротивление всей установки. Применение диффузора в дефлекторе вместо обыкновенной ци-



Фиг. 500. Дефлектор ЦАГИ



Фиг. 501. Дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ

линдрической трубы снижает потери от удара воздуха и величину скоростного напора на выходе.

Диффузорный эффект был учтён и реализован ЦАГИ при разработке своего типа дефлектора (фиг. 500). В этой конструкции учтены требования современной теории дефлекторов. Дефлектор ЦАГИ обладает минимальным внутренним сопротивлением по сравнению с другими вентиляторами, что особенно важно при стоянках вагона, когда дефлектор (при отсутствии ветра) действует только за счёт теплового напора.

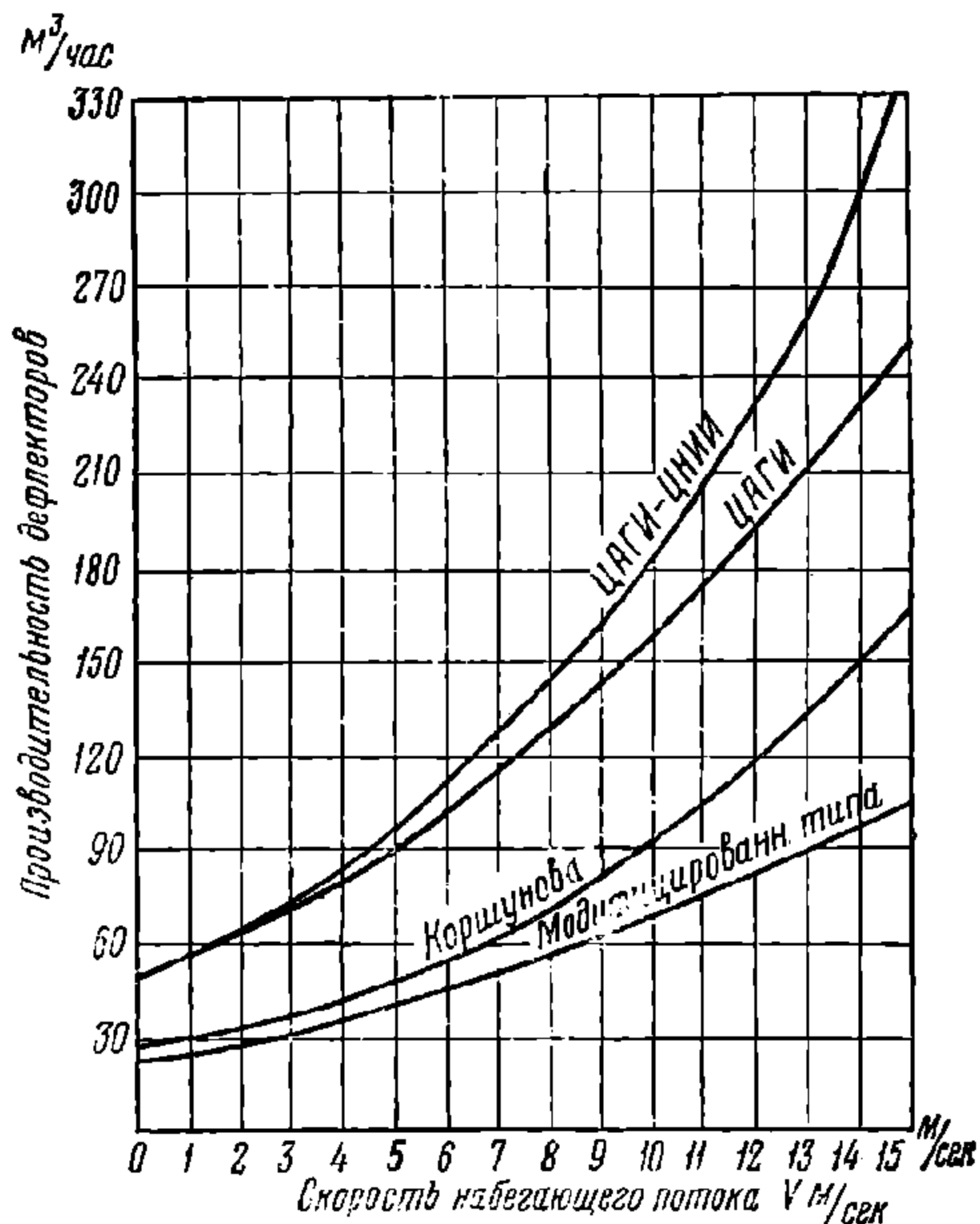
По схеме, предложенной ЦАГИ, завод им. Егорова сконструировал и изготовил из алюминия дефлекторы для новых металлических вагонов длиной 23,6 м.

В конструкцию дефлектора ЦАГИ-ЦНИИ внесены следующие изменения, улучшающие эксплуатационный режим установки и увеличивающие производительность дефлектора: округлены острые кромки у вентиляционного люка, уменьшен радиус колпака и округлены острые кромки колпака дефлектора.

В результате эксплуатационных испытаний были получены характеристики производительности различного типа дефлекторов (фиг. 502).

Как следует из кривых, наилучшим по производительности является дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ и последнее место занимает модифицированный дефлектор. Дефлектор ЦАГИ-ЦНИИ при равных условиях эффективнее в 2 раза дефлектора Коршунова и 2,5 раза — дефлектора модифицированного типа.

Значительный интерес представляют экспериментальные материалы, полученные в результате исследования вентиляции пассажирских вагонов,



Фиг. 502. Характеристики производительности дефлекторов

произведённых ЦНИЛГЭ¹ МПС. Согласно этим исследованиям могут быть сделаны следующие выводы:

1) в зимний период существующие вентиляционные устройства с дефлекторами Коршунова обеспечивают 2—3-кратный воздухообмен в купе вагонов, что явно недостаточно;

2) в первых двух (по ходу поезда) отделениях вагона воздухообмен через дефлекторы почти не происходит;

3) средние и задние (по ходу поезда) дефлекторы вагона, как правило, действуют лучше передних;

4) расположение вагонов в составе поезда на кратность воздухообмена в купе оказывает очень незначительное влияние.

Производительность дефлекторов системы Коршунова, особенно на стоянках, увеличивается почти в два раза за счёт установки в вытяжных трубах агрегата, состоящего из осевого трёхлопастного вентилятора ЦАГИ. Вентилятор помещён на одной оси с электромотором мощностью 5—10 *вт*. Такой тип вентилятора применяется в кухнях вагонов-ресторанов, в вагонах-клубах и других специальных вагонах.

6. РАСЧЁТ ТЕПЛОПOTЕРЬ В ВАГОНЕ

Стенки, состоящие из нескольких разнородных слоёв, называются многослойными. К таким стенкам относятся ограждения кузова вагона — стены, пол, потолок, окна и двери.

Количество тепла, передаваемого через плоскую многослойную стенку, можно легко определить, если известны толщина каждого слоя стенки, соответствующие коэффициенты теплопроводности и температуры внутренней и наружной среды.

Обозначим:

$t_{вн}$ и $t_{н}$ — соответственно температуры внутри помещения и снаружи в °С;

$\tau_{вн}$ и $\tau_{н}$ — соответственно температуры поверхностей стены внутренней и наружной в °С;

$\delta_1, \delta_2, \delta_3$ — толщины слоёв многослойной стенки в м;

$\delta_в$ — толщина воздушного слоя в м;

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ — коэффициенты теплопроводности каждого слоя стенки в *кал/мч°С*;

$\lambda_в$ — коэффициент теплопроводности слоя воздуха в *кал/мч°С*;

F — площадь стенки в *м²*;

α_n — коэффициент теплоотдачи наружной стенки, определяемый по формуле (для скоростей свыше 20 км/ч)

$$\alpha_n = (15 + 0,4v) \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С},$$

где v — геометрическая сумма скоростей относительного движения поезда и ветра в км/ч (во время дождя или снегопада $\alpha_n = 200 \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}$);

$\alpha_в$ — коэффициент тепловосприятости внутренней стенки, определяемый для $(t_{вн} - \tau_{вн}) < 15^\circ$ по формуле В. С. Жуковского

$$\alpha_в = 2,25 (t_{вн} - \tau_{вн})^{0,25}$$

Для внутренней поверхности ограждений кузова вагона можно принять $\alpha_в = 6 \div 8 \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}$, а для окон $\alpha_в = 9 \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}$.

При установившемся тепловом состоянии количество тепла Q , воспринимаемое поверхностью F , полностью переходит через стенку и отдаётся противоположной поверхностью тепловоспринимающей среде. Поэтому можно составить следующие уравнения:

$$Q = \alpha (t_{вн} - \tau_{вн}) F \quad \text{или} \quad t_{вн} - \tau_{вн} = \frac{Q}{\alpha_в F}; \quad (558)$$

¹ Центральная научно-исследовательская лаборатория гигиены и эпидемиологии.

$$Q = \left(\sum \frac{\lambda_i}{\delta_i} + \sum \frac{\lambda_{\theta}}{\delta_{\theta}} \right) (\tau_{\theta H} - \tau_H) F \text{ или } \tau_{\theta H} - \tau_H = \frac{Q}{\left(\sum \frac{\lambda_i}{\delta_i} + \sum \frac{\lambda_{\theta}}{\delta_{\theta}} \right) F}; \tag{559}$$

$$Q = \alpha_H (\tau_H - t_H) F \qquad \text{или} \quad \tau_H - t_H = \frac{Q}{\alpha_H F}. \tag{560}$$

Сложив полученные в правом столбце уравнения, получаем

$$t_{\theta H} - t_H = \left(\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_{\theta}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum \frac{\delta_{\theta}}{\lambda_{\theta}} \right) \frac{Q}{F},$$

откуда

$$Q = \frac{(t_{\theta H} - t_H) F}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_{\theta}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum \frac{\delta_{\theta}}{\lambda_{\theta}}} \tag{561}$$

Обозначив через *K* выражение

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \frac{1}{\alpha_{\theta}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \sum \frac{\delta_{\theta}}{\lambda_{\theta}}}$$

получаем

$$Q = K (t_{\theta H} - t_H) F \text{ кал/ч.} \tag{562}$$

По этой формуле определяются теплопотери в кузове вагона через стены, потолок, окна и пол.

Величина *K* называется общим коэффициентом теплопередачи, а $\frac{1}{K} = R$ — полным термическим или тепловым, сопротивлением. Коэффициент *K* складывается из:

- $\frac{1}{\alpha_H}$ и $\frac{1}{\alpha_{\theta}}$ — тепловых сопротивлений тепловосприятию и теплоотдаче;
- $\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$ — суммы тепловых сопротивлений различных изоляционных слоёв;
- $\sum \frac{\delta_{\theta}}{\lambda_{\theta}}$ — суммы тепловых сопротивлений воздушных прослоек.

Величины теплового сопротивления воздушных прослоек приведены в табл. 75.

Т а б л и ц а 75

	Толщина воздушного слоя в мм								
	10	20	30	40	60	80	100	120	140
Тепловое сопротивление $\frac{м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C}{кал}$	0,07	0,11	0,16	0,20	0,28	0,36	0,43	0,50	0,57

Полное тепловое сопротивление, а следовательно, полный коэффициент теплопередачи зависит от условий теплообмена между стенкой и соприкасающимися с нею средами (α_n и α_v), от толщины и коэффициентов теплопроводности отдельных слоёв. Чем ниже теплопроводность изолирующих слоёв, тем меньше, при прочих равных условиях, величина полного коэффициента теплопередачи.

Выбор коэффициента теплопередачи ограждающих конструкций вагона должен производиться с таким расчётом, чтобы для принятой внутри вагона температуры ($t_{вн} = 15 - 20^\circ$), относительной влажности ($\varphi = 60\%$) и самых низких температурах наружного воздуха ($t_n = -55^\circ$) не происходила конденсация влаги на внутренних поверхностях ограждений. Влага из воздуха может конденсироваться не только на внутренней поверхности ограждения, но и проникать внутрь изоляционного слоя.

Благоприятные условия для накопления влаги внутри помещения имеются в металлических вагонах, в которых отсутствуют неплотности, свойственные вагонам с деревянными кузовами. В металлических вагонах с внутренней стороны внешней стальной обшивки наблюдается не только конденсация влаги, но иногда и образование слоя льда. Поэтому целесообразно покрывать соответствующей изоляцией с внутренней стороны стальную обшивку стен, пола и потолка, а также иметь влагонепроницаемый слой изоляции или располагать менее гигроскопические материалы ближе к внутренней поверхности ограждения.

Пригодность выбранной изоляции для существующих условий эксплуатации определяется проверкой величины коэффициента теплопередачи, при которой не происходит конденсации влаги на внутренних поверхностях ограждений кузова вагона. Если же при этом происходит конденсация влаги на поверхностях, то необходимо уменьшить величину коэффициента теплопередачи.

Пользуясь выражениями (558), (560), (561) и (562), найдём наибольшее значение коэффициента теплопередачи ограждения

$$K_{\max} = \alpha_v \frac{t_{вн} - \tau}{t_{вн} - t_n} \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}. \quad (563)$$

При этом температура на внутренней поверхности ограждения составляет

$$\tau_{вн} = t_{вн} - \frac{K}{\alpha_v} (t_{вн} - t_n) ^\circ\text{С},$$

а температура на наружной поверхности ограждения равна

$$\tau_n = t_n + \frac{K}{\alpha_n} (t_{вн} - t_n) ^\circ\text{С}.$$

В выражении (563) τ — критическая температура стенки, при которой происходит конденсация влаги на внутренней поверхности ограждения (температура точки росы, соответствующая данному состоянию воздуха помещения).

Характеристика строительных и изоляционных материалов, применяемых в вагоностроении, приводится в табл. 76.

В вагоностроении для изоляции применяются главным образом следующие материалы: альфоль, картон, пробковые плиты, войлок, стеклянная вата, торфолеум, шевелин, а в последнее время — мипора¹. При насыщении влагой изолирующие качества мипоры резко снижаются, поэтому этот материал в вагонах следует ограждать влагонепроницаемым слоем (пакетировать).

¹ Микропористая масса.

Т а б л и ц а 76

№ по пор.	М а т е р и а л	Коэффициент тепло- проводности λ в кал/м ч °С	Объёмный вес γ в кг/м³
1	Альфоль	0,03—0,05	20
2	Войлок животный	0,03—0,05	330
3	Сосна: перпендикулярно волокнам . .	0,092	450
	параллельно волокнам . .	0,22	—
4	Дуб: перпендикулярно волокнам . .	0,178	800
	параллельно волокнам . .	0,312	—
5	Камышит	0,06—0,07	150—200
6	Картон	0,1 —0,15	1 000—1 250
7	Ксилолит	0,30	1 000
8	Линолеум	0,16	1 180
9	Линкруста	0,14	900
10	Льняно-бумажная изоляция	0,05	180
11	Древесная шерсть	0,036	80
12	Стеклянная вата	0,03	200
13	Пробковые плиты	0,035—0,05	120—200
14	Опилки	0,06	200
15	Стекло	0,64	2 500
16	Соломит	0,04—0,045	150—200
17	Шлаковая вата прессованная	0,034	200
18	Шёлк	0,04	100
19	Шёлковые очёсы	0,04 — 0,047	147
20	Торфолит	0,05 —0,08	155—300
21	Шерсть	0,033—0,05	136
22	Руберойд	0,12 —0,15	1 000—1 500
23	Толь кровельный	0,10 —0,12	900—1 500
24	Шевелин	0,035—0,04	150—180
25	Термоизолит	0,05	—
26	Фанера	0,15	546
27	Мипора	0,027—0,045	15
28	Целотекс	0,04	215

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЁТНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ПЕРЕПАДА
ДЛЯ КУЗОВА ВАГОНА

В соответствии с назначением вагона температуру воздуха *t_{вн}* следует принимать:

в пассажирских отделениях, уборных и коридорах, находящихся непосредственно перед ними	16—20°
в предтамбурных коридорах	12—15°
в вагонах-аудиториях	16—18°

Температура измеряется в середине отделения или на перегородках на высоте 1,5 м от пола.

Для определения потерь тепла вагоном установим расчётный температурный перепад, или величину разности температур, *t_{вн}*—внутреннего и *t_н*—наружного воздуха.

Расчётные температуры внутри вагона на наших дорогах принимаются 18—20°, а наружного — 32° или — 35°, следовательно, температурный перепад (*t_{вн}* — *t_н*) составляет 50 ÷ 55°.

Теплопотери кузова вагона через ограждения определяются по

$$Q_1 = (50 \div 55) K_{прив} F \text{ кал/ч,}$$

где *F* — общая поверхность внешних ограждений вагона в м;
K_{прив}—приведённый, или расчётный, коэффициент теплопередачи в кал/м² ч °С,
определяемый из выражения

$$K_{прив} = \frac{K_{стен} F_{стен} + K_{пол} F_{пол} + K_{потол} F_{потол} + K_{окон} F_{окон}}{F_{стен} + F_{пол} + F_{потол} + F_{окон}} \quad (564)$$

Данные для определения $K_{прив}$ в пассажирском вагоне длиной 20,2 м (кузов деревянный) приведены в табл. 77.

Таблица 77

Элементы кузова	Коэффициент теплопередачи K в кал/м ² ч °С	Общая площадь F в м ²
Пол . . .	0,8 — 1,1	55
Потолок . . .	0,88 — 1,12	61
Стены . . .	0,92 — 1,17	90
Окна . . .	3,0	17
Итого	—	223

В этой таблице приведены величины K , определённые по формуле (561) для пола, потолка и стен, без учёта воздушных прослоек между слоями изоляции, а для окон — с учётом воздушной прослойки между рамами.

На основании табл. 77 $K_{прив}$ для этого вагона составляет 1,06 кал/м²ч °С и общая потеря тепла через кузов $Q_1 \approx 12\,000$ кал/ч.

По гигиеническим соображениям в зимнее время необходимо в вагон подавать около 20 м³/ч воздуха на одного пассажира, что для жёсткого вагона (46 спальных мест) составляет 920 м³/ч. На подогрев такого количества воздуха затрачивается

$$Q_2 = 0,31 \cdot 920 (50 \div 55) \approx 14\,500 \text{ кал/ч,}$$

где 0,31 — средняя теплоёмкость 1 м³ воздуха.

Таким образом, общие потери тепла в жёстком вагоне длиной 20,2 м составляют

$$Q = Q_1 + Q_2 \approx 26\,500 \text{ кал/ч.}$$

Часть тепловых потерь пополняется за счёт теплоты, выделяемой пассажирами. Считая, что каждый пассажир выделяет 75 кал/ч, получим

$$Q_3 = 3\,450 \text{ кал/ч.}$$

Количество тепла, которое должны выделить отопительные приборы, равно 23 050 кал/ч.

Поверхность нагрева водяного котла в вагоне длиной 20,2 м равна 2,18 м², а количество калорий тепла, снимаемых с 1 м² нагрева этого котла по данным проф. Щёголева, составляет 7 000—8 000 кал/ч. Следовательно, такой котёл может обеспечить только 17 500 кал/ч, что указывает на невозможность при расчётных температурах обеспечить подачу воздуха в зимнее время в количестве 20 м³/ч на одного пассажира; при наружных температурах около —30° приходится почти полностью закрывать вентиляционные люки или допускать резкое снижение температуры внутри вагона.

8. ВЫБОР ВЕЛИЧИНЫ КОЭФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ ДЛЯ ОГРАЖДЕНИЯ КУЗОВА

Определим максимально допустимое значение коэффициента теплопередачи ограждений кузова для следующих данных: $\alpha_a = 7,5$ кал/м²ч °С; $t_{вн} = +15^\circ$; $t_{н} = -40^\circ$; относительная влажность воздуха внутри вагона равна 60—80%; содержание влаги в 1 м³ воздуха при $t_{вн} = +15^\circ$ и 100% влажности составляет 12,8 г (табл. 74). Следовательно, содержание влаги в 1 м³ воздуха при 60% влажности достигает 7,70 г, а при 80% влажности (что иногда наблюдается в металлических вагонах) 10,02 г. Согласно табл. 74 содержание влаги, равное 7,70 г/м³, соответствует температуре 7°, а 10,02 г/м³ — температуре 11,5°.

Таким образом критические температуры на внутренней поверхности ограждений при относительной влажности воздуха, равной 60—80%, соответственно составляют $+7^\circ$ и $+11,5^\circ$.

Подставляя найденные значения в выражение (563), получим наибольшие допустимые значения коэффициента теплопередачи

$$K_{\max} = 0,64 \div 1,10 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}.$$

Величина $K_{\max} = 0,64 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$ определена в предположении, что относительная влажность воздуха в вагоне достигает 80%. Высокая влажность воздуха получается при недостаточной кратности обмена воздуха, что иногда наблюдалось в металлических вагонах с нерегулярно действующей принудительной вентиляцией. Поэтому при таких условиях следует выбирать величину коэффициента теплопередачи для ограждений вагона равной $0,6 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$.

В металлических вагонах экспериментальным путём установлены следующие средние величины коэффициентов теплопередачи:

для продольных стенок между стойками	$K = 0,8$	кал/м ² ч [°] С
по стойкам	$K = 1,0 \div 1,15$	»
для пола . . .	$K = 0,8 \div 1,08$	»
для потолка	$K = 0,46 \div 0,6$	»
для окон	$K = 3,0$	»

Расчётная величина коэффициента теплопередачи для всего кузова металлического вагона составляет

$$K_{\text{прив}} = 0,9 \div 1,10 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}.$$

Коэффициент теплопередачи крыши должен быть выбран так, чтобы при наружных температурах, достигающих минус 2—3°, температура на поверхности крыши, под снегом, была ниже нуля во избежание таяния снега и образования льда на наружных поверхностях ограждений вагона.

Температура $\tau_{кр}$ на наружной поверхности крыши под снежным покровом определяется по формуле

$$\tau_{кр} = t_n + K_1 (t_{вн} - t_n) \left(\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}} \right) < 0^\circ, \quad (565)$$

где K_1 — коэффициент теплопередачи крыши с учётом снежного покрова.

Средний коэффициент теплопроводности снега $\lambda_{сн} = 0,35 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$ (для снега неуплотнённого $\lambda_{сн} = 0,2 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$ и уплотнённого $\lambda_{сн} = 0,4 — 0,5 \text{ кал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$).

Термическое сопротивление крыши с учётом снежного покрова определяется по формуле

$$R_1 = R_{кр} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}},$$

откуда

$$K_1 = \frac{1}{R_{кр} + \frac{\delta_{сн}}{\lambda_{сн}}},$$

где $R_{кр}$ — термическое сопротивление крыши без учёта снега, $\delta_{сн}$ и $\lambda_{сн}$ — соответственно толщина слоя и теплопроводность снега.

9. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ ВАГОНОВ

В вагонах применяются следующие системы отопления: печное, водяное, паровое высокого давления, паровое низкого давления, пароводяное, паровоздушное и электрическое. Основные требования, предъявляемые к системам отопления, сводятся к следующему.

- 3) от пола до низа печи должно быть расстояние не менее 75 мм;
- 4) пол под печью должен быть обит кровельной сталью по асбестовому картону;

5) печь не должна колебаться от сотрясений во время хода поезда.

Дымовая труба от печи выводится через крышу вагона: в отверстии крыши устанавливается металлическая коробка — разделка с двумя стенками, между которыми помещён изолирующий материал. Вверху труба оканчивается флюгаркой, предохраняющей трубу от попадания в неё снега и дождя.

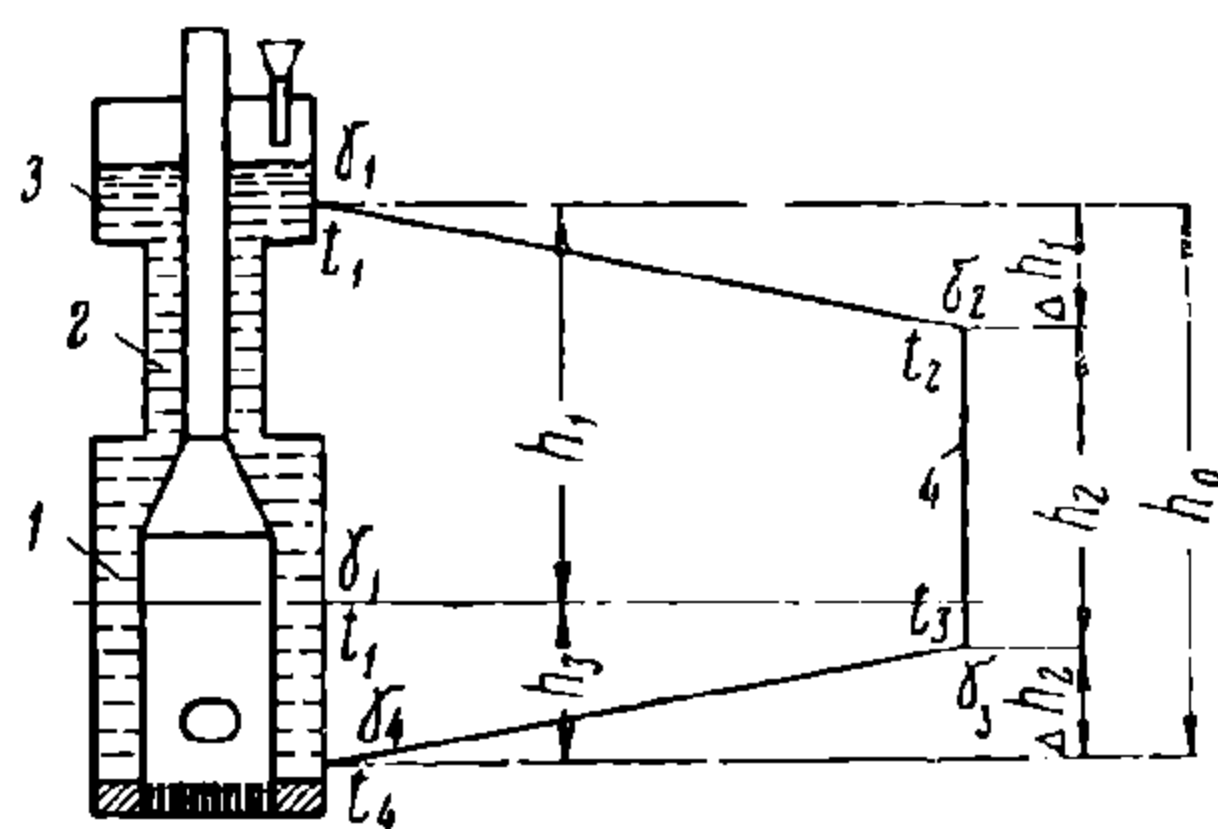
На фиг. 504 изображена постоянная типовая разделка для крытых вагонов.

Недостатками печного отопления являются неравномерность нагревания, резкая разница температур в различных частях кузова, опасность в пожарном отношении и загрязнение вагона.

11. ВОДЯНОЕ ОТОПЛЕНИЕ

В вагонах применяется водяное отопление низкого давления. Внешним отличительным признаком этого типа отопления является то, что вода, наполняющая систему, свободно сообщается с атмосферой и имеет всегда температуру ниже 100° . Водяное отопление может иметь естественную или принудительную циркуляцию.

Схема водяного отопления низкого давления с естественной циркуляцией и верхней разводкой труб изображена на фиг. 505. Из водяного котла 1 горячая вода через горловину 2 поднимается в расширитель 3. Расширитель принимает избыток воды, образующийся вследствие её расширения от нагревания системы. Расширитель, свободно сообщаясь с атмосферой, способствует освобождению воды от воздуха, скопление которого в трубах ухудшает циркуляцию.



Фиг. 505. Схема водяного отопления низкого давления

От расширителя идут две самостоятельные ветви отопительных труб вдоль каждой боковой стены вагона. В системе водяного отопления с верхней разводкой труб каждая ветвь, отходящая от расширителя, идёт по верху до противоположного конца вагона, затем опускается вниз, образуя стояк 4, и возвращается по низу вдоль той же стены к котлу через грязевик. Верхние трубы изолируются для меньшей отдачи тепла вверху, где воздух имеет более высокую температуру.

Циркуляция в этой системе отопления происходит вследствие различия плотностей воды в котле и в нагревательных трубах.

Действующий в отопительной системе напор определяется из выражения

$$H = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \Delta h_1 + \frac{\gamma_2 + \gamma_3}{2} h_2 + \frac{\gamma_3 + \gamma_4}{2} \Delta h_2 - \gamma_1 h_1 - \frac{\gamma_1 + \gamma_4}{2} h_3, \quad (566)$$

где $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ и γ_4 — вес 1 м^3 воды, соответствующий температурам: t_1 в расширителе, t_2 в конце верхней разводящей трубы, t_3 и t_4 в начале и конце нижней нагревательной трубы, в кг;

$\Delta h_1, h_2$ и Δh_2 — вертикальные проекции верхней разводящей трубы стояка и нижней нагревательной трубы, соответственно, в м;

h_1 — высота столба жидкости с удельным весом γ_1 в м;

h_3 — высота столба жидкости с удельным весом $\frac{\gamma_1 + \gamma_4}{2}$ в м.

В существующих системах водяного отопления вагонов в зависимости от перепада температур $t_1 - t_4$ и форсировки котла высота h_3 изменяется в узких пределах 150—250 мм. Для ориентировочных расчётов принимают $h_3 \approx 0$ и $h_1 = h_0$.

Действующий напор расходуется на преодоление сопротивления трения в прямолинейной части трубопровода и местных сопротивлений отопительной системы.

Падение напора вычисляется по формулам в прямолинейной части труб на длине l

$$Rl = \lambda \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{d} l \text{ мм вод. ст.} \quad (567)$$

от местных сопротивлений

$$Z = \sum \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma \text{ мм вод. ст.,} \quad (568)$$

где $\sum \zeta$ — сумма коэффициентов всех местных сопротивлений на данном участке трубопровода;

v — скорость движения воды в трубах отопления в м/сек;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

γ — удельный вес воды в кг/м³;

d — диаметр трубы в м;

R_e — число Рейнольдса $\left(R_e = \frac{vd}{\nu}\right)$;

ν — кинематическая вязкость воды;

$$\lambda = \frac{0,3164}{R_e^{0,25}} \text{ для } R_e \text{ от } 2320 \text{ до } 10^5.$$

Основное уравнение, выражающее равенство располагаемого напора и сопротивления трубопровода в системе с естественной циркуляцией при установившемся режиме, имеет вид

$$H_0 = \sum Rl + Z. \quad (569)$$

Количество тепла Q , передаваемого через поверхность нагрева F труб водяного отопления, определяется по формуле

$$Q = K_m \left(\frac{t_n + t_k}{2} - t_{вн} \right), \quad (570)$$

где t_n — температура воды, поступающей в трубу отопительной сети;

t_k — температура воды, выходящей из трубы отопительной сети;

$t_{вн}$ — температура воздуха внутри вагона;

K_m — коэффициент теплопередачи через стенку трубы в кал/м² ч°С.

Без большой погрешности для труб водяного отопления можно принять $K_m \approx \alpha_n$, где α_n — коэффициент теплоотдачи трубы.

Коэффициент теплоотдачи стальной горизонтальной трубы диаметром 60—100 мм колеблется в пределах 8,5—10,5 кал/м² ч°С, в зависимости от разности средней температуры воды в трубе и температуры воздуха $t_{вн}$. Цифра 8,5 соответствует разности температур, равной 40°, а 10,5 — разности 50—60°.

Если система состоит из горизонтальных труб диаметром более 33 мм, расположенных рядами друг над другом, то для указанных выше разностей температур выбирается $K_m = 7,0 \div 8,5$ кал/м² ч°С.

Ограждение нагревательных приборов вертикальными стенками или горизонтальными полками уменьшает теплоотдачу на 2—2,5%. Например, дере-

вянная полка над прибором (фиг. 506,а) уменьшает теплоотдачу прибора:

при расстоянии	$A_1 = 40 \text{ мм}$	80 мм	100 мм
на	5%	3%	2%

Ограждение нагревательного прибора, выполненное, как показано на фиг. 506,б, уменьшает теплоотдачу:

при расстоянии	$A_2 = 220 \text{ мм}$	180 мм	150 мм
на	13%	19%	25%

Наивыгоднейшим является расстояние от стены до труб системы водяного отопления, равное 50—60 мм.

Расстояние между стенками параллельно расположенных нагревательных труб не должно быть менее 25 мм, в противном случае резко понижается лучеиспускающая способность прибора.

Окраска нагревательных труб влияет главным образом отрицательно на теплоотдачу прибора. Окраска белой эмалью или цинковыми белилами уменьшает теплоотдачу по отношению к неокрашенному нагревательному прибору на 1,0%, матовой зелёной эмалью на 4,4%, медной бронзой на 24,0%, алюминиевой краской на 24,8%.

Температура горячей воды в расширителе при самой низкой температуре наружного воздуха не должна превышать 92—94°. При правильном режиме отопления температура воды при выходе из расширителя редко превосходит 80°, а в нагревательных трубах, постепенно охлаждаясь, понижается до 50—60°, следовательно, средняя температура воды в системе не превосходит 65—70°.

Перепад температуры в системе водяного отопления, достигающий 20—30°, зависит от разности температур наружного воздуха и внутри вагона.

Количество циркулирующей воды в сети определяется из выражения

$$B = \frac{Q \cdot \pi d^2}{(t_n - t_k) 4} 10^{-6} \cdot 3600 \gamma v \text{ л/ч}, \quad (571)$$

где Q — общая потеря тепла в кал/ч;

$t_n - t_k$ — перепад температуры циркулирующей воды в °С;

d — диаметр трубы в мм;

v — скорость воды в м/сек;

γ — удельный вес воды в кг/м³.

Из последнего выражения можно определить

$$v = \frac{4 \cdot 10^6 Q}{3600 \cdot \gamma \pi d^2 (t_n - t_k)}. \quad (572)$$

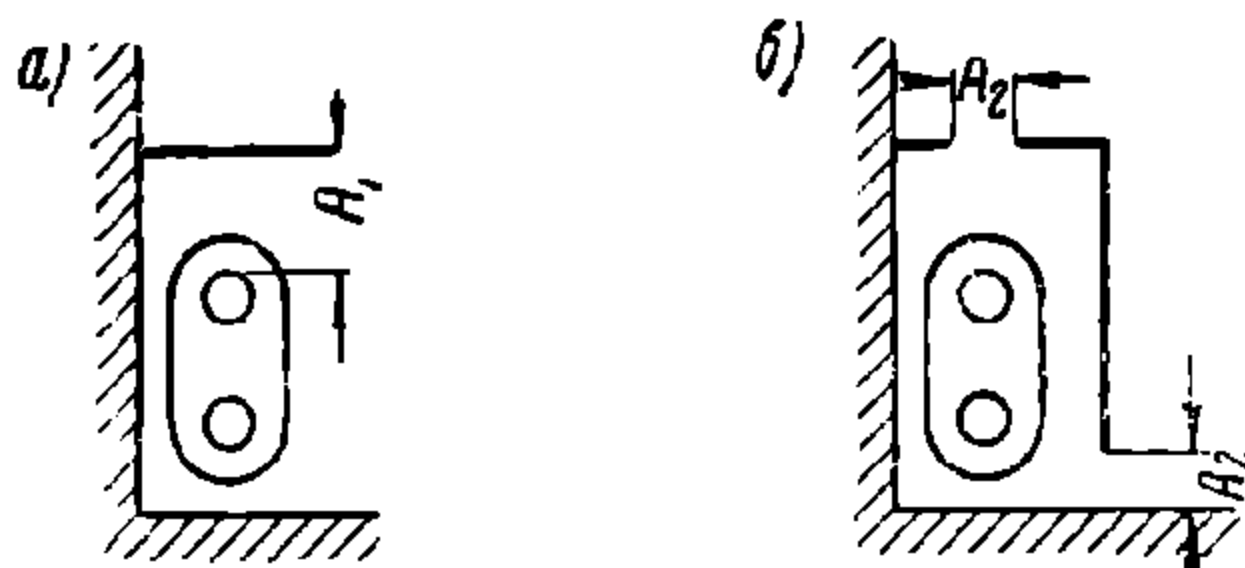
При средней температуре воды в системе $t = 68^\circ\text{С}$ удельный вес $\gamma = 978,7 \text{ кг/м}^3$. Подставляя численное значение γ в последнее выражение, получаем

$$v = \frac{0,363 Q}{d^2 (t_n - t_k)} \text{ м/сек}. \quad (573)$$

В системах отопления с естественной циркуляцией $v = 0,04 — 0,06 \text{ м/сек}$.

Поверхность нагрева водяного котла обычного типа определяется по формуле

$$F = \frac{Q}{7000 - 8000} \text{ м}^2, \quad (574)$$



Фиг. 506. Ограждение нагревательных приборов

а расход топлива из выражения

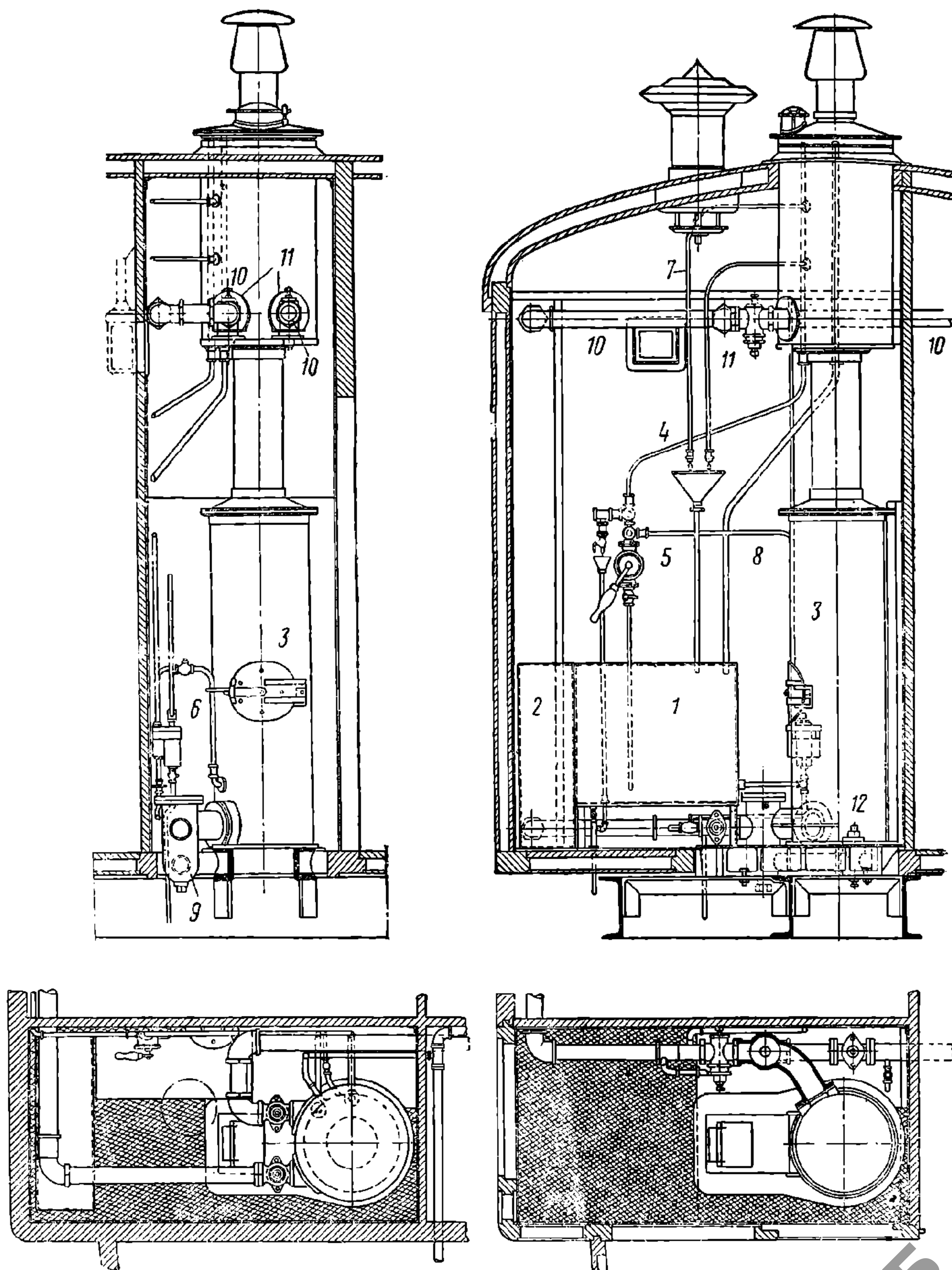
$$B_m = \frac{Q}{\eta h}, \quad (575)$$

где Q — расчётная потеря тепла в кал/ч;

η — коэффициент полезного действия котла, равный 0,55 — 0,65;

h — теплотворная способность топлива в кал/кг.

В системах водяного отопления с нижней разводкой труб каждая нагревательная ветвь по выходе из расширителя опускается вниз и идёт вдоль стенки



Фиг. 507. Котельное отделение вагона

над полом до конца вагона и снова возвращается понизу к котлу. В такой системе вследствие незначительной разницы плотностей воды в котле и вертикально расположенной нагревательной ветви располагаемый гидравличе-

ский напор очень мал и в этом случае приходится устанавливать циркуляционный насос. Обеспечение гидравлического напора специальным насосом является недостатком системы с нижней разводкой труб. Однако применение циркуляционного насоса позволяет иметь нагревательные трубы с меньшим диаметром, а следовательно, и меньшего веса.

На фиг. 507 изображены продольный и поперечный разрезы котельного отделения вагона длиной 20,2 м. В котельном отделении устанавливаются резервуар для воды 1, ящик для топлива 2 и котёл водяного отопления 3.

Наружный цилиндрический кожух водяного котла вертикального типа с внутренней топкой сваривается из стального листа толщиной 4 мм, а внутренняя топка — из листа толщиной 8 мм (фиг. 508).

Верхняя часть котла соединяется горловиной с дном расширителя.

К конусообразной верхней части топки на фланце присоединяется дымовая труба, проходящая внутри горловины и расширителя. Эта труба выходит на крышу вагона и заканчивается флюгаркой, повышающей тягу в котле. Котёл устанавливается на чугунном поддоне, укрепленном на балках рамы вагона. Нижняя часть поддона служит зольником, а на верхнюю укладывается круглой формы колосниковая решётка. Площадь решётки равна 0,106 м².

Поверхность нагрева котла составляет 2,18 м², объём топочного пространства — 0,121 м³ и теплопроизводительность — 17 500 кал/ч, вес котла без воды равен 370 кг. Цилиндрическая часть расширителя изготавливается из листовой стали толщиной 4 мм, а днище из листа толщиной 6 мм. Крышка расширителя укреплена болтами. В ней имеется воронка с крышкой. Через воронку наполняется водой расширитель.

Пополнение водой расширителя можно производить и из запасного бака 1 (фиг. 507), ёмкость которого равна 70—100 л, по трубе 4 крыльчатым насосом 5 или плунжерным 6. Плунжерный насос используется также для усиления циркуляции в трубах отопления. Уровень воды в расширителе определяется при помощи трубок 7, снабжённых водопробными кранами.

В случае переполнения расширителя избыток воды выливается в запасный бак через переливочную трубу 8.

К нижней цилиндрической части котла прикрепляется на фланце грязевик 9, к которому присоединяются нижние трубы отопления. Грязевик предохраняет котёл от попадания в него накипи и ржавчины из труб. Для спуска воды в нижней части корпуса грязевика имеется пробка.

На каждой ветви труб 10, отходящих от расширителя, имеются краны 11, при помощи которых выключается ветвь или уменьшается впуск воды в трубы. В конце каждой ветви перед грязевиком устанавливается трёхходовой кран 12, посредством которого разобщаются трубы с водяным пространством котла и спускается вода из нагревательной ветви.

Перед запорными кранами на верхних разводящих трубах ставятся небольшие краники ($d = 13$ мм для выпуска воздуха, скопляющегося в трубах).

Верхние изолированные трубы ставятся с уклоном, равным $1 : 150 \div 200$, а нижние — отопительные — $1 : 100 \div 120$ по направлению движения воды.

В трёхосных пассажирских вагонах трубы отопления имеют внутренний диаметр, равный 51 мм; в четырёхосных жёстких вагонах верхние трубы — 57 мм, нагревательные при одной трубе с каждой стороны — 70 мм, двух трубах с каждой стороны — 44—51 мм; в мягких вагонах длиной 20,2 м по купе верхние и нижние трубы — 70 мм, а по коридору — верхние 57 мм и нижние — 70 мм.

В некоторых вагонах ставятся нижние трубы овального сечения размером 63,5 × 127 мм.

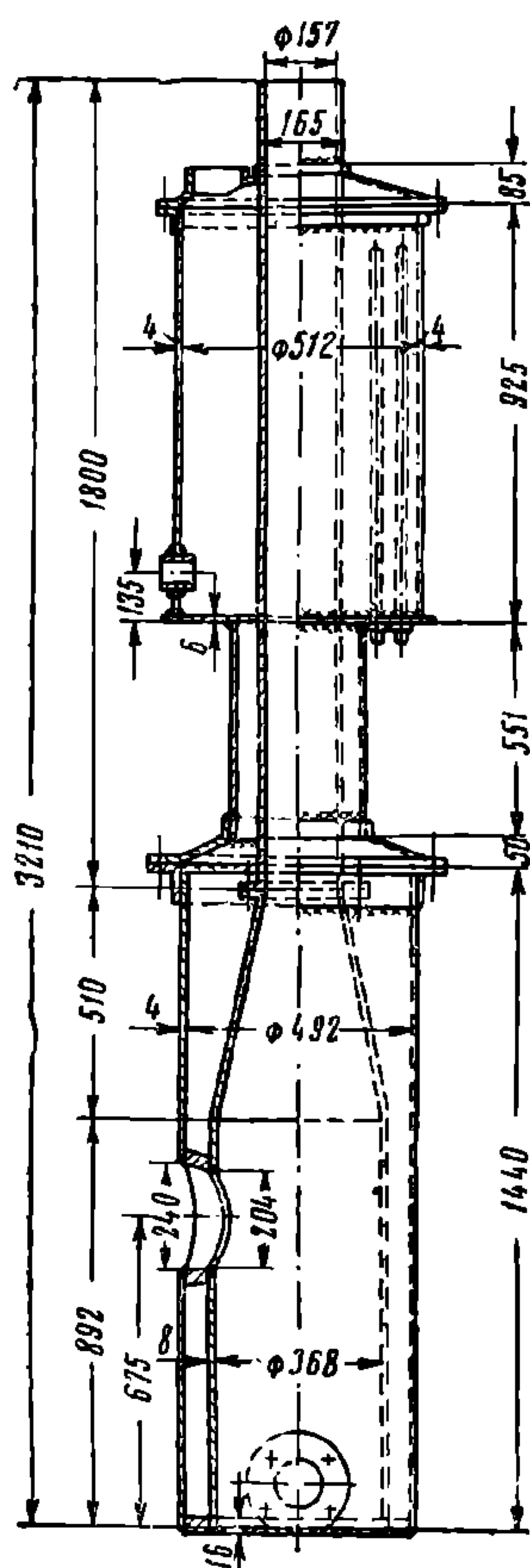
Трубы соединяются муфтами или фланцами.

Естественная циркуляция воды в трубах отопления, как указывалось выше, обуславливается разностью температур воды в котле и вертикальной трубе (стояке), соединяющей подводящую трубу с нагревательной. Поэтому стояк обычно помещается в более холодной части вагона, например, в уборной, и не изолируется.

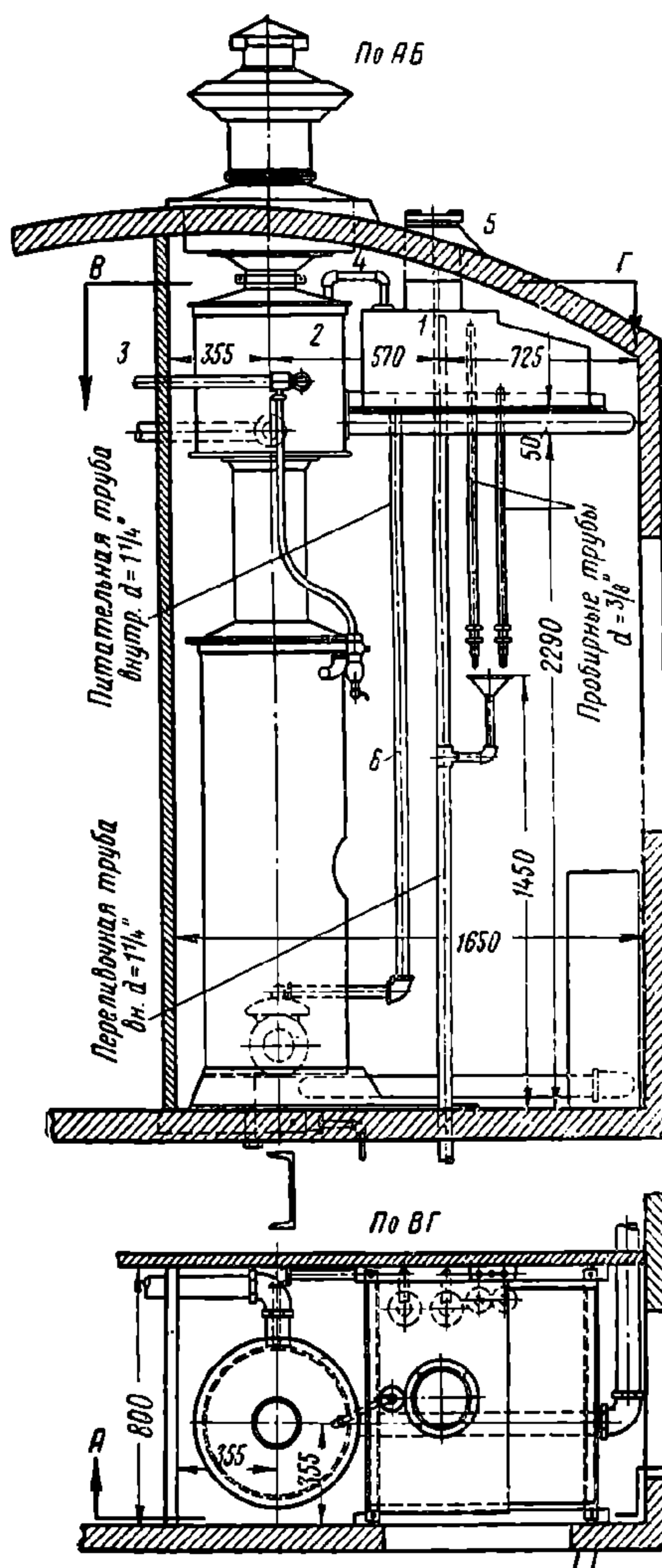
При естественной циркуляции регулирование температуры в вагоне практически возможно только путём усиления или уменьшения интенсивности процесса отопления котла, что является недостатком этой системы отопления.

Большим недостатком водяного отопления является образование накипи в трубах, засорение их и возможность замерзания. Особенно часто засоряются трубы водяного отопления, если они прикреплены ко дну расширителя. В этом случае сор оседает в первом от расширителя колене и прекращает циркуляцию. Целесообразнее разводящие трубы укреплять на 130—150 мм выше днища расширителя.

Замерзание отопления происходит от прекращения циркуляции



Фиг. 508. Котёл водяного отопления



Фиг. 509. Самоточная система отопления

вследствие засорения труб, скопления воздуха в трубах, отсутствия воды в расширителе и закрытия кранов или вентилей около котла или расширителя на продолжительное время.

К числу недостатков водяного отопления следует отнести продолжительность растопки водяного котла и нагревания вагонов. Запас воды в котле мягкого вагона длиной 20,2 м составляет около 310 л, а в трубах отопления — 400 л. Разогрев такого количества воды в системе требует много времени.

Ленинградский завод им. Егорова в описанную конструкцию внёс следующие изменения: дополнительный бак 1 ёмкостью 150—200 л устанавливается рядом с расширителем 2 (фиг. 509) выше уровня верхних подводящих труб отопления 3. Закрытый расширитель 2 сообщается сверху трубкой 4 с баком 1.

Вся система наполняется водой через воронку 5 бака 1. По мере понижения уровня водяного зеркала в расширителе по трубке 6 диаметром 30 мм производится питание котла водой без помощи насоса на основе закона сообщающихся сосудов. Эта система называется самоточной.

В случае нагрева воды до кипения в расширителе пар по трубке 4 поступает в бак 1, где и конденсируется. Этим достигается экономия в расходовании воды.

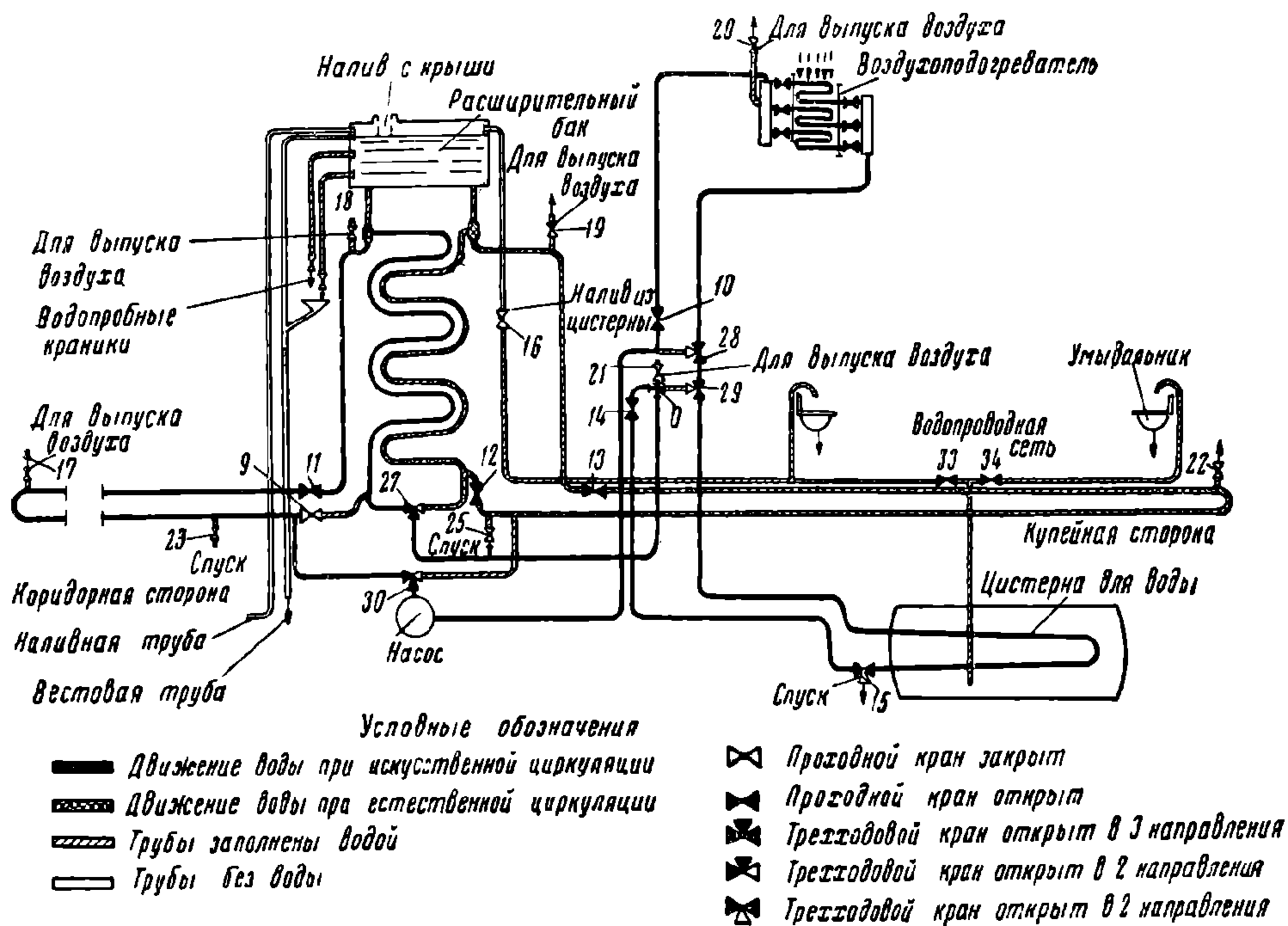
Одновременно с перенесением запасного бака уменьшается объём расширителя, вследствие чего объём воды в котле и расширителе составляет 250 л. Уменьшение объёма расширителя способствует ускорению нагревания воды во время растопки котла. Это составляет одно из преимуществ самоточной системы отопления. При этой системе устранена возможность засорения труб отопления вследствие наполнения системы водой не через расширитель, а через запасный бак.

К недостаткам этой системы следует отнести отсутствие насоса, необходимого для усиления циркуляции.

12. ОТОПЛЕНИЕ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВАГОНОВ

Металлические вагоны длиной 23,6 м первых выпусков оборудованы водяным отоплением с нижней разводкой труб.

Эта система отопления состоит из котла, обогревательных труб, расположенных около пола по обеим боковым стенкам вагона, двух змеевиков —



Фиг. 510. Схема водяного отопления с нижней разводкой труб металлического пассажирского вагона

один для подогрева воздуха, поступающего в вагон через вентиляционную установку, другой — для обогрева воды в цистерне, центробежного насоса с мотором, кранов и вентилей (фиг. 510).

Котёл отопления (фиг. 511) — сварной цилиндрический с площадью колосниковой решётки, равной 0,165 м², объёмом топочного пространства 0,079 м³, поверхностью нагрева 2,76 м², теплопроизводительностью 25 000 кал/ч.

Котёл имеет два водяных змеевика, концы которых соединены с обогревательными трубами отопления коридорной и купейной сторон. Такое соединение труб и змеевика между собой позволяет осуществлять в каждой ветви отопления замкнутый цикл.

Змеевик, проходящий через воздухоподогреватель, служит для подогрева нагнетаемого в вагон воздуха, другой змеевик подогревает воду в цистерне, расположенной под вагоном.

Циркуляция воды в отопительных трубах может быть естественной или искусственной (принудительной), а в обогревательных змеевиках воздухоподогревателя и цистерны — только искусственная, создаваемая при помощи центробежного насоса мощностью 0,5 квт (производительность 150—200 л/мин).

Краны и вентили обогревательной системы (фиг. 510) предназначены для следующих целей.

Краны 9, 11, 12 и 13 служат для отключения змеевика котла от отопительных труб. Обогревательный змеевик воздухоподогревателя включается через вентиль 10, а змеевик цистерны — через вентиль 14. Слив воды из системы осуществляется кранами 15, 23 и 25.

Расширитель системы пополняется водой из подвагонной цистерны через вентиль 16. Краны 17, 18, 19, 20, 21 и 22 служат для удаления воздуха из системы.

Для перевода системы отопления вагона на принудительную циркуляцию пользуются трёхходовыми кранами 27, 28, 29 и 30.

К недостаткам описанной системы отопления следует отнести сравнительно большой расход электроэнергии на приведение в действие центробежного насоса; на длительных стоянках истощаются аккумуляторные батареи, питающие электроэнергией мотор насоса и осветительную сеть, и, следовательно, принудительная циркуляция не действует.

Металлические вагоны последних выпусков оборудуются водяным отоплением с верхней разводкой труб, более простым водяным котлом и расширителем-воздухоподогревателем (фиг. 512).

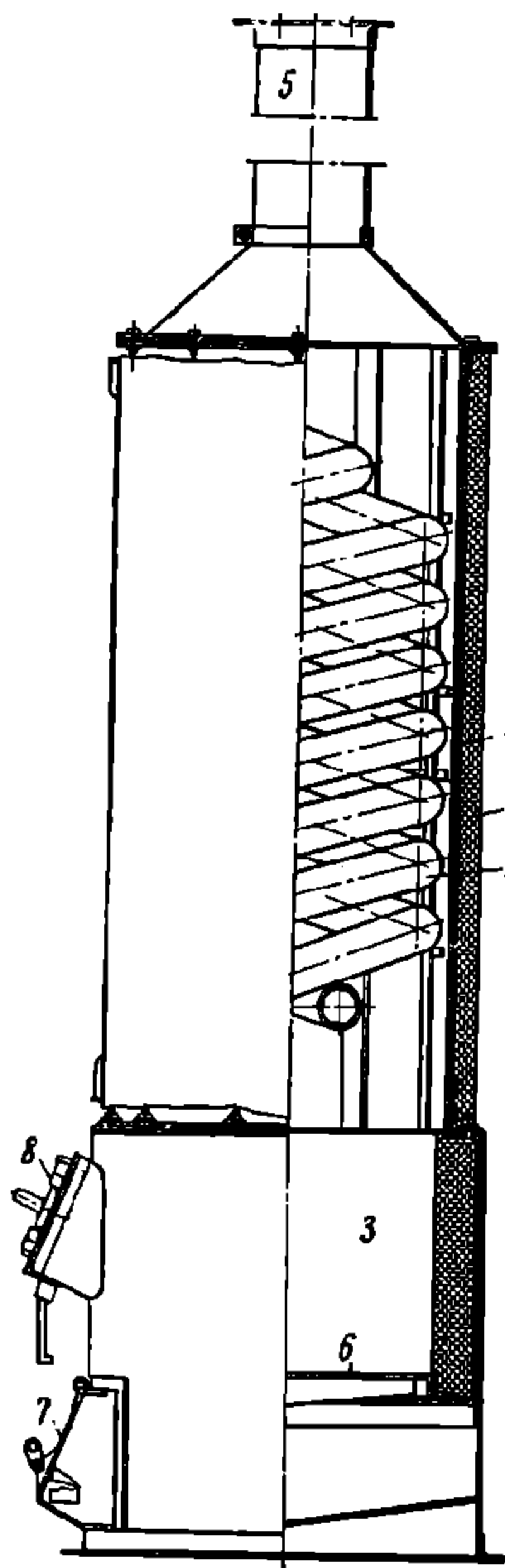
Вертикальный водяной котёл с тремя поперечными кипящими трубами имеет поверхность нагрева, равную $3,03 \text{ м}^2$, площадь колосниковой решётки $0,19 \text{ м}^2$, теплопроизводительность до $30\,000 \text{ кал/ч}$. Объём воды в котле равен 280 л.

В расширителе-воздухоподогревателе установлено 76—96 трубок с общей поверхностью нагрева до $5,5 \text{ м}^2$.

В зимнее время воздух, подаваемый в вагон, подогревается в трубках расширителя и по воздушному каналу, через жалюзи, распределяется по купе (схема вентиляционной установки и расширителя-воздухоподогревателя изображена на фиг. 513).

Для более равномерного распределения температуры по длине кузова во всех купе, кроме первых двух, установлено по две обогревательных трубы с наружным диаметром, равным 65 мм.

Для питания котла из запасного бака в котельном отделении вагона установлен плунжерный насос, который в случае надобности используется для усиления циркуляции в отопительной сети. Налив воды в систему отопления производится с крыши через расширитель или снизу через наливную трубу под напором. Излишек воды из расширителя переливается в запасный

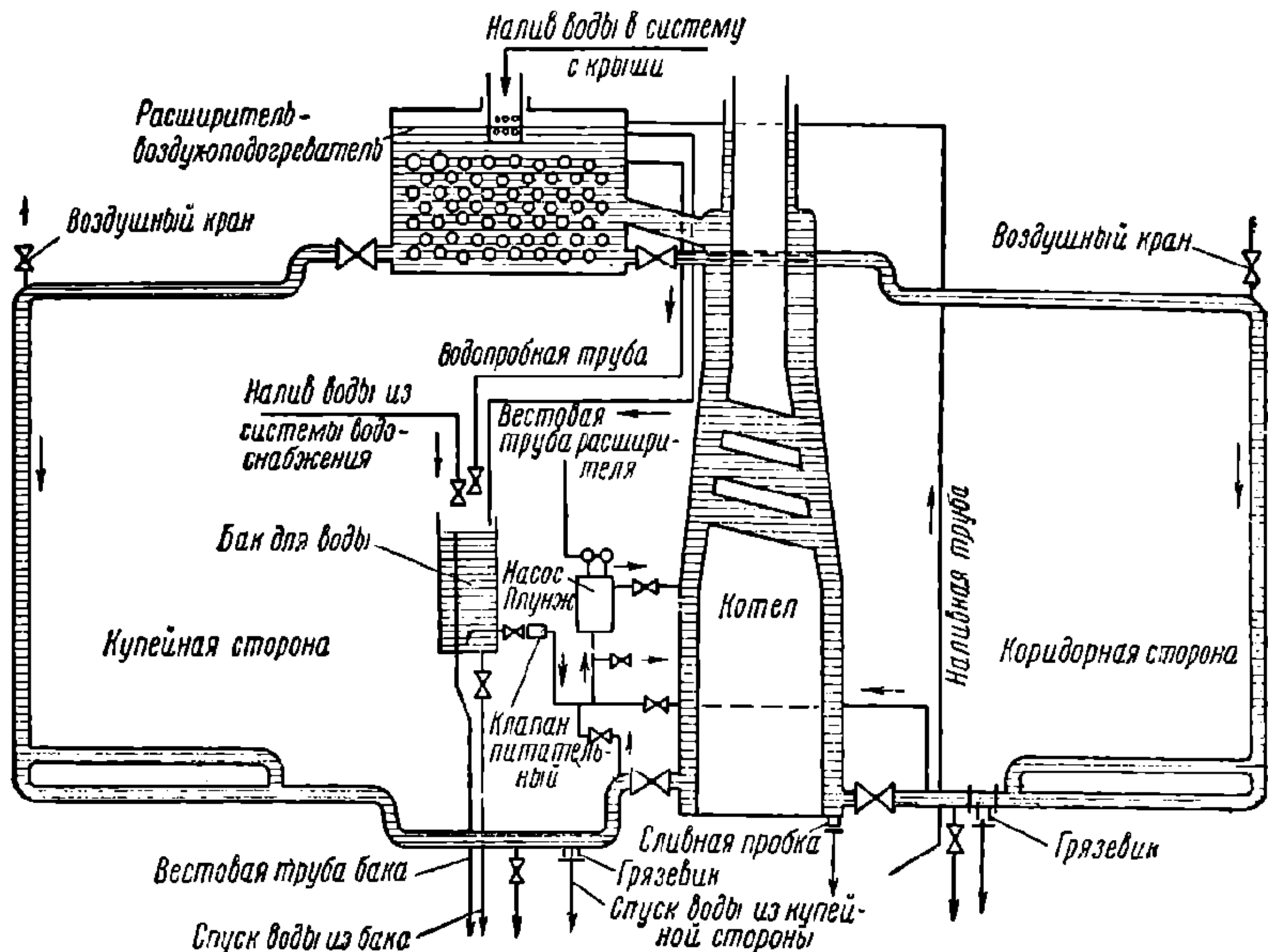


Фиг. 511. Котёл водяного отопления:

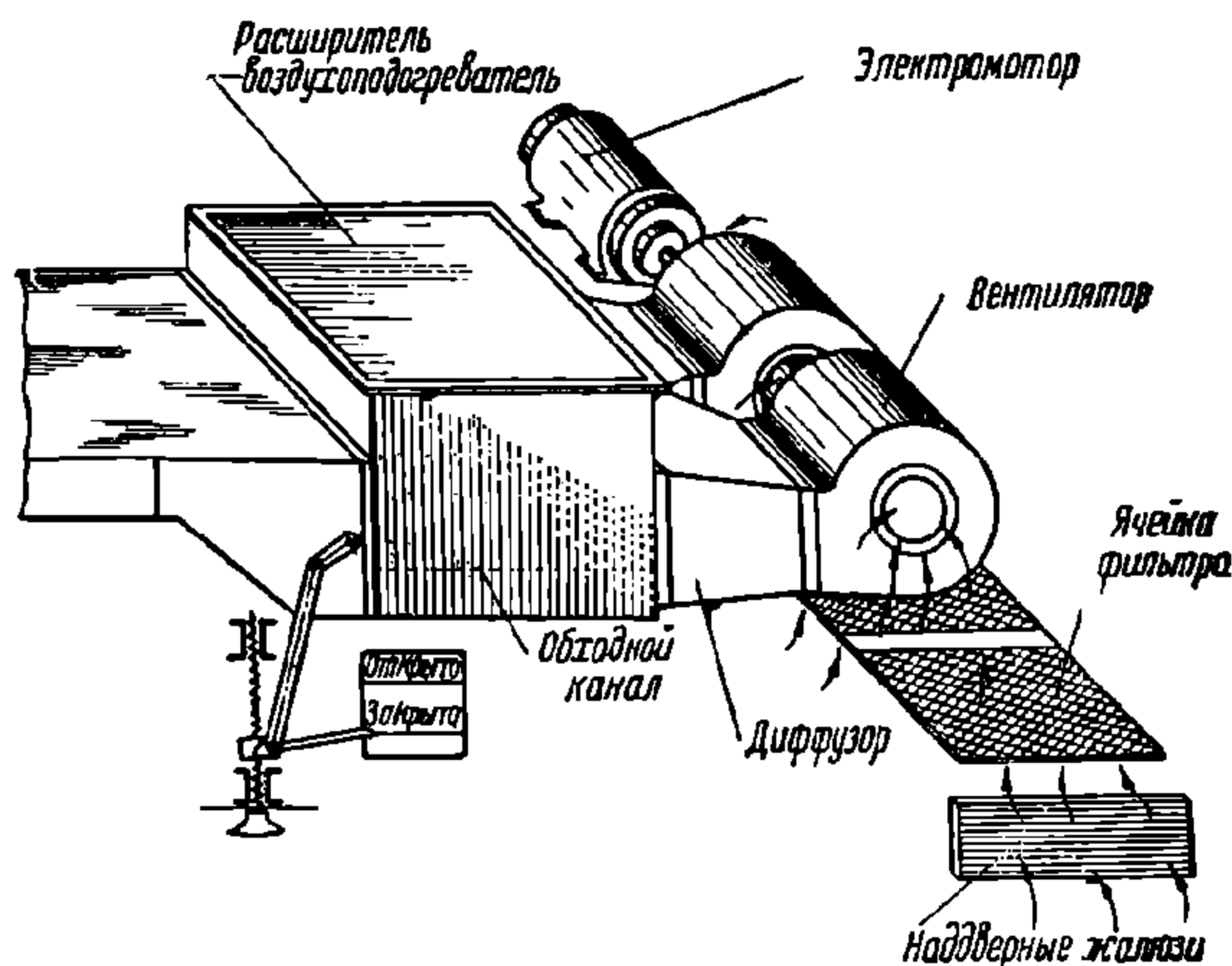
- 1 — кожух; 2 — изоляция;
- 3 — топка; 4 — водяные змеевики;
- 5 — дымовая труба; 6 — колосниковая решётка;
- 7 — дверка поддувала;
- 8 — дверца топки

водяной бак, а в случае переполнения запасного бака — наружу через вентильную трубу.

В системе водяного отопления с верхней разводкой труб не требуется устанавливать циркуляционного насоса, поэтому снижается расход электроэнергии; такая система более надёжна в эксплуатации.



Фиг. 512 Схема отопления с верхней разводкой труб металлического вагона



Фиг. 513. Схема подогрева воздуха

13. ПАРОВОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Для отопления вагонов применяется пар высокого и низкого давления. К паровому отоплению высокого давления относятся системы с давлением, равным 2—5 *ати*, а низкого давления — в главном паропроводе 2—5 *ати*, и в отопительных трубах до 1 *ати*.

Отопление паром высокого давления может производиться от паровозного котла, котла, помещаемого в особом вагоне, или котла, помещённого в каждом вагоне, как и при водяном отоплении. В первых двух случаях система парового отопления называется центральной, а в последнем — индивидуальной. Центральное отопление применяется главным образом в поездах пригородных и местного сообщения, а индивидуальное — в поездах дальнего следования.

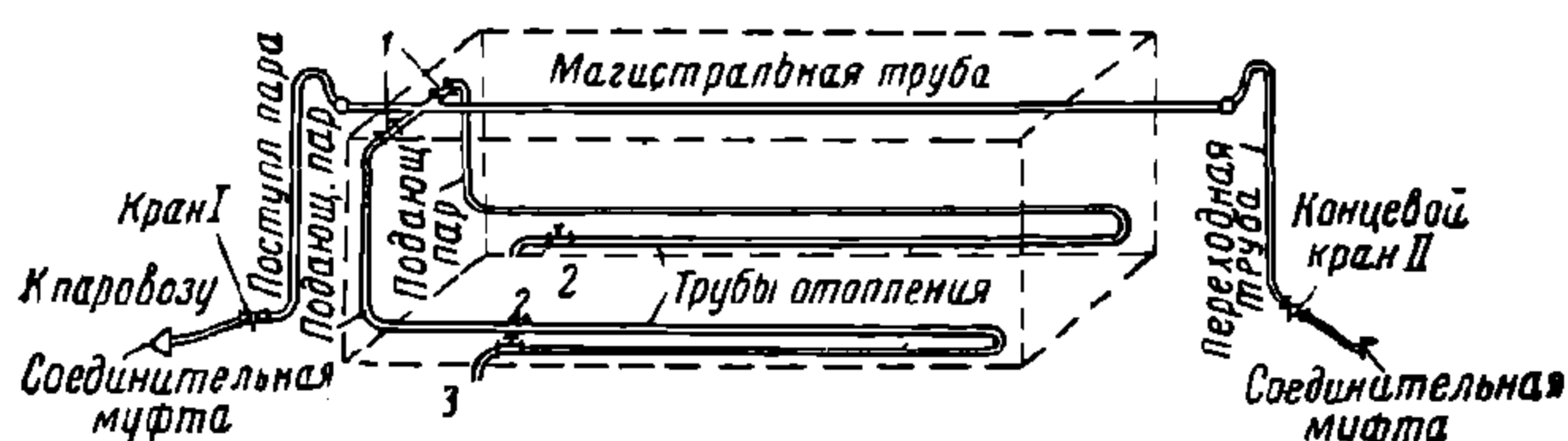
Центральное паровое отопление

Схема трубопровода в вагоне при центральном паровом отоплении показана на фиг. 514.

При центральном паровом отоплении пар в вагон поступает от паровоза или центрального котла в поезде через соединительный резиновый рукав с муфтой. Рукав ставится выгибом вверх во избежание скопления в нём воды.

У потолка вагона расположена магистральная изолированная труба диаметром 32 мм, к которой присоединены трубы диаметром 13—19 мм, подводящие пар к отопительным трубам, идущим вдоль боковых стен вагона. Подводящие трубы снабжены вентилями 1, при помощи которых регулируется приток пара в боковые отопительные ветви.

Каждая нагревательная ветвь вагона оканчивается водоотводчиком 2, автоматически выбрасывающим конденсирующуюся в трубах воду, или же с этой целью ставятся краны, регулируемые от руки.



Фиг. 514. Схема трубопровода при центральном паровом отоплении

Расход пара на отопление одного четырёхосного вагона зависит от температуры наружного воздуха и колеблется от 20 до 34 кг/ч.

При отоплении от вагона парового отопления последний ставится в середине поезда и может снабжать паром 6—8 четырёхосных или 10—12 двухосных вагонов.

Вагоны-паровики имеют горизонтальные или вертикальные котлы с дымогарными трубами. Поверхность нагрева котлов составляет 11—20 м². Давление пара 3—6 атм. Запас воды приходится иметь сравнительно большой (3—5 м³), так как конденсат выпускается наружу.

При отоплении от паровоза давление пара, поступающего в вагонную магистраль, понижается редукционным клапаном до 3—4 атм.

Преимуществами центрального отопления являются:

- 1) меньшее число обслуживающих отопление рабочих;
- 2) уменьшение расхода топлива;
- 3) отпадает необходимость возить в поезде тяжёлые котлы, печи отопления, а при отоплении от паровоза и вагоны-паровики;
- 4) безопасность в пожарном отношении.

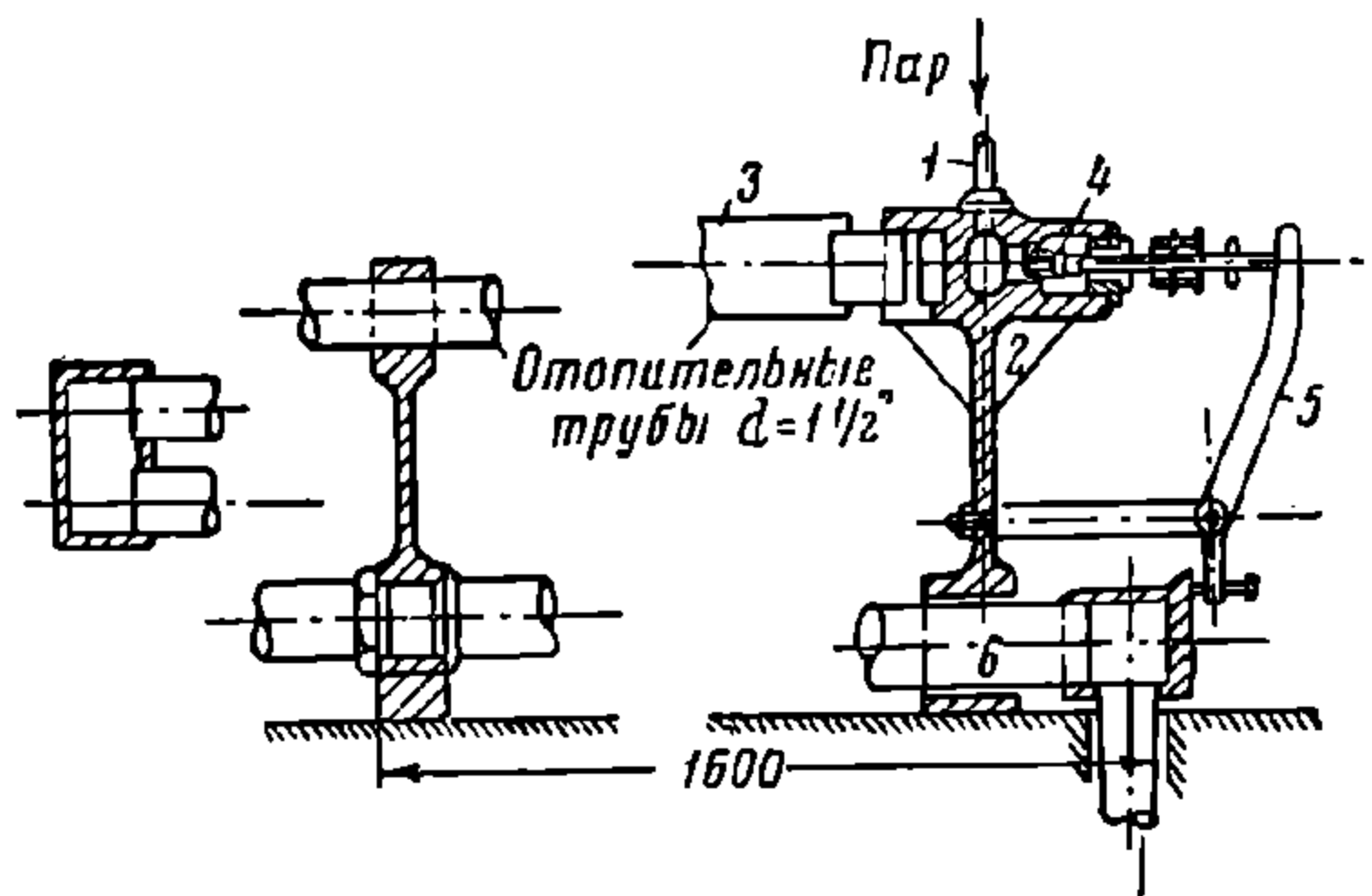
Недостатками центрального отопления являются:

- 1) неравномерность нагрева вагонов по длине поезда и недостаточное обогревание при больших морозах вагонов, удалённых от источников пара;
- 2) выключение отопления в случаях отцепки паровоза или неисправности вагона-паровика, а также при отцепке вагона от поезда;
- 3) резкий стук конденсационной воды в трубах при впуске в них пара;
- 4) высокая температура нагревательных труб;
- 5) большой расход воды вследствие выпуска конденсата наружу.

Неравномерность нагрева вагонов по длине поезда устраняется в случае применения прибора инж. Цыганкова, автоматически регулирующего впуск пара.

Пар из магистрали по подводящей трубке 1 поступает в камеру 2 прибора Цыганкова (фиг. 515), установленного в начале нагревательной сети 3. Из камеры через клапан 4 пар проходит в отопительную сеть. Стержень клапана, впускающего пар в отопительную сеть, рычагом 5 связан с одним концом конденсационной трубы. В случае удлинения конденсационной трубы от

нагревания этот конец имеет возможность перемещаться, а второй укреплен неподвижно. Когда отопительная сеть нагревается и через конденсационную трубу 6 течёт горячий конденсат, конец трубы, удлиняясь, перемещает рычаг 5 и стержень клапана. Этим самым клапан прикрывает впускное отверстие и уменьшает количество поступающего пара. Понижение температуры конденсата вызывает укорочение конденсационной трубы и увеличение площади открытия клапана и, следовательно, количества впускаемого пара. Клапан устанавливается автоматически на определённое открытие.



Фиг. 515. Прибор Цыганкова

Как показали испытания, проводившиеся в 1934 г., применение приборов Цыганкова в существующих системах центрального парового отопления снижает расход топлива в восемь раз, а температура в вагонах не зависит от места, занимаемого ими в поезде.

Индивидуальное паровое отопление высокого давления

При индивидуальном (самостоятельном) паровом отоплении пар поступает из парового вертикального котла с кипяtilьными трубами, устанавливаемого в вагоне (фиг. 516). Поверхность нагрева котла равна $2,3 \text{ м}^2$, площадь колосниковой решётки — $0,142 \text{ м}^2$. Рабочее давление пара составляет $2—2,5 \text{ атм}$, наибольшее допускаемое давление — 5 атм . Паропроизводительность котла равна $30—40 \text{ кг/ч}$.

Паровой котёл состоит из топки 1 и кожуха 2, склёпанных или сваренных из листовой стали толщиной 8 мм. В топке расположены крестообразно пять кипяtilьных труб 3, в которых циркулирует вода. Под колосниковой решёткой 4 помещается зольник 5.

Котёл устанавливается в особом отделении вагона на чугунном поддоне, под который укладываются стальной лист и асбестовая прокладка.

На котле имеется парораспределительная колонка 6 с вентилем 7. От колонки 6 отходят трубы 8 и 9, снабжённые каждая запорными вентилями. Трубы 8 вблизи котла опускаются вниз к полу и идут самостоятельными ветвями вдоль каждой боковой стенки до конца вагона, откуда они возвращаются к котельному отделению вдоль тех же стен понизу. Около котельного отделения трубы поднимаются вверх и присоединяются к водяному баку 10, в который стекает конденсационная вода. Каждая ветвь около котла имеет водоотводчик 11.

Водоотводчик отделяет конденсационную воду и выпускает её наружу. По трубе 9 пар может через магистральную трубу подаваться для отопления соседних вагонов, так же как и при центральном отоплении.

Котёл снабжается двумя предохранительными клапанами 12, манометром 13, водомерным стеклом 14, тремя водопробными кранами 15, люками 16 для очистки кипяtilьных труб и спускным краном 17.

Один из двух предохранительных клапанов регулируется на $0,15 \text{ кг/см}^2$, а второй на $0,3 \text{ кг/см}^2$ выше рабочего давления в котле.

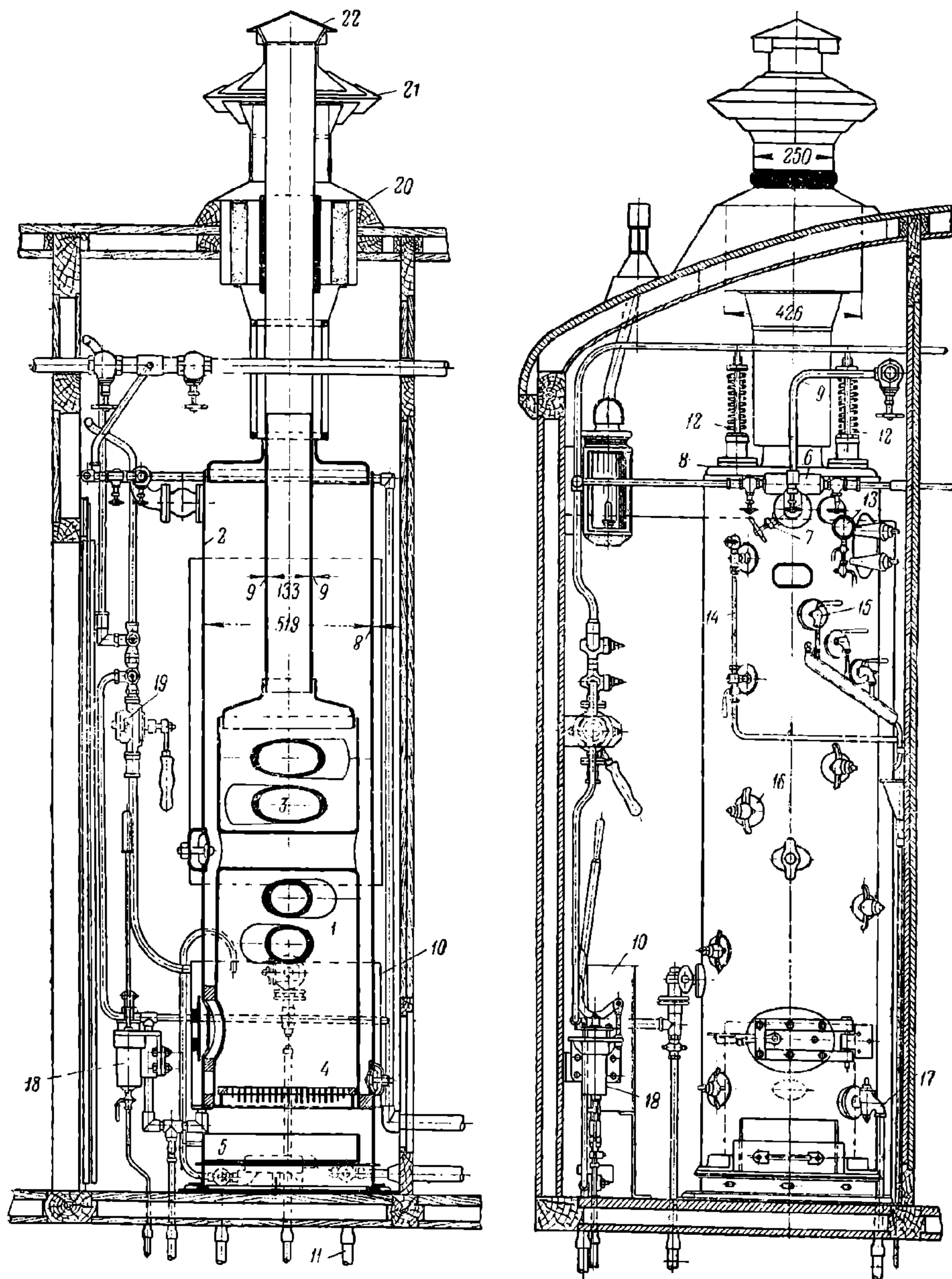
В котельном отделении имеются два ручных насоса 18 и 19, подающих воду в котёл.

Дымовая труба котла проходит в крыше вагона через разделку 20, дефлектор 21 и оканчивается флюгаркой 22.

Водоотводчик (фиг. 517) состоит из чугунного тройника 1, бронзовой крышки 2 с регулирующим винтом 3, волнистой металлической трубки 4, наполненной жидкостью, сильно расширяющейся от изменения температуры, бронзового гнезда 5 и клапана 6. Бронзовое гнездо имеет газовую резьбу для присоединения

паропроводной трубы. При расширении трубки 4 клапан 6 закрывается, а при её сокращении — открывается и выпускает конденсат.

При исправных водоотводчиках котёл питается водой из конденсационного бака. В случае повреждения водоотводчиков конденсат выпускается наружу, и котёл питается из запасного бака.



Фиг. 516. Котёл парового отопления

Сравнивая рассмотренные системы отопления между собой, можно прийти к следующим выводам.

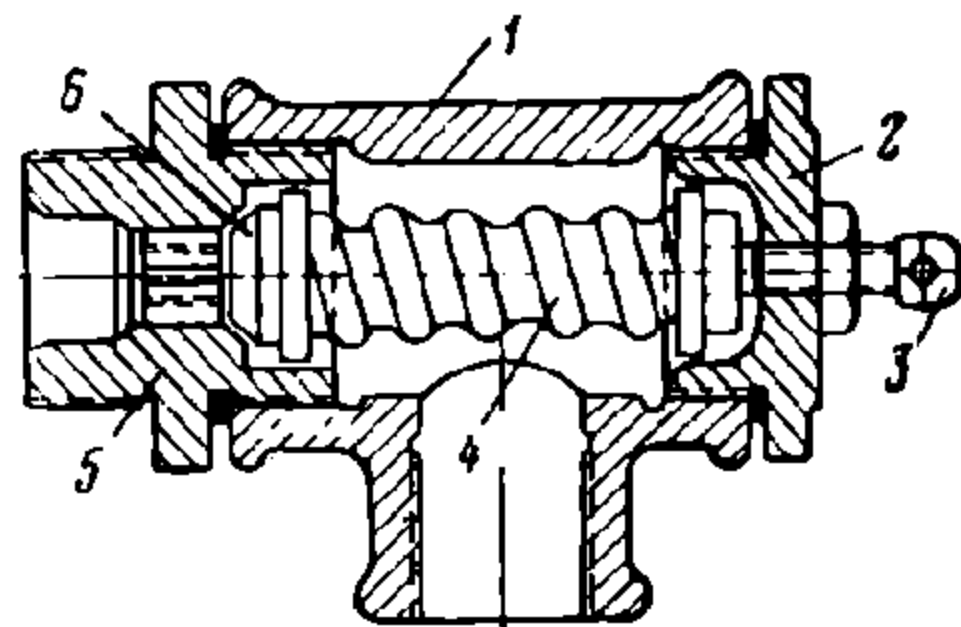
Согласно опытным данным о расходе топлива самым экономичным является водяное отопление, затем идут паровое центральное от особого котла и самое дорогое — паровое самостоятельное.

По стоимости ремонта приборов отопления самым дешёвым является печное, затем водяное, паровое центральное от особого котла, самое дорогое — паровое самостоятельное.

По безопасности в пожарном отношении первое место занимает паровое центральное от паровоза, второе — паровое центральное от особого котла. Паровое отопление самостоятельное и водяное в одинаковой степени опасны в пожарном отношении и, наконец, самое опасное в пожарном отношении — печное.

При паровом самостоятельном отоплении имеется также опасность от взрывов и случайных повреждений самих котлов.

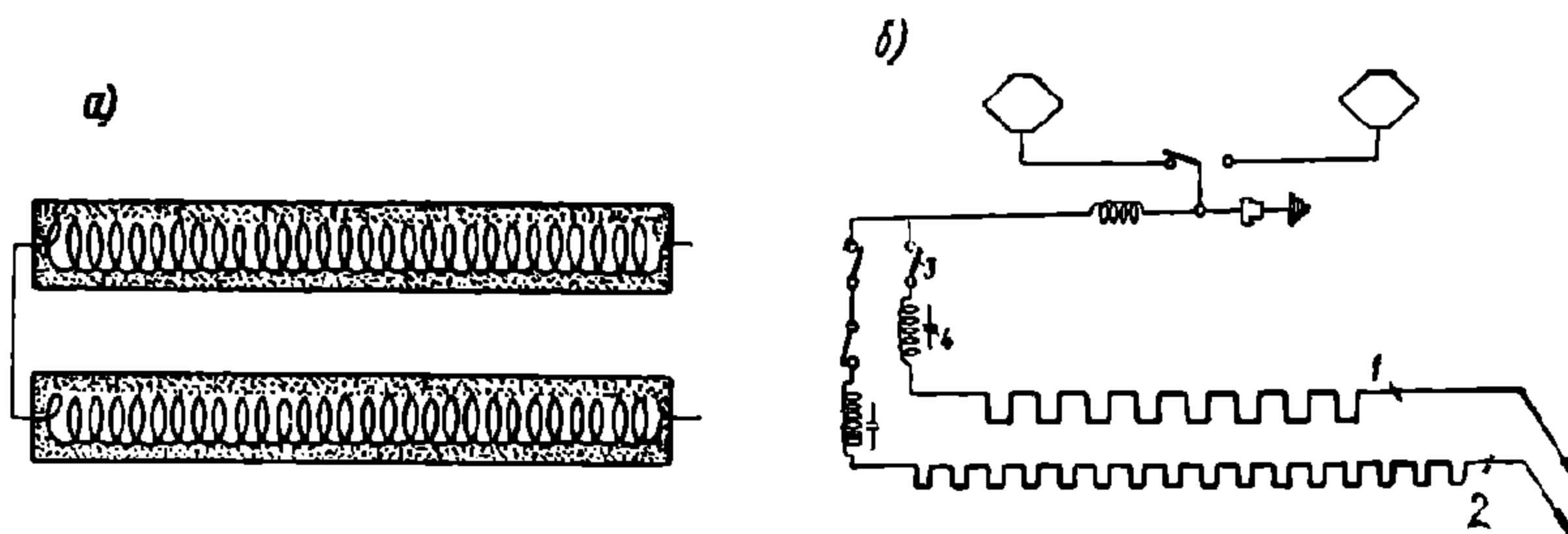
Недостатки парового самостоятельного отопления обусловили издание Министерством путей сообщения приказа о замене его водяным во всех пассажирских вагонах, проходящих капитальный ремонт.



Фиг. 517. Водоотводчик

14. ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОТОПЛЕНИЕ

Вагоны электрифицированных участков железных дорог имеют электрическое отопление. Электрические нагревательные приборы состоят из металлических трубок, в которых заключены спирали из нихромовой проволоки. Стенки трубок изнутри покрыты слоем теплоёмкого вещества. Трубки делаются диаметром 8 мм и длиной 400 мм (фиг. 518, а).



Фиг. 518. Нагревательный прибор и схема электрического отопления

Нагревательные приборы соединены в две группы (фиг. 518, б): одна группа питается током, идущим по проводу 1, а другая — идущим по проводу 2. Оба эти провода ответвляются от провода, отходящего от пантографа. Противоположные концы проводов заземляются через моторную раму. К проводу 1 присоединяются $\frac{1}{3}$ общего числа нагревательных приборов, а к проводу 2 — $\frac{2}{3}$ приборов. Первая группа приборов в период отопления почти всегда находится под током, а вторая группа приборов получает ток только тогда, когда температура в вагоне становится ниже нормальной. Включение первой группы производится посредством контакта 3 и выключателя 4. Включение и выключение второй группы производится автоматически посредством термостата.

В вагонах, у которых приведённый коэффициент теплопередачи ограждений равен $1 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{С}$, расход электроэнергии в час для расчётного режима составляет 160 вт на 1 м^3 объёма кузова.

15. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КОНДИЦИОНИРОВАНИИ ВОЗДУХА В ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНАХ

Кондиционирование воздуха является новой областью техники и применяется с целью поддержания оптимальной температуры, влажности, чистоты и скорости движения воздуха в вагоне независимо от внешних атмосферных условий.

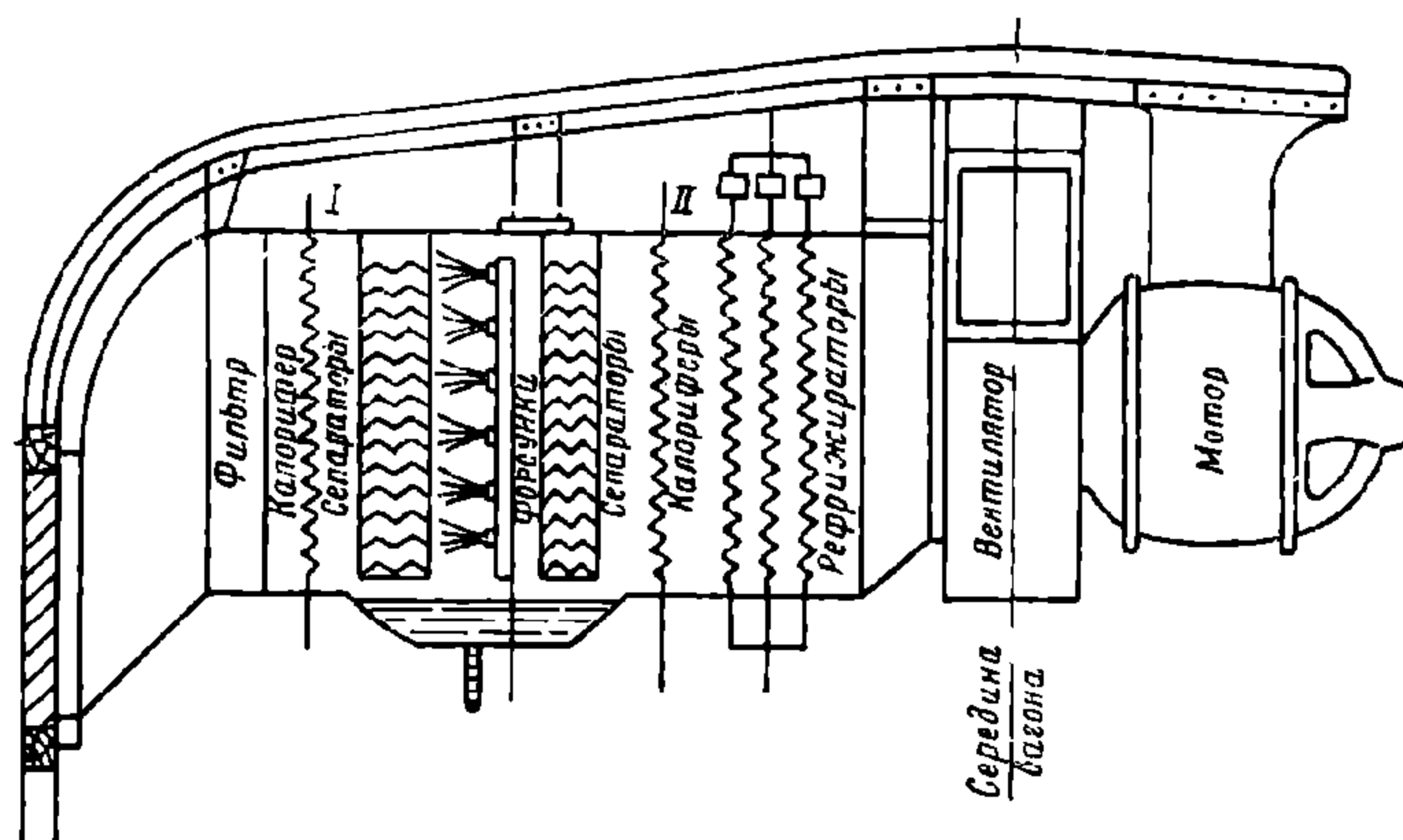
Впервые кондиционирование воздуха осуществлено в 1915 г. на Юго-Западных железных дорогах по проекту инж. С. Ф. Родовича в вагоне-ресторане, в котором вентиляция была соединена с нагреванием и охлаждением воздуха.

В установках для кондиционирования готовится необходимое количество воздуха, температура, влажность и чистота которого соответствуют заранее принятым условиям (кондициям).

Подаваемый в вагон воздух изменяет микроклиматические условия, выделяя или поглощая тепло и пары воды, соответственно тому количеству, которое выделяется пассажирами, а также источниками тепла или холода, находящимися внутри или снаружи вагона.

Микроклиматические условия внутри вагона зависят от количества и качества подаваемого воздуха.

Вводимый в вагон воздух предварительно очищается от пыли, нагревается в калориферах или охлаждается рефрижераторами (в зависимости от времени года) и увлажняется или осушается до требуемой степени влажности.



Фиг. 519. Агрегат для кондиционирования воздуха

В соответствии со своим назначением полный агрегат для кондиционирования воздуха состоит из следующих частей:

- 1) вентиляторов и распределительных каналов;
- 2) установки для очистки воздуха;
- 3) установки для увлажнения или осушения воздуха;
- 4) подогревательной установки (калорифера);
- 5) холодильной установки (рефрижератора);
- 6) источника энергии;
- 7) аппаратуры для контроля и регулировки.

На фиг. 519 показана схема агрегата для кондиционирования воздуха.

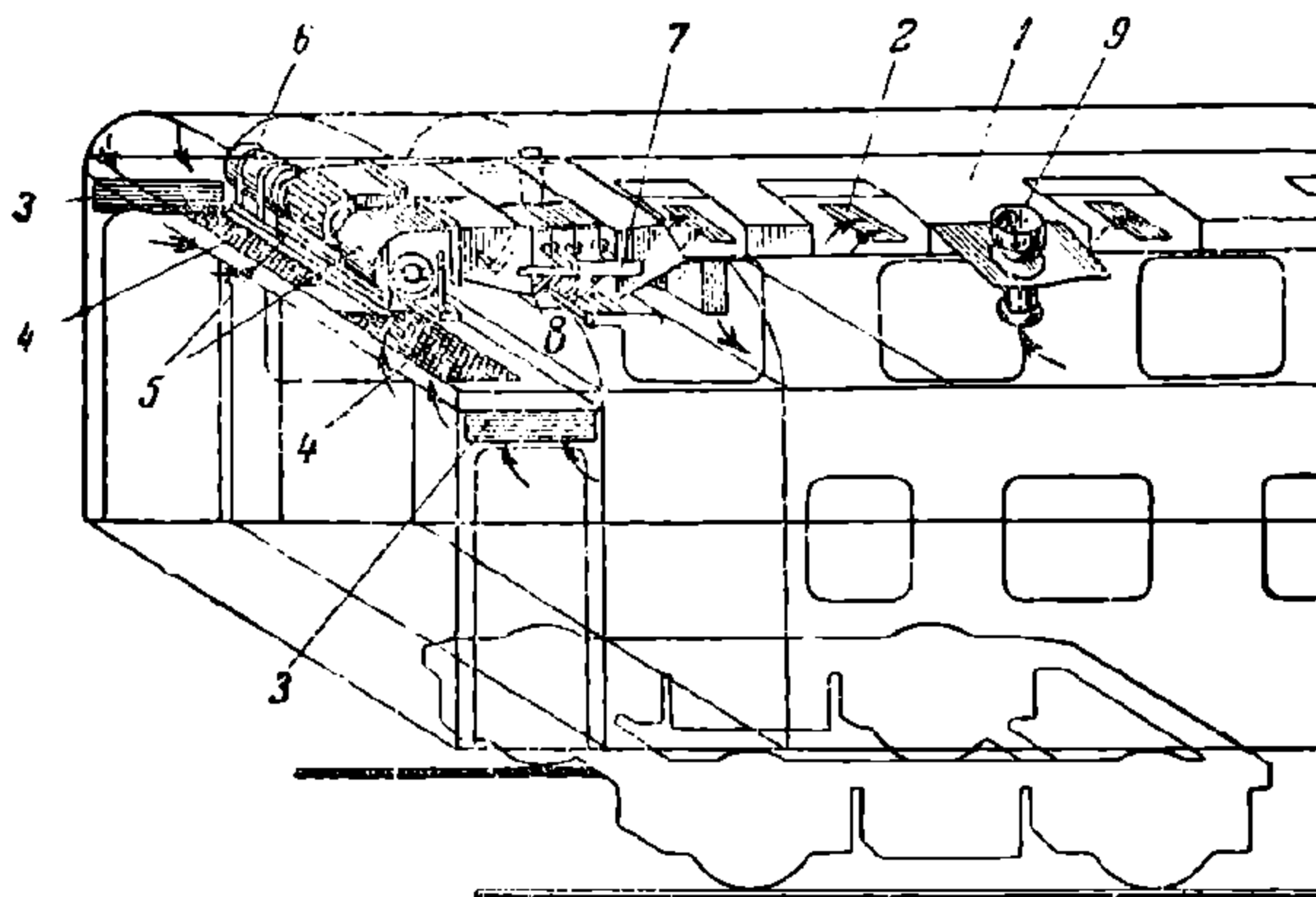
Существует несколько систем для кондиционирования воздуха. При выборе системы учитываются не только климатические, но и экономические условия (вес, объём, мощность и стоимость установки).

Недостаток места в вагоне часто затрудняет установку всего агрегата по кондиционированию воздуха. В зависимости от климатических условий не всегда монтируют полную установку. В местностях с умеренным климатом иногда отказываются от холодильной установки и ограничиваются простыми приборами для естественного испарения воды или же увеличивают количество подаваемого в вагон воздуха.

В местностях с континентальным климатом необходима полная установка и кроме того самостоятельная отопительная система, независимая от агрегата кондиционирования воздуха, так как подаваемый зимой подогретый воздух не может пополнить всех тепловых потерь в вагоне. Агрегаты для кондиционирования воздуха по возможности должны иметь минимальный вес, чтобы не увеличивать тары вагона, на перевозку которой требуются большие затраты.

Трудной задачей является возможность получения большого количества энергии, необходимой для снабжения агрегата кондиционирования воздуха. На электрифицированных линиях эта задача решается легко. В поездах с паровой тягой электроэнергию обычно получают от генераторов, приводимых в действие от оси колёсной пары вагона.

Устройство неполной установки для кондиционирования воздуха в металлических вагонах отечественной постройки схематически изображено на фиг. 520. Сдвоенный центробежный вентилятор 5, приводимый в движение электромотором 6, установлен под потолком тамбура со стороны котельного отделения.



Фиг. 520. Установка для кондиционирования воздуха в металлическом пассажирском вагоне

Воздух поступает в вагон через наддверные вентиляционные решетки 3, очищается в фильтрах 4, помещённых в потолок тамбура, и проходит в зимнее время через воздухоподогреватель 7 в воздухоподогреватель 1, из которого распределяется через жалюзийные решетки 2 по купе.

Летом, когда в вагон требуется подавать значительно больше воздуха, открывается дополнительный обходной канал 8.

Воздух из вагона удаляется через потолочные дефлекторы 9 и неплотности окон и дверей.

При неисправности вентиляционной установки или недостаточной подаче свежего воздуха в вагон периодически открываются форточки окон в купе и коридорах.

6. ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ ДЛЯ АГРЕГАТОВ, КОНДИЦИОНИРУЮЩИХ ВОЗДУХ

Тип вентилятора выбирается в зависимости от развиваемого ими полного давления.

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из полной потери давления перед всасывающим отверстием и полной потери давления за его нагнетательным отверстием. В жёстких металлических вагонах последней постройки полное давление, преодолеваемое вентилятором в кондиционирующих установках, изменяется от 15 до 30 мм вод. ст., а количество подаваемого воздуха зимой достигает 1 200 м³/ч и в летнее время 3 000—5 000 м³/ч.

Нагнетаемый очищенный воздух создаёт давление в вагоне при открытых дефлекторах на 3 мм, а закрытых — на 8 мм вод. ст. выше давления наружного воздуха. Такой избыток давления в значительной мере устраняет попадание пыли через щели в окнах, дверях и других частях кузова, т. е. в тех местах, где пыль обычно проникает в вагоны, не имеющие нагнетательной вентиляции.

В вагонных установках пользуются центробежными вентиляторами с загнутыми назад лопатками или с радиальными лопатками. Эти вентиляторы — быстроходные, поэтому являются более подходящими для непосредственного соединения с электромоторами. Центробежный вентилятор с загнутыми назад лопатками имеет высокий коэффициент полезного действия, часто достигающий 65—70%.

Вентиляторы с лопатками, загнутыми вперёд, обладают невысокой стоимостью, малым весом оси и малым габаритом. Но этот тип вентилятора имеет меньший к. п. д. по сравнению с двумя другими.

Эффективная мощность мотора, установленного на одной оси с вентилятором, определяется по формуле

$$N_m = \frac{VH}{3600 \cdot 102 \eta_{\text{вен}}} \text{ кВт}, \quad (576)$$

где V — расход воздуха в $\text{м}^3/\text{ч}$;

H — полное давление, развиваемое вентилятором, в мм вод. ст. ;

$\eta_{\text{вен}}$ — к. п. д. вентилятора.

Вентиляционная установка обычно располагается в тамбуре между обшивкой потолка и крышей.

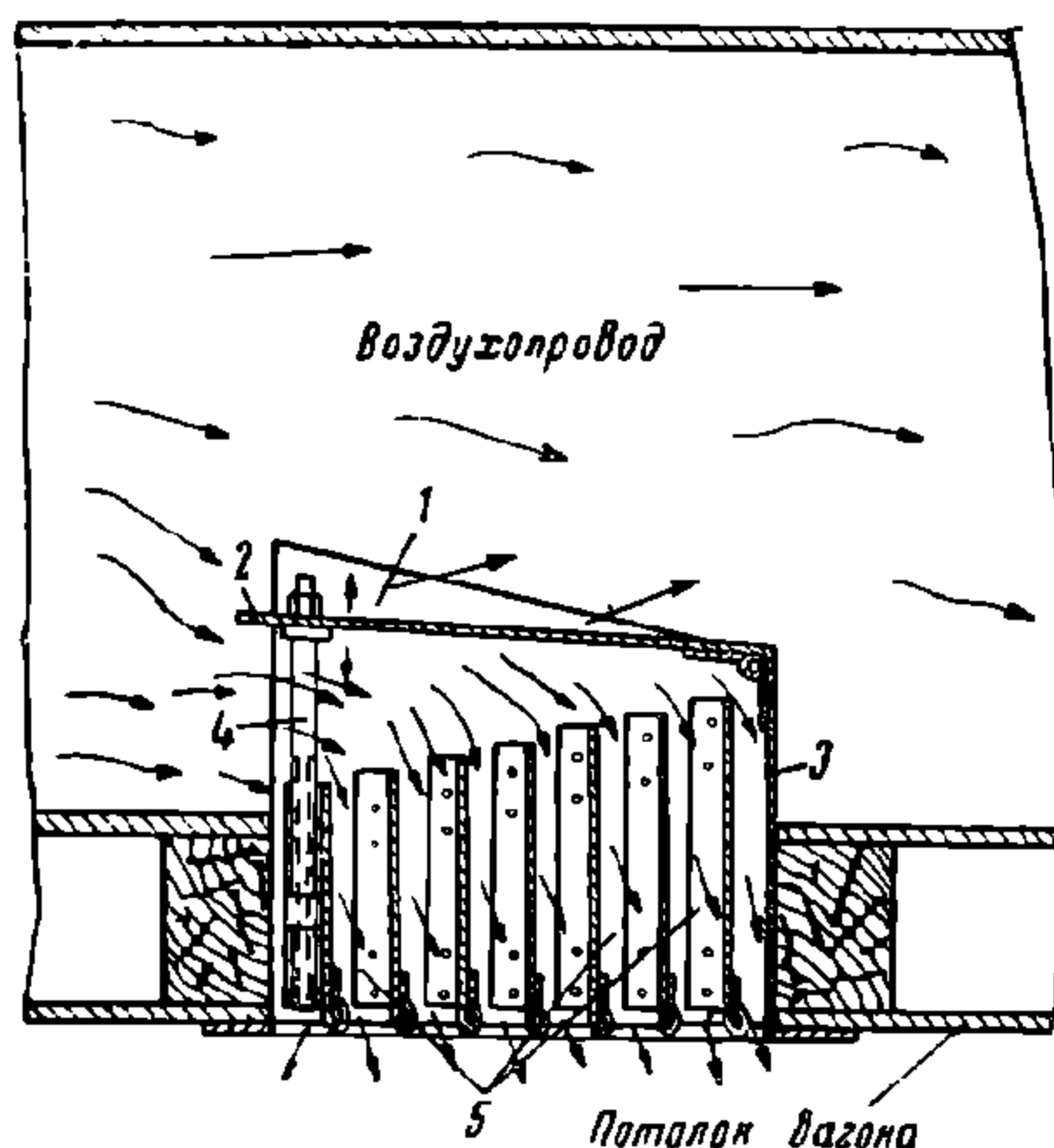
Вентиляторы целесообразно располагать по обеим сторонам мотора. Такое расположение требует меньшего пространства и позволяет легче производить балансировку вентиляторной установки. В зависимости от величины сопротивлений в каналах и количества подаваемого воздуха мощность мотора выбирается от 0,25 до 1,5 кВт. Мотор должен допускать регулирование числа оборотов в широких пределах.

В случае применения рециркуляции количество свежего воздуха, вводимого в вагон, не превышает 25—50% потребного; остальное количество воздуха (50—75%) забирается из кузова. Воздух, забираемый из кузова, фильтруется только в вагонах для курящих и ресторанах.

Рециркуляция воздуха в вагонах позволяет значительно сократить расход топлива на отопление поездов в зимнее время.

17. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВОЗДУХА

Агрегат для кондиционирования воздуха устанавливается в тамбуре за подшивкой потолка. Воздух из камеры кондиционирования подаётся в кузов через воздушный канал, расположенный вдоль середины потолка, или через два



Фиг. 521. Воздухораспределительная решётка:

1—боковой щит; 2—заслонка; 3—задняя стенка; 4—регулирующий винт; 5—воздухонаправляющие лопасти

канала, помещённых по обеим сторонам потолка. Продольные каналы имеют ряд прямоугольных люков с жалюзийными решётками, которые позволяют регулировать скорость струи воздуха, выходящего из люка (фиг. 521).

Испорченный воздух удаляется через дефлекторы или каналы, уложенные вдоль стен под сидениями. Эти каналы подходят к всасывающей трубе вентилятора, получающего извне часть свежего воздуха, пропущенного через фильтр. Тёплый воздух можно подавать и по каналам, расположенным вдоль стен около пола.

Чтобы обеспечить равномерное распределение воздуха и не поднимать пыли с пола, целесообразно тёплый воздух подавать сверху и отводить через нижние каналы, располагаемые около пола.

Скорость воздуха в распределительных каналах для зимнего режима выбирается равной 4—5 м/сек, а летнего — 8—10 м/сек, скорость выхода воздуха из жалюзи — 0,3—0,4 м/сек в зимнее время и 1,2—2,5 м/сек — в летнее время.

Сопротивление в жалюзи определяется по формуле $\zeta \frac{w^2}{2g} \gamma$,

где w — скорость воздуха в м/сек;

g — ускорение силы тяжести в м/сек².

В данном случае $\zeta = 2,6$.

Полное сопротивление воздушного канала складывается из сопротивления при входе в канал, в фильтре, калорифере, элиминаторах (сепараторах), рефри-

жераторе, в прямолинейной части канала, местных сопротивлений и динамического напора.

Сопротивление трения H в воздуховодах определяется по формуле

$$H = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \gamma, \quad (577)$$

где l — длина участка воздуховода неизменного сечения в м;

d — диаметр участка воздуховода в м;

γ — вес 1 м³ перемещаемого воздуха в кг;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

w — скорость воздуха в м/сек;

λ — коэффициент сопротивления, который для стальных и фанерных воздуховодов можно принять равным $0,0125 + 0,0011 d^{-1}$, где d выражено в м.

Напор R , затрачиваемый на преодоление сопротивления трения на длине 1 м воздуховода, при температуре воздуха 20° определяется также по формуле

$$R = 6,61 \frac{w^{1,924}}{d^{1,281}} \text{ мм вод. ст.}, \quad (578)$$

где d выражено в мм.

Если температура воздуха, движущегося по воздуховодам, отличается от +20°, то величина сопротивления трения на длине 1 м воздуховода, полученная по формуле (578), должна быть умножена на $\left(\frac{\gamma}{1,2}\right)^{0,852}$ где γ — вес 1 м³ воздуха при данной температуре в кг.

Для определения сопротивления трения в воздуховодах прямоугольного сечения в формулах (577) и (578) диаметр d заменяется другой величиной. Такой величиной является диаметр условного круглого поперечного сечения, которое при одинаковом с прямоугольным сечением расходе воздуха оказывает равное с последним сопротивление трения.

Такой условный диаметр называется эквивалентным диаметром и обозначается буквой $d_{\text{экв}}$.

Эквивалентный диаметр определяется по формуле

$$d_{\text{экв}} = 1,27 \left(\frac{a^3 b^3}{a + b} \right)^{\frac{1}{5}}, \quad (579)$$

где a и b — стороны прямоугольного канала.

18. РАСЧЁТ ВСАСЫВАЮЩИХ ВОЗДУХОВОДОВ

В вагонах с кондиционирующими установками, как указывалось выше, целесообразно применять принцип рециркуляции воздуха. В этом случае всасывающая магистраль через тройник соединяется с двумя воздуховодами, один из которых забирает воздух из кузова, а через другой засасывается наружный воздух.

При расчёте всасывающих воздуховодов сначала выбирается скорость в первом участке (фиг. 522) и вычисляются все потери, а затем выбирается диаметр второго участка (ответвления) таким образом, чтобы величины разрежения (вакуума) в месте встречи второго участка с первым были одинаковы, т. е.

$$R_1 l + (1 + \Sigma \epsilon_1) \frac{w_1^2}{2g} \gamma = R_2 l_2 + (1 + \Sigma \epsilon_2) \frac{w_2^2}{2g} \gamma = H_2 = H_1, \quad (580)$$

где R_1 и R_2 — потери на трение на 1 м длины канала в I и II воздуховоде в мм вод. ст.;

l_1 и l_2 — длины соответствующих воздуховодов в м;

w_1 и w_2 — скорости воздуха в I и II канале в м/сек;

$\Sigma \epsilon_1$ и $\Sigma \epsilon_2$ — соответствующие суммы коэффициентов местных сопротивлений;

$H_1 = H_2$ — вакуумы в первом и втором участках в мм вод. ст.

Наивыгоднейшая скорость $w_{3н}$ в магистрали (третий участок) находится из выражения

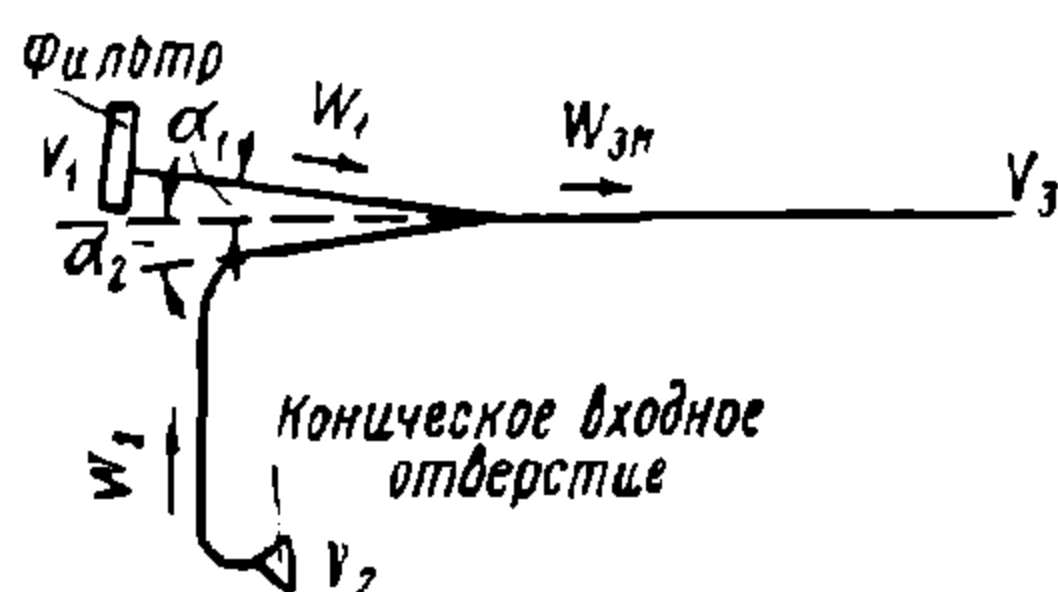
$$w_{3н} = \frac{V_1}{V_3} w_1 \cos \alpha_1 + \frac{V_2}{V_3} w_2 \cos \alpha_2, \quad (581)$$

где V_1, V_2 и V_3 — соответствующие расходы воздуха в $\text{м}^3/\text{сек}$ в первом, втором и третьем участках;

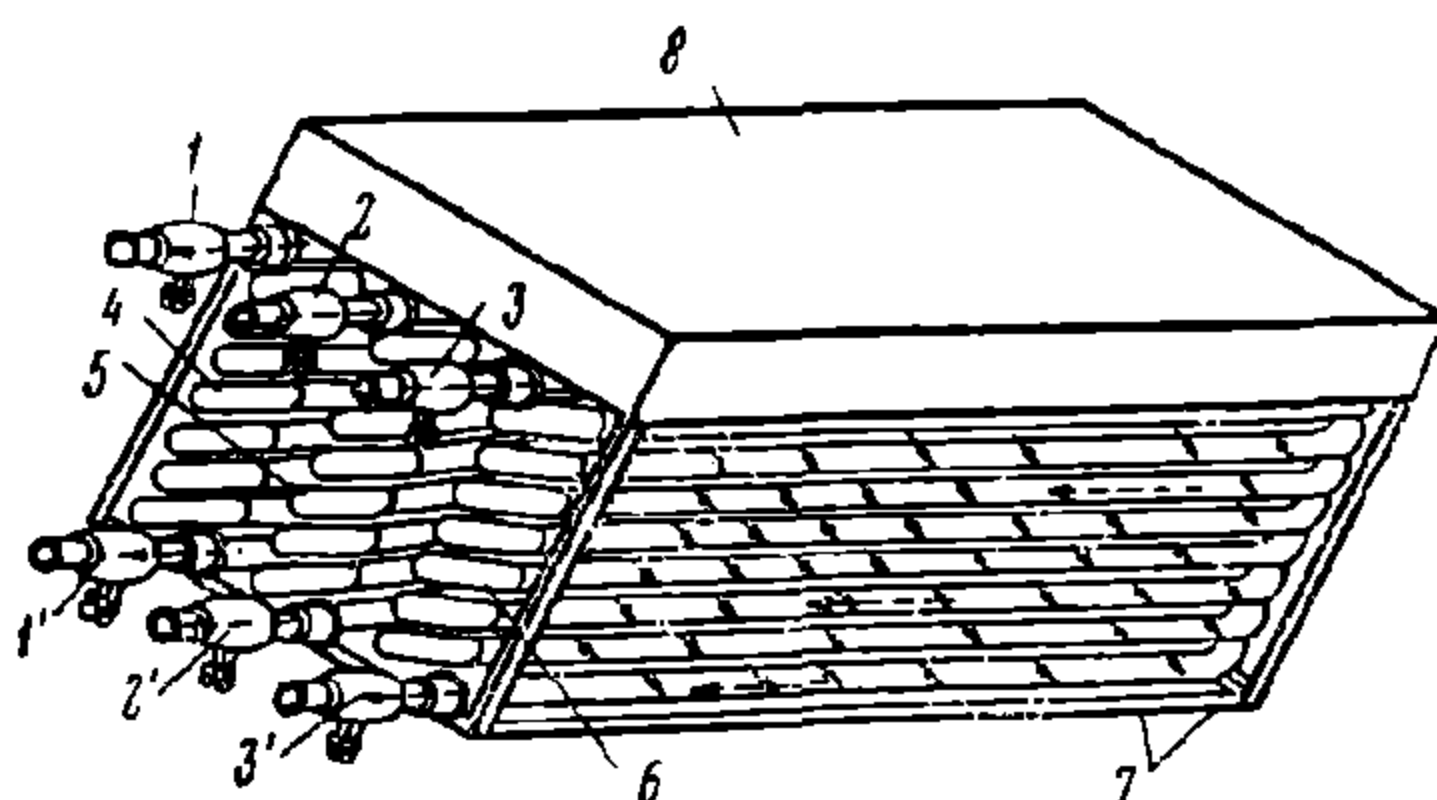
α_1 и α_2 — углы ответвлений с магистралью, которые обычно принимаются соответственно равными $\alpha_1 = 0$ и $\alpha_2 = 20 \div 25^\circ$.

Следовательно, для магистрали, в которой $\alpha_1 = 0$ и $\alpha_2 = 25^\circ$ ($\cos \alpha_2 = 0,9$), находим

$$w_{3н} = \frac{V_1}{V_3} w_1 + 0,9 \frac{V_2}{V_3} w_2. \quad (582)$$



Фиг. 522. К расчёту всасывающих воздуховодов



Фиг. 523. Воздухоподогреватель
1, 2, 3 и 1', 2' и 3' — вентили; 4, 5, 6 — змеевики; 7 — металлический каркас; 8 — обходной канал с заслонкой

По величине наивыгоднейшей скорости $w_{3н}$ и расходу воздуха V_3 определяются стандартный диаметр третьего участка, потери на трение и на местные сопротивления

$$R_3 l_3 + \Sigma \epsilon_3 \frac{w_3^2}{2g} \gamma = H_3, \quad (583)$$

где w_3 — скорость воздуха в третьем участке, соответствующая выбранному диаметру воздуховода и расходу V_3 .

Остальные обозначения подобны приведённым выше, но соответственно для третьего участка.

Прибавляя H_3 к вакууму в точке встречи первых двух участков, найдём разрежение при входе в вентилятор.

Сопротивление напорного воздуховода определяется по формуле

$$Rl + (1 + \Sigma \epsilon_4) \frac{w_4^2}{2g} \gamma, \quad (584)$$

где Rl — сопротивление прямолинейной части воздуховода в мм вод. ст.; $\Sigma \epsilon_n$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений;

w_4 — скорость воздуха в магистрали, соответствующая расходу воздуха V_3 и выбранному стандартному диаметру воздуховода, в $\text{м}/\text{сек}$.

Воздуховод в вагонах обычно изготавливается из фанеры или листового металла в виде трубы прямоугольного сечения, ширина и высота которой от воздухоподогревателя к концу постепенно уменьшаются.

В металлических вагонах первой серии для подогрева воздуха в расширенной части воздушного канала устанавливался гладкотрубчатый калорифер (фиг. 523). Калорифер состоит из трёх змеевиков, из которых каждый может быть отдельно включён или выключён из системы воздухоподогревателя

(фиг. 510). Змеевики расположены в металлическом каркасе, в верхней части которого находится обходной воздушный канал, открываемый летом. Наружный воздух последовательно проходит через все три змеевика, нагреваемые горячей водой, поступающей из труб отопления вагона.

В этой конструкции температура и количество горячей воды, поступающей в змеевики, недостаточны, вследствие чего не обеспечивается подогрев воздуха до $+20^\circ$ при расчётном режиме. Кроме того, в воздухоподогревателе и в его обходном канале поперечные сечения для прохода воздуха являются стеснёнными, что создаёт значительные гидравлические сопротивления, вызывающие излишние расходы электроэнергии для мотора вентилятора. В последующих сериях вагонов змеевики заменены расширителем-воздухоподогревателем (фиг. 513).

19. ФИЛЬТРЫ

В установках для кондиционирования воздух, подаваемый в вагон, очищается от пыли в масляных фильтрах (фиг. 524). Действие таких фильтров основано на прилипании пыли при ударе её о поверхность, смоченные липким веществом, например, висциновым, турбинным или компрессорным маслом.

Чтобы обеспечить максимальный эффект очистки, поток воздуха разделяется на возможно большее количество тончайших струек и создаются условия наиболее тесного соприкосновения этих струек с поверхностями, покрытыми липким веществом.

Фильтр состоит из двух металлических сеток, которые вставляются в раму соответствующих размеров. Внутреннее пространство фильтра заполняется металлическими стружками, стеклянной ватой или короткими тонкостенными трубочками диаметром 8—12 мм. Длина трубочек равна их диаметру, что обеспечивает наиболее сложный путь движения воздуха через такую засыпку. Фильтр устанавливается перпендикулярно потоку фильтруемого воздуха.

Загрязнённые выделенной из воздуха пылью фильтры очищаются прополаскиванием их в горячем содовом растворе или керосине, которые хорошо смывают масло вместе с удержанной ими пылью.

Для обеспечения высокого эффекта фильтров масло должно обладать следующими основными свойствами:

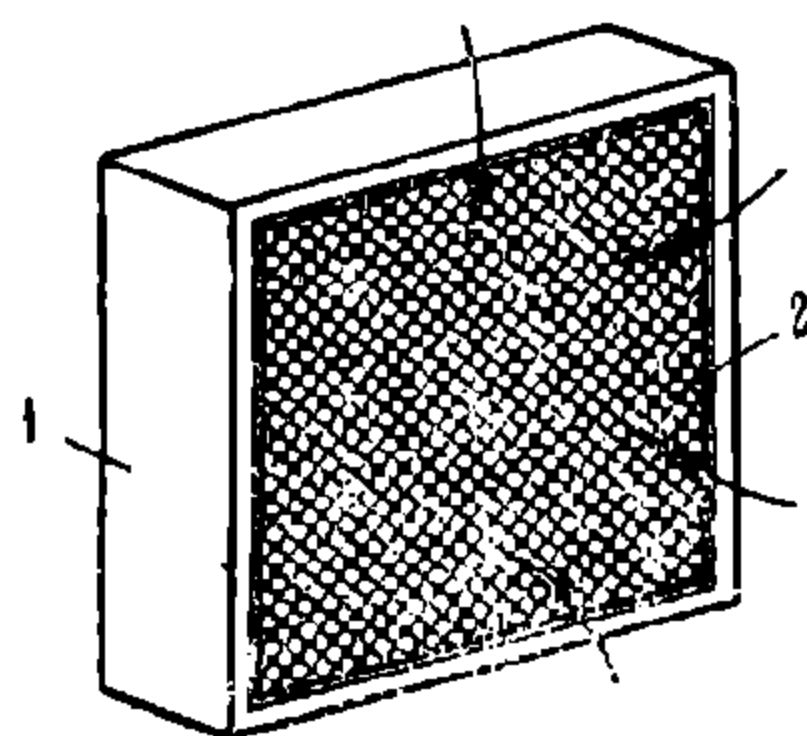
- 1) уничтожать бактерии;
- 2) обладать высокой капиллярностью;
- 3) не иметь запаха;
- 4) не высыхать;
- 5) не густеть под влиянием низких температур;
- 6) не разжижаться от высоких температур;
- 7) быть липким и хорошо удерживать прикоснувшиеся к поверхности пылинки;
- 8) быть трудновоспламеняемым.

Производительность висциновых фильтров составляет 4 000—6 500 м³/ч на 1 м² поверхности фильтра.

Фильтры обычно рассчитываются на скорость воздуха 2—4 м/сек. При таких скоростях сопротивление фильтра составляет 4—8 мм вод. ст. Висциновые фильтры целесообразно применять только для сравнительно небольших пылевых нагрузок, в противном случае их приходится часто подвергать чистке.

20. УВЛАЖНЕНИЕ ВОЗДУХА

Увлажнение воздуха осуществляется добавлением водяного пара, поступающего из котла паровой системы отопления, или испарением неподогреваемой распылённой воды.



Фиг. 524. Воздушный фильтр:

1—корпус; 2—металлическая сетка

Устройство установки для увлажнения воздуха распылённой водой изображено схематически на фиг. 519.

Температура наружного воздуха, поступающего в увлажняющий аппарат, иногда бывает ниже точки замерзания воды. В этом случае для предупреждения замерзания воды в трубах и форсунках воздух сперва проходит через воздухоподогреватель или калорифер I, затем водяную завесу из распылённой на мельчайшие капельки воды, после этого лабиринтовую преграду. Эта преграда называется элиминатором, или сепаратором. Элиминаторы устраиваются в виде вертикально или горизонтально поставленных на малых расстояниях (около 15—20 мм) друг от друга стальных оцинкованных пластинок, изогнутых по ходу движения воздуха зигзагообразно или в виде крючков. Более полное и надёжное выделение из воздуха водяных капель происходит в том случае, когда пластинки ставятся в несколько рядов друг за другом, как это изображено на фиг. 525.



Фиг. 525. Расположение пластинок элиминатора

Сопротивление элиминаторов прохождению воздуха определяется по формуле

$$h_{эл} = m \varphi \frac{w^2}{2g} \gamma, \text{ мм. вод ст.}, \quad (585)$$

где w — скорость движения воздуха, отнесённая к габаритному сечению элиминатора, в м/сек;

φ — коэффициент местного сопротивления элиминатора, отнесённый к одной лопасти и принимаемый равным 6. Под лопастью сепаратора понимается плоскость, не меняющая на своём протяжении направления движения воздуха;

m — число последовательно включённых лопастей в элиминаторе.

Воздух, освобождённый от взвешенных капель воды, проходит затем через воздухоподогреватель II (фиг. 519).

Такой двухступенчатый нагрев позволяет осуществлять регулировку степени увлажнения воздуха.

Капельки распылённой воды частью полностью испаряются в воздухе, частью наносятся током воздуха на элиминатор и по нему стекают в сборный поддон. Отсюда вода вновь перекачивается после фильтрации насосом в распылители. Принято считать, что из всей распыляемой воды испаряется только 3%, что примерно соответствует 1 кг распыляемой воды на 3 кг увлажняемого воздуха.

Скорость движения воздуха в поперечном сечении увлажнительного аппарата не должна быть больше 2—3 м/сек.

Для распыления воды применяются форсунки системы Григорьева-Поляк, завода «Кооператор» и др.

В большинстве конструкций этих приборов вода под давлением распыляется так, что её капли получают одновременно поступательное и вращательное движения в момент вылета из форсунки прибора, имеющей диаметр отверстия 1—3 мм.

Ориентировочно производительность форсунки определяется по формуле

$$A_d = 32 d \sqrt{p} \text{ кг/ч}, \quad (586)$$

где d — диаметр выходного отверстия форсунки в мм;

p — давление воды, равное 1,5—2,5 кг/см².

Производительность одной форсунки при напоре 1—2 атм равняется 300—500 л/ч.

Форсунки конструируются так, чтобы они не засорялись посторонними веществами, которые могут содержаться в воде. Поэтому наименьший размер отверстия в форсунке выбирается больше отверстий в сетчатом фильтре на всасывающей линии. Форсунки устанавливаются так, что вода выбрасывается из них только в направлении движения воздуха.

Расстояние между рядами форсунок принимается 300—450 мм, а между форсунками — 250 мм. Примерно на каждые 750—1 200 м³ воздуха, проходящего через увлажняющий аппарат в час, требуется одна форсунка.

Расстояние между форсунками и элиминаторами принимается равным 0,3—1,0 м; чем больше это расстояние, тем лучше происходит перемешивание воздуха и частиц воды.

21. ПАРОВЫЕ И ВОДЯНЫЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ (КАЛОРИФЕРЫ)

Для подогрева вводимого воздуха применяются калориферы из гладких труб или пластинчатые. Нагрев калориферов производится паром или горячей водой.

Теплопроизводительность калорифера определяется из выражения:

$$Q = 0,24 G (t_{yx} - t_{ox}) = KF \Delta t, \quad (587)$$

где G — вес воздуха, проходящего через калорифер, в кг/ч;

t_{yx} — температура воздуха, уходящего из калорифера, в °С;

t_{ox} — температура воздуха, входящего в калорифер, в °С;

F — поверхность нагрева калорифера в м²;

K — коэффициент теплопередачи в кал/м² ч °С;

Δt — разность температуры греющей среды t_{cm} и средней температуры воздуха, равной $\frac{t_{yx} + t_{ox}}{2}$ в °С.

Температуру греющей среды (стенки t_{cm}) принимают:
для пара низкого, повышенного и высокого давления

$$t_{гр. ср} = t_{cm} = 0,9 t_1 \text{ °С}, \quad (588)$$

где t_1 — начальная температура пара, т. е. при входе в подогреватель;

для воды — равной средней арифметической между начальной t_2 и конечной температурами t_o воды, т. е.

$$t_{гр. ср} = \frac{t_2 + t_o}{2} = t_{cm}. \quad (589)$$

Коэффициент теплопередачи парового калорифера определяется по формуле

$$K = a (\gamma w)^n \text{ кал/м}^2 \text{ ч °С}, \quad (590)$$

где a и n — коэффициенты, различные для каждого типа калориферов;

γw — весовая скорость в кг/м² сек.

Весовая скорость движения воздуха γw между пластинками калорифера определяется из выражения:

$$\gamma w = \frac{G}{3600 f_{ж}}, \quad (591)$$

где $f_{ж}$ — площадь живого сечения калорифера, перпендикулярная к потоку нагреваемого воздуха, в м².

С увеличением весовой скорости увеличивается коэффициент теплопередачи K и уменьшаются габариты калорифера, но в связи с этим увеличивается сопротивление калорифера. Поэтому при подборе калорифера ориентируются на наивыгоднейшую весовую скорость, равную 10—15 кг/м² сек.

Такое значение скорости для $\gamma = 1,2 \text{ кг/м}^3$ создаёт сопротивление калорифера, равное 6—12 мм вод. ст.

Сопротивление калорифера проходящему воздуху вычисляется по формуле

$$h = a_1 (\gamma w)^m. \quad (592)$$

Коэффициент теплопередачи K в водяном калорифере зависит от весовой скорости воздуха (γw) и от скорости воды $w_в$, протекающей в трубках, и определяется по формуле

$$K = a_2 (\gamma w)^n w_в^m \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{C}, \quad (593)$$

где a_1 , a_2 , n и m — коэффициенты, различные для каждого типа калорифера (см. ГОСТ 1814-42).

Как следует из последней формулы, коэффициент теплопередачи возрастает с увеличением скоростей (γw) и $w_в$.

Зависимость между теплопроизводительностью калориферов, скоростью в трубках, живым сечением f трубок, температурой t_2 горячей и отходящей t_0 воды в них выражается соотношением

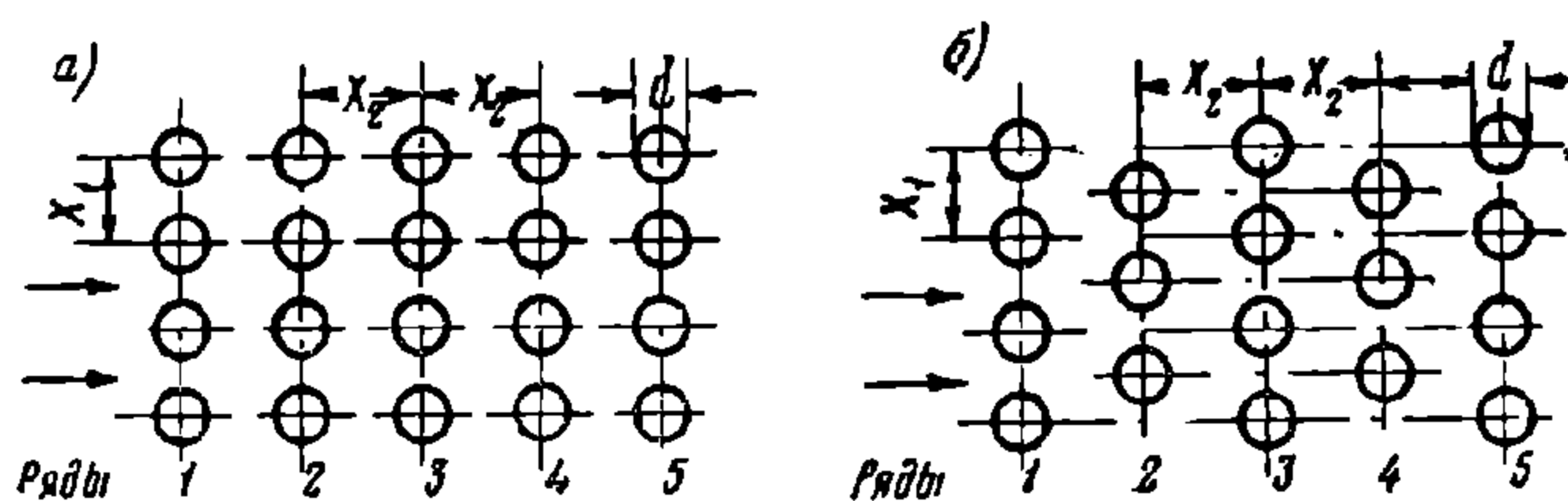
$$Q = 3\,600 \cdot 1\,000 (t_2 - t_0) f w_в. \quad (594)$$

Скорость воды $w_в$ выбирается от 0,03 до 0,4 м/сек.

Сопротивление калорифера проходящей воде равно

$$\Delta h = a_3 w_в^n \text{ мм. вод. ст.} \quad (595)$$

Коэффициенты теплопередачи, сопротивления проходу воздуха и воды для стандартных калориферов выбираются по ГОСТ 1814-42.



Фиг. 526. Расположение трубок в калориферах: а) коридорное; б) шахматное

При расчётах водяных калориферов целесообразно заранее выбирать только температуру горячей воды t_2 , а температуру t_0 и количество отходящей воды вычислять только после подбора и расчёта калорифера.

Коэффициент теплоотдачи α в змеевиках из гладких труб при поперечном омывании их воздухом определяется по формуле канд. техн. наук Литвинова

$$\alpha = E c \epsilon_m \frac{(\gamma w)^n}{d^{1-n}}, \quad (596)$$

где d — наружный диаметр трубы змеевика.

Величины E , c и ϵ_m зависят от расположения трубок, расстояния между ними и средней температуры воздуха, а n — от числа рядов трубок.

Обычно в змеевиках имеется коридорное и шахматное расположение трубок (фиг. 526).

Для первого ряда в коридорных и всех рядов в шахматных пучках $n = 0,60$, для второго и всех последующих рядов в коридорных пучках $n = 0,65$. Коэффициент c для коридорных и шахматных пучков имеет одно и то же значение и зависит лишь от

$$L_1 = \frac{x_1}{d} \text{ и } L_2 = \frac{x_2}{d},$$

где x_1 , x_2 и d ясны из фиг. 526.

При $L_1 = 1,2 \div 3$ и $L_2 = 1,2 \div 5$ $c = 1 + 0,1 L_1$;
при

$$L_1 > 3 \quad c = 1,3 = \text{const.}$$

Поправочный коэффициент ϵ_m имеет различные значения. В коридорных пучках: для первого ряда $\epsilon_m = 0,15$, второго и всех последующих $\epsilon_m = 0,138$; в шахматных пучках: для первого ряда $\epsilon_m = 0,15$, второго $\epsilon_m = 0,20$, третьего и всех последующих $\epsilon_m = 0,255$.

В зависимости от значения n формула (596) принимает вид при

$$n = 0,60 \quad \alpha = E_1 \epsilon_m \frac{(\gamma w)^{0,6}}{d^{0,4}}; \quad (596a)$$

при

$$n = 0,65 \quad \alpha = E_2 \epsilon_m \frac{(\gamma w)^{0,65}}{d^{0,35}}. \quad (596b)$$

В вагонных установках средняя температура подогреваемого воздуха достигает $\pm 12^\circ$; для этих значений температур можно принять

$$E_1 = 14,7, \text{ а } E_2 = 25,0.$$

В последних формулах w в м/сек; γ в кг/м³ и d в м. Скорость w отнесена к самому узкому сечению в ряду.

Формулы (596a) и (596b) позволяют определить среднее значение коэффициента теплоотдачи для трубки любого ряда в пучках. Величина среднего коэффициента теплоотдачи всего пучка в целом определяется из выражения

$$\alpha_n = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_m F_m}{F_1 + F_2 + \dots + F_m}, \quad (597)$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m$ — коэффициенты теплоотдачи по рядам;

F_1, F_2, \dots и F_m — поверхность нагрева всех трубок в ряду.

Коэффициент теплопередачи K_T стенок труб расширителя-воздухоподогревателя (фиг. 512) с достаточной для практики точностью можно определить из уравнения

$$K_T \approx \alpha \approx \frac{3 w_0^{0,8}}{d^{0,25}} \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}, \quad (598)$$

где w_0 — скорость воздуха в трубках, приведённая к 0° и 760 мм рт. ст., в м/сек;

d — диаметр трубки в свету в м;

α — коэффициент теплоотдачи трубки калорифера в кал/м² ч $^\circ\text{С}$.

22. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ВОЗДУХОНАГРЕВАТЕЛИ

Электрические воздухонагреватели имеют конструкцию, одинаковую с реостатными электрическими нагревательными приборами, представляя собой обдуваемый вынужденным потоком воздуха проволочный реостат.

Весь расчёт такого реостата сводится к определению общей длины L проволоки и числа Z составляющих её секций при заданных тепловыделении Q , напряжении тока U и выбранных диаметре проволоки d и температуре её поверхности $t_{\text{пов}}$.

Количество тепла, выделяемого поверхностью нагретой проволоки, можно определить из выражения

$$Q = \pi d L \alpha_0 \Delta t = 0,864 \frac{U^2}{R} = \frac{0,864 U^2 Z^2 \pi d^2}{4 L c} \text{ кал/ч}, \quad (599)$$

где d — диаметр проволоки, равный 0,001 — 0,003 м;

L — длина проволоки в м;

$\alpha_0 = 2,5 \frac{w^{0,466}}{d^{0,534}} \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}$ — коэффициент теплоотдачи поверхности проволоки;

$$\Delta t = t_{\text{но}} = \frac{t_{yx} + t_{ex}}{2};$$

w — скорость движения воздуха вблизи нагретой проволоки в м/сек;
 U — напряжение тока в в;

$R = \frac{r}{Z} = \frac{4 Lc}{Z \pi d^2}$ — сопротивление всех Z параллельно действующих секций реостатного подогревателя в ом;

r — сопротивление каждой секции в ом;

c — удельное сопротивление проволоки ом/м·мм².

Количество тепла, передаваемого воздуху, составляет

$$Q = 0,24 G (t_{yx} - t_{ex}),$$

где G — количество подогреваемого воздуха в кг/ч.

Следовательно,

$$\alpha_0 \pi d L \Delta t = 0,24 G (t_{yx} - t_{ex}).$$

Из последнего выражения находим

$$L = 0,0765 \frac{G(t_{yx} - t_{ex})}{\alpha_0 \Delta t d} \text{ м.} \quad (600)$$

Из выражения (599) получаем

$$Z = \frac{1,21 \sqrt{QLc}}{Vd}. \quad (601)$$

23. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Определение мощности холодильных установок в пассажирских вагонах

В летнее время, особенно в жарких поясах Советского Союза, температура внутри вагона бывает выше температуры наружного воздуха вследствие поступления большого количества тепла, передаваемого извне через внешние ограждения кузова, и тепловыделений пассажирами.

Во время опытных поездок в районе Ашхабада установлено, что при +38° в тени температура на поверхности крыши металлического вагона достигала 85°, а на продольных стенках, освещаемых солнцем, +80°.

При помощи холодильной установки температуру внутри вагона согласно гигиеническим нормам допустимо снизить по сравнению с температурой наружного воздуха на 5—8°, т. е. довести её до 30°. В этом случае через внешние ограждения кузова в вагон будет поступать извне количество тепла, равное

$$Q_{из} = \frac{1}{\frac{1}{K_{кр}} - \frac{1}{\alpha_n}} (\tau_{кр} - t_{вн}) F_{кр} + \frac{1}{\frac{1}{K_{ст}} - \frac{1}{\alpha_n}} (\tau_{ст} - t_{вн}) F_{ст} + \\ + [K_{ст} (F_{ст}' + 2 F_{лоб}) + K_n F_n] (t_n - t_{вн}), \quad (602)$$

где $K_{кр}$ — общий коэффициент теплопередачи потолка, для металлического вагона равный 0,46—0,60 кал/м² ч °С;

α_n — коэффициент теплоотдачи с наружной поверхности к наружному воздуху на стоянке для летнего сезона можно принять равным 15—25 кал/м² ч °С;

$\tau_{кр}$ — температура на поверхности крыши, принимаемая равной 85°;

$F_{кр}$ — площадь крыши в вагоне длиной 23,6 м, равная 78,5 м²;

$K_{ст}$ — общий коэффициент теплопередачи стены, для металлического вагона равный 0,9 кал/м² ч °С;

$F_{ст}'$ — площадь освещённой продольной стены за вычетом площади окон, для металлического вагона равная 49,5 м²;

- $F'_{ст}$ — площадь неосвещённой продольной стены за вычетом площади окон для металлического вагона равная $49,5 \text{ м}^2$;
 $\tau_{ст}$ — температура на поверхности продольной стены, освещённой солнцем, принимаемая равной 80° ;
 K_n — общий коэффициент теплопередачи пола, для металлического вагона равный $1,0 \text{ кал/м}^2 \text{ ч } ^\circ\text{С}$;
 F_n — площадь пола в металлическом вагоне, равная 65 м^2 ;
 $F_{лоб}$ — площадь поверхности лобовой стены вагона, равная 7 м^2 ;
 t_n — температура наружного воздуха, принимаемая равной 38° ;
 $t_{вн}$ — температура воздуха внутри кузова, принимаемая равной 30° .

Подставляя данные численные значения в выражение (602), получим $Q_{из} = 5316 \text{ кал/ч}$.

При температуре 30° каждый взрослый пассажир выделяет 42 кал/ч тепла, поэтому при 60 пассажирах $Q_n = 2520 \text{ кал/ч}$.

Количество охлаждённого воздуха, необходимое для отвода тепла, равного $Q_{из} + Q_n = 7836 \text{ кал/ч}$, определим из условия, что подаваемый в вагон воздух должен иметь температуру на 5° ниже температуры $t_{вн}$, т. е. 25° .

Это условие можно выразить следующим уравнением:

$$7836 = 0,3 V (30 - 25).$$

Отсюда определится объём воздуха, подаваемого в вагон в течение часа

$$V = 5200 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Воздух, подводимый к холодильной установке в количестве $V = 5200 \text{ м}^3/\text{ч}$, охлаждается на $38 - 25 = 13^\circ$, следовательно, холодопроизводительность установки должна быть не менее 20500 фригорий (единиц холода) в час. Мощность холодильной установки определена без учёта тепла, передаваемого через окна вагона.

Если применить рециркуляцию 50% воздуха, то достаточно иметь мощность холодильной установки, равную

$$2600 \cdot 0,3(30 - 25) + 2600 \cdot 0,3(38 - 25) = 14000 \text{ фригорий/ч}.$$

При отсутствии холодильной установки и подаче в вагон только $V \text{ м}^3/\text{ч}$ наружного воздуха, температура внутри вагона определится из уравнения

$$Q_n + \frac{\frac{\tau_{кр} - t_{вн}}{1} - \frac{t_{вн}}{\alpha_n}}{K_{кр} - \frac{1}{\alpha_n}} F_{кр} + \frac{\frac{\tau_{ст} - t_{вн}}{1} - \frac{t_{вн}}{\alpha_n}}{K_{ст} - \frac{1}{\alpha_n}} F'_{ст} - [K_{ст} (F'_{ст} + 2 F_{лоб}) + K_n F_n] (t_{вн} - t_n) = 0,3 V (t_{вн} - t_n). \quad (603)$$

В металлических вагонах максимальное количество подаваемого в вагон воздуха $V = 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Подставив в уравнение (603) численные значения, получим температуру внутри вагона $t_{вн} = 42^\circ$. Следует учитывать, что эта температура вычислена для наиболее жаркой местности страны.

В вагонах применяются три системы охлаждения: ледяное, пароводяное (эжекторное) и механическое.

Ледяное охлаждение

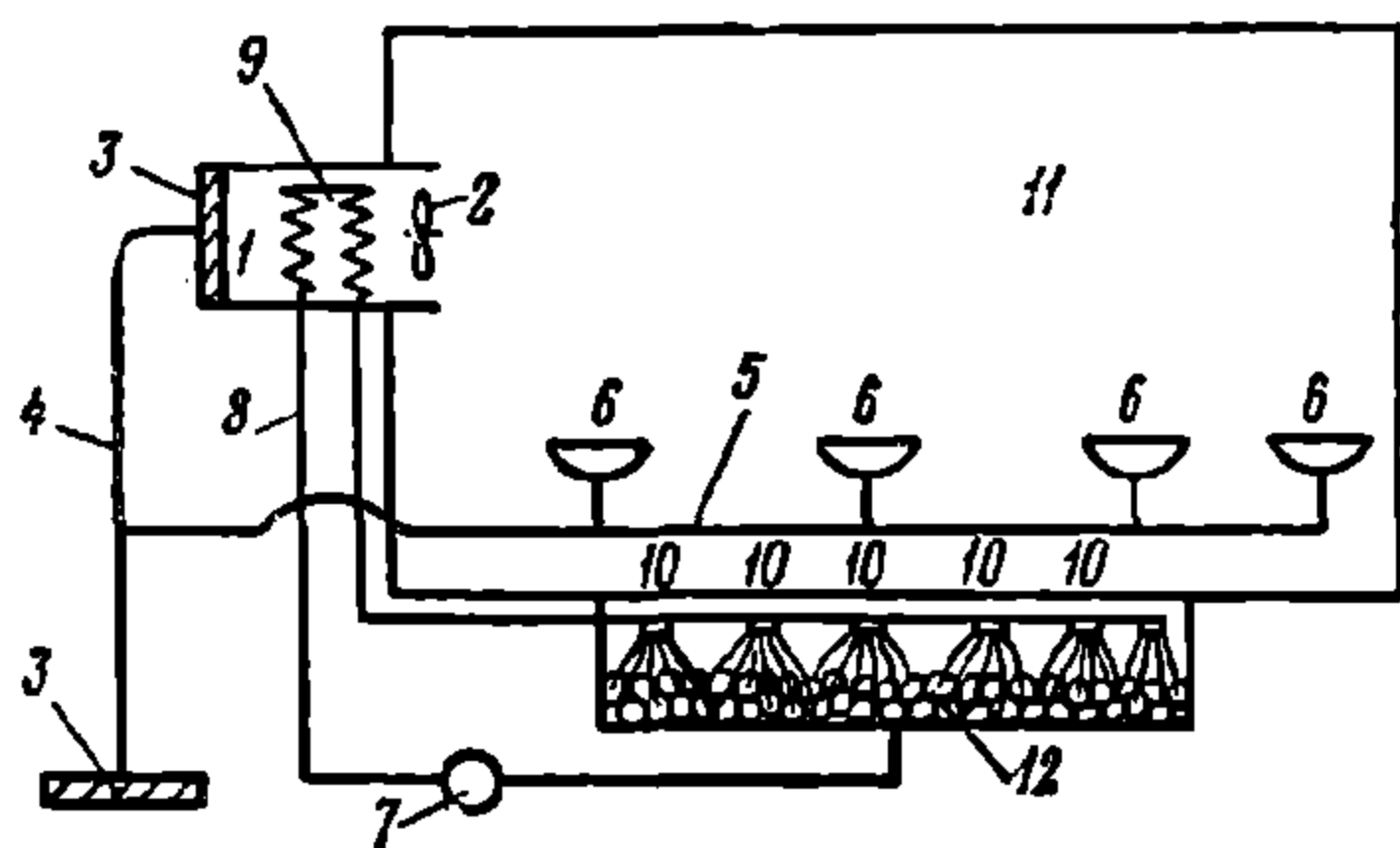
На фиг. 527 изображена схема установки с ледяным охлаждением.

Изолированный бункер для льда подвешивается к раме под полом вагона; загрузка льда производится с двух сторон через двухстворчатые двери (фиг. 528). Ёмкость бункера 12 (фиг. 527) составляет 1,2—2,5 т льда. Этот лёд смачивается распылённой водой, выходящей из форсунок 10, расположен-

ных вверху бункера. Вода, пройдя через лёд, охлаждается и скапливается на дне бункера, откуда забирается центробежным насосом 7 мощностью 0,2 кВт и через фильтр подаётся в охлаждающие змеевики рефрижератора 9. В результате соприкосновения с охлаждающей поверхностью змеевика понижается температура воздуха на 5—8°.

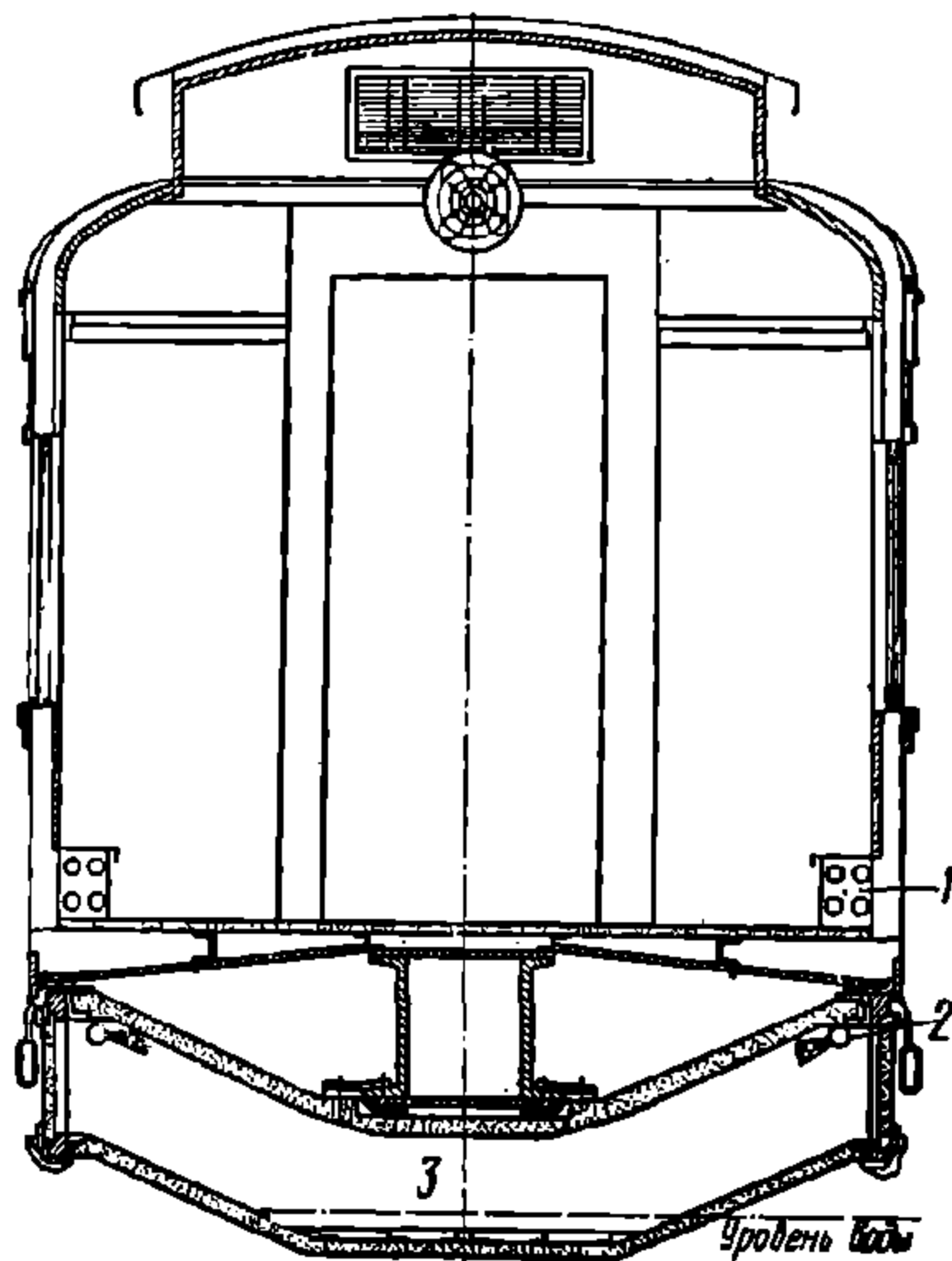
В зависимости от климатических условий и числа пассажиров в вагоне мощность холодильной установки выбирается равной 8 000—25 000 фригорий/ч.

Расход электроэнергии на охлаждение составляет 1,0—1,2 кВт.



Фиг. 527. Схема установки с ледяным охлаждением:

1—кондиционирующая установка; 2—вентилятор; 3—фильтр; 4—трубопровод; 5—воздухопровод для удаления воздуха из вагона; 6—насадки для засасывания воздуха из вагона; 7—водяной насос; 8—трубопровод для воды; 9—змеевик холодильника; 10—распылители воды; 11—внутреннее помещение вагона; 12—бункер для льда



Фиг. 528. Поперечный разрез вагона с ледяным охлаждением:

1 — трубы отопления; 2 — распылители воды; 3—бункер для льда

Пароводяное (эжекторное) охлаждение

Для охлаждения воздуха в вагонах пригодны системы с пароводяными установками, расположенными между потолком и крышей или под кузовом вагона. Пароводяная установка снабжается паром от паровоза или другого источника. Одной из главных деталей оборудования этой установки является паровой эжектор, поэтому эта система называется эжекторной. Принцип действия установки основан на создании вакуума в резервуаре-испарителе, в котором происходит испарение воды и понижение её температуры за счёт скрытой теплоты испарения. Например, понижение давления в испарителе достигает 5—10 мм рт. ст., что соответствует температуре воды в сосуде 0—10°. Холодопроизводительность эжекторной установки составляет 18 000—20 000 фригорий/ч. В таких установках охлаждается до 3 500 м³/ч воздуха. Обычно около 25% воздуха, проходящего через охлаждающие приборы, составляет свежий воздух, остальные 75% — рециркуляционный.

На фиг. 529 изображена схема пароводяной эжекторной установки, располагаемой под кузовом вагона.

Устройство установки заключается в следующем.

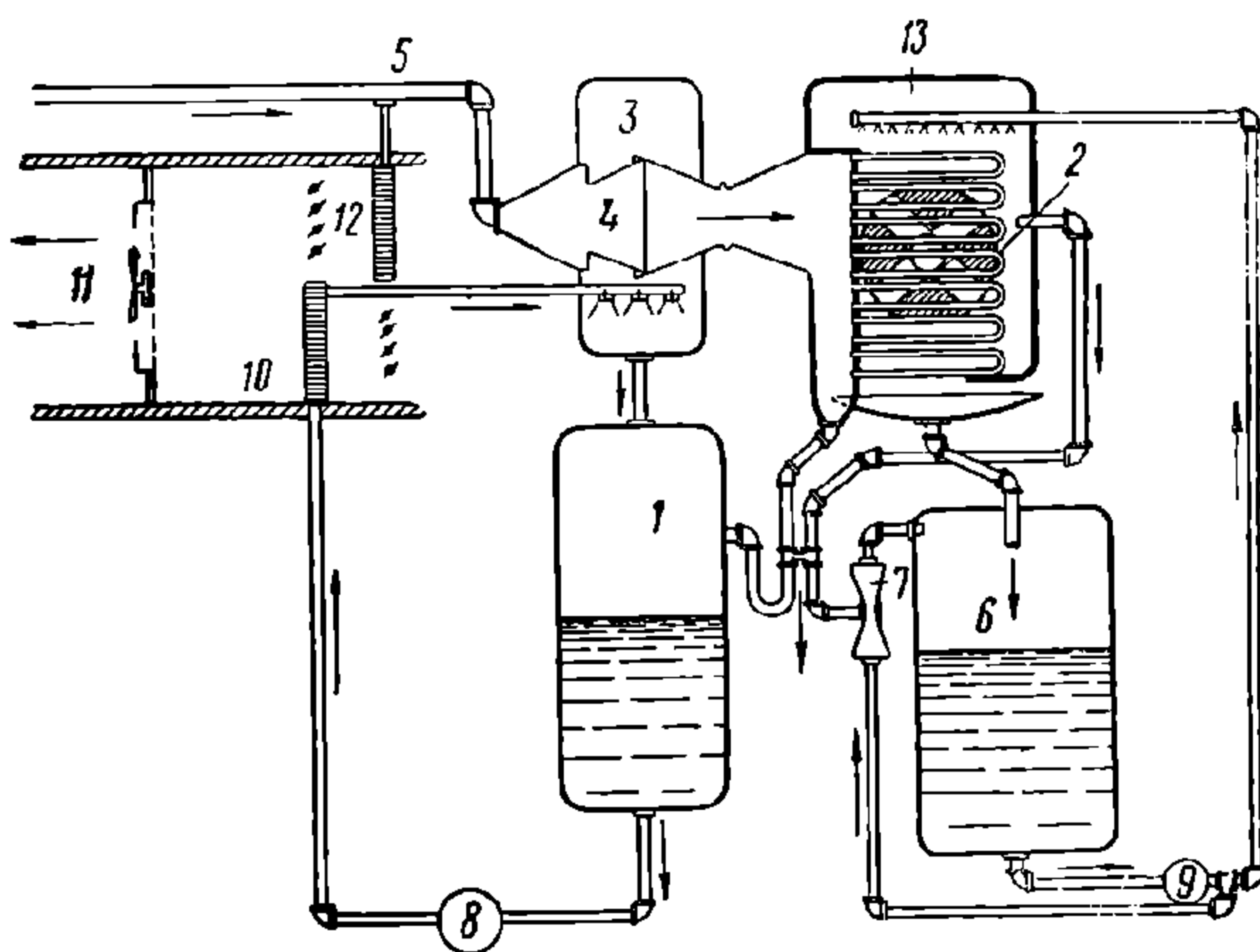
Пар по трубе 5 подаётся в эжектор 4, соединённый с резервуаром-испарителем 1, частично заполненным водой. Эжектор создаёт разрежение в резервуаре 1, вследствие чего происходит испарение воды при температуре, соответствующей возникающему здесь вакууму. Образующиеся в резервуаре 1 пары непрерывно отсасываются эжектором 4, а остающаяся в резервуаре 1 вода теряет количество тепла, соответствующее скрытой теплоте испарения удаляемых паров, вследствие чего температура её понижается.

Охлаждённая в резервуаре-испарителе 1 вода нагнетается насосом 8 в радиатор 10 для понижения температуры окружающего его воздуха, подаваемого вентилятором 11 в вагон.

Паровая струя эжектора 4, смешанная с водяными парами испарителя 1, поступает в трубчатый конденсатор 2. Последний предназначен для поддержания достаточно низкого давления у конца эжекторного сопла (40—50 мм рт. ст.) и для конденсации смеси пара и испаряемой воды. Конденсация смеси и поддержание необходимого низкого давления достигаются орошением водой поверхности трубчатого конденсатора. Вода для охлаждения конденсатора 2 нагнетается насосом 9 из резервуара 6 в форсунки 13; из коробки конденсатора 2 вода отводится вторым эжектором 7.

В установке имеется вспомогательный резервуар 3, в котором эжектором 4 также создаётся разрежение. Распыливаемая в этом резервуаре вода испаряется и охлаждается до температуры 5—10°; вода из резервуара 3 отводится в испаритель 1.

Если вместо охлаждения необходим подогрев подающегося в вагон воздуха, то пар по трубе 5 поступает в калорифер 12, а радиатор 10 вместе с остальным устройством отключается.



Фиг. 529. Схема пароводяной эжекторной установки

Подобная установка для охлаждения воздуха весит 2,5 т. Общий расход электроэнергии на моторы для насосов и вентиляторов не превышает 2,5—3 квт. Расход рабочего пара на

1 000 кал зависит главным образом от температуры испарения и состояния пара перед эжектором. Чем ниже температура испарения в эжекторной установке, тем большее создаётся разрежение в испарителе и тем труднее его поддержать из-за больших перепадов давления в эжекторе и увеличивающихся объёмов пара. Нормальным давлением для эжекторных установок считается 6—8 ата; с повышением давления сверх 6—8 ата расход пара на 1 000 кал остаётся почти постоянным.

В вагонных установках с холодопроизводительностью до 18 000—20 000 фригорий расход пара составляет до 90 кг/ч на вагон.

Механическое охлаждение

При механическом охлаждении летучая жидкость (хладагент) переходит из жидкого состояния в пар, а затем пар снова преобразуется в жидкость. Для превращения хладагента из жидкости в пар требуется сравнительно большое количество тепла. В холодильной установке это тепло (скрытая теплота испарения) отнимается у охлаждаемого воздуха.

Элементарный способ изменения состояния хладагентов в холодильных установках заключается в следующем.

Пары хладагента поступают в цилиндр компрессора (фиг. 530), где они сжимаются до давления, при котором температура конденсации паров хладагента становится выше температуры наружной среды. Сжатые пары хладагента нагнетаются по трубе в змеевик охладителя-конденсатора. Нагнетаемые пары, проходя через змеевик конденсатора, охлаждаемого струёй воздуха, снижают свою температуру почти до температуры окружающей среды. Так как эта температура для данного давления ниже температуры испарения, то пары хладагента конденсируются и снова превращаются в жидкость.

Если уменьшать давление жидкого хладагента, например, пропуская его через дроссельный клапан, то жидкость вновь переходит в пар, имеющий тем-

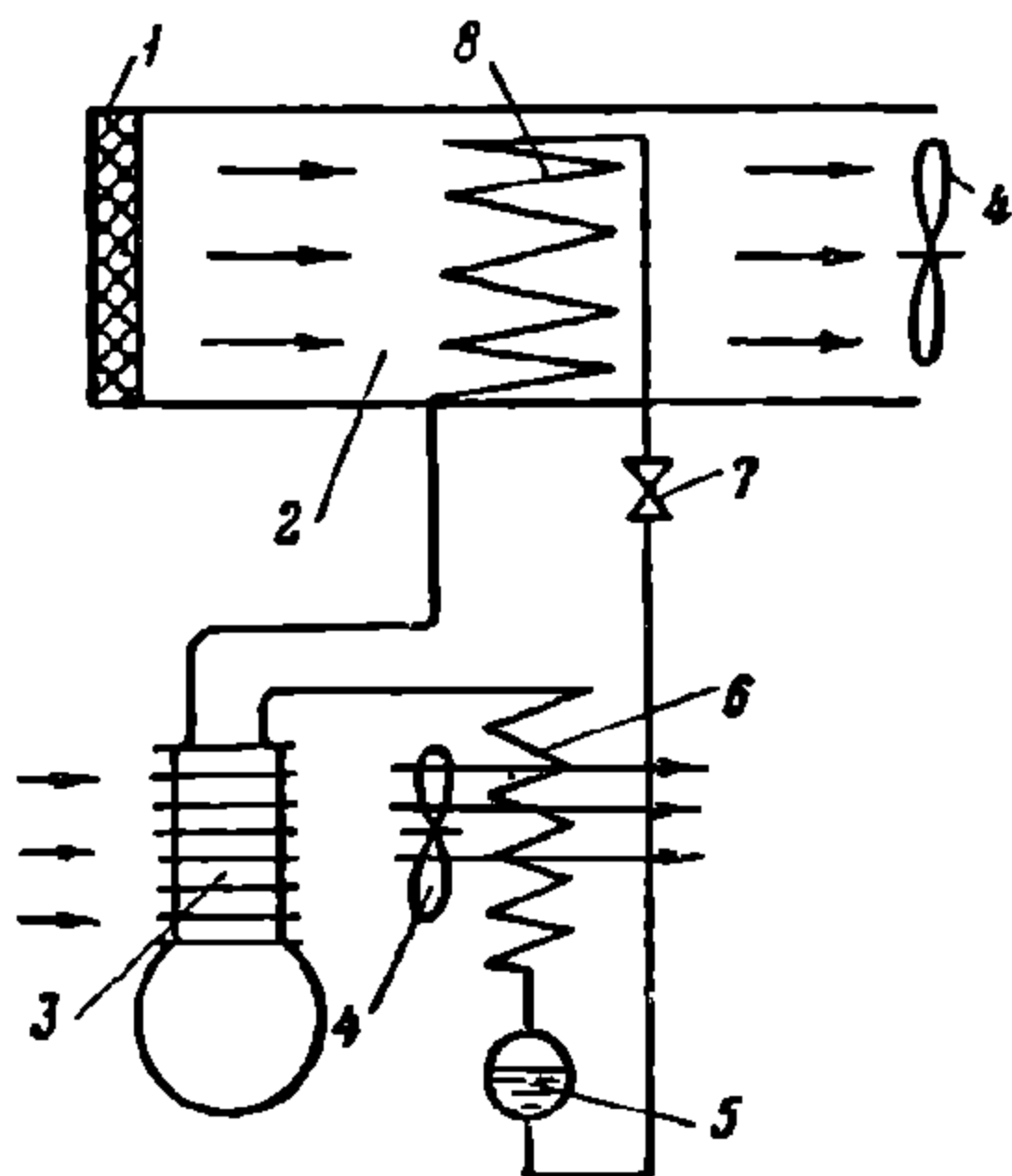
температуру ниже окружающей среды. Во время испарения из окружающей среды отнимается большое количество тепла.

Испарение жидкости происходит в змеевике испарителя (рефрижераторе), омываемом воздухом. При этом целесообразно иметь давление в змеевиках, где испаряется хладагент, несколько выше атмосферного для того, чтобы воздух и влага не проникали в систему через неплотности соединений.

После того как пары хладагента поглотили тепло из окружающей среды, они снова используются для повторения всего описанного цикла.

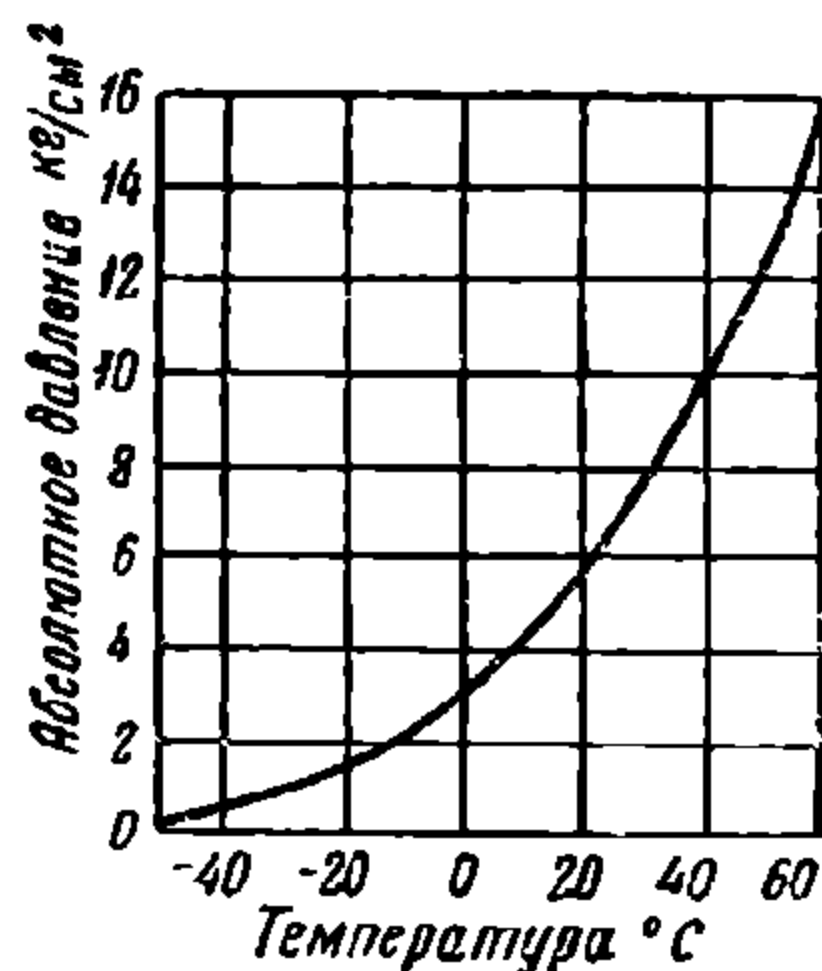
Наилучшим хладагентом для вагонных установок является дихлордифторметан, или фреон, (CCl_2F_2).

Фреон практически можно считать безвредным. Он не горит, не образует взрывчатых смесей и не вызывает коррозии металлов. Точка кипения фреона



Фиг. 530. Схема установки с механическим охлаждением:

1 — фильтр; 2 — камера кондиционирования; 3 — компрессор; 4 — вентилятор; 5 — коллектор для хладагента; 6 — конденсатор; 7 — дроссельный клапан; 8 — испаритель (рефрижератор)



Фиг. 531. Зависимость между температурой и давлением фреона

при атмосферном давлении равна $-29,8^\circ$, замерзания $-190,5^\circ$. Скрытая теплота испарения его при атмосферном давлении составляет около 40 кал/кг . Фреон незначительно растворяется в воде.

В фреоновых холодильных установках очень важно, чтобы части системы были хорошо очищены, а трубы были сухими для предупреждения возможности попадания в систему влаги, так как в противном случае вода замерзает и в регулирующем клапане скапливается лёд, который нарушает действие установки.

Присутствие самых незначительных количеств фреона легко обнаруживается при помощи специальной спиртовой лампы, горелка которой нагревает установленную в ней медную проволоку. Когда летучее вещество, содержащее фреон, соприкасается с нагретой медной проволокой, пламя горелки становится сине-зелёным. Так как фреон быстро не рассеивается, а стремится оставаться у места утечек или стекать вниз, то неплотности соединений легко обнаруживаются при помощи указанной лампы.

Зависимость между температурой и давлением фреона показана на фиг. 531.

Охлаждающий эффект фреона составляет $28,38 \text{ кал/кг}$; количество циркулирующего фреона на 1000 кал/ч — $0,592 \text{ кг/мин}$; потребная мощность мотора на 1000 кал/ч — $0,25 \text{ квт}$.

Компрессор с конденсатором, состоящим из ребристых трубок, охлаждаемых струёй воздуха, обычно устанавливается под рамой вагона. Змеевики рефрижератора располагаются в агрегате для кондиционирования воздуха.

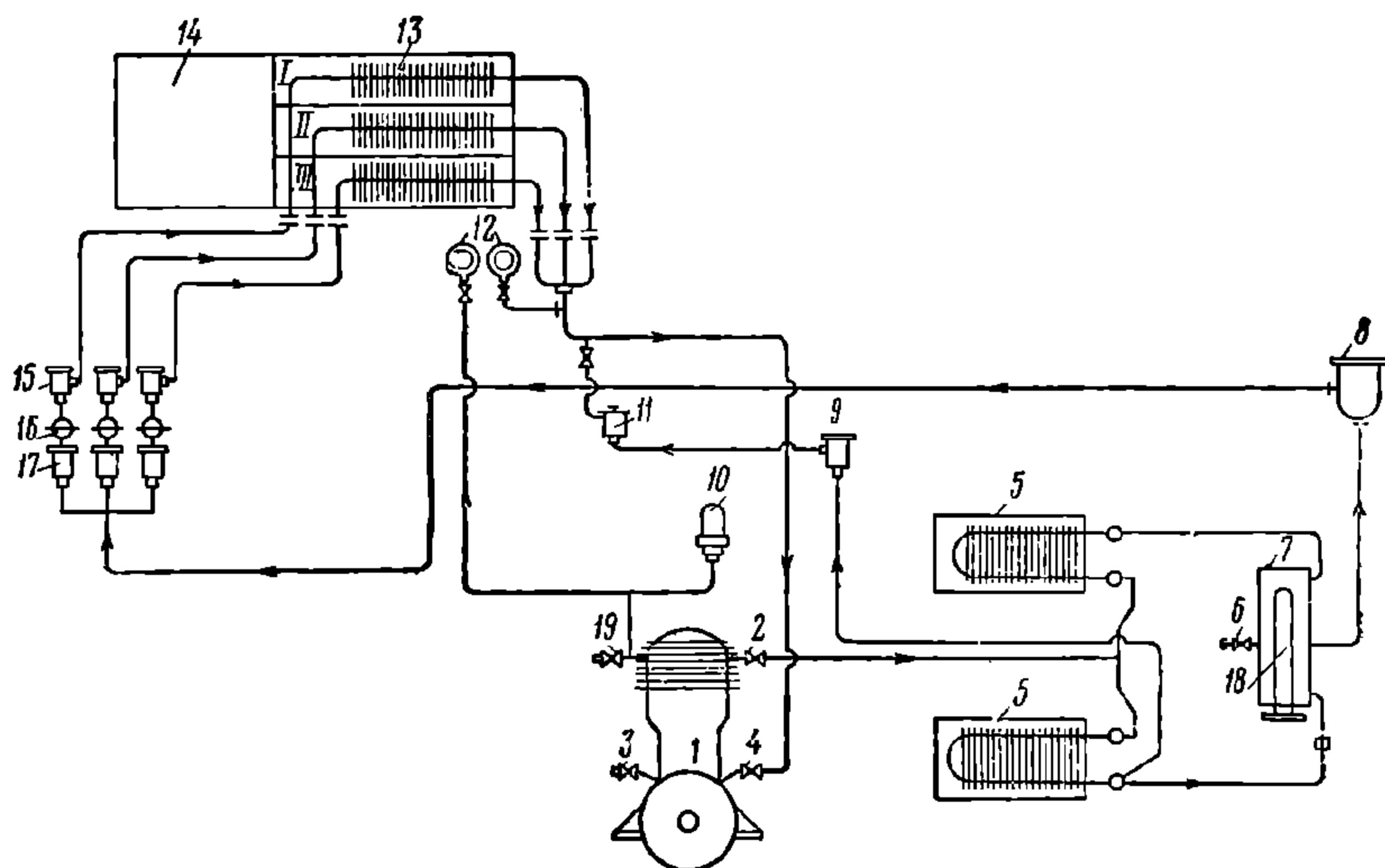
Мощность мотора для компрессора в зависимости от холодопроизводительности установки выбирается равной $4\text{—}15 \text{ квт}$. Моторы компрессора, вентиля-

торов и насосов питаются током от самостоятельного генератора мощностью 15—20 *квт*. На длительных стоянках компрессор может приводиться в движение мотором переменного тока, снабжаемым электроэнергией от стационарной электросети. Двигатель переменного тока располагается на одном валу с мотором постоянного тока, который питается энергией от генератора вагона.

На фиг. 532 изображена схема фреоновой установки в дизель-поездах, курсирующих на Северо-Кавказской и Закавказской ж. д.

Компрессор 1 сжимает газообразный фреон до давления 8—15 *ати* (чем выше температура наружного воздуха, тем большее давление создаётся компрессором) и нагнетает его в параллельно включённые конденсаторы 5 с общей поверхностью охлаждения в 200 м^2 . Конденсаторы охлаждаются струёй воздуха, подаваемого вентилятором.

Вследствие охлаждения конденсатора пары фреона конденсируются, и он в жидком состоянии поступает в коллектор (резервуар) 7, в котором имеется патрон 18, наполненный селикагелем для поглощения влаги. Жидкий



Фиг. 532. Схема фреоновой установки

фреон из коллектора 7 через главный фильтр 8, добавочные фильтры 17 и электромагнитные клапаны 16 подводится к регулирующим дроссель-клапанам 15. Электромагнитные клапаны 16 автоматически включают или выключают каждый из конденсаторов для поддержания определённой температуры внутри вагона. Посредством дроссель-клапанов 15 снижается давление фреона до 2—2,5 *ати*, вследствие чего фреон начинает переходить в газообразное состояние при температурах, соответственно равных 0° или +5°, и поступает в параллельно расположенные испарители 13 с общей поверхностью охлаждения, равной 120 м^2 , установленные в каналах, по которым подводится воздух в кузов вагона. Во время перехода из жидкого состояния в газообразное в испарителях (рефрижераторах) от окружающей среды, в данном случае от воздуха, подаваемого в вагон, отнимается большое количество тепла. Из испарителей 13 газообразный фреон поступает в компрессор 1, и цикл снова повторяется.

В случае увеличения конечного давления сжатия свыше установленной нормы часть жидкого фреона от конденсатора 5, через перепускную магистраль, фильтр 9 и автоматически регулируемый редукционный клапан 11 поступает во всасывающую магистраль, вследствие чего мощность компрессора снижается и достигается установленное нормальное конечное давление.

Как показано на схеме, в установке имеются три параллельно включённых испарителя, к которым через фильтры 17, электромагнитные клапаны 16 и дроссельные клапаны 15 подходят отдельные трубопроводы. За испа-

рителями 13 все три трубопровода соединяются в одну всасывающую магистраль.

Разделение испарителя на три самостоятельные секции позволяет автоматически изменять количество действующих испарителей от одного до трёх и тем самым поддерживать постоянную температуру в вагоне, независимо от температуры внешнего воздуха.

На схеме холодильной установки обозначено:

19 — вентиль для выпуска воздуха из холодильной установки в атмосферу;

2 — запорный вентиль в нагнетательной магистрали;

3 — вентиль для наполнения холодильной установки фреоном;

4 — запорный вентиль на всасывающей магистрали;

6 — вентиль для выпуска воздуха из холодильной установки;

10 — предохранительный клапан;

12 — манометры для нагнетательной и всасывающей магистралей;

14 — калорифер с поверхностью нагрева 60 м^2 для подогрева подаваемого в вагон воздуха в отопительный сезон.

Для регулирования температуры внутри вагона в отсасывающих воздушных каналах поставлены термостаты, связанные с регулируемыми клапанами. Каждый термостат имеет чувствительный элемент, который при определённых температурах вызывает открытие или закрытие соответствующих электромагнитных клапанов 16.

Четырёхцилиндровый компрессор 1 имеет холодопроизводительность, равную 33 000 фригорий/ч, и расходует 8,5 кВт электроэнергии. Диаметр цилиндров равен 130 мм, число оборотов — 450—500 об/мин.

Количество фреона в установке составляет 45 кг. Максимальная производительность вентиляторов, подающих воздух в вагон, равна $5300 \text{ м}^3/\text{ч}$. Вес установки с холодопроизводительностью до 33 000 фригорий/ч составляет 2—2,5 т.

Сравнивая рассмотренные системы охлаждения, можно сделать следующие выводы.

Ледяное охлаждение самое простое и не требует больших затрат, но эта система относительно тяжела, когда она полностью нагружена льдом.

Необходимость пополнения запасов льда на промежуточных остановках является существенным её недостатком. Однако установка с ледяным охлаждением не требует значительных расходов электроэнергии. Эта система вполне пригодна при коротких рейсах поезда и для местностей, где жаркие дни редки.

Стоимость содержания установки с ледяным охлаждением зависит от стоимости льда, различной в отдельных местностях. Первоначальная стоимость установки с ледяным охлаждением в два раза дешевле эжекторной или системы с механическим охлаждением.

Эжекторная система проста и надёжна в эксплуатации, не требует мощных электрических установок, но она пригодна для коротких составов, так как в ней необходим пар с давлением $3,5\text{—}4 \text{ кг}/\text{см}^2$, которое трудно обеспечить в хвосте длинного состава.

Система с механическим охлаждением расходует большое количество электроэнергии; она является самой сложной и дорогой. Особенно высоких затрат требует электрооборудование этой системы. Однако система с механическим охлаждением создаёт наилучшие условия комфорта, обеспечивает гибкую регулировку температуры воздуха в вагоне.

Расходы на 1 км пробега в системах с механическим охлаждением незначительно отличаются от расходов при эжекторной установке.

24. АППАРАТЫ КОНТРОЛЯ И РЕГУЛИРОВКИ

Для поддержания надлежащей и равномерной температуры воздуха и его влажности в вагоне устанавливаются приборы, автоматически регулирующие действие охлаждающих и нагревательных приборов, а также форсунок, увлажняющих воздух.

Приборы контроля и регулирования очень разнообразны и сложны по конструкции.

Наиболее важной частью оборудования для автоматического регулирования являются термостат и гумидостат, устанавливаемые внутри кузова вагона или в каналах, через которые отводится воздух.

Термостат — прибор чувствительный к изменению температуры и применяемый для регулирования теплоотдачи источниками тепла или холода. Приборы с термостатами действуют посредством электрической энергии или при помощи сжатого воздуха. Обычно ставят три прибора, отрегулированные на определённые температуры. Когда температура воздуха в вагоне изменяется, то термостаты через реле включают или выключают электрический ток, поступающий к моторам холодильной установки, или же ток действует на электромагнитные клапаны, которые включают или выключают определённую часть охлаждающих или отопительных батарей.

Гумидостат — прибор, состоящий из элемента, чувствительного к атмосферной влажности. Главной частью гумидостата является чувствительный гигроскопический элемент, легко реагирующий на изменение влажности воздуха. В качестве чувствительного элемента в гумидостате служат деревянная полоска размером $55 \times 15 \times 3$ мм или ленты из волос. С изменением относительной влажности деревянные полоски или волосы изменяют свою длину, вследствие чего связанные с ними исполнительные органы или механизмы соответственно изменяют относительную влажность.

Основными исполнительными механизмами авторегулирования установки для кондиционирования воздуха являются клапаны, воздействующие на нагревающую, охлаждающую или увлажняющую среду.

В вагонных установках применяют приборы электрического автоматического регулирования.

Для приведения в действие всех исполнительных механизмов, как то: регулировочных, смесительных и дроссельных клапанов, применяются сервомоторы. Управление сервомотором исполнительного механизма осуществляется через электрическую цепь посредством чувствительного прибора и реле.

Регулирование работы исполнительных механизмов производится по одному из следующих способов:

1) двухпозиционное регулирование, позволяющее устанавливать исполнительный механизм только в двух крайних положениях, соответствующих или полному включению или полному выключению подачи;

2) пропорциональное регулирование, при котором исполнительный механизм устанавливается не только в двух крайних, но и в промежуточных положениях, соответствующих степени изменения параметров среды, окружающей чувствительный прибор.

Подробные описания конструкций автоматических приборов регулирования температуры и влажности и принципы действия схем авторегулирования имеются в специальных курсах по кондиционированию воздуха¹.

¹ Кондиционирование воздуха, под редакцией доц. Н. В. Дегтярёва. Госстройиздат, 1939 г. Д. Майер и Р. Фитц. Кондиционирование воздуха, под редакцией проф. П. Н. Каменева, проф. Н. С. Комарова и инж. И. В. Гохберга.

ГЛАВА XVIII

ЭЛЕКТРИЧЕСКОЕ ОСВЕЩЕНИЕ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ

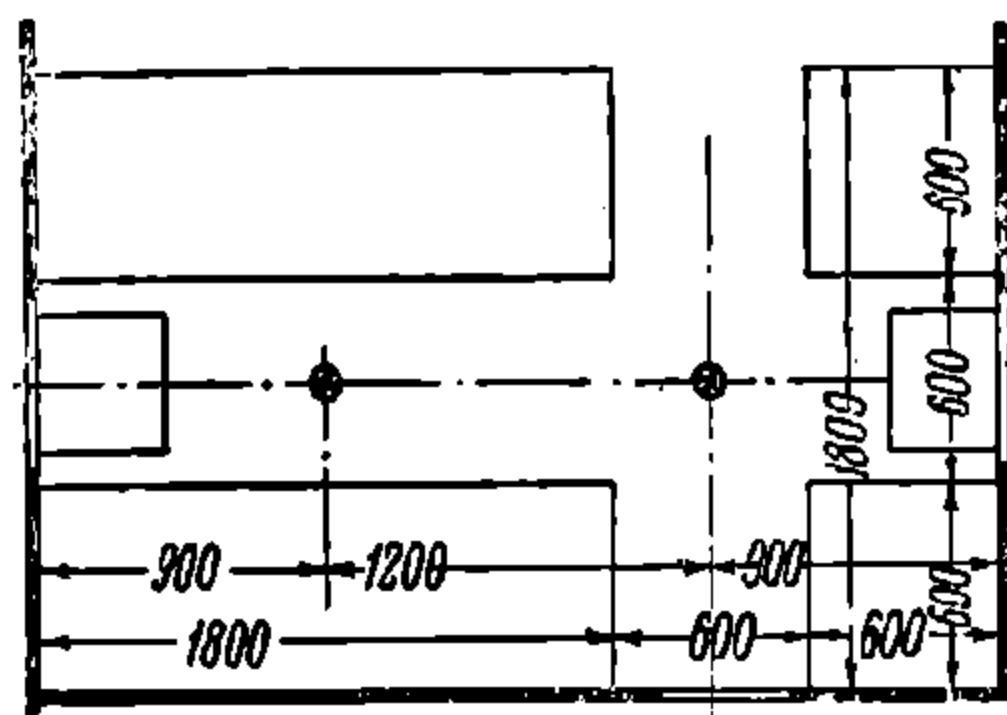
В пассажирских вагонах в настоящее время применяется исключительно электрическое освещение. Применявшееся ранее в пассажирских вагонах свечное, керосиновое, масляное и газовое освещение давно оставлено. На железных дорогах России электрическое освещение вагонов появилось впервые в 1887 г. (Петербургско-Варшавская ж. д.).

1. ГИГИЕНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ИСКУССТВЕННОМУ ОСВЕЩЕНИЮ ВАГОНОВ

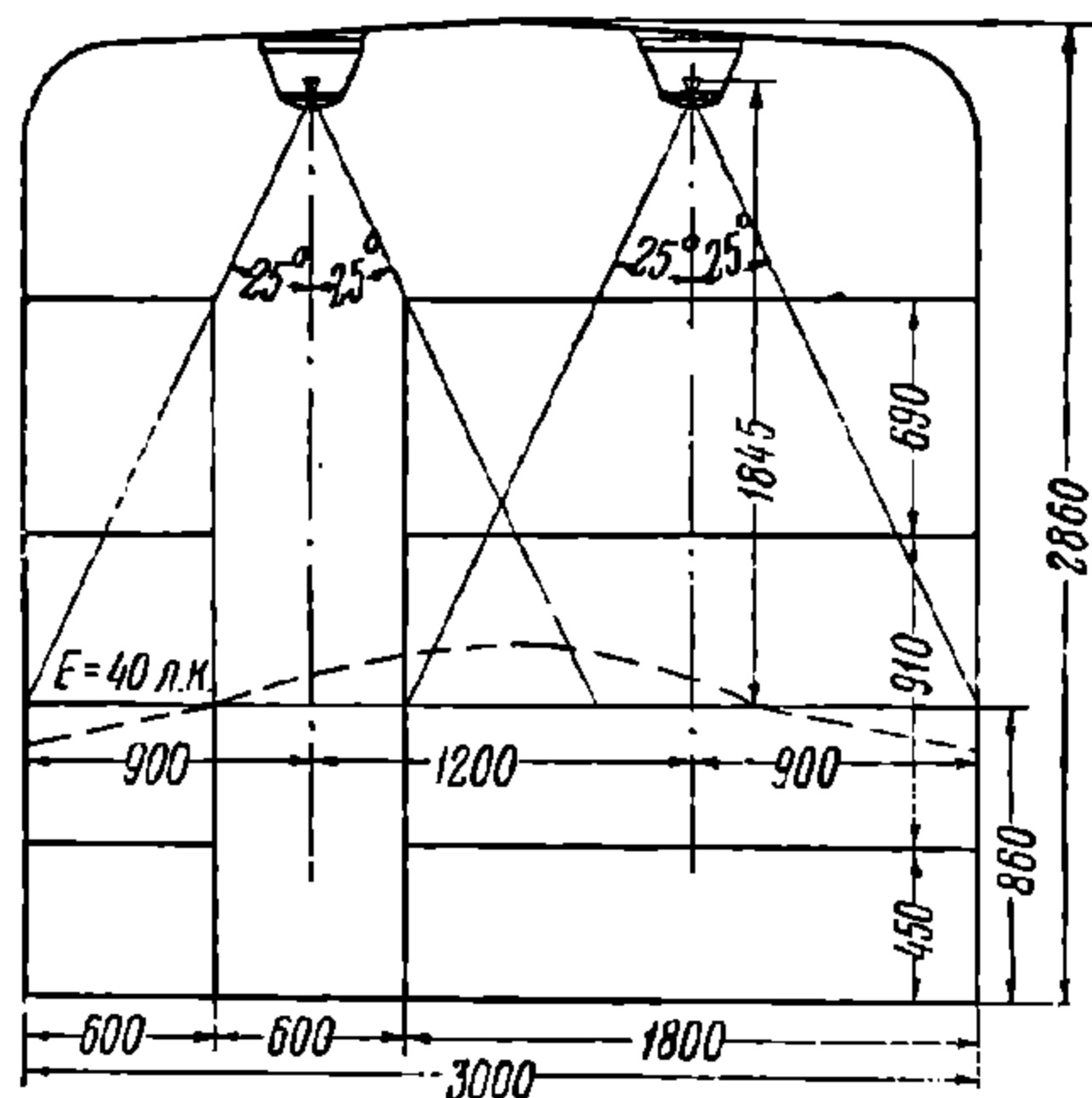
Качество искусственного освещения оценивается прежде всего величиной освещённости. В пассажирских вагонах необходима достаточная освещённость для чтения и письма.

Кроме достаточной освещённости необходимы равномерность её распределения и устранение блёскости.

Достаточной освещённостью считается минимальная величина освещённости,



Фиг. 533. План пассажирского купе



Фиг. 534. Продольный разрез пассажирского купе

щённости, выраженная в люксах, при которой обеспечиваются нормальные условия зрительного восприятия при выполнении той или иной работы.

Рекомендуемые нормы освещённости для пассажирских вагонов¹ приводятся в табл. 78. В основу этих норм положена освещённость, требуемая при чтении книг (40—60 лк).

Рекомендуемые нормы освещённости ещё не в полной мере осуществлены на практике. В некоторых вагонах старых типов освещённость недостаточна для чтения.

Увеличение освещённости в пассажирских вагонах возможно, как показали исследования, введением новых эффективных светильников с зеркаль-

¹ Нормы разработаны по заданию МПС кафедрой электротехники МЭМИИТ и светотехнической лабораторией ЦНИИ.

Таблица 78

Нормы минимальной освещённости, рекомендуемые при освещении пассажирских вагонов

Наименование помещения и освещаемых поверхностей	Наименьшая освещённость в лк	Примечание
I. Пассажирские купе		
Жёсткий вагон дальнего и пригородного следования .	40	На краю сидения на высоте 0,8 м от пола
Мягкий вагон .	60	То же
II. Ресторан		
Столовые залы ресторана .	50	На высоте 1 м от пола
III. Служебные помещения		
Служебные отделения всех вагонов .	50	То же
Отделения приёмки и сортировки почты .	50	» »
Салоны .	50	» »
Кабинеты служебных вагонов .	60	Местное освещение
Багажные отделения .	15	Вертикальная—на высоте 1,5 м, горизонтальная — на полу
Кладовые посылок в багажных вагонах .	15	То же
Отделения для живности в багажных вагонах	10	На полу
IV. Вспомогательные помещения		
Коридоры и проходы в жёстких вагонах дальнего и пригородного следования .	40	На уровне 0,8 м
То же в мягких и спальнях вагонах .	60	То же
То же в прочих вагонах .	8	На полу
Входы в вагон и тамбуры .	8	» »
Котельные	15	» »
Кухни вагона-ресторана .	50	На высоте 1 м от пола
Уборные .	20	На полу
V. Наружное освещение		
Ступени при входе в вагон	10	Горизонтальная освещённость
Поручни .	5	Вертикальная освещённость

ными отражателями и новых экономичных источников света — люминесцентные лампы.

Равномерность распределения освещённости может считаться нормальной, если отношение минимальной освещённости к максимальной на протяжении 0,75 м равно не менее 0,3. Это требование вполне удовлетворяется при типовом расположении светильников в купе пассажирского четырёхосного вагона, ко-

торое показано на фиг. 533 (план) и фиг. 534 (разрез). На фиг. 534 изображена расчётная кривая освещённости вдоль оси купе, полученная от двух светильников (пунктир). В данном случае отношение минимальной освещённости к максимальной более чем 0,3.

Блёскость зависит от типа светильника. Гигиена глаз требует, чтобы никакие части светильника не создавали слепящую яркость.

2. СВЕТИЛЬНИКИ ДЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОСВЕЩЕНИЯ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ И ИСТОЧНИКИ СВЕТА

Светильник для электрического освещения состоит из источника света, отражателя, защитного стекла и корпуса. Источником света являются обычно электрические лампы накаливания. Отражатель предназначен для перераспределения светового потока лампы в нужном направлении. От качества отражателя (коэффициента отражения его) зависит коэффициент полезного действия светильника, его эффективность. Защитное стекло служит для защиты лампы от пыли, а иногда защищает глаза людей от слепящей яркости нити накала (матовое или молочное стекло). Корпус светильника скрепляет все его части.

Светильники для электрического освещения пассажирских вагонов подразделяются на светильники: 1) прямого света, 2) отражённого света и 3) рассеянного света. Светильники прямого света излучают не менее 90% светового потока в нижнюю полусферу. Таким образом, почти весь световой поток лампы направляется на освещаемую поверхность. Эти светильники имеют непрозрачный корпус. Освещение прямым светом экономично, но создаёт резкие тени. Потолок и стены при таком освещении почти не участвуют в отражении светового потока.

Светильники отражённого света излучают не менее 90% светового потока в верхнюю полусферу, т. е. почти весь световой поток направляется на потолок и стены, откуда уже отражённым падает на освещаемые поверхности (пол). Этот род освещения приятен для глаз, создаёт впечатление уюта и комфорта, но неэкономичен, так как много светового потока теряется при отражении. При освещении одного пассажирского вагона светильниками прямого света требуется мощность 600—800 *вт*, а при освещении светильниками отражённого света — 2 000—2 500 *вт* (при одинаковых освещённостях).

Светильники рассеянного света излучают световой поток примерно поровну в нижнюю и верхнюю полусферу. Следовательно, они по своим качествам занимают промежуточное положение между светильниками прямого света и светильниками отражённого света.

Выбор того или иного типа светильника в вагоне тесно связан с окраской стен и потолка, т. е. зависит от коэффициентов отражения стен и потолка данного помещения вагона. Характерным свойством помещений пассажирского вагона является то, что все они малого размера. В помещениях же малых размеров влияние величин указанных коэффициентов отражений на величину освещённости сказывается сильнее, чем в помещениях больших размеров.

Цвет окраски потолка и стен в пассажирских вагонах играет большую роль при устройстве освещения. Окраска тёмных цветов заставляет устанавливать более мощные электрические лампы, чтобы создать нормальную освещённость, в то время как при светлых окрасках те же величины освещённостей получаются при лампах меньшей мощности. Вследствие ограниченности мощности источников энергии, применяемых для электрического освещения вагонов, более рационально окрашивать потолок и стены пассажирских вагонов в светлые тона.

Источниками света в светильниках для освещения вагонов служат электрические лампы накаливания. Для железнодорожных вагонов промышленность изготавливает специальные лампы напряжением 50 в. В табл. 79 приведены основные параметры этих ламп. Цоколь у ламп, перечисленных в табл. 79, железнодорожного типа. Этот цоколь вообще употребляется в случае эксплуатации ламп в условиях тряски, вибрации, толчков и т. п.

Таблица 79

Основные параметры ламп для освещения вагонов

Тип ламп, шифр	Напряжение в в	Мощность в вт	Световой поток в лм	Световая отдача в лм/вт	Продолжительность горения в час.
Ж10	50	10	70	7,0	1 000
Ж5	50	15	123	8,2	1 000
Ж7	50	25	220	8,8	1 000
Ж8	50	50	550	11,0	1 000

На железных дорогах СССР широко применяются светильники плафонного типа. Они относятся к классу светильников прямого света.

На фиг. 535 показана требуемая кривая светораспределения от светильника прямого света для жёсткого некупейного вагона дальнего следования. Кривая построена из условия обеспечения равномерной освещённости, равной 40 лк. Такое светораспределение можно получить от светильников плафонного типа с зеркальными отражателями, стеклянными или алюминиевыми (альзакалюминий).

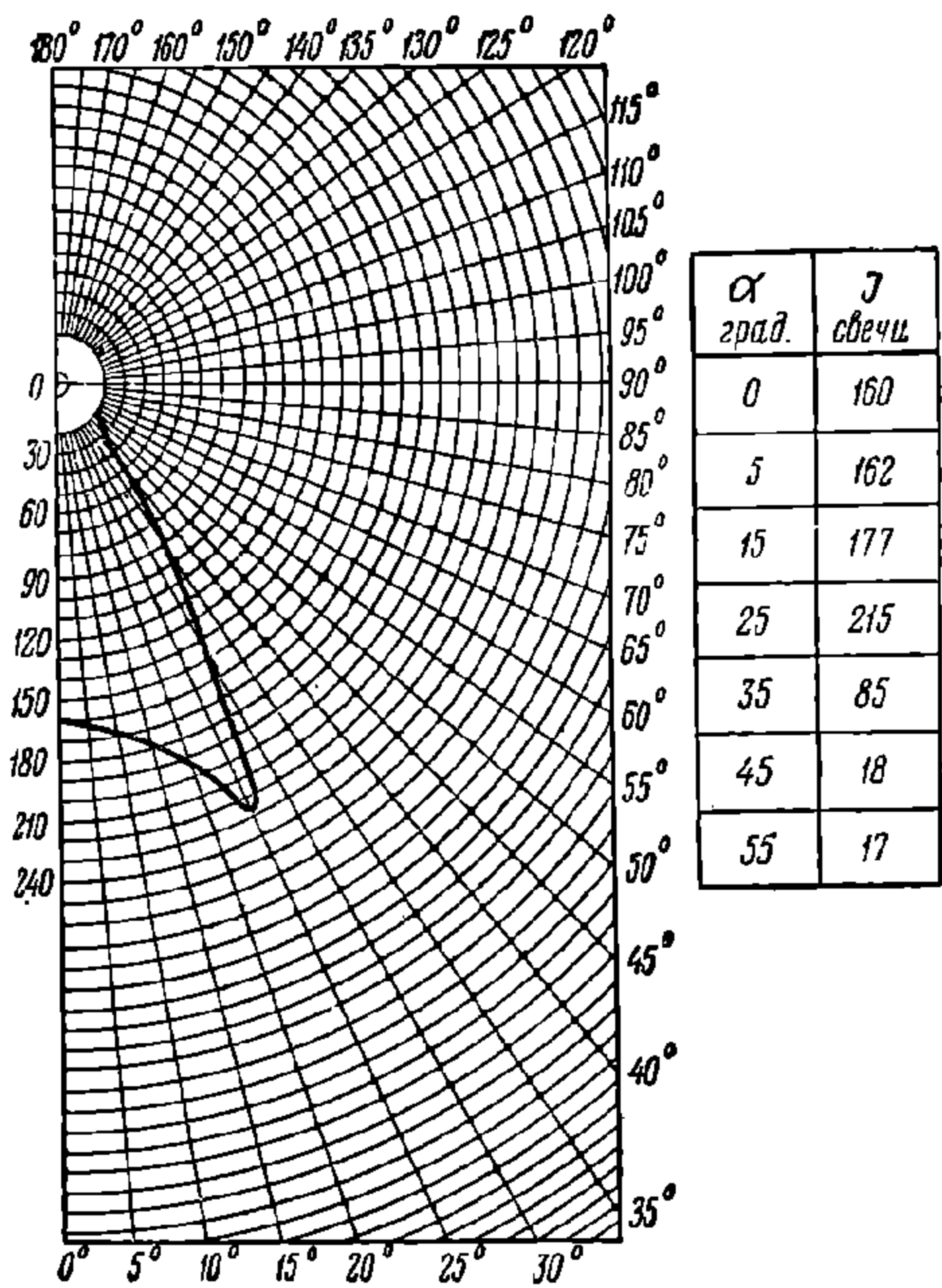
Кроме плафонных в вагонах применяются светильники рассеянного света, типа светильников вагонов метро (тюльпаны с молочным стеклом) и плоские светильники из плексигласа—в металлических пассажирских вагонах. Расположение светильников в последних вагонах необычное. Два плоских светильника вделаны в стены, разделяющие купе, над проходом, а один светильник укреплён на боковой стене вагона над окном между поперечными диванами.

Для экономии расхода электроэнергии в вагонах выгодно устанавливать светильники прямого света. Кроме того, их габаритные размеры хорошо вписываются в те ограничения, которые диктуются низким потолком в вагоне. Выбор светильников рассеянного или отражённого света и их форм зависит от эстетических требований, предъявляемых к данному помещению вагона. Решения здесь возможны самые разнообразные.

В последнее время в СССР широко распространяются новые источники света — люминесцентные лампы. В пассажирских вагонах применение этих ламп также возможно.

Люминесцентные лампы представляют собой газосветные ртутные трубки низкого давления, в которых на внутренней поверхности стекла нанесён слой люминофора. Люминофорами здесь являются соли различных кислот—силикаты, вольфраматы, молибдаты, фосфаты, бораты. Свет, излучаемый трубкой, обладает цветом, присущим данному люминофору. Смешением нескольких люминофоров достигается комбинация цветов, которая создаёт впечатление белого (дневного) цвета.

Устройство люминесцентной лампы следующее. Стеклянная цилиндрическая трубка с внутренней стороны покрыта тонким слоем люминофора. Кроме того, в трубку помещается капля ртути. Внутренность трубки заполнена аргоном при определённом давлении. На концах трубки имеются вин-



Фиг. 535. Требуемая кривая светораспределения для вагона дальнего следования

тообразные электроды. Когда на электроды лампы подаётся напряжение, возникает электрический разряд, вызывающий свечение газа и паров ртути. Электрический разряд в парах ртути сопровождается излучением невидимых ультрафиолетовых лучей. Под действием этих лучей поверхность стенок трубки, покрытая люминофором, светится.

Яркость свечения различна и зависит от электрических параметров трубки. По сравнению с лампами накаливания той же мощности люминесцентные лампы имеют в 3—4 раза более высокую световую отдачу¹ (от 30 до 60 лм/вт) и в 2—3 раза больший срок службы (2 000—3 000 час.) Люминесцентные лампы обладают большой стойкостью к вибрациям и взрывобезопасны. То и другое свойство является ценным для применения их в пассажирских вагонах.

Мощные люминесцентные лампы имеют большую длину (лампа мощностью 100 вт имеет длину 2,5 м). Это не всегда удобно, поэтому целесообразнее устанавливать лампы меньшей мощности, но по нескольку штук в одном светильнике.

Конструкция светильников с люминесцентными лампами выполняется либо в виде одних ламп (трубок), либо последние закрываются жолобом или экраном, скрывающим их от глаз пассажиров. Возможно также выполнение светильника в виде светящейся полосы и светящихся прямоугольников. Люминесцентные трубки можно изгибать, что позволяет ещё более разнообразить конструкции светильников с этими лампами.

3. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ВАГОНОВ

Для электрического освещения в вагоне необходима электрическая энергия. Существует несколько систем электроснабжения вагонов, которые классифицируются следующим образом:

а) по числу источников тока:

1) индивидуальная система, при которой вагон имеет собственный источник тока для освещения;

2) групповая система, при которой группа вагонов питается током от одного и того же источника;

б) по роду источников тока:

1) аккумуляторная система, при которой источником тока служат исключительно аккумуляторы;

2) осевая система, при которой источником тока служит генератор, приводимый во вращение от вагонной оси;

3) система с независимым приводом генератора, при которой источником тока служит генератор, приводимый во вращение специальным двигателем, например, двигателем внутреннего сгорания, турбиной и т. п.

Индивидуальная система обычно является осевой системой; она особенно необходима для тех вагонов, которые в процессе эксплуатации следуют в составах различных поездов, подчас совсем не имеющих источника энергии для освещения. К этим вагонам в первую очередь относятся служебные.

Индивидуальная система электроснабжения применяется также в том случае, когда потребная для вагона электрическая мощность достаточно велика. Так, пассажирские вагоны с кондиционированием воздуха, потребляя значительную электрическую мощность, снабжаются индивидуальным источником электроэнергии. Пассажирские металлические вагоны современной постройки, имеющие неполную установку кондиционирования воздуха, также снабжаются индивидуальными источниками электроэнергии.

Групповая центральная система (один вагон-станция в составе) может быть вместе с тем или осевой или системой с независимым приводом генератора.

Обычно групповая центральная осевая система вследствие ограниченной мощности электрической установки одного вагона-станции не всегда является

¹ На такую возможность увеличения светоотдачи источников света впервые указал ещё в 1931 г. акад. С. И. Вавилов.

достаточной; в поездах главнейших направлений чаще применяется групповая система с несколькими вагонами-станциями.

Аккумуляторная система обладает простотой устройства, обслуживания и достаточной надёжностью. Крупными недостатками этой системы являются: большой вес и высокая стоимость оборудования (аккумуляторных батарей), необходимость иметь по пути следования вагона зарядные станции и значительные простои под зарядкой.

Осевая система освещения является наиболее распространённой, так как не требует специального двигателя.

Двигателем в осевой системе является сам поезд. Однако в электрической части осевая система сложна; приходится автоматически регулировать напряжение генератора, изменяющееся вследствие изменения скорости поезда и числа оборотов вагонной оси, от которой вращается генератор. Кроме того, необходима аккумуляторная батарея, которая питает лампы во время стоянок и при малых скоростях, когда генератор не может работать. Наличие же аккумуляторной батареи в одной цепи с генератором вызывает необходимость в ряде автоматических приспособлений.

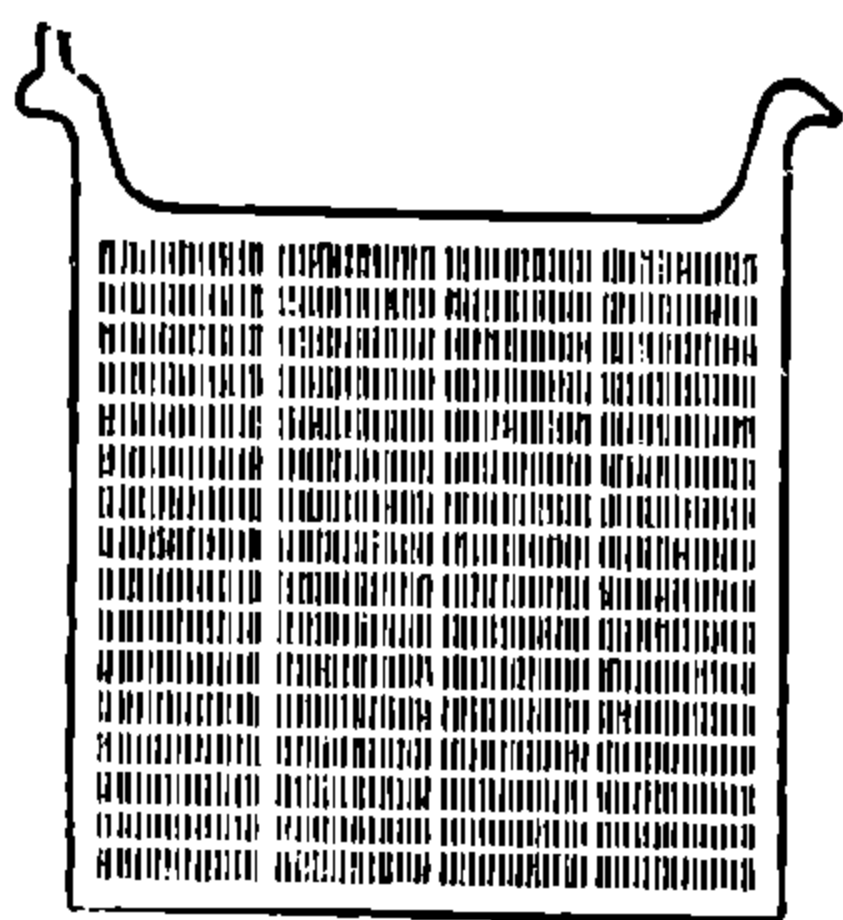
Система электрического освещения с независимым приводом генератора называется также станционной, так как в этой системе имеется небольшая электростанция для освещения поезда.

Система с независимым приводом осуществляется в виде установки в отдельном вагоне или в части вагона в виде какого-либо двигателя с генератором или в виде установки турбогенератора на паровозе; в этом случае она называется турбогенераторной системой освещения.

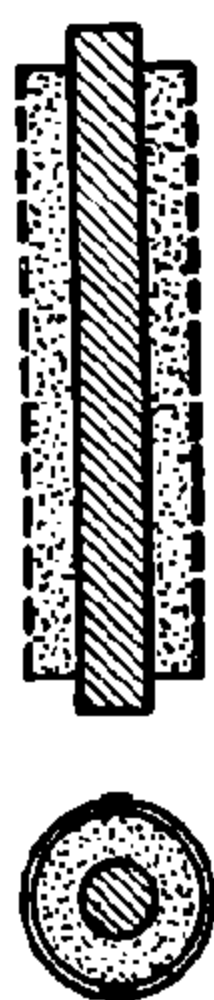
Система с двигателем в отдельном вагоне или в части вагона является для обычного пассажирского состава нецелесообразной, так как вследствие малой мощности установки (до 10 квт) устройство такой электрической станции и её эксплуатация обходятся дорого. Для некоторых специальных категорий поездов, которые продолжительное время стоят на станциях, станционная система совершенно необходима.

4. ВАГОННЫЕ АККУМУЛЯТОРЫ

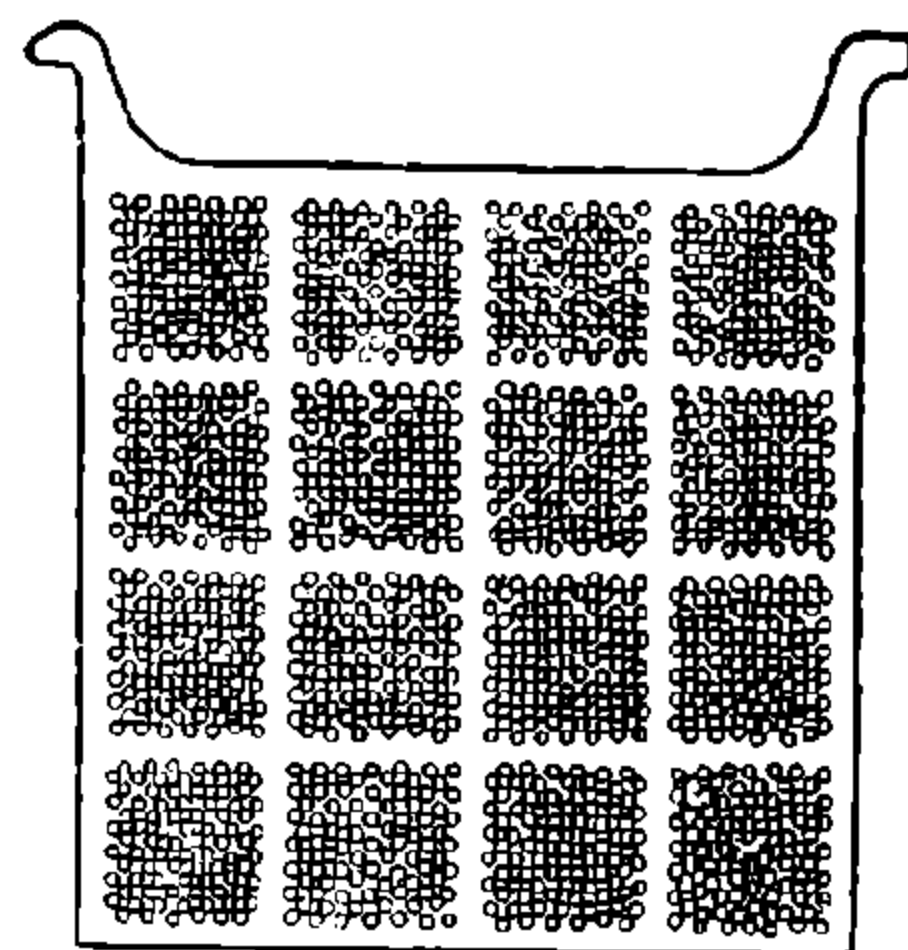
Для вагонного освещения применяются свинцовые аккумуляторы двух типов: Ж-Х и ВП-400. Аккумуляторы типа Ж-Х в настоящее время уже не изготавливаются и постепенно заменяются новыми аккумуляторами типа ВП-400.



Фиг. 536. Положительная пластина свинцового аккумулятора



Фиг. 537. Эбонитовая трубка панцырной положительной пластины



Фиг. 538. Отрицательная пластина свинцового аккумулятора

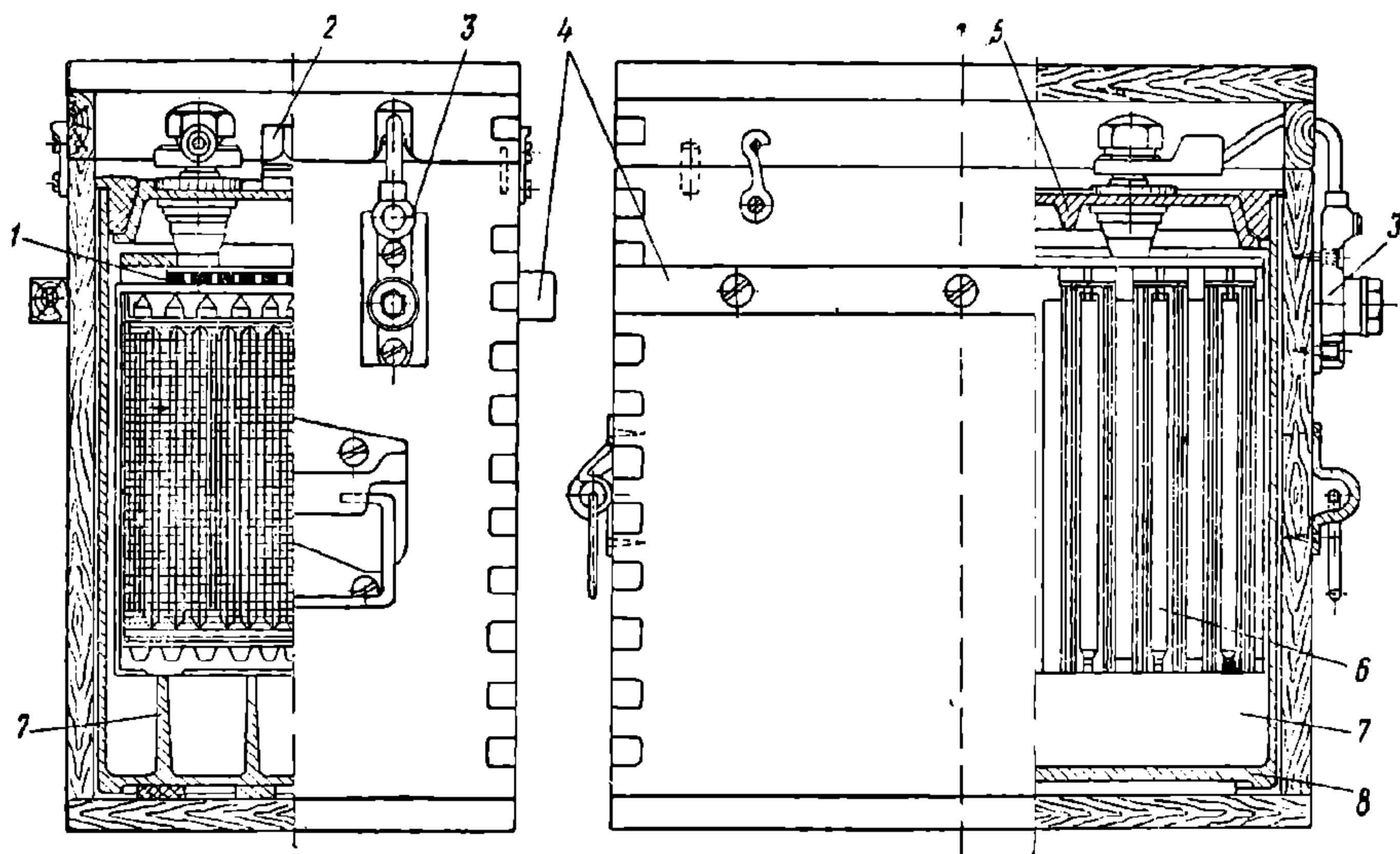
Положительные пластины аккумуляторов Ж-Х (фиг. 536) поверхностного типа. Такие пластины отливаются из чистого свинца; поверхности их покрыты мелкими рёбрами, что увеличивает значительно размер активной поверхности пластин.

Положительные пластины аккумуляторов ВП-400 — панцырного типа. Принцип устройства панцырной пластины уясняется из фиг. 537. В эбони-

товую трубку (панцерь), имеющую поперечные прорезы, помещают активную массу (сурик $Pb_3 O_4$). Для получения хорошего электрического контакта и для придания трубке жёсткости вдоль её оси проходит свинцовый стержень. Из таких трубок собирается положительная пластина, причём соединение трубок производится спаиванием всех свинцовых стержней со свинцовыми перекладами или мостиками сверху и снизу.

Вес панцёрной пластины при одинаковой ёмкости примерно в два раза меньше веса поверхностной пластины. Поэтому вагонные аккумуляторные батареи типа ВП-400 гораздо легче вагонных аккумуляторных батарей типа Ж-Х, однако срок службы панцёрных пластин в 2—2,5 раза меньше срока службы поверхностных пластин.

Отрицательные пластины в аккумуляторах обоих типов по конструкции существенно не отличаются; эти пластины решётчатого типа. Основой пластины



Фиг. 539. Аккумуляторный элемент ВП-400:

1—эбонитовый щиток с отверстиями; 2—эбонитовая крышка; 3—выводные контакты; 4—ящик; 5—эбонитовая крышка; 6—пластины положительные и отрицательные; 7 — поперечины бака; 8—бак эбонитовый

решётчатого типа (фиг. 538) служит отлитая из сурьмянистого свинца решётка, в ячейки которой закладывается или намазывается активная масса (паста). Во избежание выпадения активной массы из ячеек решётки последние закрываются с обеих сторон тонкими свинцовыми листами с отверстиями. Примесь сурьмы к свинцу в остоле решётки служит для предохранения последней от разъедания и увеличения механической прочности.

Положительные и отрицательные пластины собираются в ящике из дерева. Внутрь ящика укладывается свинцовый или эбонитовый сосуд. При помощи особых свинцовых полос (шин) одноимённые пластины соединяются между собой; получаются два электрода — плюс и минус.

Положительные и отрицательные пластины собираются попеременно, причём в качестве крайних боковых пластин служат обязательно отрицательные пластины. Положительные пластины служить боковыми не могут, так как при односторонней работе имеют наклонность к короблению. Между пластинами устанавливаются сепараторы — стеклянные трубки или деревянные пластинки для предохранения от соприкосновения пластин и последующего короткого замыкания.

В ящик с пластинами наливается электролит. На фиг. 539 показан аккумуляторный элемент типа ВП-400.

Из аккумуляторных элементов собирается аккумуляторная батарея. Вагонная аккумуляторная батарея состоит из 26 аккумуляторов, соединённых последовательно.

Аккумуляторная батарея металлического вагона размещается в металлическом ящике, подвешенном к хребтовой балке рамы вагона. Общий вид аккумуляторного ящика с открытой крышкой показан на фиг. 540.

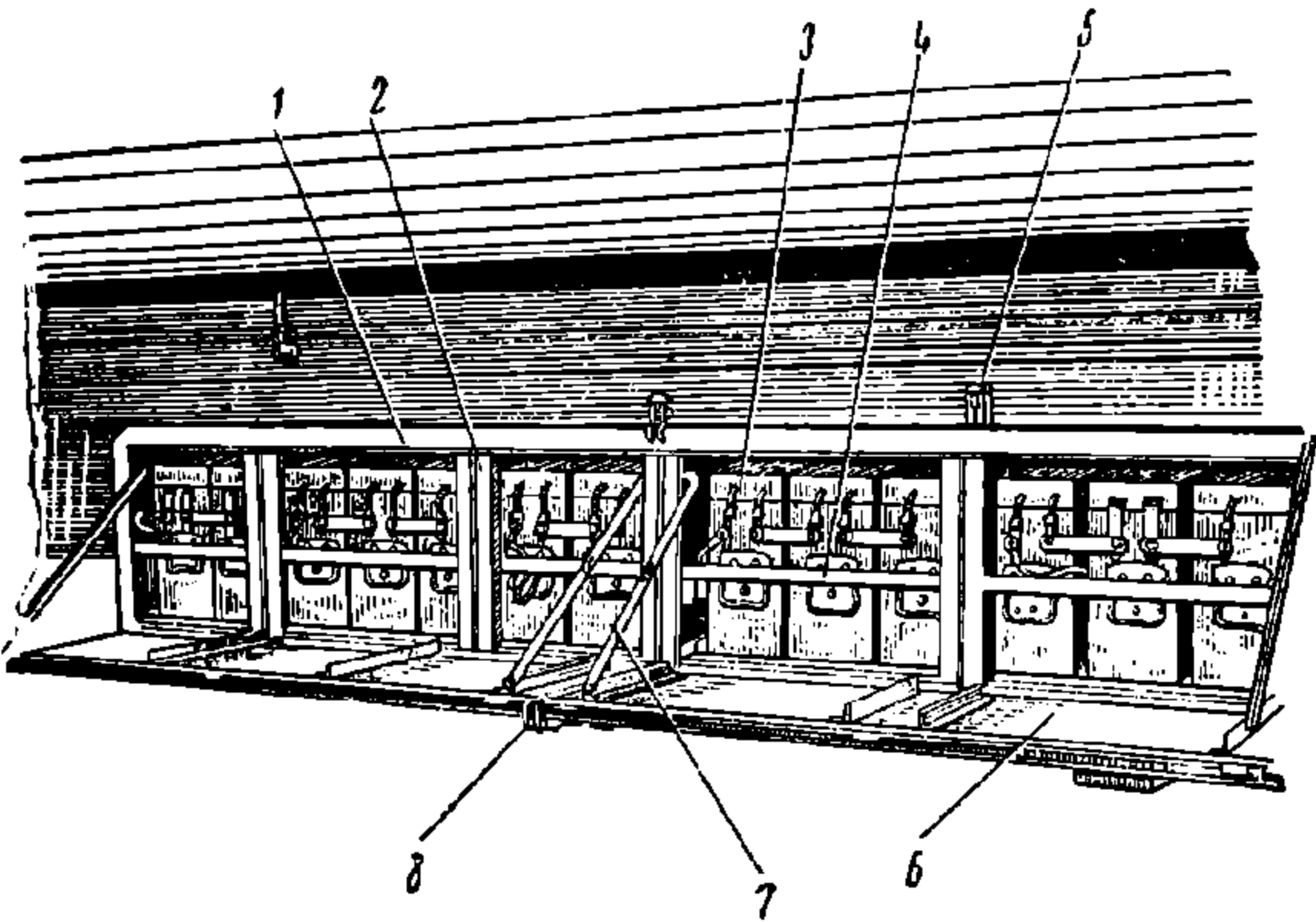
Главнейшими характеристиками свинцовых аккумуляторов являются ёмкость и напряжение. Ёмкость аккумулятора, под которой обычно понимается количество электричества, получаемое от аккумулятора при разряде, аналитически выражается формулой

$$Q_2=I_2\cdot t_2,$$

где Q_2 —ёмкость аккумулятора при разряде в ампер-часах;
 I_2 —средняя сила тока разряда в амперах;
 t_2 —продолжительность разряда в часах.

Ёмкость свинцового аккумулятора зависит от силы разрядного тока. При разряде большой силой тока электрохимический процесс в аккумуляторе протекает менее совершенно и ёмкость меньше, чем при разряде малой силой тока, когда этот процесс получается более совершенным.

Эту зависимость ёмкости свинцового аккумулятора для аккумуляторов Ж-Х и ВП-400 легко проследить при рассмотрении табл. 80.



Фиг. 540. Общий вид аккумуляторного ящика: 1—ящик для аккумуляторов; 2—усиливающие рамки ящика; 3—аккумуляторный элемент; 4—брусок деревянный; 5—закидка; 6—крышка ящика; 7—тяга для удержания крышки; 8—ушки для зажима

Т а б л и ц а 80

Ёмкость аккумуляторов типа Ж-Х и ВП-400

Время разряда в час	Ёмкость в а-ч		Разрядный ток в а	
	Ж-Х	ВП-400	Ж-Х	ВП-400
3	270	300	90	100
5	300	350	60	70
7,5	330	375	45	50
10	370	400	37	40

Напряжение свинцового аккумулятора при заряде и при разряде не остаётся постоянным. При заряде напряжение аккумулятора возрастает, при разряде — падает.

Напряжение аккумулятора равно:

при заряде $U_1=E+I_1R$,

при разряде $U_2=E-I_2R$,

при разомкнутой внешней цепи $U_0=E$,

где E —электродвижущая сила (э. д. с.) аккумулятора, меняющаяся по величине в процессах заряда и разряда, в в;

R —внутреннее сопротивление аккумулятора в ом;

I_1 —сила тока при заряде в а;

I_2 —сила тока при разряде в а.

Падение напряжения внутри аккумулятора составляет всего лишь 2—3% от напряжения на зажимах аккумулятора, так как внутреннее его сопротивление ничтожно. Поэтому напряжение свинцового аккумулятора можно приравнять его э. д. с.

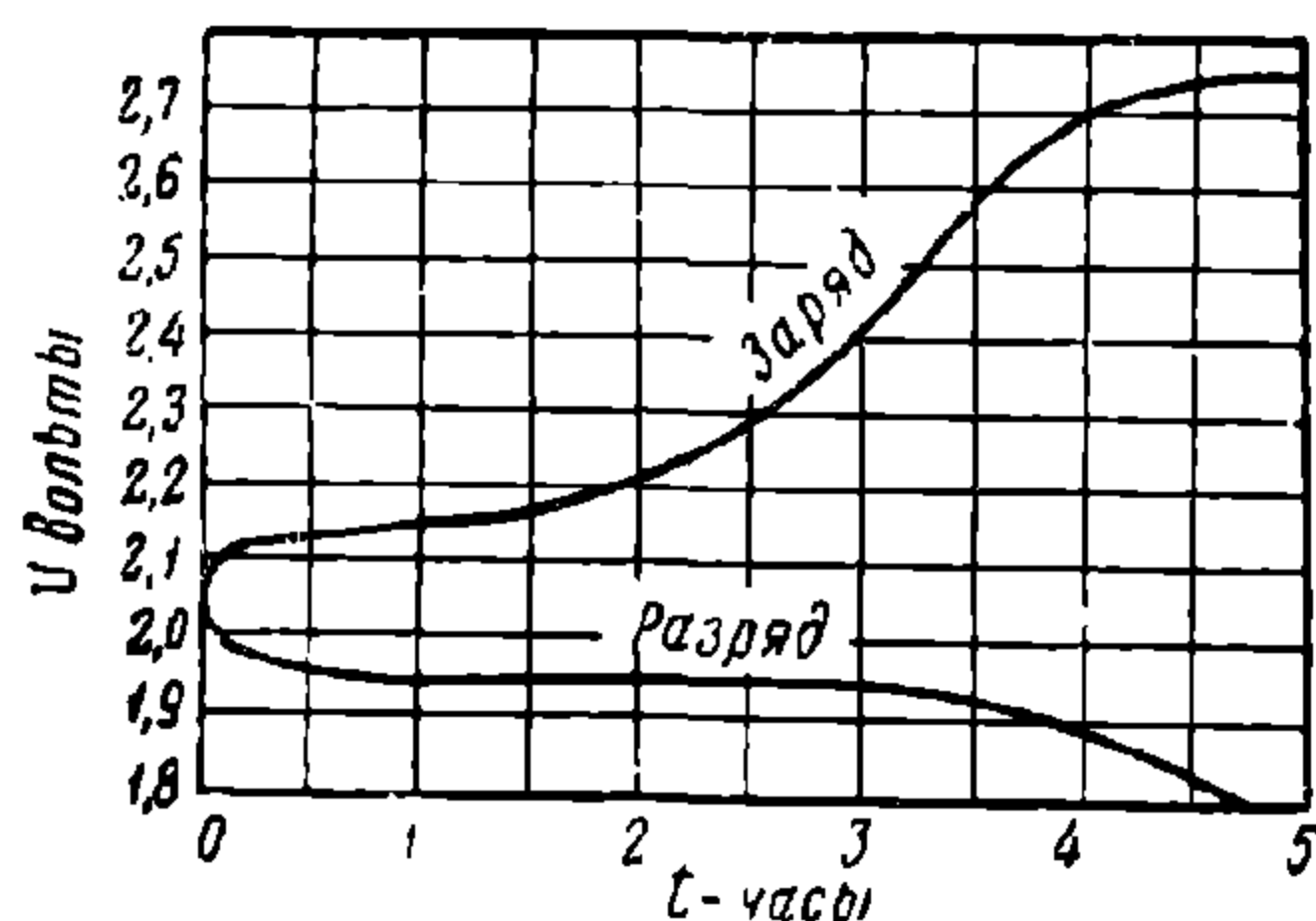
Величина э. д. с. свинцового аккумулятора зависит главным образом от плотности электролита. Эта зависимость приближённо выражается следующей формулой

$$E = 0,84 + \delta,$$

где δ — плотность электролита.

Так, после заряда э. д. с. равна $E = 0,84 + 1,2 = 2,04$ в, а после разряда $E = 0,84 + 1,18 = 2,02$ в. В процессах же заряда и разряда э. д. с. меняется вследствие временных изменений концентрации кислоты в порах пластин. Соответственно меняется и напряжение.

Максимальное напряжение, получаемое при заряде, равно 2,75 в на элемент; минимальное напряжение при разряде, ниже которого спускаться нельзя вследствие последующей порчи пластин (сульфатация), соответствующее плотности кислоты 1,18, равно 1,8 в.



Фиг. 541. Кривые напряжения свинцового аккумулятора

На фиг. 541 изображены кривые напряжения свинцового аккумулятора при заряде и разряде. Как следует из графика, напряжение при заряде в течение 2—3 час. медленно повышается до 2,3 в, а затем резко возрастает до 2,75 в, после чего остаётся постоянным. Это свойство свинцовых аккумуляторов учитывается при устройстве электрической части системы вагонного освещения.

Напряжение разряда сначала в течение нескольких минут падает с 2,04 до 1,95 в, после чего очень медленно снижается до минимального допускаемого напряжения, равного 1,8 в.

5. ОСЕВЫЕ ГЕНЕРАТОРЫ

В осевых системах вагонного освещения генератор, вырабатывающий электрическую энергию для питания ламп, обычно приводится в движение ремнём от шкива, насаженного на вагонную ось. Число оборотов генератора меняется вместе с изменением скорости поезда. Обычно генераторы при изменении числа оборотов изменяют своё напряжение. Характерной же особенностью устройства осевых генераторов является то, что они при изменяющихся числах оборотов обеспечивают постоянное напряжение в сети ламп. Это достигается регулированием напряжения генератора.

В зависимости от способа регулирования напряжения осевые генераторы могут быть разделены на два класса:

- 1) генераторы с посторонним регулятором и
- 2) генераторы саморегулирующиеся.

К первому классу относятся осевые генераторы с шунтовым возбуждением, или шунтовые генераторы. Эти генераторы в небольшом количестве имелись на вагонах наших железных дорог, но теперь не применяются.

Ко второму классу относится генератор поперечного поля, применяемый на железных дорогах СССР.

Этот генератор носит название генератора поперечного поля потому, что магнитный поток, возбуждающий рабочий ток в якоре, направлен поперёк основного поля возбуждения.

Схема генератора изображена на фиг. 542.

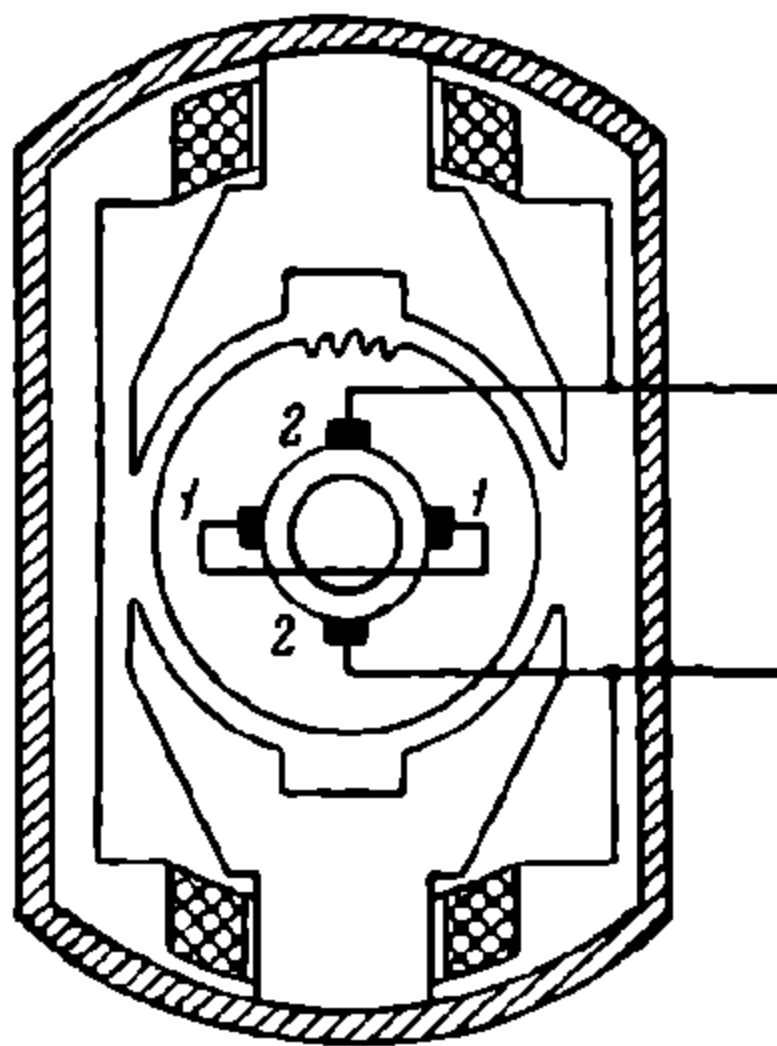
Якорь этого генератора не отличается от якорей обычных генераторов постоянного тока. Обмотка петлевая, разделённая на две параллельные цепи. На коллектор наложены две пары щёток: одна пара 1—1 замкнута проводником накоротко, через другую 2—2 питается ток внешняя цепь. Первая пара щёток называется короткозамкнутыми щётками, вторая—рабочими щётками. На сердечниках двух полюсов имеется шунтовая обмотка возбуждения, включённая параллельно обмотке якоря. Наконечники полюсов имеют развитую форму.

Для улучшения условий коммутации (чтобы рабочие щётки не искрили) в середине каждого полюса сделан вырез, вследствие чего магнитное поле над проводниками, проходящими под серединой полюсов и связанными в этот момент с рабочими щётками, несколько ослабляется.

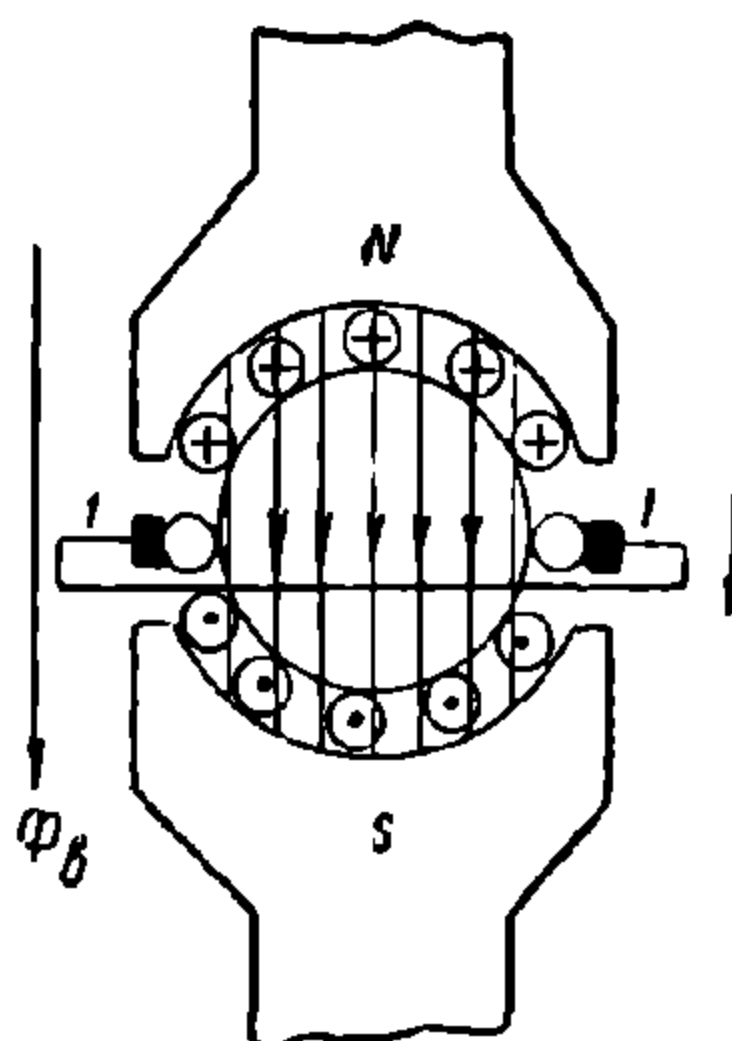
В генераторе поперечного поля имеются три магнитных потока:

- 1) магнитный поток основного возбуждения;
- 2) магнитный поток якоря;
- 3) магнитный поток от рабочего тока.

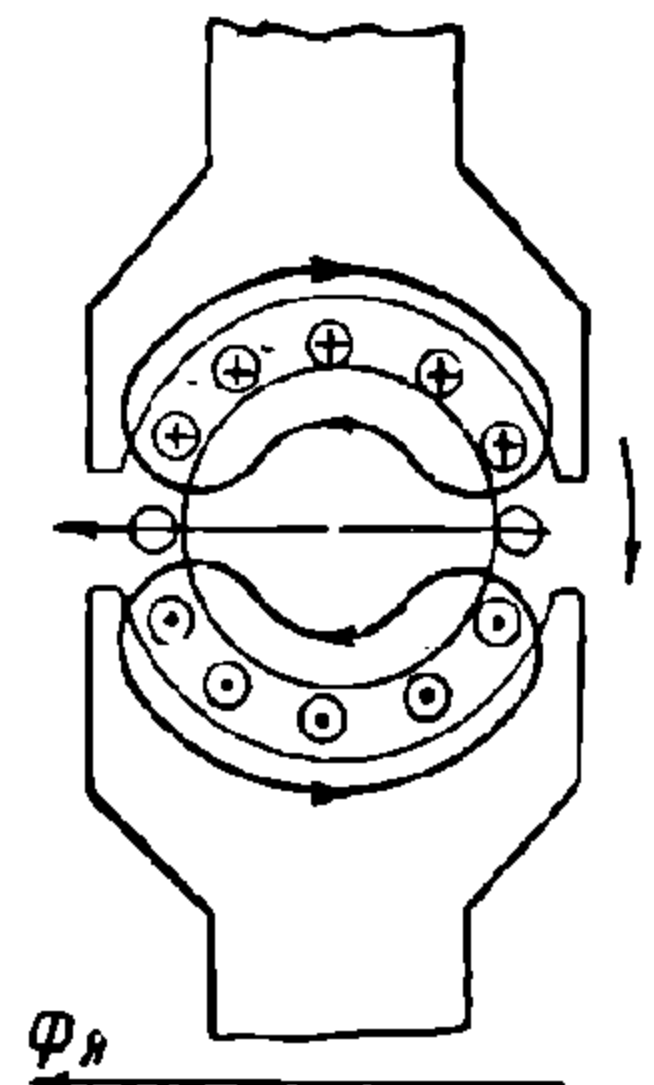
Магнитный поток основного возбуждения Φ_{δ} создаётся обмоткой возбуждения и направлен от северного полюса к южному. Поток Φ_{δ} служит



Фиг. 542. Схема конструкции генератора поперечного поля



Фиг. 543. Схема магнитного потока возбуждения



Фиг. 544. Схема магнитного потока якоря

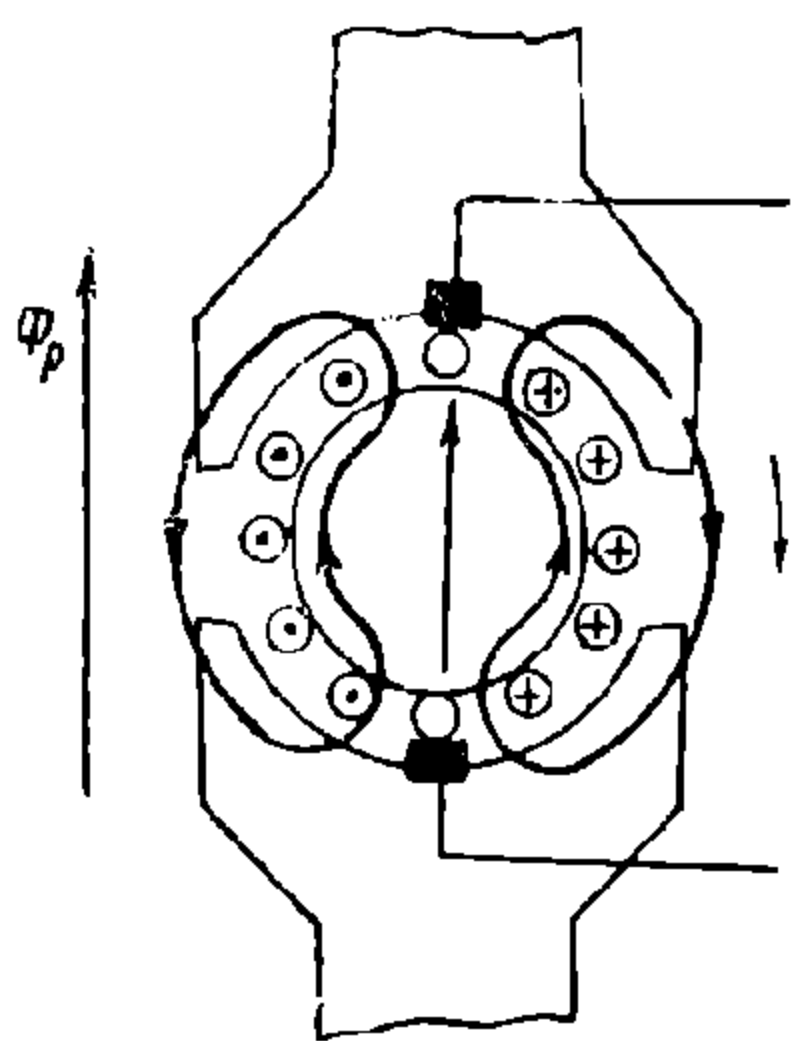
для индуктирования э. д. с. и тока в цепи короткозамкнутых щёток. Он замыкается через корпус генератора. На фиг. 543 изображена схема магнитного потока Φ_{δ} и показано отдельной стрелкой его общее направление между полюсами. В проводниках якоря указано направление индуктируемого в них потоком Φ_{δ} тока при указанном стрелкой направлении вращения якоря. Это направление индуктируемого тока и якоря генератора определяется по известному правилу правой руки. Для потока Φ_{δ} нейтральная линия проходит посередине между полюсами перпендикулярно к потоку Φ_{δ} . На этой нейтрали ставятся щётки 1—1.

Магнитный поток якоря $\Phi_{\text{я}}$ создаётся током, протекающим в обмотке якоря по цепи короткозамкнутых щёток. Поток $\Phi_{\text{я}}$ служит для индуктирования в той же обмотке якоря рабочей э. д. с. и рабочего тока.

На фиг. 544 показана схема магнитного потока $\Phi_{\text{я}}$ для того же направления вращения якоря. Поток $\Phi_{\text{я}}$ является поперечным потоком реакции якоря от тока в цепи короткозамкнутых щёток и замыкается через полюсные наконечники. Одна половина потока $\Phi_{\text{я}}$ замыкается через полюсный наконечник северного полюса, другая же половина через полюсный наконечник южного полюса. Так как магнитный поток $\Phi_{\text{я}}$ в генераторе поперечного поля служит для индуктирования рабочего тока, то величина его достаточно большая. Для создания потоку $\Phi_{\text{я}}$ надлежащего пути необходимо большое сечение железа (сечение полюсных наконечников, перпендикулярное направлению силовых линий потока $\Phi_{\text{я}}$), через которое поток $\Phi_{\text{я}}$ замыкается. Поэтому полюсным наконечникам в генераторе поперечного поля придаётся развитая форма.

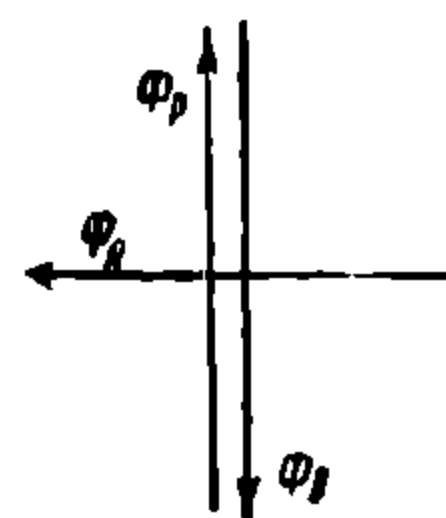
Величина поперечного потока Φ_y зависит от силы тока, его создающей, т. е. от силы тока в цепи короткозамкнутых щёток. Для получения большого Φ_y необходима большая сила тока, которую и выгодно получать, замыкая щётки 1—1 проводником очень малого сопротивления, т. е. накоротко. Таким образом, поперечное поле, которое в обычных генераторах является нежелательным, в генераторе поперечного поля, наоборот, усиливается искусственным образом. Стрелка внизу на фиг. 544 показывает общее направление потока Φ_y в якоре.

Магнитный поток рабочего тока Φ_p создаётся током, протекающим в обмотке якоря по цепи рабочих щёток, а также и по внешней цепи. Поток Φ_p служит для воздействия на основной поток Φ_o . На фиг. 545 показана схема получения магнитного потока Φ_p в генераторе поперечного поля. Направление вращения якоря принято то же, что и в предыдущих случаях. Поперечный поток Φ_y , показанный на схеме, индуцирует в проводниках обмотки якоря э. д. с. и ток, для которых нейтральная линия пойдёт через центр якоря перпендикулярно к поперечному потоку Φ_y . Индуктирование э. д. с. и тока происходит потому, что проводники якоря пересекают при вращении также и поток Φ_y . По правилу правой руки нетрудно определить, что направление индуктированного при этом



Фиг. 545. Схема магнитного потока от рабочего тока

тока является как раз таким, каким показано на схеме (в правой части обмотки — от нас, в левой — к нам). Этот ток выводится через щётки 2—2 во внешнюю цепь, питает там лампы и батарею (при заряде) и называется рабочим током. Таким образом, по обмотке якоря генератора поперечного поля протекают два тока: ток в цепи короткозамкнутых щёток и ток в цепи рабочих щёток и внешней цепи. Рабочий ток также создаёт своё магнитное поле, силовые линии которого замыкаются по пути, показанному на схеме.



Фиг. 546. Диаграмма магнитных потоков генератора поперечного поля

Стрелкой сбоку показано общее направление магнитного потока Φ_p в якоре. Как видно, поток Φ_p направлен против потока Φ_o .

Наличие трёх магнитных потоков поперечного поля позволяет получать от этого генератора ток постоянной силы независимо от изменения числа оборотов, а также независимо от изменения сопротивления внешней цепи.

На фиг. 546 показана упрощённая диаграмма трёх магнитных потоков.

Проследим последовательность воздействия одного потока на другой. Предположим, что генератор вращается с некоторым числом оборотов и создаёт некоторой величины рабочий ток. Если число оборотов увеличивается, то э. д. с. на рабочих щётках стремится возрасти, а вместе с нею и рабочий ток. При увеличении же рабочего тока поток Φ_p возрастает и тем самым в большей степени ослабляет поток Φ_o . От ослабления потока Φ_o индуктируемый им ток в цепи короткозамкнутых щёток уменьшается, вследствие чего понижается поперечный поток Φ_y . От уменьшения же потока Φ_y рабочий ток понижается до прежней величины. Так происходит саморегулирование генератора поперечного поля на постоянную силу тока при увеличении числа оборотов. При уменьшении числа оборотов происходит следующее: рабочая э. д. с. и рабочий ток уменьшаются, Φ_p понижается, поток Φ_o увеличивается, Φ_y возрастает, а рабочий ток увеличивается до прежней величины.

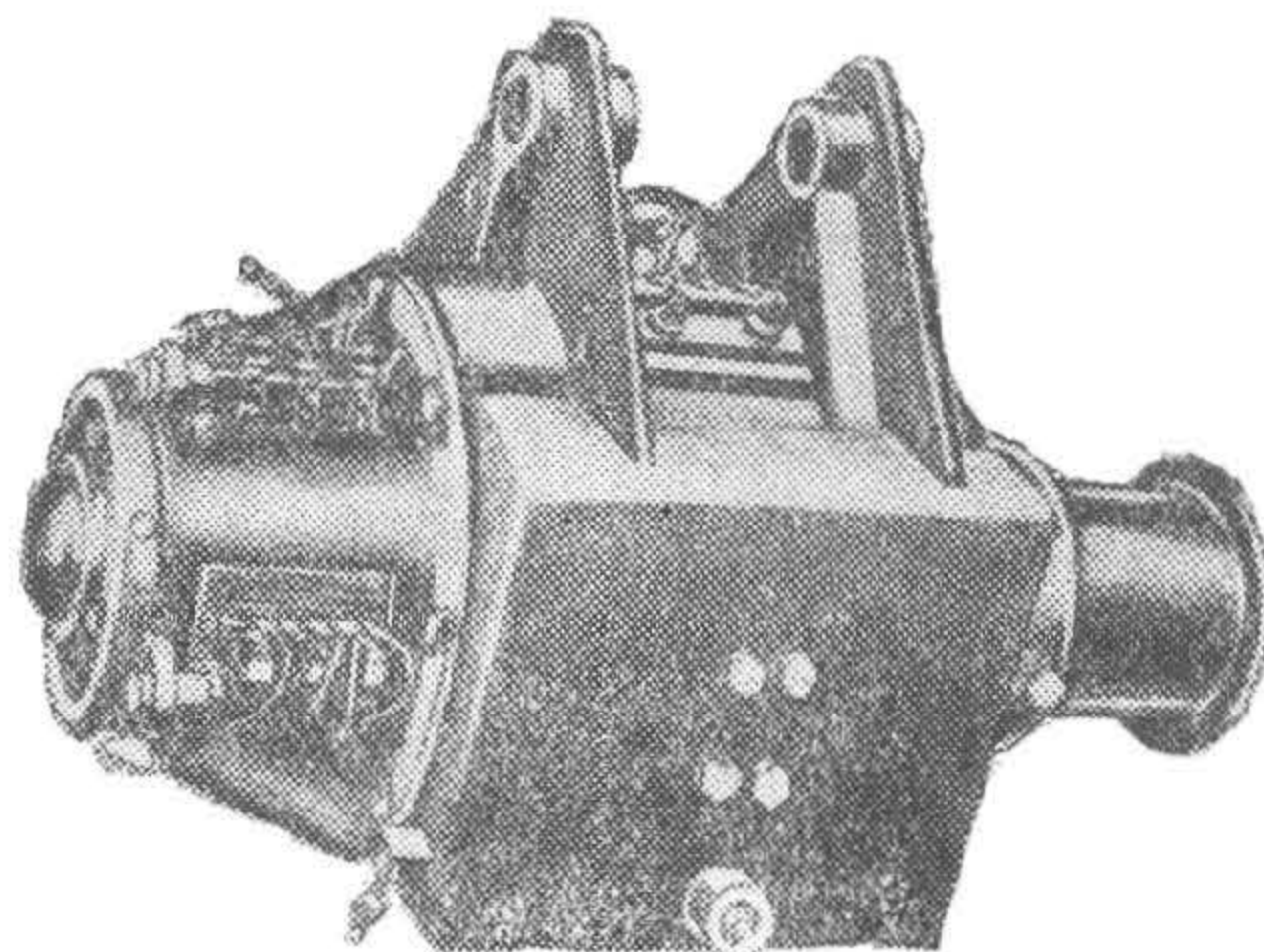
От изменения сопротивления внешней цепи происходят совершенно подобные описанным изменения магнитных потоков, в результате чего сила рабочего тока остаётся неизменной величины.

Рабочая сила тока генератора поперечного поля может быть изменена лишь изменением силы тока возбуждения. Для изменения силы тока необходимо, следовательно, включать разные сопротивления в цепь шунтовой обмотки, что и делается, как описывается ниже, при помощи специального переключателя (регулятор мощности).

На фиг. 547 показано изменение рабочего тока I_p генератора поперечного поля в зависимости от числа оборотов. Вскоре после включения рабочий ток достигает определённой, почти не меняющейся величины. Эта определённая величина силы рабочего тока зависит исключительно, как



Фиг. 547. Кривые токов генератора поперечного поля



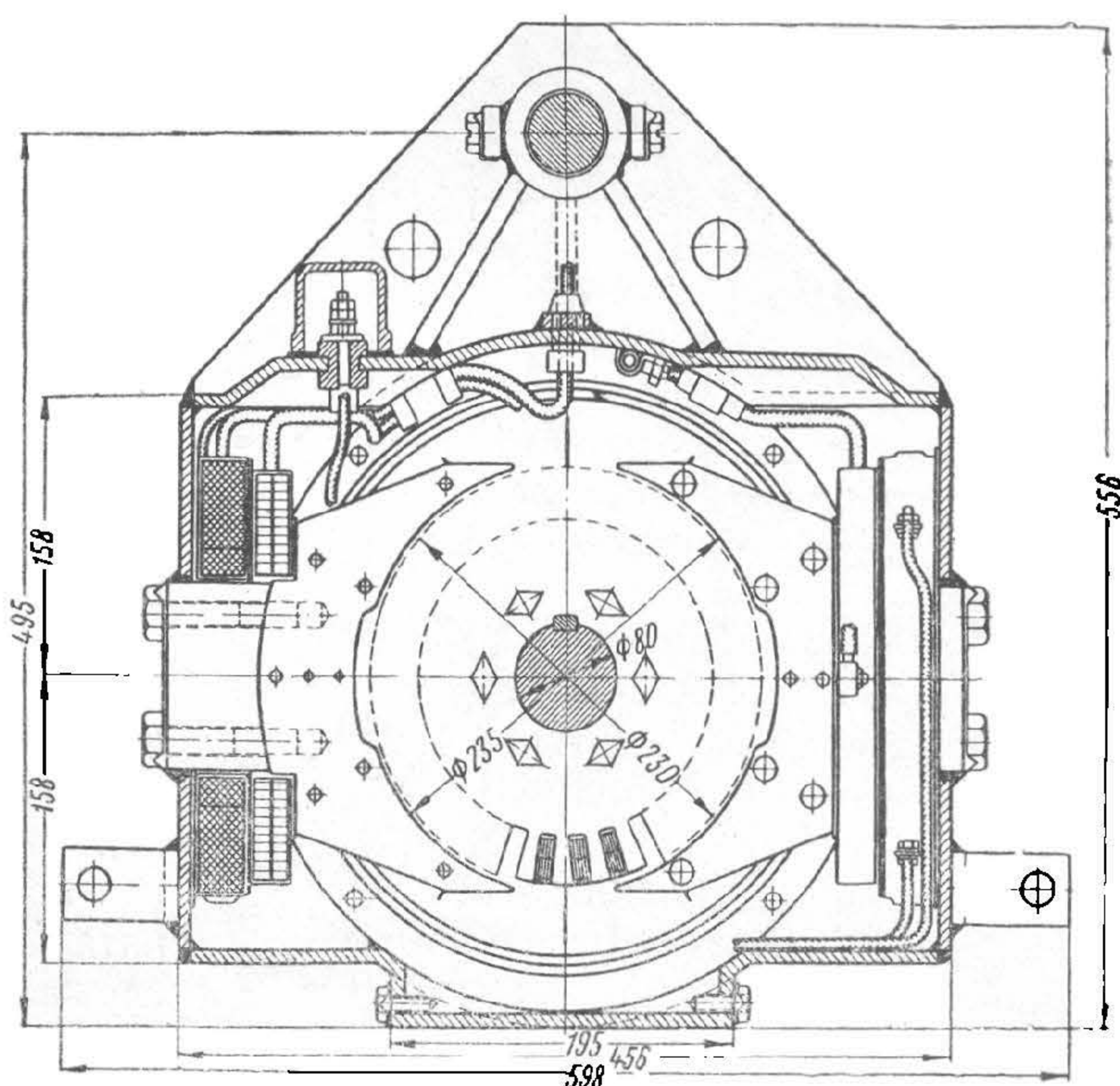
Фиг. 548. Общий вид генератора РД-2

указано выше, от силы тока возбуждения. Ни число оборотов, ни внешнее сопротивление не влияют на величину силы рабочего тока.

Генератор поперечного поля обладает также свойством сохранять свою полярность всё время одинаковой независимо от направления движения вагона-станции. Сохранение полярности в этом генераторе достигается тем, что одновременно с изменением направления вращения якоря изменяется также направление поперечного поля, индуктирующего рабочий ток. Из теории генераторов постоянного тока известно, что при этих условиях, т. е. одновременном изменении и направления вращения якоря и направления магнитного поля, ток в якоре своего направления не меняет.

Генератор поперечного поля может работать и как электродвигатель. При пуске его в качестве электродвигателя необходимо сообщить якору начальный толчок, так как якорь не имеет начального вращающего момента ($\Phi_{я} = 0$). От направления начального толчка (вправо или влево) зависит направление вращения якоря.

На наших железных дорогах применяются осевые генераторы РД-2 и РД-2Б.



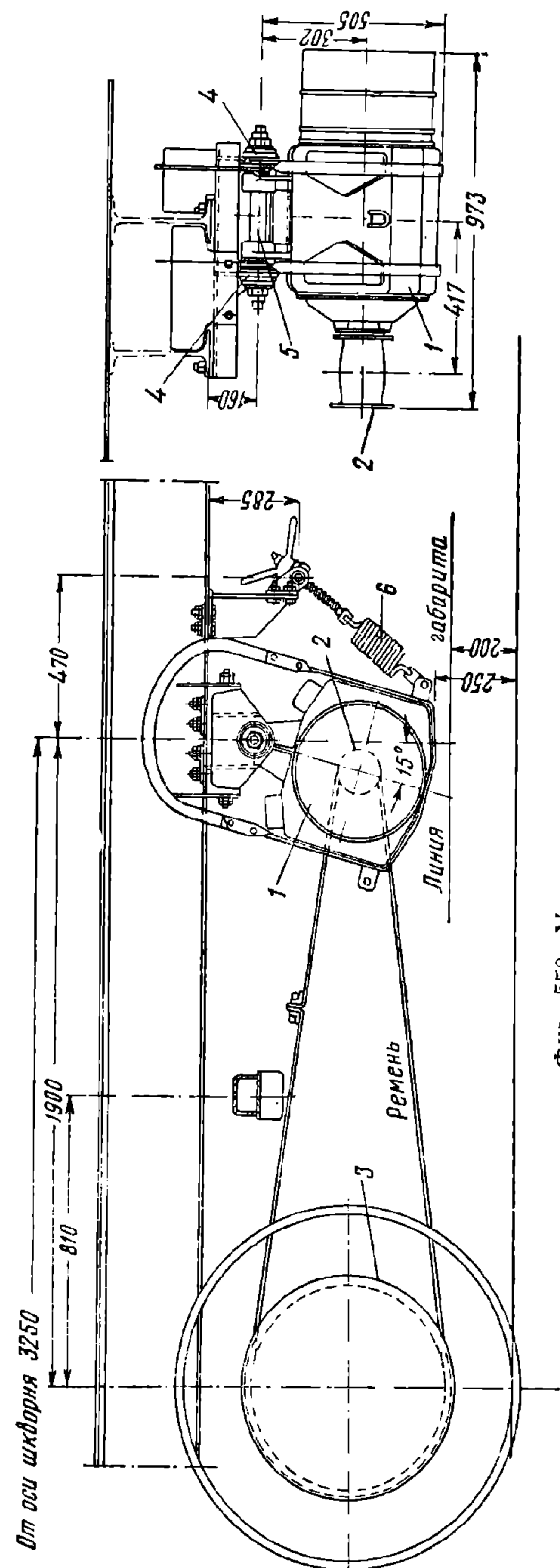
Фиг. 549. Поперечный разрез генератора РД-2

Генератор РД-2 (фиг. 548) выполняется вполне закрытой машиной, как и все вообще осевые генераторы. Остов его имеет вид четырёхугольной коробки,

сваренной из листовой стали. Сердечники полюсов устанавливаются в вырезах вертикальных стенок остова и привариваются к остову снаружи.

На фиг. 549 показан поперечный разрез генератора РД-2. На фигуре видны многие места сварки, в том числе и места, где привариваются сердечники полюсов к остову. Таким образом, сердечники полюсов составляют с остовом одно целое. Развитой формы полюсные наконечники прикрепляются к остову болтами после предварительной установки полюсных катушек. Для уменьшения рассеивания у краёв полюсных наконечников горизонтальные стенки остова в середине имеют выпуклую форму. К верхней стенке остова приварены специальные ушки для подвески генератора к вагону. Подвеска осуществляется посредством валика, вставляемого в имеющиеся на ушках втулки. На случай поломки ушков или валика предусмотрено предохранительное приспособление в виде двух железных обручей. К торцам остова приварены кольца для установки подшипниковых щитов, которых имеется два: задний подшипниковый щит со стороны шкива и передний со стороны коллектора. На передний подшипниковый щит надевается специальный кожух для предохранения от запыления, так как щит не имеет сплошной крышки из-за наличия щёткодержателей.

Генератор РД-2 снабжается натяжным приспособлением, служащим для натяжения ремня и состоящим из рычажной гайки с винтом, скреплённой с рамой вагона, и натяжной пружины, скреплённой с остовом генератора специальным ушком. Якорь



Фиг. 550. Установка генератора на вагоне:

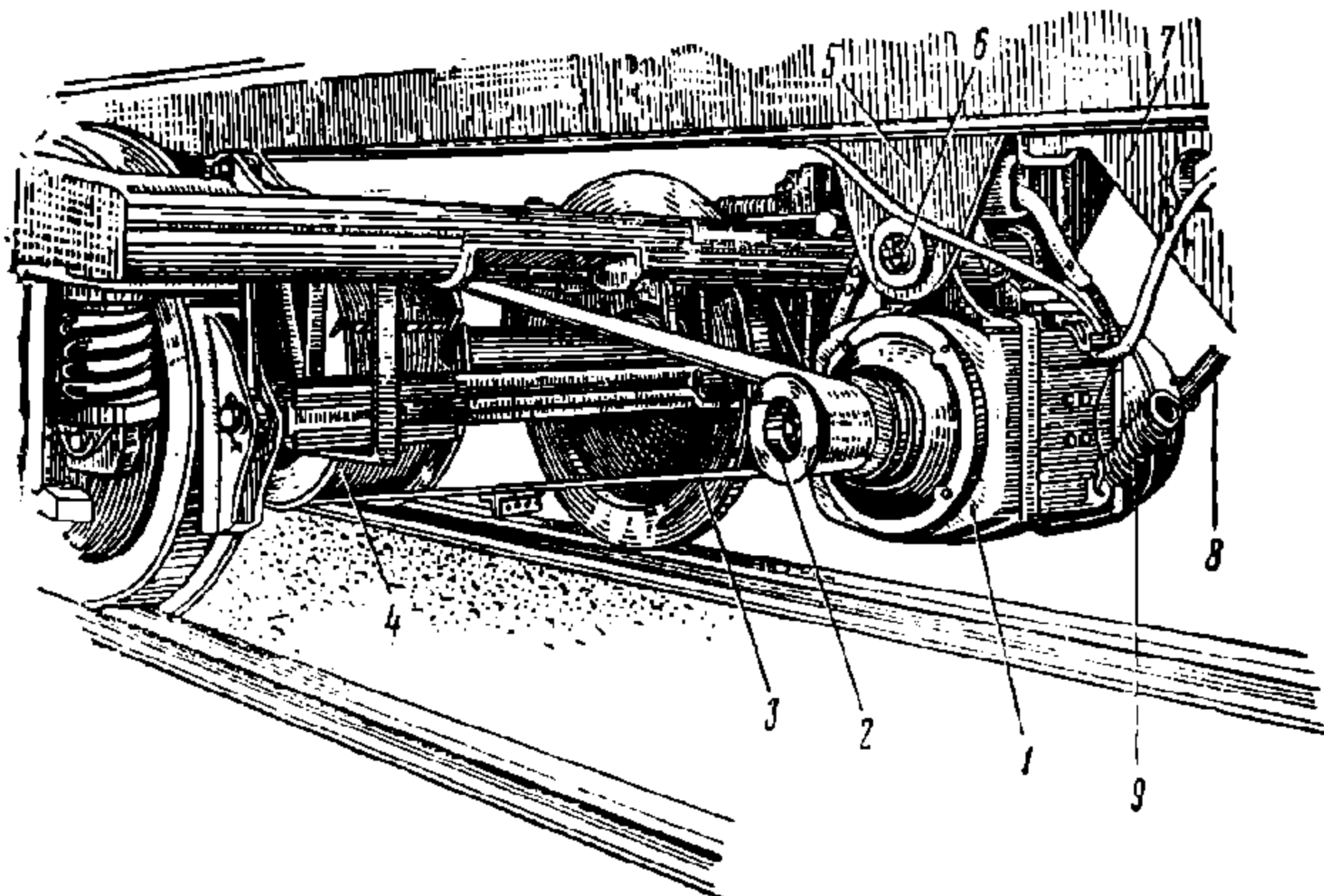
1—генератор РД-2Б; 2—шкив генератора; 3—шкив ведущий; 4—кронштейн подвески; 5—валик подвески; 6—натяжная пружина

генератора РД-2 ничем не отличается от якоря обычного генератора постоянного тока. Сердечник якоря собирается из листового железа, которое опрессовывается двумя шайбами из литой стали. Сердечник якоря и шайбы имеют вентиляционные каналы. Обмотка якоря петлевая с двумя параллельными цепями, шаблонная из шинной полосовой меди. Проводники обмотки

изолированы слюдяной лентой (миканит); такую же изоляцию имеют и секции. Для предохранения секций от повреждений при закладке в пазы якоря последние обкладываются слоем прессшпана толщиной 0,3 мм. Для удержания секций обмотки в пазах на якорь накладываются бандажки из стальной проволоки. Под каждым бандажом прокладывается прессшпановая лента, для того чтобы бандаж не повредил изоляцию секции. Коллектор генератора РД-2 подобен коллектору обычного генератора.

Изготавливаемый в последнее время для новых пассажирских вагонов генератор поперечного поля РД-2Б отличается от генератора РД-2 формой корпуса. Габаритные размеры генератора РД-2Б указаны на фиг. 550, а общий вид изображён на фиг. 551. Генератор РД-2 имеет мощность 4,9 кВт при токе 70 а, а РД-2Б 5,6 кВт при токе 80 а.

Напряжение в обоих генераторах 53/70 в. Вес каждого генератора около 350 кг.



Фиг. 551. Общий вид генератора с приводом и подвеской:
1—генератор РД-2Б; 2—шкив генератора; 3—приводный ремень;
4—шкив ведущий; 5—кронштейн подвески; 6—валик подвески;
7—кронштейн натяжного устройства; 8—натяжной винт; 9—натяжная пружина

6. ОСЕВАЯ СИСТЕМА ОСВЕЩЕНИЯ ВАГОНОВ

Основными элементами осевой системы являются генератор, приводимый в движение от вагонной оси, аккумуляторная батарея и лампы накаливания. Генератор служит для питания ламп на ходу поезда; аккумуляторная батарея заменяет генератор, когда последний не может вырабатывать ток (на стоянках и при малых скоростях). Заряд аккумуляторов производится на ходу поезда от генератора, который поэтому имеет несколько повышенную (на 25—30%) мощность.

Совместная работа осевого генератора и аккумуляторной батареи значительно усложняет электрическую схему системы.

Правильная работа осевой системы освещения при наличии генератора и аккумуляторной батареи возможна лишь при выполнении следующих требований:

1) напряжение на лампах должно быть постоянным, несмотря на изменение скорости вращения якоря генератора (во избежание мигания ламп);

2) генератор должен включаться на батарею лишь при определённой скорости, когда напряжение его выше напряжения батареи (иначе пойдёт ток из батареи в генератор);

3) производящийся на ходу поезда заряд аккумуляторной батареи должен быть своевременно прекращён (во избежание порчи батареи и напрасной траты энергии);

4) работающие во время заряда батареи лампы должны быть защищены от перекала (так как напряжение при заряде растёт и лампы могут перегореть);

5) полярность генератора должна сохраняться всё время одной и той же при различных направлениях движения вагона (так как иначе машина размагнитится).

В соответствии с перечисленными требованиями осевая система кроме основных элементов должна включать в себя автоматические приборы:

1) автомат для регулировки напряжения или силы тока осевого генератора на постоянную величину вне зависимости от скорости движения вагона—регулятор напряжения машины;

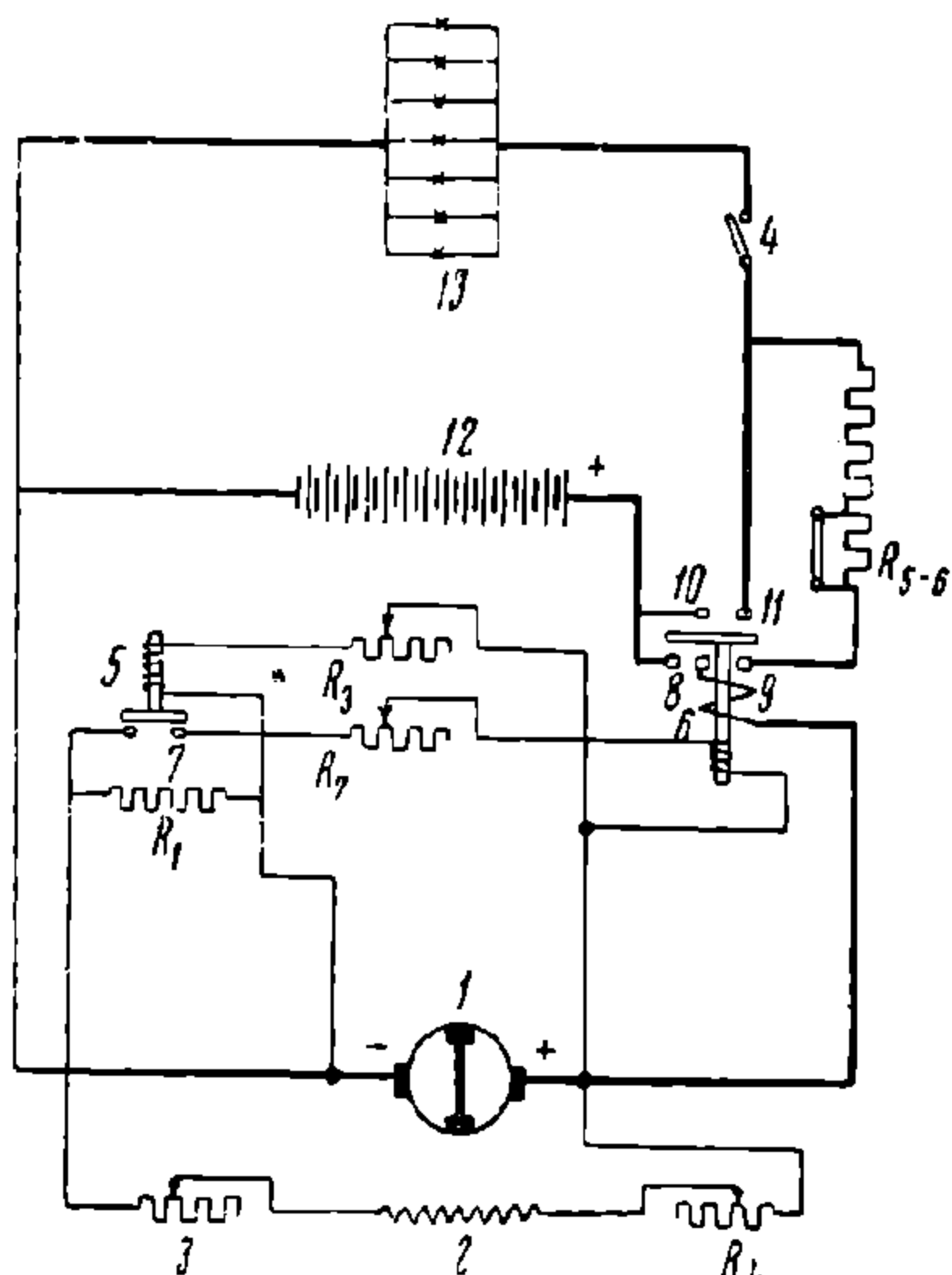
2) автомат для включения и выключения генератора — включатель-выключатель или реле обратного тока;

3) автомат для ограничения заряда аккумуляторной батареи — ограничитель заряда или реле напряжения;

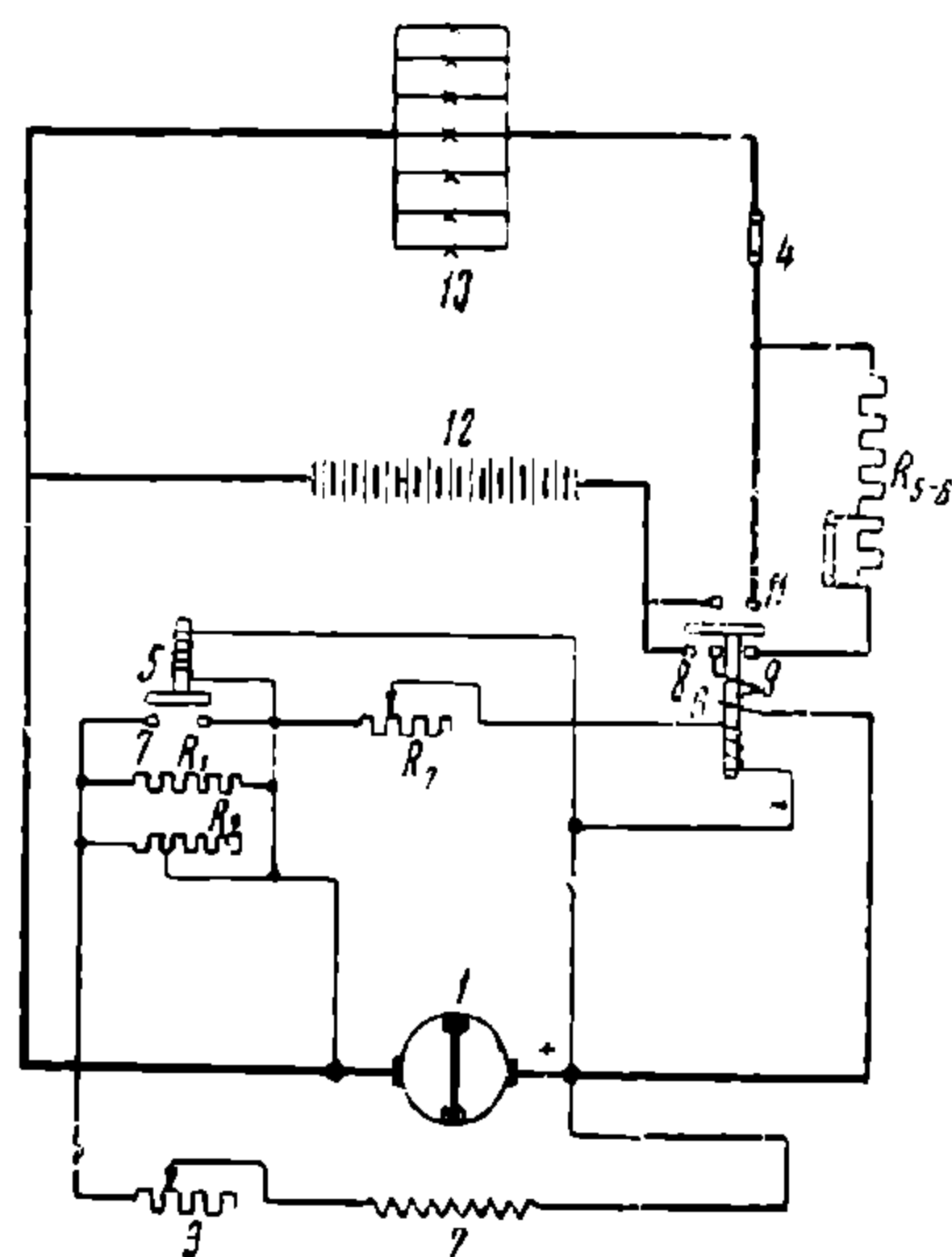
4) автомат для предохранения ламп от перегрева при заряде батарей — регулятор накала ламп;

5) автомат для сохранения полярности генератора всё время одной и той же независимо от направления движения вагона — переключатель полярности.

Система осевого освещения вагонов, применяемая на железных дорогах СССР, включает генератор поперечного поля и поэтому от-



Фиг. 552. Схема щита для светлого времени



Фиг. 553. Схема щита для тёмного времени

личается сравнительной простотой электрической схемы. В схеме отсутствуют:

1) переключатель полярности, так как генератор поперечного поля свою полярность не меняет;

2) регулятор напряжения машины, так как генератор поперечного поля саморегулирующийся;

3) регулятор накала ламп, который заменяется работой ограничителя заряда и включением в сеть ламп постоянного сопротивления.

На фиг. 552 и 553 изображены принципиальная схема осевой системы с генератором поперечного поля соответственно для светлого и тёмного времени.

На этих схемах приняты следующие обозначения:

1 — генератор поперечного поля;

2 — шунтовая обмотка;

3 — регулятор мощности.

Регулятор мощности включён последовательно в цепь шунтовой обмотки и представляет собой реостат с переменным сопротивлением. Регулятор мощности необходим, поскольку сила тока, отдаваемая генератором поперечного поля в сеть, может искусственно изменяться лишь изменением силы тока возбужде-

ния. Этот регулятор не автоматический, рукоятка переключателя передвигается поездным электромонтёром.

R_1 — сопротивление, включаемое последовательно в цепь шунта ограничителем заряда 5 в светлое время, когда лампы выключены, и в момент окончания заряда батареи, когда напряжение достигает величины 67—68 в. Ток возбуждения при этом уменьшается, и сила зарядного тока снижается до минимальной величины, в данном случае до 5 а.

R_2 — сопротивление, включаемое параллельно сопротивлению R_1 при замыкании рубильника 4. Оба сопротивления R_1 и R_2 оказываются включёнными в цепь шунта ограничителем заряда, когда последний срабатывает при напряжении 57—58 в. В этом случае в цепь шунта вводится меньшее сопротивление, чем при одном лишь сопротивлении R_1 ; поэтому сила тока генератора снижается немного — лишь до величины, необходимой для питания всех включённых ламп плюс 3—5 а на батарею. Сопротивление R_2 может быть регулируемо для различных нагрузок поезда.

R_3 — сопротивление, включаемое последовательно с обмоткой ограничителя заряда 5, когда батарея заряжается при включённом освещении. При наличии этого сопротивления ограничитель заряда срабатывает при напряжении 67—68 в. Когда же заряд батареи происходит при включённом освещении (вечером или ночью) и рубильник 4 включён, то сопротивление R_3 оказывается выключенным (оно закорачивается рубильником 4), и, следовательно, электромагнит ограничителя может срабатывать уже при меньшем напряжении (57—58 в). Величина сопротивления R_3 изменяется соответствующими движками. Благодаря наличию сопротивления ограничитель заряда имеет два режима работы: при выключенном освещении, когда он срабатывает при 67—68 в; при включённом освещении, когда он срабатывает при 57—58 в.

R_4 — сопротивление, включаемое последовательно в цепь шунта в светлое время, когда освещение выключено. Днём, когда генератор работает только на заряд батареи, желательно, чтобы этот заряд происходил с меньшей силой тока, но более продолжительное время. Такой режим заряда батареи является более целесообразным. Ночью, когда сопротивление R_4 не нужно, оно закорачивается рубильником 4. Величину сопротивления R_4 можно регулировать.

R_{5-6} — сопротивления, включаемые последовательно в цепь ламп при включённом положении автомата 6, т. е. когда включён генератор. Выше упоминалось, что при включённых лампах заряд батареи доводится до 57—58 в, после чего срабатывает ограничитель заряда. Предохранителем ламп от перекала, в пределах напряжения 57—58 в, и служит сопротивление R_{5-6} . В нём, следовательно, теряется несколько вольт, излишних для ламповой сети.

R_7 — сопротивление, включаемое последовательно с шунтовой обмоткой включателя-выключателя. Сопротивление R_7 служит для регулировки этого автомата на соответствующее напряжение включения.

4 — сетевой рубильник, имеющий один нож рабочий, а второй холостой (левый). Холостой нож служит для закорачивания сопротивлений R_3 и R_4 , для параллельного включения сопротивления R_2 и R_1 . Всё это делается при включённом положении рубильника.

5 — ограничитель заряда, представляющий собой электромагнит, обмотка которого включена параллельно генератору на полное его напряжение. Назначение ограничителя заряда заключается в размыкании контактов 7 и введении тем самым в цепь шунта сопротивлений R_1 и R_2 . Ограничитель заряда регулируется изменением сопротивления R_3 . Благодаря двум режимам работы ограничитель заряда вместе с сопротивлением R_{5-6} заменяет регулятор накала ламп.

6 — автомат для включения генератора (включатель-выключатель). Этот автомат называется также реле обратного тока. Он представляет собой электромагнит с двумя обмотками: шунтовой и серийной. Шунтовая обмотка электро-

магнита включена параллельно генератору, серийная — последовательно с ней. Назначение электромагнита заключается в замыкании или размыкании контактов 8—9 и 10—11. Шунтовая обмотка работает в зависимости от величины напряжения генератора и служит для замыкания контактов автомата. Серийная обмотка работает в зависимости от величины и направления тока, протекающего по ней, и служит для размыкания контактов автомата. Когда напряжение генератора делается на 1—2 в выше напряжения батареи, шунтовая обмотка заставит сердечник замкнуть контакты 8—9 и, таким образом, генератор окажется включённым на внешнюю цепь. По серийной обмотке пойдёт ток, и она будет в данном случае помогать шунтовой обмотке поддерживать контакт.

Когда же напряжение генератора делается ниже, чем напряжение батареи (при недостаточной скорости), то из батареи пойдёт ток в генератор и по серийной обмотке он потечёт уже в обратном направлении. При обратном токе достаточной силы серийная обмотка (в данном случае действующая не согласно с шунтовой, а против неё) преодолеет действие шунтовой и разомкнёт

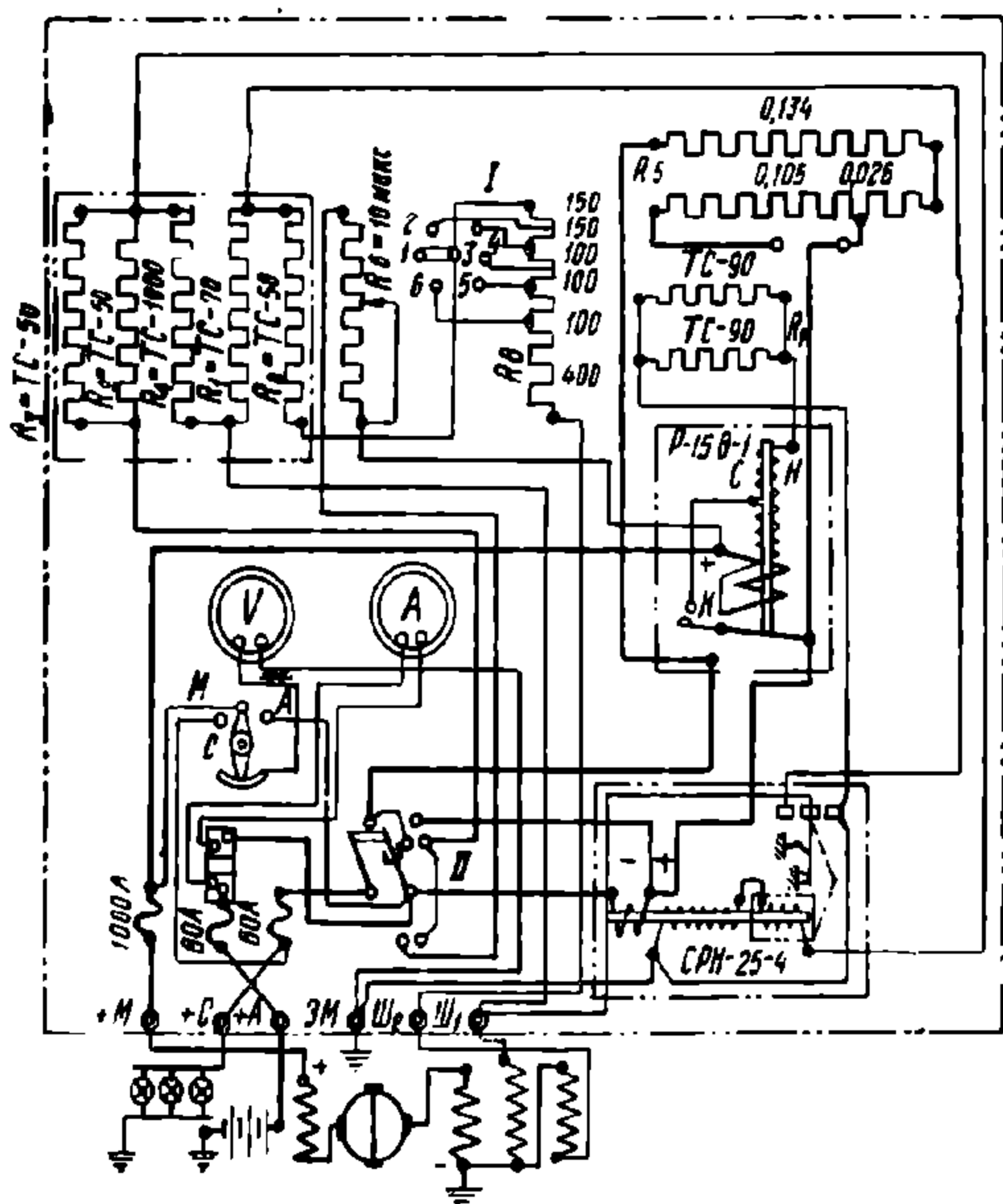
контакты 8—9. Таким образом, генератор окажется выключенным.

12 — аккумуляторная батарея из 26 свинцовых аккумуляторов.

13 — сеть ламп.

Рассмотрим работу системы.

а) Светлое время (фиг. 552). Лампы выключены, рубильник 4 разомкнут. Так как рубильник разомкнут, то сопротивления R_3 и R_4 оказываются включёнными, а сопротивление R_2 выключенным. Когда поезд стоит, ток нигде не протекает, на автомате 6 замкнуты контакты 10—11, аккумуляторы находятся в разомкнутом состоянии. После того как поезд тронулся и скорость



Фиг. 554. Монтажная схема щита ДЩР-8А

его сделалась равной около 16 км/ч, число оборотов генератора достигает 400—450 в минуту и напряжение его возрастает до величины большей, чем напряжение батареи, т. е. приблизительно до 54 в. При этом напряжении генератора автомат 6 включит контакты 8 и 9, так что ток из генератора сможет протекать в батарею (через контакт 8). В сеть ламп ток не пойдёт, так как разомкнут рубильник. Поскольку ток течёт из генератора в батарею, то последняя заряжается. Сила тока, идущего в батарею, зависит от величины установленного сопротивления R_4 .

Так как сопротивление R_3 включено, то батарея будет заряжаться до 67—68 в, и ограничитель заряда 5 сработает при этом напряжении. Срабатывание ограничителя заряда заключается в том, что контакты 7 размыкаются и сопротивление оказывается включённым в цепь шунта. Сила тока шунта или возбуждения уменьшается настолько, что генератор также уменьшает посылаемый в батарею ток до 3—5 а.

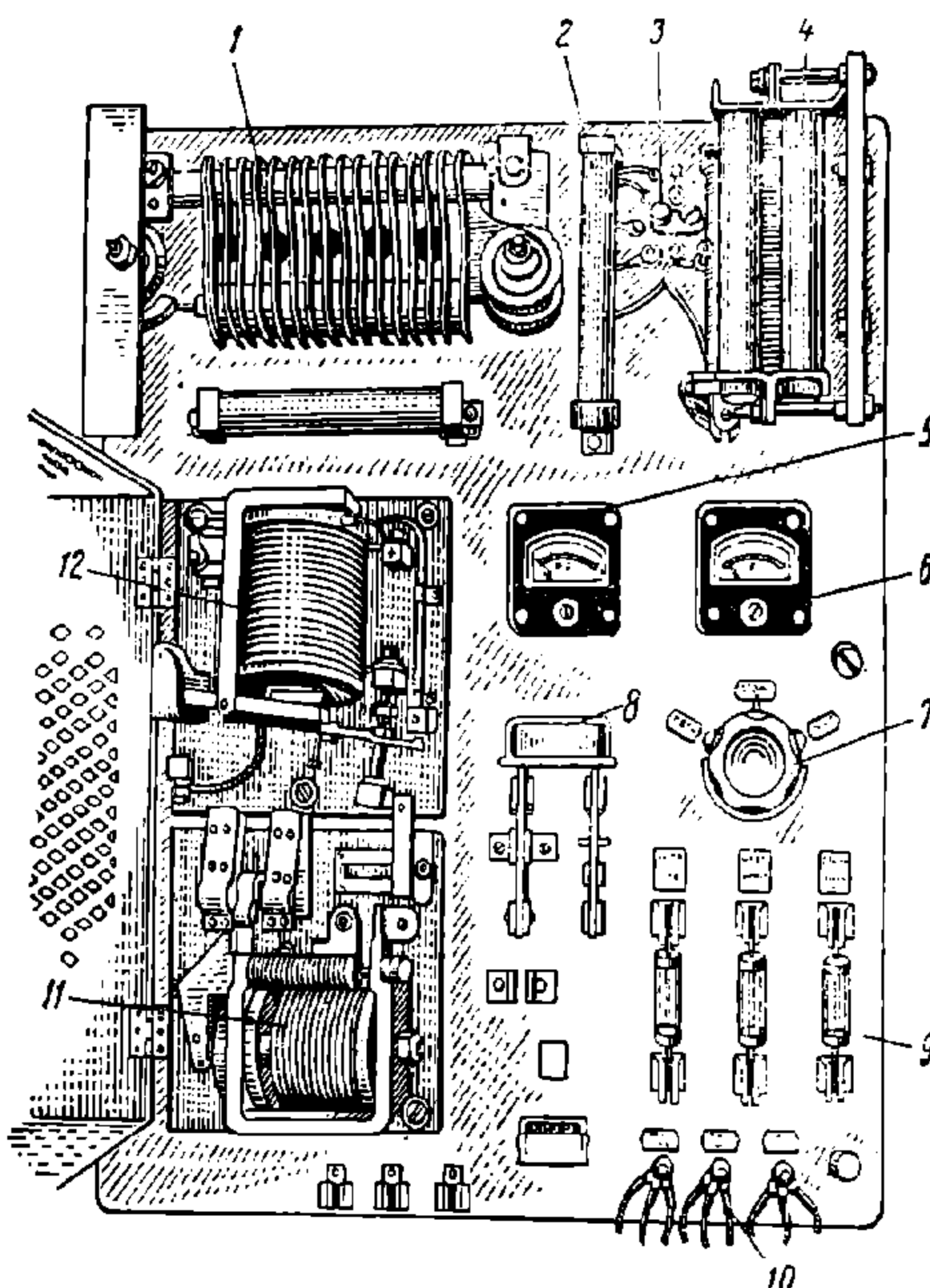
При уменьшении скорости поезда, когда напряжение генератора понизится настолько, что делается меньше напряжения батареи, из последней ок потечёт в генератор, и автомат отключит машину от батареи, разомкнув контакты 8—9.

б) Тёмное время (фиг. 553). Лампы включены, рубильник 4 замкнут. Сопротивления R_1 и R_4 выключены, а сопротивление R_2 включено. Если поезд стоит, то лампы питаются током от батареи через контакты 10—11 автомата 6, которые замкнуты. Как видно из схемы, ток из батареи в лампы протекает помимо сопротивлений R_5-6 . Включение генератора происходит так же, как это описано для светлого времени, т. е. при движении поезда со скоростью около 16 км/ч, причём замыкаются контакты 8—9 автомата 6. Так как рубильник 4 замкнут, то ток из генератора потечёт по двум направлениям: в аккумуляторы через контакт 8 и в лампы через контакт 9 и сопротивления R_5-6 . Батарея будет заряжаться и, поскольку это происходит при включённых лампах во избежание перекала последних, ток в лампы посылается через сопротивление R_5-6 . Заряд батареи будет продолжаться только до того момента, когда напряжение достигнет величины 57—58 в, потому что сопротивление R_2 выключено. При указанном напряжении ограничитель заряда 5 сработает, включив в цепь шунта генератора оба сопротивления R_1 и R_2 , соединённые между собой параллельно. Сила тока в шунте уменьшается, но так, что генератор снижает силу тока за счёт батареи, не изменяя величины силы тока, посылаемого в лампы.

При уменьшении скорости поезда происходит выключение генератора описанным выше порядком.

Монтажная схема распределительного щита ДЩР-8А, применяемого вместе с генератором РД-2Б в металлических вагонах, изображена на фиг. 554, а общий вид этого щита показан на фиг. 555. На фиг. 554 обозначено:

Р-15В-1 — реле обратного тока; СРН-25Б-4 — реле напряжения; $R_0, R_1, R_2, R_3, R_4, R_5, R_6, R_7, R_8$ — сопротивления; 11 — двухполюсный рубильник.



Фиг. 555. Общий вид щита ДЩР-8А:

1 — сетевое сопротивление; 2 — сопротивление против шунта; 3 — переключатель; 4 — сопротивление шунта; 5 — амперметр; 6 — вольтметр; 7 — переключатель; 8 — двухполюсный рубильник; 9 — предохранительные вставки; 10 — клеммы; 11 — регулятор напряжения; 12 — реле обратного тока

7. ОБОРУДОВАНИЕ ПАССАЖИРСКИХ ВАГОНОВ ДЛЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ОСВЕЩЕНИЯ

Оборудование вагона-станции в осевой системе состоит из следующих элементов:

- 1) осевого генератора;
- 2) подвески и передачи;
- 3) подвагонных ящиков с аккумуляторами;
- 4) распределительного щита;
- 5) поездной электрической магистрали с концевыми коробками и межвагонными соединениями;
- 6) внутривагонной осветительной проводки с осветительными арматурами и групповым щитком.

Оборудование холостого вагона состоит только из элементов, указанных в пп. 5 и 6. Часть из этих элементов оборудования — осевые генераторы,

аккумуляторы, распределительные щиты и осветительная арматура — рассмотрены ранее.

Подвеска генератора (фиг. 550 и 551) обычно производится к раме вагона.

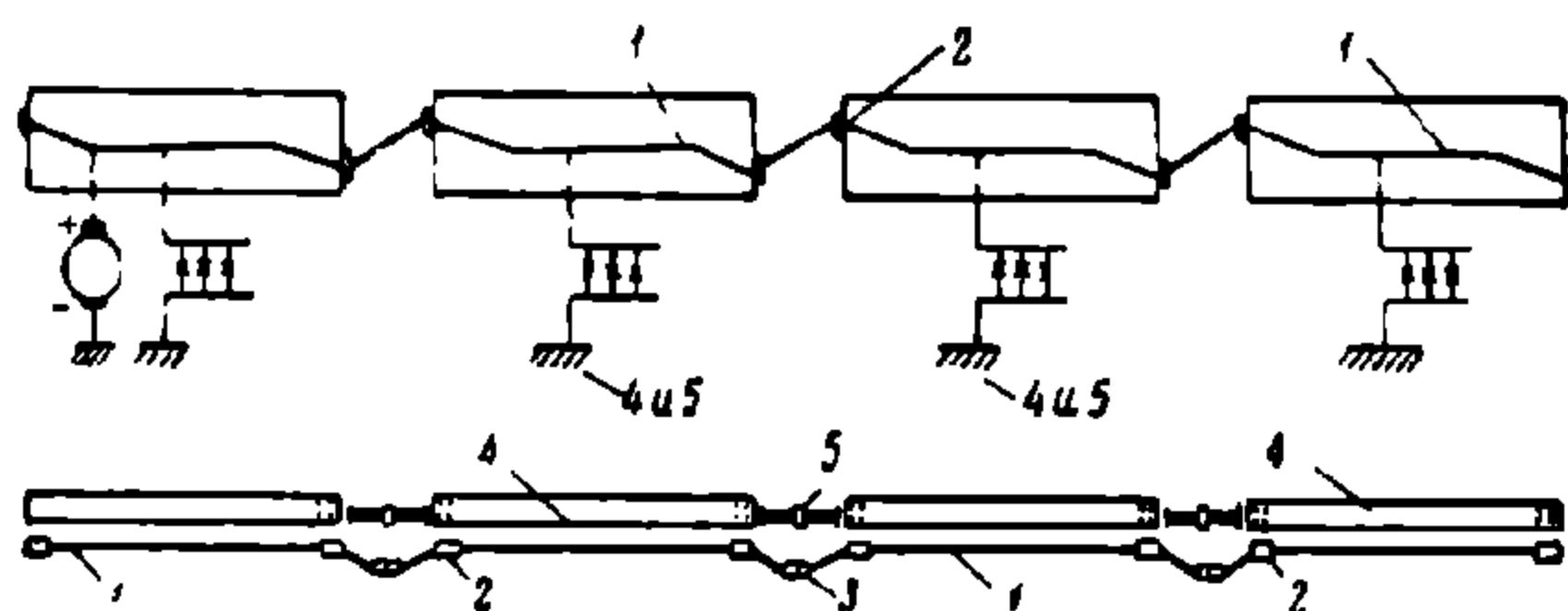
Передача движения от вагонной оси генератору обычно выполняется ремённой.

Ремённый привод осевых генераторов состоит из следующих элементов: большого ведущего шкива на вагонной оси, ремня и малого ведомого шкива на валу генератора.

При устройстве ремённого привода осевой системы целесообразно иметь большее передаточное число для того, чтобы генератор включался при возможно меньшей скорости поезда и тем самым лучше использовался. Расстояние между осями большого и малого шкивов целесообразно сделать возможно бо́льшим для того, чтобы передача была надёжнее. Эти требования ограничи-

ваются габаритными возможностями при устройстве привода под вагоном. Поэтому диаметр большого шкива не превышает 650 мм; наименьший диаметр малого шкива генератора 130 мм.

Необходимое натяжение ремня создаётся двумя способами: 1) ве-



Фиг. 556. Схема однопроводной магистрали

сом генератора и 2) пружиной. В первом случае генератор подвешивается наклонно и собственным весом натягивает ремень. Второй способ более совершенный, так как создаётся возможность легко регулировать натяжение ремня в зависимости от условий работы. Пружина может растягиваться или сжиматься; последнее предпочтительнее, так как в случае излома пружины натяг ремня может не нарушиться. На наших железных дорогах применяется регулировка натяжения ремня пружиной.

Развёрнутая длина ремня при подвеске машины к раме равна 4—5 м. Обычно применяются хлопчатобумажные прорезиненные ремни. Ширина ремня составляет 120—130 мм, толщина 5—6 мм. Сшивка ремня производится способом, позволяющим быстро и без особого труда разъединять и соединять концы ремня.

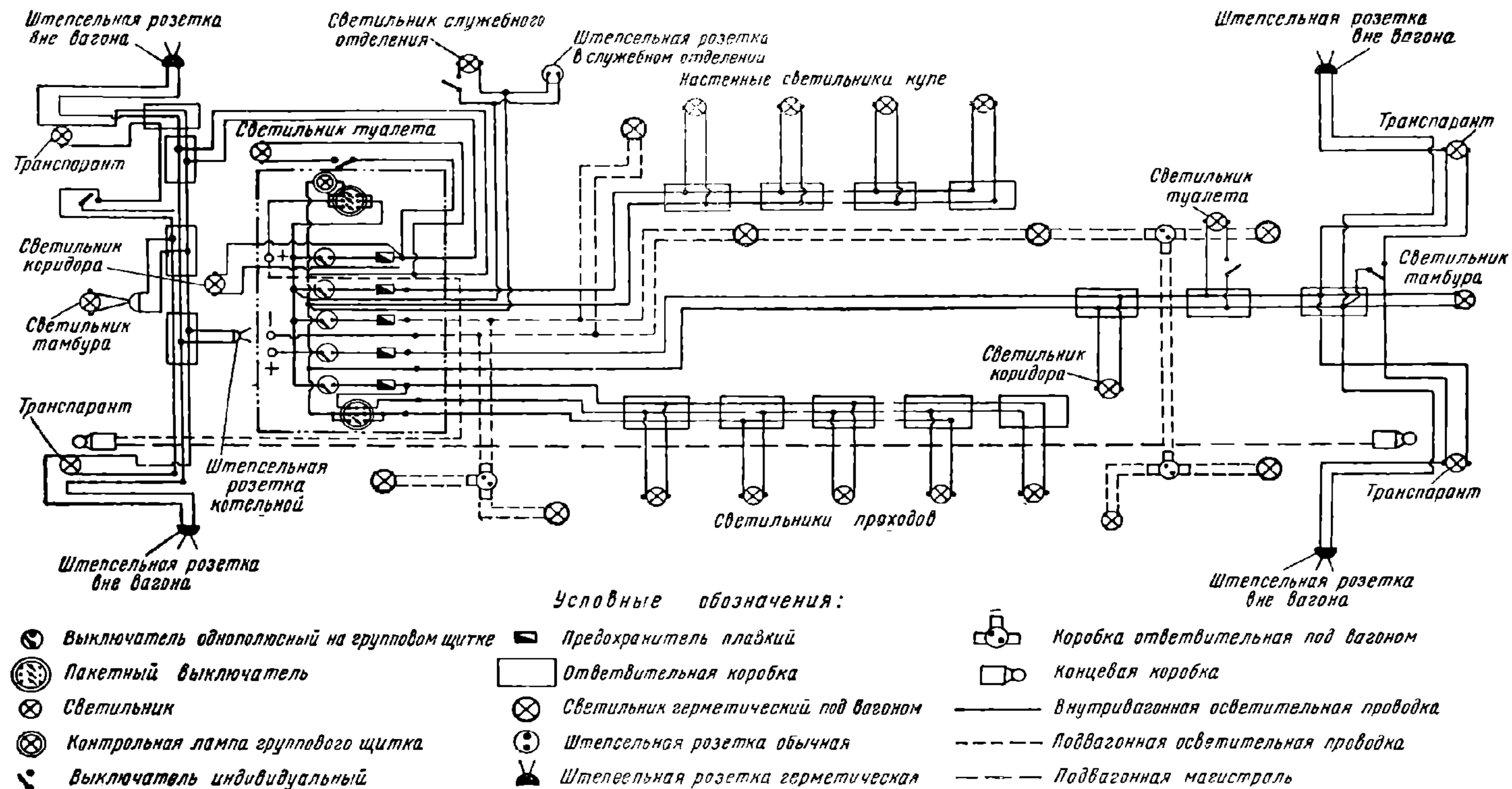
Шкив на вагонной оси делается из двух половин, скреплённых между собой болтами. На вагонах прежних лет постройки обычно имеются деревянные шкивы на вагонной оси. В современных металлических вагонах ведущие осевые шкивы изготавливаются из алюминиевого сплава.

В эксплуатации вагонного освещения ремённый привод является слабым местом осевой системы. Ремень часто проскальзывает, особенно зимой, когда шкивы и ремень покрываются льдом; кроме того, из-за небольшого перекоса большого шкива ремень может теряться.

Кожаные ремни для привода осевых генераторов непригодны вследствие недостаточной упругости и эластичности. Последние качества необходимы для ремней вагонного освещения, так как расстояние между осями шкивов на ходу поезда вследствие толчков и качаний генератора всё время меняется и ремень соответственно должен укорачиваться или удлиняться.

В настоящее время для улучшения привода генератора построены опытные образцы с карданной и зубчатой передачей от оси вагона. Успешное завершение опытной эксплуатации этих вагонов позволит заменить ремённый привод более совершенным.

Поездные магистрали представляют собой сквозные электрические линии, посредством которых вагоны-станции питают энергией для освещения холостые вагоны.



Фиг. 557. Схема внутренней проводки в металлическом вагоне

Поездная магистраль устраивается во всех вагонах, оборудованных электрическим освещением — вагонах-станциях как групповой, так и индивидуальной системы и в холостых вагонах.

В вагонах применяется однопроводная система поездной магистрали. Схема её показана на фиг. 556. Под вагоном укладывается один только изолированный провод 1; вторым обратным проводом служат металлические части вагона и рельсы 4 и 5. Сечение провода в металлическом вагоне равно 25 мм^2 . Провод для защиты от механических повреждений укладывается в стальную тонкостенную трубку диаметром 22 мм. На обоих концах вагона устанавливаются концевые коробки 2, в которые заводятся концы магистрального провода. К этим концевым коробкам присоединяются межвагонные однополюсные соединения 3; последние представляют собой специальные рукава с гибким проводом внутри, прикреплённые одними своими концами к коробкам 2, а другими — имеющимися на них головками соединяются с подобными же концами рукавов соседнего вагона. В металлических вагонах применяются двухполюсные межвагонные соединения.

Внутренняя проводка в вагонах выполняется двухпроводной, причём все лампы разбиваются на несколько групп. Проводка в металлических вагонах выполняется двухжильным проводом с резиновой изоляцией марки СРГ, сечением $2,5 \text{ мм}^2$ — групповые магистрали и сечением $1,5 \text{ мм}^2$ — ответвления к арматуре и выключателям. Мощность ламп в боковых настенных и двусторонних светильниках на перегородках равна 50 вт , в светильниках служебного отделения и тамбурах — 25 вт , туалетах, коридорах, наружных транспарантах и подвагонных светильниках — 15 вт .

Схема внутренней электрической проводки в металлическом вагоне современной постройки изображена на фиг. 557.

НТБ
ДНУЖТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	Стр. 3
Глава I. Общие сведения	
1. Основные элементы конструкции и классификации вагонов	5
2. Основные экономические характеристики вагонов	10
3. Краткий исторический очерк развития отечественного вагоностроения	11
Глава II. Габариты подвижного состава	
1. Общие сведения	19
2. Габариты вагонов	19
Глава III. Выбор типов и параметров грузовых вагонов	
1. Выбор типов вагонов	29
2. Выбор параметров вагонов	32
3. Расчёт удельных объёмов и удельных площадей вагонов и выбор их оптимальных значений	33
4. Расчёт коэффициентов тары и выбор их оптимального значения	40
5. Расчёт грузоподъёмности вагонов	42
6. Определение основных линейных размеров вагонов	46
Глава IV. Основные данные для расчёта вагонов на прочность	
1. Нагрузки, действующие на вагон	48
2. Выбор допускаемых напряжений	51
3. Основные положения расчёта вагонов на прочность	56
4. Соединение деталей вагона	58
Глава V. Колёсные пары	
1. Назначение, устройство, классификация и главные размеры	65
2. Оси	67
3. Колёса	69
4. Насадка бандажа на колёсный центр	76
5. Напрессовка колёс на ось	77
6. О профиле поверхности катания колёс и влиянии его на движение колёсной пары	80
7. Устойчивость колёсной пары	83
8. Основные положения расчёта осей	84
9. Нагрузки, действующие на ось	84
10. Напряжённое состояние оси	92
11. Основные данные для оценки прочности оси	94
12. Уточнённый метод расчёта оси с учётом переменного действия нагрузок	96
13. Расчёт оси по методу МПС	99
14. Расчёт оси по методу ЦНИИ и НИБ	101
Глава VI. Буксы	
1. Назначение, устройство и классификация	103
2. Подшипники	111
3. Антифрикционные сплавы для подшипников	113
4. Расчёт подшипников скольжения	117
5. Буксы с подшипниками качения	120
6. Расчёт роликовых подшипников	124

Глава VII. Рессоры и пружины		Стр.
1. Назначение и классификация .		127
2. Конструкция рессор и пружин . .		129
3. Гибкие свойства рессор и пружин		135
4. Диаграммы рессор и пружин		137
5. Материал для пружин и рессор		138
6. Расчёт цилиндрических пружин		139
7. Заневоливание пружин		148
8. Торсионные рессоры		149
9. Кольцевые рессоры . .		150
10. Расчёт листовых рессор		154
11. Внутреннее трение листовых рессор		159
12. Порядок расчёта пружин и рессор, поддерживающих кузов вагона		161
13. Колебание кузова вагона на пружине (рессоре)		162
14. Амортизаторы		173

Глава VIII. Рессорное подвешивание нетележечных вагонов и свободно устанавливающиеся оси

1. Рессорное подвешивание двух- и трёхосных вагонов	178
2. Жёсткие и свободно устанавливающиеся оси .	181
3. Определение зазоров между буксами и лапами .	185
4. Определение нагрузки на оси трёхосного вагона	189

Глава IX. Тележки вагонов

1. Общие сведения и классификация . .	191
2. Возвращающие устройства в тележках	196
3. Люлочное подвешивание	197
4. Определение размеров люлочного подвешивания	199
5. Определение возвращающего усилия люлочного подвешивания	202
6. Влияние трения в шарнирных подвесках на величину возвращающей силы Возвращающая сила при поперечной деформации пружин	203
7. Тележки одинарного подвешивания	205
8. Тележки двойного подвешивания	213
9. Тележки тройного подвешивания	226
10. Трёхосные тележки	229
11. Расчётные нагрузки	230
12. Расчёт надрессорных балок .	243
13. Расчёт деталей люльки	248
14. Расчёт литых боковин тележек грузовых вагонов	250
15. Расчёт боковин сборной поясной конструкции	262
16. Расчёт рам тележек пассажирских вагонов	265
17. Основные положения теории кручения и изгиба тонкостенных стержней с незамкнутым контуром поперечного сечения	273
18. Проверка вписывания тележек в раму вагона	282

Глава X. Колебания вагонов

1. Главные виды колебаний вагонов	284
2. Центр колебаний. Оси колебаний	285
3. Поперечная устойчивость вагонов	287
4. Колебания подпрыгивания	292
5. Колебания галопирования	296
6. Колебания поперечного отбоя и боковой качки	301
7. Колебания виляния	304
8. Извилистое движение колёсных пар и тележек	305
9. Вынужденные колебания вагонов	308
10. Критерии плавности хода вагонов	310
11. Результаты сравнительных испытаний различных типов тележек	313
12. Борьба с шумом в пассажирских вагонах	317

Глава XI. Рамы и кузова вагонов

1. Классификация и основные принципы устройства	319
2. Основные положения расчёта рам и кузовов . .	325
3. Расчёт несущей рамы и отдельных элементов кузова	333
4. Расчёт кузова с несущими боковыми стенками	343
5. Расчёт цельнонесущего кузова	356

НТБ
ДНУЖТ

Глава XII. Ударно-тяговые приборы

	Стр.
1. Назначение и классификация ударно-тяговых приборов	376
2. Винтовая стяжка	377
3. Сквозная упряжь	378
4. Несквозная упряжь	380
5. Буфер	381
6. Необходимость введения автосцепки	384
7. Превосходство советской автосцепки над иностранными	384
8. Классификация автосцепок	385
9. Устройство автосцепки СА-3	386
10. Сборка и разборка механизма автосцепок	389
11. Взаимодействие частей механизма автосцепок	390
12. Расцепной привод	393
13. Ударно-центрирующий прибор	393
14. Упряжное устройство	394
15. Поглощающий аппарат	397
16. Амортизирующие устройства пассажирских вагонов	406
17. Переходные приспособления для сцепления автосцепки с винтовой упряжью	411
18. Перемещение головы автосцепки в горизонтальной плоскости и положение оси автосцепки над головками рельсов	414
19. Усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах	419

Глава XIII. Грузовые вагоны

1. Крытые вагоны	431
2. Полувагоны	441
3. Платформы	447
4. Транспортёры	450

Глава XIV. Вагоны-цистерны

1. Четырёхосная цистерна ёмкостью 50 м ³	454
2. Двухосная цистерна ёмкостью 25 м ³	462
3. Битумные цистерны и полувагоны	463
4. Кислотные цистерны	466
5. Цистерны для перевозки газов	469
6. Безрамные цистерны	469
7. Сливные приборы и предохранительные клапаны	470
8. Калибровка цистерн	474
9. Расчёт котла цистерны	475
10. Требования, предъявляемые к ходовым частям вагонов-цистерн	497

Глава XV. Изотермические вагоны

1. Назначение и классификация изотермических вагонов	499
2. Остов кузова изотермического вагона	501
3. Изоляция кузова изотермического вагона	501
4. Защита элементов кузова от гниения	503
5. Охлаждающие устройства	503
6. Отопление изотермических вагонов	511
7. Тепловой расчёт изотермических вагонов	512
8. Требования, предъявляемые к рессорному подвешиванию изотермических вагонов	515

Глава XVI. Пассажирские вагоны

1. Классификация пассажирских вагонов	516
2. Планировка вагонов дальнего следования	516
3. Планировка вагонов пригородного и местного сообщения и автмотрис	520
4. Планировка вагонов-ресторанов, багажных, почтовых и вагонов специального назначения	522
5. Деревянные кузова пассажирских вагонов	524
6. Полуметаллические, металлические и цельнометаллические вагоны	528
7. Двери и окна пассажирских вагонов	536
8. Внутреннее оборудование пассажирских вагонов	538
9. Переходные площадки и тамбуры пассажирских вагонов	538
10. Размеры проходов, диванов, отделений, дверей и окон пассажирских вагонов	540

Глава XVII. Вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха в вагонах

	Стр.
1. Определение качества воздуха	541
2. Определение количества воздуха, необходимого для поддержания в вагоне заданной температуры	542
3. Определение необходимого воздухообмена по предельной норме содержания в воздухе углекислоты	543
4. Определение количества воздуха, необходимого для поддержания влажности на уровне заданной предельной нормы	543
5. Дефлекторы	544
6. Расчёт теплопотерь в вагоне	548
7. Определение расчётного температурного перепада для кузова вагона	551
8. Выбор величины коэффициентов теплопередачи для ограждения кузова	552
9. Системы отопления вагонов	553
10. Печное отопление	554
11. Водяное отопление	555
12. Отопление металлических вагонов	561
13. Паровое отопление	563
14. Электрическое отопление	567
15. Общие сведения о кондиционировании воздуха в пассажирских вагонах	567
16. Выбор вентиляторов для агрегатов, кондиционирующих воздух	569
17. Распределение воздуха	570
18. Расчёт всасывающих воздуховодов	571
19. Фильтры	573
20. Увлажнение воздуха	573
21. Паровые и водяные воздухонагреватели (калориферы)	575
22. Электрические воздухонагреватели	577
23. Холодильные установки	578
24. Аппараты контроля и регулировки	584

Глава XVIII. Электрическое освещение пассажирских вагонов

1. Гигиенические требования к искусственному освещению вагонов	586
2. Светильники для электрического освещения пассажирских вагонов и источники света	588
3. Классификация систем электроснабжения вагонов	590
4. Вагонные аккумуляторы	591
5. Осевые генераторы	594
6. Осевая система освещения вагонов	599
7. Оборудование пассажирских вагонов для электрического освещения	603

55061

НТБ
ДНУЖТ

**ВСЕСОЮЗНОЕ
ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ МПС
«ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ»**

ВЫПУСКАЕТ В 1949—1951 гг.

**„ТЕХНИЧЕСКИЙ СПРАВОЧНИК
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНИКА“**

«Технический справочник железнодорожника» рассчитан на широкий круг инженеров, техников и командиров всех служб железнодорожного транспорта, а также на профессорско-преподавательский состав и студентов втузов и техникумов железнодорожного транспорта.

Содержание Справочника охватывает все основные вопросы экономики и техники железнодорожного транспорта. В Справочнике обобщены и систематизированы сведения, необходимые в повседневной работе командному составу железнодорожного транспорта, учтены новейшие достижения в области науки и техники железнодорожного дела, а также передовой опыт, накопленный за годы Отечественной войны и послевоенной пятилетки в области строительства и эксплуатации железных дорог.

«Технический справочник железнодорожника» состоит из 10 томов, комплектуемых в основном в соответствии с тематикой.

Том I и том II. Технические расчёты.

Том III. Проектирование и постройка железных дорог.

Том IV. Путь и путевое хозяйство.

Том V. Подвижной состав.

Том VI. Локомотивное и вагонное хозяйство.

Том VII. Сигнализация и централизация, блокировка и связь.

Том VIII. Электрификация железных дорог.

Том IX. Эксплуатация железных дорог.

Том X. Экономика и планирование на железнодорожном транспорте.

ПРИНИМАЕТСЯ ПОДПИСКА И ПРОИЗВОДИТСЯ ПРОДАЖА

издательствами дорожных газет

и уполномоченными издательства на ж.-д. узлах,

в магазинах ЦОГИЗа и киосках Союзпечати

НАЛОЖЕННЫМ ПЛАТЕЖОМ

книги высылает

«ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНАЯ КНИГА—ПОЧТОЙ»

Москва, Б. Переяславская, 46

Техн. редактор *Д. М. Юдзон*

•

Сдано в набор 28/VІ 1949 г.
Подписано к печати 14/VІІІ 1949 г.
Формат бумаги 70×108¹/₁₆ д. л.
Объем 38¹/₄ п. л. Учѣс.-изд. 57,3 л.
ЖПИЗ 21197. Зак. тип. 1420
А 08483. Тираж 10 000 экз.

•

1-я тип. Трансжелдориздата МПС



НТБ
ДНУЖТ

ОПЕЧАТКА К КНИГЕ «ВАГОНЫ»

На стр. 418 фигура 386 перевернута на 180°
по вине типографии

Зак. 1420.

НТБ
ДНУЖТ

28.11.11

~~38.11.11~~

Сканировала Петренко Е. А.

НТБ
ДНУЖТ