

~~Р13~~

~~Е265~~

09

НА Д.И. НЕ ВЫДАЕТСЯ

ВНИ

ЕДИНОВЕЩНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ПЛОДОВОЗНЫЙ ИНСТИТУТ

**РЕЗУЛЬТАТЫ
ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ
ТЕПЛОВОЗА ТЭ7 С РАЗЛИЧНЫМИ
ВАРИАНТАМИ ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ**

ГОСИНТИ

1959

НА ЛОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТЕПЛОВОЗНЫЙ ИНСТИТУТ

А. С. ЕВСТРАТОВ, Н. И. ГРИГОРЬЕВ, О. П. ЕРШКОВ

РЕЗУЛЬТАТЫ ДИНАМИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ
ТЕПЛОВОЗА ТЭ7 С РАЗЛИЧНЫМИ ВАРИАНТАМИ
ЭКИПАЖНОЙ ЧАСТИ

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
НАУЧНОЙ И ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ
МОСКВА 1959

ГОС ПУБЛИЧНАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА СССР

4350 $\frac{20}{59}$

В работе приведены результаты экспериментальных исследований пассажирского тепловоза ТЭ7 с различными конструктивными изменениями экипажной части. Даются рекомендации по уменьшению бокового воздействия тепловоза на путь в прямых участках пути, по улучшению динамических характеристик рессорного подвешивания.

Брошюра предназначена для специалистов и инженеров-конструкторов, занимающихся вопросами исследования и конструирования экипажной части подвижного состава железнодорожного транспорта.

$\frac{Q1}{10286}$

~~Р1
59-8-Е 265~~

Под редакцией Д. В. ЛЬВОВА

ОРГАНИЗАЦИЯ ИСПЫТАНИЙ

В 1957 г. ВНИТИ и путейспытательной лабораторией ЦНИИ МПС проведены всесторонние динамические и путевые испытания тепловоза ТЭ7 с серийным и опытным вариантами конструкции экипажной части.

Пассажирский тепловоз ТЭ7 построен Харьковским заводом им. Малышева на базе серийного тепловоза ТЭ3 и отличается от него изменением передаточного отношения тягового редуктора (2,54 вместо 4,41) и тормозной передачей. Основные характеристики тепловоза, относящиеся к экипажной части, приведены ниже.

Мощность, л. с.	4000
Конструкционная скорость, км/час	140
Давление от колеса на рельс, кг	10 510
Диаметр колес, мм	1050
Длина тепловоза (между осями автосцепок), мм	33 938
Расстояние между шкворнями тележек, мм	8600
Высота Ц. Т. над головкой рельса, мм	2130
База тележки, мм	4200
Обрессоренный вес, приходящийся на ось, кг	16 360
Необрессоренный вес колесной пары, кг	4660
Статический прогиб рессорного подвешивания (расчетный), мм	57
Угол наклона плит опорно-возвращающих устройств, град.	2
Разбеги осей колесных пар на сторону, мм*	3—7—3

В опытном варианте конструкции:

а) установлено новое рессорное подвешивание (рис. 1). Листовые рессоры заменены пружинами и резиновыми пакетами с суммарным прогибом от статической нагрузки для листовой рессоры, равным 95 вместо 76 мм. Концевые пружины поставлены более мягкими, с прогибом 54 вместо 18 мм. Суммарный статический прогиб точки подвешивания равен 82 против 57 мм для серийного варианта;

б) роликовые опоры кузова заменены скользящими;

в) в упорах букс крайних осей тележек установлены резиновые амортизаторы (рис. 2). Свободный разбег осей на сторону равен

* 3 мм — для крайних осей тележки, 7 мм — для средних.

1 мм, а упругий (за счет деформации резины) — 8 мм. Разбег средних осей тележек оставались как и в серийном варианте.

Кроме этого, по просьбе Харьковского завода им. Малышева испытывались три конструкции опор кузова (с углом наклона плит 2° , $3^\circ 30'$ и скользящие опоры), три варианта разбегов осей тележек (3—7—3; 1—7—1; 7—7—7 мм на сторону) и пружинные осевые упоры с предварительным натягом 1000 и 5000 кг.

Серийное подвешивание тепловоза ТЭ7

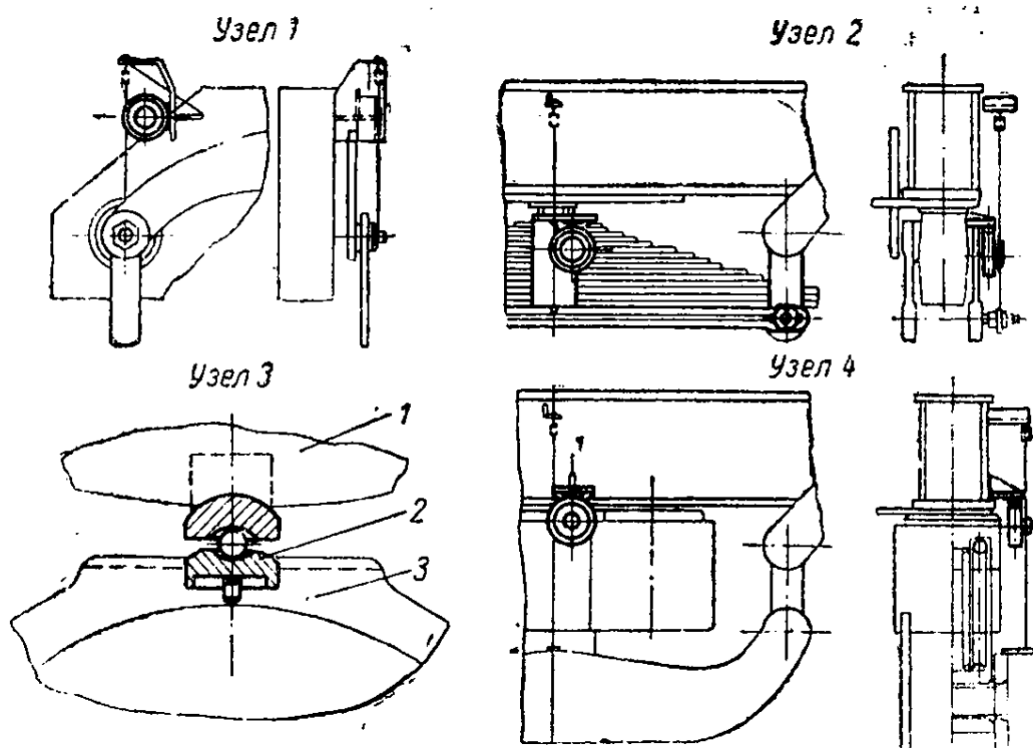
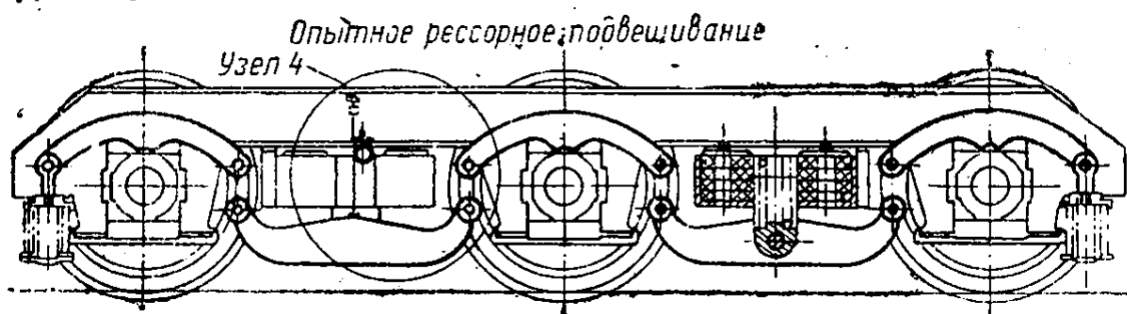
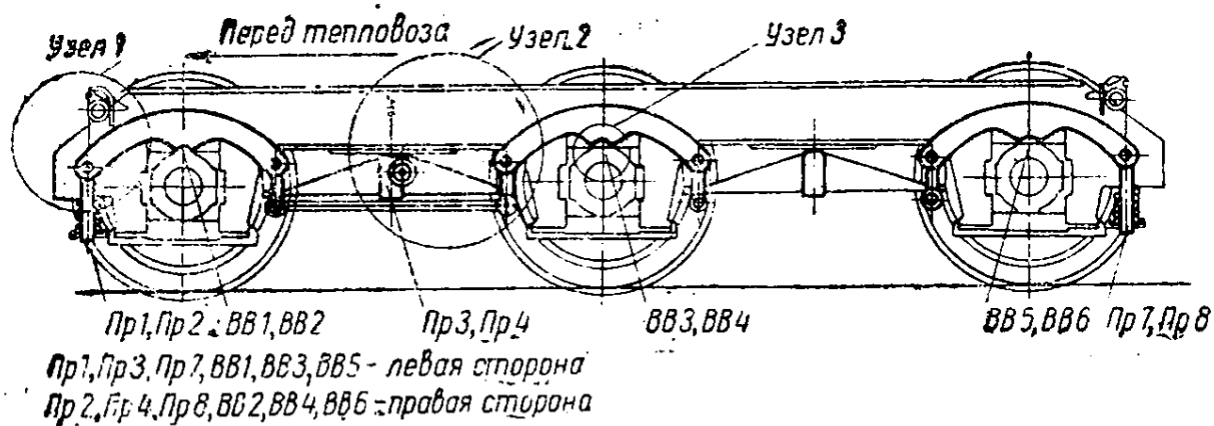
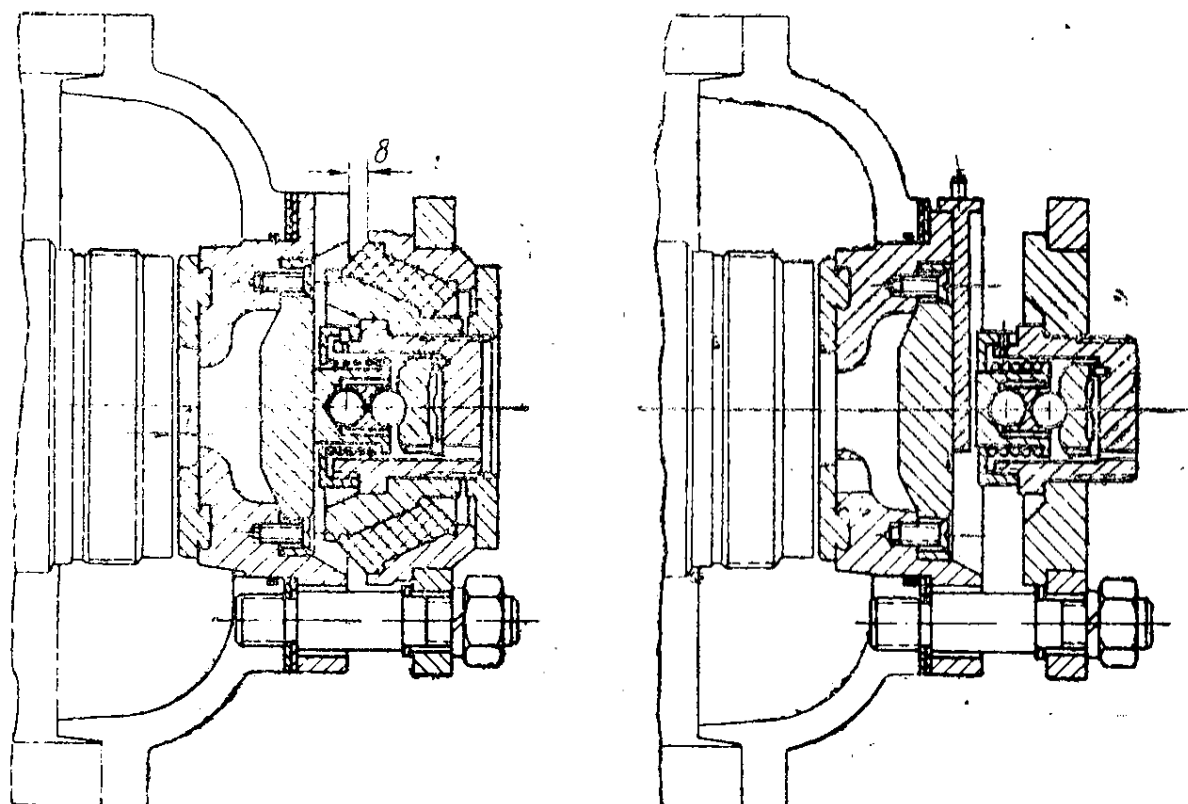


Рис. 1. Оборудование рессорного подвешивания для испытаний.
Пр1—Пр8 — места замера прогибов пружин и рессор.
ВВ1—ВВ6 — места замера вертикальных усилий на буксы:
1 — баланsir; 2 — мессдоза; 3 — букса.

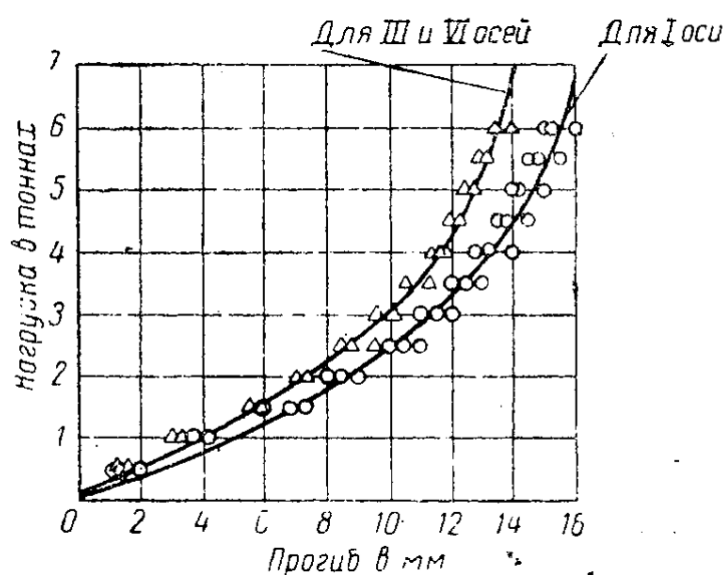
Одновременно с тепловозом проводились путевые испытания чехословацкого электровоза ЧС-102 [1, 2].

Динамическим испытаниям подвергалась секция А сначала в серийном исполнении, а затем с конструктивными изменениями. Эта секция оборудовалась следующими приборами и устройствами:



С резиновым амортизатором

Жесткий



Характеристика резиновых амортизаторов

Рис. 2. Осевые упоры для измерения боковых рамных давлений.

1. Мессдозами для измерения вертикальных динамических нагрузок от обрессоренного веса (ВВ1—ВВ6). Мессдозы с наклеенными на них проволоочными датчиками устанавливались в гнездах букс под балансирами (рис. 1).

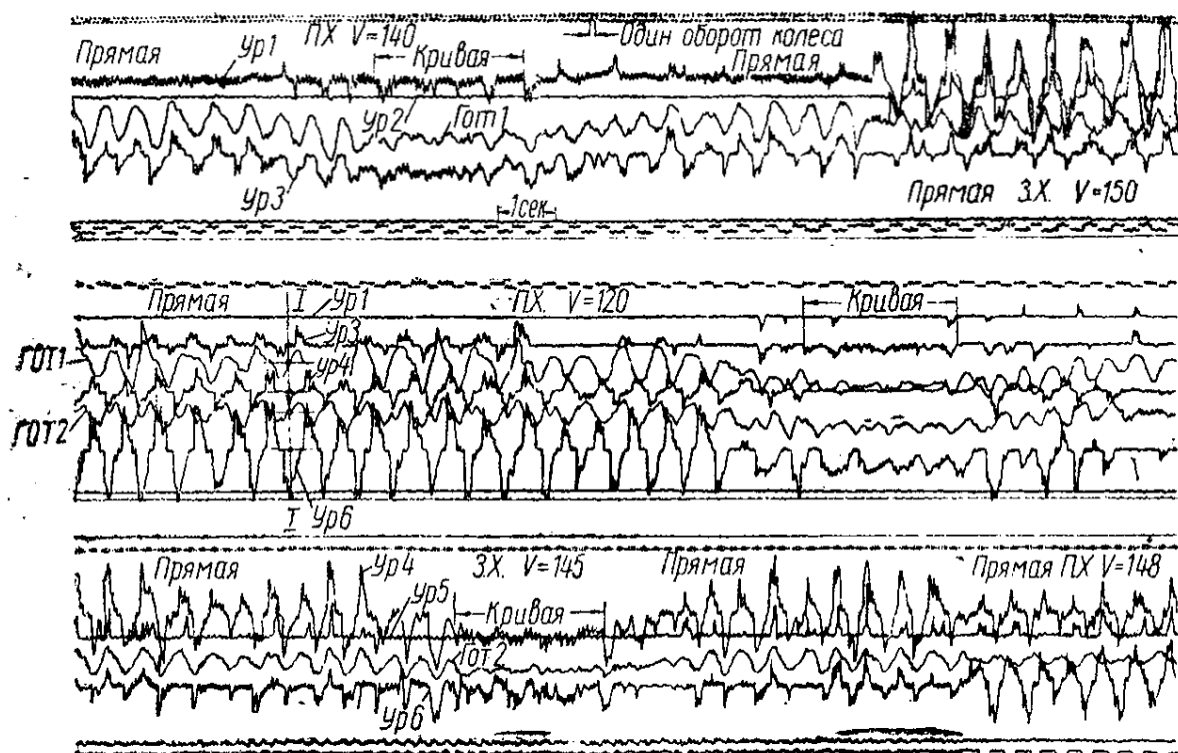


Рис. 3. Осциллограммы рамных давлений и виляний тележек относительно кузова для серийной секции:

П. Х. — передний ход; З. Х. — задний ход.
Отклонение вверх — давление на правый упор.

2. Мессдозами для измерения боковых рамных давлений (Ур1 — Ур6). Мессдозы устанавливались в специально изготовленные для этой цели осевые упоры (рис. 2). Учитывая, что рамные давления не могут возникать одновременно с двух сторон одной оси, датчики правой и левой мессдоз включались на один шлейф как два плеча полумоста.

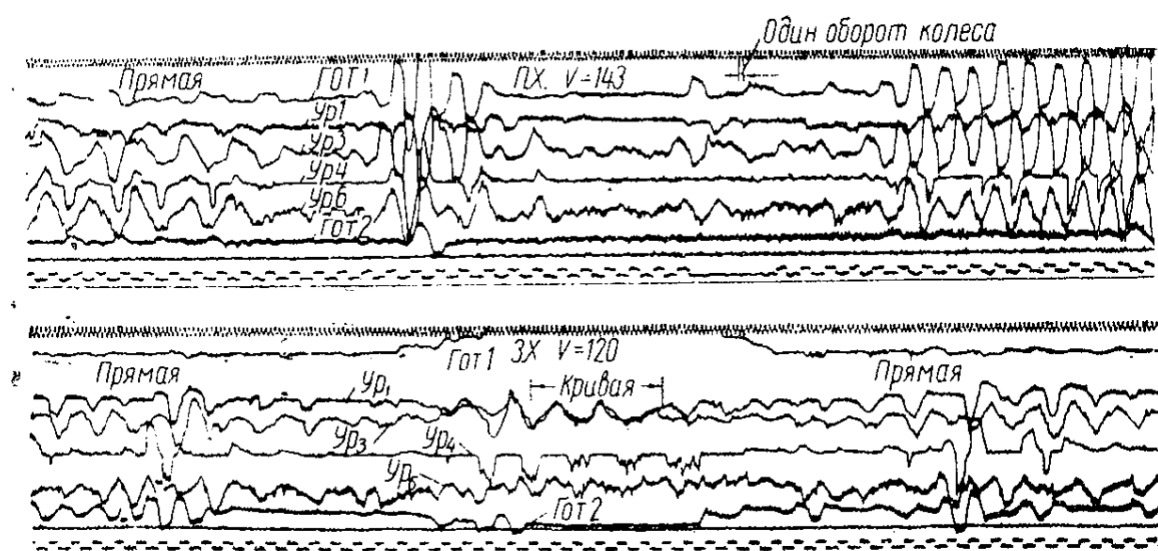


Рис. 4. Осциллограммы рамных давлений и виляний тележек относительно кузова для опытной секции.

Отклонение — вверх, давление — на правый упор.

3. Прогибомерами для измерения прогибов концевых пружин и листовых рессор или пружин с резиновыми пакетами для опытного рессорного подвешивания (Пр1—Пр8).

4. Прогибомерами для измерения влияния тележек относительно кузова (ГОТ1-передняя тележка, ГОТ2-задняя).

5. Ускорение мерами для измерения вертикальных ускорений кузова.

Все измерительные приборы и аппаратура тарировались перед опытными поездками и в конце опыта.

Опытные поездки проводились на Закавказской ж. д. со скоростями до 140 км/час по фиксированному участку пути, включающему прямую и кривую радиуса 1020 м. Запись величин, характеризующих динамику тепловоза, производилась непрерывно на длине опытного участка около 2 км в вагоне-лаборатории ВНИТИ, следовавшем вместе с тепловозом. Запись напряжений в рельсах и других величин, характеризующих воздействие тепловоза на путь, производилась в вагоне-лаборатории ЦНИИ, установленном в тупике.

Участок имел рельсы Р50 длиной 25 м укладки 1956 г.; балласт щебеночный; шпалы сосновые, количество их на 1 км — 1840. Возвышение наружного рельса в кривой составляло 130 мм. Общее

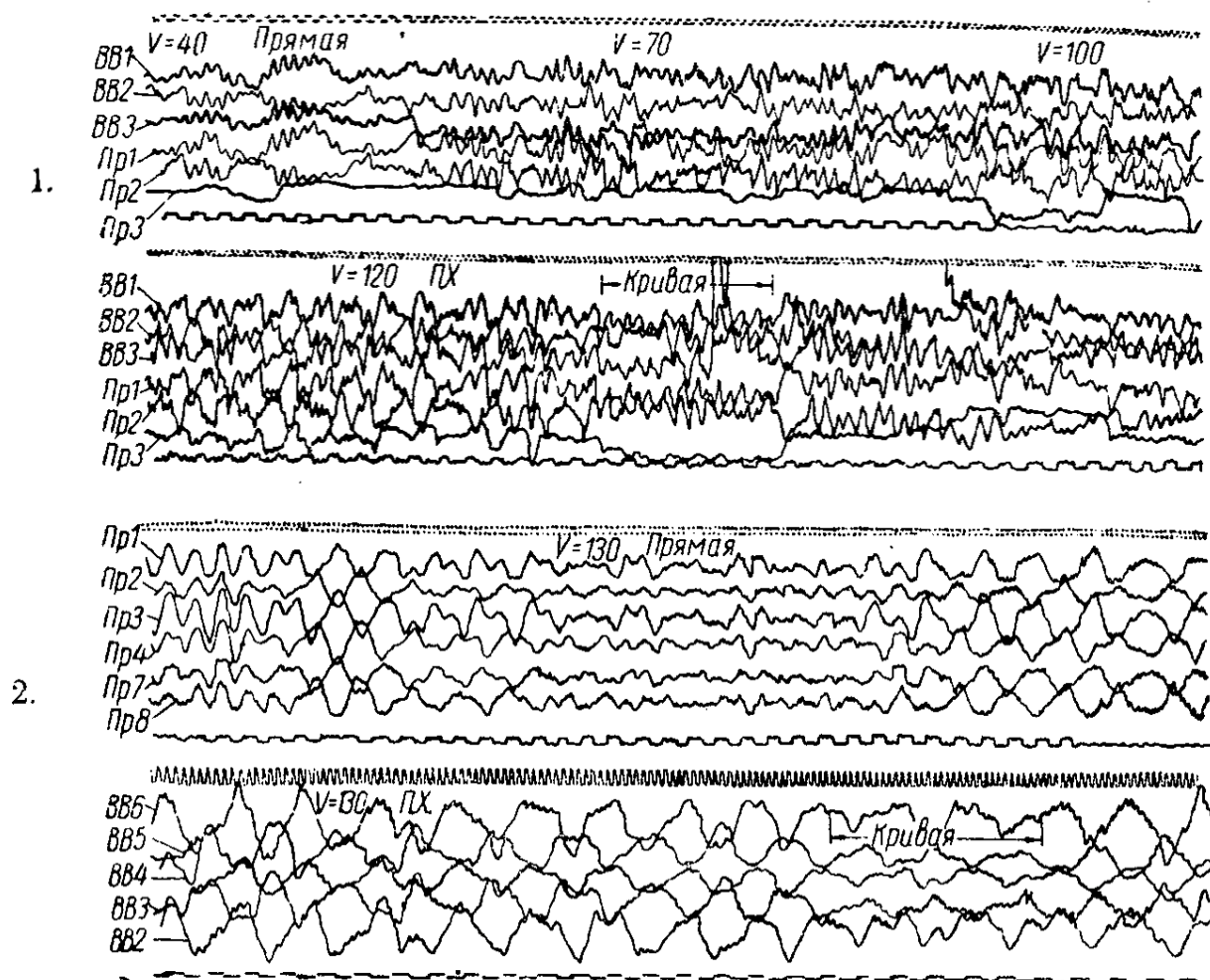


Рис. 5. Осциллограммы прогибов пружин и усилий, действующих на буксы:

- 1 — при серийном подвешивании;
- 2 — при опытном подвешивании.

состояние пути было признано хорошим. Оценка по ленте путеизмерительного вагона — 8 баллов. Вертикальный и боковой износ рельсов не превышал 1 мм. Модуль упругости пути был равен 231—265 кг/см², т. е. находился в пределах допускаемых норм (250 кг/см²).

Полученные в результате испытаний осциллограммы подвергались обработке. При расшифровке осциллограмм рамных давлений (рис. 3, 4) в каждом замере определялась среднеарифметическая

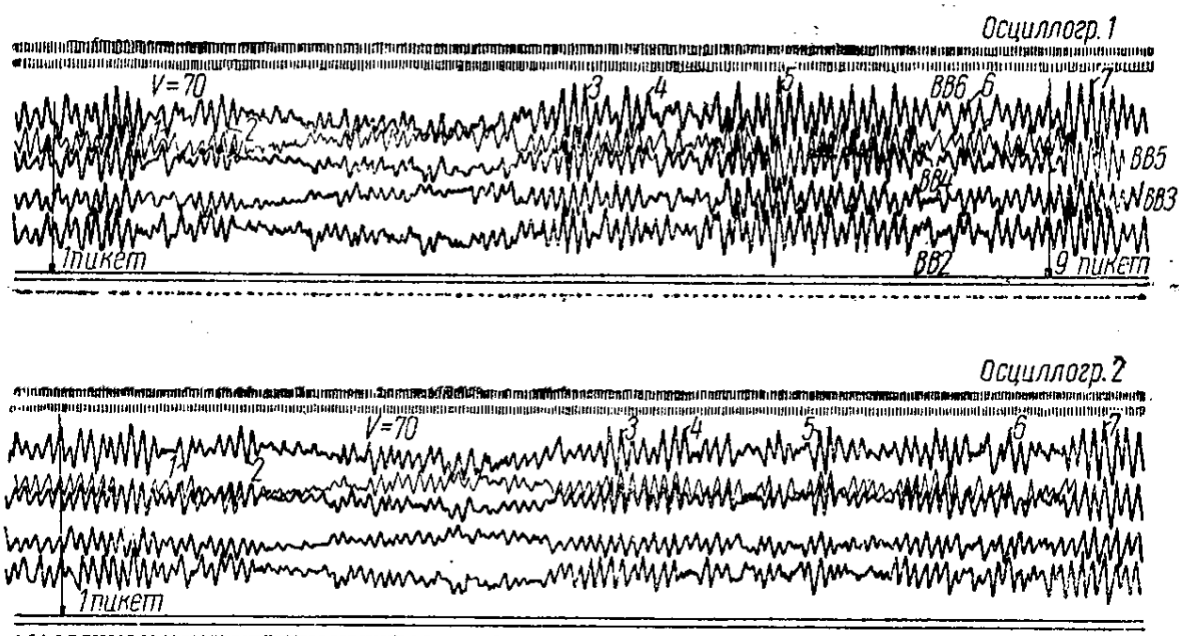


Рис. 6. Осциллограммы, иллюстрирующие зависимость вертикальных колебаний от состояния пути (одни и те же места пути на осциллограммах 1 и 2 отмечены цифрами).

величина всех импульсов рамных давлений ($U_{p\text{ ср}}$) и выделялись 2—3 максимальных значения ($U_{p\text{ макс}}$). Средняя величина рамных давлений отражает наиболее часто повторяющиеся импульсы и, как показала специальная обработка, совпадает со средней вероятной величиной, определенной по методике обработки опытных данных, принятой в путеиспытательной лаборатории ЦНИИ МПС. С помощью отметчика времени и оборотов колеса определялась частота и длина волны виляния тележек.

При обработке осциллограмм вертикальных усилий на буксы и прогибов рессор (рис. 5, 6) в каждом замере брались 3—4 наибольшие амплитуды.

Обработка опытных данных напряжений в рельсах производилась методом математической статистики: определялись максимальные вероятные значения кромочных напряжений в рельсах, их полуразность и полусумма для наружной и внутренней кромки рельса.

ВОЗДЕЙСТВИЕ НА ПУТЬ СЕРИЙНОЙ СЕКЦИИ, ОПЫТНОЙ СЕКЦИИ И ЭЛЕКТРОВОЗА ЧС

Основным параметром, оценивающим воздействие локомотива на путь, является величина кромочных напряжений в рельсах. По ним устанавливаются допускаемые скорости обращения локомотивов по ж.-д. сети. Максимально допускаемая величина кромочных напряжений принята равной 2400 кг/см^2 .

Кромочные напряжения являются результатом действия на путь суммы горизонтальных и вертикальных сил. Поэтому для раздельной оценки этих сил определяют соответственно полуразность и полусумму кромочных напряжений в наружной и внутренней кромках рельса.

Другой характеристикой воздействия локомотива на путь является величина отжатия рельса. Допустимые отжатия зависят от типа рельса и находятся в пределах $6,5\text{--}8 \text{ мм}$.

Серийная секция. Как видно из табл. 1, где приведены величины максимальных кромочных напряжений, воздействие на путь серийной секции при скоростях до 100 км/час удовлетворительное. Величина напряжений не превышает 1200 кг/см^2 . При более высоких скоростях напряжения значительно увеличиваются и при 140 км/час достигают 1910 кг/см^2 . В отдельных опытах замерены напряжения, достигающие предельных значений (2400 кг/см^2), в связи с чем максимальная скорость тепловоза ТЭ7 при серийном исполнении экипажной части была установлена 120 км/час .

Т а б л и ц а 1

Величины максимальных кромочных напряжений

ЛОКОМОТИВ оси скорость км/час	Серийный тепловоз ТЭ7				Опытная секция ТЭ7				Электровоз ЧС	
	I	III	IV	VI	I	III	IV	VI	I	IV
10	920	920	900	940	—	—	—	—	1070	1070
70	1070	1020	1010	1030	1020	1000	1000	1000	1100	1200
100	1110	1140	1070	1040	1200	1220	1070	1200	1130	1200
120	1250	1110	1210	1760	1230	1250	1080	1220	1230	1240
140	1380	1370	1290	1910	1200	1150	1020	1180	1600	1420

Обращает на себя внимание то, что напряжения растут неодинаково под различными осями. Так, под первой осью они получены значительно меньшими, чем под шестой (1380 кг/см^2 против 1910). Это связано с особенностью движения тепловоза в прямых участках пути и наличия больших боковых сил от крайних осей задней тележки, о чем будет сказано ниже, в разделе динамических испытаний. Под I осью напряжения растут в основном только за счет увеличения вертикальной динамической нагрузки, тогда как для

VI оси с ростом скорости добавляются значительные боковые силы. Это же подтверждается полусуммой кромочных напряжений, величина которых получена примерно одинаковой как для I, так и для VI оси.

Полуразность кромочных напряжений, оценивающая воздействие на путь только боковых сил, так же как и абсолютные значения напряжений, значительно увеличивается с ростом скорости. При скорости 70 км/час она равна 250 кг/см² и при скорости 140 км/час — 680 кг/см².

Отжатия рельсов в прямых участках пути достигают значительной величины — 6 мм.

В кривой 1020 м кромочные напряжения достигали 2160 кг/см², отжатия рельсов — 4,4 мм, т. е. несколько меньше, чем в прямом участке пути.

Опытная секция. По воздействию на путь опытная секция показала значительно лучшие результаты по сравнению с серийной. Кромочные напряжения снизились с 1910 до 1200 кг/см² за счет уменьшения боковых сил. Об этом свидетельствует тот факт, что полусумма кромочных напряжений получена одинаковой для обеих секций, тогда как полуразность их снизилась с 600—680 до 250 кг/см², т. е. более чем в 2 раза.

По сравнению с электровозом ЧС опытная секция также оказывает меньшее воздействие на путь. Кромочные напряжения при скорости 140 км/час соответственно равны 1600 и 1200 кг/см².

При движении в кривой опытная секция также показала лучшие результаты по сравнению с серийной.

Кромочные напряжения соответственно равны 2000 и 2160 кг/см². Отжатия рельсов получались примерно одинаковыми под обеими секциями (от 4 до 4,4 мм).

Таким образом, опытная секция оказывает значительно меньшее воздействие на путь по сравнению с серийной. Это является следствием внесенных в нее конструктивных изменений, в первую очередь благодаря применению упругих осевых упоров и скользящих опор кузова. Приведенные ниже результаты динамических испытаний полностью подтверждают эти выводы.

ГОРИЗОНТАЛЬНАЯ ДИНАМИКА СЕРИЙНОЙ СЕКЦИИ

Анализ опытных данных по боковым рамным давлениям и перемещениям тележек относительно кузова позволяет выявить характер влияния тепловоза и оценить его боковое воздействие на путь.

Прямой участок пути. Движение тепловоза при скоростях до 90—100 км/час характеризуется достаточно спокойным ходом.

При более высоких скоростях (120—140 км/час) движение тепловоза становится беспокойным и характеризуется наличием больших величин боковых рамных давлений и амплитуд влияния теле-

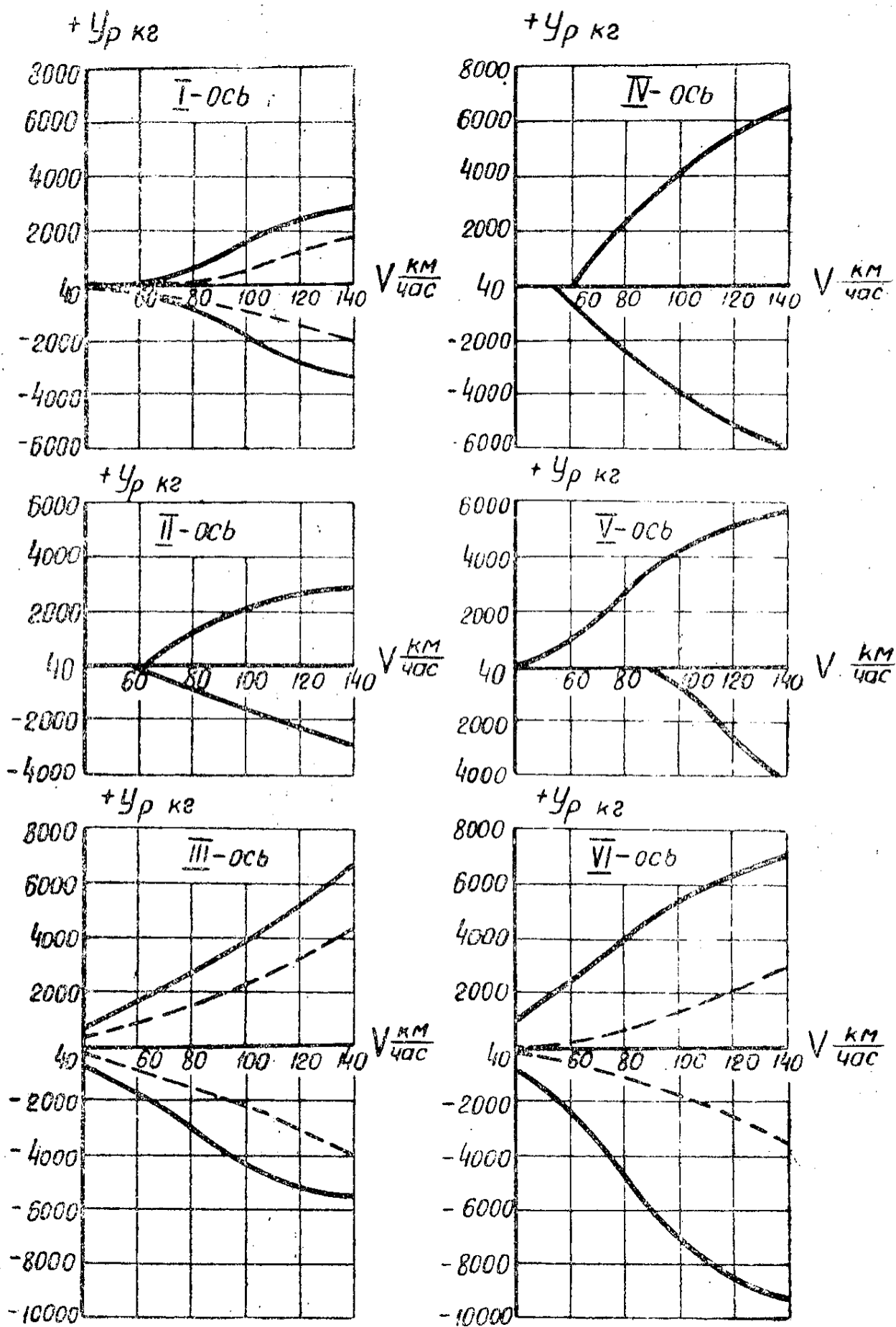


Рис. 7. Максимальные рамные давления в прямой:

- — — — — серийная секция;
- — — — — опытная секция.
- + Y_p — давление на правый упор;
- Y_p — давление на левый упор.

жек. Как видно из рис. 3 и 7, первая колесная пара практически не испытывает рамных давлений: на длине 1,5—2 км участка пути наблюдается лишь 2—3 боковых удара с силой до 3000 кг. В отличие от этого для всех других крайних осей тележек (III, IV, VI) рамные давления имеют знакопеременный характер, связанный по частоте с вилением тележек. Эти колесные пары испытывают периодические боковые удары то в правый, то в левый рельс. Максимальные рамные давления имеют место под VI осью, которые достигают 9200 кг. Эта величина является недопустимой, т. к. она будет приводить к быстрому расстройству верхнего строения пути.

Полученные данные по боковым рамным давлениям полностью согласуются с данными по кромочным напряжениям в рельсах. При обработке опытных данных между ними была установлена непосредственная связь, выраженная формулой*

$$\sigma_n = 85 + 0,06U_p, \quad (1)$$

где σ_n — полуразность кромочных напряжений, кг/см^2 ;

U_p — боковые рамные давления, кг.

При движении тепловоза задним ходом характер распределения рамных давлений по осям не изменяется: шестая ось начинает испытывать такие же боковые силы, как первая при переднем ходе и т. д. (рис. 3).

Малые величины рамных давлений I оси и значительное увеличение их на последующих крайних осях тележек свидетельствуют о том, что кузов тепловоза совершает маятниковое колебательное движение в горизонтальной плоскости. При анализе осциллограмм было установлено, что центр абсолютных колебаний тепловоза в момент максимальных рамных давлений от IV и VI осей находится в районе переднего шкворня. Абсолютные колебания складываются из колебания центра тяжести и виления вокруг центра тяжести. Для переднего конца кузова амплитуды колебаний Ц. Т. и виления вокруг Ц. Т. находятся в противофазе; для заднего конца кузова фазы обоих колебаний совпадают. В результате этого поперечное перемещение заднего конца кузова больше, чем переднего.

Амплитуды виления передней тележки относительно кузова увеличиваются с ростом скорости и при 140 км/час достигают 19 мм на расстоянии 2100 мм от шкворня (рис 8). Для задней тележки амплитуды виления значительно меньше. Это объясняется тем, что амплитуды виления задней тележки относительно кузова и кузова относительно центра тяжести совпадают по фазе, тогда как для передней тележки они находятся в противофазе.

Частота виления обеих тележек одинакова, а фазы колебаний противоположны. При скорости 40 км/час частота равна 0,6 гц, а при скорости 140 км/час — 1,6 гц. Длина волны соответственно равна 18 и 24 м.

* Зависимость была установлена при обработке опытных данных канд. техн. наук О. П. Ершковым.

Проведенные исследования показывают, что при скоростях движения более 100 км/час большие значения приобретают вопросы обеспечения спокойного хода локомотива в прямых участках пути. Боковые силы на путь от виляющих движений тепловоза ТЭ7 при больших скоростях достигают почти таких же значений, как и вертикальные. Это является недопустимым с точки зрения прочности рельсов, т. к. момент их сопротивления в боковом направлении в 3—4 раза меньше, чем в вертикальном. К этому следует добавить,

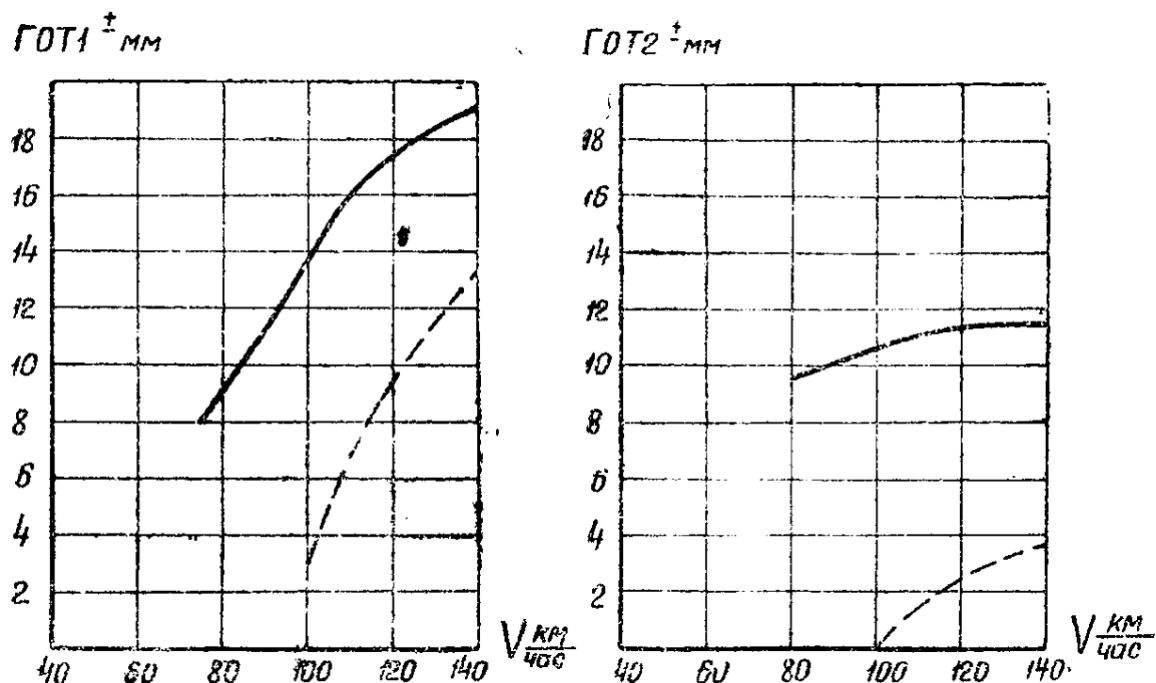


Рис. 8. Амплитуды виляния тележек относительно кузова в прямой:
— — — — — серийная секция;
— — — — — опытная секция.

что в настоящее время нет подтвержденной опытом методики расчета боковых сил в прямых участках пути и о действительной их величине можно судить лишь по экспериментальным данным.

Т а б л и ц а 2

Максимальные рамные давления в кривой радиуса 1020 м

оси \ скорость, км/час	Серийная секция				Опытная секция			
	60	100	120	140	60	100	120	140
I	—2350	—1500	0	3000	—2250	—1500	0	2600
III	—	2250	3400	4500	—450	1100	2000	3000
IV	—2350	—1800	—1200	2000	—	—	—	—
VI	800	2400	3400	4500	400	1200	2000	3000

Кривая радиуса 1020 м. В отличие от прямого участка пути движение в кривой является более спокойным, что объясняется значительным уменьшением извилистого движения. Наибольшие

рамные давления получены от III и VI осей до 4500 кг (табл. 2), т. е. значительно меньшими, чем в прямом участке пути. Знак минус означает, что силы давления букс на раму направлены наружу кривой.

ВЕРТИКАЛЬНАЯ ДИНАМИКА СЕРИЙНОЙ СЕКЦИИ

Вертикальные динамические усилия на буксы вызываются двумя видами колебаний: подпрыгиванием и боковой качкой (рис. 5, 6). Что касается колебаний продольной качки, то они по частоте совпадают с подпрыгиванием, т. к. для тепловоза ТЭ7 радиус инерции примерно равен половине базы экипажа [3].

Частота колебаний подпрыгивания остается практически постоянной во всем диапазоне скоростей и равна 5 гц при 40 км/час и 4 гц при 140 км/час.

В проведенных испытаниях не наблюдалось резонансных колебаний подпрыгивания, связанных с прохождением стыков. Возможно, что при хорошем состоянии пути-импульсы от стыков дают такой же эффект с точки зрения возбуждения колебаний экипажа, как и другие неровности пути. Вследствие этого нет периодичности возбуждающих сил, а следовательно, и резонансных колебаний. Указанное положение является важным с точки зрения выбора величины статического прогиба и в связи с этим нуждается в дальнейшей экспериментальной проверке на других конструкциях подвижного состава при различных состояниях пути.

Другой характер имеют колебания боковой качки, частота которых полностью совпадает с частотой виляния тележек. Совпадение указанных частот подтверждает теоретическое положение о том, что виляние экипажа от коничности бандажей вызывает незатухающие колебания боковой качки. Максимум перегруза правой или левой буксы совпадает по фазе с максимумом боковых давлений также соответственно с правой или левой стороны.

Анализ осциллограмм показал, что амплитуды колебаний экипажа связаны с прохождением определенных неровностей пути. Так, осциллограммы № 1 и № 2 (рис. 6), взятые в различных опытах, но для одного участка пути, оказываются аналогичными между собой. В любом данном месте при данной скорости движения амплитуды колебаний получаются одинаковыми во всех опытах. Зависимость амплитуд вертикальных колебаний от состояния пути была установлена ранее при испытании паровозов. Проф. М. Ф. Вериге отмечает, что «при проходе заданного колеса через некоторое заданное сечение рельса деформация рессоры данного колеса в этом сечении равна почти постоянной величине» [4, стр. 207].

Для последующего анализа динамических качеств рессорного подвешивания введем обозначения:

f_{g1}, f_{g2}, F_g — динамические прогибы соответственно концевых пружин, листовых рессор и точки подвешивания, мм;

f_1, f_2, F_0 — статические прогибы тех же элементов без учета трения в рессорах:

$$f_1 = 18 \text{ мм}; f_2 = 76 \text{ мм}, F = 57 \text{ мм};$$

$\mathcal{K}_1, \mathcal{K}_2, \mathcal{K}_0$ — жесткости тех же элементов, кг/мм;

$\mathcal{K}_2^1, \mathcal{K}_0^1$ — то же с учетом трения;

при нагружении рессоры $\mathcal{K}_2^1 = \mathcal{K}_2 (1 + \varphi)$;

P_{g1}, P_{g2}, P_g — динамическая нагрузка соответственно на концевую пружину, буксу и на точку подвешивания, кг;

P_1, P_2, P_0 — то же для статических нагрузок, кг;

K_g — коэффициент динамичности

$$K_g = \frac{P_{g2}}{P_2}; \quad (2)$$

φ — коэффициент относительного трения в рессорах. При известных K_g и f_{g2} величина его определяется по формуле [5]

$$K_g = \frac{f_{g2} (1 + \varphi)}{f_2} \mp \varphi. \quad (3)$$

Знак плюс соответствует увеличению нагрузки на рессору, минус — уменьшению

$$\varphi = \frac{K_g f_2 - f_{g2}}{f_2 + f_{g2}}; \quad (4)$$

γ — отношение динамической гибкости точки подвешивания к статической. В дальнейшем это отношение будем называть коэффициентом чувствительности

$$\gamma = \frac{F_g}{P_g} : \frac{F_0}{P_0}. \quad (5)$$

В табл. 3 приведены максимальные значения $P_{g2}, K_g, f_{g1}, f_{g2}, F_g, \varphi, \gamma$. Как видно из таблицы, при скорости 140 км/час коэффициент динамичности равен 0,35, что не превышает значений K_g , полученных на других локомотивах с близкими к ТЭ7 статическими прогибами рессорного подвешивания.

При движении в кривой все значения динамических усилий и прогибов получены в 1,5—2 раза меньше, чем в прямой (рис. 9). Это объясняется уменьшением боковых колебаний экипажа из-за наличия центробежной силы, а также лучшим состоянием пути в кривой. Разгруз-перегруз в кривой при скорости 140 км/час равен 1000 кг; при 100 км/час имеет место равновесная скорость и разгруз-перегруз равен нулю. Опытные данные по разгрузу-перегрузу хорошо согласуются с расчетными, определяемыми с учетом крена наддрессорного строения.

Другой характеристикой подвешивания является величина коэффициента внутреннего трения. Для листовых рессор серийного подвешивания $\varphi = 0,24—0,25$, что в 3—4 раза превышает нормы, рекомендуемые практикой вагоностроения. Вследствие этого

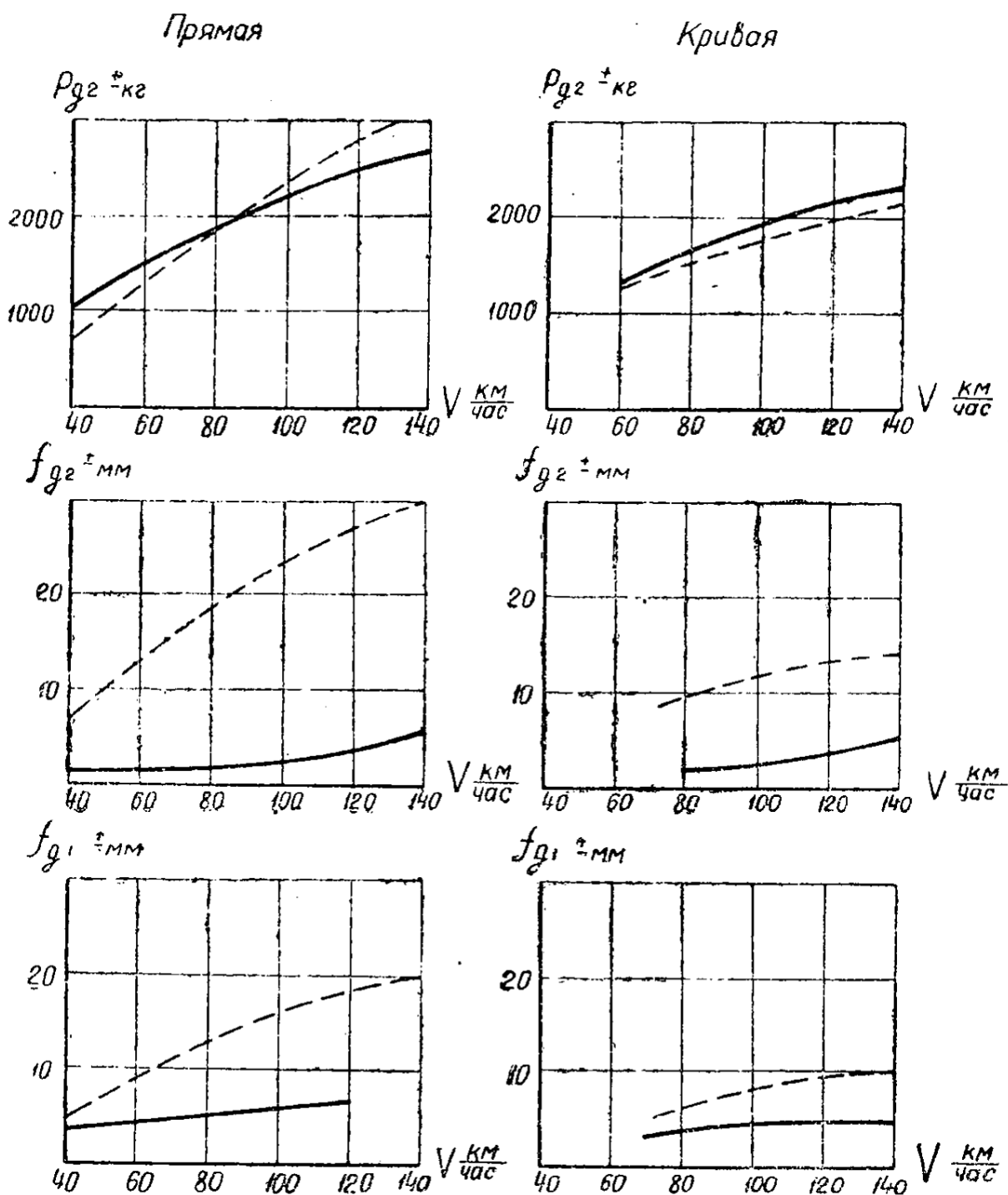


Рис. 9. Динамические усилия на буксы и прогибы элементов рессорного подвешивания в прямой и кривой:

— — — — — серийная секция;
 - - - - - опытная секция.

листовые рессоры недостаточно прогибаются под действием динамических нагрузок и выполняют в основном роль жестких баланси- ров, а не упругих элементов. При жесткости рессоры 108 кг/мм и $P_{g2} = 2730$ кг прогиб ее должен составлять 25,4 мм, тогда как он по- лучен равным всего 6 мм. Это означает, что рессоры работают в зоне трения, когда изменение силы не вызывает соответствующего прогиба.

Максимальные значения динамических усилий и прогибов

Параметры подвешивания	Тип подвешивания			
	Серийное		Опытное	
	скорость, км/час			
	100	140	100	140
$Pg_{21}, кг$	2370	2730	2400	3050
Kg	0,29	0,35	0,29	0,37
$fz_1, мм$	5	6	16	20
$fg_2, мм$	3	5	24	30
$Fg, мм$	4	6,7	24,7	27
φ	0,24	0,25	0,03	0,04
γ	0,21	0,28	0,9	0,89

Из-за недостаточной чувствительности листовых рессор к колебаниям жесткость подвешивания в динамике значительно увеличивается по сравнению с расчетной статической жесткостью. Частота колебаний подпрыгивания в зависимости от статического прогиба определяется по известной формуле [5]:

$$h(z_{ц}) = \frac{5}{\sqrt{F_0(см)}}. \quad (6)$$

Расчетному статическому прогибу (57 мм) соответствует частота собственных колебаний 2,1 гц. Однако замеренной частоте 4 гц при скорости 140 км/час соответствует другой, значительно меньший прогиб точки подвешивания — 15,6 мм. Это показывает, что в процессе динамических колебаний рессорное подвешивание ТЭ7 равноценно такому подвешиванию, которое имеет статический прогиб не 57, а всего 15,6 мм.

Влияние трения в рессорах на динамические качества подвешивания наиболее наглядно можно характеризовать отношением динамической гибкости к статической, которое мы назвали коэффициентом чувствительности:

$$\gamma = \frac{F_g}{P_g} : \frac{F_0}{P_0} = \frac{F_g}{K_g \cdot F_0}. \quad (5)$$

Преобразуем формулу (5) так, чтобы γ было функцией коэффициента внутреннего трения φ

Прогиб точки подвешивания определяется по формуле

$$F_0 = \frac{\sum P_i f_i}{P_0}, \quad (7)$$

где P_i — нагрузка на данную пружину или рессору.
Для точки подвешивания тепловоза ТЭ7

$$F_0 = \frac{2 P_1 f_1 + 2 P_2 f_2}{P_0} = -\frac{f_1}{3} + -\frac{2}{3} f_2; \quad (8)$$

$$F_g = -\frac{f_{g1}}{3} + -\frac{2}{3} f_{g2}. \quad (9)$$

Выразим динамические прогибы f_{g1} , f_{g2} через усилия P_{g1} , P_{g2} :

$$f_{g1} = -\frac{P_{g1}}{\kappa_1} = -\frac{P_g}{6\kappa_1}. \quad (10)$$

С учетом формул (2) и (3) динамическое усилие на рессору с трением определяется из выражения:

$$f_{g2} = \frac{P_{g2} - f_2 \kappa_2 \varphi}{\kappa_2 (1 + \varphi)} = \frac{P_g}{3 \kappa_2 (1 + \varphi)} - \frac{f_2 \varphi}{(1 + \varphi)}. \quad (11)$$

Учитывая значения формул (10) и (11), получим

$$F_g = P_g = \left(\frac{1}{18 \kappa_1} + \frac{2}{9 \kappa_2 (1 + \varphi)} \right) - \frac{2}{3} \frac{f_2 \varphi}{(1 + \varphi)}. \quad (12)$$

Подставляя значение формулы (12) в формулу (5), получим:

$$\gamma = \frac{P_0}{F_0} \left(\frac{\kappa_2 (1 + \varphi) + 4 \kappa_1}{18 \kappa_1 \kappa_2 (1 + \varphi)} \right) - \frac{2 f_2 \varphi}{3 (1 + \varphi) F_0 K_g}. \quad (13)$$

Выражение в скобках есть статическая гибкость точки подвешивания с учетом трения в рессорах:

$$\Gamma'_0 = \frac{4 \kappa_1 + \kappa_2 (1 + \varphi)}{18 \kappa_1 \kappa_2 (1 + \varphi)}. \quad (14)$$

Гибкость без учета трения равна

$$\Gamma = \frac{F_0}{P_0} = \frac{4 \kappa_1 + \kappa_2}{18 \kappa_1 \kappa_2}. \quad (15)$$

Подставляя формулы (14) и (15) в формулу (13), получим

$$\gamma = \frac{1}{1 + \varphi} \left(\frac{4 \kappa_1 + \kappa_2 (1 + \varphi)}{4 \kappa_1 + \kappa_2} - \frac{2 f_2 \varphi}{3 F_0 K_g} \right). \quad (16)$$

Первое слагаемое в скобках практически равно единице, поэтому

$$\gamma = \frac{1}{1 + \varphi} \left(1 - \frac{2 f_2 \varphi}{3 F_0 K_g} \right). \quad (17)$$

Для серийного подвешивания $f_2 = 76$ мм, $F_0 = 57$ мм и

$$\gamma = \frac{1}{1 + \varphi} \left(1 - \frac{0,89 \varphi}{K_g} \right). \quad (18)$$

Как видно из формулы (18), при всех значениях $\varphi > 0$ гибкость рессорного подвешивания в процессе динамических колебаний снижается по сравнению со статической гибкостью, т. е. подвешивание становится жестче. При скорости 140 км/час $\varphi = 0,26$, $K_g = 0,35$ и $\gamma = 0,28$, т. е. гибкость снижается в 3,6 раза. Это полностью совпадает с величиной действительного статического прогиба, найденного по замеренной частоте собственных колебаний подпрыгивания (формула 6). Еще больше снижается гибкость при низких скоростях. Так, при скорости 100 км/час она в 5 раз меньше статической. Как видно из формулы (18), на величину γ оказывает влияние и коэффициент динамичности K_g . Чем выше K_g , тем выше γ . Это вполне естественно, т. к. при плохом состоянии пути рессоры испытывают более интенсивные толчки и больше прогибаются.

При значениях K_g , меньших φ , листовые рессоры не прогибаются, а выполняют роль жестких балансиров. Колебания кузова осуществляются только за счет прогиба концевых пружин.

$$f_{g_2} = 0; \quad F_g = \frac{f_{g_1}}{3} = \frac{P_g}{18\gamma_1}$$

по формуле (5);

$$\gamma = \frac{F_g}{K_g F_0} = \frac{\gamma_2}{4\gamma_1 + \gamma_2} = 0,106. \quad (19)$$

Гибкость подвешивания при $K_g \leq \varphi$ равна постоянной величине и снижается в 10 раз по сравнению с расчетной статической гибкостью.

Особенно вредно сказывается трение в рессорах на спокойствии хода экипажа. Как видно на рис. 10, ускорения кузова имеют две частоты: низкую и высокую. Низкая частота (2—5 гц) совпадает с частотой колебаний, замеренной по прогибам пружин рессорного подвешивания. Амплитуды ускорений низкой частоты достигают 0,55 g. На низкую частоту накладываются вибрации с частотой 15—30 гц величиной до 0,7 g. Они являются следствием того, что

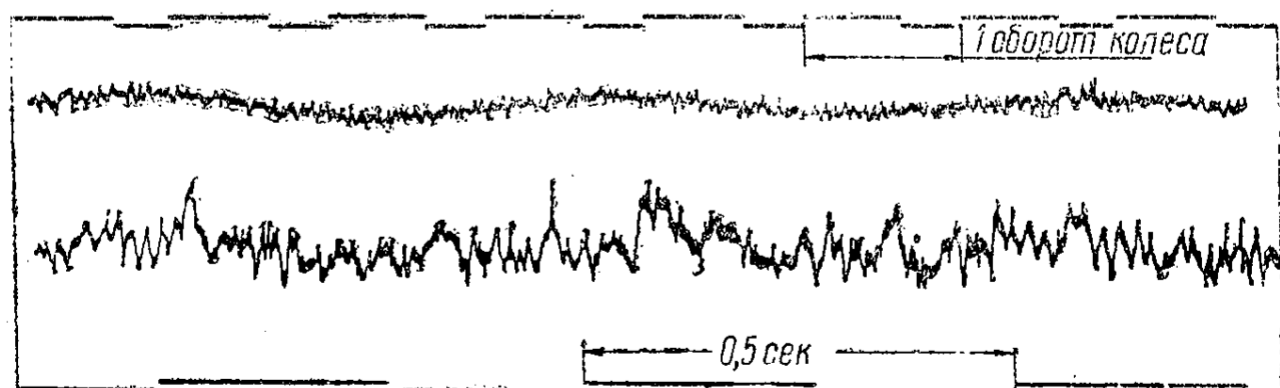


Рис. 10. Осциллограммы ускорений главной рамы.

рессорное подвешивание не включает в себя элементов, способных поглощать вибрации, шум и дрожание от необрессоренных масс. Листовые рессоры не прогибаются под действием этих вибраций.

и они беспрепятственно передаются кузову и находящемуся в нем оборудованию.

Вредное влияние трения в рессорах на спокойствие хода экипажа отмечается и в зарубежной практике. Так, Mielich [7] указывает, что «листовые рессоры имеют значительное внутреннее трение: от 300 до 1000 кг и более... толчки и колебания ниже этого предела передаются беспрепятственно через рессору, в связи с этим ход вагонов с подвешиванием на листовых рессорах характеризуется шумом, жесткостью и дрожанием ... после войны мы полностью заменили листовые рессоры винтовыми пружинами, работающими без трения».

Проведенные исследования показывают, что динамические качества серийного рессорного подвешивания не могут быть признаны удовлетворительными из-за завышенной величины трения в рессорах и отсутствия поглотителей высокочастотных вибраций. В динамике оно равноценно такому подвешиванию, которое имеет статический прогиб 15,6 мм, т. е. в 3,7 раза меньше расчетного для тепловоза ТЭ7. Это показывает, что в обеспечении хороших качеств подвешивания основную роль играет не абсолютная величина статического прогиба, а чувствительность подвешивания к колебаниям. Принимаемые осадки порядка 60—80 мм являются достаточными, если будет обеспечена высокая динамическая гибкость подвешивания.

ДИНАМИЧЕСКИЕ КАЧЕСТВА ОПЫТНОЙ СЕКЦИИ

Горизонтальная динамика. Движение опытной секции в прямых участках пути в отличие от серийной характеризуется значительно более спокойным ходом. Как видно из рис. 7, боковые рамные давления VI оси снизились более чем в 2 раза: с 9200 до 4000 кг. Это привело к снижению полуразности кромочных напряжений также в 2 раза. Уменьшение боковых сил явилось следствием применения упругих осевых упоров, которые погашали кинетическую энергию удара колес о рельсы. Это же видно и из осциллограмм, изображенных на рис. 3 и 4. Если для серийной секции рамные давления имеют ударный характер, то для опытной секции они записываются на осциллограммы в виде плавной кривой.

Существенно изменился и характер влияния тепловоза. При скоростях до 90—100 км/час влияние тележек относительно кузова не имеет места (рис. 8), и тепловоз движется как шестиосный экипаж в одной жесткой раме. Длина волны влияния тепловоза при этом составляет 28 м против 20,6 м для серийной секции. При скоростях более 100 км/час толчки со стороны пути преодолевают силы трения в опорах кузова и вызывают влияние тележек на отдельных участках пути (рис. 4). При скорости 140 км/час амплитуда влияния достигает 13,5 мм против 19 мм для серийной секции, а частота влияния достигает 1,6 гц. Более благоприятным для опытной секции стал и характер поперечно-горизонтальных колеба-

ний кузова. Центр абсолютных колебаний виляния примерно совпадает с центром тяжести тепловоза.

Для дальнейшего улучшения горизонтальной динамики тепловоза необходимо уменьшить продольные зазоры букс в челюстях рамы. Имеющаяся их величина $\pm 1,2$ мм является неприемлемой для скоростного локомотива, т. к. в этом случае длина волны виляния тепловоза значительно снижается.

При движении в кривой 1020 мм боковые рамные давления снизились по сравнению с серийной секцией на 1500 кг (с 4500 до 3000 кг, табл. 2). Такой относительно небольшой эффект упругих осевых упоров в кривой по сравнению с прямой объясняется тем, что кривая в процессе испытаний поддерживалась в хорошем состоянии и горизонтальные неровности в пути были небольшими, а эффект упругих упоров получается тем большим, чем больше неровности пути в плане. В частности, при испытании тепловоза ТЭЗ в кривых 300 и 600 м [6] упругие упоры давали значительно больший эффект: рамные давления снижались при применении упругих упоров до 2000 кг.

Вертикальная динамика. Для опытной секции, так же как и для серийной, динамические усилия на буксы вызываются двумя видами колебаний: подпрыгиванием и боковой качкой.

Частота подпрыгивания равна при всех скоростях 2—2,2 гц и хорошо согласуется с расчетной ее величиной, определяемой по формуле (6). Здесь, как и при испытании серийного подвешивания, не наблюдалось резонансных колебаний, связанных с прохождением стыков.

Частота боковой качки равна 1 гц. В связи с тем, что она близка к частоте виляния, в процессе испытаний наблюдались резонансные колебания. Характерно, что на тех участках пути, где имело место виляние тележек относительно кузова и частота виляния равнялась 1,5—1,6 гц, перегруз колес от боковой качки резко уменьшался.

По коэффициенту динамичности опытное подвешивание равноценно серийному. Величина его получена равной 0,37 при скорости 140 км/час (табл. 3).

Коэффициент внутреннего трения получен равным 0,03—0,04, т. е. в 5—6 раз меньше, чем для серийного подвешивания. Значительное уменьшение трения привело к тому, что характер колебаний опытной секции изменился по сравнению с серийной. Эти изменения заключаются в следующем:

1. Коэффициент чувствительности увеличился в 3—4 раза (с 0,21—0,28 до 0,9). Это означает, что опытное подвешивание не увеличивает своей жесткости в динамике по сравнению со статикой.

2. Амплитуда колебаний точки подвешивания увеличилась в 4—5 раз (с 6,7 до 27 мм при 140 км/час). Характерно, что динамическая нагрузка на буксу при этом не увеличилась, т. к. квадрат частоты колебаний уменьшился также в 4—5 раз.

3. Вибрации кузова от необрессоренных масс полностью отсутствуют, тогда как для серийной секции они достигали 0,7g (рис. 7). Ускорения кузова имеют лишь одну низкую частоту от колебаний наддрессорного строения. Величина этих ускорений достигает 0,35g.

Таким образом, опытное подвешивание обладает лучшими динамическими качествами по сравнению с серийным: оно поглощает вибрации и обладает высокой динамической гибкостью. Однако близкое совпадение частот виляния и боковой качки не позволило добиться уменьшения коэффициента динамичности.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ОПОР КУЗОВА И РАЗБЕГОВ ОСЕЙ

При всех испытанных конструкциях опор и разбегов осей наибольшие рамные давления в прямой имеют место для VI оси. Угол наклона плит роликовых опор практически не оказывает влияния на величину рамных давлений. Так, при скорости 140 км/час для $\delta = 2^\circ$ $U_{p\text{ макс}} = 9200$ кг, а для $\delta = 3^\circ 30'$ $U_{p\text{ макс}} = 9100$ кг, при скользящих опорах они снижаются до 8200 кг (табл. 4). Более существенно конструкция опор влияет на амплитуды виляния передней тележки относительно кузова: при $3^\circ 30'$ и скользящих опорах они уменьшаются до 12—13 мм против 19 мм при угле наклона 2° . При движении в кривой рамные давления I оси несколько увеличиваются с увеличением угла наклона плит (с 2100 до 2450 кг), а при скользящих опорах уменьшились до 1200 кг.

Оценивая все три испытанные конструкции опор, можно сделать вывод о том, что скользящие опоры обеспечивают лучшие динамические качества по сравнению с роликовыми, особенно при скоростях до 100—120 км/час, когда силы трения в опорах обеспечивают ход тележек без виляния.

Увеличенные разбеги осей дают худшие результаты при высоких скоростях движения в прямых участках пути. Рамные давления для VI оси при скорости 140 км/час равны 7750; 9200 и 9450 кг соответственно для разбегов осей 1—7—1; 3—7—3 и 7—7—7 мм на сторону при угле наклона плит $3^\circ 30'$. До скорости 100 км/час разницы в величинах рамных давлений практически нет. В кривой увеличенные разбеги несколько снижают рамные давления направляющих осей. Для I оси при 140 км/час они равны 2800, 2600 и 2200 кг соответственно для разбегов 1—7—1; 3—7—3 и 7—7—7 мм.

В проведенных ранее испытаниях тепловоза ТЭЗ была выявлена положительная роль увеличенных разбегов и опор с меньшим возвращающим моментом для кривых малого радиуса [6]. Данные испытания подтверждают сделанные ранее выводы о влиянии опор кузова и разбегов осей при движении тепловоза в кривых участках пути. Однако при движении со скоростями более 100 км/час увеличенные разбеги и уменьшенный момент в опорах кузова приводят

к увеличению бокового воздействия на путь в прямых участках пути.

Для тепловоза ТЭ7 наиболее рациональными являются серийные разбеги 3—7—3 мм на сторону и скользящие опоры кузова.

Т а б л и ц а 4

Боковые рамные давления в прямой и кривой при различных конструкциях опор кузова

Тип опор	Роликовые $\sigma=2^\circ$		Роликовые $\sigma=3^\circ 30'$				Скользящие	
скорость, км/час	140		100		140		140	
Ур, кг	сред.	макс.	сред.	макс.	сред.	макс.	сред.	макс.
П р я м а я								
I ось	450	3100	0	0	0	1850	0	2850
III ось	3850	6800	1600	3500	2900	4600	4250	6750
IV ось	3700	6400	1950	3400	3350	5300	3100	6300
VI ось	6300	9200	3350	5850	5650	9100	4300	8200
ГОТ 1								
± мм	12	19	5	8	6,5	12	8	13
ГОТ 2								
± мм	7	11	5,5	7	5	8	2	4
К р и в а я р а д и у с о м 1020 м								
I ось	1500	2100	400	1350	1700	2450	0	1200
III ось	2400	3200	550	1400	2200	2900	2300	3150
IV ось	1850	3050	—1000	—1500	1750	2300	1900	4000
VI ось	3400	4000	1500	2460	3400	4750	2800	4200

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ УПРУГИХ ОСЕВЫХ УПОРОВ

Применение упругих осевых упоров дает значительный эффект, снижая боковые рамные давления в прямой наиболее нагруженной VI оси более чем в два раза: при резиновых амортизаторах с 9000 до 4000 кг ($V=130$ км/час) и при пружинных упорах с натягом 1000 кг с 7700 до 3500 кг. Пружинные упоры с натягом 5000 кг практически не дали эффекта. Это показывает, что при правильном выборе характеристики амортизатора пружинные осевые упоры, так же как и резиновые, могут существенно улучшить горизонтальную динамику тепловоза.

Ниже приводится приближенная методика выбора характеристики пружинных амортизаторов для VI оси. Жесткость пружин и предварительная их затяжка должны быть такими, чтобы погасить энергию удара колес о рельсы при вилянии экипажа. Расчетную схему принимаем как колебательную систему с двумя степенями свободы (рис. 11):

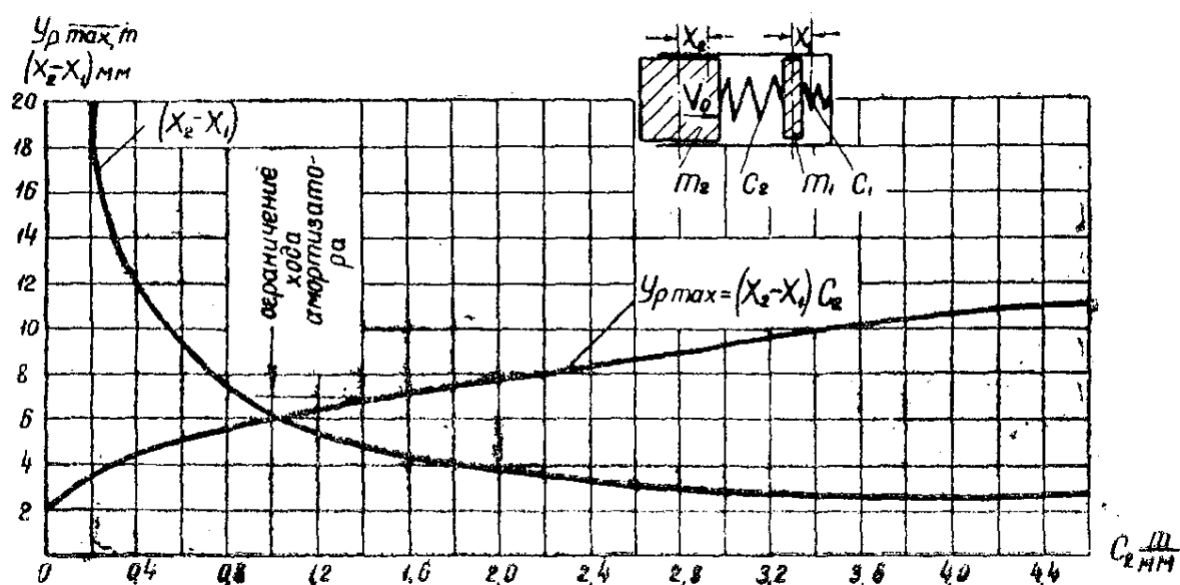


Рис. 11. Рамные давления и деформация амортизатора в зависимости от жесткости пружины.

C_1 — жесткость пути, 1380 кг/мм;

C_2 — жесткость амортизатора;

x_1 — деформация рельса;

x_2 — деформация амортизатора;

V_0 — скорость массы наддрессорного строения у VI оси при поперечно-горизонтальных колебаниях кузова. По замеренным ускорениям $V_0 = 0,24$ м/сек;

m_1 — необрессоренная масса колесной пары 470 кг⁻¹ сек²;

m_2 — приведенная к VI оси масса наддрессорного строения; определяется по величине кинетической энергии вращательного движения кузова вокруг оси, проходящей через передний шкворень. Массу наддрессорного строения принимаем равномерно распределенной по длине кузова:

$$M = \frac{P_{обр}}{g} = 10\,400 \text{ кгм}^{-1}\text{сек}^2.$$

Приведем массу M в плоскость осей колесных пар по формуле [8]:

$$M^1 = \frac{M\rho^2}{h^2 + \rho^2}, \quad (20)$$

где ρ — радиус инерции кузова тепловоза относительно продольной оси, расположенной в плоскости осей колесных пар;

$\rho^2 = 3,9 \text{ м}^2$; h — высота Ц. Т. кузова над осью колес; $h = 1,6 \text{ м}$.

Принимая ударную силу, распределенную между IV и VI осями поровну, из выражения кинетической энергии вращательного движения получим:

$$T_2 = \frac{M^1 \cdot V_0^2}{2 \cdot 3 \cdot 2} = \frac{6300 \cdot 0,0576}{12} = 31 \text{ кгм}. \quad (21)$$

По найденной величине T_2 определяем m_2 :

$$m_2 = \frac{2T_2}{V_0^2} = 1050 \text{ кгм}^{-1}\text{сек}^2. \quad (22)$$

Кинетическая энергия неподрессоренной массы колесной пары

$$T_1 = \frac{m_1 V_0^2}{2} = 13,5 \text{ кгм.} \quad (23)$$

При отсутствии амортизатора максимальная сила удара определяется из равенства кинетической и потенциальной энергии:

$$P_{\text{макс}} = \sqrt{2(T_1 + T_2)C_1} = 11\,000 \text{ кг;} \quad (24)$$

деформация рельса равна

$$X_1 = \frac{P_{\text{макс}}}{C_1} = 8,0 \text{ мм.}$$

Полученные величины бокового рамного давления и отжатия рельсов близки к замеренным и тем самым подтверждают практическую приемлемость тех допущений, которые положены в основу расчета.

Дифференциальные уравнения движения системы с двумя степенями свободы имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} m_1 x_1'' + (C_1 + C_2) x_1 - C_2 x_2 &= 0 \\ m_2 x_2'' + C_2 x_2 - C_2 x_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Для начальных условий $t=0$, $x_1=x_2=x_1'=0$; $x_2'=V_0$. Решение этих уравнений дает следующие выражения x_1 и x_2 :

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= B_1 \sin p_1 t + A_1 \sin p_2 t \\ x_2 &= B_2 \sin p_1 t + A_2 \sin p_2 t \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

На основании решения этих уравнений на рис. 11 приведены зависимости деформации амортизатора (x_2-x_1) и рамных давлений $Ур_{\text{макс}}$ от жесткости C_2 .

При допустимой деформации амортизатора 7 мм жесткость пружины должна быть равна 850 кг/мм. Рамные давления при наличии такого амортизатора будут снижены до 6000 кг, т. е. почти в 2 раза по сравнению с их величиной без амортизатора. Из графика также видно, что даже жесткий амортизатор дает заметный эффект. Так, например, при жесткости амортизатора, увеличенной в 2 раза против оптимальной ($C_2=1600$ кг/мм), необходимый ход его равен 4,4 мм, а $Ур_{\text{макс}}$ — 6900 кг.

Расчеты по выявлению влияния предварительного натяга амортизатора показали, что при жесткости $C_2=430$ кг/мм и предварительном натяге 2000 кг $x_2-x_1=10$ мм и $Ур_{\text{макс}}=4000$ кг, что хорошо согласуется с опытными данными.

Таким образом, желаемого эффекта можно добиться не только подбором жесткости амортизатора, но также изменением величины предварительного натяга при данной жесткости. При испытанной жесткости пружины оптимальная величина предварительной затяжки равна 1500—2000 кг.

ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Динамические качества тепловоза ТЭ7 при больших скоростях движения не могут быть признаны удовлетворительными и должны быть улучшены. Проведенные исследования тепловоза с различными вариантами конструкции экипажной части показывают, что имеются широкие возможности значительного уменьшения воздействия тепловоза на путь. Об этом свидетельствует тот факт, что в опытной секции были по существу устранены основные недостатки тепловоза ТЭ7; она показала вполне удовлетворительные результаты по воздействию на путь при скоростях движения до 140 км/час.

На основании проведенных исследований следует рекомендовать внедрение следующих конструктивных изменений экипажной части тепловоза ТЭ7, направленных на улучшение его ходовых качеств при больших скоростях:

1. Применить упругие (резиновые или пружинные) амортизаторы в буксах крайних осей тележек.

2. Применить скользящие опоры кузова. Для проверки работы скользящих опор в эксплуатационных условиях выпустить опытную партию тепловозов с такими опорами.

3. Уменьшить до минимума продольные зазоры букс в челюстях рамы. Имеющаяся их величина (более 2 мм) является неприемлемой для пассажирского локомотива.

4. Повысить чувствительность рессорного подвешивания, уменьшив внутреннее трение. Эта рекомендация может быть осуществлена или путем уменьшения количества листов в рессорах с 18 до 7—9, или путем полной замены листовых рессор пружинами с одновременной постановкой гасителей низкочастотных колебаний.

5. Во избежание совпадения периодов виляния тележек и колебаний надрессорного строения при поперечной качке, а также для увеличения разности частот этих колебаний при модернизации рессорного подвешивания величину статического прогиба необходимо сохранить равной 60—70 мм. Такая величина статического прогиба является достаточной для получения хороших динамических качеств подвешивания. Коэффициент чувствительности при этом должен быть не менее 0,7.

6. Для гашения вибраций кузова применить резиновые амортизаторы в системе рессорного подвешивания. С этой же целью желательно применение резиновых амортизаторов в опорах кузова, которые одновременно могут заменить специальное балансирующее устройство опор кузова, применяемое на тепловозах ТЭ3 и ТЭ7.

ЛИТЕРАТУРА

1. Результаты комплексных путевых и динамических испытаний тепловоза ТЭ7. Отчет И-083-57. Архив ВНИТИ.
 2. Результаты экспериментальных исследований динамики и воздействия на путь тепловоза ТЭ7 с различными вариантами исполнения экипажной части. Отчет И-05-58. Архив ВНИТИ.
 3. Расчетно-пояснительная записка к техническому проекту тепловоза ТЭ10 мощностью 3000 л. с. Харьковский завод им. В. А. Малышева, 1958.
 4. В е р и г о М. Ф. Вертикальные силы, действующие на путь при прохождении подвижного состава. Труды ЦНИИ МПС, вып. 97, 1955.
 5. Технический справочник железнодорожника. Т. 6, 1952.
 6. Г р и г о р ь е в Н. И., А ф а н а с ь е в В. С. Пути улучшения горизонтальной динамики тепловоза ТЭ3 в кривых. Научно-техническая информация ВНИТИ № 4 (35), 1957.
 7. Glaasers Appalen, 1951, IX. S. 217 — 220.
 8. К о в а л е в Н. А. Боковые колебания подвижного состава. Трансжелдориздат, 1957.
 9. М е д е л ь В. Б. Взаимодействие электровоза в пути. Трансжелдориздат, 1956.
-

А. С. Евстратов, Н. И. Григорьев, О. П. Ершков.

Результаты динамических испытаний тепловоза ТЭ7 с различными вариантами экипажной части

Ведущий редактор Б. А. Боровиков

Сдано в набор 18/III 1959 г.	Подп. к печ. 29/V 1959 г.	ГОСИТИ № 517.
Формат 60×92 ¹ / ₁₆ .	Печ. л. 1,75.	Уч.-изд. л. 2,0.
Т-05742.	Заказ 2113.	Тираж 1000 экз.
		Цена 1 руб.

ГОСИТИ, Москва, ул. Димитрова, 33/13.
г. Калинин. Областная типография. Студенческий пер. 28.

ПРИНИМАЮТСЯ ЗАКАЗЫ НА ВЫПУСКИ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ ВНИТИ

Е. А. Ситников. Экспериментальное исследование работы холодильного устройства тепловоза ТЭЗ. Выпуск 2 (33), стр. 38, цена 1 р. 50 к.

Под редакцией Д. В. Львова. Аннотированный справочник основных работ, выполненных ВНИТИ в 1956 году. Выпуск № 8 (34), стр. 8, цена 50 к.

В. Г. Крашенинников. Исследование узлов электрической схемы тепловоза ТЭЗ. Выпуск № 7 (38), стр. 34, цена 2 р.

Д. В. Львов, В. А. Веллер. Краткий обзор работ Всесоюзного научно-исследовательского тепловозного института. Выпуск № 9 (40), стр. 16, цена 50 к.

А. Е. Лященко. К вопросу выбора типа гидropередачи для тепловозов. Выпуск № 1 (43), стр. 44, цена 1 р. 35 к.

Ю. Н. Ильин, канд. техн. наук. Анализ работы двупоточных гидромеханических передач. Выпуск № 2 (44), стр. 72, цена 2 р. 25 к.

Н. В. Родзевич. Исследование распределения внешней нагрузки по роликам подшипников в буксе тепловоза ТЭЗ. Выпуск № 3 (45), цена 65 к.

Е. А. Ситников. Тепловозный холодильник с турбулизатором потока масла. Выпуск № 5 (47), стр. 20, цена 65 к.

А. С. Евстратов. Улучшение воздействия тележек тепловоза ТЭЗ на путь. Выпуск № 6 (48), стр. 44, цена 1 р. 25 к.

Под редакцией Д. В. Львова. Аннотированный справочник основных работ, выполненных ВНИТИ в 1957 г. Выпуск № 7 (49), стр. 16, цена 50 коп.

Н. В. Родзевич, А. А. Смирнов. Малогабаритная роликовая букса повышенной долговечности для тепловозов. Выпуск № 9 (51), стр. 24, цена 1 р. 50 к.

Л. И. Колыхан. Повышение эффективности воздухоочистителей тепловозных двигателей. Выпуск № 10 (52), стр. 48, цена 3 р.

А. П. Васильев. Шестиканальный тензометрический усилительный блок на полупроводниках. Выпуск № 11 (53), стр. 18, цена 75 к.

Ю. Н. Ильин, канд. техн. наук. Влияние некоторых конструктивных параметров на характеристики турботрансформаторов. Выпуск № 13 (55), стр. 40, цена 2 р.

Е. А. Ситников, А. Г. Михеев. Очистка секций холодильника с турбулизаторами потока масла. Выпуск № 15 (57), стр. 12, цена 75 к.

Е. С. Гречищев, В. М. Червов. Повышение долговечности осей методом редуцирования. Выпуск № 1 (58), стр. 16, цена 2 р.

В. Э. Тененбаум. Тепловозостроение в США (обзор). Выпуск № 3 (60), стр. 36, цена 3 руб.

Под редакцией Д. В. Львова. Аннотированный справочник основных работ, выполненных ВНИТИ в 1958 г. Выпуск № 5 (62), цена 1 р. 25 к.

ЗАКАЗЫ ВЫСЫЛАЮТСЯ НАЛОЖЕННЫМ ПЛАТЕЖОМ.

Адрес ВНИТИ: ст. Голутвин, Моск.-Ряз. ж. д.

49554

Д1
10286

Цена 1 руб.

Экземпляр

Чит. зал