

С.П. Сыромятников

**Курс паровозов. Устройство и работа
паровозов и техника их ремонта**

Том 2. Машина, экипаж и тендер

**Москва
«Книга по Требованию»**

УДК 656
ББК 39.1
С11

C11 **С.П. Сыромятников**
Курс паровозов. Устройство и работа паровозов и техника их ремонта: Том 2. Машина, экипаж и тендер / С.П. Сыромятников – М.: Книга по Требованию, 2023. – 527 с.

ISBN 978-5-458-38615-9

Во втором томе книги подробно рассмотрены: устройство, конструкция и работа паровой машины, экипажа и тендера, а также приведены крепостной расчет и техника их ремонта. Кроме того, здесь излагаются: динамика и парораспределение паровоза, тепловой расчет паровой машины и тендера-конденсатора. Книга предназначается в качестве стабильного учебника для студентов втузов жел. -дор. транспорта.

ISBN 978-5-458-38615-9

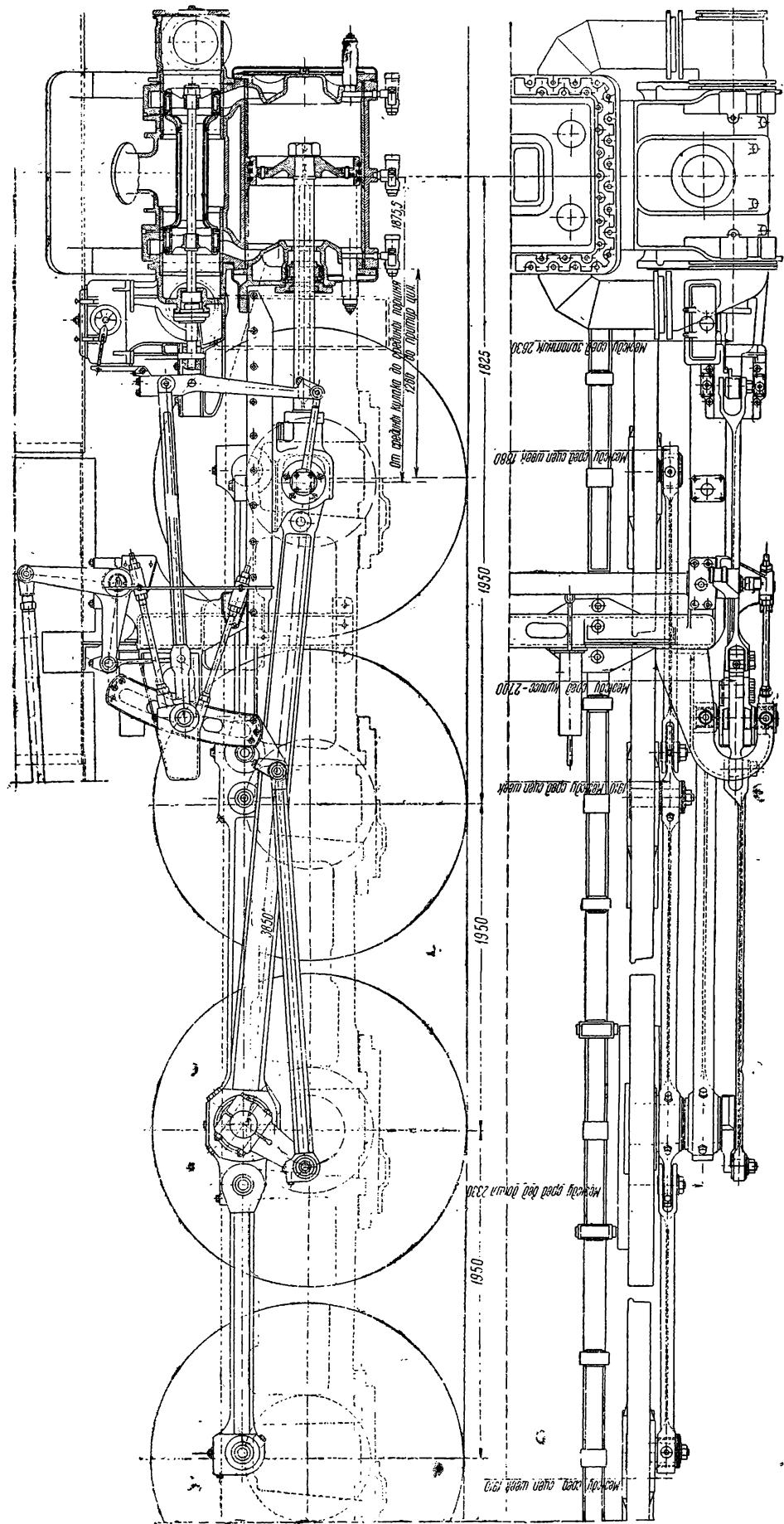
© Издание на русском языке, оформление
«YOYO Media», 2023
© Издание на русском языке, оцифровка,
«Книга по Требованию», 2023

Эта книга является репринтом оригинала, который мы создали специально для Вас, используя запатентованные технологии производства репринтных книг и печати по требованию.

Сначала мы отсканировали каждую страницу оригинала этой редкой книги на профессиональном оборудовании. Затем с помощью специально разработанных программ мы произвели очистку изображения от пятен, клякс, перегибов и попытались отбелить и выровнять каждую страницу книги. К сожалению, некоторые страницы нельзя вернуть в изначальное состояние, и если их было трудно читать в оригинале, то даже при цифровой реставрации их невозможно улучшить.

Разумеется, автоматизированная программная обработка репринтных книг – не самое лучшее решение для восстановления текста в его первозданном виде, однако, наша цель – вернуть читателю точную копию книги, которой может быть несколько веков.

Поэтому мы предупреждаем о возможных погрешностях восстановленного репринтного издания. В издании могут отсутствовать одна или несколько страниц текста, могут встретиться невыводимые пятна и кляксы, надписи на полях или подчеркивания в тексте, нечитаемые фрагменты текста или загибы страниц. Покупать или не покупать подобные издания – решать Вам, мы же делаем все возможное, чтобы редкие и ценные книги, еще недавно утраченные и несправедливо забытые, вновь стали доступными для всех читателей.



ΦΗΜ. 297.

(поршня и золотника): здесь применяются или несовершенные простые масленки и паровые лубрикаторы, или, лучше, смазочные прессы, осуществляющие принудительную подачу смазки.

Движущий механизм составляется поршнем (состоящим из диска и штока), непосредственно воспринимающим давление впущенного в цилиндр пара и приходящим в движение под влиянием этого давления, крейцкопфом (кулаком), движущимся по параллелям и обеспечивающим прямолинейное возвратно-поступательное движение штока, и, наконец, шатунным механизмом. Последний составляется поршневым дышлом и системой сцепных дышел (спарников), навешиваемых на пальцы сцепных колес.

Органы парораспределения — в свою очередь разделяются на две группы деталей: внутренние органы парораспределения — золотник и золотниковый шток и наружные (внешние) органы — механизм, приводящий в движение золотник.

Система внешнего механизма — несколько. На наших паровозах применяются почти исключительно кулисные механизмы: наиболее распространен кулисный механизм Вальсхерта (Гейзингера). В этом механизме, как видно по фиг. 297, кулиса получает качательное движение от эксцентриковой тяги («тяги от пальца»), задним концом навешенной на палец контракрикошипа ведущего пальца колеса. По прорезу кулисы движется кулисный «камень», шарнирно связанный с кулисной (радиальной) тягой, управляющей движением золотника.

Для того чтобы осуществить парораспределение при переднем и заднем ходах паровоза с предварением впуска пара — единственно рациональное в условиях быстроходных паровозных машин, — кулисная тяга соединяется с золотниковым штоком не непосредственно, а через парораспределительный рычаг — маятник, нижний конец которого получает движение от крейцкопфа.

Изменяя положение камня в прорезе кулисы (посредством переводного устройства), машинист изменяет отсечку и переводит ход паровоза на обратный (реверсирование машины). Чем дальше расположен камень от центра качания кулисы, тем больше его размах, тем больше степень наполнения (отсечка). Переводя камень на другую половину кулисы, машинист дает обратный ход паровозу — то же с различными отсечками, в зависимости от положения камня.

Переводное устройство состоит из переводного вала, рычагов с подвесками, переводной тяги, идущей в будку машиниста, и переводного винта, гайка которого шарнирно соединена с задним концом переводной тяги. Вращая переводный винт, машинист перемещает кулисный камень по пазу кулисы и тем самым изменяет отсечку. Современные мощные паровозы частью имеют воздушный сервомотор реверса, облегчающий работу машиниста по передвижению кулисных камней и золотников.

В главе «Теория парораспределения» рассматриваются и другие, менее распространенные системы парораспределения.

ГЛАВА II

СИЛА ТЯГИ ПАРОВОЗА И СОПРОТИВЛЕНИЕ

§ 1. Сила тяги

Примем, что движущий механизм лежит в одной плоскости с кругом катания колеса. Пар, поступая в цилиндр, давит на поршень и крышку цилиндра с одинаковой силой (фиг. 298). Результирующее давление на поршень:

$$P_0 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p_x,$$

где $p_x = p_n - p_z$ — мгновенное давление на поршень;

p_n — давление на поршень со стороны рабочей полости;

p_z — давление на поршень со стороны нерабочей полости;

d — диаметр цилиндра.

Сила P_0 , передаваясь на головку шатуна, уменьшается на величину трения поршневых колец о стенки цилиндра, штока о сальник и крейцкопфа о параллель.

На оси крейцкопфного валика сила $P = P_0 - \sum f$ разлагается на составляющие:

$$N = P \operatorname{tg} \beta \quad (235)$$

и

$$S = \frac{P}{\cos \beta}. \quad (236)$$

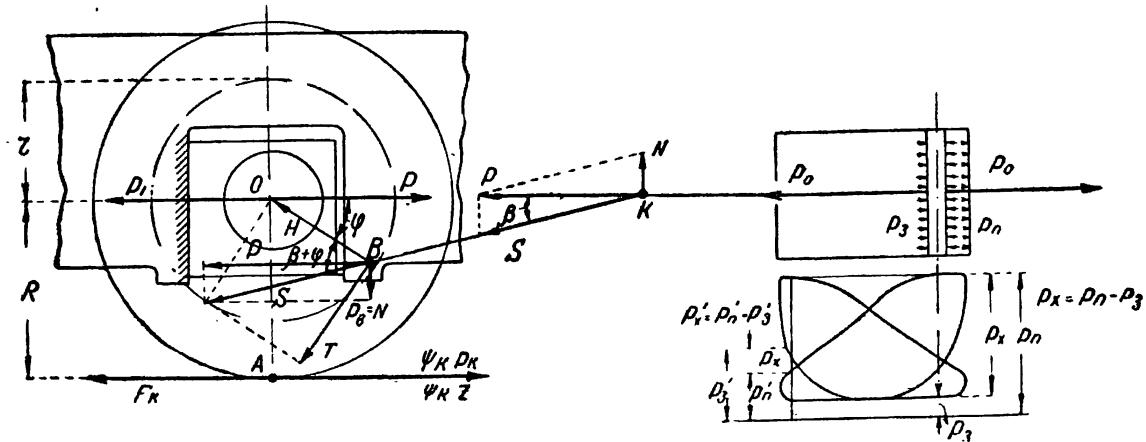
Сила по шатуну, передаваясь на палец кривошипа, дает здесь составляющие горизонтальную

$$P_2 = S \cos \beta = P \quad (237)$$

и вертикальную

$$P_3 = S \sin \beta = P \operatorname{tg} \beta = N. \quad (238)$$

Сила пара, производящая давление на крышку цилиндра, передается через раму на буксу ведущей оси.



Фиг. 298.

Вертикальная сила P_3 изменяет нагрузку колеса на рельс; сила N вместе с P_3 дает пару с моментом $P_3 \rho$, направленным против часовой стрелки. Этот момент, воздействуя на надрессорное строение, вызывает колебательные движения. Горизонтальная сила P распределяется по закону рычага на точки опоры колеса O — ось колеса и A — мгновенный центр вращения.

При переднем мертвом положении кривошипа задняя часть буксы и рамы прижаты друг к другу двумя равными и противоположными, взаимно уравновешивающимися силами P .

При повороте кривошипа на угол φ (фиг. 298) условия равновесия дают:

$$P_1 R + N r \cos \varphi - P (R - r \sin \varphi) = 0$$

и

$$F_k + P_1 - P = 0.$$

Подставляя $N = P \operatorname{tg} \beta$, найдем:

$$P_1 = P \left[1 - \frac{r}{R} \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta} \right]; \quad (239)$$

$$F_k = P \frac{r}{R} \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}. \quad (240)$$

Давление пара на крышку P направлено от рамы к задней стороне буксы. От кривошипа же через буксу на раму передается сила P_1 , меньшая, чем при мертвом положении. Избыток давления от рамы на буксу

$$P - P_1 = P \frac{r}{R} \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta} = F_k$$

направлен в сторону движения и равен величине силы тяги.

Таким образом при повороте кривошипа от 0 до 180° движущее усилие, приводящее паровоз в движение, передается через раму на колеса.

Давление между буксой и рамой равно:

$$P_1 = P - P \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R} = P - F_k$$

при угле, равном φ ;

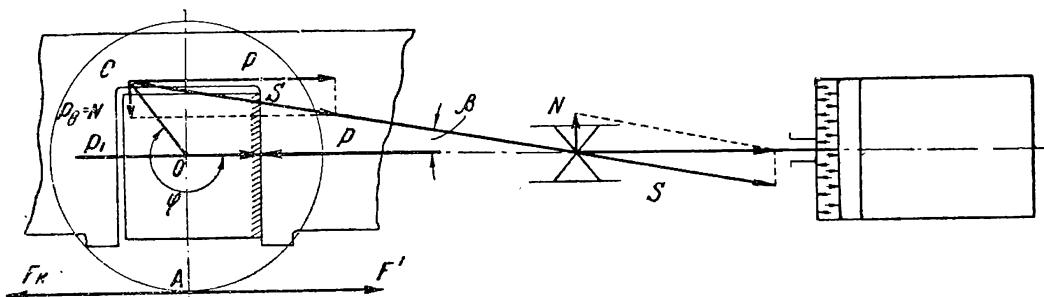
при $\varphi = 0$ и (180°) $P_1 = P$.

Сила тяги изменяется от:

$$F_k = 0 \text{ при } \varphi = 0 \text{ и } (180^\circ)$$

$$\text{до } F_k = P \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R} \text{ при угле } \varphi.$$

При движении кривошипа по верхней полуокружности (от $\varphi = 180^\circ$ до $\varphi = 360^\circ$) (фиг. 299) сила от рамы на буксу направлена назад, а сила от буксы на раму вперед.



Фиг. 299.

Рассматривая опять условия равновесия колеса, найдем, что теперь большая часть силы P передается на опору O , а меньшая на «неподвижную» опору A колеса, а именно:

$$\text{усилие от буксы на раму } P_1 = P \left[1 + \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R} \right]; \quad (239')$$

$$\text{сила тяги } F_k = P \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R}. \quad (240')$$

В этом случае сила, приложенная к буксе, больше, чем к раме, на величину:

$$P_1 - P = P \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R} = F_k.$$

Этот избыток силы, приложенный от буксы к раме, направлен попрежнему в сторону движения и равен силе тяги. Следовательно: при повороте кривошипа от 180° до 360° усилие, приводящее паровоз в движение, приложено непосредственно к оси колеса и через буксу передается на раму.

Сила взаимодействия между передней частью буксы и рамой равна:

$$P_1 - P \frac{r \sin(\beta + \varphi)}{R}.$$

При боксировании паровоза «неподвижная» опора A уничтожается, поэтому при любом положении кривошипа давление рамы на буксу равно давлению буксы на раму. Эти силы как противоположно направленные не могут привести паровоз в движение.

Величину силы тяги можно определить, исходя из крутящего момента. Разложим силу S (фиг. 298) на две составляющие:

по направлению радиуса кривошипа нормальную

$$H = S \cos(\beta + \varphi) = P \frac{\cos(\beta + \varphi)}{\cos \beta}$$

и перпендикулярно к ней тангенциальную

$$T = S \sin(\beta + \varphi) = P \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Момент, вращающий колесную пару:

$$M_e = Tr = Pr \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

При положениях кривошипа, близких к мертвому, вращающий момент имеет незначительную величину,ющую оказаться недостаточной для трогания паровоза с места. Последнее служит причиной применения на паровозах не менее двух цилиндров с различным заклинением правого и левого кривошипов. Обычно правый кривошип опережает левый на 90° (при двухцилиндровой машине).

Выражение вращающего момента

$$M_e = Pr \cdot \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta} = Pr (\sin \varphi + \tan \beta \cos \varphi) \quad (241)$$

после подстановки, ввиду малости угла β ,

$$\tan \beta \approx \sin \beta = \frac{r}{L} \sin \varphi$$

принимает вид:

$$M_e = Pr \left(\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right).$$

Для двухцилиндровой машины, учитывая угол заклинения кривошипов, имеем:

$$M_e = P_{np} r \left[\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] + P_{le} r \left[\sin(\varphi + 270^\circ) + \frac{r}{L} \frac{\sin(2\varphi + 540^\circ)}{2} \right]. \quad (242)$$

При заднем ходе поршня:

Для $\varphi = (0^\circ \div 90^\circ)$ сила P_{np} направлена назад, а P_{le} вперед (отрицательна):

$$M_e = P_{np} r \left[\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] + P_{le} r \left[\cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right]. \quad (243)$$

В случае постоянного значения $P_{np} = P_{le} = P = \text{const}$

$$M_e = Pr \left[\sin \varphi + \cos \varphi + \frac{r}{L} \sin 2\varphi \right]. \quad (243')$$

Для $\varphi = (90^\circ \div 180^\circ)$ силы P_{np} и P_{les} направлены в одну сторону назад:

$$M_s = P_{np}r \left[\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] - P_{les}r \left[\cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \quad (244)$$

и

$$M_s = P_{np}r [\sin \varphi - \cos \varphi] \text{ для } P = \text{const.}$$

При переднем ходе поршня:

Для φ от 180° до 270° сила P_{np} направлена вперед, P_{les} — назад.

$$M_s = P_{np}r \left[\sin \varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] + P_{les}r \left[\cos \varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \quad (245)$$

и

$$M_s = Pr \left[\sin \varphi + \cos \varphi - \frac{r}{L} \sin 2\varphi \right] \text{ для } P = \text{const.}$$

Для φ от 270° до 360° силы P_{np} и P_{les} направлены вперед:

$$M_s = P_{np}r \left[\sin \varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] - P_{les}r \left[\cos \varphi - \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right] \quad (246)$$

и

$$M_s = Pr [\sin \varphi - \cos \varphi] \text{ для } P = \text{const.}$$

Среднее значение вращающего момента при ходе поршня назад:

$$\begin{aligned} M_s^{cp} &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{Md\varphi}{\pi} = \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{np}r \left(\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi + \\ &\quad + \int_0^{\frac{\pi}{2}} P_{les}r \left(\cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi + \\ &+ \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} P_{np}r \left(\sin \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi - \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} P_{les}r \left(\cos \varphi + \frac{r}{L} \frac{\sin 2\varphi}{2} \right) d\varphi. \end{aligned} \quad (247)$$

При постоянном значении давления пара на поршень:

$$\begin{aligned} M_s^{cp} &= \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{Md\varphi}{\pi} = Pr \left[\int_0^{\frac{\pi}{2}} (\sin \varphi + \cos \varphi) d\varphi + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\frac{\pi}{2}}^{\pi} (\sin \varphi - \cos \varphi) d\varphi + \right] + \frac{Pr^2}{L} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin 2\varphi d\varphi. \end{aligned}$$

Интегрирование последнего выражения дает при ходе поршня назад:

$$M_s^{cp} = P \cdot r \left(\frac{4}{\pi} + \frac{r}{L} \right). \quad (248)$$

Заменяя вращающий момент тангенциальных усилий равным ему моментом силы тяги F_k на ободе движущих колес, найдем:

$$M_e = T \cdot r = F_k \cdot R,$$

откуда среднее значение силы тяги:

$$F_k^{cp} = P \frac{r}{R} \left(\frac{4}{\pi} + \frac{r}{L} \right). \quad (249)$$

При ходе поршня вперед:

$$M_e^{cp} = P \cdot r \left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L} \right)$$

и

$$F_k^{cp} = P \frac{r}{R} \left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L} \right).$$

Таким образом общее выражение силы тяги:

$$F_k = \frac{M_e}{R} = \frac{T \cdot r}{R} = P \frac{r}{R} \frac{\sin(\beta + \varphi)}{\cos \beta}.$$

Следовательно, касательной силой тяги на ободе движущих колес называется сила, приложенная по кругу катания в месте соприкосновения бандажа и головки рельса. Величина этой силы определяется из условия, что ее работа на ободе за один оборот движущих колес равна работе силы пара в цилиндрах за вычетом работы сил сопротивления движущего и парораспределительного механизмов за тот же оборот колеса.

Максимум вращающего момента найдем из выражения:

$$\frac{dM}{d\varphi} = P \cdot r \left(\cos \varphi - \sin \varphi + 2 \frac{r}{L} \cos 2\varphi \right) d\varphi = 0,$$

откуда

$$\varphi = 45^\circ.$$

Следовательно

$$M_e^{max} = P \cdot r \left(\sqrt{2} + \frac{r}{L} \right)$$

и

$$F_k^{max} = P \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} + \frac{r}{L} \right).$$

Наименьшее значение вращающего момента получается при нахождении одного из кривошипов в передней мертвоточке, а другого—под углом 90° .

В этом случае:

$$M_e^{min} = Pr \quad \text{и} \quad F_k^{min} = P \frac{r}{R}.$$

На фиг. 300, *a* приведена диаграмма изменений касательной силы тяги, которая, как видно, за оборот колеса четыре раза изменяется от максимума

$$F_k^{max} = P \frac{r}{R} \left(\sqrt{2} + \frac{r}{L} \right)$$

до минимума $F_k^{min} = P \frac{r}{R}$, колеблясь около среднего значения

$$F_k^{cp} = P \frac{r}{R} \left(\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L} \right).$$

Характеристикой колебаний силы тяги (или вращающего момента) служит коэффициент неравномерности:

$$\mu = \frac{M_e^{max} - M_e^{cp}}{M_e^{cp}} = \frac{F_k^{max} - F_k^{cp}}{F_k^{cp}}. \quad (250)$$

Подставляя найденные значения, имеем

$$\mu = \frac{\sqrt{2 - \frac{4}{\pi} + \frac{2r}{L}}}{\frac{4}{\pi} - \frac{r}{L}};$$

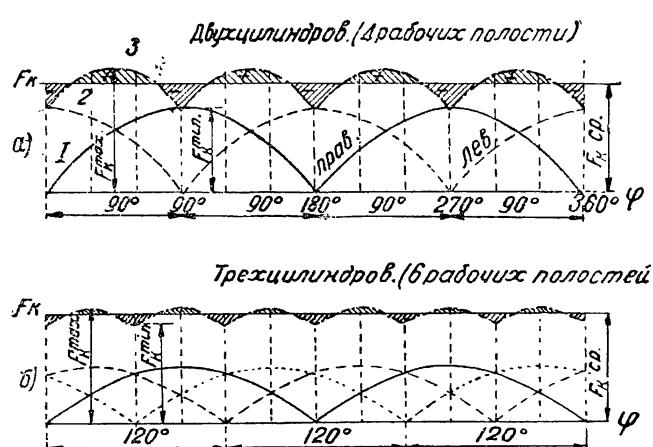
при

$$\frac{r}{L} = \frac{1}{8} \quad \mu = 0,34;$$

при

$$\frac{r}{L} = \frac{1}{10} \quad \mu = 0,29.$$

На фиг. 300, *а* показана диаграмма касательной силы тяги трехцилиндрового паровоза, из которой видно, что колебания касательной силы тяги от среднего значения меньше, чем у двухцилиндрового паровоза.



Фиг. 300.

неравномерность силы тяги меньше. Так (фиг. 301, *а*, *б*) при $\epsilon = 0,75$ на малой скорости имеем:

у двухцилиндрового паровоза $\mu = 0,22$,
а у трехцилиндрового всего лишь $\mu = 0,09$.

Неравномерность силы тяги имеет последствием неравномерную скорость движения. Однако изменение скорости благодаря большому весу поезда, действующему как маховик, невелико, и им можно пренебречь.

Другое, более вредное, последствие неравномерности силы тяги заключается в уменьшении сцепления колес с рельсами. При положении одного из кривошипов (например левого) в мертвом положении вращающий момент другого колеса реализуется за счет трения этого колеса о рельс, так как передачи вращающего момента на противоположное колесо нет ввиду большой жесткости оси, предотвращающей скручивание ее. При большом вращающем моменте правое колесо начнет скользить. При этом при пробоксировании будет передаваться вращающий момент и на колесо противоположной стороны, и здесь будет реализоваться сила тяги за счет сцепления колеса с рельсом. Этим объясняется то обстоятельство, что сильное боксование при медленном движении на подъеме, при увеличении скорости, а также

в действительных условиях, при работе паровоза с расширением пара, благодаря переменному давлению на поршень, отклонения касательной силы тяги (вращающего момента) от среднего значения будут больше, чем в разобранном выше случае.

Выражение для средней касательной силы останется прежним. Однако здесь уже под силой P подразумевается давление пара на поршень при среднем индикаторном давлении. При числе цилиндров больше двух неравно-

при уменьшении силы тяги на подъеме прекращается. При отсутствии силы тяги, например на левом колесе, сила тяги правого колеса, будучи приложена на плече ξ_k (от середины паровоза до круга катания колеса), создает момент $F_k \xi_k$, стремящийся поворачивать паровоз влево. Сила сопротивления состава и паровоза, приложенная к продольной оси паровоза, не может уравновесить момент от силы тяги $F_k \xi_k$.

Подобное же явление наблюдается и при других условиях, когда оба колеса развиваются силу тяги. Ввиду того, что сила тяги, развиваемая обоими колесами, не всегда одинакова, точка приложения равнодействующей силы тяги все время перемещается от продольной оси то к одному, то к другому колесу.

Реализация движения паровоза, иначе говоря, движущей силы тяги, осуществляется за счет внешней, по отношению к паровозу, силы сцепления (трения) колес с рельсами. Для получения большой силы тяги врачающий момент реализуется не только за счет сцепления ведущих колес, но также и за счет силы сцепления с рельсами сцепных колес, соединяемых с ведущими при помощи сцепных дышел.

Величина силы сцепления (реакции рельса) равна и противоположна силе тяги, развиваемой паровозной машиной, и не может быть больше силы трения колес о рельсы. Во избежание боксования:

$$F_k^{\max} \leq 1000 P_k \cdot f. \quad (251)$$

Нагрузка сцепных колес во время движения не остается постоянной. Поэтому наибольшая величина касательной силы тяги должна быть не больше силы трения колес при наименьших динамических нагрузках:

$$F_k^{\max} \leq 1000 f \Sigma Z_{\min}. \quad (252)$$

Но $\Sigma Z_{\min} = (1 - \alpha) P_k$, где α — коэффициент разгруза, учитывающий отклонение наименьшей нагрузки колес от среднего ее значения, т. е. от статической величины (за счет вращения избыточного противовеса колесо давит на рельс с силой то меньшей статической нагрузки — при нахождении противовеса в верхней полуокружности, то с большей — при нахождении противовеса в нижней полуокружности):

$$\alpha = \frac{P_k - \Sigma Z_{\min}}{P_k}. \quad (253)$$

Следовательно:

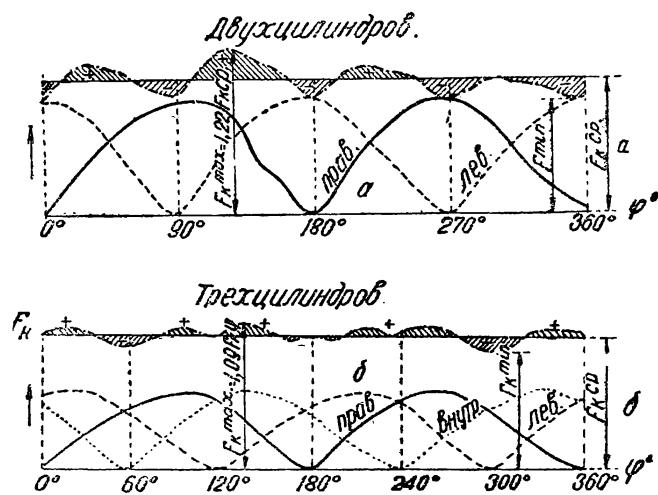
$$F_k^{\max} = T \frac{r}{R} \leq f \Sigma Z_{\min} \cdot 1000 = f(1 - \alpha) P_k 1000.$$

Но

$$\frac{F_k^{\max} - F_k^{cp}}{F_k^{cp}} = \mu,$$

значему

$$(1 + \mu) F_k^{cp} \leq f(1 - \alpha) P_k 1000.$$



Фиг. 301.

Отсюда

$$F_{\kappa}^{cp} \leq f \frac{1-\alpha}{1+\mu} P_{\kappa} 1000,$$

или

$$F_{\kappa}^{cp} \leq \psi_{\kappa} P_{\kappa} 1000. \quad (254)$$

Здесь $\psi_{\kappa} = f \frac{(1-\alpha)}{(1+\mu)}$ — коэффициент сцепления. (255)

§ 2. Коэффициент сцепления

Сила тяги, реализуемая паровозом, зависит от коэффициента сцепления — условной величины, учитывающей, помимо трения первого рода между колесом и рельсом, неравномерность силы тяги, а также изменение нагрузок колес на рельсы.

Величина коэффициента трения зависит от состояния труящихся поверхностей бандажа и рельса и качества их. Кроме того, на величину коэффициента трения имеет большое влияние характер движения колеса. При чистом качении опорная точка A (мгновенный центр вращения) остается неподвижной, поэтому в точке A будет трение первого рода в покое. При подскользывании колеса коэффициент трения первого рода уменьшается. Коэффициент трения может быть повышен при подсыпании песка на рельс.

Обычно принимают нижеследующие значения коэффициента трения f , приведенные в табл. 39.

Т а б л и ц а 39

Состояние рельсов	Без применения песка	С песком
Сухие и чистые рельсы	0,25—0,3	0,35—0,40
Чистые, сильно влажные рельсы . .	0,18—0,20	0,22—0,25
Масляный и влажный рельс	0,15—0,18	0,22—0,25
Обледенелый рельс	0,15	0,20
Легкий снег на рельсах	0,10	0,15

Коэффициент разгруза. Величина коэффициента разгруза зависит от изменения нагрузки колес как от сил, действующих в самом паровозе (влияние игры рессор, составляющих от пара, сил инерции и центробежной силы избыточного противовеса), так и от воздействия со стороны пути.

При малых скоростях коэффициент разгруза не превышает $\alpha = 0,2 — 0,25$.

На высоких скоростях он достигает величины $\alpha = 0,4 — 0,6$.

Коэффициент неравномерности. Величина коэффициента неравномерности зависит от типа машины. У многоцилиндровых машин большая равномерность врачающего момента, чем у двухцилиндровых.

У паровозов простого действия коэффициент неравномерности меньше, чем у компаунд при одинаковом числе цилиндров. Зависимость коэффициента неравномерности от отсечки и скорости приведена на фиг. 302 и 303.

В среднем можно принимать для рабочих условий коэффициенты неравномерности, приведенные в табл. 40.

Коэффициент сцепления мог бы достичь величины коэффициента трения лишь в случае, если бы:

- 1) нагрузка колес не менялась;
- 2) врачающий момент оставался постоянным;
- 3) между колесами и рельсами не имелось скольжения;
- 4) движение паровоза было равномерным.

Ни одно из этих условий в паровозе невыполнимо в полной мере.