

Инженер-механик Д. В. СПЕЦЦИ

РАСЧЕТ И ИССЛЕДОВАНИЕ
КУЛАЧНОГО КЛАПАННОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ
системы ДЕРФЕЛЯ



ТОМСК
1929

РАСЧЕТ и ИССЛЕДОВАНИЕ

КУЛАЧНОГО КЛАПАННОГО ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

системы ДЕРФЕЛЯ.

Парораспределение и регулирование паровой машины—это ее душа. Система парораспределения определяет собой не только внешний вид машины, но и ее размеры, оказывая влияние на выбор числа оборотов, и, тем самым, на стоимость машины.

Еще большее значение система парораспределения имеет в эксплуатационном отношении. Простота конструкции, небольшое количество частей, малоизнашиваемость, легкость сборки, разборки, установки периодов (проверки) парораспределения, плотность и четкость парозапирающих органов (расход пара), регулируемость, бесшумность работы и т. п. Вот целый ряд требований, которые д. б. предъявлены к каждому парораспределению, и которым ни одно из существующих парораспределений в полной мере не удовлетворяет.

Рассматривая некоторые системы парораспределительных механизмов, иногда задаешься вопросом, не ставил ли конструктор целью при конструировании парораспределения побить рекорд количеством шарнирных соединений, так, в расцепном клапанном парораспределении системы Зульцера (1900 г.), считающимся наиболее совершенным из его парораспределений, мы насчитываем 18 шарниров. Не многим лучше обстоит дело в некоторых принудительных клапанных парораспределениях, как, например, в принудительном парораспределении системы Кольмана, в котором находим 11 шарнирных соединений.

В современных паровых машинах основными типами парораспределительных механизмов являются золотниковые и клапанные парораспределения, при чем к числу золотниковых парораспределений следует отнести плоские золотники, поршневые золотники и так называемые поршневые клапана, которые иногда комбинируются с клапанными парораспределительными механизмами.

Остановившись на клапанных парораспределительных механизмах, как наиболее распространенных сейчас у машин средней и высокой мощности, следует отметить выделяющиеся своей особенной простотой принудительные кулачные парораспределения системы Ленца, Прелля-Швабе, Прелля, Дерфеля, Штумпфа, Штейна. Эти клапанные парораспределения, особенно парораспределение Ленца, настолько просты и легки в подеме клапана, что позволяют значительно увеличить число оборотов машины. У вертикальных паровых машин стационарного типа с парораспределением Ленца число оборотов достигает 200 и выше.

В ряду кулачных парораспределений особо стоит беспружинное парораспределение системы Дерфеля.

Отсутствие пружины подкупающе упрощает это парораспределение, несмотря на то, что оно имеет 7 шарнирных соединений, в то время как Ленцовское только 4 шарнира. Отсутствие пружины обеспечивает упрощение действий по урегулированию точности и бесшумности работы. Это внешнее преимущество возбуждает определенный интерес к парораспределению.

В литературе наиболее разработаны парораспределения Ленца, Прелля-Швабе, Штумпфа. Поэтому, останавливаясь здесь на попытке выявить особенности конструкции и работы парораспределения Дерфеля, пользуясь литературными данными, мы можем сравнить это парораспределение с другими, подобными ему.

Для выявления особенностей парораспределения автор посчитал возможным разобрать конкретный числовой пример, не выбрасывая, ради законченности примера, некоторых общеизвестных подробностей.

Для определения величины подъема клапана при нормальном наполнении, построения кривой подъема клапана во времени, построения центровых кривых регулятора, автор применил наиболее простые, очевидные способы, при чем способ построения центральной кривой—дуги окружности, насколько известно, предложен впервые.

Разбираемый пример поставлен в связь с проведенным автором расчетом основных размеров машины, проведенным в книжке—„Определение основных размеров паровых машин двухкратного расширения на частных примерах“, И. Н. Бутаков, проф. и Д. В. Специ, инж.-механик.

В примере парораспределение Дерфеля проработано для ЦВД тандем машины (пример 2-й вышеуказанной книжки). Для этой цели пришлось воспользоваться следующими основными расчетными данными:

$N_{ef} = 190$ л. с.; $n = 120$ оборотов в минуту;

$p_1 = 13$ кг/см абс; $t_1 = 325^\circ\text{C}$; $p_e = 0,2$ кг/см² абс.

ЦВД: наполнение 17,5%;

сжатие 20%;

предварение впуска 1%;

предварение выпуска 5%;

объем вредного пространства 8%;

ход поршня $S = 0,67$ м;

диаметр цилиндра $D_v = 35,2$ см; $\phi_p = 950$ см²; средняя ско-

рость поршня $C_m = 2,68$ м/сек.

Тип цилиндра взят из „Die Dampfmaschine von Gutermuth“

(Zweiter Band. I Teil. 1928 г. S. 58.254.

Erst „ S. 560).

Определение размеров стенок цилиндра произведено по формуле

$$\delta = \frac{D_v}{40} + 1,5 \text{ см.} = 2,38 \text{ см.}$$

Принятый размер $\delta = 2,5$ см, при этом напряжение вдоль окружности равно

$$k_1 = \frac{D_v \cdot (p_1 - 1)}{2 \cdot \delta} = \frac{35,2 \cdot 12}{2 \cdot 2,5} = 85 \text{ кг/см}^2$$

(Gutermuth. I Band. 28 г. S 342, $k_1 = 60 - 80$ кг/см²)

Толщину стенок клапанной коробки берем равной

$$\delta_1 = 0,8 \quad \delta = 0,8 \cdot 2,5 = 2 \text{ см}$$

и проверяем как трубу, подверженную внутреннему давлению, по формуле

$$r_a = r_i \cdot \sqrt{\frac{\kappa_z + 0,4 (p_1 - p_a)}{\kappa_z - 1,3 (p_1 - p_2)}} = 10,5 \cdot \sqrt{\frac{200 + 0,4 \cdot 12}{200 - 1,3 \cdot 12}} = 11,1 \text{ см},$$

то-есть $\delta_1' = 11,1 - 10,5 = 0,6$ см,

где $r_1 = 10,5$ см — внутренний диаметр клапанной коробки;

 $\kappa_z = 200 \text{ кг/см}^2$ для чугуна; $p_1 - p_a$, кг/см^2 —сверхдавление пара.

Конструкция парораспределения впуска и выпуска для крышечной полости ЦВД приведена на чертеже I.

Размер впускного клапана определяется из условия достаточно свободного прохода пара при всех возможных наполнениях в цилиндре. Из условия сплошности течения пара имеем

$$d_c = \sqrt{\frac{4}{\Pi} \cdot \frac{O_n \cdot C_m}{W. K.}}$$

Обозначения: d_c —диаметр в свету верхнего седла клапана, в см; O_n —полезная площадь поршня, в см²; C_m —средняя скорость поршня, в м/сек; W —скоростной коэффициент для пара, в м/сек; k —коэффициент сужения отверстия клапанного седла телом клапана, без размера.

Выбор скоростного коэффициента W производится на основании опытных данных о средней величине этого коэффициента. Однообразных указаний в литературе по этому вопросу найти трудно, поэтому воспользуемся приводимой ниже таблицей, взятой у Crassman'a (S.495).

Значения W в м/сек

ВЫБОР ЗНАЧЕНИЯ W	Впуск	В ы п у с к	
		В атмо-сферу	В конденсатор
1. Одноцилиндровая машина:			
Насыщенный пар,			
цилиндр и крышка не обогреваются	35	25	25
" " " обогреваются	38	30	30
Перегретый пар	45	35	35
2. Компаунд машины:		В ресивер	
а) ЦВД, касыщ. пар, без обогрева ст.	35	28	—
" " " с обогрев. ст.	38	30	—
" , перегретый пар	45	35	—
в) ЦНД, без обогрева стенок	45	—	35
" , с хорошим обогревом	50	—	40

Коэффициент k выбирается в зависимости от диаметра клапана.

$$k = 0,6 - 0,8,$$

меньшие значения k для малых клапанов,
большие—для больших клапанов,

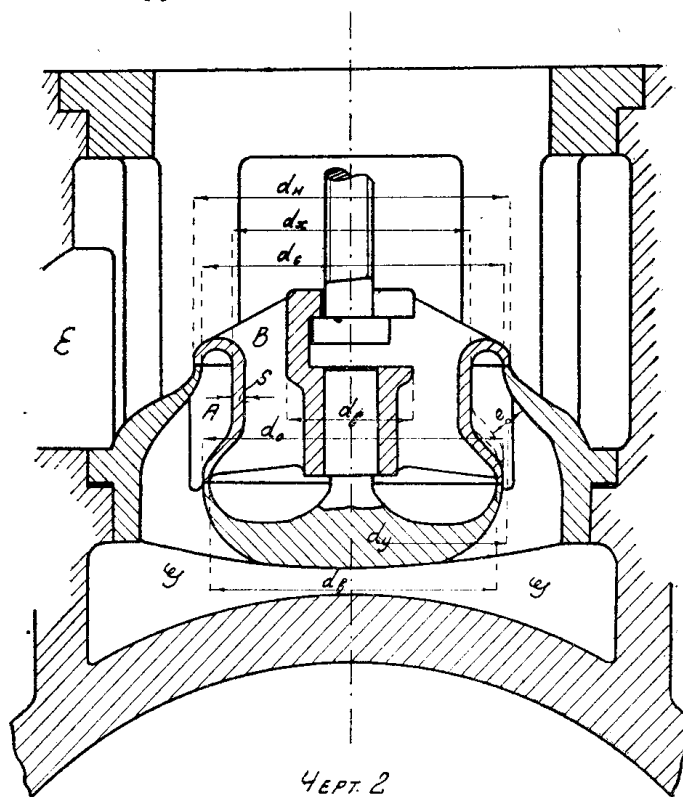
$$d_c' = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{950 \cdot 2,68}{45 \cdot 0,6}} = 11,2 \text{ см.}$$

Принят размер впускного клапана $d_c = 11,5$ см.

Потребная свободная площадь для прохода пара

$$f = \frac{O \cdot C_m}{W} = \frac{950 \cdot 2,68}{45} = 56,6 \text{ см.}^2$$

Размеры и конструкция клапана приведены на чертеже 2.



Проверяем действительную величину коэффициента k и скоростного коэффициента. По выбранному $d_c = 11,5$ см и конструкции на чертеже 2 площадь свободного прохода для пара получается

$$f_e = \frac{\pi}{4} \cdot d_c^2 - \frac{\pi}{4} [d_x^2 - (d_x - 2s)^2] - z \cdot a \cdot 0,4 \cdot d_x - \frac{\pi \cdot d_b^2}{4},$$

где z —число, а и $0,4 d_x$ размеры ребер, соединяющих втулку и трубу клапана*); s —толщина трубы клапана.

*) Ребра клапана расположены по касательной к окружности втулки клапана.

Размер клапана d_x не известен и должен быть определен из условия равенства площадей для прохода пара в направлении А и В, то-есть

$$\frac{\pi}{4} (d_c^2 - d_x^2) = \frac{\pi}{4} (d_x - 2s)^2 - z \cdot a \cdot 0,4 \cdot d_x - \frac{\pi}{4} d_B^2,$$

откуда $d_x = s + 0,127 \cdot z \cdot a +$

$$+ \sqrt{(s + 0,127 \cdot z \cdot a)^2 + \frac{d_c^2}{2} - 2,55 \cdot s^2 + \frac{d_B^2}{2}}.$$

Подставляя размеры клапана в см и число ребер $z = 4$, получаем

$$d_x = 89 \text{ мм},$$

следовательно,

$$f_e = \frac{\pi}{4} (11,5^2 - 8,9^2 + 7,9^2 - 4,8^2) - 4 \cdot 0,5 \cdot 0,4 \cdot 8,9 = 65,4 \text{ см.}^2$$

$$\text{Коэффициент } k' = \frac{f_e}{\frac{\pi \cdot d_c^2}{4}} = \frac{65,4}{104} = 0,63,$$

то-есть несколько больше выбранного $k = 0,6$.

Действительный скоростной коэффициент

$$W_e = \frac{O \cdot C_m}{f_e} = \frac{950 \cdot 2,68}{65,4} = 39 \text{ м/сек.}$$

Для небольших машин, работающих перегретым паром, снижение W до 39 м/сек не вызовет заметного увеличения стоимости клапана, но улучшит вид индикаторной диаграммы.

Высота клапана определяется по его наибольшему под'ему

$$h = \frac{O_n \cdot C_m}{W_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot d_c}$$

$$h = \frac{950 \cdot 2,68}{39 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 11,5} = 0,9^*) \text{ см.}$$

Клапан вычерчивается в двух положениях: на седле (сплошным) и в положении наибольшего под'ема (пунктиром); затем проверяется достаточность открывающихся для прохода пара отверстий.

Кольцевое отверстие с диаметром d_y должно пропустить половину струи пара:

$\frac{1}{2} f_e \leq e \cdot \pi \cdot d_y \cdot \beta$, где β —коэффициент сужения проходного отверстия седла ребрами.

Принимая $\beta = 0,8$, получаем:

$$e \cdot \pi \cdot d_y \cdot \beta = 1,3 \cdot 3,14 \cdot 12 \cdot 0,8 = 41 \text{ см.}^2$$

*) Для кулачных парораспределений при конструировании высоты клапана должен быть учтен под'ем клапана с запасом до 2 н. Для парораспределений других типов необходим учет непроизводительно больших под'емов клапана, получающихся при больших наполнениях.

Размер трубы клапана взят 5 мм (материал чугун), ребра клапана одинаковой толщины с трубой.

Обычно толщина трубы клапана принимается в пределах 5—7 мм, толщина ребер—5—10 мм, число ребер $z = 3—5$.

Диаметр шпинделя клапана в наиболее слабом месте определен по формуле (Теплотехник I. 28 г., стр. 560)

$$d_s' = \sqrt{d_c^2 + (1-5) \text{ мм}}$$

$$d_s' = \sqrt{115 + 1,3 \text{ мм}} = 12 \text{ мм (в нарезке)}.$$

Наружный диаметр шпинделя

$$d_s = 15 \text{ мм}$$

Число лабиринтов в лабиринтовой набивке для ЦВД может быть определено по формуле

$$Z^*) = \frac{3 \cdot 10^4 \cdot (p_1 - p_a) \cdot d^4}{O_n^2 \cdot v_1},$$

в которой: p_1 —давление пара в клапанной коробке, в кг/см²; p_a —атмосферное давление, в кг/см²; d —диаметр клапанного шпинделя, в см; O_n —полезная площадь поршня, в см²; v_1 —удельный объем пара, в м³/кгр;

$$Z = \frac{30000 \cdot 12 \cdot 1,5^4}{950^2 \cdot 0,156} = 13.$$

Если на 1 см длины шпинделя принять по 1 лабиринту, то длина лабиринтовой набивки будет равна 13 см.

Отверстия в седельной втулке выбраны конструктивно, так что каждое может пропустить всю струю пара. Впускное отверстие Е подсчитываем на площадь 65,4 см² в наименьшем сечении впускного патрубка.

Площадь отверстия G—G (черт. 2) подобрана из условия свободного прохода 0,5—0,75 струи пара, то-есть

$$\text{площадь } G = (0,5 - 0,75) \cdot 65,4.$$

На чертеже получилось $G = 40 \text{ см}^2$

Остальные размеры до оси шарнира, приводящего в движение шпиндель впускного и выпускного клапана, определены из конструктивных соображений. Таким образом определились расстояния от оси цилиндра до осей шарниров впускного и выпускного клапанов.

Расстояние L от оси цилиндра до оси распределительного валика определилось как сумма: $\frac{1}{2}$ длины пальца кривошипа, толщины кривошипного плеча в месте соединения его с валом, длины вкладыша коренного подшипника, наибольшего радиуса зубчатки зацепления распределительного валика и некоторого запаса (зубчатка распределительного валика расположена ближе к коренному подшипнику, чем зубчатка главного вала).

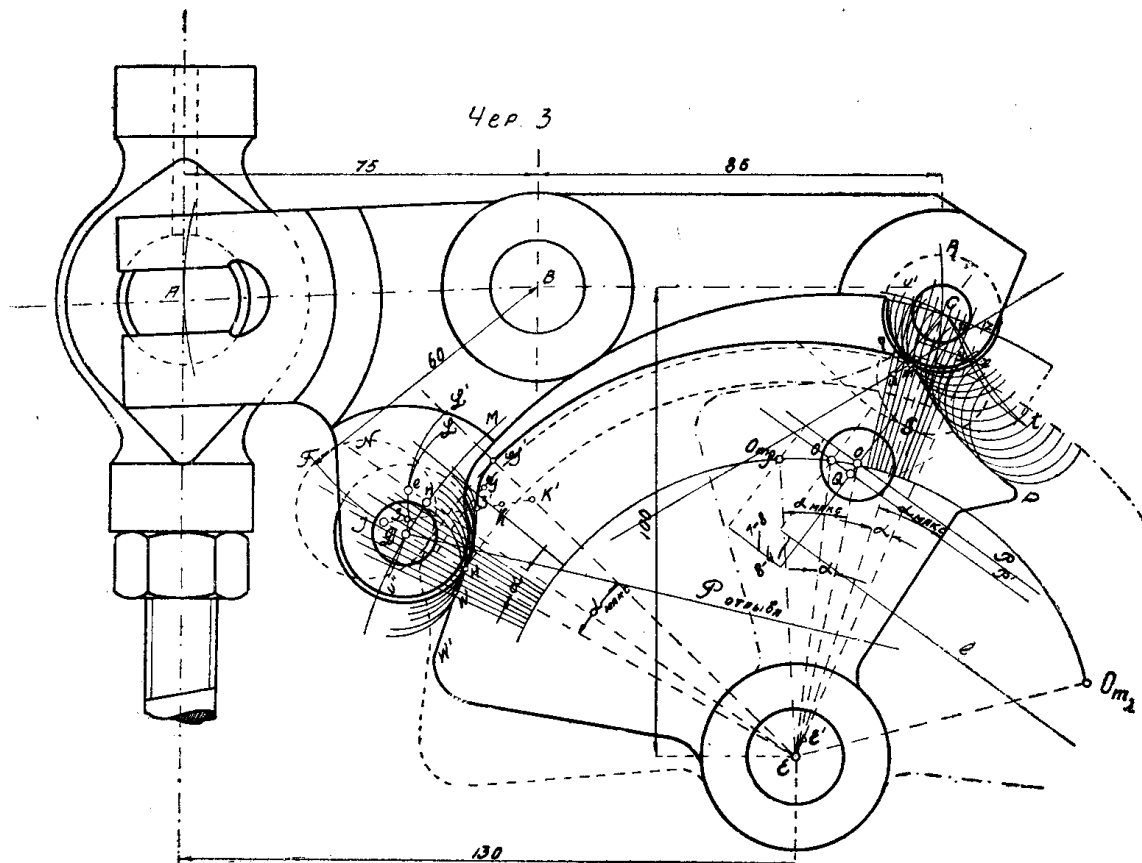
$$L = 950 \text{ мм.}$$

*) Предложенная мной эмпирическая формула выведена из выражения $G \text{ сек} = \alpha F \sqrt{\frac{2 \cdot g(p_1 - p_n)}{z \cdot v_1}}$ в предположении некоторого, весьма незначительного расхода пара на утечку через лабиринтовую набивку. Естественно, что для низких давлений должен быть установлен минимум числа лабиринтов.

Вращение распределительного валика будет происходить по направлению к цилиндру *) (на чертеже 1 против часовой стрелки).

Парораспределение для впускного клапана.

Шарнир шпинделя, передающий рычаг с роликами и кулак выбраны конструктивно; на чертеже 3 они изображены в момент предварения впуска.



При выборе размеров в плоскости чертежа 3 основным началом послужили максимальный и нормальный под'емы клапана, а также минимальные размеры валиков и роликов.

Максимальный под'ем клапана определен ранее:

$$h_{\max} = 9 \text{ мм.}$$

Нормальный под'ем клапана (то-есть под'ем при нормальном наполнении) определяется по такой-же формуле, как и максимальный, но только при учете средней скорости поршня не за весь ход, а за время наполнения при нормальной работе машины:

$$h_n = \frac{O_n \cdot C_n}{2 \cdot \Pi \cdot d_c \cdot W_e}$$

*) Если поместить около коренного подшипника зубчатку главного вала, то выйдет L получится больше.

Средняя скорость поршня за время нормального наполнения

$$C_n^*) = R(1 - \cos \varphi_n) : \frac{60 \cdot \varphi_n^\circ}{\pi \cdot 360^\circ} = \frac{R(1 - \cos \varphi_n) \cdot 6 \cdot \pi}{\varphi_n^\circ},$$

где $R(1 - \cos \varphi_n)$ — путь, пройденный поршнем от мертвой точки за время нормального наполнения:

$\frac{60 \cdot \varphi_n^\circ}{\pi \cdot 360^\circ}$ — время поворота кривошипа из мертвого положения до отсечки (на угол φ_n° , чер. 4).

Учитывая сильное мятие пара в момент отсечки и влияние конечной длины эксцентриковой тяги**), увеличиваем теоретическое наполнение ($E = 17,5\%$) в ЦВД до 19% . При такой отсечке угол поворота φ_n° кривошипа от крайнего положения до отсечки составит $\varphi_n^\circ = 47^\circ 40'$ (см. чертеж 4) для крышечной полости ЦВД, тогда

$$C_n = \frac{R(1 - \cos \varphi_n) \cdot 6 \cdot \pi}{\varphi_n^\circ} = \frac{0,67(1 - 0,67) \cdot 6 \cdot 120}{2 \cdot 47,67} = 1,66 \text{ м/сек.}$$

Необходимый подъем клапана при наполнении 19% будет равен:

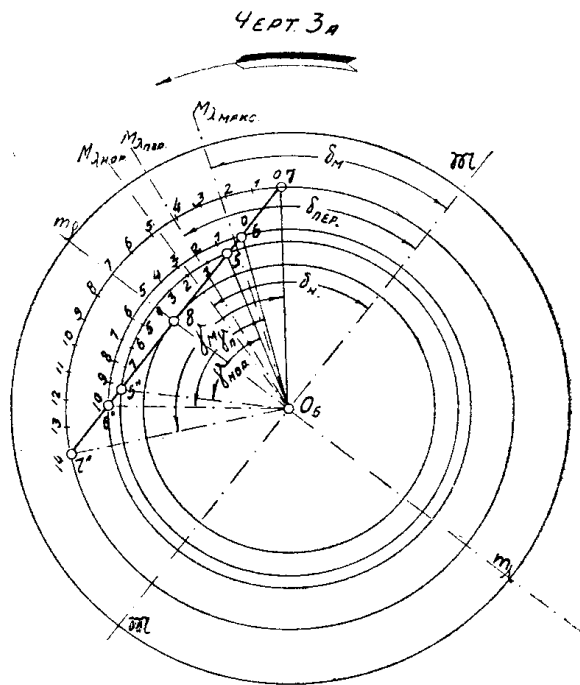
$$h_n = \frac{O \cdot C_n}{W_e \cdot 2 \cdot \pi \cdot d_c} = \frac{950 \cdot 1,66}{39 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 11,5} = 0,56 \text{ см.} \approx 6 \text{ мм.}$$

Опорную ось вращения В передающего рычага располагаем на $\frac{h_n}{2} = \frac{6}{2} = 3 \text{ мм}$

выше центра А — шарнирного соединения рычага со шпинделем во избежание больших перемещений камня шарнира в челюстях рычага, при чем это повышение точки В выбираем по нормальному наполнению, потому что при этом наполнении машина и будет гл. обр. работать.

Ролик Д располагаем так, чтобы кривая ДФ его перемещений (окружность из точки В, черт. 3) в своей рабочей части являлась продолжением прямой ЕД и, по возможности, с ней совпадала.

Поворачивая кулак Е (ось его вращения также обозначена через Е) против часовой стрелки так, чтобы ролик Д набегал на выступ



*) При определении C_n таким способом не учитывается конечная длина шатуна, что, по существу, для данного расчета не играет никакой роли.

**) Сравни стр. 9, а также черт. 10; на последнем видно, почему конечная длина эксцентриковой тяги (дуга около прямой PP) уменьшает период открытия клапана.

кулака G, мы тем самым будем удалять ролик Д от опоры кулака E, при чем центр ролика Д будет перемещаться по дуге ДF. Вместе с роликом Д около точки В будут также поворачиваться плечо А и ролик С, при чем конец А плеча и центр ролика С будут перемещаться по дугам радиусов ВА и ВС. Величины перемещений точек А и С будут больше перемещения точки Д вследствие того, что плечи АВ и ВС больше плеча ВД. Передаточное число к шарниру шпинделя А

$$П_A = \frac{AB}{ВД} = \frac{75}{60} = 1,25;$$

передаточное число к ролику С

$$П_C = \frac{BC}{ВД} = \frac{86}{60} = 1,44$$

Таким образом, под'ему клапана $h_{\max} = 9$ мм соответствует перемещение центра ролика Д на $h_{D\max} = 9:1,25$ мм; под'ему клапана $h_n = 6$ мм соответствует перемещение центра ролика Д на $h_{Dn} = 6:1,25 = 4,8$ мм.

Диаметр ролика Д выбираем 30 мм; ролика С—25 мм (так как последний работает на большем плече).

Так как ролик Д ведет под'ем клапана, а ролик С—посадку клапана, то профили набегания и сбегания этих роликов по кулаку E должны быть вычерчены сопряженно.

Построение под'емного профиля для ролика Д на кулаке E начинаем таким-же способом, как это делается для пружинных клапанных парораспределений.

Переходную кривую GH предварительно вычерчиваем из двух центров J и K. Радиус DJ выбран 5 мм (берется обычно от 5—8 мм*), и центр J расположен на продолжении прямой ED. Радиус KG равен радиусу JD, а центр K подобран сопряжением окружности радиуса JH с окружностью радиуса EG. Кривая перемещения центра ролика ДL вычерчена дугами из центров J и K.

Перемещение центра ролика Д, соответствующее под'ему клапана в масштабе передаточного числа 1,25, при повороте кулака E на какой-либо угол α , найдется как отрезок радиуса EN между окружностью DM и кривой DL, которая для профиля HG является кривой под'ема центра ролика Д (и в соответствующем масштабе—кривой под'ема клапана).

Перемещение центра ролика $e_n = 4,8$ мм и как раз соответствует под'ему клапана при нормальном наполнении; для получения такого под'ема клапана угол новорота кулака E должен быть равен α , как отмечено на чертеже 3.

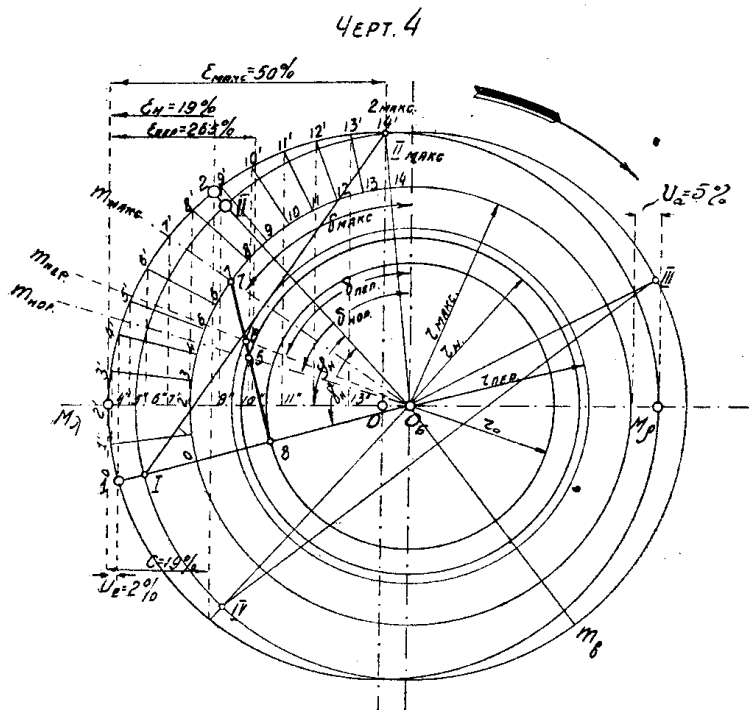
Выбираем положение шарнира O—точки присоединения эксцентриковой тяги к кулаку. Точка O под действием эксцентрика и эксцентриковой тяги перемещается по дуге окружности радиуса EO, описанной из центра E (чертеж 3). Центр шарнира O на чертеже 3 соответствует моменту предварения впуска, если кулак будет вращаться против часовой стрелки, и моменту отсечки при вращении кулака по часовой стрелке.

*) Здесь и дальше все размеры указаны в натуральную величину.

Ввиду значительной длины эксцентриковой тяги по сравнению с радиусами эксцентриков, длину эту для упрощения построений можно считать бесконечной. Направление эксцентриковой тяги ОР по отношению к кулаку Е определяется по чертежу 1, соединяя прямой линией центр О шарнира с центром распределительного валика.

При повороте кулака на угол α тяга ОР займет положение О'Р', при чем конец эксцентриковой тяги О вдоль по направлению тяги переместится на величину отрезка $О'Q = 4,6$ мм (взято по чертежу).

Здесь следует обратить внимание, что, чем острее (или тупее) угол ЕОР, тем, очевидно, для выполнения заданного под'ема клапана потребуется меньший радиус эксцентрика. Поэтому выбор положения точки О рекомендуют*) делать так, чтобы в крайних положениях при максимальном эксцентрикe угол ЕОР был не меньше 35° и не больше 145°.



По золотниковой диаграмме (чертеж 4) определяем угол поворота кривошипа за время впуска пара (от предварения впуска—точка I до момента отсечки—точка II).

$$\gamma_H = 62,5^\circ.$$

Радиус эксцентрика при нормальном наполнении определится по чертежу

$$O'Q = 4,6 \text{ мм} = r_H \cdot \left(1 - \cos \frac{62,5^\circ}{2}\right)$$

$$r_H = \frac{4,6}{0,15} = 30,6 \text{ мм.}$$

Дальнейшие построения зависят от выбора регулятора.

*) Дуббель Г. „Паровые машины и паровые турбины“. Л.-д. 1925.

Разберем два случая: 1) центровая кривая—прямая линия (регулятор Ленца) и 2) центровая кривая—дуга круга (регулятор Прелля).

На чертеже 4 строим золотниковую диаграмму Мюллера-Рело. Из центра O_1 проводим окружность радиуса $R_0 = 50$ мм, горизонтальный диаметр которой будет изображать собой в масштабе ход поршня.

Учитывая конечную длину тяги впускного клапана, предварение впуска в крышечную полость ЦВД выбираем 2% (вместо заданного ранее 1%); из тех-же соображений наполнение ранее увеличено до 19% (вместо 17,5%). Конечная длина эксцентриковой тяги в данном случае уменьшает период впуска, потому что эксцентрик работает при открытии клапана от себя (эксцентриковая тяга сжимается). В отношении выпускного эксцентрика, который (по чертежу 1) открывает клапан на себя (эксцентриковая тяга растягивается),—получается обратное явление, то-есть период выпуска, благодаря конечной длине тяги, несколько увеличивается. Так как незначительное увеличение предварения выпуска и уменьшение сжатия для нас не вредны, то оставляем заданные ранее величины: $V_a = 5\%$ и $C = 19\%$.

Величины $V_e = 2\%$, $E = 19\%$, $V_a = 5\%$ и $C = 19\%$ откладываем по ходу поршня— $M_\lambda M_p$ на чер. 4.

Из полюса O_B , отстоящего от O_1 вправо на $1/2 \cdot R_0$ (построение ведем для крышечной полости ЦВД), описываем окружность радиуса $r_n = 30,6$ мм, а также вспомогательную окружность $R_B = 50$ мм. Делим угол впуска $I O_B II$ линией $O_B m_{\text{нор}}$ пополам, и через точку 5—пересечения прямой $O_B m_{\text{нор}}$ с окружностью радиуса r_n проводим перпендикуляр 7—8 к положению кривошипа $O_B I$.

Прямая 7—8 (центровая кривая) является геометрическим местом вершин переменного эксцентрика (линия перемещения центра эксцентрика регулятором), который собственно и осуществляет парораспределение.

Для трогания машины с места под нагрузкой наполнение должно составлять минимум 50% *). Положение кривошипа в момент отсечки при 50% наполнения будет $O_B II$ макс, а биссектриса $O_B m_{\text{макс}}$ угла впуска $I O_B II$ макс пересечет центровую прямую 7—8 в точке 7, чем определяется радиус эксцентрика $r_{\text{макс}} = 40$ мм, при котором будет осуществляться наполнение в 50%.

Нулевое наполнение (впуска совершенно не будет) достигается при $r_0 = O_B 8 = 26$ мм. Таким образом, регулятор должен быть так сконструирован, чтобы он мог изменять величину эксцентриситета в пределах от 26 до 40 мм, при чем центровая кривая должна быть прямой линией.

На чертеже 4 для трех наполнений E_n , $E_{\text{пер}}$ и $E_{\text{макс}}$ нами получены три различных биссектрисы—направления эксцентриковой тяги и их углы опережения δ_n , $\delta_{\text{пер}}$ и $\delta_{\text{макс}}$. На чертеже 3а среднее направление тяги $m_p m_\lambda$ (продолжение OP или $O'P'$) остается постоянным **), а так как линии крайних положений поршня и эксцентриситета при

*) При выборе наполнений $E_{\text{пер}}$ и $E_{\text{макс}}$ конечная длина тяги не учтена.

**) По существу это далеко не так, так как эксцентриковая тяга меняет свое направление не только вследствие конечной длины, но вследствие изменения положения точки O (чертеж 4). Последнее обстоятельство не оказывает влияния на моменты предварения впуска и отсечки.

различных эксцентриситетах располагаются под разными углами, то (на чертеже 3а) для указанных выше трех наполнений нанесены линии крайних положений поршня $M_{\text{нор}} O_B$, $M_{\text{пер}} O_B$ и $M_{\text{макс}} O_B$. Центровая линия 7—8 расположится перпендикулярно к линии крайних положений эксцентриситета на расстоянии $r_o = 26$ мм от средней линии.

На чертеже 3а нанесены 5 окружностей: r_o , r_n , $r_{\text{пер}}$, $r_{\text{макс}}$ и вспомогательная $R_B = 50$ мм.

Центровая прямая и точки 5, 6, 7 и 8 на ней определяют положение конца тяги в момент предварения впуска (начала открытия клапана), когда второй конец тяги будет находиться в точке О (фиг. 3).

Длина тяги $e = 962$ мм определится как расстояние между точками О и 8 (чертежи 3 и 3а) по чертежу 1.

На этом, по существу, и заканчивается построение золотниковой диаграммы.

Возвращаемся к построению профиля кулака Е. Крайние положения (при наибольшем радиусе эксцентрика $r_{\text{макс}} = 40$ мм) шарнира О кулака Е (чертеж 3) отмечены в точках $O_{m\lambda}$ и $O_{m\varphi}$, а самый кулак при наибольшем открытии клапана изображен пунктиром, а при наибольшем отклонении в противоположную сторону—пунктиром с точкой.

Получив угол отклонения $\alpha_{\text{макс}}$ кулака Е при наибольшем радиусе эксцентрика, продолжаем прямую JK до пересечения ее в точке K' с прямой EL' и теперь верхнюю переходную часть профиля HG' описываем уже из центра K' . Этим мы увеличиваем подьем клапана при максимальном наполнении против расчетного, но в то же время соблюдаем условие, чтобы и при максимальном наполнении ролик Д не переходил на наружное очертание кулака. Кривая подема ролика теперь будет не DeL , как мы то получили предварительно, а DeL' , при чем точка e изменит свое положение весьма незначительно.

Положение ролика С и его центра в момент предварения впуска определяем следующим способом.

Кулак Е устанавливается в положение предварения впуска и центр ролика Д соединяем с центром Е кулака. После того, как вычерчена кривая профиля HG^1 , а участок G_m намечен пунктирной дугой из центра Е, кулак поворачиваем в крайнее положение $O_{m\lambda}$ (пунктир с точкой). Длина плеча ВС выбирается так, чтобы в этом положении кулака ролик С не набегал на профиль HG' . Определив плечо ВС и, выбрав диаметр ролика С, положение центра последнего в момент предварения впуска находим на дуге RS так, чтобы окружность ролика соприкасалась с пунктирной окружностью G_m , когда кулак Е опять установится на моменте предварения впуска.

Центр С поддерживающего ролика при поворачивании передаточного рычага вокруг В перемещается по дуге RS.

Когда рабочий ролик Д начинает набегать на выступ HG' кулака Е, то поддерживающий ролик С должен приближаться к центру кулака Е, переходя на профиль mp . При повороте кулака Е на угол α влево центр рабочего ролика Д удалится от центра Е на $en = 4,8$ мм, центр С поддерживающего ролика приблизится к центру Е кулака на

$$yz = en \cdot \frac{86}{60} = 4,8 \cdot \frac{86}{60} = 6,88 \text{ мм.}$$

Предполагая дальше, что кулак неподвижен, а катится ролик C по кулаку, найдем, что центр ролика C при повороте кулака на угол α попал бы в точку y , если бы этот центр приближался к центру E по прямой, но так как центр C перемещается по дуге RS , то в результате он попадет не в y , а в x . Отрезок дуги ux равен отрезку дуги окружности, проведенной из центра E через точку y (и x), между прямой CE и дугой RS .

Поворачивая кулак на различные углы до полного под'ема клапана и находя соответствующие смещения центра C , как найдено смещение uz , получаем кривую Cyt , а смещая точки этой кривой на соответствующие смещения центра ролика C по дуге RS от прямой CE , вычерчиваем кривую Cxt —перемещения центра C .

Кривая mp профиля кулака для поддерживающего ролика C вычерчивается как обертывающая ряда окружностей диаметра поддерживающего ролика C , центры которых находятся на кривой Cxt .

Вычерченная нами обертывающая кривая mp образует угол в точке m с окружностью Gm . Полученный нами участок профиля кулака у точки m для нас не пригоден, так как в момент предварения впуска ролик C не будет прилегать к кулаку, а в момент отсечки, которая будет запаздывать, к кулаку не будет прилегать ролик D . Для вычерчивания у точки m пригодного профиля поступаем следующим образом. В точке m восстанавливаем перпендикуляр к обертывающей кривой mp , и на этом перпендикуляре в точке n подбираем центр окружности, проходящей через точку m и касательной к окружности ролика C .

Таким образом, участок профиля mq кулака E вычерчиваем из центра n дугой окружности, а участок кривой CV —опускания и под'ема центра ролика C в пределах угла CuV также описывается дугой круга (радиуса Cu). Продолжение окружности VC до V' показывает, что после момента отсечки (наступает, когда центр ролика находится в C) при поворачивании кулака вправо центр ролика продолжает удаляться от кулака E , то-есть поворачивается рычаг ABC , опуская шпиндель уже после того, как произошла отсечка (если клапан без перекрыши,—то после посадки его), а ролик D приближается к центру кулака E .

На наружную поверхность кулака ролик переходит в точке q . Точки q и V' находятся на прямой Eu . Наружное очертание кулака вычерчивается дугой круга qG' радиуса E_q , при чем центр этой дуги подбираем так, чтобы она плавно слилась в точке G' с левым профилем $G'H$.

При перекачивании ролика C по дуге qG' до крайнего левого положения шпиндель должен еще несколько опуститься, нагружая предохранительную пружину (ролик C поднимется), при чем общее опускание шпинделя с момента отсечки и до крайнего левого положения ролика C (кулак в O_{mp}) должно составлять не больше 3 мм.

Если под'ем ролика по дуге qG' не осуществляется, то это является результатом того, что положение центра C ролика на дуге RS в момент предварения впуска взято высоко, надо взять несколько ниже.

Установив таким образом окончательно правый профиль кулака E , переходим к исправлению левого профиля. Способом, описанным раньше для получения кривой Cxt , но в обратном порядке, по дуге круга VCV' получаем измененную кривую $ЗДV''$ под'ема ролика D , а участок профиля $З'HW$ получаем как обертывающую окружностей

диаметра ролика Д, центры которых лежат на кривой ЗДV". Участок профиля WW' описываем дугой из центра E' с таким расчетом, чтобы к W' ролик Д постепенно отошел от кулака. Построение остальных очертаний кулака видно из чертежа.

Кривая V"D 3eL' подъема ролика показывает, что отрыв клапана производится уже движущимся шпинделем, то-есть с ударом. Указанное обстоятельство является недостатком данного парораспределения и его нельзя избежать, а можно только смягчить удачным подбором профилей.

Передающий рычаг АВДС в своей части между роликами и кулаком должен иметь такую выемку, чтобы не задевать выступов кулака, когда ролики приближаются к центру последнего.

Кривые подъема клапана.

Кривые подъема клапана строим для трех наполнений E_n , $E_{пер}$ и $E_{макс}$

На чертежах 5, 6 и 7 кривые подъема клапана построены на раз-
вернутых дугах $\frac{2П \cdot r_n \cdot \gamma_n^\circ}{360^\circ}$, $\frac{2П \cdot r_{пер} \cdot \gamma_{пер}^\circ}{360^\circ}$ и $\frac{2П \cdot r_{макс} \cdot \gamma_{макс}^\circ}{360^\circ}$,

взятых с чертежа 3а. Каждая из этих дуг разделена на части так, чтобы время поворота кривошипа на небольшой угол $d\gamma$ составляло $dt \approx 0,01$ секунды.

Число делений, следовательно, определяется так:

$$Z_n = \frac{60 \cdot \gamma_n^\circ}{п \cdot 360 \cdot 0,1} = \frac{62,5^\circ}{120 \cdot 6 \cdot 0,01} = 8,7 \approx 8.$$

$$Z_{пер} = \frac{\gamma_{пер}^\circ}{6 \cdot п \cdot 0,01} = \frac{74^\circ}{6 \cdot 120 \cdot 0,01} = 10,3 \approx 10.$$

$$Z_m = \frac{\gamma_{макс}^\circ}{6 \cdot п \cdot 0,01} = \frac{99,4^\circ}{6 \cdot 120 \cdot 0,01} = 13,8 \approx 14.$$

Округляя до ближайших четных, получим время поворота кривошипа на одно деление

$$dt_n = \frac{60 \cdot \gamma_n^\circ}{п \cdot 360 \cdot Z_n} = \frac{62,5^\circ}{6 \cdot 120 \cdot 8} = 0,01085 \text{ сек}$$

$$dt_{пер} = \frac{74}{6 \cdot 120 \cdot 10} = 0,0103 \text{ сек}$$

$$dt_m = \frac{99,4}{6 \cdot 120 \cdot 14} = 0,0099 \text{ сек}$$

Для построения кривых подъема клапана на чертеже 5, 6 и 7 приняты масштабы абсцисс соответственно:

$$d\gamma_n \equiv dt_n = 0,01085 \text{ сек} = 6,3 \text{ мм},$$

$$d\gamma_{пер} \equiv dt_{пер} = 0,0103 \text{ сек} = 6,3 \text{ мм},$$

$$d\gamma_m \equiv dt_m = 0,0099 \text{ сек} = 6,3 \text{ мм}.$$

Построение произведено следующим способом.

Для нормального наполнения в момент предварения впуска центр эксцентрика будет находиться в точке 5 (чертеж 3а, нулевое деление), конец эксцентриковой тяги, соединяющийся с кулаком E,—в точке O.

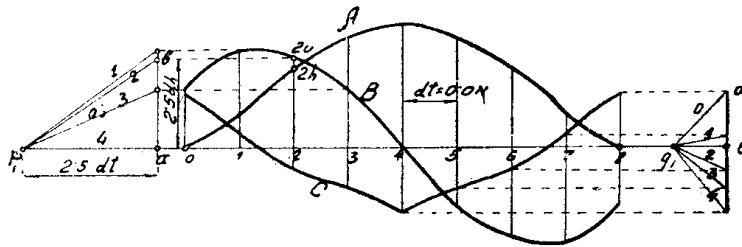
Подъем клапана при таком положении эксцентрика и кулака равен нулю, каковая величина и отложена на чертеже 5 над точкой О. Когда центр эксцентрика, при вращении по стрелке, придет в 4-е деление (на окружности радиуса $O_B 5 = r_n$), шарнир О попадает в O' , и кулак повернется на угол α . При новом положении кулака центр ролика Д удалится от центра Е на величину $ep = 4,8$ мм, а клапан поднимется на

$$h_n = 4,8 \cdot 1,25 = 6 \text{ мм},$$

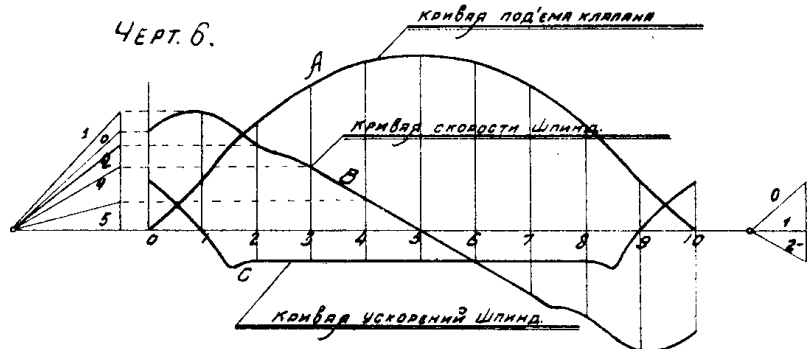
где $1,25 = \frac{AB}{BD}$ — передаточное число рычага.

Подъем клапана h_n на чертеже 5 отложен над делением 4 в масштабе $1 \text{ мм} = 2,52 \text{ мм}$.

Черт. 5.



Для остальных положений эксцентрика находится удаление точек делений по перпендикуляру от центральной прямой $77''$, на столько же удаляется и центр О (чертеж 3) от прямой ОQ, параллельной центральной прямой $77''$, например, О переместится в $O_{тр}$, когда центр эксцентрика из точки 7 при максимальном наполнении (чертеж 3а) попадает в деление 7 на той-же окружности.



На чертеже 8 кривые подъема клапана вычерчены в зависимости от положения поршня по ходу. Построение показано для максимального наполнения. На чертеже 4 окружность радиуса $r_{\text{макс}}$ делится на 14 частей, как на чертеже 3а и 7. Точки деления проектируются радиально на окружность диаметра $M_\lambda M_\rho$ в деления, отмеченные значком. Снося отмеченные значком точки вертикально на диаметр $M_\lambda M_\rho$, получим соответствующие положения поршня по ходу, отмеченные двойным значком. Над этими положениями поршня, перенесенными на чертеж 8, откладываем (согласно обозначениям цифрами) соответствующие подъемы клапана, взятые из чертежа 7. Точно также поступаем и для других наполнений.

Кривая торможения пара.

Скорость поршня в данный момент определяется как

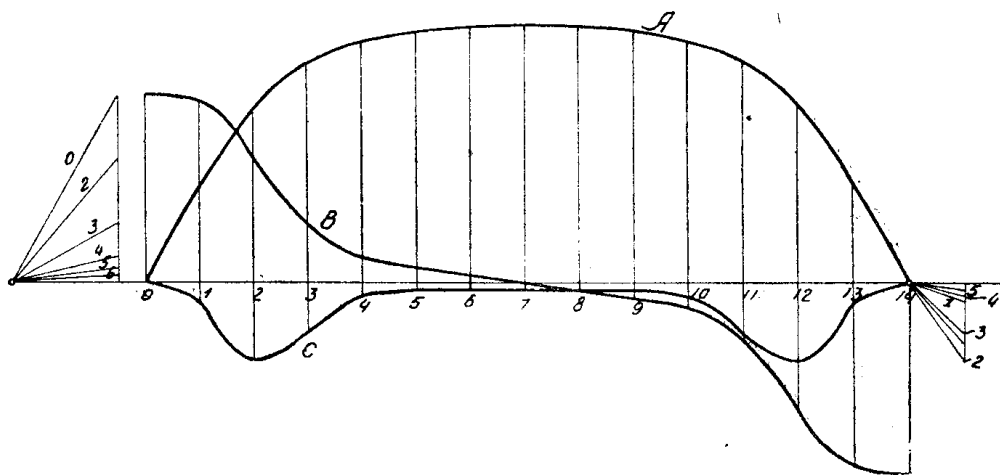
$$c = \frac{dx}{dt} = \frac{d [R \cdot (1 - \cos \Theta) \pm 0,5 \cdot \mu \cdot R \cdot \sin \Theta]}{dt},$$

$$\text{сл. } c = v \cdot (\sin \Theta \pm 0,5 \cdot \mu \cdot \sin 2\Theta), \text{ где}$$

$v = \frac{2\pi R_n}{60}$ — скорость пальца кривошипа. Подставляя значение v , по-

$$\text{лучим } c = \frac{\pi R_n}{30} (\sin \Theta \pm 0,5 \cdot \mu \cdot \sin 2\Theta).$$

Черт. 7.



Если принять, что мятие пара начинается в тот момент, когда скорость его достигает $W = 80$ м/сек., то соответствующий этой скорости подъем клапана определится

$$h_{80} = \frac{O_n \cdot c}{2 \cdot \Pi \cdot d_c \cdot W}.$$

Придавая различные значения Θ , получим для c следующую таблицу (при $\mu = \frac{R}{L} = \frac{1}{5}$).

$\Theta^\circ =$	15	30	45	60	75	90	105	120	135	150	165	180
$\sin \Theta \pm 0,5 \cdot \mu \cdot \sin 2\Theta$	0,31	0,59	0,81	0,95	1,02	1	0,92	0,78	0,61	0,42	0,21	0
$c = \frac{\pi R_n}{30} \cdot (\dots)$	1,3	2,47	3,4	4,0	4,27	4,2	3,85	3,28	2,56	1,75	0,88	0
$h = \frac{O_n \cdot c}{2 \cdot \Pi \cdot d_c \cdot W}$	0,21	0,40	0,56	0,65	0,70	0,69	0,63	0,54	0,42	0,29	0,14	0

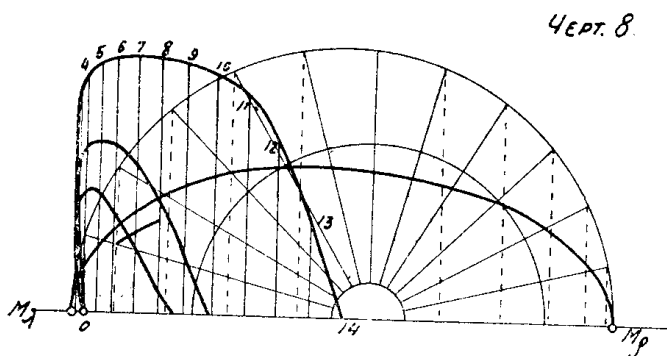
Кривую торможения также и в том-же масштабе ($1 \text{ мм} = 2,52 \text{ мм}$), как и кривые под'ема клапана, строим на чертеже 8, чтобы не затемнять чертеж 4.

Участок кривой под'ема клапана, находящийся внутри кривой мяття, измеренный по ходу поршня в долях наполнения, определяет собой степень совершенства парораспределения. В долях наполнения этот участок не должен превышать ни в коем случае 0,5. При выбранной скорости 80 м/сек кривая под'ема клапана при нормальном наполнении этому условию не удовлетворяет, но так как $W = 80 \text{ м/сек}$, нами взято с запасом, можно было взять $W = 100 \text{ м/сек}$, как крайний предел для перегретого пара (небольшой участок этой кривой на чертеже 8 построен), то считаем, что и это условие нами выполнено.

Динамика парораспределительного механизма.

Диаграммы под'ема клапана в зависимости от времени $h = f(t)$ позволяют легко в каждый данный момент определить скорость клапана $v = \frac{dh}{dt}$ и ускорение клапана $p = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2h}{dt^2}$.

На чертежах 5, 6 и 7 нахождение производных проделано графически, при чем для данного наполнения все три кривые: под'ема, скорости и ускорения нанесены на одном чертеже.



Черт. 8

Способ построения кривой скорости шпинделя следующий. Элементом времени у нас ранее было выбрано одно деление dt . Чтобы не проводить касательных к кривой под'ема клапана в каждой точке (чертеж 5), выбираем на оси времен $0-8$ полюс p_1 , от которого откладываем по оси $0-8$ элемент времени dt

(на чертеже 5 этот элемент для построения кривой скоростей увеличен в 2,5 раза, отчего, конечно, во столько-же раз увеличивается и dh).

Параллельно касательной к кривой под'ема клапана в точке $2h$ проводим прямую через полюс p_1 до пересечения в точке b с вертикалью ab .

Отрезок вертикали ab представляет собой приращение пути за элемент dt (и то и другое увеличено в $2\frac{1}{2}$ раза). Сносим точку b по горизонтали на вертикаль через второе деление (и через точку $2h$), находим точку $2v$ кривой скорости. Масштаб кривой скорости определяется так.

В точке $2v$ скорость

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{2,5 \cdot dh}{2,5 \cdot dt} = \frac{2,5 \cdot 0,00165}{2,5 \cdot 0,0108} = 0,153 \text{ м/сек},$$

так как на чертеже 5-м отрезок $2,5 \cdot dh = 10,4 \text{ мм} = 2,5 \cdot 4,15$, а вводя масштаб кривой под'ема клапана и переводя мм в метры, получаем

$$2,5 \cdot dh = 2,5 \cdot \frac{4,15}{2,52 \cdot 1000} = 2,5 \cdot 0,00165.$$

Таким образом, масштаб для скоростей (черт. 5) 1 мм ординаты $= \frac{0,153}{10,4} = 0,0147$ м/сек.

Для построения кривой ускорений полюс q_1 расположен с правой стороны кривых чертежа 5. Полюсное расстояние взято равным элементу времени в масштабе $dt = 0,0108$ сек. = 6,3 мм.

Параллельно касательной к кривой скорости проводим прямую через полюс q_1 , а отрезок $ds = 6,4$ мм. будем считать ординатой кривой ускорений в момент отрыва клапана. Для этого момента

$$p = \frac{dv}{dt} = \frac{6,4 \cdot 0,0147}{0,0108} = 8,75 \text{ м/сек.}^2$$

Масштаб кривой ускорений черт. 5:

$$1 \text{ мм ординаты} = \frac{8,75}{6,4} = 1,37 \text{ м/сек.}$$

Знаки: положительные величины расположены над горизонталью 0—8, отрицательные—под горизонталью. Таким образом, при всегда положительном подъеме клапана его скорость в первой половине положительна, а во второй отрицательна; ускорение в начале положительно, в середине отрицательно (замедление до середины и отрицательное ускорение за серединой) и в конце положительно (замедление отрицательной скорости).

Способ построения остальных точек кривых, а также кривых скоростей и ускорений на чертежах 6 и 7 одинаков с описанным, а построение указано на чертежах.

Масштабы:

1 мм ординаты на чертеже дает

Чертеж	К р и в ы е		
	Подъем клап. мм	Скорость клап. м/сек	Ускорение клапана м/сек ²
5	0,4	0,0147	1,37
6	0,4	0,0192	1,85
7	0,4	0,02	2,00

Найденные для трех наполнений ускорения клапана позволяют определить инерционные давления масс клапана и соединенных с ним движущихся частей. В пружинных клапанных парораспределениях это делается для расчета главным образом пружин, здесь же определение этих усилий позволит нам уточнить расчет кулачного механизма.

Рассматривая чертежи 5, 6 и 7, мы видим, что наиболее неблагоприятный случай действия ускорений (а, следовательно, и инерционных давлений) будет при наполнении 50%. Расчет машины проводится в предположении гарантировать перегрузку на 25% ее нормальной мощности. Таким образом, машина еще при перегрузке в 25% должна сохранить расчетное число оборотов, а элемент времени dt определен именно для этого числа оборотов.

Дальнейшее увеличение перегрузки (сверх 25%) повлечет уменьшение числа оборотов. Наполнение в 50% осуществляется только при трогании с места, то-есть при небольшом числе оборотов.

Из сказанного следует, что элемент времени dt еще при 25%-ой перегрузке сохраняет свое значение, при дальнейшем же увеличении наполнения начинает увеличиваться элемент времени, то-есть, фактически, благодаря уменьшению числа оборотов, мощность машины уже не увеличивается. Поэтому расчет парораспределения следует вести по наибольшей нагрузке, при которой машина еще сохраняет свое нормальное число оборотов, а такой нагрузкой является работа с перегрузкой на 25%, то-есть случай чертежа 6.

Вес клапана, шпинделя, гаек, соединительного шарнира с его валиком и направляющего поршенька составляют 3,35 кгр.

Вес части передающего рычага, находящейся по правую сторону от точки вращения В, равен 0,954 кгр, а расстояние центра тяжести этой части от точки вращения В равно 5,4 см.

Вес левой части передающего рычага 1,15 кгр, расстояние центра тяжести этой части от точки вращения В равно 3,5 см.

Приведенный вес правой части передающего рычага равен:

$$\frac{0,954 \cdot 5,4}{7,5} = 0,687 \text{ кгр.}$$

Тоже левой части: $\frac{1,15 \cdot 3,5}{7,5} = 0,538 \text{ кгр.}$

Приведенный вес действующих по оси клапана масс, следовательно, равен: $3,35 + 0,687 = 4,575 \approx 4,6 \text{ кгр.}$

Приведенная к оси клапана масса

$$M_k = \frac{P}{g} = \frac{4,6}{9,81} = 0,47 \frac{\text{кг (сек}^2\text{)}}{\text{м}}$$

Определившаяся масса позволяет теперь установить размеры усилий, действующих по оси клапана, и, следовательно, произвести расчет всех деталей.

Действующие по оси клапана силы.

А) В момент отрыва клапана:

1) Удар.

2) Давление пара на неуравновешенную часть клапана (см: чертеж 2)

$$\frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_b^2) \cdot (p_1 - p_c) = \frac{3,14}{4} (12,1^2 - 10,8^2) \cdot (13 - 7,5)^* = 130 \text{ кг.}$$

3) Вес клапана и соединенных с ним движущихся частей

3,35 кгр.

4) Вес неуравновешенной части рычага

0,149 кгр.

*) $p_c = 7,5 \text{ кг/см}^2$ при нормальной нагрузке. При малых нагрузках и нулевом наполнении величина p_c упадет до 3 кг/см^2

5) Трение в лабиринте и направляющих

$$F = 3,35 - 0,149 = 3,2 \text{ кг (максимум *)}.$$

6) Инерционное давление движущихся масс равно: ускорению с обратным знаком движущихся масс, умноженному на массу движущихся частей.

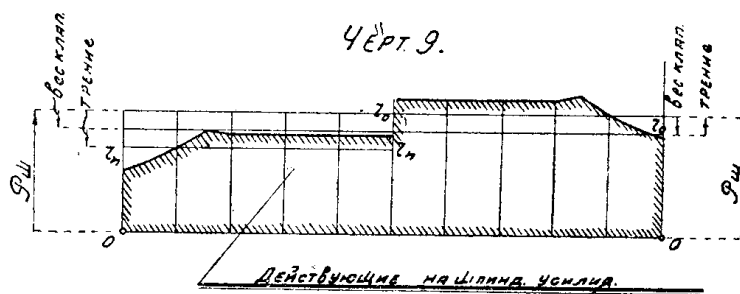
7) Давление пара на шпindelь клапана

$$P_{\text{ш}} = \frac{P \cdot d_{\text{ш}}^2}{4} \cdot (p_1 - 1) = \frac{P \cdot 2,25}{4} \cdot 12 = 21,2 \text{ кг.}$$

В) После отрыва:

Те же усилия, но без давления на неуравновешенную часть клапана (удар только в момент соприкосновения головки шпинделя с клапаном в момент предварения впуска).

Построение диаграммы действующих усилий для случая перегрузки произведено на чертеже 9 в масштабе сил 1 мм чертежа = 1,54 кг. Кривая изменения инерционных давлений на этом чертеже вычерчена по кривой ускорений из чертежа 6, после умножения ординат последней на $M_k = 0,47 \frac{\text{кг(сек}^2\text{)}}{\text{м}}$, и отложена в масштабе сил.



Ординаты левой половины заштрихованной диаграммы (черт. 9) дают результирующие усилия по шпindelю клапана при под'еме последнего (после отрыва клапана с седла); ординаты правой половины дают результирующие усилия при опускании клапана. Построение произведено так: над линией нуля усилий, для под'ема клапана, отложены $P_{\text{ш}}$ — давление пара на шпindelь, действующее в данном случае всегда вверх, от этого давления отняты вес клапана и трение в лабиринте и направляющих, так как эти усилия действуют при под'еме вниз; от результирующей $r_n r_n$ этих усилий отложены, учитывая действие вверх или вниз, инерционные давления, полученные по диаграмме чер. 6.

Для опускания клапана вся разница с под'емом заключается в том, что вес и трение, как действующие в противоположные стороны, взаимно уничтожаются.

Из диаграммы действующих усилий видно, что все результирующие усилия, действующие на шпindelь, направлены вверх как при под'еме, так и при опускании клапана. Эта диаграмма подчеркивает значение правого профиля, особенно для высокого $P_{\text{ш}}$.

*) Для лабиринтовой набивки можно принять равенство силы трения весу клапана с движущимися частями.

В момент отрыва клапана от седла получается еще удар между неподвижным клапаном и подвижным шпинделем. Продолжительность удара можно считать

$$\frac{1}{100} \cdot dt = 0,01 \cdot 0,0103 = 0,0001 \text{ сек.}$$

В ударе участвуют, с одной стороны: масса клапана

$$M_1 = \frac{0,992}{9,81}, \text{ и, с другой, — шпиндель с приведенной массой рычага}$$

$$M_2 = \frac{3,68}{9,81}.$$

Потеря энергии на удар, считая его не упругим, определится из

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \cdot (V_2 - V_1)^2,$$

при $V_1 = 0$ и $V_2 = 0,115$ м/сек (по чертежу 6),

$$E = \frac{1}{2} \cdot \frac{0,922 \cdot 3,68}{9,81 \cdot (0,922 + 3,68)} \cdot 0,115^2 \approx 0,0005 \text{ кг мт,}$$

$$\text{откуда } \frac{E}{0,0001} = \frac{0,0005}{0,0001} = P \cdot v = P \cdot 0,115 = 5 \frac{\text{кг м}}{\text{сек}},$$

Следовательно, действующую в момент удара силу можно считать равной, приблизительно,

$$P = \frac{5}{0,115} = 43,5 \text{ кгр.}$$

На неуравновешенную часть клапана давление составляет 130 кгр, а при уменьшении ресиверного давления (при недогрузке) это давление может достичь цифры 325 кгр, следовательно, усилие на шпиндель равно $325 + 43,0 = 368$ кгр.

Через камень А (чертеж 3) это усилие передается в размере $368 \cdot \frac{75}{58} = 475$ кгр ролику и валику Д и валику Е.

Направление усилия Р отрыва и его плеча находим по чертежу 3, как нормальное к кривой NG^1 от ролика Д на кулак Е. Это давление создает момент, каковой необходимо преодолеть эксцентриковой тяге при открывании клапана, работая на продольный изгиб.

Отклонение передаваемого роликом Д усилия от центра ролика Е составляет 27 мм, а, следовательно, на эксцентриковую тягу будет передано усилие

$$P = \frac{475 \cdot 27}{58} = 221 \text{ кгр.}$$

После отрыва клапана усилия, действующие на клапанный шпиндель, меняют свой знак, при чем до закрытия клапана действуют вверх, прижимая ролик С к профилю тр кулака Е.

Наибольшее, направленное вверх усилие на шпиндель по диаграмме равно (чертеж 9)

$$26,5 \text{ кг},$$

а на ролик Е в точке m передается

$$P_m = 26,5 \cdot \frac{75}{54} = 36 \text{ кгр.}$$

(так как в данном случае реакция не направлена по касательной к окружности RS, а по нормали к тр в точке касания, около m.

Эксцентриксовая тяга растягивается силой $P_s = 36 \cdot \frac{60}{58} \approx 36 \text{ кгр.}$

Камень эксцентрика и эксцентриксовая тяга в момент действия усилия $P_s = 36 \text{ кгр}$ находятся под углом 15° друг к другу.

Нормально к камню эксцентрик будет прижиматься силой $Q_n = 36 \cdot \sin 15^\circ = 36 \cdot 0,259 = 9,4 \text{ кгр.}$

Параллельно камню эксцентрик будет сдвигаться силой $Q_n = 36 \cdot \cos 15^\circ - Q_n \cdot \mu_{\text{тр}} = 36 \cdot 0,966 - 9,4 \cdot 0,06 = 33 \text{ кгр.}$

Это усилие будет действовать на палец регулятора, стремясь увеличить радиус эксцентрика, а, следовательно, и наполнение, то-есть отдалить момент отсечки. Это усилие является наибольшим усилием, действующим за полный оборот распределительного валика, так как во время отрыва клапана от седла эксцентриксовая тяга почти перпендикулярна к камню, почему не дает составляющей вдоль камня.

Эксцентриксовую тягу рассчитываем на продольный изгиб по формуле Эйлера

$$8 P = \Pi^2 \cdot \frac{E \cdot J}{l^2} = d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot P \cdot l^2 \cdot 64}{\Pi^3 E}}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 221 \cdot 96,2 \cdot 64}{31.2200000}} = 2,1 \text{ см. Принято } d = 2 \text{ см.}$$

Наибольшее усилие, действующее на ролик, позволяет определить длину последнего, пользуясь формулой Гертца *)

$$P = c \cdot l \cdot d,$$

где c —опытная постоянная; l —длина ролика, в см; d —диаметр ролика, в см. Выбираем $c = 60$, тогда

$$475 = 60 \cdot l \cdot 3, \text{ и } l = 2,5 \text{ см.}$$

Меньшие размеры выбраны потому, что взят случай нулевого наполнения, то-есть самый не выгодный.

Конструкция и установка эксцентриков.

Диаметр парораспределительного валика принят

$$d = 60 \text{ мм.}$$

Размеры камня выбраны так, чтобы при максимальном радиусе эксцентрика ось эксцентриксовой тяги проходила от края камня не ближе одной трети его длины.

*) См. Hütte, ч I.

Наименьший размер камня по отверстию не должен быть менее 1 см. Длина выреза в эксцентрике для камня определяется величиной хода эксцентрика по камню при изменении радиуса эксцентрика от минимального до максимального и переходе пальца регулятора Р в крайние положения.

Размер выреза определяет диаметр эксцентрика так, чтобы в наиболее ослабленном месте живое сечение металла эксцентрика было не менее 1,5 см.

Порядок работы как при вычерчивании, так и при установке и разметке один и тот же. Поршень устанавливается на моменте предварения впуска в крышечную полость (для нашего случая, при чем при вычерчивании такая установка поршня мыслится). Кулак устанавливается на моменте начала под'ема клапана (чертеж 1) (начало набегания ролика по кривой НГ черт. 3). Точка О кулака соединяется с центром распределительного валика.

На расстоянии $r_{\min}$ от центра распределительного валика в сторону *) кулака проводится перпендикуляр к направлению эксцентриковой тяги ОТ. Этот перпендикуляр представляет собой геометрическое место вершин радиусов эксцентриков—центровую прямую. Радиусом r_n из центра распределительного валика описываем окружность, которая пересечет центровую прямую в двух точках: первая точка V_e —начало малой дуги по направлению вращения соответствует моменту предварения впуска, вторая II—отсечке.

Длина эксцентриковой тяги определится как кратчайшее расстояние между точкой О (в момент набегания) и центральной прямой.

Положение выпускного эксцентрика.

Размер выпускного эксцентрика принят 32 мм.

Точку В **) выпускного кулака соединяют с центром распределительного валика, что дает направление $m_b m_b$ эксцентриковой тяги выпускного клапана (выноска на чер. I). Около средней линии $m_b m_b$ (выноска чер. I) откладываем угол выпуска III O_B ***), взятый из чер. 4.

Полученные точки III и IV соответствуют положениям центра выпускного эксцентрика в моменты предварения выпуска (III) и начала сжатия (IV).

Длина эксцентриковой тяги выпускного эксцентрика определится как расстояние от точек III или IV до точки В кулака. Положение выпускного эксцентрика в выбранный нами момент, когда поршень стоит на предварении впуска и соответствующим образом уже расположен впускной эксцентрик, определится, если повернуть из положения O_B IV по направлению вращения выпускной эксцентрик на угол IV O_B I (период сжатия из чертежа 4) до точки V_e (выноска чер. I). Положение выпускного кулака, изображенное на чертеже I; получено засечкой длиной эксцентриковой тяги из положения выпускного эксцентрика в точке V_e (выноска чертежа I).

*) Так как под'ем клапана происходит при движении эксцентриковой тяги от распределительного валика к кулаку.

**) Точка В—положение шарнирного соединения эксцентриковой тяги с кулаком в момент или начала или конца выпуска.

***) В сторону движения эксцентриковой тяги, когда открывается выпускной клапан.

Профиль выпускного кулака вычерчивается подобным-же способом, как и впускного, при чем с тем-же условием, чтобы при закрытом клапане последний прижимался к седлу предохранительной пружины.

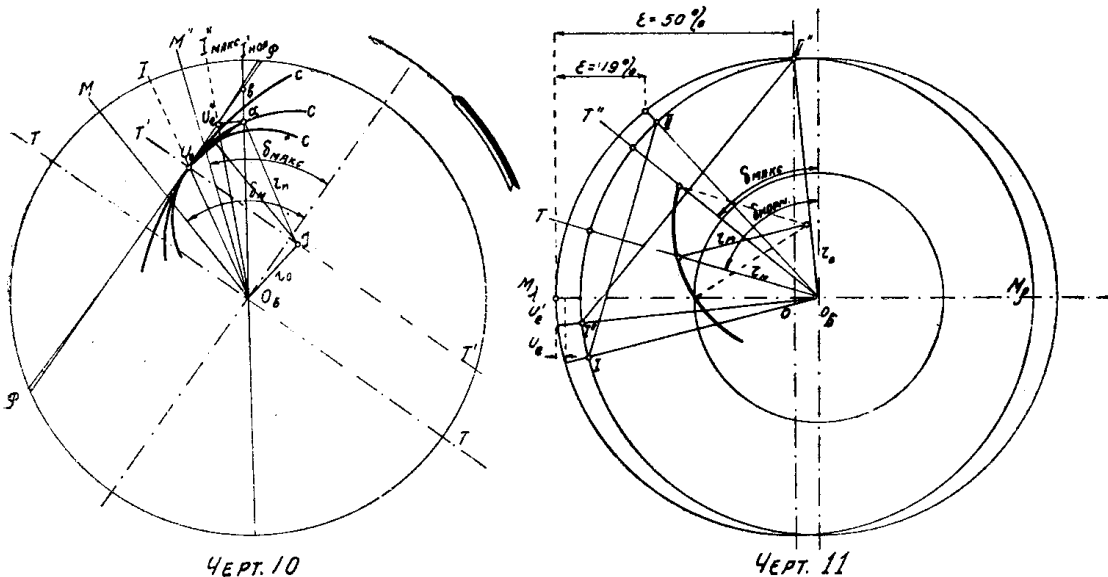
Положение выпускного эксцентрика фиксируется на распределительном валике шпонкой.

Случай, когда центровая кривая является дугой окружности (регулятор Прэлля).

Для данного парораспределения величина радиуса эксцентрика при нормальном наполнении останется такой-же, как определено выше, то-есть $r_n = 30,6$ мм.

Подбор центровой кривой лучше всего вести по чертежу 10, на котором радиусы эксцентриков изображены в масштабе. Построение чертежа 10 проведено так.

Через центр распределительного валика O_B (чертеж 10) проводим направление эксцентриковой тяги $ТТ$, перпендикулярно которой на расстоянии $r_n - 4,6 = 30,6 - 4,6 = 26$ мм от центра распределительного валика в сторону кулака проводим прямую $РР$. Эта прямая заменяет собой дугу окружности радиуса, равного длине эксцентриковой тяги, длина которой определена выше. Здесь, как и выше, для упрощения построений считаем длину эксцентриковой тяги бесконечной. Проведенная рядом с прямой $РР$ длиной эксцентриковой тяги дуга показывает, какая при этом получается разница.



В момент предварения впуска эксцентриковая тяга примет положение $Т'Т'$, и только в том случае, если мы расположим центр основного (заклиненного) эксцентрика на прямой $Т'Т'$, усилие, действующее вдоль тяги в момент предварения впуска, не будет передаваться на палец регулятора, так как это усилие целиком будет поглощаться шпонкой основного эксцентрика. Таким образом, расстояние между положениями эксцентриковых тяг $ТТ$ и $Т'Т'$ определяет собой

наименьший возможный радиус основного эксцентрика, окончательный же выбор размера этого эксцентрика зависит от выбора размера подвижного эксцентрика.

Рассматривая ряд центровых кривых СС различного радиуса (с центром на прямой $T'T'$), приходим к заключению, что с точки зрения конструктивной (малые эксцентрики), наименьших потерь на трение, а также наименьшего воздействия (обратного) на регулятор в момент предварения впуска и отсечки, следовало бы выбрать радиус подвижного эксцентрика возможно наименьший, но, с другой стороны, слишком сильное уменьшение радиуса поворотного эксцентрика повело бы к сильному уменьшению и даже полному уничтожению предварения впуска при наполнениях, отличающихся от нормального, то-есть при наполнениях меньших и больших нормального. Большие радиусы поворотного эксцентрика дают гораздо меньшее изменение предварения впуска, но увеличивают обратное воздействие на регулятор и увеличивают работу регулятора (потребную работоспособность), так как угол поворота результирующего эксцентрика изменяется незначительно.

Учитывая указанные обстоятельства, выбор размера поворотного эксцентрика можно произвести следующим графическим способом. На чертеже 10 положение кривошипа $O_B I$ соответствует моменту предварения впуска при нормальном наполнении, а линия $O_B M$ —линии крайних положений поршня при установке эксцентриков на нормальное наполнение. Эти положения перенесены из чертежа 11. Ставим условие, чтобы при наибольшем наполнении предварение впуска составляло не меньше 0,5%, а наполнение было 50%.

На диаграмме чертежа 11 это даст положения кривошипа $O_B I'$ и $O_B II''$. Соединяя прямой точки I' и II'' и, проводя через точку O_B перпендикуляр к прямой $I'II''$, получаем направление тяги $O_B T''$ и угол $\delta_{\text{макс}}$ при заданных нами условиях.

Откладываем угол $\delta_{\text{макс}}$ по направлению вращения от перпендикуляра к линии TT на чертеже 10 и получаем $O_B M''$ —линию крайних положений поршня для установки эксцентриков на максимальное наполнение.

Если теперь против направления вращения на чертеже 10 от прямой $O_B M''$ отложим угол $M'' O_B I'_{\text{макс}}$ (взяв из чертежа 11 угол $M_{\lambda} O_B I'$), то в пересечении линии $O_B I'_{\text{макс}}$ с прямой PP получим точку V''_e —момент предварения впуска и результирующий радиус эксцентрика $O_B V''_e$, который будет осуществлять наполнение в 50% при предварении впуска в 0,5%. Если бы предварение впуска у нас оставалось неизменным для максимального наполнения, как и для нормального, то по отношению к линии крайних положений поршня $O_B M''$ оно должно было бы начаться в положении кривошипа $O_B I'_{\text{нор}}$. Засекая радиусом $O_B V''_e$ на последней прямой точку а, получаем положение вершины результирующего радиуса эксцентрика в точке а в тот момент, когда, по существу, ему следовало бы быть на прямой PP , чтобы предварение впуска оставалось неизменным (около 2%). Таким образом, мы нашли вторую точку центральной окружности (первая V_e), центр который должен находится на прямой $T'T'$. В пересечении перпендикуляра к середине

прямой V_e а с положением тяги $T'T'$ находим точку J , определяющую размеры r_0 —радиуса основного эксцентрика и r_n —радиуса поворотного эксцентрика.

Дальнейшее построение диаграмм ясно из чертежей 10 и 11. Установка выпускного эксцентрика производится описанным выше способом, как и при центральной прямой.

Очевидно также, что для максимального наполнения мы имеем дело с более плавным ходом кривой под'ема клапана при центральной кривой, чем при центральной прямой. Для нормального наполнения кривые под'ема клапана одинаковы для обеих центральных кривых. Кривая мятия для максимального наполнения при центральной кривой пойдет ниже, чем при центральной прямой (в том-же предположении нормального числа оборотов).

Обратного воздействия на регулятор при центральной кривой не будет только в момент предварения впуска при нормальном наполнении, при других наполнениях и в момент предварения впуска это воздействие будет иметь место. К моменту отсечки для всех наполнений воздействие это будет в сторону увеличения наполнения.

Разобранных примеров двух центральных кривых плоского регулятора можно считать достаточным для характеристики данного парораспределения. Рассмотрение других видов центральных кривых ничего нового не даст, т. к., по существу, разница с другими парораспределениями подобного типа будет лишь в направлении действия усилий по эксцентриковой тяге. Нужно отметить только, что в данном парораспределении усилия, действующие вдоль эксцентриковой тяги, меньше, чем в других парораспределениях.

Основным преимуществом разбираемого парораспределения является отсутствие пружины, но это отсутствие является также и большим недостатком его, так как взамен пружины добавляется ролик, лишний профиль, сложность профилирования и изготовления кулака, и, наконец, уже при самом конструировании парораспределения допускается возможность удара. Последнее обстоятельство должно способствовать ускорению расстройству парораспределения и шумной его работе.

И все же, не смотря на указанные недостатки, это парораспределение по своей простоте может считаться одним из лучших кулачковых клапанных парораспределений после парораспределения Ленца.

При составлении статьи автор пользовался следующей литературой.

- И. Н. Бутаков, проф. и Д. В. Специи, инж.-мех., Расчет основных размеров паровых машин двукратного расширения на частных примерах, Томск, 1927.
 А. Дуббель, проф., Паровые машины и паровые турбины. Ленинград, 1925.
 A. Pohlhausen, Dipl.-Ing., Die Kolbendampfmaschinen, Leipzig, 1925.
 Gutermuth und Watzinger, Die Dampfmaschinen, 1928.
 C. Leist, prof., Die Steuerungen der Dampfmaschinen, Berlin, 1905.
 R. Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine, Berlin, 1924.

