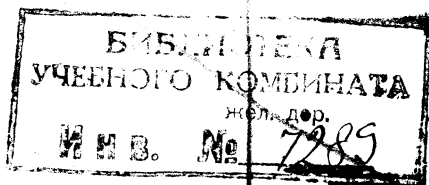
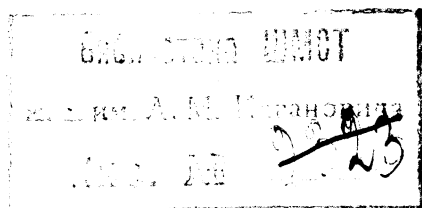


# ПАРОВОЗ ФЕЛИКС ДЗЕРЖИНСКИЙ

РАСЧЕТЫ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ОСНОВНЫЕ МОМЕНТЫ ПОСТРОЙКИ И ИСПЫТАНИЯ  
ТОВАРНЫХ ПАРОВОЗОВ ТИПА 1—5—1, СЕРИИ ФД

Коллективный труд участников проектирования, постройки и экспериментального исследования паровоза ФД под ответственной редакцией Д. Е. БОГДАНОВА, И. А. ГРАЧА и Н. А. МАКСИМОВА

3921



ИЗДАНИЕ РЕДБЮРО ЛОКОМОТИВПРОЕКТА  
МОСКВА • 1935

## **РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ КНИГИ „ПАРОВОЗ ФЕЛИКС ДЗЕРЖИНСКИЙ“**

Д. В. Аркадьев, А. С. Близнянский, Д. Е. Богданов, И. А. Грач,  
Б. В. Дюшен, Л. С. Лебединский, С. А. Ляндрес, Н. А. Максимов,  
А. М. Русак, К. Н. Сушкин, Л. Д. Френкель, Н. С. Хашин, Н. П. Хессин,  
А. А. Чирков.

## **ОБЩАЯ И КОНТРОЛЬНАЯ РЕДАКЦИЯ**

Техническое Бюро ОГПУ.

**РЕДАКТОР** А. А. Чирков.

**Редактор-консультант** Б. В. Дюшен.

**Редактор-организатор** Л. Д. Френкель.

**Литправка** И. С. Морщинер.

### **Рабочая редакция**

А. С. Близнянский, Д. М. Иванов (иллюстративная часть).

Л. С. Лебединский, А. М. Русак,

К. Н. Сушкин, А. А. Чирков.

### **Авторы**

#### *Конструкторы Локомотивопроекта:*

П. И. Аронов, А. С. Близнянский, Б. Ф. Гольдман,  
Д. М. Иванов, Д. Д. Котельников, Л. С. Лебединский,  
Д. В. Львов, С. Ф. Макаров, А. М. Мелькумов,  
В. А. Мушников, А. И. Петров, М. С. Ривкин,  
Д. А. Розенель, А. М. Русак, Н. И. Сидоров,  
А. В. Сломянский, В. Д. Уткин, В. В. Филиппов,  
С. Н. Финогенов, А. А. Чирков, В. К. Чистов,  
М. Н. Шукин.

#### *Работники заводов:*

А. В. Афонский (Ижорский завод), Г. М. Флеров  
(Красное Сормово), В. Г. Голуб, В. И. Живолович, И. И.  
Коваленко, С. А. Пархоменко, В. Т. Садченко, П. И.  
Тахтаулов (Луганский завод).

#### *Работники НКПС (Институт реконструкции Тяги):*

П. А. Гурский, В. Ф. Егорченко, И. Н. Марчевский.

**Технический редактор** М. Г. Славин.

**Переплет худ.** Л. Л. Лев.

**Барельеф—скульпт.** П. И. Таежный.

**Супер обложка худ.** Д. Л. Двоскин.

## СОДЕРЖАНИЕ

Вместо предисловия . . . . .	СТР. XI
От редакции . . . . .	XIV

### ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПАРОВОЗА

Задание на проект . . . . .	3
<b>Проверка выбора основных размеров паровоза . . . . .</b>	<b>9</b>
Определение конструктивных размеров машины . . . . .	10
Общий вес паровоза . . . . .	15
Диаметры бегунковых и поддерживающих осей . . . . .	17
Общая база паровоза . . . . .	18
Испаряющая поверхность нагрева . . . . .	—
Поверхность нагрева перегревателя . . . . .	20
Колосниковая решетка . . . . .	22
Разбивка общей испаряющей поверхности нагрева на трубчатую и топочную . . . . .	24
Развеска паровоза . . . . .	32
Подсчет веса паровоза при эскизном проектировании (33).	
<b>Тепловые расчеты котла и перегревателя и построение тяговых характеристик: . . . . .</b>	<b>35</b>
Вариант 2 . . . . .	36
Коэффициент избытка воздуха (38). Процент содержания окиси углерода (38). Тепловые потери в коксе, шлаке, провале и уносе (38). Составляющие теплового баланса (40). Коэффициент разделения газов (42). Коэффициенты основного теплового уравнения (43). Температура сгорания (43). Температура у задней трубчатой решетки (43). Теплопередача в дымогарных трубах (44). Теплопередача в жаровых трубах на участке от задней трубчатой решетки до концов элементов пароперегревателя (47). Распределение тепла в жаровых трубах, в области расположения элементов пароперегревателя (49).	
Вариант 3 . . . . .	62
Вариант 4 . . . . .	63
Вариант 5 . . . . .	65
Сравнение полученных результатов . . . . .	67
Построение кривых сил тяги . . . . .	68
Сравнение полученных результатов и выводы . . . . .	78

### КОТЕЛ, ГАРНИТУРА И АРМАТУРА

Котел . . . . .	82
Принципиальные конструктивные положения, принятые при проектировании котла паровоза ФД . . . . .	—
Материал (82). Форма потолка кожуха и топки (83). Размеры жаровых труб и тип перегревателя (84).	

Уточнение основных размеров котла . . . . .	87
Разбивка труб и определение диаметра котла (87). Определение глубины, ширины и длины топки (93). Очертания лобовых листов и потолков топки и кожуха (94). Листы котла (95). Проверка выбранных размеров котла (96). Подсчет веса (98).	
Конструкция котла . . . . .	98
Угловые загибы и швы огневой коробки и кожуха (98). Разбивка связей в топке (102). Фланец шуровочного отверстия (104). Жесткие связи и анкерные болты (105). Подвижные связи и анкерные болты (108). Лапчатые связи (112). Укрепление лобового листа (113). Обвязочная рама (115). Жаровые и дымогарные трубы (117). Цилиндрическая часть котла (119). Продольный шов первого барабана (120). Продольный шов второго барабана (122). Третий барабан (123). Четвертый барабан (124). Поперечные швы цилиндрической части (125). Передняя решетка (126). Сухопарник (126). Лаз котла (130). Кипятильные трубы и свод в топке (131). Промывательные пробки (135). Легкоплавкие пробки в топке (138). Дымовая коробка (138). Фронтонный лист и дверца дымовой камеры (141).	
Гарнитура . . . . .	142
Пароперегреватель . . . . . —	
Пароперегреватель Элеско Е (142). Крепление элементов (143). Изготовление элементов (145). Мелкотрубный цепной перегреватель системы С. С. и С. М. Чусовых (147).	
Внутренний паропровод . . . . .	150
Первый вариант запорного клапана (151). Паросушитель (155). Второй вариант запорного клапана (157). Варианты паросушителя (158).	
Регулятор и пароперегревательная коробка . . . . .	159
Пароперегревательная коробка (160). Регуляторные клапаны (162). Крышки клапанов (167). Регуляторный вал (168). Вырезы и заделки в дымовой камере (170).	
Регуляторный механизм . . . . .	170
Колосники . . . . .	176
Зольник . . . . .	178
Топочные дверцы . . . . .	179
Конус и труба . . . . .	190
Расчет конуса и дымовой трубы (190). Конструкция конуса и трубы первого паровоза (202). Искроудержатель первого паровоза (207). Сифон первого паровоза (208). Конус и труба паровозов второго заказа (208). Сифон паровозов второго заказа (210).	
Арматура . . . . .	211
Пароразборная колонка насыщенного пара (213). Водяная колонка (216). Левое водомерное стекло (218). Расположение измерительных приборов (218). Инжекторы (218). Лубрикатор Натана (221). Спускной кран топки (221). Предохранительные клапаны (223). Свисток (225).	

## МАШИНА

Общий ход проектирования машины . . . . .	227
Паровые цилиндры . . . . .	239
Конструкция цилиндров . . . . .	—
Запрессовка цилиндрических втулок . . . . .	249
Цилиндрические крышки . . . . .	250
Изоляция и обшивка цилиндров и крышек . . . . .	253
Предохранительные клапаны . . . . .	254
Продувательные клапаны . . . . .	255
Воздухопровод к продувательным клапанам и распределительный воздушный кран . . . . .	258
Спускные клапаны . . . . .	260
Рама для укрепления параллелей (параллельная рама) . . . . .	—
Выбор типа параллельной рамы . . . . .	—
Балка подшипников кулис и переводного вала . . . . .	268
Подшипники для переводного вала . . . . .	271
Заднее поперечное укрепление балок для подшипников кулисы . . . . .	—



	стр.
<b>Движущий механизм</b> . . . . .	274
Дышла ведущие и сцепные . . . . .	—
Проектирование дышел (274). Общее расположение дышел (274). Ведущее дышло (281). Второе сцепное или центровое дышло (288). Третье сцепное дышло (291). Переднее и заднее сцепные дышла (291). Запрессованная втулка (293). Плавающая втулка (293). Материал (295). Смазка дышел (295). Общая оценка конструкции дышел, их преимущества и недостатки (296).	
Расчет дышел . . . . .	297
Штанга движущего дышла (297). Передняя головка ведущего дышла (305). Задняя головка ведущего дышла (307). Метод расчета штанг сцепных дышел (316). Головки сцепных дышел (329).	
Поршень . . . . .	332
Поршневые кольца . . . . .	338
Постановка колец Packing Ring на поршень (352).	
Скалка (поршневой шток) . . . . .	356
Разрыв скалки по опасному сечению $F-F$ (365). Срез скалки по двум плоскостям (365).	
Крейцкопф (кулак) . . . . .	367
Параллель . . . . .	380
Расчет противовесов . . . . .	386
Общие замечания, предшествующие расчету противовесов (386). Определение сил инерции ведущего дышла, кулака и поршня со скалкой (387). Выбор величин противовесов ведущих и сцепных колес (392). Изменения в движущем механизме паровозов ФД второго заказа (406). Определение момента инерции и центра тяжести ведущего дышла относительно оси валика кулака (407). Распределение веса сцепных дышел по пальцам движущих колес (410). Выбор частей движущих колес, подлежащих уравниванию противовесами (411). Определение веса и центров тяжести частей мотылей движущих колес, подлежащих уравниванию (412).	
Движущие колесные пары . . . . .	416
Ведущая колесная пара (416). Сцепные колесные пары (424). Статическая проверка противовесов колесных пар (432).	
Сальники . . . . .	433
Сальник поршневого штока (433). Сальник золотникового штока (446).	
<b>Парораспределение</b> . . . . .	451
Выбор элементов парораспределения . . . . .	—
Парораспределительный механизм . . . . .	461
Предварительный выбор точек подвешивания (461). Построение эпюры (462). Построение эллиптических диаграмм (464). Исследование эпюр (465). Характеристика выбранных эпюр (478).	
Конструкция деталей парораспределительного механизма . . . . .	479
Кулисная тяга (479). Подвеска кулисной тяги (481). Кулачок золотниковой скалки (481). Маятник (482). Маятниковый поводок (482). Кулиса (483). Камень кулисной тяги (483). Эксцентриковая тяга (483). Переводный вал (485). Рычаги переводного вала (486). Конусные валики (486). Передняя золотниковая крышка (488). Задняя золотниковая крышка (489). Направляющие золотникового кулачка (491). Золотник (491).	
Динамика парораспределения . . . . .	492
Переводный винт . . . . .	496
Сервомоторы . . . . .	502
Беспарный ход . . . . .	509

## ЭКИПАЖ

<b>Главная рама</b> . . . . .	519
Тип рамы . . . . .	—

<b>Конструкция рамы и ее детали</b> . . . . .	СТР. 520
Расчеты рамы (520). Заготовка рамы (523). Рамные листы (523). Буксовые струнки (525). Буферный брус (525). Междурамное крепление у первой сцепной оси (529). Возвращающий прибор на первой и пятой сцепных осях (529). Вертикальные междурамные крепления у второй, третьей и четвертой сцепных осей (533). Опорные балки для гибких подбрюшников (533). Укрепления междоосевых вырезов рам (534). Гибкие подбрюшники (535). Путьочиститель (535). Задний стяжной ящик (536). Задняя рама (хвостовик) (538). Передняя опора топки (541). Задняя опора топки (542). Упряжный прибор (545).	
<b>Буксы</b> . . . . .	545
Букса ведущей оси (545). Буксы второй и четвертой сцепных осей (548). Буксы первой и пятой сцепных осей (548). Накладки буксовых направляющих (549). Смазка букс (550).	
<b>Рессорное подвешивание</b> . . . . .	554
Рессора (554). Рессорные подвески, балансиры, опоры балансиров и упорки (557). Распределение веса по осям (559). Система подвешивания (560). Перераспределение веса между осями паровоза при приложении к стяжке паровоза силы тяги (561).	
<b>Тележки</b> . . . . .	566
<b>Передняя тележка</b> . . . . .	—
Выбор типа тележки (566). Конструкция передней тележки (571).	
<b>Задняя тележка</b> . . . . .	584
Выбор типа тележки (584). Конструкция тележки (589). Первый вариант тележки (591). Второй вариант тележки (603).	
<b>Динамическое вписывание в кривые</b> . . . . .	615
<b>Расчет вписывания в кривые</b> . . . . .	616
Схема нагрузок (618). Передняя тележка (619). Задняя тележка (621). Возвращающие аппараты первой и пятой сцепных осей (621).	
<b>Прохождение паровозом кривой <math>R=150</math> м</b> . . . . .	623
А. Ход вперед (623). Б. Ход назад (633).	
<b>Прохождение паровозом кривой <math>R=500</math> м</b> . . . . .	638
А. Ход вперед (638). Б. Ход назад (647).	
<b>Закключение</b> . . . . .	657

## ТЕНДЕР

<b>Проектирование тендера</b> . . . . .	662
<b>Конструкция тендера</b> . . . . .	665
<b>Водяной бак</b> . . . . .	—
<b>Рама тендера</b> . . . . .	668
Крепостной расчет рамы (670).	
<b>Передний стяжной ящик</b> . . . . .	671
<b>Задний упряжной ящик</b> . . . . .	674
<b>Тележки тендера</b> . . . . .	676
Детали тележек тендера (677).	

## БУДКА, ПЛОЩАДКИ, ОБШИВКА КОТЛА, ТОРМОЗ И ОСВЕЩЕНИЕ

<b>Будка</b> . . . . .	687
<b>Площадки</b> . . . . .	694
<b>Обшивка котла</b> . . . . .	697
<b>Тормоз</b> . . . . .	701
<b>Тормоз паровоза</b> . . . . .	702
<b>Тормоз объединенного четырехосного тендера паровозов ФД и ИС</b> . . . . .	708
<b>Электроосвещение</b> . . . . .	715

## ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

	СТР.
<b>Стокер</b> . . . . .	720
Применение стокеров . . . . .	—
Выбор типа стокера и основные его детали . . . . .	—
Конвейерные винты (723). Хобот стокера (726). Распределительная головка (729). Паровая колонка (737). Редуктор (738). Шарнирный вал (741). Клапан реверсирования стокерной машины (742). Машина стокера (744). Шарнирный паропровод (755).	
<b>Водоподогреватель</b> . . . . .	756
Схема водоподогревателя . . . . .	—
Насос водоподогревателя . . . . .	758
Поршень насоса (760). Сальник поршневого штока (761). Клапаны насоса (762).	
Батарея водоподогревателя . . . . .	762
Тепловой расчет (762). Конструкция батареи (765).	
Маслоотделитель . . . . .	768
Пароподводящие трубы . . . . .	769
Выбор сечения паровых труб (769).	
<b>Автоматический аппарат для продувки жаровых и дымогарных труб (суперьер)</b> . . . . .	772
<b>Песочница</b> . . . . .	779

## ПРИЛОЖЕНИЯ

<b>Приложение 1. Опыты первого и второго циклов с паровозом ФД 20-1</b> . . . . .	789
Проведение и место опытов . . . . .	—
Буквенные обозначения . . . . .	—
Тяговые характеристики . . . . .	791
Характеристика расхода пара . . . . .	796
Общие замечания к котловым характеристикам . . . . .	799
Котловые характеристики на смеси 50% ПЖ + 50% АРШ . . . . .	801
Комбинированное отопление (801). Стокерное отопление (802).	
Котловые характеристики на смеси 25% ПЖ + 35% АРШ + 40% п/м К . . . . .	803
Комбинированное отопление (803).	
Котловые характеристики смеси 30% ПС + 30% Г + 40% АК . . . . .	804
Комбинированное отопление (804).	
Котловые характеристики на угле Д . . . . .	806
Комбинированное отопление (806).	
Влажность пара . . . . .	807
Сравнительная оценка работы котла на различных смесях . . . . .	808
Расход угля на силу-час и коэффициент полезного действия паровоза . . . . .	810
Воздействие на путь . . . . .	811
Закключение . . . . .	812
<b>Приложение 2. Некоторые замечания по вопросу о соответствии расчетных и опытных тяговых и тепловых характеристик паровоза ФД</b> . . . . .	813
<b>Приложение 3. Испытание конусов на паровозе ФД</b> . . . . .	819
Объекты испытаний . . . . .	—
Методика испытаний . . . . .	820
Результаты испытаний и сравнение различных типов конусов . . . . .	822
Круглые конусы (822). Фигурные конусы (825). Конусы с промежуточными пасадками (829). Конус с разделенным выхлопом (832). Сравнение конусов (836).	
<b>Приложение 4. Экономическое сравнение паровозов Э и ФД</b> . . . . .	838
Провозная способность . . . . .	—
Капиталовложения . . . . .	839
Эксплуатационные расходы . . . . .	840

	стр.
<b>Приложение 5. Отдельные моменты постройки первого паровоза ФД . . . . .</b>	841
Огливка болванки и прокатка рамы на Ижорском заводе . . . . .	—
Изготовление некоторых деталей на заводе «Красное Сормово» . . . . .	842
Рамы и междурамные скрепления (843). Листы топки (844). Пароперегревательные элементы системы Элеско Е (845). Шарнирные связи ТЭТа (845).	
Металлургические процессы на Луганском заводе им. Октябрьской революции . . . . .	846
Общие сведения о производстве стали (846). Изготовление топочного и котельного железа (846). Прокатка материалов для связей, анкерных болтов, заклепок и тяжей (852). Ковка важнейших деталей и материал для них (853). Изготовление рессор и пружин (856). Изготовление осей и бандажей (857). Стальное фасонное литье (858). Цветное литье (859).	
Котельные работы . . . . .	860
Общие сведения (860). Сборка кожуха (862). Сборка огневой коробки (863). Опускание огневой коробки в кожух (863). Нарезка отверстий в потолках и постановка анкерных болтов (864). Нарезка отверстий для связей и постановка связей (865). Сухопарник (866). Дымовая камера (866). Соединение частей котла (867). Постановка труб и арматуры (867). Гидравлическое испытание (868).	
Механическая обработка основных деталей . . . . .	868
Сборочные работы . . . . .	885
<b>Приложение 6. Технические условия на основные металлы, употребляемые в паровозах ФД . . .</b>	890
Сталь прокатная углеродистая (890). Сталь прокатная для заклепок (891). Сталь прокатная для котельных связей и анкеров (891). Сталь котельная (891). Сталь топочная (893). Железо гаечное фосфористое (893). Бандажи из углеродистой стали для паровозов, тендеров и вагонов ж. д. широкой колеи (893). Сталь плоская рессорная для подвижного состава железных дорог (894). Трубы дымогарные и жаровые цельнотянутые из углеродистой стали для паровозов широкой колеи (895). Оси вагонные и тендерные широкой колеи (896). Оси паровозные широкой колеи (896). Стальное фасонное литье для ответственных частей (897). Стальное фасонное литье для неответственных частей (898). Литье чугунное (898). Ковкий чугун (898). Бронза (899). Баббиты (900).	
<b>Приложение 7. Весовая ведомость паровоза и тендера ФД . . . . .</b>	904
Весовая ведомость паровоза (904). Групповой вес (919). Определение давлений осей паровоза на рельсы (919).	
Весовая ведомость объединенного четырехосного тендера к паровозам ФД и ИС . . . . .	922
Определение давлений осей тендера на рельсы (924). Групповой вес (925).	
<b>Приложение 8. Основные размеры некоторых паровозов 1—5—1 и 1—5—0 . . . . .</b>	926
Таблица основных размеров паровозов 1—5—1 . . . . .	—
Таблица основных размеров паровозов 1—5—0 . . . . .	932
Предметный указатель . . . . .	935
К читателям . . . . .	944

## ВМЕСТО ПРЕДИСЛОВИЯ

„Железные дороги — это гвоздь, это одно из проявлений самой яркой связи между городом и деревней, между промышленностью и земледелием, на которой основывается целиком социализм“ (Ленин).

Эта исключительно ответственная роль транспорта во всей хозяйственной и политической жизни страны предъявляет особенно высокие требования ко всем областям его работы и к его технической вооруженности.

Социалистическая реконструкция народного хозяйства, обеспечившая победное выполнение первой пятилетки в четыре года, и непрерывный рост производительности нашей промышленности и сельского хозяйства особенно форсировали разрешение задачи технического вооружения железнодорожного транспорта. Непрерывное резкое увеличение грузооборота настоятельно требовало осуществления коренной социалистической реконструкции железнодорожного транспорта и в первую очередь внедрения на нашей сети новых мощных локомотивов, большегрузных вагонов и т. п.

Вскрытая ОГПУ в 1928—1929 годах контр-революционная вредительская организация в НКПС и на дорогах Союза одной из своих главных задач ставила срыв реконструкции ж.-д. транспорта.

Разгромив вредителей, ОГПУ в начале 1930 г. организовало под руководством Г. И. Благонравова в порядке помощи НКПС Техническое Бюро по реконструкции ж.-д. транспорта, пути которой четко указаны в решениях XVI партсъезда и в последующих постановлениях ЦК ВКП(б).

Техническое Бюро ОГПУ вплотную занялось технико-экономическими изысканиями и расчетами, которые должны были служить основой для проектирования и постройки новых в первую очередь товарных локомотивов (мощных паровозов, тепловозов, электровозов). В конце апреля 1931 г. Техническим Бюро ОГПУ был разработан эскизный проект нового типа товарного паровоза с осевой формулой 1—5—1 и с давлением на ось в 20 тонн.

1 мая 1931 г. Техническое Бюро ОГПУ вместе с молодой проектной организацией — Центральным Локомотивопроектным Бюро НКТП начало рабочее проектирование этого паровоза. Работа крайне осложнялась необходимостью разрешения целого ряда новых технических задач, связанных с оформлением совершенно нового для нас типа мощного паровоза, отвечающего всем требованиям современной передовой техники.

Только энтузиазм молодых конструкторских кадров и пафос социалистического строительства, на ряду с социалистическими методами труда — соцсоревнованием и ударничеством, могли обеспечить высококачественное выполнение громадной творческой работы в максимально-короткий срок.

За 100 рабочих дней проект нового паровоза был готов. В августе рабочие чертежи были спущены в цеха Луганского паровозостроительного завода имени Октябрьской Революции, которому была поручена почетная задача осуществления постройки нашего первого паровоза-гиганта.

Рабочая масса и инженерно-технический персонал завода с энтузиазмом откликнулись на решение Партии и правительства о возложении на него этой задачи.

Партийная организация Луганского завода и его дирекция совместно с работниками ОГПУ провели громадную разъяснительную работу, в результате которой основная масса рабочих, инженеров и техников завода была вовлечена в соцсоревнование и ударничество.

„Крупные успехи в создании новой социалистической дисциплины труда, рост квалификации рабочих, значительные достижения в организации производства позволили добиться в ходе технической реконструкции огромных побед в деле поднятия производительности труда“ (из тезисов доклада т.т. Молотова и Куйбышева к XVII партсъезду).

Эти новые формы социалистической дисциплины и культуры труда мы видим на примере постройки первого паровоза типа 1—5—1 на Луганском заводе.

Особенно следует отметить крупную роль, которую сыграл комсомол завода в мобилизации заводской общественности вокруг задач, связанных с постройкой нового паровоза. Сквозная комсомольская бригада взяла на себя проверку заготовленных и обработанных деталей для паровоза 1—5—1.

Инженеры и техники паровозосборного цеха первыми самообмобилизовались для сборки паровоза в третью смену. Административно-технический персонал котельного и паровозо-механического цехов организовал ударные контрольные бригады, чтобы обеспечить досрочный выпуск котла. Для той же цели самообмобилизовались рабочие-клепальщики котельного цеха на работу сверхурочную и в выходные дни. Рабочие арматурного цеха осуществили свое решение о бесплатной работе в выходные дни для обработки деталей паровоза.

В постройке паровоза принимали участие добровольцы, приходившие на сборку из других цехов и из конторы завода.

Вся общественность завода мобилизовалась на борьбу за улучшение качества обрабатываемых деталей и недопущение брака. Возглавляемый комсомолом широкий и углубленный общественный контроль пронизывал всю работу по постройке первого паровоза 1—5—1.

В результате общего энтузиазма и вовлечения заводского коллектива в соцсоревнование по постройке паровоза 1—5—1 заводу не только удалось закончить постройку паровоза в рекордно-короткий срок — 70 производственных дней, но и ликвидировать отставание в выполнении производственной программы завода в целом.

На ряду с постройкой первого паровоза 1—5—1, стоявшей в центре внимания заводской общественности, завод с каждым месяцем неуклонно повышал процент выполнения, а затем и перевыполнения общезаводской программы: в июле завод дал стране всего 18 паровозов серии Э<sup>м</sup>, в августе — 22, в сентябре — 24, в октябре — 26, в ноябре — 27, в декабре — 29.

Во время процесса постройки первого паровоза ударники завода ОР совместно с работниками ОГПУ, принимавшими самое активное участие в борьбе заводского коллектива за 1—5—1, установили тесную связь с заводами (Ижорским, Коломенским, Сормовским), изготовлявшими отдельные крупные детали паровоза. В результате большой работы, проведенной партийными организациями, и тесной товарищеской спайки ударников всех заводов, кооперированных в постройке паровоза, было обеспечено изготовление в срок главной рамы, цилиндров, задней тележки, фасонных котельных листов, элементов перегревателя, связей Тэта и проч.

Дружная коллективная работа заводской общественности и работников ОГПУ сказалась и на сделанном по инициативе общественности завода выборе имени паровоза. Ударная бригада золотниковых тяг и маятников тов. Шугаева предложила „в честь одного из лучших наркомов путей сообщения, организатора борьбы за обновление и реконструкцию социалистического транспорта, чекиста, непримиримого борца с контрреволюцией, саботажем и вредительством, верного часового пролетарской страны, железного Феликса Дзержинского, назвать его именем паровоз 1—5—1, присвоив ему серию ФД“.

Предложение бригады тов. Шугаева было единодушно подхвачено всем коллективом завода.

В своем рапорте на имя Коллегии ОГПУ слет ударников завода говорит: „Совместная работа с органами ОГПУ еще раз убедила рабочие массы нашего завода, что органы Госполитуправления, выполняющие волю пролетариата, не только карают врагов социалистической стройки, но и принимают непосредственное активное участие в борьбе за реконструкцию нашего народного хозяйства. Ваши представители, связавшись с заводскими организациями и широкими массами рабочих, строивших паровоз, участвуя во всей общественно-политической жизни завода, являли собой примеры ударной работы. Для большей связи с Вами мы передаем в честь постройки паровоза ФД десять лучших ударников и производственников в Ваши стальные ряды — в транспортные органы ОГПУ“.

4 ноября 1931 г. первый паровоз ФД повез из Луганска в Москву поезд с рабочей делегацией завода, которая 6 ноября рапортовала правительству о сдаче в эксплуатацию первого паровоза из серии, которой присвоено славное имя железного Феликса.

Рекордные, невиданные до сих пор не только в Европе, но и в Америке, темпы работы по проектированию и постройке паровоза сочетались с ее качеством. Испытания первенца нашего мощного локомотивостроения показали, что он не только значительно выше нашего стандартного паровоза Э<sup>у</sup>, считающегося экономически вполне выгодным, но превзошел все теоретические расчеты и оказался экономичнее и выгоднее паровозов Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup>, купленных для СССР в США.

В паровозе ФД, обладающем мощным и экономным котлом и хорошей машиной, социалистический транспорт получил наиболее рентабельный и совершенный локомотив, обеспечивающий освоение бурно растущего грузооборота страны Советов.

Дальнейшая борьба проектировщиков и строителей за паровоз ФД позволила к XVII съезду ВКП(б) выпустить 25 паровозов этой серии.

Борьба за первые советские мощные паровозы несомненно составит одну из выдающихся глав в „Истории заводов Советского Союза“. Рождение нового мощного советского паровоза — не только техническое, но и большой значимости политическое событие. Оно свидетельствует о наших достижениях на фронте социалистического строительства, о том, что социалистические методы организации труда сверху донизу — от чертежной доски проектировщика до рабочего у станка — обеспечивают темпы и качество работы, невиданные и невозможные в условиях капиталистического производства.

Книга о паровозе „Феликс Дзержинский“, являющаяся коллективным трудом лучших конструкторов и строителей паровоза, послужит делу завоевания дальнейших высот техники локомотивостроения в СССР.

Под руководством нашей славной ленинской партии и вождя мирового пролетариата тов. Сталина мы добились огромных успехов во всех областях социалистического строительства. Решения XVII съезда нашей партии еще более мобилизуют весь рабочий класс, всех трудящихся нашей страны на удешевление наших усилий в борьбе за социализм.

*И. А. Грач.*

## ОТ РЕДАКЦИИ

Паровоз ФД, принятый Партией и правительством за основной тип товарного паровоза на второе пятилетие, не может быть освоен без подробного его изучения всеми работниками, занятыми его постройкой, эксплуатацией и ремонтом, и в первую очередь командным составом наших заводов и железных дорог.

Создавая книгу „Паровоз Феликс Дзержинский“, редакция стремилась помочь в освоении первого советского мощного паровоза как уже работающим инженерам и техникам локомотивостроения и паровозного хозяйства, так и молодым готовящимся кадрам паровозостроителей и тяговиков-эксплуатационников. Задавшись целью обобщить опыт лучших конструкторов и работников паровозостроительных заводов и ж.-д. транспорта по проектированию, постройке и испытанию данного паровоза, редакция попыталась одновременно, на основе этого опыта, осветить методы выбора наиболее выгодных вариантов различных деталей паровоза и методы расчета и конструктивной проверки вообще.

Грандиозные задачи социалистической реконструкции нашего народного хозяйства предъявляют к ж.-д. транспорту и в частности к локомотивному парку дорог Союза ряд новых сложных требований. Между тем рост проектирования — создание новых, более мощных и совершенных локомотивов — немыслим без систематизации того опыта, начало которому было положено конструированием паровоза ФД, без конкретного освещения вопросов методологии проектирования. Но по методологии проектирования не только у нас в Союзе, но и на Западе, в передовых в техническом отношении капиталистических странах литературы абсолютно нет. На Западе это объясняется тем, что методология проектирования является собственностью узкого круга отдельных фирм, заинтересованных в засекречивании своих технических методов. Руководящий материал по проектированию попадает там в общую техническую учебную литературу в урезанном и искаженном виде, обычно много времени спустя после введения данных конструкций в жизнь. У нас же это объясняется недооценкой значения обмена опытом в данной области работы, а подчас ложной боязнью конструкторов-практиков вынести на суд широкой технической общественности свои, может быть, еще в значительной мере несовершенные методы.

Но без широкого освещения этих хотя бы несовершенных методов, без широкой технической самокритики невозможен дальнейший прогресс техники проектирования, а стало быть и дальнейшее успешное завоевание нами высот современной техники вообще.

Подробное описание конструкции паровоза ФД, его проектирования и основных моментов его постройки, а также последовавших за постройкой паровоза его эксплуатационных испытаний, не претендующее на универсальность учебника по паровозам, сможет все же служить пособием, которого недостает не только студентам транспортных механо- и машиностроительных вузов, но и работникам, посвятившим себя постройке и эксплуатации паровозов.



Вся книга написана конструкторами — авторами рабочего проекта нового паровоза, работниками заводов, непосредственно руководившими его постройкой, и тяговыми — участниками первых эксплуатационных испытаний паровоза.

Коллективный труд участников проектирования, постройки и испытаний, а не подбор разрозненных статей отдельных авторов, — такова была твердая установка редакции в процессе соиздания книги, ибо только единый труд коллектива может обеспечить достаточную глубину охвата трактуемых вопросов и необходимый размах этой трактовки.

Проведенная редакцией большая работа по компоновке трудов 33 авторов, из которых большинство впервые выступает в технической литературе с самостоятельными работами, в единую книгу о первенце социалистической реконструкции нашего локомотивного парка не могла, понятно, в полной мере обеспечить равноценность всего включенного в книгу материала.

Индивидуальность авторов, различные подходы к решению различных задач, различная степень актуальности вопросов естественно вызвали некоторое различие и в подаче материала. На ряду с материалом, получившим широко развернутое критическое освещение, в книге встречается материал, ограничивающийся сравнительно узким описанием конструкции, без приведения подробного анализа.

Основная часть книги посвящена описанию конструкций, изложению причин выбора тех или иных вариантов и расчетов. По наиболее важным деталям приведены сравнительные таблицы расчетной проверки других аналогичных конструкций.

Ориентировка на аналогию с ранее построенными образцами является зачатую единственным существующим методом работы конструктора. Поэтому приведение в книге таких расчетов может быть полезно как справочный материал не только для учащихся, но и для практических работников в области проектирования, унификации и стандартизации паровозных частей.

В приложениях к книге даны описания основных моментов постройки и испытаний паровоза, а также ряд справочных материалов.

Такая важная область, как технология, включена в книгу в виде краткого приложения. Дело в том, что даваемые в книге описания технологических процессов относятся к опыту постройки первых двух паровозов ФД, строившихся старым Луганским заводом на устаревшем для данного типа мощного локомотива оборудовании. Естественно, что только начинающее развертываться на новом Луганском заводе с его современным техническим оснащением крупносерийное производство коренным образом изменит описываемые процессы. Но это не может лишить определенного интереса и значения те методы работы, которые применялись при опытной постройке первых экземпляров паровоза ФД.

Справочные сведения по техническим условиям на материалы даны в виду того, что внедрение ОСТ'ов на материалы, являющихся в советской промышленности залогом громадной экономии, происходит на практике очень медленно, и широкие круги читателей, особенно учащихся, часто плохо ориентируются в ОСТ'овских названиях марок материала и в их механических качествах.

Весовые ведомости паровоза и тендера приведены в виде таблиц, составляемых при развеске паровоза. Наша практика показала, что такая весовая характеристика отдельных деталей бывает часто необходима как для проектировщиков, так и для учащихся.

Выводы формул и обоснования элементарных положений исключены из книги, поскольку она рассчитана на читателей со специальным техническим образованием и на учащихся, уже знакомых с теоретическими курсами паровозостроения. Технические методы решения некоторых уравнений (например уравнений теплопередачи, уравнений равновесия сил при расчете противовесов и др.) приводятся постольку, поскольку здесь могут встретиться затруднения или применяются различные способы решения.

Одновременно с разработкой чертежей для серийной постройки парово-

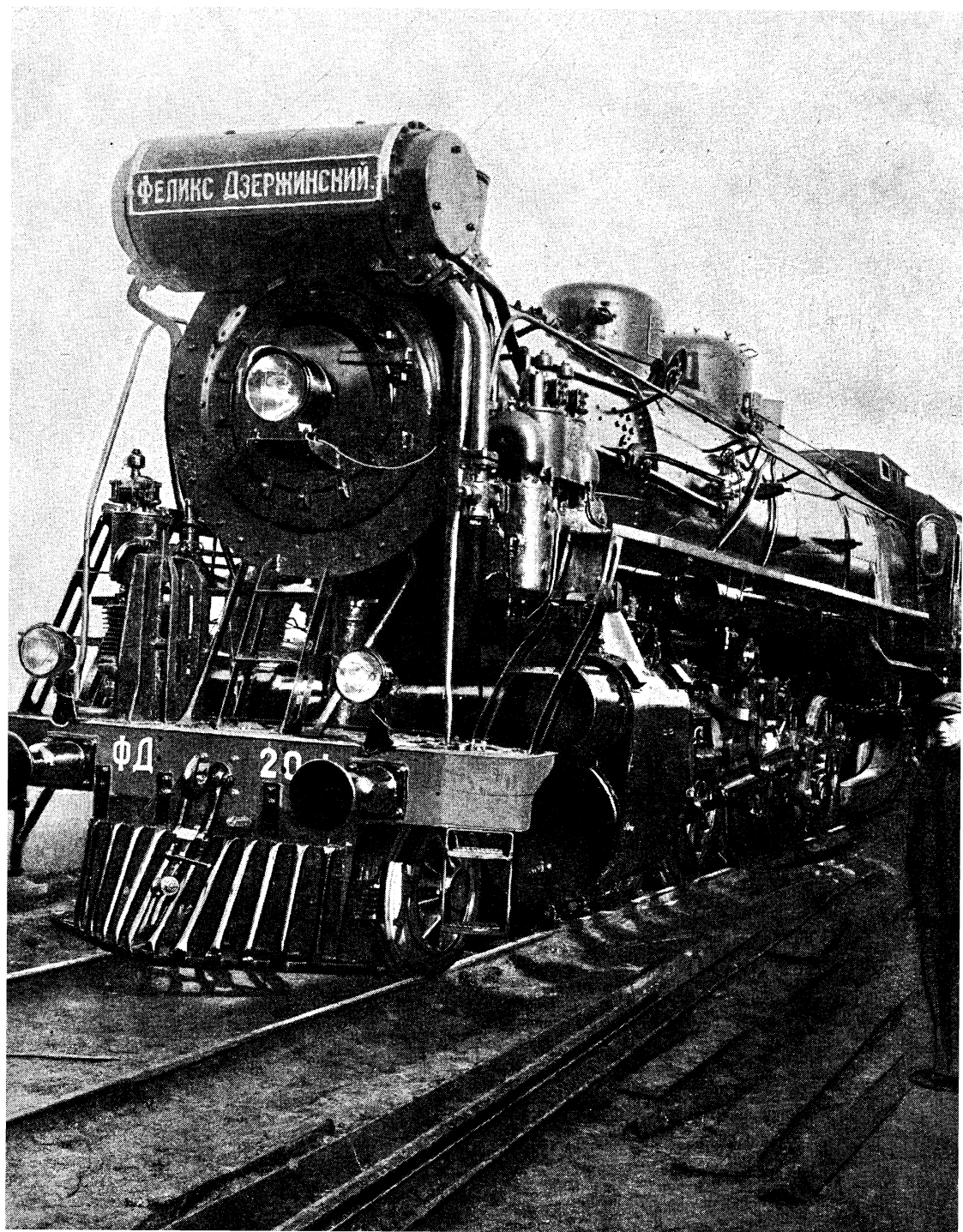
зов ФД проектировался пассажирский паровоз типа 1—4—2 серии ИС (Иосиф Сталин), имеющий взаимозаменяемые с паровозом ФД котел, цилиндры и многие элементы экипажной части и машины. Это дало основание, параллельно с разбором конструкции паровоза ФД, приводить в некоторых случаях краткое сравнение его деталей с деталями паровоза ИС.

В книге дано довольно большое количество конструктивных чертежей, в большинстве изготовленных с рабочих заводских полотен. Большие размеры (в 1—2 м) рабочих калек вызвали необходимость в большом уменьшении их при изготовлении клише, что отразилось на четкости надписей и проставленных на чертежах размеров.

Однако, этот недостаток не имеет существенного значения, так как в данном случае назначение чертежей—передать только конструктивные формы деталей.

Учитывая и другие возможные недочеты книги, являющейся первым опытом подобного коллективного труда, Редакция все же уверена, что издание данной книги поможет освоению нашей промышленностью и транспортом паровозов ФД и ИС и послужит новым стимулом к завоеванию дальнейших высот техники локомотивостроения в нашем социалистическом отечестве.





# ***РАСЧЕТЫ И КОНСТРУИРОВАНИЕ***



# ВЫБОР ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПАРОВОЗА

## ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТ

При создании проекта нового товарного паровоза ОГПУ исходило из соображений, что разрешение провозной проблемы ближайшего времени заключается в выборе такого типа паровоза и с такими нагрузками на ось, чтобы возможно большее увеличение провозной способности достигалось при возможно меньших капитальных затратах и эксплуатационных расходах.

Для этого необходимо:

1. Использовать рельсовый путь главнейших направлений с наименьшими затратами на его усиление, т. е. дать паровоз с максимальной нагрузкой, возможной для рельса IIa без вредного его перенапряжения.

2. Поднять максимально вес поезда, не выходя при этом, впредь до введения автосцепки, за пределы прочности существующих сцепных приборов.

3. Выбрать такой тип паровоза, который дал бы при углях и смесях среднего качества значительное повышение технической, а следовательно и коммерческой скорости.

4. Выбрать паровоз с такими размерами котла, обслуживание топки которого было бы возможно не только при стокере, но и вручную.

Первое из перечисленных выше условий требует правильного выбора нагрузки на сцепную ось паровоза.

Таблица 1, заимствованная из материалов Комитета по реконструкции транспорта, дает градацию нагрузок на ось — 18, 20, 23 и 27 т.

Данные этой таблицы, однако, не являются исчерпывающими. Центральное планово-техническое управление НКПС в своей основной записке по реконструкции транспорта, где впервые была высказана мысль о 23-тонных паровозах, указывало:

„При некоторых условиях еще с безопасностью для движения можно пропускать паровоз в 23 т по существующим рельсам IIa (38,4 кг/м), но применение паровоза в 23 т вызовет настолько значительное расстройство пути, что содержание и ремонт его при больших перевозках будет стоить очень дорого“

В вопросе о соответствии веса рельса и нагрузок паровоза превалирующее значение имеют условия безопасности и экономические соображения. Перегруженность рельсов вызывает высокие расходы вследствие быстроты износа, частоты поломок рельсов, ускорения проката паровозных бандажей и т. п. Так как теоретическими рассуждениями оценить в цифрах все эти обстоятельства невозможно, то при выборе допустимой рациональной нагрузки на данный тип рельса необходимо учесть опыт железных дорог разных стран.

Наибольшие скорости движения паровозов в км/час в зависимости от конструкции верхнего строения пути <sup>1</sup>

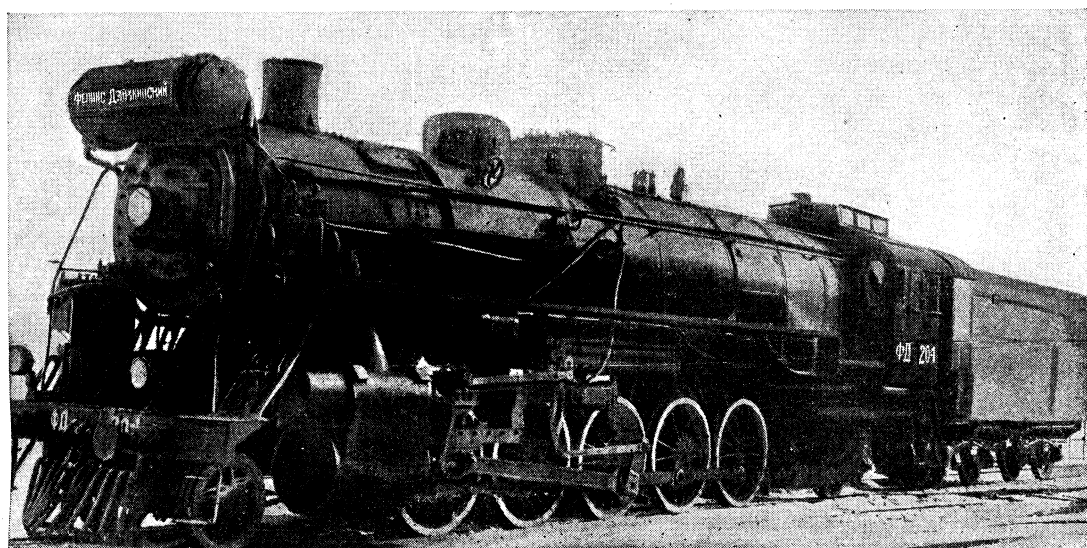
Конструкция пути		Тип рельса	Рельс IIIа		Рельс IIа			Рельс 45 кг/м		
		Балласт и число шпал на 1 км	Песчаный балласт, по возможности гравий; 1600 шпал на 1 км		Щебеночный балласт; 1800 шпал на 1 км	Песчаный балласт; 1800 шпал на 1 км		Щебеночный балласт; 1800 шпал на 1 км		
Износ рельса по высоте головки			до 6 мм	до 3 мм	до 6 мм	до 3 мм	до 6 мм	до 3 мм	до 3 мм	
Пассажирские паровозы										
Нагрузка на движущие оси по 18 т			70	85	<div><div>при одноосной тележке 95—100</div><div>при двухосной тележке 125</div></div>	конструк- ционная	95	110	конструк- ционная	
"	"	не допус- кается	не допус- кается	не допус- кается		90	125	60	85	то же
"	"	то же	то же	то же		50	80	не допус- кается	не допус- кается	135
Товарные паровозы										
Нагрузка на движущие оси по 20 т			50	70	конструк- ционная	конструк- ционная	конструк- ционная	конструк- ционная	конструк- ционная	
"	"	не допус- кается	не допус- кается	не допус- кается	то же	то же	то же	то же	то же	
"	"	то же	то же	то же	20	50	не допус- кается	не допус- кается	то же	
"	"	то же	то же	то же				80		

<sup>1</sup> Данные подлежат проверке и уточнению на основе опытов по вступлению в работу всех указанных паровозов (из доклада ЦКРТ от 28/VIII 1932 г.).



Мерилом соответствия рельса и нагрузок на него может служить коэффициент, выражающий отношение веса погонного метра рельса в килограммах к давлению на ось паровоза в тоннах.

По 16 европейским государствам средний коэффициент, выражающий это отношение, равен 2,5; по дорогам Франции — 2,55—2,65; по дорогам Германии — 2—2,42. На железных дорогах США, напрягающих свои рельсы значительно сильнее, чем европейские, коэффициент этот равен 1,67. Однако с 1916 г. американские дороги в целях удешевления содержания пути, удлинения срока службы рельсов, уменьшения числа их поломок и, наконец, для придания пути большей устойчивости стали переходить к тяжелым рельсам. Семнадцать дорог США перешли к рельсам такого веса (50—67 кг/м), что коэффициент соответствия повысился с 1,67 до 2,0.<sup>1</sup>



Фиг. 1. Общий вид первого паровоза ФД.

На нашей сети имеют место следующие коэффициенты соответствия:

При рельсах IVa (30,8 кг/м) и 16-тонных паровозах (Э, С, К) — 1,92.
„ „ IIIa (33,5 кг/м) и 18-тонных паровозах (С <sup>у</sup> , М) — 1,89.
„ „ IIa (38,4 кг/м) и 23-тонных паровозах (Т <sup>А</sup> и Т <sup>Б</sup> ) — 1,67.

Из этих цифр видно, что коэффициенты соответствия для рельсов IIIa и IVa, при обращении на них паровозов существующих типов, хотя и меньше европейских коэффициентов, но близко подходят к коэффициентам дорог США, не перешедших на тяжелые рельсы. При обращении же по рельсам типа IIa 23-тонных паровозов коэффициент соответствия опускается до весьма низкой величины 1,67, указывающей на необходимость перехода к более тяжелым рельсам, т. е. значительного увеличения вложения металла в путь.

<sup>1</sup> Ральф Хон. Железные дороги Америки. Транспечать 1931 г.

Для того чтобы сохранить при рельсах типа Па существующие коэффициенты соответствия 1,89—1,92, необходимо нагрузку на ось паровоза ограничить величиной 20—20,5 т.

Эксплуатационные качества 23-тонных паровозов по сравнению с паровозами Э<sup>у</sup> или Э<sup>м</sup> гораздо выше, так как, обладая силой тяги на обode (по проекту) в 25 400 кг, а на крюке—в 23 000 кг, превосходящей в полтора раза силу тяги паровоза Э<sup>у</sup> и Э<sup>м</sup>, 23-тонные паровозы позволяют на столько же повысить составы поездов.

Однако для реализации такой силы тяги необходимо иметь у вагонов соответствующие сцепные приборы. Расчетное усилие винтовой стяжки наших старых вагонов составляет 16 000 кг, в то время как сила тяги на крюке 23-тонных паровозов равна 23 000 кг и следовательно превосходит расчетное сопротивление стяжки на 43%. При формировании поездов из новых вагонов с сцепными приборами, прочное сопротивление которых может быть принято в 18 000 кг, перенапряжение стяжки хотя и уменьшается до 23%, но все же находится за пределами допустимого.

Рассчитывать же на массовое формирование поездов из вагонов, снабженных автосцепкой, возможно лишь за год до окончания введения автосцепки. Поэтому 23-тонные паровозы с 5 сцепными осями в ближайшие годы были бы обречены на работу с огромным недоиспользованием, а следовательно с большими эксплуатационными перерасходами, особенно по топливу. ●

Итак, 23-тонный паровоз не мог быть принят в качестве стандартного товарного паровоза ближайшего времени, как перенапрягающий существующий рельсовый путь и не могущий полностью использовать свою силу тяги.

Как уже указывалось, мы ограничены силой тяги на крюке в 18 000 кг, что соответствует силе тяги на обode в 20 000 кг. При такой силе тяги и коэффициенте сцепления, равном  $\frac{1}{5}$ , соответствующем двухцилиндровой машине однократного расширения, сцепной вес определяется в  $20\,000 \times 5 = 100\,000$  кг. Сцепной вес в 100 т может расположиться на 5 сцепных осях, при осевой нагрузке в 20 т.

При силе тяги на обode в 20 000 кг проектируемый паровоз, по сравнению с паровозом Э<sup>у</sup>, имеющим сцепную силу тяги в 17 000 кг, сможет везти состав по весу на 18% больший.

Чтобы поднять часовую провозную способность паровоза, необходимо повысить второй компонент провозной способности—скорость на расчетном подъеме. Увеличение же скорости требует увеличения мощности котла для обеспечения повышенного расхода пара машиной. При этом вполне очевидно, что при употреблении топлива среднего качества, например угольной смеси, состоящей из ПЖ, подмосковного угля и антрацита, для обеспечения достаточных форсировок котла приходится делать топку и колосниковую решетку довольно больших размеров. Увеличение же поверхности нагрева котла при достаточных размерах топки и колосниковой решетки потребует увеличения веса всего паровоза, т. е. наличия бегунковых и поддерживающих осей.

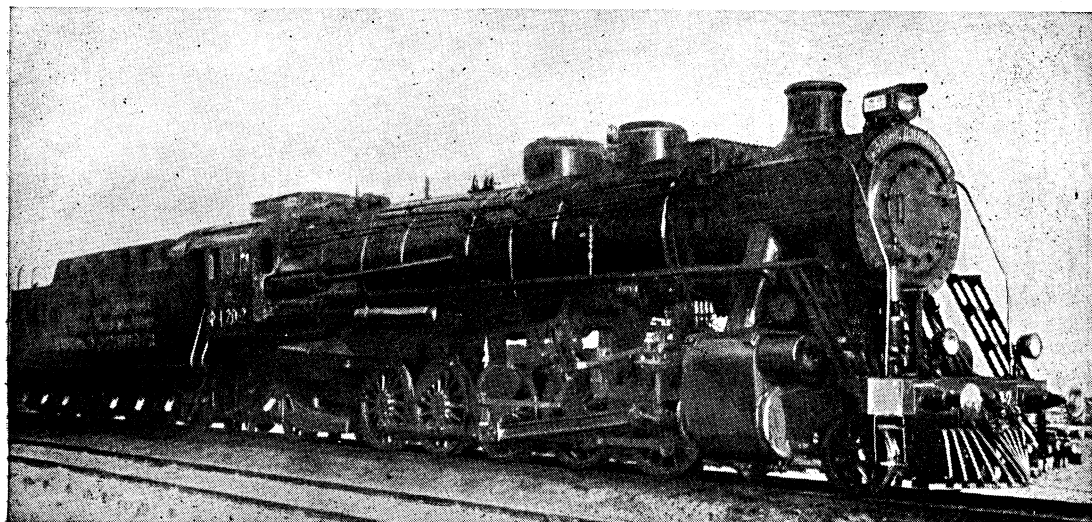
Для предварительных соображений, основываясь на опыте работы суще-

ствующих паровозов разных типов с 5 сцепными осями, можно принять, что в эксплуатационных условиях паровозы:

типа 0—5—0	дают на расчетном подъеме	скорость в 12 км/час
” 1—5—0	” ” ” ” ” ”	15 ”
” 1—5—1	” ” ” ” ” ”	18 ”
” 1—5—2	” ” ” ” ” ”	21 ”

Необходимо решить вопрос, какая скорость на расчетном подъеме наиболее желательна в настоящее время, т. е. иными словами выбрать осевую характеристику паровоза: 0—5—0, 1—5—0, 1—5—1 или 1—5—2.

Очевидно, что тип 0—5—0 отпадает, так как при нем мы не получаем увеличения скорости на расчетном подъеме против паровозов серии Э.



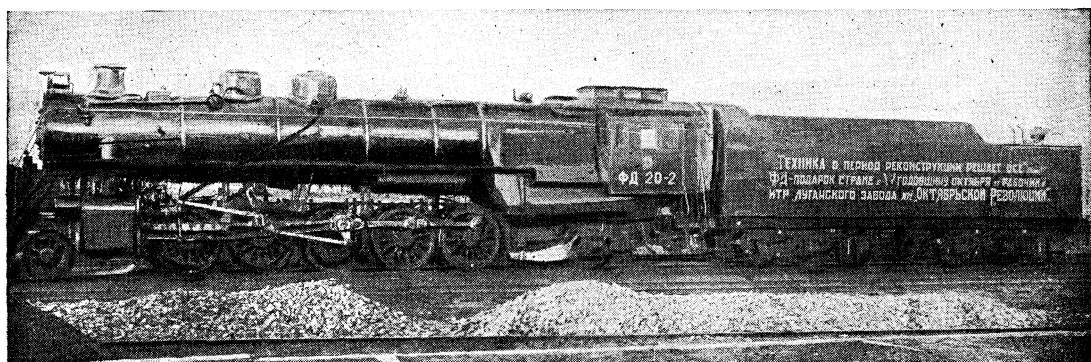
Фиг. 2. Общий вид второго паровоза ФД.

Несколько подробнее следует остановиться на паровозе типа 1—5—0. Из приведенных выше соображений о силе тяги на обode в 20 000 кг можно предполагать, что усилие по штоку будет около 50—53 т. Это усилие определяет размеры и вес рамы, машины и тормоза. Суммируя ориентировочно вес всех частей паровоза 1—5—0, за исключением котла, получаем вес, равный 93 000 кг. Общий вес паровоза 1—5—0 может быть предположен в 114 т (при нагрузке на передний бегунок в 14 т). Таким образом на котел остается вес порядка 21 т.

На основании нашей практики вес такого котла, отнесенный к 1 м<sup>2</sup> поверхности нагрева, может быть грубо оценен в 100 кг. Поэтому вес в 21 т дает возможность спроектировать котел с испаряющей поверхностью нагрева примерно в 210 м<sup>2</sup> и с колосниковой решеткой в 5—6 м<sup>2</sup>.

Паровоз с таким котлом, давая возможность увеличивать составы поездов, не давал бы скоростного выигрыша по сравнению с обращающимися на нашей сети паровозами Е<sup>ф</sup> и Е<sup>л</sup>. Паровоз же типа 1—5—1 дает возможность довести вес котла до 30 т, т. е. получить испаряющую поверхность нагрева порядка 300 м<sup>2</sup> при колосниковой решетке в 7 м<sup>2</sup>.

Если ставить себе целью достижение на расчетном подъеме скоростей порядка 20—22 км/час, необходимо было бы принять более тяжелый тип — 1—5—2. Однако паровоз этого типа не смог бы использовать свой мощный котел на легких участках пути вследствие ограничения скорости хода наших товарных вагонов и отсутствия автотормозов, и поэтому в ближайшее время в нашей эксплуатационной обстановке паровоз типа 1—5—2 не смог бы дать существенного увеличения провозной способности по сравнению с паровозом типа 1—5—1. Между тем вес порожнего паровоза 1—5—2 должен быть не меньше 136 т, а это дало бы увеличение веса металла против паровоза 1—5—1 (119 т) на 14% и следовательно привело бы примерно к такому же процентному увеличению стоимости паровоза. Такое увеличение стоимости, а главное металлического веса имело бы смысл только при условии полного использования паровоза.



Фиг. 3. Общий вид второго паровоза ФД.

Последний вопрос — о стокерном отоплении — также решался в пользу паровоза типа 1—5—1 с колосниковой решеткой около 7 м<sup>2</sup>. Стокерное отопление до сих пор на наших паровозах не применялось. Освоение производства стокеров на наших заводах и эксплуатация их на наших дорогах является задачей ближайшего времени. В первые годы эксплуатации паровозов, оборудованных стокерами, необходимо, однако, считаться с возможностью порчи и плохой работы стокеров. На паровозах типа 1—5—1, при следовании на расчетном подъеме со скоростью в 18 км/час, часовой расход угля составляет 2—2,5 т, что хотя и затрудняет ручное обслуживание, но находится еще в пределах его возможностей. На паровозах типа 1—5—2 часовой расход угля уже не допускает ручного обслуживания, и всякие неполадки со стокерами, вполне естественные в период освоения этих совершенно новых для нас механизмов, могли бы вызвать пониженное использование этих паровозов.<sup>1</sup>

Таким образом мы видим, что с точки зрения наиболее полного исполь-

<sup>1</sup> Испытания и эксплуатация паровозов ФД подтвердили правильность этих соображений. Стокер при наших углях не обеспечивает равномерного распределения и равномерного горения топлива на решетке. Процесс горения значительно улучшается при исправления слоя ручной подправкой. Эту ручную подправку легче сделать на решетке паровоза 1—5—1 площадью в 7 м<sup>2</sup>, чем на большей решетке паровоза 1—5—2.

зования нашего современного путевого и тягового хозяйства вполне целесообразным является паровоз типа 1—5—1 со сцепным весом в 100 т.

В соответствии с этими исходными положениями ОГПУ была принята следующая характеристика паровоза, которая в дальнейшем должна была быть проверена при составлении конструктивного проекта:

Диаметр цилиндров . . . . .	675 мм
Ход поршня . . . . .	750 „
Диаметр движущих колес . . . . .	1480 „
Давление пара в котле . . . . .	14—15 ат
Испаряющая поверхность нагрева . .	312 м <sup>2</sup>
Площадь колосниковой решетки . .	7 „
Поверхность нагрева топки с камерой догорания . . . . .	32 „
Вес паровоза в рабочем состоянии . .	128 т.
Предельная скорость . . . . .	60 км/час.

Технико-экономическое обоснование выбора осевой и весовой характеристик паровоза ФД затрагивается лишь в самом сжатом виде с целью показать читателю, что этот выбор типа и вытекающий из него как следствие выбор размеров паровоза были сделаны не случайно, а являлись логической необходимостью для данного периода развития нашего железнодорожного транспорта.

## ПРОВЕРКА ВЫБОРА ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ПАРОВОЗА

Для конструктивного проектирования паровоза ФД были заданы: его осевая характеристика, предельная нагрузка на сцепную ось (20 т), допустимый перегруз на ведущем и сцепных колесах от сил инерции неуравновешенных масс (20%), сорт топлива (смесь донецких углей с калорийностью около 6000 кал/кг), габарит предельного очертания, тип машины (двухцилиндровая),<sup>1</sup> а также вышеуказанные главные размеры.

При этом задании, для составления конструктивного проекта подлежали проверке, а следовательно и определению, следующие основные элементы паровоза:

- 1) размеры машины — диаметр цилиндра, ход поршня, диаметр движущих колес, а также давление пара;
- 2) общий вес паровоза — назначение нагрузок на бегунки;
- 3) размеры экипажа — диаметры бегунковых и поддерживающих осей, сцепная и общая колесная база;
- 4) размеры котла — поверхности нагрева (испаряющая, перегревательная), площадь колосниковой решетки, распределение испаряющей поверхности нагрева на топочную и трубчатую;
- 5) высота оси котла над головкой рельса.

---

<sup>1</sup> Последнее условие в сочетании с другими пунктами задания может быть осуществлено не всегда. В паровозе ФД выполнение этого условия оказалось вполне возможным.

Если некоторые из указанных величин (общая база, общий вес и некоторые другие) в известной мере предопределяются самим заданием и их вариации, возможные в сравнительно узких пределах, не имеют решающего значения при определении рентабельности паровоза, то другие величины могут изменяться в руках конструкторов в более широких пределах, при чем от того или иного выбора их уже в большей мере зависит качество паровоза.

Для выяснения влияния на качество паровоза в целом тех или иных размеров и соотношений указанных выше элементов проследим возможные изменения этих соотношений, параллельно конкретизируя их на примере проектирования паровоза ФД.

Надо отметить, что приведенный ниже порядок определения размеров паровоза не является единственно возможным. Задача проектирования паровоза, как и всякой машины, может быть решена различными методами и с различной последовательностью. Важно лишь заметить, что определить все характеристики паровоза путем последовательных, вытекающих один из другого, расчетов и построений почти невозможно; обычно целый ряд определений производится при помощи последовательных приближений и повторных изысканий, при чем часто бывает, что наимыгоднейшие комбинации одних величин обуславливают невыгодные комбинации других. В практическом проектировании, при учете условий постройки и эксплуатации паровоза, приходится идти на компромиссные решения, заведомо не дающие в частных случаях наивыгоднейших результатов.

Перейдем к рассмотрению отдельных характеристик эскизного проекта.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ МАШИНЫ

Сила тяги паровоза на ободе движущих колес в кг равняется:

$$F_k = \frac{d_{\text{ц}}^2 l p_{\text{к}} n}{200 D} \xi, \quad (\text{a})$$

где:  $d_{\text{ц}}$  — диаметр цилиндра в мм;

$l$  — ход поршня в мм;

$D$  — диаметр ведущего колеса в мм;

$n$  — число цилиндров;

$p_{\text{к}}$  — котловое давление в кг/см<sup>2</sup>;

$\xi$  — индикаторный коэффициент.

Размеры машины паровоза должны удовлетворять условию использования сцепного веса, т. е. реализуемая в цилиндрах сила тяги при определенной отсечке должна равняться силе тяги по сцеплению:

$$F_k = 1000 P_{\text{к}} \psi_{\text{к}}, \quad (\text{b})$$

где:  $P_{\text{к}}$  — сцепной вес в т;

$\psi_{\text{к}}$  — коэффициент сцепления.

Связывая эти два равенства, получим:

$$1000 P_{\text{к}} \psi_{\text{к}} = \frac{d_{\text{ц}}^2 l p_{\text{к}} n}{200 D} \xi. \quad (\text{c})$$

Исходя из принимаемой величины  $\psi_{\text{к}}$ , обуславливаемой целым рядом причин, лежащих как в самом паровозе, так и вне его, мы можем определить величину сцепной силы тяги.

Правая часть последнего равенства содержит в себе все основные величины, определяющие размеры машины. Очевидно, что если левая часть равенства известна, то в правой части необходимо задаться пятью величинами, чтобы получить шестую величину как следствие. Если даже не считаться с коэффициентом  $\xi$ , величина которого зависит от скорости, отсечки и конструктивных особенностей паровоза, и в данном случае может быть взята на основании сравнений с построенными паровозами, то все же для определения одной из оставшихся величин следует задаться четырьмя другими.

Совершенно очевидно, что произвольный выбор этих величин ограничивается рядом конструктивных моментов и в первую очередь габаритом. Поэтому практически определение  $p_k$ ,  $D$ ,  $l$ ,  $P_k$  и  $n$  делается путем последовательных попыток с конструктивным выяснением возможности размещения данной машины в габарите и с проверкой влияния выбранной комбинации на остальные условия задания (уравновешивание).

Котловые давления в современных паровозах, ограниченные возможностями применения топочных конструкций с плоскими стенками, заключаются в пределах от 12 до 19 ат. Выбор давления в этих пределах мало связывается с соображениями теплотехнической экономичности и диктуется, главным образом, соображениями габаритного характера. Вообще, чем тяжелее паровоз, т. е. чем больше его сцепной вес, тем больше его цилиндровая сила тяги и тем труднее становится размещение цилиндра в заданном габарите.

При известных условиях может получиться, что цилиндры в комбинации с рамой паровоза не могут быть помещены в существующем габарите. В этом случае требуется либо увеличение числа цилиндров, либо повышение начального давления, а иногда и то и другое. Кроме того, на выбор числа цилиндров могут оказать влияние требования, предъявляемые к динамике паровоза. Чем ниже давление, тем больше диаметр цилиндра, тем тяжелее становится поршень. В некоторых случаях избытки, вкладываемые в противовесы ведущих и сцепных колес, и получаемые, как следствие этого, динамические перегрузы и -разгрузки могут превысить заданные нормы. Тогда уменьшение диаметра цилиндров за счет увеличения числа их или соответствующего повышения котлового давления может дать положительные результаты.

При заранее намеченном числе цилиндров, как это было при проектировании ФД, единственным средством размещения машины паровоза в габарите является повышение котлового давления.

Следует, однако, отметить, что с весовой точки зрения при обычных конструкциях котлов всегда выгодно, наоборот, уменьшать давление пара в котле, так как при этом наиболее тяжелая часть паровоза — котел — делается значительно легче.

Первым вопросом, который необходимо разрешить при проектировании паровоза, является выбор диаметра ведущих колес.

Вытекающему из весовых соображений естественному стремлению конструктора — уменьшить диаметр движущих колес и тем самым уменьшить размеры цилиндров до величины, позволяющей реализовать необходимую силу тяги по сцеплению, — поставлены жесткие границы.

Выбор диаметра движущих колес при числе оборотов, определяемом предельной скоростью паровоза, прежде всего обуславливается необходимостью

размещения в ведущем колесе избыточного противовеса и размещения в габарите пальцев и головок ведущих дышел.

При заданной скорости из намеченных  $D$  и  $l$  (равного двум радиусам кривошипа) определяется средняя скорость поршня, которая в современных товарных паровозах обычно не достигает предельной величины из-за невысокого предельного числа оборотов.

В паровозах Э<sup>у</sup> с нагрузкой 17 т на ось и паровозах Е<sup>ф.л</sup> американской постройки 1915—1917 гг. с нагрузкой 16,2 т на ось, имеющих движущие колеса в 1320 мм, мы видим на ведущих колесах противовесы с недостатками (отрицательными избытками) и низкое расположение головок поршневых дышел в габарите, что указывает на лимитирующее влияние диаметра колес. При этом надо отметить, что величина противовеса в ведущем колесе характеризуется поршневым усилием, которое в паровозах Э<sup>у</sup> и Е<sup>ф.л</sup> составляет всего около 40 т.

При первой же наметке цилиндров для паровоза ФД обнаружилось, что поршневое усилие должно достигать не менее 50 т; в то же время условия задания относительно динамического воздействия паровоза на путь не позволяли увеличить перегруз выше 20% от статической нагрузки на колесо.

Руководствуясь тем, что понижение числа оборотов с увеличением диаметра колес дает резкое уменьшение действия противовесов, а также на основании конструктивного выяснения расположения ведущего пальца в габарите, диаметр ведущих и сцепных колес паровоза ФД мы выбрали в 1500 мм, а радиус кривошипа — в 385 мм ( $2r = l = 770$  мм).

Детальная разработка ведущей колесной пары показала возможность получения наибольшего перегруза в 1735 кг и разгруза в 2038 кг при скорости 60 км/час.

Переходя к определению диаметра цилиндра, остановимся на значениях расчетного индикаторного коэффициента и коэффициента сцепления, фигурирующего в формуле (с).<sup>1</sup>

Европейская и русская практика установили для величины  $\xi_{\text{усл}}$  значение в 0,6 при наибольшей отсечке в 0,7—0,75. Америка долго пользовалась отсечками 0,85—0,90 и установила  $\xi_{\text{усл}} = 0,85$ . В течение последних 12—15 лет наибольшая отсечка снижена и в Америке, при чем были случаи, когда она доводилась до 0,5. В связи с этим величина  $\xi_{\text{усл}}$  также была пересмотрена и установлена в 0,68—0,77 при наибольшей отсечке, равной 0,6.

Так как последние коэффициенты в нашей практике еще не были проверены и меньше гарантировали достаточность силы тяги при трогании с места, то нами в расчете оставлен коэффициент  $\xi_{\text{усл}} = 0,6$ .

При этом равенство сцепной и цилиндровой силы тяги для двухцилиндровой машины выразится как:

$$1000 P_{\kappa} \psi_{\kappa} = \frac{d_{\text{ц}}^2 l p_{\kappa}}{100 D} 0,6,$$

<sup>1</sup> Строго говоря, индикаторный коэффициент без отнесения его к определенной скорости является в известной мере фиктивным, и потому его нельзя смешивать с тем индикаторным коэффициентом, который определяется в тяговых расчетах и служит для построения предположительных сил тяги. То же самое относится и к коэффициенту сцепления, почему мы в дальнейших расчетах применяем для этих условных коэффициентов символы:  $\xi_{\text{усл}}$  и  $\psi_{\text{усл}}$ .



откуда:

$$d = \sqrt{\frac{1000 P_k \psi_k 100 D}{l p_k 0,6}} = \sqrt{\frac{100\,000 P_k D \psi_k}{l p_k 0,6}}, \quad (d)$$

где значения  $p_k$ ,  $D$ ,  $l$  и  $P_k$  выражены в тех же мерах, что и в формулах (а) и (б).

В эту формулу входит величина коэффициента сцепления  $\psi_k$ , которая в виду указанной выше условности численного значения величины  $\xi$  также является условной и должна называться  $\psi_{\text{усл}}$ .

Для большого числа построенных двухцилиндровых паровозов величина  $\psi_{\text{усл}}$  колеблется в пределах от  $\frac{1}{4,5}$  до  $\frac{1}{6}$  (табл. 2).

ТАБЛИЦА 2

Величина  $\psi_{\text{усл}}$  для двухцилиндровых паровозов

№№ по порядку <sup>1</sup>	Серия	Осевая характеристика	Диаметр цилиндра × ход поршня $d_{\text{ц}} \times l$ мм	Диаметр движущих колес $D$ мм	Котловое давление $P_k$ кг/см²	Сцепной вес $P_k$ т	Величина $\psi_{\text{усл}}$	Величина $\frac{M}{P_k}$
2	Б	2—3—0	550 × 700	1830	13	47,0	1/5,2	312
3	Г <sup>п</sup>	2—3—0	560 × 700	1730	12	50,2	1/5,5	295
4	Е <sup>ф, к, с</sup>	1—5—0	635 × 711	1320	12,7	77,6	1/4,7	345
5	Е <sup>л</sup>	1—5—0	650 × 711	1320	12,7	80,3	1/4,6	353
7	З	2—3—0	575 × 600	1700	12	44,8	1/5,3	305
8	И	1—4—0	575 × 650	1500	12	55,6	1/5,4	300
9	К	2—3—0	575 × 650	1700	12	45,4	1/4,9	331
10	КУ	2—3—0	575 × 650	1900	13	48,0	1/5,4	300
18	Н <sup>п</sup>	1—3—0	540 × 650	1700	12	44,4	1/5,5	295
23	С	1—3—1	550 × 700	1830	13	47,2	1/5,2	312
24	С <sup>в</sup>	1—3—1	575 × 700	1850	12	48,8	1/5,4	300
26	СУ	1—3—1	575 × 700	1850	13	53,9	1/5,5	295
34	Щ <sup>п</sup>	1—4—0	580 × 700	1230	12	64,3	1/4,7	345
38	Э, Э <sup>г</sup> , Э <sup>ш</sup>	0—5—0	650 × 700	1320	12	81,2	1/5,0	324
40	Я	1—3—0	482 × 650	1800	11	40,5	1/7,3	222
43	V	0—4—0	575 × 650	1220	12	64,4	1/5,1	318
44	V <sup>с</sup>	0—4—0	575 × 650	1300	12,5	64,2	1/5,2	312
45	Э <sup>м</sup>	0—5—0	650 × 700	1320	14	85,3	1/4,5	360

В наших старых паровозах за небольшими исключениями эта величина ниже  $\frac{1}{5}$ ; в паровозе Э<sup>м</sup>  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,5}$ .

У ряда американских двухцилиндровых паровозов последней постройки также  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,5}$ .

<sup>1</sup> Порядковая нумерация дана в соответствии с нумерацией таблицы С „Транспортного Hütte“, вып. 7—8, стр. 688.

В паровозе ФД достигнуть значения величины  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,5}$  не удалось. Конструктивные пробы показали, что цилиндр с диаметром в 670 мм занял габарит полностью. Ограничение ведущего пальца габаритом и характеристикой грения не позволило поднять давление пара в котле сверх  $15 \text{ кг/см}^2$  при нормальной конструкции пальцев и контр-кривошипа, расположенного на ведущей оси. Ход поршня в 770 мм, определяемый диаметром колеса, также не представилось возможным увеличить (габарит, головки дышла, противовесы). При указанных размерах в паровозе ФД величина  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,8}$ .

Некоторыми авторами введено понятие о перецилиндренности и недоцилиндренности паровоза. При этом сочетание размеров машины и котла паровоза считается хорошим в том случае, когда сила тяги по машине, при отсечке  $\epsilon = 0,5$ , соответствует точке пересечения ограничения по сцеплению, выбранному для данного паровоза как нормальное (обычно для двухцилиндровых простых машин это соответствует  $\psi_k = \frac{1}{5,3} - \frac{1}{5,5}$ ), и кривой силы тяги по котлу при постоянной форсировке поверхности нагрева  $z_k = 50$ . Всегда встречающиеся незначительные отступления от этого условия не оказывают особого влияния на экономичность паровоза. Конечно, было бы весьма неудачно, если бы на пределе сцепления при интенсивном использовании котла рабочая отсечка у паровоза с простой машиной равнялась  $0,7-0,75$ ; если же в этом случае отсечка будет равна  $0,45$  или  $0,55$ , то вряд ли это окажется особенно заметным.

Надо лишь указать, что у паровозов, имеющих золотники с большим ходом, т. е. так называемую ограниченную отсечку (limited cut-off), для лучшего трогания с места желательно размеры цилиндров делать больше, чем у паровозов с обычными элементами парораспределения.

Для суждения о выбранных размерах машины может служить приводившийся выше условный расчетный коэффициент сцепления  $\psi_{\text{усл}}$ . Высшие значения  $\psi_{\text{усл}}$ , получаемые из формулы (d), указывают на относительно большие цилиндры.

Аналогичной характерной величиной, позволяющей судить об относительных размерах машины, является отношение модуля машины к сцепному весу паровоза:

$$\frac{M}{P_k} = \frac{0,97 n d_{\text{ц}}^2 l p_k}{200 D P_k},$$

которое обычно колеблется в пределах от 200 до 400. Нижний предел соответствует относительно меньшим цилиндрам, верхний предел — большим.

В паровозе ФД отношение  $\frac{M}{P_k} = 336$ , что указывает на достаточно хорошо развитые цилиндры.<sup>1</sup>

При повышении мощностей паровозов и увеличении их веса размещение цилиндров в габарите и соблюдение норм для динамических воздействий становятся все труднее. Этим и объясняется, что в американских паровозах размеры цилиндров в большинстве случаев относительно меньше, чем в европейских.

<sup>1</sup> Обе эти характеристики ( $\psi_{\text{усл}}$  и  $\frac{M}{P_k}$ ) аналогичны коэффициенту Гарбе. Однако в практике наших заводов более принято пользоваться именно этими величинами.

## ОБЩИЙ ВЕС ПАРОВОЗА

При заданных осевой характеристике и предельной нагрузке на сцепную ось общий вес паровоза определяется назначением нагрузок на бегунковые и поддерживающие оси.

В вопросе о назначении нагрузок на бегунковые и поддерживающие оси существуют различные точки зрения. В паровозостроительной практике США на бегунковые оси, как правило, назначается нагрузка в пределах 45—50% от нагрузки на сцепную ось. В таблице паровозов 1—5—1, даваемой в приложении, для американских паровозов это отношение, не выходя из пределов 33,6—62,7% (вертикальные столбцы 13 и 15), в подавляющем большинстве случаев колеблется между 45 и 50%.

В европейской и русской практике в большинстве случаев нагрузки на бегунковые оси назначались в пределах 75—85% от нагрузки на сцепную ось, при чем это отношение в редких случаях спускалось до 60% и довольно часто поднималось до 90% и выше (табл. 3).

Во взглядах на назначение нагрузки на заднюю поддерживающую ось также существует различие, хотя и менее резкое.

В американских паровозах нагрузка на поддерживающую ось обычно составляет около 100% от нагрузки на сцепную, доходя в некоторых случаях до 115%.

В европейской и русской практике эта норма колеблется в пределах 80—98%.

На выработку тех или иных норм, надо думать, оказало известное влияние различие в конструктивном развитии паровозного парка в Европе и в США. В то время как в США уже давно перешли к большим колосниковым решеткам и малым отношениям  $\frac{H}{R}$ , при расположении топок сверху рам и позади сцепных осей, — Европа до последнего времени строила паровозы с малыми решетками и большими  $\frac{H}{R}$ , часто располагая топку между рамами и над сцепными осями.<sup>1</sup>

У нас же в настоящее время допущение предельной нагрузки на поддерживающие и бегунковые оси связывается главным образом с соображениями об износе и расстройстве верхнего строения пути. При этом для переднего бегунка опасаются значительных напряжений в верхнем строении пути под подготовляющим путь грузом, а для задней поддерживающей оси — больших напряжений в верхнем строении под влиянием тяжелого, далеко отнесенного груза.

С другой стороны, боковые давления и направляющие усилия, влияющие на безопасность прохода по кривым, заставляют не понижать нагрузки на бегунки и поддерживающие оси. К этому прибавляется естественное стремление конструкторов за счет увеличения нагрузки на бегунковые и поддерживающие оси поднять „качество“ паровоза — увеличить котел.

Кроме этих соображений при проектировании паровоза приходится также считаться с возможностью развески паровоза.

<sup>1</sup> Здесь и в дальнейшем:  $H$  — поверхность нагрева,  $H_{\text{исп}}$  — испаряющая водяная,  $H_{\text{пе}}$  — перегревательная ( $\text{м}^2$ ),  $R$  — площадь колосниковой решетки ( $\text{м}^2$ ).

ТАБЛИЦА 3

## Нагрузки на бегунковые и поддерживающие оси

№№ по по- ряд- ку <sup>1</sup>	Серия	Осевая характе- ристика	Сцепной вес т	Средняя нагрузка на сцеп- ную ось т	Нагрузка на переднюю бегунковую ось <sup>2</sup>		Нагрузка на заднюю поддерживающую ось	
					т	в % от на- грузки на сцепную ось	т	в % от на- грузки на сцепную ось
1	А <sup>В</sup>	2—3—0	41,7	13,90	10,8—11,0	78—79		
2	Б	2—3—0	47,0	15,65	13,3—14,2	85—91		
3	Г <sup>П</sup>	2—3—0	50,2	16,74	11,7—13,4	70—80		
4	Е <sup>Ф, с, к</sup>	1—5—0	77,6	15,50	9,4	60,6		
5	Е <sup>Л</sup>	1—5—0	80,3	16,05	10,9	68		
6	Ж	2—3—0	42,9	14,30	10,8—10,4	75,5—72,7		
7	З	2—3—0	44,8	14,90	10,7—11,0	71,7—73,7		
8	И	1—4—0	55,6	13,90	13,4	96,3		
9	К	2—3—0	45,4	15,10	13,2—13,4	87,4—88,6		
10	К <sup>У</sup>	2—3—0	48,0	16,00	13,0—13,3	81,3—83,1		
11	Л	2—3—1	51,9	17,30	13,3—14,6	77—84,5	16,9	98
12	М	2—4—0	72,5	18,10	13,0—14,0	72—77,5		
13	Н <sup>А</sup>	1—3—0	43,3	14,45	14,0	96,7		
14	Н <sup>В</sup>	1—3—0	43,5	14,50	13,7	94,5		
15	Н <sup>В</sup>	1—3—0	45,0	15,00	14,0	93,4		
16	Н <sup>У</sup>	1—3—0	45,0	15,00	14,0	93,4		
17	Н <sup>У</sup>	1—3—0	47,9	15,95	14,0	87,7		
18	Н <sup>П</sup>	1—3—0	44,4	14,80	12,90	87,1		
22	Р	1—4—0	52,9	13,20	7,8	59,1		
23	С	1—3—1	47,2	15,75	13,0	82,5	15,6	99,0
24	С <sup>В</sup>	1—3—1	48,8	16,30	12,50	76,7	15,5	95,0
25	С <sup>УТ</sup>	1—3—1	54,9	18,3	13,1	71,5	18,0	98,5
26	С <sup>У</sup>	1—3—1	53,9	17,95	12,2	68,0	17,1	95,0
27	У	2—3—0	44,7	14,90	12,4—14,1	83,2—94,5		
28	У <sup>У</sup>	2—3—0	49,2	16,40	12,7—14,2	77,5—86,5		
29	Ф	1—5—0	87,6	17,50	17,1	97,6		
30	Ц	1—4—0	52,1	13,0	10,6	81,5		
32	Ш	1—4—0	62,3	15,55	13,0	83,5		
33	Щ	1—4—0	64,2	16,05	13,0	81,0		
34	Щ <sup>П</sup>	1—4—0	64,3	16,10	13,0	80,7		
35	Щ <sup>Ч</sup>	1—4—0	64,7	16,20	13,5	83,5		
40	Я	1—3—0	40,5	13,50	12,50	92,5		

<sup>1</sup> Нумерация дана в соответствии с нумерацией в „Транспортном Hütte“, вып. 7—8, стр. 688.<sup>2</sup> В графе „Нагрузка на переднюю бегунковую ось“ первое число относится к первой бегунковой оси, а второе — ко второй.

До последнего времени многолетний опыт наших дорог как будто узаконивал высокий процент нагрузок на бегунковые и поддерживающие оси. Надо думать, что при переходе к большим нагрузкам ответ на вопрос о целесообразных весовых нормах на бегунковые и поддерживающие оси дадут научно поставленные путевые опыты и серьезные технико-экономические исследования.

Ко времени проектирования паровоза ФД достаточного освещения этих вопросов не было и потому не было и оснований для пересмотра наших узаконенных временем норм. Исходя из этого, мы остановились на нагрузке в 19—20 т на поддерживающую ось (95—100%) и нагрузке в 13 т на бегунок (65%).

Незначительное снижение последней нагрузки объясняется условиями работы и теми принципиальными наметками конструкции, которые были положены в основу разработки проекта — расположение топки сзади пятой сцепной оси, верхнее подвешивание рессор, относительно большие размеры колосниковой решетки.

Таким образом общий вес паровоза ФД при повторном рассмотрении его эскизных размеров был намечен в 132—133 т.

## ДИАМЕТРЫ БЕГУНКОВЫХ И ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ ОСЕЙ

В целях уменьшения „накладного“ веса паровоза всегда желательно уменьшение диаметров бегунков и поддерживающих осей. Минимальные диаметры их в основном определяются приходящимися на них нагрузками и характеристиками грения. Компенсировать увеличение числа оборотов колеса, имеющего малый диаметр, увеличением диаметра шейки не удастся, так как при этом удельное давление хотя и уменьшается, но зато линейная скорость на шейке растет. Увеличивать же длину шейки можно лишь до предела, устанавливаемого соображениями прочности и условиями правильной работы подшипника; кроме того при наружных буксах этот предел обуславливается габаритом.

Помимо этих весовых соображений диаметры передних бегунковых осей определяются условиями конструктивного оформления узла — рама, тележка, цилиндр.

На паровозе ФД диаметр переднего бегунка в 900 мм выбран из условий улучшения вписывания бегунка малого диаметра и из конструктивных соображений — возможности приближения бегунка к раме паровоза при его отклонении в кривой, а также в целях уменьшения расстояния от центра цилиндра до бегунка, которое влияет на базу всего паровоза. Минимальное расстояние от центра цилиндра до бегунка определяется условием выемки поршня.

Выбор для первого паровоза ФД диаметра колеса задней поддерживающей колесной пары в 1200 мм был вызван желанием снизить характеристику грения шейки бегунка.

У паровозов второго заказа диаметр колеса уменьшен до 1050 мм для уменьшения веса самой колесной пары и тележки, лучшего размещения зольника и взаимозаменяемости с поддерживающими осями паровоза ИС.

Двухгодичная практика эксплуатации первого паровоза ФД 20-1 показала полное отсутствие грения букс поддерживающей оси. Повидимому такое уменьшение диаметра вполне безопасно.

## ОБЩАЯ БАЗА ПАРОВОЗА

Общая колесная база паровоза определяется сцепной базой и расстояниями между центрами крайних бегунковых и поддерживающих осей. Максимальная сцепная база определяется диаметром сцепных колес и зазорами между бандажами, а они в свою очередь в основном определяются необходимостью размещения тормозных колодок и тяг, ограниченных габаритом.

Для паровоза ФД в связи с повышением нагрузки на ось возникло дополнительное соображение о возможности в дальнейшем утолстить бандаж, если это потребуется, с 75 до 85 мм.

При колесах диаметром в 1500 мм и при соблюдении двух приведенных требований, расстояние между сцепными колесами для ФД было принято в 1625 мм. При этом размере как рессоры, так и балансиры получаются достаточной длины, т. е. достаточно подвижные.

Расстояние от цилиндра до первой сцепной оси, определяющееся развеской и возможностью съема задней цилиндровой крышки, на паровозе ФД для удлинения ведущего дышла было увеличено до 1650 мм.

Расстояние от задней сцепной оси до оси задней тележки определяется условиями размещения котла относительно сцепных осей, развесочными соображениями и удобством расположения зольника. В паровозе ФД это расстояние было принято в 3000 мм.

Общая длина паровоза от обреза передней буферной тарелки до обреза заднего буфера, зависящая от длины колесной базы и конструктивного оформления переднего буферного бруса и заднего стяжного ящика, в паровозе ФД равна 15 974 мм.

## ИСПАРЯЮЩАЯ ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА

Величины испаряющей поверхности нагрева  $H_{исп}$  и поверхности нагрева перегревателя  $H_{пе}$  находятся в зависимости от общего веса паровоза. По принятому при проектировании отношению общего веса паровоза к его испаряющей поверхности нагрева можно сделать наметку размеров последней.

Качественное число, качество проекта или строительный коэффициент, принимаемый как отношение  $\frac{P}{H_{исп}}$  или как  $\frac{P}{H_{исп} + H_{пе}}$  (по Липецу<sup>1</sup>  $\frac{P}{H_{исп} + 0,8H_{пе}}$ ), а иногда как обратная величина  $\left(\frac{H_{исп} + H_{пе}}{P}\right)$  и т. д., — является очень важным и вместе с тем очень ненадежным коэффициентом, пользование которым возможно только при соблюдении ряда условий.

По качественному числу можно наметить поверхность нагрева лишь в том случае, если проектируемый паровоз по ряду принципиальных конструктивных признаков близок к тому паровозу, для которого это качественное число было получено на практике.

Таковыми важнейшими принципиальными признаками являются:

1. Тип паровоза (товарный, пассажирский).
2. Осевая характеристика.
3. Тип машины (простая, компаунд, двухцилиндровая, трехцилиндровая, четырехцилиндровая).

<sup>1</sup> А. И. Липец. Паровозы Декапод русских каз. ж. д. Нью-Йорк, 1920 г.

4. Давление пара в котле.
5. Отношение  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$ .
6. Тип перегревателя и отношение  $\frac{H_{\text{пе}}}{H_{\text{исп}}}$ .
7. Соотношение парового объема и поверхности нагрева.
8. Наличие камеры догорания, термосифонов, грязеочистителя.
9. Запасы прочности и материалы, примененные в большинстве основных деталей паровоза.
10. Тип расположения стокера (на паровозе или на тендере).
11. Наличие подогревателя питательной воды.

Вполне возможно численное совпадение качественных чисел у паровозов весьма различных конструкций, но это совпадение может быть чисто случайным, и ориентировка на это совпадение может повлечь за собой недооценку многих весьма важных обстоятельств. Так, например, в паровозе с слабо развитым паровым пространством и малой колосниковой решеткой можно получить такое же качественное число, как и у паровоза с хорошим паровым пространством и большой решеткой, вследствие наличия в этом случае меньшего давления пара или же вследствие применения в котле и других деталях качественных сталей. Ориентируясь же на величину данного качественного числа, но задаваясь большим давлением пара, отказываясь от применения качественных сталей, намечая большую колосниковую решетку и хорошо развитый паровой объем, можно в действительности значительно превысить намечаемый вес.

Поэтому при наметке поверхности нагрева по качественному числу знание основных характеристик исходного паровоза совершенно необходимо. Пользование же „средними“ качественными числами, полученными как среднее арифметическое для ряда паровозов, как это в некоторых случаях делается, является явно ошибочным.

Сравнение по указанным признакам паровоза ФД с некоторыми американскими паровозами типа 1—5—1 и 1—4—1 показывает, что он обладает рядом признаков, позволяющих идти на отношение  $\frac{H_{\text{исп}} + H_{\text{пе}}}{R} = 3,3$ .

Действительно, давление пара 14—15 ат широко распространено в указанных типах.

Мелкотрубный перегреватель Элеско, которым предполагалось снабдить наш паровоз (см. ниже), дает возможность разместить наибольшую испаряющую и перегревательную поверхность в выбранном диаметре котла. Катаная рама позволяет повысить напряжения по сравнению с литыми американскими из углеродистой стали и этим дает известный резерв в весе. Стокер (машина) расположен на тендере. Термосифоны, грязеочиститель — не применены. Водоподогреватель, закрытая будка и наша изоляция несколько утяжеляют паровоз, зато более тонкая обшивка облегчает его.

Предварительный вес 133 т при качественном числе 3,3 дает возможность разместить 440 м<sup>2</sup> полной поверхности нагрева.

Существует другой метод определения поверхности нагрева, который можно назвать „теплотехническим“. Он заключается в том, что по задаваемому сцепному весу подсчитывают силу тяги по сцеплению, по которой, исходя из намечаемой предельной скорости при езде на пределе сцепления, получают

мощность паровоза  $N$ . По аналогии с имеющимися паровозами намечается удельный расход пара на 1 л. с. в час  $\frac{D_k}{N_k}$  и по нему определяется общий валовой расход пара в час  $D_k$ . Задаваясь форсировкой поверхности нагрева  $z_k$  можно легко определить поверхность нагрева путем деления  $D_k$  на  $z_k$ . Этот способ субъективен едва ли не в большей мере, чем первый, и требует знания ряда весьма важных величин, могущих быть правильно выбранными только на основании конструктивного сопоставления проектируемого паровоза с каким-либо другим паровозом, для которого данные величины вполне точно определены.

Таковыми величинами являются:

- 1) скорость на пределе сцепления, обуславливаемая мощностью котла;
- 2) расход пара на 1 л. с. в час  $\frac{D_k}{N_k}$ , определяемый параметрами рабочего пара, которые в свою очередь зависят от целого ряда конструктивных особенностей данного паровоза (тип перегревателя, объем парового пространства, парораспределение и много других);
- 3) форсировка испаряющей поверхности нагрева  $z_k$ , определяемая как напряженностью работы колосниковой решетки, так и целым рядом конструктивных особенностей котла.

Для иллюстрации этого способа приведем пример наметки поверхности нагрева паровоза ФД, пользуясь американскими указаниями.

Ориентировочно намечая максимальную скорость на пределе сцепления при  $\psi_k = \frac{1}{5}$  в 25 км/час, при максимальном же использовании котла, получим мощность на обод:

$$N_k = \frac{20\,000 \times 25}{270} = 1850 \text{ л. с.}$$

По американским опытам расход пара на 1 л. с. в час на обод колеса можно принять в 9,5 кг (21 амер. фунт) при снабжении этим паром всех вспомогательных приборов.

Опыты показали также, что на подобных паровозах можно достигнуть форсировки испаряющей поверхности нагрева в 60 кг/м<sup>2</sup>. Отсюда ориентировочно получаем испаряющую поверхность нагрева:

$$H_{\text{исп}} = \frac{1850 \times 9,5}{60} = 293 \text{ м}^2.$$

Мы видим, что и тот и другой способ предварительного определения поверхности нагрева требует знания качеств и характеристик исходных паровозов. По результатам оба способа должны считаться равноценными, если выбор участвующих в подсчете величин сделан правильно. Для практических целей более удобен первый способ, основывающийся на знании качественных чисел.

## ПОВЕРХНОСТЬ НАГРЕВА ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

На основании полученных размеров испаряющей поверхности делается выбор размеров поверхности нагрева перегревателя. Процентное отношение перегревательной поверхности к испаряющей выбирается в зависимости от желаемой температуры перегрева пара и от типа перегревателя.

При перегревателях в жаровых трубах большого диаметра (5" и выше)  $H_{\text{пе}}$  в настоящее время выбирается в пределах 30—40% от  $H_{\text{исп}}$ . Надо заметить,



что при большетрубном перегревателе больший процент  $H_{пе}$  не делается. В американской практике существует взгляд, что отношение числа дымогарных труб к числу жаровых (диаметром 5" и выше) не должно быть меньше 4. Это основывается главным образом на соображениях прочности решеток и о большом распорном действии жаровых труб. В практике нашего паровозостроения также нет меньших соотношений  $\frac{n_d}{n_j}$ , и потому уменьшение этого отношения в целях увеличения процента  $H_{пе}$  должно рассматриваться в известной мере как эксперимент.

При перегревателе в трубах малого диаметра, заполняющих часто всю трубчатую решетку, процентное отношение  $\frac{H_{пе}}{H_{исп}}$  обычно бывает выше и доходит до 55%.

Температурная эффективность перегревателя, размещенного в жаровых трубах малого диаметра (тип Элеско Е), несколько ниже эффективности обычных для наших паровозов перегревателей Шмидта (называемых в США Элеско А) и Чусова. На основании расчетов, а также и по последующим опытам с паровозом ФД, можно ориентировочно считать, что 50% перегревательной поверхности при мелкотрубном перегревателе эквивалентны 30% перегревательной поверхности при перегревателе системы Чусова или Шмидта.

Причины выбора для паровоза ФД мелкотрубного перегревателя подробно освещены ниже, в главах о тепловом расчете и о конструкции котла. Здесь укажем лишь, что увеличение испаряющей поверхности нагрева при этом типе перегревателя, шахматное расположение жаровых труб, неудовлетворительная служба перегревателя Чусова на наших паровозах, которая частично объясняется малым диаметром трубок элементов, и, наконец, желание испытать новый тип перегревателя — все это заставило остановиться именно на этом типе, несмотря на теоретически, а в дальнейшем и практически доказанный пониженный перегрев пара по сравнению с перегревателем Чусова.

Надо думать, что в эксплуатации при более быстром заносе накипью тонких элементов перегревателя Чусова перегревательный эффект обоих типов перегревателей станет в конце концов одинаковым, при чем все-таки элементы с диаметром в 24/30 мм, по всей вероятности, окажутся более стойкими.

Опыт двухгодичной эксплуатации первого паровоза ФД начинает подтверждать эти предположения, так как в течение этого времени перегреватель ремонта не требовал.

При выбранном в паровозе ФД мелкотрубном перегревателе, задаваясь отношением  $\frac{H_{пе}}{H_{исп}} = 0,5$ , получаем:

$$\frac{H_{исп} + H_{пе}}{H_{исп}} = 1,5;$$

тогда, по намеченной выше величине  $H_{исп} + H_{пе} = 440 \text{ м}^2$ , получим:

$$H_{исп} = \frac{440}{1,5} = 293 \text{ м}^2 \text{ и } H_{пе} = 147 \text{ м}^2.$$

## КОЛОСНИКОВАЯ РЕШЕТКА

Сорт топлива, обусловленный в задании на проект, в известной мере предопределяет размеры колосниковой решетки и распределение поверхности нагрева на топочную и трубчатую.

Быстрота горения топлива, содержание в нем золы, выход летучих, способность к коксованию и, наконец, качества шлака определяют при прочих равных условиях предельно допустимую напряженность колосниковой решетки.<sup>1</sup>

Топлива, быстро горящие и спекающиеся, малозольные и имеющие тугоплавкие шлаки, могут сжигаться при больших  $u$ ; топлива, медленно горящие, неспекающиеся и с легкоплавкими шлаками, позволяют достигать меньших форсировок.

Применяемые на наших паровозах различные сорта донецких углей обладают перечисленными качествами в различных степенях, почему подчас одно качество топлива, способствующее тем или иным условиям сжигания, анулируется другими его качествами, требующими противоположных условий использования.

Так, например, быстрая горючесть угля марки Д, позволяющая реализовать высокие  $u$ , все же используется не целиком благодаря его многозольности и отсутствию спекаемости. Однако в той или иной мере вышеуказанные качества топлива определяют максимально допустимый  $u$ ; на основании многочисленных опытов с паровозами разных типов и на различных топливах можно для целого ряда их считать границы применения предельных  $u$  в известной мере установленными. В этом смысле менее определены условия сжигания угольных смесей, благодаря недавнему применению их и почти полному отсутствию опубликованных опытных данных.

Исходя из имеющихся литературных указаний, можно считать, что в то время как угля марки Д может сгореть на 1 м<sup>2</sup> решетки в час до 700 кг, максимальный  $u$  для антрацита достигает всего 300—400 кг.

Сжигание нефти обычно происходит при  $u$  200—350, а сжигание торфа, судя по небольшому числу опытов, может происходить при  $u$  = 900.

Различия в калорийностях и предельных  $u$ , реализуемых при различных сортах топлива, диктуют различные относительные размеры колосниковой решетки. При одном и том же сцепном и общем весе паровоза, но при разных сортах топлива, колосниковые решетки должны быть различными.

В настоящее время считается, что наиболее характерной для данного топлива конструктивной величиной в паровозе является отношение  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$ . Для хороших английских или германских углей это отношение может быть доведено до 60—80. Для быстро горящих, но зольных углей США это отношение часто заключается в пределах от 50 до 60. Для низкокалорийных углей, многозольных, но допускающих форсировку решеток до 400—500, отношение  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$

<sup>1</sup> О влиянии конструктивных форм котла и его деталей сказано ниже.

заклучается в пределах от 40 до 50. Наконец для медленно горящих антрацитов в США имелись паровозы с  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$ , равным 30—20 и даже ниже.<sup>1</sup>

Таким образом, задаваемый сорт топлива обуславливает в определенной мере соотношение между поверхностью нагрева и колосниковой решеткой, т. е. определяет конструкцию котла.

Надо, однако, сказать, что жестких границ применения того или иного сорта топлива для паровоза, имеющего то или иное соотношение  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$ , нет, да и не может быть, как потому, что нет жестких норм на качества самого топлива, так и потому, что этот вопрос для наших топлив и для наших паровозов пока еще недостаточно изучен.

Среди многих конструкторов и железнодорожников укоренилось мнение, что для наших топлив наилучшим отношением  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$  является 40. Это мнение установилось вследствие того, что паровозы Е, Э и С<sup>у</sup> при отношениях 40, 44 и 42 дают довольно хорошее парообразование. Не следует, однако, забывать, что эксплуатация этих паровозов происходила и происходит при весьма разнообразных сортах топлива, что делает эти паровозы достаточно „универсальными“; еще не ясно, какое парообразование дали бы эти паровозы на некоторых сортах угля, если бы у них эти отношения, допустим, были повышены до 45—50, или, наоборот, понижены до 35—30.

Надо считать, что в этом вопросе наше паровозостроение пока еще только нащупывает почву и что экспериментальное и теоретическое освещение вопроса о наивыгоднейшем  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$  для каждого конкретного топлива весьма необходимо.

Исходя из намеченной испаряющей поверхности нагрева и качеств топлива, определяющих, как мы видели, отношение  $\frac{H_{\text{исп}}}{R}$ , можно получить величину

<sup>1</sup> На фиг. 6 внизу нанесена точка для паровоза 2—2—0 постройки завода Балдина (Locomotive Cyclopedia, 1916 г.). Паровоз предназначен для отопления антрацитом и имеет топку Вуттона.

Давление пара в котле . . . . .	$p_k = 14,4 \text{ кг/см}^2$
Поверхность нагрева труб . . . . .	$H_{\text{ж,д}} = 120 \text{ м}^2$
„ „ топки . . . . .	$H_{\text{т}} = 16,5 \text{ „}$
„ „ камеры догорания . . . . .	$H_{\text{кд}} = 3,9 \text{ „}$
„ „ общая испаряющая . . . . .	$H_{\text{исп}} = 140,4 \text{ „}$
„ „ перегревателя . . . . .	$H_{\text{пе}} = 23,8 \text{ „}$
Площадь колосниковой решетки . . . . .	$R = 8,0 \text{ „}$
Число и диаметр дымогарных труб . . . . .	$n_d \times d_d = 208 \times 39,7/44,5 \text{ мм}$
„ „ жаровых „ . . . . .	$n_{\text{ж}} \times d_{\text{ж}} = 22 \times 125,5/133 \text{ „}$
Длина труб . . . . .	$L = 3175 \text{ мм}$
Газовый проход при диаметре элементов в 38 мм . . . . .	$\Omega = 0,429 \text{ м}^2$
Пропорции: . . . . .	$\left\{ \begin{array}{l} \frac{H_{\text{исп}}}{R} = 17,6(1) \quad \frac{H_{\text{пе}}}{H_{\text{исп}}} = 17\% \\ \frac{H_{\text{т}} + H_{\text{кд}}}{R} = 2,5(1) \quad \frac{\Omega}{R} = 5,35\%(1) \end{array} \right.$

площади колосниковой решетки. Для паровоза ФД в виду того, что в основном применяемые на нем сорта топлива не отличаются от применяемых в настоящее время на паровозах Е, Э и С<sup>у</sup>, было принято отношение  $\frac{H_{исп}}{R} = 42$ , откуда решетка была определена в 7 м<sup>2</sup>.

## **РАЗБИВКА ОБЩЕЙ ИСПАРЯЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА НА ТРУБЧАТУЮ И ТОПОЧНУЮ**

После наметки размеров общей испаряющей поверхности нагрева и колосниковой решетки производится разбивка первой на трубчатую и топочную.

Так как ширина топки при современных конструкциях котлов тесно связана с диаметром цилиндрической части, а последняя в свою очередь связана с размещением трубчатой поверхности, то естественно, что в начале проектирования котла обычно намечаются основные размеры трубчатой поверхности.

Для этой цели из общей испаряющей поверхности нагрева вычитается предполагаемая топочная поверхность, которую для первого, грубого приближения можно взять равной  $4 - 5R$ . Нижний предел соответствует топкам со средним топочным объемом при отсутствии термосифонов; верхний предел соответствует топкам с достаточно развитым объемом или при наличии в них термосифонов.

Оставшаяся поверхность нагрева приходится на долю трубчатой и должна быть разбита на поверхность жаровых и поверхность дымогарных труб.

Основными величинами, определяющими трубчатую поверхность, являются число труб, их диаметры и длина. Последняя лимитирует минимальный, а по последним взглядам относительно распорного действия труб и максимальный, диаметр жаровых и дымогарных труб.<sup>1</sup> Поэтому при наметке трубчатой поверхности первоочередным вопросом является выяснение длины труб.

Длина труб тесно связана с базой паровоза, т. е. с развеской его, и может изменяться для данного типа паровоза в сравнительно узких пределах, главным образом за счет длины камеры догорания.

Произвольному укорочению труб часто препятствует неудобство конструктивного размещения котла на раме при необходимой в этом случае для развески паровоза передвижке котла вперед, а эта передвижка ограничивается приближением ухватного листа к сцепным колесам.

Расположение топки сверху сцепных колес, увеличивая вес деталей, служащих опорами котлу, неблагоприятно отражается на размещении и конфигурации зольника и заставляет отказаться от конструктивно простого верхнего подвешивания рессор; кроме того для мощных паровозов такое расположение топки ограничивается по высоте габаритом. Поэтому для паровозов с одинаковыми осевыми характеристиками длина труб обычно колеблется весьма незначительно. В результате этого при заданной поверхности нагрева число труб в известной мере предопределено заранее.

На паровозе ФД длина труб была выбрана равной 6000 мм, при чем основными соображениями были следующие.

<sup>1</sup> См. ниже, стр. 85—86.

В практике США при дымогарных трубах 51/57 мм наиболее удачной считается длина труб в 6000 мм. Больше увеличение длины труб этого диаметра не целесообразно как в весовом, так и в тепловом отношении. Жаровые трубы при мелкотрубном перегревателе, имеющие диаметр 82,5/89 мм, также удовлетворительны лишь до этой длины.

В паровозах типа 1—5—1 передняя решетка по условиям развески располагается всегда спереди первой сцепной оси. В нашем случае она расположена на расстоянии 80 мм от первой оси. При расположении ухватного листа сзади пятой оси на расстоянии от нее в 870 мм, обусловленном приближением верхней рессоры к ухвату, и при посадке внутреннего ухватного листа вперед на 250 мм, — длина труб в 6000 мм обуславливает наличие камеры догорания с длиной в 1200 мм. Отсюда видно, что укорочение труб вызвало бы удлинение камеры догорания, являющейся деталью дорогой в постройке и эксплуатации и теплотехнически не всегда выгодной.

Жаровые трубы 82,5/89 мм и перегревательные 24/30 мм, имеющиеся в нашем сортаменте, соответствуют трубам, применяемым в американской практике, и потому, как указывалось выше, при опытной проверке конструкции мелкотрубного перегревателя не было оснований для пересмотра этих размеров.

Задавись длиной труб и имея ориентировочную поверхность перегревателя, получаем предварительное число жаровых труб. Газовая поверхность одной трубы элемента приблизительно может быть принята равной:  $\pi \cdot 0,03 \cdot 6,0 = 0,566 \text{ м}^2$ . При поверхности перегревателя, равной 50% испаряющей, т. е. при  $146,5 \text{ м}^2$ , мы получаем число труб элементов  $\frac{146,5}{0,566} = 260$ ; при двухоборотных элементах в одной трубе это соответствует 130 жаровым трубам с испаряющей поверхностью нагрева, равной:  $\pi \cdot 0,089 \cdot 6,0 \cdot 130 = 217 \text{ м}^2$ .

Приведенный грубый подсчет, дающий, как видно будет из дальнейших описаний, приближение, достаточное для проектирования, позволяет просто и быстро судить о качествах перегревателя по его паровому проходу.

130 жаровых труб — это, с точностью до 2—3%, тот максимум, в котором при длине труб в 6 м и при заданной поверхности нагрева можно расположить двухоборотные элементы перегревателя типа Элеско. Так как элемент перегревателя проходит последовательно в двух жаровых трубах, то общий паровой проход через перегреватель (приблизленно) будет:  $\frac{\pi}{4} \cdot 2,4^2 \cdot \frac{130}{2} = 293 \text{ см}^2$ .

При этом отношение парового прохода к испаряющей поверхности равно:  $\frac{0,0293}{293} = 0,0001$ . Отношение это, само по себе ничего не говорящее, дает оценку сопротивления пара при проходе через перегреватель. Оказывается, что теоретически этот паровой проход дает перепад давления в элементах около 1 ат.

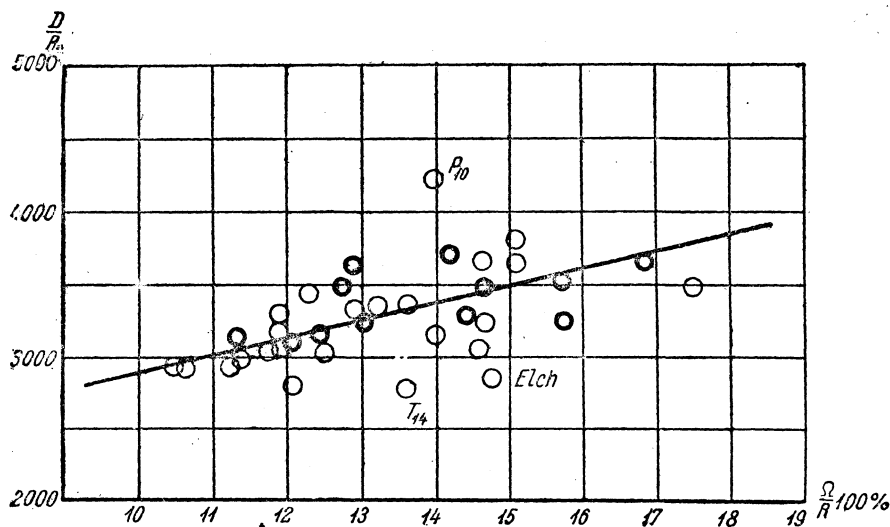
В виду новизны конструкций перегревателя, регулятора, запорного вентиля и паросушителя правильность сопротивлений должна быть проверена опытами.

После приведенных предварительных набросков приступают к разбивке труб в передней и задней решетках, что вместе с эскизом котла на колесной базе дает окончательную наметку поверхности нагрева и объема топki, поверхности и числа жаровых и дымогарных труб, поверхности нагрева перегревателя, вели-

чины объема парового пространства и поверхности зеркала испарения и их отношений к поверхности нагрева.

Здесь наиболее важной работой является разбивка решетки и выбор диаметра котла. Принятая ромбическая разбивка жаровых и дымогарных труб с водяным промежутком между трубами в 18 мм является минимальной, принятой в США для плохой воды. Предварительно заготовленная сетка разбивки труб с таким промежутком дает быструю ориентировку в размещении труб, наметке очертания камеры догорания и наметке диаметра котла.

При выборе последнего намечается высота парового пространства, которую в первом приближении рекомендуется брать не менее 25% от диаметра котла. Однако после наметки размеров топки этот размер должен быть проверен с точки зрения достаточности объема парового пространства и зеркала



Фиг. 4. Зависимость между съемом пара с м<sup>2</sup> колосниковой решетки и газовым проходом для германских паровозов, согласно опытам Занцина и Управления германских гос. ж. д. Белые кружки относятся к паровозам с перегревом. Черные — к паровозам с насыщенным паром.

испарения, так как при круглых топках и больших диаметрах котлов двадцатипятипроцентный размер может дать в известных случаях неудовлетворительные результаты.

Детальная разбивка труб дала размещение 130 жаровых и 44 дымогарных труб с поверхностью нагрева в 264 м<sup>2</sup>.

Число и диаметр труб определяют свободный газовый проход, который является одним из очень серьезных элементов паровоза и по современным взглядам в значительной мере определяет общую его эффективность.

С величиной газового прохода связывается работа конуса, т. е. машины, и протекание топочного процесса. По указаниям Р. Ritter'a<sup>1</sup> максимально возможный для данного паровоза паросъем с 1 м<sup>2</sup> колосниковой решетки зависит от газового прохода.

На фиг. 4 и в таблице 4 приведены данные Ritter'a о паросъеме с 1 м<sup>2</sup> решетки —  $\frac{D}{R}$  к.

Вообще площадь газового прохода колеблется в довольно широких пределах, достигая в некоторых паровозах 20%, а в других случаях снижаясь до 5% от площади колосниковой решетки.

<sup>1</sup> Organ, 1932, № 18, стр. 346—347.

ТАБЛИЦА 4

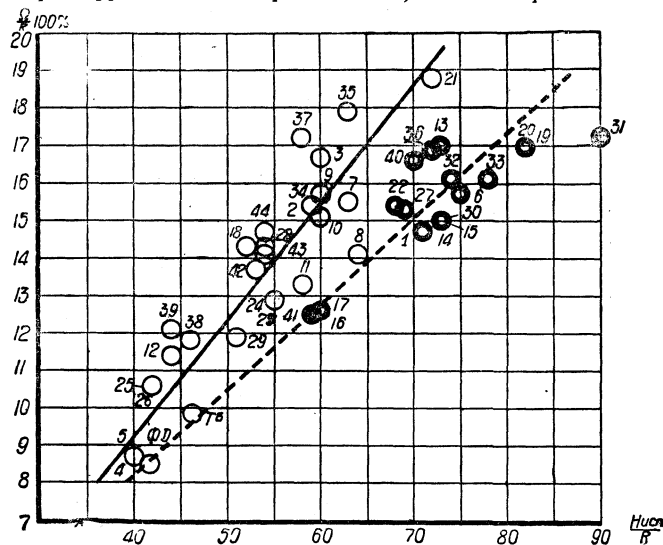
Газовые проходы и сьем пара с кв. м колосниковой решетки у германских паровозов

Серия	Осевая характеристика	Давление пара $p_k$ кг/см <sup>2</sup>	Поверхность испаряющая газовая $H_{исп}^g$ м <sup>2</sup>	Площадь колосниковой решетки $R$ м <sup>2</sup>	Поверхность перегревателя $H_{пе}$ м <sup>2</sup>	Дымогарные трубы			Жаров. трубы		Диаметр элементов мм	Газовый проход $\Omega$ м <sup>2</sup>	$\frac{R}{\Omega}$	$\frac{\Omega}{R}$ 100%	$\frac{D_k}{R}$ кг	$\frac{H_{исп}^g}{R}$
						число	диаметр мм	длина мм	число	диаметр мм						
Данные Sanzin'a																
17с	2—2—0	12,5	119,2	2,33	—	191	45	4100	—	—	—	0,304	7,67	13,0	3240	51
32с	0—3—0	12	125,0	1,80	—	191	45	4275	—	—	—	0,304	5,92	16,85	3640	69,5
32f	2—3—0	12,5	167,0	2,85	—	231	45	4760	—	—	—	0,367	7,76	12,90	3650	58,5
227	2—3—0	13	153,0	2,90	—	230	48	4100	—	—	—	0,416	6,97	14,35	3300	53,0
35d	0—4—0	10,5	154,1	2,15	—	213	45	4760	—	—	—	0,339	6,34	15,75	3250	71,5
106	2—2—0 <sup>1</sup>	13	141,8	3,00	—	205	46	4400	—	—	—	0,341	8,80	11,35	3133	47,2
329	1—3—1 <sup>1</sup>	15	152,2	3,00	—	218	46	4400	—	—	—	0,362	8,30	12,05	3103	50,7
60	1—3—0 <sup>1</sup>	13	131,8	2,70	—	202	46	4165	—	—	—	0,336	8,04	12,45	3150	48,7
170	1—4—0 <sup>1</sup>	13,5	226,8	3,37	—	295	46	5000	—	—	—	0,480	7,03	14,20	3710	67,0
180	0—5—0 <sup>1</sup>	14	184,3	3,00	—	264	46	4500	—	—	—	0,440	6,82	14,65	3500	61,5
108	2—2—1 <sup>2</sup>	14	205,7	3,50	—	329	46	4000	—	—	—	0,548	6,38	15,70	3530	58,5
110	1—3—1 <sup>2</sup>	14	233,9	4,00	—	282	48	5200	—	—	—	0,511	7,83	12,75	3470	60,0
280	1—5—0 <sup>2</sup>	14	177,0	4,60	57,1	291	48	5000	—	—	—	0,526	8,75	11,40	2995	38,5
910	1—3—1	14	150,0	3,00	36,0	156	46	4600	18	125	38	0,398	7,55	13,25	3340	50,0
80	0—5—0	14	144,2	3,42	33,7	148	46	4250	22	118	34	0,407	8,40	11,90	3180	42,0
306	2—2—0 <sup>1</sup>	15	107,6	3,00	34,9	123	46	3900	18	119	34	0,339	8,85	11,30	2940	36,0
429	1—3—1 <sup>1</sup>	15	119,9	3,00	35,4	136	46	4060	18	120	34	0,364	8,25	12,10	2800	40,0
310	1—3—2 <sup>2</sup>	15	193,1	4,62	54,9	170	48	5150	24	125	38	0,493	0,36	10,65	2920	42,0
380	1—5—0 <sup>2</sup>	16	173,5	4,60	62,5	164	48	4700	24	125	38	0,482	9,55	10,50	2950	38,0
100	1—6—0 <sup>2</sup>	16	225,4	5,00	59,4	210	48	5000	27	125	88	0,589	8,49	11,78	3030	45
Данные RZA																
P8	2—3—0	12	145,0	2,64	58,9	123	45	4700	26	125	38	0,397	6,6	15,1	3790	55
P10	1—4—1 <sup>3</sup>	14	202,8	4,0	82,5	110	50	5800	35	135	38	0,558	7,18	14,0	4220	50
O1	2—3—1	16	238,0	4,5	100	129	49	5800	43	135	38	0,664	6,8	14,7	3650	53
O2	2—3—1 <sup>2</sup>	16	238,0	4,5	100	129	49	5800	43	135	38	0,664	6,8	14,7	3230	53
XVIIIH	2—3—1 <sup>3</sup>	14	215,8	4,5	72,0	156	51	5500	28	124	38	0,535	8,4	11,9	3080	49
XXHV	1—4—1 <sup>2</sup>	15	225,1	4,5	74,0	156	51	5800	28	124	38	0,535	8,4	11,9	3300	50
G8 <sub>2</sub>	1—4—0	14	167,4	3,4	53,1	190	41	4100	34	125	40	0,497	6,84	14,6	3050	49
G10	0—5—0	12	141,4	2,63	58,9	123	45	4700	26	125	38	0,397	6,6	15,1	3660	54
G12	1—5—0 <sup>3</sup>	14	195,0	3,9	68,4	189	41	4800	34	125	40	0,505	7,72	12,9	3320	50
K	1—6—0 <sup>2</sup>	15	232,0	4,2	80,0	183	47	5500	32	125	37	0,573	7,32	13,65	3380	55
44	1—5—0 <sup>3</sup>	14	237,0	4,7	100	127	49	5800	43	135	38	0,660	7,12	14,0	3150	50
Ty23	1—5—0	14	224,0	4,5	73,5	199	45	5000	34	125	40	0,563	7,97	12,5	3030	50
T14 <sub>1</sub>	1—4—1	12	129,3	2,56	50,3	111	41	4700	26	125	38	0,347	7,36	13,6	2770	50
T20	1—5—1	14	200,0	4,36	62,5	218	40	4500	34	125	38	0,537	8,14	12,3	3440	46
Elch	1—5—1	14	180,9	3,96	54,1	255	41	3700	32	125	38	0,584	6,78	14,75	2840	46
Lüb. Bü	0—4—0	13	100,6	2,04	38,0	126	39	3500	26	125	38	0,355	5,72	17,5	3480	49

<sup>1</sup> Компаунд двухцилиндровый.<sup>2</sup> Компаунд четырехцилиндровый.<sup>3</sup> Простая машина трехцилиндровая.

Рекомендуемый Вагнером<sup>1</sup> пятнадцатипроцентный газовый проход в современных американских паровозах достигается довольно редко.

Лишь в незначительной степени зависит от типа перегревателя, существующих градаций размеров труб и способов разбивки их, газовый проход зависит в большей мере от типа котла, а глав-



Фиг. 5. Зависимость между относительным газовым проходом  $\frac{Q}{R}$  и отношением  $\frac{H_{исп}}{R}$  для русских паровозов. Белые кружки относятся к паровозам с перегревом. Черные — к паровозам с насыщенным паром.

ным образом от отношения  $\frac{H_{исп}}{R}$ .

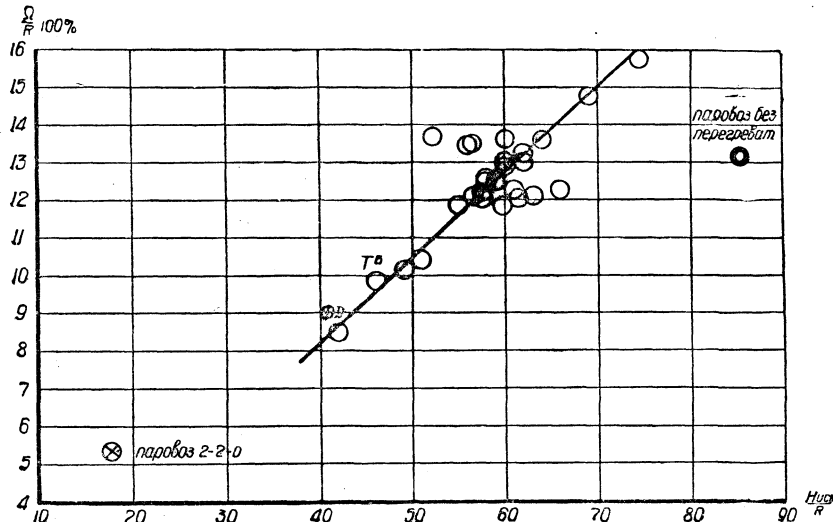
В таблице 5 даны газовые проходы некоторых русских паровозов, а на фиг. 5 зависимость между  $\frac{Q}{R}$  и  $\frac{H_{исп}}{R}$ .

Несмотря на чрезвычайное разнообразие этих паровозов по типам и мощностям линейная зависимость между этими величинами весьма рельефна.

На фиг. 6 дана такая же зависимость для американских паровозов 1—5—1 (см. приложения).

Сопоставляя между собой фиг. 5 и 6, можно сделать заключение, что специфические особенности котлов американского типа вызывают снижение газового прохода.

На фиг. 7 дано  $\frac{Q}{R}$  в функции  $\frac{H_{исп}}{R}$  для германских паровозов, данные по которым приводятся в упоминавшейся статье Ritter'a.<sup>2</sup>



Фиг. 6. Зависимость между относительным газовым проходом  $\frac{Q}{R}$  и отношением  $\frac{H_{исп}}{R}$  паровозов 1—5—1, помещенных в приложении.

<sup>1</sup> Z. d. VDI, 1929, 31/VIII, стр. 1217—1226.

<sup>2</sup> Ввиду того, что Ritter приводит, как обычно принято в германских источниках, поверхности нагрева газовые, а не водяные, сравнивать численно данные фиг. 7 с данными фиг. 5 и 6 нельзя.



ТАБЛИЦА 5

Газовые проходы русских паровозов<sup>1</sup>

№№ по порядку	Серия	Осевая характеристика	Число дымогарных труб	Диаметр дымогарных труб мм	Число жаровых труб	Диаметр жаровых труб мм	Сечение дымогарных труб м <sup>2</sup>	Сечение жаровых труб м <sup>2</sup>	Сечение элементов м <sup>2</sup>	Свободный газовый проход $\Omega$ м <sup>2</sup>	Площадь колосниковой решетки $R$ м <sup>2</sup>	$\frac{\Omega}{R}$ 100%	$\frac{H_{исп.}}{R}$	Паровой проход $II$ м <sup>2</sup>	$\frac{II}{R}$ 100%
1	А	2—3—0	192	46/51	—	—	0,319	—	—	0,319	2,16	14,7	71	—	—
2	Б	2—3—0	151	46/51	24	119/127	0,251	0,267	0,087	0,431	2,80	13,4	59	0,0147	0,525
3	Г <sup>п</sup>	2—3—0	156	46/51	24	125/133	0,259	0,295	0,087	0,467	2,80	16,7	60	0,0147	0,525
4	Е <sup>ф, с, к</sup>	1—5—0	195	41,3/50,8	28	129/136,5	0,261	0,365	0,101	0,525	6,00	8,7	40	0,0172	0,286
5	Е <sup>л</sup>	1—5—0	194	41,3/50,8	28	129/136,5	0,260	0,365	0,101	0,524	6,00	8,7	40	0,0172	0,286
6	Ж	2—3—0	210	46/51	—	—	0,349	—	—	0,349	2,22	15,7	75	—	—
7	З	2—3—0	139	46/51	18	118/127	0,231	0,197	0,065	0,363	2,34	15,5	63	0,0111	0,475
8	И	1—4—0	147	46/51	21	125/133	0,244	0,258	0,076	0,426	3,03	14,1	64	0,0129	0,426
9	К	2—3—0	147	46/51	21	125/133	0,244	0,258	0,076	0,426	2,72	15,7	60	0,0129	0,475
10	К <sup>у</sup>	2—3—0	159	46/51	24	125/133	0,264	0,295	0,087	0,472	3,14	15,1	60	0,0147	0,467
11	Л	2—3—1	184	51/56	36	125/133	0,306	0,442	0,131	0,617	4,65	13,3	58	0,0221	0,475
12	М	1—4—0	192	45/50	40	127/135	0,319	0,506	0,145	0,680	5,95	11,4	44	0,0246	0,413
13	Н <sup>л</sup>	1—3—0	226	46/51	—	—	0,375	—	—	0,375	2,20	17,0	73	—	—
14	Н <sup>в</sup>	1—3—0	198	45/50	—	—	0,329	—	—	0,329	2,20	15,0	73	—	—
15	Н <sup>в</sup>	1—3—0	198	45/50	—	—	0,329	—	—	0,329	2,20	15,0	73	—	—
16	Н <sup>у</sup>	1—3—0	198	46/51	—	—	0,329	—	—	0,329	2,60	12,6	60	—	—
17	Н <sup>у</sup>	1—3—0	198	46/51	—	—	0,329	—	—	0,329	2,60	12,6	60	—	—
18	Н <sup>п</sup>	1—3—0	102	46/51	21	125/133	0,169	0,258	0,076	0,351	2,45	14,3	52	0,0129	0,325
19	О <sup>л</sup>	0—4—0	190	46/51	—	—	0,316	—	—	0,316	1,85	17,0	82	—	—
20	О <sup>в</sup>	0—4—0	190	46/51	—	—	0,316	—	—	0,316	1,85	17,0	82	—	—
21	О <sup>ч</sup>	0—4—0	116	46/51	18	125/133	0,192	0,221	0,065	0,348	1,85	18,8	72	0,0111	0,6
22	Р	1—4—0	235	45/50	—	—	0,390	—	—	0,390	2,52	15,4	68	—	—
23	С	1—3—1	170	46/51	24	125/133	0,282	0,295	0,087	0,490	3,80	12,9	55	0,0147	0,387
24	С <sup>в</sup>	1—3—1	170	46/51	24	125/133	0,282	0,295	0,087	0,490	3,80	12,9	55	0,0147	0,387
25	С <sup>у</sup>	1—3—1	135	45/51	32	125/133	0,224	0,393	0,116	0,501	4,73	10,6	42	0,0197	0,416
26	С <sup>у</sup>	1—3—1	135	45/51	32	125/133	0,224	0,393	0,116	0,501	4,73	10,6	42	0,0197	0,416
27	У	2—3—0	244	46/51	—	—	0,405	—	—	0,405	2,63	15,3	69	—	—
28	У <sup>у</sup>	2—3—0	135	64/51	21	125/133	0,224	0,258	0,076	0,406	2,83	14,3	54	0,0129	0,455
29	Ф	1—5—0	230	45/51	31	118/127	0,382	0,339	0,112	0,609	5,10	11,9	51	0,0190	0,373
30	Ц	1—4—0	224	46/51	—	—	0,372	—	—	0,372	2,48	15,0	73	—	—
31	Ч <sup>н</sup>	0—4—0	192	46/51	—	—	0,318	—	—	0,318	1,85	17,2	90	—	—
32	Ш	1—4—0	272	46/51	—	—	0,450	—	—	0,450	2,80	16,1	74	—	—
33	Щ	1—4—0	272	46/51	—	—	0,450	—	—	0,450	2,80	16,1	78	—	—
34	Щ <sup>п</sup>	1—4—0	160	46/51	24	118/127	0,265	0,263	0,087	0,441	2,80	15,7	60	0,0147	0,545
35	Щ <sup>ч</sup>	1—4—0	160	46/51	27	125,5/136	0,265	0,334	0,098	0,501	2,80	17,9	63	0,0166	0,593

<sup>1</sup> Таблица составлена на основании данных „Транспортного Hütte“, таблица С, вып. 7—8, стр. 688. Диаметр элементов во всех случаях условно взят равным 28/34 мм.

№№ по порядку	Серия	Осевая характеристика	Число дымогарных труб	Диаметр дымогарных труб мм	Число жаровых труб	Диаметр жаровых труб мм	Сечение дымогарных труб мм <sup>2</sup>	Сечение жаровых труб мм <sup>2</sup>	Сечение элементов мм <sup>2</sup>	Свободный газовый проход Ω м <sup>2</sup>	Площадь колосниковой решетки R м <sup>2</sup>	$\frac{\Omega}{R} 100\%$	$\frac{H_{исп}}{R}$	Паровой проход П м <sup>2</sup>	$\frac{П}{R} 100\%$
36	Ы	0—4—0	258	46/51	—	—	0,428	—	—	0,428	2,55	16,8	72	—	—
37	Ы <sup>ч</sup>	0—4—0	139	46/51	24	125/133	0,231	0,295	0,037	0,439	2,55	17,2	58	0,0147	0,575
38	Э, Э <sup>г</sup> , Э <sup>ш</sup>	0—5—0	188	46/51	25	125/133	0,312	0,307	0,091	0,528	4,46	11,8	46	0,0160	0,359
39	Э <sup>у</sup>	0—5—0	157	46/51	32	125/133	0,261	0,393	0,116	0,538	4,46	12,1	44	0,0197	0,440
40	Я	1—3—0	230	46/51	—	—	0,382	—	—	0,382	2,30	16,6	70	—	—
41	Θ	0—3+3—0	265	46/51	—	—	0,440	—	—	0,440	3,50	15,5	59	—	—
42	Θ <sup>ч</sup> <sub>Б</sub>	0—3+3—0	156	46/51	24	125/133	0,259	0,295	0,087	0,467	3,40	13,7	53	0,0147	0,432
43	V	0—4—0	147	46/51	21	125/133	0,244	0,258	0,076	0,426	3,03	14,1	54	0,0129	0,425
44	V <sup>с</sup>	0—4—0	170	46/51	24	125/133	0,282	0,295	0,087	0,490	3,32	14,7	54	0,0147	0,442

Как видно, общая закономерность имеет тот же характер. Все это указывает на то, что уменьшение  $\frac{H_{исп}}{R}$ , вызывая относительное увеличение решетки, автоматически уменьшает газовый проход, а это в свою очередь снижает наивысшую паропроизводительность решетки.

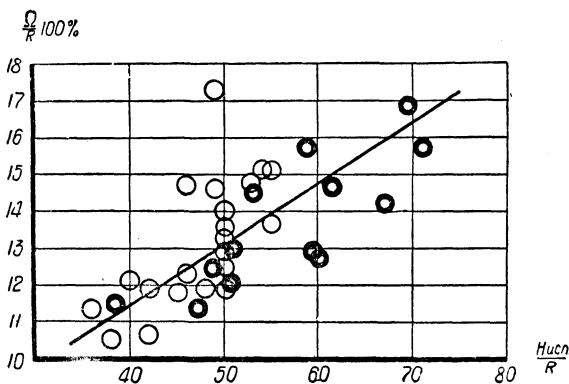
Не развивая дальше соображений об оптимальных величинах этих соотношений, укажем лишь, что этот вопрос должен подвергнуться специальному исследованию, при чем эта тема отнюдь не исчерпывается соображениями об экономичности котла, но в значительной мере связана с общей экономикой паровоза как термической, так и хозяйственной (затрата металла).

В паровозе ФД, благодаря низкому отношению  $\frac{H_{исп}}{R}$  и ряду конструктивных особенностей котла, газовый проход оказался довольно низким — равным

0,6 м<sup>2</sup>, что относительно площади колосниковой решетки составляет 8,5%.

Переходя к конструктивной наметке габаритных размеров топki, следует отметить, что основным критерием при выборе их является объем топki, находящийся в прямом соотношении с ее поверхностью.

Назначение размеров топчного объема зависит главным образом от задаваемого сорта топлива, и руководящей величиной должно быть установленное опытным путем оптимальное количество кубометров топчного пространства на 1 кг сжигаемого топлива.



Фиг. 7. Зависимость между  $\frac{\Omega}{R}$  и  $\frac{H'_{исп}}{R}$  для ряда германских паровозов. Обозначение точек то же, что и на фиг. 4 и 5.

Обычно для суждения о топчном объеме пользуются не абсолютной его величиной, а относительной, приведенной к 1 м<sup>2</sup> решетки ( $\frac{V_T}{R}$ ).

Для топлива с малым выходом летучих (антрацитов) топочный объем может быть значительно меньше, чем для топлива с большим выходом летучих (дрова, нефть, угли марок Д, Г и др.).

В различных паровозах относительный топочный объем (нетто — т. е. полезный) колеблется от 1,3 до 2,5. При значениях  $\frac{V_T}{R}$ , близких к нижнему пределу, для некоторых видов топлива наблюдается повышение потерь от химической неполноты сгорания; при значениях же, близких к высшему пределу  $\frac{V_T}{R}$ , растущая вместе с объемом топочная поверхность  $H_T$  вследствие большей прямой отдачи вызывает значительное понижение температуры топочного пространства и, как следствие этого, неправильное протекание топочного процесса и снижение перегрева.

Американцы часто берут  $\frac{V_T}{R}$  около 1,8.<sup>1</sup>

Для наших топлив твердых норм еще нет, но надо думать, что для длиннопламенных углей (Г, Д и др.) оптимальный топочный объем также близок к этой цифре.<sup>2</sup>

Размеры топочных объемов конструктивно достигаются либо путем углубления топки, либо путем устройства камеры догорания.

С теплотехнической стороны несомненно, что удаленный от лучеиспускающего слоя объем камеры догорания дает иные результаты, чем объем собственно топки, однако для длиннопламенных углей, при которых камера догорания особенно необходима, это обстоятельство в связи с наличием длинного факела, возможно, не имеет особого значения.

Как уже отмечалось выше, камера догорания помимо своего теплотехнического назначения, а иногда даже в ущерб ему, имеет целью перемещение центра тяжести котла.

Топочная поверхность ( $H_T$ ), подвергаемая прямой отдаче лучеиспускающего слоя, является наиболее активной по паропроизводительности частью котельной поверхности. Размеры ее зависят от топочного объема, хотя изменение ее при изменении объема происходит несколько медленнее. Обычно относительная топочная поверхность  $\frac{H_T}{R}$  заключается в пределах от 3,5 до 5,5, при чем наибо-

<sup>1</sup> С. Брандт. Проектирование котла и перегревателя.

<sup>2</sup> Проф. С. П. Сыромятников в статье „Работа нефтяной паровозной топки и нормы для расчета ее кубатуры“ (Труды МИИТ, вып. VII, стр. 45) дает следующие приближенные нормы часового количества сжигаемого топлива в 1 м<sup>3</sup> топочного объема  $\left(\frac{B_h}{V_T}\right)$ : мазут — 75 кг/м<sup>3</sup>час, угли с большим выходом летучих (Д, Г) — 100 кг/м<sup>3</sup>час, угли с малым выходом летучих (ПЖ, ПС) — 140 кг/м<sup>3</sup>час, дрова — 280 кг/м<sup>3</sup>час. Если это так, то  $\frac{B_h V_T}{V_T} = R u$  или  $\frac{V_T}{R} = \frac{u}{B_h}$ ; тогда для сжигания угля

марки Д при  $u = 500$  кг/м<sup>3</sup>час,  $\frac{V_T}{R}$  должен равняться:  $\frac{500}{100} = 5$ ; для сжигания ПЖ при  $u = 350$ ,  $\frac{V_T}{R} = 2,5$  и, наконец, для дров при  $u = 800$ ,  $\frac{V_T}{R} = 2,8$ . Ясно, что эти нормы преуменьшены и практически не могут быть выдержаны в паровозах обычных конструкций.

лее часто встречается отношение 4,5. Для нижнего предела характерны высокий перегрев и малые форсировки поверхности нагрева, для верхнего предела характерна обратная картина.

В паровозе ФД при полученной трубной решетке внутренний диаметр четвертого барабана определен в 2082 мм.<sup>1</sup>

Диаметр барабана, наклон боковых стенок топки, база паровоза и задний бегунок — определяют ширину и длину колосниковой решетки. На основании этого были установлены длина решетки — 3200 мм и ширина — 2200 мм.

Вопрос о постановке термосифонов был решен отрицательно из опасения, что они могут понизить температуру перегрева, а также вызвать повышение веса на задней тележке.

Остаток испаряющей поверхности  $293 - 264 = 29 \text{ м}^2$  приходится на топку с камерой догорания. Детальная разработка определила величину поверхности топки в  $31,23 \text{ м}^2$  и объем — в  $12,7 \text{ м}^3$ , что дает отношения  $\frac{H_T}{R} = 4,46$  и  $\frac{V_T}{R} = 1,8$ .

## РАЗВЕСКА ПАРОВОЗА

При определении веса паровоза и размещении его основных деталей конструкторы пользуются двумя методами. Первый применяется при наличии уже построенных и взвешенных паровозов подобного типа с подобной же осевой характеристикой. Этот метод состоит в том, что производят вычитание или прибавление разностей веса одинаковых деталей проектируемого и выбранного за исходный старого паровоза, руководствуясь геометрическими размерами этих деталей. При этом нужно заранее определить толщину рамы и ее сечение, диаметр осей, толщины листов котла и топки, тип швов и т. д. Вес новых и старых деталей подсчитывается весьма грубо, без учета всех мелких деталей. Ошибки, допущенные при грубом подсчете веса, погашаются тем, что к полному действительному весу исходного паровоза прибавляется разность между весом одноименных деталей нового и старого паровоза. Этот метод дает быстрые результаты, но может быть применен лишь при наличии данных о взвешивании паровозов подобных типов и достаточно верных и быстрых методов расчета размеров основных деталей. Конструкторы заводов США, располагая большим количеством таких материалов, пользуются этим методом.

<sup>1</sup> Размер этот был получен не сразу. Для характеристики всех встречающихся при проектировании трудностей приводим варианты котла, намечавшиеся в процессе эскизного проектирования. По первоначальному эскизу наружный диаметр заднего барабана намечался в 2050 мм и переднего в 1800 мм. Однако это не позволило разместить требуемую поверхность нагрева, которая уменьшалась вследствие отказа от постановки термосифонов. В связи с этим диаметр котла был увеличен — первый барабан до 1825 мм и задний до 2100 мм, что дало поверхность нагрева в  $299,74 \text{ м}^2$ . Надо заметить, что высота потолка топки в этом варианте была сделана по стандартам завода Балдвин (по стандартам ALCO потолок был бы выше на 12 мм). Однако в сравнении с нашими старыми паровозами паровое пространство и зеркало испарения оказались несколько преуменьшенными. Чтобы осуществить необходимое увеличение водяного пространства и зеркала испарения, пришлось понизить высоту топки, уменьшить промежуток между трубами до 18 мм (вместо принятого в первом варианте промежутка в 19 мм) и увеличить наружный диаметр переднего барабана до 1875 мм и заднего — до 2125 мм. Такое увеличение диаметра котла при отказе от термосифонов и при допущении более высоких напряжений в котельных листах ( $\sigma_p = 3850 \text{ кг/см}^2$ ) подняло вес паровоза весьма незначительно.

Второй способ, не предполагающий наличия развески подобного типа паровоза, заключается в том, что составляется эскизный проект паровоза. Проект предполагает разработку пробных чертежей ряда деталей (котла, рамы, колес, цилиндров и т. д.) с подсчетом веса и положения центров тяжести отдельных деталей. Вес заносится в весовую ведомость, и составляется развеска паровоза по осям. В случае неудовлетворительности результатов одна или несколько деталей пересматриваются; вес их или размещение изменяются, и только тогда начинается чисто рабочее проектирование, при чем необходимо строго соблюдать предварительно намеченный вес и положения центров тяжести. Поэтому разработка эскизного проекта должна предусматривать все возможные весовые и конструктивные проработки детального проектирования. Окончательная развеска паровоза зависит от квалификации составителя эскизного проекта.

При составлении проекта паровоза ФД, в виду срочности, был принят комбинированный метод развески. Эскизный проект был составлен по первому методу. По этому проекту была начата детальная разработка с одновременным учетом веса и сравнением его с данными эскизного проекта. Вместе с проектом был закончен и детальный подсчет веса, показавший очень небольшие отступления от первоначальной развески.

Приведем краткое описание предварительного подсчета веса паровоза ФД.

Как основа для подсчета веса проектируемого паровоза был выбран Декапод (1—5—0—Е<sup>Ф</sup>), построенный для русских железных дорог в США в 1915 г. Этот паровоз был выбран по следующим соображениям: во-первых, он близок к проектируемому паровозу по своей осевой характеристике; во-вторых, по весу его детали были построены очень осторожно;<sup>1</sup> в-третьих, его детали (например котел, рама и др.) по типу имеют много общего с деталями проектируемого паровоза.

Вес по осям в кг для этого паровоза в груженом состоянии следующий:

Бегунок	Сцепные оси				
	I	II	III	IV	V
10 400	16 500	16 100	16 200	16 700	16 800

#### ПОДСЧЕТ ВЕСА ПАРОВОЗА ПРИ ЭСКИЗНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Наименование деталей	Разница в весе деталей проектного паровоза и паровоза Декапод, в кг
Цилиндрическая часть котла с передней решеткой . . .	+ 2 800
Паровой колпак . . . . .	—
Жаровые и дымогарные трубы . . . . .	+ 750
Перегревательные элементы . . . . .	+ 1 050
Дымовая коробка с деталями . . . . .	+ 900
Пароперегревательная камера с регулятором . . . . .	+ 800
Топка с кожухом (листовой материал) . . . . .	+ 1 700
Камера догорания с кожухом (дополнительно) . . . . .	+ 2 000

<sup>1</sup> При своей высокой мощности русский Декапод является одним из самых легких построенных в Америке паровозов.

Разница в весе де-  
талей проектного  
паровоза и паровоза Декапод, в кг

Наименование деталей

Связи в топке и камере догорания . . . . .	+ 1 500
Вода в цилиндрической части котла . . . . .	+ 2 200
Вода в топке . . . . .	+ 1 700
Вода в камере догорания . . . . .	+ 1 100
Тяжи и их скрепления . . . . .	+ 450
Топочное кольцо . . . . .	+ 200
Дымовая труба . . . . .	+ 100
Колосниковая решетка, зольник и механизм . . . . .	+ 550
Краны и проч. . . . .	+ 200
Обшивка и изоляция . . . . .	+ 200
Песочница . . . . .	+ 650
Цилиндры . . . . .	+ 650
Парораспределительный механизм . . . . .	+ 400
Рама и междурамные скрепления . . . . .	+ 4 000
Подвешивание . . . . .	+ 900
Колеса . . . . .	+ 800
Оси . . . . .	+ 900
Буксы . . . . .	+ 200
Передняя тележка усиленного типа . . . . .	+ 200
Колеса передней тележки . . . . .	+ 200
Задняя тележка (дополнительно) . . . . .	+ 5 000
Два тормозных насоса вместо одного . . . . .	+ 650
Стокер с машиной на тендере . . . . .	+ 650
Водоподогреватель . . . . .	+ 2 300
Площадки и будка . . . . .	—
Электрическое освещение (генератор) . . . . .	+ 200
Водоочиститель (дополнительно) . . . . .	+ 650
Разные предметы кроме уже приведенных . . . . .	+ 450
Термосифоны . . . . .	+ 900
Реверс . . . . .	+ 400

Итого разница в весе . . . . . + 38 300

Вес Декапода действительный . . . . . 92 700

Вес проектного паровоза ФД . . . . .  $92\,700 + 38\,300 = 131\,000$

Грубо распределяя вес, получим:

на переднюю тележку . . . . .	12,5 т
• сцепные оси . . . . .	100,0
• заднюю тележку . . . . .	18,5
Всего . . . . .	131,0 т

Этот же паровоз без термосифонов весит приблизительно на 1 т меньше, т. е. 130,0 т.

Подробный подсчет, производившийся при рабочем проектировании, показал, что предварительный вес был взят довольно близким к действительности, и ошибка в его определении не превысила 3,5%.

Теоретический вес получился на 4,5 т выше, т. е. равным 134,5 т, а действительный взвешенный вес равным 133,5 т. Увеличение действительного веса против эскизного проекта произошло за счет следующих деталей. Обшивка и изоляция оказались тяжелее проектных на 1,3 т. Водоподогреватель — тяжелее на 500 кг. Вовсе не были учтены возвращающие приборы бокового перемещения первой и пятой сцепных осей. Вес осей и рамы немного уменьшился из-за уменьшения их размеров, но зато увеличился вес ведущих букс, которые были поставлены американского специального типа. Кроме этого передний буферный брус был сделан не штампованным, как на Декаподе, а литым.

Как было указано выше, распределение веса было сделано ориентировочно. Детальный подсчет потребовал удлинения расстояния между первой сцепной осью и вертикальной осью цилиндра на 70 мм; вместо 1580 мм был взят размер в 1650 мм.

Приведем несколько практических указаний для самой грубой оценки веса проектируемого паровоза.

Вес котла можно определить, считая, что 1 м<sup>2</sup> испаряющей поверхности весит 100 кг. Этот вес увеличивается для меньших котлов и уменьшается для больших.

Центр тяжести котла предварительно можно принять посередине между передней решеткой и серединой лобового листа.

Вес обшивки с изоляцией составляет 10—12% от веса котла; вес машины с рамой равен весу котла с изоляцией; обслуживающий вес соответствует половине веса котла; мертвый вес равен весу котла; вес перегревателя легко подсчитывается; вес гарнитуры и паропровода берется в виде процентной надбавки; вес будки с настилкой, арматуры и водоподогревателя приблизительно такой же, как и на близких типах.

После проведения весовых и габаритных подсчетов приступают к повсечному тепловому расчету и построению тяговых характеристик.

Из краткого описания методов эскизного проектирования паровоза ФД видно, что при проектировании паровоза нельзя вести порознь проектирование котла, машины и ходовой части вследствие полной взаимозависимости всех их основных размеров. Это положение, понятное заводским конструкторам, зачастую недостаточно ясно лицам, мало соприкасающимся с практикой заводского проектирования паровозов.

## **ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КОТЛА И ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ И ПОСТРОЕНИЕ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК**

Новые геометрические формы котла, большие размеры его и стокерное отопление заставили произвести детальную расчетную проверку выбранных в эскизном проекте размеров паровоза.

Несмотря на то, что существующие методы тепловых расчетов основаны на теоретической интерпретации опытов с русскими паровозами, от которых проектируемый паровоз во многом отличается своими конструктивными формами, логическая последовательность этих расчетов и строгая аналитическая дифференциация в них всех тепловых явлений давали право думать, что эти расчеты приведут к результатам, если и не совсем точным, то во всяком случае достаточно близким к действительности, и позволят сделать выводы об относительных преимуществах тех или иных конструктивных вариантов. Поэтому

параллельно с выработкой эскизного проекта производились тепловые расчеты котла.

Некоторые изменения в основных размерах, имеющие место в приводимых ниже расчетах, вызывались, с одной стороны, принимаемыми конструктивными вариантами и, с другой стороны, рядом уточнений, происходящих в процессе эскизного проектирования.

Первый вариант расчета, производившийся для угля марки ПЖ, нами опускается, так как он по сути дела противоречит заданию и делался в свое время только потому, что не были выяснены составные части и пропорции проектной смеси. Размеры котла и его частей в первых двух вариантах одинаковы.

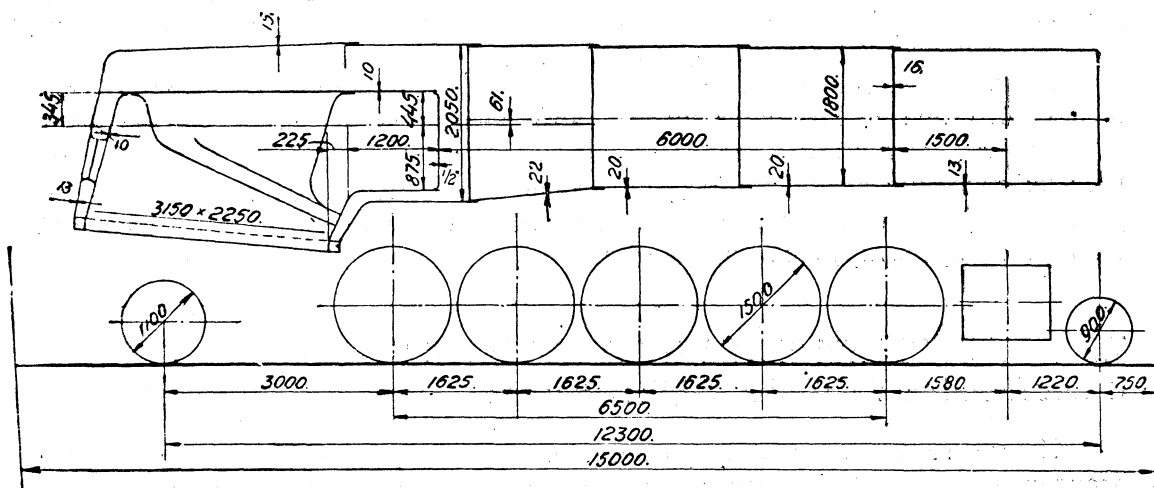
Далее приведены характеристики вариантов 2, 3, 4 и 5, из которых вариант второй развернут подробно, как наиболее типичный и дающий возможность показать все главнейшие моменты расчетов, встречающиеся в практике. Читателю будет не трудно в случае надобности по этой схеме развернуть расчет принятого к осуществлению варианта 3.

## ВАРИАНТ 2

Котел снабжен мелкотрубным перегревателем, топка имеет два термосифона.

Основные характеристики котла приведены на фиг. 9 и сведены в табл. 6.

В качестве топлива взята смесь: донецкого угля марки ПЖ — 25%, подмосковного угля (орех) — 35% и АРШ — 40%.



Фиг. 9. Первоначальный эскиз паровоза ФД.

В таблице 7 приведены составные части и теплотворные способности каждой составляющей и всей смеси в целом.

Тепловой расчет строился на основании некоторых элементов, принимаемых в расчете заранее известными.

Таковыми задаваемыми факторами являлись: коэффициент избытка воздуха; содержание в продуктах сгорания окиси углерода  $\text{CO}$  в процентах; процент тепловой потери в шлаке, коксе, провале и уносе. —  $q_2^{\text{неч}}$



ТАБЛИЦА 6

## Размеры котла во втором варианте

Характеристики котла и перегревателя		Размерность	Условные обозначения	Размеры
Поверхности нагрева даны газовые	Площадь колосниковой решетки .....	м <sup>2</sup>	$R$	7,05
	Число и диаметр дымогарных труб .....	мм	$n_d \times d_d$	45 × 51/57
	„ „ жаровых труб .....	„	$n_{ж} \times d_{ж}$	130 × 82,5/89
	Поверхность нагрева собственно топочной камеры ..	м <sup>2</sup>	$H_{п}$	20,25
	„ „ камеры догорания .....	„	$H_{кд}$	7,41
	„ „ термосифонов .....	„	$H_{тс}$	6,97
	„ „ кипятильных труб .....	„	$H_{кт}$	1,87
	„ „ всей огневой коробки .....	„	$H_t$	36,5
	„ „ дымогарных труб .....	„	$H_d$	43,5
	„ „ жаровых труб до начала элементов .....	„	$H_{ж'}$	10,79
	„ „ жаровых труб в области элементов .....	„	$H_{ж''}$	190,00
	„ „ жаровых труб полная .....	„	$H_{ж}$	200,79
	„ „ пароперегревателя <sup>1</sup> .....	„	$H_{пе}$	138,50
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая газами .....		м <sup>2</sup>	$H_{исп}^r$	280,79
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая водой .....		„	$H_{исп}$	302,20
Длина дымогарных и жаровых труб снаружи решеток ..		м	$L_d$	6,025
Расстояние от задней решетки до концов элементов ..		„	$L_{ж'}$	0,375
Длина элемента перегревателя внутри жаровой трубы ..		„	$L_{ж''}$	5,650

ТАБЛИЦА 7

## Характеристика проектного топлива

Марка топлива	% по весу	$C^{p0}/\%$	$H^{p0}/\%$	$O^{p0}/\%$	$N^{p0}/\%$	$S_d^{p0}/\%$	$W^{p0}/\%$	$A^{p0}/\%$	$Q_H^{p0} \frac{\text{кал}}{\text{кг}}$	$L^{p0}/\%$
ПЖ .....	25	73,00	4,30	2,50	1,00	1,70	4,00	13,50	7100	25
Подм. 0 .....	35	34,24	2,59	10,35	0,62	2,90	31,00	18,30	3155	35
АРШ. ....	40	77,00	1,70	1,82	0,84	1,24	5,00	12,40	6620	4
Смесь .....	100	61,00	2,66	4,98	0,80	19,4	13,86	14,74	5616	20

<sup>1</sup> Без учета концов элементов в дымовой камере.

## КОЭФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА

При опытах с паровозом серии Э № 632 на Екатерининской ж. д., на донецком угле<sup>1</sup> при ручном отоплении коэффициент избытка воздуха почти не зависел от интенсивности горения  $u$  и был близок к 1,25. Опыты же с паровозом серии М<sup>2</sup> дали убывающую зависимость  $\alpha$  от  $u$ , при чем  $\alpha$  в пределах  $u$  от 200 до 350 изменялось, в среднем, от 1,3 до 1,1.

Предполагая, что при равномерной подаче топлива стокером, редком открытии топочной дверцы и, наконец, наличии колосниковой решетки с живым сечением в 20% коэффициент избытка воздуха должен быть меньше, чем при ручном отоплении и колосниковой решетке с живым сечением в 30—40%, применявшейся во время опытов Ломоносова, — в дальнейших расчетах величину  $\alpha$  было сочтено возможным принять равной 1,2 и независимой от интенсивности горения  $u$ .

## ПРОЦЕНТ СОДЕРЖАНИЯ ОКСИ УГЛЕРОДА

При угольном отоплении содержание СО обычно колеблется в пределах от 1 до 2%.

Наличие в проектируемом паровозе большого объема топки позволило предполагать лучшие условия для догорания СО; почему в дальнейших расчетах содержание СО принято равным 1% и независимым от  $u$ .

Последнее положение, так же как и положение, что  $\alpha$  не зависит от  $u$ , хотя принципиально и не совсем верно, но было принято для упрощения расчетов, а также за отсутствием достаточно надежных данных.

## ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ В КОКСЕ, ШЛАКЕ, ПРОВАЛЕ И УНОСЕ

Сильно влияя на общий коэффициент полезного действия котла, эти потери являются одними из самых главных. Отсутствие достаточно широкого освещения этого вопроса в литературе заставило обратиться к опытным данным и попытаться установить обоснованные закономерности.

По данным опытов Ю. В. Ломоносова<sup>3</sup> и В. А. Павловского<sup>4</sup> сумма потерь в коксе, шлаке, провале и уносе в дымовую камеру для донецких углей (в обозначении Павловского  $q_1$ ) имеет минимум при  $u=200$ . При  $u < 200$  главную часть этих потерь составляют провал и потери в шлаке и, наоборот, при  $u > 200$  доминирующее значение приобретают потери от уноса в дымовую камеру.

Графическое изображение этих потерь позволяет предполагать, что изменение  $q_1$  в зависимости от  $u$  может быть достаточно точно изображено в виде функции:

$$q_1 = A + B(u - C)^2.$$

В таблице 8 приведены числовые значения для коэффициентов этой формулы, полученные из данных В. А. Павловского.

<sup>1</sup> Ю. В. Ломоносов. Паровозы Э, Э<sup>Г</sup>, Э<sup>Ш</sup>. Берлин 1924, стр. 137—140.

<sup>2</sup> „Главнейшие результаты опытов над паровозами типа 2—4—0 сер. М“. Третий сборник Института тяги, Транспечать НКПС, Москва 1930.

<sup>3</sup> Ю. В. Ломоносов. Паровозы Э, Э<sup>Г</sup>, Э<sup>Ш</sup>. Берлин 1924, стр. 137—140.

<sup>4</sup> В. А. Павловский. Испытания углей на Северо-Западных железных дорогах в 1913 г. Берлин 1923, стр. 61—76.

Зависимость  $q_1$  от  $y$  по опытам В. А. Павловского

У г о л	Пределы $y$	Формула для $q_1$	№ чер- тежа в книге Павлов- ского	Примечание
Кадиевский свежий без свода . . . . .	200 — 400	$6,5 + 0,000187(y - 200)^2$	24	Кадиевский уголь бли- зок по качествам к мар- ке К
Кадиевский свежий со сводом . . . . .	200 — 350	$7,5 + 0,000067(y - 200)^2$	27	
Кадиевский лежалый без свода . . . . .	150 — 450	$8,5 + 0,00016(y - 200)^2$	33	
Кадиевский лежалый со сводом . . . . .	150 — 400	$7 + 0,00012(y - 200)^2$	41	
Щербиновский без свода . . . . .	200 — 450	$4 + 0,000048(y - 200)^2$	46	Щербиновский уголь близок по качествам к марке ПЖ
Щербиновский со сво- дом . . . . .	150 — 400	$4 + 0,00005(y - 200)^2$	49	
Гроздецкий без свода	200 — 550	$4,5 + 0,0000775(y - 200)^2$	54	
Гроздецкий со сводом	200 — 550	$4,5 + 0,000037(y - 200)^2$	61	

Потери от уноса в дымовую трубу и от недогорания тяжелых углеводородов Павловский вносит в остаточный член баланса  $q_c$ . Так как в наших расчетах мы объединяем эти потери с потерями, обозначаемыми Павловским через  $q_1$ , то очевидно, что коэффициенты  $A$  и  $B$  в выражении  $q_2^{\text{мех}}$  должны по своей численной величине превышать полученные из опытных данных Павловского. Стокерное отопление сухим измельченным углем в свою очередь способствует увеличению этих коэффициентов.

Подробными опытными данными, освещающими вопрос о размерах увеличения  $q_2^{\text{мех}}$ , мы не располагали, и оценка этого фактора была сделана приблизительно.

В окончательном виде изменение  $q_2^{\text{мех}}$  было принято соответствующим уравнению:

$$q_2^{\text{мех}} = 10 + 0,0002(y - 200)^2.$$

Руководствуясь указанием проф. С. П. Сыромятникова,<sup>1</sup> следовало бы принять изменение  $q_3^{\text{мех}}$  по закону:

$$q_3^{\text{мех}} = 0,000125y^3.$$

Однако при  $y$ , меньшем 250,  $q_3^{\text{мех}}$  получает слишком малые значения. Для  $y$ , большего 250, оба уравнения дают достаточно близкую сходимость. Таблица 9 дает сравнительные результаты для  $q_3^{\text{мех}}$  при подсчете по обеим формулам.

<sup>1</sup> Проф. С. П. Сыромятников. Проектирование сверхмощных паровозов, „Труды МИИТ“, вып. XIV, стр. 168.

Принятая зависимость  $q_2^{\text{мех}}$  от  $y$ 

$q_2^{\text{мех}}$ \ $y$	100	200	300	400	500	600	700
$q_2^{\text{мех}} = 10 + 0,0002 (y - 200)^2$	12	10	12	18	28	42	60
$q_2^{\text{мех}} = 0,000125 y^2$	1,25	5	11,25	20	31,3	45	61,2

Таким образом, при составлении теплового расчета мы задались величинами:

$$\alpha = 1,2 = \text{Const}; \text{CO} = 1\% = \text{Const}; q_2^{\text{мех}} = 10 + 0,0002 (y - 200)^2.$$

Вставляя в выражения

$$\alpha = \frac{1}{1 - 3,76 \frac{\text{O}_2 - \frac{\text{CO}}{2}}{100 - \text{CO}_2 - \text{O}_2 - \text{CO}}},$$

$$\beta = 2,37 \frac{\text{H}^p - \frac{\text{O}^p}{8}}{\text{C}^p},$$

$$\text{CO} = \frac{21 - \beta \text{CO}_2 - (\text{CO}_2 + \text{O}_2)}{0,605 + \beta}$$

известные нам величины и решая их совместно, получаем:

$$\text{CO}_2 = 15,10\%, \text{O}_2 = 4,01\%, \text{CO}_2 + \text{O}_2 = 19,11\%, \beta = 0,079.$$

Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = \frac{1}{0,236} \left( \frac{8}{3} \text{C}^p + 8 \text{H}^p + \text{S}_a^p - \text{O}^p \right) \frac{1}{100} =$$

$$= \frac{1}{0,236} \left( \frac{8}{3} 61,0 + 8 \cdot 2,66 + 1,94 - 4,98 \right) \frac{1}{100} = 7,67 \left( \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right).$$

Действительное количество воздуха, необходимое для сжигания 1 кг топлива:

$$\alpha L_0 = 1,20 \cdot 7,67 = 9,2 \left( \frac{\text{кг}}{\text{кг}} \right).$$

#### СОСТАВЛЯЮЩИЕ ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА <sup>1</sup>

Коэффициент механической полноты горения:

$$\mu = \frac{100 - q_2^{\text{мех}}}{100}.$$

<sup>1</sup> Дальнейшие расчеты ведутся в соответствии с методами, предложенными проф. С. П. Сыромятниковым. Техническая сторона расчетов — порядок арифметических вычислений и приведение их к табличному виду — нами приводятся в том виде, в каком она была принята при производстве этих расчетов в ЦЛПБ. Техника тепловых расчетов для начинающих почти всегда является камнем преткновения. Особенно это относится к решению уравнений теплопередачи в жаровых трубах. Предлагаемая ниже система проведения тепловых расчетов безусловно не может считаться един-

Потери от недогорания  $Q_0$ :

$$q_2^{CO} = 56,9 \frac{C^P}{Q_H^P} \cdot \frac{CO}{CO_2 + CO} 100_\mu = 56,9 \frac{61,0}{5616} \cdot \frac{1}{15,10 + 1,0} 100_\mu = 3,83_\mu.$$

Потери на внешнее охлаждение:

$$q_4 = \frac{\psi (2,2 + 0,21 V^{0,7}) (t_k - t_n)^{4/3} H_n}{y R Q_H^P} 100,$$

где:  $\psi$  — коэффициент, характеризующий качество изоляции, принимаемый равным 0,6;

$V$  — скорость паровоза в км/час, принимаемая равной 25 км/час;

$t_k$  — температура насыщенного пара в котле, при 16 ата  $\approx 200^\circ \text{C}$ ;

$t_n$  — температура наружного воздуха, принимаемая равной  $15^\circ \text{C}$ ;

$H_n$  — внешняя поверхность обшивки котла, принимаемая равной:

$$0,28 (H_{\text{исп}} + H_{\text{пе}}) = 110 \text{ м}^2.$$

Тогда:

$$q_4 = \frac{0,6 (2,2 + 0,21 \cdot 9,55) 1020 \cdot 110 \cdot 100}{y \cdot 7,05 \cdot 5616} = \frac{723}{y}.$$

Тепло, заключающееся в топливе:

$$Q_0 = y R Q_H^P = 7,05 \cdot 5616 y = 39\,600 y.$$

Тепло, потерянное с механической неполнотой сгорания:

$$Q_2^{\text{мех}} = \frac{q_2^{\text{мех}}}{100} Q_0 = 396 y q_2^{\text{мех}}.$$

Тепло, потерянное от недогорания  $CO$ :

$$Q_2^{CO} = q_2^{CO} \frac{Q_0}{100} = 396 y q_2^{CO}.$$

Тепло, потерянное от внешнего охлаждения:

$$Q_4 = q_4 \frac{Q_0}{100} = 396 y q_4 = \frac{396 y \cdot 723}{y} = 287\,000 \text{ кал} = \text{Const}.$$

Результаты расчетов сводим в таблицу 10.

ТАБЛИЦА 10

Изменение  $q_2^{\text{мех}}$ ,  $Q_2^{CO}$  и  $q_4$  от  $y$

$y$	$\mu$	$y\mu$	$q_2^{\text{мех}} \%$	$q_2^{CO} \%$	$q_4 \%$	$Q_0$ кал	$Q_2^{\text{мех}}$ кал	$Q_2^{CO}$ кал	$Q_4$ кал
100	0,88	88	12	3,37	7,23	3 960 000	475 000	133 400	287 000 = = Const
200	0,90	180	10	3,45	3,62	7 920 000	792 000	273 400	
300	0,88	264	12	3,37	2,41	11 880 000	1 427 000	400 500	
400	0,82	328	18	3,14	1,81	15 850 000	2 852 000	498 000	
500	0,72	360	28	2,76	1,45	19 810 000	5 545 000	546 500	
600	0,58	348	42	2,22	1,20	23 750 000	9 970 000	527 000	
700	0,40	280	60	1,53	1,03	27 700 000	16 720 000	424 000	

ственно возможной. С одинаковым успехом могут быть применены и другие способы, но, как показал наш опыт, уже и эта система значительно ускоряет расчет и позволяет наглядно контролировать правильность вычислений всех числовых элементов, входящих в сложные формулы уравнений теплопередачи.

## КОЭФИЦИЕНТ РАЗДЕЛЕНИЯ ГАЗОВ

Живое сечение дымогарных труб  $\Omega_d$  при диаметре труб 51/57 мм:

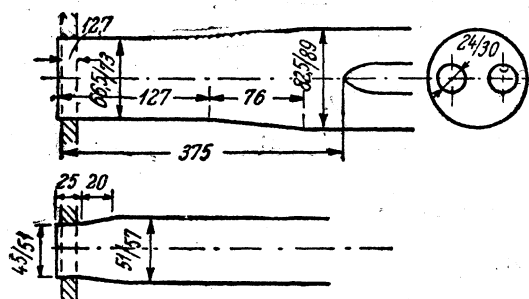
$$\Omega_d = \frac{\pi d_d^2}{4} n_d = \frac{3,14 \cdot 0,051^2}{4} \cdot 45 = 0,0919 \text{ м}^2.$$

Гидравлический радиус дымогарной трубы:

$$r_d = \frac{\Omega_d}{\pi d_d n_d} = \frac{d_d}{4} = \frac{0,051}{4} = 0,01275 \text{ м.}$$

Живое сечение жаровых труб на участке от задней решетки до концов пароперегревательных элементов  $\Omega_{ж'}$  при диаметре жаровой трубы в этом месте 66,5/73 мм:

$$\Omega_{ж'} = \frac{\pi d_{ж'}^2}{4} n_{ж'} = \frac{3,14 \cdot 0,0665^2}{4} 130 = 0,4515 \text{ м}^2.$$



Фиг. 10. Эскиз жаровой и дымогарной труб при перегревателе Элеско Е.

Гидравлический радиус жаровой трубы на участке от задней решетки до концов перегревательных элементов:

$$r_{ж'} = \frac{d_{ж'}}{4} = \frac{0,0665}{4} = 0,01662 \text{ м.}$$

Живое сечение жаровых труб в области перегревательных элементов при диаметре жаровой трубы 82,5/89 мм и диаметре элемента пароперегревателя 24/30 мм:

$$\Omega_{ж''} = \frac{\pi}{4} (d_{ж''}^2 - 2d_{э}^2) n_{ж''} = \frac{3,14}{4} (0,0825^2 - 2 \cdot 0,030^2) 130 = 0,511 \text{ м}^2.$$

Гидравлический радиус жаровой трубы в области постановки перегревательных элементов:

$$r_{ж''} = \frac{\pi (d_{ж''}^2 - 2d_{э}^2)}{4\pi (d_{ж''} + 2d_{э})} = \frac{0,0825^2 - 2 \cdot 0,030^2}{4 (0,0825 + 2 \cdot 0,030)} = 0,00877 \text{ м.}$$

Коэффициенты разделения газов  $\beta$  и  $(1 - \beta)$  определяются из уравнения:

$$\frac{(1 - \beta)^2 L_d}{\Omega_d r_d} = \beta^2 \left( \frac{L_{ж'}}{\Omega_{ж'} r_{ж'}} + \frac{L_{ж''}}{\Omega_{ж''} r_{ж''}} \right),$$

где:  $L_d$  — длина дымогарной трубы = 6,025 м;

$L_{ж'}$  — расстояние от задней трубчатой решетки до конца элементов пароперегревателя = 0,350 м;

$L_{ж''}$  — длина элемента пароперегревателя в жаровой трубе = 5,675 м.

Вставляя в это уравнение известные нам величины, находим, что

$$\beta \approx 0,90 \text{ и } 1 - \beta \approx 0,10.$$

## КОЭФИЦИЕНТЫ ОСНОВНОГО ТЕПЛОВОГО УРАВНЕНИЯ

$$G_{bc} = 0,55 \frac{C^p}{CO_2 + CO} + 0,0021 C^p + 0,0406 H^p + 0,0045 W^p =$$

$$= 0,55 \frac{61,0}{15,1 + 1} + 0,0021 \cdot 61,0 + 0,0406 \cdot 2,66 + 0,0045 \cdot 13,86 = 2,381.$$

$$G_{b\delta} = 0,0000445 \frac{C^p}{CO_2 + CO} + 0,0000013 C^p + 0,0000044 H^p + 0,0000005 W^p =$$

$$= 0,0000445 \frac{61,0}{15,1 + 1} + 0,0000013 \cdot 61,0 + 0,0000044 \cdot 2,66 + 0,0000005 \cdot 13,86 =$$

$$= 0,000266.$$

## ТЕМПЕРАТУРА СГОРАНИЯ

При данном  $\alpha$ , CO и заданном изменении  $q_2^{mex}$  температура горения  $T_1$  не зависит от интенсивности горения  $y$ .

Действительно:

$$Q_0 - Q_2^{mex} - Q_2^{CO} = MT_1 + NT_1^2,$$

где:  $M = \mu y R G_{bc}$ ;

$N = \mu y R G_{b\delta}$ .

$$y R Q_H^p - \frac{q_2^{mex}}{100} y R Q_H^p - \frac{q_2^{CO}}{100} y R Q_H^p = \mu y R G_{bc} T_1 + \mu y R G_{b\delta} T_1^2.$$

$$Q_H^p \left( \frac{100 - q_2^{mex} - q_2^{CO}}{100} \right) = \mu (G_{bc} T_1 + G_{b\delta} T_1^2),$$

$$Q_H^p \left( \frac{100 - q_2^{mex} - q_2^{CO}}{100\mu} \right) = G_{bc} T_1 + G_{b\delta} T_1^2,$$

но  $\frac{100 - q_2^{mex}}{100} = \mu$ ; а  $q_2^{CO} = A\mu = 3,83\mu$ , следовательно

$$Q_H^p \left( \frac{100 - q_2^{mex}}{100\mu} - \frac{q_2^{CO}}{100} \right) = G_{bc} T_1 + G_{b\delta} T_1^2,$$

$$Q_H^p \left( 1 - \frac{A}{100} \right) = G_{bc} T_1 + G_{b\delta} T_1^2 = \text{Const},$$

откуда  $T_1 = \text{Const}$ .

В нашем случае:

$$5616 \cdot 0,9617 = 2,381 T_1 + 0,000266 T_1^2;$$

$$T_1^2 + 8930 T_1 - 20\,250\,000 = 0;$$

$$T_1 = 1870^\circ \text{C}.$$

## ТЕМПЕРАТУРА У ЗАДНЕЙ ТРУБЧАТОЙ РЕШЕТКИ

$$T_2 = 1350 \sqrt[1,6]{\frac{y \frac{R}{H_r} \mu Q_H^p + 4400}{y \frac{R}{H_r} \mu Q_H^p + 223\,000}}.$$

Для вычислений удобнее освободить это выражение от радикала.

$$T_2^{1,6} = 1350^{1,6} \frac{y \frac{R}{H_T} \mu Q_n^p + 4400}{y \frac{R}{H_T} \mu Q_n^p + 223\,000} = 102\,300 \frac{\frac{7,05}{36,5} 5616 y \mu + 4400}{\frac{7,05}{36,5} 5616 y \mu + 223\,000} =$$

$$= 102\,300 \frac{1086 y \mu + 4400}{1086 y \mu + 223\,000}.$$

Определение  $T_2$  для различных  $y$  удобное вести в форме табличных записей. Полученные результаты необходимо построить в функции  $y$  для проверки и выравнивания точек.

ТАБЛИЦА 11

Вычисление  $T_2$

$y$	$y\mu$	$1086 y\mu$	$A = 102\,300 \frac{1086 y\mu + 4400}{1086 y\mu + 223\,000}$	$\lg A$	$\frac{\lg A}{1,6}$	$T_2$
100	88	95 500	32 120	4,506	2,815	653
200	180	195 500	48 850	4,689	2,930	851
300	264	286 700	58 400	4,766	2,980	955
400	328	356 000	63 600	4,803	3,000	1000
500	360	391 000	65 800	4,818	3,010	1022
600	348	378 000	65 000	4,813	3,007	1016
700	280	304 000	59 800	4,776	2,985	966

## ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ДЫМОГАРНЫХ ТРУБАХ

Общее уравнение теплопередачи:

$$(1 - \beta) \left[ (M + 2Nt_k) 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k}{T_s - t_k} + 2N(T_2 - T_s) \right] = k_d H_d,$$

где:  $t_k$  — температура котловой воды;

$T_s$  — температура продуктов сгорания по выходе дымогарных труб в °C;

$k_d$  — коэффициент теплопередачи в дымогарных трубах  $\left( \frac{\text{кал}}{\text{м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}} \right)$ .

Для труб с внутренним диаметром в 46 мм

$$k'_d = 6 + 2,45 W_d^{0,7},$$

где  $W_d$  — скорость газов внутри дымогарных труб (средняя).

Коэффициент теплопередачи в трубах зависит от диаметра трубы, при чем эта зависимость выражается отношением:

$$\frac{k_d}{k'_d} = \left( \frac{d'_d}{d_d} \right)^{0,214}.$$

Для нашего случая, для труб диаметром 51 мм:

$$\frac{k_d}{k'_d} = \left( \frac{46}{51} \right)^{0,214} = 0,983,$$

откуда коэффициент теплопередачи:

$$k_d = 5,9 + 2,42 W_d^{0,7}.$$



Средняя скорость в дымогарных трубах в м/сек:

$$W_d = \frac{1,07 L_0 \alpha R_b B_h (1 - \beta) \left( \frac{T_2 + T_3^A}{2} + 273 \right)}{13,596 \cdot 760 \cdot 3600 \Omega_d},$$

где:  $R_b$  — газовая постоянная для воздуха = 29,27,

$B_h$  — часовой расход топлива =  $y \mu R$ .

Подставляя в это выражение числовые значения величин, не изменяющихся от  $y$ , получаем:

$$W_d = \frac{1}{2} \cdot \frac{1,07 \cdot 9,2 \cdot 29,27 \cdot 7,05 \cdot 0,1 y \mu (T_2 + T_3^A + 546)}{13,596 \cdot 760 \cdot 3600 \cdot 0,0919} = \\ = \mu y (T_2 + T_3^A + 546) 0,000 029 7.$$

Так как изменение  $y \mu$  и  $T_2$  в зависимости от  $y$  нами ранее было определено, то для упрощения дальнейших вычислений составим таблицу для скоростей при различных  $y$ .

ТАБЛИЦА 12

Вычисление  $W_d$

$y$	$y \mu$	$T_2$	$W_d = \Delta + \sigma T_3^A$
100	88	653	$3,135 + 0,002 61 T_3^A$
200	180	851	$7,47 + 0,005 35 T_3^A$
300	264	955	$11,76 + 0,007 84 T_3^A$
400	328	1000	$15,07 + 0,009 75 T_3^A$
500	360	1022	$16,75 + 0,010 68 T_3^A$
600	348	1016	$16,15 + 0,010 34 T_3^A$
700	280	966	$12,58 + 0,008 31 T_3^A$

Общее уравнение теплопередачи в развернутом виде:

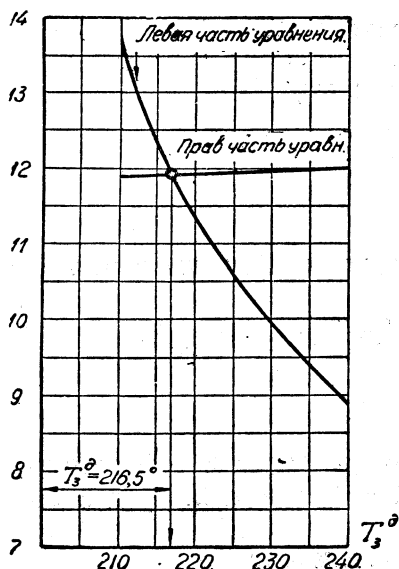
$$2,3 [(1 - \beta) G_b \sigma y \mu R + 2 (1 - \beta) G_b \delta y \mu R t_k] [\lg (T_2 - t_k) - \lg (T_3^A - t_k)] + \\ + 2 (1 - \beta) G_b \delta y \mu R (T_2 - T_3^A) = [5,9 + 2,42 (\Delta + \sigma T_3^A)^{0,7}] H_d.$$

Вставляя сюда величины, не зависящие от  $y$ , и производя арифметические преобразования, получим для уравнения теплопередачи в дымогарных трубах следующее выражение:

$$y \mu 0,0167 \{5,72 [\lg (T_2 - 200) - \lg (T_3^A - 200)] + 0,000 532 (T_2 - T_3^A)\} = \\ = 5,9 + 2,42 (\Delta + \sigma T_3^A)^{0,7}. \quad (a)$$

Для нахождения температур  $T_3^A$  для  $y = 100, 300, 500, 700$  вставляем в преобразованное уравнение теплопередачи (a) соответствующие  $y \mu$  и найденные выше  $T_2$ . После этого уравнение принимает вид, в котором неизвестное, т. е.  $T_3^A$ , входит со знаком логарифма и в виде иррациональной функции и в силу этого не может быть найдено обычным алгебраическим способом.

Для решения этого уравнения можно пользоваться методом подбора или, что значительно быстрее и достаточно точно, способом графического построе-



Фиг. 11. Решение уравнения (b).

Строя, как и выше из таблицы 14, значения правой и левой части уравнения в функции  $T_3^A$ , получаем для  $y = 300$  пересечение этих кривых в точке, соответствующей  $T_3^A = 318^\circ \text{Ц}$ .

ния правой и левой частей уравнения в функции  $T_3^A$  по подсчитанным точкам.

Пересечение кривых, соответствующих правой и левой частям уравнения, даст искомую температуру  $T_3^A$ .

Быстрота решения зависит от удачного выбора значений  $T_3^A$ , близких к действительному. Вычисления удобнее всего вести в табличной форме. На фиг. 11 даны построенные по вычисленным точкам правая и левая части уравнения (b). Пересечение их соответствует  $T_3^A = 216,5^\circ \text{Ц}$ .

Совершенно таков же ход решения и для других значений  $y$ .

Правая часть уравнения при графическом ее изображении протекает весьма полого, почему для ускорения работы можно не вычислять ее значения для всех температур  $T_3^A$ , а ограничиться лишь вычислением крайних.

ТАБЛИЦА 13

Вычисление  $T_3^A$  при  $y = 100$

При $y = 100$ , $y_p = 88$ , $T_2 = 653$ , $W_d = 3,135 + 0,002615 T_3^A$ и уравнение (a) принимает вид: $8,14 [2,655 - \lg (T_3^A - 200)] + 0,000758 (653 - T_3^A) = 5,9 + 2,42 (3,135 + 0,002615 T_3^A)^{0,7}$ (b)													
$T_3^A$	$T_3^A - 200$	$\lg (T_3^A - 200)$	$[2,655 - \lg (T_3^A - 200)]^*$	$8,14 [^*]$	$653 - T_3^A$	$0,000758 \times (653 - T_3^A)$	Левая часть уравнения (b)	$0,002615 T_3^A$	$W_d$	$\lg W_d$	$0,7 \lg W_d$	$W_d^{0,7}$	Правая часть уравнения (b)
210	10	1,0	1,655	13,47	443	0,335	13,805	0,550	3,685	0,566	0,397	2,49	11,93
220	20	1,301	1,354	11,00	433	0,328	11,328	0,575	3,710	0,570	0,399	2,505	11,95
230	30	1,477	1,178	9,60	423	0,320	9,92	0,601	3,736	0,572	0,400	2,51	11,97
240	40	1,602	1,053	8,57	413	0,313	8,883	0,627	3,762	0,576	0,403	2,527	12,01

Для  $y = 500$  по таблице 15 получим:

$$T_3^A = 357^\circ \text{Ц}.$$

При  $y = 700$ ,  $y_p = 280$ ,  $T_2 = 966$  и уравнение (a) принимает вид:

$$25,9 [2,884 - \lg (T_3^A - 200)] + 0,00241 (966 - T_3^A) = 5,9 + 2,42 (12,58 + 0,00831 T_3^A)^{0,7} \quad (e)$$

ТАБЛИЦА 14

Вычисление  $T_3^A$  при  $y = 300$ 

При $y = 300$ , $y_p = 264$ , $T_2 = 955$ , $W_d = 11,76 + 0,00784 T_3^A$ и уравнение (а) принимает вид: $24,41 [2,878 - \lg(T_3^A - 200)] + 0,002275 (955 - T_3^A) = 5,9 + 2,42 (11,76 + 0,00784 T_3^A)^{0,7}$ (с)													
$T_3^A$	$T_3^A - 200$	$\lg(T_3^A - 200)$	$[2,878 - \lg(T_3^A - 200)]^*$	24,41 [°]	$955 - T_3^A$	$0,002275 \times (955 - T_3^A)$	Левая часть ур-ния (с)	$0,00784 T_3^A$	$W_d$	$\lg W_d$	$0,7 \lg W_d$	$W_d^{0,7}$	Правая часть ур-ния (с)
310	110	2,041	0,837	20,45	645	1,467	21,97	2,43	14,19	1,152	0,806	6,40	21,40
320	120	2,0795	0,799	19,51	635	1,445	20,95	—	—	—	—	—	—
330	130	2,114	0,764	18,65	625	1,421	20,07	—	—	—	—	—	—
340	140	2,146	0,732	17,86	615	1,400	19,26	2,66	14,42	1,159	0,811	6,46	21,53

ТАБЛИЦА 15

Вычисление  $T_3^A$  при  $y = 500$ 

При $y = 500$ , $y_p = 360$ , $T_2 = 1022$ , $W_d = 16,75 + 0,01068 T_3^A$ и уравнение (а) принимает вид: $33,3 [2,915 - \lg(T_3^A - 200)] + 0,0031 (1022 - T_3^A) = 5,9 + 2,42 (16,75 + 0,01068 T_3^A)^{0,7}$ (d)													
$T_3^A$	$T_3^A - 200$	$\lg(T_3^A - 200)$	$[2,915 - \lg(T_3^A - 200)]^*$	33,3 [°]	$1022 - T_3^A$	$0,0031 \times (1022 - T_3^A)$	Левая часть ур-ния (d)	$0,01068 T_3^A$	$W_d$	$\lg W_d$	$0,7 \lg W_d$	$W_d^{0,7}$	Правая часть ур-ния (d)
340	140	2,146	0,769	25,60	682	2,115	27,71	3,63	20,38	1,309	0,916	8,24	25,85
350	150	2,176	0,739	24,60	672	2,082	26,68	—	—	—	—	—	—
360	160	2,204	0,711	23,67	662	2,051	25,72	—	—	—	—	—	—
370	170	2,23	0,685	22,80	652	2,021	24,82	3,95	20,71	1,316	0,921	8,34	26,10

Задавая ряд температур  $T_3^A$  и строя правую и левую части уравнения (е), получим в их пересечении искомую температуру  $T_3^A$ :

$$T_3^A = 321,5^\circ \text{Ц.}$$

#### ТЕПЛОПЕРЕДАЧА В ЖАРОВЫХ ТРУБАХ НА УЧАСТКЕ ОТ ЗАДНЕЙ ТРУБЧАТОЙ РЕШЕТКИ ДО КОНЦОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

Общее уравнение теплопередачи для жаровых труб на этом участке изображается как:

$$\frac{1}{2} \beta \left[ (M + 2Nt_k) 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k'}{T_{A'} - t_k'} + 2N(T_2 - T_{A'}) \right] = k_{ж'} H_{ж'},$$

где  $T_{A'}$  — температура соприкасающихся со стенками труб газов в сечении концов перегревателей элементов.

Для трубы с внутренним диаметром в 66,5 мм коэффициент теплопередачи после соответствующего пересчета равняется:

$$k_{ж'} = 5,24 + 2,18 W_{ж'}^{0,7},$$

где  $W_{ж'}$  — средняя скорость газов на этом участке.

$$W_{ж'} = \frac{1,07 L_0 \alpha R_B B_h \beta \left( \frac{T_2 + \frac{T_2 + T_{A'}}{2}}{2} + 273 \right)}{13,56 \cdot 760 \cdot 3600 \cdot \Omega_{ж'}} =$$

$$= \frac{1,07 \cdot 9,2 \cdot 29,27 \cdot 7,05 \cdot 0,9 \text{ ур} \cdot (0,75 T_2 + 0,25 T_{A'} + 273)}{13,56 \cdot 760 \cdot 3600 \cdot 0,4515}$$

$$W_{ж'} = 0,00002725 (3T_2 + T_{A'} + 1090) \text{ ур}.$$

Так же как и выше, составляем таблицу для выражения скорости при различных  $y$ .

Вычисление  $W_{ж'}$

ТАБЛИЦА 16

$y$	$T_2$	$3T_2$	$3T_2 + 109$	$W_{ж'} = \Delta + \sigma T_{A'}$
100	653	1960	3050	$7,32 + 0,0024 T_{A'}$
300	955	2865	3955	$28,5 + 0,0072 T_{A'}$
500	1022	3066	4156	$40,8 + 0,00981 T_{A'}$
700	966	2898	3988	$30,41 + 0,00763 T_{A'}$

В развернутом виде уравнение теплопередачи изобразится как:

$$\frac{1}{2} \beta y \mu R [(G_{bc} + 2G_b \delta t_k) 2,3 \lg \frac{T_2 - t_k}{T_{A'} - t_k} + 2G_b \delta (T_2 - T_{A'})] =$$

$$= [5,24 + 2,18 (\Delta + \sigma T_{A'})]^{0,7} H_{ж'}. \quad (f)$$

Вставляя в это уравнение известные нам неизменяющиеся от  $y$  величины и произведя арифметические действия, получим общее выражение для уравнения теплопередачи в преобразованном виде:

$$\text{ур} 0,294 \{5,72 [\lg (T_2 - 200) - \lg (T_{A'} - 200)] + 0,000532 (T_2 - T_{A'})\} =$$

$$= 5,24 + 2,18 (\Delta - \sigma T_{A'})^{0,7}. \quad (g)$$

Строя в функции  $T_{A'}$  правую и левую части этого уравнения, находим искомую температуру  $T_{A'}$  и по ней температуру  $T_A = \frac{T_2 + T_{A'}}{2}$ .

$$T_{A'} = 561^\circ \text{Ц}; \quad T_A = 607^\circ \text{Ц}.$$

При  $y = 300$ ,  $\text{ур} = 264$ ,  $T_2 = 955$ ,  $W_{ж'} = 28,5 + 0,0072 T_{A'}$  — уравнение (g) принимает вид:

$$444 [2,878 - \lg (T_{A'} - 200)] + 0,0413 (955 - T_{A'}) = 5,24 + 2,18 (28,5 + 0,0072 T_{A'})^{0,7}.$$

Решая его как и выше, получаем:

$$T_{A'} = 856^\circ \text{Ц} \quad T_A = 905,5^\circ \text{Ц}.$$

При  $y = 500$ ,  $\text{ур} = 360$ ,  $T_2 = 1022$ ,  $W_{ж'} = 40,8 + 0,00981 T_{A'}$  — уравнение (g) принимает вид:

$$607 [2,915 - \lg (T_{A'} - 200)] + 0,0552 (1022 - T_{A'}) = 5,24 + 2,18 (40,8 + 0,00981 T_{A'})^{0,7}.$$

Решая его, получаем:

$$T_{A'} = 924^\circ \text{Ц}; \quad T_A = 973^\circ \text{Ц}.$$

При  $y=700$ ,  $y_\mu=280$ ,  $T_2=966$ ,  $W_{ж'}=30,41 + 0,00763 T_{A'}$  — уравнение (g) преобразовывается в:

$$471 [2,884 - \lg (T_{A'} - 200)] + 0,0438 (966 - T_{A'}) = \\ = 5,24 + 2,18 (30,41 + 0,00763 T_{A'})^{0,7},$$

откуда:

$$T_{A'} = 867^\circ \text{Ц} \quad \text{и} \quad T_A = 916,5^\circ \text{Ц}.$$

ТАБЛИЦА 17

Вычисление  $T_{A'}$  и  $T_A$

При $y=100$ , $y_\mu=88$ , $T_2=653$ , $W_{ж'}=7,32 + 0,0024 T_A$ , уравнение (g) принимает вид: $148,1 [2,656 - \lg (T_{A'} - 200)] + 0,01378 (653 - T_{A'}) = 5,24 + 2,18 (7,32 + 0,0024 T_{A'})^{0,7}$ (h)													
$T_{A'}$	$T_{A'} - 200$	$\lg (T_{A'} - 200)$	$[2,656 - \lg (T_{A'} - 200)]^*$	148,1 [°]	$653 - T_{A'}$	$0,01378 \times (653 - T_{A'})$	Левая часть ур-ния (h)	$0,0024 T_{A'}$	$W_{ж'}$	$\lg W_{ж'}$	$0,7 \lg W_{ж'}$	$W_{ж'}^{0,7}$	Правая часть ур-ния (h)
550	350	2,544	0,112	16,60	103	1,42	18,02	1,320	8,64	0,937	0,656	4,52	15,09
560	360	2,556	0,100	14,80	93	1,281	16,08	—	—	—	—	—	—
570	370	2,568	0,088	13,03	83	1,142	14,17	—	—	—	—	—	—
580	380	2,580	0,076	11,25	73	1,006	12,25	1,392	8,71	0,940	0,658	4,55	15,16

#### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛА В ЖАРОВЫХ ТРУБАХ, В ОБЛАСТИ РАСПОЛОЖЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ

При перегревателе типа Элеско Е с размещением каждого элемента в двух жаровых трубах и последовательным проходом пара по ним — температура газов  $T_3^{ж'}$  по выходе из одной жаровой трубы безусловно не равна температуре  $T_3^{ж''}$  газов по выходе из другой жаровой трубы, потому что, в то время как в первой трубе газ омывает часть перегревательного элемента, по которому идет свежий пар низкой температуры, во второй трубе газ омывает другую часть элемента, в которой пар уже приобрел достаточно высокую температуру.

Поэтому, обозначая температуру газов по выходе из всех жаровых труб, имеющих первые ветки элементов, через  $T_3^{ж'}$  и температуру газов по выходе из всех жаровых труб, имеющих вторые ветки элементов, через  $T_3^{ж''}$ , соответствующие поверхности труб — через  $H_{ж'}$  и  $H_{ж''}$ , коэффициенты теплопередачи от газа к воде — через  $k_{ж'}$  и  $k_{ж''}$ , коэффициенты разделения тепла между водой и паром —  $\beta_1'$ ,  $\beta_1''$ ,  $(1 - \beta_1')$  и  $(1 - \beta_1'')$  и, наконец, коэффициенты разделения газов между жаровыми трубами с первыми и вторыми витками — через  $\gamma$  и  $(1 - \gamma)$ , получим, что общие уравнения теплопередачи от газа к воде через стенки жаровых труб напишутся как:

$$\gamma (1 - \beta_1') \beta \left\{ (M + 2Nt_k) 2,3 \lg \frac{T_A - T_k}{T_3^{ж'} - T_k} + 2N(T_A - T_3^{ж'}) \right\} = k_{ж''} H_{ж''} \quad (I)$$

и

$$(1-\gamma)(1-\beta_1'')\beta\left\{(M+2Nt_k)2,3\lg\frac{T_A-t_k}{T_3^{ж''}-t_k}+2N(T_A-T_3^{ж''})\right\}=k_{ж''}H_{ж''}. \quad (II)$$

Так как коэффициенты теплопередачи могут быть выражены через скорость, которая в свою очередь есть функция начальных и конечных температур, то уравнения (I) и (II) дают связь между  $\beta_1'$  и  $T_3^{ж'}$  и  $\beta_1''$  и  $T_3^{ж''}$ , если предположить, что коэффициент  $\gamma=0,50$ , т. е. допустить равное распределение газа между обеими группами труб.

Итак:  $T_3^{ж'} = f_1(\beta_1'). \quad (I')$

$$T_3^{ж''} = f_2(\beta_1''). \quad (II')$$

Уравнение теплопередачи от газа к пару в жаровых трубах с первыми витками элементов напишется в следующем виде:

$$\gamma\beta\beta_1'[(M+2Nt_m')2,3\lg\frac{T_A-t_m'}{T_3^{ж'}-t_m'}+2N(T_A-T_3^{ж'})]=k_{пе}H'_{пе}. \quad (III)$$

Для жаровых труб со вторыми ветками элементов это уравнение принимает вид:

$$(1-\gamma)\beta\beta_1''\left[(M+2Nt_m'')2,3\lg\frac{T_A-t_m''}{T_3^{ж''}-t_m''}+2N(T_A-T_3^{ж''})\right]=k_{пе}H''_{пе}, \quad (IV)$$

где:  $t_m'$  и  $t_m''$  — средние температуры пара, соответственно равные

$$t_m' = \frac{t_k + t'_{пе}}{2} \quad \text{и} \quad t_m'' = \frac{t'_{пе} + t''_{пе}}{2}$$

( $t'_{пе}$  — температура пара по выходе из первых витков элементов и  $t''_{пе}$  — по выходе из вторых витков элементов);

$k_{пе}$  — коэффициент теплопередачи от газа к пару в трубках перегревателя;

$H'_{пе}$  и  $H''_{пе}$  — соответствующие поверхности нагрева перегревательных элементов в первой и второй группах жаровых труб.

Считая  $k_{пе}$  известным, что для этого типа перегревателя является достаточно смелым допущением, и  $\gamma=0,5$ , мы в уравнениях (III) и (IV) имеем связь между  $\beta_1'$ ,  $T_3^{ж'}$ ,  $t'_{пе}$  и  $\beta_1''$ ,  $T_3^{ж''}$ ,  $t'_{пе}$ ,  $t''_{пе}$  или, что то же,

$$T_3^{ж'} = \varphi_1(\beta_1', t'_{пе}). \quad (III')$$

$$T_3^{ж''} = \varphi_2(\beta_1'', t'_{пе}, t''_{пе}). \quad (IV')$$

Таким образом, мы имеем четыре уравнения с шестью неизвестными.

Попытаемся найти недостающие уравнения из баланса тепла и уравнений теплодержания газовых потоков.

Тепло, пошедшее на получение насыщенного пара:

$$Q = Q_T + Q_d + Q_{ж'} - Q_4 + Q'_{ж''} + Q''_{ж''}, \quad (V)$$

где:  $Q_T$  — тепло, отданное воде через стенки огневой коробки;

$Q_d$  — " " " " " дымогарных труб;

$Q_{ж'}$  — " " " " " жаровых труб на участке от задней решетки до концов элементов;

$Q'_{ж''}$  — тепло, отданное воде через стенки жаровых труб в области распо-

ложения перегревателей элементов, для труб, имеющих первые петли элементов;

$Q_{ж}''$  — тепло, отданное воде через стенки труб в области расположения перегревателей элементов, для труб, имеющих вторичные петли элементов.

Тепло, отданное пару через стенки перегревательных элементов в жаровых трубах с первыми петлями элементов:

$$Q'_{пе} + \gamma \beta \beta_1' \{ (MT_A + NT_A^2) - [MT_3^{ж'} + N(T_3^{ж'})^2] \}. \quad (VI)$$

Тепло, отданное пару через вторичные петли элементов:

$$Q''_{пе} = (1 - \gamma) \beta \beta_1'' \{ (MT_A + NT_A^2) - [MT_3^{ж''} + N(T_3^{ж''})^2] \}, \quad (VII)$$

откуда соответствующие количества тепла, переданного воде в этих трубах:

$$Q'_{ж} = \frac{1 - \beta_1'}{\beta_1'} Q'_{пе} \quad (VIII)$$

$$Q''_{ж} = \frac{1 - \beta_1''}{\beta_1''} Q''_{пе}. \quad (IX)$$

Количество испаренной воды в кг:

$$D_k = \frac{Q_k}{I_k - \vartheta} = \frac{Q_T + Q_d + Q_{ж'} - Q_4 + Q'_{ж''} + Q''_{ж''}}{I_k - \vartheta}, \quad (X)$$

где  $I_k$  — теплосодержание насыщенного пара, предполагаемое известным, и  $\vartheta$  — теплота питательной воды, также предполагаемая известной.

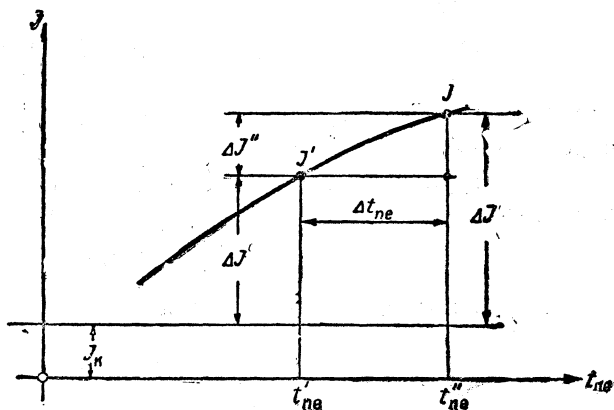
Приращение теплосодержания пара после прохода первой петли каждого элемента

$$\Delta I' = I' - I_k = \frac{Q'_{пе}}{D_k}, \quad (XI)$$

где  $I'$  — теплосодержание пара после прохода первых петель перегревателей элементов.

Приращение теплосодержания пара после прохода вторичных петель элементов:

$$\Delta I'' = I - I' = \frac{Q''_{пе}}{D_k}. \quad (XII)$$



Фиг. 12. Зависимость между  $J$  и  $t_{пе}$ .

Энтропийная диаграмма дает связь между теплосодержанием и температурой пара (фиг. 12), т. е.

$$\Delta I' = \psi(t'_{пе}) \quad (XIII)$$

и

$$\Delta I = \psi_1(t''_{пе}),$$

а так как

$$\Delta I = \Delta I' + \Delta I'',$$

то

$$\Delta I' + \Delta I'' = \psi_1(t''_{пе})$$

$$\Delta I'' = \psi_2(t'_{пе}, t''_{пе}). \quad (XIV)$$

Последовательно исключая промежуточные неизвестные  $\Delta I'$ ,  $\Delta I''$ ,  $D_k$ ,  $Q'_{пе}$ ,  $Q''_{пе}$  и т. д., в результате получаем функциональную связь между  $t''_{пе}$  и  $\beta'_1$ ,  $T_3^{ж'}$ ,  $\beta''_1$ ,  $T_3^{ж''}$ :

$$t''_{пе} = \Phi(\beta'_1, \beta''_1, T_3^{ж'}, T_3^{ж''}), \quad (V)$$

найденную путем совместного решения (XIV, XIII, XII, XI, X, IX, VIII, VII, VI и V) уравнений.

Так как  $t'_{пе}$  может быть выражено только через те же уравнения, то для нее мы не можем получить особого уравнения.

Таким образом, эта система неразрешима, ибо в конечном результате мы имеем 5 уравнений с 6 неизвестными (I, II, III, IV и V).

Невозможность разрешения этой системы станет вполне ясной, если вспомнить, что промежуточная температура  $t'_{пе}$  зависит от всего проходящего через элемент пара  $D_k$ , а он, в свою очередь, зависит от радиации тепла в других жаровых трубах с вторичными петлями элементов и от температуры пара в них, т. е. от  $t''_{пе}$ .

Остается другой путь решения этой системы — путь упрощения ее, т. е. придания ей дополнительного условия.

Таким условием, значительно упрощающим решение вопроса, является допущение, что

$$T_3^{ж'} = T_3^{ж''} = T_3^{ж}, \quad t'_m = t''_m = t_m = \frac{t_k + t_{пе}}{2}.$$

Тогда уравнение (I) примет вид:

$$(1 - \beta') \beta \left[ (M + 2Nt_k) 2,3 \lg \frac{T_A - t_k}{T_3^{ж} - t_k} + 2N(T_A - T_3^{ж}) \right] = k_{ж''} H_{ж''},$$

где доля тепла продуктов сгорания, перешедшая к котловой воде, обозначена через  $(1 - \beta')$ .

Для труб с внутренним диаметром в 82,5 мм после соответствующего пересчета:

$$k_{ж''} = 5,01 + 2,085 W_{ж''}^{0,7}.$$

Как и выше, выражение для средней скорости газов в жаровых трубах:

$$W_{ж''} = \frac{1,07 L_0 \alpha R_b B_m \beta \left( \frac{T_A + T_3^{ж}}{2} + 273 \right)}{13,56 \cdot 760 \cdot 3600 \Omega_{ж''}},$$

что после подстановки известных нам величин и арифметических действий дает:

$$W_{ж''} = 0,00004825 \text{ уμ} (T_A + T_3^{ж} + 546).$$

Приводим, как и выше, это выражение скорости газов в жаровых трубах для различных  $\text{у к}$  виду  $W_{ж''} = \Delta + \sigma T_3^{ж}$ , откуда уравнение теплопередачи в преобразованном виде изобразится как:

$$\begin{aligned} (1 - \beta') \{ 5,72 [\lg(T_A - 200) - \lg(T_3^{ж} - 200)] + 0,000532 (T_A - T_3^{ж}) \} = \\ = [5,01 + 2,085 (\Delta + \sigma T_3^{ж})^{0,7}] \frac{29,95}{\text{уμ}}. \end{aligned} \quad (A)$$



Вычисление  $W_{ж''}$ 

ТАБЛИЦА 18

$y$	$y_{\mu}$	$T_A$	$W_{ж''} = \Delta + \sigma T_3^{ж}$
100	88	607	$4,9 + 0,00425 T_3^{ж}$
300	264	905	$18,5 + 0,01275 T_3^{ж}$
500	360	973	$26,4 + 0,01738 T_3^{ж}$
700	280	916	$19,75 + 0,0135 T_3^{ж}$

Коэффициент теплопередачи от газа к пару в перегревательных трубках:

$$k_{пе} = 21 \left( \frac{\beta B'_h}{H_{пе} + H_{ж}} \right)^{0,7},$$

где  $B'_h$  — так называемый „приведенный к нефти“ расход топлива, вычисляемый по формуле:

$$B'_h = R y_{\mu} \frac{Q_n^p (\text{уголь})}{Q_n^p (\text{нефть})} = 7,05 \frac{5616 y_{\mu}}{10\,000} = 3,96 y_{\mu}$$

$$k_{пе} = 21 \left( \frac{0,9 \cdot 3,96 y_{\mu}}{339,29} \right)^{0,7} = 0,865 (y_{\mu})^{0,7}.$$

ТАБЛИЦА 19

Вычисление  $k_{пе}$ 

$y$	$y_{\mu}$	$\lg(y_{\mu})$	$0,7 \lg(y_{\mu})$	$(y_{\mu})^{0,7}$	$k_{пе}$
100	88	1,944	1,361	23,0	19,9
300	264	2,421	1,696	49,7	43,0
500	360	2,556	1,790	61,7	53,4
700	280	2,447	1,714	51,8	44,8

Общее уравнение теплопередачи от газа к пару в трубках перегревателя:

$$\beta \beta' \left[ (M + 2N t_m) 2,3 \lg \frac{T_A - t_m}{T_3^{ж} - t_m} + 2N(T_A - T_3^{ж}) \right] = k_{пе} H_{пе},$$

где  $t_m = \frac{t_k + t_{пе}}{2}$ ; или в развернутом виде:

$$y_{\mu} \frac{\beta R}{H_{пе}} \beta' \left\{ \left[ G_b c + 2G_b \delta \left( \frac{t_{пе} + t_k}{2} \right) \right] 2,3 \left[ \lg \left( T_A - \frac{t_k + t_{пе}}{2} \right) - \lg \left( T_3^{ж} - \frac{t_k + t_{пе}}{2} \right) \right] + 2G_b \delta (T_A - T_3^{ж}) \right\} = k_{пе}. \quad (B)$$

Недостающие уравнения дает баланс тепла, уравнение теплосодержания газового потока и IS-диаграмма:

$$Q_k = Q_T + Q_d + Q_{ж'} - Q_4 + Q_{ж''}, \quad (C)$$

где обозначения те же, что и выше, а  $Q_{ж''}$  — тепло, перешедшее в воду через стенки жаровых труб на участке расположения перегревателей элементов.

$$Q_{пе} = \beta\beta' \{ (MT_A + NT_A^2) - [MT_3^k + N(T_3^k)^2] \}. \quad (D)$$

$$Q_{ж''} = Q_{пе} \left( \frac{1 - \beta'}{\beta'} \right) \quad (E)$$

$$D_k = \frac{Q_k}{I_k - \vartheta} \quad (F)$$

$$\Delta I = I_{пе} - I_k = \frac{Q_{пе}}{D_k},^1 \quad (G)$$

где  $I_{пе}$  — полное теплосодержание перегретого пара.

Энтропийная диаграмма дает последнюю связь:

$$t_{пе} = \Phi(\Delta I). \quad (H)$$

Ход расчета, позволяющий достаточно просто решить эту систему, может быть предложен следующий:

1. Определяем сумму  $Q_T + Q_d + Q_{ж'} - Q_4$  для различных  $u$ . Для этого составляем ряд уравнений теплосодержания газового потока:

$$Q_T = [(MT_1 + NT_1^2) - (MT_2 + NT_2^2)]$$

$$Q_d = (1 - \beta) \{ (MT_2 + NT_2^2) - [MT_3^k + N(T_3^k)^2] \}$$

$$Q_{ж'} = \beta [(MT_2 + NT_2^2) - (MT_A + NT_A^2)],$$

где:  $M = R \gamma G_b c = 16,8 \text{ ур}$

$N = R \gamma G_b \delta = 0,001876 \text{ ур}.$

2. В уравнение (A) вставляем известные нам для данного  $u$  величины и задаемся последовательно рядом значений  $T_3^k$  и для каждого значения  $T_3^k$  находим коэффициенты  $\beta'$  и  $(1 - \beta')$ .

3. В уравнение (D) вставляем ряд значений  $T_3^k$  и найденные выше соответствующие значения коэффициентов  $\beta'$ , откуда определяем ряд значений для  $Q_{пе}$ .

4. Определяем  $Q_{ж''}$  из уравнения (E) для каждого значения  $T_3^k$ .

5. Определяем  $Q_k$  по уравнению (C) для каждого значения  $T_3^k$ .

6. По уравнению (F) определяем  $D_k$  для каждого значения  $T_3^k$ .

7. По уравнению (G) определяется  $\Delta I$  для каждого значения  $T_3^k$ .

8. По задаваемому  $I_k$  определяется  $I_{пе}$  для каждого значения  $T_3^k$ .

9. По графической зависимости между  $t_{пе}$  и  $I_{пе}$ , построенной предварительно, по  $IS$ -диаграмме, определяется  $t_{пе}$  для каждого значения  $T_3^k$ .

10. После этого в левую часть преобразованного для данного  $u$  уравнения (B) вставляются задаваемые значения  $T_3^k$  и соответствующие им значения  $\beta'$  и  $t_{пе}$ .

Так как в правой части имеется постоянный для данного  $u$  коэффициент  $k_{пе}$ , то решение всей системы сводится к нахождению пересечения кривой, соответствующей левой части уравнения с прямой параллельной оси абсцисс, соответствующей правой части уравнения, т. е. коэффициенту  $k_{пе}$ .

Проверку найденного значения  $T_3^k$  можно сделать путем проведения всех указанных выше подсчетов для данной температуры по уравнениям (A, B, C,

<sup>1</sup> Предполагая, что весь котловый пар проходит через перегреватель, т. е. все вспомогательные приборы питаются перегретым паром.

Вычисление  $Q_T + Q_A + Q_{ж'} - Q_A$ 

$y$	$y^2$	$T_1$	$T_2$	$T_1^2$	$T_2^2$	$M$	$N$	$MT_1$	$NT_1^2$	$MT_2$	$NT_2^2$	$T_3^1$	$(T_3^1)^2$
100	88		653		426 500	1478	0,165	2 765 000	577 000	971 000	70 150	216,5	46 900
300	264	1870	955	3 496 000	913 000	4435	0,495	8 290 000	1 550 000	4 235 000	452 000	318,0	101 200
500	360		1022		1 045 000	6050	0,675	11 310 000	2 360 000	6 190 000	705 000	357,0	127 500
700	280		966		933 000	4705	0,525	8 800 000	1 646 000	4 550 000	490 000	328,0	107 600

$MT_3^1$	$N(T_3^1)^2$	$T_A$	$T_A^2$	$MT_A$	$NT_A^2$	$MT_1 + NT_1^2$	$MT_2 + NT_2^2$	$MT_3^1 + N(T_3^1)^2$	$MT_A + NT_A^2$
321 500	7 740	607	367 000	901 000	60 550	3 342 000	1 041 150	329 240	961 550
1 410 000	50 100	905	819 000	4 015 000	405 500	10 021 000	4 687 000	1 460 100	4 420 500
2 160 000	86 100	973	947 000	5 885 000	639 000	13 670 000	6 895 000	2 246 100	6 524 000
1 545 000	56 500	916	839 000	4 310 000	440 500	10 446 000	5 040 000	1 601 500	4 750 500

$Q_T$	$Q_A$	$Q_{ж'}$	$Q_A$	$Q_A^2$	$Q_T + Q_A + Q_{ж'} - Q_A$
2 300 850	75 191	71 600	287 000	32 924	2 160 641
5 334 000	322 690	240 000		146 010	5 609 690
6 775 000	464 900	334 000		224 600	7 286 000
5 406 000	343 850	260 500		160 150	5 723 350

Вычисление  $\beta'$ ,  $Q_{\text{пе}}$  и  $Q_{\kappa}$ 

При  $y = 100$ ,  $u = 88$ ,  $T_A = 607$ ,  $M = 1478$ ,  $N = 0,165$ ,  $W_{\text{ж}''} = 4,9 + 0,00425 T_3^{\text{жк}} \cdot Q_T + Q_{\text{д}} + Q_{\text{ж}'} - Q_4 = 2\,160\,641$   
уравнение (А) принимает вид:

$$(1 - \beta') \{ 5,72 [2,608 - \lg(T_3^{\text{жк}} - 200)] + 0,000532(607 - T_3^{\text{жк}}) \} = [5,01 + 2,085(4,9 + 0,00425 T_3^{\text{жк}})^{0,7}] 0,3405$$

$T_3^{\text{жк}}$	$T_3^{\text{жк}} - 200$	$\lg(T_3^{\text{жк}} - 200)$	$[2,608 - \lg(T_3^{\text{жк}} - 200)]^{*5}$	$5,72[*]$	$607 - T_3^{\text{жк}}$	$0,000532(607 - T_3^{\text{жк}})$	{ }	$W_{\text{ж}''}$	$\lg W_{\text{ж}''}$	$0,7 \lg W_{\text{ж}''}$	$W_{\text{ж}''}^{0,7}$
205	5	0,699	1,9095	10,92	402	0,2135	11,133	5,771	0,7610	0,533	3,413
215	15	1,176	1,4320	8,19	392	0,2080	8,398	5,814	0,7645	0,535	3,428
225	25	1,398	1,2105	6,93	382	0,2027	7,132	5,856	0,7675	0,537	3,442
235	35	1,544	1,0645	6,09	372	0,1975	6,287	5,900	0,7705	0,539	3,465

$k_{\text{ж}''}$	$1 - \beta'$	$\beta'$	$\frac{1 - \beta'}{\beta'}$	$(T_3^{\text{жк}})^2$	$MT_3^{\text{жк}}$	$N(T_3^{\text{жк}})^2$	$MT_3^{\text{жк}} + N(T_3^{\text{жк}})^2$	$Q_{\text{пе}}$	$Q_{\text{ж}''}$	$Q_{\kappa}$
12,12	0,371	0,629	0,589	42 000	303 000	6930	309 930	369 000	217 500	2 378 141
12,15	0,493	0,507	0,973	46 200	317 800	7620	325 420	290 000	281 500	2 442 141
12,19	0,581	0,419	1,387	50 600	332 500	8340	340 840	234 000	324 000	2 484 641
12,23	0,652	0,348	1,875	55 200	347 500	9100	356 600	189 500	355 500	2 516 141

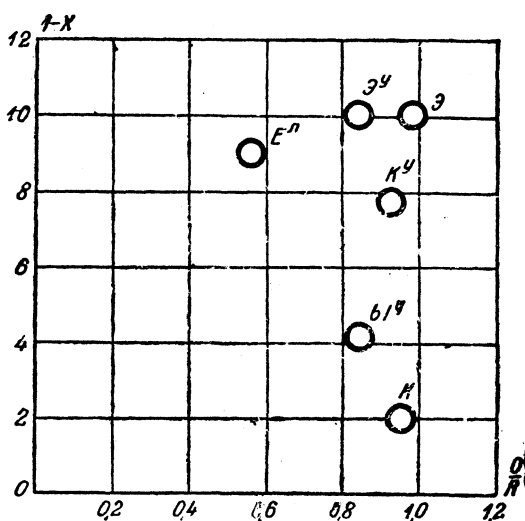
D, E, F, G, H), при чем параллельно с этим находятся точные значения для  $t_{пе}$ ,  $D_k$  и других величин. Значительно проще и достаточно точно можно определить эти величины путем графического построения найденных для каждой  $T_3^*$  величин  $\beta'$ ,  $t_{пе}$ ,  $D_k$  и др. и определения их для найденной  $T_3^*$ .

Следуя этой схеме, производим дальнейшие расчеты теплопередачи в жаровых трубах.

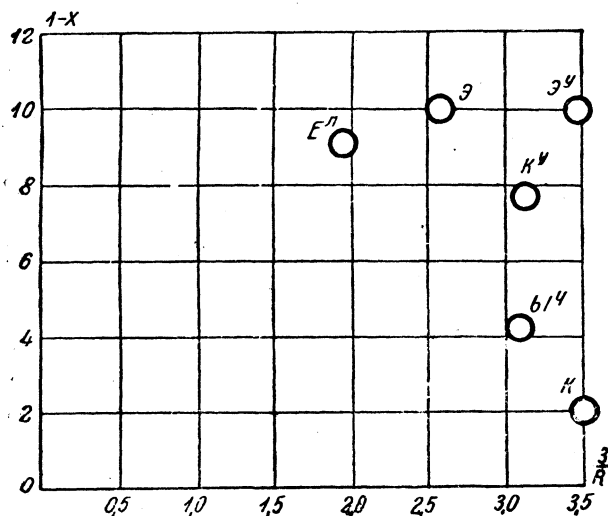
Вычисляя, как было сказано выше,  $Q_T + Q_d + Q_{ж'} - Q_4$ , заносим результаты для каждого  $y$  в таблицу 20.

Для определения  $D_k$  необходимо знать влагосодержание насыщенного котлового пара, в зависимости от которого при заданном котловом давлении находится теплосодержание его  $I_k$  и, в последующем, степень перегрева  $\Delta I$ .

Влагосодержание является одним из самых главных факторов, определяющих температуру перегретого пара. Ориентировочно можно считать, что увеличение степени влажности пара на 1% вызывает понижение температуры перегрева на  $10^\circ\text{C}$ . Несмотря на столь серьезное значение этого фактора, величина его при проектировании нового котла остается весьма неопределенной.



Фиг. 13. Зависимость влажности пара от относительного объема парового пространства для ряда паровозов.



Фиг. 14. Зависимость влажности пара от относительного зеркала испарения для ряда паровозов.

Влажность пара зависит от интенсивности парообразования, возрастая с ее увеличением, от геометрических форм и размеров парового пространства и зеркала испарения, от степени чистоты котловой воды, а также от качества работы паросушителя. Опытные данные о влажности пара, приводимые С. П. Сыромятниковым,<sup>1</sup> весьма лаконичны, и на основании их трудно судить о степени влияния того или иного из перечисленных факторов.

Таблица 22 и фиг. 13 и 14 показывают полную неопределенность зависимости влажности пара от геометрических размеров котлов, хотя вполне ясно, что такая зависимость физически

<sup>1</sup> Инж. С. П. Сыромятников. Исследование рабочего процесса паровозного котла и перегревателя, стр. 100. Берлин 1923.

Паровые пространства и зеркала испарения ряда паровозов

Тип точки	Раз- мер- ность	Услов- ное обознач.	К	К <sup>у</sup>	Э	Е <sup>л</sup>	Ы <sup>ч</sup>	Ө <sup>ч</sup>	С <sup>у</sup>	Л	У	М	Т <sup>Б</sup>	Т <sup>А</sup>	ФД
Испаряющая поверх- ность нагрева . . . . .	м <sup>2</sup>	$H_{\text{исп}}$	164,2	180,8	194,3	242,9	147	178	195,5	271,7	177,4	259,6	340	380	295,1
Площадь колосниковой решетки . . . . .	м <sup>2</sup>	$R$	2,72	3,18	4,46	6,02	2,55	3,40	4,73	4,65	3,03	6,00	7,34	8,00	7,04
Объем парового про- странства . . . . .	м <sup>3</sup>	$O$	2,607	2,940	4,415	3,370	2,157	2,85	4,74	5,13	2,51	5,00	5,96	6,76	6,175
Площадь зеркала испа- рения . . . . .	м <sup>2</sup>	$З$	9,61	10,28	11,88	11,44	8,21	11,76	12,85	13,74	9,45	13,1	16,76	18,06	17,6
Объем парового про- странства, отнесенный к испаряющей поверхности нагрева . . . . .		$\frac{O}{H_{\text{исп}}}$	0,0153	0,0163	0,0227	0,0139	0,0147	0,016	0,0242	0,0189	0,0143	0,0193	0,0175	0,0178	0,0209
Зеркало испарения, от- несенное к испаряющей поверхности нагрева . .		$\frac{З}{H_{\text{исп}}}$	0,0575	0,0570	0,061	0,0472	0,056	0,066	0,0658	0,0507	0,0532	0,0505	0,0475	0,0475	0,0597
Объем парового про- странства, отнесенный к площади колосниковой решетки . . . . .		$\frac{O}{R}$	0,957	0,925	0,990	0,560	0,845	0,84	1,0	1,1	0,83	0,835	0,811	0,845	0,88
Зеркало испарения, от- несенное к площади ко- лосниковой решетки . .		$\frac{З}{R}$	3,53	3,23	2,66	1,90	3,22	3,46	2,71	2,95	3,12	2,18	2,29	2,26	2,5
Влажность пара . . .	%	$1-x$	2,0	7,7	10,0	9,0	4,2	10,0	—	—	—	—	—	—	—

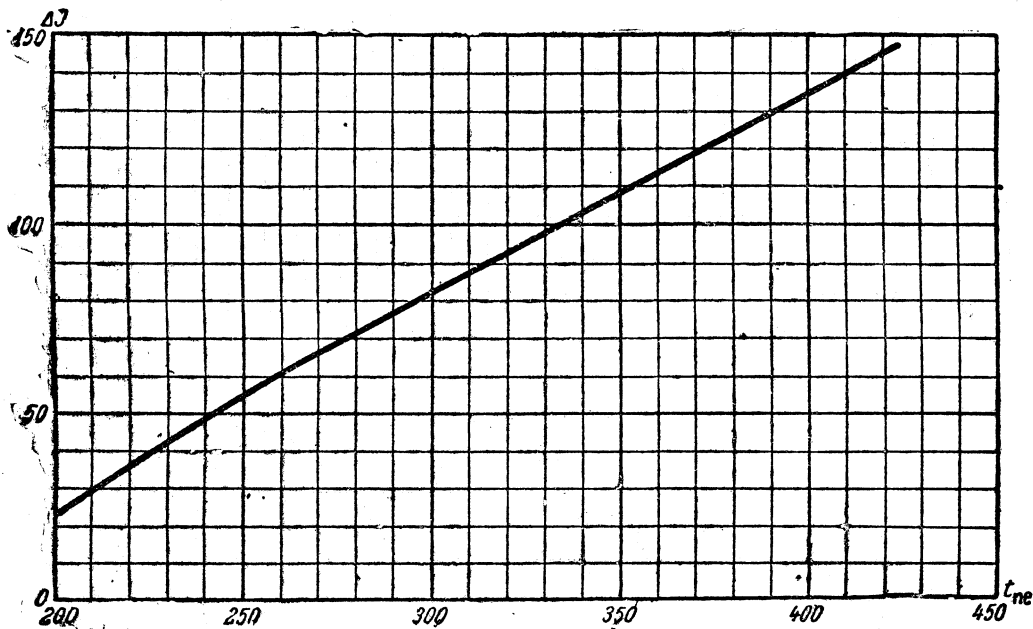
П р и м е ч а н и е. Объемы паровых пространств подсчитаны при уровне воды в котле на 100 мм выше верхней точки потолка топки. Анкерные болты, контрфорсы, головки заклепок, паровые трубы, а также объемы сухопарников и их деталей при подсчете объемов паровых пространств и зеркал испарения не учитывались.

должна существовать. Помимо полной невыясненности влияния чистоты котловой воды и качеств паросушителя, возможно, что самое определение влажности было недостаточно точным, так как, по указаниям Ю. В. Ломоносова,<sup>1</sup> карпентеры, служащие для определения влажности, являются приборами довольно ненадежными.

Таким образом, не располагая никакими обоснованными материалами, мы в дальнейшем расчете были вынуждены сделать допущение, что влажность пара при всех интенсивностях парообразования равняется 5%.

Это допущение весьма грубо и вносит элементы сомнительности в наши дальнейшие расчеты.

При степени сухости пара  $x = 0,95$  и  $p_k = 16$  ата  $I_k = 643$  кал. Предполагая, что при работающем водоподогревателе теплота питательной воды  $\vartheta = 100$  кал.,  $I_k - \vartheta = 543$  кал.



Фиг. 15. Зависимость между приращением теплосодержания и температурой пара.

На фиг. 15 дана зависимость между  $\Delta I$  и  $t_{ne}$ , построенная на основании  $IS$ -диаграммы (Stodola) для давления  $p_k = 16$  ата. Пользуясь формулами (F), (G) и зависимостью (H), находим  $t_{ne}$  для каждой температуры  $T_3^*$ .

После подстановки в уравнение (B) известных нам величин для  $y = 100$  оно принимает вид:

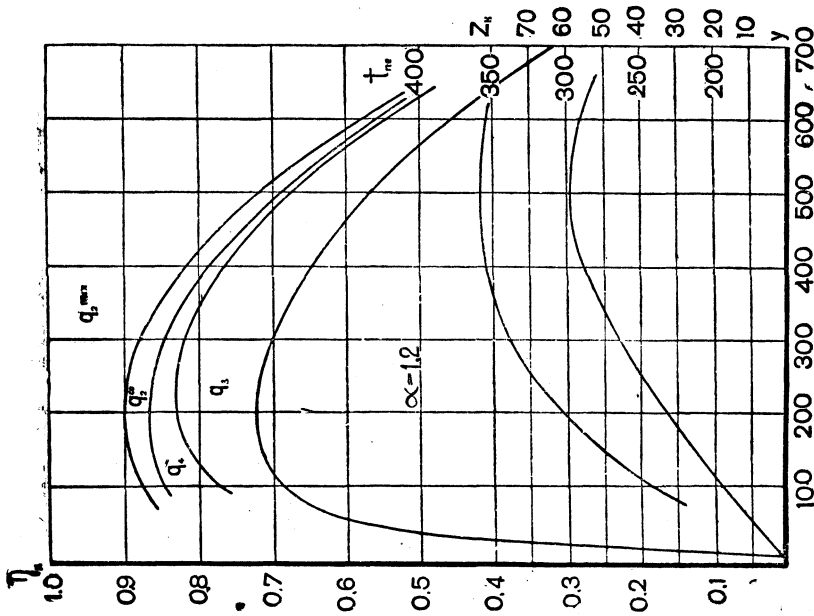
$$\beta' \cdot 88 \{ (0,257 + 0,0000281 t_{ne}) [\lg(1014 - t_{ne}) - \lg(273^* - 200 - t_{ne})] + 0,0000244 (607 - T_3^*) \} = 19,9.$$

Вставляя сюда последовательно ряд значений  $T_3^*$  и соответствующих каждой  $T_3^*$  значений для  $\beta'$  и  $t_{ne}$ , получаем ряд числовых значений для левой части этого уравнения. Строя графически изменение левой части уравнения в функ-

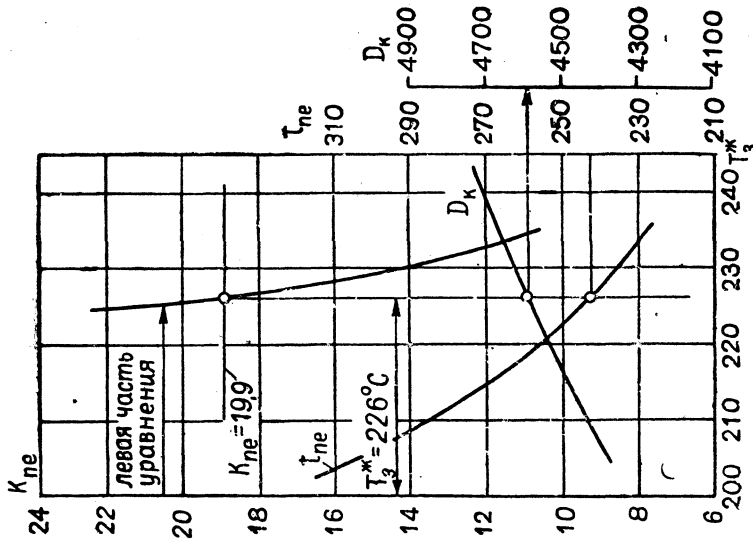
<sup>1</sup> Проф. Ю. В. Ломоносов. Опыты 1912—1914 гг. на б. Николаевской железной дороге, стр. 123—125. Берлин 1925.

ции  $T_3^*$  и находя пересечение этой кривой с прямой, параллельной оси абсцисс, имеющей ординату равную 19,9, находим искомую температуру  $T_3^*$ .

Определение  $D_k$  и  $t_{ne}$  производится на диаграмме, служащей для определения  $T_3^*$  (фиг. 16). Из этого построения находим, что при  $y=100$ ,  $T_3^*=226$ ,



Фиг. 17. Тепловой баланс, интенсивность парообразования и температура перегретого пара в функции  $y$ . Вариант котла с термосифонами и перегревателем Элеско Е.



Фиг. 16. Определение температуры  $T_3^*$ .

$t_{ne}=243$ ,  $D_k=4590$ , откуда интенсивность парообразования, отнесенная к водяной испаряющей поверхности нагрева:

$$z_k = \frac{4590}{302,2} = 15,17.$$



ТАБЛИЦА 23

Определение  $T_{\text{ж}}$ ,  $D_{\text{к}}$  и  $t_{\text{не}}$ 

$T_{\text{ж}}$	$D_{\text{к}}$	$\Delta I$	$t_{\text{не}}$	$\beta'$	$0,257 +$ $+ 0,0000281 t_{\text{не}}$	$1014 - t_{\text{не}}$	$\lg(1014 - t_{\text{не}})$	$\frac{2T_{\text{ж}} -}{200 - t_{\text{не}}}$	$\lg(2T_{\text{ж}} -$ $- 200 - t_{\text{не}})$	[ ]	( [ ] )	$607 - T_{\text{ж}}$	$0,000244 \times$ $\times (607 - T_{\text{ж}})$	{ }	Левая часть ур-ния
205	4380	84,2	304	0,629	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
215	4480	65,3	268	0,507	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
225	4570	51,2	245	0,419	0,2638	769	2,885	5	0,699	2,186	0,5765	382	0,00930	0,5858	21,6
235	4635	40,9	227	0,348	0,2633	787	2,895	43	1,633	1,262	0,3325	372	0,00906	0,3416	10,5

ТАБЛИЦА 24

Составляющие теплового баланса котла по второму варианту

$y$	$M$	$N$	$T_{\text{ж}}$	$(T_{\text{ж}})^2$	$MT_{\text{ж}}$	$N(T_{\text{ж}})^2$	$MT_{\text{ж}}^2 + N(T_{\text{ж}})^2$	$Q_{\text{не}} + Q_{\text{ж}}''$	$Q_{\text{пол}}$	$Q_0$	$Q_{\text{ж}}$	$Q_{\text{ж}} = Q_{\text{ж}} + Q_{\text{ж}}^{\text{д}}$
100	1478	0,165	226	51 100	334 000	8 440	342 440	556 000	2 716 641	3 950 000	308 000	340 924
300	4435	0,495	309	95 600	1 370 000	47 400	1 417 400	2 700 000	8 309 690	11 850 000	1 272 000	1 418 010
500	6050	0,675	336	113 000	2 030 000	76 300	2 106 300	3 970 000	11 256 000	19 800 000	1 895 000	2 119 600
700	4705	0,525	315	99 200	1 485 000	52 100	1 537 100	2 890 000	8 613 350	27 700 000	1 385 000	1 545 150

$\eta_{\text{к}}$	$q_{\text{ж}}^{\text{мех}}$	$q_{\text{ж}}^{\text{CO}}$	$q_{\text{ж}}$	$q_4$	Невязка $q_c$
68,6	12,0	3,37	8,63	7,23	— 0,17
70,0	12,0	3,37	12,0	2,41	— 0,22
56,7	28,0	2,76	10,67	1,45	— 0,42
31,2	60,0	1,53	5,55	1,03	— 0,69



Размеры котла в третьем варианте

Характеристика котла и перегревателя		Размерность	Условные обозначения	Размеры
Поверхности нагрева даны газовые	Площадь колосниковой решетки . . . . .	м <sup>2</sup>	$R$	7,04
	Число и диаметр дымогарных труб . . . . .	мм	$n_d \times d_d$	44 × 51/57
	„ „ жаровых „ . . . . .	„	$n_{ж} \times d_{ж}$	130 × 82,5/89
	Поверхность нагрева собственно топочной камеры .	м <sup>2</sup>	$H_{тп}$	20,61
	„ „ камеры догорания . . . . .	„	$H_{кд}$	6,90
	„ „ кипяtilьных труб . . . . .	„	$H_{кт}$	3,72
	„ „ всей огневой коробки . . . . .	„	$H_t$	31,23
	„ „ дымогарных труб . . . . .	„	$H_d$	42,50
	„ „ жаровых труб до концов элементов . . . . .	„	$H_{ж'}$	10,79
	„ „ жаровых труб в области элементов . . . . .	„	$H_{ж''}$	190,00
	„ „ жаровых труб полная . . . . .	„	$H_{ж}$	200,79
	„ „ пароперегрсвателя . . . . .	„	$H_{пе}$	138,50
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая газами . . . . .		„	$H_{исп}^r$	274,52
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая водой . . . . .		„	$H_{исп}$	295,16
Длина дымогарных труб снаружи решеток . . . . .		м	$L_d$	6,025
Расстояние от задней решетки до концов элементов		„	$L_{ж'}$	0,375
Длина элемента перегревателя внутри жаровой трубы		„	$L_{ж''}$	5,650

ТАБЛИЦА 26

Составляющие теплового баланса и основные температуры в котле по третьему варианту

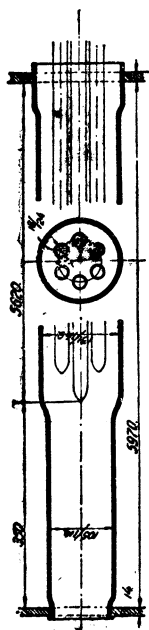
$y$	$T_1$	$T_2$	$T_3^d$	$T_A$	$T_8^ж$	$t_{пе}$	$D_k$	$z_k$	$\eta_k$	$q_2^{мех}$	$q_2^{CO}$	$q_3$	$q_4$	Невязка $q_c$
100	1870	700	218	651	233	246	4 548	15,4	68,3	12	3,37	8,86	7,23	— 0,24
300		995	318	942	317	346	12 770	43,3	69,2	12	3,37	12,64	2,41	— 0,38
500		1064	363	1012	347	372	16 500	56,0	54,2	28	2,76	12,30	1,45	— 0,29
700		1000	327	962	323	352	13 410	45,5	31,0	60	1,53	5,72	1,03	— 0,72

Этот вариант в дальнейшем и был принят к осуществлению.

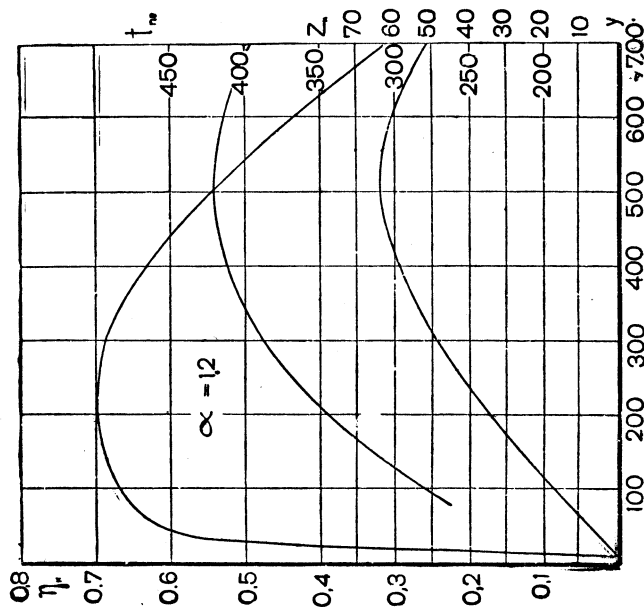
#### ВАРИАНТ 4

Котел по размерам топки и цилиндрической части тот же, что и в третьем варианте. Разбивка трубчатой поверхности сделана для шестиэлементного перегревателя системы Чусова в жаровых трубах диаметра 131/140 мм.

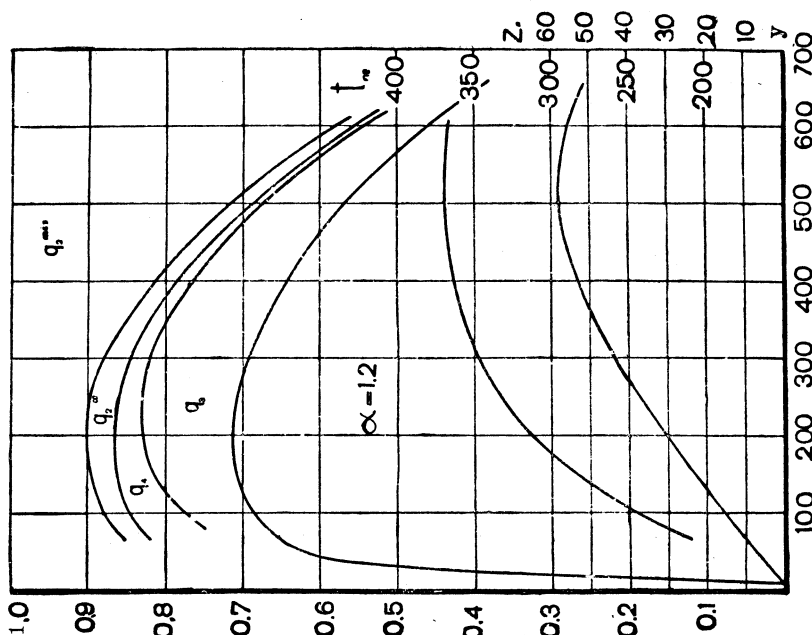
Топливо то же, что во втором и третьем вариантах.



Фиг. 20. Эскизные размеры жаровой трубы при перегревателе Чусова.



Фиг. 21. К. п. д. котла, интенсивность парообразования и температура перегретого пара в функции у. Вариант котла с перегревателем Чусова.



Фиг. 19. Тепловой баланс, интенсивность парообразования и температура перегретого пара в функции  $u$ . Вариант котла без термосифонов, с перегревателем Элеско Е.

В таблице 28 и на фиг. 21 даны результаты расчета.

ТАБЛИЦА 27

## Размеры котла в четвертом варианте (большетрубный перегреватель Чусова)

Характеристика котла и перегревателя		Размерность	Условные обозначения	Размеры
Поверхности нагрева даны газовые	Площадь колосниковой решетки . . . . .	м <sup>2</sup>	$R$	7,04
	Число и диаметр дымогарных труб . . . . .	мм	$n_d \times d_d$	79 × 51/57
	„ „ жаровых „ . . . . .	„	$n_{ж} \times d_{ж}$	52 × 131/140
	Поверхность нагрева собственно топочной камеры .	м <sup>2</sup>	$H_{тп}$	20,61
	Поверхность нагрева камеры догорания . . . . .	„	$H_{кд}$	6,9
	„ „ кипяtilьных труб . . . . .	„	$H_{кт}$	3,72
	„ „ всей огневой коробки . . . . .	„	$H_{т}$	31,23
	„ „ дымогарных труб . . . . .	„	$H_{д}$	76,6
	„ „ жаровых труб до концов элементов . . . . .	„	$H_{ж'}$	6,6
	„ „ жаровых труб в области элементов . . . . .	„	$H_{ж''}$	118,5
	„ „ жаровых труб полная . . . . .	„	$H_{ж}$	125,1
	„ „ пароперегревателя . . . . .	„	$H_{пе}$	131,5
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая газами . . . . .		„	$H_{исп}^г$	232,93
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая водой . . . . .		„	$H_{исп}$	250,0
Длина дымогарных труб снаружи решеток . . . . .		м	$L_{д}$	6,000
Расстояние от задней решетки до концов элементов		„	$L_{ж'}$	0,365
Длина элемента перегревателя внутри жаровой трубы . . . . .		„	$L_{ж''}$	5,665

ТАБЛИЦА 28

## Составляющие теплового баланса и основные температуры в котле по четвертому варианту

$y$	$T_1$	$T_2$	$T_3^д$	$T_A$	$T_3^{ж}$	$t_{пе}$	$D_k$	$z_k$	$\eta_k$	$q_2^{мех}$	$q_2^{CO}$	$q_3$	$q_4$	невязка $q_c$
100	1870	700	229	668	244	275	4 394	17,5	67,8	12	3,37	9,3	7,23	—0,30
300		995	346	962	341	388	12 146	48,6	68,6	12	3,37	13,27	2,41	—0,35
500		1064	392	1032	378	420	15 980	64,0	54,5	28	2,76	13,15	1,41	—0,14
700		1000	354	976	347	395	12 750	51,0	30,5	60	1,53	6,15	1,03	—0,69

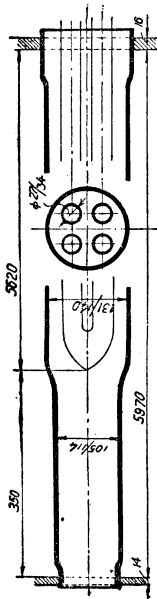
## ВАРИАНТ 5

В котел с разбивкой трубчатой решетки по четвертому варианту поставлен перегреватель Шмидта (Элеско А).

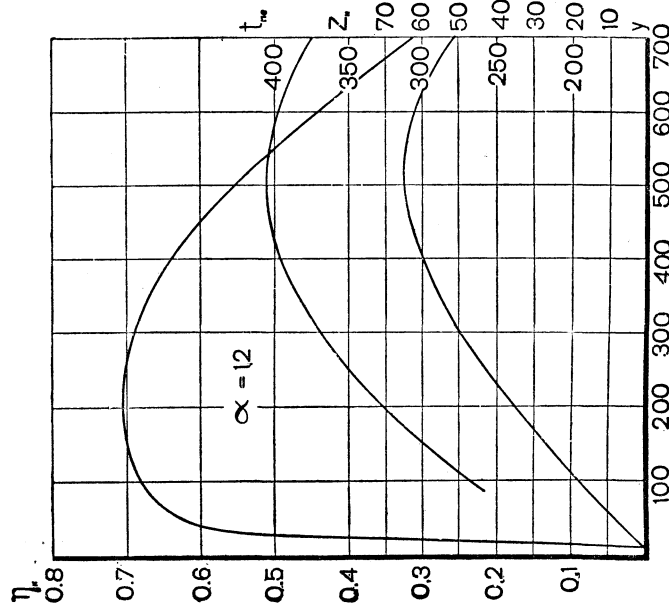
Эскиз жаровых и дымогарных труб дан на фиг. 22. В таблице 29 приведены новые поверхности нагрева.

### Размеры котла в пятом варианте (перегреватель Шмидта)

Характеристики котла и перегревателя		Размерность	Условные обозначения	Размеры
Поверхности нагрева даны газовые	Площадь колосниковой решетки . . . . .	м²	$R$	7,04
	Число и диаметр дымогарных труб . . . . .	мм	$n_d \times d_d$	79 × 51/57
	„ „ жаровых „ . . . . .	„	$n_{ж} \times d_{ж}$	52 × 131/140
	Поверхность нагрева собственно топочной камеры .	м²	$H_{тп}$	20,61
	„ „ камеры догорания . . . . .	„	$H_{кд}$	6,90
	„ „ кипяtilьных труб . . . . .	„	$H_{кт}$	3,72
	„ „ всей огневой коробки . . . . .	„	$H_T$	31,23
	„ „ дымогарных труб . . . . .	„	$H_d$	76,60
	„ „ жаровых труб до концов элементов . . . . .	„	$H_{ж'}$	6,60
	„ „ жаровых труб в области элементов . . . . .	„	$H_{ж''}$	118,50
	„ „ жаровых труб полная . . . . .	„	$H_{ж}$	125,10
	„ „ пароперегревателя . . . . .	„	$H_{пе}$	126,00
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая газами . . . . .		„	$H_{исп}^r$	232,93
Общая поверхность нагрева испаряющая, омываемая водой . . . . .		„	$H_{исп}$	250,00
Длина дымогарных труб снаружи решеток . . . . .		м	$L_d$	6,000
Расстояние от задней решетки до концов элементов		„	$L_{ж\bullet}$	0,365
Длина элемента пароперегревателя внутри жаровой трубы . . . . .		„	$L_{ж''}$	5,665



Фиг. 22. Эскизные размеры жаровой трубы при перегревателе Шмидта.



Фиг. 23. К. п. д. котла,  $z_k$  и  $t_{ne}$  в функции у для котла с перегревателем Шмидта.

Топливо и исходные расчетные величины — см. предыдущие варианты. Результаты расчетов сведены в таблице 30 и фиг. 23.

ТАБЛИЦА 30

Составляющие теплового баланса и основные температуры в котле по пятому варианту

$y$	$T_1$	$T_2$	$T_3^d$	$T_A$	$T_3^k$	$t_{пе}$	$D_k$	$z_k$	$\eta_k$	$q_2^{мех}$	$q_2^{CO}$	$q_3$	$q_4$	невязка $q_c$
100	1870	700	234	667	239	268	4 435	17,7	68,0	12	3,37	9,11	7,23	—0,29
300		995	359	961	328	369	12 390	49,5	68,9	12	3,37	13,00	2,41	—0,42
500		1064	405	1030	369	405	16 170	64,7	55,5	28	2,76	12,05	1,45	—0,24
700		1000	—	975	335	376	12 950	51,5	30,75	60	1,53	6,00	1,03	—0,69

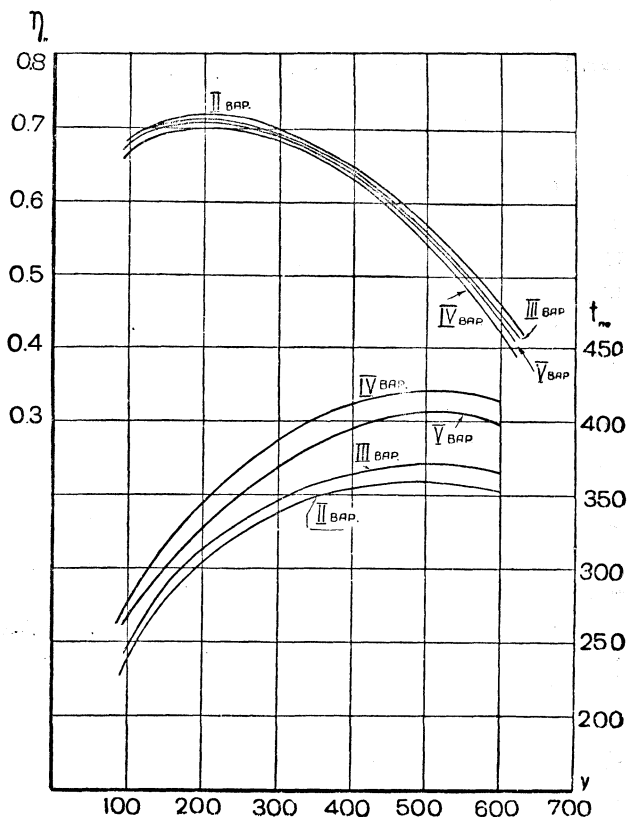
## СРАВНЕНИЕ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

На фиг. 24 приведены к. п. д. котла и температуры перегретого пара по всем подсчитанным выше вариантам. На фиг. 25 даны кривые снимаемого пара  $D_k$  в функции сожженного топлива  $B_h$ .

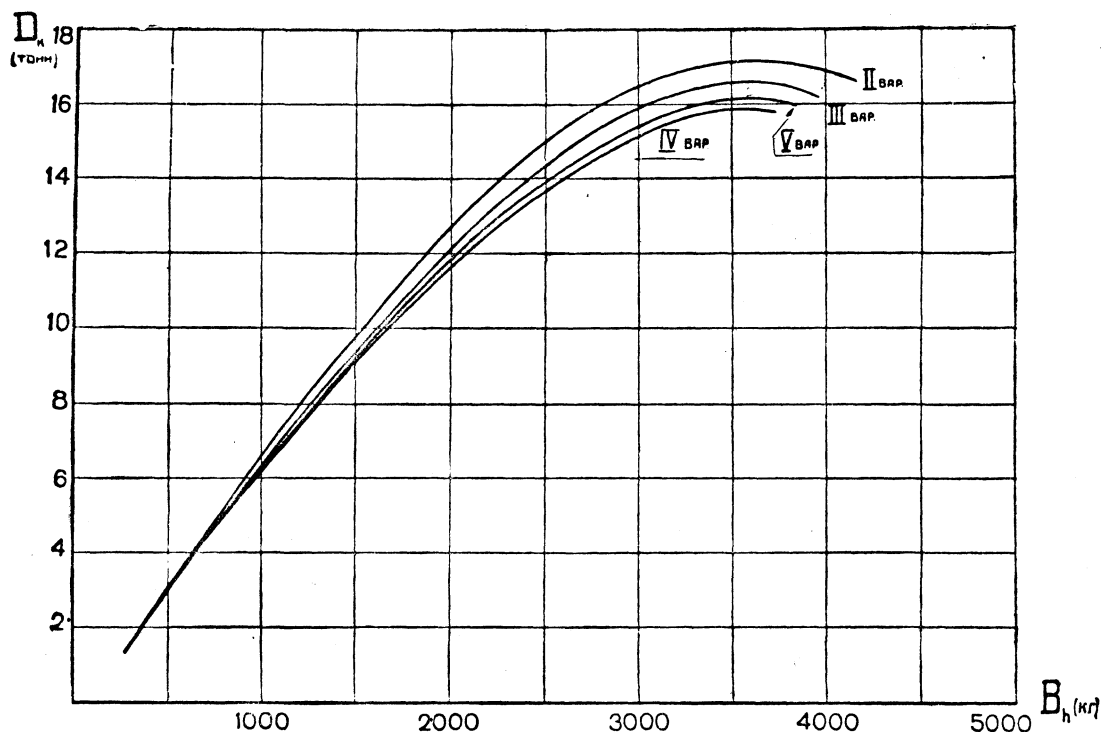
Рассматривая эти фигуры, мы видим, что наибольшее количество пара снимается в котле с термосифоном, при чем перегрев пара, наоборот, в этом случае (вариант 2) наименьший.

Экономичность котла — наибольшая во втором варианте, при чем разница в коэффициентах полезного действия котла во втором и четвертом вариантах достигает 2%.

Так как мощность паровоза при заданном количестве сжигаемого топлива зависит как от валового количества снимаемого пара, так и от его температуры, то для суждения о том, что является более выгодным, — уменьшение  $D_k$  и одновременное с этим увеличение  $t_{пе}$  или, наоборот, увеличение  $D_k$  при снижении перегрева, — необходимо произвести предварительное построение кривых сил тяги и мощностей.



Фиг. 24. К. п. д. котла и  $t_{пе}$  в функции  $y$  для различных вариантов котла.



Фиг. 25. Изменение съема пара  $D_k$  в функции сожженного топлива  $B_h$  для различных вариантов котла.

## ПОСТРОЕНИЕ КРИВЫХ СИЛ ТЯГИ

Основным условием построения предположительных кривых сил тяги является правильный выбор исходного паровоза. Надежность получаемых результатов зависит от того, насколько проектируемый паровоз близок к исходному по своим основным размерам и конструктивным особенностям.

С самого начала проектирования паровоза ФД было предположено, что цилиндры будут конструироваться с возможно спрямленными каналами. Наличие limited cut-off вызвало увеличение открытия паровпускных окон золотника, диаметр которого предположено было довести до 330—340 мм. Все это заставило предполагать, что индикаторные коэффициенты, т. е. отношения  $\frac{p_i}{p_k}$ , будут значительно отличаться от индикаторных коэффициентов других русских паровозов как по абсолютным величинам, так и по характеру их протекания в функции скорости поршня  $s$ .

В какой мере влияют указанные особенности, сказать заранее было весьма трудно за полным отсутствием теоретических исследований данного вопроса. Чтобы как-либо, хотя бы и грубо, оценить влияние улучшения конструкции каналов и золотников, нами была сделана для проектного паровоза перестройка кривых сил тяги с паровоза серии Э с введением для каждой отсечки и скорости поправочного коэффициента, полученного из сопоставлений индикаторных коэффициентов паровозов С<sup>у</sup> и М.

Соображения, побудившие нас к такому двойному пересчету, были следующие. У паровоза серии М паровые каналы в цилиндрах наиболее спрям-



лены. В этом отношении цилиндры паровоза М близки к цилиндрам проектного паровоза и так же отличаются от цилиндров паровоза С<sup>у</sup>, как проектируемые цилиндры от цилиндров паровоза Э.

ТАБЛИЦА 31

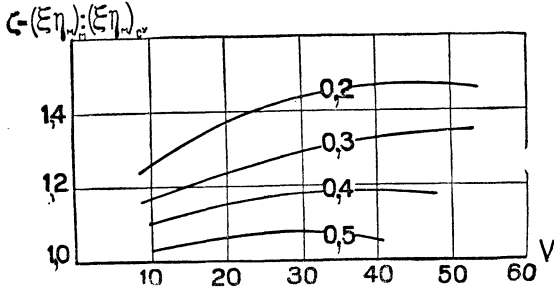
	Условные обозначения	М	С <sup>у</sup>	Проект	Э
Диаметр цилиндра в мм . . . . .	$d$	540	575	660	630
Ход поршня в мм . . . . .	$l$	700	700	760	700
Диаметр золотника в мм . . . . .	$d_{\text{зол}}$	250	250	330	250
Отношение $\frac{\text{диаметр золотника}}{(\text{диаметр цилиндра})^2} \cdot 10^{-5}$ . . . . .	$\frac{d_{\text{зол}}}{d^2}$	85,5	75,5	75,7	63,0

Как показывает таблица 31, соотношение между диаметром золотника и площадью поршня является наибольшим у паровоза серии М. Отношение  $\frac{d_{\text{зол}}}{d^2}$ , пропорциональное указанному соотношению, у паровоза серии М достигает  $85,5 \cdot 10^{-5}$ , в то время у паровоза серии Э оно равно  $63 \cdot 10^{-5}$ , у паровоза серии С<sup>у</sup> —  $75,5 \cdot 10^{-5}$  и у проектного —  $75,7 \cdot 10^{-5}$ . Из этого видно, что относительные размеры золотников паровозов М и С<sup>у</sup> находятся почти в том же соотношении, что и у паровозов проектного и Э:

$$\frac{75,7}{63} = 1,200 \text{ и } \frac{85,5}{75,5} = 1,135,$$

что достаточно близко.

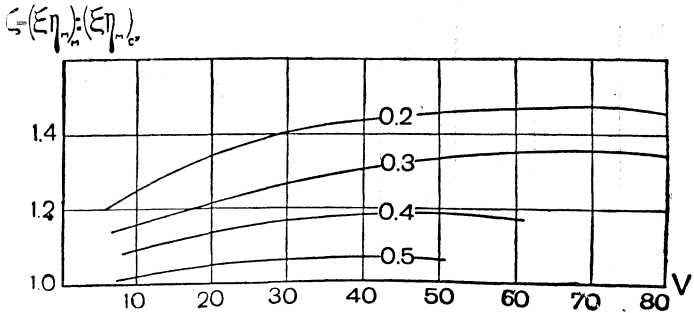
Поэтому, беря за исходные силы тяги паровоза Э, мы произведение  $\xi_{\eta_m}$  этого паровоза „поправляем“ в том отношении, в котором находятся произведения  $\xi_{\eta_m}$  паровозов М и С<sup>у</sup> для данной скорости и отсечки.



Фиг. 27. Отношения  $\xi_{\eta_m}$  паровозов М и С<sup>у</sup> в функции скорости, приведенной к скорости паровоза Э. Цифры на кривых обозначают отсечки.

откуда модуль силы тяги:

$$M = 0,97 \frac{d^2 l p_k n}{200 D} = 0,97 \frac{660^2 \cdot 760 \cdot 15 \cdot 2}{200 \cdot 1520} = 31\,720.$$



Фиг. 26. Отношения  $\xi_{\eta_m}$  паровозов М и С<sup>у</sup> в функции скорости. Цифры на кривых обозначают отсечки.

На фиг. 26 даны изменения отношения  $\xi_{\eta_m}$  паровозов М и С<sup>у</sup> для действительных скоростей.

На фиг. 27 эти отношения приведены к скоростям паровоза Э (приведены к одинаковым скоростям поршня).

Для проектного паровоза в начале эскизного проектирования намечалось:

$$d = 660, \quad l = 760, \quad D = 1520, \\ p_k = 15, \quad P_k = 100,$$

У паровоза серии Э:

$$d_0 = 630, l_0 = 700, D_0 = 1320, p_{\text{ко}} = 12, M_0 = 24\,850;$$

отсюда отношения:

$$\frac{M}{M_0} = 1,277 \quad \text{и} \quad \frac{Dl_0}{D_0l} = 1,06.$$

Перестраиваем в отношении  $\zeta \frac{M}{M_0}$  ординаты, а в отношении  $\frac{Dl_0}{D_0l}$  абсциссы кривых сил тяги паровоза Э, где  $\zeta$  — переменная поправка, взятая из фиг. 27.

В таблице 32 внесены получаемые значения сил тяги и скоростей для проектного паровоза в функции отсечек.

ТАБЛИЦА 32

Определение  $F_K$  в функции  $\epsilon$  и  $V$

Пар. Э	Проект	$\epsilon = 0,5$			$\epsilon = 0,4$			$\epsilon = 0,3$			$\epsilon = 0,2$		
$V_0$	$V$	$F_{\text{ко}}$	$\zeta$	$F_K$	$F_{\text{ко}}$	$\zeta$	$F_K$	$F_{\text{ко}}$	$\zeta$	$F_K$	$F_{\text{ко}}$	$\zeta$	$F_K$
10	10,6	17 500	1,03	23 045	13 850	1,10	19 310	10 500	1,16	15 630	7 300	1,25	11 650
20	21,2	13 650	1,06	18 620	11 400	1,15	16 750	8 420	1,24	13 430	5 620	1,37	9 840
25	26,5	12 550	1,06	17 040	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	31,8	—	—	—	9 520	1,18	14 350	7 100	1,29	11 750	4 500	1,43	8 250
40	42,4	—	—	—	8 250	1,18	12 500	6 150	1,33	10 440	3 600	1,46	6 740
50	53,0	—	—	—	—	—	—	5 330	1,34	9 150	3 100	1,46	5 800

С целью определения кривых сил тяги в функции  $z_m$  определяем расход пара на один ход поршня. Для учета влияния удельных объемов пара необходимо знать температуру перегретого пара в золотниковой коробке и ее зависимость от общего машинного расхода пара.

Для паровоза Э эта зависимость дана в книге С. П. Сыромятникова, „Исследование рабочего процесса паровозного котла и перегревателя“, стр. 93, откуда она и взята нами при изображении на фиг. 28.

Принимая для проектного паровоза служебные расходы на стокер, тормозной насос и насос водоподогревателя в размере 15% и температурный перепад между коллектором и золотниковой коробкой в 30° Ц, получим зависимость  $z_m$  от  $u$ , приведенную в таблице 33.

ТАБЛИЦА 33

$z_m$  и  $v$  в функции  $u$

$u$	$z_K$	$D_K$	$D_M$	$t_{\text{пе}}$	$t_{3K}$	$z_m$	$v$
100	15,2	4 590	3 900	243	213	12,9	0,127
200	30,4	9 200	7 820	305	275	25,9	0,145
300	44,0	13 300	11 300	340	310	37,4	0,155
400	53,4	16 100	13 700	354	324	45,4	0,160
500	56,9	17 170	14 600	358	328	48,4	0,161

Расход пара на один ход поршня зависит от размеров цилиндра и золотника, отсечки и качества пара, характеризуемого давлением и температурой. Если бы индикаторные коэффициенты и температуры перегрева для проектного и исходного паровозов были одинаковы, то расход пара на ход поршня у проектного паровоза был бы пропорционален отношению объемов цилиндров и котловых давлений, т. е. была бы законна зависимость:

$$\frac{u}{u_0} = \frac{d^3 l p_k}{d_0^3 l_0 p_{k0}}.$$

Однако в виду того, что индикаторные коэффициенты нами принимаются с поправкой  $\zeta$  и температуры перегретого пара также различны, необходимо внести эти поправки и в выражение для  $u$ :

$$\frac{u}{u_0} = \frac{d^3 l v_0 \zeta}{d_0^3 l_0 v},$$

где  $v$  — удельный объем пара при данной температуре перегретого пара для проектного, а  $v_0$  — для исходного паровоза.

Вводя в это выражение отношение удельных объемов  $\frac{v_0}{v}$ , отношение давлений  $\frac{p_k}{p_{k0}}$  в нем спускаем, так как  $\frac{v_0}{v}$  его заменяет.

Рассматривая это выражение, мы видим, что величины  $d$ ,  $l$ ,  $d_0$  и  $l_0$  — постоянны, коэффициент  $\zeta$  для каждой отсечки и скорости нам известен, а удельные объемы  $v$  и  $v_0$  сразу определены быть не могут, так как для определения их надо знать соответствующий данной скорости и отсечке перегрев или, что то же самое,  $D_m$ , а следовательно и искомое  $z_m$ .

Решить эту задачу возможно только методом последовательных приближений.

Предварительно, пользуясь таблицей 33 и формулой Тумлирца Линде,<sup>1</sup> строим зависимость  $v$ ,  $t_{зк}$  в функции  $D_m$  для исходного и проектного паровозов (фиг. 28).

Для большей ясности хода рассуждений приведем пример.

Для паровоза Э, при  $\epsilon = 0,5$  и скорости  $V_0 = 10$ ,  $u_0 = 0,7$ .

Зная диаметр колеса  $D_0$  и число цилиндров  $n_0$ , мы можем определить часовой машинный расход пара:

$$D_{mo} = \frac{2n_0 V_0 10^6}{\pi D_0} u_0 = 963 u_0 V_0 = 963 \cdot 0,7 \cdot 10 = 6740 \text{ кг/час.}$$

По фиг. 28 находим, что для этого расхода  $t_{зко} = 290^\circ$  и  $v_0 = 0,189 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Если бы  $v = v_0$ , то для проектного паровоза расход пара на ход поршня был бы:

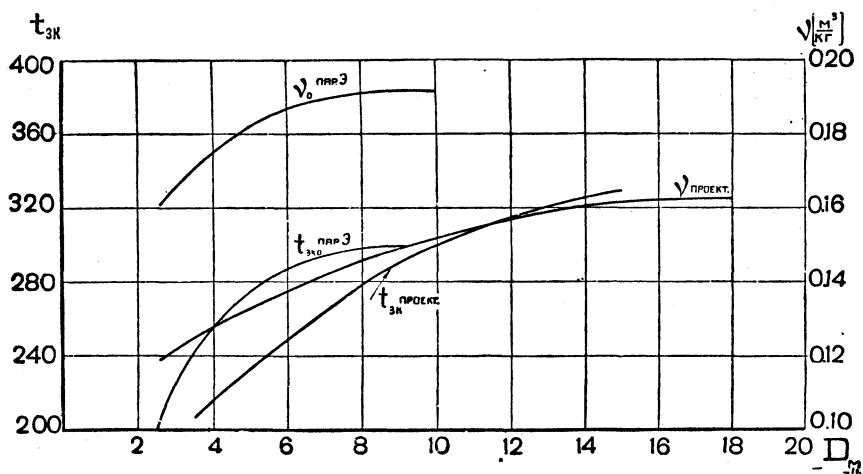
$$u' = u_0 \zeta \frac{d^3 l}{d_0^3 l_0}.$$

Для каждой скорости и отсечки найдем соответствующее значение для  $u'$  (табл. 34).

<sup>1</sup>  $p v = 47,1 T - 0,016 p$ .

Вычисление  $u'$ 

Пар. Э	Проект	$\epsilon = 0,50$				$\epsilon = 0,40$				$\epsilon = 0,30$				$\epsilon = 0,2$			
$V_0$	$V$	$u_0$	$D_{mo}$	$v_0$	$u'$	$u_0$	$D_{mo}$	$v_0$	$u'$	$u_0$	$D_{mo}$	$v_0$	$u'$	$u_0$	$D_{mo}$	$v_0$	$u'$
10	10,6	0,700	6 740	0,189	0,858	0,600	5 790	0,185	0,785	0,50	4 820	0,181	0,693	0,385	3 710	0,172	0,573
20	21,2	0,500	9 630	0,192	0,631	0,425	8 190	0,191	0,581	0,34	6 550	0,188	0,502	0,260	5 010	0,182	0,424
25	26,5	0,425	10 250	0,192	0,536	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	31,8	—	—	—	—	0,315	9 110	0,192	0,442	0,255	7 370	0,190	0,393	0,185	5 350	0,184	0,315
40	42,4	—	—	—	—	0,260	10 040	0,192	0,366	0,210	8 090	0,191	0,332	0,15	5 780	0,185	0,262
50	53,0	—	—	—	—	—	—	—	—	0,185	8 910	0,191	0,296	0,13	6 260	0,187	0,226



Фиг. 28. Вспомогательная диаграмма для  $v$  в функции  $D_m$  для подсчетов расхода пара на 1 ход поршня.

Очевидно, если бы этот расход  $u'$  был верен, то для часового расхода пара  $D_m$ , равного  $\frac{2\pi V 10^6}{\pi D} u' = 837 u' V$ , значение  $v$  должно было быть равным  $0,189 \text{ м}^3/\text{кг}$ .

Однако в общем случае этого быть не должно, и потому нам нужно отыскать такое  $u''$ , при котором, находя  $D_m$  из равенства  $D_m = 837 u' V$  и соответствующее ему  $v$  по графику (фиг. 28), мы получили бы то же самое по числовой величине значение  $u''$  из равенства

$$u' \frac{v_0}{v} = u'';$$

это и будет искомым  $u$ .

Вычисления удобнее всего вести в табличной форме (табл. 35).

Возьмем для скорости  $V = 10,6$  и отсечки  $\epsilon = 0,5$ , из таблицы 34  $u'$  равное  $0,858$ ,  $v_0$  равное  $0,189$  и зададимся рядом значений  $u''$  —  $0,85$ ,  $0,95$ ,  $1,05$  и т. д.

Вычисляя часовой расход пара по формуле  $D_m = 837 \cdot 10,6 u''$ , получим соответственно ряд значений:  $7550$ ,  $8420$ ,  $9320$  и т. д.

Вычисление  $u$  для  $\epsilon = 0,5$ 

$\epsilon = 0,50$											
$u' = 0,858, v_0 = 0,189, V = 10,6$				$u' = 0,631, v_0 = 0,192, V = 21,2$				$u' = 0,536, v_0 = 0,192, V = 26,5$			
$u''$	$D_m$	$v$	$u''$	$u''$	$D_m$	$v$	$u''$	$u''$	$D_m$	$v$	$u''$
0,85	7 550	0,143	1,130	0,6	10 650	0,153	0,793	0,5	11 000	0,154	0,668
0,95	8 420	0,147	1,100	0,7	12 400	0,157	0,770	0,6	13 300	0,159	0,647
1,05	9 320	0,150	1,080	0,8	14 200	0,160	0,755	0,7	15 550	0,161	0,637
1,15	10 200	0,152	1,067	0,9	15 950	0,162	0,750	—	—	—	—
1,25	11 100	0,154	1,053	—	—	—	—	—	—	—	—
1,35	12 000	0,157	1,032	—	—	—	—	—	—	—	—
$u = 1,075$				$u = 0,76$				$u = 0,64$			

Для найденных  $D_m$  по графику на фиг. 28 определяем  $v$ , откуда получаем ряд значений  $v$ : 0,143, 0,147, 0,150 и т. д.

Зная, что  $u' = 0,858$  и что  $v_0 = 0,189$ , вычисляем для каждого задаваемого  $u''$  новое  $u''$  из формулы

$$u' = \frac{0,858 \cdot 0,189}{v},$$

откуда находим ряд значений для  $u''$  — 1,13, 1,10, 1,08 и т. д.

Строя графически значения  $u''$  из первого столбца и на тех же ординатах соответствующие значения  $u''$  из второго столбца, в пересечении этих двух кривых (фиг. 29) определяем истинное значение  $u$ .

Точно таким же способом составляем таблицы 36, 37 и 38 для отсечек 0,4, 0,3 и 0,2, из которых определяем действительные  $V$ .

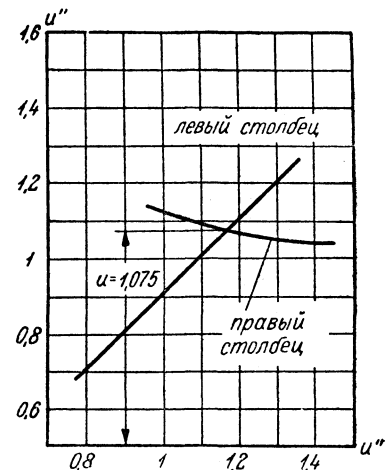
Нанося полученные результаты на диаграмму  $uV$  и выравнивая кривые путем графической интерполяции, получаем кривые  $u = f(V, \epsilon)$ . Из той же формулы:

$$D_m = \frac{2nV10^6}{\pi D} u,$$

заменяя  $D_m$  через  $z_m H_{\text{исп}}$ , получаем:

$$uV = \frac{\pi D H_{\text{исп}} z_m}{2n 10^6},$$

$$u = \frac{\pi D H_{\text{исп}}}{2n 10^6} \cdot \frac{z_m}{V} = C \frac{z_m}{V} = \frac{3,14 \cdot 1520 \cdot 302 z_m}{4 \cdot 1000000 V} = 0,361 \frac{z_m}{V}.$$



Фиг. 29. Определение расхода пара на 1 ход поршня.

Вычисление  $u$  для  $\epsilon = 0,4$ 

$u' = 0,785, \gamma_0 = 0,185, V = 10,6$				$u' = 0,581, \gamma_0 = 0,191, V = 21,2$				$u' = 0,442, \gamma_0 = 0,192, V = 31,8$				$u' = 0,366, \gamma_0 = 0,192, V = 42,4$			
$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$
0,70	6210	0,138	1,050	0,50	8 880	0,1485	0,75	0,40	10 650	0,152	0,559	0,30	10 650	0,1520	0,462
0,80	7100	0,142	1,022	0,60	10 650	0,1520	0,732	0,50	13 340	0,159	0,534	0,40	14 200	0,1605	0,437
0,90	7980	0,145	1,003	0,70	12 420	0,1575	0,706	0,60	15 960	0,162	0,524	0,50	17 750	0,1620	0,434
1,00	9760	0,1485	0,978	0,80	14 200	0,1605	0,693	—	—	—	—	—	—	—	—
$u = 0,98$				$u = 0,703$				$u = 0,53$				$u = 0,435$			

ТАБЛИЦА 37

Вычисление  $u$  для  $\epsilon = 0,3$ 

$u' = 0,693, \gamma_0 = 0,181, V = 10,6$				$u' = 0,502, \gamma_0 = 0,188, V = 21,2$				$u' = 0,393, \gamma_0 = 0,190, V = 31,8$				$u' = 0,332, \gamma_0 = 0,191, V = 42,4$				$u' = 0,296, \gamma_0 = 0,191, V = 53$			
$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_M$	$\gamma$	$u''$	$u''$	$D_T$	$\gamma$	$u''$
0,60	5320	0,134	0,937	0,40	7 100	0,142	0,666	0,20	5 330	0,134	0,557	0,20	7 100	0,1420	0,446	0,10	4 440	0,130	0,436
0,70	6210	0,138	0,910	0,50	8 880	0,148	0,636	0,30	8 000	0,1455	0,513	0,30	10 650	0,1520	0,416	0,20	8 880	0,148	0,382
0,80	7100	0,142	0,885	0,60	10 650	0,152	0,621	0,40	10 650	0,1520	0,490	0,40	14 200	0,1605	0,395	0,30	13 320	0,159	0,357
0,90	7 980	0,145	0,865	0,70	12 420	0,157	0,60	0,50	13 340	0,159	0,470	0,50	17 750	0,1620	0,391	0,40	17 750	0,162	0,350
$u = 0,870$				$u = 0,61$				$u = 0,475$				$u = 0,396$				$u = 0,353$			

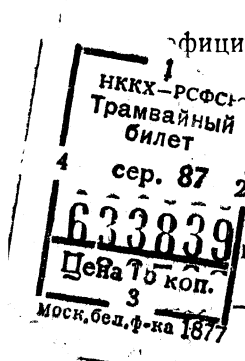
Вычисление  $u$  для  $\epsilon=0,2$ 

$u''=0,573, \quad \nu_0=0,172, \quad V=10,6$				$u''=0,424, \quad \nu_0=182, \quad V=21,2$			
$u''$	$D_m$	$\nu$	$u''$	$u''$	$D_m$	$\nu$	$u''$
0,50	4 435	0,130	0,758	0,40	7 100	0,142	0,544
0,60	5 320	0,134	0,736	0,50	8 880	0,148	0,519
0,70	6 210	0,138	0,715	0,60	10 650	0,152	0,508
0,80	7 100	0,142	0,695	0,70	12 420	0,157	0,490
$u=0,71$				$u=0,518$			

$u'=0,315, \quad \nu_0=0,184, \quad V=31,8$				$u'=0,262, \quad \nu_0=0,1855, \quad V=42,4$			
$u''$	$D_m$	$\nu$	$u''$	$u''$	$D_m$	$\nu$	$u''$
0,30	8 000	0,145	0,398	0,20	7 100	0,1420	0,342
0,40	10 650	0,152	0,381	0,30	1 065	0,1520	0,320
0,50	13 340	0,159	0,364	0,40	14 200	0,1605	0,303
0,60	15 960	0,162	0,357	0,50	17 750	0,1620	0,300
$u=0,38$				$u=0,315$			

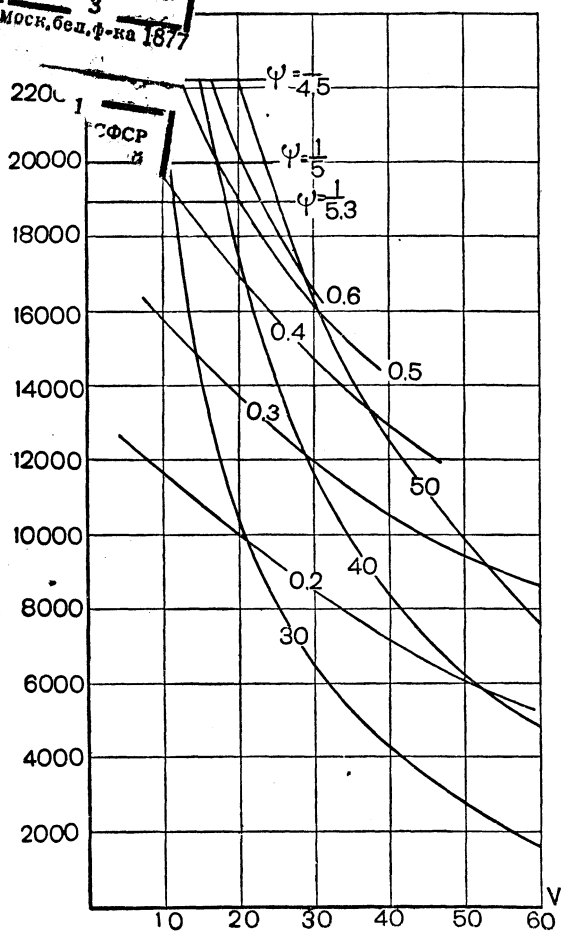
$u'=0,226, \quad \nu_0=0,1875, \quad V=53$			
$u''$	$D_m$	$\nu$	$u''$
0,10	4 440	0,130	0,327
0,20	8 880	0,148	0,286
0,30	13 320	0,059	0,267
0,40	17 750	0,162	0,262
$u=0,270$			

Задаваясь различными значениями  $z_m$ , получаем пучок равносторонних гипербол. Строя в функции  $V$  полученные ранее значения  $F_k$  для различных отсечек, перенося на эти кривые точки пересечения кривых  $u=f(V, z_m)$  и  $u=f(V, \epsilon)$  и соединяя точки одинаковых  $z_m$  плавными кривыми, получаем  $F_k=f(V, z_m)$ . На фиг. 30 дано такое построение. На фиг. 31 даны кривые касательных мощно-

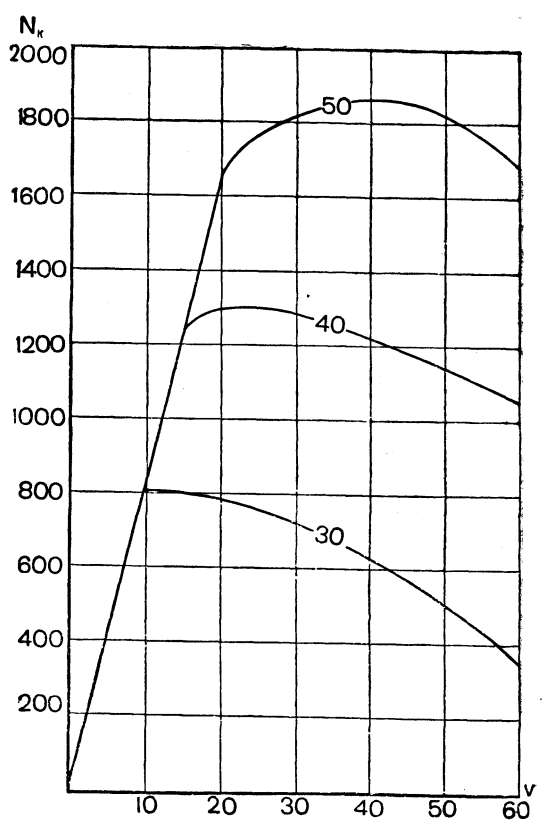


коэффициент сцепления взят равным  $\frac{1}{5,3}$  для случая езды без песка. При незна-  
 трении песка коэффициент сцепления принят равным  $\frac{1}{5}$  и, нако-  
 я обильного применения песка  $\psi_k$  взято равным  $\frac{1}{4,5}$ .

отрения этих кривых видно, что при езде с наибольшей ско-  
 деплении без применения песка, при интенсивности парообразова-



Фиг. 30. Предположительные кривые сил тяги па-  
 ровоза для варианта котла с термосифонами и пе-  
 регревателем Элеско Е;  $d=660$ ,  $l=760$ ,  $D=1520$ .  
 Цифры на кривых обозначают отсечки (0,5, 0,4, 0,3)  
 и машинные форсировки (50, 40, 30).



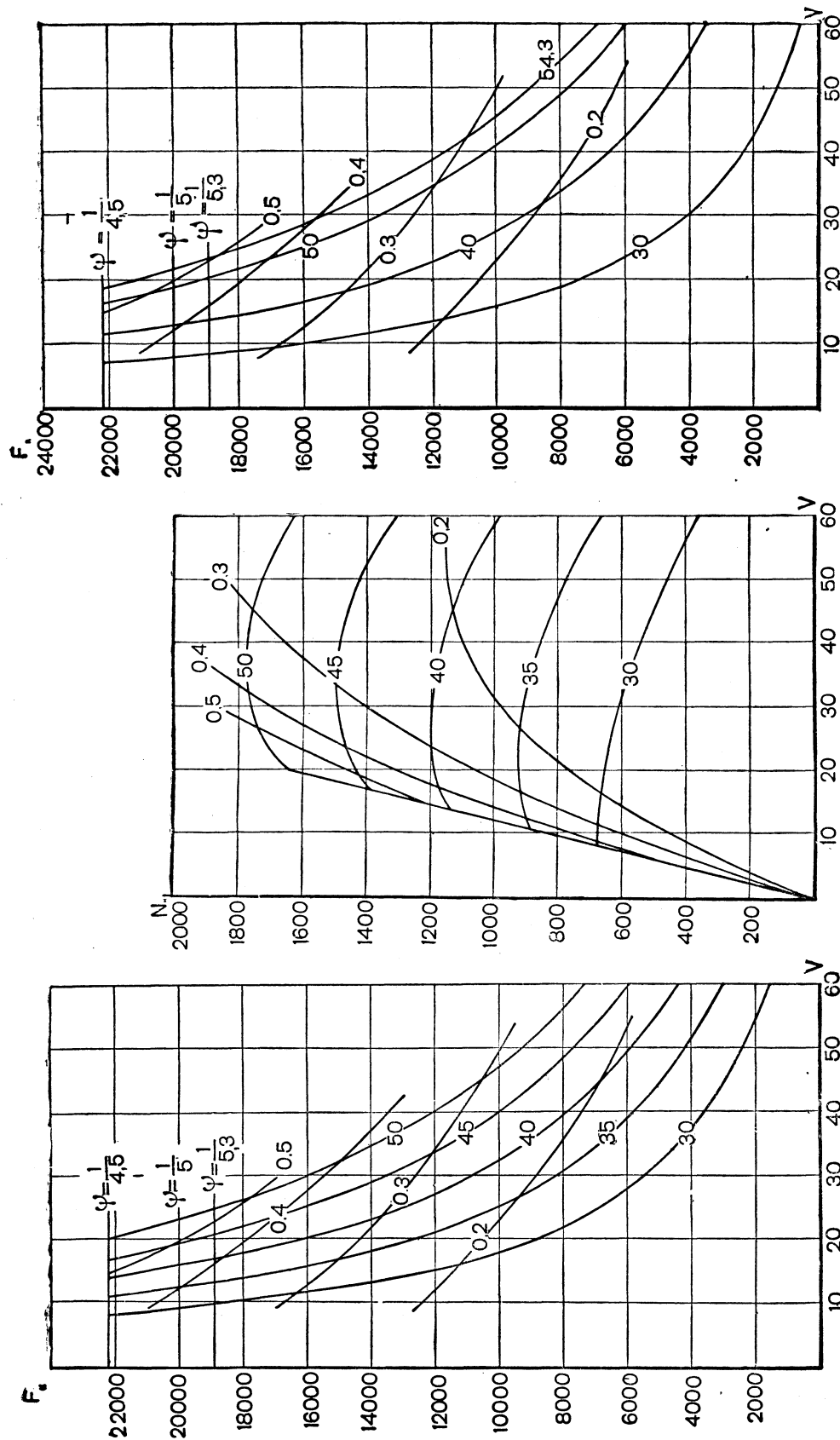
Фиг. 31. Предположительные мощности для  
 вариантов котла с термосифонами и перегре-  
 вателем Элеско Е. Цифры на кривых обозна-  
 чают машинные форсировки;  $d=660$ ,  $l=760$ ,  
 $D=1520$ .

ния  $z_m=50$ , рабочая отсечка должна превышать 60%. Это нежелательно, а  
 потому необходимо попытаться увеличить размеры цилиндров.

Для котла третьего варианта, т.е. без термосифонов, но с перегревателем  
 Элеско, приняты цилиндры  $d=670$ ,  $l=770$ ,  $D=1500$ ,  $p_k=15$ ,  $M=33\ 500$ .

На фиг. 32 и 33 показаны кривые сил тяги и мощностей, построенные тем  
 же способом, что и выше.





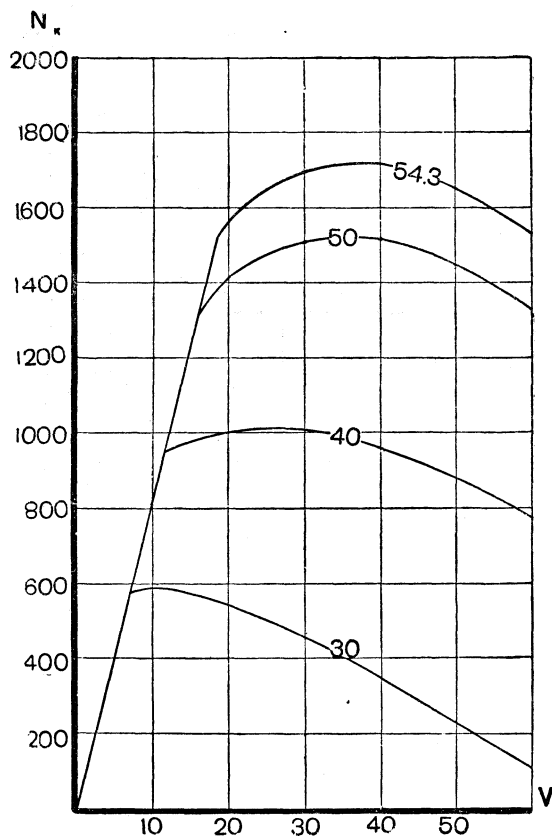
Фиг. 32. Предположительные кривые сил тяги паровоза для варианта котла без термосифонов, с перегревателем Элеско Е;  $d = 670$ ,  $l = 770$ ,  $D = 1500$ . Цифры на кривых обозначают отсечки (0,5, 0,4, 0,3) и машинные форсировки (50, 40, 30).

Фиг. 33. Предположительные кривые касательных мощностей для варианта котла без термосифонов, с перегревателем Элеско Е;  $d = 670$ ,  $l = 770$ ,  $D = 1500$ . Цифры на кривых обозначают отсечки (0,5, 0,4, 0,3) и машинные форсировки (50, 40, 30).

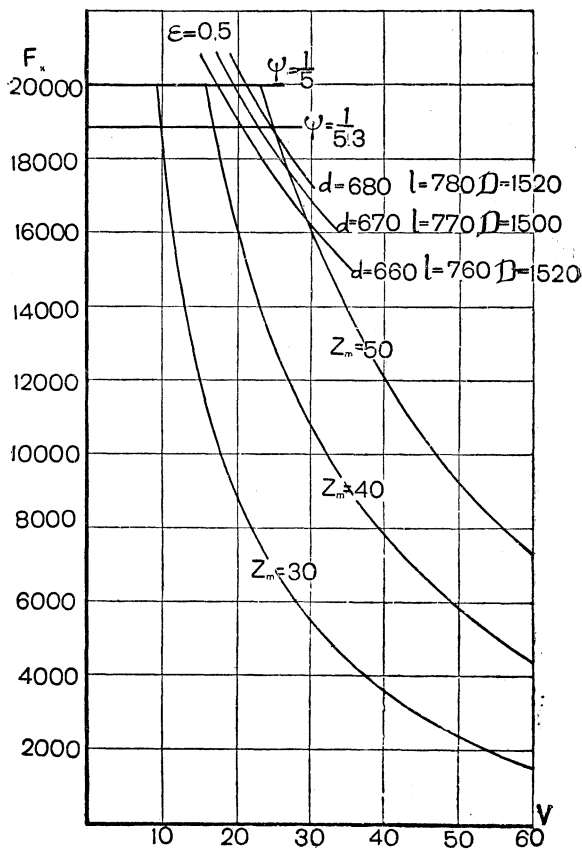
Фиг. 34. Предположительные кривые сил тяги для варианта котла с перегревателем Чусова;  $d = 670$ ,  $l = 770$ ,  $D = 1500$ . Цифры на кривых обозначают отсечки (0,5, 0,4, 0,3) и машинные форсировки (50, 40, 30);  $z_m = 54,3$  соответствует  $y = 500$ .

Для этих же цилиндров и тем же методом построены кривые сил тяги и мощностей для четвертого варианта котла с перегревателем Чусова.

Из фиг. 32 видно, что с цилиндрами  $670 \times 770$  при езде на сцеплении, при  $\epsilon = 0,5$ , интенсивность парообразования все же меньше 50. Поэтому был произведен пересчет сил тяги для цилиндров  $680 \times 780$ , при чем в этом случае, вследствие увеличения хода поршня, необходимо было увеличить  $D$  до



Фиг. 35. Предположительные кривые касательных мощностей для варианта котла с перегревателем Чусова. Цифры на кривых обозначают машинные форсировки,  $z_m = 54,3$  соответствует  $y = 500$ .



Фиг. 36. Выбор размеров цилиндров и сцепных колес.

1520 мм, так как возникали опасения, что будет невозможно вложить необходимый противовес. На фиг. 36 дана сводка всех перечисленных вариантов машины ( $660 \times 760 \times 1520$ ,  $670 \times 770 \times 1500$ ,  $680 \times 780 \times 1520$ ), при чем котловые кривые для  $z_m = 50$ , 40 и 30, взятые на фиг. 32, не перестраивались, а считались не зависящими от размеров цилиндров.

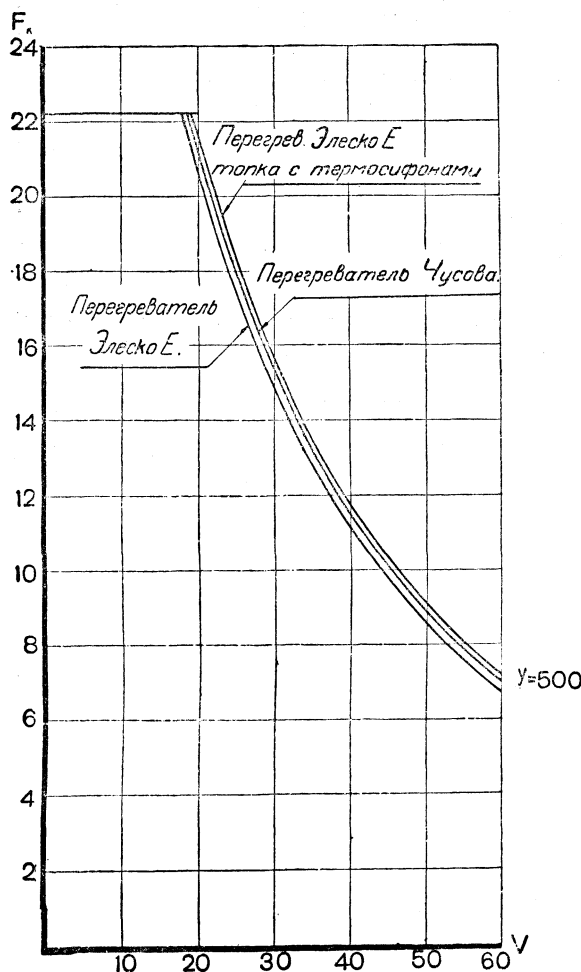
## СРАВНЕНИЕ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ И ВЫВОДЫ

Сравнение полученных результатов должно быть произведено отдельно для котла, перегревателя и машины.

При сопоставлении балансов и паропроизводительностей, как уже отмеча-

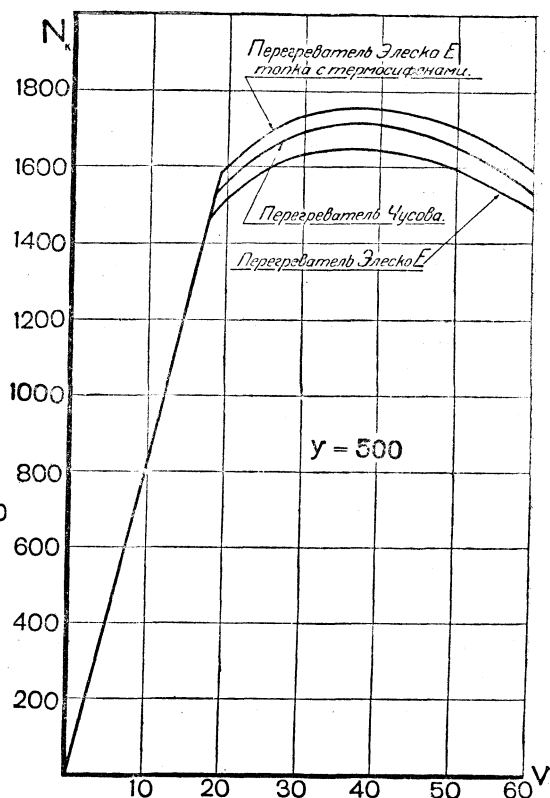
лось выше, наиболее производительным оказался котел с термосифонами и с перегревателем Элеско Е.

По кривым сил тяги и мощностей при постоянном  $z_m$  этот котел дает наилучшие результаты. Однако было бы неверно делать сравнения полученных результатов при постоянном для всех вариантов  $z_m$ .



Фиг. 37. Касательные силы тяги для различных вариантов котла при постоянном  $y = 500$  (топливо — смесь ПЖ, п/м О, АРШ).

Отношение  $\frac{H_{исп}}{R}$  во всех трех вариантах различно, а вместе с тем это отношение определяет числовую величину интенсивности парообразования  $z_m$ .



Фиг. 38. Касательные мощности для различных вариантов котла при постоянном  $y = 500$  (топливо — смесь ПЖ, п/м О, АРШ).

Поэтому сравнение полученных результатов необходимо вести при постоянном количестве сжигаемого топлива, т. е. при постоянном  $y$ .

Из фиг. 35, а также из предыдущих вычислений видно, что во втором варианте при  $y = 500$ ,  $z_k = 56,9$  и  $z_m = 48,3$ . В третьем варианте (табл. 26), при  $y = 500$ ,  $z_k = 56$  и  $z_m = 47,6$ . В четвертом варианте с перегревателем Чусова (табл. 28) при  $y = 500$ ,  $z_k = 64$  и  $z_m = 54,3$ .

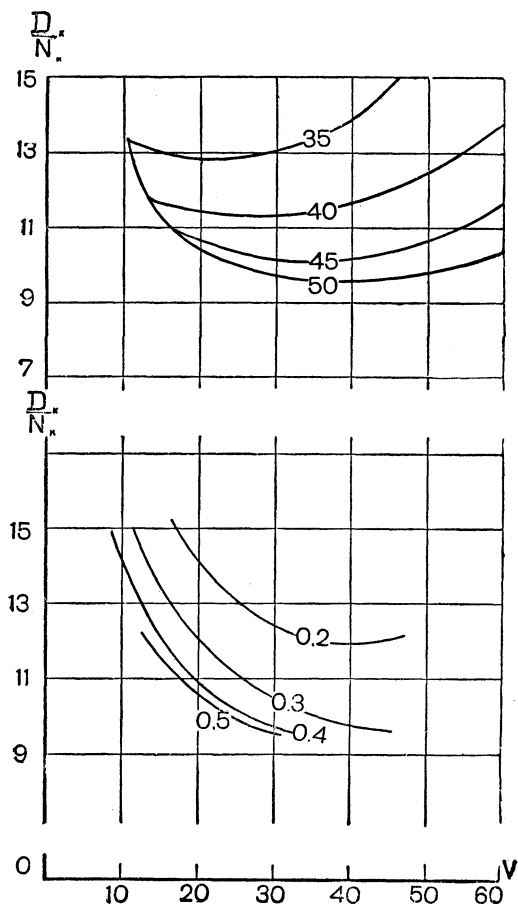
Находя в каждом отдельном случае путем графической интерполяции соответствующие значения для сил тяги и мощностей, получим диаграммы, приведенные на фиг. 37 и 38. Из этих данных можно видеть, что при одинаковом количестве сжигаемого топлива наибольшую мощность дает котел с тер-

мосифонами и перегревателем Элеско Е, затем следует котел с перегревателем Чусова, и наименьшую мощность дает третий вариант котла без термосифонов с пароперегревателем Элеско.

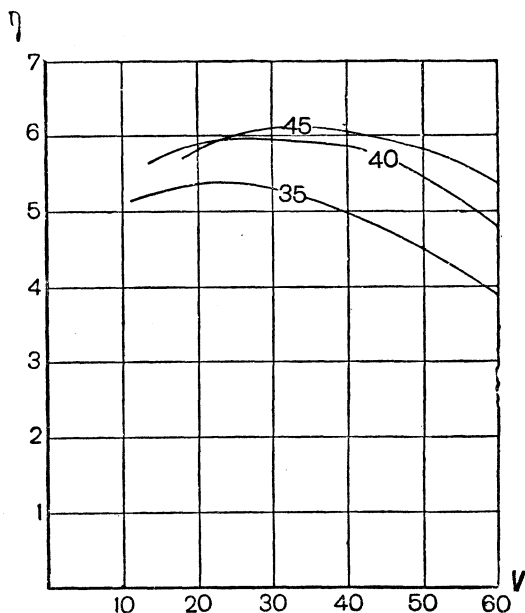
Однако не следует упускать из вида, что в вышеприведенных расчетах влажность пара была принята везде одинаковой как для варианта котла с термосифонами, так и для котла без них, что является достаточно грубым приближением. При повышении влажности уменьшается перегрев, а увеличение силы

тяги и мощности в этом варианте по сравнению с другими весьма мало.

Кроме того, как указывалось в главе об определении основных размеров паровоза, в процессе эскизного проектирования по весовым соображениям возникали некоторые сомнения в возможности установки термосифонов. Из даль-



Фиг. 39. Расходы пара на одну лошадиную силу в час на обode в функции скорости; сверху—при постоянных форсировках, внизу—при постоянных отсечках.



Фиг. 40. Эффективный коэффициент полезного действия паровоза, отнесенный к касательной мощности. Цифры на кривых обозначают машинные форсировки.

нейшего будет видно, что отказ от постановки термосифонов из-за перегруза задней тележки был вполне правилен.<sup>1</sup>

Котел с перегревателем Чусова в 52 трубах, также дающий несколько большую мощность, чем котел с перегревателем Элеско Е, является непроверенной конструкцией. Повышенный перегрев и возможное в силу этого ухудшение службы золотниковых и поршневых колец могут снизить тот теоретический, весьма незначительный выигрыш, который ожидается по расчету при применении перегревателя Чусова.

<sup>1</sup> Постановка термосифонов увеличивала вес котла примерно на 1 т.

Таким образом, учитывая сравнительную ничтожность преимуществ, даваемых перегревателем Чусова и термосифонами, и большие эксплуатационные выгоды при применении простой, выносливой конструкции перегревателя Элеско Е, а также принимая во внимание весовые соображения, мы для первых паровозов ФД признали наиболее целесообразным третий вариант котла.

На фиг. 39 даны удельные расходы пара и на фиг. 40 к. п. д. паровоза, отнесенные к касательной мощности для ряда машинных форсировок.

Удельные расходы пара  $\frac{D_k}{N_k}$  подсчитывались по формуле:

$$\frac{D_k}{N_k} = \frac{z_m 1,15 H_{\text{исп}}}{N_k}$$

К. п. д. паровоза подсчитывался по формуле:

$$\eta_{\text{эф}} = \frac{632 N_k}{y R Q_n^p}.$$

Надо указать, что высокий расход  $\frac{D_k}{N_k}$  (в общепринятой терминологии тяговых расчетов  $\frac{U}{N_k}$ ) и низкий к. п. д. паровоза могут быть в действительности несколько улучшены при снижении расходов на вспомогательные нужды, принятых нами в размере 15% с известным запасом в сторону преувеличения.

# КОТЕЛ, ГАРНИТУРА И АРМАТУРА

## КОТЕЛ

### ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ КОНСТРУКТИВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ, ПРИНЯТЫЕ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ КОТЛА ПАРОВОЗА ФД

Выше мы видели, что основные размеры паровоза, определяемые при эскизном проектировании, являются большей частью размерами его котла и координатами его относительно рамы паровоза.

Весовые нормы, в которые укладывается конструктор, определяются не только числовыми величинами основных характеристик котла ( $H_{\text{исп}}$ ,  $H_{\text{пе}}$ ,  $R$  и т. д.), но и типом конструкции (коэффициентом качества). Поэтому при составлении эскизного проекта паровоза тип конструкции его котла, как и остальных его главнейших деталей, является уже заранее намеченным. В этом смысле и для котла ФД в самом начале его проектирования был принят ряд принципиальных положений, которые и легли в основу его дальнейшей разработки.

### МАТЕРИАЛ

Все части котла, в том числе топка, задняя трубчатая решетка и распорные связи, изготавливаются из стали. Это обусловливается не только стремлением к экономии дефицитной меди и весовыми соображениями, но и тем, что при намечавшихся размерах котла ФД применение в нем медной топки было бы опасным экспериментом.

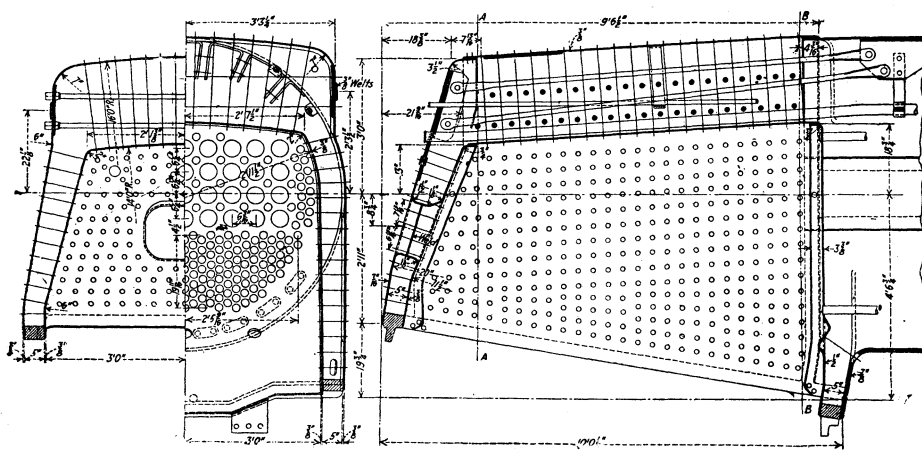
„Котел, а главным образом топка, представляет собой такую законченную конструкцию, что варьировать в широких размерах, в особенности в отношении толщины и качества материала листов следует с большой осторожностью.

Внутренняя топка (огневая коробка) и кожух топки нагреваются до разной температуры и притом не одинаковой в разных местах одного и того же листа. В то же время пространство между огневой коробкой и котлом заполнено паром высокого давления, которое вызывает неодинаковые напряжения в самой огневой коробке и в тех частях, которые связывают ее с самим котлом, т. е. в связях, анкерных болтах и трубах. То и другое вызывает деформации, которые весьма мало изучены и заранее совершенно нам неизвестны, а потому отступления в одну или другую сторону от установленных уже практикой конструкций, размеров, материала и т. п. часто приводят к весьма неприятным неожиданностям. Нельзя, например, заменить металл топочных листов, не меняя самой конструкции топки. Печальный пример в этом отношении представляют топки первых Декаподов (ЕФ)“.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> А. И. Липец, Паровозы Декапод русских каз. ж. д., стр. 16—17. Нью-Йорк 1920.

### ФОРМА ПОТОЛКА КОЖУХА И ТОПКИ

Топка типа „Бельпер“ применяется исключительно Пенсильванской ж. д., при чем надо отметить, что американский „Бельпер“ значительно отличается от нашего и западно-европейского.



Фиг. 41. Топка Бельпер американского типа.

Американская топка радиального типа отличается от европейской тем, что потолок огневой коробки делается в поперечном сечении не плоским, а радиальным (радиусом около 3000 мм), благодаря чему анкерные болты располагаются веерообразно, и сам потолок, имеющий арочную форму, работает на сжатие и не обнаруживает такой тенденции к провисанию, как плоский потолок. Загибы по углам огневой коробки, сопрягающие потолок с боковыми стенками, имеют бóльшие, чем в наших конструкциях, радиусы и укреплены связями. Поперечные тяжи, имеющиеся в наших топках, где анкерные болты идут вертикально, здесь уже не ставятся, так как веерообразное расположение анкеров хорошо укрепляет потолок не только самой топки, но и кожуха.

Американский „Бельпер“ отличается от европейского радиальной формой

потолков, огневой коробки и кожуха (радиусы обычно берутся из одного центра, и величина их принимается порядка 5000 мм), не прямой формой боковых стенок и отсутствием жестких угловых контрфорсов между лобовым листом и потолком.

При такой форме то положительное качество, по которому наш „Бельпер“ считается более выгодным, чем радиальная топка, — удобство постановки вертикальных анкерных болтов — отпадает.

Другое достоинство топки „Бельпер“ — хорошо развитый паровой объем над топкой — в американской конструкции хотя и сохраняется, но покупается ценой увеличения веса топки, что было особенно нежелательно в паровозе ФД, где при принятых размерах колосниковой решетки ухватный лист, как увидим дальше, близко подходит к пятой сцепной оси, а задняя поддерживающая ось несет почти 20-тонную нагрузку.

Ориентировочные подсчеты показали, что применение в ФД топки „Бельпер“ при сохранении прежней высоты парового пространства вызвало бы утяжеление котла на 1,5 т.

Кроме этого, серьезные возражения против применения в котле ФД топки „Бельпер“ вызвало наличие фасонного листа, являющегося во всяком паровозном котле довольно нестойкой деталью. При радиальной топке смычной лист, как таковой, исчезает, и соединительным звеном между кожухом и цилиндрической частью служит простой цилиндрически завальцованный промежуточный лист. В изготовлении, если смычной лист штампуются заодно с ухватом, штамповка лобовых и смычных листов радиальной формы более проста, и уменьшение толщины стенок на углах не столь велико, как при штамповке листов „Бельпер“.

Помимо этих преимуществ радиальной топки, американцы обычно упоминают еще о большей дешевизне последней по сравнению с топкой „Бельпер“. Это основывается, повидимому, на производственной приспособленности заводов и железнодорожных мастерских, которая в основном определяет строительную стоимость изделия.

Учитывая преимущества и недостатки обоих типов топок и находясь под угрозой превышения веса на задней тележке, мы при проектировании ФД остановились на радиальной топке.

## **РАЗМЕРЫ ЖАРОВЫХ ТРУБ И ТИП ПЕРЕГРЕВАТЕЛЯ**

В главе о выборе основных размеров паровоза вкратце уже указано было на причины выбора мелкотрубного перегревателя Элеско Е. В виду новизны этой конструкции следует дать более подробные объяснения причин ее выбора.

Тип перегревателя неотделим от типа, вернее размеров, жаровых труб и самих элементов; поэтому мы оцениваем тот или иной тип перегревателя не только по схеме прохождения пара, но и по размерам применяемых труб и элементов.

Перегреватель системы Чусова в жаровых трубах 125/133 мм, пришедший в последнее десятилетие на смену перегревателю Шмидта, был вызван стремлением к получению более высокой температуры перегрева. В перегревателе Чусова, благодаря прохождению пара по более тонким, чем у Шмидта, трубкам элементов (18/24 мм против 28/34 мм у Шмидта) и возможности размещения



в жаровой трубе шести трубок с большей газовой поверхностью, перегревательный эффект выше, чем у Шмидта.

Однако в последние годы, при насыщении нашей сети новыми паровозами с перегревателями Чусова и замене ими перегревателей Шмидта у старых паровозов при прохождении ими капитального ремонта, все чаще и чаще стали появляться указания на увеличение объема ремонта перегревателей.

При скверных питательных водах Донбасса тонкие трубки перегревателя Чусова быстро заносятся накипью и вследствие этого перегорают. Неумение наших заводов изготовлять концевые колпачки элементов усугубляло это обстоятельство тем, что накипь откладывалась на заусенцах и местных сужениях именно в колпачках, которые находятся в наиболее тяжелых температурных условиях.

Размещение элементов в трубах на хомутах, поставленных „в распор“, при жестком укреплении труб этими хомутами вызывало то, что три трубки элемента, подводящие пар, имея более низкую температуру, удлинялись меньше, чем три трубки элемента, отводящие пар. Вследствие этого три первые трубки и вторые взаимно перемещались и, будучи жестко связанными хомутами, выгибались в трубе, создавая ухудшенный проход газов и засорение труб золой.

Неудачное конструктивное и плохое технологическое выполнение концов труб, которыми элементы присоединяются к коллектору, вызывало постоянное парение элементов и их обрыв.

Эти недостатки, часть которых могла бы быть устранена улучшением технологического процесса, вызвали то, что ряд железных дорог стал настаивать на замене перегревателей Чусова перегревателями Шмидта. Однако при такой замене не устраняется другая болезнь котлов, имеющих перегреватели в больших жаровых трубах. Железным дорогам известно, каким бичом является течь жаровых труб. Начавшаяся когда-либо течь жаровой трубы обычно не устраняется повторной вальцовкой так сравнительно легко, как в дымогарных трубах. Лопанье мостиков в трубных решетках также происходит главным образом между жаровыми трубами.

По Шнейдеру<sup>1</sup> это объясняется тем, что благодаря температурным деформациям топки кожуха, труб и цилиндрической части котла в жаровых и дымогарных трубах происходит распор, который по своей величине равен:

$$H = \frac{15 E J \Delta l}{8 a f^2},$$

где:  $E$  — модуль упругости материала трубы;

$J$  — момент инерции поперечного сечения трубы;

$\Delta l$  — сближение концов трубы под влиянием деформаций топки, кожуха и цилиндрической части;

$a$  — расстояние между решетками;

$f$  — прогиб трубы при сближении решеток на величину  $\Delta l$ .

Этот распор у жаровых труб достигает весьма больших величин. Благодаря тому, что величина распора растет быстрее увеличения диаметра трубы, а следовательно и площади завальцовки, напряжение на стыковой поверхности трубы и решетки у жаровой трубы значительно выше, чем у дымогарной.

По нашему мнению, распор в трубах следует считать изменяющимся по более простому закону, а именно:<sup>2</sup>

$$H = \frac{E F \Delta l}{l},$$

<sup>1</sup> Organ № 13, 1930 г.

<sup>2</sup> Подробнее см. журнал „Подвижной состав“. 1933 г., № 3, стр. 3.

где:  $E$  — модуль упругости материала трубы;  
 $F$  — площадь поперечного сечения трубы;  
 $\Delta l$  — смещение концов труб при деформации топки кожуха и цилиндрической части;  
 $l$  — первоначальная длина труб.

Численно и в этом случае получаются довольно большие значения распоров у жаровых труб, по сравнению с дымогарными.

Американские паровозостроители также пришли к мнению, что наличие жаровых труб с большим диаметром (5" и выше) ухудшает службу котлов. Поэтому американцы при применении труб с диаметром в 5" не допускают, чтобы отношение числа дымогарных труб к числу жаровых было меньше 4.

Недостатки жаровых труб большого диаметра и стремление к наибольшей эксплуатационной надежности котлов вызвали переход к жаровым трубам меньшего диаметра. Естественно, что при этом перегреватель также претерпел изменения. Стремление к возможно большему увеличению площади прохода пара в целях уменьшения мятая и предотвращения быстрого заноса накипью заставило увеличивать до возможных пределов внутренний диаметр трубок элементов, учитывая однако при этом живое сечение жаровой трубы с точки зрения достаточности площади прохода газа и предотвращения легкой засоряемости ее уносом.

Оптимальное решение получается при помещении в одной жаровой трубе двух труб элементов (одного витка); но так как при этом соотношение между газовой поверхностью жаровой трубы и перегревателя оказывается недостаточно эффективным для последнего (поверхность жаровой трубы, поверхность элемента и площадь прохода пара), то такая конструкция вызвала необходимость во вторичном пропуске пара через вторую жаровую трубу, почему в окончательном виде элемент мелкотрубного перегревателя представляет собой последовательный четырехходовый виток, расположенный в двух трубах.

Помещение в такой же жаровой трубе двух труб параллельно (прямой ход) и одной последовательно (обратный ход) неизбежно вызвало бы уменьшение диаметра трубок элемента, что нежелательно, так как увеличило бы занос накипью и уменьшило бы гидравлический радиус трубы, хотя, возможно, в первый период эксплуатации это увеличило бы перегревательный эффект (вариант мелкотрубного перегревателя системы С. М. и С. С. Чусовых).

Все приведенные соображения послужили причиной выбора для первого паровоза ФД мелкотрубного перегревателя с помещением двух трубок элемента в одной жаровой трубе и последовательным пропуском пара через две другие трубки, располагаемые во второй жаровой трубе.

При выборе размеров жаровой трубы и трубок элементов, в виду отсутствия у нас какого-либо опыта с подобными перегревателями, пришлось обратиться к американской практике. Обычно при длине труб в 6000 мм американцы берут их диаметром не меньше 3 1/2". По нашему сортаменту ближайший размер трубы оказался равным 82,5/89 мм.

Принятая толщина стенок в 3,25 мм, возможно, несколько велика, но меньшего размера в сортаменте не было. Диаметр трубок элементов, также на основании американской практики, был принят в 24/30 мм.

После проведения тепловых расчетов, показавших несколько пониженный перегревательный эффект принятого перегревателя, была сделана попытка выяснить, в каких условиях можно ожидать высокого перегрева при применении большетрубного перегревателя Чусова или Шмидта. Достаточно высокий пе-

регрев ( $360^{\circ}$  —  $390^{\circ}$  при форсировке  $y=350^{\circ}$ ) удалось получить при размещении элементов в 52 жаровых трубах. При этом число дымогарных труб достигает всего 79, что явно противоречило приводившемуся выше американскому правилу.

Подсчеты показывают, что, в то время как при трубе в 82,5/89 мм распорное усилие достигает 4260 кг, при трубе в 131/140 мм оно увеличивается до 14 200 кг, и напряжения в завальцованных стыках в задней решетке соответственно делаются равными 120 и 300 кг/см<sup>2</sup>, а в передней — 106 и 223 кг/см<sup>2</sup>.

Таким образом мы видим, что высокий перегревательный эффект, могущий быть полученным в котле ФД, покупается ценой эксплуатационной ненадежности конструкции как самого котла, так и перегревателя.

При мелкотрубном перегревателе, получая некоторое снижение перегрева, мы имеем зато надежную и выносливую конструкцию и котла и перегревателя.

Диаметр дымогарных труб практически выбирается применительно к намечаемой длине их. Существует практическое правило, по которому наружный диаметр дымогарной трубы должен равняться  $\frac{1}{100}$  ее длины. Это правило основано на практической удачности получаемых размеров труб — достаточной жесткости трубы и ее сопротивляемости провисанию и вибрации, а также достаточности сечения ее в отношении засоряемости и гидравлических сопротивлений. При нашей длине труб ближайший сортаментный размер оказался равным 51/57 мм.

Указанные принципиальные наброски и легли в основу рабочего проектирования котла.

## УТОЧНЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КОТЛА

### РАЗБИВКА ТРУБ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИАМЕТРА КОТЛА

Имея по предварительной наброске размеры: общей испаряющей поверхности нагрева ( $H_{исп}$ ) — в 293 м<sup>2</sup>, поверхности перегревателя ( $H_{пе}$ ) — в 146 м<sup>2</sup> и площади колосниковой решетки ( $R$ ) в 7 м<sup>2</sup>, мы ориентировочно предполагаем, что отношение поверхности нагрева топки ( $H_T$ ) к колосниковой решетке будет достигать 4.<sup>1</sup> При этом топочная поверхность:

$$H_T = 28 \text{ м}^2.$$

Оставшаяся поверхность нагрева  $293 - 28 = 265 \text{ м}^2$  распределяется между жаровыми и дымогарными трубами.

Учитывая, что концы труб элементов, помещаемые в дымовой камере и включенные в поверхность перегревателя 146 м<sup>2</sup>, составляют 7% от поверхности всего перегревателя, получим поверхность элементов внутри жаровых труб, равную 136 м<sup>2</sup> и соответствующую, при принятой системе и размерах перегревательных элементов, — 129 жаровым трубам.

При их диаметре в 82,5/89 мм и длине в 6000 мм испаряющая поверхность нагрева жаровых труб получается равной 217 м<sup>2</sup>. На долю дымогарных труб остается поверхность в  $265 - 217 = 48 \text{ м}^2$ , которая размещается в 45 трубах диаметра 51/57 мм.

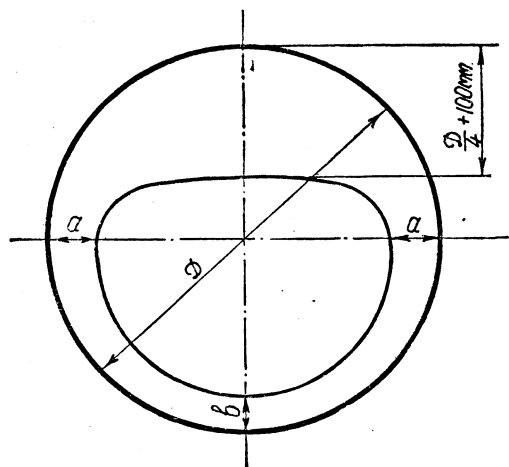
<sup>1</sup> См. стр. 31 — 32

Наметив число труб, приступаем к разбивке задней трубчатой решетки. Обычно это делается путем ряда пробных наметок, так как очертание решетки зависит от очертания камеры догорания, которое в свою очередь зависит от диаметра заднего барабана и принимаемой высоты парового пространства.

Не описывая подробно всех последовательных попыток, проделанных в этом направлении, остановимся лишь на основных моментах, обрисовывающих ход этой работы.

На основании сравнения с построенными котлами, а чаще на основании личного опыта конструктора, намечается внутренний диаметр последнего барабана цилиндрической части котла. Наметив высоту парового пространства (приблизительно 0,25 диаметра), получаем верхнюю точку потолка огневой коробки, через которую и очерчиваем контур потолка радиусом равным 3000—3500 мм.

Намечая размеры водяных промежутков между нижней образующей камеры догорания и барабаном, а также между боковыми стенками, вписываем очертание нижнего контура камеры догорания.



Фиг. 42. Наметка очертания камеры догорания.

Относительно размеров этих водяных промежутков следует отметить, что в целях улучшения циркуляции воды вокруг камеры догорания и удобства очистки всегда выгодно эти промежутки делать возможно большими, при чём для улучшения выхода пузырей пара желательно боковые промежутки  $a$  (фиг. 42) делать несколько больше промежутка  $b$ .

Весовые ограничения, наоборот, диктуют уменьшение боковых промежутков, так как с их увеличением увеличивается диаметр котла, а следовательно и его вес.

Дать точные указания в этом отношении очень трудно, так как теплотехнический и хозяйственный эффект от увеличения водяных промежутков зависит от многих причин, не поддающихся сколько-нибудь точному учету, — свойств воды, способов и качества промывки и т. п. В этом отношении необходимый ответ сможет дать только практика, учитывающая все особенности эксплуатации паровоза на данной железной дороге.

В американской практике размер  $b$  часто принимается в пределах от 5" до 6". При длинных камерах догорания и плохой питательной воде этот размер иногда увеличивается до 8".

В нашем случае мы взяли размер в 140 мм. Судя по дошедшим до нас замечаниям с участка Красный Лиман, где работают первые паровозы ФД, этот размер, возможно, следовало бы увеличить.

Наметив контур верха и низа камеры догорания, сопрягаем их боковыми радиусами. Величина этих радиусов, а также точная наметка основного радиуса потолка зависят от величины диаметра котла и высоты парового пространства и уточняются после наметки разбивки поперечных рядов анкерных болтов. При тех или иных взаимных изменениях этих радиусов иногда может быть достиг-

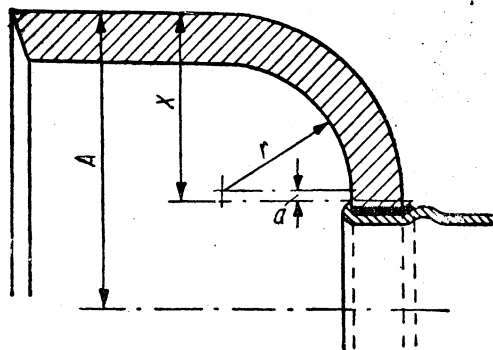
нуто лучшее (более равномерное) расположение анкерных болтов по потолку кожуха. В нашем случае мы приняли радиус потолка равным 3200 мм и радиус бокового загиба равным 325 мм.

Наметив таким образом контур камеры догорания, приступаем к собственно разбивке. Приближение труб к угловым загибам зависит от размеров радиусов этих загибов и размеров труб. Принято не допускать, чтобы борт трубы ложился на загиб решетки. Обычно размер  $a$  (фиг. 43) принимается в 1—2 мм.

При радиусе наверху решетки, равном 35 мм, и толщине фланца в 14 мм размер  $x$  нами взят равным 50 мм; внизу решетки и по бокам радиус загиба равен 20 мм, и здесь величина  $x$  принята нами в 35 мм. Таким образом, при диаметре отверстия для трубы в 81 мм и диаметре бурта трубы в 83 мм, расстояние  $A$  наверху решетки должно быть не меньше 91,5 мм.<sup>1</sup>

Вписав в контур решетки указанные ограничения приближения труб, вписываем в среднюю „рабочую“ часть решетки максимально возможное количество труб. Здесь основным моментом проектирования является выбор типа расположения труб, водяных промежутков между трубами и проверка размеров мостиков в решетке.

В настоящее время признано, что наиболее удачные результаты в отношении парообразования дает шахматная разбивка. По условиям конструктивного оформления трубных подводков к элементам и к самой перегревательной коробке при мелкотрубном перегревателе вполне возможно осуществить шахматную разбивку жаровых труб, чего нельзя сделать при большетрубном перегревателе.



Фиг. 43. Приближение труб к фланцу решетки.

Что же касается выбора водяных промежутков между трубами, то этот вопрос, как и вопрос о водяных промежутках у камеры догорания, решается практикой, при чем американцы считают, что от размеров этих промежутков в значительной степени зависит паропроизводительность котла.

Таблица 39 дает зависимость интенсивности парообразования в  $\text{кг/м}^2$  час трубчатой поверхности от расстояния между трубами и их длины. Эта таблица получена путем графической перестройки данных, помещенных в справочнике Американской локомотивной компании. К сожалению, нам не удалось установить, на каких теоретических или практических основаниях построены эти оригинальные данные и насколько они применимы в наших условиях.<sup>2</sup>

Американцы для воды среднего качества рекомендуют брать расстояние между трубами не меньше 18 мм.

<sup>1</sup> Мы намеренно подробно останавливаемся на этом приближении, так как в некоторых учебниках указываются числовые величины расстояний от фланца до центра трубы без указания, чем эти размеры определяются, что приводит начинающих к ошибкам.

<sup>2</sup> Мы помещаем эти данные потому, что вопросу о расстоянии между трубами у нас уделялось до последнего времени весьма мало внимания, и не так давно нам пришлось видеть проект котла с водяными расстояниями между трубами, доходящими до 10 мм, что, как видно из таблицы 39, никогда не делается.

Интенсивность парообразования в кг/см<sup>2</sup> в час, отнесенная к наружной поверхности труб

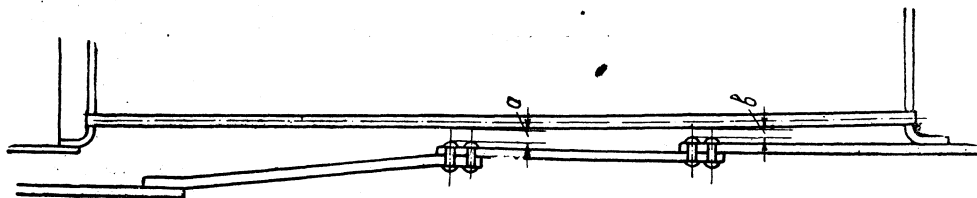
Длина труб в мм	Трубы с наружн. диаметром в 51 мм				Трубы с наружн. диам. в 57 мм								Трубы с наружн. диам. в 89 мм				Трубы с наружн. диам. в 137 мм				
	Расстояния между трубами в воде в мм																				
	14	16	18	20	22	24	16	18	20	22	24	16	18	20	22	24	16	18	20	22	24
3 050	53,8	56,0	58,0	59,8	61,5	63,1	59,0	60,8	62,5	64,0	65,2	63,5	64,3	65,4	66,4	67,5	66,5	67,0	67,5	67,9	68,9
3 200	52,7	54,8	56,8	58,7	60,3	61,8	57,8	59,6	61,3	62,7	64,0	62,4	63,2	64,1	65,2	66,2	65,4	65,8	66,3	66,8	67,2
3 350	51,7	53,8	55,7	57,5	59,1	60,6	56,7	58,4	60,0	61,5	62,8	61,2	62,0	63,0	64,0	65,0	64,3	64,7	65,2	65,6	66,0
3 500	50,7	52,7	54,6	56,4	58,0	59,4	55,6	57,3	58,9	60,3	61,6	60,2	60,8	61,8	62,8	64,0	63,2	63,6	64,0	64,5	64,9
3 650	49,7	51,7	53,5	55,3	56,8	58,2	54,6	56,2	57,7	59,1	60,5	59,1	59,7	60,7	61,5	62,8	62,0	62,4	62,9	63,3	63,7
3 800	48,7	50,8	52,5	54,2	55,8	57,1	53,6	55,2	56,7	58,0	59,4	58,1	58,5	59,8	60,4	61,6	61,0	61,4	61,9	62,3	62,6
3 950	47,8	49,8	51,5	53,2	54,7	56,1	52,6	54,2	55,7	57,0	58,3	57,1	57,4	58,7	59,2	60,5	60,0	60,4	60,8	61,2	61,6
4 100	47,0	48,8	50,5	52,2	53,6	55,0	51,6	53,2	54,6	55,9	57,2	56,1	56,4	57,5	58,3	59,4	59,0	59,3	59,8	60,1	60,6
4 250	46,1	47,9	49,6	51,2	52,7	54,0	50,7	52,2	53,7	55,0	56,2	55,1	55,5	56,5	57,3	58,5	58,1	58,4	58,8	59,2	59,6
4 400	45,3	47,1	48,7	50,2	51,7	53,0	49,9	51,3	52,7	54,0	55,2	54,2	54,6	55,7	56,5	57,5	57,2	57,5	58,0	58,3	58,7
4 550	44,5	46,2	47,8	49,3	50,7	52,0	49,0	50,5	51,8	53,1	54,3	53,3	53,8	54,0	55,5	56,6	56,2	56,7	57,1	57,4	57,8
4 700	43,7	45,4	47,0	48,5	49,9	51,1	48,2	49,6	51,0	52,2	53,4	52,5	52,8	53,0	54,6	55,7	55,5	55,3	56,3	56,6	57,0
4 850	42,8	44,5	46,1	47,5	48,9	50,1	47,2	48,7	51,0	51,2	52,3	51,6	52,0	52,2	53,7	54,7	54,5	54,9	55,3	55,6	56,0
5 000	42,1	43,7	45,2	46,6	48,0	49,2	46,4	47,8	49,1	50,3	51,4	50,8	51,1	51,2	52,9	53,7	53,7	54,0	54,4	54,7	55,1
5 150	41,4	42,9	44,4	45,8	47,1	48,4	45,7	47,1	48,2	49,5	50,6	49,9	50,2	50,5	51,8	52,9	52,9	53,2	53,6	53,9	54,3
5 400	40,3	41,8	43,3	44,6	45,9	47,1	44,5	45,9	47,1	48,3	49,3	48,8	49,1	50,0	50,7	51,8	51,7	52,1	52,5	52,8	53,1
5 650	39,2	40,7	42,1	43,4	44,6	45,8	43,4	44,7	45,9	47,0	48,0	47,6	47,8	48,8	49,4	50,5	50,5	50,9	51,2	51,6	51,9
5 800	38,5	39,9	41,3	42,6	43,8	45,0	42,6	44,0	45,2	46,3	47,2	46,8	47,0	48,1	48,8	49,7	49,7	50,1	50,5	50,8	51,1
5 950	37,8	39,2	40,5	41,8	43,0	44,2	41,9	43,3	44,4	45,5	46,4	46,1	46,2	47,3	48,2	48,8	49,0	49,4	49,7	50,0	50,4
6 050	37,4	38,8	40,1	41,4	42,5	43,7	41,5	42,8	44,0	45,0	46,0	45,6	45,8	46,8	47,7	48,3	48,5	48,9	49,2	49,6	49,9
6 400	35,8	37,1	38,4	39,6	40,8	41,9	39,9	41,2	42,3	43,3	44,2	44,0	44,4	45,3	46,2	46,6	46,9	47,3	47,6	47,9	48,2
6 700							38,7	39,9	41,0	42,0	42,8	42,8	43,2	44,1	45,0	45,1	45,6	46,0	46,2	46,6	46,9
7 000							37,5	38,6	39,7	40,7	41,5	41,6	42,1	42,9	43,5	43,7	44,4	44,7	45,0	45,3	45,6
7 300							36,3	37,4	38,4	39,4	40,2	40,3	40,5	41,4	42,0	42,4	43,1	43,5	43,7	44,0	44,3
7 600							35,2	36,2	37,3	38,2	39,0	39,1	39,3	40,2	40,7	41,1	41,9	42,3	42,6	42,9	43,2

Задаваясь этим промежутком и имея диаметры труб, путем ряда проб производим вписывание максимального количества труб.

Обычно редко удается сразу получить необходимую разбивку без повторных наметок диаметра котла. Следует, однако, заметить, что при невозможности увеличения диаметра котла в силу весового ограничения не надо стремиться к безусловному сохранению первоначально намеченной поверхности нагрева, если при этом мы вынуждены идти на уменьшение водяных промежутков. Помимо лучшей паропроизводительности с увеличением водяных промежутков достигается также и лучшая служба котла. При малых промежутках и при плохой воде нет гарантий от завалов междутрубного пространства накипью и пережога труб.

Что касается размеров мостиков в задней решетке, то они зависят от размеров обсада труб. Обычно считается, что удовлетворительная служба решеток вполне возможна при мостике в 25 мм. Увеличение этого размера, выгодное для работы решетки, не должно вызывать значительного сужения конца трубы, которое оказывает сильное влияние на увеличение сопротивлений прохождению газа.

В нашем случае нам удалось при водяном промежутке между трубами около задней решетки в 18 мм и мостике в задней решетке, равном 26 мм, раз-



Фиг. 44. Приближение труб к заклепкам поперечных швов цилиндрической части.

местить 130 жаровых труб и 44 дымогарных. При этом внутренний диаметр заднего барабана был взят в 2082 мм и высота парового пространства над высшей точкой потолка — в 621 мм.

Разбивка труб в передней решетке производится после наметки диаметра первого барабана, т. е. после наметки числа отдельных барабанов, толщины их листов и взаимного их расположения. Число барабанов определяется имеющимся сортаментом проката, а толщина — путем расчета их по целому месту по элементарной формуле для тонкостенных сосудов. Взаимное расположение отдельных барабанов (телескопическое или иное) выбирается в зависимости от удобства размещения труб в передней решетке, конструкции и расположения перегревательной коробки и многих других условий. Соображения о стоке воды при опорожнении котла хотя и играют роль, но не столь большую, как иногда принято думать. Чаще всего здесь приходится считаться с подъемом труб к передней решетке, который в основном определяется приближением крайних периферийных труб к заклепочным швам (фиг. 44).

Для предохранения котла от завалов накипи необходимо, чтобы размеры  $a$  были не менее 30 мм. Очень часто, для возможности вписывания некоторых труб в местах приближения к ним швов, близко расположенные заклепки делают полупотайными. Однако при этом параллельно проверяется, как уже указывалось выше, размер  $A$  в передней решетке.

Увеличение диаметра отверстия для трубы в передней решетке, сохране-

ние необходимого мостика в ней, а также увеличение водяного промежутка между трубами около нее ведут к некоторому увеличению расстояния между трубами, чем вызывается дополнительный подъем труб в вертикальном направлении и развеивание их в горизонтальном направлении. Этот подъем труб, особенно при коротких котлах, может достигать весьма большой величины и очень нежелателен, затрудняя размещение перегревательной коробки. В некоторых случаях подъем труб может оказаться столь значительным, что вызовет оголение передних концов труб даже на сравнительно небольших подъемах, или же приведет к невозможности конструктивного размещения перегревательной коробки в оставшемся пространстве.<sup>1</sup> В этом случае можно получить удачное решение, если сделать первый барабан наружным. В котлах с камерами догорания обычно в этом необходимости не бывает.

Избежать оголения передних концов труб при низшем уровне воды при езде по большим подъемам иногда не удается. В этих случаях на паровозах, работающих на горных участках, на водомерных стеклах делаются указания о предельных уровнях воды, необходимых при езде по подъемам определенной величины.

Увеличение мостиков в горизонтальном направлении ограничивается приближением к фланцам передней решетки. Всегда желательно при этом расположить трубы так, чтобы при выёмке их можно было избежать разборки парорабочих труб. Однако на практике это достигается довольно редко, особенно в котлах без кольца жесткости.

В котлах, имеющих камеры догорания и в связи с этим большой диаметр последнего барабана, нет никакой необходимости все барабаны делать цилиндрическими и вследствие этого получать излишне большой диаметр первого барабана. Обыкновенно один из барабанов делают коническим, сужающимся в направлении дымовой коробки, чем достигается значительное уменьшение веса котла; а так как всегда выгодно иметь по возможности наибольший объем парового пространства, то естественно, что верхние образующие всех барабанов делаются параллельными оси котла. В этом случае конический барабан получается неправильным, т. е. верхняя образующая его параллельна оси котла, а нижняя образующая — наклонна.

Приведенные соображения указывают, что разбивка труб в передней решетке возможна только при параллельном конструктивном выяснении конфигурации цилиндрической части котла, конструкции и расположения перегревательной коробки и расположения парорабочих труб внутри дымовой камеры.

В нашем случае мы получили внутренний диаметр первого барабана равным 1837 мм; при этом разбивка труб в передней решетке дала возможность иметь водяные промежутки в 19 мм при мостиках в самой решетке в 17 мм. Подъем верхних труб у передней решетки при этом достиг 58 мм. Так как разбивка труб в передней решетке тесно связана с разбивкой труб в задней решетке, и при некоторых условиях может возникнуть вопрос о взаимном пересмотре обеих разбивок и даже размеров барабанов, то обычно определение конфигурации

---

<sup>1</sup> На многих паровозах ранее часто употреблялось так называемое *кольцо жесткости* между первым барабаном и дымовой коробкой. Главное назначение этого кольца не придание жесткости дымовой коробке, а создание лучших условий для размещения перегревательной коробки и парорабочих труб и выемки дымогарных и жаровых труб при ремонте.



Топки производится после оформления разбивок в обеих решетках и обрисовки цилиндрической части котла.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГЛУБИНЫ, ШИРИНЫ И ДЛИНЫ ТОПКИ

По выяснении диаметра заднего барабана и поперечного очертания камеры догорания, имея расчетную площадь колосниковой решетки, конструктор прежде всего приступает к определению длины камеры догорания, глубины, ширины и длины топки и очертаний ухватного и лобового листов. Длина камеры догорания, как указывалось в главе о выборе основных размеров паровоза, определяется при принятом нами верхнем рессорном подвешивании и заданной высоте габарита положением передней решетки (впереди первой сцепной оси), длиной труб (6000 мм) и расположением ухватного листа относительно пятой сцепной оси. Высадка вперед ухватного листа обычно берется в зависимости от глубины топки и определяется (при камере догорания) главным образом выработанными практикой формами. Не малую роль здесь играют условие технологического выполнения (утяжка фланцев), а также условия прохода циркуляционных токов воды.

Глубина топки, являющаяся весьма важным фактором, влияющим на протекание топочного процесса, в современных паровозах с широкими топками определяется высотой котла над головкой рельса и расстоянием до верхней кромки заднего конца рамы паровоза. В современных мощных паровозах по условиям конструктивного выполнения хвостовика рамы и зольника и в целях создания достаточно свободных подводов воздуха иногда приходится мириться с сравнительно небольшой глубиной топки.

Намечая нижний обрез обвязочной рамы около ухватного листа в зависимости от местной конструктивной обстановки (зольник, рама), переходим к определению ширины и длины топки.

В современных американских паровозах мы никогда не увидим сужающихся книзу топок, часто встречающихся на наших старых паровозах. Это объясняется лишь тем, что при принятых в Америке размерах котлов подобное сужение, при сохранении необходимой колосниковой решетки, вызвало бы чрезмерное увеличение длины топки. Кроме того, такое сужение приводит к усложнению штамповки листов, пригонки, клепки и сборки топки.<sup>1</sup>

При отказе от сужения ширина топки колеблется все же в весьма широких пределах — от величины диаметра заднего барабана до пределов, устанавливаемых габаритом. Для протекания топочного процесса длинная топка всегда выгоднее короткой, при чем при отношении длины топки к ее ширине, равном 2 (паровоз С<sup>У</sup>), получают уже весьма хорошие результаты. Однако на практике это теплотехнически выгодное отношение очень часто не может быть выдержано по двум причинам: во-первых, по условиям заброски топлива при ручном отоплении (не выше 3500 мм) и, во-вторых, по условиям развески паровоза и задаваемой длины колесной базы. Обычно это отношение „ловится“ конструктором

<sup>1</sup> Часто приходится слышать, что уширение книзу топок американских паровозов вызвано желанием улучшить отделение паровых пузырей от стенок. Такое объяснение, быть может, в известной мере и правильно, но во всяком случае оно не исчерпывающее, ибо если бы явление торможения пара на наклоненных внутрь стенках оказывало сильное влияние на работу стенки, то мы не могли бы иметь ни кипяtilьных труб ни камер догорания.

путем сравнений с аналогичными паровозами. В случае отсутствия возможности таких сопоставлений это определение может быть сделано только путем последовательных проб и выяснения весовых характеристик.

Из сопоставлений и конструктивных выяснений в котле ФД были намечены:

длина камеры догорания . . . . .	1200 мм;
высадка внутреннего ухватного листа вперед . . . . .	250 „
глубина топки (от оси котла) . . . . .	1650 „
ширина топки . . . . .	2200 „
длина топки . . . . .	3200 „

#### ОЧЕРТАНИЯ ЛОБОВЫХ ЛИСТОВ И ПОТОЛКОВ ТОПКИ И КОЖУХА

Конфигурацию топки окончательно определяет очертание потолка и лобового листа.

Обычно на всех паровозах передняя точка потолка топки выше задней. Подъем этот обуславливается стремлением иметь постоянную толщину слоя

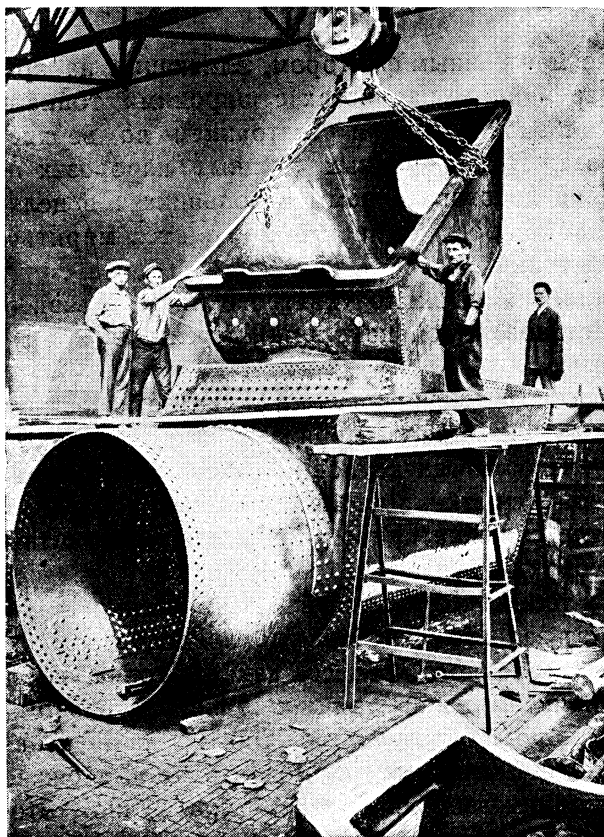
воды над потолком при езде по уклонам и при торможении. В нашем случае мы взяли его равным 24‰ (у паровоза Э этот подъем равен 17‰, у С — 12,5‰ и у Е<sup>Л</sup> — 32‰).

Скос шуровочного (лобового) листа топки, связанный со скосом лобового листа кожуха, вызывается удобством размещения арматуры в будке машиниста, экономией веса, а при топках с камерами догорания, в основном, — удобствами закладки и выемки топки из кожуха без расклейки лобового листа.

Уменьшение глубины топки сзади, по сравнению с глубиной у ухватного листа (наклон колосниковой решетки), диктуется обычно конструктивным размещением зольника, задней гибкой опоры и заднего стяжного ящика.

Назначение размеров водяных промежутков внизу у обвязочной рамы определяется теми же соображениями, что и выше,

т. е. качеством воды и удобствами очистки. У ухватного листа ширина обвязочной рамы делается несколько больше, в виду ухудшения здесь условий циркуляции. В нашем случае принята ширина обвязочной рамы сзади и по бокам в 100 мм, а у ухватного листа — в 125 мм. Водяной промежуток наверху у лобо-



Фиг. 45. Опускание топки в кожух.

вого листа также желательно увеличивать для улучшения циркуляции. В нашем случае, при принятых скосах лобового листа, он взят равным 175 мм.

Верхняя образующая потолка кожуха обычно делается параллельно верхней образующей потолка топки для того, чтобы получить в продольных рядах одинаковую длину анкерных болтов. На американских больших паровозах это иногда вызывается удобством крепления будки и расположения на потолке кожуха приборов и арматуры.

## ЛИСТЫ КОТЛА

Толщина листов цилиндрической части котла определяется путем расчета их на разрыв от котельного давления. В наших конструкциях для обыкновенных листов из Ст2 мы допускаем напряжения в целом месте порядка 650—700 кг/см<sup>2</sup>. Стальные листы огневой коробки для обычных давлений 13—18 ат в американских паровозах берутся почти всегда одинаковыми и равными  $\frac{3}{8}$ ". Практика Америки подтверждает, что при правильно произведенной разбивке связей такая толщина вполне удовлетворительна. Как указывалось выше, увеличение этой толщины может оказаться даже вредным, ибо при этом топка, подверженная значительным температурным и механическим деформациям, может потерять свою эластичность и получить местные перенапряжения.

Толщина задней и передней решетки для обычных давлений принимается американцами также стандартной ( $\frac{1}{2}$ " — для задней и  $\frac{9}{16}$ " — для передней). В последние годы в связи с увеличением давления американцы стали применять несколько более толстые решетки ( $\frac{5}{8}$ "). Надо отметить, что для лучшей работы котла под влиянием распора труб желательно иметь возможно более тонкие, т. е. эластичные решетки. Однако, уменьшение при этом площадки завальцовки может вызвать перенапряжения в завальцованных стыках, чем и объясняется стремление к некоторому утолщению решеток при повышении котловых давлений.

Толщина лобового листа огневой коробки (шуровочного листа) почти всегда принимается одинаковой с толщиной потолка и боковых стенок огневой коробки. Лобовой лист и боковые стенки кожуха обычно утолщаются до  $\frac{1}{2}$ ", в некоторых случаях доходя до  $\frac{9}{16}$ ". Потолок кожуха, как укрепленный анкерными болтами несколько неравномерно, обычно берется еще более толстым ( $\frac{5}{8}$ " —  $\frac{3}{4}$ ").

Толщина листов ухватов — внутреннего и наружного — также выработана американской практикой: для первого очень часто берется толщина в  $\frac{1}{2}$ ", а для второго — равная толщине листа последнего барабана или немного меньшая.

Все эти узаконенные временем нормы весьма надежны и достоверны.

Действительно, толщина листов топки со временем меняется. Если даже при проектировании и было допущено некоторое повышение напряжения, то это скажется только известным укорочением срока службы котла.

Исходя из этих указаний американской практики, мы приняли следующие толщины листов:

толщина листов потолка и боковых стенок огневой коробки .	10	мм
"          "          задней решетки . . . . .	14	"
"          "          передней решетки . . . . .	16	"
"          "          шуровочного листа топки . . . . .	10	"
"          "          ухватного листа топки . . . . .	13	"

толщина листов лобового листа кожуха топки и боковых	
стенки кожуха . . . . .	13 мм
"      "      потолка кожуха топки . . . . .	15 "
"      "      ухватного листа . . . . .	21,5 "

Толщину листов барабанов мы определяли, исходя из допустимого напряжения на разрыв в целом листе в 730 кг/см<sup>2</sup> (см. ниже); при этом были получены:

толщина листа первого барабана . . . . .	19 мм
"      "      второго      "      . . . . .	19,5 "
"      "      третьего      "      . . . . .	21,0 "
"      "      четвертого      "      . . . . .	21,5 "

## ПРОВЕРКА ВЫБРАННЫХ РАЗМЕРОВ КОТЛА

Выбор габаритных размеров котла и толщины главных листов его может считаться окончательным только после проверки ряда конструктивных характеристик.

В первую очередь проверяется, насколько действительные поверхности нагрева совпадают с теми, которые намечались в начале разработки котла.

Если с трубчатой частью дело обычно обстоит благополучно, то это не всегда можно сказать про полученную поверхность нагрева топки. Запроектированные габаритные размеры топки, полученные главным образом применительно к размерам колосниковой решетки, часто могут оказаться несколько иными, чем предполагалось сначала. Сравнительно небольшое изменение размеров поверхности нагрева еще может быть допущено, если при этом выдержана кубатура топки. Если же последняя не выдержана, то требуется изменение конфигурации топки. Обычно кубатуру топки можно увеличить за счет изменения наклона лобового листа, высадки ухвата или наклона колосниковой решетки. Изменение объема топки за счет повышения потолка вызывает изменение разбивок труб в решетках и часто может оказаться вредным для другой, не менее важной характеристики котла — его парового объема и зеркала испарения.

Паровой объем — одна из самых серьезных характеристик котла — может считаться критерием его эксплуатационной экономичности. Выше, в таблице 22, даны характеристики объемов паровых пространств и зеркал испарения для ряда наших паровозов. В случае недостаточности полученных размеров парового объема и зеркала испарения увеличение их возможно за счет увеличения диаметра котла или понижения потолка топки.

Вслед за тем проверяются газовые и паровые проходы. Как указывалось в главе о выборе основных размеров паровоза, эти характеристики являются весьма важными; но вместе с тем они очень трудно поддаются изменению без кардинальных изменений в характеристиках котла, служивших исходными пунктами всего проектирования, — отношения  $\frac{H_{исп}}{R}$ ,  $\frac{H_{не}}{H_{исп}}$ , длине труб, типе перегревателя и др.

Только после всех этих проверок и признания полученных результатов удовлетворительными производится предварительный подсчет веса котла. В главе о выборе основных размеров паровоза ФД указывались упрощенные методы подсчета веса главных деталей. Однако для котла, как наиболее крупной

Варианты котла ФД с перегревателями Чусова и Шмидта.

Характеристика котла		Раз- мер- ность	Перегрева- тель Элеско Е	Неосуществленные ва- рианты	
				Перегрева- тель Шмидта	Перегрева- тель Чусова
Площадь колосниковой решетки . . . . .		м <sup>2</sup>	7,04	7,04	7,04
Число и диаметр дымогарных труб . . . . .		мм	44 × 51/57	79 × 51/57	79 × 51/57
" " жаровых . . . . .		"	120 × 82,5/89	52 × 131/140	52 × 131/140
Диаметр элементов перегревателя . . . . .		"	24/30	28/34	18/24
Газовая	поверхность топочной камеры . . . . .	м <sup>2</sup>	20,61	20,61	20,61
	" камеры догорания . . . . .	"	6,9	6,9	6,9
	" кипяtilных труб . . . . .	"	3,72	3,72	3,72
	" всей огневой коробки . . . . .	"	31,23	31,23	31,23
	" дымогарных труб . . . . .	"	42,50	76,6	76,6
	" жаровых . . . . .	"	200,79	125,1	125,1
	" перегревателя (без учета концов элементов в дымовой камере) . . . . .	"	138,5	126,0	131,5
	" полная испаряющая . . . . .	"	274,52	232,93	232,93
Водяная поверхность полная испаряющая . . . . .		"	295,16	250,0	250,0
Длина дымогарных труб . . . . .		мм	5 970	5 970	5 970
Расстояние от задней решетки до концов элемен- тов (расчетное) . . . . .		"	375	365	365
Свободный газовый проход посредине котла . . . .		м <sup>2</sup>	0,600	0,674	0,721
Паровой проход в элементах . . . . .		см <sup>2</sup>	294	320	396
Отношение	испаряющей водной поверхности нагрева к площади колосниковой решетки . . . . .		42,0	35,5	35,5
	полной поверхности нагрева к площади ко- лосниковой решетки . . . . .		61,5	53,4	51,1
	поверхности перегрева к испаряющей водной поверхности нагрева . . . . .		47,0%	50,4%	52,6%
	газового прохода к площади колосниковой решетки . . . . .		8,5%	9,6%	10,25%
	парового прохода к площади колосниковой решетки . . . . .		0,41%	0,45%	0,56%
	Предполагаемый перегрев при $u=500$ (уголь — смесь 25% ПЖ + 35% п/м О + 40% АРШ) . . . . .	°Ц	372	405	420
Экономия в весе на жаровых трубах и на воде в цилиндрической части котла . . . . .		кг	0	41	41
Экономия в весе на перегревателе . . . . .		"	0	220	260
Общая экономия в весе <sup>1</sup> . . . . .		"	0	261	301

<sup>1</sup> Эти данные не учитывают увеличения веса перегревательной коробки, получающегося при перегревателе Чусова или Шмидта благодаря наличию 6 рядов труб вместо 5, имеющихся у Элеско Е.

детали, всегда бывает полезно сделать подробную предварительную проверку полученных размеров, чтобы установить, укладываются ли они в ориентировочно намеченные весовые нормы. Очень часто весовая проверка заставляет вновь пересмотреть все выбранные размеры и соотношения котла и изменить их в ту или другую сторону.

В таблице 40 показаны окончательные характеристики котла ФД и его вариантов с перегревателями Чусова и Шмидта.

## ПОДСЧЕТ ВЕСА

В предварительной весовой проверке котлов обычно применяются некоторые, практически вполне допустимые, упрощения. Развертки листов делаются в масштабе 1:10, без учета отверстий для заклепок, связей и т. п., и при этом определяются площади листов. Для подсчета их веса проще всего пользоваться заранее составленными таблицами, где вычислен вес квадратного метра листа для любой толщины.

Подсчет веса связей и анкерных болтов делается по грубой прикидке их числа и по средней длине. На расклепку прибавляется 15—18 мм на каждую связь. На вес головок связей Тэта делается накидка примерно в 0,65 кг на каждую связь.

Вес труб удобно считать по заранее составленным таблицам, в которых имеется вес, отнесенный не только к погонному метру, но и к квадратному.

Вес колпаков определяется путем развертки.

Вес подклепок, накладок и т. п. устанавливается путем определения их площадей с применением упоминавшихся выше таблиц.

Вес воды в котле подсчитывается отдельно (для дальнейшего определения центра тяжести) для промежутков между лобовыми стенками, между боковыми, между ухватным листом и решеткой, над потолком и в цилиндрической части. При подсчете веса воды объемы, занимаемые связями и швами, не учитываются. Удельный вес воды часто считают равным 1, хотя в рабочем состоянии он значительно уменьшается (до 0,87 при давлении 12 ат). Американцы обычно принимают в расчет вес воды в рабочем состоянии.<sup>1</sup>

После весовой проверки, подтвердившей осуществимость принятых габаритных размеров, возможно уже чисто рабочее проектирование деталей котла, топки, цилиндрической части и т. п.

## КОНСТРУКЦИЯ КОТЛА

### УГЛОВЫЕ ЗАГИБЫ И ШВЫ ОГНЕВОЙ КОРОБКИ И КОЖУХА

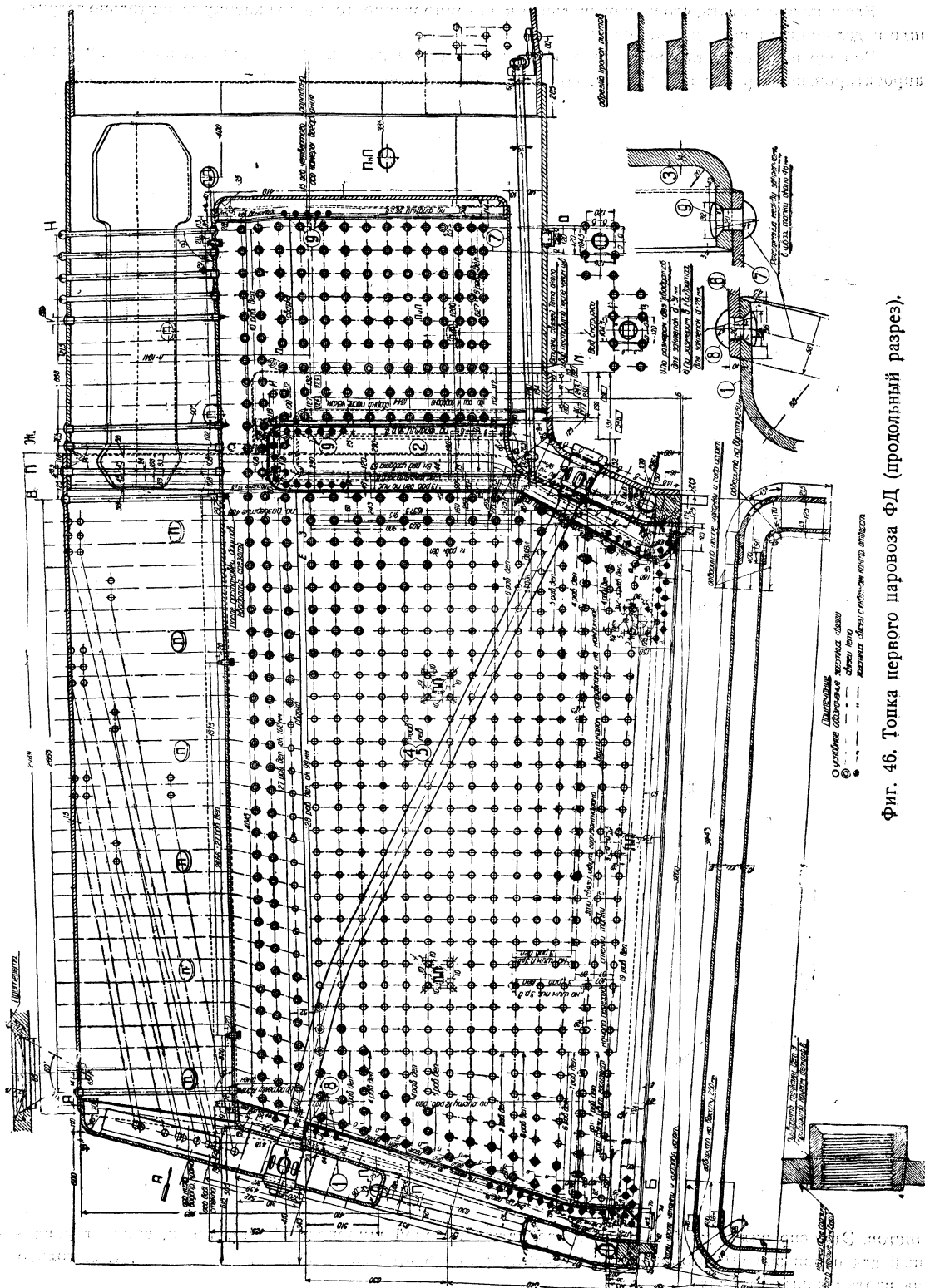
Радиусы угловых загибов в топке и кожухе намечаются одновременно с учетом размеров выбираемых заклепочных швов.

Здесь основным правилом проектирования является „проекционное“ совпадение (или достаточное приближение к совпадению) швов топки и кожуха. При таком совпадении сводятся к минимуму неукрепляемые плоские места на кожухе и самой топке, и устраняется перекося связей, т. е. отклонение их от нормали к топочной стенке. Само собой разумеется, что другие, чисто технологические правила — избегание малых радиусов, резких переходов их, слишком длинных оттяжек фланцев и др. — также должны быть при этом учтены.

Исходя из этих условий, мы наметили те радиусы, которые видны из конструктивного чертежа топки (фиг. 46, 46а и 46б).

Все швы топки и кожуха первого паровоза ФД за исключением продольного топочного шва, соединяющего потолок топки с боковыми стенками, были запроектированы заклепочными.

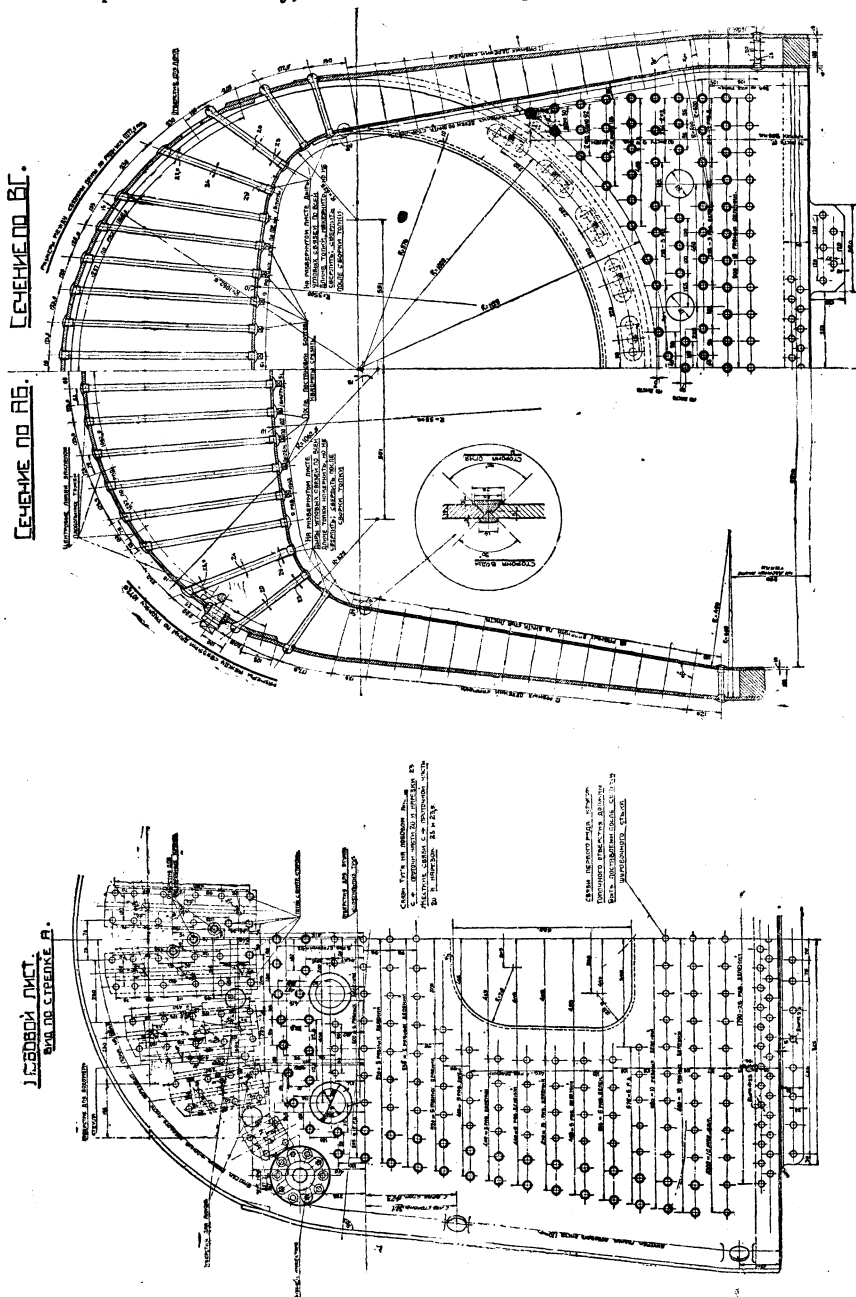
<sup>1</sup> Справочник по паровозам Американской локомотивной компании, стр. 75. ГИЗ, 1922.



Фиг. 46. Топка первого паровоза ФД (продольный разрез).

Здесь надо отметить, что первоначальное конструирование топки под клепку значительно затруднило в дальнейшем применение сварки.

Вообще надо считать совершенно непреложным, что рациональный перевод на сварку топков, запроектированных ранее под клепку, возможен только при изменении штамповок всех фасонных



Фиг. 46а. Топка первого паровоза ФД (поперечные разрезы).

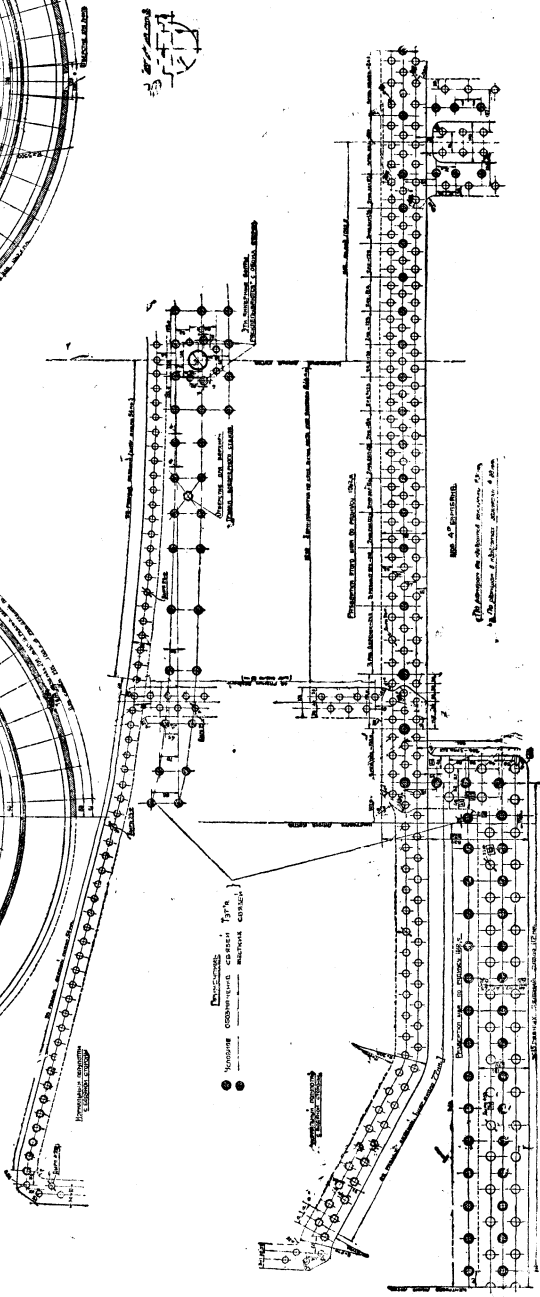
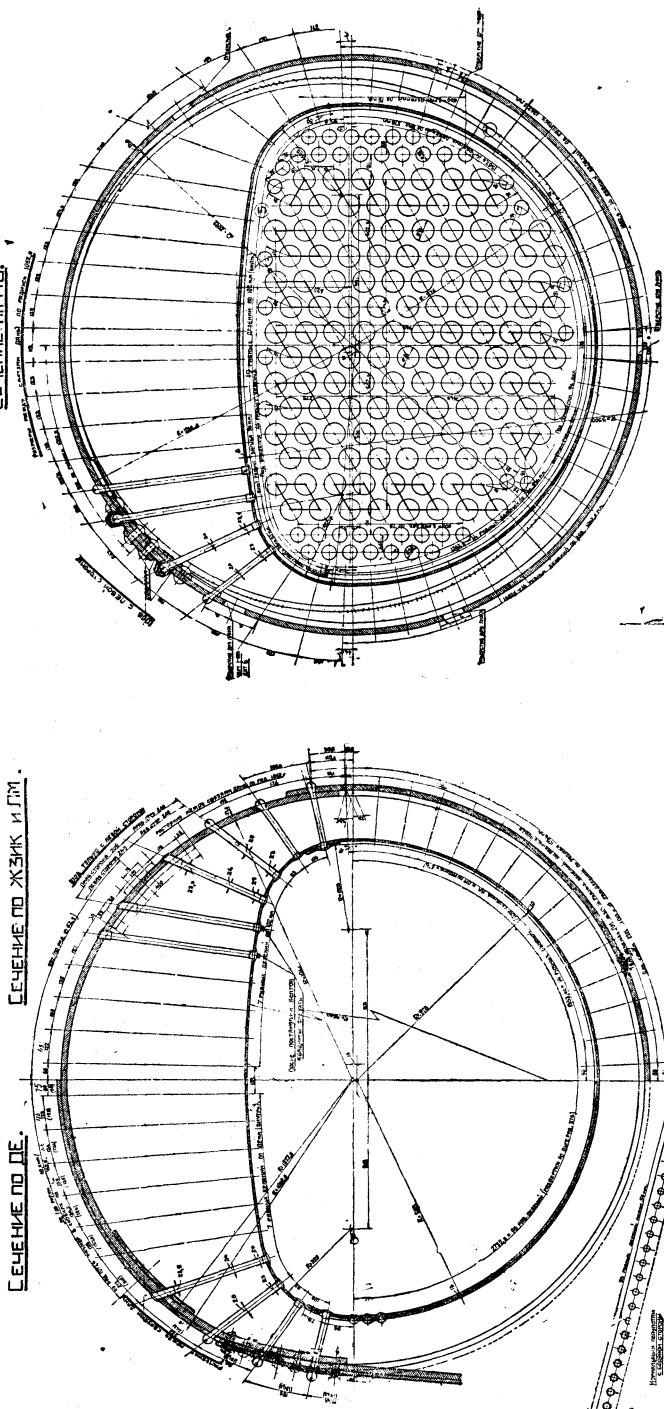
листов. Это ясно видно из фиг. 47, где изображен сварной шуровочный лист топки, спроектированный для паровозов ФД второго заказа. Сварку удалось применить лишь „наполовину“, т. е. только на вертикальных стенках.

На потолке топочного лобового листа, при сохранении первоначальной штамповки лобового



СЕЧЕНИЕ ПО ДЕ.

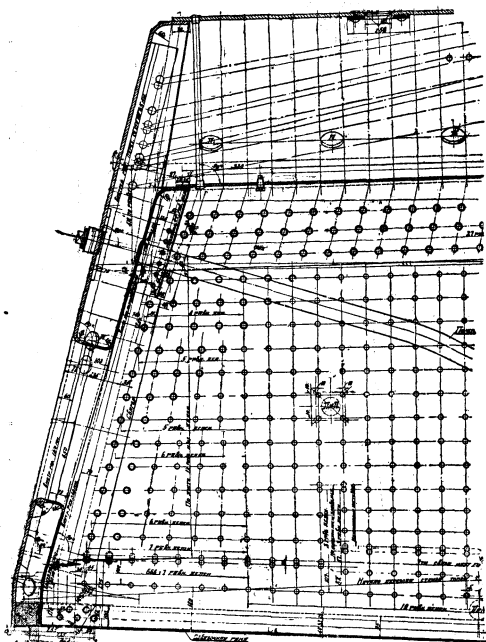
СЕЧЕНИЕ ПО НО.



Фиг. 466. Топка первого паровоза ФД (разрез по камере сгорания)

листа кожуха и заклепочного шва в нем, применение сварки оказалось невозможным из-за недопустимости постановки анкерных болтов по одну сторону сварочного шва, так как при применении сварки в топках поддержание шва связями с двух сторон является обязательным условием; постановка анкерных болтов с двух сторон шва в этом случае могла бы быть осуществлена либо при пропуске верхнего конца крайнего болта через заклепочный шов лобового листа кожуха, либо при сильном перекосе верхнего конца болта вперед, либо при сильной оттяжке фланца топки. Вполне ясно, что ни одна из этих мер не могла считаться приемлемой, и потому нами не была принята. Такая „половинчатая“ сварка все же была применена в связи с желанием получить опыт вваривания шуровочного топочного листа.

Применение сварки в кожухах паровозов Э<sup>м</sup> и С<sup>у</sup> без изменения штамповок вызвало оставление неукрепленными больших плоских мест на кожухе. Такое положение надо рассматривать как кустарничество, недопустимое при серьезном внедрении сварки.



Фиг. 47. Вварка лобового листа топки для паровозов ФД второго заказа.

Швы огневой коробки — решетки, внутреннего ухвата и шуровочного листа — однорядные, и заклепки в них с полупотайными (полупотай специальный, не по ОСТ) со стороны огня головками; диаметр заклепок 20 мм и шаг — около 50 мм.

Продольный шов топки, связывающий потолок и боковые стенки, был сделан сварным V-образным с контрольной вырубкой и повторной заваркой.

Шов, связывающий лобовой лист кожуха с потолком и боковыми стенками, — однорядный с заклепками в 23 мм с обычными полукруглыми головками при шаге около 54 мм. На высоте приблизительно в 400 мм от обвязочной рамы с водяной стороны для уменьшения отложения накипи образованы полупотайные нормальные головки.

Продольный шов потолка и боковых стенок кожуха — двурядный с заклепками диаметром в 23 мм и с шагом около 65 мм.

Шов, соединяющий боковые листы кожуха с ухватом, также двурядный, но с заклепками в 26 мм при шаге в 17 мм.

Шов, соединяющий кожух с четвертым барабаном, — трехрядный с заклепками в 26 мм, с шагом, определяющимся разбивкой анкерных болтов (около 70 мм).

#### РАЗБИВКА СВЯЗЕЙ В ТОПКЕ

Критериями правильности разбивки топочных связей являются: равномерность их распределения, сокращение до минимума различий в диаметре и удобство их расположения.

Расположение связей считается удобным, если оно позволяет достаточно удовлетворительно осматривать (просвечивать) и прочищать гибкими прутьями

когел при промывке, а также удобно располагать на котле различные детали, крепящиеся непосредственно к его стенкам (арматура, люки, кронштейны и т. п.). Для размещения таких внешних деталей наиболее удобно расположение, в каждом отдельном случае приспособленное к очертанию посадочных мест данных деталей, т. е. иногда по вертикали, иногда по окружности, а иногда и по другим контурам.

Для промывки и осмотра важно, чтобы ряды связей, особенно вблизи промывательных люков, располагались по прямым линиям.

В зависимости от контура топки обычно эти условия удается выдержать только частично, что мы и видим в разбивке связей на нашей топке (фиг. 46, 46а), где на боковых стенках разбивка выполнена по вертикали только в средней части. В углах у ухватного лобового листа разбивка получилась косая. На лобовом листе, наверху, вследствие размещения арматуры и пробок кипяtilьных труб, разбивка связей получилась также не совсем равномерная. То же следует отнести и к ухватному листу, где пробки кипяtilьных труб оказали некоторое влияние на нарушение равномерности разбивки.

Касаясь выбора диаметра связей, надо сказать, что, с одной стороны, уменьшение диаметра, придающее связям большую гибкость, является выгодным, но, с другой стороны, вызываемое этим уменьшение междусвязевого расстояния (в целях получения в связях приемлемых напряжений) загромождает топку, ухудшает ее очистку от накипи и несколько удорожает ее изготовление. Здесь практика также выработала известные оптимальные решения, достаточно хорошо удовлетворяющие условиям работы стенки топки в междусвязевом квадрате и условиям работы самой связи.

При толщине стенки в 9—10 мм и котельном давлении в 12—16 ат нормальной связевой площадкой считается квадрат  $100 \times 100$  мм. Диаметр связи при этом в зависимости от давления и материала колеблется в пределах от 19 до 23 мм. Грубый расчет связи на разрыв от давления пара на связевой квадрат дает в этом случае условное напряжение от 350 до 450 кг/см<sup>2</sup>. Пенсильванская железная дорога, употребляющая тонкие, гибкие связи, допускает условное напряжение на разрыв до 543 кг/см<sup>2</sup>, применяя при этом весьма мягкую сталь. Беря за основу квадрат  $100 \times 100$  мм и считая возможным допустить в связях условное напряжение в 500 кг/см<sup>2</sup>, мы приняли диаметр связей в средней части в 20 мм. Диаметр анкерных болтов, как более длинных, был принят равным 24 мм при оставлении приблизительно той же связевой площадки. Это и послужило основой разбивки связей.

Самый ход разбивки при намеченных квадрате, диаметре связи, расположении и очертании посадочных мест присоединяемых деталей начинается с очерчивания контура, в котором должны быть расположены связи. При этом основными условиями считаются: недопущение неукрепленных плоских мест, недопущение посадки связей на загиб фланцев фасонных листов и, наконец, достаточная удаленность головок связей от швов для возможности чеканки их и расклепки головок.

Обычно считается, что самая близкая точка головки расклепанной связи должна отстоять от начала загиба на расстоянии 1—2 мм. Так, например, для связи с диаметром расклепанной головки в 36 мм центр связи должен отстоять от места перехода загиба в плоскую стенку примерно на 20 мм. Для чеканки

швов и расклепки головки связи достаточно, если наиболее приближенная точка головки будет отстоять от шва на расстоянии 6—8 мм (центр связи, имеющий диаметр головки в 36 мм, при этом должен отстоять от шва приблизительно на 25 мм). При связях Тэта эти расстояния несколько изменяются в зависимости от типа втулок.

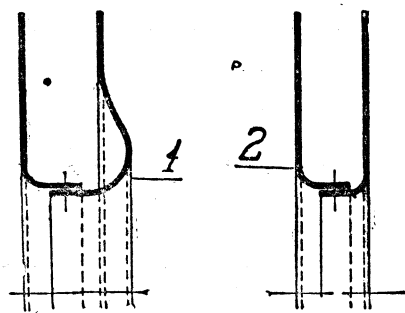
Кроме „плоскостных“ принципов разбивки, применяется еще „пространственная“ разбивка, при которой обследуется расположение концов связей на кожухе топки. При этом всегда следует стремиться к нормальному расположению связей по отношению к стенкам огневой коробки. При отклонении связи от нормального направления уменьшается число целых ниток, на которых она держится в стенке топки. Иногда отклонение связи бывает вынужденным; тогда оно допускается лишь при условии сохранения не менее двух целых ниток резьбы.

Особенно нежелательно отклонение от нормального направления анкерных болтов с штампованной головкой. В этом случае косо поставленный болт, помимо того, что он имеет меньшее число целых ниток, получает еще зазор с одной стороны головки, который мешает отдаче накапливающегося в головке тепла и способствует этим быстрому ее обгоранию.

При разбивке связей в топке нашего паровоза в зависимости от наличных условий (очертаний самой топки и кожуха, приближения к швам внешних деталей) в некоторых случаях пришлось отступить от принятых размеров квадратов и нормального расположения связей. Наибольшие отклонения претерпели связи, расположенные на камере догорания против шва ухватного листа, несколько рядов анкерных болтов около продольного шва кожуха топки и ряд других.

#### ФЛАНЕЦ ШУРОВОЧНОГО ОТВЕРСТИЯ

На большинстве наших старых паровозов шуровочное отверстие образовывалось при помощи обвязочного кольца—промежуточной детали, соединяющей лобовой и шуровочный листы топки и кожуха.



Фиг. 48. Шуровочные фланцы, применяемые в американских паровозах.  
1 — фланец О'Коннора, 2 — обыкновенный фланец.

Американское паровозостроение давно уже отказалось от применения колец и перешло к непосредственному соединению оттянутых фланцев обоих листов. Американцы считают, что постоянная течь и появление трещин между заклепками по шуровочному кольцу объясняются жесткостью этого узла; они полагают, что непосредственное соединение фланцев лобовых и шуровочных листов топки и кожуха дает большую эластичность отверстию, а это благоприятно отзывается на работе как самого шуровочного фланца, так и всего листа.

Попытки отказаться от кольцевого соединения были сделаны и у нас, но мы не дошли до тех конструкций фланцев, которые широко применила Америка (фиг. 48 — фланец О'Коннора и обыкновенный фланец).

Мы не применяли этих фланцев потому, что при них несколько усложняется

штамповка листов и, главное, усложняется сборка топки с кожухом и клепка фланца. Американская же система соединения этого шва шурупами производила впечатление ненадежной и была у нас запрещена еще во времена первых Декаподов, строившихся в Америке в 1915—1918 гг. и имеющих фланцы О'Коннора.

В последние годы в связи с применением сварки в американских паровозах все чаще стали применяться указанные на фиг. 48 фланцы, но с стыковым соединением обоих воротников.

При проектировании ФД вопрос о типе шурувочного фланца подвергся серьезному обсуждению. Тип с кольцом был совершенно исключен. Вопрос о применении обыкновенного фланца или фланца О'Коннора со стыковой сваркой был решен в пользу первого, при котором значительно улучшаются условия штамповки — меньше утягиваются кромки фланца по углам, а эластичность соединения, повидимому, гарантируется не меньше, чем во фланце О'Коннора с заклепочным швом.

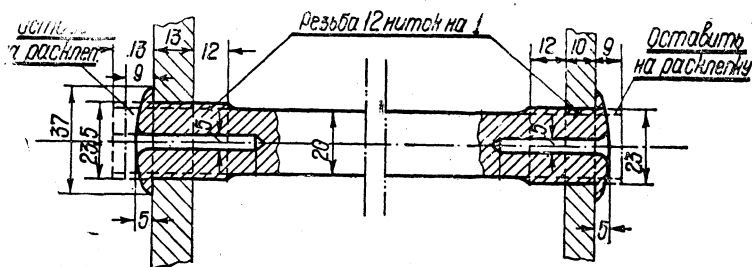
Очертание отверстия со стороны лобового листа обусловилось очертанием головки стокера В-К и необходимостью иметь достаточное отверстие над головкой для ручной заброски угля. Нижние угловые радиусы в 125 мм оказались несколько преуменьшенными, так как при штамповке (точнее при ручной гибке) толщина кромок фланцев в этих местах уменьшилась до 5 мм. На паровозах ФД второго заказа эти радиусы пока не изменялись, впредь до получения сведений о результатах прессовой штамповки. Следует отметить, что американская практика считает вполне допустимым уменьшение толщины в этих местах до 7 мм.

Самый стык, изображенный на фиг. 46, заваривается после сборки топки и кожуха, постановки связей и клепки обвязочной рамы. Два ряда связей вокруг отверстия ставятся после заварки стыка, чтобы дать возможность листу свободно деформироваться от нагревания и дальнейшей усадки сварного шва.

Высота отверстия от пола будки машиниста взята такой же, как и в наших старых паровозах, — около 500 мм.

#### ЖЕСТКИЕ СВЯЗИ И АНКЕРНЫЕ БОЛТЫ

В качестве материала для жестких связей согласно ТУ НКПС взята Ст1пов, а для анкерных болтов, как находящихся в лучших условиях работы, Ст1.



Фиг. 49. Распорная жесткая связь

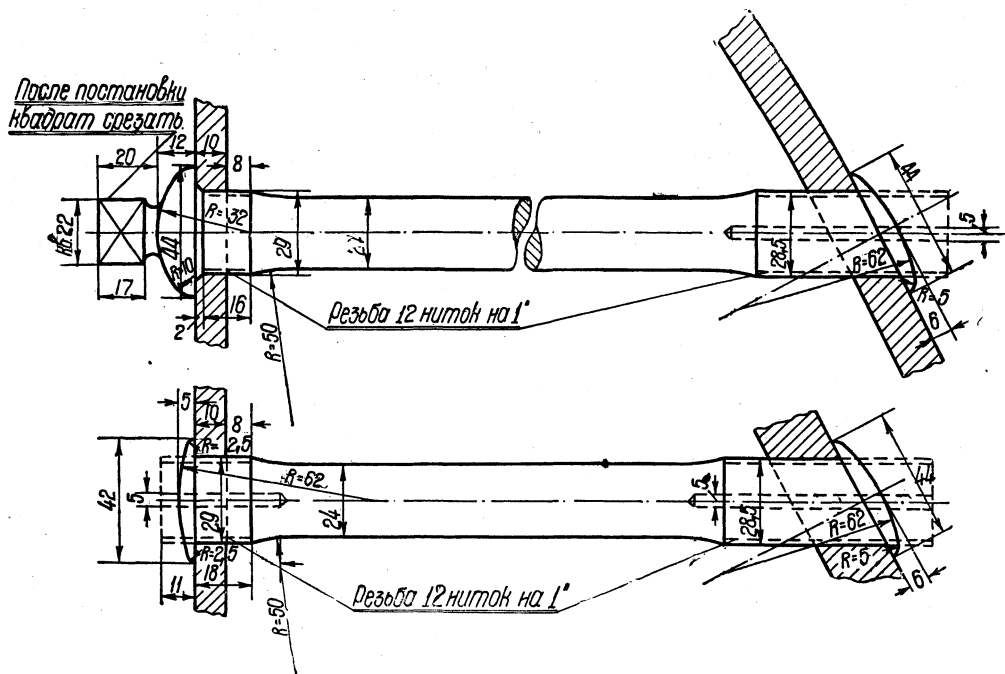
Как указывалось выше, диаметр связей в средней части взят равным 20 мм, диаметр анкерных болтов — 24 мм. В резьбе, которая принята обычной (12 ниток на 1"), связи имеют с одного конца диаметр в 23 мм и с другого — 23,5 мм.

Вследствие расположения связей на наклонных стенках кожуха, а также

в виду небольшой толщины листов, связи с обеих сторон расклепываются, причем высота головок с целью уменьшения обгорания и наклепа снижена до 5 мм.

Все связи имеют контрольные отверстия диаметром в 5 мм, несколько штук связей, закрываемых в топке кирпичами свода, — сквозные контрольные отверстия.

Анкерные болты, поставленные на первых двух паровозах ФД, имеют обычную, образованную на цилиндре, нарезку (12 ниток на 1"), при чем диаметры их, как и связей, на обоих концах различны и соответственно равны 28,5 и 29 мм. У анкерных болтов, ставящихся строго радиально, головки со стороны топки приняты штампованными с образованием квадрата. Эти квадраты после



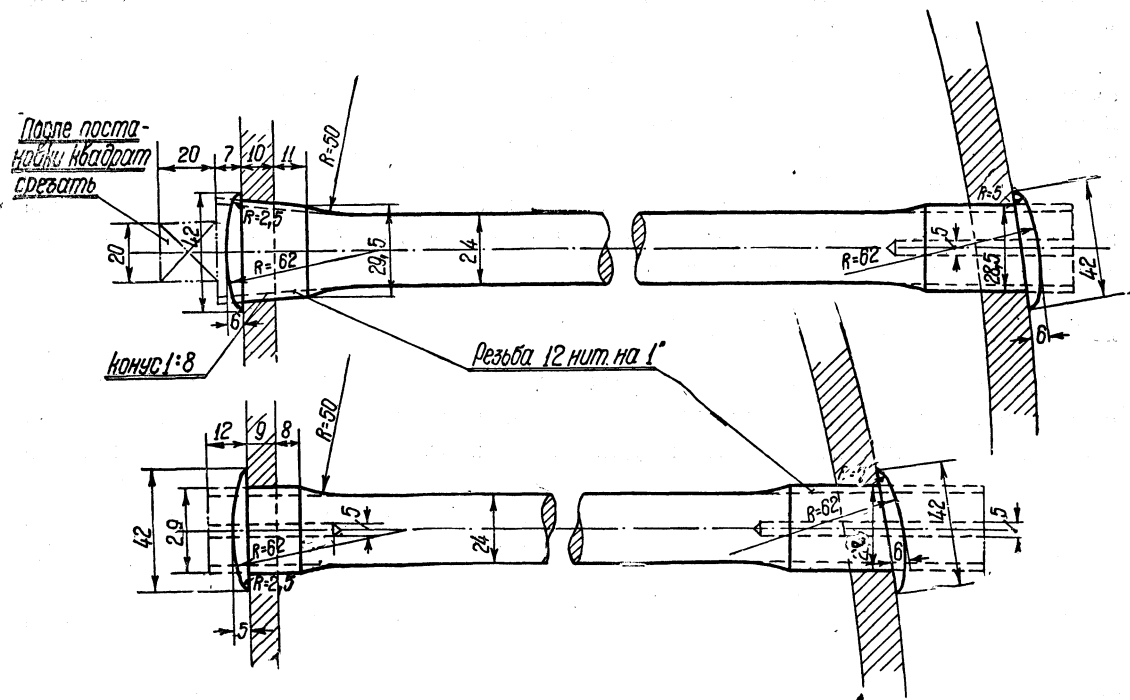
Фиг. 50. Жесткие анкерные болты первых двух паровозов ФД.

постановки болтов должны быть удалены. Можно рекомендовать обрезку их автогеном, но с обязательным наполнением при этом котла водой, для предупреждения перегрева болтов и листа.

Анкерные болты, которые ставились со скосом относительно радиального положения, штампованных головок не имели, так как при скосе болта между головкой и потолком с одной стороны головки неизбежно остается зазор, ухудшающий отнятие тепла у головки стенками, что способствует ее быстрому обгоранию и кроме того разъеданию болта и листа в резьбе. Эти болты расклепывались со стороны огневой коробки как обычные связи, так как практикующаяся иногда „подсадка“ штампованных головок является мерой ненадежной.

Со стороны кожуха анкерные болты, в отличие от наших прежних конструкций, также расклепываются в целях предотвращения вырывания болтов из кожуха. Это вызвано тем, что при радиальном потолке кожуха многие ан-

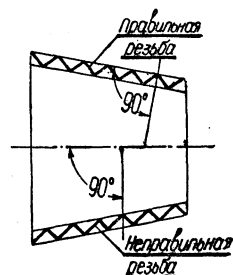
керные болты держатся в кожухе полутора-двумя нитками резьбы.<sup>1</sup> Анкерные болты имеют контрольные отверстия с диаметром в 5 мм. Высота расклепанных головок взята в 6 мм — несколько больше, чем у связей.



Фиг. 51. Жесткие анкерные болты для паровозов ФД второго заказа.

Американцы в последние годы широко стали вводить в своем котельном хозяйстве резьбу не на цилиндре, а на конусе (часто не совсем правильно называемую конической нарезкой). Такая нарезка применяется в арматуре, в шпильках и в связях. Главное достоинство ее — весьма плотная посадка, никогда не дающая пропаривания или подтекания. Изготовление инструмента для такой нарезки на самом конусе и в отверстии несколько дороже обычного, но зато постановка таких болтов весьма быстра и надежна, и при ней не требуется столь тщательного соблюдения диаметра нарезанных частей на болте и в отверстии, как при цилиндрической резьбе. Это особенно важно при массовом изготовлении болтов. Выполнение же самой нарезки требует тщательной постановки резьбового дела на заводах и в железнодорожных мастерских.<sup>2</sup>

Для паровозов ФД второго заказа запроектированы анкерные болты с конической нарезкой (фиг. 51). По американским нормам конус



Фиг. 52. Образование нарезки на конусе.

<sup>1</sup> Часто для увеличения числа целых ниток приходится увеличивать толщину листа потолка кожуха или для сильно скошенных болтов ставить на потолке специальные подклепки или подварные листы.

<sup>2</sup> На заводе Геншель в Германии инспекторская приемка связей сопровождается осмотром резьбы каждой связи под увеличительным стеклом.

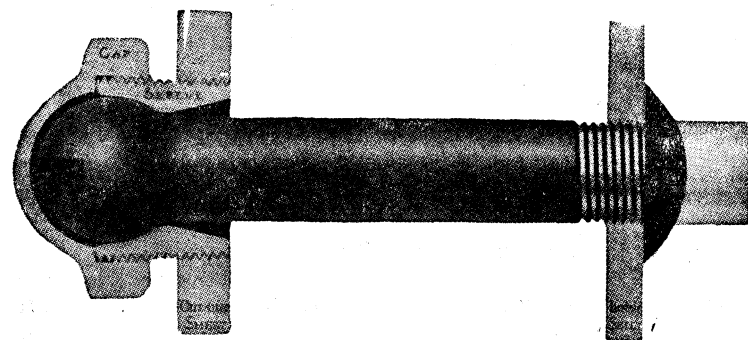
берется равным  $\frac{1}{8}$ , при чем нарезка делается перпендикулярно к образующей конуса, а не к оси болта (фиг. 52). Штампованных головок в этих болтах уже нет. Образованный штамповкой квадрат, служащий для заворачивания болта, должен быть отрезан, а оставшаяся часть конуса — расклепана.

Следует сказать несколько слов о самой постановке связей. У нас связи, ставящиеся в топку со стороны кожуха, заворачиваются обычно весьма туго, чем вызывается перенапряжение резьбы. Дальнейшая расклепка головки или часто практикующаяся раздача бородком увеличивают это перенапряжение, что с течением времени сказывается ослаблением резьбы и течью связи.

В США и в Европе постановка связей обычно делается довольно свободной, — по выражению котельщиков, — „с рук“. Дальнейшая расклепка головок, а иногда раздача специальными бородками раздает материал связи и уплотняет резьбу. Такая постановка требует опять-таки хорошо изготовленной нарезки как на связи, так и в отверстии.

## ПОДВИЖНЫЕ СВЯЗИ И АНКЕРНЫЕ БОЛТЫ

Не останавливаясь на известных всем причинах применения подвижных связей и их преимуществах, укажем лишь, что от применения их во многом зависит удовлетворительность и длительность службы стальных топок и что

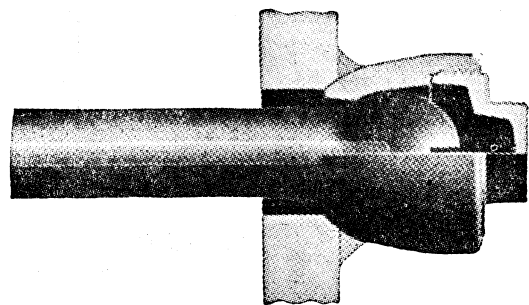


Фиг. 53. Втулка связи Тэта на резьбе.

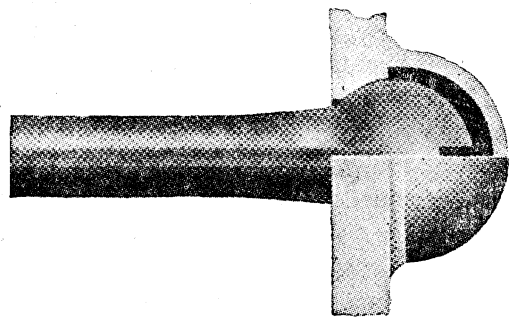
снабжение ими определенных зон топки является обязательным.

Американская практика со стальными топками и подвижными связями выработала определенные правила, которые были нами использованы. Обычно американцы ставят подвижные связи на лобовом

листе только на двух периферийных рядах. На боковых листах — около углов лобового листа и внутреннего ухвата — обычно ставятся также два вер-



Фиг. 54. Втулка связи Тэта на приварке.



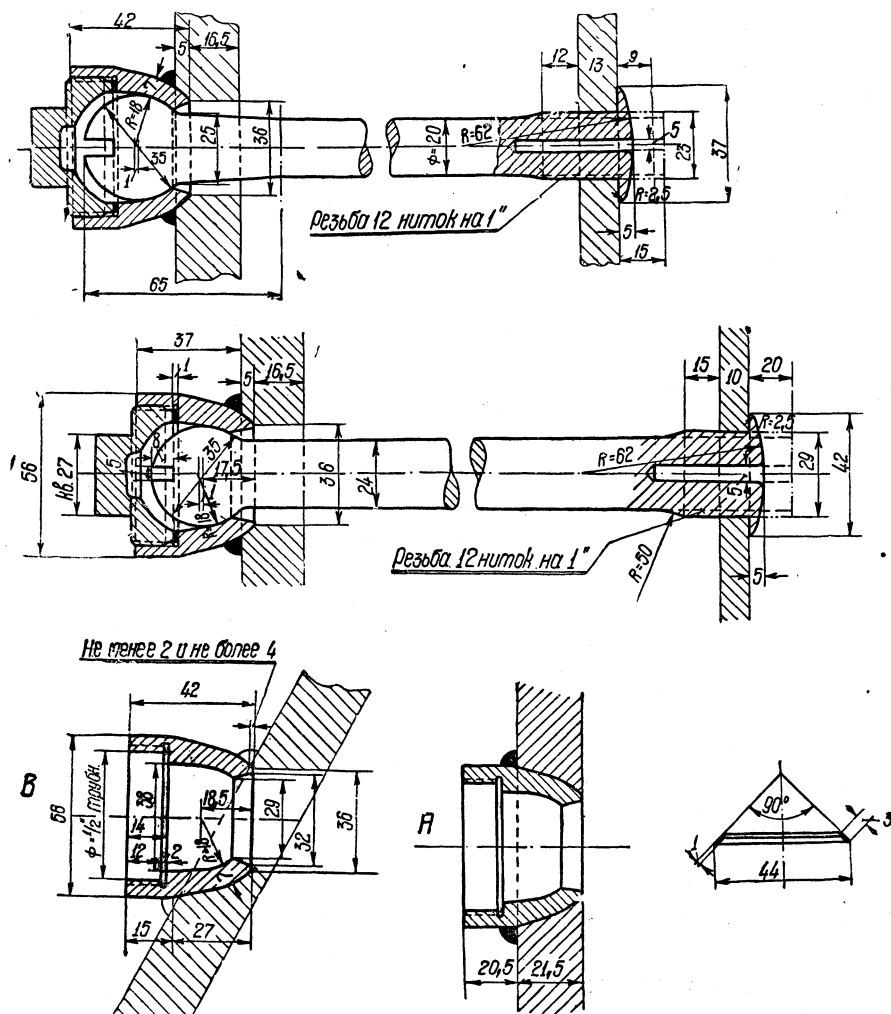
Фиг. 55. Постановка шарика связи Тэта непосредственно на лист.

тикальных ряда, которые при переходе на горизонтальные ряды (на угловом загибе между боковыми стенками и потолком) постепенно доходят до 6, а иногда и 8 рядов. Продольная полоса подвижных связей идет по загибу в 2—3 ряда.



Камера догорания, как правило, укрепляется исключительно подвижными связями. То же самое относится и к ухвату, где оставляется внизу не больше двух рядов жестких связей.

Подвижные анкерные болты ставятся только в передней части потолка, при чем установка их производится поперечной полосой в 3—4 ряда.

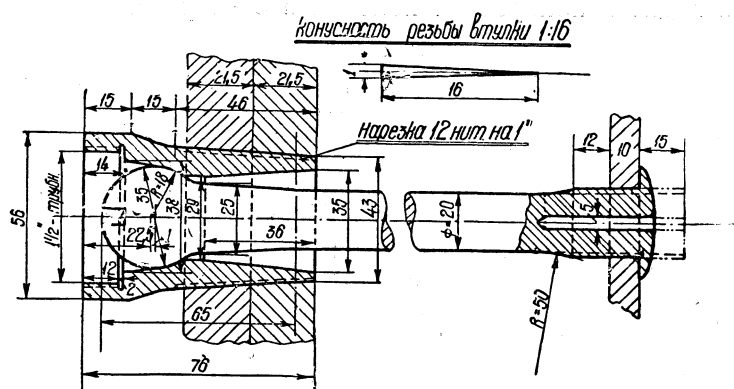


Фиг. 56. Связи и анкерные болты Тэта первого паровоза ФД.

Расположив подвижные связи в указанных зонах, мы довели количество связей до 886 и анкерных болтов — до 56 (при наличии 926 жестких связей и 504 жестких анкерных болтов). По отдельным листам распределение подвижных и жестких связей было сделано следующее:

на лобовом листе	175 жестких связей и	87 подвижных
на боковых листах	730	342
на ухватном листе	21	117
на камере догорания, имеющей только подвижные связи		340

В настоящее время в Америке получили распространение главным образом три типа постановки наружной части (шарика) подвижных связей Тэта. При первом типе шарик опирается на гнездо, образованное в ввертывающейся в лист втулке, при втором — на гнездо во втулке, кругом обваренной и поставленной в отфрезерованный в этом месте лист.

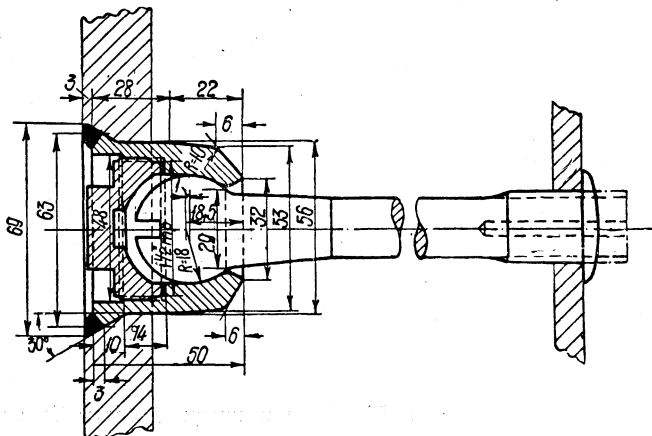


Фиг. 57. Связь Тэта с ввертывающейся втулкой.

При обоих этих типах втулка закрывается крышкой, ввертываемой во втулку. При третьем типе — шарик опирается на гнездо, образованное фрезеровкой непосредственно на самом листе, и закрывается штампованным колпачком, привариваемым к листу. Лист под колпачок также фрезеруется.

Наиболее дорогим является первый тип, требующий механической обработки. Самым дешевым и дающим значительную экономию в весе является третий.

Применение третьего типа постановки подвижных связей допускается только при условии сверления контрольного отверстия во всю длину связи. При постановке первого и второго типа контроль целостности связей (правда, периодический, обычно приурочиваемый к средним ремонтам) осуществляется путем сплошного или частичного открытия крышек и остукивания шариков. При постановке третьего типа этого сделать нельзя, в виду невозможности обрубки всех приваренных колпачков.



Фиг. 58. Связь Тэта с потайной втулкой.

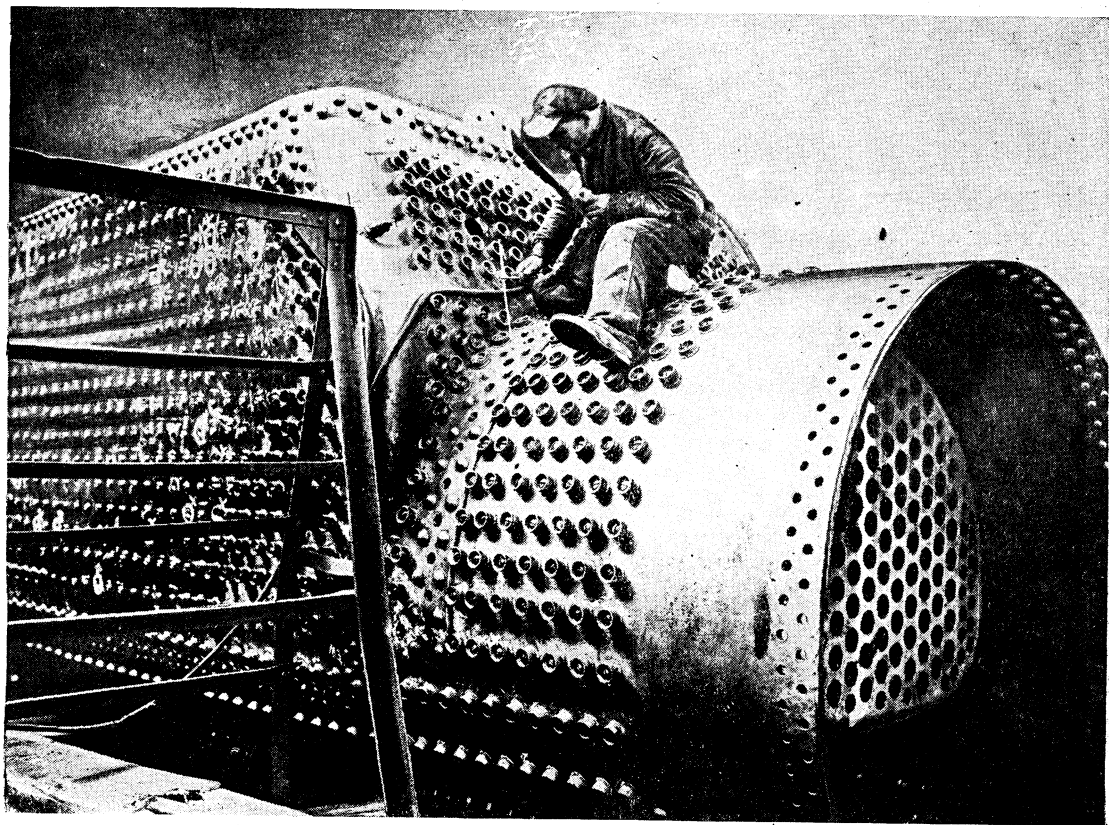
Наши заводы во время постройки первых паровозов ФД не располагали возможностью производить сверловку контрольных отверстий диаметром в 5—6 мм на длину до 600 мм, и это вынудило нас отказаться от применения постановки подвижных связей по третьему способу и остановиться на втором типе, как на дешевом и вполне осуществимом в наших современных условиях.

Конструкция большинства подвижных связей и анкерных болтов дана на фиг. 56. Шарик анкерных болтов сделан одинаковым с шариком связей, что позволило применить одинаковые втулки и крышки.

Связи, проходящие через шов четвертого барабана и ухватного листа, имеют

втулки с резьбой, образованной на конусе. Эти втулки применены в виду довольно больших расстояний между заклепками. Их постановка здесь в известной степени усиливает шов.

При игре рессор пятой сцепной оси, их задние концы довольно близко подходят к втулкам связей ухватного листа. Во избежание повреждения этих втулок, могущего произойти при поломке рессоры или при обрыве рессорных подвесок, на паровозах ФД второго заказа на ухватном листе поставлены потайные приварные втулки.



Фиг. 59. Обварка колпачков Тэта.

Под ввертываемой под втулку крышкой ставится кольцо из красной меди толщиной в 1 мм. Форма кольца, образованного разрезанием трубы или штамповкой из листа, в первоначальном виде коническая (фиг. 56). При постановке на место, которое тщательно обрабатывается с образованием кольцевых боковых проточек, кольцо должно быть выпрямлено, но не нажатием крышки, а специальным раздатчиком. После этого ввертывается крышка, которая также должна иметь весьма чистую торцовую поверхность с закругленными кромками. Несоблюдение этих условий влечет за собой задиранье кольца и парение крышки.

На паровозах С<sup>у</sup> в настоящее время крышка колпачков связей Тэта ставится не на кольцо, а на конической притирке. Если на практике такая поста-

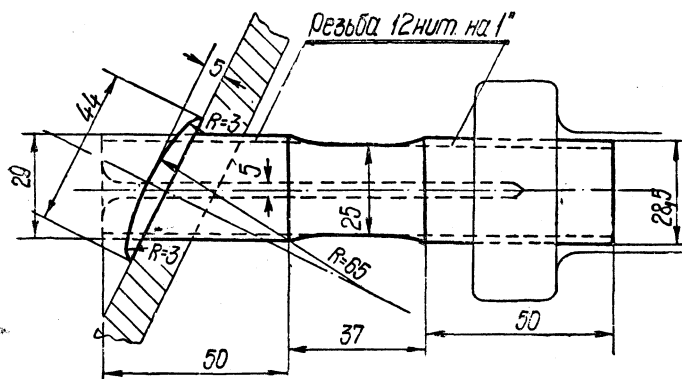
новка окажется удовлетворительной, то, очевидно, она будет принята и для паровозов ФД. При постановке этих крышек, во избежание их парения, они должны очень сильно завертываться. Есть опасения, что после длительной работы их будет чрезвычайно трудно открывать.

Постановка самых втулок в листы производится на различную глубину, при чем внизу под камерой догорания и на боковых листах нижний обрез втулки совпадает с внутренней стороной листа. Это делается в целях уменьшения забивания накипью пространства между телом связи и листом. Отложение в этом листе накипи может вызвать защемление стержня связи и, как следствие этого, ее поломку.

## ЛАПЧАТЫЕ СВЯЗИ

Переходы внутреннего хватного листа к камере догорания и наружного хватного листа к цилиндрической части котла имеют в различных плоскостях различную кривизну. Укрепление этих мест обычными связями без сильных перекосов их от нормального направления к обеим стенкам возможно всего лишь в нескольких точках. Поэтому укрепление этих мест обычно производится при

помощи связей, одним концом ввернутых в топочный хватный лист, а другим — во фланец специальной тяги. Противоположный конец тяги, заканчивающийся нарезкой, снабжен гайкой, которой он упирается в стойку, прикрепляемую к цилиндрической части котла. Для придания такой системе достаточной подвижности тяга делается довольно большой длины. Разме-



Фиг. 60. Лапчатая связь.

чение таких лапчатых связей определяется расположением связей на камере догорания.

В нашем котле, в зависимости от расстояний между лапчатыми связями (110 мм), диаметр средней части взят в 25 мм, диаметры нарезки — в 28,5 мм и 29 мм. Диаметр тяги, поддерживающей две связи, взятый соответствующим условием примерной равнопрочности тяги и обеих связей, равен 33 мм.

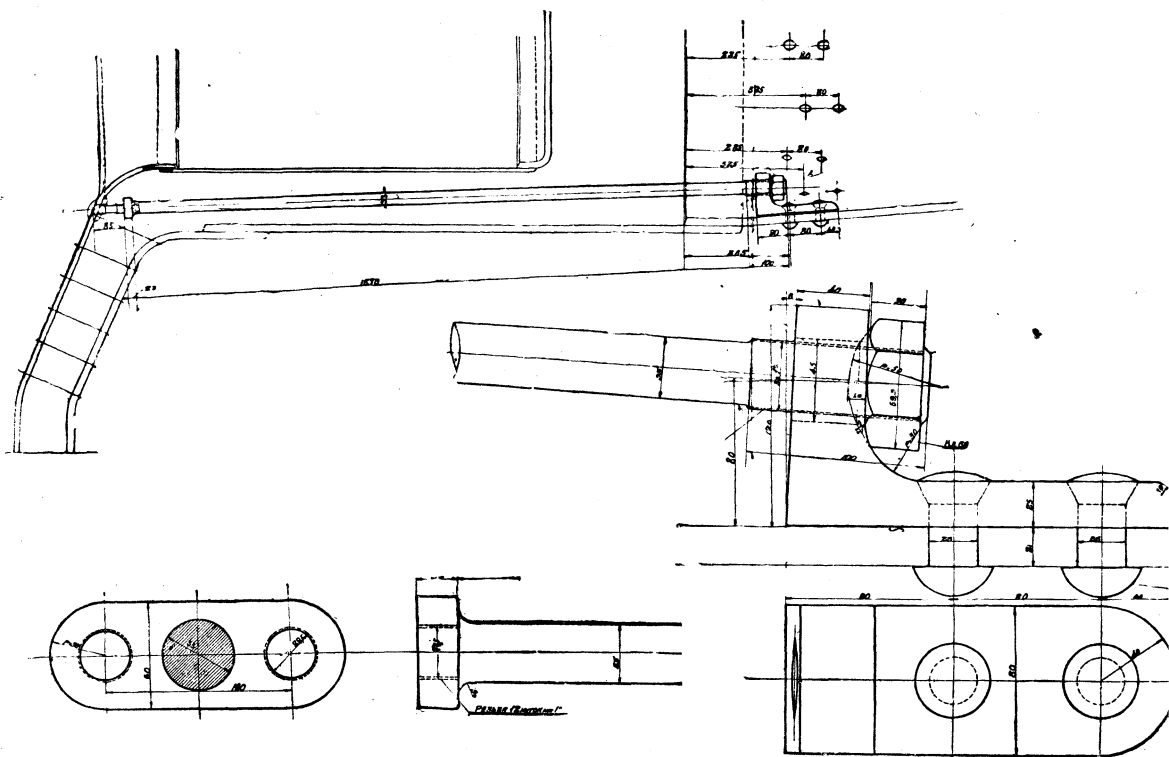
Опорные стойки укреплены вблизи заднего шва третьего барабана, вследствие чего длина тяг оказалась равной 1837 и 1797 мм.

В целях придания тяге подвижности при деформациях котла, а также для удобства при сборке, опорная гайка, служащая для натяжения тяги, имеет шаровую опорную поверхность, соответственно чему в самой стойке также сделано шаровое гнездо.

Для предотвращения самоотвинчивания гайки после ее затяжки конец тяги расклепывается.

## УКРЕПЛЕНИЕ ЛОБОВОГО ЛИСТА

На большинстве наших старых паровозов укрепление лобового листа для предотвращения выпучивания производилось следующим способом: плоская часть лобового листа делалась жесткой путем присоединения к ней вертикальных и горизонтальных листов, самые же листы жесткости присоединялись к потолку и боковым стенкам, благодаря чему создавалась дополнительная связь между лобовым листом и листами кожуха. В некоторых котлах средняя часть лобового листа дополнительно поддерживалась несколькими (обычно 4—6) продольными тяжами, укрепляемыми одним концом на контрфорсах, а другим — на



Фиг. 61. Установка лапчатых связей.

потолке кожуха или цилиндрической части. В коротких котлах эти тяжи иногда пропускались через переднюю решетку, служа таким образом одновременно и для укрепления последней.

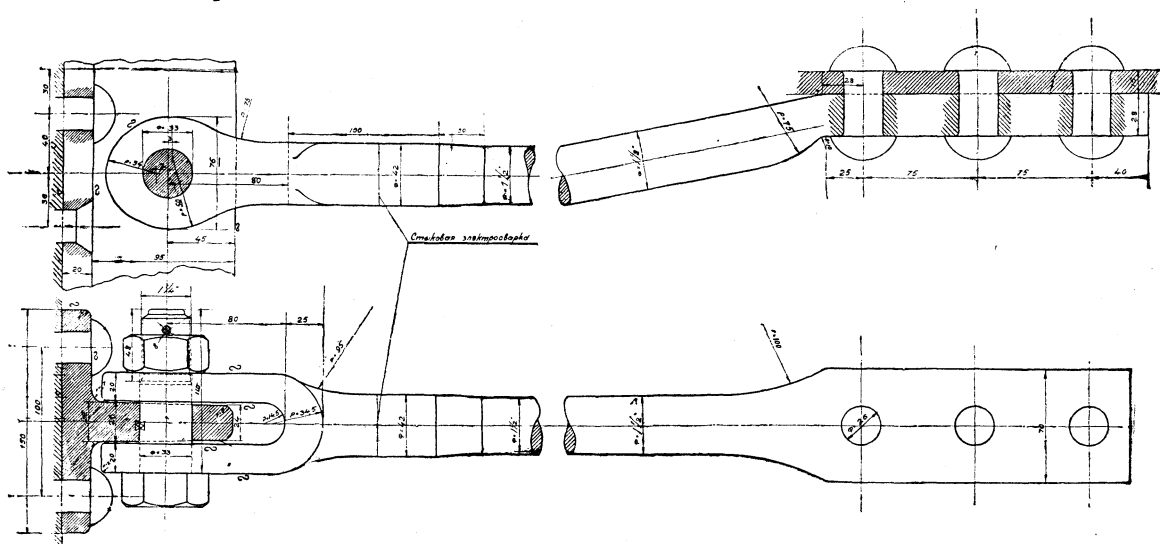
Эта конструкция, являясь достаточно прочной, отличается тем недостатком, что вследствие наличия горизонтальных листов контрфорсов получается некоторое загромождение парового пространства (мертвые углы) и самое соединение лобового листа с кожухом становится жестким, неспособным эластично воспринимать деформации котла.

В американском котлостроении применяется другой способ укрепления лобового листа, при котором совершенно отсутствует жесткая связь между лобовым листом и кожухом и самый лобовой лист не имеет никаких листов жесткости. Для укрепления лобового листа служат продольные тяжи, прикрепляемые с одной стороны к таврам, приклепываемым к лобовому листу, а с дру-

гой стороны приклепываемые лапами к потолку кожуха или к цилиндрической части котла (фиг. 62).

При таком способе укрепления все давление на лобовой лист выдерживают продольные тяжи, и число их поэтому значительно возрастает. Определение диаметра и числа тяжей производится на основании условного расчета, по которому предполагается, что давление пара на плоскую, неукрепленную жесткими связями часть лобового листа целиком передается одновременно всем продольным тяжам.

Влияние жестких связей, связывающих лобовой и шуровочный листы, а также загиба к потолку кожуха учитывается тем, что за площадь, поддерживаемую тяжами, принимается участок (на фиг. 63 он заштрихован), который со стороны кожуха ограничен линией, отстоящей от загиба на расстоянии величины его радиуса, а внизу со стороны жестких связей линией, отстоящей



Фиг. 62. Продольный тяж для укрепления лобового листа.

на 50 мм от центров связей. По американским нормам условное напряжение в тяжах при таком расчете допускается до  $634 \text{ кг/см}^2$  ( $9000 \frac{\text{Фунт}}{\text{кв дм}}$ ).

Равномерность распределения тяжей по поддерживаемой площади проверяется путем подсчета напряжений в отдельных группах тяжей (3—4 шт.).

В нашем котле при наличии 10 тяжей с диаметром в  $1\frac{1}{2}$ " и 10 тяжей с диаметром в 36 мм такой условный расчет дает напряжение в  $635 \text{ кг/см}^2$ .

Площадь, поддерживаемая тяжами, —  $8260 \text{ см}^2$ .

Усилие на площадь —  $8260 \cdot 15 = 124\,000 \text{ кг}$ .

Сечение 10 тяжей с диаметром  $1\frac{1}{2}$ " и 10 тяжей с диаметром 36 мм —  $215,2 \text{ см}^2$ .

Расчетное напряжение —  $k_z = 1,1 \frac{124\,000}{215,2} = 635 \text{ кг/см}^2$ .

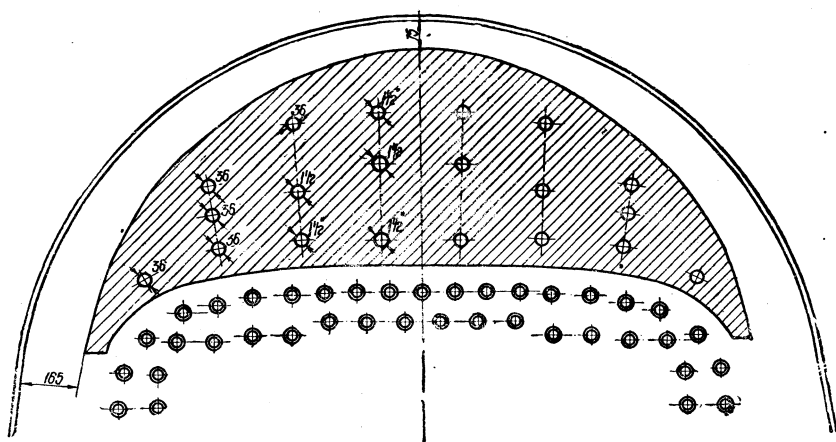
Коэффициент 1,1 учитывает увеличение напряжения в тяже от расположения его с наклоном в  $\frac{1}{3}$  к горизонту и от наклона самой стенки.

Применение других методов расчета укрепления лобового листа, например, расчета его как пластины, опирающейся на упругие опоры, в данном случае является совершенно излишним. Меха-

нические и температурные деформации в этой системе настолько сложны, что подобные „уточнения“ ничего не могут дать, а только усложняют задачу и вносят внешнюю видимость якобы теоретического обоснования, которое по сути дела столь же условно, как и приведенный нами грубый расчет.

Длины тяжей, иными словами места прикрепления передних лап, определяются условием, чтобы уклон тяжей не был больше  $\frac{1}{5}$  и чтобы тяжи, лежащие в одной плоскости, были примерно параллельны. Если при этом лапа должна расположиться на цилиндрической части, то тяга заканчивается спереди такой же, как и сзади, головкой и присоединяется к отдельной лапе при помощи валика. Определение размеров лап, числа и диаметра заклепок производится из условия получения равнопрочных сечений.

Тавры, к которым присоединяются задние концы тяжей, в американской практике делаются из прокатного материала. В нашем котле за отсутствием



Фиг. 63. Расчетная площадка лобового листа, поддерживаемая продольными тяжами.

подходящего профиля сортового железа пришлось пойти на применение литых тавров с прострожкой их по плоскостям прилегания к лобовому листу.

Валик, взятый нами в виде болта диаметром в 33 мм, плотно посажен как в вилку тяжа, так и в тавр. Утолщение тела тяжа около головки сделано в виду предполагаемой в этом месте стыковой приварки головки. При штамповании головки из цельной со стержнем тяжа заготовки утолщение может не делаться.

В качестве материала для тяжей, валиков и заклепок применена Ст2, а для тавров — ЛСт1.

#### ОБВЯЗОЧНАЯ РАМА

Обвязочная рама (фиг. 64), выполненная цельнолитой из ЛСт1, принята обычно применяющейся в наших паровозах конструкции. Ширина сзади и по бокам — 100 мм; спереди, в целях увеличения водяного промежутка, — 125 мм. Высота рамы везде постоянна и составляет 95 мм. Некоторое уменьшение высоты против обычно встречающейся в наших последних паровозах (100 мм) объясняется применением заклепок диаметром в 23 мм вместо 26 мм.

По углам рамы разбивка заклепок произведена так же, как в наших ста-







Fig. 66. Smoke pipe.

[illegible]

Для предотвращения подреза трубы острыми гранями решеток отверстия труб в решетках с обеих сторон имеют закругления радиусами в 1,5 мм.

A black and white photograph showing a large submarine, possibly a German U-boat, resting on a railway track. The submarine is oriented horizontally, with its conning tower visible on the left side. A person stands near the front of the submarine, providing a sense of scale. The background shows industrial structures, including what appears to be a large building or hangar.

Фиг. 67. Котел паровоза ФД.

В задней решетке все трубы после развальцовки разбуртовываются снаружи и, как уже указывалось, внутри. В передней решетке, в виду необходимости выемки труб, все жаровые трубы разбуртовываются только снаружи.

118

Обварка буртов труб в огневой коробке производится после вальцовки и гидравлической пробы, при условии вполне удовлетворительных результатов испытаний.

В Америке смотрят на применение заварки труб как на вспомогательную, но не основную меру. Сварка производится при котле, наполненном водой, для уменьшения перегрева листов и труб, вредно отзывающегося на вальцованных стыках.

### ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ КОТЛА

Цилиндрическая часть котла состоит из четырех барабанов, последовательно увеличивающихся от дымовой коробки к кожуху топки (фиг. 67).

Диаметр заднего и переднего барабанов, как мы видели выше, определяется при первоначальном проектировании паровоза, что же касается толщин листов, то окончательное установление их часто делается после составления эскизного проекта и проверки общего веса паровоза.

Иногда для уменьшения веса бывает необходимо несколько уменьшить толщины листов при повышении в них напряжений. При этом обычно исходят из наибольших напряжений в целом месте листа. Таблица 41 дает величины напряжений в целом месте листов у котлов наших паровозов; из таблицы видно, что в большинстве случаев напряжения, подсчитанные по формуле  $k_z = \frac{p_k D}{2\delta}$ , колеблются между 600 и 700 кг/см<sup>2</sup>.

Величины напряжений в листах котлов русских паровозов

ТАБЛИЦА 41

Серия	Внутренние диаметры барабанов <sup>1</sup> в мм				Толщина листа в мм				Давление пара в кг/см <sup>2</sup>	Напряжение в листах в целом месте в кг/см <sup>2</sup>			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV		I	II	III	IV
ЕФ	1746	1778			16	16			12,7	691	706		
Е <sup>Л</sup>	1752	1785			16,5	16,5			12,7	675	686		
З	1470	1470			16	16			12	550	550		
К	1556	1588			16	16			12	583	595		
К <sup>У</sup>	1588	1588			16	16			13	644	644		
Л	1850	1815	1850		17,5	17	17,5		12	634	640	634	
М	1850	1815	1850		17,5	17	17,5		13	687	675	687	
Н <sup>В</sup>	1440	1410	1440		15	15	15		12	577	564	577	
О	1470	1440	1470	1 440	15	15	15	15	12	587	576	587	576
С	1600	1568	1600		16	16	16		13	650	635	650	
С <sup>У</sup> (1925)	1600	1568	1600		16	16	16		13	650	635	650	
Щ	1600	1634	1600		17	17	17		14	658	673	658	
Э	1670	1703	1736		16,5	16,5	16,5		12	606	620	630	
Э <sup>Г</sup>	1703	1736			16,5	16,5			12	620	630		
Э <sup>У</sup>	1670	1703	1736		16,5	16,5	16,5		12	606	620	630	
V	1588	1588			16,5	16,5			12	577	577		
V <sup>С</sup>	1588	1588			16	16			12	595	595		
Т <sup>В</sup>	1946	2098	2128		14	15	16		14	975	975	930 <sup>2</sup>	
Т <sup>А</sup>	1998	2248	2286		17,5	19	19		17	967	1007	1020 <sup>2</sup>	
ФД	1837	1875	2040	2 082	19	19,5	21	21,5	15	725	720	729	728

<sup>1</sup> Нумерация барабанов от дымовой камеры.

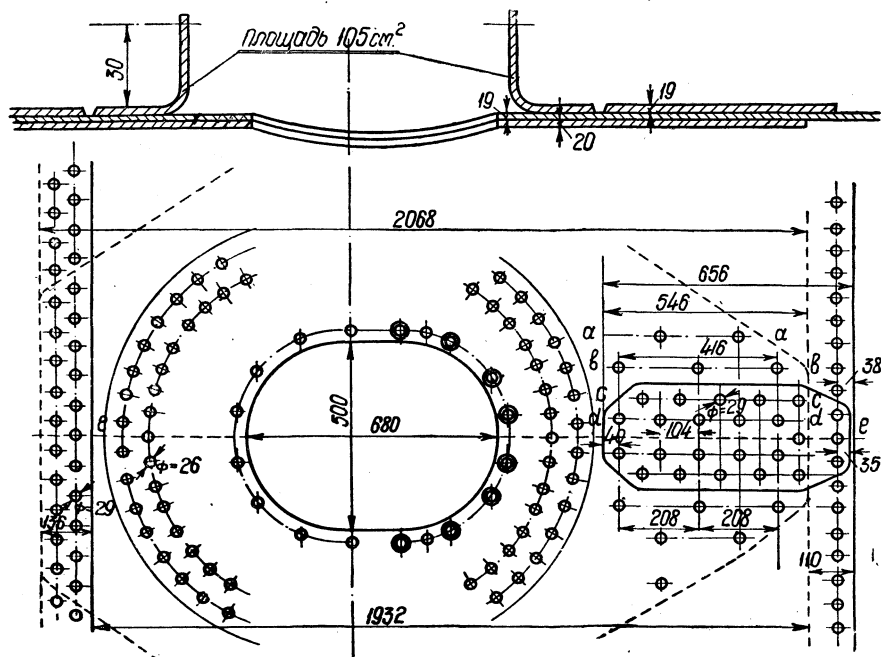
<sup>2</sup> Кремнистая сталь.

В нашем случае, для Ст2 с временным сопротивлением в  $3850 \text{ кг/см}^2$  мы получим напряжение в  $729 \text{ кг/см}^2$ , что допустимо, так как запас прочности при этом равен  $\frac{3850}{729} = 5,3$ .

Продольные швы рассчитываются на несколько повышенное напряжение, при чем коэффициент прочности принимается около 0,8 и 0,9.

### ПРОДОЛЬНЫЙ ШОВ ПЕРВОГО БАРАБАНА

Стык концов листа самого барабана расположен на верхней образующей. Фланец сухопарника, отдельная накладка сверху и подклейка снизу одновременно усиливающая вырез сухопарника, образуют шов первого барабана.



Фиг. 68. Продольный шов первого барабана.

Отличительной конструктивной особенностью этого, а также всех остальных продольных швов котла ФД является отсутствие ласок на концах барабанов. Для обеспечения полной плотности стыки листов провариваются: у первого, третьего и четвертого барабанов по всей длине, а у второго — лишь по краям, на длине в 300 мм.

Тип шва взят обычно применяющийся в Америке — двусрезный, двойной, с уширенной нижней подклейкой, дополнительно связанной с основным листом (с каждой стороны стыка) рядом заклепок.

Толщина верхней накладки принята одинаковой с толщиной листа — 19 мм, а толщина нижней взята несколько большей, в виду наличия в листе выреза для сухопарника.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> По нормам завода Балдвин (США) верхняя накладка по толщине делается одинаковой с листом, а подклейка несколько тоньше; для листа толщиной в  $\frac{3}{4}$ " (19,05 мм) подклейка делается толщиной в  $\frac{5}{8}$ " (15,87 мм).

Диаметр заклепок для таких листов, по нормам завода Балдвин, должен быть равен  $1\frac{5}{16}$ " (33,33 мм).

От запроектированного первоначально шва с заклепками диаметром в 31 мм (отверстие — 32 мм) пришлось отказаться, за отсутствием в 1931 г. на наших паровозостроительных заводах соответствующих прессов. Максимальный диаметр, который мог быть допущен по мощности гидравлического клепального прессы Луганского завода, оказался равным 28 мм (отверстие 29 мм); он и был принят нами, тем более что по германским нормам при толщине листа в 19 мм диаметр заклепки должен равняться 25 мм.<sup>1</sup>

**Расчет продольного шва первого барабана.** Принимаем временное сопротивление:

$$\begin{array}{ll} \text{на разрыв листа} & \sigma_b = 3850 \text{ кг/см}^2 \\ \text{„ смятие заклепки} & \sigma_d = 6700 \text{ „} \\ \text{„ срез заклепки} & \sigma_t = 2700 \text{ „} \end{array}$$

Запас прочности в целом месте листа (см. табл. 41):

$$\frac{3850}{725} = 5,31.$$

Разрушающее усилие для целого листа, на длине 4 шагов:

$$4 \cdot 10,4 \cdot 1,9 \cdot 3850 = 304\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $a-a$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2 \cdot 2,9) 1,9 \cdot 3850 = 262\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $b-b$ , принимая во внимание одинарный срез двух заклепок в сечении  $a-a$ :

$$262\,000 + 6,6 \cdot 2 \cdot 2700 = 297\,700 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $c-c$ , принимая во внимание одинарный срез заклепок в сечениях  $a-a$  и  $b-b$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 4 \cdot 2,9) 1,9 \cdot 3850 + 6,6 \cdot 4 \cdot 2700 = 219\,000 + 71\,400 = 290\,400 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $d-d$ , принимая во внимание одинарный срез заклепок в сечениях  $a-a$  и  $b-b$  и двойной срез заклепок в сечении  $c-c$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 4 \cdot 2,9) 1,9 \cdot 3850 + 6,6 \cdot 12 \cdot 2700 = 219\,000 + 214\,000 = 433\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие при срезе всех заклепок, лежащих по одну сторону от стыка (8 заклепок двусрезных и 4 односрезных):

$$6,60 \cdot 20 \cdot 2700 = 357\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $b-b$ , принимая во внимание смятие 2 заклепок сечения  $a-a$  в подклепке:

$$(10,4 \cdot 4 - 2,9 \cdot 2) 1,9 \cdot 3850 + 2,9 \cdot 2,0 \cdot 6700 \cdot 2 = 339\,600 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие в сечении  $c-c$ , принимая во внимание смятие 4 заклепок в сечениях  $a-a$  и  $b-b$  в подклепке:

$$(10,4 \cdot 4 - 4 \cdot 2,9) 1,9 \cdot 3850 + 2,9 \cdot 2 \cdot 6700 \cdot 4 = 374\,200 \text{ кг.}$$

<sup>1</sup> Hütte, изд. 1929 г., т. II, стр. 407.

Дальнейшие проверки излишни, так как очевидно, что наименьшее разрушающее усилие (262 000 кг) соответствует сечению  $a-a$ . Коэффициент прочности шва относительно целого листа:

$$\frac{262\,000}{304\,000} = 0,86.$$

Запас прочности заклепочного шва:  $5,3 \cdot 0,86 = 4,56$ .

В виду ослабления сечения барабана вырезом для сухопарника, правильность выбранных размеров накладки, подклейки и фланца сухопарника должна быть проверена особо. Для этой цели необходимо выяснить прочность всего барабана по сечению  $e-e$ .

В расчете по американскому методу принимается, что сухопарник усиливает лист не всем своим сечением, а лишь частью его, а именно по высоте на  $1\frac{1}{4}$ " (30 мм) выше привалочного фланца (фиг. 68).

При сечении фланца колпака, равном  $105\text{ см}^2$ , разрушающее усилие для фланца сухопарника:

$$105 \cdot 3850 = 404\,000\text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для подклейки:

$$[193,2 - (68,0 + 2,6 \cdot 2 + 2,9)] 2,0 \cdot 3850 = 902\,000\text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для верхней накладки:

$$(54,6 - 2,9) 1,9 \cdot 3850 = 378\,000\text{ кг.}$$

Разрушающее усилие в целом месте барабана:

$$193,2 \cdot 1,9 \cdot 3850 = 1\,410\,000\text{ кг.}$$

Коэффициент прочности сечения  $e-e$  всего барабана в отношении целого места, не принимая во внимание стыковую сварку листов:

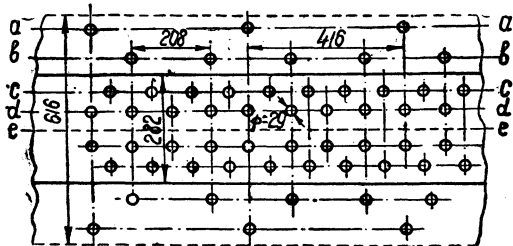
$$\frac{404\,000 + 902\,000 + 378\,000}{1\,410\,000} = \frac{1\,784\,000}{1\,410\,000} = 1,27.$$

#### ПРОДОЛЬНЫЙ ШОВ ВТОРОГО БАРАБАНА

Шов второго барабана, расположенный на правой стороне котла несколько ниже верхней образующей, является обычным швом с двумя накладками. Так же как и шов первого барабана, он сделан двойным с широкой подклейкой, добавочно связанной с основным листом двойным рядом заклепок.

При толщине листа в 19,5 мм накладка взята в 19,5 мм и подклейка в 16 мм, что почти в точности соответствует нормам завода Балдвин. Диаметр заклепок здесь, как и в остальных швах цилиндрической части, равен 29 мм.

**Расчет продольного шва второго барабана.** Величины временных сопротивлений принимаем такими же, как и в расчете шва первого барабана.



Фиг. 69. Продольный шов второго барабана.

Запас прочности листа в целом месте листа (см. табл. 41):

$$\frac{3850}{720} = 5,35.$$

Разрушающее усилие для целого листа, на длине 4 шагов:

$$4 \cdot 10,4 \cdot 1,95 \cdot 3850 = 312\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $a-a$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9) \cdot 1,95 \cdot 3850 = 290\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $b-b$ , принимая во внимание одинарный срез одной заклепки в сечении  $a-a$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9 \cdot 2) \cdot 1,95 \cdot 3850 + 6,6 \cdot 2700 = 285\,800 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $c-c$ , принимая во внимание одинарный срез трех заклепок в сечениях  $a-a$  и  $b-b$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9 \cdot 4) \cdot 1,95 \cdot 3850 + 6,6 \cdot 3 \cdot 2700 = 278\,500 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $d-d$ , принимая во внимание одинарный срез трех заклепок в сечениях  $a-a$ ,  $b-b$  и двойной срез четырех заклепок в сечении  $c-c$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9 \cdot 4) \cdot 1,95 \cdot 3850 + 6,6 \cdot 11 \cdot 2700 = 420\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие при срезе всех заклепок, лежащих по одну сторону стыка основного листа (8 заклепок двусрезных и 3 односрезных):

$$6,6 \cdot 19 \cdot 2700 = 339\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $b-b$ , принимая во внимание смятие в подклепке одной заклепки сечения  $a-a$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9 \cdot 2) \cdot 1,95 \cdot 3850 + 2,9 \cdot 1,6 \cdot 6700 = 300\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие для листа в сечении  $c-c$ , принимая во внимание смятие трех заклепок в подклепке в сечениях  $a-a$  и  $b-b$ :

$$(4 \cdot 10,4 - 2,9 \cdot 4) \cdot 1,95 \cdot 3850 + 2,9 \cdot 1,6 \cdot 3 \cdot 6700 = 318\,500 \text{ кг.}$$

Наименьшее разрушающее усилие (278 500 кг) получается в сечении  $c-c$  при срезе трех заклепок в сечениях  $a-a$  и  $b-b$ .

Коэффициент прочности шва относительно целого места:

$$\frac{278\,500}{312\,000} = 0,894.$$

Запас прочности шва

$$5,35 \cdot 0,894 = 4,77.$$

### ТРЕТИЙ БАРАБАН

Третий барабан выполнен в виде неправильного усеченного конуса, при чем верхняя образующая его параллельна оси котла.

Развертка такого конуса обычно производится в цехе на плаце в натуральную величину.

В случае необходимости может быть дан чертеж такой развертки с координатами ряда точек кромок развернутого листа. При этом надо иметь в виду,

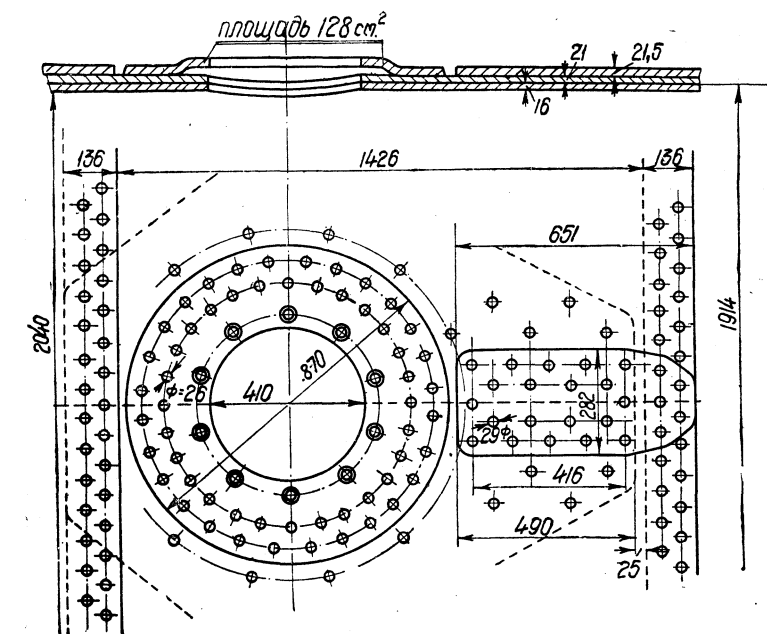
что подсчет углов должен быть произведен очень тщательно, так как даже при небольшой ошибке в их определении (в минутах) возможны большие ошибки в размерах координат,<sup>1</sup> что, между прочим, имело место при изготовлении раз-

вертки для первых паровозов ФД.

Толщина листа третьего барабана взята в 21 мм. Шов с двумя накладками расположен на верхней образующей, при чем там же расположен лаз котла.

Так же как и на первом барабане, верхняя накладка образована из двух частей — фланца лаза и отдельной небольшой накладки толщиной в 21,5 мм (фиг. 70).

Подклейка для лаза и шва выполнена в виде одного листа, толщиной в 16 мм.



Фиг. 70. Продольный шов третьего барабана.

Аналогичный предыдущим, расчет этого шва, произведенный по наибольшему внутреннему диаметру, — 2040 мм, дает запас прочности в целом месте листа (см. табл. 41) — 5,3.

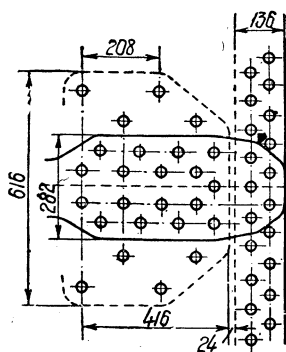
Наименьший коэффициент прочности шва относительно целого места — 0,91. Запас прочности шва —  $0,91 \cdot 5,3 = 4,82$ .

Коэффициент прочности всего шва по сечению, соответствующему стыку листов, с учетом ослабления шва отверстием лаза, подсчитанный как и для первого барабана, равен 1,2.

#### ЧЕТВЕРТЫЙ БАРАБАН

Четвертый барабан, являющийся с одной стороны барабаном цилиндрической части, а с другой продолжением кожуха топки, выполнен из листов толщиной в 21,5 мм.

В виду того, что задняя часть его, играющая роль кожуха, укреплена анкерными болтами и связями, продольный шов выполнен по длине не одинаковым (фиг. 71). В зоне расположения анкерных болтов он однорядный, в то время как на остальном протяжении — обычный двурядный. Толщина накладки взята равной 21,5 мм, а подклейки — 16 мм.



Фиг. 71. Продольный шов четвертого барабана.

<sup>1</sup> „Laying out for Boiler Makers and Sheet Metal Workers“; В. И. Войшвилло. Разметка в котельном деле, 1930; Грейнер. Котельное дело.



Расчет участка шва, где барабан не укреплен связями, дает запас прочности листа в целом месте — 5,3.

Наименьший коэффициент прочности шва относительно целого места — 0,895.

Запас прочности шва —  $0,895 \cdot 5,3 = 4,75$ .

#### ПОПЕРЕЧНЫЕ ШВЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

Поперечные швы всех барабанов, за исключением шва, связывающего четвертый барабан с ухватным листом, выполнены двурядными внахлестку. Последний шов выполнен трехрядным. Такое назначение типов швов взято на основании американской практики.

Надо отметить, что обратное расположение швов (все поперечные швы — трехрядные, за исключением двурядного шва, связывающего последний барабан с ухватным листом), применяющееся в наших старых паровозах С, С<sup>у</sup>, Э и др., является несколько нелогичным. Действительно, шов ухватного листа испытывает напряжения не только от давления пара, но и в значительной мере от горизонтальной реакции на скользящей опоре, появляющейся при расширении котла. Известно много случаев расстройств шва ухватного листа при заедании скользящих опор. В этом случае очевидно, что наиболее напряженным из всех поперечных швов будет именно этот шов.

Расчет поперечного шва первого и второго барабанов. Напряжение в целом месте листа:

$$k_z = \frac{Dp_k}{4\delta} = \frac{183,7 \cdot 15}{4 \cdot 1,9} = 362 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности в целом месте:

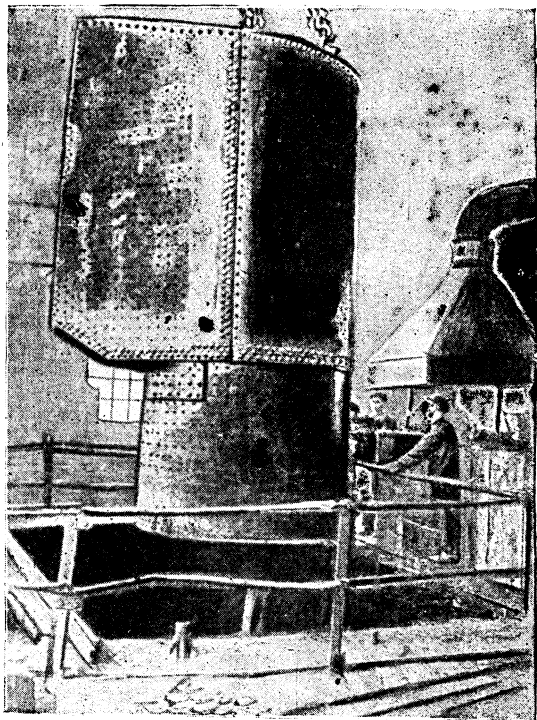
$$\frac{3850}{362} = 10,6.$$

Разрушающее усилие в целом месте листа на участке одного шага:

$$8,05 \cdot 1,9 \cdot 3850 = 59\,000 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие в листе в первом ряду заклепок:

$$(8,05 - 2,9) 1,9 \cdot 3850 = 37\,600 \text{ кг.}$$



Фиг. 72. Клепка четвертого барабана.

Разрушающее усилие при срезе двух заклепок:

$$6,6 \cdot 2 \cdot 2700 = 35\,700 \text{ кг.}$$

Разрушающее усилие при смятии двух заклепок:

$$2,9 \cdot 1,9 \cdot 2 \cdot 6700 = 74\,000 \text{ кг.}$$

Наименьший коэффициент прочности шва относительно целого места:

$$\frac{35\,700}{59\,000} = 0,605.$$

Запас прочности поперечного шва:

$$10,6 \cdot 0,605 = 6,40.$$

Аналогично этому в поперечном шве второго и третьего барабанов коэффициент прочности относительно целого листа равен 0,522.

### ПЕРЕДНЯЯ РЕШЕТКА

Передняя решетка укреплена, так же как и лобовой лист, таврами и продольными тяжами (фиг. 73). Все рассуждения относительно расчета укрепления лобового листа можно целиком отнести и к передней решетке, почему и в этом случае мы пользовались грубым расчетом, заимствованным из американской практики.

Площадь, поддерживаемая продольными тяжами, определяется следующим образом. Из центра решетки описывается дуга, отстоящая на величину радиуса (75 мм) от наружного контура решетки. На 50 мм выше самой верхней трубы проводится горизонтальная линия. Площадка, очерченная этими двумя линиями, за вычетом половины площади отверстия паровой трубы является рабочей, давление на которую считается воспринимаемым продольными тяжами (фиг. 74).

В нашем случае расчетная площадка оказалась равной 4660 см<sup>2</sup>. При 8 тяжах диаметром в 36 мм и 4 тяжах диаметром в 33 мм условное напряжение в них достигает:

$$k_z = \frac{4660 \cdot 15 \cdot 1,02}{0,785 (8 \cdot 3,6^2 + 4 \cdot 3,3^2)} = 617 \text{ кг/см}^2.^1$$

Конструктивное оформление укрепления передней решетки видно из чертежа (фиг. 73). Оно почти такое же, как укрепление лобового листа.

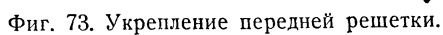
### СУХОПАРНИК

В нашем паровозостроении принято располагать сухопарник на первом барабане, возможно ближе к передней решетке. Это объясняется, с одной стороны, стремлением сохранить при езде на подъемах, когда котел сильно форсируется, возможно большую высоту от уровня воды до горловины колпака, и, с другой стороны, желанием по возможности удалить колпак от наиболее напряженной по парообразованию топочной поверхности. И то и другое способствует уменьшению влажности пара, попадающего в сухопарник.

Американцы подтверждают, что удаление колпака от топки выгодно, но тем не менее очень часто устанавливают колпаки на втором и даже на третьем

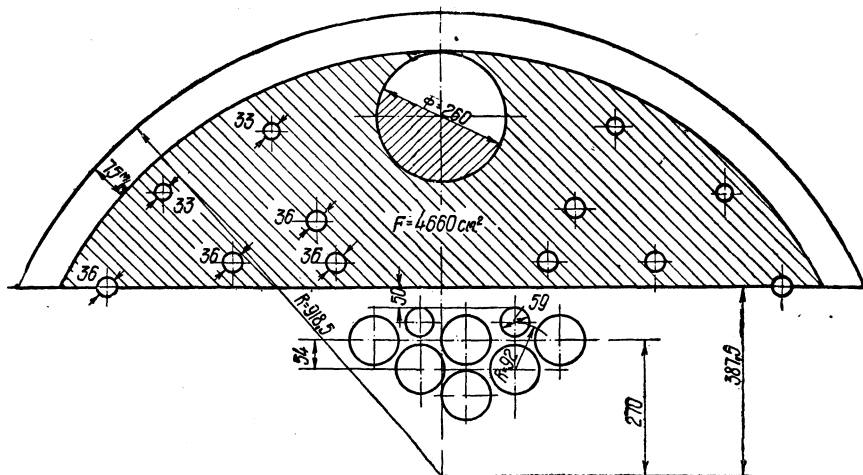
<sup>1</sup> Коэффициент 1,02 учитывает наклон тяжа относительно укрепляемой стенки.

The drawing shows two views of a bridge deck layout. The top view is a semi-circular plan view with a radius of 183.25 meters. It features a central rectangular area with internal reinforcement bars (indicated by circles with crosses) and dimensions. The bottom view is a side elevation showing the bridge deck's profile, including the central rectangular area and the surrounding semi-circular structure. Dimensions are provided for both views, including radii, lengths, and widths. The drawing is labeled with '183.25' and '183.25' at the top, indicating the radius of the semi-circular structure.



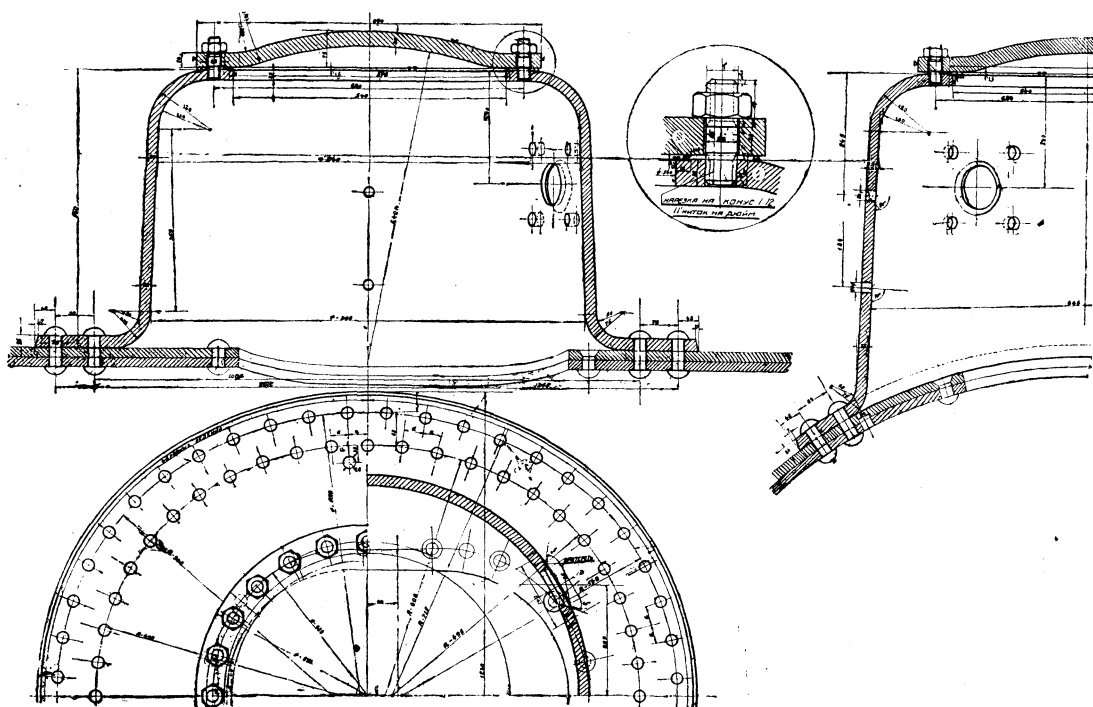
Несмотря на серьезное значение сухопарника как детали, способствующей

уменьшению влажности рабочего пара, размеры его, в особенности высота, определяются посторонними условиями, которые не могут быть изменены



Фиг. 74. Расчетная площадка передней решетки, поддерживаемая продольными тяжами.

в целях увеличения размеров, т. е. улучшения качеств сухопарника. Такими внешними условиями являются: габарит, диаметр котла и высота оси котла от

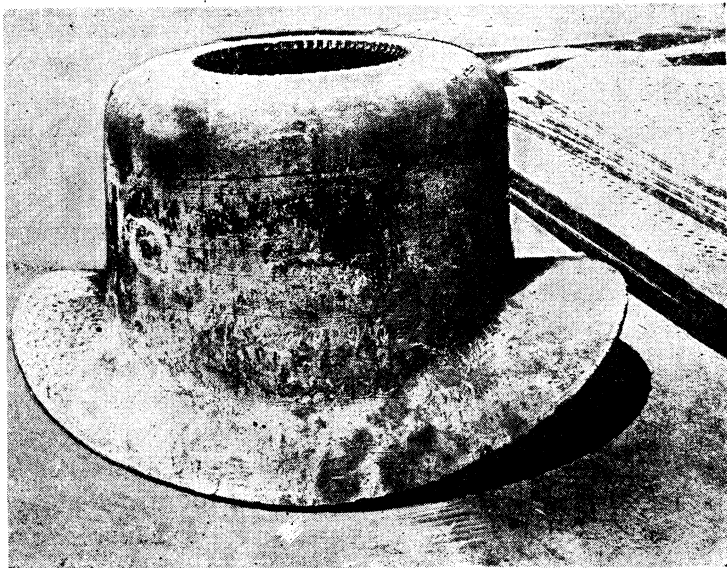


Фиг. 75. Сухопарник.

головки рельса. Последняя, в свою очередь, определяется типом топки, ее глубиной, конструкцией главной рамы и конфигурацией зольника.

Таким образом, несмотря на стремление к всемерному увеличению размеров сухопарника, в современных паровозах вследствие увеличения размеров котлов и большего подъема их над головкой рельса высота сухопарника не только не увеличивается по сравнению с паровозами меньших мощностей, но даже, наоборот, должна уменьшаться, так как и в старых паровозах она назначалась возможно большей, т. е. с использованием всего габарита. Этим и объясняется то, что на большинстве наших старых паровозов высота колпаков колебалась в пределах от 900 до 1000 мм. В паровозах же сравнительно недавней постройки, как, например, Е, С, С<sup>у</sup>, М, благодаря высокой посадке оси котла высота сухопарников уже стала снижаться, доходя, например, на паровозе С<sup>у</sup> до 688 мм. В современных американских паровозах большой мощности нередко можно видеть сухопарники высотой в 180—200 мм.

Высота сухопарника в основном определяет различие в его конструкциях у нас и в Америке. В то время как там применяются почти исключительно цельноштампованные колпаки, мы в наших старых паровозах применяли клепаные, состоящие из цилиндра, приклепанного к литому седлу и имеющего также литой верхний фланец.



Фиг. 76. Цельноштампованный сухопарник.

Такая дорогая и, главное, тяжелая конструкция была вызвана только тем, что штамповка целого колпака из одного листа при принятой у нас высоте колпаков была невозможна. По американским стандартам цельноштампованные колпаки делаются высотой не выше 26" (660 мм).

В паровозе ФД, при высоте оси котла над головкой рельса в 3050 мм, диаметре первого барабана в 1837 мм и высоте габарита в 4650 мм, высота сухопарника с учетом необходимых размеров на обшивку и крышку могла быть взята всего в 560 мм. При такой высоте стало вполне возможным применение легкого по весу, дешевого при массовом производстве цельноштампованного колпака.

От применения достаточно дешевого и легкого цельносварного колпака в первых паровозах ФД решено было воздержаться, в виду новизны и непроверенности применения здесь сварки. Однако при весьма спешной постройке первого паровоза ФД 20-1 Луганский завод не успел изготовить штампы и матрицы и был вынужден поставить на этот паровоз сварной колпак. Для второго паровоза ФД 20-2, первых двух паровозов ИС и паровозов ФД второго заказа колпаки были изготовлены цельноштампованными.

Сухопарник на паровозе ФД изготавливается из материала толщиной в 28 мм; диаметр его в наиболее широкой части — 865 мм (фиг. 75). Некоторая ко-

нусность колпака и уменьшение толщины боковой стенки с 22 мм внизу до 20 мм наверху, а также толщина нижнего (25 мм) и верхнего (22 мм) фланцев обуславливаются процессом штамповки и были установлены соответствующими стандартам завода Балдвин.

Крышка сухопарника толщиной в 30 мм сделана выпуклой и также штампованная. Для уменьшения в ней напряжений

она имеет стрелу в 45 мм.

Постановка крышки непосредственно на шпильках вызвала применение медного кольца из проволоки в 5 мм, так как при образовании притирки на крышке и фланце колпака для притирания необходимо было бы вывертывание всех шпилек. Хотя постановка крышки на проволоке считается у нас способом довольно примитивным и недостаточно удовлетворительным,<sup>1</sup> тем не менее в данном случае она вполне допустима, так как при наличии специального лаза и при регуляторе, размещенном в перегревательной коробке, открывать крышку сухопарника приходится очень редко.

Крышка удерживается 24 шпильками диаметром в 1". Концы шпильки, ввертывающиеся во фланец, сделаны коническими с уклоном 1:12. Нарезка — обычная (11 ниток на 1").

Вес колпака с крышкой и шпильками — около 580 кг.

#### ЛАЗ КОТЛА

Лаз котла (фиг. 77) расположен на третьем барабане. Диаметр лаза равен 400 мм, что делает доступ внутрь котла достаточно удобным. Фланец



Фиг. 77. Лаз котла.

<sup>1</sup> Обычно это мотивируется тем, что при недостаточно хорошей спайке концов проволоки и при небольших забоинах, могущих легко произойти при открывании крышки, плотность постановки нарушается и наблюдается парение.

лаза — штампованный, из листа толщиной в 28 мм. Крышка лаза толщиной в 32 мм сделана плоской, и в ней образованы три отверстия для постановки предохранительных клапанов. На фланце и крышке образована притирка, при чем крышка притягивается к фланцу нажимным кольцом. Диаметр шестнадцати конических шпилек, ввернутых во фланец, 1".

#### **КИПЯТИЛЬНЫЕ ТРУБЫ И СВОД В ТОПКЕ**

Кипятильные трубы имеют назначением не столько усиление циркуляции воды в котле, сколько увеличение подсводного пространства и улучшение службы свода.

Подсводное пространство, особенно при неглубокой топке, сильно увеличивается за счет того, что при кипяtilьных трубах боковые ряды кирпичей не спускаются вниз, как это бывает при арочных сводах, а, наоборот, поднимаются кверху. Благодаря тому, что кирпичи лежат на трубах свободно, без распора, срок службы свода значительно увеличивается. В таком своде при поломке одного кирпича остальные кирпичи не обваливаются, как это бывает в обычном арочном своде.

Число труб выбирается в зависимости от ширины топки и возможности получения кирпичей необходимой длины.

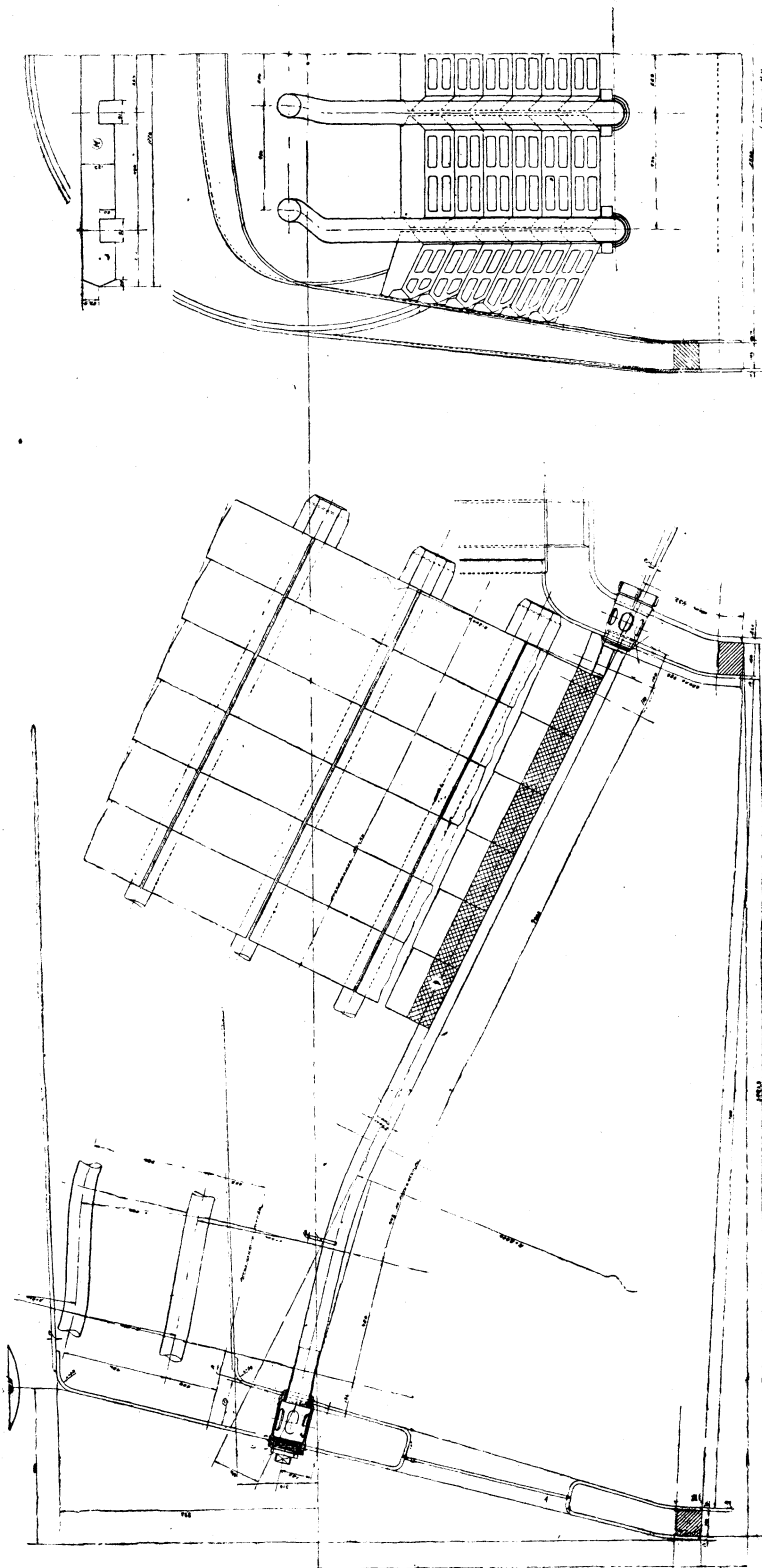
В паровозе ФД мы выбрали 4 трубы диаметром в 80/89 мм. Во время проектирования вопрос о завальцовке труб во внутреннем ухватном и в шуровочном листах, имеющих толщину в 13 и 10 мм, вызывал некоторые сомнения. Казалось, что при большом весе свода и большой длине труб плотность завальцовки будет нарушаться и трубы будут течь.

Эти опасения вызвали применение в первых паровозах ФД специального способа постановки труб (фиг. 78). Через лобовой и шуровочный, а также через наружный и внутренний ухватные листы пропускаются втулки, со сквозными вырезами в средней части (фиг. 79 и 80). Передней частью втулка плотно вставляется в лист топки, а задней ввертывается в лобовой (или ухватный) лист. В часть втулки, входящую в лист топки (ухватный или шуровочный), вставляется сначала медное кольцо, а затем сама труба, которая после этого вальцуется и разбуртовывается. При вальцовке трубы одновременно развальцовывается и передний конец втулки. После постановки трубы конец втулки, пропущенный внутрь огневой коробки, обваривается.

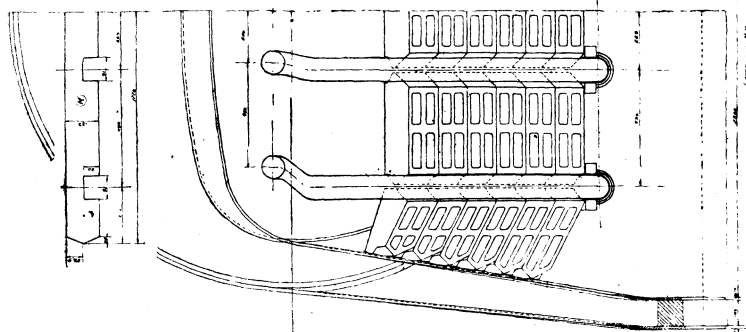
Крышка втулки лобового листа имеет прямоугольную ленточную резьбу, а крышка втулки ухватного листа — трубную (5"). Последняя была применена в порядке опыта и впоследствии оказалась неудовлетворительной, так как давала постоянно подтекание и парение.

Постановка кипяtilьных труб на втулках, весьма целесообразная по прочности их установки, вместе с тем является нелогичной. Действительно, такая втулка в месте ее постановки жестко связывает оба ухвата, в то время как мы снабжаем почти весь ухват связями Тэта. Ясно, что наличие таких жестких втулок ухудшает работу топочных листов.

Успех, полученный при сварке целого ряда деталей для первого паровоза ФД, заставил при пересмотре чертежей ФД для второго заказа пересмотреть и принятую конструкцию установки кипяtilьных труб и остановиться на обычной, применяющейся в Америке (фиг. 81). При этом способе трубы вставляются

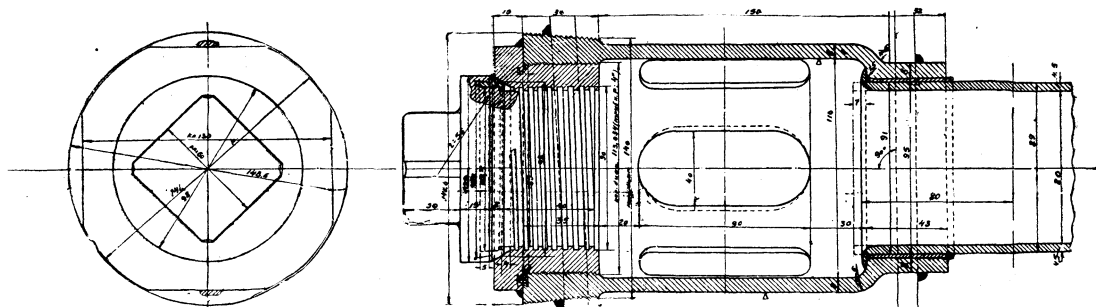


фиг. 78. Кишечные трубы первого паровоза ФД.





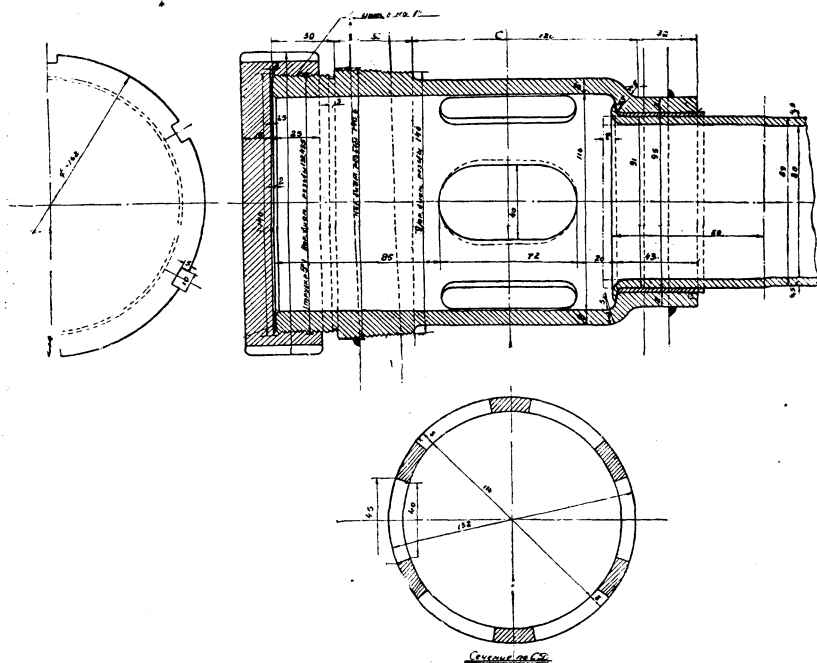
непосредственно в ухватный и шуровочный листы топки и в них развальцовываются через люковые отверстия. После развальцовки трубы разбуртовываются со стороны воды и обвариваются со стороны огня.



Фиг. 79. Втулка кипятивной трубы на лобовом листе.

Практика работы двух первых паровозов ИС, на которых кипяточные трубы установлены по этому способу, пока подтверждает полную удовлетворительность такой установки.

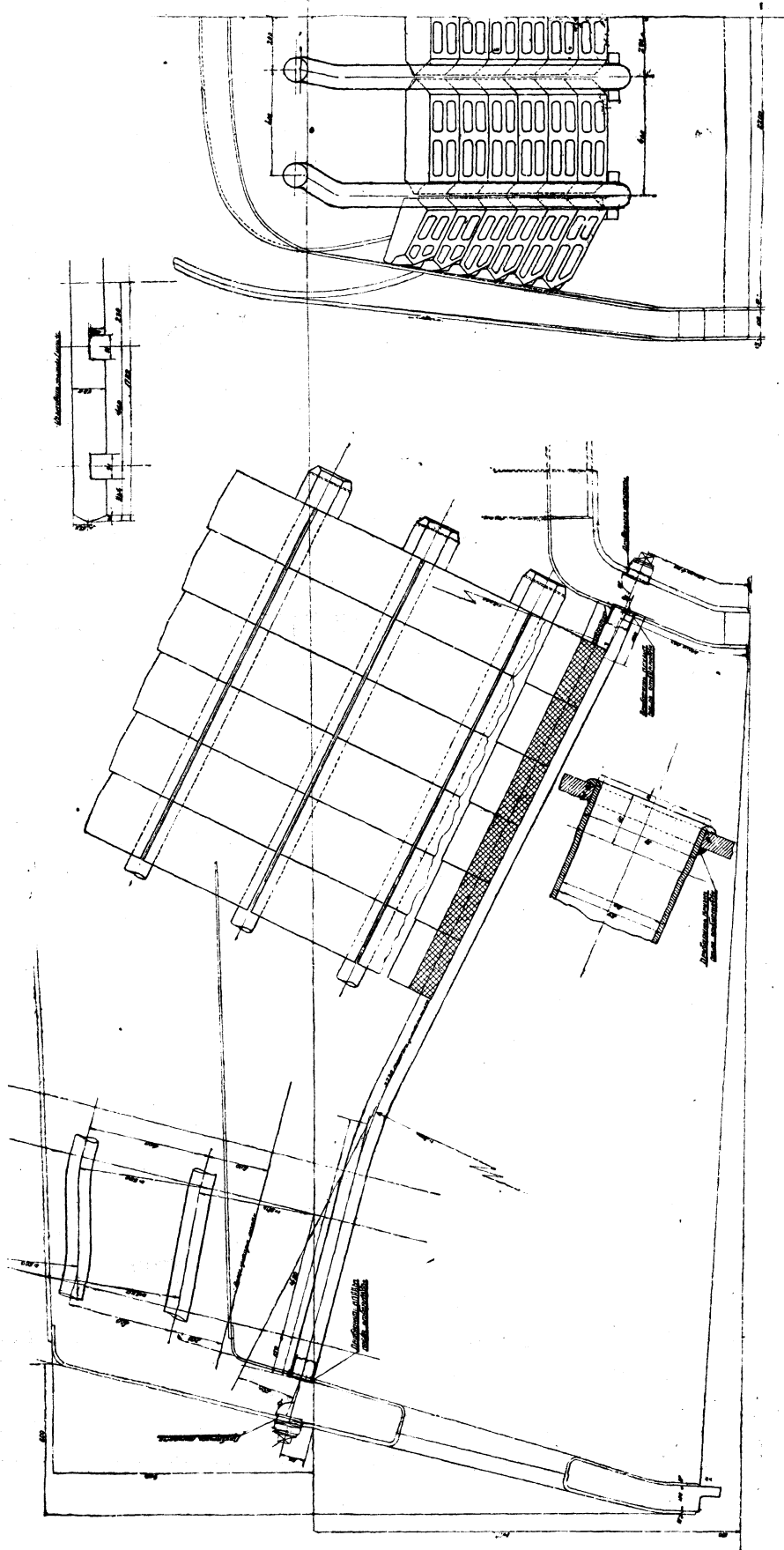
Кирпичи свода (фиг. 82) выполнены из шамотной глины и имеют облегчающие углубления. Свод перекрывает 50% колосниковой решетки.



Фиг. 80. Втулка кипятивной трубы на ухватном листе.

Для ссыпки золы со свода между сводом и ухватным листом оставлен зазор в 148 мм, образованный путем постановки на трубах коротких кирпичей специальной формы.

При расположении кипяточных труб в топке необходимо ограничиваться возможно меньшим числом типов кирпичей, назначая одинаковые расстояния



Фиг. 81 Установка кипятильных труб на паровозах ФД второго заказа.

[illegible]

## ПРОМЫВАТЕЛЬНЫЕ ПРОБКИ

Почти все паровозы, строившиеся в последние годы (С<sup>у</sup>, Э, М и др.), и ряд старых паровозов при капитальных ремонтах были снабжены эллиптическими люками, устанавливающимися на свинцовых прокладных кольцах. Эта конструкция, устраняя вырывание, тем не менее обладает рядом недостатков. Довольно кропотливая работа по постановке такого люка, сминание прокладного свинцового кольца и вызываемое этим парение, частые случаи утери в депо свинцового кольца и замены его асбестовой подмоткой или картоном и, как следствие этого, сильная течь — вот основные дефекты этой конструкции.

135

новую для нас, но широко применяющуюся на американских паровозах конструкцию пробки на ленточной резьбе, которая, при дешевизне изготовления и очевидном удобстве для открытия и постановки, может вследствие своей широкой резьбы предотвратить вырывание.

Стальная втулка (фиг. 83), изготовленная из поковки (Ст2), имеет на конце, ввинчивающемся в котельный лист, конус 1:10, на котором образована обычная резьба (11 ниток на 1"). Внутри втулки образована прямоугольная резьба (5 ниток на 1") внешним диаметром в больших пробках в 65 мм и в малых —

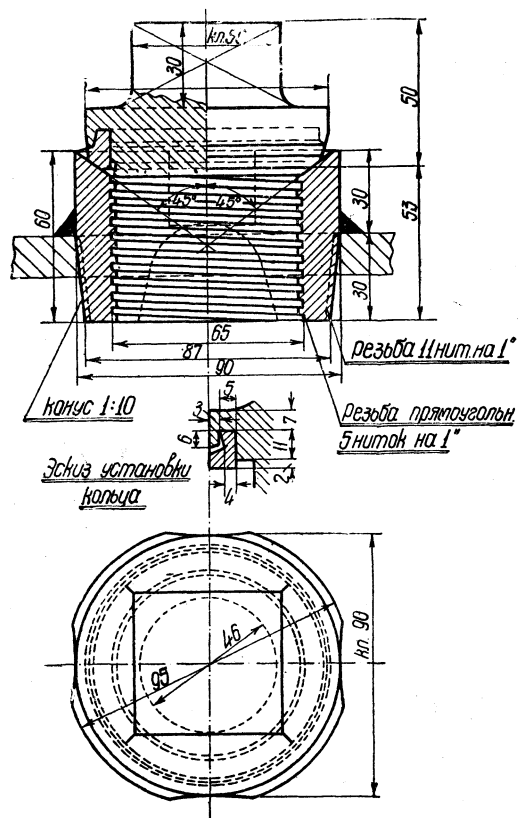
в 55 мм, самая же пробка имеет резьбу во всю длину втулки, коническую притирку, образованную на заводном медном кольце, и квадрат для завинчивания. Длина втулки и пробки — 60 мм. При постановке втулки в котел она снаружи обваривается в нескольких точках, чтобы при отвинчивании пробки втулка не могла отвертываться.

Первые же промывки паровоза ФД 20-1 вызвали серьезные нарекания на эту конструкцию. Большое число пробок, несмотря на многочисленные попытки, не удалось открыть. Когда же паровоз затем был поставлен на Луганский завод для оборудования под опыты I цикла, то ряд пробок удалось вскрыть только после рубки кузнечными зубилами с применением кувалд „вразмаху“. Одну пробку отвертывали шесть рабочих при помощи торцового ключа с двумя оправками и двумя наращенными трубами.

Впоследствии выяснилось, что во время постановки пробок на Луганском заводе при первой растопке они по ошибке были поставлены на белилах.

После вскрытия всех пробок, очистки котла и обратной постановки пробок на графите с маслом они легко отвертывались на следующих промывках одним рабочим при помощи небольшого ключа.

Однако обнаруженный работниками депо другой дефект этих пробок, вытекающий из самой конструкции, не мог быть устранен так легко. При диаметре в свету в 55 мм и при длине в 60 мм пробки имели весьма малый угол осмотра и оказались неудобными для просвечивания и прочистки котла гибкими прутьями. Действительно, в обычных эллиптических люках, поставленных, например, на паровозе С<sup>у</sup>, наименьшая ширина люка в свету — 60 мм, наибольшая — 75 мм, а длина втулки — всего 37 мм. Это дает наименьший угол осмотра — 116° и наибольший — 127°, в то время как угол осмотра описанной выше пробки ФД — всего 85°. Кроме того малый диаметр отверстия оказался неудобен



Фиг. 83. Промывательные пробки первого паровоза ФД.

для выемки из котла высверленных связей, больших кусков котельного камня и т. д.

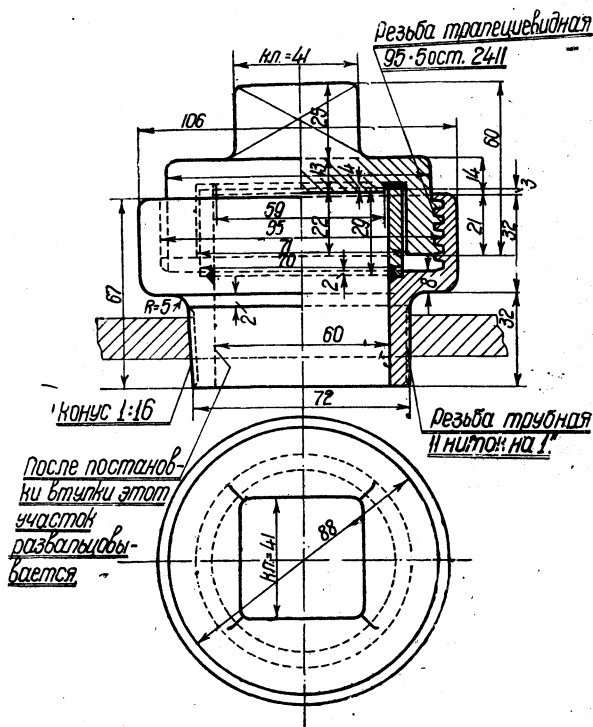
Получив сведения о затруднениях с открытием пробок, ЦЛПБ срочно занялось их перепроектированием. За отсутствием достаточно подробных данных о действительном положении дела было решено, что заедание пробок произошло от закипания резьбы. В новой конструкции пробки (фиг. 84) резьба, выполненная трапецевидной, отделена от непосредственного соприкосновения с водой промежуточным сварным кольцом и прокладным кольцом, изготовленным из латуни с асбестовой набивкой. Ввертываемый в лист конец втулки с конусом 1:16 уже не обваривается, а после заворачивания должен быть развальцован. Отказ от обварки резьбы втулки снаружи, примененной в первых пробках, был вызван предположением, что при обварке готовой втулки тело ее может несколько покоробиться и этим вызвать деформацию внутренней резьбы.

Эта пробка, изготовление которой обходится значительно дороже первой, имеет то преимущество, что резьба вынесена из полости рабочего отверстия и не может быть испорчена промывочным инструментом, но основного вопроса об удобстве осмотра и прочистки котла она не разрешила: при диаметре втулки в свету в 60 мм длина ее равна 67 мм, что дает угол осмотра всего в  $83^\circ$ .

Дальнейшие сведения о действительном положении вещей, дошедшие до ЦЛПБ, заставили вновь пересмотреть принятую конструкцию и разработать третий вариант пробок, изображение которых дано на фиг. 85.

В этих пробках длина втулки сокращена до возможных пределов, с учетом глубины посадки в лист, необходимости обварки и получения достаточного числа целых ниток на втулке и пробке. Такая пробка дает угол осмотра в  $112^\circ$ , что немногим отличается от наименьшего угла осмотра в эллиптическом люке С<sup>у</sup>.

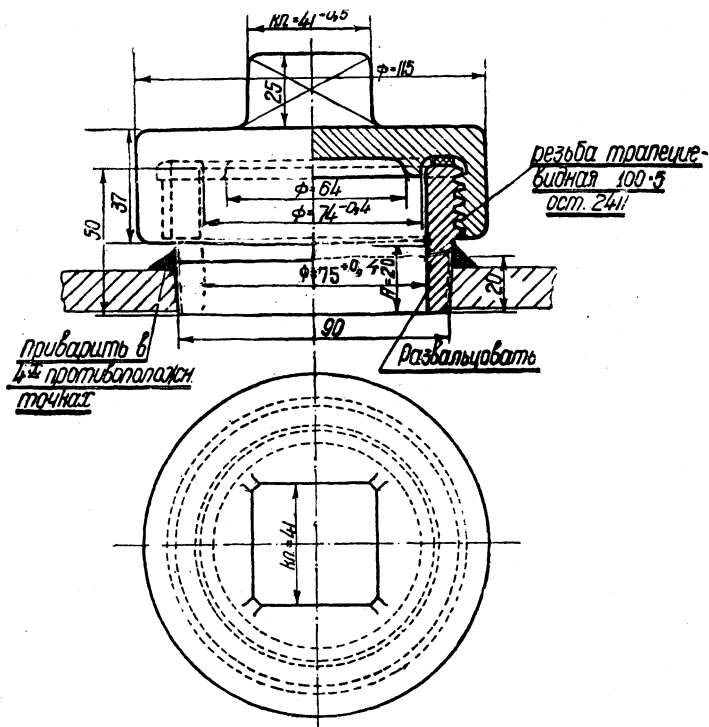
Первая обточка, через которую паровоз ФД прошел в начале 1933 г., показала довольно значительное загрязнение котла, что в известной мере может быть объяснено указанными дефектами первого варианта пробок. Настойчивое требование участковых работников о замене этих пробок эллиптическими люками было удовлетворено компромиссно: втулки существующих пробок были обрезаны до 30 мм. Надо думать, что такая мера может быть допущена только в единичных случаях, так как при этом значительно уменьшилась прочность как внешней втулочной резьбы, так и внутренней. Эти пробки нуждаются в особо тщательном контроле за прочностью посадки втулок в листах котла.



Фиг. 84. Промывательные пробки, запроектированные для паровозов ФД второго заказа.

На той же обточке выяснилось, что пространство в котле под камерой догорания сильно забито накипью. На паровозах ФД второго заказа установлен в этом месте обычный накладной люк.

Расположение пробок на котле, показанное на фиг. 67, является типичным для всякого паровоза. Всех пробок на котле ФД—35.



Фиг. 85. Последний вариант промывательных пробок.

## ЛЕГКОПЛАВКИЕ ПРОБКИ В ТОПКЕ

На верхней образующей потолка топки между рядами анкерных болтов — первым и вторым спереди, вторым и третьим сзади, расположены две легкоплавкие пробки.

Конструкция пробок — обычно применяющаяся на наших паровозах с заливкой их легкоплавким сплавом по ВЕСТ 42.

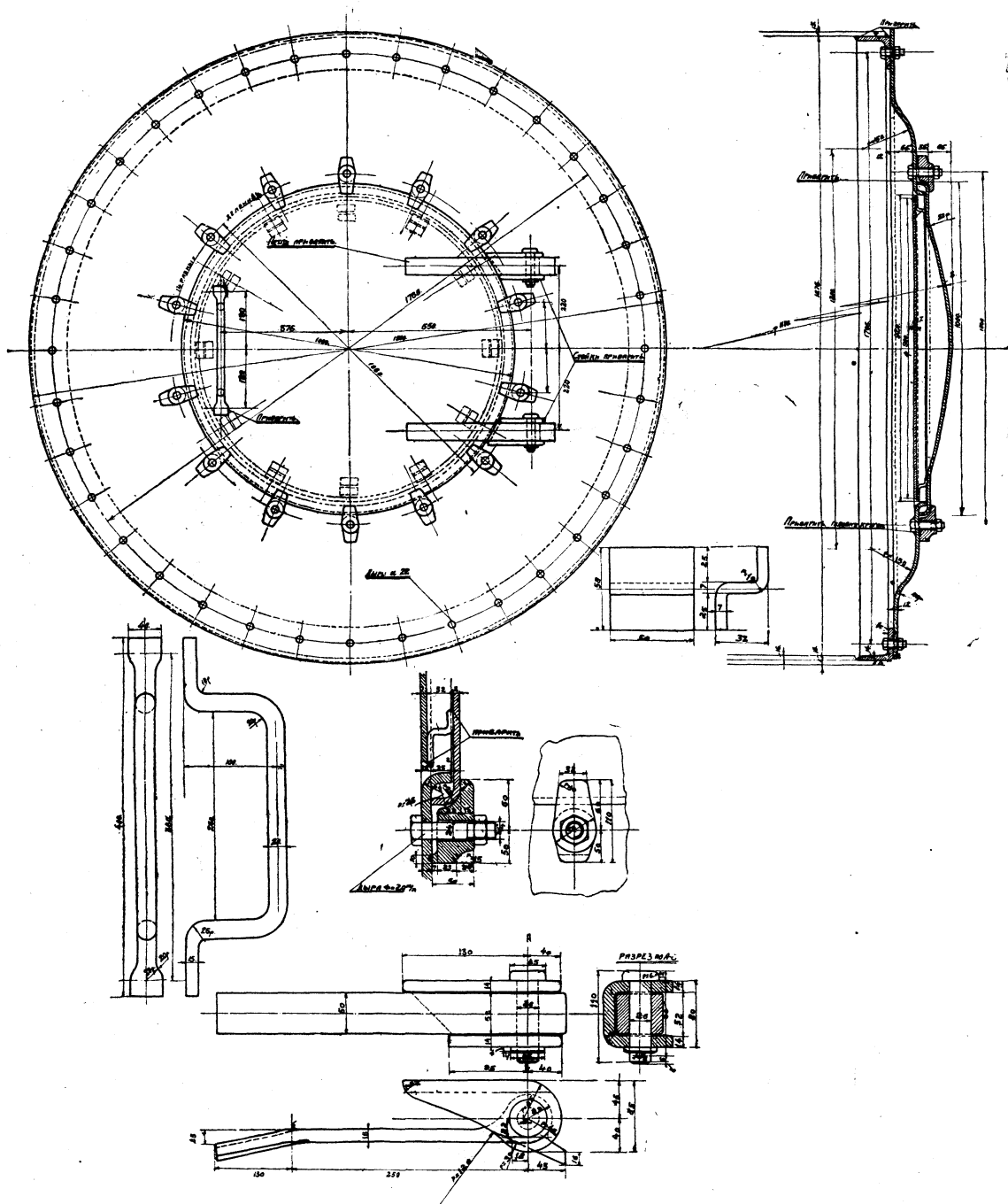
Некоторыми лицами высказывается предположение, что постановка передней легкоплавкой пробки в камере догорания не достигает цели, так как на расстоянии почти 4,5 м от шуровочного отверстия в пространстве, закрытом длинным сводом, при шуме сопел стокера, сигнал такой пробки вряд ли может быть услышан.

Это замечание кажется нам заслуживающим внимания. Надо думать, что разработка аларм-сигнала понадобится в самом ближайшем будущем, тем более что опыт работы этих приборов на паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> по имеющимся сведениям весьма удовлетворителен.

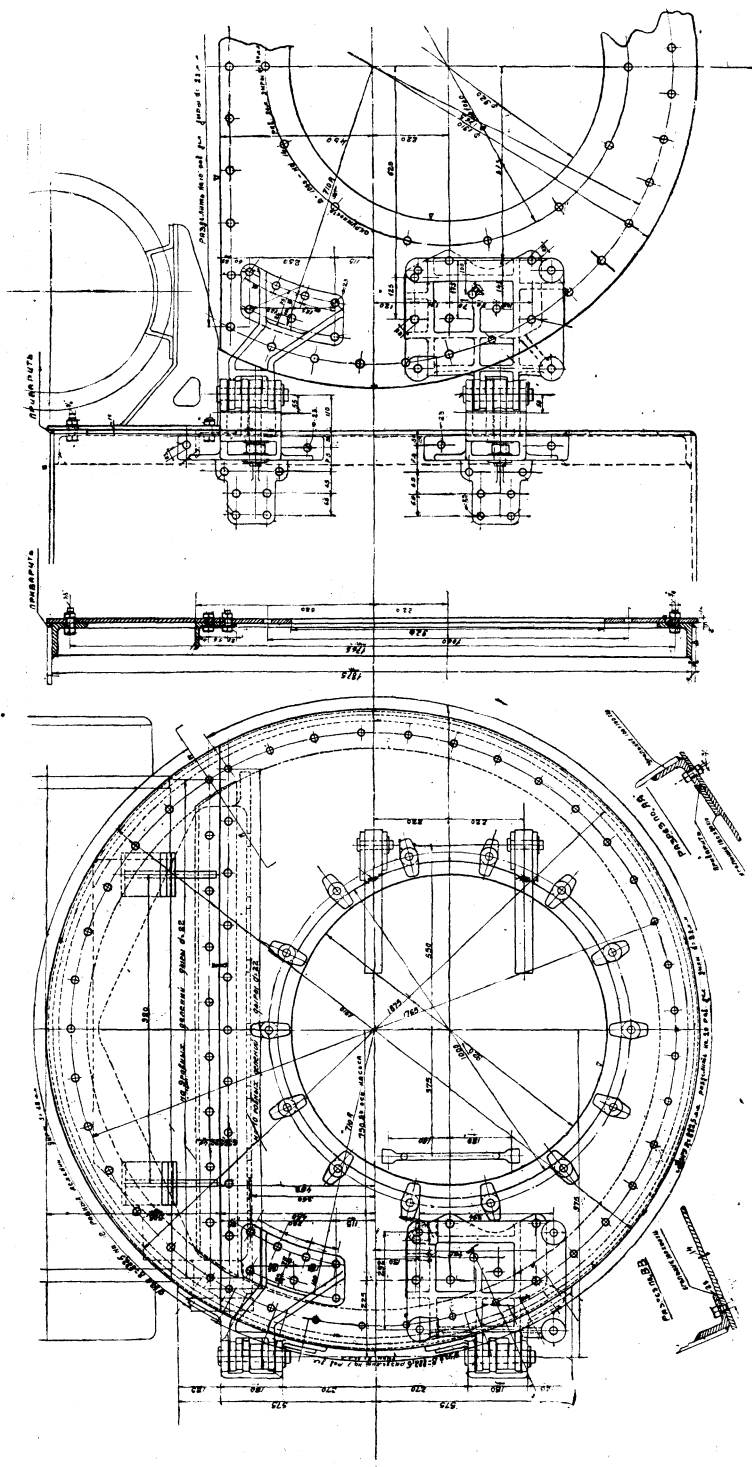
## ДЫМОВАЯ КОРОБКА

Основной размер дымовой коробки — ее длина — определяется развеской и принципом проводки труб обработанного пара к конусу.

В Америке почти всегда совмещают в одной плоскости середину цилиндров и ось конуса и дымовой трубы. При наших весовых условиях, при уста-



Фиг. 86. Дверца дымовой коробки первого паровоза ФД.



Фиг. 87. Фронтонный лист дымовой камеры паровозов ФД второго заказа.



новке перегревательной коробки с многоклапанным регулятором, совпадение середины цилиндра с осью дымовой трубы явилось вполне естественным и не потребовало излишнего увеличения дымовой коробки (обратный пример мы видим на паровозе ИС). Общая длина дымовой коробки при этом получилась равной 2880 мм.

Диаметр дымовой камеры определяется диаметром первого барабана и способом присоединения ее к последнему. В нашем случае, при отсутствии кольца жесткости и при наружной приклейке листов дымовой камеры, внутренний диаметр ее равен 1875 мм. Толщина листов принята равной 13 мм.

Внизу дымовой камеры имеется так называемый предохранительный лист толщиной в 16 мм, служащий как для предохранения основного листа камеры от обгорания, так и для увеличения жесткости соединения дымовой камеры с передней опорой.

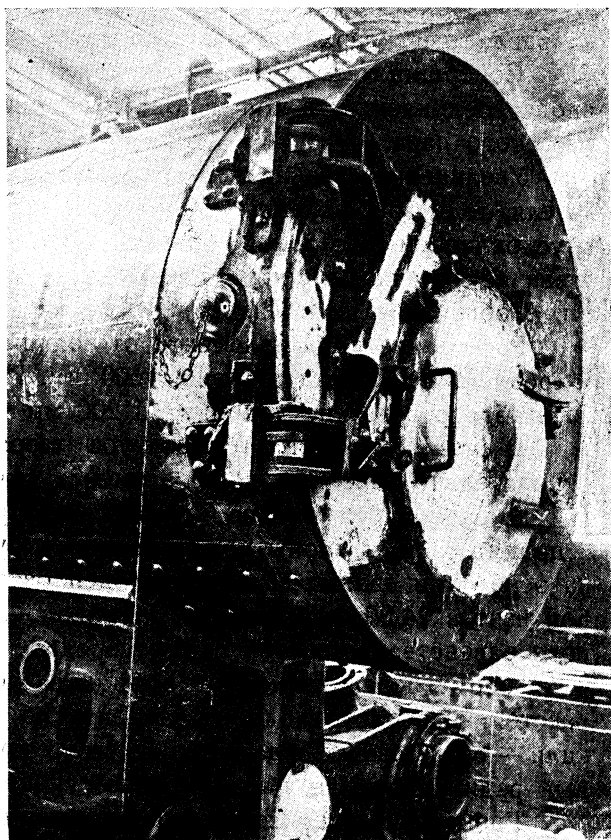
### ФРОНТОННЫЙ ЛИСТ И ДВЕРЦА ДЫМОВОЙ КАМЕРЫ

Для легкости открывания при осмотре и очистке дымовой камеры диаметр передней дверцы ее — всего 1000 мм. В отличие от конструкции дверец наших прежних паровозов у дверцы ФД нет центрального натяжного маховика. Плотность прилегания фланца дверцы к фронтовому листу обеспечивается нажимом четырнадцати кулачков. Для предохранения дверцы от нагревания и коробления она имеет с внутренней стороны предохранительный лист толщиной в 7 мм, закрывающий ее целиком.

При принятом небольшом диаметре дверцы разборка приборов внутри дымовой камеры, смена труб, выемка элементов и т. п. могут происходить только при отнятом фронтовом листе. Последний присоединяется к обвязочному угольнику дымовой камеры 36 болтами диаметром в  $\frac{3}{4}$ ".

Так как при отнятии фронтового листа в депо необходимо подвешивать его на тали, что не всегда бывает возможно, то на паровозах ФД второго заказа фронтовый лист присоединен к дымовой камере на петлях типа „Okadée“ (фиг. 87).

Эти петли, выполненные в виде литых кронштейнов, снабжены натяжными болтами, позволяющими при закрывании дверец плотно притянуть весь фрон-



Фиг. 88. Петли Okadée на паровозе ИС; нижняя петля видоизменена за отсутствием тормозного насоса.

ный лист к угольнику дымовой камеры. Устройство этих петель на паровозах ФД второго заказа вызывалось также и тем, что при перепроектировании воздушный тормозной насос был перенесен на фронтонный лист.

## ГАРНИТУРА

### ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ

#### ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ ЭЛЕСКО Е

Пароперегреватель Элеско типа Е, как уже указывалось, это тот же пароперегреватель Шмидта, но в ином конструктивном выполнении. Так же как и у Шмидта, он двухоборотный (четырёхходовый), но с той разницей, что четыре хода у Шмидта совершаются в одной жаровой трубке, а у Элеско — в двух жаровых трубках.

Для уменьшения числа соединений к перегревательной коробке, а следовательно и числа рядов отверстий по ширине коробки, два элемента, находящиеся один над другим, сдваиваются; в результате этого получается элемент, расположенный в четырех жаровых трубах (фиг. 89).

Схема тока пара получается следующая: пар из камеры насыщенного пара направляется по трубе (подводу), которая затем раздваивается; одна из трубок направляется в верхнюю жаровую трубу, другая — в нижнюю.

Совершив четыре хода (направление указано стрелками), пар по трубкам снова соединяемым в конце хода в общий подвод, направляется в камеру перегретого пара.

Увеличение степени перегрева пара за счет удлинения элементов перегревателя, т. е. приближения концов их к задней решетке, имеет известный предел, обусловливаемый с одной стороны выгодой, получаемой от повышения перегрева и, с другой стороны, увеличением издержек на ремонт элементов вследствие обгорания их колпачков.

Расстояние конца элемента от задней решетки для паровозов сети СССР в среднем надо считать равным 600 мм. На некоторых же американских паровозах это расстояние доходит до 200 мм (для длинного конца).

В связи с тем, что температура газов у задней решетки в паровозе ФД относительно невелика, длина элемента выбрана такой, что конец его не доходит до задней решетки на 350 мм. Этот размер не установлен окончательно, а принят лишь для опытной проверки и будет изменен в ту или иную сторону на основании данных дальнейшей эксплуатации. Диаметр перегревательных трубок взят в 24/30 мм. Диаметр подводов — 34/42 мм — взят из условия примерного равенства скоростей пара в середине элементов и в подводах.

Форма передних концов подводов элементов, присоединяемых к коробке, расстояния первого подвода элемента по горизонтали от решетки и по вертикали — от верхнего ряда жаровых труб получились в силу того, что минимальный радиус загиба трубы при ручной гибке с нагревом равен двум ее диаметрам.

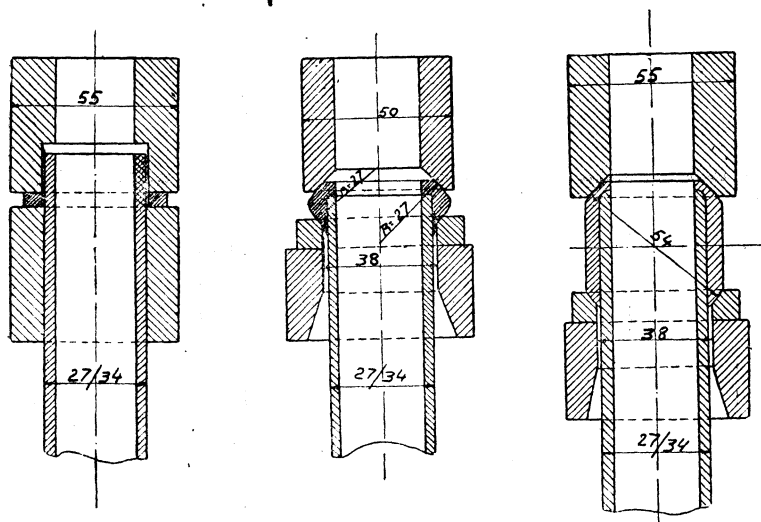
Гибка труб элементов предположена в холодном состоянии на специальных гибочных станках. Во избежание возникновения местных напряжений в местах загиба радиус его должен быть не менее  $3d$ , что и принято во всех загибах. Исключение сделано лишь для подводов верхнего ряда, где этот радиус взят равным 80 мм (фиг. 89). Увеличение этого размера потребовало бы поднятия перегревательной коробки с соответствующим повышением заделки дымовой ка-

К конструкции крепления элементов предъявляются следующие требования:

- 1) полная непроницаемость в месте присоединения элемента к коробке;
- 2) сохранение этой непроницаемости при перекосах элемента;
- 3) свободный доступ для крепления элемента в случае парения.

Фиг. 89. Элемент пароперегревателя Элеско, продольный разрез.

Парение перегревателей является общей болезнью во всех дорогах. В последнее время перегреватель Чусова стали делать с шаровой головкой, привариваемой к элементу. Однако жалобы поступают и на эти головки, хотя в значительно меньшей степени: происходят обрывы головок в месте сварки. Причина — пережог трубы во время приварки, являющийся результатом неопытности сварщиков, а также несовершенства конструкции (слишком тонкие трубки в месте приварки).



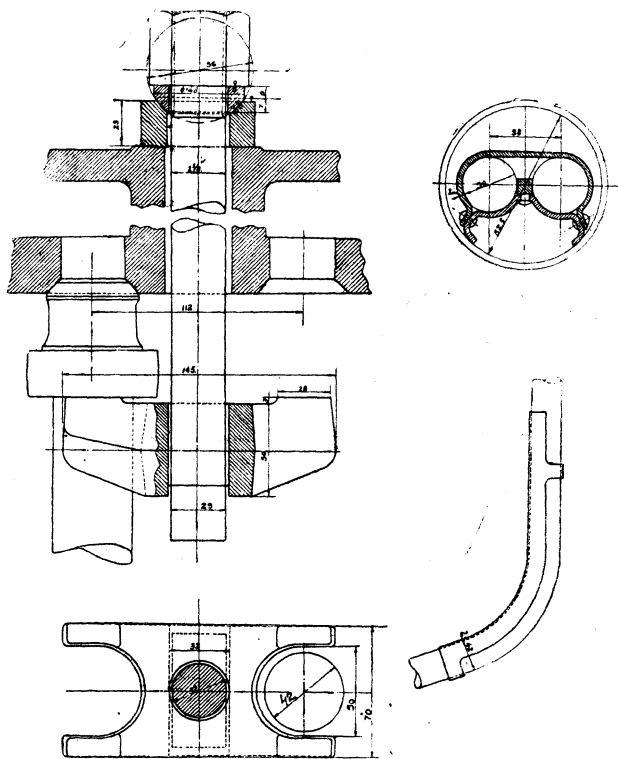
Фиг. 90. Типы головок элементов перегревателя Чусова.

Массовые случаи парения элементов побудили некоторые депо применять прокладные кольца собственной конструкции.

Так, например, на ряде участков очень привились втулки Рязанцева. По отзывам эксплуатационников, эти втулки работают довольно хорошо. Основным недостатком их надо считать происходящие иногда случаи разрыва трубы в месте вставки конуса, которые вызываются заклинкай слишком пологого конуса. Тем же надо объяснить наблюдаемую иногда невозможность выемки конуса из гнезда коробки.

На основании нашего и заграничного опыта способ укрепления при помощи шаровой головки следует признать наиболее дешевым и совершенным, почему для проектного паровоза и была выбрана эта форма. Перекос элемента не оказывает влияния на плотность крепления, в то время как при других конструкциях это сейчас же сказывается.

Необходимо отметить усугубляющую парение элементов конструктивную ошибку, допускавшуюся проектными бюро



Фиг. 91. Детали перегревательных элементов Элеско.

с момента введения перегревателей вплоть до второй переделки паровозов СУ, т. е. до 1931 г. Ошибка эта заключалась в том, что болты, которыми крепится элемент, изготовлялись из Ст2, диаметром в 1".

Характеристики этой стали:  $\sigma_b = 35-42 \text{ кг/мм}^2$  и  $\delta = 26\%$ . Вполне ясно, что достигнуть хорошей плотности при данном материале и размере болта в условиях температуры в  $400^\circ$  невозможно. Поэтому как на паровозах СУ последней переделки, так и на ФД запроектированы болты из Ст5 диаметра  $1\frac{1}{8}$ ". Характеристика этой стали:  $\sigma_b = 50-60 \text{ кг/мм}^2$  и  $\delta = 16\%$ .

Элемент крепится к коробке при помощи поддержки, открытой с двух сторон (фиг. 91), что дает возможность в случае надобности снимать и надевать ее на элемент.

Ширина поддержки, определившая расстояние между рядами труб, получалась из условия напряжения на изгиб в месте прохода болта. При напряжении в поддержке на изгиб, равном  $700 \text{ кг/см}^2$ , и напряжении в болте при затяжке, равном  $500 \text{ кг/см}^2$ , ширина поддержки принята в 70 мм.

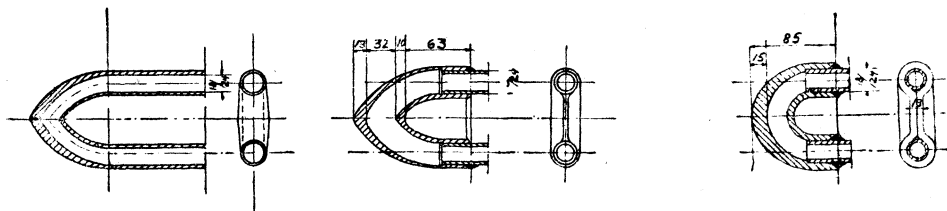
Болты для свободного доступа к ним при креплении элемента пропущены через перегревательную коробку и крепятся сверху.

Гайка болта упирается в шаровую шайбу (фиг. 91), входящую в квадратную, которая уже непосредственно ложится на приливы коробки. Сделано это с целью центрировки болта при перекосе. Гайка взята открытая, при чем резьба болта во избежание обгорания не выходит из гайки. Материал гайки и шайб — Ст5.

Хомуты для связывания перегревательных элементов выполнены в форме скобы, опирающейся отогнутыми краями на трубу в двух местах. Загибы подводов во избежание обгорания снабжены щитками.

## ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Способ изготовления элементов, применяющийся на Сормовском заводе (основной изготовитель), основан на газовой сварке. Задние концы элементов в жаровой трубе соединяются при помощи колпачков. От способа непосредственной сварки концов элемента, вследствие массовых случаев лопания по месту сварки, завод отказался. Применявшиеся прежде кованые колпачки со



Фиг. 92. Типы колпачков перегревательных элементов Чусова.

сверловкой отверстия для труб распространения не получили, так как создавался очень резкий заворот, края получались острыми, и весь колпачок быстро забивался накипью.

В настоящее время колпачки ставятся штампованные или литые (фиг. 92).

Соединение труб при помощи колпачков уменьшает живое сечение жаровой трубы; кроме того самые колпачки сложны в изготовлении. Поэтому для паровоза ФД запроектированы соединения труб с изготовлением колпачка и шаровой головки элемента кузнечным способом, давно уже применяемым за-

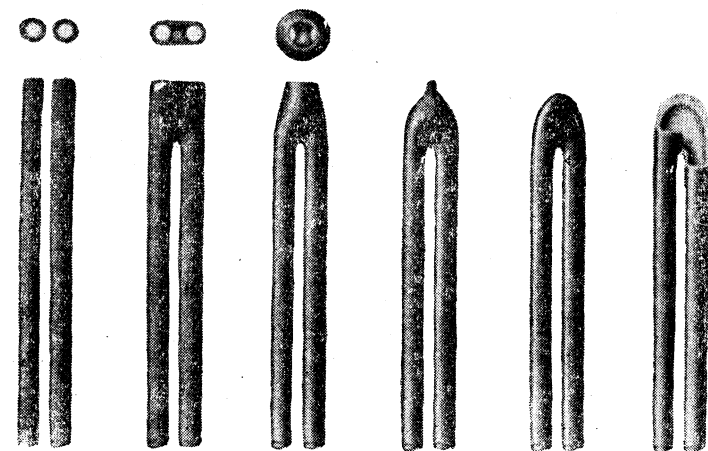
водами Германии, Чехо-Словакии, Англии и Америки. При этом способе изготовления колпачок по размерам не выходит из габарита двух труб. Конец его получается со значительным утолщением, чем увеличивается срок службы элемента. Способ этот вместе с тем для массового производства значительно дешевле, почему к нему переходят Сормовский и Луганский заводы.

Одна из встречающихся при осуществлении этого способа трудностей — сварка двух труб, образование так называемых „штанов“ — уже преодолена, и нужно надеяться, что в скором времени элементы будут изготавливаться исключительно этим способом.

Способ производства заключается в следующем:<sup>1</sup>

1) свариваемые концы труб скрепляются зажимами и нагреваются в печи;

2) после нагрева они разрезаются в штампах ко-



Фиг. 93. Последовательность образования колпачка элемента Элеско кузнечным способом.

вочной машины и свариваются; получаются так называемые „штаны“;

3) после вторичного подогрева трубы подсаживаются при помощи бойков механического молотка;

4) операция заварки концов трубы производится на специальном станке в штампах; на конце колпачка образуется хвостовик, как избыток металла; во время этой операции конец колпачка утолщается до требуемых размеров;

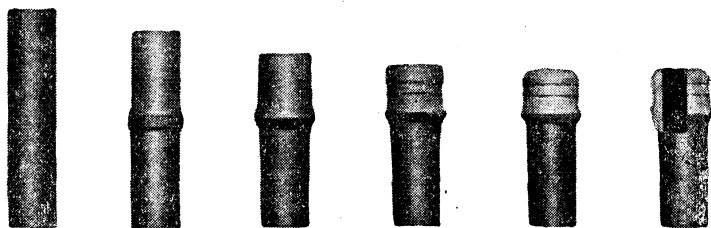
5) отрезается хвостовик;

6) места сварки колпачка уплотняются пневматическим молотком;

7) колпачок сплющивается, и ему придается окончательная форма.

Последовательность изготовления указана на фиг. 93.

По этому же способу производится соединение концов труб при переходе из одной жаровой трубы в другую.



Фиг. 94. Последовательность образования шаровой головки элемента Элеско кузнечным способом.

Шаровая головка изготавливается также кузнечным способом. Последовательность изготовления указана на фиг. 94.

После образования головки трубу загибают по требуемым размерам и приступают к обработке головки. Присоединение элемента к подводу производится

<sup>1</sup> Более подробно см. 1) Миловидов. Производство элементов перегревателей системы Шмидта, Берлин 1925; 2) „Подвижной состав“ 1932, № 4, стр. 31.

следующим образом: образование колпачков для присоединяемых концов заканчивается на третьей операции, т. е. на обсадке; после этого колпачок сплющивается, а так как диаметр конца был доведен до диаметра подвода, то конец остается круглым; к подготовленному таким образом концу элемента подвод приваривается автогеном. На этом заканчивается изготовление элемента.

#### **МЕЛКОТРУБНЫЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕГРЕВАТЕЛЬ СИСТЕМЫ С. С. И С. М. ЧУСОВЫХ**

На втором паровозе ФД был впервые установлен мелкотрубный цепной перегреватель новой конструкции Чусовых.

Пароперегреватель размещен в жаровых трубах диаметром 88/95 мм (фиг. 96).

Перегревательные трубки взяты двух размеров. В каждой жаровой трубе размещены 3 трубки: две — диаметром 16/23 мм и одна — 23/30 мм.

Схема тока пара следующая: пар из камеры насыщенного пара направляется в паросборные трубы, откуда идет в подводы элементов.

Элементы трех типов: первого — для средних рядов жаровых труб — размещаются в 9 жаровых трубах; второго — для крайних труб — в 6 жаровых трубах; третьего — для верхних труб — в 2 жаровых трубах.

Поступив в подводы элементов первого и второго типов, пар идет параллельно по среднему, верхнему и нижнему рядам.

Каждый из подводов перед жаровой трубой раздваивается; первый ход в жаровой трубе — противоточный — происходит по двум трубкам диаметром 16/23 мм; обратный ход — параллельный — совершается по одной трубке диаметром 24/30 мм.

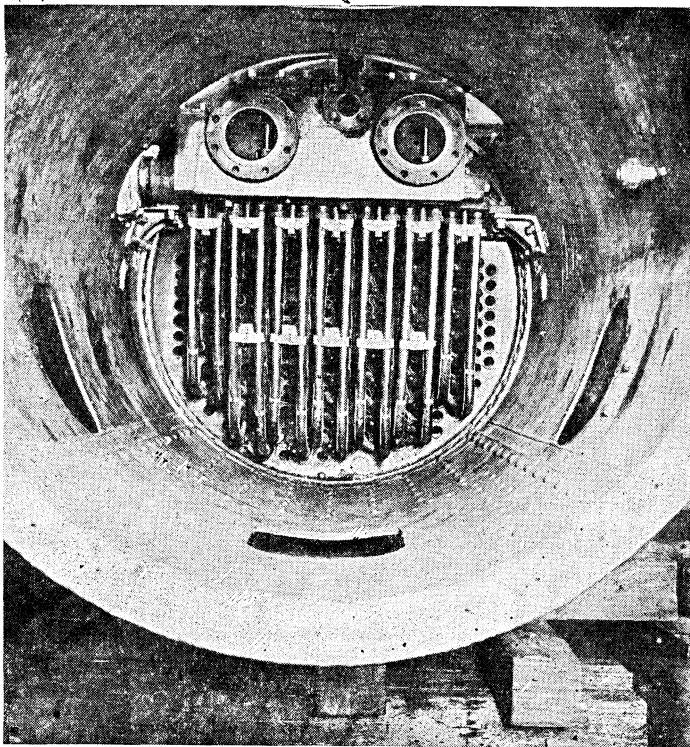
По выходе из первой трубы пар направляется во вторую и затем в третью жаровую трубу таким же образом.

По выходе из трех труб, расположенных по вертикали, пар подводится к подводу, присоединяемому к паросборной трубе перегретого пара.

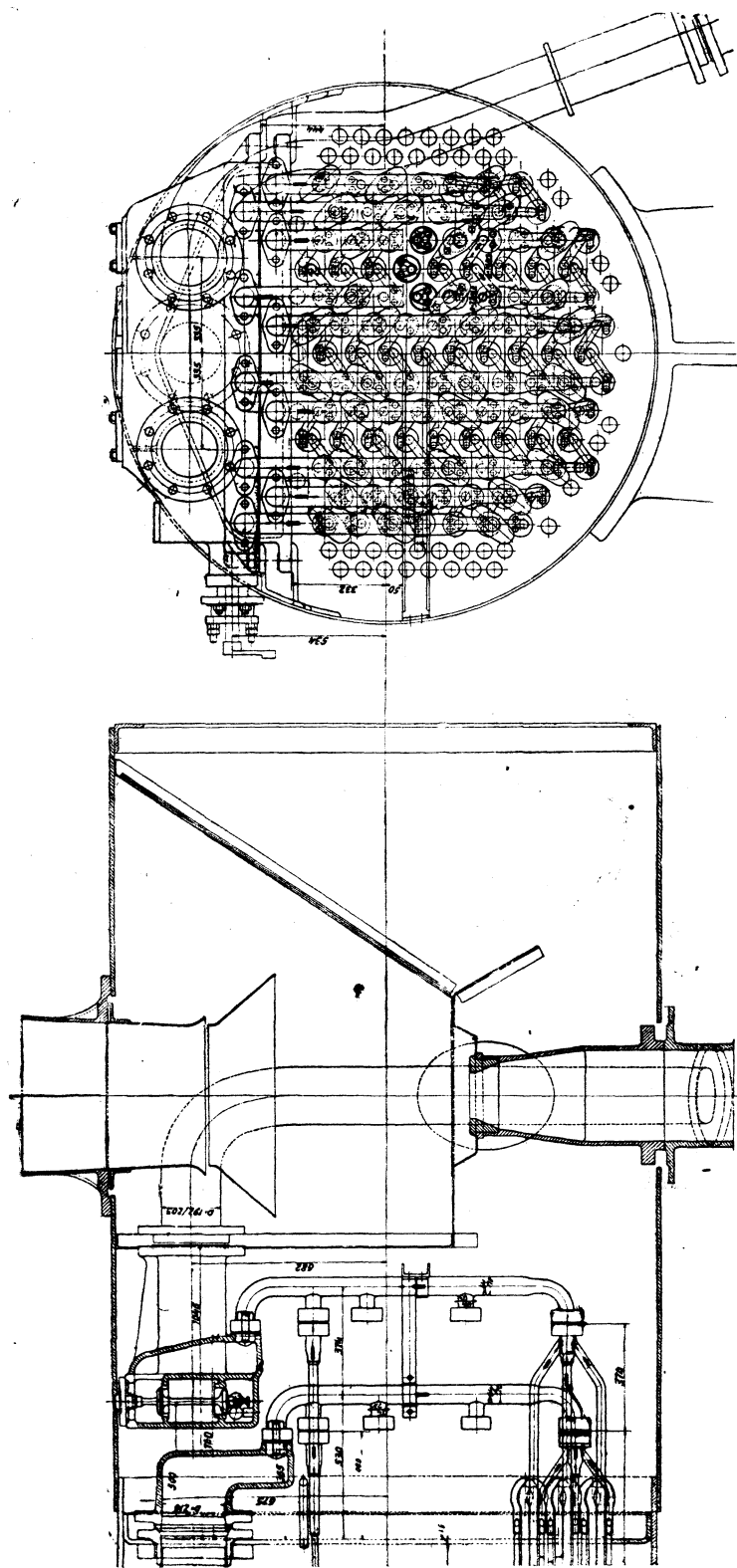
По такой же схеме осуществлен ток пара элементов второго типа.

Таким образом, элементы первого типа являются трехоборотными или шестиходовыми, а элементы второго типа — двухоборотными.

Разбивка жаровых труб осуществлена без изменения размеров котла и топки.



Фиг. 95. Вид на перегреватель с дымовой камеры.



Фиг. 96. Общее расположение пароперегревателя С. С. и С. М. Чусовых.

В таблице 42 даны некоторые данные для сравнения перегревателя Чусовых и Элеско Е. Мы видим, что в перегревателе Чусовых надо ожидать по сравнению с перегревателем Элеско Е. большего мятия пара, а следовательно и падения давления. Прогорание элементов здесь усугубляется наличием труб в 16/23 мм, уменьшенных даже по сравнению с прежним патентом, где они взяты 18/24 мм. Рассматривая этот диаметр со стороны стандартизации, необходимо отметить недопустимость введения двух размеров труб, отличающихся на 2 мм по внутреннему и на 1 мм по наружному диаметру. Кроме того постановка и выемка элемента весом в 300 кг, входящего в девять жаровых труб, является очень тяжелой операцией.

Затруднения весового характера можно, конечно, преодолеть, располагая элемент не в 9 жаровых трубах, а в 6; более серьезные возражения относятся к трубам в

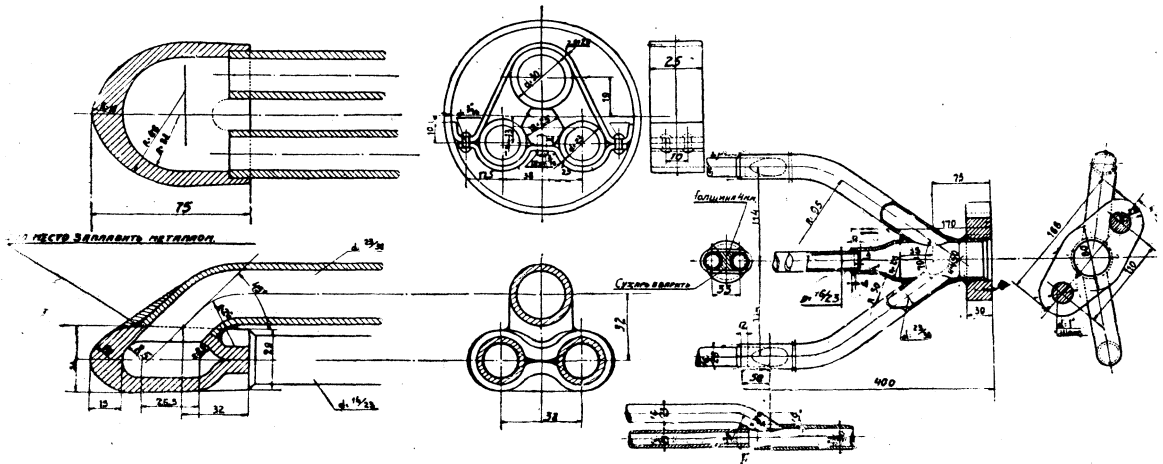


Характеристика мелкотрубного перегревателя сист. С. М. и С. С. Чусовых

Тип перегревателя	Поверхность нагрева испаряющая м <sup>2</sup>	Поверхность нагрева перегревателя <sup>1</sup> м <sup>2</sup>	Газовый проход м <sup>2</sup>	Площадь прохода пара м <sup>2</sup>
Элеско Е . . . . .	295,16	138	0,600	0,0234
Чусов (мелкотрубный)	281,7	149	0,607	0,0169
Увеличение или уменьшение в % по отношению к Элеско Е.	—4,9	+8,0	0	—42,5

16/23 мм вследствие их прогорания и способности быстро зарастать накипью.

Термического эффекта от данного перегревателя надо ожидать большего, чем от типа Элеско Е.<sup>2</sup>



Фиг. 97. Детали пароперегревателя С. С. и С. М. Чусовых.

Конструктивное осуществление коробки, присоединение элементов, общее расположение их в дымовой камере показаны на фиг. 96.

Перегревательная коробка при этом перегревателе почти такая же, как на первом паровозе ФД (см. ниже). Конструктивно она осуществлена так: средняя часть, служившая для присоединения элементов, уничтожена, и камеры насыщен-

<sup>1</sup> Без учета концов элементов в дымовой камере.

<sup>2</sup> По имеющимся у нас сведениям от машинистов депо Красный Лиман Южных ж. д., работавших как на первом, так и на втором паровозах ФД, на втором паровозе перегрев получался более высокий. Однако, по указаниям тех же лиц, второй паровоз „везет хуже“, что безусловно является следствием весьма малого парового прохода. Надо думать, что это будет одной из самых веских причин отказа от данного типа перегревателя. Следует пожалеть, что второй паровоз ФД не прошел через опыты I и II циклов.

ного и перегретого пара выполнены отдельными. Патрубки для присоединения парорабочих труб удлинены, подвод перегретого пара сделан спереди. Клапанная коробка в точности такая же, как на первом паровозе ФД. Присоединение элементов к паросборным трубам осуществлено на медных прокладных кольцах. Соединение концов элемента производится при помощи колпачков, в которые вварены трубки (фиг. 97). Отдельные секции элементов соединяются при помощи тройника, к которому приварен фланец. Все элементы выполнены сварными.

Так как везде осуществлен принцип противотока по двум трубкам, то соединение трубки в 24/30 мм при выходе из жаровой трубы с двумя трубками в 16/23 мм осуществляется при помощи отдельного колена, одинакового для всех элементов. Поэтому в одной жаровой трубе две трубки идут сверху, а третья снизу, а в рядом стоящей — наоборот.

## **ВНУТРЕННИЙ ПАРОПРОВОД**

Прохождение рабочего пара в паровозе ФД осуществляется следующим образом. Пар поступает в сухопарник, проходит паросушитель, главный запорный вентиль и, следуя по соединительной трубе, попадает в камеру насыщенного пара коллектора. Пройдя через элементы и возвратившись в коллектор, пар через регуляторные клапаны идет в парорабочие трубы и оттуда в цилиндры. Такая схема прохождения пара отличается от обычно принятой главным образом расположением регулятора после перегревателя.

Имеющееся на абсолютном большинстве наших старых паровозов регуляторное устройство в сухопарнике отличается рядом недостатков.

Прежде всего при управлении паровозом послушность его, т. е. быстрота реагирования на открытие и закрытие регулятора, в большой мере зависит от объема той части паропровода, которая расположена после регуляторного клапана, т. е. объема головки регулятора, регуляторной трубки перегревателя, коллектора и парорабочих труб.

Вторым и, пожалуй, самым серьезным недостатком такого устройства является возможность весьма опасного разгона паровоза в случае бросания воды. При регуляторе, расположенном до перегревателя, вода, попавшая в регуляторную трубу, испаряется в перегревателе, и тогда получаемый пар должен быть переработан машиной. Закрытие такого регулятора после „броска“ воды уже не достигает цели, и остановка паровоза от разгона может быть произведена только контр-паром или тормозом. Всем известны случаи когда при бросании воды в депо или на поворотном круге выбивались ворота депо, происходили сходы с рельсов, наезды на стены и т. п. Склонность к бросанию воды вообще зависит от объема паропровода, расположенного после регулятора. При регуляторе, расположенном до перегревателя, этот объем больше, чем у такого же паровоза с регулятором, расположенным после перегревателя.

Третий недостаток внутреннего регулятора заключается в том, что в момент открытия его, при слабом огне в топке, в цилиндры паровоза попадает влажный пар, так как, проходя сразу в большом количестве через сравнительно холодные элементы, пар не может осушиться.

Существует мнение, что при помещении регулятора после перегревателя элементы, благодаря наличию в них пара, служат более продолжительное время, так как при езде с закрытым регулятором этот пар якобы их охлаждает. Это объяснение верно лишь в том случае, когда во время езды с закрытым регулятором происходит отбор перегретого пара для каких-либо целей, например для служебных нужд.<sup>1</sup> При отсутствии же такого отбора, пар, стоящий в элементах повидимому неподвижно, вряд ли может оказать существенное влияние на охлаждение элементов и предохранить их от обгорания. Скорее уже можно предположить, что такой регулятор способствует меньшему бросанию воды и поэтому в элементах не так быстро и не в таком количестве скопляется накипь, являющаяся самой серьезной причиной их перегорания и лопания.

Качества наружного регулятора, т. е. регулятора, помещенного после перегревателя, являются весьма ценными, чем и объясняется широкое распространение таких регуляторов в настоящее время и в США и в Зап. Европе.

Наружный регулятор осуществляется в виде клапана, помещенного в камере перегретого пара перегревательной коробки.

Для осмотра коллектора, клапанов наружного регулятора и привода в сухопарнике обычно ставится добавочный клапан. На паровозе ФД вместо внутреннего регулятора, имеющего привод в будку машиниста, как это сделано, например, на паровозе М, поставлен запорный клапан-вентиль, запирающийся непосредственно с площадки у сухопарника. В приводе из будки нет необходимости, так как клапан-вентиль запирается только для ремонтов и в аварийных случаях, в обычных же условиях должен быть всегда открыт. Сомнения в необходимости постановки такого запорного клапана в колпаке при наличии наружного регулятора отпали после случаев заедания клапанов и невозможности прекратить доступ пара в машину путем закрытия рабочего регулятора.

#### **ПЕРВЫЙ ВАРИАНТ ЗАПОРНОГО КЛАПАНА**

В первом варианте, принятом на первых двух паровозах, ось клапана была отодвинута на 195 мм вперед от оси сухопарника.

Хотя размер этот был максимально возможным для размещения паросушителя, но даже при этом размере вертикальная передняя кромка колена почти упиралась в переднюю часть выреза в котле под колпаком. Передвижка колена клапана вперед вызывалась желанием дать доступ в котел не только через лаз на третьем барабане, но и через сухопарник. При таком расположении имелся еще доступ в котел через полукруглое отверстие в задней части выреза под сухопарником. Вырез внутри был усилен накладкой; головки передних заклепок пришлось делать потайными, так как они попадали под переднюю часть отбуртовки сухопарника.

Конструкция запорного клапана не представляет собой ничего особого и отличается от общепринятой конструкции регулятора Цара только тем, что в нижней части вместо направляющих хвостов имеются два направляющих кольца; назначение их, помимо направления клапана, — не допускать, при

---

<sup>1</sup> На первом паровозе ФД такого отбора не было, на паровозах второго заказа отбор перегретого пара для служебных нужд осуществлен.

закрытии его, прохода пара в паропровод и перегреватель. Другой особенностью клапана является отсутствие в нем отверстий для прохода пара при открытии малого клапана; в данном случае малый клапан служит лишь для разгрузки большого клапана.

Необходимость такой разгрузки определяется следующим подсчетом.

При диаметре притирочного кольца клапана в 250 мм и диаметре проходного сечения клапана (в свету) в 240 мм, нагрузка на неразгруженный клапан:

$$\frac{3,14 \cdot 25^3}{4} \cdot 15 = 7350 \text{ кг};$$

нагрузка на разгруженный клапан:

$$\frac{3,14}{4} (25^3 - 24^3) 15 = 585 \text{ кг.}$$

Результат этого подсчета показывает на необходимость устройства специальной винтовой передачи от маховика для открывания клапана, даже при его разгруженности.

Сечения клапана подобраны в предположении, что скорость пара в пароподводящей к регуляторной коробке трубе  $w = 15$  м/сек.

Сечения подсчитываем, предполагая, что испаряющая поверхность нагрева  $H_{исп} \approx 300 \text{ м}^2$ , форсировка  $z_k = 50 \text{ кг/м}^2\text{час}$ , удельный объем пара при 16 ата и влажности 5%

$$v_x = x v_s = 0,95 \cdot 0,1272 = 0,122 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Для скорости  $w = 15$  м/сек потребную площадь получаем из уравнения непрерывности

$$F w = G v_x.$$

$$F = \frac{G v_x}{w} = \frac{50 \cdot 300 \cdot 0,122}{3600 \cdot 15} = 0,034 \text{ м}^2.$$

Величина найденной площади для  $w = 15$  м/сек хорошо согласуется со стандартами ALCO, приводимыми в таблице 43.

ТАБЛИЦА 43

Стандарт ALCO для регуляторных труб

Диаметр цилиндра мм	Внутренний диаметр регуляторной трубы мм	Внутренний диаметр парорабочей трубы мм
545 — 635	190	165
648 — 736	215	190
762 и больше	241	215

Таким образом диаметр регуляторной трубы был принят равным 216 мм.

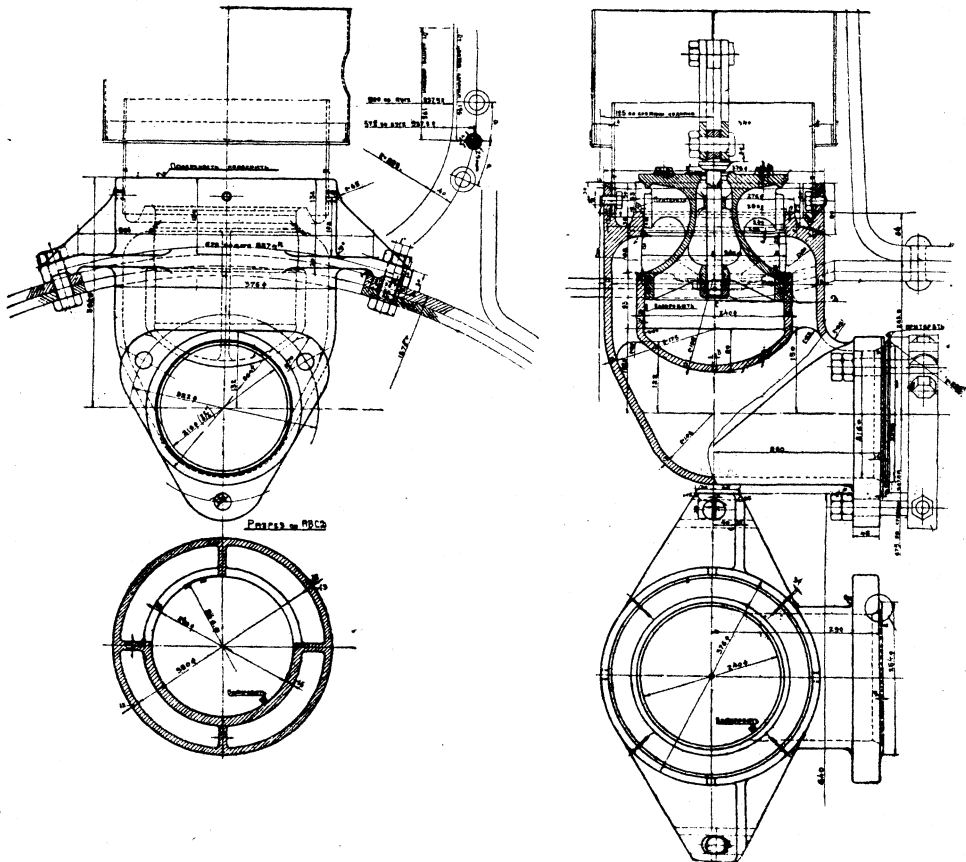
Остальные сечения были подобраны по сечению пароподводящей трубы. Эти величины сведены в таблицу 44.

Сечения клапанов у паровозов ФД, С<sup>У</sup> и Т<sup>А</sup>

Тип паровоза	Площадь прохода клапана $F_{кл}$ см <sup>2</sup>	Кольцевое сечение при подводе пара к клапану $F_1$ см <sup>2</sup>	Кольцевое сечение колена внизу клапана $F_2$ см <sup>2</sup>	Сечение трубы $F_{тр}$ см <sup>2</sup>	$F_1/F_{тр}$	$F_{кл}/F_{тр}$	$F_2/F_{тр}$
ФД.....	373	384	341	366	1,05	1,018	0,935
С <sup>У</sup> .....	121	—	138	154	—	0,785	0,895
Т <sup>А</sup> .....	453	460	490	356	1,29	1,27	1,38

Из таблицы видно, что в проектном паровозе сечения внутреннего паропровода подобраны более равномерно, чем, например, в паровозе С<sup>У</sup>.

Конструкция клапана видна из фиг. 98.

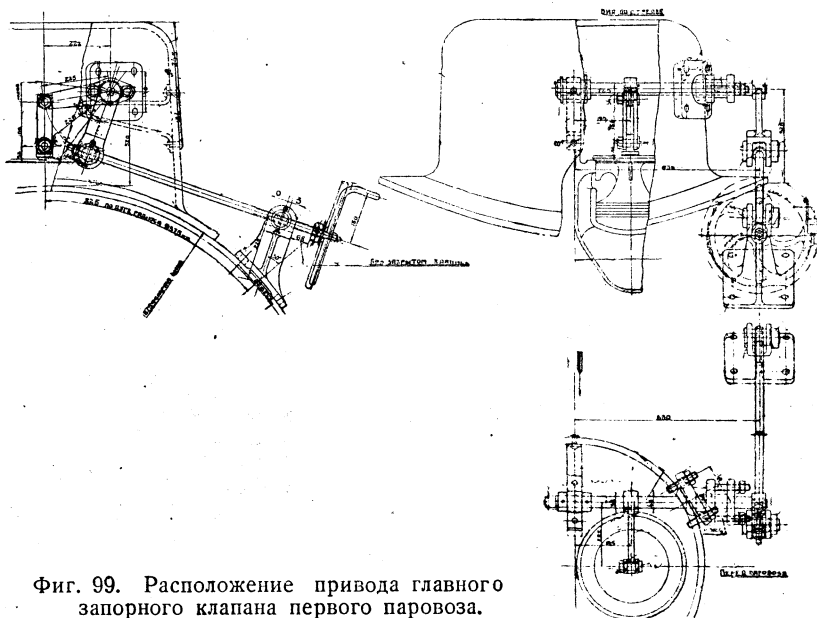


Фиг. 98. Главный запорный клапан первого паровоза.

При расположении привода запорного клапана (фиг. 99) мы преследовали следующие цели: 1) чтобы маховик привода выходил на левую сторону паровоза, 2) чтобы ось, на которую насажен маховик, для удобства его вращения с площадки находилась в плоскости перпендикулярной к продольной оси паровоза

и 3) чтобы шарниры рычагов, передающие движение маховика, были вынесены наружу.

В рассматриваемом случае последнее требование наряду с необходимостью выемки клапана кверху для осмотра без разборки вала привело к отнесению внутреннего продольного вала параллельно продольной оси паровоза на 222 мм. Такое расположение вала потребовало закрепления заднего конца его в специальной опоре на кронштейне внутри колпака, а с другой стороны — привело к тому, что ось вала получилась неперпендикулярной к притирочной поверхности фланца сальника вала. Угол между осью симметрии притирочной поверхности и осью вала составляет  $30^\circ$ , а это приводит в свою очередь к увеличению диаметра отверстия в колпаке со скосами под притирку. В описываемом случае, при диаметре вала в 40 мм, диаметр этого отверстия получился равным



Фиг. 99. Расположение привода главного запорного клапана первого паровоза.

385 мм. Постановка же чечевичных колец, помимо усложнения конструкции сальника, привела бы к еще большей ее несимметричности.

Весь привод был бы более легким, если бы ось маховика была выведена вдоль оси паровоза. Однако это создало бы неудобства при открытии клапана с площадки.

Рычаг для подъема клапана внутри колпака насажен на продольном валу наглухо. Снаружи, на конце вала, имеется другой рычаг, соединяющийся шарнирно с поперечным валом, опертый о наружную стойку. Левая ленточная резьба этого вала ввертывается в гайку, могущую несколько поворачиваться в опорах стойки. Левая резьба принята здесь из стремления сохранить привычное направление вращения маховика против стрелки часов при открытии клапана.

Исходя из того, что усилие для подъема клапана равно 585 кг, ленточная резьба имеет 5 ниток на 1", наружный диаметр резьбы равен 30 мм, диаметр маховика равен 340 мм, и принимая, что коэффициент трения равен 0,2, найдем, что усилие на маховике для открывания клапана должно равняться 11,5 кг.

## ПАРОСУШИТЕЛЬ

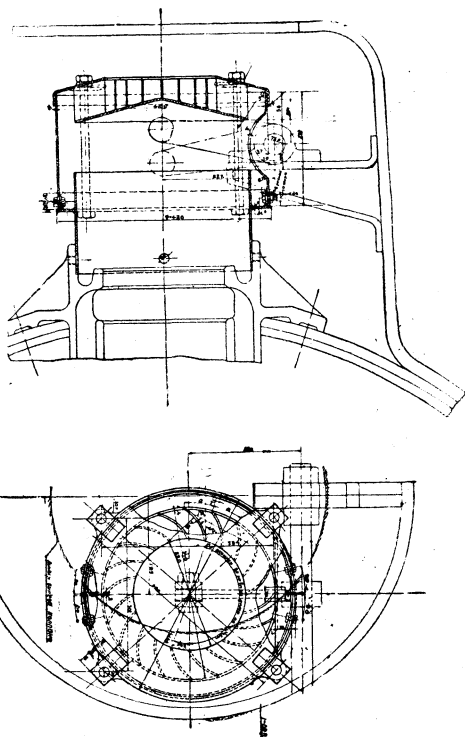
В первых двух паровозах ФД поставлен паросушитель поворотного типа (турбосепаратор). В нем струя пара поступает из середины сверху и, стремясь двигаться по радиальному направлению, поворачивается лопатками. Вследствие возникновения при этом центробежной силы вода отжимается к кривой поверхности лопатки и, по проходе лопатки, отбрасывается к стенкам. Боковая поверхность кольцевого зазора снаружи турбосепаратора продлена вниз для стока отделившейся воды обратно в котел. Сток производится через 8 отверстий диаметром в 6 мм.

Вопрос о форме, размерах, количестве этих отверстий и методе вывода воды из турбосепаратора должен явиться предметом специальных экспериментальных исследований, так как здесь, как и во всех прочих конструкциях паросепараторов, вода, отделившаяся от пара и стекающая обратно в котел, независимо от формы отверстий встречает на своем пути поднимающийся вверх при открытом регуляторе столб пара и увлажняет его.

Естественно, что ко всякому турбосепаратору предъявляется требование о минимальном дросселировании проходящего через него пара. В описываемой конструкции это требование удовлетворяется подбором широких сечений во всех местах прохода пара. По принципу работы сепарирующего устройства подбор сечений диктуется сохранением постоянства площадей прохода в лопатках. Ряд произведенных при конструировании проб заставил остановиться на угле входа в  $22^\circ$  и угле выхода в  $32^\circ$ . При этой комбинации углов нормальное по отношению к лопатке сечение струи, а следовательно и скорость и давление (без учета трения в лопатке), по длине дуги лопатки не меняются.

Конструктивное оформление первого варианта паросушителя (фиг. 100) заключается в следующем. В корпус главного запорного клапана вставляется труба, к ней приваривается кольцевая площадка, на которой и устанавливается наружная обечайка сепаратора. С вынесением центра запорного клапана вперед от центра сухопарника на 195 мм вся конструкция паросушителя, приближаясь к стенкам сухопарника, затрудняет постановку и выемку сепаратора и особенно двух передних болтов, связывающих сепаратор с дном обечайки.

Самый сепаратор, состоящий из конической верхней крышки с центральным отверстием для входа пара, приваренных к ней лопаток и конического дна, также приваренного к лопаткам, целиком надевается на пароподводящую трубу главного клапана. Конструкция продольного вала с надетым на него

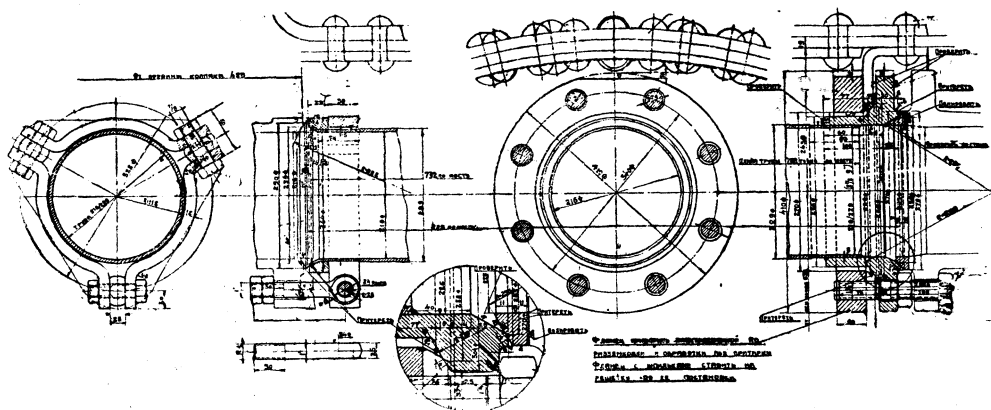


Фиг. 100. Паросушитель первого паровоза.

рычагом от привода клапана привела к местному вмятию боковой цилиндрической поверхности сепаратора и заставила выполнить ее из двух частей с разъемом против рычага. Это заметно усложнило всю конструкцию.

Высота всего устройства вследствие близости к стенкам и крышке сухопарника выбрана так, чтобы могли разместиться четыре болта, притягивающие сепаратор к трубе, и чтобы была создана возможность доступа к ним и к гайкам.

Пар выводится в перегревательную коробку через внутреннюю пароподводящую (регуляторную) трубу. Внутреннее расположение этой трубы по сравнению с наружными паропроводами представляет ряд преимуществ. Прежде всего труба более компактна, имеет меньший вес и, не подвергаясь внешнему охлаждению, как это бывает в наружных паропроводах, не дает тепловых потерь. Кроме того, при внутреннем расположении получается только одна притирочная поверхность в передней решетке, в то время как при наружном расположении таких поверхностей две: первая — на колпаке, а вторая — на перегревательной коробке. Затем, при выбранной конструкции перегревательной



Фиг. 101. Регуляторная труба.

коробки с верхним завертыванием гаек элементов, подвод пара сверху, как это бывает при наружном трубопроводе, был бы нецелесообразен, так как потребовал бы сильного выдвижения вперед перегревательной коробки.

Соединение трубы с главным запорным клапаном (фиг. 101) выполнено на притирочном кольце. Фланец на колене регулятора глухой, а на трубе состоит из трех отдельных частей. Конструкция эта обычна для внутреннего паропровода наших старых паровозов. Фланцы запорного клапана и регуляторной трубы стягиваются тремя болтами. Притирка, имеющаяся в этом месте, не играет существенной роли; неплотность соединения может вызвать лишь добавление влажного пара из котла к пару, проходящему по трубе и уже подсушенному в паросепараторе, так как расположение трубы настолько высоко, что она всегда выше верхнего уровня воды даже при езде по уклонам. Было бы желательно отнести трубу еще далее кверху, но сделать это не позволяет наличие внутреннего фланца на передней решетке; в нашем случае он сделан сверху подрезанным, чтобы он не задевал за выступающие головки заклепок внутренней накладки продольного шва первого барабана котла.

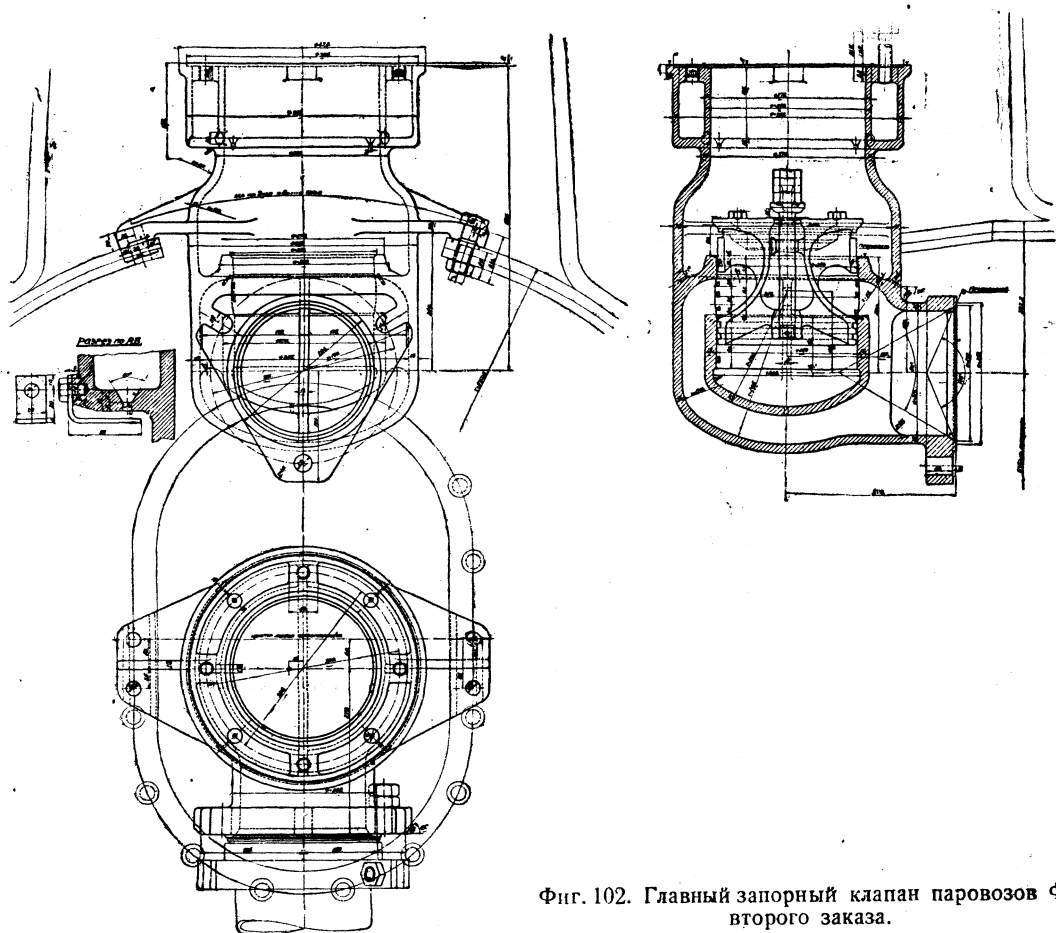
При внутреннем паропроводе в обычной конструкции фланцев передней



решетки имеются две притирочные поверхности — в передней решетке и у перегревательной коробки, или у тройника паровыходящей трубы, между которыми вставляется чечевичное притирочное кольцо; нажимной фланец притягивается к передней решетке гайками на шпильках. Недочетом такой конструкции является ослабление и расстройство обеих притирочных поверхностей при отвертывании гайки для снятия наружного фланца. В конструкции, принятой на паровозе ФД, этот недостаток устранен тем, что притирочные поверхности разобщены, и при снятии со шпилек перегревательной коробки притертый к решетке и приваренный к внутренней паровой трубе фланец остается притянутым задним рядом гаек на шпильках.

## ВТОРОЙ ВАРИАНТ ЗАПОРНОГО КЛАПАНА

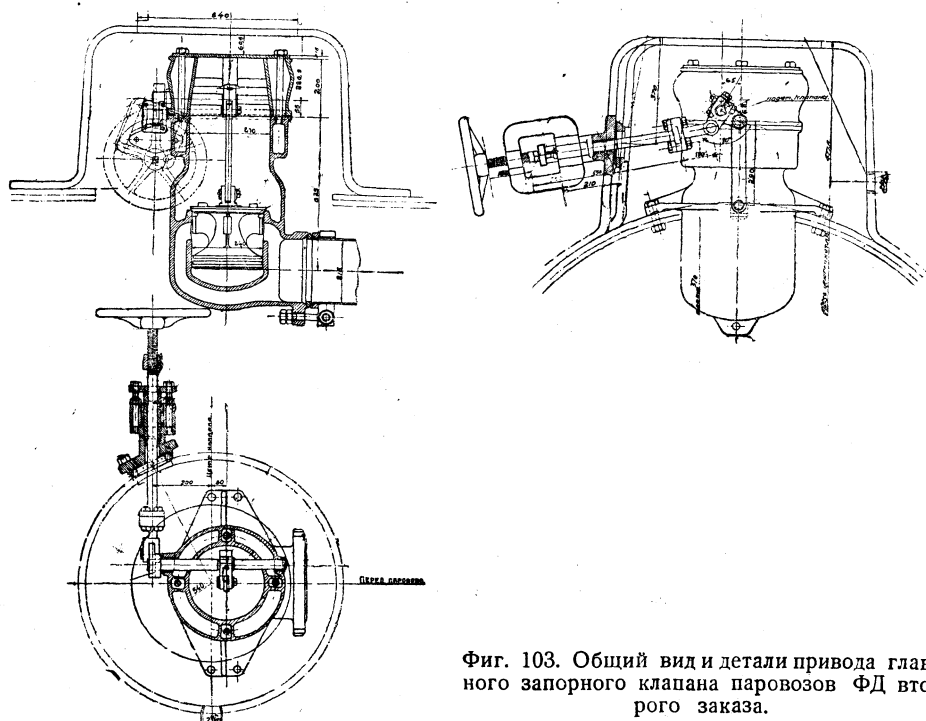
Конструкция внутреннего паропровода для паровозов ФД второго заказа претерпела небольшие изменения. Собственно запорный клапан (фиг. 102)



Фиг. 102. Главный запорный клапан паровозов ФД второго заказа.

остался без изменения. Колено его корпуса изменилось — вместо отдельной трубы, подводящей пар от сепаратора к клапану, все колено от внутреннего паропровода и до сепаратора выполнено в виде одной чугунной отливки, в которой клапан несколько опущен.

Конструкция привода (фиг. 103) также изменилась. Шарниры приводного механизма находятся внутри колпака, что сделало всю конструкцию более компактной. Кинематическая связь осуществлена в виде шаровой пяты шпинделя маховика, около которой поворот рычага, идущего к клапану, равно-



Фиг. 103. Общий вид и детали привода главного запорного клапана паровозов ФД второго заказа.

значен повороту валика наружной стойки первого варианта. Принцип вынесения маховика на левую сторону с осью вращения, перпендикулярной оси паровоза, соблюден и здесь. Оставлена также и левая резьба.

#### ВАРИАНТЫ ПАРОСУШИТЕЛЯ

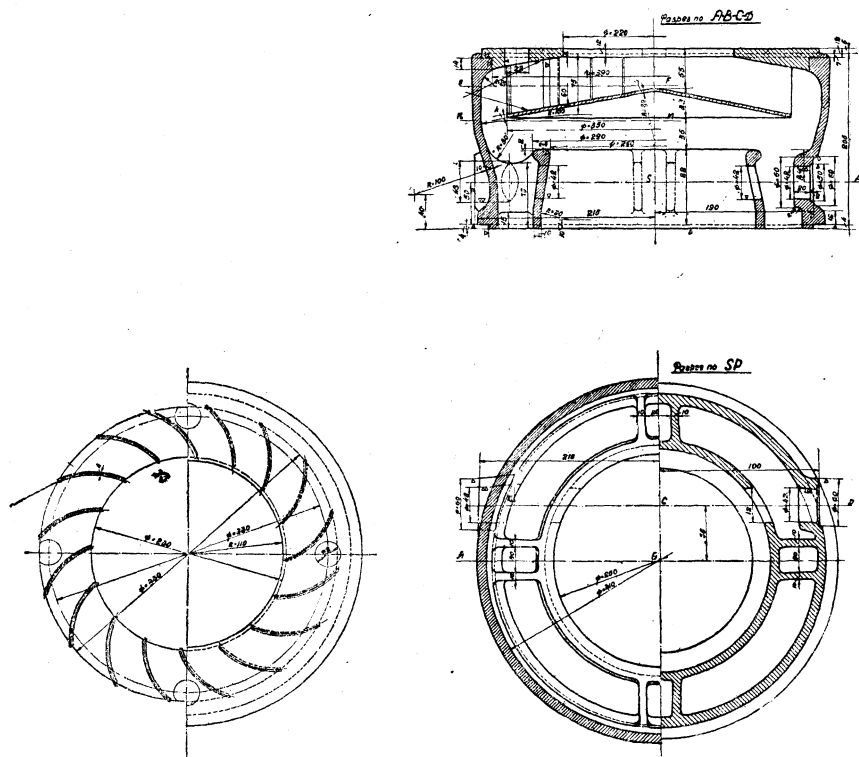
Конструкция паросушителя для паровозов ФД второго заказа также изменилась (фиг. 104). Боковые стенки выполнены литыми. Выполнение лопаток осталось прежним. Они вырезаются из листа, сгибаются по заданному радиусу и привариваются к предварительно обточенной стальной крышке и днищу. Углы и сечения—такие же, как в первом варианте. Боковые карманы для стока воды увеличены.

В качестве варианта (фиг. 105) предусмотрена постановка поворотного захватывающего сепаратора. В этой конструкции пар входит в наружное кольцо, ударяется о конический зонт, после чего, повернувшись примерно на  $180^\circ$ , входит в среднюю часть пароподводящей к клапану трубы. Вода, отбиваясь при ударе о зонт, стекает в наружные кольцевые карманы, как это имеет место в турбосепараторе, откуда удаляется через специальные отверстия.

## РЕГУЛЯТОР И ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНАЯ КОРОБКА

Большинство паровозов СССР, работающих перегретым паром, снабжено регуляторами системы Цара. Сечения их подобраны так, что скорости пара при максимальных форсировках колеблются в пределах от 20 до 30 м/сек.

При таких скоростях сечения регулятора и регулярной трубы составляют 0,5—0,8 от сечения элементов. Для паровоза ФД при скорости пара в регуляторе, равной 30 м/сек, необходимое сечение регулятора при  $z_m = 50$  кг/м<sup>2</sup>час будет 255 см<sup>2</sup>.



Фиг. 104. Паросушитель паровозов ФД второго заказа.

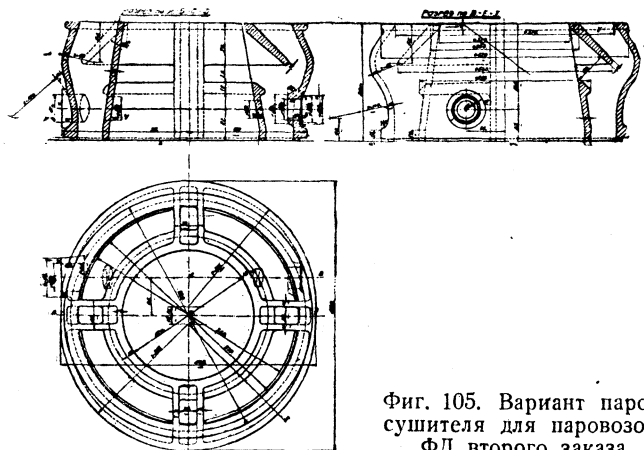
Если остановиться на регуляторе системы Цара, то для получения  $F = 225$  см<sup>2</sup> диаметр клапана должен быть равным 190/200 мм (диаметр отверстия и диаметр притирки). Давление пара на клапан при этом должно быть равно 460 кг.

При возможном ходе ручки в 600 мм (см. регуляторный механизм) усилие на ручке при подъеме большого клапана должно было бы равняться 38 кг, что, конечно, недопустимо. Это указывает на то, что для паровозов с мощностями такого порядка, как у ФД и выше, регуляторы системы Цара уже неприменимы. Уменьшить же усилие на ручке за счет уменьшения диаметра клапана, т. е. за счет повышения скоростей пара, нецелесообразно вследствие увеличения при этом мятая.

Это заставило нас пойти по пути, принятому в паровозостроении Америки, т. е. остановиться на многоклапанном регуляторе. При этом регуляторе максимальное усилие на ручке в 20—25 кг получается в момент открытия малого

клапана, служащего для разгрузки рабочих клапанов. При открытии рабочих клапанов усилие на ручке равно всего 10—15 кг, почему управлять регулятором весьма легко и удобно.

Кроме того эта система дает возможность получить компактную отливку за одно целое с перегревательной коробкой, а также благодаря наличию клапанов малого диаметра (90—120 мм) позволяет уменьшить их колебание, вызываемое влиянием высокой температуры. Последнее особенно важно при регу-



Фиг. 105. Вариант паросушителя для паровозов ФД второго заказа.

ляторе, помещенном за перегревателем, когда при закрытом регуляторе мы имеем с одной стороны клапанов перегретый пар, а с другой — полость, сообщенную с цилиндрами.

#### ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛЬНАЯ КОРОБКА

Пароперегревательная коробка (фиг. 106) в виду ее сложности отлита из чугуна (ЧЛ2). Она делится на три части: камеру насыщенного пара, распределительную камеру и регуляторную камеру. Каналы

насыщенного и перегретого пара разобщены воздушными зазорами. Между этими зазорами проходят болты, соединяющие концы элементов с коробкой. К камере насыщенного пара прилит канал с фланцем, которым коробка соединяется с паровой трубой, идущей от сухопарника. Пар из колпака, поступив в камеру насыщенного пара, расходится по распределительным каналам, из них по трубам элементов возвращается в каналы перегретого пара, а оттуда в регуляторную камеру, в пространство над клапанами.

В регуляторной камере имеется одно отверстие для разгрузочного и четыре для впускных клапанов. Она разделяется на три камеры, из которых нижняя — разгрузочная — служит для разгрузки клапанов и размещения вала, средняя — соединительная — при открытии клапанов сообщается при помощи труб с цилиндрами, и верхняя — клапанная — служит для перегретого пара. Соединительная (средняя) камера имеет два отверстия с фланцами для паровых труб, клапанная — отверстие для забора пара на служебные нужды и прилив для пирометра. На камере насыщенного пара сделаны два прилива для подвода пара к паровоздушным клапанам.

Для вытаскивания и осмотра клапанов над каждым из них имеются отверстия, через которые производится также и запрессовка втулок.

Принятую толщину литья коробки в 18 мм при наличии плоских стенок надо считать минимальной для данной конфигурации коробки и ее размеров.

Впоследствии вертикальную стенку камеры насыщенного пара пришлось увеличить до 20 мм и укрепить ребрами, так как при гидравлическом испытании на 30 ат, в местах против подводящего патрубка получились трещины.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Лопнувшие стенки имели толщину всего 14—15 мм.

Толщина нижней стенки распределительных каналов насыщенного и перегретого пара, в которой просверлены отверстия для подводов элементов, принята в 30 мм, что вызвано желанием получить в месте крепления шаровых головок элементов более плотное литье без раковин.

Для первого паровоза распределительные каналы приливались к камерам как с одной, так и с другой стороны. Для последующих же паровозов каналы насыщенного пара были отделены от регуляторной камеры. Этим было достигнуто свободное перемещение обеих камер в поперечном направлении, не вызывающее напряжений от температурных деформаций в теле коробки.

Длина патрубка, которым коробка крепится к решетке, определена формой элементов (см. описание перегревателя).

Размеры и конфигурация камеры насыщенного и перегретого пара определены в зависимости от скоростей пара.

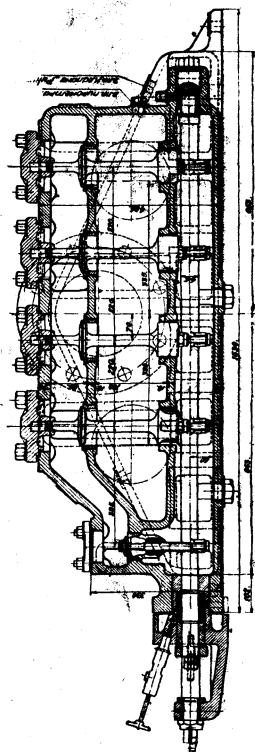
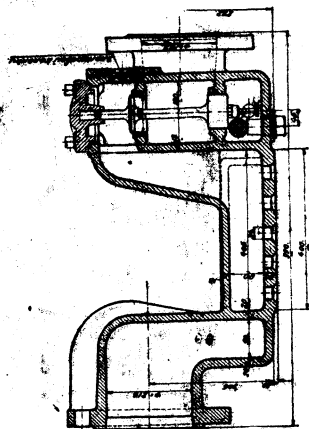
Высота соединительной камеры была получена по диаметру парорабочих труб. Уменьшить высоту соединительной камеры, а следовательно и высоту коробки, можно было бы за счет придания сечению патрубка овальной формы; но это потребовало бы удлинения патрубков фланцев, к которым крепятся парорабочие трубы, что оказалось невозможным по условиям загиба последних.

Размеры разгрузочной камеры определялись из условий вытаскивания и размещения вала. Чтобы вал при вытаскивании клапанов поворачивался на больший угол, в направлениях разгрузочных дисков клапанов сделаны углубления наподобие ниш.

Расстояние между рядами элементов по ширине коробки взято по опорам перегревательных труб (см. описание перегревателя). Ширина регуляторной камеры определена в основном диаметром клапанов. Эти два размера в результате определили общую ширину всей коробки.

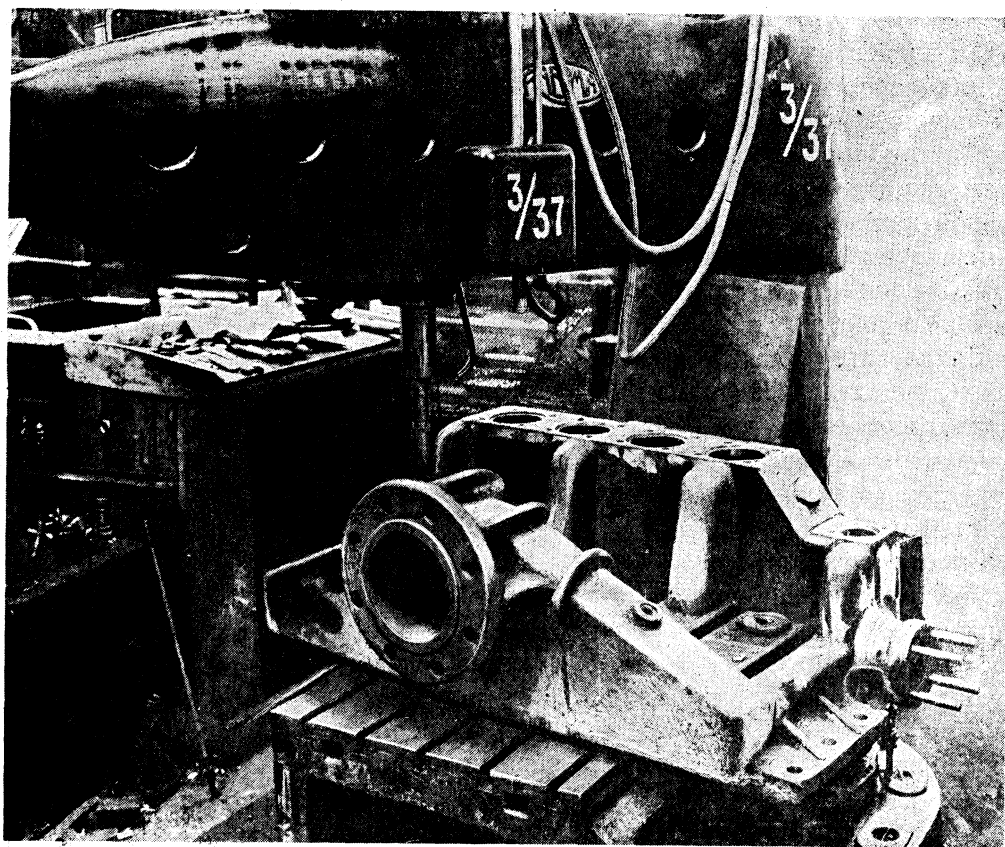
Для прохода болтов через перегревательную коробку используются зазоры между каналами насыщенного и перегретого пара. Размер зазора в 36 мм гарантирует даже без обработки стенок свободное положение в нем крепящего болта диаметром в  $1\frac{1}{8}$ " не только при центральном положении, но и при перекосе, могущем произойти вследствие расположения опоры под некоторым углом; последнее же может быть вызвано перекосом концов элемента.

Диаметр сальникового патрубка для свободного вынимания вала из коробки взят в 95 мм.



Фиг. 106. Перегревательная коробка.

Все соединения паровых труб с коробкой сделаны на линзовых чугунных кольцах, при чем в заднем фланце, соединяющем коробку с трубой от колпака,



Фиг. 107. Перегревательная коробка в обработке.

кольца с одной стороны имеют плоскую притирку, дающую при сборке возможность некоторой передвижки центров камеры и трубы. Укреплена коробка на стойках, которые крепятся болтами к дымовой коробке.

#### РЕГУЛЯТОРНЫЕ КЛАПАНЫ

Для наших паровозов сечения регуляторных клапанов по скоростям пара и отношениям к сечениям регуляторной трубы и элементов колеблются в широких пределах. Точно установленных правил в этом отношении нет. Американская практика принимает эти отношения равными единице и больше. По таким соотношениям был запроектирован регулятор для паровоза  $E^{\Phi}$ , но в дальнейшем для  $E^{\Lambda}$  его переделали, так как открывать такой клапан было чрезвычайно трудно.

Американские нормы сечения регулятора А. И. Липец<sup>1</sup> считает ошибочными. Ю. В. Ломоносов на основании испытаний пришел к выводу, что площади регуляторов для существующих паровозов сети СССР чрезмерно увеличены. Опыты показали, что открытие регулятора, равное даже  $\frac{1}{3}$  полного открытия, заметного влияния на расход пара не оказывало.

<sup>1</sup> А. И. Липец. Паровозы Декапод русских каз. ж. д. Нью-Йорк. 1920.

Характеристики регуляторов различных паровозов

Характеристики регулятора	П а р о в о з ы							
	ФД Чусов больше- трубный	ФД Чусов мелко- трубный	ФД Элеско Е	Су Чусов	Э Шмидт	Эу Чусов	Т <sup>А</sup> Элеско Е	Т <sup>Б</sup> Элеско Е
Площадь полного открытия клапанов $F_1$ см <sup>2</sup> . . . . .	249	249	249	119	148	119	461	461
Площадь сечения регуляторных труб $F_{тр}$ см <sup>2</sup> . . . . .	366	366	366	160	154	154	366	366
Площадь перегревателей элементов $F_2$ см <sup>2</sup> . . . . .	380	169	294	244	178	244	446	455
Отношение $F_1 : F_{тр}$ . . . . .	0,70	0,70	0,70	0,745	0,77	0,77	1,26	1,26
Отношение $F_1 : F_2$ . . . . .	0,65	1,47	0,85	0,49	0,83	0,49	1,045	1,012
Скорость пара в конце элементов м/сек . . . . .	20	45,5	25,6	23	33	24	19,4	20,6
Скорость пара в клапанах м/сек <sup>1</sup> . . . . .	31	31	31	33	27	34	19,2	20,4

Необходимо отметить, что выбор сечения по указанным соотношениям, вследствие зависимости этих соотношений от типа и поверхности перегревателя, является верным отнюдь не для всех случаев. Это положение иллюстрирует табл. 45, в которой для паровоза ФД приведены данные соотношения при различных системах перегревателя.

Говоря о сечении регулятора в связи с потерями давления, необходимо отметить преобладающее значение потерь на прямых участках по сравнению с местными сопротивлениями (повороты, сужения клапана и т. д.).

Подсчет влияния скорости пара на падение давления в клапанах производился следующим образом.

Высота сопротивления  $h_r$ , возникающего от потерь на трение при движении жидкости по трубопроводу, имеет выражение:

$$h_r = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{w^2}{2g}.$$

Все местные сопротивления учитываются формулой:

$$h_m = \zeta_m \frac{w^2}{2g}.$$

Обозначим  $\lambda \frac{L}{D}$  через  $\zeta_r$ . При  $L = 1$  м  $\zeta_r$  представляет собой коэффициент сопротивления одного погонного метра. Тогда отношение  $\frac{\zeta_m}{\zeta_r}$  будет соответствовать числу метров прямой трубы, которая дает эквивалентное сопротивление.

$\zeta_m$  для различных конструкций клапанов при диаметрах в пределах от 100 до 120 мм имеет следующие значения:

для тарельчатого клапана без нижней направляющей . . . . .	3,5—3,7
для конического вентиля с плоским дном . . . . .	1,6
„ „ „ с коническим дном . . . . .	3,0.

<sup>1</sup> Скорости даны без учета падения давления и пульсации пара. Для всех паровозов взята форсировка  $z_m = 50$  кг/м<sup>2</sup> час и температура перегрева 350°.

Коэффициент сопротивления  $\zeta_r = \lambda \frac{L}{D}$ , где  $\lambda$ , по Лангу, имеет значение:

$$\lambda = 0,02 + \frac{0,0018}{\sqrt{wD}}.$$

Вследствие незначительного влияния члена  $\frac{0,0018}{\sqrt{wD}}$  на значения  $\lambda$  при скоростях в пределах от 30 до 50 м/сек и диаметрах от 100 до 120 мм, принимаем значение  $\lambda$  равным 0,02.

Тогда для трубы  $L = 1$  м при  $D = 100$  мм,  $\zeta_r = 0,02 \frac{1}{0,1} = 0,2$ .

В отношении сопротивлений клапан регулятора принятой конструкции можно рассматривать как средний между клапаном с коническим и плоским дном, т. е. можно принять  $\zeta_m = 2 - 2,5$ .

При принятых значениях сопротивление в клапане равноценно сопротивлению прямой трубы, имеющей длину, определяемую отношением:

$$\frac{\zeta_m}{\zeta_r} = \frac{2,5}{0,2} \approx 12 \text{ м.}$$

Выразив сопротивление в клапане через сопротивление на прямом участке, можем подсчитать падение давления, создаваемое клапаном при прохождении пара. Падение давления  $\Delta p = \beta \frac{L}{D} \gamma w_1^2$ .

где:  $\beta = \frac{10,55}{10^8}$  (по Эберле);

$L$  — длина в м;

$D$  — диаметр трубопровода в м;

$\gamma$  — удельный вес, в кг/м<sup>3</sup>;

$w_1$  — скорость пара в м/сек;

для  $t_{\text{пе}} = 350^\circ$  и  $p_k = 15$  кг/см<sup>2</sup>  $\gamma = 5,6$  кг/м<sup>3</sup>;

для скорости пара  $w_1 = 30$  м/сек падение давления при проходе через клапан диаметром в 100 мм равно:

$$\Delta p = \frac{10,55 \cdot 12 \cdot 5,6 \cdot 30^2}{10^8 \cdot 0,1} = 0,063 \text{ кг/см}^2.$$

Таким образом при скоростях пара до 30 м/сек падение давления в регуляторе по сравнению с падением в элементах ничтожно, почему скорости в 30 м/сек в клапанах могут быть всегда допущены.

Из уравнения потери давления следует, что падение обратно пропорционально диаметру, почему при многоклапанном регуляторе сечение клапанов должно быть больше, нежели при клапане Цара или другом, подобном ему.

Допуская скорость в клапанах 30 м/сек, получаем (для  $\gamma_m = 50$  кг/м<sup>2</sup> час) необходимое сечение в 255 см<sup>2</sup>. Это сечение возможно осуществить путем соответствующей комбинации числа рабочих клапанов и их диаметра.

Считаясь с напряжениями вала и усилиями на ручке (подробнее см. регуляторный механизм), целесообразно поставить 4 рабочих клапана с диаметром отверстия под клапан в 90 мм и диаметром притирки в 98 мм. При этом усилия на ручке получаются в 12 кг (без учета падения давления между камерой перегретого пара и разгрузочной).

Диаметр отверстия под разгрузочный клапан взят 40 мм, диаметр притирки — в 46,5; при этом усилие на ручке равно 20—25 кг.

Рабочий клапан (фиг. 108 и 109) состоит из тарелки клапана, разгрузочного диска, соединительного стержня и хвостовика.

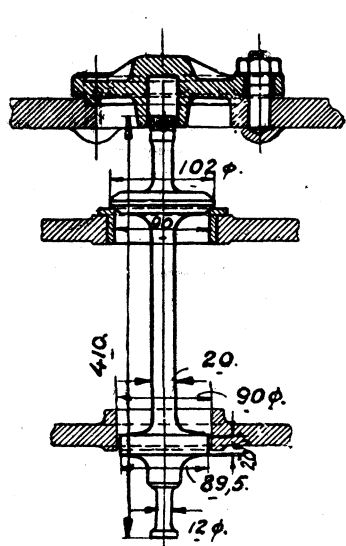
Хвостовик имеет две опорных поверхности: верхнюю, на которую нажимает кулачок вала при подъеме клапана, и нижнюю, нажатие на которую производится при посадке клапана в случае заедания.



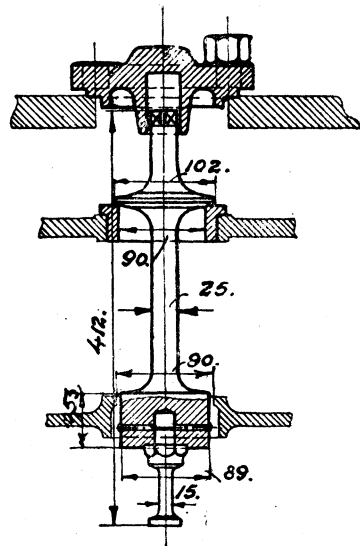
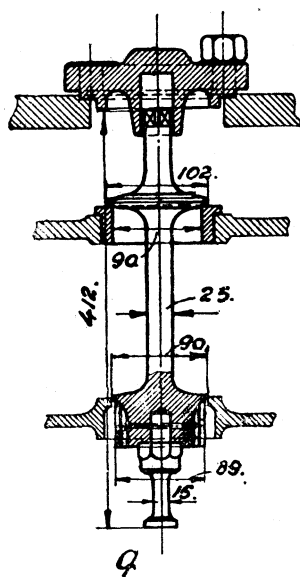
Подъем клапанов производится валом. Последовательность подъема клапанов достигается благодаря разной длине между опорными поверхностями хвостовиков. При закрытых клапанах нижние опорные поверхности хвостовиков находятся на одной горизонтали, верхние же опорные поверхности расположены так, что каждая из них на 5 мм выше предыдущей.

Таким образом после открытия разгрузочного клапана рабочие клапаны открываются поочередно. Первый рабочий клапан открывается тогда, когда разгрузочный поднимется на 10 мм.

Эта ступенчатость в открытии клапанов принята для того, чтобы в случае износа кулачков вала и хвостовиков исключить возможность одновременного подъема двух клапанов и тем самым облегчить открытие регулятора.



Фиг. 108. Большой клапан первого паровоза ФД.



Фиг. 109. Большие клапаны паровозов ФД второго заказа.

При принятой очередности открытия и необходимом ходе последнего клапана для получения полной площади открытия — наибольший подъем разгрузочного клапана равен 50 мм.

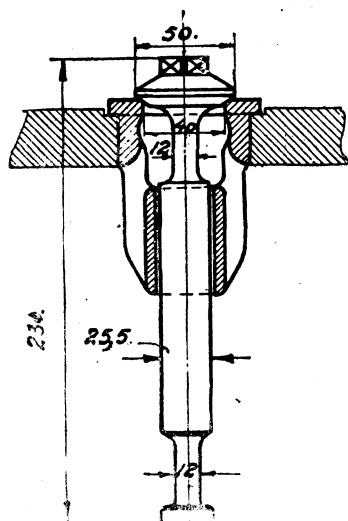
Для первого паровоза ФД клапана были изготовлены цельнокованные из Ст5 (фиг. 108). Для паровозов второго заказа, во избежание скорого разъедания притирочных мест клапана, клапана изготовлены из хромоникелевой стали марки Э нержав 2 с отжигом после проковки. Применение хромоникелевой стали не устраняет полностью разъедания, но значительно уменьшает его (опыт работы паровозов Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup>).

Хвостовики, в целях замены их при износе, сделаны ввернутыми на резьбе. Во избежание быстрого износа хвостовики, изготовленные из Ст5, подвергаются термической обработке, в результате которой их твердость по Бринеллю равна 250 — 260.

Переход от тарелки клапана к соединительному стержню для уменьшения сопротивления при проходе пара осуществляется плавно. Образованное при этом

утолщение уменьшает деформацию клапана от давления пара и температурных влияний.

Диаметры разгрузочного диска и направления у коробки взяты в 90 мм по четвертому классу точности.



Фиг. 110. Разгрузочный клапан.

При принятом допуске минимальный зазор — 0,4 мм, максимальный — 0,9 мм. Такие размеры зазоров необходимы вследствие применения для клапана и коробки различных материалов с различными температурными расширениями.<sup>1</sup>

При открытии разгрузочного клапана пар, пройдя через зазоры, будет поступать в цилиндры. В зависимости от соотношения сечения зазора и сечения разгрузочного клапана скорости в последнем могут достигнуть значительной величины, в результате чего в разгрузочной камере установятся пониженные давления. Наибольшее падение давления произойдет при создании в зазоре критической скорости, что возможно во время открывания регулятора при переходе с холостого хода на рабочий.

При принятых размерах зазора и диаметре разгрузочного клапана давление, устанавливающееся в разгрузочной камере, может быть подсчитано с достаточной степенью точности следующим образом.

Будем считать, что в зазоре устанавливается критическая скорость; при этом расход пара через зазор по формуле Бендемана равен:

$$G = 203 \psi \sqrt{\frac{p}{v}},$$

где:  $\psi$  — коэффициент потери скорости, равный 0,5 — 0,8 в зависимости от ширины и длины зазора;  
 $f$  — сечение зазора в м<sup>2</sup>;  
 $p$  — давление в кг/см<sup>2</sup> перед зазором;  
 $v$  — удельный объем.

Примем:

$\psi = 0,5$ ,  $f$  — при среднем зазоре в 0,6 мм по диаметру = 0,000074 м<sup>2</sup>.

Оценим падение давления при проходе через клапан в 0,5 ат, т. е. предположим, что в разгрузочной камере установится давление  $p = 15,5$  ата (падением давления при проходе через элементы пренебрегаем).

При  $t_{\text{пе}} = 250^\circ$   $v = 0,151$  м<sup>3</sup>/кг.

При принятых значениях расход пара через 4 разгрузочных диска будет

$$G = 4 \cdot 203 \cdot 0,5 \cdot 0,000074 \cdot \sqrt{\frac{15,5}{0,151}} = 0,302 \text{ кг/сек.}$$

Скорость пара в разгрузочном клапане:

$$w = \frac{Gv_{\text{ср}}}{F},$$

где средний удельный объем  $v_{\text{ср}} = \frac{0,151 + 0,145}{2} = 0,148$  м<sup>3</sup>/кг.

Сечение прохода в разгрузочном клапане  $F = 0,00114$  м<sup>2</sup>.

$$w = \frac{0,302 \cdot 0,148}{0,00114} = 40 \text{ м/сек.}$$

<sup>1</sup> Для первых двух паровозов зазор по диаметру взят равным 1 мм.

Имея эти данные, проверим, насколько верно мы задались падением давления в 0,5 ат.

Сопротивление в клапане принимаем эквивалентным 20 м прямой трубы с учетом потери на изменение сечения.

$$\text{Средний удельный вес } \gamma = \frac{1}{0,148} = 6,8 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр клапана (или эквивалентной ему трубы)  $D = 0,04$  м;

$$\Delta p = \frac{10,55 \cdot 20 \cdot 6,8 \cdot 40^2}{10^8 \cdot 0,04} = 0,57 \text{ кг/см}^2,$$

что довольно близко к предполагаемому.

При такой разнице в давлениях между камерой перегретого пара и разгрузочной камерой усилие при подъеме клапана будет больше.

При передаточном числе регуляторного механизма, равном 12, усилие на ручке будет:

$$Q = \frac{0,785 (98^2 \cdot 15 - 90^2 \cdot 14,5)}{12} = 17,5 \text{ кг/см}^2.$$

Для увеличения площади прохода пара у первого рабочего клапана (фиг. 109) в разгрузочном диске сделаны 4 вертикальных прореза, не достигающие доверху на 6 мм. При открывании второго клапана разгрузочная камера сообщается с соединительной через эти прорезы, и разгрузочный клапан начинает работать как рабочий.

Рабочие клапана кроме нижнего направления, служащего для разгрузки, имеют направление в верхней крышке.

Притирочными местами для клапанов служат чугунные запрессованные втулки. При износе втулки заменяются новыми.

Чтобы при подъеме впускные клапаны не могли выскочить из гнезда, в направлениях верхних крышек сделаны упоры. При поднятии клапана на 40 мм между концом клапана и упором в крышке остается зазор в 2,5 мм, при чем, когда клапан упирается концом в крышку, в нижнем направлении разгрузочный поршень не дойдет до кромки отверстия в коробке в первом паровозе на 6 мм, а в следующих — на 10 мм.

Увеличение перекрытия было вызвано тем, что при отливке коробки для первого паровоза ФД не были соблюдены точные размеры между буртами отверстия нижнего направления в коробке и притирочной частью клапана. Бурты были отлиты ниже, чем указано на чертеже, а упоры клапанов в верхних крышках сделаны глубже, чем нужно. Вследствие этого при испытании паровоза первый, после разгрузочного, впускной клапан, имея подъем 40 мм, выскочил из гнезда, стал нижней кромкой разгрузочного поршня на борт направления в коробке и сделал закрытие регулятора невозможным. После этого случая в цехи была послана инструкция, где были указаны размеры и допуски, которые должны быть строго выдержаны при обработке и сборке коробки и ее деталей.

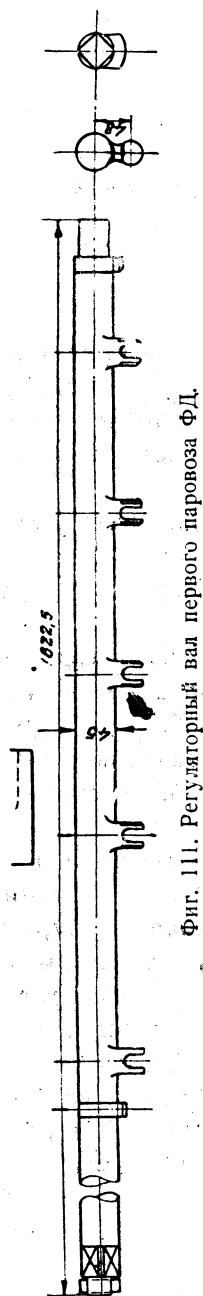
#### КРЫШКИ КЛАПАНОВ

Верхняя крышка клапана (фиг. 108) отлита из чугуна и усилена ребрами. Несмотря на это усиление, при гидравлическом испытании на первом паровозе ФД вследствие большого расстояния между шпильками, притирка крышки пропускала, и был случай излома края ее у гайки.

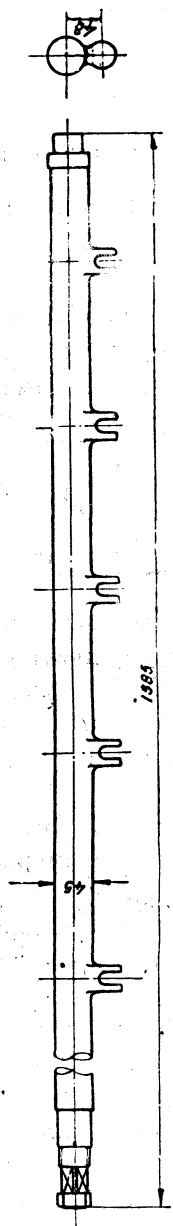
Для второго паровоза ФД крышка усилена, как показано на фиг. 109. Кроме того на шпильки крышек поставлены глухие гайки, так как обыкновенные гайки обгорали и плохо отвертывались.

## РЕГУЛЯТОРНЫЙ ВАЛ

Регуляторный вал изготовлен из Ст5 за одно целое с кулачками. В середине кулачков сделаны прорезы, в которые проходят хвостовики клапана. Прорезы шире хвостовиков на 5 мм. При неточностях в обработке и различных удлинениях от изменений температуры вала и коробки данный зазор гарантирует центральную посадку клапана.



Фиг. 111. Регуляторный вал первого паровоза ФД.



Фиг. 112. Регуляторный вал паровозов ФД второго заказа.

Вал по концам имеет две опоры: с одной стороны — глухую пробку, ввернутую на резьбе в коробку, а с другой — сальник, через который вал проходит наружу и соединяется с механизмом регулятора. Кроме концевых опор вал лежит на двух промежуточных опорах-пробках. Между опорой и сальником вал имеет остановочные бурты, предотвращающие передвижку его в продольном направлении.

Кулачки клапанов для удобства обработки сделаны под одним углом к оси вала и одинаковой формы.

Получение же разных подъемов клапанов достигается разной длиной хвостовиков.<sup>1</sup>

Кулачок обработан по окружности. Диаметр ее — 33 мм — взят из условия, чтобы опорная поверхность хвостовика малого клапана при нижнем положении не села на шейку кулачка.

Расстояние между центрами кулачка и вала — 48 мм — взято как минимально возможное для уменьшения изгибающего момента по сечению кулачка.

Для второго паровоза ФД (фиг. 112) вал изготавливается также из Ст5, но с термической обработкой. Наружный конец вала положен в подшипник (фиг. 113), отлитый вместе с корпусом сальника. Подшипник зажимается гайкой, удерживая вал от передвижки в продольном направлении. Сальник имеет асбестовую набивку, которая смазывается масляной насосной типа.

**Расчет регуляторного вала.** Сила, действующая на разгрузочный клапан в момент его открытия, равна 254 кг, а на рабочий клапан — 177 кг.

<sup>1</sup> На паровозах Т<sup>А</sup> кулачки вала расположены под разными углами к горизонтали, а хвостовики у клапанов все одинаковы.

При учете износа клапанов и, как следствие этого, увеличения притирочной поверхности, давление на разгрузочный клапан надо считать равным 300 кг, а на рабочий клапан — 270 кг. Это усилие и является расчетным.

Вал от действия на него усилий испытывает кручение и изгиб. При подъеме клапанов усилия, действующие на вал, изгибают его книзу. Для уменьшения изгибающих моментов под вал поставлены две промежуточные опоры в форме пробок, ввернутых в дно коробки.

Расположение промежуточных опор взято из приблизительного равенства изгибающих моментов по всей длине вала при последовательном подъеме клапанов.

Имея данные усилия и расстояния между опорами, рассчитываем вал как многоопорную балку; в результате расчетов получаем, что максимальный изгибающий момент равен 3120 кгсм, а максимальный крутящий момент — 1350 кгсм.

Диаметр вала определяется из формулы:

$$k_b = \frac{\sqrt{M_{\text{изг}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{W}, \text{ где } W = 0,1 d^3.$$

Вал работает при высоких температурах, при которых предел упругости и временное сопротивление значительно снижаются.

Поэтому, принимая допускаемое напряжение  $k_b$  не выше 350 кг/см<sup>2</sup>, получим:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{350 \cdot 0,1}}{3120^2 + 1350^2}} \approx 45 \text{ мм.}$$

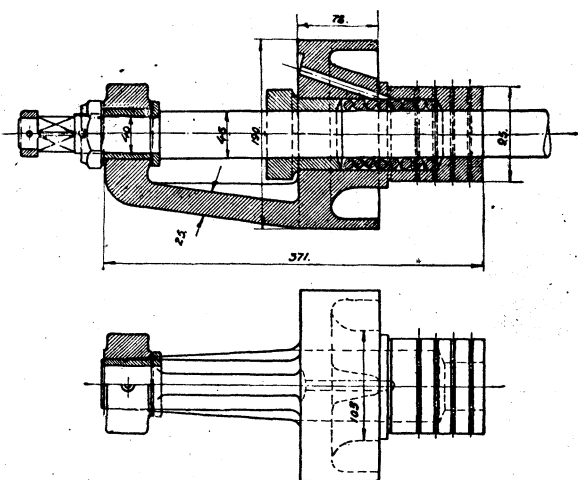
В виду возможности случаев заедания клапанов, что довольно часто имело место на паровозах серий Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> вследствие образования накали в направляющих, необходима проверка прочности вала для этих условий.

Условия работы вала в этом случае будут прямо противоположны его нормальной работе. Прогиб будет направлен кверху, вал следовательно надо рассматривать как балку на двух опорах. Максимальный изгибающий момент получится при заедании второго рабочего клапана.

При передаточном числе регуляторного механизма, равном 12, и усилию, которое способен развить машинист при закрытии регулятора, равном 50 кг, — усилие на вал в вертикальном направлении будет:  $50 \cdot 12 = 600$  кг, и в горизонтальном направлении — 246 кг.

Произведя дальнейшие расчеты, получаем, что напряжение  $k_b \approx 2500$  кг/см<sup>2</sup>.

При пересмотре чертежей паровоза ФД после случая заскакивания клапана было решено, что вал, изготовленный из Ст5, должен подвергаться термической обработке с доведением предела упругости до 3600—3800 кг/см<sup>2</sup>, временного сопротивления — до 8700—9000 кг/см<sup>2</sup> и удлинения — до 11—12%. При этом твердость по Бринеллю должна быть равной 250—260.



Фиг. 113. Сальник регуляторного вала.

Для уменьшения изгиба в горизонтальной плоскости, особенное влияние которого получается для случая подъема разгрузочного клапана, конец вала входит в нижнюю опору, отлитую вместе с сальником. Добавление опоры и термическая обработка гарантируют, что при возможных случаях заскакивания кратковременные напряжения не превзойдут предела упругости.

#### **ВЫРЕЗЫ И ЗАДЕЛКИ В ДЫМОВОЙ КАМЕРЕ**

Для осмотра клапанов и крепления болтов элементов к коробке наверху дымовой камеры сделан большой вырез, который закрывается крышкой. Крышка прижимается к листу дымовой камеры кулачками. При необходимости снять крышку кулачки откидываются, крышка снимается, и через отверстие удобно производится осмотр и работа.

С правой стороны в дымовой камере сделан вырез для сальника регулятора, который необходим также при постановке перегревательной коробки в собранном виде. Для первого паровоза ФД конструкторами не была учтена постановка коробки с валом в собранном виде. Вырез оказался мал, и регуляторный вал пришлось ставить после постановки коробки на место. Для второго паровоза ФД этот недостаток был устранен: вырез в дымовой камере был увеличен и заделан чугуной заделкой.

Между заделкой и камерой поставлен сальник (асбестовая набивка), препятствующий доступу воздуха в дымовую камеру.

По бокам на обеих сторонах дымовой камеры для осмотра шаровых головок элементов сделаны два выреза диаметром в 150 мм, закрытые крышками на шурупах.

#### **РЕГУЛЯТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ**

Схема управления паровозом, отвечающая условиям безопасности движения, должна обладать следующими качествами.

1) Приборы управления — регуляторная ручка, механизм изменения отсечки, кран машиниста — должны быть расположены так, чтобы машинист, не сходя с места, мог свободно и легко управлять ими и одновременно видеть все путевые сигналы, затрачивая минимум времени на производство необходимых движений.

2) Расположение в будке всех перечисленных приборов управления не должно мешать обслуживанию песочницы, цилиндрических продувальных кранов и инжектора и кроме того должно давать полную возможность наблюдения за приборами, контролирующими работу паровоза: котловым манометром, пирометром, указателем скорости, манометром тормоза, водомерным стеклом и водоуказательными кранами.

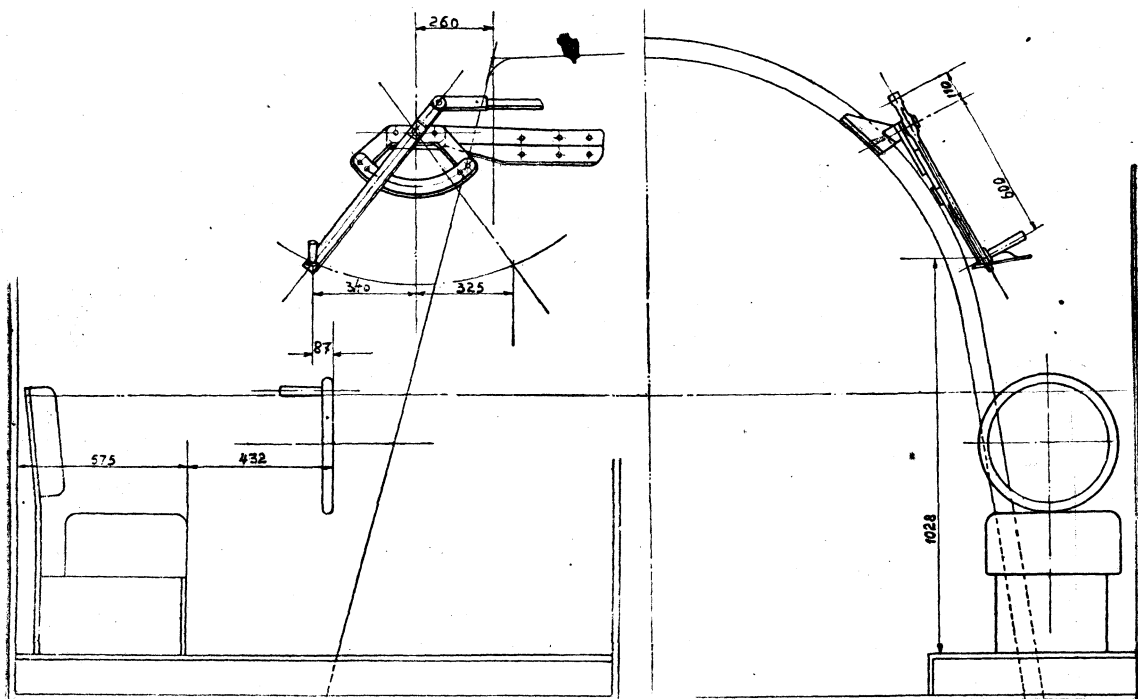
3) С конструктивной и эксплуатационной стороны все должно быть просто и надежно в работе; взаимное расположение частей должно давать достаточную доступность для осмотра и ремонта.

При реконструкции транспорта, характеризующейся введением мощных паровозов, повышением скоростей, уменьшением длины перегонов в связи с автоблокировкой, существующая на старых паровозах схема управления оказывается мало пригодной для новых паровозов, как не соответствующая предъявленным к ним повышенным требованиям.

При регуляторе за перегревателем схема управления получается наиболее рациональной при расположении регуляторной ручки перед лобовым листом с плоскостью вращения ее вдоль оси котла на расстоянии 560—580 мм от боковой стенки будки. Такое расположение требует постановки воздушного реверса, снятия инжектора с лобового листа и выноса его за пределы будки.

На первых паровозах ФД от постановки воздушного реверса отказались по причинам, указанным ниже (см. ст. о сервомоторах).

Вариант расположения регуляторной ручки при наличии переводного винта и снятом с лобового листа инжекторе осуществлен не был, в виду опасений, что вынос инжектора наружу может повлечь за собой возможность его замер-



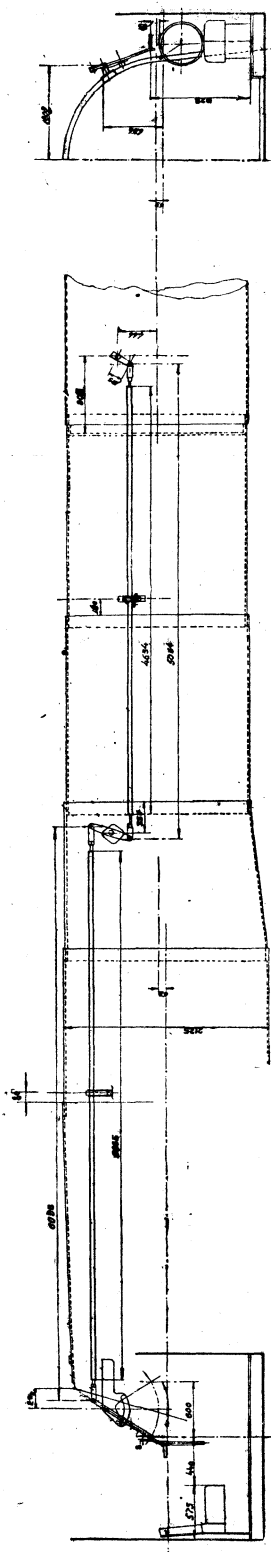
Фиг. 114. Расположение ручки регулятора на первом паровозе ФД.

зания. Поэтому вопрос о размещении регуляторной ручки пришлось решать при наличии переводного винта и инжектора, стоящего на лобовом листе.

Ход ручки регулятора, при назначении усилия на ней приблизительно в 20 кг, равен 665 мм.

Однако полное открытие регулятора при ручке переводного винта, стоящей в верхнем положении, было затруднительно. Чтобы частично устранить это, осуществлена конструкция, при которой ручка при положении „регулятор закрыт“ выходит за переводный винт (фиг. 114).

На первом паровозе ФД оказалось, что перевод винта требует значительных усилий; при этом, чтобы не натолкнуться лицом на ручку, требовалась постоянная настороженность. Такое расположение, естественно, вызвало нарекания паровозных бригад. Поэтому при пересмотре чертежей паровоза ФД для второго заказа расположение регуляторной ручки было изменено: ход ручки был



Фиг. 115. Расположение привода регулятора на паровозах ФД второго заказа.

уменьшен до 600 мм, ручка была опущена книзу и сдвинута вперед так, что она не выходит из-за маховика переводного винта (фиг. 115).

Приводимая схема регуляторного механизма для паровозов ФД второго заказа незначительно отличается от принятой для первого паровоза ФД. В дальнейшем эти различия будут оговариваться.

Регулятор открывается по ходу паровоза вперед, что при данной схеме, во-первых, удобнее и, во-вторых, не противоречит установившемуся правилу: открывать регулятор „от себя“ и закрывать „на себя“.

Привод, идущий от ручки к рычагу вала, состоит из двух тяг приблизительно равной длины, присоединяемых к компенсаторному рычагу; поэтому для открывания регулятора „от себя“ ручка выполнена в форме рычага первого рода. Назначение компенсаторного рычага заключается в компенсировании удлинения котла, получающегося при нагревании.

В нашем случае, когда для открывания клапанов тяга движется вперед, отсутствие компенсатора вызвало бы растяжение тяги и прижатие клапанов к гнездам. При обратной схеме это вызвало бы самопроизвольный подъем клапанов при растопке паровоза.

Желаемые усилия на ручке регулятора находятся в зависимости от давления на клапан и хода ручки. Для удобства полного открытия регулятора ход ручки (хорду дуги, описываемой рукояткой ручки) не следует делать более 600—630 мм. Усилие, при котором возможно свободное оперирование регулятором без перенапряжения, надо считать равным ~ 20 кг. В действительности это усилие меньше, в силу того что клапан поднимается под действием ударной нагрузки, осуществляемой за счет мертвого хода, так как между кулачком вала и опорной плоскостью клапанов имеется зазор в 2 мм, а также вследствие частичного разгрузки клапанов при пропуске пара.

Исходя из этих условий, диаметр разгрузочного клапана по притирке мы взяли в 46,5 мм. Учитывая увеличение притирочной поверхности при эксплуатации до 50 мм, будем иметь давление на разгрузочный клапан:

$$P = \frac{3,14 \cdot 5^2}{4} \cdot 15 = 300 \text{ кг};$$

и для новых клапанов:

$$P = \frac{3,14 \cdot 4,65^2}{4} \cdot 15 = 254 \text{ кг}.$$



Давление на рабочий клапан при открытом разгрузочном клапане будет происходить по кольцу, образованному притиркой клапана. При принятых размерах клапана усилие

$$P_1 = 15 \cdot 0,785 (98^2 - 89^2) = 156 \text{ кг.}$$

Таким образом усилие для открытия разгрузочного клапана требуется больше, чем для рабочих клапанов, в чем заключается одно из преимуществ многоклапанного регулятора.

В клапанах системы Цара открыть большой клапан труднее, чем малый, по вполне понятным причинам. Так например, для паровоза серии С<sup>у</sup> давление на малый клапан равно 250 кг, давление же на большой клапан составляет 370 кг. Трудность открытия большого клапана увеличивается при больших скоростях в силу меньших давлений, устанавливающихся под клапаном.

Для расчета принимаем усилие, действующее на разгрузочный клапан, равным 300 кг.

Подъем разгрузочного клапана равен 50 мм (фиг. 116).

Для осуществления этого подъема отклонение рычага вала вправо от вертикали должно быть равно  $31^\circ 20'$ , но, так как между кулачком вала и опорными поверхностями имеется зазор в 2 мм, то угол рычага с вертикалью слева будет  $34^\circ 20'$ .

Длину рычага вала принимаем равной 125 мм. Этот размер обусловливается необходимостью размещения валиков; кроме того длина ручки при этом получается больше. При более длинной ручке стрела дуги, описываемой рукояткой, получается меньше, почему и усилия, прикладываемые к ручке, будут колебаться в более узких пределах.

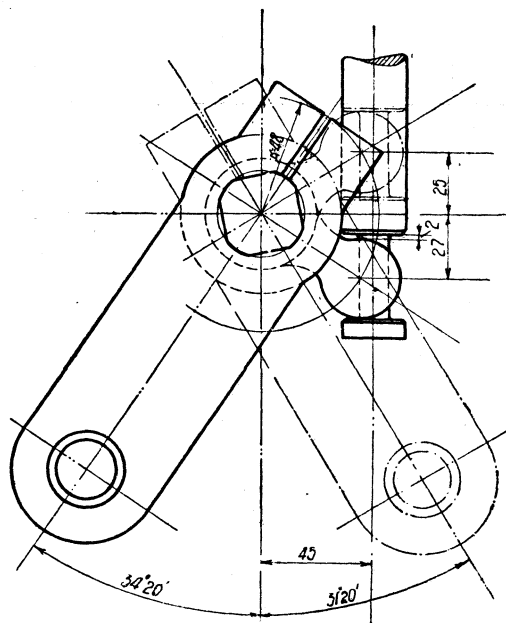
При равных плечах компенсаторного рычага верхний конец ручки регулятора будет иметь такой же ход, как и конец рычага вала; с достаточной точностью ход его можно считать равным:

$$125 (\sin 34^\circ 20' + \sin 31^\circ 20') = 134 \text{ мм.}$$

Приняв верхнее плечо ручки равным 135 мм, для осуществления хода ручки, равного 600 мм, получим нижнее плечо равным 610 мм.

Усилие на ручке, необходимое для открытия разгрузочного клапана, получается в 21,6 кг для новых клапанов и 25,4 кг — для сработанных клапанов.

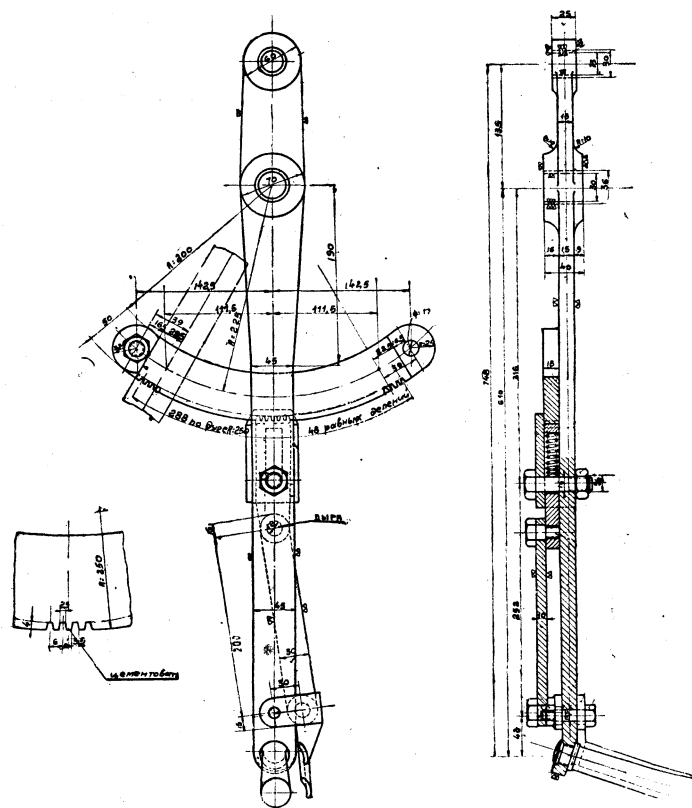
Сегмент ручки регулятора на первом паровозе имеет глубину зуба в 7 мм и шаг в 12 мм. Защелка удерживается в пазу зубьев пластинчатой пружины, нажимающей на рычаг, укрепленный шарнирно в ручке под рукояткой.



Фиг. 116. Положение кулачка вала.

Данная конструкция, общепринятая на существующих паровозах, неудобна для охвата рукой, так как при глубоком зубе ход рычага увеличивается и самый рычаг находится под рукояткой.

При переделке глубина зуба сегмента взята равной 4 мм с шагом в 6 мм (фиг. 117). Рычаг находится сбоку, что значительно удобнее для охвата рукой; ход его при мелком зубе невелик. На рукоятке рычага сделан упор, благодаря которому рычаг, прижимаясь к рукоятке ручки, не доходит до нее на 5 мм. Этот зазор предохраняет мякоть руки от прихватавания.



Фиг. 117. Сегмент и ручка регулятора.

Материал всех деталей ручки регулятора — Ст2. Зубья сегмента и защелки для меньшего износа цементированы. Сечения ручки регулятора взяты такими, чтобы ручка при открытии не пружинила. Конец ее для удобства захвата отогнут.

В отверстия под валики вставлены цементированные втулки.

Поддержка ручки регулятора крепится к котлу на шпильках и устанавливается на котел бабышками, отлитыми заодно с поддержкой. Это сделано для облегчения пригонки.

Высота бабышек взята из расчета, чтобы привалочная доска выходила на уровень обшивки, так как тогда отпадает надобность в постановке на ней заделок. Совместно с поддержкой

отлита привалочная доска для крепления манометров. В поддержку ввернута шпилька, на которую насаживается ручка регулятора.

Тяги привода выполнены из труб диаметром в 32/42,5 мм. Соединения с рычагами производятся при помощи квадратных муфт (фиг. 118), что дает возможность отрегулировать длину привода при проверке регуляторного механизма. Рычаг вала — разрезной. Плотность посадки на валу достигается стягиванием болта.

Эта конструкция дала возможность сделать сечение вала под рычаг не квадратным, а близко подходящим к окружности, за счет чего получилось увеличение момента сопротивления вала.

Вследствие большой длины тяг примерно посредине их установлены поддержки. На первом паровозе ФД поддержки выполнены в форме скоб, при-

Technical drawing of a mechanical assembly, likely a pump or engine component, showing multiple views (front, side, and detail) with dimensions and labels in Russian. The drawing includes a main assembly view at the top, a side view on the left, and a detailed view of a flange at the bottom. Dimensions are given in millimeters. Labels include "оси до оси коленца" (axis to axis of the flange), "оси коленца" (axis of the flange), "оси шатуна" (axis of the crank), "оси до наружной кромки 3/4 диаметра" (axis to outer edge 3/4 diameter), and "коническая" (conical).

Фиг. 118. Детали регуляторного привода.

175

## КОЛОСНИКИ

Несмотря на то, что конструкция колосников оказывает громадное влияние на правильное протекание топочного процесса, до настоящего времени в нашем распоряжении очень мало экспериментальных материалов, могущих быть использованными для вполне ясного и обоснованного выбора типа и размеров колосников.

Проводившиеся в последние годы Институтом реконструкции тяги НКПС опыты с колосниками разных живых сечений не опубликованы; имеющиеся же указания о том, что для донецких смесей хорошие результаты дает решетка с живым сечением в 7—15%, говорят еще очень мало, так как помимо того, что каждый конкретный сорт топлива должен иметь свои более узкие наивыгоднейшие нормы, еще совершенно не ясен вопрос о конструктивных особенностях решетки для тех или иных условий сжигания. Форма отверстий в плане, их взаимное расположение, очертание прозоров в поперечном сечении колосника, сочетание решетки с зольником (подвод воздуха), способ подачи топлива и его состояние (сухость или влажность)—играют роль весьма важную и во всяком случае не меньшую, чем голая числовая величина живого сечения.

Полная неосведомленность в указанных вопросах заставила нас при проектировании колосниковой решетки ФД пойти по пути, проверенному американской практикой, при чем мы исходили из предположения, что в известной степени некоторые наши угли и условия их сжигания при стокере будут достаточно близки к американским.

Из этих соображений колосниковая решетка (фиг. 119) была сконструирована с живым сечением в 20%.

Отверстия для подвода воздуха, распределенные по плитам равномерно, продолговатой формы, шириной в 8 мм. Основные (средние) прозоры у качающихся плит приняты длиной в 80 мм. У откидной и неподвижной плит прозоры различной длины, доходящей до 130 мм. В вертикальном разрезе у качающихся плит воздушные прозоры прямые. Прозоры у откидной и неподвижной плит, помещающихся в передней части решетки, сужаются кверху.

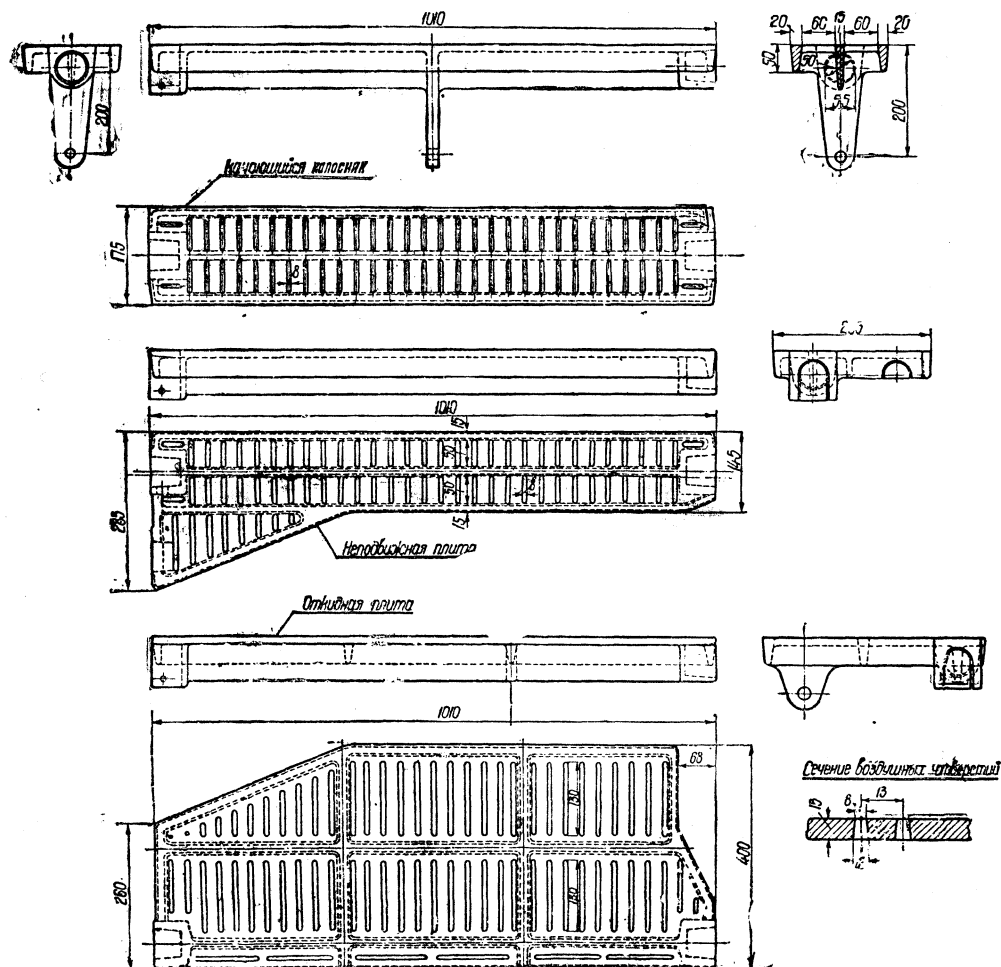
Вся колосниковая решетка укреплена следующим образом. В обвязочной раме, на сторонах шуровочного и ухватного листов расположены основные поддерживающие балки; приболченные к обвязочной раме они являются одновременно неподвижными колосниками. К боковым стенкам также приболчены поддерживающие балки с пазами для цапф плит качающихся колосников. В поперечных балках посередине сделаны гнезда для постановки в них продольной балки, выполненной в виде тела равного сопротивления. В последней балке также сделаны пазы для цапф качающихся плит. Эти пять балок являются основным каркасом всей колосниковой решетки.

Двадцать восемь плит с цапфами на концах укладываются в соответствующие гнезда в продольных боковых и центральной балках. Впереди расположена откидная плита, служащая для проваливания шлака при чистке топки.

Четыре группы, по семь колосниковых плит в каждой, имеют отдельные

приводы, выведенные в будку машиниста. При помощи специального съемного рычага каждая группа может быть приведена в движение для взламывания и частичного проваливания шлака. Привод к откидной плите выведен наружу. Поворот рычага откидной плиты может быть произведен с земли, т. е. только на стоянке паровоза.

Размещение откидной плиты в передней части колосниковой решетки оказалось неудобным, так как подгребание шлака на большой длине топки требовало много времени и больших усилий от кочегара.



Фиг. 121. Колосниковые плиты паровозов ФД второго заказа.

При пересмотре чертежей для паровозов ФД второго заказа колосниковая решетка была несколько изменена. Помимо того, что откидная плита была перенесена на середину решетки, был также изменен и способ постановки плит. В отличие от первой конструкции, в которой гнезда для цапф колосников были образованы в опорных балках, здесь цапфы выполнены на самых балках, а гнезда образованы в колосниковых плитах. При таком способе постановки плит предотвращается попадание золы и шлака под цапфу и „выпираание“ колосниковой плиты вверх.

Из литейных соображений отверстия в новых колосниках в поперечном разрезе вместо прямых были сделаны суживающимися; такая форма отверстий для подвода воздуха, судя по американской практике, вполне удовлетворительна. По форме в плане отверстия оставлены продолговатыми, хотя длина их несколько уменьшена.

Как на первые, так и на вторые конструкции колосниковых решеток надо смотреть как на пробные; надо думать, что обстоятельные теплотехнические опыты и эксплуатационная практика укажут более ясно те пути, по которым должно идти конструирование колосников.

## **ЗОЛЬНИК**

Удачность конструкции зольника во многом предопределяет как теплотехническую, так и эксплуатационную работу котла. Подвод воздуха, сыпка золы, величина объема зольника — вот основные показатели удачности или неудачности его конструкции. Вместе с тем надо сказать, что нет другой детали в паровозе, которая находилась бы в такой буквально „кабальной“ зависимости от окружающей обстановки, как зольник.

Высота оси котла, глубина топки, ширина и высота рамы паровоза, ресорное подвешивание, тормоз, размеры движущих и поддерживающих колес и наконец задний стяжной ящик — определяют те габариты, в которые должен вписываться зольник. Из всех этих величин, пожалуй, единственной относительно свободной величиной является высота оси котла, которая в некоторых случаях может быть изменена для улучшения конструкции зольника.

В паровозах американского типа, каким является и наш паровоз ФД, довольно большая ширина топки и сравнительно малое расстояние между рамами создают особенно неблагоприятные условия для размещения зольника. Не приводя всех конструктивных проб и определений, укажем лишь, что верхний подвод воздуха и автоматическая сыпка золы из зольника являются следствием общей конструктивной обстановки. Осуществить другую, более простую конструкцию с обычным нижним подводом воздуха и боковой очисткой поддувала, которая достаточно удовлетворяла бы другим требованиям, в данном случае вряд ли возможно. Надо заметить, что верхний подвод воздуха значительно увеличивает полезный объем зольника, так как при нижнем подводе наши старые зольники не могли быть полностью использованы. Засыпка такого зольника шлаком выше уровня клапанов прекращает доступ воздуха гораздо раньше, чем будет использован весь объем зольника.

На первом паровозе ФД, в виду того что диаметр заднего поддерживающего колеса был принят в 1200 мм, а высота оси котла не могла быть изменена вследствие заданного габарита, в зольнике создан обход поддерживающего колеса (фиг. 122).

Боковые плоские места, могущие быть очищенными только скребками через боковые клапаны, и пазухи за обводящим колесо листом создали весьма большие неудобства при очистке зольника. Сведения о работе этого зольника в эксплуатации заставили кардинально пересмотреть его конструкцию для улучшения условий его очистки. Снижение диаметра заднего поддерживающего колеса до 1050 мм и понижение хвостовика рамы позволили значительно улучшить общую конфигурацию зольника (фиг. 123).

В этом зольнике боковые листы, помещенные над рамами и колесами, имеют сплошной непрерывающийся по длине наклон, и очистка золы в них производится при помощи сдувания паром.

Ссыпка золы в этом зольнике осуществляется через три кармана, а не через два, как в первой конструкции. Для смены нижней части зольника при ремонте, она выполнена отдельной.

Днища насыпных карманов выполнены откидными, приводящимися в действие одновременно от одного рычага. Практика работы первого паровоза ФД с такими же откидными днищами показала полную удовлетворительность этой конструкции: ни замерзания, ни произвольного открытия днищ не наблюдалось.

В отличие от американской системы, при которой боковые воздушные подводы сделаны без крышек, в нашем паровозе осуществлены крышки с приводом в будку машиниста.

Площадь прохода воздуха через оба боковые клапана составляет около 18% от площади колосниковой крышки.

## **ТОПОЧНЫЕ ДВЕРЦЫ**

Конструкции дверец для закрывания шуровочного отверстия топки чрезвычайно разнообразны.

Из топочных дверец, установленных на паровозах прежних построек, работающих на сети СССР, наиболее употребительны: откидные одностворчатые открываемые наружу топки, откидные одностворчатые открываемые внутрь топки и горизонтально-раздвижные двустворчатые, типа Сормовского завода.

Все они, удовлетворяя основному требованию плотного закрывания шуровочного отверстия, все же обладают рядом недостатков, в той или иной мере усложняющих или ухудшающих уход за топкой.

**Откидные одностворчатые дверцы, открываемые наружу.** Эти дверцы отличаются следующими недостатками:

а) открывание дверцы внутрь будки вызывает уменьшение рабочей площадки перед топкой, стесняет работу и является причиной травматизма обслуживающего персонала (ожоги, ушибы, ранения);

б) на паровозах с широкой топкой шуровочное отверстие для возможности хорошего обслуживания колосниковой решетки должно быть больших размеров; это приводит к чрезвычайной массивности дверцы, которая к тому же нередко (на нефтяном отоплении) облицовывается огнеупорным кирпичом; в силу этого дверца очень туго открывается и закрывается, несмотря на затраты больших усилий; легкость же обращения с дверцами особенно важна во время забрасывания топлива, когда во избежание охлаждения топки приходится открывать и закрывать ее между двумя смежными закидываниями топлива;

в) применение кочегарного инструмента (скребка, резак, вил и пики) для подравнивания огня или подрезания угля на колосниковой решетке вызывает значительное охлаждение топки, так как топочную дверцу приходится держать все время полностью открытой;

г) повреждение стенок или потолка топки, а также лопание дымогарной, жаровой или кипятильной (циркуляционной) трубы при открытой дверце может воспрепятствовать ее закрытию и вследствие этого вызвать тяжелые последствия для обслуживающего персонала.

**Откидные одностворчатые дверцы, открываемые внутрь топки.** Будучи свободными от дефектов предыдущей конструкции, эти дверцы обладают все же специфическим недостатком, обусловливаемым самым принципом их работы.

Открытие внутрь топки вызывает быстрое прогорание и растрескивание дверец под действием высокой температуры топочных газов.

**Горизонтально-раздвижные двустворчатые дверцы типа Сормовского завода.** Эти наиболее распространенные дверцы применены на паровозах: С, С<sup>в</sup>, С<sup>у</sup>, Э<sup>ш</sup>, Э<sup>у</sup>, Э<sup>м</sup>, М, V<sup>с</sup> и др.

Хотя эта конструкция и свободна от недостатков, свойственных двум предыдущим типам, но, в виду возможности попадания частиц угля на направляющую планку для роликов, заедания роликов и т. п., все же требует для закрытия и открытия сравнительно больших усилий.

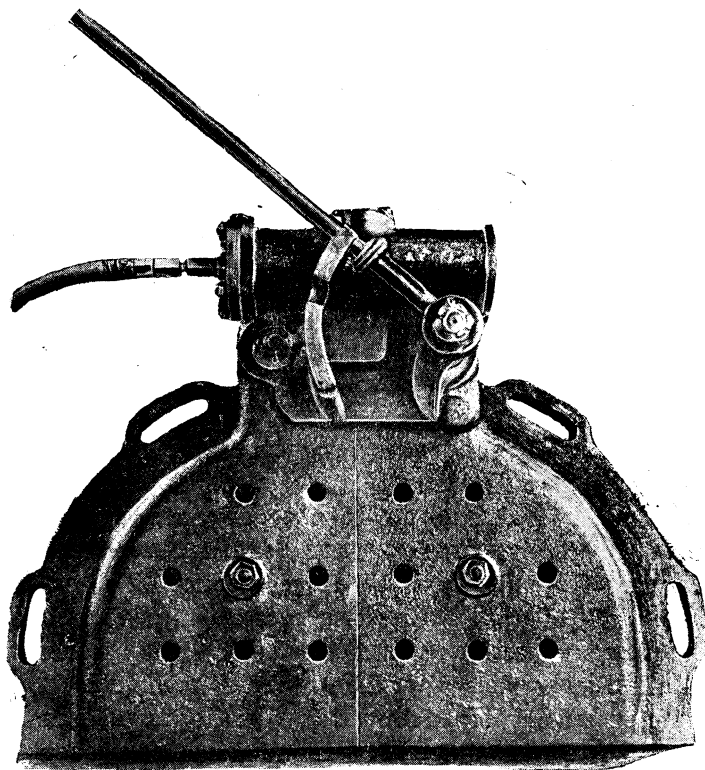
Все остальные типы дверец — вертикально-раздвижные, поворачивающиеся на средней оси и т. п. — в большей или меньшей степени повторяют отрицательные стороны, присущие одному из трех описанных выше типов.

**Двустворчатые раскидные дверцы Butterfly.** В последнее время за границей широко стала применяться конструкция двустворчатых раскидных дверец типа Butterfly с ручным

и пневматическим приводами. Дверцы этого типа на русских железных дорогах впервые были применены на паровозах Декапод (Е<sup>н</sup>), а затем на прибывших к нам в 1931 г. из Америки паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>В</sup>.

Опыт эксплуатации этих паровозов выявил, что раскидные дверцы Butterfly (фиг. 124) обладают рядом преимуществ по сравнению с раздвижными дверцами Сормовского завода.

Преимущества эти заключаются: в автоматичности и плотности закрытия створок; в прочности и надежности конструкции; в наличии пневматического устройства, сводящего к минимуму затрату мускульной энергии на открытие дверец, так как для этого достаточно нажать ногой на пе-



Фиг. 124. Топочные дверцы Butterfly.

дадь воздушного клапана. Помимо этого, топочные дверцы Butterfly свободны от недостатков, свойственных дверцам описанных выше типов.

Всё это, вместе взятое, послужило основанием для применения на паровозе ФД раскидных двустворчатых дверец.



Основными деталями дверец Butterfly являются: а) привалочная рамка, при помощи которой дверцы крепятся к лобовому листу кожуха топки вокруг шуровочного отверстия; б) откидные створки с отражательными щитами, укрепленными на каждой из створок со стороны, обращенной в сторону огневой коробки; в) ручной привод, и д) пневматический привод.

Очертание привалочной рамки строится в зависимости от формы и размеров шуровочного отверстия, вокруг которого крепится рамка (фиг. 125).

Крепление рамки осуществлено на 4 шпильках  $\frac{7}{8}$ " , ввернутых в лобовой лист кожуха топки на резьбе с конусностью 1:12. Для облегчения прирубки к лобовому листу (пригонка по месту) опорные поверхности рамки выполнены в виде двух узких ребер шириной в 13 и 8 мм, окаймляющих по краям контур рамки с привалочной стороны (фиг. 126).

В средней части (между опорными ребрами) сечению фланца рамки придана полая форма, в результате чего фланец имеет в поперечном сечении вид швеллера. Такая форма фланца позволяет значительно уменьшить вес рамки без ущерба для ее прочности.

Для крепления к кожуху котла по краям фланца рамки отлиты овальные отверстия (уши), облегчающие установку на шпильках (фиг. 126).

В верхней части рамки сделаны два полукруглые выступа, к которым крепится пневматическое устройство дверец.

В качестве материала для рамки взят чугун ЧЛ 4.

Откидные створки дверец выполнены в форме, напоминающей крылья бабочки (отсюда название Butterfly).

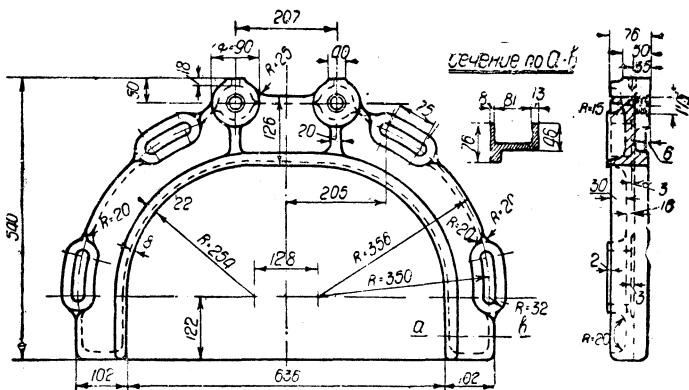
Верхняя часть каждой из створок заканчивается зубчатым сектором, вращающимся вместе со своей створкой вокруг общей оси, проходящей через вершину сектора (фиг. 126 и 127).

В каждом из секторов 6 нормальных зубьев шириной в 32 мм с модулем  $m=9$ .

Взаимное сцепление зубьев обоих секторов вызывает зависимость положения створок друг от друга, так как каждое отклонение одной из створок на своей оси вращения влечет за собой равновеликое и противоположное по направлению отклонение другой (фиг. 130).

На правой створке на 80 мм ниже оси вращения образован опорный выступ, служащий точкой приложения силы, передаваемой при помощи рычага ручного привода на створку при открывании дверец вручную (фиг. 127).

В зубчатом секторе левой створки, в верхней части, на 98 мм выше оси вращения сделан прилив, куда ввертывается снабженный  $\frac{7}{8}$ " нарезкой палец, соединенный с механизмом пневматического привода дверец.



Фиг. 125. Привалочная рамка дверец.

С наружной стороны обе створки имеют по 7 отверстий диаметром в 25 мм, назначением которых является лучшее охлаждение как самых створок, так и отражательных щитов, укрепленных на створках, со стороны огневой коробки. Соединение отражательных щитов со створками достигается при помощи болта диаметром в  $\frac{3}{4}$ ", пропущенного через отверстие в средней части щита и створки.

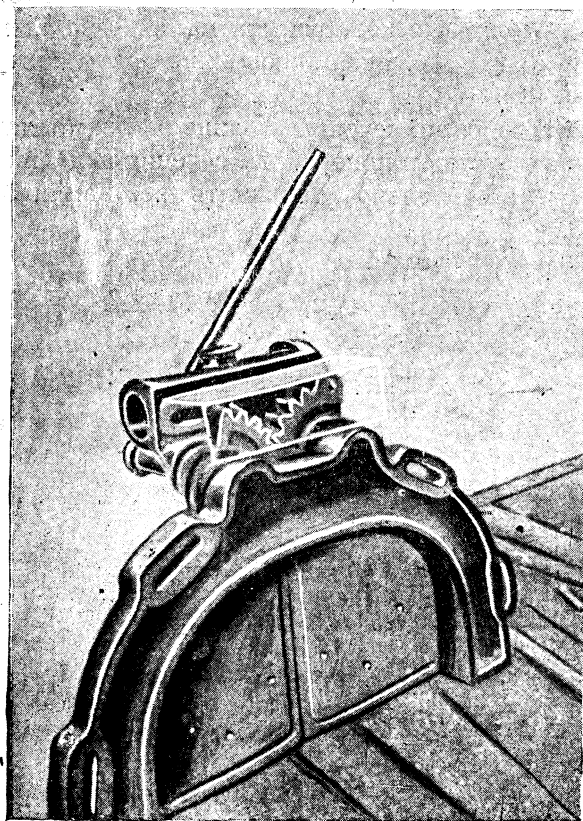
Стык обеих створок выполнен таким образом, что они как бы перекрывают друг друга (фиг. 128).

Створки отлиты из чугуна марки ЧЛЗ. Наружные стенки сделаны толщиной в 10 мм и окаймлены ребром такой же толщины.

С внутренней стороны створки образован ряд выступов высотой в 23 мм, на которые опирается своими краями отражательный щит, имеющий очертание, соответствующее внутреннему очертанию той створки, с которой он соединяется.

Толщина щита (10 мм) такова, что, будучи соединен со створкой, он утоплен в ней на 4 мм. Это вызвано тем, что створки при открывании скользят по привалочной рамке, в силу чего щиты не должны выступать за кромку ребра.

Во избежание коробления как при отливке, так и под влиянием высокой температуры топочного пространства отражательный щит ужесточен со стороны, обращенной к створке, четырьмя крестообразно расположенными реб-



Фиг. 126. Вид на привалочную сторону двери.

рами толщиной в 6 мм. Эти ребра сходятся в средней части щита к приливу, в котором утоплена квадратная головка болта, соединяющего отражательный щит со створкой.

В целях охлаждения щита в нем образованы 6 сквозных отверстий диаметром в 15 мм, не совпадающих с отверстиями в створке. Такое расположение отверстий вызвано стремлением создать равномерное охлаждение всей отражательной поверхности, так как воздух, засасываемый в топку через отверстия в створках, поступает в отверстия щита не сразу, а лишь после соприкосновения в пути со значительной частью его поверхности.

В качестве материала для щитов применен чугун марки ЧЛ4.



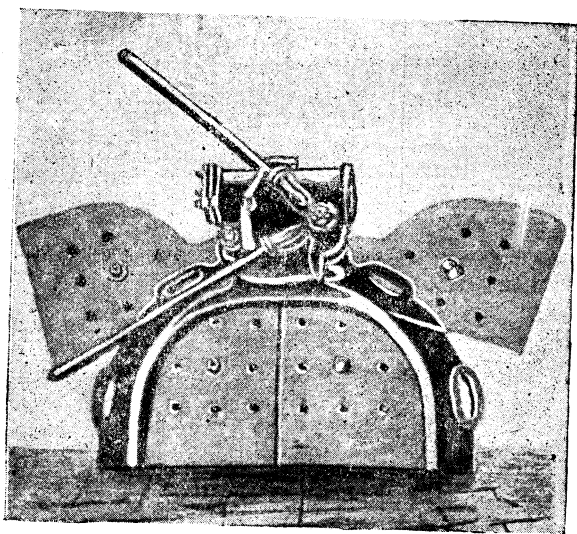


Рамка рукоятки ручного привода отлита из стали и в местах, испытывающих наибольшее напряжение, ужесточена ребрами толщиной в 6 мм.

Так как в раскрытом положении дверец центр тяжести каждой из створок будет отклоняться по горизонтали от вертикальной оси, проходящей через центр вращения, то очевидно, что устойчивое равновесие каждой из створок будет нарушаться тем сильнее, чем больше будет ее открытие. Стремясь занять наиболее устойчивое положение, каждая из створок, очевидно, будет стремиться опуститься вниз, т. е. закрыться с тем большей силой, чем больше будет расстояние по горизонтали между осью вращения и центром тяжести створки.

Для удержания створок в открытом положении рукоятка ручного привода заводится в один из вырезов, сделанных в серповидном ребре, отлитом заодно с цилиндром пневматического устройства. Вырезы эти сделаны для отклонения рукоятки от первоначального положения на углы  $23,5^\circ$  и  $65,5^\circ$ , соответственно полуоткрытому и полностью открытому положению дверец. Наличие вырезов позволяет придавать раскрытию дверец желаемую величину и оставлять их в требуемом положении на необходимое время без затраты усилий со стороны обслуживающего персонала.

Для закрытия дверец достаточно вывести рукоятку из выреза, в котором она находилась, и створки захлопнутся под влиянием собственного веса.



Фиг. 130. Работа ручного привода дверец.

Пневматическое устройство дверец Butterfly представляет собой расположенный в верхней их части цилиндр с внутренним диаметром в 75 мм со стенками толщиной в 10 мм (фиг. 128, 131).

В левую крышку цилиндра подводится сжатый воздух, поступающий из главного тормозного резервуара через клапан, соединенный с педалью. Для плавности расхождения створок доступ воздуха в цилиндр производится через узкий канал диаметром в 2,5 мм, сделанный в крышке цилиндра. С правой стороны у цилиндра нет крышки, так как для закрытия дверец достаточно прекратить доступ воздуха в цилиндр, и створки сойдутся под влиянием собственного веса.

В качестве материала для цилиндра применен чугун марки ЧЛ1.

Расположение цилиндра на дверцах таково, что зубчатые сектора створок находятся за цилиндром.

Со стороны, обращенной к зубчатым секторам, в стенке цилиндра нахо-

дится продольный паз, в котором движется палец, связанный с поршнем пневматического устройства. Палец укрепляется в поршне при помощи установочного винта диаметром в  $3/4''$ , ввернутого в торцевую часть поршня.

Диаметр поршня (фиг. 132) 75 мм; в средней части поршня сделана выточка диаметром в 45 мм на длине в 54 мм.

В части, обращенной в сторону крышки, поршень имеет два пружинящихся кольца, каждое шириной по 10 мм и толщиной по 3 мм. Удельное давление между кольцами и стенкой цилиндра  $p_a = 0,6 \text{ кг/см}^2$ .

Во избежание поломки колец при надевании передняя часть поршня сделана отъемной и соединяется с телом поршня при помощи трубной нарезки  $3/4''$ .

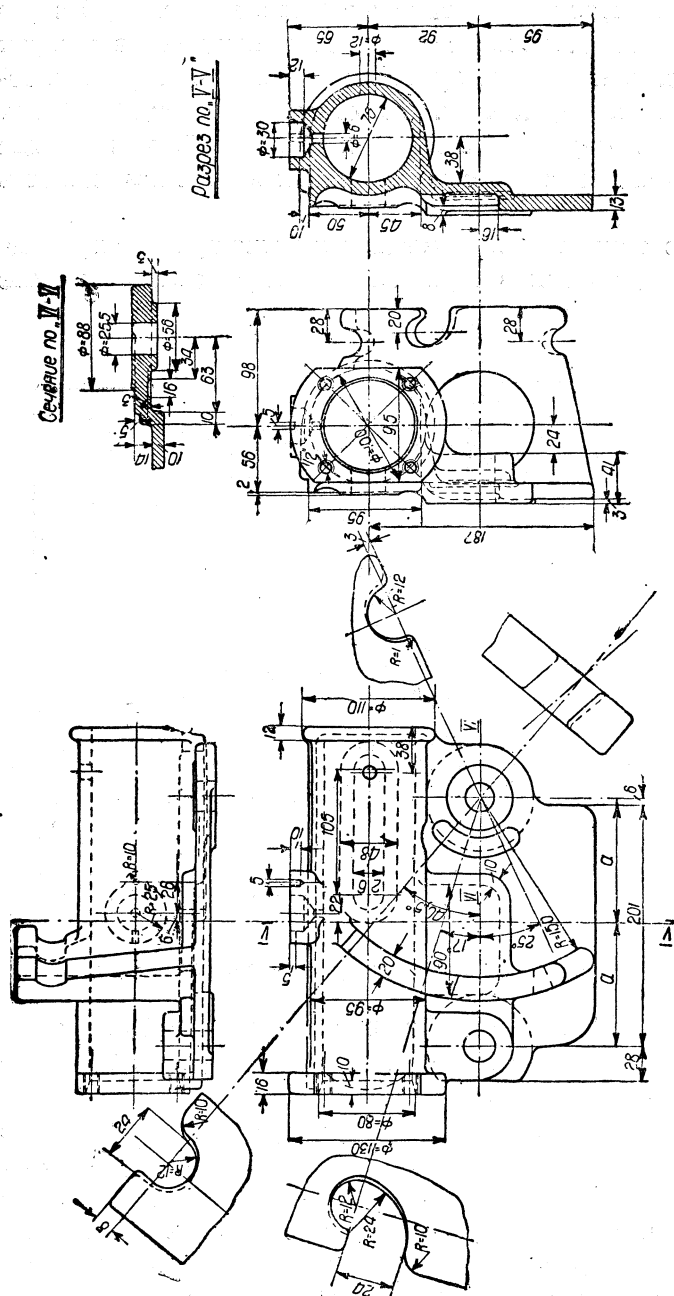
Полная длина поршня в собранном виде — 195 мм.

Как уже упоминалось выше, в верхней части сектора левой створки на расстоянии 98 мм от оси вращения образован прилив, куда ввертывается на резьбе палец створки. Этот палец соединяется с выступающим из паза цилиндра пальцем поршня при помощи скобы (серьги), чем осуществляется кинематическая связь пневматического устройства со створками дверец.

Ясно, что всякое

перемещение поршня под давлением поступающего в цилиндр сжатого воздуха вызовет соответствующий поворот сектора левой створки на своей оси, в виду наличия шарнирной связи пальца поршня с пальцем левой створки.

Вращение левого сектора, а следовательно и открытие левой половины



Фиг. 131. Цилиндр пневматического устройства дверец.

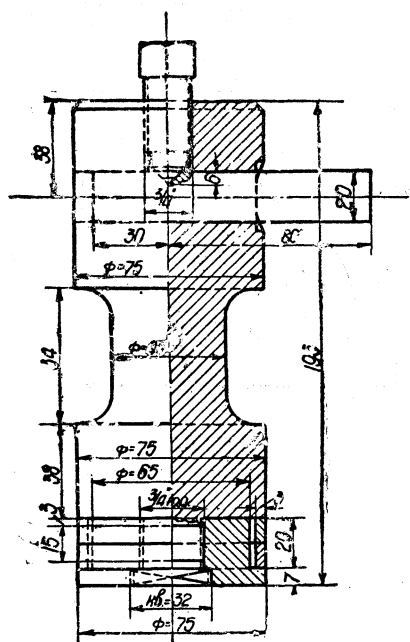
дверец, вызовет равновеликое отклонение правой створки от вертикального положения, что является следствием зубчатого соединения секторов.

Прекращение доступа воздуха вызовет возвращение в исходное положение (закрытие) обеих створок.

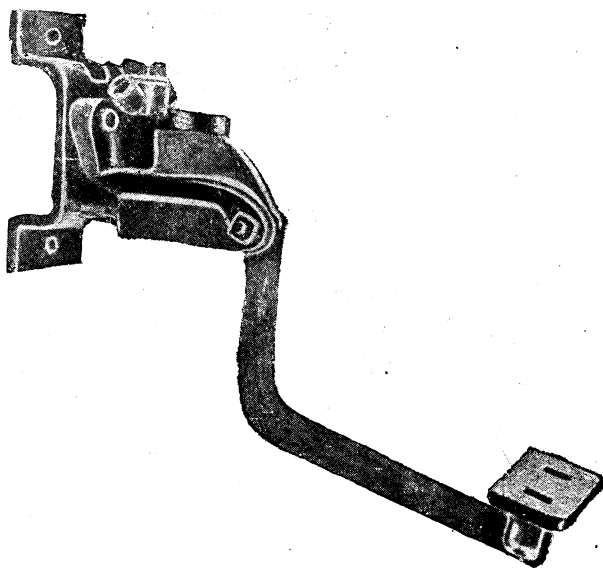
Во время работы пневматического устройства ручной привод остается без движения в своем исходном положении.

В целях предупреждения несчастных случаев зубчатые сектора ограждены съемным футляром из листового железа.

Доступ воздуха в цилиндр пневматического привода регулируется при помощи ножной педали, соединенной с клапаном, заключенным в воздухораспределительном корпусе (фиг. 133, 134 и 135).



Фиг. 132. Поршень пневматического привода дверец.



Фиг. 133. Педальное устройство пневматического привода дверец.

Корпус, отлитый из стали (ЛСт2), укреплен на скобе, устанавливаемой на шпильках, ввернутых в лобовой лист кожуха топки с левой стороны топочных дверец (фиг. 133).

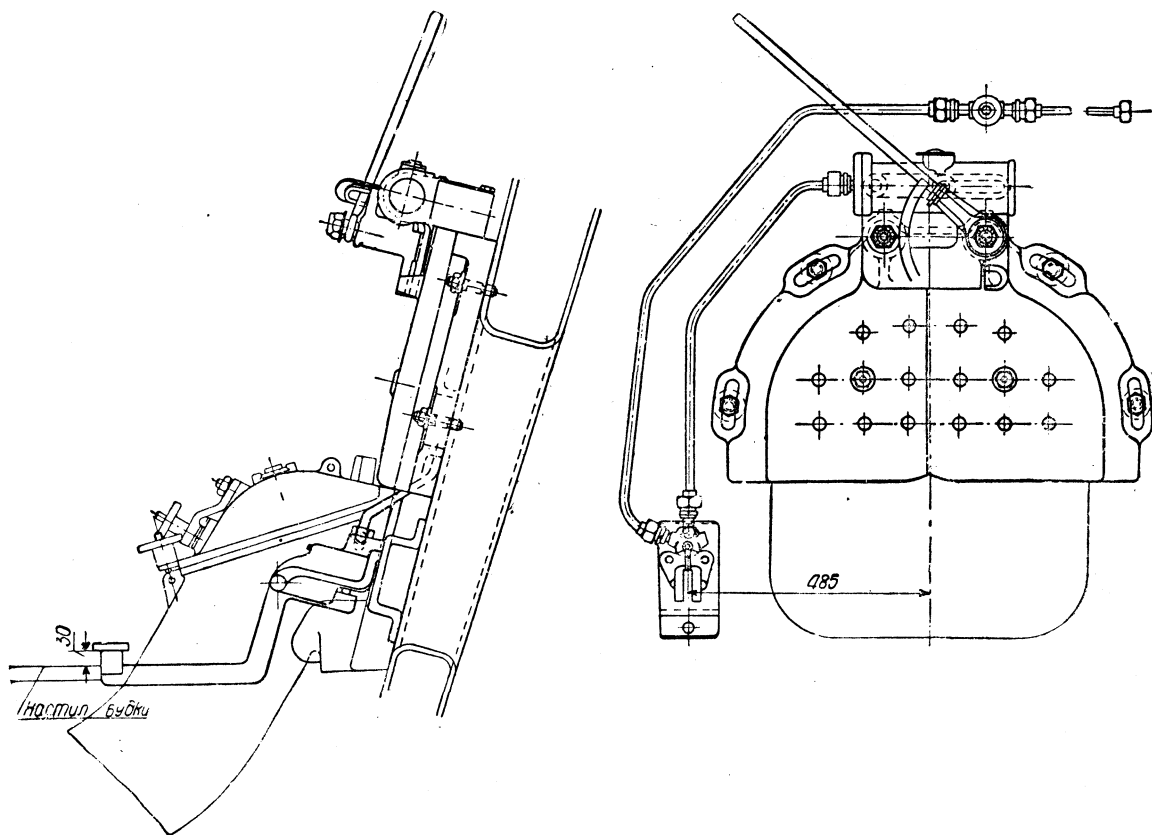
Двуплечему рычагу педали придана изогнутая (коленчатая) форма, что позволяет опустить его среднюю часть ниже уровня деревянного настила будки, выводя наружу только педаль, выступающую над полом будки на 45 мм (фиг. 134).

Как показал опыт установки на паровозе ФД, такое размещение педали чрезвычайно удобно, так как рычаг, будучи расположен ниже уровня пола будки, не мешает работе паровозной бригады, тогда как на паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> с дверцами Butterfly педальное устройство последних, расположенное выше настила будки, вызывает справедливые нарекания со стороны паровозных бригад.

Малое плечо рычага опирается о нижнюю часть воздушного клапана, заключенного, как уже сказано выше, в воздухораспределительном корпусе (фиг. 135).

Средняя цилиндрическая часть клапана диаметром в 19 мм и длиной в 50 мм служит для направления его движения в корпусе во избежание перекосов.

Между направляющей цилиндрической частью клапана и его конической (посадочной) частью имеется проточка на длине 14 мм диаметром в 13 мм, создающая в воздухораспределительном корпусе под конической частью кла-



Фиг. 134. Расположение дверей и педального устройства на котле.

пана кольцевое пространство, соединенное с каналом, ведущим к воздухопроводящей трубке, которая связана с крышкой цилиндра пневматического устройства.

В закрытом положении коническая часть клапана прижимается к седлу при помощи спиральной пружины, которая надевается на верхнюю часть клапана и сжимается пробкой, ввернутой в верхнюю часть корпуса.

Закрываемая пробкой верхняя часть корпуса при помощи канала диаметром в 2,5 мм соединена с двумя приливами, к одному из которых (в зависимости от расположения педали с правой или левой стороны дверей) присоединяется трубка, подводящая сжатый воздух из главного тормозного воздухопровода паровоза.



Применение последовательной связи узких воздушных проходов с широкими имело целью достижение дросселирования струи сжатого воздуха для получения значительно меньших давлений, чем в главном тормозном воздухопроводе паровоза. Дело в том, что соединение цилиндра пневматического при-

[illegible]

вода дверец непосредственно с источником высокого давления воздуха (5 ат) приводило к столь резкому раскрытию дверец, что механизм привода, вынужденный работать в условиях ударной нагрузки, быстро расстраивался; между тем подобного рода работа дверец отнюдь не является необходимой или желательной по условиям ухода или наблюдения за горением топлива.

Схематически работа клапана сводится к следующему.

189

цилиндру. Нижний конец клапана, нажимая на короткое плечо рычага, поднимает педаль над уровнем пола будки.

2. Нажатие ногой на педаль заставляет клапан сжать пружину и подняться вверх под действием силы, передаваемой коротким плечом рычага. В открытый клапаном проход устремляется воздух, который по описанным выше каналам и трубопроводу поступает с пониженным давлением в цилиндр пневматического привода дверей и, действуя на поршень, связанный со створками, заставляет их раскрываться.

3. При прекращении нажатия на педаль пружина возвращает клапан на место, чем прекращается доступ воздуха в цилиндр.

Оставшийся в цилиндре и трубопроводе воздух, могущий помешать вращению поршня, а следовательно и створок, в исходное положение, выходит через отверстие диаметром в 1 мм, просверленное в теле воздухораспределительного корпуса ниже конусной (посадочной) части клапана (в кольцевом пространстве).

Наличие этого отверстия не оказывает влияния на работу пневматического устройства при раскрытии дверей, так как утечка воздуха через столь малое отверстие крайне незначительна.

## КОНУС И ТРУБА

### РАСЧЕТ КОНУСА И ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Конусное устройство не только влияет на производительность — мощность котла, но в значительной степени определяет и экономичность работы котла и машины. Благодаря этому теоретическое и опытное исследование конусов и труб всегда привлекало и продолжает привлекать к себе внимание многих паровозостроителей.

Для расчета конуса и трубы применяется много различных методов. Некоторые из предложенных формул являются чисто эмпирическими, другие же, будучи теоретически обоснованными, все же содержат в себе элементы эмпирики.

Мы остановились на формулах Штраля и Цейнера-Грове. Выбор наш объясняется тем, что в эти формулы, основанные на общих законах гидродинамики, легче могут быть внесены известные коррективы, и в них выступает более ясно та взаимная связь явлений, выяснение которой нам необходимо, так как проектируемый котел во многом отличается от котлов наших старых паровозов.

В связи с многочисленными нападками на формулы Штраля и Цейнера-Грове затронем кратко вопрос, в каких пределах мы считаем возможным ими пользоваться и какие коррективы мы внесли в них для наиболее точного учета конструктивных особенностей нашего котла.

В основу обеих формул положено уравнение гидродинамического закона движения жидкости:

$$(L + D)(p_0 - p_x)v_1 + \frac{D(\omega - \omega_x)^2}{2g} + \frac{L\omega_1^2}{2g} = \frac{D\omega^2}{2g} - \frac{L + D}{2g}\omega_0^2, \quad (1)$$

где:  $L$  — секундное весовое количество продуктов сгорания в кг/сек;

$D$  — секундный расход пара через конус в кг/сек;

$p_0 - p_x$  — перепад давления, соответствующий гидравлическому сопротивлению котла в кг/м<sup>2</sup>;

$v_1$  — удельный объем смеси продуктов сгорания и вылетающего из конуса пара в м<sup>3</sup>/кг;

$w$  — средняя скорость пара по выходе из устья конуса в м/сек;

$w_x$  — скорость парового потока, соответствующая потере на удар и принимаемая Штралем равной  $w_1$ ;

$w_1$  — скорость газового потока в горле трубы, принимаемая Штралем равной скорости смеси газа и пара в этом месте в м/сек;

$w_0$  — скорость смеси газа и пара при выходе из устья трубы в м/сек;

$\xi$  — коэффициент потери на удар газового потока, зависящий от изменения скорости его; в выводах Штраля он принимается равным 1.

Делаем допущения, что потеря на удар парового потока происходит до момента достижения им горла трубы и выражается через

$$\frac{D(w - w_1)^2}{2g},$$

что потеря на удар газового потока выражается через

$$\frac{Lw_1^2}{2g},$$

и принимаем, что

$$p_0 - p_x = \mu \left( \frac{L}{R} \right)^2,$$

где:  $\mu$  — гидравлический коэффициент котла,

$R$  — площадь колосниковой решетки.

Тогда уравнение (1) после преобразований принимает вид:

$$\mu \left( \frac{L}{R} \right)^2 = \frac{1}{gv_1} \left[ \frac{D}{D+L} w w_1 - \frac{w_1^2}{2} \left( 1 + \frac{w_0^2}{w_1^2} \right) \right]. \quad (2)$$

Обозначая через:

$f$  — площадь конуса в м<sup>2</sup>,

$F_0$  — площадь устья трубы в м<sup>2</sup>,

$F_1$  — площадь горла трубы в м<sup>2</sup>,

$v$  — удельный объем пара при выходе из конуса в м<sup>3</sup>/кг,

$\lambda$  — коэффициент сужения трубы;

полагая далее, что для трубы остается справедливым уравнение неразрывности:

$$w_0 F_0 = w_1 F_1$$

и что коэффициент сужения:

$$\lambda = \frac{1}{2} \left[ 1 + \left( \frac{F_1}{F_0} \right)^2 \right],$$

имеем

$$f = \frac{F_1 \frac{v}{v_1}}{\lambda \left( 1 + \frac{L}{D} \right)^2 + \frac{g}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2 \left( \frac{L}{D} \right)^2}. \quad (3)$$

Если предположить, что коэффициент  $\xi=0$ , т. е. что потеря на удар газового потока равна 0, то уравнение (2) примет вид:

$$\mu \left( \frac{L}{R} \right)^2 = \frac{1}{g v_1} \left[ \frac{D}{L+D} \left( w w_1 - \frac{w_1^2}{2} \right) - \frac{w_0^2}{2} \right]. \quad (4)$$

Произведя аналогичные произведенным выше подстановки, получим:

$$f = \frac{F_1 \frac{v}{v_1}}{\left( 1 + \frac{L}{D} \right)^2 \lambda + \frac{g}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2 \left( \frac{L}{D} \right)^2 - 0,5 \frac{L}{D} \left( 1 + \frac{L}{D} \right)}. \quad (5)$$

Так как значение  $\frac{L}{D}$  может колебаться в пределах от 2 до 2,8, то с достаточной для практики точностью можно считать, что

$$f = - \frac{F_1 \frac{v}{v_1}}{\lambda + \frac{L^2}{D^2} \left[ \lambda + g \frac{1}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2 \right]}, \quad (6)$$

откуда следует, что

$$\frac{L}{D} = \sqrt{\frac{\frac{F_1}{f} \frac{v}{v_1} - \lambda}{\lambda + g \frac{1}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2}}. \quad (7)$$

Если заменить весовые соотношения  $\frac{L}{D}$  объемными  $\frac{L_0}{D_0}$ , равными  $\frac{L}{D} \frac{v_2}{v_1}$ , где  $v_2$  — удельный объем продуктов сгорания в м<sup>3</sup>/кг, то выражение (7) примет вид:

$$\frac{L_0}{D_0} = \sqrt{\left( \frac{v_2}{v_1} \right)^2 \frac{\frac{F_1}{f} \frac{v}{v_1} - \lambda}{\lambda + g \frac{1}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2}}. \quad (8)$$

При допущении, что разница между  $v_2$  и  $v_1$ , а следовательно и между  $v$  и  $v_1$ , невелика, формула (8) обращается в известную формулу Цейнера-Грове:

$$\frac{L_0}{D_0} = \sqrt{\frac{\frac{F_1}{f} - \lambda}{\lambda + \frac{g}{v_1} \mu \left( \frac{F_1}{R} \right)^2}}. \quad (9)$$

Таким образом мы видим, что расчетные формулы (3), (6), (7) и (9) содержат целый ряд допущений.

Вполне правильным выражением является лишь выражение (1), которое практически можно использовать лишь в том случае, когда известны величины  $\xi$ ,  $w_x$ ,  $w_1$ . В зависимости от размеров, расположения и конфигурации конуса и трубы эти величины могут колебаться в довольно широких пределах.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Надо думать, что указанные величины зависят еще от скорости вылета пара из конуса и давления выхлопа и изменяются в сторону больших потерь энергии при увеличении скорости и давления.

Поскольку мы принимаем, что  $\xi = 1$  в формуле Штраля или  $\xi = 0$  в формуле Цейнера-Грове и что  $w_x = w_1$  лишь условно, постольку также условно мы должны принимать и величины  $\frac{L}{D}$  и  $\frac{L_0}{D_0}$ .

Это обстоятельство часто забывают, пытаясь применить в формуле Штраля не условные, а действительные, например взятые из опытов, величины  $\frac{L}{D}$ ,  $v_2$  и  $v$ . Условность сделанных выше предположений делает такую „натурализацию“ формулы Штраля недопустимой и неизбежно приводит к неверным результатам. Поэтому при расчете конуса по приведенным формулам величины  $\frac{L}{D}$ ,  $v$  и  $v_1$  надо брать в тех пределах, в которых их рекомендует брать Штраль.

Для иллюстрации приведем несколько примеров.

Для паровозов с перегревом Штраль в формуле (3) рекомендует брать:

$$\frac{v}{v_1} = 1,15, \quad \frac{L}{D} \text{ от } 2,1 \text{ до } 2,4, \quad \frac{g}{v_1} = 6.$$

Отсюда:

$$v_1 = \frac{g}{6} = \frac{9,81}{6} = 1,63 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$v = 1,15 v_1 = 1,87 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Зная вес и удельный объем смеси и одной компоненты, из уравнения смешения легко определить удельный объем другой компоненты — газа:

$$v_2 = \frac{v_1 \left( \frac{L}{D} + 1 \right) - v}{\frac{L}{D}}.$$

Для  $\frac{L}{D} = 2,1$

$$v_2 = 1,51$$

и для  $\frac{L}{D} = 2,4$

$$v_2 = 1,53.$$

Тогда для первого случая:

$$\frac{L_0}{D_0} = \frac{L}{D} \frac{v_2}{v} = 2,1 \frac{1,51}{1,87} = 1,7$$

и для второго:

$$\frac{L_0}{D_0} = 2,4 \frac{1,53}{1,87} = 1,97.$$

Несмотря на это, Штраль все же рекомендует при расчете конуса по формуле Цейнера-Грове брать  $\frac{L_0}{D_0} = 2,6$  и  $\frac{g}{v_1} = 5$ , т. е. рекомендует брать их чисто условно.

Такое же несоответствие мы увидим, если будем исходить из действительных параметров пара и газа.

Действительный удельный объем пара, вылетающего из конуса, для перегретых паровозов колеблется между 1,8 — 1,9 м<sup>3</sup>/кг.

Удельный объем продуктов сгорания зависит от их температуры ( $T_3$ ) и равен:

$$v_2 = \frac{29,27 (T_3 + 273)}{10\,000}.$$

При  $T_3 = 300, \quad v_2 = 1,68$

„  $T_3 = 350, \quad v_2 = 1,82$

„  $T_3 = 400, \quad v_2 = 1,97.$

Отсюда для  $T_3$  в пределах от 330 до 370 отношение  $\frac{v}{v_2} = 1$  или  $\frac{v}{v_1} = 1$ ;

$$\text{при } T_3 < 330, \quad \frac{v}{v_1} < 1.$$

Таким образом объемное соотношение секундных расходов продуктов сгорания и пара  $\frac{L_0}{D_0} \leq \frac{L}{D}$ , и только лишь в редких случаях  $\frac{L_0}{D_0} > \frac{L}{D}$ .

Однако указанная условность абсолютных величин соотношений, входящих в формулы Штраля и Цейнера-Грове, не может служить причиной отказа от применения этих формул к расчетам конуса и трубы, так как условия подобия конусных устройств паровозов делают сравнительное определение вполне допустимым. Для однотипных паровозов колебания фиктивных величин  $\frac{L_0}{D_0}$  и  $\frac{L}{D}$  будут весьма незначительны, а потому и результаты расчетов конусов будут довольно близки между собой.<sup>1</sup>

Однако в формулы Штраля и Цейнера-Грове входит еще одна величина, сильно зависящая от конструкции котла и перегревателя и значительно влияющая на окончательный результат, — величина гидравлического сопротивления котла  $\mu$ . С определением этой величины, предлагаемым Штралем, мы согласиться не можем.

Данное Штралем для паровозов с насыщенным паром выражение  $\mu$  имеет вид:

$$\mu = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 \left( \frac{R}{\Omega_d} \right)^2, \quad (10)$$

где:  $\alpha_1$  — коэффициент сопротивления зольника,

$\alpha_2$  — " " слоя топлива,

$\alpha_3$  — " " искроудержателя,

$\alpha_4$  — " " трубчатой части котла,

$R$  — площадь колосниковой решетки в  $\text{м}^2$ ,

$\Omega_d$  — живое сечение дымогарных труб в  $\text{м}^2$ .

Для паровозов с перегревателями Штраль предлагает для  $\mu$  выражение:

$$\mu = \alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha'_4 \left( \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}} \right)^2, \quad (11)$$

где  $\Omega_{ж}$  — живое сечение жаровых труб с учетом элементов перегревателя.

Коэффициент сопротивления трубчатой части в выражении (10)

$$\alpha_4 = 0,04 + 0,005 \frac{l}{d_d}, \quad (12)$$

где:  $l$  — длина труб (расстояние между решетками) в мм,

$d_d$  — диаметр дымогарной трубы в мм.

<sup>1</sup> Выбор  $\frac{L_0}{D_0}$  и  $\frac{L}{D}$  путем сравнения с таковыми для ряда осуществленных паровозов рекомендует также и инж. Б. И. Корчевский; см. „Известия Южно-русского об-ва технологов“ 1913—1914 гг.

В выражении (11)

$$\alpha'_4 = \frac{2}{3} \alpha_4 = \frac{2}{3} \left( 0,04 + 0,005 \frac{l}{d_d} \right). \quad (13)$$

Это показывает, что главное слагаемое коэффициента  $\mu$  — величина  $\alpha'_4 \left( \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}} \right)^2$  не зависит от конструкции перегревателя.

Признавая принципиальную верность выражения  $\mu$ , мы считаем, что для паровозов с перегревателем коэффициент  $\alpha'_4$  должен выражаться не в виде  $\frac{2}{3} \alpha_4$ , а в виде:

$$\alpha'_4 = 0,04 + 0,005 \zeta \frac{l}{d_d},$$

где  $\zeta$  должно быть особо подсчитано для каждого конкретного случая.

Первый член этого выражения — коэффициент 0,04 — учитывает гидравлические потери на удар и остается для всех паровозов примерно одинаковым, так как эти потери характеризуются исключительно скоростями потока.

Второй член, учитывающий сопротивление трения, будет меняться в зависимости от гидравлического радиуса проходного сечения и потому для каждого паровоза будет иметь свое значение. Общее выражение для  $\zeta$  может быть легко получено при рассмотрении явления протекания газов по трубчатой части котла.

Обозначая через:

$r_d$  — гидравлический радиус дымогарной трубы в м,

$r_{ж}$  — гидравлический радиус жаровой трубы и помещенных в ней элементов перегревателя в м,

$\Delta$  — гидравлический коэффициент,

$\beta$  — долю газов, проходящих через дымогарные трубы,

$(1 - \beta)$  — долю газов, проходящих через жаровые трубы, и через символы, приведенные выше, — остальные величины,

можем на основании законов гидравлики, пренебрегая некоторой разницей температур обоих потоков, написать:

$$\left[ \frac{(1 - \beta) L_0}{\Omega_{ж}} \right]^2 \frac{l \Delta}{r_{ж}} = \left[ \frac{\beta L_0}{\Omega_d} \right]^2 \frac{l \Delta}{r_d},$$

или

$$\frac{(1 - \beta)^2}{\Omega_{ж}^2} \frac{1}{r_{ж}} = \frac{\beta^2}{\Omega_d^2} \frac{1}{r_d},$$

откуда:

$$\beta = \frac{\frac{2}{\Omega_{ж}^2 r_{ж}} - \sqrt{\frac{4}{\Omega_{ж}^4 r_{ж}^2} - \frac{4}{\Omega_d^2 r_d} \left( \frac{1}{\Omega_{ж}^2 r_{ж}} - \frac{1}{\Omega_d^2 r_d} \right)}}{2 \left( \frac{1}{\Omega_{ж}^2 r_{ж}} - \frac{1}{\Omega_d^2 r_d} \right)} = \frac{1}{1 + \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} \sqrt{\frac{r_{ж}}{r_d}}};$$

отсюда потеря напора  $h$ :

$$h = \Delta \frac{l}{r_d} \left( \frac{L_0}{\Omega_d} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} \sqrt{\frac{r_{ж}}{r_d}}} \right)^2.$$

Если же эту потерю выразить через среднюю скорость протекания газов  $\frac{L_0}{\Omega_d + \Omega_{ж}}$  при гидравлическом радиусе  $r_d$ , то получим:

$$h = \Delta \frac{l}{r_d} \left( \frac{L_0}{\Omega_d} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} \sqrt{\frac{r_{ж}}{r_d}}} \right)^2 = \Delta \frac{l}{r_d} \left( \frac{L_0}{\Omega_d + \Omega_{ж}} \right)^2 \zeta,$$

или

$$\zeta = \left( \frac{1 + \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d}}{1 + \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} \sqrt{\frac{r_{ж}}{r_d}}} \right)^2.$$

Обозначая через:

$n_{ж}$  — число жаровых труб,

$d_{ж}$  — внутренний диаметр жаровых труб в мм,

$i$  — число сечений элементов в одной жаровой трубе,

$d_э$  — внешний диаметр элементов в мм,

$n_d$  — число дымогарных труб,

$d_d$  — внутренний диаметр дымогарных труб в мм,

имеем:

$$r_{ж} = \frac{\Omega_{ж}}{\pi n_{ж} (d_{ж} + i d_э)}, \quad r_d = \frac{\Omega_d}{\pi n_d d_d};$$

тогда:

$$\frac{r_{ж}}{r_d} = \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} \cdot \frac{n_d d_d}{n_{ж} (d_{ж} + i d_э)} = m \frac{n_d d_d}{n_{ж} (d_{ж} + i d_э)},$$

где

$$m = \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d}$$

и

$$\zeta = \left[ \frac{1 + m}{1 + m \sqrt{m \frac{n_d d_d}{n_{ж} (d_{ж} + i d_э)}}} \right]^2. \quad (14)$$

Принимая

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 = 18,$$

$$\eta_1 = 18 + \left[ 0,04 + \zeta 0,005 \frac{l}{d_d} \right] \left( \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}} \right)^2. \quad (15)$$

Подсчитывая для ряда паровозов отношения  $\frac{L_0}{D^0}$  по формуле Цейнера-Грове и  $\frac{L}{D}$  по формуле Штралья (табл. 46), мы видим, что  $\frac{L}{D}$  и  $\frac{L_0}{D^0}$  колеблются около 2,1 и 2,6; эти величины и рекомендует брать Штраль при пользовании формулами (3) и (9).



Соотношения  $\frac{L}{D}$  и  $\frac{L_0}{D_0}$  в формулах Штраля и Цейнера-Грове для ряда паровозов

Серия	Тип	$R$ М²	$\sim l$ мм	$d_{ж}/п_{ж}$ мм	$d_{э}/i$ мм	$\Omega_{ж}$ М²	$d_{л}/n_{л}$ мм	$\Omega_{д}$ М²	$\Omega_{д} + \Omega_{ж}$ М²	$\frac{\Omega_{ж}}{\Omega_{д}} = m$	$\zeta$	$\mu$	$f$ см²	$F_1$ см²	$\lambda$	$\frac{F_1}{f}$	$\frac{L_0}{D_0}$	$\frac{L}{D}$
ЕФ	1-5-0	6,0	5200	125/28	38/4	0,22	46/194	0,32	0,54	0,688	1,09	99	184	1600	1,00	8,7	2,39	1,92
Е <sup>л</sup>	1-5-0	6,0	5200	125/28	38/4	0,22	46/194	0,32	0,54	0,688	1,09	99	167	1300	0,78	7,8	2,63	2,14
М	2-4-0	6,0	5150	127/40	24/6	0,40	45/190	0,302	0,702	1,32	0,975	62	201	1735	0,815	8,65	2,7	2,21
Л	2-3-1	4,65	5400	125/36	36/4	0,30	46/218	0,36	0,66	0,834	1,07	51	168/261 <sup>2</sup>	1735	0,78	10,3 6,65	2,9 2,27	2,45 1,83
ЭУ	0-5-0	4,40	4700	125/32	24/6	0,306	45/157	0,25	0,556	1,22	1,0	54	180/236 <sup>2</sup>	1520	0,72	8,45 6,45	2,74 2,35	2,28 1,9
СУ	1-3-1	4,73	5200	125/32	24/6	0,306	45/135	0,215	0,521	1,42	1,0	69	154	1735	0,75	11,3	2,95 <sup>1</sup>	2,53 <sup>1</sup>
С	1-3-1	3,8	5200	125/24	30/4	0,228	46/170	0,264	0,510	0,865	0,94	50	189	1590	0,71	8,42	2,59	2,18
Б	2-3-0	2,8	4450	119/24	34/4	0,18	46/151	0,250	0,430	0,72	1,09	42	154	1520	0,705	9,9	2,63	2,27
ТВ (USRA)	1-4-1	6,6	5800	127/45	38/4	0,364	57/247	0,63	0,994	0,578	1,15	45	214	1640	1	7,67	2,44	1,9
К-8-С	1-4-0	4,96	4500	125/30	38/4	0,231	46/202	0,335	0,566	0,69	1,10	62	145	1240	1	8,55	2,51	1,99

<sup>1</sup> Выхлопной пар проходит через водоподогреватель.<sup>2</sup> Конус переменный, подсчет произведен для крайних значений.

Введение коэффициента  $\mu = 18 + \left[ 0,04 + \zeta 0,005 \frac{l}{d_d} \right] \left( \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}} \right)^2$  и получение для  $\frac{L_0}{D_0}$  и  $\frac{L}{D}$  тех же значений, какие рекомендует и Штраля, нисколько не противоречит приведенным примерам, так как в рассматривавшихся Штралем паровозах коэффициент  $\zeta$  был весьма близок к  $2/3$ .

Переходя к практическому расчету конуса паровоза ФД, укажем лишь, что благодаря общей принципиальной правильности положений, на которых основаны формулы Штраля и Цейнера-Грове, мы считали возможным воспользоваться ими как для расчета круглого конуса для первого паровоза ФД, так и для расчета экономических насадок для последующих паровозов.

Основные данные, необходимые для расчета конуса, — следующие:

$$\begin{aligned} R &= 7,04 \text{ м}^2, & \Omega_{ж} &= 0,51 \text{ м}^2, \\ l &= 6000 \text{ мм}, & \Omega_d &= 0,09 \text{ м}^2, \\ d_d &= 51 \text{ мм}, & & \\ n_d &= 44, & \Omega_d + \Omega_{ж} &= 0,6 \text{ м}^2, \\ d_{ж} &= 82,5 \text{ мм}, & & \\ n_{ж} &= 130, & \frac{\Omega_{ж}}{\Omega_d} = m &= 5,67, \\ d_э &= 30 \text{ мм}, & & \\ i &= 2, & & \end{aligned}$$

Исходя из сравнения с существующими паровозами (табл. 46), примем  $\frac{L_0}{D_0} = 2,7$  и  $\frac{L}{D} = 2,2$ .<sup>1</sup>

Подставляя необходимые величины в выражение (14), получим:

$$\zeta = \left[ \frac{1 + 5,67}{1 + 5,67 \sqrt{\frac{44 \cdot 51}{130(82,5 + 2 \cdot 30)}}} \right]^2 = 1,37$$

и

$$\mu = 18 + \left( 0,04 + 1,37 \frac{6000}{51} 0,005 \right) \left( \frac{7,04}{0,6} \right)^2 = 135.$$

Принимая

$$\frac{F_1}{f} = 9,5 \text{ и } \lambda = 0,765,$$

из выражения (3) получим площадь горла трубы:

$$F_1 = \frac{R}{\frac{L}{D}} \sqrt{\frac{\frac{F_1}{f} \frac{v}{v_1} - \lambda \left( 1 + \frac{L}{D} \right)^2}{\frac{g}{v_1} \mu}} = \frac{7,04}{2,2} \sqrt{\frac{9,5 \cdot 1,15 - 0,765(2,2 + 1)^2}{6 \cdot 135}} = 0,197 \text{ м}^2,$$

или диаметр горла  $D_1 = 500 \text{ мм}$ .

<sup>1</sup> На первый взгляд благодаря наличию в паровозе ФД водоподогревателя кажется, что эти соотношения должны быть исправлены. Учитывая однако экономию топлива, вызываемую подогревом питательной воды, надо считать, что уменьшение проходимого через конус пара компенсируется уменьшением количества образующихся газов.

Площадь конуса по Штралю:

$$f = 1970 \frac{1}{9,5} = 207 \text{ см}^2,$$

что соответствует диаметру конуса  $d = 162$  мм.

При применении формулы Цейнера-Грове (9) получим площадь горла трубы  $F_1 = 0,179 \text{ м}^2$ ,  $D_1 = 478$  мм,  $f = 189 \text{ см}^2$ ,  $d = 155$  мм.

При подсчете конуса по основной формуле Штраля без внесения поправки для коэффициента  $\mu$  мы получаем:

$$F_1 = 0,263 \text{ м}^2, \quad D_1 = 580, \quad f = 277 \text{ см}^2, \quad d = 188 \text{ мм}.$$

При применении формулы фон-Борриса получаем:

$$f = 103,7 \frac{R}{1 + 0,1 \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}}} = 336 \text{ см}^2$$

и, наконец, при применении формулы Эбелинга:

$$f = 156 \sqrt{\frac{R}{1 + 0,3 \frac{R}{\Omega_d + \Omega_{ж}}}} = 195 \text{ см}^2.$$

Для выяснения возможности применения двух последних эмпирических формул нами произведены по ним подсчеты конусов для различных паровозов, и полученные результаты сравнены с действительными данными. Из таблицы 47

ТАБЛИЦА 47

Площади конусов по эмпирическим формулам фон-Борриса и Эбелинга

Серия	Тип	$f$ — площадь конуса в $\text{см}^2$	$f$ по Эбелингу в $\text{см}^2$	$f$ по ф.-Боррису в $\text{см}^2$
ЕФ	1—5—0	184	183	295
Е <sup>л</sup>	1—5—0	167	183	295
М	2—4—0	201	202	335
Л	2—3—1	168/261	191	282
Эу	0—5—0	180/236	180	256
Су	1—3—1	154	176	257
С	1—3—1	189	169	226
Б	1—3—1	154	152	176
ТВ	1—4—1	214		
(USRA)			231	410
К-8-С	1—4—0	145	180	274

видно, что формула Эбелинга дает довольно удовлетворительные результаты, что же касается формулы фон-Борриса, то по нашему мнению она неприемлема и должна быть изъята из употребления.

В виду того, что поправка в формуле для  $\mu$  нами была применена впервые, а кроме того за невозможностью точно учесть качества топлива и некоторые конструктивные особенности котла и дымовой камеры нами, из осторожности, для первого паровоза, снабженного круглым конусом, были даны четыре градации размеров конуса между основным расчетным размером и максималь-

ным, получаемым из формулы Штраля без применения поправки в выражении  $\rho$ . Поэтому съемные насадки были запроектированы диаметрами в 160, 170, 180 и 190 мм.

Первые пробные поездки и дальнейшие опыты указали на наибольшую удачность первого, т. е. основного расчетного варианта.

Что касается взаиморасположения конуса и трубы, то отметим лишь, что оно было выбрано при помощи общеизвестных соотношений Штраля.

Переходя к определению размеров экономичных насадок, следует заметить, что улучшение работы конусного устройства при применении таких насадок имеет целью главным образом уменьшение противодавления в цилиндре, т. е. увеличение индикаторного коэффициента.

Достигается это тем, что насадке конуса придается специальная конфигурация (звездчатая, крестообразная и т. д.), благодаря чему улучшается к. п. д. вытяжного устройства, т. е. оказывается возможным работать на более низких скоростях вылетающего из конуса пара, что и определяет увеличение площади насадки.

По нашему мнению увеличение к. п. д. происходит главным образом вследствие уменьшения потерь на удар газового потока (член  $\xi w_1^2 \frac{L}{2g}$  в уравнении 1), так как в этих случаях движение частиц газа, направляемых паровым потоком, не носит хаотического характера.<sup>1</sup>

Основное уравнение (1) показывает, что уменьшение члена  $\xi w_1^2 \frac{L}{2g}$  дает возможность уменьшить скорость вылетающего из насадки конуса пара, что, кстати сказать, автоматически уменьшает и все остальные потери, т. е. приводит к большей площади насадки конуса.

По данным G. W. Armstrong'a<sup>2</sup> переход с круглой насадки на звездчатую дал для паровоза 1—4—1 В увеличение площади на  $\sim 35\%$  и для паровоза 1—4—0 К-8-С  $\sim$  на  $42\%$ . Необходимо указать, что при перемене конусов на этих паровозах была изменена также и конфигурация труб (цилиндрические трубы были заменены коническими), что конечно оказало известное влияние, повысив эффект от введения экономичных насадок.

Аналогичные результаты получены были французскими дорогами на опытах с насадками Kylälä и ИРТ'ом НКПС — с крестообразными насадками. Приведенные на фиг. 136 кривые — разрежение в дымовой камере в функции противодавления конуса — показывают для всех трех насадок примерно одинаковые улучшения сравнительно с простой насадкой. Необходимо отметить достижения более высоких разрежений, а также и противодавлений для звездчатых насадок. Это характерно для американских локомотивов; возможно, что благодаря этому звездчатой насадке и придается специальная форма — бутон. Такая форма лучше направляет паровой поток, стремящийся под влиянием большого давления принять форму сильно расходящегося конуса.

<sup>1</sup> Мы полагаем, что действие вытяжного устройства паровоза происходит, главным образом, за счет увеличения скорости парового потока в трубе, т. е. за счет присоса газа. Захват же частиц газа трением имеет меньшее значение, но все же оказывает влияние, особенно при экономичных насадках.

<sup>2</sup> Railway Mechanical Engineer, сентябрь 1930 г.

Площадь звездчатой насадки мы определили, исходя из площади круглого конуса и принимая во внимание указания Armstrong'a относительно степени увеличения площади конуса. Из осторожности нами было взяты три градации площадей, при чем степени увеличения площади были приняты в 15, 25 и 35%. Таким образом были получены площади в 227, 242 и 261 см<sup>2</sup>.

Теоретическое определение площади экономичной насадки довольно затруднительно, так как точно учесть влияние конфигурации насадки сейчас не представляется возможным. Все же, если предположить, что экономичные насадки существенно уменьшают член  $\xi w_1^2 \frac{L}{2g}$  (см. уравнение 1), то выражение (9), выведенное в предположении  $\xi = 0$ , можно рассматривать как расчетное, принимая при этом  $\frac{L_0}{D_0}$  более близким к действительности. Так, ориентируясь на паровозы 1—4—1 и 1—4—0 (табл. 46) и принимая  $\frac{L_0}{D_0} = 2,4$ ,  $\frac{F_1}{f} = 8$ ,  $\lambda = 0,7$ , получим:

$$F_1 = \frac{7,04}{2,4} \sqrt{\frac{8 - 0,700(1 + 2,4^2)}{5 \cdot 135}} = 2050 \text{ см}^2,$$

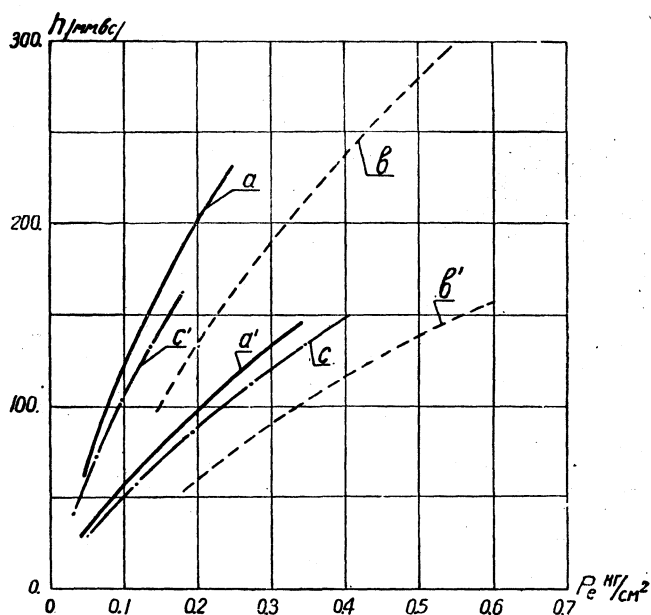
или  $f = 256 \text{ см}^2$ .

Таким образом, при подсчете площади экономичной насадки можно также пользоваться формулой Цейнера-Грове (или формулой Штраля), беря лишь отношение  $\frac{L_0}{D_0}$  несколько пониженным.

Эти рассуждения и подсчет мы привели не столько для того, чтобы установить метод расчета экономичных насадок, сколько для того, чтобы показать применимость основной теории конуса и в этом случае.

Однако не только форма насадки оказывает существенное влияние на улучшение действия всего конусного устройства; большое влияние оказывает также и характер протекания процесса выхлопа пара из цилиндров.

Так, вследствие наибольшей интенсивности выхлопа пара в момент предварения выпуска, мы имеем неравномерную работу конуса — рывки, что отражается не только на работе котла, но и на машине. При обычных конусных устройствах с общей для обоих цилиндров конусной насадкой это явление вызывает подпор линии противодавления. В этом случае использование конусом паровой энергии сопровождается потерями за счет связанного выхлопа обеих



Фиг. 136. Опытные кривые, характеризующие работу различных конусов. Опыты французских железных дорог: *a* — насадка Kylälä, *a'* — круглая насадка. Опыты дорог США: *b* — звездчатая насадка, *b'* — круглая насадка. Опыты ИРТ — НКПС: *c* — круглая насадка, *c'* — крестообразная насадка.

машин, т. е. влияние одного цилиндра на другой не дает возможности достаточно полно использовать потенциальную энергию пара в промежутке между началом предварения выпуска и началом выталкивания (носок индикаторной диаграммы). Для устранения явления подпора прибегают, с одной стороны, к созданию ресивера (увеличению объема паропроводящих труб) и к разделению выхлопов обоих цилиндров, с другой.

Последнее нашло отражение в создании колонок конуса с разделительной стенкой, что, однако, нельзя признать удовлетворительным решением, так как подпор устраняется здесь лишь частично. В этом отношении правильное решение дает четырехдырный конус с разделенным выхлопом. Этот конус, предложенный ТБ ОГПУ и поставленный на паровоз ФД уже после постройки паровоза, дал весьма хорошие результаты.

По нашему мнению, работа этого конуса должна быть особенно эффективна на малых и средних скоростях, тогда как на очень больших скоростях он может уступать другим конусам с экономичными насадками.

Так как теоретических и практических данных по этому вопросу не имелось, то для определения размеров сечения разделенного конуса с четырехдырной насадкой был применен приведенный выше метод Штраля с практической поправкой на увеличение площади сечения. Так же, как и выше на примере определения сечения звездчатой насадки, были приняты три градации величины площади насадок, при чем предельные значения, в виду ожидавшихся лучших результатов, были несколько раздвинуты.

Площади всех четырех отверстий этой насадки были приняты в 227, 283 и 314 см<sup>2</sup>, чему соответствовали диаметры в 85, 95 и 100 мм. По данным испытаний наилучшие результаты дал конус в 314 см<sup>2</sup>, что превысило даже указания W. Armstrong'a. Это вполне понятно, так как указания Armstrong'a об увеличении площади сечения насадок касались только формы насадки, а в нашем случае играла роль не только форма насадки, но и изменение процесса выхлопа пара.

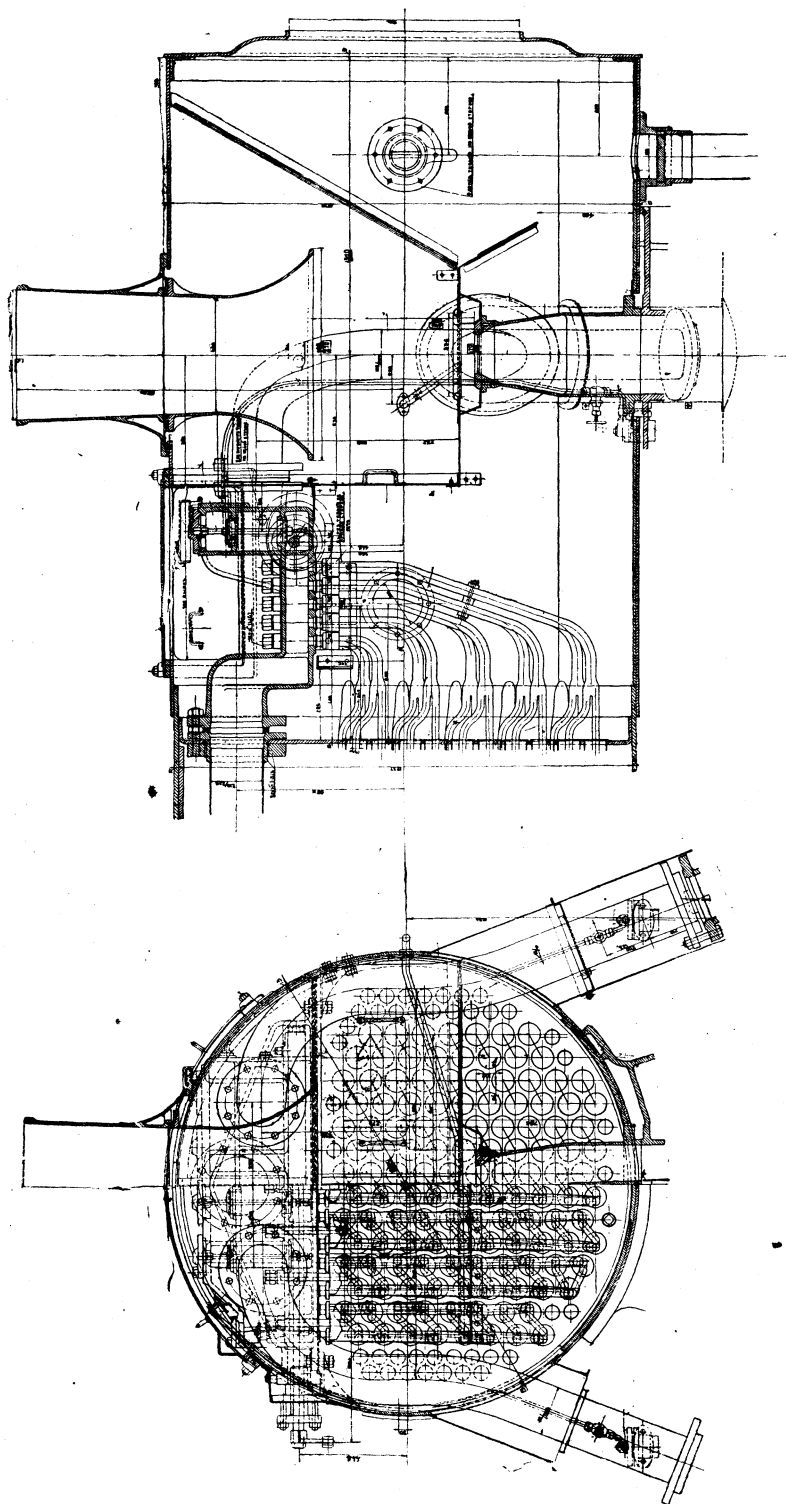
#### КОНСТРУКЦИЯ КОНУСА И ТРУБЫ ПЕРВОГО ПАРОВОЗА

Общий вид дымовой камеры и расположения трубы с конусом для первых двух паровозов ФД дает фиг. 137.<sup>1</sup>

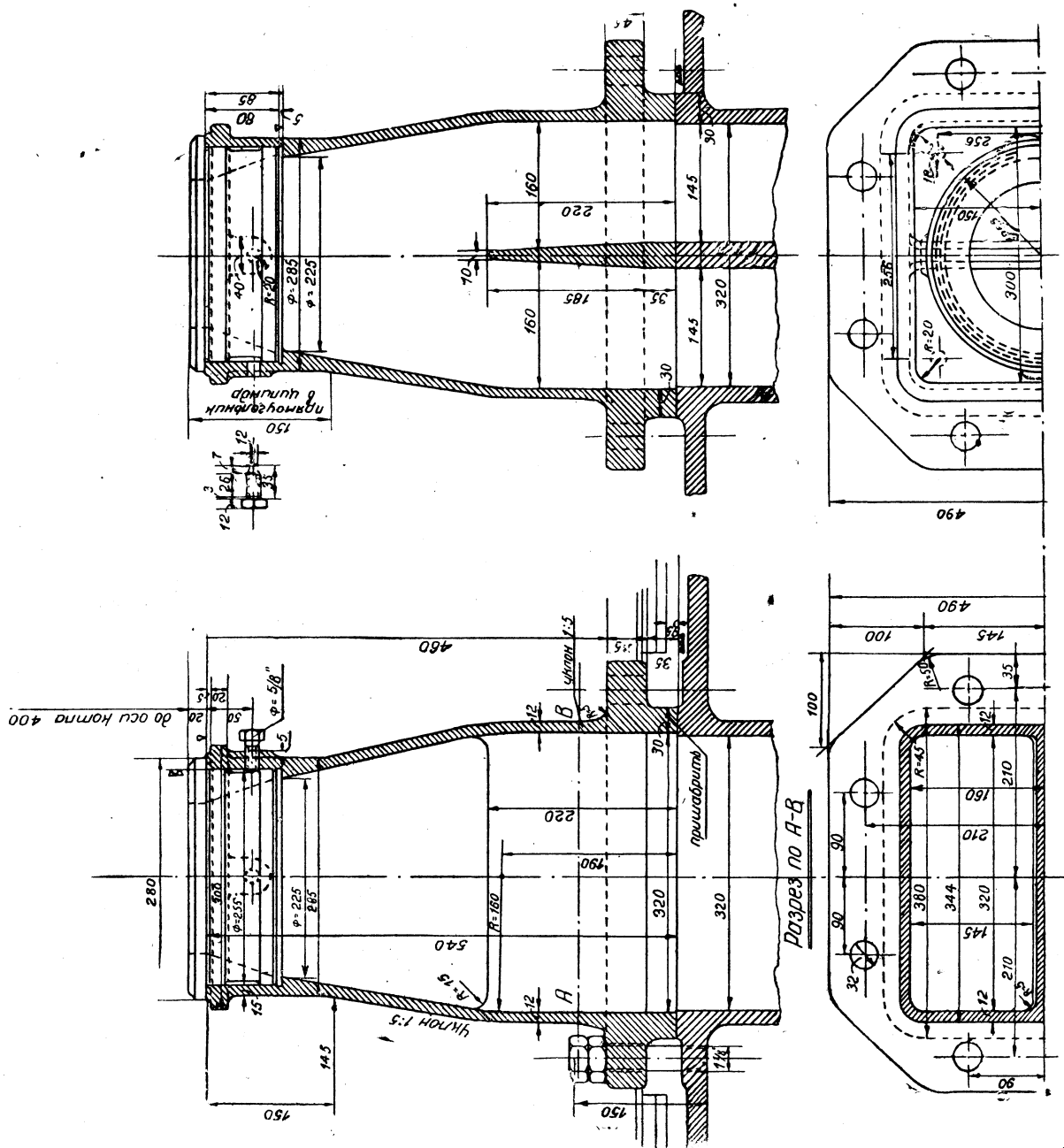
Расположение трубы и конуса для этих двух паровозов, а также и для паровозов второго заказа симметрично относительно цилиндров, отливки которых образуют пароподводящие каналы к колонке конуса. Колонка конуса, изготовленная из чугунного литья (фиг. 138), приболчивается к фланцам выхлопных каналов так, что ее перегородка образует продолжение разделительных стенок обеих отливок цилиндров.

Такая перегородка по замыслу должна была служить для того, чтобы паровые потоки из правого и левого цилиндров могли смешиваться лишь в верхней части колонки конуса. Поскольку выхлопы из обоих цилиндров происходят непрерывно почти в продолжение полного оборота (правда, с раз-

<sup>1</sup> Эта фигура показывает расположение трубы и конуса в первом варианте; во втором варианте дымовой камеры, по которому она и выполнена для первых двух паровозов, изменена лишь конструкция трубы (фиг. 140) и колонки конуса (фиг. 138). Все относящиеся сюда размеры и пояснения даны ниже.



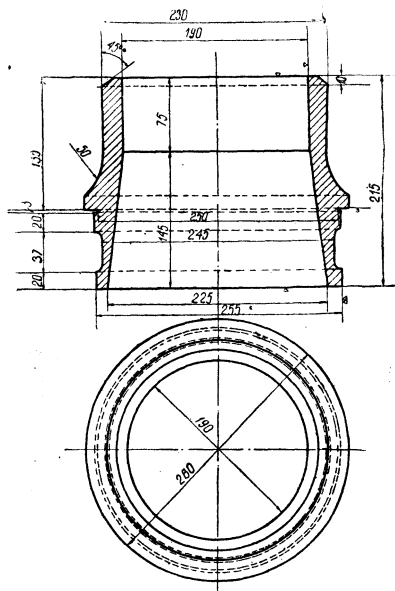
Фиг. 137. Общий вид дымовой камеры первого паровоза ФД.



Фиг. 138. Колонка конуса первого паровоза ФД.

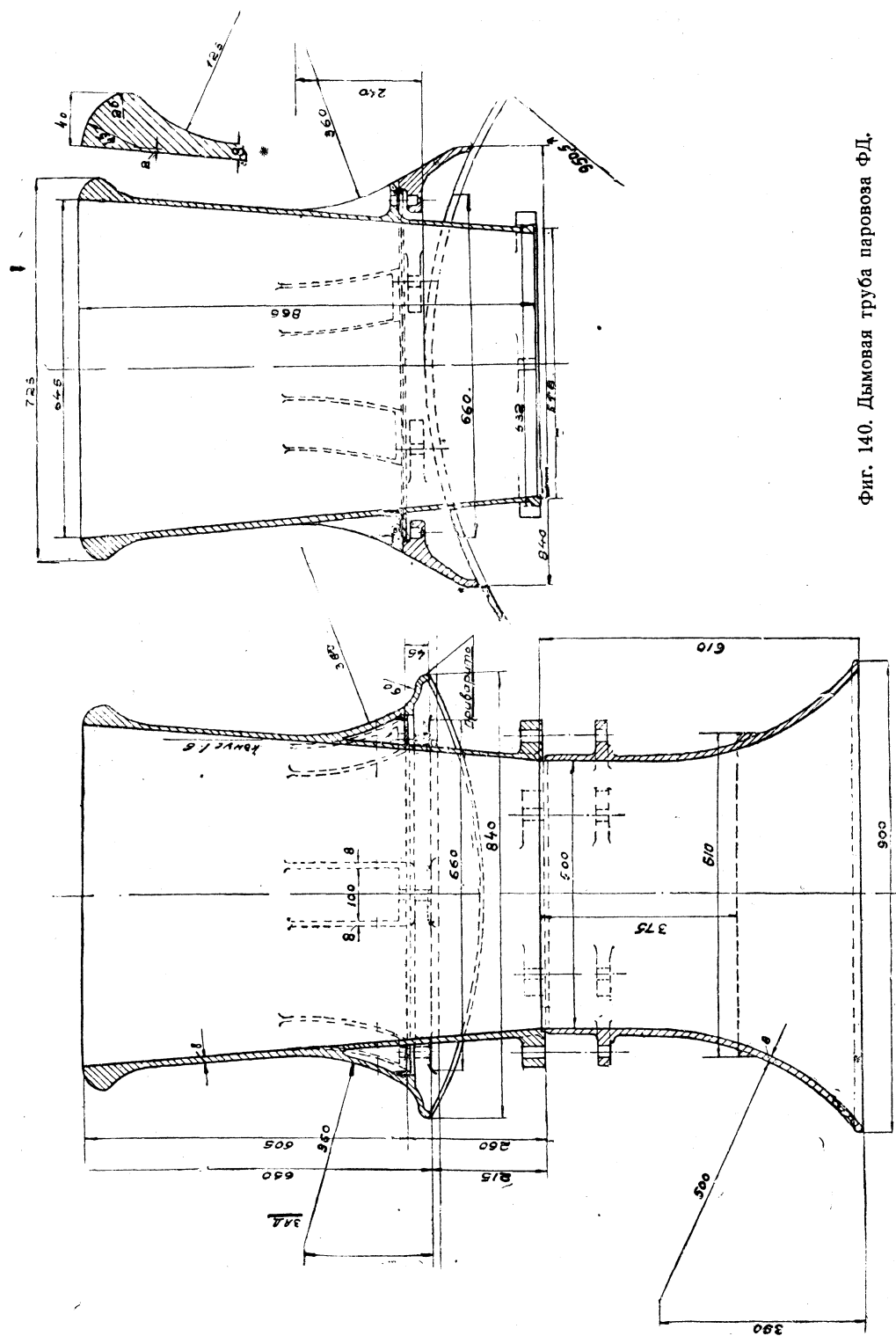


Расстояние от верхней кромки насадки до оси котла — 400 мм и от оси котла до верхней кромки трубы — 1600 мм.<sup>1</sup> Расстояние от вертикальной оси трубы и конуса до передней решетки — 1570 мм и до переднего листа дымовой камеры — 1310 мм. Размеры дымовой камеры — 1875 мм (диаметр) × 2880 мм (длина).



Труба (фиг. 140) выполнена составной. Верхняя часть или собственно труба, выполненная из ЧЛ4, приболчивается к дымовой камере двенадцатью болтами диаметром в  $7/8''$ . К ней также на болтах присоединяется сварная горловина, служащая одновременно и направляющей диффузора.

205



Фиг. 140. Дымовая труба паровоза ФД.

Диффузор (также сварной) устанавливается при помощи трех специальных установочных болтов на том или ином расстоянии от устья трубы. Такая конструкция дает возможность подобрать наиболее подходящее взаиморасположение трубы и конуса, но наряду с этим увеличивает число деталей и усложняет изготовление. Нельзя также не признать, что введение сварки вызвало очень неудобную, затрудняющую плавность движения газового и парового потока конфигурацию диффузора с острыми кромками и углами.

Размеры трубы: диаметр устья (в свету) — 580 мм, диаметр горловины — 494 мм и конусность трубы —  $\frac{1}{10}$ .

### ИСКРОУДЕРЖАТЕЛЬ ПЕРВОГО ПАРОВОЗА

Для предотвращения вылета изгари труба ограничена искроудержателем, который первоначально был выполнен по типу, распространенному в Америке, — с отбойным листом в передней нижней части (см. общий вид дымовой камеры на фиг. 137). Крепление искроудержателя к дымовой коробке было осуществлено двумя поперечными угольниками; кроме того нижний лист искроудержателя приболчивается к колонке конуса. Задняя стенка и сетка (на лобовой стороне) крепились болтами с чеками.

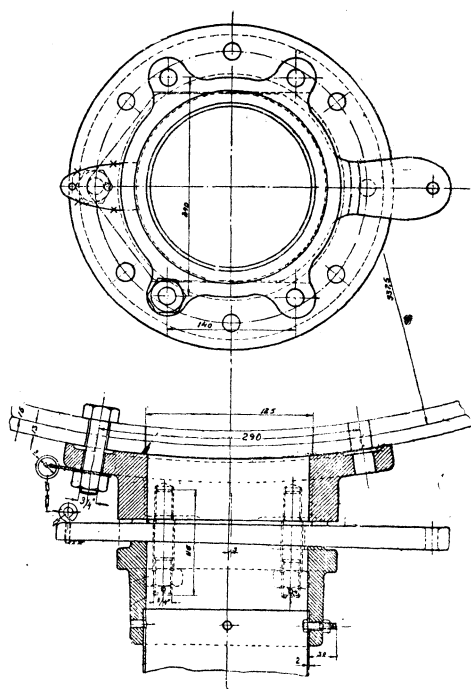
Такая конструкция искроудержателя с отбойным листом, не вызывая затруднений при осмотре тех или иных деталей, расположенных в дымовой камере, предохраняет сетку от сильного заноса изгарью, так как направление газового потока, а вместе с этим и его скорость, под действием отбойного листа резко изменяются, что и заставляет изгарь оседать, не долетая до сетки.

Площадь сечения газового прохода под искроудержателем (сечение по оси конуса) равнялась 0,69 м<sup>2</sup> (115% от площади газового прохода трубчатой части котла), а под отбойным листом — 0,425 м<sup>2</sup> (71% от газового прохода).<sup>1</sup>

Несмотря на это, при опытных поездках паровоза выяснилась неудовлетворительность работы такого искроудержателя, выразившаяся в ослаблении тяги. Вследствие этого искроудержатель был снят, и паровоз был снабжен обычной сеткой.

Для быстроты и легкости очистки дымовой камеры от скопившихся золы и изгари в ее передней нижней части устроено отверстие — люк (фиг. 141).

Фланец мусороотводящей трубы, упираясь двумя выступами во фланец люка, к которому он крепится двумя шпильками, образует щель, куда входит



Фиг. 141. Задвижка мусороочистителя.

<sup>1</sup> По американским данным эти отношения рекомендуется брать соответственно в 100% и 70% (см. у Armstrong'a).

завдвижка. Нижняя плоскость задвижки, а также и соответствующая поверхность фланца трубы имеют уклон  $\frac{1}{60}$ . Это дает возможность заклинить задвижку и вместе с этим получить плотное соединение. Для предотвращения передачи задвижки (при сильном заколачивании) на ней образован упорный выступ. Во избежание потери в пути задвижка прикреплена к дымовой камере цепочкой. Диаметр мусороочистительного люка — 180 мм.

### СИФОН ПЕРВОГО ПАРОВОЗА

Сифон — прибор для искусственного увеличения тяги газов сгорания в пути и для создания тяги на стоянках — на первых двух паровозах выполнен обычным кольцевым. Число дутьевых отверстий — 20, диаметр их — 4 мм. Отверстия расположены на равных расстояниях друг от друга по окружности радиуса в 168 мм. Диаметр трубы кольца сифона — 25/33,5 мм.

В первых двух паровозах ФД пар для сифона отбирается из колонки насыщенного пара.

В общей компоновке дымовой камеры необходимо еще раз подчеркнуть довольно выгодное симметричное расположение цилиндров и конуса, а также и вывода парорабочих труб. При диаметре этих труб в 192/203 мм (при  $z_m = 50$  средняя скорость пара  $w = 26$  м/сек.) сборка представляет значительные затруднения; придание же им простой формы сильно облегчило их установку и пригонку.

### КОНУС И ТРУБА ПАРОВОЗОВ ВТОРОГО ЗАКАЗА

При проектировании паровоза ФД для второго заказа дымовая камера осталась без изменений. Существенное изменение было внесено лишь в конусное устройство (поставлена экономическая насадка) и соответственно этому внесены были коррективы в конструкцию искроудержателя и сифона.

Насадка конуса для паровоза ФД второго заказа первоначально была выбрана звездчатой. На специально проведенных испытаниях конусов звездчатая насадка дала лучшие результаты, чем обычный конус, но все же оказалась менее удачной, чем четырехдырный конус, разработанный ТБ ОГПУ. Диаметры отверстий (см. выше) были выбраны в 85, 95 и 100 мм.

Благодаря тому, что выхлоп пара из цилиндра в этом конусе производится только через два отверстия, площадь которых меньше площади простой круглой насадки, мы имеем здесь более длительное сохранение максимальной скорости вылета пара из насадки, т. е. без ущерба для индикаторной диаграммы более полно используем энергию пара.

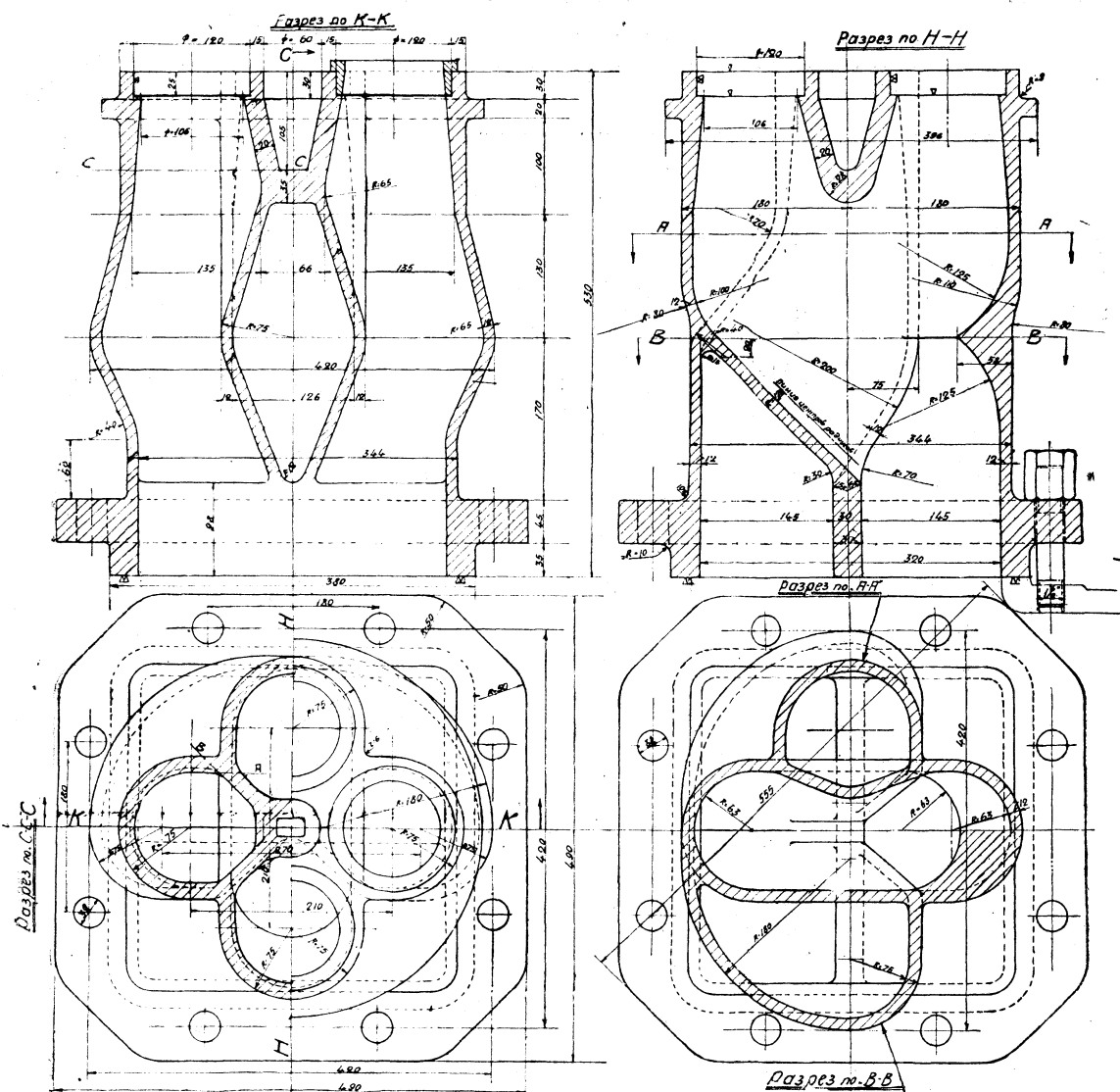
Особенно хороший эффект дает четырехдырный конус в сочетании с хорошим парораспределением.

Конструкция конуса, ясная из чертежа (фиг. 142), не создает особых трудностей при изготовлении.

Труба чугунного литья (фиг. 143) выполнена разъемной из трех частей: 1) собственно трубы, 2) цоколя трубы и 3) диффузора (внутренней трубы).

Цоколь непосредственно приваривается к дымовой камере и служит как бы привалочным фланцем для трубы. Такая конструкция обеспечивает большую плотность соединения и облегчает сборку и установку трубы.

Для увеличения диапазона вписывания паро-газового потока в трубу горловина ее имеет слегка коническую форму, плавно переходящую в диффузор. Последний (также выполненный из чугуна), приболчиваясь к трубе 6 болтами, может быть легко снят и в случае необходимости укорочен подрезом горловины.



Фиг. 142. Четырехдырный конус с разделенным выхлопом.

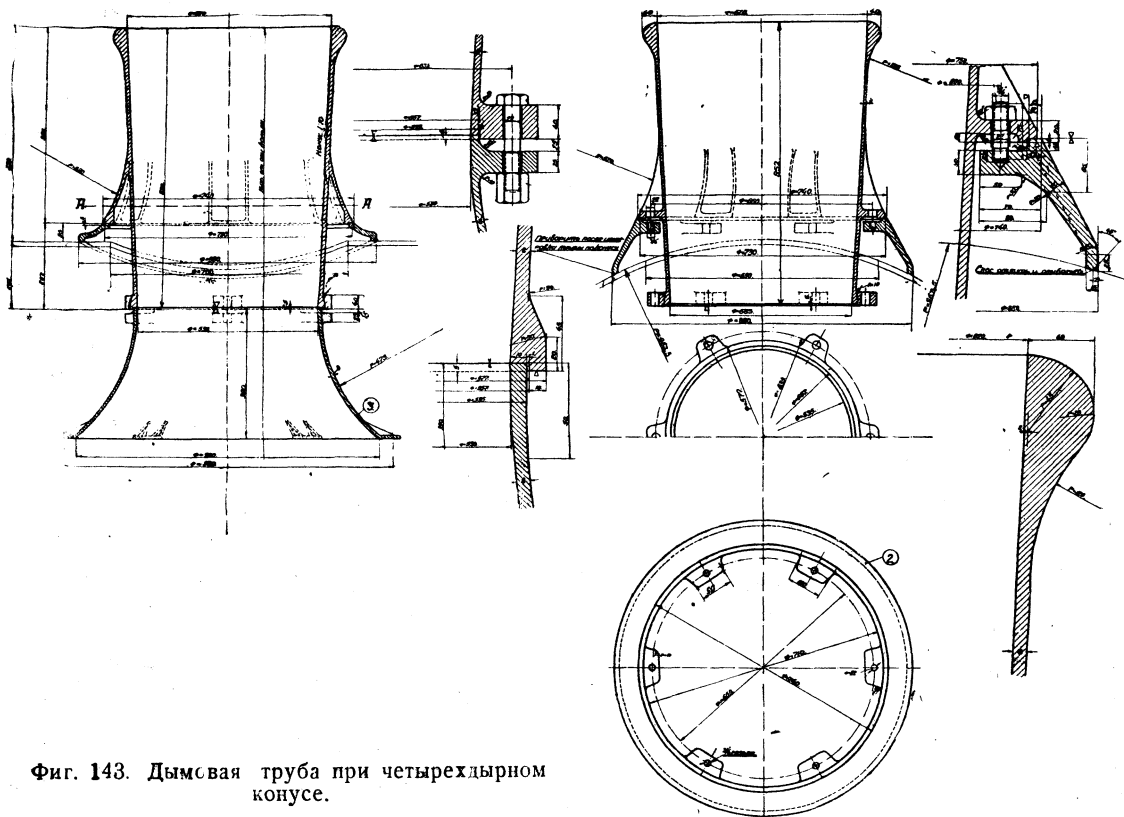
Размеры трубы:

площадь горла . . . . . 2250 см<sup>2</sup>;  $\phi$  горла = 535 мм;  
 площадь устья . . . . . 3020 см<sup>2</sup>;  $\phi$  устья = 620 мм;  
 конусность . . . . . 1/10;  
 общая высота трубы . . . . . 1242 мм;  
 расстояние от устья трубы до оси котла — 1600 мм.

## СИФОН ПАРОВОЗОВ ВТОРОГО ЗАКАЗА

Пар для сифона употребляется перегретый, отбираемый из колонки перегретого пара, установленной на коллекторе.

Взамен обычной кольцевой формы сифону была придана форма сопла Лавалья с боковыми каналами для подсоса газов (фиг. 144). Такое устройство полнее использует энергию пара и поэтому должно дать больший эффект. В этом устройстве вылетающий из сопла пар захватывает через боковые отверстия газовые струи и, направляясь в трубу, производит эжекционное действие аналогично конусу с небольшим сечением истечения.



Фиг. 143. Дымовая труба при четырехдырном конусе.

В виду сравнительно небольшого сечения вылета ( $\Phi$  70 мм) рассчитывать на естественное заполнение трубы паро-газовой смесью нельзя. Этого приходится добиваться искусственно, направляя ось сифона под углом к оси трубы. К этому вынуждают также и конструктивные трудности, не позволяющие совместить ось трубы и сифона.

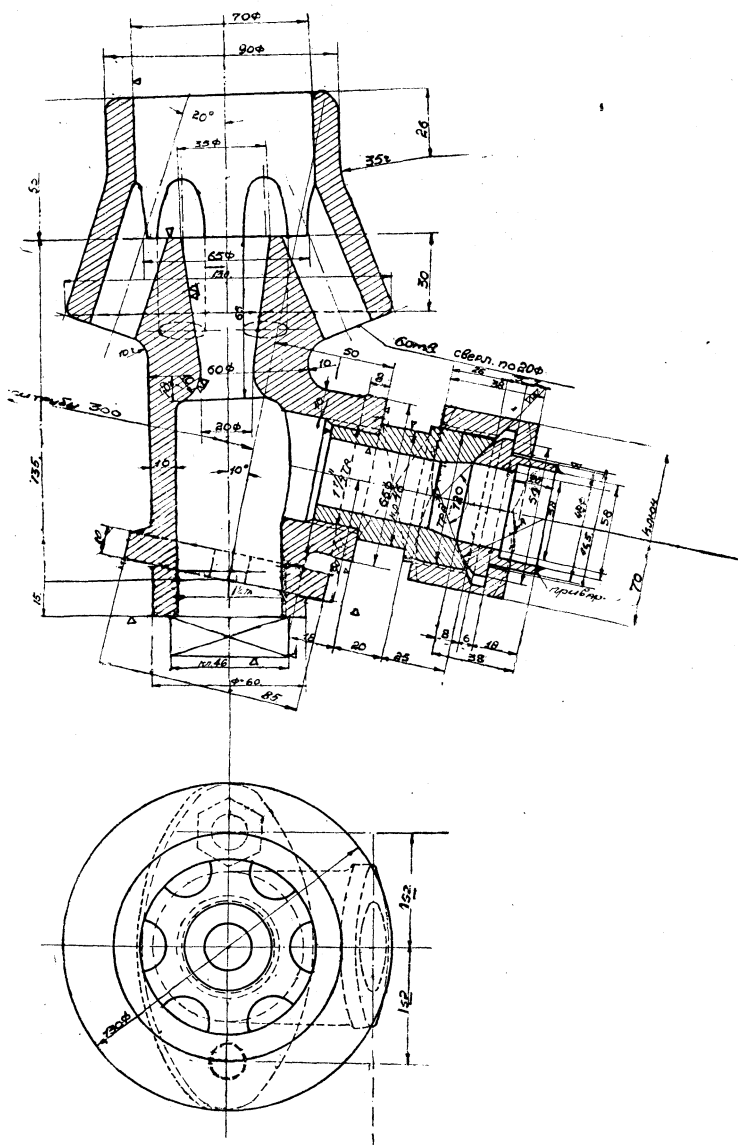
Пробная работа этого сифона на первых двух паровозах ИС оказалась, однако, неудовлетворительной. Возможно, что причиной этого было нарушение принципа правильного протекания процесса эжекции; возможно также, что не совсем удачное конструктивное оформление сифона нарушило правильные соотношения основных его размеров.

Подробное описание конструкции вытяжных приборов, как первоначально намеченных, так и окончательно принятых, мы привели с той целью, чтобы показать читателям, как много особенностей и трудностей представляет конструирование этих деталей, несмотря на их кажущуюся простоту и второстепенность. При современном состоянии паровозной техники надо считать, что приборы для создания тяги в котле являются весьма важными деталями, улучшение конструкции которых может значительно повысить экономичность паровоза в целом.

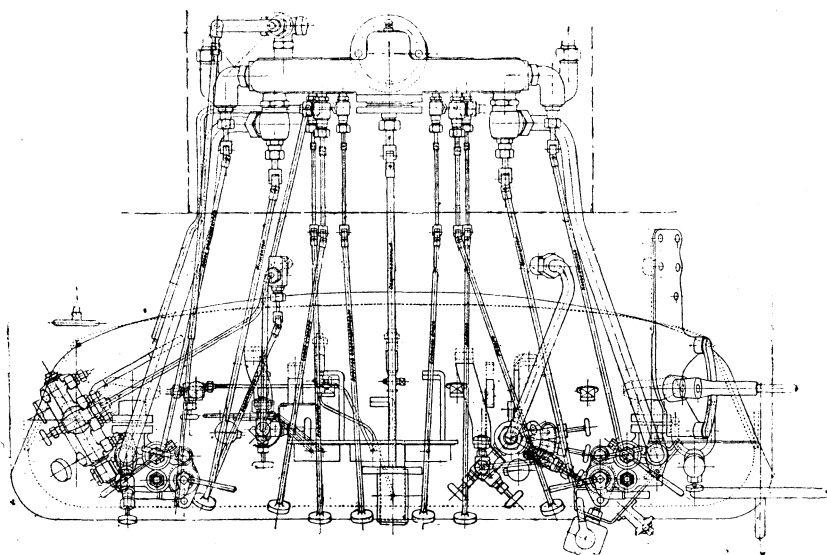
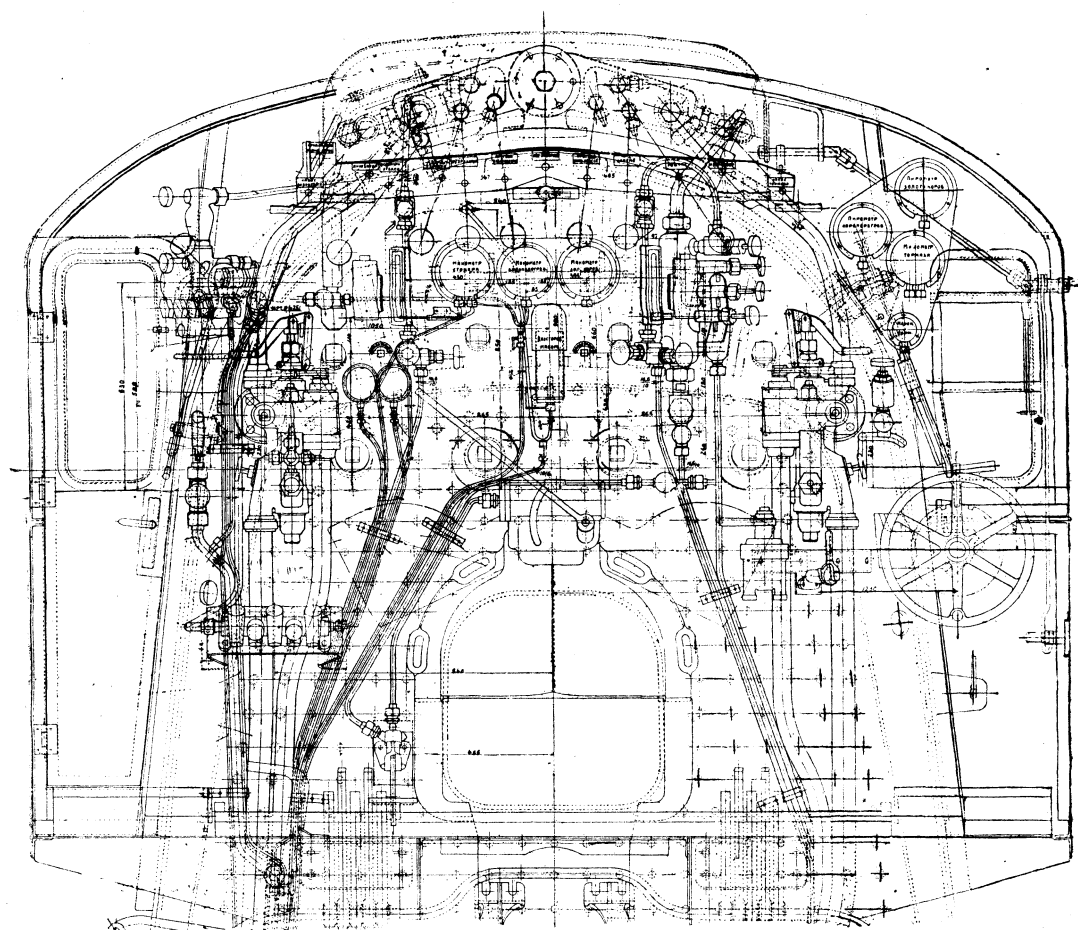
## АРМАТУРА

Спешность проектирования и постройки первых паровозов ФД помешала своевременно запроектировать и изготовить для них специальную арматуру. Во многих частях арматура этих двух паровозов была принята такой же, как на паровозах Э и С<sup>у</sup>, но на паровозах ФД второго заказа она уже во многом отличается от арматуры наших ранее строившихся паровозов как по расположению, так и по самой конструкции.

Увеличившееся количество механизмов и измерительных приборов создало в размещении арматуры известные трудности, которые еще увеличились вследствие желания сконцентрировать управление всеми механизмами паровоза в будке, и притом таким образом, чтобы управление и наблюдение за ними могло производиться машинистом и помощником с наибольшими удобствами. Расположение наибольшего числа механизмов „под руками“ у обслуживающего персонала — вот основной принцип, который был положен в основу размещения всех приборов.



Фиг. 144. Сопловой сифон.



Фиг. 145. Общее расположение арматуры.



На общем виде арматуры (фиг. 145) обращает внимание чрезвычайная густота расположения деталей на лобовом листе. Это объясняется тем, что при размещении отдельных узлов арматуры и приборов управления и контроля был принят принцип группировки их по частоте употребления и необходимости непрерывного контроля.

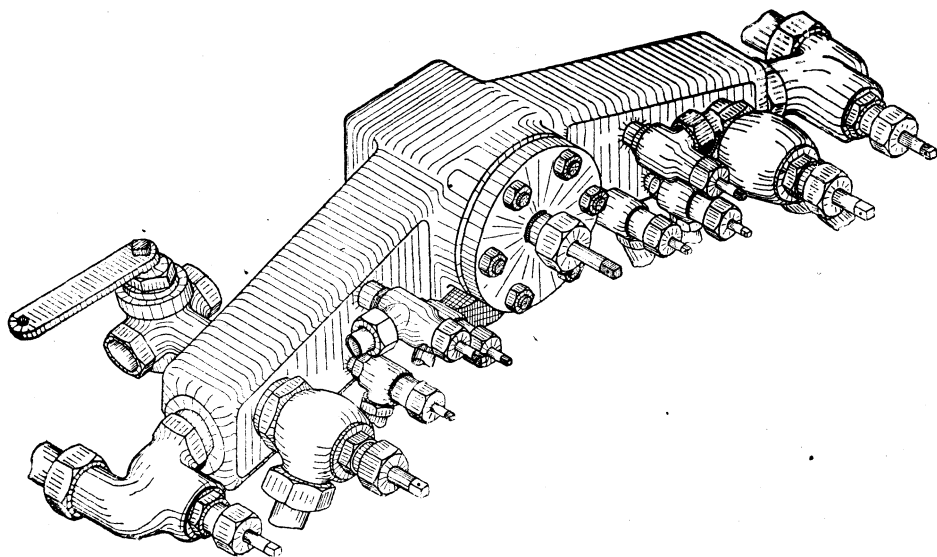
Кроме того при размещении всей аппаратуры было обращено внимание на возможность свободного доступа к промывательным пробкам котла и кипяtilных труб для отвертывания их торцовыми ключами при промывках и осмотрах котла.

Стремление к экономии дефицитной бронзы вызвало замену ее чугуном и сталью. Такие крупные детали, как например колонка водопробных кранов и водомерного стекла, вентили с большими диаметрами проходов, пароразборная колонка и ряд других, отлиты из стали. Некоторые детали арматуры выполнены из сортового материала с применением сварки. Для стержней паровых вентилей впервые была применена нержавеющая сталь.

Все чечевичные соединения арматуры старого типа устранены и заменены конусной резьбой с трубным профилем. Нарезка посадочных мест арматуры на конусе дала возможность надежно и плотно устанавливать арматуру непосредственно на котельных листах. Все шпильки арматуры выполнены также с конической нарезкой. Применена приварка таких деталей, как фланцы, стойки и др., непосредственно к котельным листам.

#### **ПАРОРАЗБОРНАЯ КОЛОНКА НАСЫЩЕННОГО ПАРА**

Все распределение насыщенного пара для служебных нужд производится из пароразборной колонки, которая расположена на котле впереди будки машиниста.



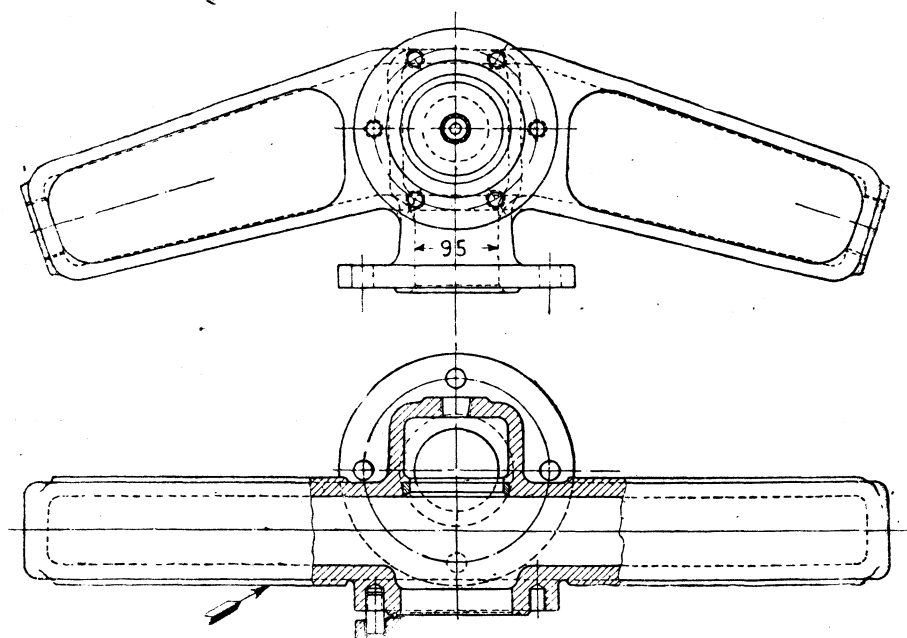
Фиг. 146. Пароразборная колонка с вентилями.

Вынос колонки за пределы будки был вызван ее большими размерами, а также необходимостью свободного доступа к ней при набивке сальников у

вентилей и при общем ремонте и осмотре. Для изоляции колонка имеет отдельную обшивку с открывающимися дверцами. Пар подводится в колонку из сухопарника по паросборной трубе.

Колонка (фиг. 146) представляет собой корпус проходного клапана диаметром сечения в 95 мм с прилитыми к нему с обеих сторон прямыми наклоненными к котлу рукавами для прохода пара к вентилям.

Конструкция колонки предусматривает взаимозаменяемость ее для разных типов паровозов с разным расположением паровых ответвлений. Это видно из того, что прилив-площадка (указанная стрелкой), где ввертываются вентили, сделана общей. На паровозе ИС, который проектировался и строился после паровоза ФД, поставлена эта же колонка, с той лишь разницей, что на правом



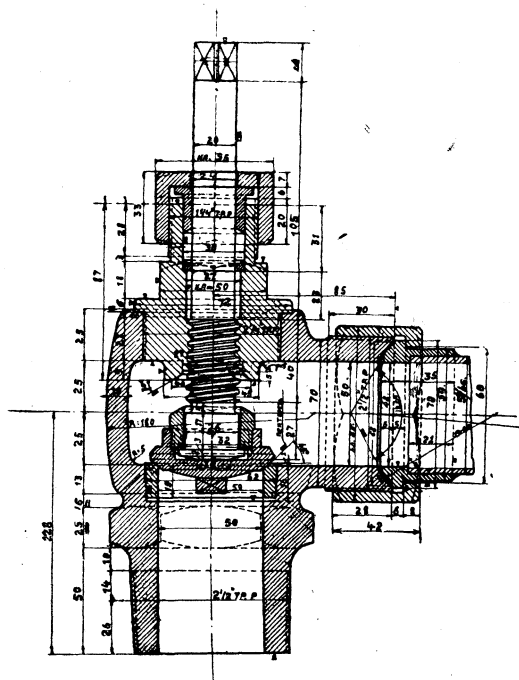
Фиг. 147. Корпус пароразборной колонки.

рукаве ее в виду постановки инжектора мягкого пара ввернут другой вентиль с большим диаметром прохода.

Главное преимущество описываемой пароразборной колонки по сравнению с имеющимися на наших старых паровозах заключается в том, что она отлита из стали, тогда как ранее колонки отливались из бронзы. Это оказалось возможным благодаря простоте конструкции корпуса, в котором ответвления осуществлены не в виде сложных отдельных коробок с перегородками для клапанов в корпусе самой колонки, а в виде угловых ввертывающихся вентилей. Возможные при отливке стальной коробки раковины легко ликвидируются вырубкой и заваркой электричеством.

Для получения надежной притирки клапан колонки пришлось оставить бронзовым и в колонку запрессовать также бронзовую втулку. Угол притирки клапана к втулке равен  $90^\circ$ . Для устранения перекоса при посадке у клапана

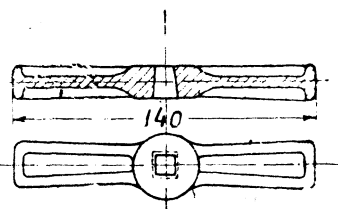
Одиннадцать угловых вентилей ввертываются в колонку на конической резьбе с трубным профилем. Один из них показан на фиг. 148.



Фиг. 149. Шарнир „Гука“

Technical drawing of a gear and its mounting. The top view shows a gear with 12 teeth and a central square hole. The bottom view shows the gear mounted on a shaft with a flange, with a dimension line indicating a width of 75.

Фиг. 150. Маховик.

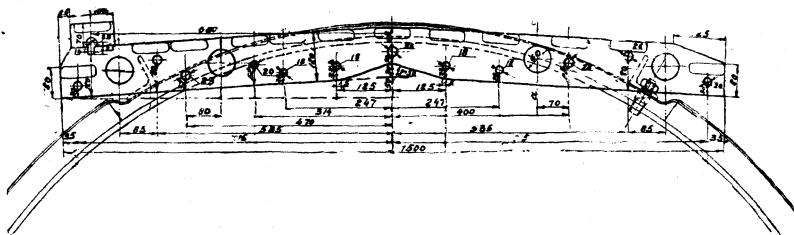


Фиг. 151. Ручка.

215

ность квадратов 1:4. Так как ободы маховичков приходится охватывать рукой, то для лучшего охлаждения они сделаны пустотелыми.

Насадка на конических квадратах является лучшим видом крепления маховичков и ручек на стержнях, так как в случае ослабления подтяжка гайки сразу уничтожает качку маховичков.



Фиг. 152. Поддержка стержней вентиляй.

Все стержни маховичков и ручек проходят через общую поддержку (фиг. 152), которая укреплена на котле перед лобовым листом. На этой поддержке над каждым маховичком имеется дощечка, на которой написано, куда отводится пар данным угловым вентилем.

#### ВОДЯНАЯ КОЛОНКА

На правой стороне лобового листа установлена водяная колонка с водопробными кранами и водомерным стеклом (фиг. 153).

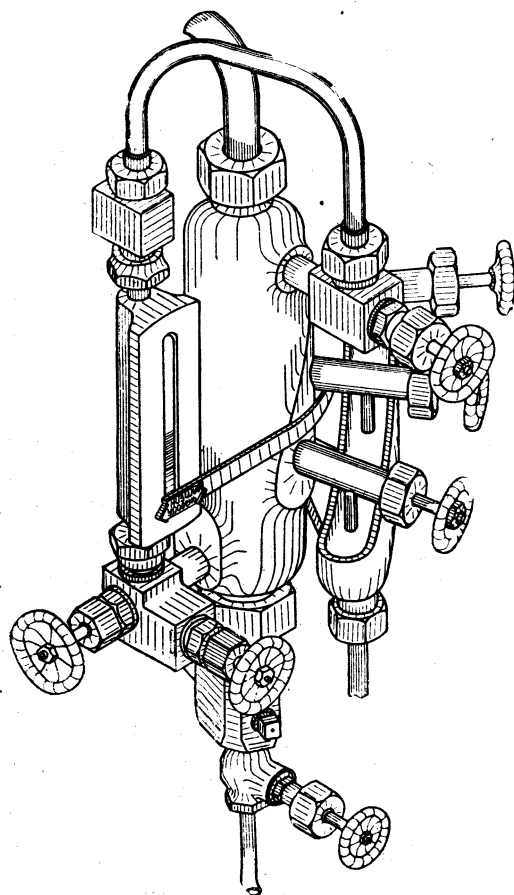
Прежде чем говорить о конструкции и устройстве самой колонки, впервые примененной в нашем паровозостроении, следует отметить те причины, по которым постановка этих колонок на паровозах ФД стала совершенно необходимой.

При работе нашего паровоза уровень воды в котле резко колеблется благодаря сильному циркуляционному действию кипяtilьных труб. Постановка водяной колонки уменьшает видимое качание уровня воды, так как сечение столба воды в колонке значительно больше сечения подводящего воду штуцера, и этот столб является как бы поглотителем толчков, получаемых массой воды, заключенной в подводящем штуцере. Кроме того, вынесение водопробных кранов и стекла на общую колонку значительно освобождает лобовой лист, и без того загроможденный большим числом приборов и механизмов.

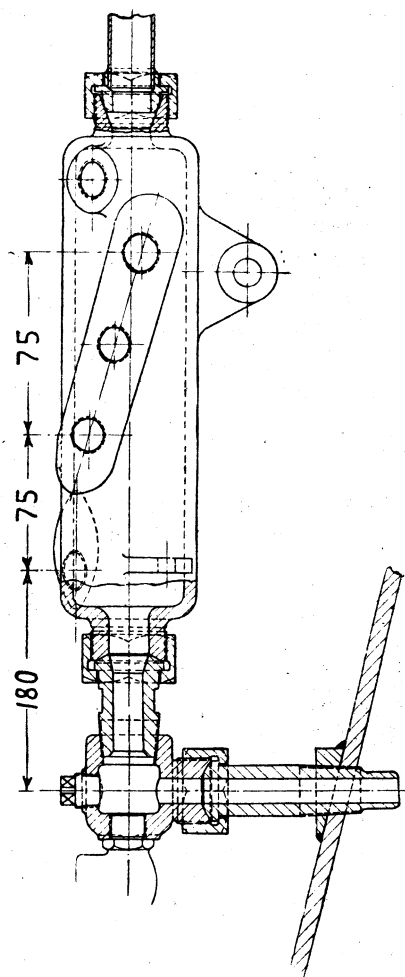
Вода через нижний штуцер поступает в водяную колонку, а затем уже в водомерное стекло. Верхняя и нижняя части водомерного стекла (Клингер № 5) сообщаются с колонкой посредством штуцеров с запорными вентилями, благодаря чему водомерное стекло при желании всегда может быть включено.

Сама водяная колонка (фиг. 154) представляет собой цилиндрический баллон, отлитый из стали. Толщина стенок ее равна 13 мм. Сзади имеется ушко для прикрепления верха колонки к поддержке, которая установлена на лобовом листе. Сбоку прилита расположенная винтообразно площадка, в которую ввертываются на конической трубной резьбе три водопробных крана (фиг. 155), повер-

нутых в плане под разными углами для лучшего охвата их рукой. По вертикали краны отстоят друг от друга на 75 мм. Нижний водопробный кран соответствует низшему уровню воды в котле, который принят на 110 мм выше верхней точки неба топки. Низ колонки установлен на шту-

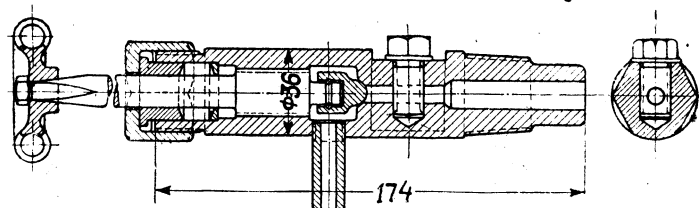


Фиг. 153. Водяная колонка.



Фиг. 154. Водяная колонка.

цере и затянут накладной гайкой. Штуцер ввернут во фланец, который приварен к лобовому листу котла. Для удобства установки колонки, а также для устранения пропуска пара штуцер и колонка в месте соединения имеют шаровые поверхности, притертые друг к другу. В штуцер снизу ввернут проходной вентиль для спуска воды.



Фиг. 155. Водопробный кран.

Водопробные краны (фиг. 155) сделаны из сортовой стали. Винт вентилей сделан из нержавеющей стали. Клапан поставлен бронзовый. Перед клапаном имеется контрольный запорный шуруп. При поворачивании его на  $90^\circ$  он перекрывает отверстие

крана. Спускные трубочки из кранов выходят вниз и направлены в водособи-  
рающий чугунный желобок, огибающий водяную колонку по винтовой линии.  
Желобок укреплен на самой колонке таким образом, что его положение отно-  
сительно водопробных кранов можно регулировать. На нижней части желобка  
сделано отверстие для спуска воды. Спускная трубка из желобка отведена под  
настил будки.

### **ЛЕВОЕ ВОДОМЕРНОЕ СТЕКЛО**

Кроме правого водомерного стекла, поставленного на водяной колонке,  
имеется еще левое водомерное стекло на левой стороне лобового листа (тоже  
Клингер № 5), установленное непосредственно на штуцерах. Каждое стекло  
для лучшего наблюдения за ним повернуто своей стороной соответственно  
одно к помощнику, другое к машинисту. Для указания низшего уровня воды  
в котле к стеклам подведены приваренные на лобовом листе котла стрелки с  
надписью „низший уровень“.

### **РАСПОЛОЖЕНИЕ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ**

Все измерительные приборы расположены более удобно, чем на старых  
паровозах.

На высоте 1300 мм от деревянного настила будки на сварной стойке уста-  
новлен котловой двусторонний манометр. Одним циферблатом он повернут к  
машинисту, а другим к помощнику, благодаря чему оба они могут хорошо ви-  
деть его показания, не вставая с места. Освещен манометр лампой, помещенной  
внутри верхней части его корпуса; лампа выполнена по типу закрытых элек-  
трофонарей, служащих для освещения других приборов.

Пар подводится к манометру непосредственно от котла при помощи крана,  
поставленного на лобовом листе.

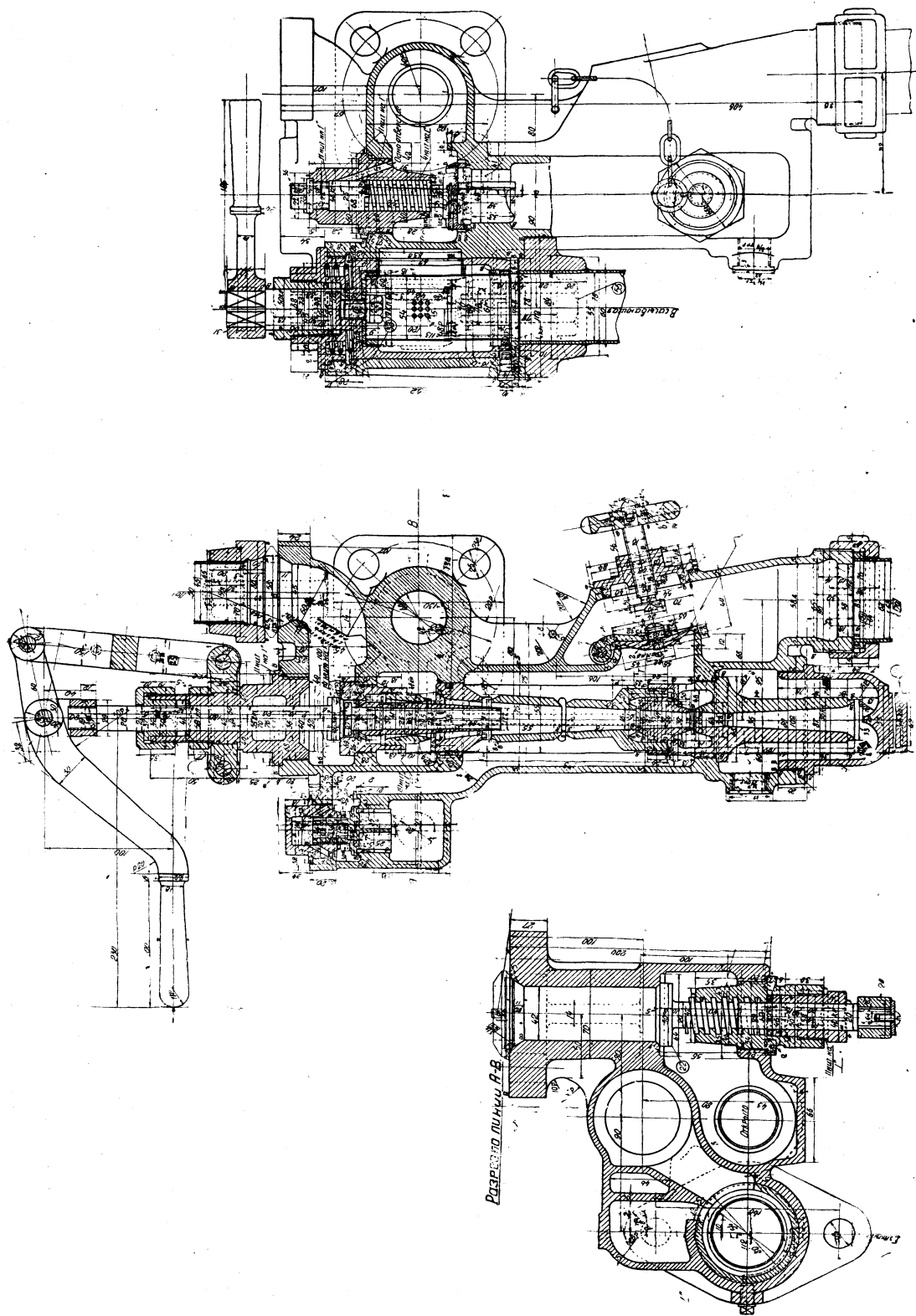
Над котловым манометром на одной доске подряд установлены еще три  
манометра. Слева помещается манометр стокера, в середине — манометр водо-  
подогревателя и справа — манометр золотниковой коробки. От всех манометров  
снизу отведены спускные трубки с поставленными на них краниками.

На правой стороне котла, примерно в плоскости лобового листа, укреп-  
лена доска, на которой подвешены четыре прибора: пирометр золотниковой  
коробки, два манометра тормоза и пирометр пароперегревателя. Доска распо-  
ложена именно в этом месте, потому что на лобовом листе для этих приборов  
места не осталось, а размещение их на передней стенке будки было бы не-  
удобно для наблюдения. Кроме того при таком расположении эта доска с при-  
борами загораживает собой в ночное время будочный свет; поэтому правое  
переднее окно остается темным, и сквозь окно ясно виден путь впереди паровоза.

Для контрольного манометра имеется специальный кран, поставленный на  
лобовом листе над доской с тремя манометрами.

### **ИНЖЕКТОРЫ**

На общем виде арматуры (фиг. 145) показаны на обеих сторонах лобового  
листа инжекторы Фридмана RS № 11, такие же как и на паровозах серий Э и С<sup>у</sup>.  
Эта установка была принята на паровозе ФД первого заказа. Вследствие недо-

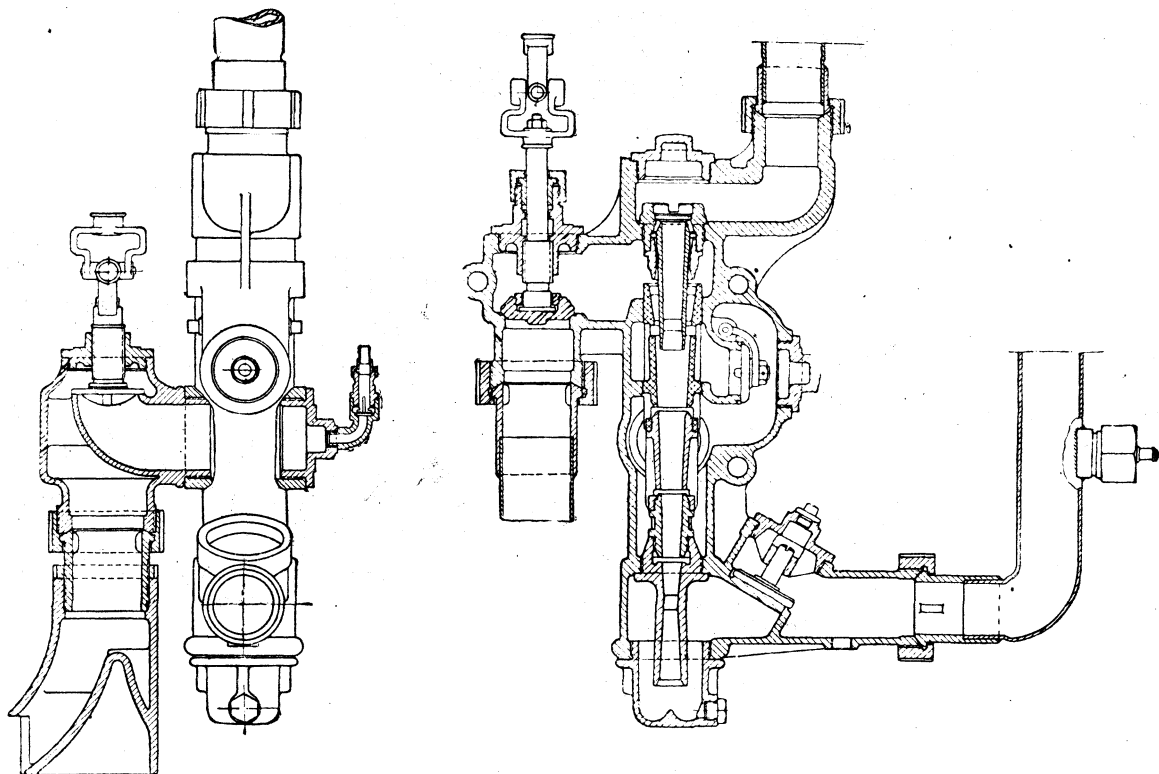


Фиг. 156 Инжектор Фридмана RS № 11.

статочности подачи воды этими инжекторами, для паровозов ФД второго заказа взамен правого инжектора Фридмана была запроектирована установка инжектора Натана.

На левой стороне оставлен инжектор RS № 11 (фиг. 156), но с измененными водяными соплами, переделанными для работы под давлением 15 ат и с подачей в 280 л/мин.

Инжектор Натана (фиг. 157), установленный под полом будки, с выведенным в будку машиниста механизмом, представляет собой обычный инжектор острого пара, но с подачей воды, увеличенной до 400 л/мин. Паровой пусковой клапан его отделен от пароразборной колонки и вынесен на котел перед



Фиг. 157. Инжектор Натана.

будкой. Механизм для открытия клапана проведен в будку машиниста. По сравнению с инжектором Фридмана инжектор Натана отличается некоторыми своеобразными конструктивными особенностями: так, например, он снабжен двумя вестовыми клапанами; питательный запорный клапан его установлен отдельно от инжектора — сбоку, на цилиндрической части котла. Внесены изменения также и в сопла: как и в фридмановском, в этом инжекторе также четыре кольцевых щели, но с той разницей, что первая щель находится в первой вестовой камере, снабженной вестовым клапаном.

Сетка на всасывающей линии вынесена из корпуса инжектора и помещена рядом с ним в отдельном кувшине.

Корпус инжектора чугунный. В изготовлении преимущество инжектора Натана по сравнению с инжектором Фридмана в том, что основная его модель



симметрична; поэтому достаточно поставить отъемную часть, соответствующую вестовому клапану с правой стороны, чтобы получить правую модель, с левой стороны — левую модель.

Пуск инжектора осуществляется следующим образом: вестовой клапан, имеющий привод в будку, все время держится открытым; при пуске открывается водяной клапан, и как только вода начнет выливаться через вестовую трубу, — открывается паровой пусковой клапан. Для контроля за работой инжектора служит специальная трубка, отведенная из вестовой камеры инжектора в будку. Конец трубы выпущен в воронку водяных кранов. Если по этой трубе начинает течь вода, это означает, что инжектор подает воду не в котел, а в вестовую трубу.

### **ЛУБРИКАТОР НАТАНА**

На левом углу лобового листа, на 400 мм выше оси фланца инжектора, расположен лубрикатор Натана (фиг. 158). Чтобы не загораживать прохода к двери на площадку, он повернут на  $45^\circ$  к плоскости лобового листа.

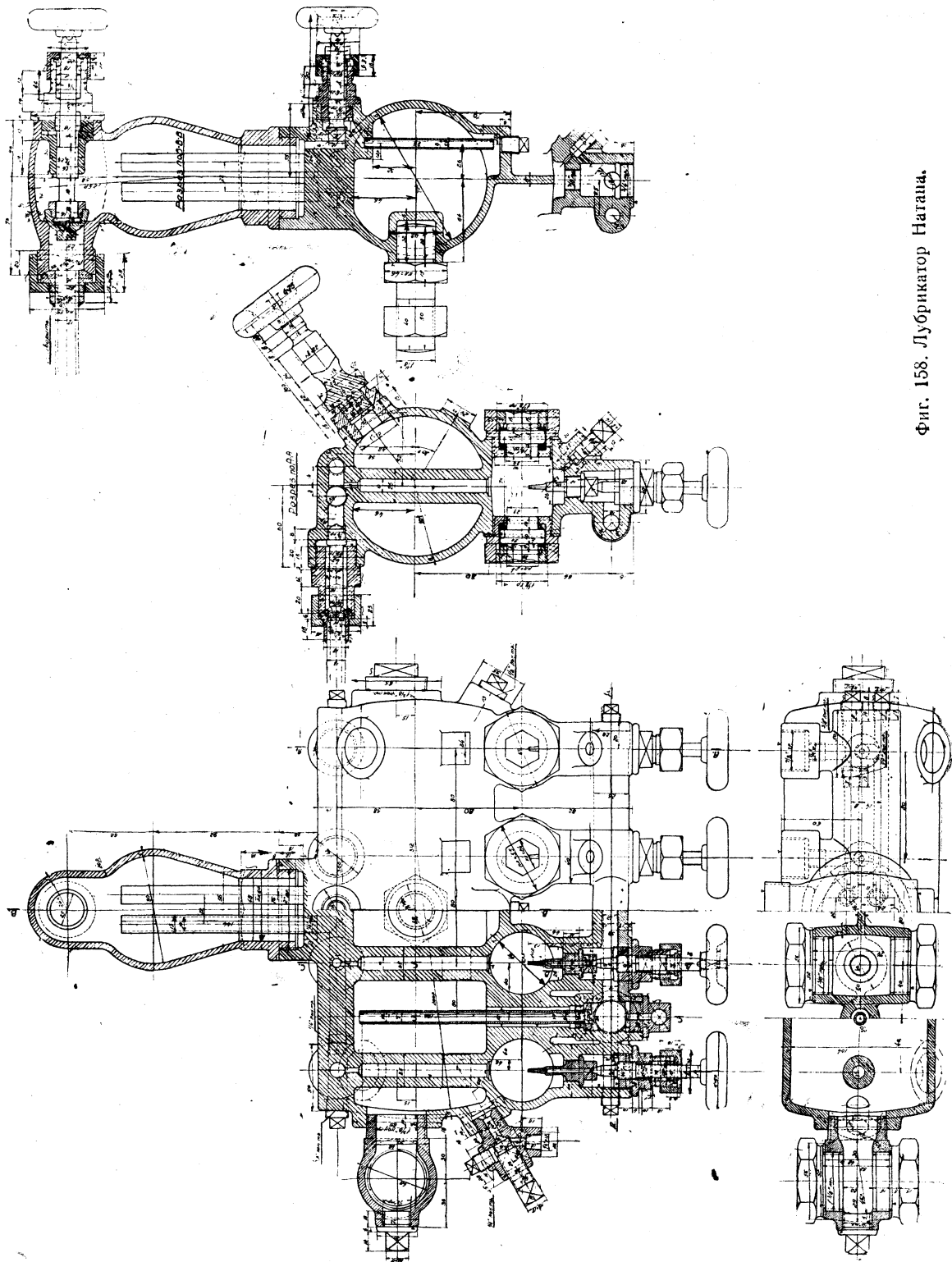
У лубрикатора четыре выхода: через три из них он подает смазку в насос тормоза, машину стокера и насос водоподогревателя; четвертый выход является запасным. Принцип работы лубрикатора — такой же, как и обыкновенной конденсационной масленки. Лубрикатор наполняется маслом, после чего в него пускается пар, который, конденсируясь, стекает по стенкам на дно верхней камеры и вытесняет масло кверху. Когда масло доходит до уровня вертикальных трубочек, оно стекает по ним в нижнюю камеру, откуда через сопла в виде капель направляется ко всем четырем выходам.

В камерах, где стоят сопла, вставлены стекла, через которые можно видеть, каким образом подается масло. Подачу можно регулировать запорными вентилями. Лубрикатор имеет общий запорный вентиль, который необходим для запора пара во время освобождения лубрикатора от воды и во время наливания масла.

### **СПУСКНОЙ КРАН ТОПКИ**

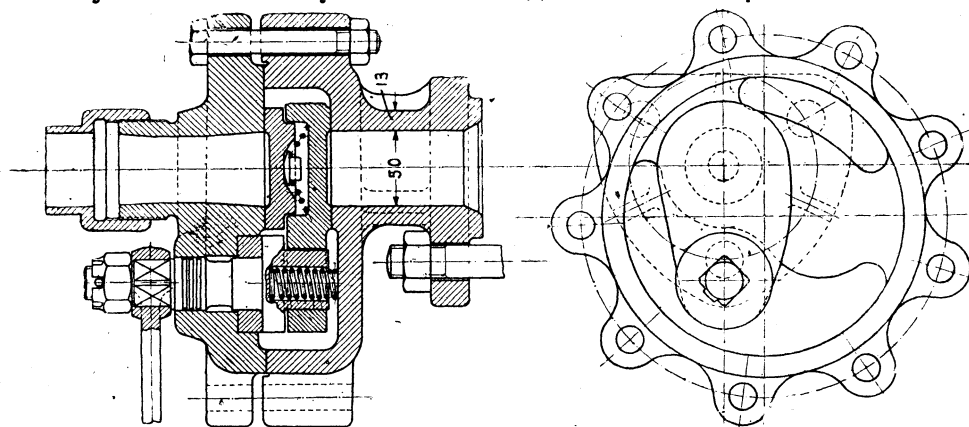
Паровоз оборудован двумя спускными кранами топки типа „Эверластинг“. Поставлены они на шинельных листах в передней части топки, внизу, около обвязочного кольца. Конструкция кранов и приводы к ним в будку (фиг. 159) позволяют открывать их во время хода паровоза для продувки котла. На американских железных дорогах и у нас в СССР на паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> подобные краны во время хода поезда работают вполне удовлетворительно.

Корпусы крана и крышки отлиты из стали, притерты друг к другу и скреплены девятью болтами. Открытие и закрытие крана происходит посредством имеющегося внутри его поворачивающегося языка. Язык этот двигается по притертой поверхности корпуса крана. На другой стороне языка имеется разгрузочная пружина, прижимающая его к притирке. В язык вставлена шайба, притертая к крышке крана и прижимаемая той же пружиной. Язык поворачивается на определенный угол; поворот происходит от валика, на который одновременно насажены с внутренней стороны язык, а с наружной — рычаг механизма, подве-



Фиг. 158. Лубрикатор Нагана.

денного для открывания крана. Механизм от левого крана выведен на площадку, от правого — проведен в будку, так как двери из будки на правой стороне не имеется. Ручка механизма установлена под маховиком переводного винта.



Фиг. 159. Спускной кран топки.

### ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

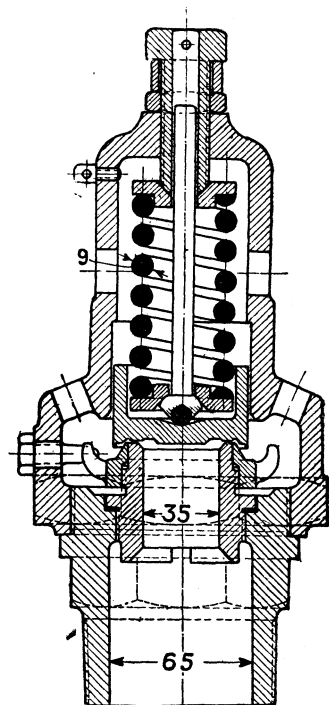
Предохранительные клапаны (фиг. 160) установлены сверху третьего барабана котла. Ввернуты они на конической трубной резьбе в крышке лаза котла. Всего их три, пружины у них отрегулированы таким образом, что они начинают работать поочередно. Первый поднимается при давлении  $15 \text{ кг/см}^2$ , второй при  $15\frac{1}{8} \text{ кг/см}^2$  и третий — при  $15\frac{1}{4} \text{ кг/см}^2$ . Корпус клапана разделен на две части: в верхней части корпуса помещается пружина, а нижняя часть является штуцером.

Главное преимущество этих клапанов заключается в том, что бронзовое литье в верхней и нижней частях заменено стальным. Толщина корпуса стенки равна 10 мм. Хотя условия прочности позволяют сделать их более тонкими, но при отливке из стали стенки тоньше этих трудно получить без брака.

Седло клапана и самый клапан сделаны из специальной хромоникелевой стали, впервые применяемой у нас для этих целей. Это вызвано стремлением обеспечить продолжительность службы клапанов, так как при бронзовом литье притирка у клапана и седла обычно разбивается довольно быстро.

Благодаря малому диаметру прохода (35 мм) предохранительный клапан широко взаимозаменяем: он вполне годен как для малых, так и для больших паровозов, при чем необходимое сечение парового прохода достигается постановкой разного числа клапанов. Размеры пружины клапана допускают широкие колебания котельных давлений.

Из таблицы 48 видно, для каких паровозов этот клапан уже применяется,



Фиг. 160. Предохранительный клапан.

с каким давлением работает, при каком напряжении и прогибе. Пружина для всех клапанов взята одинаковой.

ТАБЛИЦА 48

Предохранительные клапаны

С е р и я	Тип	Число клапанов	Давление пара кг/см <sup>2</sup>	Нагрузка на пружину кг	Напряжение на кручение кг/см <sup>2</sup>	Прогиб мм
Т <sup>А</sup>	1—5—2	3	17	235	4310	11,2
ФД	1—5—1	3	15	207	3800	9,9
ИС	1—4—2	3	15	207	3800	9,9
4п <sup>1</sup>	0—2—0	2	13	180	3300	8,6
5п <sup>1</sup>	0—3—0	2	14	194	3560	29,

Напряжение  $k_d$  определялось по формуле:

$$k_d = \frac{16PR}{\pi d^3} \xi$$

Стрела прогиба — по формуле:

$$f = 64 \frac{nR^3}{d^4} \frac{P}{G},$$

где:  $k_d$  — напряжение на кручение в кг/см<sup>2</sup>;

$n$  — числитель витков;

$P$  — нагрузка в кг;

$R$  — радиус пружины в см;

$d$  — диаметр проволоки в см;

$G$  — модуль сдвига 840 000 кг/см<sup>2</sup>;

$$\xi = \left( \frac{4m-1}{4m-4} + \frac{0,615}{m} \right)^2;$$

$$m = \frac{2R}{d}.$$

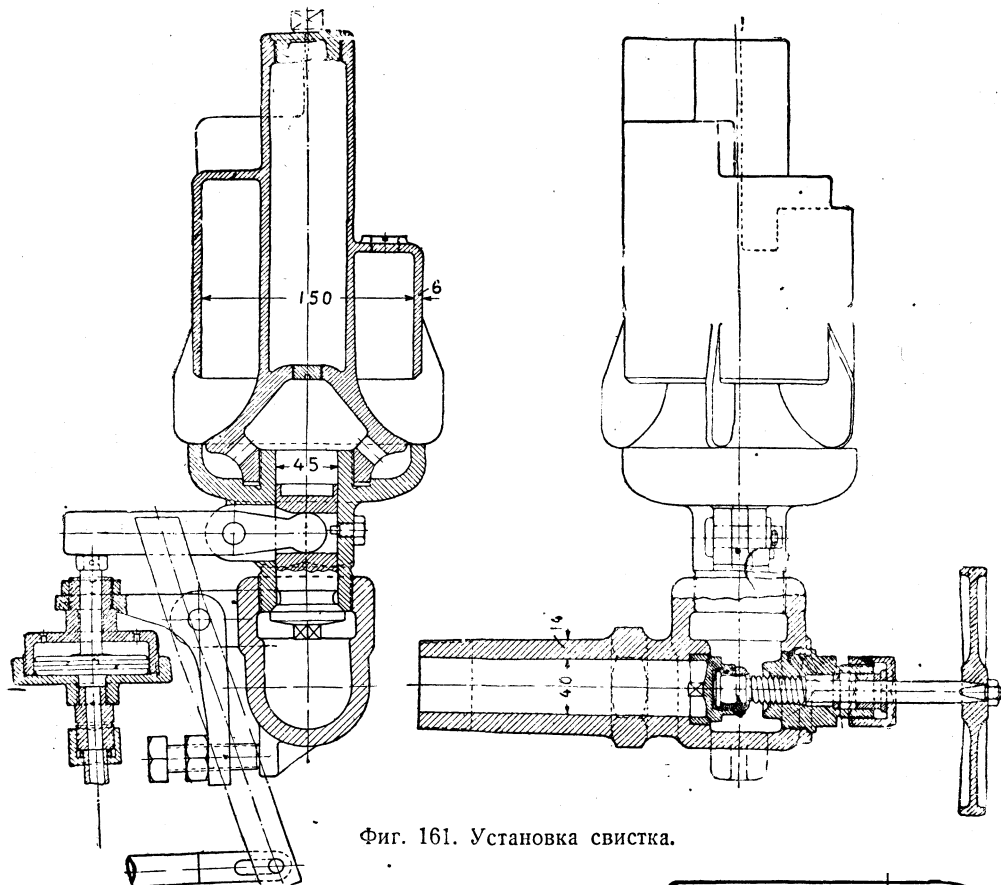
Недостатком клапанов старой конструкции являлось наличие у них направляющих ребер. Этими ребрами защемлялся проход пара, и самые ребра при перекосах и ударах клапана о седло часто ломались. В наших клапанах этот недостаток устранен. Устранена также нецентральная посадка пружины, благодаря постановке шестика с заделанным в него стальным каленым шариком. Этот шарик может свободно вращаться в своем гнезде, не выпадая. Путем поворота регулировочного кольца, наверху на верхнюю часть седла клапана, можно осуществлять регулировку выпуска пара. От произвольного поворачивания кольцо удерживается шурупом. В регулировочном болте клапана сделано отверстие для пломбировки клапана после его проверки.

<sup>1</sup> Номерация Локомотивопроекта (ЦЛПБ).

<sup>2</sup> См. Тимошенко. Сопротивление материалов, ч. I, изд. 1932 г.

## СВИСТОК

Свисток паровоза (фиг. 161) помещен на паровом колпаке на подставке с запорным вентилем. От него в будку проведены два механизма — ручной и

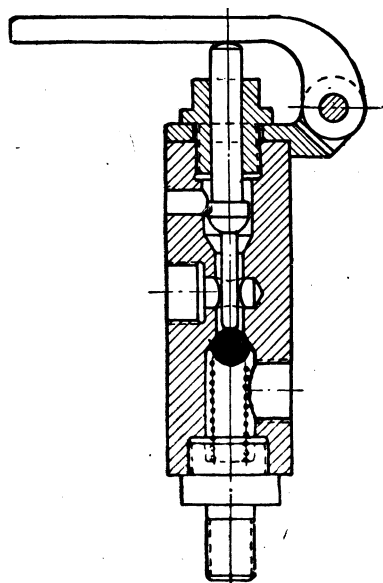


Фиг. 161. Установка свистка.

воздушный. Ручной, как всегда, состоит из трубчатой тяги, рычагов и ручки с оттягивающей пружиной; воздушный работает воздухом, поступающим из главного резервуара. В будке около правого окна укреплен воздушный клапан (фиг. 162). При нажатии на кнопку клапана шарик открывает доступ воздуха в трубу, идущую к воздушному цилиндру, который расположен около свистка.

На фиг. 161 видно, каким образом при помощи регулировочного болта можно устанавливать расположение воздушного цилиндра относительно рычага клапана свистка. На конце штока поршня воздушного цилиндра имеется шайба, которая упирается в этот рычаг.

При движении поршня вверх рычажок откроет (отпустит) клапан свистка, и пар начнет поступать в резонатор.



Фиг. 162. Воздушный клапан.

Корпус свистка сделан чугуном. Подставка под свисток — стальная литая.

Мертвый ход тяги ручного механизма, проходящей из будки к рычажку, равен величине, требующейся для подъема воздушного свистка. Это позволяет работать одновременно обоими механизмами. Устройство воздушного свистка требует точного и тщательного изготовления как клапана с шариком, так и самого цилиндра, так как в противном случае нельзя будет получить отрывистых коротких свистков

---