

# МАШИНА

## ОБЩИЙ ХОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИНЫ

В самом начале эскизного проектирования паровоза ФД, еще до разработки пробных чертежей в качестве первого варианта были исследованы следующие размеры машины:

$$d_{\text{ц}} = 660 \text{ мм}; l = 760 \text{ мм}; D = 1520 \text{ мм}; p_{\text{к}} = 15 \text{ кг/см}^2.$$

В главе о выборе основных размеров паровоза мы уже видели, что для суждения о степени соответствия размеров машины и сцепного веса может служить величина условного коэффициента сцепления, подсчитываемая по формуле

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

а это при намеченных размерах машины дает  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{5,1}$ . В той же главе указывалось, что современное американское паровозостроение идет по пути увеличения этого коэффициента, доводя его в некоторых случаях до  $\frac{1}{4,5}$  и даже выше. Начавшиеся конструктивные выяснения и ориентировочные тяговые расчеты также указали на возможность и желательность увеличений размеров машины.

Все это вызвало наметку варианта машины с

$$d_{\text{ц}} = 680 \text{ мм}, l = 780 \text{ мм}, p_{\text{к}} = 15 \text{ кг/см}^2, D = 1520 \text{ мм}.$$

Эта комбинация уже давала  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,68}$ , что можно было бы считать удовлетворительным для нашего паровоза, который, как тогда уже было намечено, должен был иметь ограниченную отсечку (0,6).

Конструктивное вписывание указанной машины в габарит и проверка ведущей и центровой цапф кривошипа указали на необходимость снижения диаметра цилиндра до 670 мм, хода поршня — до 770 мм и диаметра колеса — до 1500 мм, при оставлении первоначального намеченного котельного давления  $p_{\text{к}} = 15 \text{ кг/см}^2$ . Эта комбинация размеров позволила иметь  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,8}$ .<sup>1</sup>

Не останавливаясь на всех подробностях конструктивного опробования первоначальных вариантов, обратимся лишь к последнему, как представляющему наибольший практический интерес.

---

<sup>1</sup> Эта величина  $\psi_{\text{усл}} = \frac{1}{4,8}$ , принятая после подсчета ряда вариантов к осуществлению, полностью совпадает с  $\psi_{\text{усл}}$  варианта, первоначально предложенного ТБ ОГПУ —  $d_{\text{ц}} = 675$ ,  $l = 750$ ,  $D = 1480$ ,  $p_{\text{к}} = 15 \text{ кг/см}^2$  (см. стр. 9).

На основании эскизного проекта на пробном чертеже производится предварительная расстановка движущих колес, а также наметка вертикальной оси цилиндра и расположения бегунка.

Горизонтальная ось цилиндра для нашего паровоза расположена на 50 мм выше оси центров движущих колес. Такой подъем диктуется условиями размещения в габарите сравнительно больших цилиндров и необходимостью получить достаточное расстояние от продувательных клапанов до соответствующей им нижней части габарита. Обычно применяющееся в американских паровозах горизонтальное расположение цилиндров упрощает форму их привальных плит и дает возможность делать цилиндры одинаковыми для правой и левой сторон, т. е. отливать их по одной модели.

Некоторое несоответствие мертвых положений кривошипа и крайних положений поршня, вызываемое подъемом оси цилиндра над линией центров движущих колес, практического значения не имеет.

После нанесения рабочего объема цилиндра выясняются конструктивные размеры поршня, взятого в нашем случае без контр-штока и с широким чугунным ободом. Здесь же определяются толщины цилиндровой втулки и стенок самого цилиндра и делается конструктивная наметка задней и передней цилиндрических крышек с притирками, шпильками и фланцами, чем устанавливается длина цилиндра между притирками.

На этом же чертеже после выяснения необходимых деталей производится проба съема передних цилиндрических крышек и вытаскивания поршня.

Предварительная конструктивная наметка золотника, а также золотниковых втулок, паропроводных каналов цилиндра и части задней золотниковой крышки со шпильками и фланцем делается на том же чертеже.

Наметив конструкцию цилиндра и золотника в продольной проекции, переходим к выяснению основных размеров машины в поперечной проекции.

Выяснительная работа состояла в нанесении на поперечной проекции пробного чертежа середины паровоза, линии рельсов, очертаний обоих габаритов, бандажа ведущего колеса, центральной линии нижнего положения кривошипа, горизонтальной оси цилиндра, наметки обода колеса.

В дальнейшем в указанной последовательности для ведущего полуската вырабатывались размеры кривошипа, шейки и запрессованной части оси, ступицы и мотыля колеса, боковых и нижних граней противовеса, и, наконец, как следствие, — определялось междурамное расстояние.

Определение конструктивных форм деталей сопровождалось параллельным расчетом и взаимной увязкой деталей между собой.

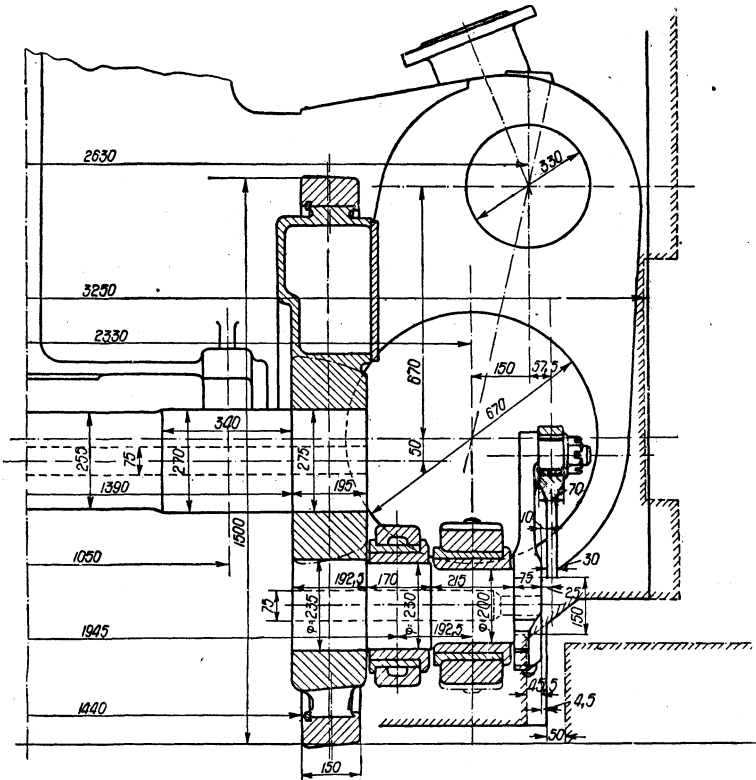
Дальнейшим этапом этой работы явилось определение конструкций головки сцепного дышла, задней головки ведущего дышла, контр-кривошипа, задней головки эксцентриковой тяги, ее штанги, получение величины расстояния между цилиндрами и необходимого размера для посадки золотниковой коробки наружу.

Для определения самых невыгодных положений головки ведущего дышла в отношении габарита необходимо было определить длину ведущего дышла и сделать предварительную конструктивную наметку его головки. То же относится и к головке контр-кривошипа.

Конструктивные пробы и расчеты установили, что размеры ведущей и центральной цапф кривошипа, приемлемые по удельному давлению и по работе гребня, не



могут быть помещены в заданном габарите и требуют выхода из него наружной гранью головки контр-кривошипа в зону, лежащую между габаритом подвижного состава, имеющим ширину в 2604 мм, и габаритом приближения строения, отстоящим от первого на 100 мм. По согласованию с ТБ ОГПУ и последующего согласования с ЦПТУ НКПС, эта стомиллиметровая зона могла быть использована на 50 мм.<sup>1</sup> Для первых двух паровозов ФД были приняты следующие размеры:



Фиг. 163. Расположение цилиндра и пальца кривошипа ведущей оси в габарите.

диаметр и длина ведущей	шейки . . . . .	200 × 215	мм
"	"	центральной " . . . . .	230 × 170 "
"	"	запрессованной части . . . . .	235 × 192,5 "
"	"	цапфы для головки контр-кривошипа	150 × 75 "

В таблице 49 даны напряжения на изгиб —  $k_b$ , давления на единицу поверхности —  $k$  и работа трения —  $R$  ведущих и центральных цапф кривошипа, подсчитанные по формулам приказа НКПС № 368 от 7 января 1926 г. Для сравнения приведены данные по некоторым нашим и американским паровозам.

Расчет произведен по следующим формулам.

1) Напряжение на изгиб ведущей цапфы кривошипа:

$$k_b = \frac{P_{ц} l}{W},$$

где:  $P_{ц}$  — сила по цилиндру =  $\frac{\pi d_{ц}^2}{4} p_k$ ,

<sup>1</sup> Ныне, с введением новых ведомственных стандартов габаритов, контр-кривошип размещается в габарите подвижного состава, не выходя за его пределы.

$d_{\text{ц}}$  — диаметр цилиндра в см;

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

$l$  — расстояние от середины ведущего дышла до бурта или наружной кромки центральной цапфы кривошипа в см;

$W$  — модуль сопротивления  $= 0,098 \frac{d^4 - d_1^4}{d}$ ;

$d$  — наружный диаметр шейки в см;

$d_1$  — диаметр отверстия шейки в см;

2) Напряжение на изгиб центральной цапфы кривошипа:

$$k_b = \frac{P_{\text{ц}} l_1 - P l_2}{W},$$

где:  $P$  — реакция от сцепных колес  $= \frac{n-1}{n} P_{\text{ц}}$ ;

$n$  — число сцепных осей;

$l_1$  — расстояние от середины ведущего дышла до упорного бурта или наружной кромки запрессованной части кривошипа в см;

$l_2$  — расстояние от середины сцепного дышла до упорного бурта или наружной кромки запрессованной части кривошипа в см.

Допускаемые приказом напряжения на изгиб не должны быть более 900 кг/см<sup>2</sup> для новых кривошипов.

3) Удельное давление в кг/см<sup>2</sup>:

$$k = \frac{P}{dl},$$

где:  $P$  — сила, действующая на цапфу (в кг), для ведущей цапфы равная  $P_{\text{ц}}$ , а для центральной цапфы —  $\frac{P_{\text{ц}}(n-1)}{n}$ ;

$d$  — наружный диаметр шейки в см;

$l$  — длина шейки.

Допускаемые приказом давления на единицу поверхности не должны быть более 130 кг/см<sup>2</sup>.

4) Работа гребня:

$$R = 0,01 k \pi d n.$$

где:  $k$  — удельное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$d$  — наружный диаметр шейки в см;

$n$  — число оборотов колеса в секунду.

Рассматривая таблицу 49, мы видим, что напряжения, удельные давления и работа гребня ведущей и центральной цапф кривошипа паровоза ФД несколько ниже, чем у старых наших паровозов, что объясняется учетом их эксплуатации и применением в дышлах ФД плавающих втулок, которые при износе ставят работу шеек в более трудные, чем обычно, условия.

Американская ассоциация инженеров (АРА) рекомендует рассчитывать кривошипы ведущей оси на изгибающее напряжение в сечении сопряжения центральной цапфы с запрессованной частью кривошипа от силы по ведущему дышлу, т. е. по формуле:

$$k_b = \frac{P_{\text{ц}} l}{W},$$

где:  $P_{\text{ц}}$  — сила по цилиндру в кг;

$l$  — расстояние от середины ведущего дышла до ступицы колеса в см;

$W$  — модуль сопротивления  $= 0,098 \frac{d^4 - d_1^4}{d}$  в см<sup>3</sup>;

$d$  — диаметр сцепной цапфы в см;

$d_1$  — диаметр отверстия шейки в см.

Напряжение не должно превосходить 1125 кг/см<sup>2</sup>.

Определение остальных размеров цапф как ведущей, так и сцепной, производится по удельному давлению, которое не должно превосходить 112,5 кг/см<sup>2</sup>.<sup>1</sup>

Для сравнения в таблице 49 приведены напряжения центральных цапф некоторых наших и американских паровозов, подсчитанные по формуле АРА.

<sup>1</sup> Locomotive Cyclopedia, 1930 г., стр. 693, фиг. 1591.

Кроме напряжения цапф кривошипа ведущей оси в таблице 49 помещены напряжения сцепных пальцев, подсчитанные:

1) по цилиндровой силе — по формуле:

$$k_b = \frac{P' l}{W},$$

где:  $P' = \frac{P_{\text{ц}}}{n}$ ;

$P_{\text{ц}}$  — сила по цилиндру в кг;

$n$  — число сцепных осей;

$l$  — расстояние от середины сцепной цапфы до ступицы колеса в см;

$W$  — модуль сопротивления в см<sup>3</sup>;

2) по силе сцепления — по формуле:

$$k'b = \frac{P'' l}{W},$$

где:  $P'' = \frac{QD}{3,5h}$ ;

$Q$  — давление оси на рельс в кг;

$D$  — диаметр колеса в см;

$\frac{1}{3,5}$  — коэффициент сцепления;

$h$  — ход поршня в см;

$l$  и  $W$  — что и в первом случае.

Кривошипы, выполненные на первых двух паровозах с указанными выше размерами, вышли из габарита подвижного состава на 45,5 мм.

При разработке проекта паровоза ИС, имеющего предельную скорость 100 км/час, снабженного такими же цилиндрами и котлом, как и ФД, т. е. имеющего одинаковую с ним силу по цилиндру и такую же двадцатитонную нагрузку на ось, — естественно было объединение размеров осей и кривошипов обоих паровозов. Расчет шеек осей указывал на полную возможность такого объединения, но ведущая шейка кривошипа по работе грения потребовала увеличения длины, а отсюда и диаметра. После ряда параллельных подсчетов и проб в отношении обоих паровозов (ИС и ФД) для паровозов ФД второго заказа были приняты следующие размеры:

диаметр и длина ведущей шейки . . . . .	210 × 225	мм
"    "    "    центральной    "    . . . . .	230 × 165	"
"    "    "    запрессованной части . . . . .	235 × 192,5	"
"    "    "    цапфы под головку контр-кривошипа	150 × 75	"

Благодаря этому выход из очертания габарита подвижного состава 1893 г. увеличился на 5 мм, т. е. стал равным 50,5 мм. Напряжение, удельное давление и работа грения новых кривошипов даны в той же таблице 49.

Окончательное установление размеров кривошипа требует также окончательного установления размеров осей, вследствие их совместного расположения в колесных центрах. Размеры осей определяют междурамное расстояние.

Ведущие и сцепные оси, подсчитанные также по формулам приказа НКПС, приняты следующих размеров:

	Ведущая ось	Сцепные оси
диаметр шейки . . . . .	270 мм	240 мм
длина    "    . . . . .	340 "	340 "

Характеристики ведущих, центральных

Серия или дорога	Тип	Диаметр цилиндра $d_c$ мм	Диаметр колес $D$ см	Ход поршня $h$ см	Давление пара в котле $p_k$ кг/см <sup>2</sup>	Цилиндровая сила $P_c$ кг	Ведущая цапфа						Число сцепных осей $n$	Усилие на цапфу $P$ кг
							Наружный диаметр цапфы $d$ см	Диаметр отверстия $d_1$ см	Длина цапфы $l$ см	Напряжение на изгиб $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $k$ кг/см <sup>2</sup>	Работа гребня $R$ $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}$ при скорости $V$ км/час		
ЭУ	0—5—0	650	132,0	70,0	12	39 800	16,0	5,0	16,3	810	153	294/57	5	31 940
ТА	1—5—2	700	152,0	76,0	17	65 550	23,0	9,0	24,0	674	119	325/65	5	52 440
ТБ	1—5—1	700	152,0	76,0	14	53 900	21,5	7,5	23,6	660	106	272/65	5	43 000
КУ	2—3—0	575	190,0	65,0	13	33 750	14,5	5,0	14,5	830	160	372/110	3	22 500
С	1—3—1	550	183,0	70,0	13	30 900	14,5	5,0	14,5	760	147	352/110	3	20 600
СУ	1—3—1	575	185,0	70,0	13	33 750	15,0	5,0	17,7	930	127	315/110	3	22 500
Pennsylvania K—5	2—3—1	685	203,0	76,2	17,6	65 000	22,8	7,5	20,0	565	142	483/110	3	46 400
Union Pacific № 700	2—4—1	735	185,0	71,0	14	59 300	22,8	7,5	23,8	614	109	410/110	4	44 500
C & Nothw. R Class E—2	2—3—1	660	190,0	71,0	14,8	50 500	20,3	7,5	21,5	675	115	387/110	3	33 600
AT & S Fe.	2—4—2	762	185,0	76,2	14,8	67 500	24,8	7,5	26,4	622	103	421/110	—	—
ФД (первые два паровоза)	1—5—1	670	150,0	77,0	15	52 890	20,0	7,5	21,5	740	123	292/65	5	42 300
ФД (второго заказа)	1—5—1	670	150,0	77,0	15	52 890	21,0	7,5	22,5	665	112	283/65	5	42 300

Центровая цапфа							Палец сцепной оси								
Наружный диаметр цапфы $d$ см	Диаметр отверстия $d_1$ см	Длина цапфы $l$ см	Напряжение на изгиб по формуле НКПС $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Напряжение на изгиб по формуле АРА $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $k$ кг/см <sup>2</sup>	Работа грения $R$ $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}}$ при скорости $V$ км/час	Усилие на палец от цилиндровой силы $P'$ кг	Наружный диаметр цапфы $d$ см	Диаметр отверстия $d_1$ см	Длина пальца $l$ см	Напряжение на изгиб от цилиндровой силы $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $k$ кг/см <sup>2</sup>	Работа грения $R$ $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}}$ при скорости $V$ км/час	Усилие на палец по сцеплению $P''$ кг	Напряжение на изгиб по сцеплению $k_b$ кг/см <sup>2</sup>
18,0	5,0	12,5	1 390	1 730	142	307/57	7 960	10,0	2,5	12,4	503	64	77/57	9 160	584
25,5	9,0	16,5	899	1 170	125	378/65	13 100	13,5	3,0	12,5	335	77	124/65	13 120	335
24,5	7,5	16,4	816	1 060	107	312/65	10 780	11,4	2,5	11,4	420	83	112/65	13 120	512
17,5	5,0	10,0	1 010	1 227	128	362/110	11 250	10,0	—	9,0	514	125	201/110	13 350	611
17,5	5,0	11	1 143	1 360	107	310/110	10 300	10,0	—	9,0	474	115	190/110	11 930	548
18,0	5,0	12,5	1 155	1 400	100	298/110	11 250	9,0	2,6	9,0	710	139	206/110	13 600	860
24,8	7,5	13,45	870	1 115	121	481/110	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24,8	7,5	17,1	894	1 145	104	434/110	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22,9	7,5	14,0	822	1 020	105	386/110	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
23,0	7,5	17,0	935	1 245	108	295/65	10 580	11,0	2,6	12	488	80	106/65	11 125	513
23,0	7,5	16,5	948	1 245	111	308/65	10 580	11,0	2,6	12	488	80	106/65	11 126	513

Расстояние между серединами шеек, совпадающее с расстоянием между серединами рам, — 1050 мм.

	Ведущая ось	Сцепные оси
диаметр запрессованной части оси . . . . .	275 мм	245 мм
длина " " " . . . . .	195 "	195 "
диаметр сверления оси . . . . .	75 "	75 "
" средней части оси . . . . .	255 "	230 "
вся длина " " " . . . . .	1780 "	1780 "

Напряжение на изгиб, удельное давление и работа грения шеек осей данного паровоза и, для сравнения, некоторых других наших и американских паровозов приведены в таблице 50, при чем кроме напряжений по формулам НКПС в ней приведены напряжения в ведущих осях, подсчитанные по формуле АРА, учитывающей изгиб и кручение от силы по цилиндру.<sup>1</sup>

Расчетные формулы для осевых шеек по приказу НКПС

Для шейки ведущей оси изгибающий момент:

$$M = \sqrt{\left[ Ql + 0,4 (Q + 1000) \frac{D}{2} \right]^2 + (0,3 Ql + P_{\text{н}} l_1 - Pl_2)^2 + (0,15 QD)^2}.$$

Для шейки сцепной оси изгибающий момент:

$$M = \sqrt{\left[ QI + 0,4 (Q + 1000) \frac{D}{2} \right]^2 + (0,3 QI + P'l_2)^2 + (0,15 QD)^2},$$

где:  $Q$  — нагрузка на шейку, равная половине статического давления колеса на рельс в кг;

$D$  — диаметр колеса по кругу катания в см;

$l$  — расстояние от середины шейки до круга катания в см;

$l_1$  — расстояние от середины шейки до середины ведущего пальца в см;

$l_2$  — расстояние от середины шейки до середины сцепного пальца в см;

$$P_{\text{ц}} - \text{усилие, воспринимаемое ведущим пальцем от силы по цилиндру в кг, равное } \frac{\pi d_{\text{ц}}^2}{4} p_{\text{к}},$$

$d_{\text{ц}}$  — диаметр цилиндра в см;

$p_k$  — котловое давление пара в кг/см<sup>2</sup>;

$P$ —реакция на центральной цапфе от сцепных осей в кг, равная  $P_{\text{ц}} \frac{n-1}{n}$  (для двухцилиндрового паровоза);

$n$  — число сцепных осей;

$P'$  — усилие, воспринимаемое сцепным пальцем от силы по цилиндру, равное  $\frac{P_{\text{ц}}}{n}$ .

Напряжение в кг/см<sup>2</sup>

$$k_b = \frac{M}{W};$$

где:  $W = 0,098 \frac{d_{\text{ш}}^4 - d_0^4}{d_{\text{ш}}^4}$ ;

 $d_{\text{ш}}$  — наружный диаметр шейки в см; $d_0$  — диаметр сверления оси в см.

Давление на единицу поверхности

$$k = \frac{Q}{d_{III} l_{III}};$$

<sup>1</sup> Locomotive Cyclopedia, 1930 г., стр. 695, фиг. 1600.

$l_{\text{ш}}$  — длина шейки в см;

$Q$  и  $d_{\text{ш}}$  — см. выше.

Работа грения:

$$R = 0,01 k \pi d_{\text{ш}} n,$$

где:  $k$ ,  $d_{\text{ш}}$  — см. выше;

$n$  — число оборотов движущих колес в секунду  $= \frac{V \cdot 1000}{\pi D \cdot 3600}$ ;

$V$  — скорость паровоза в км/час;

$D$  — диаметр движущих колес в м.

Допускаемое напряжение для новых шеек ведущих осей не более . . . . . 1000 кг/см<sup>2</sup>

" " " " сцепных " " " " . . . . . 700 "

Давление на единицу поверхности для товарных паровозов не более . . . . . 15 "

" " " " пассажирских паровозов не более . . . . . 20 "

Работа грения не должна превышать для товарных паровозов . . . . . 32—35  $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \cdot \text{сек}}$

" " " " " " " " пассажирских паровозов . . . . . 50—55 "

По формуле АРА напряжение  $k_b = \frac{P_{\text{ц}}(B + C)}{2W}$  должно быть  $\leq 1620$  кг/см<sup>2</sup>,

где:  $P_{\text{ц}}$  — цилиндровая сила в кг;

$B$  — расстояние от середины цилиндра до середины шейки ведущей оси в см;

$C = \sqrt{A^2 + B^2}$ ;

$A$  — радиус кривошипа в см;

$W$  — модуль сопротивления в см<sup>3</sup>.

По нормам ALCO удельные давления на шейки движущих осей не должны превышать для

пассажирских паровозов — 12,3 кг/см<sup>2</sup>

товарных и маневровых — 14,0 "

В таблице 51 даны американские нормы для длины шеек в зависимости от их диаметров.

При определении размеров ведущих и сцепных цапф кривошипа и вписывании их в габарит, а также при определении размеров осей необходимо было увязать размеры их частей, запрессованных в ступице и мотыле колеса. Внутренняя кромка запрессованной части оси, граничащая с ее шейкой, а также кромка запрессованной части кривошипа, или его торец, были расположены на внутренней стороне ступицы в одной плоскости, вследствие примыкания к этой плоскости осевой буксы. Наружная кромка запрессованной части оси, или ее торцовая сторона, а следовательно и плоскость ступицы колеса, выступают на 2,5 мм наружу от плоскости мотыля. Принять длину запрессованной части оси менее 195 мм было нежелательно, так как и без того отношение

длины к диаметру составляет всего лишь  $\frac{195}{275} = 0,71$ . Для запрессованной части

кривошипа при длине ее в 192,5 мм это отношение составляет  $\frac{192,5}{235} = 0,82$ .

Такое углубление плоскости мотыля не представляет никаких неудобств и дает притом возможность в пределах разрешенного габарита максимально развить длину шеек кривошипа для получения приемлемых характеристик грения и удельных давлений.

Выбор размеров цапф кривошипа и размещение его между ступицей колеса и габаритом окончательно устанавливают расстояние между цилиндрами

Характеристика шеек ведущих

С е р и я	Тип	Диаметр цилиндра $d_{ц}$ мм	Диаметр колес $D$ см	Ход поршня $h$ см	Давление пара в котле $P_k$ кг/см <sup>2</sup>	Цилиндровая сила $P_{ц}$ кг	Нагрузка на шейку, равная половине статического давления оси на рельс $Q$ кг	Скорость, принятая для расчета $V$ км/час	Ш е й к	
									Наружный диаметр шейки ведущей оси $d_{ш}$ см	Диаметр отверстия $d_0$ см
Э <sup>у</sup>	0—5—0	650	132,0	70,0	12	39 800	8 500	57	22,0	—
Т <sup>А</sup>	1—5—2	700	152,0	76,0	17	65 550	11 500	65	30,5	8,0
Т <sup>Б</sup>	1—5—1	700	152,0	76,0	14	53 900	11 500	65	29,0	7,6
Baltimore & Ohio	1—5—1	755	162,5	81,2	15,5	69 350	15 750	65	34,3	5,0
Illinois Central	1—5—1	762	160,0	81,2	13,4	61 000	13 500	65	31,8	5,0
К <sup>у</sup>	2—3—0	575	190,0	65,0	13	33 750	8 000	110	21,0	—
С	1—3—1	550	183,0	70,0	13	30 870	8 000	110	21,0	—
С <sup>у</sup>	1—3—1	575	185,0	70,0	13	33 750	9 000	110	22,0	7,0
Union Pacific	2—4—1	730	185,0	71,0	14	52 500	12 700	110	30,5	7,5
AT & S Fe	2—4—2	762	185,0	76,2	14,8	67 500	15 500	110	33,0	7,5
USRA	2—3—1	635	185,0	71,0	14	44 300	12 300	110	28,0	7,5
ФД	1—5—1	670	150,0	77,0	15	52 890	10 000	65	27,0	7,5



## цепных осей у ряда паровозов

е д у щ и х о с е й					Ш е й к и с ц е п н ы х о с е й					
Длина шейки $l_{ш}$ см	По формулам НКПС			Напряжение на изгиб, подсчитанное по формуле АРА $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Наружный диаметр шейки $d_{ш}$ см	Диаметр отверстия $d_o$ см	Длина шейки $l_{ш}$ см	По формулам НКПС		
	Напряжение на изгиб $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $k$ кг/см <sup>2</sup>	Работа гребня $R$ $\frac{\text{кгм}}{\text{см}^2 \text{сек}}$					Напряжение на изгиб $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $k$ кг/см <sup>2</sup>	Работа гребня $R$ $\frac{\text{кг}}{\text{см}^2 \text{сек}}$
27,0	1 100	14,3	37,7	2 290	20,0	—	27,0	746	15,7	37,7
32,0	900	11,8	42,6	1 620	24,0	7,6	32,0	617	15,0	42,5
31,85	880	12,4	42,8	1 550	24,0	7,6	31,85	580	15,0	42,8
38,0	—	12,1	40,6	1 490	28,0	5,0	33,0	—	17,0	53,0
33,0	—	12,8	46,0	1 380	24,4	5,0	33,0	—	16,1	46,1
26,0	1 205	14,6	49,5	2 060	19,0	—	26,0	1 090	16,2	49,5
26,0	1 155	14,6	51,4	1 910	20,0	—	26,0	896	15,4	51,4
27,0	1 194	15,1	55,0	1 980	21,0	7,0	27,0	870	15,9	55,0
40,6	—	10,2	51,5	1 430	25,4	7,5	30,5	—	16,4	69,0
33,0	—	14,2	77,4	1 400	30,5	7,5	33,0	—	15,4	77,4
33,0	—	13,3	61,5	1 350	25,4	7,5	33,0	—	14,7	61,5
34,0	885	10,9	35,4	1 910	24,0	7,5	34,0	620	12,25	35,4

в поперечной плоскости, равное 2330 мм. Установление размеров цапфы контр-кривошипа дает расстояние между осями цилиндра и золотника. При выполнении эксцентриковой и кулисной тяг с перебивкой центровых осей их головок на 57,5 мм это расстояние становится равным 150 мм.

ТАБЛИЦА 51

Шейки осей и их длины по американским нормам

Диаметр шейки в мм . . .	178	203	229	254	279	305	330	356
Длина шейки в мм . . . . .	229	254	305	305	330	330	356	356

Перебивка сделана в виду того, что иначе невозможно было бы размещение золотниковой коробки и паровпускных каналов в габарите шириной в 3250 мм. Перебивка осей головки осуществлена следующим образом: задняя головка эксцентриковой тяги симметрична по отношению к штанге, которая пропущена внутренней гранью на расстоянии 10 мм от торцевой плоскости контр-кривошипа, а передняя головка сбита внутрь на 27,5 мм. Расстояние между серединами кулис было определено этим в 2690 мм. Передняя головка кулисной тяги в свою очередь сбита внутрь на 30 мм, что в результате дает расстояние между серединами золотников в 2630 мм.

Для паровозов ФД второго заказа при удлинении ведущей цапфы кривошипа до 225 мм сбивка головки эксцентриковой тяги произведена на 32,5 мм. Сбивка кулисной тяги осталась прежней, т. е. равной 30 мм. Несмотря на уменьшенное расстояние (150 мм) между вертикальными осями цилиндра и золотника, вследствие узости заданного габарита и развития размеров кривошипа симметрично разместить золотниковую коробку в паровпускном канале не удалось, и ось канала была сбита внутрь на 35 мм.

Окончательное установление размеров кривошипа и осей и расстояний между серединами цилиндров и золотников дает возможность развертывания работы по проектировке машины в целом — детализации цилиндра (цилиндровых и золотниковых крышек, паровпускных каналов с выяснением минимальных расстояний от габарита выступающих частей их — приливов для индикаторных пробок с крышками и обшивкой и пр.), кулака с передней головкой ведущего дышла и параллели с определением ширины передних концов ее. В то же время выясняется длина переднего сцепного пальца и расстояние от него до параллели при разбеге оси в 25 мм на сторону.

По выяснении этих деталей возможна параллельная проектировка сцепных дышел и пальцев и разработка рабочих чертежей цилиндра, крышек, поршня, кулака, параллели и пр.

На этом же пробном чертеже по окончании предварительной выработки принципиальной и конструктивной схем парораспределительного механизма выясняется конструкция параллельной рамы. Наиболее хорошие результаты в отношении парораспределения получались при расположении переводного вала сзади кулисы. Большая длина кулисной тяги и выбранная система соединения маятника с золотниковым штоком посредством кулачка далеко отодвигали кулису от параллельной рамы, что затрудняло ее отливку и обработку. Это

заставило расположить подшипники кулис и переводного вала на отдельных продольных балках, укрепленных передними концами на параллельной раме и задними — на специальном поперечном укреплении.

Приведенные в этой главе характеристики по напряжению, удельному давлению и работе грения ведущих и сцепных цапф кривошипа и шеек ведущих и сцепных осей были необходимы для обоснования принятых размеров их, являющихся исходными точками для проектирования машины в целом.

## **ПАРОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ**

### **КОНСТРУКЦИЯ ЦИЛИНДРОВ**

Паровые цилиндры (фиг. 164), тип которых в основном определяется брусковыми продольными рамами паровоза, представляют собой две симметричные, соединенные друг с другом, стальные отливки. Каждая из них состоит из цилиндрического и золотникового барабанов, привалочной плиты, отлитой за одно целое с ними, и половины междуцилиндрического или междурамного ящика, замкнутого вертикальной стенкой с двумя наружными вертикальными фланцами, которые соединяют в одно целое обе отливки. Сверху эти отливки имеют две симметричные части радиального фланца, которые после соединения отливок образуют седло для дымовой камеры котла.

Конструкция таких цилиндров выполнена по типу завода Lima. Особенность ее заключается в том, что выхлоп пара производится не в паропроводные каналы, отлитые внутри междурамной части, как это делается в большинстве других конструкций, а в отдельные выхлопные трубы, проходящие снаружи передних и задних поперечных стенок. Одним концом эти трубы привертываются к золотниковым крышкам, а другим загигаются под углом в  $180^\circ$  к фланцам конусных тройников, отлитых внутри каждой половины междурамного ящика цилиндра. Эти тройники поставлены с наклоном по вертикали и выходят фланцами в передние и задние поперечные стенки. Верхними фланцами тройники сливаются с замыкающими стенками половинок междурамного ящика и, примыкая друг к другу, образуют посредине седла общий прямоугольный фланец, на который устанавливается конусная подставка.

Такая конструкция цилиндров дает возможность несколько упростить модель, что в свою очередь облегчает отливку этой трудной в изготовлении детали. Кроме того размещение выхлопных труб снаружи позволяет развить их сечения и сделать эти сечения равномерными в переходах, что содействует уменьшению противодействия при выхлопе пара.

Так как междурамная часть цилиндра является основным креплением передней части главной рамы и передает весьма большие усилия как от давления пара в цилиндрах, так и от веса котла, то цилиндры должны быть выполнены не из чугуна, как обычно, а из стали. В нашем случае материалом для цилиндров явилась ЛСт1 (ОСТ 791). После отливки цилиндры обязательно подвергаются отжигу для устранения в материале литейных напряжений.

Для создания удовлетворительных условий работы поршневых колец рабочая часть цилиндра должна быть чугунной. Это достигается запрессовкой в тело цилиндра втулки, материал которой согласно ОСТ 1456 должен соответство-

вать ЧЛ1 (ОСТ 970). Твердость втулочного материала по Бринеллю должна быть от 180 до 230, при чем для уменьшения износа втулки и колец желательна твердость ближе к верхнему пределу.<sup>1</sup>

Надо заметить, что постановка втулок производится не только в стальных цилиндрах, но и в чугунных. При чугунных цилиндрах без втулок качество материала всего цилиндра определяется теми условиями, которым должен удовлетворять материал его рабочих поверхностей. При втулках — весь цилиндр может отливаться из более мягкого чугуна, так как это не имеет значения для работы поршневых колец и самого тела поршня (последнее — при поршне без контр-штока) и более удобно в технологическом отношении.

Длина средней части втулки, внутренний диаметр которой — 670 мм, равняется ходу поршня (770 мм) плюс расстояние между крайними гранями наружных поршневых колец (108 мм) минус величина свеса колец при крайних положениях поршня (по 2 мм на сторону). Таким образом общая длина средней части равна  $770 + 108 - 4 = 874$  мм.

Надо отметить, что свес кольца, необходимый для уничтожения наработка на втулке, выбран нормальным как для поршневых колец системы Штарева, так и для обыкновенных прямоугольных колец, которые могли быть поставлены в будущем и которыми уже оборудован по весовым соображениям паровоз ИС, имеющий такие же цилиндры, как и паровоз ФД.

Вся длина втулки, а следовательно и длина всего цилиндра (расстояние между притирками для цилиндрических крышек), равна 1130 мм. Всегда желательно, чтобы эта длина была наименьшей, так как при этом значительно уменьшается вес цилиндра, упрощается размещение узла задней цилиндрической крышки, сальника, кулака с поводком маятника, облегчается снятие цилиндрической крышки, выемка поршня и т. д. Определяется эта длина расположением внутренних кромок паровпускных окон, шириной паровпускных каналов и шириной наружных приливов, служащих для присоединения крышек к цилиндру.

Внутренняя кромка паровпускного канала цилиндра должна располагаться как можно ближе к кольцу поршня; вместе с тем нельзя допускать, чтобы диском поршня создавался порог на пути прохода пара. Во избежание этого от кромки обода поршня (наверху) до кольца взято 11 мм.

---

<sup>1</sup> В самое последнее время, в связи с выяснившейся не совсем удовлетворительной работой поршневых колец и втулок, Локомотивопроектном выработана новая характеристика чугуна, служащего для изготовления деталей, работающих на истирание (поршневые и золотниковые кольца, поршневые обода, втулки и т. п.).

$$P = 0,4 - 0,8\% \text{ (для втулок } 0,6 - 0,8\text{);}$$

$$C_{\text{общ}} = 3,1 - 3,3\%;$$

$$C_{\text{связ}} = 0,7 - 0,8\%;$$

$$Si = 1,7 - 1,8\%;$$

$$Mn = 0,7 - 0,9\%;$$

$$S \geq 0,12\%.$$

Твердость по Бринеллю от 190 до 230.

Разница в твердости втулок и соответствующих им колец не должна превышать  $\pm 10$  единиц Бринелля.

Временное сопротивление изгибу не менее 40 кг/мм<sup>2</sup>.

Стрела прогиба для образца диаметром в 30 мм и длиной в 600 мм — не менее 8 мм.

Строение — перлитное, мелкозернистое. Графит — в виде мелких завихренных выделений. Чугун с такой характеристикой на нашей практике еще не проверен.

Ширина паровпускных каналов цилиндра со стороны золотниковой втулки, равная 94 мм, определяется шириною окон золотниковой втулки.

Ширина окон золотниковой втулки, как указывается в описании парораспределения, взята равной 80 мм.

Ширина каналов в чугунных цилиндрах обычно берется на 5 мм на сторону больше ширины золотниковых окон. В нашем цилиндре ширина каналов больше ширины золотниковых окон на 7 мм на сторону. Сделано это вследствие меньшей точности стальной отливки.

От золотниковой втулки к цилиндровой ширина канала переходит с 94 мм на 72 мм, такова же (72 мм) ширина окон цилиндровой втулки. Определение этого размера зависит от выбора сечений канала.

Толщина кольца для укрепления цилиндровых крышек взята равной 38 мм; определяется она, главным образом, глубиной гнезд для шпилек.

Гнезда для шпилек не должны быть сквозными, так как иначе резьба шпилек могла бы давать парение. Поэтому с внутренней стороны привалочного фланца для крышек против каждого гнезда сделаны приливы — бабышки. Высота их принята минимальной, чтобы не загромождать прохода пара внутри каналов.

Высота притирочного выступа взята в 5 мм. Таким образом общая длина втулки, а следовательно и цилиндра, складывается из:

хода поршня . . . . .	770 мм
расстояния между крайними гранями колец . . . . .	108 „
двойного расстояния до внутренней кромки канала $11 \times 2 =$	22 „
двойной ширины канала . . . . . $72 \times 2 =$	144 „
„ толщины колец для шпилек . . . . . $38 \times 2 =$	76 „
„ высоты притирочного выступа . . . . . $5 \times 2 =$	10 „
<hr/>	
	1130 мм

Внутренний диаметр концевых частей цилиндровой втулки принят в 680 мм. Сопрягающий уклон средней рабочей части с концевыми (скос) взят на длине 30 мм.

В угловом соединении кольцевого фланца с частью крышки, вставляемой во втулку, сделана выточка, которой соответствует скос во втулке цилиндра на длине 8 мм и по диаметру 684 мм. Это сделано для образования притирочной плоскости в крышках.

Наружный диаметр втулки — 710 мм; следовательно, толщина средней части — 20 мм, концевых частей — 15 мм.

Втулка запрессовывается в тело цилиндра толщиной в 25 мм под давлением от 35 до 45 т.

Припуск на запрессовку к наружному диаметру втулки (против внутреннего диаметра тела цилиндра) — 0,17 мм.

Вследствие большой длины втулки (1130 мм), для уменьшения хода пресса и для предварительного направления втулки перед запрессовкой наружная поверхность ее обтачивается на половине длины с уступом в 1 мм по диаметру, т. е. на протяжении 565 мм наружный диаметр втулки принимается в 711 мм, а на остальной длине — в 710 мм.

Соответственно растачивается и стальная часть цилиндра, при чем больший диаметр принимается спереди. Притирочные поверхности цилиндрических крышек прилегают как к кромкам тела цилиндра, так и к торцовым плоскостям втулки, чем предохраняют последнюю от сдвига. Кроме того, для предохранения от поворота внизу в цилиндре ввернуты две чугунные пробки с  $1\frac{1}{2}$ " резьбой. Материал пробок должен быть однороден с материалом втулок.

Расстояние от середины цилиндра до середины золотника по вертикали — 670 мм, расстояние по горизонтали, т. е. посадка золотника наружу, — 150 мм.<sup>1</sup>

Указанный размер между осями цилиндра и золотников по вертикали (670 мм) должен быть минимальным в силу своего влияния на размеры деталей парораспределительного механизма и на вес самого цилиндра. Поэтому он запроектирован при выработке основных размеров машины; его подсчитывают, исходя из горизонтального расстояния в 150 мм как катета и возможно наименьшего расстояния между центром цилиндра и центром золотника, как гипотенузы. Этот последний размер складывается из половин диаметров фланцев цилиндрической и золотниковой крышек.

Диаметр фланца цилиндрической крышки, в свою очередь, складывается из наружного диаметра втулки, двойной ширины притирки, двойного расстояния от притирки до центра шпилек и двойного расстояния от центра шпилек до наружной кромки фланца.

Диаметр фланца золотниковой крышки вследствие посадки наружу золотниковых втулок складывается из наружного диаметра трубы, образующей крышку, двойного расстояния от этой трубы до середины шпилек (с учетом возможности размещения гайки) и двойного расстояния от середины шпильки до наружной кромки фланца.

Расстояние между наружными кромками фланцев цилиндрической и золотниковой крышек в данном случае взято в 6 мм. Этот размер при всегда употребляющейся обточке контура фланцев крышек создает между ними необходимый для их постановки зазор и не требует практикующегося иногда среза нижней части фланца золотниковой крышки. Полученный благодаря такому размещению крышек размер между центрами цилиндра и золотника должен обеспечить плавность перехода изогнутой стенки паровпускного канала.

Диаметр золотника (см. „Выбор элементов парораспределения“) взят равным 330 мм. Толщина стенок золотниковых втулок — 20 мм.

Толщина золотникового стального барабана — 22 мм, длина его, т. е. расстояние между притирками для золотниковых крышек, — 1070 мм. Этот размер, в основном определяющий прямизну паровых каналов, определен при выработке системы соединения маятника с золотниковым кулачком и конструкции задней золотниковой крышки с размещением сальника и колена паровых выпускной трубы.

Определение формы канала в поперечной плоскости произведено подбором площадей для прохода пара по ряду сечений по нижним кромкам окон золотниковой втулки, начиная с верхнего, таким образом, чтобы площадь этих сечений составляла определенное отношение к сумме площадей вышележащих окон. Затем округлением подобрана радиальная форма верхней части канала.

<sup>1</sup> См. главу „Общий ход проектирования машины“.

Прямые боковые стенки идут к цилиндру с некоторым расширением, компенсируя сужение канала в поперечной плоскости. Вход канала в собственно цилиндр сужен и по прямой линии равен  $\frac{570}{770} = 0,85$  диаметра цилиндра,

На фиг. 165 показаны сечения по каналам цилиндров паровоза ФД и, для сравнения, паровоза ТБ.

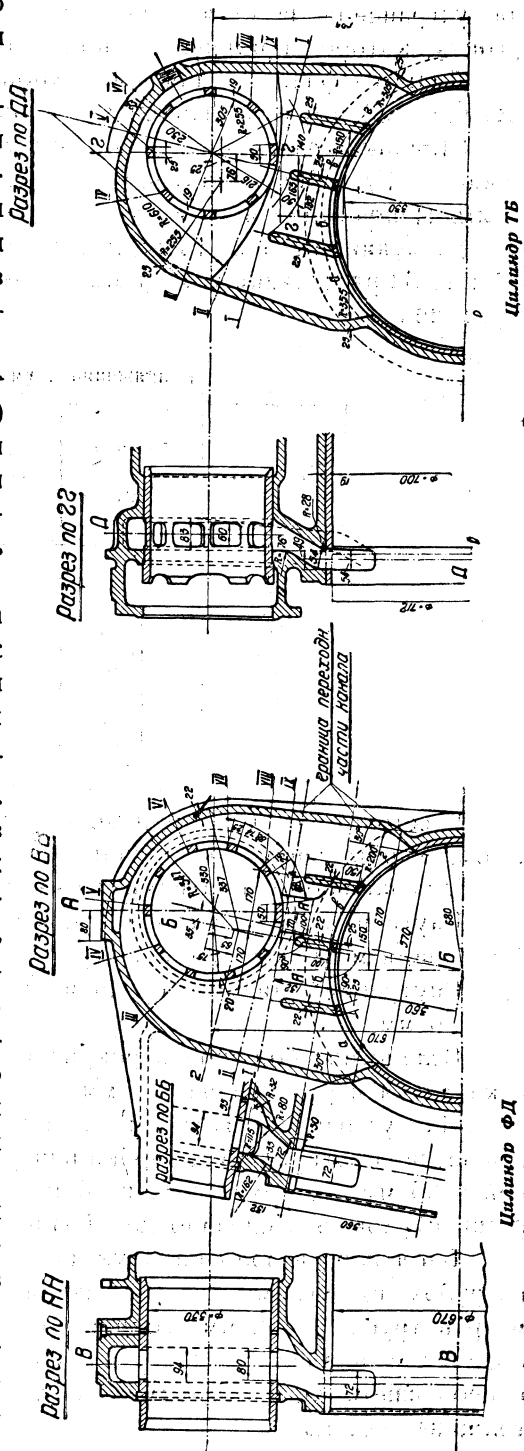
Подсчет площадей сечений, указанных на фиг. 165 римскими цифрами, и отнесение их к сумме площадей золотниковых окон, подводящих пар к этим сечениям, указывает, что эти отношения для всех сечений колеблются у ФД в пределах от 0,602 до 1,002, а у ТБ — в пределах от 0,463 до 1,129.

Максимальная скорость пара в каналах цилиндров по сечению I (фиг. 165) при подсчете ее по средней скорости поршня для паровозов ФД при скорости 65 км/час будет 77,5 м/сек. Для паровоза ТБ при той же скорости скорость пара в канале достигает 110 м/сек.

При постановке цилиндров ФД на паровозе ИС при скорости в 100 км/час скорость пара в каналах, подсчитанная как и выше, будет равна 96 м/сек; для паровоза С<sup>у</sup> при той же скорости хода — 115,5 м/сек и для паровоза К<sup>у</sup> — 127,5 м/сек.

Объем вредного пространства в окнах золотниковых втулок и каналах цилиндра у ФД — 8,22% от объема цилиндра, ограничиваемого ходом поршня, у ТБ — 5,90% (объем подсчитан теоретически без учета возможного уменьшения при отливке). Вредное пространство между диском поршня и крышками дано в описании конструкции цилиндрических крышек. Там же приведен и общий объем вредного пространства.

Так как в золотниковых втулках имеются щелевидные окна для добавочного впуска пара при примененной в данном паровозе ограниченной отсечке, то для прохода пара в каналы во внутренних стенках их созданы соответствующие этим щелевидным окнам углубления.



Фиг. 165. Паровые каналы цилиндров паровозов ФД и ТБ.

Цилиндр ФД

Цилиндр ТБ

Для укрепления плоских поперечных стенок канала они связаны между собой тремя ребрами толщиной в 22 мм. Во втулке, по расположению этих ребер, вырез имеет перемычки, или простенки, шириной в 25 мм, служащие как для укрепления и связи образовавшейся вырезом наружной дуги, так и для устранения заскакивания кольца при продвижении поршня до упора в крышку, которое применяется при проверке вредного пространства.

Диаметр фланцев для цилиндрических крышек — 840 мм, толщина сверху у каналов — 38 мм, в остальной части окружности — 45 мм.

Шпильки расположены по окружности диаметром в 775 мм. Диаметр шпилек —  $1\frac{1}{8}$ ". Число шпилек — 28 штук; расстояние между ними (по дуге) ~ 87 мм. Напряжение в шпильках на разрыв по внутреннему диаметру нарезки при давлении пара в  $15 \text{ кг/см}^2$ ,  $k_2 = 438 \text{ кг/см}^2$ . Для сравнения приводим в таблице 52 расстояния между шпильками и напряжения их на разрыв для ряда паровозов.

ТАБЛИЦА 52

Напряжение в цилиндрических шпильках

Паровоз	Диаметр шпилек дм	Число шпилек $n$	Расстояние между шпильками по дуге мм	Напряжение в шпильках $k_2$ кг/см <sup>2</sup>
Э	1	24	95,5	492
СУ	1	20	102,8	495
ТА	$1\frac{1}{8}$	30	83,7	511
ТБ	$1\frac{1}{8}$	30	83,7	420
ФД	$1\frac{1}{8}$	28	87	438

Расстояние от притирки до центра шпильки (20 мм) выбрано с таким расчетом, чтобы ввернутая шпилька не доходила до радиального закругления перехода плоскости притирки на стенку.

Внутренний диаметр передней и задней частей золотникового стального барабана, в месте постановки втулок на длине 320 мм, равен  $330 + 2 \cdot 20 = 370$  мм.

Внутренний диаметр средней, междувтулочной части на длине 430 мм равен 396 мм.

Вследствие большой перекрыши и вызванного этим длинного хода золотника длина втулок равна 410 мм.

Для устранения западения колец при вытаскивании золотников вдоль средней части золотниковой коробки внизу прилиты два направляющие ребра толщиной в 25 мм, не достигающие на 5 мм своими концами до упора во внутренние грани втулок; это сделано для возможности стока конденсата.

Ввод пара в золотниковую коробку производится в средней ее части через патрубок под углом  $25^\circ$  к вертикали, по направлению к котлу. Внутренний диаметр патрубка — 192 мм. Толщина стенок коробки — 22 мм. Фланец согласован с фланцем паровпускной трубы, соединение с которой осуществлено на чечевицеобразном кольце. Диаметр фланцев для золотниковых крышек — 520 мм, толщина — 43 мм.



Расстояние между серединами шпилек по диаметру — 470 мм. Диаметр шпилек взят в  $\frac{7}{8}$ ". Число их — 12 штук. Расстояние между шпильками по дуге ~ 123 мм. Для сравнения приводим в таблице 53 расстояния между шпильками некоторых наших паровозов.

ТАБЛИЦА 53

Золотниковые шпильки

Паровоз	Диаметр шпилек дм	Число шпилек л	Расстояние между шпильками по дуге мм
Э	$\frac{7}{8}$	8	135
Су	$\frac{3}{4}$	8	135,5
ТБ	$\frac{7}{8}$	10	125,5
ТА	$\frac{7}{8}$	10	125,5
ФД	$\frac{7}{8}$	12	123

Высота притирки для золотниковых крышек взята в 5 мм. Ширина ее — 15 мм.

Золотниковые втулки описаны в главе о парораспределении.

Конструкция и размеры остальных частей цилиндровой отливки ясны из чертежа (фиг. 164). Укажем лишь, что внутри опоры котла посередине образованы каналы, соединяющиеся с конусными тройниками и выходящие фланцами в боковые стенки. Эти каналы предназначаются для отвода выхлопного пара к водоподогревателю и имеют диаметр отверстий во фланцах, выходящих наружу стенок, в 125 мм.

Диаметры отверстий во фланцах нижних конусных раструбов, выходящих в поперечные стенки междурамных ящиков, — 275 мм, т. е. равны диаметрам выхлопных труб. Каждая из половин верхнего фланца тройников под конусную подставку имеет прямоугольное сечение  $320 \times 145$  мм. У конусных тройников толщиной в 20 мм сечение переходное — с круглого (у нижних раструбов) на прямоугольное (у верхних фланцев под конусную подставку).

В нижней плоскости посередине междурамного ящика для установки подшипника продольного балансира образована вдоль стыка площадка высотой в 10 мм и общей шириной в 380 мм. Так как описываемые цилиндры ставятся не только на паровозы ФД, но и на паровозы ИС, а установка подшипников балансира по длине для этих паровозов разная, и так как оба цилиндра отливаются по одной модели, при чем передняя часть правого цилиндра при сболчивании становится задней частью левого цилиндра, то приливы для подшипников сделаны до наружных кромок вертикальных фланцев, т. е. на длине 1200 мм.

Для осмотра золотника и отметки фаз парораспределения при его проверке, а также для присоединения индикаторных труб, в каждом паровпускном канале в боковой его стенке образованы отверстия, при чем для удобства осмотра, чтобы иметь в поле зрения все окно золотниковой втулки, эти отверстия сделаны достаточно большими. В прилитых к каналам квадратных флан-

цах  $130 \times 130$  мм, сечения отверстий круглые, диаметром в 86 мм, при чем у внутренних поверхностей каналов они переходят на прямоугольные. Отверстия эти закрываются крышками на притирке. Вследствие близости каналов к габариту фланцы смотровых отверстий подняты кверху от горизонтальной оси золотника (в поперечном сечении) примерно на  $40^\circ$ . Рядом с ними помещены круглые приливы для шурупов, предохраняющих золотниковые втулки от сдвига или поворота.

Кроме того, с наружной стороны каждого цилиндрического барабана по его горизонтальной оси, на расстоянии 65 мм от передних и задних концов и спереди средней части золотниковой коробки, под углом около  $30^\circ$  к горизонтальной оси сделаны приливы с нарезкой  $1\frac{1}{4}$ "тр для штуцеров индикаторных труб. Сзади симметрично поставлен прилив, предназначенный для манометра. Между ними находится запасный прилив на случай установки паровпускного клапана.

Для продувки цилиндров на каждом цилиндрическом барабане имеется по два круглых прилива, установленных снизу на расстоянии 80 мм от передней и задней притирок с таким расчетом, чтобы спускные дыры в цилиндрах не закрывались ни телом поршня при положении его в мертвых точках, ни цилиндрическими крышками. Соединение с продувочными клапанами выполнено на штуцерах. Для спуска воды из золотниковых коробок почти посередине каждой из них, на боковых сторонах, с уклоном к вертикальной оси сделан круглый прилив с отверстием диаметром в 20 мм.

Смазка цилиндров и золотников производится смазочным прессом, установленным на правой задней золотниковой крышке. От пресса масло подводится по трубкам к обратным клапанам, расположенным над правой и левой золотниковыми коробками в задней их части. Особая стойка для клапанов каждой стороны привертывается к приливу, образованному для нее сверху каждого цилиндра на расстоянии 34 мм от притирки. Так как модель для правого и левого цилиндров одна, стойка же для обратных клапанов должна стоять сзади, то приливы сделаны на обоих концах золотниковых барабанов, т. е. по два на каждой стороне, при чем передние, предназначенные для постановки клапана беспарного хода (дрифтинга), в настоящее время не используются.

От обратных клапанов масло по трубкам направляется в цилиндр и в золотник.

Для смазки цилиндра посередине его сверху сделан обычный наклонный полукруглый прилив со сверленным отверстием диаметром в 6 мм, через которое масло проходит внутрь втулки.

Для ввода масла в золотниковые коробки сверху каждой из них образовано по два прилива, примыкающих к прямоугольным приливам для стойки обратных клапанов и дрифтинга. Они расположены таким образом, чтобы при ходе золотника на максимальной отсечке 0,6 масло не могло попадать за золотниковые диски, т. е. в выхлопной пар.

В американском паровозостроении, в частности в паровозах  $T^A$  и  $T^B$ , смазка золотников не подводится под золотниковые диски, как это принято на наших паровозах, а производится через паровпускной патрубок, т. е. маслом насыщается впускаемый пар. С целью испытания этого способа подвода смазки

сделаны запасные приливы с одним отверстием в 20 мм в каждом из паровпускных патрубков под фланцами для паропроводных труб, на 100 мм ниже их притирочных плоскостей.

В тех же патрубках на противоположных сторонах сделаны приливы для постановки штуцеров пирометров.

Кроме указанных приливов для различных штуцеров и стоек на передних и задних наружных стенках паровпускных каналов сделаны еще приливы для укрепления обшивки цилиндров, форма и конструкция которой в основном вырабатывается одновременно с проектированием цилиндра.

Для скрепления внутренних замыкающих стенок междурамного ящика с нижней плоскостью посередине каждой стенки поставлено по одному ребру. Ребрами укреплены также наружные упорные плоскости верхних опорных на раму фланцев и, как сказано выше, ими связаны плоские стенки паровых каналов. В остальных местах этих цилиндров имеются лишь специальные отливочные ребра небольшого сечения, близко стоящие друг к другу и служащие только для предупреждения появления трещин в местах стыка стенок при остывании цилиндра после отливки.

Выработке формы углов, могущих послужить причиной появления трещин при отливке, уделялось особое внимание. С этой целью углы опоры под дымовую камеру закруглены радиусами в 60 мм. Фланцы седла с вертикальными стенками ребрами не связаны, чтобы не появилось вредных натяжений. С той же целью сильно округлены углы паровпускных каналов, выполненные радиусом в 52 мм.

Стыки всех вертикальных стенок междурамного ящика с нижней горизонтальной плоскостью усилены постепенным, на длине 150 мм, увеличением их сечения с 22 мм на 32 мм, при чем внутренние замыкающие стенки имеют большой переходный радиус.

По согласованию со сталелитейным цехом, выработавшим метод отливки цилиндров с установкой их в опоке седлом вниз, для перехода металла из золотникового барабана кверху в цилиндрический, на модели между ними был образован рукав, который при обработке должен частью сниматься расточкой, фрезеровкой и подрубкой, частью же, во избежание прободения канала, должен быть оставлен в виде наклонного выступа, идущего параллельно переходу стенки канала и заподлицо с обшивкой.

Для уменьшения веса цилиндров во внутренних замыкающих стенках и продольных стенках междурамного ящика внизу сделаны вырезы, не влияющие однако на прочность всей конструкции. Два небольших выреза в нижней горизонтальной плоскости образованы главным образом для постановки болтов подшипников продольного балансира. Кроме того, по два выреза имеются в боковых стенках опоры под котел; эти вырезы необходимы для укрепления земли при формовке, так как в этом месте проходят конусные тройники. Вырезы, ослабляющие опору, укреплены ободками.

С той же целью в верхней стенке седла образованы четыре круглых отверстия диаметром в 160 мм. Так как в дымовой камере есть вырез для прохода конуса, то эти отверстия должны быть заделаны и для герметичности обварены.

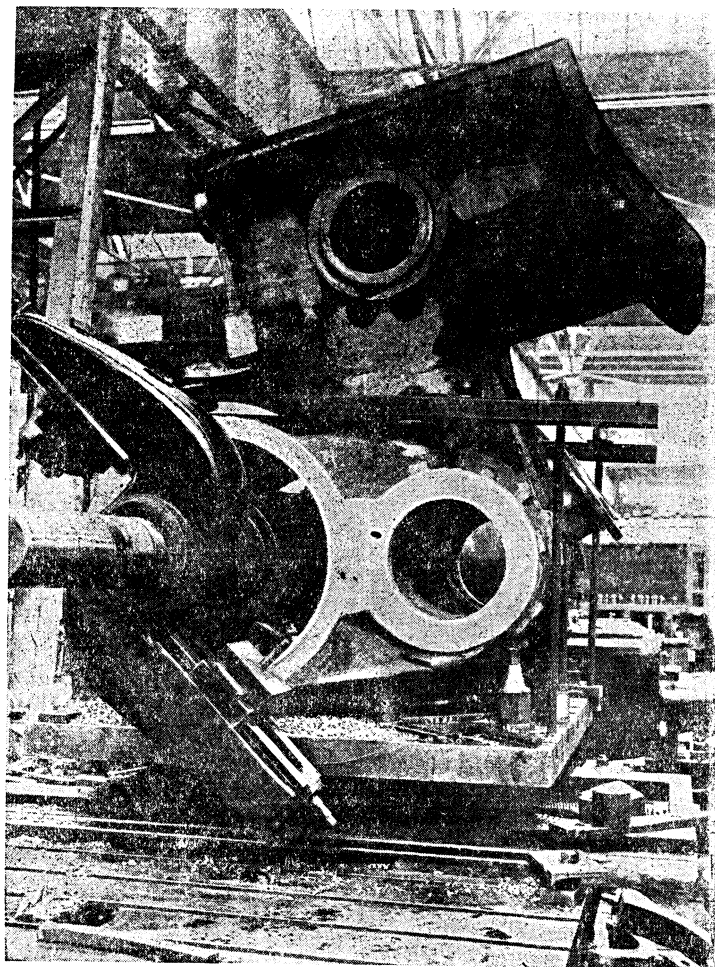
Для спуска воды в нижней плоскости, соединяющей вертикальный фланец с цилиндром, служат два отверстия диаметром в 50 мм.

Вес сболченных цилиндров в обработанном виде с цилиндрическими и золотниковыми втулками, с заглушками индикаторных дыр и болтами, соединяющими обе отливки в одно целое, равен 6480 кг.

В заключение необходимо сказать, что, сопоставляя цилиндры ФД с чугунными цилиндрами, отдельно присоединяемыми к рамам и требующими отдельного междучилиндрового крепления и отдельной опоры под котел, — мы видим в первых целый ряд преимуществ. В самом деле, в пользу этой конструкции

говорит уже то, что узел, состоящий из четырех крупных, отдельно обрабатываемых и пригоняемых в сборке деталей, при данной конструкции можно рассматривать как одно целое, так как соединение обеих половинок предшествует обработке. Кроме того, основной недостаток отдельно отлитых цилиндров — расшатывание болтов, скрепляющих цилиндры с рамой, — в данном случае совершенно отсутствует, так как момент от силы по цилиндру воспринимает на себя стальная отливка в целом, и поэтому болты работают только на срез, разгружаясь к тому же упорами в раме.

Надо отметить, что расточка цилиндрических и золотниковых втулок в обрабатывающем цехе, производимая после соединения их, должна быть строго увязана с производимой в этом же цехе окончатель-



Фиг. 166. Цилиндр на обработке.

ной прострожкой привальных и опорных фланцев. При правильно обработанных цилиндрах и продольных рамах паровоза за сборочным цехом остается только простая постановка цилиндра на раму, увязка седла с котлом, проходка дыр для болтов и их постановка. Всякие же подрубки и припиловки, в конечном счете не дающие точности сборки, оказываются ненужными.

Немаловажную роль играет также получаемая при стальных цилиндрах экономия в весе; четыре детали при чугунных цилиндрах, из которых каждая должна иметь скрепляющие фланцы, очевидно должны быть большего веса, чем две детали при стальных цилиндрах.

## ЗАПРЕССОВКА ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК

Запрессованная цилиндрическая втулка должна быть посажена так, чтобы она не могла перемещаться в цилиндре под влиянием трения поршня. В зависимости от изношенности втулки и качества материала периферийное давление, вызванное при запрессовке втулки и обуславливающее прочность посадки ее, с течением времени может меняться в довольно широких пределах. Изменение механических свойств материала втулки при длительной службе ее в условиях резких колебаний температуры, изменение самой толщины втулки при износе и целый ряд других обстоятельств не могут быть заранее достаточно точно учтены, почему теоретическое обоснование выбора величины посадочного давления сделать не удастся, а приходится, предусматривая достаточно надежное состояние втулки в эксплуатации, ориентироваться на указания практики. При выборе посадочного давления цилиндрической втулки паровоза ФД в 40 т мы исходили из норм, принятых в американской паровозостроительной практике.<sup>1</sup>

Для выяснения размеров натяга, необходимого для получения заданного прессового давления, проведем для нашего случая некоторые элементарные подсчеты.

Удельное давление, возникающее между втулкой и цилиндром, определяется по размерам цилиндра, прессовому давлению и величине коэффициента трения чугуна по стали при запрессовке.

Принимаем:

прессовое давление  $P = 40\,000$  кг,  
наружный диаметр втулки  $d_{\text{втн}} = 2r_{\text{втн}} = 71$  см,  
длину втулки  $l_{\text{вт}} = 113$  см,  
коэффициент трения чугуна по стали  $f = 0,18$ ,

получим удельное давление на поверхности втулки и собственно цилиндра:

$$p = \frac{P}{\pi d_{\text{втн}} l_{\text{вт}} f} = \frac{40\,000}{3,14 \cdot 71 \cdot 113 \cdot 0,18} = 8,85 \text{ кг/см}^2.$$

Принимаем:

модуль упругости материала втулки (чугун)  $E_{\text{вт}} = 800\,000$  кг/см<sup>2</sup>,  
модуль упругости материала цилиндра (сталь)  $E_{\text{ц}} = 2\,200\,000$  кг/см<sup>2</sup>,

коэффициент Пуассона для материала втулки (чугун)  $\frac{1}{m_{\text{вт}}} = 0,25$ ,

коэффициент Пуассона для материала цилиндра (сталь)  $\frac{1}{m_{\text{ц}}} = 0,3$ ,

внутренний радиус втулки  $r_{\text{втв}} = 33,5$  см,

наружный радиус цилиндра  $r_{\text{цн}} = 38$  см,

внутренний радиус цилиндра, принимаемый равным наружному радиусу втулки  $r_{\text{цн}} = r_{\text{втн}} = 35,5$  см,

получим теоретически натяг — разность между наружным диаметром втулки и внутренним диаметром собственно цилиндра по формуле:

$$\delta = p d_{\text{втн}} \left[ \frac{1}{E_{\text{вт}}} \left( \frac{r_{\text{втн}}^2 + r_{\text{втв}}^2}{r_{\text{втн}}^2 - r_{\text{втв}}^2} - \frac{1}{m_{\text{вт}}} \right) + \frac{1}{E_{\text{ц}}} \left( \frac{r_{\text{цн}}^2 + r_{\text{цв}}^2}{r_{\text{цн}}^2 - r_{\text{цв}}^2} + \frac{1}{m_{\text{ц}}} \right) \right] =$$

$$= 8,85 \cdot 71 \left[ \frac{1}{800\,000} \left( \frac{35,5^2 + 33,5^2}{35,5^2 - 33,5^2} - 0,25 \right) + \frac{1}{2\,200\,000} \left( \frac{38^2 + 35,5^2}{38^2 - 35,5^2} + 0,3 \right) \right] = 0,0176 \text{ см}.$$

По американским нормам натяг должен равняться 0,000 25 диаметра втулки, что дает

$$0,000\,25 \cdot 71 = 0,0177 \text{ см},$$

т. е. величину, в точности совпадающую с найденной выше, из условия получения заданного периферийного давления.

Напряжения, возникающие во втулке и в цилиндре при запрессовке, не могут вызывать опасений. Действительно, по формулам Ламе<sup>2</sup> напряжение сжатия на наружной поверхности втулки  $k_{\text{дввн}} = 186$  кг/см<sup>2</sup>;

<sup>1</sup> Заметим, что эти нормы соблюдаются не всегда. В паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup> посадочное давление цилиндрических втулок было назначено в 65—70 т, хотя размеры цилиндров этих паровозов близки к размерам цилиндров паровоза ФД.

<sup>2</sup> С. П. Тимошенко и Дж. Лессельс. Прикладная теория упругости, стр. 194—198. Гостехиздат.

напряжение сжатия на внутренней поверхности втулки  $k_{двтв} = 191 \text{ кг/см}^2$ ;  
напряжение растяжения на наружной поверхности цилиндра  $k_{z \text{ цн}} = 144 \text{ кг/см}^2$ ;  
напряжение растяжения на внутренней поверхности цилиндра  $k_{z \text{ цв}} = 162 \text{ кг/см}^2$ .

Если полученные напряжения суммировать с дополнительными напряжениями, возникающими во втулке и в цилиндре под действием давления пара, то и в этом случае общие напряжения не достигают сколько-нибудь серьезной величины; так, например, суммарные напряжения во втулке равны  $133 \text{ кг/см}^2$  на внутренней и  $139 \text{ кг/см}^2$  на наружной поверхностях, а суммарные напряжения в цилиндре при этом  $313 \text{ кг/см}^2$  на внутренней и  $295 \text{ кг/см}^2$  на наружной поверхностях.<sup>1</sup>

Приведенные величины напряжений показывают, что прессовое давление не лимитируется условиями прочности цилиндра и втулки, а определяется лишь, исходя из соображений прочности посадки как таковой.

## ЦИЛИНДРОВЫЕ КРЫШКИ

Передняя и задняя цилиндровые крышки выполнены из той же ЛСт1, что и цилиндры. Контуры сечений цилиндрических крышек определяются контуром сечения поршня, при чем расстояние между его гранями и гранями передней и задней крышек по перпендикуляру к ним взято в 15 мм. Этот размер (средний в русском и американском паровозостроении) определяет вредное пространство между поршнем и крышками: для задней части цилиндра — 4,78% его объема, ограниченного ходом поршня, и для передней части — 4,64%.

Общее вредное пространство, складывающееся из объемов окон золотниковой втулки, парового канала цилиндра и пространства между крышкой и поршнем, будет для передней части цилиндра — 12,86% и для задней — 13,00%. У паровоза серии Т<sup>Б</sup> эти значения соответственно будут 9,52% и 9,34%.

Расстояние между задней гранью поршневой тумбы и внутренней гранью простенка задней цилиндрической крышки, определяющего гнездо поршневого сальника, взято в 15 мм. Расстояние между передней гранью части штока, выступающей из-за гайки, и внутренней гранью средней чашки передней крышки взято в 15,5 мм. Эти размеры ограничивают движение поршня от мертвых точек до удара в крышки во время проверки сборки машины. Толщина стенок обеих крышек взята в 22 мм. Наружный диаметр кольцевого выступа их, входящий в цилиндрическую втулку, на длине 43 мм от притирки равен 680 мм, т. е. выступ вплотную входит в расточку втулки, а далее, после входа в цилиндр, на длине 15 мм обточен на диаметр в 670 мм.

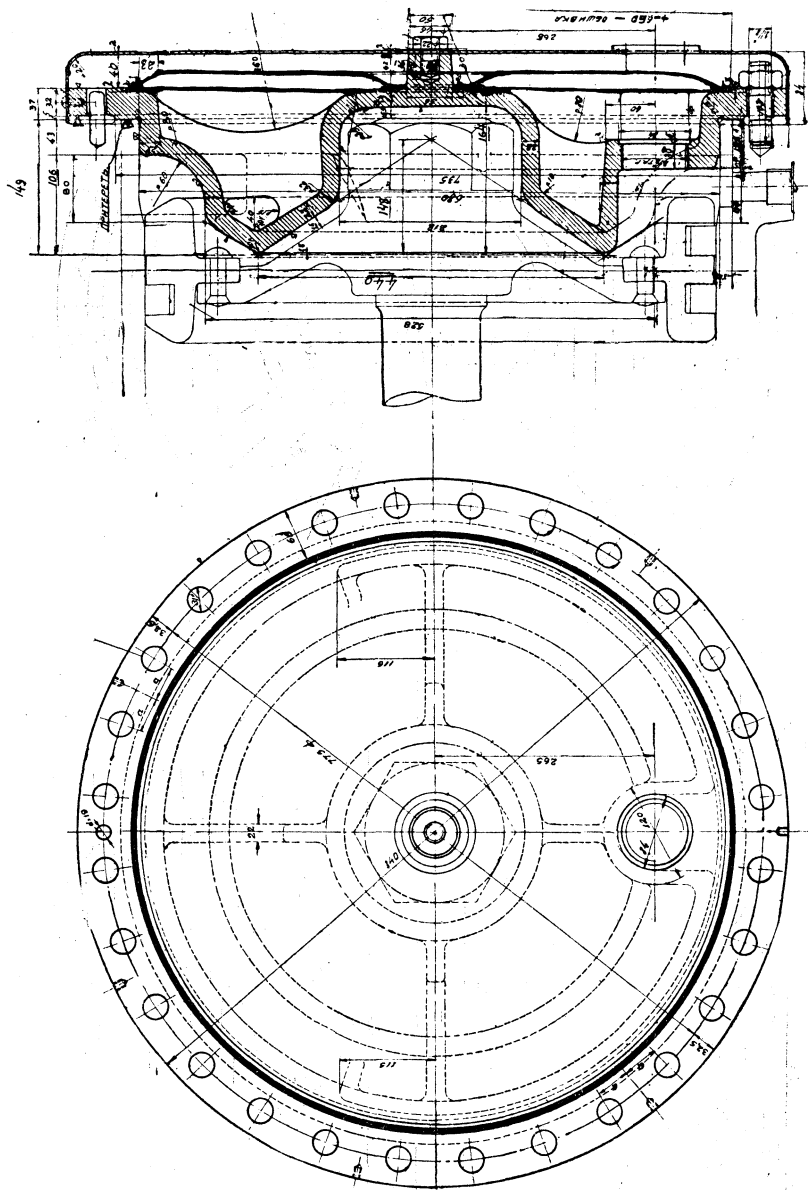
Таким образом своими кольцевыми выступами крышки входят в цилиндрические втулки на 58 мм, и тогда между ними и ободом поршня остается 36 мм. Так как расстояние от притирки цилиндра до внутренней грани канала равно 43 мм, то, чтобы не создавать порога при проходе пара из золотника в цилиндр, части кольцевых выступов с диаметром 670 мм срезаны сверху на длине 15 мм по дуге, соответствующей грани канала.

Наружный диаметр фланцев крышек — 840 мм, толщина фланцев у шпи-

<sup>1</sup> При этом ход расчета следующий. По формулам Ламе определяются дополнительные напряжения в свободной втулке под влиянием давления пара и возникающее при этом увеличение наружного радиуса втулки. По полученному увеличению радиуса втулки определяется дополнительное удельное давление, возникающее на поверхности цилиндра и служащее для определения добавочных напряжений в нем. Полученные таким образом напряжения алгебраически складываются с напряжениями от запрессовки.

лек — 32 мм. Отдельных нажимных колец крышки не имеют. Притирочные плоскости крышек с наружным диаметром в 735 мм образованы выступом в 5 мм и полукруглой проточкой радиусом в 2 мм.

Диаметр шпилек, как сказано выше, взят в  $1\frac{1}{8}$ " , диаметр отверстий для них — 31 мм.



Фиг. 167. Передняя цилиндрическая крышка.

Для штуцеров предохранительных клапанов, ввертывающихся в крышки на резьбе  $2\frac{1}{2}$ " тр, образованы соответствующие площадки и гнезда.

Задняя цилиндрическая крышка кроме гнезда для сальников имеет еще упорный выступ для прикрепления параллели, которая соединяется с нижней кромкой выступа двумя болтами. Диаметр этих болтов для первых двух паро-

ного горизонтального ребра, несколько изогнутого вниз для обхода шпилек. Толщина переходного ребра — 28 мм. Кроме того выступ подперт на ширине в 350 мм вертикальной стенкой, являющейся продолжением фланца сальника поршневого штока, и двумя наклонными ребрами толщиной в 22 мм, охватывающими параллель и образующими как бы гнездо для нее. Вертикальная стенка со стороны диска усилена двумя ребрами шириной в 80 мм и толщиной в 22 мм, сливающимися вверх с кольцевым ободом крышки и внизу — со стенкой коробки сальника. Кроме этих двух ребер кольцевой обод крышки связан с кольцевой стенкой коробки сальника пятью радиально расположенными ребрами таким образом, что между ними и средней частью стенки крышки с острым перегибом для образования коробки сальника оставлен не усиленный ребрами зазор. Такая постановка ребер сделана во избежание появления трещин при отливке.

Передняя цилиндровая крышка, вследствие того, что поршень не имеет контр-штока, в средней части ограничена замкнутой чашкой, окружающей гайку поршневого штока. Небольшой прилив в центре этой чашки служит для ввертывания шурупа, закрепляющего наружную обшивку крышки. Диск крышки укреплен четырьмя ребрами; в среднем переломном углу диска ребра со стенкой не соприкасаются для предупреждения появления трещин при отливке.

Для ориентировки при установке крышки в цилиндр в ней сверху, во фланце между двумя шпильками, высверливается отверстие диаметром в 19 мм для контрольной шпильки, устанавливаемой во фланце цилиндра.

Описанная конструкция цилиндрических крышек выполнена для первых двух паровозов ФД; для паровозов второго заказа в них введены небольшие изменения, обусловленные необходимостью взаимозаменяемости цилиндров и крышек у паровозов ФД и ИС.

Крышки для паровозов ФД второго заказа сконструированы так, что дают возможность постановки поршней трех вариантов,<sup>1</sup> но с получением при этом разных вредных пространств. Для паровозов ФД, имеющих поршень с кольцами системы Штарева, и паровозов ИС, имеющих поршень с прямоугольными кольцами, вредное пространство у задней цилиндровой крышки остается без изменения, у передней же увеличивается на  $\sim 1,5\%$  при сохранении прежнего расстояния от поршня до крышки в  $15\frac{1}{2}$  мм. Для паровоза ИС с кольцами Packing Ring, наоборот, у задней крышки вредное пространство увеличилось, а у передней осталось без изменения.

Кроме того, вследствие увеличения для паровозов ФД второго заказа диаметра штока до 120 мм, несколько изменены размеры гнезда для сальников у задней крышки и добавлены приливы в задних крышках для укрепления лестницы к смазочному прессу.

## **ИЗОЛЯЦИЯ И ОБШИВКА ЦИЛИНДРОВ И КРЫШЕК**

Для изоляции цилиндров и крышек применена абсестовая обмазка в смеси с инфузорной землей.

Для обмазки цилиндрических и золотниковых стенок слоем около 40 мм по

---

<sup>1</sup> См. „Поршень“.



ного горизонтального ребра, несколько изогнутого вниз для обхода шпилек. Толщина переходного ребра — 28 мм. Кроме того выступ подперт на ширине в 350 мм вертикальной стенкой, являющейся продолжением фланца сальника поршневого штока, и двумя наклонными ребрами толщиной в 22 мм, охватывающими параллель и образующими как бы гнездо для нее. Вертикальная стенка со стороны диска усилена двумя ребрами шириной в 80 мм и толщиной в 22 мм, сливающимися вверх с кольцевым ободом крышки и внизу — со стенкой коробки сальника. Кроме этих двух ребер кольцевой обод крышки связан с кольцевой стенкой коробки сальника пятью радиально расположенными ребрами таким образом, что между ними и средней частью стенки крышки с острым перегибом для образования коробки сальника оставлен не усиленный ребрами зазор. Такая постановка ребер сделана во избежание появления трещин при отливке.

Передняя цилиндровая крышка, вследствие того, что поршень не имеет контр-штока, в средней части ограничена замкнутой чашкой, окружающей гайку поршневого штока. Небольшой прилив в центре этой чашки служит для ввертывания шурупа, закрепляющего наружную обшивку крышки. Диск крышки укреплен четырьмя ребрами; в среднем переломном углу диска ребра со стенкой не соприкасаются для предупреждения появления трещин при отливке.

Для ориентировки при установке крышки в цилиндр в ней сверху, во фланце между двумя шпильками, высверливается отверстие диаметром в 19 мм для контрольной шпильки, устанавливаемой во фланце цилиндра.

Описанная конструкция цилиндрических крышек выполнена для первых двух паровозов ФД; для паровозов второго заказа в них введены небольшие изменения, обусловленные необходимостью взаимозаменяемости цилиндров и крышек у паровозов ФД и ИС.

Крышки для паровозов ФД второго заказа сконструированы так, что дают возможность постановки поршней трех вариантов,<sup>1</sup> но с получением при этом разных вредных пространств. Для паровозов ФД, имеющих поршень с кольцами системы Штарева, и паровозов ИС, имеющих поршень с прямоугольными кольцами, вредное пространство у задней цилиндровой крышки остается без изменения, у передней же увеличивается на  $\sim 1,5\%$  при сохранении прежнего расстояния от поршня до крышки в  $15\frac{1}{2}$  мм. Для паровоза ИС с кольцами Packing Ring, наоборот, у задней крышки вредное пространство увеличилось, а у передней осталось без изменения.

Кроме того, вследствие увеличения для паровозов ФД второго заказа диаметра штока до 120 мм, несколько изменены размеры гнезда для сальников у задней крышки и добавлены приливы в задних крышках для укрепления лестницы к смазочному прессу.

## **ИЗОЛЯЦИЯ И ОБШИВКА ЦИЛИНДРОВ И КРЫШЕК**

Для изоляции цилиндров и крышек применена абсестовая обмазка в смеси с инфузорной землей.

Для обмазки цилиндрических и золотниковых стенок слоем около 40 мм по

---

<sup>1</sup> См. „Поршень“.

развеске положено около 286 кг изоляции на оба цилиндра. Для укрепления ее служит редкая железная сетка.

Обшивка произведена листовым железом толщиной в 1,5 мм с образованием воздушной прослойки не только у цилиндрических и золотниковых стенок, как это делается обычно, но также и у передних и задних стенок выхлопных каналов.

Для осмотра смазочных и спускных штуцеров имеются дверки и заделки.

Кроме того, так как боковые листы обшивки цилиндров, будучи прикреплены к нижним кромкам вертикальных фланцев, закрывают собой гайки болтов, скрепляющих цилиндры с рамами, то для осмотра гаек также сделана дверка во всю длину фланца.

Асбестовая изоляция обеих задних крышек, помещенная во впадинах, образованных контуром крышек по поршню и гнездам сальника, весит около 70 кг; она удерживается плоским заделочным листом, приваренным наглухо заподлицо с наружной гранью фланца для шпилек, скрепляющих крышку с цилиндром.

Обшивка из железа толщиной в 1,5 мм, поставленная снаружи шпилек, привернутая шурупами к ребрам выступа и стянутая хомутами по наружной поверхности фланца, образует также и воздушный изоляционный слой.

Изоляция передних цилиндрических крышек весом около 80 кг также помещена во впадинах и заделана приваркой листа к фланцу. Наружная обшивка, образующая воздушную прослойку, закрывает шпильки и привертывается к наружному кольцевому контуру фланца шурупами. В центре она, кроме того, соединена шурупом с средней чашкой крышки, охватывающей гайку поршневого штока. В передних крышках для паровозов ФД второго заказа листовая асбестовая изоляция помещена в особом железном дисковом футляре, привариваемом к фланцу и к среднему стакану. Таким образом между контуром крышки и наружной обшивкой получаются две воздушные прослойки.

## ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

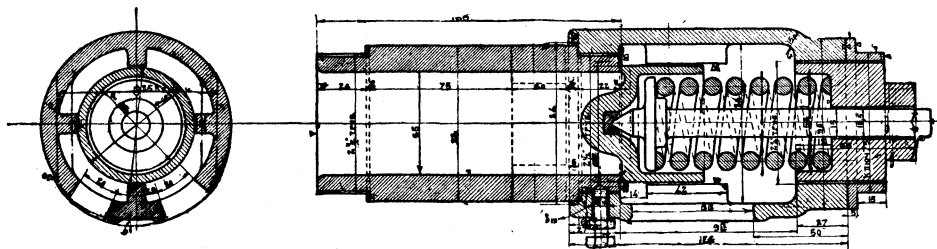
Для предохранения цилиндрических крышек от удара воды в каждую из них поставлено по одному пружинному предохранительному клапану диаметром в 55 мм. Каждый из этих клапанов состоит из железного штуцера, ввертываемого в гнездо, образованное в крышке, с резьбой  $2\frac{1}{2}$ "тр и чугунного корпуса, наворачиваемого на выходящий из обшивки крышки наружный конец штуцера, также с  $2\frac{1}{2}$ "тр нарезкой. Для предотвращения произвольного отвертывания корпуса служит ввинченный в резьбовое соединение шуруп.

Внутри чугунного корпуса находятся четыре направляющих ребра, по которым скользит цилиндрический клапан, выполненный из Ст5, с плоскостной притиркой, соприкасающейся с такой же притиркой на штуцере.

В шаровое дно цилиндрического клапана, в центре его, на тугой посадке поставлен каленый стальной камень, на который опирается острое нажимного стержня, выполненного также из Ст5, передающего на клапан давление от пружины, другой конец которой опирается в ввернутую в корпус железную чашку, закрепленную гайкой.

Два щелевые отверстия в чугунном корпусе служат для спуска воды при подъеме клапана.

Пружина диаметром в 10 мм и длиной в свободном состоянии 106 мм и поставлена с прогибом в 16 мм под грузом в 356 кг, соответствующим давлению на клапан в 15 ат



Фиг. 169. Предохранительный клапан на цилиндрической крышке.

Таким образом описанная конструкция дает простой при изготовлении клапан, надежно работающий благодаря центральному давлению на него пружины, при чем возможна регулировка пружины при ее просадке.

## ПРОДУВАТЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

Для продувки цилиндров в средней части золотниковой коробки поставлены шариковые продувочные клапаны с впервые вводимым в нашем паровозостроении воздушным приводом к ним. Принцип работы этих клапанов заключается в следующем: шарик под давлением пара в цилиндре прижимается к гнезду и запирает выход пара из клапана. В случае необходимости продувки воздух пропускается под поршень; этот поршень своим ударом отбрасывает шарик от гнезда и удерживает его в открытом положении во все время нахождения воздуха в сети. Закрывается клапан выпуском воздуха из-под поршня, т. е. из воздушной сети (фиг. 170).

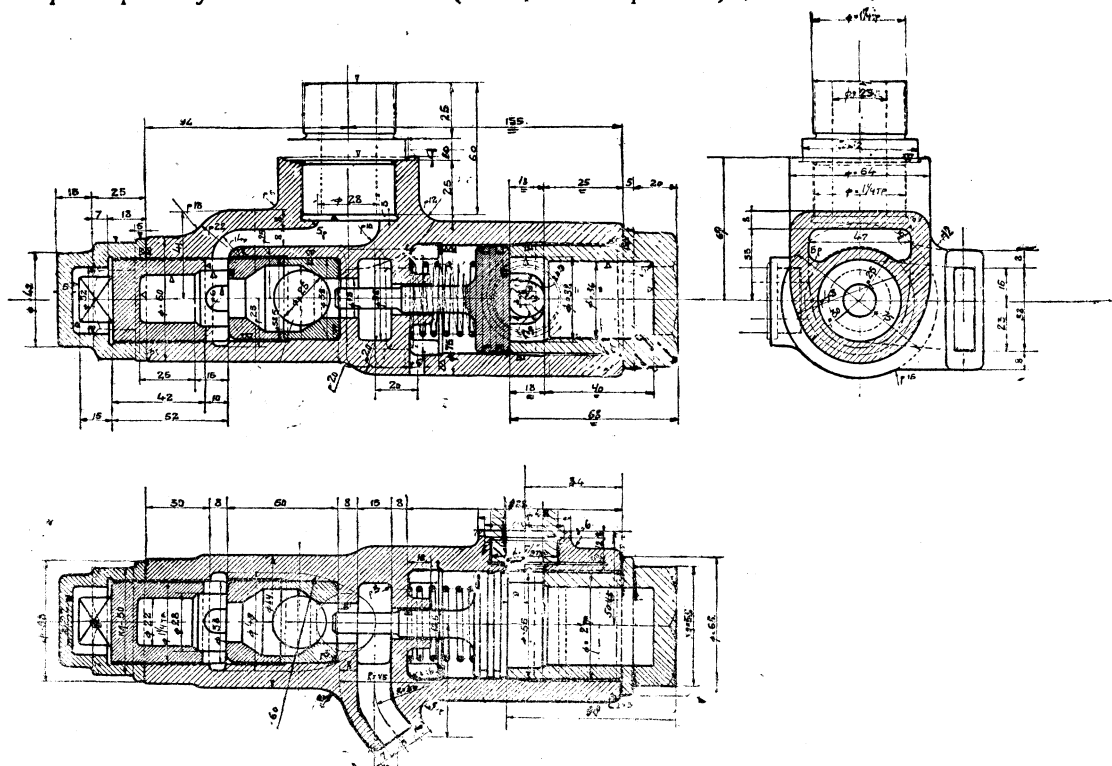
Горизонтальный цилиндрический чугунный корпус клапана соединяется с приливом цилиндра при помощи штуцера с нарезкой  $1\frac{1}{4}$ " тр на обоих концах его и с отверстием диаметром в 25 мм для прохода воды. Канал соответствующего сечения ведет в камеру стального шарика. Камера эта образована из двух чашек с конусными притирками, поставленных конусами друг к другу. Одна чашка упирается в стенку корпуса, другая же со стороны парового канала прижимается к первой чашке гайкой, ввертываемой в конец корпуса и закрепленной глухой контргайкой. Притирка со стороны парового канала в чашке, нажимаемой гайкой, служит для запора шариком отверстия при беспарном ходе паровоза. Разбор клапана для прочистки его должен производиться с этого конца.

На другом конце корпуса расточкой образован цилиндр диаметром в 55 мм, в котором ходит поршень из Ст5 с двумя пружинящими чугунными кольцами. Выточным заодно с ним стержнем поршень упирается в шарик при впуске воздуха. Для предотвращения перекоса горизонтального поршня стержень имеет направление в стенке корпуса. Эта стенка, вместе со стенкой для опоры чашки, образует камеру, при продувке выводящую воду через предназначенное для этого отверстие. Между поршнем и стенкой для направления стержня поставлена пружина, отводящая поршень назад, при выпуске воздуха из сети, до

упора в гайку, служащую крышкой цилиндра. Воздух под поршень подводится через ввернутый в этом конце корпуса штуцер.

Для стока воды из пространства, в котором помещается пружинка, в корпусе сделано отверстие. Для ограничения хода поршня в этом же пространстве образованы упорные выступы.

Описанный продувательный клапан с диаметром шарика в 25 мм и диаметром поршня в 55 мм поставлен на первых двух паровозах ФД. Для паровозов ФД второго заказа, а также для паровоза ИС конструкция этого клапана была переработана, но без внесения принципиальных изменений (фиг. 171). Диаметр шарика увеличен с 25 мм (в первом варианте) до 32 мм, соответственно



Фиг. 170. Продувательный клапан первого паровоза ФД.

с чем увеличены размеры чашек, образующих камеру для помещения шарика. Конусные расточки в этих чашках выполнены таким образом, чтобы облегчить накатывание шарика, при работе паровоза с паром, на притирку чашки, упирающейся в стенку корпуса, и подсос его к притирке чашки, прижимаемой гайкой, при беспарном ходе. Сильно развито сечение подводящего к шарiku канала, и направление его изменено для большего удобства при прочистке.

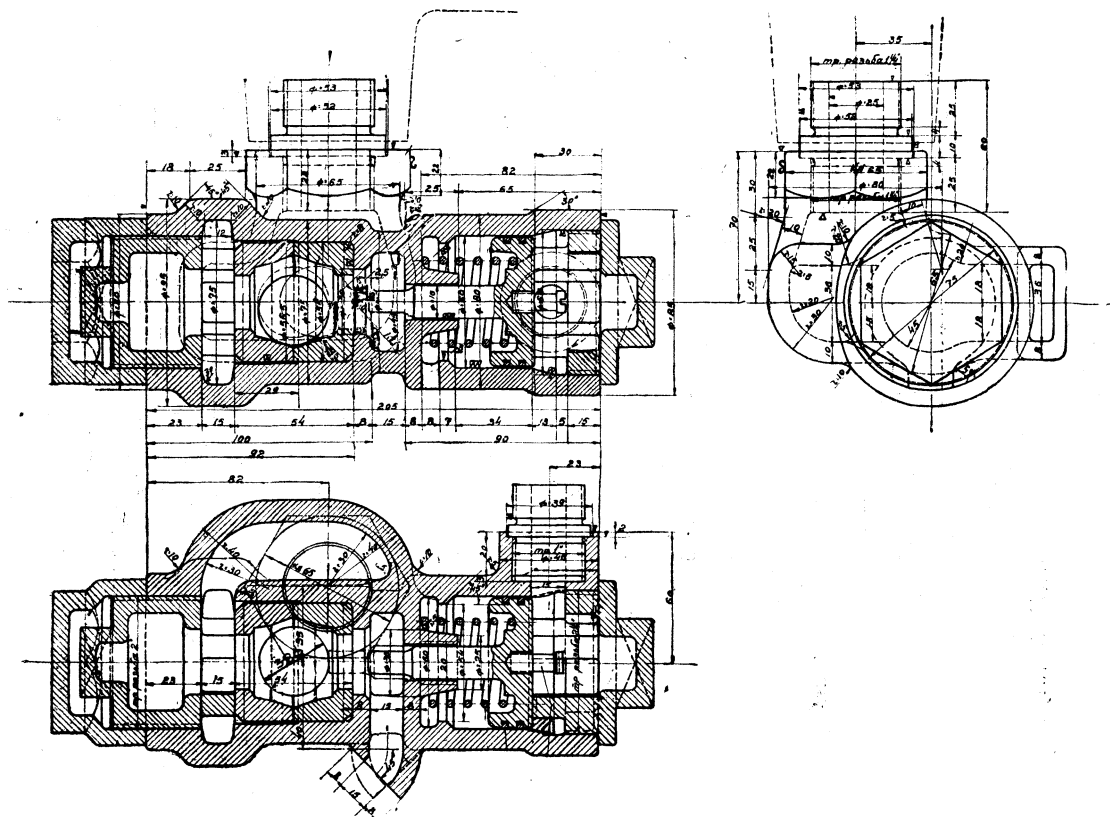
Диаметр цилиндра для отталкивающего шарик поршня увеличен до 60 мм, при чем этот поршень, снабженный, так же как и в первом варианте, двумя пружинящими кольцами, при впуске воздуха и ударе в шарик упирается не в упоры, а в образованную в цилиндре выточку, к которой притерта верхняя гайтель поршня. Этим устраняется пропуск воздуха через поршень. Кроме того увеличен диаметр стержня поршенька и развито его направление. Толщина пружины увеличена с 2,5 мм (в первом варианте) до 3,5 мм; этим до-

стигнуто увеличение силы, отталкивающей поршень назад при выпуске воздуха, с 5 кг до 12,5 кг.

Упорная гайка для поршенька, служащая крышкой цилиндра, переконструирована в целях лучшего подвода воздуха под поршень. Переконструирована также и гайка, служащая для упора чашки со стороны канала.

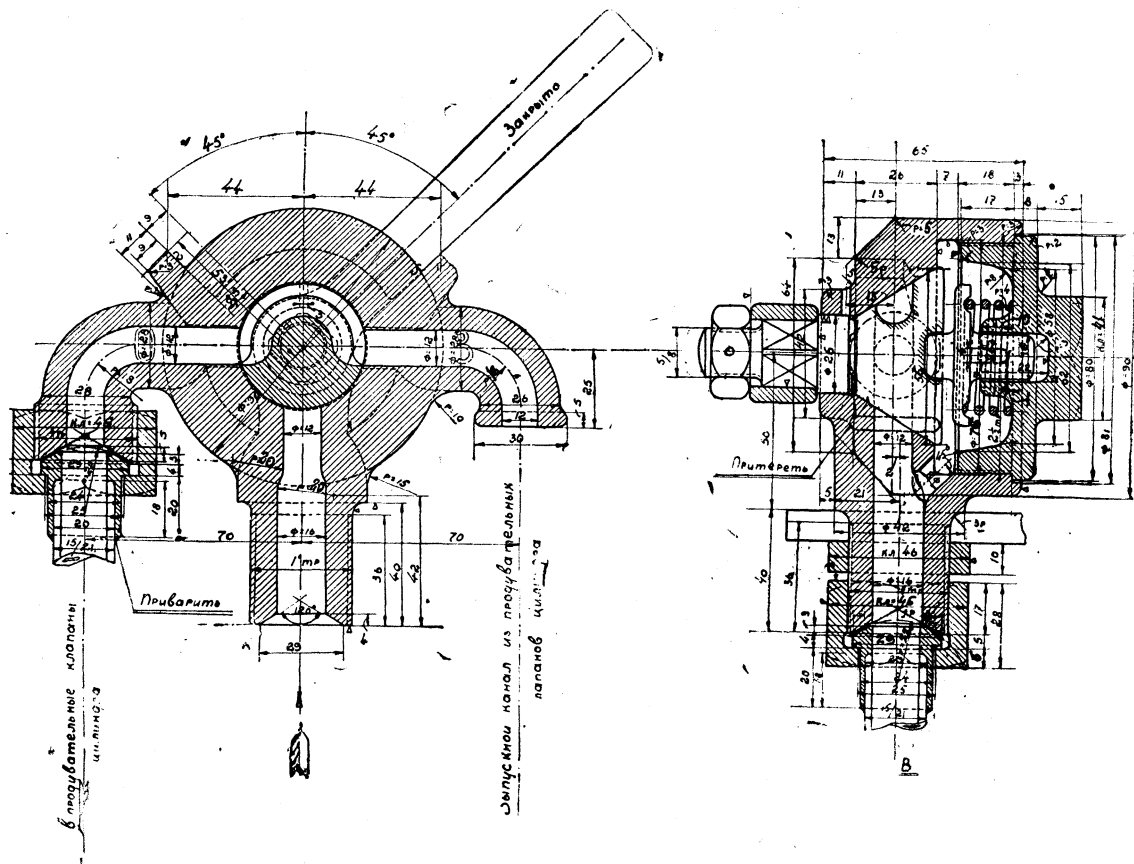
Размеры и форма цилиндрического горизонтального корпуса изменены соответственно деталями.

Указанная переделка клапана дала благоприятные результаты как при испытании в обрабатывающем цехе, так и на двух паровозах ИС, когда после



## ВОЗДУХОПРОВОД К ПРОДУВАТЕЛЬНЫМ КЛАПАНАМ И РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ ВОЗДУШНЫЙ КРАН

Трубопровод для подвода воздуха к продувочным клапанам проведен по правой стороне паровоза, при чем внутренний диаметр его для первых двух паровозов ФД был взят в 10 мм. Опытные поездки показали некоторую недостаточность этого диаметра вследствие большой длины трубопровода, и



Фиг. 172. Воздушный кран привода продувочных клапанов.

для паровозов ФД второго заказа были поставлены трубы с внутренним диаметром в 15 мм.

Впуск воздуха под поршень при продувке производится посредством трехходового крана, установленного в будке машиниста с правой стороны, около его сиденья. Для паровозов второго заказа этот кран подвергся некоторым изменениям не принципиального характера, которые были вызваны увеличением диаметра трубопровода.

Кран состоит из чугунного цилиндрического корпуса наружным диаметром в 90 мм и шириной в 54 мм; ось его горизонтальна. Внутри корпуса, в вертикальной стенке его толщиной в 26 мм помещена коническая бронзовая пробка (с конусом 30:25) наибольшим наружным диаметром в 59 мм и длиной в 28 мм.

Снаружи конуса пробки отливкой образован полукруглый канал радиусом в 6 мм и глубиной по средней оси в 10 мм. Этот канал проходит только на половине пробки с заходом во вторую половину обоих концов на 6 мм по радиусу.

Внизу по вертикали корпус имеет третий прямой отросток, также выходящий в гнездо для пробки и соединяющийся с трубкой от воздухообразной колонки. Этот отросток входит в отверстие в стойке, установленной, как сказано выше, на правой стенке будки машиниста, и закрепляется в этом отверстии гайкой, накрученной на штуцер снизу стойки.

Надо отметить, что в нижнем отростке, кроме прямого отверстия в гнезде для пробки, находится другое ответвленное отверстие, подводящее воздух из воздухораспределительной колонки в пространство между пробкой и крышкой, чем достигается постоянное уплотнение пробки в гнезде, так как кран при работе паровоза постоянно находится под давлением воздуха. Поворот пробки осуществляется насаженной на ее стержень ручкой, вращающейся в вертикальной плоскости.

Испытание первого паровоза показало, что трубопровод необходимо время от времени продувать для удаления скопляющейся в нем воды и осадков, вследствие чего для паровозов ФД второго заказа был спроектирован подвод

Фиг. 173. Спускной клапан выхлопных труб.

воздуха к отдельным клапанам. От тройника, поставленного между цилиндрами на магистральном проводе, ответвляются к правому и левому цилиндрам две трубки, которые, подойдя к цилиндрам, идут параллельно клапанам и оканчиваются впереди их пробками. Клапаны соединяются с этими трубками при помощи радиусных колен, загнутых так, что при открытии пробок воздух, выходящий из параллельных клапанам трубок, создает разрежение в коленах, чем дает возможность продувки без разъединения трубопровода с клапанами.

## **СПУСКНЫЕ КЛАПАНЫ**

Для спуска конденсационной воды из паровыхлопных труб и конусного тройника на трубах и тройнике поставлены шариковые спускные клапаны, состоящие из чугунного корпуса с двухколенным, в вертикальной плоскости, каналом (фиг. 173). Посредине двух колен вертикально поставлена втулка с отверстием для прохода воды и притиркой для запора шариком снизу.

При впуске пара шарик, стоящий на пути его под втулкой, увлекается кверху и, прижимаясь к притирке втулки, запирает проход через отверстие и выход через остальную часть колена. При закрытом регуляторе шарик падает, и конденсационная вода, обходя шарик и поднимаясь кверху, через отверстие во втулке вытекает наружу.

## **РАМА ДЛЯ УКРЕПЛЕНИЯ ПАРАЛЛЕЛЕЙ (ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАМА)**

### **ВЫБОР ТИПА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ РАМЫ**

Выработка наиболее целесообразных конструкций — укрепления параллелей, подшипников для кулис и подшипников переводного вала — всегда бывает затруднительна и обычно разрешается только после длительной конструктивной работы над целым рядом пробных вариантов. На выбор типа параллельной рамы и на конструктивное ее оформление влияют многие элементы проектируемого паровоза.

В паровозах с листовыми главными рамами параллельные рамы применяются, главным образом, консольного типа, отдельные для правой и левой сторон, укрепляющиеся на главных рамах вертикальными фланцами с развитыми опорными плоскостями. В паровозах с брусковыми рамами укрепление отдельных параллельных рам затруднительно и по месту и по соображениям прочности, так как сравнительно небольшая высота главной рамы не позволяет должным образом развить опорные фланцы. Расположение сцепных колес, размещение балансиров в рамном вырезе и, наконец, приближение ведущего и сцепного дышел к параллельной раме делают эту задачу еще более трудной.

Таким образом наличие в паровозе брусковых рам является уже достаточным условием, определяющим необходимость отказа от отдельных параллельных рам для правой и левой сторон и указывающим на целесообразность установки общей для обеих сторон поперечной рамы. Такую конструкцию параллельной рамы, являющейся в известной мере междурамным креплением, трудно осуществить прочной и сравнительно легкой.

Укрепление верхнего бруса главной рамы может быть достигнуто либо узкой перемычкой самой параллельной рамы, либо легкой отдельной распоркой.



Поперечная параллельная рама, выполненная в виде цельной стальной отливки, укрепляющей правое и левое полотна главной рамы, имеет угловые фланцы. Верхними полками этих фланцев она ложится на верхние кромки продольных рам и соединяется с их брусками при помощи вертикальных болтов, а вертикальными полками фланцев примыкает либо к наружным, либо к внутренним сторонам главных рам и соединяется с теми же брусками помощью горизонтально расположенных болтов.

Такие рамы употребляются обычно при одиночных параллелях (брусовых, пенсильванских, Laird и пр.). При двух параллелях для каждой стороны паровоза осуществить цельную отливку параллельной рамы затруднительно вследствие сложности модели, так как для укрепления нижних параллелей приходится развешивать свешивающиеся концы. В этих случаях обычно применяются составные поперечные параллельные рамы, в которых наружные свешивающиеся части, служащие для укрепления задних концов обеих параллелей, отливаются отдельно. При этом их форма делается сходной с формой рам, применяющихся при листовых главных рамах. Эти свешивающиеся части связываются между собою вверху или в средней поперечной части специальными поперечинами, которые ставятся на главные рамы и скрепляются с ними описанными выше угловыми фланцами, или, при прокатной конструкции (швеллера, прокатные бруски), отдельными кронштейнами. Хотя такие составные параллельные рамы употребляются и при одиночных параллелях, но описанная конструкция в данном случае менее необходима, так как цельная отливка рамы может быть осуществлена сравнительно легко. Таким образом мы видим, что тип параллели является вторым условием, влияющим на выработку конструкции рамы.

Тип паровоза (товарный или пассажирский), разные диаметры колес, разные расстояния между ними, одноосные или двухосные тележки, т. е. разные взаиморасположения цилиндров с местом возможной постановки параллельной рамы — вызывают большие или меньшие затруднения при разработке конструкции рам.

При листовых продольных рамах простая рамка для одиночной параллели имеется у товарного паровоза Э, диаметр колес которого равен 1320 мм, а рамка расположена между первой и второй сцепными осями.

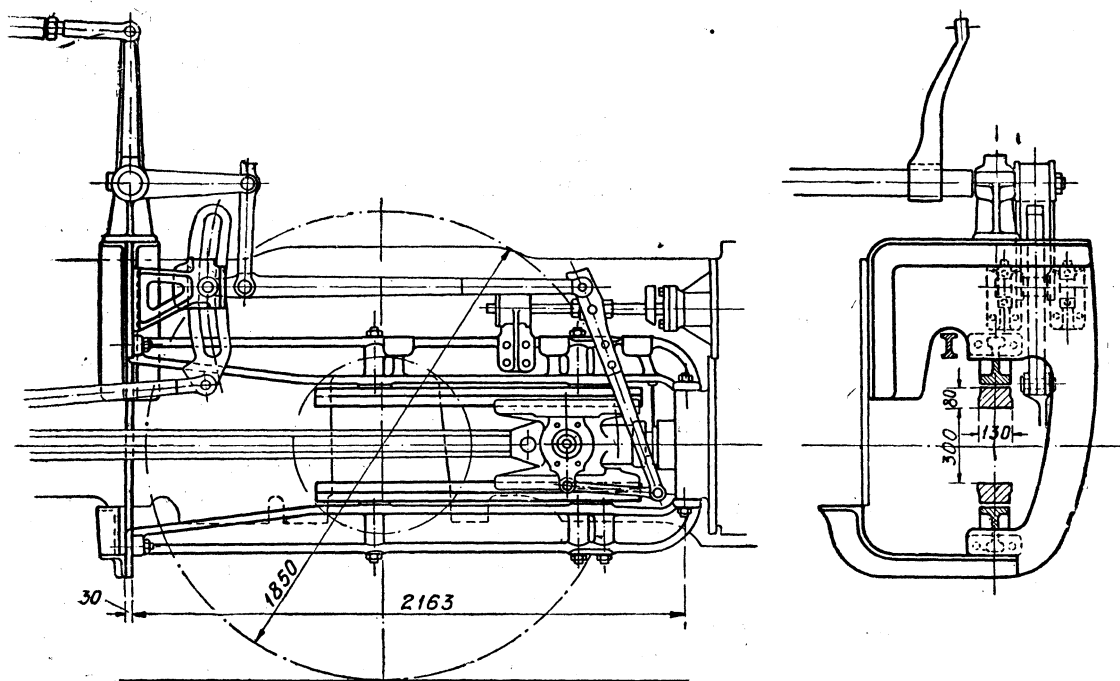
Довольно проста конструкция при двух параллелях в пассажирском паровозе К<sup>у</sup>, где была возможность поместить параллельную раму между задней бегунковой и первой сцепной осями.

Уже пассажирский паровоз С с колесами диаметром в 1830 мм, имеющий одиночную параллель и параллельную раму, помещенную между первой и второй сцепными осями, стоит на пределе простой конструкции. Длинная параллель (2075 мм), укрепленная передним концом на цилиндрической крышке и задним концом связанная с параллельной рамой, могла быть допущена только в виду небольшой мощности паровоза, так как небольшая цилиндрическая сила дает на параллель небольшое вертикальное усилие, которое определяет размеры параллели по допускаемым напряжениям и прогибам.

Уменьшение длины параллели путем укорачивания заднего конца ее вызывает увеличение вылета свешивающейся части рамы, к которой прикрепляется задний конец параллели. Это увеличение, создавая в свою очередь большой действующий на болты фланца момент, требует либо увеличения числа болтов, т. е. чрезмерного развития фланца (что плохо в отношении работы самой листовой

продольной рамы паровоза), либо создания противодействующего момента путем связи параллельной рамы с какой-либо деталью, лежащей сзади или спереди. Последнее иногда используется для укрепления направляющих золотникового штока, но вообще осуществление такой конструкции для указанного типа паровоза затруднительно, в особенности при двух параллелях для каждой стороны.

В пассажирском паровозе С<sup>у</sup> с колесами диаметром в 1850 мм, также оборудованном двумя параллелями, этот вопрос разрешен следующим образом (фиг. 174). Листовая параллельная рама (в форме обычной скобы) помещается между первым и вторым сцепными колесами; прикрепленными к ней угольниками она укреплена сверху на продольной листовой раме и схвачена с ней снизу легким литым стальным кронштейном; с задней цилиндровой крышкой рама связана сверху и снизу двумя тяжелыми, таврового сечения, стальными литыми балками, к

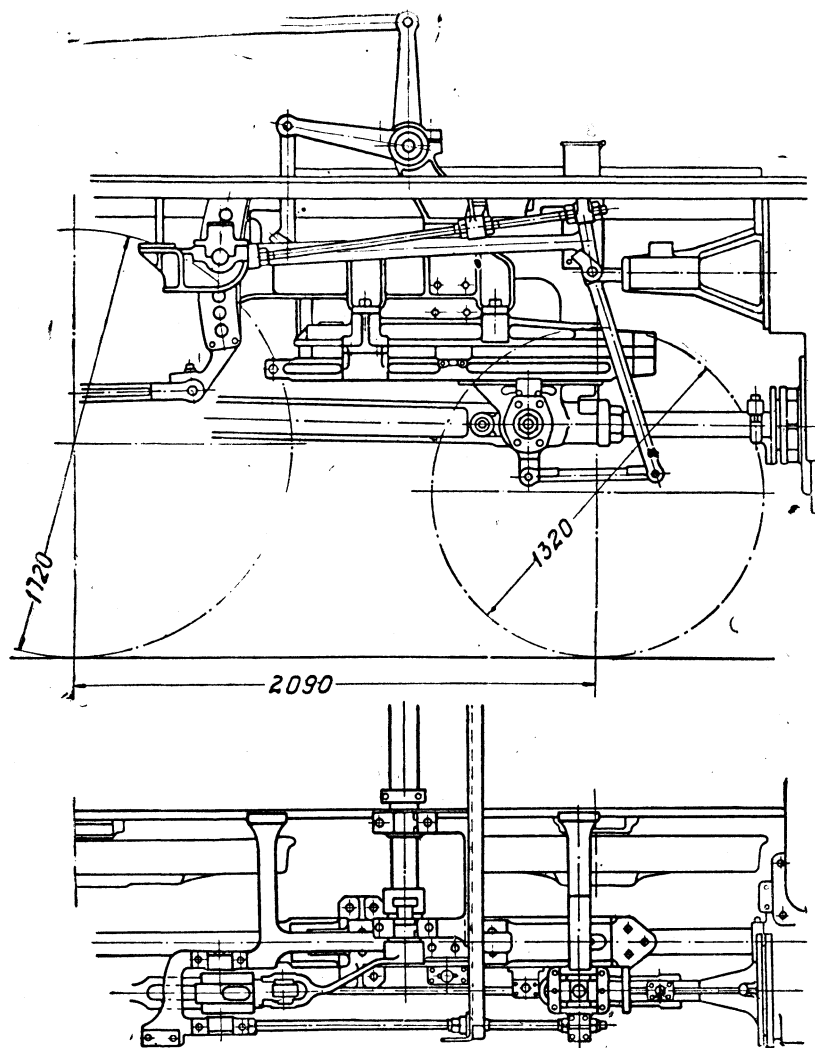


Фиг. 174. Узел параллельной рамы паровоза С<sup>у</sup>.

которым и прикрепляются параллели. Эти балки, воспринимающие в двух точках давления от опор параллели, естественно, получились весьма солидного сечения, так как вертикальная составляющая от силы по шатуну при коротком ведущем дышле превышает 5000 кг. Поэтому вес каждой балки даже при выгодном по моменту инерции сечении получился более 170 кг помимо самой параллели. Уже из этого ясна весовая характеристика такой конструкции. Осуществить же прикрепление концов параллели к цилиндровой крышке и к параллельной раме без балок нельзя, так как при этом параллели вследствие прогиба, допускаемых напряжений на изгиб и воздействия на раму приобрели бы при такой длине еще большие размеры и еще больший вес.

Применение таких, единственных в нашем паровозостроении, вспомогательных балок довольно ярко подтверждает трудность конструирования этого узла и влияние на его выработку типа параллелей и главным образом типа паровоза.

Оригинально выполнено подвешивание параллелей на пассажирском паровозе М (фиг. 175), где они закреплены на параллельной раме в двух точках, благодаря чему удалось не связывать передние концы их с цилиндром. В этом случае конструкция параллельной рамы с ее развитым фланцем определялась местом ее расположения между задним колесом двухосной тележки и первой сцепной осью.



Фиг. 175. Узел параллельной рамы паровоза М.

Устойчивость и достаточная жесткость поперечной, общей для правой и левой сторон паровоза, параллельной рамы при брусковых рамах достигается также различными путями, в зависимости от общей ситуации этого места.

На выработку конструкции данного узла оказывает серьезное влияние взаиморасположение центров кулисных подшипников и подшипников переводного вала. Положение центра кулисных подшипников определяется при выработке схемы и размеров деталей парораспределительного механизма. Главным

образом на это положение влияет радиус кулисы, т. е. длина кулисной тяги, которая выбирается в соответствии с длиной эксцентриковой тяги и в зависимости от системы соединения маятника с золотниковым штоком, системы направления золотникового штока, профиля паровпускных каналов, конфигурации золотниковых коробок и крышек и мн. др., т. е. в итоге — от расположения середины маятника. Так как при этом всегда стремятся получить радиус кулисы наибольшим, что необходимо для более удовлетворительной работы кулисы, камня и пр., то центр подшипников может оказаться отнесенным на большое расстояние от параллельной рамы, а это затрудняет связь их между собою. В самом деле, при незначительном вылете центра кулисы можно либо осуществить отливку подшипников заодно с рамой, либо отливать их отдельно, но достаточно легкими и прочными, связывая их с той же параллельной рамой. Конечно, вылет кулисных подшипников, а потому и длина кулисной тяги, должны быть сообразованы с общей прочностью этого узла и при листовых рамах не могут быть приняты слишком большими. При брусковых рамах и общих поперечных рамах, укрепляющих параллели, могут допускаться значительно большие вылеты.

Подшипники переводного вала оказывают влияние в той же степени, как и подшипники кулис, хотя облегчающим условием здесь является то, что переводный вал, в зависимости от схемы, может быть помещен как спереди, так и сзади кулис. В случае расположения вала близко к параллельной раме, подшипники также могут быть отлиты за одно целое с ней или выполнены отдельно и привернуты к ней. Во всяком случае стремление конструктора должно быть направлено к выработке такой конструкции, чтобы подшипники кулисы и переводного вала могли быть растачиваемы на станке с одной постановки, так как это дает возможность получить точные установочные размеры как для вала, так и для кулис. Этим весьма упрощается сборка парораспределительного механизма и устраняются возможные перекосы кулис, камней, кулисных тяг и подвесок от рычага переводного вала к кулисной тяге.

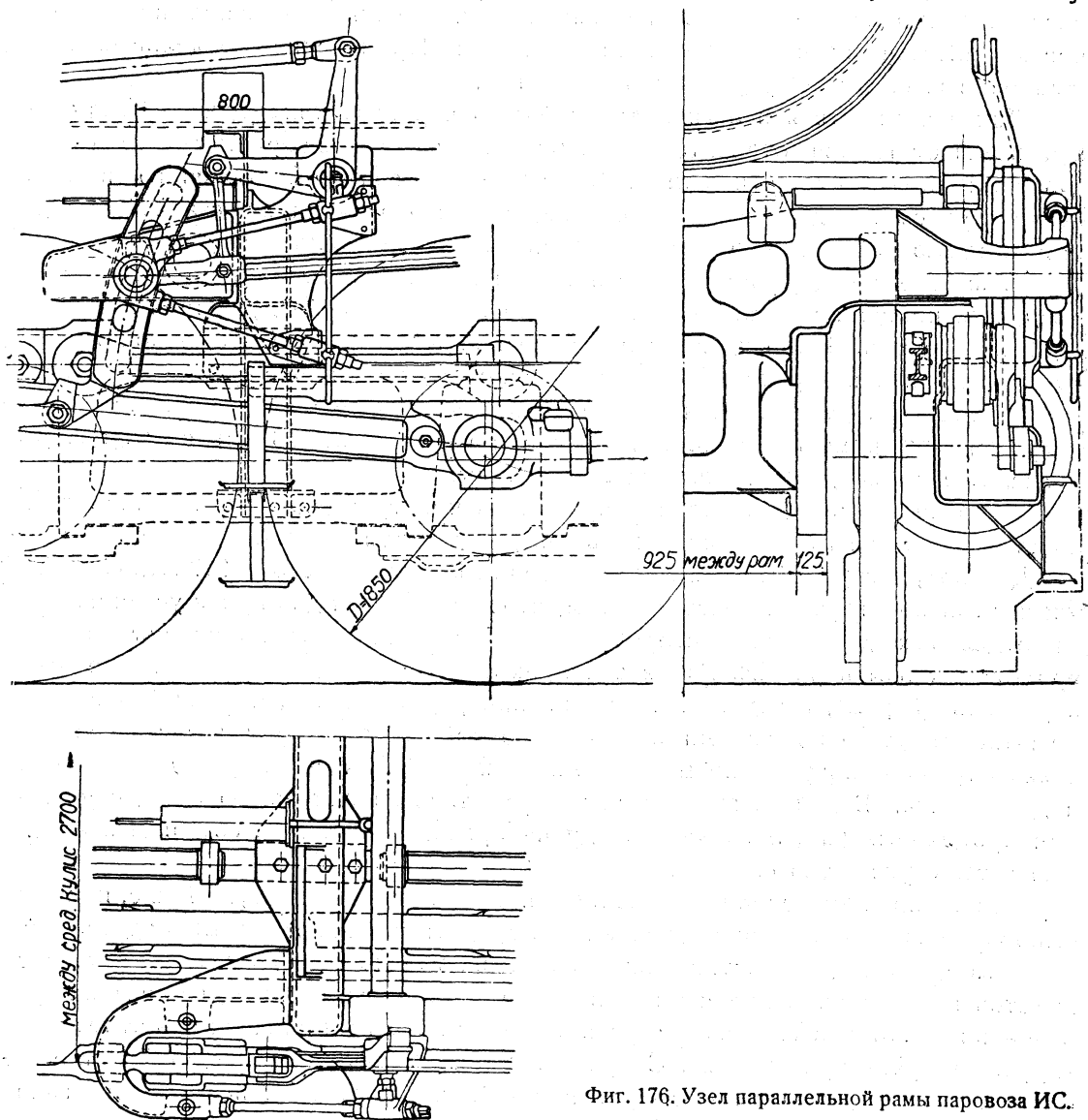
Примером довольно удачного разрешения всех указанных условий — хорошего соединения с одиночной параллелью, устойчивости и легкости самой рамы, укрепляющей при этом продольные рамы паровоза, возможности одновременной расточки подшипников кулис и переводного вала — может служить конструкция этого узла для паровоза ИС. Осуществление такого узла стало возможным благодаря сравнительно удачному сочетанию элементов парораспределения и благоприятной ситуации всего места.

Параллельная рама этого паровоза (фиг. 176) представляет собой отливку коробчатого сечения шириной в 200 мм с высотой над продольными рамами в 520 мм, при толщине стенок в 15 мм. Средняя часть ее пропущена между рамами паровоза, имеющими в этом месте большие вырезы, с усилением жесткости рам легкой проставкой, служащей в то же время опорой для рессорного балансира.

Эта средняя часть, также коробчатого сечения, своими фланцами схвачена при помощи болтов с верхними и нижними брусками, образованными вырезами в продольных рамах. Для облегчения ее в ней сделаны большие вырезы. Служа междурамным скреплением, она создает в то же время большую устойчивость всей установки. Верхние фланцы, горизонтальными полками которых она лежит на продольных рамах, сделаны углового сечения. Вылет полки рамы для сое-

динения с задними концами параллелей — очень небольшой: ее средняя линия вынесена вперед от передней стенки коробки рамы только на 8 мм.

Подшипники переводного вала, поставленные спереди по одному с каждой стороны, имеют вылет в 190 мм и отлиты за одно целое с рамой. Отдельные приболчиваемые к ней же стальные литые подшипники для кулис, по одному



Фиг. 176. Узел параллельной рамы паровоза ИС.

для правой и левой сторон паровоза, расположены сзади; вылет их от задней стенки до центра кулис равен 409 мм. Каждый подшипник, корытного сечения и в плане дугообразной формы, охватывает кулису сзади своей дугой. Внутренний конец этого дугообразного подшипника, в вертикальной стенке которого находится гнездо для круглого чугунного подшипника внутренней цапфы кулисы, оканчивается фланцем, привертываемым к фланцу рамы. Наружный конец оканчивается гнездом для подшипника наружной цапфы

кулисы и, таким образом, остается открытым; для укрепления его и уничтожения возможной вибрации кулисы этот конец растянут двумя наклонными тяжами, пропущенными своими передними концами через отдельные кронштейны, которые привертываются к боковым торцовым стенкам параллельной рамы.

Расточка подшипников кулис и переводного вала должна производиться после окончательной сборки этого узла, т. е. после приболчивания подшипников и растяжки их наружных концов тяжами. Применением отдельных подшипников значительно упрощается и отливка.

Такая компактная и легкая для мощного паровоза конструкция была осуществлена благодаря относительно небольшому расстоянию между центрами кулисных подшипников и рамой. В случае же слишком большого вылета центра кулисы назад и расположения переводного вала также сзади — осуществить такую конструкцию представилось бы затруднительным.

В паровозе ФД расположение поперечной параллельной рамы, связанной с задними концами параллелей, естественно наметилось между первой и второй сцепными осями. Выбранная длина кулисной тяги, а следовательно радиус кулисы, ставила центр кулисных подшипников на расстояние в 567,5 мм назад от параллельной рамы. Лучшая схема парораспределительного механизма была получена при помещении центра переводного вала на 88 мм сзади центра кулис, т. е. на 655,5 мм от параллельной рамы.

Указанные условия заставили применить конструкцию, сравнительно распространенную на американских и европейских паровозах (см., например, паровоз Декапод, построенный для России заводом Балдвин в 1915—1917 гг.). Особенность этой конструкции состоит в том, что подшипники для кулис установлены на отдельных для каждой стороны паровоза балках, расположенных вдоль продольных рам паровоза. Балки эти прикреплены передними концами к общей параллельной раме, а задними к особой поперечной балке, ставящейся в промежутке между следующими за параллельной рамой осями; эта поперечная балка служит одновременно междурамным креплением и опорой для гибкого подбрюшника. Балки связывают весь узел, т. е. параллельную раму, с участком продольных рам, лежащим между поперечными балками, создавая замкнутую четырехугольную систему.

Подшипники переводного вала либо приливаются к балкам, либо же, как это выполнено на нашем паровозе, являются отдельными привертываемыми деталями.

Выбор узла данного типа объясняется не только наличием здесь больших вылетов подшипников кулис и переводного вала, но также и тем, что все четыре балки получаются в силу своего расположения простыми и легкими, а это гарантирует от брака при отливке. Сборка всего узла также не представляет особых затруднений, так как расточка подшипников кулисы и переводного вала может быть выполнена в обрабатывающем цехе с одной постановки.

Конструктивное оформление узла получилось несколько оригинальным вследствие применения продольных балок из свариваемых швеллеров. Это было вызвано, с одной стороны, желанием получить возможно легкую конструкцию и, с другой стороны, стремлением испытать на практике применение сварки в ответственных деталях паровоза, работающих при переменных нагрузках. Достаточно ясное представление о конструкции дает чертеж (фиг. 177). Отметим лишь наиболее важные моменты.

Параллельная рама представляет собой стальную отливку, состоящую из вертикальной стенки толщиной в 15 мм. Высота ее над верхними кромками продольных рам — 400 мм и длина в поперечной плоскости паровоза — 2470 мм.

Связь с продольными рамами осуществлена помощью трех вертикальных болтов диаметром в  $1\frac{1}{4}$ ", проходящих через опорный верхний фланец и поставленных в шахматном порядке с двумя горизонтальными болтами того же диаметра, расположенными по краям вертикального фланца. Кроме того, между горизонтальными болтами пропущен конический (с конусностью 1:100) валик диаметром в 50 мм, служащий для укрепления тормозной подвески и в то же время являющийся болтом для соединения вертикального фланца с продольной главной рамой. Для придания вертикальному фланцу жесткости он связан с нижней средней плоскостью тремя ребрами.

Посредине параллельной рамы, вдоль ее, образован вертикальный фланец шириной в 240 мм, высотой в 305 мм и толщиной в 25 мм, к которому болтами привертывается укрепление тормозных цилиндров. Фланец связан с вертикальной стенкой, с верхним поясом ее и с буртом нижней плоскости ребрами толщиной в 18 мм.

Для укрепления продольных балок для подшипников кулис по концам рамы образованы фланцы шириной в 153 мм и высотой в 267 мм. Для разгрузки болтов внизу их имеются упоры, на которые ложатся нижние кромки фланцев балок.

Вверху на обоих концах вертикальной стенки сделаны фланцы для постановки гибкого подбрюшника котла. Они также снизу имеют упоры, разгружающие болты, и, начиная с линии внутренней грани вертикальных фланцев, с которыми связаны сильно развитыми ребрами, выходят наружу рамы по линии стенки на длине 510 мм. Таким образом подбрюшники, расположенные над выступающими концами и связанные с котлом, делают более жесткими эти концы параллельных рам, которые подвергаются изгибу под влиянием вертикальных сил, передаваемых от параллелей.

При конструктивном опробовании рамы на чертеже, в поперечной плоскости, первоначально должны быть нанесены главная рама, концы параллелей, колеса и верхнее положение штанги переднего сцепного дышла. Взаимное расположение рамы с ее деталями и колес чертится с учетом игры рессор обеих сторон, равной для данного паровоза 60 мм, и бокового перемещения передней сцепной оси на 25 мм в ту или другую стороны.

Полезно проверить взаимное расположение рамы и колес при максимальном боковом перемещении передней оси и максимальном прогибе рессор только одной стороны паровоза (наклон рам относительно колес).

Кроме того, в продольной плоскости паровоза должны быть очерчены гребни колес, между которыми располагается параллельная рама, при чем их расположение относительно рамы также делается с учетом игры рессор.

Указанные моменты служат нам основанием для очерчивания фланца, к которому прикрепляется задний конец параллели, а также для выяснения наибольшей длины рамы и нижней горизонтальной ее плоскости, соединяющей этот фланец с фланцем, опирающимся на главную раму паровоза. Эта плоскость не должна приближаться к штанге переднего сцепного дышла в самом невыгодном его положении ближе чем на 25 мм. То же самое нужно сказать и о при-

ближении создающих необходимую жесткость отворотов этой плоскости к бандажам колес в продольной проекции паровоза. Таким способом определяется ширина этой плоскости у опорного фланца и ее необходимый подъем над продольной рамой, который в нашем случае был принят в 60 мм. Задаваясь высотой рамы в данном сечении в 340 мм, получим высоту ее над продольной рамой, равную 400 мм. Соединение наружного ребра фланца для прикрепления заднего конца параллелей с верхним поясом рамы шириной в 100 мм и образование фланца для прикрепления продольной балки должны быть произведены после нанесения в обеих проекциях положения кулисной тяги. В нашем случае кулисная тяга заставила отодвинуть наружную кромку этого фланца от наружной кромки ребра фланца для параллелей на 45 мм к середине паровоза, благодаря чему длина параллельной рамы по верху стала равной 2470 мм.

Вычерчиванием выступающей за продольную раму части в плане и в поперечной проекции с определением углового фланца, который должен быть увязан с распоркой выреза в раме и фланцем для гибкого подбрюшника, окончательно обрисовываются концы рам. Средняя часть согласовывается с укреплением тормозных цилиндров.

Вертикальная плоскость, как основная, остается прямой во всю длину параллельной рамы.

Самый фланец для укрепления тормозных цилиндров опущен вниз на 120 мм от нижней кромки средней горизонтальной плоскости и для прочности снабжен ребрами.

Для облегчения веса отливки в вертикальной и нижней горизонтальной плоскостях сделаны вырезы, не влияющие на прочность отливки.

Вес рамы в обработанном виде с болтами для прикрепления к продольным рамам равен 430 кг. Материал — ЛСт1.

Габаритные размеры:

наибольшая длина . . . . .	2560 мм	
„ высота . . . . .	600 „	} по угловым опорным фланцам.
„ ширина . . . . .	440 „	

## БАЛКА ПОДШИПНИКОВ КУЛИС И ПЕРЕВОДНОГО ВАЛА

Каждая балка для подшипников кулис и переводного вала состоит из двух швеллеров №18, поставленных вертикально (фиг. 178).

Ось этих балок проходит через центр цапф кулисы и расположена в продольной проекции горизонтально.

В плане внутренний швеллер, обращенный своей вертикальной полкой к середине паровоза, имеет выгиб заднего конца наружу на 76 мм. Наружный швеллер имеет выгиб заднего конца внутрь на 178 мм и, будучи поставлен вертикальной полкой наружу, сварен нижними и верхними полками, шириной в 70 мм встык с полками заднего конца внутреннего швеллера, образуя с ним замкнутую коробку. Передний конец, составляя с внутренним швеллером вилку, в которой помещены подшипники для цапф кулисы, заканчивается этими подшипниками, оставаясь таким образом открытым и незакрепленным.

Так как начало выгиба заднего конца наружного швеллера отстоит на



170 мм от центра подшипника, а переход до стыка, т. е. до сварки с полками внутреннего швеллера, произведен на длине 280 мм, то для увеличения жесткости свободного конца длиной в 450 мм, и для связи его с внутренним швеллером между расходящимися полками швеллеров сверху и снизу поставлены и приварены к ним косынки толщиной в 10 мм. Кроме того, в каждом швеллере параллельно вертикальным полкам, между верхними и нижними полками, по их наружным граням, вварены вертикальные стенки, образующие в каждом швеллере замкнутые коробки.

У наружного швеллера эта сварная стенка начинается от самого подшипника, к которому она также приварена; оканчивается же стенка за стыком вертикальных полок обоих швеллеров, образуя таким образом замкнутую коробку по всей длине отогнутого конца. Сварная стенка внутреннего швеллера, начинающаяся на расстоянии 225 мм от центра подшипника и идущая параллельно выгибу, соединяется встык с сварной стенкой наружного швеллера, к которому и приваривается, делая жесткой всю переходную часть его, или выгиб.

Укрепление переднего конца внутреннего швеллера с параллельной рамой произведено следующим образом: верхняя полка вогнута внутрь, закрывая торцовую часть швеллера; вертикальная полка отогнута наружу в одну плоскость с торцовой частью, образуя фланец; нижняя — обрезана до наружной кромки этого отворота.

К полученной плоскости приварен фланец из листового железа толщиной в 30 мм, с проваркой по всем соприкасающимся кромкам и с двумя заклепками: одной — через отворот вертикальной полки, другой — через загиб верхней. Кроме того, на верхнюю и нижнюю полки наложены косынки. Их длина 160 мм и ширина на одном конце равна ширине полки, на другом — ширине фланца. Косынки приварены как к полкам, так и к фланцу. С параллельной рамой фланец схвачен пятью дюймовыми болтами, из которых один пропущен через загнутую верхнюю полку внутри швеллера, два — через отворот вертикальной полки и два внизу — только через фланец.

Скрепление заднего конца балки с поперечным креплением произведено также посредством фланца, приваренного в торец коробки, которая образована двумя задними концами швеллеров, сваренных внутри и снаружи вдоль стыка верхних и нижних полок.

Для большей связи с фланцем из полок швеллеров также образованы отвороты: из вертикальной полки внутреннего швеллера — внутрь паровоза, из верхних полок — кверху, из нижних — книзу. Кроме приварки по всем кромкам через отвороты пропущены четыре заклепки. С укреплением фланец схвачен, как и передний конец, пятью дюймовыми болтами. Сверху и снизу наложены трапецевидные косынки.

Рамки подшипников кулисных цапф представляют собой стальные прямоугольные бруски, обстроганные по внутреннему профилю швеллеров. Скрепление их произведено при помощи сварки. В рамки запрессованы круглые чугунные втулки толщиной в 10 мм, которые являются подшипниками кулисных цапф. Внутренний диаметр втулок, по которому происходит скольжение цапф кулис, — 90 мм. Втулки, плотно поставленные в бруски, предохраняются от вращения шпонками.

Масленки для фитильной смазки цапф образованы также в стальных брусках, приваренных к верхним полкам швеллеров.

Так как наружные швеллеры обеих балок оканчиваются рамками подшипников, то для возможности приварки их к швеллеру по всем четырем плоскостям нижняя полка швеллера, специально для того вырезанная более длинной, огибает по радиусу угол рамки подшипника и приваривается к наружной плоскости ее по всей высоте.

Каждая задняя вертикальная полка стоек подшипника переводного вала связана с вертикальной полкой швеллера двумя болтами. Между ними и подшипником, по его оси, в вертикальной полке сделано отверстие диаметром в 60 мм для пропуска болта кулисы при сборке ее на паровозе. В наружном швеллере против этого отверстия в вертикальной полке и добавочной стенке, просверлены отверстия диаметром в 20 мм, служащие для выколачивания болта при разборке кулисы.

Расстановка фланцев подшипника переводного вала на длине в 340 мм была вызвана желанием избежать сосредоточенной нагрузки от переводного вала, а также стремлением усилить участок швеллера, ослабленный отверстиями для постановки болта кулисы и подшипника.

Описанная конструкция сварной балки с ее сравнительно сложными в изготовлении концевыми фланцами и достаточно прочным укреплением вилки вызывалась тем, что эта балка подвержена колебаниям от качания кулисы и воспринимает сложные усилия, вызывающие изгиб и кручение. Вместе с тем ЦЛПБ, впервые применяя сварную конструкцию в весьма ответственной детали паровоза, не располагало в этом отношении достаточным опытом ни в проектировании, ни в оценке возможных производственных неточностей. Поэтому для получения надежно работающей детали в рабочем чертеже были даны указания о необходимости тщательного выгиба швеллеров и тщательности сварки с соблюдением точных размеров. Было обращено внимание цеха на необходимость пригонки укрепляющих развилку верхних и нижних косынок без заклинки во избежание какого-либо выгиба их. Кроме того был дан последовательный порядок сварки.

Концевые фланцы, имеющие в окончательно обработанной балке толщину в 25 мм, должны привариваться, с припуском в 5 мм, прострагиваться, а затем обрабатываться в механическом цехе с точным соблюдением расстояний до подшипников кулис.

Расточку этих подшипников и подшипника переводного вала для точного соблюдения установленных размеров необходимо производить одновременно, для чего подшипник переводного вала должен быть пригнан и приболчен к балке заранее.

Вся длина балки, т. е. расстояние между наружными гранями фланцев, — 1555 мм.

Расстояние от наружной грани переднего фланца до середины подшипника кулисы — 550 мм, до середины переводного вала — 643 мм.

В плане расстояние между наружными гранями вертикальных стенок швеллеров в развилке — 396 мм.

Общий вес одной балки с подшипниками для кулисы, чугунными втулками, масленками и болтами для привертывания фланцев равен 130 кг.

Несмотря на ряд принципиальных преимуществ описанной конструкции (устранение дефицитного литья, уменьшение веса и др.), производственные затруднения при изготовлении этих балок оказались настолько большими, что Луганский завод запроектировал эту деталь стальной литой.

Описание сварной конструкции, примененной на первом паровозе ФД, дано здесь с целью показать возможности, которыми мы располагаем в настоящее время в области внедрения сварки в машинной части паровоза.

## ПОДШИПНИКИ ДЛЯ ПЕРЕВОДНОГО ВАЛА

На каждую продольную кулисную балку правой и левой стороны паровоза поставлены на расстоянии 88 мм назад от центра кулис подшипники для переводного вала, сделанные из литой стали (фиг. 179).

Вкладыш подшипника представляет собой поделенную пополам чугунную втулку со стенками внутренним диаметром в 115 мм, длиной в 170 мм и толщиной в 12,5 мм. Нижняя половина втулки закладывается в корпус стального подшипника и удерживается от поворота шпонкой, врезанной в нее, и в стальной подшипник. От сдвига в стороны предохраняют образованные на обеих половинках бурты.

Верхняя половинка накладывается на нижнюю плоскостью по разъему и накрывается крышкой, изготовленной также из литой стали. В крышке образован резервуар для смазки. Вертикальные грани прямоугольного резервуара очерчены по наружным плоскостям фланца крышки и замкнуты сверху плоской, отлитой заодно с ними, крышкой, благодаря чему образуется масленка достаточной емкости шириной в 150 мм, длиной в 290 мм и высотой в 112 мм (снаружи).

Для постановки фитиля и наливания масла служит пробка. Крышка скрепляется с фланцем стального подшипника четырьмя болтами диаметром  $\frac{7}{8}$ ", выходящими гайками на поверхность верхней плоскости крышки.

Задняя и передняя стойки подшипника и переводного вала сверху связаны между собой своими боковыми стенками, опоясывающими фланец подшипника, а внизу — той же перемычкой коробчатого сечения, которая связывает угловые фланцы, так как внутренние боковые стенки их выходят на линию вертикальной стенки перемычки. Такая конструкция стального подшипника при небольшом весе дает стойкам большую прочность — позволяет избежать, как выше указано, сосредоточенной нагрузки на балку от веса вала с рычагами и подшипника и сделать участок с кулисным подшипником более жестким. Вес одного подшипника с крышкой, втулкой и болтами для соединения с балкой — 76 кг.

В отливке подшипники имеют отдельные модели для правой и левой сторон.

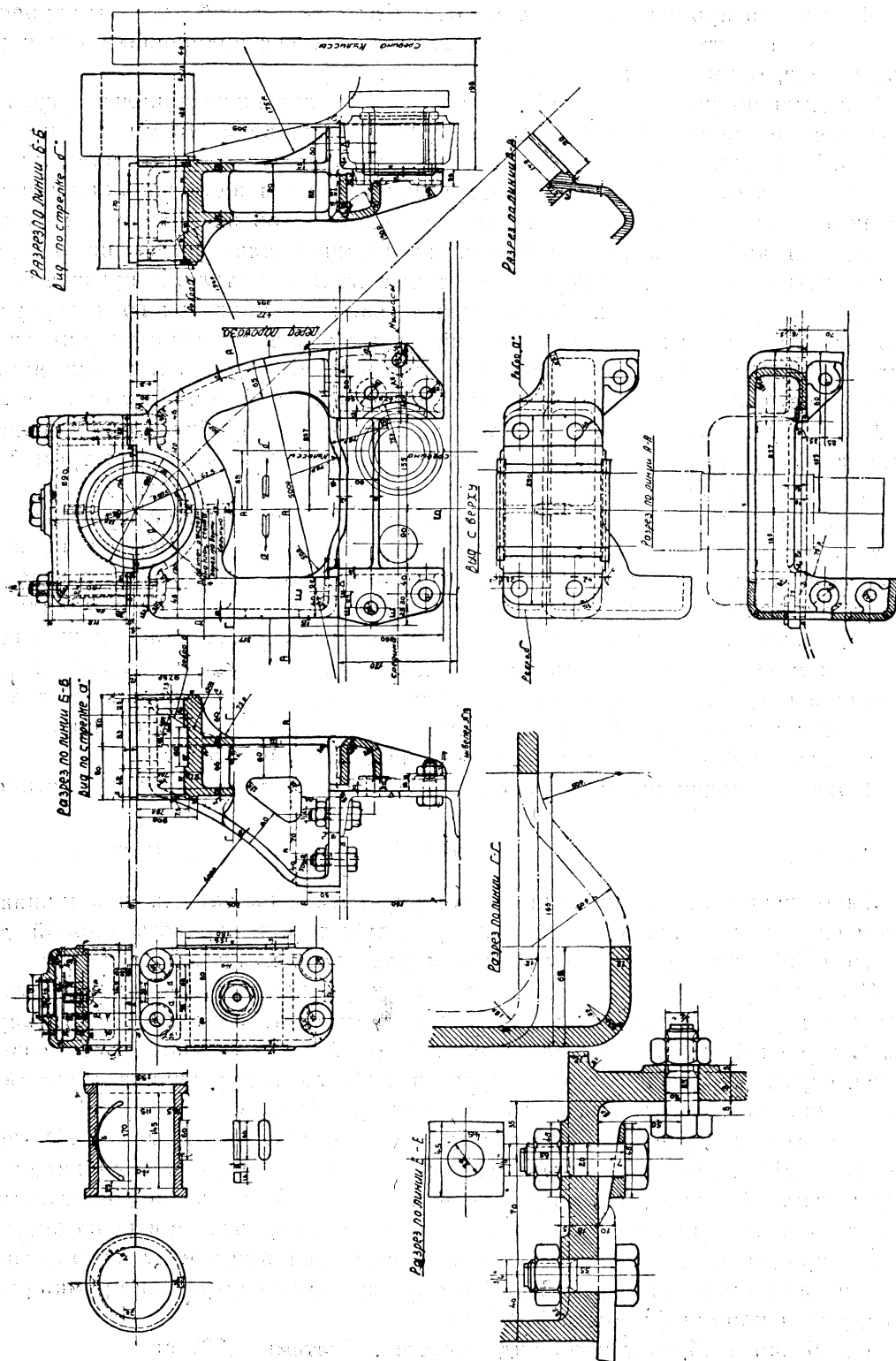
## ЗАДНЕЕ ПОПЕРЕЧНОЕ УКРЕПЛЕНИЕ БАЛОК ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КУЛИСЫ

Выполненное из литой стали, заднее укрепление балок для подшипников кулисы служит верхним укреплением продольных рам паровоза, опорой для гибкого подбрюшника котла и консолями для балок кулисы (фиг. 180).

Сверху вертикальной средней плоскости укрепления по всей ее длине образован горизонтальный пояс шириной в 70 мм, сбитый к задней части паровоза. С передней же стороны вдоль всей средней междурамной части создан фланец, служащий для прикрепления листа гибкого подбрюшника высотой в 85 мм с упором внизу для разгрузки укрепляющих болтов.

Фланцы для укрепления балок подшипников кулисы высотой в 354 мм и шириной в 215 мм сделаны на правой и левой сторонах укрепления в виде консольных частей, являющихся продолжением средней вертикальной плоскости с ее верхним поясом и нижней горизонтальной плоскости, которая в свою очередь является продолжением верхней опорной горизонтальной полки углового фланца. Эти консоли наклонены кверху на 68 мм при длине от внутренней кромки рамы до наружной кромки фланца в 912,5 мм.

Вес балки в обработанном виде вместе с болтами — 221 кг.





# ДВИЖУЩИЙ МЕХАНИЗМ

## ДЫШЛА ВЕДУЩИЕ И СЦЕПНЫЕ

### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ДЫШЕЛ

Движущий механизм паровоза, работающий в течение весьма продолжительного времени, должен обладать достаточной крепостью и надежностью и наряду с этим должен иметь минимальный вес. Последнее условие весьма важно для достижения спокойного хода паровоза.

В паровозе ФД, благодаря повышению мощности и скорости, соблюдение этих условий делается более трудным, чем в паровозах средних мощностей, преимущественно работающих на нашем транспорте.

Наличие значительного усилия на поршень (53 000 кг) естественно предопределяло будущие размеры поршня со скалкой, кулака, ведущего и сцепных дышел, ведущих и сцепных пальцев кривошипа. Это предопределяло будущий вес вращающихся и поступательно движущихся масс, подлежащих уравниванию. Поэтому предварительная правильная оценка веса указанных деталей играла большую роль при определении достаточного и минимально необходимого диаметра ведущего колеса. Последний выбирается как с точки зрения реализации необходимой силы тяги и скорости, так и с точки зрения возможности размещения будущего противовеса, с учетом в то же время соображений геометрического и габаритного характера.

Так как проектирование противовесов подчинено проектированию движущего механизма, то здесь уместно сказать несколько слов о руководящих соображениях при назначении формы противовесов.

По своей геометрической форме противовес может быть выполнен либо в виде сегмента, либо в виде серпа с осуществлением той или иной формы двумя способами. Так, например, противовес можно спроектировать узким, но с высокой стрелой, т. е. разместить материал в направлении радиуса. Это нерационально, так как центр тяжести противовеса приближается к центру колеса, что, создавая противовес с большим весом, увеличивает мертвый вес колеса и позволяет выполнить такой противовес только в колесах большого диаметра. Отсюда следует, что противовес выгоднее делать с малой стрелой, но более широким, так как при этом центр тяжести его будет наиболее удален от центра оси.

При определении толщины (ширины) противовеса исходят из следующих соображений:

а) Внутренняя плоскость противовеса, обращенная к раме, очерчивается таким образом, чтобы при поворачивании колеса были соблюдены, во-первых, достаточный зазор (15—20 мм) между плоскостью противовеса и головками болтов или иными выступающими из рамы деталями и, во-вторых, свободный обход буксы. При этом необходимо учесть возможность приближения плоскости противовеса к раме, если данная ось по условиям вписывания подвижна, т. е. перемещается по буксовой шейке.

б) Что касается наружной плоскости противовеса, то она определяется из того условия, чтобы при перемещении противовеса относительно сцепных дышел оставался достаточный зазор (около 12—15 мм) как между противовесом и головкой дышла, так и между противовесом и штангой дышла. В данном случае, также как и выше, необходимо учесть возможный разбег оси.

Таким образом мы видим, что для проектирования недостаточно знать одни лишь усилия, действующие на отдельные детали движущего механизма. Необходимо еще глубокое и всестороннее изучение всей окружающей обстановки, т. е. тщательная проверка расположения отдельных деталей движущего механизма.

### ОБЩЕЕ РАСПОЛОЖЕНИЕ ДЫШЕЛ

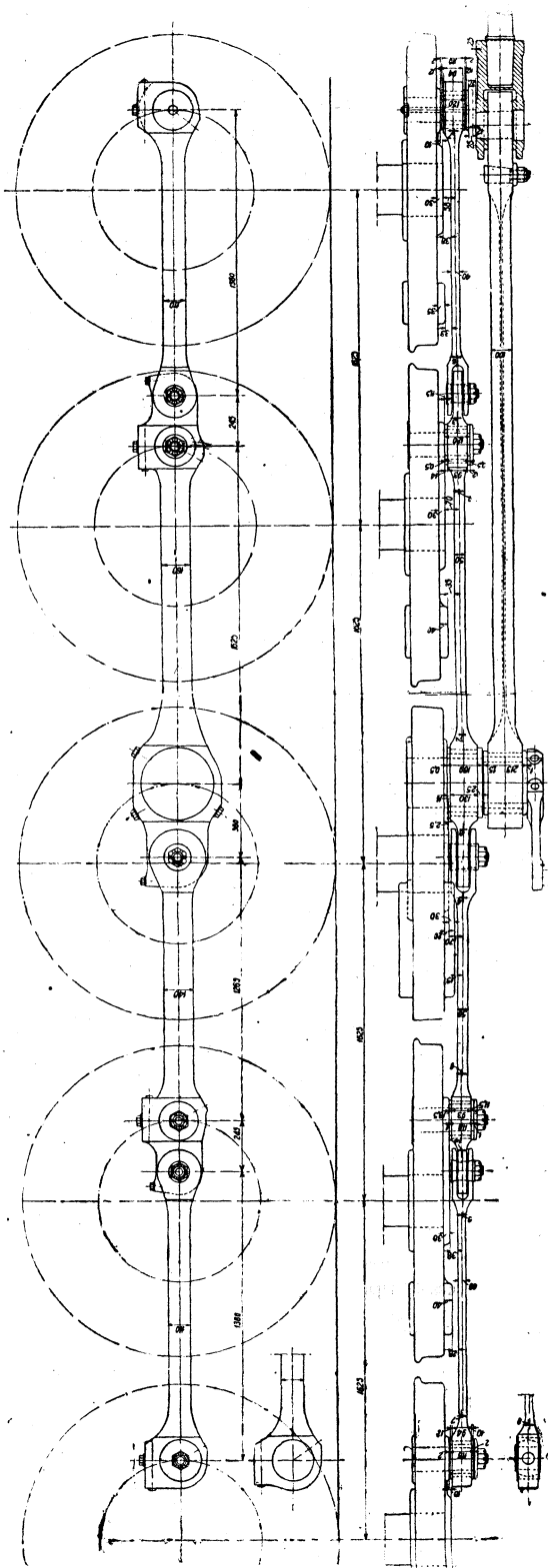
Как было уже указано в главе о выборе основных размеров машины, расстояние между осями цилиндров было установлено из условия возможности

размещения в габарите шеек ведущего и сцепного пальцев и подступичной части колеса ведущей оси. Расстояние между рамами, диаметр и длина осевых шеек и, что для нас особенно важно, длина подступичной части сцепной оси (этим определяется длина самой оси и следовательно наружная плоскость ступицы) также были даны заранее. Размеры переднего сцепного пальца были определены из условия достаточной прочности и допустимой характеристики гребня.

Длина переднего сцепного пальца имела для нас весьма важное значение, так как при перемещении его относительно внутренней грани головки кулака расстояние между ними равняется только 37 мм. Передняя же сцепная ось по условиям вписывания имеет разбег в 25 мм. Таким образом расстояние это может стать равным 12 мм.

В виду необходимости получения достаточной длины пальца, наружная плоскость мотыля переднего сцепного колеса углублена внутрь от наружной плоскости ступицы на 10 мм. По этой же причине шайба переднего сцепного пальца выполнена за одно целое с болтом, конец которого с внутренней стороны мотыля закрепляется гайкой. После увязки расположения всех вышеупомянутых деталей было начато проектирование головки переднего сцепного дышла.

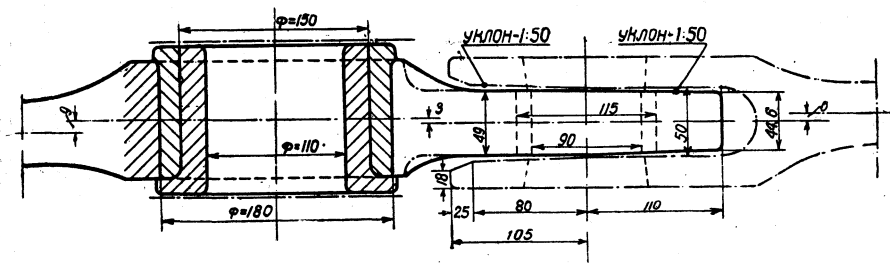
Как видно из чертежа общего расположения дышел (фиг. 181), длина переднего сцепного дышла определяется положением валика, соединяющего вилку переднего сцепного дышла с хвостовиком передней головки второго сцепного дышла,—иначе говоря, расстоянием



фиг. 181. Общее расположение дышел паровоза ФД.

от центра валика до центра передней головки второго сцепного дышла, т. е. размером 245 мм.

Выбор этого размера зависит от длины и диаметра валика, рассчитываемого на удельное давление и износ, а затем от размеров проушины-вилки. Кроме того, это расстояние зависит от размеров передней головки второго сцепного дышла и от формы хвостовика в плане, конструктивное оформление которого возможно либо с очертанием, показанным на фиг. 182 сплошной линией, либо с очертанием, показанным там же пунктиром.

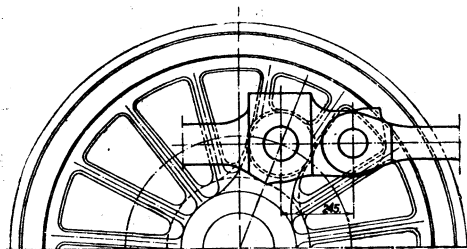


Фиг. 182. Соединение первого и второго сцепных дышел.

В первом случае размер этот увеличивается, но зато соблюдается плавность перехода от боковых плоскостей передней головки второго сцепного дышла к боковым плоскостям хвостовика, что увеличивает прочность соединения хвостовика и головки и, кроме того, дает нам возможность обрабатывать эти плоскости фрезеровкой на одном станке.

Во втором случае этот размер может быть уменьшен, так как переход от головки к хвостовику выполнен малым радиусом, но такая форма перехода уменьшает прочность соединения хвостовика и головки и кроме того вынуждает

после фрезеровки боковых плоскостей переставлять дышло на другой станок.



Фиг. 183. Положение дышла и колеса, необходимое для выемки сцепного валика.

Помимо этих крепостных и технологических соображений есть еще одно, вытекающее из условий повседневной работы и ремонта паровоза. В эксплуатации и во время ремонта всегда желательно иметь возможность съёмки каждого дышла в отдельности, без разборки других дышел. Для этой цели необходима выемка валика из вилки, после чего задний конец дышла

может быть опущен вниз. При помощи буксовки передняя сцепная ось ставится в такое положение, чтобы можно было снять переднюю головку с пальца, не задевая при этом за параллель, для чего предварительно отвертывается гайка болта удерживающей шайбы первого сцепного пальца. Как видно из фиг. 183, выколачивание валика из вилки возможно лишь при свободном проходе его между двумя соседними спицами примыкающего к нему второго сцепного колеса.

В результате указанных соображений расстояние между центром передней головки второго сцепного дышла и осью валика было выбрано в 245 мм, вследствие чего длина переднего сцепного дышла получилась равной  $1625 - 245 = 1380$  мм, где 1625 мм — расстояние между центрами первой и второй сцепных осей.



Определив длину переднего сцепного дышла, перейдем к выбору размеров поперечного сечения штанги.

Рассматривая фиг. 181, мы видим, что ось штанги первого дышла не совпадает с осью головки или вилки, образуя так называемую сбивку или эксцентриситет головки. При наличии такого эксцентриситета действующая по дышлу сила кроме напряжений сжатия (или растяжения) и изгиба от сил инерции вызовет еще дополнительные напряжения от так называемого внецентренного сжатия, при чем величина этих напряжений будет прямо пропорциональна величине эксцентриситета. При увеличении в штанге суммарного напряжения увеличиваются размеры поперечного сечения, а следовательно и вес дышла.

Известно также, что запасы прочности (вычисляемые по формулам Эйлера) для поперечного сечения штанги обычно в несколько раз меньше по горизонтали, чем по вертикали, т. е.  $n_y < n_x$ . Исходя из этого, мы приходим к следующим выводам:

1) Необходимо по возможности избегать эксцентриситетов или стремиться к их уменьшению в целях понижения напряжений, а следовательно и веса дышла.

2) Необходимо стремиться развивать ширину поперечного сечения штанги, так как в вертикальной плоскости сечение штанги достаточно прочно.<sup>1</sup>

Выполнить первое требование, т. е. совершенно избежать эксцентриситета, в данном случае не представляется возможным. В этом легко убедиться, сравнивая расположение первого и второго сцепных пальцев относительно наружных плоскостей соответствующих мотылей. У переднего сцепного колеса наружная плоскость мотыля по отношению к наружной плоскости ступицы углублена на 10 мм, у второго колеса — плоскости ступицы и мотыля совпадают. Отсюда следует, что даже при одинаковой длине сцепных пальцев ( $l = 120$  мм) середины их головок никогда не будут лежать на одной прямой, и в результате мы непременно получим эксцентриситет между осью головки и осью штанги.

Стремясь поэтому по возможности уменьшить этот эксцентриситет, обратимся к рассмотрению передней головки второго сцепного дышла и вилки переднего сцепного дышла. При выбранных по расчету размерах толщины хвостовика и щек вилки для свободного прохода головки валика (выступающего на 2 мм от внутренней плоскости щеки вилки) оставлен минимальный зазор в 11,5 мм, который при износе внутреннего бурта запрессованной втулки может уменьшиться. Таким образом, задавшись этим зазором в 11,5 мм, мы тем самым определяем сбивку средней оси хвостовика от средней оси передней головки второго сцепного дышла. В данном случае она получилась равной 3 мм. Если бы мы продолжили ось хвостовика до переднего сцепного пальца и приняли ее за ось штанги, то мы получили бы, правда, симметричную по отношению к штанге вилку, но зато, как видно из чертежа, эксцентриситет у передней головки был бы равен  $6 + 7 = 13$  мм. Происхождение этого размера станет понятным при рассмотрении головки переднего сцепного дышла.

Зазоры по 2 мм между буртом плавающей втулки и шайбой, буртом запрессованной втулки и наружной плоскостью мотыля даны, чтобы избежать

<sup>1</sup> Здесь необходимо проверить возможность свободного прохождения штанги, при данной высоте ее сечения, около нижней кромки параллельной рамы.

зашемления головки дышла и появления в сечении штанги дополнительных напряжений при разбеге первой сцепной оси на 25 мм.

При длине сцепного пальца в 120 мм оставшиеся в нашем распоряжении  $120 - 4 = 116$  мм использованы нами следующим образом. Толщина бурта запрессованной втулки выбрана равной 12 мм. Размер этот необходим, чтобы отдалить внутреннюю плоскость головки дышла от наружной плоскости ступицы; в данном случае на  $12 - 10 = 2$  мм. (Здесь имеется в виду тот случай, когда головка дышла прижимается к плоскости мотыля, и зазора в 2 мм не будет.) Зазор в 2 мм между внутренней плоскостью головки и наружной плоскостью ступицы является достаточным лишь потому, что с плоскостью ступицы встречается не вся внутренняя плоскость головки при взаимном их перемещении, а только часть этой плоскости, которая и снята на толщину 8 мм (фиг. 184, 195 и 197). Таким образом между названными плоскостями получается достаточный зазор в  $2 + 8 = 10$  мм.

Толщина бурта плавающей втулки выбрана равной 10 мм. Как наружная плоскость этого бурта, примыкающая к шайбе, так и внутренняя плоскость его, примыкающая к головке, работают на износ, и поэтому выбранную толщину в 10 мм можно считать достаточной для работы в течение весьма продолжительного времени. Таким образом толщина передней головки получается равной:

$$116 - (12 + 10) = 94 \text{ мм.}$$

Расстояние средней оси ее от наружной плоскости ступицы:

$$2 + 12 + 47 - 10 = 51 \text{ мм.}$$

Фиг. 184. Совпадение внутренней грани первого сцепного дышла с плоскостью ступицы.

Расстояние средней оси хвостовика второго сцепного дышла от наружной плоскости ступицы:

$$0,5 + 14 + 46,5 + 3 = 64 \text{ мм.}$$

Полный эксцентриситет между осью вилки и осью передней сцепной головки:

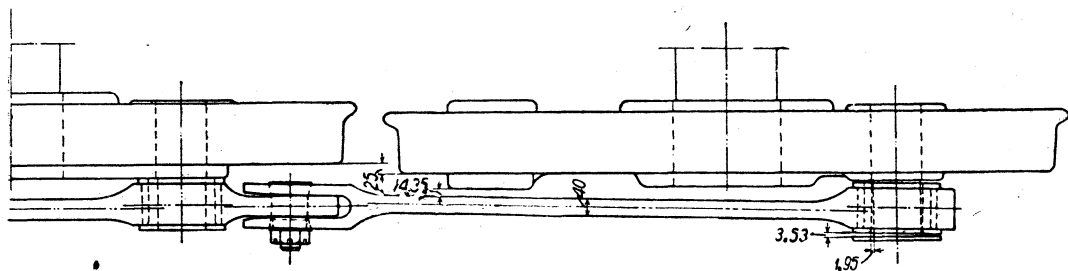
$$64 - 51 = 13 \text{ мм.}$$

Здесь необходимо заметить, что по некоторым соображениям, которые указаны в главе о расчете дышел, оказывается выгодным (с точки зрения деформации штанги) разделить этот эксцентриситет на части по обе стороны продольной оси штанги. Поэтому общий эксцентриситет в 13 мм разделен у нас на две части: 6 мм у вилки и 7 мм у передней сцепной головки.

Таким образом при выборе расположения оси штанги мы стремились, с одной стороны, разбить этот эксцентриситет на две равные части, а, с другой — выбирать ось таким образом, чтобы при найденной толщине штанги в 40 мм, удовлетворяющей условиям достаточной прочности, удалить возможно дальше внутреннюю плоскость штанги от наружных плоскостей будущих противовесов как первого, так и второго сцепных колес.

При этом учитывалось, что наличие больших вращающихся и особенно поступательно-движущихся частей потребует для своего уравнивания боль-

ших масс противовесов. Стремясь развить противовес не по радиусу, а в ширину, что, как было ранее указано, дает уменьшение мертвого веса, мы тем самым как бы определяем наружную плоскость противовеса, которая при своем



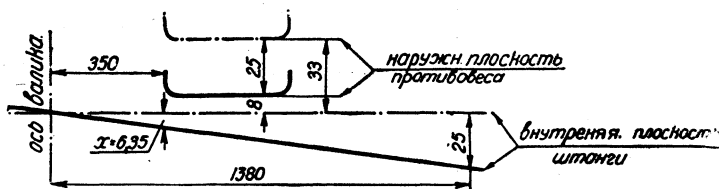
Фиг. 185. Приближение штанги первого сцепного дышла к противовесу первого сцепного колеса.

вращении должна беспрепятственно проходить мимо внутренней плоскости штанги. Величина необходимого при этом безопасного зазора проверялась нами для нескольких возможных случаев.

1) При езде паровоза на прямолинейном участке.

а) Зазор между наружной плоскостью противовеса переднего сцепного колеса и внутренней плоскостью штанги равен 33 мм (фиг. 181).

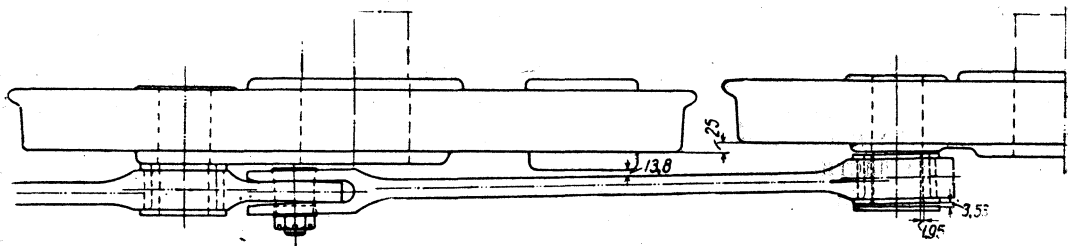
б) Зазор между наружной плоскостью противовеса второго сцепного колеса и внутренней плоскостью штанги первого сцепного дышла равен 28 мм.



Фиг. 186. Определение зазора между штангой первого сцепного дышла и плоскостью противовеса первого сцепного колеса.

2) При езде паровоза по кривой.

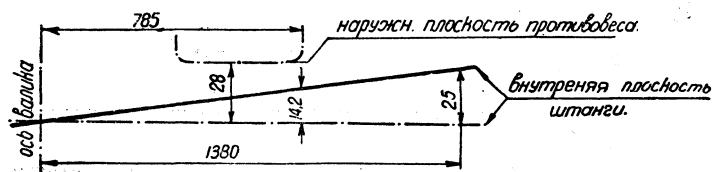
а) Переднее сцепное колесо перемещается наружу вдоль осевой шейки на 25 мм, увлекая при этом головку переднего сцепного дышла также на 25 мм. При этом центр поворота дышла нами принят в середине валика (фиг. 185). Наименьшая величина зазора для данного случая (14,35 мм) получается из геометрического соотношения, даваемого на фиг. 186.



Фиг. 187. Приближение штанги первого сцепного дышла к противовесу второго сцепного колеса.

б) Переднее сцепное колесо перемещается внутрь на 25 мм, а наружная плоскость противовеса второго сцепного колеса проходит мимо штанги переднего сцепного дышла (фиг. 187). Наименьший зазор при этом (13,8 мм) определится из соотношения, даваемого на фиг. 188.

Эти зазоры можно считать достаточными и безопасными для движения паровоза даже при износе бурта запрессованной втулки. Таким образом мы задаем для будущих противовесов первого и второго сцепных колес их наружные плоскости, за пределы которых конструктор, проектирующий противовесы, переходить не может. При отклонении головки переднего сцепного дышла на 25 мм возможно защемление хвостовика щеками вилки и, следовательно, появление дополнительных напряжений как в щеках вилки, так и в хвостовике. Во избежание этого внутренние плоскости щек вилки на длине



Фиг. 188. Определение зазора между штангой первого сцепного дышла и плоскостью противовеса второго сцепного колеса.

от оси валика до крайней задней кромки щеки, а также наружные боковые плоскости хвостовика сделаны со скосами. Величины необходимых при этом скосов определялись из геометрических соотношений, показанных на

фиг. 189. Конструктивно скос для обеих плоскостей принят равным  $\frac{1}{50}$ , что дает для наружных плоскостей хвостовика на конце сужение на 2,2 мм и для внутренних плоскостей щек вилки — уширение на 1,6 мм.

При отклонении дышла мы условно принимали, что поворот его происходит вокруг воображаемой вертикальной оси, проходящей через середину валика. В действительности у нас такой оси нет, и поэтому явление поворота дышла требует пояснения. Мы объясняем это явление следующими предположениями:

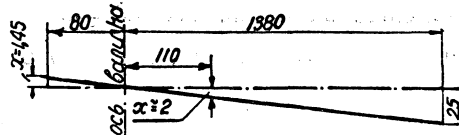
1) Валик, сидящий плотно в щеках вилки и поворачивающийся вместе с ними, производит при повороте смятие бронзовой втулки, запрессованной в хвостовике, хотя между втулкой и валиком имеется небольшой зазор.

2) Поворот совершается за счет прогиба штанги (в плане), т. е. за счет использования внутренних сил упругости.

3) Поворот производится за счет зазора в 0,4 мм между плавающей втулкой и пальцем и зазора в 0,8 мм между плавающей и запрессованной втулками.

Год работы первого паровоза ФД, проделавшего 30 000 км пробега, показал, что выбранная конструкция вполне себя оправдала — грения и задиров пальцев и валиков не было.

На втором паровозе ФД головки переднего и заднего сцепных дышл выполнены с шаром. Эта конструкция зарекомендовала себя также как вполне удовлетворительная.



Фиг. 189. Определение скосов щек вилки первого сцепного и хвостовика второго сцепного дышл.

При проектировании движущего механизма мы начали с изучения окружающей обстановки у переднего сцепного дышла, так как именно это место представляет наибольшие трудности для выполнения лучших форм и конструкций и размещения их при тех стеснениях габаритного характера, которые мы здесь имеем.

Переходя к рассмотрению второго и третьего сцепных дышл, мы видим и здесь наличие эксцентриситетов между осями штанг и осями головок. Этого и следовало ожидать, так как здесь:

1) Наружные плоскости мотылей второго и четвертого сцепных колес совпадают с наружными плоскостями ступиц.

2) Наружная плоскость мотыля третьего ведущего колеса утоплена на 2,5 мм по отношению к наружной плоскости ступицы.

3) Диаметр и длина второго и четвертого сцепных пальцев одинаковы:  $d=110$  мм и  $l=120$  мм.

4) Длина сцепной шейки ведущего пальца  $l=170$  мм.

При таком расположении сцепных пальцев середины их не могут лежать на одной прямой, и потому наличие эксцентриситетов неизбежно. Вследствие одинаковых размеров второго и четвертого сцепных пальцев конструкции их головок и хвостовиков получились одинаковыми. Одинаковыми были получены и размеры поперечных сечений штанг, потому что усилия, передаваемые вторым и третьим сцепными дышлами, также одинаковы. Разбивка эксцентриситетов на части производилась на основании соображений, указанных нами ранее. После определения толщины поперечных сечений штанг была нанесена наружная плоскость противовеса ведущего колеса. Предварительная оценка больших вращающихся и поступательно движущихся масс, подлежащих уравниванию в ведущем колесе, указывала нам, что без заливки свинцом в этом колесе не обойтись. Поэтому, стремясь, с одной стороны, к возможно меньшей затрате свинца и, с другой, к уменьшению мертвого веса, мы старались развить ширину противовеса ведущего колеса. При этом граница наружной плоскости противовеса определилась из того условия, чтобы зазор между плоскостью противовеса и внутренней плоскостью штанги равнялся 15 мм. Зазор этот можно считать вполне достаточным, так как вторая и третья сцепные оси боковых перемещений не имеют.

**Взаимозаменяемость дышел.** При условии отсутствия эксцентриситетов и совпадения середины пальцев можно было бы достигнуть полной взаимозаменяемости правых и левых дышел. Однако при конструкции дышел с запрессованными втулками эта взаимозаменяемость становится до некоторой степени условной, так как наличие бурта запрессованной втулки уже создает „правое“ и „левое“ дышло даже при отсутствии эксцентриситетов. В последнем случае мы достигли бы взаимозаменяемости обработочного, но не сборочного характера, — взаимозаменяемости, относящейся лишь к самим дышлам, поковки которых в кузнице и обработка в механической мастерской были бы одинаковы (при условии, если в щеках вилки дышла сделать два паза для шпонки, удерживающей валик от вращения). В нашем случае, при наличии эксцентриситетов, мы все же достигли взаимозаменяемости, хотя и не для всех дышел. Так как пятая сцепная ось по условиям вписывания также перемещается на 25 мм, то заднее сцепное дышло находится в одинаковых условиях работы с передним. Вполне естественно, что мы их сделали одинаковыми как по длине, так и по конструкции. Это обстоятельство позволяет полностью собранное переднее правое дышло поставить в качестве четвертого левого заднего дышла, и, наоборот, заднее правое сцепное дышло вполне взаимозаменяемо с передним левым.

## ВЕДУЩЕЕ ДЫШЛО

**Выбор длины ведущего дышла.** Прежде чем приступить к выбору длины ведущего дышла, необходимо знать следующее заранее установленные размеры:

- 1) расстояние  $A$  — от середины цилиндра до первой сцепной оси;
- 2) расстояние  $B$  — от середины цилиндра до крайней кромки крышки заднего поршневого сальника;
- 3) расстояние  $C$  — от центра валика крейцкопфа до края его втулки (в месте посадки хвостовика поршневого штока).

Обоснование выбора этих размеров изложено в других главах. В нашем случае принятые размеры таковы:

$$A=1650 \text{ мм}, B=720,5 \text{ мм и } C=424 \text{ мм.}$$

Длина поршневой скалки определяет зазор между кулаком и задним поршневым сальником. Зазор этот должен удовлетворять следующим требованиям.

Для выемки и осмотра сальника необходимо обеспечить такую величину зазора, чтобы можно было снять крышку со шпилек, вынуть сальниковые кольца и другие детали сальника, не прибегая к буксовке паровоза.

Мы должны иметь возможность, разъединив переднюю головку ведущего дышла с кулаком и сняв переднюю крышку цилиндра, продвинуть поршень вперед настолько, чтобы осмотреть поршневые кольца и состояние рабочей поверхности запрессованной в цилиндр втулки. Последнее требование было выполнено лишь на паровозах второго заказа. На первых паровозах для осмотра колец требуется разъединение штока с кулаком.

Величина этого зазора у первых двух паровозов ФД для переднего мертвого положения кулака выбрана равной 195,5 мм; этим самым при выбранных размерах кулака фиксируется переднее мертвое положение центра передней головки ведущего дышла.

Решение вопроса о положении задней головки ведущего дышла зависит от того, какую из сцепных осей мы выберем в качестве ведущей. Чем больше длина ведущего дышла и чем меньше отношение  $\frac{r}{L}$ , тем меньше будет вертикальная

составляющая от силы пара, действующая как на рельс, так и на параллель. Если руководствоваться только этими соображениями и, например, выбрать в качестве ведущей четвертую сцепную ось, то длина ведущего дышла получится равной 4800 мм, что при радиусе кривошипа  $r=385$  мм дало бы нам от-

ношение  $\frac{r}{L} = \frac{1}{12,5}$ . При такой длине ведущего дышла и передаваемом им

усилии в 53 000 кг вес его получился бы настолько большим, что при выбранном диаметре колеса разместить требуемый по расчету противовес оказалось бы невозможным, и это заставило бы пойти на снижение конструкционной скорости паровоза. Преимущество длинного ведущего дышла и малого отношения

$\frac{r}{L}$  сказало бы в том, что, вследствие уменьшения вертикальной составляющей от силы пара, мы получили бы более легкую параллель и меньшее воздействие на путь. Вследствие этого создалось бы малое удельное давление на параллель при помощи сравнительно небольших поверхностей трения кулака, что означало бы уменьшение веса его, т. е. веса возвратно движущихся масс.

Предположим теперь, что мы сделали ведущей вторую сцепную ось. В этом случае длина ведущего дышла получилась бы равной 1550 мм, отношение

$\frac{r}{L} = \frac{1}{4}$ , и следовательно вертикальная составляющая от силы пара была бы

равной  $53\,000 \cdot \frac{1}{4} = 13\,250$  кг. Такое давление потребовало бы развития большой поверхности трения для уменьшения удельных давлений кулака на параллель, и это привело бы к увеличению веса возвратно-движущихся масс.

При обычной конструкции параллели и кулака образование больших поверхностей трения могло бы быть осуществлено только за счет увеличения длины кулака, так как развитие его в ширину ограничивается стеснениями габаритного порядка, а это вызвало бы удлинение параллели и следовательно увеличение

размеров ее поперечного сечения. Кроме того, наличие такого большого усилия привело бы к сильной качке всего надрессорного строения и расстройству пути.

Из приведенных примеров отношений  $\frac{r}{L} = \frac{1}{12,5}$  и  $\frac{r}{L} = \frac{1}{4}$  достаточно ясно определилось значение этих величин при выборе длины ведущего дышла. Обычно принятые в паровозостроении отношения  $\frac{r}{L}$  укладываются в пределах от  $\frac{1}{5}$  до  $\frac{1}{10}$ .

Анализируя все положительные и отрицательные стороны как весьма длинного дышла, так и весьма короткого, мы естественно приходим к выбору такого, при котором удельное давление на параллель, характеризующее работу трения, а также воздействие на путь от сил пара и сил инерции, не будут превосходить обычно принятых в практике паровозостроения.

Последнему условию можно удовлетворить, выбрав в качестве ведущей третью сцепную ось. При этом длина ведущего дышла получается равной 3175 мм, а удельное давление на параллель при ходе паровоза вперед равно 2,2 кг/см<sup>2</sup> и при ходе назад — 4,3 кг/см<sup>2</sup>.

**Конструкция ведущего дышла.** В своей прямолинейной части это дышло ничем особенным не отличается от существующих, почему мы ограничимся рассмотрением лишь задней и передней головок.

Задняя головка ведущего дышла относится к типу так называемых „закрытых головок“, при чем отличительной особенностью ее является отсутствие клинового соединения (фиг. 190). В центре самой головки имеется цилиндрическое отверстие диаметром в 290 мм, в которое запрессовывается стальная втулка, наружный диаметр которой — 290,08 мм и внутренний диаметр — 250 мм. Запрессовка втулки в головку дышла производится гидравлическим прессом под давлением в 15 т.

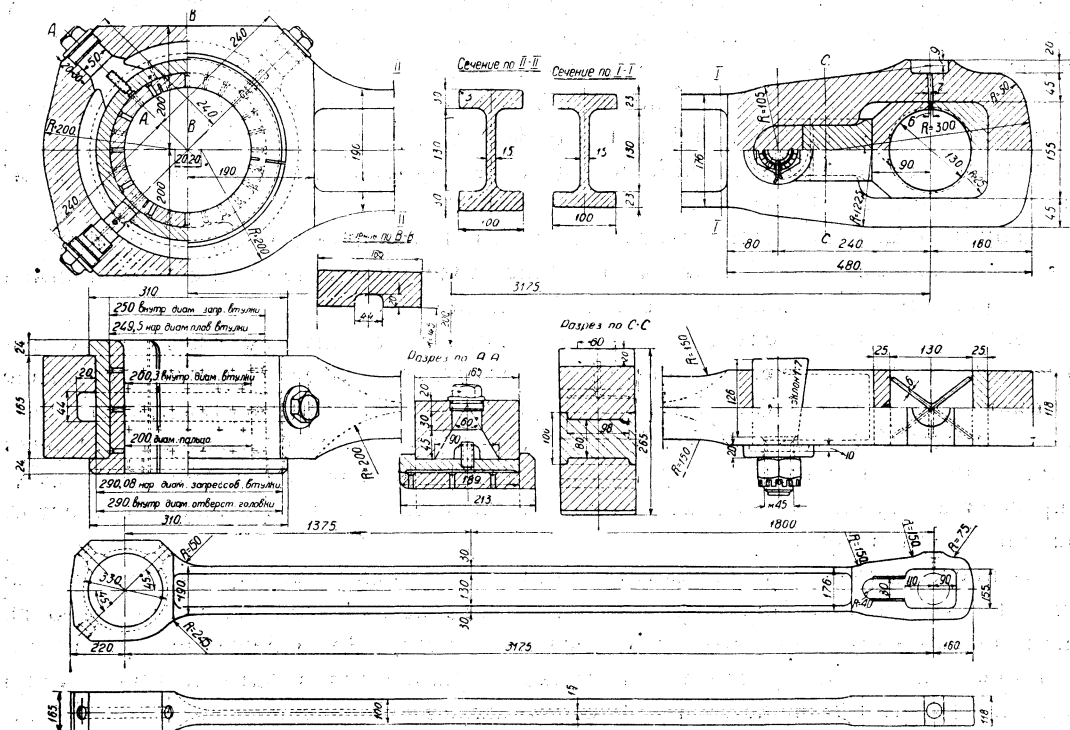
Запрессованная втулка плотно сидит в головке дышла, образуя с нею как бы одно целое. Большие усилия, передаваемые этой головкой (~53 т), могут иногда нарушить плотность посадки втулки. Во избежание произвольного поворачивания запрессованная втулка удерживается в головке при помощи стопорного болта, поставленного в левом нижнем углу головки под углом в 45° к вертикальной оси.

В запрессованную втулку вставляется „плавающая“ втулка, наружный диаметр которой — 249,5 мм и внутренний — 200,3 мм.

В собранном виде головка дышла надевается на ведущий палец, диаметра 200 мм. Таким образом начальный зазор между пальцем и плавающей втулкой равен 200,3 — 200 = 0,3 мм, а зазор между плавающей и запрессованной втулками 250 — 249,5 = 0,5 мм.

В целях образования объема для смазки, внутри тела самой головки проточен кольцевой канал шириной 44 мм и глубиной 20 мм, при чем наружная цилиндрическая поверхность запрессованной втулки служит замыкающей поверхностью канала. Получаемый при этом объем пространства для смазки значительно превышает объемы масленок дышел наших старых паровозов. В целях постановки трубочек для фитилей и налива смазки, наверху головки, по обе стороны от вертикальной оси под углом 45° просверлены два отвер-

стия диаметром в 50 мм и глубиной в 50 мм. Далее на длине 45 мм до внутреннего края отверстия головки это отверстие расширяется конусом с нижним основанием в 90 мм. Такая форма отверстия вызвана двумя причинами. С одной стороны, нам необходимо получить пространство, в котором помещались бы по крайней мере три пальца руки для предварительного ввертывания трубки в тело запрессованной втулки (дальнейшее крепление ее до отказа можно осуществить при помощи специального торцового ключа). С другой стороны, пересечение конуса с кольцевым каналом масленки создает свободное пространство для опускания конца фитиля в канал масленки. Это было бы весьма затруднительно, если бы отверстие для масленки было цилиндрическим до внутреннего края отверстия головки.



Фиг. 190. Ведущее дышло первого паровоза ФД.

На глубине 20 мм от наружного края отверстия образована трубная нарезка диаметром  $1\frac{3}{4}$ " для ввертывания пробки масленки. Что касается расположения самого отверстия под углом в  $45^\circ$ , то это объясняется наибольшей прочностью самой головки в этом месте. Дело в том, что, согласно новейшим опытам с круглыми головками, весьма подробно освещенным в исследовании Mathar'a, а также по данным целого ряда других авторов, наименьшие напряжения в проушине-головке имеют место, приблизительно в сечении, расположенном под углом в  $45^\circ$ . Высверливая материал в этом месте, мы неизбежно увеличиваем напряжение; однако соответствующим увеличением высоты сечения по лучу А—А мы можем подобрать размеры его таким образом, что напряжения в нём станут приблизительно одинаковыми с напряжениями в среднем вертикальном сечении.



Конструкция стопорного болта выполнена следующим образом. Головка болта — круглая, диаметром в 45 мм. В центре головки сделано квадратное отверстие для торцового ключа. На длине 25 мм на болте сделана нарезка, при помощи которой он ввертывается в тело головки; на остальной его длине (38 мм) нарезки нет, так как болт проходит в канале масленки и затем в гладком отверстии запрессованной втулки, и таким образом нарезка здесь бесполезна.

Длина ненарезанной части болта выбрана с таким расчетом, чтобы конец его не доходил на 2 мм до внутреннего края отверстия запрессованной втулки. Это сделано с целью избежать задевания концом болта о вращающуюся плавающую втулку, что может привести к опасным последствиям. В виду этого изготовление стопорного болта и, в особенности, постановка его на место должны быть выполнены весьма тщательно.

Стопорный болт просверлен вдоль своей оси, а также поперек ее, примерно посередине поперечного сечения канала масленки. Образующиеся таким образом два взаимно пересекающиеся канала, диаметром в 8 мм каждый, дают возможность при отвертывании пробки спустить всю смазку наружу, а также промыть канал масленки в случае его загрязнения.

У всех дышел как на самых головках, так и в прямолинейной их части все острые ребра и переходы закруглены радиусами в 3 мм. Это сделано во избежание ранения рук об острые грани при обтирке дышел; кроме того, по мнению некоторых конструкторов, эта мера предупреждает возможность появления трещин и надрывов.

В передней части передней головки имеется сквозной вырез прямоугольной формы; размеры его:  $110 + 90$  мм по горизонтали и 155 мм по вертикали; углы выреза закруглены радиусом в 25 мм. В задней части вырез уменьшается по высоте до 80 мм и заканчивается полукруглым отверстием радиусом в 40 мм. В широкую часть выреза вставляется подшипник, состоящий из двух частей. К задней части подшипника плотно прилегает нажимной камень, на который в свою очередь нажимает клин. Этими деталями заполняется задний узкий вырез головки. На наружных боковых плоскостях головки, на краях узкого выреза, сделаны пазы шириной в 10 мм, куда входят соответствующие бурты нажимного камня. Это сделано, чтобы обеспечить при нажатии клина правильное перемещение нажимного камня по направляющим плоскостям, а также во избежание выскакивания нажимного камня в боковом направлении.

Конструкция клина выполнена так, что толщина его на длине 126 мм равна высоте узкого выреза головки, т. е. 80 мм. Клин заканчивается хвостовиком диаметром в 45 мм, на котором образована метрическая нарезка с шагом резьбы в 3 мм. Нарезка имеет целью увеличение площади оснований витков, работающих на срез. Соприкасающиеся между собою плоскости клина и нажимного камня выполнены с уклоном 1:7. После вставки клина на конец хвостовика надевается шайба и затем корончатая гайка. Шайба диаметром в 110 мм, высотой в 20 мм с внутренней стороны выполнена с расточкой диаметром в 95 мм и глубиной в 10 мм. Таким устройством шайбы увеличивается длина плоскости прилегания между клином и нажимным камнем и длина натяга клина.

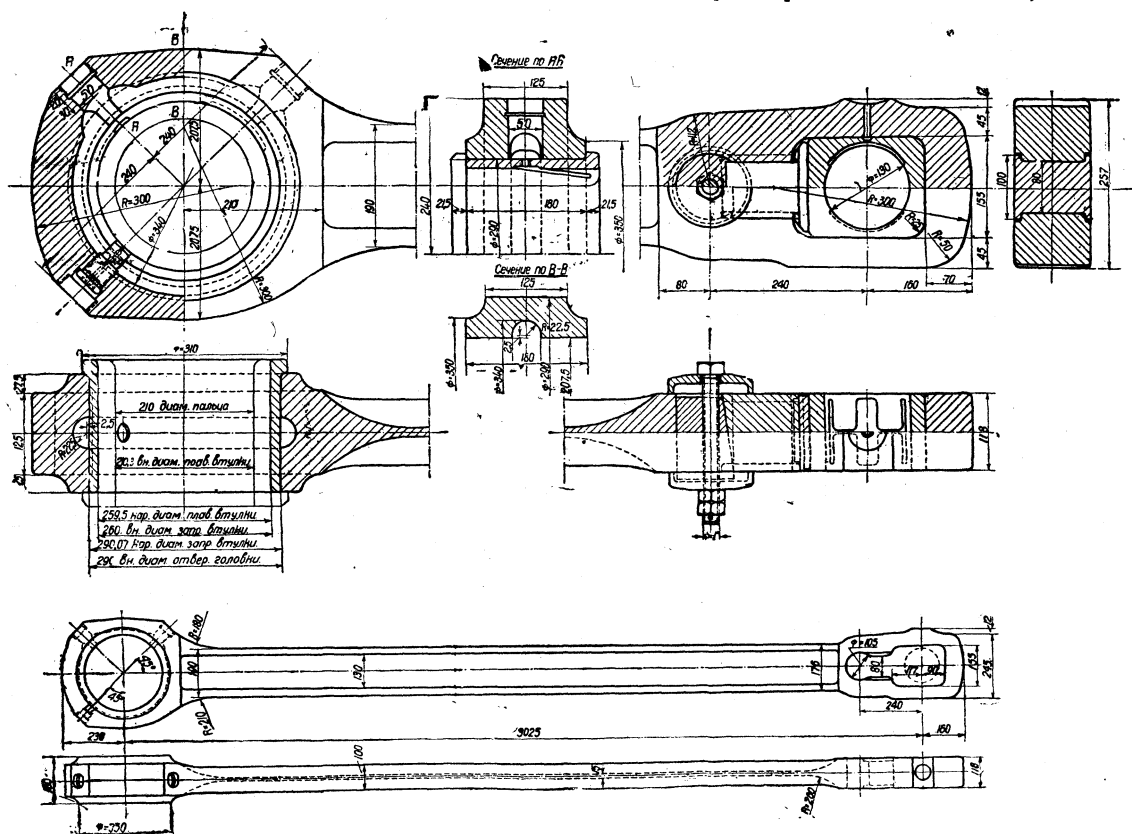
Для смазки трущихся поверхностей валика кулака и подшипника в верхней части головки сделано углубление (масленка) диаметром в 60 мм и глубиной в 20 мм, в которое подается смазка от масленки кулака. Подача смазки

от масленки головки к трущимся поверхностям осуществляется при помощи цилиндрического канала диаметром в 7 мм в теле головки и другого канала диаметром в 6 мм в теле подшипника.

Длина описанного ведущего дышла, поставленного на первых двух паровозах ФД, составляет, как ранее указано, между центрами головок 3175 мм.

При пересмотре чертежей паровоза ФД для второго заказа длина ведущего дышла, а также конструкция его подверглись ряду изменений.

Одновременно с перепроектированием паровоза ФД в ЦЛПБ разрабатывался проект паровоза ИС, для которого цилиндр, поршень со скалкой, саль-



Фиг. 191. Ведущее дышло паровозов ФД второго заказа.

ники и кулак желательно было сделать взаимозаменяемыми с одноименными деталями ФД; кроме того на первых двух паровозах ФД, при снятых передних цилиндрических крышках, длина поршневой скалки была недостаточной для продвижения поршня вперед настолько, чтобы иметь возможность без расцепки кулака и поршневой скалки осмотреть поршневые кольца и состояние рабочей поверхности цилиндра. Этот недостаток был устранен удлинением поршневой скалки на 150 мм за счет укорочения ведущего дышла. Таким образом длина дышла для паровозов второго заказа принята равной 3025 мм (фиг. 191).

В целях уменьшения напряжений на изгиб в ведущем пальце диаметр его увеличен с 200 мм до 210 мм, что естественно привело к увеличению размеров задней головки, при чем расчетная площадь сечения (по вертикали) усилена примерно на 50%.

Для уменьшения работы грения длина шейки ведущего пальца увеличена с 215 до 225 мм, что дало возможность увеличить толщину головки с 165 до 180 мм по окружности диаметром в 350 мм; за пределами этой окружности толщина головки равна 125 мм.

Объем внутреннего кольцевого канала для смазки остался прежним, но форма его была изменена, что дало более прочное сечение и упрощение обработки.

Отверстие для налива смазки и вставки трубочки и фитиля имело ранее коническую расточку, что значительно ослабляло в этом месте поперечное сечение. При перепроектировании дышла эта расточка сделана лишь в продольной вертикальной плоскости головки, что несколько не затрудняет вставки трубочек для фитилей и их заводки в канал масленки. При этом мы выигрываем в площади поперечного сечения в данном месте и при всех прочих равных условиях уменьшаем величину требуемого наращивания материала по лучу  $A - A$  для возмещения потерянной площади сечения.

В своей прямолинейной части ведущее дышло также было несколько изменено. В первоначальном виде высота штанги на протяжении 1375 мм от задней головки была постоянной и равнялась 190 мм, после чего постепенно уменьшалась до 176 мм у передней головки. При переделке концевые сечения были оставлены прежней высоты (т. е. 190 и 176 мм), а переход был начат непосредственно у головок. Это было вызвано стремлением упростить обработку, некоторое же уменьшение прочности в среднем сечении было признано допустимым.

В передней головке длина выреза, в том его месте, где помещается задняя половина подшипника, увеличена со 110 до 117 мм. Это сделано в связи с тем, что между подшипником и нажимным камнем введена добавочная деталь — прокладка. В прежней конструкции давление от нажимного камня на заднюю стенку подшипника передавалось только на часть ее поверхности, вследствие чего на ней получался наработок, который в некоторых случаях может привести к перекосу задней половины подшипника и к нарушению правильной его работы. При постановке прокладки этот недостаток устранен, так как давление от промежуточной прокладки передается задней стенке подшипника по всей ее поверхности.

Помимо этого была изменена конструкция самого клина, который выполнен из двух деталей — собственно клина и отдельного болта с дюймовой нарезкой, ввертываемого в тело самого клина, что значительно упростило изготовление, обработку, а также эксплуатацию. Так, например, для подтяжки клина прежней конструкции необходимо было пользоваться большим и тяжелым ключом, у которого отверстие под ключ равнялось 70 мм; теперь же для этой операции можно воспользоваться обыкновенным дюймовым ключом, применяющимся для отвертывания пробок дышловых масленок.

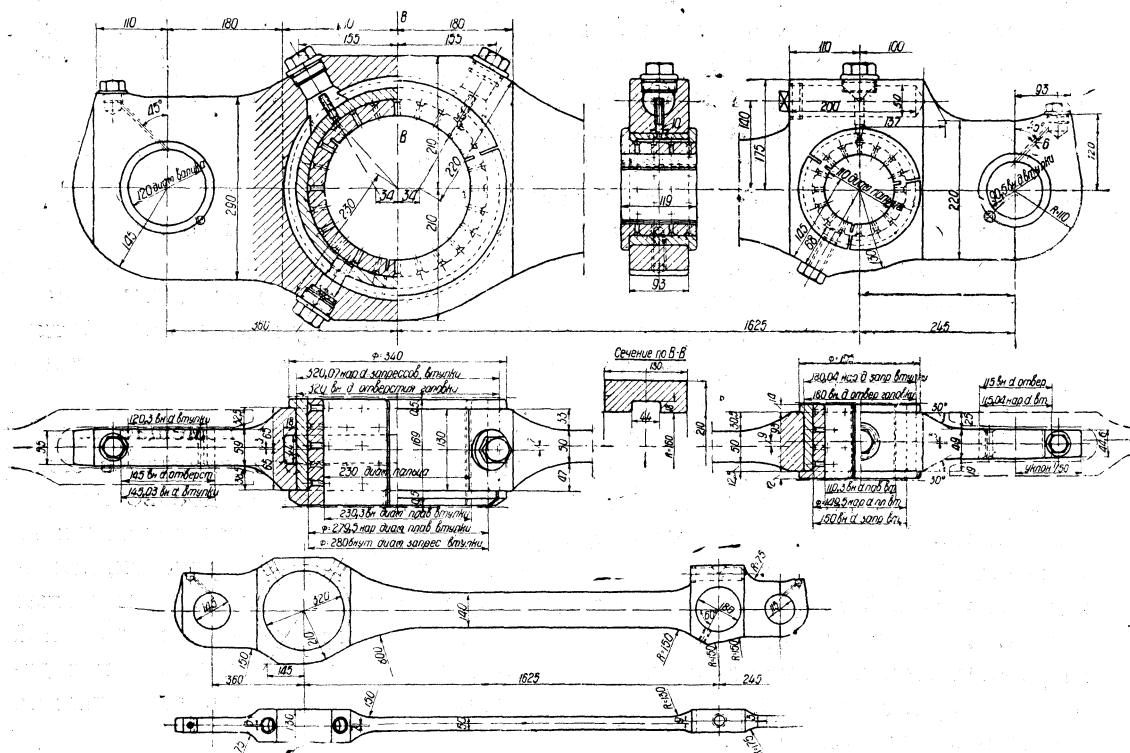
Полный вес ведущего дышла в собранном виде для первых двух паровозов ФД равнялся 430,8 кг; после переделки этот вес снизился до 418,7 кг. Полученный выигрыш в весе, равный 12,1 кг, покрывается однако утяжелением на 22,5 кг поршневой скалки, удлиненной на 150 мм и выполненной к тому же диаметром в 120 мм против диаметра скалки первых паровозов в 115 мм.

### ВТОРОЕ СЦЕПНОЕ ИЛИ ЦЕНТРОВОЕ ДЫШЛО

Конструкция задней головки этого дышла почти ничем, кроме размеров, не отличается от конструкции задней головки ведущего дышла.

Для возможности соединения центрального дышла с третьим сцепным задняя головка заканчивается хвостовиком толщиной в 59 мм, который входит в вилку третьего сцепного дышла с зазором по 0,5 мм на каждую сторону. Зазор этот достаточен, так как третья и четвертая сцепные оси боковых перемещений не имеют.

На расстоянии 360 мм от центра головки в хвостовике сделано отверстие диаметром в 145 мм, куда запрессовывается стальная цементирующая втулка



Фиг. 192. Второе сцепное или центровое дышло первого паровоза ФД.

внутренним диаметром в 120 мм. В это отверстие вставляется валик, плотно сидящий в щеках вилки третьего сцепного дышла. Размер в 360 мм выбран на основании упоминавшихся соображений о выемке валика.

Прямолинейная часть центрального дышла имеет на всей своей длине одинаковое поперечное сечение и выполнена в виде прямоугольника размерами  $140 \times 50$  мм. Ось штанги по отношению к осям симметрии задней и передней головок располагается несимметрично, т. е. имеются эксцентриситеты, причины появления которых были изложены выше.

Конструкция передней головки отличается от конструкции ранее описанных головок расположением и формой резервуара для смазки и формой стопорного болта. Эта головка значительно тоньше (ее толщина всего 93 мм).

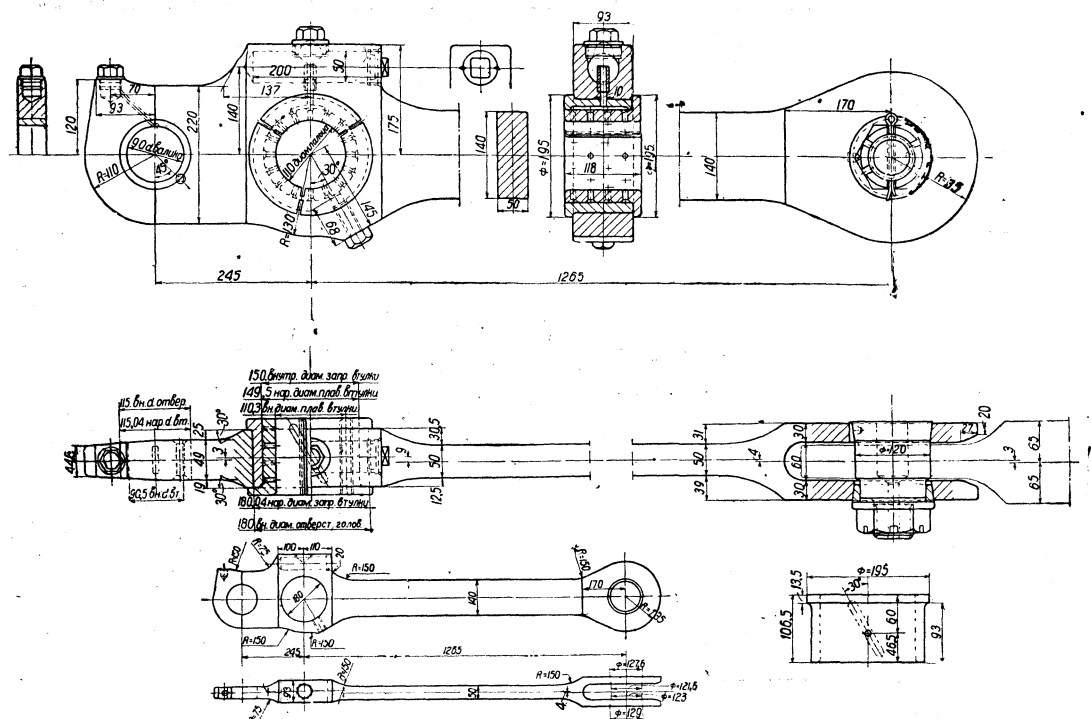
[illegible]

нии 140 мм от ее центра. Самый же резервуар образован путем просверловки несквозного отверстия диаметром в 50 мм. У края этого отверстия сделана трубная нарезка диаметром в  $1\frac{3}{4}$ " , куда ввертывается пробка. Во избежание отвертывания пробка приварена к телу головки в двух точках. Образовавшееся таким образом смазочное пространство вмещает значительно больше смазки, чем масленки дышел наших старых паровозов. Для наполнения масленки смазкой, наверху головки просверлено отверстие с трубной нарезкой диаметром в  $1\frac{3}{4}$ " , которое закрывается пробкой. Диаметр этого отверстия вполне достаточен, чтобы просверлить отверстие в теле головки, нарезать его и вставить трубку с фитилем.

19 Паровоз «Феликс Дзержинский»

дышла и хвостовик центрального дышла взаимно перемещаются, при чем для предупреждения их взаимного защемления служат скосы, обуславливающие наличие известных зазоров. Надо иметь в виду, что правильная работа данного узла зависит исключительно от тщательности изготовления этих деталей в обрабатывающей мастерской, почему при приемке этих дышел необходимо внимательно проверять точность размеров как хвостовика, так и щек вилки.

На паровозах второго заказа конструкция задней головки второго сцепного дышла подверглась некоторым изменениям:



Фиг. 194. Третье сцепное дышло.

1) В виду укорочения длины сцепного пальца толщина тела головки уменьшилась с 130 до 125 мм.

2) Изменен контур сечения внутреннего кольцевого канала для масленки.

3) Верхние боковые отверстия для налива смазки образованы по тому же типу, как и для задней головки ведущего дышла паровозов второго заказа.

4) На плоскости бурта запрессованной втулки, примыкающей к наружной плоскости мотыля, сделана заливка из специальной бронзы в целях уменьшения износа плоскости мотыля.

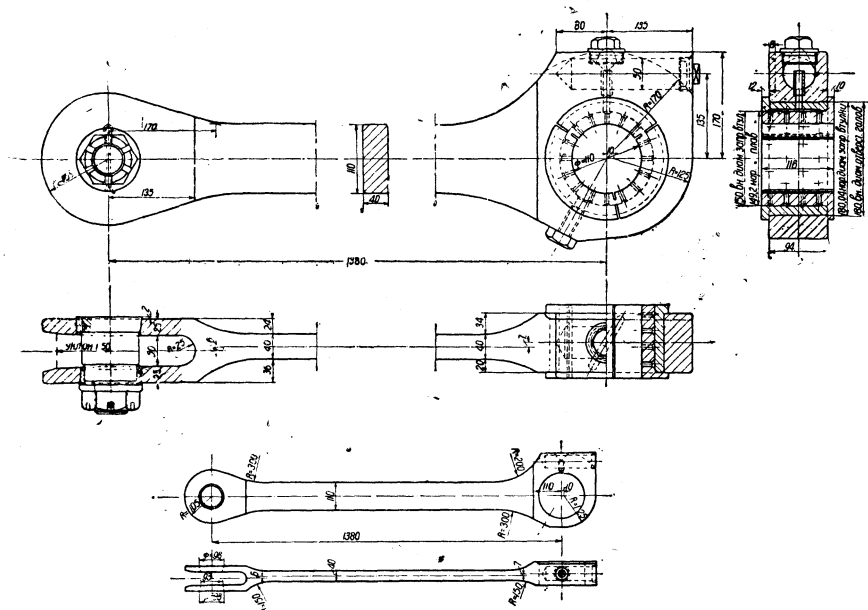
В передней головке второго сцепного дышла были приняты следующие изменения:

1) На бурте запрессованной втулки сделана такая же заливка из специальной бронзы, как и для задней головки.

2) Зазоры между буртом запрессованной втулки и плоскостью мотыля, а также между буртом плавающей втулки и шайбой увеличены с 0,5 до 1 мм на сторону.

### ТРЕТЬЕ СЦЕПНОЕ ДЫШЛО

Задняя головка этого дышла представляет собой точную копию передней головки второго сцепного дышла; поперечные сечения штанги также одинаковы в виду одинаковости усилий, передаваемых этими дышлами. Что же касается конструкции вилки и валика, то они не представляют собой чего-либо нового, тем более что в данном узле ни хвостовик, ни вилка не имеют взаимного перемещения. Поэтому описание конструкции третьего сцепного дышла мы опускаем.



Фиг. 195. Переднее и заднее дышла первого паровоза ФД.

### ПЕРЕДНЕЕ И ЗАДНЕЕ СЦЕПНЫЕ ДЫШЛА

Дышло, изображенное на фиг. 195, поставлено на первом паровозе ФД. Передняя головка его отличается от передней головки центрального дышла лишь некоторыми размерами и отсутствием хвостовика. Что касается самой конструкции этой головки, то она после всего описанного ничего нового для нас не представляет. При проектировании этой головки единственно интересным является вопрос о зазорах. При длине пальцев в 120 мм длина плавающей втулки сделана равной 116 мм, благодаря чему получаются зазоры по 2 мм на сторону. При перемещении пальца на 25 мм головка вместе с плавающей втулкой, поворачиваясь на некоторый угол, перемещается также на 25 мм.<sup>1</sup> В данном случае для нас интересны следующие два момента:

<sup>1</sup> Считая, что вследствие трения свободного перемещения пальца по подшипнику на 2 мм не произойдет.

1) Так как диаметры буртов плавающей и запрессованной втулок равны 195 мм, то величина отклонений кромок их находится из соотношения:

$$\frac{25}{1380} = \frac{x}{195},$$

откуда  $x = 3,53$  мм (фиг. 196).

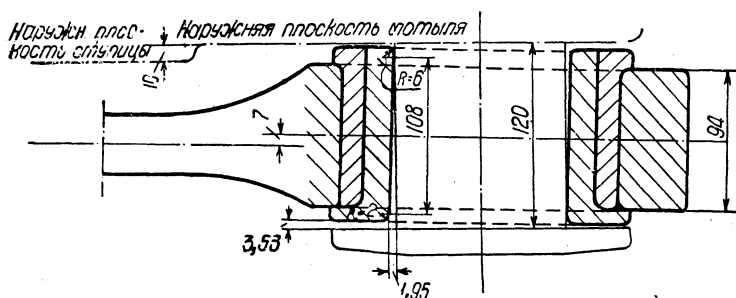
Отсюда следует, что выбранный нами суммарный зазор в 4 мм достаточен и благодаря его наличию защемления кромок буртов не произойдет.

2) При повороте головки внутренняя образующая плавающей втулки отклоняется на величину:

$$x' = \frac{25}{1380} \cdot 108 = 1,95 \text{ мм.}$$

Длина плавающей втулки равна 116 мм, но так как концы ее закруглены радиусами в 2 и 6 мм, то действительная длина ее принята равной  $116 - (2 + 6) = 108$  мм. Фактически же выполнены следующие зазоры: между пальцем и плавающей втулкой — 0,4 мм по диаметру и между плавающей и запрессованной втулками — 0,8 мм,

т. е. полный суммарный зазор равен 1,2 мм. Из сравнения обоих зазоров — теоретического (1,95) и фактически выполненного (1,2) — видно, что при отклонении головки происходит защемление пальца плавающей втулкой.



Фиг. 196. Зазоры в подшипнике первого сцепного дышла.

Посмотрим, на какую величину отклоняется головка до момента начала защемления при зазоре в 1,2 мм. Мы имеем:

$$y = \frac{1,2}{108} \cdot 1380 = 15,3 \text{ мм,}$$

т. е. на длине 15,3 мм головка может перемещаться свободно без защемления; на остальной же длине хода, т. е. на длине  $23 - 15,3 = 7,7$  мм, отклонение головки происходит с защемлением пальца, что вызывает изгиб штанги в плане.

Как было ранее указано, пригодность описываемой конструкции вилки и хвостовика вполне доказана на практике годовой работы первого паровоза ФД.

Для второго паровоза ФД конструкция передней головки нами была запроектирована с шаром (фиг. 197). В отличие от предыдущей конструкции эта головка имеет плавающую втулку, состоящую из двух частей с наружной шаровой поверхностью; в соответствии с этим внутренняя поверхность запрессованной втулки также выполнена шаровой. Зазор между пальцем и плавающей втулкой сделан по диаметру в 0,3 мм, а между плавающей и запрессованной втулками — в 0,5 мм. Таким образом при данной конструкции устраняется воз-



[illegible]

## ЗАПРЕССОВАННАЯ ВТУЛКА

Введением запрессованной втулки достигаются следующие весьма ценные качества:

- 2) Запрессовывая втулку в отверстие головки, мы тем самым создаем в головке натяг или предварительные напряжения, что, согласно новейшим исследованиям о расчете проушин (см. Bernhardt), приравнивает головку к проушинам с тугой посадкой, т. е. при растяжении головки запрессованная втулка своим распором уменьшает прогиб верхних и нижних щек головки.

- ## ПЛАВАЮЩАЯ ВТУЛКА

293

1) Плавающая втулка — неподвижна; палец вращается внутри нее.

2) Палец вместе с втулкой, как одно целое, вращается внутри запрессованной втулки; при этом трущимися поверхностями являются наружная поверхность плавающей втулки и внутренняя поверхность запрессованной.

3) Палец вращается относительно плавающей втулки, а последняя перемещается относительно запрессованной. При этом двойном скольжении относительные скорости трущихся поверхностей становятся меньше, что обеспечивает меньший и более равномерный их износ.

Из практики известно, что в неподвижных подшипниках наибольшему износу или „овализации“ подвергаются те места пальца и подшипника, которым соответствует наибольшая сила (при мертвых положениях кривошипа). У плавающей втулки нет постоянного положения, и поэтому так называемая „овализация“ равномерно распределяется по обеим поверхностям втулки — как наружной, так и внутренней. Это полностью подтвердилось на практике. После года работы первого паровоза ФД он был подвергнут детальному осмотру; при чем оказалось, что плавающие втулки сохранили правильную цилиндрическую форму как на внутренней, так и на наружной поверхностях. Это доказывает, что износ плавающей втулки происходит равномерно по обеим поверхностям.

К числу преимуществ плавающей втулки следует также отнести равномерное распределение смазки по трущимся поверхностям. Для этой цели на цилиндрической поверхности втулки в несколько рядов по окружности просверлены отверстия диаметром в 6 мм, расположенные в шахматном порядке. Число отверстий и рядов зависит от диаметра и длины втулки.<sup>1</sup> Подаваемая фитилем жидкая смазка растекается по канавке, сделанной на внутренней поверхности запрессованной втулки, при чем длина этой канавки немного больше расстояния между крайними рядами отверстий плавающей втулки. Таким образом смазка распределяется по всей образующей трущихся поверхностей втулок и пальца. При пользовании густой смазкой типа „грязь“, нагнетаемой специальным насосом, зазоры между втулками и между пальцем и втулкой, а также все отверстия заполняются этой смазкой, что также обеспечивает равномерное распределение ее по рабочим поверхностям.

Наличие двух поверхностей трения, по нашему мнению, удачно решает задачу отвода тепла, появляющегося как результат работы трения. В неподвижном подшипнике накопление тепла происходит в одном каком-либо месте непрерывно. Здесь же, при плавающих втулках, это накопление тепла на одной поверхности трения может внезапно прерваться и перейти на другую поверхность.

Чтобы придать плавающей втулке большую эластичность, необходимую для равномерного прилегания к шейке, в последнее время в США стали применять втулки с несколькими продольными несквозными надрезами. В целях испытания работы таких втулок мы также сделали на плавающих втулках по 3 надреза. Сказать что-либо положительное или отрицательное о таком устройстве сейчас еще не представляется возможным.

<sup>1</sup> Вопрос о целесообразном количестве и размерах смазочных отверстий на плавающих втулках подвергается в настоящее время исследованию. На первых десяти паровозах ФД второго заказа запроектированы плавающие втулки с различными комбинациями расположения и размеров отверстий. Сведений о работе этих втулок пока не имеется.

## МАТЕРИАЛ

В качестве материала для ведущих и сцепных дышел применена Ст5пов, а для плавающих втулок — специальная бронза следующего состава:

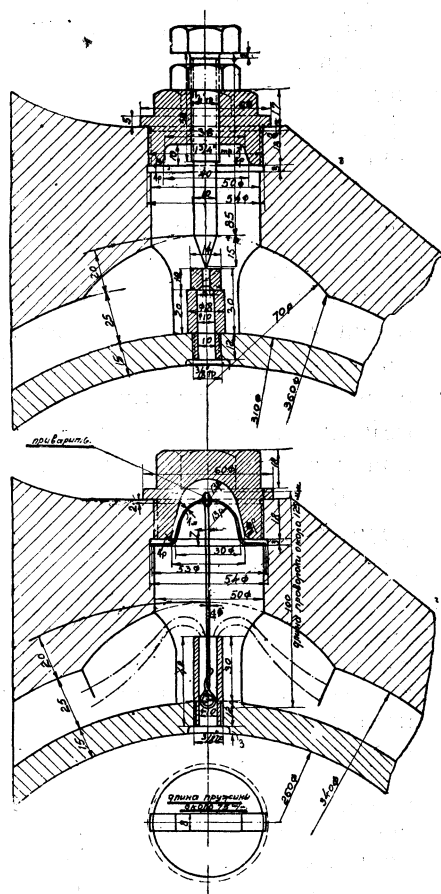
Cu . . . . .	75,9 — 81,0%
Sn . . . . .	8,0 „
P . . . . .	0 — 0,1 „
Pb . . . . .	10,0 — 15,0 „
Проч. . . . .	1,0 „

## СМАЗКА ДЫШЕЛ

Выше, при описании конструкции задней головки ведущего дышла, было указано, что в тело запрессованной втулки против отверстия для налива смазки ввертывается трубка, в которую вставляется фитиль, другой конец фитиля опускается в канал масленки. При пробеге первого паровоза ФД из Луганска в Москву обнаружилось, что вследствие центробежной силы, возникающей при движении жидкой смазки, опущенный в канал конец фитиля выбрасывается вверх к трубке, а иногда и вылезает из нее. Последнее обстоятельство являлось весьма нежелательным, так как при жидкой смазке и наличии зазоров между пальцем и плавающей втулкой, а также между обеими втулками это привело бы к большой утечке смазки. В виду этого для последующих десяти паровозов второго заказа (после первых двух) нами запроектированы два новых варианта фитилей для масленок (фиг. 198): первый вариант — для первых 5 паровозов и второй вариант — для вторых 5 паровозов.

По первому варианту подача смазки регулируется острием регулирующего болта. Что касается масленки второго варианта, то она принята прежнего типа с той лишь разницей, что в целях устранения вылезания конца фитиля из отверстия трубочки он удерживается в трубочке стальной проволокой, верхний конец которой припаян к тонкой изогнутой пластинке-пружине, опирающейся своими концами на края кольцевой выточки в отверстии масленки. О работе этих вариантов конструкций фитилей мы пока судить не можем, так как они еще не испытаны.

Для удобства обслуживания паровоза в пути, а также для уменьшения ассортимента ключей на паровозе, мы стремились по возможности объединить пробки масленок как движущего, так и парораспределительного механизмов, чтобы их можно было обслуживать одним и тем же ключом. В результате такого объединения пробок мы получили для них один ключ с отверстиями в 1" и 7/8".



Фиг. 198. Подача смазки в дышловых масленках.

## ОБЩАЯ ОЦЕНКА КОНСТРУКЦИИ ДЫШЕЛ, ИХ ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ

Отличительной особенностью описанной конструкции является отсутствие клиновых соединений как на ведущих, так и на сцепных головках. Широкое применение бесклиновых головок на американских паровозах объясняется главным образом следующими их преимуществами:

1) Уменьшение веса и габаритных размеров закрытых головок с круглыми втулками по сравнению с клиновыми головками.

2) Уменьшение количества деталей благодаря отсутствию клина, скобы, болтов, гаек и т. п.

3) Простота форм и плавность линий перехода с прямолинейной части на головку и на самой головке, чем устраняются высокие местные напряжения в местах резкого изменения формы сечений. С технологической точки зрения плавность переходов дает возможность обрабатывать их на фрезерном станке по копиру. Плавность форм не менее важна и для обслуживающего персонала, облегчая обтирку дышел и обнаружение возможных трещин или других дефектов.

4) Удобство сборки и обработки самого дышла: отпадает надобность подгонки вкладышей в головку дышла и расточки обеих половин подшипника.

5) Упрощение обработки масленок и большая герметичность их в сравнении с масленками прежней конструкции, которые закрывались сверху крышками на шурупах. Эти шурупы при отвертывании ключом пробок масленок часто вырываются из своих гнезд, что нарушает плотность прилегания крышки к масленке и приводит к утечке смазки, а следовательно к грению пальцев и расплавлению подшипников. Прочность сечения головки по масленке в описанной нами конструкции значительно выше, чем при масленках прежних конструкций с острыми ребрами. По мнению некоторых конструкторов разрыв головок начинается с острых ребер масленок.

6) Улучшение подвода смазки равномерным распределением ее по всем трущимся поверхностям через отверстия в плавающих втулках. Улучшение отвода тепла вследствие перемены поверхностей трения.

Особо приходится рассмотреть вопрос о центрировке дышел. Дышла прежней конструкции с клиновыми головками и подшипниками, состоящими из двух частей, нельзя было еще считать при поступлении их из механической мастерской в сборочную окончательно готовыми к сборке. Для постановки дышел на пальцы кривошипов требовались некоторые дополнительные работы: снятие центровых расстояний с осей, пристrojка лобовых частей подшипников, шабровка их, пригонка их к головкам, регулировка при помощи клиньев и т. д.

Новая конструкция дышла с круглыми головками коренным образом меняет способ их обработки и сборки. Точное соблюдение расстояния между центрами осей и головок дышел должно быть достигнуто в механической мастерской путем обработки всех необходимых деталей (букс, наличников, самых рам и т. д.) по допускам. Благодаря этому дополнительные работы при сборке отпадают.

Новая конструкция дышел требует при подкатке колесных пар точного соблюдения расстояния между центрами осей. Невыполнение этого условия, даже в очень незначительной степени, приведет к неправильной работе плавающих втулок.

При постройке первого паровоза ФД центрировка дышел прошла весьма неправильно. Рама с пригнанными наличниками прибыла на Луганский завод с завода „Красное Сормово“ тогда, когда почти все дышла и буксы были готовы. При сборке рамы выяснились довольно большие неточности обработки буксовых вырезов в раме, наличников, а также букс, и в результате центровые расстояния между буксами не соответствовали центровым расстояниям дышел. Это вызвало необходимость в трудной и дорогой операции по смене наличников и подгонке центровых расстояний у букс по центральным расстояниям дышел.

К числу недостатков описанной нами конструкции дышел следует отнести следующее:

1) Неизбежный стук при езде с закрытым регулятором, а в некоторых случаях и при езде с паром. В последнем случае стук является результатом разности силы сжатия пара и сил инерции возвратно-движущихся масс в мертвых положениях кривошипа. При употреблении густой смазки типа „грязь“ наличие вязкой пленки между трущимися поверхностями отчасти уменьшает этот стук.

2) Утечка жидкой смазки при износе пальца и плавающей втулки.

## РАСЧЕТ ДЫШЕЛ

### ШТАНГА ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА

Напряжение в штанге определяется по обычно принятой схеме:

$$k_{\text{сумм}} = k_z + k_b,$$

где:  $k_z$  — напряжение на растяжение или сжатие от действия максимальной силы по поршневой скалке,

$k_b$  — напряжение на изгиб в крайнем волокне от действия сил инерции при максимальной конструктивной скорости паровоза  $V = 60$  км/час,

$k_{\text{сумм}}$  — суммарное напряжение в крайнем волокне.

Расчетная проверка производится по сечениям I и II. Сечение I, являясь наименьшим сечением в месте перехода штанги в переднюю головку, имеет площадь:

$$F^I = 2 \cdot 10 \cdot 2,3 + 19,5 = 65,5 \text{ см}^2.$$

Моменты инерции этого сечения относительно осей X и Y:

$$J_x^I = \frac{10 \cdot 17,6^3 - 13^3 \cdot 8,5}{12} = 2990 \text{ см}^4;$$

$$J_y^I = \frac{10^3 \cdot 2 \cdot 2,3 + 1,5^3 \cdot 13}{12} = 388 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления относительно оси X:

$$W_x^I = \frac{2990 \cdot 2}{17,6} = 340 \text{ см}^3.$$

Сечение II соответствует наибольшему изгибающему моменту от сил инерции дышла и находится на расстоянии  $\frac{l_{\text{расч}}}{\sqrt{3}}$  от крейцкопфного валика. В нашем случае  $l_{\text{расч}} = 3025$  мм, т. е. равно всей длине дышла между центрами подшипников.

Сохраняя те же обозначения, что и выше, имеем:

$$F^{II} = 73,5 \text{ см}^2; \quad J_x^{II} = 3650 \text{ см}^4; \quad J_y^{II} = 453 \text{ см}^4; \quad W_x^{II} = 397 \text{ см}^3.$$

Максимальная сила, растягивающая или сжимающая дышло (углом наклона дышла к поршневой скалке пренебрегаем), равна полному давлению пара на площадь поршня.

$$P \approx 52900 \text{ кг.}$$

При подсчете  $T$  — суммы инерционных сил, изгибающих дышло, площадь поперечного сечения принимаем постоянной по всей расчетной длине в 3025 мм и

равной  $F^{\text{II}} = 73,5 \text{ см}^2$  (изгибом от собственного веса и от трения в цапфах пренебрегаем).

$$T = \frac{m}{2} \omega^2 r, \quad (1)$$

где:  $m$  — масса дышла  $= \frac{\gamma F^{\text{II}} l_{\text{расч}}}{g} \frac{\text{кг сек}^2}{\text{см}}$ ;

$\omega$  — угловая скорость вращения колес, при скорости паровоза в 60 км/час,

$$\text{равная } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{60\,000}{30 \cdot 1,5 \cdot 60} = 22,2 \frac{1}{\text{сек}},$$

$r$  — радиус кривошипа  $= 38,5 \text{ см}$ ;

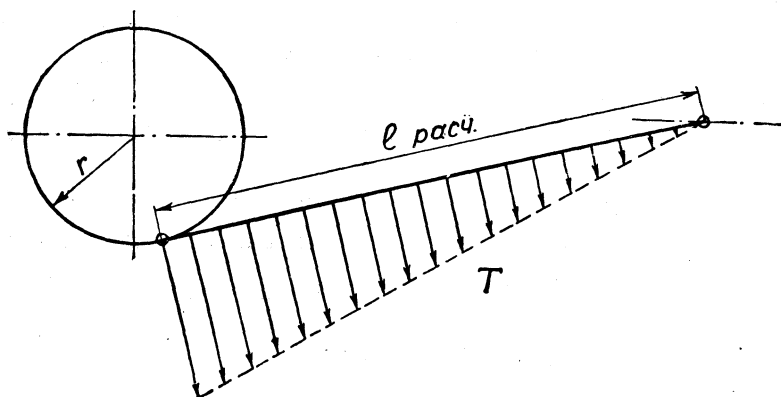
$\gamma$  — удельный вес материала штанги  $= 0,00785 \text{ кг/см}^3$ ;

$g$  — ускорение силы тяжести  $= 981 \text{ см/сек}^2$ ;

$n$  — число оборотов движущих колес в минуту.

Отсюда:

$$T = \frac{0,00785 \cdot 73,5 \cdot 302,5}{981 \cdot 2} \cdot 22,2^2 \cdot 38,5 = 1685 \text{ кг.}$$



Фиг. 199. Схема действия сил инерции.

Изгибающий момент в сечении, расположенном на расстоянии  $x$  от центра крейцкопфного валика:

$$M_x = \frac{T}{3} x \left( 1 - \frac{x^2}{l_{\text{расч}}^2} \right). \quad (2)$$

Наибольшее значение изгибающий момент имеет при  $x = \frac{l}{\sqrt{3}}$ :

$$M_{\text{макс}} = 0,128 T l = 0,128 \cdot 1685 \cdot 302,5 = 65\,300 \text{ кгсм.}$$

В сечении I, в месте перехода штанги в переднюю головку  $x = 36 \text{ см}$ :

$$M^{\text{I}} = \frac{1685 \cdot 36}{3} \left( 1 - \frac{36^2}{302,5^2} \right) = 19\,950 \text{ кгсм.}$$

Таким образом, напряжения в рассматриваемых сечениях будут:

$$k_{\text{сумм}}^{\text{I}} = \frac{52\,900}{65,5} + \frac{19\,950}{340} = 808 + 60 = 868 \text{ кг/см}^2;$$

$$k_{\text{сумм}}^{\text{II}} = \frac{52\,900}{73,5} + \frac{65\,300}{397} = 720 + 165 = 885 \text{ кг/см}^2.$$

Для первого паровоза ФД длина ведущего дышла (фиг. 190)  $l_{\text{расч}} = 3175$  мм, и сечение II было несколько больше; уменьшение высоты штанги по длине дышла от задней головки к передней начиналось, в отличие от вышерассмотренного дышла, только от сечения, лежащего на расстоянии 1800 мм от валика крейцкопфа. В этом случае, при тех же обозначениях, что и выше:

$$F^{\text{II}} = 79,5 \text{ см}^2$$

$$J_x^{\text{II}} = 4160 \text{ см}^4$$

$$J_y^{\text{II}} = 504 \text{ см}^4$$

$$W_x^{\text{II}} = 438 \text{ см}^3.$$

При принятии сечения дышла постоянным по всей длине и равным  $F^{\text{II}}$  сумма сил инерции:

$$T = 1910 \text{ кг};$$

максимальный изгибающий момент:

$$M_{\text{макс}} = 77\,550 \text{ кгсм};$$

напряжение в сечении II:

$$k_{\text{сумм}}^{\text{II}} = \frac{52\,900}{79,5} + \frac{77\,550}{438} = 665 + 177 = 842 \text{ кг/см}^2;$$

изгибающий момент в сечении I:

$$M^{\text{I}} = 22\,650 \text{ кгсм},$$

суммарное напряжение в сечении I:

$$k_{\text{сумм}}^{\text{I}} = \frac{52\,900}{65,5} + \frac{22\,650}{340} = 808 + 67 = 875 \text{ кг/см}^2.$$

Для сравнения приводим подсчитанные таким же образом напряжения в ведущих дышлах наших и американских паровозов (табл. 54), откуда явствует, что напряжения в дышле проектного паровоза лежат в обычных пределах.

Мы ограничились проверкой напряжений по двум сечениям, так как во всех других сечениях при обычной форме штанг, т. е. с убывающей высотой сечения от задней головки к передней, напряжения будут ниже. В штангах, которые выполняются с убывающими сечениями от середины к обеим головкам, например в паровозе ИС, расчетную проверку необходимо производить также и для сечения у задней головки.

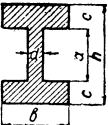
Следует заметить, что произведенный нами расчет в значительной мере условен, так как при максимальной скорости и положении кривошипа, определяющих полученные нами изгибающие напряжения, действительное поршневое усилие значительно меньше взятого нами в расчете. На основании этих соображений на американских заводах принят другой метод расчета дышел: проверка среднего сечения производится на совместное действие изгиба силами инерции и сжатия силой  $P'$ , представляющей некоторую долю полного поршневого усилия,

$$P' = cP, \quad (3)$$

где  $c$  играет роль индикаторного коэффициента.

Сечение у передней головки проверяется только на растяжение силой  $P$ .

Действительно, обращаясь к нашей таблице, мы видим, что для американских паровозов напряжения в среднем сечении, подсчитанные по принятому у нас способу, как правило, выше, чем напряжения в наименьшем сечении у передней головки. При этом у паровозов с максимальным числом оборотов машины в минуту в 280—330 эта разница значительно больше, чем у паровозов с чис-

Тип паровоза	Число оборотов колеса в минуту и скорость в км/час	Диаметр цилиндра $d_{ц}$	Давление пара в котле по манометру $P_k$	Усилие по дышлу (по штоку) $P$	Ход поршня $2r$	№№ сечений					
							$b$	$d$	$a$	$c$	$h$
							см	см	см	см	см
2—3—1	330	63,5	14,8	46 870	71,1	I	8,9	1,27	10,2	3,2	16,6
Mic. Cent.	125					II	8,9	1,27	11	3,2	17,4
2—6—1	281	68,6	15,5	57 300	78,7	I	10,15	1,9	11,4	3,8	19,0
U. P.	90					II	10,15	1,9	13,88	3,81	21,5
1—5—1	245	75,56	15,5	69 500	81,3	I	10,1	1,9	10,8	4,15	19,1
B & O	70					II	10,1	1,9	10,8	4,8	20,4
1—4—2	285	67,0	15	52 900	770	I	11,8	1,2	15,0	1,8	18,6
ИС	100					II	11,8	1,2	15,0	2,50	20,0
						III	11,8	1,2	15,0	2,0	19,0
1—5—1	230	67,0	15	52 900	770	I	10	1,5	13	2,3	17,6
ФД (второй заказ)	60					II	10	1,5	13	2,7	18,4
1—5—0	200	63,5	12,7	40 200	71,1	I	9,5	1,9	8,25	2,85	13,95
ЕФ	50					II	9,5	1,9	9,1	2,85	14,8
1—5—2	227	70	17	65 400	76	I	11	1,5	12	4	20
Т <sup>А</sup>	65					II	11	1,5	13,3	4	21,3
1—5—1	227	70	15	57 600	76	I	10	2	10,2	3,65	17,5
Т <sup>Б</sup>	65					II	10	2	10,2	3,65	17,5
0—5—0	215	65,0	12	39 800	70	I	8	2	6,4	2,3	11
Э <sup>У</sup>	55					II	8	2	6,4	3,3	13
1—3—1	285	57,5	13	33 750	70	I	7,5	1,2	6,4	1,8	10
С <sup>У</sup>	100					II	7,5	1,2	6,4	2,8	12



Площадь сечения $F$	Длина дышла $l_{\text{расч}}$	Момент инерции		Момент сопротивления $W_x$	Напряжение в штанге на разрыв $k_z$	Напряжение на изгиб от инерционных усилий дышла $k_b$	Суммарное напряжение в штанге $k_{\text{сумм}}$	Коэффициент безопасности по Эйлеру $n_z$
		$J_x$	$J_y$					
см <sup>2</sup>	см	см <sup>4</sup>	см <sup>4</sup>	см <sup>3</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	
70,1	305	2 750	376,5	332	670	107	777	1,88
71		3 070	377	353	660	405	1 065	
99,2	383	4 800	672	506	578	100	673	1,75
104		6 550	676	610	550	428	978	
104,2	300	5 000	720	525	665	71	736	2,8
117,4		6 300	830	615	592	231	823	
60,5	385	3 360	495	362	875	96	971	1,9
77,0		4 900	688	490	688	370	1 058	
65,2		3 780	605	400	812	192	1 004	
65,5	302,5	2 990	388	340	808	60	868	2,03
73,5		3 650	457	397	720	165	885	
69,6	327,6	1 810	412	259	578	81,5	659	2,06
71,2		2 090	415	282	565	215	780	
106	303	5 950	889	595	617	47	664	3,21
108,0		7 000	893	650	605	165	770	
93,4	304	3 760	615	430	622	73	695	2,5
93,4		3 760	615	430	622	216	838	
49,6	273	750	201	136,6	805	56	861	2,0
65,6		1 330	285	205	615	216	831	
34,7	235	487	127	97,5	970	86	1 056	1,9
49,7		950	197,5	158	680	280	960	

лом оборотов 200—245; если мы примем для первых  $c=0,4$ , а для вторых  $c=0,7$ ,<sup>1</sup> то, рассчитывая, как сказано выше, среднее сечение по формуле

$$k_{\text{сумм}}^{\text{II}} = \frac{M_{\text{макс}}}{W_x^{\text{II}}} + \frac{cP}{F^{\text{II}}} \quad (4)$$

и наименьшее сечение у передней головки только на разрыв по формуле

$$k_z^{\text{I}} = \frac{P}{F^{\text{I}}}, \quad (5)$$

получим для всех приведенных в таблице американских паровозов оба сечения равнопрочными, с напряжением от 600 до 700 кг/см<sup>2</sup>.

По правилам ARA<sup>2</sup> коэффициент  $c$  принимается равным для курьерских паровозов — 0,3, для пассажирских — 0,4 и для товарных — 0,5.

При этом заметим, что изгибающий момент от сил инерции принято в Америке рассчитывать при числе оборотов машины, значительно превышающем действительное, соответствующее максимальной конструкционной скорости паровоза. Американцы принимают в этом расчете скорость паровоза равной *diametral speed*, т. е. числу английских миль в час, равному диаметру ведущего колеса в дюймах. Это соответствует, например, для товарных паровозов Т<sup>А</sup> и Т<sup>В</sup> с колесами диаметром в 1520 мм (60") 60 милям в час или около 100 км/час, в то время как их максимальная конструкционная скорость равна всего 65 км/час.

У паровозов нашей постройки (за исключением паровоза ИС) подсчитанные нами напряжения у передней головки выше, чем в среднем сечении (суммарное напряжение в среднем сечении весьма близко к напряжению растяжения в сечении у передней головки), т. е., рассчитывая по формулам (4) и (5), получим, что средние сечения значительно прочнее сечений у передних головок.

Следует заметить, что в обоих приведенных способах расчета не учтен дополнительный изгиб, имеющий место при совместном действии продольной сжимающей силы и поперечных инерционных сил. Продольная сила  $P$  действует на плече стрелы прогиба от сил инерции. Так как этот прогиб обычно незначителен, это явление при расчете ведущих дышел следует учитывать только в особых случаях, например, при значительной длине дышла и большом числе оборотов машины. В этих случаях можно также принять во внимание дополнительный прогиб от вибрации дышла, определяя приближенно амплитуду колебания по формуле:

$$\delta = \frac{\Delta}{1 - \frac{T^2}{T_1^2}}, \quad (6)$$

где:  $\Delta$  — прогиб дышла от действия сил инерции,

$T$  — период собственных колебаний дышла,

$T_1$  — период возмущающей силы, т. е. величина, обратная числу оборотов движущих колес в секунду.

Переходим к определению степени безопасности дышла на продольный изгиб в горизонтальной плоскости.

Обычно рассматривают дышло как балку с шарнирно-закрепленными кон-

<sup>1</sup> Что примерно соответствует нормам завода Балдвин, в которых принято, что

$$c = 100 - V_a$$

где  $V_a$  — максимальная конструкционная скорость в милях в часах.

<sup>2</sup> „Locomotive Cyclopedia“ 1930, стр. 643.

цами под действием сжимающей силы  $P$ , принимая момент инерции среднего сечения за расчетный.<sup>1</sup>

Следовательно по Эйлеру для нашего случая имеем:

$$n_3 = \frac{\pi^2 EJ_y^{\text{II}}}{Pl_{\text{расч}}^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 453}{52\,900 \cdot 302,5^2} = 2,03,$$

т. е. коэффициент безопасности лежит в принятых в паровозостроении пределах (табл. 54).

Для дышла паровоза первого заказа получим соответственно:  $n_3 = 2,05$ .

Величину эту надо считать условной, так как способ заделки концов, вследствие большой длины прилегания пальца к головке, значительно отличается от шарнирного. Некоторые авторы<sup>2</sup> считают, что заделку концов скорее следует считать жесткой. При последнем предположении, как известно,  $n_3$  в 4 раза больше величины, приведенной выше, т. е. в нашем случае равно 8,12. Однако эта величина запаса прочности также должна рассматриваться как условная.

Нахождение степени безопасности на продольный изгиб в вертикальной плоскости не может быть произведено по формуле Эйлера, так как отношение длины дышла к радиусу инерции его сечения

$$\frac{l_{\text{расч}}}{\rho} = \frac{302,5}{\sqrt{\frac{3650}{73,5}}} = 43 < 105$$

и критическое напряжение, определенное по Эйлеру, будет на много выше предела упругости, т. е. будет лежать в области, где эйлеровская формула неприменима.

Если мы воспользуемся здесь хотя бы формулой Тетмайера, то получим:

$$n_7 = \frac{3350 - 6,2 \frac{l}{\rho}}{720} = 4,29,$$

где коэффициенты взяты для стали с временным сопротивлением в 6000 кг/см<sup>2</sup>.<sup>3</sup>

В американской практике явление продольного изгиба иногда учитывается „напряжением продольного изгиба“, которое определяется в сечении, лежащем на расстоянии  $0,6 l_{\text{расч}}$  от валика крейцкопфа, отдельно для вертикальной и для горизонтальной плоскостей по формулам:

$$k_v = \frac{\frac{P}{F^{\text{II}}}}{1 - \frac{Pl^2}{4\pi^2 EJ_y^{\text{II}}}} \quad \text{для горизонтальной плоскости} \quad (7)$$

<sup>1</sup> Максимальная величина поправки, полученная нами при введении в расчет штанги как балки переменного сечения, не превышает для рассмотренных нами паровозов 5%.

<sup>2</sup> А. И. Липец. Паровозы Декапод русских каз. ж. д. Нью-Йорк 1920.

<sup>3</sup> Согласно нормам германских железных дорог критическое напряжение, при продольном изгибе для  $\frac{l}{\rho} = 40$ , равняется 3000 кг/см<sup>2</sup> (предел текучести) или  $n_7 = 4,17$ .

$$k_x = \frac{\frac{P}{F^{\text{II}}}}{1 - \frac{Pl^2}{\pi^2 EJ_x^{\text{II}}}} \text{ для вертикальной плоскости,} \quad (8)$$

где обозначения приняты те же, что и выше.

В знаменатель этих выражений входит эйлеровское выражение степени безопасности при продольном изгибе, при чем в горизонтальной плоскости штанга рассматривается как жестко заделанная.

В выражении напряжения для вертикальной плоскости формула Эйлера применена условно; она здесь играет роль поправочного коэффициента и не имеет никакого физического смысла, так как обычные значения  $\frac{l}{\rho}$  лежат в пределах от 35 до 50.

По нормам ARA большее из напряжений  $k_y$  и  $k_x$  не должно превышать  $\frac{1}{6}$  от временного сопротивления, т. е. для Ст5пов — 850 кг/см<sup>2</sup>. Для большинства паровозов  $k_y > k_x$ , при чем  $k_y$  обычно колеблется в пределах от 1,1 до  $1,15 \frac{P}{F^{\text{II}}}$ , а  $k_x$  — от 1,05 до  $1,10 \frac{P}{F^{\text{II}}}$ .

Некоторые американские заводы, например ALCO, при определении напряжений в среднем сечении от изгиба силами инерции и от сжатия силой  $P' = cP$  вводят вместо напряжения  $\frac{cP}{F^{\text{II}}}$  выражение, аналогичное выражению (8) непосредственно в уравнение (4):

$$k_{\text{сумм}}^{\text{II}} = \frac{M_{\text{макс}}}{W_x^{\text{II}}} + \frac{c \frac{P}{F^{\text{II}}}}{1 - \frac{cPl^2}{\pi^2 EJ_x^{\text{II}}}}; \quad (9)$$

при этом значение модуля упругости обычно принимается в 2 100 000 кг/см<sup>2</sup>.

Преимущество принятого у американцев метода подсчета напряжений в среднем сечении штанги с введением коэффициентов  $c$  заключается в том, что он дает картину распределения напряжений по длине штанги, более близкую к действительности, чем наш метод. При введении в наши расчеты коэффициентов  $c$  надо лишь помнить, что величина их определяет точность расчета. Нам думается, что значения  $c$ , равные 0,4 и 0,7, полученные по методу завода Балдвин, при допускаемых напряжениях порядка 800—850 кг/см<sup>2</sup> дают уже достаточно удовлетворительные результаты.

Вообще говоря, штанги ведущих дышел американских паровозов тяжелее как западноевропейских, так и наших. Это можно объяснить тем, что при тяжелом верхнем строении пути в Америке меньше стесняются в вопросах уравновешивания. В последние годы сами американцы обратили внимание на это явление, и некоторые американские инженеры (например Н. Campbell с завода Балдвин) объясняют это „лучшим уходом при эксплуатации европейских паровозов“.

Так как в наших новых паровозах поставлены головки с плавающими втулками, с достаточно большими по сравнению с клиновыми головками зазорами, мы, несмотря на трудности с уравновешиванием, подошли к напряжениям в дышле

достаточно осторожно, не взяв за пример хотя бы паровоз С<sup>у</sup>, у которого суммарное напряжение в сечении I, как это видно из таблицы 54, доходит до 1056 кг/см<sup>2</sup>. При назначении в дышлах паровоза ИС напряжений до 1058 кг/см<sup>2</sup> была применена специальная сталь.<sup>1</sup>

### ПЕРЕДНЯЯ ГОЛОВКА ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА

Рассматривая головку как жесткую раму (фиг. 200), находим напряжение в опасных сечениях I и II.

В месте заделки (сечение III), которое мы взяли в месте перехода к утолщенной части верхнего и нижнего очертания головки, защемляющий момент<sup>2</sup> равен:

$$M_0 = \frac{P(3l^2 - l_1^2)}{24I \left(2 + \frac{hJ_2}{lJ_1}\right)}. \quad (10)$$

Распор  $H$ :

$$H = \frac{P(3l^2 - l_1^2)}{8lh \left(2 + \frac{hJ_2}{lJ_1}\right)}. \quad (11)$$

В нашем случае  $l = 20$  см,  $l_1 = 10,5$  см,  $h = 24,2$  см.

Моменты инерции сечений I и II:

$$J^I = \frac{11,8 \cdot 7^3}{12} = 338 \text{ см}^4; \quad J^{II} = \frac{11,8 \cdot 4,5^3}{12} = 89,5 \text{ см}^4.$$

Моменты сопротивления сечений I и II:

$$W^I = \frac{338}{3,5} = 96,5 \text{ см}^3; \quad W^{II} = \frac{89,5}{2,25} = 39,8 \text{ см}^3.$$

По формулам (10) и (11) имеем:

$$M_0 = 18\,450 \text{ кгсм}; \quad H = 2290 \text{ кг}.$$

Тогда изгибающий момент в сечении II:

$$M^{II} = H \left( h - \frac{m}{2} \right) - M_0 = 28\,950 \text{ кгсм}.$$

Напряжение в крайнем волокне (внутреннем) сечения II:

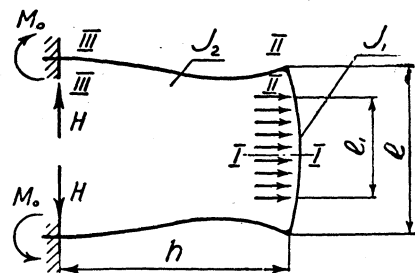
$$k_{\text{сумм}}^{II'} = \frac{52\,900}{2 \cdot 11,8 \cdot 4,5} + \frac{28\,950}{39,8} = 1225 \text{ кг/см}^2.$$

В наружном:

$$k_{\text{сумм}}^{III'} = -230 \text{ кг/см}^2.$$

Изгибающий момент в сечении I:

$$M^I = -Hh + \frac{Pl}{4} + M_0 - \frac{Pl_1}{8} = 158\,000 \text{ кгсм}. \quad (12)$$



Фиг. 200. Схема распределения усилий в рамке передней головки ведущего дышла.

<sup>1</sup> О влиянии зазоров см. F. Kub a. Druckwechsel und Stösse an Kolbenmaschinen. Wien 1931.

<sup>2</sup> См. И. И. Боборыков. „Детали машины“, часть специальная.

Напряжение в крайнем волокне сечения I:

$$k_b^I = \frac{158\,000}{90,5} = 1645 \text{ кг/см}^2.$$

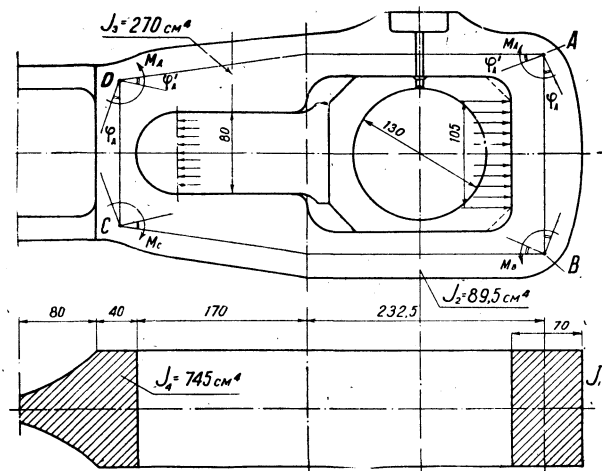
Напряжение в месте заделки опасений не вызывает:

$$k_b^{III} = \frac{18\,450}{39,8} + \frac{52\,900}{2 \cdot 11,8 \cdot 4,5} = 960 \text{ кг/см}^2.$$

Приведенный в таблице 55 аналогичный подсчет для ряда американских паровозов показывает, что обычными напряжениями для сечения I надо считать 1500—1700 кг/см<sup>2</sup> и для сечения II—1200—1300 кг/см<sup>2</sup>, т. е. напряжения в головке нашего дышла вполне допустимы. Однако в головках рассматриваемого типа с прямолинейными очертаниями наиболее опасным является все же сечение II, вследствие возникающих в углах местных перенапряжений, что подтверждается также опытными и эксплуатационными данными.

Из уравнений (10) и (11) явствует, что при усилении сечения I напряжение в сечении II уменьшается (в пределе при  $J^I = \infty$  сечение II работает на чистое растяжение), т. е. сечение I следует брать достаточно жестким.

Из уравнений (10) и (11) явствует, что при усилении сечения I напряжение в сечении II уменьшается (в пределе при  $J^I = \infty$  сечение II работает на чистое растяжение), т. е. сечение I следует брать достаточно жестким.



Фиг. 201. Схема распределения усилий в рамке передней головки ведущего дышла по Mathar'у (указанные размеры не окончательные).

Исследованием прочности головок с прямолинейными очертаниями занимался Mathar. При расчете головок этого типа он рассматривал их как прямоугольную раму с жесткими углами.<sup>1</sup>

При первоначальном расчете мы, следуя Mathar'у, учитывали также деформацию отброшенной на фиг. 200 части головки по схеме, изображенной на фиг. 201.

Неизвестные моменты  $M_A$  и  $M_D$  в точках A и D находим из условия равенства деформаций:

$$\varphi_A = \varphi'_A \text{ и } \varphi_D = \varphi'_D.$$

Для части AB под действием нагрузки P, распределенной на длине  $l_1 = 10,5$  см, угол

$$\varphi_A = \left[ \frac{52\,900}{48} (3 \cdot 20^2 - 10,5^2) - \frac{M_A \cdot 20}{2} \right] \cdot \frac{1}{E \cdot 337} = \frac{3570 - 0,030 M_A}{E}.$$

Для части AD под действием моментов  $M_A$  и  $M_D$  угол

$$\varphi'_A = \left( \frac{2 \cdot 3,2}{89,5} + \frac{17}{337} \right) \cdot \frac{2M_A + M_D}{6E}.$$

Следовательно, первое уравнение для определения  $M_A$  и  $M_D$  получаем в виде:

$$0,322 \cdot \frac{2M_A + M_D}{6} = 3570 - 0,030 M_A.$$

<sup>1</sup> Z d VDI Heft 306.

Таким же образом получаем

$$\varphi_D = \left[ \frac{52900}{48} (3 \cdot 14,5^2 - 8^2) - \frac{M_D \cdot 14,5}{2} \right] \cdot \frac{1}{E 745} = \frac{810 - 0,009 M_D}{E};$$

$$\varphi_D = 0,322 \cdot \frac{2M_D + M_A}{6},$$

откуда второе уравнение для определения  $M_A$  и  $M_D$  будет:

$$810 - 0,009 M_D = 0,322 \frac{2M_D + M_A}{6}. \quad (b)$$

Решая совместно уравнения (a) и (b), получаем:

$$M_A = 30\,400 \text{ кгсм};$$

$$M_D = -7190 \text{ кгсм}$$

(знак минус указывает, что момент  $M_D$  действует в противоположную сторону).

Эпюра моментов для верхней и нижней частей головки дана на фиг. 202.

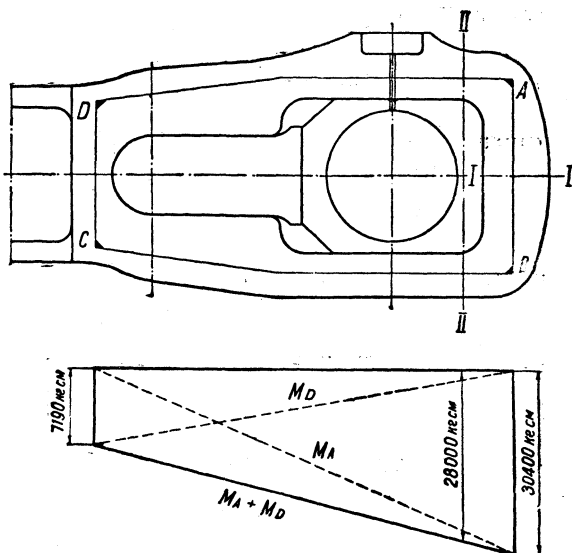
В опасном сечении II величина момента:

$$M^{II} = 28\,000 \text{ кгсм.}$$

Напряжение в крайнем внутреннем волокне:

$$k_{\text{сумм}}^{II'} = \frac{52\,900}{2 \cdot 11,8 \cdot 4,5} + \frac{28\,000}{39,8} = 1202 \text{ кг/см}^2.$$

Эта величина достаточно близка к той, которую мы получили, считая рамку жестко заделанной (по фиг. 200), пренебрегая при этом деформациями отброшенной части головки.



Фиг. 202. Эпюра изгибающих моментов в передней головке ведущего дышла по Mathar'y.

## ЗАДНЯЯ ГОЛОВКА ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА

Существует много способов расчета круглых головок закрытого типа; кроме известного способа расчета головки по Ляме, рекомендованного когда то С. Тимошенко, <sup>1</sup> в большинстве остальных <sup>2</sup> головки рассматриваются как кривые брусья или как круговые кольца. Эти способы различаются между собой, главным образом, законом распределения нагрузки по поверхности головки. Мы остановились на наиболее простом приближенном способе Bernhardt'a, дающем напряжения, весьма близкие к полученным экспериментальным путем при опытах упоминавшегося выше Mathar'a. <sup>3</sup>

Рассматриваем по Bernhardt'у головку как кольцо, растягиваемое силами, как показано на фиг. 203, т. е. полагаем силу  $P$  распределившейся на 2 точки, соответствующие  $\varphi = 70^\circ$  (или  $\varphi = 1,221$  в радианах). Угол  $\varphi$  считаем от I к II.

<sup>1</sup> С. Тимошенко. Курс сопротивления материалов, стр. 373, изд. 1923.

<sup>2</sup> Например у Беке, см. Блейх. Теория и расчет железных мостов. Гострансиздат 1931 г., Bernhardt—Zd VDI—1930 г. № 74, Watzingen, Zd VDI 1909 г., Matsumura, Zd VDI 1909 г.

<sup>3</sup> С. Тимошенко в издании 1930 г., т. II, "Strength of Materials" вместо применения формулы Ляме рекомендует формулы того же Mathar'a.

Неизвестный момент в сечении II определяется при применении теоремы Кастильяно из уравнения:

$$\frac{\partial U}{\partial M^I} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{M_\varphi}{JE} \cdot \frac{\partial M_\varphi}{\partial M^I} r d\varphi = 0. \quad (A)$$

Значение изгибающего момента для  $\varphi$  от 0 до  $70^\circ$ :

$$M_\varphi = -\frac{Pr}{2}(1 - \cos \varphi) + M^I; \quad (13)$$

для  $\varphi$  от  $70^\circ$  до  $\frac{\pi}{2}$ ;

$$M_\varphi = -\frac{Pr}{2}(1 - \cos \varphi_m) + M^I = -\frac{Pr}{2}(1 - \cos 70^\circ) + M^I; \quad (14)$$

тогда  $\frac{\partial M_\varphi}{\partial M^I} = 1$  для всего промежутка от 0 до  $\frac{\pi}{2}$ .

После подстановки значений  $M_\varphi$  и  $\frac{\partial M_\varphi}{\partial M^I}$  в уравнение (A) и интегрирования по интервалам от 0 до  $70^\circ$  и от  $70^\circ$  до  $\frac{\pi}{2}$ , для сечения I,  $M^I$  получает значение:

$$M^I = 0,164 Pr \quad (15)$$

и  $M^{II}$ , для сечения II:

$$M^{II} = -\frac{Pr}{2}(1 - \cos 70^\circ) + 0,164 Pr = -0,165 Pr. \quad (16)$$

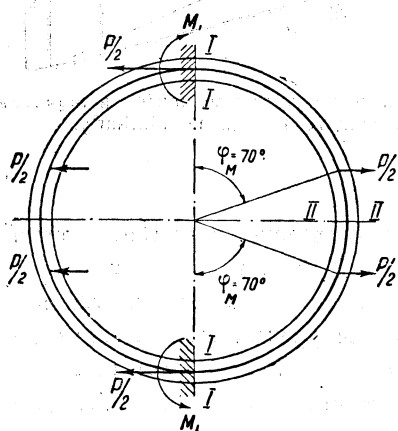
Последняя величина есть значение изгибающего момента во всем интервале  $\varphi$  от  $70^\circ$  до  $\frac{\pi}{2}$ .

Эти значения изгибающих моментов в сечениях I и II для круглой головки непригодны для нашего случая, так как сечения здесь значительно разнятся между собой по величине.

Учитывая это, мы должны были бы наше интегрирование производить при переменном моменте инерции; однако, в виду большой громоздкости получаемых при этом результатов даже при простом законе изменения момента инерции и в виду желания дать возможно простое выражение для  $M^I$  и  $M^{II}$ , мы полагаем момент инерции в интервале от  $\varphi = 0$  до  $\varphi = 45^\circ$  постоянным и равным  $J^I$  и в интервале от  $\varphi = 45^\circ$  до  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  постоянным и равным  $J^{II}$ .

Таким образом, пользуясь уравнением (A), мы получаем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{J^I E} \int_0^{\frac{\pi}{4}} \left[ -\frac{Pr}{2}(1 - \cos \varphi) + M^I \right] r d\varphi + \frac{1}{J^{II} E} \left\{ \int_{\frac{\pi}{4}}^{1,221} \left[ -\frac{Pr}{2}(1 - \cos \varphi) + \right. \right. \\ \left. \left. + M^I \right] r d\varphi + \int_{1,221}^{\frac{\pi}{2}} \left[ -\frac{Pr}{2}(1 - \cos 70^\circ) + M^I \right] r d\varphi \right\} = 0 \end{aligned}$$



Фиг. 203. Схема действия сил в круглой головке.



или

$$\frac{1}{J^I} \left[ -\frac{Pr^2}{2} \left( \frac{\pi}{4} - \sin 45^\circ \right) + M^I r \frac{\pi}{4} \right] + \frac{1}{J^{II}} \left[ -\frac{Pr^2}{2} (1,221 - \frac{\pi}{4}) + \right. \\ \left. + \frac{Pr^2}{2} \left( \sin 70^\circ - \sin \frac{\pi}{4} \right) + M^I r \left( 1,221 - \frac{\pi}{4} \right) - \frac{Pr^2}{2} \left( \frac{\pi}{2} - 1,221 \right) (1 - \cos 70^\circ) + \right. \\ \left. + M^I r \left( \frac{\pi}{2} - 1,221 \right) \right] = 0;$$

откуда

$$M^I = \frac{\frac{Pr}{2} (0,082 + 0,43 \frac{J^I}{J^{II}})}{0,785 \left( 1 + \frac{J^I}{J^{II}} \right)}. \quad (17)$$

Изгибающий момент для какого-либо сечения в интервале от  $\varphi = 0$  до  $\varphi = \frac{\pi}{2}$  получим, подставляя значения  $M^I$  в выражение (13) или (14).

В случае  $J^I = J^{II}$  выражение (17) дает  $M^I = 0,164 Pr$ , чего и следовало ожидать.

В нашем случае имеем для сечения I (фиг. 191):

площадь сечения  $F^I = 89,2 \text{ см}^2$ ,

момент инерции  $J^I = 273 \text{ см}^4$ ,

радиус центра тяжести сечения  $r^I = 17,55 \text{ см}$ .

Для сечения II соответственно:

$F^{II} = 117,3 \text{ см}^2$ ,

$J^{II} = 688 \text{ см}^4$ ,

$r^{II} = 18,59 \text{ см}$  (считая от центра головки).

Вводя в расчет среднее значение радиуса центра тяжести

$$r_{\text{расч}} = \frac{18,59 + 17,55}{2} = 18,07 \text{ см},$$

получим из уравнения (17) значение:

$$M^I = \frac{\frac{Pr}{2} \left( 0,082 + 0,43 \frac{273}{688} \right)}{0,785 \left( 1 + \frac{273}{688} \right)} = 0,115 Pr = 0,115 \cdot 52\,900 \cdot 18,07 = 110\,000 \text{ кгсм}.$$

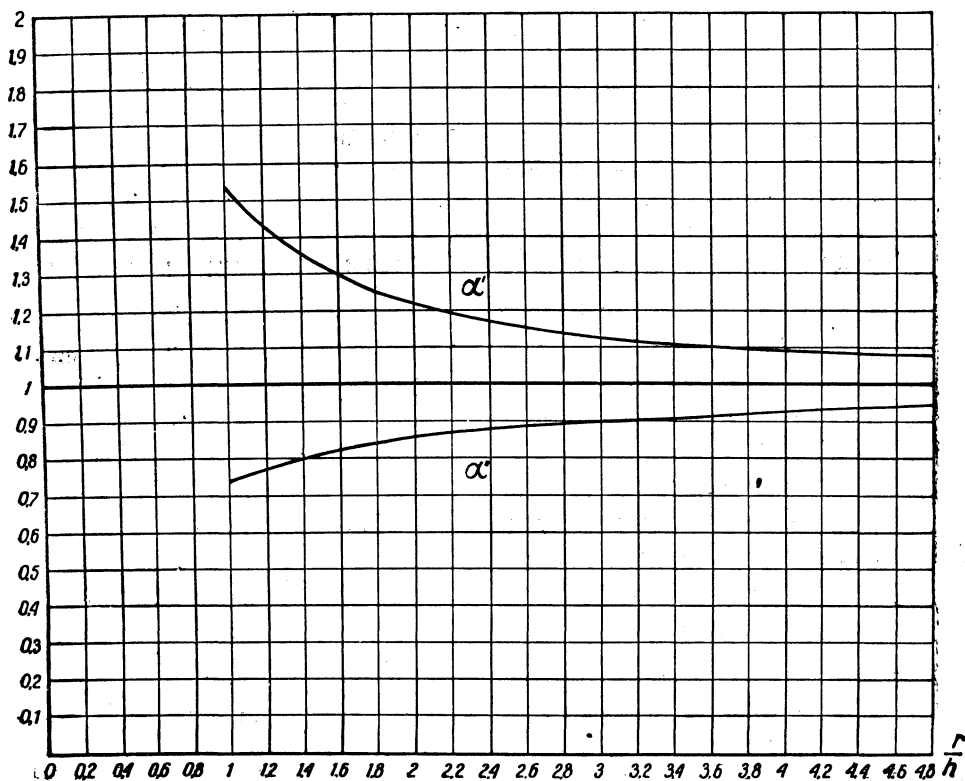
Изгибающий момент в сечении II по уравнению (13):

$$M^{II} = -\frac{Pr}{2} (1 - \cos 70^\circ) + 0,115 Pr = 0,234 Pr = -223\,800 \text{ кгсм}.$$

Таким образом, когда мы усиливаем сечение II, изгибающий момент в сечении I уменьшается, а в сечении II соответственно увеличивается, что характерно для всякой статически неопределимой системы.

При определении напряжения в рассматриваемых сечениях как в кривом бруске мы вместо довольно кропотливого точного способа (нахождения радиуса нейтрального слоя и т. д.) пользуемся введением поправочных коэффициентов на изгибающие напряжения в наружном и внутреннем волокнах, определенные как для простой балки.

Значения этих коэффициентов  $\alpha'$  и  $\alpha''$  (фиг. 204), дающих поправку на гиперболический закон распределения напряжений по сечению (вместо линейного),<sup>1</sup> определены для различных значений  $\frac{r}{h}$  ( $h$  — высота сечения) приведением к прямоугольному сечению. Этот способ весьма упрощает вычисления и дает вполне достаточную точность.



Фиг. 204. Значения коэффициентов  $\alpha'$  и  $\alpha''$  в функции значений  $r/h$ .

Моменты сопротивления сечения II ( $h^{\text{II}} = 8,5$  см):

$$W_{\text{макс}}^{\text{II}} = \frac{688}{18,59 - 14,5} = 168 \text{ см}^3 \text{ (для внутреннего волокна);}$$

$$W_{\text{мин}}^{\text{II}} = \frac{688}{14,5 + 8,5 - 18,59} = 156 \text{ см}^3 \text{ (для наружного волокна);}$$

$$\frac{r^{\text{II}}}{h^{\text{II}}} = \frac{18,59}{8,5} = 2,19; \quad \alpha^{\text{II}'} = 0,865; \quad \alpha^{\text{II}''} = 1,185$$

и соответственно для сечения I ( $h^{\text{I}} = 6,25$  см):

$$W_{\text{макс}}^{\text{I}} = \frac{273}{17,55 - 14,5} = 89,5 \text{ см}^3;$$

$$W_{\text{мин}}^{\text{I}} = \frac{273}{14,5 + 6,25 - 17,55} = 85,3 \text{ см}^3;$$

$$\frac{r^{\text{I}}}{h^{\text{I}}} = \frac{17,55}{6,25} = 2,81; \quad \alpha^{\text{I}'} = 0,89; \quad \alpha^{\text{I}''} = 1,13.$$

<sup>1</sup> Тимошенко и Лессельс. Прикладная теория упругости, стр. 173.

Изгибающие напряжения в сечении II:

$$а) k_b^{II'} = \alpha^{II'} \frac{M^{II}}{W_{\max}^{II}} = -1580 \text{ кг/см}^2,$$

$$б) k_b^{II''} = \alpha^{II''} \frac{M^{II}}{W_{\min}^{II}} = 1240 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжения в сечении I от растяжения и изгиба:

а) на внутренней поверхности:

$$k_{\text{сумм}}^{I'} = \frac{P}{2F^I} + \alpha^{I'} \frac{M^I}{W_{\max}^I} = \frac{52\,900}{2 \cdot 89,2} + 1,13 \frac{110\,000}{89,5} = 295 + 1390 = 1685 \text{ кг/см}^2;$$

б) на наружной поверхности:

$$k_{\text{сумм}}^{I''} = \frac{P}{2F^I} - \alpha^{I''} \frac{M^I}{W_{\min}^I} = -855 \text{ кг/см}^2 \text{ (сжатие)}.$$

В таблице 55 приведены подсчитанные тем же способом напряжения в подобных головках, осуществленных на американских паровозах. В нашем случае напряжения лежат в нормальных пределах, которыми следует считать для головок ведущих дышел:  $k^{I'}$  от 1600 до 2000, для  $k^{II'}$  от 1500 до 1800 кг/см<sup>2</sup>.

Напряжение в сечении III (по масленке) значительно ниже, чем в сечениях I и II, так как изгибающий момент меняет знак при переходе от сечения I к II довольно близко от сечения, соответствующего значению  $\varphi = 45^\circ$ .

По уравнению (13) находим:

$$M^{III} = -\frac{52\,900 \cdot 18,07}{2} (1 - \cos 45^\circ) + 110\,000 = -30\,000 \text{ кгсм}.$$

Для сечения III (фиг. 191):

$$F^{III} = 90,4 \text{ см}^2; J^{III} = 707 \text{ см}^4; W_{\max}^{III} = 173 \text{ см}^3; W_{\min}^{III} = 130 \text{ см}^3; \alpha^{III'} = 1,2; \alpha^{III''} = 0,86;$$

$$k_{\text{сумм}}^{III'} = \frac{52\,900}{2 \cdot 90,4} - 1,2 \frac{30\,000}{173} = 0,$$

$$k_{\text{сумм}}^{III''} = \frac{52\,900}{2 \cdot 90,4} + 0,86 \frac{30\,000}{130} = 405 \text{ кг/см}^2.$$

Следует отметить, что вследствие наличия круглого отверстия местное напряжение у края его значительно выше. Кроме того, сечение III должно обладать достаточной жесткостью.

Приведем аналогичный расчет для головки ведущего дышла первого паровоза ФД (фиг. 190).

Сечение I:

$$F^I = 82 \text{ см}^2; r^I = 17,44 \text{ см}; J^I = 199 \text{ см}^4.$$

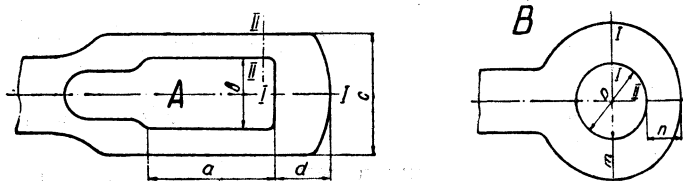
Сечение II:

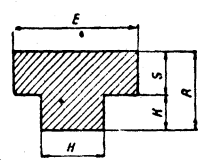
$$F^{II} = 115 \text{ см}^2; r^{II} = 18,46 \text{ см (относительно центра головки)}; J^{II} = 507 \text{ см}^4.$$

$$r_{\text{расч}} = \frac{r^I + r^{II}}{2} = 17,95 \text{ см}.$$

Изгибающий момент в сечении I по уравнению (17):

$$M^I = \frac{Pr}{2} \left( 0,082 + \frac{199}{507} 0,43 \right) \frac{1}{0,785 \left( 1 + \frac{199}{507} \right)} = 0,114 Pr$$

Тип паровоза	Сила по дышлу <i>P</i>	Головка					Сече- ние	<i>E</i> см	<i>H</i> см	
	кг		Тип головки	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>				<i>d</i>
				см	см	см				см
2—3—1 MCRR	46 870	Передняя	<i>A</i>	19,64	15,2	23,4	5,72	I II	11,3 11,3	0 0
		Задняя	<i>B</i>	29,2	3,81	7,3	0	I II	16,5 16,5	0 0
2—6—1 UPRR	57 300	Передняя	<i>B</i>	18,7	5,6	7,32	0	I II	12,7 12,7	0 0
		Задняя	<i>B</i>	28	4,13	7,9	0	I II	23,8 23,8	19 19
1—5—1 В & О RR	69 500	Передняя	<i>A</i>	24,5	17,8	28,6	7,3	I II	12,7 12,7	0 0
		Задняя	<i>B</i>	34,3	5,7	7,7	0	I II	20,2 20,2	0 0
1—4—2 ИС	52 900	Передняя	<i>A</i>	20,7	15,5	24,5	7	I II	11,8 11,8	0 0
		Задняя	<i>B</i>	29	3,5	7,5	0	I II	18 18	12,5 12,5
1—5—1 ФД (второй заказ)	52 900	Передняя	<i>A</i>	20,7	15,5	24,5	7	I II	11,8 11,8	0 0
		Задняя	<i>B</i>	29	6,25	8,5	0	I II	18 18	12,5 12,5
1—5—0 ЕФ	40 200	Передняя	<i>A</i>	18,4	14	22,2	5,7	I II	11,3 11,3	0 0
		Задняя	<i>A</i>	39,05	21,6	29,2	7,3	I II	12,7 12,7	0 0
1—5—2 Т <sup>А</sup>	65 400	Передняя	<i>A</i>	21,5	17,8	28,4	7,5	I II	12,3 12,3	0 0
		Задняя	<i>B</i>	32	5,5	8	0	I II	19 19	0 9,5
1—5—1 Т <sup>Б</sup>	57 600	Передняя	<i>A</i>	19	13,5	23,5	6,5	I II	11,5 11,5	0 0
		Задняя	<i>B</i>	27,5	5,5	7,25	0	I II	18 18	0 10

			Площадь сечения головки <i>F</i>	Момент инерции <i>J</i>	Момент сопротивления <i>W</i>	Изгибающий момент <i>M</i>	Напряжение в головке на разрыв <i>k<sub>z</sub></i>	Суммарное напряжение на внутренней поверхности <i>k'<sub>сумм</sub></i>	Суммарное напряжение на наружной поверхности <i>k''<sub>сумм</sub></i>
<i>K</i>	<i>S</i>	<i>R</i>	см²	см⁴	см³	кгсм	кг/см²	кг/см²	кг/см²
см	см	см							
0	5,72	5,72	64,5	176	61,5	116 000	—	2230	2230
0	4,1	4,1	46,5	65	31,6	33 370	505	1560	550
0	3,81	3,81	62,8	76	40	61 400	375	2050	1040
0	7,3	7,3	120,5	535	146,5	220 600	—	1765	1330
0	5,6	5,6	65,5	185	66	84 350	437	1947	668
0	7,32	7,32	85,8	415	113,5	160 650	—	1770	1190
0,6	3,53	4,13	95,4	140,6	70,3/68,5 <sup>2</sup>	80 500	300	1550	780
4,4	3,53	7,93	167,5	891,0	241/212 <sup>2</sup>	250 000	—	1200	1035
0	7,3	7,3	92,5	415	113,5	196 700	—	2060	2060
0	5,4	5,4	68,5	166,5	61,8	54 800	506	1476	461
0	5,7	5,7	115	311	109	162 000	303	1938	1047
0	7,7	7,7	156	770	200	318 000	—	1800	1415
0	7	7	82,5	338	96,5	158 000	—	1645	1645
0	4,5	4,5	53,2	89,5	39,8	28 950	497	1225	230
3	2,5	5,5	79,8 <sup>1</sup>	188	69/67,5 <sup>2</sup>	105 400	331	2050	1065
5	2,5	7,5	104,8 <sup>1</sup>	469	129,5/120,5 <sup>2</sup>	198 000	—	1790	1440
0	7	7	82,5	338	96,5	158 000	—	1645	1645
0	4,5	4,5	53,2	89,5	39,8	28 950	497	1225	230
3,25	3	6,25	89,2 <sup>1</sup>	273	89,5/85,3 <sup>2</sup>	110 000	295	1685	855
5,5	3	8,5	117,3 <sup>1</sup>	688	168/156 <sup>2</sup>	223 800	—	1580	1240
0	5,7	5,7	64,5	174	61	100 700	—	1925	1925
0	4,1	4,1	46,4	65	31,7	26 000	435	1277	407
0	7,3	7,3	92,7	412	110	153 500	—	1475	1475
0	3,8	3,8	48,2	58,1	30,6	6 800	417	912	78
0	7,5	7,5	92,5	433	115	191 500	—	1970	1970
0	5,3	5,3	65	152,5	57,5	59 900	503	1438	432
0	5,5	5,5	104,2	264	96	146 500	312	1997	1073
3	5	8	123,5	635	235/120 <sup>2</sup>	256 500	—	1275	1850
0	6,5	6,5	75	264	81	125 300	—	1875	1875
0	5	5	57,5	120	48	39 600	500	1365	365
0	5,5	5,5	99	249	90,5	125 500	291	1851	949
2	5,25	7,25	114,5	440	135/110 <sup>2</sup>	186 500	—	1555	1475

<sup>1</sup> Сечение ослаблено кольцевой проточкой, служащей смазочным каналом.

<sup>2</sup> Дробные числа дают значения *W*<sub>макс</sub> и *W*<sub>мин</sub>.

или

$$M^I = 52\,900 \cdot 0,114 \cdot 17,95 = 108\,300 \text{ кгсм.}$$

Моменты сопротивления:

$$W_{\text{макс}}^I = \frac{199}{14,5 + 5,5 - 17,44} = 77,8 \text{ см}^3 \text{ (наружная поверхность);}$$

$$W_{\text{мин}}^I = \frac{199}{17,44 - 14,5} = 67,7 \text{ см}^3 \text{ (внутренняя поверхность);}$$

$$\frac{r^I}{h^I} = \frac{17,44}{5,5} = 3,16; \quad \alpha' = 1,11; \quad \alpha'' = 0,9.$$

Напряжение в сечении I:

$$k_{\text{сумм}}^{I'} = \frac{52\,900}{2 \cdot 82} + \frac{108\,300}{67,7} \cdot 1,11 = 322 + 1775 = 2097 \text{ кг/см}^2 \text{ (внутренняя поверхность);}$$

$$k_{\text{сумм}}^{I''} = \frac{52\,900}{2 \cdot 82} - \frac{108\,300}{77,8} \cdot 0,9 = -830 \text{ кг/см}^2 \text{ (наружная поверхность).}$$

Сечение II:

$$M^{II} = -\frac{Pr}{2} (1 - \cos 70^\circ) + 0,114Pr = -0,215Pr = -0,215 \cdot 52\,900 \cdot 17,95 = -204\,500 \text{ кгсм,}$$

$$W_{\text{макс}}^{II} = \frac{507}{14,5 + 7,5 - 18,46} = 143 \text{ см}^3; \quad W_{\text{мин}}^{II} = \frac{507}{18,46 - 14,5} = 128 \text{ см}^3;$$

$$\frac{r^{II}}{h^{II}} = \frac{18,46}{7,5} = 2,46; \quad \alpha' = 1,16; \quad \alpha'' = 0,88;$$

$$k_b^{II'} = -\frac{204\,500}{128} \cdot 1,16 = -1850 \text{ кг/см}^2 \text{ (внутренняя поверхность);}$$

$$k_b^{II''} = \frac{204\,500}{143} \cdot 0,88 = 1255 \text{ кг/см}^2 \text{ (наружная поверхность).}$$

Сравнивая полученные здесь напряжения с вышеприведенными для измененной головки, а также с напряжениями в подобных же головках, указанными в таблице 55, мы видим, что вследствие более рациональной формы измененная головка при ничтожной разнице в весе испытывает значительно меньшие напряжения. В то время как в первоначальном варианте напряжения  $k^I$  близки к наибольшим, приведенным в таблице 55, после изменения они оказались близкими к наименьшим.

При расчете головки мы не учитывали первоначальных напряжений от запрессовки втулки.

Величина натяга при запрессовке принята в соответствии с американскими стандартами для тугих посадок в 0,00025 диаметра отверстия.<sup>1</sup>

В нашем случае величина натяга  $\delta = 29 \cdot 0,00025 = 0,00725 = 0,008 \text{ см}$ . При этом натяге удельное давление между поверхностями головки и втулки при подсчете по формуле Ламе будет:

$$p = \frac{\delta E}{2b} \cdot \frac{(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}{2b^2(c^2 - a^2)} = 61 \text{ кг/см}^2,$$

где  $E$  — модуль упругости — 2 200 000 кг/см<sup>2</sup>, а значения  $a$ ,  $b$  и  $c$  (радиусов стыковых поверхностей) взяты применительно к первоначальному варианту, при чем  $c$  условно принято соответствующим наименьшему наружному радиусу головки (фиг. 205).

Напряжения при запрессовке будут:

<sup>1</sup> „Tolerances Allowances and Gages for Metal Fits“, изд. 1925 г. А. С. М. Е. наших стандартов в то время не существовало.

а) по внутренней поверхности головки —

$$k_{\text{гол}} = \frac{p(c^2 + b^2)}{c^2 - b^2} = 195 \text{ кг/см}^2;$$

б) по внутренней поверхности втулки —

$$k_{\text{вт}} = \frac{-p2b^2}{b^2 - a^2} = -475 \text{ кг/см}^2.$$

Прессовое давление:

$$P_{\text{пресс}} = pf2\pi bl = 13750 \text{ кг},$$

где:  $l$  — длина запрессовки, равная 16,5 см,

$f$  — коэффициент трения, принимаемый при полированных поверхностях равным 0,15.<sup>1</sup>

Отметим, что дополнительные напряжения в головке от запрессовки полностью компенсируются участием втулки при деформации головки в работе. Действительно, при совместной деформации головки и втулки отношение воспринимаемого втулкой изгибающего момента внешней силы, растягивающей головку, к моменту, воспринимаемому головкой, будет:<sup>2</sup>

$$\frac{M_{\text{вт}}}{M_{\text{гол}}} = \frac{J_{\text{вт}}}{J_{\text{гол}}} \left( \frac{R_{\text{гол}}}{R_{\text{вт}}} \right)^3 = 0,1185,$$

где:  $J_{\text{вт}}$  — момент инерции сечения втулки  $\frac{2^3 \cdot 16,5}{12} = 11 \text{ см}^4$ ,

$J_{\text{гол}}$  — момент инерции сечения головки I, равный 199 см<sup>4</sup> (здесь сечение головки принимаем постоянным),

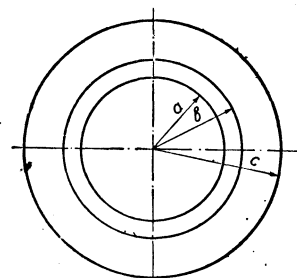
$R_{\text{вт}}$  — радиус центра тяжести сечения втулки = 13,5 см,

$R_{\text{гол}}$  — " " " " головки = 17,44 см,

т. е. изгибающее напряжение в сечении головки I, равное 1775 кг/см<sup>2</sup>, уменьшается на  $1775 \cdot 0,1185 = 210 \text{ кг/см}^2$ , т. е. больше, чем на величину напряжения от запрессовки.

В некоторых головках американских паровозов (например в паровозе 1—5—0 Пенсильванской железной дороги и др.) запрессованные втулки не ставятся. При этом условии напряжения в головках следует назначать более низкие, имея в виду расточку, производимую в эксплуатации для уничтожения овальности при износе.

Высокие напряжения, получаемые при этом способе расчета круглой головки, не представляют особой опасности. Это объясняется тем, что определенные выше напряжения в крайних волокнах быстро убывают к середине сечения и, кроме того, увеличиваются не пропорционально увеличению



Фиг. 205.

<sup>1</sup> Чем лучше обработка под запрессовку, тем выше при тех же натягах прессовое давление. Это обстоятельство можно учесть коэффициентом трения при запрессовке. При запрессовке осей обычно принимают  $f=0,1$ .

<sup>2</sup> См. формулы для определения деформации круглого кольца у Тимошенко и Лессельс. Прикладная теория упругости, стр. 183.

нагрузки, а значительно медленнее, в виду изменения условий прилегания головки к пальцу.<sup>1</sup>

Напряжения в сечении II должны быть взяты несколько меньшими по сравнению с напряжениями в сечении I, так как при увеличении зазора условия работы для сечения II ухудшаются значительно, чем для сечения I.

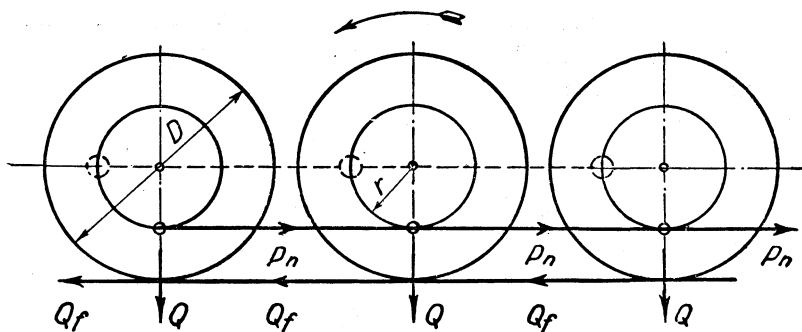
Так, для случая прилегания силы  $P$  в одной точке будем иметь:<sup>2</sup>

для сечения I:  $M^I = 0,182 Pr$ ,

для сечения II:  $M^{II} = 0,318 Pr$ .

#### МЕТОД РАСЧЕТА ШТАНГ СЦЕПНЫХ ДЫШЕЛ

Так как распределение усилия  $P$  от действия пара по статически неопределимой системе сцепных дышел зависит от деформаций всех звеньев системы, включая сцепные цапфы, и от величины зазоров в подшипниках, то практически



Фиг. 206. Усилия по спарникам по сцеплению.

точное определение силы, сжимающей (или растягивающей) отдельное дышло, невозможно.

В обычно принятых расчетах эта сила определяется по сцеплению. В том случае, когда одна сторона находится в мертвом положении и никакого усилия по спарникам не передает, на другой стороне максимальное значение силы по какому-либо сцепному дышлу, как следует из фиг. 206, будет:

$$P_n = \frac{0,3DnQ}{2r}, \quad (18)$$

где:  $D$  — диаметр колеса,  
 $n$  — число осей, приводимых в движение рассматриваемым дышлом,  
 $Q$  — нагрузка на ось,  
 $r$  — радиус кривошипа,  
 $0,3$  — коэффициент трения между бандажом и рельсом.<sup>3</sup>

Напряжение от изгиба силами инерции, если рассматривать дышло как балку с равномерно-распределенной нагрузкой (фиг. 207), при обычном по-

<sup>1</sup> См. вышеупомянутую работу Mathar'a.

<sup>2</sup> Тимошенко — Лессельс. Прикладная теория упругости, стр. 182.

<sup>3</sup> Этот коэффициент принимается некоторыми авторами равным  $1/3$ ; в приказе НКПС (для расчета пальцев) фигурирует величина  $1/3,5$ ; мы пользуемся значением  $0,3$ , средним между ними, принятым также в американской практике.



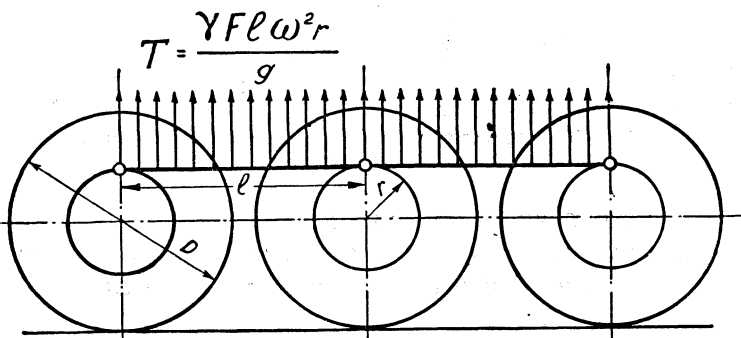
стоянном сечении дышла, будет наибольшим посередине длины и выражается в виде:<sup>1</sup>

$$k_{bx} = \frac{M_x}{W_x} = \frac{\gamma F l^2 \omega^2 r}{8g W_x}. \quad (19)$$

Собственный вес дышла, как при и расчете поршневого дышла, не учитывается.

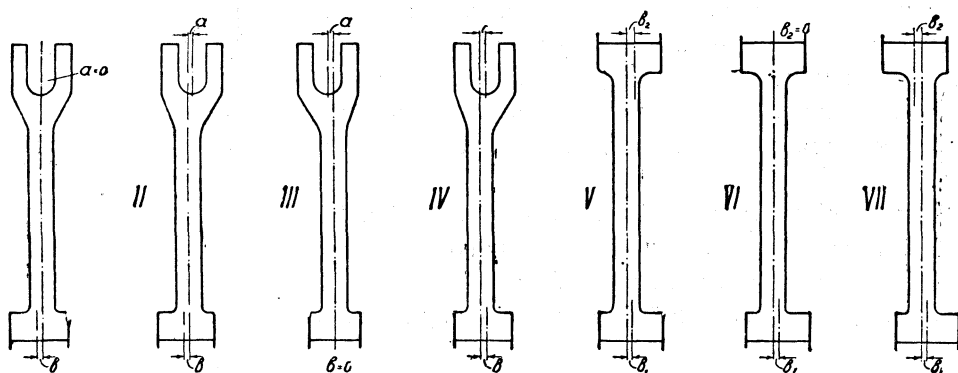
При определении коэффициента безопасности на продольный изгиб в горизонтальной плоскости, по Эйлеру, спарник обычно рассматривается как балка с шарнирно закрепленными концами; при этом коэффициент безопасности, в виду условности входящей в расчет величины силы  $P$ , принимается значительно большим, чем для поршневого дышла, — редко ниже 4.

Кроме изгиба в вертикальной плоскости для дышел с эксцентриситетами имеет место изгиб в горизонтальной плоскости.



Фиг. 207. Центробежные силы на спарниках.

Рассматривая все разновидности возможных сбигов осей штанг относительно середин головок (фиг. 208) и соответствующие им эпюры изгибающих моментов, действующих на дышло в горизонтальной плоскости, в предположении шарнирно закрепленных концов (фиг. 209), мы будем различать сбивку сере-



Фиг. 208. Возможное распределение эксцентриситетов в головках и вилках.

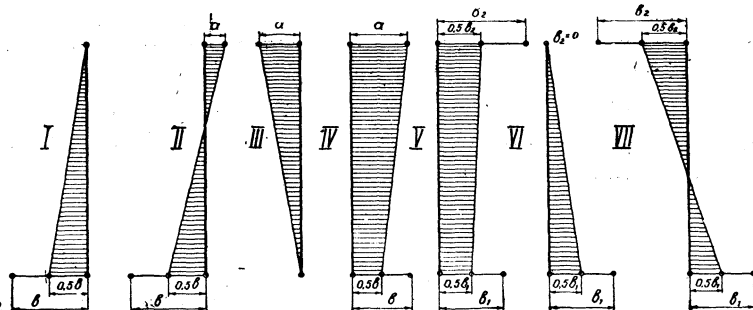
дины вилки от сбивки середины головки относительно оси штанги. Для тех случаев, когда головка снабжена шаровым или цилиндрическим вкладышем, наибольший изгибающий момент будет равен

$$M_e = P_n e, \quad (20)$$

где  $e$  — большая из сбигов в головке и вилке, т. е. большее из значений  $a$  и  $b$ .

<sup>1</sup> Обозначения те же, что и в формуле (1).

цапфе, т. е. равнодействующая реактивного давления упругой опоры сместится в сторону оси штанги.



Фиг. 209. Эпюры моментов при возможных эксцентриситетах  
в головках и вилках.

$$\Delta = \eta b,$$

и принимая значение  $\eta=0,5$ , получим изменение давления по цапфе, изображенное на фиг. 210 для различных значений сбивок оси штанги относительно середины головки.

Тогда значение изгибающего момента от сбивки в головке примет вид:

$$\dot{M}_h = P_n b (1 - \eta) = 0,5 P_n b.$$

Очевидно, если бы мы предположили, что оба конца дышла жестко заделаны, то никакого влияния на прочность дышла эти сби́вки не оказали бы; всякая же возможность поворота конца дышла, при наличии прилегания на некоторой длине, связана с перераспределением давления, т. е. это явление смещения реакции в сторону действующей силы наблюдается также и в вилке; однако, в виду сравнительно незначительной длины прилегания хвостовика к валику, этим смещением можем пренебречь.

Таким образом, возвращаясь к фиг. 208 и 209, мы имеем для определения изгибающего напряжения в горизонтальной плоскости  $k_{by}$ :

1) для дышел с вилкой больший из двух моментов:

$$M_a = P_n a$$

И

$$M_b = 0,5 \text{ } P_n b,$$

2) для дышел с двумя головками больший из двух моментов:

$$M'_b = 0,5 P_n b_1$$

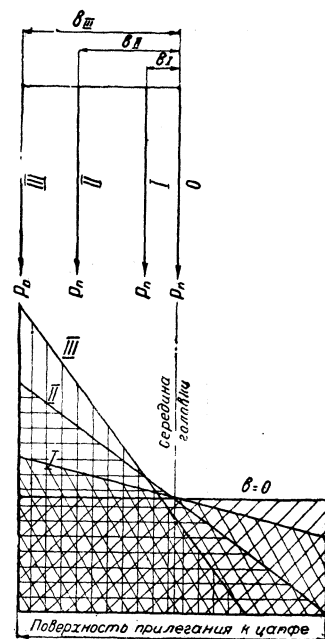
И

$$M''_b = 0,5 P_n b_2,$$

или в общем виде

$$M_e = P_n e,$$

где  $e$  — большая из величин  $a$  и  $0,5b$ , или  $0,5b$ , и  $0,5b$ .



Фиг. 210. Распределения давления по поверхности прилегания подшипника к цапфе при эксцентриситетах различной величины.

При определении наибольшего напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости для предварительного подбора сечения спарника можно пользоваться обычным выражением:

$$k_{by} = \frac{M_e}{W_y}. \quad (21)$$

Для определения максимального суммарного напряжения в штанге необходимо найти алгебраическую сумму обоих изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (максимумы для каждого из них в отдельности нами уже найдены).

Изгибающий момент  $M_x$  от сил инерции:

$$M_x = \frac{Tx}{2} - \frac{Tx^2}{2l},$$

где  $T$  — сумма сил инерции, равная  $\frac{\omega^2 r F l \gamma}{g}$ .

Изгибающий момент  $M_y$  от эксцентриситетов и горизонтальной плоскости:

$$M_y = \frac{M_1 \mp M_2}{l} \cdot (l - x) \pm M_2. \quad (23)$$

Здесь и в дальнейшем мы принимаем, что  $M_1$  — больший из моментов  $M_a$  и  $M_b$  (или  $M'_b$  и  $M''_b$ ), а  $M_2$  — меньший.

В формуле (23) и ниже верхний знак дан для сбивок по одну сторону от оси штанги, а нижний — для сбивок по разные стороны.

Суммарный момент, определяющий изгибающее напряжение в штанге (в обеих плоскостях), для какого-либо сечения можно представить в виде:

$$M_{\text{сумм}} = M_x + M_y \frac{W_x}{W_y} \quad (24)$$

(т. е. мы как бы перевели оба изгиба в вертикальную плоскость, учитывая при этом, конечно, различные моменты сопротивлений сечения  $W_x$  и  $W_y$ ).<sup>1</sup>

$$M_{\text{сумм}} = \frac{Tx}{2} - \frac{Tx^2}{2l} + \frac{W_x}{W_y} \left[ \frac{M_1 \mp M_2}{l} (l - x) \pm M_2 \right]. \quad (24')$$

Приравнявая нулю производную этого выражения по  $x$

$$\frac{dM_{\text{сумм}}}{dx} = \frac{T}{2} - \frac{Tx}{l} - \left( \frac{M_1 \mp M_2}{l} \right) \frac{W_x}{W_y} = 0 \quad (25)$$

и решая это уравнение относительно  $x$ , получим:

$$x = \frac{l}{2} - \frac{M_1 \mp M_2}{T} \cdot \frac{W_x}{W_y}. \quad (26)$$

Подставляя в уравнение (24') найденное значение  $x$ , находим суммарный изгибающий момент, соответствующий наибольшему напряжению на изгиб в обеих плоскостях, в одной краевой точке рассматриваемого сечения.

Нетрудно убедиться, что в том случае, когда полученное нами из уравнения (26) значение  $x$  отрицательно, — момент, соответствующий максималь-

<sup>1</sup> С таким же успехом можно было перевести оба изгиба в горизонтальную плоскость.

ному суммарному напряжению, равен  $M_1$  в горизонтальной плоскости, или  $M_1 \frac{W_x}{W_y}$  при переносе в вертикальную плоскость.

Таким образом, максимальное суммарное напряжение:

$$k_{\text{сумм макс}} = k_z + \frac{M_{\text{сумм}}}{W_x}, \quad (27)$$

при чем  $M_{\text{сумм}}$  определяется из уравнения (24') для  $x$  в пределах от  $\frac{l}{2}$  до 0 и из  $M_{\text{сумм}} = M_1 \frac{W_x}{W_y}$  для  $x$ , получающего в уравнении (26) отрицательное значение.

При более детальном расчете следует, найдя прогиб  $y_m$  от совместного действия сжатия и изгиба, внести сюда еще дополнительный момент от действия сжимающей силы на плече  $y_m$ :

$$M_{\Delta} = P_n y_m. \quad (28)$$

При определении изгибающих напряжений в вертикальной плоскости этого явления мы не учитывали; здесь же оно может иметь в некоторых случаях большее значение.

При определении  $y_m$  для какого-либо сечения пользуемся известным приближенным выражением I. Perry:

$$v_m = y_0 \frac{1}{1 - \frac{P_n}{P'_3}}, \quad (29)$$

где:  $y_0$  — наибольший прогиб от действия моментов  $M_a$  и  $M_b$  для дышел с вилкой, или  $M'_b$  и  $M''_b$  для дышел с двумя головками в этом сечении;

$P'_3$  — критическая сила по Эйлеру, равная  $\frac{\pi^2 EJ}{l_n^2}$  (понимаемая как математическое выражение);

$P_n$  — усилие по дышлу;

$l_n$  — приведенная длина дышла.

Для определения  $y_0$  и  $l_n$  воспользуемся уравнением упругой линии дышла (фиг. 211), рассматриваемого в виде балки с шарнирно закрепленными концами:

$$v_0 = \frac{M_1 l (l-x)}{6EJ_y} \left[ 1 - \frac{(l-x)^2}{l^2} \right] \pm \frac{M_2 l x}{6EJ_y} \left( 1 - \frac{x^2}{l^2} \right). \quad (31)$$

Фиг. 211. Упругие линии штанг при разных эксцентриситетах.

Приравняв нулю первую производную от этого выражения по  $x$ , после сокращений имеем:

$$\frac{dy_0}{dx} = (M_1 \mp M_2) x^2 - 2M_1 l x + l^2 \frac{(2M_1 \pm M_2)}{3} = 0. \quad (32)$$

Определяя отсюда  $x$  и подставляя в уравнение (31), находим  $y_{0\text{ макс}}$ .

$l_n$  — приведенная длина дышла — равна полной длине дышла между центрами цапф для случаев:

- 1) сбивок по одну сторону от оси штанги (фиг. 208<sup>IV</sup>);
- 2) при наличии сбивки только в головке или только в вилке (фиг. 208<sup>I</sup>, 208<sup>III</sup>).

В других случаях, т. е. при сбивках по обе стороны от оси штанги (фиг. 208<sup>II</sup>), считая приближенно, что приведенная длина определяется точкой перегиба упругой линии,<sup>1</sup> находим из условия  $\frac{d^2 y_0}{dx^2} = 0$  значение  $x = l_n$ ;

<sup>1</sup> В данном случае мы как бы разбиваем упругую линию на две ее ветви, границей которых естественно является точка перегиба, и большую из ветвей считаем приведенной длиной штанги.

а именно:

$$l_n = \frac{M_1 l}{M_1 + M_2}. \quad (33)$$

Таким образом все величины, входящие в уравнения (28) и (29), нами определены, т. е. мы можем найти  $M_\Delta$  для любого сечения, а значит и  $M_{\Delta \text{ макс}}$ .

Уравнение (27) для определения максимального напряжения в обеих плоскостях обратится в:

$$k_{\text{сумм}}^I = \frac{P}{F} + \frac{M_{\text{сумм}}}{W_x} + \frac{M_\Delta}{W_y}, \quad (34)$$

где  $M_\Delta$  определен из уравнения (28) при  $x$ , соответствующем  $M_{\text{сумм макс}}$  (уравнение 26). Строго говоря,  $x$ , соответствующий максимальному изгибающему напряжению, при введении в расчет  $M_\Delta$  несколько изменится; однако этим весьма незначительным изменением можем пренебречь.

Остается обратить внимание на то, что уравнение (34) не линейно относительно  $P$ , входящего в выражение  $M_\Delta$ , и следовательно напряжение  $k_{\text{сумм}}^I$  растет быстрее, чем сила  $P$ . Для нахождения предельной величины силы  $P$ , при которой напряжения в крайних волокнах штанги достигают предела текучести, принято пользоваться для стержней средней гибкости коэффициентом  $m$ . Этот коэффициент  $m$  определяется из выражения того же вида, что и выражение (34), в котором  $k_{\text{сумм}}^I$  принимает значение предела текучести:

$$\sigma_{\text{тек}} = \frac{mP_n}{F} + \frac{M'_{\text{сумм}}}{W_x} + \frac{M'_\Delta}{W_y}; \quad (35)$$

где

$$\sigma_{\text{тек}} = 3000 \text{ кг/см}^2 \text{ (для Ст5пов);}$$

$$M'_{\text{сумм}} = \frac{Tx}{2} - \frac{Tx^2}{2l} + \frac{W_x m}{W_y} \left[ \frac{M_1 + M_2}{l} (l - x) \pm M_2 \right],$$

при  $x$ , определяемом из условия

$$\frac{d \left( M'_{\text{сумм}} + \frac{W_x}{W_y} M'_\Delta \right)}{dx} = 0$$

$M'_\Delta$  по аналогии с предыдущим равно:

$$m^2 P_n y_0 \frac{1}{1 - \frac{m P_n}{P_3}}.$$

Таким образом, при этом способе расчета должно одновременно удовлетворять двум условиям: 1)  $n_3$  — запас прочности на продольный изгиб по Эйлеру — должен быть меньше некоторой обычно принятой величины  $C$  и 2) коэффициент  $m$  должен быть меньше некоторой величины  $C_1$ , также определяемой из опыта с осуществленными конструкциями.

Здесь  $n_3$  мы определяем обычным путем, не принимая во внимание влияния эксцентриситетов. Если воспользоваться результатами новейших работ, оценивающих влияние эксцентриситета на продольный изгиб, запас прочности следовало бы определять по эмпирической формуле Е. Chwalla: <sup>1</sup>

$$n'_c = n_3 \frac{1}{1 - 1,5 \frac{\xi}{\rho_y}}, \quad (36)$$

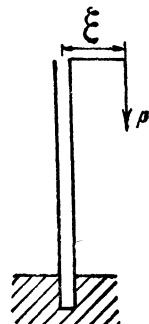
где:  $\rho_y$  — радиус инерции,

$\xi$  — эксцентриситет (фиг. 212).

В наших случаях можно приближенно принять:

1) при односторонних сбивках (фиг. 208<sup>IV, V</sup>)

$$\xi = \frac{a + \frac{b}{2}}{2} \text{ (при наличии вилок)}$$



Фиг. 212.

<sup>1</sup> Е. Chwalla, Die Stabilität zentrich und exzentrisch gedrückter Stäbe aus austahl. Wien 1929; кроме того, Z d VDI 1933, № 23, стр. 610.

или

$$\xi = \frac{b_1 + b_2}{4} \text{ (при двух головках).}$$

2) при сбивках по разные стороны от оси штанги (фиг. 208<sup>II</sup>, VII) большая из двух величин

$$\xi = \frac{a}{2} \text{ и } \xi = \frac{b}{4}$$

или большая из двух величин:

$$\xi = \frac{b_1}{4} \text{ и } \xi = \frac{b_2}{4}.$$

При этом, пользуясь формулой (36), следует в случае 2) принимать вместо  $l$  величину  $l_n$  по уравнению (33). Значение  $n'_c$ , получаемое по уравнению (36), в этом последнем случае может быть больше  $n_3$ , и тогда, конечно, следует принять в расчет величину  $n_3$ , как меньшую.

Приведенные здесь уточнения расчета при обычном выполнении дышел дают сравнительно незначительную разницу по сравнению с расчетом по уравнению (27); в сомнительных же случаях, особенно когда третий член правой части уравнения (34) велик, следует проводить расчет по этому способу, хотя достаточно кропотливому, но более точному.

Из сказанного следует, что распределение общего эксцентриситета между головкой и вилкой будет наивыгоднейшим с точки зрения напряжений в дышле в случае разделения его по разные стороны от оси штанги при  $a = 0,5b$ .

Тогда, имея в виду наше предположение (фиг. 210), получим:

$$M_a = M_b \text{ или } M_1 = M_2.$$

Однако следует помнить, что при этом будет наблюдаться несколько повышенная неравномерность распределения удельного давления по цапфе кривошипа; кроме того указанное распределение сбивок не всегда выполнимо по конструктивным соображениям.

Наиболее невыгодным будет наличие всего эксцентриситета в вилке, имеющейся, однако, на некоторых паровозах.

После этих общих замечаний перейдем непосредственно к расчету штанг.

**Штанга первого сцепного дышла (фиг. 195).** Сила по сцеплению (уравнение 18)  $P_1 = 11\,675$  кг.

Площадь поперечного сечения штанги  $F = 44$  см<sup>2</sup>.

Длина дышла  $l = 138$  см.

Момент инерции в вертикальной плоскости  $J_x = 444$  см<sup>4</sup>.

Момент инерции в горизонтальной плоскости  $J_y = 58,6$  см<sup>4</sup>.

Моменты сопротивления соответственно:

$$W_x = 80,7 \text{ см}^3; W_y = 29,3 \text{ см}^3.$$

Напряжение на разрыв (сжатие):

$$k_z = \frac{P_1}{F} = 265 \text{ кг/см}^2.$$

Угловая скорость вращения колес при максимальной конструктивной скорости паровоза 60 км/час:

$$\omega = 22,2 \text{ сек}^{-1},$$

радиус кривошипа  $r = 38,5$  см,

сумма сил инерции:

$$T = \frac{0,00785 \cdot 44 \cdot 138 \cdot 22,2^2 \cdot 38,5}{981} = 920 \text{ кг.}$$

Максимальный изгибающий момент от сил инерции:

$$M_x = \frac{Tl}{8} = 1590 \text{ кгсм.}$$

Напряжение на изгиб от сил инерции:

$$k_{bx} = \frac{M_x}{W_x} = 197 \text{ кг/см}^2.$$

Эксцентриситет в вилке относительно оси штанги:

$$a = 0,6 \text{ см.}$$

Эксцентриситет в головке (запрессованную втулку считаем здесь и в дальнейшем за одно целое с головкой):

$$b = -1,3 \text{ см.}$$

(Знак минус указывает на сбивку по другую сторону от оси штанги.)

Расчетная сбивка:

$$e = 0,5 b = 0,65 \text{ см.}$$

Расчетный момент:

$$M_e = M_i = 0,65 \cdot 11\,675 = 7600 \text{ кгсм,}$$

Напряжение от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$k_{by} = \frac{M_e}{W_y} = 260 \text{ кг/см}^2.$$

Расстояние от центра цапфы, соответствующее наибольшему суммарному напряжению (см. уравнение 26):

$$x = \frac{l}{2} - \frac{W_x}{W_y} \cdot \frac{M_1 + M_2}{T}.$$

Подставляя известные нам величины

$$M_1 = 7600 \text{ кгсм и } M_2 = 0,6 \cdot 11\,675 = 7000 \text{ кгсм,}$$

получаем:

$$x = \frac{138}{2} - \frac{80,7}{29,3} \cdot \frac{(7600 + 7000)}{920} = 25 \text{ см.}$$

Подставляя это значение  $x$  в уравнение (24<sup>1</sup>), получим наибольший изгибающий момент:

$$M_{\text{сумм}} = \frac{920 \cdot 25}{2} - \frac{920 \cdot 25^3}{2 \cdot 138} + \frac{80,7}{29,3} \cdot \frac{(7600 + 7000)}{138} (138 - 25) - 7000 = 23\,394 \text{ кгсм.}$$

Наибольшее суммарное напряжение в штанге по уравнению (27):

$$k_{\text{сумм}} = k_z + \frac{M_{\text{сумм}}}{W_x} = 265 + \frac{23\,394}{80,7} = 555 \text{ кг/см}^2.$$

Дополнительный момент  $M_{\Delta}$  для  $x = 25$  см будет:

$$M_{\Delta} = 11\,675 \cdot y_m,$$

$$y_m = y_0 \frac{1}{1 - \frac{P_n}{P'}}.$$

Имеем по уравнению (31):

$$y_0 = \frac{138}{6 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 58,6} \left[ 7600 (138 - 25) \cdot \left( 1 - \frac{(138 - 25)^2}{138^2} \right) - 7000 \cdot 25 \left( 1 - \frac{25^2}{138^2} \right) \right] \approx 0,01 \text{ см.}$$

По уравнению (33):

$$l_n = \frac{138 \cdot 7600}{7600 + 7000} = 71,8 \text{ см.}$$

По уравнению (30):

$$P'_s = \frac{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 58,6}{71,8^2} = 248\,500 \text{ кг,}$$

т. е.

$$M_\Delta = 11\,675 \cdot 0,01 \frac{1}{1 - \frac{11675}{248500}} = 130 \text{ кгсм,}$$

и дополнительное напряжение будет:

$$k_\Delta = \frac{130}{29,3} = 4,5 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. в данном случае мы могли бы этого дополнительного напряжения не искать; этого можно было ожидать, приняв во внимание форму упругой линии.<sup>1</sup>

Значение  $n'_c$  по Shwalla из уравнения (36), а также значение  $m$  из уравнения (35) определять в данном случае, очевидно, не имеет смысла.

Запас прочности на продольный изгиб по Эйлеру:

$$n_s = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 58,6}{11\,675 \cdot 138^2} = 5,75.$$

В головке дышла второго паровоза ФД имеется шаровой вкладыш; при этом эксцентриситет равен 0,8 см. Так как разница по сравнению с принятым у нас расчетным эксцентриситетом  $\frac{b}{2}$ , равным 0,65, незначительна, то в пересчете напряжений необходимости нет.

**Штанга второго сцепного дышла (фиг. 192).**

Усилие по дышлу  $P_2 = 23\,350 \text{ кг.}$

Площадь поперечного сечения штанги  $F = 70 \text{ см}^2.$

Длина дышла  $l = 162,5 \text{ см.}$

Моменты инерции  $J_x = 1140 \text{ см}^4, J_y = 146 \text{ см}^4.$

Моменты сопротивления  $W_x = 163 \text{ см}^3, W_y = 58,5 \text{ см}^3.$

Напряжение на разрыв  $k_z = 334 \text{ кг/см}^2.$

Сумма сил инерции  $T = 1730 \text{ кг.}$

Максимальный момент от сил инерции  $M_x = 35\,000 \text{ кгсм.}$

Напряжение на изгиб  $k_{bx} = 215 \text{ кг/см}^2.$

Эксцентриситеты (по одну сторону от оси штанги):

1) в большой головке  $b_1 = -0,025 \text{ см,}$

2) в меньшей головке  $b_2 = -1,575 \text{ см,}$

т. е.

$$e = \frac{1,575}{2} \text{ см.}$$

$$M_e = M_1 = \frac{23\,350 \cdot 1,575}{2} = 18\,400 \text{ кгсм.}$$

<sup>1</sup> Мы не учитываем здесь деформаций, могущих быть в рассматриваемом дышле при отклонении первой или пятой сцепной оси.



$$k_v = 315 \text{ кг/см}^2.$$

$$M_3 = 2630 \text{ кгсм.}$$

$$x = \frac{162,5}{2} - \frac{163}{58,5} \cdot \frac{18\,400 - 2630}{1730} = 55,85 \text{ см.}$$

$$M_{\text{сумм}} = \frac{1730 \cdot 55,85}{2} - \frac{1730 \cdot 55,85^2}{2 \cdot 162,5} + \frac{163}{58,5} \times \\ \times \left[ \frac{18\,400 - 2630}{162,5} (162,5 - 55,85) + 2630 \right] = 67\,800 \text{ кгсм.}$$

$$k_{\text{сумм}} = 334 + \frac{67\,800}{163} = 751 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по Эйлеру:

$$n_3 = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 146}{23\,350 \cdot 162,5^3} = 5,18.$$

Дополнительный момент (приведенная длина  $l = l_n$ )

$$M_{\Delta} = 23\,350 \cdot y_0 \frac{1}{1 - \frac{1}{5,18}},$$

при  $x = 59,75 \text{ см}$

$$y_0 = \frac{18\,400 \cdot 162,5 (162,5 - 55,85)}{6 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 146} \left[ 1 - \left( \frac{162,5 - 55,85}{162,5} \right)^2 \right] + \\ + \frac{2630 \cdot 162,5 \cdot 55,85}{6 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 146} \left[ 1 - \left( \frac{55,85}{162,5} \right)^2 \right] = 0,095 \text{ см,}$$

т. е.

$$M_{\Delta} = \frac{23\,350 \cdot 0,095}{0,807} = 2750 \text{ кгсм.}$$

$$k_{\Delta} = \frac{2750}{58,5} = 47 \text{ кг/см}^2, \text{ т. е. } k'_{\text{сумм}} = 794 \text{ кг/см}^2.$$

Здесь  $k_{\Delta}$  уже несколько больше, однако определять  $m$ , как и выше, нет необходимости. Степень надежности по E. Chwalla определяется при

$$\rho_y = \sqrt{\frac{146}{70}} = 1,445, \quad l_n = l,$$

как:

$$n'_c = 5,18 \frac{1}{1 + 1,5 \frac{1,575}{2 \cdot 2 \cdot 1,445}} = 3,67.^1$$

**Штанга третьего сцепного дышла.** Сечение такое же, как у второго дышла, т. е.  $F, J_x, J_y, W_x, W_y$  — те же, что и выше.

Длина дышла  $l = 126,5 \text{ см}$ ,

$$P_3 = 23\,350 \text{ кг,}$$

$$k_z = 334 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 1350 \text{ кг,} \quad k_{b_x} = 130 \text{ кг/см}^2.$$

Эксцентриситеты:

1) в вилке  $a = 0,4 \text{ см}$ ;

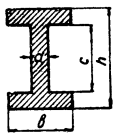
2) в головке  $b = -1,575 \text{ см}$ .

$$M_1 = 18\,400 \text{ кгсм,} \quad M_2 = 9340 \text{ кгсм,}$$

$$k_{b_y} = 315 \text{ кг/см}^2.$$

$x$  — соответствующий  $M_{\text{сумм}}$ :

<sup>1</sup> Коэффициент 2 при величине 1,445 введен здесь в виду применения формулы E. Chwalla для двухшарнирного закрепления.

Тип паровоза	Число оборотов ко- леса в минуту и ско- рость в км/час	Диаметр цилин- дров $d_{ц}$	Давление пара в котле $P_k$	Сила по штоку $P$	Нагрузка на ось $Q$	Ход поршня $2r$	Диаметр колес $D$	№№ дышла					Площадь сече- ния $F$
									$h$	$c$	$b$	$d$	
		см	кг/см <sup>2</sup>	кг	кг	см	см		см	см	см	см	см <sup>2</sup>
2—3—1 MCRR	330 125	63,5	14,8	46 870	28 000	71,1	200,6	{ 1	15,9	10,8	6,4	1,3	46
								{ 2	15,9	10,8	6,4	1,3	46
1—5—1 OCRR	300 90	68,6	14	51 800	22 500	76,2	160,0	{ 1	13,1	13,1	3,55	3,55	46,4
								{ 2	15,9	15,9	4,75	4,75	75,5
								{ 3	15,9	15,9	4,75	4,75	75,5
1—4—2 IC	285 100	67,0	15	52 900	20 000	77,0	185,0	{ 1	13,5	9	7,5	1,0	42,8
								{ 2	17	12	9,0	1,2	59,4
								{ 3	13	9	7,5	1,0	39
1—5—1 ФД (2-й заказ)	230 60	67,0	15	52 900	20 000	77,0	150,0	{ 1	11	11	4	4	44
								{ 2	14	14	5	5	70
								{ 3	14	14	5	5	70
1—3—1 C <sup>y</sup>	285 100	57,5	13	33 757	17 500	70,0	185,0	{ 1	9,5	6,4	6	1,5	28,2
								{ 2	10,2	6,4	6	1,6	32,7
0—4—0 V	240 55	57,5	12	31 160	16 000	65,0	122,0	{ 1	8,4	8,4	3,8	3,8	32
								{ 2	9,2	9,2	3,8	3,8	35
								{ 3	8,4	8,4	3,8	3,8	32
0—5—0 Э <sup>y</sup>	215 55	65,0	12,0	39 800	17 000	70,0	132,0	{ 1	9,4	6,4	5,6	1,6	27
								{ 2	10,5	6,4	6	1,6	34,8
								{ 3	10,5	6,4	6	1,6	34,8
1—5—0 Е <sup>Ф</sup>	200 50	63,5	12,7	40 200	15 520	71,1	132,0	{ 1	9,5	9,5	3,17	3,17	30
								{ 2	13,3	13,3	4,1	4,1	55
								{ 3	13,3	13,3	4,1	4,1	55
1—5—2 Т <sup>А</sup>	227 65	70,0	17,0	65 400	23 000	76,0	152,0	{ 1	14	14	3,5	3,5	49,0
								{ 2	18,5	18,5	4,5	4,5	83,25
1—5—1 Т <sup>Б</sup>	227 65	70,0	15	57 700	20 000	76,0	152,0	{ 1	13,5	13,5	3,5	3,5	47,2
								{ 2	16,5	16,5	4,5	4,5	74,2
								{ 3	16,5	16,5	4,5	4,5	74,2

Длина дышла $l$	Момент инерции		Момент сопротивления		Эксцентриситеты <sup>1</sup>	Сила по дышлу (по сцеплению $\frac{0,3DnQ}{2r}$ )	Напряжение на разрыв $k_z$	Сумма сил инерции $T$	Напряжение на изгиб от сил инерции $k_{bx}$	Напряжение на изгиб от эксцентриситета $k_{by}$	Суммарное напряжение $k_{сумм}$	Отношение длины к радиусу инерции $\frac{l}{r_y}$	Запас прочности по Эйлеру $n_y$
	$J_x$	$J_y$	$W_x$	$W_y$									
см	см <sup>4</sup>	см <sup>4</sup>	см <sup>3</sup>	см <sup>3</sup>	см	кг	кг/см <sup>2</sup>	кг	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>		
208	1 594	110	201	34,7	$\begin{cases} b_1 = -0,635 \\ b_2 = +0,318 \end{cases}$	23 700	515	3 230	420	217	995	134,5	2,33
175	1 594	110	201	34,7	$\begin{cases} a = +0,318 \\ b = 0 \end{cases}$	23 700	515	2 704	294	217	1 077	134,5	3,34
143,0	623	51,3	98,2	28,1	$\begin{cases} a = +0,08 \\ b = +2,26 \end{cases}$	14 175	306	1 990	363	570	1 021	136	3,9
167,5	1 600	142	200	60	$\begin{cases} b_1 = +1,7 \\ b_2 = -0,12 \end{cases}$	28 350	376	3 780	399	400	986	122	3,87
130,0	1 600	142	200	60	$\begin{cases} a = +0,475 \\ b = +1,7 \end{cases}$	28 350	376	2 940	239	403	932	95	6,42
168	1 143	159	169	42,5	$\begin{cases} a = 0 \\ b = -1,4 \end{cases}$	14 420	338	1 990	237	475	880	87	8,45
195	2 561	306	301	68	$\begin{cases} b_1 = -0,2 \\ b_2 = +0,625 \end{cases}$	28 840	400	3 210	261	133	715	86	6,05
159	978	141,5	151	37,8	$\begin{cases} a = 0 \\ b = -0,8 \end{cases}$	14 420	370	1 720	226	153	679	83,5	8,42
138,0	444	58,6	80,7	29,3	$\begin{cases} a = +0,6 \\ b = -1,3 \end{cases}$	11 675	265	920	197	260	555	120	5,75
162,5	1 140	146	163	58,5	$\begin{cases} b_1 = -1,575 \\ b_2 = -0,225 \end{cases}$	23 350	334	1 730	215	315	751	113	5,18
126,5	1 140	146	163	58,5	$\begin{cases} a = +0,4 \\ b = -1,575 \end{cases}$	23 350	334	1 350	130	315	650	87,5	8,55
163,0	330	57,5	69,5	19,4	0	13 875	492	1 150	339	—	831	114	3,38
192,5	446	64,6	88,3	21,3	0	13 875	428	1 575	430	—	858	136	2,72
117,0	190	38,5	45	20,2	$\begin{cases} a = +0,85 \\ b = -0,15 \end{cases}$	9 010	282	614	200	378	707	107	6,77
128,0	246	42,0	53,5	22,1	$\begin{cases} b_1 = -0,4 \\ b_2 = +1,3 \end{cases}$	18 020	490	730	174	530	1 030	116	3,08
100,0	190	38,5	45	20,2	$\begin{cases} a = +1,35 \\ b = 0 \end{cases}$	9 010	282	525	145	602	882	105	9,35
128,7	310	46	64	16,8	$\begin{cases} a = +0,7 \\ b = 0 \end{cases}$	9 620	357	492	124	400	733	99	5,8
143	482	76	92	25,3	0	19 240	554	700	136	—	690	97	4,18
113	482	76	92	25,3	0	19 240	554	550	85	—	639	76,6	6,7
124	208	25,4	44	16	$\begin{cases} a = +0,318 \\ b = -0,955 \end{cases}$	8 650	288	470	165	258	566	135	4,13
142	810	78,7	122	38	$\begin{cases} b_1 = -0,955 \\ b_2 = +0,635 \end{cases}$	17 300	315	995	147	217	555	119	4,9
112	810	78,7	122	38	$\begin{cases} a = +1,27 \\ b = -1,27 \end{cases}$	17 300	315	780	90	580	895	94	7,87
133,5	800	50,2	114	28,7	$\begin{cases} a = 0 \\ b = +1,25 \end{cases}$	13 800	282	1 130	165	278	615	131,5	4,57
160,0	2 380	140	257	62,2	$\begin{cases} b_1 = +1,625 \\ b_2 = -0,625 \end{cases}$	27 600	332	2 300	179	360	703	123,5	4,28
136	720	48	106	27,5	$\begin{cases} a = 0 \\ b = -0,825 \end{cases}$	12 240	260	1 190	190	184	554	134,5	4,58
160	1 685	125	204	55	$\begin{cases} b_1 = -2,2 \\ b_2 = -0,25 \end{cases}$	24 480	330	2 200	173	490	873	123	4,33
123,5	1 685	125	204	55	$\begin{cases} a = 0 \\ b = -0,175 \end{cases}$	24 480	330	1 690	102	39	478	95	5,85

<sup>1</sup> Знак минус (—) показывает сбивку в сторону рамы. Знак плюс (+) показывает сбивку наружу от рамы. Символы:  $a$  — сбивка в вилке дышла, имеющего вилку и головку.  $b$  — сбивка в головке дышла, имеющего вилку и головку.  $b_1, b_2$  — сбивки в головках дышла, имеющего две головки.

$$x = \frac{126,5}{2} - \frac{163}{58,5} \cdot \frac{18\,400 + 9\,340}{1350} = 5,65 \text{ см.}$$

$$M_{\text{сумм}} = \frac{1350 \cdot 5,65}{2} - 1350 \frac{5,65^2}{2 \cdot 126,5} + \\ + \frac{163}{58,5} \left[ \frac{18\,400 + 9\,340}{126,5} (126,5 - 5,65) - 9\,340 \right] = 51\,450 \text{ кгсм.}$$

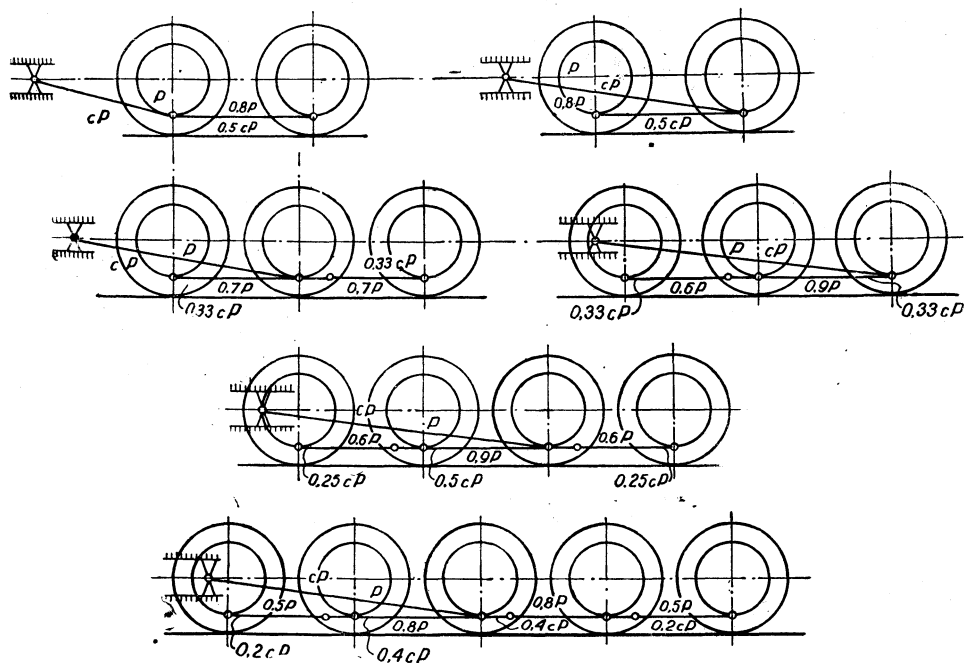
$$k_{\text{сумм}} = 334 + \frac{51\,450}{163} = 650 \text{ кг/см}^2.$$

Запас прочности по Эйлеру:

$$n_{\text{э}} = \frac{3,14^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 146}{23\,350 \cdot 126,5^2} = 8,55.$$

Так как сбивки осуществлены по разные стороны от оси штанги, то дополнительного напряжения  $k_{\Delta}$ , а также  $n'_c$ , как мы видели выше, можно не определять.

В таблице 56 нами приведены напряжения в штангах американских паровозов, подсчитанные таким же образом; на основании этого следует считать, что обычные напряжения  $k_{\text{сумм}}$  колеблются от 700 до 900 кг/см<sup>2</sup>.



Фиг. 213. Схема распределения усилий по спарникам, принятая на заводе Балдвин в США. Усилия, данные в схеме без коэффициента „с“, соответствуют случаю трогания с места. Усилия, данные в схеме с коэффициентом „с“, соответствуют работе паровоза при большой скорости.

Здесь, как и для ведущих дышел (см. стр. 299), сила  $P$  не может иметь места при максимальной скорости; поэтому сцепные дышла в американской практике также принято считать при трогании с места на силу  $P_n$ , а при максимальной скорости — на силу  $P_n c$  с коэффициентом  $c=0,5$  (по АРА).

На заводе Baldwin метод расчета сцепных дышел существенно отличается от этого. Сила  $P_n$ , действующая по дышлу, принимается как часть силы по штоку, при чем как бы учитываются все возможные перегрузки дышла в связи с наличием зазоров, ударов и т. п.

Для каждого типа паровоза существует своя расчетная схема (фиг. 213).

Нетрудно видеть, что для нашего случая первое (пятое) сцепное дышло пришлось бы считать на силу  $0,5 \cdot 52\,900 = 26\,450$  кг (т. е. в 2,27 раза больше  $P_1$ ), а второе и третье дышла — на  $0,8 \cdot 52\,900 = 42\,300$  кг (т. е. в 1,81 раза больше  $P_3$ ). Допускаемое напряжение  $k_z$  при этом принимается равным  $500 - 600$  кг/см<sup>2</sup> (в зависимости от  $\frac{l}{\rho}$ ).

В расчете по Балдвину при максимальной скорости коэффициент  $s$  принимается равным  $100 - V_a$ , где  $V_a$  выражено в милях в час. Суммарное напряжение от изгиба силами инерции и сжатия допускается до  $700$  кг/см<sup>2</sup> ( $10\,000 \frac{\text{фунт.}}{\text{дм}^2}$ ).

### ГОЛОВКИ СЦЕПНЫХ ДЫШЕЛ

Расчет центральной головки (фиг. 214) несколько отличается от расчета, приведенного на стр. 307 и далее. Здесь, принимая во внимание форму головки, можем считать заделку в сечении III соответствующей  $\varphi = 60^\circ$ , в виду весьма большой жесткости этого сечения при наличии хвостовика.

Тогда, пользуясь методом Кастильяно, имеем:

$$\frac{\partial V}{\partial M^I} = \frac{1}{EJ} \int_0^{\frac{\pi}{3}} M_\varphi \frac{\partial M_\varphi}{\partial M^I} ds = 0,$$

$$M_\varphi = -\frac{Pr}{2} (1 - \cos \varphi) + M^I; \quad \frac{\partial M_\varphi}{\partial M^I} = 1 \quad ds = r d\varphi.$$

После интегрирования получаем:

$$M^I r \frac{\pi}{3} = \frac{Pr^2}{2} \left( \frac{\pi}{3} - \sin \frac{\pi}{3} \right).$$

Откуда:

$$M^I = 0,088 Pr$$

(т. е. по сравнению с соответствующим моментом в задней головке ведущего дышла мы имеем здесь уменьшение на 30%). Для сечения II при  $\varphi = 45^\circ$  (фиг. 214) получим:

$$M^{II} = -\frac{Pr}{2} (1 - \cos 45^\circ) + M^I = 0,062 Pr.$$

### Сечение I.

Площадь сечения:  $F^I = 12,5 \cdot 5,5 - \frac{3,14 \cdot 2,5^2}{2} = 58,9$  см<sup>2</sup>.

Центр тяжести сечения от нижней кромки сечения:

$$x = 3,025 \text{ см.}$$

Момент инерции сечения:

$$J^I = 136,1 \text{ см}^4.$$

Моменты сопротивления:

$$W_{\min} = \frac{136,1}{3,025} = 45 \text{ см}^3; \quad W_{\max} = \frac{136,1}{2,475} = 55 \text{ см}^3.$$

Изгибающий момент:

$$M^I = 0,088 \cdot 23\,350 \cdot (15,5 + 3,025) = 38\,050 \text{ кгсм.}$$

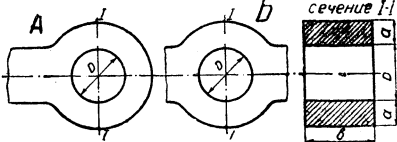
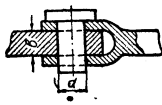
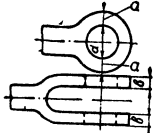
Суммарное напряжение является максимальным на внутренней поверхности ( $\alpha' = 1,11$ ):

$$k'_{\text{сумм}} = 1,11 \frac{38\,050}{45} + \frac{23\,350}{2 \cdot 58,9} = 1140 \text{ кг/см}^2.$$

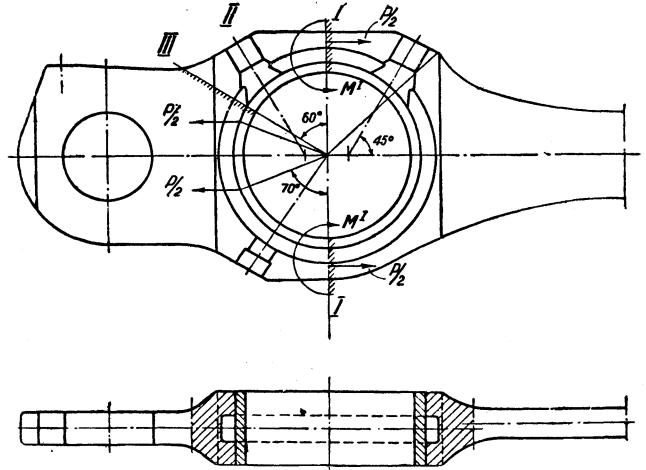
Напряжение на наружной поверхности ( $\alpha'' = 0,9$ )  $k''_{\text{сумм}} = -425 \text{ кг/см}^2$ .

Меньшая головка второго сцепного дышла такой же формы, и расчет ее совершенно аналогичен вышеприведенному.

Головки и вилки

Тип паровоза	Сила по сцеплению $P_n$									
		Тип головки	$D$	$2a$	$b$	$d$	$b$	$2a$	$2b$	$d$
	кг		см	см	см	см	см	см	см	см
1—4—2 ИС	14 420	А	20,5	8,5	10,4	11	5	13,5	5	11,5
	28 840	Б	31	12	12,5	11	5	—	—	—
	14 420	А	18	8	10	—	—	13,5	5	11,5
1—5—1 ФЛ (второй заказ)	11 675	А	18	7	9,4	19	5	11,45	5	9,55
	23 350	Б	31	11	12,5	12	5,9	14,5	5,9	14,5
	23 350	Б	18	8	9,3	—	—	14,5	5,9	12,5
1—5—0 ЕФ	8 650	А	13,3	5,7	7,0	7,6	5	8,25	5,1	8,25
	17 300	Б	26,6	8,9	9,5	10,8	6,9	—	—	—
	17 300	Б	13,3	10,2	8,25	—	—	10,9	6,35	11,6
1—5—2 Т <sup>А</sup>	13 800	А	20,5	10,0	7,0	10	5,9	12,5	4,8	10,7
	27 600	Б	33,5	14	11,4	16	7,4	—	—	—
1—5—1 Т <sup>Б</sup>	12 240	А	17,5	8,8	9,5	10	6,2	12,3	4,8	10,2
	24 480	Б	31	12	14	14	6,4	—	—	—
	24 480	Б	17,5	8,8	13	—	—	18,8	5,8	14,2

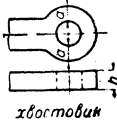
Что касается остальных головок с круговым очертанием (с утолщением сечения II и без утолщения), то расчет их производится по формуле (17). То же относится к хвостовикам и вилкам; однако, принимая во внимание, что наружный радиус во всех проушинах обычно равен диаметру отверстия, т. е. высота сечения I и II равна радиусу отверстия, вполне достаточно ограничиться здесь определением напряжений на разрыв по се-



Фиг. 214. Распределение усилий в центральной головке.

цепных дышел

ТАБЛИЦА 57

		Площадь сечения головки $2F$	Напряже-ние в го-ловке на разрыв $k_z$	Напряже-ние в го-ловке на изгиб $k_b$	Напряже-ние в го-ловке на разрыв и изгиб $k_{сумм}$	Удельное давление на валик по хвостовику $p$	Напряже-ние на раз-рыв в вилке $k_z$	Напряже-ние на раз-рыв в хвостовике $k_z$	Напряже-ние на смятие вилки $k_d$
$2a$	$h$								
см	см	см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>	кг/см <sup>2</sup>
—	—	85	170	1 092	1 262	262	214	—	252
13,5	5	130	222	1 000	1 222	262	—	218	—
—	—	80	181	970	1 151	—	214	—	252
—	—	65,8	177	905	1 082	258	204	—	245
—	—	137,5	198	938	1 140	330	272	—	272
10,5	5	74,4	314	1 030	1 414	—	268	452	312
—	—	40	216	1 360	1 576	228	205	—	205
12	6,9	84,5	205	830	1 035	232	—	208	—
14,4	5	84,2	206	491	697	—	249	240	236
12,5	4,8	70	197	1 133	1 330	234	230	—	268
—	—	160	172	590	762	233	—	217	—
—	—	83,6	146	817	962	198	208	—	251
17	6,4	168	146	528	674	274	—	225	—
10,5	6	114,4	213	516	729	—	225	195	298

чению I. Разрывающее напряжение в этих случаях довольно ясно характеризует суммарное напряжение.

Действительно, напряжение на разрыв:

$$k_z = \frac{P}{2F} = \frac{P}{2bh},$$

где:  $b$  — ширина сечения,

$h$  — высота сечения.

Напряжение на изгиб —

$$k_b = \frac{M}{W} = \frac{0,164Pr}{\frac{bh^2}{6}} \text{ (по Bernhardt'y).}$$

Так как радиус центра тяжести сечения для всех рассматриваемых проушин примерно равен  $1,5h$ , то коэффициент  $\alpha'$ , зависящий от величины отношения  $\frac{r}{h}$ , будет всегда равен для внутреннего волокна 1,32 (фиг. 204). При этом получим, что изгибающее напряжение

$$k_b = 1,32 \frac{0,164P \cdot 1,5 \cdot 6}{bh} = 3,9k_z,$$

т. е. суммарное напряжение в крайнем внутреннем волокне будет (при  $r = 1,5h$ ):

$$k_{\text{сумм}} = 4,9k_z.$$

В таблице 57 приведены напряжения в головках сцепных дышел на разрыв и изгиб и напряжения в хвостовиках и вилках на разрыв для ряда паровозов.

## ПОРШЕНЬ

К поршням паровых машин предъявляются следующие общие требования: 1) герметическое отделение одной половины цилиндра от другой, 2) легкость и прочность конструкции, 3) простота конструкции (отсутствие мелких, легко теряющихся деталей) и 4) надежность соединения со скалкой.

На европейских паровозах так же, как и на паровозах СССР прежних типов (за исключением паровоза серии М и некоторых маломощных паровозов промышленного типа), применяются поршни со штоком, проходящим через сальник как задней, так и передней цилиндровой крышки. Таким образом, передняя часть штока (контр-шток), служит для направления движения поршня, как бы подвешенного на середине скалки.

Применение контр-штока встречает в последнее время ряд возражений, сводящихся в основном к следующему:

1) Контр-шток увеличивает значения сил инерции возвратно-движущихся масс и следовательно отрицательно влияет на горизонтальное равновесие паровоза. Необходимость уравнивания этих добавочных инерционных сил требует увеличения массы противовесов, что нежелательно: на товарных паровозах — в виду сравнительно малого диаметра движущих колес и трудности размещения противовеса в ведущем колесе и на пассажирских паровозах — в виду



необходимости назначения на сцепных колесах больших избытков, вызывающих при больших скоростях значительное увеличение вертикального динамического воздействия на путь. При наклонных цилиндрах большой вес возвратно-движущихся масс отражается на вертикальной динамике еще более отрицательно.

2) Наличие контр-штока, диаметр которого значительно меньше диаметра штока (скалки), не дает оснований ожидать большого увеличения жесткости скалки в отношении изгиба под влиянием веса поршня, и следовательно, нет уверенности в том, что поршень работает действительно в подвешенном состоянии, а не лежит на кольцах.

3) Износ контр-штока, имеющего малую опорную площадь во втулке переднего сальника, так же как и износ самой втулки, будет значительно интенсивней аналогичного износа скалки и втулки заднего сальника. Это заставляет предполагать, что поршень не будет работать в подвешенном состоянии, а приблизится по условиям работы к поршню без контр-штока.

4) Наличие контр-штока вызывает необходимость постановки сальника в передней цилиндровой крышке и тем самым усложняет и удорожает ее изготовление.

5) Несовершенство существующих конструкций сальников, требуя в эксплуатации сравнительно частого ремонта, заставляет искать конструкций, в которых количество сальников было бы уменьшено.

Все указанные соображения, а также и ряд других (более высокая стоимость изготовления, усложнение прессовой посадки поршня при наличии контр-штока и т. п.), явились причиной того, что за границей паровозы без контр-штоков находят очень широкое применение.

Поршни с обычными кольцами и скалками без контр-штоков делаются составными.<sup>1</sup> Обод составного поршня, выполненный из чугуна, соединяется со стальным диском при помощи заклепок или болтов.

Так как в этом случае обод лежит на нижних образующих цилиндра, то в нижней части для уменьшения износа он делается шире, чем в верхней.

Преимущества составных поршней таковы:

- 1) уменьшение возможности задилов внутренней поверхности цилиндра благодаря работе чугуна по чугуну;
- 2) возможность быстрой смены рабочего венца поршня при ремонте;
- 3) возможность установки венцов с различными типами и числом пружинящих колец без смены центральной части поршня (диска).

Недостатком составных поршней надо считать то, что они получают несколько более тяжелыми, чем цельнолитые стальные или штампованные.

Это обстоятельство приобретает особое значение для пассажирских паровозов, где весовые данные имеют первостепенное значение по уже упоминавшимся выше соображениям динамического воздействия на путь. Здесь к применению разъемных поршней нужно подходить более осторожно, и при желательности применения поршней без контр-штоков целесообразно ставить кольца типа Packing Ring.

Все эти соображения, находящие подтверждение в опыте долголетней

---

<sup>1</sup> При применении специальных составных колец Packing Ring поршень может быть цельно-стальным, литым или штампованным.

работы американских паровозов с поршнями разъемного типа, а также отсутствие ко времени постройки первого паровоза ФД эксплуатационного опыта с кольцами Packing Ring послужили причиной выбора для паровоза ФД конструкции составного поршня без контр-штока.

Для сравнения поршней с контр-штоками и без них приводим весовые данные поршней некоторых типов паровозов, при чем для наглядности фактический вес поршней в собранном виде приведен к диаметру цилиндра паровоза ФД и его котловому давлению.

ТАБЛИЦА 58

Вес поршней и скалок ряда паровозов

Тип паровоза	Серия	Действительный вес поршня кг	Действительный вес скалки кг	Приведенный вес поршня <sup>2</sup> кг	Приведенный вес скалки <sup>3</sup> кг	Максимальная конструкционная скорость км/час	Примечание
1—5—1	ФД	217	151	217	151	60	Первый и второй паровозы
1—5—1	ФД	217	173,5	217	173,5	60	Паровозы второго заказа
1—4—2	ИС	200,2	145	200,2	145	100	Первый паровоз.
1—4—2	ИС	169,9 <sup>1</sup>	145	169,9	145	100	Второй паровоз.
0—5—0	ЭУ	132,6	115,0	178,1	154,3	53	
1—3—1	СУ	112,4	105,4	176	165	112	
0—4—0	ОВ	46,1	70,0	103,3	158,2	48	Цилиндр высокого давления.
1—4—0	Щ	46,5	115,9	85,7	213,6	69	Цилиндр высокого давления
2—3—0	К	55,5	100,2	93,8	169,4	100	
1—5—1	Т <sup>Б</sup>	157,0	120,0	154	118,2	65	
0—5—0	Эш	132,35	106,64	177,2	143,2	53	
1—5—2	ТА	157,0	128,3	127	103,5	55	

Применение воронкообразных поршней потребовало иных методов их расчета, так как обычно применяемые для расчета прямых поршней формулы Pfeleiderer'a не дают действительного представления о величине напряжений в воронкообразных поршнях.

Расчет поршней ведется по формулам Otto Reymann'a (см. Z d VDI, 1896, стр. 120). В нашем случае при конструктивно взятых размерах (фиг. 215)  $\alpha$  — угол наклона стенок поршня по отношению к вертикали равен  $31,5^\circ$ , что весьма мало отличается от  $\angle 31^\circ$ , взятого в примере, разбираемом Otto Reymann'ом, и дает основание считать полученные величины достаточно точными.

<sup>1</sup> На втором паровозе ИС поршень был поставлен стальной литой, с кольцами Packing Ring без съемного чугунного обода.

<sup>2</sup> Приведенный вес поршня вычисляется по формуле  $G_{\text{прив}} = G_{\text{дейст}} \frac{d_{\text{ц ФД}}^2 p_{\text{к ФД}}}{d^2 p_{\text{к}}}$ .

<sup>3</sup> Приведенный вес скалки вычисляется по той же формуле.

Напряжения в сечениях, перпендикулярных меридиану — образующей (стремящиеся растянуть стенку диска):

$$k_x = \frac{p_k}{2 \sin \alpha} \cdot \frac{R^2 - x^2}{x \delta} \cdot 1$$

Напряжения в сечениях, параллельных меридиану образующей (расщепление стенки диска):

$$k_y = \frac{p_k x}{\delta \sin \alpha}.$$

Напряжение во втулке поршневой скалки:

$$k' = \frac{1,7 p_k (R^2 - r_n^2) \cos^2 \alpha}{2 r_n \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_n} \right)^2 \right] h \cos \alpha \sin \alpha}.$$

В вышеприведенных формулах:

$x$  — расстояние от оси штока поршня до рассматриваемого сечения в см;

$h$  — длина тумбы поршневого диска в см;

$p_k$  — котловое избыточное давление в кг/см<sup>2</sup>;

$R$  — внутренний радиус цилиндра в см;

$\alpha$  — угол наклона нейтрального волокна стенки к вертикали в градусах;

$\delta$  — толщина стенки диска поршня в рассматриваемом сечении в см;

$r_n$  — наружный, наименьший радиус втулки поршневого диска в см;

$r$  — внутренний, средний радиус втулки поршневого диска в см.

Расчет производим для сечений, расположенных: 1) в точке перехода прямой части стенки к радиусу = 30 мм, т. е. для  $x_1 = 140$  мм и 2) у обода, т. е. для  $x_2 = 275$  мм.

В нашем случае имеем:  $h = 127$  мм;  $p_k = 15$  кг/см<sup>2</sup>;  $R = 335$  мм;  $\alpha = 31,5^\circ$ ;  $\delta_1 = 32$  мм;  $\delta_2 = 25$  мм;  $r_n = 92,5$  мм;  $r = 58$  мм.

Напряжения у втулки:  $k_x = 296$  кг/см<sup>2</sup>;  $k_y = 126$  кг/см<sup>2</sup>.

Напряжения у обода:  $k_x = 75$  кг/см<sup>2</sup>;  $k_y = 317$  кг/см<sup>2</sup>.

Во втулке  $k' = 300$  кг/см<sup>2</sup>.

Произведя аналогичные расчеты для ряда паровозов с воронкообразными поршнями, как американских, так и наших железных дорог, получим данные, приведенные в таблице 59.

Толщина диска в нашем случае точно соответствует стандарту ARA (см. Locomotive Cyclopedia, 1930).

Следует отметить, что обычно применяемая формула Pfleiderer'a (см. Z d VDI, 1910, стр. 317) при расчете по ней воронкообразных поршней дает для напряжений преувеличенные результаты, — так, например, для поршня паровоза T<sup>A</sup> при:

котловом давлении  $p_k = 17$  кг/см<sup>2</sup>;

толщине стенки в рассматриваемом сечении  $\delta = 3,2$  см;

радиусе цилиндра  $R = 35$  см;

наименьшем наружном радиусе втулки поршня  $r_n = 9,75$  см,

<sup>1</sup> Напряжениями изгиба стенки пренебрегаем (см. Тимошенко и Лессельс. Прикладная теория упругости, 1931 г., стр. 22—23).

и, наконец, при радиусе рассматриваемого сечения  $x = 14,5$  см, — рассчитывая по формулам:

$$k_1 = \frac{11,5 p_k}{\delta^2} \cdot \frac{x^2(x - r_n)}{16r_n + 0,1 \frac{x^2}{r_n}},$$

$$k_2 = \frac{0,52 p_k (R^2 - x^2)(x - r_n)}{\delta^2 (0,2x + r_n)};$$

получим:

$$k = k_1 + k_2 = 1427 \text{ кг/см}^2.$$

Если же не принимать во внимание утолщения стенки благодаря радиусу перехода к втулке (как это иногда делают, считая утолщение от переходного радиуса в запас прочности), т. е. для  $x = r_n = 9,75$  см и  $\delta = 3,2$  см, то напряжение  $k$  получается равным  $2500 \text{ кг/см}^2$ .

ТАБЛИЦА 59

Напряжения в поршневых дисках

Тип паровоза	Серия или дорога	$x$ см	$h$ см	$p_k$ кг/см <sup>2</sup>	$R$ см	Угол $\alpha$	$\delta$ см	$r_n$ см	$r$ см	$k_x$ кг/см <sup>2</sup>	$k_y$ кг/см <sup>2</sup>	$k'$ кг/см <sup>2</sup>
1—5—2	Т <sup>А</sup>	14,5 30,0	12,7	17	35,0	31°45'	3,2 2,2	9,75	6,04	324 112	155 414	406
1—5—0	Е <sup>Л</sup>	13,9 24,8	11,4	12,7	31,75	32°15'	2,9 2,0	8,57	4,8	250 116	125 342	237
2—4—0	М	10,2 22,5		13	27,0	36°	2,8 2,0	7,75	4,4	250 55	87 248	194
2—4—2	G. N.	14,7 24	14	17,6	35,5	32°30'	3,6 2,5	9,5	6,5	324 187	134 314	441
1—4—2	ИС	14,0 27,5	12,75	15	33,5	31°30'	3,2 2,5	9,25	5,8	296 75	126 317	300
2—3—1	B. & O.	14,3 27	12,7	16,2	34,3	31°	2,5 1,7	9,5	6,45	428 259	180 500	382
0—5—0	Э <sup>У</sup>	11,4 26,2	11,5	12	32,5	24°10'	3,8 2,5	8,0	4,5	316 84	89 308	362
1—5—1	Т <sup>Б</sup>	14,5 30,0	12,7	14	35,0	31°45'	3,2 2,2	9,75	6,04	261 92	128 341	334
1—5—1	ФД	14,0 27,5	12,75	15	33,5	31°30'	3,2 2,5	9,25	5,8	296 75	126 317	300
2—4—2	A. T. & S. Fe.	15,5 30,5	14	14,8	38,1	32°30'	4,0 2,5	10,2	6,5	270 95	107 336	314
2—4—1	U. P.	14,7 28,8	17,8	14	36,8	31°30'	3,6 2,5	9,5	6,47	288 98	109 309	271
1—5—1	U. P.	15,7 29,2	17,8	13,7	38,1	31°30'	3,2 2,2	10,1	6,47	315 122	129 353	242

Вообще говоря, толщина стенок воронкообразных поршневых дисков может быть меньше, чем при плоских дисках, в отношении  $1:\cos^2(90-\varphi)$ , где  $\varphi$  — половина угла у вершины конуса.<sup>1</sup>

Напряжение в заклепках, прикрепляющих кольцевой обод (венец) к диску поршня, определяется по формуле:

$$k_z = \frac{P}{\Sigma f},$$

где  $P = p_{кр}(R^2 - x^2) = 17\,280$  кг, является давлением, приходящимся на кольцевой обод (венец), а  $\Sigma f = 25 \cdot f = 70,9$  см<sup>2</sup> — суммарная площадь сечения 25 заклепок; тогда  $k_z = 244$  кг/см<sup>2</sup>.

При аналогичном расчете для паровоза 2—4—2 ALCO<sup>2</sup> имеем:

$$P = 17\,690 \text{ кг}; \quad \Sigma f = 73,7 \text{ см}^2; \quad k_z = 240 \text{ кг/см}^2.$$

Ширина поршня меняется, как в зависимости от предполагаемой работы его в подвешенном или опорном состоянии (с контр-штоком или без него), так и в зависимости от типа, количества и размеров поршневых колец.

Подсчеты, произведенные для 25 различных типов паровозов железных дорог СССР и США, показывают, что отношение диаметра цилиндра к ширине поршня колеблется в довольно широких пределах — от 3,9 до 7,8.

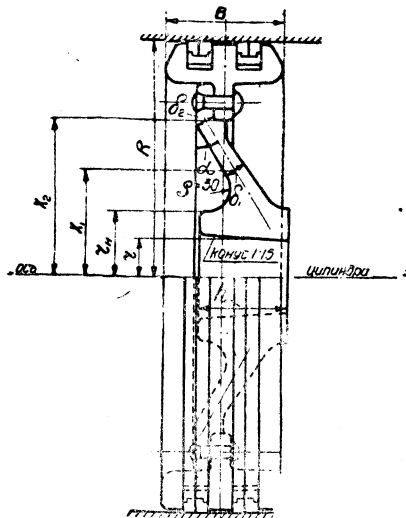
В зависимости от принятых размеров поршневых колец (см. ниже) для паровоза ФД было принято  $B = 172$  мм, при этом  $\frac{d_{ц}}{B} = 3,9$ .

Диаметр поршня меньше диаметра цилиндра и составляет в среднем (в зависимости от типа колец)  $0,977\text{—}0,997d_{ц}$ . В таблице 60 помещены рекомендуемые ARA<sup>3</sup> размеры поршневых дисков для различного диаметра цилиндров (фиг. 215).

ТАБЛИЦА 60

Размеры поршневых дисков, рекомендуемые ARA

2 R		2 r <sub>н</sub>	h	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
мм	дм.	мм	мм	мм	мм
584,2	23	171,5	127,0	31,75	25,4
609,6	24				
635,0	25				
660,4	26	177,8	127,0	31,75	
685,8	27				
711,2	28				
736,6	29	190,5	139,7	36,5	
762,0	30				
787,4	31	203,2	139,7	39,7	



Фиг. 215. Поршень.

Допуски для обработки как поршня, так и других рассматриваемых нами деталей наиболее хорошо разработаны Пенсильванской железной дорогой.<sup>4</sup>

<sup>1</sup> А. Польгаузен. Детали машин, 1923 г., вып. IV, стр. 225.

<sup>2</sup> „Locomotive Cyclopedia“, 1930, стр. 251, фиг. 249.

<sup>3</sup> „Locomotive Cyclopedia“, 1930, стр. 591, фиг. 1259.

<sup>4</sup> „Подвижной состав“ 1931 г., № 6, стр. 17—19.

Наружный диаметр чугунного диска поршня принимается меньше диаметра цилиндра на 0,03" (0,762 мм) и может отличаться от чертежного размера не более чем на  $\pm 0,005"$  (0,127 мм); наружный диаметр стального диска должен быть меньше диаметра цилиндра на 0,187" (4,749 мм) и может отличаться от чертежного размера так же, как и при чугунном диске, не более, чем на  $\pm 0,005"$  (0,127 мм). Принятая на заводе Балдвин разница между наружным диаметром диска и диаметром цилиндра указана в таблице 61.

ТАБЛИЦА 61

Разница между диаметрами цилиндра и поршневого диска по нормам завода Балдвин

Диаметр цилиндра		Разница в диаметрах цилиндра и поршневого диска
дм.	мм	мм
20 и менее	< 508,0	0,794
21 до 26	533,4 до 660,4	1,588
27 до 32	685,8 до 830,0	2,381
33 и выше	838,2	3,175

Для обеспечения прочности в работе и надежности при прессовой насадке на шток диск поршня изготовлен из литой стали следующего состава:

$$\begin{aligned} \text{Mn} &\geq 0,85\%, \\ \text{P} &\geq 0,05\%, \\ \text{S} &\geq 0,05\%, \\ \text{C} &= 0,22-0,35\%. \end{aligned}$$

## ПОРШНЕВЫЕ КОЛЬЦА

Опытные данные Пуальона<sup>1</sup> показывают, что нажатие поршневых колец на стенки цилиндра может иметь значительно меньшую величину, нежели упругость рабочего пара.<sup>2</sup>

Необходимо указать, что применение в кольцах повышенного удельного давления —  $p_a > 0,5 \text{ кг/см}^2$  — не может считаться правильным, так как ведет к быстрому износу колец и к высоким напряжениям в их материале при работе. Нельзя также согласиться с применением удельного давления  $< 0,10-0,15 \text{ кг/см}^2$  за невозможностью гарантировать в течение длительного времени работы достаточно надежное разделение обеих половин цилиндра. Применение низких удельных давлений за счет снижения разности в диаметрах кольца в свободном и рабочем состоянии (малая разводка) вызывает опасные напряжения в материале колец при надевании их на поршень. Во избежание этого кольца приходится изготовлять очень тонкими, что в свою очередь делает их непригодными для длительной работы.

Эти соображения, а также пробные расчеты существующих типов поршневых колец ряда американских паровозов и указания многих авторов<sup>3</sup> позволили

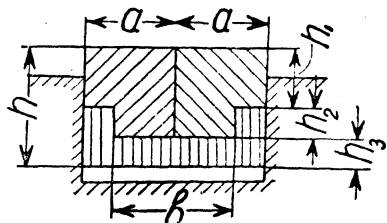
<sup>1</sup> Проф. Мухачев. Паровозы, 1927 г., вып. I, стр. 276.

<sup>2</sup> Там же, стр. 236.

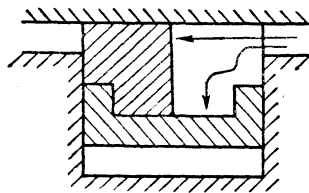
<sup>3</sup> Г. О. Шуман. Конструирование и расчеты, 1932 г., т. II, стр. 307; В. А. Скоблов. Примеры расчета паровых машин, 1926 г., стр. 49; А. Польгаузен. Детали машин, 1923 г., вып. IV, стр. 224.

нам принять в качестве расчетного удельное давление колец на стенки цилиндра —  $p_a$  в пределах от 0,20 до 0,25 кг/см<sup>2</sup>.

Недостатком применявшихся до сих пор поршневых колец является наличие замковых устройств, ослабляющих сечение кольца, вызывающих излишнюю обработку, а следовательно и удорожание изделия, и не предотвращающих в достаточной степени проток пара на нерабочую сторону поршня. Поэтому



Фиг. 216. Кольца сист. Штарева.



Фиг. 217. Стык колец сист. Штарева.

в проектном паровозе применены кольца нового типа, конструкция которых была предложена слесарем депо Буй Северных железных дорог т. Штаревым.

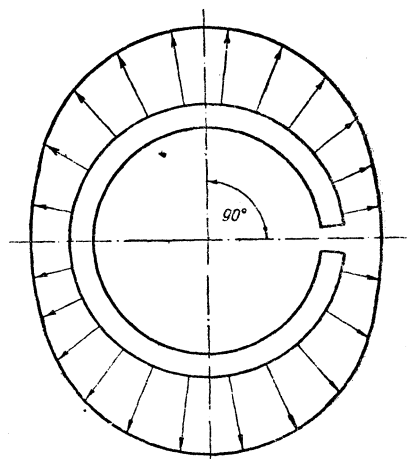
Они представляют собой два пружинящих кольца, связанных в одно целое третьим, так называемым „плавающим кольцом“ (обоймой), прижимающим оба верхних кольца к стенке цилиндра (фиг. 216).

Оба верхних кольца, так же как и охватывающее их нижнее кольцо, не имеют никаких замковых устройств и допускают в сжатом (рабочем) состоянии наличие незначительного зазора между концами (в стыке).

Проток пара на нерабочую сторону поршня устраняется размещением стыков всех трех колец под углом 120° один относительно другого. Это не дает пару возможности проникнуть через зазоры в верхних кольцах; нижнее же кольцо, будучи утоплено в канавке кольцевого обода (венца) поршня, также устраняет протекание пара (фиг. 217) на нерабочую сторону поршня.<sup>1</sup>

Следует однако отметить, что применение колец Штарева, ширина которых значительно больше, чем колец обычного типа, вызывает необходимость значительного уширения кольцевого обода поршня, что приводит к нежелательному увеличению его общего веса.

Лучшими, с точки зрения постоянства удельного давления по всей поверхности соприкосновения кольца со стенкой цилиндра, являются кольца с переменной толщиной, так как удельное давление пружинящего разрезного кольца с постоянной толщиной имеет наибольшее значение в части, расположенной под углом 90° к оси, проходящей через стык концов кольца, и наименьшее — в части, противоположной стыку и в самом стыке (фиг. 218).



Фиг. 218. Эпюра удельного давления колец с постоянной толщиной.

<sup>1</sup> На фиг. 217 в верхнем правом кольце в незаштрихованном месте показан стык (зазор).

Однако сложность изготовления колец с переменной толщиной, требующего сбивки центров при обточке наружной и внутренней поверхностей, до сих пор служит препятствием к широкому их применению, и по настоящее время поршневые кольца преимущественно делаются постоянного сечения. Кольца конструкции Штарева, вследствие расположения стыков в трех равномерно удаленных одна от другой точках (фиг. 219), способствуют выравниванию величины удельного давления по всей площади прилегания колец к цилиндру, что также побуждало к применению их предпочтительно перед кольцами других типов.

Расчет колец ведем по формулам К. Reinhardt'a,<sup>1</sup> принимая принцип независимости удельных давлений верхних и нижнего колец.

В расчете приняты следующие обозначения:

$d_{св}$  — диаметр нейтрального слоя кольца в свободном состоянии в см;

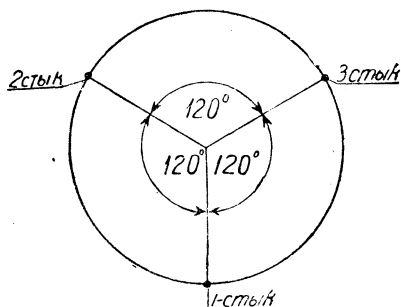
$d_p$  — диаметр нейтрального слоя кольца в рабочем состоянии в см;

$a$  — величина прореза в свободном состоянии в см;

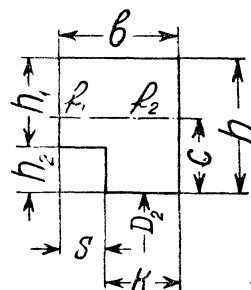
$r_a$  — наружный радиус кольца в рабочем состоянии в см;

$r_T$  — радиус центра тяжести (нейтрального слоя) поперечного сечения кольца в рабочем состоянии в см;

$p_a$  — удельное давление между кольцом и стенкой цилиндра в кг/см<sup>2</sup>; геометрические размеры кольца см. на фиг. 220.



Фиг. 219. Расположение стыков колец.



Фиг. 220. Верхнее пружинящее кольцо.

Принимаем:  $b = 18$  мм;  $h_1 = 12$  мм;  $h_2 = 6$  мм;  $h = h_1 + h_2 = 18$  мм;  $k = 12$  мм;  $s = 6$  мм;  $p_a = 0,1$  кг/см<sup>2</sup>;  $d_{ц} = 670$  мм;  $d_{порш} = 668,5$  мм.

Расстояние от нижней кромки кольца до центра тяжести сечения:

$$c = \frac{\Sigma f \cdot c}{\Sigma f} = \frac{2,708}{2,88} = 0,94 \text{ см.}$$

Таким образом, диаметр нейтрального слоя сечения кольца в рабочем состоянии будет:

$$d_p = d_{ц} - 2(h - c) = 670 - 2(18 - 0,94) = 652,8 \text{ мм.}$$

Момент инерции сечения кольца относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения:

$$J = 0,7218 \text{ см}^4.$$

Для упрощения дальнейших расчетов приводим площадь сечения нашего кольца к прямоугольной форме с моментом инерции, равным моменту инерции

<sup>1</sup> Z d VDI, 1901, стр. 232—239 и 373—379.



нашего сечения. При сохранении высоты кольца  $h$  равной 18 мм, приведенная ширина кольца определится из уравнения:  $J = \frac{b_1 h^3}{12} + b_1 \left(c - \frac{h}{2}\right)^2$ ; откуда, подставляя известные величины, получим:

$$b_1 = \frac{0,7218}{0,4876} \approx 1,5 \text{ см.}$$

Величина прореза в свободном состоянии кольца:

$$a = 4,71 \frac{2r_a r_\tau^3 12 p'_a}{h^3 E} = \frac{113,04 r_a r_\tau^3 p'_a}{h^3 E},$$

где  $p'_a$  — приведенное удельное давление для кольца прямоугольного сечения, определяемое из равенства:  $p'_a b_1 = p_a b$ , откуда  $p'_a = \frac{p_a b}{b_1} = \frac{0,1 \cdot 1,8}{1,5} = 0,12 \text{ кг/см}^2$ ;

$E = 8 \cdot 10^5 \text{ кг/см}^2$  — модуль упругости для чугуна.

Тогда имеем:

$$a = \frac{113,04 \cdot 33,5 \cdot 32,64^3 \cdot 0,12}{1,8^3 \cdot 800\,000} = 3,39 \text{ см.}$$

Диаметр нейтрального слоя кольца в свободном состоянии:

$$d_{св} = d_p + \frac{42,864 r_a p_a r_\tau^3}{h^3 E} = 665,6 \text{ мм.}$$

Напряжение кольца в работе:

$$k_b = 12 p_a \frac{r_\tau^2}{h^2} = 12 \cdot 0,1 \frac{32,64^2}{1,8^2} = 395 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение в волокне, наиболее удаленном от центра тяжести сечения:

$$k'_b = k_b \frac{r_a}{r_\tau} = 395 \frac{33,5}{32,64} = 405 \text{ кг/см}^2 < 1100 \text{ допустимого.}$$

В данном случае наиболее опасным будет напряжение наружных волокон, испытывающих растяжение, в то время как внутренние волокна, хотя и более удаленные от центра тяжести, испытывают напряжение сжатия, которое допускается для чугуна в три раза большее, чем напряжение растяжения.

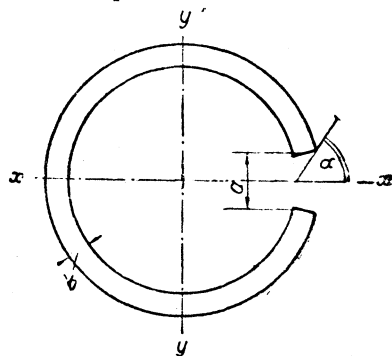
Напряжение в кольце при надевании его на поршень определяем по формуле:

$$\sigma_b = \frac{\Delta y_{\pi/2} E}{n R_\tau \left( \frac{2 R_\tau}{h} - 1 \right)},$$

$$\begin{aligned} \text{где: } 2 \Delta y_{\pi/2} &= (d_{\text{порш}} + 2c) - d_{св} = \\ &= (668,5 + 2 \cdot 9,4) - 665,6 = 21,7 \text{ мм} \end{aligned}$$

( $\Delta y_{\pi/2}$  есть разность в диаметрах нейтрального слоя кольца при надевании его на поршень и в свободном состоянии);

$n$  — коэффициент, зависящий от угла  $\alpha$  — приложения силы при надевании кольца на поршень (см. табл. 62 и фиг. 221).



Фиг. 221. Надевание кольца.

<sup>1</sup> Z d VDI, 1901, стр. 373.

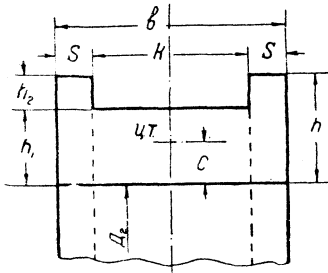
Значения коэффициента  $n$  в зависимости от угла надевания кольца

$\alpha$	0°	7°	15°	30°	45°	60°	90°
$n$	0,5	0,62	0,76	0,884	0,95	0,965	0,993

В нашем случае, принимая  $n = 0,884$  и имея:

$$R_r = r_r + \frac{r_r r_a k_b}{hE} = 32,64 + \frac{32,64 \cdot 33,5 \cdot 395}{1,8 \cdot 800\,000} = 32,64 + 0,3 = 32,94 \text{ см};$$

$$\text{тогда } \sigma_b = \frac{1,085 \cdot 800\,000}{0,884 \cdot 32,94 \left( \frac{65,23}{1,8} - 1 \right)} = 845 \text{ кг/см}^2 < 3000 \text{ (допустимых)}.$$



Фиг. 222. Сечение нижнего кольца (обоймы).

Отливке барабана, из которой вытачиваются кольца, дается припуск по 4 мм на сторону.

После вырезки в барабане полосы шириной  $a$  и сжатия его для окончательной обточки получим напряжения в материале отливки:

$$k_{b2} = k_b \frac{h + 2 \cdot 0,4}{h} = 395 \frac{1,8 + 0,8}{1,8} = 570 \text{ кг/см}^2,$$

что вполне допустимо.

Расчет нижнего кольца (обоймы) производим аналогичным способом, принимая (фиг. 222):  $b = 36$  мм;

$h_1 = 12$  мм;  $h_2 = 6$  мм;  $h = h_1 + h_2 = 18$  мм;  $k = 24$  мм;  $s = 6$  мм;  $D_2 = 610$  мм;  $p_a = 0,15$  кг/см<sup>2</sup>.

Тогда:  $c = 0,735$  см = 7,35 мм;

$$d_p = D_2 + 2c = 624,7 \text{ мм};$$

$$J = 1,04 \text{ см}^4;$$

$$b_1 = 19,5 \text{ мм};$$

$$a = 66,6 \text{ мм};$$

$$d_{св} = 646 \text{ мм};$$

$$k_b = 542 \text{ кг/см}^2;$$

$$k'_b = 560 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_b = 1596 \text{ кг/см}^2;$$

$$\Delta y_{\pi/2} = 18,6 \text{ мм};$$

$$R_r = 316 \text{ мм};$$

$$k_{b2} = 780 \text{ кг/см}^2.$$

Помимо рассмотренного варианта колец Штарева были выполнены также кольца прямоугольного сечения.

Расчет прямоугольных колец производился аналогично расчету колец Штарева.

Число колец  $n$  принято равным 3; размеры их (фиг. 223):

$$h = 14 \text{ мм}; b = 20 \text{ мм}; p_a = 0,15 \text{ кг/см}^2; c = 10 \text{ мм}.$$

В результате произведенных расчетов было найдено, что напряжение в крайних волокнах при надевании на поршень ( $\alpha = 30^\circ$ ;  $n = 0,884$ ):

$$\sigma_b = \frac{1387,5}{0,884} = 1570 \text{ кг/см}^2 < 3000 \text{ кг/см}^2 \text{ (допустимого);}$$

напряжение крайних волокон в работе:  $k_b \cong 444 \text{ кг/см}^2$ ;  
величина выреза в свободном состоянии:

$$a = \frac{113,04 \cdot 33,5 \cdot 32,5^3 \cdot 0,15}{2^3 \cdot 800\,000} = 3,0 \text{ см.}$$

Для паровозов ФД второго заказа были запроектированы составные кольца низкого удельного давления  $p_a$  от 0,04 до 0,06 кг/см<sup>2</sup>, по типу Packing Ring, прижимаемые к стенке цилиндра упругим пружинящим стержнем, проходящим в нижней (внутренней) части кольца. Последний тип колец получает все более широкое применение на железных дорогах США вследствие надежности в работе, возможности быстрой смены отдельных звеньев и отсюда более благоприятных условий работы поршня и поршневого штока (уменьшение прогиба скалки за отсутствием износа нижней части поршня).

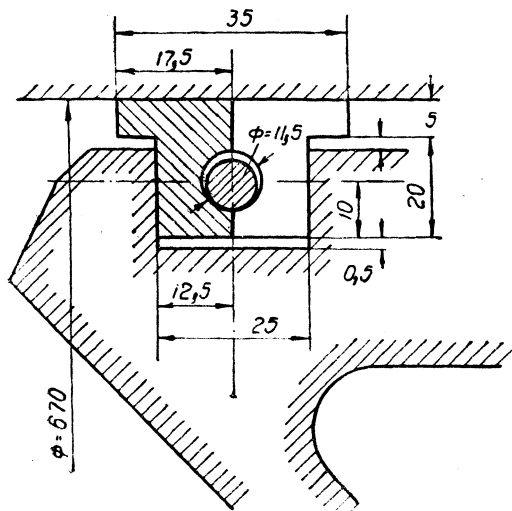
Кроме того, применение колец Packing Ring делает излишним отъемный чугунный диск, так как форма колец (фиг. 224) исключает возможность трения поршневого диска о внутреннюю поверхность цилиндра, поршень же без съемного диска значительно уменьшается в весе.

Вес поршня первого паровоза ФД при наличии колец Штарева был равен 217 кг, а при применении колец Packing Ring был снижен до 170 кг.

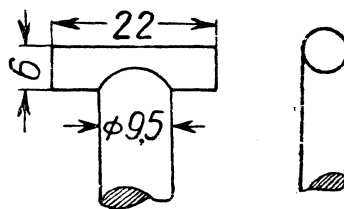
Для сравнения приводим данные для колец ряда паровозов железных дорог СССР (табл. 63).

Как видно из фиг. 224, каждое кольцо типа Packing Ring состоит из притшлифованных друг к другу половин, при чем каждая половина кольца составляет

из 5 частей (звеньев), как бы нанизанных на расположенный внутри кольца стержень-пружину, упругостью которого кольцо прижимается к стенкам цилиндра. При сборке целого кольца следует наблюдать, чтобы стыки звеньев одной половины не совпадали со стыками другой. Чтобы гарантировать сохра-



Фиг. 224. Кольца Packing Ring.



Фиг. 225. Замок пружинящего стержня.

нение упомянутого выше относительного расположения стыков, конец пружины имеет Т-образную форму (фиг. 225) и входит своими концами в глухие отверстия, образованные в плоскости соприкосновения обеих половин кольца.

Химический состав чугуна для поршневых колец следующий:

$$\begin{aligned} \text{С — в виде } \left\{ \begin{array}{l} \text{графита} \\ \text{углерода, химически} \\ \text{связанного} \end{array} \right. &= 2,74\% \\ &= 0,91\% \left. \vphantom{\begin{array}{l} \text{графита} \\ \text{углерода, химически} \\ \text{связанного} \end{array}} \right\} 3,65\% \\ \text{Mn} &= 0,93\% \\ \text{Si} &= 1,16\% \\ \text{P} &= 0,35\% \\ \text{S} &= 0,118\% \end{aligned}$$

В качестве материала для поршневых колец у нас до сих пор применялся мягкий чугун (ЧЛ2). В самое последнее время, на основании целого ряда литературных указаний, установился взгляд о целесообразности применения более твердых чугунов для колец. При этом отмечается, что твердость втулок и колец должна быть возможно более близкой. Это достигается применением чугуна особого состава (см. стр. 240).

ТАБЛИЦА 63

Напряжения в поршневых кольцах

Тип паровоза	Серия	Напряжение при надевании $\sigma_b$ кг/см <sup>2</sup>	Напряжение в работе $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $p_a$ кг/см <sup>2</sup>	Сечение кольца	Примечание
0—5—0	Э <sup>м</sup>	723	720	0,228		суммарное удельное давление 0,25
2—3—0	Г	1 038	684	0,229		
2—4—0	М	677	644	0,198		
1—3—1	С <sup>у</sup>	510	645	0,199		
1—5—1	ФД	1 596	542	0,15		
		1 007	395	0,10		
1—5—0	Е <sup>л</sup>	1 549	616	0,27		
0—4—0	О <sup>в</sup>	745	925	0,295		
2—3—0	К	687	904	0,280		
1—4—0	Щ	771	849	0,260		
1—3—0	Н <sup>в</sup>	917	925	0,295		

По данным Бюро стандартов департамента промышленности США<sup>1</sup> чугун для секционных колец (Packing Ring) рекомендуется получать плавкой в отражательных печах. Служба колец в зависимости от химического состава и механических свойств материала характеризуется данными таблиц 64 и 65.

Взятые для испытания образцы представляли собой отдельные отливки из материала, применяемого для изготовления колец различными фирмами.

Различие в твердости (по Бринеллю) образцов, изготовленных из отливок, и образцов из готовых колец объясняется очевидно наличием корки отбеленного металла, достигавшей у некоторых представленных для испытания отливок толщины в 12,7 мм, в то время как проба по Бринеллю производилась после снятия верхней корки лишь на 6,5 мм.

Что касается химического состава, то нужно заметить, что содержание в металле марганца нормально должно быть в три раза больше содержания серы; в противном случае сера соединяется с железом, а не с марганцем, и в результате получается хрупкость металла. Сравнительно низкие механические свойства ряда образцов по всей вероятности объясняются наряду с высоким содержанием углерода именно этим обстоятельством.

В общем содержание кремния и углерода в кольцах выше, чем в отливках.

На американских железных дорогах в качестве материала для колец и втулок нередко применяется чугун Fultonite, химический состав которого (в %) для отливок:

	легких	средних	тяжелых
C	3,25	3,25	3,25
Si	2,25	1,50	1,00
S	0,06	0,08	0,12
P	0,25	0,15	0,12
Mn	0,80	0,80	1,25
Ni	2,00	1,00	0,75
Cr	0,30	0,30	0,40

Механические свойства определяются путем нагрузки образца диаметром в 31,7 мм ( $1\frac{1}{4}$ "), положенного на две опоры с расстоянием между ними в 304,8 мм (12"). В этих условиях чугун Fultonite для легких отливок в течение 20—40 сек. должен выдержать поперечный груз в 1723 кг и иметь прогиб не менее 3,05 мм, твердость по Бринеллю — 190 и временное сопротивление на растяжение — 2720 кг/см<sup>2</sup>.

Для средних отливок соответственные показатели: груз — 1995 кг, прогиб — 3,81 мм, твердость — 200, временное сопротивление на растяжение — 2890 кг/см<sup>2</sup>.

Для тяжелых отливок: груз — 2258 кг, прогиб 4,064 мм, твердость — 270, временное сопротивление на растяжение — 3213 кг/см<sup>2</sup>.

Так как нажатие колец поршня на стенки цилиндра осуществляется упругим пружинящим стержнем, то к материалу его предъявляются повышенные требования в отношении механических свойств, обусловливаемых в свою очередь его химическим составом.

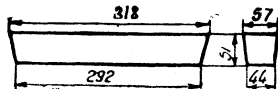
Обычно применяемый в пружинах материал (Ст7) под влиянием высокой температуры перегретого пара в значительной степени теряет свои механические свойства. Ясно, что допустить ухудшения упругих свойств пружинящего стержня, работающего при высоких напряжениях, нельзя, так как в этом случае кольцо перестанет отвечать своему назначению.

<sup>1</sup> Technologic Papers of the Bureau of Standarts, 11 сентября 1930 г. № 172.

Испытания материала колец Packing Ring по дан

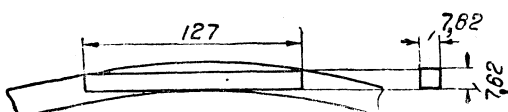
№№ образцов	Необработанные образцы (изгиб)				Обработанные образцы (изгиб)				Обработанные образцы (разрыв)		Твердость по
	Диаметр мм	Нагрузка кг	Временное сопротивление изгибу кг/см <sup>2</sup>	Максимальный прогиб мм	Сечение		Нагрузка кг	Временное сопротивление изгибу кг/см <sup>2</sup>	Диаметр мм	Временное сопротивление разрыву кг/см <sup>2</sup>	
					Ширина мм	Высота мм					
1	31,2	1745	4430	2,97	—	—	—	—	12,85	2345	20
2	31,0	1775	4615	2,79	—	—	—	—	—	—	21
3	31,2	1855	4715	3,10	—	—	—	—	12,79	2525	21
4	31,0	1915	5000	3,45	—	—	—	—	—	—	21
5	31,0	2000	5220	3,35	—	—	—	—	—	—	20
6	31,2	1890	4790	3,35	—	—	—	—	—	—	22
	31,2	1860	4800	3,17	—	—	—	—	12,85	2435	21
7	31,7	1640	3960	2,57	—	—	—	—	12,87	2315	20
8	32,2	1945	4500	3,50	—	—	—	—	—	—	21
9	31,7	1915	4630	3,48	—	—	—	—	—	—	20
10	31,7	1815	4380	3,02	—	—	—	—	12,75	2400	20
11	32,2	1890	4360	3,14	—	—	—	—	—	—	22
12	31,7	1585	3830	2,41	—	—	—	—	—	—	19
	32,0	1795	4280	3,02	—	—	—	—	12,79	2375	20
13	32,5	1965	4430	2,51	—	—	—	—	—	—	21
14	32,8	1965	4330	2,64	—	—	—	—	—	—	21
15	32,2	1935	4470	2,82	—	—	—	—	12,79	2155	21
16	32,0	1930	4570	3,00	—	—	—	—	—	—	20
17	32,2	1980	4580	2,92	—	—	—	—	12,79	2170	21
18	33,2	2010	4235	2,59	—	—	—	—	—	—	21
	32,5	1965	4440	2,74	—	—	—	—	12,79	2160	21
19	—	—	—	—	22,0	21,8	730	3170	12,72	1710	20
20	—	—	—	—	22,2	22,2	780	3250	—	—	19
21	—	—	—	—	21,7	22,0	718	3130	—	—	20
22	—	—	—	—	21,8	21,8	723	3145	—	—	20
23	—	—	—	—	21,9	21,8	816	3570	—	—	20
24	—	—	—	—	21,6	21,8	741	3280	12,85	1915	21
	—	—	—	—	21,9	21,9	750	3260	12,79	1885	20
25	—	—	—	—	21,6	21,6	841	3790	—	—	20
26	—	—	—	—	21,6	21,7	712	3200	12,85	1845	19
27	—	—	—	—	21,7	21,7	848	3790	—	—	20
28	—	—	—	—	21,7	21,6	827	3725	12,85	1685	20
29	—	—	—	—	21,6	21,6	832	3745	—	—	20
30	—	—	—	—	21,9	21,6	750	3350	—	—	20
	—	—	—	—	21,7	21,6	802	3695	12,85	1765	20
31	31,7	1880	4560	3,17	—	—	—	—	12,8	2440	21
32	32,2	1175	2625	1,91	—	—	—	—	12,85	2155	20
33	32,0	1635	3870	2,64	—	—	—	—	12,85	2260	21
34	32,2	1435	3318	2,46	—	—	—	—	12,8	2180	21
	32,0	1510	3600	2,54	—	—	—	—	12,82	2255	21

## Бюро стандартов департамента промышленности США

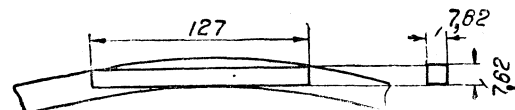
Химический состав материала образцов в %							Наиболь- ший про- бег км	Примечание
Химически связанный	С		Si	S	.	Мп		
	Графит	Всего						
—	—	—	—	—	—	—	46 700	При испытании на изгиб расстояние между опорами образцов — 305 мм. Для испытания на разрыв были использованы образ- цы, подвергшиеся излому в результате испытания на изгиб. Испытание на твердость по Бринеллю производилось на плоской продольной ча- сти образца шариком диа- метра 10 мм при нагрузке 3000 кг в течение 30 сек. Для испытания с образца снималась на шепинге верх- няя корка на глубину 6,5 мм.
0,91	2,39	3,3	1,13	0,051	0,51	0,38		
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—	150 000	
—	—	—	—	—	—	—		
0,80	2,50	3,30	1,36	0,124	0,37	0,90		
—	—	—	—	—	—	—	49 600	
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—		
0,90	2,42	3,32	1,03	0,137	0,52	0,54	43 800	
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—		
0,81	2,55	3,36	1,42	0,093	0,48	0,61	42 150	Стандартная форма образца, принятая Американским сою- зом испытания материалов.
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—		
0,96	2,40	3,36	1,33	0,167	0,56	0,39	55 600	
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—		
0,89	2,37	3,26	1,00	0,161	0,38	0,63		
0,65	2,66	3,31	1,47	0,132	0,50	0,53		
—	—	—	—	—	—	—		
—	—	—	—	—	—	—		

Испытания образцов, изготовленных из колец Packing Ring по данным Бюро стандартов департамента промышленности США

№№ групп	№№ образцов	Испытание на изгиб <sup>1</sup>				Испытание на разрыв		Твердость по Бринеллю <sup>2</sup>	Химический состав материала колец в %					Наибольший пробог мм	
		Сечение		Временное сопротивление изгибу кг/см <sup>2</sup>	Наибольший пробог мм	Диаметр мм	Временное сопротивление разрыву кг/см <sup>2</sup>		C	Si	S	P	Mn		
		Ширина мм	Высота мм												
															Графит
1	1	7,55	7,92	3 520	2,34	—	—	161	0,55	2,91	3,46	1,52	0,062	0,45	46 700
	2	7,92	7,77	3 540	1,88	—	—	161	—	—	—	—	—	—	46 700
	3	7,95	7,82	3 270	1,96	—	—	170	—	—	—	—	—	—	46 700
	4	—	—	—	—	12,74	1 175	—	0,67	2,84	3,51	1,40	0,102	0,38	20 070
2	5	7,57	7,67	3 250	1,80	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150 000
	6	7,28	7,42	3 310	1,85	—	—	—	—	—	—	—	—	—	150 000
	7	7,00	7,92	3 440	1,78	—	—	167	0,41	2,67	3,08	1,70	0,124	0,43	32 350
	8	—	—	—	—	7,44	1 935	163	0,59	2,80	3,39	1,67	0,140	0,57	150 000
3	9	—	—	—	—	7,62	1 650	165	0,62	2,91	3 53	1,67	0,150	0,57	150 000
	10	—	—	—	—	7,59	1 795	166	0,74	2,69	3,43	1,69	0,130	0,58	150 000
	11	7,90	7,85	2 900	1,78	—	—	133	0,35	3,12	3,47	1,83	0,151	0,56	28 200
	12	7,82	7,85	2 810	1,85	—	—	160	0,40	3,10	3,50	1,94	0,165	0,55	28 200
4	13	—	—	—	—	12,83	1 300	141	0,66	2,74	3,40	1,58	0,117	0,35	8 450
	14	—	—	—	—	12,83	1 300	159	0,51	2,73	3,24	2,14	0,119	0,32	16 000
5	15	—	—	—	—	12,83	1 540	177	0,79	2,68	3,47	1,33	0,106	0,42	10 810



Метод вырезки образца из секционного кольца.



Метод вырезки образца из секционного кольца.

<sup>1</sup> При испытании на изгиб расстояние между опорами образцов было принято в 102 мм.<sup>2</sup> Испытание на твердость по Бринеллю производилось на плоской продольной части образца шариком диаметром 10 мм при нагрузке 3000 кг в течение 30 сек.



Химический состав материала пружинящего стержня:

$$\text{Si} = 0,14\%$$

$$\text{V} = 0,25\%$$

$$\text{Cr} = 0,90\%$$

$$\text{Mn} = 0,60\%$$

$$\text{C} = 0,50\%$$

$$\text{S} \leq 0,02\%$$

$$\text{P} \leq 0,02\%$$

Механические свойства его (с отпуском не ниже 500°):

предел упругости — не ниже 6000 кг/см<sup>2</sup>;

временное сопротивление от 8000 до 11000 кг/см<sup>2</sup>;

удлинение не менее 10%.

В виду того, что удельное давление в составных кольцах получается исключительно за счет упругости пружинящего стержня, то оно, очевидно, будет равномерным по всей поверхности прилегания колец только в том случае, если стержень в сжатом состоянии будет в различных своих сечениях испытывать одинаковые напряжения. Поэтому в свободном состоянии пружинный стержень имеет эллиптическую форму.

Принимаем параметры эллипса следующими (считая по центру тяжести сечения стержня):

большая полуось:  $a = 363$  мм;<sup>1</sup>

малая полуось:  $b = 355$  мм;

диаметр стержня:  $d = 9,5$  мм;

длина эллиптического кольца по линии, проходящей через центр тяжести сечения:

$$L_3 = \pi \left[ \frac{3}{2} (a + b) - \sqrt{ab} \right] = 2255 \text{ мм};$$

зазор между концами стержня в рабочем состоянии принимаем

$$e = 5 \text{ мм}.$$

Так как в сжатом (рабочем) состоянии длина стержня

$$L_0 = \pi \cdot D_{\text{ц.т.}} = \pi \cdot 642 = 2017 \text{ мм},$$

то приблизительно величина выреза в свободном состоянии будет:

$$L_3 - L_0 = 2255 - 2017 = 238 \text{ мм}.$$

Координата  $y$  для конца кольца (см. фиг. 226):

$$y \approx \frac{L_3 - L_0}{2} = 119 \text{ мм}.$$

Координата  $x$  определится из уравнения эллипса:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1,$$

<sup>1</sup> Размеры относятся к центрам тяжести сечений стержня.

или в нашем случае:

$$\frac{x^2}{363^2} + \frac{119^2}{355^2} = 1,$$

откуда

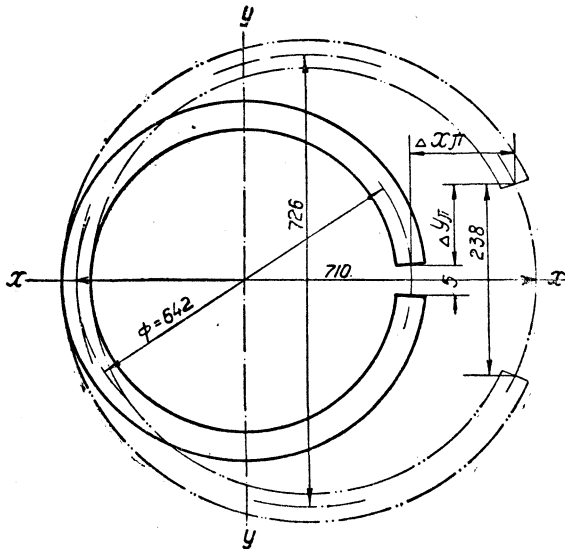
$$x \approx 341 \text{ мм.}$$

При сжатии кольца до рабочего состояния деформация по оси  $x$  будет составлять:

$$\Delta x_{\pi} = (x + b) - D_{ц.т.} = 54 \text{ мм.}$$

Деформация по оси  $Y$  будет для полукольца:

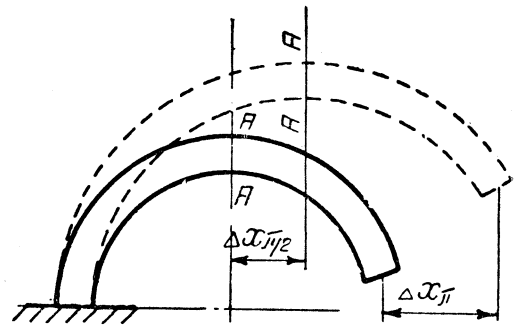
$$\Delta y_{\pi} = \frac{L_2 - L_0}{2} - \frac{e}{2} = 116,5 \text{ мм.}$$



Фиг. 226. Пружинающий стержень колец.

Для сечения, расположенного под углом  $90^\circ$  к оси, проходящей через стык кольца, деформация по оси  $Y$ :

$$\Delta y_{\pi/2} = \frac{726 - 642}{2} = 42 \text{ мм.}$$



Фиг. 227. Деформация кольца по оси  $X$ .

Под влиянием деформации полукольца по оси  $X$  в сечении  $A - A$  (фиг. 227), расположенном под углом  $90^\circ$  к оси, проходящей через стык, возникнут напряжения, величину которых определим из условия, что: <sup>1</sup>

$$\frac{\Delta x_{\pi}}{r_{\tau}} = \frac{2r_a k_b}{hE}; \quad (1)$$

$$\frac{\Delta y_{\pi}}{r_{\tau}} = \frac{4,71r_a k_b}{hE}; \quad (2)$$

$$\frac{\Delta y_{\pi/2}}{r_{\tau}} = \frac{1,786r_a k_b}{hE}. \quad (3)$$

Тогда, принимая  $E = 2,2 \cdot 10^6$ , можем написать:

$$k_b = \frac{hE \Delta x_{\pi}}{2r_a r_{\tau}} = \frac{0,95 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 5,4}{2 \cdot 32,575 \cdot 32,1} = 5396 \text{ кг/см}^2,$$

где:  $r_a = 321 + \frac{9,5}{2} = 325,75$  мм — наружный радиус кольца в рабочем состоянии;

<sup>1</sup> Z d VDI, 1901, стр. 232 — 239 и 373 — 379.

$h = 9,5$  мм — высота стержня в поперечном сечении (диаметр);  
 $r_\tau = 321$  мм — радиус нейтрального слоя стержня в рабочем состоянии.

Рассуждая аналогично вышеизложенному, определим напряжения, возникающие в сечении  $B-B$  от деформации конца стержня по оси  $Y$  (при сжатии его от свободного состояния до рабочего — см. фиг. 228).

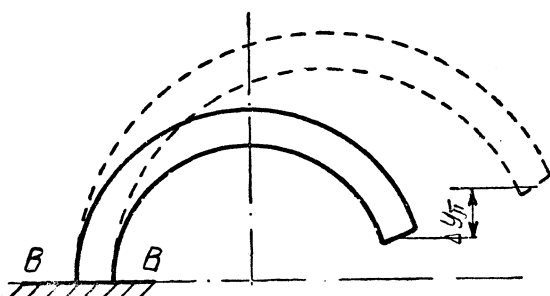
Из уравнения (2) имеем:

$$k_b = \frac{hE \Delta y_\pi}{4,71 r_a r_\tau} = \frac{0,95 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 11,65}{4,71 \cdot 32,575 \cdot 32,1} = 4964 \text{ кг/см}^2$$

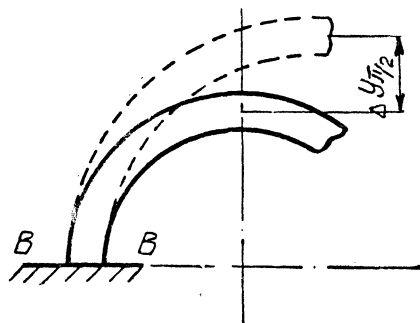
и из уравнения (3) (фиг. 229):

$$k_b = \frac{hE \Delta y_{\pi/2}}{1,786 r_a r_\tau} = \frac{0,95 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot 4,2}{1,786 \cdot 32,575 \cdot 32,1} = 4700 \text{ кг/см}^2.$$

Из приведенных подсчетов видим, что полученные напряжения сравнительно мало отличаются друг от друга. Это обстоятельство указывает на то, что материал стержня, работающий с примерно одинаковыми напряжениями в различных



Фиг. 228. Деформация кольца по оси  $Y$ .



Фиг. 229. Деформация полукольца по оси  $Y$ .

ных сечениях создает равновеликие удельные давления по всей плоскости прилегания к поршневому кольцу, а следовательно и определяет равномерность износа колец в работе.

За расчетное напряжение при определении величины фактического удельного давления принимаем:

$$k_b = 5000 \text{ кг/см}^2.$$

Тогда среднее давление на единицу длины кольца определяется из:

$$k_b = \frac{p r_i^2 h r_\tau}{J r_a} = \frac{2 p r_i^3}{W r_a},$$

откуда:

$$p = \frac{W r_a k_b}{2 r_i^3} = \frac{0,1 \cdot 0,95^3 \cdot 32,575 \cdot 5000}{2 \cdot 32,1^3} = 0,211 \text{ кг/см},$$

или удельное давление:

$$p_a = \frac{p}{3,6} = \frac{0,211}{3,6} = 0,0586 \text{ кг/см}^2,^1$$

где 3,6 см — ширина трущейся поверхности кольца.

<sup>1</sup> Следует отметить, что у паровоза Т<sup>В</sup>, после определения фактических размеров кольца, данным методом расчета получено  $k_b = 5050$  кг/см<sup>2</sup> и  $p_a = 0,044$  кг/см<sup>2</sup>.

По данным Пенсильванской железной дороги,<sup>1</sup> допуски в обработке поршневых (прямоугольных) колец следующие:

Ширина кольца может отличаться от чертежного размера не более чем от 0,002" (0,05 мм) до 0,004" (0,101 мм). Игра в ручье допускается максимум 0,008" (0,203 мм) и минимум 0,003" (0,076 мм).

Согласно практике завода Балдвин зазор в ручье кольца осуществляется в 0,152 мм, при чем кольца должны изготовляться из целой отливки с диаметром несколько большим, чем диаметр цилиндра, а замок должен быть изготовлен по размерам, указанным в таблице 66.

ТАБЛИЦА 66

Нормы завода Балдвин на изготовление поршневых колец

Диаметр цилиндра		Диаметр целого кольца больше диаметра цилиндра на	Вырезано для замка
дм.	мм	мм	мм
до 5"	127,0	2,4	10,3
от 6"	152,4	3,2	12,7
до 9"	228,6		
от 10"	254,0	4,7	17,4
до 14"	355,6		
от 15"	381,0	6,3	22,2
до 20"	508,0		
от 21"	533,4	7,9	27,0
до 23"	584,2		
от 24"	609,6	9,9	31,7
до 25"	635,0		
от 26" и выше	660,4	12,7	41,3

## ПОСТАНОВКА КОЛЕЦ PACKING RING НА ПОРШЕНЬ

В виду того, что кольца Packing Ring до сих пор в СССР не применялись, приводим указания о необходимых приспособлениях для сборки колец и о методе сборки с последовательной разбивкой ее по операциям.

### ПЕРВАЯ ОПЕРАЦИЯ — СБОРКА КОЛЬЦА

Наложить две секции с отверстиями на Т-образный конец пружины и укрепить их зажимом (фиг. 230) с внутренней стороны, как указано на фиг. 231.

Стянуть пружину так, чтобы свободный конец ее вошел в собранные секции, и зажать ее тисками.

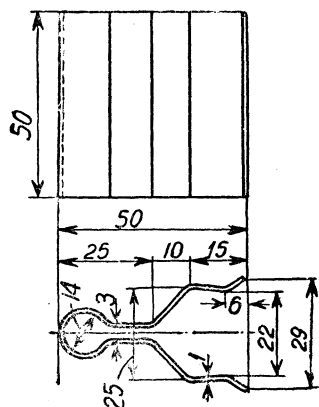
Собирать остальные секции кольца, накладывая их по порядку букв и номеров на пружину и зажимая их с внутренней стороны зажимами без зазоров в стыках.

Последнюю секцию накладывать после того, как кольцо будет снято с тисков. При этом обязательно держать кольцо за те две секции, в которых имеются отверстия (чтобы кольцо не разлеталось).

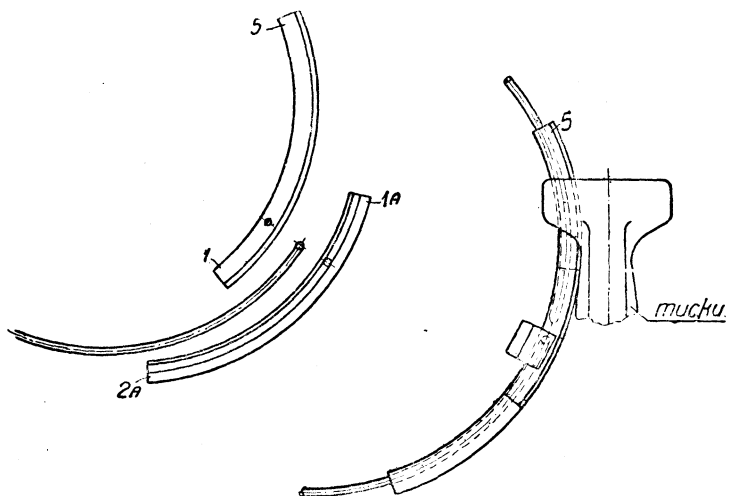
<sup>1</sup> Журнал „Подвижной состав“ 1931 г., № 6, стр. 18—19.

**ВТОРАЯ ОПЕРАЦИЯ — ПРОВЕРКА ПРАВИЛЬНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ КОЛЬЦА УСТАНОВКОЙ ЕГО В ЦИЛИНДР**

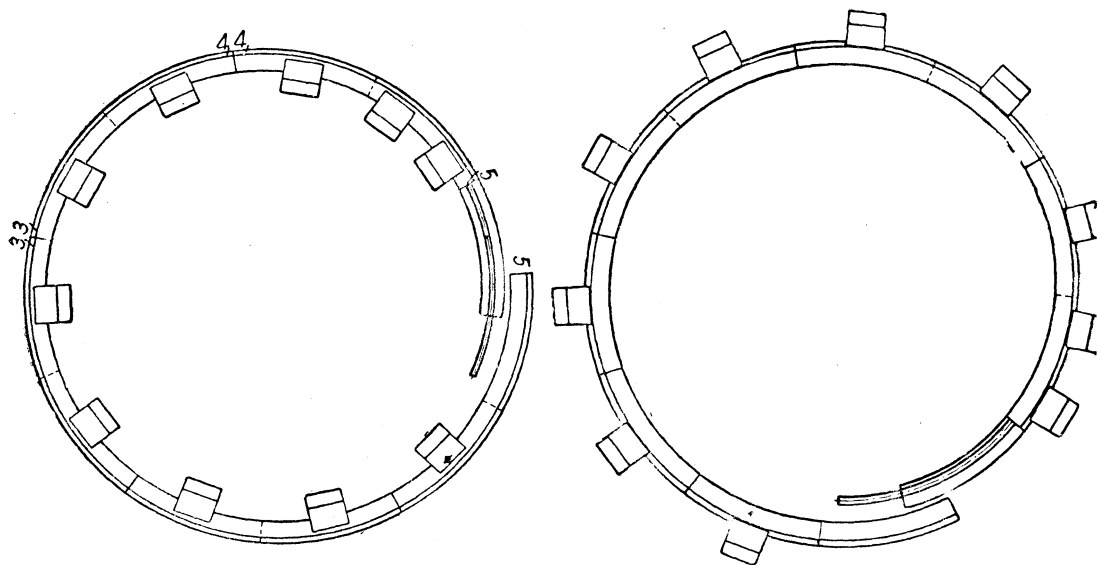
На секции со свободным и Т-образным концом отодвинуть зажим приблизительно на 50 мм назад от стыка.



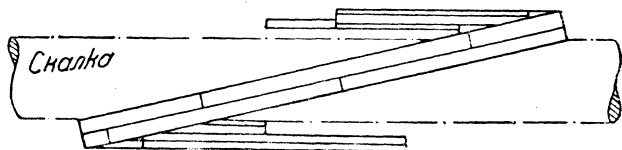
Фиг. 230. Зажим.



Фиг. 231. Первая операция.



Фиг. 232. Вторая операция.



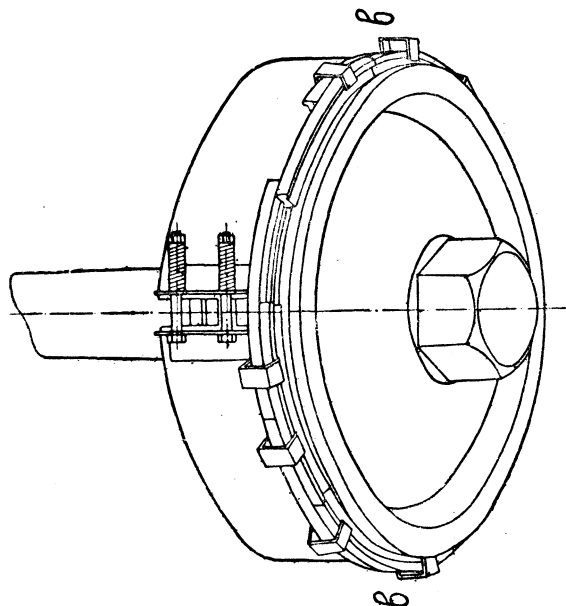
Фиг. 233. Третья операция.

Вставить кольцо в цилиндр так, чтобы концы перекрывали друг друга, и определить зазор между концами секций и концами пружины (фиг. 232).

Когда кольцо вставлено в цилиндр (т. е. в рабочем состоянии), зазоры между концами секции должны быть не менее 3 мм и между концами пружины — не менее 6 мм.

После того как все секции собраны встык, суммарный зазор должен быть не менее 3 мм. Если же зазор окажется меньше, то снять с каждой половины полного кольца по крайней мере по одной секции и укоротить их до получения требуемого зазора.

При установке кольца держать его за секции с отверстиями.

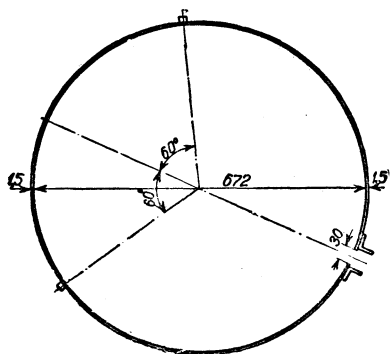


Фиг. 234. Четвертая операция.

Наложить ленту на поршень, чтобы она закрывала собой все ручки, кроме одного.

Вставить кольцо в ручей открытым концом кверху. Предварительно проверить, не упирается ли при сжатии кольца свободный конец пружины своими краями и не трется ли он о стенки ручья кольца.

Перед тем как надвигать ленту на кольцо, один рабочий



Фиг. 235. Лента-бандаж.

### ТРЕТЬЯ ОПЕРАЦИЯ — ПОСТАНОВКА НА ПОРШЕНЬ

Переставить зажимы поочередно с внутренней стороны кольца на наружную.

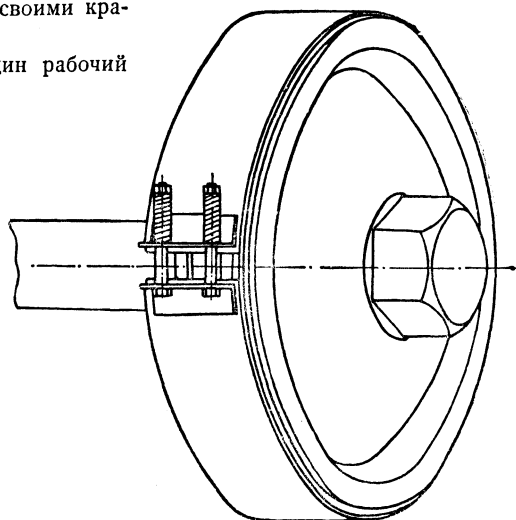
Зажим, находящийся на секциях, примыкающих к секциям с отверстиями, отодвинуть на такое расстояние, чтобы можно было открыть кольцо.

Концы кольца отвести друг от друга, продеть сквозь скалку по диагонали и надеть на поршень так, чтобы кольцо вошло в ручей. Поршень установить на козлах так, чтобы удобно было вставлять кольцо в ручей поршня (фиг. 233).

Кольцо держать за секции с отверстиями. Воспрещается держать кольцо за секции со свободным концом пружины.

### ЧЕТВЕРТАЯ ОПЕРАЦИЯ — УСТАНОВКА КОЛЕЦ В РУЧЕЙ ПОРШНЯ

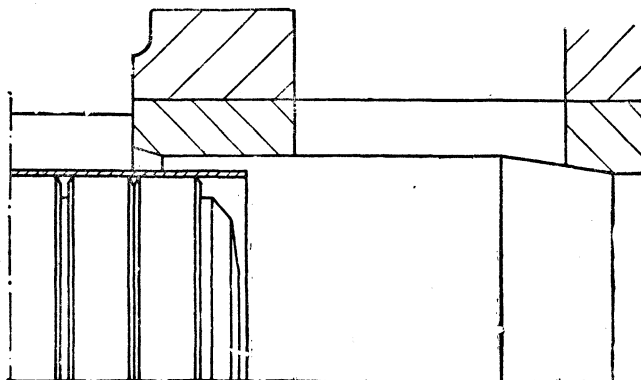
Отрегулировать ленту-бандаж (фиг. 235) так, чтобы наружный диаметр ее был немного меньше диаметра концевой расточки цилиндра.



Фиг. 236. Поршень с надетой лентой.

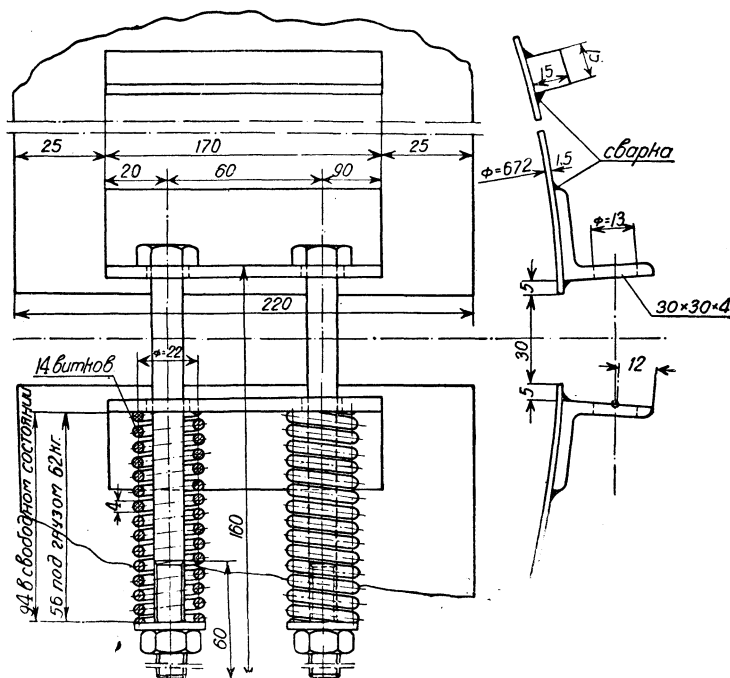
сжимает кольцо в точках  $b-b$  (фиг. 234), другой начинает слегка постукивать по секциям кольца в каком-либо одном направлении, загоняя их в ручей. По мере входа кольца в ручей постепенно надвигают на кольцо всю ленту.

Необходимо соблюдать осторожность, чтобы лента случайно не соскользнула с кольца, иначе оно может разлететься. По мере входа кольца в ручей зажимы сами соскакивают. Если при легком постукивании кольцо не входит в ручей, то необходимо еще раз проверить, свободно ли входит конец пружины в соответствующие секции.



Фиг. 237. Пятая операция.

Категорически воспрещается загонять кольцо в ручей сильными ударами. Когда все кольцо вошло в ручей, передвинуть ленту так, чтобы открыть следующий ручей.



Фиг. 238. Замок ленты.

#### ПЯТАЯ ОПЕРАЦИЯ — ПОСТАНОВКА ПОРШНЯ В ЦИЛИНДР

Когда все кольца собраны и лента надета (фиг. 236), — поршень вставляется в цилиндр. По мере входа его в цилиндр лента упирается своими брусками и угольниками в притирку цилиндра (фиг. 237, 238).

По мере продвижения поршня лента сдвигается назад и освобождает кольца.

\*

## СКАЛКА (ПОРШНЕВОЙ ШТОК)

Основными величинами, определяющими диаметр поршневой скалки для определенного типа паровоза, являются:

1) величина силы давления пара на поршень цилиндра машины, считаемая по полному котловому давлению пара, т. е.

$$P = \frac{p_k \pi d_{\text{ц}}^2}{4} \text{ кг}, \quad (1)$$

где:  $p_k$ —рабочее котловое давление в  $\text{кг/см}^2$ ,

$d_{\text{ц}}$ —внутренний диаметр цилиндра в см;

2) длина скалки  $l$  в см, считаемая от середины поршня в месте насадки на скалку до оси крейцкопфного валика (фиг. 239);

3) величины: а) допускаемого напряжения на разрыв материала, из которого изготовлен шток, б) коэффициента безопасности на продольный изгиб и в) стрелы прогиба штока.

Техническими условиями НКПС изд. 1926 г. для изготовления штоков паровозных машин установлено применение Ст5.

Американскими железными дорогами в качестве материала для скалок применяется сталь марки D.

Химический состав ее:

$$C = 0,40 - 0,55\%;$$

$$P \geq 0,045\%;$$

$$S \geq 0,05\%;$$

$$Mn = 0,40 - 0,70\%.$$

Временное сопротивление на разрыв  $4220 \text{ кг/см}^2$ .

Практические пределы допускаемых величин напряжений и коэффициента безопасности принимаются на основании сопоставления с конструкциями, осуществленными на паровозах различного типа.

Помимо растягивающих напряжений, возникающих в скалке под влиянием давления, производимого на поршень паром, поступающим в заднюю полость цилиндра, поршневая скалка работает на продольный изгиб под влиянием давления пара, поступающего в переднюю полость цилиндра, а также испытывает напряжения изгиба под влиянием собственного веса и веса поршня.

Растягивающие напряжения, возникающие в сечении поршневой скалки от действия силы  $P$ , будут составлять:

$$k_z = \frac{P}{f} = \frac{4P}{\pi \delta^2} \text{ кг/см}^2, \quad (2)$$

где:  $k_z = 400 - 500 \text{ кг/см}^2$  — для третьего способа нагрузки (напряжение меняется от + максимум до — максимум) и

$\delta$  — диаметр скалки в см.

Очевидно, что:

$$\delta = \sqrt{\frac{4P}{\pi k_z}}. \quad (3)$$



Формула, применяемая для расчета поршневых скалок в США:<sup>1</sup>

$$\delta_{(дм)} = \sqrt{\frac{\text{давление на поршень}}{6600 \cdot 0,7854}},$$

где давление на поршень выражено в английских фунтах. После соответствующей подстановки метрических эквивалентов формула эта принимает вид:

$$\delta_{(см)} = \sqrt{\frac{p_k d_{ц}^2}{450}},$$

к чему также приводит и формула (3) после подстановки в нее значения  $P$  из формулы (1) и  $k_z = 450 \text{ кг/см}^2$ , т. е.

$$\delta = \sqrt{\frac{4p_k \pi d_{ц}^2}{4 \pi 450}} = \sqrt{\frac{p_k d_{ц}^2}{450}}.$$

Для нашего паровоза имеем:  $p_k = 15 \text{ кг/см}^2$ ;  $d_{ц} = 67 \text{ см}$ ;  $l = 172,54 \text{ см}$  и  $P = 52885 \text{ кг}$ .

По условиям прочности (табл. 67) путем сопоставления с данными ряда паровозов СССР оказалось возможным принять диаметр поршневой скалки  $\delta$  равным 115 мм.

В этом случае растягивающие напряжения  $k_z$  будут составлять  $509 \text{ кг/см}^2$ .

При наибольшем допустимом износе поршневой скалки по диаметру в 12% (от первоначального размера) растягивающие напряжения увеличатся до

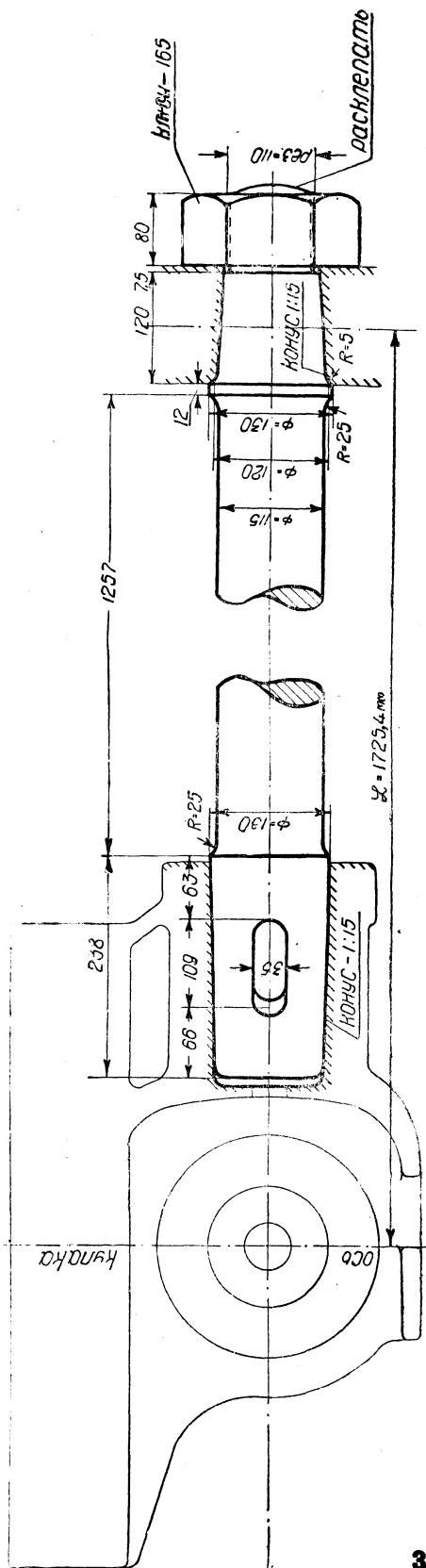
$$k'_z = 657,5 \text{ кг/см}^2.$$

Проверка достаточности сечения поршневой скалки на продольный изгиб производится обычно по формуле Эйлера (считая оба конца балки свободно поворачивающимися); по этой формуле момент инерции сечения должен удовлетворять выражению:

$$J = \frac{\pi \delta^4}{64} = \frac{P n_s l^3}{\pi^2 E},$$

где  $l$  — расчетная длина в см,  $E = 2,2 \cdot 10^6 \text{ кг/см}^2$  — модуль упругости стали,  $n_s$  — коэффициент безопасности (надежности), каковой должен быть не менее 15 для новых скалок и не менее 8 для изношенных.

<sup>1</sup> „Locomotive Cyclopedia“ 1930, стр. 591.



Фиг. 239. Скалка.

№№ по пор.	Тип паровоза	Серия	Диаметр цилиндра высокого давления $d_{ц}$ мм	Диаметр цилиндра низкого давления $d_{цн}$ мм	Давление пара $p_k$ кг/см <sup>2</sup>	Усилие по штоку $P$ кг	Диаметр скалки $\delta$ мм	Расчетная длина скалки $l$ мм	Радиус инерции $i$ мм	Отношение $\frac{l}{i}$	Площадь сечения скалки $f$ см <sup>2</sup>
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	2—3—0	Б	2×550	—	13	30870	96	1401	24	58,4	72,4
2	1—5—0	Е <sup>Ф</sup>	2×635	—	12,7	40320	101,6	1632	25,4	64,2	80,4
3	1—5—0	Е <sup>Л</sup>	2×635	—	12,7	40320	101,6	1657	25,4	65,2	80,4
4	2—3—1	Л	4×460	—	12	20000	80	2045	20	102,2	50,3
					12	20000	80	1315	20	65,8	50,3
5	1—3—0	Н <sup>Б</sup>	1×500	1×730	12	23600	80	1462	20	73,1	50,3
6	1—3—0	Н <sup>У</sup>	1×500	1×750	13	25600	80	1462	20	73,1	50,3
7	0—4—0	О <sup>Б</sup>	1×500	1×730	12	23600	75	1371	18,8	72,9	44,2
8	1—3—1	С	2×550	—	13	30870	96	1467	24	61,1	72,4
9	1—4—0	Щ	1×510	1×765	14	28584	96	1670	24	69,6	72,4
10	1—4—0	Щ <sup>Ч</sup>	1×540	1×765	14	32000	96	1670	24	69,6	72,4
11	0—3—0	Ь	2×457	—	11	18040	70	1302	17,5	74,4	38,5
12	0—3—0	48 <sup>У</sup>	2×440	—	14	21280	70	1200	17,5	68,6	38,5
13	0—5—0	Э	2×650	—	12	39800	96	1542	24	64,3	72,4
14	0—5—0	Э <sup>Г</sup>	2×650	—	12	39800	95	1542	23,8	64,8	70,9
15	0—5—0	Э <sup>М</sup>	2×650	—	14	46500	102	1542	25,5	60,5	81,7
16	0—5—0	Э <sup>У</sup>	2×650	—	12	39800	96	1542	24	64,3	72,4
17	1—3—0	Я	2×482	—	11	20000	75	1268	18,8	72,8	44,2
18	1—3—1	С <sup>У</sup>	2×575	—	13	34000	96	1290	24	53,8	72,4
19	2—4—0	М	3×540	—	13	29800	96	2017	24	84,0	72,4
20	1—5—1	Т <sup>Б</sup>	2×700	—	14	53900	120	1742	30	58,1	113,1
21	1—5—1	Ф-Д	2×670	—	15	52885	115	1725,4	28,8	60	103,9
22	1—5—2	Т <sup>А</sup>	2×700	—	17	65500	120	1742	30	58,1	113,1
23	1—4—2	И-С	2×670	—	15	52885	120/55	1907	26,7	71,4	89,3
24	1—5—1	Ф-Д	2×670	—	15	52885	120	1907	30	63,6	113,1

поршневых скалок

По Тетмайеру			По Тетмайеру — Ясинскому			По Гордону — Ренкину			Напряжение на разрыв в ср. сеч. скалки $k_z$ кг/см <sup>2</sup>	Примечание
Критич. напряж. $k_{кр}$ кг/см <sup>2</sup>	Критич. нагрузка скалки $P_{кр}$ кг	Запас прочности $n_t$	Критич. напряж. $k_{кр}$ кг/см <sup>2</sup>	Критич. нагрузка скалки $P_{кр}$ кг	Запас прочности $n_{тя}$	Критич. напряж. $k_{кр}$ кг/см <sup>2</sup>	Критич. нагрузка скалки $P_{кр}$ кг	Запас прочности $n_{гр}$		
13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
2988	216331	7,01	2499	180942	5,86	2200	159280	5,16	426	Для наружн. цилиндров „ внутр. „ От больш. поршня „
2952	237341	5,89	2430	195340	4,84	2065	166026	4,12	501	
2946	236858	5,87	2418	194375	4,82	2042	164177	4,01	501	
2717	136665	6,83	1974	99272	4,96	1337	67251	3,36	398	
2942	147983	7,40	2410	121223	6,06	2029	102059	5,10	398	
2897	145719	6,17	2323	116837	4,95	1869	94011	3,98	469	
2897	145719	5,69	2323	116837	4,56	1869	94011	3,67	509	
2898	128092	5,43	2325	102774	4,35	1873	82787	3,51	534	
2971	215100	6,97	2467	178596	5,79	2137	154719	5,01	426	
2919	211336	7,39	2365	171212	5,99	1944	140746	4,92	395	
2919	211336	6,60	2365	171212	5,35	1944	140746	4,40	442	
2889	111226	6,17	2307	88827	4,92	1841	70876	3,93	469	
2925	112613	5,29	2377	91507	4,30	1966	75691	3,56	553	
2952	213725	5,37	2428	175816	4,42	2063	149361	3,75	550	
2948	209013	5,25	2422	171748	4,32	2051	145416	3,65	561	
2975	243058	5,23	2474	202126	4,35	2151	175737	3,78	569	Для наружн. цилиндров  Первый паровоз  Скалка внутри просверлена Ø 55 мм  Второй заказ
2952	213725	5,37	2428	175816	4,42	2063	149361	3,75	550	
2899	128136	6,41	2326	102827	5,14	1875	82875	4,14	452	
3017	218431	6,46	2554	184939	5,47	2309	167172	4,95	467	
2829	204820	6,67	2192	158701	5,33	1649	119388	4,01	412	
2990	338169	6,27	2503	282976	5,25	2207	249612	4,63	477	
2978	309414	5,85	2480	257672	4,87	2162	224632	4,24	509	
2919	330139	5,04	2503	282976	4,32	2207	249612	3,81	579	
2907	259595	4,91	2343	218178	4,12	1905	170117	3,22	592	
2956	334324	6,32	2437	275602	5,21	2079	235135	4,44	468	

Так как формула Эйлера дает для стального стержня верные результаты лишь в том случае, когда отношение расчетной длины к наименьшему радиусу инерции сечения стержня не опускается ниже определенной величины  $x = \frac{l}{i} \geq 90$ , то, зная, что

$$i = \sqrt{\frac{J}{f}} = \frac{\delta}{4},$$

получим, что в нашем случае (как и для огромного большинства паровозов СССР) это отношение не отвечает вышеприведенному условию в виду того, что:

$$x = \frac{l}{i} = \frac{172,54 \cdot 4}{11,5} = 60 < 90.$$

С гораздо большим основанием можно принять в этих случаях эмпирические формулы Тетмайера, Ясинского, Навье, Шварц-Ренкина, формулу НКПС 1926 г., или же пользоваться таблицами СТО издания 1930 г.

При принятом диаметре скалки  $\delta$ , равном 11,5 см, радиус инерции будет:

$$i = \frac{\delta}{4} = 2,88 \text{ см}$$

$$x = \frac{l}{i} = 60.$$

Критическая нагрузка по Тетмайеру<sup>1</sup> будет  $P_{кр} = k(1 - ax + bx^2) f$ , где для литой стали:

$$k = 3350 \text{ кг/см}^2; a = 0,00185; b = 0;$$

отсюда

$$P_{кр} = 3350(1 - 0,00185 \cdot 60) \cdot \frac{11,5^2 \cdot \pi}{4} = 2978 \cdot 103,87 = 309\,414 \text{ кг}$$

и коэффициент безопасности (надежности) для новой скалки будет: <sup>2</sup>

$$n_t = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{309\,414}{52\,885} \approx 5,85.$$

Для изношенной на 12% скалки будем иметь:

$$P'_{кр} = 235\,331 \text{ кг};$$

$$n_t' = \frac{P'_{кр}}{P} = \frac{235\,331}{52\,885} \approx 4,45.$$

В Америке и Англии при определении критических напряжений широко применяется формула Гордон-Ренкина:<sup>3</sup>

$$k_{кр} = \frac{k}{1 + \gamma \left( \frac{l}{i} \right)^2},$$

<sup>1</sup> Hütte, 1921, т. I, стр. 568.

<sup>2</sup> По второй формуле Эйлера соответственно:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,2 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 11,5^4}{172,54^2 \cdot 64} = 641\,278 \text{ кг}; \quad n_s = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{641\,278}{52\,885} \approx 12.$$

<sup>3</sup> Тимошенко и Лессельс. Прикладная теория упругости, 1931 г., стр. 134 — 135.

где  $k = 3200 \text{ кг/см}^2$  — допускаемое напряжение на сжатие литого железа (сплошной стержень) и  $\gamma = \frac{1}{7500}$  — постоянный для данного материала коэффициент.

Критическая сила будет:

$$P_{кр} = k_{кр} f = \frac{3200 \pi \delta^3}{4(1 - \gamma x^2)} = 224\,582 \text{ кг},$$

и коэффициент безопасности для новой скалки:

$$n_{гр} = \frac{P_{кр}}{P} = \frac{224\,582}{52\,885} \approx 4,2.$$

Для изношенной на 12% скалки соответственно будем иметь:

$$x' = \frac{l}{l'} = 68,2;$$

$$P'_{кр} = k'_{кр} f' = 158\,887 \text{ кг};$$

$$n'_{гр} = \frac{P'_{кр}}{P} \approx 3,0.$$

По формуле Тетмайера-Ясинского имеем:

$$P_{кр} = \left( 3200 - 12 \frac{l}{i} \right) f = (3200 - 12 \cdot 60) \cdot 103,87 = 250\,832 \text{ кг},$$

и коэффициент безопасности для новой скалки:

$$n_{тя} = \frac{P_{кр}}{P} \approx 4,87.$$

Для изношенной на 12% скалки:

$$P'_{кр} = 191\,513 \text{ кг}.$$

$$n'_{тя} = \frac{P'_{кр}}{P} \approx 3,62.$$

Сопоставление формул Гордона-Ренкина и Тетмайера-Ясинского указывает на сравнительную близость получаемых при их применении результатов.

Для сравнения полученных величин с имеющимися на ряде паровозов СССР произведен ряд подсчетов, сведенных в таблице 67.

Для скалок из Ст5, а также для скалок из стали с присадкой Ni (паровоз ИС) расчеты, полученные путем применения формул Тетмайера-Ясинского и Гордона-Ренкина, выведенных на основании опытов со стержнями из литого железа, должны рассматриваться лишь как материал для относительного сравнения скалок и не являются действительными расчетами прочности рассматриваемой детали.

В известных условиях шток, независимо от изгиба его как длинной стойки, нагруженной продольно действующей силой давления пара на поршень, может иметь начальный прогиб как под влиянием собственного веса, так и под действием веса поршня.

Для упрощения расчета скалок вместо чрезвычайно громоздкой формулы инж. Шестакова (см. ниже) нами был применен метод расчета скалки как консольной балки (заделка в кулаке), нагруженной равномерно распределенной

нагрузкой (собственный вес) и сосредоточенной силой (вес поршня). Данный метод расчета является чисто сравнительным, так как не представляется возможным точно учесть условия, в которых приходится работать поршневой скалке.

В таблице 68 определение начального прогиба скалок поршней без контр-штоков произведено по методу, приводимому для расчета скалки рассматриваемого паровоза.

Наибольший изгибающий момент:

$$M_{\max} = G_{\text{п}} l + \frac{G_{\text{шт}} l}{2},$$

где:  $G_{\text{п}} = 228,5$  кг — вес поршня в собранном виде (+ вес гайки);

$G_{\text{шт}} = 141,5$  кг — вес скалки;

$l = 172,54$  см — длина скалки.

Тогда:

$$M_{\max} = 51\,632 \text{ кгсм.}$$

Стрела прогиба, создаваемая сосредоточенной нагрузкой  $G_{\text{п}}$ :

$$f_1 = \frac{G_{\text{п}} l^3}{3EJ} = 0,20 \text{ см.} \quad A$$

Стрела прогиба, создаваемая равномерно распределенной нагрузкой  $G_{\text{шт}}$ :

$$f_2 = \frac{G_{\text{шт}} l^3}{8EJ} = 0,05 \text{ см.} \quad B$$

Суммарный прогиб, создаваемый весом скалки и поршня:

$$f = f_1 + f_2 = 0,25 \text{ см} = 2,5 \text{ мм.}$$

Данный прогиб не может считаться чрезмерно большим, так как целый ряд паровозов СССР, даже с наличием контр-штоков,<sup>1</sup> имеет стрелу прогиба, близкую к полученной нами.

Для суждения о величине прогиба скалки на паровозах СССР ленинградской группой специалистов по нормализации подвижного состава были произведены проверочные расчеты (см. табл. 68), где стрела прогиба для паровозов с контр-штоками определялась по методу инж. Шестакова.<sup>2</sup>

Стрела прогиба от веса поршня:

$$f_1 = \frac{G_{\text{п}}}{3EJ} \cdot \frac{L_1^3}{L^2} (L - L_1)^2 + \frac{G_{\text{п}}}{3EJ_1} \cdot \frac{L_1^2}{L^2} (L - L_1)^3$$

и стрела прогиба от собственного веса скалки:

$$f_2 = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{L_1^3 (L - L_1)}{2} \cdot \left[ \frac{q}{3} - \frac{qL_1}{4L} - \frac{(q - q_1) (L - L_1)^2}{3L^2} \right] + \\ + \frac{1}{EJ_1} \cdot \frac{L_1 (L - L_1)^3}{2} \cdot \left[ \frac{q_1}{3} - \frac{q_1 (L - L_1)}{4L} + \frac{(q - q_1) L_1^2}{3L^2} \right],$$

<sup>1</sup> Наличие поршней с контр-штоком требует для определения стрелы прогиба, при данном методе расчета, рассмотрения скалки как балки, лежащей на двух опорах, с действием равномерно распределенного груза  $G = G_{\text{шт}} + G_{\text{кш}}$  и сосредоточенной нагрузки  $G_{\text{п}}$ .

<sup>2</sup> См. „Вестник Общества технологов“ № 14, 15 июня 1913 г., стр. 464.

№ по порядку	Тип паровоза	Серия	Размеры в мм			Вес поршня $G_n$ кг	Момент инерции сечения скалки $J$ см <sup>4</sup>	Момент инерции сечения контр-штока $J_k$ см <sup>4</sup>	Вес 1 см длины скалки $q$ кг	Вес 1 см длины контр-штока $q_k$ кг	Средняя прогиба от веса поршня $f_1$ мм	Средняя прогиба от веса скалки и контр-штока $f_2$ мм	Общая средняя прогиба мм $f = f_1 + f_2$	Примечание
			Диаметр скалки $\phi$	Диаметр контр-штока $\phi_k$	$L$									
1	2-3-0	Б	96	64	2286	1192	417	82,4	0,57	0,25	0,5	0,4	1,0	Для наружного цилиндра Для внутреннего цилиндра
2	1-5-0	Е <sup>Ф</sup>	101,6	63,5	2499	1381	521	80	0,63	0,25	0,9	0,5	1,4	
3	1-5-0	Е <sup>Д</sup>	101,6	63,5	2497	1381	521	80	0,63	0,25	0,9	0,6	1,5	
4	2-3-1	Л	80	60	2910	1832	201	64	0,39	0,22	1,1	1,0	2,1	
5	1-3-0	Н <sup>В</sup>	80	60	2180	1102	201	64	0,39	0,20	1,8	0,4	2,2	
6	1-3-0	Н <sup>У</sup>	80	57	2222	1266,5	201	52	0,39	0,20	1,9	0,4	2,4	
7	0-4-0	О <sup>В</sup>	75	57	2223	1267,5	201	52	0,39	0,20	1,9	0,4	2,3	
8	1-3-1	С	96	65	2141	1185,5	155	52	0,35	0,20	0,9	0,6	1,5	
9	1-4-0	Щ	96	65	2429	1238,5	417	87,6	0,57	0,26	0,9	0,5	2,0	
10	1-4-0	Щ <sup>и</sup>	96	65	2472	1458	417	87,6	0,57	0,26	1,4	0,7	2,4	
11	0-3-0	Б	70	55	2596	1458	417	45	0,30	0,19	0,5	0,4	1,0	Для наружного цилиндра Для первого паровоза Скалка внутри просверлена $\phi$ 55 мм Для паровозов второго заказа
12	0-3-0	48 <sup>У</sup>	70	50	2019	1122,5	54	118	0,30	0,15	0,4	0,2	0,6	
13	0-5-0	Э	96	64	2753	1017	52	31	0,30	0,15	1,2	0,4	1,7	
14	0-5-0	Э <sup>Г</sup>	95	65	2384	1298	417	82,4	0,57	0,25	1,0	0,4	1,4	
15	0-5-0	Э <sup>М</sup>	102	65	2384	1298	400	87,6	0,56	0,26	1,0	0,6	1,7	
16	0-5-0	Э <sup>У</sup>	96	65	2419	1278	531	87,6	0,64	0,26	1,0	0,6	1,8	
17	1-3-0	Я	75	57	2443	1294	417	87,6	0,57	0,26	1,1	0,3	1,4	
18	1-3-1	С <sup>У</sup>	96	65	2128	1175,5	155	52	0,35	0,20	1,0	0,4	1,0	
19	2-4-0	М	96	65	2438	1151	71	87,6	0,57	0,26	0,5	1,2	2,5	
20	1-5-1	Т <sup>Б</sup>	120	—	—	2017	43	417	0,57	—	1,2	0,2	1,4	
21	1-5-1	Ф <sup>Д</sup>	115	—	—	1742	157	1018	0,69	—	1,2	0,5	2,5	Скалка внутри просверлена $\phi$ 55 мм Для паровозов второго заказа
22	1-5-2	Т <sup>А</sup>	120	—	—	1725,4	228	858,5	0,82	—	2,0	0,2	1,5	
23	1-4-2	ИС	120/55	—	—	1742	157	1018	0,74	—	1,2	0,5	2,4	
24	1-5-1	Ф <sup>Д</sup>	120	—	—	1907	170	973	0,76	—	1,8	0,6	2,9	

<sup>1</sup> Для паровозов компаунд стрелы прогиба вычислены для скалок цилиндров низкого давления. Для паровозов №№ с 1 по 18 стрелы прогиба вычислены по формулам инж. Шестакова. Для паровозов №№ с 19 по 24 стрелы прогиба вычислены по формулам (А) и (В).

где:  $G_n$  — вес поршня в кг;

$L_1$  — расстояние от центра крейцкопфного валика до середины поршня в месте насадки на скалку в см;

$L$  — расстояние между опорами в см (между местом крепления скалки в крейцкопфе и серединой втулки переднего сальника);

$E = 2,2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup> — модуль упругости стали;

$J$  — момент инерции сечения штока в см<sup>4</sup>;

$J_1$  — момент инерции сечения контр-штока в см<sup>4</sup>;

$q$  — нагрузка на единицу длины штока;

$q_1$  — нагрузка на единицу длины контр-штока;

$f = f_1 + f_2$  — полная стрела прогиба в см.

В связи со стремлением к взаимозаменяемости деталей (крышек, сальников) при проектировании паровоза ИС чертежи паровозов ФД второго заказа были пересмотрены, и диаметр скалки на обоих паровозах был принят одинаковым и равным 120 мм. Одновременно с этим длина скалки была увеличена до 1875 мм вместо прежней в 1725 мм.

Увеличение длины скалки, сопровождавшееся укорочением ведущего дышла, было вызвано соображениями большего удобства осмотра и ремонта поршня без разъема скалки с кулаком. Удлинение штока позволяет после выемки крейцкопфного валика и разъединения крейцкопфа от ведущего дышла произвести осмотр и ремонт поршня (при снятой передней цилиндровой крышке), для чего достаточно подать крейцкопф в переднее крайнее положение до упора тумбы кулака в задний цилиндровый сальник.

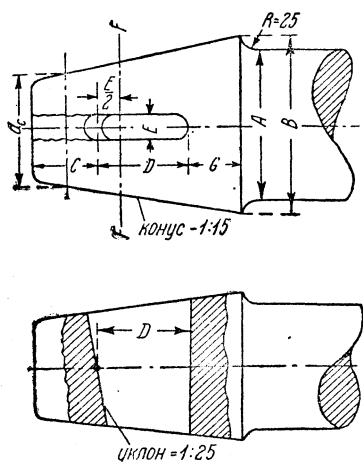
При этом поршень выступает из цилиндра настолько, что осмотр колец и смена их не представляют никаких затруднений. Помимо облегчения

осмотра и ремонта поршня удлинение скалки имело также целью не допускать частого разъема скалки с кулаком (с которым скалка соединяется под прессовым давлением в 55 т), так как это вредно отражается на прочности клинового соединения, не гарантируя в обычных условиях ремонта в депо достаточно правильную посадку клина, что при наличии действующей по скалке силы в 53 т может привести к целому ряду осложнений аварийного характера.

Помимо приведенного выше расчета производится проверка достаточности размеров конусной части скалки в соединении с крейцкопфом (фиг. 240).

Для первого паровоза ФД размеры конусной части скалки в соединении с крейцкопфом были приняты следующими:

$A = 115$  мм;  $B = 130$  мм;  $C = 66$  мм;  $D = 109$  мм;  $G = 63$  мм;  $E = 35$  мм; конус скалки — 1:15 и уклон паза для клина — 1:25.



Фиг. 240. Конусная часть скалки.



## РАЗРЫВ СКАЛКИ ПО ОПАСНОМУ СЕЧЕНИЮ $F - F$

Площадь разрыва  $F = 70,635 \text{ см}^2$ . Усилие по штоку  $P = \frac{\pi d_{ш}^2}{4} \cdot p = 52\,885 \text{ кг}$ .

Напряжение:

$$k_z = \frac{P}{F} \approx 750 \text{ кг/см}^2.$$

По данным АРА<sup>1</sup> площадь сечения  $F$  определяется из равенства:  $F = \frac{P}{668} \text{ см}^2$ .

Размеры выреза (фиг. 240):

$$D \times E = \frac{P}{1406} \text{ см}^2.$$

## СРЕЗ СКАЛКИ КЛИНОМ ПО ДВУМ ПЛОСКОСТЯМ

Площадь среза:

$$F_1 = 76,7 \text{ см}^2.$$

Напряжение:

$$k_t = \frac{P}{2 F_1} \approx 345 \text{ кг/см}^2.$$

По данным АРА<sup>1</sup> величина  $C$  (фиг. 240) должна быть равна  $\frac{P}{2 \cdot 340 d_c} \approx 6,6 \text{ см}$ , что совпадает с принятой нами величиной.

Для сравнения полученных результатов приводим таблицу аналогичных подсчетов для некоторых паровозов СССР.

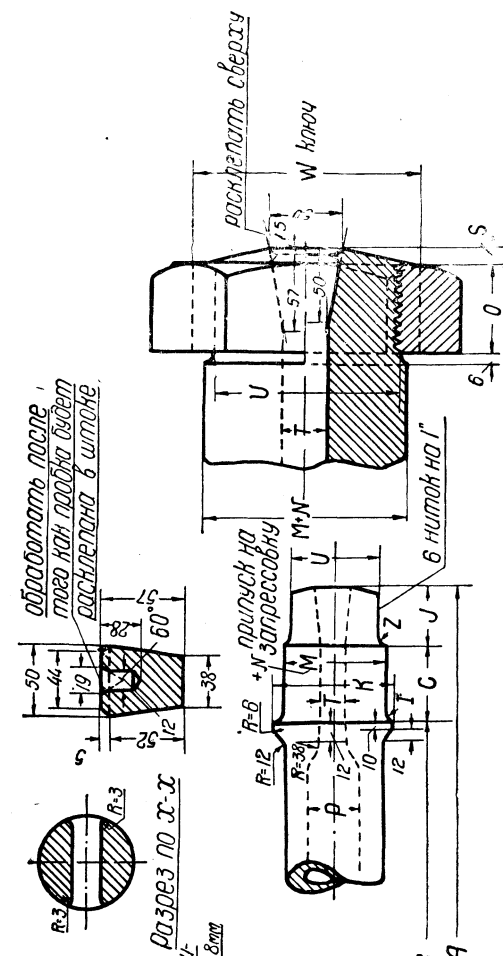
ТАБЛИЦА 69

Напряжения в конусных соединениях скалок

Тип	Серия	Разрыв скалки $k_z \text{ кг/см}^2$	Срез скалки $k_t \text{ кг/см}^2$	Примечание
2—3—0	КУ	925	450	Первый паровоз. США — Chicago, Burlington Quincy.
1—3—1	СУ	925	450	
1—3—1	С <sup>в</sup>	855	415	
1—3—1	С	825	413	
0—5—0	Э	878	424	
2—4—0	М	920	365	
1—4—0	Щ	793	376	
1—5—1	ФД	750	345	
1—5—1	—	921	340	

Передний конец скалки, служащий для соединения с поршнем, сделан коническим с конусом 1:15. Поршень насаживается на скалку с давлением в 55 т, при чем конусный конец скалки предварительно притирается по отверстию в поршневой тумбе. В виду наличия бурта в месте перехода цилиндрической части скалки в конусную, к изготовлению передней и задней конусных частей предъявляют в отношении точности повышенные требования, так как не-

<sup>1</sup> „Locomotive Cyclopedia“, 1930, стр. 591.



Фиг. 241. К таблице 70.

ТАБЛИЦА 70

### Рекомендуемые Пенсильванской ж. д. размеры поршневых скалок <sup>1</sup>

Тип	Класс	Размеры в мм																						
		A	B	C	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	W	Y	Z
0-4-0	C-1	1734	1283	108	120	67	127	19	5	73	146	145	120	0,25	59	63	16	41	8	38	114	175	254	6
2-2-1	E-6-S	1392	1014	108	105	49	102	13	5	51	120	116	95	0,2	40	57	16	32	5	32	89	135	203	—
2-3-0	G-5-S	1577	1191	108	105	49	102	19	5	59	120	116	95	0,2	48	57	16	32	5	38	89	135	203	6
1-5-0	J-1-S	1727	1244	108	124	78	140	19	5	79	172	159	146	0,3	67	64	16	48	6	38	127	190	280	6
2-3-1	K-4-S	1429	1013	108	118	55	114	19	5	64	146	130	120	0,25	53	64	16	35	5	38	102	165	228	—
2-3-1	K-5	1724	1276	108	120	67	127	19	5	70	146	145	120	0,25	59	63	16	41	5	38	114	175	254	—
1-4-1	L-1-S	1734	1318	108	118	55	114	19	5	64	146	130	120	0,25	53	64	16	35	5	38	102	165	228	—
2-4-1	M-1	1527	1079	108	120	67	127	19	5	70	146	145	120	0,25	59	63	16	41	5	38	114	175	254	—

<sup>1</sup> „Locomotive Cyclopedia“ 1930, стр. 591.

обходимо, чтобы при запрессовке давление достигло требуемой величины еще до упора гумбы поршня в бурт скалки.

В целях разгрузки конусного соединения при давлении пара на переднюю сторону поршня на передней части скалки делается бурт. При давлении пара на заднюю сторону поршня и при нарушении прочности прессовой посадки поршня на скалку нагрузка будет восприниматься гайкой.

На втором паровозе ФД конусная часть скалки, соединяющаяся с кулаком, снабжена буртом для разгрузки клина.

Надо отметить, что такая конструкция требует весьма точного изготовления конусов в кулаке и на скалке, так как при некоторой неточности в изготовлении или после износа конуса на скалке может произойти полная разгрузка конусной поверхности за счет чрезмерного нагружения бурта.

Эту конструкцию надо рассматривать как опытную: успешность ее применения целиком зависит от качества работы механического цеха. Если точность изготовления конусов и бурта не может быть обеспечена, предпочтительнее вовсе отказаться от доведения бурта до упора в кулак, как и было сделано на первом паровозе ИС, где впервые пытались применить эту конструкцию.

Закрепление поршня на скалке после запрессовки достигается при помощи гайки, навинчиваемой на передний конец скалки. Для предотвращения самоотвинчивания в работе нарезанный конец скалки после постановки гайки либо расклепывается в холодном состоянии, либо проваривается.

Диаметр нарезки на переднем конце скалки принят настолько большим, насколько это оказалось конструктивно возможным по размерам передней конусной части скалки (112 мм). В нашем случае оказалось возможным применить нарезку диаметром 110 мм на длине 92 мм с шагом резьбы, равным 3 мм.

На стр. 366 приводим рекомендуемые размеры скалок по данным Пенсильванской железной дороги (США).

По данным этой же железной дороги головка скалки в месте соединения с поршнем делается конусной (1 : 20) или цилиндрической с диаметром, превышающим диаметр отверстия в тумбе поршня на 0,023 — 0,304 мм (прессовая посадка).

### **КРЕЙЦКОПФ (КУЛАК)**

Отличительными особенностями крейцкопфа паровоза ФД, резко выделяющими его из ряда обычного вида крейцкопфов наших паровозов, являются трехплоскостная поверхность трения для переднего хода и двухплоскостная для заднего, дающие возможность получения в работе удельных давлений, значительно меньших, чем на других наших паровозах. Низкое удельное давление, позволяющее применять в качестве заливки для трущихся поверхностей баббит, приближает работу крейцкопфа, при обеспечении достаточного подвода смазки, к условиям жидкостного трения.<sup>1</sup>

Крейцкопфы данного типа нашли особенно широкое распространение на Пенсильванской железной дороге, почему нередко называются „пенсильванскими“.

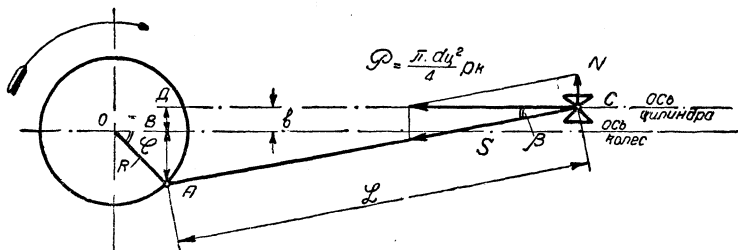
Движение крейцкопфа внутри параллели также положительно влияет на износ трущихся поверхностей, так как параллель служит как бы футляром, предохраняющим поверхности трения от загрязнения пылью.

Опыт годичной работы паровоза ФД показал, что после пробега в 30 000 км

<sup>1</sup> К. Бах. Детали машин, 1932 г., т. 2, стр. 411.

износ трущихся поверхностей крейцкопфа достиг всего лишь 1 мм, а на параллели сохранились штрихи от резца.

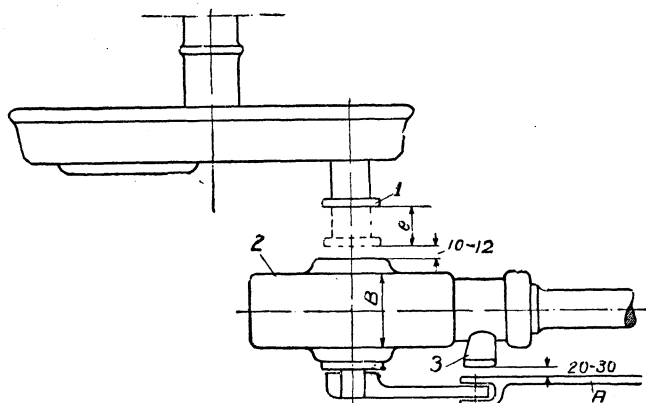
Малый износ пенсильванского крейцкопфа позволяет отказаться в нем от каких-либо регулировочных приспособлений между ним и параллелью, так как внимательное наблюдение за подводом смазки к трущимся поверхностям гарантирует удовлетворительную работу кулака на весьма длительное время.



Фиг. 242. Схема действия сил кривошипно-шатунного механизма.

Следует отметить, что имеющиеся по концам параллели прокладки не служат для компенсации наступившего износа трущихся поверхностей, а предназначены для облегчения проверки параллели при ее сборке.

В паровозах, у которых ось цилиндров поднята выше оси колес (фиг. 242), максимальное усилие, передаваемое крейцкопфом на параллель, при переднем ходе паровоза, приблизительно выражается формулой:



Фиг. 243. Габарит крейцкопфа в плане.

$$N_{\text{макс}} \approx \frac{P}{L} (R + b),^1$$

где:  $N_{\text{макс}}$  — давление крейцкопфа на параллель в кг;  
 $P$  — цилиндровая сила в кг;  
 $R$  — радиус кривошипа в см;  
 $b$  — расстояние между осью цилиндра и осью колес в см;  
 $L$  — длина ведущего дышла в см.

При  $P = 52\,885$  кг,  $R = 38,5$  см,  $b = 5$  см и  $L = 317,5$  см имеем:

$$N_{\text{макс}} = 7250 \text{ кг.}$$

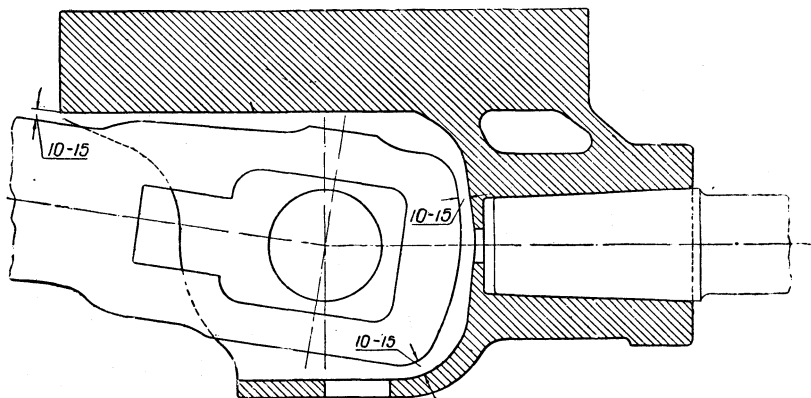
Габарит крейцкопфа у паровозов с одноосной передней тележкой с внутренней стороны определяется приближением пальца первой сцепной оси.

Кинематика пальца и крейцкопфа (обхождение пальцем наиболее выступающих частей крейцкопфа, соединенного с ведущим дышлом) не принимается во внимание, так как при следовании паровоза в холодном состоянии крейцкопф может быть поставлен в любое положение.

<sup>1</sup> Подробнее см. „Вестник инженеров“ 1931 г., № 5, стр. 185—191 и „Railway Mechanical Engineer“ 1928, стр. 681.

С наружной стороны должен быть обеспечен свободный проход маятника (фиг. 243) относительно крайней наружной точки крейцкопфа (обычно наружной выступающей части крейцкопфного клина).

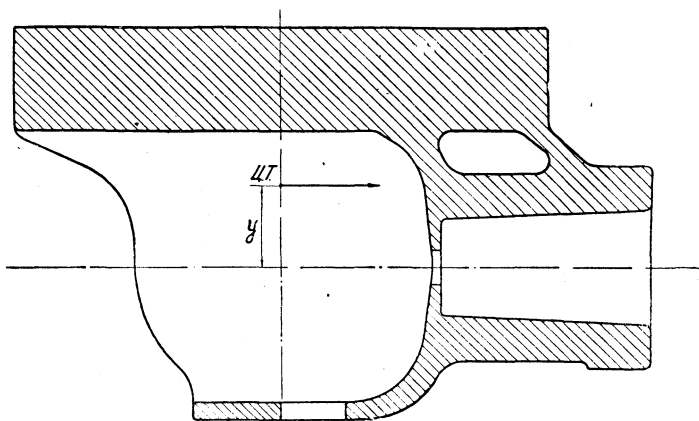
Кроме того должен быть обеспечен достаточный зазор как между передней головкой ведущего дышла (в его рабочих положениях) и внутренним очертанием передней стенки крейцкопфа (фиг. 244), так и между примыкающей к го-



Фиг. 244. Взаимное расположение дышла и крейцкопфа.

ловке частью штанги поршневого дышла и верхней, внутренней частью (потолком) крейцкопфа при вертикальном положении кривошипа ведущего колеса.

Последнее обстоятельство иногда недостаточно учитывают, считая возможным для достижения требуемого зазора между штангой дышла и задней верхней частью крейцкопфа увеличивать его высоту. Очевидно, в этом случае, в силу одностороннего распределения масс, центр тяжести крейцкопфа будет далеко отстоять от оси крейцкопфного валика, и при работе паровоза силы инерции, вызываемые переменными ускорениями и замедлениями, будучи приложены в центре тяжести крейцкопфа, дадут опрокидывающий момент (фиг. 245) с плечом  $y$ , могущий при больших числах оборотов, большом ходе поршня и значительном весе крейцкопфа оказать весьма вредное влияние на параллель.

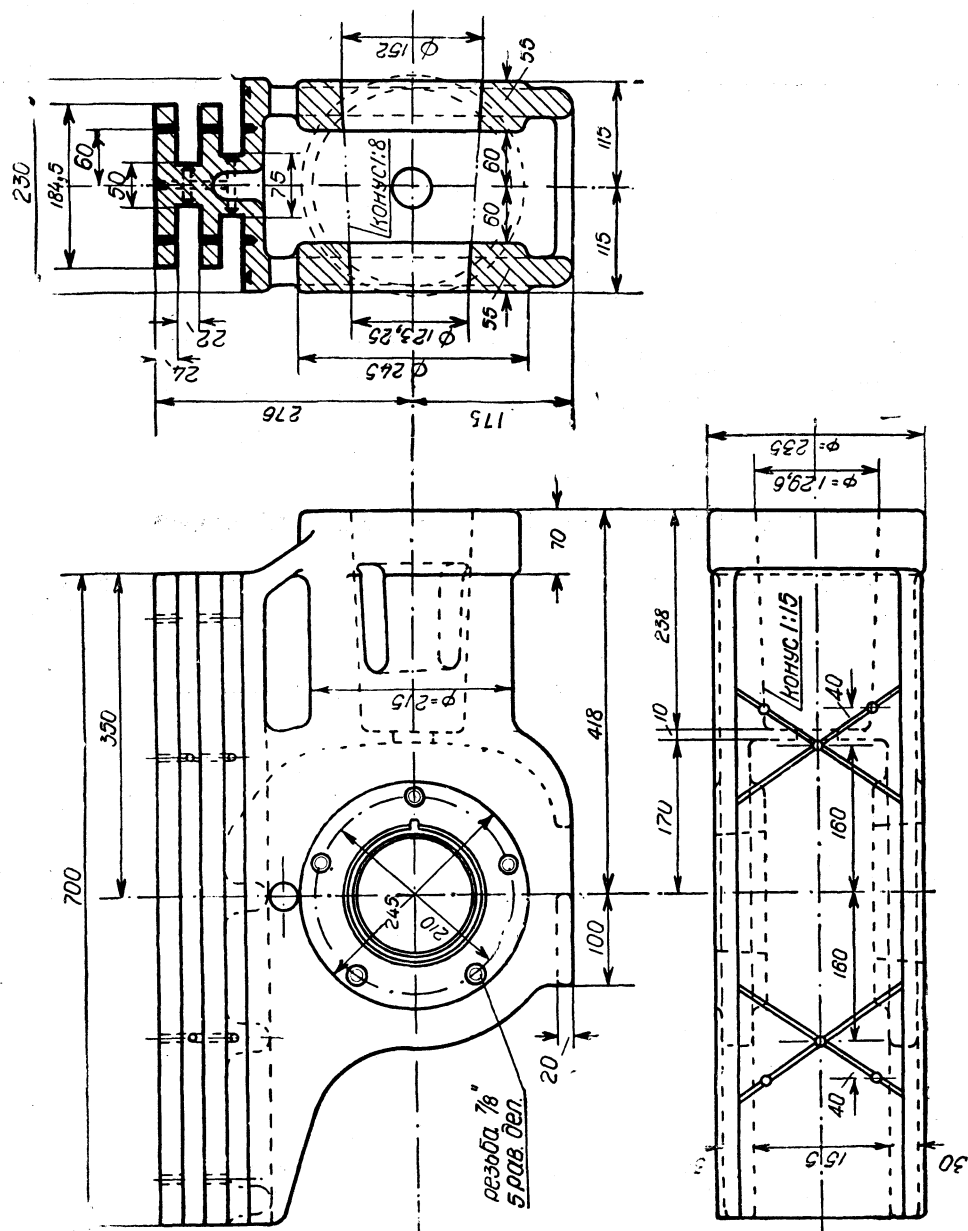


Фиг. 245. Влияние одностороннего распределения масс крейцкопфа.

Для паровоза ФД, при отклонении оси на 25 мм и наличии зазора до галтельной шайбы пальца в 12 мм, расстояние от оси цилиндра до крайней точки крейцкопфа или параллели в плане определилось в 115 мм, и общая ширина параллели — 230 мм (фиг. 243 и 246).

Толщину вертикальных боковых стенок параллели принимаем равной

22 мм<sup>1</sup> и суммарный зазор между стенками параллели и рабочими плоскостями крейцкопфа равным 1,5 мм. Тогда рабочая ширина верхней плоскости крейцкопфа  $B$  будет равна 184,5 мм (фиг. 246).



Фиг. 246. Крейцкопф первого паровоза ФД.

В крейцкопфном валике (фиг. 247) конструктивно приняты размеры:  
 $2A = 120$  мм;  $C_1 = C_2 = 86,5$  мм;  $C = C_1 + C_2 = 173$  мм;  $D = 53$  мм;  $E = 53$  мм;  
 $d = 130$  мм;  $d_1 = 50$  мм.

Обычно крейцкопфный валик рассчитывается как балка, лежащая на двух опорах, с сосредоточенной нагрузкой  $P$ , хотя более правильным было бы счи-

<sup>1</sup> На паровозах: Т<sup>А</sup> эта толщина — 32 мм; Т<sup>Б</sup> — 22 мм; J-I-S (США) — 22,2 мм.

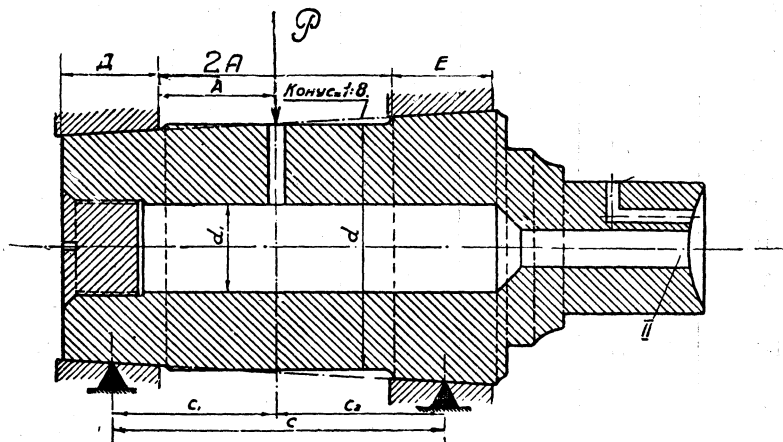
тать нагрузку равномерно распределенной по рабочей длине валика и изменяющейся по закону прямой линии в опорах валика.<sup>1</sup>

Для сравнения производим расчет как тем, так и другим методом.

В первом случае имеем:

изгибающий момент от действия силы  $P=52\,885$  кг:

$$M_b = \frac{P \cdot C_1 \cdot C_2}{C} = 228\,750 \text{ кгсм};$$



Фиг. 247. Сечение кривокопфного валика.

момент сопротивления поперечного сечения валика:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d^4 - d_1^4}{d} = 211 \text{ см}^3;$$

напряжение на изгиб:

$$k_b = \frac{M_b}{W} = 1085 \text{ кг/см}^2.$$

Во втором случае:

изгибающий момент от действия силы  $P$ :

$$M_{b1} = \frac{P}{2} \left[ \frac{2A}{4} + \frac{E}{3} \right] = 126\,040 \text{ кгсм};$$

напряжение на изгиб:

$$k_{b1} = \frac{M_{b1}}{W} = 597 \text{ кг/см}^2 < 1100 \text{ (допустимого).}$$

Срез валика у грани опорных плоскостей силой  $P$  дает напряжение:

$$k_t = \frac{P}{2F} = 234 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между валиком и подшипником передней головки ведущего дышла:

$$p = \frac{P}{2dA} = 339 \text{ кг/см}^2.$$

<sup>1</sup> К. Бах. Детали машин, 1932 г., т. II, стр. 345.

## Напряжения в крейцкопфных валиках

Тип паровоза	Серия	Усилие по штоку кг	Напряже-ние на из-гиб $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Напряже-ние на из-гиб $k_{b1}$ кг/см <sup>2</sup>	Напряже-ние на срез $k_t$ кг/см <sup>2</sup>	Удельное давление $p$ кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1—3—1	С <sup>у</sup>	34 000	1173	628	251	368	
0—5—0	Э <sup>у</sup>	39 800	1446	874	248	362	
2—4—0	М	29 800	1102	590	197	258	
1—5—0	Е <sup>л</sup>	40 320	1067	603	222	349	
2—3—0	Б	30 870	1132	865	233	300	
1—4—2	ИС	52 885	1100	610	234	339	
1—5—1	Т <sup>Б</sup>	53 900	1315	715	218	327	
1—4—0	Щ	28 580	1235	620	240	307	
1—5—2	Т <sup>А</sup>	65 500	790	483	176	338	
1—5—1	ФД	52 885	1085	597	234	339	
1—5—0	1-J-S	79 550	1023	603	193	292	США — Pennsylv- vania
1—4—1	—	55 600	950	518	220	294	США — St. Louis — San Francisco
1—3—0	Н <sup>Б</sup>	23 600	1310	725	224	350	
2—3—0	К	31 200	1123	570	236	335	

В таблице 71 даны аналогичные подсчеты для ряда паровозов железных дорог СССР.

Особенностью крейцкопфного валика рассматриваемого паровоза является использование его внутренней выточки в качестве масленки для смазки передней головки ведущего дышла и головки поводка маятника.

Выступающая наружу часть валика имеет цапфу, на которую надевается задняя головка поводка маятника. Таким образом крейцкопфный валик одновременно используется и как точка захвата нижней части маятника. Это требует безусловно надежного укрепления крейцкопфного валика нажимной шайбой, так как при больших скоростях конец валика будет воспринимать 400—450 ударов в минуту как от ведущего дышла (вследствие изменений направления движения поршня, износа плавающей втулки), так и от толчков, возникающих в результате качания маятника. Эти удары, точка приложения которых расположена эксцентрично относительно середины валика и относительно его опор, неизбежно вызовут вибрацию валика и ослабление действия нажимной шайбы. Во избежание этого нажимная шайба укреплена не на четырех шпильках, как это обычно делается, а на пяти, при чем опыт годовой работы первого паровоза ФД выявил необходимость увеличения количества шпилек до 6 и одновременного усиления резьбы шпилек с  $7/8''$  до  $1''$ ; кроме того глубина ввинчивания шпильки в тело крейцкопфа была увеличена с 22 мм до 25 мм.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> При расположении шпилек необходимо обращать внимание на достаточность зазора между их концами и поводком маятника при его покачивании.



В торцевой части наружного конца крейцкопфного валика имеется сферическая выточка, служащая для обеспечения необходимой плотности в соединении валика с масленкой (фиг. 247).

Два канала масленки расположены один над другим. По нижнему (канал II) масло поступает внутрь крейцкопфного валика и через три отверстия, высверленные в средней (рабочей) его части, выбрасывается при движении крейцкопфа на наружную поверхность валика, служа для смазывания подшипника передней головки ведущего дышла. По второму, верхнему (I) каналу масло поступает в пространство между задней головкой поводка маятника и наружной поверхностью цапфы.

Отсюда видно, что смазка трущихся частей производится лишь при движении паровоза и автоматически приостанавливается на стоянке.

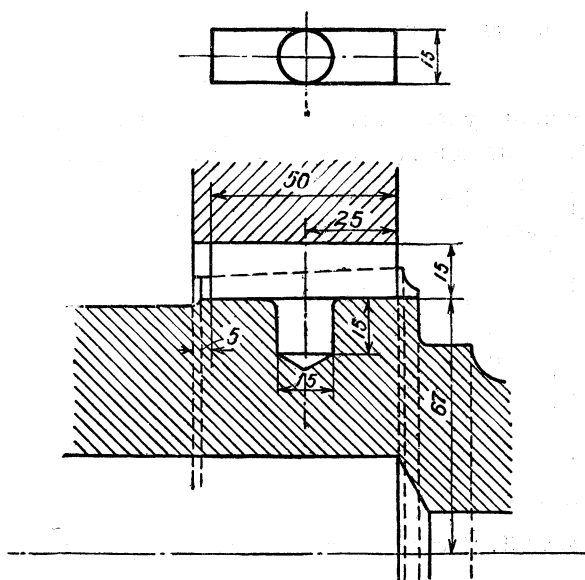
В торцовую часть крейцкопфного валика, обращенную в сторону колес паровоза, ввинчивается пробка, служащая для предохранения смазки от вытекания и для очистки смазочных отверстий в случае их загрязнения. Во избежание самоотвинчивания пробка приварена к торцевой части крейцкопфа в двух точках.

В целях упрощения и удешевления обработки шпонка валика принята американского типа (фиг. 248).

Паз в валике для шпонки готовится обработкой на строгальном станке и высверливанием в средней части валика небольшого несквозного отверстия. Применявшиеся же до сих пор шпонки вызвали необходимость в сверловке двух отверстий по концам паза с последующей обработкой его на вертикально-фрезерном станке, что значительно усложняло и удорожало изготовление.

Как видно из фиг. 246 и 247, расточка конической части отверстия в крейцкопфе может производиться за один проход резца и развертки. Конусность опорных частей валика и отверстий в щеках крейцкопфа — одинакова, что значительно облегчает обработку.

Изнашивание средней, рабочей части крейцкопфного валика происходит значительно более интенсивно, чем изнашивание его опорных поверхностей; поэтому при наличии непосредственного перехода цилиндрической части валика в коническую каждая обточка цилиндрической части будет приводить к значительному уменьшению величины опорной поверхности конусной части, обращенной в сторону колес, так как при конусности 1:8 каждый 1 мм износа валика по его диаметру в цилиндрической части вызовет при обточке уменьшение левой опорной поверхности на 8 мм.



Фиг. 248. Шпонка крейцкопфного валика.

Во избежание этого на паровозах ФД второго заказа переход цилиндрической части в коническую осуществляется не непосредственно, а при помощи уступа (фиг. 249).

После определения ширины рабочих плоскостей крейцкопфа и принятия желательного зазора между крейцкопфом (или параллелью) и галтельной шайбой передней сцепной оси (при ее наибольшем боковом перемещении) принимаем длину трущихся поверхностей крейцкопфа, исходя из величины удельного давления и характеристики грения.

При принятой для первого паровоза длине рабочих плоскостей  $L = 700$  мм и общей площади трения:

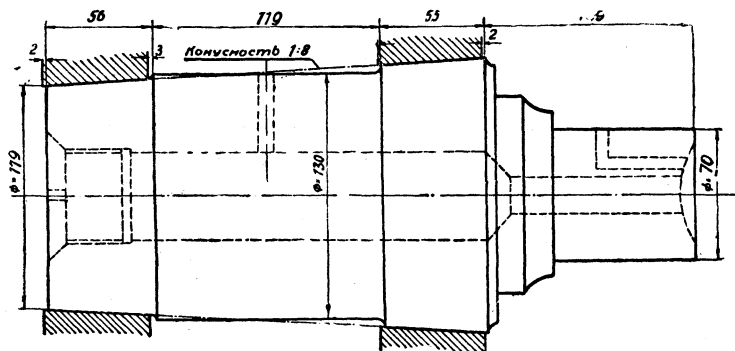
для переднего хода (фиг. 246)

$$f_n = (18,45 + 13,3 + 15,35) 70 = 3297 \text{ см}^2$$

и для заднего хода

$$f_z = (13,3 + 10,8) 70 = 1687 \text{ см}^2$$

величина удельного давления при определенном выше значении вертикальной составляющей  $N_{\text{макс}} = 7250$  кг выразится для переднего хода паровоза:



$$p_n = \frac{N_{\text{макс}}}{f_n} = 2,2 \text{ кг/см}^2$$

и для заднего хода:

$$p_z = \frac{N_{\text{макс}}}{f_z} = 4,3 \text{ кг/см}^2.$$

При наибольшей конструкционной скорости движения паровоза  $V = 60$  км/час, соответствующей числу оборотов колес в минуту  $n = 212$  и при

длине хода поршня  $2R = 770$  мм — средняя скорость возвратно-поступательного движения крейцкопфа  $c = 5,4$  м/сек.

Характеристика грения в данных условиях:

для переднего хода  $R_n = p_n c = 11,9$  кгм/см<sup>2</sup>сек

и для заднего  $R_z = p_z c = 23,2$  кгм/см<sup>2</sup>сек.

Для сравнения полученных величин приводим таблицу аналогичных расчетов для ряда паровозов.

В целях равномерности распределения удельного давления по всей поверхности трения, а следовательно и равномерности изнашивания трущихся поверхностей, рабочие плоскости крейцкопфа расположены симметрично относительно оси крейцкопфного валика.<sup>1</sup>

Из приведенных в таблице 72 сравнительных величин видно, что как в отношении величин удельных давлений, так и в отношении характеристики грения, первый паровоз ФД находится в значительно лучших условиях работы, чем все остальные паровозы СССР.

<sup>1</sup> К. Бах. Детали машин, 1932 г., т. II, стр. 486—487.



где:

$$F = \left( \frac{\pi \cdot 3,5^2}{4} + 6,8 \cdot 3,5 \right) = 33,42 \text{ см}^2 - \text{площадь среза.}$$

Удельное давление между клином и скалкой:

$$p_1 = \frac{P}{f_1} = \frac{52\,885}{41,49} = 1275 \text{ кг/см}^2.$$

Удельное давление между клином и тумбой крейцкопфа:

$$p_2 = \frac{P}{f_2} = \frac{52\,885}{38,36} = 1378 \text{ кг/см}^2.$$

Для сравнения сопоставляем полученные величины с результатами расчетов тех же деталей ряда паровозов (табл. 73).

Напряжения в крейцкопфных клиньях

ТАБЛИЦА 73

Тип паровозов	Серия	$k_t$ кг/см <sup>2</sup>	$p_1$ кг/см <sup>2</sup>	$p_2$ кг/см <sup>2</sup>	Примечание
1—3—1	С <sup>у</sup>	930	1710	1545	
0—5—0	Э <sup>у</sup>	867	1620	1405	
2—4—0	М	810	1760	1350	
1—4—0	Щ	690	1250	1068	
0—4—0	О <sup>в</sup>	810	1200	1100	
1—5—1	ФД	790	1275	1378	
1—5—0	Е <sup>л</sup>	950	1500	1370	
1—5—0	1-J-S	730	1170	766	
					США — Pennsylvania

На паровозах ФД второго заказа в верхней части клина была поставлена контрольная заклепка, не допускающая при износе клина просадки его до соприкосновения с галтельной шайбой пальца передней сцепной оси.

Расчет прочности тумбы крейцкопфа производится на срез ее клином и на разрыв для той части тумбы, которая имеет наименьший диаметр и ослаблена пазом для клина.

Наибольший диаметр тумбы в ее передней, утолщенной части принимается обычно (фиг. 250):

$$D = 1,8K = 1,8 \cdot 129,6 \cong 235 \text{ мм},$$

где  $K = 129,6$  мм — диаметр устья конусного отверстия в тумбе крейцкопфа при наличии запаса в 6 мм на износ конусной части скалки.<sup>1</sup>

Наименьший диаметр тумбы крейцкопфа принимается:

$$d = D - (20 \div 25) \text{ мм} = 235 - 20 = 215 \text{ мм}.$$

<sup>1</sup> По данным АРА (Locomotive Cyclopedia, 1930, стр. 630) величина пояса утолщенной части тумбы крейцкопфа  $C$  (фиг. 250) принимается равной  $0,5 K$ .

Площадь среза крейцкопфа клином (фиг. 250):

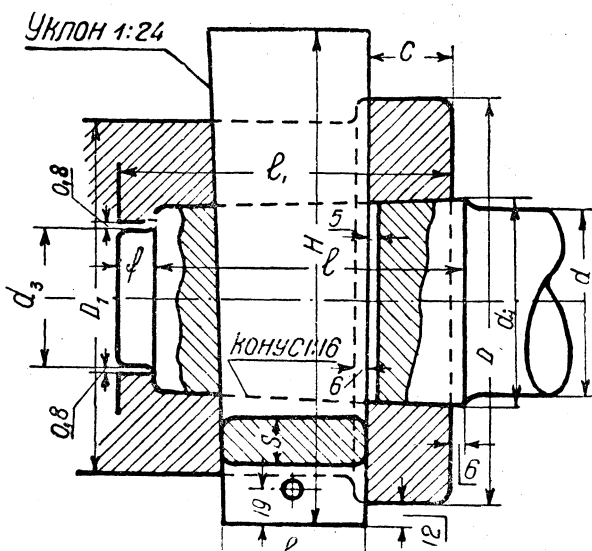
$$F = (C - 7) \cdot (D - 12,77) = 6,3 \cdot 10,73 = 67,8 \text{ см}^2.$$

$$\text{Напряжение среза: } k_t = \frac{P}{2F} = \frac{52\,885}{2 \cdot 67,8} = 390 \text{ кг/см}^2.$$

Площадь сечения по A—B:  $F = 208 \text{ см}^2$ ; напряжение разрыва крейцкопфа по A—B:

$$k_z = \frac{P}{F} = 254 \text{ кг/см}^2.$$

Для сравнения полученных величин приводим таблицу аналогичных расчетов для ряда паровозов (табл. 75).



Фиг. 251. К таблице 74.

Нормали ALCO на соединении крейцкопфа со скалкой

ТАБЛИЦА 74

Размеры в мм											
<i>a</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>l</i> <sub>1</sub>	<i>l</i>	<i>f</i>	<i>D</i>	<i>C</i>	<i>b</i>	<i>S</i>	<i>H</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>
70	125	49	146	133	19	150	38	60	16	230	83
76	135	49	146	133	19	160	38	60	16	230	89
83	145	62	165	152	19	170	44	67	19	230	95
89	160	62	165	152	19	185	44	67	19	230	102
95	170	75	178	165	19	195	44	76	22	270	108
102	180	75	178	165	19	205	44	76	25	270	114
108	195	87	203	190	19	220	48	86	25	280	121
114	205	87	203	190	19	230	51	86	29	290	127
121	215	94	229	216	19	240	57	95	29	320	133
127	225	100	244	241	19	250	70	105	32	330	140

Для уменьшения изнашивания боковых поверхностей передней головки поршневого дышла на паровозах ФД второго заказа с внутренней стороны щек кулака поставлены предохранительные латунные шайбы.

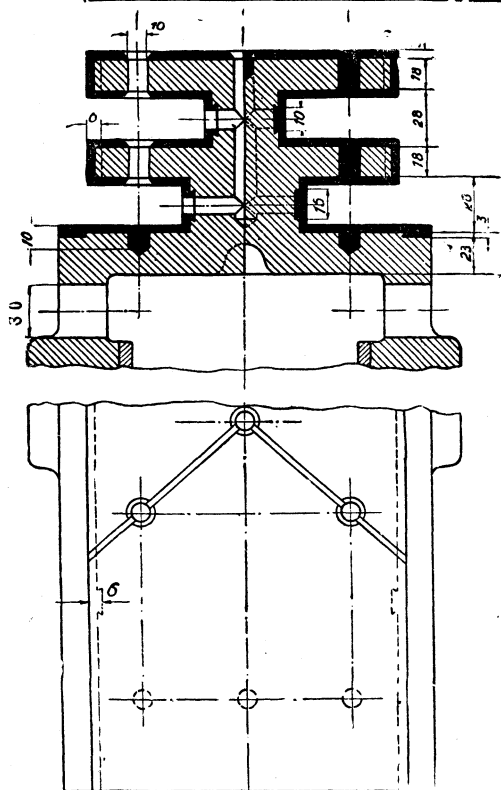
Рабочие трущиеся поверхности кулака залиты баббитом.

По данным Алтунских мастерских (США) для заливки крейцкопфов рекомендуется баббит следующего состава:

$$\begin{aligned} \text{Sn} &= 89\%; \\ \text{Cu} &= 3 \text{ „} \\ \text{Sb} &= 7 \text{ „} \\ \text{проч.} &= 1 \text{ „} \end{aligned}$$

Для предохранения баббитовой заливки от среза силой трения в опорных плоскостях предварительно просверливается ряд сквозных отверстий (фиг. 252).

Тип паровоза	Серия	Усилие по скалке кг	$k_t$ кг/см <sup>2</sup>	$k_z$ кг/см <sup>2</sup>	П р и м е ч а н и е
1—3—0	H <sup>B</sup>	23 600	209	215	
1—3—1	C <sup>y</sup>	34 000	391	—	
2—3—0	K	31 200	371	238	
0—4—0	O <sup>B</sup>	23 600	258	213	
0—5—0	Э <sup>y</sup>	39 800	382	295	
1—5—0	E <sup>Л</sup>	40 320	214	262	
1—4—0	Щ	28 580	445	151	
2—3—1	—	39 600	302	168	Канада — Canadian Pacific
1—4—2	ИС	52 885	390	254	
1—4—1	—	55 600	356	180	США — St.-Louis — San Francisco
1—5—0	1-J-S	79 550	375	290	США — Pennsylvania
2—3—0	Б	30 870	423	198	
1—5—1	T <sup>B</sup>	53 900	395	198	
1—5—2	T <sup>A</sup>	65 500	510	252	
1—5—1	ФД	52 885	390	254	Первый паровоз
1—5—1	ФД	52 885	390	254	Паровозы второго заказа



Фиг. 252. Баббитовая заливка и смазочные канавки крейцкопфа.

В боковых поверхностях опорных плоскостей сделаны выточки в виде ласточкина хвоста, которые также способствуют лучшему соединению заливки с телом крейцкопфа.

Как видно из фиг. 252, обработка пазов и сверловка отверстий не требует специальных приспособлений и может осуществляться на обычных строгальных и сверлильных станках.

Для облегчения разборки ведущего дышла и сборки его с валиком крейцкопфа в нижней части крейцкопфа имеется связывающая между собой щеки крейцкопфа горизонтальная полка. Ведущее дышло ложится на эту полку своей передней головкой. Это позволяет значительно уменьшить необходимый для соединения с валиком подъем головки и, кроме того, устраняет опасность несчастных случаев и повреждения головки дышла при разъединении с ним крейцкопфа.

Отверстия в верхней части щек крейцкопфа диаметром в 30 мм (фиг. 252) позволяют производить периодическую смазку

подшипника передней головки дышла обычным способом (при помощи ручной маслянки) в тех случаях, когда количество смазки, доставляемое крейцкопфной маслянкой, является почему-либо недостаточным.

Для смазывания трущихся поверхностей на верхней части параллели установлена маслянка обычного фитильного типа, а также подведена смазка от смазочного пресса. Смазка подводится к верхней рабочей плоскости кулака и по смазочным канавкам и отверстиям диаметром в 10 мм, высверленным в полках и в средней части трущихся поверхностей, поступает для смазки всех плоскостей трения.

На фиг. 252 с левой стороны показано в разрезе расположение смазочных отверстий в полках и в средней части, при чем эти отверстия условно совмещены в плоскостях сечения (незаштрихованные части — отверстия для смазки). С правой стороны (черным) показана заливка баббитом трущихся поверхностей.

На основании всего сказанного очевидно, что общий размер от центра крейцкопфного валика до конца тумбы крейцкопфа определится как сумма из следующих слагаемых: 1) расстояния от оси крейцкопфного валика до внутренней передней стенки крейцкопфа (определяется по размерам и форме передней головки дышла плюс зазор между головкой и стенкой); 2) толщины стенки, отделяющей конусную часть тумбы от внутренней части крейцкопфа; 3) величины зазора между задней конусной частью скалки и стенкой конусной части тумбы; 4) длины конусной части скалки (определяется на основании ее крепостных расчетов). После определения общей длины тумбы крейцкопфа необходимо произвести проверку достаточности зазора между наружной плоскостью заднего цилиндрического сальника и тумбой крейцкопфа в его крайнем переднем, рабочем положении.

В виду того, что при расчете крейцкопфа нельзя точно учесть все условия его работы в эксплуатации и предусмотреть такие возможности, как попадание воды в цилиндры и т. д., — к материалу крейцкопфа предъявляется ряд повышенных требований, касающихся как его химического состава, так и механических свойств.

Материалом для крейцкопфа паровозов ФД второго заказа является сталь с химическим составом:

$$\begin{array}{ll} C = 0,22 - 0,35\%; & \\ Mп & \geq 0,85 \text{ " } \\ P & \geq 0,05 \text{ " } \\ S & \geq 0,05 \text{ " } . \end{array}$$

Механические свойства ее:

временное сопротивление на разрыв — не менее 42 кг/мм<sup>2</sup>;

предел упругости — не менее 19 кг/мм<sup>2</sup>;

удлинение пятидесятимиллиметрового образца при разрыве должно составлять  $\frac{984}{\text{врем. сопр. разр.}}$ , но не менее 20%;

сужение площади поперечного сечения при разрыве не менее 30%.

Для первого паровоза в качестве материала для крейцкопфа применена ЛСт1.

По техническим условиям АРА крейцкопфы изготавливаются из литой стали класса В.

Химический состав ее:

$$Mn = 0,85\%;$$

$$P \nless 0,05 \%$$

$$S \nless 0,05 \%$$

Механические свойства после отжига:

предел упругости — 25 кг/мм<sup>2</sup>;

удлинение образца при разрыве равно  $\frac{1124,9}{\text{врем. сопр. разр.}}$ , но не менее 22%;

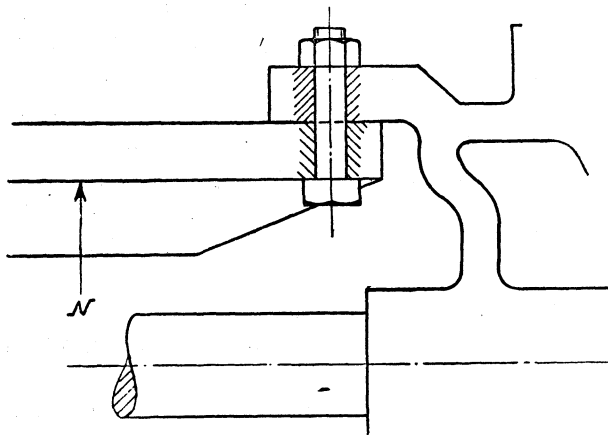
уменьшение поперечного сечения при разрыве равно  $\frac{1757,6}{\text{врем. сопр. разр.}}$ , но не менее 30%.

## ПАРАЛЛЕЛЬ

Из конструкции крейцкопфа видно, что принятая для паровоза ФД параллель пенсильванского типа резко отличается от обычных двухтавровых параллелей, наиболее распространенных на паровозах СССР.

Преимуществами пенсильванской параллели являются:

1. Возможность при ремонте легкого снятия крейцкопфа с параллели (являющейся по существу одиночной), для чего достаточно после разъединения ведущего дышла с крейцкопфом и крейцкопфа со скалкой сдвинуть крейцкопф к задней части параллели. Этой особенностью не обладает ни одна из существующих конструкций одиночных параллелей.



Фиг. 253. Переднее крепление параллели.

2. Лучшая защита трущихся поверхностей от пыли, так как параллель представляет собой футляр, внутри которого движется крейцкопф.

3. Сильно развитая рабочая поверхность при сравнительно небольших габаритных размерах и весе.

4. Отсутствие сконцентрированной массы металла, дающее

возможность лучшего охлаждения параллели в работе, так как вертикальные боковые стенки и горизонтальные рабочие плоскости при сравнительно небольшой толщине их не могут являться аккумуляторами для того количества тепла, в которое частично преобразуется работа трения.

Передней своей частью параллель крепится к горизонтальной полке, отлитой заодно с задней цилиндровой крышкой. При выборе точки крепления переднего конца параллели необходимо стремиться к тому, чтобы постановка и выемка соединительных болтов могла производиться без разбора заднего цилиндрового сальника (фиг. 253).

Указанное на фиг. 253 соединение параллели с полкой задней цилиндровой крышки представляет то преимущество, что при работе паровоза на передний ход вертикальная составляющая *N* прижимает параллель к ее опоре, разгружая соединительные болты.



Расстояние между передними и задними соединительными болтами определяется в зависимости от расположения и конструкции параллельной рамы,<sup>1</sup> длина же рабочих плоскостей делается равной

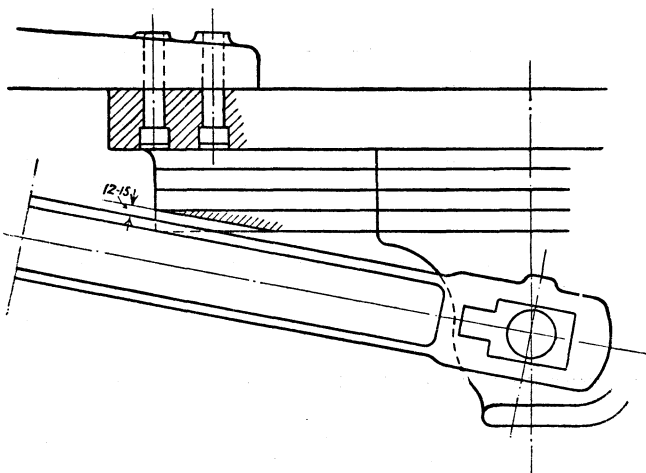
$$L_1 = L + l - 2a,$$

где:  $L$  — ход поршня в см;  $l$  — длина рабочих плоскостей крейцкопфа;  $a = 1,0—1,5$  см — величина схода рабочих плоскостей крейцкопфа с рабочими плоскостями параллели при переднем и заднем мертвом положении поршня, не дающая возможности образования наработки на концах рабочих плоскостей параллели.

Задняя нижняя часть параллели должна обеспечивать также достаточный зазор с передней частью ведущего дышла при условии максимальной просадки рессор (на 50 мм) и при максимальном приближении верхней плоскости штанги ведущего дышла к нижней части параллели (фиг. 254).

Величина этого зазора на паровозе ФД равна 12 мм. Для получения зазора явилась необходимость сделать скос в нижней опорной плоскости параллели на ширине 120 мм.

На паровозах ФД второго заказа, имеющих более длинную скалку, в передней части параллели рабочие плоскости искусственно удлинены, что позволяет продвигать разъединенный с ведущим дышлом крейцкопф в положение, при котором поршень может выйти из цилиндра. Во избежание образования наработки между вспомогательными и рабочими плоскостями сделаны небольшие впадины (длиной в 20 мм и глубиной в 2 мм), дающие возможность схода крейцкопфа с рабочих плоскостей параллели при переднем мертвом положении поршня.



Фиг. 254. Приближение штанги дышла к параллели.

Внутреннее очертание параллели выполнено с учетом необходимых зазоров: между боковыми поверхностями крейцкопфа и вертикальными стенками параллели — по 0,75 мм на сторону и между рабочими поверхностями крейцкопфа и параллели по вертикали — 0,5 мм.

При расчете параллели приняты следующие допущения:

- 1) Максимальный изгибающий момент на параллели наступает при максимальном давлении крейцкопфа.<sup>2</sup>
- 2) Давление на параллель рассматривается как сосредоточенная нагрузка, приложенная в центре крейцкопфного валика.<sup>3</sup>
- 3) Вес крейцкопфа и примыкающей к нему части ведущего дышла не учи-

<sup>1</sup> См. гл. «Рама для укрепления параллелей (параллельная рама)».

<sup>2</sup> Подробно по этому вопросу см. «Railway Mechanical Engineer» 1928, стр. 681.

<sup>3</sup> Фактически она распределена по рабочей плоскости крейцкопфа равномерно и оказывает на прогиб параллели меньшее влияние.

тывался, также не учитывалось и давление, создаваемое силами инерции шатуна.<sup>1</sup>

4) Параллель рассматривается как балка постоянного сечения, свободно лежащая на двух опорах.

В нашей параллели мы имеем (фиг. 255):

$l_n = 1610$  мм — расстояние между опорами;

$a = 640,6$  мм — расстояние от задней опоры до точки приложения силы  $N_{\text{макс}}$ ;

$b = 969,4$  мм — то же от передней опоры;

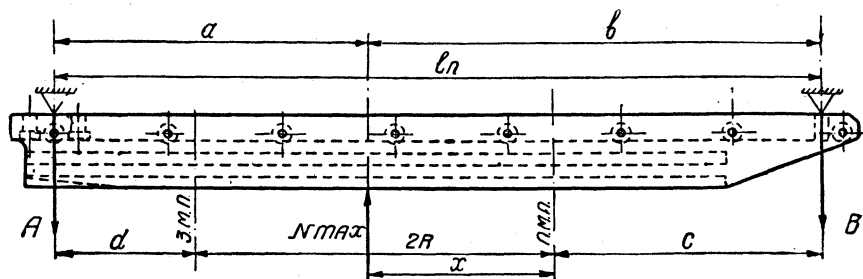
$x = 414$  мм;  $C = 559,4$  мм;  $2R = 770$  мм;

$d = 284,6$  мм;

$N_{\text{макс}} = 7250$  кг.

реакции опор  $A$  и  $B$  — от действия сосредоточенной нагрузки:

$$A = \frac{N_{\text{макс}} b}{l_n} = 4365 \text{ кг}; \quad B = \frac{N_{\text{макс}} a}{l_n} = 2885 \text{ кг};$$



Фиг. 255. Схема работы параллели.

максимальный изгибающий момент от действия силы  $N_{\text{макс}}$ :

$$M_{\text{макс}} = \frac{N_{\text{макс}} a b}{l_n} = 279\,622 \text{ кгсм};$$

площадь сечения параллели  $= 164,24 \text{ см}^2$ .

При расстоянии  $e$  от нижней плоскости параллели до центра тяжести сечения, равном  $7,68$  см, момент инерции сечения параллели относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения, равняется:

$$J = 3664,2 \text{ см}^4;$$

момент сопротивления:

$$W = 477,1 \text{ см}^3;$$

напряжение изгиба от действия силы  $N_{\text{макс}}$ :

$$k_b = \frac{M_{\text{макс}}}{W} = 586 \text{ кг/см}^2.$$

<sup>1</sup> Произведенными подсчетами для 16 типов паровозов железных дорог СССР и США установлено, что суммарный вес крейцкопфа и примыкающей к нему части ведущего дышла в среднем составляет  $\sim 0,062$  от  $N_{\text{макс}}$ ; непринятие в расчет веса этих частей при преимущественной работе паровоза на передний ход идет в запас прочности параллели.

<sup>2</sup> По американским нормам желательно иметь  $k_b$  равным  $560 \text{ кг/см}^2$  (см. „Locomotive Cyclopedia“, 1930, стр. 630, фиг. 1399, и „Railway Mechanical Engineer“ 1928, стр. 681).

Стрела прогиба параллели под действием сосредоточенной нагрузки  $N_{\max}$ :

$$f = \frac{N_{\max} \cdot b^3 \cdot a^2}{3EJ_{\Pi}} = 0,072 \text{ см.}$$

Если не учитывать влияния ослабления сечения параллели болтами, стягивающими обе ее половины, то соответственно будем иметь:

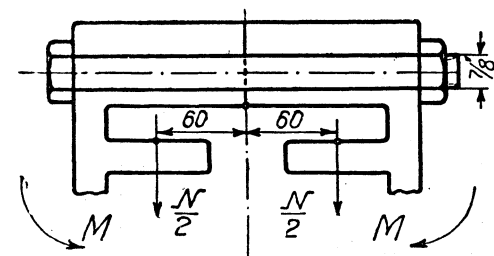
$$\begin{aligned} F_1 &= 217,14 \text{ см}^2; & e_1 &= 8,54 \text{ см}; & J_1 &= 4174,1 \text{ см}^4; \\ W_1 &= 488,8 \text{ см}^3; & k_{b1} &= 572 \text{ кг/см}^2; & f_1 &= 0,063 \text{ см.} \end{aligned}$$

Из приводимых в таблице 76 эскизов поперечных сечений параллелей ряда паровозов видно, что, несмотря на различие типов и мощностей паровозов с трехплоскостной (пенсильванской) параллелью, толщина боковых вертикальных стенок параллели в среднем составляет 22 мм. То же относится и к размерам пазов и горизонтальных полок (поверхностей трения), которые также колеблются в пределах от 24,5 мм до 21,5 мм.

Поэтому данные размеры, как конструктивно оправданные, были сохранены без изменения на паровозе ФД. Толщина верхней части сечения параллели (54 мм) и расположение отверстий для сборочных болтов (34 мм) выбирались путем пробных подсчетов с целью получения величины момента инерции сечения, достаточной для предохранения материала от больших напряжений и деформаций.

Произведя аналогичным методом подсчеты для ряда других паровозов, получим данные, приводимые в таблице 76.

В таблице 77 приведены характеристики параллелей для некоторых американских паровозов.<sup>1</sup>



Фиг. 257. Сечение стыка параллели.

При работе паровоза на передний ход вертикальная составляющая  $N_{\max}$ , будучи направленной вверх, прижимает крейцкопф к нижним рабочим плоскостям параллели. Очевидно, в этом случае соединительные болты параллели будут или вовсе не нагружены или нагружены незначительно и явятся только сборочными.

При ходе назад вертикальная составляющая  $N_{\max}$  будет направлена вниз (фиг. 257), а головки болтов, скрепляющие обе половины параллели, будут являться опорной поверхностью для параллели, стремящейся разойтись в стыке под действием момента  $M$ .

<sup>1</sup> По данным „Railway Mechanical Engineer“ 1928, стр. 681.

ТАБЛИЦА 76

## Напряжения и прогибы в параллелях

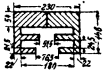
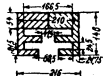
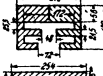
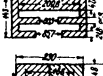
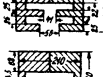
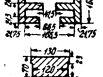
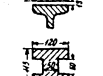
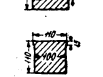

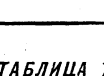
Тип паро- воза	Серия	$F$ см <sup>2</sup>	$e$ см	$J$ см <sup>4</sup>	$W$ см <sup>3</sup>	$k_b$ кг/см <sup>2</sup>	$f$ см	$F_1$ см <sup>2</sup>	$e_1$ см	$J_1$ см <sup>4</sup>	$W_1$ см <sup>3</sup>	$k_{b1}$ кг/см <sup>2</sup>	$f_1$ см	Сечение па- раллелей
1—5—1	ФД	164,2	7,68	3664	477	586	0,07	217,1	8,54	4174	488	572	0,06	
1—5—1	ФД	152,1	7,68	3221	419	616	0,06	200,4	8,53	3691	432	598	0,05	
1—5—1	Т <sup>Б</sup>	154,6	7,86	3711	472	564	0,05	206,4	8,95	4467	499	533	0,04	
1—5—0	1-J-S	164,1	7,38	3628	491	780	0,10	222,5	8,35	4275	512	739	0,08	
1—5—2	Т <sup>А</sup>	178,0	6,98	3384	484	720	0,09	224,9	8,16	4428	542	644	0,07	
1—4—2	ИС	182,9	8,85	4854	548	483	0,06	231,2	9,31	5090	545	486	0,06	
1—3—1	С <sup>У</sup>	86,3	3,56	358	100	935	0,06	—	—	—	—	—	—	
0—5—0	Э <sup>У</sup>	103	5,75	1448	251	786	0,12	—	—	—	—	—	—	
1—4—0	Щ	117	5,61	1123	200	514	0,03	—	—	—	—	—	—	
0—4—0	ОВ	96,5	4,1	549	134	1 062	0,18	—	—	—	—	—	—	

ТАБЛИЦА 77

## Характеристики параллелей некоторых американских паровозов

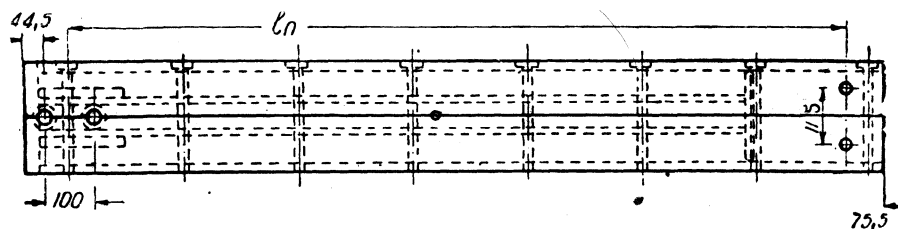
Класс	Диаметр цилиндра $d_c$ см	Ход поршня $2R$ см	Котловое давление $P_k$ кг/см <sup>2</sup>	Усилие по штоку $P$ кг	Вертикаль- ная состав- ляющая да- вления на параллель $N_{\max}$ кг	Опорная площадь кулака $f_n$ см	П а р а л л е л и			
							Удельное да- вление на передний ход $p_n$ кг/см <sup>2</sup>	Изгибаю- щий мо- мент $M_{\max}$ кгсм	Напряже- ния изгиба $k_b$ кг/см <sup>2</sup>	Прогиб $f$ см
E2	57,15	71,12	14	35 500	4770	774	6,25	74 075	310	0,02
T	48,26	71,12	14	25 315	2870	580	5,02	70 850	410	0,03
K2	71,12	76,2	14	54 980	9075	1355	6,70	309 890	530	0,03
M2	60,96	76,2	14	40 390	7560	1161	6,51	198 145	755	0,02
УЗ	63,50	81,28	17	52 595	8020	935	8,60	311 040	640	0,09
Z1	55,88	81,28	16	37 780	5730	839	6,83	206 210	1075	0,19

Величину момента, стремящегося вызвать расхождение стыка, определяем в предположении, что сила  $N_{\max}$  воспринимается верхними плоскостями параллельно в виде сосредоточенной нагрузки, приложенной посредине полки.

Тогда:

$$M = \frac{N_{\text{макс}}}{2} \cdot 6 \cdot 0,5 = 10\,875 \text{ кгсм},$$

где 0,5 — коэффициент, учитывающий расположение болтов, скрепляющих параллель с параллельной рамой (фиг. 258).



Фиг. 258. Расположение опорных болтов параллели в плане.

Если бы болты шли непрерывно по всей длине параллели, то мы могли бы рассматривать стык как целое сечение с высотой  $h = 23 + 8,5 = 31,5$  мм, подверженное изгибу парой  $M$  (фиг. 257).

Напряжение в этом случае было бы равно:

$$k_b = \frac{M}{W} = \frac{M}{h^2 b} = 40,85 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. весь непрерывный ряд (фиктивных) болтов должен воспринимать силу:

$$P = k_b \frac{h}{2} 0,5 b = 5180 \text{ кг}.$$

При фактическом числе болтов —  $n$ , равном 8, и диаметре их в  $7/8$ " напряжение в них будет:

$$k_z = \frac{P}{n f_1} = 238 \text{ кг/см}^2,$$

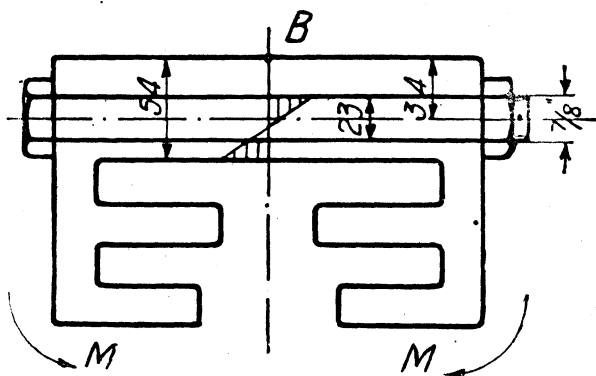
где  $f_1 = 2,72 \text{ см}^2$  — площадь сечения внутреннего диаметра нарезки.

Если подходить к вопросу с точки зрения деформаций, то помимо растяжения внешними силами болты должны быть еще проверены на предварительную затяжку так, чтобы точка стыка  $B$  всегда находилась под некоторым сжатием (условие нерасходимости стыка).

Крепление параллели к опорам производится при помощи четырех болтов диаметром в  $1 3/8$ ", по два на каждой опоре.

Во избежание перекоса параллели при затяжке болтов, прикрепляющих ее к опорам, болты задней опоры расположены в средней части параллели, в то время как передние опорные болты расположены симметрично по обе стороны от стыка обеих половин параллели (фиг. 259).

При работе паровоза на задний ход опорные болты  $A$  и  $B$  (фиг. 255) работают на растяжение под нагрузкой, равной реакции опор.



Фиг. 259. Условие нерасходимости стыка.

Напряжение в болтах  $A$ :

$$k_z = \frac{4365}{2 \cdot 6,835} = 319 \text{ кг/см}^2,$$

напряжение в болтах  $B$ :

$$k_z = \frac{2885}{2 \cdot 6,835} = 211 \text{ кг/см}^2,$$

где  $6,835 \text{ см}^2$  — площадь сечения внутреннего диаметра нарезки.

При определении полного напряжения необходимо также учитывать предварительную затяжку болтов.

## РАСЧЕТ ПРОТИВОВЕСОВ

### ОБЩИЕ ЗАМЕЧАНИЯ, ПРЕДШЕСТВУЮЩИЕ РАСЧЕТУ ПРОТИВОВЕСОВ

В задании на проект паровоза ФД была дана величина наибольшего дополнительного вертикального разгруза и перегруза рельса от воздействия сил инерции движущего механизма — 2000 кг при езде с предельной скоростью  $V_{\text{макс}}$ , равной 60 км/час.

Заданные 2000 кг являлись лимитом и для всех ранее построенных наших паровозов, менее мощных, чем проектируемый (серий Э, С<sup>у</sup> и др.).

Невозможность повышения предельного разгруза и перегруза рельса от воздействия сил инерции для проектного паровоза по сравнению с ранее построенными, обусловлена работой его на дорогах с рельсами типа IIa без дополнительного усиления верхнего строения. Поэтому при проектировании отдельных частей движущего механизма нашего паровоза особое внимание было уделено выбору наиболее легких конструкций.

Существуют два основных метода расчета противовесов: аналитический, принятый в Западной Европе и США, и графоаналитический, предложенный проф. А. С. Раевским и впервые им примененный на Харьковском паровозостроительном заводе. По этому второму методу произведены расчеты противовесов последних типов русских паровозов: серий М, С<sup>у</sup> и др.

Аналитический метод, отличаясь простотой, обладает однако определенным недостатком.

Как известно, в движущем механизме паровоза наряду с вращающимися массами (сцепные дышла, пальцы, кривошпы, мотыли колес и др.) существуют массы, обладающие сложным движением, складывающимся из вращательного и поступательного; к таким массам относятся ведущие дышла. В то время как силы инерции, развивающиеся при движении вращающихся масс, можно уравновесить полностью вращающимися же противовесами, силы инерции поступательно двигающихся частей и ведущих дышел, обладающих сложным движением, полностью уравновесить такими противовесами нельзя. Вертикальные составляющие этих неуравновешенных остатков сил инерции, при большом числе оборотов движущих колес и большом весе ведущих дышел современных мощных товарных и пассажирских паровозов, достигают значительной величины.

При аналитическом методе для упрощения расчетов вес ведущего дышла разбивается на две части:  $\sim 40\%$  веса дышла принимают как вес, движущийся только возвратно-поступательно, и  $\sim 60\%$  вводится в расчет как вес, вращаю-

щийся и подлежащий поэтому полному уравниванию вращающимся же противовесом. При таком способе расчета учесть действительные остатки сил инерции ведущего дышла, которые не могут быть уравновешены вращающимся противовесом, чрезвычайно затруднительно; обычно поэтому неуравновешенные остатки сил инерции в расчет не вводятся.

Графоаналитический метод расчета, требуя несколько больше времени при подсчетах, чем аналитический, дает исчерпывающе точные данные о действительных величинах сил инерции ведущего дышла для произвольного положения кривошипа.

Для американских железных дорог с их сильным верхним строением пути вертикальные составляющие неуравновешенных остатков сил инерции ведущего дышла, не учтенные при расчете противовесов, не могут оказать ощутительного влияния на рельс. Для железных дорог СССР, имеющих на своих магистральных путях соответственно нагрузкам более слабые рельсы, чем в Европе и Америке, вопрос о точном определении величин дополнительного вертикального воздействия на рельс от сил инерции движущего механизма является весьма важным. Поэтому метод расчета противовесов, предложенный А. С. Раевским, был принят при проектировании всех последних русских паровозов (серий М, С<sup>у</sup> и др.). Расчет противовесов паровоза ФД, самого тяжелого из всех наших паровозов, требует в силу условий, изложенных в начале настоящей главы, особой точности подсчетов дополнительных вертикальных давлений на рельс от воздействия сил инерции механизма и поэтому также произведен графоаналитическим методом.

К началу расчета противовесов должны быть спроектированы поршень, скалка, кулак и ведущее дышло, при чем во время проектирования должны быть определены: для поршня, скалки и кулака — их вес, для ведущего дышла — вес, положение центра тяжести и момент инерции относительно оси валика кулака.

На основании этих данных определяются силы инерции поршня, скалки, кулака и ведущего дышла.

Параллельно проектируются сцепные дышла, пальцы, кривошип, контр-кривошип и все движущие колеса, при чем во время проектирования их подлежат определению: для сцепных дышел, пальцев, кривошипа, контр-кривошипа и мотылей движущих колес — вес и положение центра тяжести каждого из них; для движущих колес — наружные и внутренние плоскости вложенных в них противовесов и (ориентировочно) вертикальные плоскости, в которых должны лежать центры тяжести соответствующих противовесов.

На основании этих данных определяется необходимый вес противовеса каждого движущего колеса, приведенный к радиусу кривошипа.

В дальнейшем изложено определение наибольшей амплитуды подергивания и процента уравнивания влияния проектного паровоза на основании результатов произведенных выше расчетов.

#### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА, КУЛАКА И ПОРШНЯ СО СКАЛКОЙ**

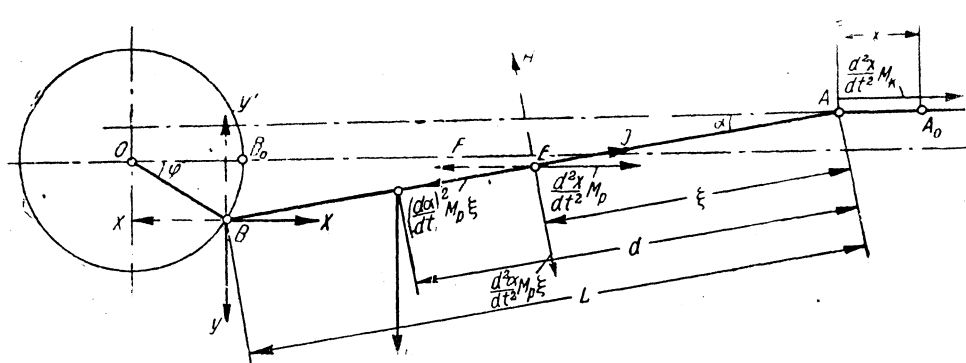
При определении сил инерции шатунного механизма условимся рассматривать его лежащим в вертикальной плоскости, параллельной плоскости, прохо-

прово́за.

линдра.

- Щего колеса.

цилиндра по отношению к центру ведущего колеса нашего паровоза (фиг. 200).



Фиг. 260. Действующие силы и силы инерции, приложенные к ведущему дышлу.

Расчет начнем с рассмотрения ведущего колеса.

Принимаем угловую скорость вращения кривошипа  $\omega = \text{Const.}$

Положение системы в некоторый момент времени  $t$  определяется углом  $\varphi$ , составляемым кривошипом  $\overline{OB}$  с его начальным положением  $\overline{OB_0}$ . Угол  $\varphi$  отсчитываем по часовой стрелке.

Вводим обозначения:

- $w_p$  — вес ведущего дышла;  
 $w_k$  — вес поступательно движущихся частей движущего механизма — поршня, скалки и кулака с их деталями;  
 $d$  — расстояние центра тяжести ведущего дышла от центра валика кулака;  
 $r$  — радиус кривошипа;  
 $L$  — длина ведущего дышла;  
 $b$  — расстояние между осью цилиндра и горизонталью, проходящей через центр ведущего колеса;  
 $J_A$  — момент инерции ведущего дышла относительно оси, проходящей через центр валика кулака.



Рассматривая равновесие ведущего дышла как свободной системы, находящейся под действием внешних сил, в число которых входят и силы инерции, мы можем получить величины, характеризующие реакции связей, появившиеся благодаря действию этих внешних сил.

Проекции ( $X$  — параллельна оси цилиндра и рельсу,  $Y$  — перпендикулярна первой) силы инерции, действующей на палец кривошипа, расположенного под углом  $\varphi$  к горизонтали, будут иметь следующие выражения:

$$X = -\frac{d^2x}{dt^2} \cdot \frac{w_p + w_k}{g} + \frac{w_p d}{g} \left[ \frac{d^2\alpha}{dt^2} \sin \alpha + \left( \frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \cos \alpha \right] \quad (1)^1$$

$$Y = \frac{d^2x}{dt^2} \cdot \frac{w_p d}{gL} \operatorname{tg} \alpha - \frac{d^2\alpha}{dt^2} \cdot \frac{J_A}{L \cos \alpha} + X \operatorname{tg} \alpha. \quad (2)$$

Подставим в формулы (1) и (2) значения:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^2x}{dt^2} &= \omega^2 r \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \\ \frac{d^2\alpha}{dt^2} \sin \alpha + \left( \frac{d\alpha}{dt} \right)^2 \cos \alpha &= \omega^2 r \left( \frac{r}{L^2} \cos 2\varphi - \frac{b}{L^2} \sin \varphi \right) \\ \frac{d^2\alpha}{dt^2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} &= -\omega^2 r \frac{\sin \varphi}{L} \\ \operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha &= \frac{r}{L} \sin \varphi + \frac{b}{L} \\ \cos \alpha &= 1 \end{aligned} \right\} \text{принимаем вследствие малых значений } \alpha \quad (3)$$

Тогда значения  $X$  и  $Y$  примут вид:

$$\begin{aligned} X &= -\omega^2 r \frac{w_p + w_k}{g} \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) + \\ &+ \omega^2 r \frac{w_p d}{g} \left( \frac{r}{L^2} \cos 2\varphi - \frac{b}{L^2} \sin \varphi \right) = -\omega^2 r \left[ \frac{w_p + w_k}{g} \cos \varphi + \right. \\ &+ \frac{r}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \sin \varphi \left. \right] \quad (4) \\ Y &= \omega^2 r \left\{ \left( \cos \varphi + \frac{r}{L} \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \sin \varphi \right) \frac{w_p d}{gL} - \left[ \frac{w_p + w_k}{g} \cos \varphi + \right. \right. \\ &+ \frac{r}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \sin \varphi \left. \right\} \left( \frac{r}{L} \sin \varphi + \frac{b}{L} \right) + \\ &+ \omega^2 r \frac{J_A}{L^2} \sin \varphi = \omega^2 r \left\{ \left[ \frac{w_p d}{gL} \cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{w_p d}{gL} \cos 2\varphi - \right. \right. \\ &- \frac{b}{L} \frac{w_p d}{gL} \sin \varphi - \frac{w_p + w_k}{g} \cos \varphi - \frac{r}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \cos 2\varphi + \\ &+ \frac{b}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \sin \varphi \left. \right] \frac{r}{L} \sin \varphi + \left[ \frac{w_p d}{gL} \cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{w_p d}{gL} \cos 2\varphi - \right. \\ &- \frac{b}{L} \frac{w_p d}{gL} \sin \varphi - \frac{w_p + w_k}{g} \cos \varphi - \frac{r}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \cos 2\varphi + \end{aligned}$$

<sup>1</sup> Подробный вывод формул (1), (2) и (3) см. в статье „Расчет противовесов“ П. И. Тахтаулова в журнале „Техника и экономика путей сообщения“ 1924 г.

$$\begin{aligned}
& + \frac{b}{L} \left( \frac{w_p + w_k}{g} - \frac{w_p d}{gL} \right) \sin \varphi \left] \frac{b}{L} + \frac{J_A}{L^2} \sin \varphi \right\} = \\
& = \omega^2 r \left\{ \frac{r}{L} \left[ \left( \frac{w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \cos \varphi + \frac{r}{L} \left( \frac{2w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \cos 2\varphi - \right. \right. \\
& \quad \left. - \frac{b}{L} \left( \frac{2w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \sin \varphi \right] \sin \varphi + \left[ \left( \frac{w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \cos \varphi + \right. \\
& \quad \left. + \frac{r}{L} \left( \frac{2w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \cos 2\varphi - \frac{b}{L} \left( \frac{2w_p d}{gL} - \frac{w_p + w_k}{g} \right) \sin \varphi \right] \frac{b}{L} + \frac{J_A}{L^2} \sin \varphi \right\}. \quad (5)
\end{aligned}$$

Для нашего паровоза величины, входящие в формулы (4) и (5), имеют следующие значения (табл. 78):

ТАБЛИЦА 78

Исходные величины для расчета противовесов<sup>1</sup>

$w_p$ кг	$w_k$ кг	$d$ м	$r$ м	$L$ м	$b$ м	$J_A$ кгмсек <sup>2</sup>	$\frac{r}{L}$	$\frac{b}{L}$	$\frac{J_A}{L^2}$	$\frac{w_p + w_k}{g}$	$\frac{w_p d}{gL}$
430,8	640,0	1,937	0,385	3,175	0,05	234,97	0,121	0,01574	23,31	109,15	26,79

Подстановка этих цифр в формулы (4) и (5) придаст последним следующий вид:

$$X = -\omega^2 r (109,15 \cos \varphi + 9,966 \cos 2\varphi - 1,296 \sin \varphi). \quad (6)$$

Вводя обозначение:

$$A = -82,36 \cos \varphi - 6,724 \cos 2\varphi + 0,875 \sin \varphi,$$

получим:

$$Y = \omega^2 r [0,121 \sin \varphi A + 0,01574 A + 23,31 \sin \varphi]. \quad (7)$$

Подсчет  $X$  и  $Y$  произведен для полного оборота кривошипа (или колеса) и приведен в таблице 79.

Направление определенных таким образом сил  $X$  и  $Y$ , действующих под влиянием сил инерции движущего механизма на палец кривошипа в плоскости, проходящей через ось соответствующего цилиндра, определяется следующим образом:

а) положительные значения для  $X$  соответствуют направлению этой силы от трубы паровоза к тендеру;

б) положительные значения для  $Y$  соответствуют направлению этой силы сверху, вниз.

Следует иметь в виду, что вследствие расположения кривошипов движущих механизмов обеих машин паровоза под прямым углом — значения  $X$  и  $Y$  для левой стороны механизма равны значениям для правой, но с опережением на 270°.

Как было уже сказано выше, определенные в таблице 79 вертикальные составляющие  $Y$  сил инерции, действуя на рельс в вертикальном направлении, вызывают дополнительный разгруз и перегруз рельса сверх статического.

Горизонтальные составляющие  $X$  сил инерции, действуя в горизонтальном направлении, создают:

<sup>1</sup> Определение  $w_p$ ,  $d$  и  $J_A$  см. ниже.

Вычисление  $\frac{X}{\omega^2 r}$  и  $\frac{Y}{\omega^2 r}$ 

$\varphi^\circ$	$\sin \varphi$	$\cos \varphi$	$\cos 2\varphi$	$\cos \varphi$	$\cos 2\varphi$	$\frac{X}{\omega^2 r}$	$\frac{Y}{\omega^2 r}$	$\cos \varphi$	$\cos 2\varphi$	$\frac{X}{\omega^2 r}$	$\frac{Y}{\omega^2 r}$	$\sin \varphi$	$\frac{Y}{\omega^2 r}$
0	0	1,000	1,000	—109,15	—9,966	0	—119,116	—82,36	—6,724	0,875	—89,084	0	—1,402
15	0,259	0,966	0,866	—105,439	—8,631	0,336	—113,734	—79,560	—5,823	0,227	—85,156	6,037	—2,057
30	0,500	0,866	0,500	—94,524	—4,983	0,648	—98,859	—71,324	—3,362	0,437	—74,249	11,655	5,957
45	0,707	0,707	0	—77,169	0	0,916	—76,253	—58,229	0	0,619	—57,610	16,480	10,619
60	0,866	0,500	—0,500	—54,575	4,983	1,122	—48,470	—41,180	3,362	0,758	—37,060	20,186	15,712
75	0,966	0,259	—0,866	—28,270	8,631	1,252	—18,387	—21,331	5,823	0,845	—14,663	22,517	20,570
90	1,000	0	—1,000	0	9,966	1,296	11,262	0	6,724	0,875	7,599	23,310	24,349
105	0,966	—0,259	—0,866	28,270	8,631	1,252	38,153	21,331	5,823	0,845	27,999	22,517	26,234
120	0,866	—0,500	—0,500	54,575	4,983	1,122	60,680	41,180	3,362	0,758	45,300	20,186	25,655
135	0,707	—0,707	0	77,169	0	0,916	78,085	58,229	0	0,619	58,848	16,480	22,467
150	0,500	—0,866	0,500	94,524	—4,983	0,648	90,189	71,324	—3,362	0,437	68,399	11,655	16,904
165	0,259	—0,966	0,866	105,439	—8,631	0,336	97,144	79,560	—5,823	0,227	73,964	6,037	9,494
180	0	—1,000	1,000	109,150	—9,966	0	99,184	88,360	—6,724	0	75,636	0	1,191
195	—0,259	—0,966	0,866	105,439	—8,631	—0,336	96,472	79,560	—5,823	—0,227	73,510	—6,037	—7,159
210	—0,500	—0,866	0,500	94,524	—4,983	—0,648	88,893	71,324	—3,362	—0,437	67,525	—11,655	—14,711
225	—0,707	—0,707	0	77,169	0	—0,916	78,253	58,229	0	—0,619	57,610	—16,480	—20,527
240	—0,866	—0,500	—0,500	54,575	4,983	—1,122	58,436	41,180	3,362	—0,758	43,784	—20,186	—24,094
255	—0,966	—0,259	—0,866	28,270	8,631	—1,252	35,649	21,331	5,823	—0,845	26,309	—22,517	—25,181
270	—1,000	0	—1,000	0	9,966	—1,296	8,670	0	6,724	—0,875	5,849	—23,310	—23,926
285	—0,966	0,259	—0,866	—28,270	8,631	—1,252	—20,891	—21,331	5,823	—0,845	—16,358	—22,517	—20,861
300	—0,866	0,500	—0,500	—54,575	4,983	—1,122	—50,714	—41,180	3,362	—0,758	—38,576	—20,186	—16,743
315	—0,707	0,707	0	—77,169	0	—0,916	—78,085	—58,229	0	—0,619	—58,848	—16,480	—12,345
330	—0,500	0,866	0,500	—94,524	—4,983	—0,648	—100,155	—71,324	—3,362	—0,437	—75,123	—11,655	—8,254
345	—0,259	0,966	0,866	—105,439	—8,631	—0,336	—114,406	—79,560	—5,823	—0,227	—85,610	—6,037	—4,731
360	0	1,000	1,000	—109,150	—9,966	0	—119,116	—88,360	—6,724	0	—89,084	0	—1,402

- а) добавочные горизонтальные силы, действующие вдоль оси паровоза и вызывающие подергивание паровоза;
- б) горизонтальные моменты, вызывающие влиание паровоза.

#### ВЫБОР ВЕЛИЧИН ПРОТИВОВЕСОВ ВЕДУЩИХ И СЦЕПНЫХ КОЛЕС

Определение дополнительных вертикальных воздействий на рельс под влиянием сил  $Y$  и вертикальных составляющих избыточных противовесов ведущих и сцепных колес. Рассмотрим условия вертикального равновесия ведущего колеса, находящегося под действием:

- а) статической нагрузки;
- б) приложенной к кривошипу вертикальной составляющей  $Y$  силы инерции;
- в) вертикальной составляющей избыточного противовеса.

Исследуем силу  $Y$  с точки зрения возможности ее уравнивания.

Полного уравнивания силы  $Y$  применением вращающегося противовеса достигнуть нельзя, так как закон изменения  $Y$  отличается от закона изменения вертикальной составляющей центробежной силы этого противовеса — синусоиды, вследствие участия в  $Y$  в качестве отдельных компонентов вертикальных составляющих сил инерции ведущего дышла, поршня, скалки, кулака и пр., движение которых не является вращательным.

Помещая в плоскости ведущего дышла на расстоянии  $r$  (радиус кривошипа) от центра колеса, противоположного кривошипу, под углом  $\gamma$  к направлению кривошипа противовес веса  $q$ , мы сможем получить более или менее близкое совпадение значений  $Y$  и  $q_y$ , где:

$$q_y = \frac{q}{g} \omega^2 r \sin(\varphi + \gamma). \quad (8)$$

Построив согласно данным таблицы 79 на фиг. 261 кривую  $\frac{Y}{\omega^2 r}$ , подберем  $q$  и  $\gamma$  таким образом, чтобы совпадение  $Y$  и  $q_y$  было наилучшим, т. е. чтобы разность

$$\Delta Y = Y - q_y$$

была наименьшей.

Для расчетного паровоза определяем:

$$q = 247,2 \text{ кг}, \quad \gamma = 180^\circ,$$

и уравнение синусоиды, представляющей собой значения вертикальных составляющих центробежных сил противовеса, будет:

$$q_y = \frac{247,2}{9,81} \omega^2 r (-\sin \varphi) = -25,2 \omega^2 r \sin \varphi. \quad (9)$$

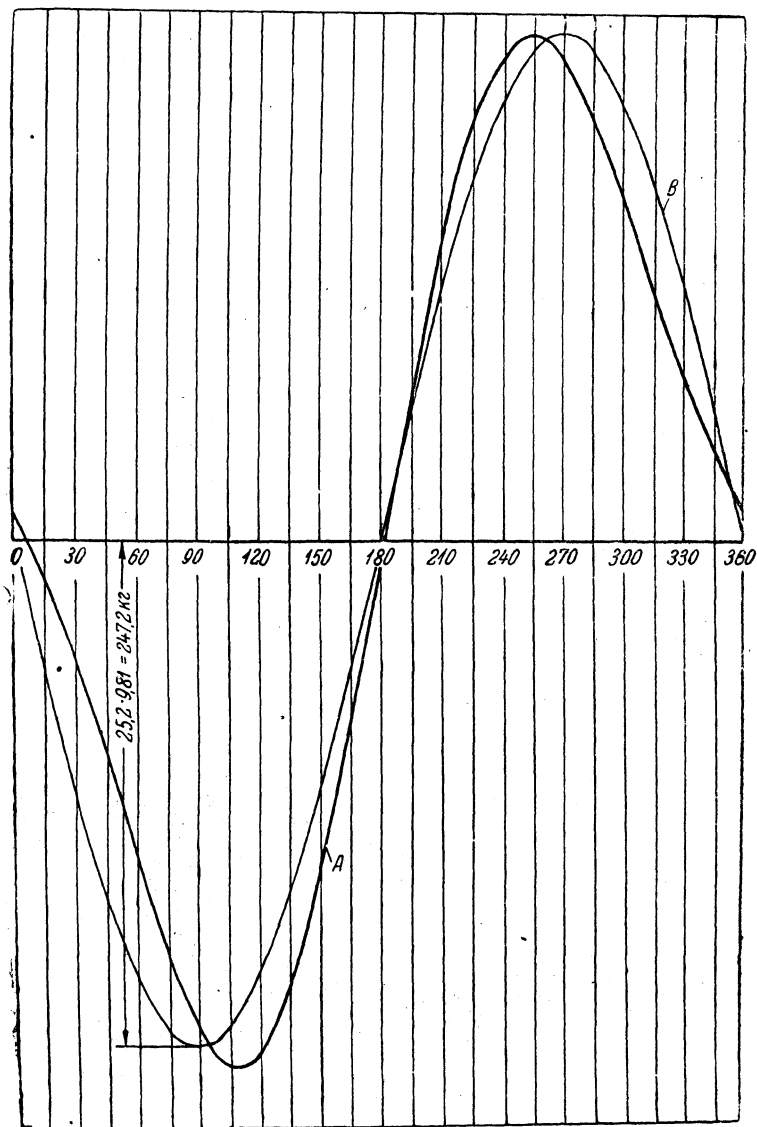
Разность ординат этих кривых  $\Delta Y$  дает значения вертикальных составляющих сил инерции, оставшихся неуравновешенными вертикально уравнивающим противовесом.

Графическое определение  $\frac{\Delta Y}{\omega^2 r}$  произведено на фиг. 262.

Переводя эту разность по закону рычага в плоскости кругов катания обоих ведущих колес, получим значения неуравновешенных добавочных вертикальных давлений  $Z_{\text{пр}}$  и  $Z_{\text{лев}}$  на рельс от сил инерции движущего механизма.

Перевод  $\Delta Y$  в плоскости кругов катания произведен следующим образом (фиг. 263).

Расстояние между осями цилиндров или между вертикальными плоскостями



Фиг. 261. Построение кривых изменения  $Y$  и вертикально уравнивающего противовеса.  $A$  — кривая изменения сил  $Y$ .  $B$  — кривая изменения вертикально уравнивающего противовеса.

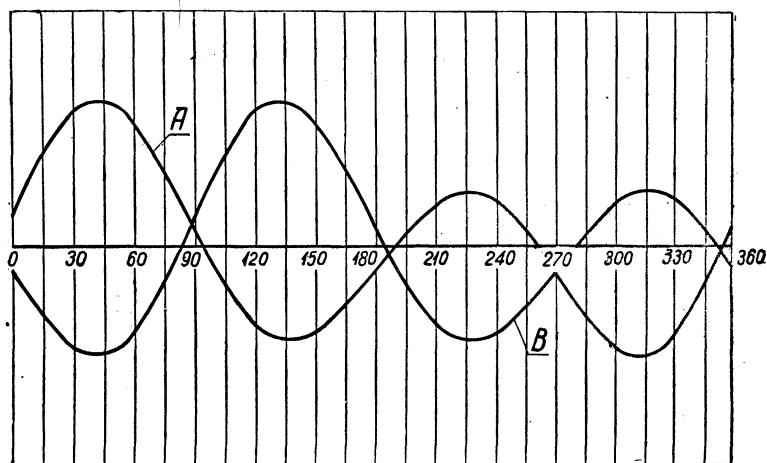
ведущих дышел составляет 2330 мм; расстояние между кругами катания ведущих колес — 1580 мм.

$$\Delta Y_{\text{пр}} + \Delta Y_{\text{лев}} = Z_{\text{пр}} + Z_{\text{лев}} \quad (10)$$

$$Z_{\text{пр}} = \frac{1955 \Delta Y_{\text{пр}} \pm 375 \Delta Y_{\text{лев}}}{1580} = 1,237 \Delta Y_{\text{пр}} \pm 0,237 \Delta Y_{\text{лев}} \quad (11)$$

$$Z_{\text{лев}} = \frac{1955 \Delta Y_{\text{лев}} \pm 375 \Delta Y_{\text{пр}}}{1580} = 1,237 \Delta Y_{\text{лев}} \pm 0,237 \Delta Y_{\text{пр}} \quad (12)$$

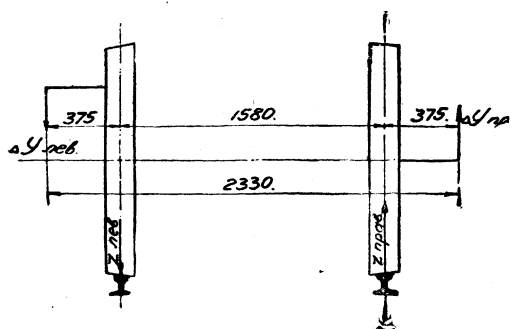
Знак  $+$  или  $-$  перед вторыми членами равенств (11) и (12) нужно брать в зависимости от того, направлены ли  $\Delta Y_{\text{пр}}$  и  $\Delta Y_{\text{лев}}$  соответственно в разном или одинаковом направлении.



Фиг. 262. Разность значений кривых  $Y$  и вертикально уравнивающих противовесов.  $A$  — разность значений  $Y$  и вертикально уравнивающего противовеса правого механизма.  $B$  — разность значений  $Y$  и вертикально уравнивающего противовеса левого механизма.

Графическое построение  $\frac{Z_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$  и  $\frac{Z_{\text{лев}}}{\omega^2 r}$  приведено на фиг. 264 и 265.

Покончив с определением вертикальных давлений на рельс от оставшихся неуравновешенными вертикальных составляющих сил инерции поршня, кулака и ведущего дышла, переходим к уравниванию остальных масс, действующих на ведущие и сцепные колеса и расположенных эксцентрично относительно их осей.



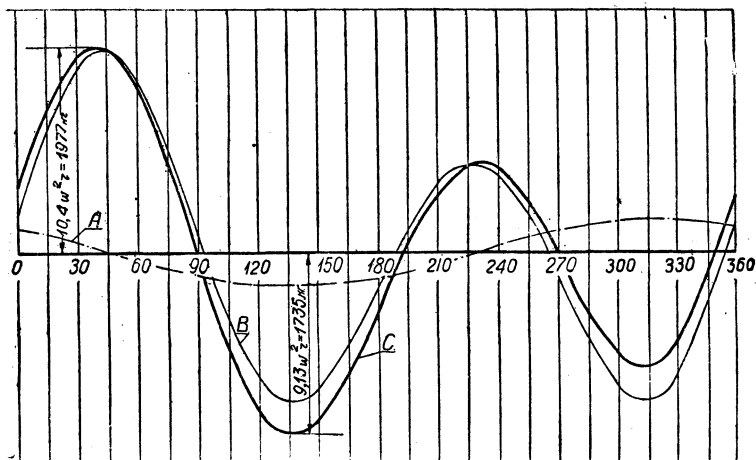
Фиг. 263: Перевод неуравновешенных остатков сил инерции возвратно-поступательных частей в плоскости кругов катания колес.

К этим массам относятся: сцепные дышла, кривошпы, пальцы, мотыли колес и др. Так как все эти массы имеют только вращательное движение, то они могут быть полностью уравновешены вращающимися противовесами.

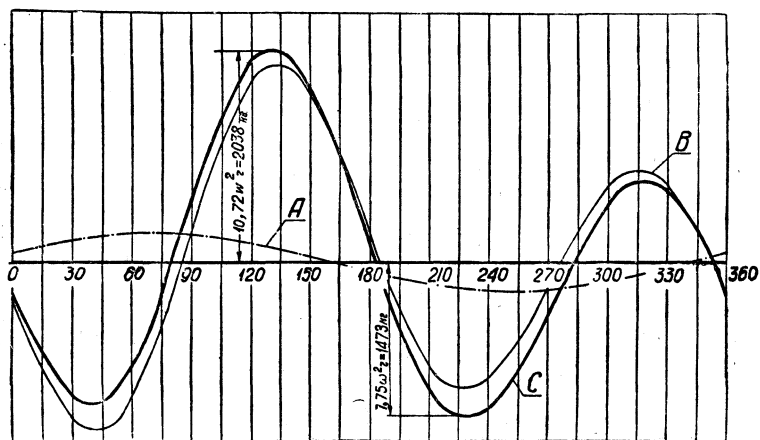
Однако центры тяжести этих масс лежат в вертикальных плоскостях, в большинстве случаев не совпадающих с вертикальными плоскостями, проходящими через центры тяжести этих уравнивающих противовесов. Поэтому необходимо вес вращающихся масс, подлежащих уравниванию, перевести по закону рычага в вертикальные плоскости, проходящие через центры тяжести соответствующих уравнивающих противовесов.

Метод перевода следующий. Пусть с правой стороны колеса на расстоянии  $x_i$  от середины полуската находится сила  $Q_i$ , которую необходимо уравни-

весить силами  $P_i'$  и  $P_i''$ , расположенными в вертикальных плоскостях, проходящих через центры тяжести противовесов на расстоянии  $a$  от середины полуската (фиг. 266).



Фиг. 264. Построение суммарной кривой избыточных давлений на рельс правого ведущего колеса.  $A$  — кривая давлений правого вертикального избытка (16,4 кг).  $B$  — кривая давлений от неуравновешенных частей правого механизма.  $C$  — суммарная кривая давлений правого ведущего колеса.



Фиг. 265. Построение суммарной кривой избыточных давлений на рельс левого ведущего колеса.  $A$  — кривая давлений левого вертикального избытка (14,6 кг).  $B$  — кривая давлений от неуравновешенных частей левого механизма.  $C$  — суммарная кривая давлений левого ведущего колеса.

Условия их равновесия:

$$P_i' - P_i'' - Q_i = 0 \quad (13)$$

$$P_i' 2a - Q_i(x_i + a) = 0 \quad (14)$$

$$P_i'' 2a - Q_i(x_i - a) = 0, \quad (15)$$

откуда:

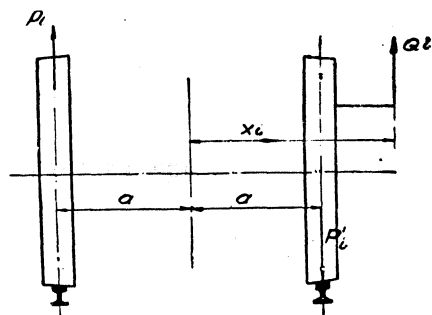
$$P_i' - P_i'' = Q_i \quad (13')$$

$$P_i' = \frac{x_i + a}{2a} Q_i \quad (14')$$

$$P_i'' = \frac{x_i - a}{2a} Q_i \quad (15')$$

Вычисление значений  $Z_{\text{пр}}$  и  $Z_{\text{лев}}$ 

$\varphi^{\circ}_{\text{пр}}$	$\frac{\Delta Y_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$	$1,237 \frac{\Delta Y_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$	$-0,237 \frac{\Delta Y_{\text{лев}}}{\omega^2 r}$	$\frac{Z_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$	$\varphi^{\circ}_{\text{лев}}$	$\frac{\Delta Y_{\text{л в}}}{\omega^2 r}$	$1,237 \frac{\Delta Y_{\text{лев}}}{\omega^2 r}$	$-0,237 \frac{\Delta Y_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$	$\frac{Z_{\text{лев}}}{\omega^2 r}$
0	-1,402	-1,734	-0,302	-2,036	270	1,274	1,576	0,332	1,908
15	-4,470	-5,529	-0,825	-6,354	285	3,482	4,307	1,059	5,366
30	-6,643	-8,217	-1,204	-9,421	300	5,080	6,284	1,574	7,858
45	-7,197	-8,903	-1,297	-10,200	315	5,471	6,768	1,706	8,474
60	-6,111	-7,559	-1,030	-8,589	330	4,346	5,376	1,448	6,824
75	-3,773	-4,667	-0,426	-5,093	345	1,796	2,222	0,894	3,116
90	-0,851	-1,053	0,332	-0,721	360-0	-1,402	-1,734	0,202	-1,532
105	1,891	2,339	1,059	3,398	15	-4,470	-5,529	-0,448	-5,977
120	3,832	4,740	1,574	6,314	30	-6,643	-8,217	-0,908	-9,125
135	4,651	5,753	1,706	7,459	45	-7,197	-8,903	-1,102	-10,005
150	4,304	5,324	1,448	7,772	60	-6,111	-7,559	-1,020	-8,579
165	2,967	3,670	0,894	4,564	75	-3,773	-4,667	-0,703	-5,370
180	1,191	1,473	0,202	1,675	90	-0,851	-1,053	-0,282	-1,335
195	-0,632	-0,782	-0,448	-1,230	105	1,891	2,339	0,150	2,489
210	-2,111	-2,611	-0,908	-3,519	120	3,832	4,740	0,500	5,240
225	-2,711	-3,354	-1,102	-4,456	135	4,651	5,753	0,643	6,396
240	-2,271	-2,809	-1,020	-3,829	150	4,304	5,324	0,538	5,862
255	-0,838	-1,037	-0,703	-1,740	165	2,967	3,670	0,199	3,869
270	1,274	1,576	-0,282	1,294	180	1,191	1,473	0,302	1,171
285	3,482	4,307	0,150	4,457	195	-0,632	-0,782	-0,825	-1,607
300	5,080	6,284	0,500	6,784	210	-2,111	-2,611	-1,204	-3,815
315	5,471	6,768	0,643	7,411	225	-2,711	-3,354	-1,297	-4,651
330	4,346	5,376	0,538	5,914	240	-2,271	-1,809	-1,030	-3,839
345	1,796	2,222	0,199	2,421	255	-0,838	-1,037	-0,426	-1,463
360	-1,402	-1,734	-0,302	-2,036	270	1,274	1,576	0,332	1,908



Фиг. 266. Перевод веса вращающихся частей в плоскости противовесов.

Правый и левый движущие механизмы совершенно одинаковы и имеют лишь угол сдвига кривошипов  $90^{\circ}$  один относительно другого. Поэтому каждой силе  $Q_b$ , расположенной справа, будет соответствовать равная ей сила с левой стороны, перпендикулярная  $Q_b$  и уравнивающие составляющие этой силы для левой стороны соответственно равны и перпендикулярны вышенайденным  $P_i'$  и  $P_i''$  для правой.

Для того чтобы частично уравновесить горизонтальные силы и моменты, создаваемые горизонтальными составляющими сил инерции движущего механизма и вызывающие подергивание и виляние паровоза, обыкновенно увеличивают вес противовесов ведущих и сцепных колес, необходимый



для полного уравнивания вращающихся масс, на некоторую величину, которую выбирают в зависимости от наибольших, допускаемых для данного паровоза, перегрузов и разгрузов сцепных и ведущих колес.

Разгрузки и перегрузы являются следствием центробежных сил этих так называемых „избыточных противовесов“.

Геометрическое сложение веса, подлежащего уравниванию, должно производиться отдельно для правого и левого ведущих колес.

Это объясняется тем, что при наличии с правой или левой стороны ведущей колесной пары вращающихся масс, расположенных несимметрично относительно оси, проходящей через центры кривошипа и оси колеса (контр-кривошипы), — избыточные противовесы для правого и левого ведущих колес получаются разными как по величине, так и по направлению, в то время как оба ведущих колеса — и правое и левое — отливаются по одной модели.

Для сцепных колес, у которых весь вес, подлежащий уравниванию, лежит на оси, проходящей через центры пальца и оси колеса, сложение веса произведено лишь для одной стороны — правой, так как для левой стороны многоугольник сил будет тот же, но смещенный на  $90^\circ$ .

Для построения силовых многоугольников всех колес пользуемся данными подсчета веса и центров тяжести отдельных частей, подлежащих уравниванию, произведенного по рабочим чертежам проектируемого паровоза (см. табл. 81).

Для сцепных колес принят следующий вес избыточных противовесов:

для первого сцепного колеса	80 кг
„ второго „ „	85 „

Вследствие того, что модели первого и пятого, а также второго и четвертого сцепных колес попарно одинаковы, вес избыточных противовесов для четвертого и пятого сцепных колес находится в зависимости от принятого выше веса избыточных противовесов для первого и второго сцепных колес.

Вес избыточных противовесов для первого и второго сцепных колес в 80 и 85 кг выбран из условия допущения наибольшего разгруза и перегруза в 2000 кг при наибольшей скорости  $V_{\text{макс}} = 60$  км/час.

Ясно, что при меньших скоростях паровоза вследствие меньших угловых скоростей вращения сцепных колес перегруз и разгруз рельса от воздействия центробежных сил избыточных противовесов сцепных колес также будет меньшим, и поэтому выбор избыточных противовесов производим, исходя из условия наибольшего допускаемого разгруза и перегруза рельса при наибольшей скорости паровоза.

Вес избыточных противовесов ведущих колес выбираем, исходя из следующих двух условий:

а) общий дополнительный разгруз и перегруз рельса от воздействия вертикальных составляющих неуравновешенных остатков сил инерции и центробежных сил избыточных противовесов не должен превышать принятых при расчете данного паровоза 2000 кг при  $V_{\text{макс}} = 60$  км/час;

б) вес избыточного противовеса для каждого ведущего колеса должен быть подобран по величине и направлению так, чтобы необходимые суммарные противовесы для правого и левого ведущих колес были равны по величине и имели

Определение составляющих  $P'_i$  и  $P''_i$ 

Наименование частей, подлежащих уравниванию	Действительный вес кг	Расстояние от оси* колеса м	Вес на радиусе кривошипа кг	Расстояние от середины паровоза м	Составляющие	
					$P_i'$ кг	$P_i''$ кг
Первая сцепная ось						
Мотыль . . . . .	56,03	0,356	51,90	0,792	51,80	+ 0,10
Часть сцепного пальца . . . . .	12,00	0,385	12,00	0,957	13,22	— 1,22
Часть сцепного дышла . . . . .	69,30	0,385	69,30	0,940	75,60	— 6,30
Избыточный противовес . . . . .	—	—	80,00	0,795	80,00	0
Суммарный противовес . . . . .	—	—	220,28	0,795	220,28	0
Вторая сцепная ось						
Мотыль . . . . .	59,67	0,350	54,10	0,800	54,18	— 0,08
Часть сцепного пальца . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,969	15,78	— 1,53
Часть сцепных дышл . . . . .	135,10	0,385	135,10	0,950	148,01	— 12,91
Избыточный противовес . . . . .	—	—	85,00	0,7975	85,00	0
Суммарный противовес . . . . .	—	—	301,72	0,7975	301,72	0
Третья ведущая ось						
Мотыль . . . . .	207,03	0,405	217,76	0,792	217,18	+ 0,58
Часть ведущего пальца . . . . .	105,49	0,385	105,49	1,089	124,98	— 19,49
Спицы . . . . .	71,04	0,220	40,59	0,793	40,59	0
Контр-кривошип . . . . .	54,49	0,270	38,21	1,316	50,71	— 12,50
Часть сцепных дышл . . . . .	256,96	0,385	256,96	0,9725	285,61	— 28,65
Вертикально уравнивающий противовес . . . . .	247,20	0,385	247,20	1,165	304,67	— 57,47
Правый избыточный противовес . . . . .	—	—	16,40	0,7952	16,40	0
Левый избыточный противовес . . . . .	—	—	14,60	0,7952	14,60	0
Суммарный противовес . . . . .	—	—	1021,10	0,7952	1021,10	0
Четвертая сцепная ось						
Мотыль . . . . .	59,67	0,350	54,10	0,800	54,18	— 0,08
Часть сцепного пальца . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,969	15,78	— 1,53
Часть сцепных дышл . . . . .	144,77	0,385	144,77	0,950	158,59	— 13,82
Избыточный противовес . . . . .	—	—	74,78	0,7975	74,78	0
Суммарный противовес . . . . .	—	—	301,72	0,7975	301,72	0
Пятая сцепная ось						
Мотыль . . . . .	56,03	0,356	51,90	0,792	51,80	+ 0,10
Часть сцепного пальца . . . . .	14,25	0,385	14,25	0,959	15,72	— 1,47
Часть сцепного дышла . . . . .	69,30	0,385	69,30	0,940	75,60	— 6,30
Избыточный противовес . . . . .	—	—	77,54	0,795	77,54	0
Суммарный противовес . . . . .	—	—	220,28	0,795	220,28	0

один и тот же угол отклонения от оси, проходящей через центры кривошипа и колеса.

Последнее условие вызвано тем обстоятельством, что ведущие колеса — правое и левое — отливаются по одной модели. Избыточные противовесы для правого и левого ведущих колес определяются обычно методом подбора.

Первым подходом к определению угла сдвига суммарного противовеса и величин избыточных противовесов будет следующее.

Определяем для правой и левой стороны в отдельности угол, образуемый вектором, замыкающим многоугольник сил, и осью, проходящей через центры мотыля и ступицы. Значения этого угла для каждой стороны будут различными вследствие несимметричности расположения контр-кривошипов. В проектном паровозе эти углы будут: для правой стороны —  $6^\circ$ , для левой —  $7^\circ 24'$ .

Затем берем среднее арифметическое этих значений угла и под найденным углом проводим ось противовеса.

Так как концы многоугольника сил для правой и левой сторон на этой оси не лежат, то, выбирая наименьшую силу — вектор от конца последней силы многоугольника до намечаемой оси противовеса, получаем предварительные избыточные противовесы для каждой стороны. Суммируя вертикальные составляющие центробежных сил этих противовесов с вертикальными составляющими сил инерции возвратно-движущихся частей, оставшихся неуравновешенными, определяем наибольшие значения разгруза и перегруза рельса.

Если эти значения оказываются больше заданной величины (для проектного паровоза — 2000 кг), то, несколько меняя величины избыточных противовесов без изменения угла сдвига противовеса или же меняя также и угол сдвига и повторяя затем все необходимые построения, будем получать новые значения суммарных разгрузов и перегрузов рельса ведущими колесами. Эти подборы производим до тех пор, пока заданная величина перегруза не будет выдержана для обоих колес, правого и левого.

Для проектного паровоза угол

$$\psi_{\text{ср}} = \frac{6^\circ + 7^\circ 24'}{2} = 6^\circ 42'$$

оказался настолько удачным, что был принят как окончательный.

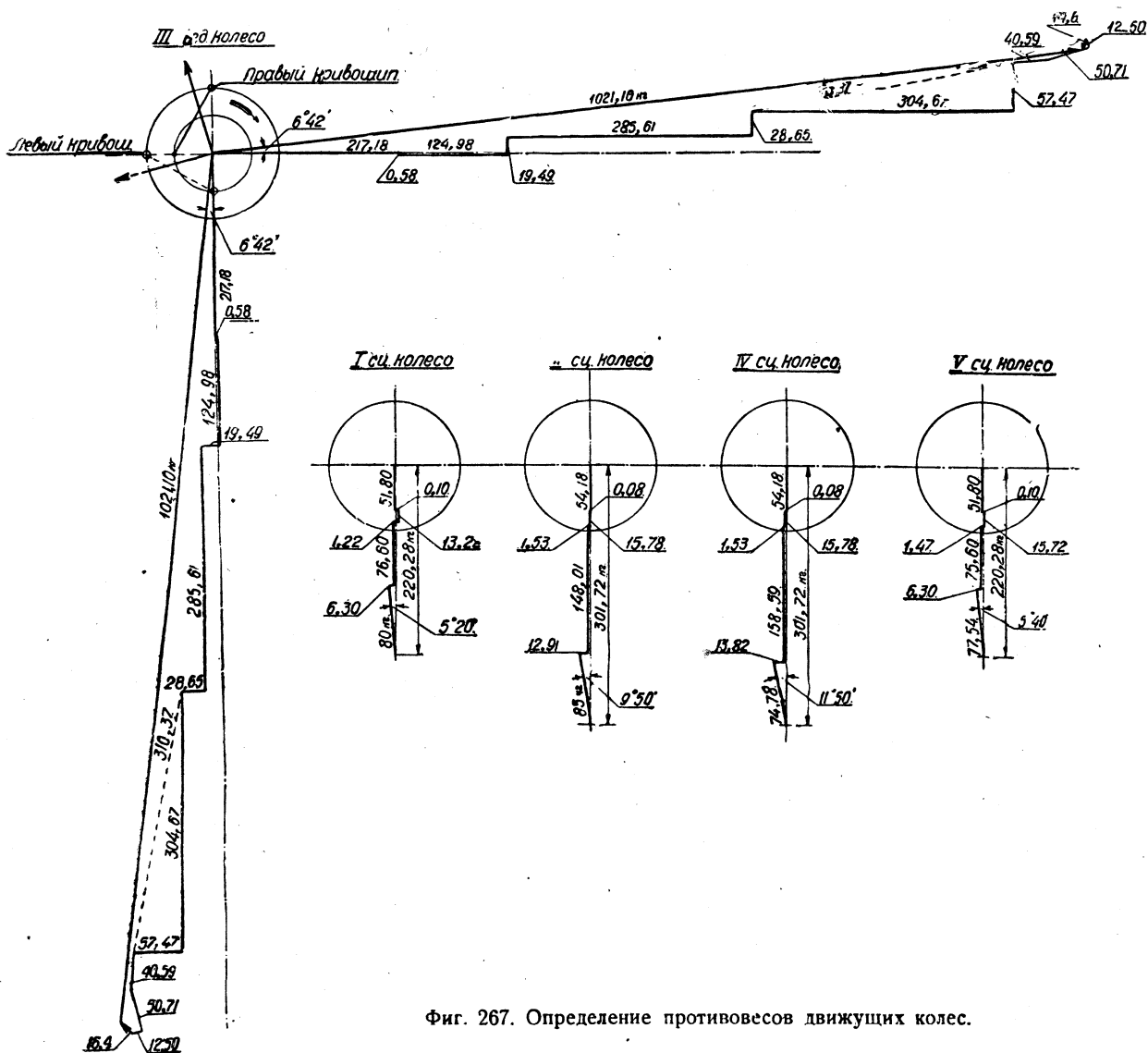
Графическое построение многоугольников сил по данным таблицы 81 приведено на фиг. 267.

Вес принятых при расчете избыточных противовесов и определенных вышеизложенным методом суммарных противовесов всех движущих колес, а также и углы сдвига этих противовесов относительно оси, проходящей через центры колеса и кривошипа, сведены в таблице 82.

Воздействие на рельс вертикальных составляющих сил инерции избыточных противовесов сцепных колес за один оборот колеса будет меняться по закону синусоиды:

$$P_{\text{рельса}} = \frac{P_{\text{изб}}}{g} \omega^2 r \sin \varphi, \quad (16)$$

где  $P_{\text{изб}}$  — вес избыточного противовеса в кг на радиусе кривошипа,  $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$  ускорение силы тяжести. Наибольшего значения  $P_{\text{рельса}}$  достигает в том случае, когда центр тяжести избыточного противовеса (или суммарного) будет лежать



Фиг. 267. Определение противовесов движущих колес.

Противовесы паровоза ФД

ТАБЛИЦА 82

Название колеса	Вес противовеса на радиусе кривошипа кг		Угол сдвига действительного противовеса
	избыточный	действительный	
Первое сцепное колесо.....	80,00	220,28	0°
Второе сцепное колесо.....	85,00	301,72	0°
Третье ведущее колесо правое.....	16,40	1021,10	6°42'
Третье ведущее колесо левое.....	14,60	1021,10	6°42'
Четвертое сцепное колесо.....	74,78	301,72	0°
Пятое сцепное колесо.....	77,54	220,28	0°

ниже центра колеса на одной с ним вертикали; тогда  $\varphi = 90^\circ$ , и формула (16) примет вид:

$$P_{\text{рельса макс}} = \frac{P_{\text{изб}}}{g} \omega^2 r. \quad (17)$$

Суммируя воздействие на рельс вертикальных составляющих сил инерции избыточных противовесов ведущих колес (16,4 кг и 14,6 кг), изменяющихся также по закону синусоиды (16), с определенными выше вертикальными составляющими неуравновешенных остатков сил инерции ведущего дышла  $Z_{\text{пр}}$  и  $Z_{\text{лев}}$  (табл. 80), получим полное дополнительное (сверх статического) вертикальное давление ведущих колес на рельс.

Графическое сложение произведено на фиг. 264 и 265.

В виду незначительности расстояния от плоскости центров тяжести противовесов движущих колес до плоскости кругов катания (в пределах 5—7,5 мм для отдельных колес), пересчет значений вертикальных составляющих сил инерции избыточных противовесов для отдельных колес в плоскость кругов катания не производился.

Точный расчет с учетом этих 5—7,5 мм дает увеличение вертикального воздействия на рельс в пределах 10—15 кг при расчетной скорости  $V_{\text{макс}} = 60$  км/час. При меньших скоростях эта цифра, ясно, будет еще меньше.

Значения наибольших разгрузов и перегрузов рельса от воздействия вертикальных составляющих сил инерции избыточных противовесов, подсчитанные для сцепных колес по формуле (17) и для ведущих, взятые непосредственно из фиг. 264 и 265, приведены в таблице 83.

Расчет произведен для наибольшей расчетной скорости  $V_{\text{макс}} = 60$  км/час.

ТАБЛИЦА 83

**Разгрузки и перегрузы по отдельным колесам паровоза ФД**

Наименование колес	Наибольший разгруз рельса		Наибольший перегруз рельса	
	кг	% статич. нагрузки	кг	% статич. нагрузки
Первое сцепное колесо . . . . .	1550	15,5	1550	15,5
Второе сцепное колесо . . . . .	1647	16,47	1647	16,47
Третье ведущее колесо правое . . . . .	1977	19,77	1735	17,35
Третье ведущее колесо левое . . . . .	2038	20,38	1473	14,73
Четвертое сцепное колесо . . . . .	1449	14,49	1449	14,49
Пятое сцепное колесо . . . . .	1503	15,03	1503	15,03

Как видно из таблицы 83, все значения перегрузов (при расчетной скорости  $V_{\text{макс}} = 60$  км/час) менее заданных 2000 кг.

Наибольшие значения дополнительного разгруза и перегруза рельсов от воздействия центробежных сил избыточных противовесов и вертикальных составляющих сил инерции возвратно-поступательных частей, оставшихся неуравновешенными, для ведущих колес при  $V_{\text{макс}}$ , равном 60 км/час, колеблются в пределах от 1473 до 2038 кг.

Для ведущих колес вертикальные избытки и их углы сдвига подобраны так, чтобы наибольшие перегрузы колес были меньше наибольших разгрузов, опять-таки с целью уменьшения напряжений в рельсах при проходе паровоза.

При определении этих дополнительных давлений ведущего колеса на рельс аналитическим, упрощенным методом в расчет входят лишь центробежные силы избыточных противовесов —  $P_{\text{рельс}}$ .

Для проектного паровоза, при  $V_{\text{макс}}$ , равном 60 км/час, избыточном противовесе правого ведущего колеса — 16,4 кг и левого — 14,6 кг, — величина наибольшего разгруза и перегруза рельса от влияния этих избыточных противовесов будет:

для правого ведущего колеса —  $P_{\text{рельс макс}} = 318$  кг  
 , левого , , —  $P_{\text{рельс макс}} = 273$  кг.

Таким образом при упрощенном методе расчета для проектного паровоза вертикальный разгруз и перегруз рельс преуменьшены против действительно существующих в пределах 1155 — 1765 кг.

Ясно, что для более мощных паровозов, обладающих в сравнении с проектным еще большим весом возвратно-поступательных масс, эта разность будет еще значительнее.

**Определение степени уравнивания, подергивания и виляния.** Берем из таблицы 79 величины  $X$  — горизонтальные составляющие сил инерции — и, суммируя для выбранного положения колеса значения их для обеих сторон движущего механизма, составляем таблицу  $\Sigma X$  и моменты этих сил относительно продольной оси паровоза —  $\Sigma MX$ . При подсчете  $\Sigma MX$  плечо принято равным 2330 мм (расстояние между осями цилиндров).

ТАБЛИЦА 84

Вычисление  $\frac{\Sigma X}{\omega^2 r}$  и  $\frac{\Sigma MX}{\omega^2 r}$

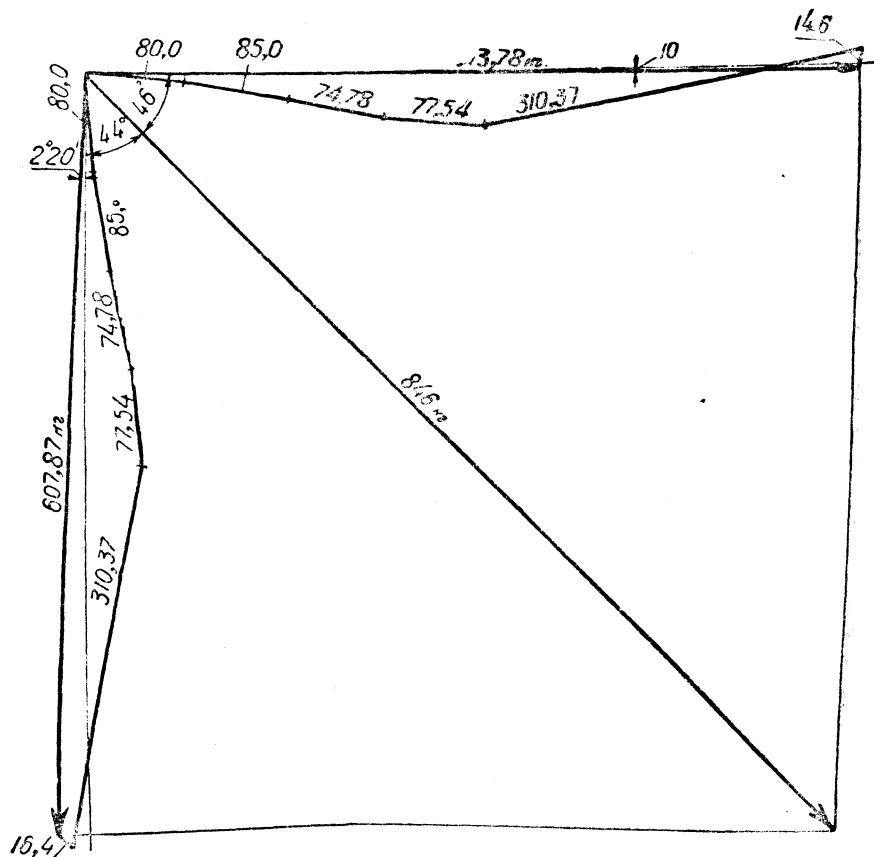
$\varphi^\circ$	$\frac{X_{\text{пр}}}{\omega^2 r}$	$\frac{X_{\text{лев}}}{\omega^2 r}$	$\frac{\Sigma X}{\omega^2 r}$	$\frac{\Sigma MX}{\omega^2 r}$
0	— 119,116	8,670	— 110,446	— 148 871
15	— 113,734	— 20,891	— 134,625	— 108,162
30	— 98,859	— 50,714	— 149,573	— 56,089
45	— 76,253	— 78,085	— 154,338	2,134
60	— 48,470	— 100,155	— 148,625	60,213
75	— 18,387	— 114,406	— 132,793	111,862
90	11,262	— 119,116	— 107,854	151,890
105	38,153	— 113,734	— 75,581	176,948
120	60,680	— 98,859	— 38,179	185,863
135	78,085	— 76,253	1,832	179,804
150	90,189	— 48,470	41,719	161,538
165	97,144	— 18,387	78,757	134,594
180	99,184	11,262	110,446	102,429
195	96,472	38,153	134,625	67,911
210	88,893	60,680	149,573	32,868
225	76,253	78,085	154,338	— 2,134
240	58,436	90,189	148,625	— 36,992
255	35,649	97,144	132,793	— 71,642
270	8,670	99,184	107,854	— 105,449
285	— 20,891	96,472	75,581	— 136,728
300	— 50,014	88,893	38,179	— 162,642
315	— 78,085	76,253	— 1,832	— 179,804
330	— 100,155	58,436	— 41,719	— 184,759
345	— 114,406	35,640	— 78,759	— 174,814
360	— 119,116	8,670	— 110,446	— 148,871

Все эти значения  $\frac{\Sigma X}{\omega^2 r}$  и  $\frac{\Sigma M X}{\omega^2 r}$  приведены в таблице 84 и нанесены в виде кривых на фиг. 270 и 271.

Далее суммируем графически отдельно для правой и левой стороны движущего механизма избыточные противовесы сцепных и ведущих колес и вертикально уравнивающие противовесы  $q$  ведущих колес (фиг. 268 и 269).

$$R_{\text{пр}} = 607,87 \text{ кг}; \psi_{\text{пр}} = 182^\circ 20'$$

$$R_{\text{лев}} = 613,78 \text{ кг}; \psi_{\text{лев}} = 90^\circ 10'.$$



Фиг. 268. Сложение избыточных противовесов сцепных колес и вертикально уравнивающего противовеса ведущего колеса.

Их геометрическая сумма:

$$R_{\text{сум}} = 846 \text{ кг}; \psi_{\text{сум}} = 136^\circ.$$

Горизонтальная проекция  $R_x$  — центробежной силы, развиваемой при вращении силы  $R_{\text{сум}}$ , — будет изменяться по закону косинусов:

$$R_x = \frac{R_{\text{сум}}}{g} \omega^2 r \cos(44^\circ - \varphi^\circ). \quad (18)$$

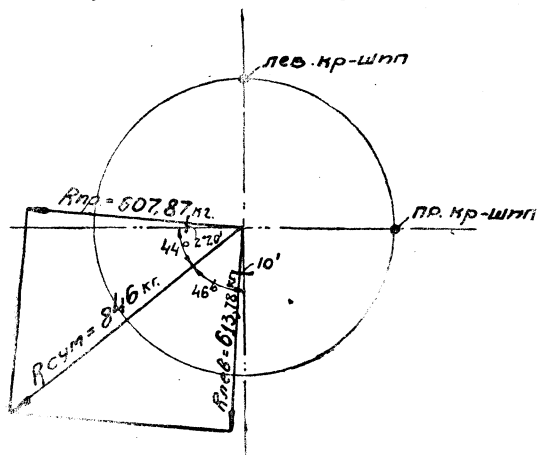
Построив по этому уравнению кривую и суммируя графически ее ординаты с ординатами кривой  $\frac{\Sigma X}{\omega^2 r}$ , получим кривую изменения горизонтальных составляющих сил инерции, оставшихся неуравновешенными (фиг. 270).

Эта неуравновешенная сумма горизонтальных составляющих сил инерции вызывает подергивание паровоза. Наибольшая амплитуда его будет:

$$y_{\text{макс}} = \frac{2 A \omega^2 r}{\frac{P_0}{g} \omega^2} = \frac{2 \cdot 68,1 \cdot 0,385}{\frac{132\,000}{9,81}} = 0,0039 \text{ м} = 3,9 \text{ мм},$$

где:  $A$  — наибольшая ордината кривой от неуравновешенной суммы горизонтальных составляющих сил инерции;

$P_0 = 132 \text{ т}$  — вес паровоза в рабочем состоянии.



Фиг. 269. Определение  $R_{\text{сум}}$ .

Моменты горизонтальных составляющих центробежных сил избыточных противовесов относительно продольной оси паровоза —  $\Sigma MR_x$ , будучи обратными по знаку моментам горизонтальных составляющих сил инерции  $\Sigma MX$ , частично уравновешивают последние.

Уравнение изменения этих уравновешивающих моментов имеет вид:

$$\Sigma MR_x = a_n \left[ \frac{R_{\text{пр}}}{g} \cos(\alpha + \varphi) - \frac{R_{\text{лев}}}{g} \times \right. \\ \left. \times \sin(\beta + \varphi) \right] \omega^2 r, \quad (19)$$

где  $a_n$  — расстояние центров тяжести противовесов от продольной оси паровоза.

Вследствие мало разнящихся значений  $a_n$  для сцепных и ведущих колес (0,795 м, 0,7952 м, 0,7975 м) принимаем  $a_n$  общим для всех колес:

$$a_n = 0,7952 \text{ м.}$$

Уравнение (19) после подстановки постоянных величин примет вид:

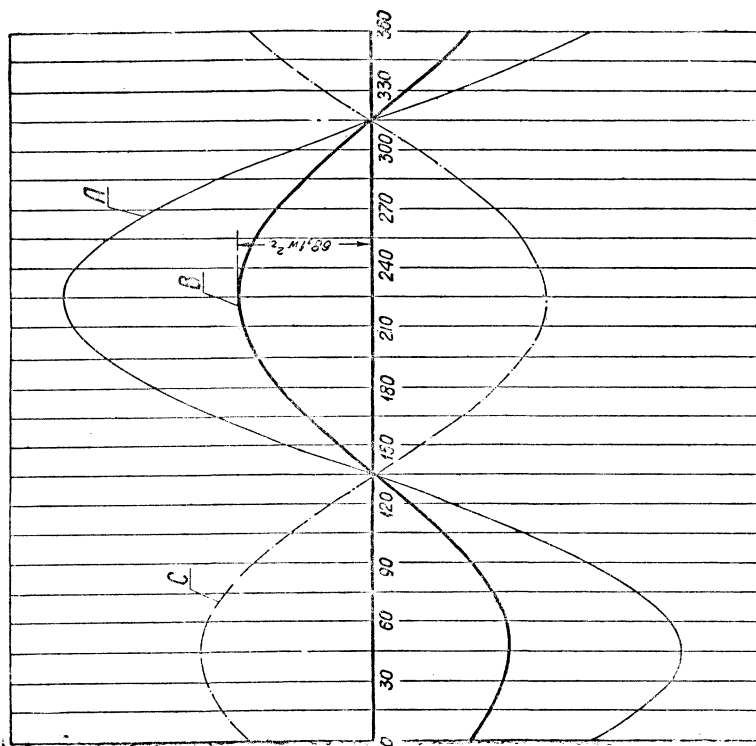
$$\Sigma MR_x = 0,7952 \left[ \frac{607,87}{9,81} \cos(2^\circ 20' + \varphi) - \frac{613,78}{9,81} \sin(10' + \varphi) \right] \omega^2 r = \\ = [49,27 \cos(2^\circ 20' + \varphi) - 49,75 \sin(10' + \varphi)] \omega^2 r. \quad (19')$$

Сумма горизонтальных моментов сил инерции, оставшихся неуравновешенными, вызывает извилистость движения паровоза. Для расчетного паровоза процент уравновешивания извилистости будет:

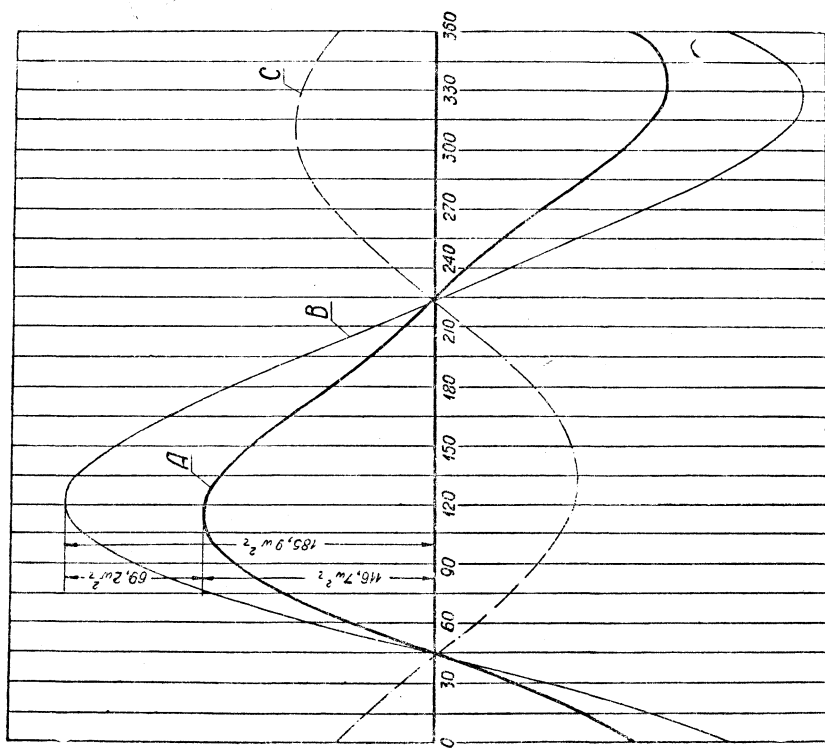
$$\mathcal{K} = \frac{\Sigma MR_{x \text{ макс}}}{\Sigma MX_{\text{макс}}} = \frac{69,2 \omega^2 r}{185,9 \omega^2 r} 100 = 37,2\%.$$

Значения  $\Sigma MR_{x \text{ макс}}$  и  $\Sigma MX_{\text{макс}}$  приняты на основании формулы (19') и построенных на фиг. 271 кривых  $\Sigma MX$  и  $\Sigma MR_x$ .





Фиг. 270. Построение кривой для суммы горизонтальных составляющих сил инерции возвратно-поступательных частей, оставшихся неуравновешенными. *A* — кривая  $\Sigma X$ . *B* — кривая неуравновешенных горизонтальных сил инерции. *C* — кривая  $\Sigma R_x$ .



Фиг. 271. Построение кривой моментов от горизонтальных составляющих сил инерции возвратно-поступательных частей, оставшихся неуравновешенными. *A* — кривая моментов неуравновешенных сил инерции. *B* — кривая  $\Sigma M_X$ . *C* — кривая  $\Sigma M R_x$ .

Сравнительные результаты расчета противовесов некоторых паровозов

Тип	Серия	Число цилиндров	Давление пара на поршень кг	Расчетная скорость км/час	$w_p$ кг	$w_k$ кг	$r$ м	$L$ м	$J_A$ кгм <sup>2</sup>	Ведущее колесо		Сцепные колеса		Наибольшая амплитуда колебаний мм	% уравнивания влияния
										наибольший перегруз рельса кг	наибольший разгруз рельса кг	наибольший перегруз рельса кг	наибольший разгруз рельса кг		
0-5-0	ЭУ . . . . .	2	39 400	53,3	251,87	450,51	0,35	2,73	108,43	2 011	1 208	1 204	1 204	4,6	41,5
1-3-1	СУ постройки 1931 г. . . . .	2	33 400	100	186,56	340,90	0,35	2,35	60,28	1 985	2 205	1 730	1 730	3,29	33,6
1-5-1	ФД первый паровоз . . . . .	2	52 900	60	430,80	640,0	0,385	3,175	234,97	1 735	2 038	1 647	1 647	3,90	37,2
1-5-1	ФД второго заказа . . . . .	2	52 900	60	418,70	621,5	0,385	3,025	208,20	1 693	2 162	1 629	1 629	3,63	37,8
1-4-2	ИС I вариант . . . . .	2	52 900	100	446,3	576,2	0,385	3,85	332,5	2 040	2 025	2 295	2 295	4,67	29,6
1-4-2	ИС II вариант . . . . .	2	52 900	100	446,3	545,95	0,385	3,85	332,5	1 970	1 925	2 295	2 295	4,41	30,5

Определенный выше процент уравнивания извилистости можно считать для расчетного паровоза вполне приемлемым, так как при проектировании были выбраны достаточно большие возвращающие силы тележек и кроме того большие нагрузки на ведущую и сцепные оси, вызывающие значительные горизонтальные силы трения.

Согласно вышеприведенному расчету были подобраны действительные противовесы и спроектированы движущие колеса для первого паровоза ФД. Подбор действительных противовесов в движущие колеса на основании результатов расчета противовесов приведен ниже, в статье "Движущие колесные пары".

#### ИЗМЕНЕНИЯ В ДВИЖУЩЕМ МЕХАНИЗМЕ ПАРОВОЗОВ ФД ВТОРОГО ЗАКАЗА

**Повторный расчет противовесов и его результаты.** При пересмотре чертежей паровоза ФД перед выпуском их в завод для второго заказа были внесены изменения в некоторые детали движущего механизма: изменены размеры кулака, удлинена поршневая скалка и укорочено ведущее дышло.

Соответственно изменился вес этих деталей. Вес скалки увеличился на 22,5 кг, вес кулака уменьшился на 41,0 кг и вес ведущего дышла уменьшился на 12,1 кг. Результаты произведенного в связи с этим повторного расчета противовесов оказались благоприятнее результатов основного расчета. Амплитуда подергивания уменьшилась, процент уравнивания извилистости увеличился. Дополнительные разгрузки и перегрузы рельса от влияния сил инерции движущего механизма остались почти без изменения. Однако разница результатов обоих расчетов получилась столь незначительной, что вес действительно

выполненных противовесов в колесах паровозов для этого заказа был оставлен тот же, что и для первого паровоза ФД.

Результаты уравнивания всех приведенных в таблице 85 паровозов получены путем расчетов одним общим методом — графо-аналитическим.

Из таблицы видно, что дополнительное вертикальное воздействие на рельс паровоза ФД получается равным или даже ниже, чем у других распространенных серий паровозов, несмотря на то, что пришлось уравнивать весьма тяжелые возвратно-движущиеся массы при значительном весе ведущих дышл.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ И ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ВЕДУЩЕГО ДЫШЛА ОТНОСИТЕЛЬНО ОСИ ВАЛИКА КУЛАКА

Как известно, момент инерции любого тела относительно заданной оси определяется по формуле:

$$J = J_0 + y^2 M, \quad (20)$$

где:  $J_0$  — момент инерции тела относительно параллельной оси, проходящей через его центр тяжести,  
 $M$  — масса тела,  
 $y$  — расстояние центра тяжести тела от оси, относительно которой определяется его момент инерции.

Для тел с простыми очертаниями определение момента инерции по вышеприведенной формуле трудностей не представляет; для фигур же с неправильными сечениями вопрос значительно усложняется. В машиностроении для деталей неправильной конфигурации с переменными сечениями обычно применяется графо-аналитический метод определения момента инерции.

Вычерченная в масштабе деталь разделяется рядом плоскостей, параллельных оси, относительно которой требуется определить момент инерции, на отдельные полосы, настолько узкие, что их можно рассматривать как прямоугольники; затем определяется по чертежу площадь сечения и расстояние  $y$ ; далее вычисляется объем каждой фигуры, заключенной между двумя секущими плоскостями, вес и масса ее, и составляется сумма:

$$J = \sum m y^2. \quad (21)$$

Предполагается, что полосы выбраны настолько узкими, чтобы в сравнении с  $m y^2$  можно было пренебречь моментом инерции рассматриваемой части детали, заключенной между двумя секущими плоскостями, относительно параллельной оси, проходящей через центр тяжести.<sup>1</sup> Для удобства окончательных подсчетов результаты детальных подсчетов обычно сводятся в таблицу.

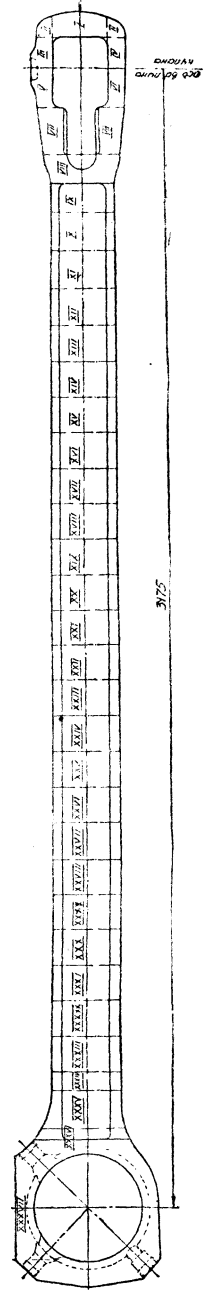
Изложенным методом произведен подсчет момента инерции и центра тяжести ведущего дышла ФД относительно оси валика кулака.

Собственно дышло, без деталей, разбито на 37 частей (см. фиг. 272); отдельные детали дышла — подшипники, втулки, пробки, клинья и т. д. — рассматривались без делений на части.<sup>2</sup>

Результаты подсчета объемов, веса, масс и моментов инерции отдельных частей приведены в таблицах 86 и 87.

<sup>1</sup> См. Hütte, изд. 13, т. I, стр. 243.

<sup>2</sup> Момент инерции штанги ведущего дышла, имеющей простые очертания, можно определять непосредственным интегрированием, не разбивая ее, как это сделано для проектного паровоза, на ряд пластин.



фиг. 272. Разбивка ведущего дышла на пластины.

Подсчет веса и момента инерции штанги ведущего дышла

№ части или детали	$v$ см <sup>2</sup>	$p$ кг	$m$ кгсек <sup>2</sup> м <sup>-1</sup>	$y$ м	$M_s$ кгсек <sup>2</sup>	$j$ кгмсек <sup>2</sup>
I	1 144,6	8,985	0,9159	0,120	— 0,1099	0,013189
II	448,4	3,520	0,3588	0,112	— 0,0402	0,004501
III	578,6	4,542	0,4630	0,042	— 0,0194	0,000817
IV	477,9	3,752	0,3824	0,045	— 0,0172	0,000774
V	714,3	5,607	0,5716	0,052	0,0297	0,001546
VI	601,8	4,724	0,4816	0,055	0,0265	0,001457
VII	2 200,0	17,270	1,7605	0,173	0,3046	0,052690
VIII	1 557,6	12,227	1,2463	0,282	0,3515	0,099111
IX	976,0	7,662	0,7810	0,352	0,2749	0,096769
X	685,47	5,381	0,5485	0,450	0,2468	0,111075
XI	695,01	5,456	0,5561	0,550	0,3059	0,168235
XII	704,56	5,531	0,5638	0,650	0,3665	0,238205
XIII	714,10	5,606	0,5714	0,750	0,4286	0,321427
XIV	723,64	5,681	0,5791	0,850	0,4922	0,418371
XV	733,18	5,755	0,5867	0,950	0,5574	0,529492
XVI	742,73	5,830	0,5943	1,050	0,6240	0,655257
XVII	752,27	5,905	0,6020	1,150	0,6923	0,796108
XVIII	761,81	5,980	0,6096	1,250	0,7620	0,952505
XIX	771,36	6,055	0,6172	1,350	0,8332	1,124934
XX	780,90	6,130	0,6249	1,450	0,9061	1,313808
XXI	790,44	6,205	0,6325	1,550	0,9804	1,519612
XXII	799,99	6,280	0,6402	1,650	1,0563	1,742889
XXIII	809,53	6,355	0,6478	1,750	1,1336	1,983863
XXIV	812,70	6,380	0,6503	1,850	14,9569	2,225741
XXV	812,70	6,380	0,6503	1,950		2,472865
XXVI	812,70	6,380	0,6503	2,050		2,732995
XXVII	812,70	6,380	0,6503	2,150		3,006132
XXVIII	812,70	6,380	0,6503	2,250		3,292275
XXIX	812,70	6,380	0,6503	2,350		3,591425
XXX	812,70	6,380	0,6503	2,450		3,903582
XXXI	812,70	6,380	0,6503	2,550		4,228745
XXXII	812,70	6,380	0,6503	2,650		4,566914
XXXIII	812,70	6,380	0,6503	2,750		4,918090
XXXIV	406,35	3,190	0,3252	2,825	0,9187	2,594996
XXXV	1 388,10	10,897	1,1108	2,910	3,2324	9,406028
XXXVI	1 128,60	8,860	0,9031	2,970	2,6822	7,966243
XXXVII	12 286,85	96,452	9,8320	3,186	31,3250	99,794800
	42 501,09	333,638	34,0093	—	63,4877	166,848466

Подсчет веса и момента инерции деталей ведущего дышла

Название деталей	Количе- ство на 1 дышло	$v$ см <sup>3</sup>	$p$ кг	$m$ кгсек <sup>2</sup> м <sup>-1</sup>	$y$ м	$M_s$ кгсек <sup>2</sup>	$j$ кгмсек <sup>2</sup>
Подшипник перед- ний . . . . .	1	827,95	7,120	0,7258	0,060	—0,0435	0,002613
Подшипник задний	1	762,22	6,560	0,6682	0,058	0,0388	0,002248
Закладка . . . . .	1	1 124,57	8,830	0,8999	0,145	0,1305	0,018920
Клин . . . . .	1	864,00	6,780	0,6914	0,236	0,1632	0,038508
Гайка . . . . .	1	118,50	0,930	0,0948	0,240	0,0228	0,005461
Шайба . . . . .	1	101,08	0,790	0,0809	0,240	0,0194	0,004659
Шплинт . . . . .	1	6,24	0,050	0,0051	0,240	0,0012	0,000223
Втулка запрессо- ванная . . . . .	1	3 399,16	26,680	2,7200	3,175	8,6360	27,419232
Втулка плавающая	1	4 275,53	36,770	3,7482	3,175	11,9005	37,783803
Стопорный болт . .	1	70,39	0,550	0,0563	3,295	0,1855	0,611249
Пробка . . . . .	1	87,10	0,684	0,0697	3,005	0,2094	0,629391
Пробка . . . . .	2	174,20	1,368	0,1394	3,345	0,4663	1,559747
Трубка . . . . .	2	6,24	0,050	0,0051	3,175	0,0159	0,050403
		11 817,18	97,162	9,9048		21,7460	68,126457

При составлении этих таблиц приняты следующие обозначения:

$v$  — объем части дышла или его детали;

$p$  — вес части дышла или его детали;

$m = \frac{p}{g}$  — масса части дышла или его детали;

$y$  — расстояние центра тяжести детали от оси валика кулака;

$M_s = my$  — статический момент массы детали относительно оси валика кулака;

$J = \frac{p}{g} y^2$  — момент инерции массы детали относительно оси валика кулака.

На основании таблиц 86 и 87 определяем:

1) вес дышла с деталями  $w_p = 430,8$  кг;

2) расстояние центра тяжести его от оси валика кулака:

$$d = \frac{\sum M_s}{\sum m} = \frac{63,4877 + 21,7460}{34,0093 + 9,9048} = 1,937 \text{ м};$$

3) момент инерции его относительно оси валика кулака:

$$J = \sum j = 166,85 + 68,12 = 234,97 \text{ кгмсек}^2.$$

Значения  $w_p$ ,  $d$  и  $J$  помещены в таблице 78. Значения  $w_p$ ,  $d$  и  $J_d$ , найденные выше графо-аналитическим путем при проектировании дышла, могут быть проверены практически после изготовления дышла в пече:

а)  $w_p$  — непосредственным взвешиванием на весах;

б)  $d$  — проверкой качанием на валике или на призме;

в)  $J$  — качанием дышла.

Перед качанием дышло в собранном виде устанавливается в вертикальном положении перед-  
ней головкой кверху; в отверстие подшипника передней головки вставляется валик с ножами, кото-

рые опираются на две выверенные горизонтальные плоскости (фиг. 273). Затем центр задней головки дышла отклоняют на 100—150 мм от вертикальной оси, отпускают его, и дышло начинает качаться. Во время качания дышла отмечают число полупериодов колебаний за определенный промежуток времени (30 сек., 1 мин. и т. д.). Частное от деления времени колебания на число колебаний даст время одного колебания. Тогда момент инерции  $J$  определяют по формуле:<sup>1</sup>

$$J = \frac{t^2 w p d}{\pi^2},$$

где  $t$  — время одного полупериода колебания.

### РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА СЦЕПНЫХ ДЫШЕЛ ПО ПАЛЬЦАМ ДВИЖУЩИХ КОЛЕС

Части веса сцепных дышел, распределяясь по пальцам колес, дают вращающиеся массы, расположенные эксцентрично относительно осей вращения; эти массы подлежат полному уравниванию противовесами, расположенными в соответствующих колесах.

Схема расположения сцепных дышел, вес их и координата центров тяжести, приведенные на фиг. 274, приняты согласно детальным чертежам. Размеры даны в мм.

Распределение веса сцепных дышел по пальцам колес производится следующим методом.

Считаем все сцепные дышла балками, нагруженными сосредоточенными силами (собственным весом дышел) и расположенными на опорах — пальцах колес.

Давления на опоры, найденные при помощи уравнений статики, и будут искомыми давлениями на пальцы сцепных колес паровоза.

а) Первое сцепное дышло рассматривается как балка, свободно лежащая одним концом на опоре (палец первого сцепного колеса), а другим концом опирающаяся на консоль соседней балки (второе сцепное дышло), нагруженная сосредоточенной силой — 110,6 кг (собственный вес дышла).

Уравнение моментов относительно точки А:

$$110,6 \cdot 865 - P_1 \cdot 1380 = 0.$$

Давление на палец первого сцепного колеса:

$$P_1 = 110,6 \cdot \frac{865}{1380} = 69,3 \text{ кг.}$$

Давление на консоль в точке А:

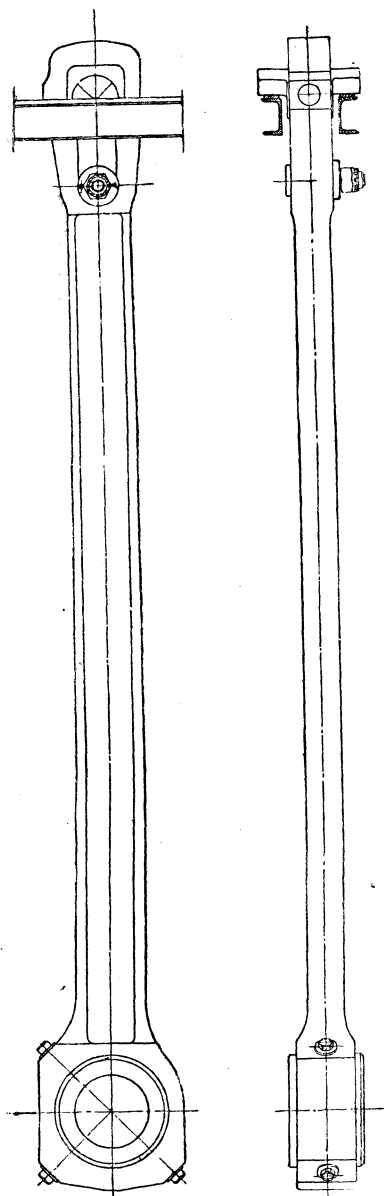
$$P_A = 110,6 - 69,3 = 41,3 \text{ кг.}$$

б) Четвертое сцепное дышло — одинаково с первым сцепным дышлом. Поэтому давление на палец пятого сцепного колеса:

$$P_V = P_1 = 69,3 \text{ кг;}$$

давление на консоль в точке С:

$$P_C = P_A = 41,3 \text{ кг.}$$



Фиг. 273. Определение момента инерции ведущего дышла качанием.

<sup>1</sup> Е. Е. Нольтейн. Расчет противовесов.

в) Третье сцепное дышло рассматривается как консольная балка, свободно лежащая одним концом на опоре (палец четвертого сцепного колеса), а другим концом опирающаяся на консоль соседней балки (второе сцепное дышло), нагруженная двумя сосредоточенными силами: 151,9 кг (собственный вес дышла) и 41,3 кг (часть веса четвертого сцепного дышла). Сумма сил, действующих на балку:

$$151,9 + 41,3 = 193,2 \text{ кг.}$$

Уравнение моментов относительно точки В:

$$-151,9 \cdot 799 - 41,3 \cdot 1510 + P_{IV} \cdot 1265 = 0.$$

Давление на палец четвертого сцепного колеса:

$$P_{IV} = \frac{151,9 \cdot 799 + 41,3 \cdot 1510}{1265} = 144,77 \text{ кг.}$$

Давление на консоль в точке В:

$$P_B = 193,20 - 144,77 = 48,43 \text{ кг.}$$

г) Второе сцепное дышло — консольная балка; свободно лежит на двух опорах (пальцы II и III сцепных колес); нагружена тремя сосредоточенными силами: 302,33 кг (собственный вес дышла), 41,3 кг (часть веса первого сцепного дышла) и 48,43 кг (давление, передаваемое на консоль третьим сцепным дышлом).

Сумма сил, действующих на балку:

$$302,33 + 41,30 + 48,43 = 392,06 \text{ кг.}$$

Уравнение моментов относительно точки III (центр пальца ведущего колеса):

$$302,33 \cdot 528 + 41,3 \cdot 1870 - 48,43 \cdot 360 - P_{II} \cdot 1625 = 0.$$

Давление на палец второго сцепного колеса:

$$P_{II} = \frac{302,33 \cdot 528 + 41,3 \cdot 1870 - 48,43 \cdot 360}{1625} = 135,10 \text{ кг.}$$

Давление на палец третьего ведущего колеса:

$$P_{III} = 392,06 - 135,10 = 256,96 \text{ кг.}$$

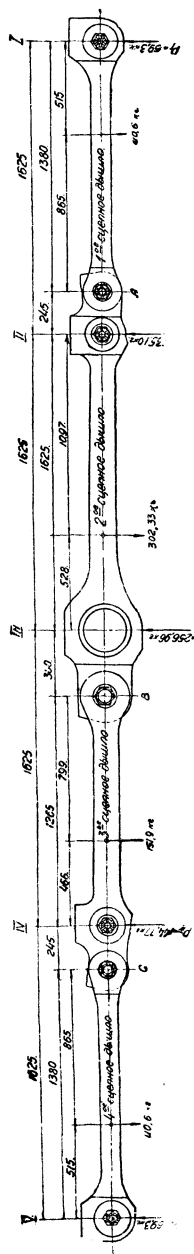
Величины определенных выше давлений на пальцы от сцепных дышел приведены в таблице 81.

## ВЫБОР ЧАСТЕЙ ДВИЖУЩИХ КОЛЕС, ПОДЛЕЖАЩИХ УРАВНОВЕШИВАНИЮ ПРОТИВОВЕСАМИ

По своей конструкции обод и ступица колеса обыкновенно выполняются в виде тел вращения, имеющих осью центр колеса. Поэтому, будучи полностью уравновешенными, они не требуют дополнительного уравновешивания противовесами.

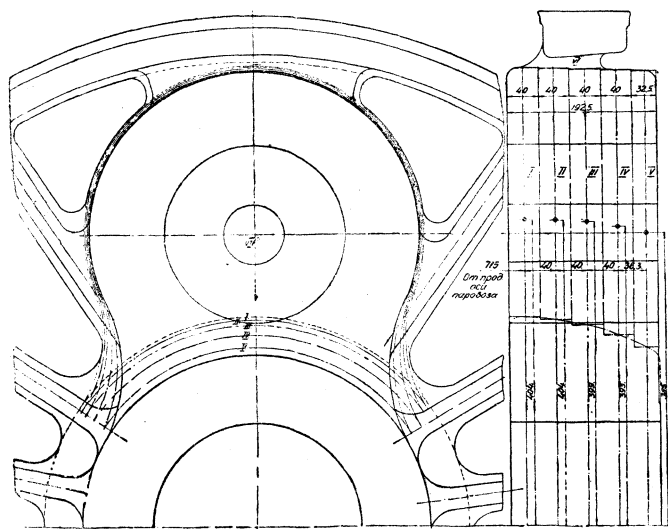
Мотыль, расположенный между ободом и ступицей, вращается эксцентрично относительно центра колеса, и вес части его, заключенной между внешними контурами обода и ступицы, должен войти в расчет при определении веса вращающихся частей, подлежащих уравновешиванию противовесами.

При определении веса части мотыля, подлежащей уравновешиванию, могут встретиться два случая:



Фиг. 274. Распределение веса сцепных дышел по пальцам.

Первый случай: обод разбит осями спиц на равное число делений. Поэтому спицы полностью уравновешены, и при подсчете веса части мотыля, подлежащей уравновешиванию, вес частей спиц, входящих в тело мотыля, должен быть вычтен.



Фиг. 275. Определение веса и центра тяжести части мотыля ведущего колеса, подлежащей уравновешиванию.

В этих случаях вес части мотыля, заключенной между внешними контурами обода и ступицы, полностью входит в расчет уравновешивания без вычета веса находящихся в мотыле частей спиц.

Эти же выводы относятся и к определению действительного веса и положения центра тяжести противовеса, вложенного в колесо.

Вес всех спиц колеса в расчете уравновешивания участвует полностью.

По этому методу произведены подсчеты веса и центров тяжести мотылей и противовесов (в колесах) ведущих колес паровоза ФД.

Для упрощения подсчетов в обоих случаях — первом и втором — в вес части мотыля, подлежащей уравновешиванию, включается запрессованная в мотыле часть кривошипа или пальца, при подсчете же веса последних вес запрессованной части не включается.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕСА И ЦЕНТРОВ ТЯЖЕСТИ ЧАСТЕЙ МОТЫЛЕЙ ДВИЖУЩИХ КОЛЕС, ПОДЛЕЖАЩИХ УРАВНОВЕШИВАНИЮ

При определении веса и центров тяжести этих частей мотылей, представляющих собой тела с ооковыми криволинейными поверхностями сложной конфигурации, применен метод разбивки тела мотыля на ряд пластин. Эти пластины ограничены с двух сторон параллельными плоскостями, перпендикулярными оси мотыля (фиг. 275, 276 и 277). Замыкающая эти плоскости поверхность произвольной кривизны, очерченная соответствующей частью криволинейной поверхности мотыля, заменяется для упрощения расчета криволинейной же поверхностью, образованной движением прямой по средней линии криволинейной части контура параллельно оси мотыля. Таким образом получается ряд плоских пластин постоянной площади и толщины. Объем каждой из них равен произведению ее площади на толщину.

Изложенным методом были определены вес и центры тяжести подлежащих уравновешиванию частей мотылей движущих колес.

Площади пластин вычислялись планиметрированием, центры тяжести их определялись установкой на игле фигуры из плотного картона, вырезанной точно по размерам пластины; вес запрессованной части кривошипа включен в вес мотыля.



**Мотыль ведущего колеса.** В силу соображений, приведенных выше, в расчет уравни-  
вешивания входит полностью вес части мотыля, заключенной между внешними контурами  
обода и ступицы без вычета веса находящихся в мотыле частей спиц. Эту часть мотыля шири-  
ной в 192,5 мм разбиваем на 5 пластин: четыре — толщиной в 40 мм каждая и пятую — толщиной  
в 32,5 мм.

Подсчеты веса этих пластин и определение центров тяжести их произведены на основании  
графических построений (фиг. 275); результаты подсчетов приведены в таблице 88.

ТАБЛИЦА 88

Подсчет веса и центра тяжести мотыля ведущего колеса

№ пла- стин	Толщина см	Приве- денная площадь см²	Объем см³	Вес кг	Расстояние центра тяжести см		Момент веса кгсм		Примечание
					от оси колеса	от про- дольной оси паро- воза	относи- тельно оси колеса	относи- тельно продоль- ной оси паровоза	
I	4,0	1336	5344,0	41,95	40,4	71,50	1694,8	2999,4	} сложить
II	4,0	1338,8	5355,2	42,04	40,4	75,50	1698,4	3173,9	
III	4,0	1358,0	5432,0	42,64	39,9	79,50	1701,3	3389,9	
IV	4,0	1389,2	5556,8	43,62	39,3	83,50	1714,3	3642,3	
V	3,25	1412,0	4589,0	36,02	38,5	87,13	1386,8	3138,2	
VI	Часть колеса, заключенная меж- ду мотылем и ободом . . . . .		947,0	7,44	59,84	79,49	445,2	591,4	} вычесть
VII	Внутреннее от- верстие кривоши- па по ширине мо- тыля . . . . .		850,5	6,68	38,50	79,12	257,2	528,6	
			26374,5	207,03			8383,6	16406,5	

Вес части мотыля, подде-  
жащей уравниванию:

$P = 207,03 \text{ кг.}$

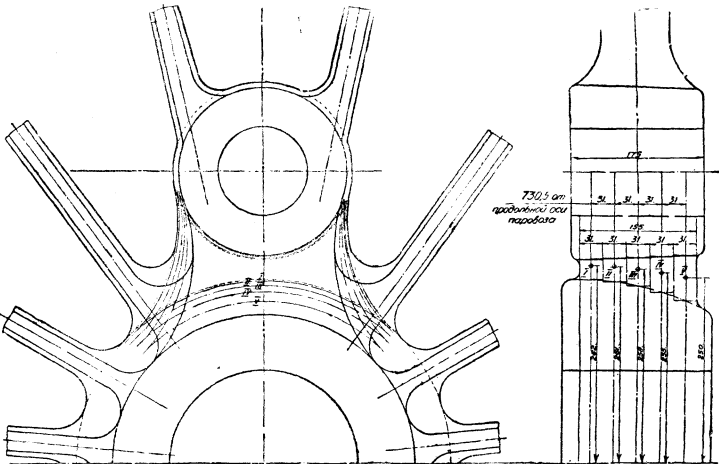
Расстояние центра тя-  
жести ее от центра оси колеса:

$a = \frac{8383,6}{207,03} = 40,5 \text{ см.}$

Расстояние центра тя-  
жести ее от продольной оси па-  
ровоза:

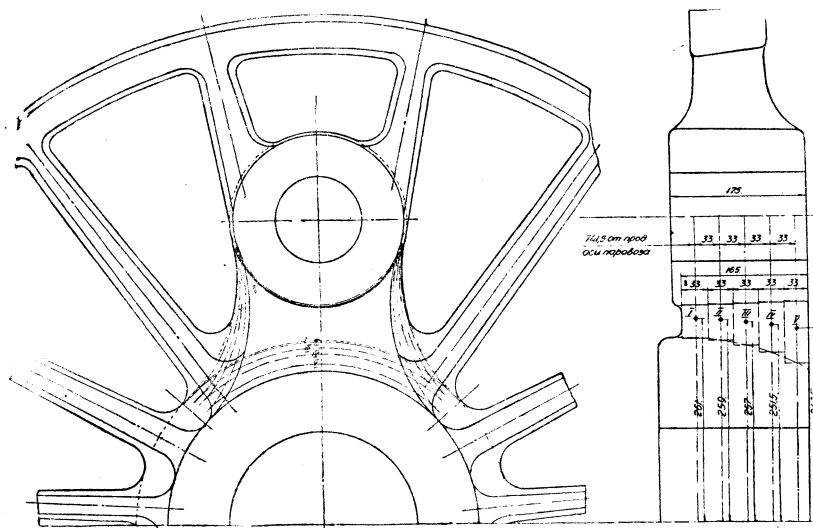
$b = \frac{16406,5}{207,03} = 79,2 \text{ см.}$

Эти значения  $P$ ,  $a$  и  $b$   
помещены в таблице 81.



Фиг. 276. Определение веса и центра тяжести части мотыля I (V)  
сцепного колеса, подлежащей уравниванию.

Поэтому при подсчете веса частей мотылей, подлежащих уравниванию, вес частей спиц, входящих в тело мотылей, вычитается.



Мотыль сцепного колеса по конструкции представляет собой усеченный конус, в который запрессовывается сцепной палец. Этот конус соединен со ступицей перемычкой. Определение веса и центра тяжести упомянутого конуса не представляет трудностей.

При определении веса и центра тяжести перемычки, представляющей собою тело с криволинейными боковыми поверхностями, пользуемся методом разбивки на пластины.

ТАБЛИЦА 89

### Подсчет веса и центра тяжести мотылей первого и пятого сцепных колес

Название части мотыля или № пластины	Толщина см	Площадь см²	Объем см³	Вес кг	Расстояние центра тяжести см		Момент веса кгсм		Примечание
					от центра оси колеса	от продольной оси паровоза	относительно центра оси колеса	относительно продольной оси паровоза	
Усеченный конус	17,5	средн. 388,6	6800,0	53,50	38,5	79,06	2060,0	4235,0	СЛОЖИТЬ
I	3,1	148,0	458,0	3,60	26,2	73,05	94,25	263,0	
II	3,1	150,0	465,0	3,65	26,1	76,15	95,40	278,0	
III	3,1	161,0	500,0	3,92	25,8	79,25	101,00	311,0	
IV	3,1	174,0	540,0	4,24	25,5	82,35	108,00	349,0	
V	3,1	200,0	620,0	4,86	25,0	85,45	121,35	415,0	
Части спиц, заключенные в теле мотыля . . . . .			2260,0	17,74	32,8	79,30	582,0	1406,0	ВЫЧЕСТЬ
			7123,0	56,03			1998,0	4445,0	

Подсчеты веса и центров тяжести конусной части мотыля и отдельных пластин перемычки произведены на основании графических построений (фиг. 276); результаты подсчетов приведены в таблице 89.

Вес части мотыля, подлежащей уравниванию:

$$P = 56,03 \text{ кг.}$$

Расстояние центра тяжести ее от центра оси колеса:

$$a = \frac{1998,0}{56,03} = 35,6 \text{ см.}$$

Расстояние центра тяжести ее от продольной оси паровоза:

$$b = \frac{4445,0}{56,03} = 79,2 \text{ см.}$$

Эти значения  $P$ ,  $a$  и  $b$  помещены в таблице 81.

Мотыли второго и четвертого сцепных колес (фиг. 277). Перемычку толщиной в 165 мм разбиваем на пять пластин, толщиной в 33 мм каждая.

Подсчеты веса и центра тяжести конусной части мотыля и отдельных пластин перемычки произведены на основании графических построений (фиг. 277); результаты подсчетов приведены в таблице 90.

ТАБЛИЦА 90

Подсчет веса и центров тяжести мотылей II и IV сцепных колес

Название частей мотыля или № пластины	Толщина см	Площадь см²	Объем см³	Вес кг	Расстояние центра тяжести см		Момент веса кгсм		Примечание
					от центра оси колеса	от продольной оси паровоза	относительно центра оси колеса	относительно продольной оси паровоза	
Усеч. конус . .	17,5	средн. 388,6	6800,0	53,50	38,5	80,06	2060,0	4280,0	}
I	3,3	152,0	502,0	3,94	26,1	74,15	102,8	285,0	
II	3,3	155,6	513,0	4,03	25,9	77,45	104,5	305,0	
III	3,3	177,0	585,0	4,59	25,7	80,75	118,0	363,0	
IV	3,3	205,6	678,0	5,31	25,15	84,05	133,2	439,0	
V	3,3	232,8	769,0	6,04	24,35	87,35	147,0	520,0	}
Части спиц, заключенные в тело мотыля . . . .			2260,0	17,74	32,80	79,30	582,0	1406,0	
			7537,0	59,67			2083,5	4786,0	

Вес части мотыля, подлежащей уравниванию:

$$P = 59,67 \text{ кг.}$$

Расстояние центра тяжести ее от центра оси колеса:

$$a = \frac{2083,5}{59,67} = 35,0 \text{ см.}$$

Расстояние центра тяжести ее от продольной оси паровоза:

$$b = \frac{4786,0}{59,67} = 80,0 \text{ см.}$$

Эти значения  $P$ ,  $a$  и  $b$  помещены в таблице 81.

## ДВИЖУЩИЕ КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

### ВЕДУЩАЯ КОЛЕСНАЯ ПАРА

Ведущая колесная пара состоит из оси, бандажей, колесных центров, кривошипов и контр-кривошипов.

Размеры ведущей шейки кривошипа для первых двух паровозов ФД: длина — 215 мм, внешний диаметр — 200 мм. Для паровозов второго заказа в связи с желанием уменьшить работу трения и величину изгибающего напряжения размеры шейки увеличены: длина — до 225 мм, внешний диаметр — до 210 мм.<sup>1</sup>

Размеры центральной шейки кривошипа для первых двух паровозов ФД: длина — 170 мм, внешний диаметр — 230 мм. Для паровозов второго заказа, в связи с увеличением длины ведущей шейки и оставлением размеров всех частей ведущего колеса без изменения, длина центральной шейки уменьшена до 165 мм при сохранении внешнего диаметра в 230 мм.

Расстояние между серединами ведущих шеек кривошипов обеих сторон как для первых, так и для последующих паровозов ФД — 2330 мм.

Расстояние между серединами центральных шеек кривошипов: для первых двух паровозов ФД — 1945 мм, для паровозов второго заказа — 1940 мм.

Размеры запрессованной части кривошипа: длина — 192,5 мм, внешний диаметр — 235 мм, т. е. на 5 мм больше внешнего диаметра центральной шейки кривошипа.

Принятое отношение длины прессовочной части кривошипа к ее внешнему диаметру

$$\frac{l}{d} = \frac{192,5}{235} = 0,82,$$

будучи несколько малым в сравнении с подобными же отношениями для наших паровозов, является нормальным для американских.

Размеры частей кривошипа под посадку контр-кривошипа: длина — 75 мм, внешний диаметр — 150 мм.

Конструктивно кривошип выполнен в виде четырех цилиндрических частей указанных выше размеров, сопрягающихся радиусными переходами. Обычные для наших паровозов прежних построек заплечики между ведущей и центральной шейками и между центральной шейкой и запрессованной частью отсутствуют, в связи с чем боковые давления передаются плавающей и запрессованной втулками ведущего дышла непосредственно плавающей и запрессованной втулкой центрального дышла и наоборот.

Для уменьшения веса, а главное для контроля за качеством поковки, по оси кривошипа просверлено сквозное отверстие диаметром в 75 мм, переходящим у наружного конца на 50 мм.

Материал кривошипа — Ст5пов.

Для получения плотной и гладкой поверхности ведущая и центральная шейки и посадочная часть кривошипа накатываются роликами.

Давление при запрессовке кривошипа в мотыль колеса принято в пределах от 120 до 165 т; желательное давление — 135 т. Нормы давления при за-

<sup>1</sup> Выбор этих размеров см. в главе „Общий ход проектирования машины“.

прессовке, несколько превышающие нормы НКПС, взяты по американским данным.

Разность между диаметром отверстия в мотыле колеса и диаметром посадочной части пальца от  $+0,25$  мм до  $+0,30$  мм. При запрессовке кривошипа в мотыль колеса должно быть обращено особое внимание на параллельность осей кривошипа и колеса, так как даже очень небольшой угол между осями неминуемо вызовет перекося ведущего дышла, следствием чего обычно является гребение и быстрое срабатывание его подшипников.

Для удобства изготовления и замены при ремонте, а также в связи с принятой конструкцией плавающих дышловых втулок, — контр-кривошип выполнен отъемным. Он представляет собой плоский рычаг, одним концом охватывающий наружный конец кривошипа и на другом конце снабженный цапфой для задней головки эксцентриковой тяги. Длина цапфы — 70 мм, ее диаметр — 75 мм. Цапфа заканчивается хвостовиком, нарезанным метрической резьбой диаметром в 52 мм. После того как задняя головка эксцентриковой тяги надета на цапфу, снаружи на хвостовик надевается шайба, упирающаяся в наружный торец цапфы; шайба затягивается корончатой гайкой. Чтобы шайба не вращалась вместе с головкой эксцентриковой тяги, с внутренней стороны шайбы на глубину в 6 мм просверлено отверстие диаметром также в 6 мм, в которое входит штифт, плотно посаженный в наружном торце цапфы.

Расстояние между осью кривошипа и осью цапфы контр-кривошипа (длина контр-кривошипа) — 456 мм, диаметр окружности, описываемой его цапфой, — 450 мм.

Конструктивное выполнение контр-кривошипа и его основные размеры видны на фиг. 278.

Для крепления контр-кривошипа с кривошипом кроме шпонки поставлены два призонных болта диаметром в 38 мм, проходящих одновременно через тело контр-кривошипа и конец кривошипа. Таким способом крепления увеличиваются поверхности среза и смятия при проворачивании кривошипа в отверстиях контр-кривошипа.

Болт должен плотно входить в отверстие; поэтому цилиндрическая поверхность болта и самое отверстие под болт должны быть тщательно обработаны. Материал болта и скрепляющей гайки — Ст5.

Для удобства надевания контр-кривошипа, а также для получения необходимой затяжки болтов, в верхней части контр-кривошипа вдоль его оси прорезана сквозная щель шириной в 10 мм.

Материал контр-кривошипа — Ст5пов.

Основные размеры собственно оси следующие: длина шеек — 340 мм, внешний диаметр шеек — 270 мм, расстояние между серединами их — 1050 мм, длина подступичной части — 195 мм, внешний диаметр ее — 275 мм, т. е. на 5 мм больше внешнего диаметра шейки, внешний диаметр средней части оси — 255 мм.

Конструктивно ось выполнена в виде пяти цилиндрических частей указанных выше размеров, сопряженных радиусными переходами.

Принятый на большинстве наших паровозов заплечик между шейками оси и ее средней частью, служащий для передачи части давления на подшипник буксы при проходе паровоза в кривой, отсутствует. В связи с этим для умень-

шения удельного давления на внутреннюю плоскость ступицы колеса — трущиеся поверхности буксы и ступицы значительно увеличены.

Для облегчения веса оси и, главным образом, для возможности контроля за качеством ее поковки, в центре ее просверлено сквозное отверстие диаметром в 75 мм.

Материал оси — Ст5пов.

Для получения плотной и гладкой поверхности шейки и посадочные концы оси накатываются роликами.

Давление при запрессовке колеса на ось — от 140 до 195 т; желательное давление — 155 т.

Нормы давления при запрессовке, так же как и для кривошипа, взяты по американским данным, т. е. несколько выше норм НКПС.

Разность между диаметром отверстия в ступице колеса и диаметром подступичной части оси (натяг) от +0,30 мм до +0,35 мм.

На основании расчета вписывания паровоза бандажи ведущих колес выполнены безребордными. Внешний диаметр бандажей по кругу катания — 1500 мм, толщина их — 75 мм, ширина — 150 мм. Наружный профиль выполнен в соответствии с приказом НКПС от 12 февраля 1931 г.

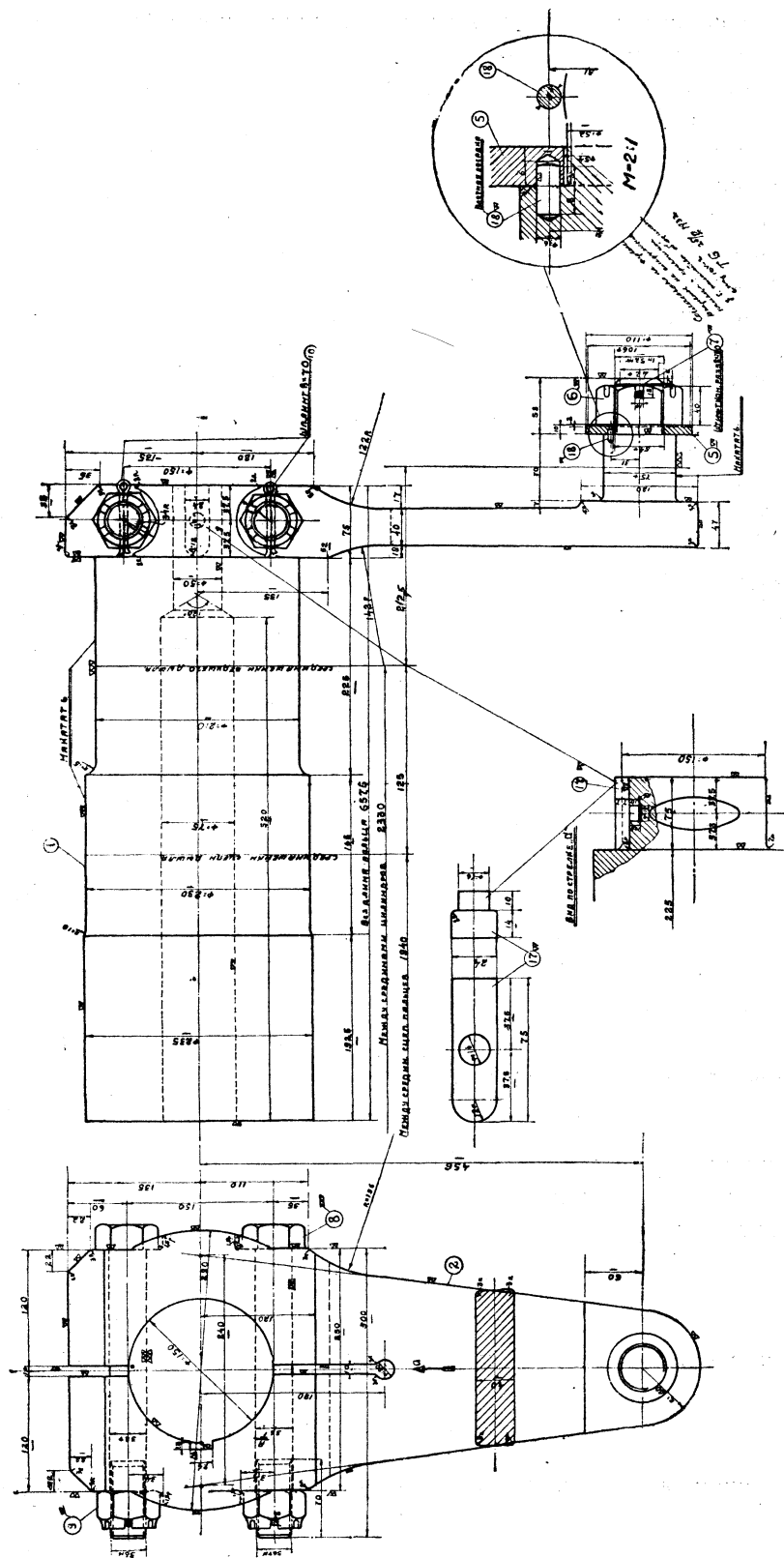
Крепление бандажа с ободом колеса — непрерывное, по русско-германскому способу, принятому в СССР для всех паровозов. Способ этот состоит в следующем: на внутренней поверхности бандажа имеется заплечик, в который упирается своей наружной плоскостью обод колеса; с внутренней стороны бандаж и обод соединены круговым укрепляющим кольцом; наружная половина (по окружности) этого кольца вставляется в специально проточенную в бандаже канавку, внутренняя же половина прилегает к внутренней плоскости обода.

Посадка бандажа на колесо и скрепление их между собой укрепляющим кольцом обычно производится на заводах в следующем порядке. Нагретый до температуры  $\sim 200^\circ$  бандаж опускают в горизонтальном положении внутренней плоскостью кверху на специальные подкладки. Затем опускают внутрь бандажа, также в горизонтальном положении, колесный центр без оси или уже запрессованный на ось. Опускание производится до тех пор, пока внешняя плоскость обода центра не сядет на заплечик бандажа. Натяг для бандажей принимается равным  $\frac{1}{800}$  внешнего диаметра обода, т. е. для нашего паровоза в 1,6—1,7 мм.

После этого в канавку бандажа по всей ее длине вставляют кольцо и ударами кувалды по внутренней кромке бандажа (или на специальном прессе) производят его обсадку.

Наличие этого так называемого предохранительного кольца, а следовательно и канавки в бандаже, вынуждает применительно к габаритным поперечным размерам бандажа делать ширину обода по внешней, соприкасающейся с бандажом поверхности сравнительно небольшой. Для большинства наших паровозов ширина обода колеблется в пределах от 100 до 109 мм.

Так как увеличение ширины обода вызывает пропорциональное увеличение силы трения между ним и бандажом, то при проектировании колесных пар паровоза ФД были приняты меры к увеличению ширины обода до возможных пределов. Путем уменьшения толщины заплечика бандажа и сдвига канавки для кольца к внутренней плоскости бандажа удалось довести ширину

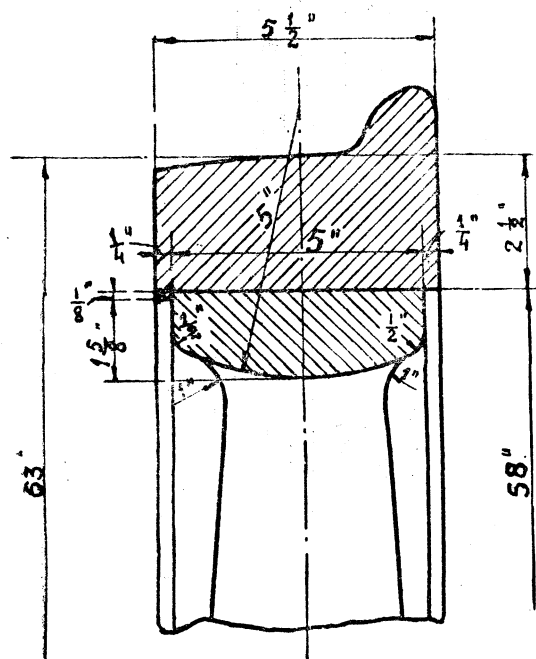


Фиг. 278. Кривошип и контр-кривошип.

обода ведущего колеса по поверхности соприкосновения с бандажом до 122 мм и ширину обода сцепных колес — до 112 мм.

Материал бандажей — бандажная сталь марки П (ОСТ-2356) с разрывающим напряжением  $\sigma_b$ , равным 7500 кг/см<sup>2</sup>.

Надо отметить, что американские паровозы часто не имеют на колесах никакого непрерывного крепления. Бандажи обычно снабжаются лишь прямым заплечиком с наружной стороны (фиг. 279). За отсутствием предохранительного кольца, а следовательно и канавки с внутренней стороны бандажа, ширина обода увеличивается в среднем до 127 мм. Увеличенная же ширина обода, как указывалось ранее, дает большую силу трения между ободом и бандажом, увеличивающуюся, кроме того, за счет трения, возникающего между соприкасающимися плоскостями обода колеса и заплечика бандажа.



Фиг. 279. Американский способ крепления обода колеса с бандажем.

К началу проектирования колесного центра были определены следующие основные размеры и расстояния между соседними деталями, влияющие на выбор остальных размеров колеса:

расстояние между серединами центровых шеек кривошипа — 1945 мм;

длина центральной шейки кривошипа — 170 мм;

длина шейки ведущей оси — 340 мм;

расстояние между серединами шеек ведущей оси — 1050 мм.

Исходя из этих данных, были определены:

расстояние между наружными плоскостями мотылей ведущих колес:

$$1945 - 2 \cdot \frac{170}{2} = 1775 \text{ мм};$$

расстояние между внутренними плоскостями ступиц:

$$1050 + 2 \cdot \frac{340}{2} = 1390 \text{ мм}.$$

Конструктивное оформление мотыля и ступицы будет наиболее простым при совпадении их внешних и внутренних плоскостей.

В этом случае ширина мотыля и ступицы должна была бы быть:

$$\frac{1775 - 1390}{2} = 192,5 \text{ мм};$$

тогда отношение ширины мотыля к диаметру отверстия под кривошип будет:

$$\frac{l}{d} = \frac{192,5}{235} = 0,82.$$

Это отношение является, как уже было указано при описании кривошипа, вполне достаточным.



Отношение ширины ступицы к диаметру отверстия под запрессовку оси будет:

$$\frac{l_1}{d_1} = \frac{192,5}{275} = 0,7.$$

Для значительной части наших паровозов (С<sup>у</sup> и Э) это отношение равняется 0,8—0,78; для ряда американских паровозов — 0,65—0,8.

Полученное отношение  $\frac{l_1}{d_1} = 0,7$  было признано несколько малым, вследствие чего было решено увеличить ширину ступицы на 2,5 мм наружу, доведя ее до 195 мм. В результате этого мотыль и ступицы получили общую внутреннюю плоскость, а внешняя плоскость мотыля утоплена на 2,5 мм внутрь по отношению к внешней плоскости ступицы.

Отношение внешних диаметров (по наибольшей окружности) мотыля и ступицы к соответствующим диаметрам отверстий в них под кривошип и ось колеблется обычно в пределах от 1,9 до 2,0. В соответствии с этим внешний диаметр мотыля принят —  $235 \cdot 1,87 = 440$  мм, а внешний диаметр ступицы —  $275 \cdot 2 = 550$  мм.

Внешний диаметр обода, согласно принятым размерам бандажа, равен 1350 мм.

Расстояние между осями колеса и мотыля — радиус кривошипа равный 385 мм — соответствует половине хода поршня.

При конструктивном оформлении колеса все части его — мотыль, ступица, обод, спица, противовес — выполнены односторонними. Это дает возможность упростить формовку колеса, производя ее по односторонней модели.

Так как расстояние между внешним очертанием мотыля и ободом по оси, проходящей через центры кривошипа и колеса, незначительно, то на длине 300 мм обод и мотыль соединены сплошной перепонкой, являющейся в поперечном сечении продолжением обода.

На основании результатов расчета противовесов в ведущее колесо должен быть вложен противовес весом в 1021,1 кг, приведенный к радиусу кривошипа, с координатой центра тяжести по отношению к продольной оси паровоза — 795,2 мм.

Столь большому весу должен соответствовать достаточный объем противовеса.

Теоретически момент веса противовеса, выполненного в виде сектора, относительно оси колеса будет наибольшим при угле раствора сектора в 180°, т. е. противовес должен занять половину колеса.

Однако, на основании произведенных расчетов, увеличение угла раствора противовеса следует признать выгодным в отношении роста моментов лишь до 165°, так как при дальнейшем увеличении угла раствора вес противовеса быстро растет при незначительном возрастании момента его относительно оси колеса. Поэтому противовес выполнен в виде сектора с углом раствора в 165° (фиг. 280).

При определении ширины противовесов следует для получения необходимых зазоров принять во внимание проходящие снаружи, а также и между ними соседние детали паровоза.

Зазоры между внешней плоскостью противовеса и внутренней стороной штанги второго сцепного дышла, а также между внутренней плоскостью противовеса и наружным торцом балансирного ножа в раме, приняты по 15 мм.

На основании принятых выше зазоров ширина противовеса определена в 265 мм и расстояние от его внутренней плоскости до продольной оси паровоза — в 655 мм. Внутренняя плоскость противовеса выполнена с уступом внутрь его тела в 40 мм на радиусе от оси колеса в 415 мм, чтобы дать возможность углу буксы повертываться. Зазор между противовесом и углом буксы (в нижней ее части) равен 55 мм.

Часть внешней плоскости противовеса утоплена внутрь на 40 мм в месте повертывания внутренней плоскости вилки третьего сцепного дышла. Зазор между валиком вилки и противовесом равен 22 мм.

После окончательного выбора размеров внешних контуров противовеса был произведен первый подсчет веса противовеса, выполненного в виде сплошной стальной отливки в колесе. Результаты подсчета:

действительный вес противовеса . . . . .	942,7 кг
расстояние центра тяжести его от оси колеса . . . . .	334 мм
расстояние центра тяжести от продольной оси паровоза . .	792 мм
вес его, приведенный к радиусу кривошипа . . . . .	818,7 кг

При необходимых по расчету 1021,1 кг недостаток в приведенном к радиусу кривошипа весе противовеса определяется в 202,4 кг. Так как увеличить объем противовеса оказалось невозможным, то единственным выходом явилась заливка части объема противовеса свинцом с таким расчетом, чтобы разница в весе залитого свинца против веса стали в том же объеме покрыла недостающие 202,4 кг.

Для свинцовой заливки в теле противовеса образованы шесть камер. Эти камеры отделены друг от друга стенками толщиной в 20 мм и для удобства отливки и очистки открыты с наружной стороны противовеса. Все камеры залиты свинцом (вес свинца 694,2 кг) и накрыты общей для всех камер крышкой, которая соединена с телом стального противовеса одиннадцатью заклепками диаметром в 20 мм и, кроме того, приварена по всему периметру к наружной плоскости противовеса (фиг. 280).

После конструктивного определения заливочных камер был произведен вторичный подсчет полного веса противовеса (с учетом свинцовой заливки).

Результаты подсчета получились вполне удовлетворительными:

действительный вес противовеса . . . . .	1154,6 кг
расстояние центра тяжести его от оси колеса . . . . .	347,0 мм
расстояние центра тяжести его от продольной оси паровоза .	793,2 „
вес его, приведенный к радиусу кривошипа . . . . .	1039,2 кг

Вес действительно выполненного противовеса почти в точности соответствовал расчетному (оказался всего на 15 кг тяжелее).

Определение веса и центра тяжести противовеса в обоих подсчетах было произведено методом разбивки тела противовеса на ряд пластин (см. выше).

Так как противовес колеса выполнен в виде сектора с раствором в 165°, то число спиц для укрепления оставшейся свободной части обода разбито отдельно для правой и левой половин колеса с расстоянием между осями спиц



по ободу, заимствованным у построенных паровозов. В каждой половине колеса разместилось по три спицы.

Для отливки ведущих колес правой и левой сторон колесной пары по одной модели, что было учтено и при расчете противовесов, колеса для правой и левой сторон сделаны одинаковыми.

Установка колеса на оси координируется при помощи призматической шпонки  $40 \times 22$  мм.

Конструкция колес, принятая для двух первых паровозов ФД, оставлена без изменения и для паровозов второго заказа.

Материалом колес для двух первых паровозов ФД служила ЛСт1.

Для увеличения твердости материала колес, а следовательно для возможности получения больших давлений при запрессовке, в отливке колес паровозов ФД второго заказа применена литая сталь специального состава, отличающаяся большой твердостью:

$$C = 0,22 - 0,35\%$$

$$Mn \gtrless 0,85 \%$$

$$P \gtrless 0,05 \%$$

$$S \gtrless 0,05 \%$$

Механические свойства этой стали:

временное сопротивление на раз-

рыв не менее . . . . . 4200 кг/см<sup>2</sup>

предел упругости не менее . . . . 1900 кг/см<sup>2</sup>

удлинение образца длиной в 50 мм:  $100 \cdot \frac{984}{\text{временное сопротивление разрыву}} \%$

но не менее 20%;

сужение площади поперечного сечения не менее 30%.

Колеса после отливки должны тщательно отжигаться.

## СЦЕПНЫЕ КОЛЕСНЫЕ ПАРЫ

Диаметры пальцев всех сцепных осей — 110 мм, длина их — 120 мм.

Пальцы как ведущей, так и сцепных осей проверены на изгиб, на удельное давление и на грение (см. „Общий ход проектирования машины“).

При выборе конструкции пальца первой сцепной оси по приведенным основным размерам необходимо учесть два обстоятельства:

а) первая сцепная колесная пара имеет поперечный разбег в 25 мм на сторону;

б) первое сцепное колесо при вращении проходит мимо кулака с внутренней его стороны.

Поэтому исходной точкой для определения конструкции пальца первой сцепной оси является зазор, остающийся между внутренней плоскостью кулака и пальцем, когда колесная пара получает полный разбег в 25 мм в сторону кулака. Этот зазор принят равным 12 мм.

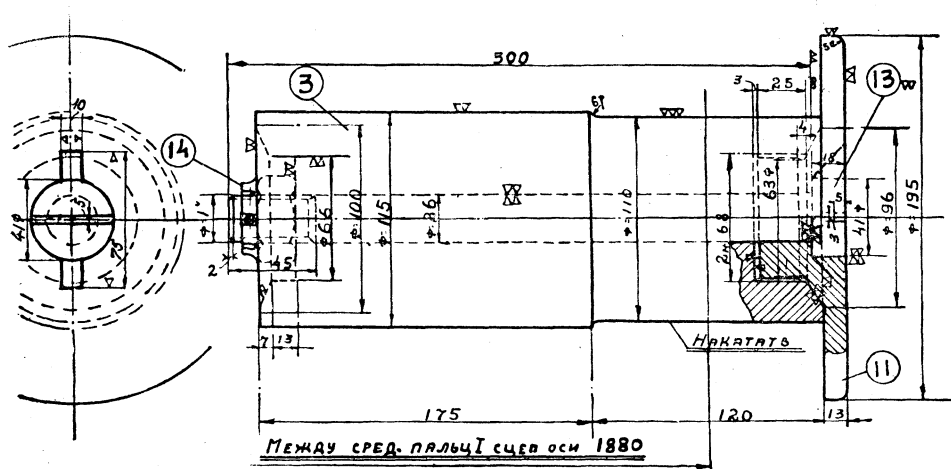
Расстояние от внутренней плоскости кулака до оси цилиндра 115 мм, расстояние между осями цилиндров 2330 мм. Расстояние между наружной плоскостью пальца и продольной осью паровоза будет равно:

$$\frac{2330}{2} - 115 - 12 - 25 = 1013 \text{ мм.}$$

При принятом расстоянии от наружной плоскости ступицы колеса до продольной оси паровоза в 890 мм и при возможности утопить наружную плоскость мотыля внутрь относительно наружной плоскости ступицы всего лишь на 10 мм (дальнейшее увеличение неблагоприятно отражается на конструкции головки переднего сцепного дышла), — расстояние между наружными плоскостями пальца и мотыля равно:  $1013 - 890 + 10 = 133$  мм.

Поэтому при принятой запрессовке внутреннего конца шейки пальца вплотную до наружной плоскости мотыля (буртик между шейкой пальца и его посадочной частью отсутствует) — расстояние между наружным концом шейки пальца и его наружной плоскостью будет равно 13 мм (фиг. 281).

Расстояние между серединами шеек пальцев — 1880 мм. Задержку пальца, назначение которой — не допускать выхода наружу головки переднего сцепного дышла, можно по изложенным выше причинам выполнить в виде круглого



Фиг. 281. Сцепные пальцы первой и пятой осей.

диска толщиной в 13 мм, ввертываемого своей средней нарезанной выступающей внутрь частью в тело пальца.

Во избежание отвертывания задержки при давлении на нее со стороны головки дышла, сквозь задержку и тело пальца проходит болт диаметром в 26 мм скруглой головкой, сидящей вровень с наружной плоскостью задержки; нарезанный же конец стержня болта затягивается гайкой, помещающейся в специально выточенном углублении на внутренней плоскости запрессованной части пальца.

Размеры запрессованной части пальца: диаметр — 115 мм (на 5 мм больше диаметра шейки), длина — 175 мм.

Буртика между шейкой и запрессованной частью пальца нет; соединение их выполнено радиусным переходом.

Материал пальца — Ст5пов.

Шейка пальца накатывается роликами. Давление при запрессовке пальца в мотыль колеса — от 60 до 80 т; желательное давление — 64 т.

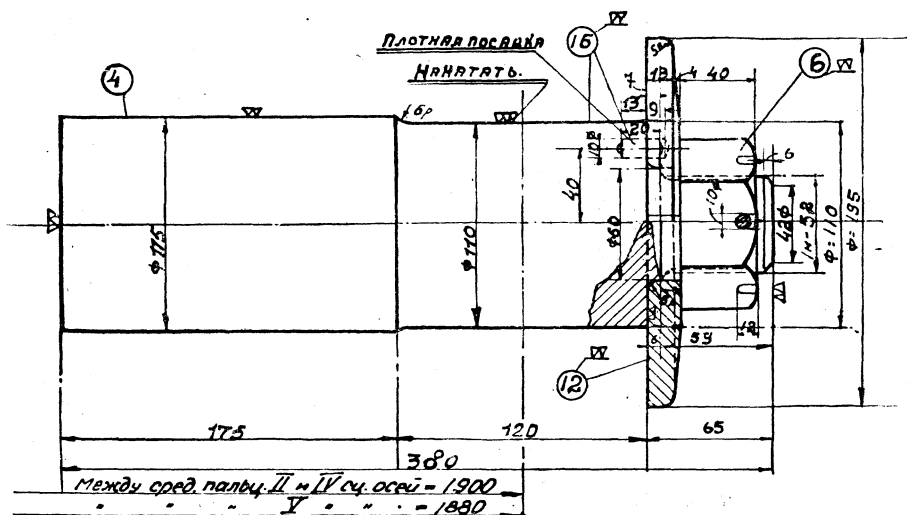
Разность между диаметром отверстия в мотыле колеса и диаметром посадочной части пальца (натяг) от  $+0,15$  мм до  $+0,20$  мм.

Пальцы второго, четвертого и пятого сцепных колес состоят из трех частей: посадочной части, шейки и хвостовика. Диаметр и длина посадочной части и шейки — те же, что и у пальца первого сцепного колеса. Так же как и у пальца первого сцепного колеса, буртика между шейкой и посадочной частью пальцев нет, и соединение их выполнено радиусным переходом.

На основании построения дышел в плане оказалось возможным увеличить расстояние между серединами шеек второго и четвертого сцепных пальцев на 20 мм, т. е. приняв его равным 1900 мм.

В связи с этим, при принятом расстоянии между наружными плоскостями ступиц сцепных колес в 1780 мм, представилась возможность наружную плоскость для мотылей и ступиц второго и четвертого сцепных колес выполнить общей.

Так как переднее и заднее сцепные дышла взаимозаменяемы, то расстояние между серединами шеек пальцев пятых сцепных колес принято таким же,



Фиг. 282. Сцепные пальцы второй и четвертой осей.

как и для первых сцепных колес, т. е. 1880 мм. В связи с тем, что с внешней стороны второго, четвертого и пятого сцепных пальцев нет близко проходящих деталей, можно было снаружи шейки сделать хвостовик. Наружный конец хвостовика нарезан; на цилиндрическую часть его надевается круглая шайба — задержка, прижимаемая к наружному торцу шейки корончатой гайкой. Чтобы задержка не вращалась относительно пальца, на внутренней плоскости ее просверлено отверстие диаметром в 10 мм, в которое входит штифт, плотно сидящий во внешнем торце шейки пальца.

Материал пальцев, обработка их и давления запрессовки — те же, что и для первого сцепного пальца.

Оси всех сцепных колес выполнены одинаковыми.

Основные размеры их:

расстояние между серединами шеек — 1050 мм — то же, что и для ведущей оси;

диаметр шейки — 240 мм;

длина шейки — 340 мм — та же, что и для ведущей шейки;

диаметр запрессованной части — 245 мм, т. е. на 5 мм больше диаметра шейки;

длина запрессованной части — 195 мм — та же, что и для ведущей оси;

диаметр средней части оси — 230 мм.

Кроме того, внутри всех осей по их центрам просверлены сквозные отверстия  $d_0 = 75$  мм; назначение их — то же, что и для ведущей оси.

Проверка принятых размеров шеек приведена в главе „Общий ход проектирования машины“.

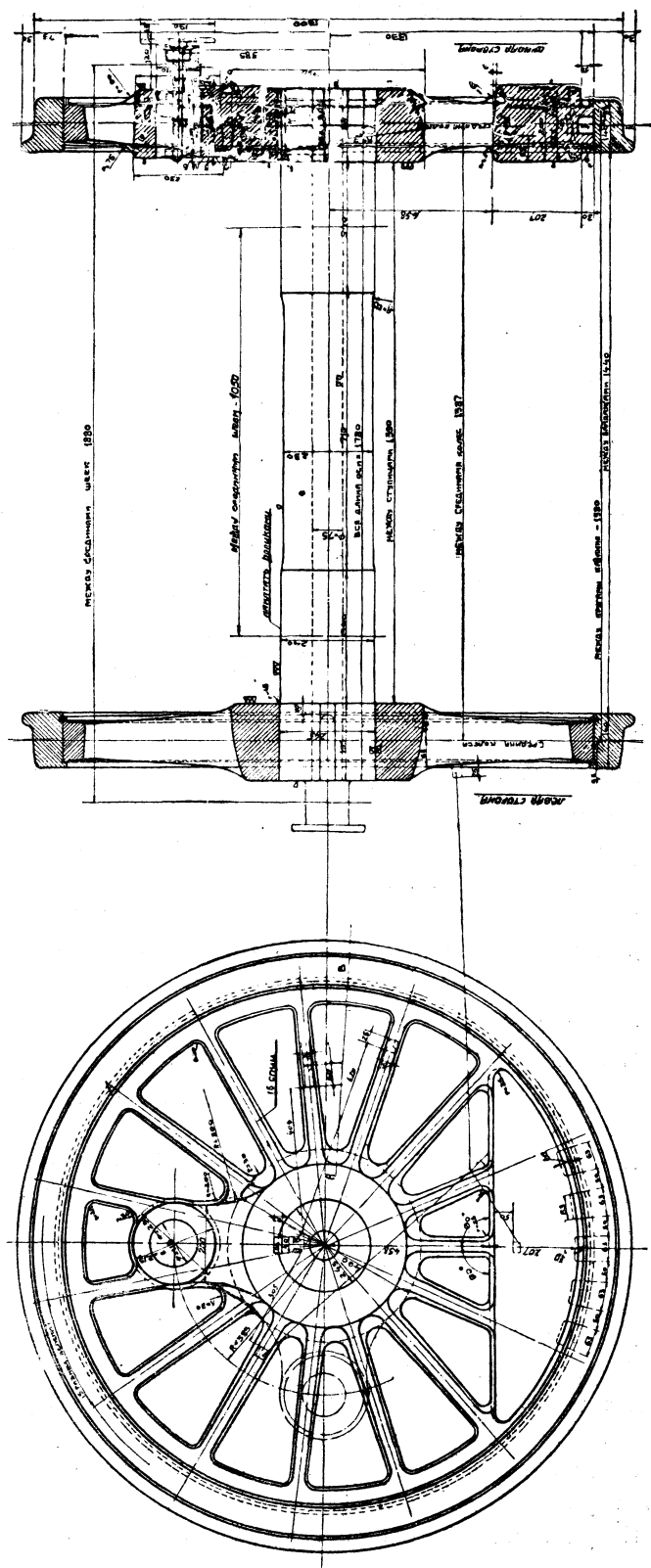
Конструктивно сцепная ось выполнена в виде пяти цилиндрических частей согласно приведенным выше размерам; все части соединены радиусными переходами. Так же как и у ведущей оси, заплечик между шейками оси и ее средней частью отсутствует.

Материал осей — Ст5пов.

Для получения плотной и гладкой поверхности шейки и посадочные концы осей накатываются роликами.

Давление при запрессовке сцепных колес на оси — от 125 до 175 т. Желательное давление — 140 т.

Разность между диаметром отверстия в сту-



Фиг. 283. Первая и пятая сцепные оси с колесами.

пице колеса и диаметром подступичной части оси от  $+0,25$  мм до  $+0,30$  мм.

Бандажи всех сцепных колес имеют нормальный гребень. Толщина бандажей сцепных колес — 75 мм, ширина — 140 мм.

Наружный профиль выполнен согласно нормам для бандажей с гребнями по приказу НКПС от 12 февраля 1931 г.

Крепление бандажа с ободом колеса — непрерывное, по русско-германскому способу; конструктивное описание крепления приведено при описании бандажей ведущих колес.

Материал бандажей сцепных колес — тот же, что и бандажей ведущей оси.

Колесные центры всех сцепных осей совершенно одинаковы по своей конструкции и размерам, отличаясь друг от друга лишь установкой мотыля в колесе и размерами противовесов. Различие в установке мотылей у первого и пятого колес в сравнении с установкой мотылей у второго и четвертого колес было вызвано неодинаковыми расстояниями между серединами шеек пальцев. Причины этого приведены при описании выбора размеров сцепных пальцев.

Величины действительных противовесов в колесах подбирались на основании расчета противовесов; противовесы выполнены одинаковыми для первого и пятого сцепных колес и, соответственно, для второго и четвертого сцепных колес. В силу этого по одной модели отлиты первое и пятое сцепные колеса (для обеих сторон) и по другой — второе и четвертое.

К началу проектирования колес были определены следующие размеры и расстояния между отдельными деталями, влияющие на выбор основных размеров колес:

расстояние между серединами первого и пятого сцепных	
пальцев . . . . .	1880 мм
расстояние между серединами второго и четвертого . . . .	1900 "
длина шеек пальцев . . . . .	120 "
расстояние между серединами шеек сцепных осей . . . . .	1050 "
длина шеек их . . . . .	340 "

Внешний диаметр ступицы сцепных колес принят, так же как и для ведущего колеса, равным двойному диаметру отверстий под запрессовку оси, т. е. 490 мм.

Ширина ступицы, так же как и для ведущего колеса, — 195 мм.

Тогда расстояние между наружными плоскостями ступиц правого и левого колес определяется в

$$1050 + 2 \cdot \frac{340}{2} + 2 \cdot 195 = 1780 \text{ мм.}$$

Указанные выше расстояния между серединами первого (пятого) и второго (четвертого) сцепных пальцев привели к тому, что при конструировании сцепных колес наружные плоскости мотыля и ступицы второго и четвертого сцепных колес совпали, а наружная плоскость мотыля первого и пятого сцепных колес получалась утопленной на 10 мм по отношению к наружной плоскости ступицы колеса.

Ширина мотыля для всех сцепных колес 175 мм.



При этом отношение диаметра запрессованной части пальца к ширине мотыля:

$$\frac{d}{l} = \frac{120}{175} = 0,68,$$

что находится в пределах, принятых для распространенных типов наших паровозов (Э<sup>у</sup>, С<sup>у</sup>).

Внешний диаметр мотыля (по наибольшему кругу) принят равным двойному диаметру запрессованной части пальца, т. е. 230 мм.

Внешний диаметр обода и радиус кривошипа для всех сцепных колес приняты те же, что и для ведущего.

Число спиц в колесе определено по эмпирической формуле:

$$n = \frac{D_1}{10} + 1 = \frac{135}{10} + 1 \approx 15,$$

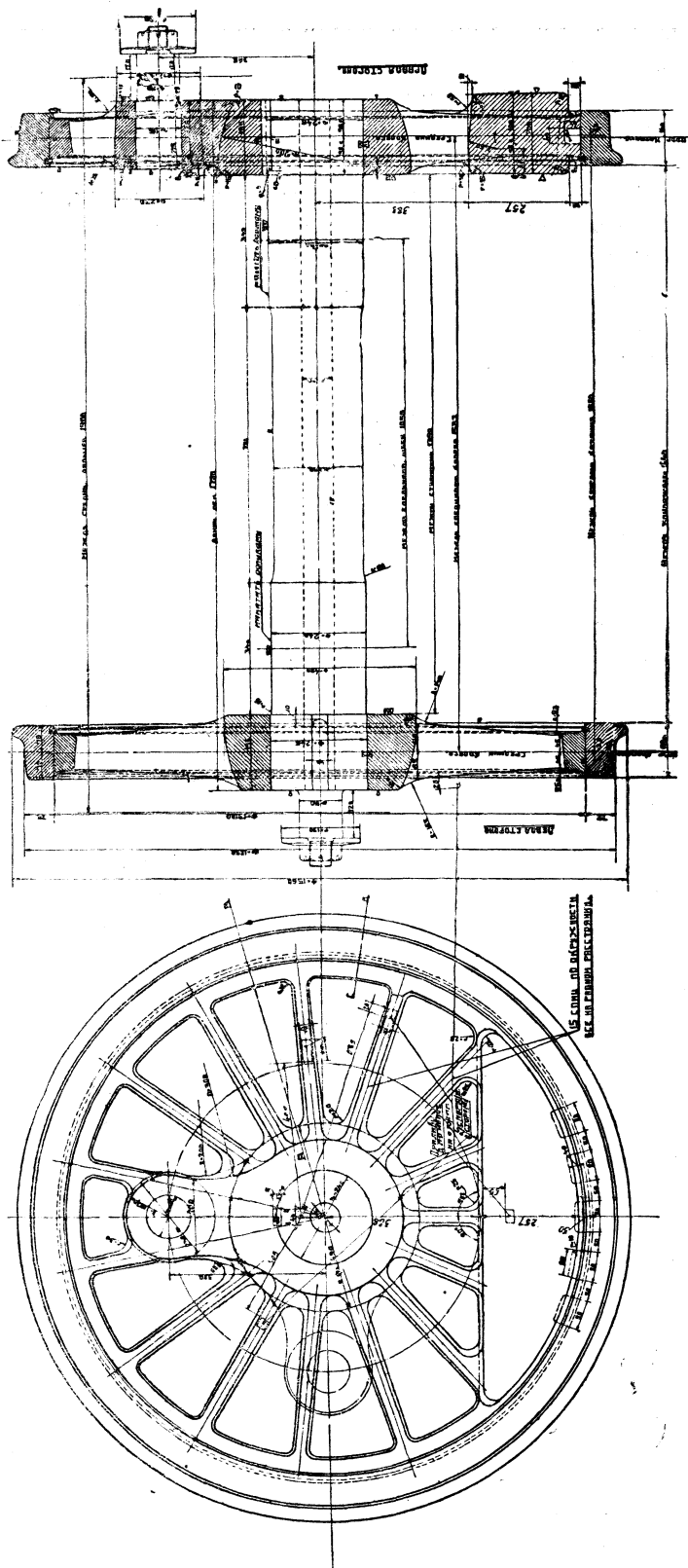
где внешний диаметр обода  $D_1$  равен 135 см.

Так как давление колеса на рельс у паровоза ФД больше, чем у других наших паровозов, то сечения спиц и обода колес несколько увеличены.

Все спицы расположены по ободу колеса равномерно.

При конструктивном выполнении сцепных колес все составные части их — мотыль, ступица, обод, спицы — подобно частям ведущего колеса сделаны односторонними.

На основании ре-



Фиг. 284. Вторая и четвертая сцепные оси с колесами.

зультатов расчета противовесов в сцепные колеса должны быть вложены уравновешивающие грузы-противовесы.

Вес их, приведенный к радиусу кривошипа:

для первого и пятого сцепных колес — 220,28 кг;

для второго и четвертого сцепных колес — 301,72 кг.

Центры тяжести их должны лежать на оси, проходящей через центры колеса и кривошипа диаметрально противоположно последнему.

Действительный вес противовесов может отличаться от вышеприведенных значений; однако он должен быть подобран так, чтобы момент его относительно центра колеса был равен моменту веса противовесов, приведенных к радиусу кривошипа, относительно того же центра, т. е.:

для противовесов первого и пятого сцепных колес

$$M_{I, V} = 220,28 \cdot 38,5 = 8480,8 \text{ кгсм};$$

для противовесов второго и четвертого сцепных колес

$$M_{II, IV} = 301,72 \cdot 38,5 = 11\,616,2 \text{ кгсм}.$$

Чтобы вес действительных противовесов, а следовательно и вес колес, получился возможно меньшим, необходимо выбрать конструкцию и расположение действительных противовесов в колесе такими, чтобы центры тяжести их были наиболее удалены от центра колеса.

Конструктивно этому требованию удовлетворяют противовесы, выполненные в виде сегмента. Противовесы этой конструкции и приняты для всех сцепных колес паровоза ФД.

Кроме того, необходимо стремиться к возможно бо́льшему приближению противовеса к ободу колеса. Внешняя грань противовеса, охватывающая часть обода колеса, должна быть удалена от бандажа настолько, чтобы заводка укрепляющего кольца не представляла трудностей (фиг. 283 и 284).

Обычно при подборе противовесов сначала определяют в зависимости от окружающих деталей возможную ширину их, затем подбирают высоту таким образом, чтобы произведение веса противовеса на расстояние от центра тяжести его до центра колеса равнялось моменту  $M_{I, V}$  или  $M_{II, IV}$ .

Наружную плоскость противовеса первого и пятого сцепных колес выбирают таким образом, чтобы расстояние от нее до внутренней грани штанги первого (или четвертого) сцепного дышла при наибольшем поперечном перемещении первой (или пятой) сцепной оси было около 15 мм (подробнее см. главу о дышлах). По произведенным подсчетам наружная плоскость противовеса выступает из наружной плоскости ступицы колеса на 5 мм. Внутренняя плоскость противовеса принята совпадающей с внутренней плоскостью ступицы.

Таким образом принято — ширина противовеса — 200 мм, расстояние между наружными плоскостями противовесов обоих колес — 1790 мм, между внутренними — 1390 мм. Радиус, которым очерчена внешняя поверхность противовеса, — 645 мм.

После этого переходим к определению методом подбора необходимой высоты противовеса. Расчетная высота определена в 207 мм.

Вследствие сравнительно небольшой величины момента, подлежащего уравновешиванию, действительный противовес выполнен в виде стальной отливки заодно с колесом.

В результате подсчетов мы получаем для противовесов первого и пятого сцепных колес:

вес действительного противовеса . . . . .	162,66 кг
расстояние от центра тяжести противовеса до центра колеса . . . . .	52,3 см
момент относительно центра колеса . . . . .	8506,6 кгсм
расстояние от центра тяжести противовеса до продоль- ной оси паровоза . . . . .	79,5 см

Разница между получившимся моментом и требуемым по расчету чрезвычайно незначительна:

$$\Delta M = 8506,6 - 8480,8 = 25,8 \text{ кгсм.}$$

Вес противовеса и расстояние от его центра тяжести до центра колеса и продольной оси паровоза определены методом разбивки тела противовеса на ряд отдельных частей. При расчете вес частей спиц, входящих в противовес, выброшен, так как спицы, расположенные симметрично относительно центра колеса, полностью уравновешены.

Наружную плоскость противовесов второго и четвертого сцепных колес выбираем таким образом, чтобы расстояние от нее до внутренней грани штанги первого (или четвертого) сцепного дышла при наибольшем поперечном перемещении первой (или пятой) сцепной оси было около 13 мм.

По произведенным подсчетам наружная плоскость противовеса выступает из наружной плоскости ступицы колеса на 10 мм.

Внутренняя плоскость противовеса принята совпадающей с внутренней плоскостью ступицы.

Таким образом, ширина противовеса — 205 мм; расстояние между наружными плоскостями противовесов обоих колес — 1800 мм, между внутренними — 1390 мм; радиус, которым очерчена внешняя поверхность противовеса, 645 — мм.

Методом подбора расчетная высота противовеса определена в 257 мм.

Вследствие сравнительно небольшой величины момента, подлежащего уравновешиванию, действительные противовесы, так же как для первого и пятого сцепных колес, выполнены в виде стальных отливок заодно с колесом.

В результате подсчетов мы получили для противовесов второго и четвертого сцепных колес:

вес действительного противовеса . . . . .	236,4 кг
расстояние от центра тяжести противовеса до центра ко- леса . . . . .	49,2 см
момент относительно центра колеса . . . . .	11 632 кгсм
расстояние от центра тяжести противовеса до продольной оси паровоза . . . . .	79,75 см

Разница между получившимся моментом и требуемым по расчету чрезвычайно незначительна:

$$\Delta M = 11\,632 - 11\,616,2 = 15,8 \text{ кгсм.}$$

Определение веса противовеса и расстояния его от центра тяжести до центра колеса и продольной оси паровоза произведено методом разбивки тела противовеса на части.

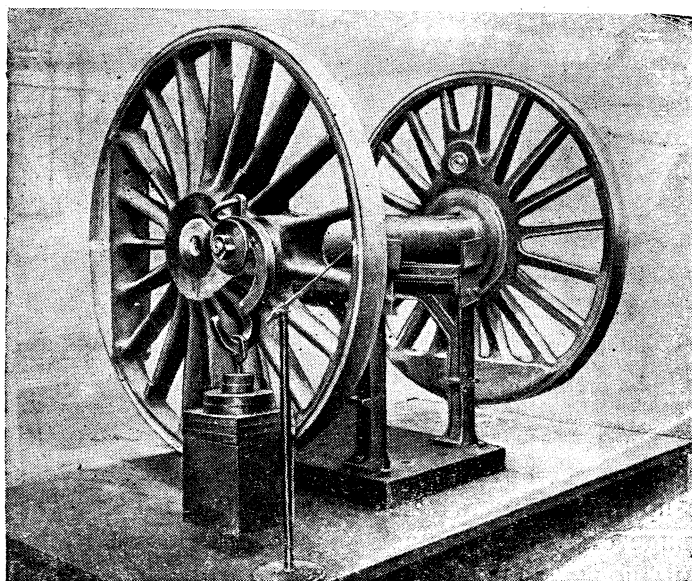
При расчете вес частей спиц, входящих в противовес, исключен.

На случай отливки противовеса более легкого, чем требуется по расчету (раковины в теле противовеса), на наружной поверхности обода всех сцепных колес со стороны противовеса сделано по 5 камер; размеры их для первого и пятого сцепных колес —  $63 \times 40 \times 30$  мм и для второго и четвертого —  $80 \times 40 \times 30$  мм. При недостаточности веса отлитых противовесов эти камеры заливаются свинцом.

Материал сцепных колес — тот же, что и для ведущего.

### СТАТИЧЕСКАЯ ПРОВЕРКА ПРОТИВОВЕСОВ КОЛЕСНЫХ ПАР

Для определения правильности отлитых противовесов как по абсолютному весу, так и по расположению центра тяжести с 1929 г. на паровозостроительных заводах СССР введена проверка противовесов в натуре путем непосредственного взвешивания.



Фиг. 285. Проверка противовесов движущих колесных пар на станде, принятая на Коломенском заводе. На рисунке изображена проверка второй сцепной колесной пары паровоза ИС.

Метод проверки заключается в том, что испытываемая колесная пара с насаженными бандажами, или без них, устанавливается средней проточенной частью оси на ножах двух горизонтальных опор таким образом, чтобы кривошип одной стороны устанавливался вертикально под действием грузов, навешиваемых на кривошип другой стороны (фиг. 285).

При установке колесной пары на ножках опор проверяется правильность положения одной из сторон: горизонтальное положение кривошипа определяется рейсмусом (метод проверки, принятый на Коломенском заводе); вертикальное положение — при помощи перекинутой через него нитки, при чем промеряется расстояние между нитками и очертаниями торца оси.

Когда колесная пара установлена правильно (выверена горизонталь или вертикаль), отмечается вес груза, подвешенного к горизонтально расположенному кривошипу. Этот вес должен равняться весу масс, расположенных в колесе нецентрально, по одну сторону средней вертикальной плоскости, и отнесенных

к радиусу кривошипа, за вычетом подобных же масс, расположенных по другую сторону вертикальной плоскости.

Простым теоретическим расчетом можно определить вес грузов, которые нужно подвесить к кривошипам для уравнивания колесных пар, при условии правильного их исполнения по весу и расположению центров тяжести отдельных частей.

ТАБЛИЦА 91

Статическая проверка противовесов

Название колесной пары	Для какой стороны	Уравнивающий груз кг		Принятые допуски кг
		теоретически подсчитанный	пределы при статическом взвешивании	
I колесная пара	Для обеих сторон	156	146—161	$\begin{cases} -10 \\ +5 \end{cases}$
II " "	" " "	233	223—238	$\begin{cases} -10 \\ +5 \end{cases}$
III " "	{ Правая сторона с надетым контр-кривошипом	507	492—522	$\begin{cases} -15 \\ +15 \end{cases}$
	{ " " с снятым " "	533	518—548	$\begin{cases} -15 \\ +15 \end{cases}$
	{ Левая сторона с надетым " "	487	472—502	$\begin{cases} -15 \\ +15 \end{cases}$
	{ " " с снятым " "	533	518—548	$\begin{cases} -15 \\ +15 \end{cases}$
IV " "	Для обеих сторон	233	223—238	$\begin{cases} -10 \\ +5 \end{cases}$
V " "	" " "	154	144—159	$\begin{cases} -10 \\ +5 \end{cases}$

Если вес грузов в действительности превысит практически допускаемые пределы, приведенные в таблице 91, то либо выплавляется свинец противовеса (в ведущих колесных центрах), либо высверливаются небольшие цилиндрические углубления в противовесах (сплошных, у сцепных колесных центров).

Если же вес грузов получается легче практически допускаемого, то заполняются углубления, образованные в ободе колеса со стороны противовеса.

Вследствие того, что противовесы ведущих колесных пар паровоза ФД выполнены в виде стальных камер, заполняемых свинцом, необходимо после получения ведущих колесных центров из сталелитейного цеха детально обследовать как толщину стенок камер, так и объемы их.

САЛЬНИКИ

САЛЬНИК ПОРШНЕВОГО ШТОКА

Поршневые сальники представляют собой деталь, от которой во многом зависит экономичность работы паровоза.

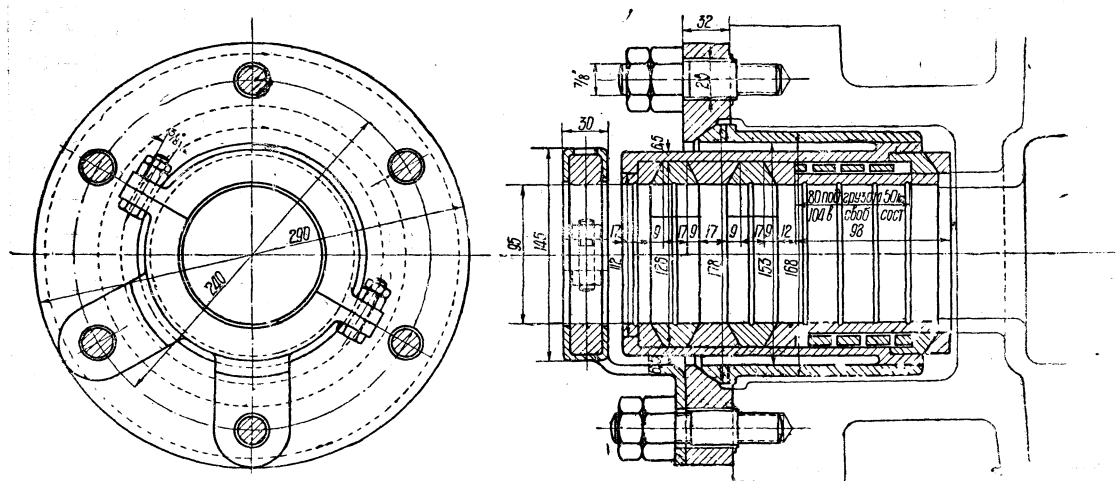
Пропуск пара через сальники—явление весьма вредное, вследствие чего в эксплуатации, при появлении пропаривания, детали сальников должны тща-

тельно ремонтироваться или заменяться новыми. Поэтому срок службы подвергающихся износу частей сальника имеет важное экономическое значение в эксплуатации паровоза. Между тем этому вопросу уделяется мало внимания. До сих пор в нашем паровозостроении вполне надежно и экономично работающих сальников для перегретого пара не выработано. Поэтому при проектировании паровоза ФД пришлось пойти на экспериментирование с совершенно новыми конструкциями.

На наших дорогах наиболее распространены сальники двух типов: Шмидта и Сормовского завода. Только их и можно считать относительно удовлетворительными.

Сальниками типа Шмидта (фиг. 286) в СССР оборудованы паровозы К<sup>у</sup>, Н<sup>п</sup>, V и ряд других.

Сальники Шмидта состоят из двух баббитовых набивочных колец трапецевидного сечения высотой в 15,5 мм и шириной по нижнему основанию сечения



Фиг. 286. Сальник Шмидта для задней цилиндрической крышки.

в 35 мм, по верхнему — в 17 мм. Эти кольца, имеющие диаметральный разъем, вставляются вплотную в длинный стакан. Между двумя разрезанными кольцами вставляется цельное латунное кольцо шириной в 17 мм. При постановке в стакан заднее кольцо своей скошенной стороной упирается в бронзовую гнуд-буку, в свою очередь упирающуюся в бурт заднего конца стакана.

На скошенную сторону переднего кольца нажимает чугунная втулка, внутренний диаметр которой равен диаметру штока. Высота втулки в задней части, нажимающей на набивочное кольцо, составляет 15,5 мм, что равно высоте набивочного кольца, т. е. зазору между штоком поршня и внутренней стенкой стакана. В передней части, где высота втулки 6,5 мм, в кольцевом пространстве между втулкой и стаканом помещена пружина прямоугольного сечения. Эта пружина задним витком нажимает на выступ втулки, а через него — на набивочное кольцо; передним же витком нажимает на шаровую чугунную шайбу, свободно посаженную на передний конец втулки и опирающуюся своей шаровой поверхностью на железную упорную шайбу, которая примыкает своей плоской стороной к стенке гнезда крышки цилиндра и может

иметь по ней радиальное скольжение. Внутренняя сторона этой шайбы очерчена по контуру шаровой шайбы.

Стакан сальника — двустенчатый, открытый с заднего конца, с расстоянием между стенками в 7 мм; наружная стенка его составляет отдельный, более короткий второй стакан, передний конец которого навертывается на резьбу переднего конца внутреннего стакана. Плоский задний конец наружного стакана упирается в шаровую шайбу, на которую нажимает соответствующей сферической плоскостью толстый фланец, привертываемый к крышке цилиндра.

Работа сальника состоит в том, что давление пара и пружины действует на набивочные кольца через нажимную втулку. При этом кольца с наклонными боковыми гранями испытывают все время радиальное давление, прижимающее их к штоку поршня.

Нажимная втулка имеет возможность продвижения по мере сработки колец, так как она свободна с переднего конца. Сидящая на ней шаровая шайба под действием пружины постоянно прижата в упорной шайбе, вследствие чего сальник при просадке поршня и игре штока всегда центрируется передней шаровой шайбой, на которую нажимает пружина, и задним шаровым концом наружного стакана.

В нажимной втулке, в набивочных и промежуточных кольцах и в грундбуксе образованы лабиринтовые канавки для удержания смазки. Сзади сальника, на некотором от него расстоянии, в особую коробку, привертываемую к фланцу, закладывается асбестовая набивка, пропитываемая маслом; эта набивка не только смазывает шток, но и очищает его от грязи и пыли. Двустенчатый, открытый сзади стакан позволяет сальнику охлаждаться.

Как видим, сальник Шмидта сравнительно прост и несложен, но все же его работу нельзя признать вполне удовлетворительной.

Прямой диаметральный разрез набивочных колец дает им возможность уплотняться только при их деформации. Практикующееся иногда при ремонте этих сальников увеличение „натяга“ спиливанием стыка половинок колец не достигает цели, так как улучшение обжимания кольцом штока аннулируется увеличением зазора в стыках и увеличением пропуска через них пара. Уже одно то, что этот прямой разрез впоследствии был заменен уступчатым и к одной лабиринтовой канавке в каждом кольце было добавлено еще по одной, — говорит о недостатках сальника типа Шмидта в работе.

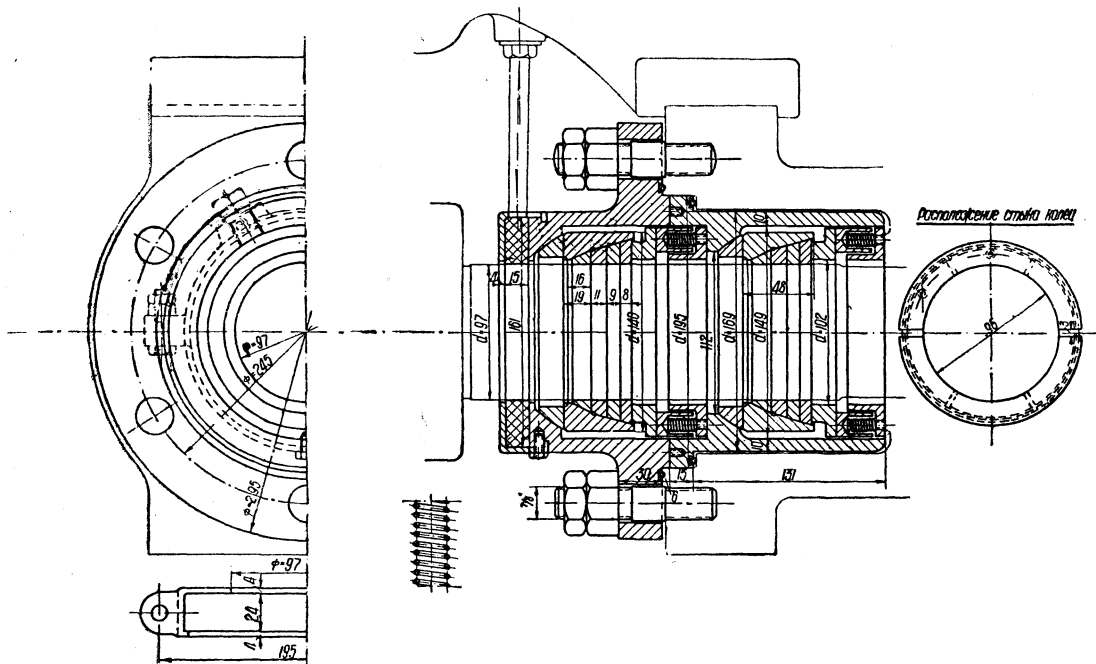
Вполне понятно, что если эти сальники работают весьма посредственно при давлениях пара в 12—13 ат, то при повышении давления до 15—17 ат двух набивочных колец будет недостаточно. Увеличивать же число их при увеличении диаметра штока нет смысла, так как, работая по принципу деформации, три широких кольца, очевидно, не будут в состоянии уплотняться. Кроме того, при повышении температуры перегретого пара до 370—400° вообще исключается возможность применения баббитовых колец.

Сальники Сормовского завода, поставленные на паровозах Э, С, С<sup>у</sup>, М и др., также имеют баббитовые набивочные кольца, но конструкция их существенно отличается от сальников Шмидта.

Каждый сальник (фиг. 287) состоит из двух секций, а каждая секция — из трех плоских набивочных колец толщиной в 8, 9 и 11 мм. Эти кольца имеют диаметральный разрез с зазором в стыке в 3 мм и вставляются в круглое

чугунное гнездо вплотную друг к другу с перекрытием разрезов. В гнезде образована внутренняя конусная расточка. На длине, равной длине размещения колец, конусность ее — 1:2, а на длине, равной длине вкладываемой в задний конец гнезда бронзовой грунdbufсы, — 1:1. Как набивочные кольца, так и грунdbufса обработаны по наружным диаметрам соответственно конусам гнезда. Для предотвращения сдвига колец по отношению друг к другу между ними поставлены штифты.

Оба чугунные гнезда задними плоскими сторонами упираются в полувальцевидные бронзовые шайбы. Шайба задней секции своей шаровой поверхностью примыкает к чугунному нажимному фланцу, привертываемому к задней цилиндрической крышке. Внутри фланца помещена почти вся задняя секция. Кольцевой



Фиг. 287. Сальник Сормовского завода для задней цилиндрической крышки.

выступ фланца входит в выточку крышки и нажимает на чугунный стакан, внутри которого помещена передняя секция. Замыкающей стенкой задней секции служит внутренний бурт стакана, передней секции — вертикальная стенка гнезда цилиндрической крышки.

К замыкающим стенкам каждой секции прилегают вертикальной плоской стороной чугунные кольца углового сечения, служащие опорой для пружинок. Эти пружинки, по десяти для каждой секции, вставлены в гнезда, образованные сверловкой в толстой железной круглой шайбе. Средний диаметр каждой пружинки — 10,5 мм; толщина проволоки — 1,5 мм; сила нажатия, развиваемая каждой пружиной, — 7,2 кг; таким образом общая сила нажима на уплотняющие кольца — 72 кг. Каждое опорное кольцо своей горизонтальной полкой, толщина которой — в 4 мм, входит в шайбу с гнездами для пружинок, изолируя их таким образом от штока и тем самым предохраняя последний от задиров при поломке пружинок. Между шайбой с пружинками и передним набивочным кольцом на-



ходится чугунное нажимное кольцо, передающее давление от пружинок на набивочные кольца.

Смазка штока выполняется различно. У паровоза серии С нет очищающей набивки, и масло подводится в задний нажимной фланец от смазочного пресса. У паровоза С<sup>у</sup> сзади нажимного фланца поставлена железная чашка с асбестовой набивкой (фиг. 287); масло подводится в эту чашку трубкой из фитильной масленки, образованной в стальной балке для прикрепления параллели.

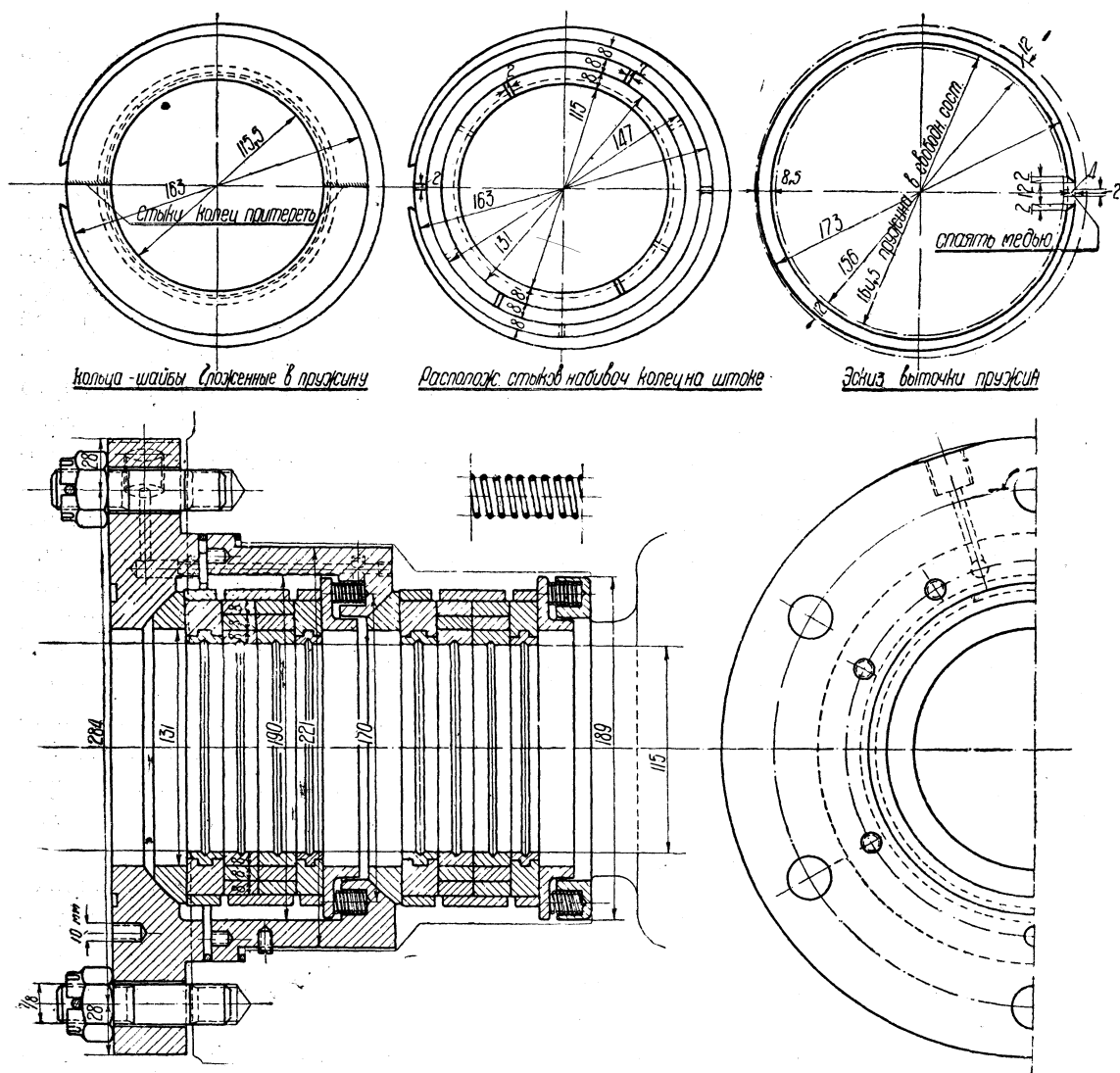
Как видно из описания, этот сальник значительно сложнее сальника Шмидта. Две секции набивочных колец, казалось, должны были бы давать полную непроницаемость. Практика же работы этого сальника показывает, что сложность его, дороговизна обработки, трудность сборки и надевания на шток колец с десятью пружинками, которые при перекосах выскакивают из гнезд, — оправдываются далеко не в полной мере. Сработка бронзового кольца, поставленного в вершине гнезда, и сработка отдельных баббитовых колец происходит неравномерно; поэтому нет и должного перемещения колец по конусу, т. е. должного уплотнения. Уплотнению противодействует, кроме того, прямой разрез колец, так как после упора друг в друга стыковых поверхностей половинок колец уменьшение диаметров колец по конусу может быть достигнуто только деформацией всей массы их, чего при трех отдельных, неравномерно срабатывающихся и, по существу, плоских кольцах в действительности не наблюдается.

В силу вышесказанного ЦЛПБ при проектировании паровоза ФД не могло остановиться ни на сальниках Шмидта, ни на сальниках Сормовского завода.

Сравнительно благоприятные отзывы имелись о работе американских сальников, поставленных на паровозах серий Е<sup>ф</sup> и Е<sup>л</sup>. Простота конструкции, а поэтому и дешевизна в изготовлении, небольшое число деталей этих сальников говорили в пользу применения их в паровозе ФД. Однако сведения о хорошей их работе относились только к сальникам, первоначально оборудованным американскими высокосвинцовистыми уплотняющими кольцами Кинг. Замена же в дальнейшем при ремонте этих колец баббитовыми, вызванная отсутствием сведений о химическом составе и способе отливки американских колец и невозможностью их импортировать, давала неудовлетворительные результаты. В силу этого при проектировании паровоза ФД было решено от постановки указанных сальников, впредь до освоения производства колец Кинг или подобных им нашими заводами, воздержаться и остановиться на опытной конструкции сальников системы Штарева, в пользу которых говорило отсутствие баббитовых набивок.

Конструкция поставленных на первом паровозе ФД сальников системы Штарева, разработанных при участии самого изобретателя, такова. Так же как и сальники Сормовского завода, каждый из них состоит из двух одинаковых секций, а каждая секция — из двух поставленных рядом бронзовых набивочных колец прямоугольного сечения. Высота обоих колец — 8 мм, а ширина одного кольца — 20,5 мм, другого же, для отличия при сборке, — 19,5 мм. По внутреннему диаметру их проточено по одной лабиринтовой канавке. Каждое из этих колец вставлено в чугунное кольцо такой же высоты и соответственной ширины, которое в свою очередь обнимается третьим, также чугунным и с теми же размерами. Бронзовые кольца для плотного обжима штока вытачиваются

так, что внутренний диаметр их на 0,5 мм меньше диаметра скалки, т. е. в данном случае, при диаметре скалки в 115 мм, внутренний диаметр кольца — 114,5 мм. При этом наружный диаметр бронзового кольца равен 130,5 мм. Чугунные кольца вытачиваются по размеру бронзовых, т. е. внутренний диаметр внутреннего чугунного кольца — 130,5 мм, наружный диаметр его — 146,5 мм,



Фиг. 288. Сальник системы Шгарева для задней цилиндрической крышки.

внутренний диаметр наружного чугунного кольца — 146,5 мм, а наружный — 162,5 мм.

Выточенные кольца разрезаются диаметрально с зазором в стыках по 2 мм. При сборке набивочных колец стыки располагаются так, чтобы стык одного кольца перекрывался целым местом последующего. Собранные по три штуки и поставленные рядом все набивочные кольца обжимаются общим пружинящим кольцом шириной в 36 мм, изготовленным из рессорной стали (Ст7).

Сечение этой пружины переменное по высоте. Полосовая сталь толщиной в 12 мм сгибается в кольцо и в месте стыка концов спаивается, затем эксцентрично обтачивается так, что в месте спая толщина кольца равна 4 мм, а на противоположной по диаметру стороне — 8,5 мм. Внутренний диаметр пружины должен быть на 2 мм меньше наружного диаметра наружного чугунного кольца, т. е. равняется 160,5 мм. После обточки в месте спая вырезается кусок длиной в 12 мм.

По обеим сторонам двух комплектов набивочных колец для закрытия их стыков помещены чугунные кольца-шайбы, шириной одно в 15 мм и другое в 20 мм, для отличия их при сборке. Эти кольца с бронзовой наплавкой со стороны штока высотой в 4 мм расточены по диаметру на 0,5 мм больше диаметра скалки, т. е. на 115,5 мм, и имеют по одной лабиринтной канавке. Наружный диаметр этих колец — 163 мм, т. е. высота их равна высоте комплекта набивочных колец.

Для надевания на скалку кольца также разрезаны диаметрально пополам и в собранном виде удерживаются пружинящими кольцами шириной в 13 и 18 мм, выполненными вышеуказанным способом.

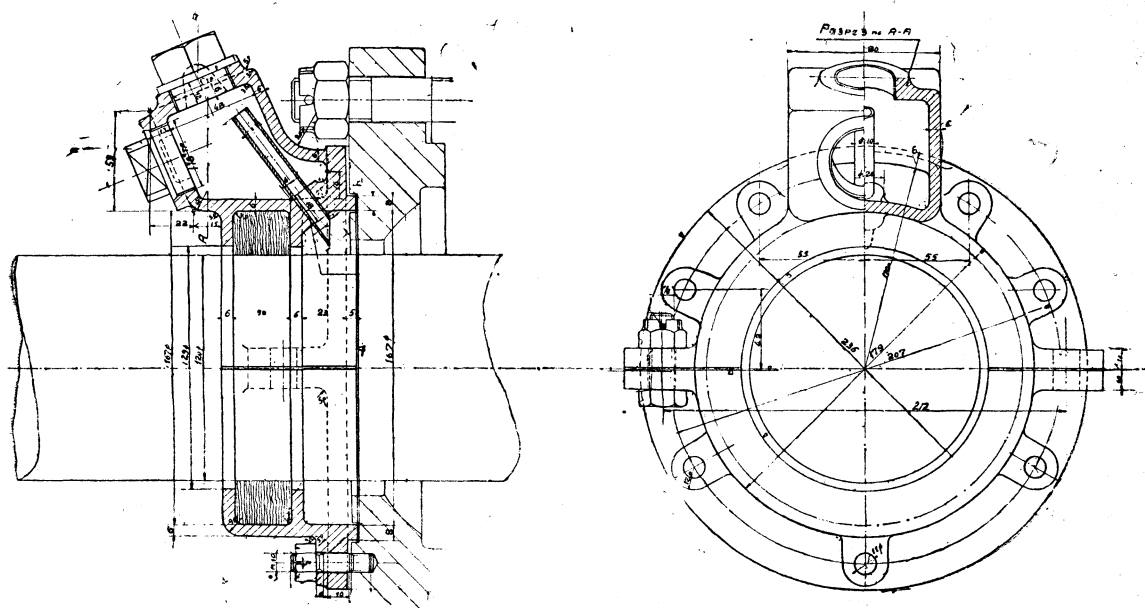
В этих деталях и заключается отличие сальника системы Штарева, в котором, как видим, уплотнение достигается радиальным обжимом пружинящего кольца.

Аксиальная установка и центрирование выполнены так же, как и у сальников Сормовского завода. Задняя сторона омедненной шайбы каждой секции примыкает к получечевичному кольцу. Шаровая поверхность заднего кольца прилегает к чугунному нажимному фланцу с соответствующей выточкой, привертываемому к цилиндровой крышке. С внутренней стороны этого круглого нажимного фланца, наружный диаметр которого — 340 мм и ширина — 40 мм, находится кольцевой бурт внутренним диаметром в 190 мм и наружным в 236 мм. Фланец нажимает этим буртом через прокладочное проволоочное кольцо из красной меди диаметром в 4 мм на чугунный стакан внутренним диаметром также в 190 мм и наружным в 221 мм, в котором помещается задняя секция сальника. В задней части стакана, со стороны нажимного фланца имеется наружный бурт с диаметром, равным диаметру кольцевого бурта нажимного фланца, т. е. 236 мм; этим буртом стакан также входит в выточку крышки. Между передней стороной бурта и стенкой выточки проложено такое же проволоочное кольцо красной меди, как и между кольцевым буртом нажимного фланца и задней стороной бурта стакана. Постановкой двух колец устраняется возможность просачивания пара из гнезда передней секции сальника и из внутренней полости стакана, т. е. из задней секции. В наружной передней торцовой поверхности стакана образована шаровая выточка, и к ней примыкает получечевичное кольцо, плоская передняя стенка которого соприкасается с задним омедненным упорным кольцом передней секции. Как шаровые, так и плоские стенки получечевичных колец должны быть притерты к соответствующим, соприкасающимся с ними, поверхностям. Набивочные кольца (как бронзовые, так и чугунные) и омедненные упорные кольца также должны быть притерты друг к другу, при чем набивочные кольца и боковыми вертикальными гранями и радиальными поверхностями, упорные же — только вертикальными.

Аксиальный нажим на набивочные кольца каждой секции осуществляется 12 пружинами, имеющими каждая, как и у сальника Сормовского завода, сред-

ний диаметр — 10,5 мм, диаметр проволоки — 1,5 мм и силу в сжатом состоянии — 7,2 кг. Гнезда для этих пружин образованы: для задней секции — в толстой (28 мм) передней торцевой стенке стакана, для передней секции — в особой шайбе, вкладываемой в гнездо цилиндрической крышки. Пружинки нажимают на находящееся между ними и омедненным кольцом каждой секции чугунное упорное кольцо углового сечения. Переднее упорное кольцо своей горизонтальной полкой входит во внутреннюю расточку гнезда для пружинок передней секции, заднее же входит в расточку передней торцевой части стакана. Шток и набивочные кольца предохраняются этим от задиров при поломке пружинок.

Смазка скалки осуществлена двояко: от смазочного пресса и фитильным способом. От смазочного пресса трубка подводит масло в штуцер, ввертыва-



Фиг. 289. Хомут для сальника системы Шгарева.

емый сверху в гнездо в нажимном фланце. Из гнезда во фланце по просверленным отверстиям масло поступает через промежуточный штуцер в продольное отверстие стакана задней секции и, дойдя до торцевой передней стенки его, через вертикальное отверстие проникает в пространство между двумя секциями сальника.

Масленка фитильной смазки образована в отдельном чугунном хомуте, привертываемом к нажимному фланцу сальника (фиг. 289).

Хомут представляет собой состоящую из двух частей кольцевую коробку, в которую закладывается пропитываемая маслом асбестовая набивка, служащая, как и обычно, для смазки штока и очищения его от пыли и грязи. Продолжение наружной круговой стенки этой коробки входит в расточку нажимного фланца и образует вокруг штока кольцевой резервуар, где собирается смазка из фитильной масленки прямоугольного сечения, прилитой наверху коробки за одно целое с ней. Хомут разрезан по горизонтальному диаметру. По

линии разреза прилиты фланцы, которыми обе половинки соединяются при помощи двух болтов. К нажимному фланцу хомут привертывается семью шпильками. Круговой фланец образован снаружи кольцевого масляного резервуара. Между нажимным фланцем сальника и входящей в его расточку круговой стенок масляного резервуара проложена асбестовая прокладка.

Как видно из описания, сальники Штарева по сравнению со всеми рассмотренными выше — самые сложные и дорогие в обработке. Многочисленность деталей и притинок, сложность и трудность сборки могут быть оправданы только хорошей работой и небольшим износом трущихся частей, а следовательно продолжительностью срока их службы. Выяснить это должны были опытные испытания.

К концу выпуска чертежей для паровозов ФД второго заказа и проектирования паровоза ИС уже определилась явная неудовлетворительность работы этих сальников, выразившаяся в сильном пропуске пара и в большом износе скалки. Первый недостаток можно объяснить неравномерным износом набивочных колец, плохой их эластичностью и прямой формой разрезов. Усиление обжима штока кольцами, не устраняя пропуска, может лишь увеличивать износ штока; при разборке и осмотре первого паровоза ФД, сделавшего пробег около 30 000 км диаметр штока вследствие износа оказался уменьшенным уже на 4 мм.

Неудовлетворительная работа сальников Штарева заставила оборудовать паровозы ФД второго заказа и проектировавшийся в то время паровоз ИС американскими сальниками с набивочными кольцами Кинг, тем более что вопрос о химическом составе последних был уже достаточно выяснен, и опыты отливки их на наших заводах давали обнадеживающие результаты. Выбор американских сальников именно этого типа основывался, во-первых, на их наибольшей простоте и, во-вторых, на благоприятных отзывах о работе этих сальников на паровозах Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup>.

Конструкция сальников, поставленных на этих паровозах, заключается в следующем (фиг. 290). Основная часть их — одно набивочное кольцо с трапецевидным сечением; задняя боковая сторона кольца перпендикулярна оси штока, передняя же скошена под углом около 40°. Ширина кольца по нижнему основанию — 40 мм, по верхнему — 19 мм. Внутренний диаметр кольца равен диаметру штока, т. е. 120 мм; наружный диаметр — 156 мм. Высота сечения кольца — 18 мм. Кольцо разрезано пополам, но не по прямой линии по диаметру, а радиально. Центры радиусов разрезов, равных 85,5 мм, лежат на одном диаметре, на расстоянии 35 мм от центра кольца в ту и другую сторону.

Радиальный разрез представляет собой одно из основных преимуществ этих колец: при сработке внутренней поверхности он позволяет кольцу легче изменять свое очертание и обжимать шток, так как при этом концы разреза не упираются друг в друга, а скользят по радиусу.

Второе отличие этих колец — их химический состав:

$$\text{Cu} = 36,8\%$$

$$\text{Pb} = 60,5 \text{ „}$$

$$\text{Ni} = 2,3 \text{ „}$$

$$\text{Sb} = 0,4 \text{ „}$$



Этот состав сообщает кольцу высокую антифрикционную и не оказывает, как это подтверждено практикой работы паровозов Т<sup>А</sup> и Т<sup>Б</sup>, а к настоящему времени и паровоза ИС, вредного воздействия на износ поршневой скалки.

Образцы колец, отлитых Коломенским заводом (еще не вполне освоившего их производство), были исследованы Научно-исследовательским институтом материалов НКПС, который констатировал:

1. Вполне удовлетворительные антифрикционные их качества.
2. Стойкость при высоких температурах, так как исследование на изменение структуры образцов под влиянием температуры порядка 350 — 370° не обнаруживает какого-либо оплавления свинца.
3. Низкие характеристики прочности, объясняющиеся характером микроструктуры, которая, хотя и выявляет равномерное распределение составляющих, но отличается тем недостатком, что свинец, не дающий, как известно, ни химического соединения с медью, ни твердого раствора, располагается вокруг кристалликов меди как бы непрерывной сеткой, вместо желательного распределения точками.

При условии улучшения характеристик прочности Институт рекомендовал этот сплав для изготовления сальниковых колец как вполне оправдывающий свое назначение.

Произведенные Институтом на машине Шварца испытания на трение при смазке более жидкой консистенции, нежели цилиндрическое масло (в частности, при смазочном масле), также дали положительные результаты.

ТАБЛИЦА 92

Результаты испытаний НИИМ НКПС образцов набивочных колец Коломенского завода

Плавка	Наименование характеристики	Нагрузка в кг/см <sup>2</sup>			
		25	50	75	100
Плавка № 13 26/IX 1932 г.	Коэффициент трения . . . . .	0,009	0,0044	0,0032	—
	Средняя рабочая температура °Ц	31	33	33	—
	Колебания температуры . . . . .	Нет	32—34	31—34	—
Плавка № 14 3/X 1932 г.	Коэффициент трения . . . . .	0,01	0,0068	0,0040	—
	Средняя рабочая температура °Ц	32	34,5	34	—
	Колебания температуры °Ц . . .	31—32	34—35	34—35	—
Повторное испытание (менее тщательная приработка)					
Плавка № 13 26/IX 1932 г.	Коэффициент трения . . . . .	—	0,0092	0,0052	0,0039
	Средняя рабочая температура °Ц	—	36,5	40	41
	Колебания температуры °Ц . . .	—	36—37	—	39—42
	Потеря в весе на 1 км пути в мг	—	0,02	0,08	0,14
	Полное время работы образца в часах . . . . .	—	5	10	8,5

В Америке отливка этих колец производится цельным диском, в соответствующей их наружному очертанию чугунной форме, после чего кольцо грубо обрабатывается с вырезкой внутренней части; затем кольцо радиально распиливается, места стыков притираются, и кольцо обрабатывается окончательно.<sup>1</sup>

Набивочное кольцо вкладывается в сальник своей скошенной стороной, входя в чугунный стакан, разрезанный пополам прямо по диаметру.

<sup>1</sup> Журнал „Подвижной состав“ №№ 8 и 9, 1932 г., статья инж. Александровского „Меднолитейный цех Алтунских мастерских“.

Для удешевления стоимости сальников производство этих стаканов упрощено. Стакан, изготовляемый из мягкого чугуна, отливается и окончательно обрабатывается цельным кольцом, затем распиливается по диаметру так, что внутренний контур остается недопиленным по высоте на 2 мм. После этого ударом по зубилу стакан раскалывается пополам. Такой способ разъема дает возможность отточить цельное кольцо и не требует пригонки концов разреза, так как они складываются точно по расколу.

Стакан обтачивается внутри по наружному контуру набивочного кольца с припуском 0,6 мм по диаметру. Внутренний диаметр передней части, в которую набивочное кольцо не входит и которая на длине 11,3 мм сопрягается с поршневой скалкой, выполняется с припусками к диаметру скалки +3 мм, т. е. равен 123 мм. Длина стакана — 53 мм, и поэтому вложенное в него набивочное кольцо получается утопленным на 3,5 мм.

Стакан служит для передачи давления пара и пружины на набивочное кольцо; чтобы можно было надевать его на шток он сделан составным из двух частей. Для осуществления этой передачи и сборки стакана в одно целое он вкладывается в цельную железную штампованную коробку, охватывающую его на длине 50 мм. Коробка штампуются из железа толщиной в 5 мм и затем обрабатывается до толщины 4 мм, при чем обработка производится только по внутреннему контуру и передней плоскости, соприкасающейся с круглой чугунной направляющей, на которую давит пружина.

Эта направляющая в американских паровозах представляет собой простой стакан, в который вкладывается пружина и который вставляется в переднюю часть гнезда для сальника в цилиндровой крышке. В паровозе ФД гнезда цилиндрических крышек предназначались под сальники Штарева, вследствие чего направляющей пришлось придать другую форму; она вкладывается своей втулкой в заднюю часть гнезда цилиндровой крышки, имеющую больший диаметр, чем передняя часть (224 и 192 мм). Пружина же вкладывается прямо в гнездо и нажимает на выступы, образованные в передней части направляющей. Выступы эти прилиты к кольцевому отростку направляющей, входящему внутрь пружины. Для свободного прохода пара диаметр задней кольцевой части направляющей принят в 212 мм, т. е. меньше диаметра гнезда на 12 мм. Для установки направляющей в гнезде, к ней снаружи по окружности прилиты по длине кольца 6 ребер шириной в 20 мм, обрабатываемых по диаметру в 223 мм. Направляющая внутренним кольцевым буртом упирается в штампованную коробку стакана.

Пружина, прижимающая набивочное кольцо при ходе паровоза без пара к нажимному фланцу сальника, имеет средний диаметр — 175 мм, диаметр проволоки — 12 мм, число рабочих витков — 3, число мертвых витков — 2; высота ее в свободном состоянии — 170 мм, в рабочем — 76,5 мм. Таким образом прогиб поставленной пружины — 93,5 мм. Развиваемая ею сила нажатия равна 113 кг.

Для предупреждения отпуска пружины при высокой температуре пара, в которой ей приходится работать, она должна выполняться из материала с повышенными механическими свойствами — с отпуском при температуре не ниже 500°.

предел упругости  $\leq 6\,000$  кг/см<sup>2</sup>;

временное сопротивление — 8000 — 11 000 кг/см<sup>2</sup>;

удлинение  $\leq 10\%$ ;



химический состав материала пружины:

Cr = 0,9%	Si = 0,14%
Mn = 0,6 "	P $\geq$ 0,02 "
C = 0,5 "	S $\geq$ 0,02 "
Va = 0,25%	

Между задним нажимным фланцем и набивочным кольцом для предотвращения прохода пара из гнезда крышки поставлено упорное кольцо из мягкого чугуна, состоящее из двух частей. В этом кольце, внутренний диаметр которого на 3 мм больше диаметра штока,— две плоских притирочных поверхности: передняя — для упора в плоскую поверхность набивочного кольца и задняя — для упора в плоский кольцевой бурт нажимного фланца. Кольцо распилено прямо по диаметру, и концы его половинок притираются друг к другу. Кольцо соединяется в одно целое круглой пружинкой, закладываемой в полукруглую выточку, образованную в кольце снаружи, посередине между плоскими вертикальными притирками. Пружинка изготавливается из стальной проволоки толщиной в 1,22 мм; наружный диаметр ее — 6 мм; длина в свободном состоянии — 430 мм; число витков — 300. Из двух крайних витков образованы крючки, которыми концы сцепляются друг с другом при охвате упорного кольца. Растянутая в этом случае до 468 мм пружина развивает усилие в 10 кг. Так как она также подвергается воздействию высокой температуры перегретого пара, то и выполняться она должна из такого же материала, как и большая нажимная пружина.

Круглый чугунный задний нажимной фланец привертывается к задней крышке шестью шпильками. Во избежание деформаций при завертывании гаек его сечение усилено обоими фланцами. Наружный диаметр его — 340 мм, толщина — 50 мм. Спереди заднего нажимного фланца для постановки его в крышку сделан круглый выступ высотой в 26 мм и наружным диаметром в 237 мм, входящий в образованную для него в крышке выточку. Этот выступ оканчивается кольцевым притирочным буртом, к которому примыкает описанное выше упорное кольцо. Для герметичного закрытия гнезда сальника нажимной фланец поставлен на круглом прокладочном кольце из красной меди, изготовленном из проволоки диаметром в 4 мм. Кольцо средним диаметром в 248 мм закладывается в специальную выточку, образованную в вертикальной стенке фланца между отверстиями для шпилек и выступом, входящим в выточку крышки.

Во внутренней части нажимного фланца расточкой образована камера диаметром в 182 мм и глубиной в 53 мм для помещения асбестовой набивки, служащей для смазки штока и очистки его от грязи. Закрывается эта камера сзади, круглым стальным фланцем с толщиной в 10 мм и с наружным диаметром в 236 мм. Этот фланец входит для направления, на 5 мм вглубь нажимного фланца и привертывается к нему шестью шпильками. Так как в заднем конце штока оставлен бурт диаметром в 136 мм для упора в тумбу кулака, то для надевания на шток нажимного фланца в передней его части, отделяющей камеру для асбестовой набивки от камеры набивочного кольца, сделана внутренняя расточка диаметром в 137 мм. Такую же расточку имеет и задний стальной фланец. Таким образом, между штоком и расточками получается зазор, равный  $(137 - 120) : 2 = 8,5$  мм. Чтобы набивка не могла при движении штока выбиться из камеры вперед, под упорное кольцо, или назад — наружу, — на скалку наде-

ваются две шайбы из красной меди толщиной в 3 мм с внутренним диаметром в 120,5 мм и наружным — в 150 мм. Одна шайба устанавливается к передней, отделяющей камеру стенке, другая — к закрывающему заднему стальному фланцу. Для возможности надевания этих шайб на шток в них сделан радиальный пропил.

Масло подводится в сальник от смазочного пресса через штуцер, ввертываемый в диск фланца под углом, для чего образована соответствующая выемка. Из гнезда штуцера масло по просверленному под углом отверстию диаметром в 6 мм поступает в среднюю часть между упорным кольцом и набивочной камерой.

Как видно из описания, в этом сальнике нет центрирующих шаровых шайб, как в сальнике Шмидта и Сормовского завода. При просадке штока упорное кольцо имеет возможность перемещаться только в вертикальном направлении и по притирке кольцевого бурта нажимного фланца. Так же, по вертикали, по упорному бурту чугунной направляющей может перемещаться и штампованная коробка. Этим перемещением компенсируется отсутствие шаровых шайб, так как длина сопрягающихся со штоком деталей получается небольшой. Такое устройство в значительной степени упрощает, а следовательно и удешевляет изготовление деталей сальника.

#### **САЛЬНИК ЗОЛотНИКОВОГО ШТОКА**

Так как у золотников паровоза ФД, так же как и у поршня, нет контрштоков, то сальники поставлены только в задних золотниковых крышках. Выбор их типа для них был сравнительно прост, так как работа их, вследствие низкого давления выхлопного пара, протекает в менее тяжелых условиях. В нашем паровозостроении вплоть до проектирования ФД был только один широко применявшийся и надежно работающий сальник — системы Шестакова (фиг. 291).

В этом сальнике нет набивочных колец. Он состоит из длинной втулки и весьма простого устройства для ее центрировки, служащего в то же время запором от прохода пара из гнезда поверх втулки.

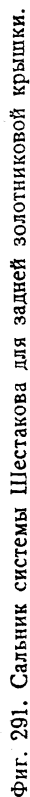
Втулка — чугунная, неразрезная, длиной в 230 мм (у паровоза С<sup>у</sup>). По внутренней, соприкасающейся со штоком поверхности в ней образованы девять лабиринтовых канавок шириной в 5 мм и глубиной в 2,5 мм. Толщина стенок втулки — около 8 мм. По наружной поверхности ее в передней части сделаны три канавки. На расстоянии 129 мм от переднего конца отлит заодно с втулкой упорный бурт шириной в 11 мм с плоскими вертикальными гранями.

Задней гранью упорный бурт опирается на получечевичное кольцо, в свою очередь соприкасающееся с чугунным нажимным стаканом; стакан этот своей круглой частью входит в гнездо сальника, а наружным фланцем привертывается при помощи двух шпилек к задней золотниковой крышке.

На передний конец втулки надета вторая чугунная упорная втулка с кольцевым наружным буртом в передней части. На эту вторую втулку надета пружина, упирающаяся передним витком в ее кольцевой бурт, а задним — в упорное кольцо центрирующейся основной втулки и, таким образом, отодвигающая обе втулки друг от друга. Упорный бурт второй втулки своей передней плоской, торцевой поверхностью соприкасается со вторым получечевичным коль-

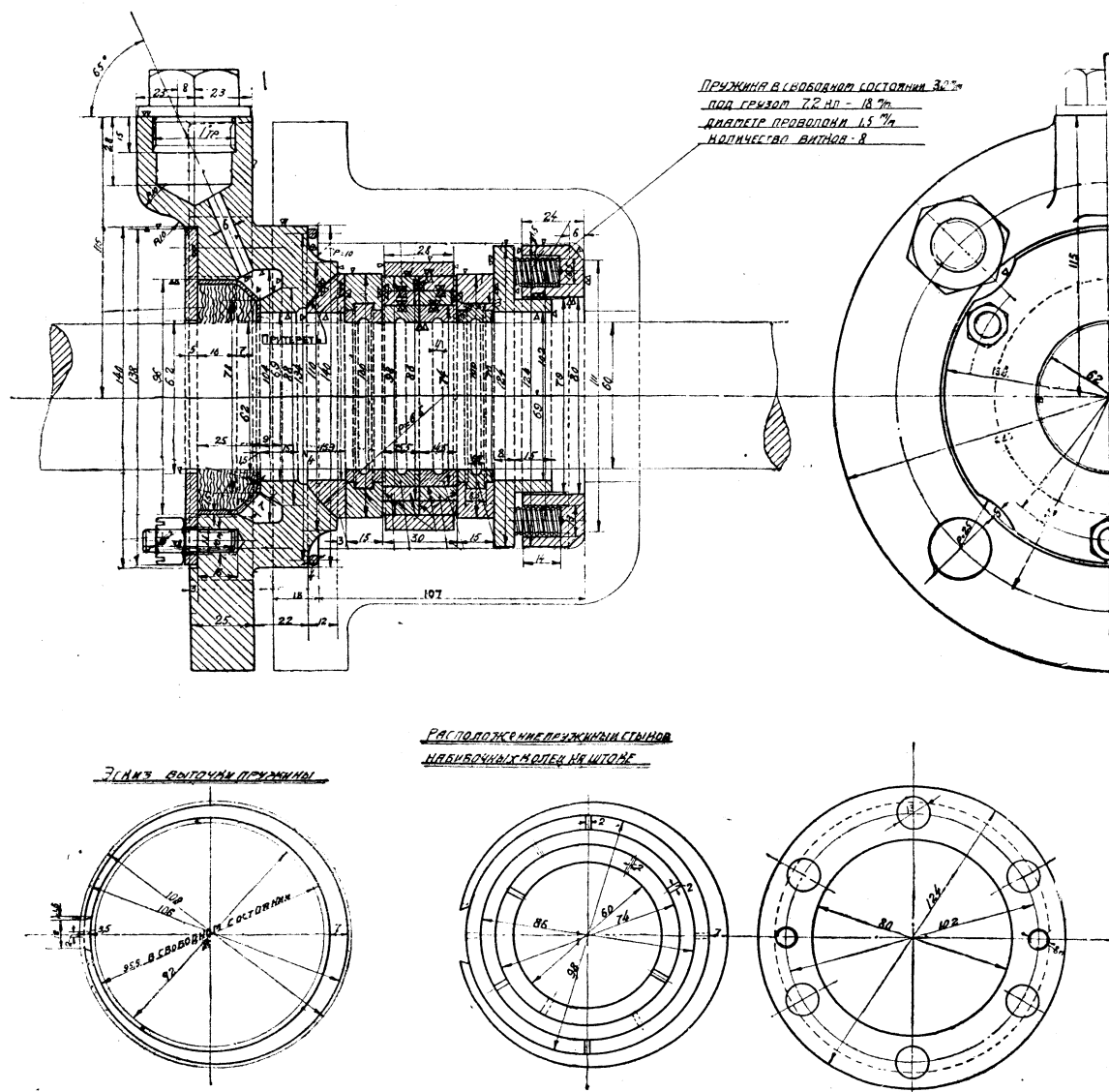
Проход пара из гнезда сальника снаружи второй втулки закрывается передним чевиным кольцом. Между втулками пар пройти не может вследствие точной их пригонки, наличия лабиринтовых канавок и заднего поллучевиного кольца. Кроме того в передней стенке нажимного фланца имеется бурт, входящий в расточку гнезда крышки и окончательно запирающий выход пара из гнезда по наружной стороне втулки.

Несмотря на простоту и сравнительную надежность сальника Шестакова в работе, первые два паровоза ФД, снабженные золотниками без контршто-



ков и кроме того не располагающие местом для помещения длинной втулки, были оборудованы сальниками Штарева.

Конструкция золотниковых сальников Штарева (фиг. 292) в принципе аналогична конструкции поршневых; основное отличие их в том, что у них только одна группа набивочных колец с меньшими размерами, соответственно диаметру штока.



Фиг. 292. Сальник системы Штарева для задней золотниковой крышки.

Хотя золотниковый сальник Штарева и менее сложен, чем поршневой, тем не менее ему свойственны все недостатки, присущие последнему: прямой по диаметру разрез набивочных колец, неравномерность их износа, воздействие на шток, сложность в изготовлении и сборке.

При оборудовании паровозов ФД второго заказа поршневыми сальниками американского типа по этому же типу были изготовлены и золотниковые саль-

ники, с той лишь разницей, что набивочное кольцо для них было выполнено простым баббитовым. Как видно из чертежа (фиг. 293), задний золотниковый сальник представляет собой одно баббитовое набивочное кольцо внутренним диаметром в 60 мм и наружным — в 82 мм. Ширина кольца — 30 мм. Передняя сторона его скошена под углом в 40°. Кольцо — разрезное по радиусам в 33 мм, центры которых лежат на одном диаметре, на расстоянии в 14 мм по обе стороны от центра кольца. Обработка — аналогична обработке кольца поршневого сальника.

Так как у золотникового штока нет бурта в соединении с кулачком, то набивочное кольцо вставлено в цельное (неразрезанное) нажимное кольцо из мягкого чугуна, соприкасающееся с кольцевым буртом чугунного стакана, в который вложена нажимная пружина. Выполняя свое назначение, главным образом, при беспарном ходе паровоза, пружина развивает усилие в 58,5 кг. Выполнена она из проволоки толщиной в 7,5 мм и имеет, при 140 мм длины в свободном состоянии и 68 мм под грузом, пять рабочих витков и два нерабочих. Средний диаметр пружины — 90 мм. Так как она работает в выхлопном паре, то материал для нее взят обычный — Ст7. Передний конец пружины упирается непосредственно в стенку гнезда золотниковой крышки, задний — во внутреннюю вертикальную плоскость стакана.

Набивочное кольцо прижимается паром и пружиной к плоскому чугунному проставочному кольцу, внутренний диаметр которого в передней части, так же как и у нажимного, на 0,4 мм больше диаметра штока, т. е. равен 60,4 мм. Это кольцо — тоже неразрезное и притирается своей задней вертикальной стороной к кольцевому бурту нажимного фланца, тем самым запирая выход пара наружу из гнезда сальника.

Круглый чугунный нажимной фланец, привертываемый к крышке четырьмя шпильками, по конструкции сходен с нажимным фланцем сальника Штарева. Внутренняя часть его также использована для набивки, но последняя закладывается прямо в расточку, а так как внутренний диаметр фланца — 70 мм (во избежание задира штока при просадке золотника), то для удержания набивки от вылезания по штоку служат два стальных кольца, по внутреннему диаметру которых образованы отвороты, чтобы не царапать штока. Применение удерживающих набивку стальных колец, как показал небольшой, правда, опыт работы их на паровозе ИС, каких-либо вредных влияний на шток не оказывает. Заднее кольцо, а следовательно и набивку, удерживает сзади железный диск, прямо накладывающийся на круглый выступ фланца и привертываемый к нему тремя шпильками. Передним кольцевым буртом, наружный диаметр которого — 139 мм, фланец входит в соответствующую расточку крышки; между ним и стенкой расточки проложено проволочное прокладочное кольцо из красной меди, при чем проволока взята обычного диаметра в 4 мм. Небольшая круглая масленка для ручной смазки образована в соответствующем приливе нажимного фланца. Масло по отверстию диаметром в 6 мм поступает в кольцевое пространство между набивкой и проставочным кольцом.

Как видно из описания, при такой конструкции достигнута наибольшая простота сальника и по количеству деталей и по их обработке. Притирка, и притом плоская, имеется только на одном проставочном кольце. В виду работы сальника в выхлопном паре материал деталей его — обычный. К числу достоинств этого сальника необходимо также отнести применение круглой пружины.



## ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ

### ВЫБОР ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Паровоз ФД снабжен, как и большинство наших паровозов, общепризнанным и широко распространенным парораспределительным механизмом Гейзингера.

Существует много разных систем парораспределительных механизмов. В последние годы некоторые механизмы привлекли к себе общее внимание, и одно время можно было думать, что они станут серьезными конкурентами механизму Гейзингера. К таким новейшим типам можно отнести механизмы Бекера, Юнга и клапанное парораспределение Капротти. Все эти три типа представляют интерес, как действительно оригинальные парораспределения.

Из них особенно популярно парораспределение Бекера, подкупающее отсутствием кулисы — сложной и дорогой в изготовлении детали. Однако наличие в этом механизме многочисленных шарниров, большие усилия по его звеньям и в итоге большой износ и разбалтывание — заставляют подходить к этому механизму весьма критически. И действительно, в самые последние годы многие американские дороги стали отказываться от этого парораспределения, опять возвращаясь к испытанному механизму Гейзингера.

Что же касается парораспределения Юнга, то оно не только не упрощает конструкции, а, наоборот, очень усложняет ее, и поэтому его применение может быть вызвано лишь особыми соображениями (контр-кривошип не помещается в габарите).

Клапанное парораспределение только завоевывает себе место в паровозостроении, и хотя механизм Капротти является большим шагом вперед, оно все же еще не вышло из рамок опытных исследований.<sup>1</sup>

При проектировании паровоза ФД ЦЛПБ, выполняя поставленную перед ним задачу — дать стране новый паровоз с надежными конструкциями, учло все эти обстоятельства и предпочло испытанный парораспределительный механизм Гейзингера другим существующим системам.

Переходя к вопросу о выборе элементов парораспределения — диаметра золотника, ширины окна, размеров перекрыш и т. д., надо сказать, что этот вопрос является основным при проектировании парораспределительного механизма, ибо он определяет схему и конструкцию всего парораспределения и влияет на конструкцию цилиндров и целого ряда других деталей.

Наиболее полным показателем работы паровой машины является индикаторная диаграмма. Построение предположительных индикаторных диаграмм и сравнение их с диаграммами существующих паровозов является на наш взгляд наиболее правильным методом выбора элементов.<sup>2</sup> К таким же показателям, но в более узком смысле, можно отнести среднюю скорость пара в окнах при впуске и выпуске, отношение площади поршня к площади открытия окна и т. д.

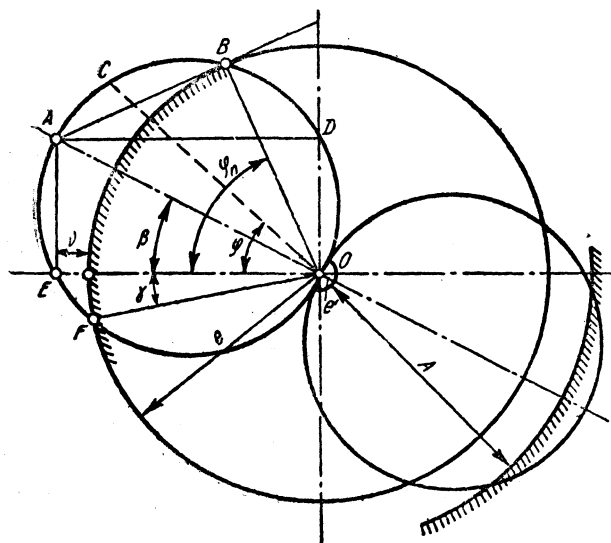
<sup>1</sup> В самое последнее время появились и другие клапанные парораспределения, заслуживающие самого серьезного внимания, например механизмы Коссара, Лентца, Рено и др.

<sup>2</sup> Существует несколько способов построения предположительных диаграмм — Хедера, Штраля и др. Однако эти методы заключают в себе некоторую односторонность подхода. Нами в настоящее время предпринята попытка разработать более полный метод, который должен будет дать возможность несколько точнее подойти к вопросам выбора элементов парораспределения.

Все связанные с этим вычисления и построения весьма удобно производить, пользуясь диаграммой Цейнера, которая хотя и не дает с полной точностью

действительных величин, но все же верна для средних значений, т. е. достаточно отвечает требованиям практики. Чтобы облегчить этот расчет и по возможности избежать построения целого ряда цейнеровских диаграмм, приведем некоторые вытекающие из них соотношения. Обращаясь к фиг. 294 и вводя обозначения:

$e$  — перекрыша впуска,  
 $e'$  — " выпуска,  
 $v$  — линейное предварение впуска,  
 $A$  — ширина окна,  
 $a_n$  — открытие окна при впуске,  
 $a'_n$  — открытие окна при выпуске,



Фиг. 294. Диаграмма Цейнера.

$\varphi_n$  — угол кривошипа, соответствующий моменту отсечки,  
 $\gamma$  — угол предварения впуска,  
 $\beta$  — угол, соответствующий максимальному открытию окна,  
 $\varphi$  — угол поворота кривошипа,  
 $r'_n$  — радиус эксцентрика отсечки,  
 $R_n$  — размах золотника при какой-либо отсечке,

имеем:

$$r'_n = \overline{OD} = \frac{e}{\cos(90 - \varphi_n)} - (e + v) \operatorname{tg}(90 - \varphi_n) = \frac{e - (e + v) \cos \varphi_n}{\sin \varphi_n}. \quad (1)$$

$$R_n = \overline{AO} = \sqrt{(r'_n)^2 + (e + v)^2} = \frac{1}{\sin \varphi_n} \sqrt{e^2 + (e + v)^2 - 2e(e + v) \cos \varphi_n}. \quad (2)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{\overline{AB}}{e} - \operatorname{arctg} \frac{\overline{AE}}{e + v} = \operatorname{arctg} \frac{(v^2 + 2ve) \sin \varphi_n}{2e(e + v) - \cos \varphi_n [(e + v)^2 + e^2]}. \quad (3)$$

$$(a_n)_{\max} = R_n - e \quad (4)$$

$$a_n = (e + v) \cos \varphi + \sin \varphi \left[ \frac{e}{\sin \varphi_n} - (e + v) \operatorname{ctg} \varphi_n \right] - e. \quad (5)$$

$$a'_n = (e + v) \cos \varphi + \sin \varphi \left[ \frac{e}{\sin \varphi_n} - (e + v) \operatorname{ctg} \varphi_n \right] - e'. \quad (6)$$

$$\beta = \operatorname{arctg} \left[ \frac{e}{(e + v) \sin \varphi_n} - \cos \varphi_n \right]. \quad (7)$$

Пользуясь этими соотношениями, легко определить некоторые величины, характеризующие парораспределение. Так, выражение для средних скоростей

<sup>1</sup> Выражение верно в пределах от 0 до  $A$ .



пара в окнах получаем весьма просто, пользуясь соотношениями (5) и (6) и полагая, что в основу может быть положено условие неразрывности,<sup>1</sup> т. е.:

$$v_{\text{ср}} F = c_{\text{ср}} a_{\text{нсп}} d_{\text{зол}} \eta \pi, \quad (8)$$

где:  $v_{\text{ср}}$  — средняя скорость поршня за данный промежуток времени;

$F$  — площадь поршня;

$c_{\text{ср}}$  — средняя скорость пара в окнах;

$a_{\text{нсп}}$  — среднее значение величины открытия окна;

$d_{\text{зол}}$  — диаметр золотника;

$\eta$  — коэффициент сужения (0,65—0,75).

Величина среднего открытия окна при впуске будет:

$$\begin{aligned} a_{\text{нсп}} &= \frac{1}{\varphi_n} \int_0^{\varphi_n} \left\{ (e + v) \cos \varphi + \sin \varphi \left[ \frac{e}{\sin \varphi_n} - (e + v) \operatorname{ctg} \varphi_n \right] - e \right\} d\varphi = \\ &= \frac{(2e + v)(1 - \cos \varphi_n)}{\varphi_n \sin \varphi_n} - e = (2e + v) B - e, \end{aligned} \quad (9)$$

где:

$$B = \frac{1 - \cos \varphi_n}{\varphi_n \sin \varphi_n}.$$

Для выпуска же (для случая  $R_n < A + e'$ ):

$$a'_{\text{нсп}} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (R_n \cos \varphi - e') d\varphi = 0,636 R_n - e' \quad (10)$$

и для случая  $R_n > A + e'$ :

$$a'_{\text{нсп}} = 0,636 R_n - e' - 0,636 \left[ R_n - (A + e') \sqrt{1 - \left( \frac{A + e'}{R_n} \right)^2} \right]. \quad (11)$$

Таким образом, средняя скорость пара при впуске будет выражаться:

$$c_{\text{ср}} = \frac{F v_{\text{нсп}}}{a_{\text{нсп}} d_{\text{зол}} \eta \pi}, \quad (12)$$

где  $v_{\text{нсп}}$  — средняя скорость поршня на протяжении данной отсечки.

Аналогично при выпуске:

$$c'_{\text{ср}} = \frac{F v'_{\text{нсп}}}{a'_{\text{нсп}} d_{\text{зол}} \eta \pi}. \quad (13)$$

<sup>1</sup> В этом вопросе мы несколько не соглашаемся с формулой, данной И. И. Николаевым („Железнодорожное дело“ № 3, 1931):  $v F \varepsilon = c_{\text{ср}} a_{\text{макс}} d_{\text{зол}} \eta \pi$ , так как это выражение справедливо лишь для односторонних парораспределительных механизмов и даже, больше того, лишь для момента впуска. Кроме того, отсечка, введенная в это выражение якобы для учета объема, вытесняемого поршнем, на наш взгляд является излишней. Но если уже придерживаться этого, то было бы правильнее написать:

$$h F \varepsilon = c_{\text{ср}} a_{\text{ср}} d_{\text{зол}} \eta \pi t_{\text{впуск}},$$

где:  $h$  — ход поршня,

$t_{\text{впуск}}$  — время впуска.

Для большего удобства пользования этими выражениями в таблице 93 приведены в функции отсечек значения величин  $\varphi_n$ ,  $\cos \varphi_n$ ,  $\sin \varphi_n$ ,  $B$  и  $\frac{v_{\text{нспр}}}{v_{\text{нмакс}}}$ .

ТАБЛИЦА 93

Значения  $\varphi_n$ ,  $\cos \varphi_n$ ,  $\sin \varphi_n$ ,  $B$  и  $\frac{v_{\text{нмакс}}}{v_{\text{нспр}}}$  в функции отсечки

Отсечка	$\varphi_n$	$\cos \varphi_n$	$\sin \varphi_n$	$B$	$v_{\text{нспр}} : v_{\text{нмакс}}$
0,10	36°50'	0,8	0,60	0,519	0,428
0,20	53°00'	0,6	0,80	0,541	0,433
0,25	60°00'	0,5	0,865	0,552	0,478
0,30	66°20'	0,4	0,916	0,565	0,520
0,40	78°30'	0,2	0,978	0,597	0,585
0,50	90°00'	0,0	1,00	0,637	0,636
0,60	101°30'	—0,2	0,978	0,693	0,678
0,70	113°40'	—0,4	0,916	0,772	0,706

Поскольку не существует каких-либо соотношений, строго предопределяющих элементы парораспределения, постольку и выбор их производится обычно путем сопоставления с элементами существующих паровозов.

ТАБЛИЦА 94

Элементы парораспределения некоторых паровозов

Серия	Максимальная скорость км/час	Диаметр колеса мм	Ход поршня мм	Ср. скорость поршня м/сек	Диаметр поршня мм	Диаметр золотника мм	Коэффициент сужения <sup>1</sup>	Ширина окна мм	Перекрыша выпуска мм	Предваренные выпуска мм	Перекрыша выпуска мм	Вредное пространство %
ФД	60	1500	770	5,9	670	330	0,70	80	60	5,0	+ 3,0	13,0
ТА	65	1520	760	5,75	700	305	0,75	52	54	5,0	0,0	—
ТБ	65	1520	760	5,75	700	305	0,72	60	46	5,0	0,0	9,5
ЭУ	55	1320	700	5,12	650	250	0,65	52	35	4,0	— 2,5	12,1
Е	60	1320	711	5,7	635	305	0,72	44,5	31,75	4,76	0,0	11,2
М	100	1720	700	7,19	540	250	0,65	60	40	5,0	+ 2,0	15,1
Л	120	1840	650	7,50	460	250	0,65	58	38	5,0	+ 2,0	15,4
СУ	100	1850	700	6,72	575	250	0,65	53	34	4,0	— 2,0	9,92
КУ	110	1900	650	6,66	575	250	0,65	50	34	4,0	— 2,0	10,2

Таблицы 94, 95, 96 и 97 достаточно ясно обрисовывают влияние элементов парораспределения и являются поэтому в известной мере их определителями. Вообще же, благодаря взаимной связи элементов парораспределения,

<sup>1</sup> Коэффициент сужения определяется в зависимости от конструктивного оформления золотниковой втулки.

выбор их величин может не ограничиваться только одним решением. В дальнейшем мы рассмотрим элементы парораспределения паровоза ФД и сопоставим их с элементами для существующих паровозов, а также приведем возможные варианты.

Сводная таблица (94) сама по себе уже достаточно ясно подчеркивает качества парораспределения паровоза ФД, и поэтому нет смысла подробно останавливаться на сравнительно сильно развитых его элементах.

ТАБЛИЦА 95

Характеристика элементов парораспределения некоторых наших паровозов — отсечка 0,2<sup>1</sup>

Серия	Ср. скорость поршня $v_{0,2}$ м/сек	Макс. размах золотника мм	В п у с к				В ы п у с к				Угол предвращения выпуска
			Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a_{\text{макс}} \pi d_{\text{зол}}^2$	Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a'_{\text{макс}} \pi d_{\text{зол}}^2$	
ФД	3,71	70,0	10,0	7,5	240	48,5	67,0	41,5	64	7,25	9°05'
Т <sup>А</sup>	3,91	63,6	9,6	7,4	289	55,8	52,0	36,2	85	10,30	10°10'
Т <sup>Б</sup>	3,91	54,8	8,8	6,9	316	63,4	54,8	34,8	92	10,20	11°10'
ЭУ	3,50	41,7	6,7	5,0	456	97,0	44,2	29,0	114	14,70	12°20'
Е	3,90	38,4	6,9	5,2	344	66,5	38,4	24,4	107	12,00	15°50'
М	4,89	48,0	8,0	6,3	356	56,0	46,0	28,5	113	9,75	13°20'
Л	5,10	45,7	7,7	6,1	272	42,2	43,7	27,1	90	7,45	14°05'
СУ	4,55	40,7	6,7	5,0	463	76,0	42,7	27,5	123	11,90	12°40'
КУ	4,55	40,7	6,7	5,0	463	76,0	42,7	27,5	122	11,90	12°40'

Диаметр золотника — 330 мм, хотя и самый большой из всех приведенных в таблице, все же, как видно, не превосходит половины диаметра цилиндра и дает достаточную возможность как для вписывания в габарит, так и для осуществления не слишком преувеличенного вредного пространства цилиндров. Дальнейшее же увеличение диаметра золотника может вызвать затруднения с габаритом и вряд ли вообще рационально, ибо пропуски пара через кольца и увеличение вредного пространства могут свести на-нет все те выгоды, которые достигаются увеличением площади окон.

Что же касается перекрыши впуска  $e = 60$  мм, то она является несколько необычной для нашего паровозостроения; лишь стремление к улучшению условий работы паровозной машины и наличие ограниченной отсечки оправдывают ее применение.

Ширина окна  $A = 80$  мм является следствием выбранной перекрыши и создает весьма благоприятные условия для выхлопа (что, главным образом, и служит ее определением).

<sup>1</sup> Таблица составлена, исходя из конструкционной (максимальной) скорости паровоза. Средняя скорость поршня вычислена на протяжении длины впуска.

ТАБЛИЦА 96

Характеристика элементов парораспределения некоторых наших паровозов — отсечка 0,3<sup>1</sup>

Серия	Ср. скорость поршня $v_{0,3}$ м/сек	Макс. размах золотника мм	В п у с к				В ы п у с к				Угол предвращения выпуска
			Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a_{\max} \pi d_{\text{зол}} \eta$	Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a'_{\max} \pi d_{\text{зол}} \eta$	
ФД	3,34	74,8	14,8	10,7	152	32,8	71,8	44,5	44,5	6,75	7°00'
Т <sup>А</sup>	3,52	67,8	13,8	10,0	188	38,8	52,0	36,8	62,5	10,30	7°45'
Т <sup>Б</sup>	3,52	58,3	12,3	9,1	216	45,4	58,3	37,1	64,8	9,58	8°30'
Э <sup>У</sup>	3,15	44,4	9,4	6,8	302	69,2	46,9	30,7	81,5	13,90	9°25'
Е	3,50	41,0	9,4	6,8	236	49,0	41,0	26,1	75,0	11,20	12°10'
М	4,40	51,2	11,2	8,0	247	40,0	49,2	30,6	78,6	9,10	10°15'
Л	4,59	48,6	10,6	7,7	195	30,7	46,6	29,0	63,5	7,00	10°45'
С <sup>У</sup>	4,10	43,3	9,3	6,6	315	54,7	45,3	29,6	86,5	11,20	9°40'
К <sup>У</sup>	4,10	43,3	9,3	6,6	315	54,7	45,3	29,6	86,0	11,20	9°40'

ТАБЛИЦА 97

Характеристика элементов парораспределения некоторых наших паровозов — отсечка 0,4<sup>2</sup>

Серия	Ср. скорость поршня $v_{0,4}$ м/сек	Макс. размах золотника мм	В п у с к				В ы п у с к				Угол предвращения выпуска
			Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a_{\max} \pi d_{\text{зол}} \eta$	Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a'_{\max} \pi d_{\text{зол}} \eta$	
ФД	2,50	80,7	20,7	14,6	83	23,4	77,7	48,3	27,3	6,24	5°35'
Т <sup>А</sup>	2,64	73,2	19,2	13,7	105	27,9	52,0	37,0	41,5	10,30	6°10'
Т <sup>Б</sup>	2,64	62,9	16,9	12,1	122	33,0	60,0	40,0	40,0	9,30	6°50'
Э <sup>У</sup>	2,36	48,0	13,0	9,4	163	50,0	50,5	33,0	50,5	12,90	7°35'
Е	2,62	44,2	12,7	9,0	133	36,2	44,2	28,1	46,7	10,40	9°50'
М	3,30	55,2	15,2	11,0	139	29,5	53,2	33,1	48,8	8,43	8°15'
Л	3,44	52,5	14,5	10,5	107	22,4	50,5	31,4	39,0	6,45	8°45'
С <sup>У</sup>	3,07	46,8	12,8	9,2	170	39,7	48,8	31,8	53,7	10,40	7°45'
К <sup>У</sup>	3,07	46,8	12,8	9,2	170	39,7	48,8	31,8	53,3	10,40	7°45'

<sup>1</sup> Таблица составлена, исходя из скорости, равной 75% конструкционной. Средняя скорость поршня вычислена на протяжении длины впуска.

<sup>2</sup> Таблица составлена, исходя из скорости, равной 50% конструкционной. Средняя скорость поршня вычислена на протяжении длины впуска.

Предварение впуска  $\nu = 5$  мм, пожалуй, несколько стереотипно (об этом ниже), но все же, как показали опыты, в связи с добавочным впускным окном является вполне достаточным.

Как видно из таблиц 95, 96 и 97, численные значения скоростей пара в окнах, отношение  $\frac{F}{a\pi d_{\text{зол}} \eta}$ , угол предварения и прочие величины, характеризующие, до известной степени, условий работы машин этих паровозов, для паровоза ФД — значительно благоприятнее, чем для остальных. При этом улучшение условий впуска пара при малых отсечках достигается больше за счет увеличения диаметра золотника (в силу  $\nu = 5$  мм), тогда как при больших отсечках оказывает сильное влияние увеличение перекрыши  $e$ . На выпуск пара оказывает влияние диаметр золотника и, главным образом, перекрыша  $e$ ; ширина же окна  $A = 80$  мм оказывает влияние лишь при отсечках, больших 0,4 (ибо в этом случае максимальное открытие окна примерно равно 80 мм). В силу малого предварения впуска  $\nu = 5$  мм, углы предварения впуска ( $\gamma$ ) имеют для всех отсечек небольшие значения и приближаются лишь (при увеличении отсечки) к принятым для паровоза Т<sup>А</sup>.

Ценой такого улучшения условий работы машины ФД является снижение максимального возможного наполнения цилиндра, ограниченного для этого паровоза отсечкой 0,6. И все же, несмотря на такое ограничение отсечки, максимально возможный размах золотника паровоза ФД достигает величины:

$$2R_{0,6} = \frac{2}{\sin \varphi_{0,6}} \sqrt{6,0^2 + (6,0 + 0,5)^2 - 2 \cdot 6,0 (6,0 + 0,5) \cos \varphi_{0,6}} = 19,8 \text{ см},$$

что составляет 134% от размаха золотника паровоза серии Э<sup>у</sup> при отсечке 0,75.

Если же максимально возможное наполнение для паровоза ФД довести до 0,7, то размах золотника выразится величиной:

$$2R_{0,7} = \frac{2}{\sin \varphi_{0,7}} \sqrt{6,0^2 + (6,0 + 0,5)^2 - 2 \cdot 6,0 (6,0 + 0,5) \cos \varphi_{0,7}} = 22,9 \text{ см},$$

что составит уже 155% против паровоза Э<sup>у</sup>.

Кроме того, пользование отсечкой 0,7 потребовало бы чрезвычайного развития кулисы (ее удлинения), ибо увеличивать углы отклонения ее, вследствие наличия больших сил и возрастания игры камня, не представляется возможным. Так, если радиус эксцентрика отсечки (уравнение 1) для шестого зуба:

$$r'_{0,6} = \frac{6,0 + 6,5 \cdot 0,2}{0,978} = 7,45 \text{ см},$$

то для седьмого зуба:

$$r'_{0,7} = \frac{6,0 + 6,5 \cdot 0,4}{0,415} = 9,4 \text{ см},$$

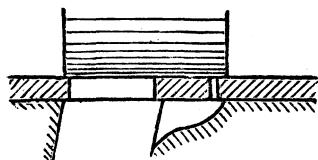
т. е. седьмой зуб требует развития кулисы на 26%.

Термин „паровоз с ограниченной отсечкой“, вообще говоря, можно применить ко всем нашим паровозам, у которых предел располагаемой отсечки составляет обычно 0,7—0,8 (против 0,6 для паровоза ФД).<sup>1</sup> Поэтому, на наш

<sup>1</sup> Существует мнение, что термин „ограниченная отсечка“ объясняется ограничением в оперировании реверсом американских машинистов, привыкших якобы ездить чуть ли не на наполнении в 90%.

взгляд, правильней применять этот термин лишь в тех случаях, когда максимально возможное наполнение машины находится в таких пределах, что трогание с места (при наиболее неудачном положении машин левой и правой стороны) осуществляется путем применения какого-то специального устройства, в данном случае для паровоза ФД — добавочного впускного окна.

Это добавочное окно имеет вид узкой щели и располагается по окружности золотниковой втулки вблизи парового окна, со стороны впуска (фиг. 295).

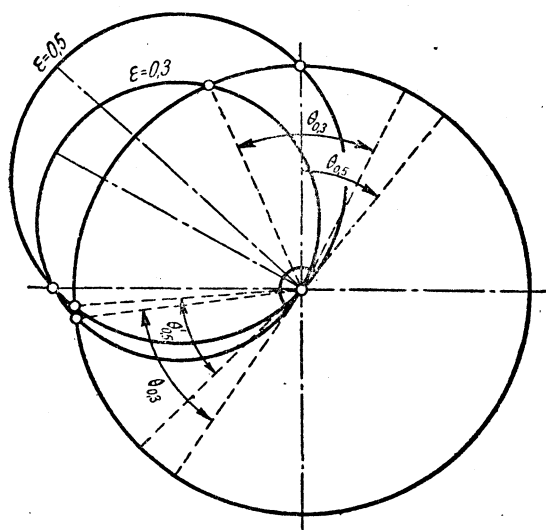


Фиг. 295. Добавочное впускное окно.

Хотя щель по своим размерам —  $0,4 \times 4 = 1,6 \text{ см}^2$  сравнительно невелика, все же, особенно при малых скоростях, расход пара через нее может достигнуть значительной величины.

Обращаясь к диаграмме Цейнера (фиг. 296), мы видим, что расход пара через щель происходит во время поворотов кривошипа на углы  $\theta$  и  $\theta'$ . Этот расход во время сжатия (угол  $\theta'$ ) несколько уменьшает полноту индикаторной диаграммы, но на общий расход пара машиной (за ход) почти не оказывает влияния; наоборот, расход пара через щель во время расширения (угол  $\theta$ ) увеличивает полноту диаграммы, а вместе с этим и расход пара машиной.

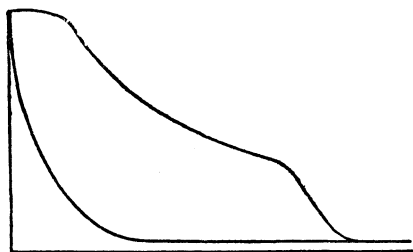
Индикаторная диаграмма (фиг. 297), снятая при отсечке 0,2 и скорости 5 км/час (паровоз ФД), достаточно наглядно показывает влияние добавочного



Фиг. 296. Углы поворота кривошипа во время добавочного впуска пара.

отверстия, отличаясь от обычного вида диаграмм как крутым подъемом линии сжатия, так и пологим спуском кривой расширения.

Судя по этим индикаторным диаграммам и по полученным для паровоза ФД индикаторным коэффициентам,



Фиг. 297. Индикаторная диаграмма, снятая при отсечке 0,2 и скорости 5 км/ч.

заметное влияние добавочного окна на индикаторный коэффициент может наблюдаться лишь при очень малых скоростях. Это, пожалуй, объясняется тем, что поступающий через щель пар частью идет на пополнение урона, причиненного индикаторной диаграмме при сжатии, и кроме того работоспособность его (за счет мятая) весьма сильно понижается.

Если определить этот расход, не задаваясь вопросом об его использовании, то величину расхода за один ход поршня можно выразить через:

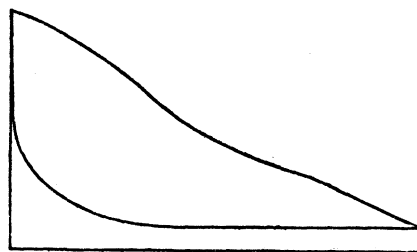
$$\Delta u = \frac{\theta}{360} \cdot \frac{60}{n} f_d c_{\text{ср}} \gamma \eta \text{ кг/ход,}$$

где:  $f_d$  — площадь добавочного отверстия в  $\text{м}^2$ ;  
 $n$  — число оборотов машин в минуту;  
 $\theta$  — угол поворота кривошипа, во время которого происходит добавочный выпуск пара;  
 $c_{\text{ср}}$  — средняя скорость пара в м/сек;  
 $\gamma$  — удельный вес пара, вытекающего из добавочного отверстия;  
 $\eta$  — коэффициент истечения (0,96).

Средняя скорость пара определяется здесь перепадом давления и зависит поэтому от отсечки и от числа оборотов машины. Так, для отсечки 0,3 при



Фиг. 298. Индикаторная диаграмма, снятая при отсечке 0,3 и 39 об/мин.



Фиг. 299. Индикаторная диаграмма, снятая при отсечке 0,3 и 97 об/мин.

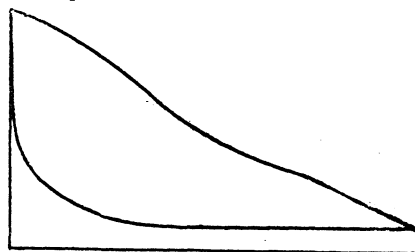
39, 97 и 159 оборотах в минуту (см. приведенные на фиг. 298, 299 и 300 индикаторные диаграммы) ее значение составляет 470, 500 и 520 м/сек (вычислено приближенно). В таблице же 98 даны вычисленные для этих случаев абсолютные значения расхода пара через щель, а также и выраженное в процентах отношение этих значений к предположительному расходу пара машиной.

ТАБЛИЦА 98

Влияние добавочного окна

Скорость паровоза . . . . .	11	27,5	45
Число оборотов машины . . . . .	39	97	159
Абсолютный расход пара $\Delta u$ . . . . .	0,055	0,023	0,013
Относительный расход пара $\frac{\Delta u}{u}$ (в %)	6,4	4,2	3,6

Так как часть этого пара все же используется машиной, то приведенные цифры не являются абсолютными показателями потерь, но тем не менее дают возможность судить о влиянии добавочного окна. Как видно, добавочное окно само по себе играет отрицательную роль в балансе паровоза, и только улучшение работы парораспределительного механизма (за счет увеличения перекрыши и т. д.) заставляет мириться с ним. Поэтому нельзя считать, что именно „ограниченная отсечка“ создает наилучшие условия для работы паровозной ма-



Фиг. 300. Индикаторная диаграмма, снятая при отсечке 0,3 и 159 об/мин.

шины,— применение ее скорее является вынужденным решением на этом пути.

Возможно, что, при выборе элементов парораспределения, можно было бы пойти несколько иным путем; так, например, отойдя от традиционного четырех-пятимиллиметрового линейного предварения впуска в сторону его увеличения и примерно придерживаясь выбранных эксцентриков опережения и отсечки, можно было бы получить картину парораспределения не хуже существующей.

Приведем два примера. Для первого из них примем существующее парораспределение паровоза ФД, золотник которого изменен так, что линейное предварение впуска  $v=8$  мм, а перекрыша впуска  $e=57$  мм. Во втором же случае, сохраняя кулису паровоза ФД, возьмем  $v=7$  мм,  $e=53$  мм, перекрышу выпуска  $e'=0$  и ширину окна  $A=70$  мм (при диаметре золотника 330 мм).

Варианты парораспределения ФД<sup>1</sup>

ТАБЛИЦА 99

	Отсечка	Максимальный размах золотника мм	В п у с к				В ы п у с к				Угол предварения впуска
			Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a_{\text{макс}} \pi d_{\text{зол}} \eta$	Максимальное открытие окна мм	Ср. открытие окна мм	Ср. скорость пара м/сек	$F$ $a'_{\text{макс}} \pi d_{\text{зол}} \eta$	
Первый вариант	0,2	68,9	11,9	9,0	216	40,5	65,9	40,8	70,1	7,37	14°55'
	0,3	73,4	16,4	12,0	146	29,2	70,4	43,5	49,4	6,89	11°30'
	0,4	79,2	22,2	15,8	83	21,6	76,2	47,4	30,2	6,36	9°10'
Второй вариант	0,2	63,8	10,8	8,1	240	45,0	63,8	40,6	70,5	7,60	14°10'
	0,3	67,9	14,9	10,9	162	32,6	67,9	43,2	49,6	7,14	10°50'
	0,4	73,5	20,5	14,5	91	23,6	70,0	46,7	30,6	6,91	8°40'

Из таблицы 99 видно, что условия выхлопа пара (открытие окон) в обоих этих случаях остаются примерно такими же, как и для существующего парораспределения; открытие же окон при впуске оказывается больше, особенно для первого варианта, при чем увеличение получается, главным образом, за счет линейного предварения впуска, почему и сказывается больше на малых отсечках. Естественно, что вместе с этим увеличивается и угол противопарного хода, но все же он еще не достигает сколько-нибудь неприемлемой величины. В этих случаях его значение находится между значениями угла противопарного хода для паровозов Е и ЭУ. Интересно, что в таких комбинациях элементов парораспределения можно иметь максимально возможное наполнение при той же кулисе не 0,6, а несколько больше, т. е. получается возможность отказа от добавочного окна.

Действительно, если для паровоза ФД размер кулисы определяется по эксцентрику отсечки (6-й зуб):

$$r'_{0,6} = \frac{6,0 + 6,5 \cdot 0,2}{0,978} = 7,45 \text{ см,}$$

<sup>1</sup> Таблица составлена, исходя из скорости паровоза в 65 км/час для отсечки 0,2, 49 км/час для отсечки 0,3, 32,5 км/час для отсечки 0,4.



то максимально возможное наполнение для первого варианта будет 0,62, т. е.:

$$r'_{0,62} = \frac{5,7 + 6,5 \cdot 0,24}{0,97} = 7,45 \text{ см}$$

и для второго варианта — 0,65, т. е.:

$$r'_{0,65} = \frac{5,3 + 6,0 \cdot 0,3}{0,955} = 7,45 \text{ см.}$$

Вообще же, предложенные варианты приведены, чтобы показать возможность достижения благоприятных результатов и без применения „ограниченной отсечки“ (в вышеуказанном смысле), так как, по нашему мнению, влияние добавочного окна в некотором роде аналогично утечке пара. В настоящее время в ЦЛПБ производится работа по разработке первого варианта, как требующего минимума переделок; опыты в этом направлении дадут возможность судить о преимуществах той или иной системы.

## ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЙ МЕХАНИЗМ

### ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ТОЧЕК ПОДВЕШИВАНИЯ

Предварительный выбор точек подвешивания парораспределительного механизма паровоза ФД был определен следующими конструктивными соображениями (фиг. 301).

В виду большого диаметра цилиндрической части котла точку подвеса кулисы для постановки переводного вала и необходимого поворота его рычагов с подвесками пришлось несколько снизить по сравнению с другими нашими паровозами и установить ее так, чтобы кулисная тяга, при среднем положении камня в кулисе, и линия, соединяющая точку захвата кулисы с центром ведущего колеса, были параллельны и чтобы длины кулисной и эксцентриковой тяг были примерно равны.

Расстояние от точки подвеса кулисы до точки ее захвата (валика эксцентриковой тяги) должно быть достаточным для получения рабочей длины кулисы при наибольшей отсечке.

Радиус эксцентрика (контр-кривошипа) должен обеспечить качание кулисы, не превышающее отклонения от среднего положения на 20—22,5°. При большем угле отклонения перевод камня становится затруднительным, а игра его в кулисе увеличивается.

Положение маятника определялось задней золотниковой крышкой, на которой было предусмотрено расположение направляющих золотникового кулачка. При этом необходимо было предусмотреть свободный доступ к сальникам задней золотниковой крышки для их осмотра и разборки.

Длина верхнего конца маятника от золотникового штока до кулисной тяги должна была дать размещение направляющего приспособления. Длина нижнего конца маятника должна была быть такова, чтобы, во-первых, маятник при различных положениях не доходил до задней цилиндрической крышки, а во-вторых, чтобы тяга, соединяющая кулак с маятником, при качании последнего отклонялась от горизонтальной оси вверх и вниз на одинаковый угол.

При параллельном расположении оси золотника и оси цилиндра и при прямом маятнике отношение верхнего его конца ко всей длине маятника равно отношению удвоенной величины впускной перекрыши плюс линейное предварение к ходу поршня. При не прямом маятнике это отношение нарушается. Если же ось золотника горизонтальна, а ось цилиндра наклонна, то и при прямом маятнике это отношение также нарушается.

Все точки подвешивания, а также и размеры парораспределительного механизма, окончательно устанавливаются после построения эюр парораспределения.

## ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ

Когда точки подвешивания предварительно выбраны, приступают к построению эюры. При этом следует иметь в виду, что каждый парораспределительный механизм должен давать: 1) равные отсечки для обеих полостей цилиндра; 2) равные открытия окон; 3) возможно малую игру камня в кулисе.

Построение эюры сводится к следующему: ход крейцкопфа  $T_0 T_{10}$  (фиг. 302) делим на десять равных частей (0, 1, 2, 3...10...19, 20) и из каждой точки деления радиусом, равным длине ведущего дышла, наносим засечки  $A_0 A_1 A_2 \dots A_{20}$ , соответствующие разным положениям кривошипа. Если цилиндр расположен на линии оси сцепных и ведущего колес, то и засечки  $A_0$  и  $A_{10}$  расположены на этой оси. Если же ось цилиндра расположена выше оси колес, то засечка  $A_0$  расположена на линии  $T_0 O$  и засечка  $A_{10}$  на продолжении линии  $T_{10} O$ .

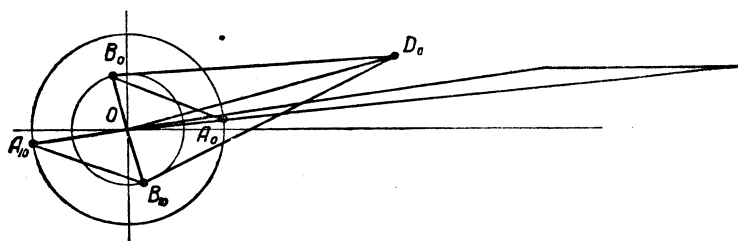
Из точки  $E$  среднего положения маятника по обе стороны откладываются наружные перекрыши  $M'$  и  $M''$  и линейные предварения  $N'$  и  $N''$ .<sup>1</sup> Определяются соответственно длины маятника  $PN'$  и  $N'S_0$  так, чтобы  $PN' = PN''$  давало возможность размещения и работы направляющего приспособления золотникового штока и чтобы  $N'S_0 = N''S_{10}$  при  $T_0 S_0 = T_{10} S_{10}$ .<sup>2</sup> Затем из точки  $P$  радиусом, равным длине кулисной тяги  $PJ$ , наносим положение кулисы, которое соответствует мертвым положениям поршня, и из  $D_0$  — точки захвата кулисы<sup>3</sup> радиусом  $D_0 B_0$ , подобранным так, чтобы  $D_0 B_0$  было равно  $D_0 B_{10}$  и  $A_0 B_0$  равнялось  $A_{10} B_{10}$ , наносим на окружности радиуса, равного эксцентриситету эксцентрика, засечки  $B_0$  и  $B_{10}$ .<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Выбор величин перекрыш и линейного предварения см. выше.

<sup>2</sup> Для данного случая тяга  $T_0 S_0$  непосредственно соединяется с валиком крейцкопфа, но иногда конец тяги  $T_0$  бывает расположен ниже и соединяется с поводком.

<sup>3</sup> Определение точки захвата кулисы см. в „Курсе паровозов“ Н. И. Карташова, ч. III, 1932 г., стр. 146.

<sup>4</sup> Если ось цилиндров проходит через центр ведущего колеса, то  $\angle B_0 O D_0 = \angle B_{10} O D_0 = 90^\circ$ , потому что при мертвых положениях поршня кривошип находится на линии оси колес и при перемещении поршня из одного мертвого положения в другое (из переднего в заднее, или наоборот) кривошип перемещается на  $180^\circ$ . Если же ось цилиндра не проходит через центр ведущего колеса (фиг. 303), то при переднем мертвом положении поршня кривошип находится выше линии оси колес — в точке  $A_0$ , при заднем же мертвом положении кривошип находится ниже линии оси колес — в точке  $A_{10}$ . Точка  $A_0$  расположена на



Фиг. 303. Влияние смещения оси цилиндра и оси колес на положение кривошипа.

Таким образом мы подбираем все элементы парораспределительного механизма так, что при мертвых положениях поршня золотниковые окна открыты на величину линейного предварения.

После этого радиусом  $T_0S_0 = T_{10}S_{10}$  из каждого деления хода крейцкопфа  $T_0, T_1, T_2 \dots T_{10}$  делаем засечки  $S_0, S_1, S_2 \dots S_{10}$ .

Из точек  $M'$  и  $M''$  проводим дуги  $n'n'$  и  $n''n''$  радиусами  $N'S_0$  и  $N''S_{10}$  и дуги  $m'm'$  и  $m''m''$  радиусами  $N'P$  и  $N''P$ . Через точки перекрыш  $M$  и  $M''$  и пересечения засечек  $S_1, S_2, S_3 \dots S_{10} \dots S_{20}$  с дугами  $n'n'$  и  $n''n''$  проводим соответствующие положения маятника, которые, пересекая дуги  $m'm'$  и  $m''m''$ , дадут точки  $m'_1, m'_2, m'_3, \dots m'_{20}$ .

После этого радиусом  $A_0B_0$  наносим засечки  $B_1, B_2, B_3 \dots B_{20}$ , дающие положения эксцентрика, соответствующие каждому положению кривошипа. Так как кулиса качается относительно неподвижной оси  $J$  и ее точка захвата  $D_0$  движется по дуге круга радиуса  $JD_0$ , описанного из точки подвеса кулисы  $J$ , то, зная длину эксцентриковой тяги  $D_0B_0$ , наносим путем засечек все соответствующие точки  $D_1, D_2, D_3 \dots D_{20}$ .

Так как центр кулисы при всех ее положениях остается на дуге  $ZZ$ , описанной из  $J$  радиусом, равным  $JP$ , при чем треугольник  $JD_0P$  остается неизменным, то, зная положение точки захвата  $D_0$  и делая из  $D_1, D_2, D_3 \dots D_{20}$  на дуге  $ZZ$  засечки радиусом, равным  $D_0P$ , находим соответствующие положения центра кулисы  $Z_1, Z_2, Z_3, \dots Z_{20}$  и можем поэтому вычертить и положения самой кулисы при различных положениях поршня.

Далее из точек  $m'_1, m'_2, m'_3 \dots$  радиусом, равным  $JP$ , делаем засечки на кулисе и пересечение этих засечек с соответствующими положениями кулисы  $k_1, k_2, k_3 \dots$  соединяем с точками  $m'_1, m'_2, m'_3 \dots$ , на которых наносим длину  $JS$  до точки захвата подвески с кулисной тягой.<sup>1</sup>

Из точек  $C_1, C_2, C_3 \dots$  радиусом, равным длине подвески, делаем засечки, которые дадут точки  $a_1, a_2, a_3 \dots$ .

Соединяя эти точки, получаем две непересекающиеся между собой ветви  $\beta\beta$  и  $\beta'\beta'$ , которые характеризуют геометрическое место равенства отсечек.

Если расположим переводной вал так, что конец его рычага или соединенный с ним верхний конец подвески пройдет через все эти точки  $a_1, a_2, a_3 \dots$  ветвей  $\beta\beta$  и  $\beta'\beta'$ , то получим равенство отсечек при всех наполнениях.

Однако, в виду того, что эти ветви располагаются не по дугам окружности, верхний конец подвески может описывать их только приблизительно, в зависимости от расположения переводного вала. Достижение наибольшего совпадения действительной траектории верхнего конца подвески и указанных ветвей является основной задачей проектирования парораспределения.

---

прямой, проходящей через центр колеса и центр валика крейцкопфа при переднем мертвом положении поршня, точка  $A_{10}$  — на прямой, проходящей также через центр колеса и центр валика крейцкопфа, но при заднем положении поршня; отсюда видно, что  $A_0OA_{10}$  не прямая.  $\triangle A_0OB_0 = \triangle A_{10}OB_{10}$ ;  $A_0O = A_{10}O$ ;  $B_0O = B_{10}O$  и  $A_0B_0 = A_{10}B_{10}$ , тогда  $\angle A_0OB_0 = \angle A_{10}OB_{10}$ , и  $B_0OB_{10}$  — также ломаная линия. Далее  $\triangle D_0OB_0 = \triangle D_{10}OB_{10}$ ;  $B_0O = B_{10}O$ ;  $D_0B_0 = D_{10}B_{10}$ ;  $D_0O$  — общая. Следовательно  $\angle B_0OD_0 = \angle B_{10}OD_{10}$ ; но  $\angle B_0OD_0 + \angle B_{10}OD_{10} \neq 180^\circ$ , так как  $B_0OB_{10}$  не прямая, а отсюда и  $\angle B_0OD_0 = \angle B_{10}OD_{10} \neq 90^\circ$ .

<sup>1</sup> Точка захвата подвески с кулисной тягой может быть расположена впереди кулисы или сзади, смотря по конструктивным соображениям.

При этом следует не упускать из вида игру камня, т. е. перемещение камня вдоль кулисы при различных ее положениях.

Так как кулиса качается относительно неподвижной оси  $J$ , то всякая точка, взятая где-либо на поверхности кулисы, при различных ее положениях будет находиться на равных расстояниях от неподвижной оси  $J$ , т. е. будет совершать путь по дуге, описанной из той же точки  $J$ . Следовательно, чем ближе путь камня будет подходить к этой дуге, тем меньше будет его игра.

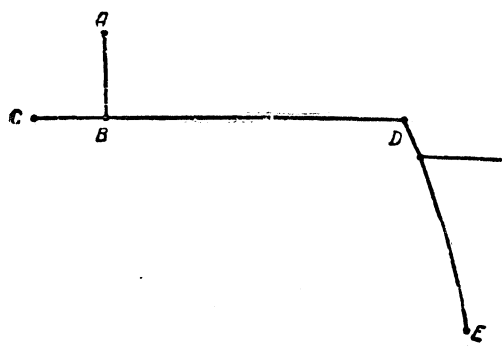
Однако путь камня почти подобен пути точки  $C$  конца подвески, вращающейся на валике рычага переводного вала, кривизна которого при одном из ходов паровоза (переднем или заднем — в зависимости от места расположения переводного вала) не совпадает с кривизной пути наименьшей игры камня (обращена в противоположную сторону). Вследствие этого получается большая игра камня.

Для уменьшения игры камня проводим из точки  $J$  дуги радиусами, равными соответствующей отсечке, и точки пересечения этих дуг с различными положениями кулис соединяем с соответствующими точками маятника. Откладывая на кулисной тяге расстояния до точки захвата с подвеской, получаем пути конца подвески при игре камня, равной нулю. Прodelываем это для каждой отсечки как переднего, так и заднего хода паровоза, после чего подбираем длину подвески и расположение точки ее подвешивания так, чтобы конец этой подвески описывал траекторию, по возможности совпадающую с найденными кривыми.

После этого следует определить при вновь выбранной длине подвески и месте переводного вала ветви геометрического места равенства отсечек и принять наиболее выгодные условия.

Надо заметить, что ветви наименьшей игры камня несколько отходят от ветвей геометрического места равенства отсечек.

В современных мощных паровозах в виду относительного уменьшения размеров кулис приходится допускать значительные удельные давления, что в большей мере отражается на износе камней и кулис. Поэтому приходится стремиться к меньшей игре камня за счет некоторого отступления от соблюдения условия равенства отсечек.



Фиг. 304. Прибор для определения открытия золотниковых окон.

#### ПОСТРОЕНИЕ ЭЛЛИПТИЧЕСКИХ ДИАГРАММ

Когда эпюра окончена, следует определить все фазы парораспределения и построить эллиптические диаграммы, которые характеризуют перемещения золотника от его среднего положения при различных положениях поршня.

Построение эллиптических диаграмм удобно делать при помощи прибора, изображенного на фиг. 304.

Чтобы построить диаграмму какой-либо отсечки, поступают следующим образом. Точку  $A$  закрепляют на конце рычага переводного вала соответствующей отсечки так, чтобы точка  $B$  могла совершать движение по дуге круга, описанного из точки  $A$ . Ставят острие  $C$  на положение

кулисы при соответствующем положении поршня, чтобы острое  $D$  было на линии золотника, а острое  $E$  — на данном положении поршня.

Когда прибор установлен, отмечают точки  $C$  и  $D$ . Прodelывая это для каждого положения поршня, получим ряд точек  $C$  и  $D$ . Точка  $C$  характеризует движение камня в кулисе и игру камня, а точка  $D$  — перемещение золотника от его среднего положения и, следовательно, открытие золотниковых окон.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ЭПЮР

Из изложенного видно, что расположение ветвей геометрического места равенства отсечек при данном положении переводного вала имеет большое значение.

При отсутствии широких возможностей перемещения переводного вала приходится стремиться изменить расположение ветвей геометрического места равенства отсечек путем изменения отдельных элементов парораспределительного механизма.

Во всех вариантах эпюр парораспределительного механизма для паровоза ФД (фиг. 305—319 и табл. 100—110) расстояние от точки подвеса кулисы до переводного вала, длина рычага переводного вала, длина подвески и точка соединения подвески с кулисной тягой — взяты для большей наглядности одинаковыми. Кроме того, для некоторых эпюр даны эллиптические диаграммы и таблицы, характеризующие различные фазы парораспределительного механизма, открытие золотниковых окон и игру камня.

Из вариантов эпюр парораспределительного механизма можно ясно видеть, как влияют на ветви геометрического места равенства отсечек изменения отдельных элементов парораспределительного механизма.

Ветви эпюр с прямым маятником и точкой захвата кулисы с эксцентриковой тягой, отстоящей на 183 мм от вертикали, проходящей через центр кулисы, принимаются как нормальные, и с ними сравниваются все остальные ветви, получаемые вследствие изменения отдельных элементов парораспределения.

Так, оставляя точку захвата кулисы неизменной (183 мм), при изломе маятника получим, что нижняя ветвь (ход паровоза вперед) перемещается в том же направлении, в каком и маятник, а верхняя ветвь (ход паровоза назад) — в обратном, т. е. если верхняя часть маятника смещена назад от своей средней линии, то и ветви геометрического места равенства отсечек переднего хода паровоза смещаются назад, а для заднего хода паровоза — вперед. Смещение это выражается сильнее при малых отсечках.

Оставляя маятник прямым и относя дальше точку захвата кулисы (205 мм) (фиг. 307), т. е., иными словами, уменьшая длину эксцентриковой тяги, получим, что нижняя ветвь (ход паровоза вперед) перемещается вперед, а верхняя ветвь на малых отсечках перемещается назад, при больших же отсечках — вперед, т. е. пересекает нормальную ветвь.

Приближая точку захвата кулисы (160 мм) к кулисе (фиг. 309), мы видим, что нижняя ветвь (ход паровоза вперед) перемещается вперед только на малых отсечках, а верхняя ветвь перемещается назад.

Уменьшая длину кулисной тяги, или, иначе, увеличивая длину эксцентриковой тяги (кулиса переносится вперед) (фиг. 315), мы видим, что нижняя ветвь перемещается вперед только на малых и больших отсечках, оставаясь на месте

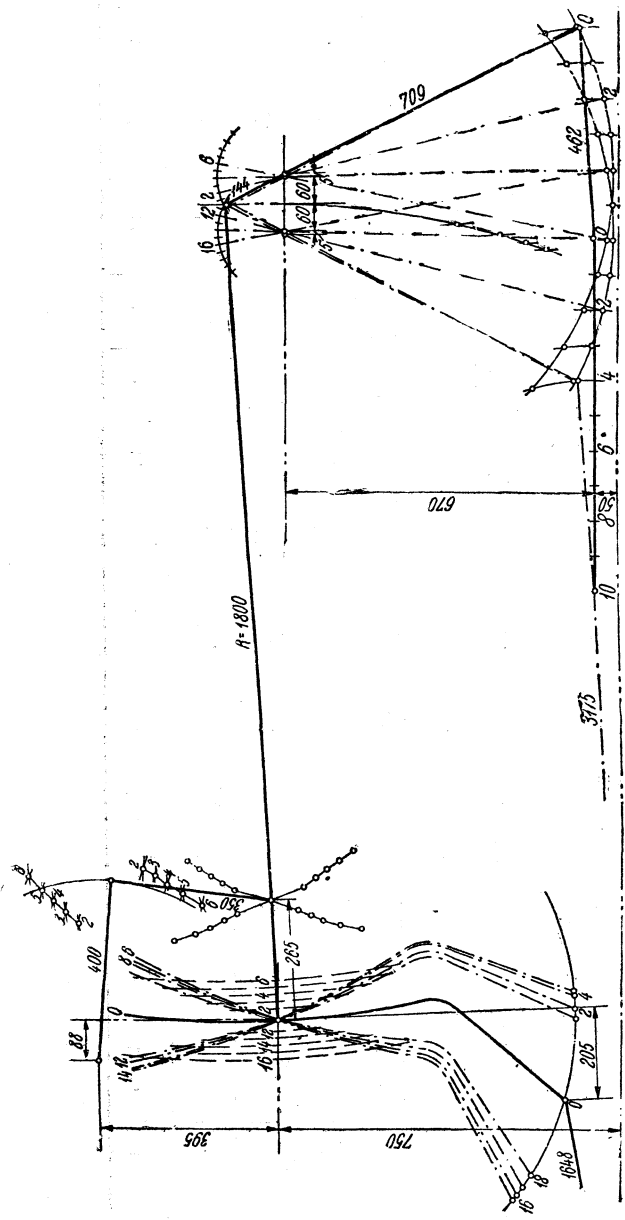


Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 308

Х о д п а р о в о з а в п е р е д																
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм			Сжатие в долях хода поршня и в мм			Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм			Ход золотника в мм	Игра камня в мм
номинальная	средняя действительная	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	О т к р ы т и е о к н а			
													вперед	назад		
0,3 231	227,25	0,305 235	0,285 219,5	15,5	0,75 577,5	0,74 570	7,5	0,26 200	0,25 129,5	5	5	16	13	3	149	14
0,4 308	310	0,4 308	0,405 312	4	0,79 618	0,8 626	8	0,2 154	0,21 162	5	5	21,5	19	2,5	160,5	14
0,5 385	387	0,505 389	0,5 385	4	0,835 643	0,84 647	4	0,16 123	0,165 127	5	5	31,5	25	6,5	176,5	10
0,6 462	464	0,605 466	0,6 462	4	0,875 674	0,875 674	—	0,125 96	0,125 96	5	5	47	34	13	201	14

Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 306

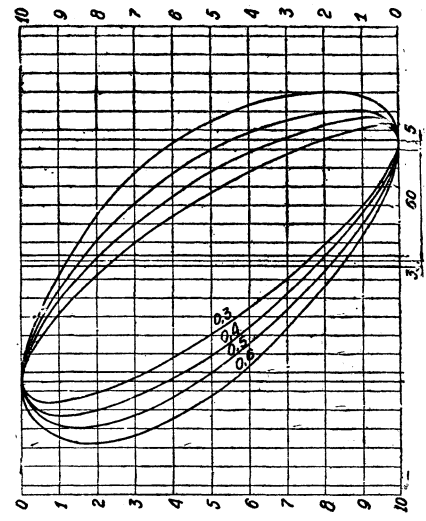
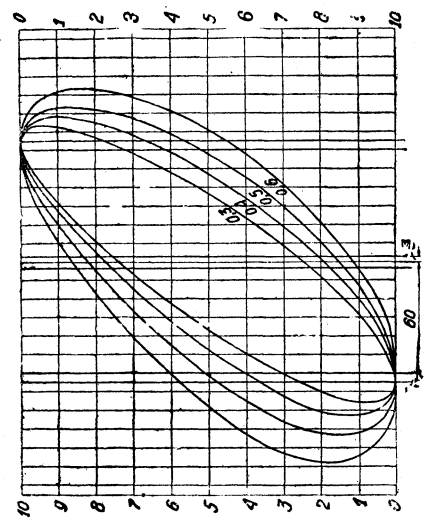
Х о д п а р о в о з а н а з а д																	
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм		Ход золотника в мм	Игра камня в мм
номинальная	средняя действительная	П р и х о д е п о р ш н я						О т к р ы т и е о к н а						в мм	в мм	в мм	
		вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность				
0,3 231	229,5	0,315 243	0,28 216	27	0,76 585	0,78 600	15	0,22 170	0,24 185	5	5	16	12	4	148	19	
0,4 308	304,5	0,415 320	0,375 289	31	0,8 616	0,82 631	15	0,18 139	0,2 154	5	5	22	16,5	5,5	158,5	21,5	
0,5 385	385	0,505 389	0,495 381	8	0,83 639	0,86 662	23	0,14 108	0,17 131	5	5	29	22	7	171	27	
0,6 462	463,75	0,585 450	0,62 477,5	27,5	0,875 674	0,89 685	11	0,11 85	0,125 96	5	5	38	32	6	190	30	



Фиг. 307. Эюра парораспределения. Маятник прямой. Точка захвата кулисы 205 мм.

Ход паровоза вперед  
Передняя крышка

Ход паровоза назад  
Задняя крышка



Фиг. 308. Эллиптическая диаграмма. Маятник прямой. Точка захвата кулисы 205 мм.

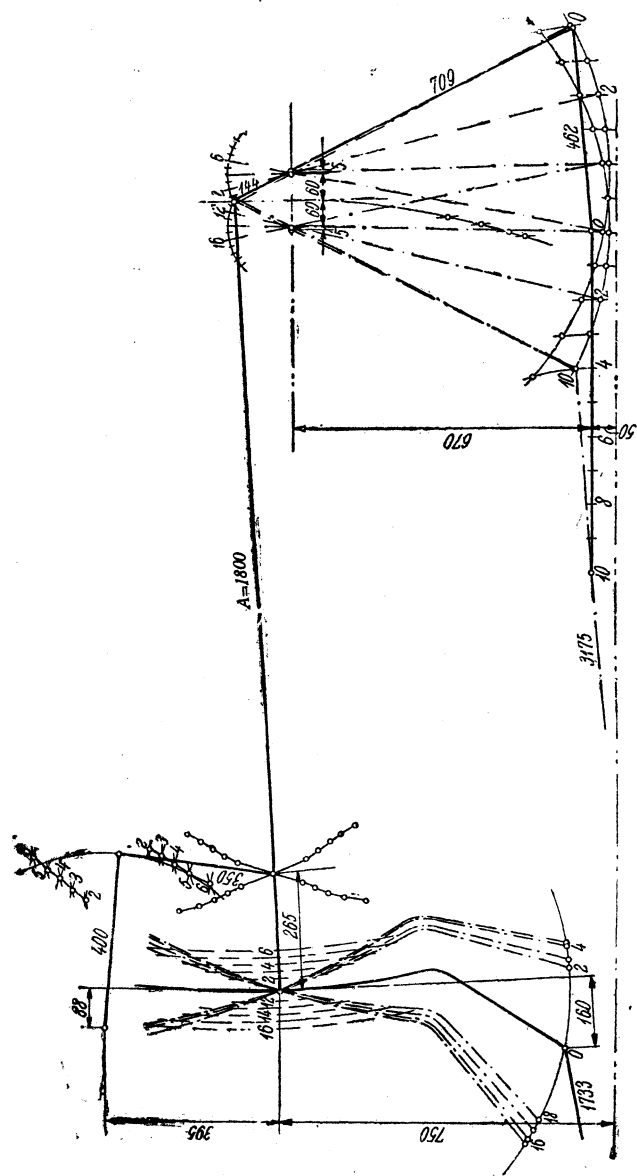


Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 308

Х о д п а р о в о з а в п е р е д																			
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм			Ход золотника в мм	Игра камня в мм	
				П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я			Открытие окна в мм				
															раз-ность				
номи-нальная	средняя действительная	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	впе-ред	назад	вперед заднего	назад передн.	раз-ность				
0,3 231	225,25	0,3 231	0,285 219,5	11,5	0,75 577,5	0,77 593	15,5	0,23 117	0,25 192,5	15,5	5	6	16	13,5	2,5	149,5	14,5		
0,4 308	306	0,4 308	0,395 304	4	0,785 604	0,825 634	30	0,175 135	0,215 166	31	5	5	22	18	4	160	15,5		
0,5 386	381,5	0,5 385	0,49 378	7	0,83 639	0,865 666	27	0,135 104	0,17 131	27	5	5	33	23,5	9,5	176,5	11		
0,6 462	458	0,6 462	0,59 454	12	0,875 674	0,9 693	19	0,1 77	0,125 96	17	5	5	48	33	15	201	12		

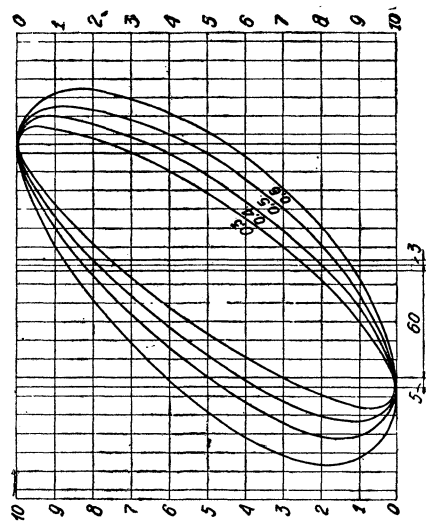
Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 308

Х о д п а р о в о з а н а з а д																		
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм			Ход золотника в мм	Игра камня в мм
				П р и х о д е п о р ш н я														
				вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед					
0,3 231	229	0,325 250	0,27 208	42	0,77 593	0,78 600	7	0,22 170	0,23 177	7	5	5	5	16	12,5	3,5	148,5	20
0,4 308	310	0,425 327	0,38 293	34	0,8 616	0,825 635	19	0,175 135	0,2 154	19	5	5	5	23	17	6	160	24
0,5 385	385	0,5 385	0,5 385	0	0,83 639	0,86 662	23	0,14 108	0,17 131	23	5	5	5	29	20	9	169	30
0,6 462	464,5	0,58 447	0,625 482	35	0,86 662	0,89 685	23	0,11 85	0,14 108	23	5	5	5	38	31,5	6,5	189,5	30



Фиг. 309. Эпюра парораспределения. Маятник прямой. Точка захвата кулисы 160 мм.

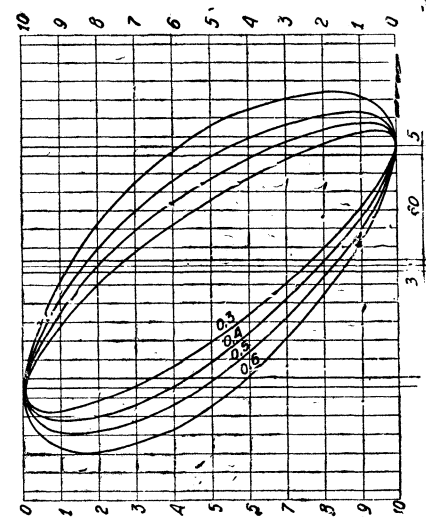
Ход паровоза вперед  
Передняя крышка



Задняя крышка

Фиг. 310. Эллиптическая диаграмма. Маятник прямой. Точка захвата кулисы 160 мм.

Ход паровоза назад  
Задняя крышка



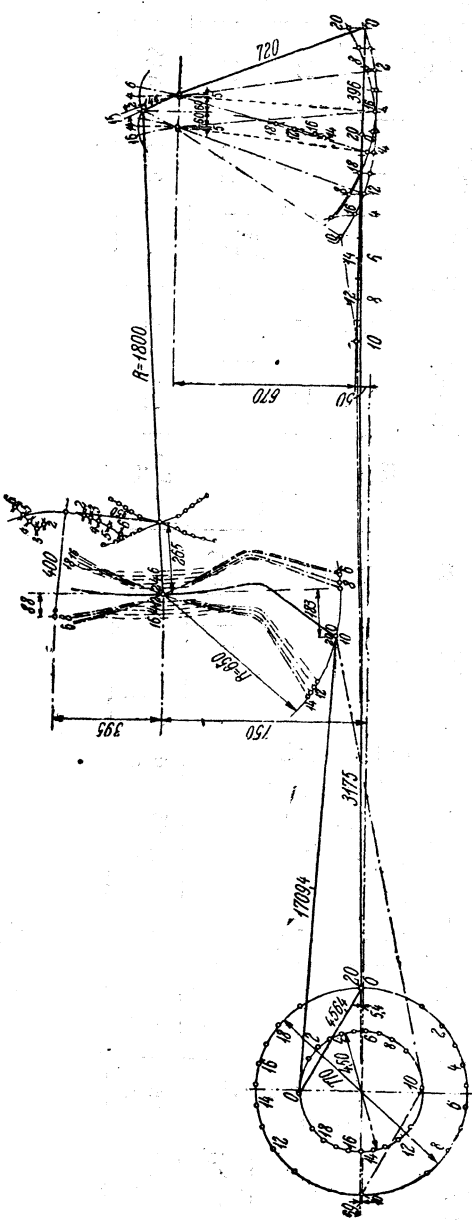
Передняя крышка

Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 310

Х о д п а р о в о з а в п е р е д													
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм	
				вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	вперед	назад
номинальная	средняя действительная	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность
0,3 231	215,75	0,25 192,5	0,31 239	46,5	0,75 577,5	0,775 597	19,5	0,225 173	0,25 192,5	19,5	5	5	3
0,4 308	296,5	0,37 285	0,4 308	23	0,8 616	0,815 627,5	11,5	0,185 142,5	0,2 154	11,5	5	5	3
0,5 385	373,5	0,47 362	0,5 385	23	0,835 643	0,855 658	15	0,145 112	0,165 137	15	5	5	7,5
0,6 462	453,5	0,585 450	0,595 457	7	0,875 674	0,885 681,5	7,5	0,115 88,5	0,125 96	7,5	5	5	11,5
												Ход золотника в мм	Игра камня в мм

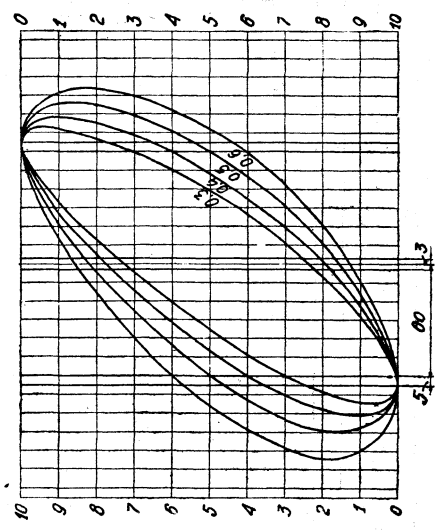
Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 310

Х о д п а р о в о з а н а з а д													
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм	
				вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	вперед	назад
номинальная	средняя действительная	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность	вперед	назад	раз-ность
0,3 231	239	0,34 262	0,28 216	46	0,77 593	0,77 593	0	0,23 177	0,23 177	0	5	5	5
0,4 308	316	0,44 339	0,38 293	46	0,8 616	0,82 631	15	0,18 139	0,2 154	15	5	5	5
0,5 385	387	0,515 397	0,49 377	20	0,84 647	0,85 654,5	7,5	0,15 115,5	0,16 123	7,5	5	5	6,5
0,6 462	469,5	0,6 462	0,62 477	15	0,865 666	0,885 681,2	15,5	0,115 88,5	0,135 104	15,5	5	5	6
												Ход золотника в мм	Игра камня в мм



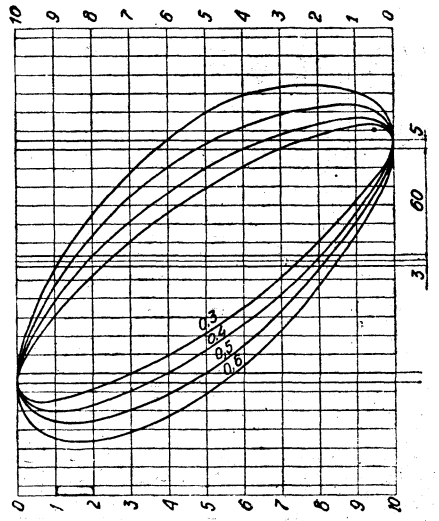
Фиг. 311. Юлора парораспределения. Маятник имеет излом назад на 15 мм. Тока захвата кулисы 183 мм.  
(Вариант, принятый к осуществлению на первых двух паровозах ФД.)

Ход паровоза вперед  
Передняя крышка



Задняя крышка

Ход паровоза назад  
Задняя крышка



Передняя крышка

Фиг. 312. Эллиптическая диаграмма. Маятник имеет излом назад на 15 мм. Тока захвата кулисы 183 мм.  
(Вариант принятый к осуществлению на первых двух паровозах ФД.)

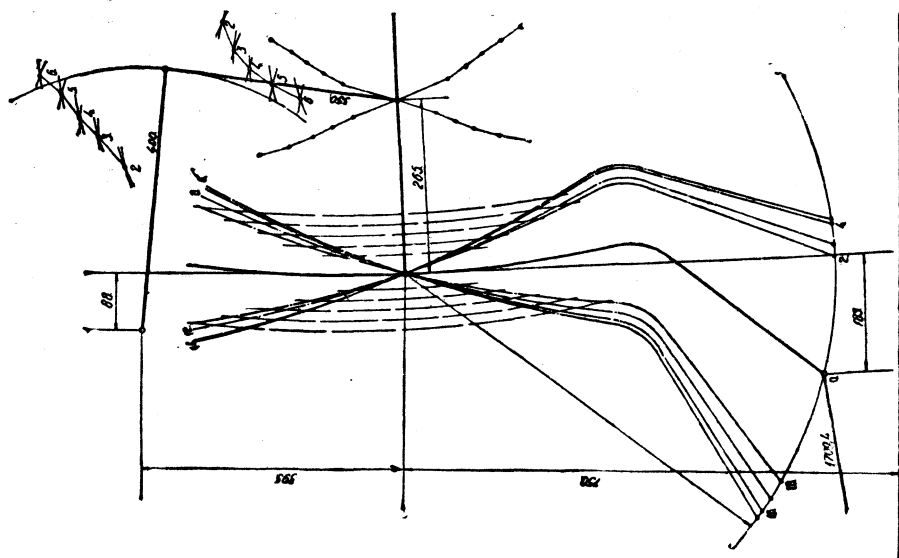
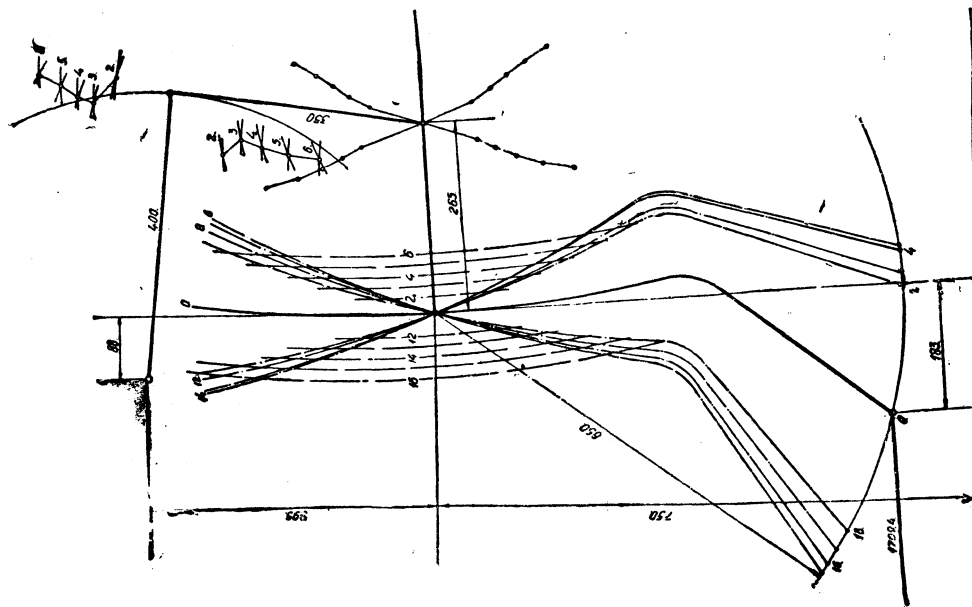
Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 312

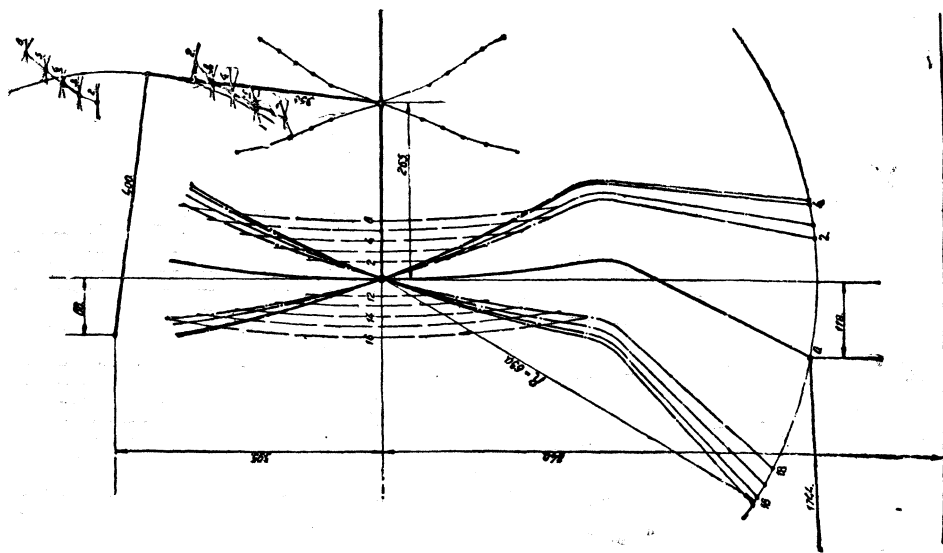
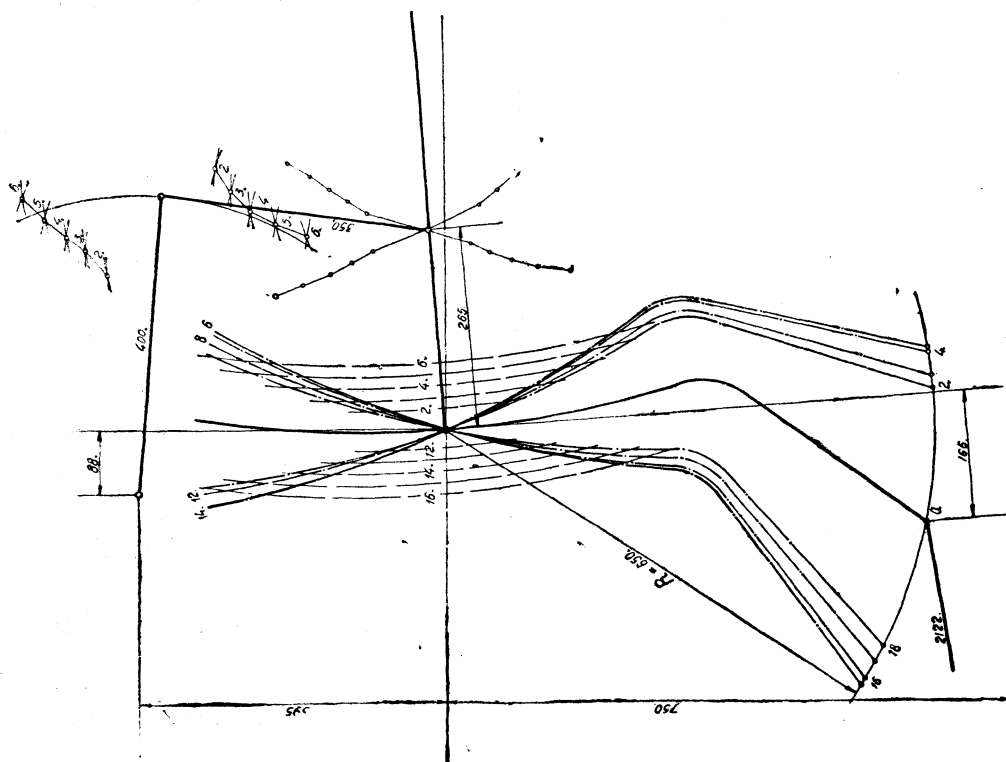
Х о д п а р о в о з а в п е р е д																		
Отсечка в долях хода поршня и в мм				Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм		Ход золотника в мм	Игра камня в мм	
номинальная		средняя действительная		П р и х о д е п о р ш н я												разность		Игра
				вперед		назад		разность		вперед		назад		разность				
0,3 231	231	0,3 231	0,3 231	0	0,745 574	0,785 604	30	0,215 166	0,255 196	30	5	5	14	13	1	147	13,5	
0,4 308	308	0,4 308	0,4 308	0	0,79 608	0,82 632	24	0,18 138	0,21 162	24	5	5	21	18	3	159	12	
0,5 385	385	0,5 385	0,5 385	0	0,83 639	0,86 662	23	0,14 108	0,17 131	23	5	5	30	26	4	176	4	
0,6 462	462	0,6 462	0,6 462	0	0,87 670	0,895 689	19	0,105 81	0,13 100	19	5	5	44	34	10	198	14	

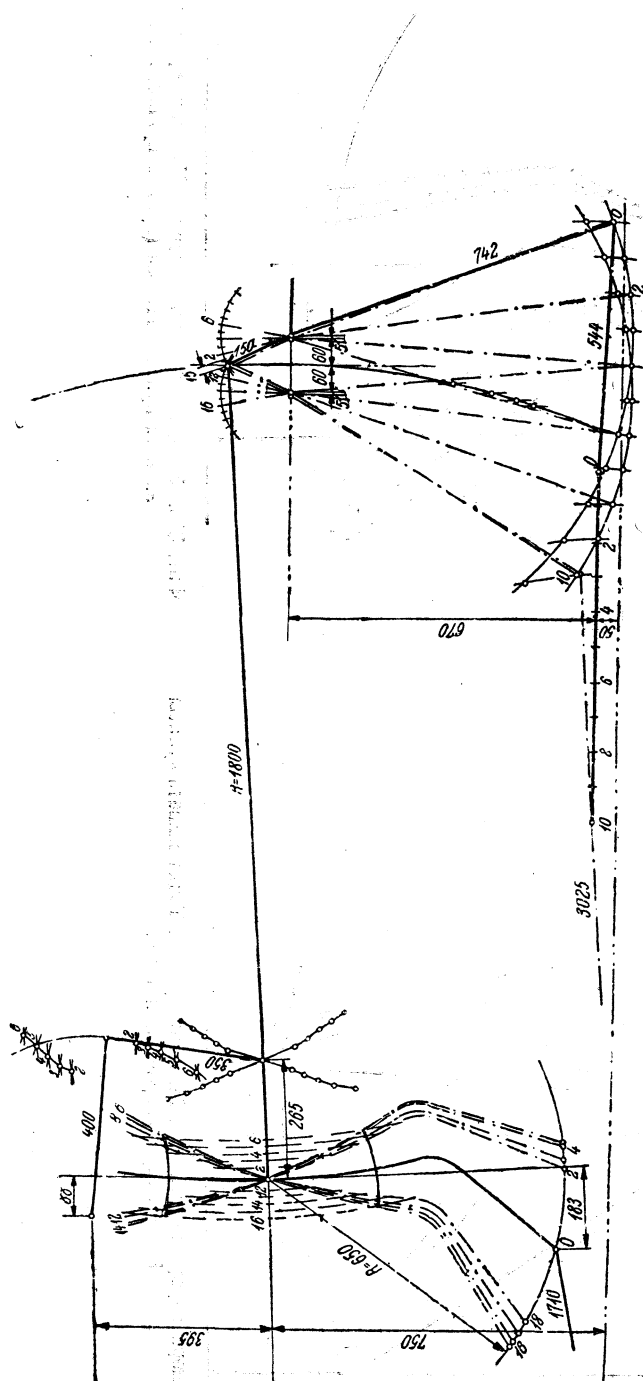
ТАБЛИЦА 107

Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 312

Х о д п а р о в о з а н а з а д																		
Отсечка в долях хода поршня и в мм					Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм			Сжатие в долях хода поршня и в мм			Предварение впуска в мм			Открытие окна в мм		Ход золотника в мм	Игра камня в мм	
номинальная	средняя действительная	П р и х о д е п о р ш н я			вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад			разность
		вперед	назад	разность														
0,3 231	231	0,3 231	0,3 231	0	0,765 589	0,78 600	11	0,22 170	0,235 181	11	5	5	15	13,5	1,5	148,5	20	
0,4 308	308	0,4 308	0,4 308	0	0,805 620	0,83 639	19	0,17 131	0,195 150	19	5	5	20	17	3	157	24	
0,5 385	394,5	0,5 385	0,525 404	19	0,83 639	0,875 674	35	0,125 96	0,17 131	35	5	5	26	24	2	170	28	
0,6 462	466	0,575 442,5	0,635 489,5	47	0,86 662	0,895 689	27	0,105 81	0,14 108	27	5	5	36	34,5	1,5	190,5	30	

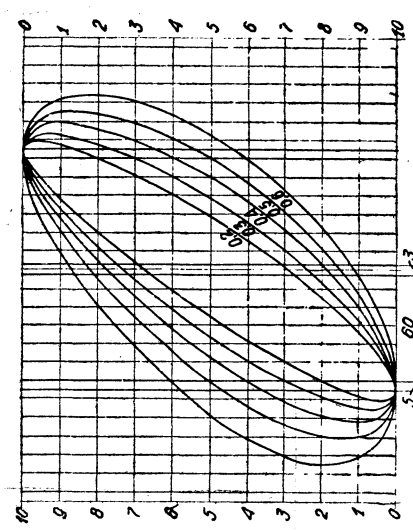






Фиг. 317. Эюра парораспределения. Маятник имеет излом назад на 15 мм. Точка захвата кулисы 183 мм (принято для второго заказа паровозов ФД).

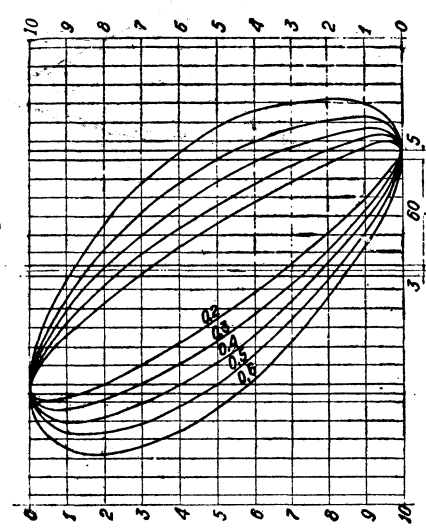
Ход паровоза вперед  
Передняя крышка



Задняя крышка

Фиг. 318. Эллиптическая диаграмма. Маятник имеет излом назад на 15 мм, точка захвата кулисы 183 мм.

Ход паровоза назад  
Задняя крышка



Передняя крышка



Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 318

Х о д п а р о в о з а в п е р е д															
Отсечка в долях хода поршня и в мм		Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм			
		П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я		П р и х о д е п о р ш н я			
номинальная	средняя действительная	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	вперед	назад	разность	Ход золотника в мм
0,2 154	154	0,2 154	0,2 154	0	0,69 531	0,725 558	27	0,275 212	0,31 239	27	5	10	10	0	140
0,3 231	231	0,3 231	0,3 231	0	0,745 574	0,785 604	30	0,215 166	0,255 196	30	5	15,5	14	1,5	149,5
0,4 308	308	0,4 308	0,4 308	0	0,79 608	0,825 635	27	0,176 135	0,21 162	27	5	21,5	19,5	2	161
0,5 385	385	0,5 385	0,5 385	0	0,83 639	0,865 666	27	0,135 104	0,17 131	27	5	30	25,5	4,5	175,5
0,6 462	462	0,6 462	0,6 462	0	0,875 674	0,895 689	15	0,105 81	0,125 96	15	5	44,5	34	10,5	198,5

Характеристика эллиптической диаграммы фиг. 318

Х о д п а р о в о з а в п е р е д															
Отсечка в долях хода поршня и в мм		Предварение выпуска в долях хода поршня и в мм				Сжатие в долях хода поршня и в мм				Предварение впуска в мм		Открытие окна в мм			
		П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я				П р и х о д е п о р ш н я		П р и х о д е п о р ш н я			
Номинальная	Средняя действительная	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	назад	разность	вперед	вперед	назад	разность	Ход золотника в мм
0,2 154	148	0,2 154	0,185 142	12	0,695 535	0,71 546,5	11,5	0,29 223,5	0,305 235	11,5	5	10	9,5	0,5	139,5
0,3 231	221,5	0,3 231	0,275 212	19	0,755 581,5	0,77 593	11,5	0,23 177	0,255 188,5	11,5	5	14,5	13	1,5	147,5
0,4 308	304	0,405 312	0,385 296	16	0,795 612	0,82 631	19	0,18 139	0,205 158	19	5	20,5	17,5	3	158
0,5 385	385	0,5 385	0,5 385	—	0,83 635	0,855 658	19	0,145 112	0,17 131	19	5	26,5	23	3,5	169,5
0,6 462	467,5	0,59 454	0,625 481	27	0,86 662	0,89 685	23	0,11 85	0,14 108	23	5	37	33	4	190

на средних отсечках (ветвь принимает большую кривизну), а верхняя ветвь перемещается назад.

Постановка кулисы выше (фиг. 316) перемещает как верхнюю, так и нижнюю ветви — вперед.

При положении переводного вала сзади от точки захвата подвески с кулисной тягой достигается большая близость к равенству отсечек для переднего хода паровоза, чем при положении переводного вала впереди данной точки.

Изменение места переводного вала, а также изменение длины рычага и подвески может улучшить результат.

ТАБЛИЦА 110

Сводная таблица основных размеров исследуемых вариантов парораспределительного механизма

Номер варианта	Длина конца маятника		Характеристика маятника	Точка захвата кулисы мм <sup>1</sup>	Расстояние от оси колесоточки подвеса кулисы мм	Длина кулисной тяги или радиус кулис мм	Длина эксцентриковой тяги мм	Длина контр-кривошипа мм	Длина ведущего дышла мм	Длина маятникового поводка мм
	верхний мм	нижний мм								
I	144	709	Прямой . . . . .	183	750	1800	1709,4	456,4	3175	462
II	144	709	Прямой . . . . .	205	750	1800	1648	457	3175	462
III	144	709	Прямой . . . . .	160	750	1800	1733	456	3175	462
IV	144	720	Излом назад на 15 мм . . . .	183	750	1800	1709,4	456,4	3175	396
V	144	736	Излом назад на 30 мм . . . .	183	750	1800	1709,4	456,4	3175	332
VI	144	704	Излом вперед на 15 мм . . .	183	750	1800	1709,4	456,4	3175	528
VII	144	709	Прямой . . . . .	166	750	1400	2122	454	3175	462
VIII	144	709	Прямой . . . . .	118	840	1800	1744	465	3175	462
IX	150	742	Излом назад на 15 мм . . . .	183	750	1800	1710	456	3025	544

#### ХАРАКТЕРИСТИКА ВЫБРАННЫХ ЭПЮР

Из приведенных вариантов эпюр парораспределительного механизма приняты, как давшие лучшие показатели открытия золотниковых окон и игры камня:

четвертый вариант (фиг. 311) — для постройки первых двух паровозов;

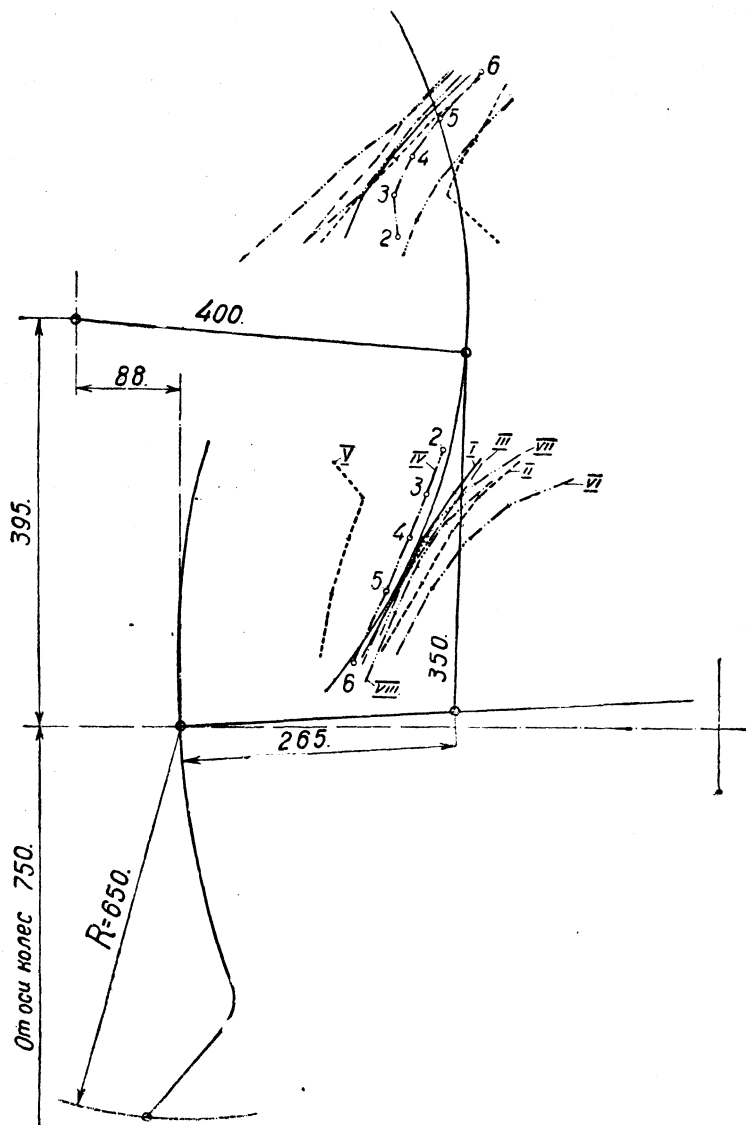
девятый вариант (фиг. 317) — для постройки паровозов по второму заказу.

Как было уже указано, поднять переводный вал выше оказалось невозможным. Поэтому длину подвески кулисной тяги пришлось принять равной 350 мм, что дало возможность рычагу переводного вала отклоняться от своего среднего положения одинаково как для переднего, так и для заднего хода паровоза. Точка захвата подвески с кулисной тягой взята на расстоянии 265 мм от кулисы.

Уменьшение данного размера, хотя это и облегчило бы перевод камня по кулисе, не представлялось возможным, в виду близкого подхода верхнего конца подвески к кулисе. Расстояние от точки подвеса кулисы до нижнего валика, при помощи которого кулиса соединяется с эксцентриковой тягой, при-

<sup>1</sup> Точка захвата кулисы определена по способу проф. Н. И. Карташова (см. „Курс паровозов“, ч. III, 1932, стр. 146).

нято равным 650 мм; это позволило разместить рабочую часть кулисы, а также сделало валик доступным для разборки (при том положении ведущего дышла, когда кривошип находится ниже оси колеса).



Фиг. 319. Совмещенные ветви геометрического места равенства отсечек проделанных вариантов.

Маятниковый поводок присоединен непосредственно к валику крейцкопфа; длина его — 396 мм. При уменьшении длины ведущего дышла для паровозов ФД второго заказа длина тяги была доведена до 544 мм.

### КОНСТРУКЦИЯ ДЕТАЛЕЙ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА

#### КУЛИСНАЯ ТЯГА

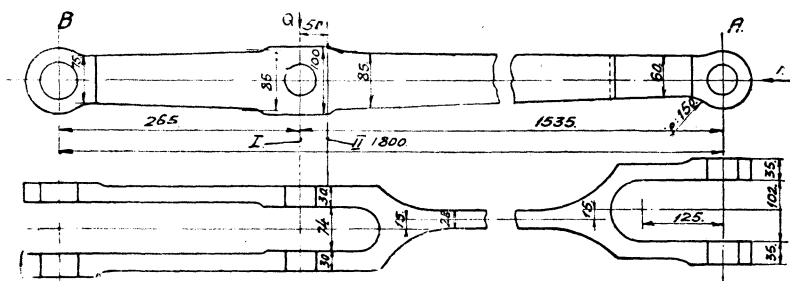
Кулисная тяга (фиг. 320) изготовлена из Ст5. В средней своей части она имеет прямоугольное сечение, а на концах вилку. На конце кулисной тяги — пе-



золотника и других деталей, достигают в нашем случае весьма большой величины.

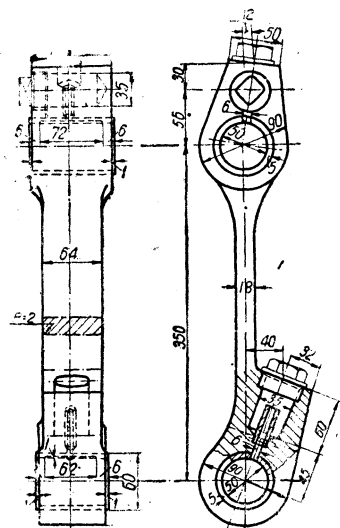
### ПОДВЕСКА КУЛИСНОЙ ТЯГИ

Подвеска кулисной тяги (фиг. 322), изготовленная из Ст5, соединяется с рычагом переводного вала и кулисной тягой посредством конусных роликов.

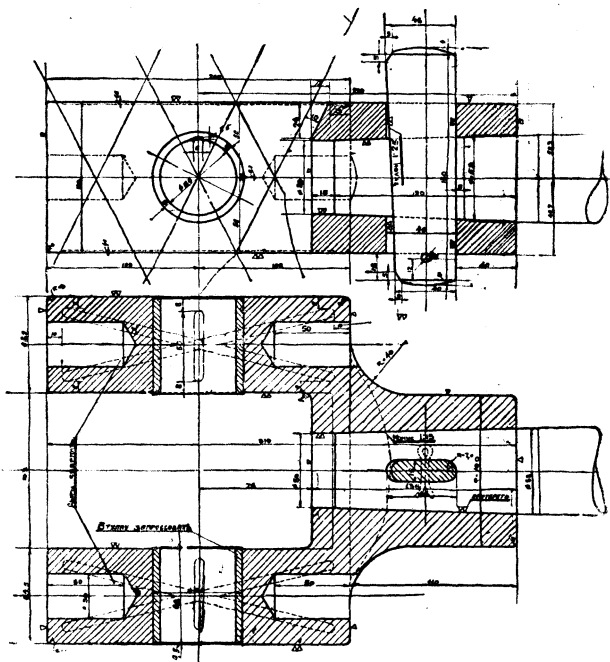


Фиг. 321. Кулисная тяга (к расчету).

В верхней своей части она утолщена для образования масленки и несколько сбита вперед вследствие близкого подхода кулисы. Масленка для смазки ролика, соединяющегося с кулисной тягой, осуществлена в нижней части. Обе масленки имеют трубки для фитильной смазки. Запрессованные цементированные втулки, изготовленные из Ст2, при износе могут быть заменены новыми.



Фиг. 322. Подвеска кулисной тяги.



Фиг. 323. Кулачок золотниковой скалки.

### КУЛАЧОК ЗОЛОТНИКОВОЙ СКАЛКИ

Кулачок золотниковой скалки (фиг. 323) изготовлен из Ст5. Клиновое конусное соединение с золотниковой скалкой дает большую плотность и, кроме того, будучи однажды отрегулировано на заводе, делает невозможной неправильную установку золотника на железной дороге.

При смятии и износе конусной поверхности положение золотника регулируется подкладыванием шайб между буртом на скалке и золотником.

В виду того, что золотник не имеет контр-штока и ложится на золотниковую втулку своими опорными поверхностями, конусная дыра кулачка сбита по отношению к своему центру на 0,3 мм. Кулачок золотниковой скалки движется

на задней золотниковой крышке в специальных направляющих, на которых поставлены масленки для смазки его трущихся поверхностей.

Так как направляющие золотникового кулачка расположены с двух сторон от вертикальной оси золотника, то оказалось возможным изготовить маятник без вилки, а кулачок сделать доступным для осмотра и ремонта. На паровозе серии Э направляющие расположены в плоскости, совпадающей с вертикальной осью золотника, и золотниковый кулачок помещен внутри маятника, т. е. маятник изготовлен в виде вилки. Такая конструкция усложняет изготовление маятника и делает затруднительным доступ к золотниковому кулачку.

#### МАЯТНИК

Маятник (фиг. 324) изготовлен из Ст5. В верхней своей части он сбит на 15 мм назад, что, как выше было указано, дало лучшие результаты в отношении равенства отсечек и открытия окон.

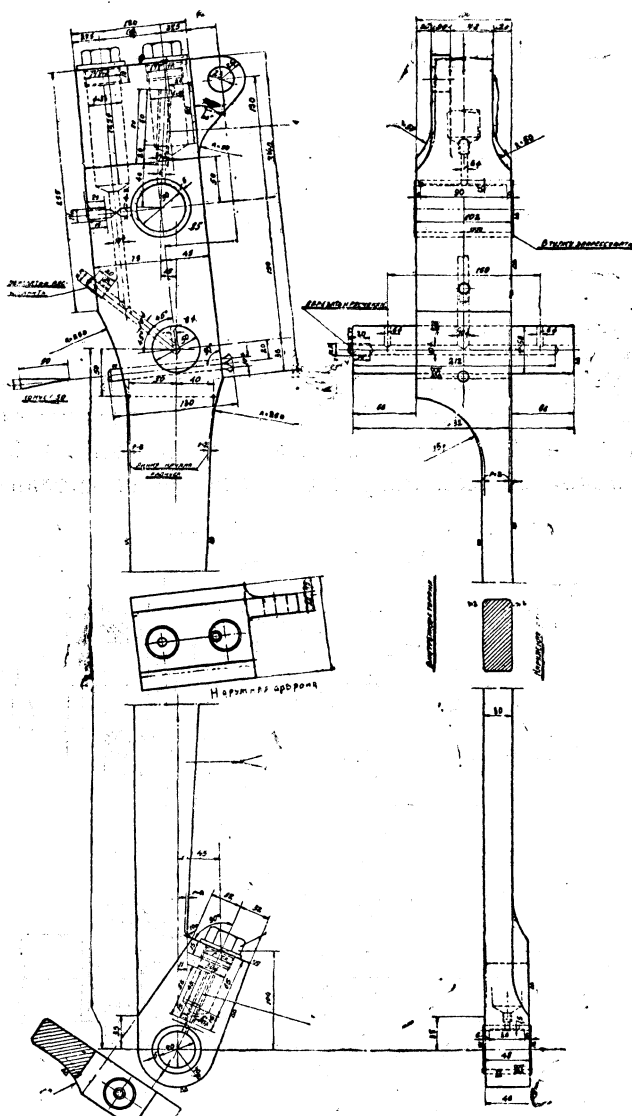
В маятнике образовано ушко для механизма привода к смазочному прессу Фридмана. Кроме

того, в нем имеются отдельные масленки, из которых одна смазывает конический валик кулисной тяги, а другая — цилиндрический валик золотникового кулачка.

Для уменьшения удельного давления валика кулисной тяги пришлось придать маятнику большую толщину.

#### МАЯТНИКОВЫЙ ПОВОДОК

Маятниковый поводок (фиг. 325) изготовлен из Ст5. Одним своим концом он соединяется непосредственно с валиком крейцкофа, а другим — с маятни-



Фиг. 324. Маятник.

ком посредством цилиндрического валика. Для паровозов ФД второго заказа с удлинением поршневой скалки была удлинена и тяга от поводка, вследствие чего оказалось возможным заменить в маятнике цилиндрический валик коническим

## КУЛИСА

Кулиса (фиг. 326) изготовлена из Ст2 и зацементирована. В целях более свободного осмотра и смазки кулисного камня она сделана открытой. Для уменьшения удельных давлений пришлось придать кулисе большую толщину. Смазка камня кулисы осуществлена от смазочного пресса так, что масло поступает в канал цапфы кулисы; через каналы в теле кулисы и специально проведенную трубу масло поступает непосредственно на поверхность кулисы, соприкасающуюся с камнем.

В виду затруднительности изготовления канала для смазки в валике эксцентриковой тяги, для паровозов ФД второго заказа кулису пришлось изменить, осуществив масленку над валиком эксцентриковой тяги (фиг. 327).

## КАМЕНЬ КУЛИСНОЙ ТЯГИ

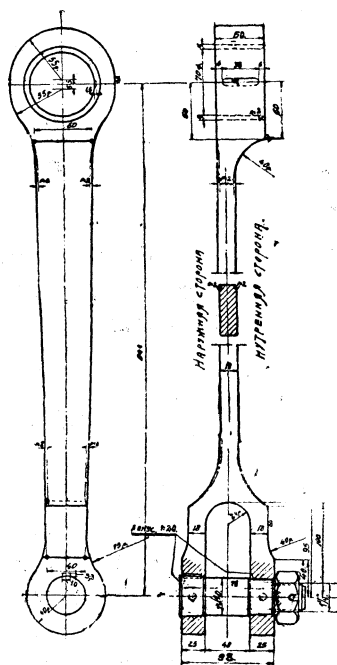
Камень кулисной тяги (фиг. 328) изготовлен из Ст2 и зацементирован. Для большей обеспеченности смазывания его в верхней его части имеется своя масленка. Во избежание заклинивания камня в кулисе при перекосе — между камнем и кулисой оставлен зазор от 0,2 до 0,25 мм.

## ЭКСЦЕНТРИКОВАЯ ТЯГА

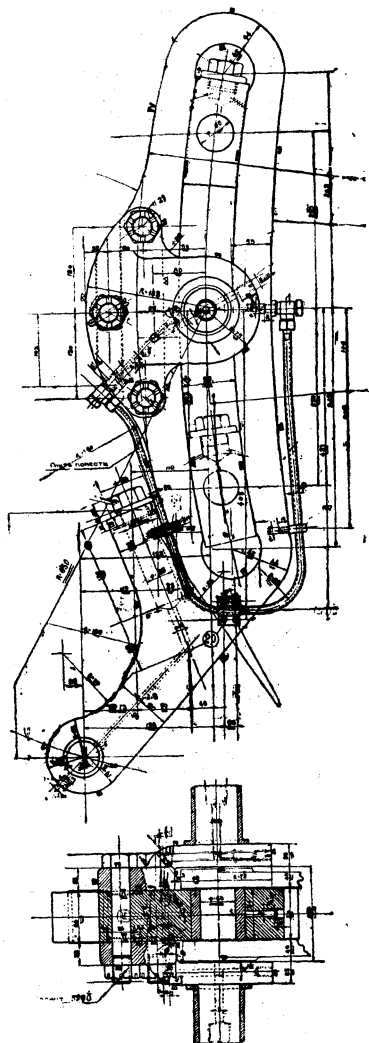
Эксцентриковая тяга (фиг. 329) изготовлена из Ст5пов. В средней своей

части она имеет прямоугольное сечение. В виду того, что передняя и задняя головки расположены не на одинаковом расстоянии от середины паровоза, в плане эксцентриковая тяга имеет сбивку. Головка тяги — круглая с запрессованной втулкой из специальной бронзы.

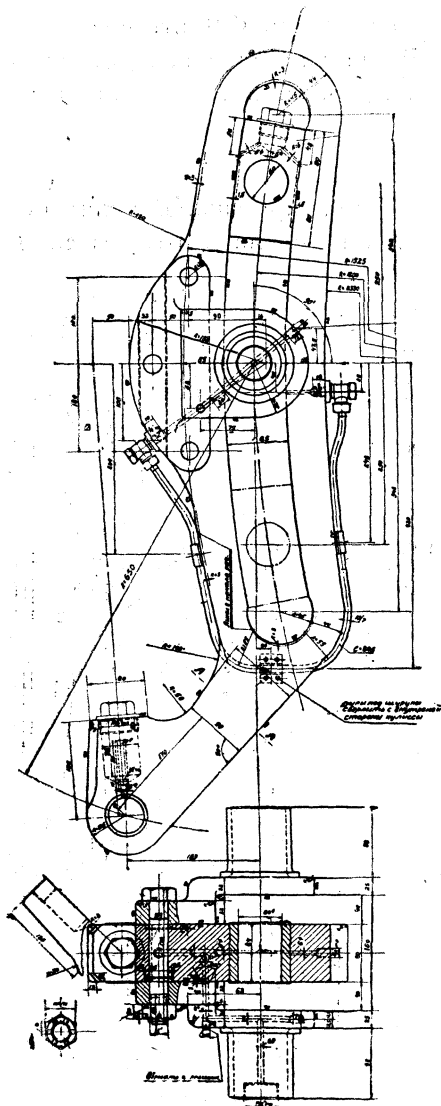
Химический состав бронзы для этих втулок принят тот же, что и для плавающих втулок ведущего и сцепных дышел.



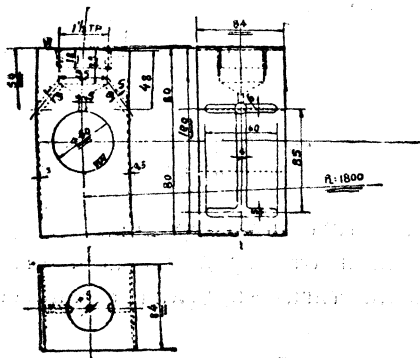
Фиг. 325. Маятниковый поводок.



Фиг. 326. Кулиса первого паровоза.



Фиг. 327. Кулиса паровозов ФД второго заказа.



Фиг. 328. Камень кулисной тяги.

**Расчет эксцентриковой тяги.** Суммарное напряжение в тяге складывается из:

- 1) напряжения от растяжения и сжатия силой 320 кг;
- 2) напряжений от изгиба в вертикальной плоскости от сил инерции;
- 3) напряжений на изгиб от продольной эксцентрично приложенной силы в 320 кг.

Предполагаем распределение сил инерции по треугольнику.

При скорости паровоза в 60 км/час число оборотов движущих колес равно 212; при этом скорость пальца контр-кривошипа:

$$v = \frac{212 \cdot 0,4564 \cdot 3,14}{60} = 5,07 \text{ м/сек.}$$

Ускорение:

$$j = \frac{v^2}{r} = \frac{5,07^2 \cdot 2}{0,4564} = 112 \text{ м/сек}^2.$$

Сила инерции, отнесенная к 1 см, при весе тяги, равном 38,7 кг, и длине тяги в 1709 мм:

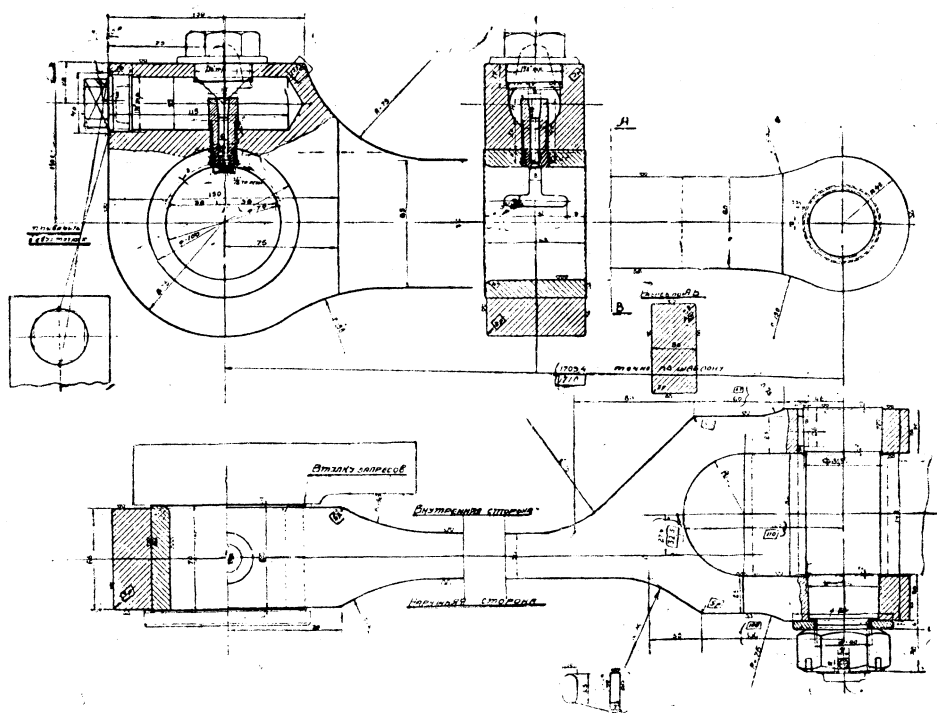
$$mj = \frac{38,7 \cdot 112}{9,81 \cdot 170,9} = 2,6 \text{ кг.}$$

Определяем напряжение в трех сечениях: 1) у кулисной вилки на 170 мм от точки захвата; 2) у пальца контр-кривошипа на 160 мм от него; 3) на расстоянии 985 мм от точки захвата кулисы (в точке, соответствующей максимальному моменту).

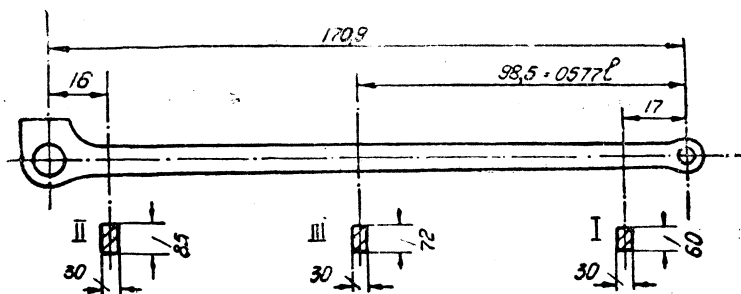
$$x = \frac{l}{\sqrt{3}} = \frac{1709}{\sqrt{3}} = 985 \text{ мм.}$$

Результаты расчета сведены в таблице 112.





Фиг. 329. Эксцентриковая тяга.



Фиг. 330. Эксцентриковая тяга (к расчету).

Напряжения в эксцентриковой тяге

ТАБЛИЦА 112

Сечение	Напряжен. от растяж. $k_z$ кг/см <sup>2</sup>	Изгибающ. момент от сил инерции $M_b$ кгсм	Момент со- противления $W$ см <sup>3</sup>	Напряж. на изгиб от сил инерции $k_{bx}$ кг/см <sup>2</sup>	Напряж. на изгиб от эк- сцентрично прилож. прод. силы $k_{by}$ кг/см <sup>2</sup>	Сложное напряжение $k_{сумм}$
I. ....	17,7	1250	18	70	44,4	132,1
II. ....	12,7	2050	36	57	20,2	79,9
III. ....	14,8	4750	35,9	132	30,8	177,6

### ПЕРЕВОДНЫЙ ВАЛ

Переводный вал (фиг. 331) изготовлен из Ст5 и для облегчения сделан сверленным. Своими концами переводный вал лежит в подшипниках, помещенных на балочках кулисы.

### Расчет переводного вала

Диаметр вала  $D = 120$  мм.

Диаметр отверстия в вале  $d = 50$  мм.

Плечо рычага  $l = 400$  мм.

Сила, действующая на рычаг  $P = 500$  кг.

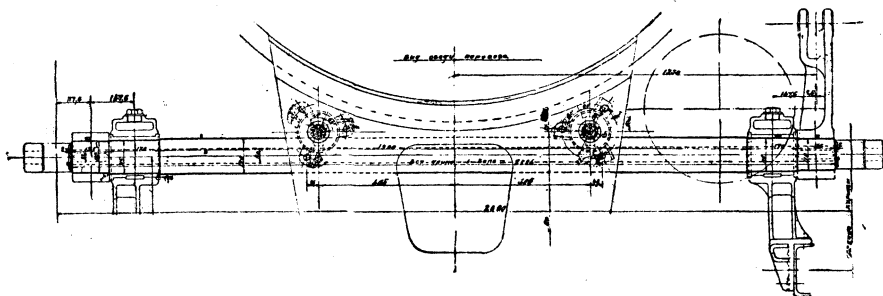
Максимальный угол закручивания:

Длина вала  $L = 2480$  мм.

$$\varphi = \frac{500 \cdot 400 \cdot 248}{\frac{3,14}{3} (12^4 - 5^4) 800\,000} = 0,00297 = 0,17^\circ.$$

Это дает на конце рычага:

$$f = 0,00297 \cdot 400 = 1,2 \text{ мм.}$$



Фиг. 331. Переводной вал.

При силе в 500 кг, действующей на плече 147 мм (до середины подшипника):

$$M_b = 500 \cdot 14,7 = 735 \text{ кгсм;}$$

$$M_t = 500 \cdot 40 = 20\,000 \text{ кгсм.}$$

Напряжение:

$$k_{\text{сумм}} = \frac{0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + M_t^2}}{\frac{\pi}{32} \frac{D^4 - d^4}{D}} = 100 \text{ кг/см}^2.$$

### РЫЧАГИ ПЕРЕВОДНОГО ВАЛА

Рычаги переводного вала (фиг. 332) изготовлены из ЛСт1. В виду того, что кулиса при различных ее положениях близко подходит к верхней головке подвески кулисной тяги, концы этих рычагов специально изогнуты и в их развилке помещаются верхние концы подвесок. Благодаря такому устройству концов рычагов валики удалось поставить меньших диаметров, и они, имея по две опорных поверхности, получили более устойчивое закрепление.

### КОНУСНЫЕ ВАЛИКИ

Во всех шарнирах парораспределительного механизма поставлены конусные валики с конусностью 1:20 (фиг. 333). Они изготовлены так, что конус одной части является продолжением конуса другой части, и это дает возможность развертывать дыры для обеих частей одной разверткой.

Удельные давления на валиках в парораспределительных механизмах<sup>1</sup>

	0—5—0 ЭУ		1—3—1 СУ		1—5—0 Е <sup>1</sup>		1—5—1 ФД	
	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Размер ра- боч. поверхн. диаметр × × длина мм	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Размер ра- боч. поверхн. диаметр × × длина мм	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Размер ра- боч. поверхн. диаметр × × длина мм	Удельное давление кг/см <sup>2</sup>	Размер ра- боч. поверхн. диаметр × × длина мм
Камень	6,98	56×110	8,1	60×106	6,75	63,5×114,3	6,3	82×160
Валик камня	21,75	43×23×2	25	43×24×2	25,25	38,2×25×2	19,2	60×35×2
	17,5	43×57	18,7	43×64	20,2	38,2×63,5	16	60×84
Цапфы кулис	4,4	66×57×2	3,0	63×77×2	3,65	63,5×66,7×2	3,5	90×90×2
Верхний валик маятника	20,7	40×26×2	20,8	40×30×2	25,9	38,2×50,8	24,6	50×35×2
	15,8	40×34×2	19,5	40×32×2	15,2	38,2×44,4×2	17,2	50×100
Средний валик маятника	25,5	40×25×2	22,25	40×32×2	14,7	38,2×101,6	20,6	50×100
	15,55	40×82	—	—	10,2	38,2×73×2	16,1	50×64×2
Нижний валик маятника	5,7	36×44	7,8	30×30	4,45	32×50,8	8,9	40×48
	7,8	36×16×2	9,0	30×13×2	5,9	32×19×2	8,5	40×25×2
Валик в соедине- нии кулисной тяги и подвески	5,8	40×58	5,5	40×96	9,7	38,2×63,5	10,4	50×74
	9,4	40×18×2	10,1	40×26×2	12,1	38,2×25,4×2	12,8	50×30×2
Валик в соедине- нии подвески и рычага перевод- ного вала	5,8	40×58	9,4	40×28×2	9,7	38,2×63,5	9,2	50×84
	5,9	43×64	7,3	40×18×4	13,85	35×48,5	11,0	50×70
Валик в соедине- нии эксцентрико- вой тяги и кулисы	8,6	43×58	9,2	43×62	9,7	38,2×63,5	7,7	50×82
	10,0	43×25×2	14,25	43×20×2	12,0	38,2×25,4×2	10,5	50×30×2

Валики плотно входят в свои гнезда коническими частями и, затянутые корончатыми гайками со шплинтами, прочно устанавливаются в своих местах.

<sup>1</sup> Усилия по звеньям см. в таблице 114.

Уступы, образованные между средней цилиндрической частью и коническими частями, дают возможность изготовления цилиндрической части по калибру.

Обычно применявшиеся у нас ранее цилиндрические валики этими качествами не обладают. Необходимость плотной постановки втулки заставляет

[illegible]

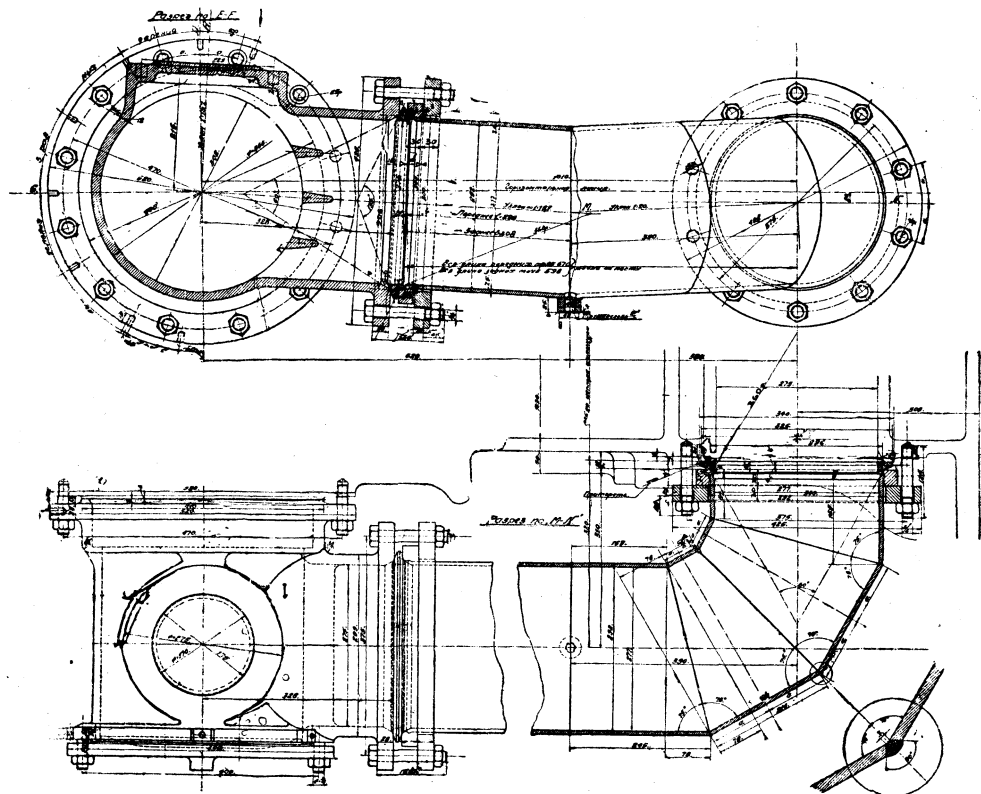
Валики изготовлены из Ст2 и зацементированы. Из таблицы 113 видно, что диаметры почти всех валиков парораспределительного механизма одинаковы; сделано это с целью взаимозаменяемости и удешевления изготовления.

Передняя золотниковая крышка (фиг. 334) изготовлена из ЛСТ1. Особенность данной крышки состоит в том, что она совмещает в себе также и пароводные каналы для отработанного пара. Золотниковая крышка имеет вид тройника, прямой выход которого заглушается крышкой, служащей для осмотра и выемки золотника; к боковому выходу подходят трубы, направляющие отработанный пар в конус.

488

золотниковых колец. Практика показала, что надобности в этих ребрах нет, и в паровозах ФД второго заказа они были уничтожены.

Колена паропроводных труб, которые подведены к крышке, изготовлены из обыкновенных цилиндрических труб, нарезанных на части под углом и сваренных автогеном. Крышка присоединяется к золотниковой коробке притирочной поверхностью при помощи 16 шпилек. В виду неудобства осмотра золотниковых втулок через наружную крышку и необходимости для этого снимать весь пат-



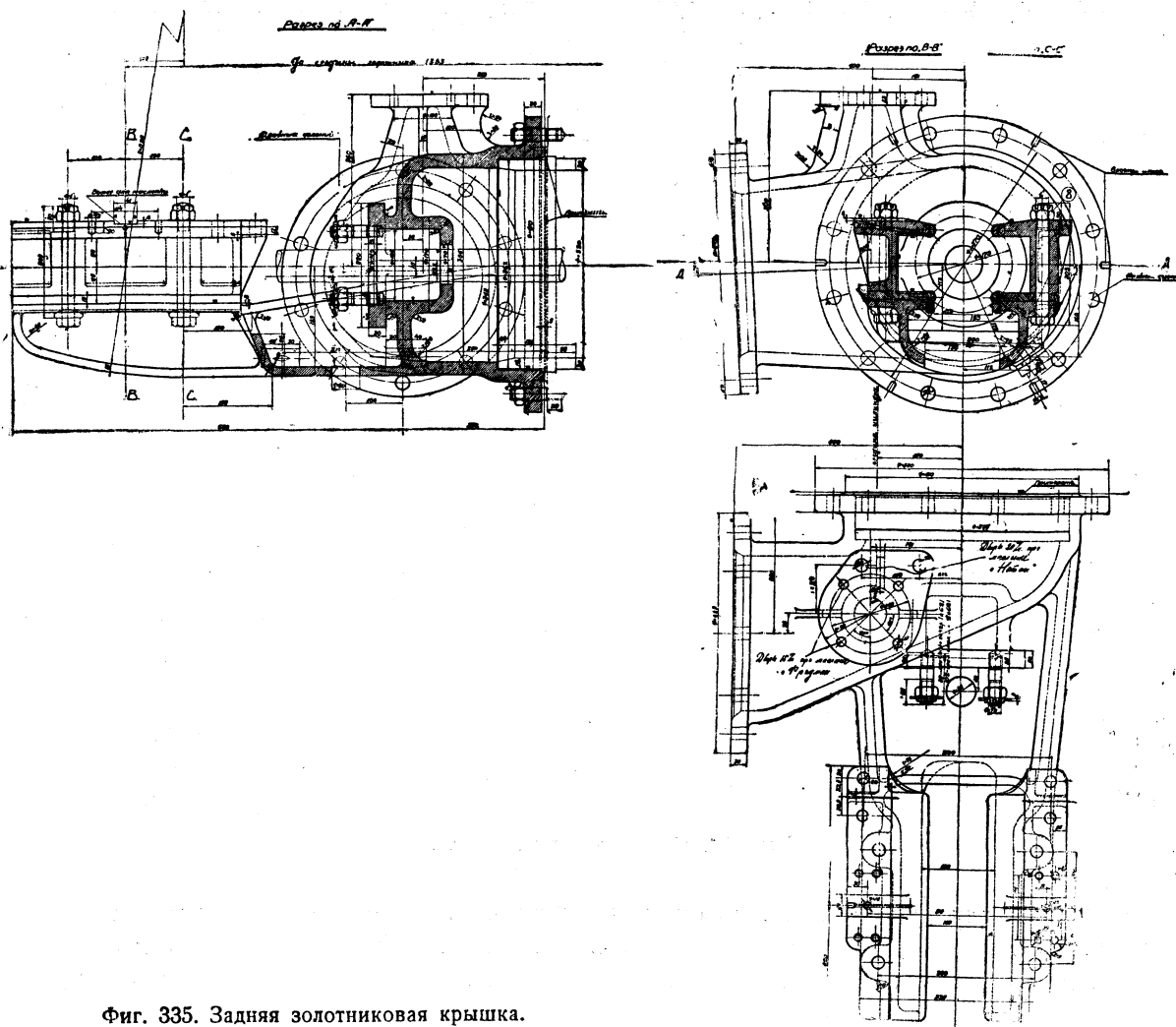
Фиг. 334. Передняя золотниковая крышка.

рубков — для паровоза ИС крышки-патрубки изготовлены в виде колена из листового железа, что дало экономию в весе около 72 кг на каждую крышку. В дальнейшем предполагается такие крышки поставить и на паровозах ФД.

### ЗАДНЯЯ ЗОЛОТНИКОВАЯ КРЫШКА

Задняя золотниковая крышка (фиг. 335) изготовлена из ЛСт1. Как и передняя, она содержит в себе паропроводный канал для прохода отработанного пара, представляющий собой колено, отлитое заодно с крышкой. В задней части крышки находятся приливы для постановки направляющих золотникового кулачка, а также место для сальника. В верхней части задней крышки сделан прилив для постановки смазочного пресса. Соединение с золотниковой коробкой и трубы, подведенные к колену для прохода отработанного пара, такие же, как и у передней золотниковой крышки.

При проектировании задней золотниковой крышки было обращено внимание на возможно более свободный проход отработанного пара из цилиндра, а также на доступность для осмотра, разборки и ремонта как золотникового кулачка и маятника, так и сальника. Большое утопление сальника в крышке хотя и дает лучший доступ к кулачку, но влечет за собой уменьшение прохода отработанного пара из цилиндра. С другой стороны, удаление



Фиг. 335. Задняя золотниковая крышка.

золотникового кулачка с маятником от золотниковой крышки уменьшает длину маятникового поводка, вследствие чего ухудшается работа парораспределительного механизма и затрудняется разборка нижнего шарнира маятника. Эти соображения и определили принятые размеры задней золотниковой крышки.

Для паровозов ФД второго заказа проход из цилиндра для отработанного пара был увеличен путем придания сечению канала прямоугольной формы вместо эллиптической. Изменен фланец для постановки смазочного пресса и предусмотрена постановка не только смазочного пресса Фридмана, но и пресса си-

стемы Натана. С укорочением ведущего дышла улучшился доступ нижнего конца маятника к валику.

### НАПРАВЛЯЮЩИЕ ЗОЛОТНИКОВОГО КУЛАЧКА

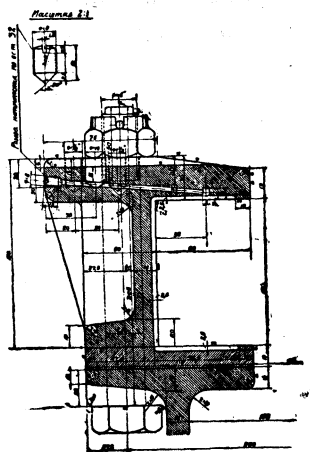
Направляющие золотникового кулачка, отлитые из ЧЛ2 (фиг. 336), поставлены на приливы задней золотниковой крышки, между которыми проложена планка, легко заменяемая при износе кулачка. Сверху направляющих имеются места для постановки масленок, из которых смазка поступает на трущиеся поверхности кулачка.

### ЗОЛОТНИК

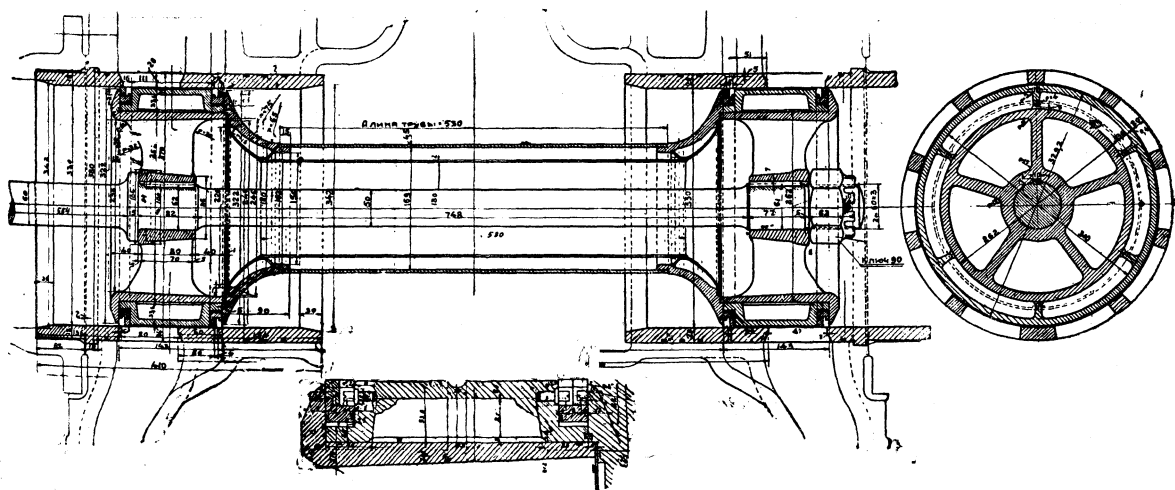
На паровозе ФД поставлен золотник американского типа (фиг. 337), состоящий из двух разъемных дисков, средние части которых соединены между собой приваренной к ним трубой. Через эту трубу может проходить отработанный пар как из передней, так и из задней полости цилиндра в переднюю и заднюю крышки. Для лучшей изоляции перегретого пара от отработанного служит вторая труба.

Ширина дисков в 143 мм дала возможность создания между золотниковыми кольцами широкой опорной поверхности, которая необходима в золотнике в виду отсутствия контр-штока.

Золотниковые кольца системы Штарева состоят из внутренних и наружных колец, которые при разъединенных дисках легко ставятся на свои места.



Фиг. 336. Направляющие золотникового кулачка.



Фиг. 337. Золотник.

Завернутые в диски шурупы не дают возможности кольцам вращаться в своих гнездах.

Золотниковые втулки (фиг. 338) со специально отлитыми окнами изготовлены из ЧЛ1. Как видно из фиг. 337, толщина втулки не везде одинакова: против

Такая конструкция значительно упрощает изготовление золотниковых втулок, так как при ней отпадает работа по фрезеровке окон. Однако следует иметь в виду, что при описанном способе изготовления втулок окна должны быть отлиты чисто и строго на своих местах.

РАЗРЕЗ по ВВ

80

2

Эскиз для отливки окон

80

2

Эскиз для отливки

640

30

Волна выгнута при К

10

Лист 1

Масштаб 1:1

Ход золотника в 198 мм и расположение паровых каналов в цилиндре потребовали удлинения золотниковых втулок, которые расположены не только в золотниковом барабане, но частично входят и в золотниковые крышки — как в переднюю, так и в заднюю. Для более удобной вставки золотника на концах втулок сделаны конические расточки.

## ДИНАМИКА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Если, например, попытаться определить силы, действующие по золотниковым кольцам, то мы сразу же столкнемся с такими трудно учитываемыми величинами, как давление колец на золотниковые втулки, влияние попадания пара под кольца, коэффициент трения, влияние тепловых деформаций и т. д. Поэтому



крепостные расчеты звеньев парораспределения, расчеты переводного винта и другие имеют скорее сравнительный, а не абсолютный характер.

Поскольку парораспределительный механизм представляет собой весьма сложную кинематическую цепь звеньев, постольку естественно при определении сил, действующих на то или иное звено, рассматривать их как сумму инерционных сил и сил трения.

Точное определение инерционных усилий по звеньям механизма является одной из труднейших задач прикладной механики. Для целей практики нам достаточно лишь приближенное решение, и потому задача эта может быть сведена к весьма простым приемам и вычислениям.

Выражаем приближенно движение золотника через  $r = R_n \cos(\varphi - \beta)$ ; <sup>1</sup> так как  $\varphi = \omega t$ , то, дифференцируя это выражение дважды по времени, получим ускорение:

$$j_z = -R_n \omega^2 \cos(\varphi - \beta).$$

Обозначая через  $M_z$  массу всех поступательно движущихся связанных с золотником деталей, получим инерционное усилие:

$$P_{\text{зол}} = M_z R_n \omega^2 \cos(\varphi - \beta).$$

Относя к усилиям, действующим по золотнику, также и силы трения, получим окончательно:

$$P_{\text{зол}} = M_z R_n \omega^2 \cos(\varphi - \beta) \pm (\pi d_{\text{зол}} s p \mu i + \Delta),$$

где:  $d_{\text{зол}}$  — диаметр золотника в см;

$s$  — ширина кольца в см;

$p$  — давление кольца на золотниковую втулку в кг/см<sup>2</sup>;

$\mu$  — коэффициент трения;

$i$  — число колец одного золотника;

$\Delta$  — усилие трения в сальниках золотника.

Из этого выражения видно, что максимум силы по золотниковому штоку наступает при наибольшей отсечке и повороте кривошипа на угол  $\varphi = 180^\circ + \beta$  и имеет значение:

$$P_{\text{зол, макс}} = M_z R_{\text{макс}} \omega^2 + d_{\text{зол}} \pi s p \mu i + \Delta.$$

Численное выражение этой силы для паровоза ФД составляет 1017 кг (против 505 кг для паровоза Э<sup>у</sup>), из которых около 920 кг приходится на силу инерции (см. табл. 114). Такие величины инерционных усилий придают весьма актуальное значение весовой характеристике золотника, требуя максимально возможного его облегчения.

Не разбирая пока влияния масс остальных звеньев механизма, приведем графический метод инж. Шестакова, пользуясь которым легко получить нагружение звеньев этой силой в зависимости от положения кривошипа и отсечки.

Обращаясь к несколько утрированной схеме парораспределения (фиг. 339) и помня, что мы рассматриваем идеальную систему (предполагая отсутствие трения), все звенья которой находятся в равновесии, имеем:

1) Равновесие звена 2 (кулисы) возможно лишь при условии, если направление всех действующих на это звено сил проходит через точку  $K$  — точку пересечения направления эксцентриковой тяги с радиусом кулисы. Такой точ-

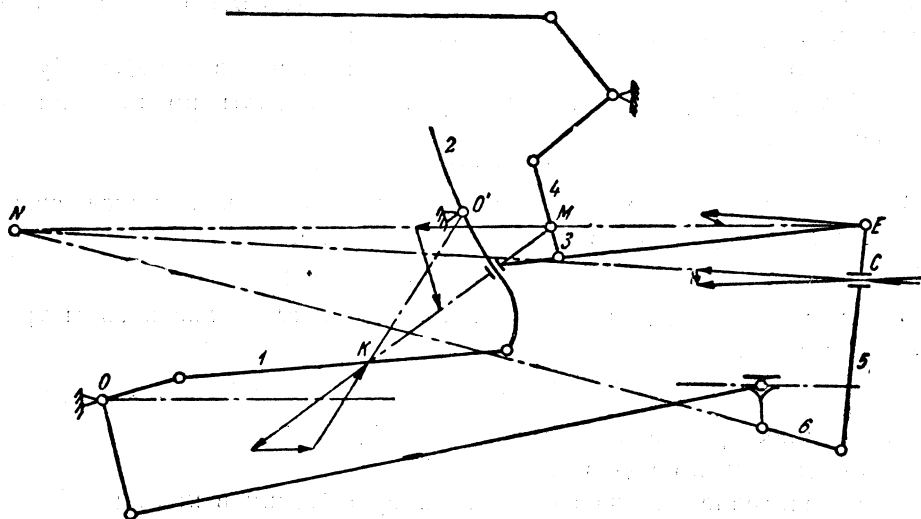
<sup>1</sup> См. „Выбор элементов парораспределения“, фиг. 294;  $r = OC$ .

кой для звена 3 (кулисной тяги) будет  $M$  — точка пересечения направления звена 4 (подвески) с радиусом кулисы.

3) Для маятника такой точкой будет  $N$  — точка пересечения направления звена 6 (поводка) с прямой  $EM$ .

4) Направление сил по звеньям 1, 4 и 6 очевидно совпадает с направлением самих звеньев.

Таким образом, зная направление сил, действующих по звеньям, легко определить и их величины (фиг. 339).



Фиг. 339. Определение усилий по звеньям парораспределительного механизма.

ТАБЛИЦА 115

Усилия по звеньям парораспределительного механизма от силы  $P'_{\text{зол}}$

Величины	Паровозы			
	ЭУ	СУ	Е	ФД
Число оборотов машины . . . . .	220	285	240	230
Инерционное усилие по золотнику $P'_{\text{зол}}$ . . . . .	400	560	500	920
Силы трения золотника $d_{\text{зол}} \pi s p \mu i$ . . . . .	105	105	90	97
Усилие по золотниковому штоку $P'_{\text{зол макс}}$ . . . . .	505	665	590	1 017
" по эксцентриковой тяге . . . . .	215	245	235	315
" на камень . . . . .	430	515	490	805
" на цапфы кулисы . . . . .	330	290	310	565
" по подвеске . . . . .	135	210	235	385
" на верхний валик маятника . . . . .	430	500	515	860
" на средний валик маятника . . . . .	510	570	570	1 030
" по поводку . . . . .	90	70	72	170

В таблице 114 помещены значения этих сил, вычисленные для ряда паровозов исходя из конструкционной скорости, максимально возможного наполнения

<sup>1</sup> Для паровозов ЭУ, СУ и Е положение камня кулисы соответствует отсечке 0,75, для ФД — отсечке 0,6.

(передний ход) и угла кривошипа  $\varphi = 270^\circ$  (нижнее вертикальное положение). При этом принято, что:

действующая сила по золотнику  $P_{\text{зол}} = P_{\text{зол. макс}}$ ;

давление колец на втулку  $p = 0,7 \text{ кг/см}^2$ ;

коэффициент трения  $\mu = 0,16$ ;

трение в сальниках  $\Delta = 0$ .

Отмечая еще раз чрезвычайно большие инерционные воздействия золотника паровоза ФД, следует отметить и сравнительно малые усилия трения, являющиеся следствием применения только двух уплотняющих золотниковых колец против четырех для Э<sup>у</sup> и С<sup>у</sup>.

Сравнительно малое усилие по эксцентриковой тяге объясняется более вытянутым хвостом кулисы и составляет около  $\frac{1}{2,5}$  (против  $\frac{1}{2}$  для остальных паровозов) от силы по камню.

И наоборот, сравнительно большое усилие по подвеске, составляющее  $\frac{1}{2}$  (против  $\frac{1}{3,2}$  для Э<sup>у</sup>) от силы по камню, является следствием ее расположения впереди кулисы.

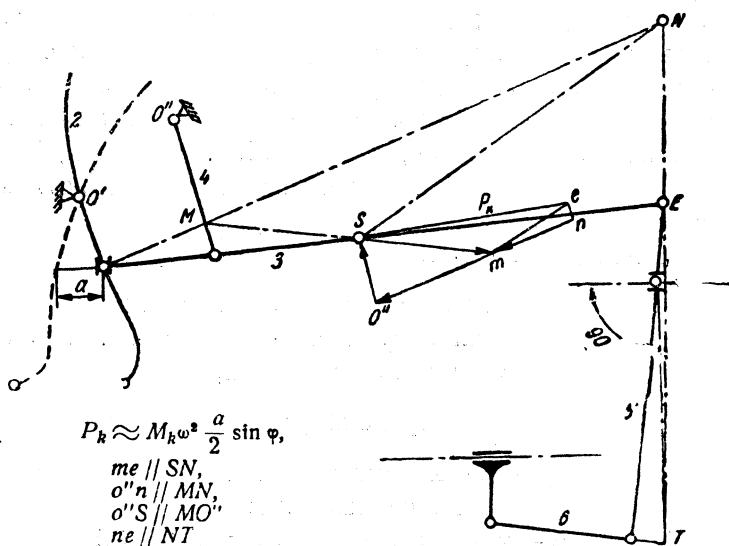
Вообще, эта таблица имеет значение скорее сравнительное, чем абсолютное, ибо учет влияний масс остальных звеньев и сил трения может весьма серьезно изменить приведенные в ней величины.

Методы учета влияний масс отдельных звеньев и сил трения аналогичны предыдущему, т. е. сводятся к первоначальному приближенному определению силы и последующему разложению ее по звеньям.

В качестве примера на фиг. 340 приведено определение усилий по звеньям механизма от инерционного воздействия кулисной тяги.

В этом случае также рассматривается идеальная система. Действие инерционных усилий кулисной тяги заменено силой  $P_k$ , приложенной к центру тяжести  $S$  по направлению главного движения. Проведя через точку  $N$  (точку пересечения радиуса кулисы с линией  $NE$  — направлением неизвестного еще усилия на пятое звено по шарниру  $E$ ) линию  $NS$ , раскладываем силу  $P_k$  на  $Sm \parallel SM$  и  $em \parallel NS$ .

Сила  $Sm$  уравнивается полностью звеньями 4 (подвеской) и 2 (кулисой) и поэтому не будет нагружать звена 5 (маятник).



Фиг. 340. Определение усилий по звеньям парораспределительного механизма.

Сила же *те* уравнивается звеньями 5 и 2 и поэтому не нагружает звена 4.

Таким образом, усилие  $P_k$  нагружает второе звено силой  $no'' = nt + to''$ , четвертое звено — силой  $o''S$  и пятое звено — силой  $en$ .

Аналогичные рассуждения, очевидно, можно применить и к остальным звеньям, а также и к возникающим в механизме силам трения, рассматривая каждый раз действие какой-либо силы вне зависимости от другой. Выявив отсюда нагружение всех звеньев различными усилиями и сложив их, мы получим полную картину их действия.

## ПЕРЕВОДНЫЙ ВИНТ

При проектировании первого паровоза ФД сначала предполагалось поставить переводный механизм не ручной, а с воздушным или паровым приводом, т. е. прибегнуть к помощи сервомотора, так как размеры золотника, а вместе с этим и всего парораспределительного механизма требовали этого достаточно настоятельно. Но в виду ограниченности времени и отсутствия проработанной конструкции сервомотора пришлось попытаться применить ручной механизм. Для выяснения возможности его применения был произведен сравнительный расчет для паровозов ФД, Э<sup>у</sup>, С<sup>у</sup>, С и М, показавший, что при данной конструкции золотника ручной перевод на паровозе ФД, хотя и не особенно быстрый, все же возможен.

Обозначая через:

$Q$  — силу, действующую на гайку переводного винта;

$P$  — усилие руки, приложенное к маховику на плече  $l$ ;

$\alpha$  — угол наклона резьбы;

$r = \frac{d_{cp}}{2}$  — средний радиус резьбы;

$\eta$  — коэффициент полезного действия, учитывающий трение в шейке винта, равный 0,98;

$\mu$  — коэффициент трения, равный 0,1,

получаем (см. Hütte):

$$P = \frac{d_{cp}}{2l\eta} Q \left( \frac{\sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} + \mu \right), \quad (1)$$

где второй член в скобках учитывает трение торца переводного винта.

Далее учтем влияние остальных звеньев механизма (вплоть до подвески), при чем коэффициент полезного действия шарниров для всех этих звеньев прием одинаковым и равным 0,99. Учет произведем для каждого из сравниваемых паровозов в отдельности, выражая усилие  $P$  в долях от действующей по подвеске силы  $N$ .

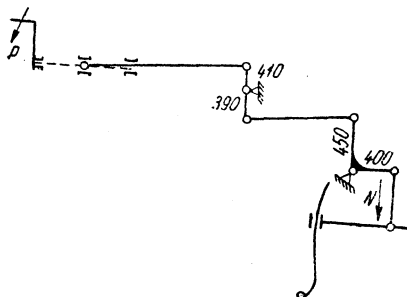
Схемы переводных механизмов (фиг. 341, 342 и 343) приведены лишь для ФД, Э<sup>у</sup> и С<sup>у</sup>, схема же паровоза М почти ничем не отличается от схемы ФД, а в схеме паровоза С сила  $Q$  передается на гайку центрально, против эксцентричной передачи для С<sup>у</sup>.

Итак, имеем:

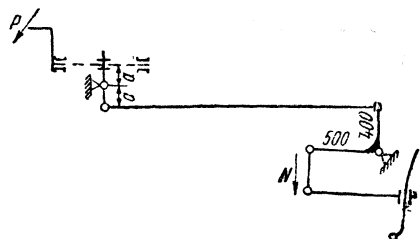
для паровоза ФД (фиг. 341):

$$Q = \frac{1}{0,99^6} \cdot \frac{400}{450} \cdot \frac{390}{410} N = 0,9 N;$$

$$P = \frac{0,9 N \cdot 5,8}{2 \cdot 20 \cdot 0,98} \left( \frac{0,264 + 0,1 \cdot 0,965}{0,965 - 0,1 \cdot 0,264} + 0,1 \right) = 0,064 N;$$



Фиг. 341. Схема переводного механизма паровоза ФД.



Фиг. 342. Схема переводного механизма паровоза ЭУ.

для паровоза ЭУ (фиг. 342):

$$Q = \frac{1}{0,99^6} \cdot \frac{500}{400} N = 1,33 N;$$

$$P = \frac{1,33 N \cdot 5,85}{2 \cdot 20 \cdot 0,98} \left( \frac{0,264 + 0,1 \cdot 0,965}{0,965 - 0,1 \cdot 0,264} + 0,1 \right) = 0,0965 N;$$

для паровоза СУ (фиг. 343):

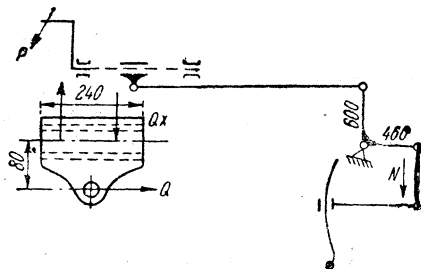
$$Q = \frac{1}{0,99^3} \cdot \frac{460}{600} N = 0,79 N;$$

$$P = \frac{0,79 N \cdot 5,8}{2 \cdot 19 \cdot 0,98} \left( \frac{0,366 + 0,1 \cdot 0,93}{0,93 - 0,1 \cdot 0,366} + 0,1 + 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{1}{0,93} \cdot 0,1 \right) = 0,089 N;$$

для паровоза С соответственно:  $P = 0,0519 N$

и для паровоза М:  $P = 0,081 N$ .

Рассмотрим теперь, из каких составляющих складывается усилие  $N$ , необходимое для перевода камня кулисы, считая, что оно преодолевает сопротивления обоих механизмов одновременно (левого и правого). Главные усилия, которые приходится преодолевать при переводе, — это трение в кольцах золотника и в звеньях парораспределительного механизма. При малых скоростях трение колец играет доминирующую роль, при больших же скоростях оно уступает место трению в звеньях механизма, являющемуся следствием нагружения этих звеньев силами инерции (главным образом вследствие нагружения камня). Так как перевод гайки



Фиг. 343. Схема переводного механизма паровоза СУ.

<sup>1</sup> Третий член в скобках учитывает добавочное трение, получающееся за счет эксцентричного приложения силы  $Q$  и имеет выражение  $2 Q_x r \frac{1}{\cos \alpha}$  м, где  $Q_x = 0,5 Q$ , исходя из размеров гайки.

вызывает перемещение обоих золотников, то необходимо учитывать усилия по обоим золотникам, помня при этом, что они заклинены под углом в 90°. Таким образом, максимальное переводное усилие, определяемое трением золотников, будет:

$$R' = R_1 \sqrt{2} = 1,41 R_1,$$

где  $R_1$  — усилие от одного механизма.

Для движущегося же паровоза выражение общего переводного усилия несколько изменится, главным образом за счет участия инерционных сил, а именно:

$$R = 1,41 R_1 \frac{4}{\pi} \int\limits_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi + 2 R_{ин} \frac{2}{\pi} \int\limits_0^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi = 1,41 \cdot 0,9 \cdot R_1 + 2 \cdot 0,636 R_{ин}.$$

Коэффициент  $0,9 = \frac{4}{\pi} \int\limits_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \sin \varphi d\varphi$  получается вследствие того, что переводное

усилие для движущегося паровоза колеблется от величины  $R_1$  (при таком положении одной из кулис, когда изменение отсечки не вызывает перемещения золотников) до  $R' = R_1 \sqrt{2}$  (когда обе кулисы занимают такие положения, при которых изменение отсечки дает наибольшую сумму перемещений обоих золотников). Пределы интегрирования от  $\frac{\pi}{4}$  до  $\frac{\pi}{2}$  и величина  $\frac{1}{\frac{\pi}{4}}$  соответствуют

возможному углу поворота системы при этих изменениях.

Коэффициент  $2 \cdot 0,636$ , учитывающий инерционные воздействия обоих механизмов, получается за счет периодического изменения сил инерции по закону синуса.

Что же касается трехцилиндровой машины, то здесь коэффициенты меняются в соответствии с другим взаиморасположением кривошипов.

В виду трудности учета влияния сил инерции и во избежание загромождения расчета, относительный характер которого нами отмечался, мы ограничимся лишь приведенными указаниями.

ТАБЛИЦА 115

Значения усилий на рукоятку маховика

Серия	$N_{зол}$ кг	Приведенное золотниковое усилие кг	Сила на кулисе $N_k$ кг	Сила на подвеске $N'$ кг	$\mu N_k$ кг	$N = N' + \mu N_k$ кг	Усилие на рукоятку кг
ФД	97	152	123	58,0	12,3	70,3	4,6
СУ	105	165	151	62,0	15,1	77,1	6,9
С	105	165	136	58,0	13,6	71,3	3,7
ЭУ	105	165	136	43,5	13,6	57,1	5,5
М	105	233	190	86,5	19	105,5	8,5

В таблице 115 даны значения усилий на рукоятку маховика  $P$ , подсчитанные с учетом лишь сил трения золотника  $N_{\text{зол}} = d_{\text{зол}} \pi s p \mu i$ , где принято:

$$p = 0,7 \text{ кг/см}^2,$$

$\mu = 0,16$  (остальные обозначения см. выше в статье о динамике парораспределения). Сила по подвеске  $N$  получена разложением приведенного золотникового усилия  $\left(\frac{1}{0,9} \cdot 1,41 N_{\text{зол}}\right)^1$  по звеньям механизма вышеописанным графическим методом. Как видно, перевод гайки переводного винта паровоза ФД вполне возможен главным образом в виду применения золотника лишь с двумя уплотняющими кольцами (против четырех для Э<sup>у</sup>, М, С<sup>у</sup> и С).

При неравномерном же срабатывании задней и передней золотниковых втулок (когда их диаметры сделаются различны) положение несколько меняется и для паровоза ФД в силу большего диаметра золотника получается более значительное ухудшение, чем для остальных паровозов (см. табл. 116).

ТАБЛИЦА 116

Случай неравномерного срабатывания втулок

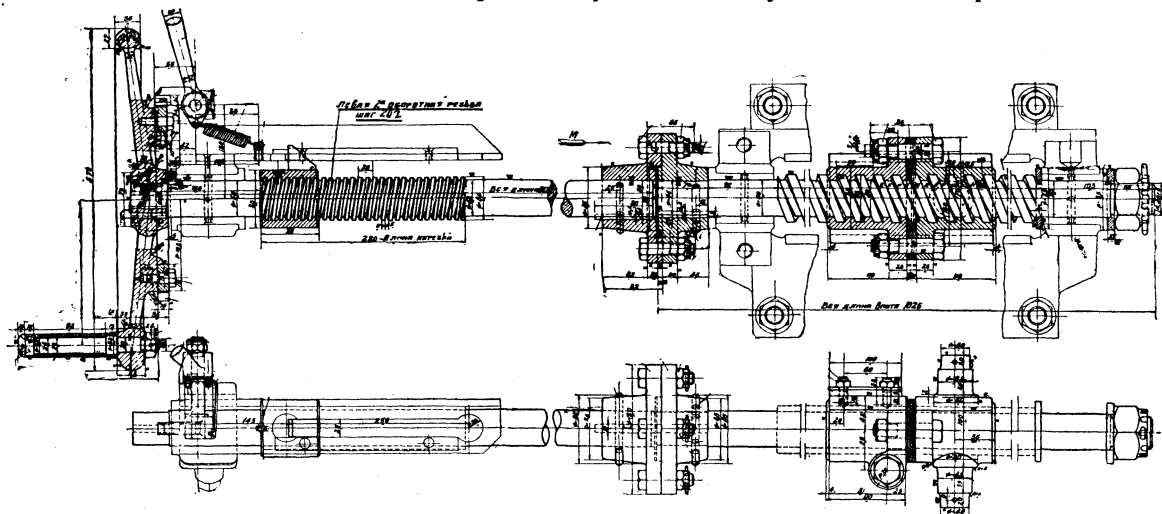
Серия	$\Delta d_{\text{зол}} = 1 \text{ мм}$ (разница в $\Phi$ )		$\Delta d_{\text{зол}} = 2 \text{ мм}$ (разница в $\Phi$ )	
	Сила по золотнику кг	Усилие на рукоятку кг	Сила по золотнику кг	Усилие на рукоятку кг
ФД	312	9,5	472	14,3
С <sup>у</sup>	260	10,9	355	14,9
С	260	5,85	355	8,0
Э <sup>у</sup>	260	8,7	355	11,9

То же самое можно сказать и относительно влияния инерционных воздействий на переводное усилие. Для паровоза ФД в силу большего веса его парораспределительного механизма это влияние будет еще сильнее как в силу особенностей схемы переводного устройства, так и в силу конструкции самого переводного винта (фиг. 344). Последний выполнен составным из двух частей, при чем передняя рабочая часть вынесена впереди будки и поддерживается специальным литым кронштейном, прикрепленным к котлу шпильками. В будке помещаются лишь гайка, указатель и маховик, также поддерживаемые литым угловым кронштейном. Эта конструкция, хотя и усложняет сборку, но зато не путает машиниста непривычным движением рабочей гайки (рабочий винт имеет правую резьбу), освобождает и без того тесную будку и дает более свободный доступ к связям Тэта.

Кроме трудности сборки (соблюдение совпадения осей кронштейнов) эта конструкция вследствие тепловых деформаций котла требует также окончательной установки рейки—указателя на горячем паровозе, хотя на действительное положение камня это не оказывает влияния. Независимость положения

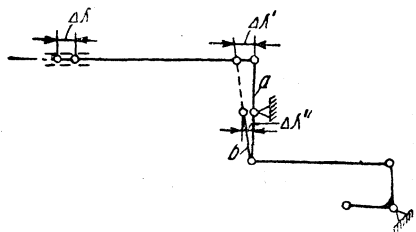
<sup>1</sup> В этом выражении коэффициент 1,41 учитывает влияние обоих золотников, а коэффициент 0,9—трение в кулачке и сальниках золотникового штока.

камня от теплового удлинения достигается применением компенсаторного рычага, положение и длина плеч которого определяются условием восприятия ими



Фиг. 344. Переводный винт.

деформаций котла. Для пояснения этого приводим фиг. 345, где пунктиром показано положение компенсаторного рычага на горячем паровозе. При перемещении стойки переводного винта влево на величину  $\Delta\lambda'$  верхний конец компенсаторного рычага также переместится влево на ту же величину  $\Delta\lambda'$ .



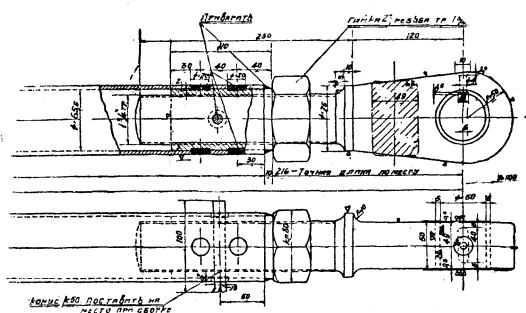
Фиг. 345. Работа компенсаторного рычага.

Если бы шарнир компенсаторного рычага не был укреплен на котле, то перемещение верхнего конца рычага влево вызвало бы перемещение нижнего конца рычага вправо и это, в свою очередь, повело бы к повороту переводного вала на некоторый угол.

Однако ось вращения компенсаторного рычага укреплена на котле и потому она сама переместится влево на величину  $\Delta\lambda''$ .

Путем подбора величин плеч  $a$  и  $b$  в зависимости от расположения стойки переводного винта и оси компенсаторного рычага можно легко получить соотношение:  $\frac{\Delta\lambda'}{a+b} = \frac{\Delta\lambda''}{b}$ , которое указы-

вает, что при перемещении котла нижний конец компенсаторного рычага остается неподвижным. Выполняя свое основное назначение, компенсаторный рычаг в то же время устраняет необходимость в установке поддержки для тяги переводного винта, так как, деля ее длину на две части, способствует значительному ужесточению тяги.



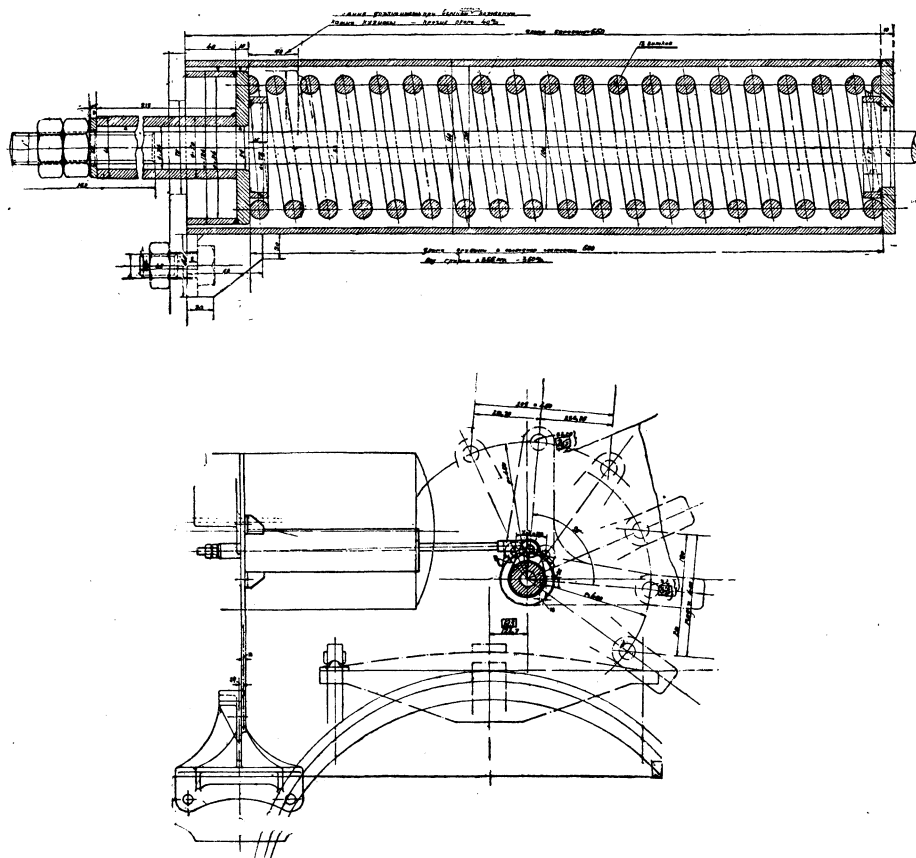
Фиг. 346. Регулировочная головка.

ее длину на две части, способствует



Для облегчения сборки и установки тяг одна из них снабжена регулировочной головкой (фиг. 346), которая позволяет изменить длину тяг и точно подогнать их по месту. Сами же тяги выполнены пустотелыми, из труб, что значительно облегчает их и дает достаточную прочность.

Пружины переводного винта также оказывают большое влияние на работу переводного механизма и при правильном выборе обеспечивают одинаковые возможности перевода гайки как на задний, так и на передний ход. Для этого размеры пружины (жесткость и начальная затяжка) должны быть подобраны



Фиг. 347. Пружина переводного вала.

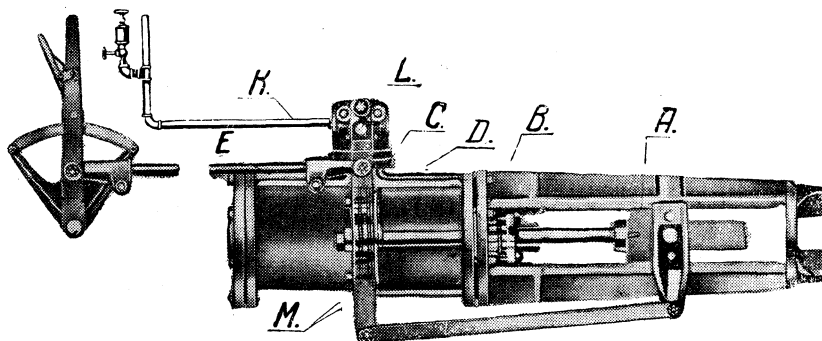
так, чтобы вес звеньев механизма, по возможности, не оказывал влияния на нагрузку гайки переводного винта. Таким образом пружины применяются как бы для весового уравнивания парораспределительного механизма.

На паровозе ФД поставлены пружины американской конструкции (фиг. 347), работающие на сжатие. Они помещены в специальных стаканах, прикрепленных к подбрюшнику паровоза.

При всей относительности приведенного расчета и несмотря на все недостатки сборки, работа переводного механизма паровоза ФД все же подтвердила наши расчетные предположения, т. е. ручной перевод оказался возможным и на этом паровозе.

## СЕРВОМОТОРЫ

Практика работы первых двух паровозов ФД показала, что облегчение перевода реверса является мерой очень желательной, обуславливающей не только удобство в обслуживании, но в известной степени и безопасность движения. Это побудило ЦЛПБ уже после постройки первых паровозов запроектировать переводный механизм, который обеспечил бы быстрый и легкий перевод реверса. Прежде чем перейти к его описанию, кратко остановимся на некоторых существующих для той же цели у нас и за границей приборах и на их основных качествах.



Фиг. 348. Сервомотор ALCO.

Все существующие типы вспомогательных переводных механизмов, облегчающих и ускоряющих работу машиниста, можно разбить по принципу их действия на две группы:

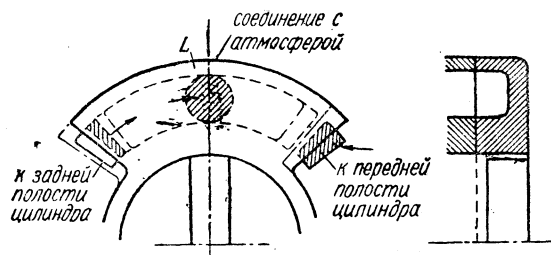
1) комбинированные устройства, сочетающие ручной перевод с воздушным или паровым (Зуева, ЦЛПБ);

2) приборы непосредственного действия — сервомоторы (Alco, Franklin, Barco и др.).

В Америке из последних наиболее распространен благодаря своей простоте сервомотор Alco (фиг. 348).

В этом механизме рычаг переводного вала соединяется тягой с крейцкопфом А, который движется в направляющих, отлитых заодно с крышкой В и прикрепленных посредством кронштейна к котлу паровоза. Приболченный к крышке

цилиндр имеет фланец С, к которому крепится распределительная головка, соединяющаяся каналами D и E с передней и задней полостями цилиндра. Воздух, подводимый к распределительной головке по трубке К, попадает в эти каналы, обходя золотник L и поддерживая таким образом одинаковое давление с обеих сторон поршня, распирает кожаные манжеты М, что способствует восприятию поршнем инерционных усилий парораспределительного механизма.



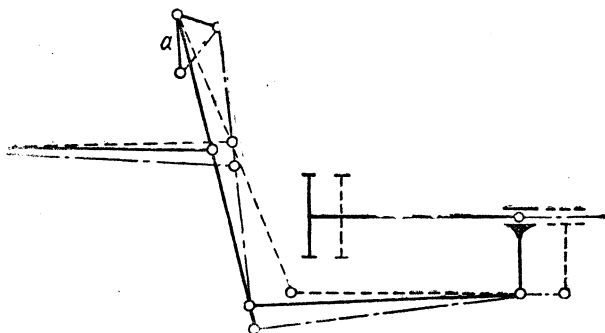
Фиг. 349. Распределительный золотничок.

Перевод реверса посредством системы рычагов передается золотнику, который на это время перекрывает один из выпускных каналов и сообщает его с атмосферой (на фиг. 349 нанесенным пунктиром указано отклоненное положение золотника; стрелки показывают направление течения воздуха). Следствием этого является движение поршня, продолжающееся до тех пор, пока давление воздуха не сравняется с обеих его сторон, т. е. пока золотник не придет в свое исходное положение. Эти функции по перемещению золотника выполняет система рычагов, принцип действия которой легко видеть из схемы, приведенной на фиг. 350, где жирными линиями обозначено какое-либо исходное положение рычагов в момент перевода реверса, а простым пунктиром — положение всей системы для новой отсечки.

Как видно, вследствие такой комбинации рычагов положение золотника и связанного с ним рычажка а всегда приводится к исходному. Вес этой рычажной системы воспринимается главным

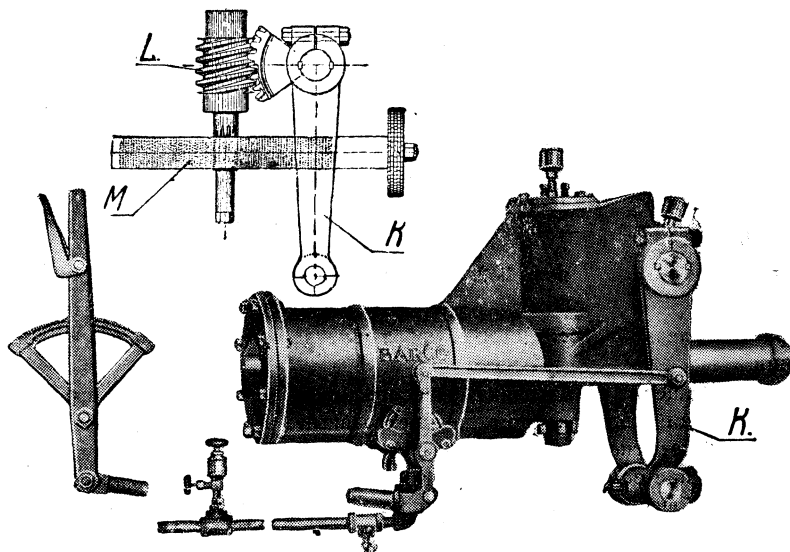
образом звеном *a*. Чтобы избежать разбалтывания механизма, рычажок *a* получил возможность очень небольших отклонений: ограничивающие упоры позволяют ему отклоняться в ту или иную сторону на угол около  $25^\circ$ . Поэтому большое изменение отсечки совершается прерывисто, и лишь опытный машинист, следуя рукояткой за движением поршня (золотника), сможет произвести его плавно.

К недостаткам этого механизма нужно отнести невозможность перевода камня на холодном паровозе, а также „игру отсечки“ во время движения, обусловливаемую недостаточным трением манжет поршня о стенки цилиндра. Впрочем последнее имеет значение больше для опытных поездок, так как в эксплуатации изменение отсечки на 0,25 — 0,35 зуба в ту или другую сторону, на наш взгляд, не может играть существенной роли. Некоторые американские фирмы (Alco, Franklin) считают даже, что эта небольшая игра поглощает в себе инерционные воздействия парораспределительного механизма и способствует большей его сохранности. Необходимо еще отметить, что механизм Alco требует весьма тщательного ухода за собой, ибо даже небольшой износ валиков, сработка манжет или расстройство золотника может весьма сильно отразиться на его работе.



Фиг. 350. Принцип действия рычагов сервомоторов.

Несколько отличным от Alco является сервомотор Варго (фиг. 351), воспринимающий воздействия парораспределительного механизма не непосредственно поршнем, а специальным самотормозящим передаточным устройством. Роль поршня сводится здесь лишь к перемещению рычага *K*, связанного с ним через червячную передачу *L* и зубчатую рейку *M*. Это дает возможность применить любое уплотнение поршня, т. е. позволяет одинаково удовлетворительно работать как с воздухом,



Фиг. 351. Сервомотор Варго.

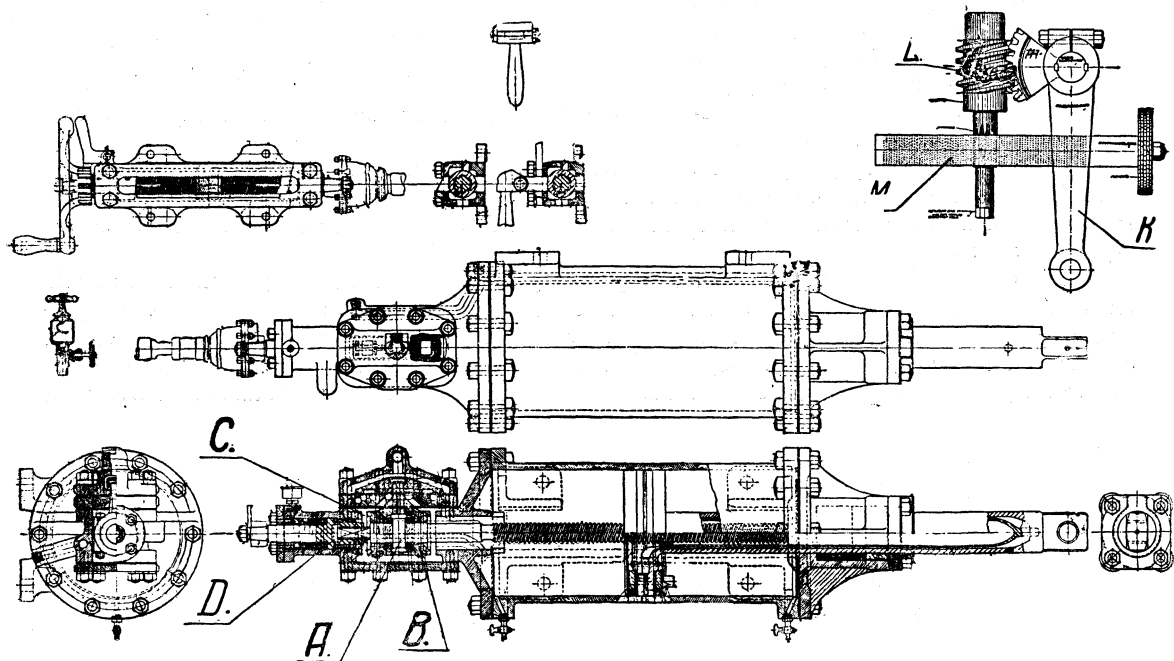
так и с паром. На случай отсутствия и того и другого в механизме предусмотрена возможность поворота червяка от руки — ключом. Распределительная головка и система рычагов устроены по принципу Alco, и перевод реверса производится аналогично переводу реверса Alco.

Положительные качества этого прибора — возможность безболезненного перехода от одного рабочего тела к другому и независимость положения отсечки от условий в цилиндре. Но наряду с этим он чрезвычайно сложен и отличается разбалтыванием механизма, которое вызывается много-

численностью передаточных звеньев, находящихся к тому же в весьма невыгодных условиях нагружения. Надо заметить, что в последнее время фирма Вэгсо, учитывая, повидимому, дороговизну и сложность описанного переводного устройства, предложила новую конструкцию сервомотора. Этот сервомотор работает по принципу Alco.<sup>1</sup>

Несколько отличается от описанных двух типов сервомоторов механизм Franklin'a, приближающийся скорее к комбинированным устройствам (фиг. 352). Здесь тяга от рычага переводного вала соединяется непосредственно со штоком, который выполнен пустотелым как в целях создания свободного пространства для прохода червяка, так и в силу необходимости разобщения обеих полостей цилиндра.

Червяк при нормальной работе механизма исполняет те же функции, что и система рычагов в описанных выше двух типах сервомоторов, т. е. служит приводом распределительной головки. Для этого на валу червяка находится неподвижно соединенное с ним кольцо *А*, которое имеет возможность перемещать вдоль своей оси связанный с золотником поводок *В*. Между поводком и крыш-



Фиг. 352. Сервомотор Franklin I.

кой сервомотора оставлены с обеих сторон небольшие зазоры *С*, которым поводок и располагает при перемещении.

Для передачи вращения от маховика, расположенного в будке машиниста, к червяку служит гибкий вал, охватывающий своим концом четырехгранный выступ *Д* червяка. Таким образом поворот маховика вызывает сперва ввинчивание (или, наоборот, вывинчивание) червяка в гайку поршня, т. е. перемещение золотника и соответствующее изменение давления в той или иной полости цилиндра; дальнейшее вращение рукоятки маховика необходимо лишь для того, чтобы дать возможность двигаться поршню, уже находящемуся под давлением воздуха.

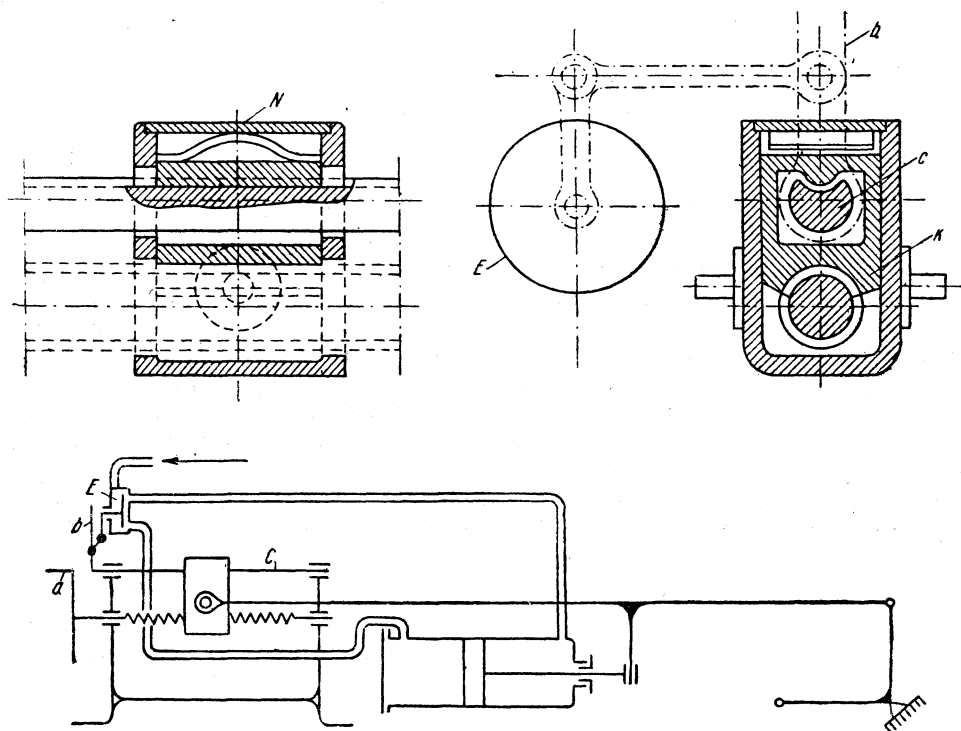
Инерционные воздействия парораспределительного механизма воспринимаются здесь так же, как в конструкции Alco, т. е. трением манжет поршня о стенки цилиндра, но игра отсечки не может превосходить определенной величины, соответствующей зазору между поводком золотника и крышкой цилиндра.

Единственным преимуществом этого механизма перед сервомотором Alco является возможность, правда довольно трудного, ручного перевода камня кулисы в моменты каких-либо ава-

<sup>1</sup> Railway Mechanical Engineer, январь 1933 г. (рекламные объявления).

рий с воздушной или паровой сетью. К недостаткам же можно отнести сравнительную сложность конструкции, неблагоприятные условия для работы червяка и, наконец, возможное скручивание тяги к рычагу переводного вала, ибо крутящий момент воспринимается лишь трением в манжетах поршня и сальнике.

Комбинированные устройства приняты, главным образом, в нашем паровозостроении (очевидно в силу неуверенности в надежности работы сервомоторов). Они являются более громоздкими, но зато и более универсальными приборами. Так, механизм инж. Зуева (фиг. 353) сочетает в себе возможности как ручного, так и воздушного перевода камня кулисы без каких-либо сложных и продолжительных манипуляций машиниста. Здесь, при работе вручную, передача движения от рукоятки маховика *a* к рычагу переводного вала производится как и в обычных ручных переводных механизмах; правда, вместе с камнем кулисы передвигается также и поршень воздушного



Фиг. 353. Переводный механизм системы инж. Зуева.

цилиндра. При работе же с воздухом машинист оперирует рукоятью *b*, которая связана как с профильным валом *c*, так и с золотником распределительной головки *E*.

Таким образом, поворот рукоятки *b* вызывает поднятие и выход из зацепления гайки *k* (при среднем положении рукоятки *b* пружина *N* прижимает эту гайку к червяку), а вместе с этим и перемещение золотника, т. е. соответствующее изменение давлений в полостях воздушного цилиндра. Вызванное этим движение поршня будет продолжаться до тех пор, пока рукоятки *b* не будет поставлена в свое исходное положение, т. е. пока гайка *k* не придет в зацепление с червяком. Червяк для облегчения работы вручную выполнен с небольшим шагом резьбы, что позволяет при малых изменениях отсечки работать, не прибегая к воздуху.

Недостатком этого механизма является его основное звено — гайка. Захватывая только часть окружности червяка, она вступает с ним в зацепление, находясь под нагружением не только поршневой силы, но и сил инерции парораспределительного механизма. Неудовлетворителен также и самый процесс перевода: движение руки не только не связано с положением гайки, а наоборот, — рука должна ловить это положение.

Переходя к комбинированному механизму, запроектированному нами в ЦЛПБ, необходимо указать, что тип его определен требованиями уничтожения „игры отсечки“, значительная вели-

Запроектированный нами комбинированный переводный механизм соединил в себе сервомотор Alco и обычный винтовой привод. При этом механизм был спроектирован так, чтобы от комбинированного устройства можно было легко перейти как к чисто ручному (при опытных поездках), так и, наоборот, к чисто воздушному.

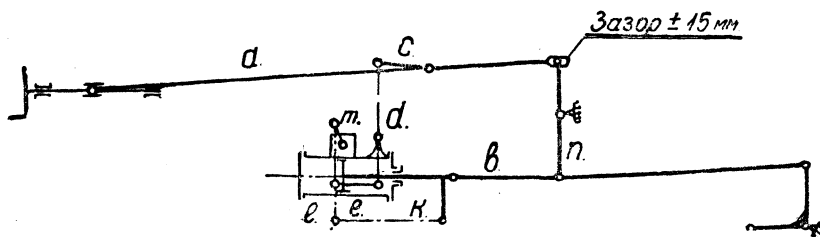
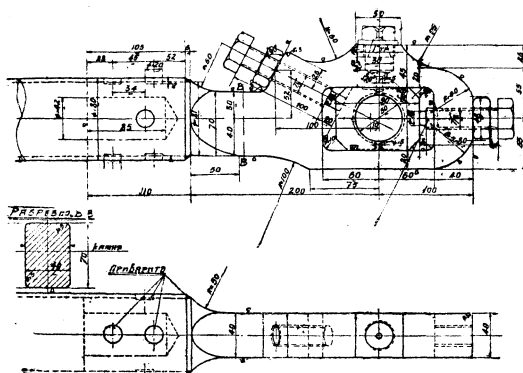


Схема переводного устройства, предполагаемого для паровоза ФД (фиг. 354), отображает это достаточно четко. Как видно, при введении сервомотора единственным изменением, которое приходится вносить в схему обычного ручного механизма, является специальная головка тяги *a* переводного винта (фиг. 355), конструкция которой позволяет этой тяге при отвернутых установочных винтах иметь небольшое перемещение без участия компенсаторного рычага *л*.

Таким образом, первоначальное движение рукоятки маховика, не передаваясь компенсаторному рычагу, вызывает лишь передвижение золотника, т. е. соответствующее изменение давлений

[illegible]

в полостях воздушного цилиндра (фиг. 356). Поэтому к моменту упора тяги  $a$  в рычаг  $n$  на него уже будет действовать поршневое усилие сервомотора, и, значит, продолжающееся движение руки машиниста будет лишь следовать за поршнем. В случае движения руки, относительно более быстрого, чем движение поршня сервомотора, последний очевидно будет работать в помощь машинисту. По прекращении движения рукоятки маховика поршень сервомотора, стремясь занять равновесное состояние, опять поставит рычаг  $m$  в исходное положение (рычаг  $d$  будет уже неподвижен), и камень  $s$  также займет свое среднее положение, ибо движения рычагов  $d$  и  $n$  координированы с точностью до 1—1,5 мм.

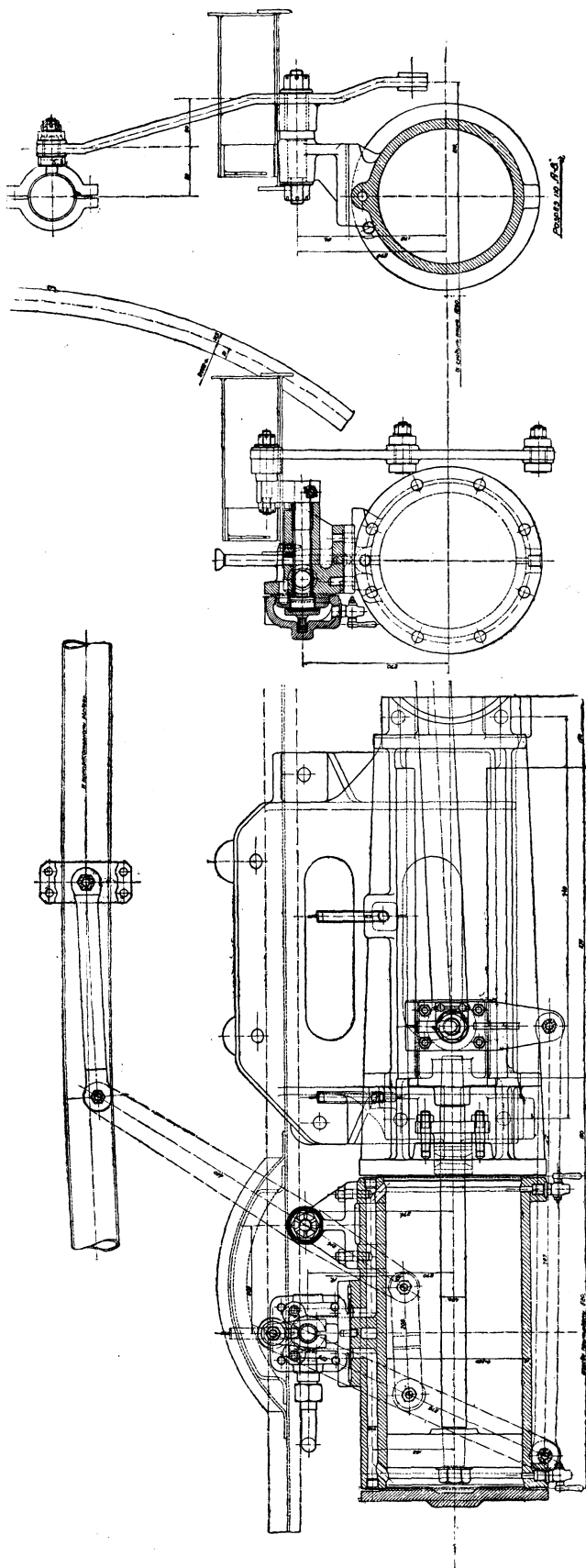
Инерционные воздействия парораспределительного механизма воспринимаются здесь так же, как в конструкции Alco, т. е. трением манжет поршня, но игра отсечки ограничена: зазор в головке равен  $\pm 15$  мм. При желании эта игра может быть совсем уничтожена путем зажима винтов головки; для этого необходимо снять тяги *c* и *b*, т. е. выключить сервомотор.

В конструкции этого переводного механизма оригинальными являются лишь некоторые детали сервомотора, и то, пожалуй, больше с производственной стороны. По общему виду сервомотор (фиг. 357) напоминает Alco, отличаясь от него лишь наличием передаточного рычага и некоторыми другими небольшими изменениями. Так, распределительная головка (фиг. 358) изменена в сторону упрощения отливки, и все плотные соединения переведены на притирку. Так же, как и в конструкции Alco, бронзовый золотничок, приводимый во вращение рычажком, скользит здесь по зеркалу. Плотность прилегания золотничка к зеркалу обеспечивается давлением воздуха, который подводится через боковое отверстие *A* к головке, а отсюда через окна *B* и каналы *C* в обе полости цилиндра.

При повороте золотничка одно из этих окон перекрывается, тем самым сообщая какую-либо из полостей с атмосферой через верхний канал *D*.

Чтобы избежать наработки, в зеркале образованы соответствующие профилю золотника впадины *M*, технологически весьма трудно выполнимые. Необходимо заметить, что разбивка окон и обработка их кромок, а равно и кромок золотника, должна быть весьма тщательной, так как отклонения золотника невелики, и всякие неточности резко сказываются в работе.

Другой, не менее ответственной частью сервомотора является поршень (фиг. 359), соединяющий в себе функции поршня как такового с функциями Dämpfer'a. Для



Фиг. 357. Общий вид сервомотора ЦЛПБ.





этой цели поверхность трения манжет поршня достаточно развита, при чем плотность прилегания их обеспечивается специальными пружинящими кольцами. Находясь с обеих сторон под давлением воздуха, что вызывает достаточно сильное прилегание манжет к стенкам цилиндра, поршень имеет возможность противостоять динамическим воздействиям парораспределительного механизма. Для быстроты смены манжет в дисках поршня предусмотрены отверстия, позволяющие производить смену без детальной разборки сервомотора. Надо заметить, что от работы уплотняющих манжет весьма сильно зависит „игра отсечки“, почему необходимо тщательно следить за их состоянием.

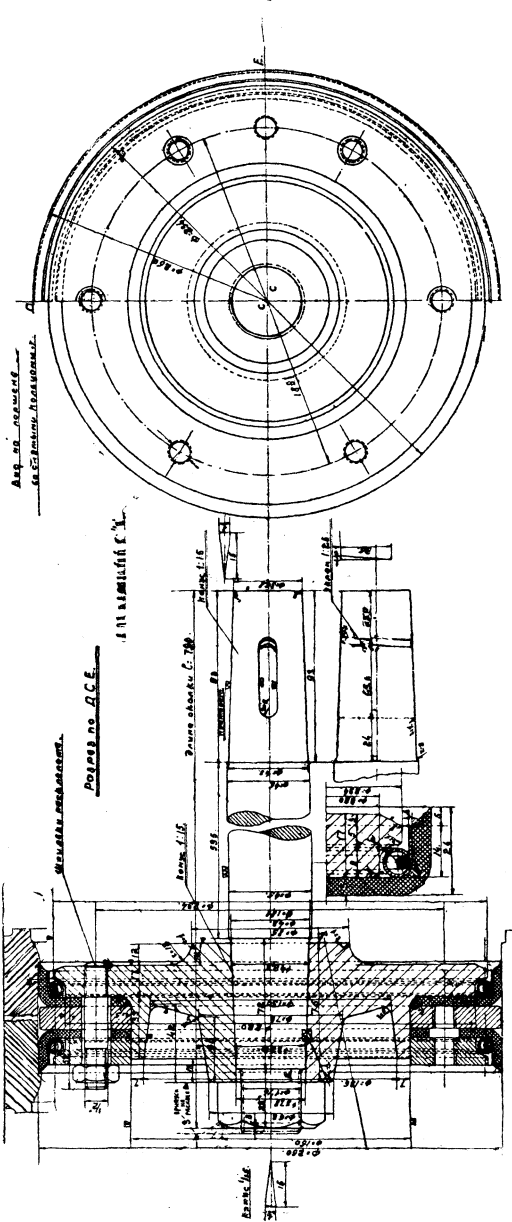
Также требует к себе внимания и рычажная передача: перемещения звеньев ее незначительны, и поэтому износ или неправильная сборка их могут весьма сильно отразиться на работе сервомотора.

Не останавливаясь на выборе диаметра, назначении допустимой игры отсечки и т. п., а также на других расчетах сервомотора, заметим лишь, что при выборе диаметра надо учитывать не только требуемое усилие для перевода камня кулисы, но также силы трения манжет и необходимость восприятия поршнем инерционных воздействий парораспределительного механизма, с одновременным учетом и инерции масс передаточных звеньев.

## БЕСПАРНЫЙ ХОД<sup>1</sup>

Так как профиль железнодорожного пути никогда не представляет собой прямой горизонтали, а состоит из подъемов, уклонов и кривых, то и работа локомотива, развиваемая им мощность и расход топлива являются величинами непостоянными. В зависимости от профиля дороги и допустимой скорости движения примерно на 15—20% проходимого пути паровоз работает с закрытым регулятором, т. е. почти не расходует топлива.

<sup>1</sup> Настоящая глава описывает положение вопроса о беспарном ходе, имевшее место во время проектирования паровоза ФД. Соображения о внутренней динамике существующих типов раздвижных золотников и больших посадочных силах в них безусловно остаются правильными и в настоящий момент, почему разрабатываемая ныне в ЦЛПБ конструкция золотников байпасов резко отличается от конструкции золотников системы Трофимова, широко привившихся на паровозах ЭУ, СУ и др. Практика работы первого паровоза ФД показала, что отрицательная работа при езде с закрытым регулятором весьма велика, при чем в некоторых случаях разрежение в цилиндрах достигает 0,65 кг/см<sup>2</sup>, вследствие чего возможно попадание в цилиндр изгари из дымовой коробки и балласта через продувальные цилиндрические клапаны.



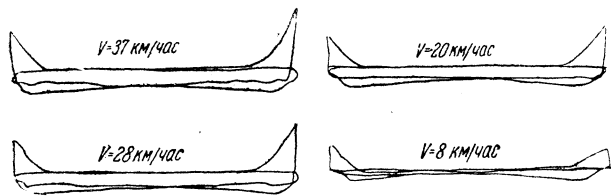
Фиг. 359. Поршень сервомотора.

В этом случае уменьшение сопротивления паровоза (в частности машины) играет немаловажную роль, так как увеличением возможности езды с закрытым регулятором достигается снижение расхода топлива. Увеличение скорости движения несколько снижает возможность такой езды, но все же растущий грузооборот и стремление к экономии топлива заставляют придавать беспарному ходу весьма серьезное значение.

Многочисленные попытки облегчить беспарный ход привели к целому ряду специальных конструкций клапанов, байпасов и т. д., которые большей частью все же дают лишь очень незначительное улучшение. Исключением являются раздвижные золотники Трофимова, а также появившиеся после них золотники Николаи (германский патент), действительно разрешающие эту проблему.

Однако эти золотники при всей их простоте отличаются рядом весьма существенных недостатков. При увеличении диаметра золотника эти недостатки становятся настолько заметными, что заставляют отказываться от золотников байпасов и применять обычные нераздвижные.

Увеличение (против существующих) диаметра и хода золотника на паровозе ФД сильно отразилось на динамическом воздействии парораспределительного механизма и поставило жесткие требования к весу золотника.



Фиг. 360. Диаграммы холостого хода.

Вес золотников системы Трофимова (равнопрочных с нераздвижными) значительно больше веса обычных нераздвижных. Кроме того, с увеличением диаметра, а следовательно и веса, золотни-

ков Трофимова, их внутренняя динамика, усугубляемая еще и большими скоростями (в силу большего хода золотника), становится весьма неблагоприятной и приводит к усилению ударов, т. е. заставляет опасаться быстрого разбоя золотников. Так например если сравнить значения кинетической энергии золотников паровозов Э<sup>у</sup>, С<sup>у</sup> и ФД, подсчитывая их по формуле:

$$E = v_n^2 \frac{Q}{2g} ,$$

где:  $v_n$  — максимальная скорость золотника,  
 $Q$  — вес золотника (подвижная часть),  
 $g$  — ускорение силы тяжести,

то получим данные, приведенные в таблице 117.

ТАБЛИЦА 117

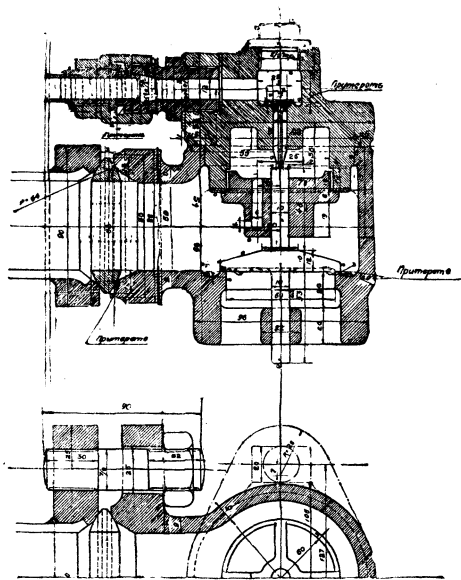
Кинетическая энергия золотников

Паровозы	Вес золотника кг	Скорость золотника м/сек	$E = v_n^2 \frac{Q}{2g}$ кгм
Э <sup>у</sup>	19,0	1,70	2,8
С <sup>у</sup>	12,5	2,22	3,14
ФД	30,0	2,39	8,75

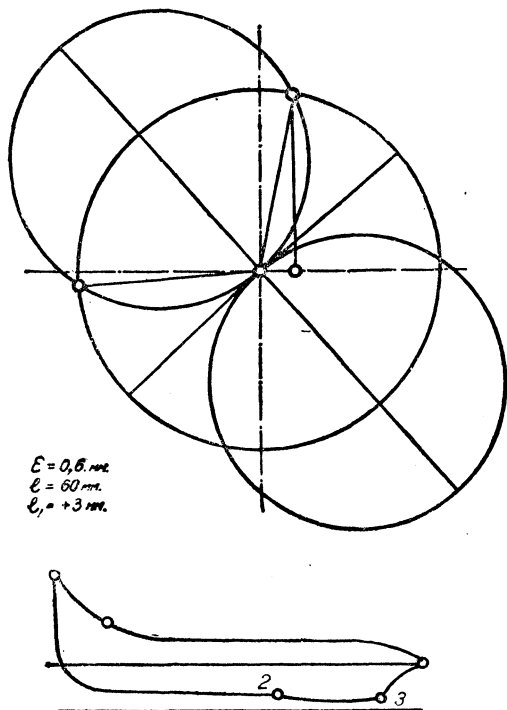
Так же характерно и увеличение посадочной силы по золотникам (сила пара), которая для ФД составляет 175% от силы для Э<sup>у</sup> и С<sup>у</sup>.

Постановка каких-либо смягчающих пружин вызывает еще большее увеличение веса, к тому же и работа этих пружин в условиях высокой температуры будет весьма тяжелой. Помимо того нормальная конструкция золотников системы Трофимова требует двусторонней опоры (контр-штока), что усложняет конструкцию передней крышки и опять-таки увеличивает вес.<sup>1</sup>

Что касается золотников Николаи, то здесь также играют роль весовые соображения. Кроме того, возможность движения паровоза с пониженным давлением (5—7 кг/см<sup>2</sup>) ставит предел размеру применяемых пружин, т. е. удар золотников при посадке предотвращается лишь частично, и при больших диаметрах будет неизбежен разбой золотников.



Фиг. 361. Паровоздушный клапан Лопушинского.



Фиг. 362. Диаграмма холостого хода.

В силу всего изложенного при проектировании паровоза ФД от золотников-байпасов пришлось отказаться и поставить обычные клапаны Лопушинского (см. фиг. 361), по одному с каждой стороны паровоза — на правой и левой паровпускных трубах.

Индикаторные диаграммы беспарного хода паровоза ФД (фиг. 360), а также принципиальная диаграмма на фиг. 362, достаточно наглядно показывают работу этих клапанов. Как и следовало ожидать, заметное влияние их сказывается лишь на участке 1—2, соответствующем открытию окон в момент впуска пара при нормальной работе машины. Из этих диаграмм ясно также, что для

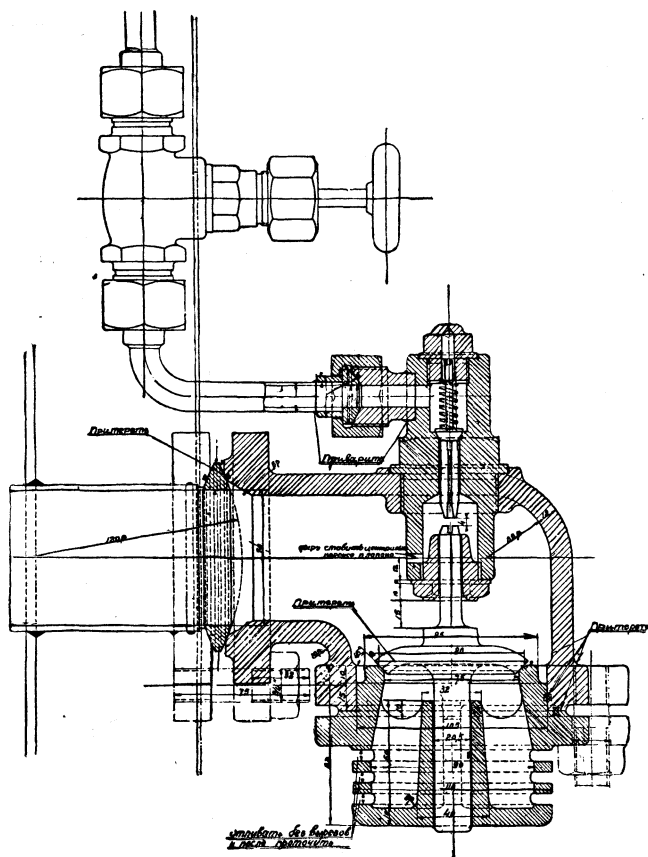
<sup>1</sup> Вообще, по нашему мнению, золотник с контр-штоком лучше золотника такой конструкции, в которой вес золотника воспринимается специальными подушками, но он уступает такому золотнику, где в восприятии веса участвуют кольца.

получения минимальной тормозной работы при такого рода устройствах необходимо ездить с максимально возможной отсечкой. Это неблагоприятно отзывается на парораспределительном механизме, так как вызываемые большим размахом золотника значительные инерционные усилия способствуют скорейшему износу механизма.

Тормозная работа цилиндров, доминирующая в общем сопротивлении паровоза, в данном случае складывается из сопротивлений в золотниках и сопротивлений в клапанах. При этом сопротивления в клапанах в силу сравнительно

малой величины площади прохода клапана, а потому и больших скоростей протекающего воздуха, являются основными. В этом отношении горизонтальное расположение клапанов предпочтительнее вертикального, так как она устраняет лишний поворот потока и влияние веса клапана (тарелки); впрочем последнее не имеет большого значения, так как для преодоления веса клапана достаточно давление всего лишь в  $0,015\text{—}0,025\text{ кг/см}^2$ .

Площадь прохода клапана Лопушинского, поставленного на первом паровозе ФД (фиг. 361),  $F_k = h_k \pi d_k = 0,8\pi \cdot 6 = 15,1 \text{ см}^2$ , что составляет 0,43% от площади поршня. Как и следовало ожидать, этот клапан оказался неудовлетворительным и был впоследствии изменен (фиг. 363): площадь прохода  $F_k$  увеличена до 26 см<sup>2</sup>, что составляет уже 0,74% от площади поршня.



Фиг. 363. Паровоздушный клапан после переделки.

Некоторые изменения были внесены и в конструктивное оформление: плоская посадка клапана заменена конической, и доступ воздуха в клапан огражден перьями.

Как известно, клапаны Лопушинского предусматривают подачу вместе с воздухом также и пара, что несколько увлажняет воздух и тем самым понижает температуру сжатой в цилиндре смеси.

Возможно, что было бы рациональнее несколько больше использовать энергию этого пара, заставив паровое сопло клапана работать как струйный аппарат, т. е. применить энергию пара для наддувки воздуха в парорабочие трубы. При таком использовании пара можно было бы при сравнительно небольшом диаметре клапана осуществить большую подачу смеси воздуха и пара и тем самым уменьшить тормозную работу цилиндров.

Кроме клапанов Лопушинского ЦЛПБ спроектировало также американский клапан беспарного хода, так называемый drifting (фиг. 364). Дрифтинг располагается непосредственно на цилиндре, при чем ввод *А* соединяется с парорабочей трубой, ввод *В* — с паровым пространством котла, и ввод *С* (небольшого диаметра трубка) — с выхлопом.

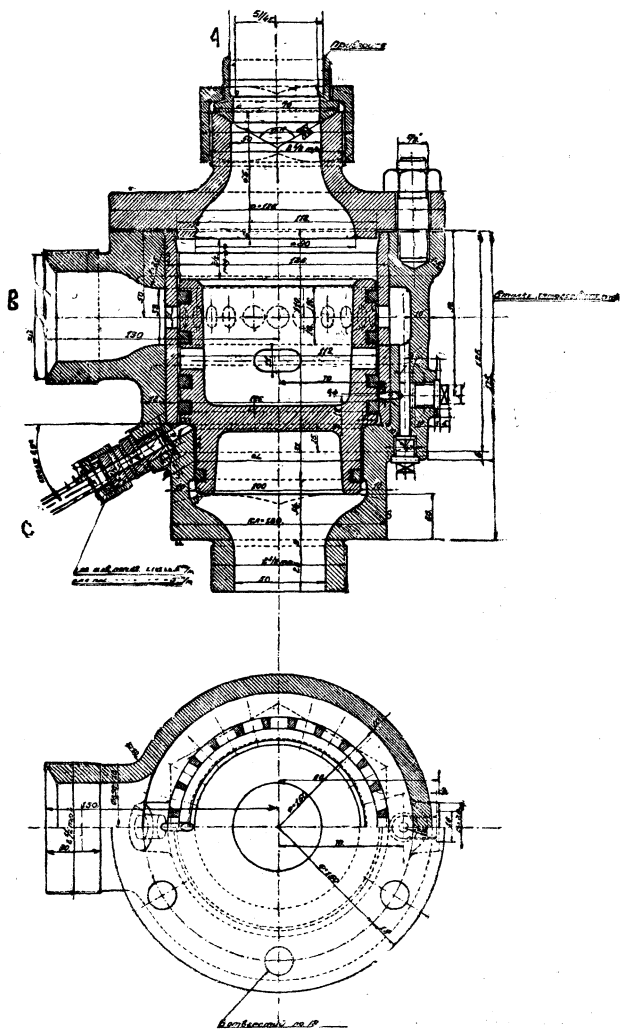
При беспарном ходе вследствие разности давлений в парорабочей трубе и цилиндре золотник клапана поднимается и дает возможность прохода пара в парорабочие трубы. При открытом регуляторе под давлением поступившего в парорабочие трубы острого пара золотник клапана прижимается к седлу и, прикрывая окна, прекращает таким образом доступ насыщенного пара из котла в парорабочие трубы.

Для смягчения удара при посадке, а также и для уменьшения возможных при езде с закрытым регулятором вибраций золотника-дрифтинга, конструкция клапана предусматривает паровую подушку.

Преимуществом этого клапана является то, что он совершенно устраняет засос воздуха извне, т. е. возможность засорения цилиндра; кроме того, применение насыщенного пара обеспечивает более низкую температуру сжатия, что благоприятно отражается на износе трущихся поверхностей, способствуя большей стойкости смазки.

Так как конструкции клапанов и байпасов не только определяют тормозное действие машины при беспарном ходе паровоза, но влияют также и на износ движущего механизма (расстройство движущего механизма, износ цилиндров и золотников вследствие возможного засоса продуктов сгорания), то представляет интерес проследить и это влияние, тем более что машина паровоза ФД отличается некоторыми конструктивными особенностями.

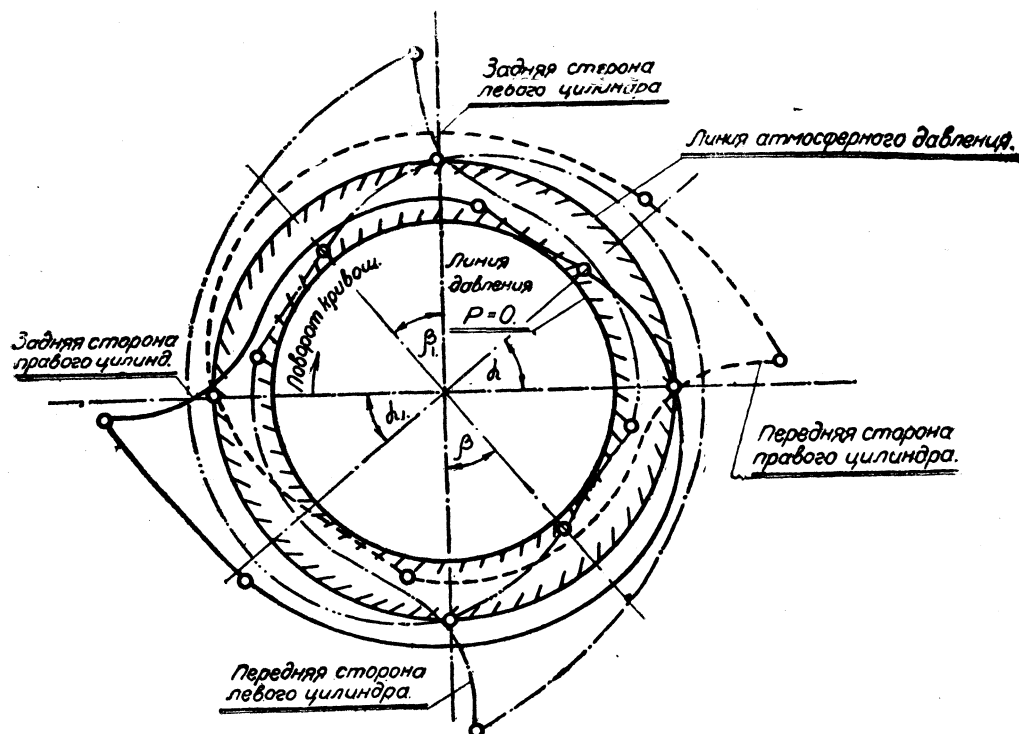
Цилиндры паровоза ФД, выполненные по типу Lima, осуществлены с достаточно большим сечением выхлопных каналов ( $600 \text{ см}^2$ ), но с отдельными для каждого цилиндра выходами каналов в колонку конуса. Таким образом,



Фиг. 364. Клапан беспарного хода.

оба цилиндра — правый и левый — могут сообщаться друг с другом либо через колонку конуса (при обыкновенной или звездчатой насадке с общим выхлопом), либо через дымовую камеру (при четырехдырном конусе с разделенным выхлопом). Обе полости каждого цилиндра — передняя и задняя — сообщаются друг с другом в месте стыка обоих выхлопных каналов, а также и через золотник (см. описание конструкции цилиндров и золотника). Благодаря этому засос газов в любую из полостей цилиндра происходит через оба выхлопных канала.

Чтобы с большей ясностью представить себе все фазы беспарного хода и влияние одного цилиндра (и полостей его) на другой, перестроим примерную диаграмму беспарного хода (фиг. 362) в полярные координаты.



Фиг. 365. Круговая диаграмма.

Беря за основу положение кривошипа правой машины и нанося соответственные этому давления в каждой полости, получим диаграмму, приведенную на фиг. 365.

Здесь показано: сплошной линией — давление в задней полости правого цилиндра; пунктиром — давление в передней полости правого цилиндра; пунктиром с точкой — давление в передней полости левого цилиндра; пунктиром с тремя точками — давление в задней полости левого цилиндра.

Из диаграммы, построенной в предположении езды с отсечкой 0,6 (минимум тормозной работы), видно, что момент засоса в какую-либо из полостей цилиндра совпадает с моментом выталкивания из другого цилиндра, но отнюдь не с моментом выталкивания из противоположной полости.

Поэтому при конусном устройстве с разделенным выхлопом (нормальная

конструкция четырехдырного конуса) засос будет происходить полностью из дымовой камеры. Если же конусное устройство имеет общий выхлоп, то вследствие заполнения отверстия конуса газами, выталкиваемыми из противоположного цилиндра, а также вследствие частичного поворота этого потока в канал, находящийся под пониженным давлением, — засос газов из дымовой камеры значительно уменьшается. В первом случае, в зависимости от объема выхлопных каналов и разрежения в цилиндре, поток засасываемых газов может проникнуть в цилиндр, засорить его и нарушить нормальную работу колец.

На основании имеющихся диаграмм беспарного хода паровоза ФД, которые дают разрежение в цилиндре порядка  $0,6—0,7$  кг/см<sup>2</sup>, произведен подсчет возможности такого случая (для конуса с разделенным выхлопом).

Как уже указывалось, поток засасываемых газов пойдет по обоим выхлопным каналам цилиндра, но разделение этого потока по каналам вследствие сравнительно малого проходного сечения золотника будет неодинаковым.

Обозначая через  $\beta$  коэффициент разделения потока и не учитывая некоторых потерь напора на удары, мы можем, исходя из равенства перепада давлений, написать следующее:

$$\left(\frac{Q\beta}{F}\right)^2 \frac{l}{\rho} \Delta\gamma = \left[\frac{Q(1-\beta)}{F}\right]^2 \frac{l}{\rho} \Delta\gamma + \left[\frac{Q(1-\beta)}{F_1}\right]^2 \frac{l_1}{\rho_1} \Delta\gamma,$$

где:  $Q$  — количество протекающих газов = м<sup>3</sup>/сек;

$F$  — площадь сечения выхлопного канала = 0,06 м<sup>2</sup>;

$l$  — длина выхлопного канала (приведенная) =  $1,7 + 2 \cdot 2,75 = 7,2$  м;

$\rho$  — гидравлический радиус канала = 0,069 м;

$\Delta$  — некоторый постоянный коэффициент;

$\gamma$  — удельный вес;

$F_1$  — площадь прохода сечения золотника = 0,0114 м<sup>2</sup>;

$l_1$  — длина канала золотника = 0,96 м;

$\rho_1$  — гидравлический радиус канала золотника = 0,02 м.

Решая это уравнение относительно  $\beta$ , получим:

$$\beta^2 \frac{l_1}{F_1^2 \rho_1} - 2\beta \left( \frac{l_1}{\rho_1 F_1^2} + \frac{l}{\rho F^2} \right) + \frac{l_1}{\rho_1 F_1^2} + \frac{l}{\rho F^2} = 0,$$

или

$$\beta^2 - 2\beta \left[ 1 + \frac{l\rho_1}{l_1\rho} \left( \frac{F_1}{F} \right)^2 \right] + \left[ 1 + \frac{l\rho_1}{l_1\rho} \left( \frac{F_1}{F} \right)^2 \right] = 0.$$

Обозначая

$$\left[ 1 + \frac{l\rho_1}{l_1\rho} \left( \frac{F_1}{F} \right)^2 \right] = A,$$

имеем:

$$\beta = A - \sqrt{A^2 - A};$$

подставляя численные значения, получим:

$$A = 1 + \frac{7,2 \cdot 0,02}{0,96 \cdot 0,069} \left( \frac{0,0114}{0,060} \right)^2 = 1,0785$$

$$\text{и } \beta = 0,79;$$

т. е. 21% общего потока направится через один из каналов и золотник,<sup>1</sup> и 79% потока направятся по наименьшему сопротивлению.

Количество же газов, засасываемых в цилиндр при разрежении в 0,6 кг/см<sup>3</sup> (в конце хода расширения), будет:

$$v = HF_n(\epsilon + \epsilon_0) \cdot 0,6 + F_n H(1 - \epsilon),$$

где:  $v$  — объем засасываемых газов в см<sup>3</sup>;

$F_n$  — площадь поршня в см<sup>2</sup>;

$H$  — ход поршня в см;

$\epsilon$  — доля хода поршня, отвечающая началу засоса;

$\epsilon_0$  — вредное пространство цилиндров 0,13.

Из диаграммы Цейнера имеем  $\epsilon = 0,885$ , т. е.

$$v = 3520 \cdot 77 (0,885 + 0,13) 0,6 + 3520 \cdot 77 \cdot 0,115 = 196\,000 \text{ см}^3.$$

Учитывая коэффициент разделения  $\beta$ , получим, что через один выхлопной канал должно пройти  $196\,000 \cdot 0,79 = 155\,000 \text{ см}^3$ . Объем же выхлопного канала, считая от кромки окна до колонки конуса, составляет 145 000 см<sup>3</sup>.

Таким образом, засасываемый поток дымовых газов (без учета динамических потерь) попадает в этом случае в цилиндр паровоза.

Поэтому при такой конструкции конуса и золотника целесообразно несколько перераспределить поток, т. е. увеличить проходное сечение канала золотника.

Несколько лучшие результаты дадут байпасы, но, конечно, и они уступают в этом отношении раздвижным золотникам системы Трофимова и Николаи.

Что же касается расстройств движущего механизма, то в этом отношении обстоятельства не всегда складываются в пользу золотников Трофимова, и при некоторых комбинациях простые клапаны Лопушинского могут оказаться более желательными.

Инерционные усилия движущего механизма, изменяясь пропорционально квадрату угловой скорости, могут достигать весьма большой величины (особенно в быстроходных мощных паровозах) и оказывать достаточно большое давление на пальцы. При езде с закрытым регулятором и наличии золотников-байпасов Трофимова эти инерционные усилия полностью воспринимаются пальцами.

При обычных нераздвижных золотниках эти воздействия могут быть или уменьшены благодаря паровоздушной подушке в конце хода поршня, или, наоборот, увеличены ударным нагружением. При этом, в зависимости от величины давления сжатия, ударное нагружение будет вызываться или всеми, или некоторыми звеньями движущегося механизма.

Для паровоза ФД второго заказа с массой поступательно движущихся частей, равной 63,4 кг сек<sup>2</sup> м<sup>-1</sup>, и массой шатуна 42,7 кг сек<sup>2</sup> м<sup>-1</sup> — инерционные усилия в конце хода поршня приведены в таблице 118. Подсчет проведен для механизма с бесконечно длинным шатуном.

<sup>1</sup> Это наглядно показывает преимущества золотника с каналом, соединяющим обе выхлопных полости.



**Инерционные усилия в машине паровоза ФД  
в зависимости от скорости**

Скорость км/час	Инерционные усилия		Общее уси- лие кг
	поступатель- но движущих- ся частей кг	шатуннов кг	
65	14200	9600	23800
50	2350	5640	13990
30	3000	2020	5020
20	1330	885	2215
10	334	225	559

Если же подсчитать давление в конце хода поршня (максимальная отсечка 0,6), пользуясь методом построения индикаторных диаграмм Хедера, то получатся данные, приведенные в таблице 119.

**ТАБЛИЦА 119**

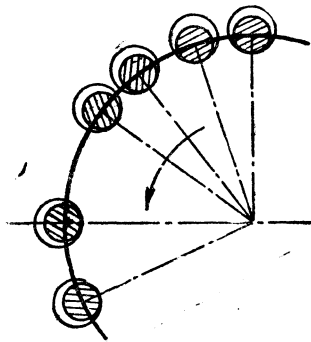
**Усилие на поршень от сжатия воздуха при холостой езде**

Скорость км/час	Момент на- чала замет- ного тормо- жения в до- лях хода поршня <sup>1</sup>	Момент на- чала сжа- тия в долях хода поршня	Давление в конце сжатия кг/см <sup>2</sup>	Усилие на поршень кг
65	0,73	0,80	2,20	7750
50	0,77	0,82	1,95	6890
30	0,81	0,84	1,72	6050
20	0,82	0,85	1,60	5620
10	0,84	0,86	1,50	5270

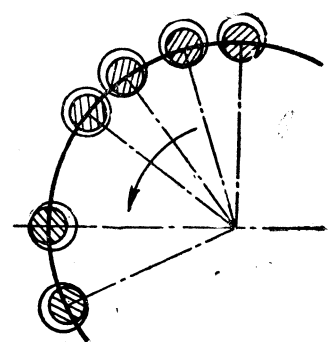
Сопоставляя таблицы 118 и 119, мы видим:

а) при движении паровоза со скоростью порядка 45—65 км/час сжатие в конце хода поршня ведет лишь к уменьшению давления на пальцы, но никакого неблагоприятного изменения зазоров в подшипниках движущегося механизма не вызывает (фиг. 366);

б) при движении паровоза со скоростью порядка 35—45 км/час сжатие в конце хода поршня вызывает появле-



Фиг. 366. Взаимное расположение подшипника и пальца при скоростях 45—65 км/час.



Фиг. 367. Взаимное расположение подшипника и пальца при скоростях ниже 35 км/час.

<sup>1</sup> Скорость „заметного торможения“ принята равной 120 м/сек. Показатель политропы сжатия —  $n$  — равен 1,25. Фазы беспарного хода взяты на основе диаграммы Цейнера.

ние зазора между подшипниками кулака и валиком, т. е. влечет за собой ударное нагружение этого соединения;

с) при движении паровоза со скоростями ниже 35 км/час сжатие в конце хода поршня также вызывает появление зазора между задним подшипником ведущего дышла и пальцем, т. е. ударное нагружение и этого соединения (фиг. 367).

Для последних двух случаев ударное нагружение соединений определяется, с одной стороны, величиной износа трущихся поверхностей (зазор), а с другой,— скоростью падения давления в полости цилиндра. Эта скорость зависит главным образом от скорости движения паровоза и размаха золотника; величина же линейного предварения впуска влияет на момент удара лишь в небольшой степени.

Произведенный анализ нагружения звеньев движущего механизма при беспарном ходе показывает, что ни простые золотники с клапанами Лопушинского, ни дрифтинги не дают достаточно удовлетворительного решения. При золотниках Трофимова в конце хода поршня воздушная подушка в цилиндре отсутствует, вследствие чего палец кривошипа и валик крейцкопфа испытывают воздействие весьма больших инерционных усилий, способствующих быстрому их износу, что также является нежелательным.

Эти краткие соображения по беспарному ходу паровоза не исчерпывают всего комплекса явлений, а представляют собой лишь первоначальные ориентировочные наброски, которые должны послужить основанием для изучения этих явлений и помочь выбору рациональных приборов беспарного хода.

---