

Н.Н.Брохович

**Стационарные
поршневые
паровые машины**



НКТГ — СССР
Объединенное
Научно-Техническое
Издательство

1935

НТБ
ДНУЖТ

23
9.11.61
Б-16

Инж.-мех. Н. Н. БРОХОВИЧ

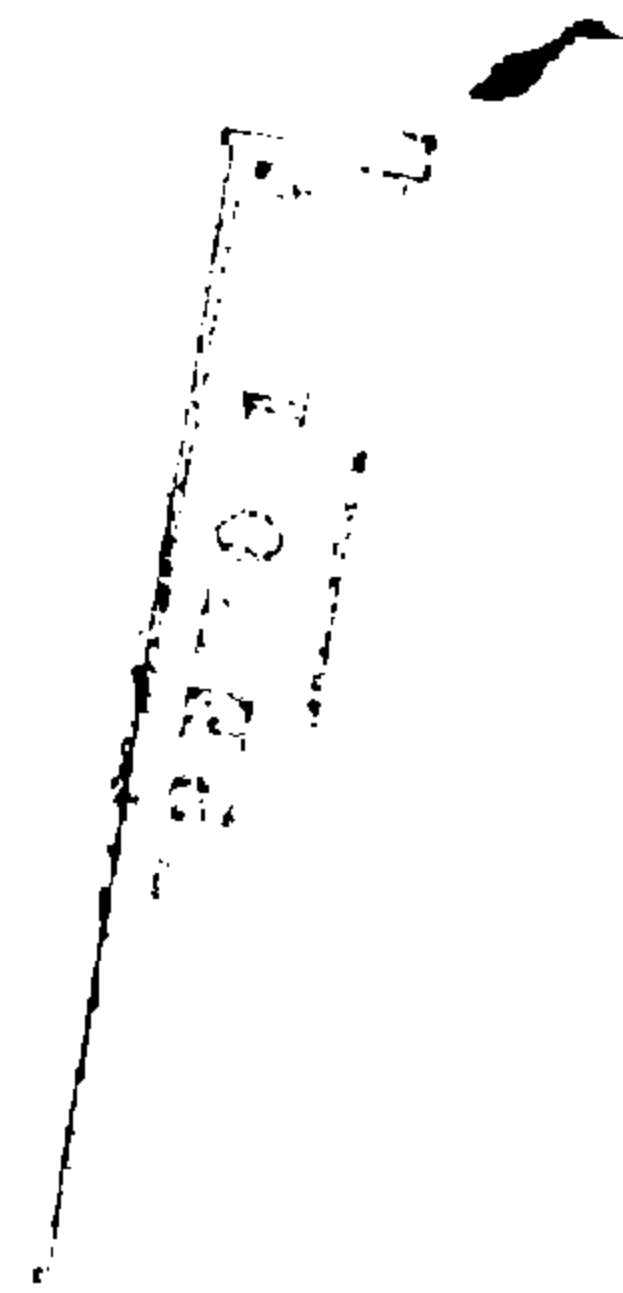
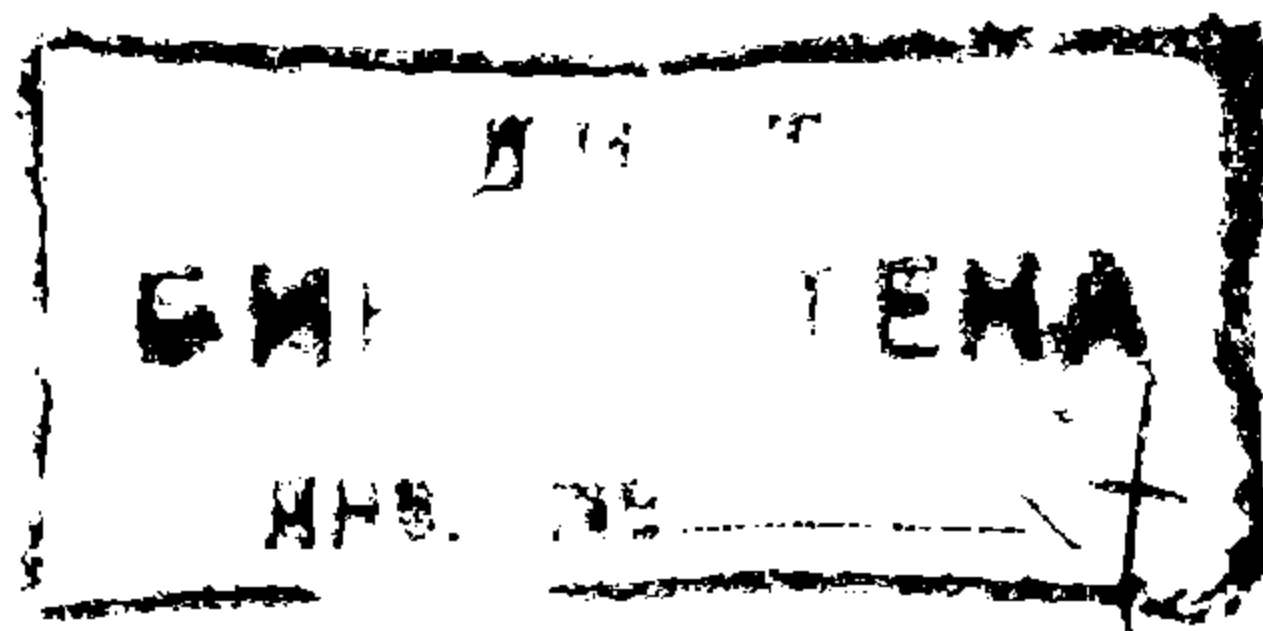
СТАЦИОНАРНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

КОНСТРУКЦИИ, МОНТАЖ И УХОД

РУКОВОДСТВО ДЛЯ МЕХАНИКОВ, МАШИНИСТОВ И ИНСТРУКТОРОВ

ПОД РЕДАКЦИЕЙ ИНЖ.-МЕХ. А. П. КРАСОВСКОГО

*Утверждено ГУУЗ НКТП в качестве
учебного пособия для школ ФЗУ и ПТК*



НКТП СССР
ОБЪЕДИНЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ГЛАВНАЯ РЕДАКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА — 1935 — ЛЕНИНГРАД

НЕ ДАВАТЬ
ДНУЖТ

621.161

588

ЭГ-30-3-2

Ответственный рецензент ГУУЗ НКТП *М. С. Осипов.*

Редактор инж. *С. М. Лосев.*

Техн. редактор *А. Д. Чаров.*

ТКК № 17. Цена 4 р. 50 к. Пер. 60 к.

Сдано в набор 5 ноября 1934 г. Подписано к печати 15 марта 1935 г. Уполномоченный Главлита № В 88256. Энергогосредакция № 594. Тираж 7.000. Бумага 72×105/16. Количество бум. листов 9. Количество печ. знаков в 1 бум. листе 116736. Авт. л. 27. Звк. № 1396.

4-я типография ОНТИ НКТП СССР „Красный Печатник“. Ленинград, Международный, 75а.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Автор, работая ряд лет во втузах и на курсах, подготовляющих механиков и рядовых машинистов, всегда чувствовал острый недостаток в книге по паровым поршневым машинам, отвечающей требованиям современной школы и ее слушателя.

Ассортимент предлагаемых книг по паровым машинам крайне разнообразен, но ни одна из них не дает законченного комплекса знаний и не подходит к настоящему моменту, потому что либо слишком теоретична, либо чрезмерно популярна. В первых—много отвлеченных суждений и сложных формул, популярные же до того упрощены, что серьезно занимающемуся нечего извлечь из них для пополнения своих знаний. В литературе, новой по крайней мере, нет ни одного описательного курса. Прежде чем освоить теоретические рассуждения, прежде чем разбираться в графиках контура кулачка клапанного парораспределения, нужно изучить самый клапан, понять, как при помощи клапана можно достигнуть изменения моментов парораспределения, увязать действие клапана с ходом кривошипа и т. д. Таких вопросов в курсе много. Наш рабочий, для которого написана данная книга, уже вырос, для него недостаточно тех сведений, которые он может почерпнуть из „Машиноведений“. Ему нужно дать описательный курс, который будет служить для него фундаментом к следующей ступени, когда ему придется заняться вопросами теории, расчета и, быть может, проектирования.

Автор отнюдь не склонен считать свою попытку в направлении заполнения указанной брешы в технической литературе удачной и исчерпывающей, он надеется получить в будущем от лиц, работающих по его книге, ряд практических указаний (именно практических, так как он рассчитывает, главным образом, на практика), которые безусловно помогут ему должным образом переработать книгу к следующему изданию, если таковое понадобится. Автор считает своим приятным долгом отметить большую работу, проделанную редактором его труда инж. А. П. Красовским, потратившим немало сил и времени на редактирование как литературного, так и графического материала.

Инж.-мех. *Н. Брохович*

НТБ
ДНУЖТ

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие

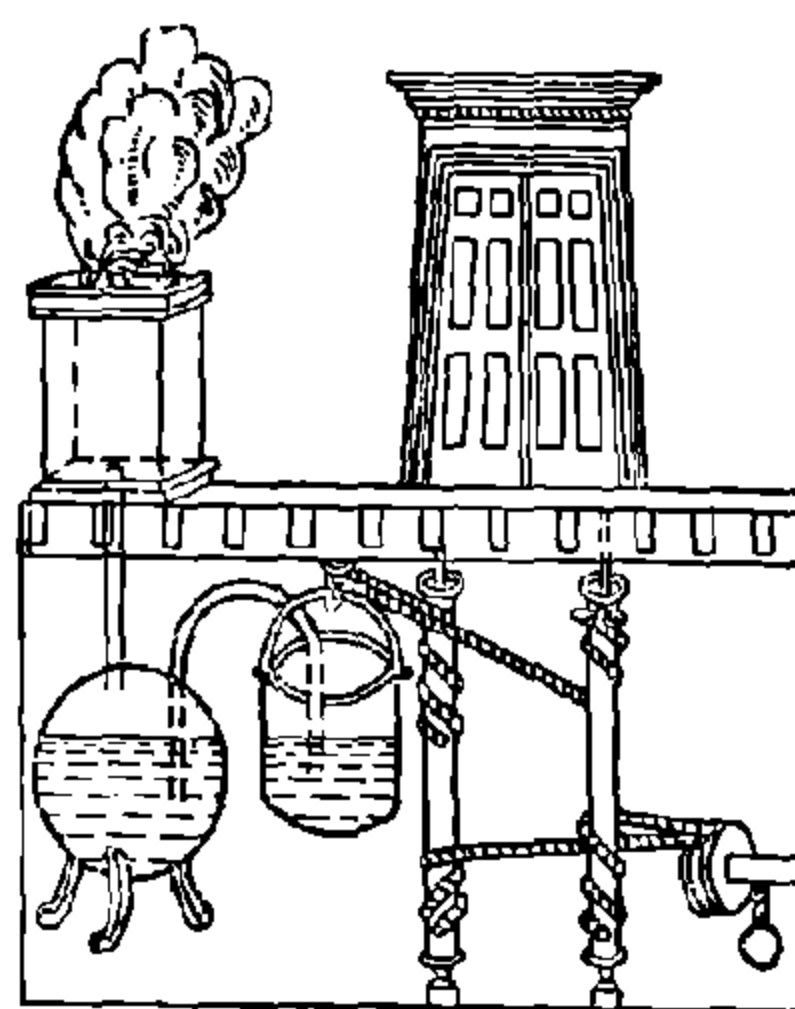
	Стр.
Предисловие	3
1. Краткий исторический очерк развития паровой машины. Значение паровой машины наряду с другими силовыми установками .	5
2. Сущность действия паровой машины	10
3. Устройство поршневых паровых машин	13
4. Сферы применения паровых машин .	14
5. Классификация паровых машин .	15
6. Характеристика паровых машин	18
7. Паровые цилиндры .	22
8. Поршни паровых машин	38
9. Штоки поршней	45
10. Крейцкопфы	50
11. Шатун .	54
12. Коренной вал	61
13. Устройство эксцентрика, эксцентрикового бугеля и эксцентриковой тяги	62
14. Станина машины и коренные подшипники .	64
15. Парораспределительные приборы	68
16. Приспособления для переменной отсечки	79
17. Клапанные парораспределения	82
18. Распределение золотником без перекрыш	104
19. Последовательность различных моментов парораспределения	108
20. Диаграммы парораспределения	115
21. Исследование парораспределения двойными золотниками	133
22. Установка парораспределений	144
23. Сравнение всех выше рассмотренных внутренних парораспределительных органов в отношении общих требований, предъявляемых к таким приборам	156
24. Контрольные вопросы	157
25. Смазочные приборы	165
26. Регулирование мощности	167
27. Конденсационные установки	189
28. Воздушные насосы	204
29. Контроль работы машины	212
30. Правила испытаний паровых машин	251
31. Приборы, применяемые при испытаниях	259
32. Подготовка машины к действию и уход за ней	263
33. Сборка машины в мастерской	274
Вопросы для самопроверки	294
Литературные источники	296

НТБ
ДНУЖТ

1. КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК РАЗВИТИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ. ЗНАЧЕНИЕ ПАРОВОЙ МАШИНЫ НАРЯДУ С ДРУГИМИ СИЛОВЫМИ УСТАНОВКАМИ

Идея применения тепловой энергии для замены физической силы механической зародилась в глубокой древности и для того времени довольно удачно была разработана, но применялась, к сожалению, кастой жрецов для целей культа, для одурачивания масс.

Пустой внутри алтарь, наполненный воздухом, нагревался огнем, зажигаемым во время жертвоприношения (фиг. 1). Если жертва была угодна божеству, врата храма медленно открывались сами собой. Жертва не принималась — врата храма не открывались. Механизм был до крайности прост. Воздух, заключенный внутри жертвенника, нагревался огнем, разведенным на алтаре, расширялся и выгонял часть воды, заключенной в сферическом сосуде под алтарем, в ведро, которое благодаря этому опускалось и посредством вращения двух вертикальных столбов открывало невидимо двери храма, прикрепленные к столбам. Когда огонь тушился, воздух охлаждался, вода уходила из ведра, и двери закрывались. Интересно, что новая мысль, как теперь установлено, шла той же дорогой, которая раз уже была пройдена много веков назад человеческим гением.



Фиг. 1.

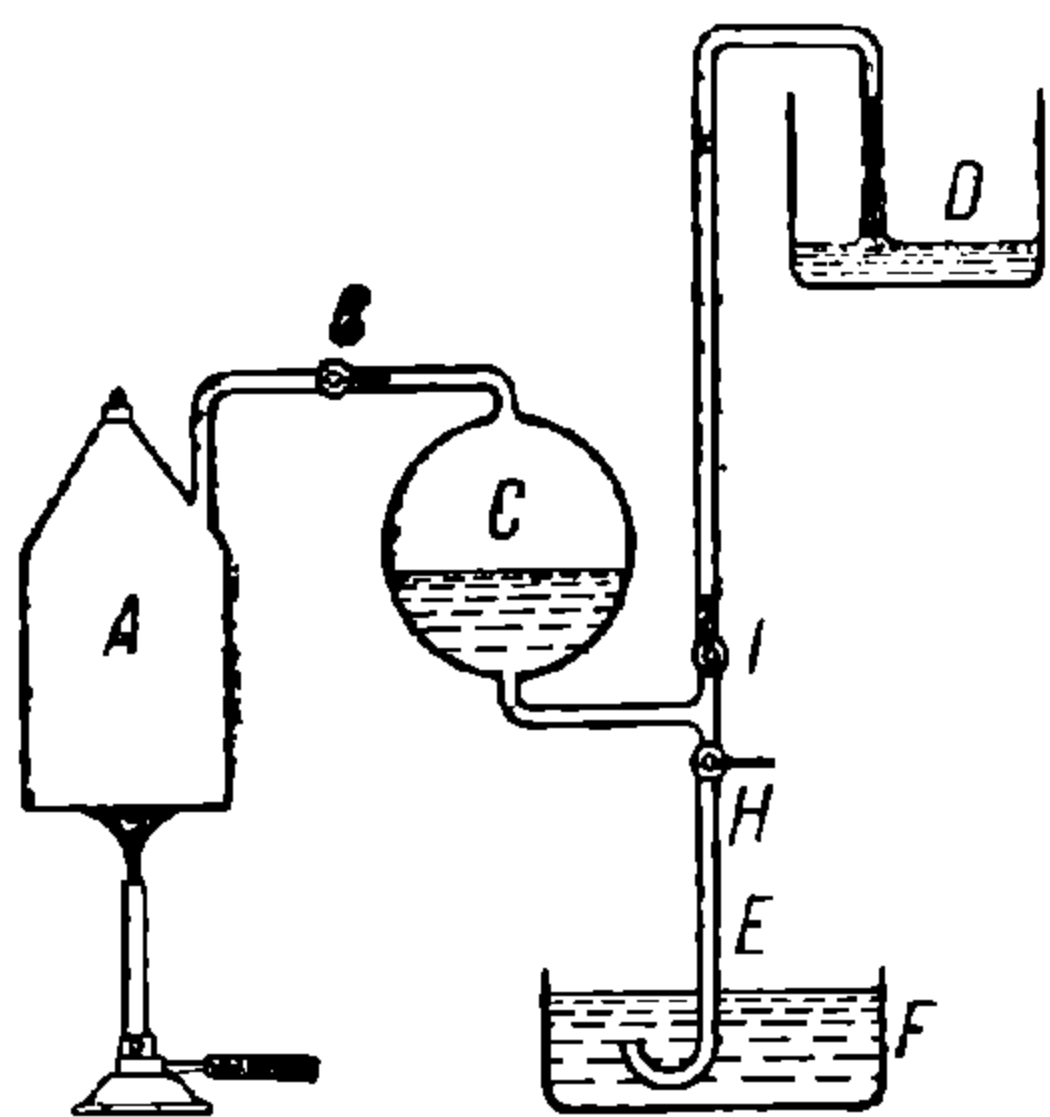
Человечество в конце XVII века познакомилось со свойствами водяного пара и мало-помалу научилось пользоваться им для паровых машин.

Задача, которая ставилась первым машинам, заключалась в том, чтобы откачивать воду из рудников.

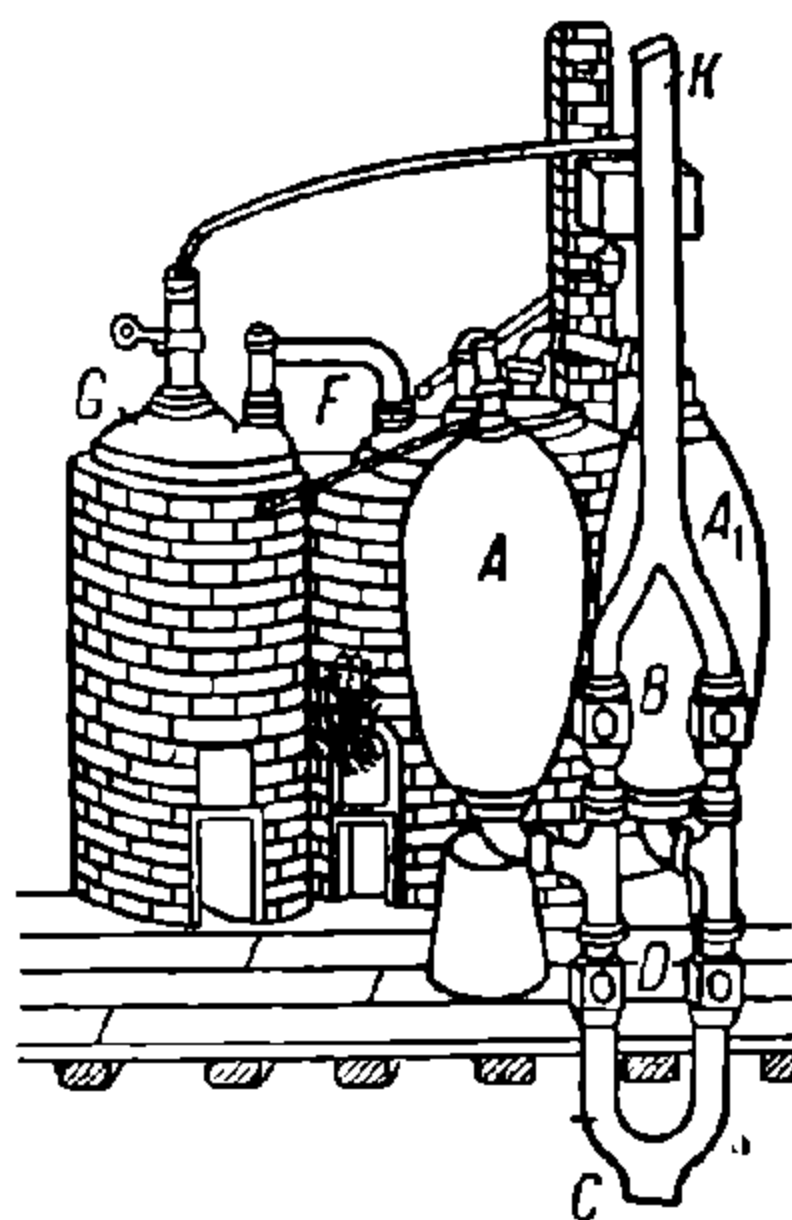
Первая паровая машина, которая, действительно, применялась на практике, была построена Томасом Сэвери; до него над решением вопроса использования энергии пара работал целый ряд исследователей и ученых того времени. Среди них мы встречаем известного Папина, давшего технике идею парового котла и предохранительный клапан. Если все их попытки и не имели практического успеха, то основные идеи послужили основанием к дальнейшему развитию паровых машин.

В 1702 г. Сэвери дал точное описание своей машины. Первоначально он задался целью высасывать воду, конденсируя в сосуде пар и создавая таким образом пустоту; но затем он отказался от этого пути и стал поднимать воду посредством использования давления пара. Схематически действие его машины можно представить себе так (фиг. 2):

Медный котел *A*, снабженный предохранительным клапаном, соединен со стеклянным шаром *C*, который сообщается с трубой, идущей вертикально к сосуду *D*, куда требуется накачивать воду. Нижний конец этой трубы соединен патрубком *E* с сосудом *F*, из которого требуется выкачивать воду. Прежде всего открывают краны *G* и *H* и закрывают кран *I*. Вода в котле доводится до кипения, и пар выталкивает из него воздух через трубу *E* и далее через воду в сосуд *F*. Когда воздух будет вытеснен и начнет выделяться пар, кран *G* закрывается, и верхняя часть сосуда *C* поливается водой. Пар, имевшийся в нем, конденсируется, давление падает, и вода из сосуда *F* под влиянием атмосферного давления поднимается в сосуд *C*. Кран *H* после этого закрывается, и открываются краны *G* и *J*. Вода под давлением пара из котла гонится по трубе в сосуд *D*. Когда вся вода из сосуда *C* перейдет в сосуд *D*, краны *I* и *G* закрываются, открывается кран *H* и т. д. Словом, процесс, повторяется еще и еще раз. В этом и состоит работа машины.



Фиг. 2.



Фиг. 3.

В законченном своем виде машина Сэвери изображена на фиг. 3.

Сэвери употреблял, как показано на схеме, два сосуда, *A* и *A*₁, вместо одного; пока один из сосудов разъединен от котла и конденсирующийся в нем пар насасывает воду в него, другой соединяется с котлом для того, чтобы пар гнал находящуюся в нем воду в трубу *K*. Применение двух сосудов сэкономило время и труд, так как пар мог поступать в один из сосудов, пока в другом происходила конденсация.

Машина Сэвери очень неэкономно расходовала тепло, а следовательно, и топливо. Продуктивность машины Сэвери была такова, что на 1 кг сожженного угля давала 3300 кгм работы, или на 1 л. с. ч. машина расходовала 80 кг угля. Машина не получила большого распространения в рудниках, для работы на которых она предназначалась; она не могла насасывать воду более 7—8 м над уровнем откачиваемой воды.

Следующей ступенью в развитии машиностроения была машина Ньюкомена, отделившего котел от цилиндра. Ньюкомен применил поршень и искусственную конденсацию пара (фиг. 4), на что и был взят патент.

Поршень соединялся цепью с одним концом качающегося балансира, другой конец также цепью был связан со штангой отливного насоса. Пар, выпускаемый из котла в цилиндр, поднимал поршень с помощью противовеса, подвешенного на другом конце балансира. Когда паровой клапан закрывался, то в цилиндр вбрызгивалась холодная вода, отчего пар конденсировался. Поршень под давлением атмосферы опускался и приводил в движение насос. Давление пара в котле держалось немного выше 1 ат.

Продуктивность машины Ньюкомена была значительно выше продуктивности машины Сэвери.

Она давала на 1 кг угля 11 000 кгм работы или на 1 л. с. ч. расходовала 25 кг угля.

Большие конструктивные усовершенствования были сделаны в ней инж. Смитом, увеличившим ход поршня, улучшившим конденсацию, устройством изоляцию цилиндра. Машины Смита развивали до 40 л. с., имели диаметр цилиндра до 1400 мм, ход поршня до 2100 мм при 12 об/мин. Продуктивность этих машин доходила до 35 000 кгм работы на 1 кг угля, что составляет на 1 л. с. ч. 7,7 кг угля.

Следует отметить, что Смит, сделав большие усовершенствования и получив большие результаты, пользовался энергией пара без точных представлений о физических свойствах водяного пара; он не имел совершенно представления о рабочем процессе в цилиндре и шел чисто эмпирическим путем, делая выводы на основании практики работы существующих машин.

Машины Ньюкомена Смита получили широкое распространение.

Первый период развития паровой машины на этом можно считать законченным.

Дальнейший толчок развитию машиностроения был дан Уаттом, механиком Глазговского университета, специализировавшимся на изготовлении научных аппаратов и приборов того времени.

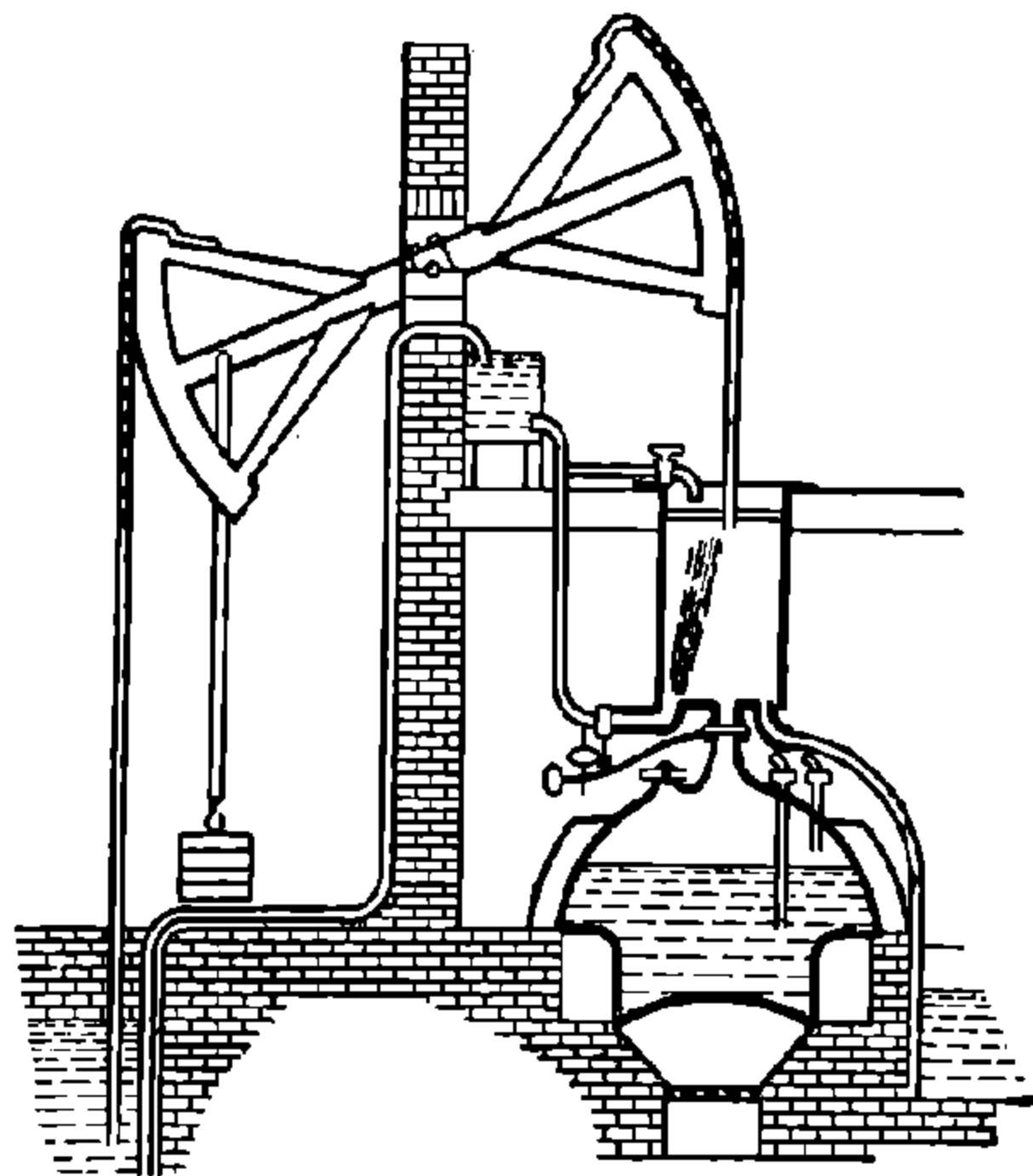
Совершенно случайно Уатту был поручен ремонт опытной машины системы Ньюкомена. На этой работе Уатт впервые столкнулся с физикой водяного пара, тогда мало изученной. Он самостоятельно определил зависимость между p и t , нашел удельный объем пара при атмосферном давлении и, имея эти данные, применил их впервые к расчету расхода пара в машине и сам был поражен своими открытиями. Он нашел, что машина расходовала пара гораздо больше, чем нужно. Уатт еще больше углубился как в изучение свойств водяного пара, так и в работу самой машины, в трудных случаях прибегая к помощи профессуры своего университета.

В результате работ над машиной Ньюкомена Уатт пришел к следующим заключениям и выводам:

1. Цилиндр машины должен быть столь же горяч, как и поступающий в него пар, чтобы ослабить чрезмерную конденсацию при впуске; для этого паровой цилиндр не должен приходить в соприкосновение с телами более низкой температуры, чем рабочий пар, и должен быть возможно горяч.

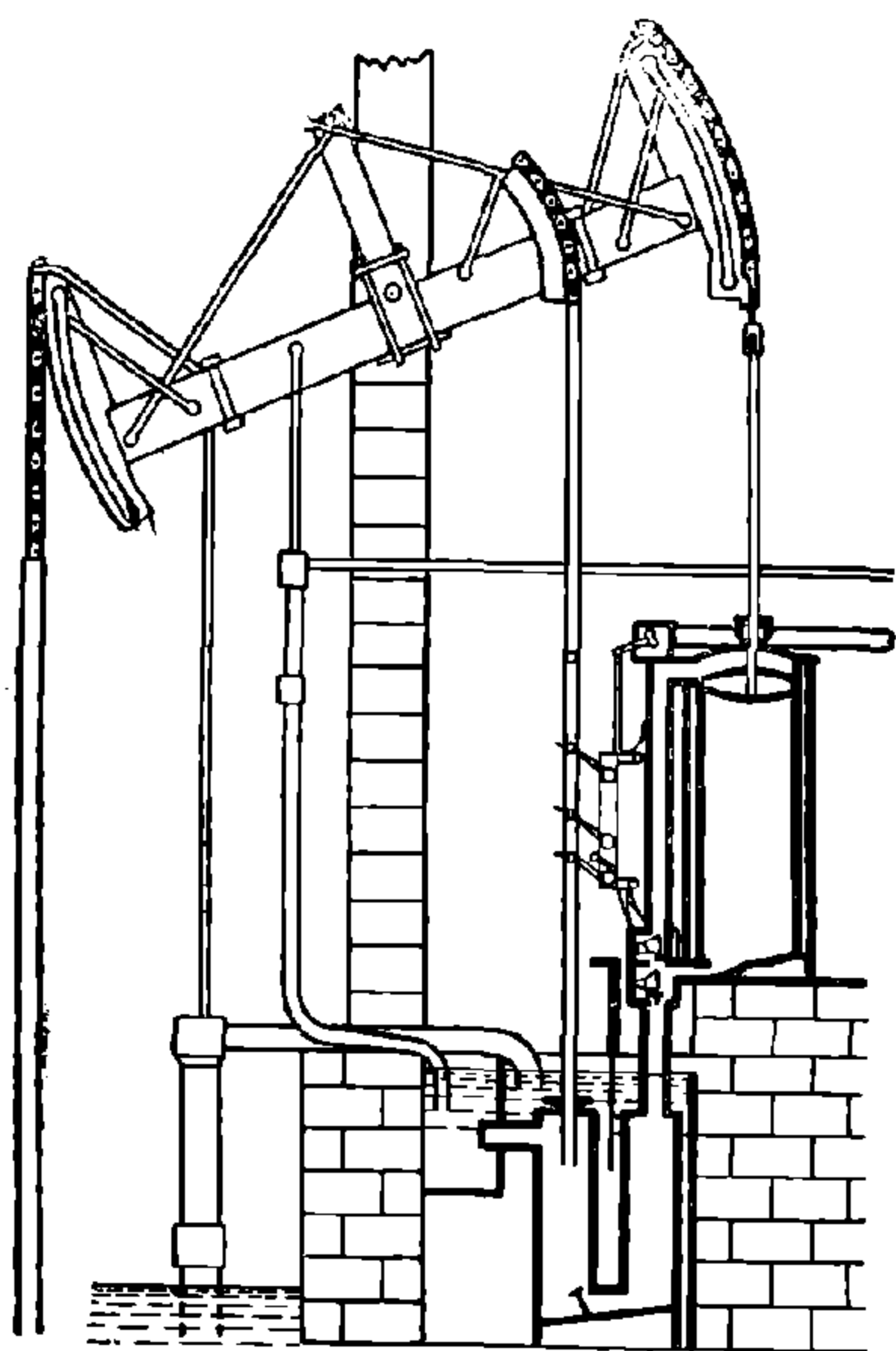
Достигнуть этого можно хорошей изоляцией цилиндра, применением паровой рубашки и перенесением конденсации пара из полости цилиндра в самостоятельный сосуд.

2. После конденсации температура охлаждающей воды не должна быть выше 40°C , иначе не будет достигнуто хорошее разрежение, а для этого необходим отдельный сосуд — конденсатор, снабженный воздушным насосом для удаления из него воздуха и сконденсировавшегося пара (конденсата.)

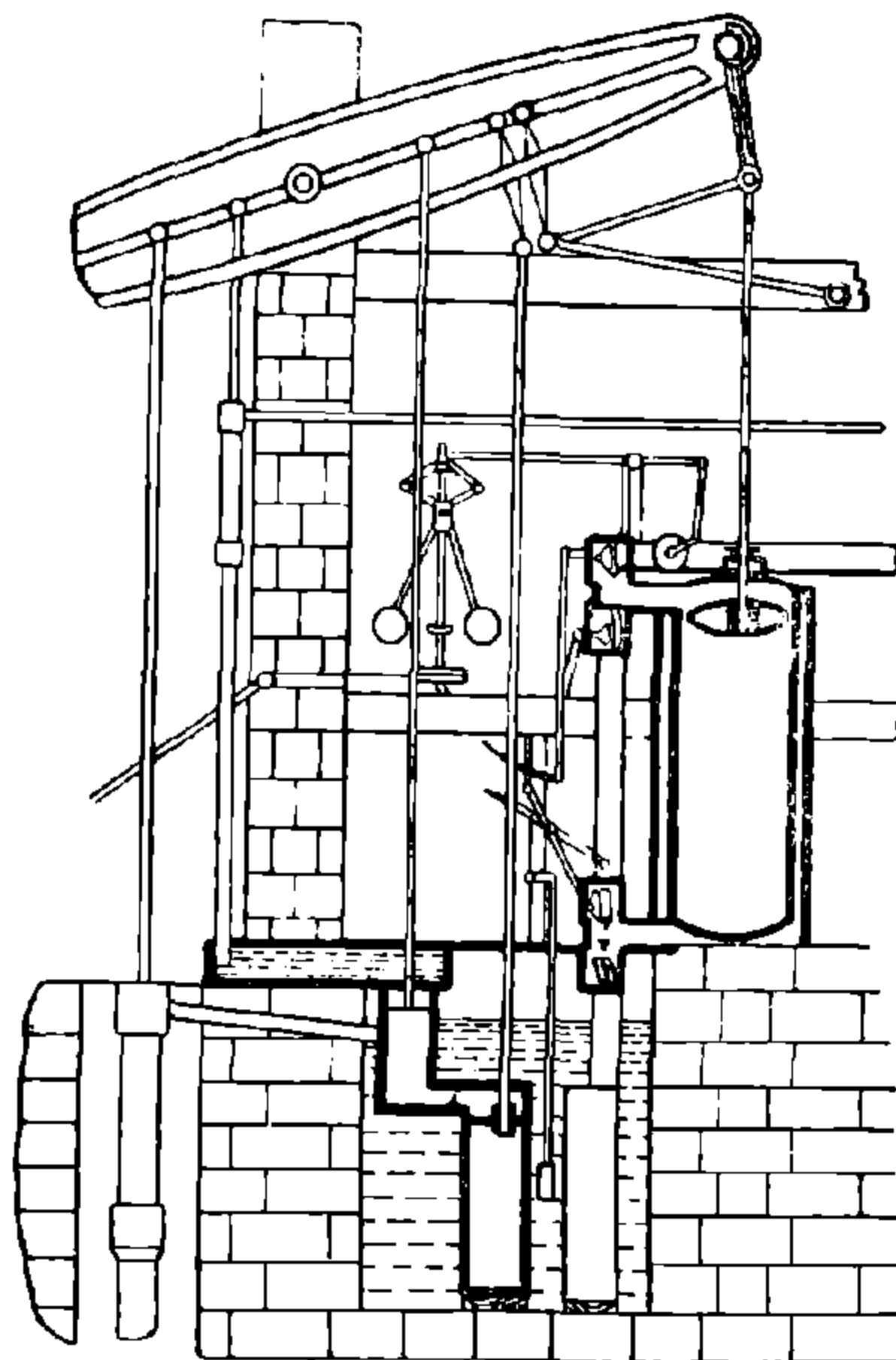


Фиг. 4.

Закончив свои исследовательские работы и сделав выводы, Уатт нашел средства и возможность построить свою первую машину. Машина эта потребовала затраты 4,27 кг угля на 1 л. с. ч., т. е. вдвое меньше машины Ньюкомена-Смитона.



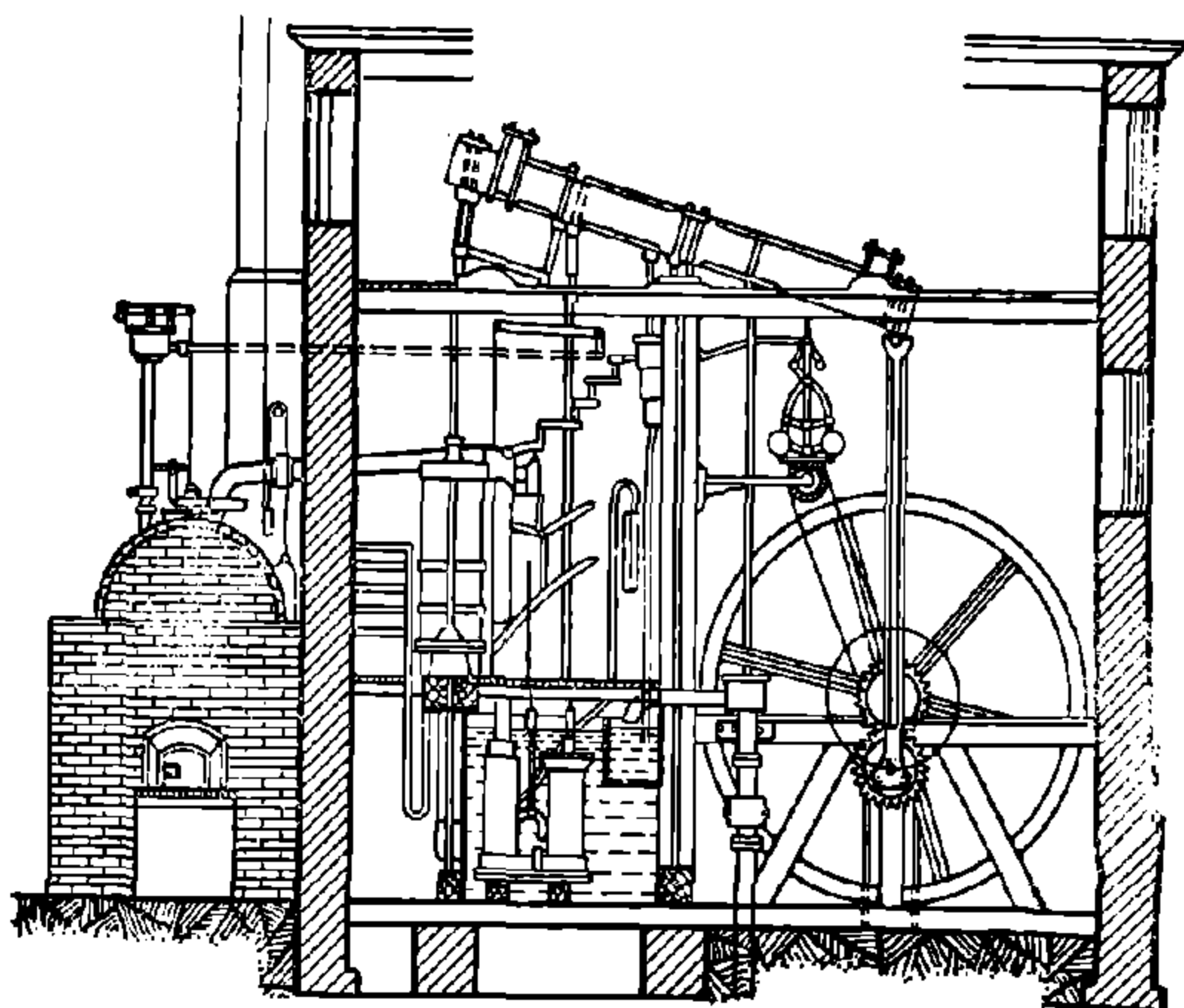
Фиг. 5.



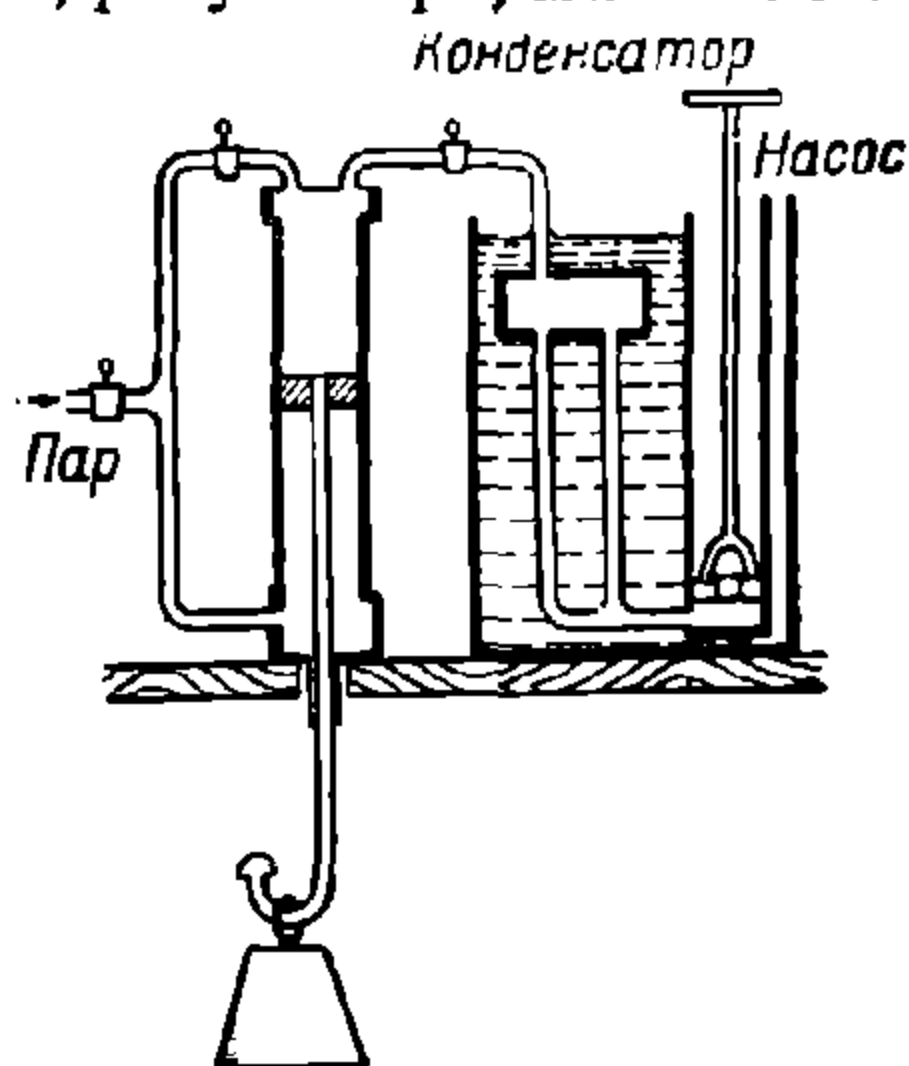
Фиг. 6.

Уатт продолжал дальше свои научные опыты в области работы пара и осуществил работу пара расширением, т. е. применил отсечку пара.

На фиг. 5—7 представлены машины, построенные по патентам Уатта; в них мы находим уже применение клапанов, регулятора, маховика. Нет



Фиг. 7.



Фиг. 8.

еще кривошипного механизма, но это только потому, что мысль Уатта о кривошипном механизме была похищена, и кривошип был самостоятельно запатентован похитителем. Машины Уатта давали расход на 1 л. с. ч. в 3,3 кг угля, а некоторые из них 2,77 кг.

Достигнуть таких блестящих результатов Уатт мог, только опираясь на изучение процесса работы пара в цилиндре машины. Сделать же это можно было, имея автоматический прибор, называемый индикатором. Этот прибор был им изобретен и применяется до наших дней, почти не претерпев изменений в идее, изменившись, конечно, конструктивно. Уатт его изобрел, дал его нам и научил нас им пользоваться. В этом его великая заслуга.

Кроме введения отсечки Уатт сделал еще одно крупное с экономической точки зрения усовершенствование: он применил к своим машинам принцип двойного действия.

Итак, Уатт не был изобретателем паровой машины как таковой. От первого зарождения идеи использования движущей силой пара до наиболее полного конструктивного осуществления ее прошло 20 веков, над вопросом конструкции поработало очень много людей, и одним из наиболее выдающихся был Уатт. Он поставил паровую машину на ноги, дал твердые основания к последующему ее развитию. Потомство, идя по намеченному Уаттом пути, достигло достаточной ясности и создало теорию паровых машин лишь столетие спустя.

До 40-х годов XIX века паровая машина развивалась, главным образом, с термической стороны и сравнительно слабо с конструктивной.

Из работников этого времени, способствовавших дальнейшему развитию паровой машины, следует остановиться на Вульфе, осуществившем последовательное расширение пара в двух цилиндрах и применившем к своей машине конденсатор Уатта. Рабочее давление было повышено до 2 ат по манометру. Машины Вульфа имеют кривошипы, расположенные по направлению друг к другу под углом 0° , или же прямо противоположному под углом 180° (машины с согласными мертвыми точками).

Осуществляя принцип последовательного расширения пара в двух цилиндрах, Вульф преследовал цель большей равномерности работы машины в течение одного оборота, т. е. он учитывал, что машина с двумя цилиндрами имеет преимущество перед машиной, в которой то же расширение достигается в одном цилиндре; преимущество заключается в том, что толчок, производимый в машине двумя ее поршнями, меньше ощущается в течение хода, чем толчок, производимый поршнем одноцилиндровой машины.

Самого же важного, что Вульф дал, ни один из его последователей не мог учесть и оценить в течение многих лет. Именно в этих машинах благодаря разделению всего расширения на две части температура стенок цилиндров подвержена меньшему колебанию, вследствие чего потери, вызываемые чередующимся нагреванием и охлаждением металла, резко снизились. В настоящее время признано всеми, что принцип двойного расширения является термодинамически гораздо более выгодным, чем принцип однократного расширения.

Машины компаунд, как были названы машины двойного расширения, окончательно завоевали себе положение, когда инж. Мак-Порт предложил и выполнил план усовершенствования старых маломощных машин, оказавшихся слишком слабосильными для приведения в действие сильно нагруженных машин орудий. Он прибавил к таким маломощным машинам небольшой цилиндр высокого давления. Пар более высокого давления, чем употреблявшийся ранее, отработав в новом цилиндре, переходил в старый цилиндр низкого давления, где и продолжал, расширяясь, работу. Оказалось, что такая переделанная машина стала не только сильнее, но и значительно экономнее в расходовании топлива. Остальной процесс этого периода заключался в приспособлении паровой машины к специальным надобностям, в изобретении кое-каких механических деталей, в лучшем

проектировании их, а также в изучении и применении принципов термодинамики.

Работы Карно внесли в теорию машины ясные теоретические основания повышения рабочего давления. Все это сделало возможным применение давления пара в 8—10 раз больше того, какое применялось Уаттом, позволило значительно увеличить скорость движения поршня, благодаря чему была достигнута значительная мощность машин и к. п. д. сильно повышен. В лучших машинах расход угля на 1 л. с. ч. был доведен до 1 кг.

Следующий за этим период характеризуется как период конструктивного развития, чему сильно помогли успехи, достигнутые в вопросах технологии машиностроения и металлургии.

Именно в этот третий по счету период американцем Корлиссом был осуществлен парораспределительный механизм. Этим была достигнута быстрая отсечка пара в зависимости от регулятора. Конструкция позволила до минимума снизить объем вредного пространства и его поверхности и получить все вытекающие отсюда выгоды. Корлисс обратил внимание на значение сухости впускаемого в машину пара. Корлисса можно расценивать наравне с Уаттом по важности проведенных им работ и усовершенствований в конструкции машины. Многие из его конструкций существуют и строятся до сих пор именно в том виде, какой он им придал.

В то время как в Америке получило распространение парораспределение по системе Корлисса, в Европе вошли в употребление и начали широко применяться клапанные парораспределения. В этот же период сильно двигаются вперед и даже занимают первое место конструкции морских паровых машин. Эти машины пошли по линии повышения давлений и развития принципа компаунд. Прогресс этот объясняется постоянно растущими требованиями увеличения скорости хода судов.

Таков путь развития паровой машины за весь период ее существования.

В последнее время паровой машине приходится выдерживать тяжелую конкуренцию с двигателями внутреннего сгорания и паротурбиной. Были моменты, когда казалось, что паровая машина должна им уступить свое место и сойти со сцены, но это только казалось. За последние годы машина подверглась целому ряду существенных изменений и усовершенствований. Одновременная работа машины с использованием отработавшего пара для промышленных целей позволила совершенно неожиданно поднять общий к. п. д. с 10—15 до 80%. Такой скачок сразу оставил позади крупного конкурента—двигатель внутреннего сгорания, для которого в настоящий момент столь высокий к. п. д. недостижим даже при использовании теплоты отходящих газов и охлаждающей воды. В отношении паротурбины паровая машина пока что держится возможностью перегрузки в более широких пределах.

За паровой машиной на настоящий день остается достаточно обширная область применения, в которой другие виды силовых установок по разным причинам конкурировать с ней не могут, и поэтому не правы те малoverы, которые уже хоронят паровую машину. Она прогрессирует в своем развитии, и дальнейшее ее изучение, весьма вероятно, откроет нам еще новые горизонты.

2. СУЩНОСТЬ ДЕЙСТВИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Предположим, что мы имеем отдельный от котла цилиндр, соединенный с ним трубой (фиг. 9). Пусть в нем движется поршень, разделяющий цилиндр непроницаемо на две части или полости. Полость, находящуюся

над поршнем, будем называть, в зависимости от положения цилиндра, верхнею, или левою, а под поршнем — нижнею, или правою полостью цилиндра.

Соединим обе полости цилиндра трубами и на каждом отростке поставим по крану. Если мы закроем краны *H G*, откроем *E* и *F* и пустим пар в левую трубу то ясно, что поршень не придет в движение вследствие равенства давлений на него с обеих сторон. Чтобы привести поршень в движение и получить некоторую работу, мы, очевидно, должны будем уменьшить давление на поршень в одной из полостей цилиндра. При положении поршня, показанном на фиг. 9, придется уменьшать давление в нижней полости, так как движение поршня возможно только вниз.

Для уменьшения давления можно поступить двояким путем. Закрыв кран *F* и открыв кран *G*, мы можем:

- 1) или сообщить нижнюю полость с атмосферой или сосудом достаточно больших размеров, в котором поддерживается давление много ниже, чем давление пара в котле,
- 2) или понизить давление пара путем его конденсации.

Выбрав один из этих способов, мы приведем поршень в движение; он дойдет до крайнего нижнего положения, т. е. совершит свой прямой ход.

Для того чтобы привести его обратно в прежнее положение, нужно только закрыть краны *E* и *G*, а краны *F* и *H* открыть.

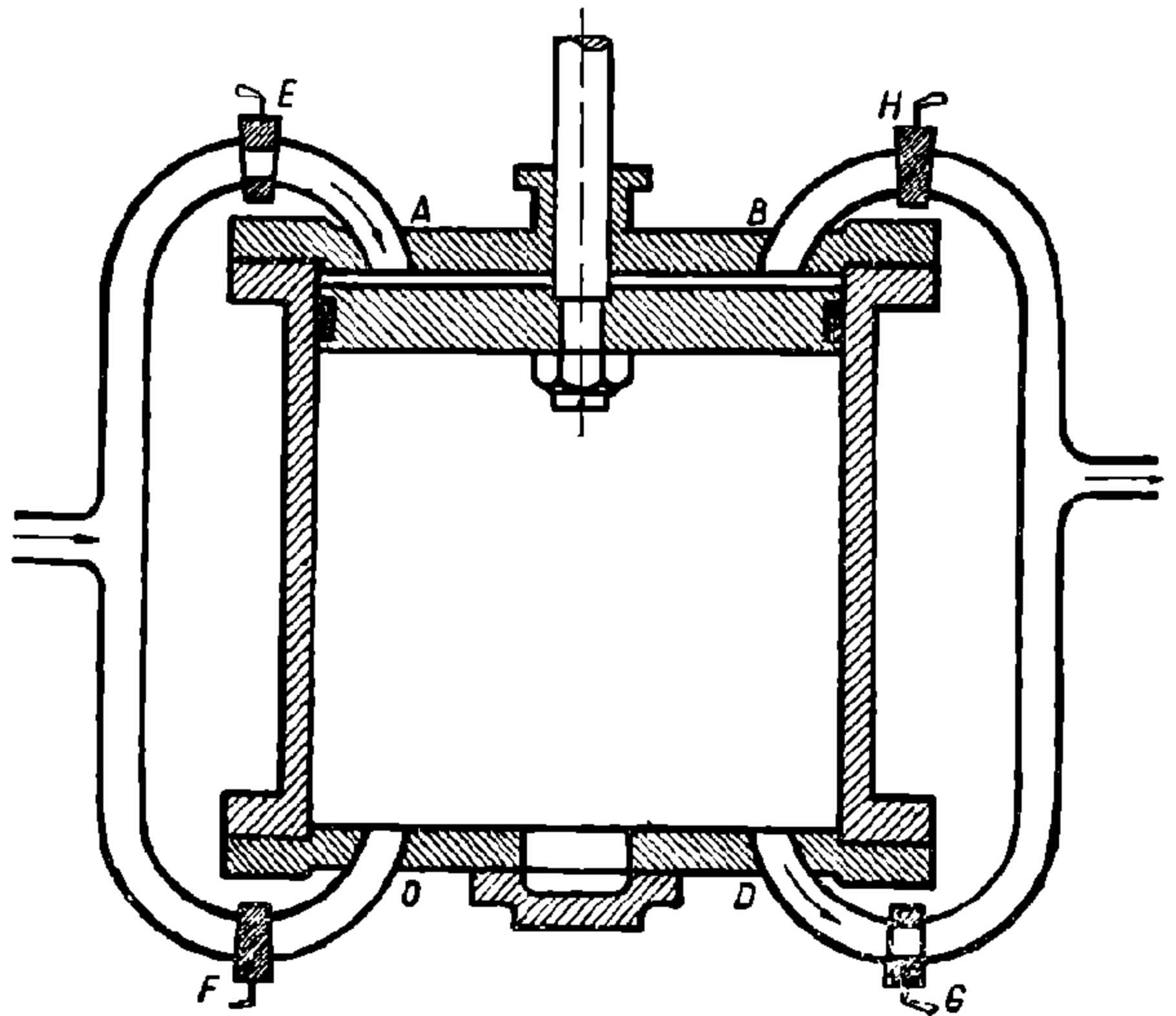
Продолжая поступать, как было сказано выше, т. е. открывая и закрывая попеременно краны *E* и *G* *F* и *H*, мы можем получить непрерывное переменное-возвратное движение поршня, а следовательно, и непрерывную работу.

Распределение пара в ту или другую полость производится обыкновенно самой машиной помощью особых приборов и устройств, носящих общее название парораспределительных.

Когда поршень совершил свой прямой ход и приступает к обратному, то пар, действовавший на верхнюю сторону поршня (в данном случае), подлежит выпуску. Этот пар в отличие от рабочего, или свежего, пара называется отработавшим.

Давление отработавшего пара оказывает сопротивление обратному движению поршня и носит название противодействия. Оно бывает обыкновенно несколько больше того давления, какое имеется в пространстве, куда производится выпуск. Для экономичности необходимо, чтобы машина могла извлечь из данного количества пара возможно большую работу за счет внутренней энергии пара.

Для этого обыкновенно сообщение цилиндра с котлом прекращают на известной части хода поршня, и дальнейшее его движение совершается уже благодаря расширению пара. Предел расширения рабочего пара, или степень расширения, должен быть выбран так, чтобы давление рабочего пара в цилиндре всегда было больше противодействия.

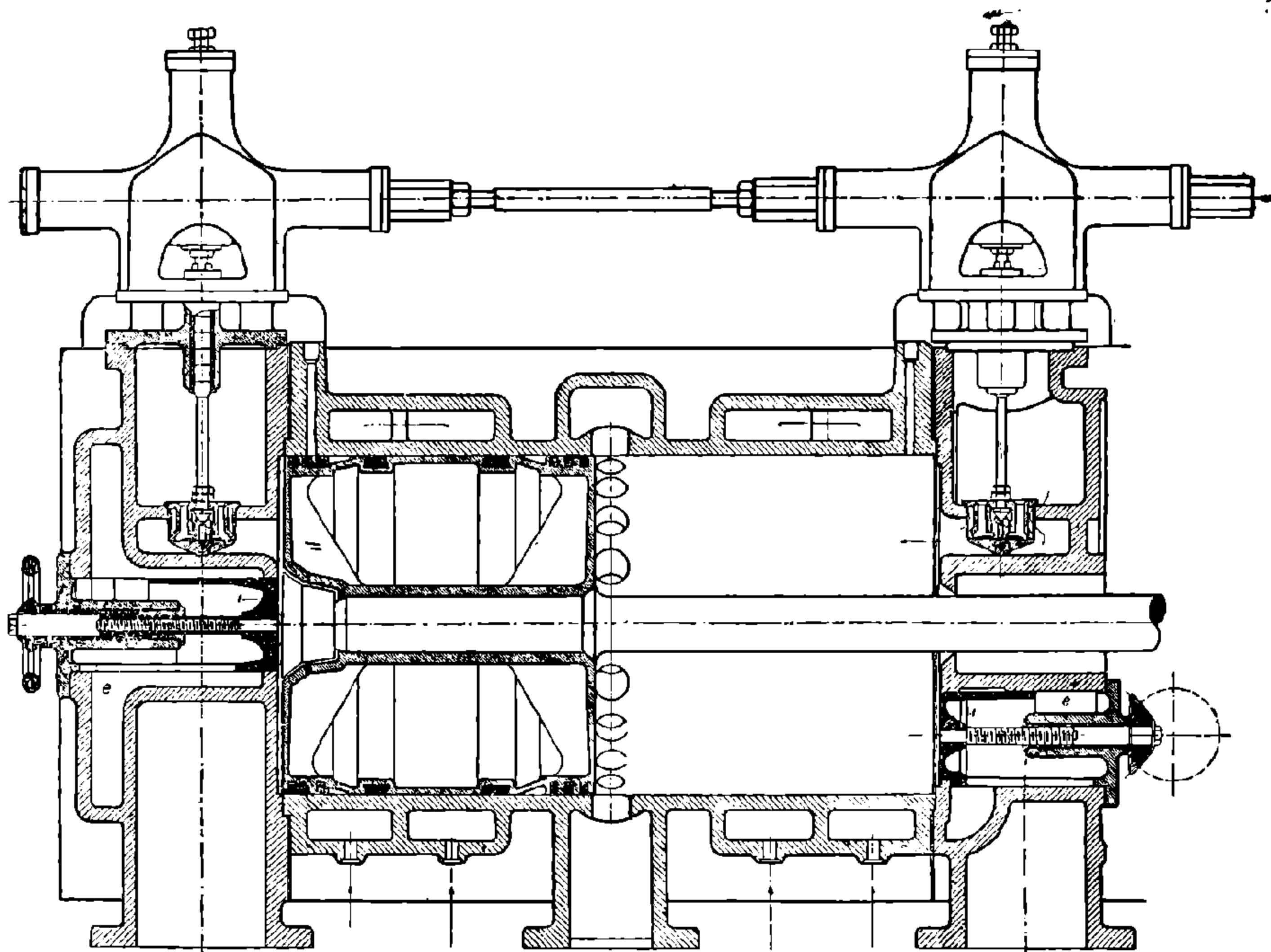


Фиг. 9.

Уменьшить противодействие, как выше отмечалось, можно двумя способами.

При первом способе отработавший пар выпускается в атмосферу; поэтому противодействие здесь всегда будет немного больше атмосферного приблизительно на $0,2 \text{ кг/см}^2$.

Машины, в которых применяется подобный способ уменьшения противодействия, носят название машин без конденсации (работающие на выхлоп)



Фиг. 10.

При втором способе противодействие уменьшают путем конденсации отработавшего пара: этот пар отводят в сосуд, в котором все время поддерживается весьма малое давление, и здесь поступивший пар охлаждают, заставляя его конденсироваться. При этом способе противодействие понижается до $0,2 \text{ атм}$. Сосуд, в котором производится конденсация, вместе со всеми к нему относящимися приборами известен под названием конденсатора или холодильника. Охладителем служит вода.

Машины, в которых применен подобный способ уменьшения противодействия, называются машинами с конденсацией.

При всех прочих одинаковых условиях машины с конденсацией дают большую работу, так как противодействие в них меньше почти на целую атмосферу. При машинах с конденсацией во многих случаях большую часть питательной воды, поступающей в котел, составляет конденсат отработавшего в цилиндрах пара. Конденсат попадает в котел при температуре около 40°C . Следовательно, здесь не вся теплота, унесенная отработавшим паром, пропадает неиспользованной, как это имеет место в машинах без конденсации.

К недостаткам этих машин относятся их большая громоздкость вследствие устройства конденсатора с его приборами, необходимость иметь

сравнительно большое количество охлаждающей воды и то, что на приведение в действие механизмов, обслуживающих конденсатор, затрачивается значительное количество энергии.

Тип машин, у которых отработавший пар выходит по тому же пути, по которому и вошел в цилиндр, а следовательно, меняет направление своего движения в цилиндре на обратное, называется машиной с обратным потоком пара. При этом одни и те же поверхности попеременно омываются то рабочим паром котельного давления с соответствующей температурой, то отработавшим, имеющим низкое давление и температуру. Результатом этой смены температур является сильная начальная конденсация поступающего в цилиндр пара, вызывающая увеличение расхода пара.

Существует еще тип машины с так называемым прямым потоком пара; в этих машинах пар во все время рабочего цикла не меняет направления своего движения в цилиндре; рабочий пар входит в цилиндр попеременно с каждого конца цилиндра и по окончании хода поршня, отработавши, выходит из цилиндра в средней его части через устроенные для этой цели окна (фиг. 10). Таким образом пар не приходит вторично в соприкосновение с поверхностями, которых уже раз коснулся, и, следовательно, расширившийся при совершении работы пар не отнимает от частей машины то тепло, которое он сообщил при входе в цилиндр, а потому и не уносит с собой этого тепла из машины.

В машинах с обратным потоком пара необходимо в целях экономичного использования тепла разбивать процесс расширения пара на несколько последовательных расширений, этим вызывается необходимость наличия нескольких цилиндров; в машинах с прямым потоком пар от начала и до конца расширяется в одном цилиндре.

3. УСТРОЙСТВО ПОРШНЕВЫХ ПАРОВЫХ МАШИН

Простейшая паровая машина состоит из трех основных частей: 1) цилиндра, 2) поршня и 3) шатунно-кривошипного механизма.

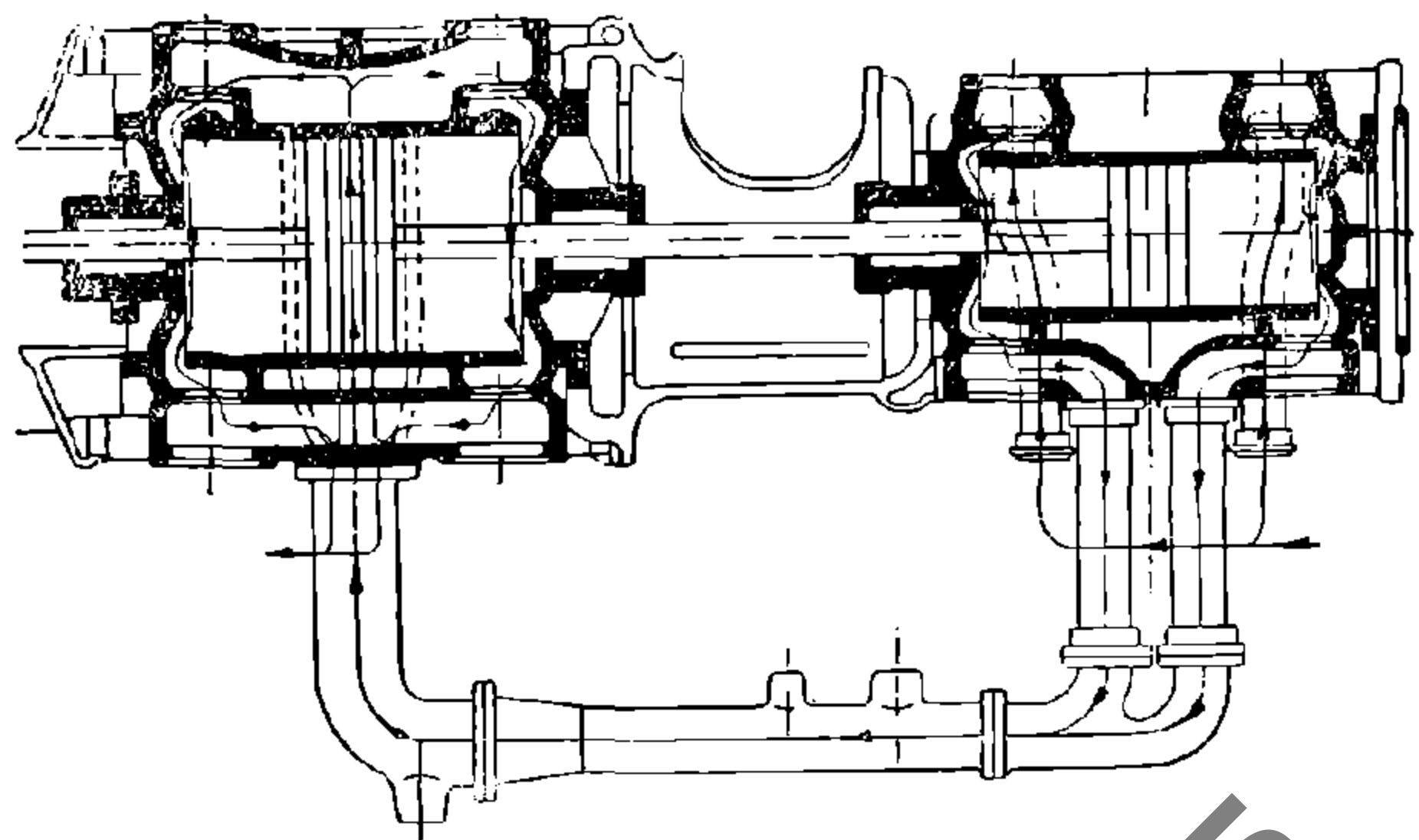
Господствующими конструкциями на настоящий день являются: одноцилиндровая машина, тандем-машина с промежуточным телом, тандем-машина без промежуточного тела, прямоточная машина.

Машины тройного расширения строятся в настоящее время крайне редко, так как к. п. д., занимаемое место, содержание и стоимость, а также расход пара не представляют никаких преимуществ по сравнению с тандем-машинами перегретого пара.

Одноцилиндровые машины применяются для малых мощностей и строятся двух типов: 1) с отдельным добавочным задним подшипником для маховиков и подпертым цилиндром, 2) цилиндр в свободно подвешенном состоянии прикреплен к раме, две подушки которой поддерживают коренной вал со свободно висящим маховиком.

Вертикальные одноцилиндровые машины строятся с вилкообразными станинами.

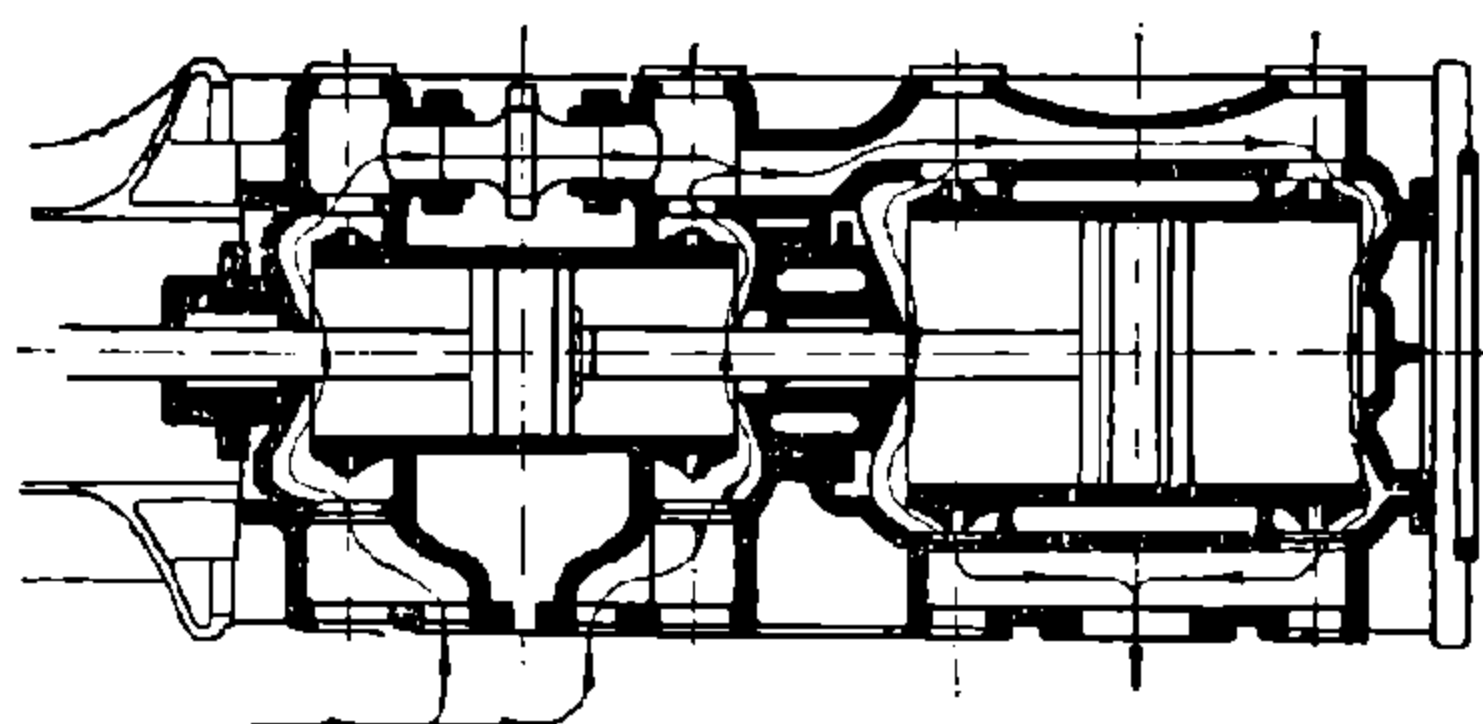
Тандем-машины выполняются либо в виде машины откры-



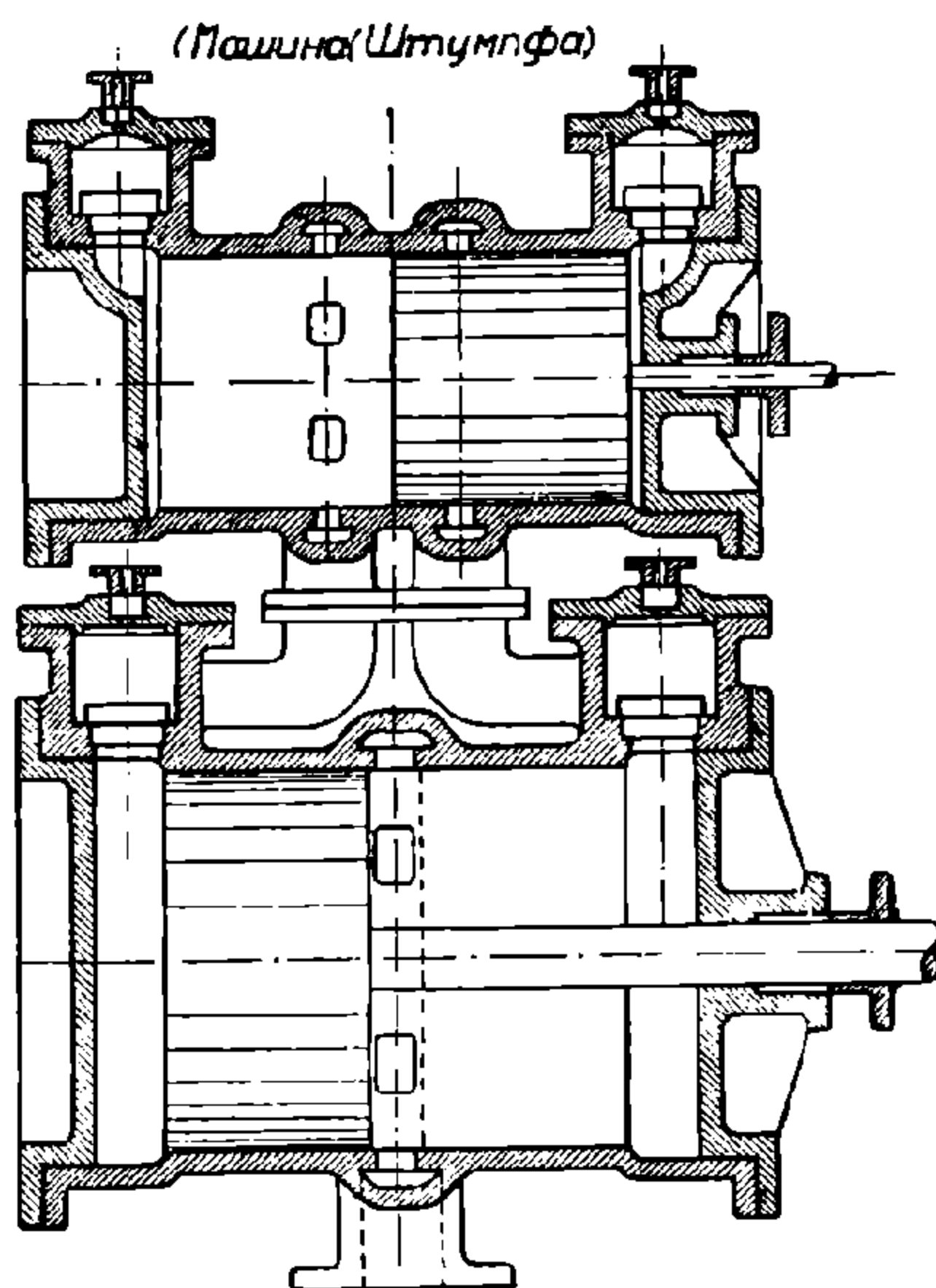
Фиг. 11.

того типа, т. е. с открытым промежуточным телом между цилиндрами высокого и низкого давления понижается (фиг. 11), либо в виде машины укороченного типа, при которой оба цилиндра тесно сдвинуты (фиг. 12).

В прямоточной машине благодаря отсутствию выпускных клапанов вредные пространства и поверхности могут быть значительно уменьшены, и, кроме того, благодаря большому сечению выпускных отверстий разность давлений между цилиндром и конденсатором понижается. Прямоточная машина чрезвычайно проста, требует сравнительно мало места, обладает ограниченным числом подвижных, подверженных изнашиванию частей и имеет хороший к. п. д. (фиг. 10 и 13).



Фиг. 12.



Фиг. 13.

4. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Паровая машина применяется в мелких и средних установках.

Более или менее господствующее значение поршневая паровая машина сохранила за собой в области транспорта в виде паровозных машин, хотя в последнее время на транспорте появляются турболокомотивы и тепловозы (с установленным дизель-мотором).

В большом количестве паровые машины применяются в установках временного типа, каковыми являются сельскохозяйственные установки, установки на торфяных и лесных разработках, и всюду, где имеется местное или отбросное топливо для паровых котлов.

Реверсивность хода паровых машин, легкое изменение числа оборотов и большая способность к перегрузкам обуславливают их применение в прокатных цехах и подъемных устройствах, для которых эти свойства необходимы. Паровые машины для прокатных цехов рассчитывают не по максимальной кратковременной нагрузке, а по некоторой средней, при условии, что максимум нагрузки погашается живой силой маховиков как аккумуляторов энергии.

Таким образом главные области применения паровых машин следующие:

- 1) сельскохозяйственные установки,
- 2) работа на трансмиссии,
- 3) подъемные устройства,
- 4) прокатные устройства,
- 5) паровозы,
- 6) пароходы и т. д.

В последнее время интерес к паровым машинам возрастает в связи с переходом на высокие давления и работу с использованием тепла отработавшего пара.

5. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Паровые машины представляют собой очень разнообразный и сложный для классификации материал благодаря огромному разнообразию выполнения рабочего процесса, разнообразию конструкций и необыкновенно широкой сфере применения. В основу классификации могут быть положены различные признаки.

Естественно, что самой важной будет классификация на основании условий рабочего процесса.

По тепловому источнику можно различать:

- 1) Машины, работающие насыщенным паром.
- 2) Машины, работающие перегретым паром.

По использованию отработавшего пара:

1) Машины с конденсацией, т. е. с искусственным конденсированием пара при помощи конденсаторов.

2) Машины без конденсации, когда отработавший пар выпускается непосредственно в атмосферу.

3) Машины с противодавлением, где отработавший пар с давлением выше атмосферного используется для целей отопления, варки, сушки и т. п. (для бытовых или производственных нужд).

4) Машины с промежуточным отбором пара из ресивера между цилиндром высокого и низкого давлений, в которых часть пара используется на те же цели, как и в машинах с противодавлением; такие машины имеют два выпуска отработавшего пара: один — с температурой, обусловленной требуемым давлением в ресивере для той части пара, которая отбирается, и другой — с температурой, обусловленной разрежением в конденсаторе для остальной части пара.

Машины с использованием отработавшего пара получили за последнее время широкое распространение ввиду тех практических выгод, которые представляет комбинированная паровая теплосиловая установка.

По промежуточным источникам тепла различаются:

- 1) Машины с паровыми рубашками.
- 2) Машины без паровых рубашек.
- 3) Машины с промежуточным перегревом пара.

В первом случае при наличии паровой рубашки, обогреваемой паром, не попадающим в цилиндр, рабочий пар, получивший тепло в начале процесса непосредственно от теплого источника, кроме того, будет получать тепло от нагретой рубашки в промежуточной стадии процесса. Поэтому рубашка для рабочего пара в цилиндре должна рассматриваться как некоторый промежуточный источник тепла, действующий за счет теплого источника — котла.

Во втором случае этот промежуточный источник подогрева рабочего пара отсутствует.

А в третьем так же, как и в первом случае, можно сказать то же самое о промежуточном перегреве, применяемом в машинах многократного расширения при очень высоком начальном давлении пара, с целью улучшения условий работы пара в цилиндрах низкого давления. Промежуточный перегрев может быть осуществлен или путем обогрева промежуточных ресиверов рабочим паром или дымовыми газами, отходящими от котла. Последнее осуществимо лишь в локомотивных установках ввиду близости расположения котла и машины.

В настоящее время этот способ у машин нормального давления не применяется ввиду его нецелесообразности, как показали тщательные испытания.

По способу использования пара от начального до конечного давления различаются:

1) Паровые машины однократного (простого) расширения, в которых весь рабочий процесс с момента поступления пара из паропровода до выхода его в конденсатор или в атмосферу заканчивается в одном цилиндре.

2) Паровые машины многократного расширения, в которых пар из паропровода поступает в первый цилиндр и, отработав в нем, переходит в другой цилиндр, по размерам больший, чем первый, и т. д. После нескольких таких переходов пар из последнего цилиндра выходит в конденсатор, закончив рабочий процесс. Машины многократного расширения бывают: двойного расширения — с двумя последовательно работающими цилиндрами, тройного расширения — с тремя последовательно работающими цилиндрами, четверного расширения — с четырьмя последовательно работающими цилиндрами.

По регулированию работы различают:

1) Машины с регулированием на отсечку с автоматической отсечкой.

2) Машины с регулированием путем мятия пара для постоянной или переставной отсечки.

По действию пара в цилиндре различаются:

1) Машины двойного действия, когда рабочие полости расположены в цилиндре с обеих сторон поршня.

2) Машины простого действия с одной рабочей полостью и открытой другой стороной цилиндра. Этот тип принадлежит к более специальным. При прочих равных условиях работа за два хода в цилиндре двойного действия вдвое больше, чем в цилиндре простого действия.

3) Машины с возвратным потоком пара, в которых пар впускается и выпускается в цилиндр через одни и те же каналы или, если и через отдельные, то расположенные с одной стороны цилиндра.

4) Машины прямоточные, где отработавший пар выпускается через окна, расположенные на середине цилиндра, вследствие чего пар протекает по цилиндру в одном направлении, не изменяя его на обратное.

Прямоточность связана с некоторыми преимуществами в смысле повышения средней температуры стенок цилиндра в пределах вредного пространства и выпуска рабочего пара. Это выгодно отражается на начальной конденсации, а следовательно, и на общей экономичности машины. Кроме того, благодаря упразднению особых выпускных органов получается значительное упрощение и удешевление машины, что дает этому типу серьезные преимущества при конкуренции с машинами многократного расширения.

Эта классификация охватывает наиболее существенные признаки рабочего процесса. Если скажем, например, что имеется машина тройного расширения с конденсацией, работающая насыщенным паром, с регулированием на отсечку и с цилиндрами двойного действия, то этим в значительной степени охарактеризуем условия рабочего процесса с качественной стороны; для большей определенности останется охарактеризовать их с количественной стороны.

Сравнительно второстепенное значение имеет классификация на основании конструкции машины.

По расположению оси цилиндра в пространстве различаются:

1) Горизонтальные машины.

2) Вертикальные машины.

3) Наклонные машины.

4) Смешанные типы с различными положениями осей у различных цилиндров одной машины.

5) Машины с качающимися цилиндрами, с осью качания, параллельной оси коренного вала.

По числу цилиндров различают:

- 1) Одноцилиндровые машины.
- 2) Многоцилиндровые машины, причем в последних все цилиндры или соединены последовательно по принципу многократного расширения или же работают параллельно, совершая одинаковый рабочий процесс (сдвоенные, строенные машины).

По передаточному механизму различают:

- 1) Машины с преобразованием прямолинейно-возвратного движения поршня во вращательное движение вала. Выполняется это преобразование:

- а) обыкновенным шатунно-кривошипным механизмом (наиболее распространенный тип),

- б) шатунным механизмом с коромыслом,

- в) специальными механизмами.

- 2) Машины без преобразования прямолинейно-возвратного движения поршня. К этому типу принадлежат специальные конструкции так называемых прямодействующих паровых насосов.

По направлению вращения вала различают:

- 1) Машины постоянного направления, снабженные маховиком.
- 2) Машины реверсивные без маховика, с возможностью перемены направления вращения на обратное на ходу машины.

По парораспределению различаются:

- 1) Машины с золотниковыми парораспределениями.
- 2) Машины с клапанными парораспределениями.
- 3) Машины с крановыми парораспределениями.
- 4) Машины с комбинированными парораспределениями из трех основных типов.

- 5) Машины со специальными типами парораспределений.

По числу оборотов коренного вала и по линейной скорости поршня различаются:

- 1) Машины с нормальной скоростью.

- 2) Машины быстроходные.

Можно привести еще третью систему классификации — по назначению. Эта система является довольно ценной, так как условия назначения вызывают определенные формы рабочего процесса и определенные конструкции, а поэтому более или менее характеризуют машину.

По назначению можно указать следующие главные типы машин:

- 1) Стационарные машины, передающие со своего вала работу на привод или на находящуюся на том же валу динамомашину. Они работают насыщенным и перегретым паром, с конденсацией и без нее, простым расширением при малых размерах и двойным, тройным, очень редко четверным — при больших размерах. Регулирование большею частью — на отсечку. Ставятся на массивном фундаменте неподвижно. Оси цилиндров горизонтальны или вертикальны. Число цилиндров 1—4. Обыкновенный шатунный механизм, очень редко специальные типы. Направление вращения — постоянное. По скорости бывают нормальные и быстроходные машины (последние реже).

- 2) Локомотивные машины, соединенные непосредственно с котлом, служащим для них фундаментом. Машины — всегда горизонтального типа с обыкновенным шатунным механизмом. Локомотивы бывают:
 - а) передвижные — на колесах, иногда самоходы; машины — большей частью одноцилиндровые без конденсации; распределение обычно золотниковое; пар насыщенный, реже перегретый, регулирование мятнем;

- б) полулокомотивы — котел на фундаменте, машины — обычно двухкратного расширения с конденсацией, мощностью до 1000 л. с., как

правило, перегретый пар, регулирование на отсечку; распределение большей частью золотниковое, хотя есть и первоклассные конструкции с клапанным распределением. Принадлежат к числу самых экономичных типов паровых машин.

3) Паровозные машины составляют двигатель паровоза: фундаментом им служит экипаж паровоза; всегда работают без конденсации, часто с перегревом пара; строятся простого и, реже, двойного расширения; цилиндры двойного действия; машина — горизонтальная (или очень мало отклоненная от горизонта), число цилиндров от 2 до 4; всегда обыкновенный шатунный механизм; всегда реверсивны, парораспределение всегда золотниковое; работают с переменными скоростями, благодаря высоким скоростям принадлежат к самым быстроходным машинам.

4) Пароходные машины составляют двигатель парохода и соединены с гребными колесами или гребным винтом. Работают почти всегда насыщенным паром, всегда с конденсацией, почти всегда многократного расширения, иногда до четверного. Винтовые машины — почти всегда вертикальные, колесные — большей частью наклонные. Цилиндров от 2 до 6, обыкновенный шатунно-кривошипный механизм; реверсивны, парораспределения почти всегда золотниковые. Работают с переменными скоростями; по максимальным скоростям пароходные машины относятся к быстроходным.

5) Паровые машины, непосредственно соединенные с рабочими машинами. За исключением машин, непосредственно соединенных с динамо, отнесенных к первой группе и по конструкции почти одинаковых с прочими машинами этой группы, в пятую группу можно отнести очень разнообразные машины.

Возьмем главнейшие подразделения:

а) Машины, соединенные с водяными и воздушными насосами (воздуходувками и компрессорами). Работают насыщенным и перегретым паром, с конденсацией и без конденсации, простого, двойного и тройного расширения. Расположение цилиндров и их число различны; усилие с парового поршня часто непосредственно передается на поршень рабочего цилиндра; передаточный механизм бывает с маховиком всех типов: обыкновенный шатунный, с коромыслом и специальных типов: механизм без маховика — в прямодействующих насосах; не реверсивны; парораспределение — всех типов; не быстроходны, скорости часто ниже нормальных.

б) Реверсивные прокатные и подъемные машины соединены с прокатным станом или несут на валу барабан шахтного подъемника; работают с конденсацией и без конденсации; не более двойного расширения; большей частью горизонтальны; число цилиндров 2—3; обыкновенный шатунно-кривошипный механизм, парораспределение большей частью золотниковое; скорости переменные; по максимальным скоростям прокатные машины принадлежат к самым быстроходным.

Таковы важнейшие типы машин, разделяемых по назначению. Наиболее обширной и разнообразной является первая группа.

6. ХАРАКТЕРИСТИКА ПАРОВЫХ МАШИН

Чаще встречающиеся мощности паровых машин — 20 — 2 000 л. с.

Рекордный по мощности агрегат (Америка) построен на 25 350 л. с.

Число оборотов, на которые паровые машины строятся, невелико (см. табл. 1).

Быстроходность хотя и увеличивает компактность, но одновременно ведет к уменьшению надежности, долговечности и требует более тщательного ухода за машиной.

Таблица 1

Тип машины	p в <i>ата</i>	$t^{\circ}\text{C}$	Число оборотов n об/мин	Мощность N э. л. с.	Расход пара d кг/э. л. с. ч.
Однocyлиндровая .	8—12	300—350	600—380 до 150	8—300	8—9 без конденсации 6—7 с конденсацией
Двойного расширения	10—15	300—350	170—110	100—2 000	4—5 с конденсацией
Прямоточная (Штумпфа)	10—15	300—350	180—110	150—2 000	4—5 с конденсацией

Пределы рабочего процесса могут быть охарактеризованы цифрами табл. 1.

Обычные давления пара 8 — 15 *ата*. Температуры перегрева 300 — 350°С.

Перегрев пара ограничивается свойствами смазочного масла, дающего при высоких температурах нагар.

Противодавление. Паровые машины, работающие без конденсации, т. е. на выхлоп, имеют противодавление выхлопа 1,1 — 1,15 *ата*; при работе на конденсатор противодавление равно 0,10 — 0,15 *ата*, т. е. в конденсаторах поддерживается вакуум 90 — 85% (доходящий до 90% встречается редко). Дальнейшее углубление вакуума не оправдывается. Объясняется это тем, что предел выгоды в углублении вакуума обуславливается:

- 1) чрезмерным увеличением размеров цилиндра, что повышает стоимость машины;
- 2) увеличением ряда потерь, связанных с чрезмерно большим объемом парового цилиндра, и
- 3) сильным возрастанием расхода мощности на конденсационные устройства. Таким образом вакуум оказывается уже предельно выгодным около 85%.

Пределы мощностей, чисел оборотов и давлений, а также и удельные расходы пара для основных типов паровых машин даны в табл. 1.

Конструктивные изменения направлены к увеличению компактности и экономичности машин.

Вредное пространство у современных простых машин 6 — 10%; у машин прямооточных обычно 2 — 5%, а в исключительных случаях 1 — 2%.

Парораспределение. Наиболее употребительно клапанное парораспределение. С золотниковым парораспределением строятся лишь паропроходные, паровозные и стационарные машины малой мощности.

Регулирование производится, главным образом, отсечкой благодаря большей экономичности этого способа в сравнении с регулировкой мятием (дросселированием).

Способность к перегрузке у паровых поршневых машин большая

$$N_{\text{пол}} = 1,25 - 1,35 N_{\text{н}}; N_{\text{кр}} = 1,4 - 1,5 N_{\text{н}}^1,$$

где $N_{\text{пол}}$ — полная мощность (максимальная длительная), которую машина может развивать неопределенно долгое время без заметного износа и перегрева частей;

$N_{\text{кр}}$ — максимальная кратковременная мощность (предельная мощность), которую данная машина в состоянии развить. При перегрузке в машине возникают усилия, вызывающие повышенный износ и перегрев

¹ Относительным к. п. д. называется отношение работы действительного процесса L_d к работе идеального процесса L (циклы Мейера и Рэнкина):

$$\eta_0 = \frac{L_d}{L},$$

частей, на что машина не рассчитывается, почему перегружать машину можно только на короткое время.

Равномерность хода зависит от размеров и веса маховика. При весе маховика, равном 25% веса машины, степень неравномерности

$$\delta_0 = \frac{1}{150} \div \frac{1}{200}$$

Влияние колебания пределов процесса на расход пара в поршневых машинах приблизительно может быть охарактеризовано следующими цифрами:

Изменение температуры на 7—8° С изменяет расход пара на 1%.

давления на 1 *ата* " " " 1%.

" вакуума на 0,5—0,6% " " " 1%.

Указанные соотношения имеют место при давлении 10—14 *ати*, температуре 250—350° С и вакууме около 85%. Перегрев пара приближает действительный процесс к идеальному. Это сказывается в улучшении относительного к. п. д. при переходе от насыщенного пара к перегретому и при увеличении перегрева.

Экономичность. Значения парадных, т. е. полученных в условиях заводского испытания, относительных к. п. д. для различных мощностей основных типов паровых машин наших заводов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип машины	Λ_{oe} Э. л. с.	20	50	100	150	200	300	500	700	1 000 и больше
Простое расширение, насыщенный пар, без конденсации (золотниковое парораспределение).	η_{oe}	0,48	0,53	0,55	0,59					
Двойное расширение, насыщенный пар, без конденсации (золотниковое парораспределение).	η_{oe}	0,52	0,58	0,62	0,65	0,67	0,70			
Двойное расширение, перегретый пар, с конденсацией ¹ (золотниковое парораспределение).	η_{oe}				0,64	0,67	0,71	0,72	0,73	0,73—0,75
Прямоточные машины, перегретый пар, с конденсацией (клапанное парораспределение).	η_{oe}				0,56	0,59	0,62	0,64	0,64	0,65

Увеличение мощности. Введение конденсации, перегрева и многократного расширения улучшает η_{oe} .

¹ Машины тройного расширения на 3—4% экономичнее.

Примечание. η_{oe} — относительно эффективный к. п. д.

N_{ny} — нормальная мощность, отнесенная к удельным величинам.

N_n — нормальная мощность — соответствует той мощности, при которой удельный расход тепла наименьший. Нормальная мощность имеет большое значение при определении невыгоднейшей машины для данных условий работы.

В табл. 3 сведены пределы колебаний значения η_{oe} (парадного) и значения механического к. п. д. $\eta_{мех}$.

Таблица 3

Тип машины	η_{oe}		$\eta_{мех}$
	(насыщенный пар)	(перегретый пар)	
Простое расширение без конденсаций	0,45—0,70	0,70—0,84	0,93
Простое расширение с конденсацией	0,37—0,54	0,45—0,60	0,91
Двойное расширение без конденсаций	0,55—0,80	0,75—0,84	0,92
Двойное расширение с конденсацией	0,50—0,60	0,60—0,73	0,91
Тройное расширение с конденсацией	0,60—0,67	0,65—0,73	0,89

Колебания η_{oe} могут быть различны даже у машин одной мощности. Расход пара у горизонтальных и вертикальных машин при одинаковых условиях один и тот же. На практике обслуживание вертикальных машин труднее, почему и потери здесь обычно больше, чем у горизонтальных.

Табл. 4 дает некоторые характерные данные, относящиеся к паровым машинам. Цифры, выделенные жирным шрифтом в этой таблице, относятся к меньшим мощностям.

Таблица 4

Тип машины	Вес в кг на 1 э. л. с. ч.			N_n	Среднее индикаторное давление P_i	Скорость поршня м/сек	Отношение хода поршня к диаметру S/D
	Машины	Маховика	Всего				
Одноцилиндровая, вертикальная, быстроходн., 11—12 ат	34,4—49,1	9,8	44,2—58,9	8—80	2,9	2—3	0,9
Двойного расширения, 11—12 ат	26,2—39,3	41—13,1	67,2—52,4	28—250	2,1	2,3—3,8	0,5
Танглем горизонтальная 11—12 ат	67,2—76,9	24,6—27,8	91,8—104,7	170—1100	2,1—2,4	2,8—4,0	1
Прямоточная (Штумфа)	67,2—93,4	22,9—26,2	90,1—119,6	150—1200	3,3	3,0—4,2	1,25

Расход смазочного масла в паровых машинах выражается формулой:

$$M = a \cdot D \cdot S \cdot n \text{ г/час,}$$

где a — постоянный коэффициент,
 D — диаметр большего цилиндра в метрах,
 S — ход поршня в метрах,
 n — число оборотов в минуту.

Расход масла тем больше, чем больше смазываемая поверхность (в кв. метрах). Значение коэффициента a в эксплуатации: $a = 1,2 — 1,6$. В парадных условиях значения этого коэффициента могут быть уменьшены до $a = 0,8 — 1,0$.

Для разного типа машин мы имеем следующие нормы расхода масла:
 Цилиндрового — 0,5 — 2,0 — г/э. л. с. ч.
 Машинного — 1,0 — 1,5 г/э. л. с. ч. } при нормальной мощности.

Чем больше (по мощности) машина, тем относительно меньше расход масла, так как мощность растет пропорционально кубу диаметра цилиндра (пропорционально объему), а сила трения — пропорционально квадрату диаметра.

Особенности паровых машин

Положительные особенности паровых поршневых машин как двигателей теплосиловых станций заключаются в:

- 1) большой надежности в работе,
- 2) большой способности к перегрузкам,
- 3) возможности перехода доставляющей пар котельной установки на различные виды топлива,
- 4) простоте установки,
- 5) достаточной равномерности хода.

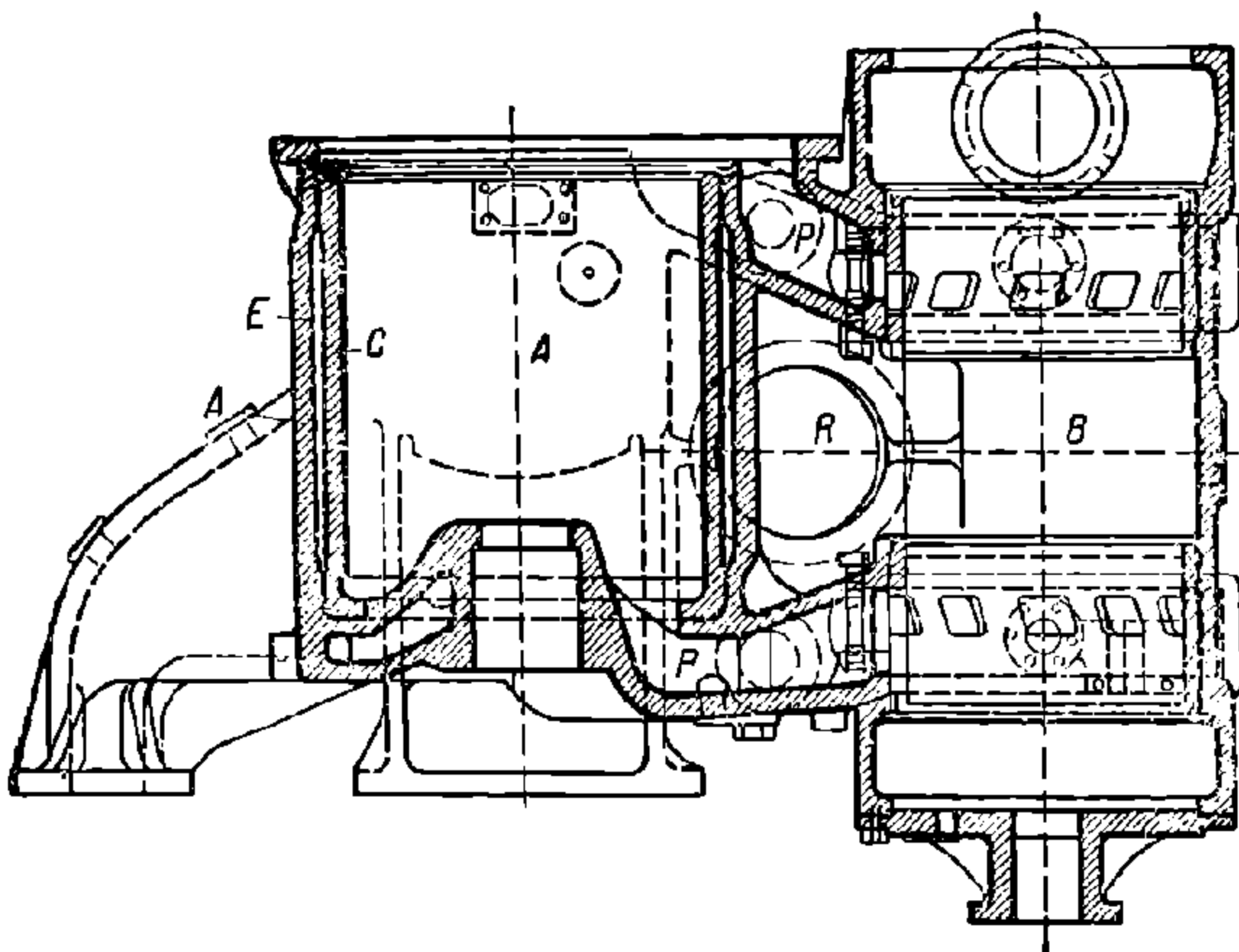
К недостаткам необходимо отнести:

- 1) невозможность быстрого пуска установки,
- 2) большой расход охлаждающей воды (при конденсации),
- 3) необходимость иметь большую площадь машинного зала ввиду наличия при паровой машине большого количества обслуживающих механизмов.

7. ПАРОВЫЕ ЦИЛИНДРЫ

Если рассмотрим составные части цилиндра, то увидим, что в конструкцию цилиндра входят следующие части:

1) собственно паровой цилиндр, отливаемый в громадном большинстве случаев заодно с днищем (фиг. 14—17);



Фиг. 14.

2) паровая рубашка, образуемая кольцевым пространством между concentric cylinders A and C (фиг. 14, 15 и 17);

3) Рабочая часть цилиндра, т. е. второй цилиндр (C), вставленный паронепроницаемо в первый (A) (фиг. 14, 15 и 17);

4) крышки цилиндров (фиг. 18, 24, 25) и

5) сальники и набивочные коробки (фиг. 26—32)

6) B — золотниковая коробка с пролетами P, сообщающими ее с цилиндром, и R, отводящим отработавший пар (фиг. 14, 15, 16).

Собственно паровой цилиндр. Цилиндр отливается всегда из чугуна, но чугун этот может быть различного состава, смотря по тому, устроен ли цилиндр так, как это показано на фиг. 14 и 15, с отдельной рабочей частью или без таковой (фиг. 16).

Когда наружный корпус цилиндра служит вместе с тем и рабочей частью, то, очевидно, состав чугуна должен быть таким, чтобы при хороших литейных свойствах он обладал и достаточной твердостью, т. е. мало изнашивался. Оба эти свойства очень трудно совместить в надлежащей мере, ввиду чего рабочую часть стараются делать отдельно.

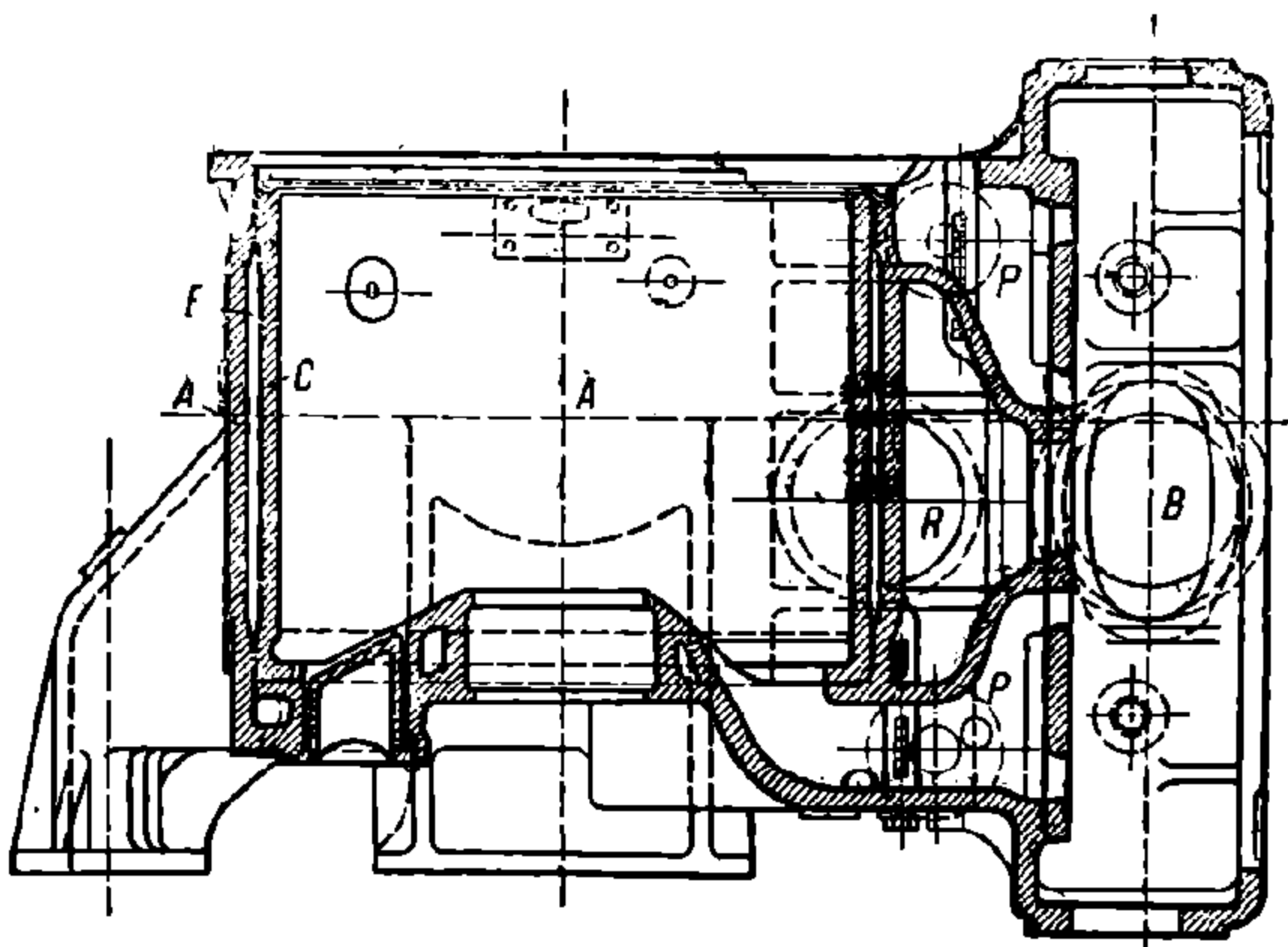
При отдельной рабочей части наружный корпус цилиндра, представляющий собой весьма сложную отливку, готовится из обыкновенного серого чугуна, очень жидкого в расплавленном состоянии и потому хорошо и отчетливо заполняющего всю форму.

Цилиндр отливается вертикально, причем металл вводится в форму обыкновенно снизу, что делает более легким выделение газов и всплытие частиц формовочной земли, оторванных при литье. „Прибыль“ должна быть сделана достаточной высоты, чтобы и верх отливки получился вполне плотным, без раковин и пузырей.

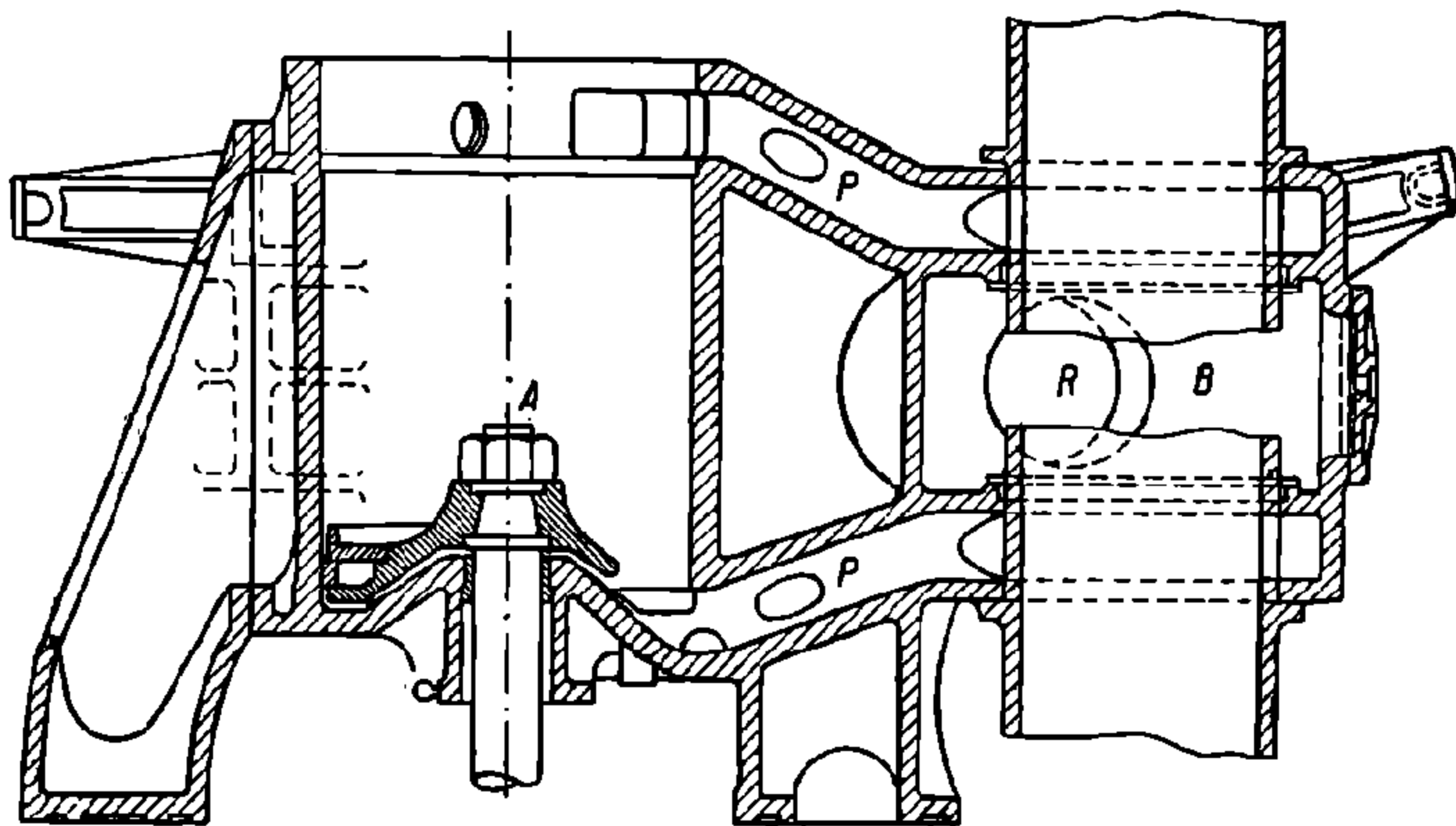
Те части, которые затем подвергаются обработке, должны быть отлиты более толстыми, примерно на 10 мм. В местах, где придется отверстия, должны быть сделаны соответственные утолщения металла, чтобы не ослабить отливку.

Следует обращать внимание на то, чтобы в отливке не было резких переходов от одного сечения к другому, а равно и на то, чтобы все углы имели закругления достаточного радиуса. При несоблюдении этих условий всегда возможно ожидать появления значительных внутренних напряжений при остывании, следствием которых могут быть трещины и вообще ослабление сопротивления отливки.

Рабочая поверхность цилиндра после обточки должна быть тщательно осмотрена; раковины и пузыри очищены и надежно заделаны. Металлом для заделки может служить достаточно твердый белый металл или в виде шпилек, ввернутых в корпус цилиндра и расклепанных, или же в виде планок. Металл этот должен быть не тверже чугуна для рабочей части, чтобы изнашивание его совершалось одновременно с изнашиванием последней. Подобная работа требует большой опытности, так как во время действия машины выпавшая шпилька или планка, попав между днищем и поршнем или крышкой и поршнем, может повести к весьма серьезным поломкам.



Фиг. 15.



Фиг. 16.

При обточке внутренней поверхности рабочей части диаметр одинаковым делают только на длине, несколько меньшей хода поршня + высота набивочного кольца; остальная же часть растачивается по диаметру, большему приблизительно на 6 — 7 мм.

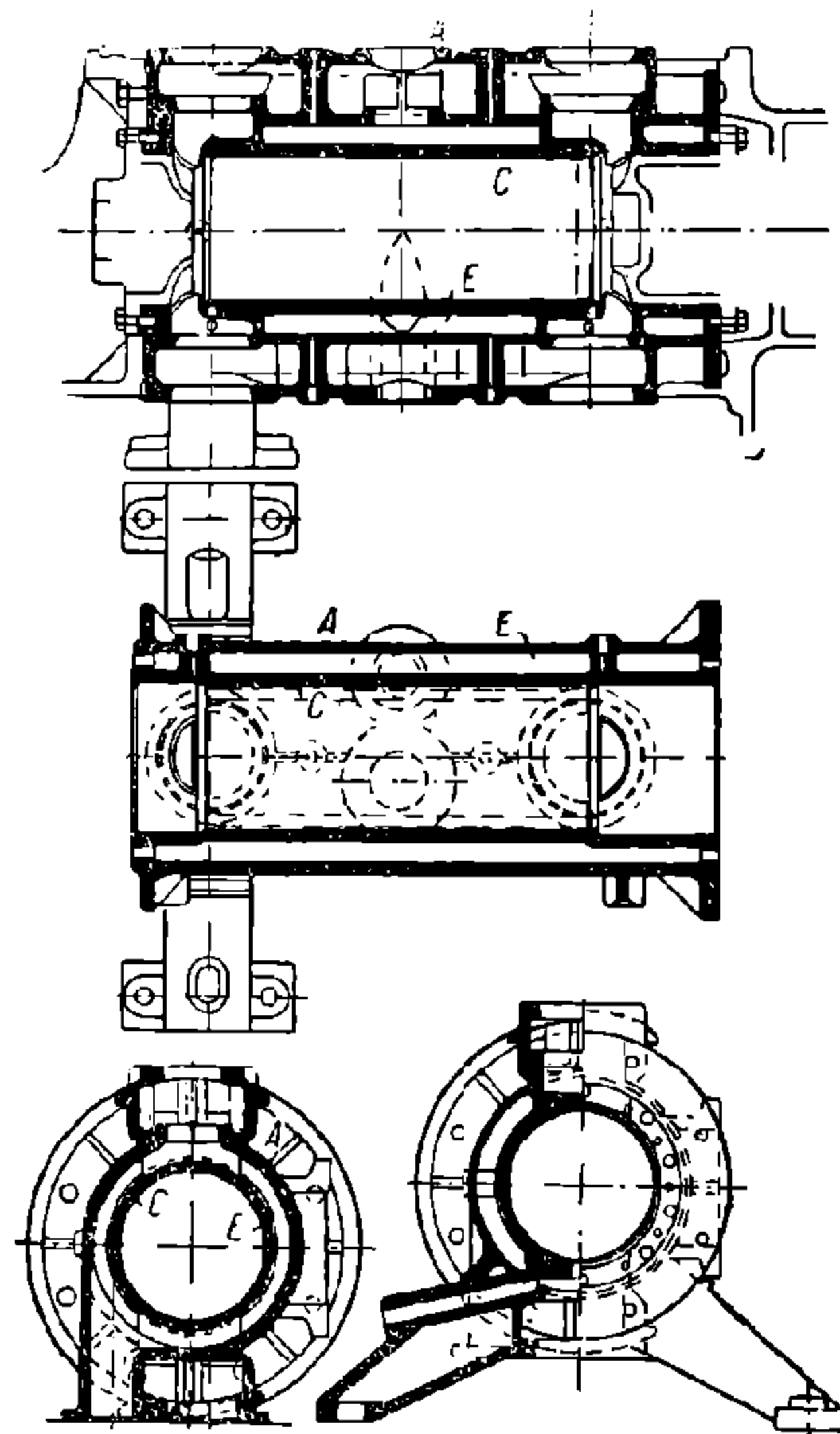
Благодаря такому устройству набивочное кольцо при крайних положениях поршня будет слегка переходить в образовавшиеся уширения.

Цель такого устройства двоякая: во-первых, при изнашивании рабочей части устраняется возможность образования на ней наработков в концах хода поршня, которые не только затруднили бы выем поршня, но непременно повели бы к поломкам, так как при поджимании соединений поршень, приближаясь к днищу, стал бы ударяться о наработок; во-вторых,

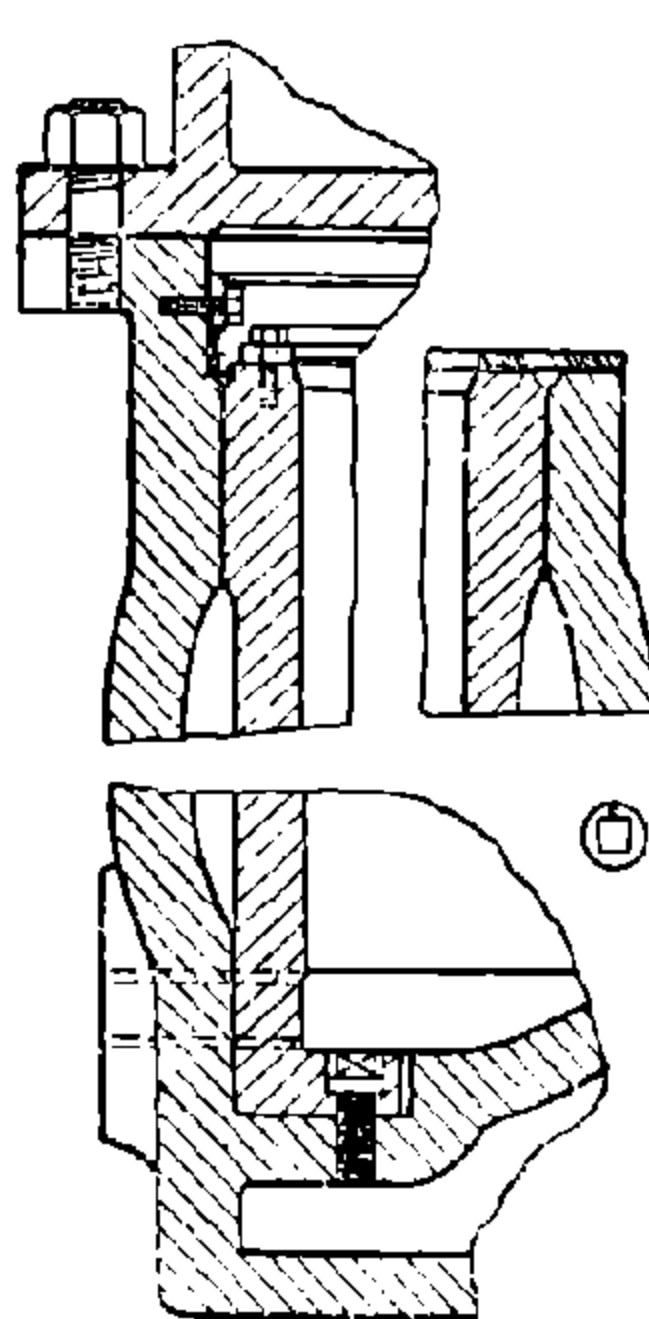
это дает возможность подвергнуть с течением времени цилиндр новой обточке, не меняя крышки цилиндра.

Наружная поверхность отдельной рабочей части, равно как и внутренняя поверхность корпуса цилиндра, подвергается обработке только в местах соприкосновения их между собой в виде заплечиков (фиг. 14, 15 и 17). Эти заплечики всегда делаются сплошными со стороны крышки, и прерывистыми у дна, как для уменьшения пригонки, так и для сообщения между собой всего кольцевого пространства рубашки цилиндра с паровой рубашкой дна.

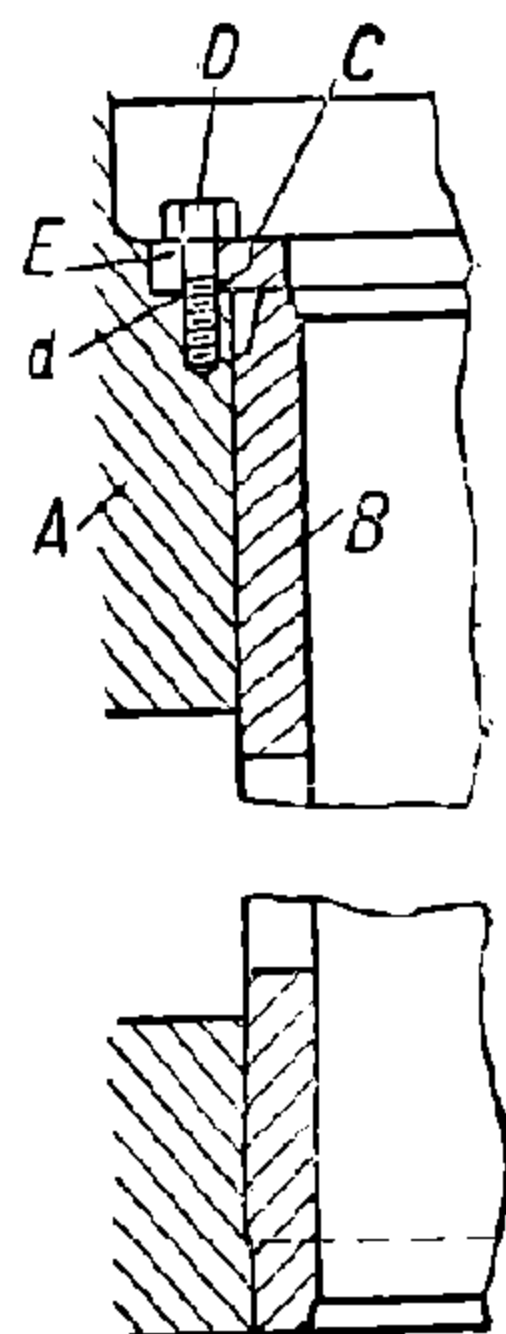
Устройство отдельной рабочей части имеет за собой много преимуществ:



Фиг. 17.



Фиг. 18.



Фиг. 19.

1) Материал, как уже было сказано, может быть взят для нее более твердый, а значит, менее изнашивающийся. 2) Пришедшую в негодность рабочую часть можно легко, без значительных затрат заменить новой, не трогая корпуса цилиндра. 3) Зазор между внутренним и внешним цилиндрами может быть сделан меньших размеров, чем при цельной отливке.

Кроме дна и золотниковой коробки вместе с наружным корпусом цилиндра отливаются еще: ребра для увеличения крепости цилиндра, лапы для крепления цилиндра на машинном фундаменте, приливы или фаски, служащие для присоединения к ним стальных связей, скрепляющих между собой отдельные цилиндры, или же для присоединения различных приборов; фланцы для присоединения крышек, а также фланцы для соединения между собой цилиндров в одно неразрывное целое.

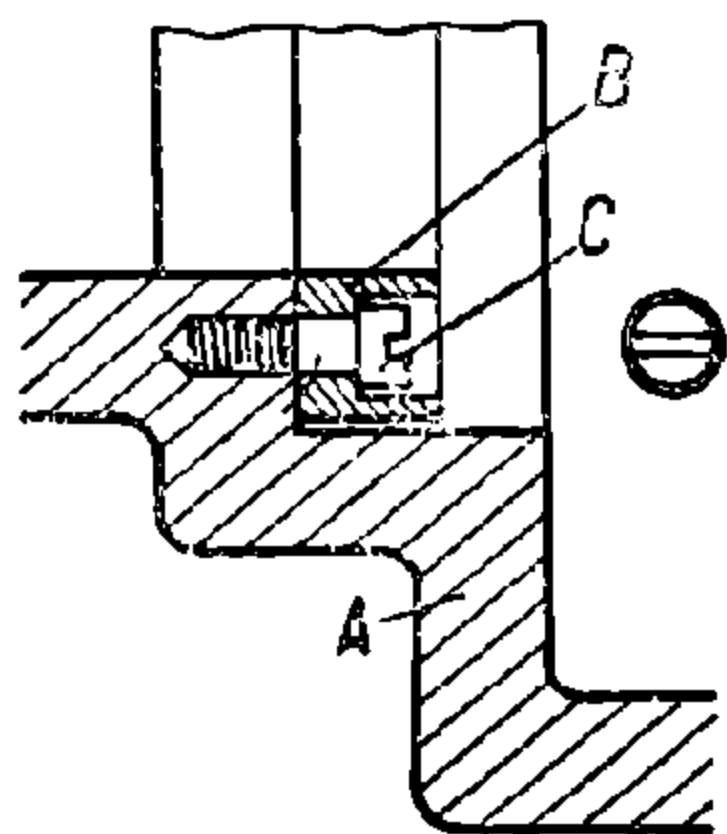
Фланцы для скрепления крышек или цилиндров между собой обыкновенно делаются несколько толще, чем стенки цилиндра и тоже усиливаются ребрами.

Крепление рабочей части. Соединение рабочей части с цилиндром при полной паронепроницаемости должно вместе с тем давать этой части возможность свободно расширяться в длину.

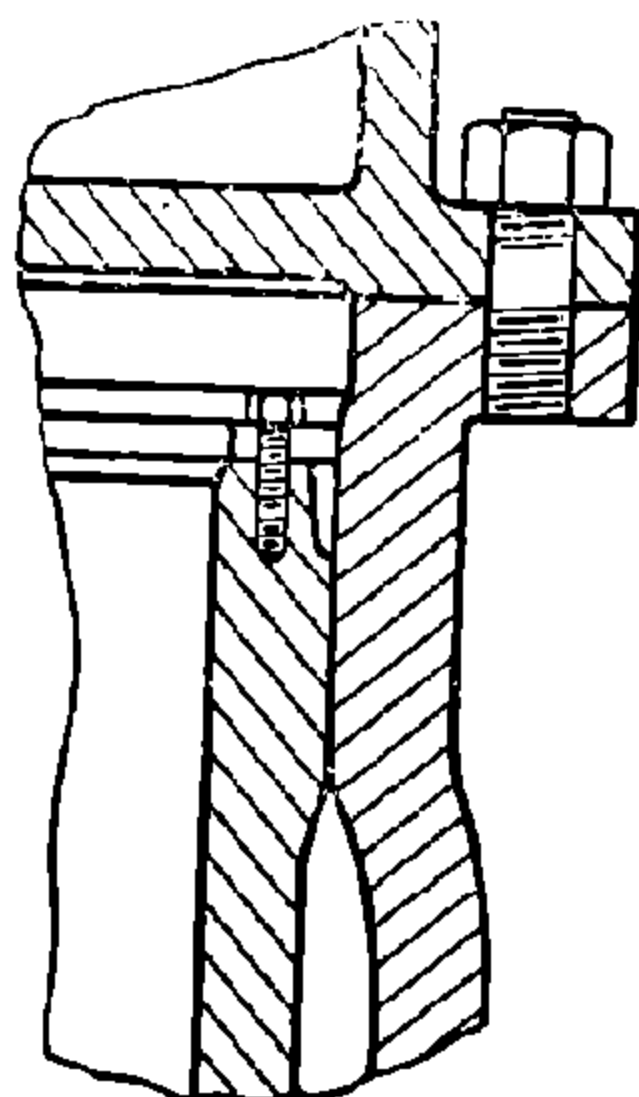
Последнее условие чрезвычайно важно, так как коэффициенты расширения у корпуса цилиндра и рабочей части непременно будут различны, что при жестком соединении могло бы повести к весьма значительным напряжениям.

Способов таких соединений множество. Наиболее типичные соединения показаны на фиг. 20, 21, 22, 23, 25.

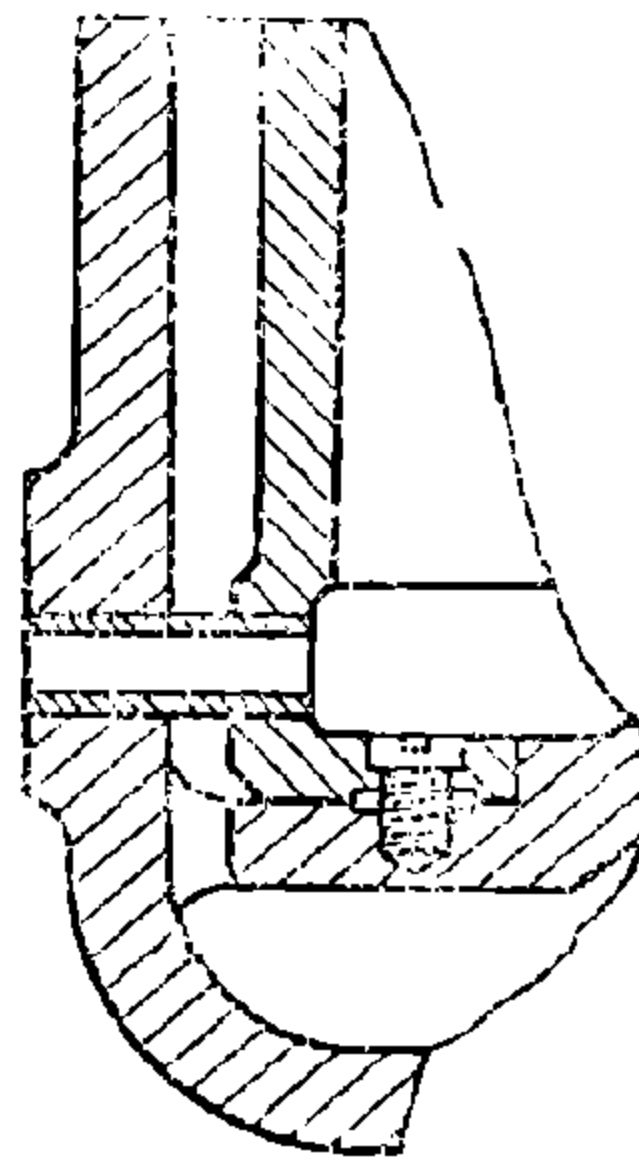
Плохое в смысле непроницаемости соединение рабочей части может вести к значительным потерям пара, особенно в том случае, когда прост-



Фиг. 20.



Фиг. 21.

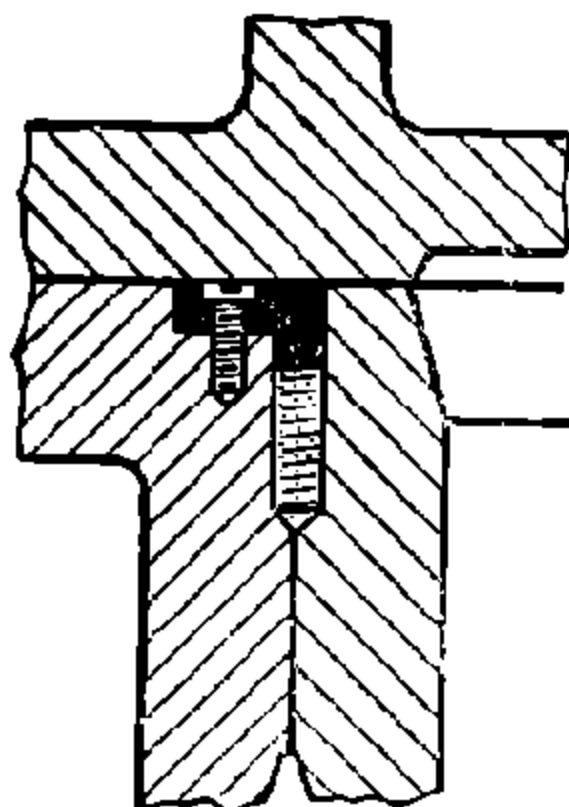


Фиг. 22.

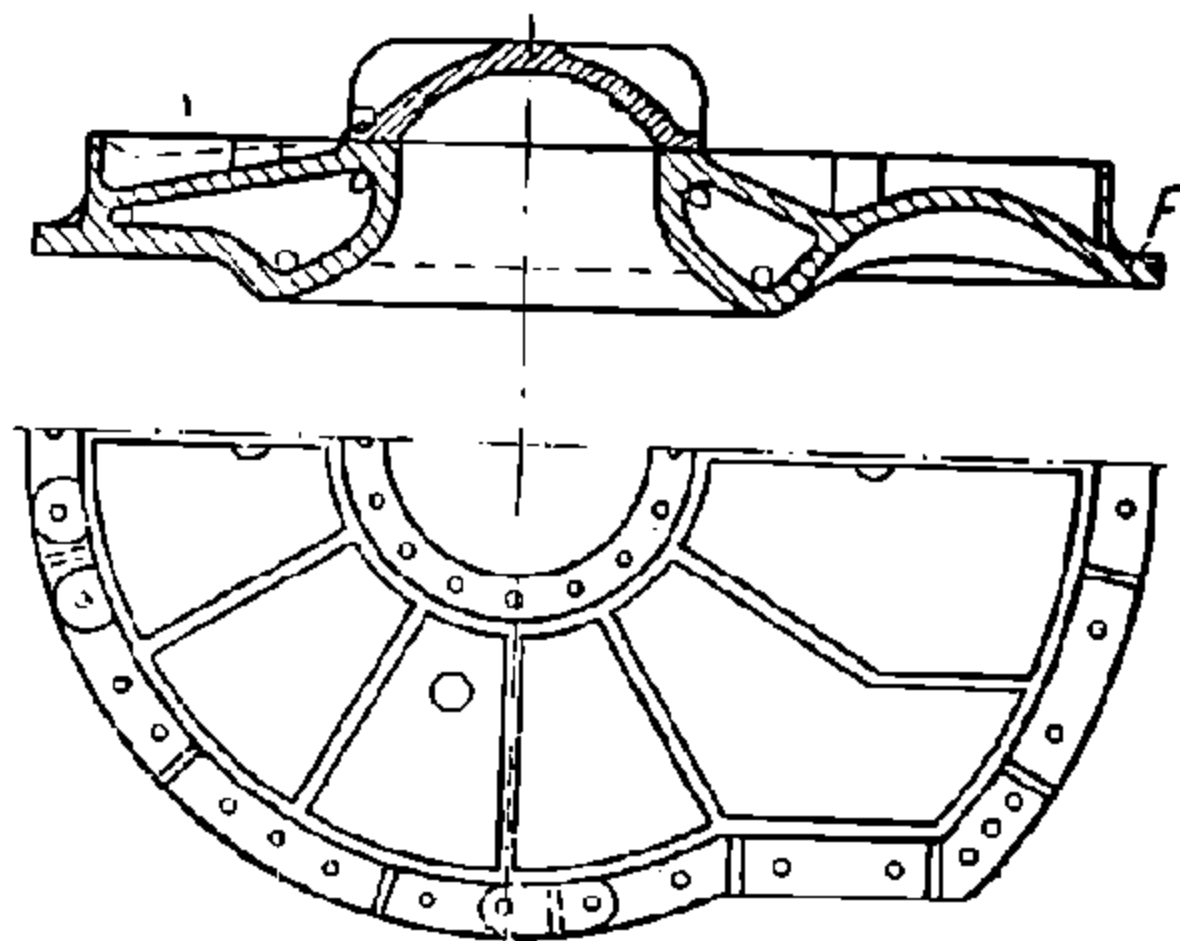
ранством между рабочей частью и цилиндром пользуются как паровой рубашкой. В таких случаях выгоднее вовсе отказаться от пользования паровой рубашкой.

Поэтому по сборке рабочая часть подвергается тому же гидравлическому давлению при испытании, что и цилиндр.

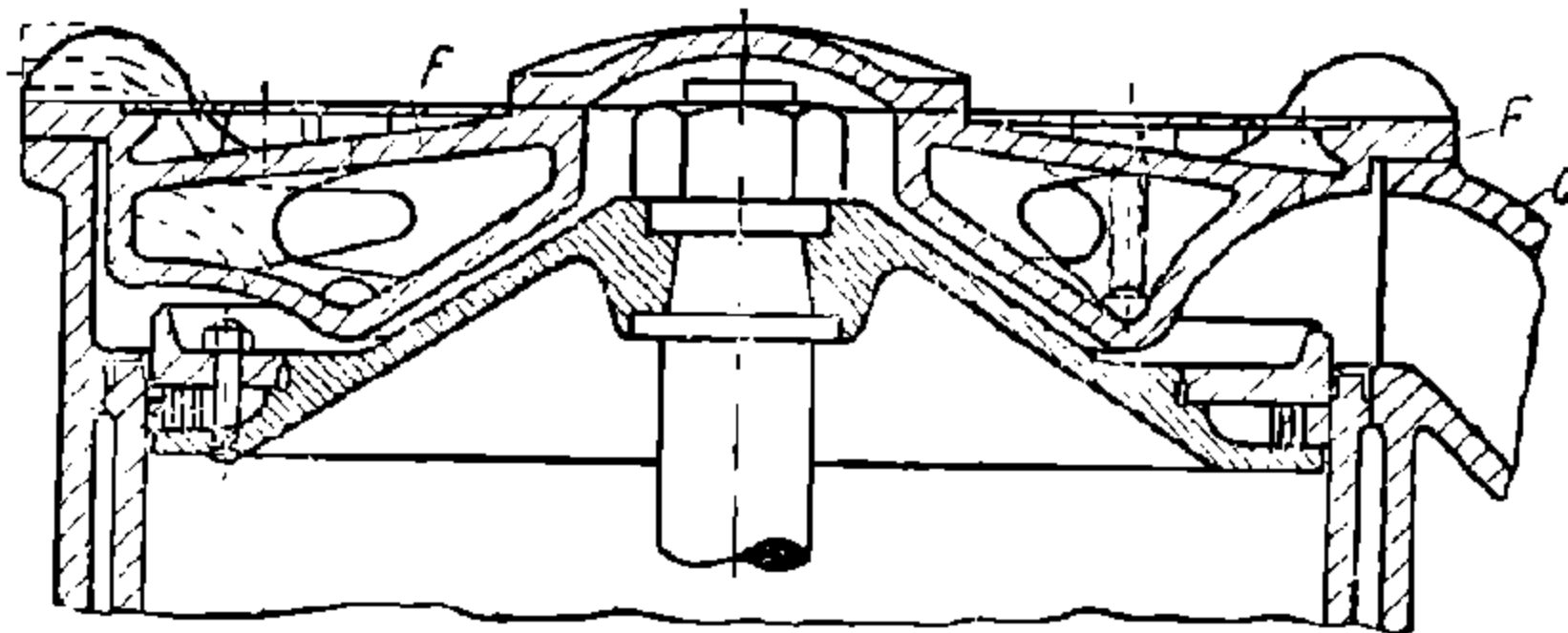
Паровая рубашка. Чем выше температура насыщенного пара, тем больше его давление и развиваемая им работа, и наоборот. Пар, выходя из котла с высокой температурой, поступает в цилиндр, стенки которого, охлаждаясь от окружающего воздуха, поглощают теплоту из входящего пара, заставляя его частично конденсироваться. Благодаря этому давление пара падает, и мощность машины уменьшается (потеря от начальной конденсации).



Фиг. 23.



Фиг. 24.



Фиг. 25.

Обшивка цилиндра теплонепроницаемыми материалами: асбестом войлоком, деревом и пр. — мало помогает делу: лучший результат достигается, если окружить цилиндр слоем рабочего пара, которым и согреть цилиндр.

Машины однократного расширения всегда снабжались паровыми рубашками. В новейших машинах многократного расширения, работающих

с высокой температурой пара, нередко ц. в. д., а иногда и ц. с. д. делаются без рубашек. Цель этого часто заключается в том, чтобы получить на стенках цилиндра некоторое количество влаги, заменяющей смазку, так как последняя плохо выдерживает высокую температуру ныне употребляемого пара. Кроме того, осевшая на стенках вода затем вторично испаряется за счет теплоты стенок, и полученный пар тогда не отводится прямо в конденсатор, как в машинах простого расширения, а производит еще известную работу в последующих цилиндрах. Наиболее выгодным является производить согревание рубашки отработавшими газами. Но этот способ пока в силу серьезных конструктивных и эксплуатационных затруднений еще не получил распространения. Цилиндры низкого давления, сообщающиеся с конденсатором, всегда снабжены рубашкой.

Полезное действие паровой рубашки зависит от устройства машины; оно уменьшается в следующих случаях:

1) в машинах многократного расширения как вследствие меньшей разности температур при впуске и выпуске, так и вследствие последовательности расширений;

2) в машинах с большой скоростью поршней (большим числом оборотов), где нет достаточного времени для надлежащей передачи тепла от рубашки;

3) в машинах, работающих перегретым паром, где применение паровой рубашки вовсе нецелесообразно.

Паровая рубашка приносит пользу лишь тогда, когда она заполнена одним только паром. Присутствие воды отсконденсировавшегося в рубашке пара не только понижает ее действие, но может даже привести к отрицательным результатам. Поэтому необходимо обращать внимание на своевременное удаление воды из рубашки, для чего имеются как ручные, так и автоматические продувательные приборы.

Существует несколько способов использования пара для согревания рубашек.

Первый способ состоит в том, что от главной паровой трубы берется отросток в паровые рубашки и согревание рубашек производится непосредственно котельным паром. Так как для ц. с. д. и ц. н. д. котельное давление слишком велико, отростки к ним необходимо снабжать особыми уменьшителями давления.

При втором способе согревающим паром служит сам рабочий пар, который до входа в цилиндр заставляют пройти через кольцевое пространство рубашки. Существенными недостатками этого способа являются: понижение давления рабочего пара вследствие прохода через рубашку и опасность увлечения им капелек осевшей воды, частичек ржавчины или формочной земли, способных вызвать серьезные повреждения трущихся поверхностей.

Наконец, третий способ заключается в том, что паровые рубашки заполняются отработавшим паром; очевидно, что такая паровая рубашка не будет хорошо исполнять своего назначения.

Произведенные многочисленные опыты доказали, что применение паровой рубашки, правильно сконструированной, дает увеличение мощности машины и экономию сжигаемого топлива.

Днище цилиндра. Днище цилиндра отливается обыкновенно заодно с корпусом цилиндра и может быть или двойное или одинарное. При цилиндре большого диаметра, где площадь днища сравнительно велика, его обыкновенно устраивают двойным, причем внутреннюю пустоту заполняют паром, так что днище является как бы продолжением паровой рубашки.

Если же преследуется легкость машины или если цилиндр не снабжен паровой рубашкой, днище делают одинарным, укрепляя его извне радиальными ребрами.

Таковыми же ребрами связаны между собой и стенки двойных днищ. Ребра в этом случае не должны быть сплошными, чтобы все пространства внутри днища было сообщены между собой.

Форма днища зависит от формы поверхности поршня, которой она должна быть подобна, дабы уменьшить по возможности величину вредного пространства.

Часть днища обыкновенно составляет продолжение нижнего пролета.

При одинарных днищах форма их всегда коническая, как наиболее прочная. Такая форма, кроме того, дает возможность выиграть место для набивочной коробки.

В днище цилиндра имеются следующие отверстия:

1. Центральное отверстие для пропуска шпинделя от резца для расточки цилиндра. Это же отверстие служит и для устройства набивочной коробки, причем при цилиндрах больших размеров эта последняя устраивается не заодно с корпусом цилиндра, а отдельной вставкой.

2. Отверстие для горловины, необходимое для того, чтобы можно было попасть в цилиндр, не вынимая поршня.

Горловины, равно как и вставные набивочные коробки, пригоняются не по всей поверхности, прилегающей вплотную к стенкам отверстия, а имеют лишь один или два замкнутых заплечика, плотно пригоняемых к корпусу днища, на остальном же протяжении существует зазор.

Цель этого — уменьшить работу при пригонке и облегчить разборку.

Горловины делаются лишь в том случае, когда это позволяют размеры цилиндров. Размер горловин при эллиптической форме должен быть от 300×400 мм до 300×460 мм для свободного прохода человека.

3. Отверстие для предохранительного клапана, которое устраивается или на самом днище на пролете или же прямо в горловине.

4. Отверстие для продувального крана, которое должно устраиваться в самой нижней части днища или пролета.

5. Отверстия для входа и выхода пара, согревающего днища.

В своих крайних положениях поршень никогда не доходит вплотную до крышки и днища цилиндра во избежание возможных ударов в случае некоторого износа подшипников.

Пространство, ограничиваемое поршнем в его крайнем положении и крышкой или днищем цилиндра, вместе с пространством соответствующего ближайшего парового канала называется вредным пространством.

Расстояние в этом положении между поршнем и крышкой или днищем называется зазором вредного пространства. Вредным это пространство называется, потому что во время работы машины оно заполнено не участвующим в работе паром. Всякое увеличение вредного пространства непроизводительно, вследствие чего и требуется, чтобы очертание днища в точности соответствовало очертанию поршня.

В вертикальных машинах к днищу цилиндра прилиты заодно и лапы, коими цилиндр опирается на колонны. У больших цилиндров лап обыкновенно бывает две или три. Четыре лапы устраиваются только у очень легких, быстроходных машин, цилиндры которых поддерживаются обыкновенно легкими стальными цилиндрическими колоннами.

Все лапы имеют фланцы, которыми они садятся на соответствующие фланцы колонн или рам и затем скрепляются болтами. Для увеличения прочности лапы цилиндров имеют ребра.

Цилиндр с клапанным парораспределением для насыщенного пара в настоящее время встречается большей частью только в качестве ц. н. д. машин двойного расширения (фиг. 17).

Все патрубки для арматуры, а также общие для обеих сторон поршня патрубки для впуска и выпуска пара прилиты к самому цилиндру и соответ-

ственно к паровой рубашке. При перегретом паре рабочая поверхность цилиндра должна быть свободна от всех этих частей. На этом основании средняя соединительная часть устроена совершенно отдельно от обеих концевых частей цилиндра и прилитых к ним клапанных коробок и патрубков, а опорная нога цилиндра расположена на задней обшивке крышки. Эти три части соединены на шлифованных поверхностях помощью болтов. Цилиндр (фиг. 17) отлит вместе с передней крышкой и опорной ножкой.

При перегретом паре паровпускная труба для устранения препятствий удлинению цилиндра должна быть под цилиндром разветвлена, и каждая ветвь в виде гибкой стальной трубы должна быть направлена внутрь цилиндрической обшивки до его клапанной коробки. То же самое относится и к выпуску, оба патрубка которого сидят на клапанной коробке отдельно один от другого.

Цилиндры, в которых впускаемый пар проходит через крышки с расположенными в последних клапанами, какие применяются в прямоточных машинах, отливаются из трех частей (фиг. 13).

Размеры вредных пространств и вредных поверхностей в этих машинах до крайней степени ограничены, и доступ к поршню чрезвычайно затруднен. Концевые части цилиндра заключают в себе патрубки и приливы для арматуры. При щелевом выпуске в средней части цилиндра прилит кольцеобразный канал с выпускными патрубками.

В вертикальных машинах впускной и выпускной клапаны для каждой полости отливаются или в общей для всех четырех клапанов камере друг над другом, или же впускной и выпускной клапаны одной и той же полости располагаются сверху и соответственно внизу цилиндра в отдельных камерах. Последнее устройство применяется также и для перегретого пара; в этом случае подвод и отвод пара должны происходить сверху и внизу отдельно для свободного удлинения цилиндра.

Цилиндр должен быть снабжен необходимыми пробками для присоединения арматуры. При насыщенном паре они приливаются к цилиндру, а при перегретом паре для предупреждения скопления материала у рабочего цилиндра они делаются вставными на резьбе. Индикаторные пробки делаются шириной не менее 18 мм и снабжаются винтовой резьбой по Витворту.

Необходимо наблюдать за тем, чтобы отверстие в пробке при мертвых положениях поршня не закрывалось им.

Пробки диаметром от 8 до 20 мм для ввинчивания продувательных кранов должны быть расположены по обоим концам цилиндра. Для отвода конденсационной воды служат присоединенные к кранам медные трубки. Краны у концов цилиндра могут отсутствовать при цилиндрах для плоских золотников, при которых нижние края паровых каналов касаются уширения цилиндра; их может не быть также у горизонтальных цилиндров с вращающимися золотниками, где расположенные под цилиндром выпускные золотники спускают конденсационную воду, а также у цилиндров с клапанным парораспределением, при которых над впускными клапанами расположен продувательный кран, или же для продувания клапаны могут приподниматься от руки. Затем пробки для спускных кранов должны быть устроены у золотниковых коробок, у паровых рубашек и у обогреваемых крышек, если вода из них не может свободно стекать в рубашку. Для отвода конденсата из рубашек и кранов служат автоматические приспособления (конденсационные горшки).

Смазывание поступающего в цилиндр пара производится помощью одного главного и одного добавочного приспособления.

В первом случае смазка нагнетается насосом в паровпускную трубу и в золотниковую или клапанную коробку, в которой для этой цели

должен быть сделан прилив для помещения возвратного клапана смазочной рубы. Масленка (с двойной крановой пробкой) добавочного приспособления у горизонтальных машин обыкновенно располагается на спинке цилиндра, а у вертикальных — на верхней крышке цилиндра.

К цилиндровой арматуре принадлежат предохранительные клапаны и приспособления для удаления воздуха из паровых рубашек. Предохранительные клапаны имеют внутренний диаметр около $\frac{1}{10}$ диаметра цилиндра и снабжаются пружинной нагрузкой. Они служат для предупреждения водяных ударов или слишком сильного возрастания давления при сжатии. Воздуховыпускные приспособления должны быть расположены в высшей точке паровой рубашки.

Наконец, паровые цилиндры должны быть снабжены: приливами для присоединения обогревательных труб, если прогревание цилиндра не производится путем слабого открытия запорного вентиля, как это делается у некоторых ц. в. д., приливами для присоединения трубок от манометра и вакуумметра, приливами для термометра при машинах для перегретого пара, приливами для вспомогательных трубок (для наполнения ресивера) при машинах многократного расширения и т. д.

Крышка цилиндра. Крышки цилиндра в большинстве случаев делаются двойными, причем внутреннее пространство их заполняется паром и служит, следовательно, дополнением паровой рубашки (фиг. 24 и 25).

Двойные крышки всегда отливаются из чугуна и для крепости снабжаются как внешними, так и внутренними ребрами. Последние непременно должны иметь отверстия для свободного протока обогревающего пара и сконденсировавшейся из него воды.

Когда цилиндр устроен без паровой рубашки, часто и крышки делаются одинарными. Подобные крышки отливаются как из чугуна, так и из стали.

Форма внутренней поверхности крышки, так же как и днища, зависит от формы поршня и для уменьшения вредного пространства, как выше отмечалось, делается ей подобной за исключением части, приходящейся против устья пролета, где должна иметься надлежащая выемка, чтобы проход для пара не был стеснен.

Крышка может или входить частью в цилиндр (фиг. 25), или же располагаться вся вне цилиндра (фиг. 24). В этом случае уменьшается высота корпуса цилиндра, так как пролет кончается под крышкой. Крышка над пролетом делается обыкновенно одинарной и снабжается для крепости внутренними продольными ребрами; форма этой части крышки, очевидно, должна быть такова, чтобы впуск и выпуск пара совершались беспрепятственно.

В центральной части крышки имеется обыкновенно сквозная выемка, закрываемая особой крышкой. Назначение этой выемки — вмещать в себе центральную часть поршня с крепительной гайкой. При достаточном размере этого отверстия оно удобно может служить горловиной для осмотра верхней полости цилиндра.

Кроме центрального отверстия в двойной крышке имеются еще следующие отверстия с соответственными приливами:

- 1) шишечные отверстия, которые для простоты наблюдения за ними должны быть по возможности расположены на внешней поверхности крышки;
- 2) отверстия для присоединения труб: приводящей и отводящей пар для обогрева;
- 3) прилив для ввертывания рымов, служащих для закладки талей при постановке и снятии крышки.

Скрепление крышки с корпусом цилиндра совершается помощью фланцев и шпилек, причем для паронепроницаемости чаще всего кладется прокладка из асбеста или асбестовой нитки.

Кроме отверстий для шпилек во фланце крышки должно иметься еще несколько равномерно расположенных, нарезанных отверстий для ввертывания при съемке крышки особых отжимных болтов.

Длина цилиндра. Зазоры. Расстояние между двумя соответственными точками крышки и днища называется длиной цилиндра. Это расстояние складывается из следующих величин:

ход поршня + длина поршня в соответствующем месте + зазор у крышки + зазор у днища.

Цель устройства зазоров двоякая: во-первых, благодаря сжатию пара в них образуется как бы паровая подушка, поглощающая живую силу поршня и передаточных частей при приближении поршня к мертвой точке; во-вторых, предотвращается возможность поломки от удара поршня о днище или крышку в случае малейшей неправильности в длине передаточных частей. Последнее обстоятельство, если и может быть избегнуто тщательной пригонкой при первоначальной сборке, всегда будет иметь место по истечении некоторого времени работы машины, когда появится слабина в подшипниках от сработки.

Зазор у днища делают обыкновенно несколько больше, чем у крышки, так как при спиливании натяга, т. е. при поджимании подшипников, поршень будет отходить от крышки, приближаясь к днищу. Отрицательной стороной устройства зазоров является увеличение вредного пространства. Уменьшить это вредное влияние можно только тщательным соответствием между формами поверхностей крышки, поршня и днища.

Обшивка цилиндров. Для уменьшения потерь тепла от лучеиспускания цилиндр вместе с золотниковой коробкой и днищем покрывается снаружи дурными проводниками тепла, обыкновенно асбестовой или кремнистой ватой, которая набивается во все впадины и неровности; затем цилиндр обшивается войлоком или листами асбеста, а поверх этого деревянными планками или листовой вороненой сталью. Листовой асбест следует предпочитать, так как войлок перегорает при паре высокой температуры; точно так же и обшивка листовой сталью практичнее, чем деревом.

Набивочные коробки. Для обеспечения непроницаемости в тех местах, где подвижной шток проходит через неподвижную стенку, чаще всего прибегают к устройству так называемых набивочных коробок.

Главнейшие составные части самой простой набивочной коробки следующие (фиг. 26 — 29):

- 1) корпус набивочной коробки;
- 2) вставное кольцо, или грундбукса;
- 3) нажимная втулка, или крышка набивочной коробки;
- 4) устройство кольцевого пространства для помещения набивки;
- 5) нажимные болты с гайками.

Сущность действия такой набивочной коробки заключается в том, что в кольцевое пространство помещают 5 — 6 рядов мягкой набивки или металлических колец, которые, будучи сжаты между нажимной втулкой и грундбуксой, плотно обхватывают проходящий через коробку шток.

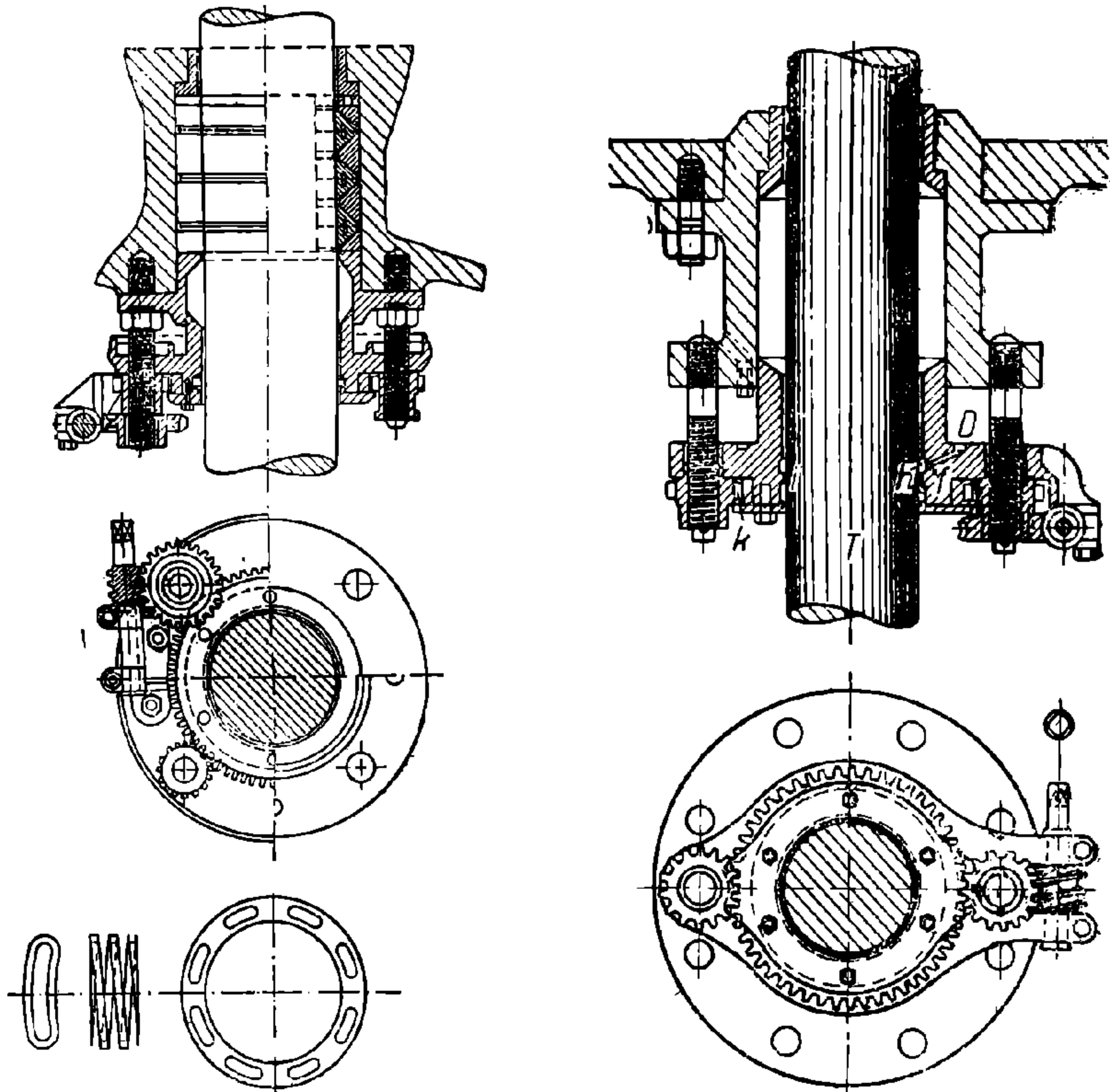
Корпус набивочной коробки. Корпус набивочной коробки преимущественно чугунный, отливается или вместе с той частью золотниковой коробки, через которую проходит шток, или, например, с днищем цилиндра, или же делается отдельным и крепится к ним болтами.

При больших цилиндрах набивочные коробки делают всегда вставными. Такое устройство, являясь удобным при обточке внутренней поверхности цилиндра, вносит упрощение также в отливку и дает возможность в случае порчи без значительных затрат и сравнительно легко заменить испорченную набивочную коробку новой.

Вставное кольцо, или грундбукса. Корпус набивочной коробки заканчивается заплечиком, на который ложится бронзовое кольцо, грундбукса.

Цель этого устройства двоякая: во-первых, предохранить поверхность штока от соприкосновения с чугуном и, во-вторых, облегчить исправление коробки в случае истирания ее в этом месте.

Грундбукса не должна плотно прилегать к штоку, чтобы дать возможность штоку иметь небольшое боковое перемещение; в противном случае могли бы возникнуть сильные натяжения от значительного трения, что помимо разогревания штока могло бы вызвать его изгиб и даже поломку. Зазор этот колеблется от 0,5 до 2 мм в зависимости от диаметра штока.



Фиг. 26.

Фиг. 27.

Чтобы набивка плотнее прижималась к штоку, кольцевая поверхность грундбуксы, образующая дно набивочной коробки, делается обыкновенно скошенной к штоку.

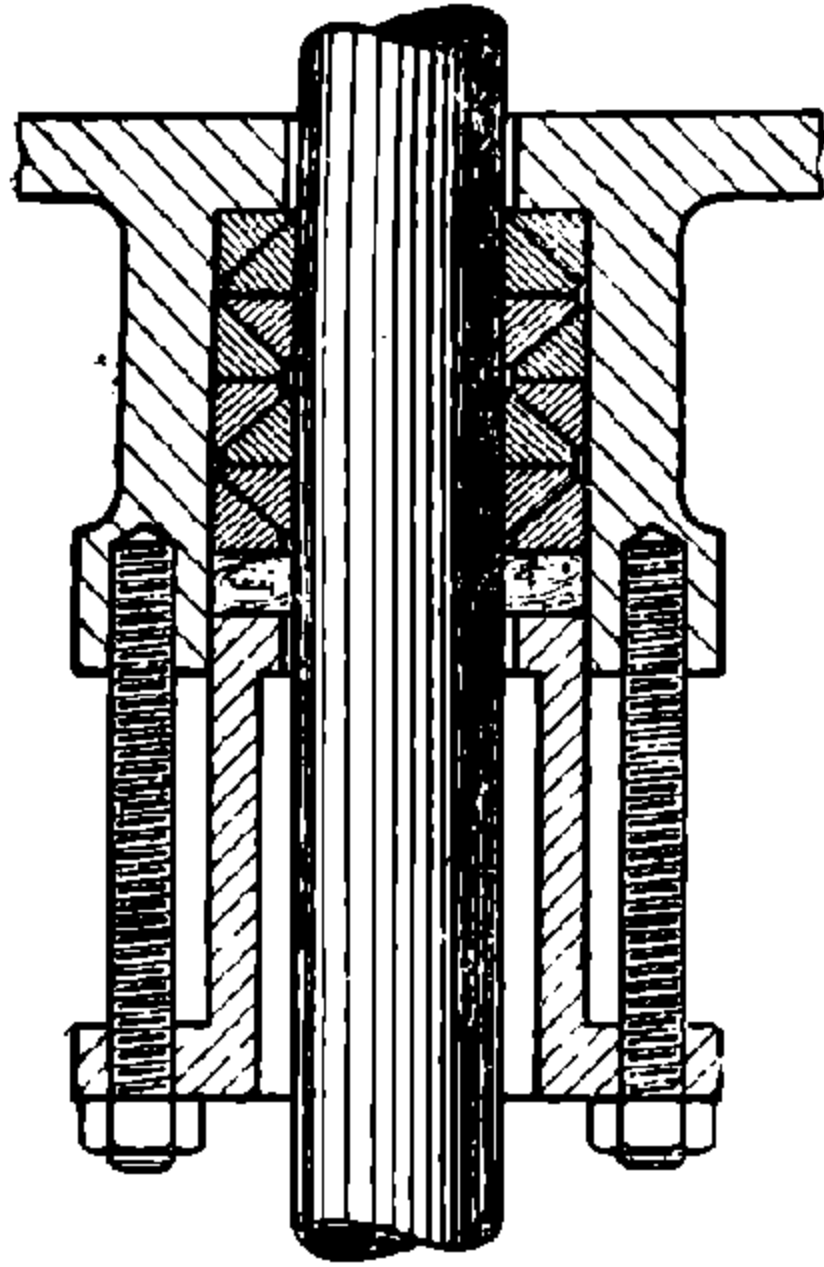
Крышка набивочной коробки, или нажимная втулка. Крышка представляет собой гайку, накручиваемую на корпус коробки и нажимающую на отдельную втулочку. В тех же случаях, когда нажим набивки производится посредством нажимных болтов, т. е. когда крышка набивочной коробки не имеет вращательного движения, крышка и втулка делаются вместе, за одно целое.

Крышки набивочных коробок отливаются обыкновенно из бронзы, но при значительных размерах для удешевления их делают и чугунными с внутренней бронзовой облицовкой.

Поверхность соприкосновения крышки с набивкой делается такой же, как у грундбуксы, т. е. она может быть снабжена или простым скосом к штоку, или двойным, или же быть совершенно плоской.

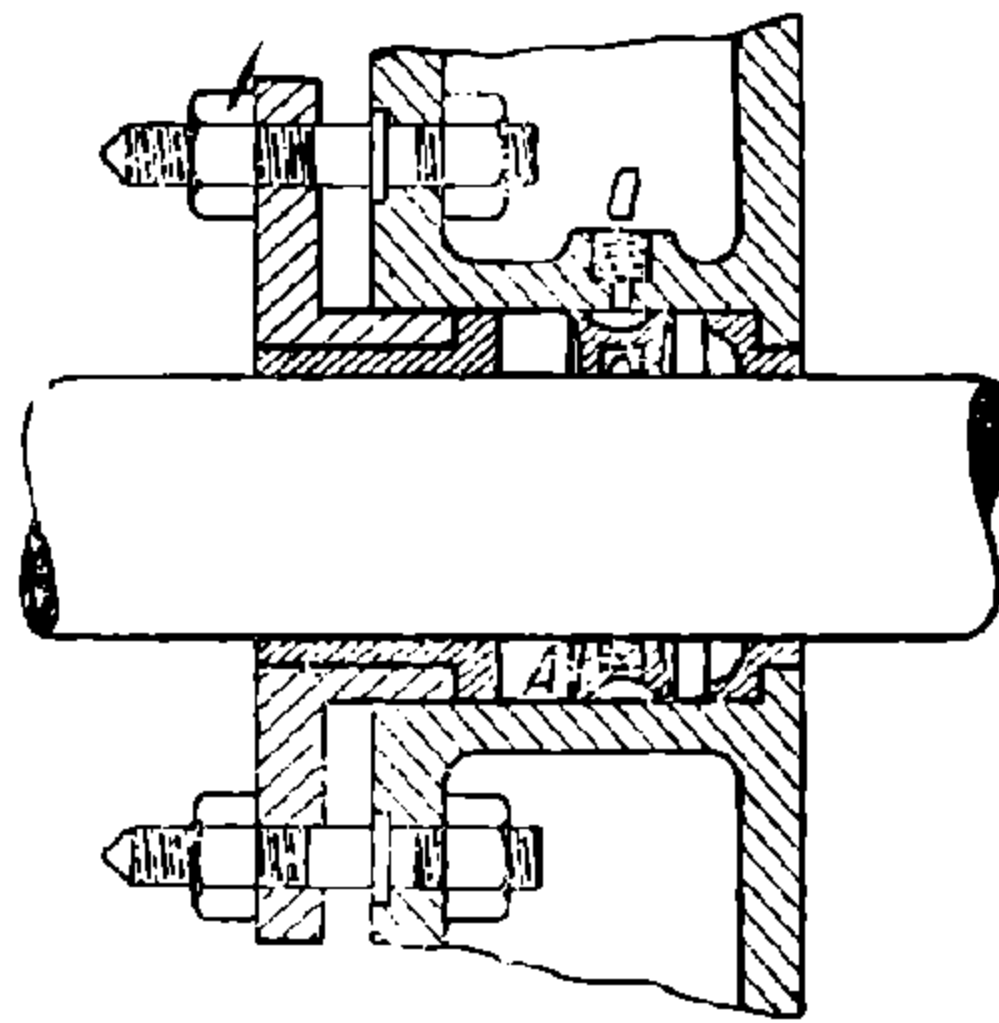
Крышка набивочной коробки не должна плотно прилегать к поверхности штока. Цель этого, как уже упоминалось, дать возможность штоку иметь небольшое боковое перемещение, которое всегда будет иметь место, когда направляющие штока несколько сработаются. Зазор этот делается в несколько миллиметров.

Крышка набивочной коробки снабжается фланцами, форма которых зависит от числа нажимных болтов; при двух болтах она обыкновенно эллиптическая, при большем же числе — треугольная, квадратная или круглая.



Фиг. 28.

Отверстия для нажимных болтов должны быть сделаны несколько большего диаметра, чтобы болты не подвергались изгибающим усилиям в случае небольшого бокового перемещения крышки.



Фиг. 29.

Для достижения непроницаемости пара вокруг штока устраивается свободное кольцевое пространство, куда и закладывается любого вида набивка, плотно прилегающая к штоку.

Для достижения непроницаемости пара вокруг штока устраивается свободное кольцевое пространство, куда и закладывается любого вида набивка, плотно прилегающая к штоку.

Нажимные болты.

Число нажимных бол-

тов зависит не только от размеров набивочной коробки, но и от возможности достигнуть наиболее равномерного нажатия набивки. Для последней цели вполне достаточна установка трех болтов, так как ими может быть вполне обеспечено надлежащее положение втулки.

Когда место не позволяет или когда устройство такой втулки оказывается слишком дорогим, то ставят два болта.

В больших набивочных коробках число болтов обыкновенно превышает три, и в таком случае уже должны быть приняты особые меры для равномерности нажатия.

Нажим крышки производится помощью бронзовых или железных гаек, сами же болты, или шпильки, обыкновенно бывают стальные.

Чтобы предохранить гайки от отвертывания во время работы машины, ставят еще вторые, так называемые контргайки, плотно прижимаемые к первым.

Различные виды обыкновенной набивки. Обыкновенная набивка, которой заполняется набивочная коробка, состоит из ряда плетенок круглого или квадратного поперечного сечения, наложенных одна на другую стыками вразмет до заполнения всей длины набивочной коробки.

Материалом для плетенок служат: пенька, льняная прядь, хлопчатая бумага, пропитанная резиной парусина, весьма тонкая медная луженая проволока и асбест.

Из них наиболее часто употреблялись набивки: пеньковая, льняная, хлопчатобумажная, пропитанная тальком и асбестовая; с повышением давления пара (а следовательно, температуры) набивки пеньковая, льняная и хлопчатобумажная должны были быть оставлены, так как они не выдерживают высоких температур, затвердевают и быстро приходят в негодность.

В настоящее время эти набивки употребляются лишь для частей, не подверженных высоким температурам, причем хлопчатобумажная имеет преимущество перед пеньковой как более упругая и мягкая.

1. Пеньковая и льняная набивки обыкновенно плетутся квадратного поперечного сечения размером, несколько большим промежутка между штоком и набивочной коробкой. Затем плетенка разрезается на куски, равные длине окружности штока; концы же плетенки, чтобы не расплелись, перевязывают ниткой. Приготовленные таким образом шлагги хорошо пропитываются в растопленном салом, выжимаются и проталкиваются в набивочную коробку деревянными палочками, дабы не повредить трущейся поверхности штока. Когда плетенка дойдет до места, необходимо обратить внимание на то, чтобы концы ее действительно приходились встык, а не ложились друг на друга, так как в последнем случае шлагги набивки лягут неплотно. Подобным же образом вводят и остальные плетенки, наблюдая за тем, чтобы стыки их располагались вразмет. Достаточно расположить их под углом 90° друг к другу.

Когда уже положено некоторое число плетенок, то до укладки остальных полезно поставить на место нажимную втулку и равномерно сжать уложенные плетенки. Набивание коробки считается законченным, когда после сжатия набивки нажимной втулкой останется еще достаточный зазор между фланцем втулки и корпусом коробки для дальнейшего поджимания набивки по мере ее изнашивания.

Надлежащее нажатие набивки чрезвычайно важно, но вместе с тем и трудно выполнимо. При сильном нажатии увеличивается трение между штоком и набивкой, разогревается шток и может случиться задирание штока, если набивка затвердеет.

Когда желают перебить набивку, отжимают нажимные гайки, вынимают нажимную втулку и осторожно, чтобы не испортить трущуюся поверхность штока, извлекают набивку железными крючками. Годные шлагги снова пропитываются салом и идут в дело, негодные же заменяются новыми, причем новую набивку всегда следует класть поглубже в набивочную коробку, а старые шлагги вначале, чтобы их можно было заменить, не тревожа всей набивки.

Если для полной перебивки нет времени, можно ограничиться лишь добавкой на старую набивку нескольких шлагов новой.

Для пропитывания пеньковых и льняных набивок употреблялось прежде исключительно говяжье сало, почему набивочные коробки назывались сальниками. Теперь для этой цели пользуются минеральным маслом или же так называемым нефтяным салом, лучше выдерживающим высокую температуру.

2. Тальковая набивка, или самосмазывающая набивка, готовится в виде жгутов из хлопчатобумажной ткани, заполненных внутри слабокрученой бумажной прядью, пропитанной тальковым порошком (кремнекислая магнезия).

Эта набивка, как и последующие, имеет круглое поперечное сечение, диаметр которого должен быть больше, чем ширина кольцевого пространства набивочной коробки. Перед постановкой на место шлагги круглой набивки слегка расплющивают. При тальковой набивке расплющивание должно быть сделано осторожно, чтобы не прорвать чехла, и концы шлагов должны быть особенно тщательно перевязаны, дабы не выпался тальк.

Тальковая набивка не выносит масла; при ней поверхность штока всегда блестящая, и только время от времени необходимо смачивать набивку мыльной водой (1 часть мыла на 10 частей воды).

3. Резино-парусиновая набивка имеет круглое поперечное сечение и готовится из прослоек парусины с резиной. Диаметр этой набивки берется так же несколько большим, чем ширина набивочной коробки.

4. Асбестовая набивка готовится из асбестовой пряжи, хотя сердечник набивки может быть сделан и из пеньковой или хлопчатобумажной

пряжи. Эта набивка вытеснила теперь все остальные виды набивок, так как весьма хорошо выдерживает действие высокой температуры.

Хорошая набивка должна быть при полной непроницаемости: упругой, не вызывать большого трения, не содержать твердых веществ, не разлагаться и не твердеть под действием высокой температуры и масла. Всем этим требованиям лучше всего отвечает асбестовая набивка, чем и объясняется ее широкое применение.

Исправное действие набивочной коробки зависит как от равномерности сжатия, так и от надлежащей смазки набивки, поддерживающей ее упругость и мягкость. При неравномерном сжатии набивки происходит перекашивание нажимной втулки, что может вызвать значительное трение между ней и движущимся штоком со всеми вышеупомянутыми последствиями.

Равномерное нажатие набивочных коробок. Очень важно поджимать сальник совершенно равномерно, для чего надо равномерно действовать ключом на болты, причем поджимаются гайки не рядом, а накрест лежащие. Неравномерное поджатие сальника вызывает перекос нажимного кольца, что может повлечь за собой истирание и разогревание штока; поэтому, чтобы не зависеть от искусства машиниста, применяются у поршневых, а иногда и золотниковых штоков современных машин сальники, поджимающиеся автоматически и совершенно равномерно. Такой сальник изображен в разрезе и плане на фиг. 26 и 27.

Как видно из рисунков, нажимные гайки снабжены, отлитыми с ними заодно зубчатыми шестернями, сцепляющимися с зубчатым кольцом, надетым свободно на нажимную втулку сальника. Левая гайка, кроме того, имеет насаженную на ней винтовую шестерню, сцепляющуюся с червяком (бесконечным винтом); к нему присоединяется обыкновенно привод, выведенный наружу и оканчивающийся маховичком; действуя этим маховичком, заставляют вращаться червяк, шестерню и правую гайку. Последняя же, сцепляясь с зубчатым кольцом, приводит во вращение и левую гайку; таким образом при вращении привода сальник будет совершенно равномерно нажиматься или отжиматься.

Смазка для штока поступает в круговой канал, образованный заплечиком фланца крышки, и по наклонным каналам переходит к штоку; чтобы при движении штока смазка не выжималась из сальника, на внутренней цилиндрической поверхности крышки устроена заточка, прикрытая кольцом, куда закладывается слабокрученая хлопчатобумажная пряжа.

Набивочная коробка с металлической набивкой. В настоящее время в машинах, работающих паром высокого давления, набивочные коробки почти исключительно снабжаются металлической набивкой. Эта набивка имеет много преимуществ перед обыкновенной, но для хорошего действия требует более тщательной и правильной отделки поверхности штока.

К числу преимуществ ее следует отнести:

- а) Большой срок службы.
- б) Меньшее трение, а следовательно, и меньшее изнашивание штока, которое может стать особенно значительным при затвердевании обыкновенной набивки как от недостатка смазки, так и от действия высокой температуры.

Помимо этого уменьшенное трение увеличивает полезную мощность машины.

- в) Более легкий уход, так как обыкновенные набивочные коробки требуют более частого поджимания и осмотра.

- г) Меньший расход смазки.

При этих набивочных коробках употребляется, кроме того, еще и обыкновенная асбестовая набивка с целью задержать случайные прорывы пара через металлическую набивку. Асбестовая набивка поме-

щается или поверх металлической в общей набивочной коробке или же в отдельной, устроенной в нажимной втулке.

В первом случае прижимание металлической и обыкновенной набивок к штоку совершается общей нажимной втулкой и должно вестись чрезвычайно осторожно и постепенно, пока металлическая набивка не приработается к штоку.

Применяется этот способ обыкновенно в небольших набивочных коробках.

Во втором случае обе набивки разделены, почему могут быть нажаты самостоятельно, причем нажим металлической набивки совершается уже не нажимной втулкой, а особыми пружинами, вставленными в дно набивочной коробки. Такое нажатие делает металлическую набивку более эластичной, вследствие чего этот способ и нашел более широкое распространение, особенно для набивочных коробок сравнительно больших размеров.

На фиг. 26 в разрезе и плане представлен двойной сальник с металлической и обыкновенной набивками.

В дно набивочной коробки вставлено бронзовое кольцо с заплечиком, на него ложится плоское, не достигающее до штока, бронзовое кольцо, состоящее из двух половин с гнездами по окружности, куда закладываются спиральные пружины. Обе половины стянуты тонким стальным кольцом. Пружинки предназначены для постоянного нажатия металлической набивки по мере ее срабатывания.

За этим кольцом ниже следует ряд колец набивки из белого металла, отделенных одно от другого бронзовыми кольцами. Те и другие имеют треугольное сечение и прилегают друг к другу по конической поверхности, так что при нажатии сальника действуют как клинья. Как видно из рисунка, все бронзовые кольца плотно прилегают к стенкам набивочной коробки, не прикасаясь к штоку, и, обратно, кольца белого металла плотно прилегают к штоку, не касаясь набивочной коробки.

Все бронзовые кольца для удобства сборки и разборки составлены по окружности из двух частей; кольца же из белого металла разрезаны по окружности на три части; они имеют еще горизонтальную плоскость разъема, в которой соединяются шпильками, чтобы одна половина относительно другой не двигалась, так как стыки различных сегментов не должны совпадать.

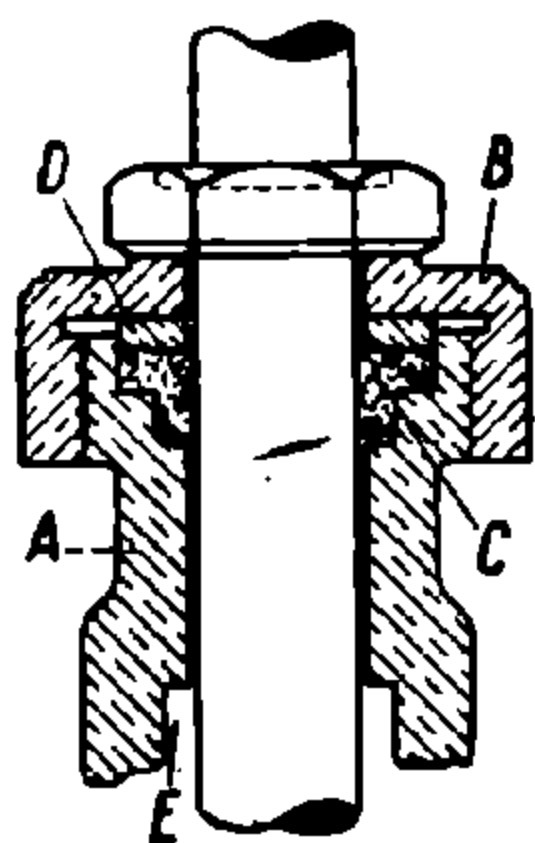
Крышка набивочной коробки для металлической набивки повернута гайками неподвижно к днищу цилиндра. Снизу имеется еще вторая нажимная крышка, служащая для уплотнения обыкновенной набивки и снабженная приспособлением для равномерного нажатия.

Приспособления для смазки набивки. При вертикальных набивочных коробках смазка их очень проста: крышка набивочной коробки расширяется в верхней своей части в виде воронки, служащей вместительницей для смазки. Такие набивочные коробки требуют постоянного наблюдения, так как насколько в них смазка хорошо доходит до набивки, настолько же она будет стремиться и стекать с набивки. Этим и объясняется более быстрое изнашивание набивок в вертикальных набивочных коробках, чем в вертикально опрокинутых, в которых смазка набивки хотя и затруднительнее, но зато условия улучшаются влагой, оседающей на штоке или находящейся на днище цилиндра.

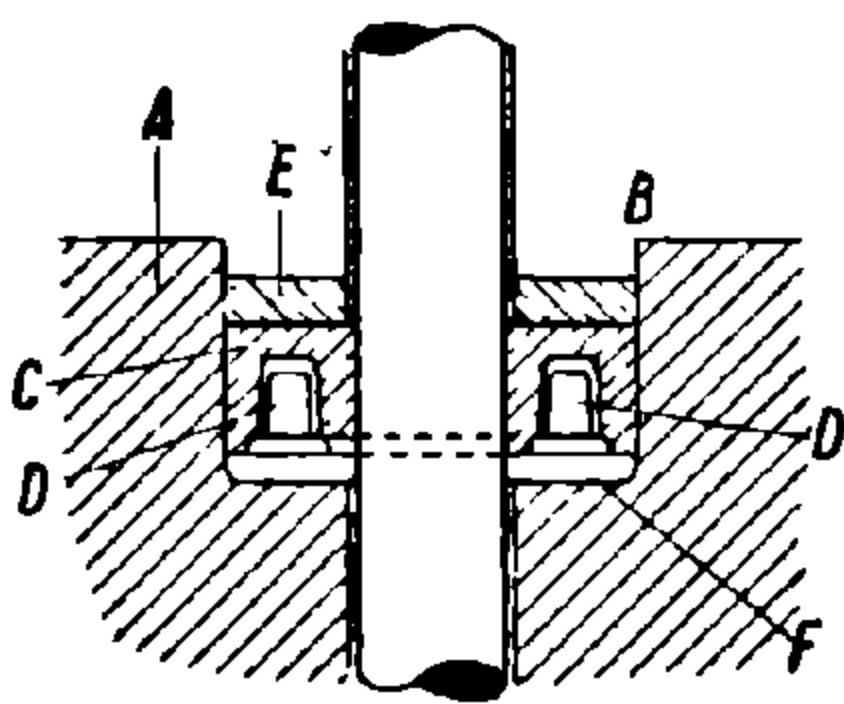
Смазка вертикально-опрокинутых набивочных коробок совершается обыкновенно следующим образом: от масленки, установленной на доступном месте, проведена трубочка, входящая своим концом в неподвижный фланец D набивочной коробки (фиг. 27) Отсюда через трубочку f масло (минеральное) стекает в кольцевой жолоб i , сделанный на нажимной втулке. Чтобы масло не стекало вниз по штоку, устроена небольшая набивочная коробка, в которую вложена слабоскрученная асбестовая пряда, пропиты-

вающаяся маслом и смазывающая шток *T*. Кольцо *K*, поддерживающее зубчатку, служит вместе с тем и крышкой для этой набивки. Набивка *h* кроме главного своего назначения — задерживать смазку и содействовать смазке штока — служит вместе с тем и для того, чтобы задерживать случайные соринки, приставшие к поверхности штока, от попадания их в собственно набивочную коробку.

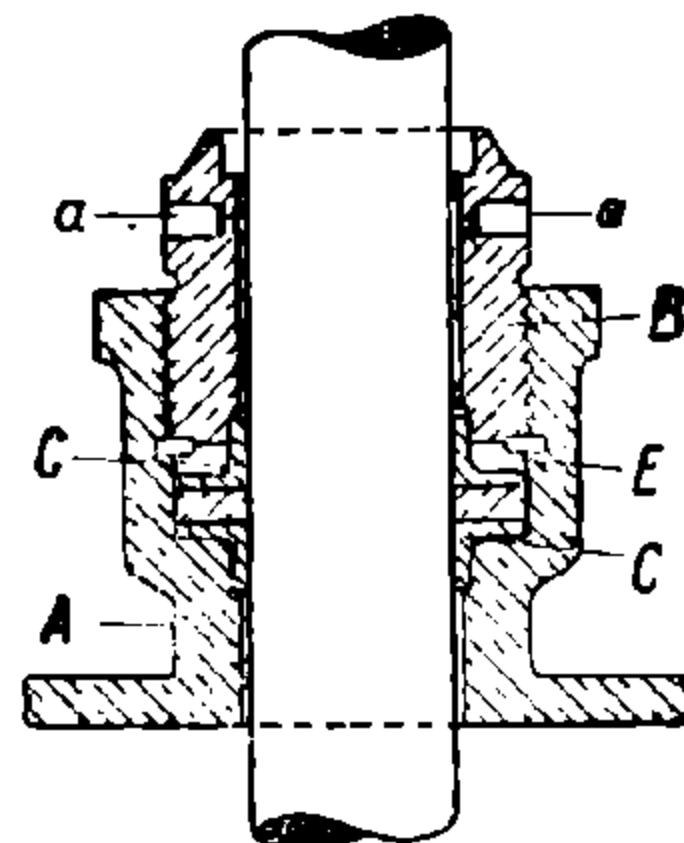
Горизонтальные набивочные коробки смазываются подобным же образом с той лишь разницей, что масленка обыкновенно крепится к нажимной втулке или отлита вместе с ней, затем от масленки проделан канал к подобному же кольцевому уширению вокруг штока.



Фиг. 30.



Фиг. 31.



Фиг. 32.

Чтобы набивка смазывалась возможно равномерно по всей длине набивочной коробки, иногда применяют устройство, показанное на фиг. 29. Внутри набивочной коробки располагают бронзовое кольцо *A*, не прилегающее к штоку и имеющее во внутренней и наружной окружностях жолобы, сообщенные между собой рядом небольших отверстий. В наружный жолоб кольца вводится масло из лубрикатора, ввернутого в нарезанное отверстие *O* в корпусе набивочной коробки. В ц. н. д., где давление пара часто бывает ниже атмосферного, смазка набивки всегда обеспечена вследствие преобладания внешнего давления. В этом случае при устройстве подобного масляного кольца лучше вводить в него не смазку, а пар (или воду, например, при воздушных насосах), который препятствовал бы проникновению воздуха через набивочную коробку.

Для смазки набивочных коробок должно употребляться исключительно минеральное или нефтяное масло.

Набивочные коробки с кожаной набивкой. В тех случаях, когда приходится иметь дело с водой под большим давлением, как, например, при гидравлических установках, материалом для набивки служит исключительно кожа.

Надо различать два рода подобных соединений, смотря по тому, желаем ли мы достигнуть одностороннего или двустороннего уплотнения.

На фиг. 30 — 31 показано устройство набивочных коробок для одностороннего уплотнения и на фиг. 32 — для двустороннего.

На фиг. 30 в набивочную коробку *A* вставлен кожаный воротник *C*, придерживаемый бронзовой прокладкой *D* и нажимной втулкой *B*, оканчивающейся шестигранной гайкой. Давление воды в полости *E* плотно прижимает воротничок к поверхности штока.

На фиг. 31 имеем: *A* — корпус набивочной коробки, *B* — крышка, *C* — кожаный воротник, *D* и *E* — бронзовые прокладки, между которыми зажимается кожа. Давление воды в пространстве *F* плотно прижимает воротник к штоку и стенкам коробки.

Для достижения двусторонней непроницаемости устраивают два воротника, как показано на фиг. 32: *A* — корпус набивочной коробки, *B* — на-

жимная крышка (a — гнезда для пальцев ключа), C — кожаные воротнички; E — бронзовые прокладки.

Золотниковая коробка и пролеты. Форма золотниковых коробок зависит от формы золотников и бывает или коробчатая или цилиндрическая. Отливаются они всегда вместе с корпусом цилиндра и только иногда, при очень больших размерах, делаются отдельно и крепятся к цилиндру на болтах.

Золотниковые коробки прямоугольной формы для достаточной крепости нуждаются в устройстве внутренних и наружных ребер.

Для сообщения золотниковой коробки с цилиндром, а также для отвода отработавшего пара из цилиндра служат каналы прямоугольного сечения, называемые пролетами. При каждом цилиндре таких пролетов обыкновенно бывает три: по одному паровпускному, по которому происходит и обратный выпуск пара из цилиндра, для каждой полости и одному общему — только выпускному — для обеих полостей. Первые два пролета вместе с соответствующими зазорами между поршнем и крышкой и между днищем и поршнем при крайних его положениях образуют в цилиндре вредное пространство, тогда как пролет отработавшего пара и золотниковая коробка следующего цилиндра образуют ресивер.

Пролеты ограничены почти плоскими стенками, ввиду чего непременно нуждаются в добавочном креплении ребрами. Ребра эти направлены вдоль пролетов и связывают стенки пролетов между собой, а также и с днищем и с корпусом цилиндра. Для облегчения в них могут быть сделаны вырезы.

При такой сложности, какую представляет собой отливка цилиндра, можно ожидать, что даже при соблюдении всех предосторожностей все же могут проявляться добавочные натяжения в различных частях отливки от неравномерного охлаждения, в особенности в частях, имеющих сравнительно небольшое поперечное сечение и, следовательно, быстро остывающих.

Это послужило к тому, что вдобавок к ребрам плоские стенки паровпускных пролетов скрепляют еще стальными нарезанными болтами, ввернутыми наглухо в корпус цилиндра.

Форма паровых окон. При плоских золотниках устье пролета (паровое окно) в золотниковой коробке имеет прямоугольную форму с слегка закругленными углами.

При цилиндрических же золотниках оно состоит из ряда окон, расположенных по цилиндрической поверхности золотниковой коробки, имеющих в развертке вид трапеций, параллелограмов или треугольников (фиг. 14).

Подобная форма окон обуславливает более равномерное изнашивание набивочного кольца у золотника и его непроницаемость на более продолжительное время, а также исключает возможность попадания набивочного кольца в пролет.

Какого бы вида ни были окна, кромки их всегда должны быть слегка закруглены, дабы при движении золотника не отрывались частицы металла, могущие нанести трущимся частям существенный вред.

Рабочая поверхность золотниковой коробки. Часть золотниковой коробки, на которой начинаются пролеты и по которой движется золотник, называется рабочей частью золотниковой коробки, скользящей поверхностью золотниковой коробки, или иногда зеркальной поверхностью, или просто золотниковым зеркалом.

Самые устья пролетов носят название окон; длина их измеряется по направлению движения золотника по оси цилиндра, ширина — в направлении перпендикулярном.

Рабочая часть золотниковой коробки должна готовиться из материала, хорошо сопротивляющегося изнашиванию, каким является мелкозернистый чугун.

Если паровой цилиндр отлит из мягкого серого чугуна, что бывает при наличии отдельной рабочей части, то золотниковая коробка должна иметь и свою отдельную рабочую часть. Когда же цилиндр отливается из более твердого чугуна, что бывает при отсутствии паровой рубашки или же при отливке рабочей части и корпуса цилиндра заодно, то и золотниковую коробку отдельной рабочей частью не снабжают.

Устройство и крепление отдельных рабочих частей показаны на фиг. 14, 15 и 16.

Крепление плоской рабочей части *B* к корпусу *A* золотниковой коробки (фиг. 20) совершается обыкновенно помощью небольших бронзовых шурупов *C*, вполне утопленных в доску *B*. Образовавшиеся выемки содействуют улучшению смазки, задерживая ее. Чтобы устранить возможность отвертывания шурупов *C* от сотрясений, имеются шпилечки, ввернутые в доску *B* и входящие в полуцилиндрические выемки в головках этих шурупов.

Представленная на фиг. 19 цилиндрическая рабочая часть *B* помещается в корпусе золотниковой коробки *A* между заплечиком *D* и железным кольцом *C*. Кольцо *C*, прикрепленное к корпусу золотниковой коробки болтиками *d*, служит вместе с тем и для удержания асбестовой набивки, помещаемой для непроницаемости соединения в кольцевую выемку *E*.

Рабочая часть золотниковой коробки должна быть хорошо пригнана к золотнику. При цилиндрических золотниках это достигается тщательной обточкой и притиркой, а при плоских—обстрагиванием и пришабриванием, хотя иногда ограничиваются и тем, что выстрагивают золотник в одном направлении, а рабочую часть в перпендикулярном направлении.

Материалом для рабочей части чаще всего служит твердый мелкозернистый чугун, но встречается также и фосфористая бронза—металл чрезвычайно твердый. В наиболее употребительном составе этой бронзы содержится: 90 частей красной меди, 8,5 части олова и 1,5 части фосфора.

Крышка золотниковой коробки. Золотниковые коробки закрываются крышками, которые сообразно форме золотниковой коробки бывают прямоугольные или круглые. На внутренней стороне золотниковой крышки против спинки золотника устраивается обработанная поверхность для компенсатора.

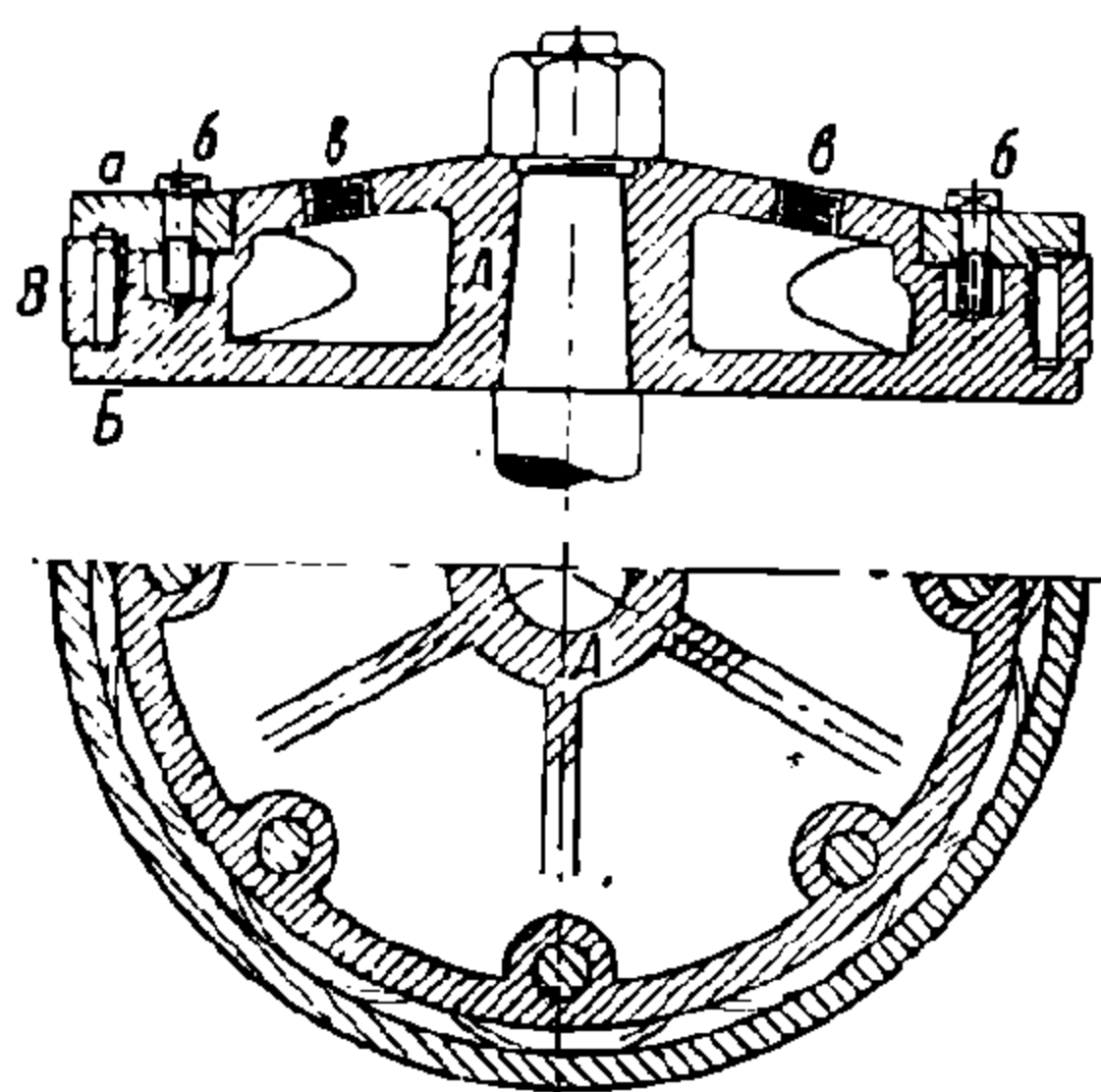
8. ПОРШНИ ПАРОВЫХ МАШИН

Назначение и устройство поршня. Поршень имеет назначением воспринимать на себя давление пара в цилиндре и посредством штока передавать его шатуну, преобразующему с помощью кривошипа прямолинейно-возвратное движение штока и поршня в непрерывно-вращательное движение вала.

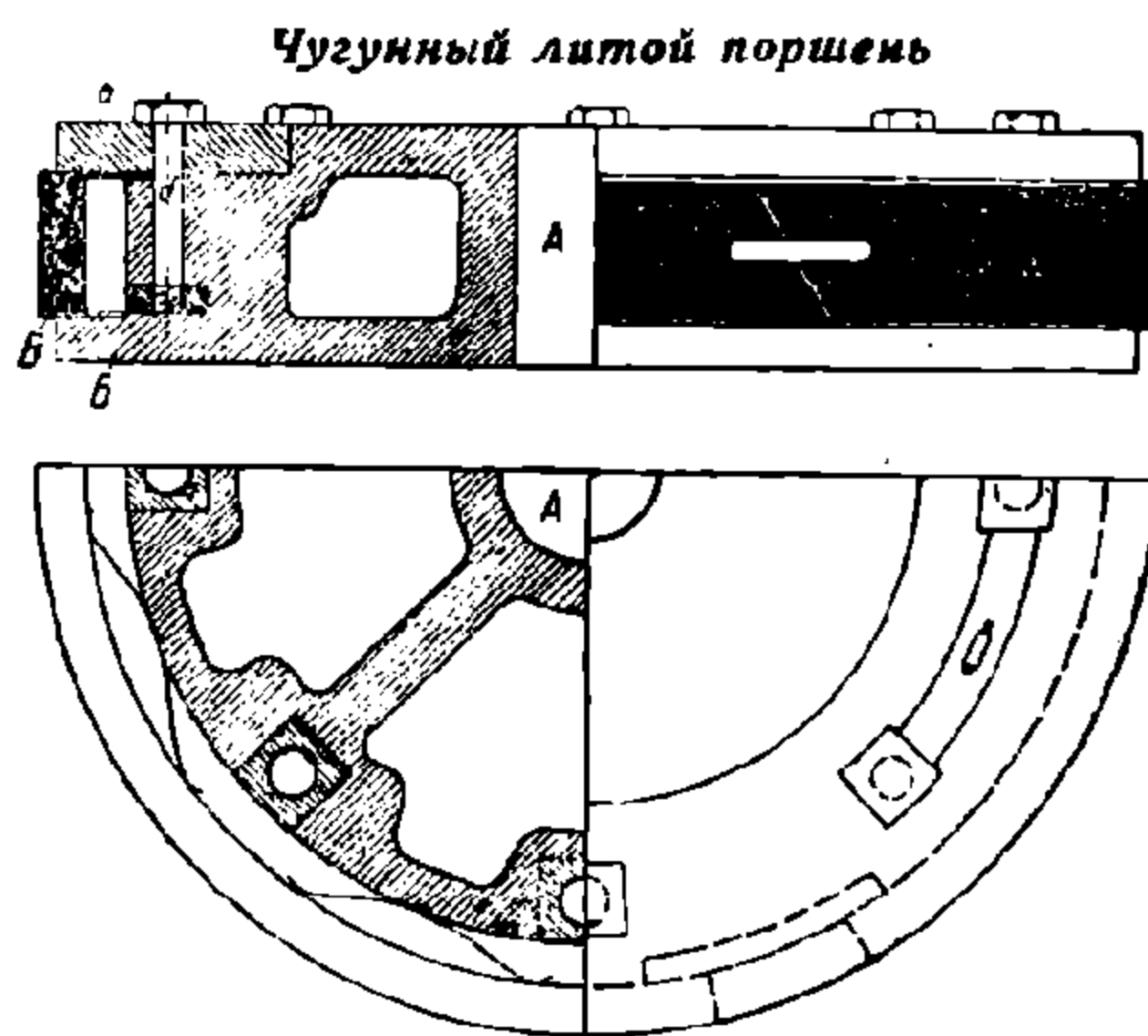
Поршень состоит из тела поршня, соединенного посредством гайки, со штоком набивочных или поршневых колец и крышки поршня; кроме того, для развода набивочных колец иногда употребляются распорные пружины.

Тело поршня. Поршни отливаются из чугуна или стали, а когда требуется от поршней особенная крепость и в то же время легкость, их штампуют из стали. Чугунные поршни (фиг. 33) отливаются пустотелыми со скрепляющими радиальными ребрами. Центральная часть *A* поршня, в которой крепится головка штока, называется ступицей, а выступающая по нижней окружности часть *B* закраиной, на которую ставится набивочное кольцо *B*. Набивочное или поршневое кольцо прикрыто сверху другим кольцом *a* (фиг. 33а), называемым крышкой поршня; последняя болтами *b*

крепится к поршню. Формовочные отверстия *в* (фиг. 33), для вынимания шпичечной земли после отливки, заделаны железными пробками на резьбе со стопорными приспособлениями, чтобы пробки не могли выскочить и быть причиной поломок машин. Чаще всего с этой целью ввинчивают по окружности пробки три шурупчика, которые частью входят в тело пробки, частью в тело поршня и таким образом препятствуют вывинчиванию пробки.



Фиг. 33.



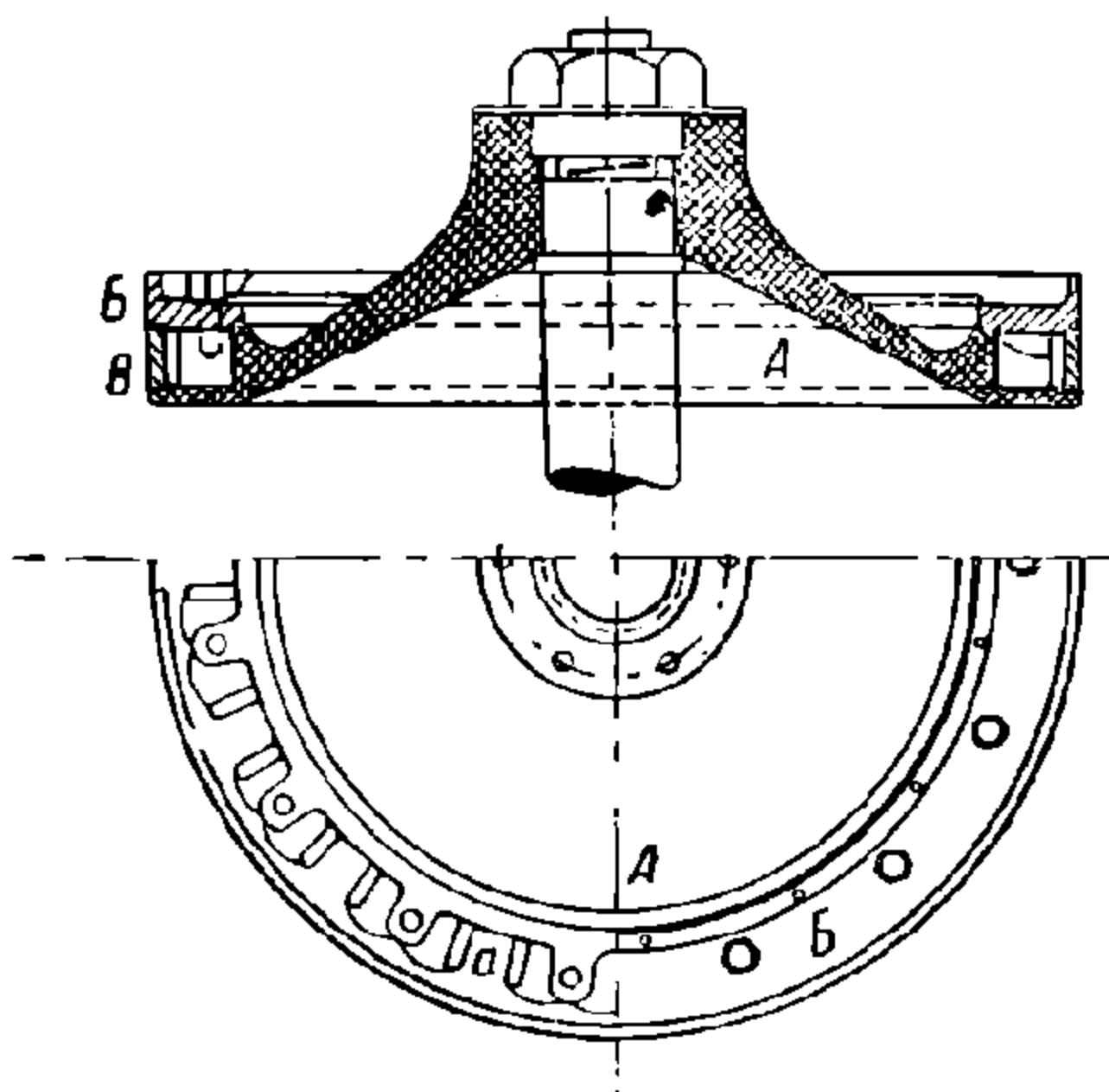
Фиг. 33а.

Стальные поршни отливают или штампуют без внутренней пустоты; для прочности им обычно придают коническую форму.

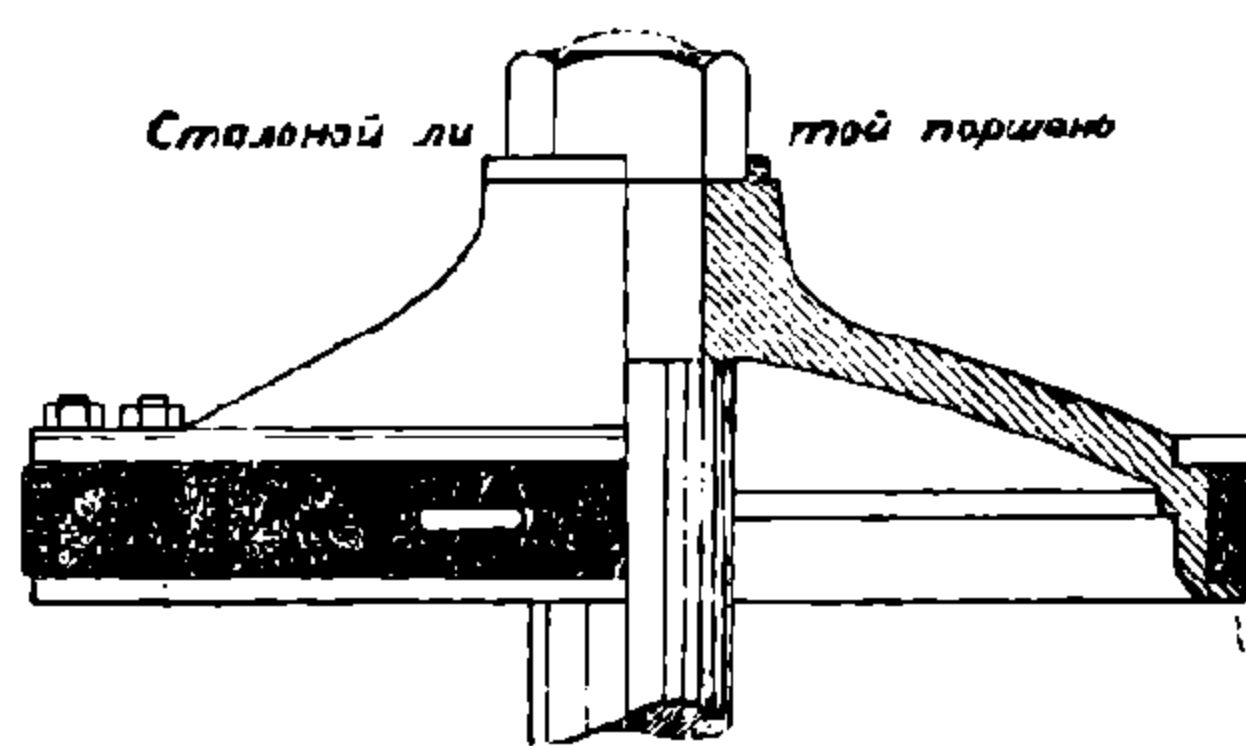
На фиг. 34 и 34а представлен в разрезе и плане стальной поршень. Здесь *А* — тело поршня, *В* — набивочное кольцо и *Б* — крышка поршня.

Набивочные кольца. Для того чтобы обеспечить плотность и непроницаемость вдоль стенки цилиндра, поршень обыкновенно снабжается

металлическим набивочным кольцом, плотно прилегающим к стенкам цилиндра и исполняющим роль набивки. Тело поршня обтачивается по диаметру, немного меньшему, чем диаметр цилиндра, для того чтобы со



Фиг. 34.



Фиг. 34а.

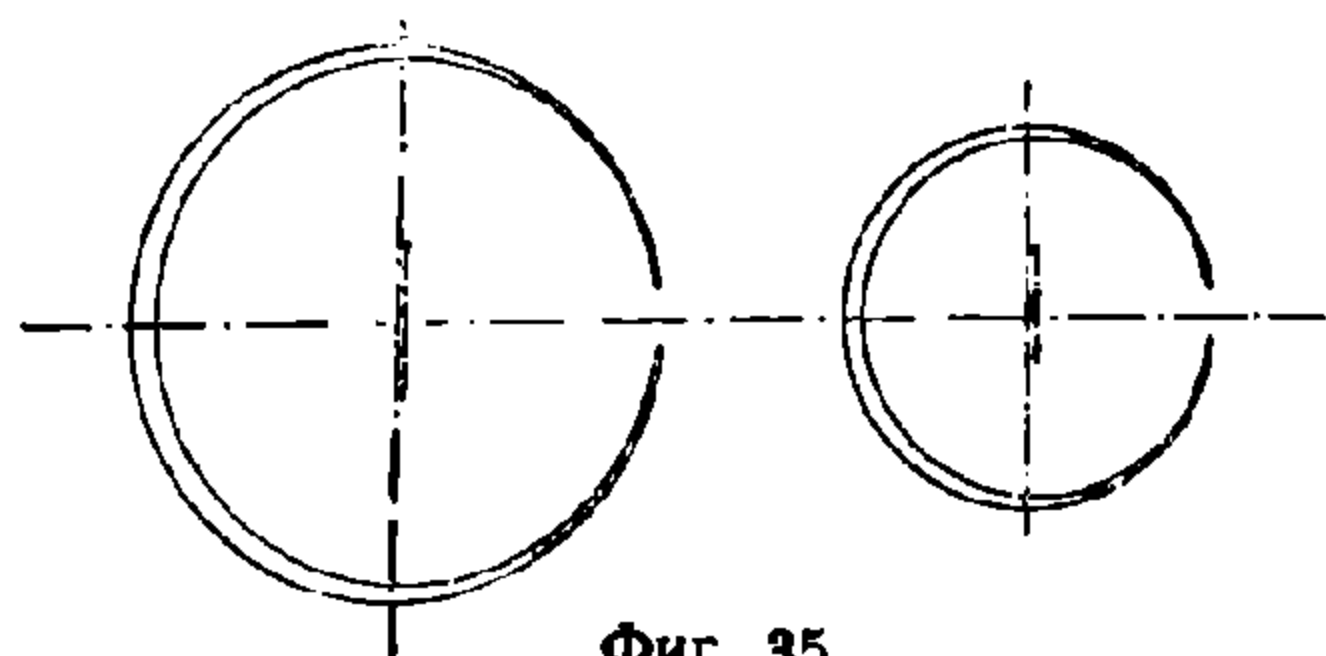
стенками цилиндра соприкасалось только набивочное кольцо во избежание изнашивания поршнем стенок цилиндра.

Набивочные кольца должны быть изготовлены из материала более мягкого, чем вставная поверхность цилиндра, чтобы изнашивалась не она, а сами кольца, смена которых проще и стоит несравненно дешевле. Набивочные кольца отливаются из самого мягкого чугуна.

Набивочные кольца работают или непосредственно собственной упругостью (самопружинящие кольца) или между ними и телом поршня вставляются распорные пружины, своей упругостью разжимающие кольцо.

Набивочные кольца отливаются всегда цельными; большей частью отливается сразу болванка, которая затем обтачивается по диаметру, немного большему, чем диаметр цилиндра, и разрезается на столько отдельных частей, сколько должно быть набивочных колец.

Из цельного набивочного кольца, обточенного, как выше было сказано, вырезают, учитывая температурные влияния, кусок такой величины,



Фиг. 35.

чтобы получившийся диаметр кольца после вторичной обточки равнялся диаметру цилиндра.

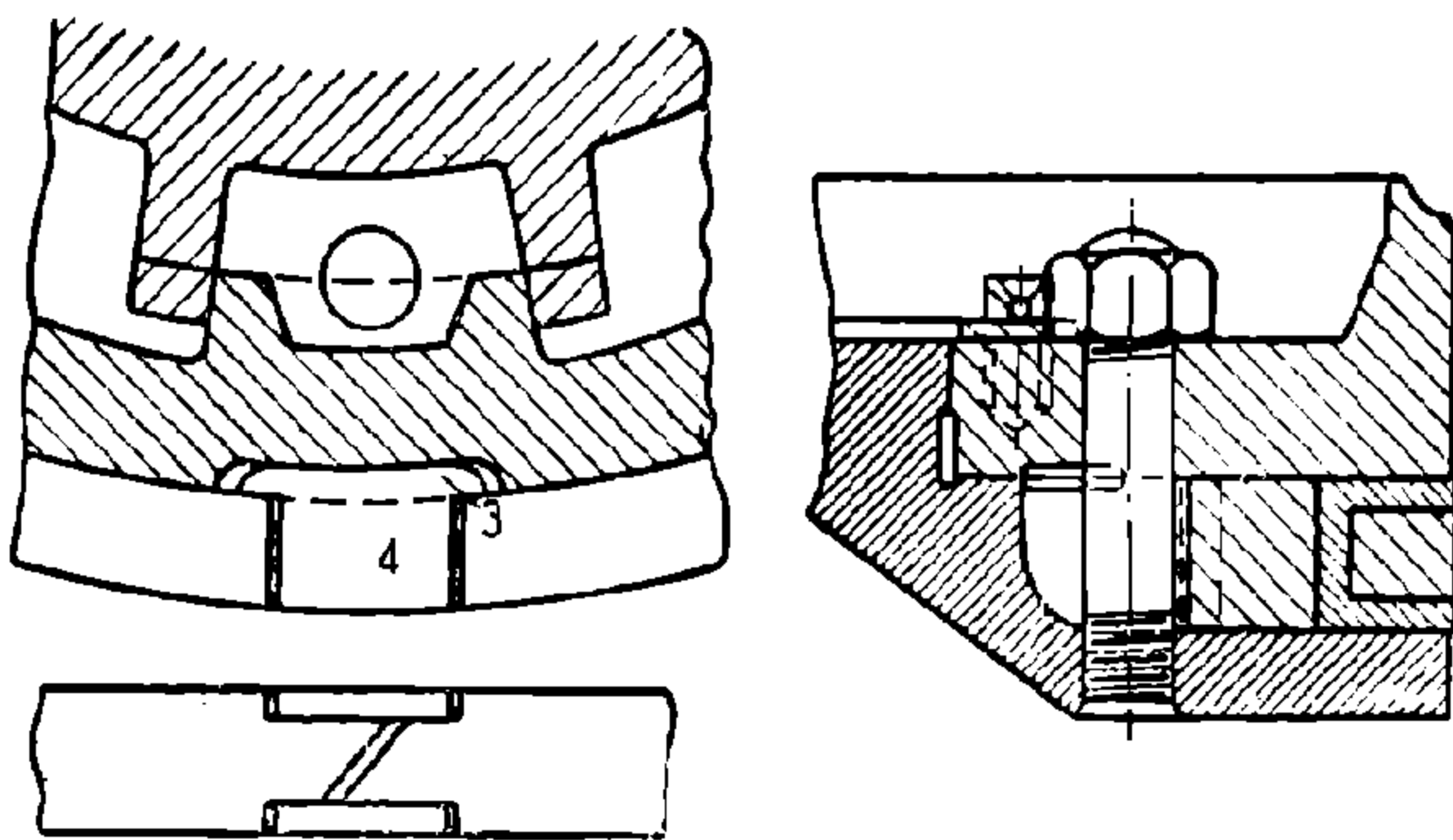
Если, сведя концы разрезанного кольца, предоставить его вновь самому себе, то оно будет разжиматься вследствие собственной упругости, стремясь принять первоначальный диаметр, по которому было обточено.

Таким образом, если мы, сжав вплотную концы кольца, надетого на поршень, введем его с поршнем в цилиндр, оно будет разжиматься и сделает соединение непроницаемым.

Чтобы увеличить упругость самопружинящихся набивочных колец, их иногда делают неравной толщины (фиг. 35), а именно толще в части, противоположной разрезу.

Замок поршневого кольца. Если в поршне находится только одно разрезанное наискось набивочное кольцо, то, чтобы пар не проникал в месте его разреза, устраивают особое приспособление, называемое замком набивочного кольца (фиг. 36, 37 и 38).

Замок, показанный на фиг. 37, состоит из тонкой планки 3, прикрепленной в месте разреза изнутри кольца; планка эта имеет язычок 4, которым входит в сделанный по окружности кольца сквозной вырез; пригнанные друг к другу соприкасающиеся плоскости язычка и выреза мешают пару проникать вдоль поршня. Один конец планки крепится неподвижно заклепками к концу набивочного кольца, другой же благодаря изменению величины разреза при расширении кольца должен иметь некоторое относительное передвижение, поэтому дыры для крепительных болтиков делают продолговатыми, и конец кольца может слегка скользить по замку при расширении.



Фиг. 36.

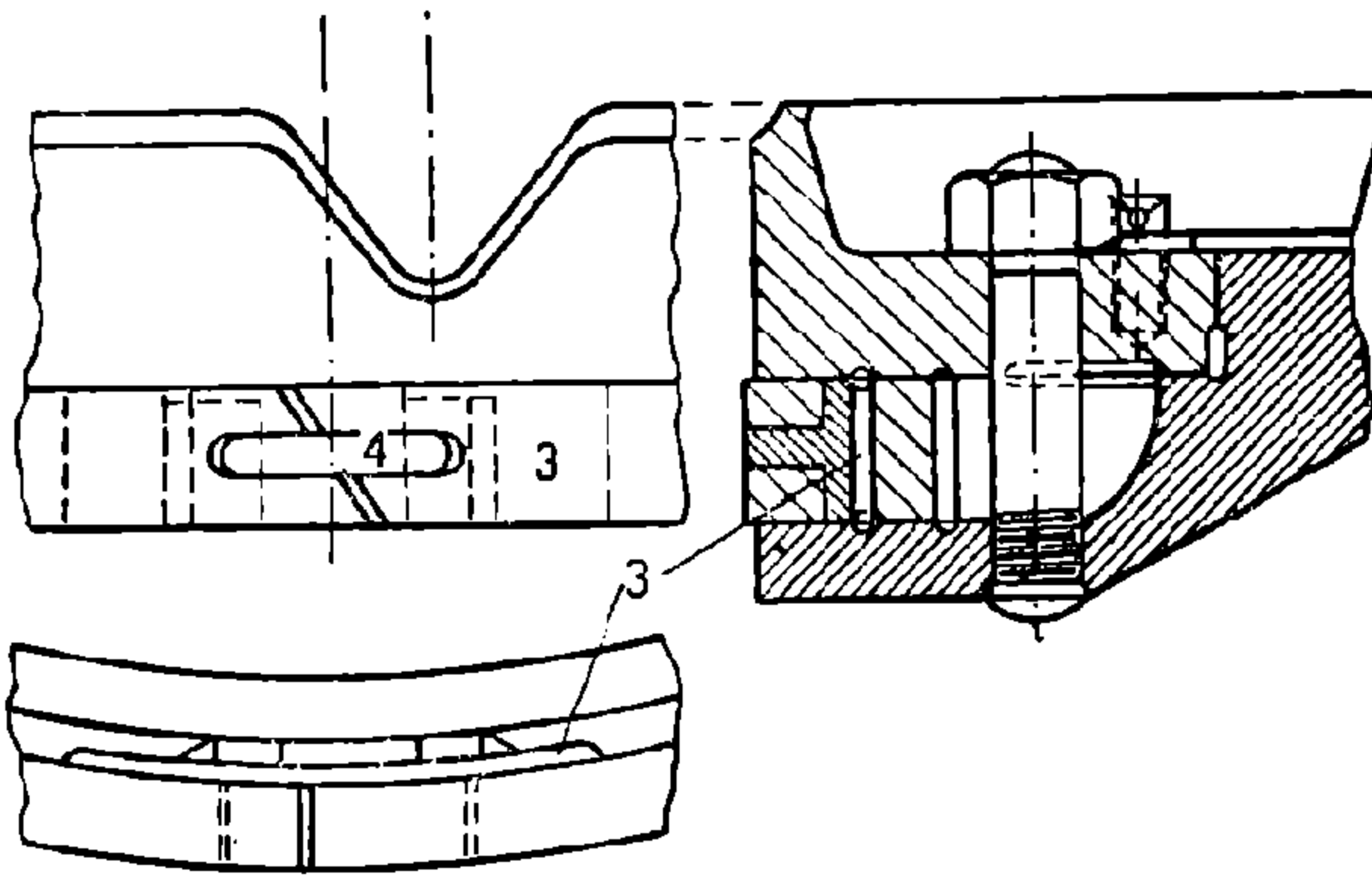
У небольших набивочных колец форма стыков иногда делается, как показано на фиг. 39, замка в этом случае не требуется.

Распорные пружины. Чтобы набивочное кольцо плотно прилегало к стенкам цилиндра и обеспечивало собой паронепроницаемость, его распирают равномерно по внутренней окружности распорными пружинами, помещая их между поршнем и набивочным кольцом.

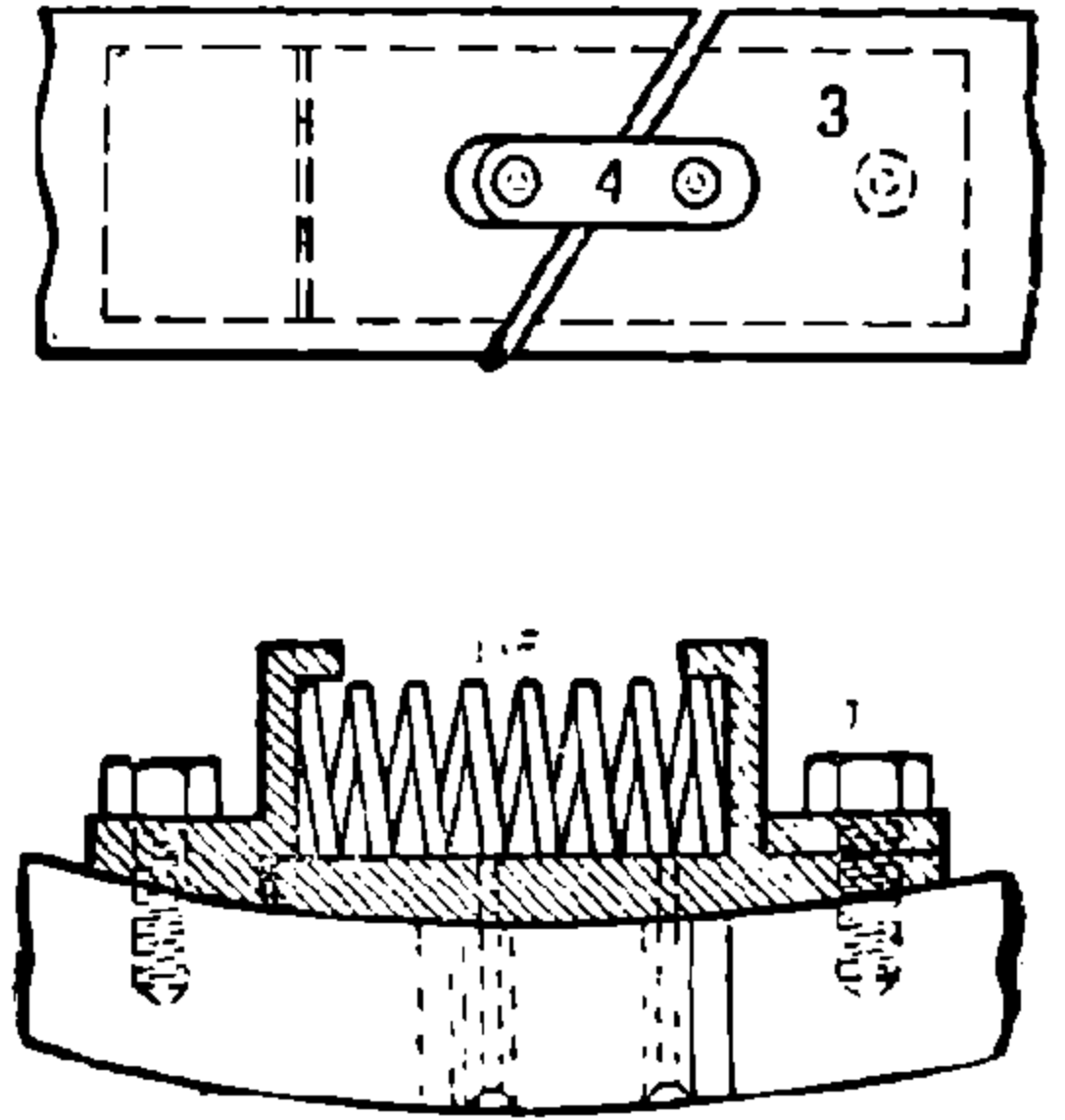
Распорные пружины бывают различного устройства, или отдельно действующими, передавая свое давление по радиусам, или же представляют собой непрерывную свернутую в кольцо пружину, действующую сразу на всю внутреннюю поверхность набивочного кольца; по типу же своему они разделяются на рессорные, спиральные и ленточные.

Распорные пружины бывают различного устройства, или отдельно действующими, передавая свое давление по радиусам, или же представляют собой непрерывную свернутую в кольцо пружину, действующую сразу на всю внутреннюю поверхность набивочного кольца; по типу же своему они разделяются на рессорные, спиральные и ленточные.

Рессорные пружины представляют собой отдельные плоские, согнутые в дугу, стальные пружины и употребляются обыкновенно при чугунных поршнях (фиг. 40).



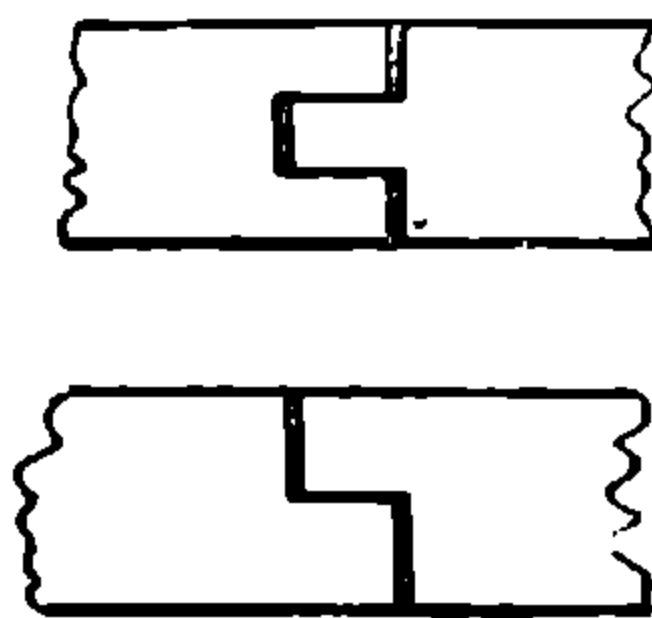
Фиг. 37.



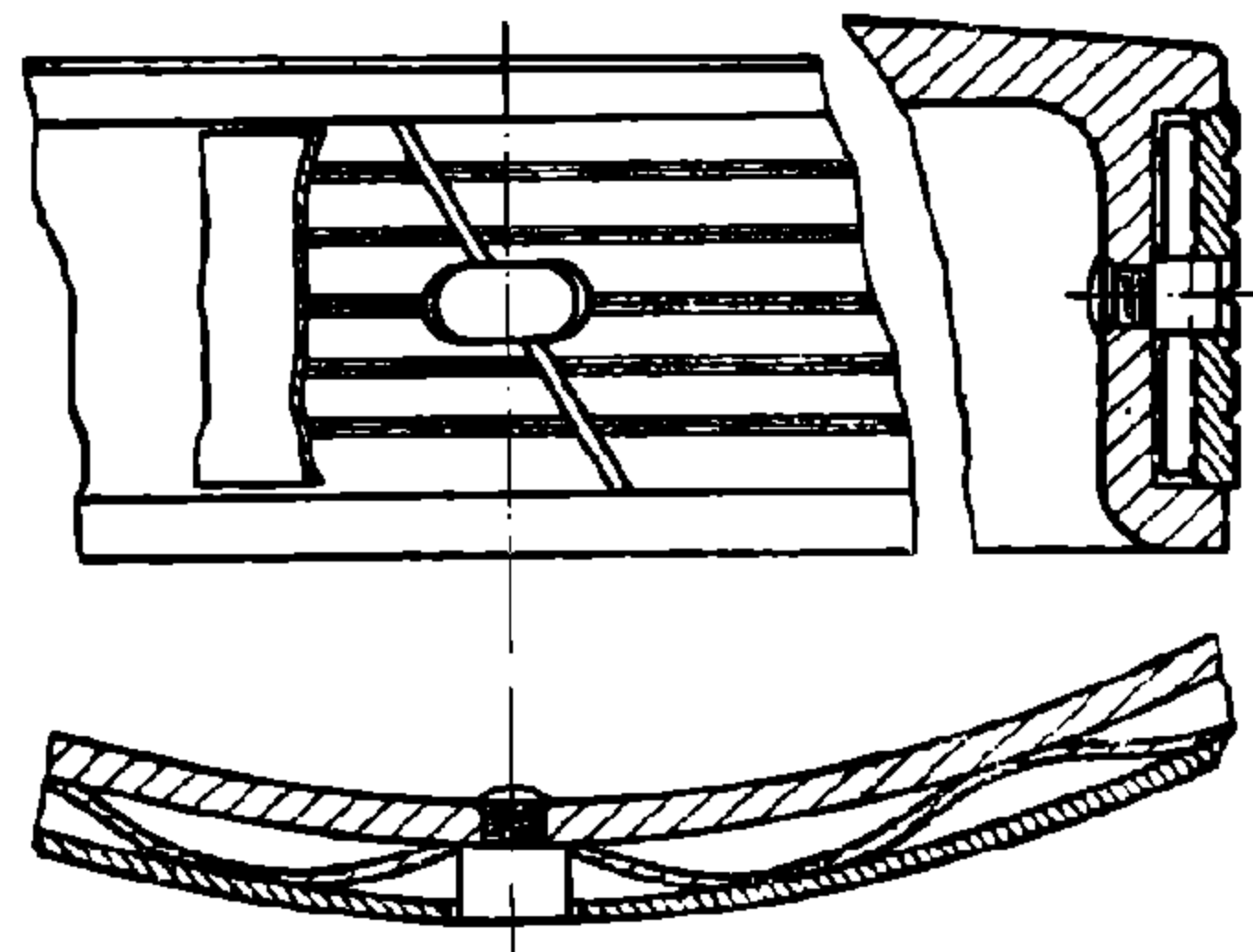
Фиг. 38.

Чтобы пружины не могли скользить по окружности, они иногда крепятся особыми болтиками к телу поршня или же помещаются между выступами для болтов, крепящих крышку поршня.

Рессорные пружины обладают тем недостатком, что быстро теряют свою упругость и набивочное кольцо начинает неравномерно прилегать

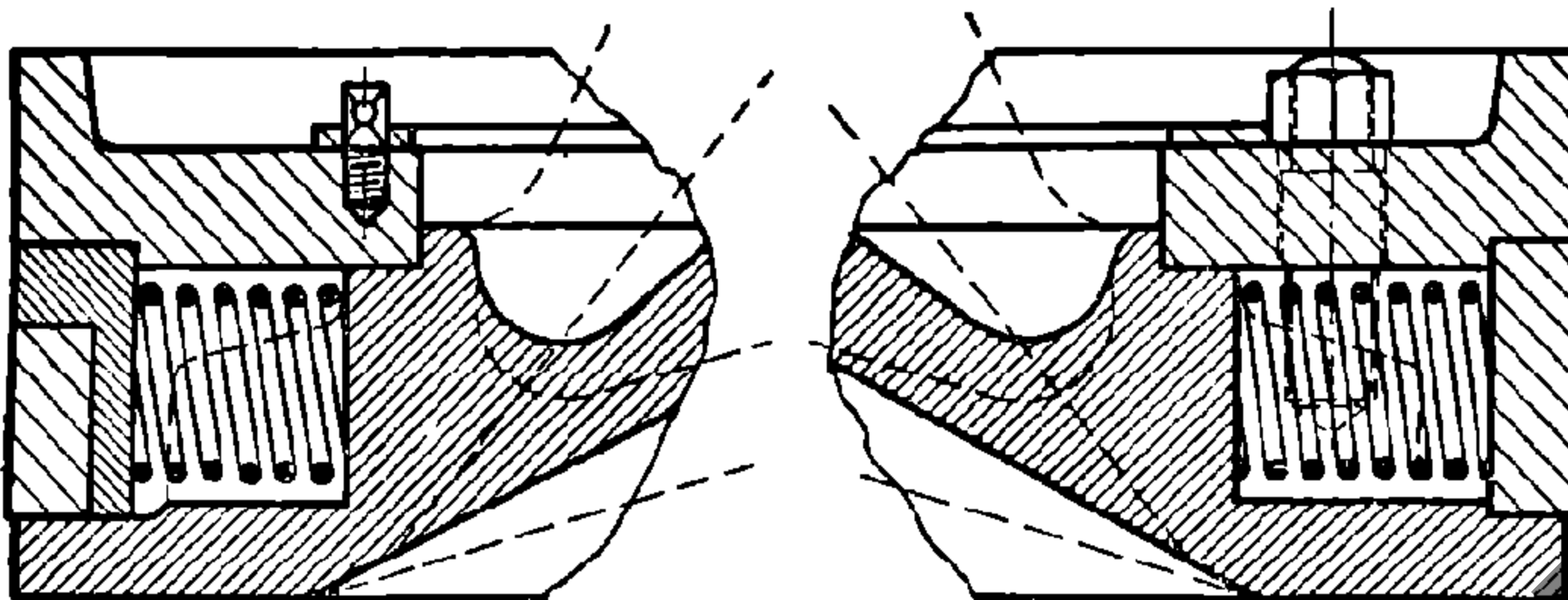


Фиг. 39.



Фиг. 40.

к стенкам цилиндра, от чего происходит быстрое его изнашивание, а иногда даже и разработка поверхности цилиндра.



Фиг. 41.

НГБ
ДНУЖТ

Большей упругостью обладают отдельные спиральные пружины. Подобная пружина представлена на фиг. 41. Каждая спиральная пружина помещается в гнезде между двумя ребрышками, предохраняющими ее от бокового сдвига. Так как каждая спиральная пружина занимает по окружности поршня гораздо меньше места, чем рессорная, то спиральных пружин при том же диаметре поршня помещается больше, а следовательно, и набивочное кольцо распирается по окружности более равномерно.



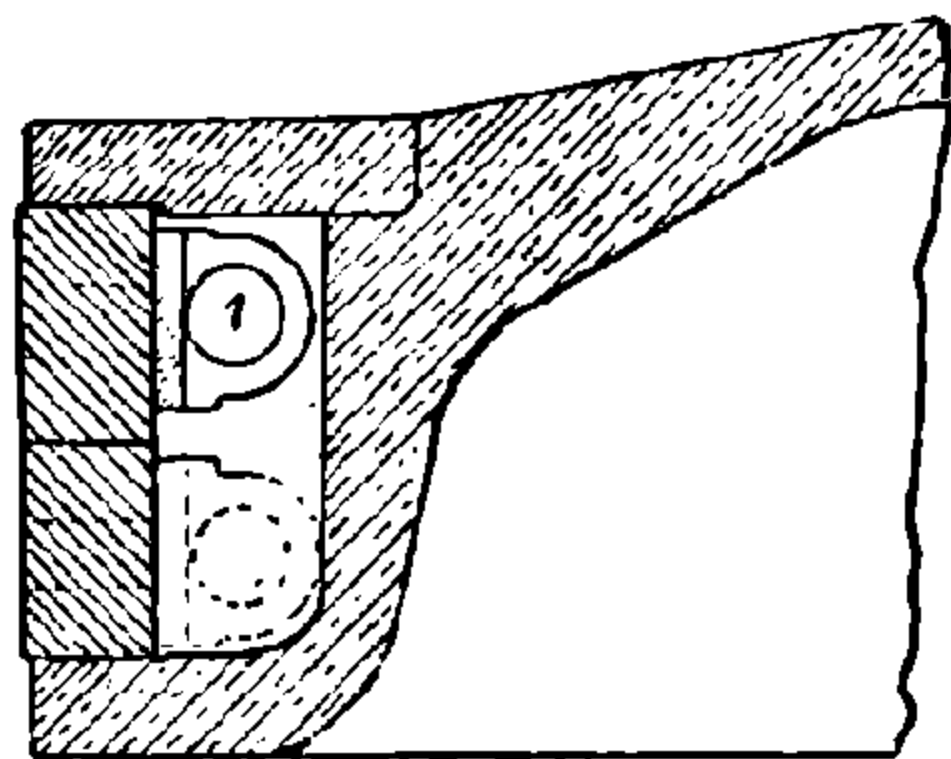
Фиг. 42.



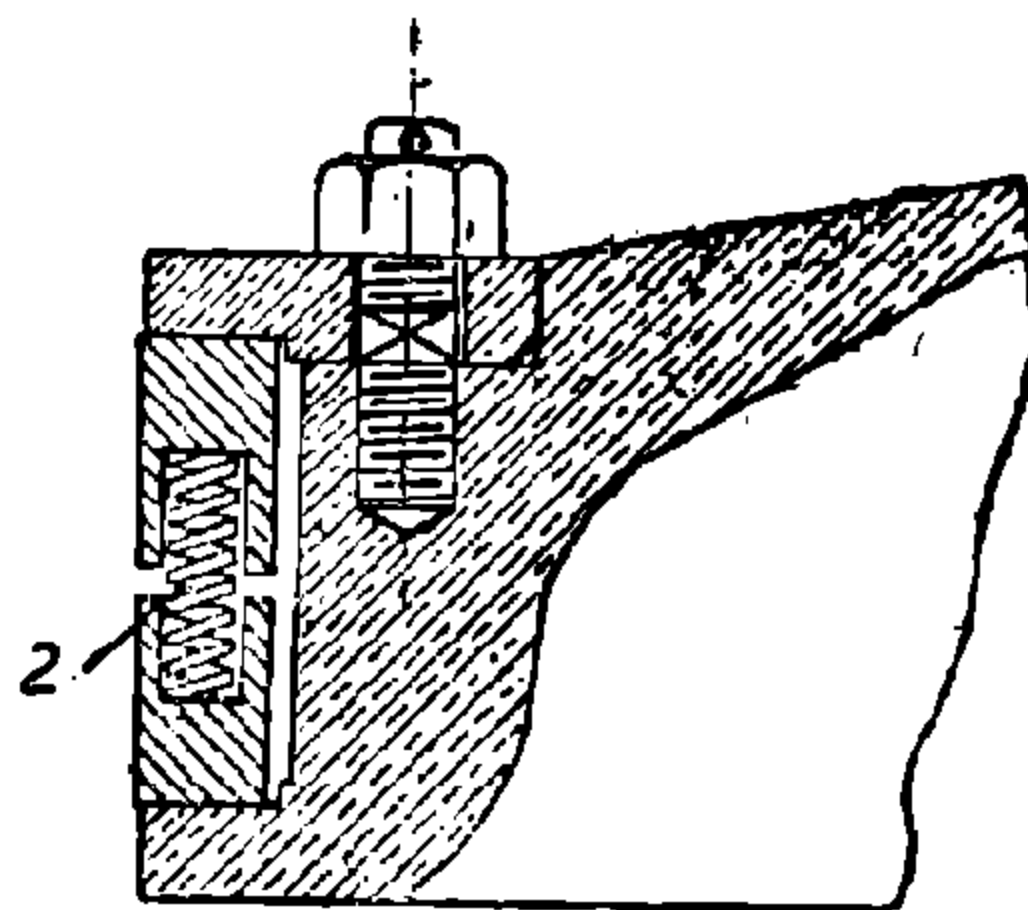
Фиг. 43.

Еще лучше действуют волнистые непрерывные пружины, расширяющие набивочное кольцо по всей окружности; такая пружина представляет собой плоскую волнообразную пружину, свернутую в кольцо такого диаметра, чтобы оно помещалось между телом поршня и набивочным кольцом. Пружины эти бывают цельными или состоят из 2—3 частей. Преимущество их в том, что они более равномерно дают на набивочное кольцо. Часть горизонтального разреза поршня с такой пружиной, состоящей из волнообразной ленты, представлена на фиг. 42.

У горизонтальных и наклонных машин, чтобы предотвратить смятие распорных пружин, лежащих в нижней части поршня, и оседание поршня,



Фиг. 44.



Фиг. 44а.

происходящее от его веса; самые нижние распорные пружины вынимаются, и между телом поршня (фиг. 43) и набивочным кольцом кладутся прокладки.

Разрезанные по высоте поршневые кольца (вертикальных машин). При долгой работе поршня изнашивается не только наружная боковая поверхность набивочного кольца, но и узкие кромки тела поршня, между которыми кольцо первоначально плотно входило, от этого в мертвых точках бывает постоянный стук.

С целью избежать этого употребляется набивочное кольцо, разрезанное горизонтально на две половины — верхнюю и нижнюю, с распорными пружинами такого устройства, которое прижимает их не только к стенкам цилиндра, но также вверх и вниз — к закраине и крышке поршня.

Такое устройство представлено на фиг. 44а, где изображена часть поршня, имеющего два набивочных кольца, лежащих одно на другом, в обоих кольцах устроены равномерно расположенные по окружности гнезда, в которые вставлены спиральные пружины, способствующие постоянному плотному соприкосновению верхнего кольца с крышкой поршня, а нижнего с закраиной поршня.

Более усовершенствованное устройство представляет собой поршень, показанный на фиг. 45. Здесь набивочное кольцо разрезано на две части, а изнутри вверх и внизу у него сделаны наклонные запле-

ная ленточная пружина 2 имеет трапециoidalное сечение и, стремясь развернуться, давит не только в бок, но также на наклонные заплечики, разжимая обе половины набивочного кольца к крышке и закраине поршня.

Крышка поршня (нажимное кольцо). Чтобы набивочное кольцо и пружины держались на своих местах в поршне, они покрываются сверху крышкой, которая лежит на теле поршня, крепясь к нему болтами; иногда вместо болтов употребляются шпильки, проходящие все тело поршня и расклепанные снизу.

Болты, крепящие крышку, при чугунном поршне не ввертываются непосредственно в чугун, но в особые бронзовые ввертыши (фиг. 33), которые или сидят на резьбе в теле поршня, или вставлены в виде вкладыша (фиг. 33а). Вывернуть болты из чугуна, когда они прикипят и заржавеют, очень трудно; они скорее ломаются, чем отдаются.

Стопорное кольцо и планка. Очень важно, чтобы во время работы ни один болт крышки поршня не отдался, так как от этого могут произойти остановка и поломка машины. С этой целью головку каждого болта снабжают особой стопорной планкой или же предохраняют головки всех болтов от отдачи общим стопорным кольцом. Первый способ показан на фиг. 37; как видно, к одной из граней головки болта прилегал стопорная планка, прикрепленная к телу поршня шурупчиком.

Стопорное кольцо показано на фиг. 41; оно плотно прилегает к тем боковым граням головок болтов, которые обращены к центру поршня, и таким образом препятствует их отвертыванию. Иногда в стопорном кольце делаются угловые вырезки, в которые входит двумя гранями каждая головка болта. Стопорное кольцо крепится отдельными болтиками.

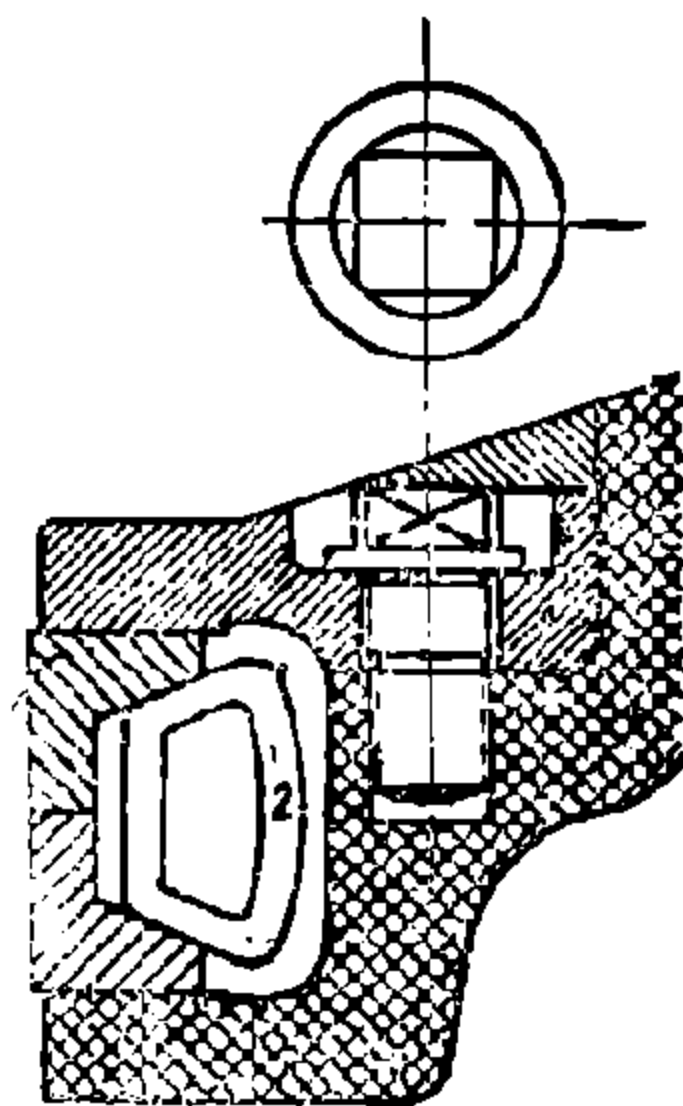
Пригонка и установка набивочных колец. Для паронепроницаемости поршня необходимо, чтобы набивочное кольцо прилегало плотно не только к стенкам цилиндра, но и к крышке и закраине поршня.

Плотное соприкосновение между кольцом и стенками цилиндра достигается тщательной обточкой и полировкой наружной поверхности кольца и рабочей части цилиндра. Для плотного же соприкосновения колец между собой и с крышкой и закраиной поршня нельзя ограничиваться одной лишь обточкой этих поверхностей, их надо еще притереть друг к другу.

Как бы тщательно ни велась обточка, на обтачиваемой поверхности всегда остаются небольшие бороздки от резца. Эти бороздки с течением времени сглаживаются, но зато между соприкасающимися поверхностями появляется слабина, влекущая за собой дальнейшее еще большее изнашивание как от ударов, так и от разъедания этих поверхностей попадающими между ними смазкой и паром.

Поэтому в тщательно построенных машинах никогда не ограничиваются одной лишь обточкой, но притирают еще соприкасающиеся поверхности между собой.

Для притирки набивочного кольца к закраине поршня или к другому набивочному кольцу, если их два, поступают следующим образом: стягивают набивочное кольцо бугелем, проложив предварительно между ними какую-нибудь мягкую прокладку, дабы не исцарапать наружной поверхности кольца, затем с помощью ручек, приделанных к бугелю, вращают кольцо, держа его все время плотно прижатым к закраине. Когда притирка будет закончена, то подобным же образом притирают к набивоч-



Фиг. 45.

ному кольцу и крышку поршня. Крышка одновременно притирается и к корпусу поршня.

Когда закончена притирка, то приступают к сборке поршня. Сборку можно производить или вне цилиндра или же на месте. В последнем случае она упрощается, так как введение собранного поршня в цилиндр вообще затруднительно. Когда поршень собирается в цилиндре, то сначала вводят набивочное кольцо, для чего оно стягивается особым бугелем высотой не более половины высоты кольца. После установки кольца ставят замок и распорные пружины, а затем уже крышку поршня, у которой болты зажимаются доотказа.

Весьма важно, чтобы набивочное кольцо не было зажато крышкой. При сборке вне цилиндра в этом легко убедиться непосредственным надавливанием на кольцо. При сборке же внутри цилиндра должна быть, во всяком случае до ввода, на поршень надета крышка и особым калибром измерен зазор между ней и закраиной поршня, и высота зазора должна быть как раз равна высоте набивочного кольца, которую также проверяют калибром.

Для установки набивочного кольца необходимо обращать внимание на то, чтобы в месте разреза оставался зазор между концами кольца. Кроме того, необходимо всегда так устанавливать набивочные кольца, чтобы места их разреза не приходились против пролета.

Для устранения возможности перемещения кольца по окружности поршня пользуются или замками, или же в закраину поршня ввертывают небольшие шпильки, входящие в отверстие тела кольца. Отверстия эти должны быть овальные, чтобы они не препятствовали движению кольца в плоскости, перпендикулярной к оси поршня.

Набивочное кольцо при положении машины на мертвой точке не должно много переходить за кромки рабочей части цилиндра. Достаточно, если оно будет выдаваться за край кромки рабочей части цилиндра на величину от 1 до 3 мм. В противном случае вследствие значительного по сравнению с упругостью пружин давления пара на выступающую часть набивочного кольца будут происходить при концах хода поршня удары набивочного кольца о рабочую часть, вызывая порчу притертых поверхностей, утечку пара и даже возможно, если и не поломку кольца, то поломку распорных пружин.

Испытание поршневой набивки. По истечении некоторого времени работы машины можно, осмотрев рабочую часть цилиндра и поверхность набивочного кольца, судить по виду их, насколько прилегание кольца плотно и в каких местах требуется подправка для улучшения соприкосновения.

Такой осмотр, однако, не дает возможности убедиться в непроницаемости всего набивочного устройства. Для последней цели его подвергают следующим двум испытаниям:

1. **Проба водой, т. е. в холодном состоянии.** В этом случае устанавливают машину на одной из мертвых точек, закрывают золотником пролет в эту полость и подпирают его снаружи, чтобы препятствовать ему отойти от рабочей поверхности. После этого заполняют полость цилиндра водой и поднимают помощью ручного пресса давление в ней до действительного давления рабочего пара в данном цилиндре. Тогда непосредственным осмотром из другой полости можно легко убедиться в плотности соприкосновения.

2. **Проба паром, т. е. в горячем состоянии.** Эта проба ставит набивочное кольцо в условия, уже более подходящие к его действительной службе. Машину устанавливают на одну из мертвых точек; золотник в этом положении открывает соответствующий пролет для впуска, через который пар и попадает в полость цилиндра. Так как здесь непосредственным

осмотром убеждаться невозможно, то приходится лишь судить о плотности по количеству пара, проникающего через набивку поршня в другую полость, открывая один из кранов этой полости, например, индикаторный.

Непроницаемость набивки улучшается во время движения поршня.

9. ШТОКИ ПОРШНЕЙ

Движение поршня передается остальному механизму при посредстве штока; поэтому он должен быть достаточно прочен, чтобы выдерживать не только полное давление пара на поршень, но еще и возможные во время действия машины более или менее сильные удары от присутствия воды в цилиндре или других каких-либо причин, как, например, от накопления смазки, грязи или попавших случайно посторонних предметов. Удары эти не всегда направлены по оси штока; часто, например, у горизонтальных машин, где вода и грязь собираются в нижней части, они направлены так, что стремятся изогнуть поршневой шток. Материал для штока должен удовлетворять двум основным требованиям: быть достаточно прочным и по возможности однородным и чистым.

Последнее необходимо для придания поверхности штока надлежащей шлифовки, для уменьшения трения при проходе штока через набивочную коробку и для сохранения последней. Таким материалом является литая сталь.

После проковки болванки из литой стали и обточки ее по размерам штока ее два раза подвергают закалке в воде при температуре 60° , в которой и оставляют до полного охлаждения. Первый нагрев доводится до вишневого каления, второй же до темнокрасного. После подобной операции материал штока принимает во всей своей массе однообразное мелкозернистое строение, причем сопротивление разрыву бывает от 50 до 70 кг/мм^2 при пределе упругости от 45 до 50 кг/мм^2 и удлинении при разрыве около 14%.

Шток одним концом присоединяется к поршню, другим к крейцкопфу. Соединения эти могут быть, смотря по обстоятельствам, разъемные и неразъемные, но во всяком случае для возможности постановки штока на место одно из них непременно должно быть разъемное.

Неразъемные соединения штока с поршнем устраиваются в паровых молотах, где это соединение подвержено сильным толчкам и ударам.

Замена штока в этом случае затруднительна и требует много времени.

В большинстве машин соединение штока бывает разъемным не только в поршне, но и в крейцкопфе.

От соединения штока с поршнем требуется, чтобы оно было вполне плотно и непроницаемо. Шток поршня должен быть строго параллелен производящим цилиндра, и ось его должна совпадать с осью цилиндра и осью набивочной коробки. При несоблюдении последнего условия легко возможен случай изгиба и поломки штока от сильного разогревания его вследствие трения о набивочную коробку.

Нижняя часть крепительной гайки должна быть так отделана, чтобы она всей поверхностью плотно прилегала к корпусу поршня.

Для уменьшения высоты выступающей части поршня иногда часть гайки утопливают в корпусе поршня (фиг. 25 и 34), придавая гайке в этом месте форму тела вращения. Подобное устройство не следует допускать, так как отвертывание такой гайки весьма затруднительно, равно как трудно ее и разрубить, если не представляется возможным снять другими средствами.

Во избежание произвольной отдачи крепительные гайки должны снабжаться стопорными приспособлениями.

Сквозные штоки. В некоторых машинах шток поршня продолжается и по другую его сторону, проходя через соответствующее отверстие в крышке цилиндра.

Такие штоки называются сквозными; назначение их заключается в предупреждении боковых перемещений поршня, при которых корпус поршня мог бы прикасаться к стенкам цилиндра, вызывая этим неправильное изнашивание последних.

Из только что сказанного ясно, что устройство сквозных штоков несравненно важнее для горизонтальных машин, чем для вертикальных. Только недостатком места может быть оправдана установка обыкновенных штоков в горизонтальных цилиндрах большого диаметра, где весь вес поршня в этом случае ложится на нижнюю часть набивочного кольца.

В вертикальных машинах сквозные штоки устраиваются обыкновенно при большой длине хода поршня и при большой скорости последнего.

Здесь эти штоки служат только добавочной направляющей для поршня, тогда как в горизонтальных машинах им приходится все время поддерживать весь поршень.

Непроницаемость при проходе сквозных штоков через крышки цилиндров может быть достигнута двояким образом: или устройством набивочных коробок, или же устройством отдельных направляющих колпаков или гильз, плотно присоединяемых к корпусу крышки.

Набивочные коробки устраиваются обыкновенно при горизонтальных машинах, где они вместе с тем служат и направляющими для штока.

Диаметр сквозного штока за поршнем делается несколько меньшим диаметра основного штока для возможности постановки на место крепительной гайки. Благодаря небольшому диаметру штока и набивочной коробки и вследствие этого малой поверхности соприкасания между ними набивочная коробка по истечении некоторого времени разрабатывается, поршень оседает, и сквозной шток теряет свое назначение. Во избежание этого внешнюю часть штока снабжают ползуном, скользящим по особой параллели, устроенной позади крышки поршня.

В этом случае вся тяжесть поршня ложится на ползун, и истирание набивочной коробки не имеет места. Обыкновенно между металлическими частями набивочной коробки и штоком оставляется незначительный зазор для предупреждения соприкасания штока с набивочной коробкой, вследствие ли его прогиба от действия веса, или небольшой неправильности в установке.

Уход за подобными набивочными коробками весьма затруднителен, в особенности в вертикальных машинах, в ц. в. д. и отчасти в ц. с. д. Набивка здесь очень быстро перегорает, так как смазка с трудом проникает до нижних слоев; кроме того, отсутствует влага, которая постоянно имеется на днище цилиндра и которая содействует смазке нижней набивочной коробки, поддерживая в ней набивку более мягкой и упругой.

В ц. н. д. смазка подобных набивочных коробок более обеспечена, так как масло в них будет всасываться под действием внешнего давления.

Крышки с набивочными коробками имеют еще тот недостаток, что за каждый ход поршня шток подвергается охлаждающему действию наружного воздуха. Следовательно при этом происходит некоторая потеря тепловой энергии пара.

Вследствие только что упомянутых неудобств в вертикальных машинах в громадном большинстве случаев непроницаемость прохода штока через крышку достигается по второму способу, т. е. установкой на крышках цилиндров направляющих колпаков или гильз.

Соединение штока с поршнем. Употребляемые в настоящее время различные соединения штоков с поршнями помощью гаек можно разделить на следующие:

а) Соединения цилиндрические. Подобное соединение представлено на фиг. 34, 34а, 46. Как видно, отверстие в ступице поршня и конец штока цилиндрические, равного диаметра. Поршень плотно зажат между гайкой и цилиндрическим выступом на штоке, входящем в соответствующую выемку в корпусе поршня.

При таком способе соединения легко исправить небольшие неточности в длине штока, стачиванием упомянутого заплечика для укорочения штока и подкладкой шайбочек надлежащей толщины, для удлинения его.

К неудобству цилиндрических соединений следует отнести трудность разборки. С течением времени цилиндрическая часть штока настолько сильно прикипает к корпусу поршня вследствие ржавчины и могущей попасть маслянистой грязи, что отделить эти части друг от друга весьма трудно.

Кроме того, дальнейшее движение уже стронутого с места штока в значительной степени затрудняется вследствие той же причины, т. е. большого трения между ним и корпусом поршня.

б) Соединение коническое представлено на фиг. 25, 33. Оно отличается от вышеописанного только тем, что как конец штока, так и гнездо для него в ступице поршня сделаны коническими.

При подобных соединениях надо обращать особое внимание на плотность соприкосновения, так как в случае слабины конус на штоке будет действовать как клин, стремясь разорвать поршень.

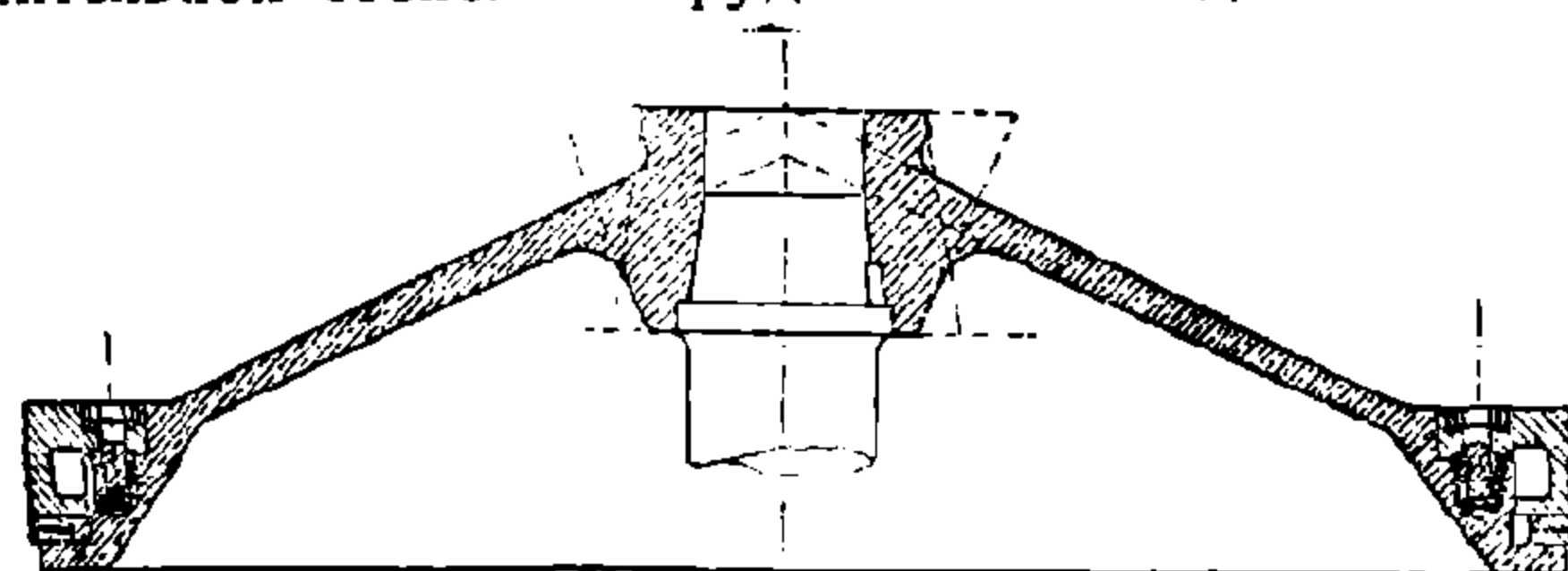
Съемка штока в этом случае совершается значительно легче, чем в предыдущем, так как стоит только сдвинуть шток с места, чтобы он отстал уже вполне по всей поверхности.

Необходимо заметить, что это будет справедливо лишь в том случае, если конусу будет придан надлежащий уклон: при малых уклонах разборка соединения может сделаться даже невозможной. Хорошим уклоном считается от $\frac{1}{10}$ до $\frac{1}{16}$.

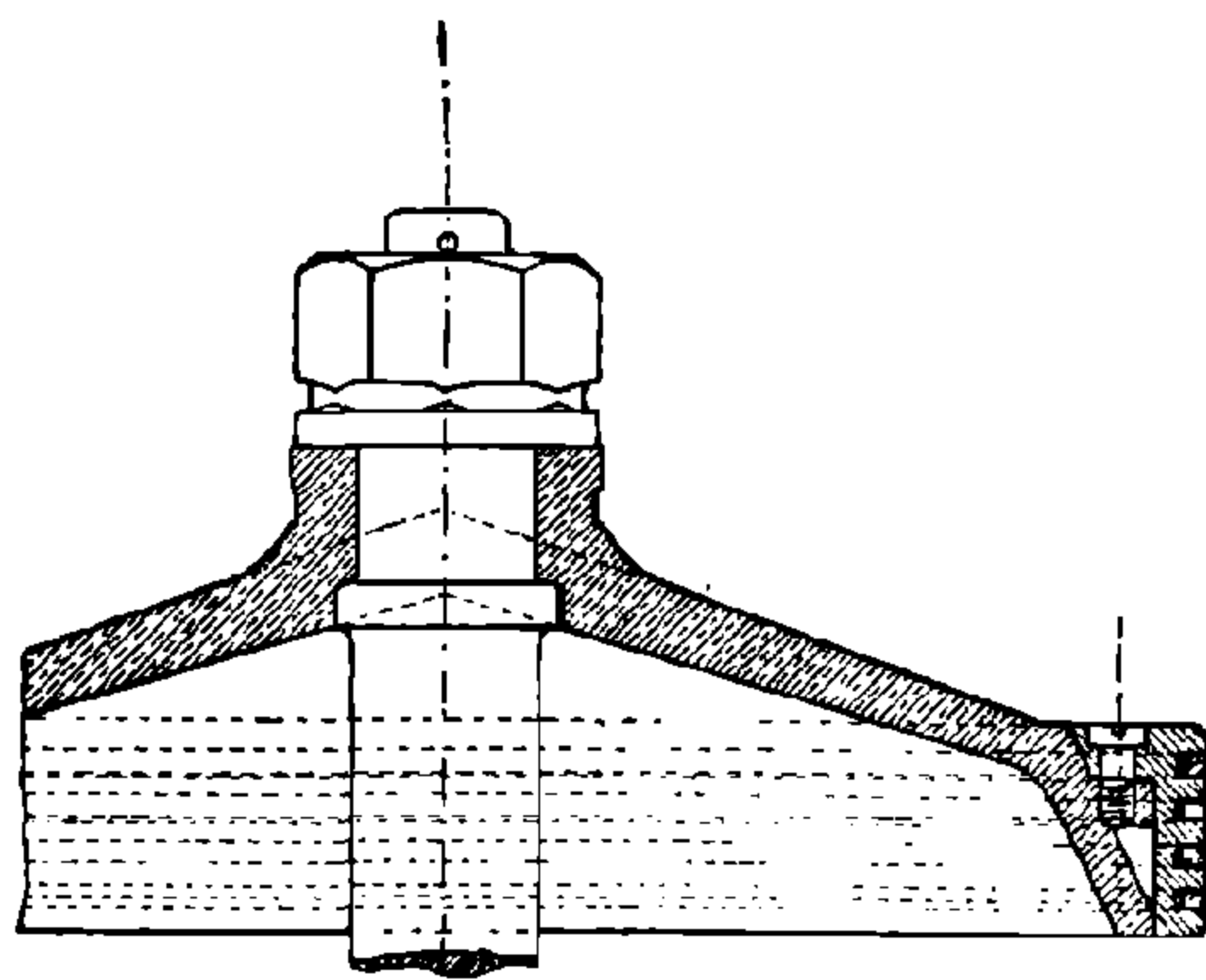
Конус на штоке может иметь в большем основании диаметр, или равный или больший диаметра штока.

Конические соединения штока с поршнем подобно цилиндрическим могут также служить для укорочения или удлинения штока с целью придать ему вполне точную длину, хотя это здесь несколько затруднительно.

Для удлинения штока вгоняют в ступицу поршня надлежащей толщины коническую втулку, для укорочения — стачивают конус.

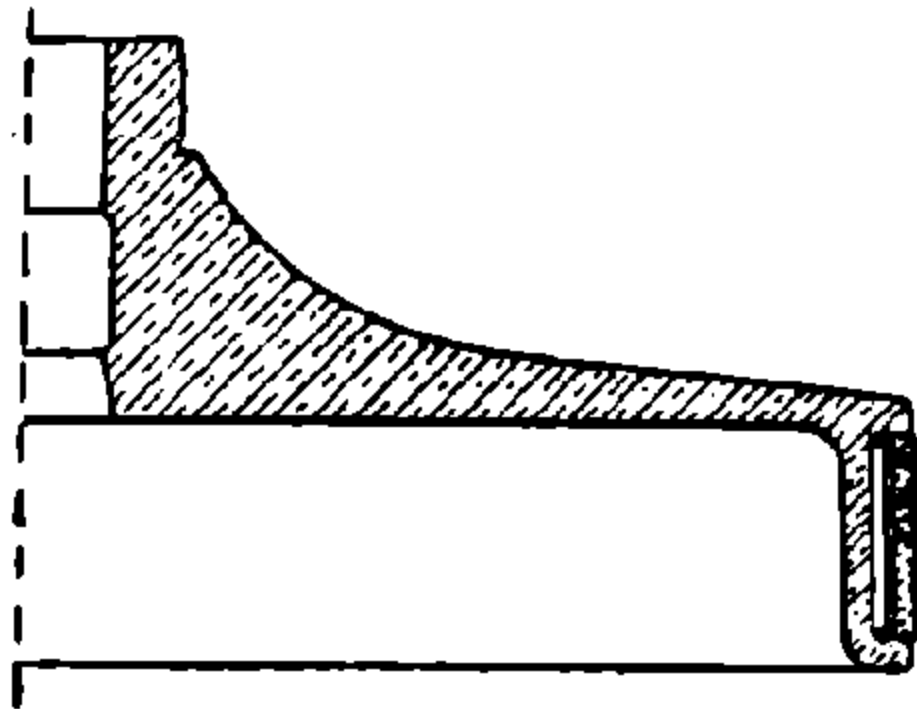


Фиг. 47.

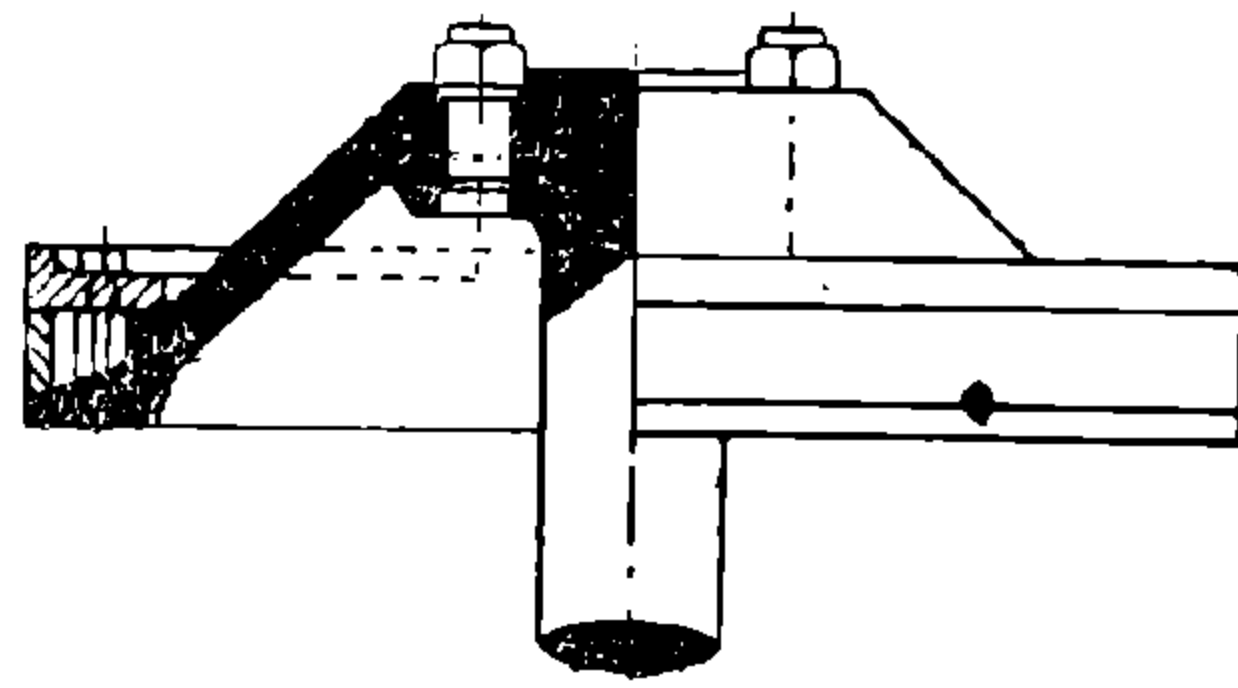


Фиг. 46.

в) Соединения смешанные. Такие соединения встречаются весьма часто, и их устройство представлено на фиг. 47 и 48. Кольцевой выступ, между которым и гайкой зажат поршень, обыкновенно утопливается в корпус поршня (фиг. 47). Изготовление и пригонка таких соединений значительно труднее предыдущих, разборка же немногим легче разборки цилиндрического соединения. В этом случае для изменения длины штока в небольших пределах приходится регулировать соединение его с крейцкопфом.



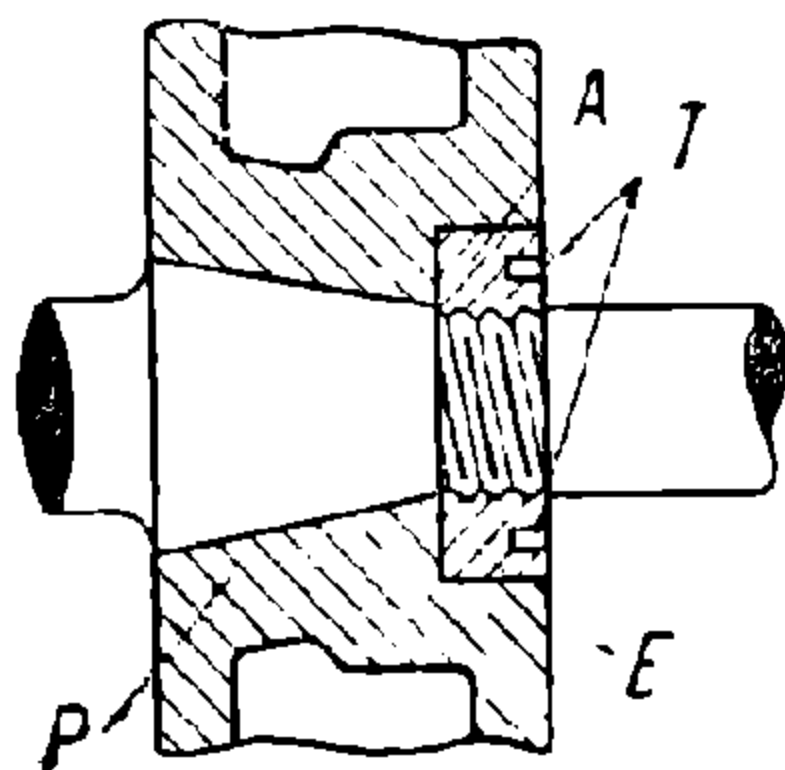
Фиг. 48.



Фиг. 49.

г) Соединение помощью фланца и нескольких болтов. Ввиду того что заворачивание, а в особенности отвертывание больших крепежных гаек сопряжено со значительными трудностями, иногда в больших поршнях прибегают к соединению, представленному на фиг. 49.

Шток поршня оканчивается круговым фланцем, плотно пригнанным к соответствующей цилиндрической выточке в корпусе поршня. Для облегчения пригонки, а также и разборки фланец прилегает к поршню только по наружной кольцевой поверхности.



Фиг. 50.

Поверхности соприкосновения фланца и поршня должны быть тщательно притерты. Крепление совершается помощью четырех сквозных болтов с гайками; стопорным приспособлением для гаек служит общая стопорная планка. Единственным неудобством подобного рода соединения является то, что при сборке и разборке поршня болты приходится подавать и принимать с противоположной стороны поршня, хотя с другой стороны сборку и разборку можно вести и вне цилиндра, вынув предварительно поршень вместе со штоком.

В машинах типа тандем, у которых цилиндры расположены непосредственно один за другим, крепление поршня со штоком у большего цилиндра делают таким, чтобы оно не выдавалось за поверхность поршня. Устройство подобного крепления показано на фиг. 50. Гайка *A*, утопленная в поршень *P*, снабжена двумя цилиндрическими отверстиями *T* в которые входят соответствующие выступы специального ключа. Стопорный винтик, ввернутый наполовину в корпус поршня, наполовину в гайку, препятствует отвертыванию последней.

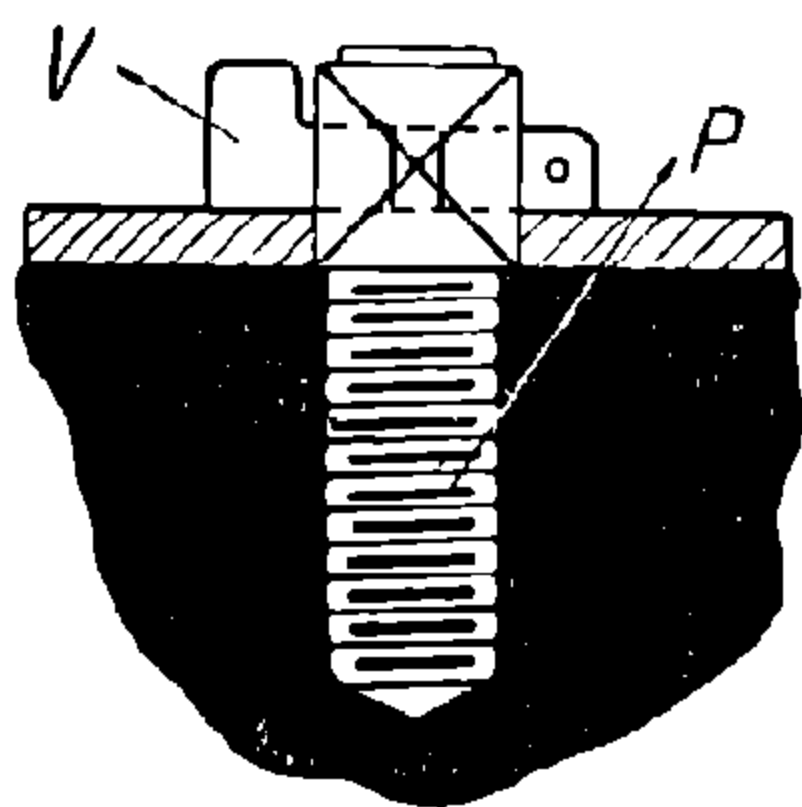
При всех вышеописанных креплениях штока с поршнем как в самом штоке, так и в ступице поршня делаются небольшие прямоугольные выточки для закладывания шпонок (фиг. 47). Назначение этих шпонок — предотвращать вращение штока при заворачивании гайки.

На необходимость снабжения гаек особыми стопорными приспособлениями было указано уже выше. Стопорами служат: шпильки, чеки или стопорные планки (фиг. 51а, б, в). При устройстве шпильки необходимо обращать внимание на то, чтобы шпильки, пропущенные через отверстие в штоке, плотно прилегали к поверхности гайки. В противном случае под гайку необходимо проложить соответственной толщины подкладку.

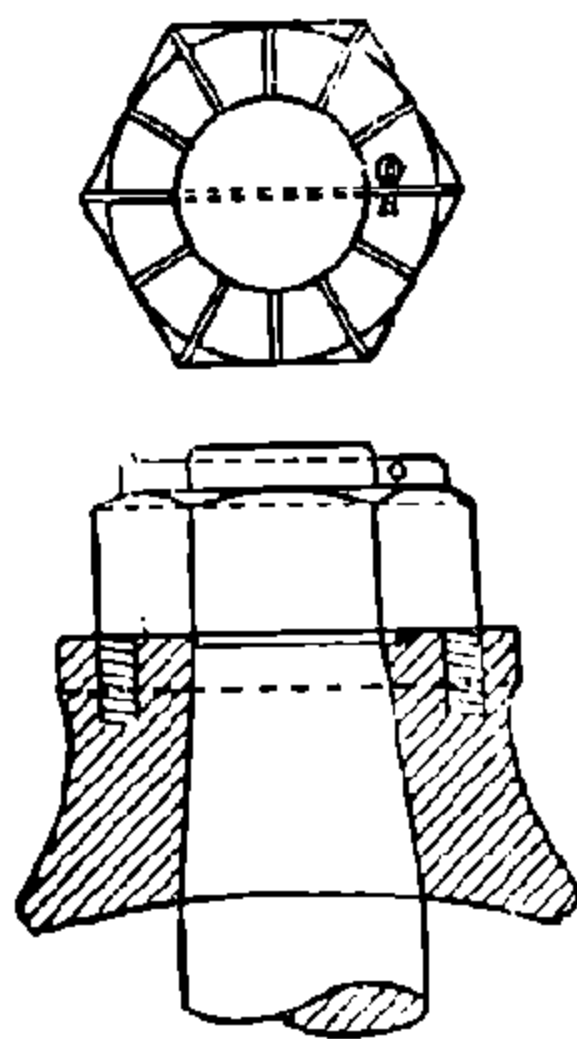
При таком устройстве, как это показано на фиг. 51б, нет необходимости, чтобы чека плотно прилегала к поверхности гайки, так как она проходит в вырезе, сделанном на верхней поверхности гайки. Таких вырезов сделано несколько, чтобы возможно было закладывать чеку при различных положениях гайки. Разводная шпилька, пропущенная через очко в конце чеки, препятствует выпадению последней из штока.

Устройство стопорной планки видно на фиг. 51в. Планка эта свободно одевается на гайку, причем ребра последней входят в соответствующие вырезы, сделанные в планке. Крепление планки к поршню достигается или помощью шпилек с гайками, застопоренными небольшими разводными шпильками, или помощью шпилек и чек.

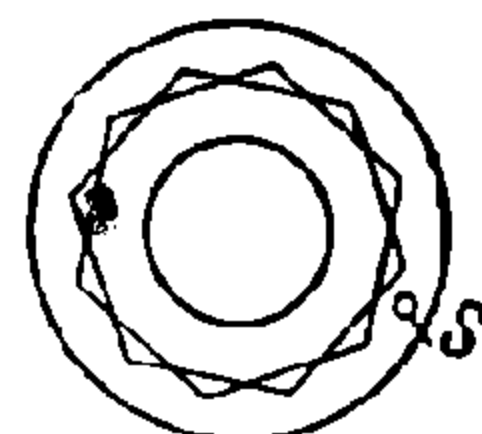
Последнее устройство представлено на фиг. 51а и состоит из шпильки *P* с квадратным стержнем, входящим в такое же отверстие в стопорной планке. Для удержания последней через стержень шпильки про-



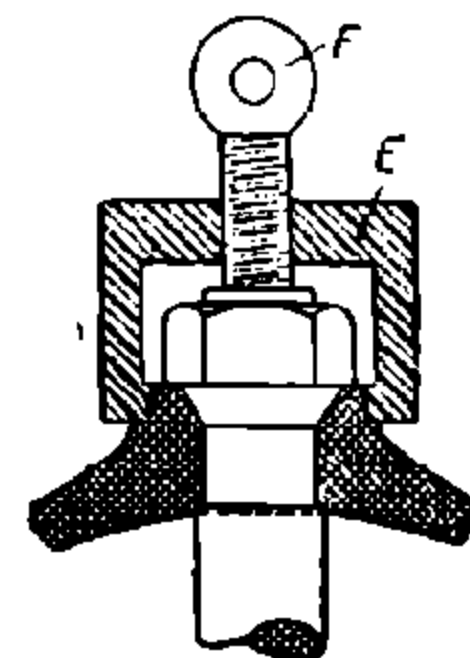
Фиг. 51а.



Фиг. 51б.



Фиг. 51в.



Фиг. 52.

пущена чека *V*. Разводная шпилька, пропущенная через очко чеки, удерживает ее от выпадения.

Съемка поршня со штока. Съемка поршня со штока всегда сопряжена с значительными трудностями, особенно если разборка долго не производилась.

Для облегчения съемки следует при сборке соединения тщательно очистить соприкасающиеся поверхности и смазать их минеральным маслом, то же относится и к резьбе на штоке и гайке.

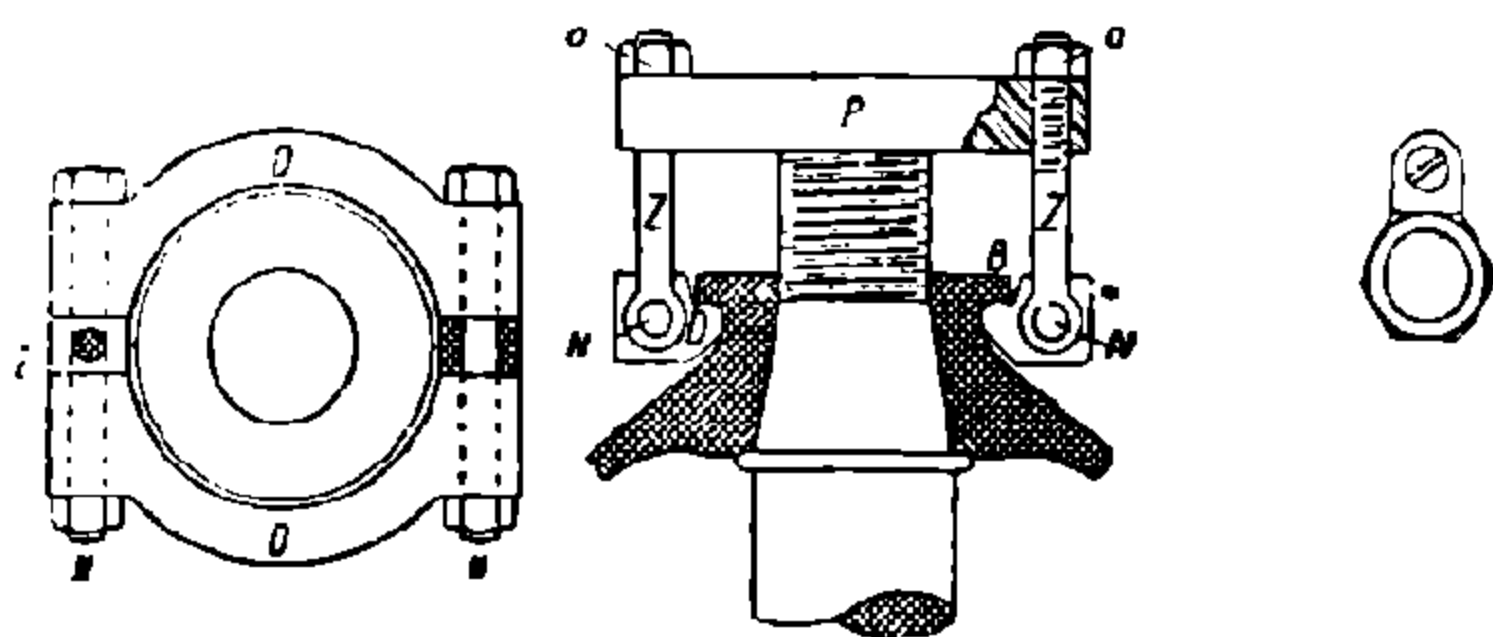
Первое затруднение при съемке штока представляет отвертывание гайки. Если гайка не поддается под ударами молота по концу рукоятки ключа, то приступают к нагреву гайки, стараясь вести нагрев возможно быстрее, чтобы не нагрелся конец самого штока. Если и после этого гайку не удастся отдать, приходится ее рубить. Гайку разрубают вдоль, причем глубину бороздки немного не доводят до нарезки, чтобы не попортить резьбу на штоке. Когда бороздка сделана, в нее вгоняют клин и помощью его уже рвут гайку. Для отдачи гайки обычно достаточно и небольшой трещины в месте разрубки, после чего гайка легко отвертывается. Как уже было сказано, при разрубании утопленных гаек, возникают большие затруднения.

Когда гайка снята, закрепляют поршень помощью распорок из брусьев, помещенных между ним и днищем цилиндра, и ударяют по концу штока молотом. При железном молоте удары должны наноситься по какой-нибудь прокладке, например, красной меди, чтобы не расклепать конец штока.

Если шток под ударами не поддается, можно прибегнуть к домкрату. Но при этом надо вести дело крайне осторожно, чтобы не попортить пор-

шень. Ясно, что если все эти работы будут вестись внутри цилиндра, то должны быть приняты соответствующие меры предохранения рабочей части цилиндра от порчи.

Иногда для облегчения съёмки поршней со штоков употребляют особые отжимные приспособления: в корпусе поршня делаются два нарезанных отверстия, в которые ввертываются два стержня, устроенных так, что на них может быть закреплена поперечина. В середине поперечины,



Фиг. 53.

приходящейся как раз против центра штока, имеется нарезанное отверстие, через которое пропускается болт. Закрепив поперечину и вращая центральный болт, мы будем производить давление на шток поршня, стремящееся отделить его от корпуса поршня.

Представленное на фиг. 52 отжимное устройство заключается в глухой стальной гайке *E*, накрученной на нарезанную извне ступицу поршня. Болт *F* с ушком для закладки рычага пропущен через центр гайки и упирается в головку штока. Действие этого приспособления аналогично предыдущему. Наконец, в приведенном на фиг. 53 устройстве ступица поршня снабжена кольцевым выступом *B*. Под этот выступ заходят кромки двух полубугелей *DD*, скрепленных между собой двумя болтами *NN*. В зазоре между фланцами бугелей на болты *NN* надеваются два стержня *ZZ*, снабженных внизу ушками, а в верхней части — резьбой, проходящей свободно через поперечину *p*. Поджимая гайки *aa*, мы будем прижимать поперечину к концу штока, а значит, вместе с тем выталкивать шток из гнезда.

Во всех этих случаях гайку и стопорные планки надо предполагать снятыми до установки отжимных приспособлений.

10. КРЕЙЦКОПФЫ

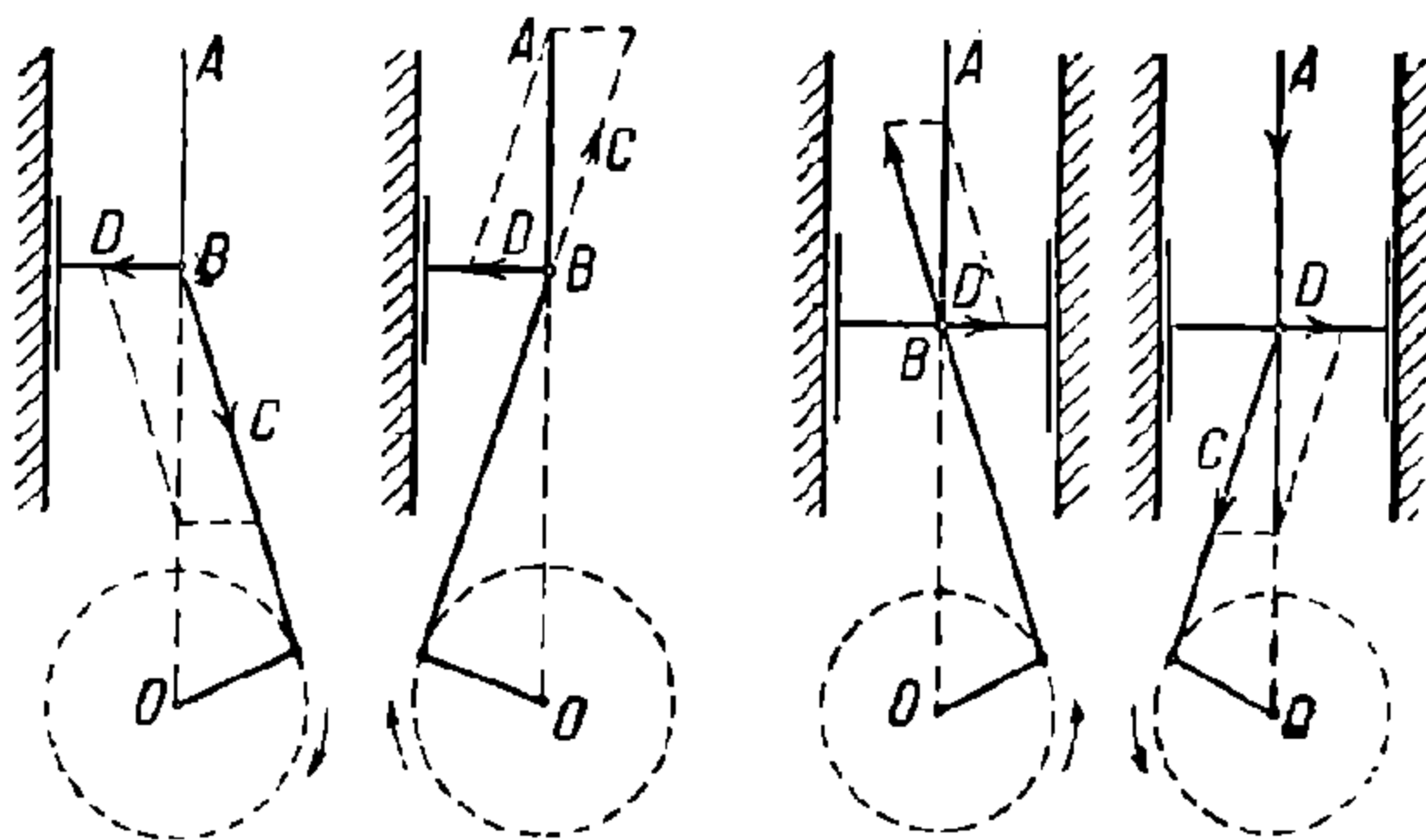
Та часть машины, которая служит шарнирным соединением штока поршня с шатуном и которая движется в направляющих, называется крейцкопфом. Крейцкопфы различают как по количеству соединенных с ними ползунков, так и по способу соединения со штоком и ползунами.

Схема крейцкопфного соединения представлена на фиг. 54.

По способу соединения с шатуном различают крейцкопф или с неподвижным подшипником (фиг. 55) для шатуна, закрепленным в теле крейцкопфа, или же с подвижным шатунным подшипником и с неподвижным пальцем крейцкопфа (фиг. 56).

Что касается числа ползунков, соединяемых с крейцкопфом, то различают крейцкопфы с одним, двумя и четырьмя ползунами.

Крейцкопф представляет собой машинную часть, испытывающую наибольшие растягивающие и сжимающие усилия; так как на нем сосре-



Фиг. 54.

доточивается все давление поршня, его делают из самого крепкого материала, а именно отковывают из стали. Подошвы ползуна делаются и стальными, и чугунными, а иногда и бронзовыми, и обыкновенно заливаются белым металлом.

Соединения крейцкопфа со штоком: шток бывает или откован вместе с крейцкопфом и в таком случае обыкновенно образует часть крейцкопфного подшипника для пальца шатуна (фиг. 55, 57), или же входит отдельно в крейцкопф и крепится с ним гайкой (фиг. 56, 58, 59).

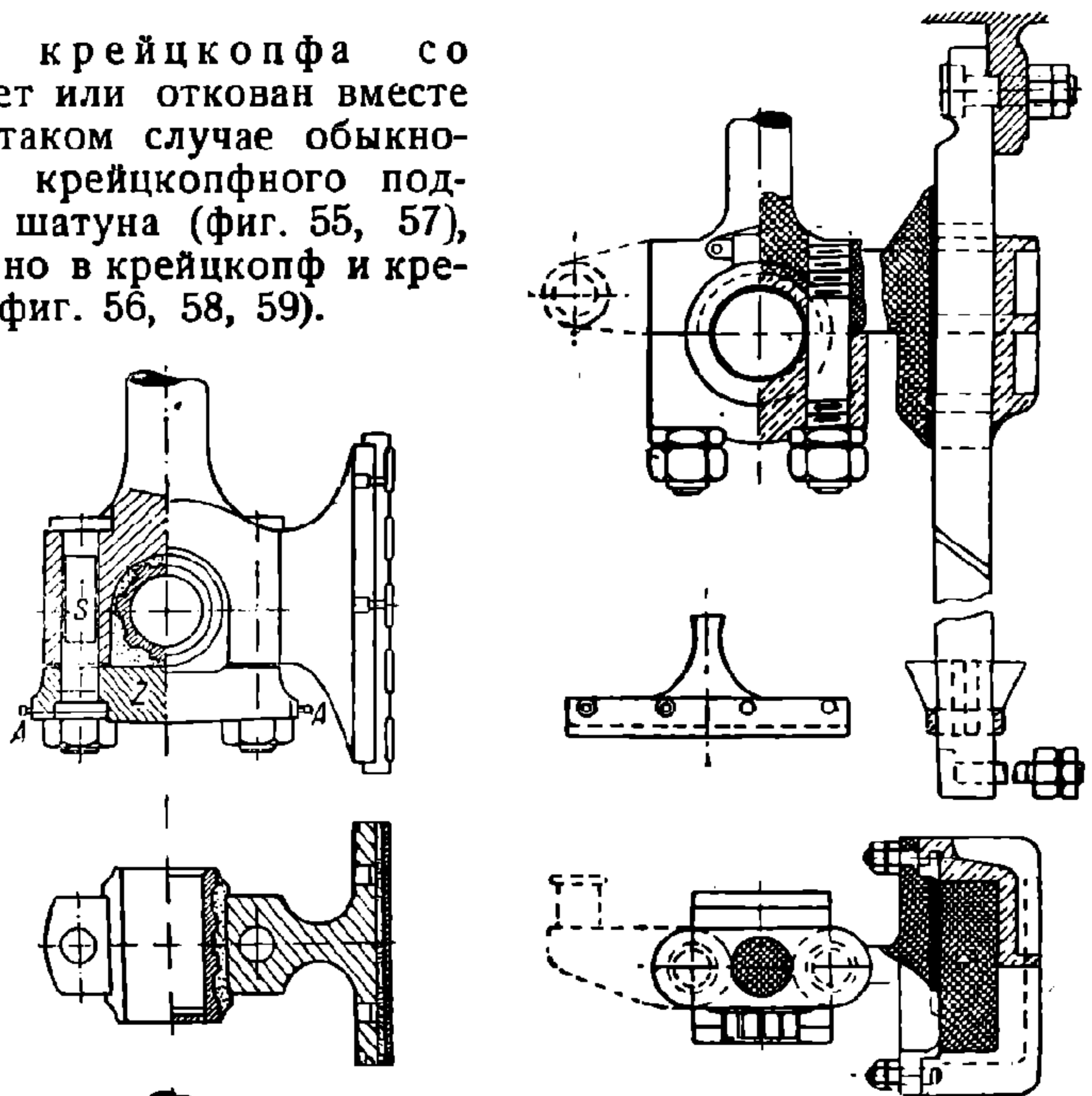
Соединения крейцкопфа с ползунами: у машин средних размеров ползуны бывают откованы заодно с крейцкопфом (фиг. 60); обыкновенно опорная поверхность ползуна (подошва) крепится к телу крейцкопфа отдельно на болтах (фиг. 55, 59).

Крейцкопф с двумя ползунами. Устройство крейцкопфа с двумя ползунами представлено на фиг. 58.

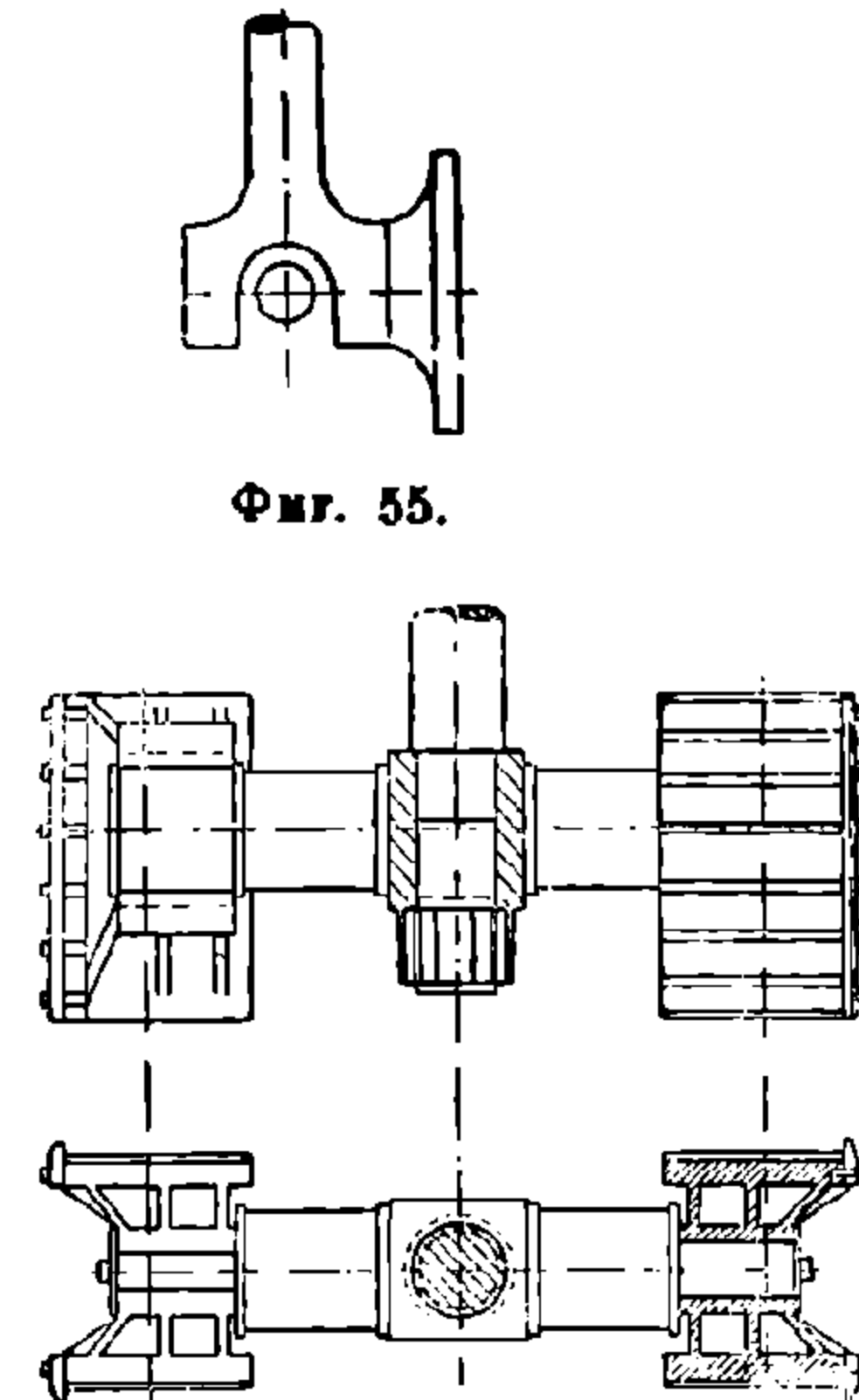
Поршневой шток *Б* соединен с крейцкопфом *В*, так же как и с поршнем, посредством конуса и гайки.

Крейцкопф откован из стали. Заодно с ним откованы цапфы *Г*, служащие для соединения с шатуном; крейцкопфные подшипники шатуна своими вкладышами охватывают эти цапфы. К крейцкопфу крепятся болтами *а* ползуны, отлитые из чугуна или стали.

Опорная поверхность ползуна подвержена постоянному изнашиванию. Чтобы не менять весь ползун, а также чтобы не подвергать изнашиванию параллели, поверхность его заливают белым металлом, который, будучи очень мягок, постепенно и срабатывается; самый же ползун не подвергается изнашиванию, и его лишь время от времени приходится снова заливать

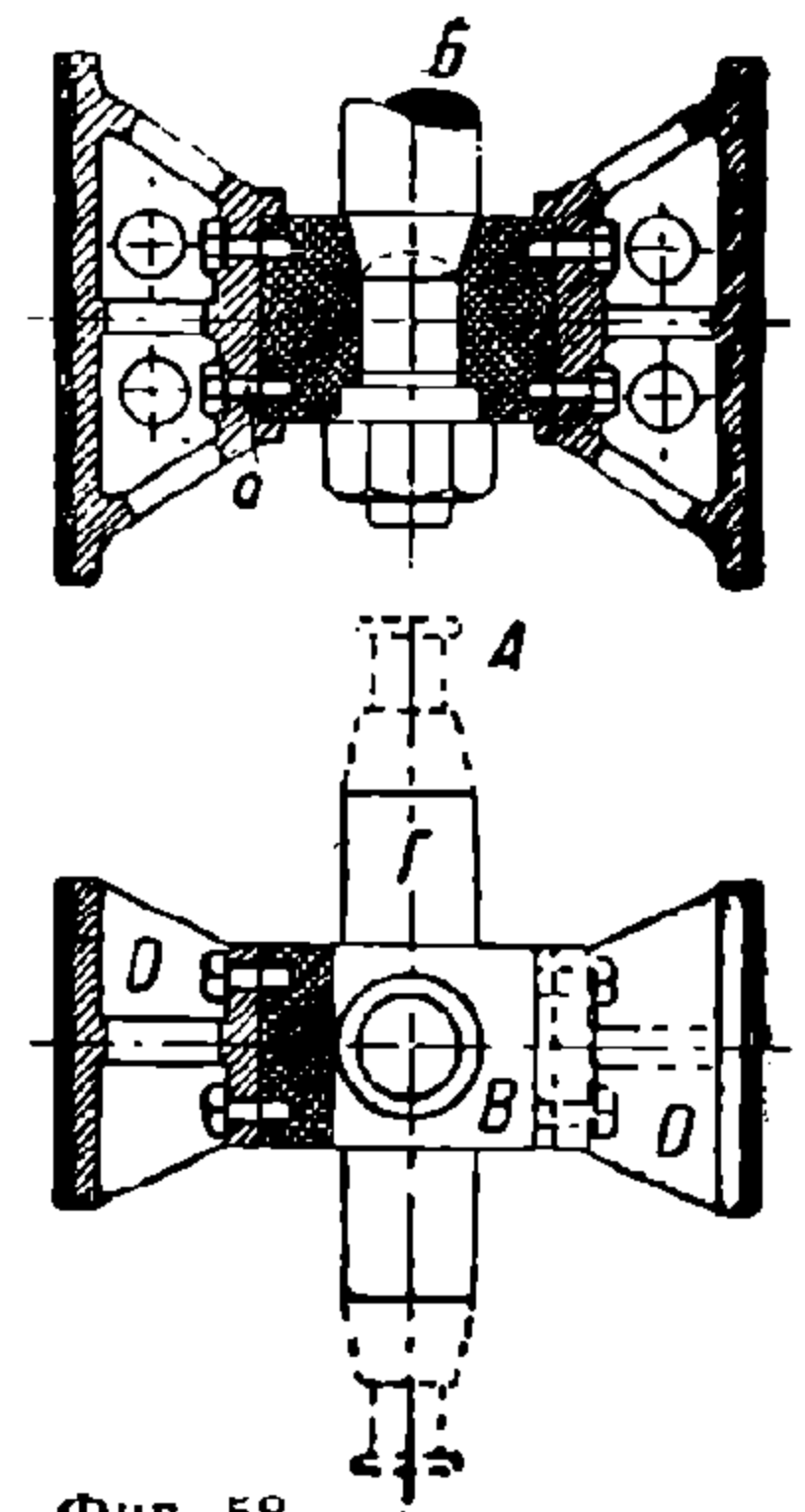


Фиг. 57.



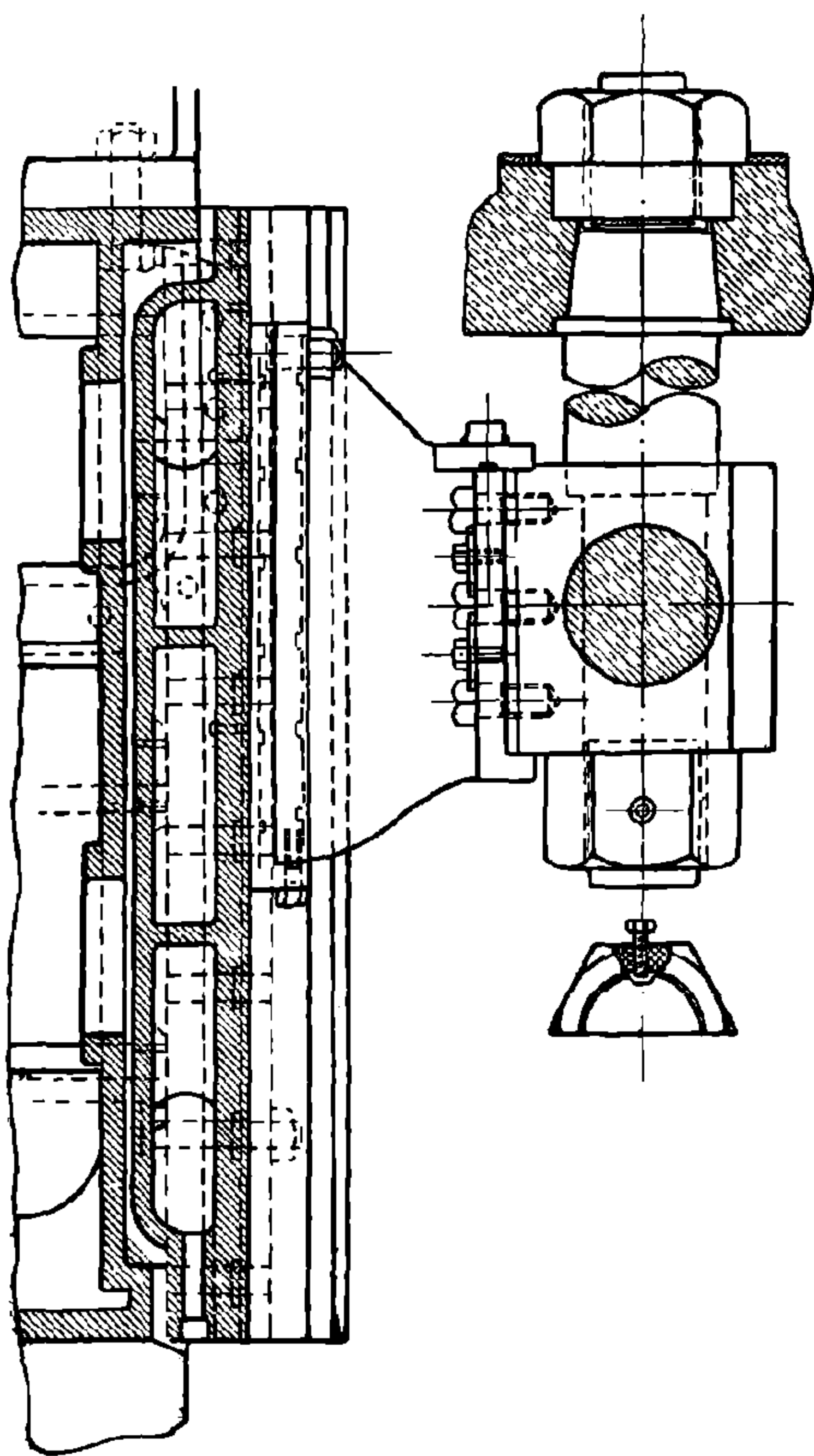
Фиг. 55.

Фиг. 56.

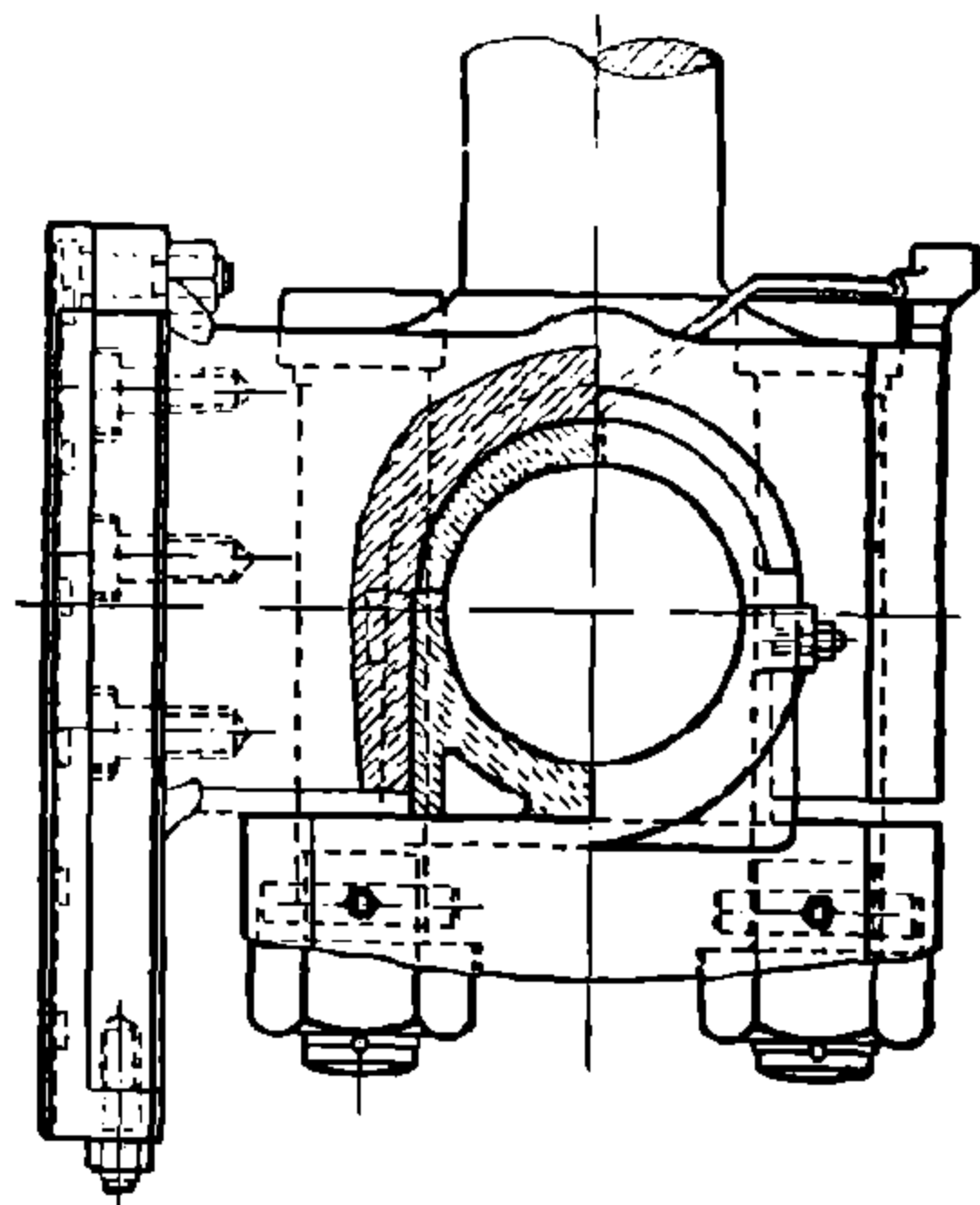


Фиг. 58.

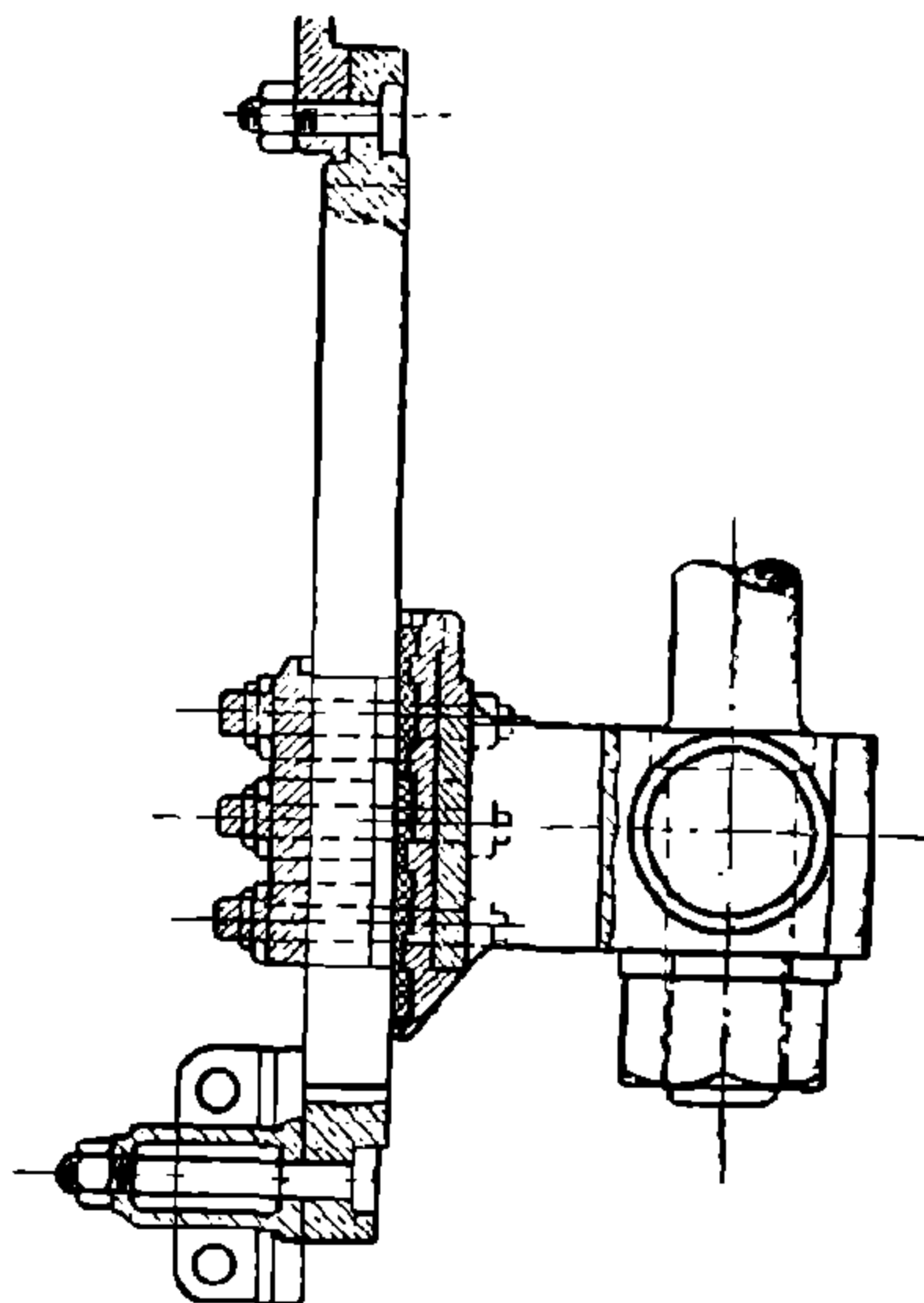
белым металлом. Металл этот на скользящей поверхности ползуна иногда, как видно на фиг. 55 и 56, располагается поперечными полосами, залитыми в пазы подошвы в виде ласточкина хвоста. Полосы белого металла не делаются заподлицо с плоскостью ползуна, а выступают над ней на несколько миллиметров для предупреждения соприкосновения параллели с телом ползуна, когда металл немного сработается.



Фиг. 59.



Фиг. 60.



Фиг. 61.

Съемные части ползуну с трущимися поверхностями называются „башмаками“.

При стирании башмаков приходится разбирать ползун и класть под башмаки прокладки из листовой латуни.

Для того чтобы можно было всегда регулировать плотность нажатия ползуну к параллелям, устраивается клиновое нажатие ползуну.

Крейцкопф с одним ползуну. Форма такого крейцкопфа представлена на фиг. 55. Шток, откованный заодно с крейцкопфом, имеет вилокобразной формы конец, в вырезе которого помещен вкладыш крейцкопфного подшипника для пальца шатуна.

Крышка *Z* крепит этот подшипник помощью двух стяжных болтов *Б*. Их гайки имеют снаружи двоякую форму: та часть гайки, которая утоплена в крышке подшипника, имеет цилиндрическую форму с заточкой по середине; это сделано для того, чтобы стопорный болтик *А*, будучи нажат, стопорил гайку при любом угле поворота. Что касается выступающей части гайки, то она имеет обыкновенную шестигранную форму.

Вкладыши подшипника для уменьшения в весе сделаны ребристыми, этими ребрами вкладыши крепятся на своих местах.

Оба вкладыша залиты белым металлом, имеющим то же значение, что и в ползуне.

Что касается опорного башмака ползуна, то он сделан отдельно из бронзы и крепится к крейцкопфу болтами с утопленными головками.

Параллели. Параллели представляют собой чугунные или стальные доски, служащие скользящей поверхностью для ползунов.

Каждый цилиндр машины может иметь четыре, две или только одну параллель; в зависимости от этого будет различаться и устройство ползунов.

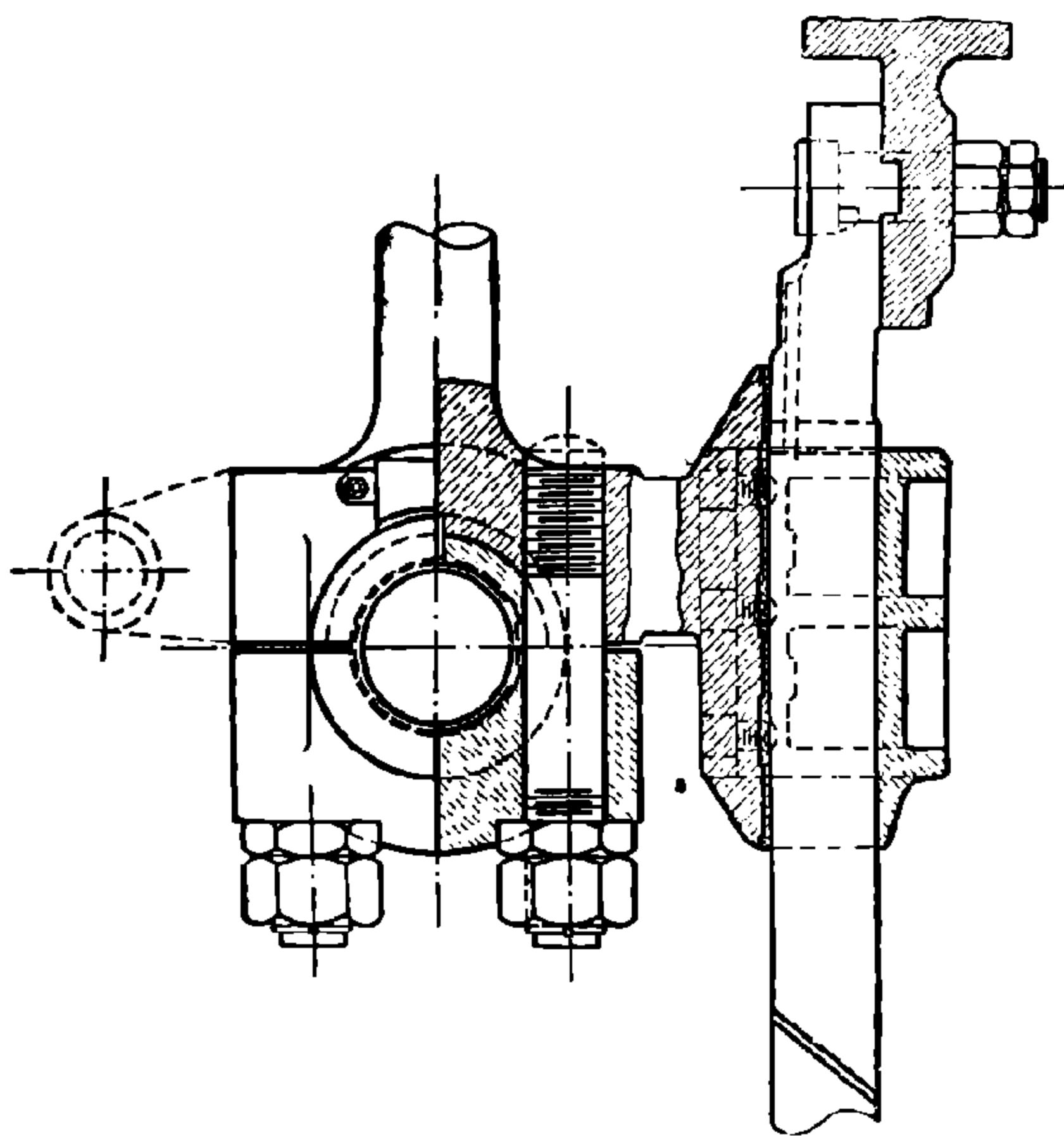
Параллели устраиваются отдельно от колонн и рам и тогда крепятся к ним болтами (фиг. 61, 62), или же составляют одно с ними целое.

В первом случае параллель крепится к колонке или раме болтами, круглые головки которых утоплены в теле параллели (фиг. 61). Параллели должны быть устроены и выверены так, чтобы поверхности при нагретом состоянии машины во время работы представляли собой плоскости, строго параллельные оси цилиндра и штока, иначе ползун станет заклиниваться или же работать со стуком.

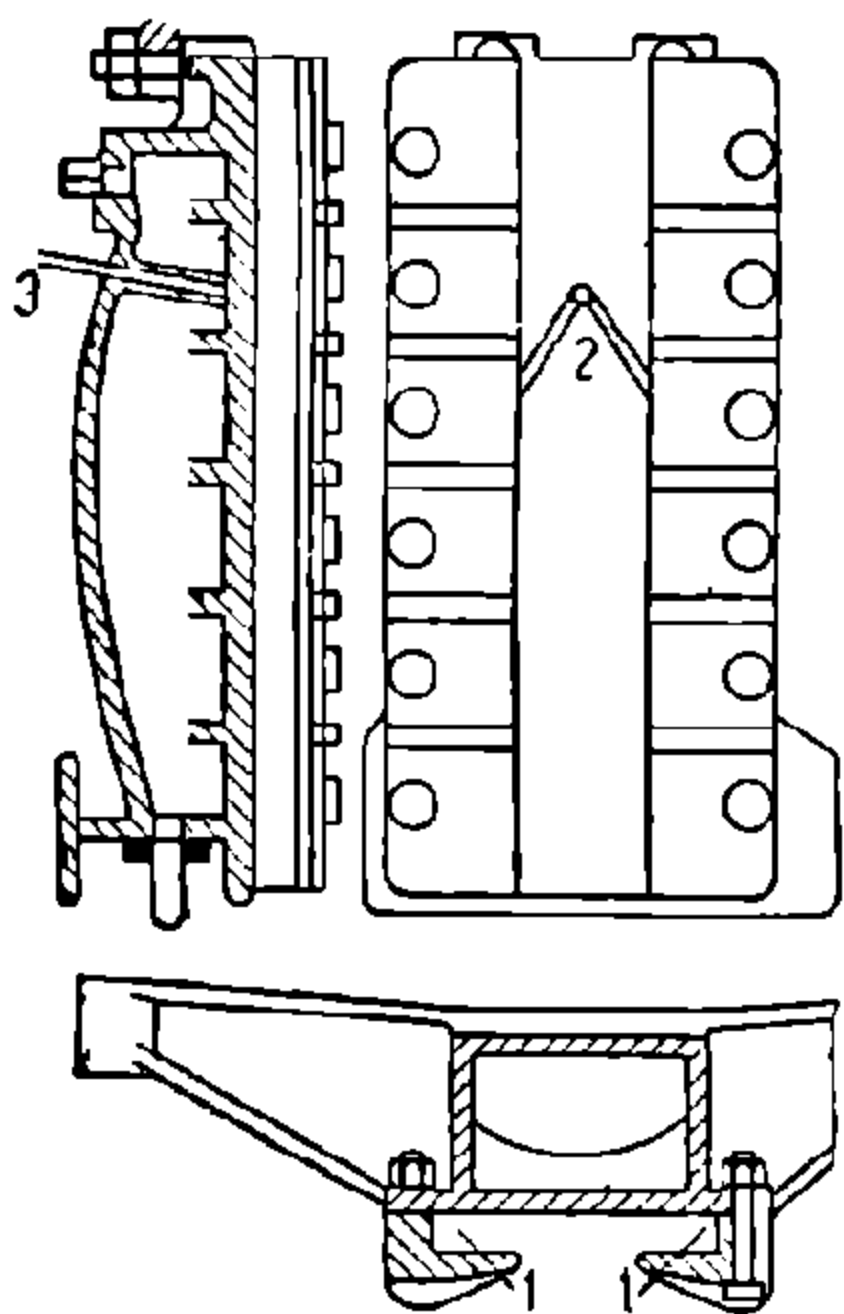
Поверхность параллели выстрагивается и пришабривается под плоскость, на поверхности параллели высекаются полукруглые дорожки для смазки, имеющие обыкновенно в плане вид скрещивающихся прямых или полукруглых линий (фиг. 63).

При недостаточной смазке или плохом уходе параллели могут сильно

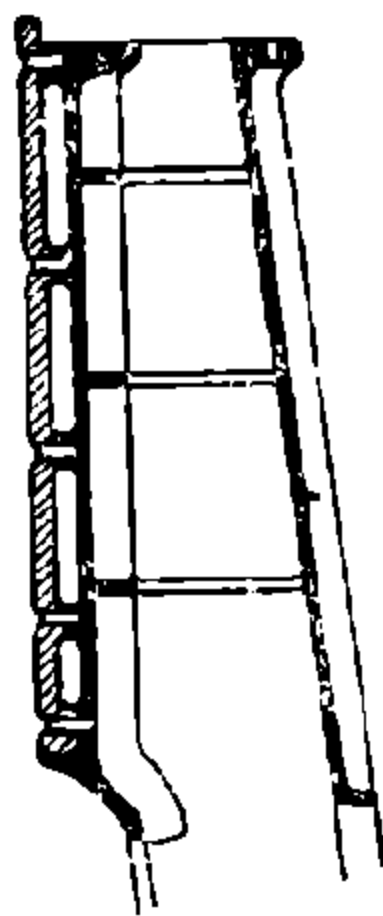
разогреться, от чего в свою очередь может расплавиться белый металл, которым залиты ползуны; поэтому в быстроходных машинах параллели часто делают пустотелыми, и внутри них циркулирует проточная вода (фиг. 59, 65), что предохраняет их от внезапного нагревания.



Фиг. 62.



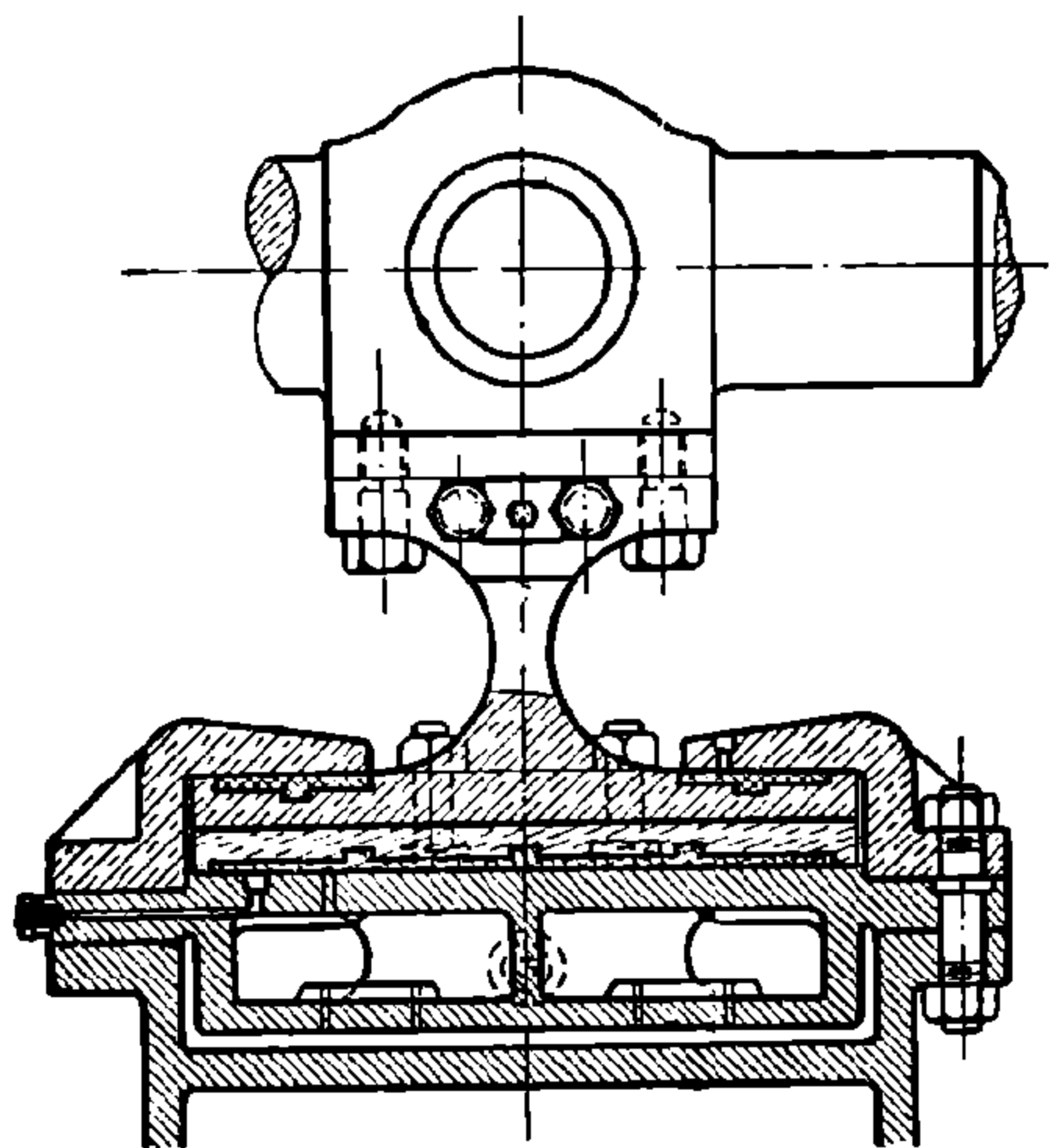
Фиг. 63.



Фиг. 64.

11. ШАТУН

Составные части шатуна. Шатуном называется та часть передаточного механизма, которая служит для превращения прямолинейно-возвратного движения штока поршня при посредстве кривошипа в непрерывно-вращательное движение коренного вала. Движение самого шатуна при этом будет поступательно-качательное в плоскости, перпендикулярной к оси вала и проходящей через ось шатуна. Отсюда следует, что соединения концов шатуна со штоком поршня и кривошипом должны быть подвижны; они должны давать шатуну возможность двигаться свободно при обязательном условии, чтобы расстояние между соединяемыми частями оставалось неизменным и чтобы образовавшаяся слабина при срабатывании в каждом соединении могла быть легко устранима.



Фиг. 65.

Шатун состоит из следующих частей:

- 1) стержень или корпус шатуна;
- 2) крейцкопфная головка шатуна;
- 3) кривошипная головка шатуна;
- 4) подшипники с вкладышами, крышками, натяжными болтами, нажимными гайками и стопорами.

По устройству головок шатуны подразделяются на:

- 1) шатуны простые и 2) шатуны вилкообразные.

Простой головкой называется такая головка шатуна, которая заключает в себе один лишь подшипник. К таким головкам относятся все кривошипные головки шатунов, представленных на фиг. 66, 67, 68, 69.

Шатун, у которого обе головки простые, называется простым шатуном (фиг. 66). Такое устройство главных шатунов встречается только у небольших шатунов, или серег, которые служат, например, подвесками, для передачи движения балансирам воздушных насосов от штока поршня и от балансиров воздушных насосов — поперечине и штоку насоса и т. п.

Шатуны вилкообразные, с раздвоенной крейцкопфной головкой подразделяются на:

- 1) обыкновенные вилкообразные шатуны (фиг. 69),
- 2) шатуны с крейцкопфным пальцем (фиг. 67, 68).

В первом случае крейцкопфная головка шатуна заканчивается двумя подшипниками, обхватывающими неподвижные пальцы крейцкопфа.

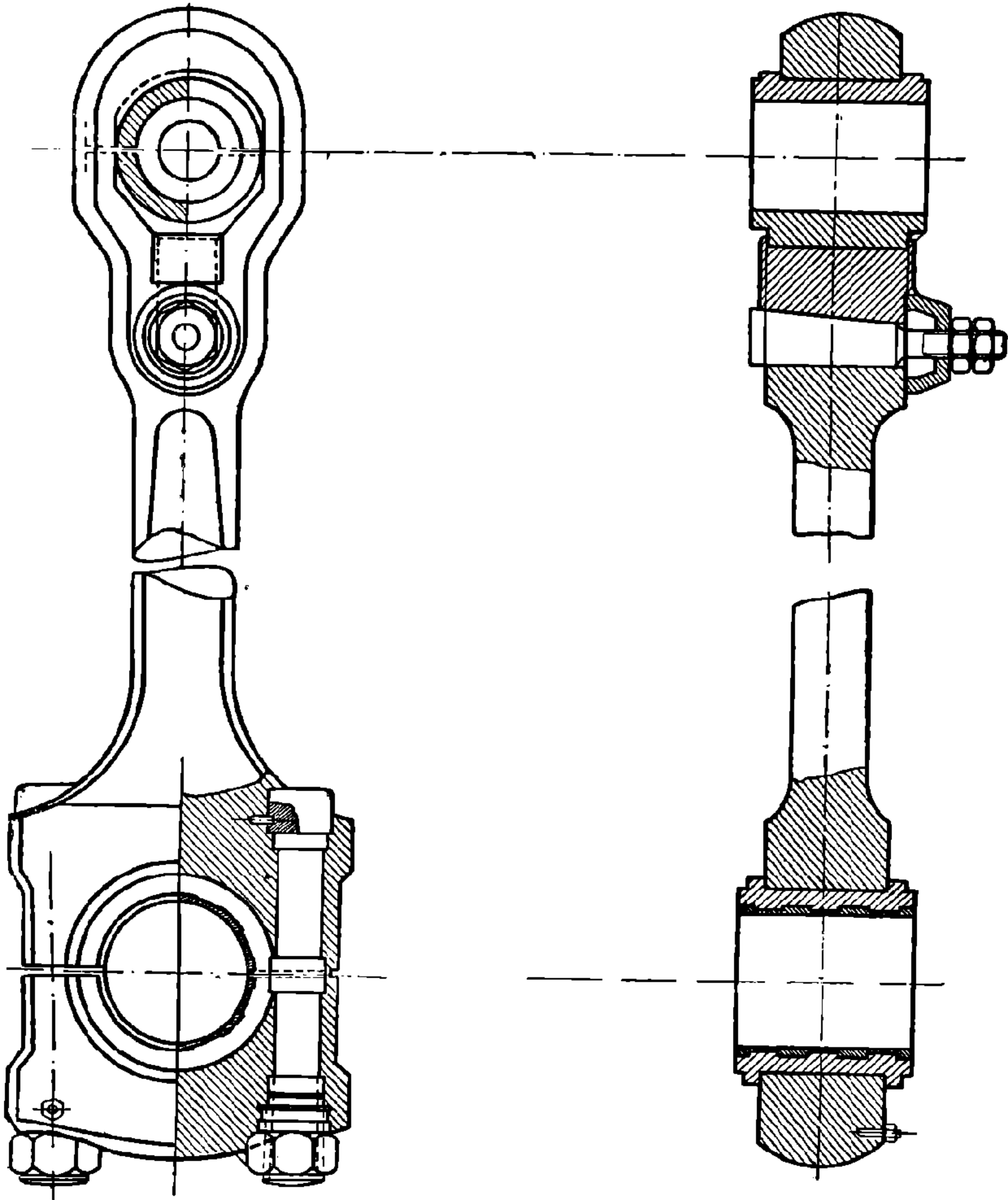
Во втором случае имеется лишь один подшипник — крейцкопфный, внутрь которого входит палец, движущийся вместе с шатуном.

Хотя оба устройства встречаются почти одинаково часто, но второму следует отдать предпочтение, так как достигнуть равномерного нажатия обоих подшипников обыкновенного вилкообразного шатуна довольно трудно, малейшее же неправильное нажатие вызывает уже перекос шатуна, а следовательно, и кривошипного подшипника.

Корпус и головки шатунов. Для изготовления шатунов употребляется исключительно литая сталь с сопротивлением разрыву от 45 до 48 кг/мм² и удлинением от 22 до 25%. Иногда для этой цели пользуются и специальными сортами стали. Литая прокованная сталь представляет собой материал, наиболее подходящий вследствие отсутствия шлаков и

расслоек. Эти последние легко могут встретиться в сварочном железе, служившем раньше для изготовления шатунов.

Наиболее часто встречающаяся форма корпуса шатуна — коническая, с большим основанием у кривошипной головки; реже — цилиндрическая и



Фиг. 66.

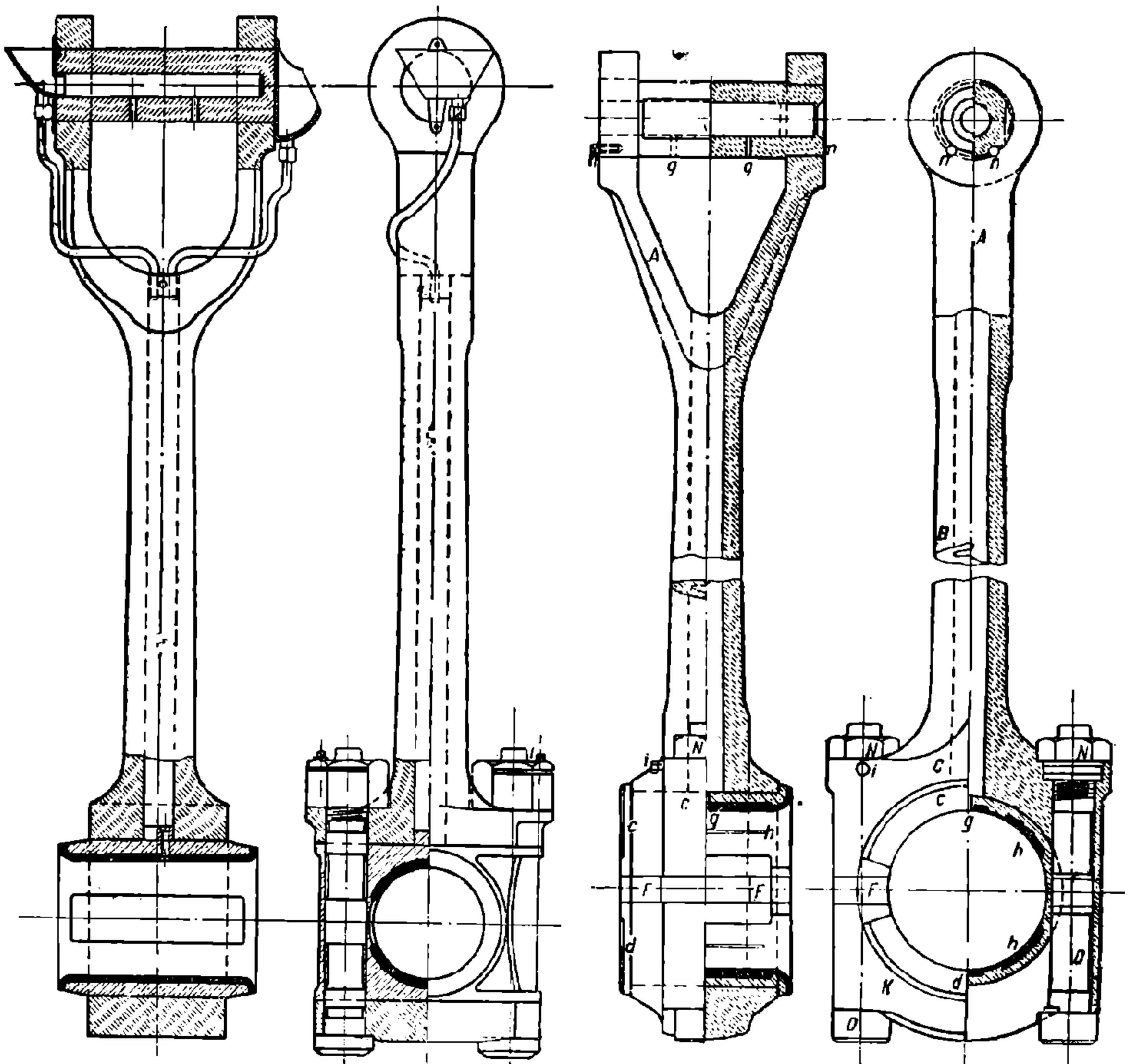
только при очень длинных шатунах — утолщенная в середине. Иногда для легкости корпус шатуна изготовляют пустотелым (фиг. 67 и 68). Часть материала около оси мало участвует в увеличении крепости изгибаемого бруса и вполне вознаграждается весьма незначительным увеличением внешнего диаметра. Образовавшимся продольным каналом внутри шатуна часто пользуются для подвода смазки в кривошипную головку (фиг. 67).

Головки шатуна отковываются вместе с корпусом шатуна и снабжаются соответственными гнездами для бронзовых вкладышей подшипников

При шатунах с крейцкопфным пальцем обе вилки снабжаются соответственными цилиндрическими отверстиями одинакового или несколько меньшего диаметра, чем палец; в последнем случае, перед постановкой пальца вилку слегка нагревают. Для облегчения такой постановки иногда

концы пальца, входящие в щеки вилки, делают разного диаметра (фиг. 68).

Для удержания пальца от вращения в месте соединения его с вилкой ввертывают небольшие потайные шурупы (фиг. 68) или снабжают палецне-большим выступом, входящим в соответственное углубление корпуса вилки.



Фиг. 67.

Фиг. 68.

Вследствие того что изнашивание пальца крейцкопфной головки шатуна происходит только в частях, обращенных к цилиндру и валу, иногда боковые части пальца срезают параллельными плоскостями для предупреждения овальной разработки, как это показано на фиг. 68.

При пустотелых пальцах часто смазку для крейцкопфного подшипника подводят через палец (фиг. 67).

Подшипники головок шатунов. Подшипники шатунов состоят из следующих деталей:

1) вкладыши; 2) прокладки; 3) крышка подшипника; 4) натяжные болты и нажимные гайки; 5) стопоры для нажимных гаек.

Вкладыши. Вкладышами называются вставные рабочие или трущиеся части подшипников. Материалом для них служит бронза.

Для возможности устранения слабину при срабатывании вкладыши делаются всегда из двух частей, не соприкасающихся между собой, т. е.

длина дуги каждой половины вкладыша несколько менее полуокружности. Промежуток между ними в плоскости разъема заполняется прокладками. Уменьшением или увеличением толщины прокладок устанавливается надлежащий зазор для смазки в подшипнике.

Цельные вкладыши употребляются весьма редко и то для малоизнашивающихся соединений, так как при разработке приходится их целиком заменять новыми.

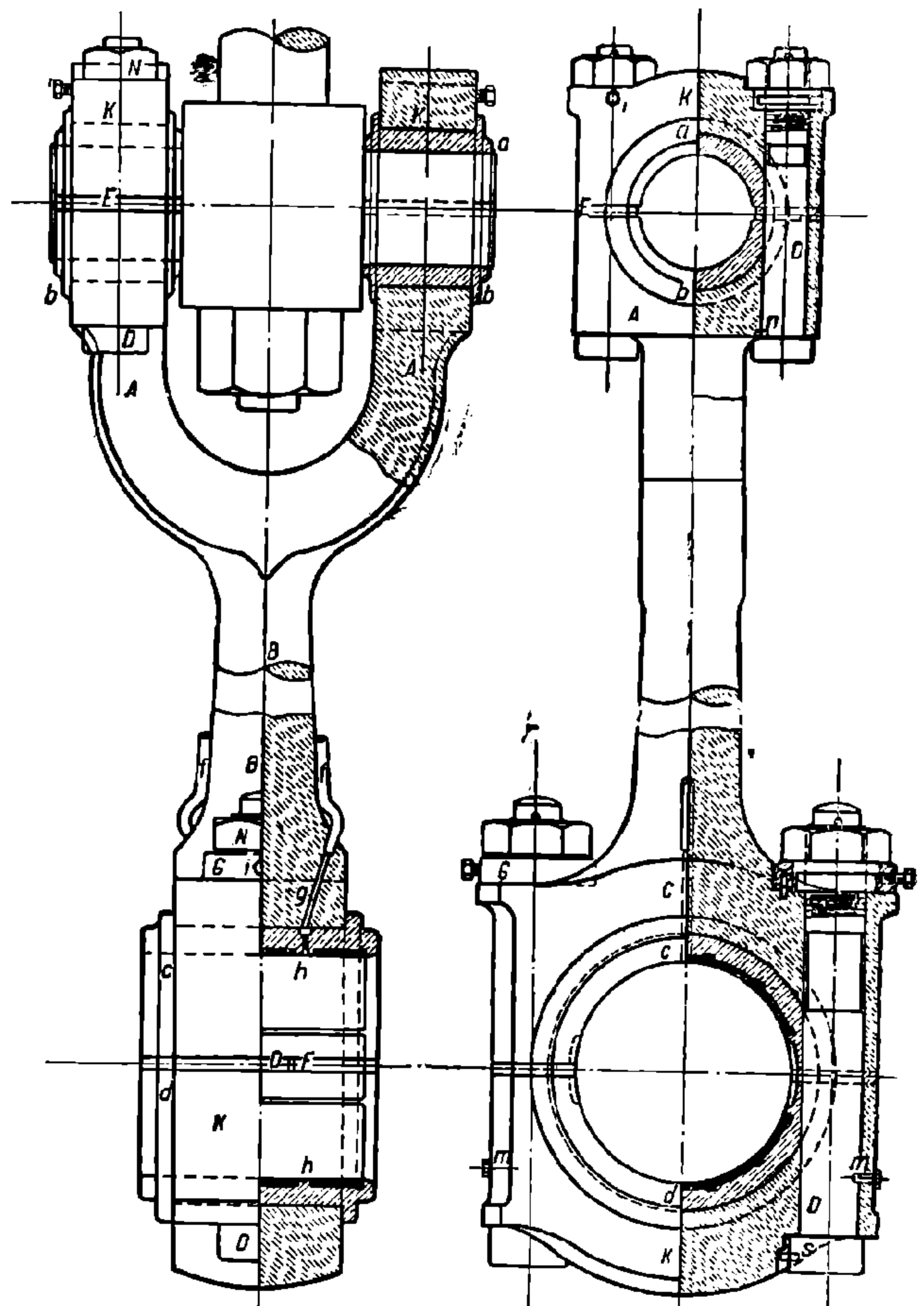
Наиболее простыми в смысле изготовления и наиболее хорошими надо признать вкладыши одинаковой толщины, как показано на фиг. 68, 69. Соответственным устройством прокладок или расположением натяжных болтов должна быть устранена возможность вращения их в корпусе и крышке подшипника.

Вкладыши неравномерной толщины и в особенности такого типа, как представленные на фиг. 67, имеют следующие неудобства: во-первых, цена их значительно выше вследствие большого количества бронзы; во-вторых, при нагревании и быстром охлаждении они легче дают трещины и коробятся, чем в первом устройстве; в-третьих, натяжные болты здесь сильнее напряжены, так как им кроме растягивающих усилий приходится выдерживать еще и изгибающие усилия.

Вкладыши должны вполне плотно прилегать к своим гнездам, так как в противном случае вследствие частых ударов они могут сломаться.

При разогревании подшипника, начинающемся с внутренней поверхности вкладыша, эта последняя будет стремиться разогнуться, т. е. уменьшить свою кривизну, чему в свою очередь будут препятствовать корпус и крышка подшипника. Смотря по степени разогревания подшипника, внутреннее напряжение в материале вкладыша может оказаться настолько большим, что предел упругости будет превзойден.

Тогда уже по остывании внутренняя поверхность вкладыша не примет прежней формы, кривизна ее увеличится, что вызовет более или менее сильное зажатие цапфы вкладышами в месте их стыка. Чтобы по возможности избежать этого, вкладыши около продольных кромок снабжают небольшими выточками глубиной в несколько миллиметров, служа-



Фиг. 69.

щими вместе с тем и для собирания смазки. Некоторые подшипники при работе остаются постоянно несколько теплыми и дальше не нагреваются; это показывает, что нагрев достаточен, чтобы освободить цапфу от зажатия кромками вкладышей.

Вкладыши кривошипного подшипника всегда заливаются белым металлом, причем это необходимо делать так, чтобы цапфа действительно соприкасалась с одним только белым металлом, а не с металлом вкладыша.

Способы заливки бывают весьма различны: заливка или покрывает всю внутреннюю поверхность вкладышей или же располагается продольными полосками, или, наконец, шашками. В первом случае на заливке непременно должны быть устроены канавки для смазки; при двух других устройствах роль канавок выполняют промежутки между отдельными частями заливки.

Вкладыши крейцкопфной головки шатуна, равно как и вкладыши крейцкопфа при шатуне с пальцем, вследствие небольшого углового перемещения шатуна в этом соединении в большинстве случаев вовсе не заливаются, а если и заливаются, то более твердым белым металлом (фиг. 68).

Нужно заметить, что вкладыши должны вполне плотно прилегать к цапфам по всей своей рабочей поверхности и не должны пружинить.

Рабочая поверхность вкладыша составляет примерно около $\frac{2}{3}$ всей поверхности. На одной трети поверхности вкладышей по обе стороны разъема обыкновенно делается расточка большего диаметра как во избежание лишнего трения, так и для облегчения лучшей смазки и удаления наработка.

Крейцкопфный (вилкообразный) конец шатуна всегда устанавливается так, чтобы устранить возможность бокового перемещения шатуна; благодаря этому оси шатуна и поршневого штока постоянно остаются в одной и той же плоскости, перпендикулярной к оси вала. Наоборот, между вкладышами и щеками кривошипа должен оставаться зазор от 4 до 5 мм на случай перемещения оси цилиндра вдоль линии кривошипного вала.

Прокладки. Между обеими половинами вкладыша на местах разъема помещаются прокладки для возможно быстрого и легкого устранения слабину при сработке и установки надлежащего нажима подшипника. Материалом для прокладок служит по преимуществу бронза или латунь; форма им придается такая, чтобы поверхность для спиливания была возможно мала. От выпадения и перемещения прокладки удерживаются небольшими шпильками, входящими в соответственные углубления в корпусе подшипника или крышки.

Весьма часто вместо одной прокладки устанавливают несколько различной толщины. Надлежащее нажатие подшипника в этом случае достигается простым выниманием или добавлением прокладок до требуемой толщины. В этом случае можно применить, например, комбинацию из прокладок толщиной в 5, 2, 1, 0,5 и 0,1 мм, причем главное значение толстой прокладки — удерживать вкладыши от вращения и придавать всей системе прокладок большую жесткость.

Толщина слоя прокладок должна быть соразмерена так, чтобы после зажатия подшипника втулку между вкладышами и цапфой оставался необходимый зазор. В противном случае подшипник будет нагреваться и портиться от ударов, получающихся в концах хода поршня при изменении направления хода. Не всегда такие удары можно приписывать излишней слабине, иногда причину сильных ударов нужно искать в парораспределении и стремиться устранить ее в этом направлении.

Как приблизительные величины достаточных зазоров можно считать следующие: при диаметре цапфы до 50 мм — 0,1 мм, от 50 до 150 мм —

0,15 мм, от 150 до 300 мм — 0,2 мм, от 300 до 400 мм — 0,25 мм и при диаметре цапфы более 400 мм — 0,3 мм.

В кривошипных подшипниках зазор делается обыкновенно несколько большим, чем в крейцкопфных.

Чтобы проверить на деле зазор, можно пользоваться свинцовой проволокой, уложив ее в три ряда поперек оси цапфы и нажав подшипник втугую. Тогда толщина сплюснутой проволоки определит величину зазора.

Крышки подшипников. Крышки подшипников при бронзовых вкладышах из двух половин делаются всегда стальными. В зависимости от формы вкладышей они делаются или в виде плоских планок или же в виде полукруглых обойм.

Когда крышка подшипника составляет одно целое с одной из половин вкладыша, она делается или просто бронзовой или из специальных более твердых сортов — фосфористой и марганцовистой бронзы.

Натяжные болты и нажимные гайки. Каждый из подшипников шатуна обыкновенно снабжается двумя натяжными болтами. У этих болтов должно быть сделано приспособление для устранения возможности вращения их при заворачивании гайки, например, в виде небольшого выступа на болте и соответственной выемки в крышке или корпусе подшипника. Кроме того, при вертикальных машинах необходимо иметь еще небольшие болтики, которые предохраняли бы натяжные болты от выпадания при разборке и сборке.

Натяжные болты в редких случаях делаются одинакового диаметра по всей своей длине. В этом случае растягивающие усилия и удары придутся, очевидно, на сечения в основании нарезки. Чтобы удлинить протяжение уменьшенных сечений и этим самым придать болту большую упругость, обыкновенно площадь сечения болта или диаметр его уменьшают на значительной длине, оставляя его равным диаметру отверстия лишь в некоторых местах, поскольку это необходимо для удержания частей подшипника в правильном положении, т. е. в конце нарезки, у головки болта и в средней части.

Натяжные болты должны быть расположены возможно ближе к цапфе, чтобы уменьшить размеры и вес головки, а также и крышек подшипников. Между болтами и цапфой толщина вкладыша может остаться весьма небольшой, так как подшипник этой частью почти не работает. При таком устройстве натяжные болты вместе с тем будут служить и для удержания вкладышей от вращения.

Сравнительно редко натяжные болты делаются в виде шпилек.

Нажимные гайки при вертикальных машинах для большей доступности должны всегда располагаться со стороны, обращенной к цилиндру, а при горизонтальных — обратно.

Недостатком подшипников с натяжными болтами является то, что по мере изнашивания подшипников длина шатуна уменьшается на величину изнашивания вкладышей, прилегающих к корпусу шатуна. Это вызывает приближение поршня к днищу цилиндра. Избежать этого можно или новой заливкой, или заменой вкладышей, или помещением соответствующих прокладок между всей поверхностью вкладышей и корпусом шатуна.

Стопоры для нажимных гаек. Вследствие ударов и сотрясений нажимные гайки легко могут отжаться, несмотря на то, что при сборке будут зажаты втугую. Чтобы воспрепятствовать этому, они непременно должны снабжаться особыми стопорными приспособлениями, делающими такую отдачу невозможной; эти приспособления желательно иметь такого устройства, чтобы они могли стопорить гайку в любом положении.

Наиболее часто встречающееся устройство приведено на фиг. 68. Гайка кончается цилиндрической частью, утопленной в корпусе или крышке подшипника, и имеет на этой части кольцевую выточку. Стопор состоит

из одного или двух болтиков, ввернутых в крышку или корпус подшипника, упирающихся в основание кольцевой выточки в гайке. На фиг. 69 изображена гайка такого же устройства, только под нее проложено кольцо высотой, равной цилиндрической части гайки. Кольцо удерживается от вращения ввернутой в него шпилькой, входящей свободно в соответствующее отверстие в крышке или корпусе подшипника. Стопором служит небольшой стальной болтик, пропущенный сбоку через кольцо.

Стопорные гайки употребляются редко, так как они занимают много места, что имеет особенное значение у крейцкопфа, где даже нажимные гайки стараются делать не выступающими за высшую точку крышки.

Между крейцкопфной головкой шатуна и набивочной коробкой должен оставаться известный зазор, поэтому от устройства этой головки отчасти будет зависеть большая или меньшая длина машины.

Стопорные шпильки встречаются тоже редко. Неудобство их заключается в том, что с изменением положения нажимной гайки они требуют установки соответственных шайб.

Работа кривошипного механизма

Прямолинейно-возвратное движение штока поршня посредством шатуна и кривошипа превращается в непрерывно-вращательное движение вала (фиг. 54). Движение штока должно быть строго прямолинейно, для чего на конце его B устанавливается так называемый ползун, движущийся в особых направляющих или параллелях. Если бы это устройство отсутствовало, то при малейшем отклонении штока от прямолинейного движения страдала бы его набивочная коробка, а дальше и сам шток мог бы изогнуться и сломаться. Какая же сила действует изгибающим образом на шток в данном случае?

Чтобы узнать это, рассмотрим условия передачи давления пара на поршень кривошипу коренного вала при посредстве шатуна.

Пусть вал вращается по часовой стрелке, и поршень идет вниз (фиг. 54). Сила давления пара на поршень будет передаваться по штоку к точке B . В этой точке сила разложится по законам механики на две: одну C , направленную по оси шатуна, другую D , направленную от точки B к зеркалу ползуна (перпендикулярно к оси цилиндра).

В данном случае действующая сила C будет стремиться сжать шатун по длине или согнуть его, а сила D будет прижимать ползун к направляющим. При возвратном движении поршня сила давления пара на поршень будет направлена обратно, сила C будет стремиться уже растянуть шатун, кривошип пройдет мертвую точку, а сила D будет и здесь прижимать ползун в том же направлении.

Итак, действующая сила C будет совершать полезную работу, сила D будет лишь прижимать ползун к направляющим и способствовать их изнашиванию.

Величина силы D переменная и увеличивается с отклонением шатуна: в верхней (левой) мертвой точке она равна нулю, наибольшей величины достигает, когда поршень прошел около половины своего хода, а кривошип повернулся на 90° от верхнего (левого) положения.

Когда кривошип перейдет через нижнюю (правую) мертвую точку, направление силы D — давление на параллель — остается то же.

Возьмем теперь случай вращения машин в сторону, обратную движению часовой стрелки.

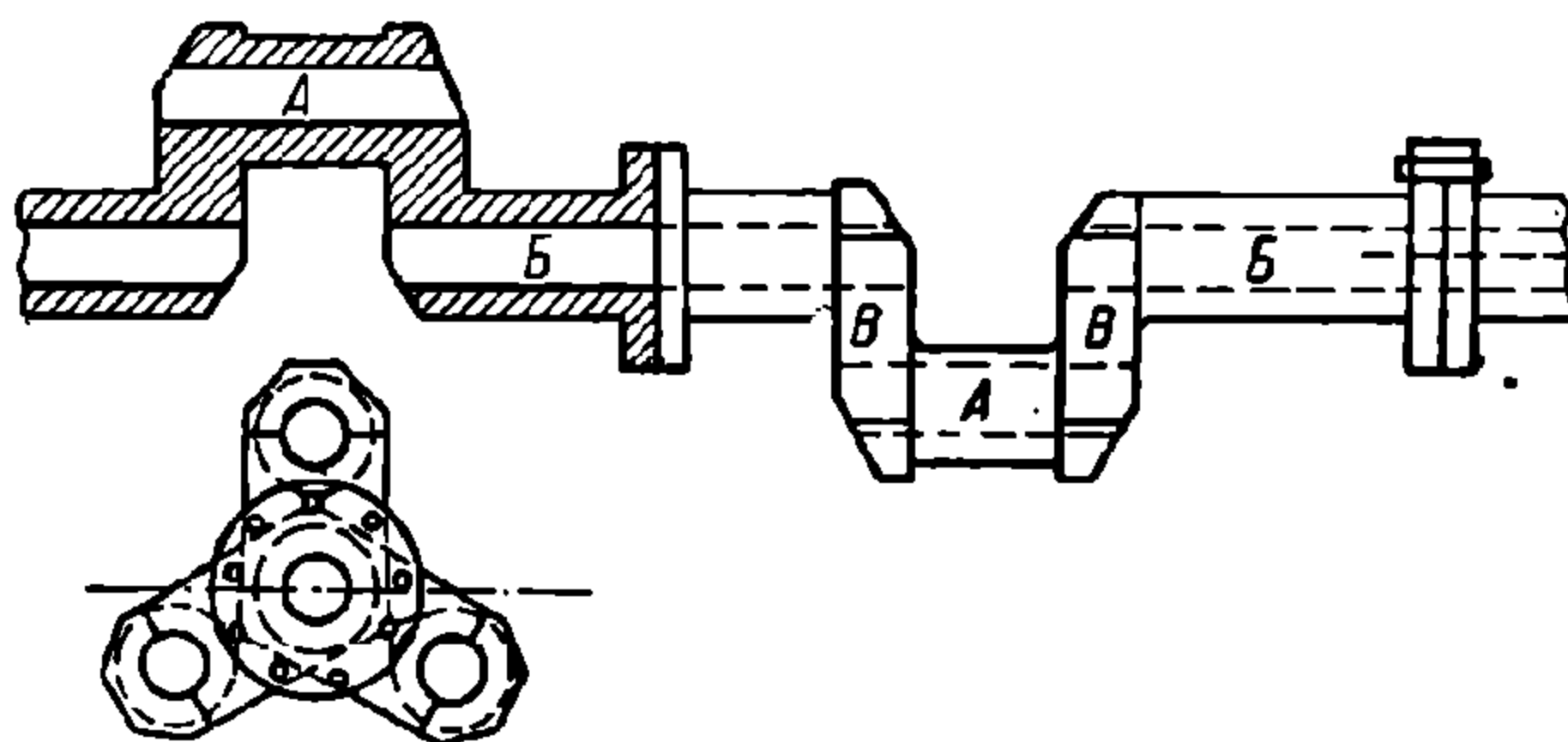
Продельвая те же построения, увидим, что сила D действует теперь в противоположном направлении и сохраняет его все время независимо от направления движения поршня.

12. КОРЕННОЙ ВАЛ

Коренным валом называется вал, назначением которого является воспринять от поршней при посредстве шатуна прямолинейно-возвратное движение и преобразовать его помощью кривошипа во вращательное. Коренной вал состоит из отдельных колен, или кривошипов; на каждый шатун приходится отдельный кривошип. Каждое колено состоит из следующих частей (фиг. 70): цапфы кривошипа *A*, щек кривошипа *B*, цапф коренного вала *Б* (фиг. 70 и 71).

При вращении цапфа кривошипа совершает оборот вокруг вала, и центр ее описывает окружность.

Положение, при котором шток, шатун и кривошип составляют одну прямую линию, называется „мертвым“, или положением „врастяжку“; при этом поршень достигает конца своего хода, а кривошип находится, как говорят, на мертвой точке, и никакие усилия не могут стронуть с места поршень и систему шатунно-кривошипной передачи. Давление пара кривошипом будет передано



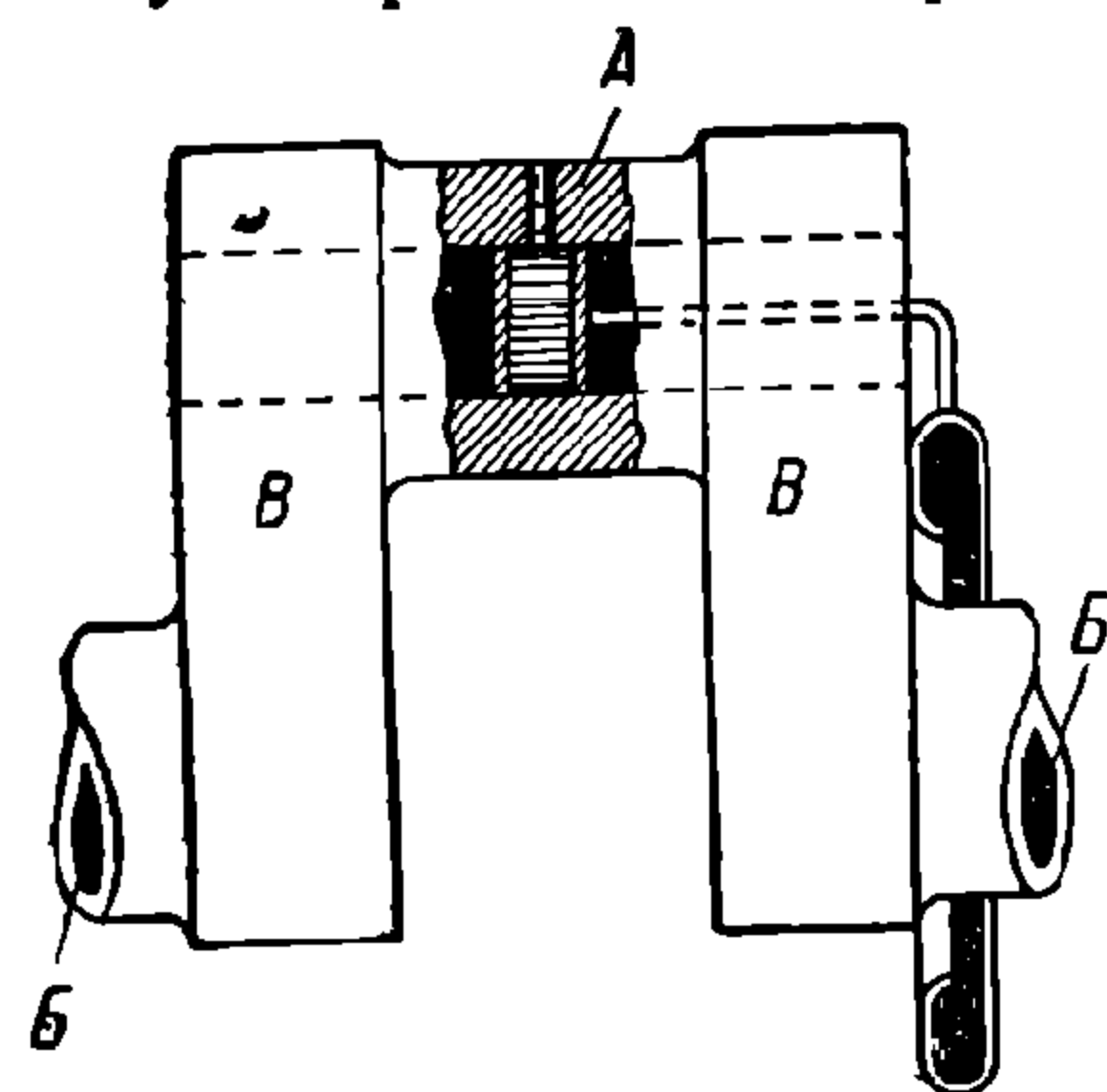
Фиг. 70.

лишь на раму машины.

Стоит немного повернуть вал, чтобы кривошип отошел от мертвой точки, и сила, действующая по шатуну, уже будет вращать кривошип.

Поэтому в многоцилиндровой машине кривошипы располагаются в разных плоскостях и под такими углами, что одновременно на мертвой точке может находиться только один кривошип.

С этой целью у двухцилиндровой машины (кроме машин Вульфа) кривошипы располагают под прямым углом. Если при пуске машины в ход на мертвой точке стоит кривошип ц. н. д., то кривошип ц. в. д. будет стоять на середине хода, и стоит только пустить пар в машину, как она



Фиг. 71.

тотчас же тронется с места. Но если на мертвой точке находится кривошип ц. в. д., то для того, чтобы машина тронулась с места, надо пустить рабочий пар в ц. н. д. посредством добавочного или вспомогательного золотника.

У трехцилиндровой машины все три кривошипа располагаются под углами в 120° . Для пуска в ход, когда кривошип ц. в. д. стал на мертвой точке, в ц. с. д. и в ц. н. д. имеются вспомогательные золотники или краны.

Коренные валы отковываются из стали и для облегчения высверливаются внутри (фиг. 70 и 71), но делаются и составные. У такого вала щеки откованы отдельно, и в них высверлены отверстия, в которые вставляются цапфы кривошипа и концы самого вала.

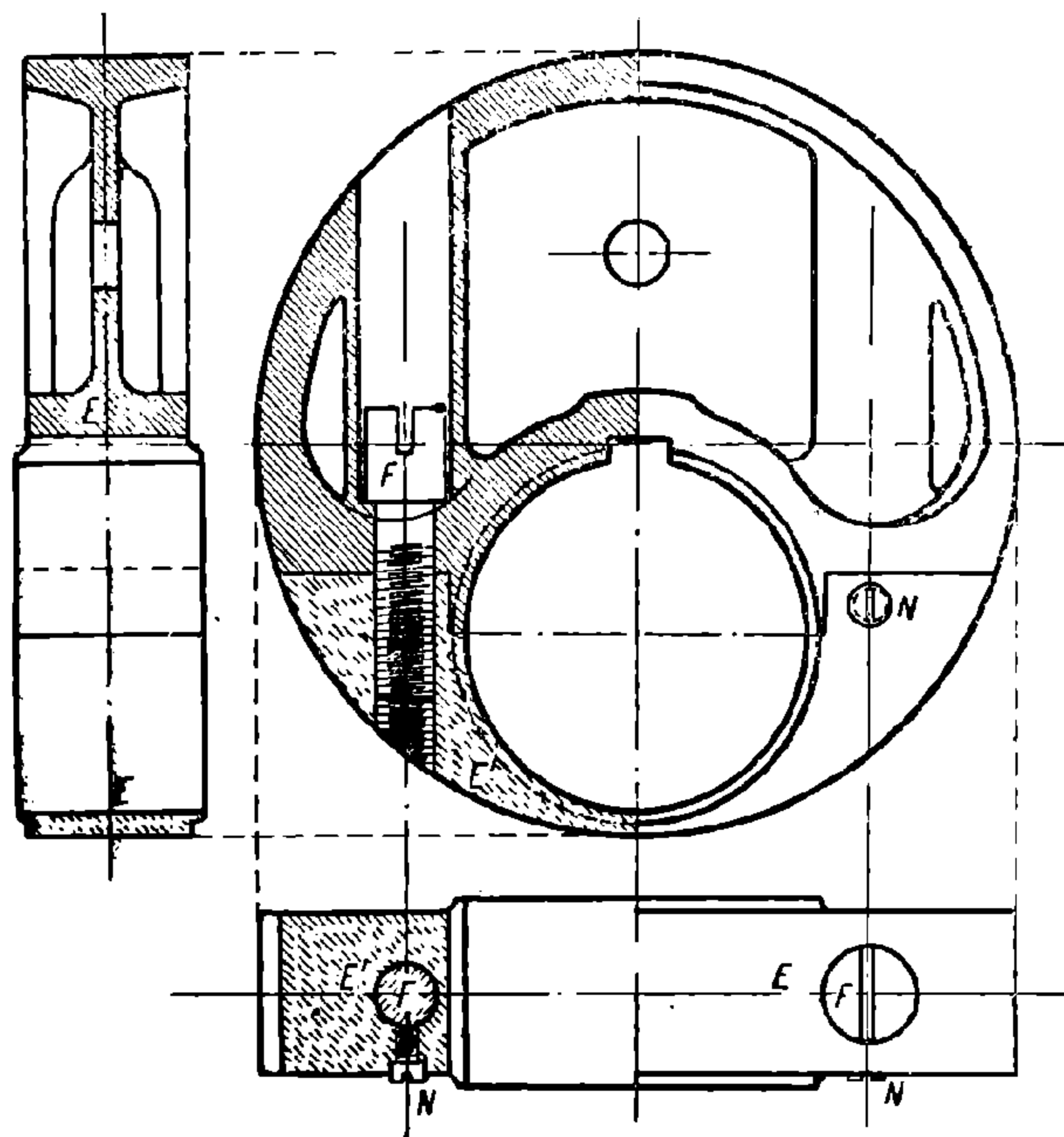
Концы цапфы кривошипа и вала, входящие в отверстия щек кривошипа, обтачиваются по несколько большему диаметру. Для прочности и жесткости соединения щеки кривошипа сильно нагревают, после чего

вставляют в них цапфы. Охладившись, щеки так плотно зажмут цапфы, как будто все колено отковано из одного куска. Кроме того, такое соединение застопоривают еще нарезными шпильками.

Кривошипы составных валов соединяются между собой посредством откованных заодно с валом муфт, соединяемых болтами. Болты обыкновенно делают коническими. Так как кривошипы испытывают под влиянием шатунов изгибающие напряжения, направленные у соседних кривошипов в разные стороны, то, чтобы оси соединяемых колен не расходились и болты не подвергались изгибу, ставят центрирующие шпонки, входящие плотно в пазы, сделанные в муфтах. Иногда вместо шпонок ставят центрирующие шайбы, входящие в выточки, сделанные в муфтах.

13. УСТРОЙСТВО ЭКСЦЕНТРИКА, ЭКСЦЕНТРИКОВОГО БУГЕЛЯ И ЭКСЦЕНТРИКОВОЙ ТЯГИ

Эксцентрики, служащие для передачи движения от главного вала золотнику, бывают цельными (фиг. 71а) и разъемными (фиг. 72). Эксцентрики отли-



Фиг. 71а.

ваются из чугуна или отковываются из стали и представляют собой металлическую шайбу, в которой вырезано круглое отверстие, равное диаметру вала, причем центр этого отверстия не совпадает с центром эксцентрика. Расстояние между центром эксцентрика и центром отверстия, которое совпадает с центром вала, называется „эксцентриситетом“. Этим отверстием эксцентрик одевается на вал и крепится на нем шпонкой. Чтобы эксцентрики можно было надевать на коленчатый вал между кривошипами, их делают из двух частей, соединяемых болтами.

Для удобства сборки эти две части обыкновенно делаются неравными, и плоскость разреза де-

лается перпендикулярной к направлению эксцентриситета и проходящей через центр отверстия. Болты крепятся или гайками или чеками.

Изображенный на фиг. 72 эксцентрик отлит из чугуна и состоит из двух частей, E и E' , скрепленных болтами F , крепящимися клиньями (чеками) P . Эксцентрик имеет на линии эксцентриситета прямоугольный паз для шпонки S , закрепляющей эксцентрик на валу. Такой же паз выбирается и на валу; таким образом шпонка S входит наполовину в вал, наполовину в тело эксцентрика; N — стопорный болтик.

Эксцентрик охватывается металлическим кольцом B , соединяющим его с эксцентриксовой тягой T ; это кольцо называется бугелем, или хомутом.

Бугели отливаются из чугуна и бронзы или отковываются из стали. Бугель состоит из двух половин, *B* и *B'*, соединенных болтами *D*. Половинка *B* имеет прилив, срезанный плоско, в который ввернуты шпильки для присоединения эксцентриковой тяги. Чтобы бугель не соскочил с эксцентрика в боковом направлении, на нем делается по его окружности широкая выточка, в которую входит соответствующий выступ на окружности эксцентрика, или наоборот.

Изображенный на рассматриваемом рисунке эксцентриковый бугель отлит из стали, и внутренняя скользящая поверхность его облицована белым металлом, залитым в отдельные дорожки, имеющие поперечное сечение в виде ласточкина хвоста.

Болты, соединяющие обе половины бугеля, крепятся гайками с контргайками. Иногда для облегчения пригонки болты пригоняют к цилиндрическому отверстию в бугеле не по всей длине, а лишь отдельными узкими цилиндрическими поясами. Посредине между обеими половинками бугеля положена широкая бронзовая прокладка *a*, кроме которой кладется еще несколько тоненьких прокладок. Чтобы прокладка не могла выскочить, она снабжена двумя шипами.

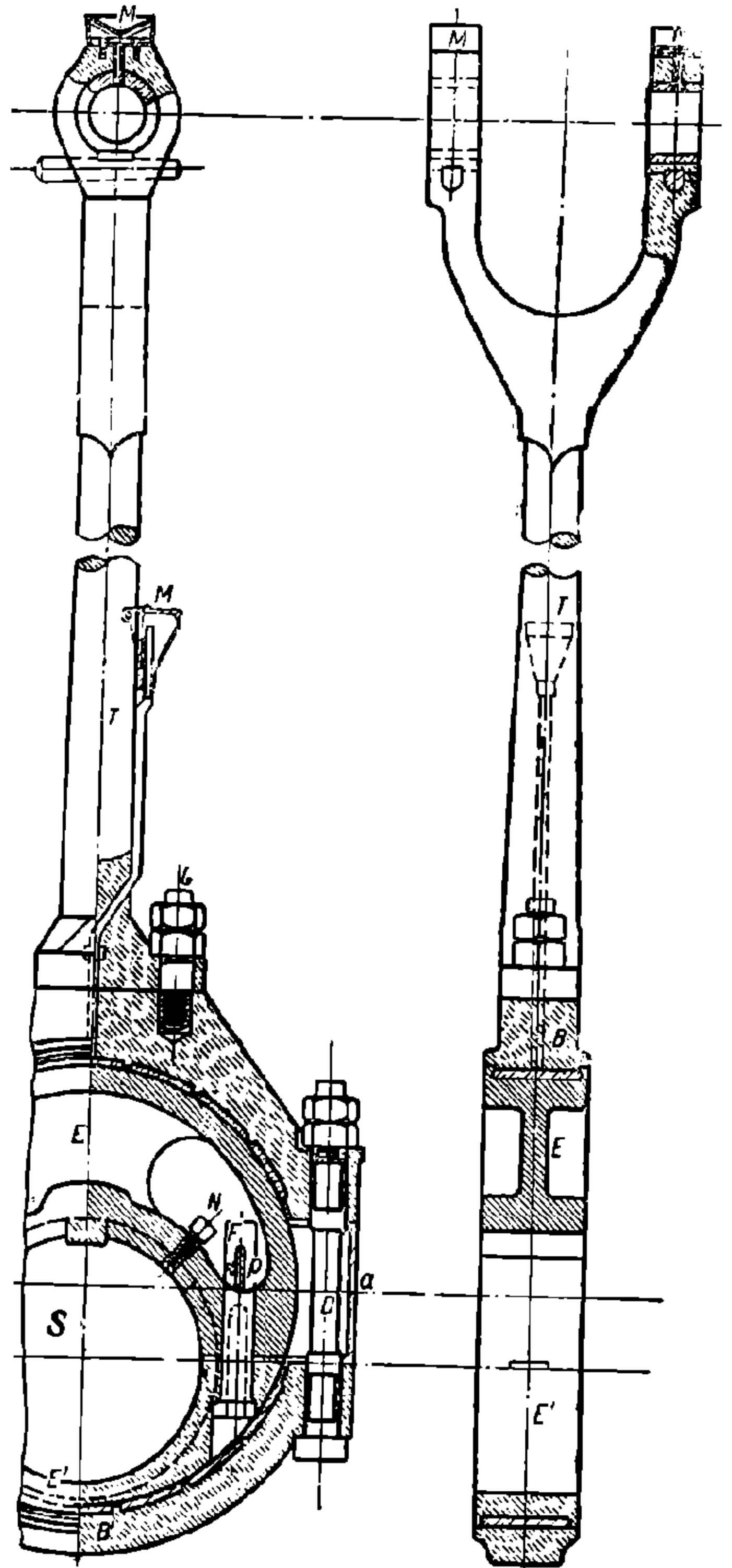
Обыкновенно болты бугеля не нажимаются втугую, а со слабиной около $\frac{1}{2}$ мм, чтобы бугель прилегал при работе к эксцентрику возможно большей поверхностью.

Смазка подводится из масленок *M* на эксцентриковой тяге, откуда по трубочкам и по каналам, просверленным в приливе бугеля, она попадает на его трущуюся поверхность, на которой для лучшего распределения смазки вырублена сеть дорожек.

Вместо заливки белым металлом бугели снабжаются иногда бронзовой облицовкой в виде вставного кольца. Круговой выступ иногда делается не на эксцентрике, а на трущейся поверхности бугеля; иногда поверхности выступа скашиваются под углом.

Эксцентриковые тяги. Золотниковый шток соединяется с эксцентриковым бугелем посредством эксцентриковой тяги. Эксцентриковая тяга обыкновенно имеет коническую, реже плоскую форму и одним концом крепится к приливу бугеля, садясь на его шпильки (фиг. 72), другим присоединяется к штоку.

При небольшой величине своих размеров подшипники эксцентриковой тяги обыкновенно не имеют отдельных вкладышей, а средняя часть и крышка изготовляются целиком из бронзы. Между обеими половинками подшипника кладутся тонкие прокладки, вынимаемые по мере истирания вкладышей и новой их пригонки.

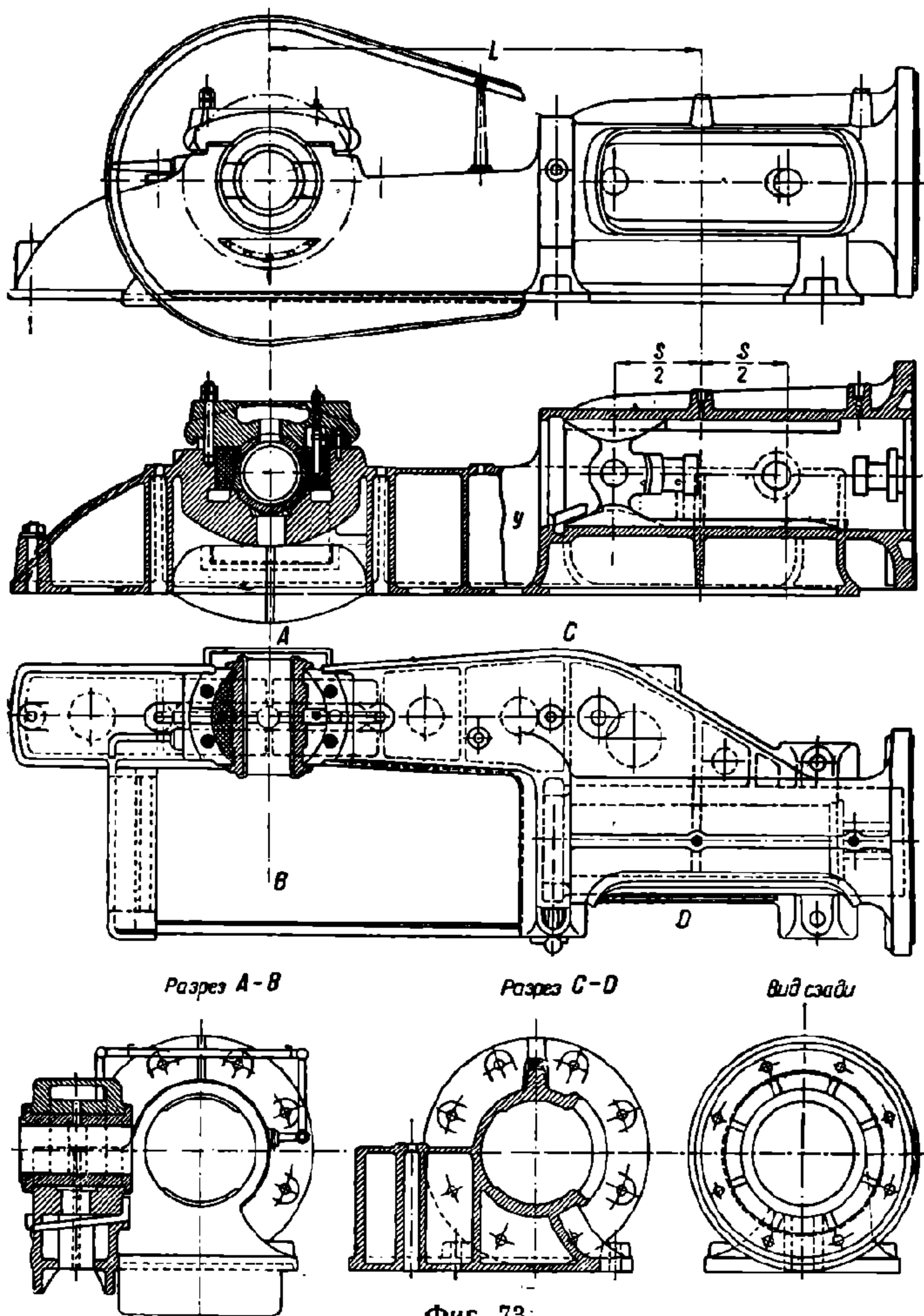


Фиг. 72.

14. СТАНИНА МАШИНЫ И КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ

Станина поршневой паровой машины должна служить надежной связью между цилиндром и коренными подшипниками главного вала. При этом по возможности должны быть исключены напряжения в фундаменте.

Для горизонтальных машин этому условию лучше всего удовлетворяют станины с круглыми направляющими, воспринимающими давление поршня



Фиг. 73

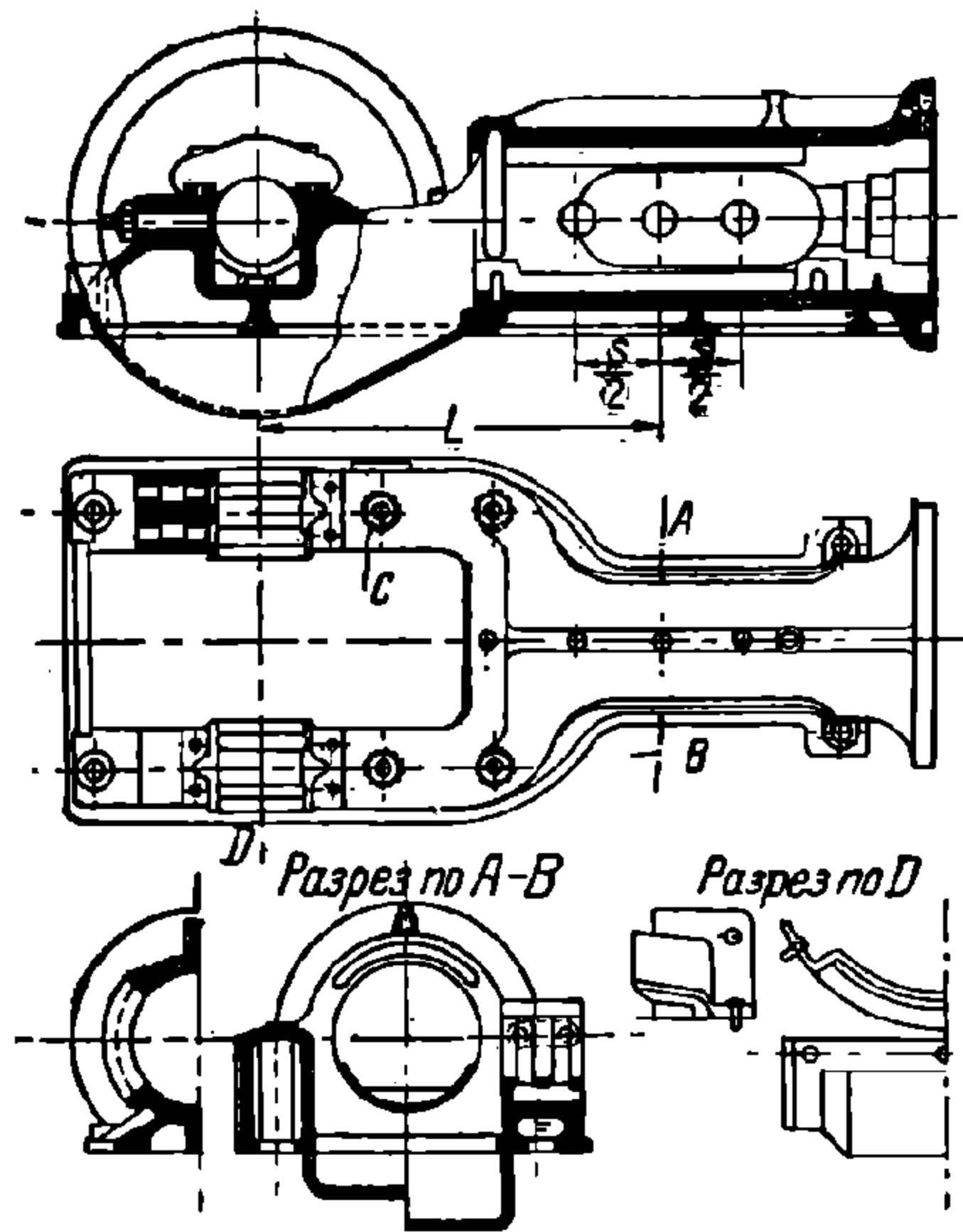
по направлению оси цилиндра. Эти рамы изготавливаются с одним только подшипником в виде байонетных станин (фиг. 73) или же с двумя подшипниками в виде вильчатых рам (фиг. 74 и 75), полый отливки, причем им придаются широкие опорные плоскости, главным образом, у подшипников; станины даже небольших машин лежат всей своей длиной на фундаменте и при монтаже подливаются цементом.

Вилкообразные станины, изображенные на фиг. 74, в настоящее время находят себе все большее и большее применение при прямоходных и тандем-компаунд-машинах с большими скоростями поршня. Они имеют то преимущество, что давление при движении распределяется на два подшипника;

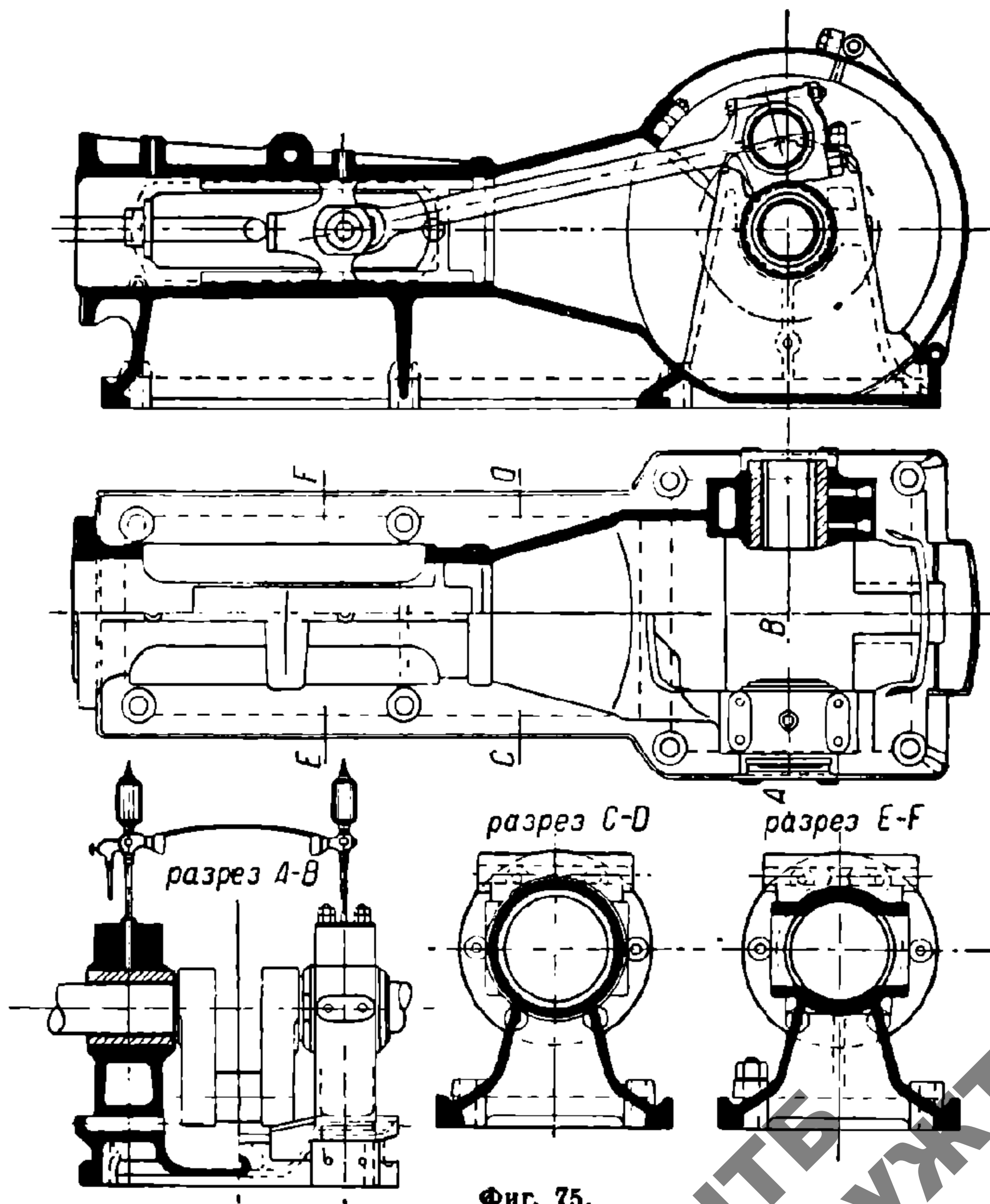
коленчатый вал во всяком случае может быть сделан тоньше, нежели при станине фиг. 73, при которой только один подшипник должен нести основную нагрузку еще усиленную односторонним действием. Станины, изображенные на фиг. 75, находят себе применение в небольших машинах с свободно подвешенными цилиндрами.

Коренные подшипники у горизонтальных станин только при небольших машинах устраиваются разъемными из двух частей с расположенным под углом 45° стыком вкладышей; в остальных случаях вкладыши делаются из четырех частей для возможности подтягивания их в случае износа в горизонтальном и вертикальном направлениях. Вкладыши изготавливаются из чугуна или стали с рабочими поверхностями, залитыми белым металлом. Эта заливка закрепляется в желобках, имеющих вид ласточкина хвоста и расположенных по окружности вдоль отверстия.

Поворачивание вкладышей предупреждается помощью пальцев (фиг. 76) или пригнанных в нижние вкладыши круглых железных шпеньков (фиг. 77). Нижний вкладыш при этом должен вывертываться из подушки при несколько приподнятом вале. Для подтягивания верхнего и нижнего вкладышей служит крышка вместе с потребными жестяными подкладками и закладками, а для подтягивания боковых вкладышей употребляются или установочные винты S_1 и S_2 с подтягиваемыми сбоку нажимными шайбами (фиг. 78) или же клинья (фиг. 76 и 77), подтягивае-

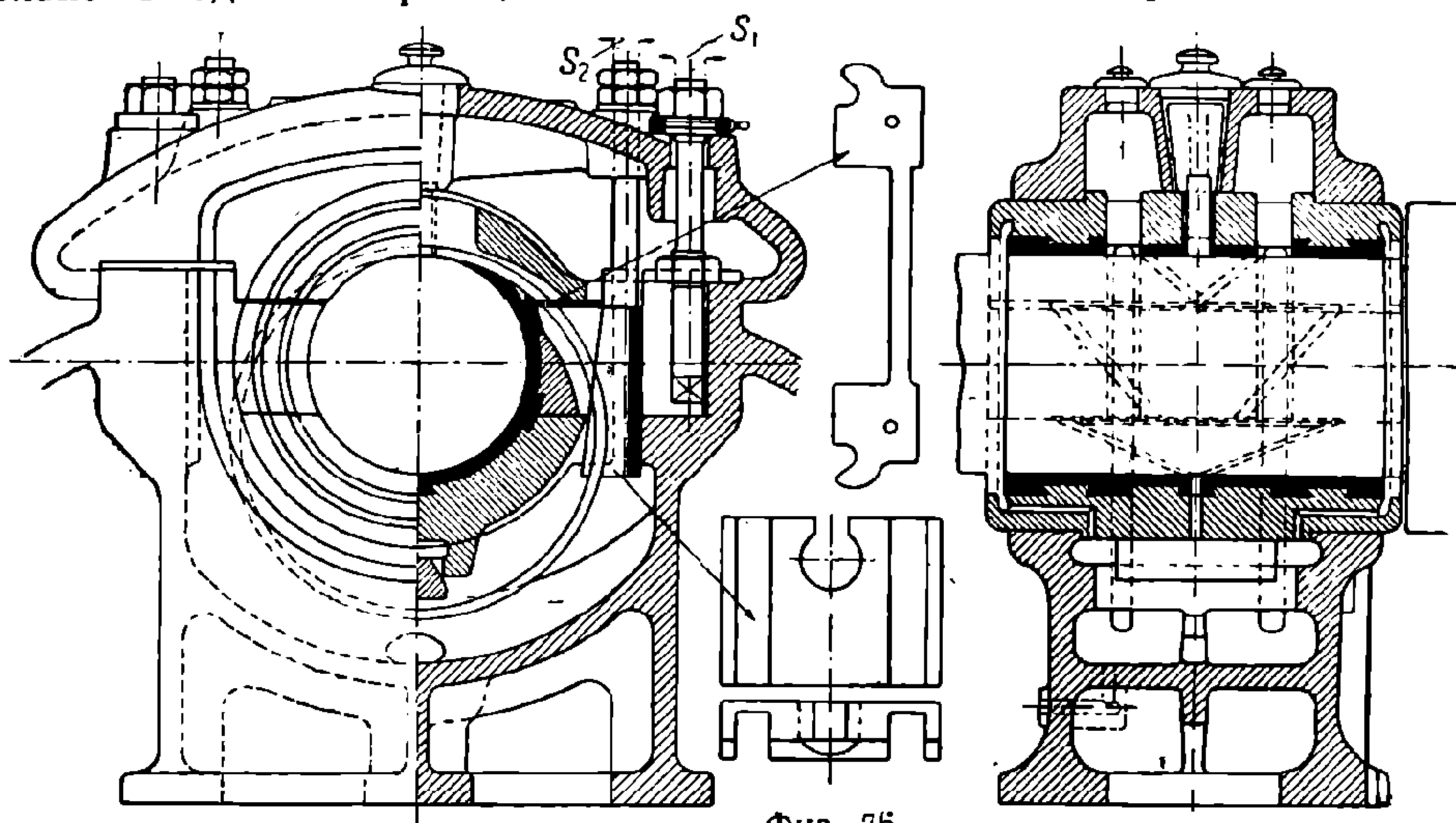


Фиг. 74.

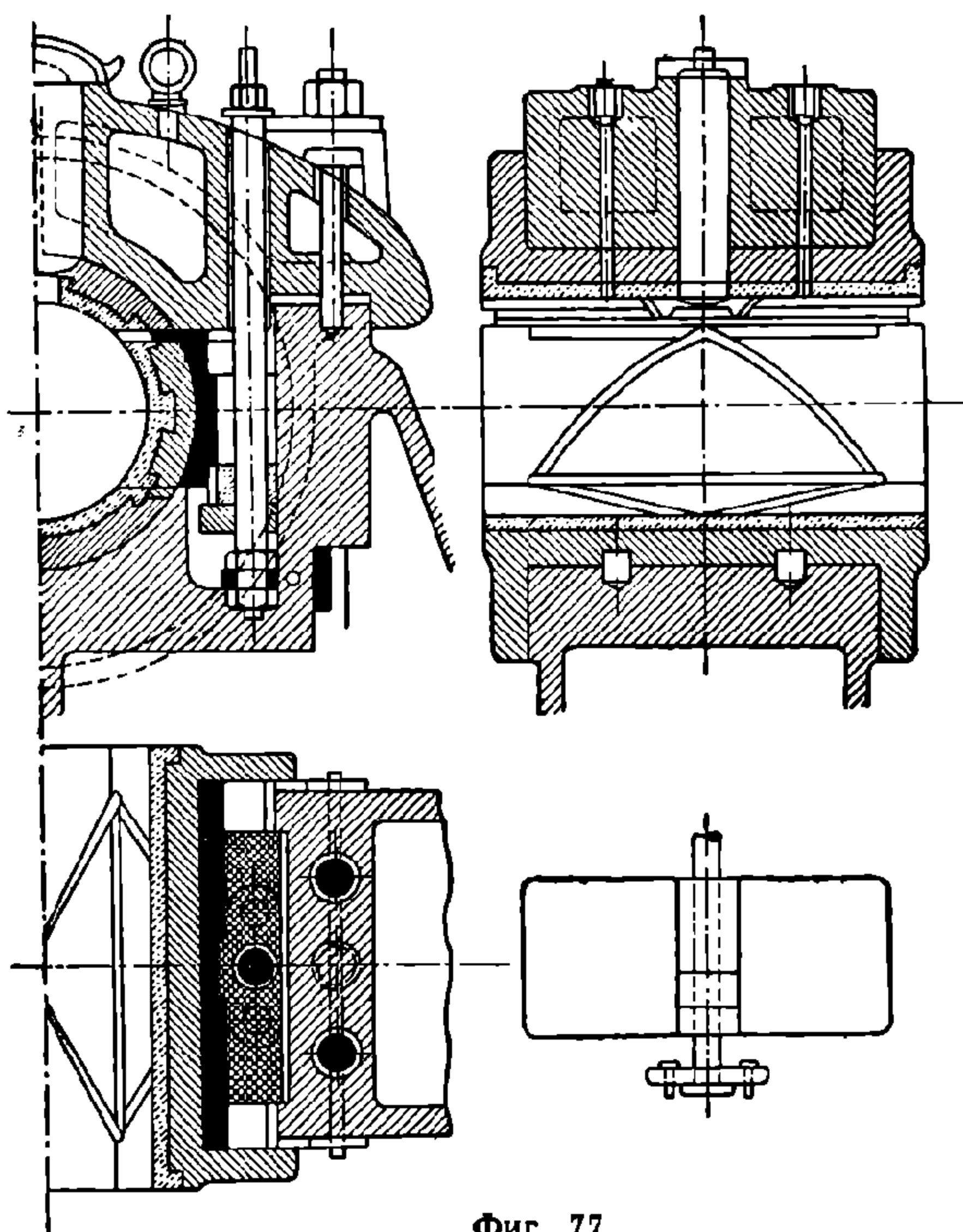


Фиг. 75.

мые сверху. Нажимные винты при обыкновенных формах станины могут быть расположены по обеим сторонам, что весьма важно для правильного уравнивания износа. Однако во многих случаях клинья располагают только с одной стороны; сильный износ вкладыша при этом должен



Фиг. 76.

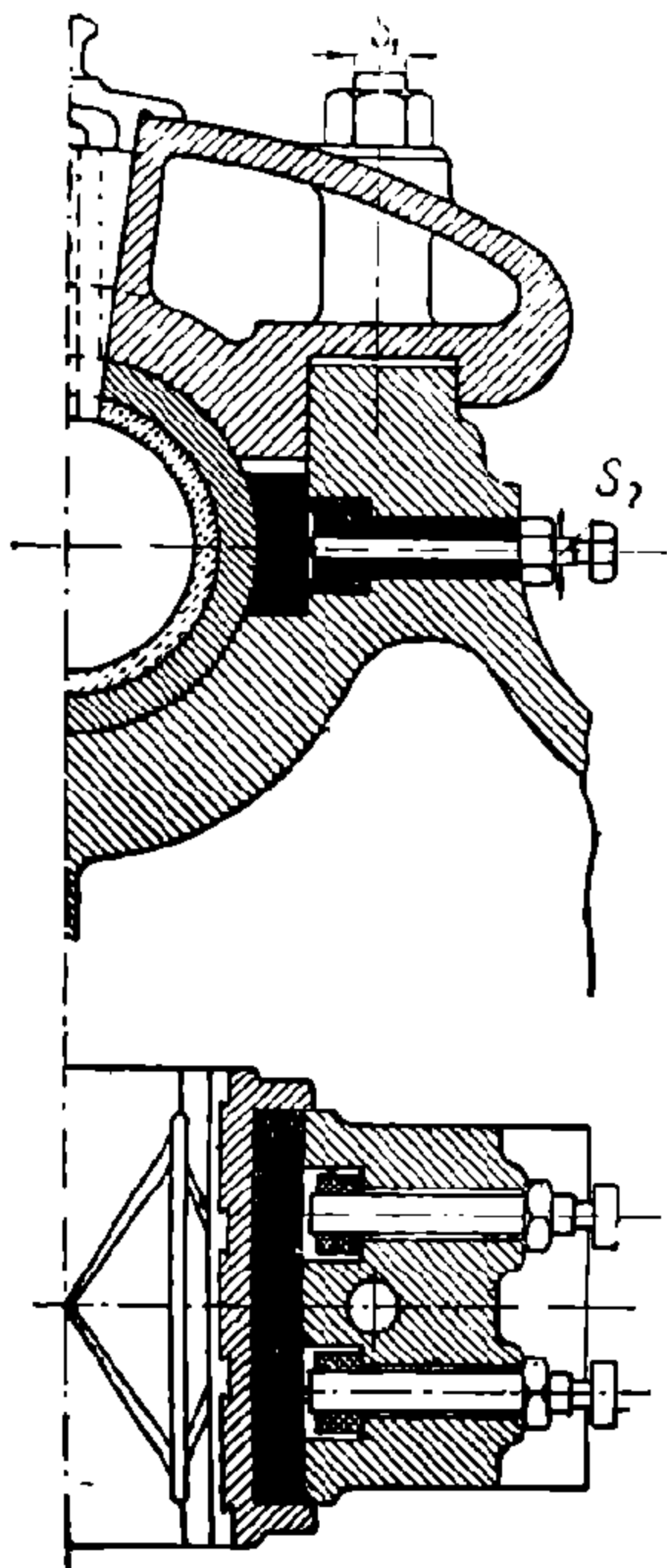


Фиг. 77.

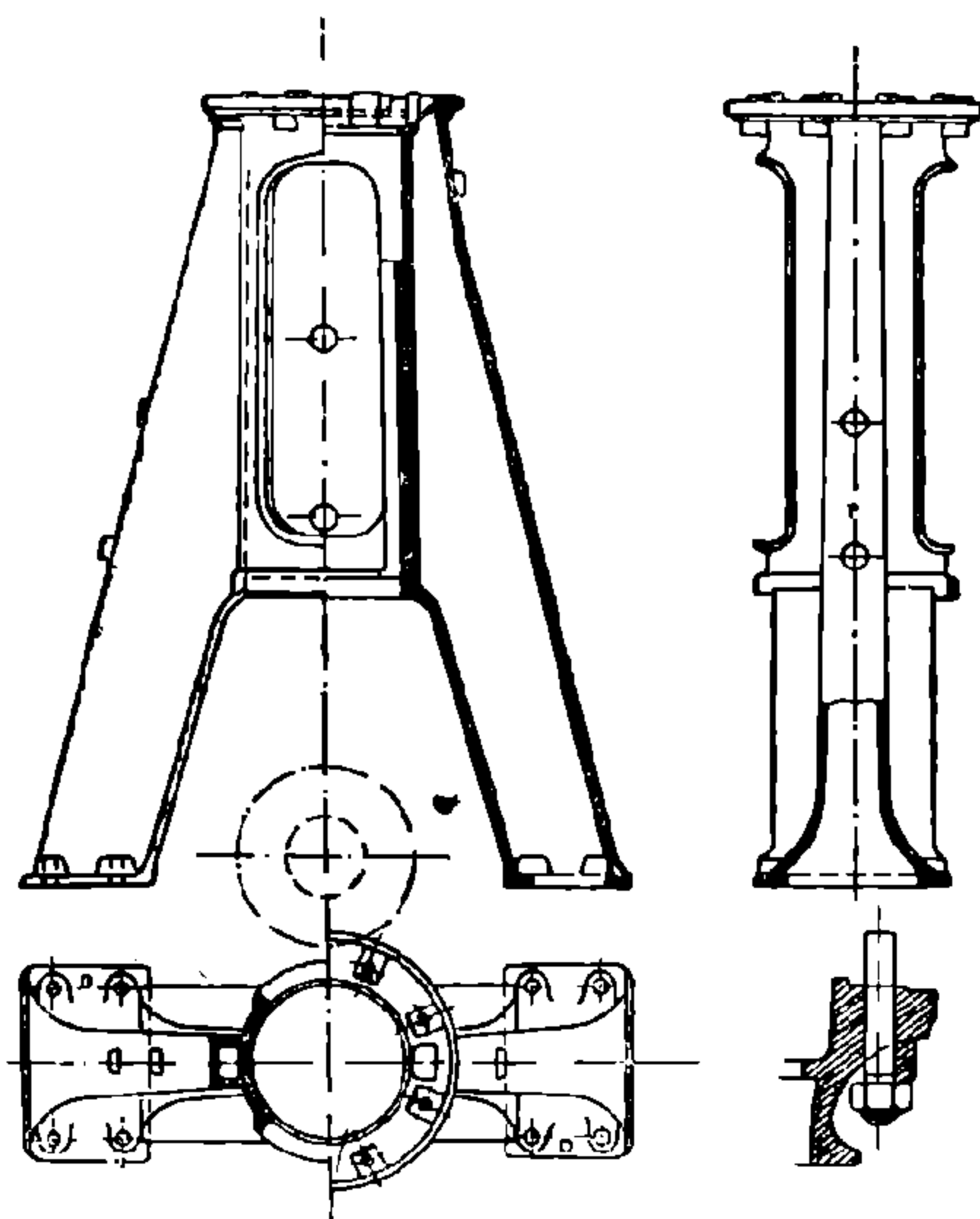
быть урегулирован с противоположной стороны, как и при установочных винтах, путем подкладок за этим вкладышем. Установка вкладыша из четырех частей у коренного подшипника вообще требует большой тщательности и большого навыка; при небрежной или неумелой установке

легко может произойти одностороннее прилегание вкладыша, вызывая нагревание вала. Подобное явление имеет место вообще при неточной сборке. Ввиду этого оба клина на фиг. 73 устроены, для автоматической их установки, поворотными вокруг вертикальной оси в теле подушки. На фиг. 76 и 77 клинья направляются по пазам. Они устанавливаются или, как на фиг. 76, плотно прижатыми крышкой подшипника или же независимо от нее, как показано на фиг. 78.

Масло доставляется шейкам коренного вала или помощью двух закрепленных на крышке капельных масленок или помощью кольцевой смазки (фиг. 76). Отлитая посредине крышки коробка или масленка, заполненная салом или консистентным жиром, служит запасной для смазки на случай разогревания шейки на коренном валу.



Фиг. 78.



Фиг. 79.

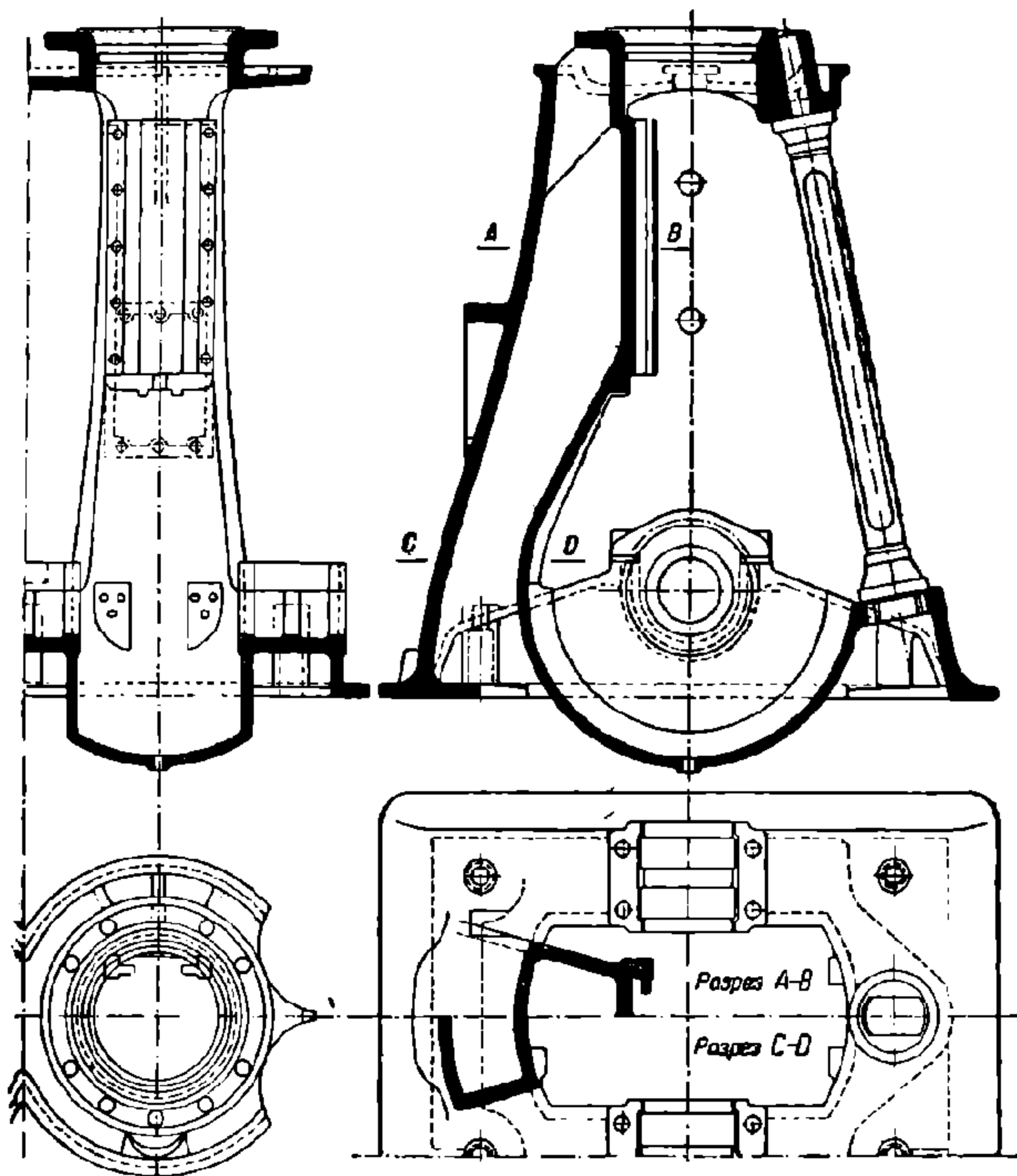
Станины вертикальных машин также строятся двух типов. Станина первого типа (фиг. 79) состоит из двух чугунных стоек с круглыми направляющими, а станина второго типа состоит из одной только стойки с плоской направляющей (фиг. 80). В станине последнего типа для поддержания цилиндра и для достижения достаточной устойчивости самой станины против стойки располагается железная кованая или литая колонна. В том и другом случае стойки привинчены к фундаментной плите.

Станины с двойными стойками лучше поглощают боковое давление крейцкопфа и действующие боковые давления инерции качающихся масс, но затрудняют доступ к кривошипному механизму. При станинах с одной только стойкой устойчивость бывает меньше, но доступность к движущимся частям для осмотра и обслуживания их здесь больше. Колонны большей частью устанавливаются наклонно с целью уширения плоскости подошвы машины при небольшом вылете верхней части. Для прикрепления колонн к нижней фундаментной плите и к верхним фланцам цилиндров или станины служат фланцы с болтами или чеками. Конструкция станины обычно допускает легкую сборку и разборку.

Стойки и фундаментная плита отливаются полыми. Верхний ста-

нинный фланец стойки даже при одной только стойке во многих случаях замыкается спереди для возможности центральной установки цилиндра.

Фундаментная плита имеет широкие опорные плоскости и под кривошипами снабжена корытообразными углублениями. Коренные подшипники вертикальных машин должны быть придвинуты по возможности ближе к оси направляющей (параллели). Они должны быть съемные из двух только частей (фиг. 81).

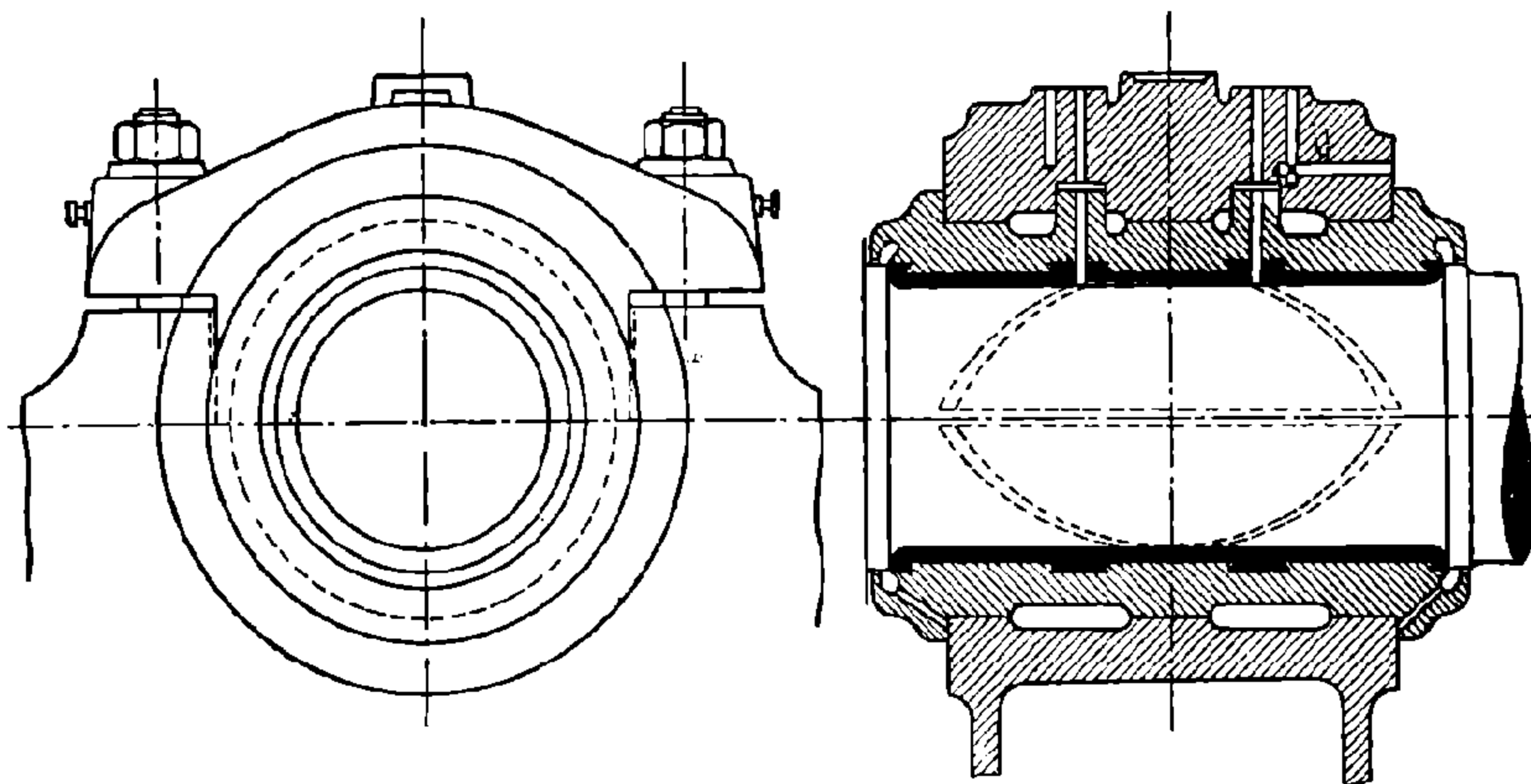


Фиг. 80.

15. ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Парораспределительные приборы служат для надлежащего распределения пара в паровом цилиндре, т. е. для впуска и выпуска пара, заставляющего поршень двигаться попеременно то в одну, то в другую сторону. Приборы эти составляют одну из главных частей паровой машины. Парораспределения поршневых паровых машин подразделяются:

1) По роду запирающих органов: на плоское золотниковое, цилиндрическое (поршневое) золотниковое, клапанное и поворотное золотниковое



Фиг. 81.

или крановое (Корлисса) парораспределения; сюда же при прямоходных машинах следует отнести еще паровой поршень в виде запирающего выпуск органа.

2) По числу паровпускных и паровыпускных каналов цилиндра: на парораспределения с двумя и четырьмя паровыми каналами.

3) По соединению запирающего органа с приводным механизмом: на принудительные и непринудительные, или расцепные парораспределения. Первые из них соединены непрерывно в течение всего оборота кривошипа, а в последних соединении происходит в течение только некоторой части каждого оборота кривошипа.

Плоское и цилиндрическое золотниковые парораспределения обыкновенно имеют два паровых соединяющихся с цилиндром канала, а клапанные и крановые парораспределения — четыре канала. Плоское и цилиндрическое золотниковые парораспределения всегда строятся принудительными, а клапанные и крановые парораспределения строятся и расцепными. В большей части плоских и цилиндрических золотниковых и крановых парораспределений принудительность движения создается неразрывной связью между собой приводного механизма и запирающего органа. В большей части принудительных клапанных парораспределений это соединение в течение периода закрывания клапана производится только помощью пружины.

При выборе парораспределения решающее значение имеют свойства отдельных запирающих органов. В этом отношении необходимо заметить следующее: плоский золотник представляет собой относительно мало чувствительный запирающий орган, но выгодно отличающийся легко достигаемым постоянным плотным затвором.

Неудобства плоских золотников состоят в большом сопротивлении трению и в значительном собственном весе золотника при больших диаметрах цилиндров.

При больших давлениях (выше 9 *атм*) плоский золотник работать не может, так как в этих случаях возникают затруднения в смазывании рабочих поверхностей; точно так же этот золотник не может работать и при перегретом паре, при котором он коробится.

Разгруженные, или уравновешенные, плоские золотники при высоких температурах пара также мало применимы.

Круглый золотник в начале работы обладает полной плотностью затвора и разгружен, или уравновешен, равномерно действующим со всех сторон давлением пара. Поэтому он развивает только незначительные сопротивления движению и при не слишком тяжелых штоках допускает легкое регулирование. С течением времени, вследствие изнашивания у этого золотника получаются неплотности, вредно отзывающиеся на работе машины. Вставные набивочные кольца хотя и увеличивают плотность затвора, но, с другой стороны, увеличивают также и сопротивление трению.

Круглый золотник лучше всего может служить при высоких давлениях пара в вертикальных машинах с большим числом оборотов, так как в вертикальной машине собственный вес золотника совпадает с направлением его движения, и при большом числе оборотов вредное пространство и неплотности имеют меньшее вредное влияние. В простейшем своем виде, при тщательном изготовлении и обслуживании круглый золотник работает вполне удовлетворительно и при перегретом паре.

Уравновешенный клапан двух- или четырехседельного типа при небольшом собственном весе обладает вполне симметричной формой. Запирающие поверхности не скользят одна по другой при работе машины, а соприкасаются только в момент закрывания. Клапан не находится в беспрерывном движении подобно золотнику, а движется только при открывании и закрывании, т. е. в течение только части оборота кривошипа. Поэтому по сравнению с плоскими золотниками клапан обладает преимуществами, состоящими в меньшем трении и изнашивании, в меньшем действии веса и массы и в более легких штоках.

По сравнению с круглым золотником (без набивочных колец) клапан дает постоянный более плотный затвор. Кроме того, вредное пространство при клапанах в особенности у больших цилиндров, получается меньше, нежели при круглом золотнике.

Вследствие весьма незначительного трения при полной уравновешенности и симметричной форме, клапаны лучше всех других запирающих органов выдерживают большие давления и высокие температуры (перегрев) без нарушения правильности работы (заедания, неплотности). Это обстоятельство содействовало обширному применению клапанных парораспределений даже в вертикальных машинах, где их устройство и обслуживание далеко не так просты. Только сильное изменение перегрева делает клапаны временно неплотными.

Поршневой клапан, применяемый параллельно с простым клапаном, представляет собой не что иное, как вертикально расположенный поршневой золотник с уплотняющими кольцами, связанный с приводным механизмом, подобно обыкновенному клапану (отсюда и его название). При нем избегается возможный при посадке обыкновенного клапана удар или толчок о седло. Наконец, поршневой клапан очень удобен при перегретом паре, так как клапан и его камера всегда имеют одинаковую температуру.

Набивочные кольца увеличивают сопротивление трению.

Поворотный золотник (кран) отличается небольшой величиной вредного пространства и охлаждающих поверхностей. Сопротивления его движению очень малы, плотность затвора вполне достаточна и изготовление его ввиду простой его формы недорого.

Несмотря на все эти преимущества, крановое парораспределение находит себе редкое применение. К недостаткам относятся неуравновешенность и коробление при высокой температуре.

Что касается числа паровых каналов, то следует заметить, что парораспределение с двумя только каналами вообще гораздо проще и дешевле парораспределения с четырьмя каналами. Но зато последнее имеет то преимущество, что парораспределение с каждой стороны поршня может быть выбрано совершенно независимо друг от друга. Этим достигаются совершенное парораспределение и более легкая установка всех органов. Сообразно этому парораспределения с двумя каналами (плоское золотниковое и поршневое золотниковое) больше применяются для простых небольших и средних машин, а парораспределения с четырьмя каналами (главным образом клапанные) применяются у средних и крупных машин, при которых обращено серьезное внимание на высокую степень использования пара.

При двух паровых каналах рабочий и отработавший пар с каждой стороны поршня должен протекать по одному и тому же каналу; стенки каналов попеременно приходят в соприкосновение с паром высокой и низкой температур. При парораспределениях с четырьмя каналами это явление не имеет места, что оказывает значительное влияние на экономику машины.

Парораспределения с тремя каналами встречаются только в прямоточных машинах, где впуск пара производится помощью двух клапанов, а выпуск производится паровым поршнем.

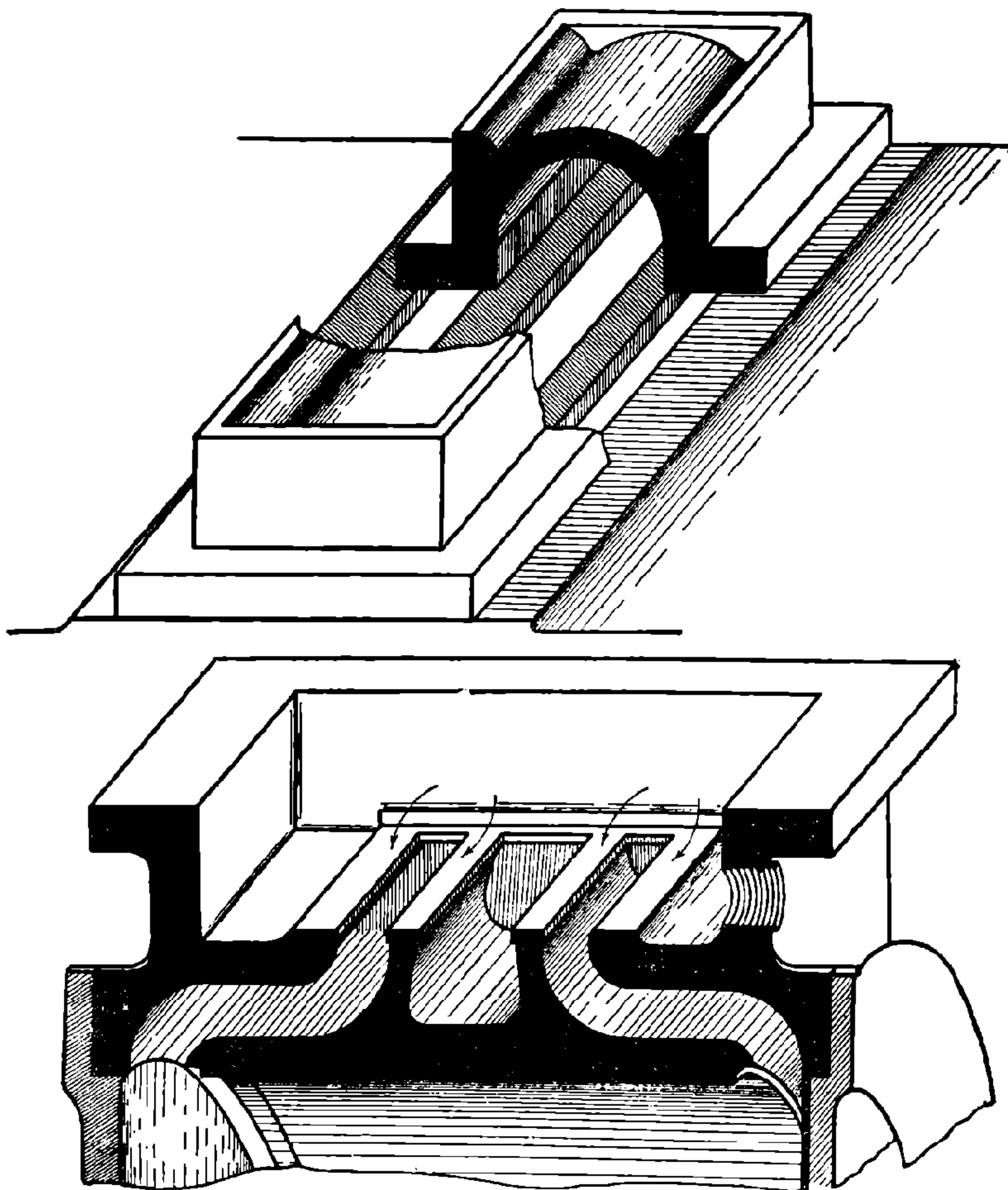
Сравнивая принудительные и расцепные парораспределения, нужно сказать, что принудительные парораспределения лучше приспособлены для большего числа оборотов, нежели парораспределения принудительные с замыканием силой и расцепные. Поэтому для быстроходных машин с 180 и более оборотами в минуту рекомендуются золотниковые парораспределения, а для более тихоходных машин — клапанные.

Рассмотрим подробно те из них, которые чаще всего встречаются:

- а) простой золотник,
- б) двойной золотник,
- в) золотник Мейера,
- г) клапаны.

Золотники

Простой золотник (трехпролетный). Простой золотник представляет собой ящик без крышки, лежащий (дном вверх) в золотниковой



Фиг. 82.

коробке. Поля его, или лапы, лежат на рабочей поверхности коробки, по которой золотник может двигаться в ту или другую сторону при помощи эксцентрика и тяги. На фиг. 82 (сверху) представлен золотник, лежащий в золотниковой коробке, а снизу — разрез золотниковой коробки.

Золотник может закрывать собой все три окошка или открывать доступ в коробку через одно из крайних. Среднее паровыпускное окошко всегда закрыто золотником и никогда не сообщается с золотниковой коробкой, в которую поступает рабочий пар.

Когда золотник закрывает все три окошка, то пар из золотниковой коробки не может попасть в цилиндр, но если золотник передвинется и

откроет, например, правое окошко, то пар войдет в цилиндр с правой стороны поршня. В это же время внутри под золотником откроется левое паровое окошко и соединит левую часть цилиндра с паровыпускным окошком. Пар, находящийся с левой стороны поршня, выйдет в паровыпускную трубу, и тогда поршень начнет передвигаться с правой стороны в левую.

Передвинув золотник в обратную сторону, т. е. открыв в золотниковую коробку левое окошко, а внутри под золотником правое окошко, получим движение поршня в обратную сторону.

Если бы лапы золотника имели длину, равную только длине крайних окошек, то все окошки были бы закрыты только на одно мгновение, когда золотник стоял бы в среднем положении. В этот момент пар не мог бы поступить в цилиндр, поршень стоял бы в конце своего хода, т. е. в одном из крайних положений, кривошип стоял бы по направлению оси цилиндра, а эксцентриситет—под прямым углом к кривошипу. Но так как лапы золотника делают длиннее окошек, то впуск и выпуск, а равно и прекращение впуска и выпуска пара, возможно производить раньше, чем поршень придет в крайнее положение. Это условие необходимо для спокойного перехода кривошипом мертвых точек и для экономии пара.

Величина, на которую лапа золотника делается длиннее соответствующего парового окошка, называется перекрышей золотника, причем удлинение лапы золотника со стороны впуска называется паровпускной перекрышей, а со стороны выпуска паровыпускной перекрышей.

Когда поршень находится в конце хода, золотник с перекрышей не может стоять на середине своего хода, потому что он тогда закрывает паровпускное окошко; открыть окно и впустить пар под поршень золотник сможет только тогда, когда поршень пройдет уже некоторую часть своего хода от мертвой точки.

То же самое и с выпуском пара с другой стороны поршня. Между тем, для равномерности хода необходимо, чтобы впуск пара был даже раньше, чем поршень придет в крайнее положение. Поэтому в данном случае золотник надо отодвинуть от среднего его положения по направлению движения поршня на некоторую величину и установить так, чтобы паровое окошко было уже немного открыто, когда поршень находится в крайнем положении.

Величина, на которую при этом должно быть открыто паровпускное окошко, называется „линейным опережением“ со стороны впуска пара, а величина, на которую при этом откроется другое паровпускное окошко, внутри под золотником, называется „линейным опережением“ со стороны выпуска пара.

Угол, на который надо повернуть эксцентрик на валу, чтобы передвинуть золотник от среднего его положения до того, в котором он дает надлежащее опережение, называют углом опережения.

Во время хода поршня от одного крайнего положения к другому золотник сначала двигается в ту же сторону, что и поршень, пока не откроет совершенно паровпускное окошко, после чего примерно с половины хода поршня, начинает двигаться в обратную сторону, постепенно закрывая это окошко.

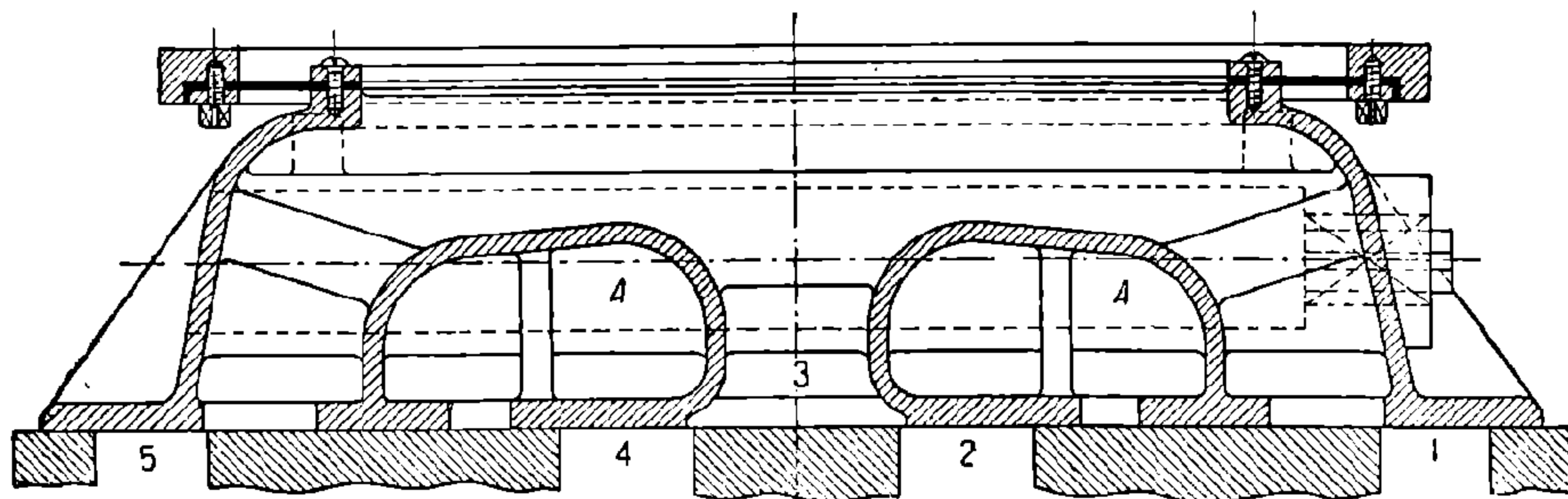
По закрытии золотником окна начнется расширение пара, которое продолжится до тех пор, пока золотник не передвинется настолько, что указанное окошко откроется внутри под золотником и отработавший пар уйдет в пароотводную трубу. Это произойдет незадолго до прихода поршня в противоположное начальному крайнее положение.

Чем больше линейное опережение со стороны выпуска, тем раньше наступает выпуск. Затем начнется, таким же порядком обратный ход поршня.

Примечание. Расширение пара будет продолжаться тем дольше, чем больше промежуток времени от закрытия пролета до открытия его под золотником, т. е. чем длиннее лапы золотника, а значит, чем больше паровпускная и паровыпускная перекрыши. Паровыпускная перекрыша делается меньше паровпускной, чтобы отработавший пар начал выходить из-под поршня раньше, чем рабочий пар войдет с другой стороны поршня.

Пятипролетный золотник Пенна. Трехпролетный золотник имеет то неудобство, что в начале впуска, когда окно открывается на очень малую величину, рабочий пар, прорываясь сквозь узкую щель в пространство, наполненное перед тем отработавшим паром, быстро теряет свое давление. Поэтому важно, чтобы пар входил в окно сразу в достаточном количестве.

С этой целью устраивают двойное число впускных окон, чтобы при начале впуска пар сразу входил по двум окнам; выпуск также начинается одновременно через два окна.



Фиг. 83.

Понятно, что если одно окно для впуска будет разделено на два в сумме такой же площади, то длина каждого из окон при пятипролетном зеркале будет равняться только половине длины окна, которое было бы у трехпролетного золотникового зеркала; поэтому ход пятипролетного золотника будет в два раза меньше, чем у трехпролетного золотника при равной площади впускных окон. Это обстоятельство очень важно, потому что при большей площади окон эксцентрики и эксцентриковые бугели приходилось бы делать большого диаметра.

Пятипролетный золотник изображен на фиг. 83.

Как видно, зеркало имеет пять окошек, из которых 1, 2, 4, 5 служат как для впуска, так и для выпуска, среднее же 3 служит только для выпуска пара.

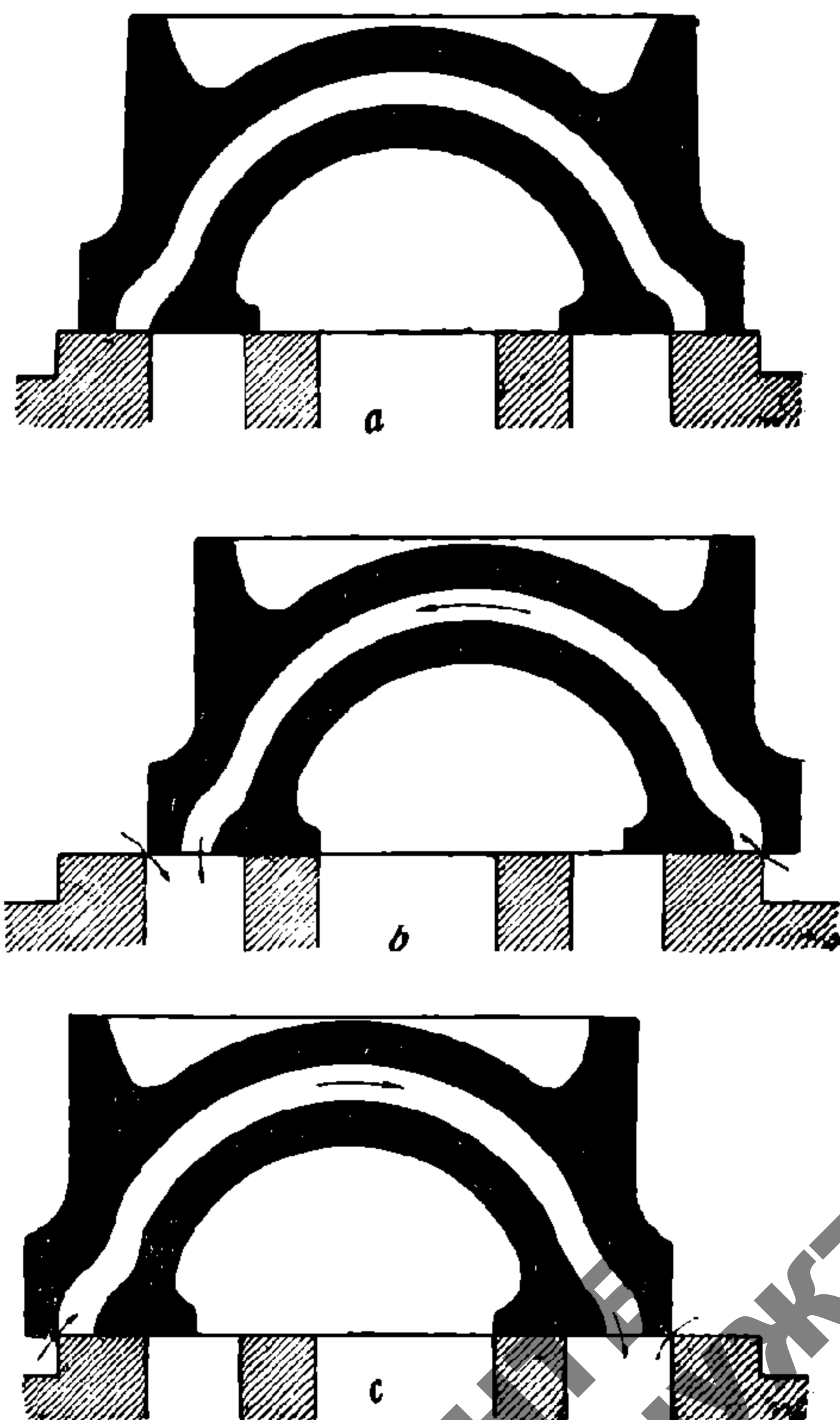
Главным отличием этого золотника от трехпролетного являются две сквозные поперечные полости А, устроенные в золотнике так, что сквозь них может проходить рабочий пар.

Все же остальные внутренние пространства золотника наполнены отработавшим паром.

Рабочий пар входит сразу из золотниковой коробки через окно 1 и из правой сквозной полости А золотника через окно 2. В то же время отработавший пар через окно 4 и 5 выходит вокруг левой полости А под золотник и в среднее окно.

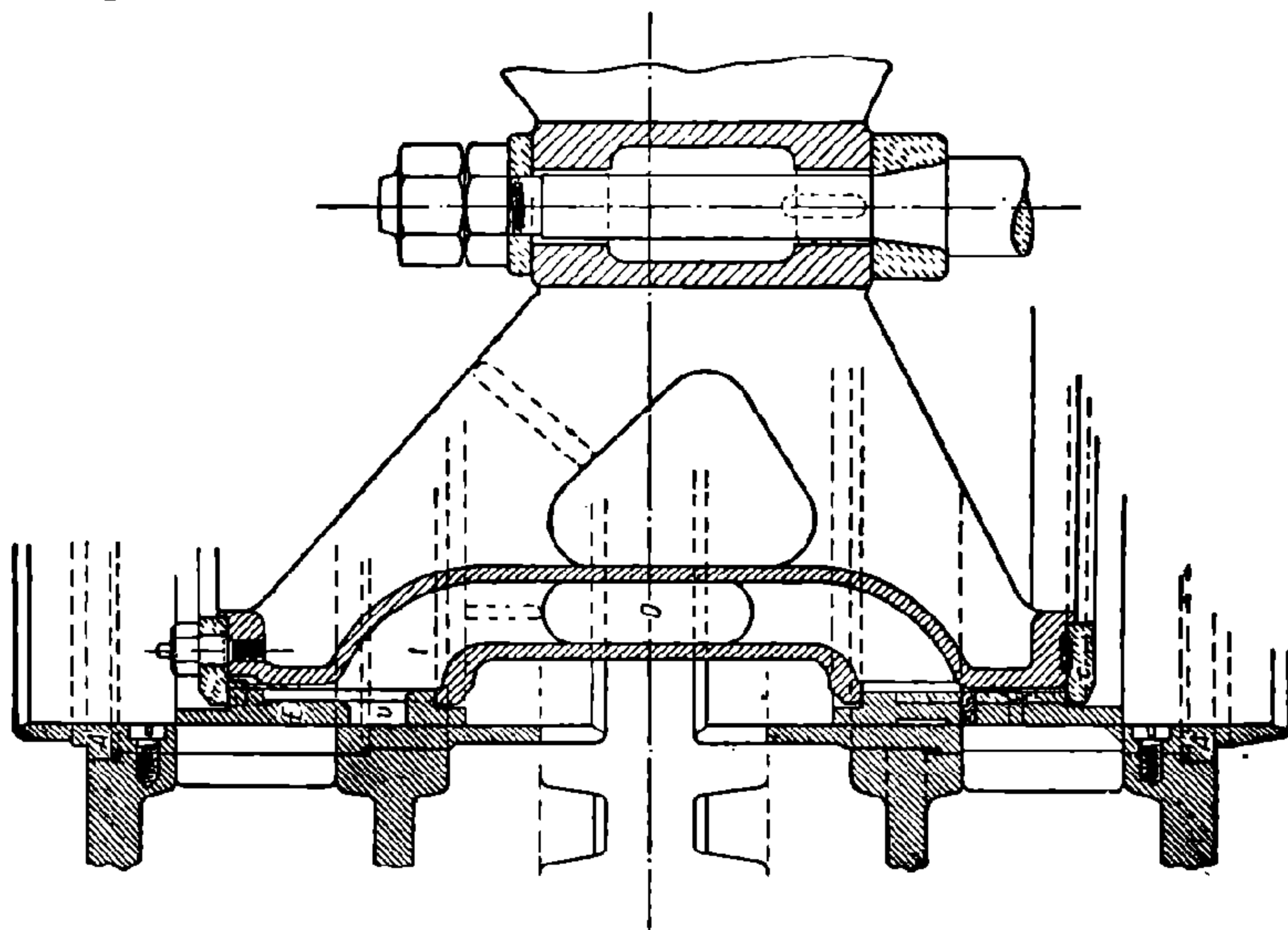
Золотник Трика. Помощью вспомогательного канала, расположенного в спинке обыкновенного золотника, достигается двойное открытие впуска. На фиг. 84,а изображен золотник Трика в среднем положении: в положениях b и c тот же золотник показан открывающим окно, причем видно, что рабочий пар может поступать на

Золотник Трика



Фиг. 84.

поршень как непосредственно, например, с левой стороны золотника, так и через вспомогательный канал справа. Таким образом золотник в каждый данный момент дает вдвое большее свободное поперечное сечение окна, нежели соответствующий золотник без вспомогательного канала. При том же эксцентриситете золотник Трика открывает впускное окно вдвое быстрее, чем обыкновенный золотник. При одинаковой скорости открытия и закрытия окна эксцентриситет этого золотника делается в два раза меньше, и работа трения получается меньше. Выпуск пара производится одинаково, как и при простом золотнике.



Фиг. 85.

Таким образом золотник Трика может быть построен для двух предельных случаев:

1. Эксцентриситет делается такой же величины, как у коромысчатого золотника; этим достигается более быстрое открытие и закрытие окон. Получается золотник Трика с ускоренным действием распределения.

2. Эксцентриситет делается равным половине эксцентриситета коромысчатого золотника. Золотник займет крайнее положение, когда работающие кромки золотника и окна будут отстоять друг от друга на величину $\frac{r}{2}$; следовательно, полное открытие окна будет только при крайнем положении золотника, как и у коромысчатого. Вследствие небольшого эксцентриситета трение золотника будет в два раза меньше, чем в предыдущем случае; получается золотник Трика с укороченным ходом. Часто величину эксцентриситета делают с учетом указанных двух комбинаций.

Фиг. 85 дает нам представление о золотнике Трика с внутренним подводом пара.

Компенсаторы и золотники с крышкой. Так как у коромысчатых золотников давление под золотником отработавшего пара значительно меньше давления рабочего пара, окружающего золотник, то золотник прижимается к зеркалу с силой, равной разности этих давлений. Понятно, что, чем больше площадь золотника, которую он занимает на золотниковом зеркале, тем больше эта сила.

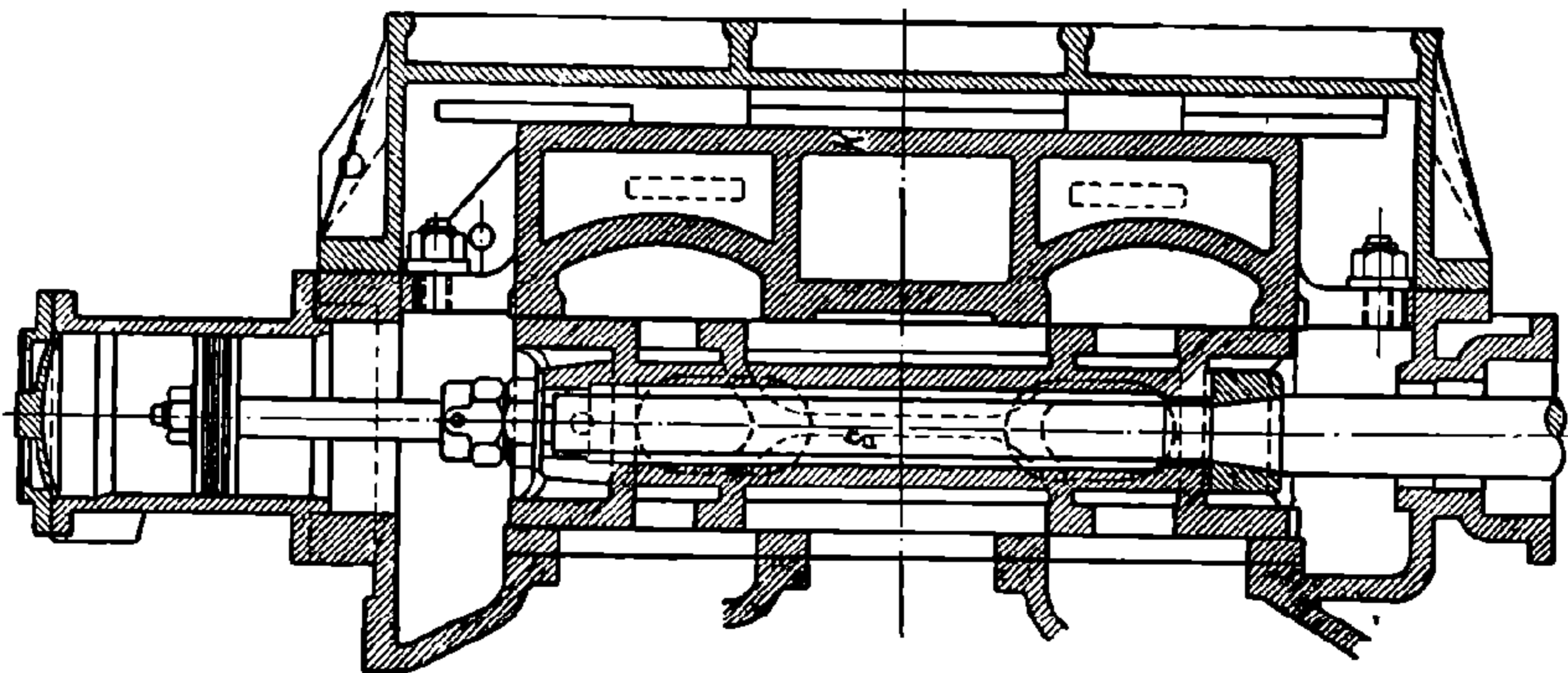
Если, например, длина золотника 90 см и ширина 60 см, то площадь его будет $90 \cdot 60 = 5400 \text{ см}^2$.

Если разность между давлением рабочего пара, прижимающего

золотник к зеркалу, и отработавшего под золотником, препятствующего этому давлению, равна 3 ат, то сила, прижимающая золотник к зеркалу, будет $3 \cdot 5400 = 16200$ кг.

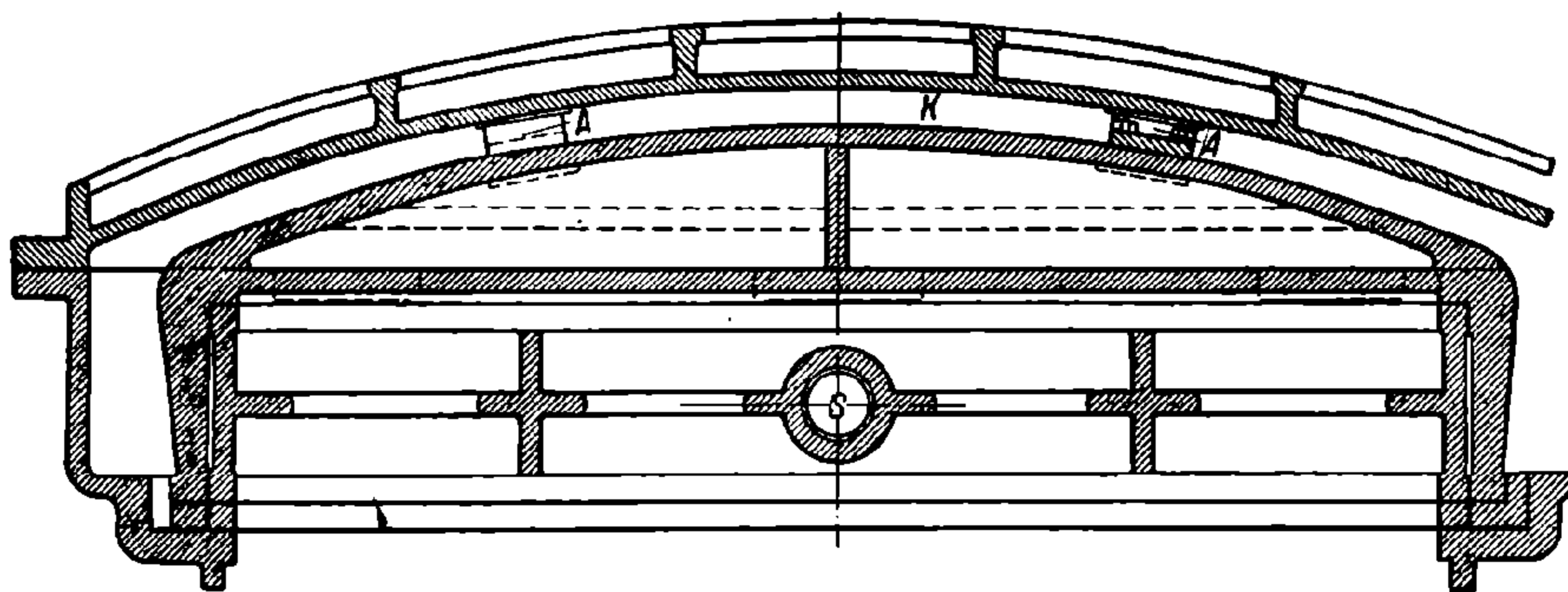
Очень важно уменьшить давление рабочего пара на спинку золотника; это назначение выполняют золотники с крышкой и компенсаторы.

Золотник с крышкой (фиг. 86 и 86а). Коробчатый золотник *S* с целью освободить его спинку от давления рабочего пара заключен в неподвижную коробку *K*, называемую крышкой, внутри которой он движется. Таким образом давление рабочего пара в золотниковой коробке приходится не на золотник, а на крышку.



Фиг. 86.

Золотник плотно прижат как к крышке, так и к зеркалу. Пружины *A* прижимают крышку *K* к зеркалу. Достоинством рассматриваемого устройства является малое трение золотника, недостатком — трудность



Фиг. 86а.

достижения непроницаемости между золотником и крышкой, так как притирка их производится в холодном состоянии, в горячем же состоянии плотность нарушается от неравномерного расширения частей.

Обыкновенный компенсатор. Компенсаторы можно разделить на два типа: в первом набивочное устройство находится в спинке золотника, а рабочей поверхностью служит крышка золотниковой коробки, во втором — набивочное устройство находится в золотниковой коробке, а рабочей поверхностью для него служит спинка золотника. Устройство обыкновенного компенсатора показано на фиг. 87, изображающей плоский золотник в поперечном разрезе. На спинке золотника сделан прилив в виде круглого жолоба, в который кладется набивка и прикрывается вставляемым в жолоб бронзовым кольцом. Кольцо это доходит до крышки золотни-

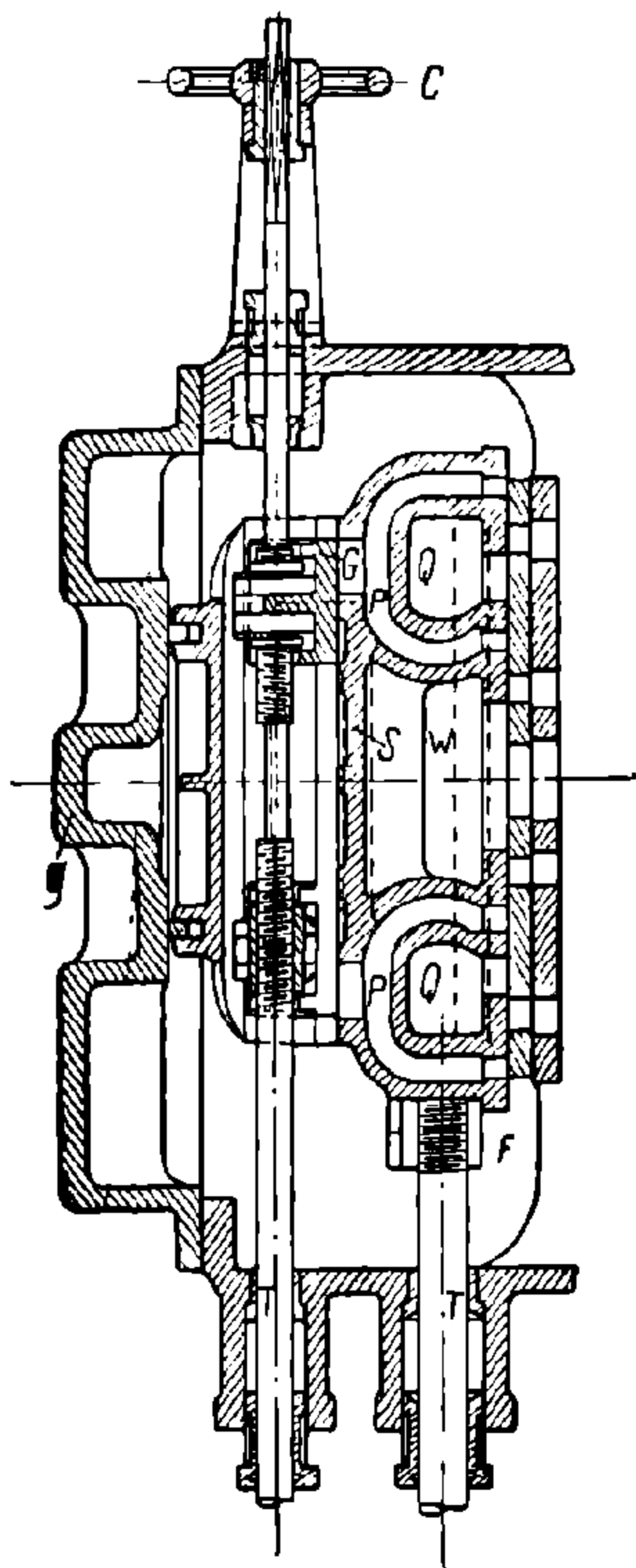
вой коробки и прижимается к ней благодаря упругости сжатой между кольцом и дном жолоба набивки.

Поверхность крышки гладко выстрогана под плоскость, и нажимное кольцо при движении золотника скользит вместе с золотником по крышке, прижимаясь к ней. Благодаря этому внутрь кольца не может проникнуть рабочий пар и давление на спинку золотника уменьшается.

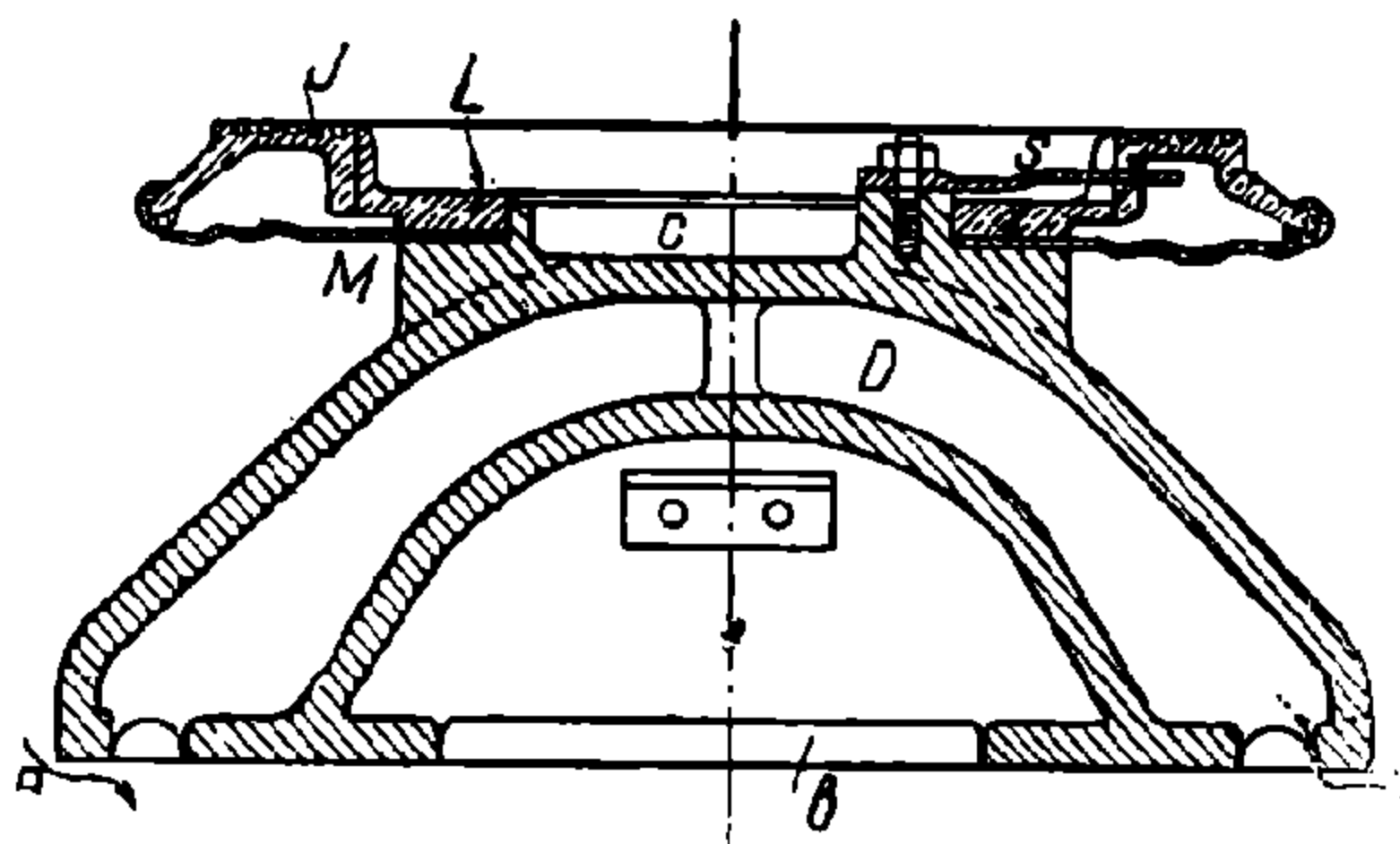
Однако компенсатор такой конструкции плохо устраняет просачивание пара внутрь кольца: то портится от высокой температуры набивка, те перекашивается или изнашивается нажимное кольцо, то, наконец, стираются лапы золотника.

С целью устранить хотя бы частично вышеуказанные недостатки и сделать компенсатор работоспособным при всяком, даже не совсем правильном, движении золотника применяется устройство диафрагм.

Таким компенсатором снабжен золотник Трика (фиг. 88).



Фиг. 87.



Фиг. 88.

В нем имеется два бронзовых кольца: одно неподвижное *L*, другое подвижное *J*, надетое на него и скользящее по крышке золотниковой коробки. Оба кольца соединены подвижно: они, во-первых, соприкасаются между собой по боковой цилиндрической поверхности, во-вторых, кольцо *J* отогнутой своей поверхностью соединяется с гибкой волнистой диафрагмой красной меди *M*, которая укреплена посредством того же кольца *L* на спинке золотника.

На диафрагму *M* снизу давит рабочий пар; диафрагма *M*, способная пружинить, сожмется в тех местах, где золотник будет сильнее прижиматься к спинке золотниковой коробки. Для первоначального отжатия диафрагмы, когда в золотниковую коробку еще не пущен пар, служат три плоские стальные пружины *S*, отжимающие изнутри кольцо *J* к его рабочей поверхности. Скользящая поверхность кольца *J* для лучшей пригонки и смазки имеет концентрические полукруглые дорожки.

Круглые золотники. Преимущество круглых золотников — их уравновешенность. Круглые золотники по их устройству можно разделить на два главных вида: золотники поршневые и пролетные.

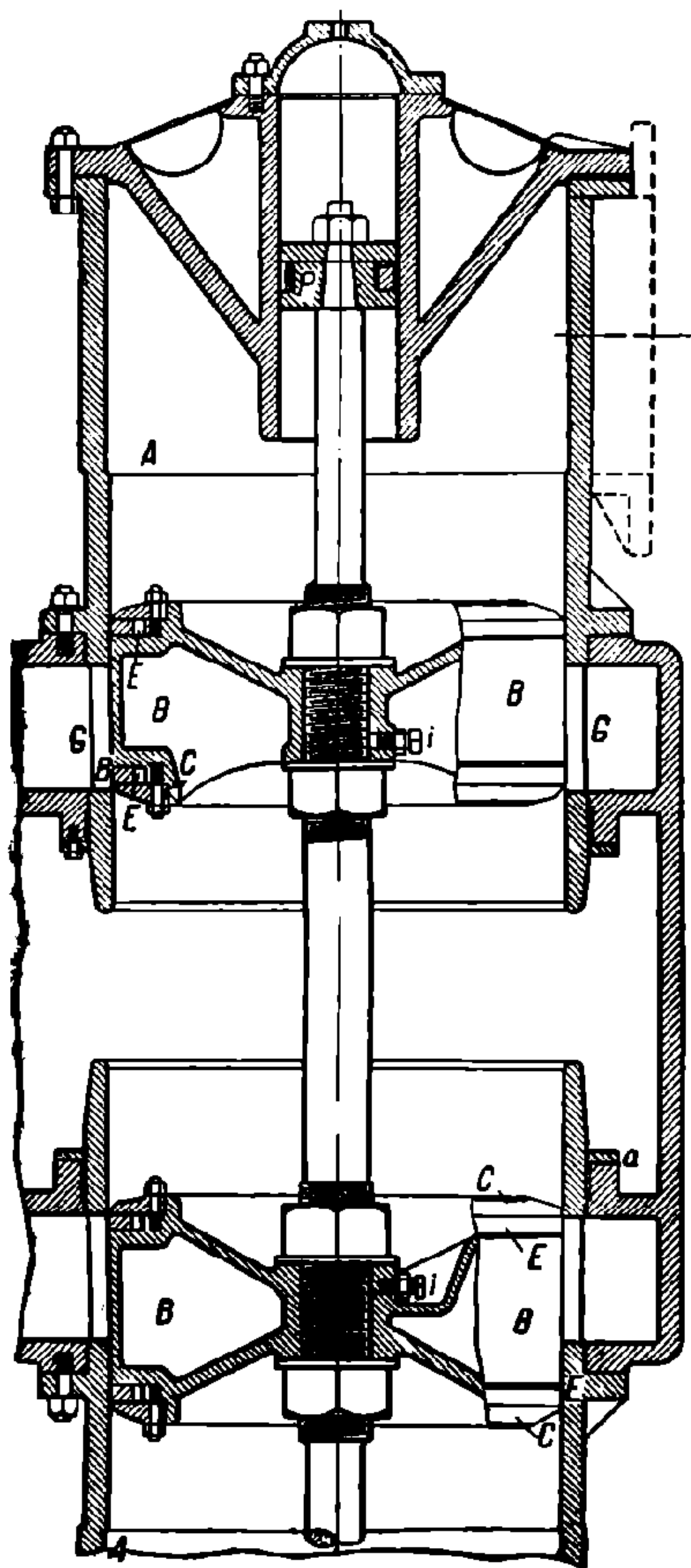
Поршневые золотники (фиг. 89) имеют два отдельных поршня, насаженных на общем штоке и играющих ту же роль, что распределительные лапы плоского золотника.

У пролетного золотника (фиг. 90) нет особых поршней, и распределительные цилиндрические лапы образуются уширениями трубы в концах.

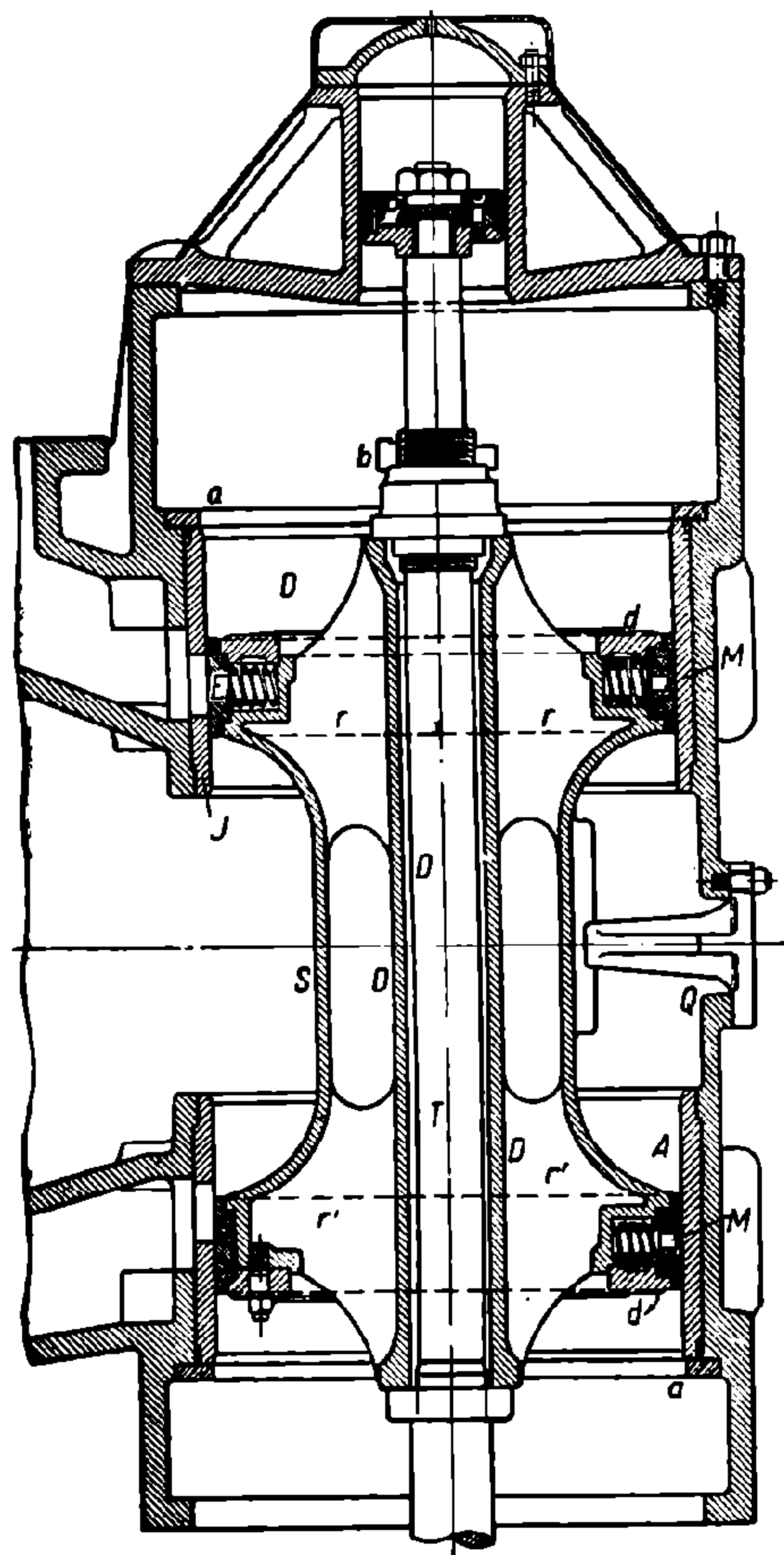
У тех и других золотников непременною частью составляют набивочные кольца, устраиваемые таким же образом, как и у поршней.

а) Устройство поршневого золотника. Золотник состоит из двух поршней (фиг. 89), насаженных на общий шток и удерживаемых на нем гайками.

Оба поршня *B* отлиты из чугуна, пустотелые, и снабжены усиливающими радиальными ребрами.



Фиг. 89.



Фиг. 90.

Чтобы поршни не могли вращаться, их прижимают к штоку стопорными болтиками *i*. Набивочные кольца *E* поршней сделаны самопружинящимися.

Крышки *C* поршней скошены, чтобы не препятствовать доступу пара к паровым окнам.

Для облегчения сборки золотника диаметр штока со стороны крышки золотниковой коробки делается тоньше для свободной посадки на место поршня, ближайшего к днищу.

Действие поршневого золотника совершенно сходно с действием золотника плоского: в нем наружные кромки набивочных колец будут паровпускными, а внутренние — паровыпускными (при наружном подводе пара).

Паровые окна *G* для круглого золотника расположены по всей внутренней окружности золотниковой коробки *A*, как только паровпускная

кромка набивочного кольца E поравняется с впускными кромками окон, по всей окружности начинается впуск пара в кольцевую плоскость коробки и оттуда в канал; в то же время противоположный поршень открывает сообщение для выпуска пара в средний канал. Так как пространства перед поршнями этого золотника наполнены рабочим паром и изолированы друг от друга, то необходимо устройство раздвоенной паропроводной трубы, которая должна подводить пар сразу с обоих концов золотника в золотниковую коробку.

б) Круглый золотник пролетного типа. Пролетный золотник представлен на фиг. 90 в продольном разрезе. Главное отличие от предыдущего состоит в том, что средняя часть его представляет собой широкую трубу S , отлитую заодно с поршнями и служащую для свободного прохода пара через золотник. Благодаря этому устройству устраняется надобность в особой соединительной трубе снаружи золотниковой коробки. Отработавший пар уходит в концентрическое пространство вокруг трубы в середине золотниковой коробки. Внутри трубы имеется втулка D для штока T . Этой втулкой золотник садится на кольцо, укрепленное на заплечике штока, крепится гайкой и поверх нее сквозной чекой b . Набивочные кольца E в этих поршнях иного устройства; они перекрывают как закраину, так и крышку поршня, входя между ними своей выступающей частью.

В стыках набивочных колец устроены замки M коробчатого сечения, входящие средней частью в соответствующий вырез, сделанный в конце набивочного кольца. Набивочные кольца отлиты из чугуна, а замок — из бронзы. Распорными пружинами здесь служат спиральные пружины, вставленные в отдельные гнезда, устроенные по окружности поршня. Крышка поршня садится отверстиями на шпильки, ввернутые прямо в тело поршня и предохраняемые от отдачи стопорным кольцом d .

Золотниковая коробка имеет две отдельные вставные рабочие поверхности J , крепящиеся железными кольцами a . Крышка золотниковой коробки имеет внутренний цилиндр для противовесного поршня.

Сам золотник отлит из чугуна и имеет радиальные ребра r' и r , скрепляющие поршни с трубой и втулкой для штока.

Преимущества и недостатки золотников. Главным преимуществом золотников являются простота их устройства и прочность, что в связи с малым числом передаточных частей делает их наиболее надежными для продолжительной непрерывной работы. Этим объясняется применение их в нестационарных машинах в качестве внутренних парораспределительных органов, несмотря на многие присущие им недостатки.

Недостатки эти следующие:

1. Малая пригодность для ранних отсечек вследствие сильного мятая пара и связанного с этим бесполезного падения среднего давления в цилиндре.

2. Значительный объем вредного пространства, доходящий иногда даже до 20% (в особенности при цилиндрических золотниках).

3. Постоянное охлаждающее влияние стенок золотника на окружающий их рабочий пар вследствие соприкосновения золотника с отработавшим паром.

4. Пользование теми же каналами для впуска и выпуска, что вызывает понижение температуры каналов и конденсацию некоторого количества пара при впуске.

5. Пользование тем же золотником для впуска и выпуска, что заставляет иногда идти на невыгодное значение одних элементов в парораспределении в пользу других. Следовательно, гибкость парораспределения отсутствует.

6. Большая затрата полезной работы на преодоление трения.

16. ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ ПЕРЕМЕННОЙ ОТСЕЧКИ

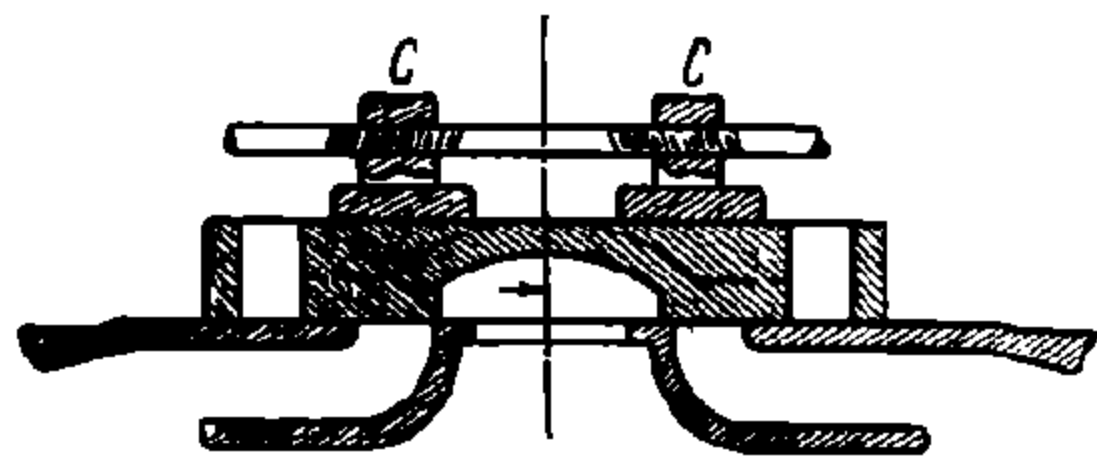
Когда приходится продолжительное время пользоваться неполной мощностью машины, то это может быть достигнуто следующими способами:

- 1) понижением рабочего давления пара в котле;
- 2) искусственным понижением давления рабочего пара в золотниковой коробке, прикрыванием дроссельного клапана (регистра) и, наконец,
- 3) уменьшением степени впуска (наполнения).

Первые два пути должны быть признаны нерациональными, так как при них приходится отказываться от выгоды применения пара высокого давления.

Достигнуть изменения степени впуска в широких пределах при одном золотнике невозможно¹: с изменением степени впуска будут изменяться и другие элементы парораспределения;

поэтому золотниковыми приводами можно пользоваться для изменения отсечки только в весьма ограниченных пределах. Для возможности изменения степени впуска в широких пределах помимо основного золотника приходится устанавливать второй расширительный золотник, на обязанности которого лежит управление только впуском пара.



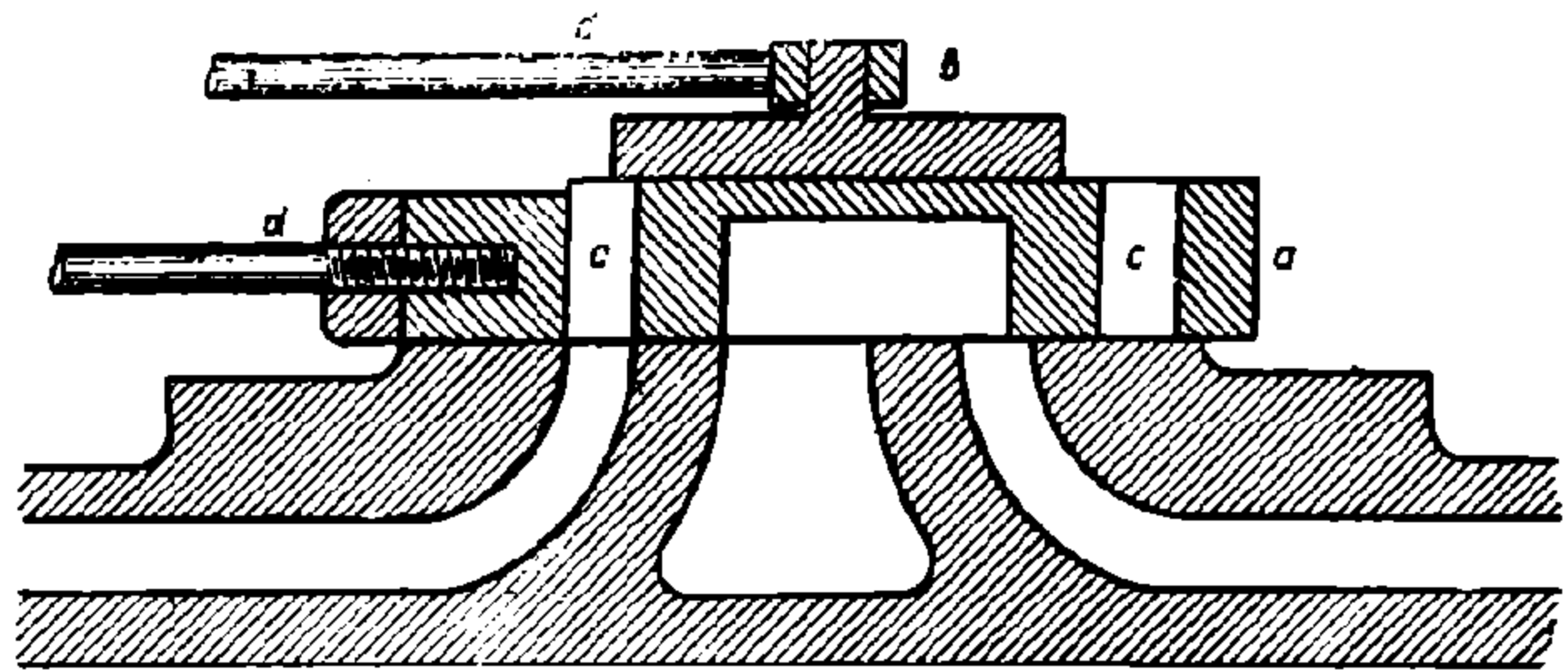
Фиг. 92.

Таким образом впуск пара из золотниковой коробки в цилиндр через пролеты золотника может прекращаться раньше, и, следовательно, получается больший период расширения пара.

Основной золотник действует совершенно так же, как простой золотник. Расширительный же золотник опережает его при движении и закрывает то один, то другой пролет раньше, чем основной произведет отсечку впуска.

Таким образом впуск пара из золотниковой коробки в цилиндр через пролеты золотника может прекращаться раньше, и, следовательно, получается больший период расширения пара.

Чем больше опережение расширительного золотника, тем раньше будут закрываться пролеты основного золотника и тем больше будет расширение пара в цилиндре.



Фиг. 91.

- a — распределительный золотник;
- b — расширительный золотник;
- c — щели;
- d — стержни золотников.

Двойной золотник (фиг. 91). Двойной золотник состоит из двух частей. Нижняя, — представляющая обыкновенный золотник с двумя пролетами в конце толстых стенок, называется основным золотником. На ней лежит вторая часть, имеющая вид пластины, помощью которой можно закрывать то один, то другой пролет. Это

¹ При специальной конструкции парораспределения не исключена возможность использования одного золотника для малых степеней наполнения. *Ред.*

Раздвижной золотник Мейера. Простая пластинка имеет существенный недостаток в том, что дает только одну определенную степень отсечки, для которой и может употребляться.

Золотник Мейера представляет собой ту же пластинку, но разрезанную на две части.

Пластинки могут быть сдвинуты и раздвинуты, смотря по желанию, даже на ходу машины и тем самым достигается различная степень наполнения цилиндра.

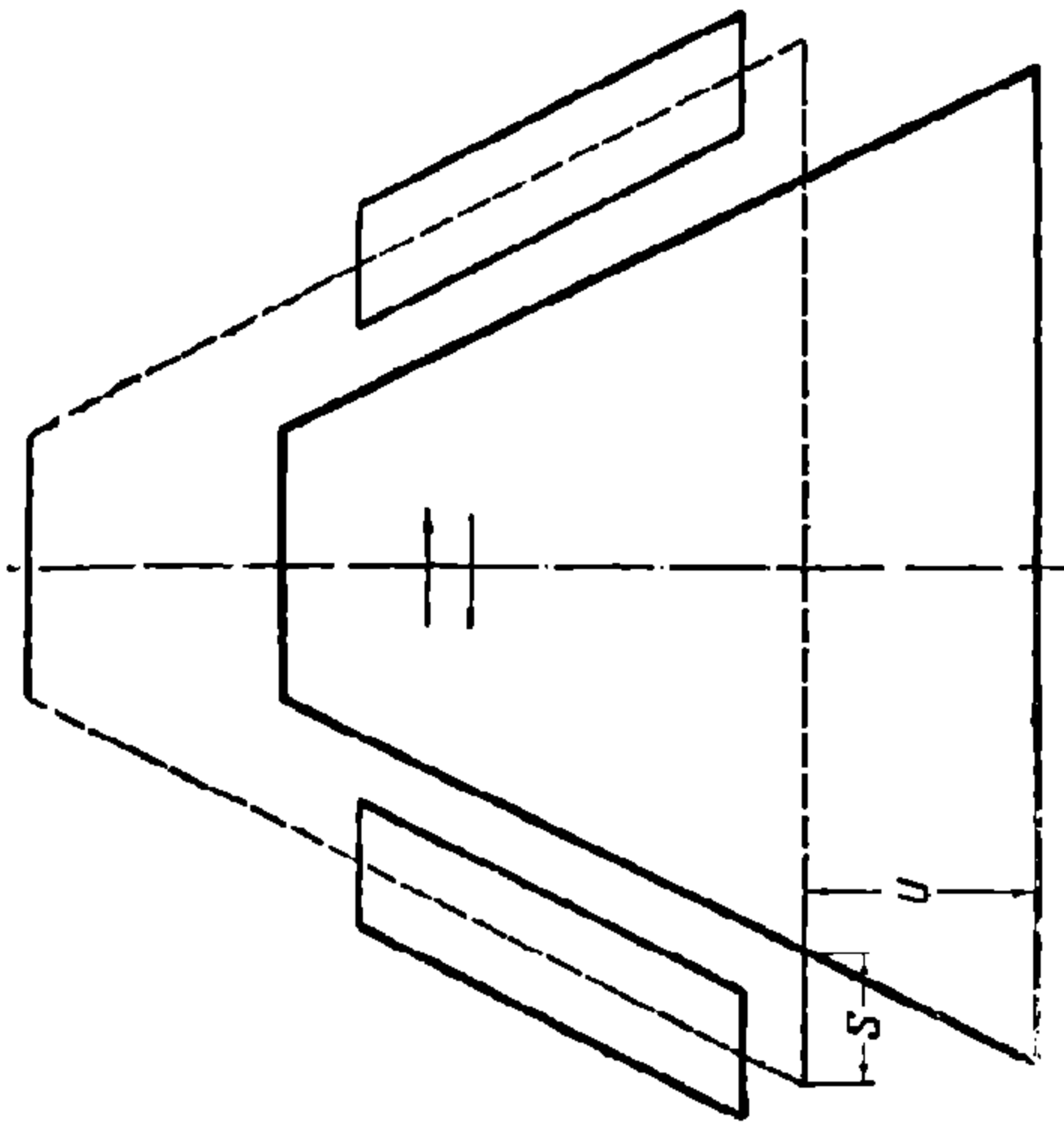
Фиг. 92 представляет золотник Мейера. В каждой его половине имеется бронзовая прямоугольная гайка, которая свободно ходит в соответствующих пазах золотника и тем самым позволяет ему прилегать всегда плотно к зеркалу. Винт, проходящий через эти гайки, имеет в первой правую, а во второй левую резьбу. При вращении этого винта, который дальше проходит

сквозь обе стенки золотниковой коробки в виде тяги, обе половинки получают поступательные движения в разные стороны. Самое сдвигание и раздвигание пластин производится: или просто ключом (при остановленной машине) при помощи гаечной головки, которой оканчивается золотниковая тяга в месте соединения ее с эксцентриковой, или более сложным устройством при помощи особого маховичка на ходу машины. В последнем случае обыкновенно ставится указатель, который и показывает степень наполнения.

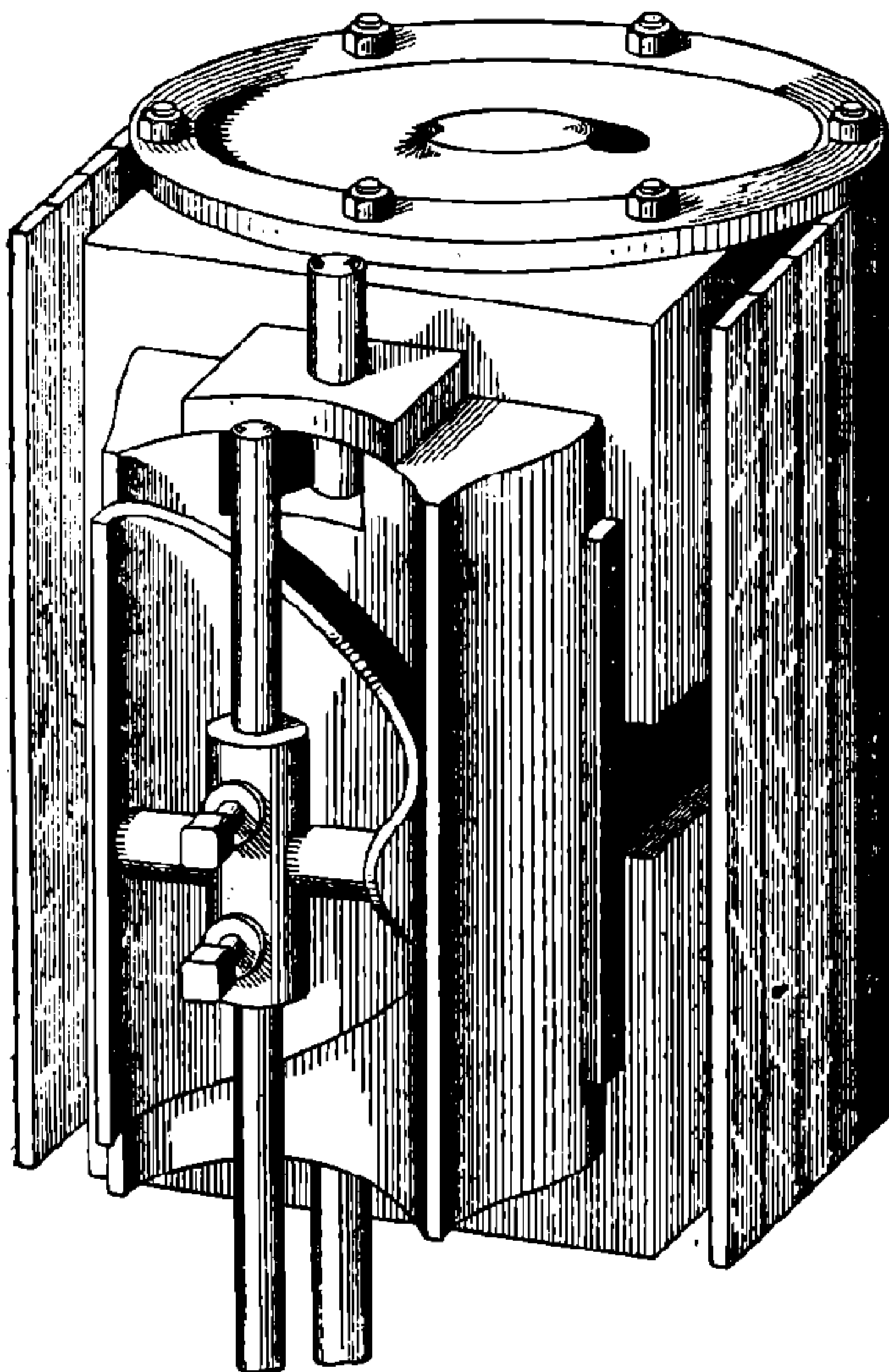
Мейеровское парораспределение, имея очень много хороших качеств, неудобно тем, что допускает регулировку лишь от руки. Автоматическое регулирование возможно, но при сильном усложнении механизма.

Распределение Ридера. Распределение это идентично распределению Мейера. Только здесь перемещение отсекающих ребер у расширительного золотника для изменения степени наполнения производится поперечным движением или вращением.

золотника расположены под углом на задней поверхности этого золотника (фиг. 93), а расширительный золотник соответственно делается трапециoidalной формы.



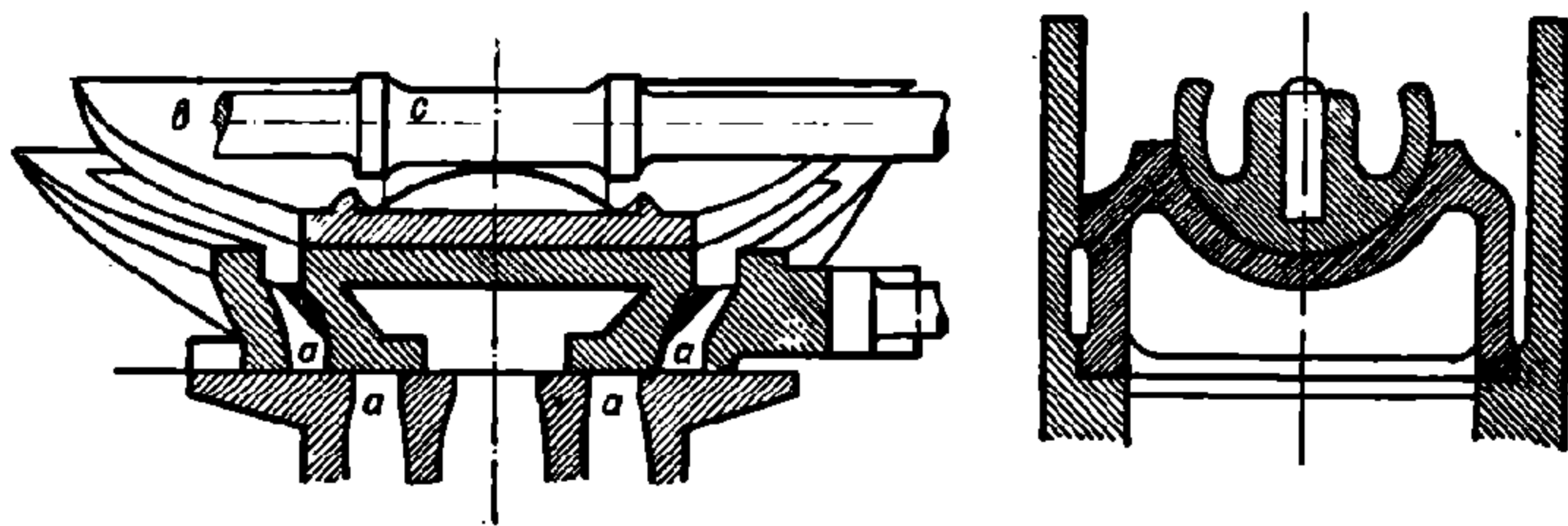
Фиг. 93.



Фиг. 94.

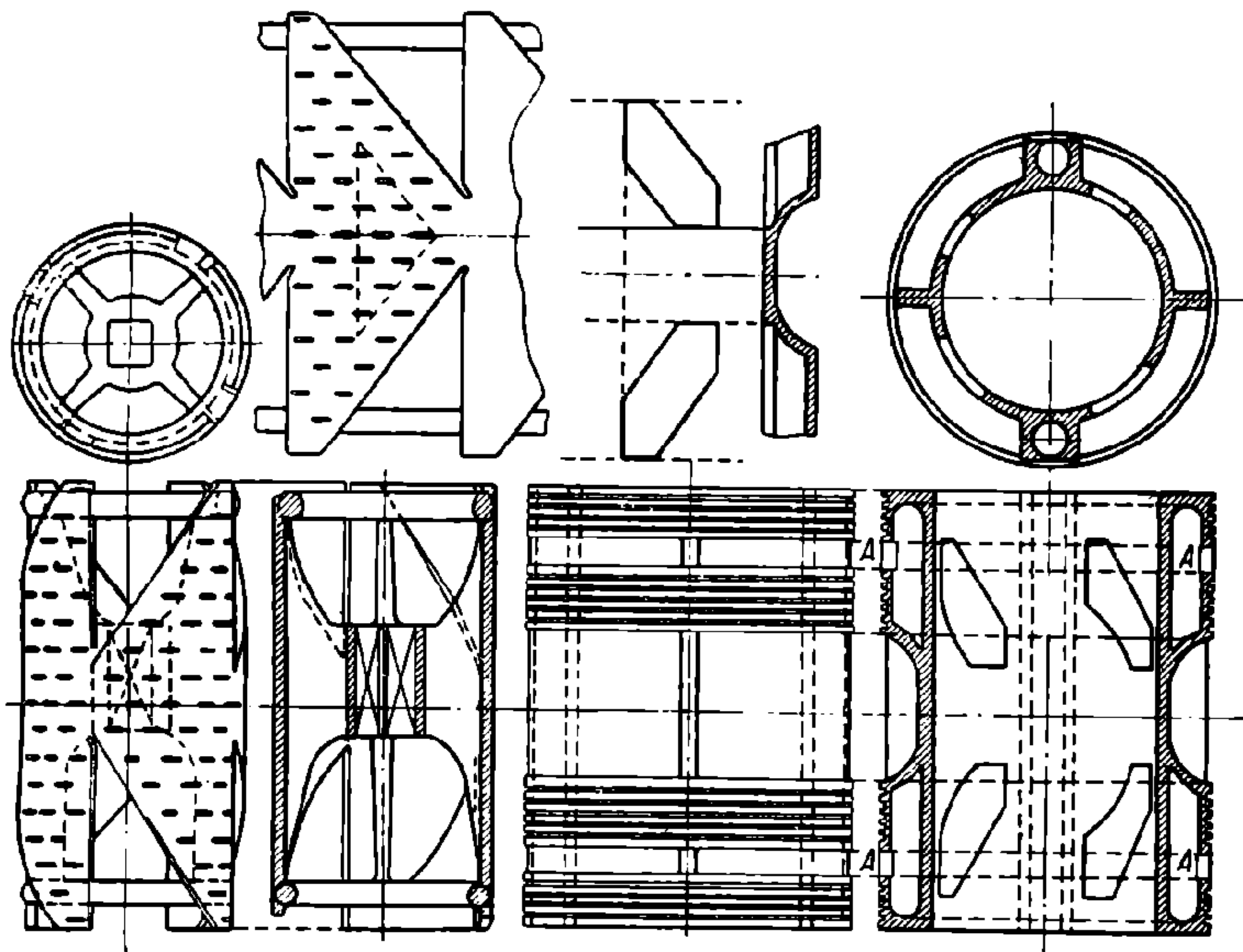
Паровпускные окна основного

При (поперечном) перемещении на величину U получаем продольное перемещение отсекающих ребер S . Если такой золотник выполнить в виде полуцилиндра, то поперечное перемещение может быть заменено вращением и перемещению U будет соответствовать угол вращения ω .



Фиг. 95.

Рычаг, поворачивающий расширительный золотник, удобно соединить с регулятором. Угол ω принимается от 30° до 60° . Уменьшение величины U и одновременно уменьшение угла ω достигается увеличением угла наклона паровпускных пролетов основного золотника, что ведет к удешевлению золотника.



Фиг. 96.

Существует две конструкции ридеровских золотников. К первой, принадлежат золотники открытые (фиг. 94 и 95), полуцилиндрические. Здесь давление пара сильно прижимает золотник к поверхности зеркала, и потому от регулирующего аппарата требуется большое усилие для поворота золотника. Такого рода золотники применяются при диаметре цилиндра не больше 400 мм.

Ко второй категории относятся золотники цилиндрические, уравновешенные (фиг. 96), которые поворачиваются очень легко благодаря тому, что давления взаимно уравновешиваются.

Рабочий пар поступает внутрь расширительного золотника, имеющего по окружности своей треугольные вырезы. Через эти вырезы и шести-

угольные вырезы, сделанные на внутренней поверхности основного золотника, рабочий пар переходит во внутренние полости золотника, откуда уже через отверстия *A* поступает в паровые окна. При этом наклонные кромки треугольных вырезов расширительного золотника движутся по шестиугольным вырезам основного золотника. В известный момент при движении первого золотника шестиугольные вырезы перекрываются и прекращается впуск рабочего пара через основной золотник в паровой цилиндр, т. е. происходит отсечка.

При этом впускная кромка основного золотника может и не дойти еще до края парового окна, но впуск рабочего пара во внутренние полости через шестиугольные прорезы уже прекратится.

Таким образом благодаря наличию особого расширительного золотника отсечка наступает раньше, чем при одном основном.

Если мы повернем расширительный золотник относительно основного слева направо, то наклонная кромка треугольного выреза надвинется на шестиугольный вырез основного золотника и уменьшит свободную для впуска площадь, следовательно, отсечка наступит раньше. Наоборот, при поворачивании расширительного золотника в обратную сторону его наклонные кромки будут позже находить и перекрывать вырезы основного золотника, и отсечка будет наступать позже.

Ускорение или замедление отсечки производится исключительно только поворачиванием расширительного золотника в ту или другую сторону.

17. КЛАПАННЫЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Устройство, подразделение и применение. Основным видом клапанного распределения является распределение с четырьмя паровыми каналами, при котором достигается требуемое парораспределение с каждой стороны поршня независимо от другой стороны.

При горизонтальных машинах четыре клапана обыкновенно располагаются у концов цилиндра: впускные клапаны — сверху, а выпускные — внизу. Размещение клапанов в цилиндрической крышке, при котором уменьшается вредное пространство, но затрудняется доступ к поршню и внутренней полости цилиндра, главным образом, применяется при прямоходных машинах. Для приведения в движение клапанов служат кулаки и эксцентрики. Они сидят на распределительном валу, расположенном параллельно продольной оси машины и приводимом в движение главным валом при помощи пары зубчатых колес.

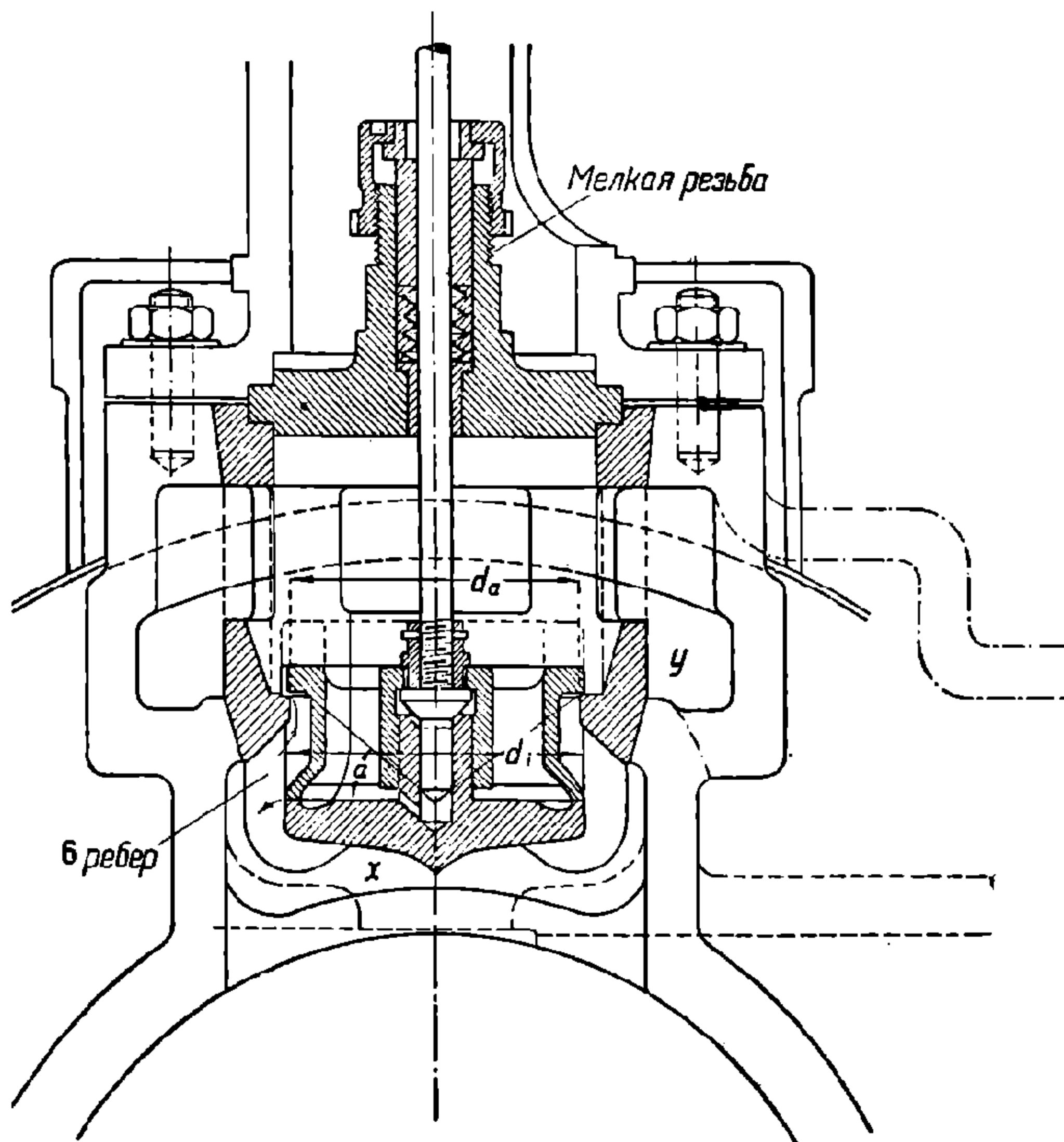
У вертикальных машин клапаны расположены сбоку проходящей через продольную ось главного вала вертикальной плоскости; распределительный вал расположен сверху на цилиндре и поперек главного вала, с которым он соединен с помощью вертикального вала и соответствующими парами колес.

Устройство вертикальных машин без распределительных валов применено только для немногих парораспределений, как, например, парораспределение Ленца.

Клапанные парораспределения могут быть разделены на две главных группы, а именно: на принудительные и расцепные или свободно падающие клапанные парораспределения. Разница между обеими этими группами заключается в закрывании впускных клапанов; выпускные же клапаны всегда управляются принудительно. При расцепных парораспределениях связь с приводным механизмом у клапанов прекращается незадолго перед закрытием клапана.

В принудительных парораспределениях клапаны остаются связанными с приводным механизмом также и в течение периода закрытия клапана.

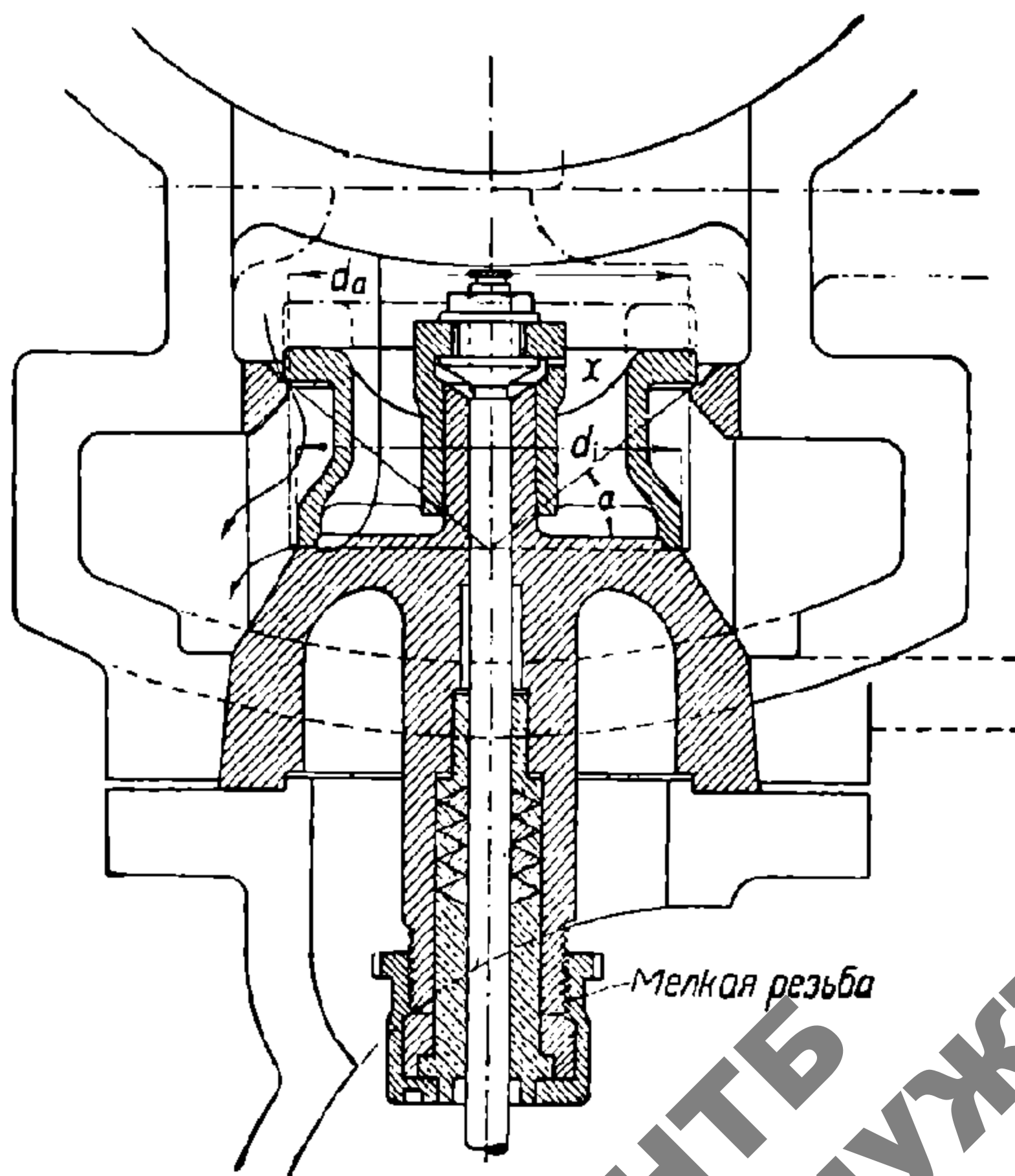
Как открытие, так и закрытие клапанов здесь происходит со скоростью, обусловленной передаточным механизмом. Связь в период закрывания кла-



Фиг. 97.

пана в большинстве принудительных парораспределений достигается путем замыкания цепи при помощи пружины и в немногих только устройствах — при помощи принудительного затвора и замыкающего звена цепи.

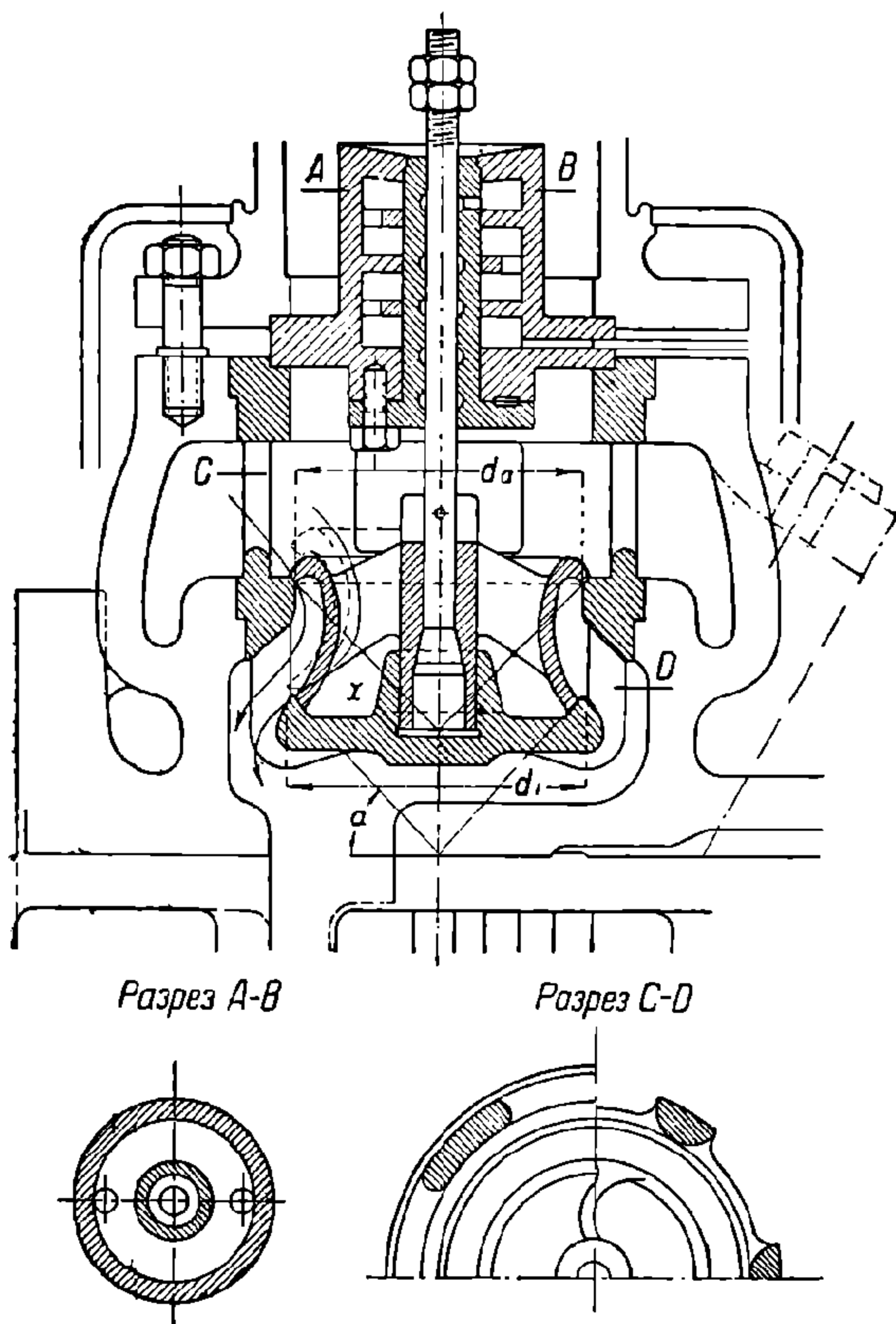
Область применения клапанных парораспределений простирается, главным образом, на средние и крупные машины, в которых требуется снизить расход пара и достигнуть точного регулирования. При этих обстоятельствах они находят себе преимущественное применение при высоких давлениях и перегретом паре. Вследствие несовершенной работы приводного механизма и происходящих при закрывании клапанов толчков и ударов число оборотов у машин, снабженных подобными парораспределениями, не должно быть слишком велико. В зависимости от величины машины обороты колеблются между 60 и 180 в минуту, но редко превышают 160.



Фиг. 98.

Выполнение и конструкция клапанов. Парораспределительные клапаны поршневых паровых машин представляют собой разгруженные от давления пара двух или четырехседельные трубчатые клапаны.

Материалом для клапанов и клапанных гнезд служит очень твердый и плотный чугун. Для достижения возможно равномерного удлинения обе



Фиг. 99.

части должны быть отлиты из одного тигеля. Пришлифовка опорных и направляющих поверхностей производится в горячем состоянии с целью достижения плотного затвора при рабочей температуре.

Наиболее часто встречающийся тип двухседельных клапанов для впуска и выпуска изображен на фиг. 97 и 98. Диаметр d_i внутренней опорной поверхности делается немного меньше диаметра d_a наружной опорной поверхности с целью достижения возможной разгрузки клапанов от давления пара.

При закрытых клапанах пар более высокого давления, а именно при впуске пар из паропровода, а при выпуске пар из цилиндра, всегда находится над клапанами и давит на неразгруженную площадь $(d_a^2 - d_i^2) \frac{\pi}{4}$.

Это давление, не только предохраняет клапаны от непроизвольного их открывания, но, кроме того, содействует и плотности затвора. Такое

же действие производят собственный вес клапанов и натяжения клапанных пружин.

На фиг. 99 и 100 изображены два клапана с перекрышами, применяемые при расцепных парораспределениях.

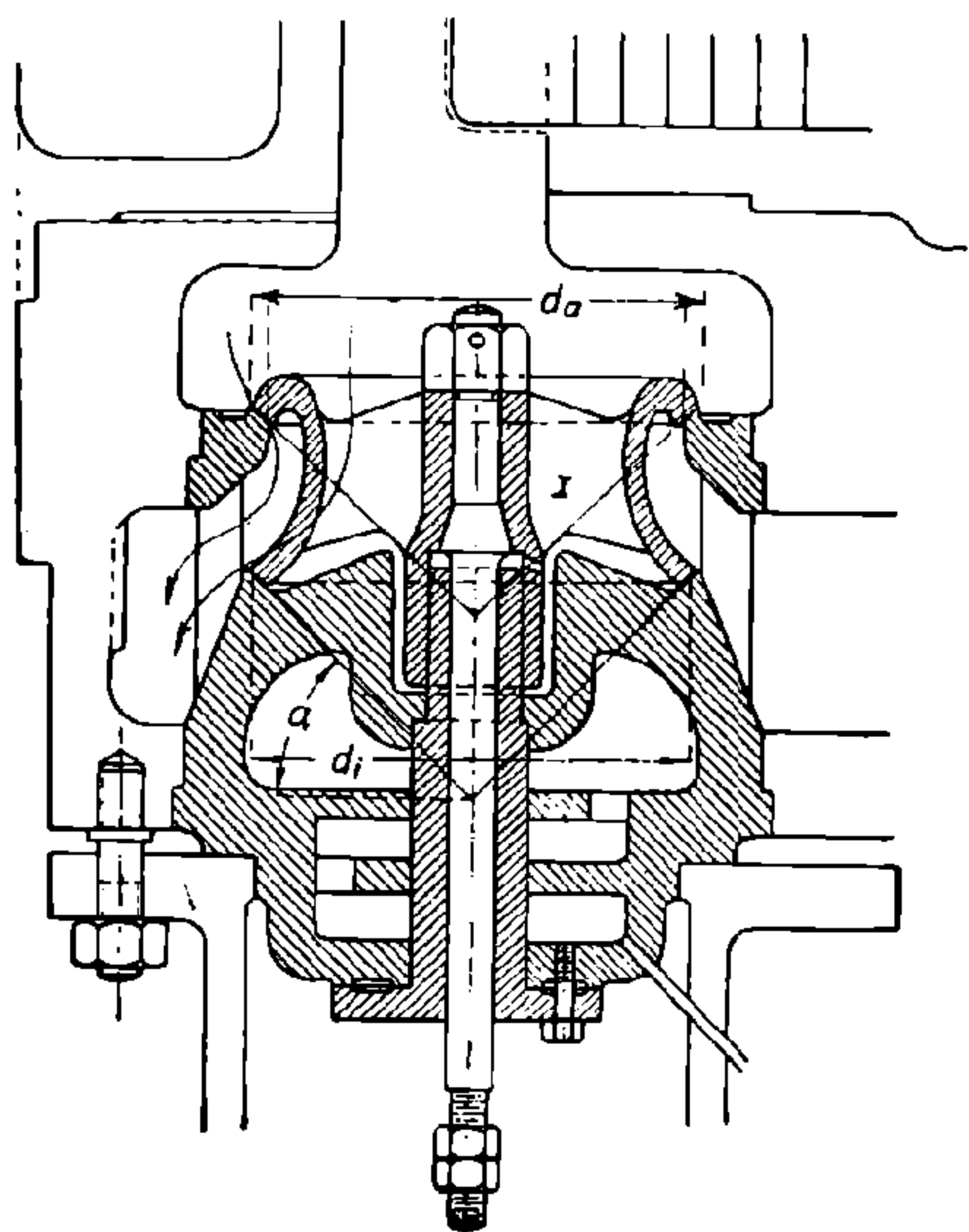
Перекрыши по цилиндрической поверхности примыкают сверху и снизу к опорным поверхностям. Клапаны до открытия прохода пара должны подняться со своих гнезд кверху на величину перекрыши, а после закрытия прохода пара они должны опуститься книзу на величину перекрыши.

Этим может быть увеличен небольшой ход клапана, присущий расцепным парораспределениям при небольших наполнениях, главным образом, при холостом ходе: кроме того, клапан при начале и конце своего хода может быть медленно приподнят и опущен на свое гнездо. Вследствие этого клапаны при указанных наполнениях работают значительно лучше и более плавно.

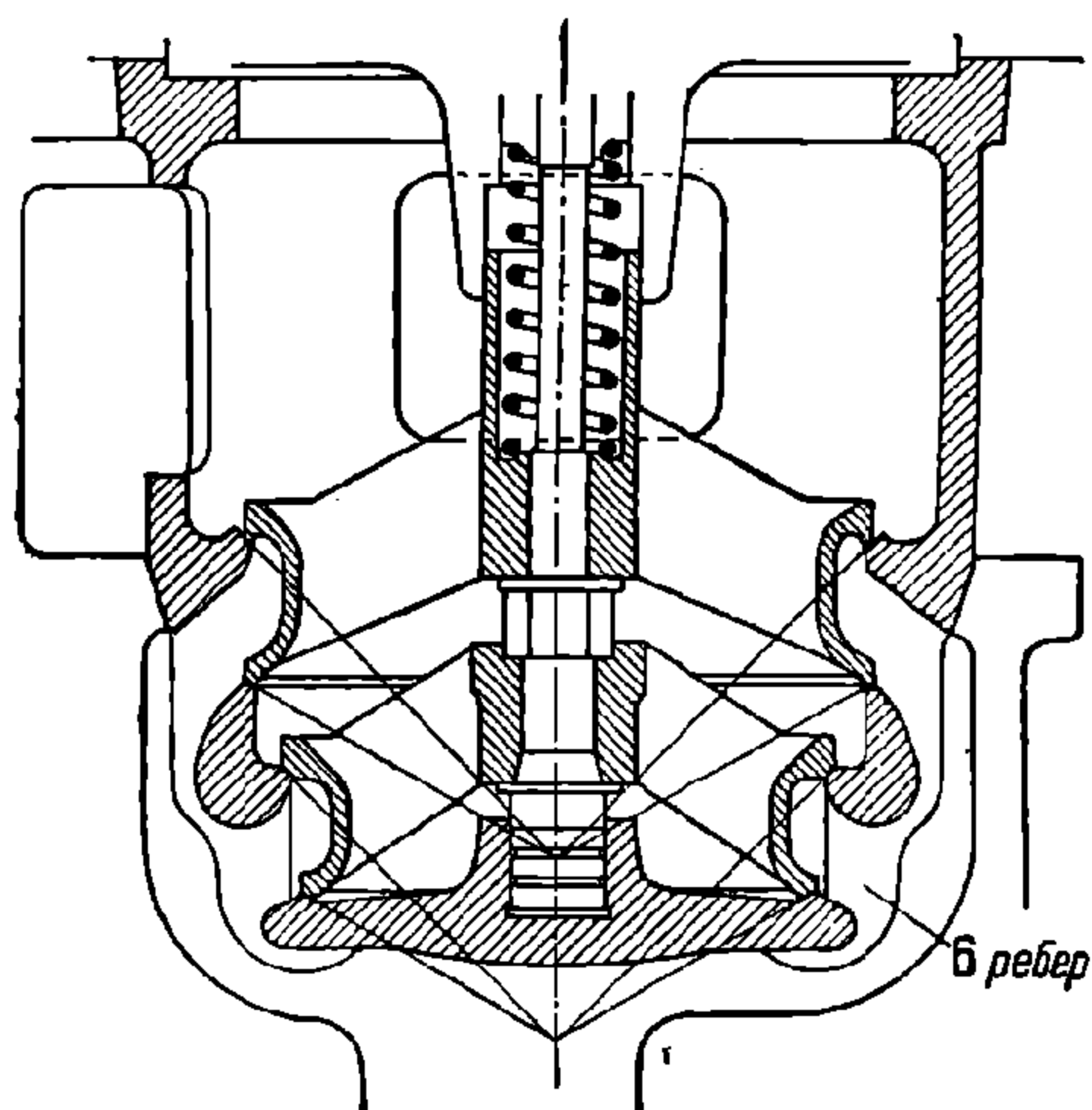
Опорные поверхности клапанов делаются горизонтальными или же наклонными под углом $\alpha = 65^\circ$.

Чем больше α , тем меньше мятие протекающего пара и тем лучше более широкая опорная поверхность может поглотить удар при закрытии

клапана. Предпочитаемые ныне плоские опорные поверхности допускают полное использование хода клапана для поперечного сечения открытия и менее склонны к деформациям, нежели наклонные. Обе наклонные опор-



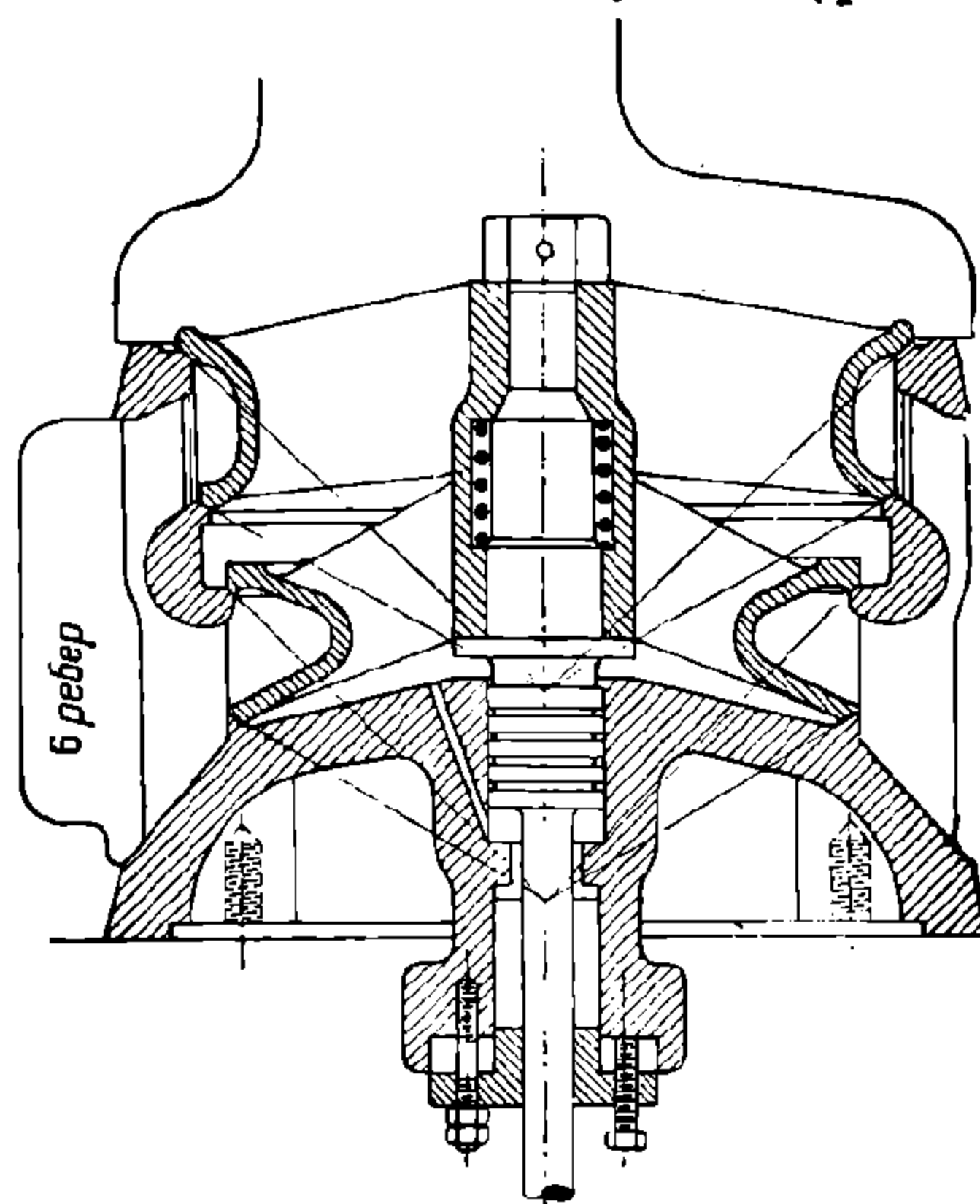
Фиг. 100.



Фиг. 101.

ные поверхности или принадлежат двум коническим поверхностям с общей вершиной (фиг. 101 и 102), или же имеют одинаковый уклон (фиг. 99 и 100). В первом случае достигается плотное закрытие в опорных поверхностях при различном расширении клапана и гнезда, так как при расширении конуса угол при его вершине остается неизменным. При общей вершине конических поверхностей, на которых расположены опорные поверхности, последние перемещаются на своих конусах, но не приподнимаются с них.

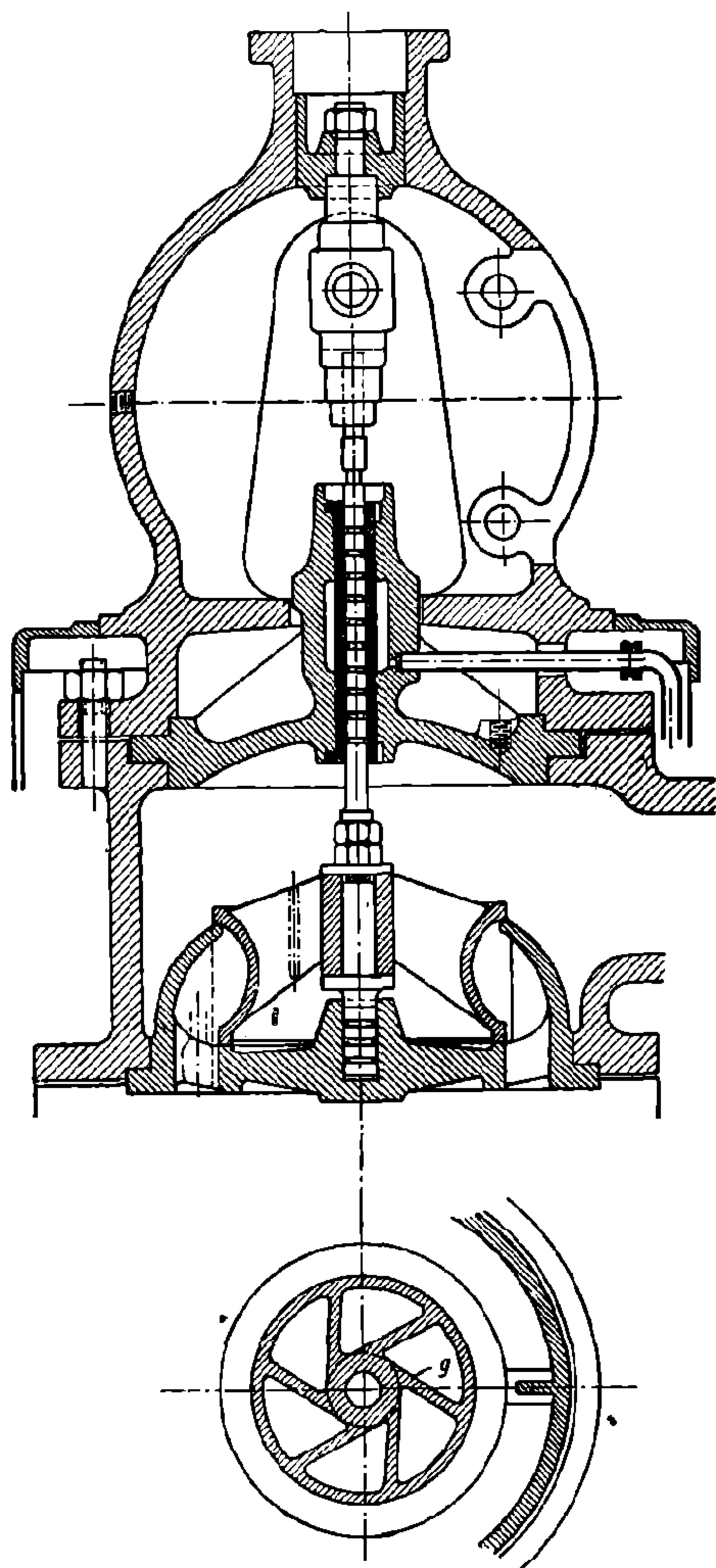
Во втором случае при одинаковом наклоне опорных поверхностей также нет опасения нарушения плотности клапанов вследствие различного расширения клапана и гнезда; при нем клапаны садятся на обе опорные поверхности с одинаковой силой, и течение пара происходит более выгодно. Наиболее употребительны в настоящее время клапаны с двумя плоскими опорными поверхностями.



Фиг. 102.

Для направления клапана помимо сальника, часто снабжаемого лабиринтовой смазкой, служит клапанная ступица, которая получает направление движения от цилиндрической втулки нижней седельной клапанной тарелки. У впускного клапана часто также и клапанный шток проходит через отверстие этой втулки (фиг. 97 и 98).

Через отверстие x пар поступает в эту полость и уравнивает клапан. Для соединения клапанной ступицы с телом клапана служат радиально направленные ребра.



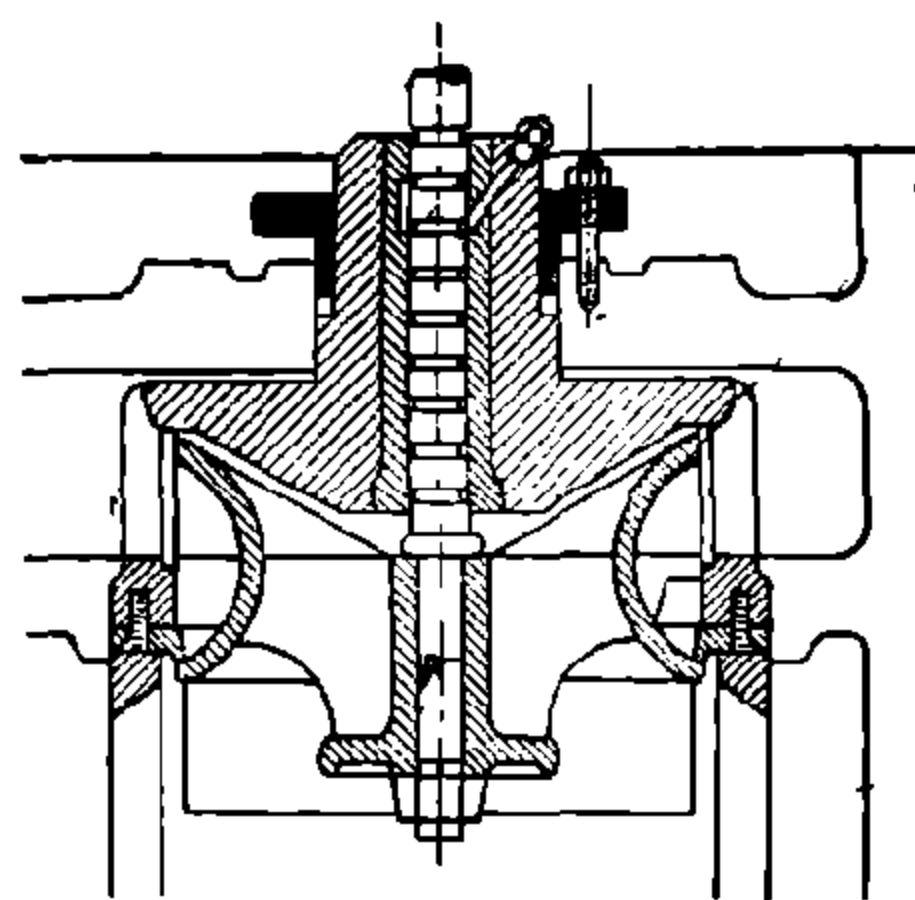
Фиг. 103.

Для возможного ограничения вредного действия масс при посадке и внезапном подымании клапана толщина стенок последнего должна быть по возможности мала. То же относится к толщине всех соединяемых с клапаном подвижных частей.

Наиболее употребительная форма клапанных гнезд представлена на фиг. 97 и 98.

Клапанное гнездо выпускного клапана должно по возможности больше заполнять клапанную коробку с целью уменьшения вредного пространства. Клапанные гнезда должны быть устроены прочно для предупреждения вдавливания и коробления их опорных поверхностей.

Вставные гнезда шлифуются в клапанных коробках; их уплотняющие поверхности бывают конические и длинные (фиг. 97 и 98) или же плоские и короткие (фиг. 99 и 100). Последние соединяют в себе



Фиг. 104.

удобства более легкой сборки и разборки гнезд при более простом изготовлении. Кроме того, при этом устройстве предупреждается вдавливание гнезд.

При плоских запорных поверхностях верхнее кольцо уплотняется помощью асбестового или клингеритового набивочного кольца. Нижнее кольцо у впускного клапана часто снабжается сверху бортом y (фиг. 97): верхние впускные отверстия в клапанном гнезде располагаются на такой высоте, при которой впускаемый пар не действует опрокидывающим образом на поднятый клапан, а главным образом, поступает в него вертикально.

Особая форма клапанного гнезда показана на фиг. 103. Она рекомендуется при сильно перегретом паре и имеет то преимущество, что как клапан, так и клапанное гнездо, а именно первый изнутри, а второе снаружи, при закрытом клапане приходят в соприкосновение с одной стороны с рабочим паром, с другой — паром из цилиндра, получая одинаковое

расширение. Нижнее тарельчатое гнездо для этой цели снабжено выступающим в паровое пространство цилиндрическим уступом для верхней опорной поверхности.

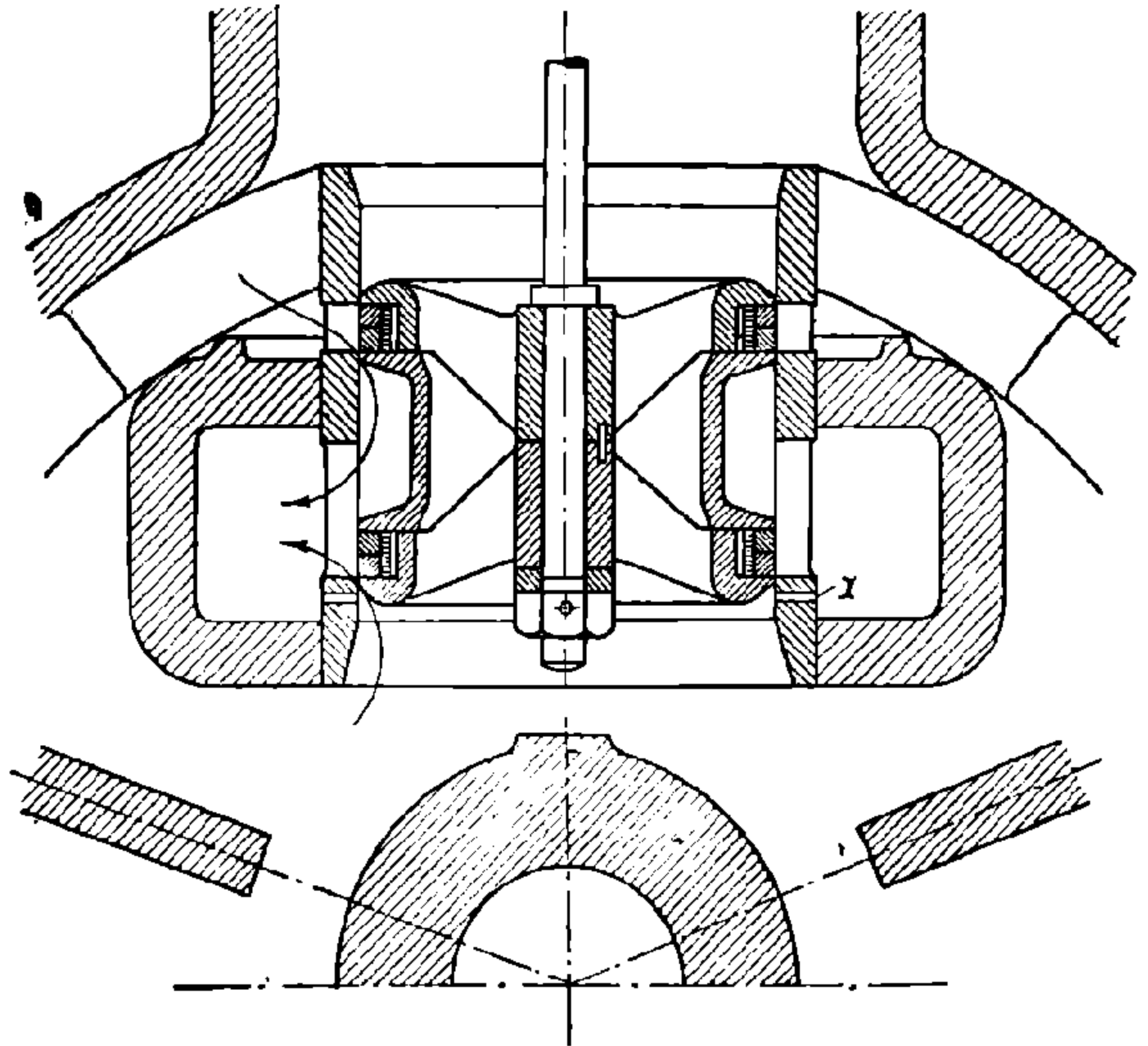
Особую конструкцию имеют клапаны Ленца. В выпускном клапане (фиг. 104) диаметр внутренней опорной поверхности в противоположность обычно принятому устройству сделан больше диаметра наружной опорной поверхности. Вследствие этого прижимающее давление во время закрытия клапана усиливается и натяжение клапанной пружины может быть сделано меньше, чем при обыкновенных клапанах.

Материалом для клапанных штоков служит сталь. Соединение штока с клапаном должно быть предохранено от непредвиденного разъединения, но ни в каком случае не должно быть вполне жестким. Клапан должен иметь возможность поворачиваться на штоке. Употребительное соединение состоит из заплечика или конуса с одной стороны и гайки со шплинтом — с другой. Направление и уплотнение клапанных штоков производятся помощью обыкновенного набивочного сальника, но последний легко может вести к заеданию и повисанию штока и клапана.

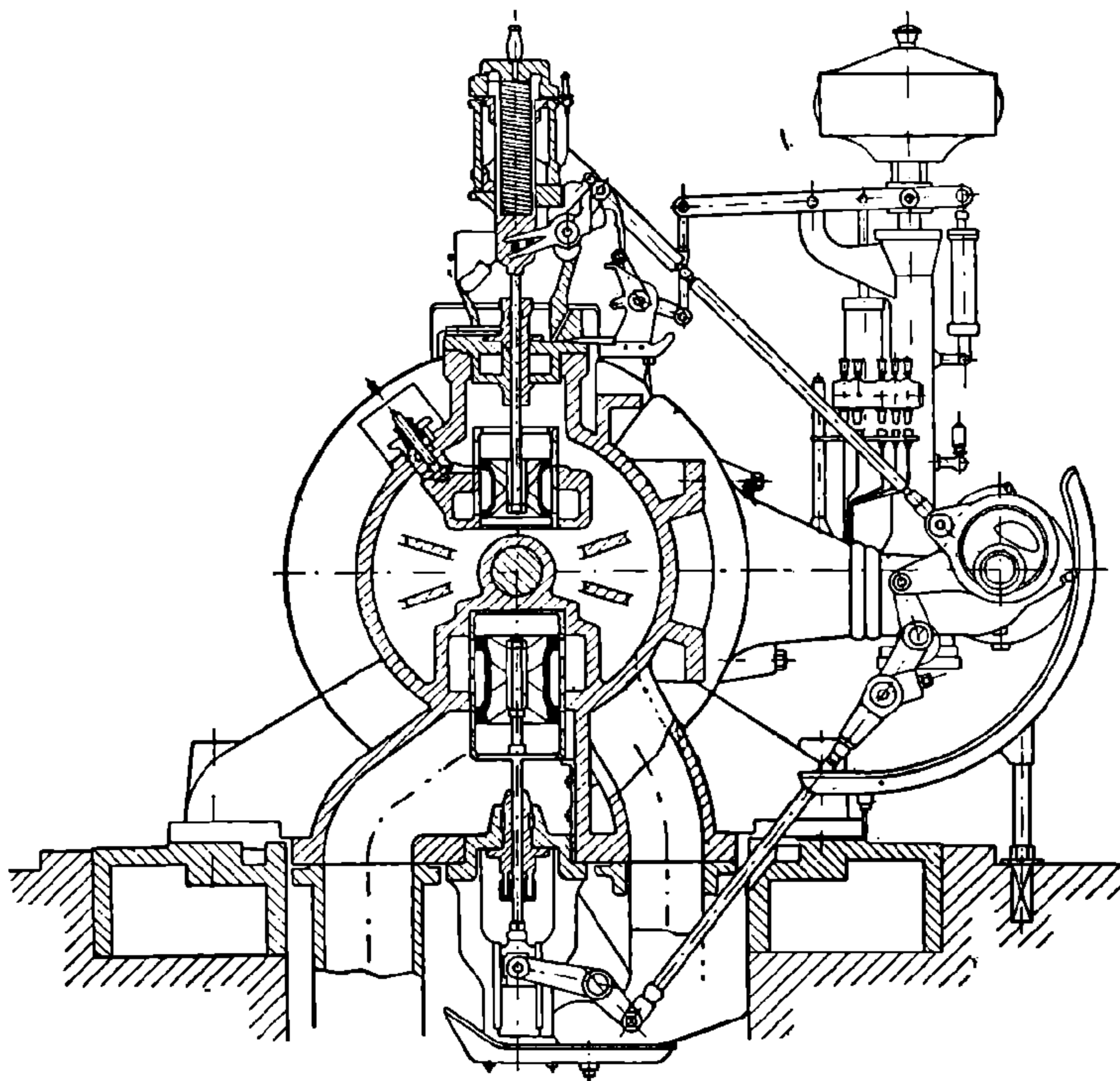
Рабочие места штока, которые проходят через сальник, при наиболее часто употребляемых наполнениях больше всего подвергаются износу на высоте хода клапанов.

Если сальник сильнее подтянуть, то при наступлении большей степени наполнения и большего хода клапана происходит ущемление менее изношенной части штока в сальнике, и шток вместе с клапаном повисает. Поэтому чаще применяют только шлифованные клапанные штоки без набивки, а для уплотнения на штоке или во втулке устраиваются желобки, действующие в качестве лабиринтового уплотнения (фиг. 99, 103 и 104). При помощи ведущей к конденсатору трубки или каким-либо другим путем в гнезде втулки и в наружных желобках образуется настолько низкое давление, что смазочный материал может поступать между втулкой и штоком.

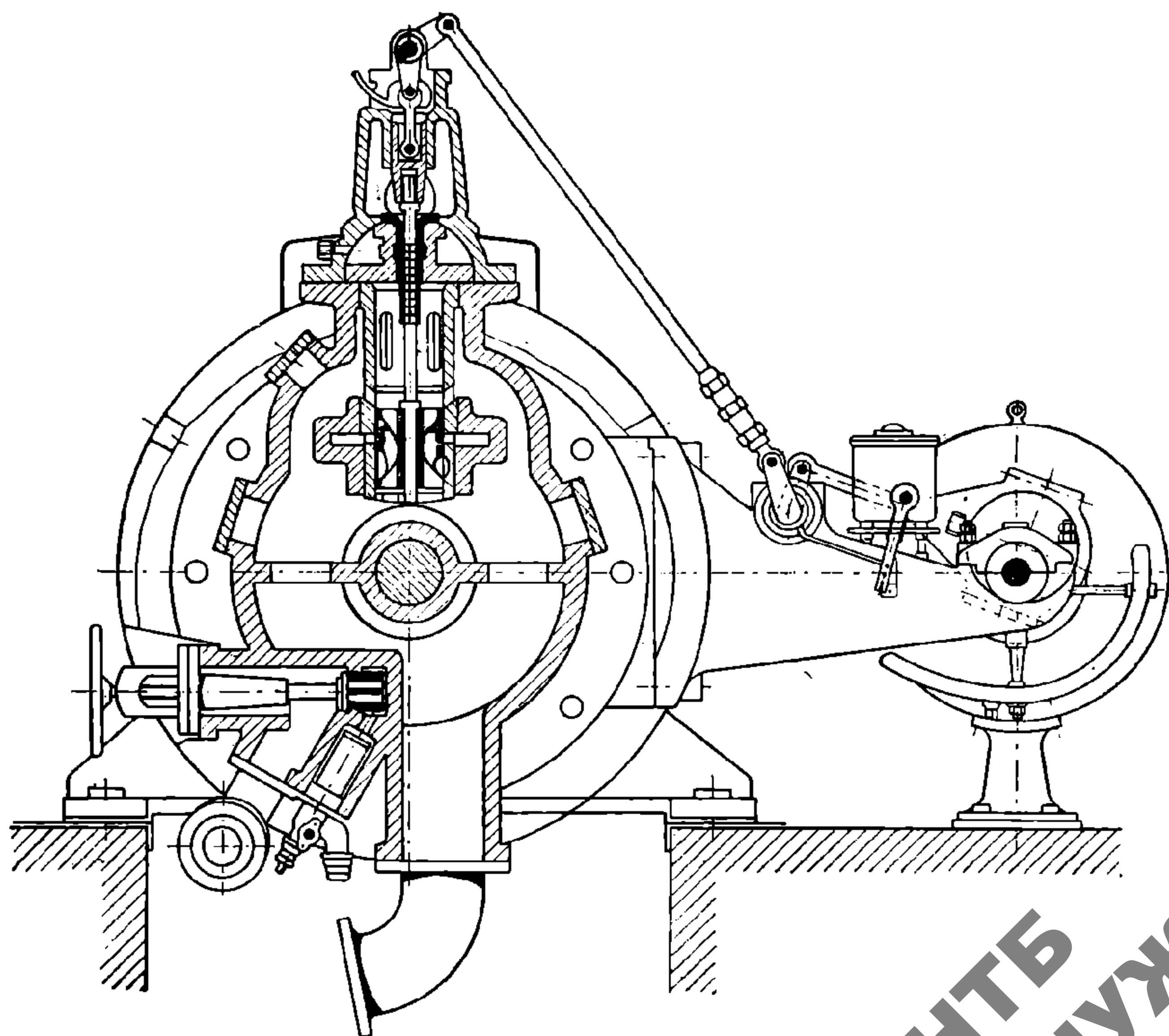
На фиг. 101 и 102 показаны примеры устройства четырехседельных клапанов, применяемых только в крупных машинах. Здесь в четырехседельной коробке расположены друг над другом два клапана. Для достижения плотности обоих клапанов у впускного клапана на штоке закреплен обычным путем помощью заплечика и гайки только нижний клапан, а у выпускного только верхний; другой клапан поддерживается пружиной и при закрывании несколько раньше садится на свое седло. Вследствие открытия четырех путей для прохода пара четырехседельные клапаны имеют преимущества, состоящие в меньшем их подъеме или диаметре, причем не только устраняются трудно уплотняемые большие опорные поверхности, но уменьшаются также самые массы клапанов.



Фиг. 105.



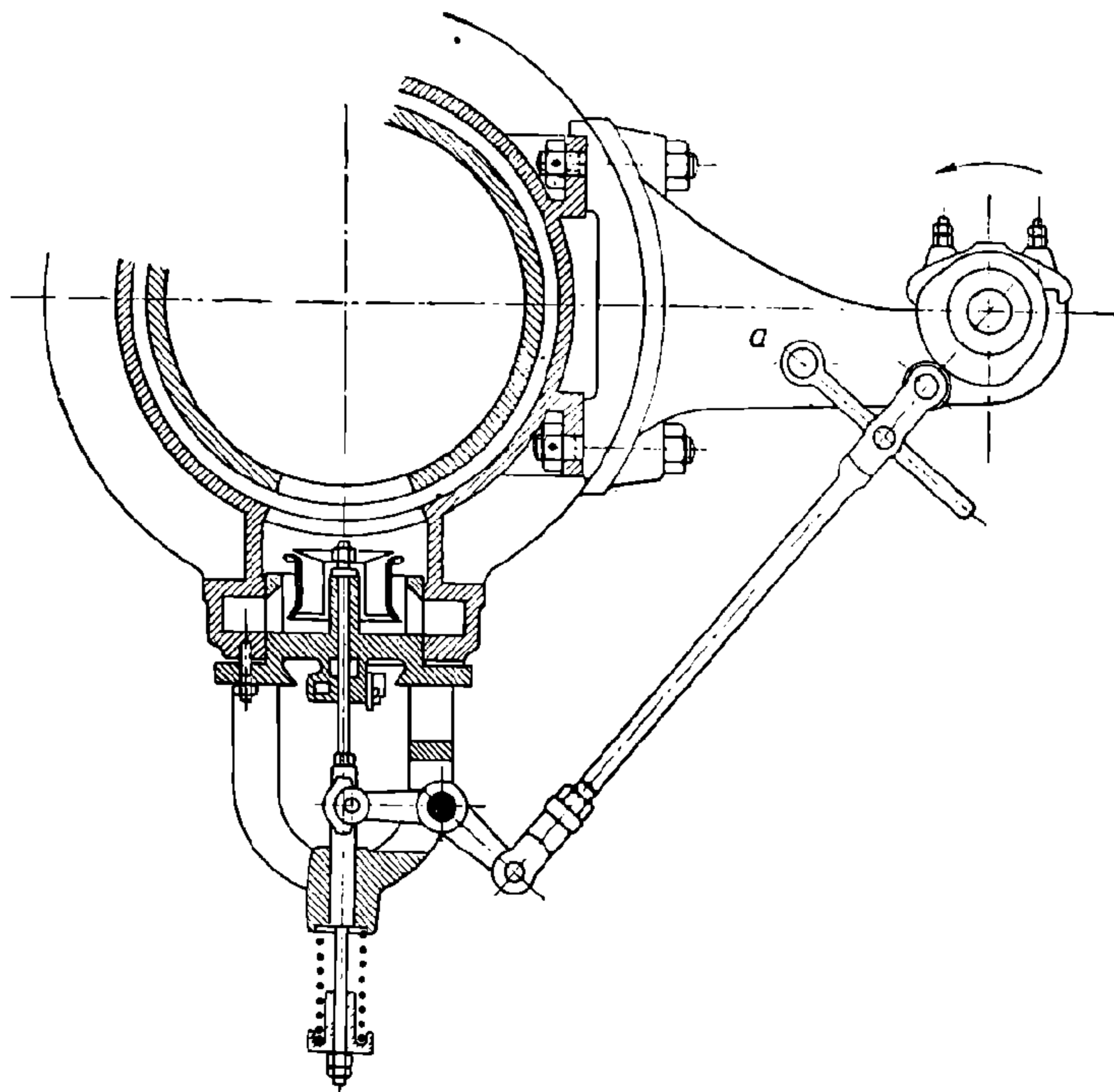
Фиг. 106.



Фиг. 107.

Поршневые золотники с механизмами клапанных распределений. В машинах с четырьмя путями для пара вместо клапанов применяют иногда поршневые золотники, расположенные горизонтально или вертикально.

Конструкция золотника с вертикально расположенной осью показана на фиг. 105. В полость, находящуюся в крышке цилиндра, пар поступает через золотник двумя путями, как показано стрелками. Начало впуска происходит при движении золотника вверх, причем в небольшом количестве пар начинает поступать через отверстия x еще во время сжатия.



Фиг. 108.

Золотник может подниматься и опускаться при помощи любого из механизмов клапанных распределений.

Преимущества такого рода золотников перед клапанами заключаются в следующем:

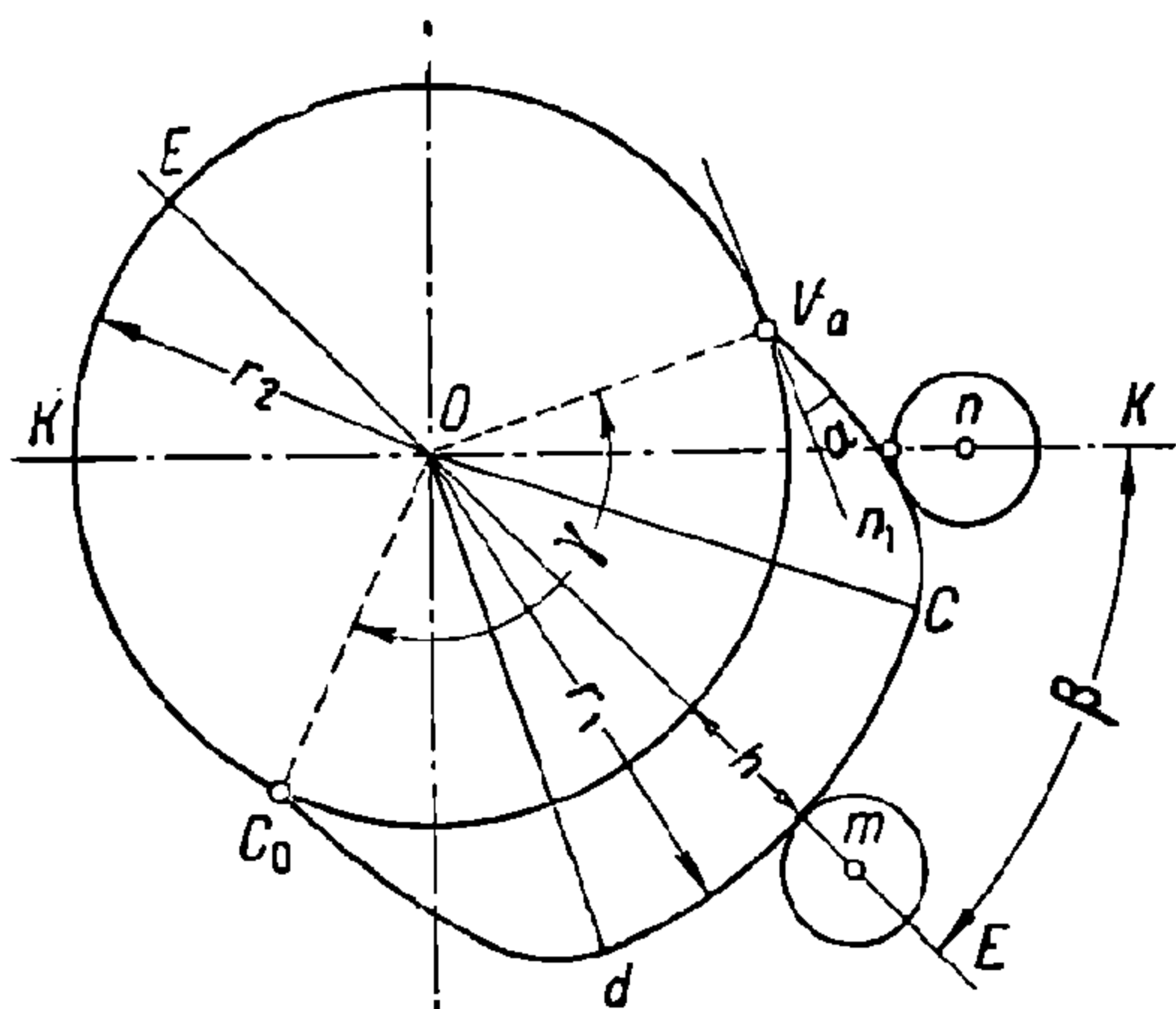
1. Несколько большая уравновешенность.
2. Большая плотность прилегания, не зависящая от температуры пара.
3. Возможность образования весьма малого вредного пространства.

На фиг. 106 и 107 показан поперечный разрез крышки цилиндра машины, снабженной клапанами этой системы.

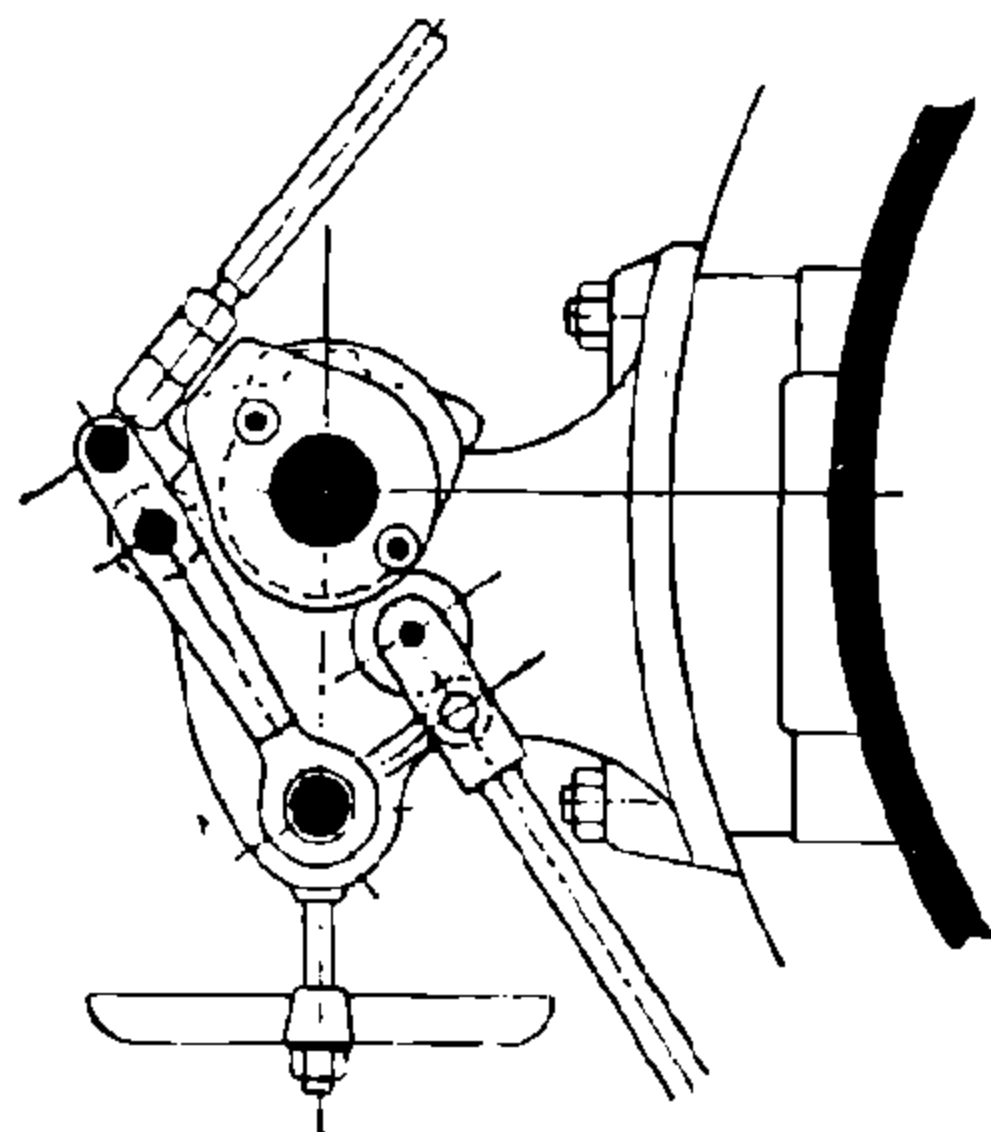
Принудительные клапанные парораспределения с постоянным наполнением. Между этими парораспределениями следует различать такие, в которых клапаны приводятся в действие кулачными шайбами, и такие, в которых они действуют при помощи эксцентриков. Передача движения клапанам всегда должна производиться таким образом, чтобы требуемые при открытии и закрытии клапанов соответственные ускорения и замедления движущихся масс происходили без ударов и без вреда для опорных поверхностей запирающих органов и для точек сочленения приводного механизма.

Для этой цели клапаны при сравнительно коротком периоде открывания должны приподниматься со своих гнезд с возможно меньшей скоростью и затем уже скорость движения может возрастать.

Закрывание клапана должно производиться достаточно быстро, с соответствующим убыванием скорости и постепенным переходом к положению закрытия в конце хода. Кулачные шайбы при правильном их очертании и не слишком большом числе оборотов вполне обеспечивают подобное движение клапанов. Эксцентрики же, наоборот, при применяемых в настоящее время числах оборотов требуют особого вида передачи. Эта передача состоит или из катящихся рычагов или из качающихся кулаков.



Фиг. 109.



Фиг. 110.

Передача движения помощью кулачных шайб. Фиг. 108 изображает обычно применяемое для выпускных распределений устройство кулачных шайб по одной для каждого выпускного клапана. Шайба снабжена выступом, которым она подымает скользящий по ней ролик, а также и клапан.

Закрывание последнего производится помощью клапанной пружины, одновременно прижимающей ролик к шайбе. Для направления ролика служит рычаг *a*, имеющий неподвижную точку опоры в кронштейне распределительного вала. При спуске воды из цилиндра клапан может быть приподнят помощью рукоятки на этом рычаге. При положении радиуса OV_a кулачной шайбы на фиг. 109 по середине тяги ролика начинается открытие клапана; между положениями OC и Od клапан совершенно открыт, а при положении радиуса OC_0 клапан опять закрывается. Таким образом угол V_aOC_0 соответствует углу поворота главного кривошипа от начала опережения выпуска до начала сжатия. Путем постепенного подъема и спуска кулачного выступа достигаются медленное плавное поднятие и опускание клапана при достаточно короткой продолжительности открытия и закрытия для небольшого числа оборотов машины. На фиг. 110 изображено расположение кулачных шайб для впуска и выпуска у ц. н. д.

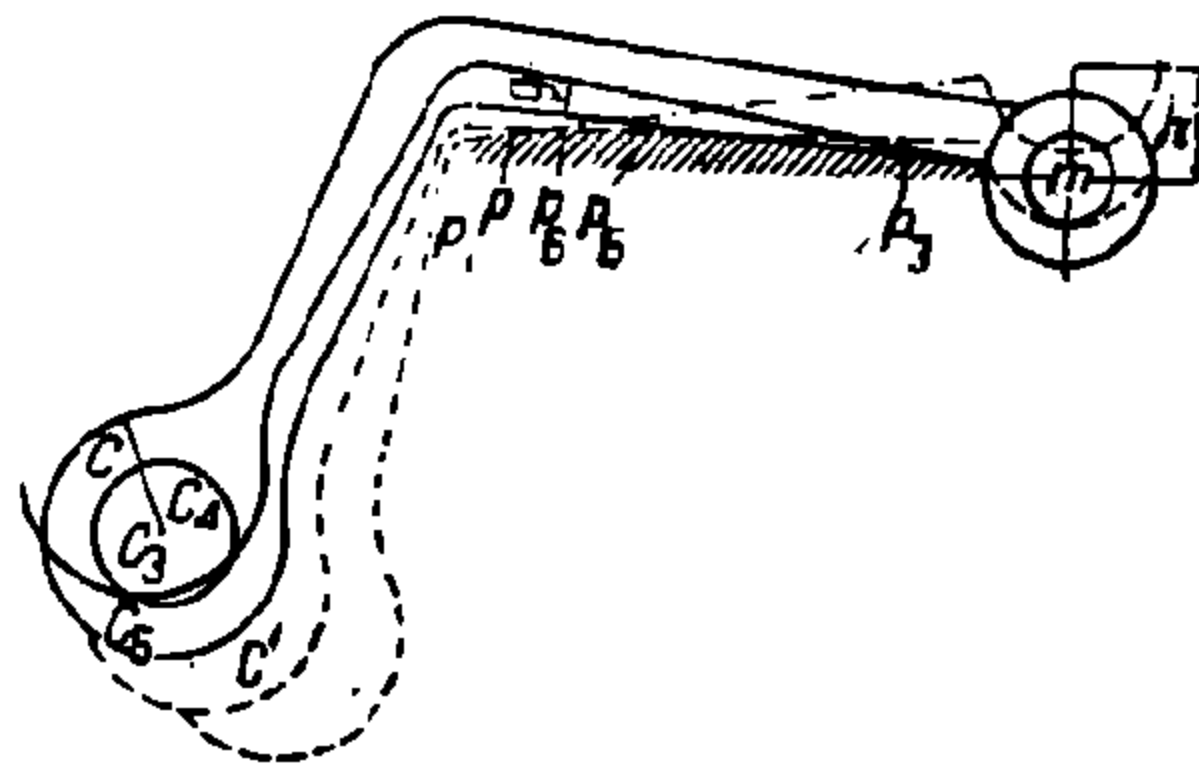
Материалом для кулачных шайб служит чугун или железо. Рабочая часть состоит из закаленной стали и закрепляется в шайбе ласточкиным хвостом. Для достижения небольшого изменения наполнения или соответственно сжатия рабочая часть (с кривой поверхностью) большей частью делается разъемной из двух частей и снабжается пазом и шпонкой.

Материалом для роликов также служит закаленная сталь.

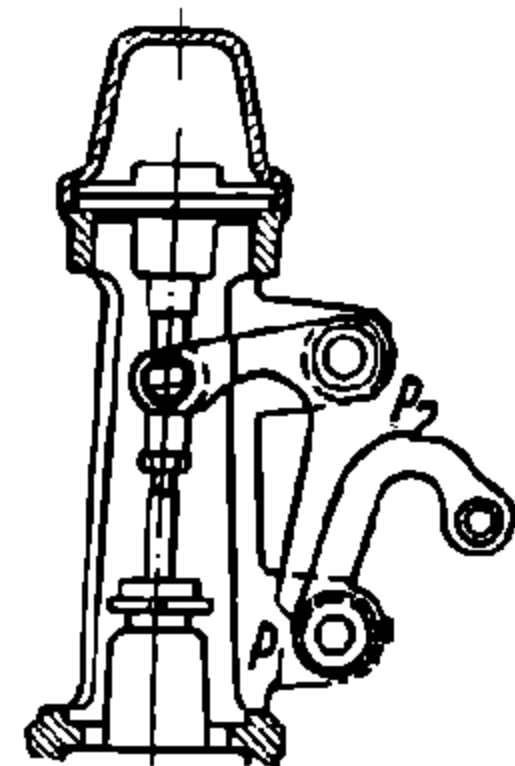
Передача движения помощью эксцентриков. На фиг. 106 схематически изображено простейшее устройство непосредственной эксцентриковой пере-

дачи. Из закрепленных на распределительном валу двух эксцентриков для каждой полости цилиндра один управляет впуском, а другой — выпуском.

Катящиеся рычаги. Требуемый плавный ход клапанов при открывании и закрывании помощью катящихся рычагов достигается путем переменного передаточного отношения. Действие подобного рычага состоит в том, что движение рабочего конца эксцентриковой тяги в начале хода клапана передается сперва в сильно уменьшенном отношении, которое затем постепенно возрастает и достигается требуемая скорость подъема. Во время опускания клапана происходит обратное явление.



Фиг. 111.

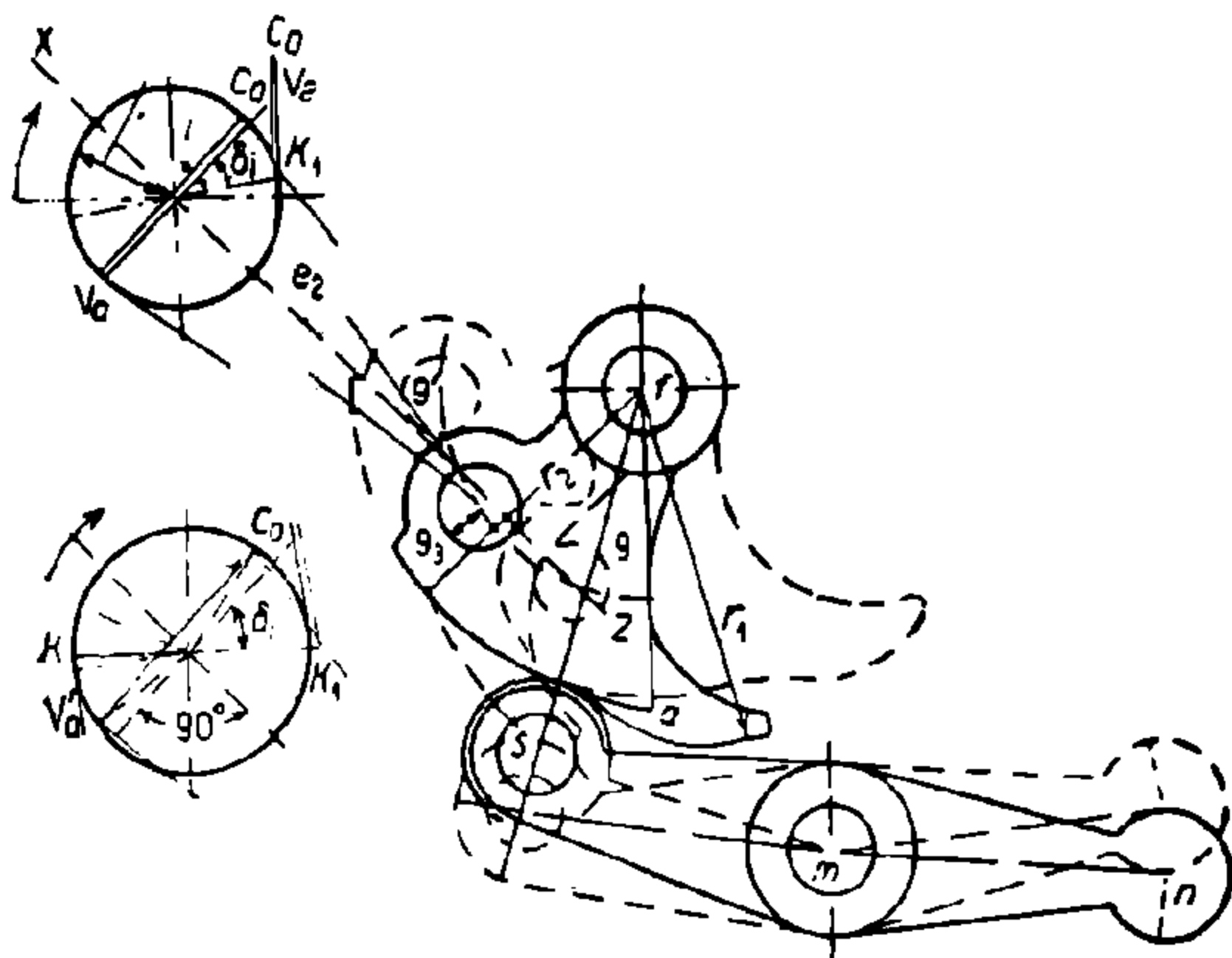


Фиг. 112.

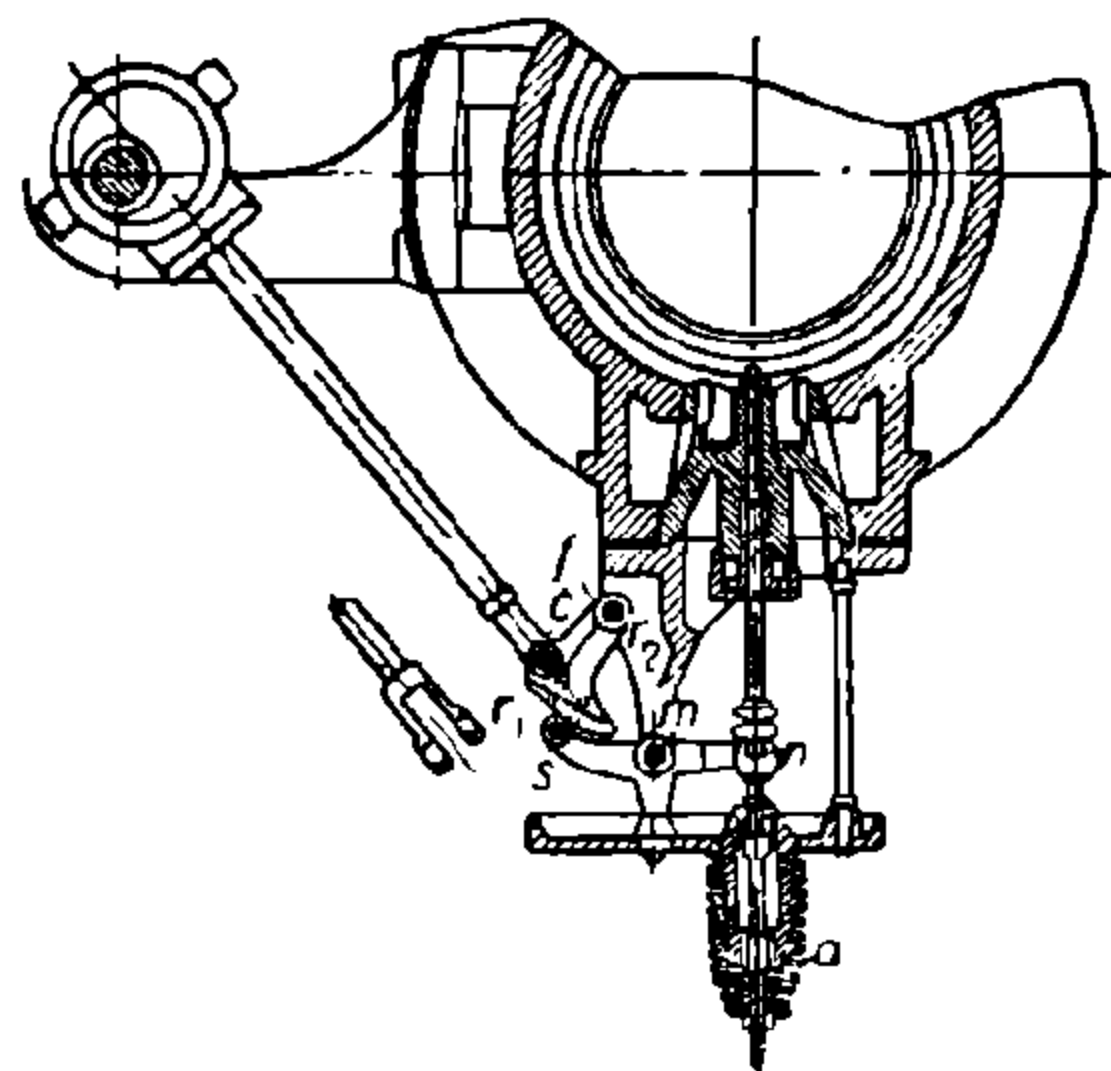
Сопряженная с подобным движением катящегося рычага в начале и конце открытия клапана потеря хода усиливает торможение пара в рассматриваемые промежутки времени. Это неудобство, главным образом, ощутительно при большом числе оборотов. Оно до некоторой степени имеет место также и при кулачных шайбах и качающихся кулаках, если при большом числе оборотов требуется спокойная и плавная работа клапанов.

На фиг. 111 изображен катящийся рычаг, движущийся по расположенной под ним неподвижной подушке.

При закрытом клапане точка опоры катящегося рычага лежит в точке P_3 , т. е. по возможности ближе к клапанному штоку, а при открывании



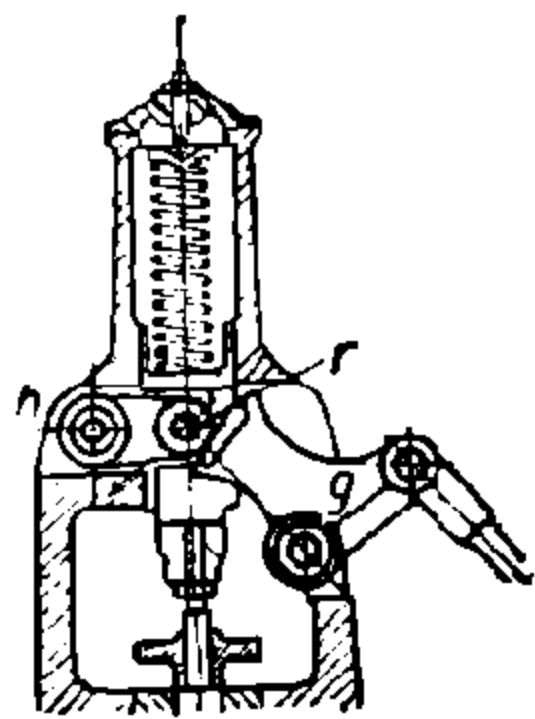
Фиг. 113.



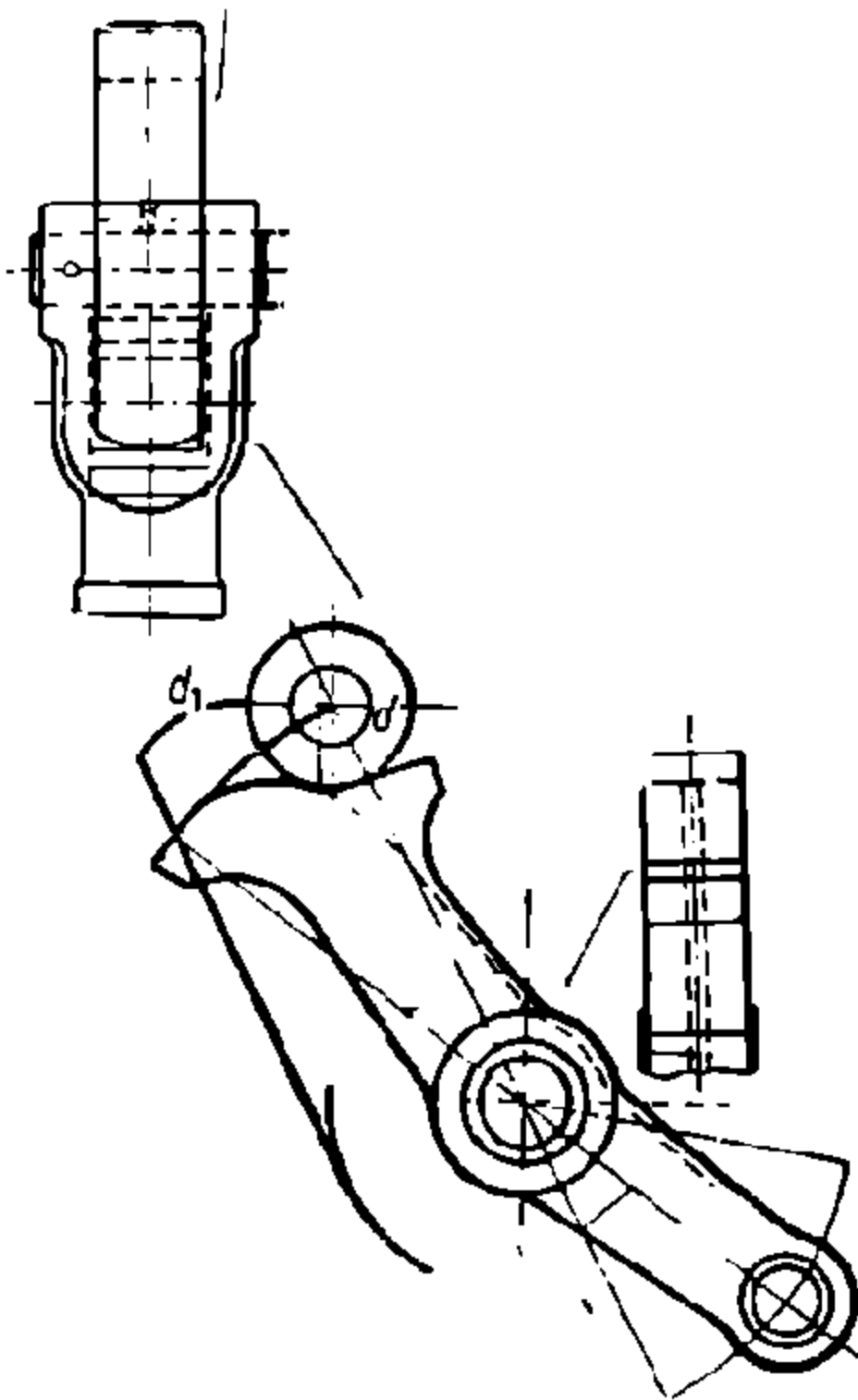
Фиг. 114.

клапана она передвигается по пути P_3P_5 влево при постепенном возрастании передаточного отношения для движения клапана. При положении опоры рычага в точке P_5 , точка сцепления C эксцентриковой тяги перемещается из C в C_5 . В это время клапан подымается на величину h_5 , причем достигается требуемая скорость подъема. При дальнейшем движении клапана точка прикосновения катящегося рычага переходит на сильно искривленный путь P_5P_1 . Но передаточное отношение при этом меняется весьма мало. В P_6 клапан принимает наивысшее свое положение, и точка C тогда находится в C' . При обратном движении описанное явление повторяется

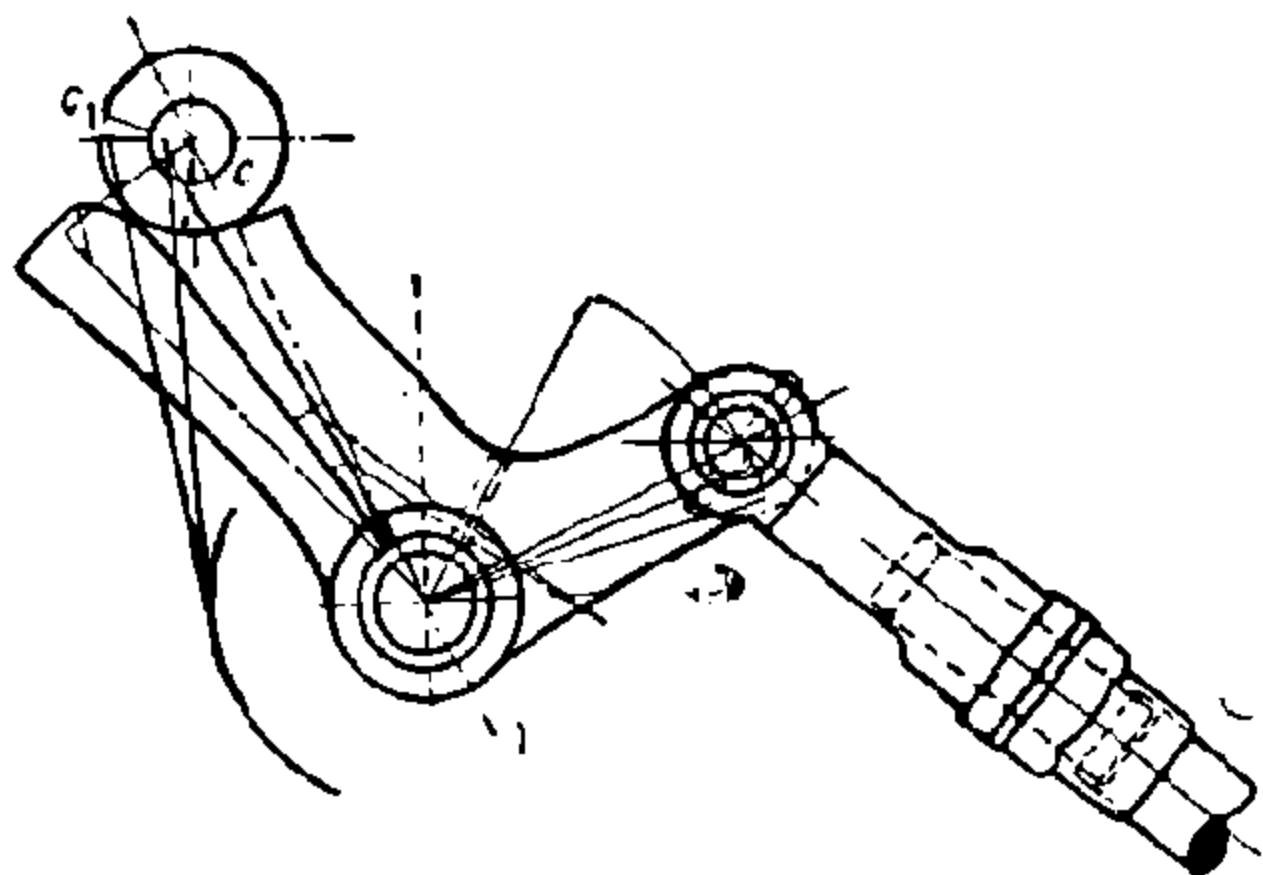
в обратной последовательности. При перемещении точки опоры рычага из p_5 в p_3 движение точки C передается опускающемуся клапану в постепенно уменьшающемся отношении; наконец, в точке p_3 при опускании клапана на свое седло передаточное отношение достигает наименьшего своего



Фиг. 115.



Фиг. 117.



Фиг. 116.

значения. Тогда эксцентрик еще при закрытом клапане передвигает точку C от C_3 к C и обратно. В течение этой части движения эксцентрика катящийся рычаг подымается со своей подушки, с которой он опять приходит в соприкосновение только при начале следующего открытия клапана.

Катящийся рычаг с неподвижной точкой вращения, находящий себе применение при больших числах оборотов, изображен на фиг. 112.

Точка соприкасания обоих рычагов переходит от p_1 к p_2 , причем передаточное отношение опять изменяется по вышеуказанному способу.

Катящиеся рычаги обладают тем недостатком, что при принудительных распределениях с переменным наполнением они, образуя достаточные открытия при небольших наполнениях, обуславливают бесполезно высокие подъемы клапанов при больших наполнениях.

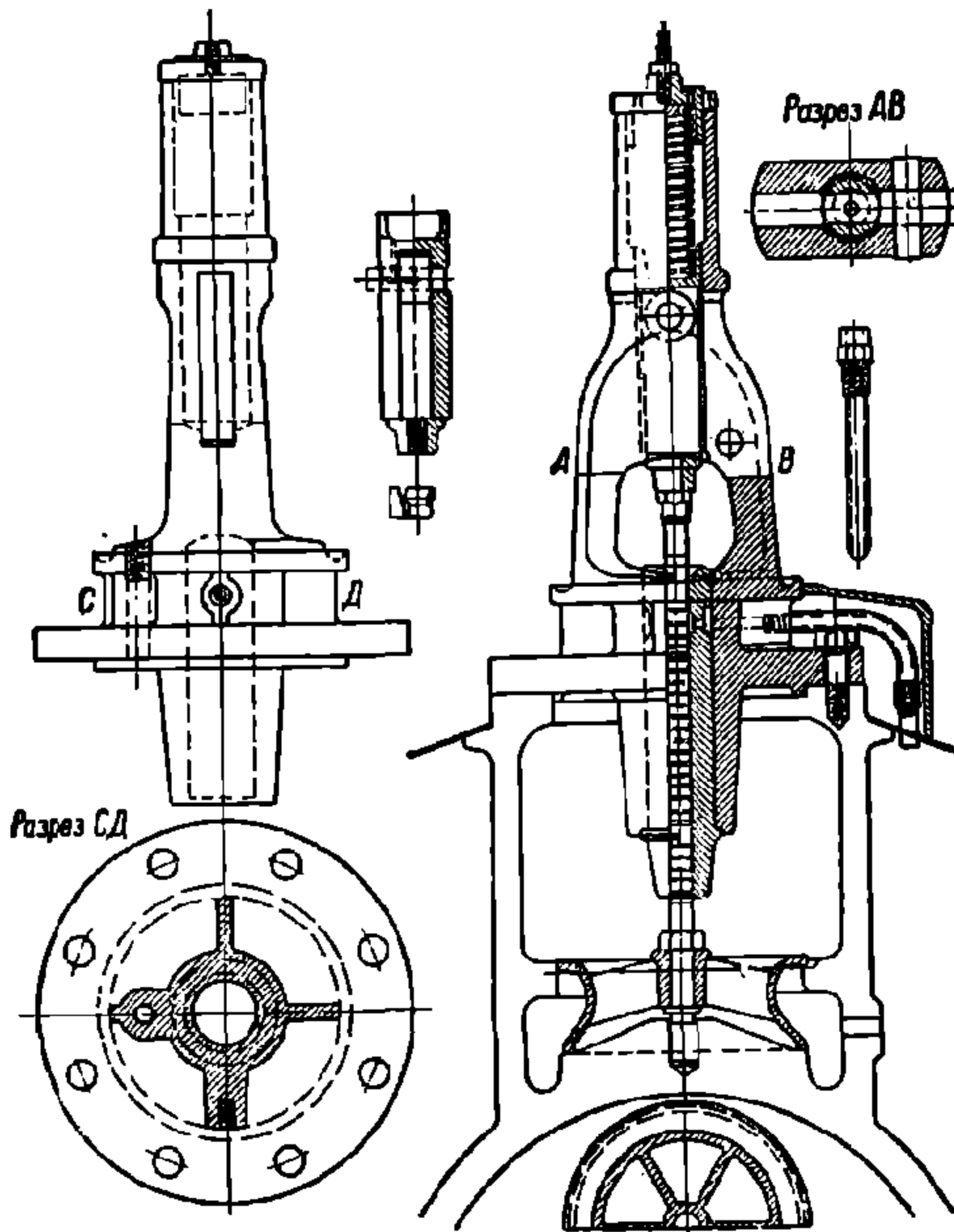
Качающиеся кулаки. Назначение качающихся кулаков одинаково с назначением катящихся рычагов. Оно состоит в плавном открывании и закрывании клапанов с постепенно возрастающей и соответственно убывающей скоростью хода. Перед катящимися рычагами они имеют то преимущество, что поднятие и закрывание клапанов большей частью происходят быстрее.

Затем при качающихся кулаках устранены бесполезно высокие подъемы клапанов при больших наполнениях. Небольшой избыток хода и здесь все же является неизбежным.

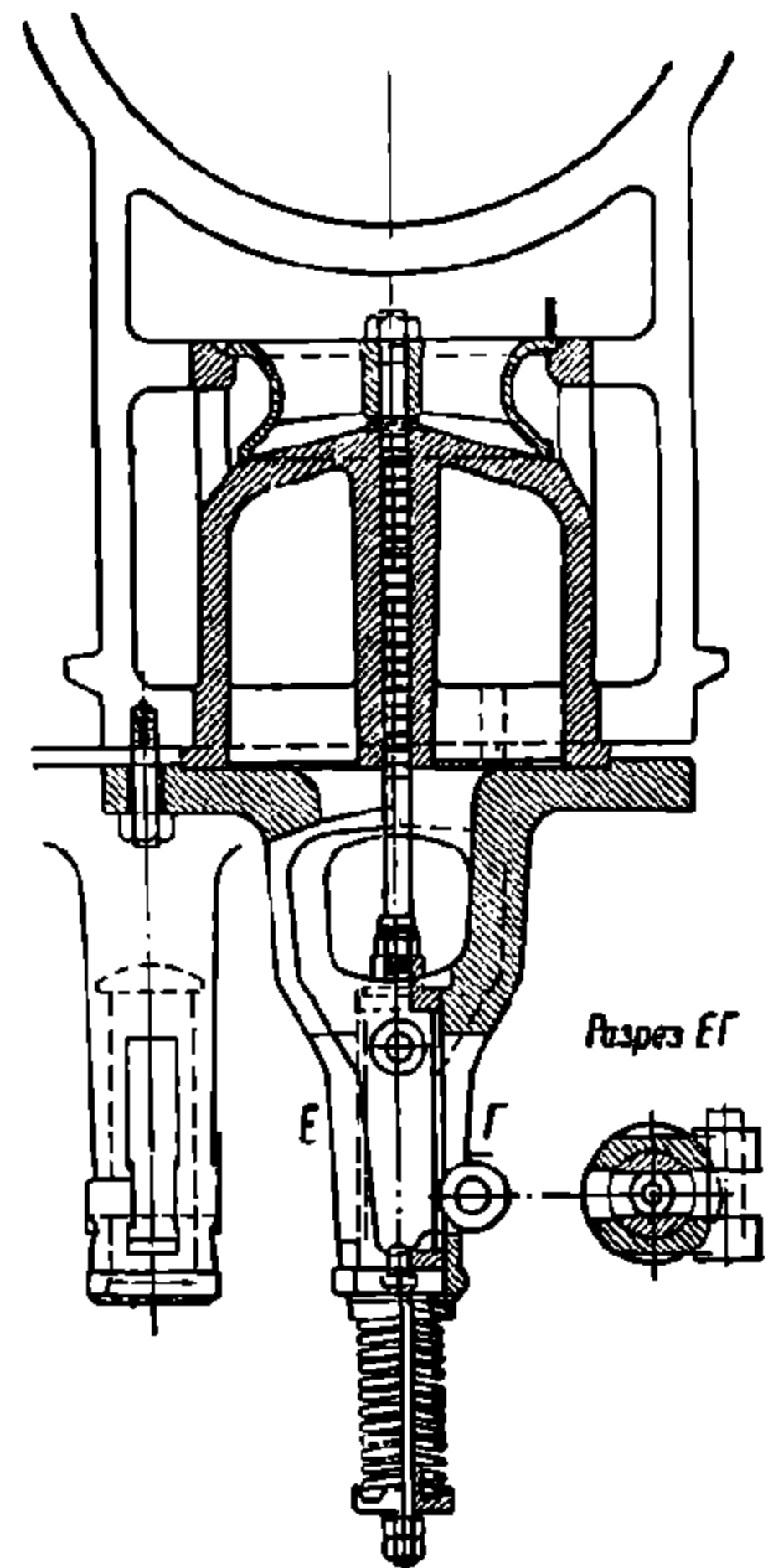
Качающийся кулак представлен на фиг. 114. Точка c этого кулака соединена с тягой эксцентрика, насаженного на распределительном валике. При вращении эксцентрика точка c перемещается вверх и вниз, качаясь по дуге круга вокруг точки подвеса f .

Кулак очерчен дугами двух радиусов: r_1 и r_2 ; дуги сопряжены между собой переходной кривой. С кулаком находится в соприкосновении ролик s двуплечего рычага, имеющего точку опоры в m . Точка n этого рычага соединена с клапанным штоком. Последний заканчивается внизу

тарелкой, между которой и неподвижным корпусом клапанной коробки заложена пружина *a*.



Фиг. 118.



Фиг. 119.

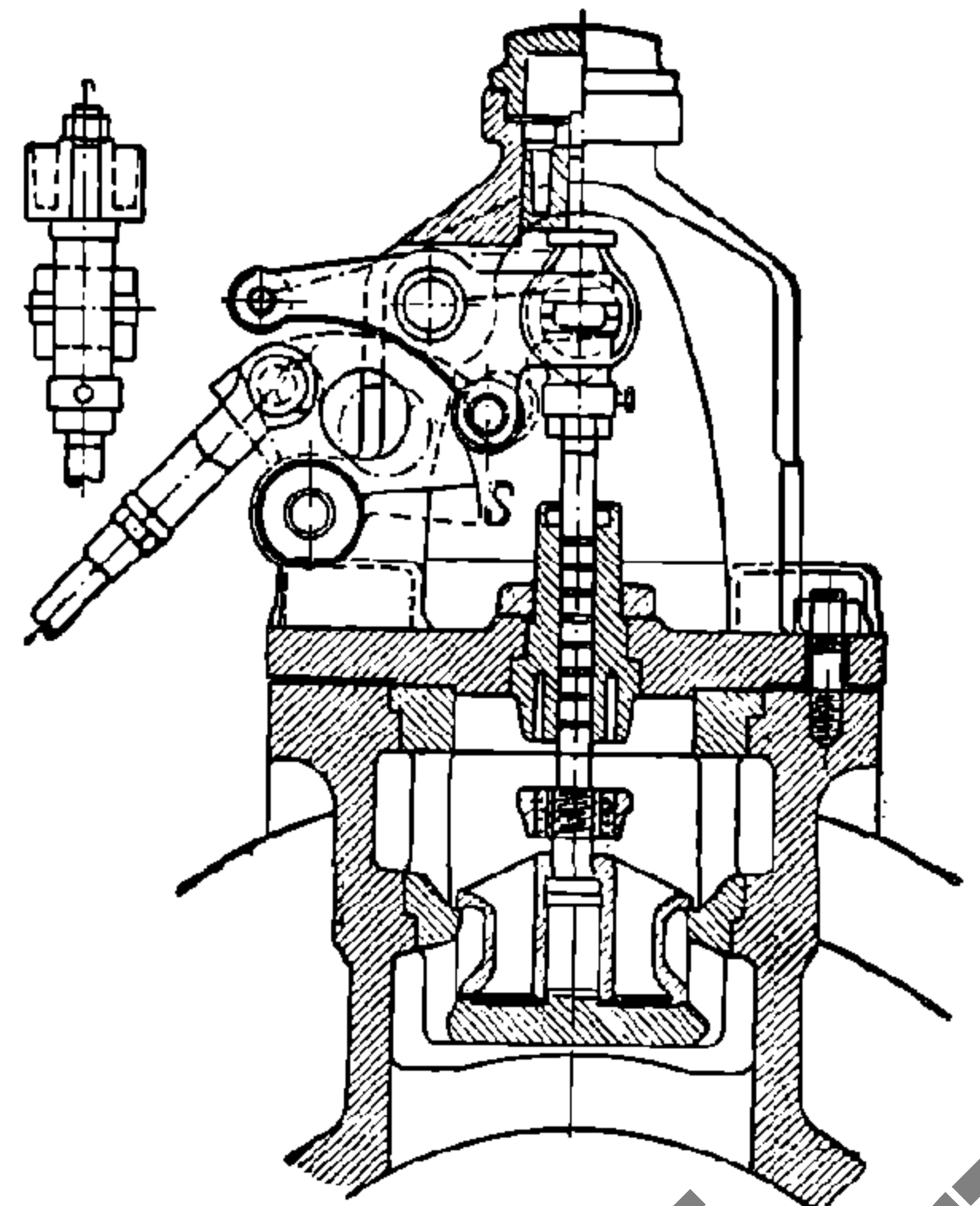
Когда точка *c*, а вместе с ней и весь кулак, поднимается вверх, кулачный выступ заставит конец *s* двулучевого рычага опуститься, а точку *л* вместе с клапанным штоком подняться.

При обратном качании кулака точка *c* пойдет вниз, ролик, сбегая с выступа, будет прижиматься к кулаку пружиной. Таким образом подъем клапана производится при помощи кулачного выступа, а опускание — под действием пружины, сохраняющей принудительность парораспределения. Разность радиусов $r_1 - r_2 = hk$, где *h* — подъем клапана, а *k* — передаточное число механизма.

На фиг. 113 рычаг *стп* и кулак вычерчены сплошными линиями в момент предварения выпуска.

Другое устройство рассматриваемой передачи к клапанам показано на фиг. 115. Здесь ролик *г* сидит на конце рычага *h*, и ось его расположена на оси клапанного штока, между тем как направляющая кривая расположена на рычаге *g*, приводимом в движение эксцентриком.

Большой простотой отличается качающийся кулак на фиг. 116 и 117. Ролик *с* сидит на цапфе в утолщенной направляющей части клапанного штока (фиг. 118 и 119). Последний расположен таким образом, что клапан открывается в противоположность предыдущему устройству при нисходящем движении зацепляющего конца эксцентриковой тяги.



Фиг. 120.

На фиг. 120 изображен кулак системы проф. Дерфеля. Кулак S , приводимый в колебание эксцентриковой тягой, имеет два криволинейных рабочих контура, и соответственно с этим клапанный рычаг снабжен двумя роликами. При колебании кулака вправо правый криволинейный контур нажимает свой ролик кверху, открывая клапан. При обратном движении кулака левый его контур вместе с левым роликом сообщает клапану движение вниз. Здесь совершенно отсутствует клапанная пружина, которая в других парораспределениях производит замыкание клапана. Для того чтобы перемена давления у обоих роликов происходила в момент перемены направления движения, т. е. при наименьшей скорости, правый рабочий контур кулака не дает своему ролику останавливаться неподвижно на наружном контуре кулака, не допуская, таким образом, неподвижного состояния клапана в наивысшем его положении. Левый криволинейный рабочий контур кулака приводит клапан в состояние закрытия еще до поступления левого ролика на наружный контур с целью надежного закрытия клапана и предупреждения поломок при попадании какого-нибудь твердого тела между опорными поверхностями.

В течение остальной части хода шток несколько перемещается вниз без клапана, причем закрывание клапана производится небольшой пружиной.

Большое число шарниров является крупным недостатком этой системы передачи.

Принудительные впускные клапанные парораспределения с переменным наполнением (подразделение, применение, преимущества и недостатки). Действие регулятора на впуск пара при принудительных парораспределениях достигается двояким способом. Сообразно с этим различают два главных типа этих парораспределений, а именно:

1) принудительные клапанные парораспределения с неподвижными эксцентриками и перемещаемыми помощью регулятора передаточными частями, и

2) принудительные клапанные парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами.

В парораспределениях первого типа при увеличении или уменьшении наполнения регулятор изменяет взаимное положение тех частей, которые передают клапану движение от неподвижно заклиненного на валу эксцентрика. В парораспределениях второго типа регулятор поворачивает основной эксцентрик.

В рассматриваемых парораспределениях клапаны опускаются и садятся со скоростью, точно определяемой размерами передаточного механизма. Это дает лучшее сбережение и большую плотность поверхностей и допускает при принудительных парораспределениях значительно большее число оборотов, нежели при расцепных. Это, главным образом, относится к принудительным парораспределениям с качающимися кулаками и переставными эксцентриками, при которых число оборотов машины бывает 170 и более.

К дальнейшим преимуществам принудительных парораспределений по сравнению с расцепными еще относятся несложность обслуживания, малая чувствительность и равномерный холостой ход. Последнее обстоятельство имеет значение при параллельном соединении динамомашин.

К недостаткам принудительных клапанных парораспределений относятся бесполезно высокие подъемы клапанов, имеющие место при значительных наполнениях и особенно вредно влияющие при больших машинах.

Затем, в большинстве принудительных клапанных парораспределений закрывание клапанов происходит не так резко, противодействие регуля-

тору в них обыкновенно бывает сильнее, нежели при расцепных парораспределениях. Это может быть уравновешено путем выбора соответственно более сильного регулятора.

Из принудительных клапанных парораспределений в настоящее время находят себе применение парораспределения с переставными эксцентриками и плоскими регуляторами.

Принудительные клапанные парораспределения с переставными передаточными частями. От каждого принудительного клапанного парораспределения требуется:

1) чтобы противодействие его регулятору было по возможности мало и не вызывало никаких изменений его уклонений;

2) чтобы устранены были бесполезно большие и сильно меняющиеся подъемы клапанов;

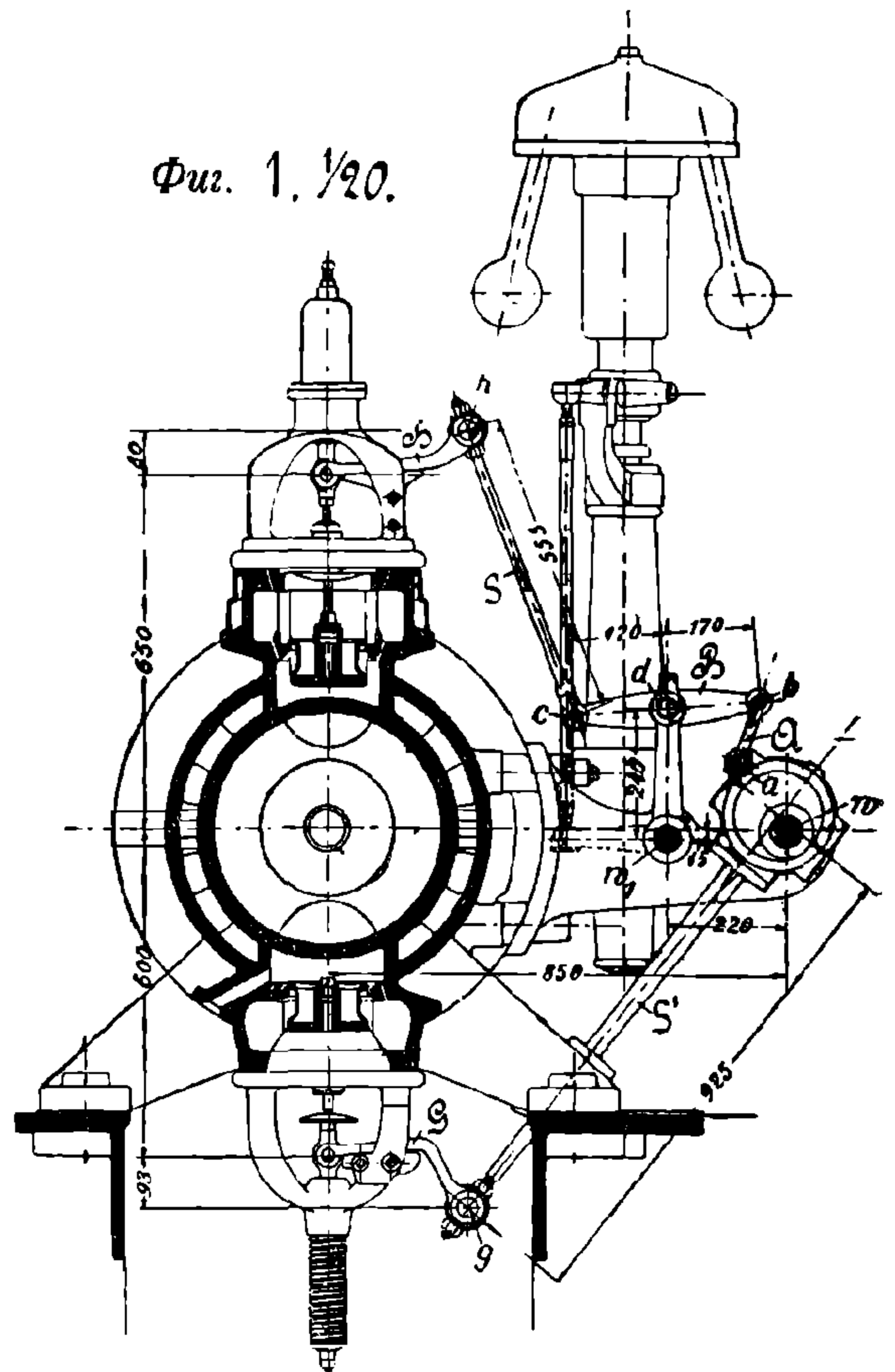
3) чтобы выпуск пара, если он распределяется тем же эксцентриком, что и впуск пара, не обнаруживал значительных уклонений при различных наполнениях, т. е. чтобы опережение выпуска и сжатие оставались по возможности одинаковыми для всех наполнений;

4) чтобы парораспределительный механизм был по возможности прост и имел мало шарниров, так как зазоры в последних уменьшают точность его действия.

Парораспределение Видмана представляет собой наиболее известную и простейшую конструкцию всей этой группы парораспределительных устройств.

В распределении Видмана один эксцентрик обслуживает и выпускной и впускной клапаны. Перемещение выпускного клапана производится при помощи катящегося рычага по схеме, которую мы рассматривали выше (фиг. 111). Движение же впускного клапана заимствуется от хомута эксцентрика и через рычажную передачу, находящуюся под воздействием регулятора, передается клапану. Общий вид парораспределения представлен на фиг. 121. Детали представлены на фиг. 122 и 123. С точкой *m* на хомуте эксцентрика соединена серьга *mk*. Последняя шарнирно связана с рычагом *kr*.

Рычаг этот имеет по середине точку опоры *o*, принадлежащую рычагу *or*, причем через точку *r* проходит ось валика параллельно оси машины. Валик может поворачиваться вокруг своей оси под действием регулятора.

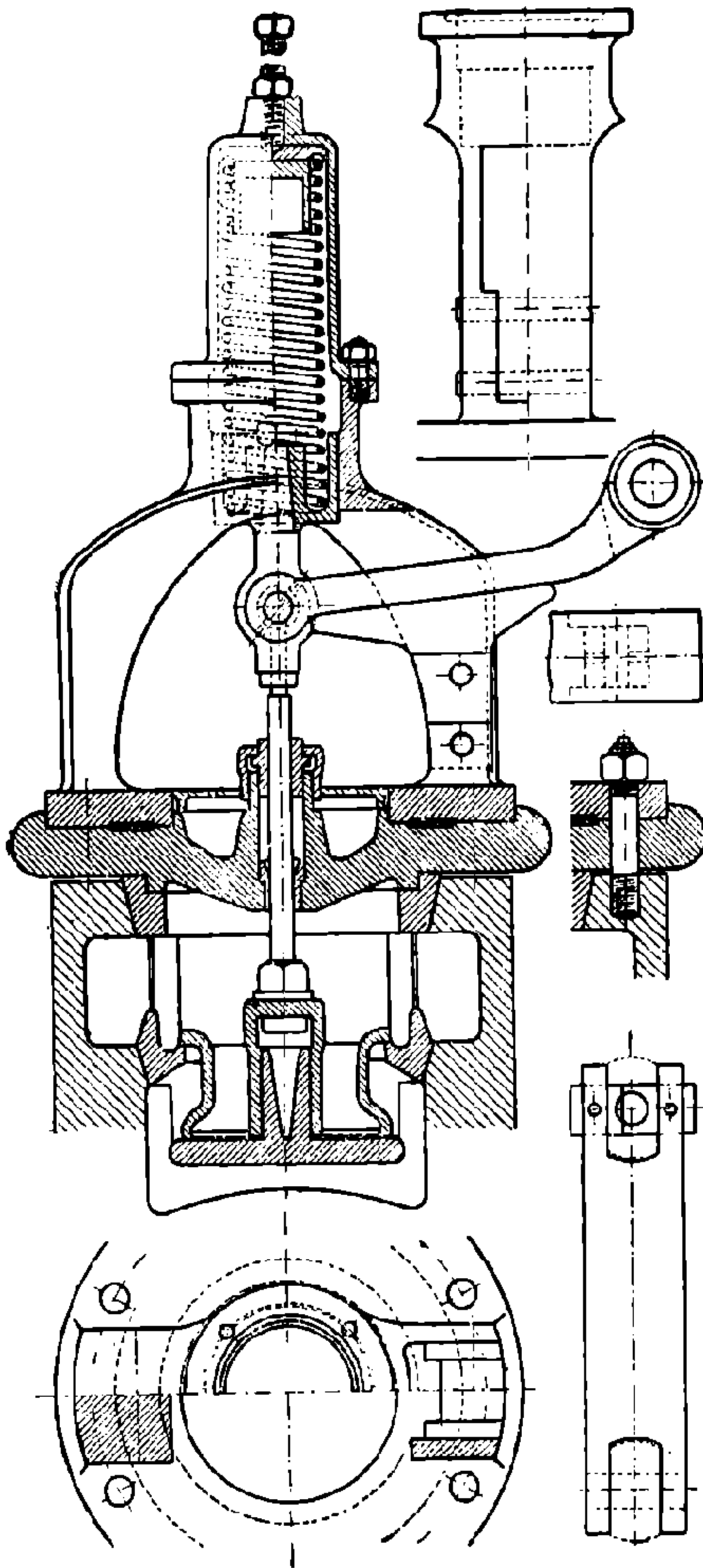


Фиг. 121.

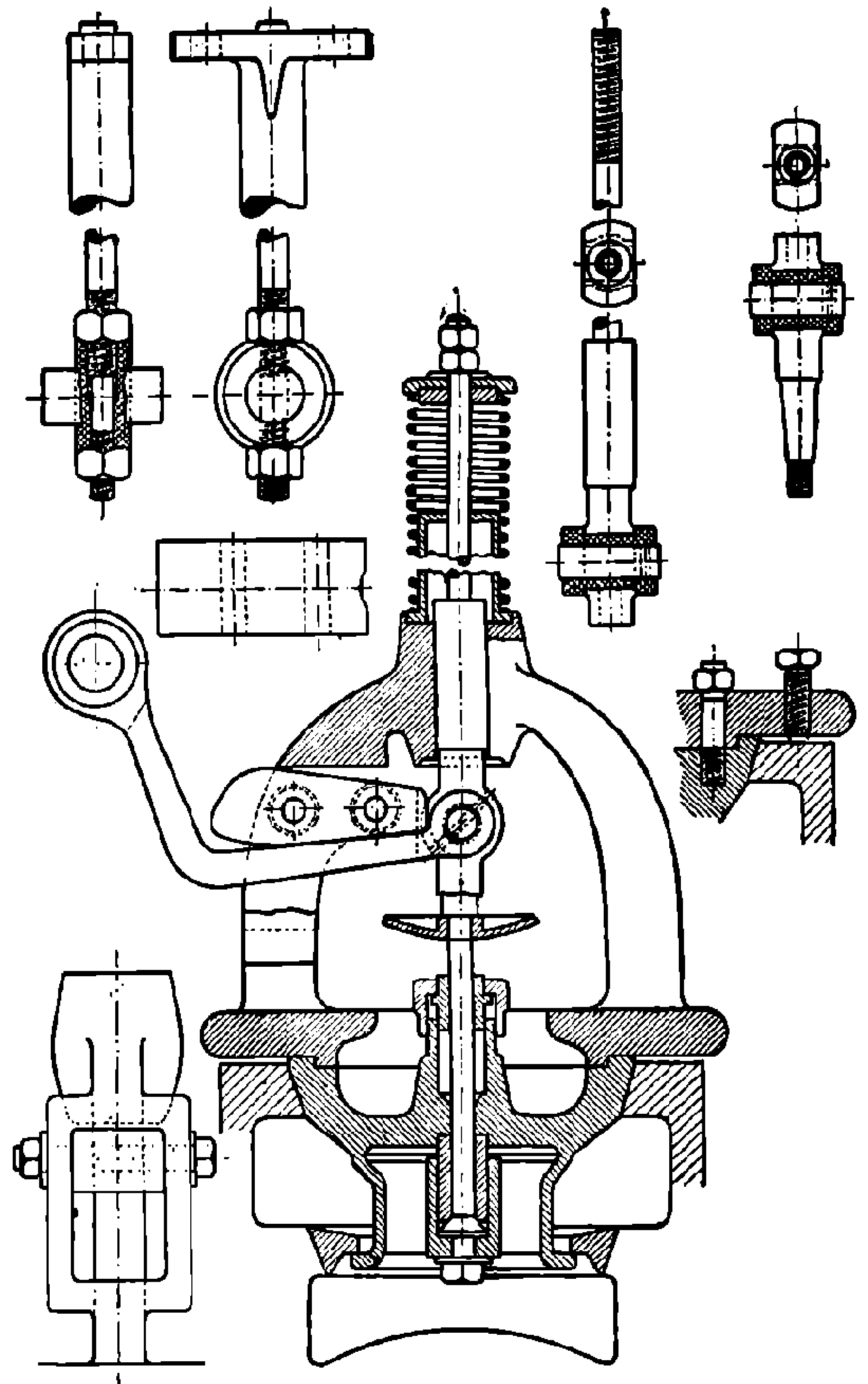
С концом p рычага pk соединяется тяга ps , приводящая клапан с помощью катящегося рычага fs в движение.

При вращении эксцентрика точка m качается по дуге круга вокруг неподвижной точки o . При подъеме точки p опускается точка k , траектория которой также представляет дугу круга, описанного вокруг точки o . Клапан для впуска пара при этом поднимается.

Центробежный регулятор помещен сбоку машины на вертикальном вали-



Фиг. 122.



Фиг. 123.

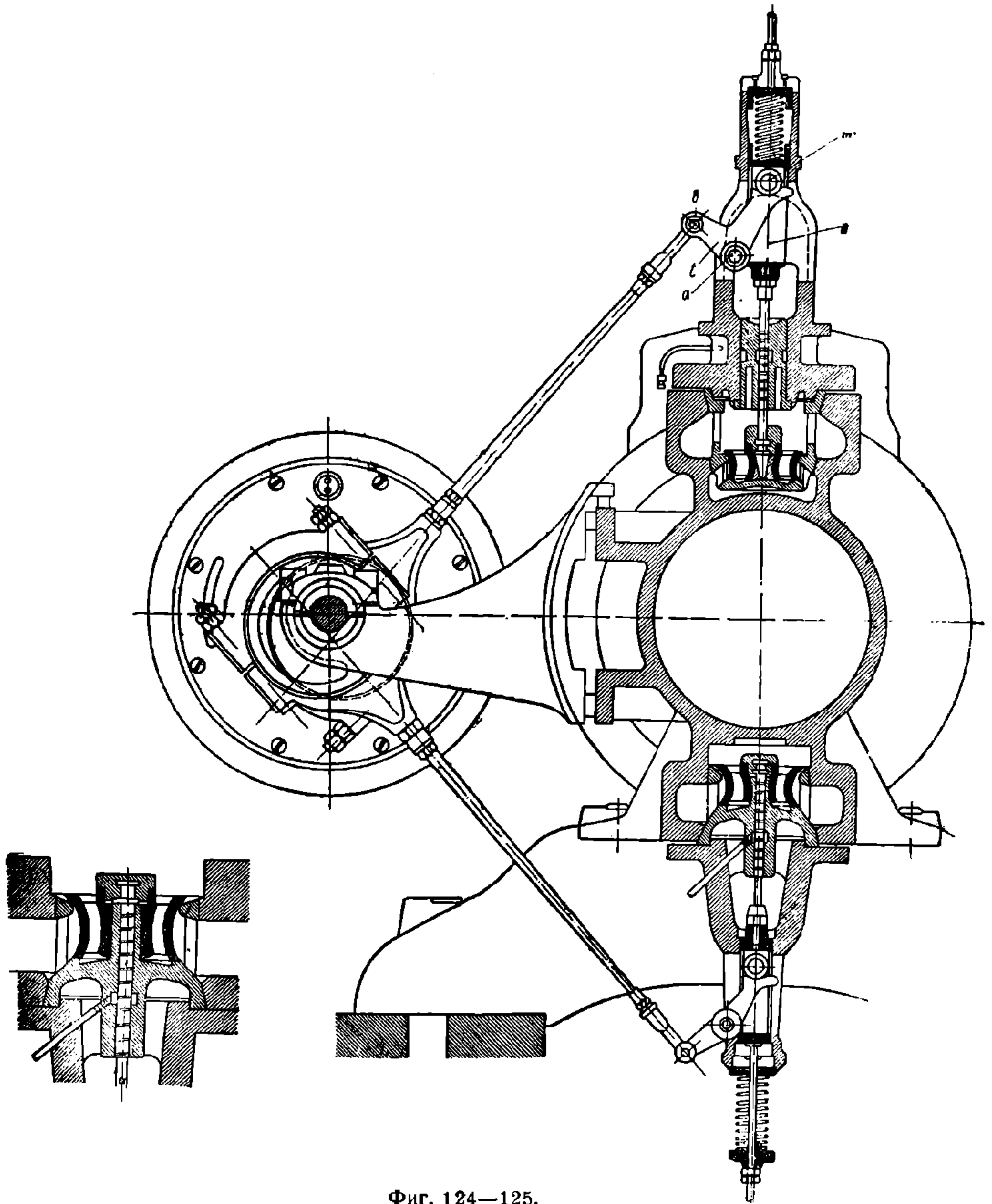
ке. Муфта регулятора при помощи вертикальной тяги связана с рычажком bro . Если число оборотов машины увеличивается, муфта регулятора подымается, поворачивая валик r . Рычаг bro отклоняется от своего первоначального положения, а вместе с ним переставливается и рычаг pk .

При уменьшении числа оборотов точка o и рычаги orb и pk перемещаются в обратном направлении.

Заметим, что точка m не меняет при действии регулятора своего положения.

Перемещение точки o оказывает влияние на степень наполнения машины. Если в изображенном на чертеже положении механизма машина работает с нормальной степенью наполнения, то при крайнем левом положе-

нии рычага *ог* должно получиться минимальное, а при крайнем правом положении рычага *ог* — максимальное наполнение.



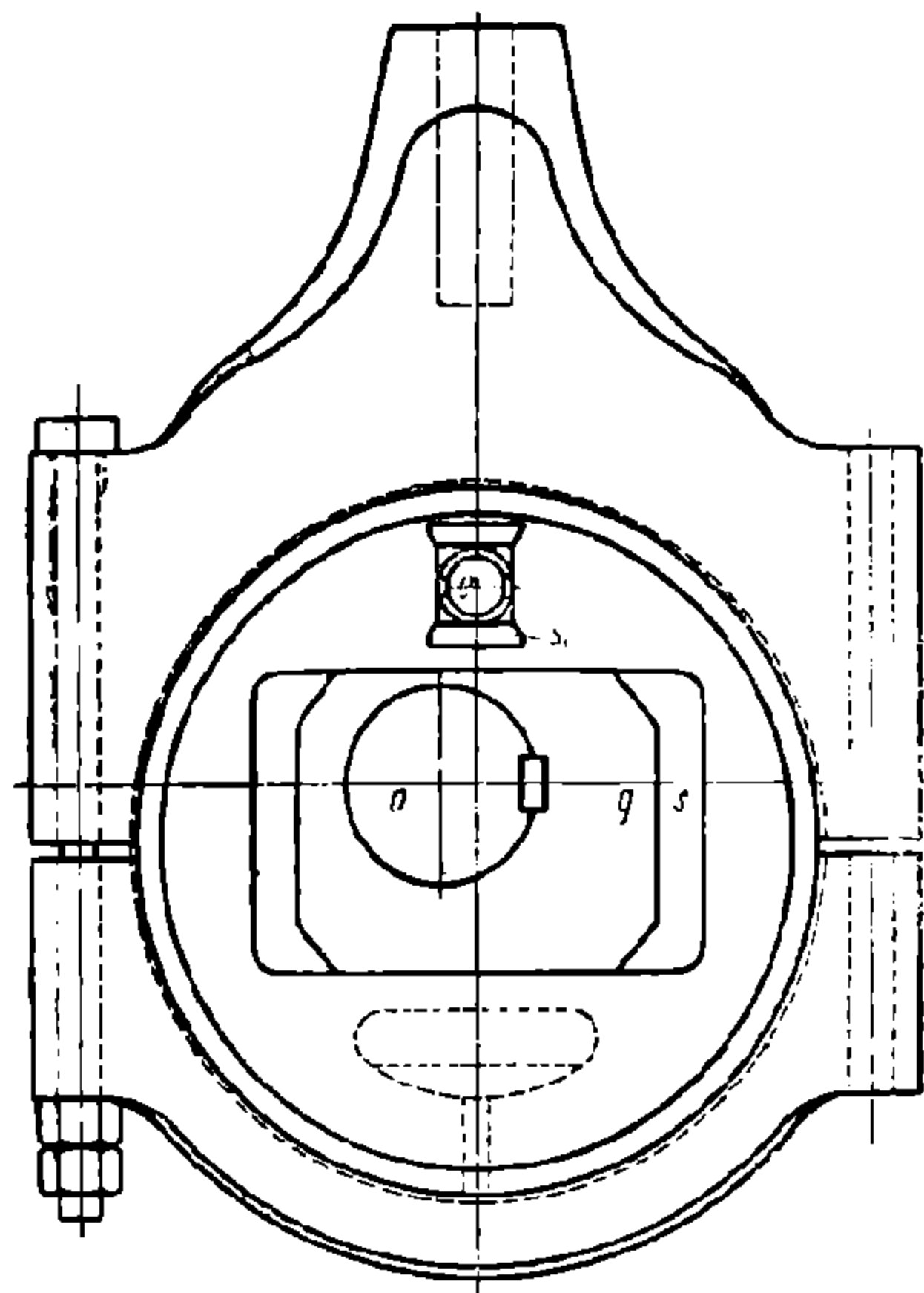
Фиг. 124—125.

Принудительное клапанное парораспределение с переставным эксцентриком и плоским регулятором. Парораспределение Ленца. В этом распределении та или иная степень наполнения может устанавливаться путем изменения величины эксцентриситета и его угла установки, что достигается действием плоского регулятора на эксцентрик. В парораспределении Ленца применяются качающиеся кулаки как основные части механизма.

Поперечный разрез машины с распределением Ленца представлен на фиг. 124—125.

Каждый из клапанов, впускной и выпускной, имеет самостоятельный эксцентрик, первый из них связан с плоским регулятором, а второй заклинен на валу неподвижно. Качающийся кулак t , подвешенный в точке a , соединен с эксцентриковой тягой впускного клапана в точке b .

Клапанный шток заканчивается уширенной частью n , имеющей вертикальный прорез. В этом прорезе помещается ролик m , ось которого проходит сквозь упомянутую часть n . Клапан прижимается к своему гнезду, а ролик — к качающемуся кулаку при помощи пружины, заложенной в верхней части клапанной коробки.



Фиг. 126.

При вращении эксцентрика конец b эксцентриковой тяги описывает дугу круга, вокруг точки a ; кулак при движении точки b вниз набегаем своим выступом на ролик и поднимает клапан. При движении точки b вверх ролик опускается с кулачного выступа, клапан под действием пружины закрывается.

Аналогичным образом приводится в движение выпускной клапан.

В эксцентрике, управляющем впуском, сделан прорез S , которым эксцентрик надет на камень g , заклиненный на распределительном валике. Эксцентриковый диск (фиг. 126) захватывается пальцем C , который связан с регулятором, и при перемещении грузов последнего поворачивается по дуге круга вокруг центра O . Палец захватывает при этом эксцентриковый диск и перемещает его по камню g ; диск скользит по камню своим прорезом S . Так как эксцентриковый диск перемещается прямоли-

нейно, а конец C должен описывать дугу круга, то последний образован в виде камня, входящего в прорез S_1 диска. Ось этого прореза расположена перпендикулярно к оси первого прореза. Длина прореза S_1 сделана больше соответствующего размера камня C на величину стрелки прогиба той дуги, которую описывает точка C .

Таким образом под действием регулятора изменяются эксцентриситет и угол заклинения эксцентрика; изменяются размах точки b и путь, проходимый роликом по кулаку, а вместе с ним величина и продолжительность подъема клапана.

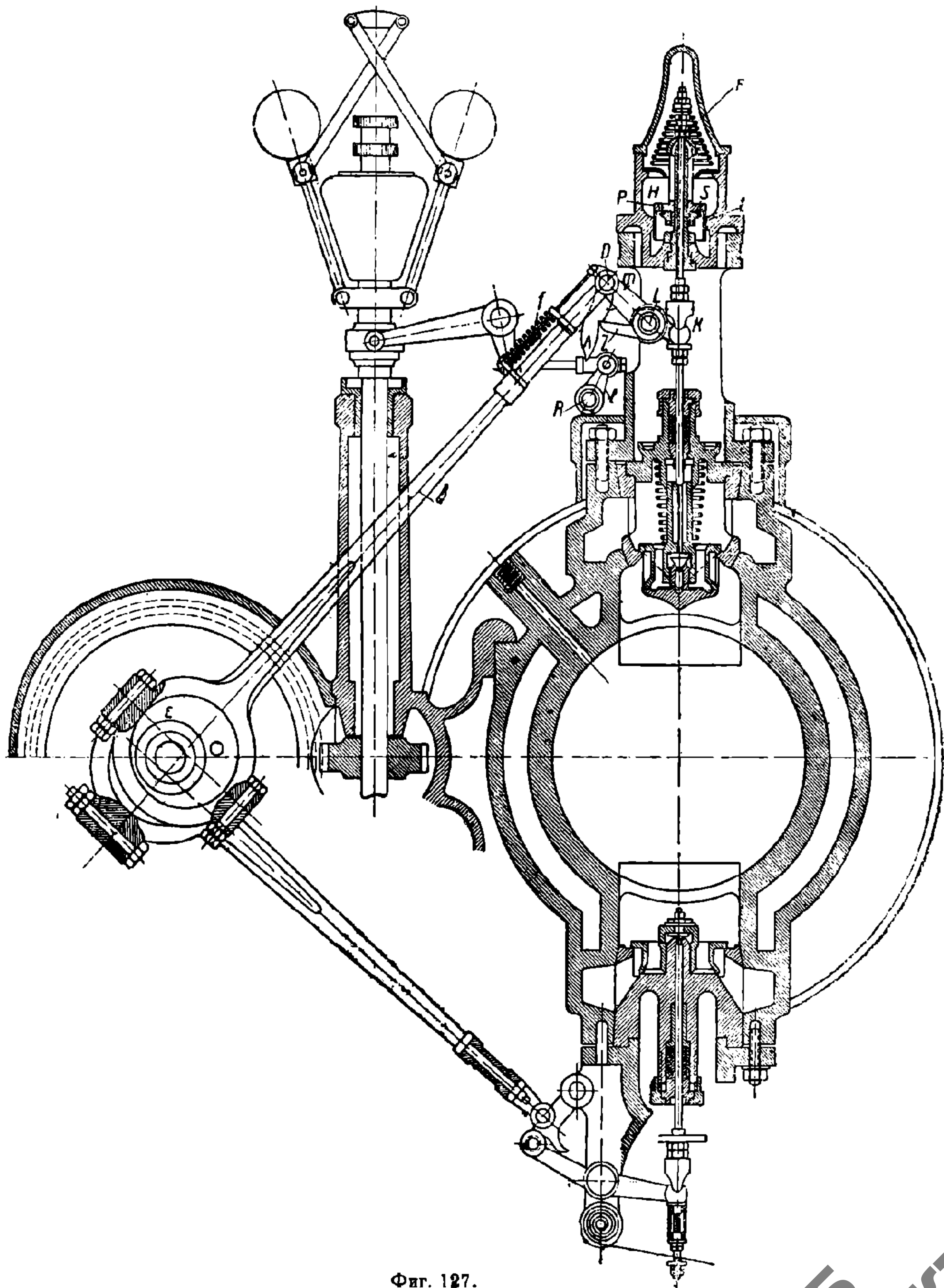
Расцепные впускные клапанные парораспределения с переменным наполнением (подразделение, преимущества и недостатки).

В противоположность принудительным клапанным парораспределениям клапаны расцепных парораспределений после расцепления клапанных штоков и тяг с приводным механизмом движутся совершенно независимо от скорости последнего; они свободно падают на свои седла под влиянием собственного веса и натяжения клапанных пружин; скорость посадки регулируется при помощи буфера. В зависимости от устройства защелки, захватывающей клапанные рычаги незадолго до начала опережения впуска и освобождающей их в момент расцепления, распределения разделяются на:

1) распределения со свободно падающими защелками, при которых последние не имеют никакого собственного движения, и

2) распределения с принудительно перемещаемыми защелками, в которых защелки имеют собственное принудительное движение.

Преимущества расцепных парораспределений заключаются в быстрой посадке свободно падающего клапана, чем устраняется происходящее в течение этого периода при большинстве принудительных парораспределений



Фиг. 127.

торможение пара; затем в облегчении действия регулятора, встречающего сравнительно небольшое сопротивление со стороны приводного механизма.

К недостаткам расцепных парораспределений относится необходимость чувствительных буферов и катарактов, требующих тщательного обслуживания и установки, а также не вполне безупречное действие распределений при небольших заполнениях и холостом ходе, где защелки сцепляются слишком слабо, и вследствие этого происходит неточное регулирование.

Для уменьшения этого недостатка у расцепных парораспределений часто применяются клапаны с перекрышами.

Закрытие клапана и конец наполнения в рассматриваемых парораспределениях не совпадает с моментом расцепления, а происходит позже. Это опоздание не всегда одинаково и обусловливается сопротивлением трения клапанных рычагов, состоянием машины, установкой буфера и другими обстоятельствами.

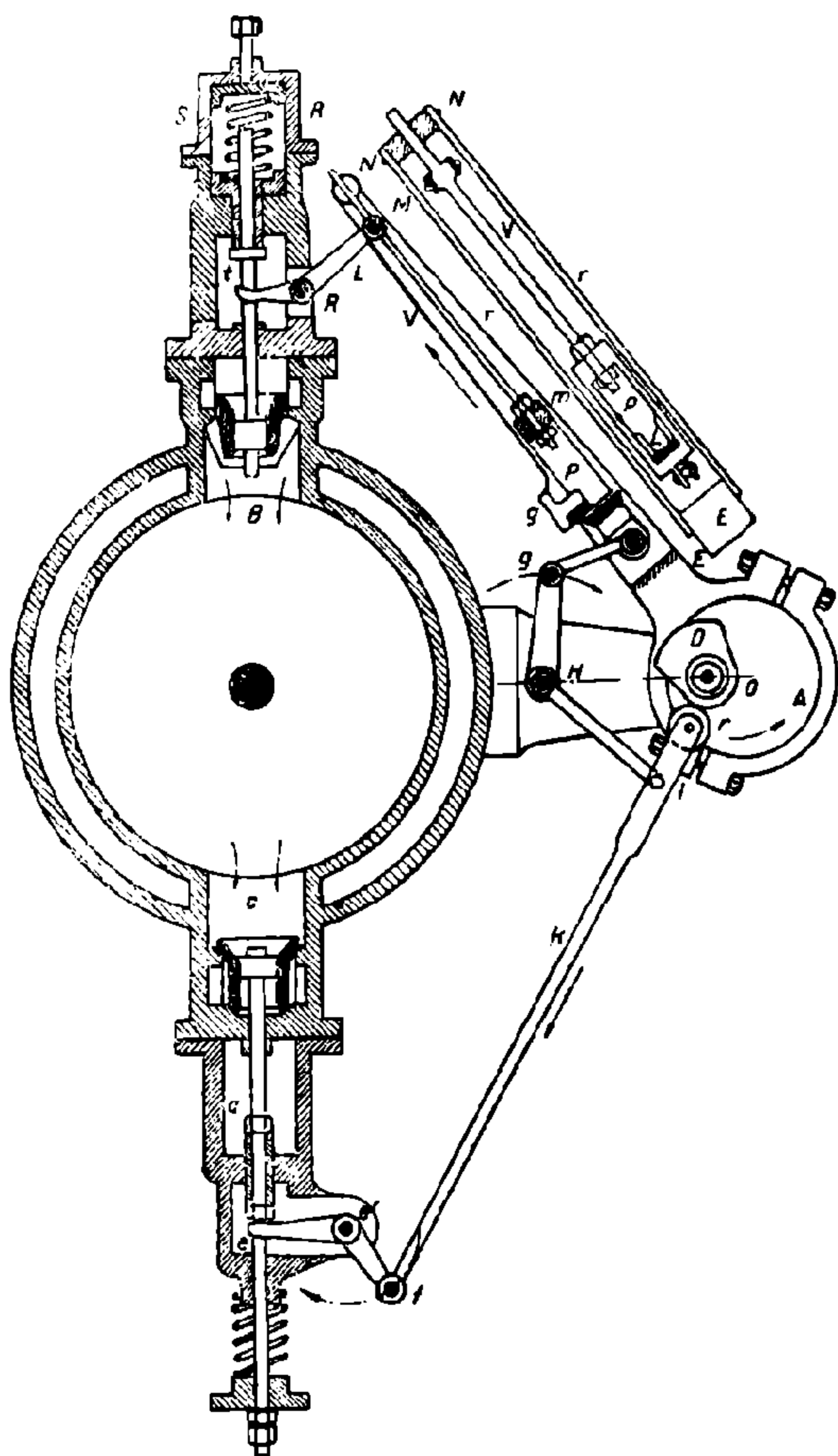
Распределение Кольмана (новое). На фиг. 127 представлено расцепное парораспределение системы Кольмана. Механизм состоит из следующих основных деталей: рычага zk , имеющего точку опоры L ; валика D , который служит шарнирным соединением между рычагом m , надетым на валике L , и эксцентриковой тягой b ; активной зацепки, или собачки, A , которая свободно подвешена на ролике D и пружинной f отжимается постоянно по направлению к оси клапана; рычажка l , который может поворачиваться вместе с валиком R , находящимся под воздействием регулятора.

Эксцентриковая тяга b соединена с простым эксцентриком E на распределительном валу. Точка D при вращении эксцентрика перемещается по дуге круга вокруг точки L . При нисходящем движении точки D собачка A садится на конец Z рычага, называемого „пассивной зацепкой“, и тянет его за собой вниз. Другой конец рычага K поднимает клапан. По мере опускания, собачка касается рычажка l и благодаря выпуклости нижней части отклоняется рычажком влево и, наконец, соскакивает с рычага Z . Происходит расцепление, и клапан под действием пружины F падает.

Степень наполнения машины находится в зависимости от положения рычажка l , чем более отклонен последний от оси клапана влево, тем раньше произойдет расцепление и тем меньше будет степень наполнения.

В точке K устроено подвижное соединение, дающее возможность концу рычага перемещаться по дуге круга, а клапанному штоку — вертикально. Эксцентриковая тяга имеет на конце своем вилку, охватывающую собачку A .

Сцепление собачки с пассивной зацепкой Z происходит под нажимом



Фиг. 128.

пружины f . Особое внимание должно быть обращено на части, находящиеся в зацеплении; части эти обычно делаются сменными из закаленной стали и прикрепляются при помощи винтов.

Для смягчения удара при падении клапана применяется масляный катаракт.

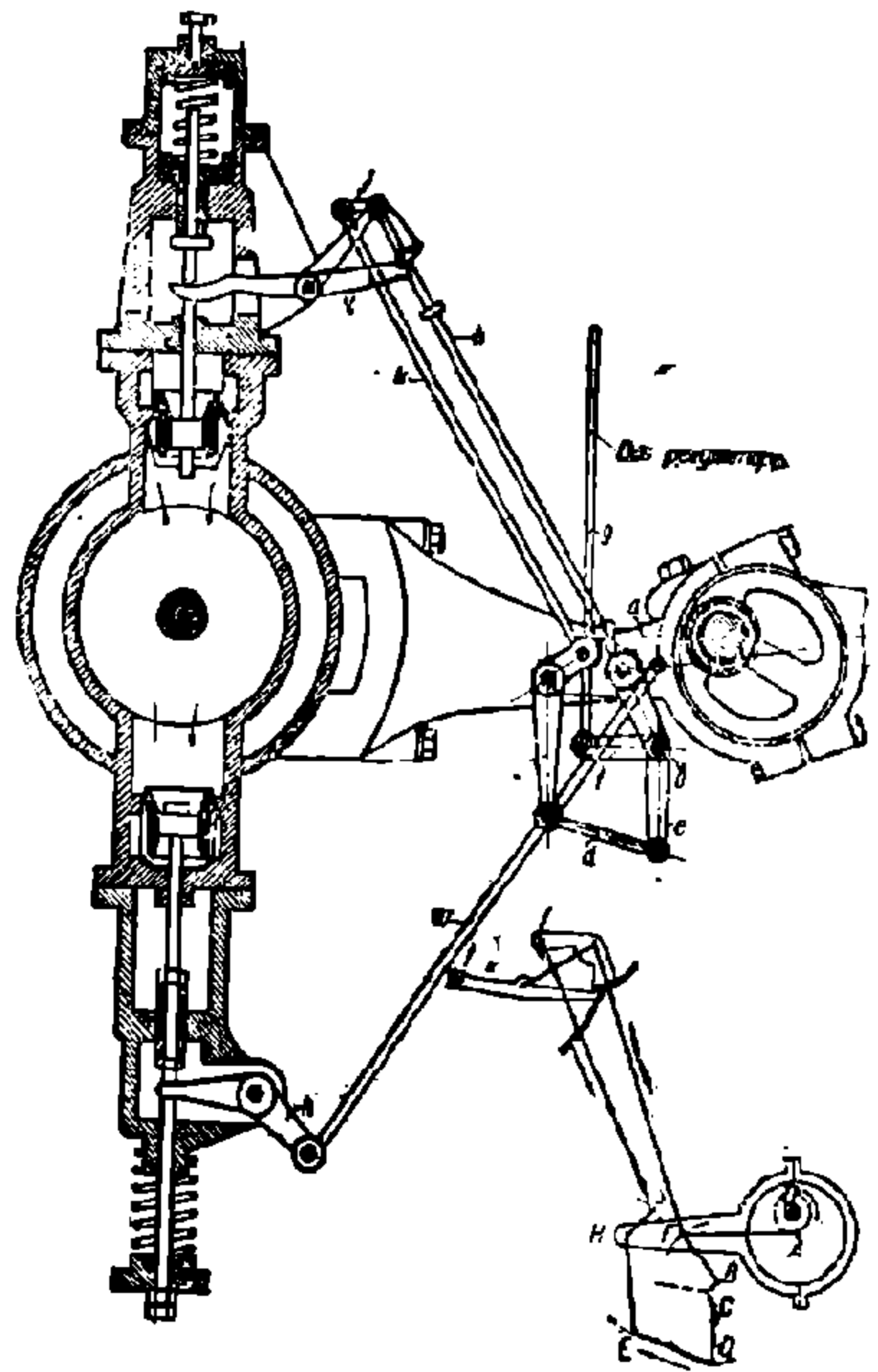
Пространство H заполнено маслом. Когда клапан поднимается, поршень P легко движется вверх, так как масло свободно переходит из верхнего отделения в нижнее через окно S сверху и окна t по боковой поверхности. При падении же клапана верхние окна закрываются совершенно, а сечение боковых каналов перед самой посадкой клапана резко уменьшается; поэтому падение клапана в конце хода сильно тормозится, и клапан садится на седло с небольшой скоростью.

Распределение Зульцера. Для приведения в движение верхних впускных и нижних выпускных клапанов у распределения Зульцера служат закрепляемые на распределительном валике эксцентрики и соответственные кулачковые диски (фиг. 128).

Образуемая двумя полосами r тяга от каждого эксцентрика снабжена (ведущим) выступом g и концами своих полос надета на обе цапфы втулки N , которая при движении эксцентриковой тяги перемещается по стержню V . Последний соединен с продолговатым хомутом (или рамкой) p , снабженным (ведомым) выступом m ; в верхней части он сочленяется с угловым рычагом L , зацепляющим клапанный шток, а в нижней части сочленяется с серьгой g , которая помощью углового рычага и тяги соединена с регулятором. При вращении эксцентрика по часовой стрелке ведущий выступ встречается с ведомым, вследствие чего происходит открытие впускного клапана. Так как рабочий край ведущего выступа описывает эллиптическую кривую, то поверхности выступов скользят друг по другу до тех пор, пока не последует расцепление, причем клапан закрывается силой упругости пружины и тормозится воздушным буфером. Величина соприкасающихся между собой поверхностей выступов в момент их встречи обуславливается положением регулятора, который устанавливает положение им ведомого выступа, так что расцепление, а следовательно, и расширение начинаются раньше или позже.

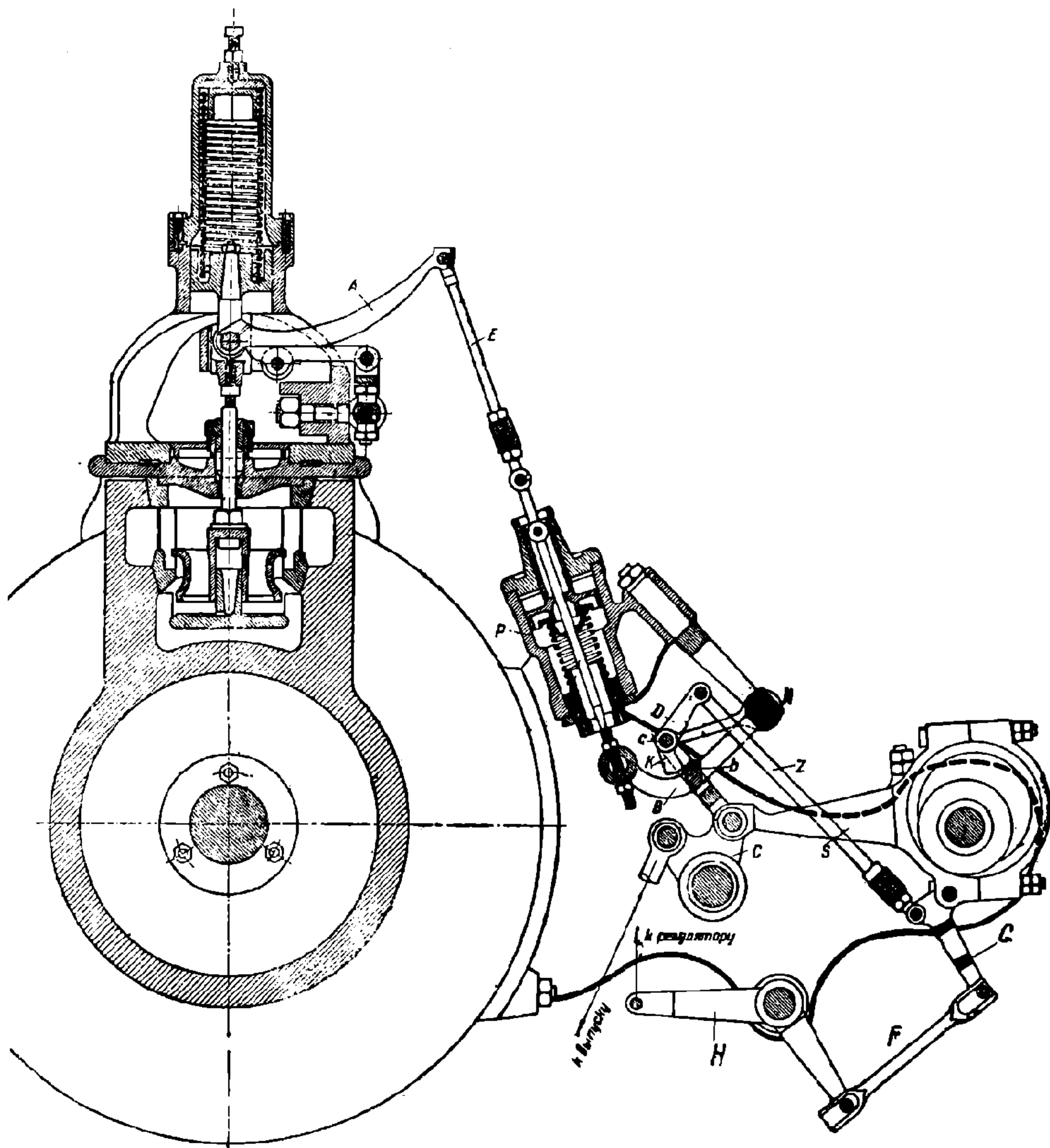
В рассмотренном парораспределении Зульцера обе сцепные поверхности зацепок встречаются при положении эксцентриситета вблизи своего среднего положения, т. е. когда его скорость, а следовательно, и скорость ведущего выступа сравнительно значительны.

В противоположность этому в парораспределении 1878 г. особое внимание обращено на достижение незначительной скорости при встрече обеих сцепных поверхностей с целью по возможности ослабить появляющийся при этом удар, и с другой стороны, для достижения возможности работы машины при значительном числе оборотов. Момент расцепления обоих кулачков здесь устанавливается путем перестановки ведущего кулака помощью регулятора (фиг. 129).



Фиг. 129.

Впускной и выпускной клапаны с каждой стороны цилиндра приводятся в движение от одного и того же эксцентрика, сидящего на распределительном валу. Короткая раздвоенная тяга *a* этого эксцентрика помощью двух сцепленных с ее серединой рычагов направляется по дуге круга вокруг ва-



Фиг. 130.

лика *b*, между тем как наружный ее конец соединен шарнирно с коленчатым рычагом *c*, нижний конец которого посредством штанги *d* сочленен с заклиненным на валике *b* рычагом *e*. На том же валике укреплен другой рычаг *f*, который может подыматься и опускаться при помощи идущей к регулятору тяги *g*. В середине эксцентриковой тяги зацеплена еще одна направленная вверх штанга *h*, другой конец которой снабжен коленчатым рычагом; вертикальное плечо последнего образует собой ведущий выступ,

сообщающий как рычагу, так и двум вращающимся вокруг неподвижной точки отводным коромыслам i восходящее и нисходящее движения.

Горизонтальное плечо упомянутого рычага посредством тяги k соединено с укрепленным на наружном конце эксцентриковой тяги угловым рычагом c , так что ведущий выступ совершает соответственные движения. При этом он зацепляет расположенный между отводными коромыслами клапанный рычаг l с твердой скользящей поверхностью или ведомый выступ и нажимает его книзу, причем впускной клапан открывается; одновременно же происходит перемещение ведущего выступа по ведомому, продолжающееся до тех пор, пока не произойдет расцепление, и клапан под действием предварительно сжатой пружины быстро садится на свое седло.

Посредством регулятора перестановка ведущего выступа производится так, что он может оставаться в соприкосновении с ведомым в течение большего или меньшего периода времени, чем достигается изменение степени наполнения.

Выпускной клапан также приводится в движение от эксцентриковой тяги m , сообщающей движение угловому рычагу n .

Более совершенным, хотя и более сложным, является парораспределение Зульцера 1900 г., изображенное на фиг. 130.

Эксцентриковая тяга S приводит в качательное движение угловой рычаг C , от которого приводится в движение выпускной клапан, а также и точка c , к которой подвешена активная зацепка K . Последняя при посредстве рычага D и тяги Z получает перемещение от хомута эксцентрика.

Пассивная зацепка b расположена на рычаге B , подвешенном в неподвижной точке N . При повороте рычага C вправо активная зацепка K садится на пассивную b , тянет вниз тягу E и при посредстве катящегося рычага A поднимает клапан. На тяге E насажен поршень,двигающийся в цилиндре P воздушного буфера. При подъеме клапана происходит всасывание воздуха в этот цилиндр.

Регулятор при посредстве частей H, F, G, Z, D переставливает зацепку K вправо или влево от пассивной зацепки и регулирует таким образом степень наполнения. После расцепления клапан падает под действием пружины, причем тормозящее влияние буфера обеспечивает бесшумную посадку клапана. Последнему способствует также и наличие катящегося рычага, замедляющего посадку клапана.

Клапанные стойки, тяги, рычаги и другие части приводного механизма. Клапанные стойки (или кронштейны) служат для направления клапанных штоков, а также для поддержки и помещения клапанных пружин, рычажных осей, подушек (для катящихся рычагов), воздушных или масляных буферов. Клапанные штоки направляются в стойках своей толстой насадкой по высверленной втулке, соединенной с основной плитой подставки помощью переходной части. Вид переходной части бывает весьма различен. Встречаются цилиндрические и конические переходы, двуногие плоские стойки или даже однобокие стойки. Клапанные пружины при впуске свободно могут переставляться в колпаке, привинчиваемом к стойке; при выпуске клапанная пружина лежит свободно. Основными частями стойки являются очки и пластинки для поддержки рычажных осей и подушек; в случае цилиндрической или конической формы стойки должны быть снабжены отверстиями для доступа к штокам и их сальникам.

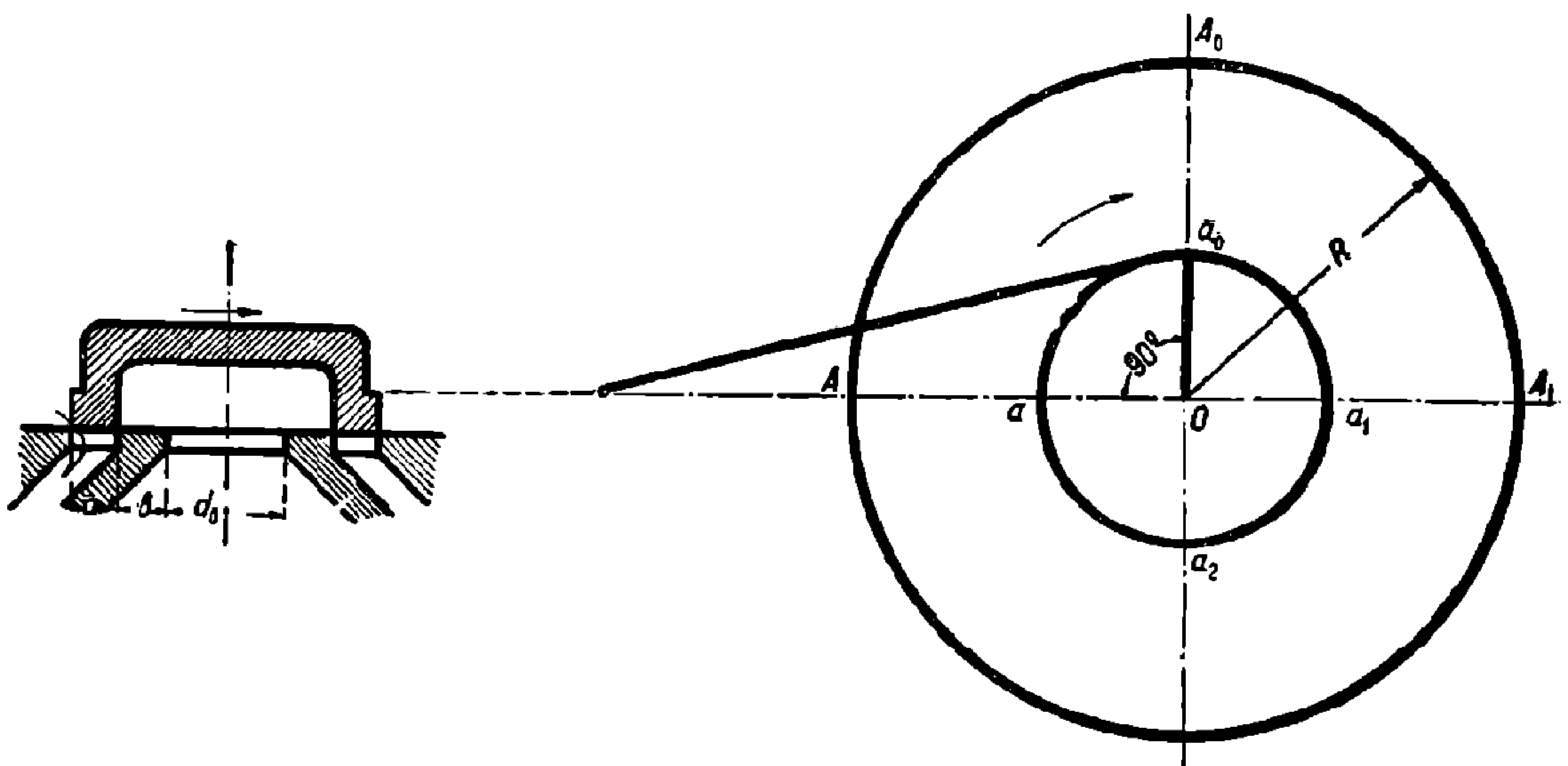
Материалом для рычагов, тяг и осей большей частью служит сталь. Оси обыкновенно закаляются, а рычаги в соответствующих местах снабжаются бронзовыми и закаленными стальными втулками. Необходимо позаботиться достаточной смазкой всех сочленений и при сборке отдельных частей принять во внимание их движение.

Последнее обстоятельство, главным образом, необходимо иметь в виду при соединении клапанного рычага с клапанным штоком, так как рычаг колеблется вокруг неподвижной точки, между тем как шток движется вертикально вверх и вниз.

Клапанные пружины. Пружины, расположенные во всех клапанных парораспределениях над или под запирающими органами, должны при расцепных парораспределениях тотчас же по расцеплении клапана от приводного механизма привести клапан по возможности быстро в положение закрытия, при принудительных парораспределениях, наоборот, поддерживать связь клапана с приводным механизмом при закрывании. Пружины надеваются на закрытые клапаны с некоторым начальным натяжением, которое должно изменяться в известных пределах. При поднятии клапана натяжение пружины возрастает, достигая наибольшего своего значения при наивысшем положении клапана.

18. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЗОЛОТНИКОМ БЕЗ ПЕРЕКРЫШ

Для лучшего уяснения сущности действия золотника рассмотрим сначала действие золотника без перекрыш. Пусть на фиг. 131 большая окружность описывается центром пальца кривошипа при его движении, а малая окружность описывается центром эксцентрика при вращении вала.



Фиг. 131.

Пусть кривошип находится в задней мертвой точке, занимая положение AO . Золотник в этот момент должен закрывать оба паровпускных окна так, как это показано на фиг. 131, т. е. должен находиться в своем среднем положении. Направление эксцентриситета Oa_0 в этом положении должно быть перпендикулярно к направлению движения золотника и перпендикулярно к оси кривошипа, т. е. ось эксцентриситета должна опережать ось кривошипа на угол в 90° . Эксцентриситет должен равняться длине паровпускного окна.

При движении кривошипа по часовой стрелке поршень пойдет вправо из крайнего заднего положения, золотник будет двигаться также вправо и будет открывать окно для впуска пара в заднюю полость цилиндра. Когда кривошип придет в свое среднее положение OA_0 , т. е. когда направление кривошипа будет перпендикулярно оси цилиндра, ось эксцентриситета займет

положение Oa_1 . Золотник при этом придет в крайнее правое положение и полностью откроет левое окно для впуска пара в заднюю полость цилиндра. Правое окно будет полностью открыто для выпуска пара из передней полости цилиндра.

При дальнейшем движении кривошипа эксцентриситет из положения Oa_1 будет двигаться к положению Oa_2 , а золотник из своего крайнего правого положения пойдет назад и будет закрывать окна для впуска и для выпуска пара. Когда кривошип придет в переднюю мертвую точку и займет положение OA_1 , ось эксцентриситета займет положение Oa_2 , золотник снова придет в свое среднее положение и закроет окна для впуска и выпуска пара.

Когда кривошип будет двигаться дальше, поршень в цилиндре из крайнего переднего положения пойдет назад. Ось эксцентриситета из положения Oa_2 пойдет к положению Oa , золотник будет двигаться влево из своего среднего положения и будет открывать правое окно для впуска пара в переднюю полость цилиндра. Левое окно одновременно будет открываться для выпуска пара из задней полости цилиндра.

Из этого описания действия золотника без перекрыш видно, что впуск пара таким золотником производится в продолжение всего хода поршня, т. е. пар работает в цилиндре без расширения.

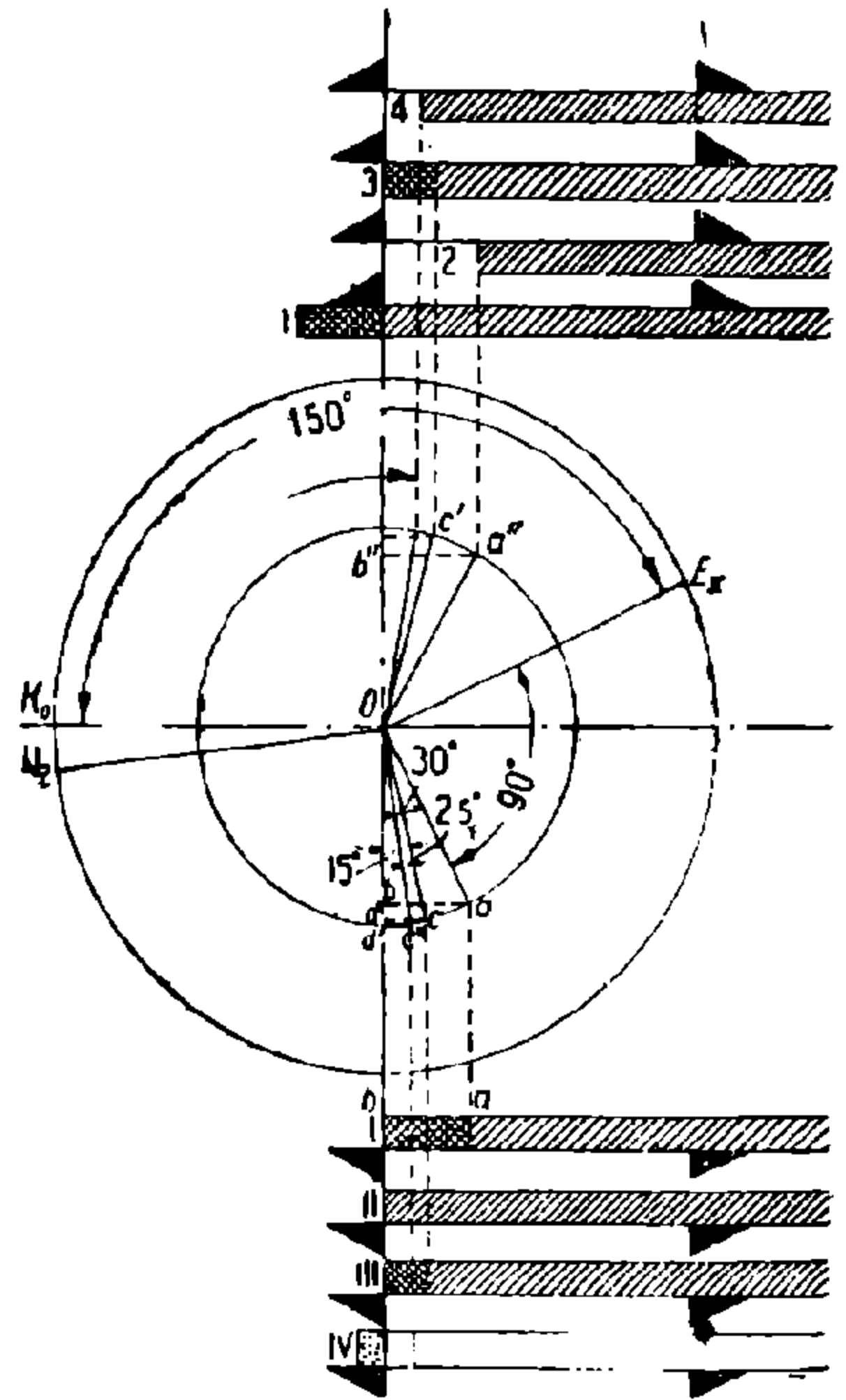
Машина с таким парораспределением не может работать экономично. Парораспределение золотником без перекрыш в большинстве случаев не применяется и делается лишь у некоторых машин специального назначения: например, у паровых молотов, где главным требованием, предъявляемым к парораспределению, является простота его устройства.

Перекрыши и угол опережения. Определение величины их. Для уменьшения расхода пара в машине и для повышения экономичности ее работы впуск пара в цилиндр надо прекращать раньше прихода поршня в крайнее положение.

Пусть требуется произвести отсечку при положении кривошипа OE_x (фиг. 132), повернутом от внутренней мертвой точки на угол 150° . При взаимной перпендикулярности кривошипа и оси эксцентриситета последний при положении кривошипа OE_x отстоит от своего среднего положения на угол $aOb = 30^\circ$. Золотник открывает заднее окно для впуска на длину ab , равную проекции эксцентриситета на линии движения золотника, и движется к заднему концу цилиндра.

Снизу и сверху на фиг. 132 вычерчены части левого поля золотника, приходящиеся против заднего окна. Положение оси эксцентриситета Oa представлено на фиг. 132, из которой усматривается (надо сначала предполагать, что часть поля золотника, заштрихованная накрест, отсутствует), что заднее окно открыто на величину, равную ab . Но нами поставлена задача произвести в этот момент отсечку пара, а раз так, то в устройство золотника должно быть внесено изменение, позволяющее это сделать.

Для решения задачи намечается два пути: удлинение поля золотника и увеличение угла установки. Действительно, если к полю золотника при-



Фиг. 132.

бавить часть, заштрихованную на прямоугольнике I накрест, то требование отсечки будет выполнено, но одновременно с этим появляется недостаток, который можно видеть на прямоугольнике I вверху. Именно, когда кривошип придет в левую мертвую точку, то при этом не только не начнется впуск пара в заднюю полость, но окно будет перекрыто только что приложенной наделкой.

Другой путь решения заключается в том, чтобы, не изменяя поля золотника, изменить угол установки так, чтобы при положении кривошипа OE_x ось эксцентриситета была в положении Oa , т. е. повернута на угол в 30° в сторону вращения. Тогда золотник окажется в среднем положении (прямоугольник II), и отсечка произойдет в заданный нами момент, т. е. при повороте кривошипа на угол в 150° . Если теперь снова представить себе кривошип на мертвой точке OK_0 , то ось эксцентриситета будет занимать положение Oa'' , и золотник будет открывать заднее окно на величину $a''b'' - ab$, как это видно на фигуре. Это означает, что впуск в заднюю полость начался, когда кривошип еще не дошел до своей мертвой точки на угол в 30° . Такой ранний впуск, конечно, недопустим.

Итак, увеличение поля золотника и увеличение угла установки дают одинаковый результат в отношении отсечки пара, но первое ведет к запаздыванию впуска, а второе делает его слишком ранним.

Для удовлетворения тому и другому условию, т. е. чтобы произвести отсечку пара при отклонении кривошипа на 150° и начать впуск при мертвых точках, поставим эксцентриситет под углом в $90^\circ + 15^\circ$ впереди кривошипа и в то же время сделаем перекрышу $\frac{ab}{2} = cd$.

В этом случае при положении кривошипа в OE_x впускная кромка поля золотника как раз будет стоять над внешней (впускной) кромкой окна, следовательно, и отсечка впуска пара будет происходить в желаемое время, в чем мы и убедимся, рассмотрев прямоугольник III , показывающий что отсечка происходит в заданный момент. При положении поршня у крышки цилиндра ось эксцентриситета будет занимать положение Oc' . На прямоугольнике 3 видно, что как раз в этот момент начинается впуск пара в заднюю полость, т. е. мы достигли того, чего хотели.

Чтобы произвести отсечку пара при каком-нибудь другом положении кривошипа, например, при повороте его на угол в 120° , когда кривошипу остается пройти до противоположной мертвой точки угол в 60° , нужно поставить ось эксцентриситета впереди перпендикуляра к кривошипу на угол в 30° и сделать перекрышу равной перемещению золотника при повороте эксцентриситета на угол в 30° от среднего положения. При отсечке более ранней, например, на половине хода поршня, ось эксцентриситета надо повернуть на 45° , сделав перекрышу, соответствующую углу 45° , и т. д.

Таким образом отсечка достигается одновременным применением двух средств: 1) прибавлением к полю золотника перекрыши со стороны впуска пара и 2) постановкой оси эксцентриситета впереди кривошипа на угол, больший 90° . Угол, составляемый осью эксцентриситета с линией, нормальной к кривошипу, называется углом опережения, а весь угол, образуемый эксцентриситетом и линией кривошипа, называется углом установки эксцентрика.

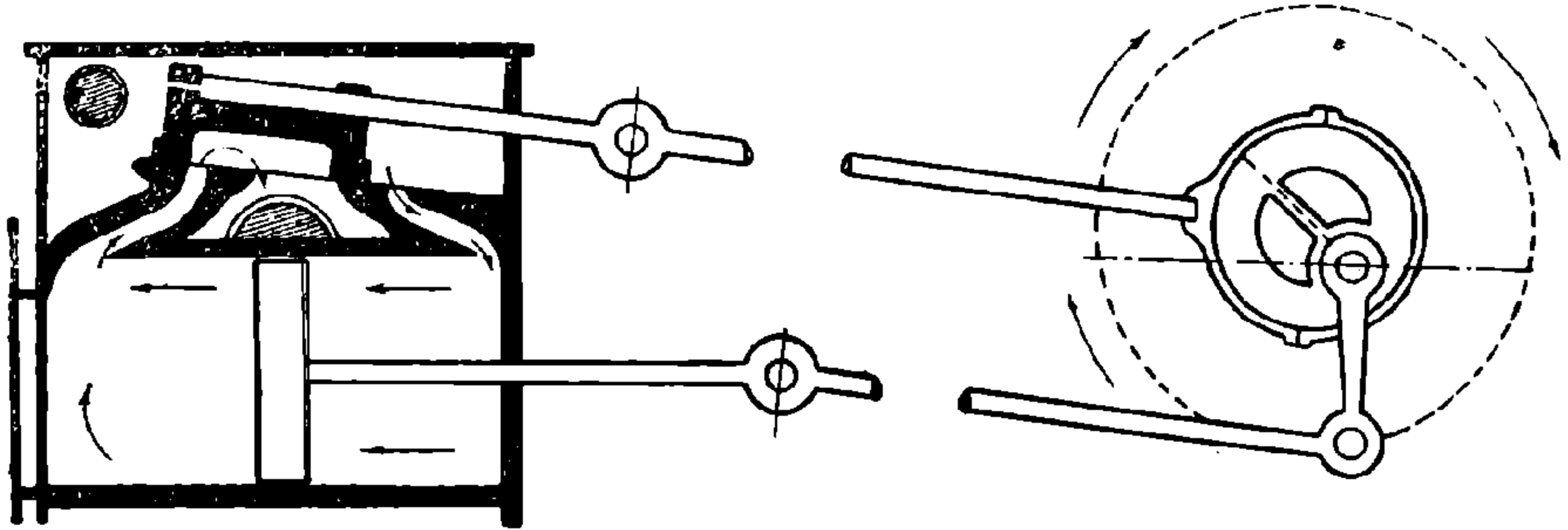
Из предыдущего следует, что, чем раньше происходит отсечка, тем больше угол опережения и паровпускная перекрыша.

До сих пор мы определяли величины перекрыши и угла опережения, предполагая, что впуск пара начинается только при конце хода поршня. Но обычно для плавности подхода поршня к крайним положениям и облегчения начала следующего хода впуск пара производят раньше, чем поршень придет в крайнее положение, т. е. впускают рабочий пар навстречу движу-

щемуся поршню. Такой ранний подвод пара носит название предварения впуска, и его можно задавать углом, который образует кривошип с направлением OK_0 .

Допустим, что мы желаем иметь начало впуска при положении кривошипа OV_2 , т. е. когда ему осталось пройти угол в 5° до мертвой точки.

Для этого прибавим к углу установки угол $5^\circ : 2 = 2,5^\circ$, тогда при положении кривошипа в момент отсечки ось эксцентриситета перейдет из Oc



Фиг. 132а.

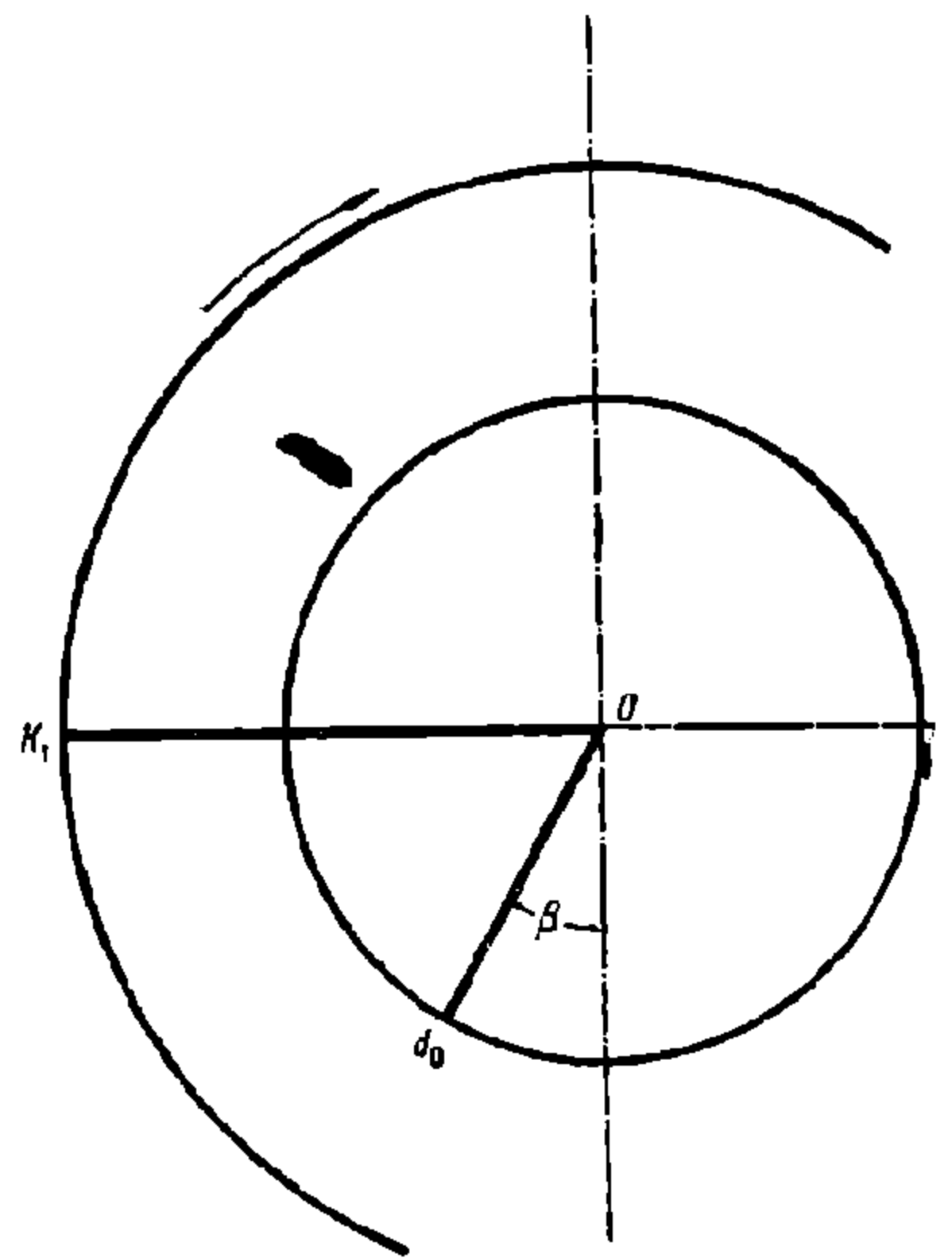
в Oc_0 . Вследствие увеличения угла установки золотник передвинется влево и перекроет окно на величину c_0c , равную пунктирно заштрихованной части прямоугольника IV . Так как в этот момент должна произойти отсечка, то от поля золотника эта пунктирно заштрихованная часть должна быть отрезана. Следовательно, когда кривошип будет находиться в положении OV_2 , ось эксцентриситета направится по Oc_0' , и, как видно на фиг. 4, в этот момент как раз начинается впуск пара.

Из предыдущего видим, что величины паровпускной перекрыши и угла опережения определяются величинами углов впуска и предварения впуска и находятся в зависимости друг от друга.

Относительно сжатия пара и предварения выпуска надо заметить следующее: при отсутствии выпускных перекрыш выпуск пара из одной полости и сжатие в другой начинаются одновременно при среднем положении золотника, которое при угле опережения наступает тогда, когда кривошип не доходит до мертвой точки на угол, равный углу опережения. Чем больше угол опережения, тем раньше начинается выпуск пара и сжатие. При достаточно большом угле опережения сжатие и предварение выпуска могут оказаться столь ранними, что будут вредно отражаться на работе машины.

С целью задержать выпуск пара к полям золотника прибавляются паровыпускные перекрыши, но в этом случае сжатие пара будет наступать еще раньше, чем без перекрыш.

Из предыдущего следует, что при распределении пара одним золотником не следует делать очень ранней отсечки: ранняя отсечка достигается только при большом угле опережения β , а этот последний вызывает чрезмерное сжатие и предварение выпуска. При распределении пара одним



Фиг. 133.

золотником (фиг. 132а) отсечка производится обыкновенно не раньше как на 0,7 хода поршня. Для более ранних отсечек приходится употреблять два золотника, из которых один, основной, управляет предварением впуска, выпуском и сжатием пара, другой, расширительный, — только отсечкой.

Нужно заметить, что величина паровыпускных перекрыш бывает обыкновенно незначительна, сравнительно с величиной паровпускных.

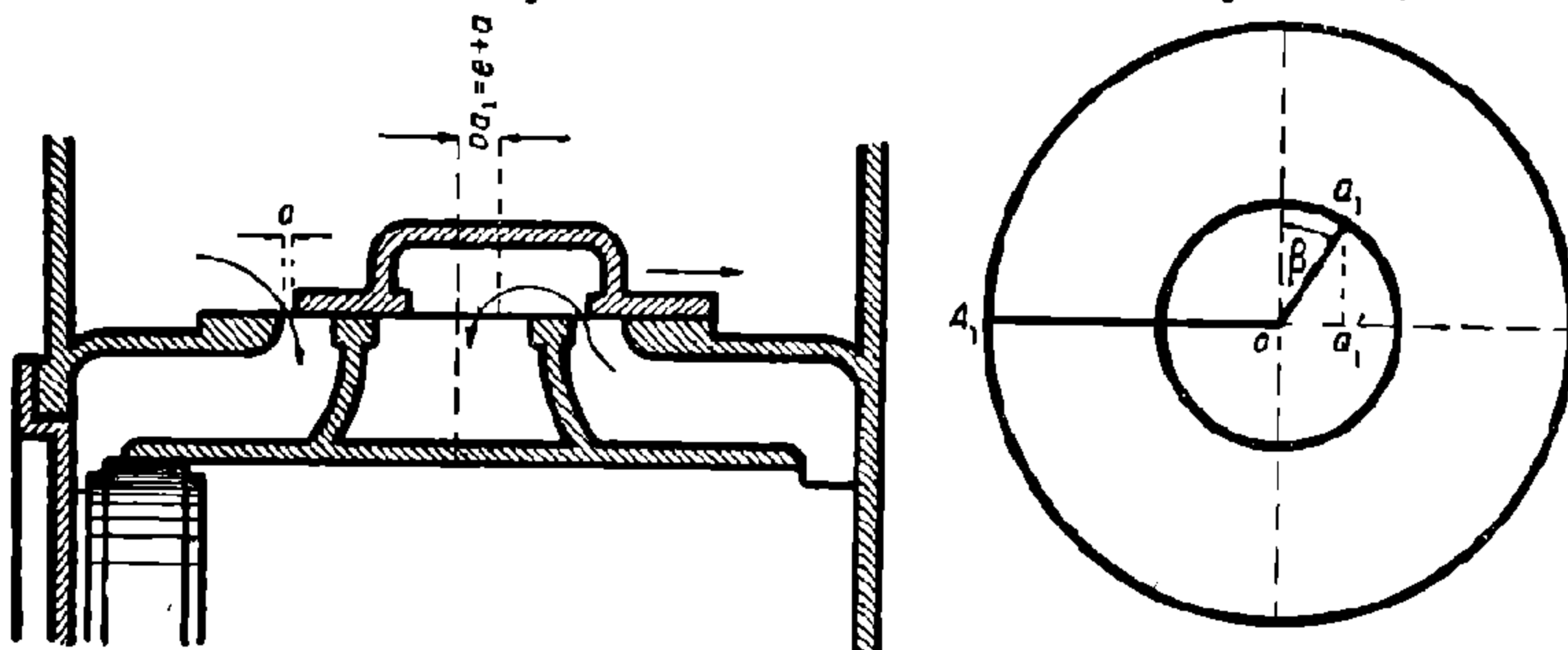
Если же желают производить выпуск пара из рабочей полости раньше сжатия в другой, поля золотника с выпускной стороны надо срезать, т. е. сделать вместо перекрышей недокрыши, как это бывает иногда в быстро вращающихся машинах.

Взаимное расположение осей эксцентриситета и кривошипа при внутреннем подводе пара. При внутреннем подводе рабочий пар поступает в цилиндр из пространства между полями золотника, и, следовательно, внутренние края полей золотника и окон цилиндра будут паровпускными, а наружные — паровыпускными. Такой подвод пара обыкновенно делается при цилиндрических или поршневых золотниках.

При положении кривошипа на мертвой точке OK_1 (фиг. 133) золотник в случае внутреннего подвода пара должен быть отодвинут влево от своего среднего положения на величину впускной перекрыши и линейного опережения и должен двигаться влево. Это будет тогда, когда ось эксцентриситета расположена позади кривошипа, а не впереди, как это было при внешнем подводе пара. Угол отклонения оси эксцентриситета от среднего ее положения при мертвой точке кривошипа будет одинаков как при внешнем, так и при внутреннем подводе пара, если в обоих случаях паровпускные перекрыши и линейные опережения одинаковы; ось эксцентриситета составляет с кривошипом острый угол, и направление ее будет противоположно направлению при внешнем подводе пара. Итак, при внутреннем подводе пара ось эксцентриситета располагается позади кривошипа на угол 90° без угла опережения, т. е. под углом $90^\circ - \beta$.

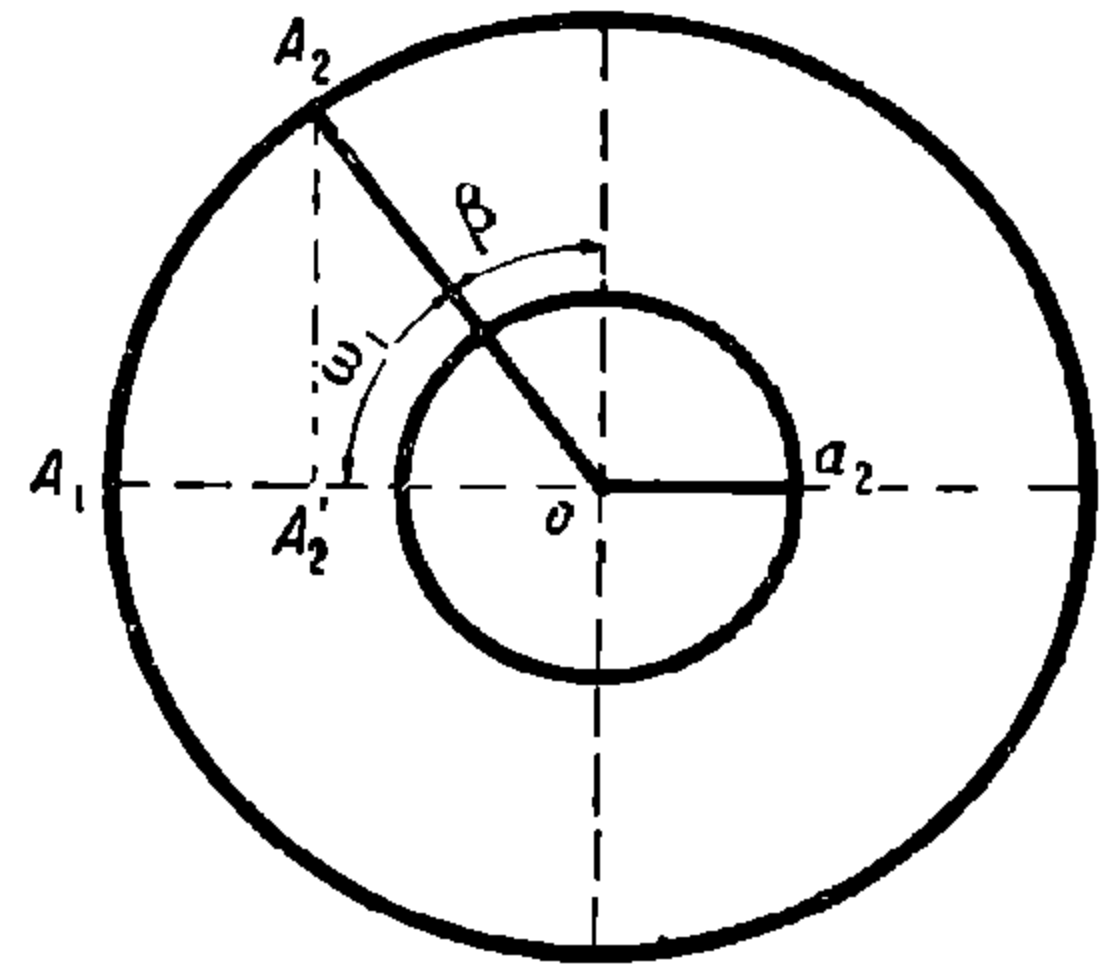
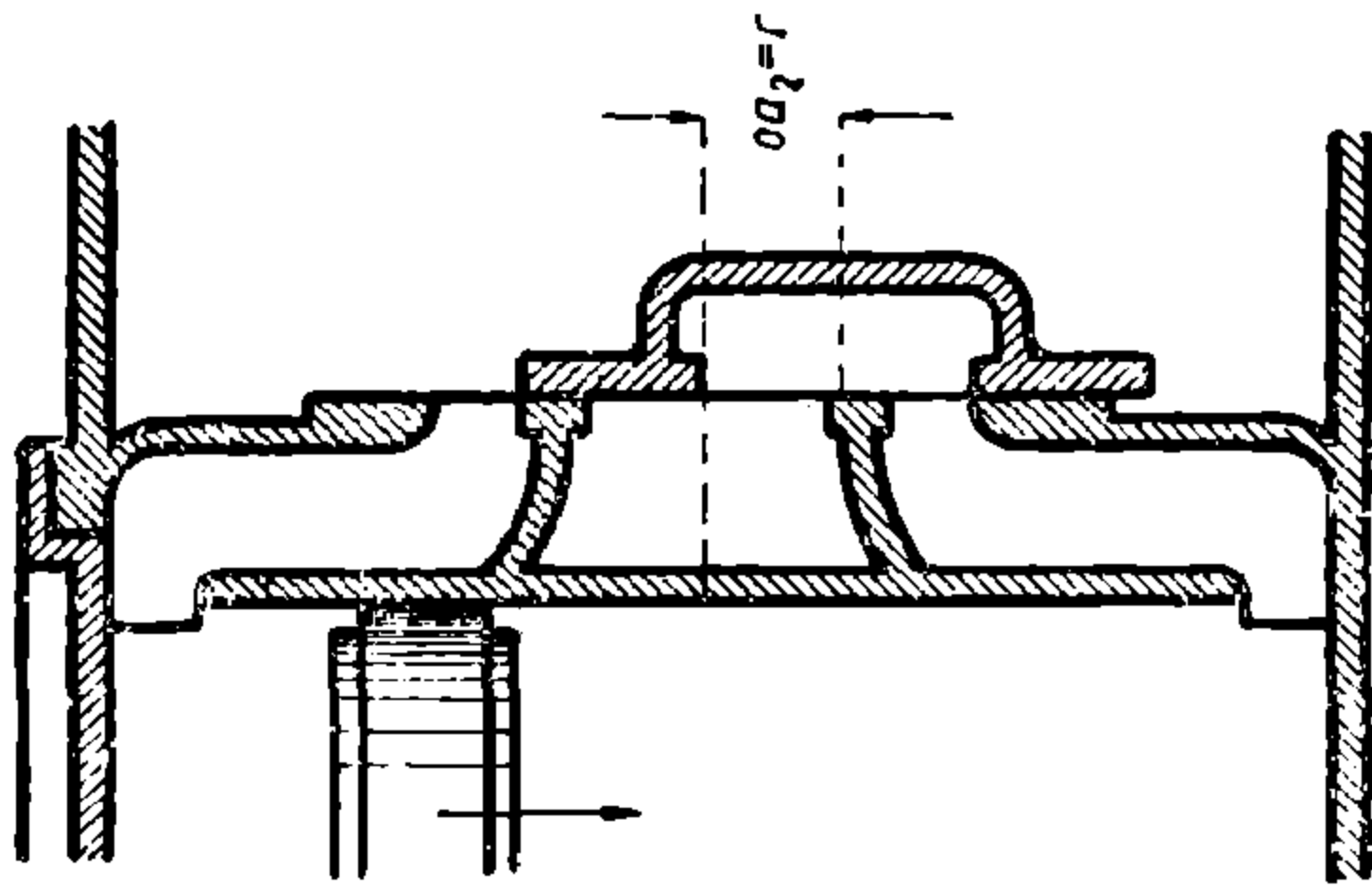
19. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ МОМЕНТОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Соответствующие положения кривошипа, оси эксцентриситета и золотника в эти моменты. Пусть золотник имеет как впускные, так и выпуск-

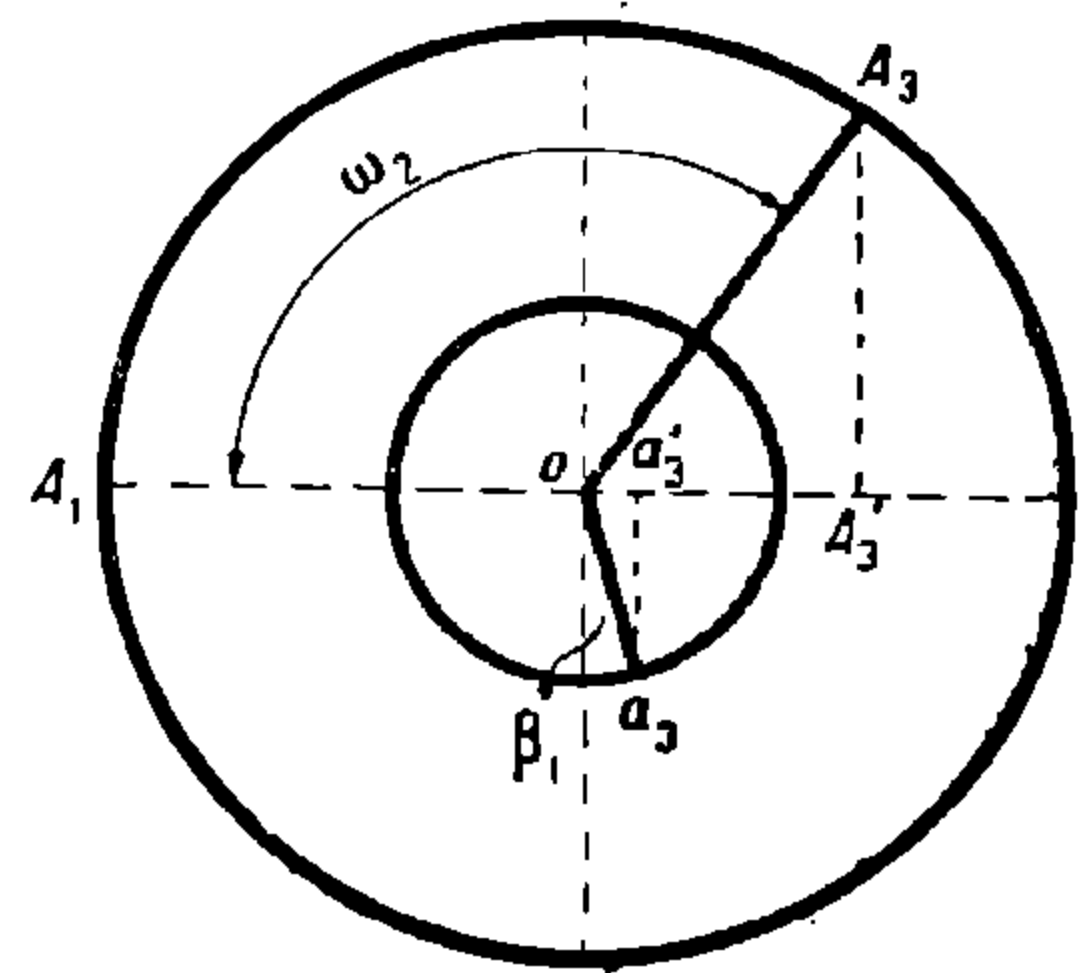
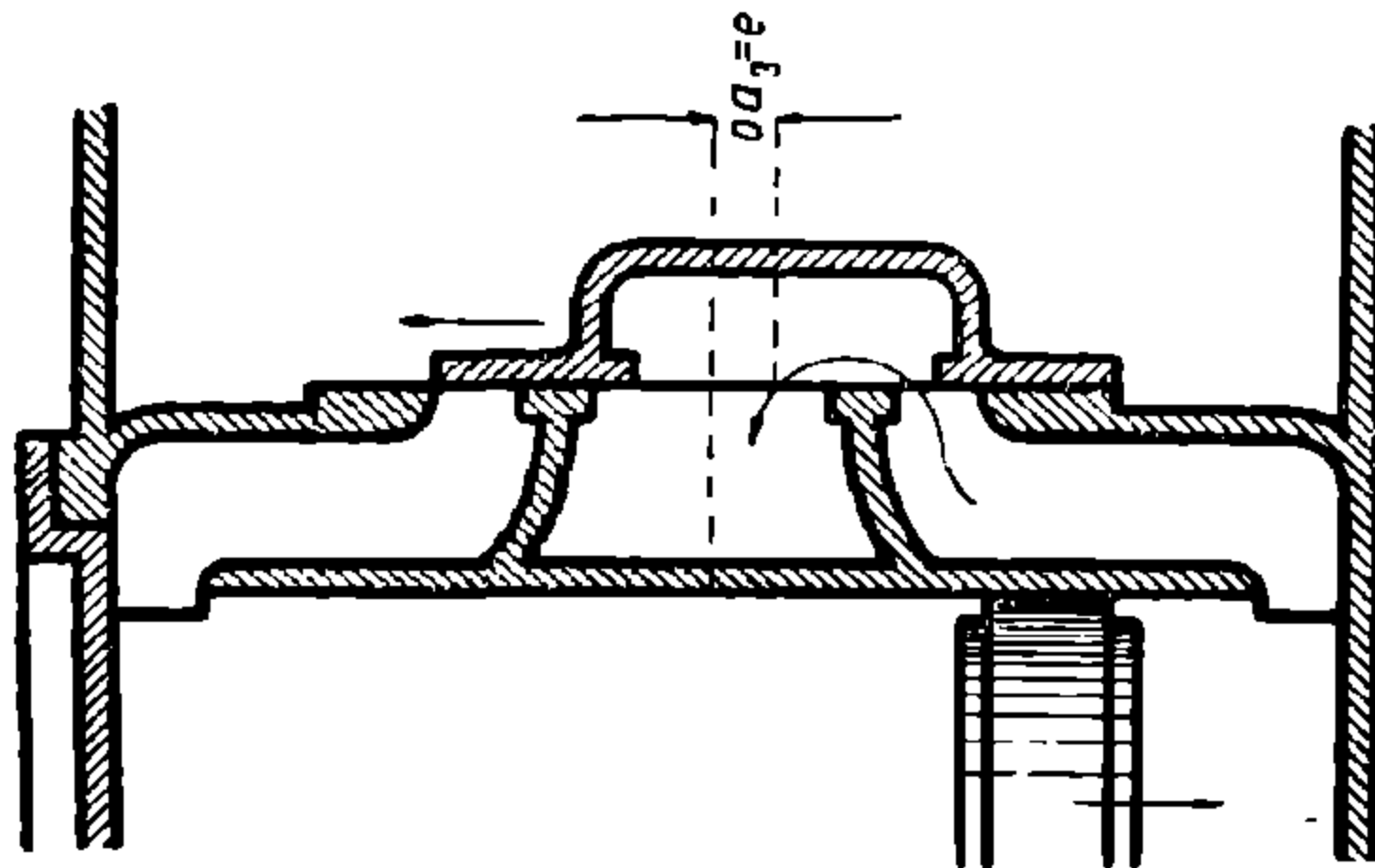


Фиг. 134.

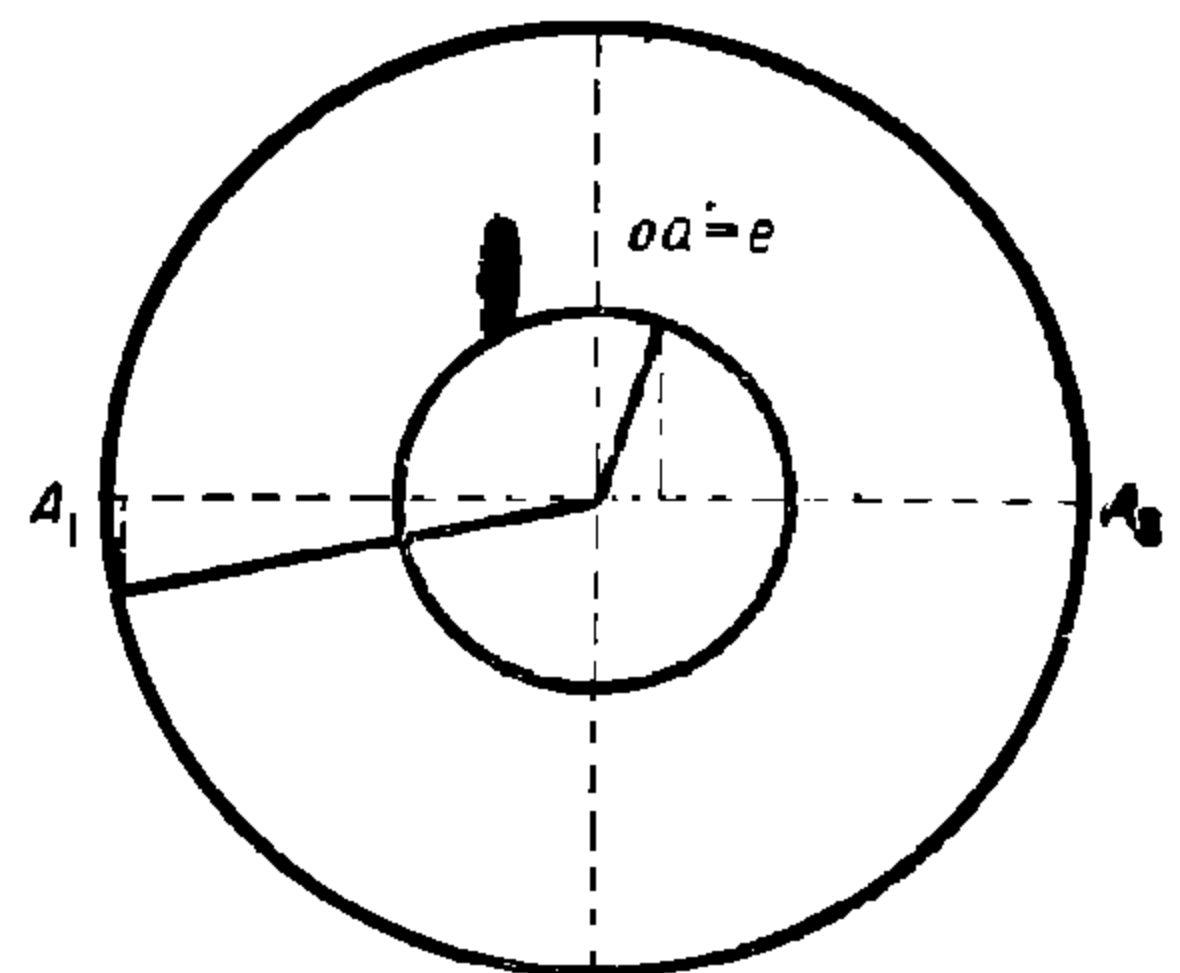
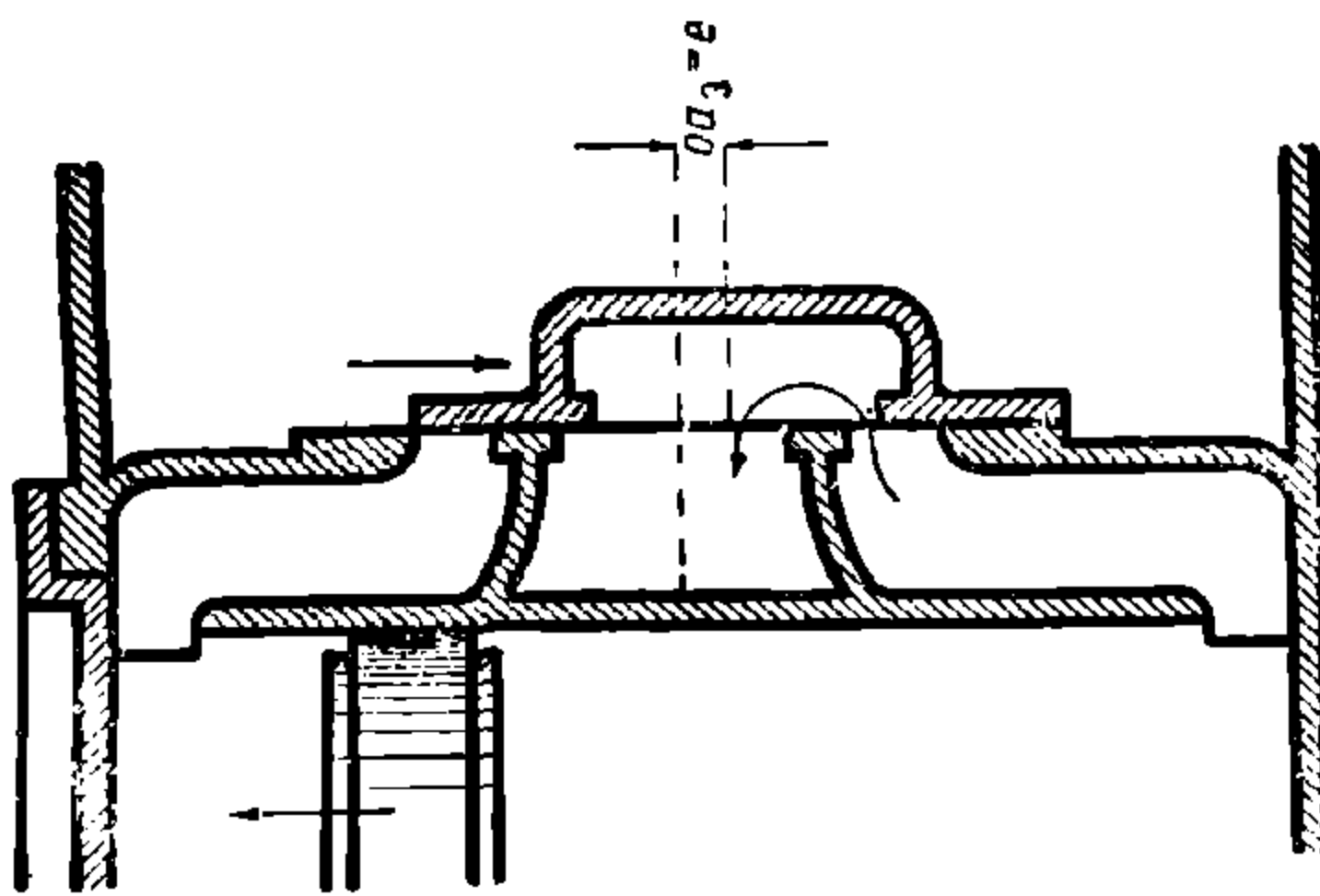
ные перекрыши. Следя за одной и той же полостью цилиндра за целый оборот машины, начиная от мертвой точки, заметим такой порядок в парораспределении: при движении поршня в одну сторону — впуск, отсечка, предварение выпуска; при движении поршня в сторону обратную — выпуск, сжатие, предварение впуска. Следя же за парораспределением одновременно в обеих полостях цилиндра за один ход поршня, начиная от задней крышки, увидим следующее:



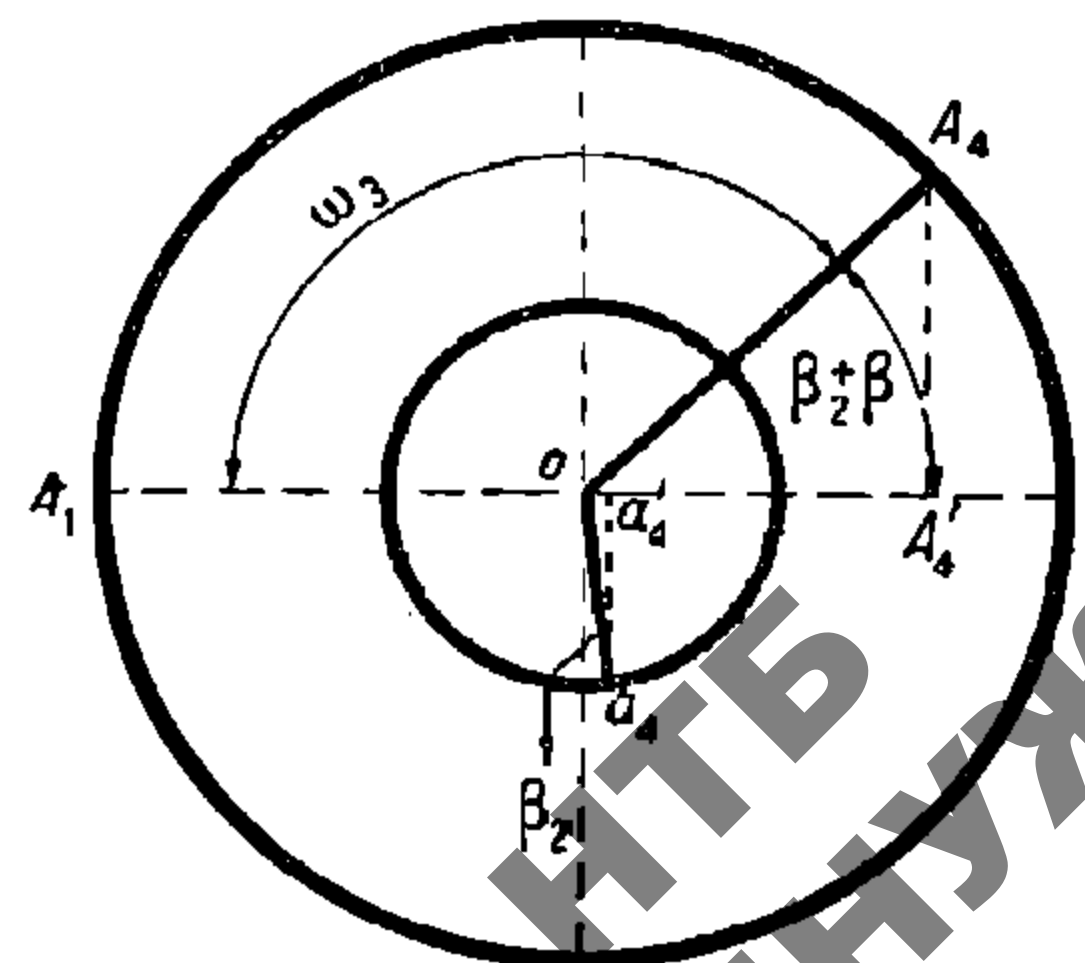
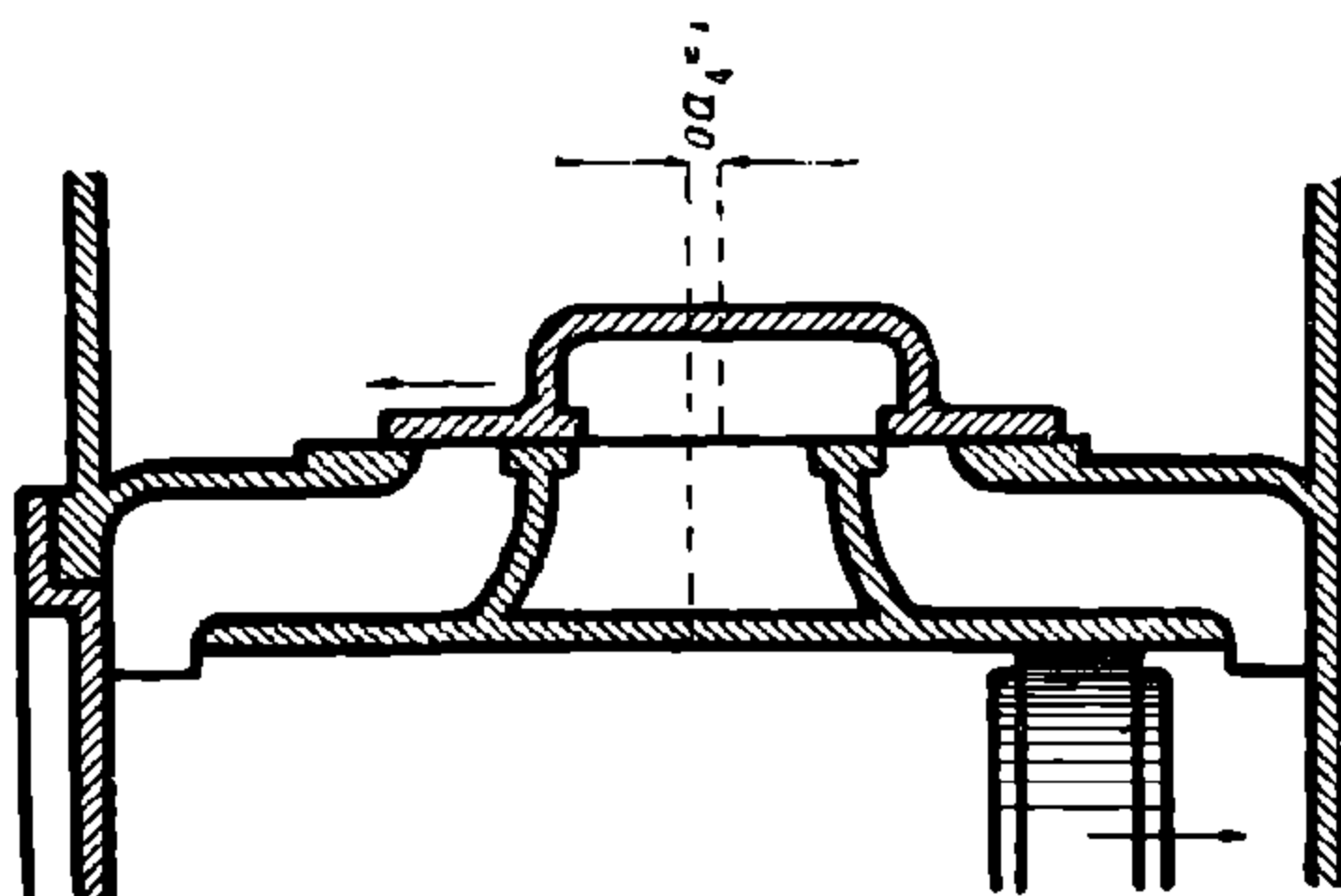
Фиг. 135.



Фиг. 136.



Фиг. 136а.



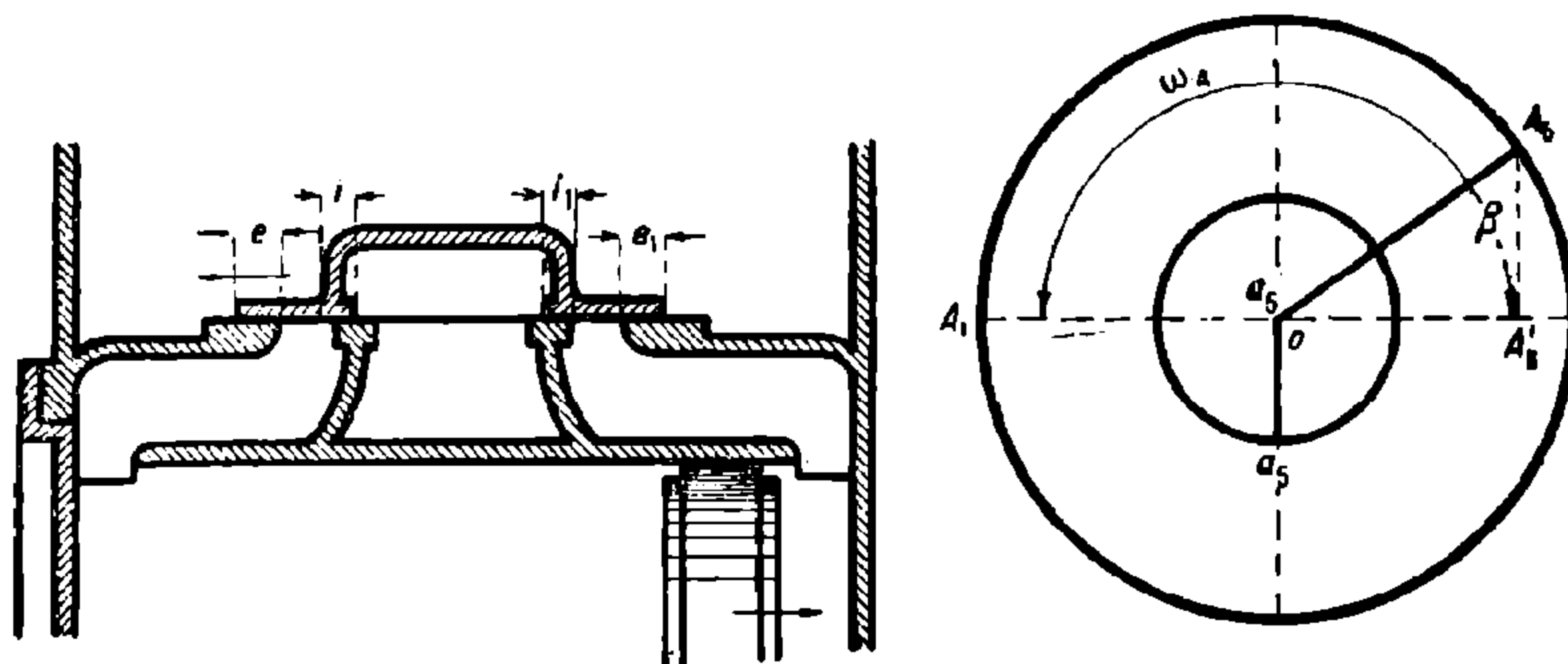
Фиг. 137.

ИТБ ДНУЖТ

а) в заднюю полость производится впуск пара, а из передней производится в то же время выпуск (фиг. 134);

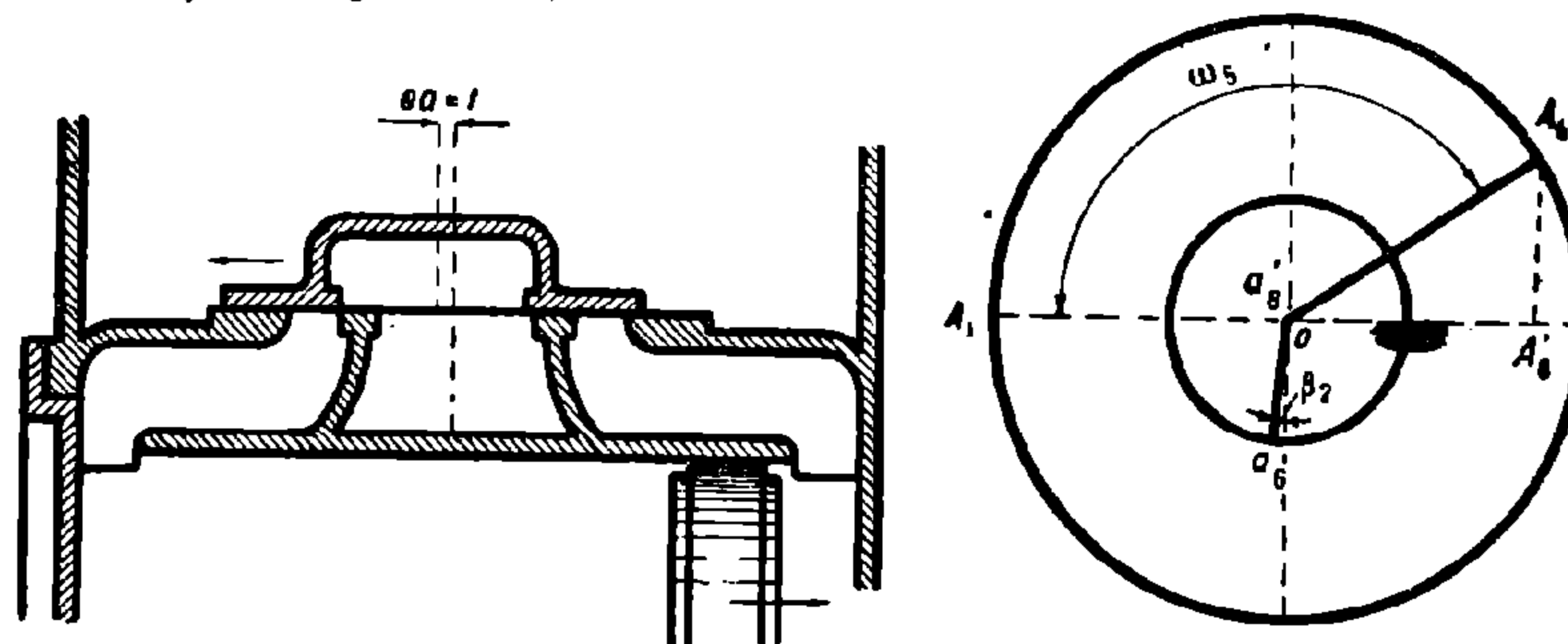
б) в задней полости произойдет отсечка пара и начнется расширение, из передней продолжается выпуск (фиг. 136);

в) окно для выпуска пара из передней полости закроется и начнется сжатие пара, в задней полости продолжается расширение (фиг. 137);



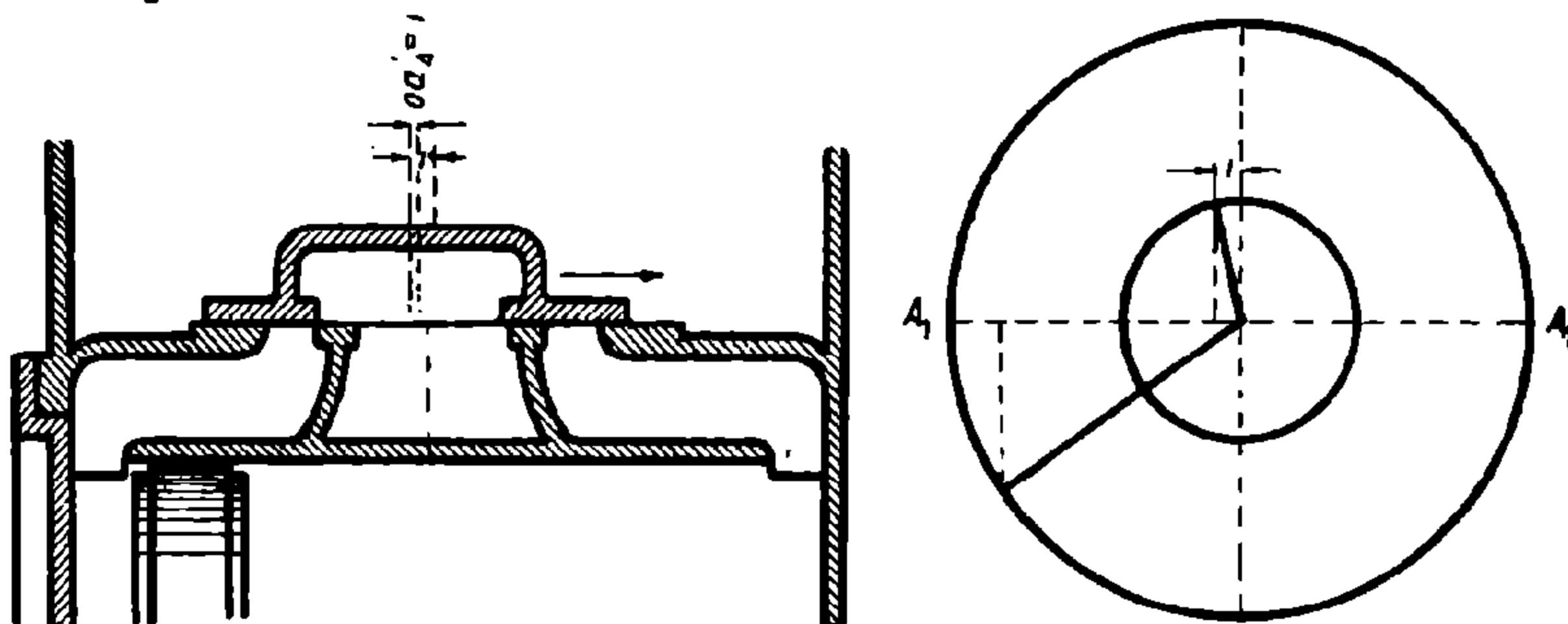
Фиг. 138.

г) начнется выпуск пара из задней полости, а в передней будет продолжаться сжатие (фиг. 139);



Фиг. 139.

д) произойдет предварение впуска пара в переднюю полость, в задней будет продолжаться выпуск (фиг. 141).

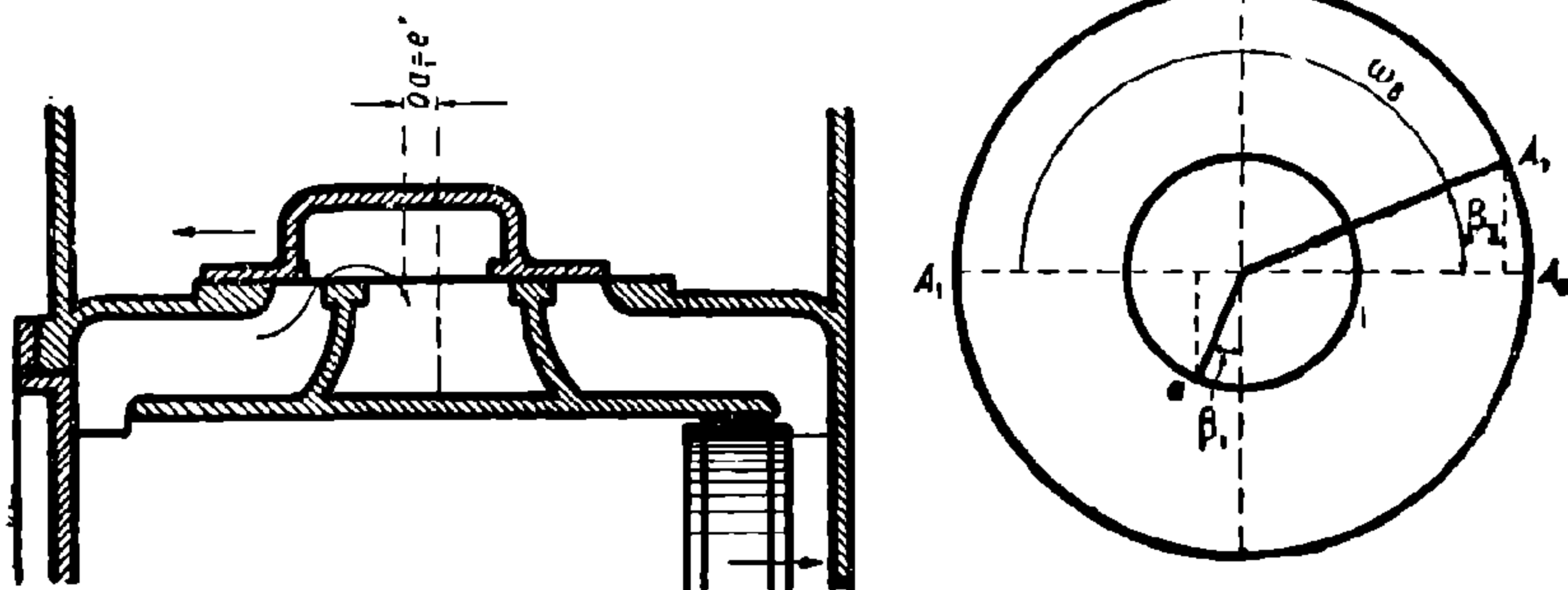


Фиг. 139а.

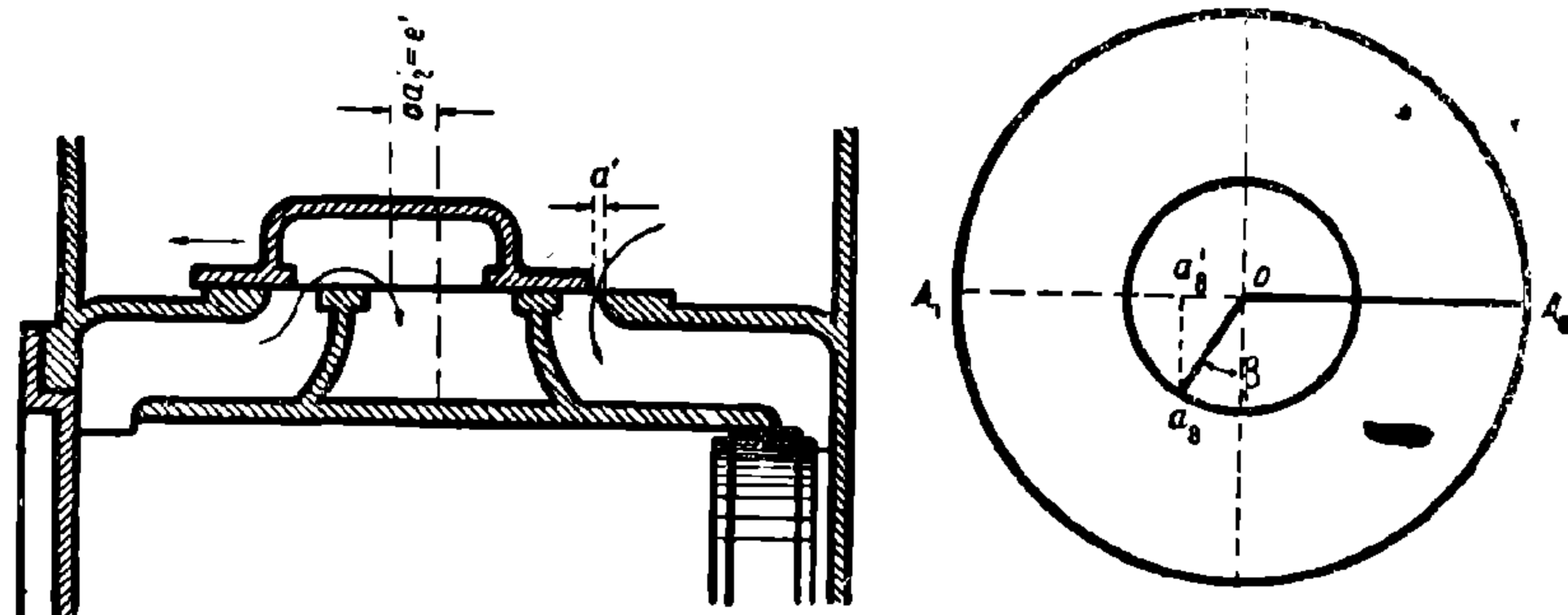
При обратном ходе поршня парораспределение происходит в той же последовательности, как и в первом случае.

Если выпускных перекрыш нет, то предварение выпуска в одной полости и сжатие в другой наступают одновременно. При отрицательных перекрышах или при недокрышах предварение выпуска предшествует сжатию.

Вычертим соответствующие положения кривошипа, оси эксцентриситета и золотника в различные моменты парораспределения.



Фиг. 140.



Фиг. 141.

На фиг. 134 кривошип находится в крайнем левом положении, поршень в конце своего хода — у задней крышки, ось эксцентриситета отклонилась от своего среднего положения на угол опережения β , а золотник передвинулся вправо от своего среднего положения на длину, равную паровпускной перекрыше и линейному опережению для впуска, и движется вправо, по направлению к кривошипному валу (окно открыто на линейное опережение).

На фиг. 135 эксцентриситет — в крайнем положении oa_2 , а кривошип — в положении A_2o , не достигающем до среднего на угол опережения β (наибольшее открытие окон).

С этого момента золотник начинает обратный свой ход, удаляясь от вала, причем окна будут прикрываться как для впуска, так и для выпуска.

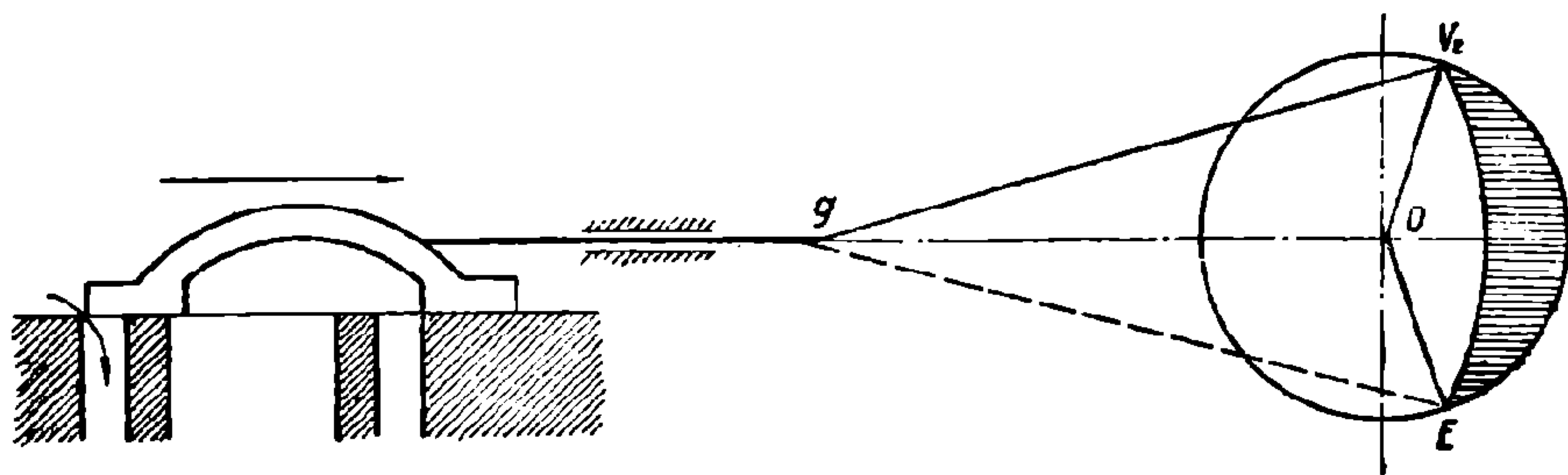
На фиг. 136 ось эксцентриситета находится в положении oa_3 , не достигая среднего положения на угол β_1 , соответствующий паровпускной перекрыше (момент отсечки в задней полости).

На фиг. 137 ось эксцентриситета не доходит до среднего положения на угол β_2 , соответствующий паровыпускной перекрыше, а кривошип не доходит до мертвой точки на угол $\beta_2 + \beta$ (момент сжатия в передней полости).

При среднем положении золотника (фиг. 138) каждое окно с обеих сторон перекрыто: со стороны впуска частью поля золотника, соответствующей впускной перекрыше, а со стороны выпуска — частью поля, соответствующей выпускной перекрыше.

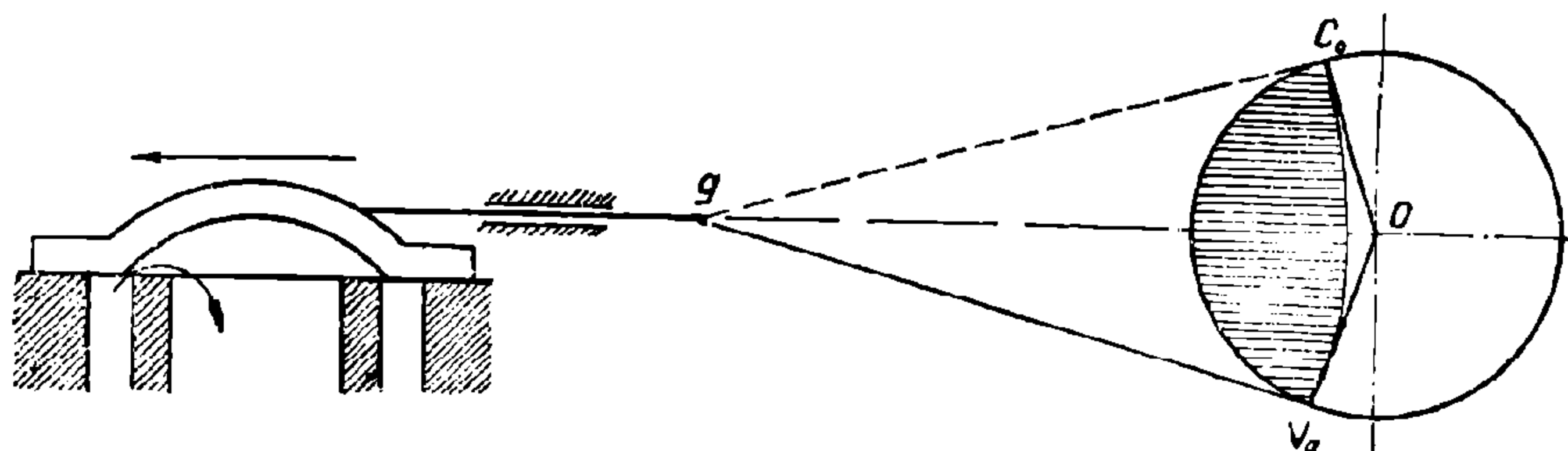
На фиг. 139 ось эксцентриситета перешла среднее положение на угол β_2 , соответствующий выпускной перекрыше (момент начала выпуска в задней полости).

На фиг. 140 ось эксцентриситета перешла среднее положение на угол β_1 , соответствующий впускной перекрыше, а кривошип не доходит до мертвой точки на угол предварения впуска β_3 , соответствующий линейному опережению (момент предварения впуска в переднюю полость).



Фиг. 142.

На фиг. 141 ось эксцентриситета перешла среднее положение на угол β , кривошип — в крайнем правом положении, а поршень в конце своего хода — у передней крышки, золотник передвинулся влево от своего среднего положения на длину, равную правой паровпускной перекрыше плюс линейное опережение для впуска, и движется влево (окно открыто на величину линейного опережения передней полости).



Фиг. 143.

Проследив по фиг. 134—141 взаимные положения кривошипа и оси эксцентриситета, а следовательно, поршня и золотника, мы видим, что как на фиг. 136 а, так и на фиг. 136 золотник расположен одинаково; разница лишь в том, что в первом случае золотник, двигаясь вправо, готов начать впуск пара в левую полость, а во втором, — двигаясь влево, только что отсек впуск пара в той же левой полости. Из этого следует, что за все время, пока палец эксцентрика проходил путь, соответствующий углу поворота оси V_2OE (фиг. 142), паровпускной канал в задней полости был открыт.

Фиг. 139 и 139а дают нам совершенно подобную же картину, но только по отношению к паровыпускной перекрыше.

Фиг. 139 отвечает моменту начала выпуска пара из левой полости — золотник движется влево.

Фиг. 139а соответствует началу сжатия пара в левой полости — золотник движется вправо.

Выпуск из задней полости происходит на пути поршня, соответствующем углу поворота оси V_2OC_0 (фиг. 143).

Таблица 5

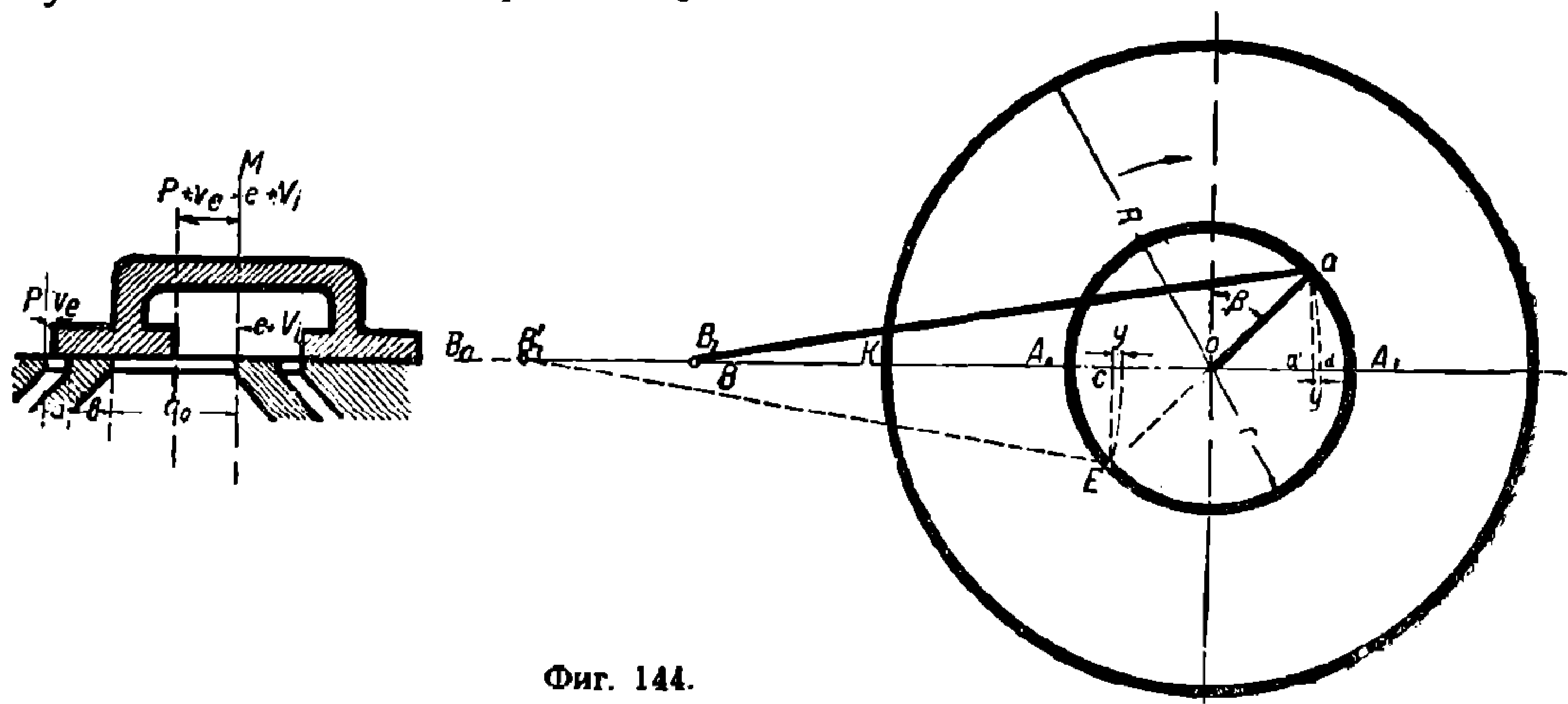
Моменты парораспределения в обеих полостях цилиндра за целый оборот коленчатого вала для вертикальных машин

№	Направление движения поршня	Направление движения золотника	Отклонение золотника от своего среднего положения		Фазы парораспределения		Длина открытия окон	
			вверх	вниз	в верхней полости цилиндра	в нижней полости цилиндра	верхнего	нижнего
I	Поршень в верхней мертвой точке. Движение вниз	Вниз		$p + a$	Впуск	Выпуск	a	$p + a - i'$
II	Вниз	Вниз. Крайнее нижнее положение		r	Впуск. Наибольшее открытие для впуска	Выпуск. Полное открытие для выпуска	$r - p$	Полное открытие
III	Вниз	Вверх		p	Отсечка	Выпуск		$r - i'$
IV	Вниз	Вверх		i'	Расширение	Прекращение выпуска и начало сжатия	Закрето	$p - i'$
V	Вниз	Вверх	Среднее положение		Расширение	Сжатие	Закрето	Закрето
VI	Вниз	Вверх	i		Предварение выпуска	Сжатие	Закрето	Закрето
VII	Вниз	Вверх	p'		Выпуск	Предварение впуска	$p' - i$	
I	Поршень в нижней мертвой точке	Вверх	$p' + a'$		Выпуск	Впуск	$p' + a' - i$	a'
II	Перемена направления движения. Вверх	Вверх. Крайнее верхнее положение	r		Выпуск. Полное открытие окна	Впуск. Наибольшее открытие для впуска	Полное открытие	$r - p'$
III	Вверх	Вниз	p'		Выпуск	Отсечка	$r - i$	
IV	Вверх	Вниз	i		Прекращение выпуска и начало сжатия	Расширение	$p' - i$	Закрето
V	Вверх	Вниз	Среднее положение		Сжатие	Расширение	Закрето	Закрето
VI	Вверх	Вниз	i'		Сжатие	Предварение выпуска	Закрето	Закрето
VII	Вверх	Вниз	p		Предварение впуска	Выпуск		$p - i'$
I	Приход поршня в верхнюю мертвую точку	Вниз		$p + a$	Впуск	Выпуск	a	$p + a - i'$

Примечание: p — верхняя паровпускная перекрыша; a — верхнее линейное опережение; i — верхняя паровыпускная перекрыша; p' — нижняя паровпускная перекрыша; a' — нижнее линейное опережение; i' — нижняя паровпускная перекрыша; r — эксцентриситет.

Исследование совместного движения поршня и кривошипа при шатуне конечной длины. Шатун конечной длины при передаче движения от поршня кривошипу не остается параллельным оси цилиндра, а принимает по отношению к ней различные наклонные положения, благодаря чему взаимные положения поршня и кривошипа будут иные, чем при бесконечно длинном шатуне.

Например, поршень прошел от крайнего левого положения B_0 (фиг. 144) путь B_0B_1 , засекая окружность пальца кривошипа дугой ad , описанной из точки B_1 , как центра, радиусом, равным длине шатуна, найдем соответствующее положение кривошипа oa . Из чертежа видно, что при перемещении поршня вправо на величину B_0B_1 путь, проходимый поршнем $B_0B_1 = A_0d$, больше пути A_0a' , проходимого проекцией пальца кривошипа; при обратном же ходе поршня путь поршня BB' , меньше пути A_1c — проекции пальца кривошипа. Разница между длинами путей поршня и проекции пальца кривошипа будет тем больше, чем короче шатун по отношению к кривошипу.



Фиг. 144.

Влияние наклонного относительно оси цилиндра положения шатуна на взаимные положения кривошипа и поршня за тот и другой ходы можно сформулировать так: при любом положении кривошипа поршень при шатуне конечной длины находится ближе к валу, чем при бесконечно длинном. Это влияние шатуна называется в паровой механике косвенным действием шатуна.

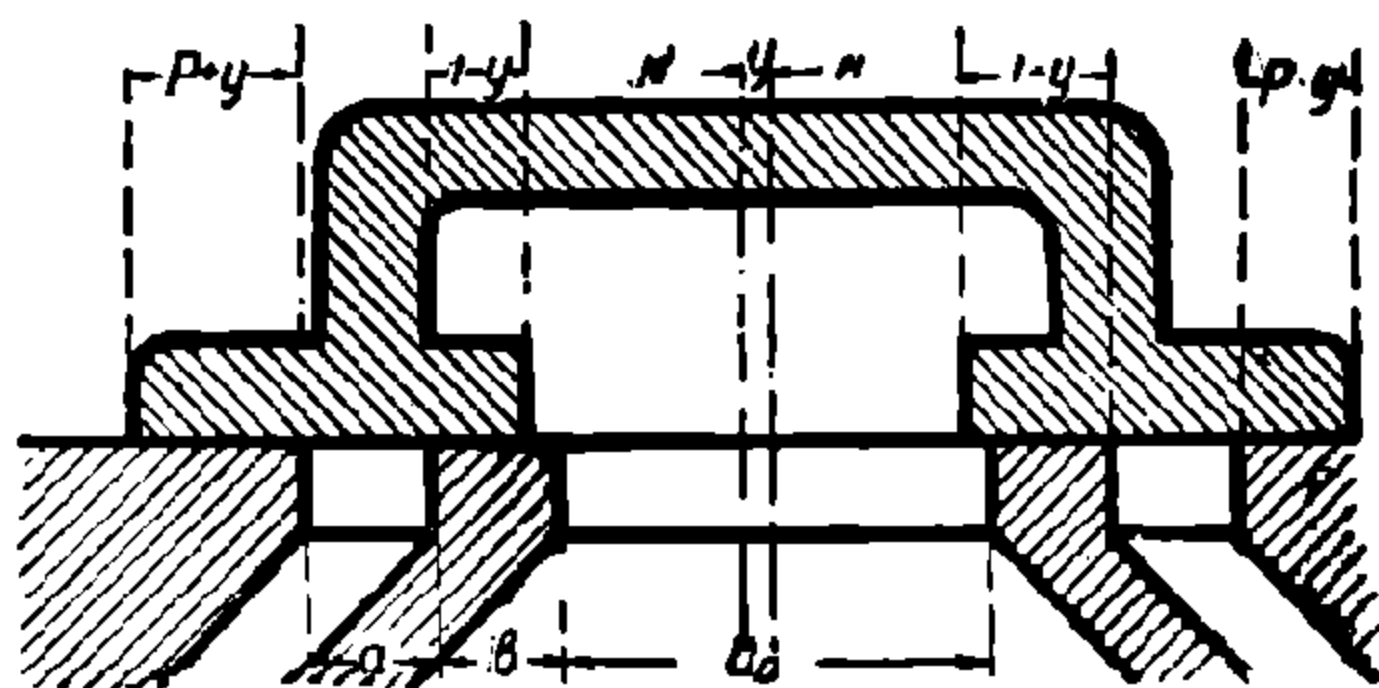
Такое же косвенное действие оказывает на золотник и эксцентриковая тяга, но ввиду того, что отношение длины эксцентриковой тяги к величине эксцентриситета колеблется в пределах 30—40 и выше, тогда как отношение длины шатуна к длине кривошипа бывает равным 4 и 5, с косвенным влиянием эксцентриковой тяги обыкновенно не считаются.

При принятии в расчет конечной длины шатуна нетрудно видеть, что простой золотник не производит одинакового парораспределения с обеих сторон поршня; при начале одинаковых периодов со стороны крышки и со стороны кривошипа главный кривошип образует одинаковый угол с соответствующим мертвым его положением (фиг. 144), следовательно, описанные поршнем пути неодинаковы. Так как при переднем и обратном ходах поршня более значительные его пути получаются при движении со стороны крышки, то с этой стороны как наполнение, так и сжатие бывают больше, нежели с кривошипной стороны. То же самое относится к опережению впуска, опережение же выпуска, наоборот, со стороны кривошипа больше. Для уменьшения неравенства наполнения с обеих сторон поршня и неблагоприятного влияния его на равномерность вра-

шения необходимо впускную перекрышу со стороны кривошипа уменьшить. Чем больше эта перекрыша, тем позднее золотник открывает соответствующее окно (а следовательно, тем меньше линейное опережение впуска v_1), но тем ранее он его опять закрывает (а тем меньше, следовательно, период наполнения). Проще всего уравнивание действия золотника и сопряженное с ним приблизительно одинаковое наполнение с обеих сторон поршня достигаются путем удлинения золотниковой тяги, заставляя симметричный золотник колебаться не относительно середины зеркала, а относительно плоскости, расположенной ближе к крышке.

Неравенство сжатия по обеим сторонам поршня может быть смягчено тем же способом, так как с помощью приведенного перемещения золотника паровыпускная перекрыша со стороны крышки уменьшается, а со стороны кривошипа увеличивается, но и здесь с этим уравнением связано неравенство опережения открытия.

Во многих случаях обыкновенный золотник не устанавливается на точное линейное опережение, а допускают некоторую, конечно, не слишком большую, разницу для возможности достижения указанным путем приблизительно одинаковых наполнения и сжатия. Достигнуть по возможности одинакового сжатия независимо от равенства наполнения можно



Фиг. 145.

помощью неодинаковых паровыпускных перекрыш, а равенства наполнения помощью неодинаковых паровпускных перекрыш, или же путем удлинения золотниковой тяги. Но в этом случае золотник бывает несимметричен.

Итак, для получения неодинакового опережения по обеим сторонам поршня необходимо устроить колебание золотника не относительно середины зеркала M (фиг. 145), а относительно плоскости M' , отстоящей от главного вала дальше, чем M , на величину y .

Таким образом у золотника, снабженного одинаковой ширины лапами, со стороны крышки делают паровпускную перекрышу размером $p+y$ и паровыпускную $i-y$, а со стороны кривошипа соответственно $p-y$ и $i+y$. Установку одинаковых опережений в практике производят таким образом, что поршень и главный кривошип приводят попеременно то в одно, то в другое мертвое положение и изменяют длину эксцентриковой тяги до тех пор, пока не получатся одинаковые линейные опережения впуска с обеих сторон поршня. Для остальных положений золотника длиной эксцентриковой тяги, составляющей 20—40-кратный эксцентриситет r , можно пренебречь.

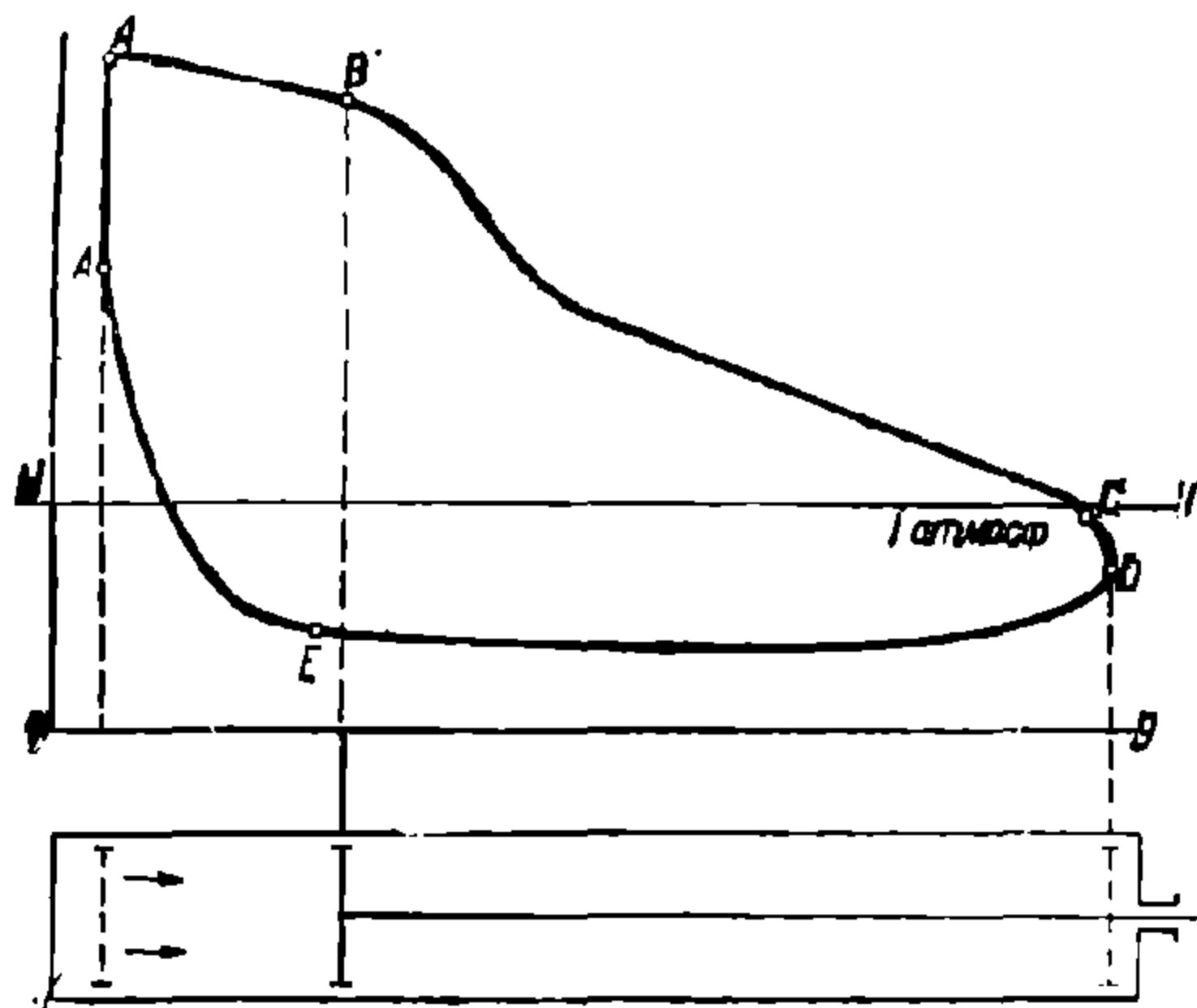
20. ДИАГРАММЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Наглядное представление о работе пара в одной из полостей цилиндра паровой машины можно получить из диаграммы, представляющей зависимость изменения давления и объема пара в период двойного хода поршня за один оборот машины. Такие диаграммы получают помощью индикатора, приспособленного к цилиндру машины. Указываемые им давления представляют собой в известном масштабе действительные давления рабочего пара в цилиндре.

Для вычислений удобнее построить теоретическую диаграмму, по возможности ближе подходящую к той, которая получилась бы от индикатора при данных условиях. Подобная диаграмма показана на фиг. 146, где на горизонтальной линии отложены объемы, описываемые поршнем. Принимая площадь поршня за единицу, получим на горизонтальной линии

части хода поршня, вертикальные же линии представляют собой давления, соответствующие каждой данной точке хода поршня, отложенные в выбранном масштабе. Соединяя последовательно концы этих вертикальных линий, получим диаграмму, изображающую изменение давления за целый период хода поршня за один оборот машины.

Когда поршень находится в начале хода, в данном случае в левом конце цилиндра, с левой стороны, в цилиндр впускается пар, и давление в этой части цилиндра поднимается до A' ; когда поршень сделает часть хода $A'B$, впуск пара прекращается, происходит отсечка; пар начинает расширяться, поршень же продолжает двигаться в том же направлении;



Фиг. 146.

в точке C хода открывается выпускное окно (предварение выпуска), и большая часть пара выходит в конденсатор; точка D отвечает концу хода поршня. При обратном ходе поршня выталкивается оставшийся в цилиндре пар; в точке E выпускное окно закрывается (начало сжатия), и оставшийся в цилиндре пар сжимается в продолжение части хода EA' ; давление пара в конце хода сжатия будет A .

Фиг. 146 изображает действие пара на левую сторону поршня; действие пара на другую сторону поршня (правую) изображается также диаграммой, только обратно расположенной.

Из диаграммы видно, что пар впускается от точки A' до точки B , расширяется от B до C , выпускается от C до D , выталкивается от D до E , сжимается от E до A и уплотняется предварением впуска от A до A' .

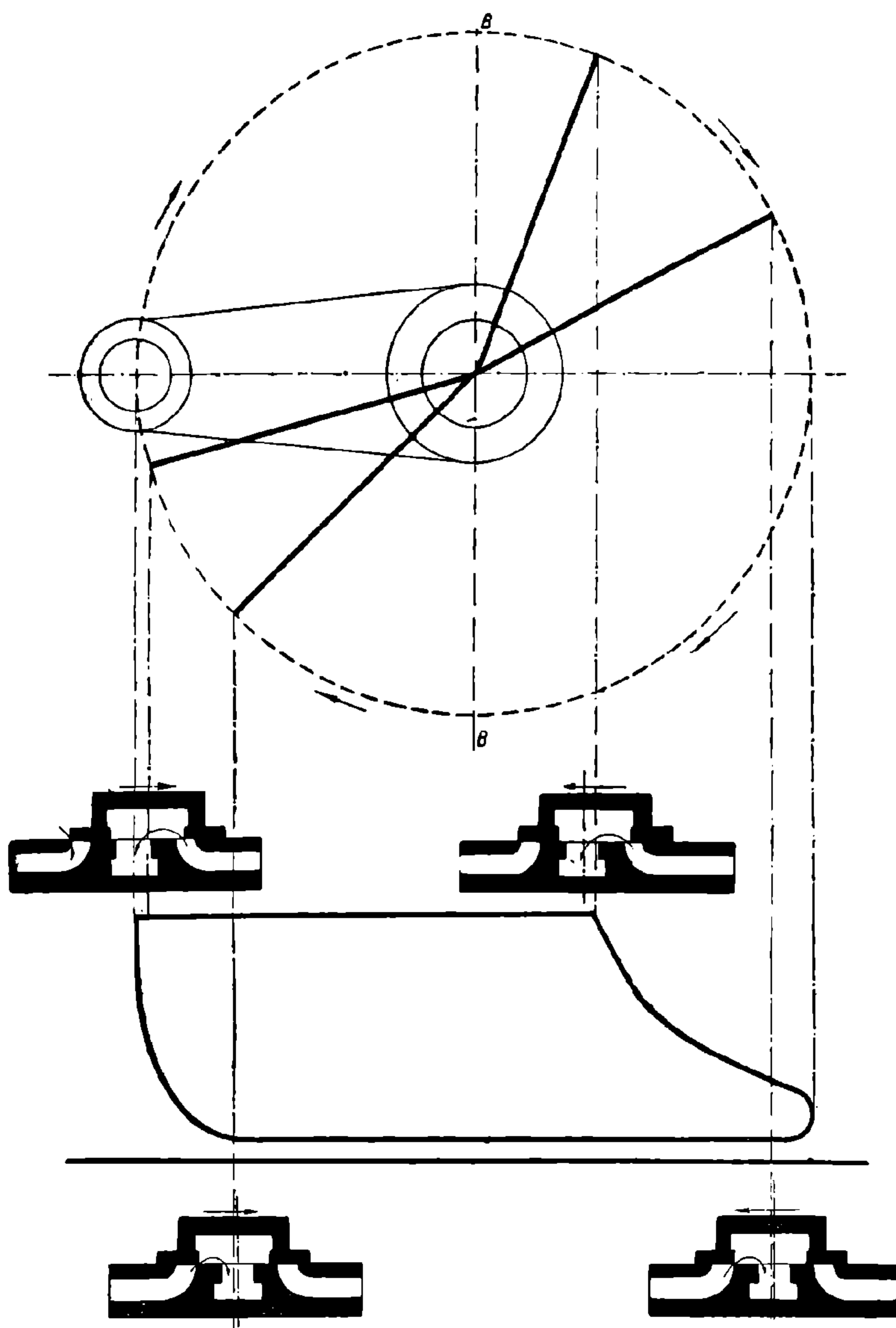
Горизонтальная линия fg представляет собой линию хода поршня и вместе с тем изображает линию абсолютной пустоты, горизонтальная линия HI — линию атмосферного давления, $A'B$ — линию давления впуска, BC — линию расширения, CD — предварение выпуска, DE — линию давления выпуска (противодавления), EA — линию сжатия и AA' — линию предварения впуска.

Давления, измеряемые от линии fg , будут абсолютные давления, измеряемые HI — манометрические давления и измеряемые от DE — действительные рабочие давления пара в цилиндре.

Фиг. 147 наглядно показывает четыре главных момента положения золотника, а также и соответствующие им положения поршня и кривошипа за целый ход поршня — один оборот машины. Показано также, каким образом каждое из этих положений кривошипа и соответствующие положения золотника проектируются на диаграмму работы пара в цилиндре машины. Видно, что золотник относительно паровых окон находится в одинаковом положении для двух моментов хода, а именно: в начале впуска пара и в момент отсечки; направление движения золотника в оба эти момента противоположно движению поршня. Далее, золотник занимает среднее свое положение. В момент начала выпуска и начала сжатия отработавшего пара золотник занимает одно и то же положение, причем движение золотника в оба эти момента противоположно движению поршня.

Работа пара в прямоточной машине. Фиг. 148 дает представление о расположении отдельных периодов рабочего цикла в цилиндре прямоточной машины на протяжении пути поршня и кривошипа. Характерным для

прямоточной машины является равенство периодов предварения выпуска и самого выпуска и очень значительное сжатие. И то и другое обуславливается выпуском пара через открываемые поршнем окна.

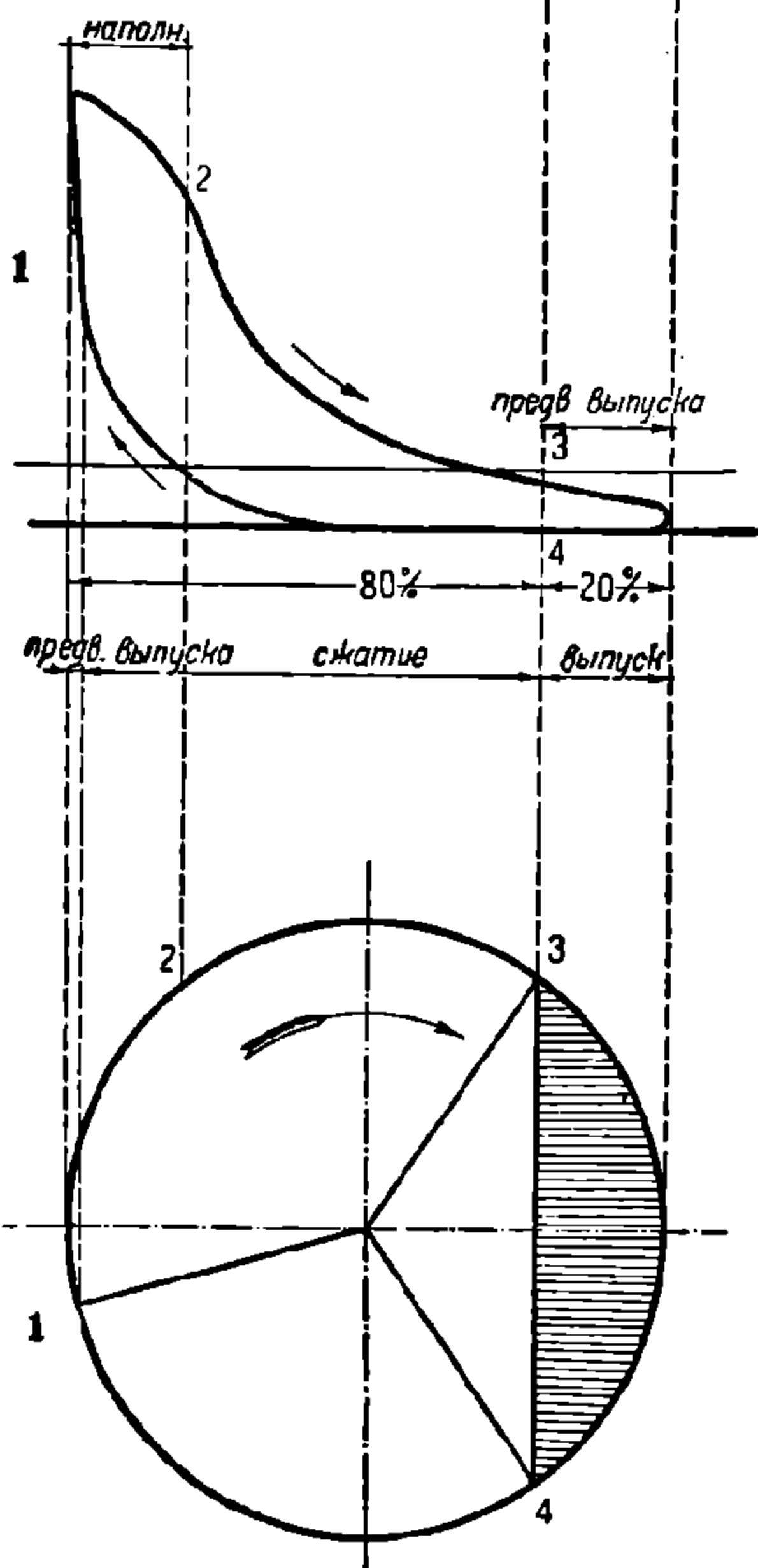
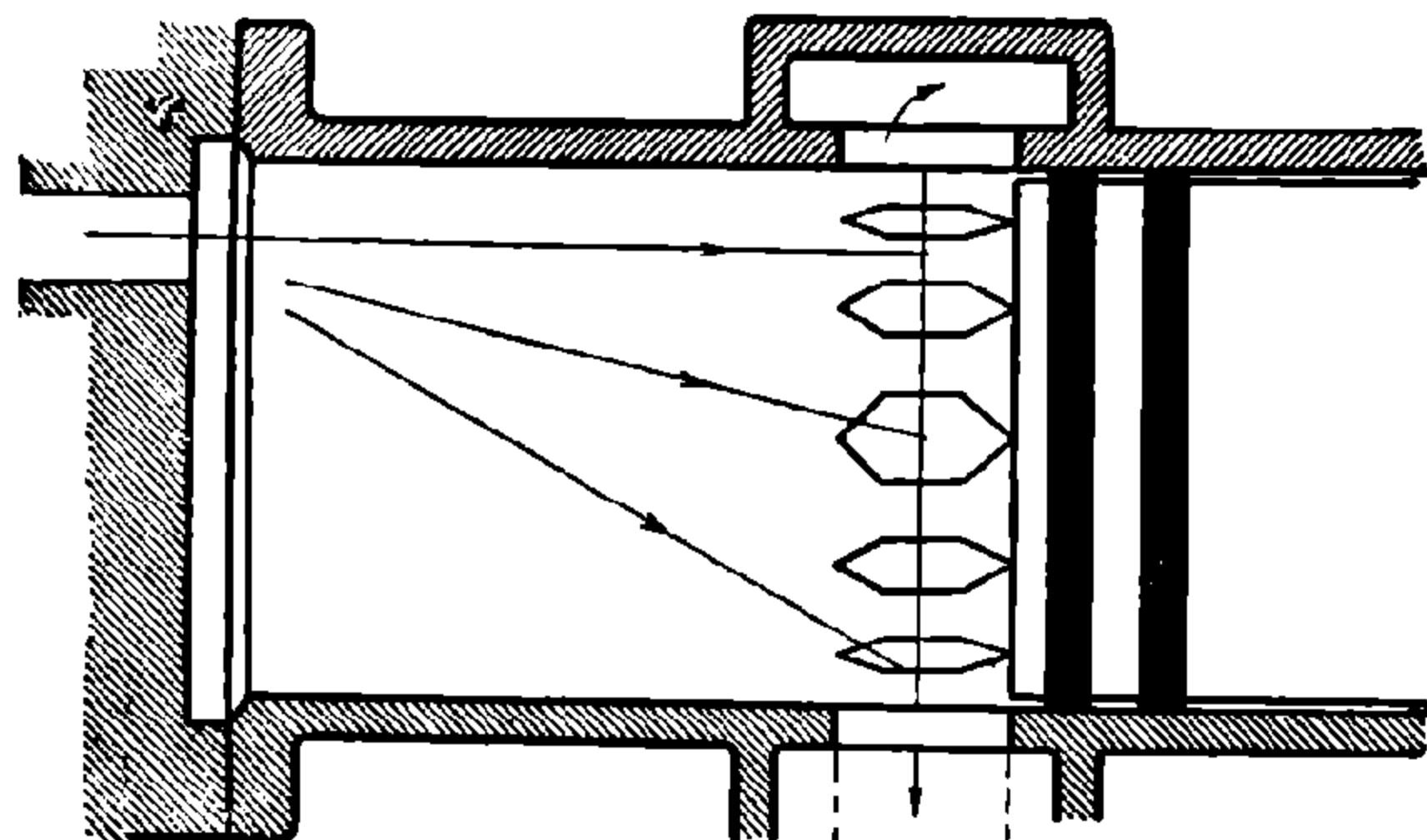


Фиг. 147.

Выпуск составляет 20—24%, из них относится к предварению впуска 10—12% хода поршня. Сжатие происходит на протяжении 88—90% хода поршня, причем по возможности достигается начальное давление рабочего пара в цилиндре. Сжимаемый пар сильно перегревается (градусов до 500), вследствие этого поступающий рабочий пар не испытывает ни охлаждения, ни потери давления; таким образом получаемый от сжатия сильный

нагрев соприкасающихся с паром частей цилиндра приносит большую пользу.

Благодаря этим особенностям прямоточная машина пригодна для работы сильно перегретым паром; большие же выпускные отверстия позволяют полностью использовать даваемый конденсатором вакуум. При нормальной нагрузке наполнение в этих машинах производится на 7—10% рабочего объема цилиндра, но не исключается возможность в случаях перегрузки доводить его до 25—40%.



Фиг. 148.

В прямоточных машинах большую роль играют вредные пространства, которые в этих машинах сводятся к минимальным возможным величинам.

Вредное пространство машин, работающих с конденсацией при хорошем вакууме, составляет в среднем от 2 до 3%, а при работе на выхлоп — от 12 до 17% рабочего объема цилиндра. Один и тот же цилиндр можно пустить на работу и с конденсацией и на выхлоп. Делается это при помощи ввода особых камер E , которые располагаются в крышках цилиндра и сообщаются с последним помощью клапанов (фиг. 13).

Учтя все вышесказанное, мы теперь без особого труда можем перейти к построению и изучению теоретических диаграмм парораспределения, которые в дальнейшем позволят нам делать анализ работы всей машины.

Золотниковая диаграмма Мюллера. Круг, описанный радиусом, равным эксцентриситету r на этой диаграмме (фиг. 149), служит как

для эксцентриситета, так и для кривошипа, но в разных масштабах. Вращение машины совершается по часовой стрелке. Мертвые положения первого изображаются горизонталями OE и OE' , а последнего направлены по прямой KOK' , образующей с EOE' угол в $90^\circ + \beta$, равный углу между осью эксцентриситета и кривошипом. Пренебрегая конечной длиной эксцентриквой тяги, получают для какого-нибудь положения OK_1 кривошипа перемещение

золотника Z на горизонтали EE_1 . Перемещение считается положительным, если расположено вправо, и отрицательным, если расположено влево от вертикали YY' . Положения поршня проектируются на прямую KK' или на параллельную ей прямую AA' .

Для определения на диаграмме четырех характеристических для парораспределения положений кривошипа, со стороны крышки необходимо провести вертикали на расстояниях $+r$ и $-i$ от YY' и найти точки их пересечения V_e и E_e и соответственно V_a и C_0 с кругом кривошипа. Тогда получаем:

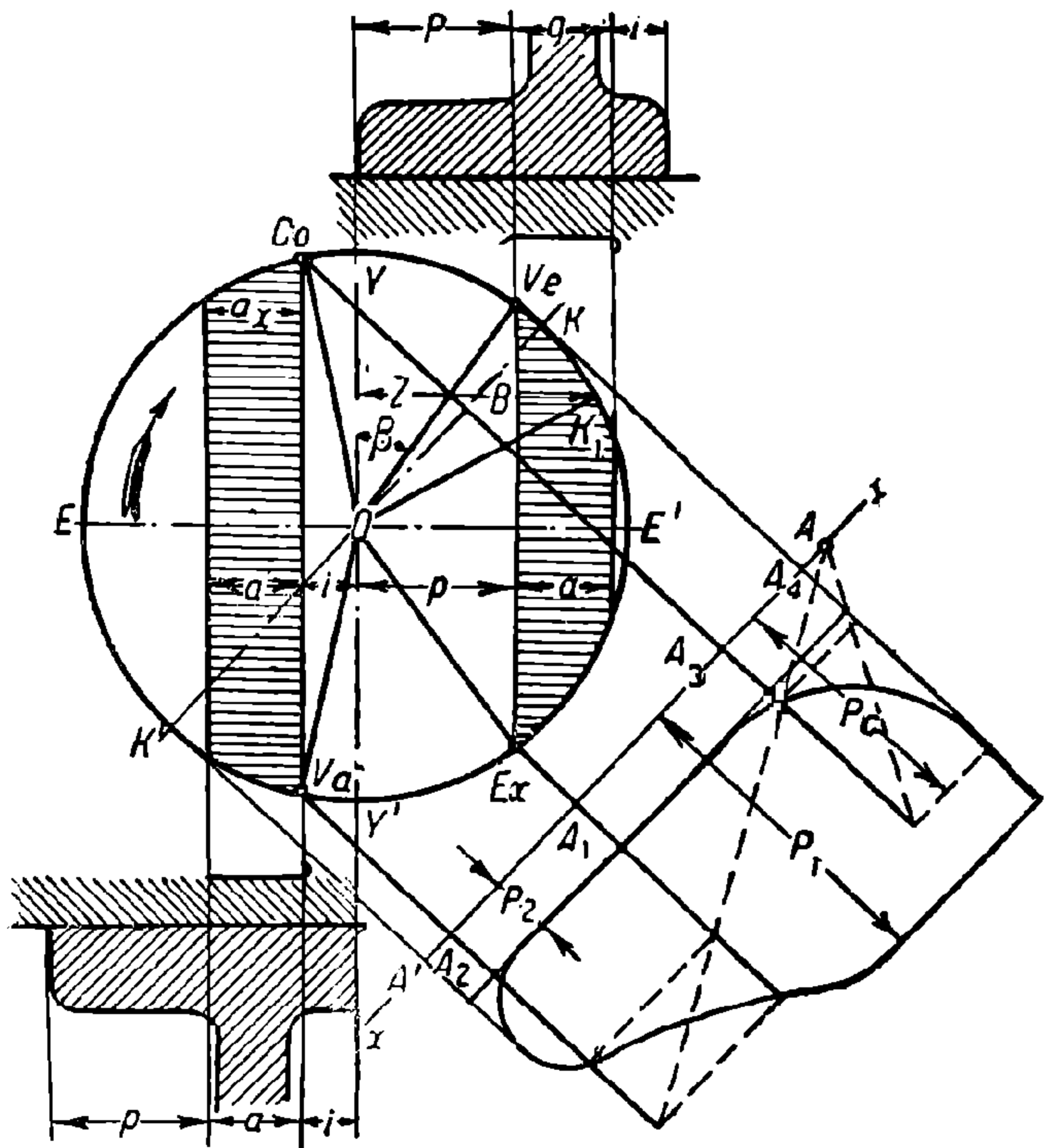
- OV_e — положение кривошипа при предварении впуска,
- OE_e — положение кривошипа при начале расширения (отсечка),
- OV_a — положение кривошипа при предварении выпуска,
- OC_0 — положение кривошипа при начале сжатия.

Если на расстоянии r , равном величине паровпускной перекрыши, от средней линии провести вертикальную линию, называемую линией паровпускной перекрыши, и на расстоянии a , равном длине окна, от этой линии — вторую параллель, то для каждого положения оси эксцентриситета по диаграмме можно определить соответствующее открытие окна для впуска пара; например, для положения оси эксцентриситета OK_1 величина открытия окна будет измеряться линией BK_1 .

Если $r = p + a$, то вторая параллель будет касательной к окружности (золотник без перебега); в этом случае при среднем положении поршня, когда скорость его достигает наибольшей величины, впускное окно будет открыто только отчасти, вследствие чего будет происходить торможение пара при впуске. Если же при направлении оси эксцентриситета, соответствующем среднему положению поршня, впускное окно открыто полностью, то эксцентриситет

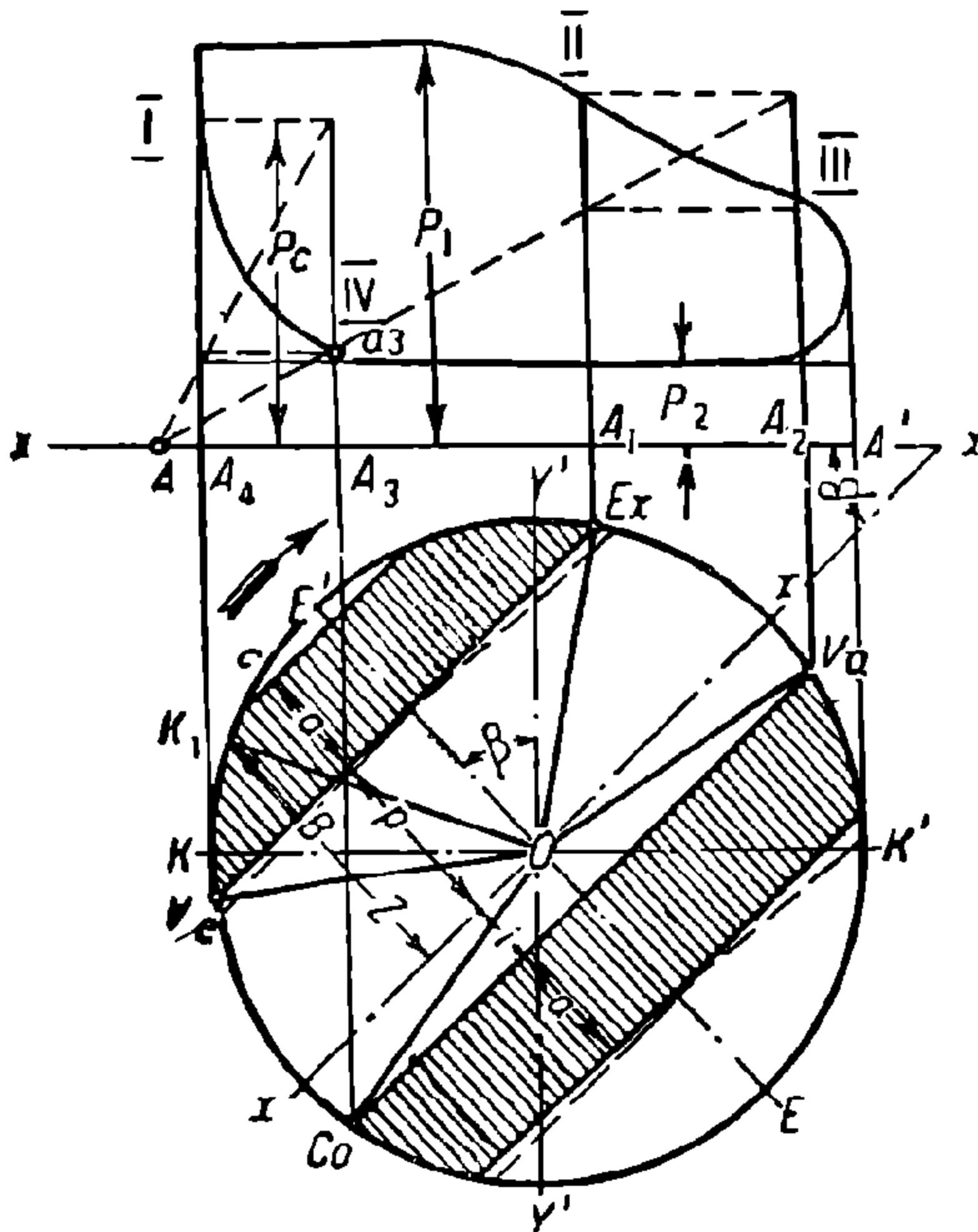
$$r = p + a + \text{перебег.}$$

Проведенные на расстояниях $+(p + a)$ и $-(i + a)$ от YY' вертикали дают две заштрихованные площади, на которых горизонтали из конечной точки произвольного положения кривошипа отсекают соответствующее открытие a окна для впуска и соответственно для выпуска пара со стороны крышки. Горизонталь $E'OE$, совпадающая с действительными мертвыми положениями эксцентриситета на диаграмме, делит пополам углы V_eOE_e и V_aOC_0 .



Фиг. 149.

Если представим себе диаграмму Мюллера повернутой против движения на угол $90^\circ + \beta$, то получим золотниковую диаграмму, известную под названием диаграммы Мюллера-Рело, показанную на фиг. 150 и 162.



Фиг. 150.

Она отличается от предыдущей только тем, что пути поршня здесь должны измеряться по горизонтали KK' или параллельной ей прямой AA' , а пути золотника, наоборот, по наклоненной к вертикали YY' под углом опережения β — прямой EE' , причем положительные пути золотника расположены выше, а отрицательные — ниже перпендикуляра XX к прямой EE' .

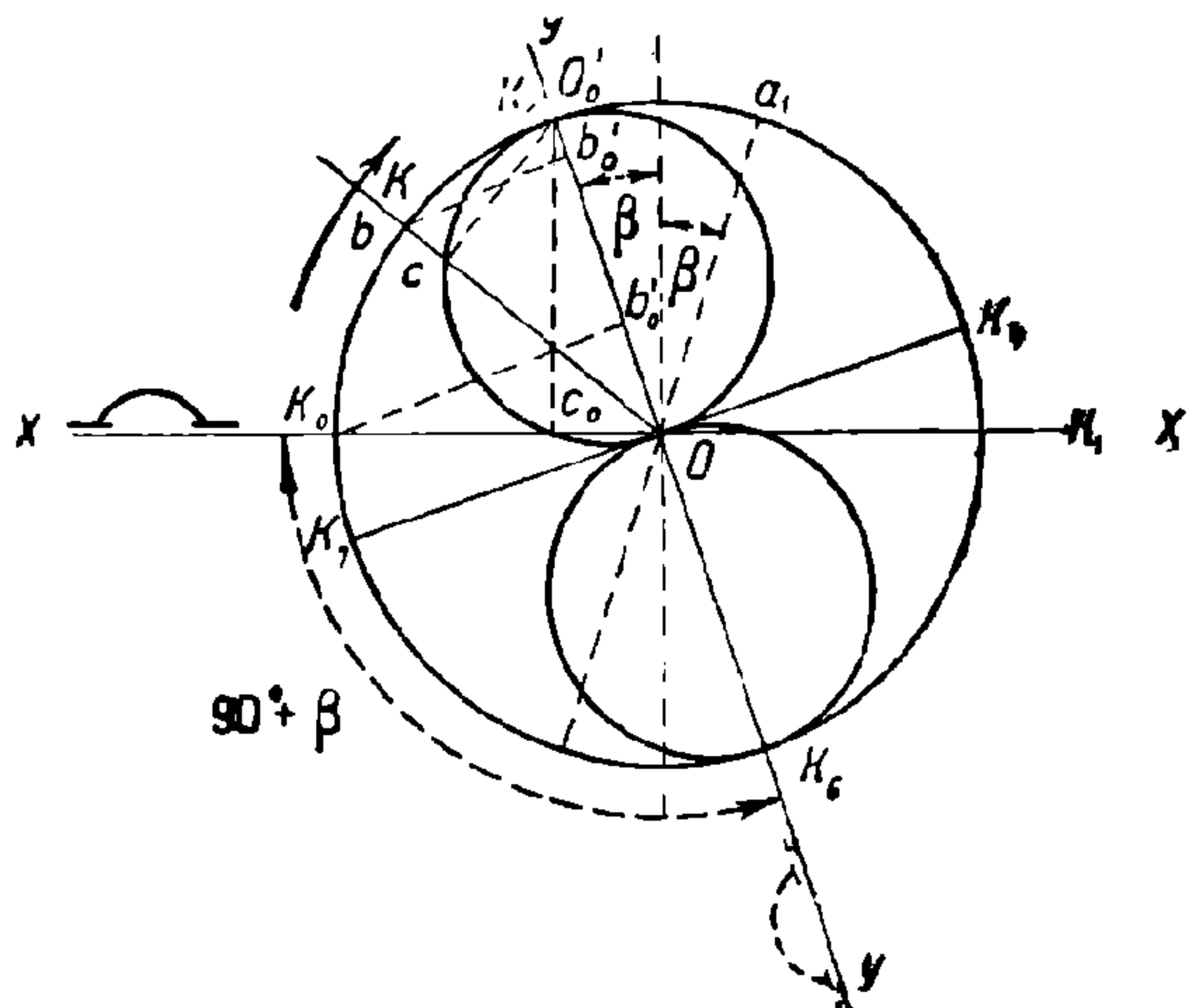
Золотниковая диаграмма Цейнера. Опишем из центра вала O окружность (фиг. 151) радиусом, равным эксцентриситету эксцентрика, и пусть прямая K_0K_1 будет осью движения золотника.

При угле опережения β положению кривошипа на мертвой точке OK_0 соответствует положение оси эксцентриситета Oa_1 . Для определения расстояния зо-

лотника от среднего его положения при каком-нибудь направлении кривошипа OK надо разыскать соответствующее положение оси эксцентриситета и, пренебрегая косвенным влиянием эксцентрикковой тяги, проектировать его на ось xx , тогда проекция эксцентриситета и даст расстояние золотника от среднего положения.

Чтобы для каждого положения кривошипа не разыскивать соответствующего положения оси эксцентриситета, повернем ось движения золотника K_0K_1 около центра вала на угол $90^\circ + \beta$ в сторону, обратную вращению кривошипа, тогда эта ось займет положение uu .

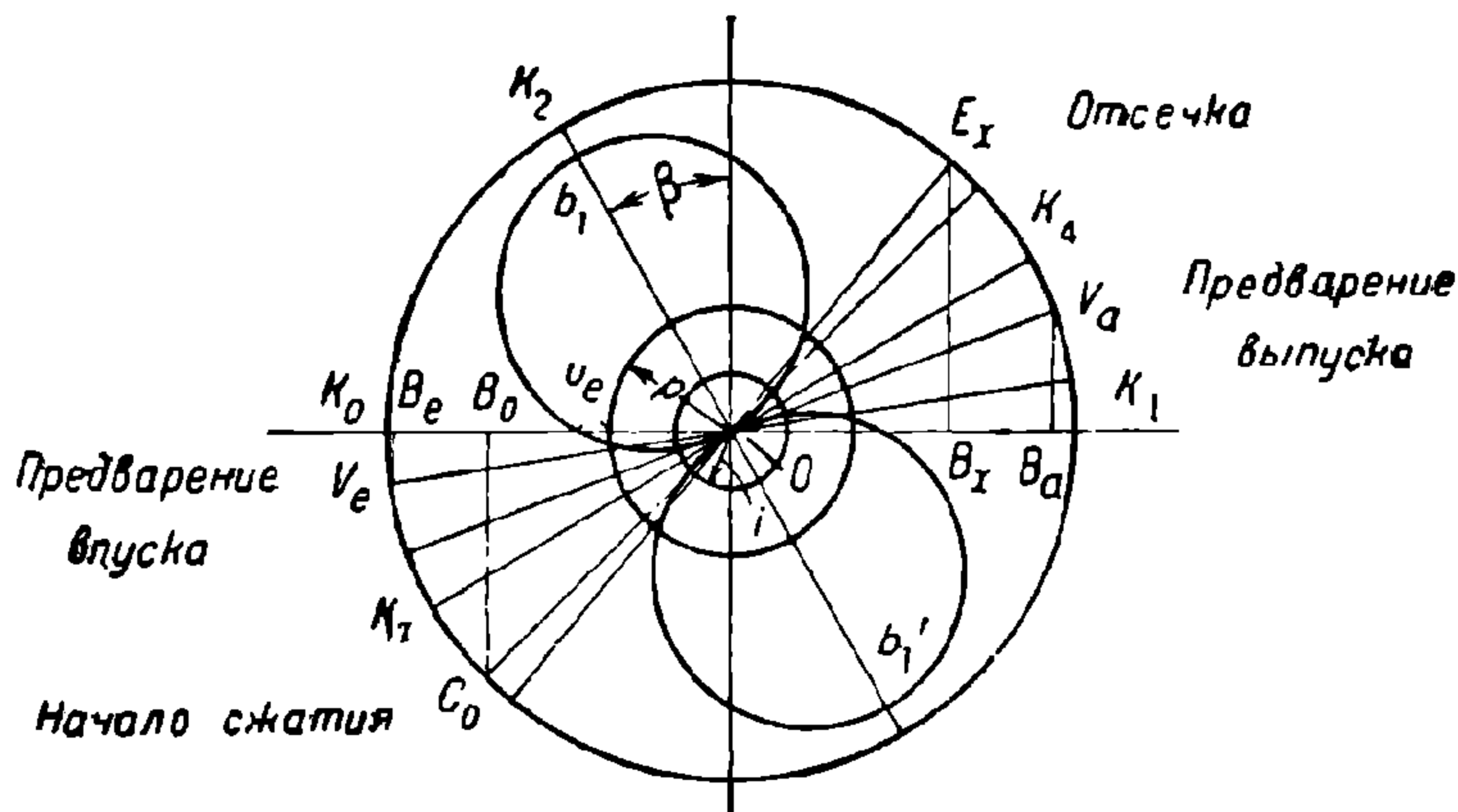
При таком расположении оси движения золотника кривошип и ось эксцентриситета будут совпадать друг с другом при всех положениях; для определения пути, пройденного золотником от среднего положения, надо эксцентриситет проектировать на ось uu . Так, при положении кривошипа в OK_0 путь золотника изобразится длиной Ob_0 , равной проекции длины OK_0 на оси uu . Чтобы иметь этот путь отложенным на направ-



Фиг. 151.

лени самого кривошипа, проектируем точку K_2 на OK_0 , тогда получим $Os_0 = Ob_0'$, что видно из равенства прямоугольных треугольников Os_0K_2 и $Ob_0'K_0$, у которых стороны, противолежащие прямому углу, равны как радиусы и угол K_0OK_2 — общий. При положении кривошипа OK путь золотника будет Ob_0' или равный ему Os и т. д.

Точки $s_0, s \dots$ расположены на окружности, построенной на OK_2 , как на диаметре; радиусы-векторы ее, отсчитываемые от центра (полюса) O , до точек s_0, s и т. д. дадут соответствующие сдвиги золотника от среднего положения при различных направлениях кривошипа, совпадающих с этими радиусами-векторами.



Фиг. 152.

Радиусы-векторы окружности, описанной на OK_2 , дают расстояние золотника по правую сторону от среднего положения, т. е. в сторону вала; положения золотника по левую сторону (противоположную от вала) от среднего положения будут определяться радиусами-векторами окружности, описанной на OK_0 .

По кругам Цейнера легко исследовать движение золотника. Так, по чертежу найдем, что, начиная от положения кривошипа OK_7 , соответствующего среднему положению золотника, последний движется вправо, т. е. приближается к валу, и достигает крайнего своего положения при направлении кривошипа OK_2 . Затем золотник будет удаляться от вала; при направлении кривошипа OK_4 займет снова среднее положение; от K_4 до K_7 , золотник будет по левую сторону от среднего положения, ближе к заднему концу цилиндра.

При расположении оси эксцентриситета позади кривошипа построение диаграммы будет такое же, как показано на чертеже (фиг. 151), только верхний круг будет относиться к положению золотника влево, а нижний вправо от среднего положения.

Для исследования парораспределения наносят на диаграмме движения золотника величины паровпускных и паровыпускных перекрыш, которые для простоты мы будем предполагать одинаковыми для обеих полей золотника. Для этого опишем из (центра) O две окружности радиусами r и i , равными длинам перекрыш (фиг. 152); тогда части радиусов-векторов между окружностью r и золотниковым кругом представят величины открытия парового окна для впуска, а части радиусов между золотниковым кругом и кругом i представят величины открытия окна для выпуска.

Описав затем из (центра) O окружность произвольным радиусом, которую примем за окружность, описываемую пальцем кривошипа, получим полную диаграмму парораспределения Цейнера.

Проследим по этой диаграмме парораспределение, например, в задней полости цилиндра за полный оборот кривошипа, начиная от мертвой точки K_0 .

1. При положении кривошипа на мертвой точке OK_0 паровое окно открыто на линейное опережение v , для впуска пара в заднюю полость цилиндра, при дальнейшем вращении кривошипа открытие окна для впуска пара все более и более увеличивается.

2. При положении OK_2 будет наибольшее открытие окна для впуска, после чего оно начнет прикрываться.

3. При положении OE_x произойдет отсечка пара; проектируя дугу K_0E_x на линию движения поршня, получим путь $L_1 = K_0B_x$, пройденный поршнем до момента отсечки. Отношение пути поршня L_1 до отсечки к полному ходу поршня $L = K_0K_1$, т. е. отношение $L_1:L$, представит степень впуска, или степень отсечки или степень наполнения, а обратное отношение $L:L_1$ представит степень расширения.

4. При положении OK_4 золотник будет по середине своего хода, одинаково перекрывая окна обоими полями.

5. При положении OV_a наступает предварение выпуска пара из задней полости, которое продолжается до положения OC_0 . Отношение $\frac{K_1B_a}{K_0K_1}$ представляет степень предварения выпуска.

6. При положении OC_0 прекращается выпуск пара из задней полости и начинается сжатие. Отношение $\frac{K_1B_0}{K_0K_1}$ представит степень выпуска, а отношение $\frac{K_0B_0}{K_0K_1}$ представит степень сжатия.

7. При положении OK_7 золотник будет снова в середине своего хода.

8. При положении кривошипа OV_c начнется предварение впуска, отношение $\frac{K_0B_c}{K_0K_1}$ представит степень предварения впуска.

Таким же образом можно проследить парораспределение одновременно в обеих полостях цилиндра.

Во избежание ошибки при разыскании положений кривошипа в различные моменты парораспределений нужно помнить следующее: при прохождении кривошипом верхнего золотникового круга золотник находится у переднего, правого, конца цилиндра, а при прохождении нижнего у заднего, левого; на верхнем золотниковом круге находятся точки впуска и отсечки для задней полости цилиндра, а также выпуска и сжатия для передней; на нижнем золотниковом круге, наоборот, — точки впуска и отсечки для передней полости, выпуска и сжатия — для задней.

По диаграмме видим, что при одинаковых обеих перекрышах, как впускных, так и выпускных, соответствующие моменты парораспределения наступают при одинаковых положениях кривошипа относительно мертвых точек, а следовательно, и при одинаковых положениях поршня за тот и другой ходы, если пренебречь косвенным действием шатуна.

Если соответствующие перекрыши золотника неодинаковы, то приходится описывать из центра четыре окружности для перекрыш, чтобы не затемнять при этом чертежа, наносят только части этих окружностей внутри золотниковых кругов: в верхней окружности для задней — паровпускной и передней — выпускной, в нижней — наоборот.

Рассмотрим теперь влияние различных элементов золотника на парораспределение.

А. При увеличении угла опережения и прежних величинах остальных элементов найдем следующее:

1) предварение впуска пара произойдет раньше, и линейное опережение будет больше;

- 2) отсечка наступит раньше;
- 3) выпуск раньше;
- 4) сжатие раньше.

Одним словом, все моменты парораспределения будут наступать раньше. что легко проследить по диаграмме, вообразив диаметральною линию тех же золотниковых кругов наклоненной ближе к задней мертвой точке.

Б. При уменьшении угла опережения все моменты парораспределения наступают позже.

В. При увеличении эксцентриситета:

- 1) предварение впуска пара раньше, и линейное опережение больше;
- 2) отсечка позже;
- 3) предварение выпуска раньше;
- 4) сжатие позже;
- 5) наибольшее открытие окна больше.

Г. При уменьшении эксцентриситета происходит обратное.

Д. При увеличении паровпускной перекрыши изменяются только условия впуска и отсечки, а именно:

- 1) предварение впуска позже, и линейное опережение меньше;
- 2) отсечка раньше;
- 3) открытие окна для впуска меньше.

Е. При уменьшении перекрыши последуют изменения, обратные предыдущим.

Ж. При увеличении паровыпускной перекрыши:

- 1) предварение выпуска позже;
- 2) сжатие раньше;
- 3) открытие окна для выпуска меньше.

З. При уменьшении перекрыши — обратные изменения.

Из предыдущего следует, что более ранние отсечки достигаются следующими средствами: 1) увеличением угла опережения, 2) уменьшением эксцентриситета, 3) увеличением впускной перекрыши и 4) совокупным изменением всех или некоторых из рассмотренных элементов. Увеличивать угол опережения можно только до некоторого предела; от величины его зависит момент выпуска пара, который может сделаться очень невыгодным вследствие раннего выпуска и сжатия. Если в то же время изменить выпускную перекрышу, например, увеличить ее, то выпуск будет более поздним, но сжатие наступит еще раньше.

Уменьшение степени впуска уменьшением эксцентриситета, т. е. хода золотника, повлечет за собой уменьшение открытия окна для впуска: увеличение впускной перекрыши повлечет за собой то же самое.

Таким образом ранние отсечки при одном золотнике трудно достижимы, если хотят сохранить правильное парораспределение.

Диаграмма Цейнера пользуется большим распространением; при помощи ее намечают элементы золотника при составлении предварительного проекта парораспределения: ею же пользуются для проверки парораспределения, когда получают неправильную индикаторную диаграмму.

Определение элементов парораспределения помощью диаграмм Цейнера. Укажем предварительно на некоторые свойства диаграммы Цейнера, которыми приходится пользоваться при определении различных элементов парораспределения.

1. Радиус-вектор золотникового круга, совпадающий с направлением кривошипа на мертвой точке (фиг. 153), представляет собой сумму величин впускной перекрыши и линейного опережения для впуска, т. е. равен $p + v_0$, а также сумму величин выпускной перекрыши и линейного опережения для выпуска, т. е. равен $i + v_0$.

Тот же радиус-вектор есть проекция диаметра золотникового круга на направлении кривошипа OK_0 при мертвой точке.

2. Диаметральная линия золотниковых кругов делит пополам угол, составленный положениями кривошипа OV_0 и OE_x при впуске и отсечке; это видно из равенства дуг O_{a_1} и O_{a_2} , стягиваемых равными хордами, а потому $\angle V_0OK_2 = \angle E_xOK_2$.

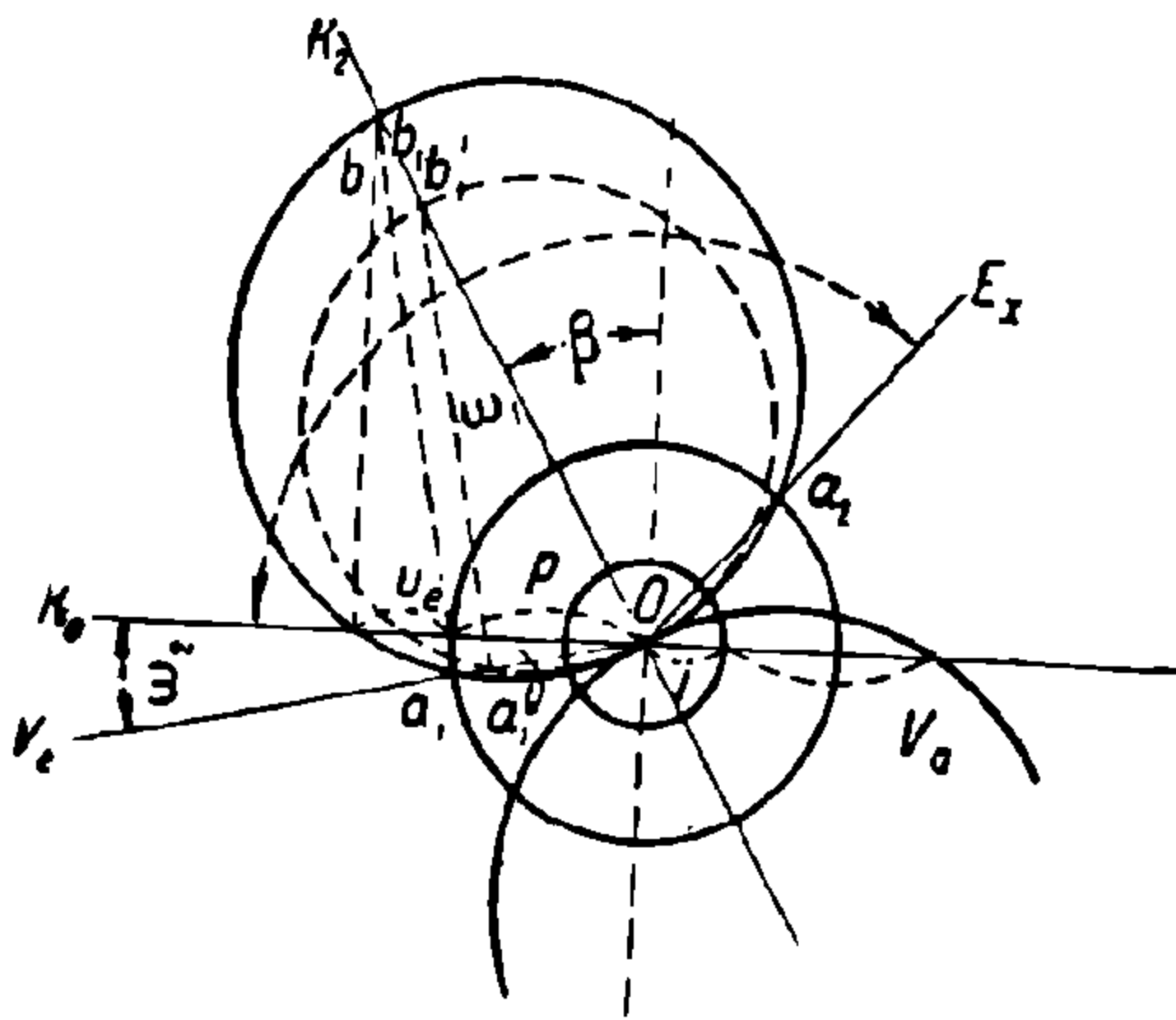
3. На основании последнего свойства диаграммы легко разыскать положение диаметральной линии, а следовательно, и величину угла опережения β , по данным предварению впуска и степени впуска.

Из чертежей найдем:

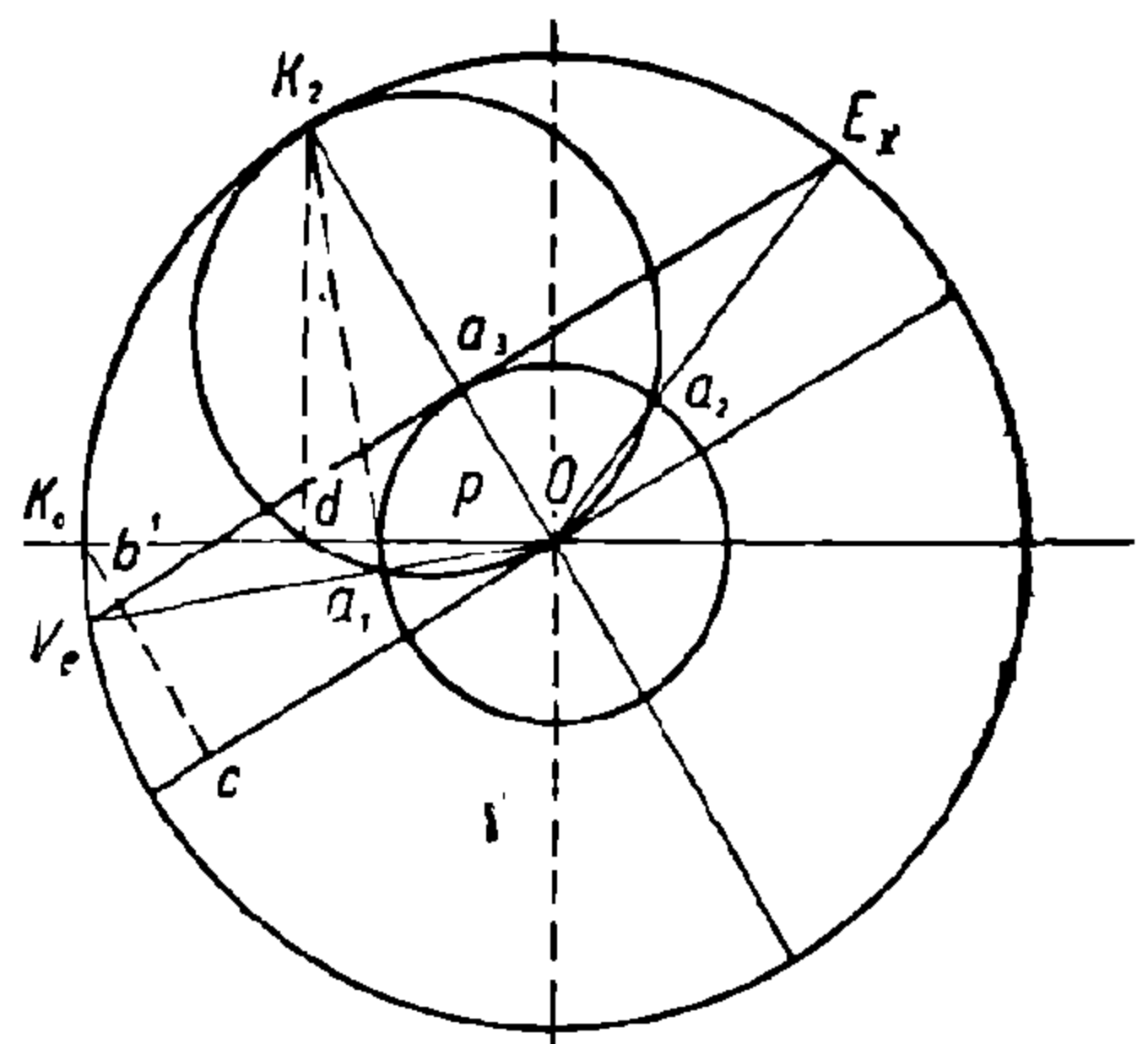
$$\beta = 90 - \angle K_0OK_2 = 90 - (V_0OK_2 - K_0OV_0) = 90 - \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} + \omega_2 = \frac{180 - \omega_1}{2} + \frac{\omega_2}{2},$$

где ω_1 — угол впуска, а ω_2 — угол предварения впуска.

4. При тех же положениях кривошипа при впуске и при отсечке эксцентриситет, перекрыша и наибольшее открытие окна для впуска пропорциональны друг другу.



Фиг. 153.



Фиг. 154.

В самом деле, пусть будут OV_0 и OE_x — положения кривошипа при впуске и при отсечке; при этих данных угол опережения на основании свойства 2 диаграммы будет вполне определенной величиной, что же касается эксцентриситета и перекрыши, то они могут иметь различные значения, но эти значения должны быть пропорциональны друг другу, равно как и наибольшему открытию окна для впуска.

Возьмем две системы величин для эксцентриситета, перекрыши и наибольшего открытия окна: r, p, m и r', p', m' .

Описав круг радиусом $r' = \frac{Ob'_1}{2}$, на той же диаметральной линии OK_2 , найдем из подобия треугольников Oa_1b_1 и $Oa'_1b'_1$:

$$r : p : m = r' : p' : m'.$$

5. Если описать из центра O окружность (фиг. 154) радиусом, равным эксцентриситету r , и соединить точки V_0 и E_x , в которых эта окружность пересекает направление кривошипа (при впуске и отсечке), то прямая V_0E_x будет перпендикулярна к диаметральной линии золотниковых кругов и отсечет на ней величину, равную перекрыше p . Что линия V_0E_x перпендикулярна к диаметральной линии OK_2 , это легко видеть из равенства прямоугольных треугольников V_0a_3O и E_xa_3O , имеющих общее основание Oa_3 ; что же касается равенства отрезка Oa_3 перекрыше, то оно вытекает из равенства прямоугольных треугольников V_0a_3O и K_2a_1O , откуда

$$Oa_3 = Oa_1 = p.$$

Обратно, касательная к окружности перекрыши в точка a , встретит окружность, описываемую центром эксцентрика в точках V_e и E_x .

6. Перпендикуляр K_0b' , опущенный из точки K_0 пересечения кривошипа при мертвой точке с окружностью эксцентриситета на линию V_eE_x , равен линейному опережению при впуске v_e .

В самом деле, проводя через полюс диаграммы касательную к золотниковым кругам и продолжив K_0b' до пересечения с этой касательной, получим треугольник $OcK_0 = OdK_2$; из равенства этих треугольников получим:

$$K_0c = Od = p + v_e,$$

но

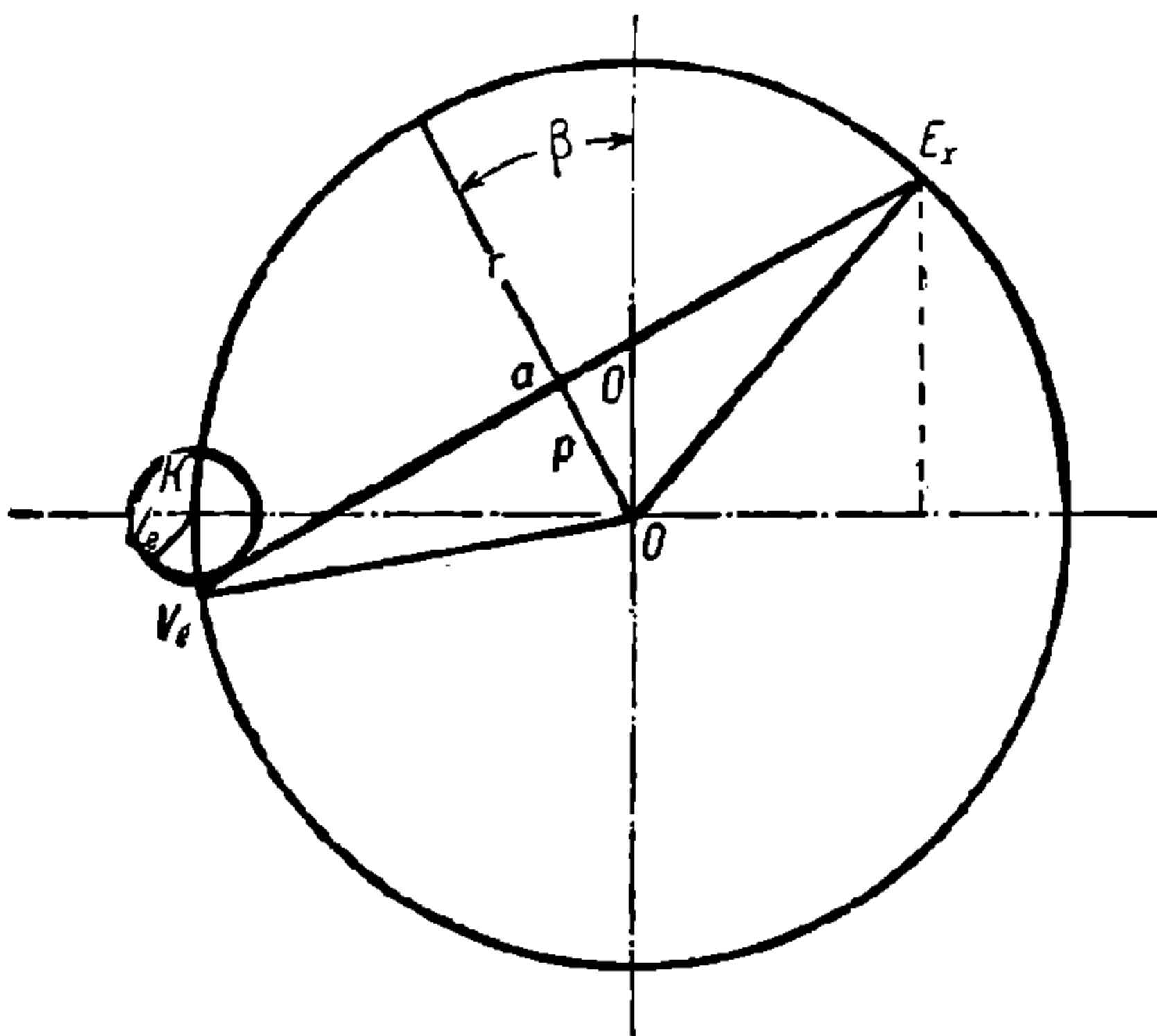
$$b'c = p,$$

следовательно $K_0b' = v_e$, что и требовалось доказать.

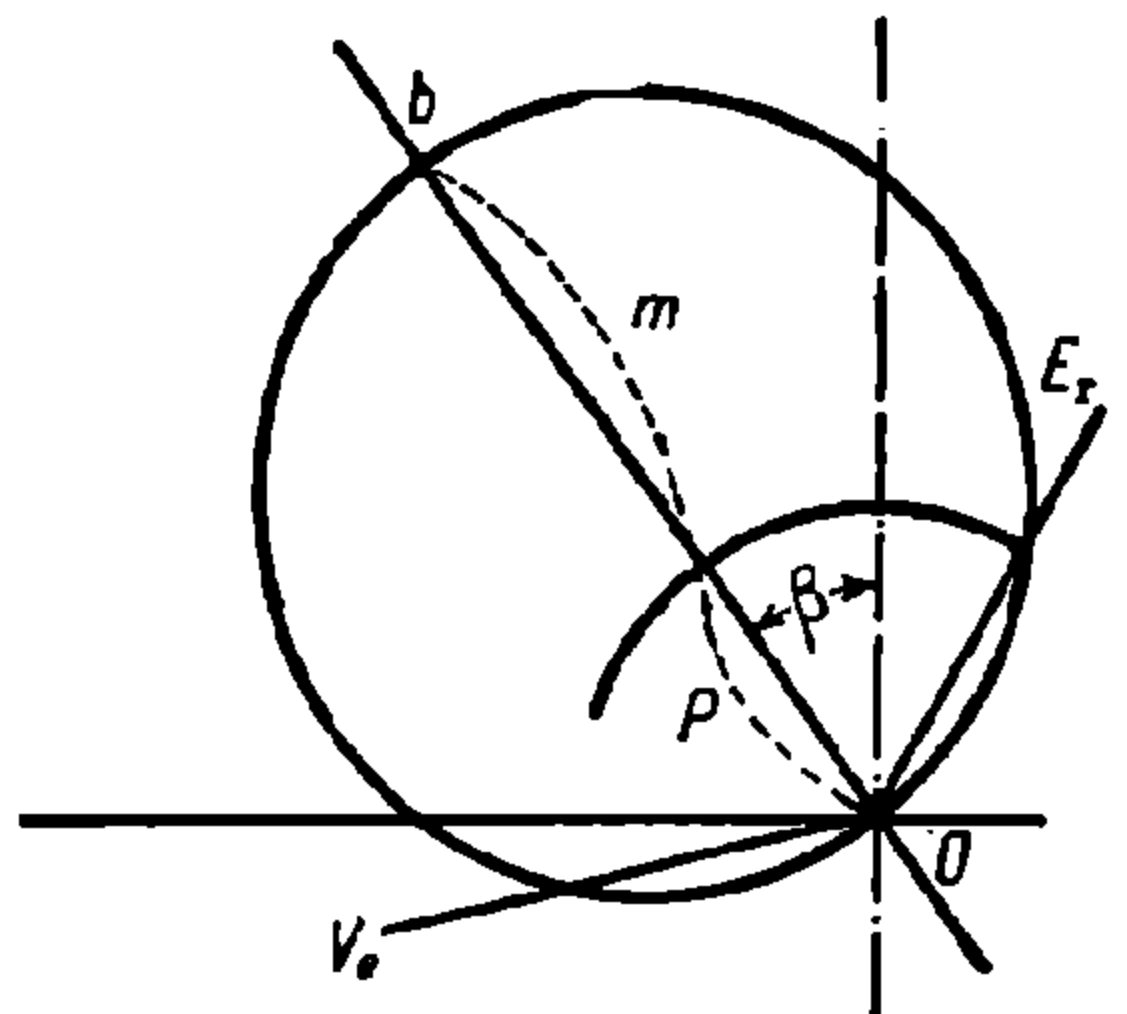
Помощью диаграммы Цейнера можно решать различные вопросы, относящиеся к парораспределению.

Задача 1. По данным: эксцентриситету r степени впуска ϵ и линейному опережению v_e при впуске требуется определить остальные элементы парораспределения: β , p и угол впуска ω .

Опишем из центра O окружность радиусом, равным эксцентриситету r , и по данной



Фиг. 155.



Фиг. 156,

степени впуска определим положение кривошипа OE_x при отсечке (фиг. 155), затем из мертвой точки K опишем окружность радиусом, равным линейному опережению v_e , и проведем касательную из E_x к этой окружности до пересечения с окружностью эксцентриситета в точке V_e .

Прямая OV_e даст положение кривошипа при впуске. Опустив перпендикуляр из центра O на линию V_eE_x , получим перекрышу $p = Oa$, и угол опережений β .

Задача 2. Даны r , β , p , i ; определить степень впуска и другие элементы парораспределения.

Задача 3. Даны r , β , степень впуска и степень выпуска; определить перекрыши и остальные элементы парораспределения.

Задача 4. Даны r , p , v_e ; определить β и элементы парораспределения, касающиеся впуска.

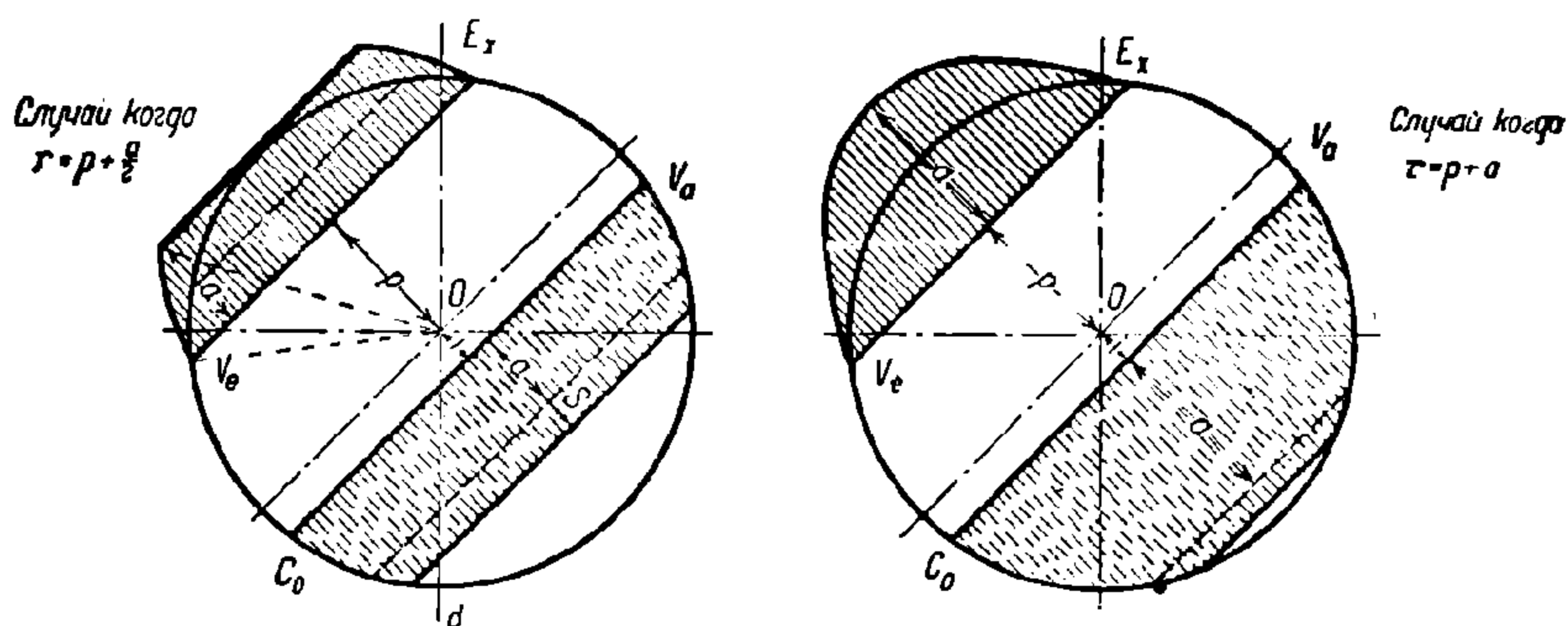
Задача 5. Даны эксцентриситет, степень впуска и опережения для впуска в частях хода поршня; определить p , β и элементы распределения рабочего пара.

Задача 6. Даны наибольшее открытие окна m для впуска, степень впуска и опережения для впуска в частях хода поршня; найти r , p , β .

Последняя задача решается весьма легко на основании свойства 4 диаграммы Цейнера. По данным степеням впуска и предварения впуска определяем прежде всего положения кривошипа OE_x и OV_e при отсечке и предварении впуска пара (фиг. 156); разделив затем угол V_eOE_x пополам, найдем направление диаметральной линии Ob кругов Цейнера, а следовательно, и угол β . Если опишем на этой линии произвольным радиусом круг Цейнера, то пересечением этого круга с любым из направлений кривошипа, OV_e и OE_x , определяется величина перекрыши в том же масштабе, в каком изображается на чертеже наибольшее открытие окна m ; а так как величина m задана, то определяются p и r .

Применение диаграмм Рело-Мюллера и Цейнера к исследованию парораспределения золотником с двойным впуском пара. На фиг. 157 дана золотниковая диаграмма Рело-Мюллера, а на фиг. 158 и 158а — Цейнера для золотника Трика.

А. Первый случай: $r = p + \frac{a}{2}$. От точки V_e величина открытия окна удваивается, пока не наступит полное его открытие, равное a .



Фиг 157..

С этого момента величина открытия остается постоянной. Угол поворота кривошипа, в пределах которого окно открывается от O до a , небольшой, а потому открытие (или закрытие) окна происходит быстро.

Б. Второй случай: $r = p + a$. От точки V_e начинается удвоенное открытие окна, полное его открытие, равное a , наступает при крайнем положении золотника.

При этом предельном положении золотника следует обращать внимание на то, чтобы выпускное окно было открыто по меньшей мере на величину полного открытия впускного окна. На изображенной диаграмме впускное окно открыто на величину, несколько большую, нежели длина впускного окна, т. е. золотник должен иметь некоторый перебег. На фиг. 159 изображена диаграмма Цейнера для случая, когда эксцентриситет имеет величину, лежащую между двумя крайними пределами.

На фиг. 160 представлена золотниковая диаграмма Цейнера для золотника Пенна, когда эксцентриситет равен половине эксцентриситета простого коробчатого золотника.

Из диаграммы видно, что золотник для впуска пара открывает канал очень быстро, и канал остается открытым сравнительно долго.

Соответствие индикаторной и золотниковой диаграмм. Положим, мы имеем золотниковую диаграмму Рело-Мюллера, требуется построить для нее по данным давлениям пара p_1 и p_2 индикаторную диаграмму (фиг. 161). Основание диаграмм получим, опуская из K и K' перпендикуляры на линию xx , параллельную линии KK' движения поршня; полученные точки A , A' и будут соответствовать крайним положениям поршня.

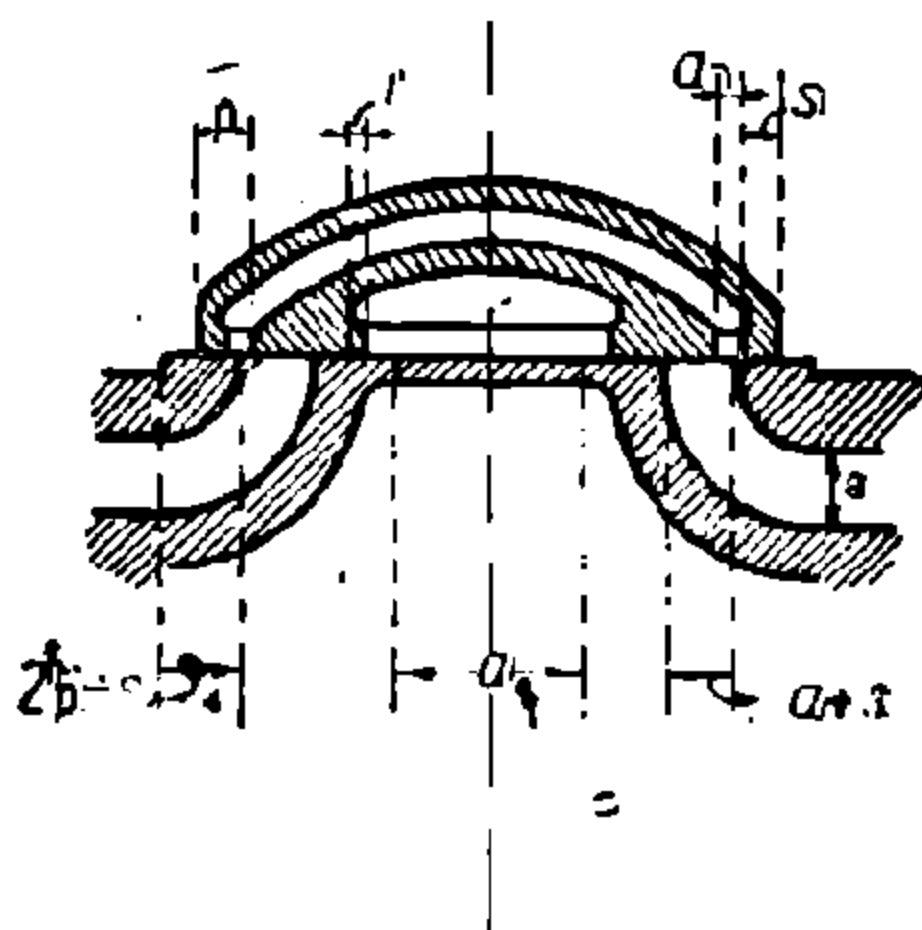
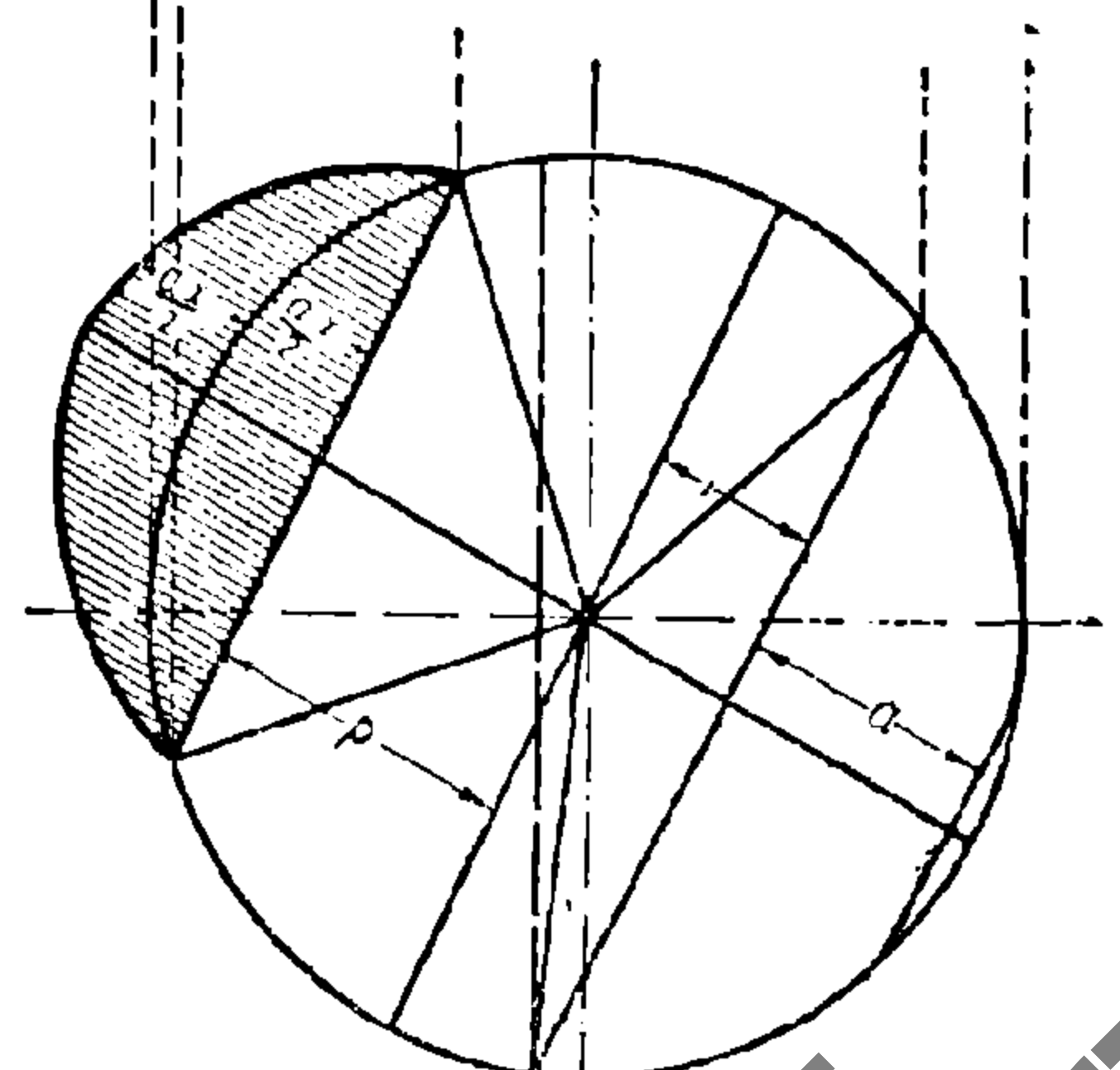
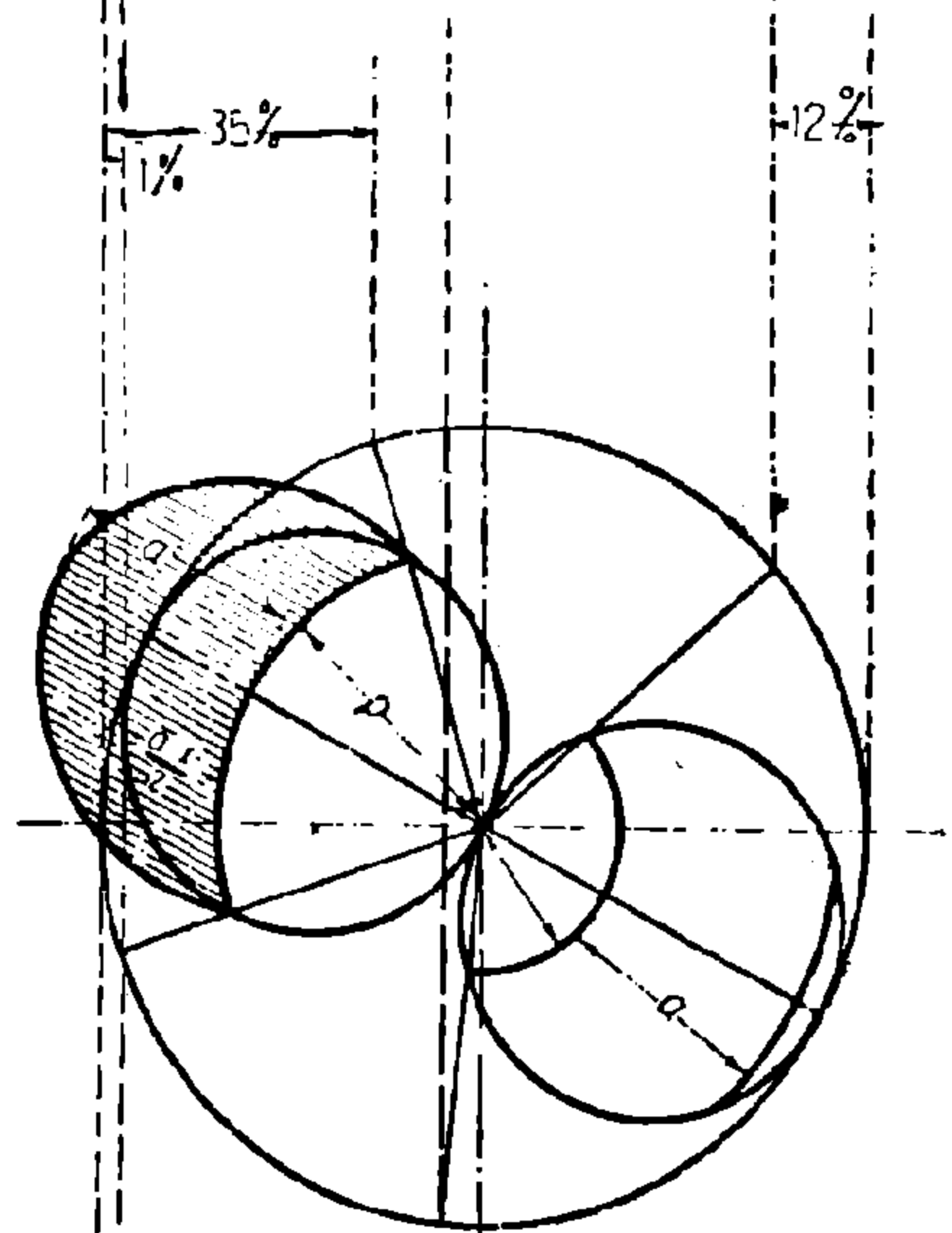
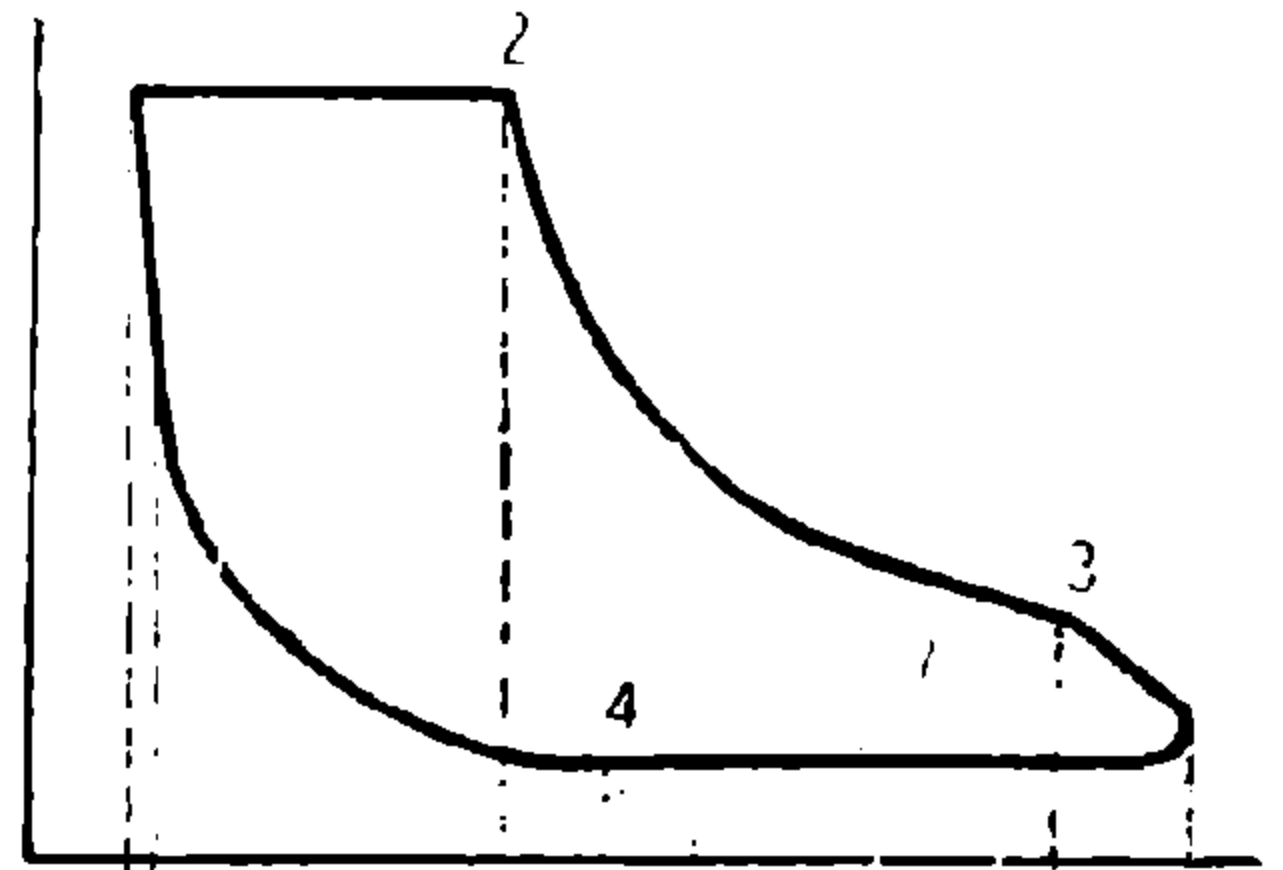
От точки A откладываем по нормали к XX данное давление p_1 рабочего пара. Впуск пара будет происходить до момента отсечки E_x , когда поршень придет в точку A_1 . Во весь период AA_1 будет происходить впуск пара, и давление сохранится постоянным (приблизительно). Далее, в период E_xV_a левое окно будет закрыто, и произойдет расширение пара по гиперболе. Затем в точке V_a — начале предварения выпуска — произойдет выпуск, когда поршень еще немного не дойдет до крайнего положения, находясь в точке A_2 . Давление пара упадет до давления p_2 , которое и сохранится на период выпуска до периода сжатия пара; начало и конец выпуска получатся по точкам V_a и C_0 золотниковой диаграммы.

Таким образом по элементам золотника можно построить золотниковую диаграмму, и по ней, построив индикаторную, поверить действие золотника.

Иногда приходится решать и обратную задачу, т. е. по данной индикаторной диаграмме, которую хотят получить от машины, построить золотниковую диаграмму и по ней определить элементы золотника.

Положим, дана индикаторная диаграмма (фиг. 162), причем отсечка происходит на 0,45 хода поршня. Для построения золотниковой диаграммы достаточно знать только три главных момента парораспределения, четвертый же определится автоматически, и задаваться им нельзя.

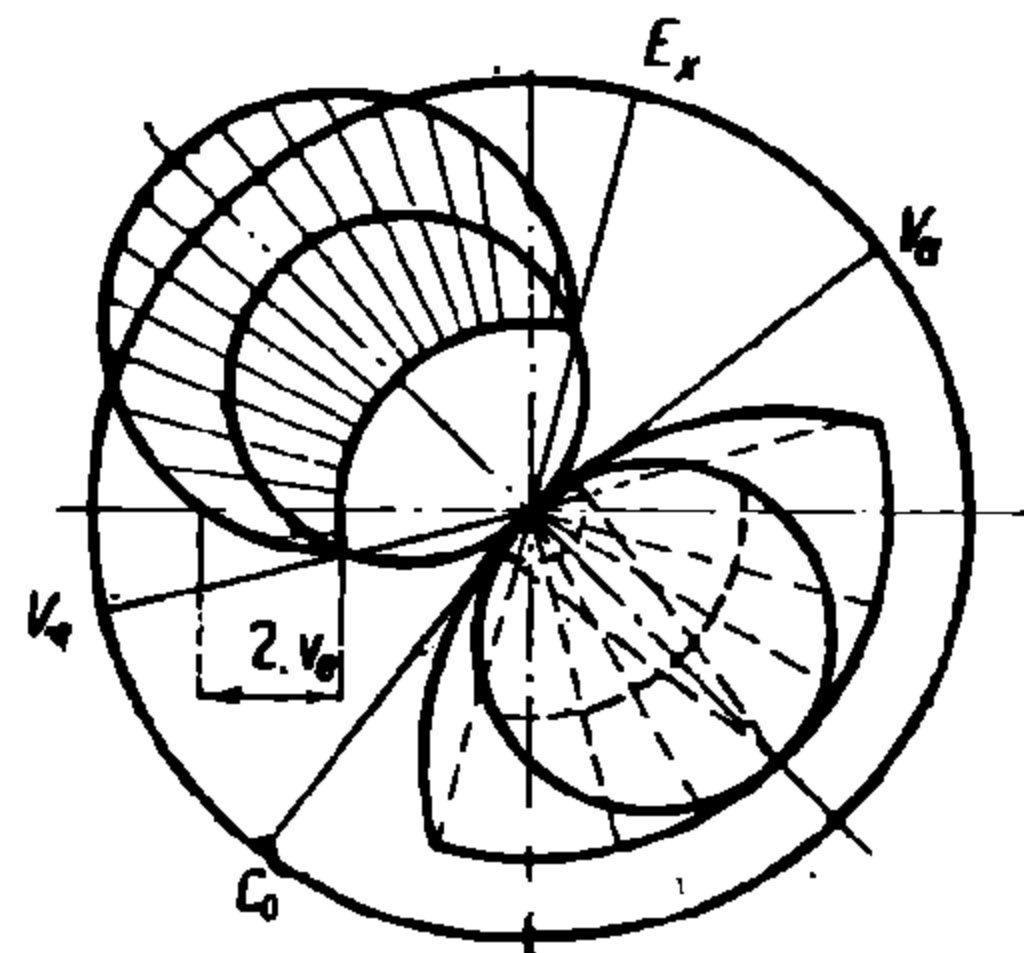
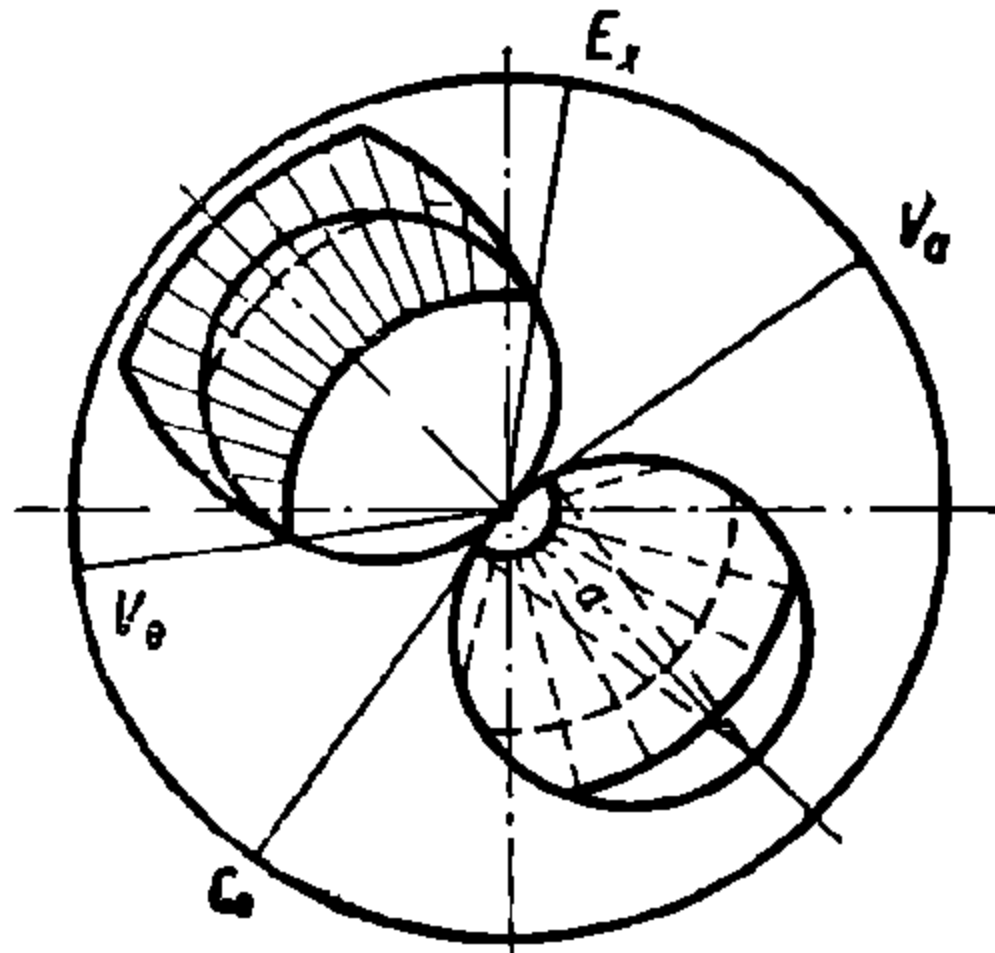
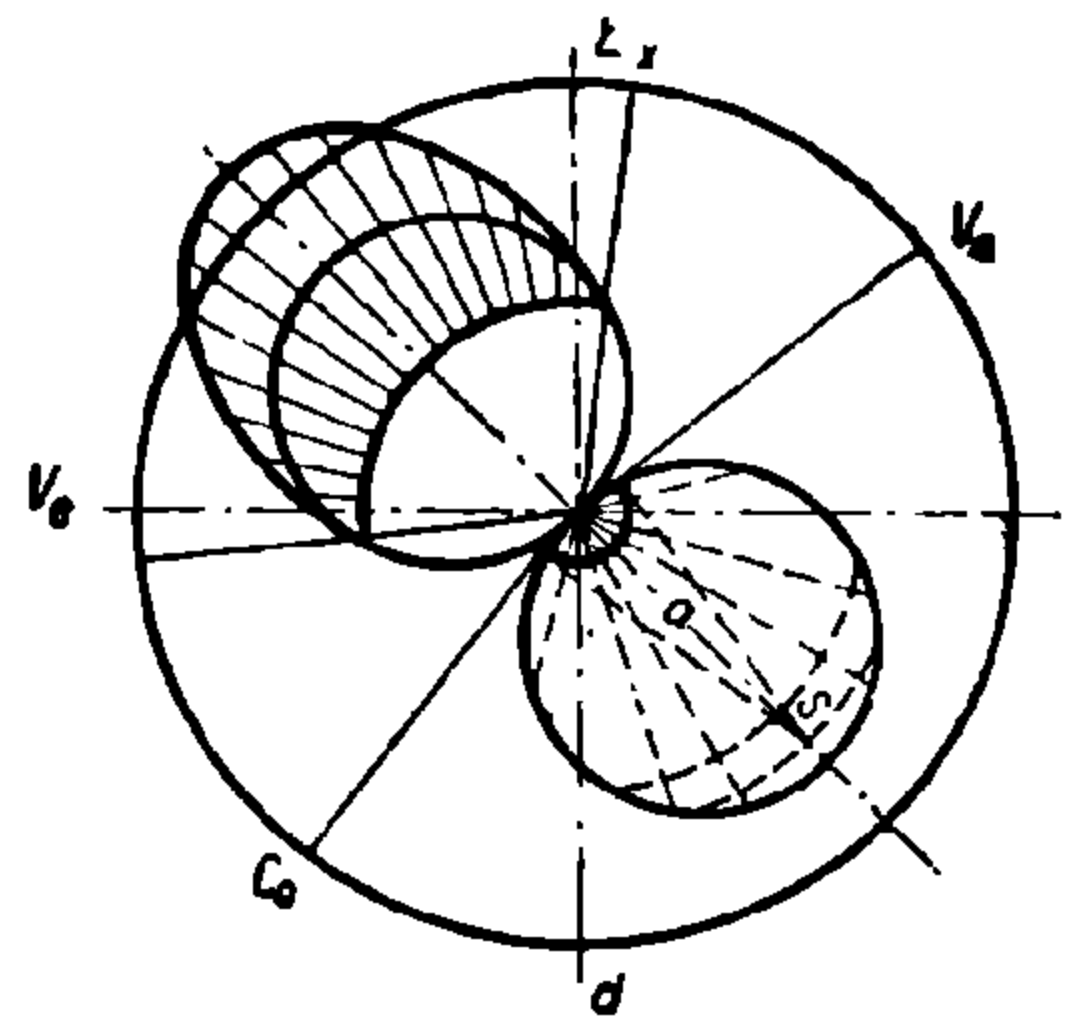
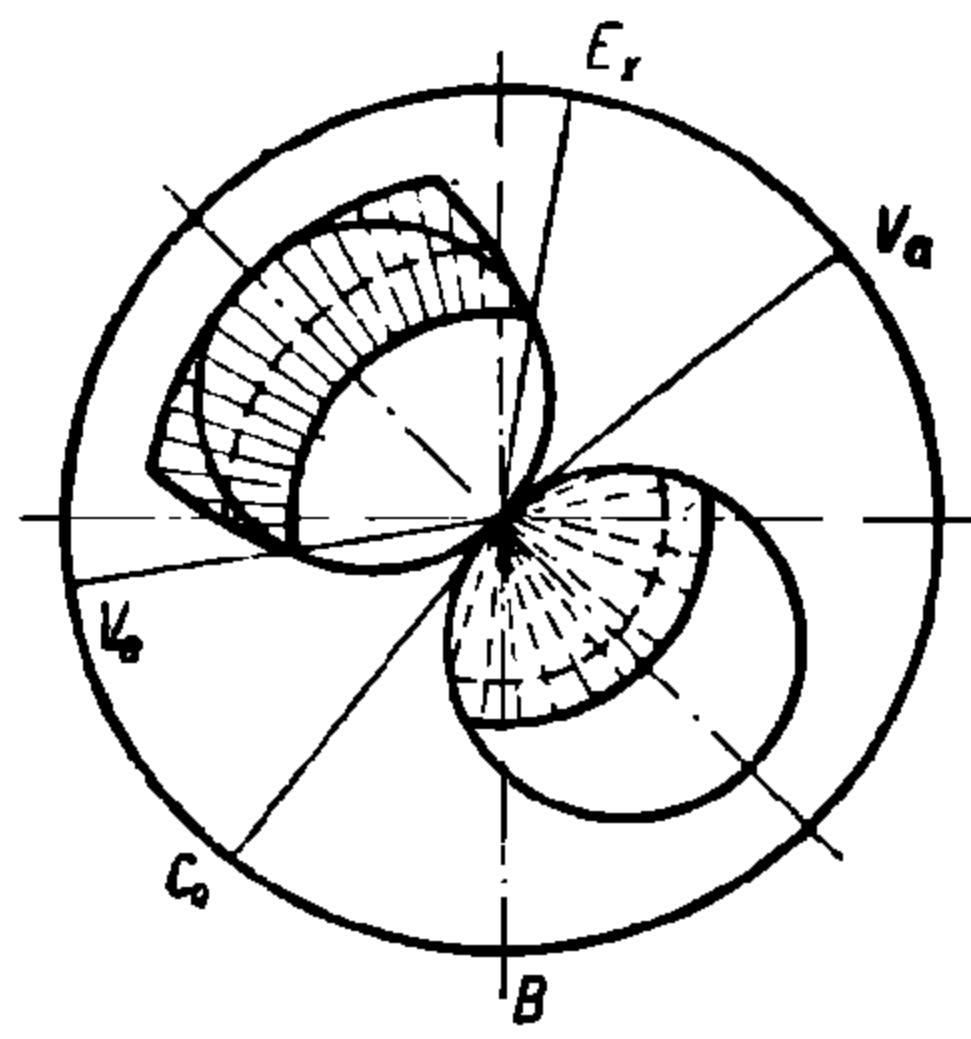
Внизу под основанием диаграммы вычертим круг с диаметром, равным длине индикаторной диаграммы. Од-



Фиг. 158.

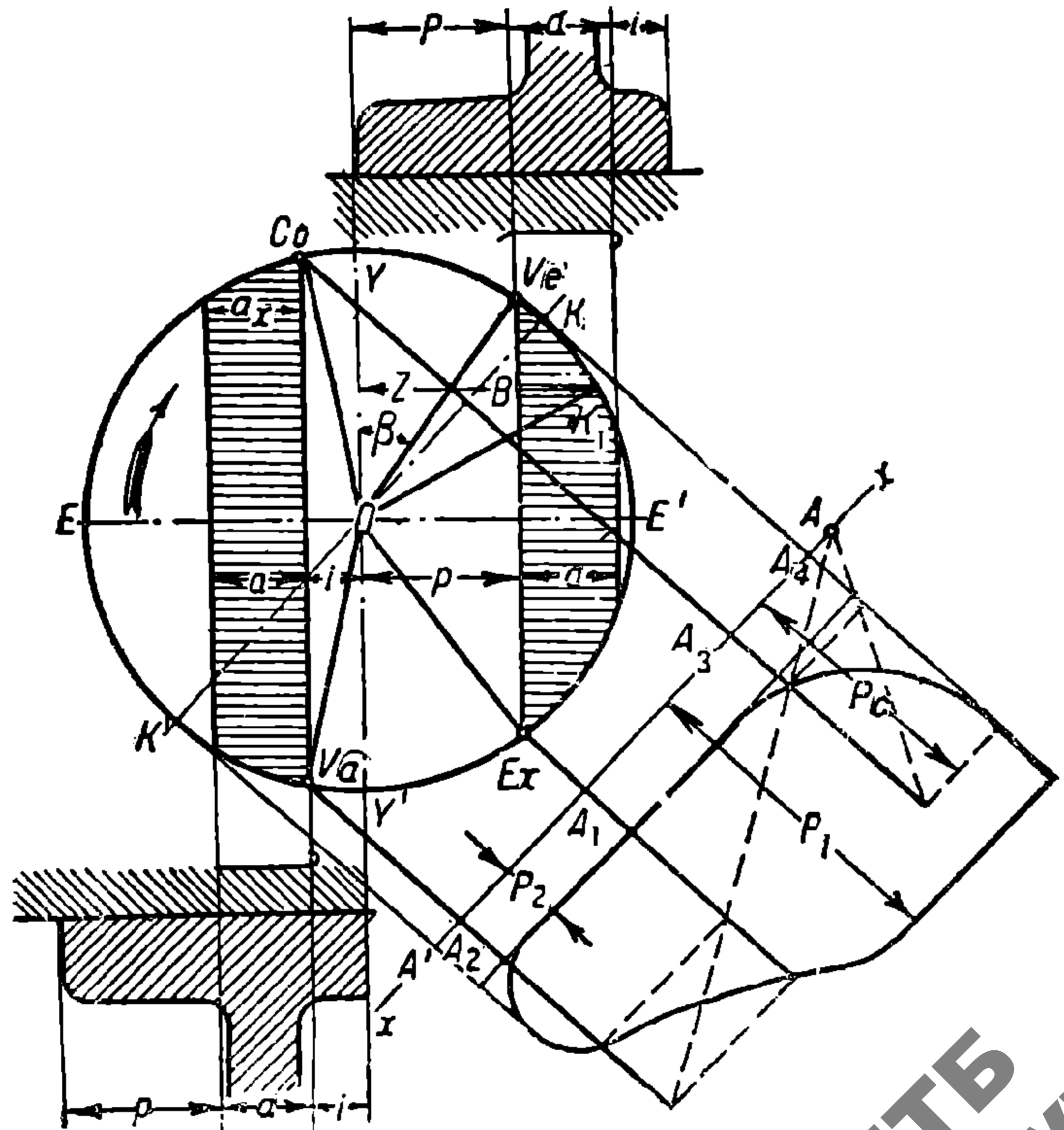
Фиг. 158а.

новременно этот круг представит путь пальца кривошипа и центра эксцентрика, причем масштаб его пока будет неизвестен, но равен $\frac{1}{2}$ ос-



Фиг. 150.

Фиг. 160.



Фиг. 161.

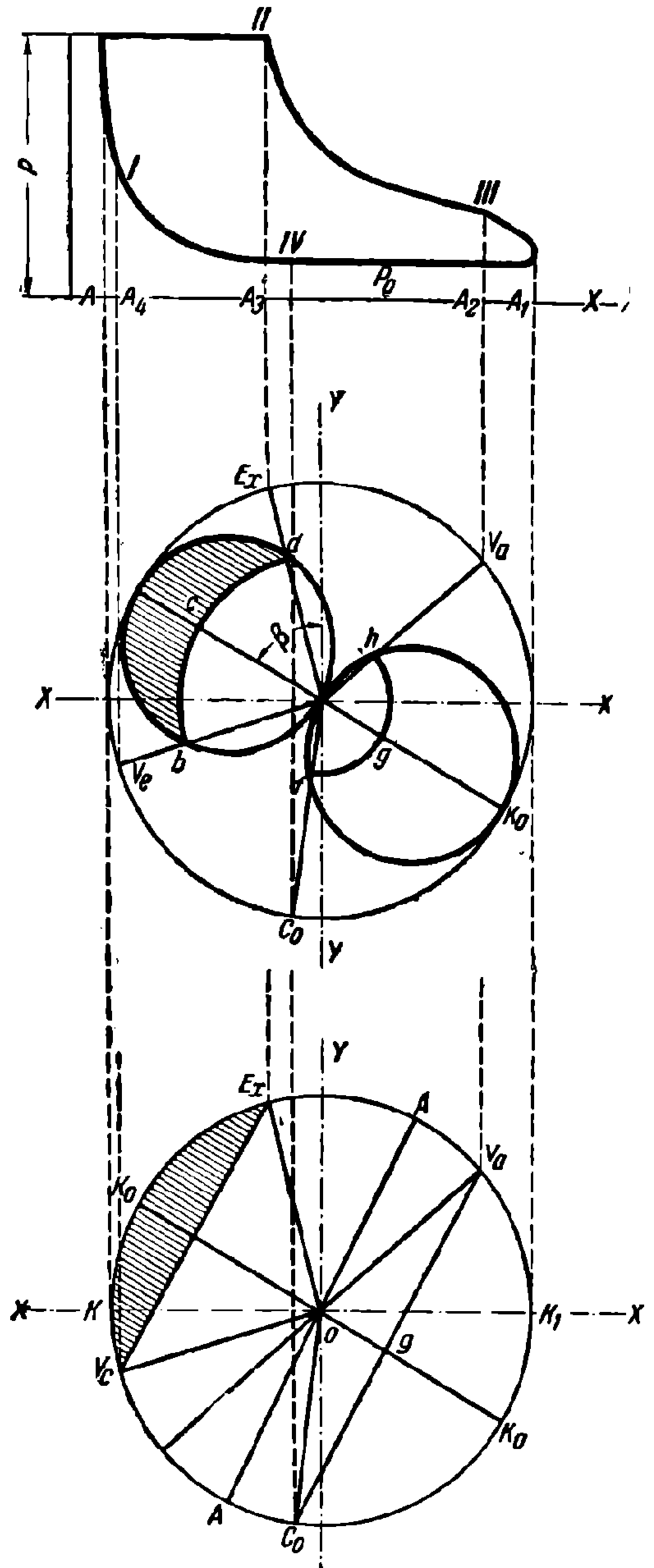
нования индикаторной диаграммы. Основание диаграммы взято горизонтальным. Линия KK_1 будет также горизонтальна, и потому мы получим золотниковую диаграмму Рело-Мюллера.

Так как точка предварения впуска пара I соответствует положению поршня A_4 и находится на окружности, то легко определим в этот момент положение V_0 , проектируя точку I . Так же получим и момент отсечки пара E_x , соответствующий моменту начала расширения II диаграммы.

Точки V_0 , E_x определяют собой направление линии паровпускной перекрыши; затем, определив точку V_0 — момент предварения выпуска по моменту окончания периода расширения в точке III , получим направление линии паровыпускной перекрыши V_0C_0 , проведя ее параллельно линии V_0E_x . Таким образом на индикаторной диаграмме определится положение точки IV , соответствующей моменту начала сжатия пара в точке C_0 . Средняя золотниковая линия пойдет параллельно линиям V_0E_x и V_0C_0 . Линия движения поршня и эта последняя дадут в пересечении угол опережения β .

Построение диаграмм парораспределения, принимая во внимание косвенное действие шатуна и эксцентриковой тяги. При одинаковых обеих как впускных, так и выпускных перекрышах диаграмма Цейнера дает совершенно одинаковое парораспределение в обеих полостях цилиндра, между тем как в действительности это парораспределение оказывается далеко неодинаковым благодаря косвенному действию шатуна и эксцентриковой тяги.

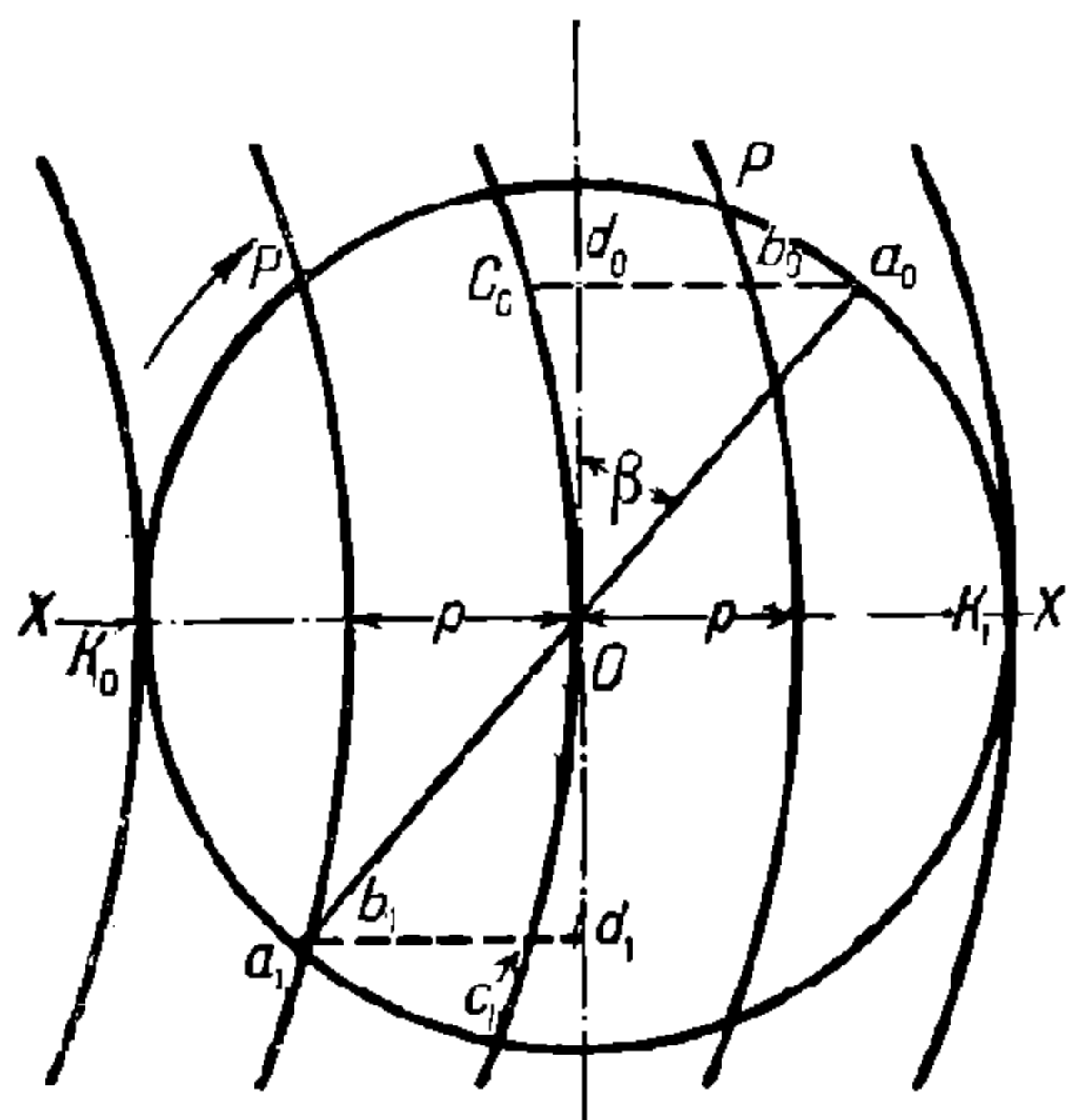
Пренебрегая пока погрешностями в парораспределении, происходящими от косвенного действия эксцентриковой тяги, которые обыкновенно невелики благодаря большой длине ее сравнительно с эксцентриситетом, укажем лишь на влияние косвенного действия шатуна. Благодаря косвенному действию шатуна при прямом ходе поршня все моменты парораспределения должны запаздывать, а при обратном — наступать раньше; это легко по-



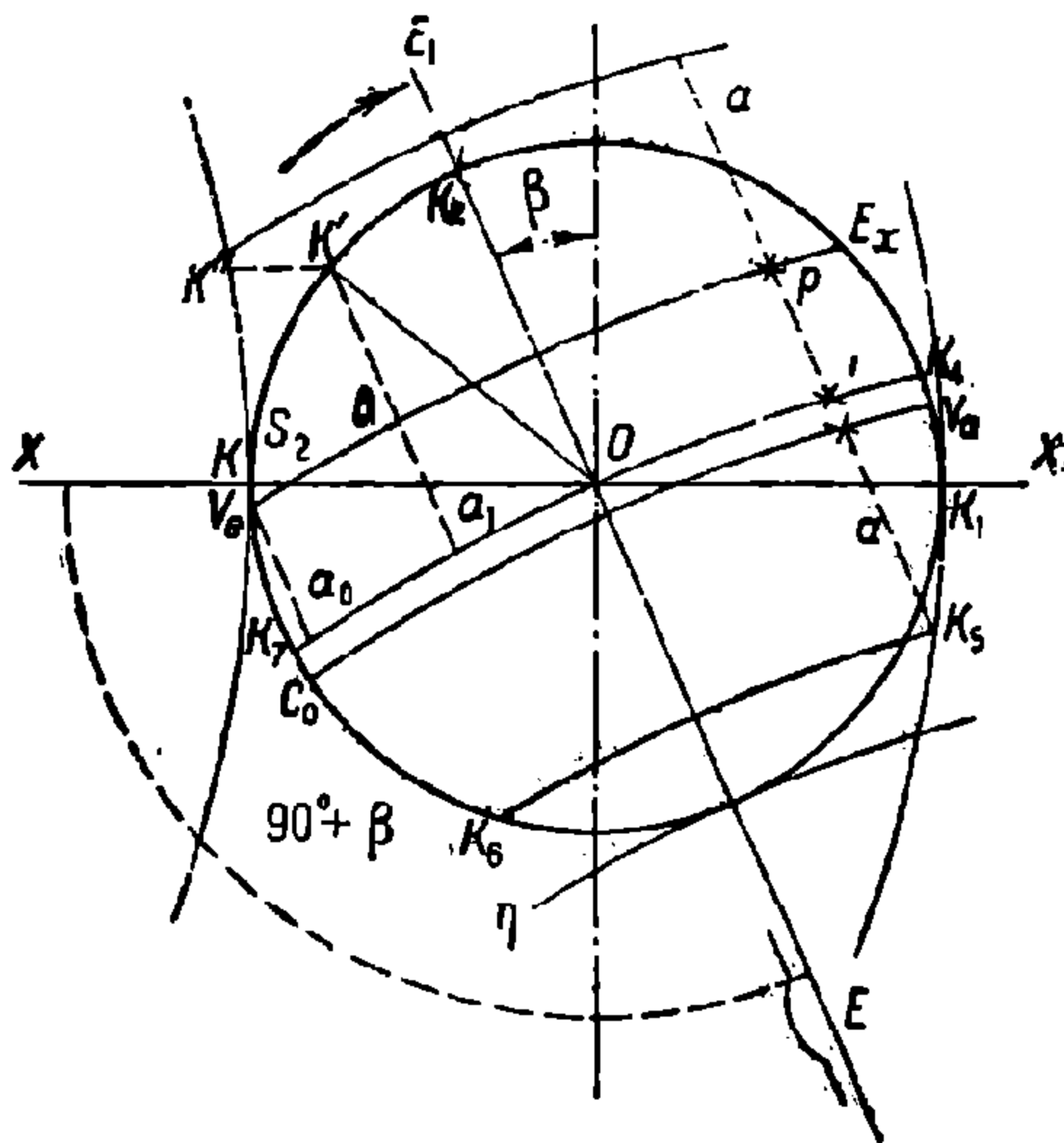
Фиг. 182.

нять, если припомнить влияние шатуна на пути, проходимые поршнем при прямом и обратном его ходах. Отсечка и предварение выпуска в задней полости цилиндра наступают позже, чем в передней, т. е. на большей части хода поршня; наоборот, сжатие и предварение впуска в задней полости наступают раньше, чем в передней (фиг. 144).

Из погрешностей, вводимых в парораспределение косвенным действием эксцентриковой тяги, обыкновенно принимают в расчет лишь разницу в линейных опережениях. Пусть окружность K_0K_1 (фиг. 163) представляет собой в различных масштабах путь, описываемый пальцем кривошипа и центром эксцентрика.



Фиг. 163.



Фиг. 164.

Через точки K_0 , O , K_1 проведем дуги, описанные из центров, находящихся на оси движения поршня XX' радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, равно как тем же радиусом опишем дуги, отстоящие от дуги O на величину паровпускных перекрыш p и p_1 .

Мертвой точке K_0 кривошипа соответствует положение оси эксцентриситета Oa_0 , при котором золотник будет на расстоянии a_0c_0 от среднего своего положения, открывая заднее окно для впуска на величину $a_0b_0 = a_0c_0 - b_0c_0$.

Открытие окна при другой мертвой точке кривошипа K_1 и соответствующем положении оси эксцентриситета Oa_1 будет $a_1b_1 = a_1c_1 - b_1c_1$.

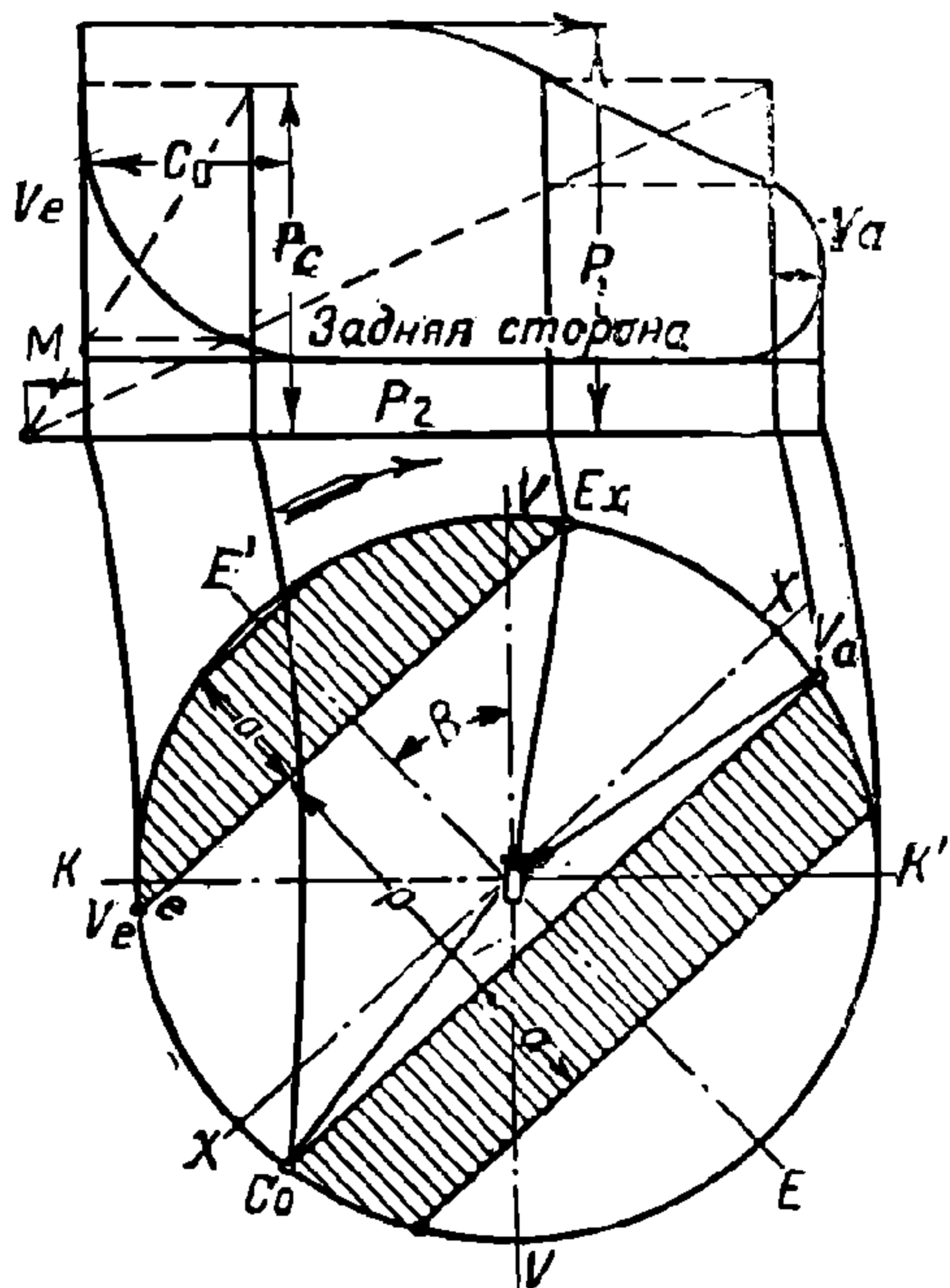
Как видим по чертежу, линейное опережение a_0b_0 для задней полости цилиндра будет больше линейного опережения a_1b_1 для передней; разница между линейными опережениями будет равна $2c_0d_0$ или $2c_1d_1$. Линейные опережения можно сделать одинаковыми для той и другой полостей цилиндра, удлинив шток золотника на величину $c_0d_0 = c_1d_1$, благодаря чему золотник придвинется к заднему концу цилиндра на такую же величину, и линейные опережения сравняются.

Далее, опишем из центра O (фиг. 164) окружность, которую примем за путь пальца кривошипа и центра эксцентрика в разных масштабах, и пусть KK_1 представляет направление движения поршня.

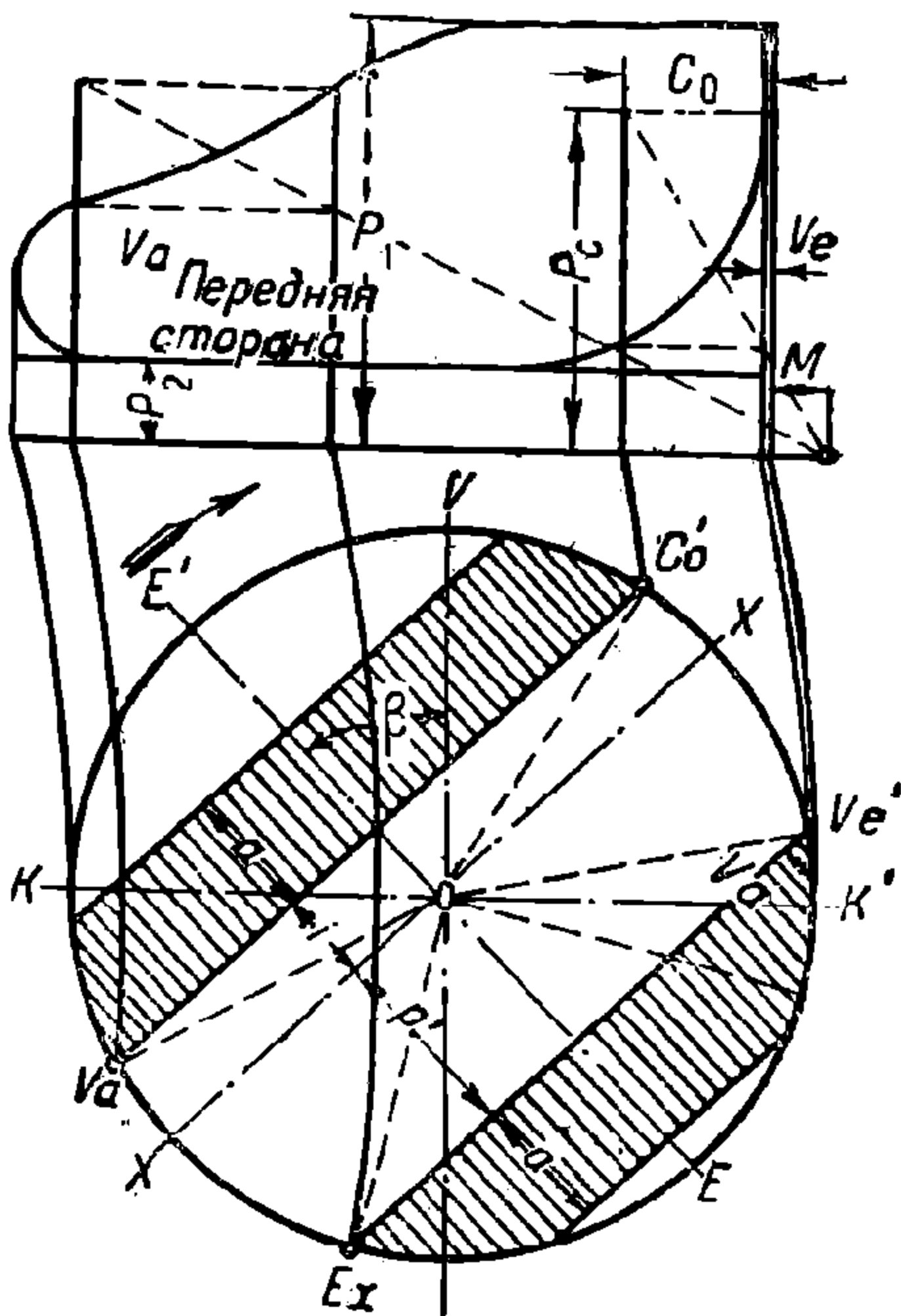
Для определения истинных положений поршня опишем радиусом равным длине шатуна дуги, проходящие через мертвые точки K и K_1 , из центров, находящихся на линии KK_1 ; тогда при каком-нибудь положении кривошипа OK' путь поршня от задней мертвой точки выразится прямой $K'K''$.

Чтобы для каждого положения кривошипа не вычерчивать соответствующего положения эксцентриситета, повернем ось движения золотника

в сторону, обратную движению кривошипа, на угол $90^\circ + \beta$ до совпадения с прямой EE_1 ; тогда ось кривошипа в любом своем положении будет



Фиг. 165.



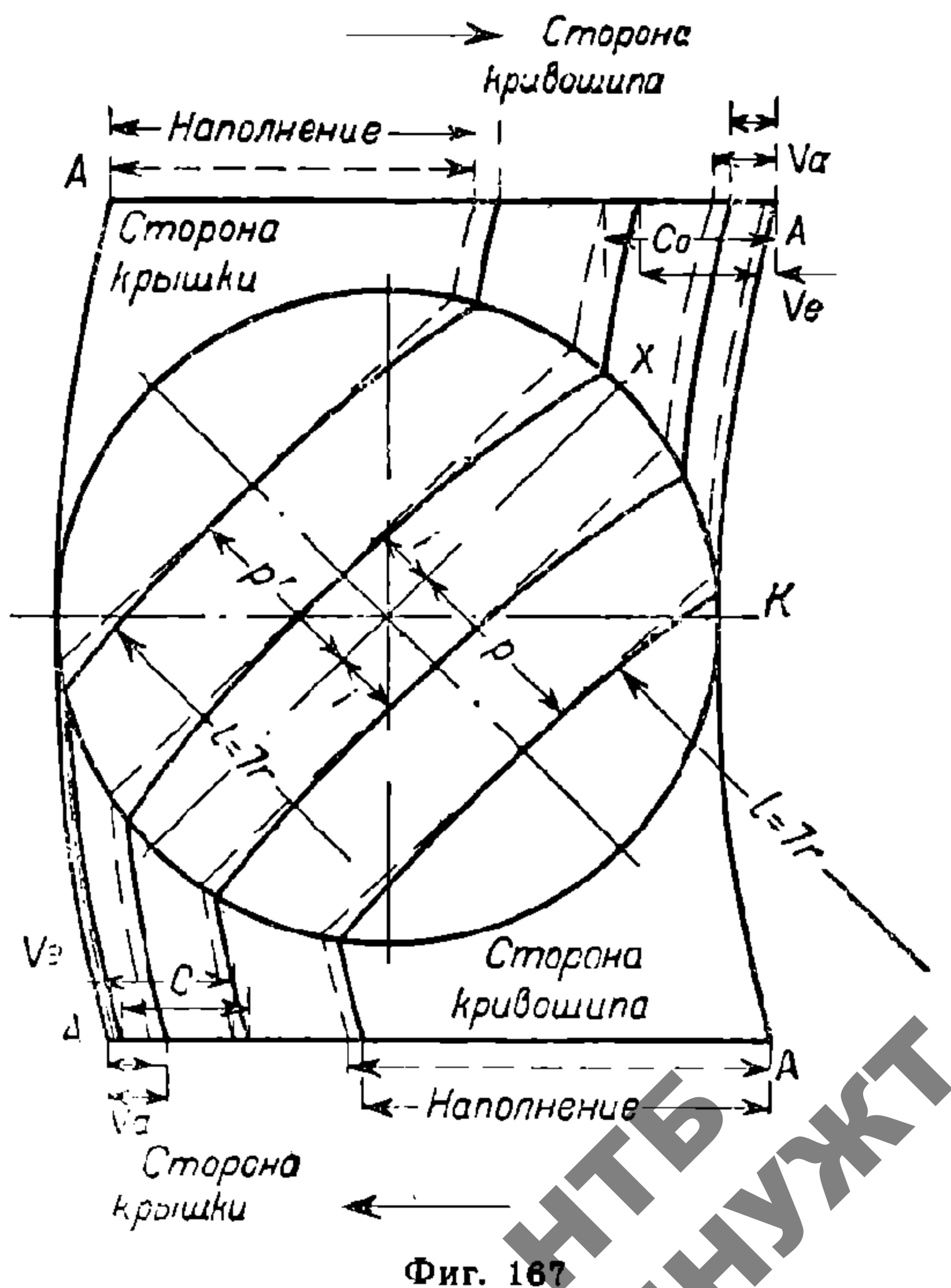
Фиг. 166.

совпадать с осью эксцентриситета, но пути золотника надо откладывать по направлению линии EE_1 .

Для определения истинных положений опишем радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, дуги, проходящие через центр окружности O и через точки пересечений ее с осью движений золотника EE_1 , причем центры этих дуг должны быть взяты на оси EE_1 .

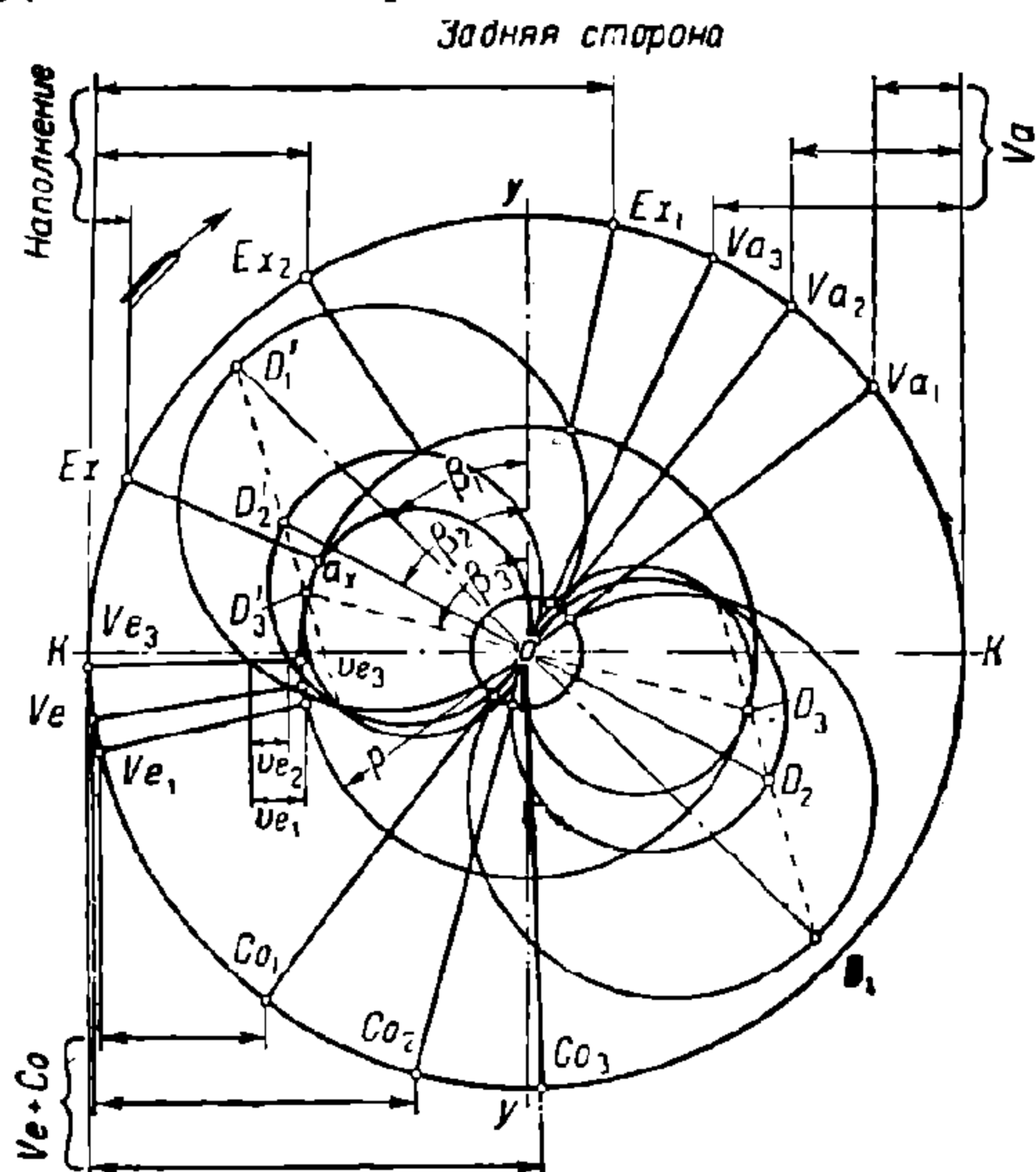
При каком-нибудь положении кривошипа OK' расстояние золотника от среднего положения изобразится длиной прямой $K'a_1$, параллельной EE_1 .

Для изучения парораспределения в задней полости цилиндра отложим по оси EE_1 , начиная от центра O , в сторону, дальнейшую от цилиндра, заднюю впускную перекрышу p и вслед за ней — величину окна a , в сторону, ближайшую к цилиндру, — заднюю выпускную перекрышу i и ве-

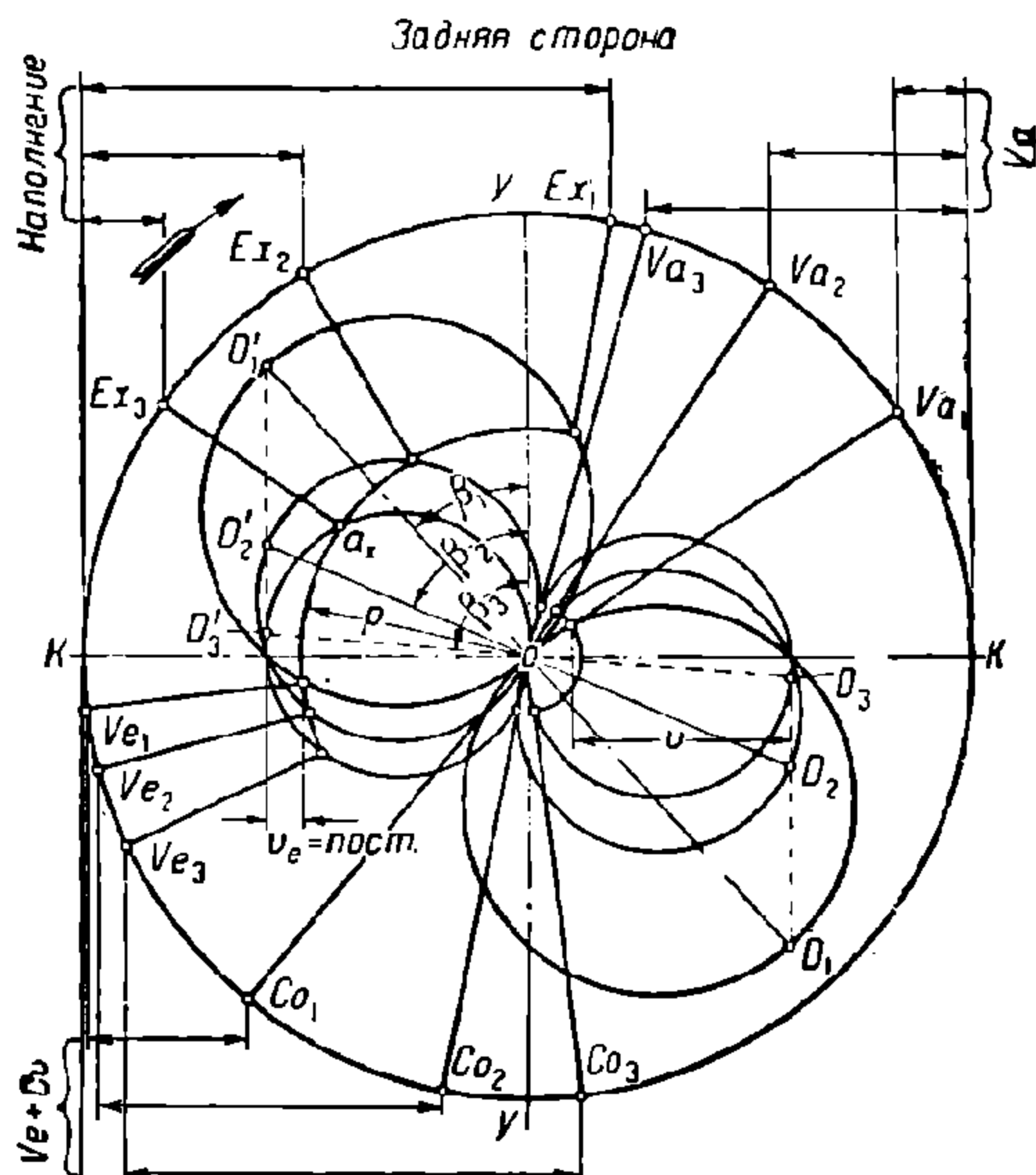


Фиг. 167.

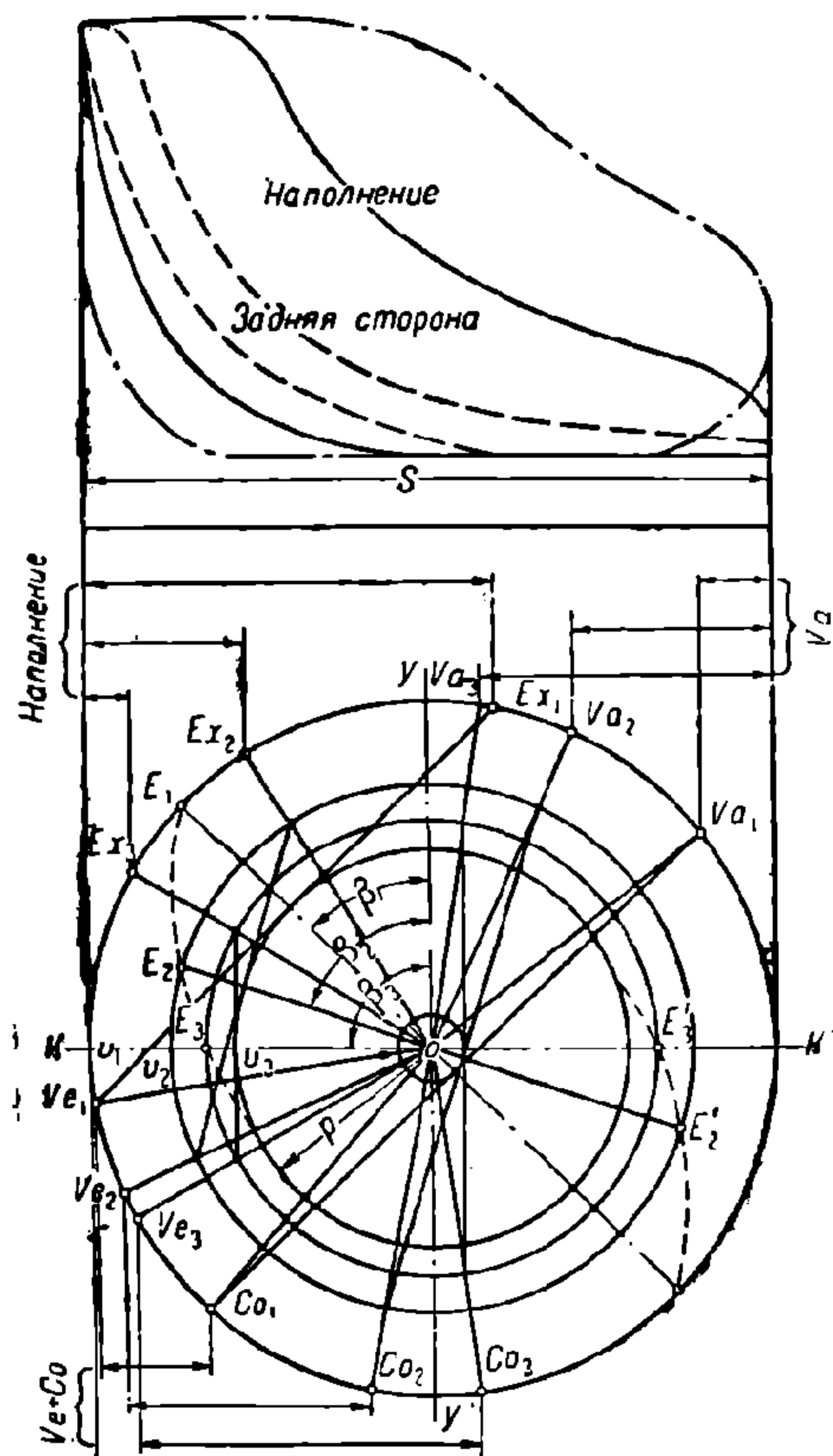
личину окна a , через полученные точки проведем дуги радиусом, равным длине эксцентриковой тяги.



Фиг. 168.



Фиг. 169.



Фиг. 170.

Исследуем парораспределение по этой диаграмме:

1. Впуск пара в заднюю полость начинается при положении кривошипа в точке V_e пересечения окружности с дугой впускной перекрыши p .

2. Линейное опережение при мертвой точке K будет v_e .

3. При произвольном положении кривошипа OK' открытие окна для впуска будет $K'b = K'a_1 - p$.

4. При положении K_2 будет наибольшее открытие окна для впуска.

5. При положении E_x произойдет отсечка пара.

6. Положению кривошипа K_4 соответствует среднее положение золотника.

7. При положении V_e в точке пересечения окружности кривошипа с дугой выпускной перекрыши начнется выпуск пара.

8. Между положениями K_5 и K_6 окно во всю длину будет открыто для выпуска из задней полости.

9. При положении C_0 наступит сжатие пара.

10. При положении K_7 золотник снова будет в среднем своем положении.

Если на том же чертеже отложить от дуги K_7K_4 величины передних

перекрыш, впускной и выпускной, но в обратном порядке, чем прежде и в таких расстояниях описать дуги длиной эксцентриковой тяги, то получим диаграмму парораспределения для передней полости.

На фиг. 165 и 166 учтено влияние конечной длины шатуна, а на фиг. 167, кроме того, косвенное влияние эксцентриковой тяги.

Изменение парораспределения, сопряженное с поворачиванием основного эксцентрика.

На фиг. 168 и 169 начерчены три золотниковых круга Цейнера для прямолинейной центрово́й линии $D_1D_2D_3$ и соответственно $D'_1D'_2D'_3$, а именно: для крайнего заднего положения эксцентрика радиусом, равным эксцентриситету $OD_1 = OD'_1 = r$ с углом опережения β_1 , для среднего положения радиусом $OD_2 = OD'_2 = r_2$ с углом опережения β_2 и для крайнего переднего положения радиусом $OD_3 = OD'_3 = r_3$ с углом опережения β_3 .

На фиг. 169 центровая линия расположена перпендикулярно к мертвому положению кривошипа, а на фиг. 168 она наклонена к последнему.

Четыре характеристических положения кривошипа OV_{a1} ; OE_{x1} ; OV_{a2} ; OC_{o1} , проходящие через точки пересечения кругов p и i с отдельными золотниковыми кругами, нанесены здесь только для задней стороны (стороны крышки).

На фиг. 170 показана диаграмма Рело-Мюллера для центрово́й кривой $E_1E_2E_3$ в виде дуги круга. Здесь также нанесены все периоды с задней стороны для трех различных положений эксцентриситета, причем опять показатель 1 служит для крайнего заднего, 2—для среднего и 3—для крайнего переднего положения эксцентриситета. В отличие от предыдущей диаграммы здесь при среднем и крайнем переднем положениях эксцентриситета главные положения кривошипа OV_{a2} ; OE_{x2} ; OV_{a3} ; OC_{o2} продолжены до наружного круга для получения длины пути в течение отдельных периодов парораспределения при всех положениях эксцентриситета для одинакового основания диаграммы.

Из рассмотренных для этих диаграмм парораспределений вытекает:

1. С уменьшением эксцентриситета и возрастанием угла опережения во всех случаях наполнение уменьшается, а опережение выпуска и сжатие, наоборот, увеличиваются. Последнее обстоятельство весьма благоприятно для регулирования машины; здесь при убывающей нагрузке площадь индикаторной диаграммы (фиг. 170) уменьшается не только вверху путем изменения наполнения и увеличения опережения выпуска, но и внизу путем увеличения сжатия.

2. Кроме того, переменное сжатие при небольших наполнениях усиливает мягкость хода машины, между тем как при больших наполнениях оно предупреждает слишком сильное возрастание сжатия и образование петли на диаграмме в начале впуска пара.

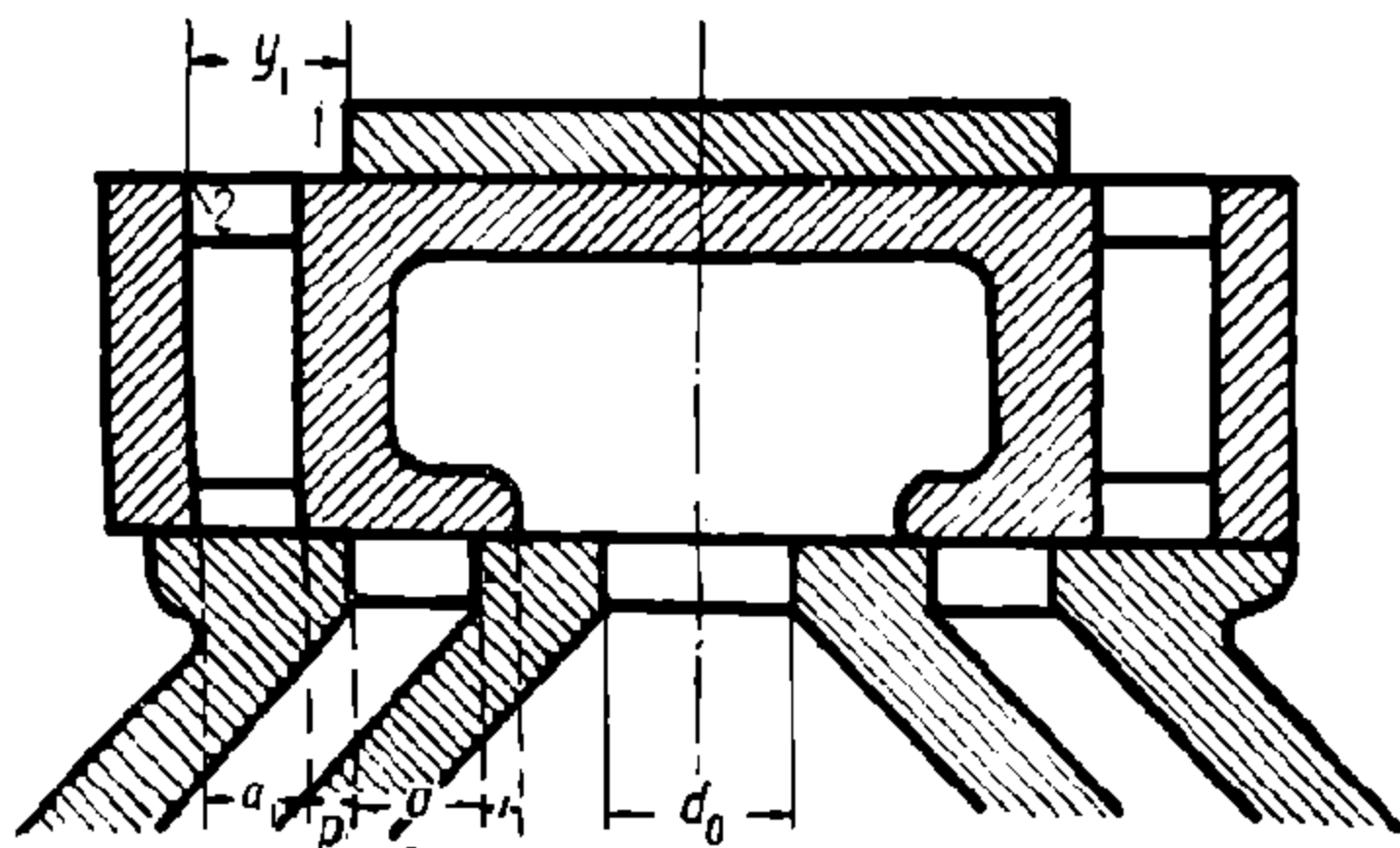
21. ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДВОЙНЫМИ ЗОЛОТНИКАМИ

Схема двойного золотника изображена на фиг. 171—176.

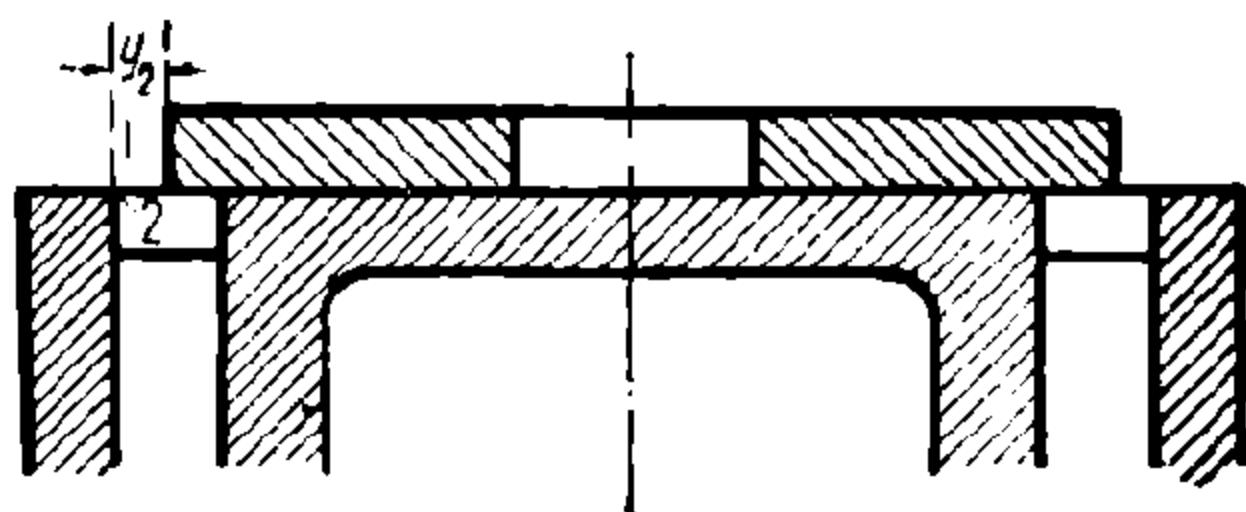
На золотниковом зеркале, которое имеет такой же вид, как и для простого золотника, передвигается основной золотник.

Он приводится в движение от эксцентрика с эксцентриситетом r_1 и углом опережения β_1 . Золотник этот осуществляет парораспределение так же, как и обычный, с той разницей, что пар при впуске в цилиндр проходит через пролет в золотнике по длине, отвечающей длине окна в зеркале.

Длину окна мы обозначаем поперечному через a ; расстояние от внутренней кромки пролета в золотнике до наружной



Фиг. 171.



Фиг. 172.

кромки окна — паровпускной перекрышей p , паровыпускная перекрыша i будет иметь то же значение, что и в простом золотнике.

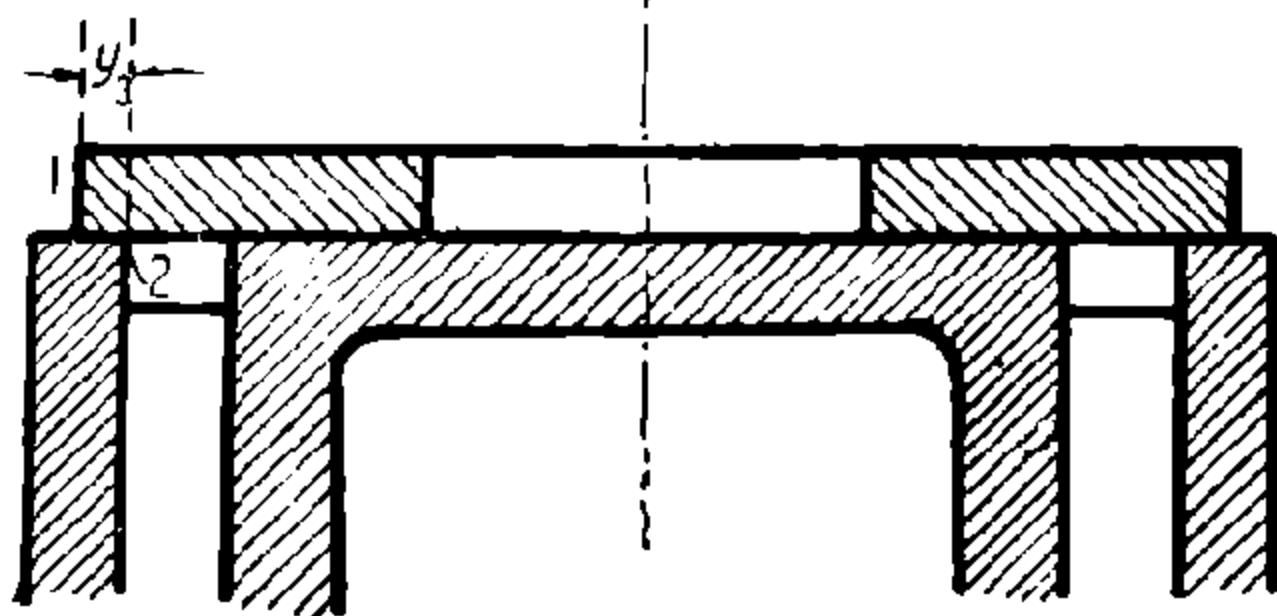
При пользовании только основным золотником распределение будет происходить таким же образом, как и при помощи простого золотника; когда основной золотник сдвинется вправо на величину p , начнется впуск пара в окно; когда золотник, двигаясь влево, не дойдет до своего среднего положения на величину p , произойдет отсечка.

То же и в отношении выпуска: когда золотник пройдет, двигаясь влево, путь i , начнется выпуск; когда же золотник, двигаясь обратно, закроет окно, т. е. не дойдет на величину i до среднего положения, начинается сжатие пара.

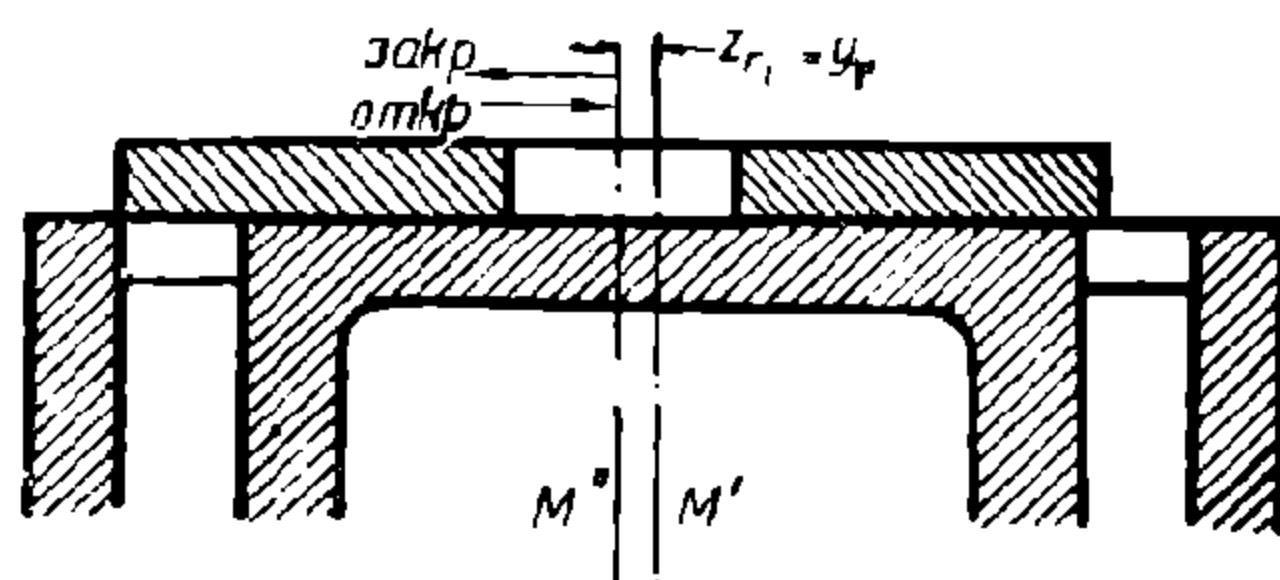
Наличие пластинки, показанной на фиг. 171 над основным золотником, не оказывает влияния на моменты предварения впуска, выпуска и начала сжатия.

Устройство двойного золотника влияет на момент отсечки, которая регулируется движущимся по основному расширительным золотником (пластинкой).

Последний приводится в движение от самостоятельного эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения β_2 .



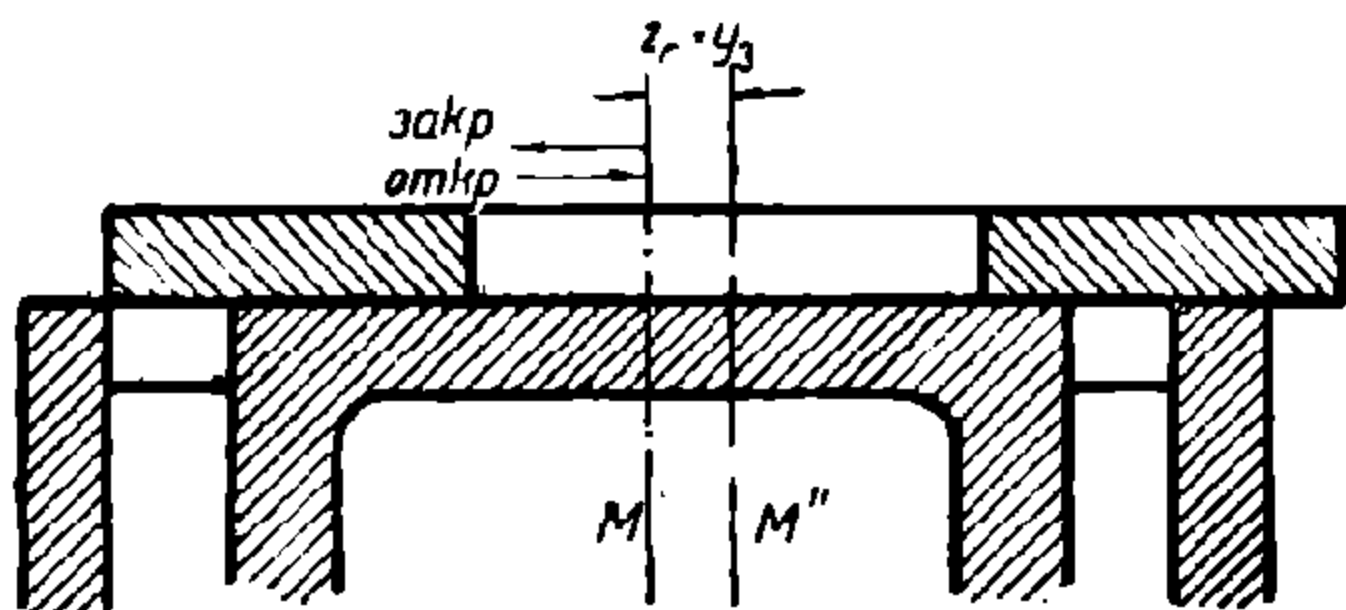
Фиг. 173.



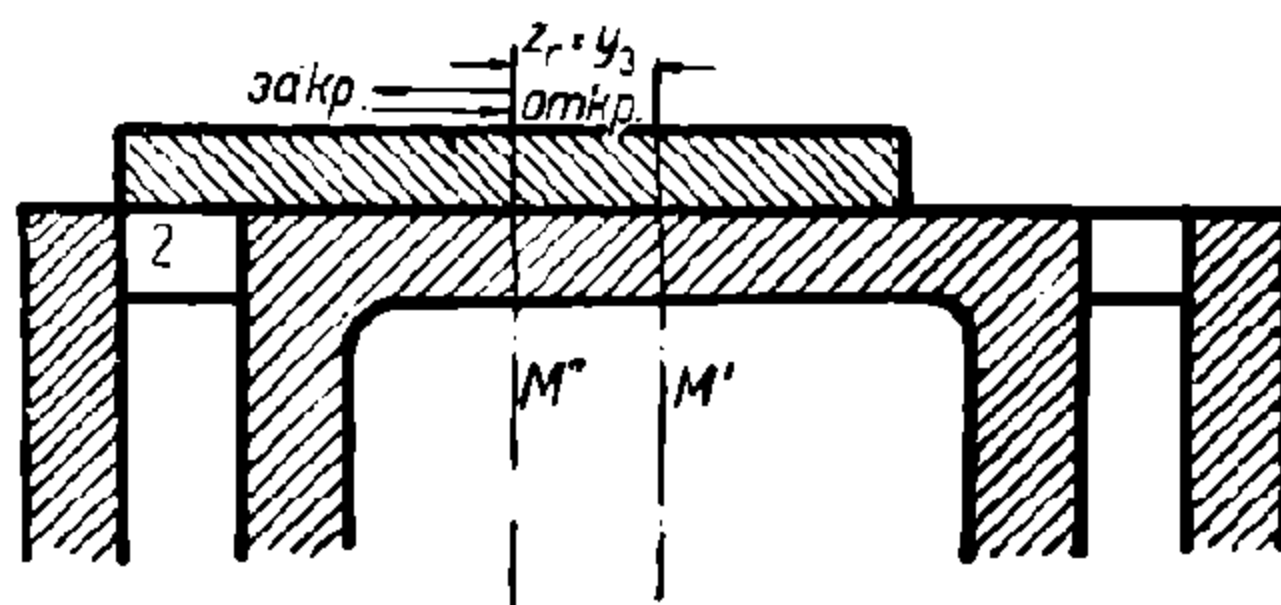
Фиг. 174.

Эксцентриситеты r_1 и r_2 мало отличаются по своей величине друг от друга, угол же опережения β_2 обычно больше β_1 .

Наличие пластинки влияет на парораспределение следующим образом: когда основной золотник движется вправо и держит впускное окно открытым, пластинка, двигаясь влево, может в некоторый момент, когда окно в зеркале будет еще сообщено с пролетом в основном золотнике (и, следовательно, будет происходить впуск пара), перекрыть пролет, заняв на основном золотнике положение, начерченное на фиг. 174.



Фиг. 175.



Фиг. 176.

Впуск пара в цилиндр прекратится, таким образом, раньше, чем это было бы при отсутствии пластинки. Повято, чем длиннее пластинка, тем раньше произойдет отсечка и тем меньше будет степень наполнения. Часто пластинку делают из двух частей, имеющих возможность сдвигаться и раздвигаться (двойной золотник Мейера).

При сближении пластинок расстояние от края пластинки до наружной кромки пролета увеличивается и степень наполнения повышается. Раздвигая пластинки, мы уменьшаем степень наполнения.

Рассмотрим кривошипную диаграмму (фиг. 177). Отметим мертвое положение OK_0 кривошипа.

Положим, что основной золотник приводится от эксцентрика с эксцентриситетом r_1 и углом опережения β_1 , а расширительный золотник — от эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения β_2 .

При мертвом положении кривошипа сдвиг основного золотника от среднего положения будет равен z_1 проекции r_1 на горизонтальную ось, а сдвиг расширительного золотника от среднего положения равен z_2 проекции r_2 на ту же горизонтальную ось.

При исследовании совместного движения золотников существенным является „относительное“ перемещение расширительного золотника по отношению к основному, считая последний неподвижным.

Величины z_1 и z_2 измеряют сдвиги обоих золотников от среднего положения по отношению к неподвижному зеркалу. Сдвиг расширительного золотника относительно основного (относительный сдвиг) $z_0 = z_2 - z_1$.

Это соотношение соблюдается для любых положений кривошипа. Если последний повернется в OK_1 , то на такой же угол повернутся оси обоих эксцентриситетов. Они займут положения, отмеченные пунктирными линиями (фиг. 177). Сдвиг основного золотника равен z'_1 , а сдвиг расширительного z'_2 ; относительный же сдвиг $z'_0 = z'_2 - z'_1$.

Если случится, что $z'_1 > z'_2$, то $z'_0 = z'_1 - z'_2$.

Можно предположить, что относительный сдвиг пластинки как будто бы происходит под действием некоторого относительного эксцентрика с эксцентриситетом r_0 и углом опережения β_0 .

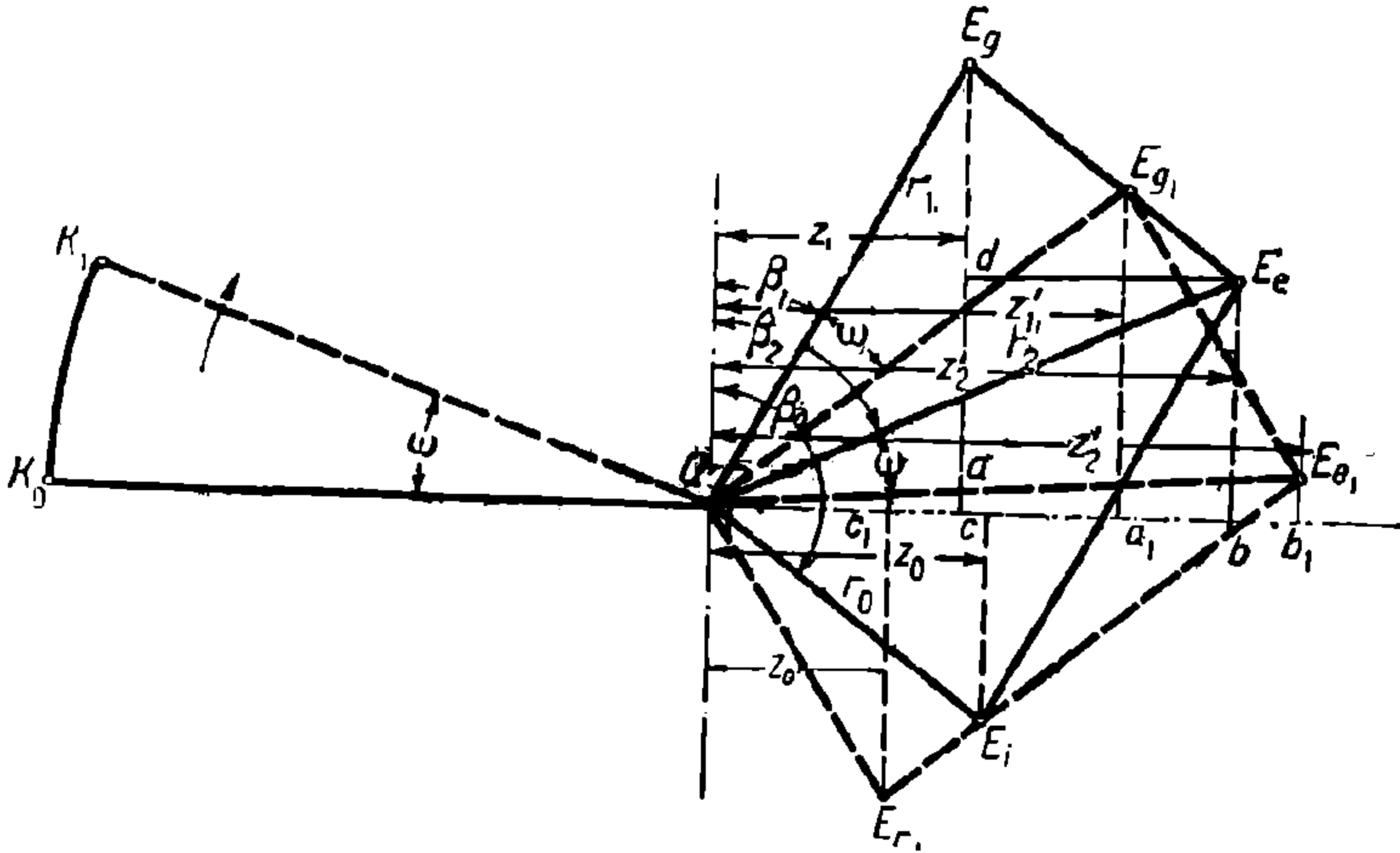
Этот эксцентриситет и его угол опережения имеют определенные значения, которые легко графически связать с эксцентриситетами r_1 и r_2 .

Эксцентриситеты r_1 и r_2 дают сдвиги z_1 и z_2 относительно неподвижного зеркала.

Относительный сдвиг представится отрезком $z_0 = z_2 - z_1$.

Но z_0 мы получим также, если построим параллелограм, в котором r_2 служит диагональю, а r_1 — одной из сторон.

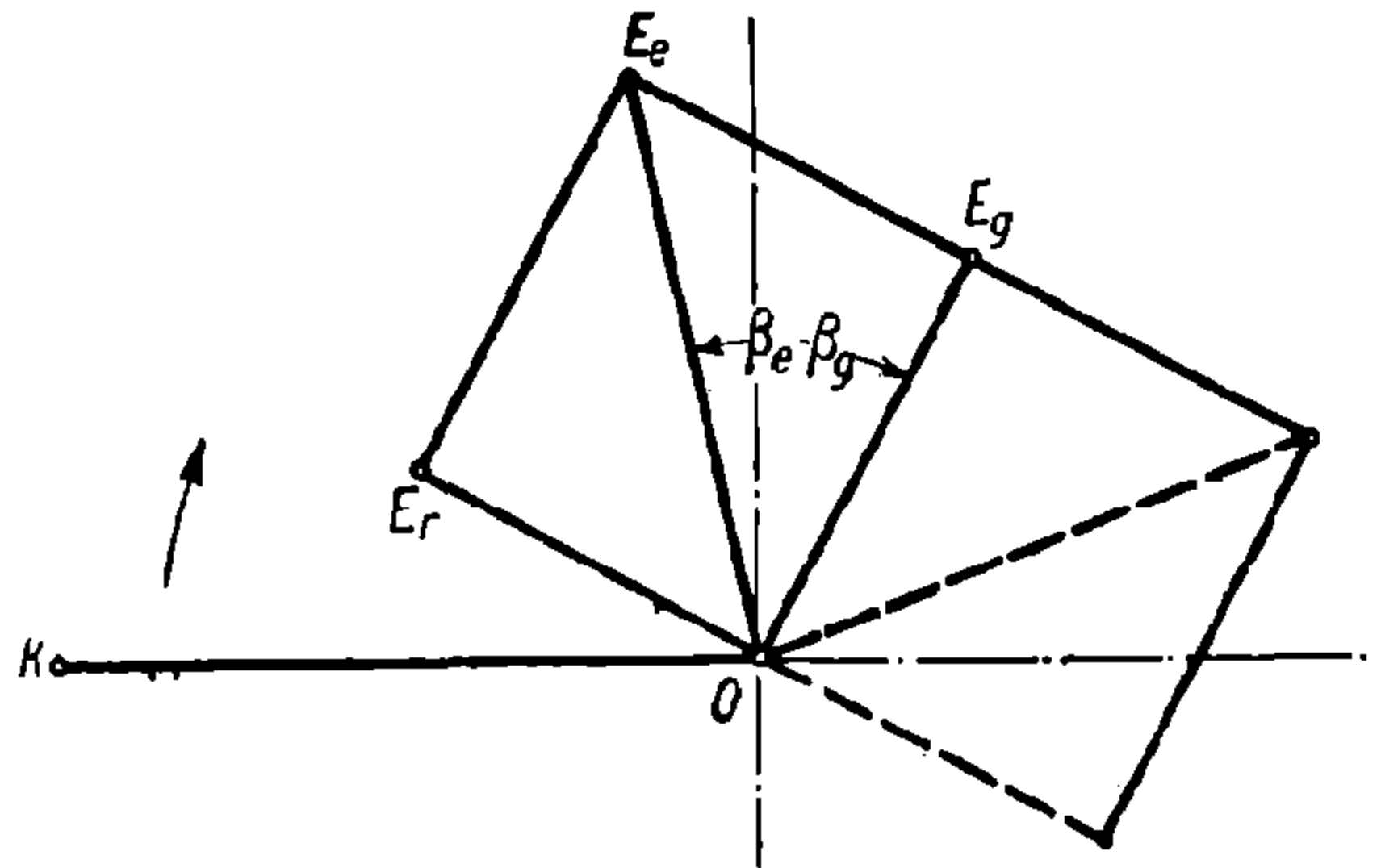
Тогда проекция другой стороны $E_g E_p$, или r_0 , параллелограмма, на горизонтальную ось, также равна z_0 .



Фиг. 177.

Таким образом, чтобы получить относительный эксцентриситет, с помощью которого в дальнейшем мы будем производить исследование парораспределения, нужно построить параллелограм, в котором диагональю служит расширительный эксцентриситет, а одной из сторон — основной эксцентриситет. Тогда вторая сторона параллелограмма даст величину и направление (угол β_0) относительного эксцентриситета.

При исследовании парораспределения с помощью цейнеровской диаграммы необходимо построить ее для эксцентриситета r_0 . Построение показано на фиг. 178. Положим, что OD'_g представляет эксцентриситет r_1 основного золотника с углом опережения β_1 . Проводим цейнеровские круги для основного золотника; он управляет тремя моментами парораспределения: предварением впуска, выпуском и началом сжатия.



Фиг. 177а.

Откладываем величины впускной и выпускной перекрыш p и i .

Положения предварения впуска, выпуска и начала сжатия при этом определяются окончательно, так как наличие расширительного золотника на них влияния не оказывает. Что касается отсечки, то действительный момент отсечки будет иной, отметим то положение кривошипа, при котором происходит отсечка основным золотником.

Положим, что $OD'_e = r_2$ представляет собой эксцентриситет расширительного золотника с углом опережения β_2 .

Построим параллелограм, в котором OD'_e является диагональю, а OD'_g — одной из сторон. Для этого соединим точку D'_g с D'_e и через точку O проведем линию, параллельную $D'_g D'_e$. Тогда получим по величине и направлению отрезок OD'_r , представляющий собой относительный эксцентриситет r_0 с углом опережения β_0 .

На отрезке OD'_r , как на диаметре, опишем цейнеровский круг.

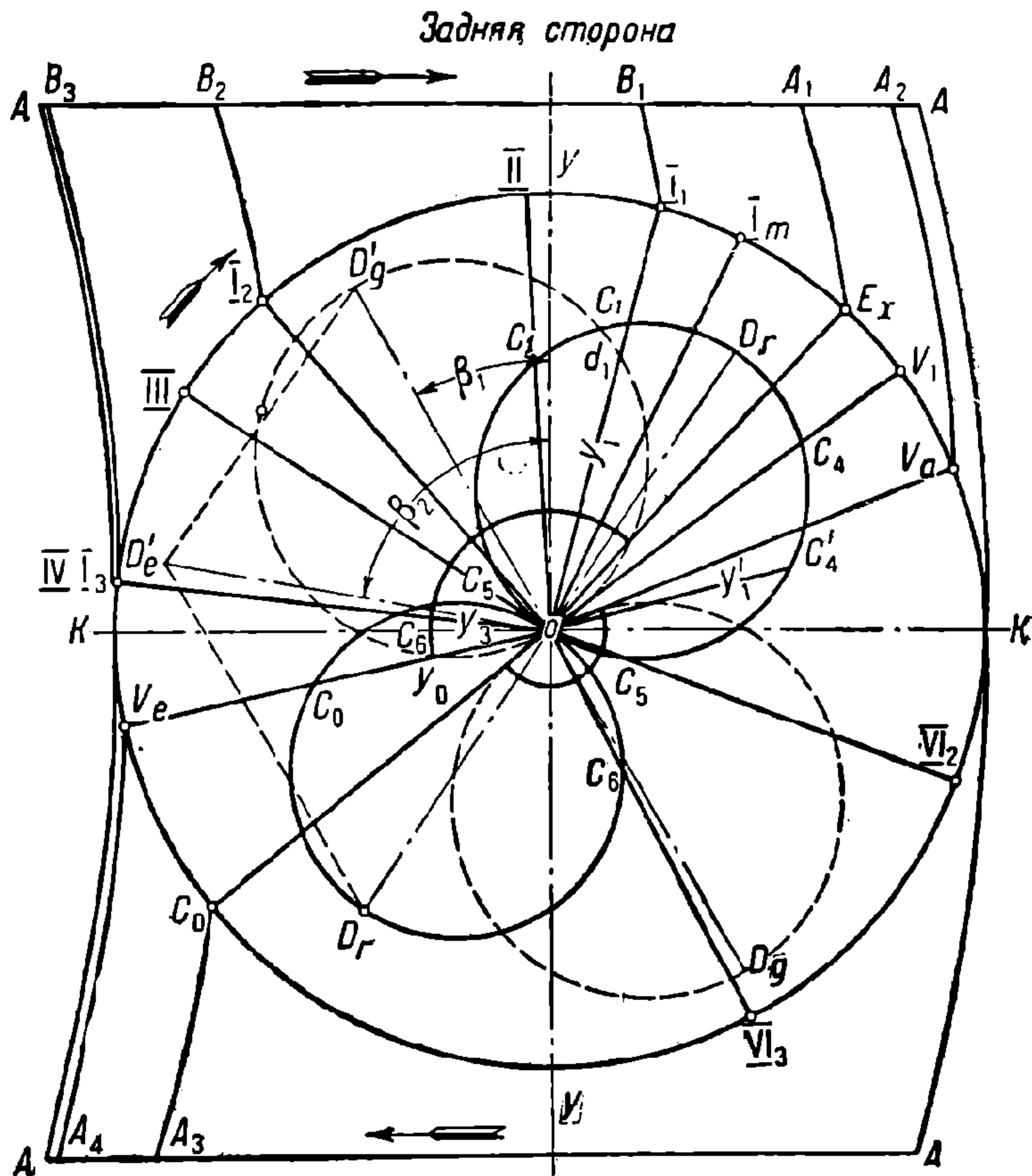
Продолжим OD'_r в верхнюю полуокружность, опишем на $OD_r = OD'_r$ второй круг.

Таким образом имеем две системы цейнеровских кругов: одна с диаметром $OD'_g = OD_g$, дающая перемещение основного золотника, другая с диаметром $OD'_r = OD_r$ — относительный сдвиг расширительного золотника.

Прежде чем перейти к определению перемещения золотников, необходимо условиться относительно направления этих перемещений.

Когда мы исследовали распределение простым золотником, то на верхнем цейнеровском круге мы определяли всегда сдвиги золотника, откладываемые вправо от среднего положения (если, конечно, говорить о левой полости цилиндра).

Нижний же круг служит для определения сдвигов золотника влево от его среднего положения. Так как в диаграмме двойных золотников (фиг. 178а) эксцентриситет расширительного золотника с углом опережения β_2 отложен в том же направлении, что и эксцентриситет основного золотника (с углом опережения β_1), то окружность относительно эксцентриситета r_0 , угол опережения которого равен β_0 , будет также указывать на положение золотника вправо от его среднего положения.



Фиг. 178.

Левые относительные положения нужно искать поэтому на верхнем относительном цейнеровском круге OD_r .

Правые перемещения золотников будем считать положительными, левые — отрицательными.

Таким образом хорды верхнего относительного круга можно снабжать знаком минус, хорды нижнего круга — знаком плюс.

На схеме двойного золотника (фиг. 171—176) отметим впускную перекрышу p , длину окна в зеркале a , выпускную перекрышу i , длину пролета в основном золотнике a_1 (обычно a_1 делается от $0,8 a$ до a). Обозначим расстояние от кромки расширительного золотника до наружной кромки пролета — y_1 (фиг. 171).

Величина y_1 играет существенную роль при определении степени наполнения.

Момент отсечки происходит тогда, когда относительное положение золотников соответствует схеме на фиг. 174.

Окно в зеркале может еще находиться в сообщении с пролетом основного золотника, но расширительный золотник, двигаясь в направлении, указанном стрелкой, перекрывает сверху пролет в основном золотнике и прекращает доступ пара в цилиндр.

В момент отсечки относительное положение обоих золотников характеризуется уравнением:

$$z_0 = y_1.$$

Действительно, когда расширительный золотник, двигаясь влево по основному (который при относительном движении надо считать неподвижным), пройдет путь y_1 , наступит момент отсечки.

На золотниковой диаграмме (фиг. 178) относительные перемещения мы должны находить по цейнеровским кругам для эксцентриситета r_0 .

Так как отсечка происходит тогда, когда расширительный золотник относительно основного движется влево от среднего положения, а такое перемещение считаем отрицательным, то мы должны искать это перемещение на верхнем относительном круге.

Для определения положений кривошипа, при которых относительный сдвиг равен величине y_1 , из центра диаграммы, т. е. из точки O , радиусом y_1 опишем дугу. Эта дуга пересекает относительный цейнеровский круг в двух точках — c_1 и c_4 . В каждом из положений кривошипа Oc_1 и Oc_4 : $z_0 = y_1$.

Для решения вопроса, какое из этих положений соответствует моменту отсечки, заметим, что отсечка происходит при возрастающей величине z_0 .

На диаграмме возрастанию z_0 соответствует дуга c_1D_r от точки c_1 .

Поэтому ось кривошипа в момент отсечки должно проходить через точку c_1 . Степень наполнения оказывается меньше той, которую дал бы один основной золотник, т. е. без расширительного.

После того как отсечка произошла (фиг. 174), расширительный золотник будет продолжать свое относительное движение влево, и в точке D_r (фиг. 178) он достигнет своего левого крайнего положения.

При обратном его движении z_0 будет уменьшаться, и в некоторый момент расширительный золотник вновь будет отстоять от своего среднего положения на величину y_1 . Это положение соответствует на диаграмме Цейнера точке c_4 , в которой пролет в основном золотнике вновь открывается и сообщается с пространством золотниковой коробки.

Пар, однако, не будет поступать в цилиндр, так как точка лежит за положением отсечки основным золотником и окно в зеркале перекрыто.

От положения кривошипа OV_1 до OI пролет в основном золотнике находится в сообщении с пространством золотниковой коробки.

Как уже указывалось, величина Y_1 может изменяться.

При помощи того или иного механизма можно пластинки, составляющие расширительный золотник, раздвинуть и поставить их в положение фиг. 172. Величина Y_1 уменьшается и становится равной, положим, y' . В таком случае на диаграмме (фиг. 178) точки c_1 и c_4 переместятся в c_1' и c_4' .

Отсечка будет происходить при положении кривошипа в OII , т. е. еще раньше, чем в предыдущем случае.

Можно сделать $Y_1 = 0$, т. е. спроектировать золотник так, чтобы при среднем положении обоих золотников пластинка перекрывала пролеты.

Соответственное положение кривошипа $OIII$ в момент отсечки в этом случае будет перпендикулярно диаметру r_0 (фиг. 178); так как $y_1 = 0$, следовательно, направление $OIII$ должно быть касательным к обоим относительным кругам.

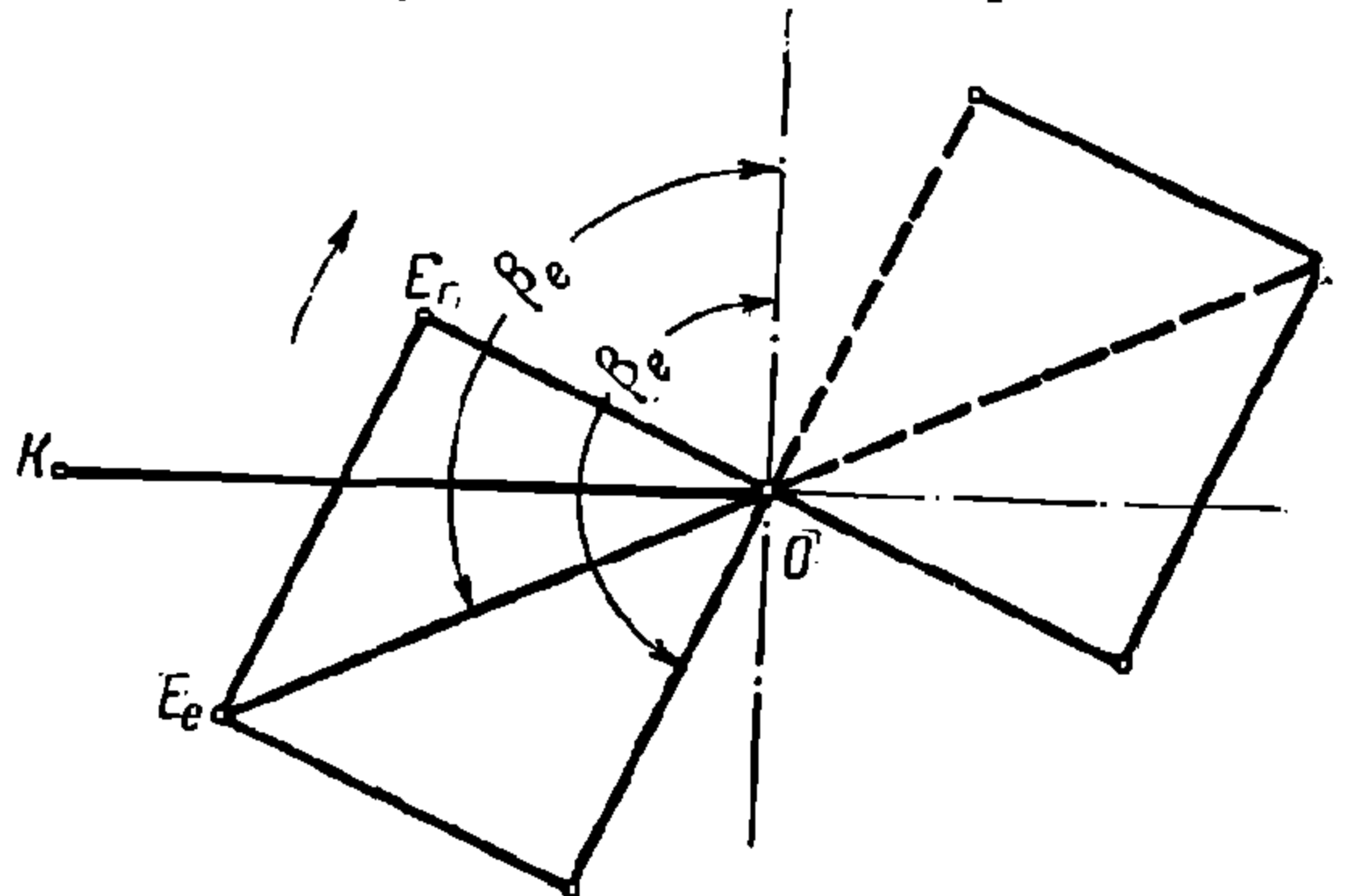
Наконец, y_1 может быть положительным (до сих пор его следовало считать отрицательным), т. е. при среднем положении золотников пластинка может перекрывать пролеты на величину y_2 (фиг. 173).

Величину $+y_2$ мы должны отложить на нижнем цейнеровском круге. Проведем дугу радиусом y_2 и определим точки c_3' и c_3 ; положение кривошипа OIV укажет новый момент отсечки при совершенно незначительной степени наполнения.

Для того чтобы получить минимальную степень наполнения, нужно взять $y_1 = Oc_0$, где c_0 — точка пересечения кривошипа в момент предварения впуска с нижним цейнеровским кругом. Если $Y_1 = Oc_0$, отсечка произойдет при положении основного золотника, соответствующем предварению впуска. Взаимное расположение золотников при этом указано на фиг. 175.

Степень наполнения машины в этом случае не является абсолютно нулевой, так как за тот период времени, когда основной золотник был в сообщении с золотниковой коробкой, окно его заполнилось паром, который и перейдет в цилиндр.

Для получения абсолютно нулевой степени наполнения y_1 делают равным r_0 — относительному эксцентриситету. При этом ни при каких положениях пластинки пролет в основном золотнике не будет находиться в сообщении с золотниковой коробкой.

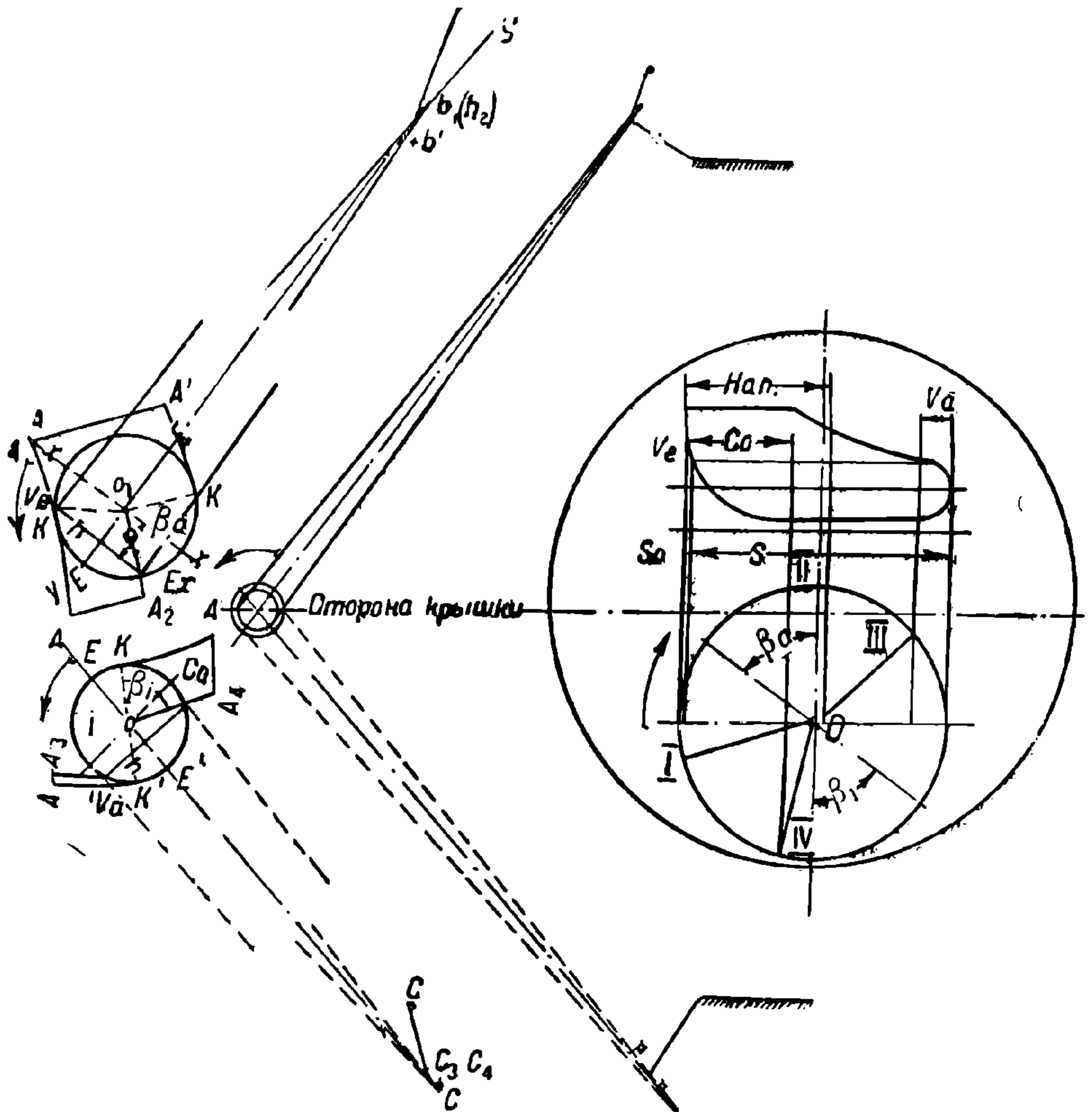


Фиг. 178а.

На фиг. 173—176 показаны мертвые положения золотников в этом случае.

При исследовании парораспределения следует останавливаться на степенях наполнения нормальной, максимальной и минимальной. Нормальная степень наполнения определяется индикаторной диаграммой. Минимальная выбирается в соответствии с вышесказанным. Что касается максимальной степени наполнения, то чаще всего она обуславливается моментом отсечки, даваемым одним основным золотником.

Парораспределение двойными золотниками с внутренним впуском пара. При поршневых золотниках согласно вышеприведенным соображениям выгодно применять внутренний впуск пара. Нетрудно видеть, что расширительный золотник при открывании и закрывании проходного пролета движется относительно основного золотника противоположно тому, как это имеет место при наружном впуске пара. Поэтому относительный эксцентриситет OE_e должен иметь положение, диаметрально противоположное его положению в случае внешнего распределения. Это положение путем построения параллелограмма, изображенного на фиг. 178а



Фиг. 179.

сплошными линиями, определяет необходимое для внутреннего впуска положение OE_e расширительного эксцентрика, который должен быть заклинен под углом отставания β_e . Если не только расширительный, но и основной золотник отсекает впуск пара внутри, то по фиг. 178 и основной эксцентриситет E_g должен занимать положение, противоположное требуемому при выпуске снаружи. Путем построения изображенного сплошными линиями параллелограмма определяются OE_e и β_e и для этого случая.

При построении диаграмм здесь необходимо точно установить, какой круг диаграммы Цейнера или соответственно какая сторона диаграммы Рело-Мюллера служит для положительных и отрицательных перемещений золотника.

Примеры исследования парораспределения в клапанных машинах. На фиг. 179 в увеличенном масштабе начерчен круг радиусом, равным эксцентриситету клапанного распределения для впуска со стороны крышки; $уу$ изображает среднее направление эксцентриковой тяги, совпадающее с O_1b_1 (O_1b_2), где b_1 и b_2 — взаимно перекрывающиеся положения левой цапфы катящегося рычага при положениях O_1V_e и O_1E_x оси эксцентриситета для начала предварения впуска и соответственно для конца наполнения. Круг эксцентриситета вместе с тем представляет собой круг, описываемый цапфой кривошипа; мертвые положения кривошипа OK и OK' составляют с перпендикуляром xx к среднему положению эксцентриковой тяги угол β_a .

Когда ось эксцентриситета вращается по указанному на чертеже направлению, то при положении O_1V_e на фиг. 179 клапан начинает подниматься с своего гнезда. При положении O_1K (мертвое положение поршня со стороны крышки) клапан соответственно опережению открытия золотника бывает открыт на величину линейного предварения V_e впуска, помноженную на даваемое катящимся рычагом при этом положении передаточное отношение: поднятие клапана возрастает при дальнейшем поворачивании главного и распределительного валов. При положении O_1E_x клапан опять садится в свое гнездо, следовательно, $A_1'A'$ соответствует предварению впуска, AA_1 — наполнению.

При положениях O_1V_e и O_1E_x катящийся рычаг должен принять одно и то же положение, так как клапан оставляет свое гнездо и соответственно возвращается к нему. Поэтому дуга, описанная из положения b_1 (b_2) левой цапфы катящегося рычага при этих положениях, как из центра, радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, проходит через V_e и E_x или, пренебрегая влиянием конечной длины эксцентриковой тяги, получим прямую V_eE_x , перпендикулярную EE .

Расстояние V_eE_x до оси xx может считаться внешней перекрышей клапанного парораспределения, которой на самом деле не имеется на клапане подобно тому, как это мы видели при золотниковом парораспределении, но на которую приводной механизм должен перемещаться со своего среднего положения до начала открытия клапана.

Соответственным образом может быть изображено движение выпускного клапана. Линия пути поршня KK_1 образует с перпендикуляром к среднему положению эксцентриковой тяги угол β , образуемый биссектрисой угла $III-O-IV$ (фиг. 179) с вертикалью, проведенной через O ; этот угол может различаться от угла β_a , так как впуск и выпуск распределяются совершенно независимо друг от друга.

При положении OV_a на фиг. 179 клапан открывается, а следовательно, начинается опережение выпуска: при положении OK' клапан уже бывает открыт на величину опережения открытия (соответствующего q), а при положении OC_0 он опять закрывается, т. е. начинается сжатие; затем описываемая из c_3 (c_4) дуга круга радиусом, равным длине эксцентриковой тяги, проходит через точки V_a и C_0 , образуя дугу i или при пренебрежении конечной длиной эксцентриковой тяги прямую i , отстоящую от линии xx на величину паровыпускной перекрыши (воображаемой).

При помощи схемы, изображенной на фиг. 180, исследуем, каким образом перемещение рычага O_r влияет на степень наполнения машины в случае распределения Виндмана.

Центр эксцентрика описывает окружность вокруг центра O_1 распределительного валика. Эксцентриситет эксцентрика обозначим через r_1 . Выпуск пара производится нижним клапаном при помощи катящегося рычага. Подобное распределение рассмотрено нами раньше, и здесь мы только отметим кривую, по которой перемещается точка g , конца эксцентриковой тяги для выпуска.

Направление вращения распределительного валика будем считать против часовой стрелки.

Вычертим по заданной индикаторной диаграмме золотниковую диаграмму Мюллера (фиг. 181).

Имея в виду, что направление rr_1 должно совпадать на нашей схеме распределения со средним направлением эксцентриковой тяги для выпуска, переносим на схему среднее положение эксцентриситета по линии xx_1 , а также те положения эксцентриситета OK и OK_1 , при которых кривошип находится в мертвых положениях.

Линия KK_1 , как это следует из фиг. 181, опережает xx_1 на угол β . Далее, перенесем на схему (фиг. 180) положение эксцентриситета в начале впуска, которое отстает от мертвого положения OK на угол β'' .

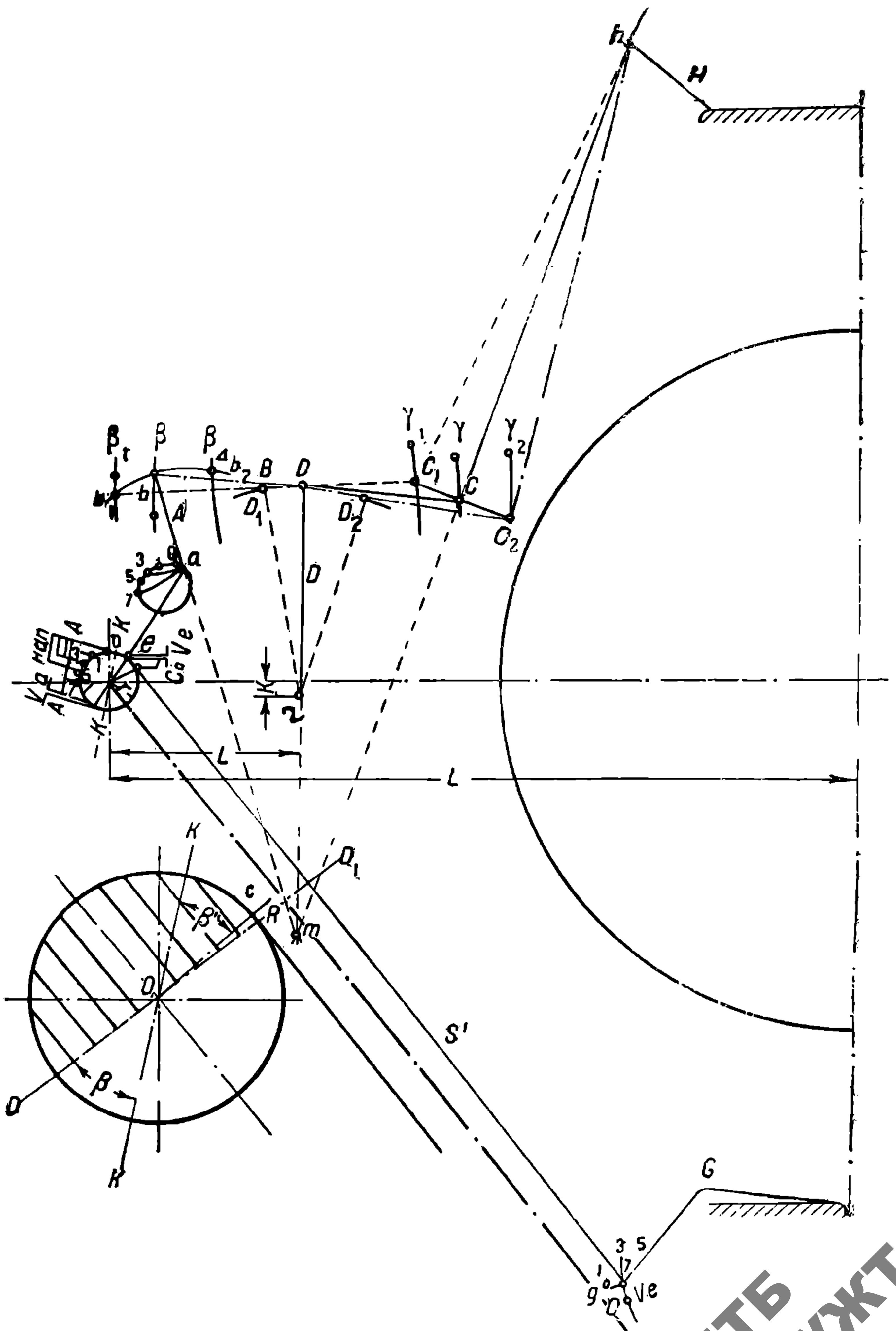
На схеме угол β'' отложим от линии OK в направлении, противоположном вращению. Положение эксцентриситета при начале впуска представляется отрезком Os .

Эксцентриковая окружность внизу на фиг. 180 вычерчена отдельно в большом масштабе.

Для исследования парораспределения необходимо прежде всего определить траекторию точки a .

Если внимательно рассмотреть связь системы, то можно убедиться, что угол между as и sg при всех положениях эксцентриситета остается постоянным.

Соединив точки a и g , мы получим постоянный треугольник asg , точка s которого перемещается по окружности эксцентриситета, а точка g по кривой gc_0 . Переносим треуголь-



Фиг. 180.

НТБ
ДНУЖТ

ник acg в любое иное положение, так чтобы точка c лежала на окружности эксцентриситета, а точка g на кривой катящегося рычага gc_0 , мы найдем ряд положений точки a , которые дадут замкнутую эллипсовидную кривую.

Удобнее всего вырезать треугольник из бумаги и прикладывать его на схеме так, чтобы вершина c постепенно обошла всю окружность эксцентриситета, причем вершина g должна лежать на вышеупомянутой кривой gc_0 . Отмечая положение третьей вершины треугольника мы и найдем траекторию точки a .

Точки c и b перемещаются по дугам кругов вокруг точки o . Траекторию точки h представляет некоторая кривая, которая зависит от конструкции катящегося рычага.

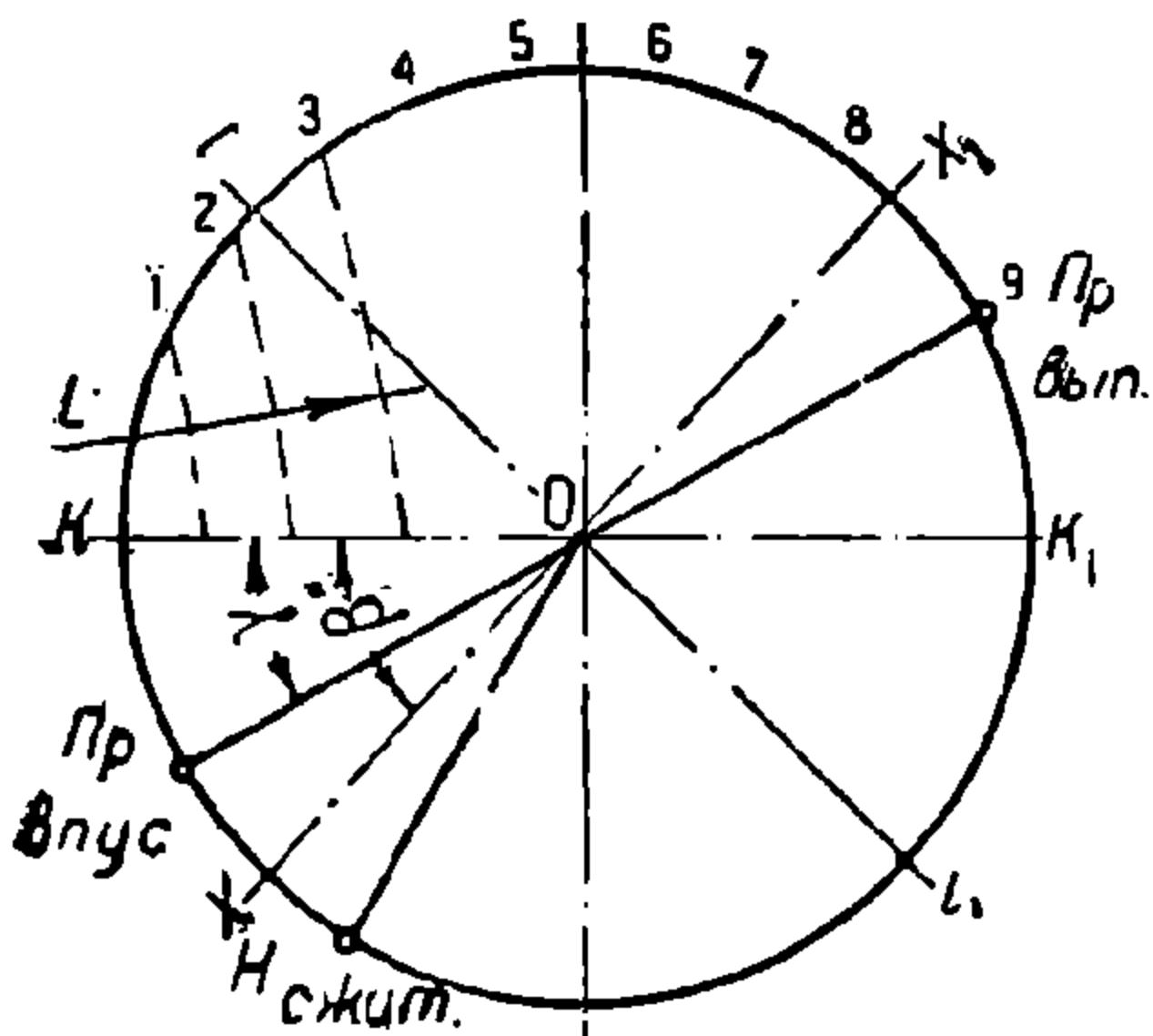
Для установившейся работы машин точку o будем считать неподвижной. Выясним, с какой степенью наполнения работает машина при данном положении механизма. Для установления связи между степенями наполнения и положениями кривошипа удобнее всего поступить таким образом (фиг. 181.)

Линию KK_1 разделим на 10 равных частей (KK_1 — длина хода поршня) и каждое деление перенесем на окружность при помощи дуги, радиус которой равен длине шатуна. Таким образом для положения поршня на 10, 20, 30% хода мы находим соответственно положения кривошипа, которые и отметим точками 1, 2, 3. Точку K отметим цифрой 0 (0%) и точку K_1 — цифрой 10 (100%).

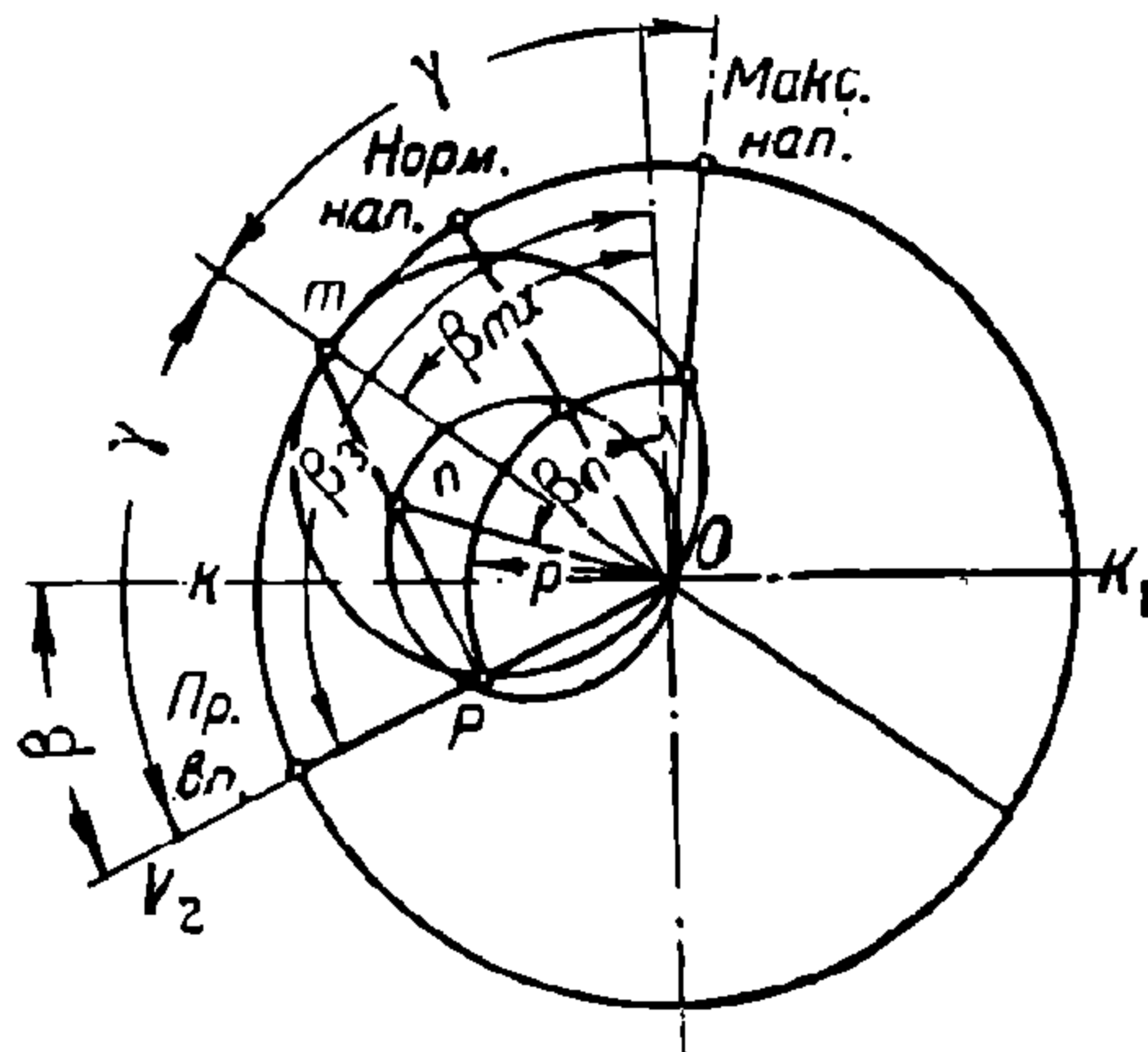
Такое же построение мы произведем на схеме (фиг. 180), на которой линия мертвых положений KK_1 у нас уже нанесена.

Делая засечки из точек 0, 1, 2, 3 радиусом ca на траекторию точки a , отметим положения точки a в те моменты, когда центр эксцентрика будет находиться в намеченных точках, а поршень — на 0, 10, 20, 30% своего хода.

Механизм у нас начерчен в положении предварения впуска. В момент отсечки катящийся рычаг fh должен занимать то же самое положение, что и в момент предварения впуска. Для этого необходимо, чтобы hc и cb в момент отсечки также находились в том же положении, которое они занимают на фиг. 180 в момент предварения впуска.



Фиг. 181.



Фиг. 182.

Что касается точки a , то она может быть и смещена, но должна лежать на дуге круга, описанной из точки b радиусом ab . Так как эта дуга пересекается с траекторией точки a лишь в одной точке 3, то, очевидно, в момент отсечки серва ab занимает положение $b3$, эксцентриситет положение oz , а поршень, следовательно, находится на 30% своего хода. Степень наполнения в разобранным случае составляет 30%.

Посмотрим теперь, как изменяется степень наполнения под действием регулятора.

Положим, что поворотом регуляторного валика r точка o перемещена в положение o_1 ; в момент перемещения o точки c , a и h должны остаться на месте, а перемещается лишь рычаг cb .

Для того чтобы точка a сохранила свое положение, точка b при перестановке регулятора должна перемещаться по дуге круга вокруг точки a . Для определения нового положения рычага cb мы должны поэтому из точки o_1 сделать засечку радиусом ob на дуге, описанной из центра a радиусом ab . Мы найдем при этом, что точка b переместится в b_1 ; соединив b_1 с o_1 , отложим на продолжении этой линии величину o_1c_1 .

Мы получим, следовательно, точку c_1 , в которую переместилась точка c . Точка h при перестановке регулятора должна остаться на месте, но это возможно лишь в том случае, если точка c будет находиться на дуге круга, описанного радиусом hc из точки h .

Определение степени наполнения производится так же, как было показано для нормальной нагрузки (30%).

Из точки b_1 проводится дуга радиусом b_1a , которая пересечет эллипсовидную кривую, положим, в точке Z . Это значит, что при новом положении механизма отсечка произойдет на 70% хода поршня; поворотом регуляторного валика влево мы достигли увеличения степени наполнения. Если повернуть регуляторный валик вправо (ro_2), то степень наполнения уменьшится.

Дуга, описанная из точки b_2 , пересекает теперь траекторию точки a в точке O .

При таком положении механизма степень наполнения достигает минимальной величины — 0%.

На фиг. 182 представлена цейнеровская диаграмма парораспределения Ленца. Положение кривошипа в момент предварения впуска и отсечки при нормальном направлении снесены с индикаторной диаграммы. Максимальная степень наполнения выбрана. Исходя из последней, находим направление эксцентриситета om для максимального наполнения $om = r_{max}$ при угле опережения β_{max} .

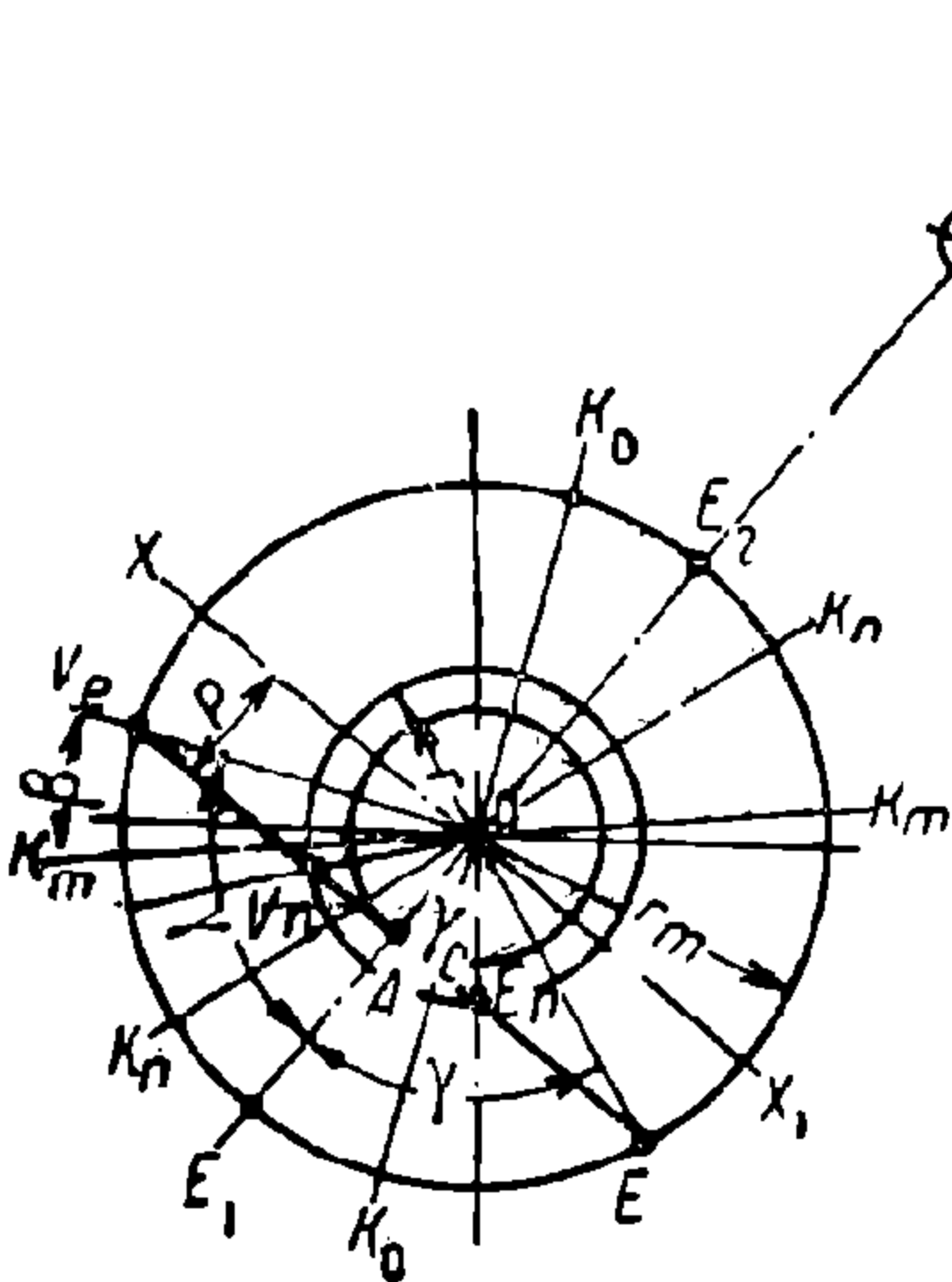
Кривая вершин выбирается в виде прямой линии, соединяющей точки m и p (перпендикулярно к положению кривошипа в момент предварения впуска).

Разделив пополам угол между положениями кривошипа при предварении впуска и в конце нормального наполнения, найдем направление и величину эксцентриситета op для нормальной нагрузки машины:

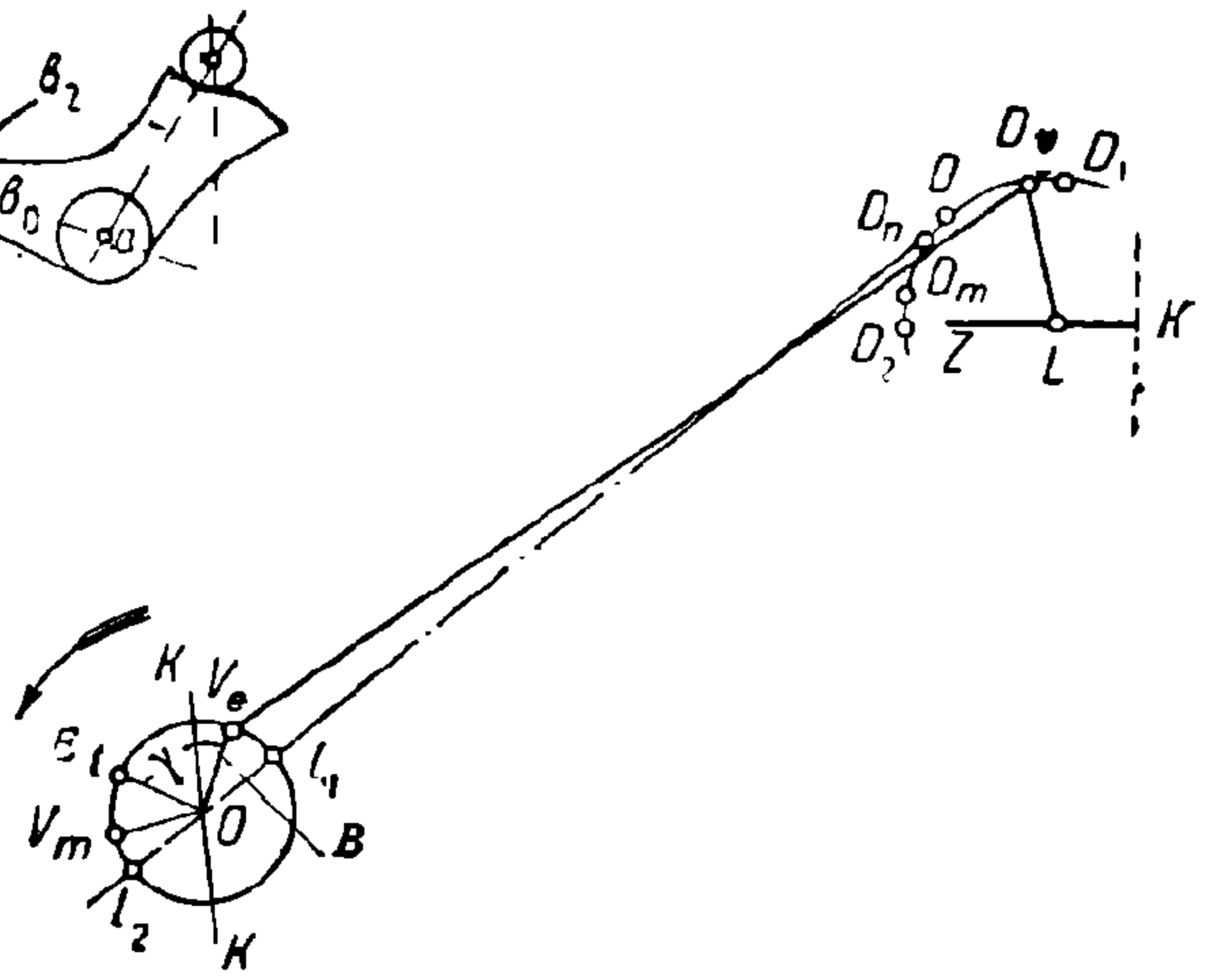
$$op = r$$

при угле опережения β_n .

Цейнеровский круг, описанный на op , должен пройти через точку p , величина впускной перекрыши p остается без изменения.



Фиг. 183.



Фиг. 184.

Если под действием регулятора эксцентриситет будет уменьшен до величины op , то соответствующий ему цейнеровский круг не пересечет дуги паровпускной перекрыши, а будет касательным к ней, и отсечка произойдет в момент предварения впуска.

Таким образом достигается минимальное нулевое наполнение.

Угол опережения при эксцентриситете $OP = r_{min}$ на диаграмме отмечен углом β_3 .

На фиг. 183 изображена схема действия впускного распределения Ленца.

Эксцентриковая окружность начерчена в большем масштабе, чем профиль кулака, для ясности построения.

Точка b описывает дугу круга вокруг точки a . Отметив среднее направление эксцентриковой тяги E_1E_2 , из точек E_1E_2 сделаем засечки радиусом, равным длине эксцентриковой тяги ob . Этим определяются крайние положения точки b — b_1 и b_2 .

Профиль кулака должен быть таков, чтобы при крайнем нижнем положении точки b ролик не сбегал с кулака.

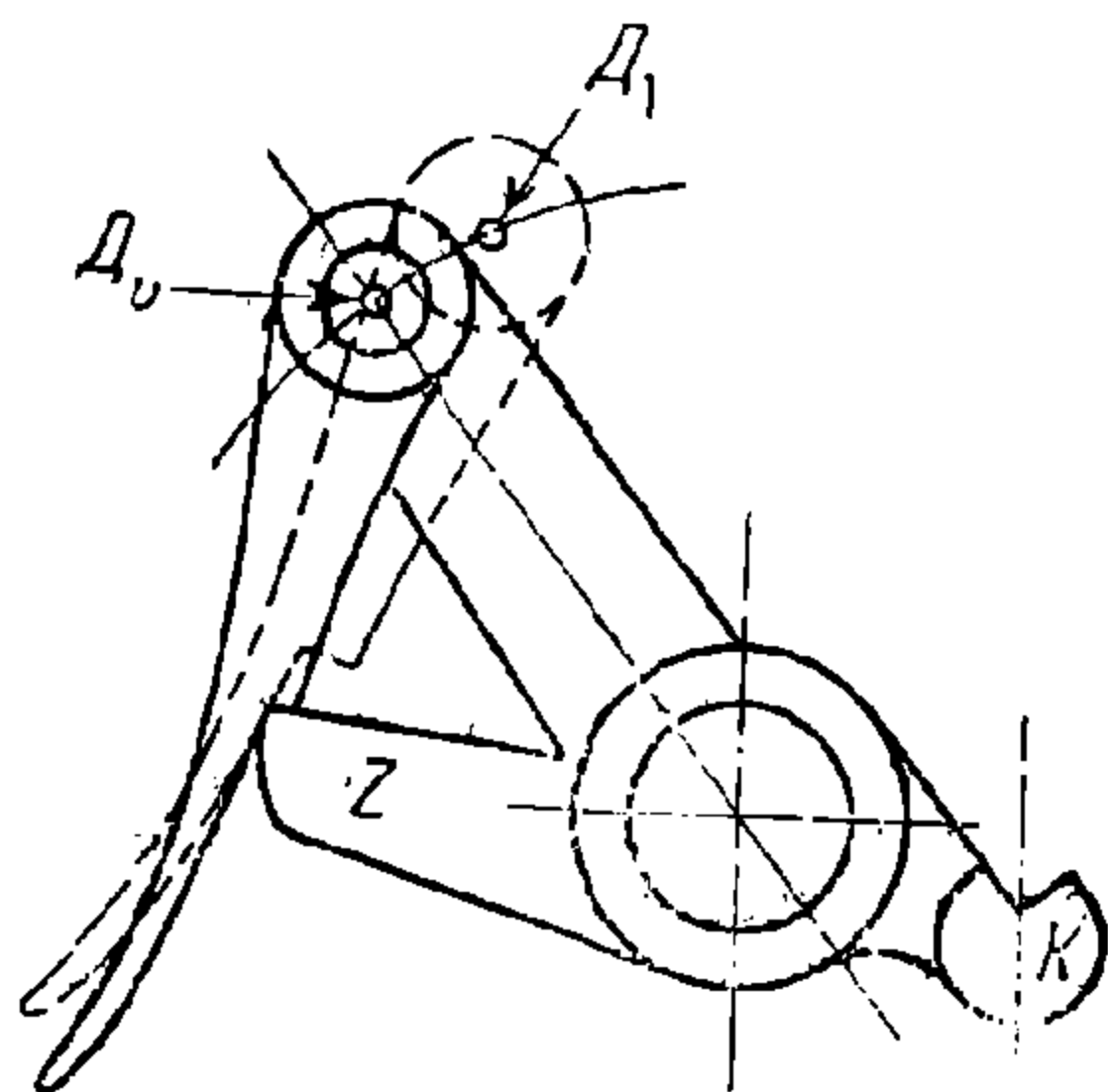
Из диаграммы на фиг. 182 возьмем углы γ , которые образуются положением кривошипа при начале и конце впуска с положением om , соответствующим мертвому положению эксцентриситета.

Углы γ отложим на фиг. 183 по обе стороны от OE_1 .

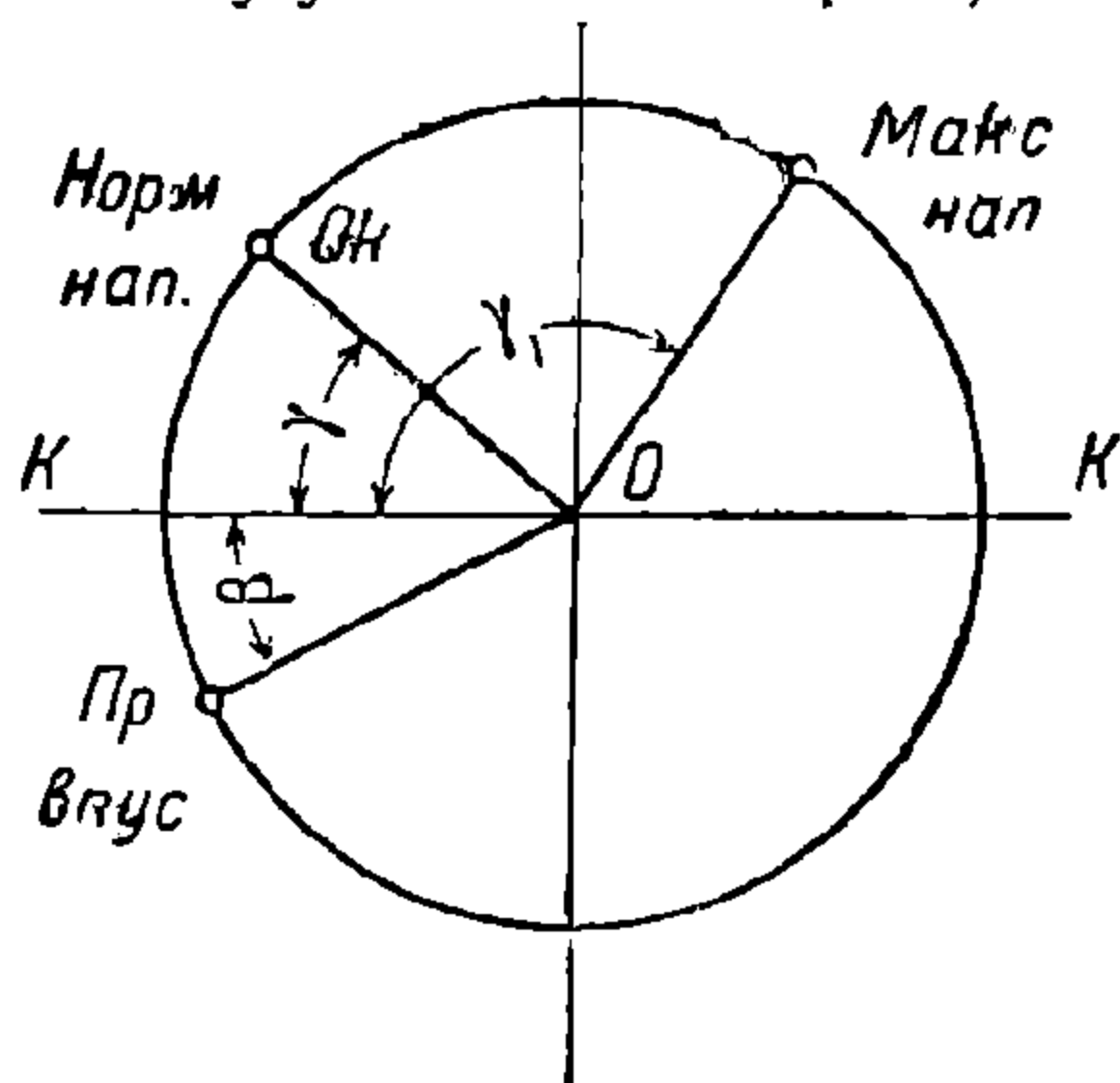
Точка V_e указывает положение эксцентриситета при начале впуска, точка E_2 — в момент отсечки при максимальном наполнении.

Из точки V_e (или E_2) сделаем засечку радиусом ob , которая пересечет дугу b_1b_2 в точке b_3 .

Для этого положения и вычерчен кулак; ролик должен находиться на нем в момент начала подъема — предварения впуска. Линия, соединяющая точки V_e и E_x отстоит от средней линии XX_1 на величину впускной перекрыши p . (Линию V_eE_x , равно как и XX_1 , правильнее было бы начертить дугой круга из точки b_0 , но ввиду того что длина тяги ob весьма велика в сравнении с величиной эксцентриситета, можно дугу заменить ее хордой.)



Фиг. 185.



Фиг. 186.

При повороте эксцентриситета от положения OX до OV_e точка b_0 проходит путь bb_0 , а кулак совершает по ролику холостой ход от среднего положения до начала впуска. Значение перекрыши p , таким образом, аналогично с золотниковыми распределениями. „Открытие окна“, измеряя его по диаграмме Рело-Мюллера, представляется отрезком AE_1 .

Схема парораспределения Кольмана строится в следующем порядке (фиг. 184):

Намечается центр распределительного валика O , величина эксцентриситета r выбирается от $2h$ до $3h$, где h — высота подъема клапана. Из точки O описывается окружность вращения эксцентриситета радиусом r . Направление вращения эксцентриситета принято против часовой стрелки (от цилиндра).

Точка D перемещается по дуге круга с центром в L . К этой дуге из центра распределительного валика проведем касательную, соответствующую среднему направлению эксцентриковой тяги. Отрезок OD представляет собой длину ее.

Из крайних положений эксцентриситета (точки I_1 и I_2) радиусом, равным длине тяги OD , делаем засечки и найдем точки D_1 и D_0 , соответствующие крайним положениям рычага ID .

В точке D подвешена собачка. Когда точка D находится в положении D_1 , собачка еще не касается пассивной зацепки Z , как это изображено пунктиром на фиг. 185.

Только по перемещении точки D в положение D_0 , собачка приходит в зацепление с рычагом ZK , как показано сплошными линиями на фиг. 185.

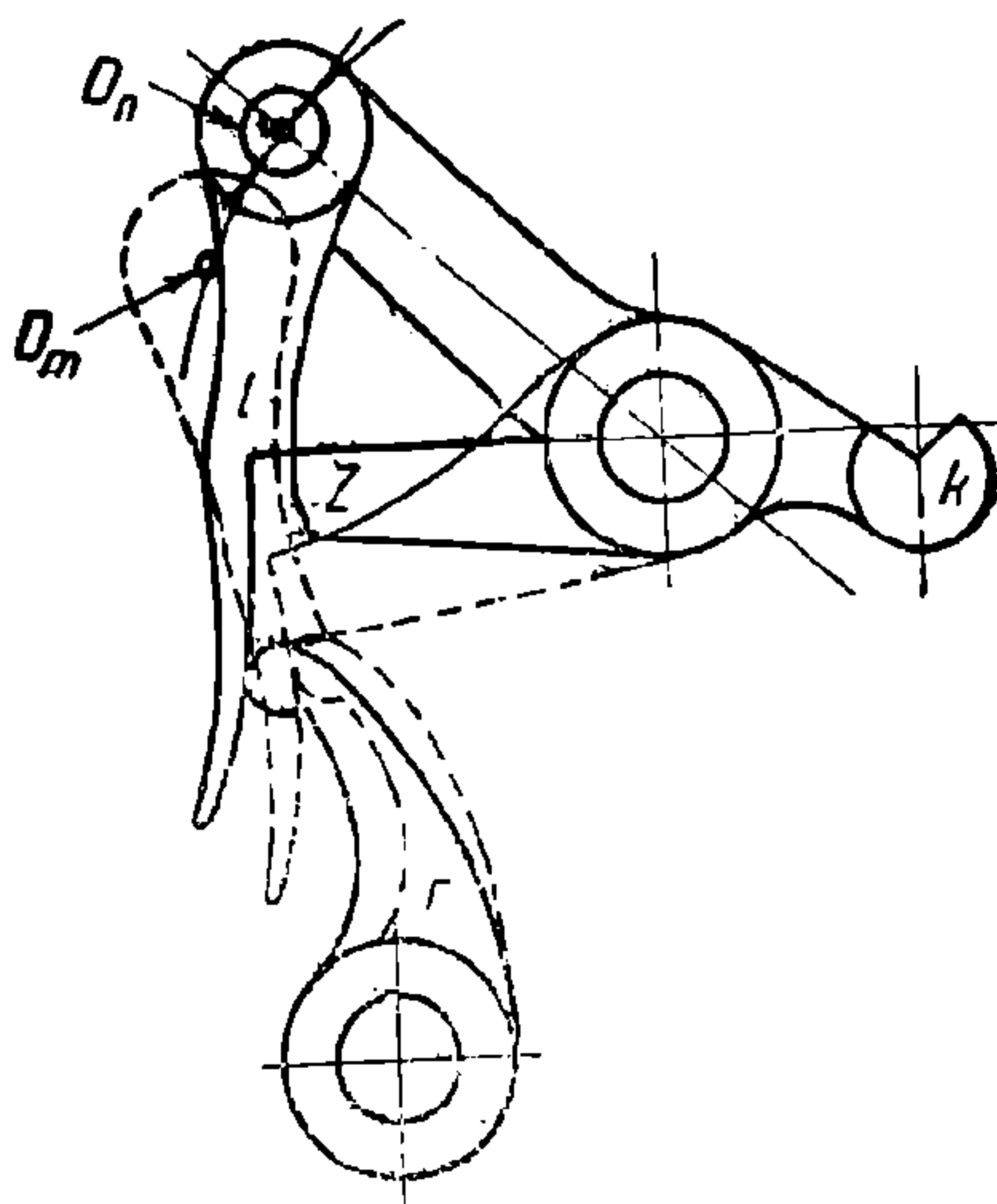
Обыкновенно расстояние D_1D_0 от 1 до 3 мм, и на протяжении этого пути перемещением собачки не вызывается подъем клапана. При дальнейшем опускании собачки, начиная от точки D_0 , рычаг ZK поворачивается, и клапан поднимается. Таким образом положение L_0 является моментом начала впуска.

Сделав засечку радиусом OD из точки D_0 на окружность эксцентриситета (фиг. 184), находим точку V и положение эксцентриситета OV_e , соответствующее моменту предварения впуска.

Обращаясь к кривошипной диаграмме (фиг. 186) и отметив на ней положение кривошипа для начала впуска и отсечки при нормальном наполнении, измеряем углы β и γ между этими положениями и мертвым положением кривошипа.

Угол β откладываем на окружности вращения эксцентриситета (фиг. 184) от положения OV_e по направлению вращения. Этим определяется линия KK , соответствующая мертвым положениям кривошипа.

Положение эксцентриситета OE_x в момент отсечки нормального наполнения найдется, если от линии OK мы отложим по направлению вращения угол γ .



Фиг. 187.

Делая засечку из точки E_x длиной эксцентриковой тяги, найдем точку D_n , в которой должна находиться в момент отсечки точка подвеса собачки (фиг. 184).

Для того чтобы могла произойти отсечка, необходимо, чтобы собачка соскочила с рычага ZK . Поэтому при нахождении собачки в точке D_n рычажок I должен касаться язычка собачки, отклонив ее влево так, как показано на фиг. 187. Этим определяется необходимое положение рычажка I для нормальной нагрузки машины.

Для максимальной степени наполнения на кривошипной диаграмме (фиг. 186) отмечаем угол γ_1 между мертвым положением кривошипа и положением, соответствующим моменту отсечки. Переносим этот угол тем же методом на эксцентриковую диаграмму, находим положение эксцентриситета OV_m и точку D_m , в которой должно произойти расцепление. Для этого более позднего расцепления найдем положение механизма, подвесив собачку в точку D_m и приведя край ее защелки в соприкосновение с краем рычага (см. фиг. 187 пунктиром). Рычажок I должен быть при этом отклонен вправо тем больше, чем больше максимальная степень наполнения.

Следует отметить, что расцепление механизма должно быть произведено несколько раньше момента отсечки, — на время падения клапана. Можно считать, что для машин с числом оборотов около 100 в минуту за время падения клапана поршень проходит путь, равный 6—12% своего хода, если степень наполнения составляет 15—60%. Расцепление нужно производить ранее прихода поршня в положение отсечки, руководствуясь этими цифрами.

Для получения минимальной (нулевой) степени наполнения нужно произвести расцепление в момент предварения впуска, когда собачка подвешена в точке D_v (фиг. 184 и 185). Рычажок I должен быть отклонен влево настолько, чтобы собачка прошла мимо конца Z рычага, не зацепив за него.

22. УСТАНОВКА ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЙ

а) Установка золотниковых распределений.

Проверка золотника производится следующим образом: помещают золотник в коробку и укрепляют к нему шток, пропущенный через сальник коробки. Шток соединяют с тягой эксцентрика, насаженной свободно на вал. Повертывают затем эксцентрик таким образом, чтобы эксцентриситет находился как раз по направлению к золотнику, и навинчивают натяжной винт золотникового штока до тех пор, пока золотник не откроет вполне паровое окошко, лежащее ближе к эксцентрику. Тогда поворачивают эксцентрик ровно на пол оборота и смотрят, открылось ли в это время второе паровое окошко. Если оно не открылось вполне, то, значит, эксцентриситет мал; если же открылось и к тому еще край поля золотника удалился от края этого окошка, то эксцентриситет слишком велик.

Эту неправильность можно исправить на половину ошибки, замеченной при проверке, установкой нового эксцентрика с большим или меньшим эксцентриситетом, чем существующий.

В случае незначительной ошибки или трудности достать новый эксцентрик исправление производят следующим образом: измеряют длину ошибки циркулем и отпускают или натягивают натяжной винт до тех пор, пока золотник не передвинется на половину величины измеренной ошибки, и тогда закрепляют шпонку эксцентрика.

Установка золотника. Проверив золотник, можно приступить к его установке, которую производят следующим образом:

Поворачивают маховик или кривошип так, чтобы поршень пришел в мертвую точку, и поворачивают диск эксцентрика по направлению вращения машины до тех пор, пока золотник не начнет открывать паровпускное окошко, лежащее на той стороне, где стоит поршень.

Величина, на которую должно быть при этом открыто паровпускное окошко, составит линейное опережение со стороны впуска. Оно делается от одной сороковой до одной шестидесятой части всей ширины окошка: чем меньше машина и чем меньше скорость ее движения, тем меньше и эта величина.

Установив золотник приблизительно на это опережение (которое измеряют), закрепляют временно эксцентрик на валу и вращают машину в сторону ее движения до тех пор, пока поршень не придет во вторую мертвую точку. Если величина опережения у второго окошка окажется та

же, что и у первого, то золотник установлен верно; тогда отмечают положение эксцентрика и закрепляют его шпонку на валу окончательно.

Если же опережение у второго окошка получится больше или меньше, чем было у первого, то передвигают немного эксцентрик и золотник таким образом, чтобы это опережение соответственно уменьшилось или увеличилось на половину разности между полученными величинами опережений.

Тогда снова повертывают вал с временно закрепленным эксцентриком на поворот и проверяют величины опережений до тех пор, пока они не сделаются равными для обоих окошек.

Проверка двойного золотника производится совершенно так же, как и простого, причем надо обращать внимание на то, чтобы пролеты совпадали с паровыми окошками и чтобы расширительный золотник лежал как раз на середине основного в то время, как он стоит на середине своего хода.

Установку двойного золотника производят следующим образом:

Прежде всего устанавливают основной золотник. Для этого устанавливают поршень на любой мертвой точке и вращают эксцентрик основного золотника по направлению движения машины до тех пор, пока в пролете золотника не покажется некоторая величина открытия парового окна, лежащего ближе к поршню. Эта величина открытия и будет линейным опережением. После того закрепляют временно эксцентрик и поворачивают вал машины до тех пор, пока поршень не придет в другую мертвую точку.

Если при этом во второй пролет золотника будет видна такая же величина открытия другого парового окна, какая была видна в первом случае, значит, линейное опережение с обеих сторон одинаково и основной золотник установлен верно; тогда этот эксцентрик закрепляют. В противном случае доводят золотник до того, чтобы линейные опережения были одинаковы, поступая при этом совершенно так же, как и при простом золотнике.

Установку расширительного золотника производят следующим образом:

Поместив его в золотниковую коробку и повернув его эксцентрик в то же самое положение, в котором находится диск-шайба основного золотника, так, чтобы середины обоих золотников совпадали друг с другом, поворачивают диск-шайбу расширительного золотника по направлению вращения машины на некоторый угол и временно закрепляют этот эксцентрик. После этого вращают машину и наблюдают движение расширительного золотника по поверхности основного. Для удобства этого наблюдения лучше всего посыпать основной золотник мелкими древесными опилками. При вращении машины расширительный золотник сдвинет опилки на стороны; если теперь промерить в обе стороны расстояния от середины золотника до мест, к которым сдвинуты опилки, легко убедиться в правильности установки расширительного золотника; а именно: если эти расстояния равны, расширительный золотник установлен верно, а если не равны, то надо ослабить его эксцентрик и повернуть немножко в ту сторону, на которой опилки отодвинуты менее от середины, поступая таким образом до тех пор, пока упомянутые расстояния не сделаются почти равными.

В двойном золотнике нельзя достигнуть описанным способом совершенного равенства этих расстояний; но, сделав их почти равными, надо еще довести немножко золотник натяжным винтом.

Описанные операции иногда делают ошупью и после многих передвижений эксцентрика достигают надлежащего передвижения золотника.

От длины пластины расширительного золотника зависит продолжительность времени, в течение которого пролеты основного золотника закрыты, т. е. чем пластина длиннее, тем расширение пара продолжительнее.

Проверка и установка золотников Майера производятся совершенно так же, как при обыкновенном двойном золотнике. Надо только обращать внимание, чтобы пластины были насажены на винтовом стержне в равном расстоянии от его середины, которая должна совпадать с серединой основного золотника в то время, когда эксцентрики находятся в среднем положении.

б) Установка клапанных распределений. Установка клапанных распределений в сравнении с установкой золотниковых в общем представляет меньше затруднений; здесь мы имеем дело с четырьмя отдельными распределительными органами, из коих каждый устанавливается независимо от других, и каждым клапаном в отдельности мы можем оперировать как нам угодно. Способствует легкости и быстроте сборки также доступность приводных механизмов, целиком находящихся снаружи.

Для того чтобы не вращать всей машины, достаточно соединить шатун с кривокопфом и кривошипом, отметив на направляющих мертвые положения и части хода в процентах. Собрав и приведя в соединение шестерни на коренном и распределительном валах, приделывают к подшипнику последнего стрелку, прикасающуюся к ободу шестерни, сидящей на этом же валу. Сделав оборот машины и пользуясь стрелкой, отмечают на зубьях этой шестерни риски с особыми отметками о положениях поршня в мертвых и других промежуточных положениях, нужных для установки, затем расцепляют распределительный вал от коренного. Вращая лишь распределительный вал и пользуясь отметками на его шестернях, а также стрелкой, будем иметь положения при разных ходах поршня для руководства при точном расположении эксцентриков или кулачных шайб. Сцепляя вновь шестерни, нужно следить за тем, чтобы в зацеплении были те же зубья, которые находились в нем при выполнении разметки.

Клапаны, расположенные сверху цилиндра, регулируют предварения впуска и степени наполнения, причем работа их происходит попеременно, т. е. каждый клапан обслуживает свою полость цилиндра. Клапаны, размещенные снизу цилиндра, регулируют предварение выпуска, выпуск и сжатие пара также попеременно.

Независимо от того, в каком мертвом положении будет поставлен кривошип, положение его будет отмечено на шестерне распределительного вала.

Клапаны должны быть открыты на одни и те же величины предварения впуска, когда поршень находится в своих крайних положениях.

Предварение впуска измеряется величиной подъема клапана над гнездом при положении кривошипа в мертвой точке, причем величина эта колеблется в пределах $1\frac{1}{2}$ — 3 мм.

При установке нужно различать два случая: 1) когда величина предварения впуска заранее известна (обыкновенно даваемая по шаблонам заводом или нанесенная на рабочем чертеже), 2) когда эта величина не дана и ее приходится определять в процессе установки.

1. Поставив кривошип или шестерню распределительного вала по вышеуказанному в одно из мертвых положений, наблюдают величину предварения впуска у соответствующего клапана и затем закрепляют эксцентрик в данном положении. Действующий на другой впускной клапан эксцентрик или кулак ставят к положению первого под углом 180° ; тогда при полуобороте машины, т. е., когда кривошип придет в другое мертвое положение, предварение впуска у другого клапана должно быть такое же, как и у первого.

Если этого не будет, поворачивают слегка первый эксцентрик и регулируют длину тяги, сопряженной с данным клапаном; затем соответственно поворачивают второй эксцентрик, чтобы угол между их положениями равнялся 180° , и регулируют длину тяги, приводящей в движение

другой клапан, поступая так до тех пор, пока предварения не будут равны для обеих полостей цилиндра.

Однако иногда бывает удобнее эксцентрики или кулаки не трогать, так как при этом приходится прорубать новые пазы для шпонок, что не удобно. В таких случаях лучше повернуть шестерню на 2—3 зуба и переметить остальные зубья, где намечены разные положения поршня.

2. Сложнее дело, когда величина предварения впуска не дана; в выборе ее нужно быть крайне осторожным.

Эта величина зависит от величины сжатия, величины вредного пространства и числа оборотов машины в минуту.

Выбирая предварение впуска, стремятся достигнуть того, чтобы рабочий пар не заполнил вредное пространство раньше, чем поршень оканчивает свой ход. Отсюда, чем меньше конечное давление сжатия пара, тем больше должно быть предварение.

Слишком раннее предварение не следует производить, потому что давление пара в этом случае благодаря сжатию может сильно возрасти и затормозить на некоторое время впуск; с другой стороны, в результате чересчур позднего предварения пар, имеющийся в части цилиндра, где должен начаться впуск, будет иметь еще малое давление, вследствие чего часть рабочего пара будет расходоваться на нагревание оставшегося сжимаемого пара.

Итак, если величина предварения впуска в процентах хода поршня нам не дана, но мы знаем давление пара в цилиндре при впуске и объем вредного пространства, то задаемся давлением сжатия.

Нижеприведенная таблица поможет выбрать предварение впуска в процентах хода поршня.

Если вредное пространство	то при давлении сжатия, равном						
	0—0,8	1—1,8	2—2,8	3—3,8	4—4,8	5—5,8	6—6,8
	предварение впуска в % хода поршня должно быть						
3—5%	0,5	0,7	0,9	1,1	1,2	1,3	1,5
6—8%	0,7	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,7
9—12%	1,0	1,3	1,5	1,7	1,8	1,9	2,1
13—20%	1,5	1,7	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4

Выбрав предварение впуска, замечают, на сколько миллиметров при этом поднимается клапан с седла при мертвом положении кривошипа; сделав на штоке клапана отметку, отводят поршень назад от мертвого положения и наблюдают за тем, закрыт ли клапан вполне, когда поршень отошел назад на величину, соответствующую предварению.

Достигнув равенства предварения для обоих впускных клапанов, регулируя изменение угла опережения и установочные гайки рычагов приводного механизма, устанавливают предварение впуска и выясняют правильность положения эксцентриков и тяг.

Для получения нужной степени наполнения нужно поршень поставить в то положение, при котором должна произойти отсечка, а затем установить регулятор в его среднем положении. Если при этом клапан не закрыт, что будет видно по метке на штоке, нужно длину соединительной тяги регулятора соответственно изменить.

Установка выпускных клапанов производится по тому же плану, что нетрудно сделать, зная моменты начала выпуска и сжатия.

Последовательность установки такова:

1. Прежде всего определяют правое и левое мертвые положения машины.

2. Затем штоки клапанов освобождают от всех рычагов, после чего, избрав базой ребра сальников штоков, намечают на последних кернами их положения, когда клапаны совершенно закрыты и открыты.

3. За исключением регуляторного соединяют все рычаги с соответствующими штоками клапанов.

4. Ставят машину в одно из мертвых положений.

5. Так как в клапанных распределениях предварение впуска измеряется началом подъема клапана, когда поршень еще не дошел до соответствующей мертвой точки, то, когда он до нее дойдет, высота подъема клапана (или, что то же, степень открытия клапана) должна составить уже некоторую определенную величину. Эту величину определяют измерением расстояния от выбранной исходной базы, т. е. от кромки сальника у штока до намеченного раньше керна, и записывают.

6. В том случае если симметричный впускному выпускной клапан приводится от того же эксцентрика, то по установке первого сейчас же переходят к регулированию момента выпуска и начала сжатия. Когда выпускной клапан имеет отдельный эксцентрик или кулак, то обыкновенно регулировку его оставляют до конца установки впуска в целом.

Предположим, что один эксцентрик обслуживает впуск и выпуск данной полости цилиндра, и допустим, что мы установили уже левый впускной клапан, а потом перешли к установке соответствующего выпускного.

Пусть, затем, мы имеем, что начало выпуска должно произойти на 10% хода поршня, и пусть ход поршня будет равен 900 мм.

Когда поршень будет находиться на расстоянии 90 мм ($900 \cdot 0,10 = 90$, где множимое есть ход поршня в мм, а множитель — величина предварения выпуска в процентах хода поршня, в данном случае $\frac{1}{10}$ часть хода) от своего левого мертвого положения, т. е. не дошел до него на эту величину, выпускной клапан левой полости должен начать открываться для выпуска. Проверяют, действительно ли это имеет место, и если нет, то достигают нужного соотношения регулировкой длины рычагов.

7. Допустим далее, что начало сжатия должно начаться с 15% хода поршня, т. е. когда поршень, передвигаясь слева направо, не дойдет $900 \cdot 0,15 = 135$ мм до своего правого мертвого положения, левый выпускной клапан должен быть совершенно закрыт. Отмечают это и проверяют выравниванием рычагов.

8. Для целей регулирования степени наполнения цилиндра пользуются регулятором и его тягой в соответствии с элементами парораспределительных клапанов. Для этого: а) выясняют ход регулятора или его полный подъем, б) ставят регулятор на половине его хода.

Предположим, что нам желательно иметь при нормальной нагрузке машины наполнение 0,25. В таком случае ставим крейцкопф на $0,25 \cdot 900 = 225$ мм от его мертвого положения и смотрим на отметку керна соответственного впускного клапана. Регулируем регуляторной тягой до тех пор, пока достигнем, чтобы впускной клапан был закрыт.

9. Наконец, остается проверить, не имеется ли в установке отрицательного наполнения.

Для этого ставят регулятор в наивысшее положение и наблюдают за кернами одного из клапанов при соответственном мертвом положении, при котором клапан уже должен быть закрыт.

10. Если мы поставим теперь регулятор в самое низкое положение, то обнаружим, что наполнения для правой и левой полостей цилиндра не будут равными, так как мы производили установку на равенство предварений впуска. Если разница в том или ином случае будет слишком заметна, нужно ее по возможности отрегулировать, сгладить, пользуясь для этого изменением длины тяг от регулятора и эксцентрика к штокам клапанов.

Вскоре, после того как машина вышла из ремонта и пущена в работу, нужно снять индикаторные диаграммы и, руководствуясь ими, окончательно выверить и установить парораспределение.

По окончании установки полезно составить себе таблицу относительно всех полученных данных парораспределения по нижеприведенной форме.

Таблица установки парораспределения компаунд-машины с клапанным распределением и с охлаждением, имеющей:

диаметр малого цилиндра	600 мм
„ „ большого „	900 „
ход поршня	1 000 „
число оборотов в минуту	70 „

дает следующие величины:

Цифры, заключенные в линейки, относятся к пути поршня	Ц. В. Д.		Ц. Н. Д.	
	спереди	сзади	спереди	сзади
Предварение впуска (подъем клапана с седла при положении кривошипа в мертвой точке)	4,5	4,5	6	6
Ход впускного клапана в мм .	24	24	30	30
Ход выпускного клапана мм .	26	26	34	34
Начало выпуска в % хода поршня .	<u>8</u>	<u>8</u>	<u>7</u>	<u>7</u>
сжатия в % хода поршня .	<u>5</u>	<u>5</u>	<u>15</u>	<u>15</u>

в) **Крановое парораспределение.** Если мы возьмем простой коробчатый золотник и свернем его в трубочку внутренней частью наружу вокруг оси, перпендикулярной к направлению хода золотника, то свернутый золотник и будет представлять в простейшем виде крановый золотник или золотниковый кран.

Краны располагаются перпендикулярно оси цилиндра и делаются обыкновенно цилиндрическими, реже—коническими.

Паровая коробка кранового золотника представляет собой цилиндр с двумя окнами по его окружности. Одним окном коробка соединяется с цилиндром—это окно паровпускное (или паровыпускное у паровыпускного крана), а другое окно служит для подвода пара в коробку или для отвода его из коробки у паровыпускных кранов.

Краны делаются чугунами, а стержни, на которых они укреплены и которыми поворачиваются при открывании и закрывании окон,—стальными. Один конец стержня выходит наружу из золотниковой коробки.

Устройство золотниковых кранов показано на фиг. 188 и 189; левая половина представляет передний паровпускной кран в поперечном разрезе. Кран этот открыт, и пар устремляется из золотниковой коробки и паровой трубы в цилиндр.

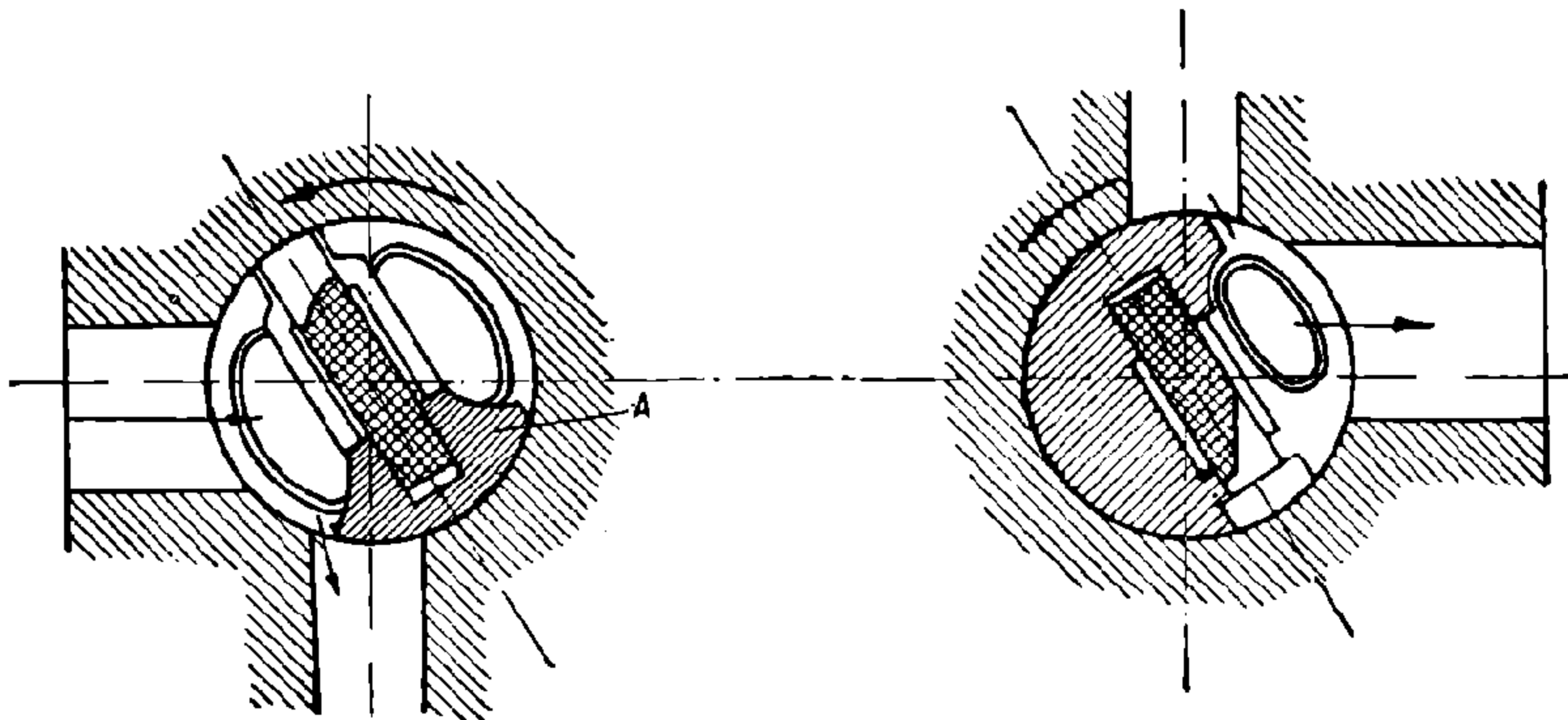
Правая часть (фиг. 188) представляет собой нижний паровыпускной кран. Кран этот также открыт, и пар выходит из цилиндра в ресивер.

На фиг. 189 показан в разобранном виде паровпускной кран. Тело крана *A* имеет форму цилиндрического сектора, имеющего по краям и в середине цилиндрические диски *б*.

Тело крана с диском обтачивается одним радиусом с золотниковой коробкой и входит в последнюю. Диски *б* делаются для направления крана в коробке при его поворачивании. В середине крана сделан вырез *a*, в котором помещается стальной сердечник, или нож, *B*; длина и ширина его рассчитаны так, чтобы он входил в прорез *a* свободно, но без значи-

тельной слабины. Своими буртиками 2 нож касается концов крана б. Один конец стержня ножа В выходит из золотниковой коробки через ее крышку.

При поворачивании стержня рычагами и тягами нож В поворачивает кран А.



Фиг. 188.

К зеркалу золотниковой коробки кран прижимается давлением пара. Золотниковые краны делаются по возможности легкими, чтобы уменьшить усилие на приведение их в движение и силы инерции.

К достоинствам кранового распределения надо отнести следующее:

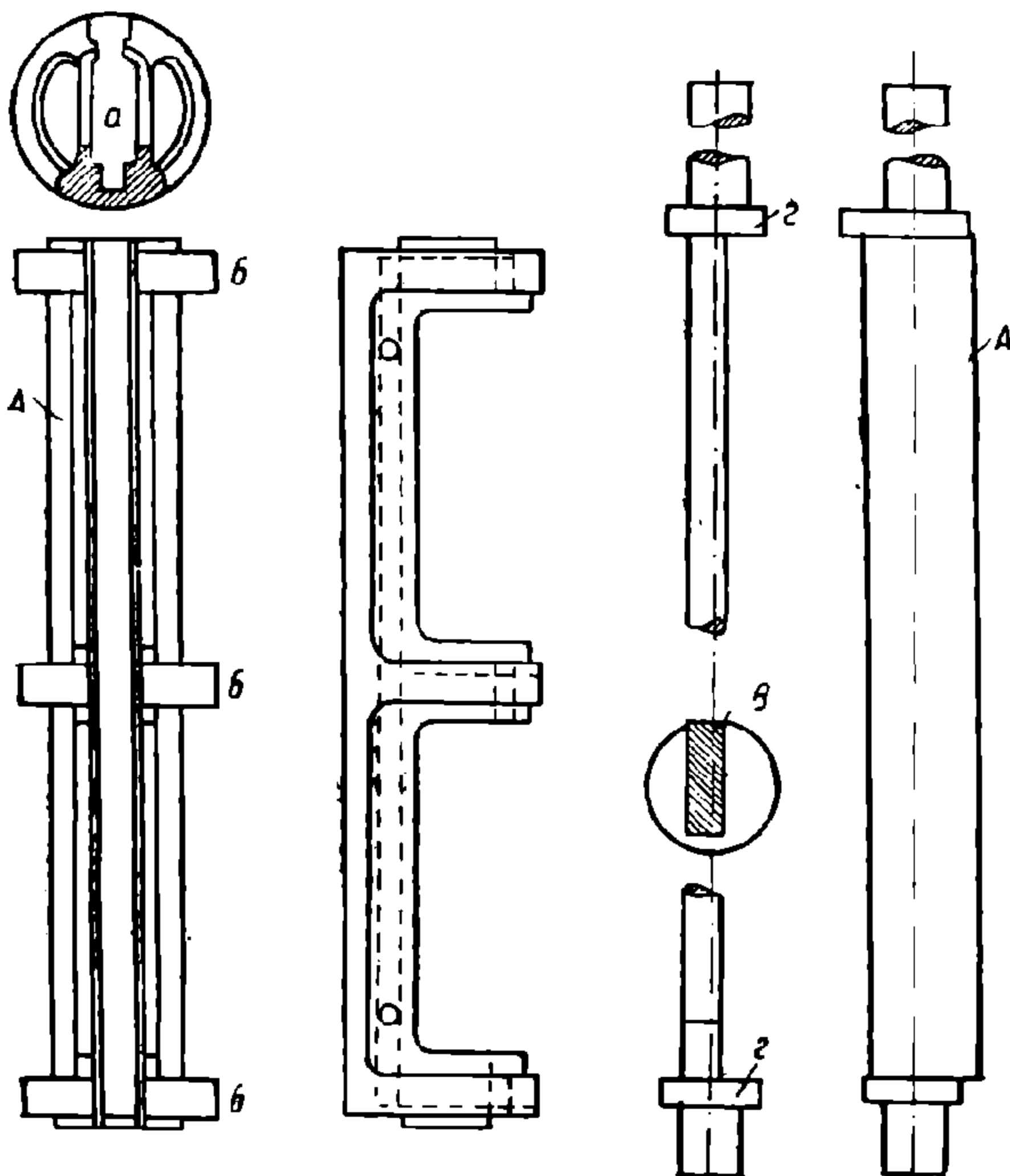
1. Возможность получать малые степени наполнения в цилиндрах и легкость изменения отсечки.

2. Возможность сделать одинаковые наполнения в передней и задней полостях цилиндра.

3. Из всех существующих систем парораспределений крановое дает наиболее быструю отсечку и наименьшее мятие пара в этот момент. Получается это вследствие большой длины самых окон, каковая берется обычно от 0,8 до 1,0 диаметра цилиндра.

4. Быстрый впуск пара, что сводит до минимума мятие пара в золотнике.

5. Малые вредные пространства в цилиндрах, меньшие, чем при каком-либо другом парораспределении,



Фиг. 189.

что достигается приближением золотникового крана к самому краю цилиндра и к рабочей поверхности его.

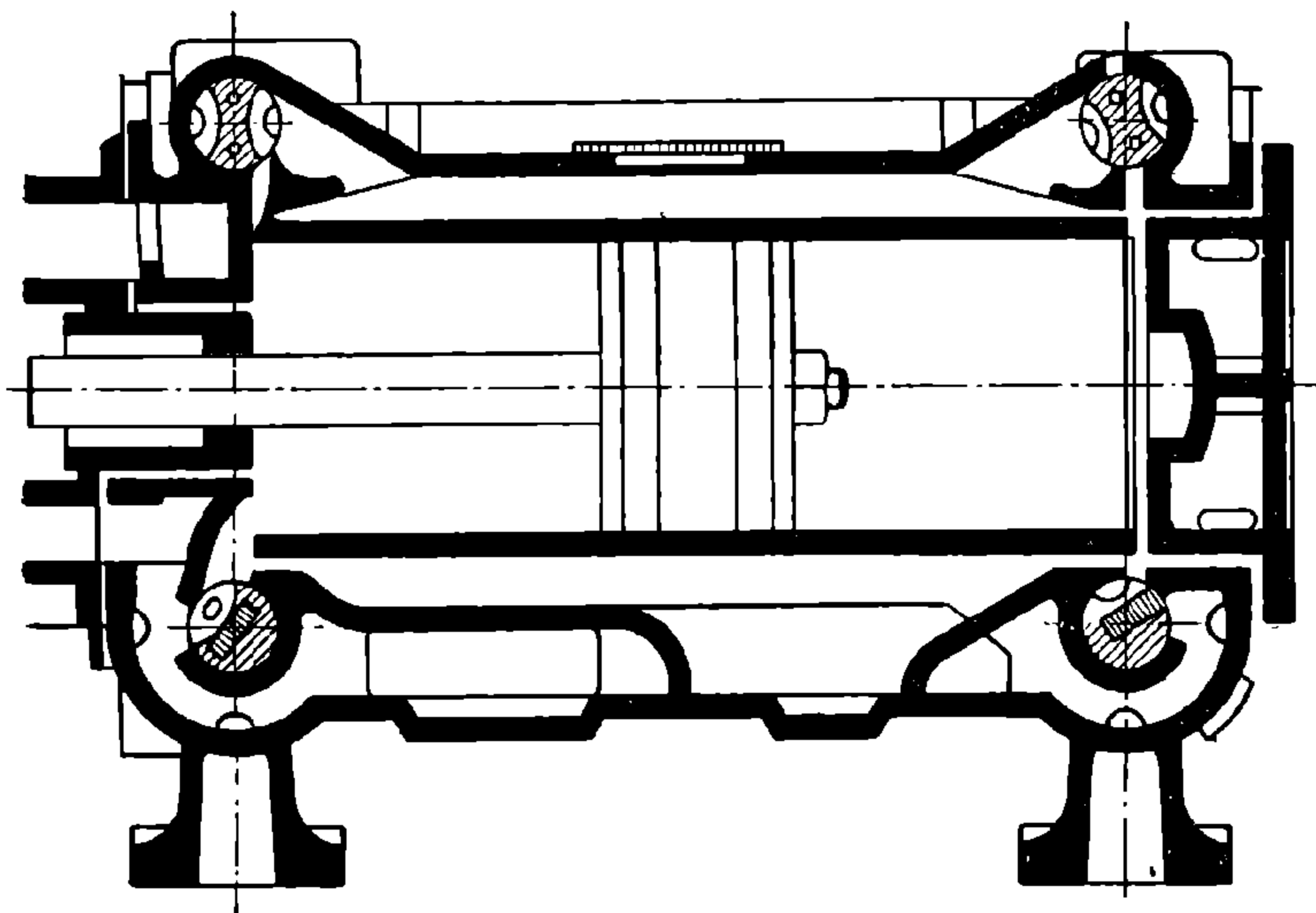
6. Быстрый выпуск пара из цилиндра, что позволяет уменьшить предварение выпуска и достигнуть хорошего разрежения в ц. и д. уже в самом начале выпуска.

К недостаткам кранового распределения, которые также весьма существенны, надо отнести следующие:

1. Крановое парораспределение сложно по своему устройству и потому стоит дороже золотникового и даже дороже клапанного.

2. Крановое распределение, имеющее большое количество шарнирных соединений, требует тщательного ухода и более частого ремонта, чем золотниковое парораспределение.

3. Крановое распределение не дает такой хорошей плотности прилегания (паронепроницаемости), как распределение золотниками.



Фиг. 190.

4. При высокой температуре крановые золотники сильно коробятся вследствие неравномерного их расширения и сильно пропускают пар. Крановые золотники также плохо уравновешены в отношении давления на них пара. Работа перегретым паром высокой температуры в силу указанных причин при крановом распределении является невозможной.

5. Притирка кранового распределения более сложна, чем золотникового и даже клапанного. Если пригонка и притирка кранов к рабочей части золотниковых коробок производится в холодном состоянии, то они никогда не дают достаточной плотности. Поэтому желательно краны еще в большей степени, чем клапаны, пригонять в горячем состоянии.

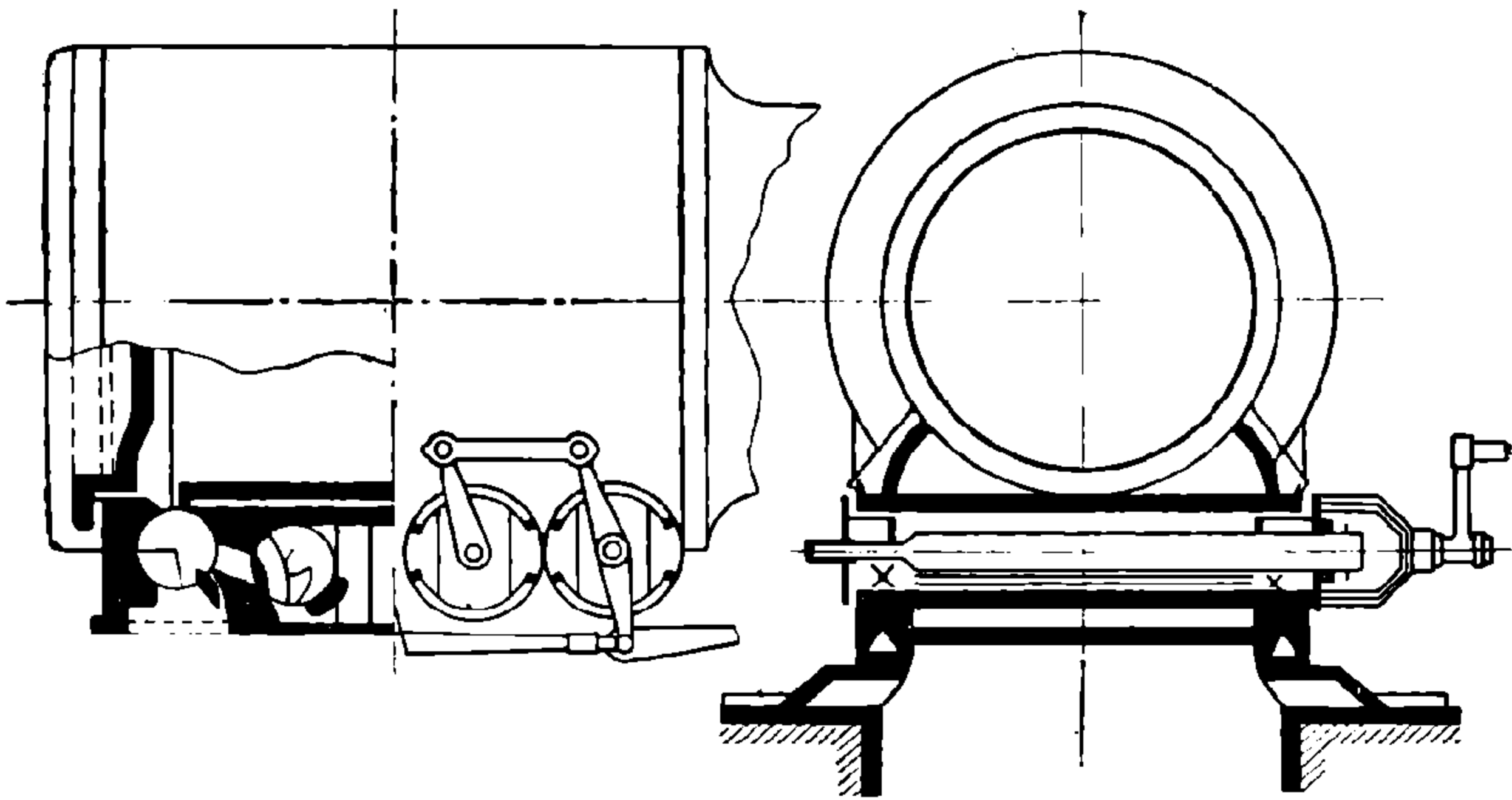
В современных конструкциях цилиндр снабжается четырьмя кранами по два на каждую полость, причем расположение кранов бывает различно; их ставят или по два сверху для впуска и два снизу для выпуска, как в клапанных распределениях (фиг. 190), или все четыре снизу цилиндра по два рядом для впуска и выпуска (фиг. 191).

Привод кранов осуществляется одним эксцентриком, тяга которого соединяется с распределительным диском.

На фиг. 192 дана схема всего распределительного механизма: на фиг. 194 — деталь приспособления для открытия впускного крана, а на фиг. 193 — машина Корлисса, оборудованная этими кранами.

Рассмотрим конструкцию, а затем и работу машины, оборудованной этими кранами. На боковой поверхности парового цилиндра вверху и внизу находятся четыре крана; верхние два — для впуска, нижние — для выпуска пара.

В центре прямоугольника, в углах которого находятся краны, помещен распределительный диск; последний получает качательное движение около оси при посредстве цапфы и тяги K , приводимой в движение от



Фиг. 191.

рычага и тяги эксцентрика; эксцентрик заклинен на главном валу машины. На распределительном диске укреплены четыре цапфы BB' и CC' , которые служат для прикрепления тяг bb' , идущих к паровпускным кранам, и тяг cc' , идущих к паровыпускным кранам.

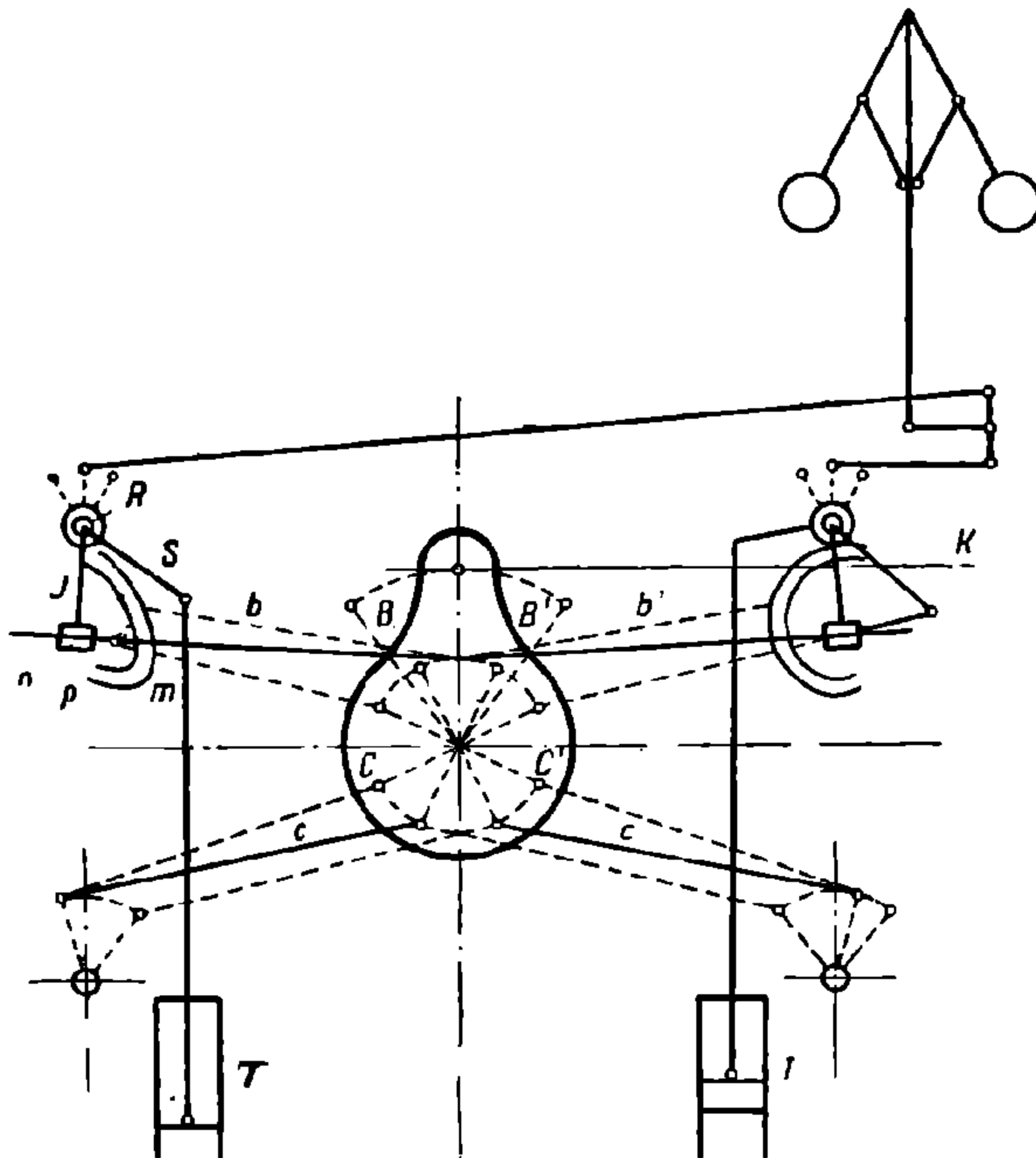
Паровпускные краны посредством крановых рычагов и тяг c и c' , находясь в постоянной связи с диском, при качании последнего попеременно то открываются, то закрываются.

Движение паровпускных кранов достигается следующим механизмом:

На стержень каждого крана насажен ломаный рычаг SRJ (фиг. 192), плечо RJ снабжено втулкой n , другое плечо SR этого рычага тягой соединено с тяжелым поршнем, движущимся внутри воздушного цилиндра TT' .

На квадратном конце m (фиг. 194) тяги b имеется вилка, могущая вращаться на оси m . Вилка эта снабжена стальной пластинкой p , задевающей за плечо J рычага JRS , в котором вделана

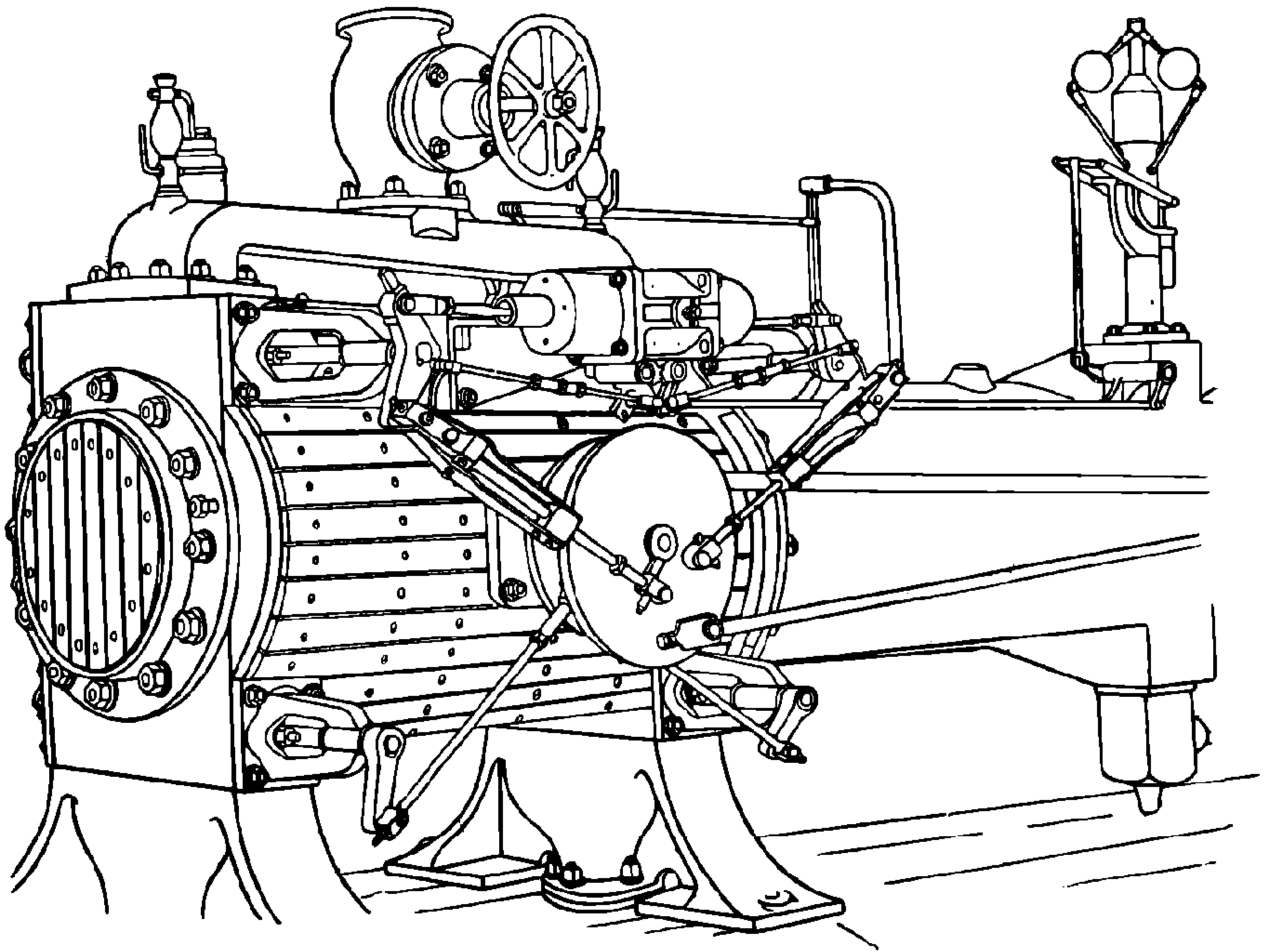
втулка n , скользящая по mo ; f — пружина, прижимающая вилку кверху; RM — небольшой рычаг, снабженный выступом a , рычаг RM соединен с тягой от регулятора.



Фиг. 192.

втулка n , скользящая по mo ; f — пружина, прижимающая вилку кверху; RM — небольшой рычаг, снабженный выступом a , рычаг RM соединен с тягой от регулятора.

При вращении распределительного диска вправо пластина p (фиг. 194) будет приведена в сцепление с втулкой n и увлечет за собой рычаг JRS , кран R повернется, и начнется впуск пара; при вращении диска влево пла-



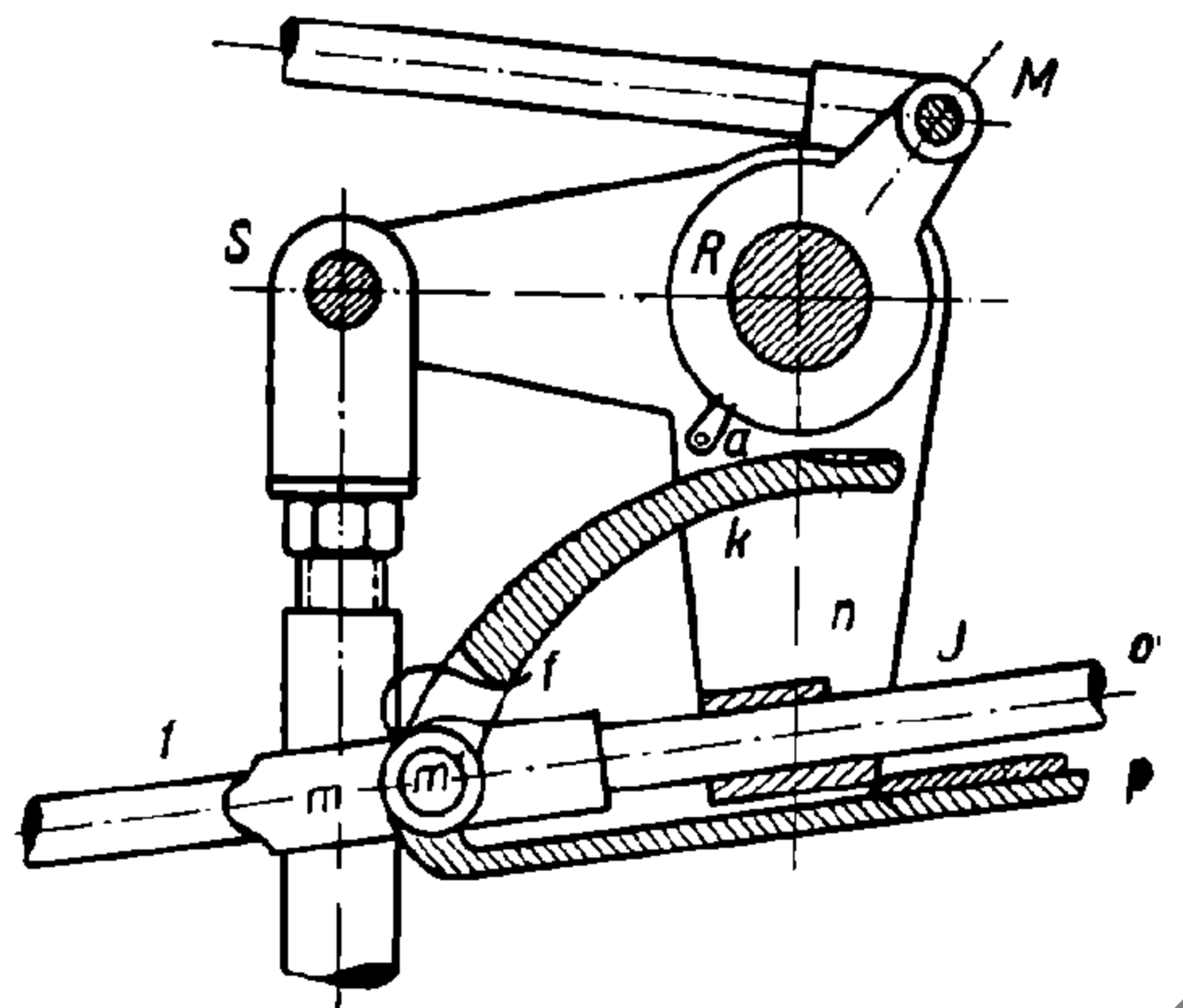
Фиг. 193.

стинка p отойдет от втулки n , и рычаг JRS подвергнется действию тяги и тяжелого поршня, скользящего в цилиндре T , и впускной кран быстро закроется.

Для получения большей или меньшей степени наполнения имеем выступ a на рычаге RM . В зависимости от положения наклона рычага RM выступ может в большее или меньшее время надавливать на вилку и отведет таким образом сцепление пластины p с втулкой n ; вследствие этого впускной кран будет открыт большее или меньшее время. Ясно, что при низком положении впускной кран будет иметь возможность большее время быть открытым, а при среднем положении регулятора — меньшее время и т. д.

Обыкновенно заводом при доставке машины делаются надлежащие отметки на распределительном диске, на опоре, поддерживающей ее, на кранах и на фланце каждой коробки. Выясним значение этих отметок.

Отметка a (фиг. 195) на торце каждого впускного крана Ss представляет собой рабочее ребро впускного крана; отметка b на фланце каждой коробки впускных кранов обозначает рабочее ребро впускного окна.

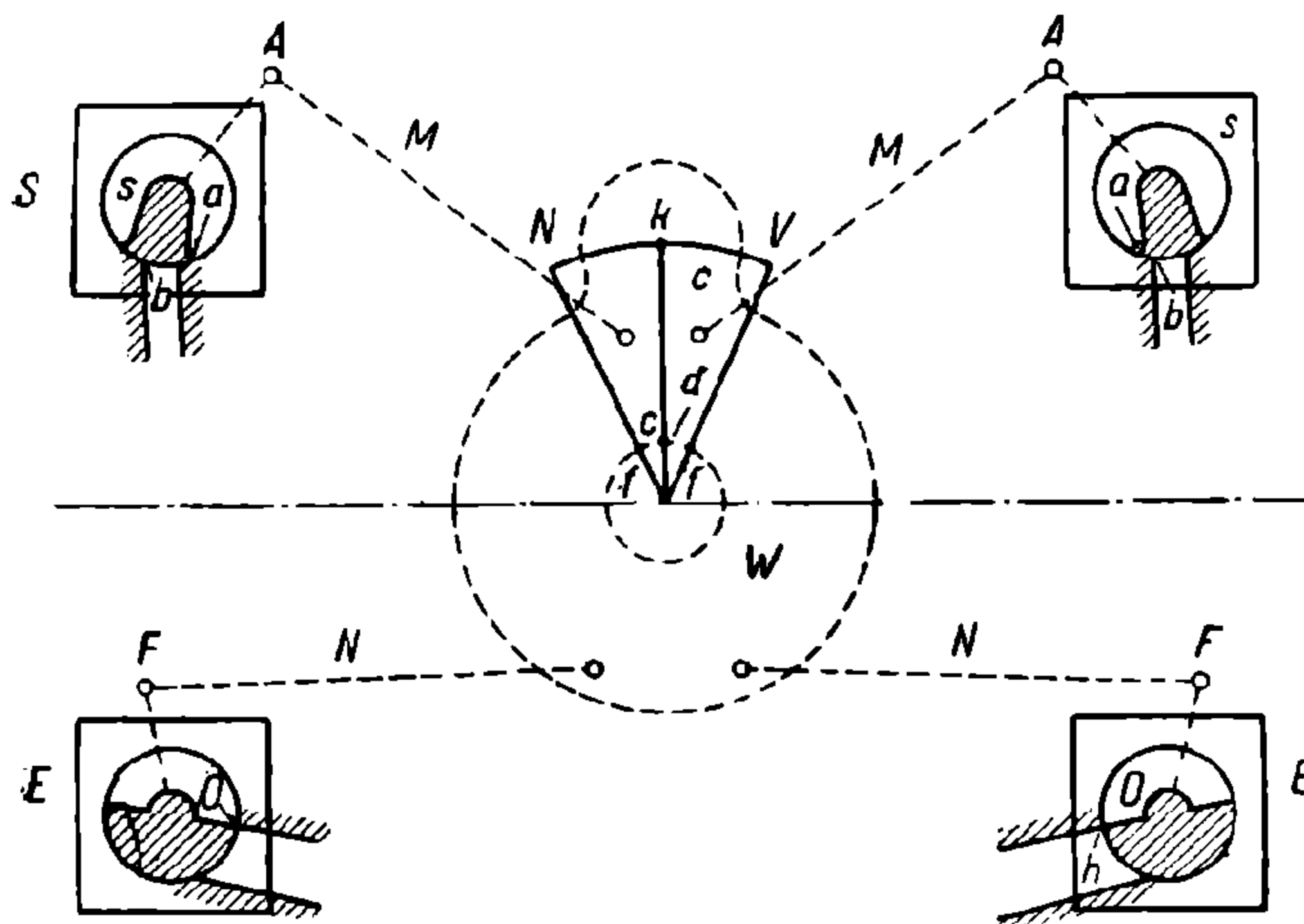


Фиг. 194.

Отметка O на торце каждого выпускного крана E — рабочее ребро выпускного крана, а отметка h на фланце выпускных коробок — рабочее ребро выпускного окна.

Отметки d на втулке и K на самой шайбе дают возможность вычертить прямую, проходящую через геометрическую ось качания шайбы и через ось пальца, за который хватается тяга K (фиг. 192).

Далее, три отметки f , c , f на втулке оси, поддерживающей шайбу, обозначают, что когда d совпадает с c , то шайба как раз стоит в среднем положении, а когда d совпадает с одной из отметок f , то шайба находится в одном из крайних своих положений N или V .



Фиг. 195.

Пользуясь этими отметками, установка парораспределения производится следующим образом.

Прежде всего ставят шайбу W в среднее положение (это узнается по тому, что отметки c и d совпадут) и шайбу закрепляют в этом положении, засунув туго кусочек бумажки между ней и бляшкой на конце ее оси. Затем выпускные краны поворачивают так, чтобы они перекрывали каждый свое окно на величину перекрыши, так

что метки a, a отодвинуты немного за линию b, b ; величина этой перекрыши e берется в метрических мерах: от 1,5 до 6 мм для малых машин; от 6 до 14 мм для больших машин.

Постановка кранов в требуемое положение достигается изменением длины тяг MM , которые для этого всегда делаются из двух частей, соединенных между собой муфтой с резьбой.

После этого переходят к выпускным кранам E, E ; ставят оба эти крана в такое положение, при котором каждый из них только начинает своим рабочим ребром открывать выпускное окно, т. е. ставят краны так, что линии g и h не совпадают на величину i — положительную или отрицательную.

Это достигается опять изменением длины стержней или тяг NV при помощи муфт с резьбой.

Необходимо следить, чтобы величина открытия была непременно меньше величины перекрыши выпускного крана, т. е. e должно быть больше i , необходимо иметь $e > i$. Если это условие не будет соблюдено, то пар может продуваться сквозь цилиндр из котла в атмосферу или конденсатор.

Когда краны поставлены по указанным выше данным в правильное положение относительно качающейся шайбы, вынимают бумажку, так что шайба может теперь качаться на своей оси.

После этого переходят к промежуточному рычагу. Ставят его в вертикальное положение по отвесу и сцепляют с эксцентриковой тягой. Затем вращают эксцентрик (надетый пока произвольно) вокруг вала и наблюдают за тем, чтобы промежуточный рычаг в обоих крайних положениях отклонялся от вертикали на одинаковую величину. Это достигается изме-

нением длины эксцентриковой тяги. После этого сцепляют тягу K (фиг. 192) с качающейся шайбой и опять вращают эксцентрик вокруг вала, чтобы отметить крайние положения качающейся шайбы. Если все шайбы установлены правильно, то линия d (фиг. 195) будет совпадать при крайних положениях шайбы с линиями ff ; если же этого совпадения не получается, то изменяют длину тяги K .

Покончив со всеми этими операциями, остается теперь поставить краны правильно по отношению к кривошипу машины. При этой установке длина тяг MM и NN не должна быть изменяема. Установка производится следующим образом:

Ставят кривошип на одну из мертвых точек и вращают свободно эксцентрик вокруг вала в том направлении, в каком должна вращаться и машина, до тех пор, пока паровпускной кран, ближайший к поршню, не откроет своего окна на величину предварения впуска, которая берется от 0,8 до 3,2 мм.

Когда кран откроет окно на эту величину, то эксцентрик закрепляют на валу в этом положении; вал с эксцентриком вращают в том же направлении, в каком должна вращаться и машина, до тех пор, пока кривошип не станет на другую мертвую точку; при этом соответствующий впускной кран должен открывать свое окно тоже на величину предварения впуска V_0 . Если этого нет, то удлиняют или укорачивают слегка тяги между эксцентриком и шайбой (фиг. 195); если же для получения одинаковых предварений длину тяг приходится значительно изменять, то нужно вновь произвести установку кранов относительно качающейся шайбы, изменив несколько относительное их положение.

После этого остается только установить правильно тяги, ведущие к регулятору. Для этого закрепляют шары и муфту регулятора в самом верхнем их положении и отцепляют тягу K от качающейся шайбы. Качают шайбу взад и вперед и изменяют длину стержней к регулятору таким образом, чтобы краны освободились от зацепок и сейчас же закрывались. Это необходимо для того, чтобы не произошло разноса машины, в случае если она внезапно останется без нагрузки. Затем ставят муфту регулятора в самое низкое положение, при этом зацепки вовсе не должны расцепляться; следовательно, краны будут давать наибольшее наполнение.

Иногда машина конструируется таким образом, что в случае обрыва ремня, сообщающего движение регулятору, защелки автоматически расцепляются, и краны закрываются, прекращая дальнейший приток пара в цилиндр и предупреждая разнос.

В этом случае не следует ставить при установке шары регулятора в высшее положение, а надо поставить их в самое низшее положение и качать шайбу взад и вперед, доведя ее до обоих крайних положений; окно, противоположащее той стороне, куда отклонена шайба, будет тогда широко открыто, и теперь нужно установить тяги к регулятору, чтобы зацепки как раз расцеплялись и кран освобождался. То же нужно повторить и для другого крана.

Следует еще раз проверить равенство отсечек (установка произведена на равные предварения впуска). Для этого ставят муфту регулятора в среднее или вообще соответствующее нормальной работе положение и закрепляют ее; вращают медленно вал машины в ту сторону, куда он должен вращаться во время работы, и, измеряя пути поршня до момента отсечки, смотрят, одинаковы ли отсечки. В случае неодинаковости их, переставляют тяги регулятора, пока не получатся по возможности одинаковые отсечки.

Затем закрывают золотниковые коробки и испытывают машину в работе при помощи индикатора.

23. СРАВНЕНИЕ ВСЕХ ВЫШЕРАССМОТРЕННЫХ ВНУТРЕННИХ ПАРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ В ОТНОШЕНИИ ОБЩИХ ТРЕБОВАНИЙ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫХ К ТАКИМ ПРИБОРАМ

От внутренних парораспределительных органов требуется:

1. Возможность иметь различные элементы для обеих полостей и независимость этих элементов друг от друга. Необходимость этого вытекает из указанного выше косвенного влияния шатуна и эксцентриковой тяги.

Лучше всего этому условию удовлетворяют краны и клапаны Корлисса, так как в этом случае каждая полость имеет свой собственный парораспределительный орган как для впуска, так и для выпуска.

2. Быстрота открытия и закрытия окон, необходимая для уменьшения мятая пара.

Первое место занимает здесь клапанное распределение. Краны и золотники в одинаковой мере мало удовлетворительны в этом отношении.

3. Свободный вход и выход пара.

Для соблюдения этого условия необходимо, чтобы не только открытие окон для впуска и выпуска было достаточно, но чтобы и направление движения пара не подвергалось значительному изменению, следствием чего явились бы вихревые движения и потеря в давлении. Среднее положение в этом случае занимают золотники. Лучше всего этим условиям отвечают краны Корлисса и хуже всего клапаны, так как в них происходит наибольшее отклонение в направлениях движения пара.

4. Наименьшее вредное пространство.

Как известно, значительное влияние на величину вредного пространства оказывает объем пролетов. Поэтому лучшими парораспределительными приборами в этом отношении надо признать краны Корлисса. Среднее положение занимают клапаны и плоские золотники, и худшими являются большие цилиндрические золотники.

5. Хорошая доступность осмотру.

Лучше всего в этом отношении краны Корлисса. Среднее положение занимают золотники и труднее всего подлежат осмотру клапаны, у которых, между прочим, гнезда желательнее устраивать удобно вынимаемыми для осмотра.

6. Возможно полная непроницаемость.

Для этой цели должны быть выполнены следующие условия: во-первых, всегда должен быть избыток давления, прижимающий парораспределительный орган к рабочей поверхности, а во-вторых, устройство этих органов должно быть таково, чтобы они изнашивались сами и изнашивали рабочее зеркало по всей поверхности равномерно. Для выполнения последнего условия давление на соприкасающиеся поверхности должно быть распределено равномерно.

Лучше всего этому условию удовлетворяют золотники. При кранах необходимо, как уже было замечено, ограничить длину поля крана, насколько это возможно, и стараться увеличивать скорей ширину окна, чем его длину. Золотники и краны имеют, кроме того, в смысле надежности плотного закрытия окон еще и то преимущество, что они благодаря скольжению по рабочей поверхности сдвигают ту грязь, которая случайно встретится у них на пути, тогда как клапаны забивают эту грязь в гнезда, вследствие чего плотно закрываться не будут.

7. Возможно малое сопротивление при движении.

Величиной сопротивления движения обуславливается как степень изнашивания парораспределительных органов, так и величина бесполезной затраты работы на их перемещение. Мы уже видели целый ряд мер, которые принимались в этом направлении.

Наиболее удовлетворяют этому требованию клапаны, затем следуют по порядку: цилиндрические золотники без набивочных колец и золотники с крышкой, цилиндрические золотники с набивочными кольцами, краны Корлисса и коробчатые золотники.

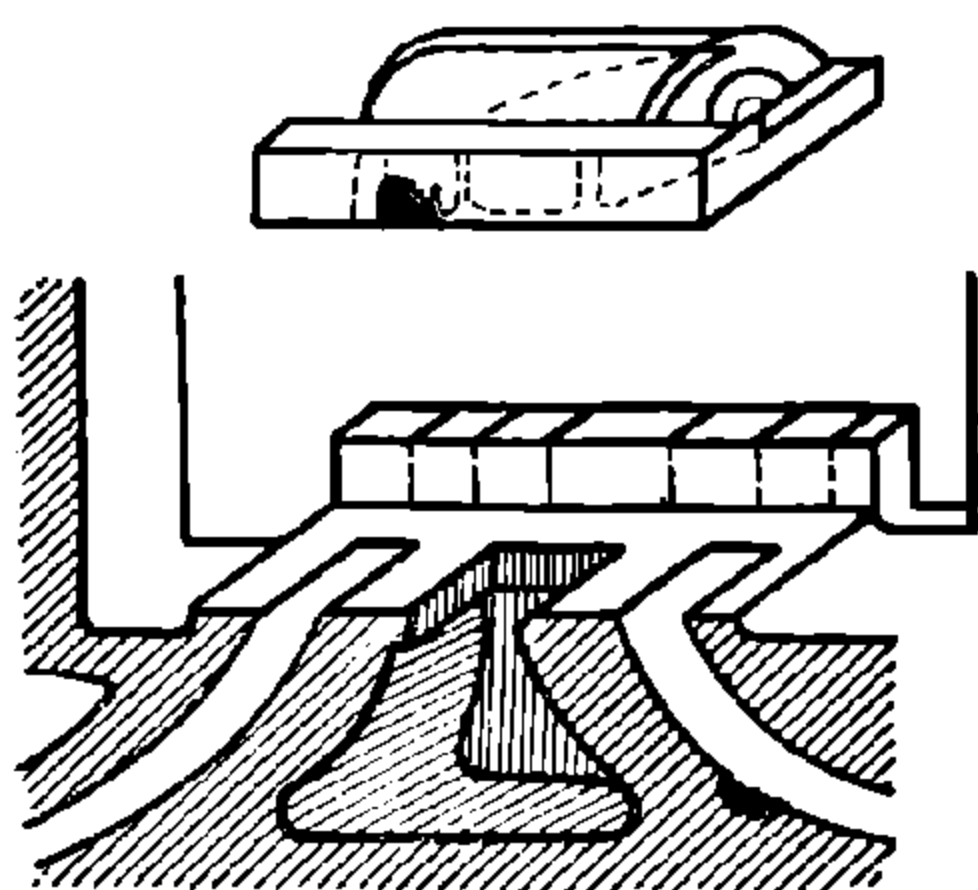
8. Возможная простота устройства и надежность в действии, когда приходится работать долго без ремонта и осмотра.

В этом отношении безусловно первое место занимают золотники, представляя собой механизм простой, прочный и с малыми вероятностями для порчи.

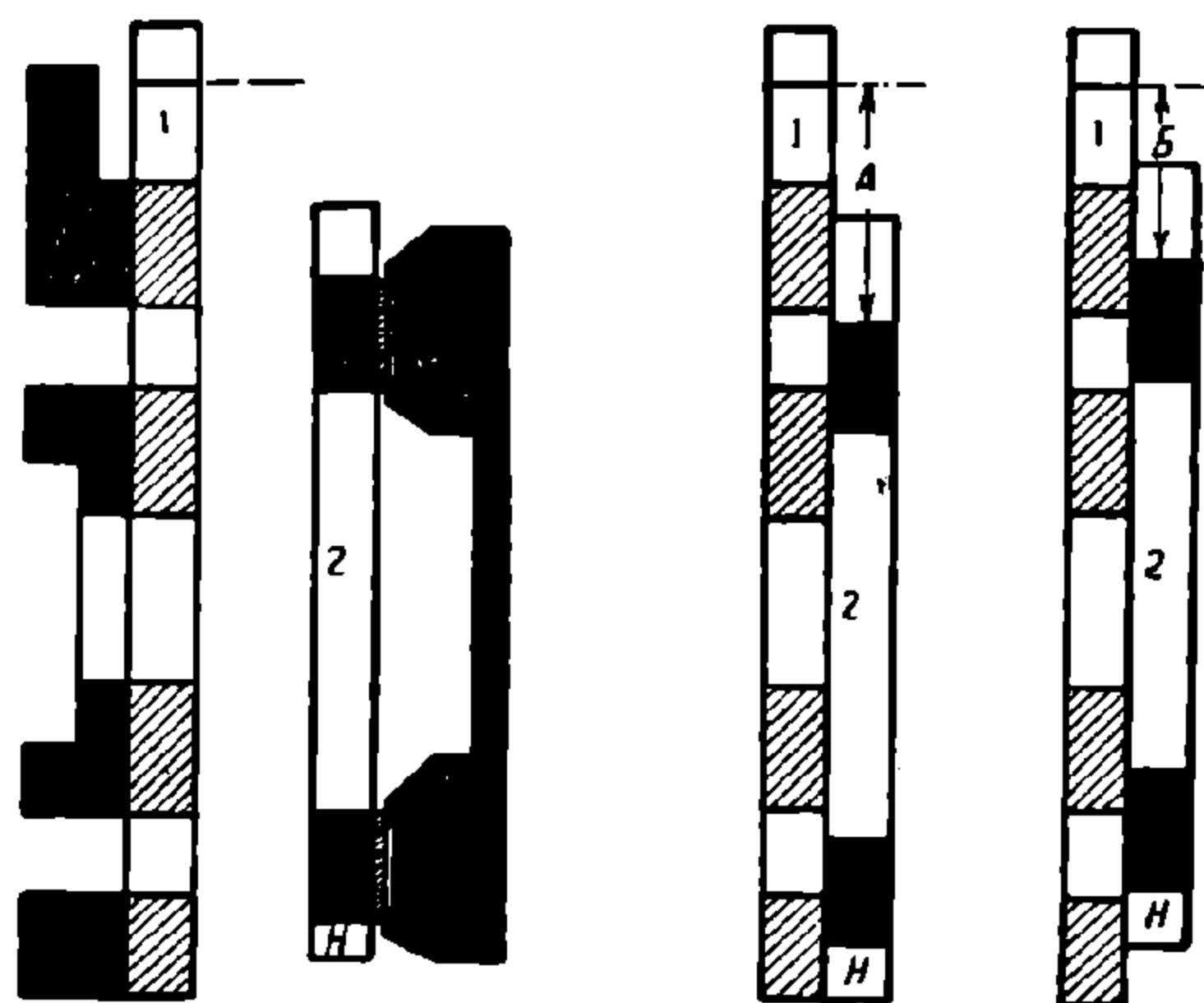
24. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

Вопрос 1-й. Как составить чертеж зеркала и паровых окон золотниковой коробки?

Следует взять правильный квадратный брусок, равный по длине зеркалу, и расположить этот брусок по золотниковому зеркалу перпендикулярно к прорезам окон. При помощи угольника и чертилки наносят на брусок грани паровыпускного, паровпускных окон и длину



Фиг. 196.



Фиг. 197.

золотникового зеркала, делят пополам расстояние между рисками, обозначающими длину всего зеркала или паровыпускного отверстия; получается средняя линия золотникового зеркала. Затем переносят риски на лист бумаги, проводят из полученных точек наклонные линии под произвольным углом (обыкновенно 30° — 45°) и дополняют остальные, как на фиг. 196. В результате получается перспективный разрез по золотниковому зеркалу.

Ширина окон и паровыпускных отверстий для нас в данном случае не интересна.

Подобным же образом определяем среднюю линию золотника, и тогда будем иметь все необходимое для определения впускных и выпускных перекрыш (фиг. 197).

Вопрос 2-й. Как определить впускные и выпускные перекрыши?

Наносят на брусок риски, ограничивающие поля золотника, затем располагают брусок, изображающий золотник, по лицу зеркала золотника, тогда величина p представит впускную перекрышу, а i — выпускную (фиг. 198).

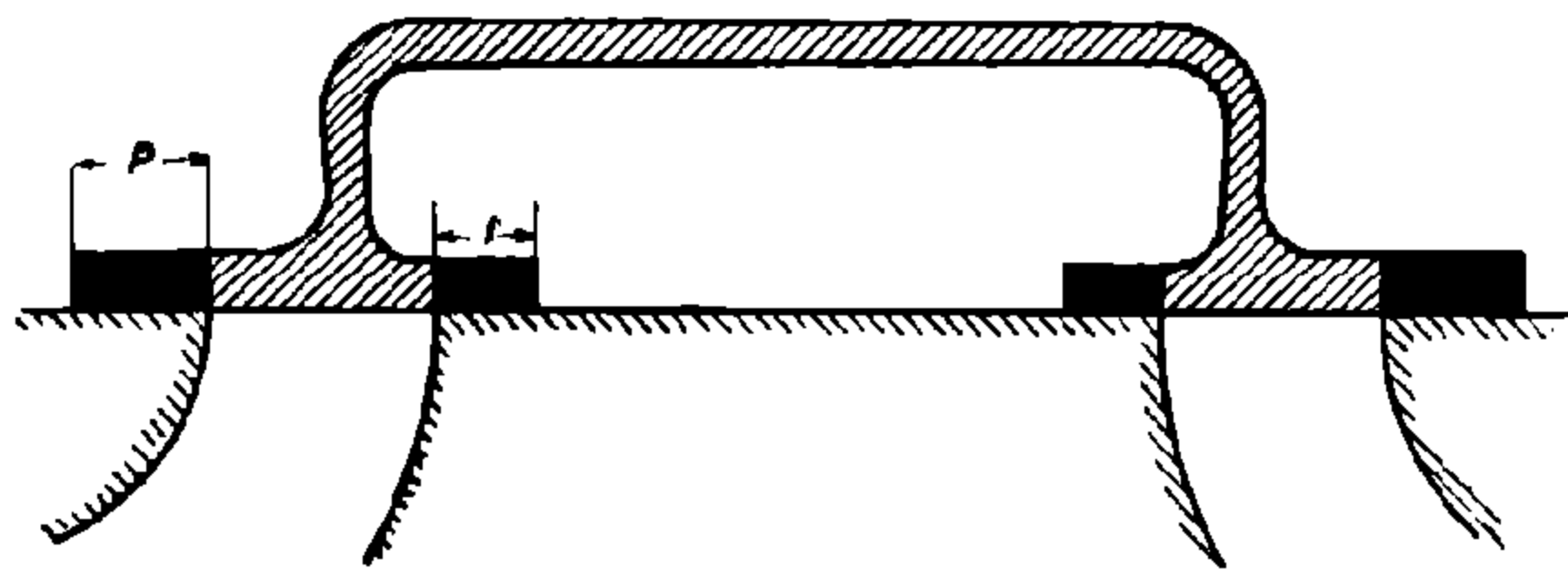
Вопрос 3-й. Как определить ход золотника (фиг. 199)?

Для этого снимают эксцентрикные бугели, измеряют самую узкую и самую широкую части эксцентрика от вала и величину первой вычитают из второй. Полученная разность и даст ход золотника. В самом-деле: $R + r - x = x + R + a$, и, следовательно, $2x = r - a$ ($2x$ — ход золотника).

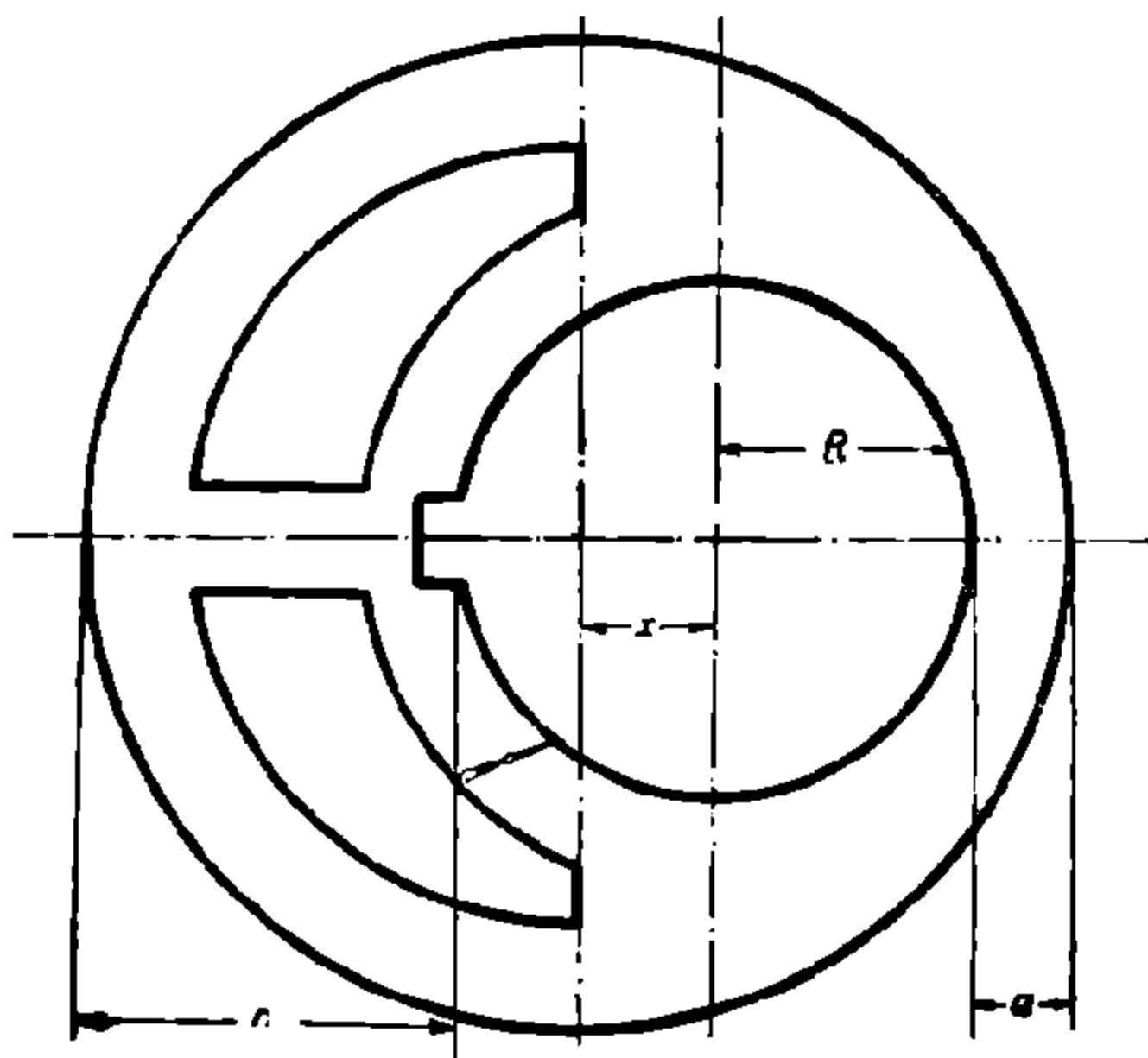
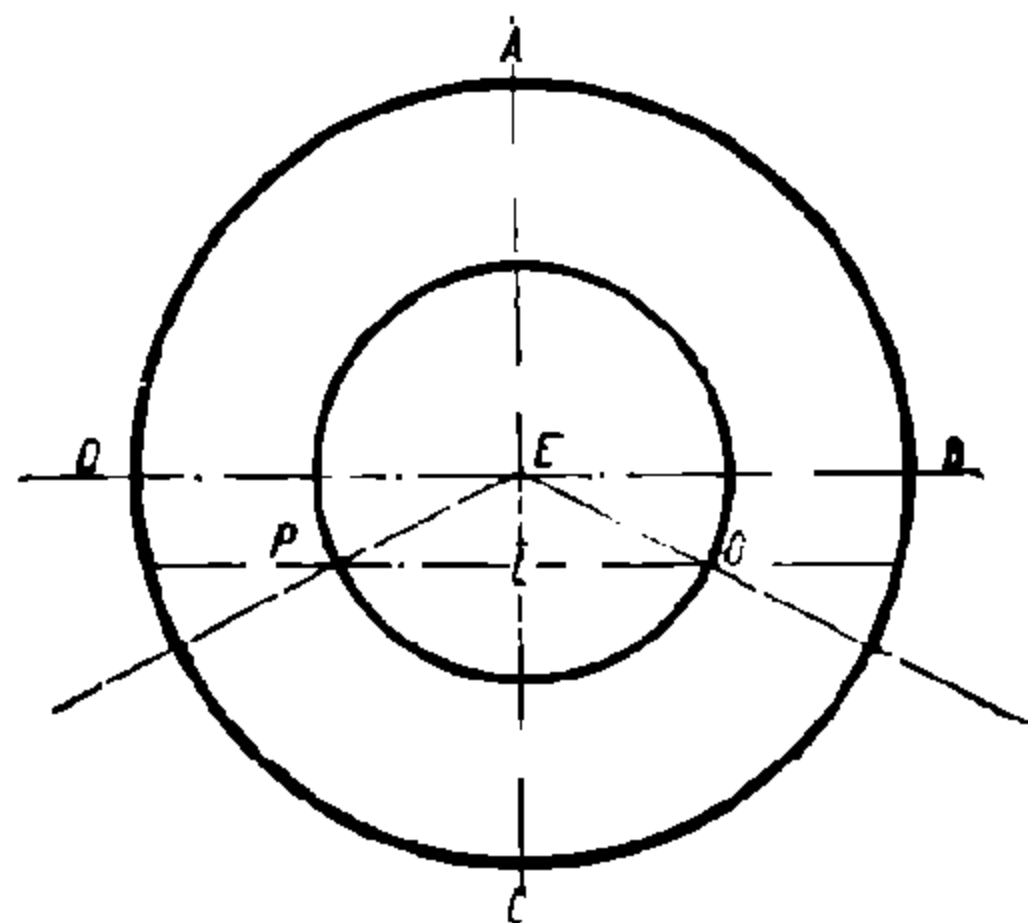
Вопрос 4-й. Как определить величину эксцентриситета (фиг. 199)?

Он будет равен $\frac{r-a}{2}$.

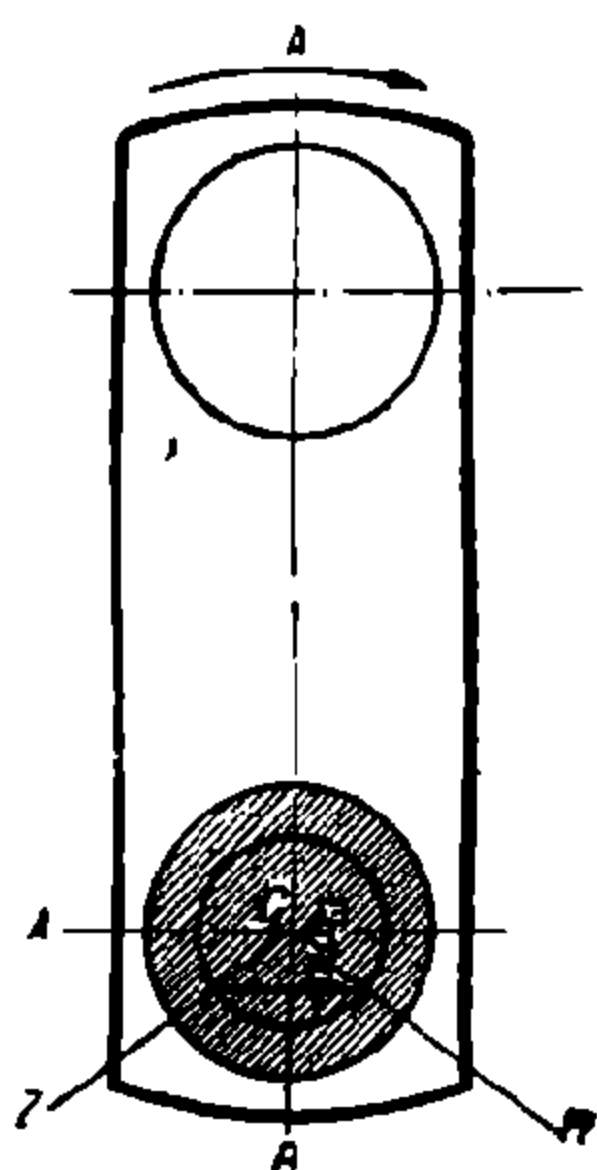
Вопрос 5-й. Как определить ход золотника, когда он приводится в движение балансиром?



Фиг. 198.



Фиг. 199.



Фиг. 200.

В данной задаче различают два случая:

- 1) когда балансир равноплечий;
- 2) когда балансир неравноплечий.

В первом случае ход золотника будет равен ходу эксцентрика, т. е. двойному эксцентриситету.

Во втором случае следует различать, когда:

- а) большее плечо балансира прилегает к тяге, идущей к эксцентриковому бугелю;
- б) меньшее плечо балансира прилегает к тяге, идущей к эксцентриковому бугелю.

В обоих случаях определяют, как выше, эксцентриситет, т. е. $r-a$. Берут отношение плеч балансира таким образом, чтобы в числителе отношения всегда стояла величина плеча, приводимого в движение от тяги эксцентрика. Тогда, если величина этого плеча будет больше другого плеча балансира, то ход золотника будет меньше двойного эксцентриситета на величину отношения плеч, если же величина этого плеча будет меньше плеча балансира, то ход золотника будет больше на величину отношения плеч.

Вопрос 6-й. Как определить величину линейного опережения впуска?

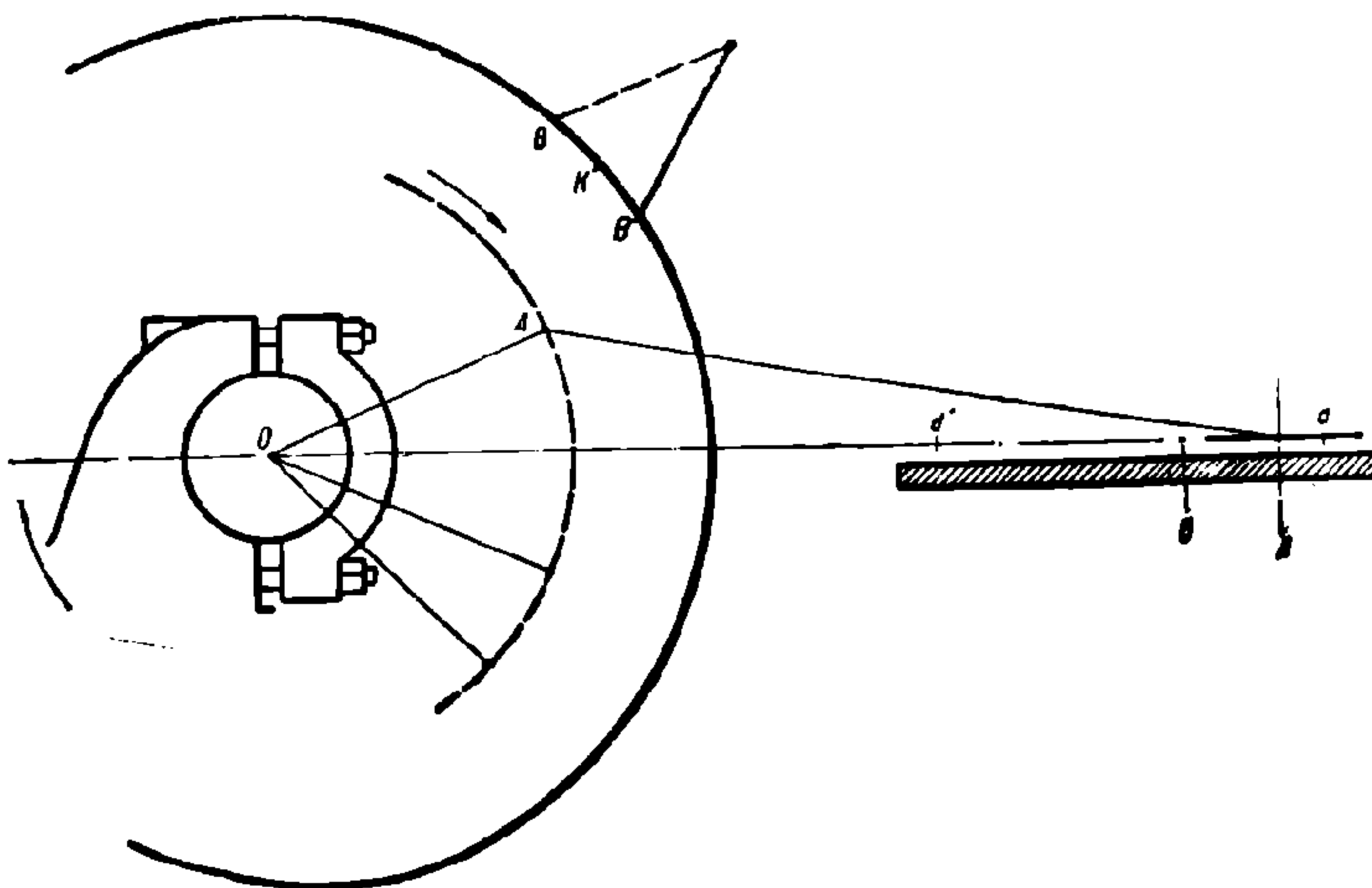
Предположим, нужно определить величину линейного опережения для передней полости. Устанавливают поршень в крайнее переднее положение, а кривошип на переднюю мертвую точку. Поршень должен дви-

гаться влево, для этого паровпускное окно в переднюю полость должно быть открыто на величину линейного опережения впуска. Измерить величину его можно клинышком.

Вопрос 7-й. Может ли раз установленное линейное опережение измениться?

Может. Во время работы машины подшипники изнашиваются, это влечет за собой односторонний сдвиг золотника, вследствие чего уменьшаются опережения с одной стороны и увеличиваются с другой.

Вопрос 8-й. Как найти положение эксцентрика на валу, после того как определили ход золотника, впускную перекрышу и линейное опережение впуска?



Фиг. 201.

Из центра большей окружности (фиг. 200) коренного вала E , либо из какой-нибудь точки E , принятой нами за центр вала, проводят окружность (меньшую), диаметр которой равен ходу золотника. Пусть AE — вертикальное положение кривошипа и пусть он вращается по часовой стрелке; от E по линии EC отложим вниз расстояние EL , равное впускной перекрыше плюс опережение.

Через точку L проводим линию, параллельную BD , точку O пересечения этой линии с окружностью эксцентриситета соединяют с центром вала. Линия EO даст направление, по которому располагается ось эксцентриситета для указанной стороны вращения и точное место для центра шпонки на валу. Точка P и направления EP служат для обратной стороны вращения.

Вопрос 9-й. Как определить длину эксцентриковой тяги?

Ставят золотник в его среднее положение, измеряют расстояние от центра шарнирного соединения штока с эксцентриковой тягой до центра вала. Из полученной величины вычитают $1/2$ диаметра эксцентрика и толщину его бугеля измерив последний в той части, к которой примыкает эксцентриковая тяга.

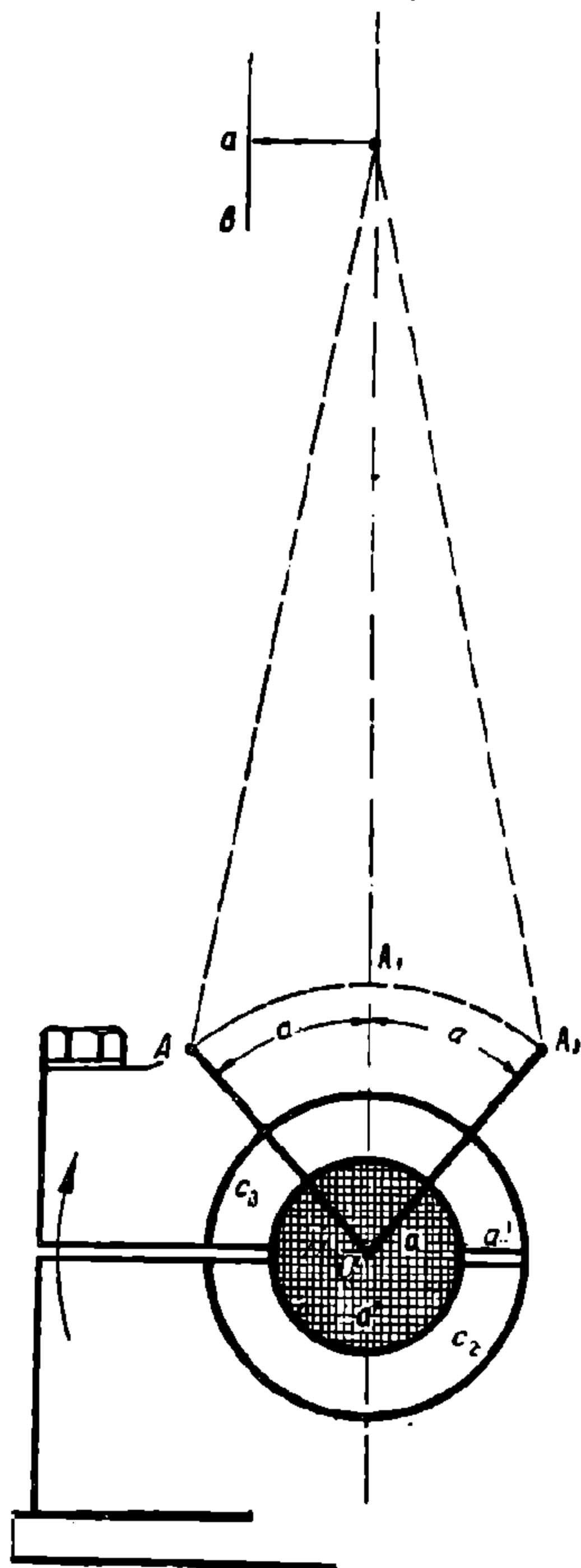
Вопрос 10-й. Как установить кривошип машины в мертвой точке?

Будем различать два случая:

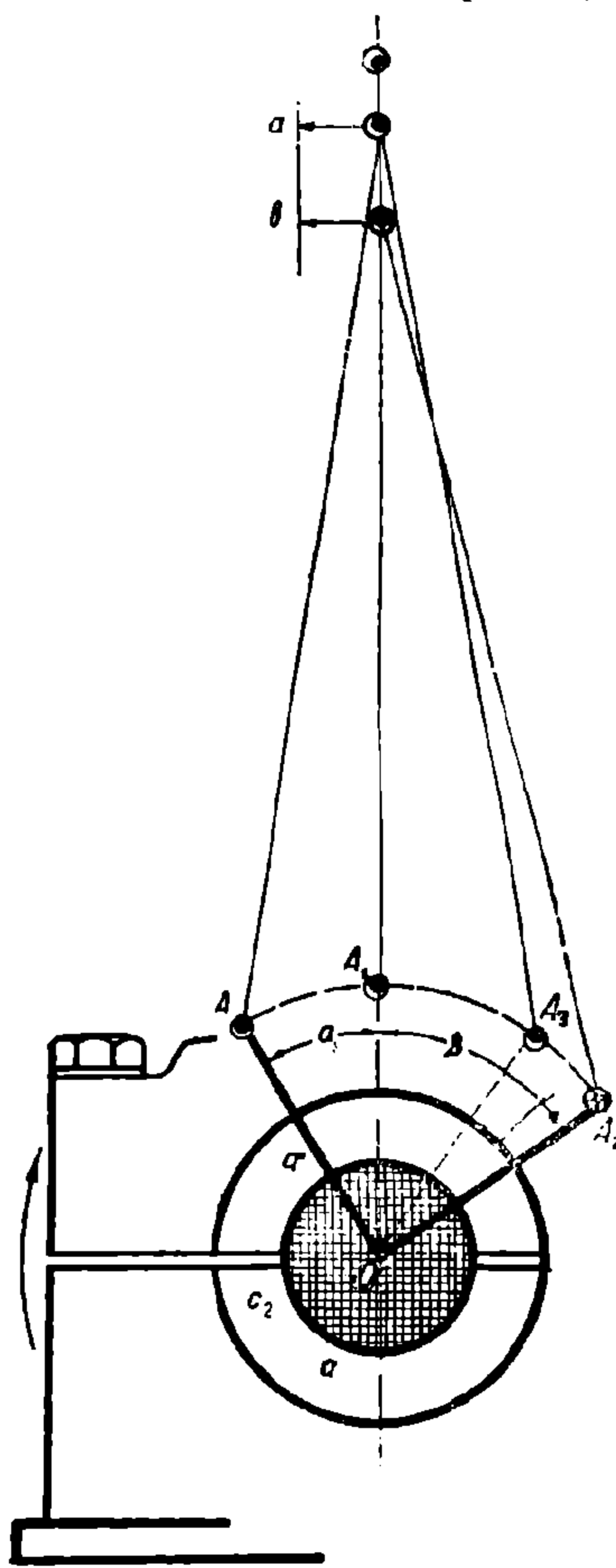
- 1) когда машина горизонтальная и
- 2) когда машина вертикальная

1. Машина горизонтальная В этом случае поступают следующим образом (фиг. 201):

Поворачивают кривошип по направлению A , немного не доводя его до, например, правой мертвой точки, и отмечают на параллели положение наружного края крейцкопфа. Затем при этом положении крейцкопфа выбирают около маховика (на стене или полу) какой-нибудь выступ и закрепляют на нем крючок-чертилку тупым концом, а острым упирают в обод маховика и эту точку отмечают керном B . Поворачивают маховик до тех пор, пока выбранный край крейцкопфа не дойдет до своего крайнего положения и, идя назад, опять не дойдет до риски, намечен-



Фиг. 202.



Фиг. 203.

ной на направляющей. Ввиду изменения направления движения поршня при переходе через мертвую точку, а также слабину в подшипниках рекомендуется при движении крейцкопфа назад, пройдя мертвую точку, перевести его через намеченную риску на параллели и уже обратным вращением маховика подвести крейцкопф к этой риску. Этим путем будет выбрана вся слабина в движении, и поршень будет установлен вторично в том же самом положении. При этом положении на ободке маховика намечают новую точку прикосновения крючка-чертилки B' . Расстояние между определенными двумя точками на крае обода маховика делят пополам; на фиг. 201 это новое положение отмечено керном через K . Если теперь маховик повернуть, чтобы чертилка дошла до этой средней точки K между точками на ободке маховика, то определится действительное мертвое положение кривошипа машины, которое и отмечается на направляющих.

Для определения второй мертвой точки машины ставят кривошип, несколько не доводя его до крайнего левого мертвого положения.

Дальше поступают так как же, как в первом случае, определяют другое крайнее положение кривокопфа и ставят точку d .

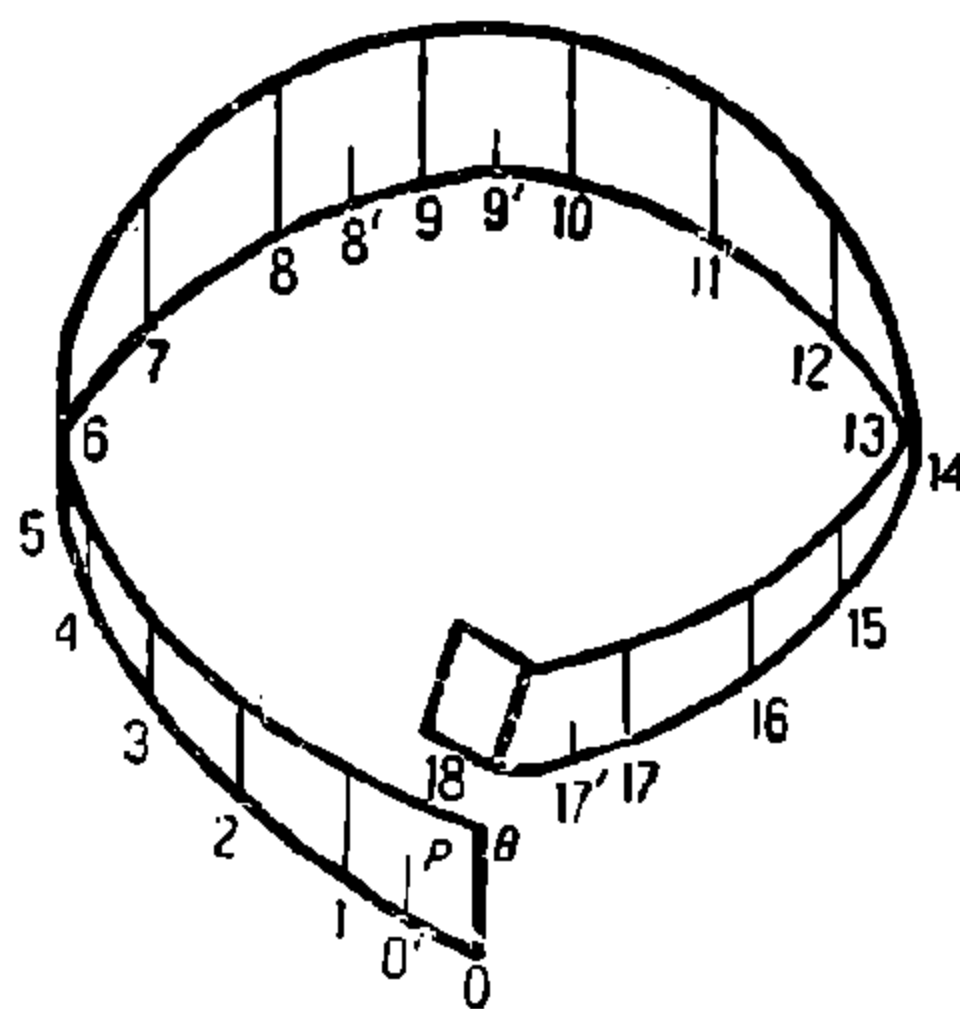
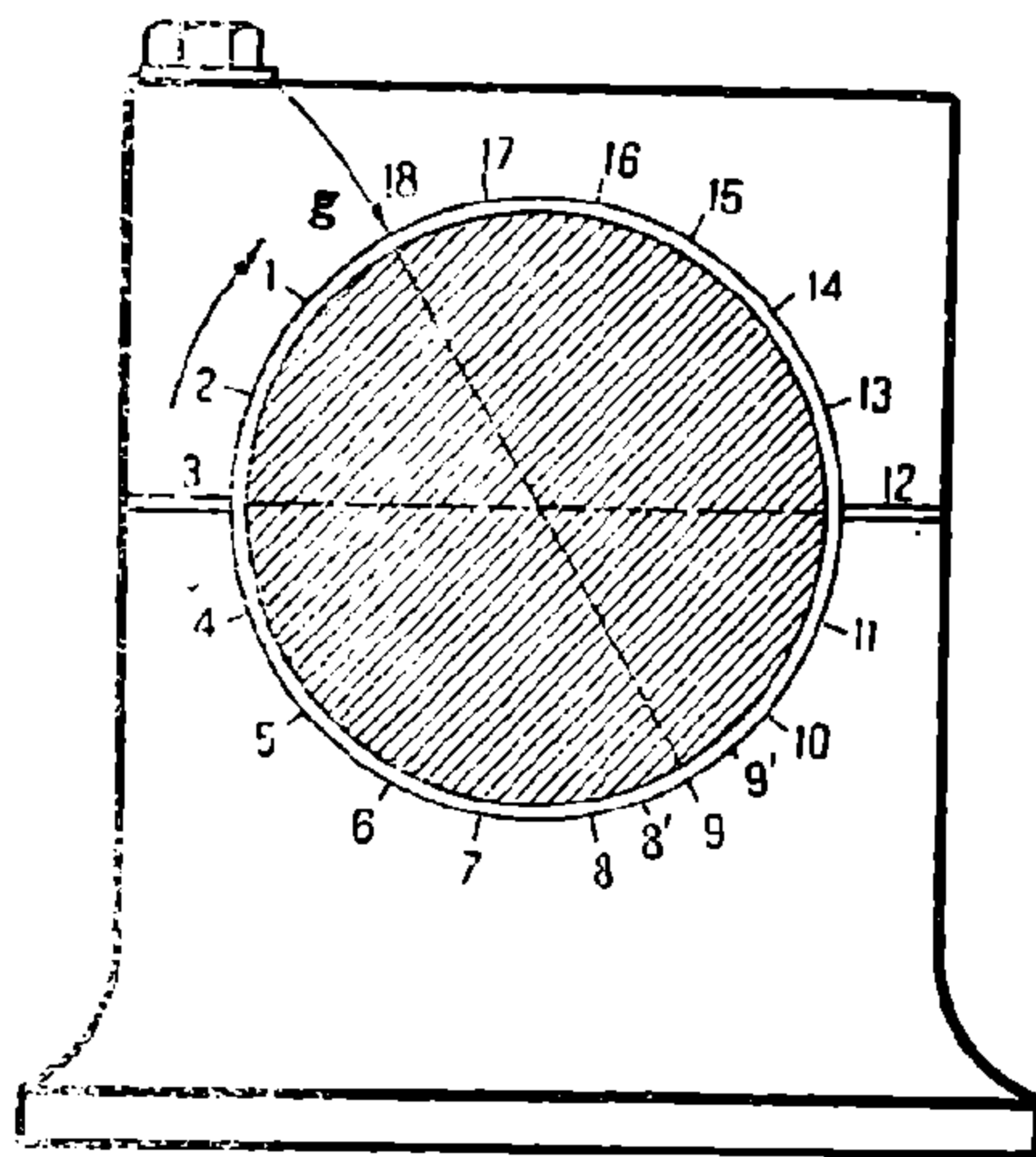
Расстояние между этими мертвыми положениями наружного края кривокопфа (d и d'), найденными, как сейчас указано, и определяет собой ход поршня.

2. Машина вертикальная. Для нахождения мертвых точек вращают машину по направлению хода до тех пор, пока не приведут кривошип в положение OA , (фиг. 202), приблизительно на 30° не достигающее определяемой мертвой точки. При таком положении кривокопфа на вкладыше коренного подшипника и на цапфе или заплечике вала наносят керном две метки a (фиг. 202) друг против друга; иногда же с этой целью вал около вкладыша подшипника обертывается полоской бумаги, на которой и наносится черта против острия индекса g (фиг. 204), укрепленного на подшипнике и касающегося шейки вала.

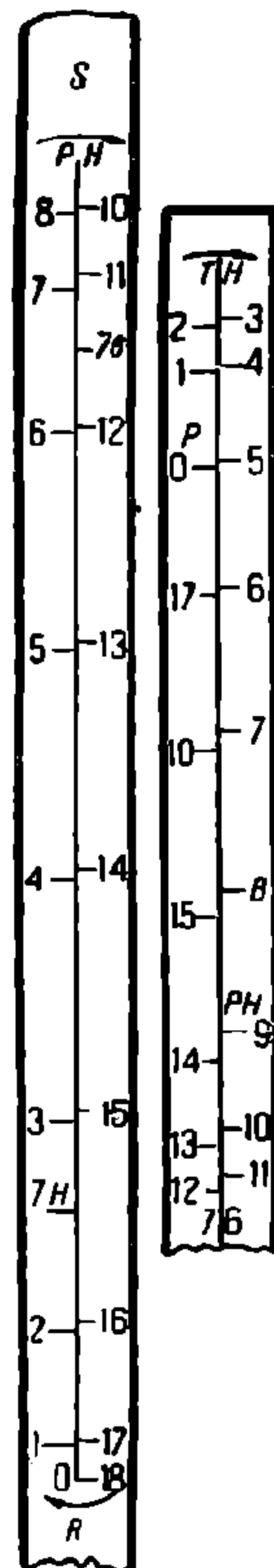
Нанося метки a , в то же время отмечают на линейке RS (фиг. 205) соответствующее положение индекса штока и затем продолжают вращение машины в том же направлении. Когда кривошип придет в мертвую точку A_1 , поршень также будет в мертвом положении.

Если бы можно было в точности уловить момент, когда индекс штока остановится (момент перемены направления движения) и отметить положение индекса g (фиг. 204) на валу, то мертвая точка была бы найдена; определение мертвой точки таким путем очень затруднительно, так как движение индекса штока около нее едва заметно, и, кроме того, благодаря слабине в подшипниках поршень остается некоторое время неподвижным, пока кривошип не перейдет мертвую точку на некоторый угол, величина которого зависит от величины этой слабину.

Имея в виду влияние слабину в подшипниках, продолжают вращение машины (пройдя мертвую точку) в прежнем направлении до тех пор, пока индекс штока, начав обратный ход, не придет в некоторую точку b , лежащую за точкой a в расстоянии нескольких сантиметров (около 10); пусть при этом кривошип будет в положении AO_2 (фиг. 203). Затем начинают вращать вал в обратную сторону, причем благодаря слабине в подшипниках при начале обратного вращения поршень останется некоторое время неподвижным, пока не произойдет перемещение точек соприкосновения цапф



Фиг. 204.



Фиг. 205.

с подшипниками на противоположную сторону последних. В то время, когда индекс штока будет находиться над точкой a , кривошип будет занимать положение OA_3 , симметричное OA : линия, делящая угол AOA_3 пополам, и дает положение кривошипа при мертвой точке.

Отметив на валу положение a' индекса g , соответствующее положению кривошипа в OA_3 , найдем, что $\angle aOa' = \angle AOA_3$ и средняя точка c_2 дуги aa' будет соответствовать положению кривошипа OA на мертвой точке.

А потому, в тот момент, когда при вращении вала по новому направлению индекс g остановится над точкой c_2 , поршень и кривошип будут на мертвых точках.

Соответствующие мертвые точки кривошипа и поршня отмечают одинаковыми буквами; в то же время отмечают и положение индекса штока золотника, соответствующее мертвой точке кривошипа.

Угол AOA_3 должен быть настолько большим, чтобы движение индекса штока было заметно и чтобы ножки циркуля не скользили по валу при делении дуги aa' пополам.

Вопрос 11-й. Определить расстояния, проходимые поршнем и золотником.

Заплекик вала около подшипника обтягивается полоской бумаги (фиг. 204) такой длины, чтобы один конец ее находил на другой. На этой полоске отмечают черту a совпадающую с краем o верхнего конца бумажки, и делят длину oa на несколько равных частей (обыкновенно на 18, 20 или 24), соответствующих углам поворота кривошипа в 20° , 18° или 15° (мы будем предполагать 18 делений) по обеим сторонам точек 9 и 0 , соответствующих мертвым точкам кривошипа. Кроме того, отмечают промежуточные точки $8'$, $9'$, $0'$ и $17'$. Разделенную таким образом полоску снова накладывают на вал и слегка приклеивают.

После наложения вышеупомянутой полоски бумаги на вал начинают вращать машину, делая остановки при каждом делении и отмечая на линейках RS (фиг. 205) одинаковыми числами положения индексов штоков поршня и золотника, соответствующих этим делениям; остановки делают также при каждой из мертвых точек поршня и золотника. Если по ошибке какое-нибудь из делений, где надо бы остановиться, будет пройдено и если непременно желают на нем остановиться, то, принимая во внимание слабину в подшипниках, надо повернуть машину назад на несколько градусов (около 10°), а затем снова вращать ее в прежнюю сторону, пока не придут к желаемому делению. Если точка предполагаемой остановки машины пройдена немного, то нет нужды возвращаться назад, чтобы попасть затем на эту точку, а следует лишь тщательно отметить положение индекса g в момент остановки и нанести соответствующие метки на линейках штоков.

Нужно заметить, что вообще трудно, в особенности в случае больших машин, точно останавливать машину на желаемом делении, так что почти всегда приходится ставить новые метки как на бумажке вала, так и на линейках штоков.

Линейки с отмеченными делениями за полный оборот машины представлены на фиг. 205. Легко заметить что на линейке RS поршня деления (8,10) — (7,11) и т. д., соответствующие одинаковым углам отклонения кривошипа от мертвой точки по разным направлениям движения поршня, отстоят неодинаково от точки PH . Это происходит от того, что ввиду слабину в подшипниках и перемены точек соприкосновений в них кривошип, пройдя мертвую точку, не сразу увлекает за собой поршень, а лишь после поворота на угол в 5° или 6° , от чего последний несколько отстает от кривошипа при обратном своем ходе. Такой же недостаток будет и для золотника, но он не заметен на линейке TH , так как остановки золотника за тот и другой полуоборот эксцентрика не симметричны относительно его мертвой точки.

Вопрос 12-й. Как определить величину опережения впуска и как найти положение поршня при начале данного предварения впуска?

Для этого ставят машину в какую-либо из мертвых точек, измеряют калибром (клинышком) (фиг. 206) линейное опережение у окна в этой части цилиндра и делают на направляющих и крейцкопфе риски, затем поворачивают кривошип назад в противоположном направлении, просовывают в пролет у этого (правого) окна лист писчей бумаги и наблюдают, когда он будет прижат золотником; против сделанной раньше на крейцкопфе риски на направляющих ставят метку крестиком. Расстояние между точкой, отвечающей мертвому положению машины, и полученным крестиком и представит часть хода, в продолжение которого производится предварение впуска пара. Таким же образом следует сделать определение величины предварения впуска и у левого окна. Расстояния, получаемые таким образом на направляющих, не будут равны.

Измерять величину линейных опережений можно, кроме того, еще шаблонами. Способ этот применяется для цилиндрических и коробчатых золотников.

Шаблоны представляют собой две гладкие деревянные рейки 1 и 2 (фиг. 197). Шаблон 1 приставляют к зеркалу золотниковой коробки и отмечают на нем длины окон (не заштрихованы), а шаблон 2 — к полям золотника и наносят длины этих полей (закрашены). Таким образом шаблон 1 будет представлять собой золотниковое зеркало, а шаблон 2 — золотник.

Кроме того, на шаблоне 1 отмечают положение наружной кромки зеркала или фланца золотниковой коробки, а на шаблоне 2 помечают внешнюю кромку, чтобы правильно пользоваться шаблоном. Все отметки на шаблонах делаются ножом.

Так как шаблонами придется часто пользоваться, рекомендуется для лучшего сохранения выкрасить их масляной краской, заштрихованные на фиг. 197 места — черной краской, а прочие — красной.

У вертикальных машин линейные опережения находят так: поставив кривошип на верхнюю мертвую точку, измеряют расстояние от фланца золотниковой коробки до поля золотника (до верхней кромки набивочного кольца — у цилиндрического золотника); затем шаблон 2 ставят относительно шаблона 1 на это расстояние A , как показано на фиг. 197; тогда щель наверху, между заштрихованной и закрашенной частями шаблонов, и будет представлять собой линейное опережение.

Точно так же для определения линейного опережения снизу шаблоны прикладывают друг к другу на расстоянии B , взятом от фланца золотниковой коробки до золотника, когда кривошип находится на нижней мертвой точке.

Рассмотрим теперь, как производится регулировка этих линейных опережений. Чтобы увеличить линейное опережение сверху, надо, очевидно, опустить золотник, а чтобы уменьшить — поднять. Наоборот, для увеличения линейного опережения снизу надо поднять золотник, а для уменьшения — опустить.

Поднятие или опускание золотника можно производить двояко: 1) подкладывая шайбу под золотник и вынимая ее, 2) подкладывая прокладки между подошвой эксцентриковой тяги и эксцентриковым буфелем ее.

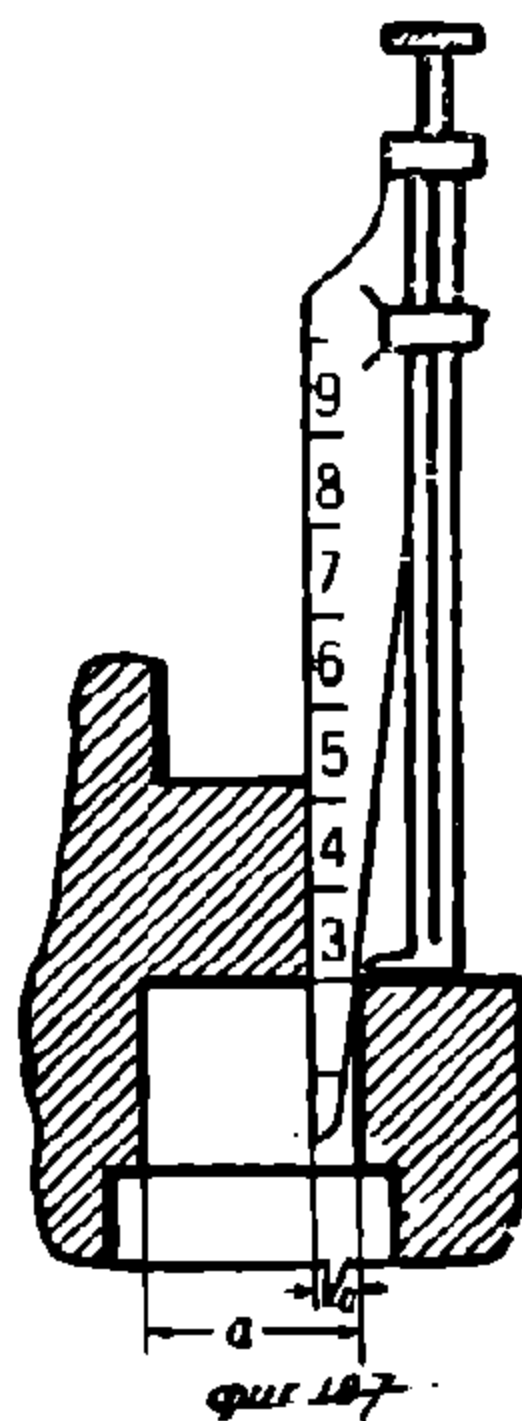
К рассмотренному надо присоединить еще два случая: 1) когда нужно изменить опережения как сверху, так и снизу на одинаковую величину и 2) когда линейное опережение надо изменить только с одной стороны, а с другой оставить без изменения. Первое достигается изменением угла опережения, т. е. переклиниванием эксцентрика на валу; для увеличения опережения надо повернуть эксцентрик вперед относительно кривошипа, а для уменьшения — назад.

Второй способ основывается на первом. Чтобы увеличить опережение только сверху, надо повернуть эксцентрик на половину желаемого опережения, а для получения другой половины вынуть подходящей толщины подкладку из-под эксцентриковой тяги.

Чтобы увеличить опережение только снизу, надо повернуть эксцентрик вперед на половину желаемого опережения, а для получения другой половины — подложить прокладку под эксцентриковую тягу.

Примечание. Эти исправления служат вместе с тем и для регулирования длины золотниковой тяги.

Вопрос 13-й. Как определить ход золотника по золотниковой тяге?

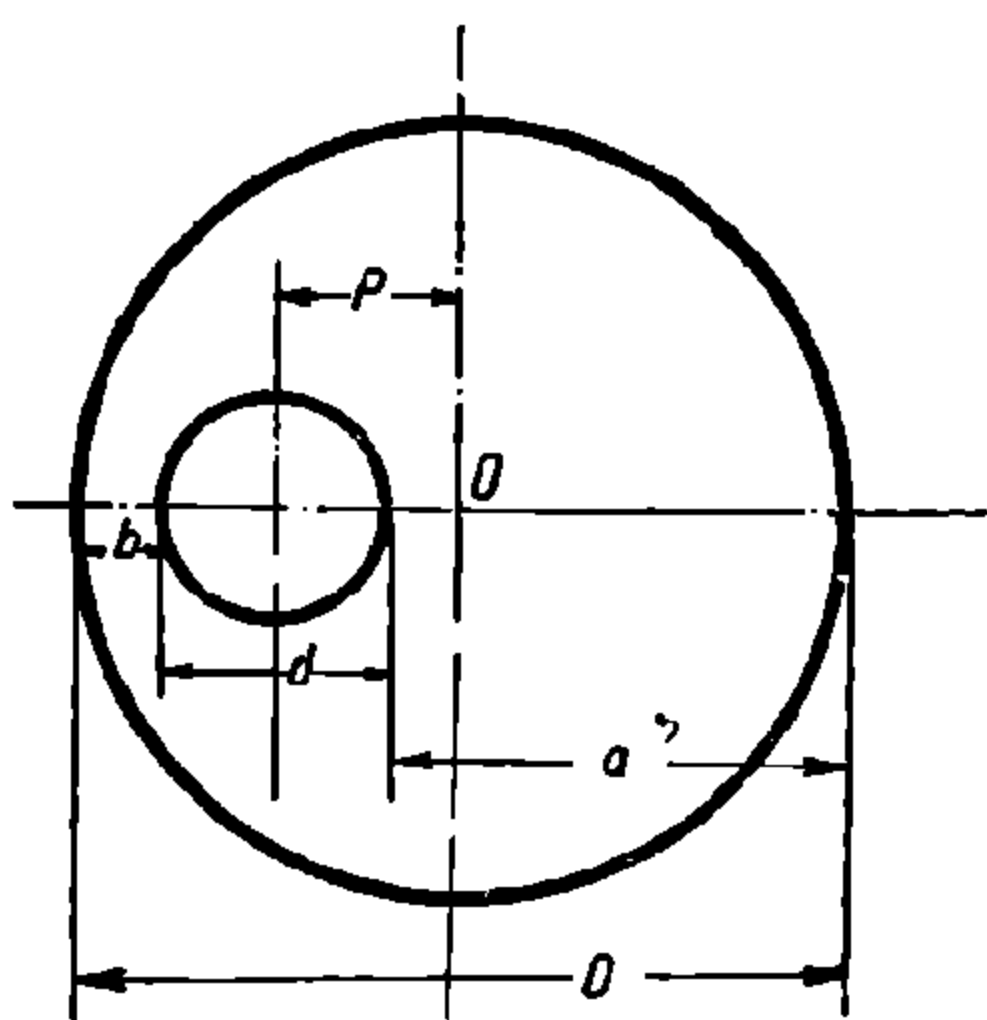


Фиг. 206.

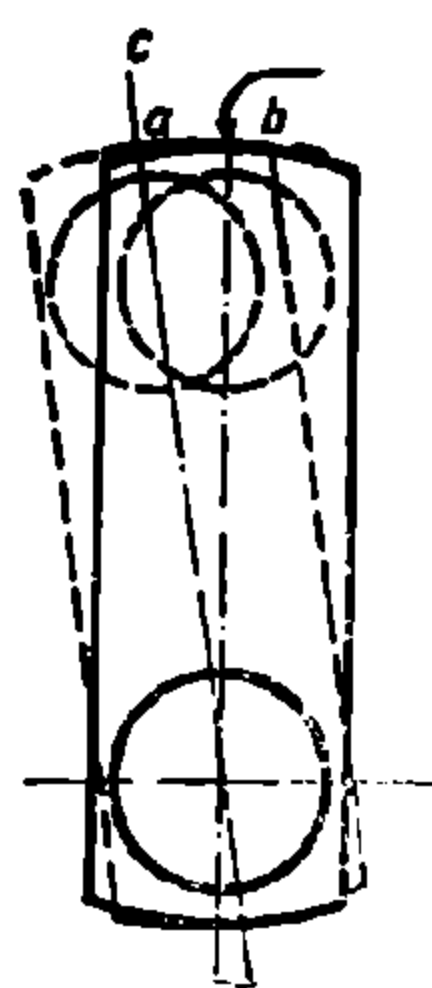
Способ — тот же, что и для поршня. Поворачивая машину, ставим на-глаз ось эксцентриситета в положение, близкое к перпендикулярному над горизонтальной осью вала. Замечаем положение эксцентриковой тяги у края сальника, в то же время с помощью чертилки замечаем точку у края обода маховика. Затем вращаем маховик до тех пор, пока золотник, дойдя до крайнего положения и идя назад, не дойдет опять до отметки на золотниковой тяге у сальника. Отмечают у края обода маховика положение чертилки новой точкой. Деля расстояние между точками на ободу маховика пополам, поворачивают маховик до того, как чертилка коснется этой найденной последней точки на маховике. Отметив положение золотниковой тяги у сальника точкой, определяют одну крайнюю точку хода золотника.

Поставив машину в такое положение, когда эксцентриситет находится вблизи другого своего крайнего положения над горизонтальной осью вала и повторив все сейчас сказанное, определяют другое крайнее положение золотника на золотниковой тяге. Расстояние между этими крайними положениями, определенными на золотниковой тяге, и даст нам ход золотника.

Вопрос 14-й. Как проверить величину хода золотника? (фиг. 207).



Фиг. 207.



Фиг. 208.

Диаметр эксцентрика $D = b + d + a$; эти размеры можно снять с натуры при существующей машине. Далее, имеем:

$$\frac{D}{2} = p + \frac{d}{2} + b,$$

или

$$D = 2p + d + 2b.$$

Следовательно,

$$b + d + a = 2p + d + 2b,$$

или

$$2p = a - b.$$

Таким образом полученный нами ход на эксцентриковой тяге должен равняться $a - b$, которые снимаем с эксцентрика непосредственным обмером.

Вопрос 15-й. Как проверить, что ось цилиндра перпендикулярна к оси коренного вала?

Для этого: а) Ставят палец кривошипа в верхнем, на-глаз, вертикальном положении и отмечают положение пальца крейцкопфа на параллелях.

б) В какой-нибудь неподвижной точке вне машины, расположенной недалеко от кривошипа, прикладывают один конец пруткового железа, а другой конец прута, изогнутый (фиг. 208), — к крайней верхней точке a кривошипа и отмечают на кривошипе эту точку a касания.

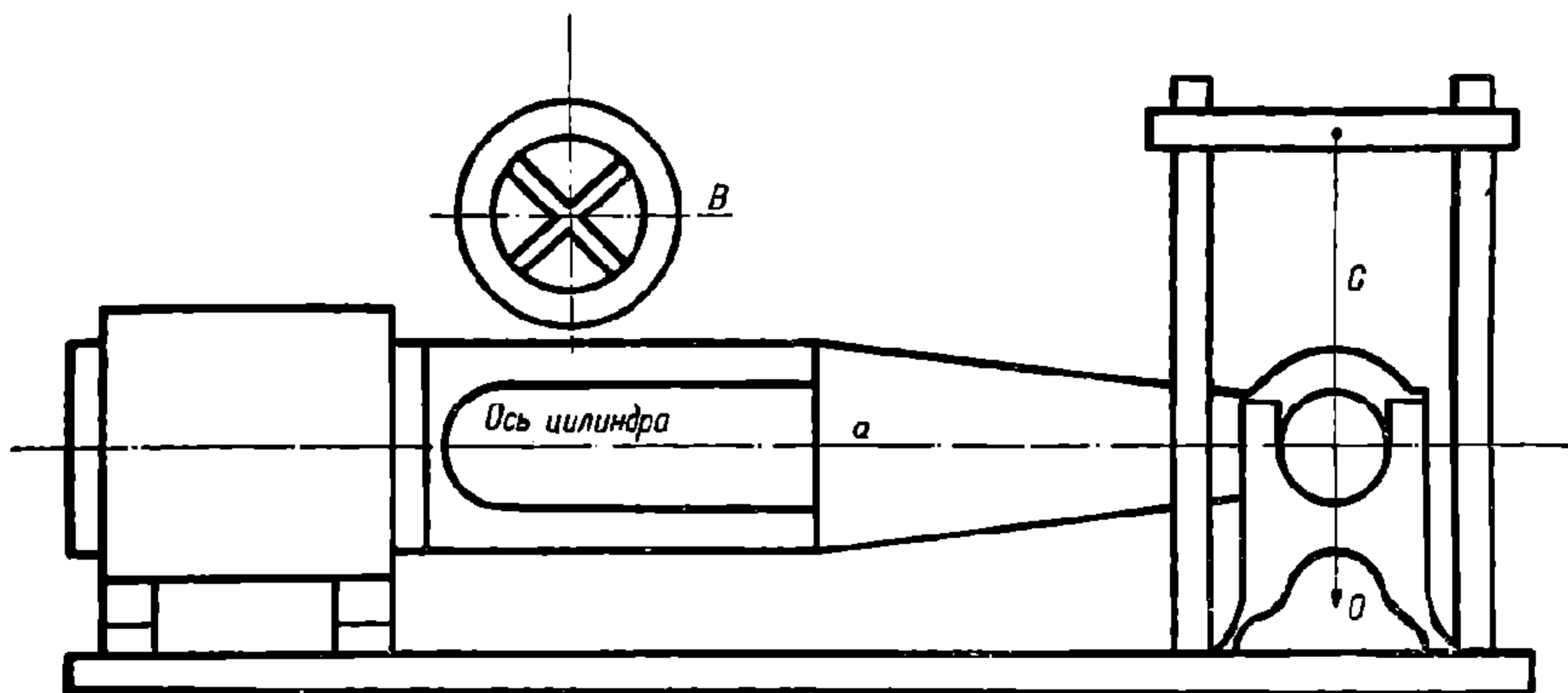
в) После этого вращают машину до тех пор, пока отметки, сделанные на крейцкопфе и параллелях, опять не совпадут.

г) Затем тем же прутком, приставленным к той же выбранной неподвижной точке вне машины, как и прежде, отмечают, какой точки кривошипа будет теперь касаться изогнутый конец прута; пусть эта точка будет b ; расстояние между первой и второй отметками (между a и b) делят пополам. Получают новую точку, среднюю, c , которая и будет совпадать с концом прута при расположении пальца кривошипа в его действительном верхнем положении.

д) Провешивают через центр пальца кривошипа отвес и переносят отвес на коренной вал. Для этого через палец кривошипа поближе к телу кривошипа перевешивают длинную нить с грузами на концах. Проверяют расстояния этих шнуров от отвеса, приложенного к центру кривошипа.

Если эти расстояния равны, то расстояние между шнуром, перекинутым через палец кривошипа, делят пополам, и это деление уже легко нанести на торец коренного вала, натерев предварительно его мелом.

е) Получив таким образом вертикальный диаметр коренного вала и имея центр вала, угольником строим горизонтальный диаметр, который и должен совпадать со шнуром, идущим по оси парового цилиндра, как это видно на фиг. 209.



Фиг. 209.

Примечание. Для проводки шнура по оси цилиндра, когда машина не собрана, пользуются:

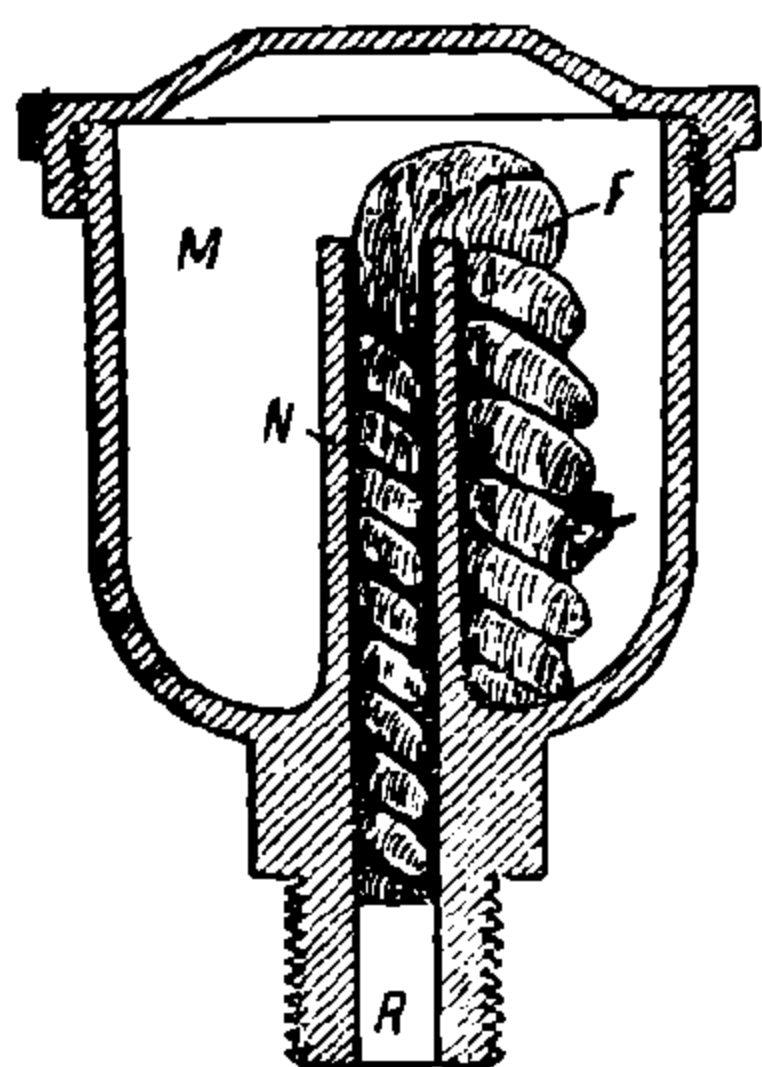
- 1) диском *B*, снабженным по центру отверстием, причем его внешний диаметр равен диаметру цилиндра;
- 2) двумя стоечками, расположенными одна у задней крышки цилиндра, а другая сзади кривошипа.

Стойки располагаются на одной горизонтальной плоскости и снабжены вырезами, вершины выреза которых совпадают с центром цилиндра. Шнур *c* проходит через отверстие в диске и располагается на вершине вырезов в стойках.

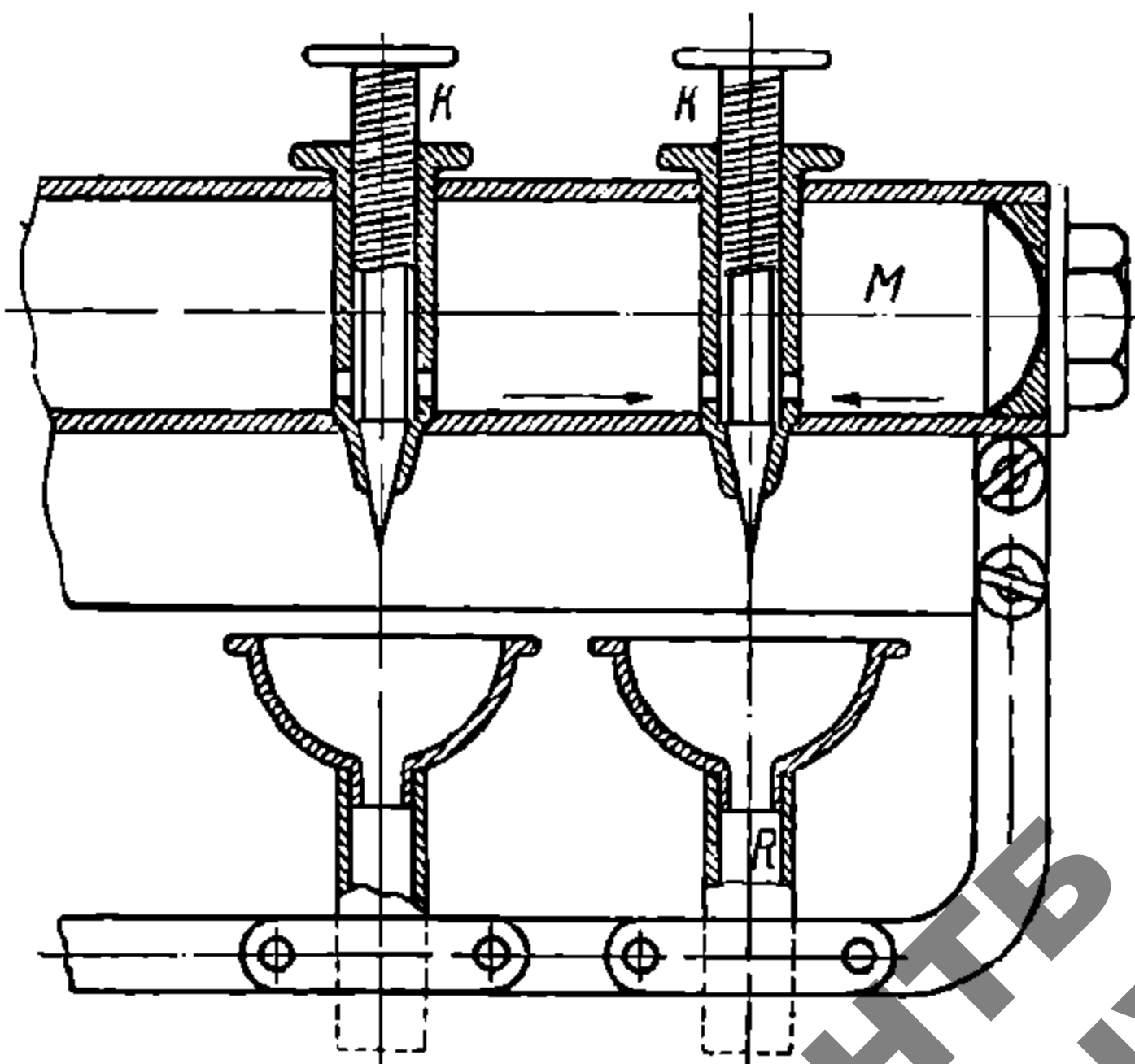
25. СМАЗОЧНЫЕ ПРИБОРЫ И ИХ ПОДРАЗДЕЛЕНИЯ

Все смазочные приборы могут быть разделены на:

- 1) приборы для внешней смазки и
- 2) приборы для внутренней смазки.



Фиг. 210.

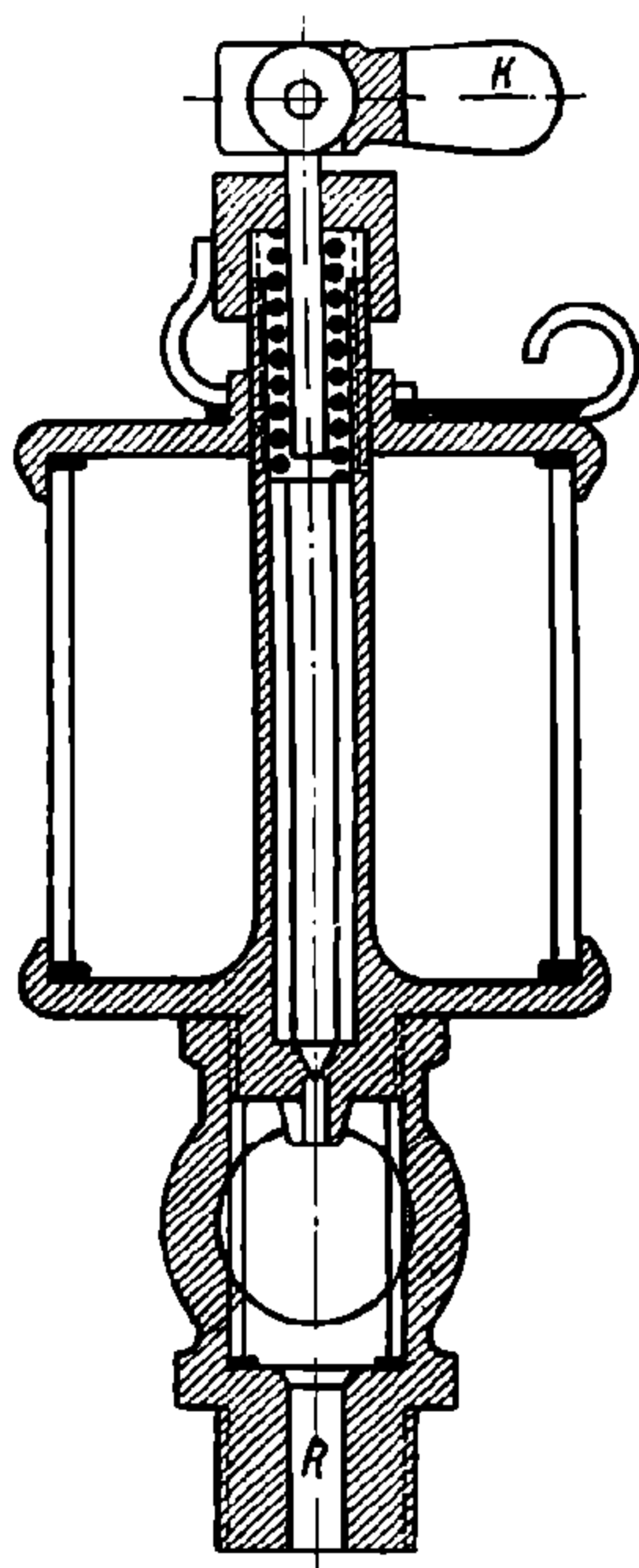


Фиг. 211.

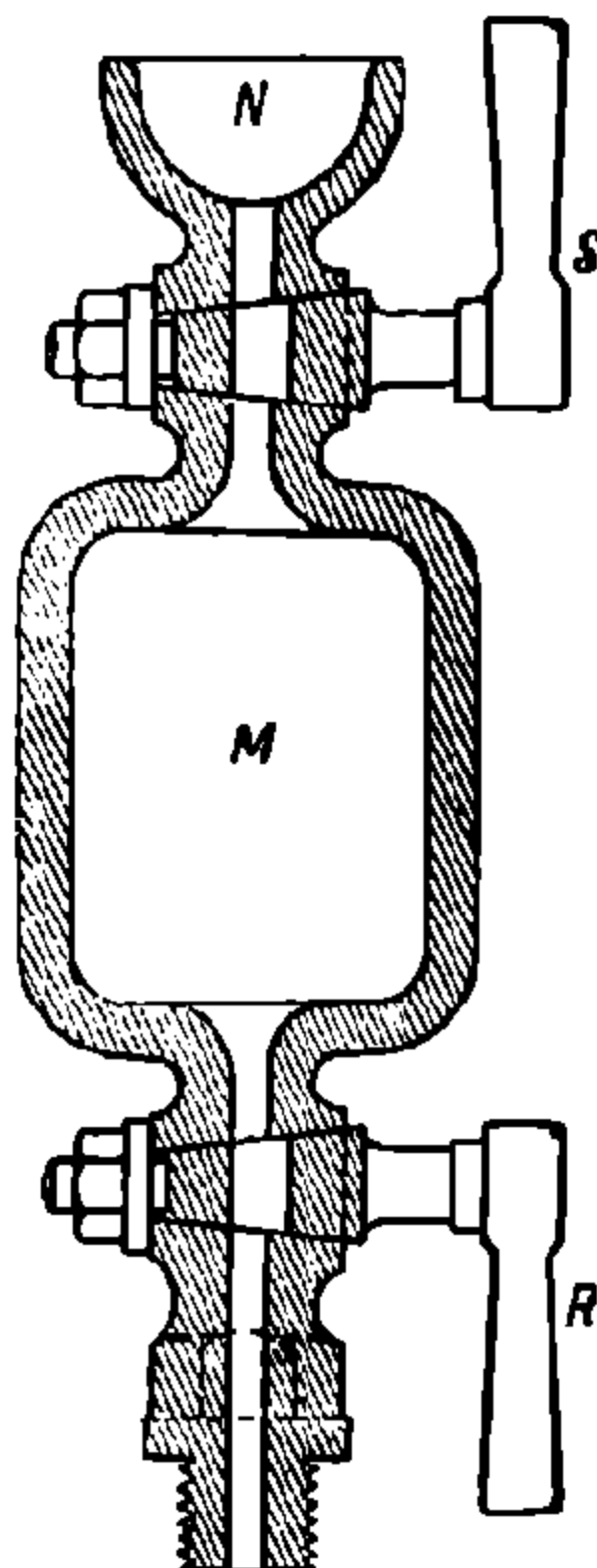
Из первых мы рассмотрим: а) масленки с фитилем и клапаном; б) центральный маслопровод.

Из вторых: а) обыкновенный лубрикатор; б) смазчик Моллерупа.

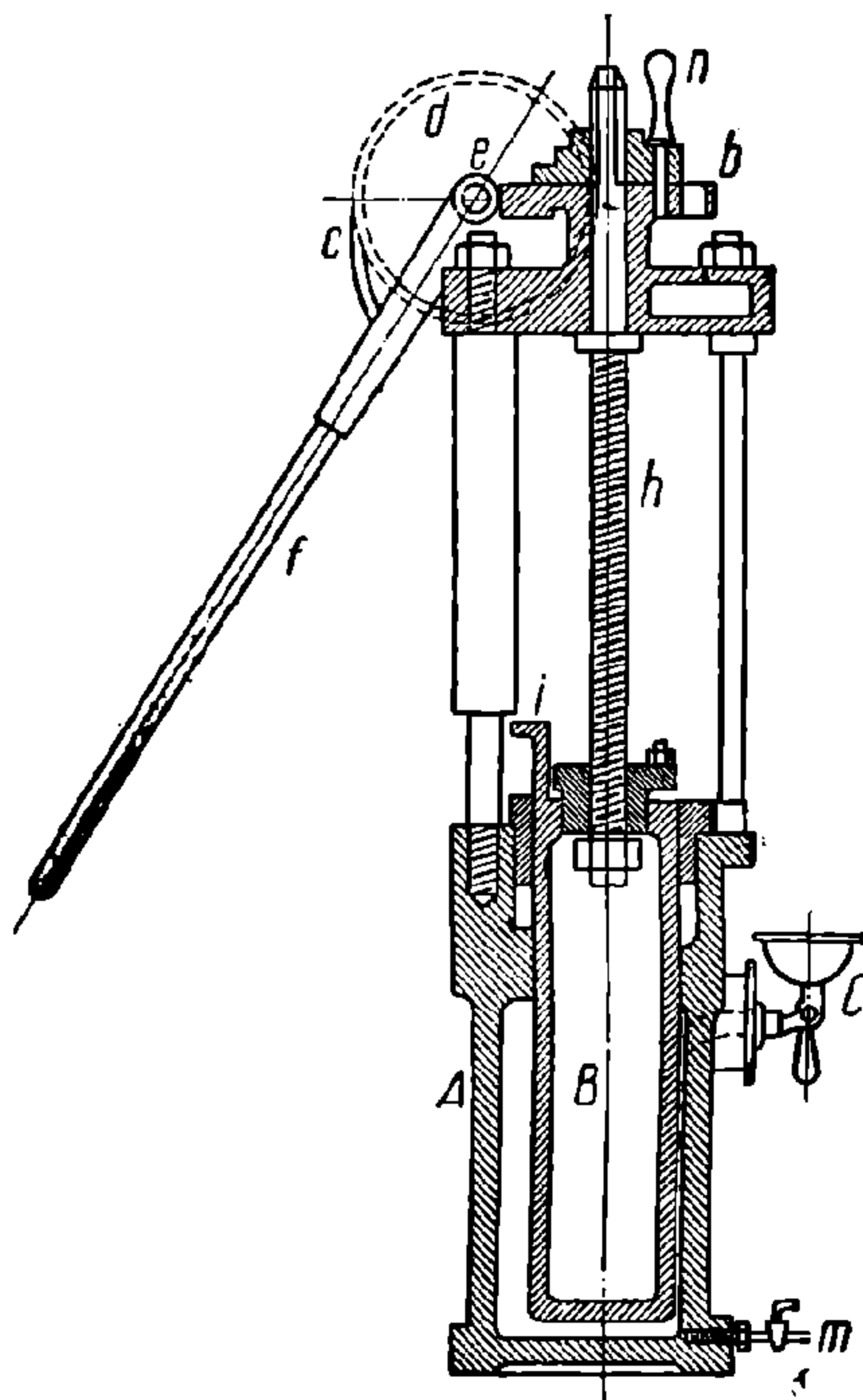
Масленки с фитилем и клапаном. Как видно из фиг. 210, масленка с фитилем состоит из корпуса *M* с центральной трубкой *N*, в которую вставляется фитиль *F* из слабокрученой хлопчатобумажной пряжи. Фитиль вводится в трубку *N* помощью проволоки, к которой он присоединен.



Фиг. 212.



Фиг. 213.



Фиг. 214.

Вследствие капиллярности масло поднимается по фитилю и стекает в трубочку *R*, отводящую его к месту назначения. Количество стекающей смазки будет, очевидно, тем больше, чем выше уровень масла в корпусе масленки. Чтобы усилить проток масла, можно вынуть фитиль и налить непосредственно масло в трубочку.

Масленка с клапаном отличается от вышеописанной только тем, что у нее отсутствует фитиль, и регулирование смазки производится исключительно клапаном (фиг. 211). В этом случае трубка должна находиться на некотором расстоянии от масленки, чтобы можно было видеть количество пущенной смазки.

Капельница. На фиг. 212 представлена масленка, подающая масло в трубочку *R* по каплям через игольчатый клапан. В верхней части штифта иглы имеется запечник, на который опирается пружинка. Нажимая эту пружинку гайкой, мы держим капельницу закрытой. Капельница приводится в действие рукояткой *K*.

Центральный маслопровод. Чтобы облегчить надзор за смазкой, иногда устраивают центральный маслопровод (фиг. 211), состоящий из масленки *M*, снабженной рядом клапанов *K*. Под каждым клапаном на некотором расстоянии помещается воронка с трубкой *R*, отводящей масло по назначению. Надписи при клапанах указывают место, куда отводится смазка.

Неудобство центрального маслопровода заключается в ненадежности смазки, так как при длинном трубопроводе легко может случиться закупорка вследствие постепенного загустевания смазки. Чтобы по возможности избежать этого, центральный маслопровод непременно должен быть снабжен приспособлением для продувания его паром.

Обыкновенный лубрикатор. Как видно из фиг. 213, обыкновенный лубрикатор состоит из резервуара M , закрытого двумя кранами R и S . Когда желают наполнить лубрикатор смазкой, предварительно закрывают кран R , затем открывают кран S и наливают масло в вороночку N . Заполнив резервуар M , закрывают кран S , приоткрывая кран R , и впускают смазку в смазываемое пространство.

Крупный недостаток лубрикаторов заключается в том, что смазка при посредстве их производится периодически, причем то попадает большое количество смазки, то долгое время смазка вовсе отсутствует, так что смазочный материал расходуется весьма нерационально.

Смазчик Моллерупа. Этот смазчик, изображенный на фиг. 214, представляет собой небольшую помпочку, приводимую в движение самой машиной от какой-либо части ее с попеременно-возвратным движением при посредстве рычага f , собачки c , храпового колеса d , червяка e и винтовой зубчатки b , насаженной на нарезной стержень h . Сама помпочка состоит из стакана A , в котором может перемещаться поступательно скалка B . Чтобы устранить вращение скалки, имеется направляющая i , устроенная так, что при крайнем нижнем положении скалки она не мешает вращению скалки. Это необходимо во избежание поломки, если машинист прозеваает своевременно остановить прибор.

К стакану A присоединяются трубка m с краном для отвода смазки в паровую трубу и масленка C с краном для заполнения стакана. Чтобы заполнить стакан A , разобщают зубчатку b от червяка e и закрывают кран m . Затем открывают кран у масленки C и, наливая в масленку масло, приподнимают скалку B , вращая зубчатку b за рукоятку n . Когда скалка придет в крайнее верхнее положение, закрывают кран у масленки, открывают кран m и сообщают зубчатку b с червяком, после чего прибор снова готов к действию.

Количество доставляемой смазки может быть регулируемо по желанию, заставляя собачку c перескакивать за каждый оборот машины один или несколько зубцов на храповом колесе.

26. РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ

А. Регуляторы

В громадном большинстве случаев паровая машина должна работать при более или менее постоянном числе оборотов. Задача регулирования при данных условиях сводится к поддержанию числа оборотов машины на определенном уровне; иначе, назначение регулятора сообщать машине при колебаниях нагрузки вала равномерную скорость и регулировать ее мощность за счет увеличения или уменьшения среднего индикаторного давления.

Во всякой машине-двигателе работа идет на преодоление вредных и полезных сопротивлений, т. е. на работу внутреннюю и внешнюю.

При установившемся режиме работы машины эти сопротивления постоянно изменяются.

Причины, вызывающие подобные изменения сопротивлений, и вытекающая отсюда разница между затрачиваемой и получаемой работой, даже при равномерном ходе машины, кроются в следующем:

а) В колебаниях движущей силы, происходящей от изменения давления на поршень. Эти колебания являются следствием понижения давления

вступающего в цилиндр пара; изменения степени расширения его или сжатия; различной величины давления пара в котле.

б) В изменениях внешних (полезных) и внутренних сопротивлений машины.

в) В способе передачи движения шатунным механизмом во всех поршневых машинах.

Изменения в затрачиваемой и получаемой работе машины выражаются в непрерывном изменении скорости движения последней, а потому для достижения равномерного хода машины является необходимым иметь какой-либо прибор, который регулировал бы постоянно ее скорость.

Для разрешения этой задачи и служат регуляторы, которые следят за тем, чтобы машина приходила в состояние равновесия, соответствующее заданному числу оборотов.

Обыкновенные способы регулирования паровых машин состоят в том, что регулятор влияет на изменение давления пара перед входом его в цилиндр (дроссельные краны, парораспределительные клапаны, золотники), или же при постоянном давлении пара изменяется степень наполнения цилиндра соответственно изменению количества потребной работы.

Первый из этих способов регулирования, предложенный еще Уаттом, применяется весьма часто и теперь в небольших машинах вследствие простоты устройства.

Регулирование посредством изменения степени наполнения цилиндра должно быть вообще предпочтительно первому способу, когда нагрузка машины подвергается значительным колебаниям.

На этом основании оно и применяется во всех машинах более или менее значительных размеров.

Регулирование мятием при всей своей конструктивной простоте употребляется в настоящее время лишь в малых машинах с золотниковым распределением, так как при мятии понижается работоспособность пара, а следовательно, и падает экономичность работы.

Чтобы убедиться в правильности этого суждения, рассмотрим уравнение работы паровой машины:

$$N_i = \frac{F p_i S n}{90 \cdot 75} \text{ инд. лошадиных сил.}$$

При торможении пара, т. е. сужении площади поперечного сечения паропровода, получается потеря давления: абсолютное давление входящего в машину пара падает, а вместе с ним падает и среднее давление его в паровом цилиндре, т. е. уменьшается p_i . Мы получаем, таким образом, для N_i значение меньшее.

Этот способ соразмерять работу пара с уменьшением сопротивления нагрузки машины отличается двумя существенными недостатками.

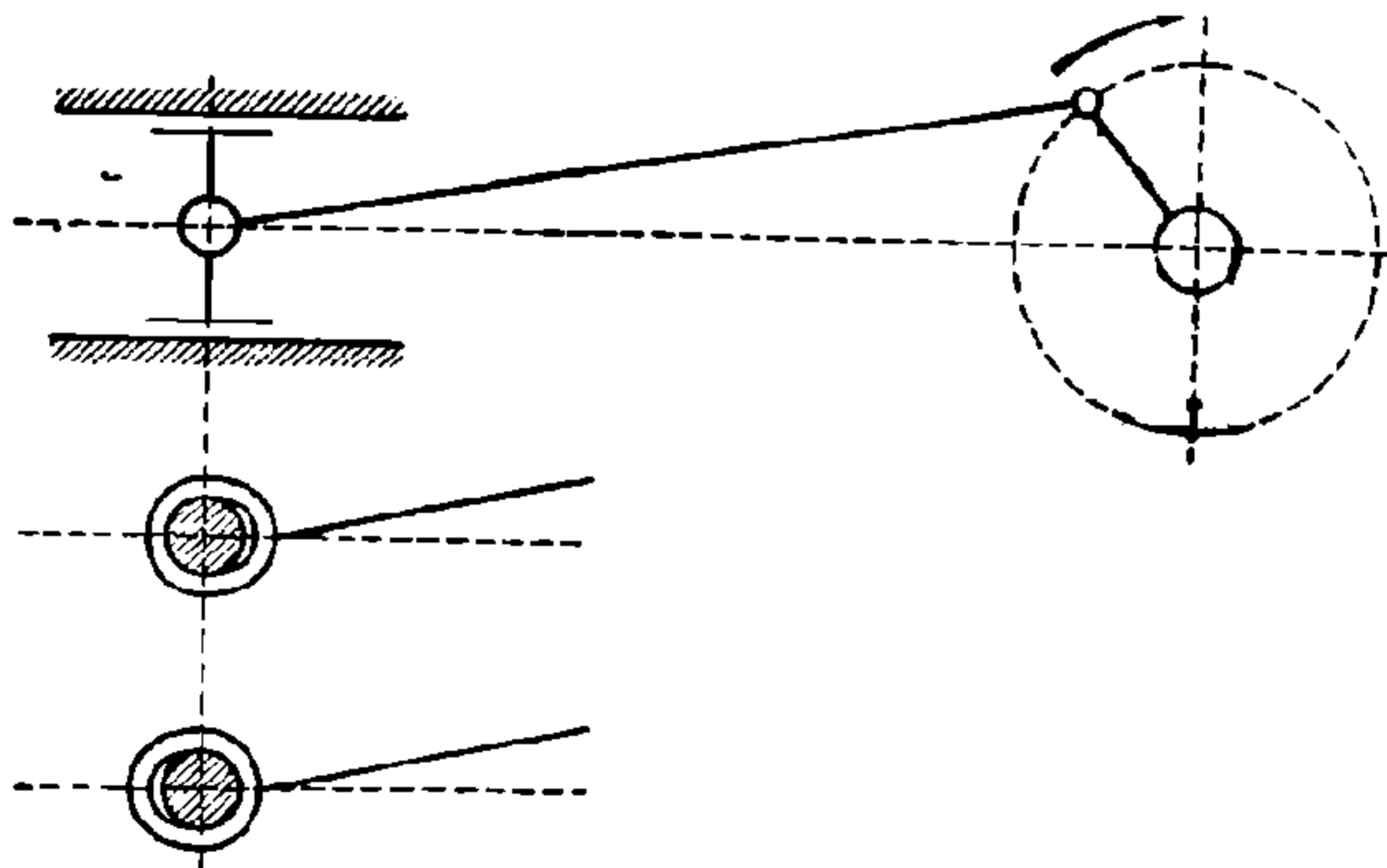
Прежде всего машина с мятием пара работает неэкономно: пар в котле доводится до высокой упругости, но затем часть этой упругости теряется бесполезно вследствие сужения сечения для пропуска пара, и только остаток его упругости работает в паровом цилиндре. А между тем, для получения пара высокого давления расходуется энергия в виде топлива.

В то же время в цилиндр при торможении пара попадает то же количество пара, но только меньшей упругости, следовательно, и меньшей работоспособности. Потерянная для работы в паровом цилиндре энергия пара, полученного в котле, оказывается затраченной на преодоления сопротивлений, явившихся следствием уменьшения поперечного сечения в дроссельном клапане.

Пар течет по трубопроводу непрерывной сплошной струей. Отсюда имеем, что через каждое поперечное сечение трубы в одну и ту же единицу времени, например, в одну секунду, протекает одинаковое количество пара.

Если поэтому в одном месте сечение ее сузится, то пар в этом месте должен получить большую скорость, чтобы то же самое количество его протекло в одну секунду. Тогда получаем: поперечное сечение \times скорость в секунду дает количество протекающего пара в секунду.

Для того чтобы правая часть этого равенства была постоянной, нужно в левой части, где один из множителей (сечение) уменьшается, увеличить другой множитель—скорость. Откуда же берет пар силу для увеличения своей скорости? Из заключающейся в нем энергии, из его упругости. Это изменение есть не что иное, как переход упругости в скорость; скрытая в паре энергия проявляется в другой форме. Сюда следует присоединить еще и повышенное сопротивление трения протеканию пара по трубе при большой скорости, на что также тратится часть упругости пара. Часть заключающейся в паре энергии теряется и может быть восстановлена только посредством нагревания, что в данном случае не имеет места. Таким образом пар попадает в паровой цилиндр с меньшей упругостью, чем в том случае, если бы его не тормозили, и, следовательно, в данном случае расходуют большое количество пара для получения данной работы.



Фиг. 215.

Торможение пара имеет еще один недостаток.

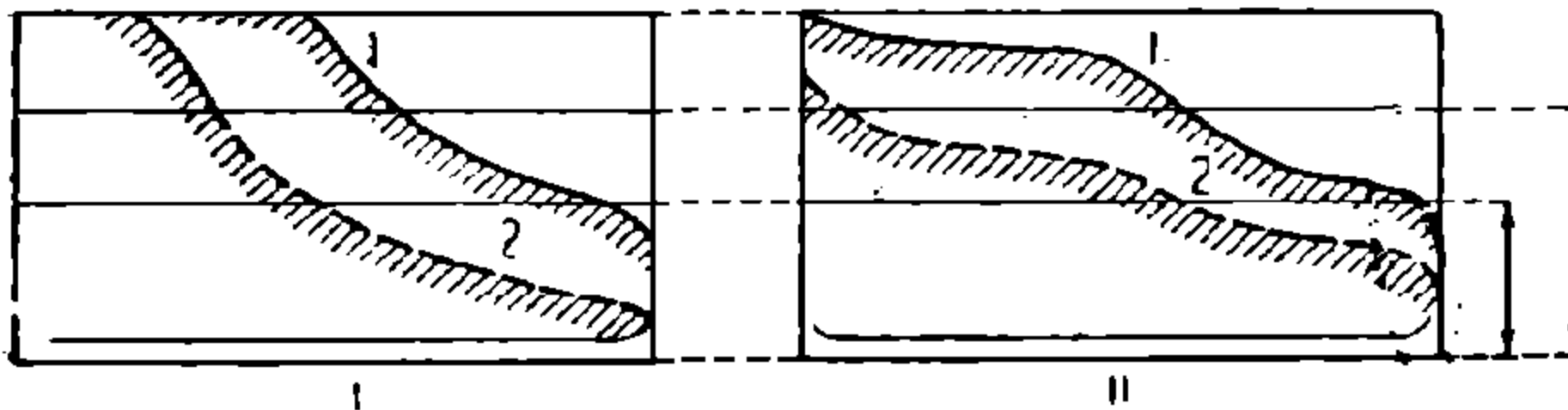
Каждая паровая машина построена для известного начального давления в цилиндре, которое необходимо для правильного, без толчков, хода машины. В мертвой точке масса возвратно-движущихся частей имеет скорость, равную нулю; им следует придать поэтому ускорение, для чего необходимо известной величины начальное давление; при этом условии на части пути нового хода поршня массы движущихся частей не должны быть увлекаемы маховиком, который должен вращаться с постоянным числом оборотов. А это будет достигнуто только тогда, когда давление пара в мертвой точке будет в состоянии приводить в движение и связанные с маховиком движущиеся массы. Если же это сделает маховик, легко может получиться толчок. В самом деле, в случае слишком низкого начального давления пара в мертвом положении маховик тянет за собой поршень, и левая часть вала ладыша шатуна ложится на левую сторону пальца кривошипа (фиг. 215). Когда же давление пара в состоянии привести в движение поршень, этот последний вместе с крейцкопфом получает толчок вперед, в результате которого правая часть вала ладыша будет соприкасаться с правой стороной пальца кривошипа. Этот переход связан с ударом.

Пар при вступлении в цилиндр должен иметь настолько высокое давление, чтобы тотчас же при начале нового хода поршня мог приводить его в движение, чем будет устранено возникновение ударов. Удары нежелательны, так как они бывают причиной порчи всех, даже весьма тщательно исполненных, деталей.

Эти явления, сопровождающие работу машины при регулировании хода ее посредством торможения пара, следует иметь в виду и нужно стремиться этим способом регулирования не пользоваться. Первый из указанных недостатков увеличивает расходы по производству, второй — влечет за собой медленное непосредственное разрушение важных частей машин крейцкопфа, шатуна, кривошипа, так как толчки передаются всем этим соединенным между собой частям.

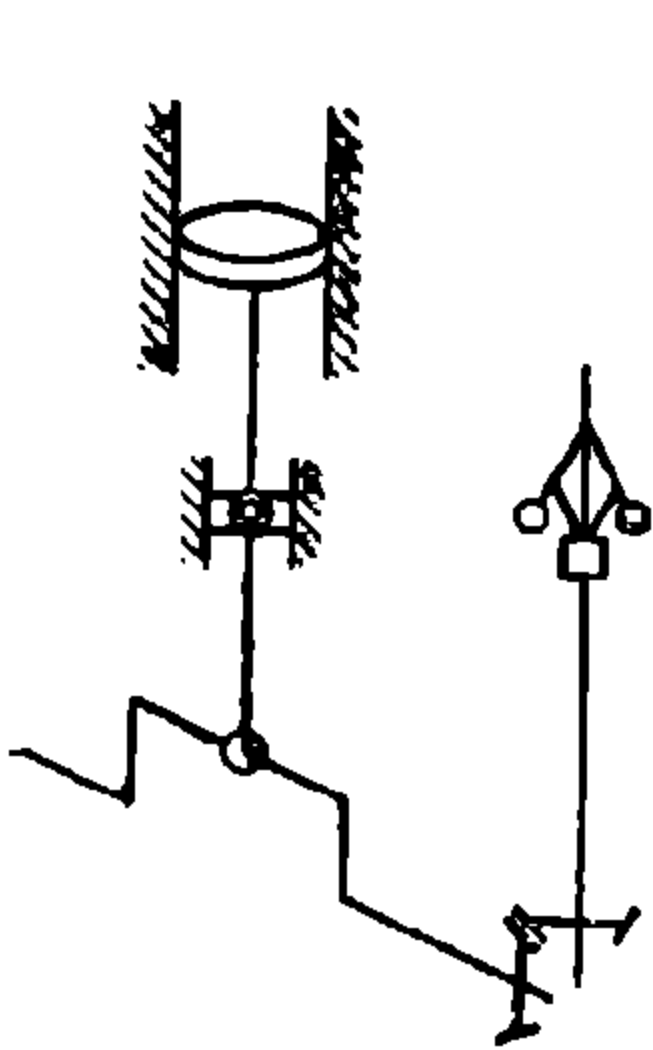
Можно сохранить постоянство числа оборотов машины, пользуясь для этого изменением момента отсечки. Получаемый в котле пар высокого давления попадает в паровой цилиндр с небольшой потерей своей упругости. Велика или мала нагрузка машины, начальное давление в цилиндре только немного меньше давления в паропроводе, чем обеспечивается плавный ход машины при всякой нагрузке, так как поршень из мертвого положения выталкивается вперед за маховиком.

Приводимые диаграммы фиг. 216 изображают влияние обоих способов регулирования на парораспределение. Обе диаграммы сделаны для одного и того же среднего давления при двух разных нагрузках машины. Соответственные площади 1 и 2 обеих диаграмм I и II равны между собой.

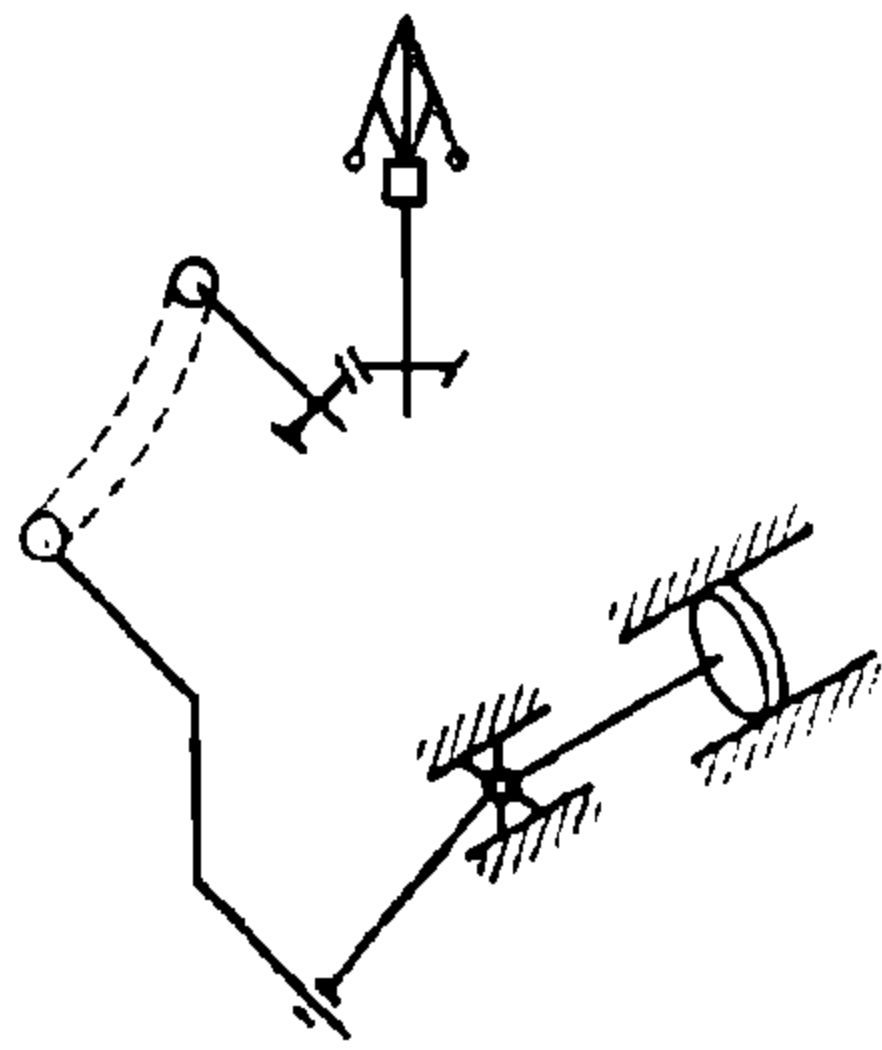


Фиг. 216.

Они изображают одинаковую работу пара, различие заключается только в направлении линии расширения. Диаграмма I показывает для обеих нагрузок одинаковое начальное давление, между тем как для второй диаграммы характерным оказывается понижение начального давления и неизбежное с этим большое наполнение цилиндра, что, конечно, вызывает излишний расход пара.



Фиг. 217.



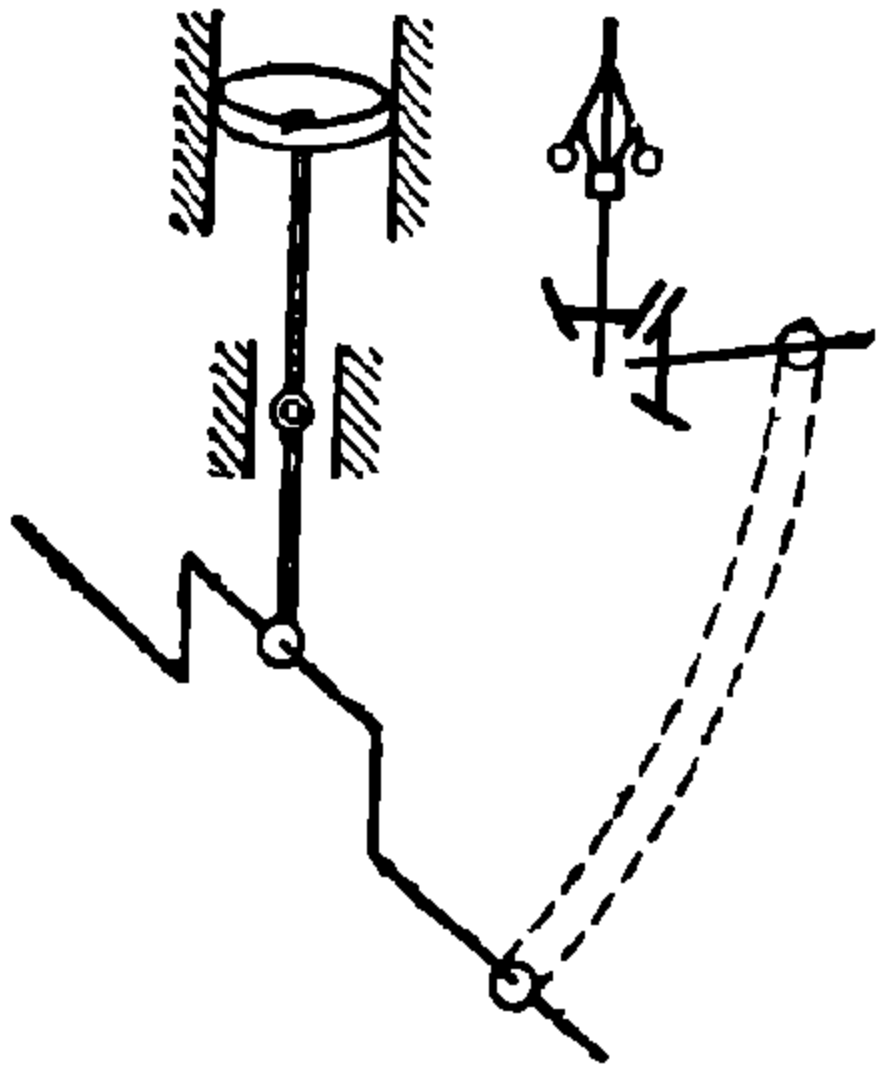
Фиг. 218.

Назначение регулятора по существу заключается в следующем: как только внешняя нагрузка машины начала убывать, вращение машины ускоряется, регулятор должен немедленно уменьшить развиваемую

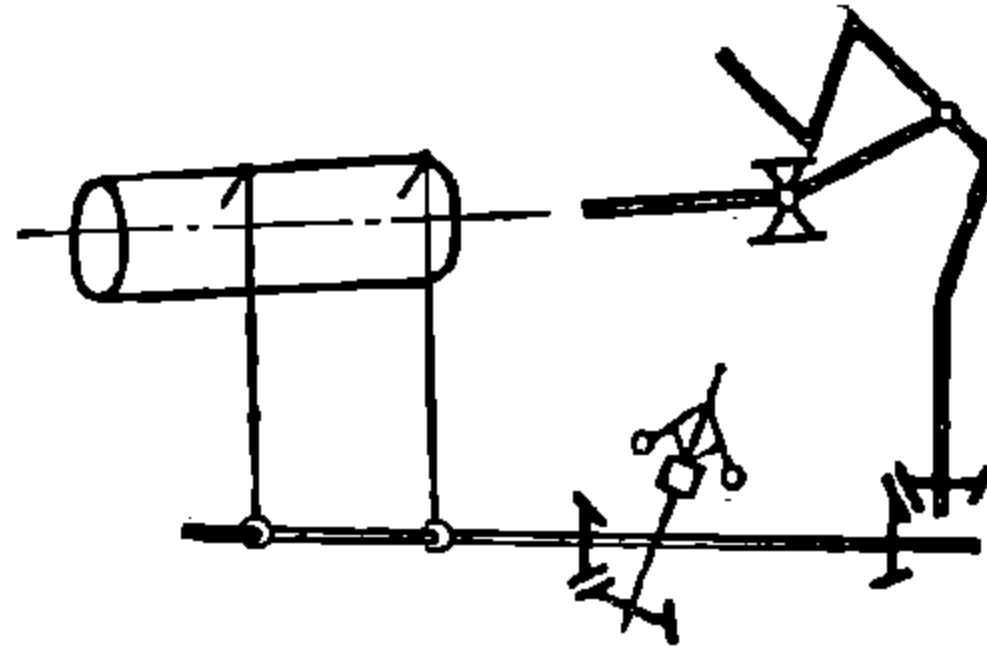
цилиндром работу для восстановления равновесия; напротив, если число оборотов машины стало падать от увеличения внешней нагрузки, регулятор увеличивает развиваемую машиной работу, прекращая таким образом дальнейшее уменьшение числа оборотов.

В центробежных регуляторах по мере увеличения числа оборотов расходятся вращающиеся около оси массы. Эти регуляторы разделяются, с одной стороны, на конические, если расходящиеся массы имеют непостоянную плоскость вращения, и на плоские, если грузы расходятся в одной определенной плоскости. С другой стороны, они могут быть грузовые, пружинные или смешанного типа, смотря по тому, каким способом возбуждается противодействие центробежной силе вращающихся масс. Конические регуляторы обычно бывают пружинно-грузового типа, а плоские — пружинного. Далее, мы различаем муфтовые регуляторы, если движение расходящихся грузов передается муфте, перемещающейся вдоль оси регулятора, и осевые, если регулятор вращает вместе с собой эксцентрик распределительной передачи и при расхождении грузов переставляет его относительно вала; конические и часть плоских регуляторов выполняются, как муфтовые, другая часть плоских, как осевые. Кроме центробежных существуют регуляторы инерционные, идея которых заключается в том, что вращающаяся вместе с регулятором масса при ускоренном движении машины отстает от оси регулятора, а при замедленном — перегоняет ее; очевидно, что инерционный регулятор раньше отзывается на изменение

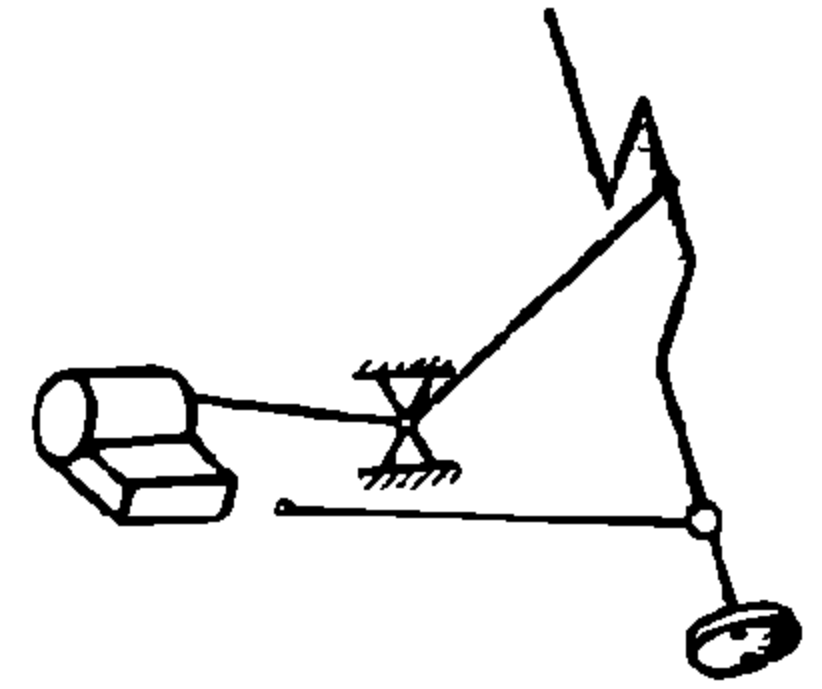
числа оборотов, чем центробежный; практически обычным является выполнение комбинированного инерционно-центробежного типа в виде плоского осевого регулятора. Регуляторы, действующие с помощью той или иной передачи на парораспределение, называются регуляторами прямого действия; если же между регулятором и парораспределением существует промежуточное устройство, действующее, например, маслом под давлением, и регулятор лишь управляет этим устройством, то такой регулятор будет непрямого действия.



Фиг. 219.

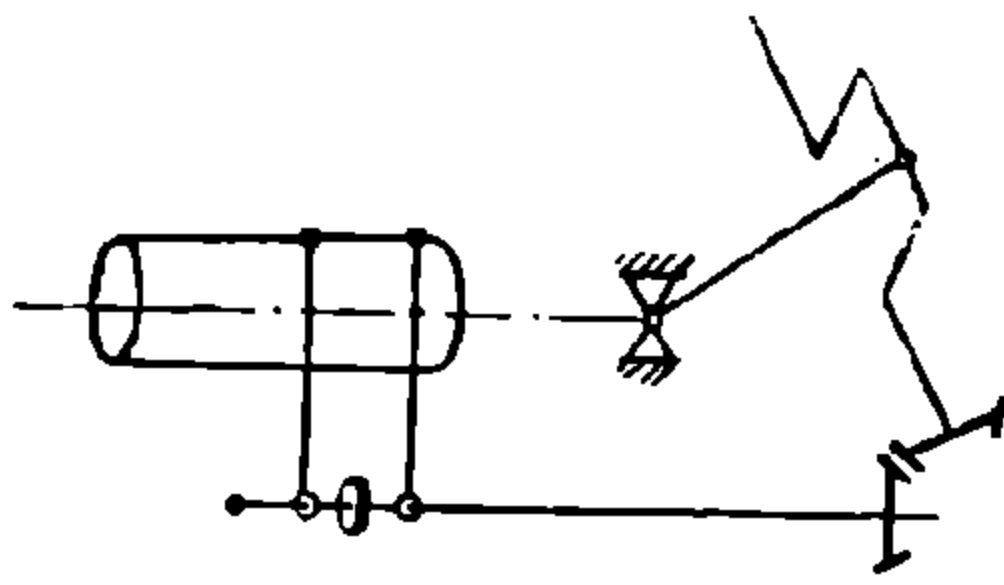


Фиг. 220.

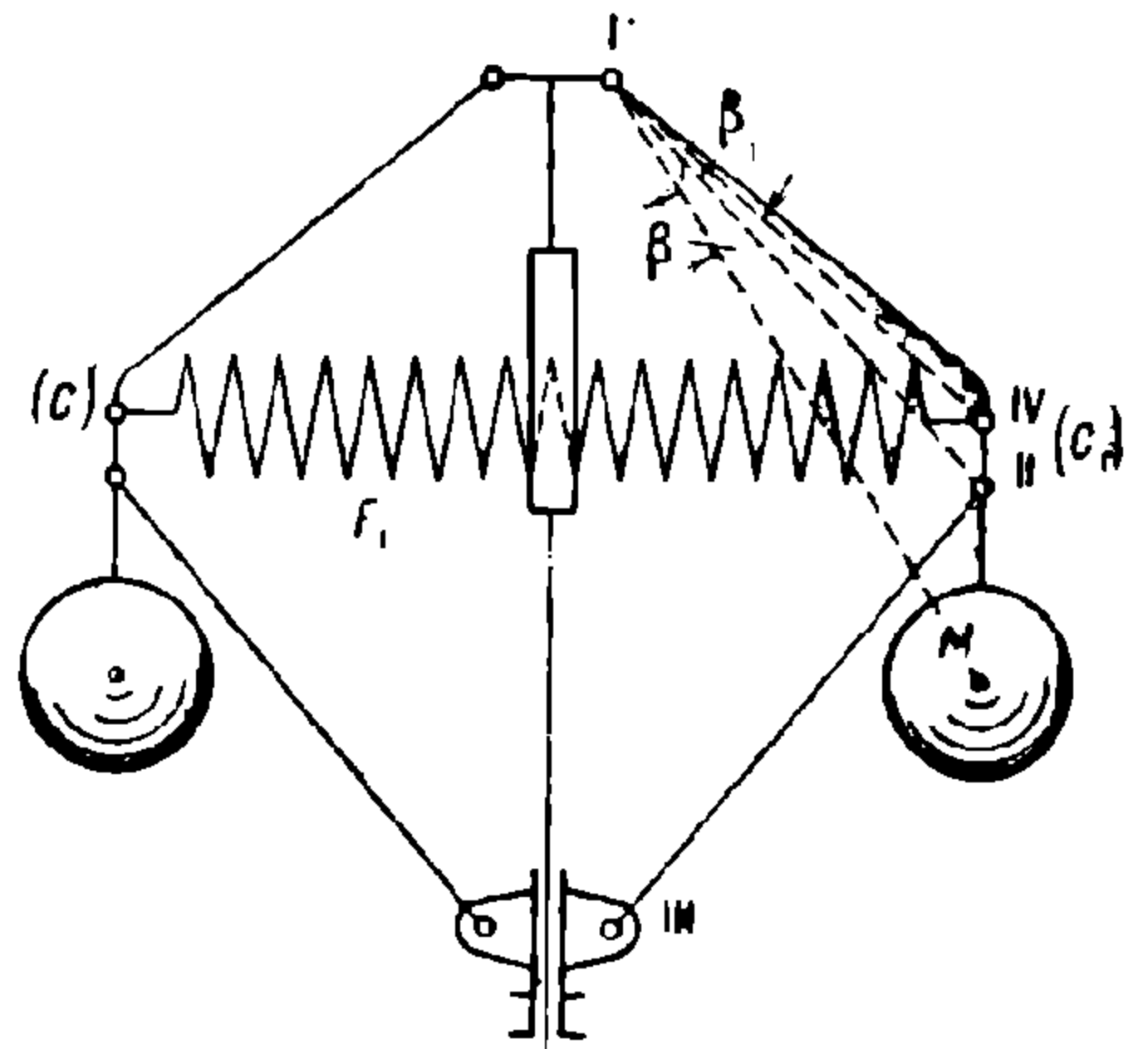


Фиг. 221.

Центробежные муфтовые регуляторы имеют вертикальную ось вращения и заимствуют движение либо от коренного вала через коническую зубчатую передачу (в вертикальных машинах, фиг. 217), либо через цепь (или ремень) и конические колеса (в горизонтальных золотниковых машинах, фиг. 218, но встречается и в вертикальных, фиг. 219); либо от распределительного вала через винтовые колеса (в горизонтальных клапанах машины, фиг. 220).



Фиг. 222.



Фиг. 223.

Осевые регуляторы либо крепятся на коренном валу (для золотниковой машины, фиг. 221), либо на распределительном (для клапанной машины, фиг. 222).

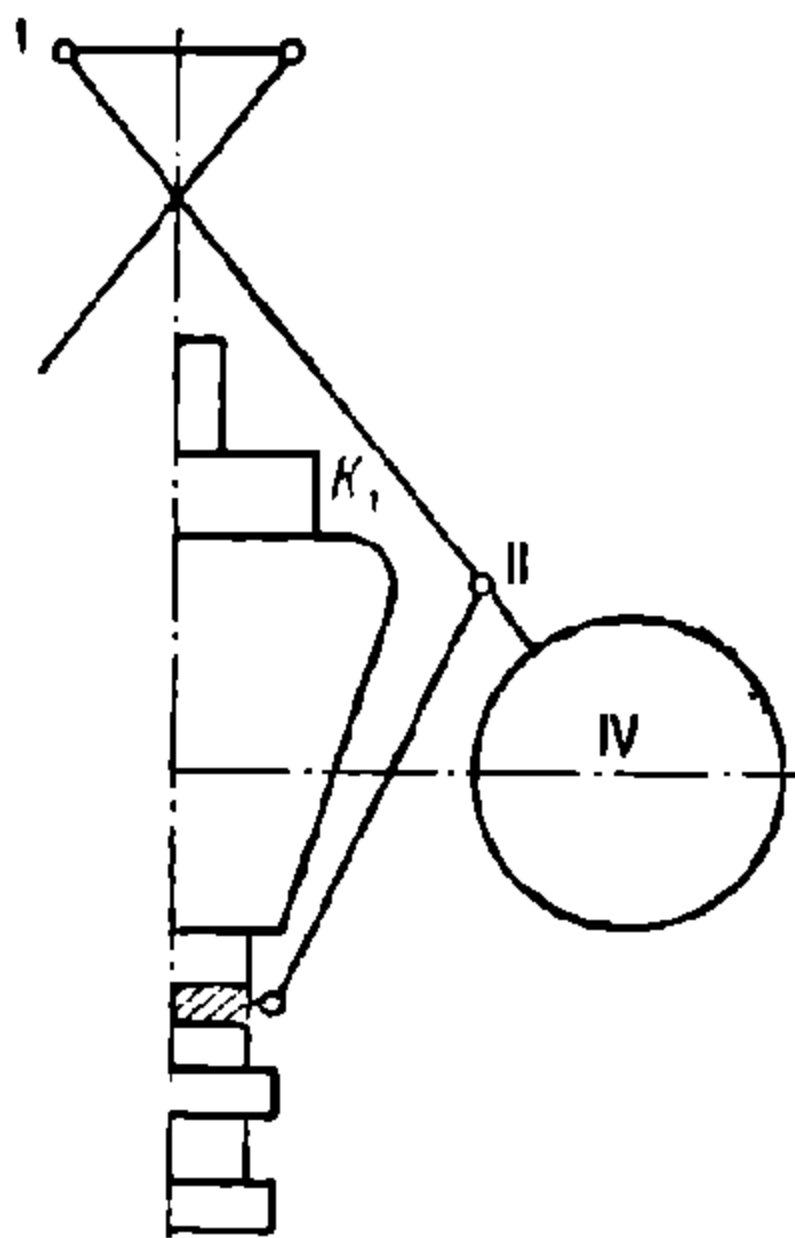
Весьма важными величинами при выборе регулятора являются следующие: степень неравномерности регулятора, степень нечувствительности и перестановочная сила. Под степенью неравномерности регулятора подразумевается теоретическая разность между наибольшим и наименьшим числами оборотов, соответствующими двум предельным положениям регулятора, отнесенная к среднему числу оборотов, в предположении, что регулятор не сцеплен с передачей и что внутренние трения в нем отсутствуют. Степень неравномерности бывает от 0,02 до 0,08. Под степенью нечувствительности регулятора подразумевается разность между наибольшим и наименьшим числами оборотов, наблюдаемая в работе

при одном и том же положении регулятора, отнесенная к соответствующему теоретическому числу оборотов. Степень нечувствительности бывает от 0,03 до 0,07. Перестановочная сила регулятора используется для перестановки распределения при регулировании, а также для преодоления внутреннего трения регулятора.

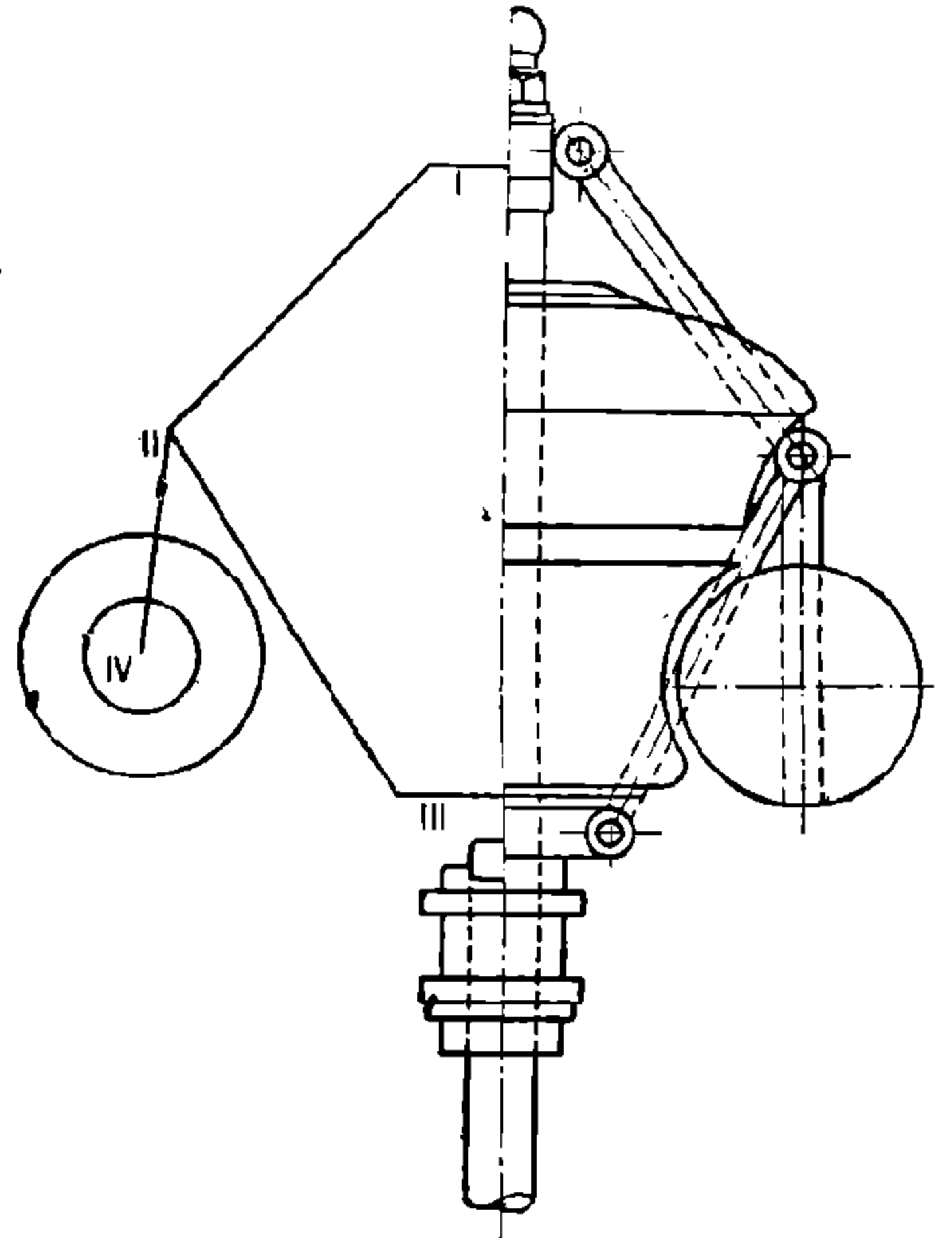
В качестве типовых регуляторов можно принять: 1) центробежный конический с гиревой нагрузкой регулятор Гартунга для дроссельного регулирования, 2) центробежный конический с пружинной нагрузкой регулятор Тренка, 3) центробежный (плоский) осевой регулятор, 4) инерционный осевой регулятор.

Наиболее распространенные регуляторы основаны на действии центробежной силы.

Первоначальными регуляторами этого типа были регуляторы Уатта (фиг. 223), Клея (фиг. 224), Портера (фиг. 225).



Фиг. 224.



Фиг. 225.

Регулятор Уатта состоит из четырех стержней, соответственно соединяемых друг с другом в двух точках C и C_1 и с муфтами I и III . Длинные стержни оканчиваются двумя массивными шарами M . Верхняя муфта I прикрепляется неподвижно шпонкой к вертикальному стержню регулятора. Последний приводится во вращение главным валом машины, соединенным с ним соответствующей передачей.

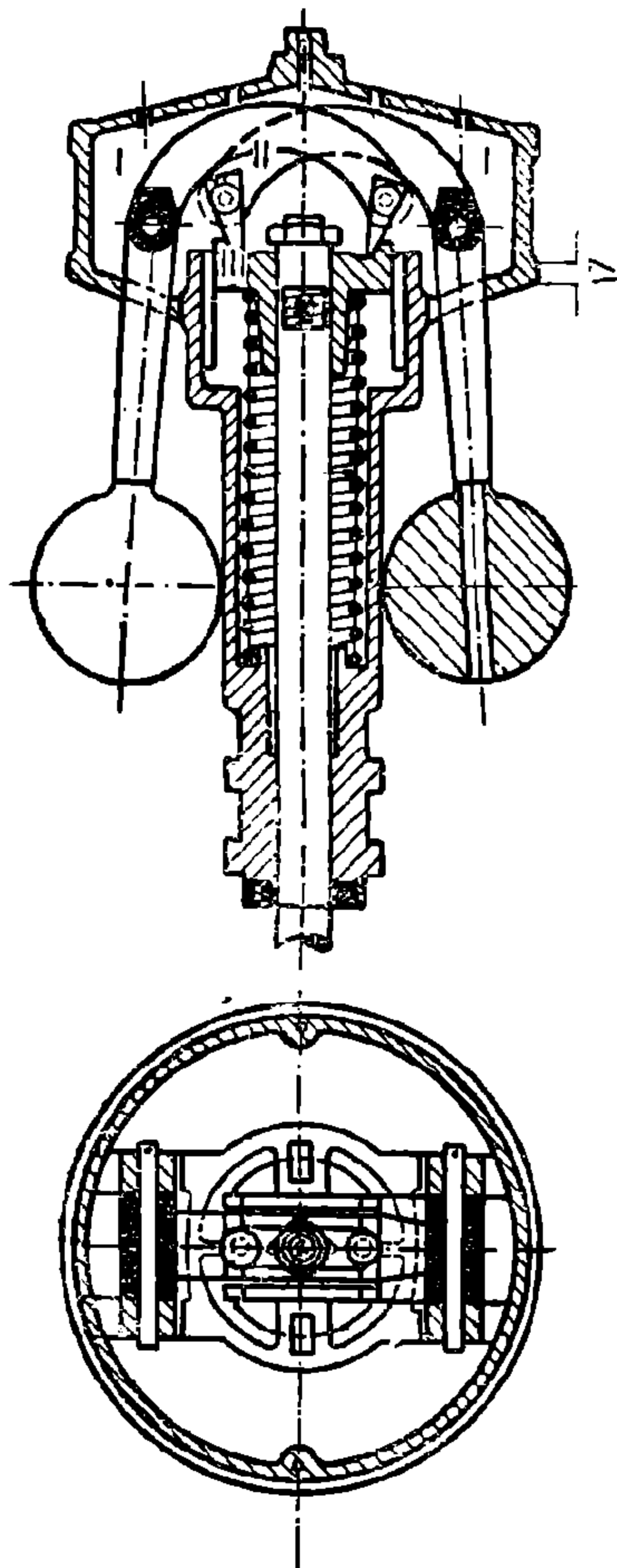
Нижняя муфта III свободно подвешивается на более коротких стержнях регулятора. Эта муфта поднимается или опускается по вертикальной оси в зависимости от движения или удаления друг от друга шаров. Шары раздвигаются при увеличении скорости и сближаются при ее уменьшении.

Муфта соединяется помощью рычагов и тяг с соответствующим механизмом, производящим впуск пара в цилиндр. Таким образом паровпускное отверстие будет совершенно открыто при самом низком положении муфты и даст наибольший впуск пара, при верхнем же положении муфты, т. е. при наиболее раздвинутых шарах, впуск пара будет наименьший.

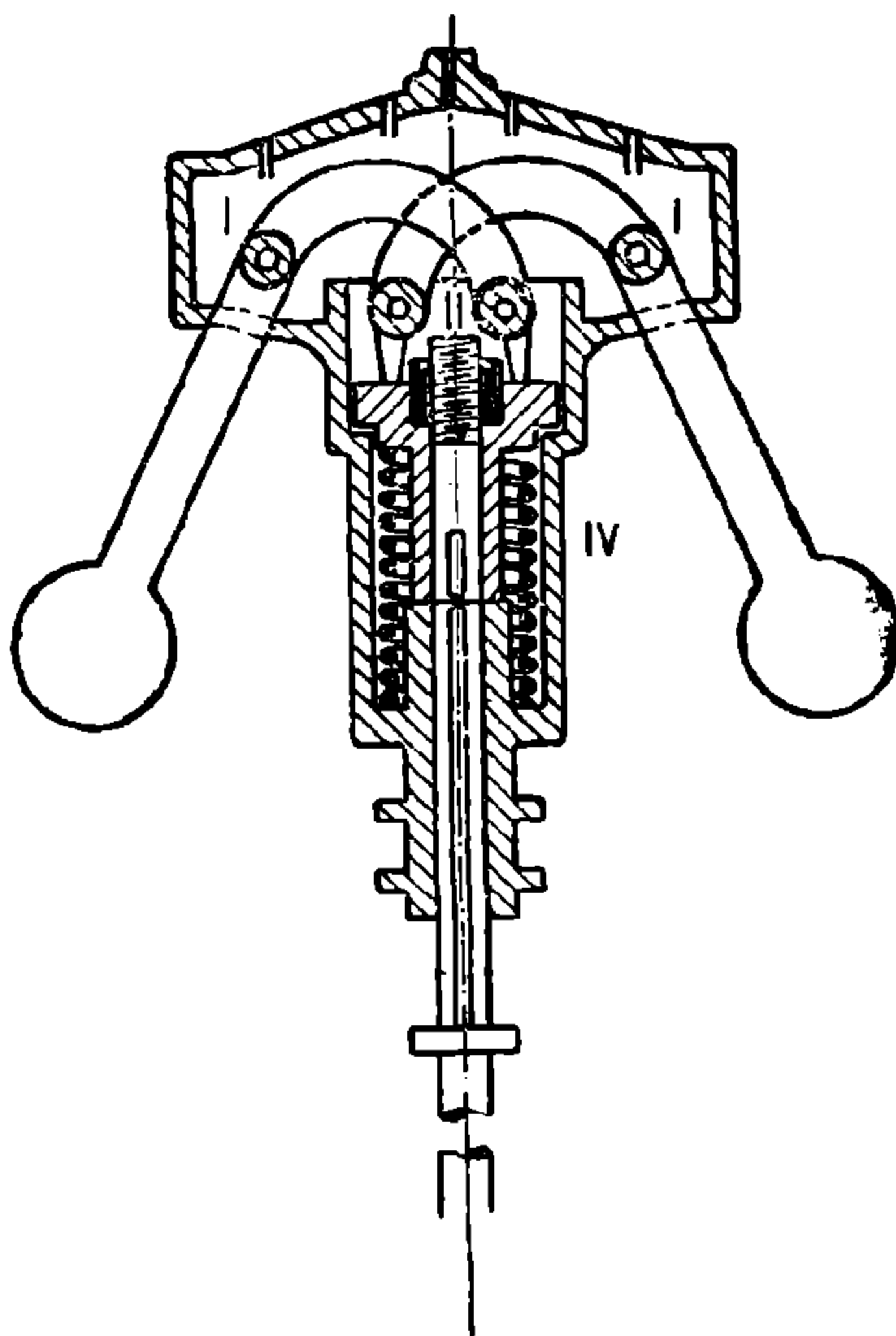
Некоторые регуляторы снабжаются еще особым прибором — катарактом, главную часть которого составляет небольшой неподвижный цилиндр, в котором движется поршень. Поршень соединяется при помощи рычага с нижней муфтой регулятора, и таким образом в движении своем поршень этот следует за подъемом и опусканием муфты.

Обе стороны цилиндра соединяются между собой каналом, величину которого можно изменять по желанию. Цилиндр наполняется маслом; действие прибора состоит в следующем: поршень заставляет переливаться масло из одной части цилиндра в другую. Сопротивление переливания масла будет тем больше, чем меньше отверстие регулируемого канала. Этим простым способом регулируется перемещение муфты, которая, таким образом, приводится равномернее в требуемое положение, т. е. повышает степень нечувствительности регулятора. Мелкая постоянная дрожь муфты регулятора ведет к быстрому износу трущихся поверхностей. Применение катаракта в особенности можно рекомендовать в том случае, если регулятор обладает тяжелой массой; этим будет устранено колебание около среднего положения равновесия (необходимое следствие инерции масс).

Рассмотренные регуляторы называются центробежными; на действие их влия-



Фиг. 226.



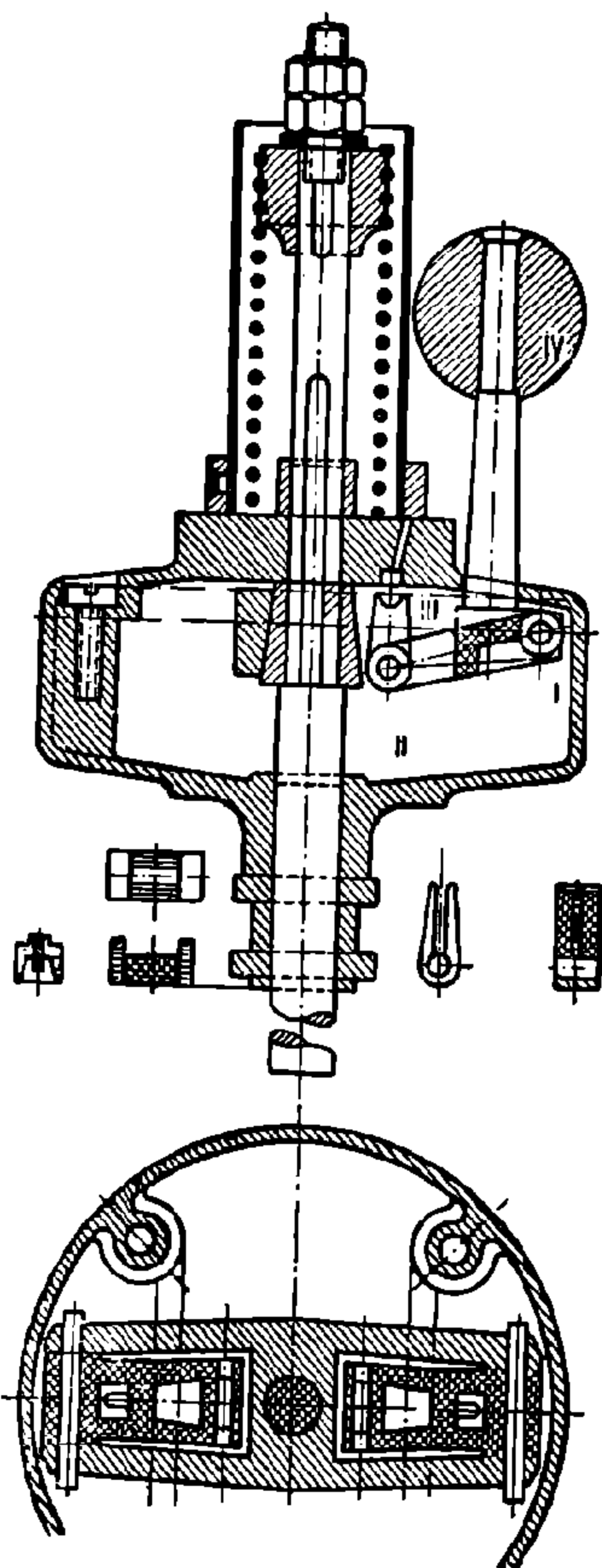
Фиг. 227.

ют непосредственно силы тяжести и центробежная. Между обеими этими силами должно всегда существовать равновесие при всевозможных положениях регулятора, занимаемых им в зависимости от изменения скорости машины между определенными пределами. Поэтому обе эти силы должны действовать на всю систему прямо противоположно одна другой; только во время нахождения машины в покое исчезает влияние центробежной силы и остается одно только действие силы тяжести. Всякий регулятор выходит из положения равновесия, как только влияние одной силы (например, центробежной) становится больше влияния другой и возвращается в него обратно, как только влияния сил тяжести и центробежной взаимно уравниваются.

Сила тяжести шаров и муфты, рассматриваемая как сила, противо-

действующая центробежной, может быть вполне или отчасти заменена силой натяжения пружины. Пружинные регуляторы уступают грузовым регуляторам в том отношении, что исправное действие их зависит в значительной степени от свойства пружин.

а) Пружинные регуляторы с продольными пружинами. Регулятор Тренка. Для передачи муфте движений маятников служат два коленчатых рычага, показанных на фиг. 226. Ось вращения *I* каждого рычага находится на грузовой муфте, одновременно вмещающей в себе продольную пружину.



Фиг. 228.

Поддержку маятника образуют ножки *II*. Они упираются в диск, неподвижно заклиненный на регуляторном валу, служащий упором для пружины.

Действие регулятора заключается в том, что при расхождении шаров с увеличением числа оборотов маятниковые тяги, поворачиваясь около оси *I* и упираясь в крышку корпуса, начнут поднимать с собой крышку, а с нею и кожух маятника, вызывая сжатие пружины, помещенной внутри стакана *IV*, так как ножки маятников *II* имеют незыблемую опору в виде опорного диска. Фиг. 227 дает нам представление о положении отдельных деталей данного регулятора при разведенных шарах.

б) Регулятор Бейера. Машиностроительный завод Бейера располагает в своих регуляторах угловые рычаги *II*, *I* и *IV* (фиг. 228) в обратную сторону. Точка вращения *I* рычага расположена неподвижно, а передвижная пружинная и грузовая муфта действует на ножки *III* и *II*, опорная точка *III* которых перемещается вертикально.

При расхождении шаров рычаг *IV-I-II* развернется около оси вращения *I* и ножками *II* и *III* заставит муфту пойти вверх и сжать пружину в стакане. В остальном действие регулятора Бейера сходно с действием регулятора Тренка.

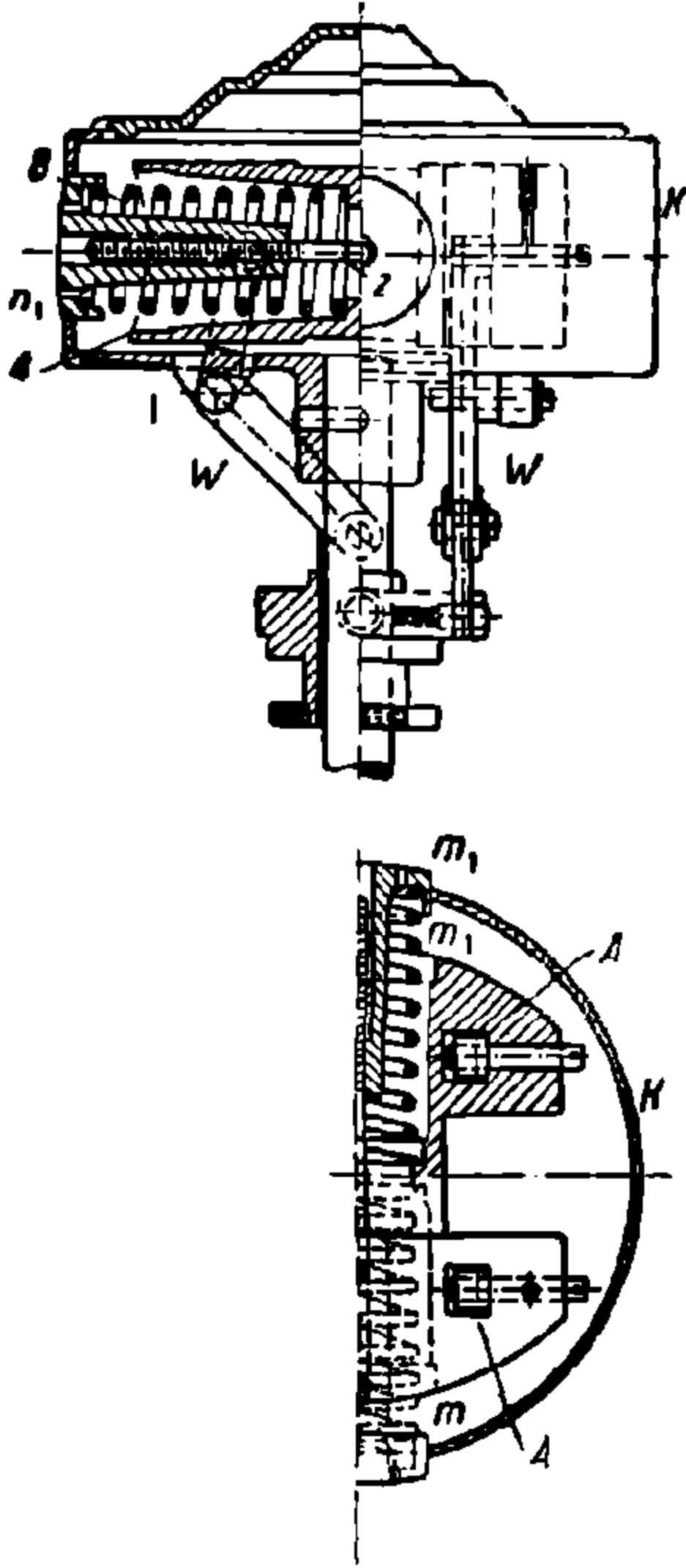
При расхождении шаров рычаг *IV-I-II* развернется около оси вращения *I* и ножками *II* и *III* заставит муфту пойти вверх и сжать пружину в стакане. В остальном действие регулятора Бейера сходно с действием регулятора Тренка.

Пружинные регуляторы с поперечными пружинами. В этих регуляторах натяжение пружины большей частью непосредственно противодействует центробежной силе вращающихся тел. Таким образом в этих регуляторах отпадают вызываемые этими силами давления на цапфы передаточного механизма и уменьшается собственное трение регулятора. Устройство рассматриваемых ниже регуляторов различается между собой, главным образом, способом передачи движения между вращающимися телами и муфтой.

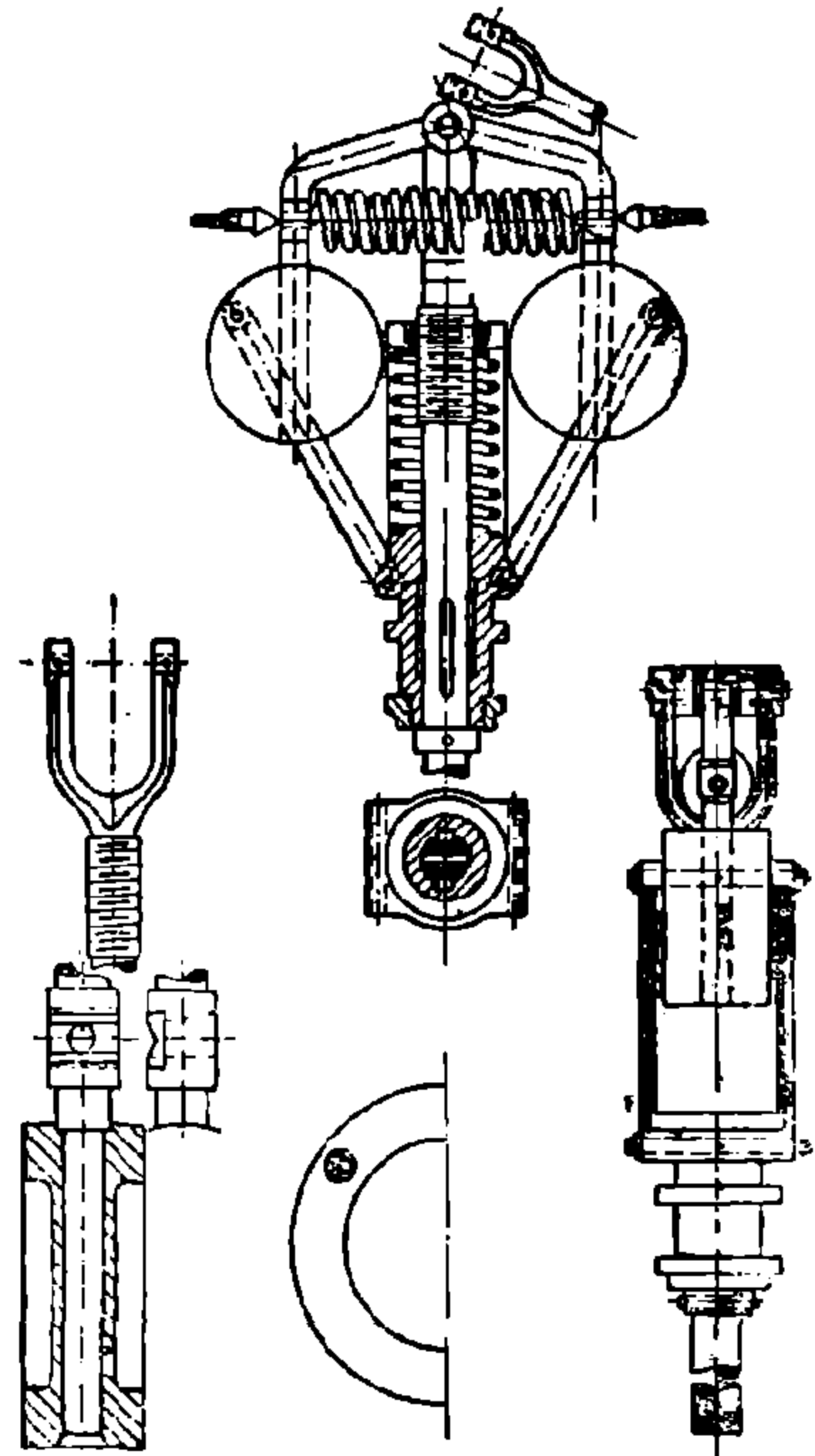
в) Регуляторы Гартунга и Толле. На вертикальном валике регулятора Гартунга (фиг. 229) укреплен короб *K*, в которой помещены все части регулятора; там подвешены два тяжелых полых цилиндра *A*, играющие роль шаров в обычном регуляторе. При удлинении от оси вращения вследствие увеличения их центробежной силы они сжимают пружины *B*, заложенные между днищами грузов *A* и связанные друг с другом гайками *m* и *m*₁, служащими для регулирования натяжения пружин. Пружины в этом типе регуляторов играют роль силы тяжести, т. е. служат для возвраще-

ния грузов в первоначальное положение при уменьшении центробежных сил.

Передача производится помощью двух угловых рычагов ω с неподвижными точками опоры I . Одно плечо каждого рычага зацепляет вращаю-

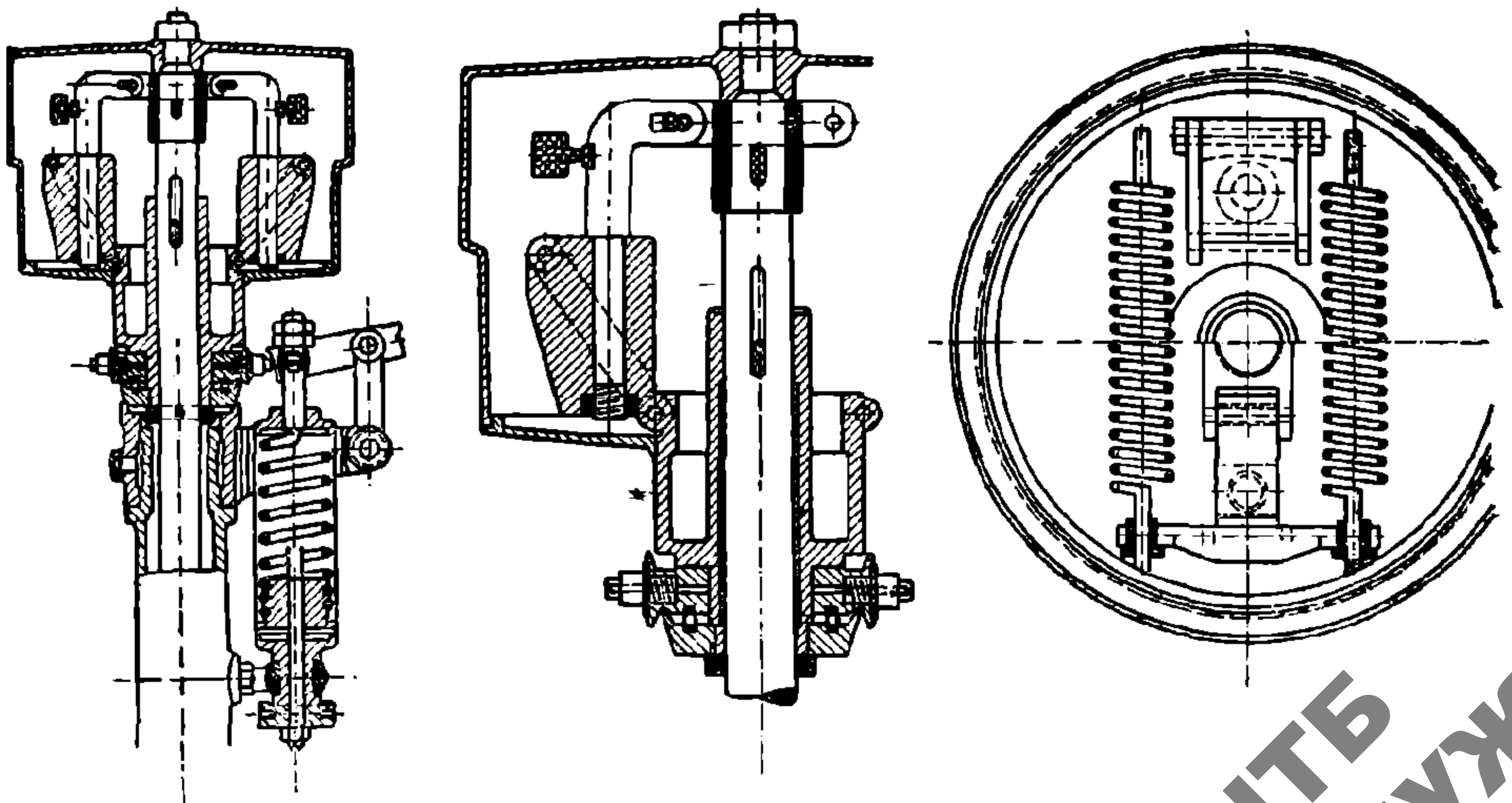


Фиг. 229.



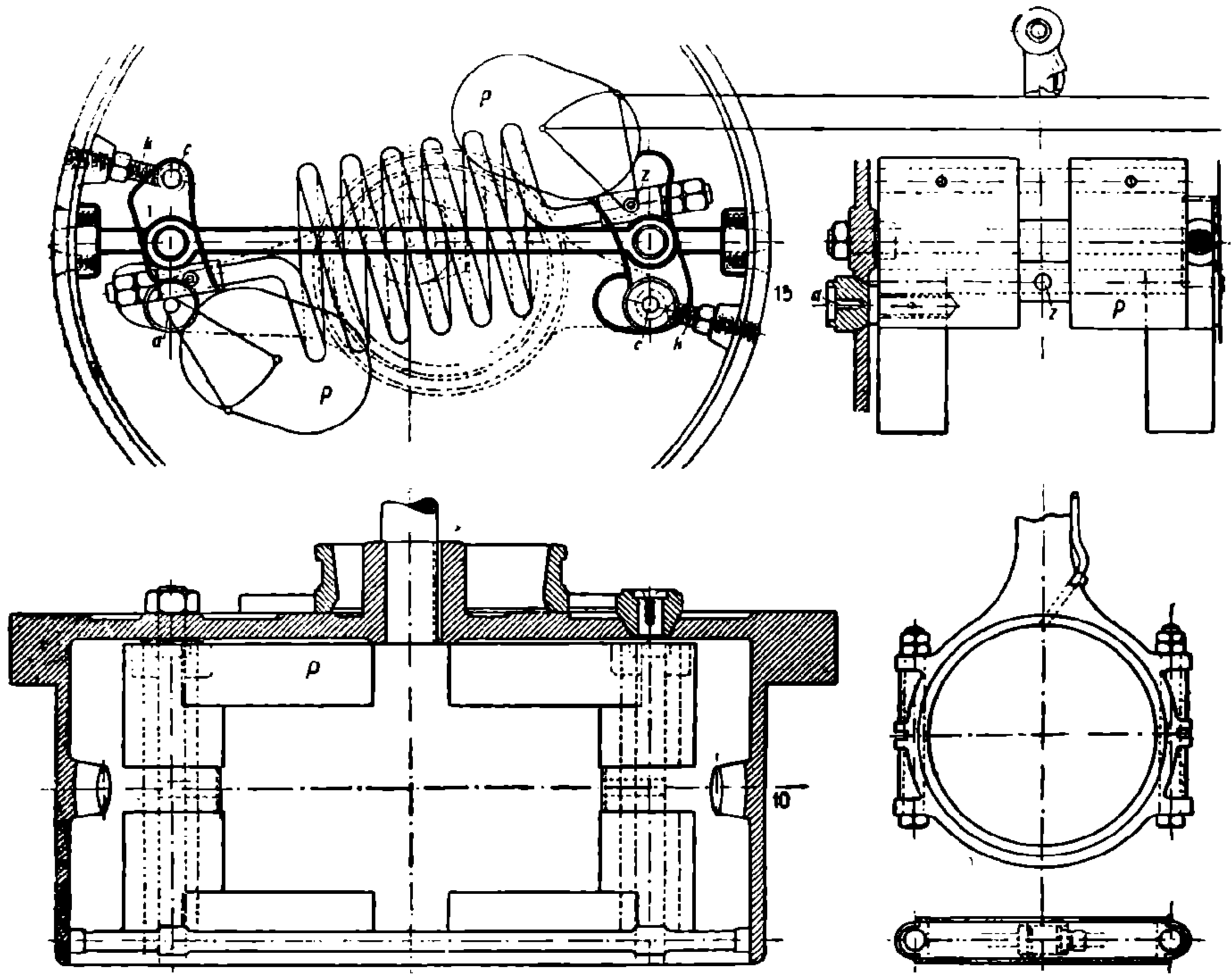
Фиг. 230.

щееся тело в его центре тяжести, а другое при помощи двух коротких тяг соединено с муфтой.

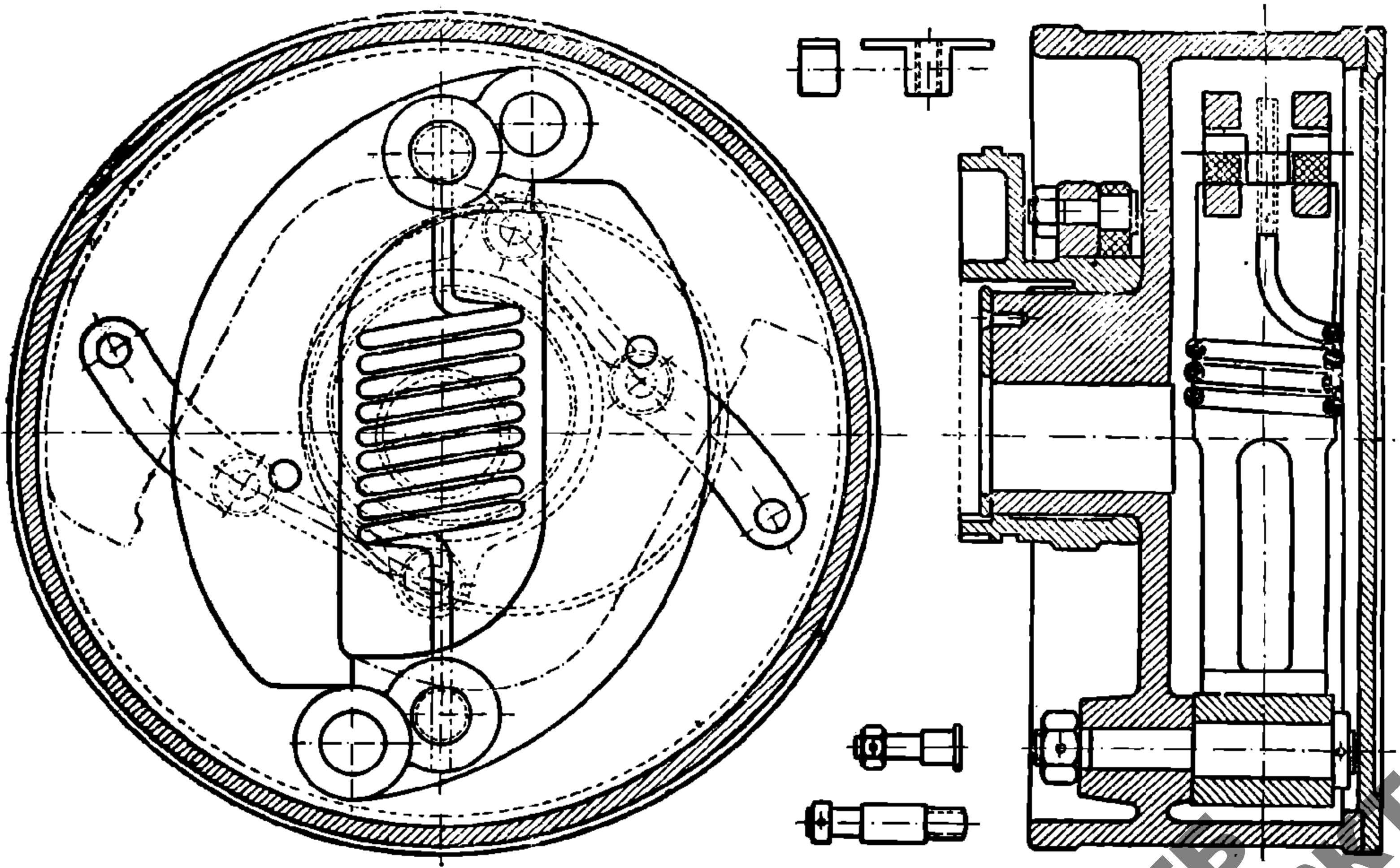


Фиг. 231.

НТБ
ДНУЖТ



Фиг. 232.



Фиг. 233.

Регулятор действует следующим образом. При увеличении центробежной силы грузы отойдут к ободу и рычаги W развернутся около точки I . Пружины, помещенные внутри грузов, сожмутся, накапливая в себе запас необходимых сил для возвращения грузов на место. Муфта пойдет по валу кверху. Остальное понятно уже само собой.

В регуляторах Толле (фиг. 23) — 231) центробежная сила воспринимается по возможности непосредственно пружиной, вследствие чего собственное трение незначительно. Применение пружин, работающих на растяжение, рациональнее, чем работающих на сжатие, так как пружины, работающие на сжатие, легко выпучиваются в сторону. Регулятор Толле имеет существенное преимущество перед другими конструкциями в том, что допускает установку степени неравномерности независимо от числа оборотов.

В этом регуляторе поперечные пружины зацепляются не непосредственно у вращающихся тел, а вне их.

Кроме поперечных пружин регулятор снабжен еще продольной пружиной, зацепляющейся или за муфту или же за регуляторный рычаг, подобно пружинным весам. Роль этой пружины в регуляторе Толле та же, что и масляных катарактов в центробежных регуляторах.

г) Плоские регуляторы. (Эксцентрикковые или осевые регуляторы.) Очень часто, главным образом, для быстроходных машин, применяются регуляторы, груз которых вращается не вокруг своей собственной оси, а вместе с валом машины в вертикальной плоскости. Расхождение шаров происходит здесь в плоскости, перпендикулярной к оси вращения. Так как управляющий движением парораспределительных приборов эксцентрик будет находиться также в этой перпендикулярной плоскости, то передвижение грузов может влиять непосредственно на перемещение эксцентрика. Таким образом изменением величины эксцентриситета и угла опережения может быть изменена непосредственно степень наполнения цилиндра. Эти регуляторы называются эксцентрикковыми, осевыми или плоскими.

К недостаткам таких регуляторов можно отнести то, что регулируемые ими, большей частью принудительные, распределения часто создают весьма неблагоприятные условия для поступающего пара при малых наполнениях, а также то, что временами развиваются переменной величины обратные давления на регулятор, которые стремятся вывести его из состояния равновесия. Подобные обратные давления при клапанном распределении появляются преимущественно во время открывания и закрывания клапанов и могут также происходить от неуничтоженных сил инерции масс, от неуравновешенных центробежных сил и т. д. Хотя собственное трение регулятора и частей парораспределительного механизма противодействует этим обратным давлениям, но это влияние благоприятно лишь до тех пор, пока оно нейтрализует это обратное давление; всякое же постоянное действующее трение безусловно вредно.

Эксцентрикковые регуляторы при золотниковых парораспределениях обыкновенно устанавливаются на главном валу, а при клапанных парораспределениях — на распределительном валу.

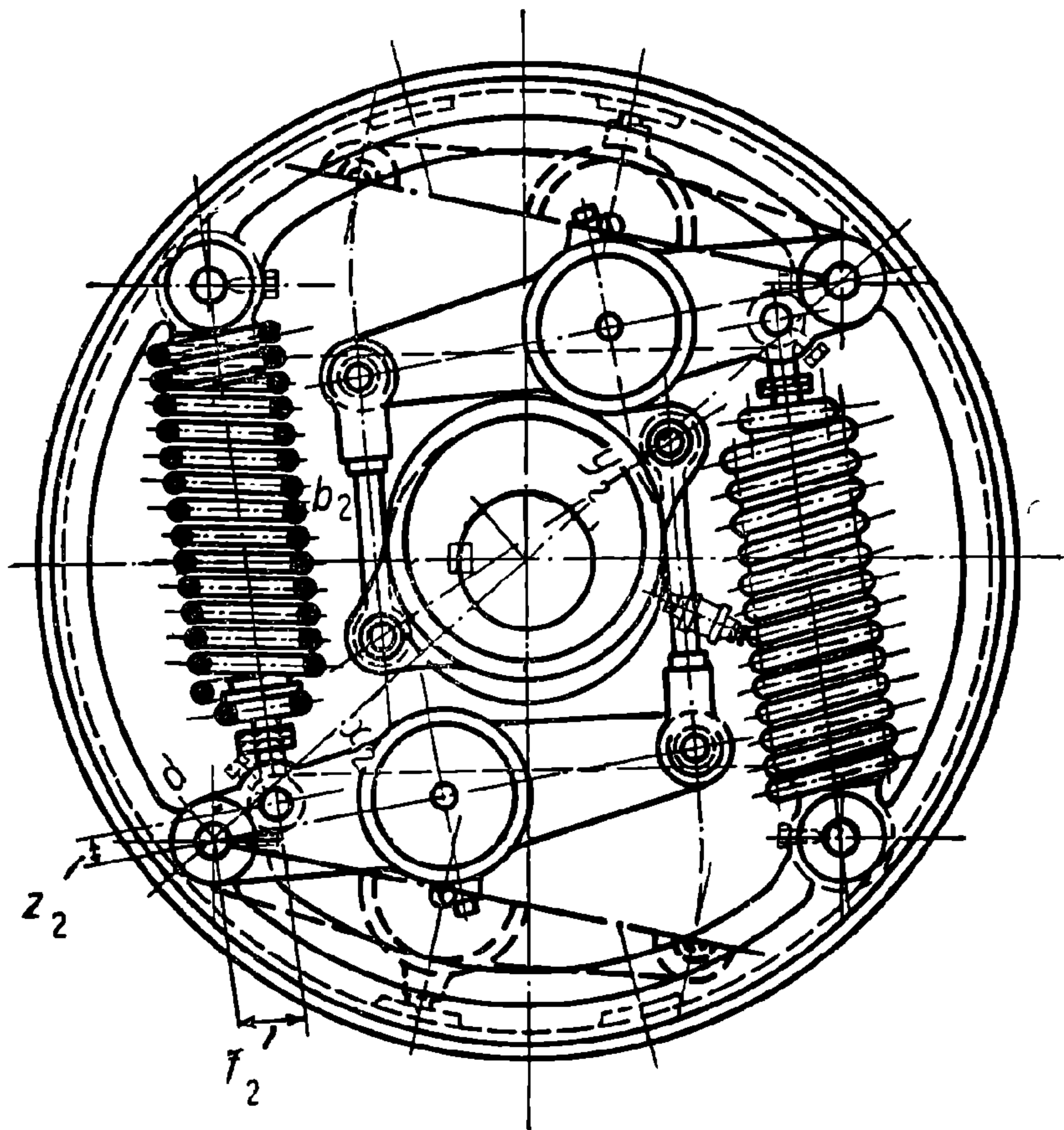
Они подразделяются на регуляторы с маятниковыми грузами и регуляторы с радиально перемещаемыми грузами.

д) Обыкновенные маятниковые плоские регуляторы. Они делаются с одной или двумя пружинами. При одной пружине, которая проходит через центр вала, регулятор должен сидеть на конце вала. При двух пружинах, лежащих по обеим сторонам вала, это не обязательно. Две пружины в свою очередь имеют тот недостаток, что они под действием центробежной силы выпучиваются.

Регулятор Зондермана (фиг. 232) отличается большей простотой. В нем совершенно отсутствуют заклиненные рычаги и тяги. Оба маятника P состоят из прилитого груза и рычага вполне одинакового вида по обе сто-

роны его оси вращения. Таким образом помимо центробежной силы, действующей на груз, здесь не существует никаких побочных сил. Поворотные стержни l маятников своими концами прочно заделаны в задней стенке регуляторной коробки, а другими концами укреплены на поперечной тяге.

Спиральная пружина подвергается растяжению и концами своими проходит через стержни Z , имеющие по середине своей длины вид втулок



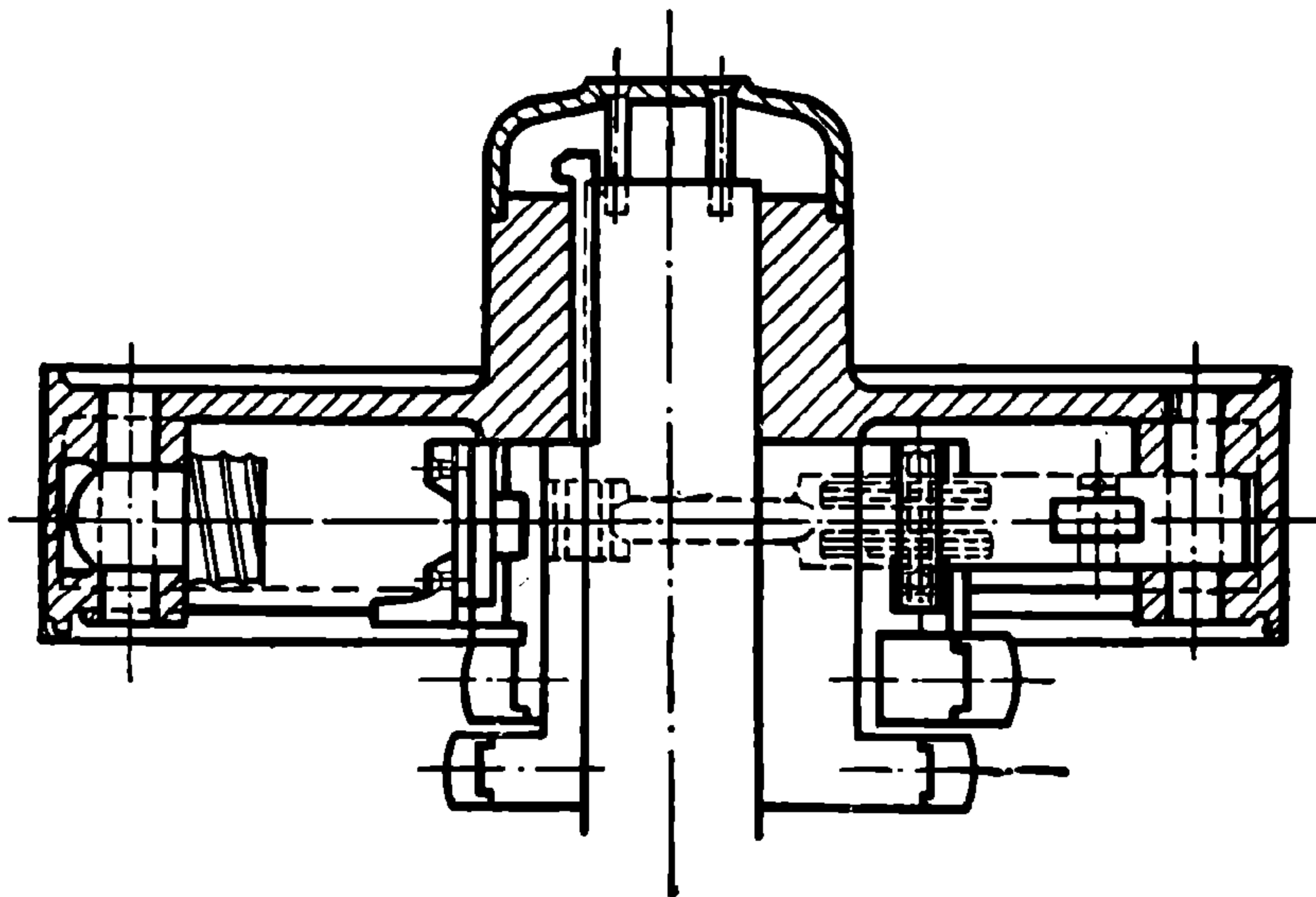
Фиг. 234.

и захваченные с обеих сторон половинками одного маятника. Для ограничения размаха маятников внутрь служат упорные винты K , в которые маятники упираются стержнями c и c' . Снаружи размах маятников ограничивается самой коробкой.

На фиг. 233 изображен регулятор с одной пружиной. Пружина зацепляет за соответственным образом устроенные стержни вращающихся грузов помощью стальных призм для уменьшения трения. Вращающиеся грузы снабжены полостями для возможности изменения их веса. Грузы при помощи тяг ca и $c'a$ в точках c и c' связаны с поворотным эксцентриком. расходясь, они штырями пойдут по специально для этого вырезанным радиальным прорезам и развернут эксцентрик, чем будет достигнуто изменение наполнения цилиндра.

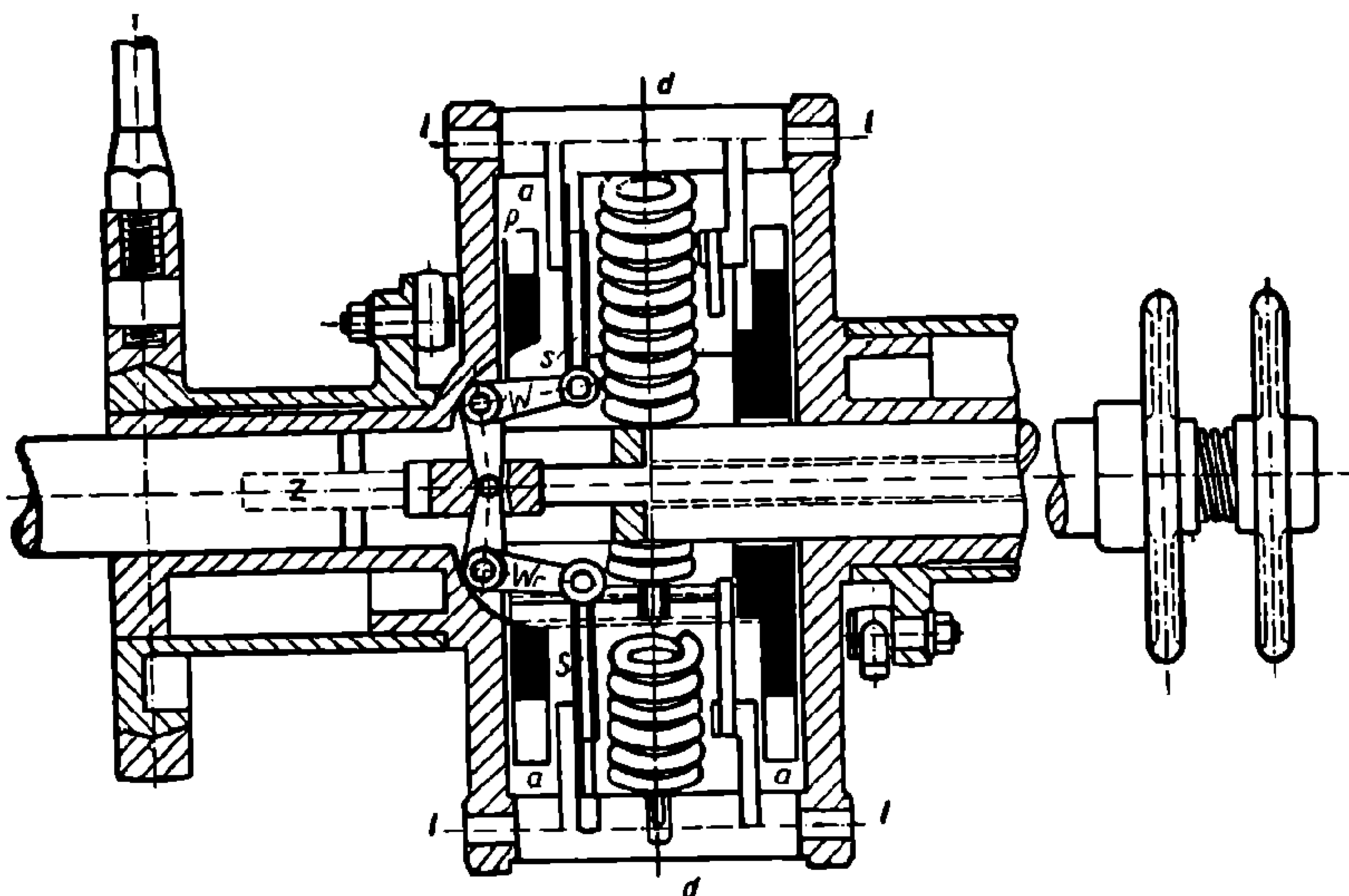
Фиг. 234, 235 дают представление о регуляторе с двумя пружинами, расположенными по обеим сторонам вала.

В регуляторе системы Прелля (фиг. 236 и 237) грузы P , вращающиеся около осей I , соединены стержнями Z с поворотными эксцентриками. При



Фиг. 235.

передвижении стержня Z точка подвеса пружины E через посредство углового рычага W и тяг S перекатывается по направляющим поверхностям на грузах. Одновременно точки подвеса a противоположных концов пружин вращаются около осей d , причем напряжение пружины возрастает.

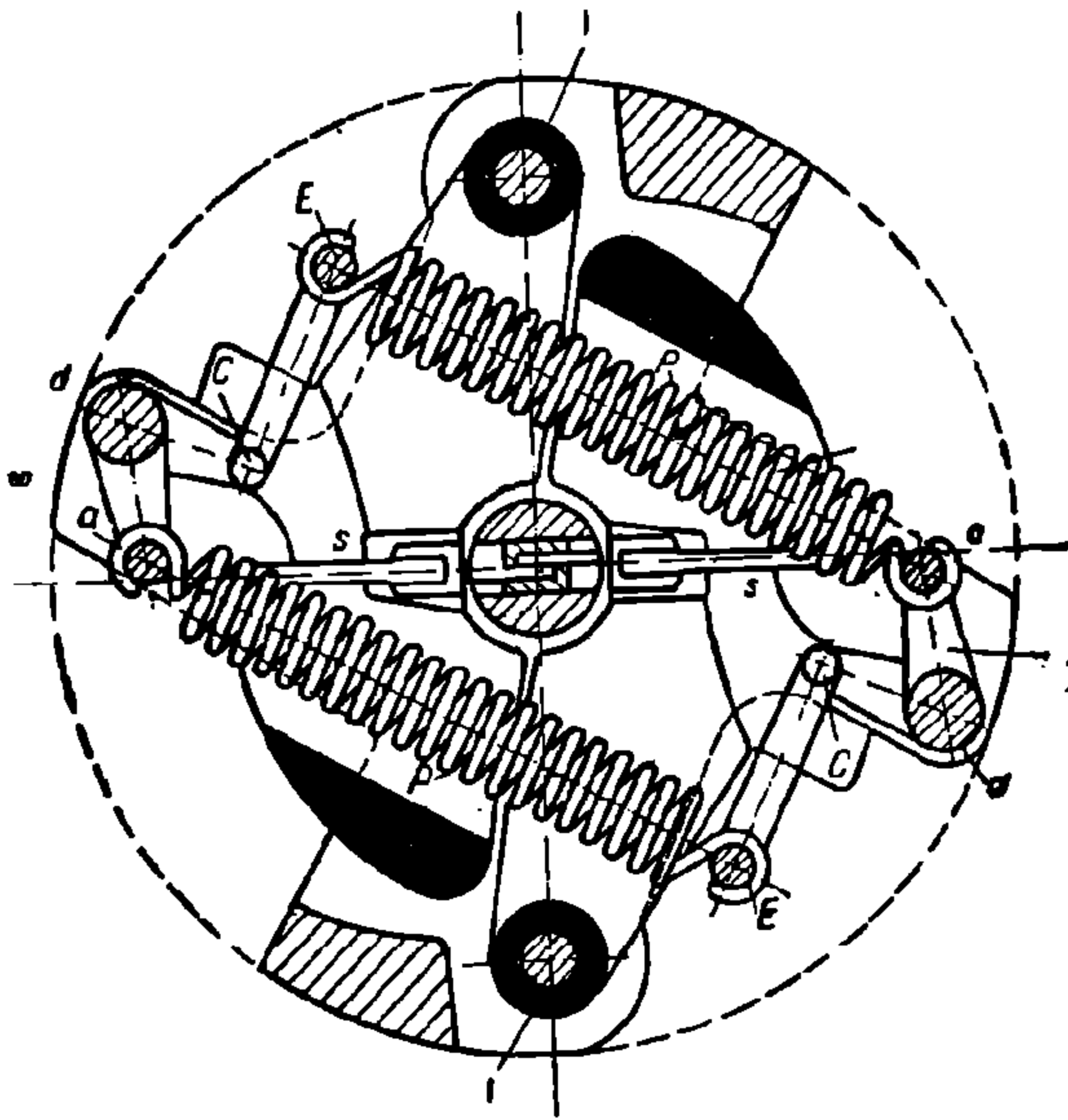


Фиг. 236.

При расхождении грузов болты с роликами E описывают дуги около осей с радиусом, равным длине серьги CE . Это расхождение штырей E по прорезам радиуса CE и заставляет эксцентрик занять новое положение, отвечающее настоящему моменту.

На фиг. 238 представлен плоский регулятор с радиально перемещаю-

шимися грузами. В этом типе регуляторов сила пружины действует противоположно силе вращающихся грузов. Оба вращающиеся груза P и находящиеся в них пружины F расположены друг против друга радиально. Для направления грузов служат стенки коробки. Эксцентрик прикреплен к одному из обоих вращающихся грузов P , образуя с ним одно целое. Этим уравнивается центробежная сила эксцентрика, и центр эксцентрика получает точно прямолинейное направление. Для достижения одинаковых размахов обоих грузов они связаны между собой двумя стержнями Z с крутой правой и левой винтовой резьбой. Гайки M этих винтов



Фиг. 237.

изготавливаются из прочной фосфористой бронзы. Стержни, вращающиеся между двумя установочными винтами S , обладают свойством самоторможения и их трение препятствует противодействию парораспределения на регулятор.

е) Инерционные регуляторы. Эти регуляторы помимо вращающихся грузов снабжаются еще особой вращающейся массой, которая при изменении нагрузки машины вследствие своей инерции стремится усилить или ослабить центробежную силу вращающихся грузов и соответственно действует на эксцентрик.

Особенно пригодны такие регуляторы для машин, работающих с сильными и внезапными колебаниями нагрузки.

На фиг. 239 изображен плоский регулятор с инерционным

кольцом, применяющийся в машинах с парораспределением Ленца.

На валу заклинена муфта a , к которой в точках b подвешены маятники g . Оба маятника при помощи серег c связаны с кожухом регулятора d , свободно сидящим на валу и выполняющим роль инерционной массы. К кожуху укреплена плоская изогнутая пружина f , другой конец которой охватывает цапфу e на выступающей части муфты a .

Если число оборотов машины увеличивается, грузы g расходятся; этому способствует также их соединение с кожухом d , который благодаря своей инерции отстает от повысившего свою скорость вала машины. Таким образом кожух регулятора поворачивается относительно вала, и камень m перемещает эксцентрик. Пружина f одновременно натягивается. При уменьшении числа оборотов инерция кожуха заставляет его опередить вал; этому повороту кожуха относительно вала помогает сила пружины, преодолевающая уменьшившуюся центробежную силу маятников.

Для возможности изменения числа оборотов машины вал делают полым и сквозь него пропускают шпindel; последний при вращении его маховичком, укрепленным на свободном конце вала, перемещается вдоль вала и своей наклонной плоскостью перемещает в радиальном направлении штифт n . При выдвигании штифта n пружина натягивается, и число оборотов машины может изменяться в пределах $\pm 10\%$.

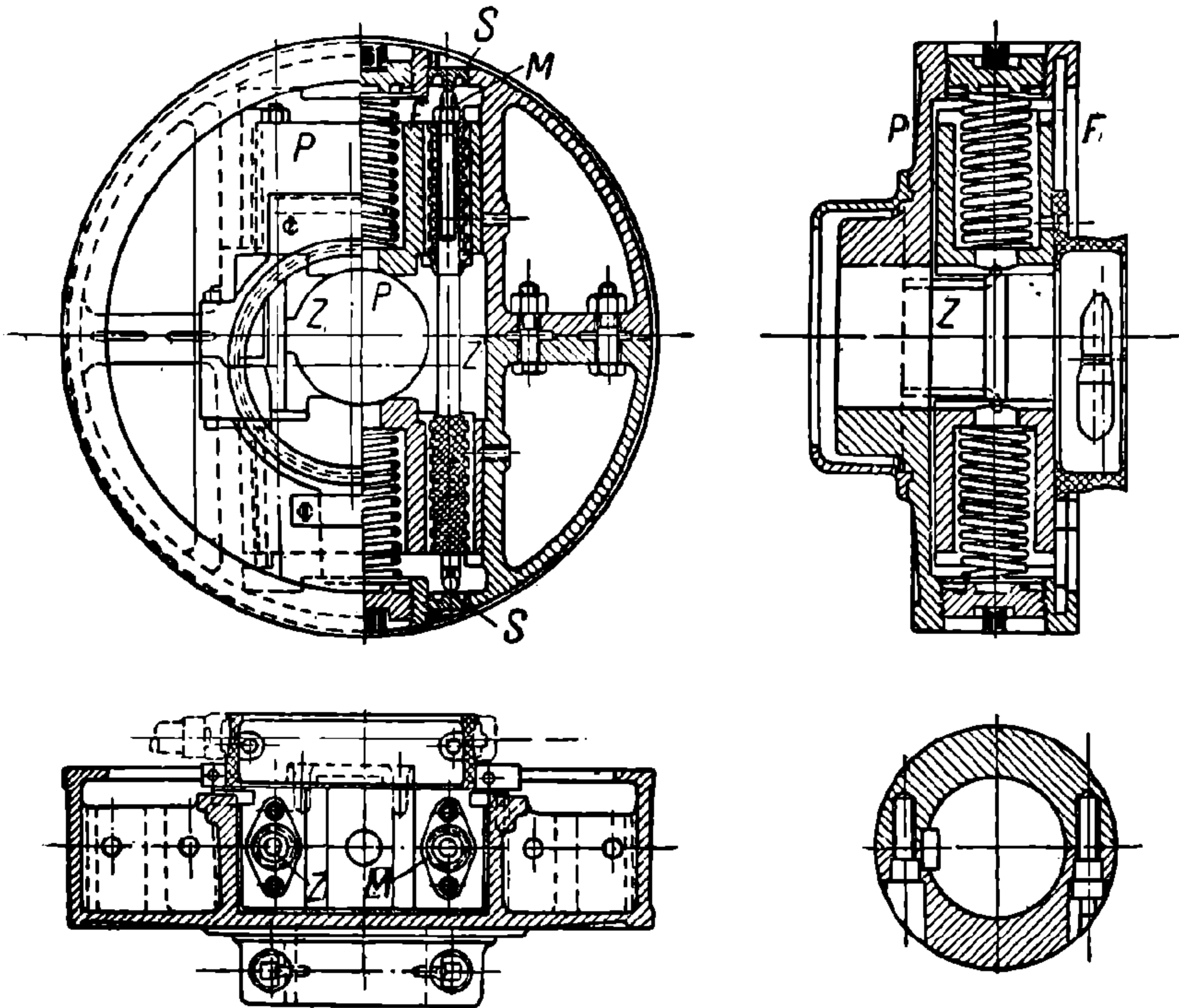
Регуляторы с гиревой нагрузкой отличаются громоздкостью устройства и сравнительно слабой чувствительностью, почему и не получают

в настоящее время большого распространения, уступив место регуляторам с пружинной нагрузкой.

Регуляторы всех типов кроме осевых могут изготавливаться отдельно от машины специализированными заводами, осевые же должны каждый раз проектироваться индивидуально для данной машины и потому массовому изготовлению не подлежат.

Установка регулятора по машине. При пуске машины в ход, а с нею и регулятора, степень чувствительности последнего может оказаться весьма различной: либо она может выйти очень большой, либо очень малой.

1. Чувствительность регулятора очень мала, если число оборотов



Фиг. 238.

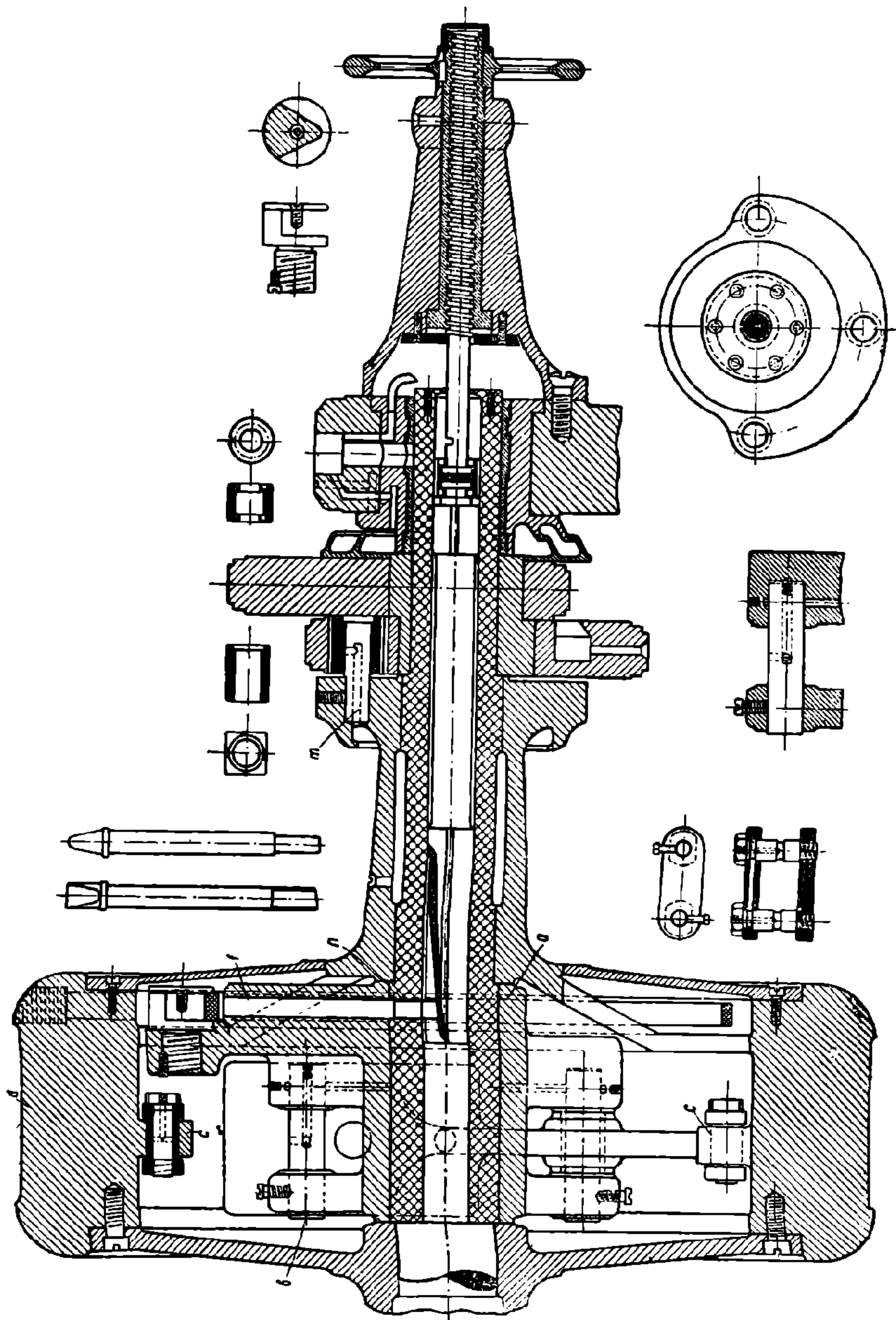
машины должно сильно уклониться от своего нормального значения, прежде чем регулятор начнет действовать. Но это явление может быть вызвано и внешними причинами, например, тем, что трение в отдельных частях регулятора больше перестановочной силы самого регулятора; в том или другом случае для достижения правильного действия регулятора приходится либо уменьшить эти вредные сопротивления, либо увеличить его перестановочную силу.

Энергия регулятора зависит от веса его шаров с рычагами и нагрузки на муфтовой шарнир; чтобы действие регулятора было правильно, каждый из этих грузов должен в точности следовать за соответствующим перемещением другого.

Для этого прежде всего надо проконтролировать сочленяемые рычаги и выяснить, нет ли где сильного заедания в шарнирных соединениях; следует проконтролировать все сальники и вкладыши регулятора, и после того как убеждаются, что не в излишнем трении лежит причина нечувствительности регулятора, надо немного изменить (уменьшить или

увеличить) длину рычага в зависимости от способа соединения рычага с подъемной муфтой.

2. Если же чувствительность регулятора очень велика, о чем мы судим



Фиг. 239.

по тому, что ход машины, несмотря на действие маховика, все-таки не достаточно равномерный, что, впрочем, выясняется самим регулятором (он постоянно, как говорится, „ерзает“, „прыгает“), то надо немного передвинуть (увеличить или уменьшить) длину рычага от центра подъемной муфты до соединения этого рычага со своей основной осью вращения или увеличить вес груза, прибавив к нему свинца.

Таким образом мы видим, что регуляторы некоторых систем должны быть снабжены приспособлениями, при которых это изменение плеча рычага от центра муфты до оси его вращения было бы возможно.

Следует, впрочем, заметить, что при нормальном ходе машины неравномерность хода может колебаться в очень узких пределах, и потому регулятору приходится регулировать лишь небольшие колебания; однако важно выверить регулятор и при наступлении больших изменений в числе оборотов машины и отрегулировать его так, чтобы он и в этом случае действовал вполне правильно. Говоря о регулировании степени неравномерности машины, надо именно иметь в виду такой частный случай при работе машины.

Если же, наоборот, для достижения равномерной работы машины регулятору приходится делать большие размахи, то это указывает, что регулятор в общем не выверен для данного случая.

Величина регулятора не зависит от мощности машины, а скорее от того, насколько равномерна нагрузка и насколько выверен сам регулятор.

Таким образом, говоря о выверке регулятора, под этим разумеют операцию, в результате которой достигается то, что регулятор отклоняется от занимаемого им положения, как только число оборотов машины отклонится в ту или иную сторону от установленной величины.

При проверке регулятора в основу можно положить следующие соображения:

1. Если при нормальном числе оборотов регулятор не занимает своего среднего положения и стоит, например, очень высоко, то это ясно указывает на то, что центробежная сила регулятора слишком велика по отношению к нагрузке на передвигаемой муфте, и для устранения этого явления следует изменить вес шаров или увеличить груз, действующий по окружности передвигаемой муфты. Следует при этом отметить, что с уменьшением веса шаров регулятор становится менее чувствительным, а с увеличением веса груза чувствительность регулирования увеличивается. Чтобы для данного случая иметь возможность достигнуть определенной степени чувствительности регулятора, следует одновременно соответственно увеличить вес шаров.

2. Если приходится устанавливать машину на другое число оборотов, то следует изменить либо вес шаров, либо плечо груза; при этом если машине приходится работать с разной нагрузкой, то шары регулятора должны быть легко сменяемыми, длину же плеча груза нужно соответственно каждый раз изменять.

Б. Маховик

Назначение маховика состоит в уравнивании периодически повторяющихся неравномерностей хода машины и в поддержании постоянной скорости ее в течение одного оборота, если нагрузка не изменяется; если же она изменяется внезапно, то маховик препятствует очень сильным колебаниям числа оборотов. Кроме того, маховик проводит кривошип через его мертвые точки, так как момент силы, вращающей кривошип в эти моменты, равен нулю, и одноцилиндровая машина без маховика обязательно остановилась бы.

Действие маховика заключается в том, что он, накапливая в себе живую силу в моменты, когда сопротивление нагрузки машины меньше силы, развиваемой паром, отдает живую силу в периоды, когда имеет место обратное явление. Чем больше будет вес маховика, тем равномернее будет ход машины, но увеличивать произвольно этот вес нельзя, так как, во-первых, машина обходится дороже, во-вторых, большой вес вызывает излишнее трение в подшипниках вала и т. д.

Степень неравномерности

Если хотят, чтобы машина работала с некоторой средней скоростью на окружности маховика, положим v , то нужно придать маховику такой вес, чтобы разница между наибольшей и наименьшей скоростью, т. е. v_{\max} и v_{\min} , была возможно малой величиной. Отношение этой разницы к скорости v и называется степенью неравномерности движения δ_0 ;

$$\delta_0 = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v}.$$

Вес маховика

Вес маховика определяется по следующей формуле:

$$G = 82 i \frac{N}{v n \delta_0},$$

где N — число лошадиных сил, развиваемых машиной (эффективных);

i — коэффициент, даваемый таблицей А;

n — число оборотов в минуту;

δ_0 — степень неравномерности, выбираемая по таблице Б;

v — скорость на окружности маховика в м/сек, равная $\frac{\pi R n}{30}$ м/сек, причем она не бывает больше 25 м/сек при канатной передаче, а при ременной может доходить до 30 м/сек и даже более;

G — вес обода маховика в килограммах.

Определив вес обода и умножив его на 1,35, получим полный вес маховика, включая втулку и спицы, т. е. $G_0 = 1,35 G$.

Таблица А
Значение коэффициента i

Абсолютное давление пара в ат	4—5	6—7	8—9	10—11	11—12	12—13
Тип машины						
Одноцилиндровая с охлаждением	100	110	120	—	—	—
То же, без охлаждения	80	90	100	—	—	—
Своянная (2 кривошипа) с охлаждением	65	70	75	80	—	—
То же, без охлаждения	55	60	65	70	—	—
Тандем (1 кривошип) с охлаждением	—	85	90	95	—	—
То же, без охлаждения	—	—	80	90	—	—
Компаунд (2 кривошипа) с охлаждением	—	55	58	62	—	—
То же, без охлаждения	—	45	50	55	—	—
Тройного расширения (2 кривошипа тандем) с охлаждением	—	—	—	40	45	50
То же, без охлаждения	—	—	—	—	—	46
Двойного расширения (3 кривошипа) с охлаждением	—	—	—	25	28	32
То же, без охлаждения	—	—	—	—	—	29

Рассматривая формулу для определения веса маховика, видим, что вес маховика должен быть тем больше, чем больше мощность машины N и чем меньше требуемая степень неравномерности движения; при тех же данных вес будет тем меньше, чем больше скорость на обode маховика, чем больше число оборотов главного вала, а также чем больше средний радиус маховика.

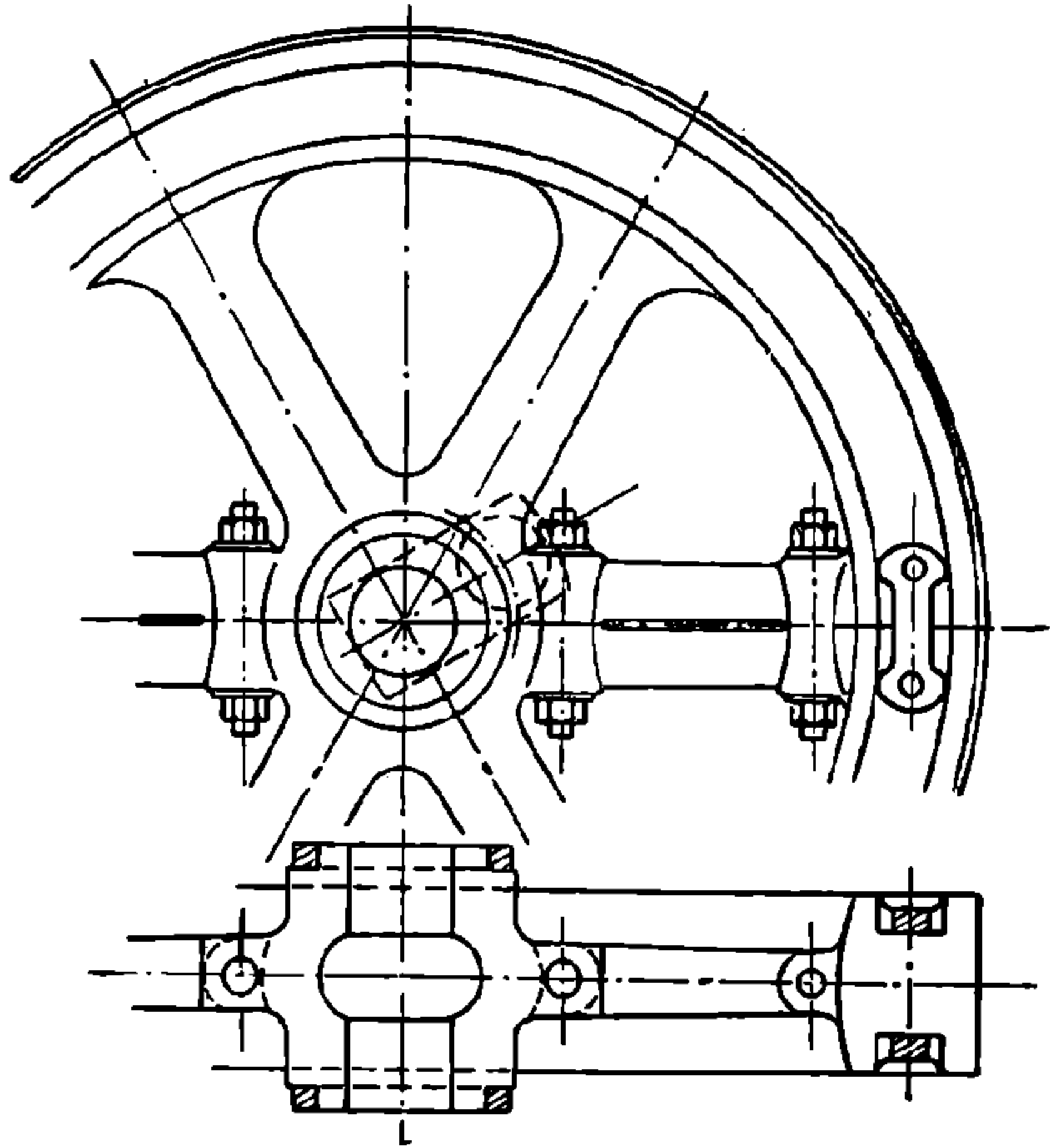
Таблица Б

Степень неравномерности, необходимая при приведении в движение:

Насосов, штампов	$\delta_0 = 4\%$
Кирпичных заводов, лесопилок	$\delta_0 = 3\%$
Механических мастерских (заводов)	$\delta_0 = 3\%$
Мукомольных мельниц, цементных заводов, строгальных заводов	$\delta_0 = 2\%$
Писчебумажных машин	$\delta_0 = 1,5\%$
Прядильных машин для низких номеров ткани	$\delta_0 = 1,5\%$
То же для высоких	$\delta_0 = 1,2\%$
Динамомашин	$\delta_0 = 1\%$
Прокатных станков для полос железных	$\delta_0 = 0,2\%$
» » » сорт. железа	$\delta_0 = 0,3\%$
» » » лист. »	$\delta_0 = 0,4\%$

Увеличение радиуса имеет свой предел, ибо оно влечет за собой и увеличение центробежной силы, которая может повести к разрыву маховика. Скорость на окружности маховика, зависящая от величины радиуса, не должна превышать для чугуна 30 м/сек.

Маховик должен быть достаточно тяжел в таких производствах, где изменение нагрузки происходит довольно часто. Это необходимо для того, чтобы регулятор мог как можно скорее переставлять парораспределение соответственно изменившейся нагрузке. Сделать это мгновенно регулятор не в состоянии, ему потребуется некоторое время, которое будет тем меньше, чем больше будет вес маховика, а следовательно, тем меньше будут колебания числа оборотов в промежуток времени, когда регулятор устанавливает новое наполнение в цилиндре машины.



Фиг. 240.

Форма поперечного сечения обода маховика бывает или тавровая или прямоугольная (фиг. 240 и 241).

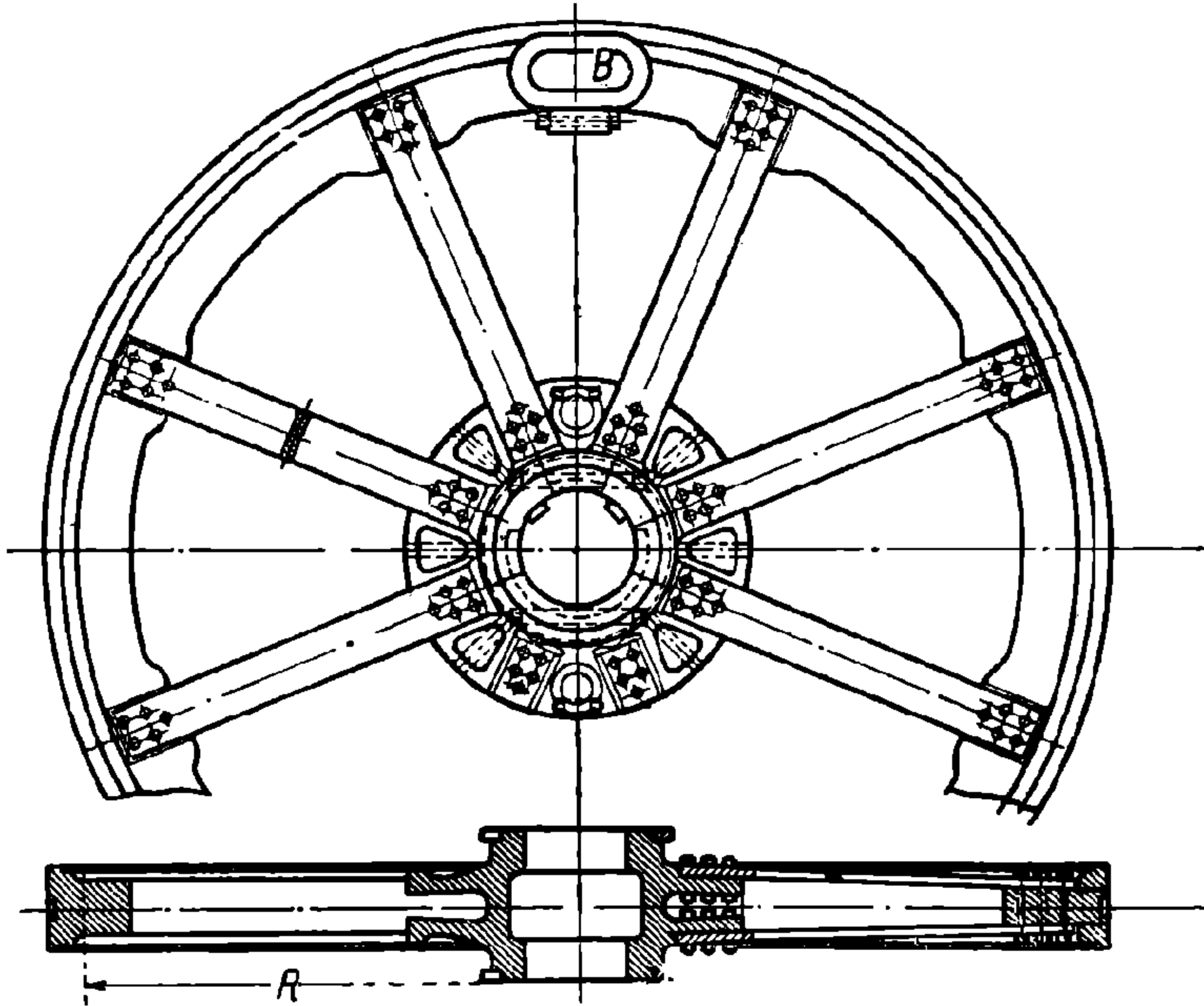
Если маховик служит только уравнивателем движения и в передаче работы на привод не участвует, то поперечное сечение обода выполняется чаще всего прямоугольным, иногда тавровым. Если же, кроме того, маховик служит и для передачи работы помощью ремня или канатов, то форма обода выполняется сообразно тому или другому роду передачи для ремня по типу фиг. 240, а для канатов по типу фиг. 242.

В тех случаях, когда обод снабжается канавками для канатов, особое внимание должно быть обращено на его обработку: необходимо выполнять поперечные сечения всех канавок одинаковыми.

При несоблюдении указанного условия канаты не могут правильно работать, так как, будучи расположены на разной глубине, они станут скользить по ободу маховика и от этого будут преждевременно изнашиваться.

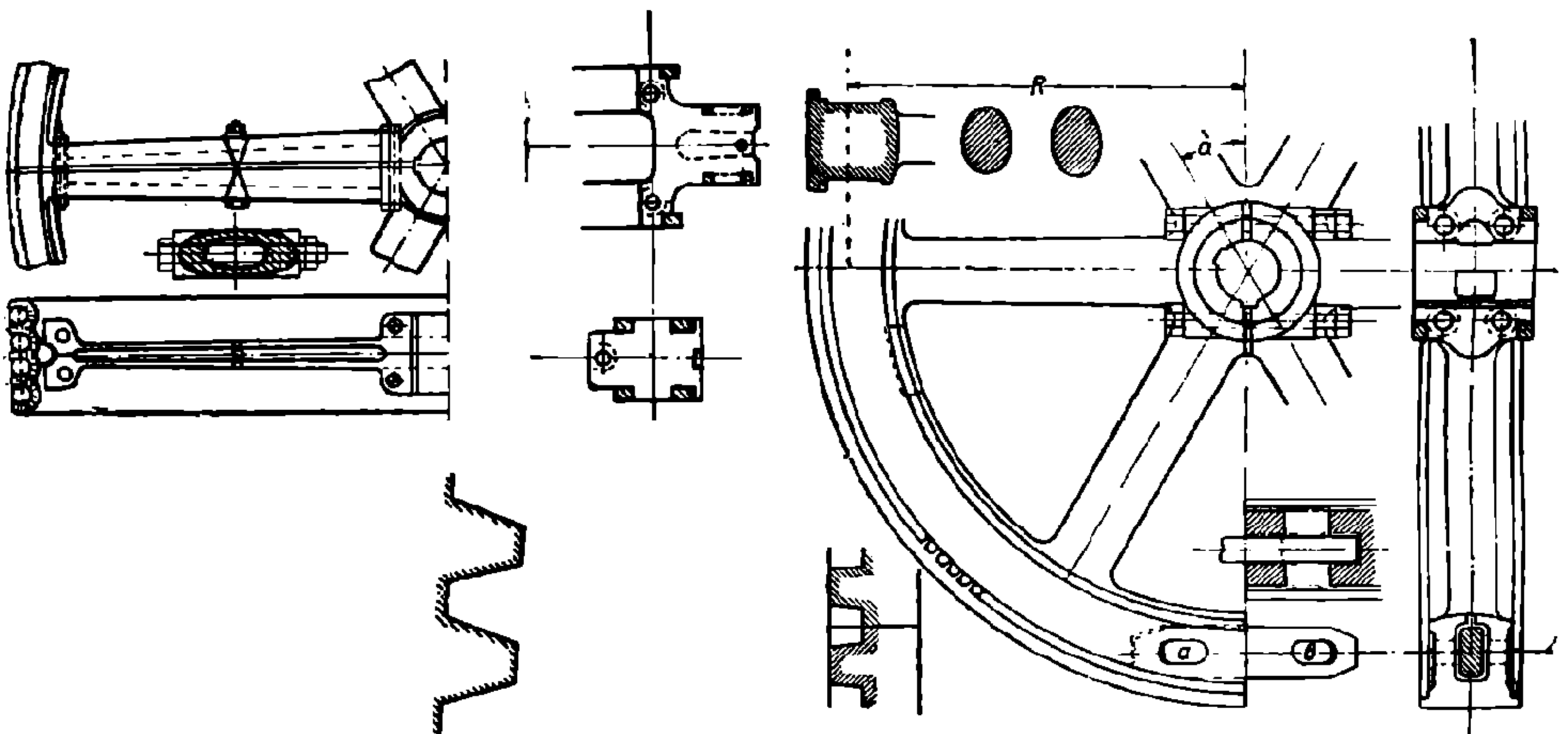
Поперечное сечение спиц чаще всего бывает овальным (фиг. 243),

причем в месте соединения с втулкой сечение делается большим по размеру, нежели в месте соединения с ободом маховика.



Фиг. 241.

Очень большие маховики, встречающиеся, например, в прокатных машинах, снабжаются железными спицами прямоугольного сечения.



Фиг. 242.

Фиг. 243.

Число спиц в маховиках берется от 4 до 8 и приблизительно определяется по формуле:

$$n = 2(1 + R),$$

где R радиус маховика в метрах.

Цельные маховики. Маховики с диаметрами до 4 м отливаются обыкновенно цельными. Маховики же с диаметрами свыше 5 м выполня-

ются из нескольких отдельных частей, соединяемых между собой железными связями. Цель такого разделения состоит в том, чтобы облегчить отливку, перевозку и сборку и уменьшить влияние усадки. Последняя сказывается в появлении трещин в местах прикрепления спиц к ободу и втулке и в образовании усадочных раковин. Если усадка даже и не сопровождалась образованием трещин и раковин, то все-таки в отлитом целиком маховике возникают внутренние напряжения, которые трудно оценить, но которые в значительной степени понижают способность маховика противостать разрушающим его усилиям. Когда же маховики отливаются по частям, то вследствие свободной усадки каждой части внутренние напряжения или совсем не возникают или значительно ослаблены.

При конструировании цельных маховиков для устранения вредного влияния усадки спицы соединяют с ободом и ступицей закруглениями больших радиусов и делают нечетное число спиц; не будучи расположены диаметрально противоположно, они придают маховику некоторую эластичность.

Иногда для равномерности остывания частей уже отлитого целиком маховика более толстые части раньше освобождаются от формовочной земли, нежели тонкие. При слишком толстом ободу или особенно толстой втулке могут иногда появляться значительные вредные напряжения при отливке, и для устранения их делают втулку разрезной.

Разъемные маховики. Наилучшая конструкция разъемного маховика — это разъем по спицам (фиг. 240), однако при таком способе в отдельных половинках маховика могут появляться значительные напряжения, почему стык делают иногда между спицами (фиг. 243).

При диаметрах свыше 5 м спицы и втулки отливаются отдельно, обод, составленный из отдельных частей, соединяется с первыми помощью болтов или железных связей. В особенно больших маховиках втулка также делается составной. Число спиц разъемных маховиков обязательно делается четным и всецело зависит от их диаметра и ширины обода.

Скрепление обода чаще всего делается при помощи одних только болтов (фиг. 240).

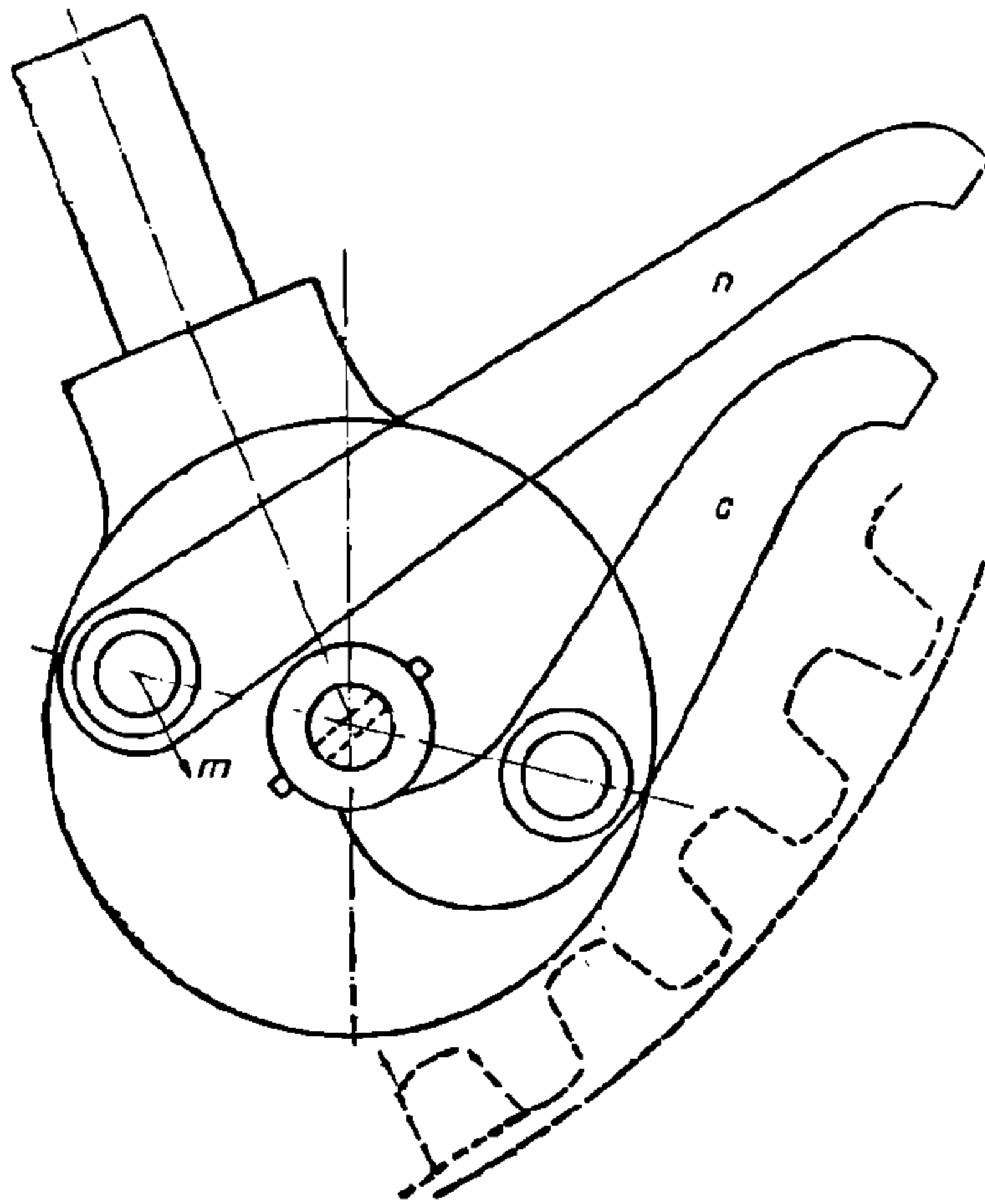
Стержни, или шкворни, бывают круглого и прямоугольного сечения и вставляются в такие же углубления, сделанные в ободу шкива. Сборку и закрепления обода производят следующим образом:

Вставляют стержень (фиг. 243) в левую или правую часть обода и закрепляют его слегка помощью клина *a*, затем надвигают вторую часть обода и также слегка закрепляют ее клином *b*. Производя потом надлежащим образом забивку клиньев *a* и *b*, сближают обе части обода до взаимного соприкосновения, получив необходимое скрепление их. От выпадения клинья предохраняются шпильками *c* и *c*. Надо заметить, что стержни прямоугольного сечения гораздо удобнее, так как в них легче правильно выполнить отверстие для клина, нежели в случае круглого стержня.

При большой окружной скорости отдают предпочтение усадочным кольцам *A*, которые надеваются с боков обода на соответствующие выступы частей его *B* и *B* (фиг. 241). Установка усадочных колец производится обязательно с обеих сторон обода и так, чтобы центр тяжести сечения обода совпадал с серединой колец. Внутренний диаметр усадочных колец выполняется несколько меньшего размера, нежели выступ обода, затем кольцо нагревают и насаживают в горячем состоянии. Когда кольцо остынет, то, сжимаясь, оно крепко стянет обе части обода и таким образом не позволит им разойтись.

Места соприкосновения частей обода отливаются без прибавки на обработку, после отливки они слегка подправляются зубилом и напильниками и в таком виде идут на сборку.

Скрепление втулки маховиков производится помощью болтов и усачных колец, надеваемых в горячем состоянии на соответствующие выступы втулки маховика. Растачивание втулки производится с большой осторожностью, ибо малейшая неточность поведет к тому, что маховик будет бить.



Фиг. 244.

Закрепление маховика на валу производится при маховиках до 3 м одной шпонкой, а при больших диаметрах — двумя.

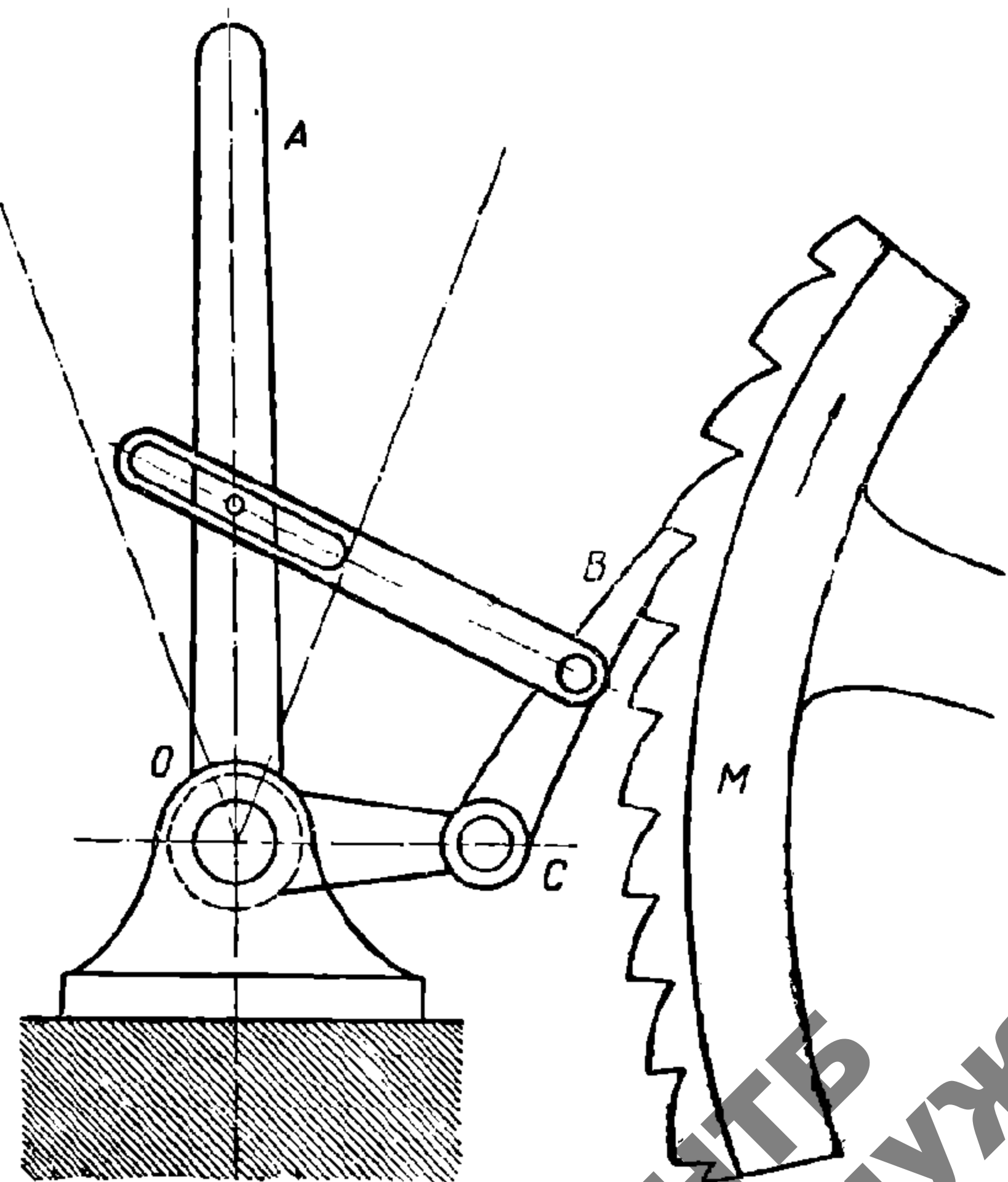
Плоскость стыка втулки при одной шпонке проходит через ее середину, а при двух — лежит между ними.

Конструкция разъемных маховиков. На фиг. 241 представлено прямоугольное сечение обода и спиц; последние выполняются железными и срепляются с втулкой и с косяками обода помощью болтов. Спицы плотно пригоняются к гнезду втулки и обода; плотность необходима не только по боковым сторонам спиц, но и по торцам.

По середине спиц ставятся распорные болты с трубкой, дабы этим придать спице большую жесткость. Промежутки между

спицами закрываются тонким листовым железом или деревянными досками, это уменьшает сопротивление воздуха, и возможность несчастных случаев. Конструкция с железными спицами очень дорога и употребляется лишь при очень мощных машинах.

Приспособления для проворачивания маховика. При пуске одноцилиндровой машины в ход давление пара на поршень сможет только тогда повернуть кривошип, когда последний находится в положении, близком к среднему. Если же кривошип близок к мертвой точке, то машина не пойдет; поэтому, прежде нежели открывать клапан паровпускной трубы, надо подвести кривошип к среднему его положению, пользуясь для этого маховиком; в небольших машинах маховик может быть повернут руками одного или двух рабочих, а при больших машинах действуют на маховик ломом как рычагом, закладывая



Фиг. 245.

его в четырехугольные гнезда, сделанные на наружной окружности маховика, или же пользуются специальными механизмами, называемыми приспособлениями для проворачивания маховика (фиг. 244 и 245).

27. КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Основное назначение конденсации состоит в образовании перед поршнем разрежения с целью уменьшения противодействия, которое имеет место в том случае, когда пар выталкивается непосредственно в атмосферу.

Кроме того, конденсатор дает возможность использовать конденсированный пар (конденсат) для питания котлов. Для этого необходимо, однако, чтобы конденсирующийся пар и охлаждающая вода были разделены друг от друга.

Такие конденсаторы называются поверхностными конденсаторами. Вода, образующаяся в результате конденсации пара, называется конденсатом, а металлическая перегородка, помещенная между паром и охлаждающей водой и имеющая обычно форму трубок, называется охлаждающей поверхностью.

Пар, поступая в конденсатор, вносит с собой некоторое количество воздуха и других газов, так как питательная вода никогда не бывает совершенно свободна от них. Во всех конденсаторах эти газы должны удаляться посредством воздушного насоса; в противном случае, они скопились бы в конденсаторе и уменьшали бы степень разрежения.

Конденсатор и воздушный насос вместе с циркуляционным и конденсатным насосами, а также необходимыми для их работы трубами, клапанами и другой арматурой образуют в совокупности конденсационную установку.

Поверхностные конденсаторы. Поверхностные конденсаторы обычно состоят из чугунного или стального корпуса, снабженного на обоих концах трубными досками, в которых закреплено большое число трубок, образующих охлаждающую поверхность. В большинстве случаев пар поступает в конденсатор через отверстие в верхней части корпуса, а охлаждающая вода циркулирует внутри трубок. В некоторых же случаях применяется обратное устройство, т. е. вода омывает наружную поверхность трубок, а пар впускают внутрь их.

Кроме того, имеется тип поверхностного конденсатора, известный под названием конденсатора испарительного типа, в котором корпус совсем отсутствует. Пар проводится внутрь трубок, а вода разбрызгивается по наружной поверхности их, и охлаждение достигается, главным образом, за счет испарения этой воды.

Инжекционные конденсаторы. В инжекционном типе конденсатора пар приходит в непосредственное соприкосновение с охлаждающей водой, поступающей в виде большого числа струй для получения возможно большей водяной поверхности и для обеспечения возможно тесного перемешивания пара с водой.

Струйные конденсаторы. В некоторых типах инжекционных конденсаторов струи воды использованы для удаления воздуха. Этот тип представляет собой комбинацию обыкновенного инжекционного конденсатора и гидравлического воздушного насоса и известен под названием струйного конденсатора.

Работоспособность конденсаторов. Так как основным назначением конденсационной установки с разрежением является поддержание заданного противодействия у паровыпускного патрубка машины, то работоспособность установки измеряется по абсолютному давлению в кг/см^2 , поддерживаемому в этом месте.

Вакуумметр обычного типа измеряет разность давлений в конденсаторе и в окружающей атмосфере. Нормальное атмосферное давление принимается равным 760 мм рт. ст. при 0° С , или $1,0333 \text{ кг/см}^2$. Вакуумметры обычно показывают степень разрежения в процентах от нормального атмосферного давления. Поэтому принято выражать в % степень разрежения, даваемого конденсатором, причем надо понимать, что такое измерение относится к нормальному барометрическому давлению. Во избежание недоразумений часто указывают в скобках барометрическое давление, например: разрежение 75% (барометр 760).

Так как барометрическое давление меняется с высотой местности и состоянием атмосферы, а вакуумметры просто отмечают разности давлений внутри и снаружи конденсатора, то показания их без поправки на барометрическое давление во время наблюдения не имеют смысла.

Для объяснения правильного способа введения поправки в отсчете по вакуумметру при изменении барометрического давления рассмотрим влияние изменения последнего на показания простейшего типа вакуумметра.

Возьмем U-образную открытую с обоих концов трубку, имеющую колена высотой 760 мм и содержащую столб ртути в 760 мм ; при этом одно колено ее соединено с конденсатором, а другое сообщается с атмосферой. Если конденсатор не работает, то ртуть будет, конечно, стоять на одинаковой высоте в обоих коленах; в каждом из них ртуть будет стоять на высоте 380 мм . Если барометрическое давление равно 760 мм и в конденсаторе поддерживается абсолютная пустота, то ртуть будет подниматься в колене, соединенном с конденсатором, и опустится до самого низа в колене, открытом в атмосферу. Другими словами, атмосферное давление с одной стороны трубки будет уравновешено столбом ртути в другом колене ее.

Поэтому калибрование трубки на разрежения от 0 до 760 мм должно быть произведено на длине в 380 мм в верхней части трубки, причем каждый миллиметр отсчета по шкале у ней будет равен разрежению 2 мм .

Положим теперь, что атмосферное давление упало до 700 мм и что-отсчет по шкале даст разрежение в 500 мм , т. е. столб ртути в колене со стороны конденсатора стоит на высоте $380 + 250 = 630 \text{ мм}$. Найдем действительное противодавление в конденсаторе, которое обозначим буквой x . В этом случае равновесие ртути в обоих коленах получается при наличии атмосферного давления в 700 мм и столба ртути в 130 мм , с одной стороны, и столба ртути в 630 мм и искомого давления x с другой стороны; следовательно, будем иметь $x = 830 - 630 = 200 \text{ мм}$ вместо отсчета в 250 мм . Поэтому показание вакуумметра должно быть исправлено с 500 на 560 мм . Подобным же образом можно показать, что в любом случае поправка должна вводиться прибавлением к отсчету по вакуумметру или вычитанием из него разности в показании барометра ниже или выше нормального давления в 760 мм , при котором прокалиброван прибор.

Колебания давления внешней атмосферы влияют на действие установки тем, что изменяют естественным образом работу, совершаемую воздушным насосом, а именно, чем выше давление атмосферы, тем большая работа потребуется от этого насоса для сжатия воздуха, удаляемого из конденсатора. Само собой понятно, что экономичность в расходовании пара от применения конденсатора с разрежением зависит от господствующего в данной местности барометрического давления. Так, например, если нормальное давление атмосферы для нее составляет 500 мм , то машина, работающая в ней без конденсации, находится при тех же самых условиях, что и машина, работающая на конденсатор с разрежением в 250 мм в другой местности с давлением атмосферы воздуха в 750 мм .

Выгоды применения конденсаторов. Один килограмм пара давлением в 10 кг/см^2 , перегретый до температуры в 300°C , содержит в себе $728,6 \text{ кал}$. При расширении его до атмосферного давления может быть превращено в работу $109,6 \text{ кал}$. Если же тот же самый пар будет расширяться до давления $0,15 \text{ ата}$, то располагаемый для работы перепад тепла составит $222,9 \text{ кал}$. Таким образом при указанном начальном состоянии пара расход его в идеальной машине будет при работе на конденсатор с разрежением в 85% на 51% ниже, чем при работе без конденсации.

$$222,9 - 109,6 = 113,3; 113,3 : 222,9 = 0,51.$$

Трубки поверхностных конденсаторов

Трубки конденсаторов обычно изготавливаются из различных сортов латуни хорошего качества или других медных сплавов. Наиболее распространенный состав включает в себе 70% меди и 30% цинка. Многие потребители предпочитают применять луженые трубки. Это оказывается действительной мерой для предупреждения разъедания до тех пор, пока полуда остается неиспорченной, но, конечно, ее действие пропадает, как только полуда сойдет от выедающего действия самой воды или посторонних тел, которые могут попадать в трубки вместе с ней.

Производство трубок. Обычным методом изготовления трубок являются плавка металла в графитовых тиглях с добавлением около 25% металла старых трубок и отливка его в чугунные изложницы с шишкой в центре. При этом методе требуются специальные меры предосторожности для обеспечения хорошего качества литья. Шишка должна быть изготовлена из древесных волокон или сена с примесью жирной глины и должна быть идеально высушена в сушильных печах. Пустотелый стержень шишки должен иметь отверстия для выхода газов.

При высушивании шишки должны быть приняты особые меры предосторожности, так как сырые шишки весьма часто оказывались причиной неудач при изготовлении трубок.

Размеры болванки бывают различны в зависимости от практики завода, например: длина от $1,0$ до $1,5 \text{ м}$, наружный диаметр $60-65 \text{ мм}$ и толщина $12-15 \text{ мм}$.

Болванки подвергаются холодной протяжке на оправках и через матрицы волочильных станков. После каждой операции трубки должны отжигаться, причем должны приниматься специальные меры предосторожности, так как от этого в значительной мере зависит удовлетворительное качество получаемых трубок.

Химический состав. Химический состав материала трубок должен быть таков:

1) Адмиралтейский сплав: красной меди не менее 70% , олова не менее 1% , свинца не более $0,075\%$, железа не более $0,06\%$ и остальное цинк.

2) Мюнц-металл: красной меди не менее 59% , свинца не более $0,6\%$, железа не более $0,1\%$ и остальное цинк.

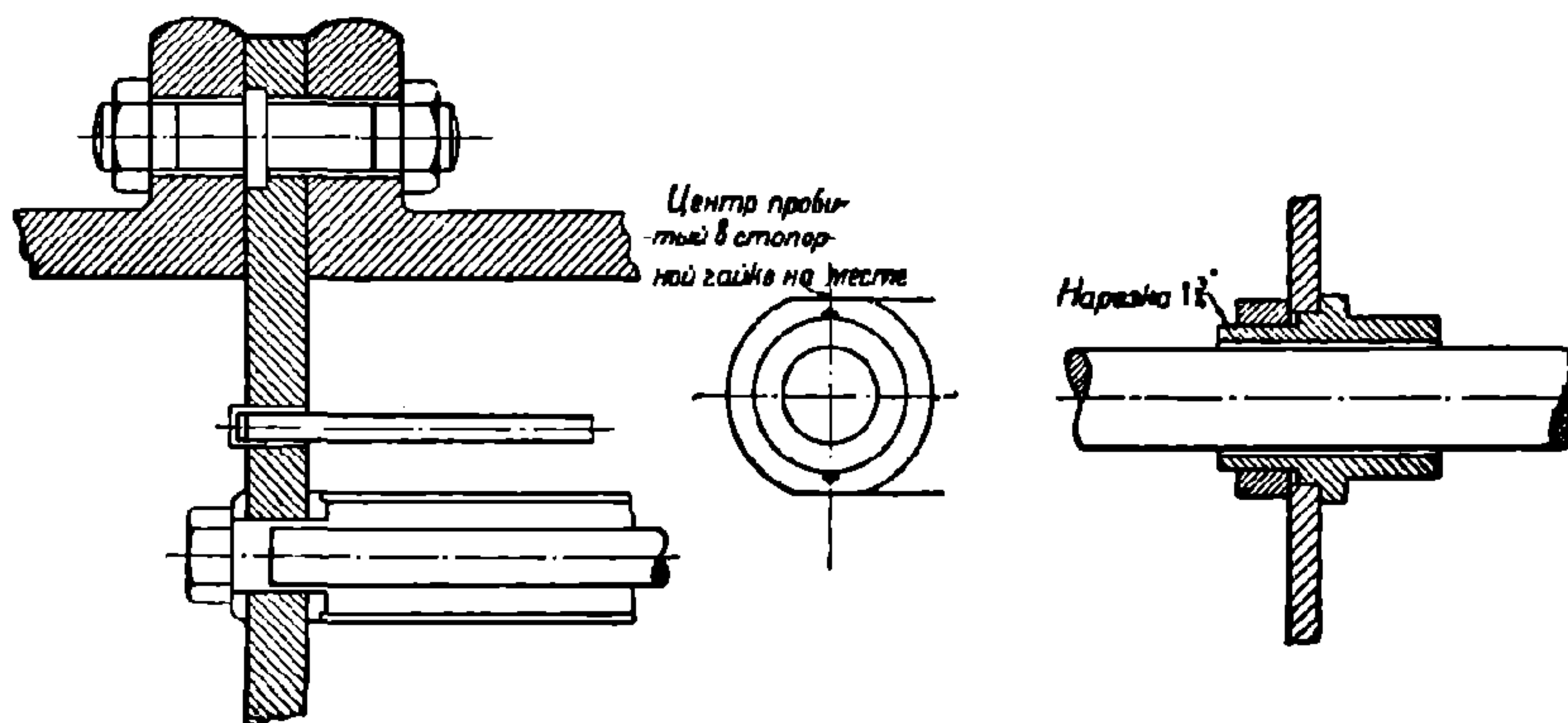
3) Красная медь: красной меди и цинка не менее $99,88\%$.

Механические требования. Все испытываемые трубки должны выдерживать пробу на сплющивание и раздачу концов. Трубки расплющивают молотом в различных частях по их длине до тех пор, пока по трубе не будет проходить свободно микрометрический калибр, установленный на тройную величину стенки. Затем в концы трубок загоняют штифты с конусностью $1:8$, пока внутренний диаметр их не возрастет на 15% для адмиралтейского сплава, на 12% для мюнц-металла и на 5% для красной меди. Трубки должны выдерживать эти испытания без обнаружения трещин. Трубки из адмиралтейского сплава и мюнц-металла должны, кроме

того, выдерживать испытание гидравлическим давлением в 70 ат. Если какая-либо трубка не выдержит одного из этих механических испытаний, то из партий отбираются и подвергаются пробам две другие трубки.

Металлографические требования. Лагунные трубки подвергаются металлографическому исследованию для проверки надлежащего отжига их.

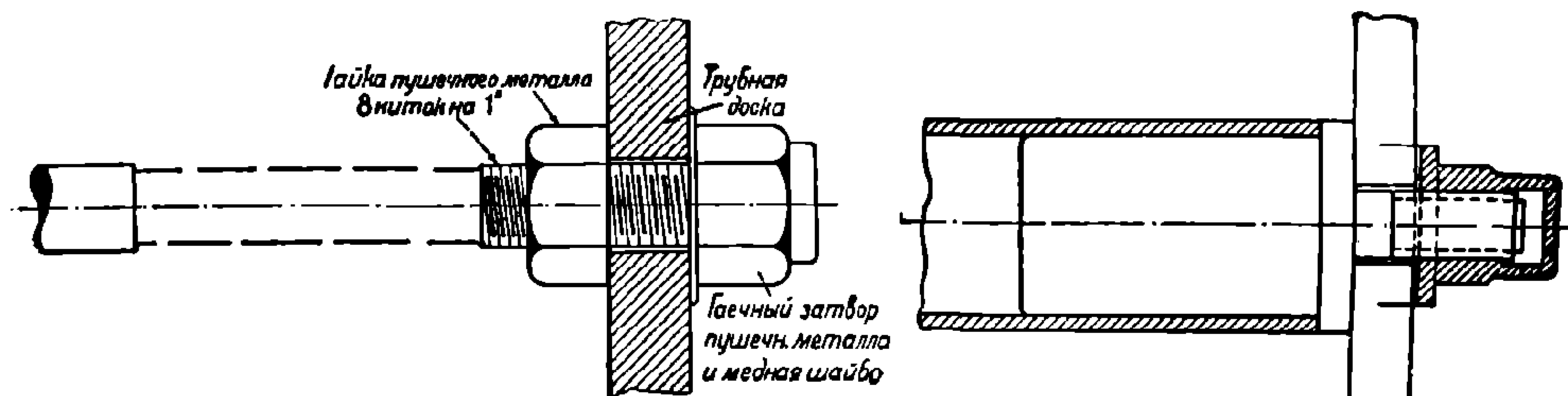
Отделка. Хорошая обработка и чистая отделка обеспечиваются требованием, чтобы все трубки были свободны от пороков в материале внут-



Фиг. 246.

ри и снаружи, были хорошо очищены по всей поверхности, имели правильные поверхности, правильные внутренний и наружный диаметры, были однородной толщины и тщательно выпрямлены.

Трубные доски. Широко применяют для конденсаторов стальные трубные доски при работе конденсаторов на пресной воде. Если только возможно, трубные доски изготавливаются из одного листа во избежание необходимости устройства соединения частей их.



Фиг. 247.

Фиг. 248.

Толщина трубных досок колеблется от 15 мм до максимума в 35 мм. При диаметре трубок в 19 мм шаг их обычно составляет от 27 до 32 мм. Меньший шаг дает вполне очевидное преимущество в смысле уменьшения диаметра трубных досок и корпуса конденсатора при данной поверхности его и длине трубок и поэтому представляет существенную экономию в стоимости и занимаемом месте. На фиг. 246 показан обычный метод крепления трубных досок между корпусом и крышками конденсатора. Для уплотнения мест соединений служат прокладки на сурике. Там же показан метод крепления связей трубных досок.

На фиг. 247 и 248 представлены детали конструкций для соединения трубной доски с ее связью.

На фиг. 249 дан общий вид трубной доски прямоугольной формы. Эта трубная доска изготовлена из латуни толщиной 28,6 мм. Как видно

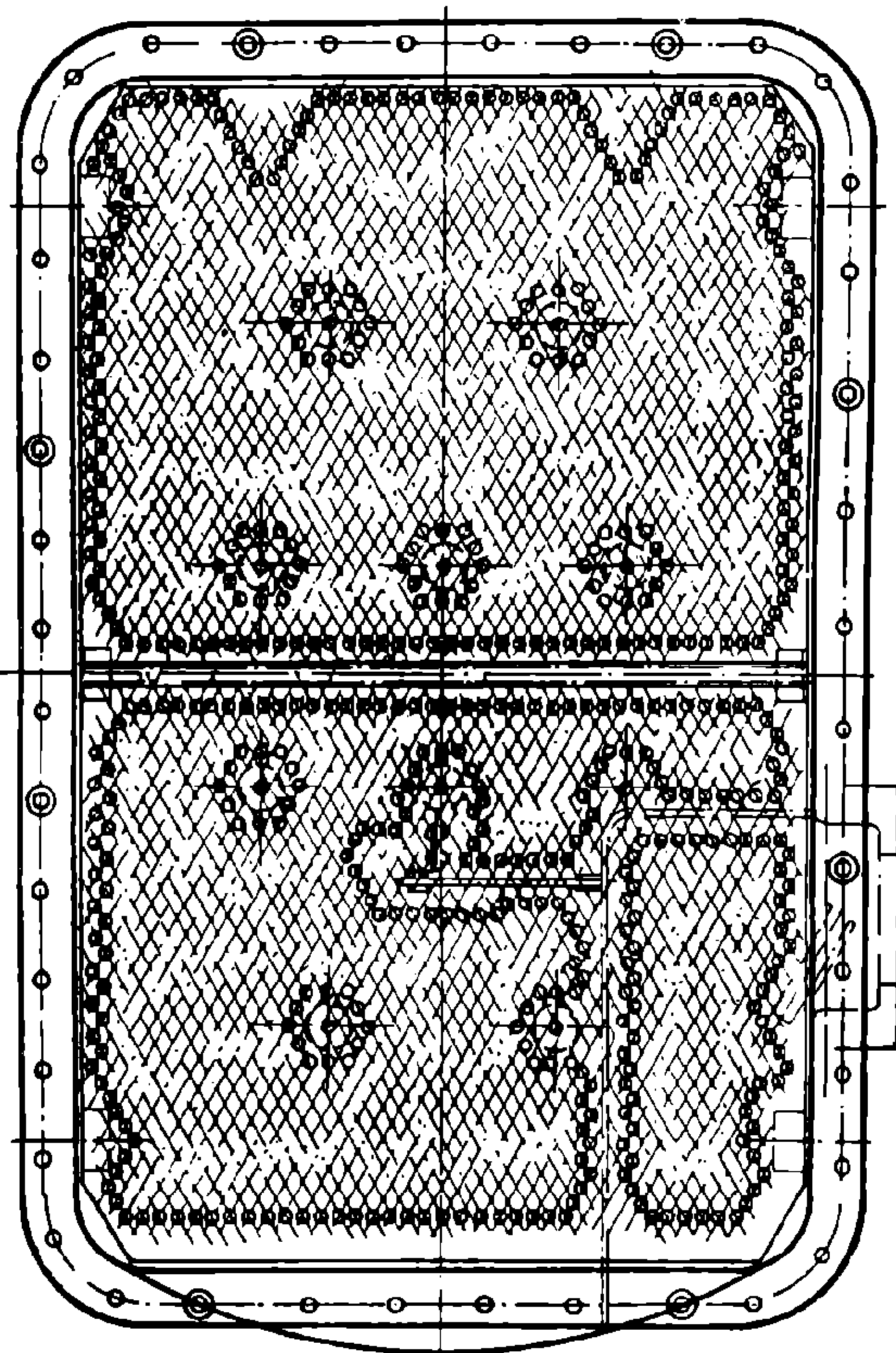
из чертежа, в верхней части трубной доски сделаны два треугольных канала для пара, шаг трубок в верхнем переходе воды составляет 31,8 мм, а в нижнем — 28,6 мм.

В конструкции конденсатора, изображенной на фиг. 250, для улучшения распределения пара применены в центральной части направляющие листы и устроены с каждой стороны каналы для перехода пара.

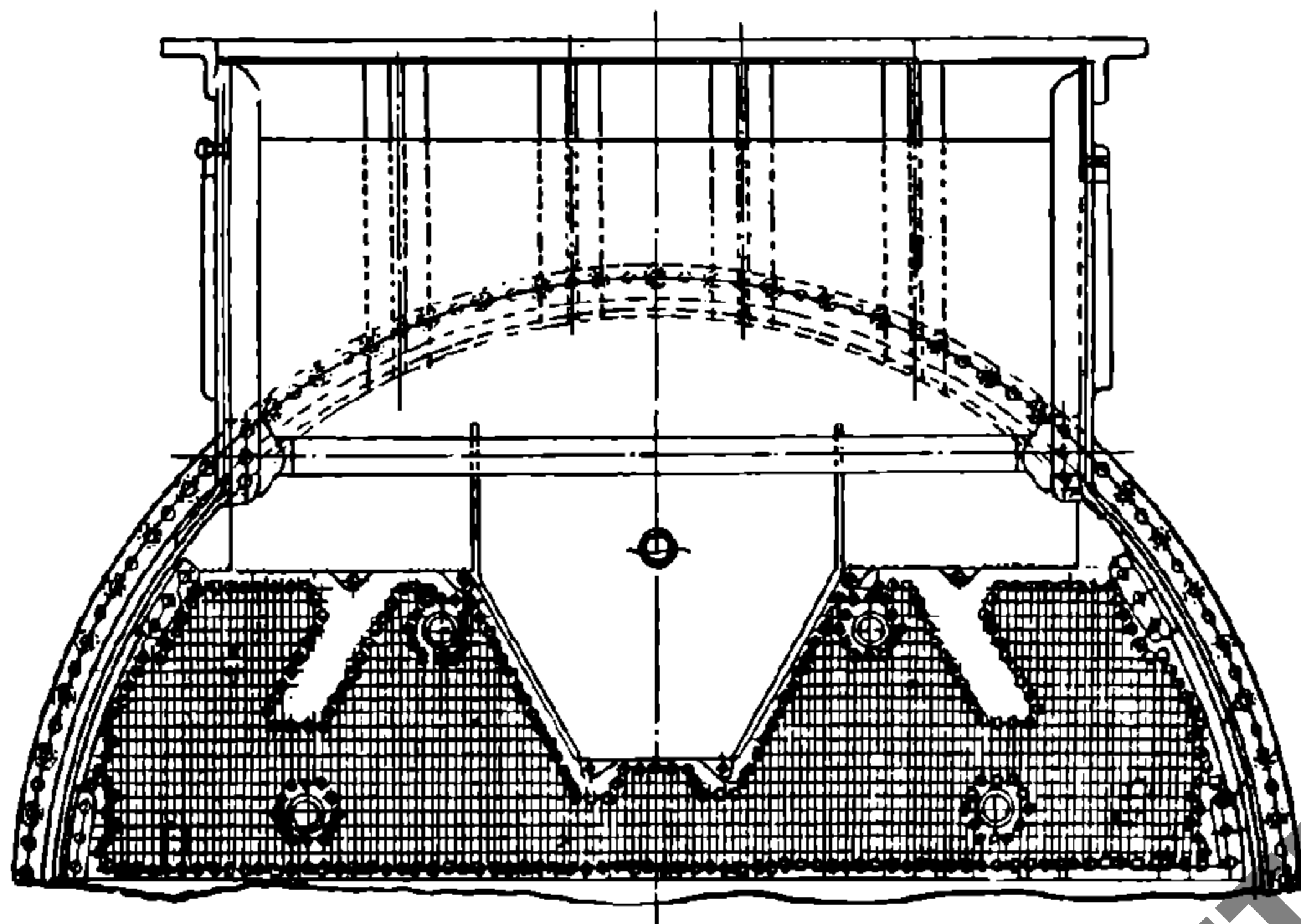
Сальники трубок. Трубки должны быть закреплены в трубных досках таким образом, чтобы они могли свободно расширяться и сжиматься при изменении температуры и чтобы в то же время не происходило утечки воды из водяного в паровое пространство конденсатора. Так как применяемые с этой целью сальники образуют места входа и выхода воды из трубок, то рекомендуется их делать с закругленными кромками для уменьшения потери на трение.

Конструкции, представленные на фиг. 251 и 251а, являются типичными формами наиболее часто встречающихся сальников.

Набивкой служат кольца из хлопчатобумажного шнура, которые зажаты латунными



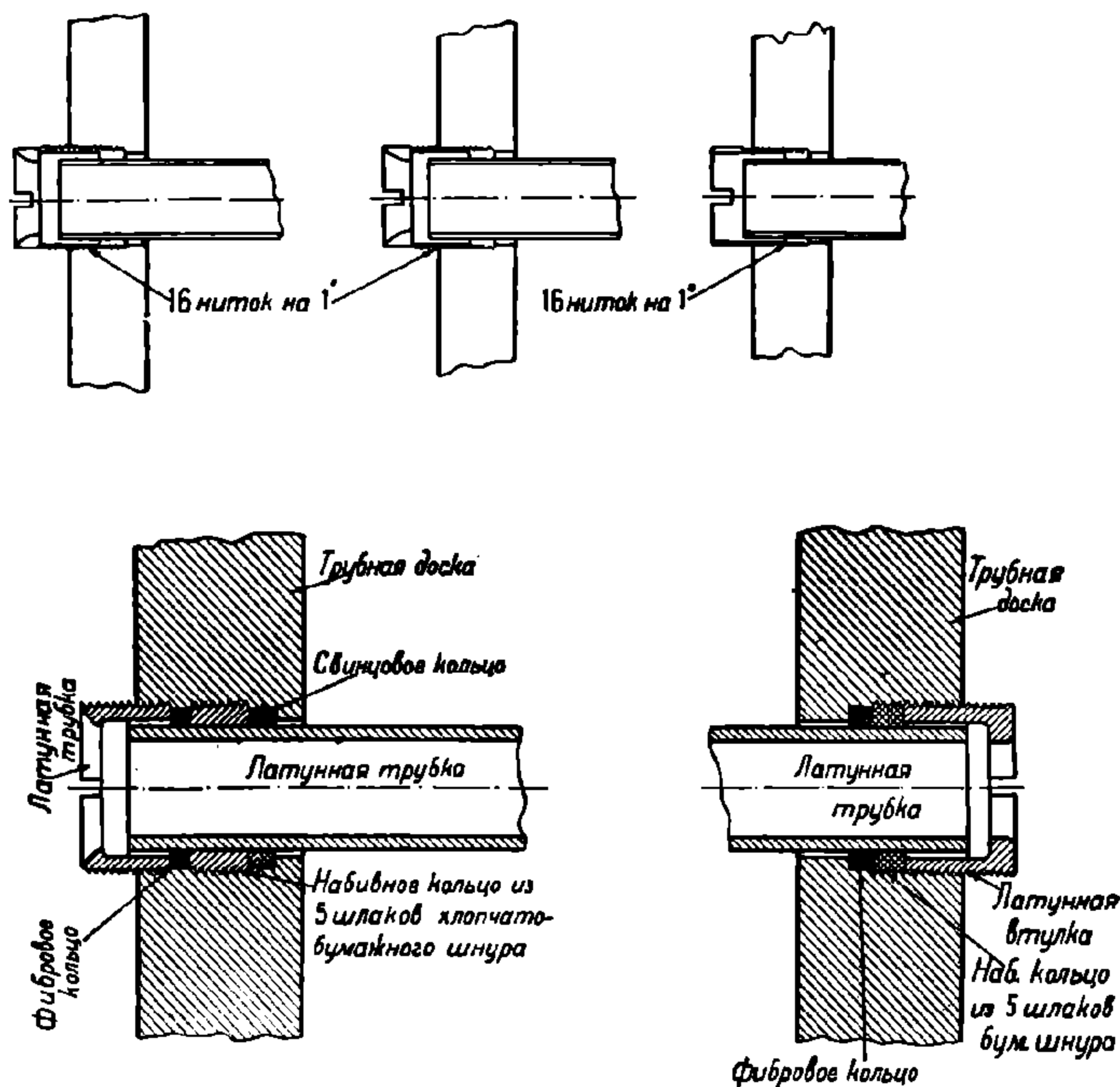
Фиг. 249.



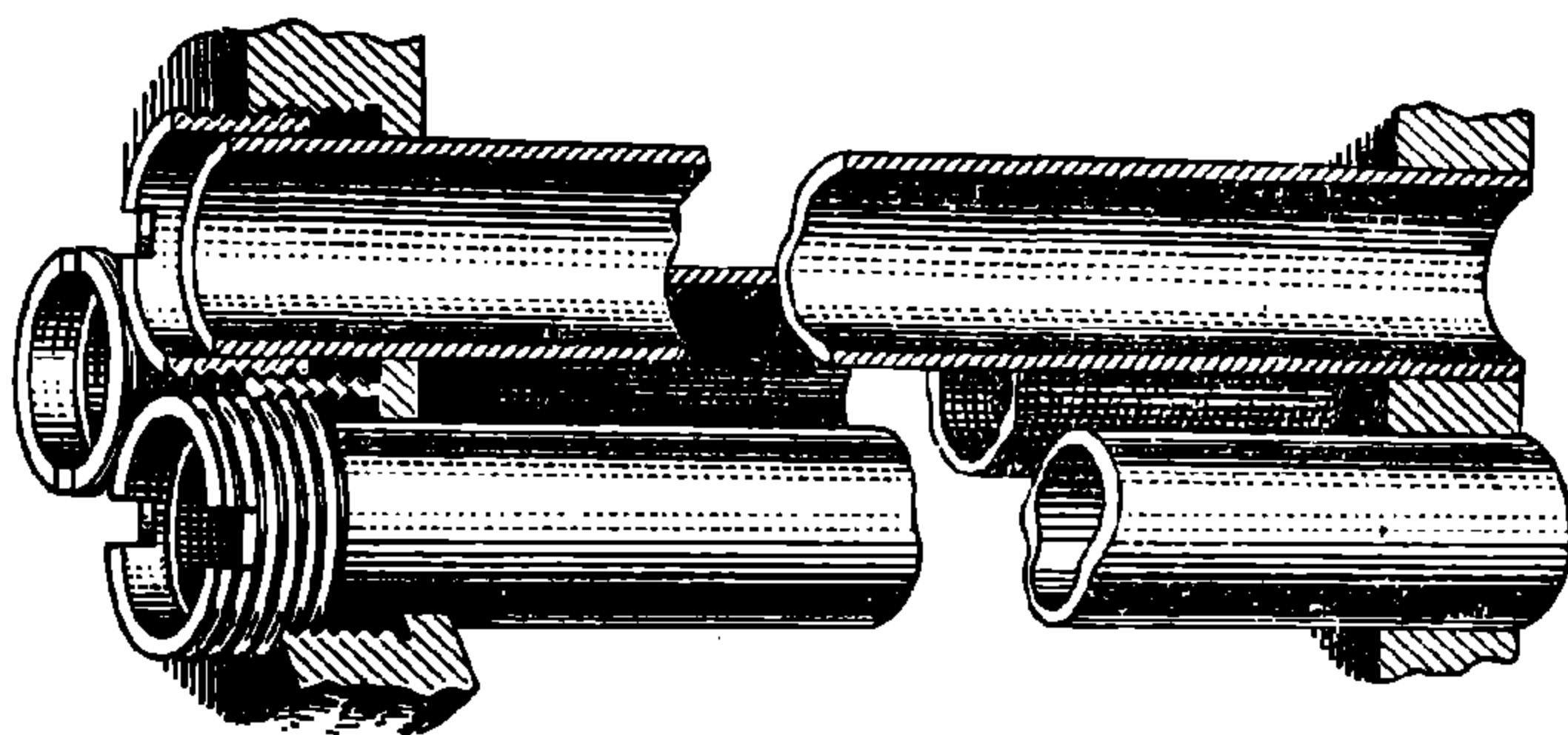
Фиг. 250.

втулками, ввинченными в трубную доску. Втулки обычно снабжаются выступом, которым ограничивается особое перемещение трубок в любую сторону.

Нарезанные втулки описанного типа не могут быть применяемы при стальных трубных досках, так как образование ржавчины могло бы попортить нарезку и втулки могли бы ослабнуть, что привело бы к течи в местах соединений.



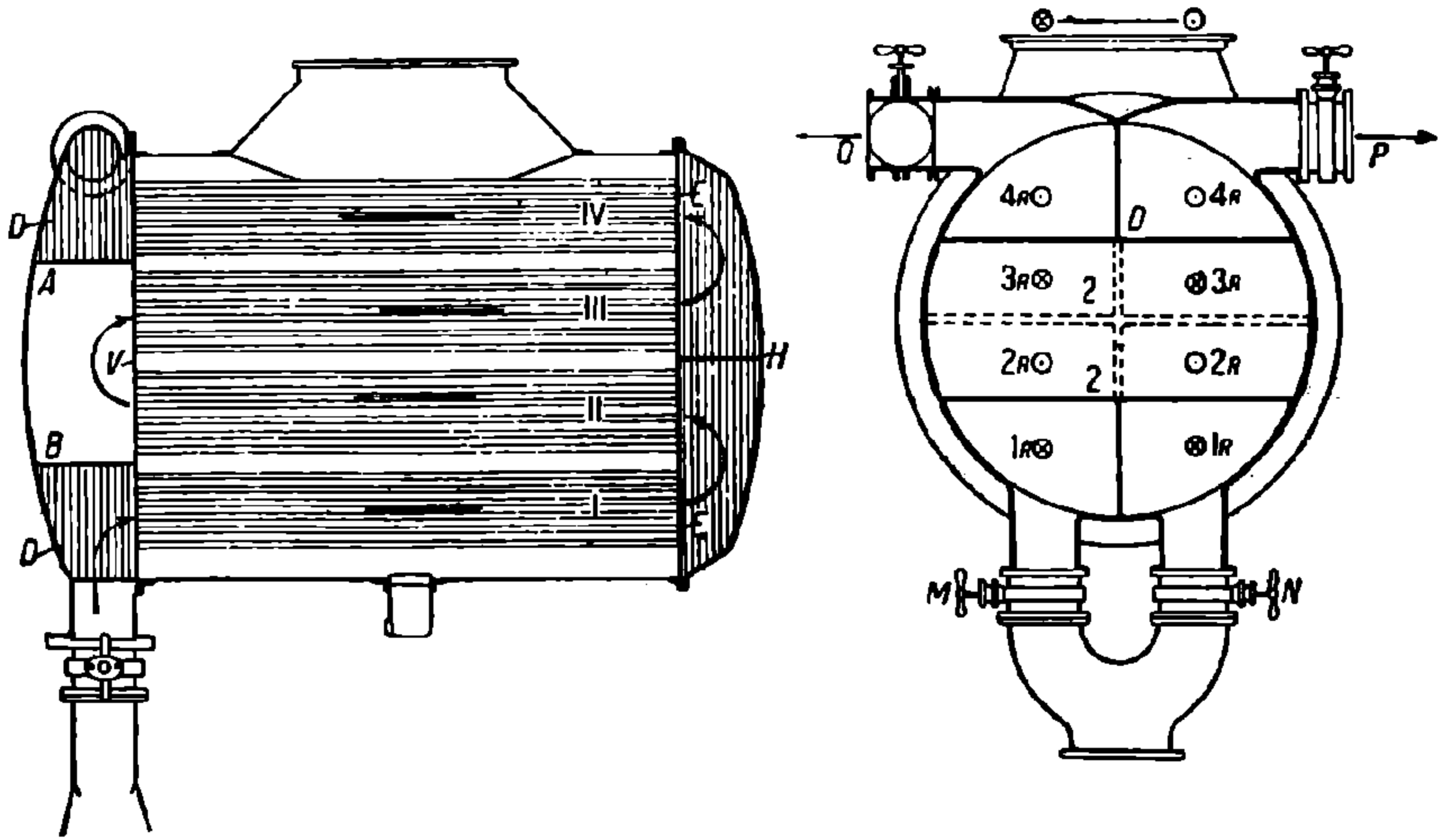
Фиг. 251.



Фиг. 251а.

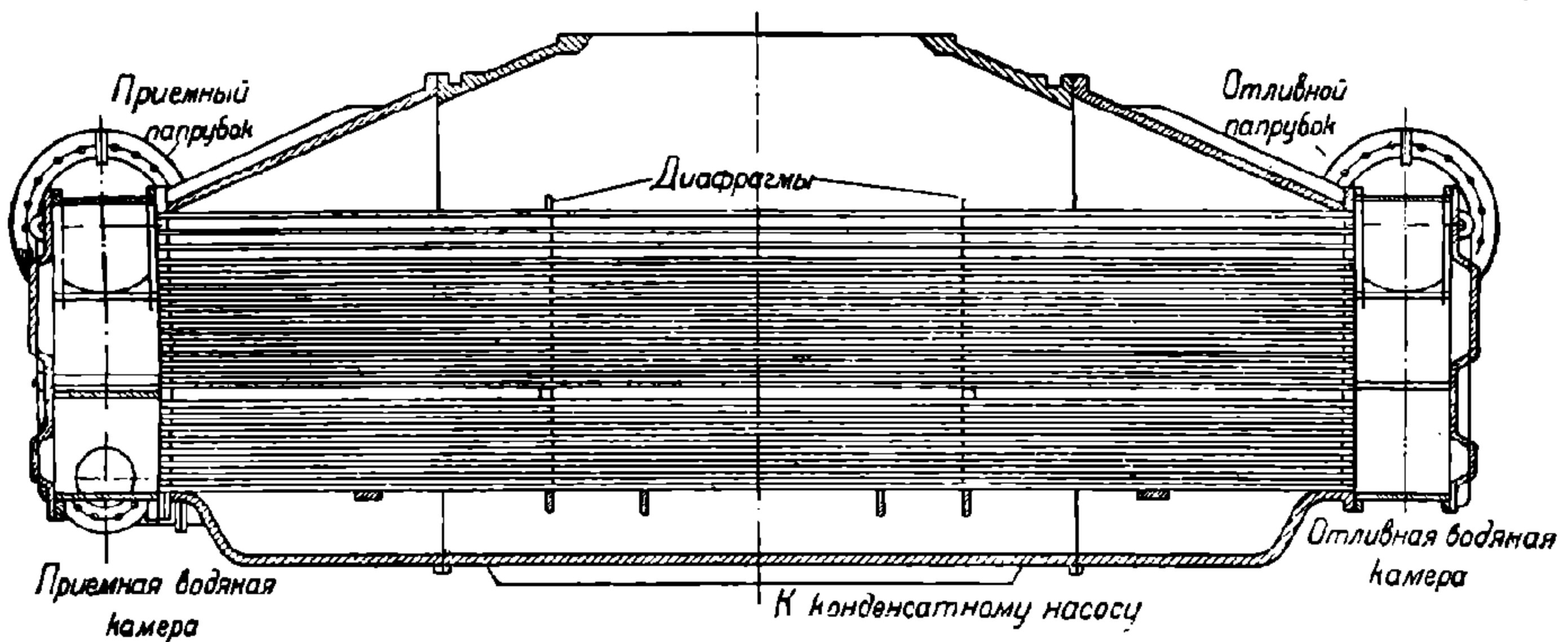
Корпуса конденсаторов. Корпуса конденсаторов изготавливаются из чугуна и стали. При выборе материала имеются некоторые соображения технического характера. Так, например, чугунные корпуса малого и среднего размеров могут быть изготовлены в виде одной отливки, чем избегается устройство соединений в корпусе. Стальные корпуса подвержены разъеданию, но зато в них не приходится опасаться образования трещин при внезапных изменениях температуры при переходе с работы на конденсатор на работу на выхлоп и наоборот.

Сечение паровпускного патрубка. В малых конденсаторах паровпускной патрубков имеет обычно круглое сечение, особенно, когда требуется большая длина его (фиг. 252), так как в таком случае нет надобности в



Фиг. 252.

изменении сечения трубы; кроме того, при установке клинкета непосредственно над впускным отверстием в конденсатор гораздо легче иметь дело с круглым отверстием. С другой стороны, в случае больших конденсаторов с высокой степенью разрежения отверстие круглой формы



Фиг. 253.

не может дать удовлетворительного распределения пара при входе. Требуется устройство парового пространства в форме колпака сверху конденсатора для достижения необходимого распределения поступающего в конденсатор пара по всей длине его (фиг. 253). Это вызывает необходимость иметь добавочное помещение по высоте колодца; поэтому большинство конденсаторов имеет прямоугольное отверстие, простирающееся практически по всей длине. Оно в свою очередь должно соответствовать размерам паровпускного патрубка, чтобы оба фланца могли быть соединены болтами без промежуточных трубопроводов.

При отсутствии расширительного соединения корпус конденсатора устанавливается на пружинах, которые воспринимают на себя расширение вследствие колебаний температуры.

Водяные камеры и крышки. Когда число проходов охлаждающей воды четное и когда входное и выходное отверстия расположены с одного и того же конца конденсатора, часто применяют одну водяную камеру с приемным и отливным патрубками; необходимые направляющие каналы для потока воды из одной секции трубок в другую устраивают в крышке с противоположной стороны.

Водяные камеры и крышки часто изготавливаются из чугуна, даже при применении стальных корпусов конденсаторов.

В конденсаторе с большой охлаждающей поверхностью крышки снабжаются достаточным числом люков, или лазов, для осмотра. Весьма удобно иметь крышки люков для осмотра подвесными, а не привинченными, так как этим сокращаются время и труд на открывание их.

Когда крышки конденсатора изготовлены из стальных листов, принято усиливать их приклепыванием полос таврового железа или пропусканием через них связей.

Разъедание поверхностных конденсаторов. Причины разъедания трубок. Разъедание трубок может происходить из-за дефектов при изготовлении их. Простое химическое действие примесей, содержащихся в охлаждающей воде, является причиной разъедания, которое часто может быть устранено сравнительно простыми средствами. Применение луженых трубок или изготовление их из сплава, содержащего 1% олова, оказалось весьма действительной мерой защиты.

Электролитическое разъедание. Одной из известных причин электролитического разъедания являются неправильный выбор составных частей сплава: вместе с примесями в охлаждающей воде при этом создается гальваническая пара. Гораздо более серьезной причиной электролитического разъедания служит присутствие частиц свободного углерода в водяном пространстве, образуемом трубками. Так как углерод электроотрицателен по отношению к латуни, то эти два элемента образуют гальваническую пару в присутствии воды, содержащей кислоты или щелочи; электроположительный элемент пары, в данном случае латунь, растворяется. В результате этого трубка покрывается язвинами, и в сравнительно короткий промежуток времени в ней образуются дыры.

Углерод может находиться в охлаждающей воде в виде золы или сажи.

Защита против электролитического разъедания. В тех случаях, когда не представляется возможным устранить причину электролитического разъедания, часто применяется установка в водяных камерах съемных цинковых пластин, которые и будут подвергаться разъеданию вместо трубок. Это устройство во многих случаях оказывается недействительным средством, так как цинковые пластины поляризуются и разъедаются, не создавая действующей электродвижущей силы. Другим способом борьбы с электролитическим разъеданием является уничтожение действия создающейся внутри конденсатора гальванической пары введением в систему электродвижущей силы противоположного направления.

Основным принципом устройства этой системы является введение изолированных анодов в виде чугунных пластин в водяное пространство конденсатора. Они получают положительную зарядку от какого-либо постороннего источника посредством мотор-генератора с плотностью тока от 2,5 до 3,0 а на каждые 10 мм защищаемой поверхности: сила тока устанавливается помощью надлежащих реостатов, электродвижущая сила достигает 6—10 в в зависимости от проводимости электролита. Отрицательный полюс мотор-генератора соединяется с корпусом конденсатора; этот сравнительно большой ток с изолированного анода распределяется на весь корпус конденсатора и противодействует току гальванической пары, который измеряется миллиамперами.

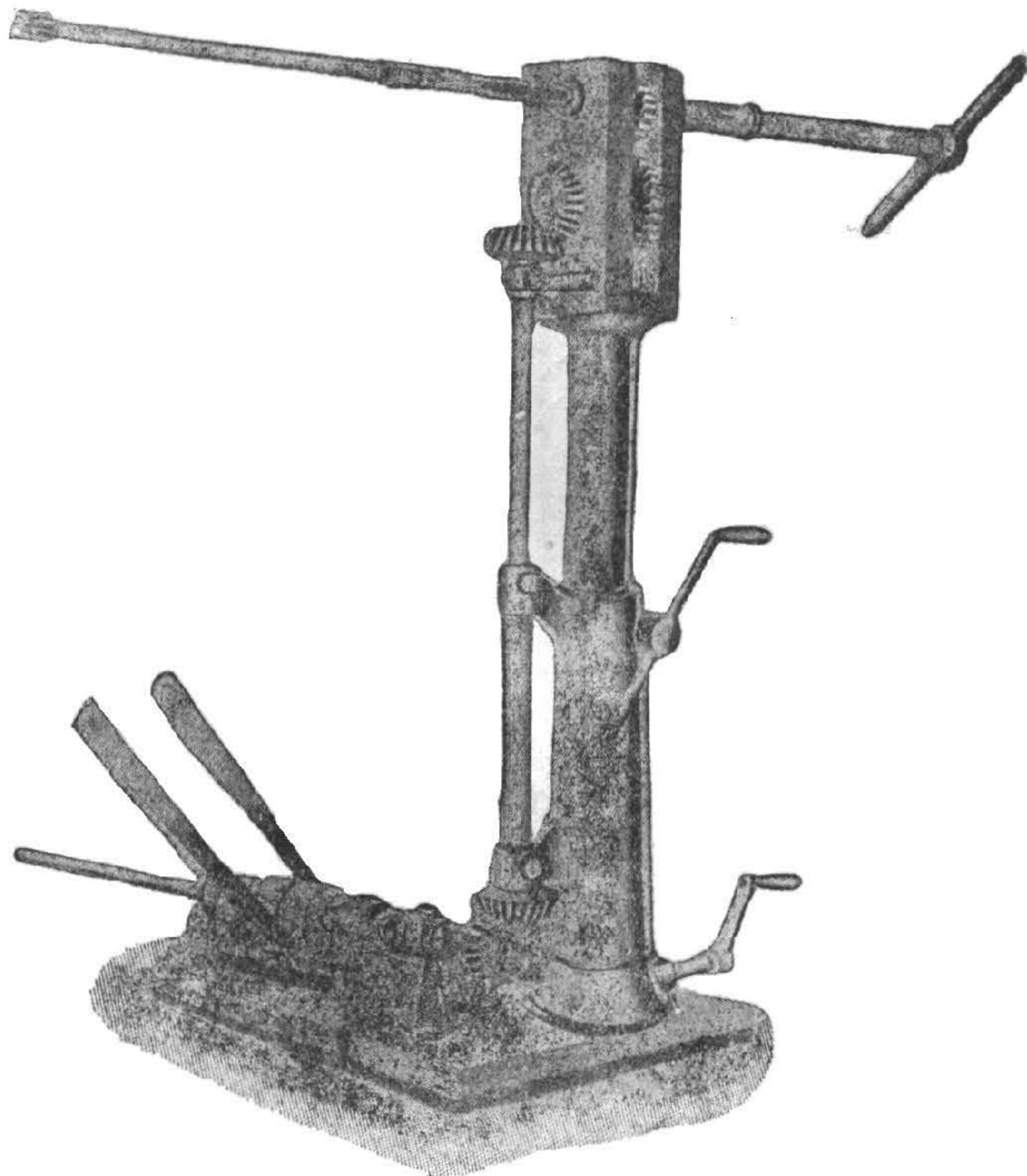
Образование трещин в трубках. Причины образования трещин менее сложны по своему характеру. Это явление может быть вызвано дефектами при производстве трубок и наличием сильных вибраций при работе машины.

Загрязнение трубок. Загрязнение трубок может происходить от разнообразных причин: во-первых, от присутствия в воде посторонних тел в роде листьев и других растительных веществ, которые часто встречаются только в известные времена года; они при случае могут быть удалены из конденсатора в сравнительно короткое время; во-вторых, загрязнение может быть вызвано и прочно пристающими осадками, от которых весьма трудно избавиться.

Образование осадков в трубках. Образование осадков в трубках вызывается присутствием углекислого кальция среди других составных частей охлаждающей воды.

Углекислый кальций нерастворим в чистой воде, присутствие его в растворе вообще получается из-за содержания в воде углекислоты, с которой он соединяется, образуя двууглекислый кальций. Это соединение весьма непрочное, и изменения в температуре или давлении воды легко приводят к выделению углекислоты, причем частицы углекислого кальция остаются во взвешенном состоянии. При отложении углекислого кальция образуется скорее липкая грязь, чем твердые осадки; но как только началось отложение осадков, сернокислые кальций и магний, легко выделяющиеся из раствора вместе с углекислыми солями, образуют твердые осадки, которые весьма трудно удалить.

Скорость нарастания осадков. Если бы вся масса воды проходила через конденсатор со скоростью от 1 до 2 м/сек, то едва ли имелось бы достаточно времени, чтобы взвешенные частицы углекислого кальция могли осаждаться внутри конденсатора; но какова бы ни была средняя скорость воды, всегда имеется вязкий слой у поверхности главной массы ее, проходящей через трубку; при этом скорость воды в этом слое колеблется от нуля на поверхности соприкосновения с трубкой до максимума в месте перехода к массе, имеющей вихревое движение. Поэтому представляется вероятным, что образование осадков обязано своим происхождением присутствию этого вязкого слоя, и скорость отложения их



Фиг. 254.

зависит от толщины слоя и температуры трубки, а также от падения температуры и падения скорости по толщине слоя. Толщина образующихся в конденсаторе осадков весьма однородна в различных частях его.

Процесс образования осадков. По произведенным наблюдениям отложение осадков начинается в верхних рядах трубок у выходного конца.

Можно легко представить процесс постепенного образования осадков равномерной толщины нижеследующим образом.

Когда конденсатор чист, наиболее благоприятные условия для образования осадков получаются в верхних рядах трубок у выходного для воды конца; в этом месте температура трубки максимальная, а падение

температуры в вязком слое минимально, равно как минимально и давление воды. Как только слой осадков образовался на этом конце трубки, получающееся из-за этого повышение сопротивления теплопередаче заметно увеличивает разницу температуры пара и наружного слоя охлаждающей воды, поэтому температура наружных и непосредственно прилегающих к ним слоев воды будет ниже, чем в тех частях трубок, которые еще сравнительно свободны от осадков.

Следовательно, скорость образования осадков становится здесь меньше, чем в соседних частях трубки, и то место, где происходит наибольшее отложение осадков, перемещается внутрь от выпускного конца трубки. Такой процесс будет продолжаться до тех пор, пока вся трубка не будет покрыта довольно ровным слоем осадков.

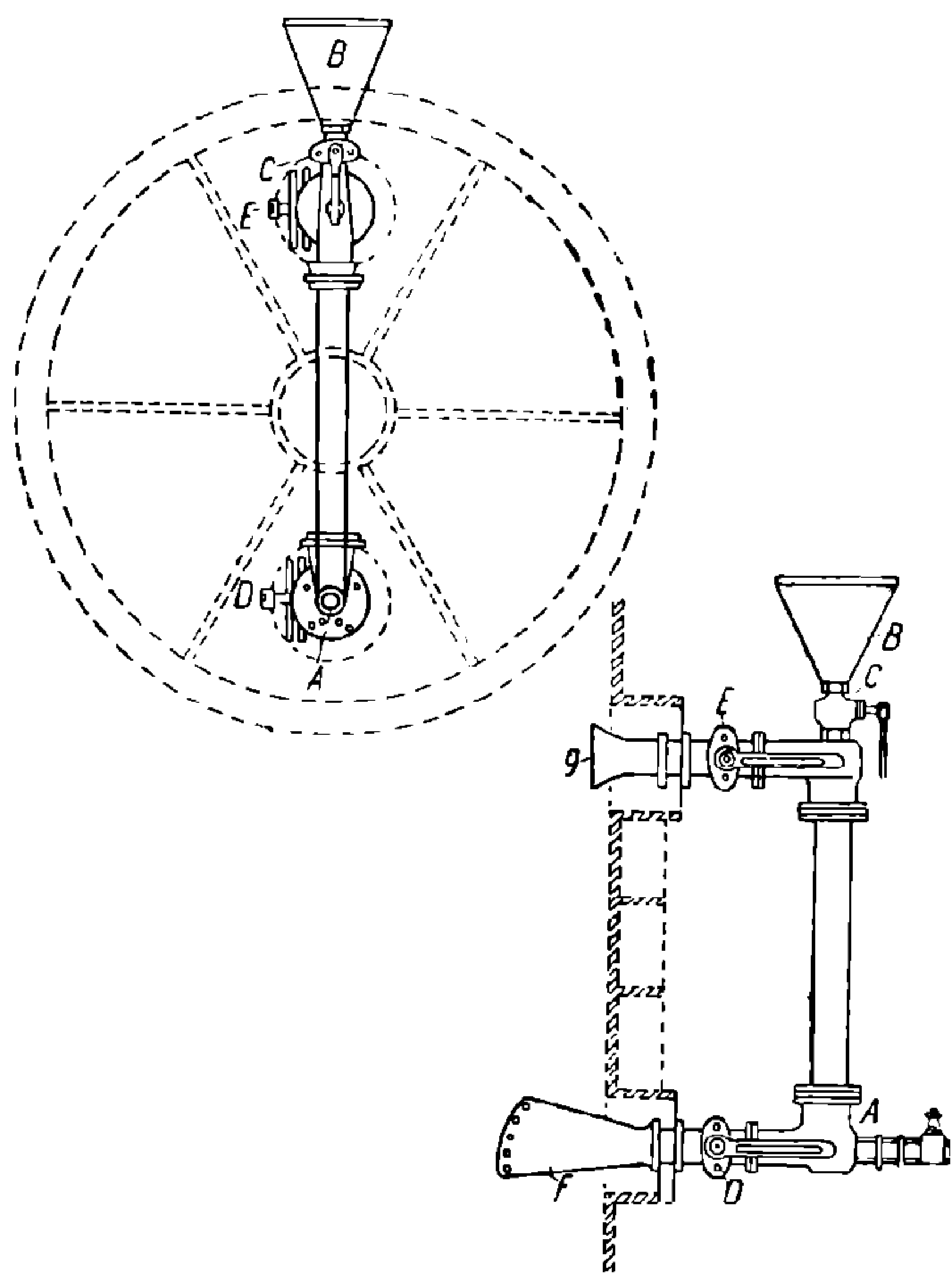
При твердых осадках удаление их представляет значи-

тельные трудности. Они могут быть удалены механически, обычно банниками, или вывариванием конденсатора раствором соляной кислоты.

Фиг. 254 дает ясное представление об аппарате для чистки труб конденсаторов от самых твердых осадков.

Прибор системы Миррлиз-Ватсон для чистки трубок. На фиг. 255 представлено приспособление для чистки трубок конденсатора химическим путем. Оно состоит из парового эжектора, присоединенного к трубопроводу и расположенного таким образом, что можно легко впускать жидкость для очистки и регулировать ее количество. Эжектор своим действием заставляет раствор подогреться до требуемой температуры и циркулировать в конденсаторе. Свойство и количество жидкости, которая должна употребляться для очистки, а также время, необходимое для циркуляции ее в конденсаторе, зависят от характера и толщины осадков, которые надо удалить. Если последние маслянистого или илистого характера, то применяют каустическую соду, сначала в однопроцентном растворе, а затем в повышенном (до 7%).

Когда приходится иметь дело с твердыми осадками, то рекомендуется раствор соляной кислоты, начиная с 5% и выше. Если и этого оказывается недостаточно, то крепость необходимо повысить максимум до 40%, но этого предела превосходить не следует.



Фиг. 355.

Способ действия этого прибора следующий:

Закрыв клапаны на трубопроводе охлаждающей воды и открыв воздушные краны сверху водяных камер, следует заполнить конденсатор определенным количеством чистой воды, после этого следует закрыть воздушные краны и открыть клапаны *E* и *D*. Если теперь пустить пар в эжектор *A*, то вода из верхней части конденсатора будет засасываться через отверстие с раструбом *g* в прибор для очистки и, проходя вниз через эжектор, будет подаваться через конус с отверстиями *F* в нижнюю часть конденсатора, причем эта вода в то же время будет подогреваться паром из эжектора.

Когда установится циркуляция воды, то жидкость для очистки наливается в воронку *B* в количестве, достаточном для образования раствора требуемой крепости; по открытии крана *C* эта жидкость засасывается в прибор и смешивается с горячей водой, циркулирующей в конденсаторе.

Операция очистки должна продолжаться по крайней мере 6 — 8 час.; так как раствор постепенно слабеет, то требуемую крепость его следует поддерживать добавлением время от времени свежей жидкости. Когда запущенный конденсатор приведем в первоначальное состояние в отношении чистоты трубок, то лучше чаще производить периодические чистки его, и тогда каждая такая операция займет не более одного часа. Не следует допускать, чтобы крепость вводимого раствора превышала предписываемые пределы, а температуру его необходимо держать не выше 65°C , закрывая в случае надобности на время пар к эжектору.

Когда операция чистки конденсатора закончена и жидкость из него выпущена или выкачана, то в случае применения для очистки каустической соды его следует тщательно промыть чистой водой; при использовании же соляной кислоты конденсатор следует несколько раз тщательно промыть щелочным раствором. Всякое проявление действия кислоты, которое может обнаружиться после промывки конденсатора, в скором времени нейтрализуется химической реакцией ее с примесями, дающими осадки в охлаждающей воде.

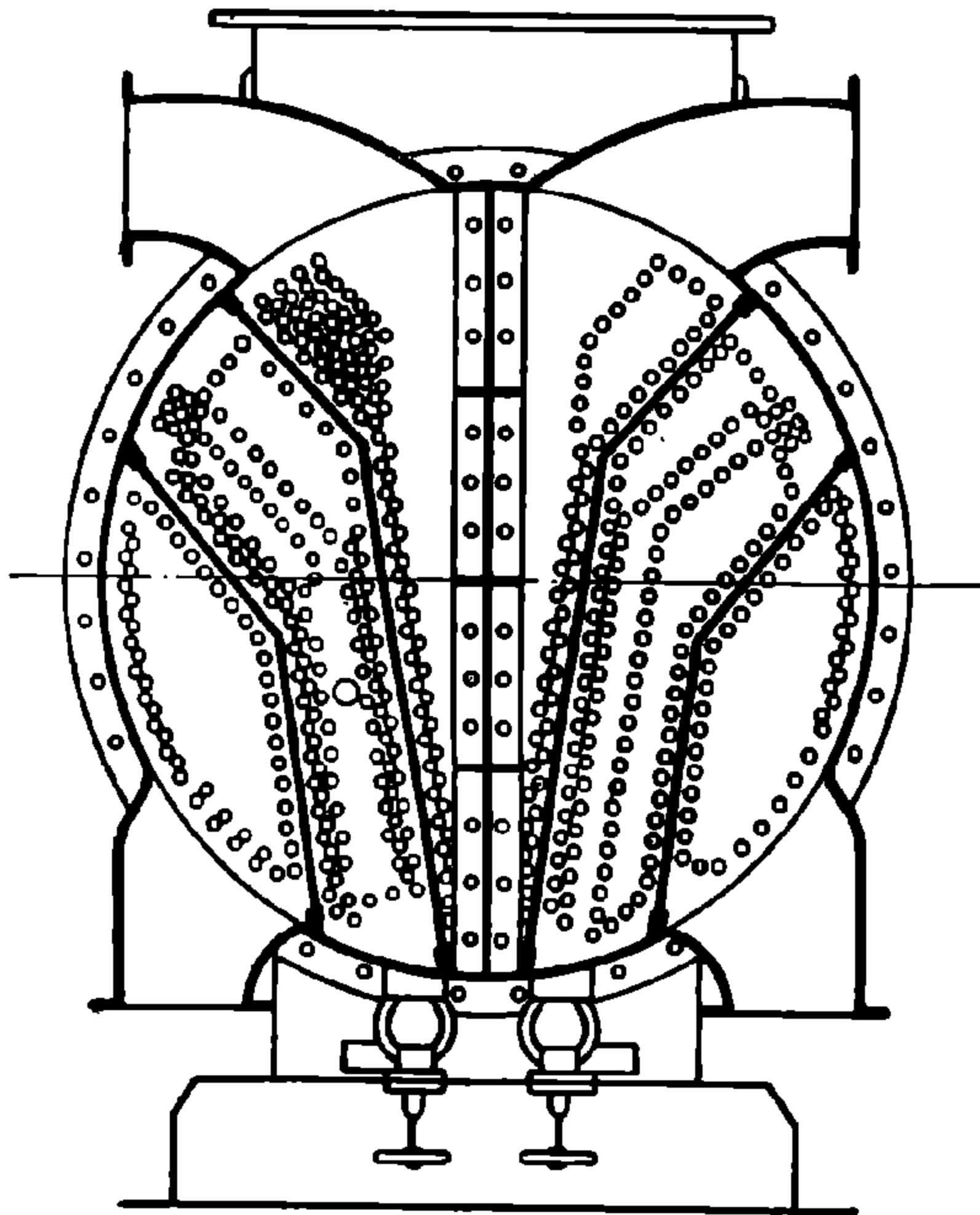
Чистка конденсатора без вывода его из работы. Фирмы, изготовляющие конденсаторы, уделили много внимания проблеме постройки конденсаторов, которые можно было бы чистить на ходу повышением скорости охлаждающей воды.

Каждая операция чистки двух отделений может быть с успехом выполнена в 10—15 мин., так что конденсатор можно очистить в течение одного часа. Так как увеличение сопротивления вследствие повышения скорости воды составляет приблизительно 25% от общего сопротивления трубок, то оказалось возможным достичь помощью насосов нормальных размеров повышения скорости воды на 75% в целях очистки. Вся операция чистки может быть выполняема при любых условиях в отношении нагрузки, так как падение вакуума при этом бывает весьма незначительно.

Конденсатор непрерывного действия. По принципу устройства эта система состоит из двух полных конденсационных установок, но оба конденсатора заключены в общий корпус и имеют общее паровое пространство, проходы воды в них устроены отдельные, крышки же предпочтительно иметь откидными. При нормальных условиях работы обе части установки находятся в действии, и в целом она, как обычно, рассчитана на поддержание заданной степени разрежения.

Когда появляется необходимость в чистке конденсатора, достаточно остановить только один из насосов, подающих охлаждающую воду, и выпустить воду из этой половины конденсатора. Воздушные же и конденсатные насосы могут продолжать работать, если это признано более удобным. После этого можно открывать крышки одной половины конденсатора и чистить последнюю, не прерывая работы другой части его, ибо разрежение, поддерживаемое в паровом пространстве конденсатора, несколько не мешает чистке его трубок. При таких условиях нельзя только менять трубки или набивку сальников.

Хотя необходимость применения в этой установке двойного комплекта обслуживающих механизмов половинной производительности вызывает добавочные затраты при оборудовании и немного больший расход на их действие, но все эти недостатки покрываются теми выгода-



Фиг. 256.

ми, которые получаются от уменьшения возможности совершенной потери разрежения при аварии одного из насосов.

При некоторых условиях получается еще выгода в том отношении, что одна половина установки ее может быть остановлена при малых нагрузках. Это особенно выгодно в случае установок с отбором пара, когда потребность в паре низкого давления ограничивается определенным временем дня или года.

При таких обстоятельствах получается большая экономия за счет работы только одного комплекта обслуживаемых механизмов в зимние месяцы.

На фиг. 256 представлен разрез конденсатора непрерывного действия, видна крышка водяного пространства, сконструированная из двух половин, причем одна из них может быть открыта, не влияя при этом на работу конденсатора.

Б. Инжекционные конденсаторы

Отсутствие охлаждающей поверхности, т. е. трубок с их втулками и трубными досками, которые составляют значительную долю первоначальной стоимости поверхностного конденсатора, дает существенную экономию в стоимости оборудования инжекционного конденсатора. Это обстоятельство является вообще главным преимуществом инжекционного типа конденсатора. В некоторых случаях свойства имеющейся охлаждающей воды делают применение ее в поверхностном конденсаторе совершенно невозможным. При таких условиях с успехом может быть использован инжекционный конденсатор. Область применения его ограничивается присущими ему недостатками.

Первым и главнейшим из этих недостатков является потеря конденсата как такового. Это делает инжекционные конденсаторы совершенно непригодными для установок, не имеющих в достаточном количестве питательной воды.

Когда охлаждающая вода достаточно чиста для пользования ею в качестве питательной воды для котлов, этот недостаток практически исчезает, конечно, если выходящая из конденсатора вода поддерживается при температуре, близкой к той, которая соответствует разрежению в нем.

Могут еще встретиться случаи, когда охлаждающая вода непригодна для питания котла, но имеется или может быть получена чистая вода повышенной стоимости. Тогда необходимо сопоставить расходы по инжекционной установке и по получению питательной воды надлежащей чистоты и температуры, с расходами на получение питательной воды при установке поверхностного конденсатора.

Вторым крупным недостатком инжекционных установок являются большие затраты на энергию для работы обслуживающих механизмов и на первоначальное оборудование их. Отсутствие потребности в конденсатном насосе говорит в пользу инжекционной установки.

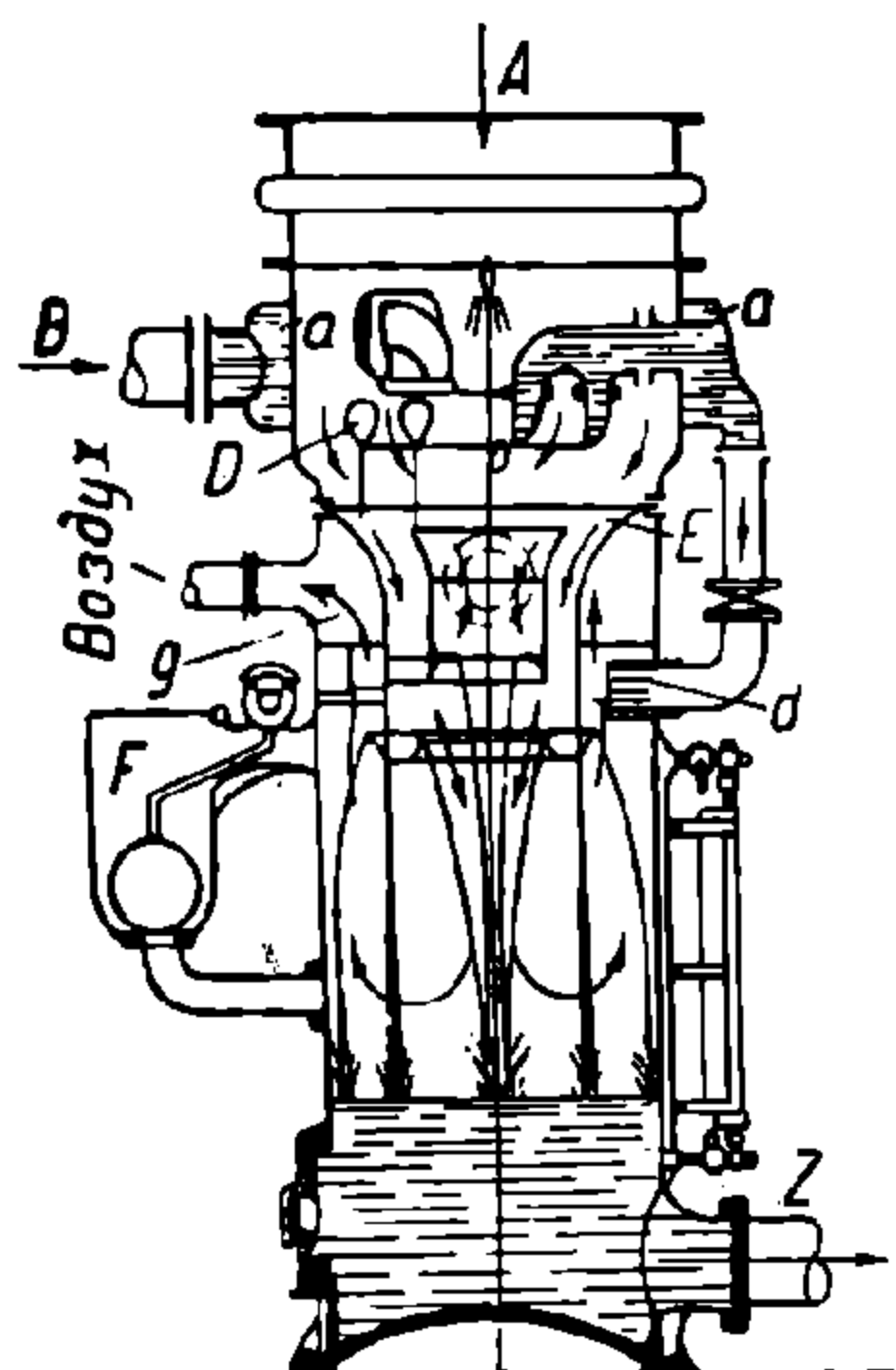
Так как вся охлаждающая вода проходит через разреженное пространство и несет с собой большое количество воздуха, которое освобождается при этом, то производительность воздушного насоса в инжекционной установке должна быть по необходимости больше, чем при поверхностном конденсаторе. Конечно, чем выше достигается степень разрежения, тем больше должна быть разница в производительности воздушных насосов и затрате энергии на их действие. Этот недостаток является несущественным в установках с малой степенью разрежения, требуемой при поршневых машинах.

Габариты инжекционного конденсатора требуют больших размеров помещения по высоте, чем в случае поверхностного конденсатора равной производительности.

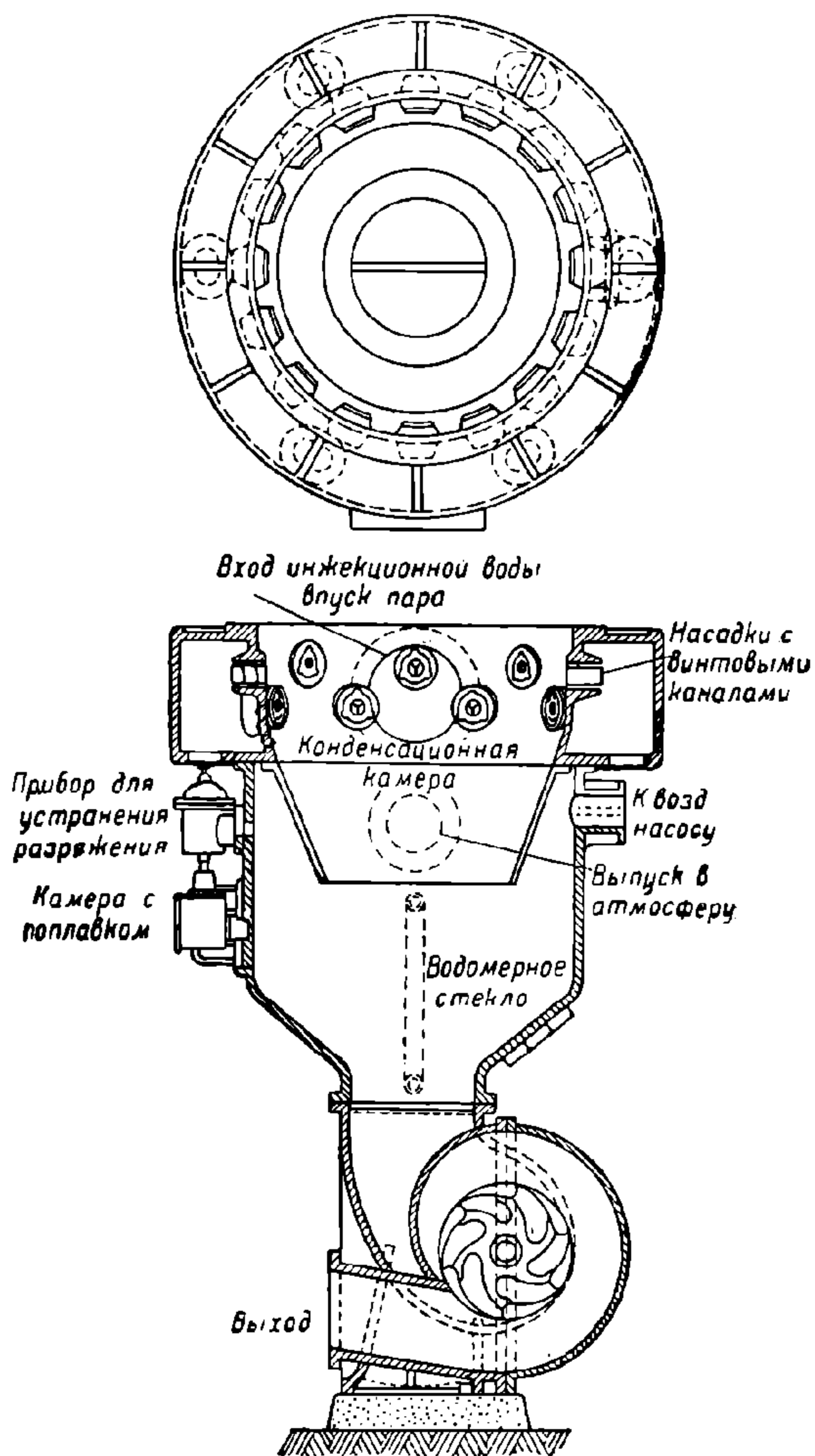
Типы инжекционных конденсаторов. Инжекционные конденсаторы можно подразделить на две группы, а именно: конденсаторы, снабженные отдельным воздушным насосом, и конденсаторы, которые совмещают в себе функции инжекционного конденсатора и гидравлического воздушного насоса и которые известны вообще под названием струйных конденсаторов.

В случае аварии отливного насоса вода будет подниматься в корпусе конденсатора и может легко попасть внутрь цилиндра машины. Во избежание этой опасности важно иметь приспособление для уничтожения разрежения в конденсаторе, которое вступало бы в действие, когда уровень воды в конденсаторе достигнет определенной высоты.

Инжекционные конденсаторы с встречным и параллельным течениями воды и пара. В первом случае (противопоток) температура воздуха и количество пара, удаляемого вместе с ним, не зависят от соотношения между температурой воды при выходе $t_{вых}$ и температурой пара $t_{пар}$; воздух проходит последовательно через различные слои охлаждающей воды и отделяется от нее на уровне входа воды, поэтому температура убывает до температуры воды при входе $t_{вх}$.



Фиг. 257.



Фиг. 258.

В конденсаторе с параллельным течением, воздух отделяется от охлаждающей воды в месте наивысшей температуры ее. Следовательно, в случае установки с параллельным течением требуется большее количество воды, чем в инжекционном конденсаторе с противопотоком.

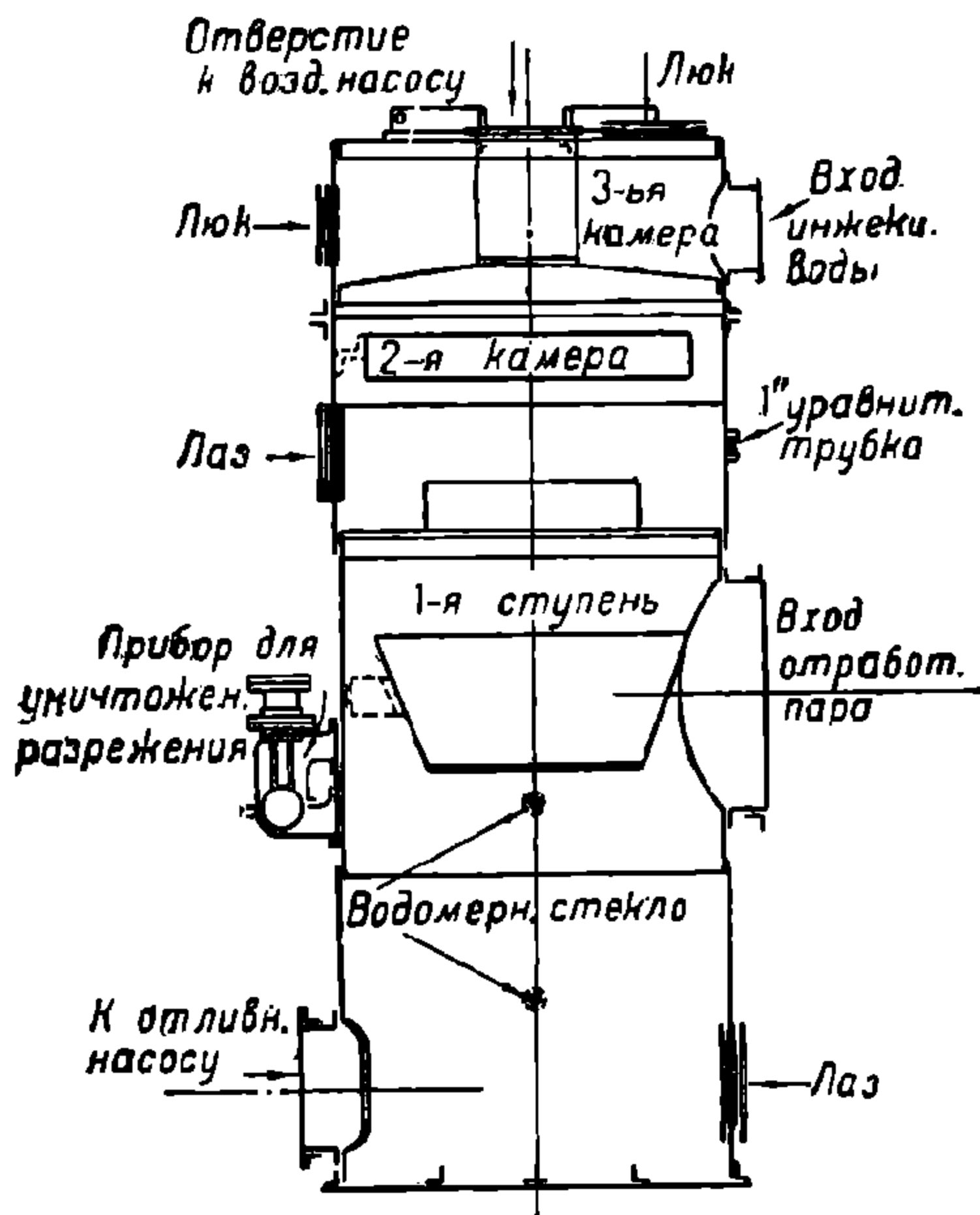
Во всяком инжекционном конденсаторе вода должна мелко разбрызгиваться, чтобы достигнуть возможно большей поверхности соприкосновения пара и воды; вследствие этого вода вполне освобождается от растворенного в ней воздуха. Этот воздух, равно как и воздух, вносимый паром, увлекается в конус, и только небольшая часть всего количества его освобождается вновь в нижней камере в течение короткого промежутка времени, пока вода остается в этой камере.

Типичные конструкции инжекционных конденсаторов. На фиг. 257 представлена инжекционная установка, спроектированная для достижение высокой степени разрежения.

Вода впускается по трубе *B* в кольцевой пояс *a* и проходит из него в концентрические кольцообразные насадки *D*, имеющие в сечении форму перевернутого яйца и открытые снизу. Вода выливается через отверстия в форме двух или более концентрических пленок, которые ударяют в концентрические направляющие цилиндры. Нижние кромки этих направляющих цилиндров загнуты вверх для образования каналов для отстоя воды. Вода переливается через кромки этих каналов в виде ряда концентрических пленок, благодаря чему охлаждающая вода представляет весьма большую поверхность, которая может соприкасаться с паром.

После того вода и пар поступают в конус *E*, где производятся тесное смешение их и полная конденсация пара.

Вода вместе с конденсировавшимся паром собирается в нижней части корпуса и оттуда попадает к отливному насосу по трубе *z*; имеется еще устройство для вспомогательного впуска холодной воды через кольцевой канал *d*. Эта вода сливается через кромку в форме цилиндрической пленки, через которую должен пройти воздух, раньше чем он попадает к приемному пространству воздушного насоса.



Фиг. 259.

Воздух, отделяющийся от воды, проходит по трубке *g* к воздушному насосу. Против возможности поднятия воды в паровыпускной патрубке установлен специальный прибор *F*, управляемый поплавком и вступающий в действие в том случае, если отказывается работать отливной насос, а воздушный насос остается исправным.

Пути пара и воды указаны стрелками. Как можно видеть на рисунке, нижние пленки воды образуют эжектор, который забирает пар и воздух и тем обеспечивается полная конденсация.

На фиг. 258 представлен конденсатор, установленный непосредственно над отливным насосом, корпус которого усилен для восприятия веса конденсатора. Корпус конденсатора отлит из чугуна. Приемный патрубок отливного насоса присоединяется на болтах к горизонтальному фланцу.

Охлаждающая вода поступает в кольцевой канал и проходит в паровое пространство через насадки с винтовыми каналами, которые распыливают воду и вводят ее в тесное соприкосновение с вступающим

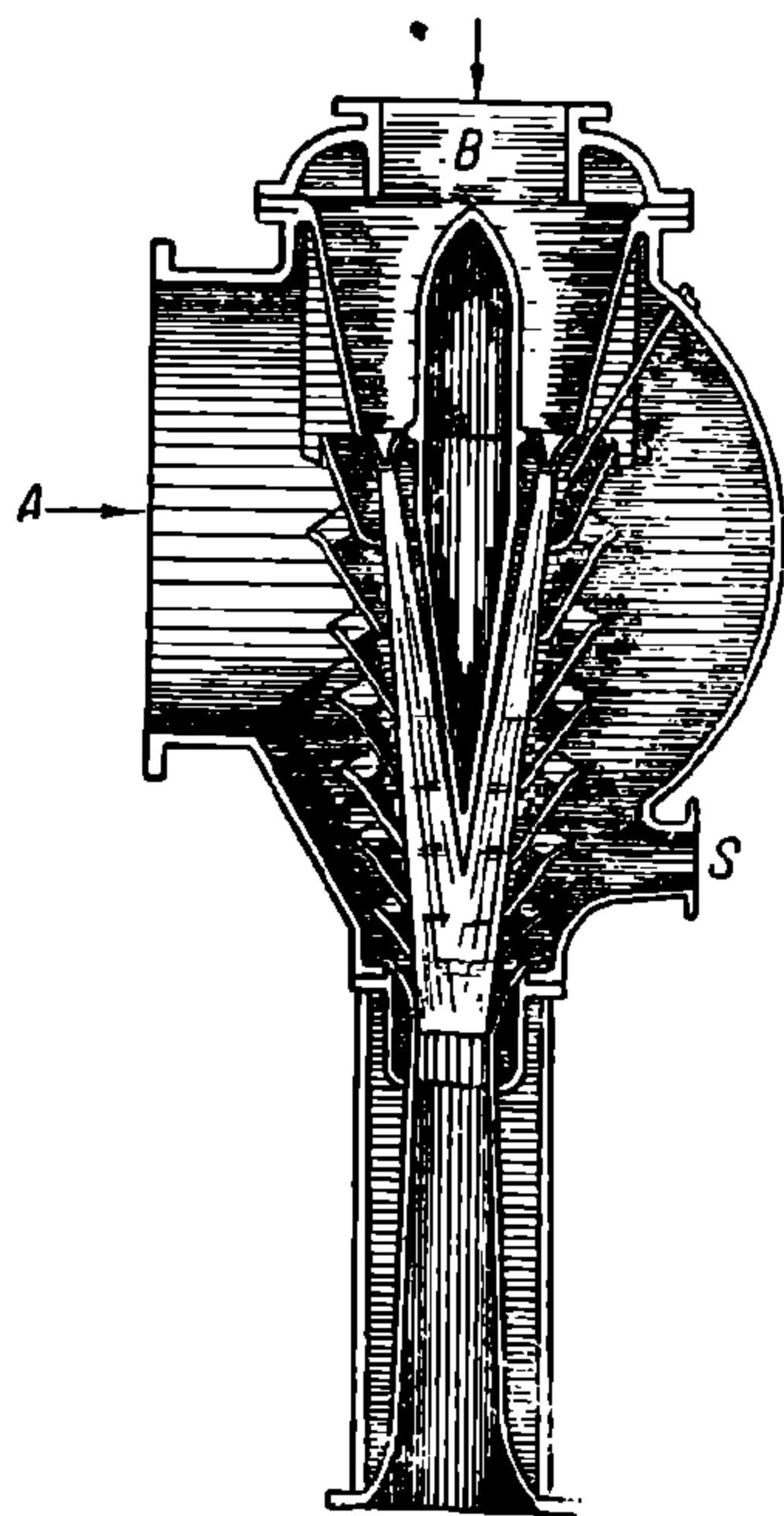
в конденсатор паром. Смесь охлаждающей воды и конденсата проходит через конус, в котором вода забирает, насколько возможно, воздух, и затем попадает в виде сплошной струи через нижнюю часть корпуса конденсатора к отверстию насоса.

Для предупреждения поднятия воды выше назначенного предела конденсаторы снабжаются приспособлением для регулировки разрежения. Это приспособление состоит из двух частей: 1) камеры с поплавком и небольшим золотником, на который этот поплавок действует, 2) главного золотника в отдельной камере; воздух к нему впускается с одной стороны через небольшую трубку вспомогательным золотником. Такое устройство позволяет применить гораздо меньших размеров поплавков, чем это было бы необходимо в случае непосредственного воздействия поплавка на главный золотник. Таким образом понижается степень разрежения только на несколько сантиметров, т. е. в достаточной мере для уменьшения количества поступающей в конденсатор воды.

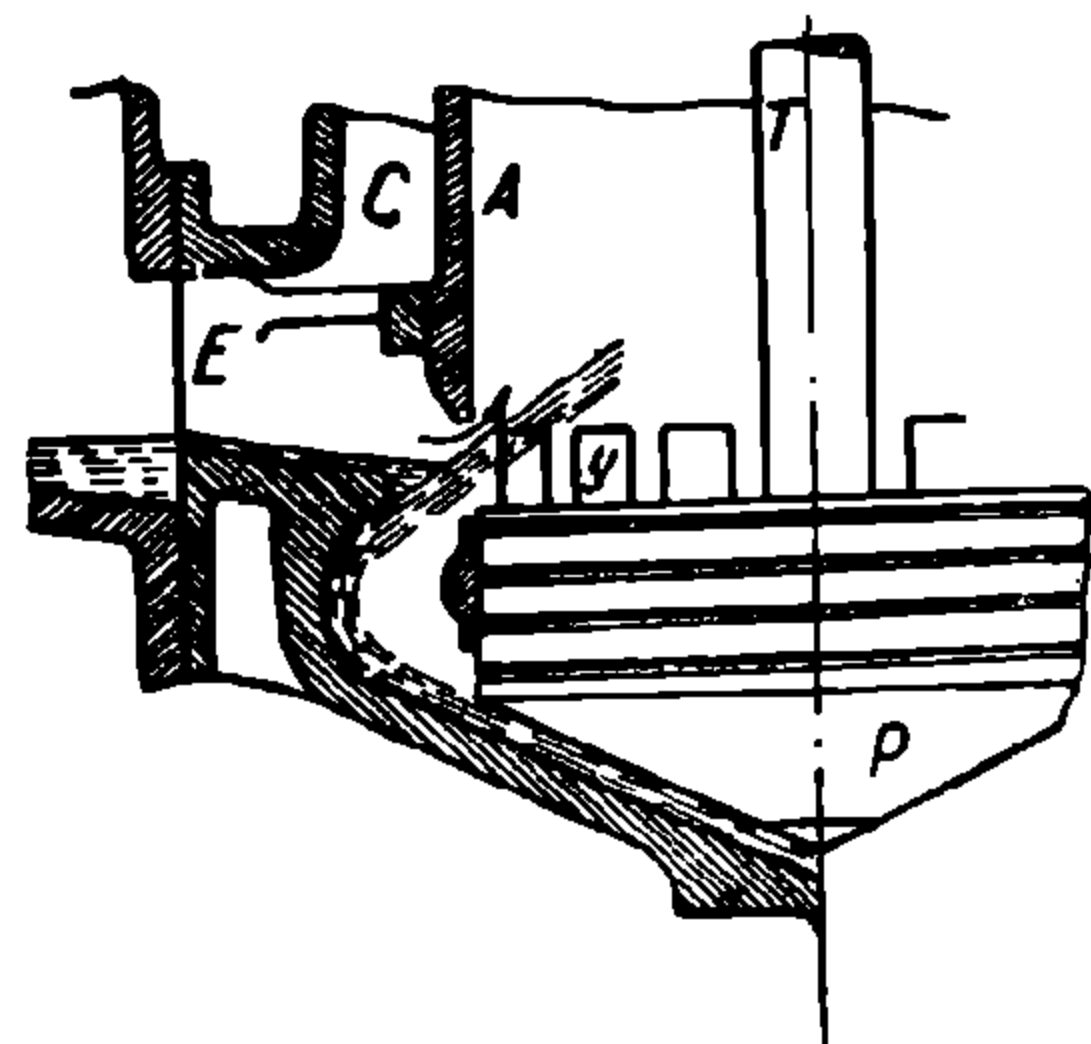
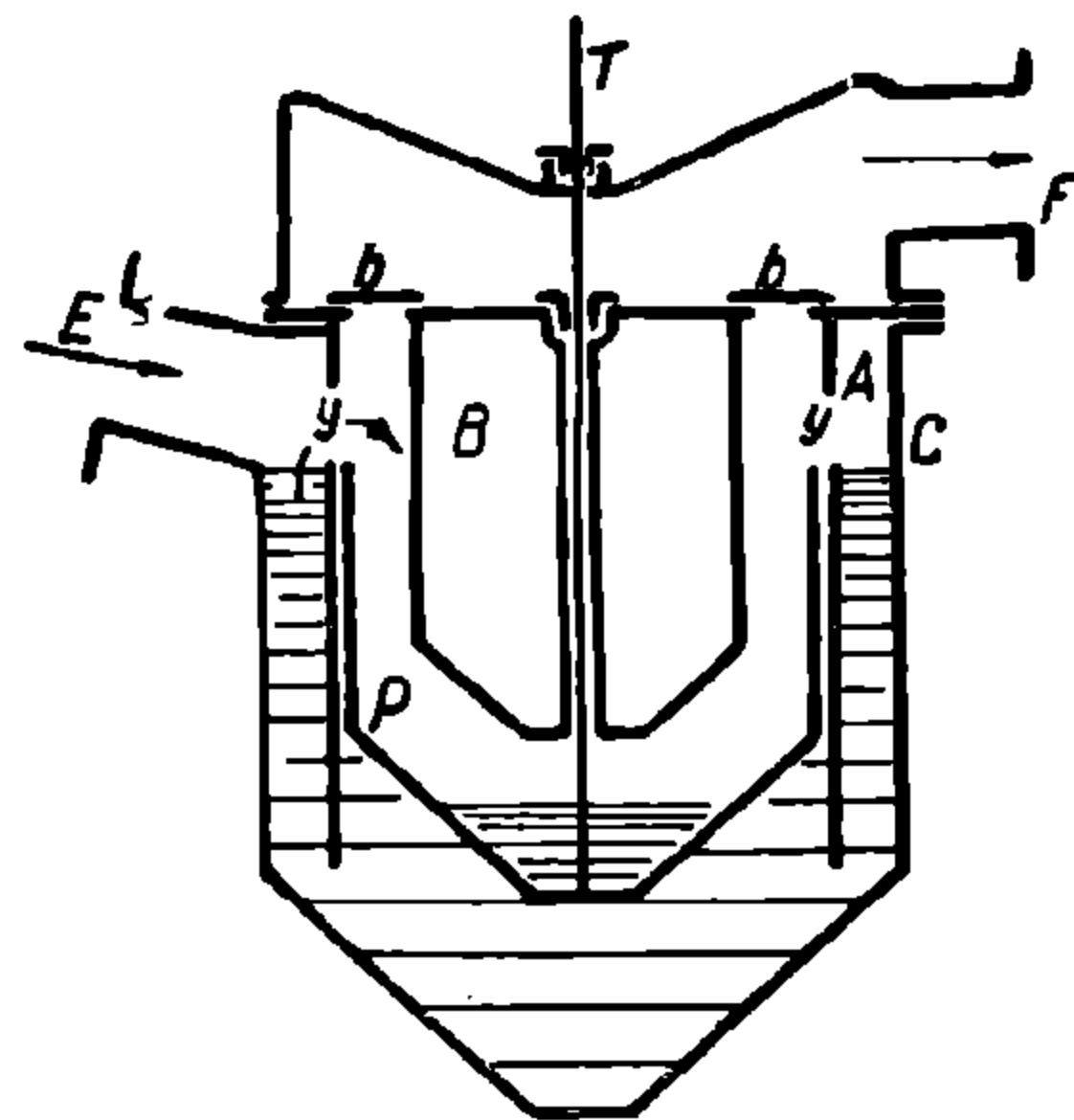
Это помогает отливному насосу удалить излишне скопляющуюся воду, и когда последнее достигнуто, золотник закрывается, чем автоматически восстанавливается в конденсаторе нормальная степень разрежения.

Инжекционный конденсатор Вортингтон-Симпсона. На фиг. 259 представлен конденсатор низкого уровня со встречным течением пара и воды и с расположением паровпускного отверстия сбоку.

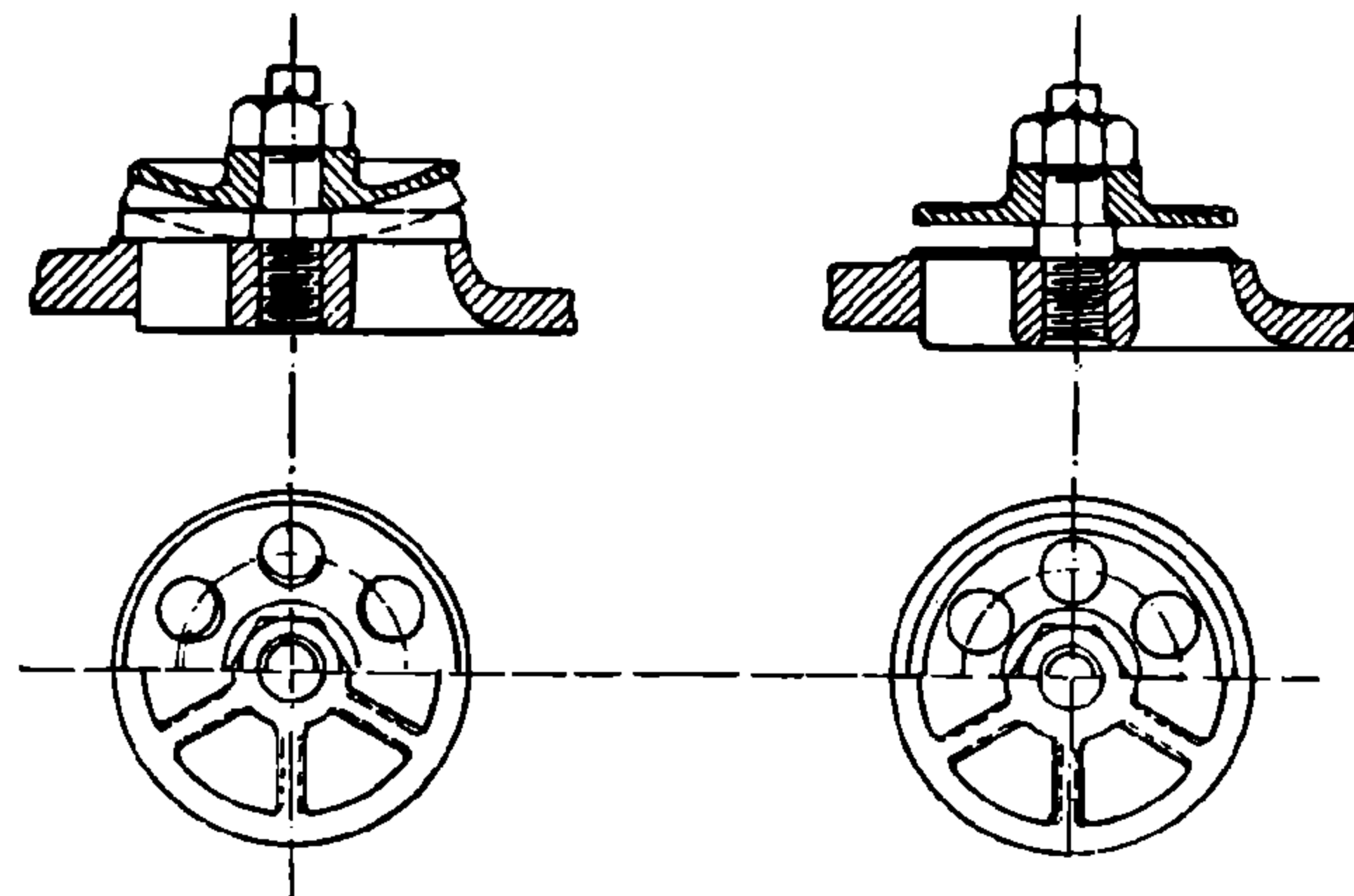
Целью устройства щита в виде перевернутого конуса против паровпускного отверстия является обеспечение равномерного распределения пара по всей окружности конденсатора. Вода поступает в камеру в верхней части конденсатора, устроенную вокруг выходной трубы для воздуха, и проходит вниз последовательно через три продырявленные листа, которые раздробляют воду в тонкие струи. В каждом листе сделаны отверстия диаметром в 25 мм, расположенные концентрическими кругами. Эти три листа разделяют конденсатор на три камеры. В первой снизу камере имеется центральное кольцо, и пар должен пройти через струи воды, падающие из отверстий в нижнем листе и через центральное отверстие в этом листе, чтобы попасть во вторую камеру. Затем он расходится наружу, проходя струи воды, падающей через отверстия в промежуточном листе, и через кольцевое пространство около этого листа



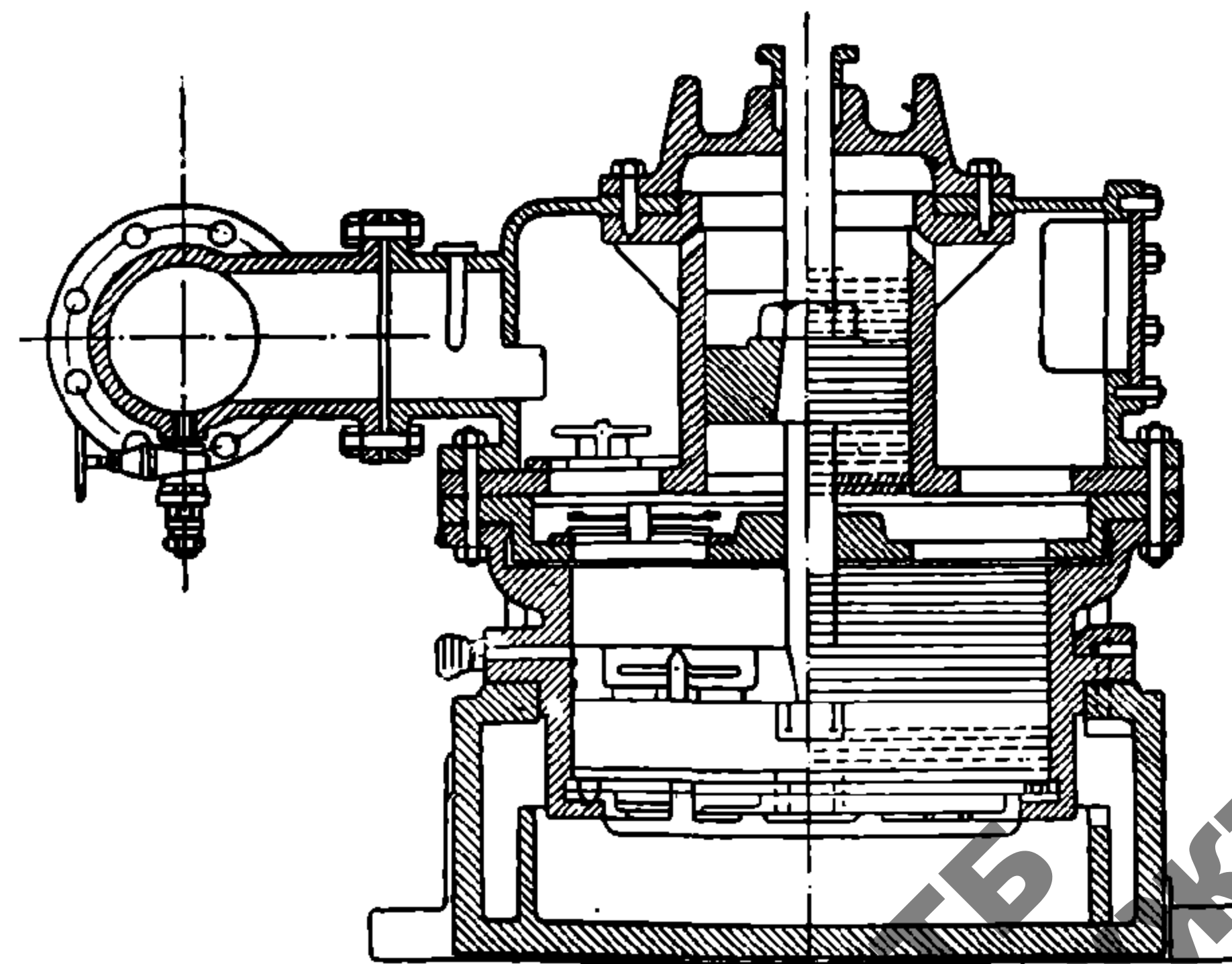
Фиг. 260.



Фиг. 261.



Фиг. 262.



Фиг. 263.

попадает в верхнюю камеру; здесь остатки его вместе с воздухом проходят внутрь через струи воды из третьего листа к выпускному отверстию для воздуха.

Струйный конденсатор системы Кертинга (фиг. 260). Принцип устройства конденсатора следующий: имеется закрытая цилиндрическая камера, в верхней части которой расположена коробка с насадками, к ней присоединена труба в форме насадка Вентури из ряда конических колец, соединенных между собой ребрами, расставленными на одинаковых расстояниях. Эта составная труба соединяется с отливной трубой, идущей к сливному баку. Инжекционная вода подается под давлением в коробку через отверстие В в верхней части конденсатора и проходит оттуда через насадки. По выходе воды струйками из насадок она направляется в горло составной трубы. Благодаря влиянию внешнего давления, существующего в конденсаторе разрежения и силе тяжести струйки воды достигают громадной скорости, которая и увлекает конденсат пара и воздух в сливной бак. Выходной конец отливной трубы должен быть опущен глубоко в сливной бак, иначе воздух будет попадать в конденсатор, и он не сможет работать.

Патрубок А для входа пара расположен сбоку. В водяном пространстве имеется конус, обеспечивающий равномерность распределения воды по отдельным насадкам, конус же в центре парового пространства содействует соединению отдельных струек в общий поток.

28. ВОЗДУШНЫЕ НАСОСЫ

Воздушный насос поршневого типа Эдвардса. Насос Эдвардса принадлежит к типу поршневых насосов. Область его применения ограничивается по преимуществу установками с низкой степенью разрежения.

Насос Эдвардса (фиг. 261) представляет собой вертикальный насос простого действия. Он не имеет ни всасывающих, ни поршневых клапанов, а одни только нагнетательные (b). Вместо всасывающих клапанов имеются щели (v), через которые скопляющаяся смесь при нисходящем движении поршня (P) выдавливается вверх него. Поперечное сечение щелей выбрано таким образом, что они не вполне заполняются водой и через них может еще перетекать воздух. При восходящем движении поршня щели закрываются, а воздух и вода выдавливаются через нагнетательные клапаны.

Преимущество этой конструкции помимо свойственного всем щелевым насосам отсутствия всасывающих клапанов состоит еще в том, что вода не только притекает к насосу, но вдавливается в него поршнем, кроме того, нагнетательные клапаны легко доступны для осмотра и ремонта (фиг. 262).

Нагнетания выше 1,5 м насос не выдерживает; в случаях более высокого нагнетания за этим насосом устанавливается нагнетательный насос, который подымает накачанную насосом Эдвардса воду. Приведение в движение обыкновенно производится посредством электромотора со включением зубчатой передачи ввиду небольшой скорости поршня, с которой эти насосы работают. По своему устройству эти насосы бывают помимо одиночных сдвоенные и строенные.

Двухступенчатый воздушный насос. Оба цилиндра имеют общую ось. Нижний цилиндр служит первой ступенью и снабжен приемными и отливными клапанами легкого типа с непосредственным подъемом; такие же клапаны установлены и на поршне. Верхний цилиндр меньшего диаметра образует вторую ступень. Отливные клапаны первой ступени служат в качестве приемных для второй (фиг. 263).

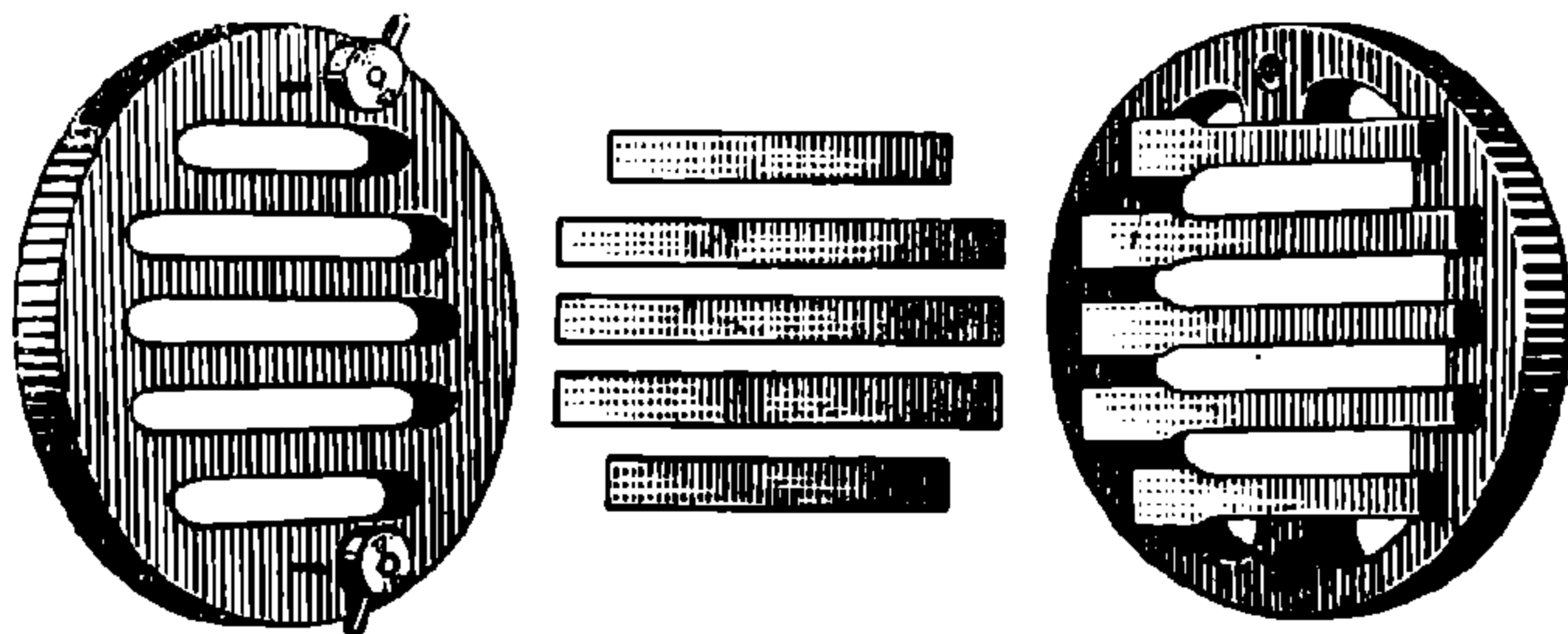
Сухие и мокрые воздушные насосы. Для обеспечения большого к. п. д. воздушного насоса было применено раздельное удаление воздуха и конденсата из конденсатора.

Сухие воздушные насосы. В этом насосе воздушный цилиндр сухой. Эти насосы являются воздушными компрессорами, сжимающими воздух до атмосферного давления. Сухой воздушный насос имеет один двухступенчатый цилиндр.

В этом типе насоса употребляются пластинчатые клапаны, в которых подвижная часть уменьшена до минимума.

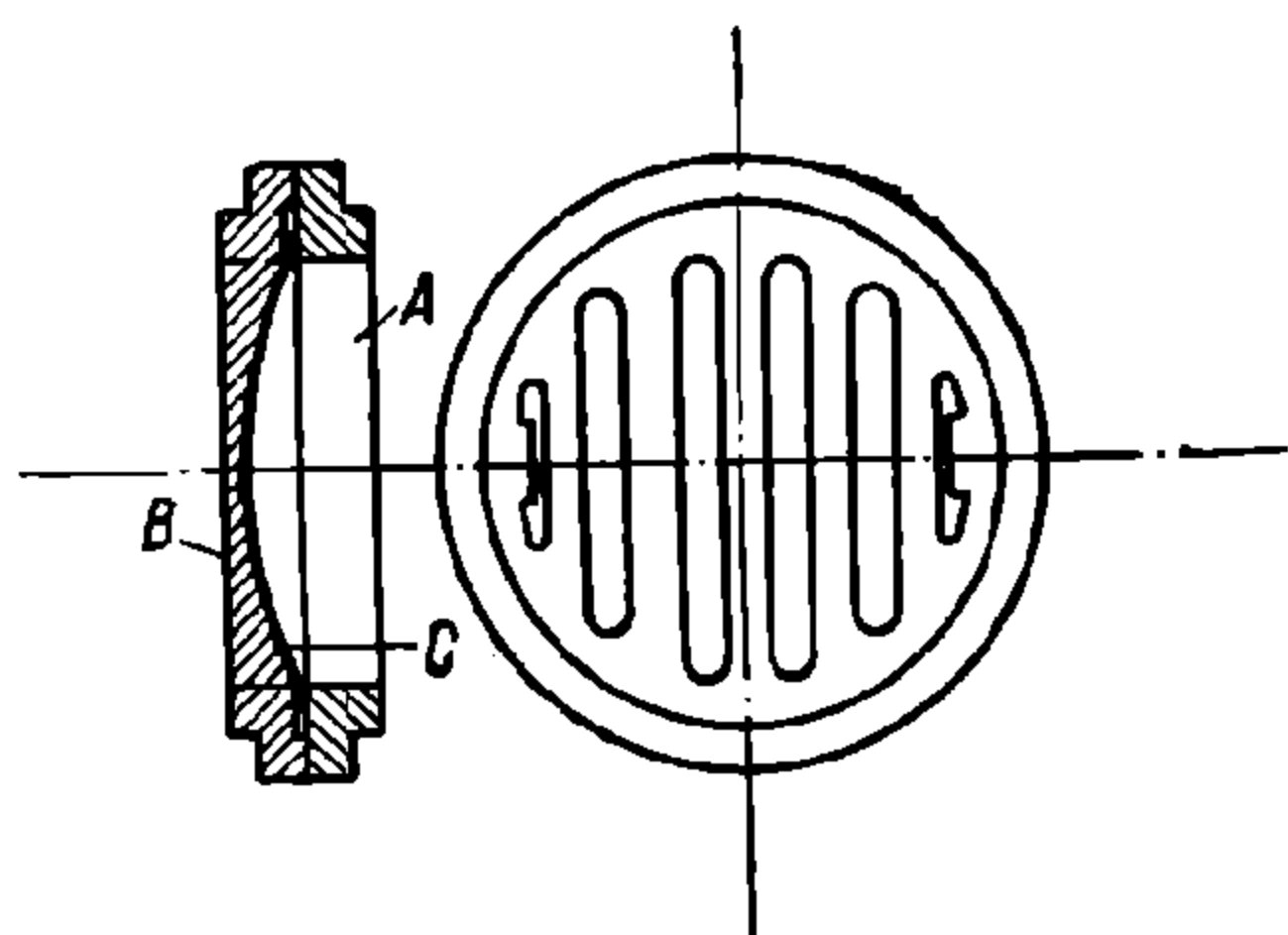
Пластинчатый клапан Вортингтона. Этот клапан состоит из трех частей: гнезда, гибких стальных пластин и ограничителя хода. Эти три

части показаны в отдельности на фиг. 264. Слева изображено гнездо с шлифованными поверхностями. В центре показаны тонкие стальные пластины, которые образуют собственно клапан. Их сталь чрезвычайно гибка. Справа представлен ограничитель хода, имеющий железные вставки, которые соответствуют отверстиям в клапанном гнезде, но вогнуты к нему.



Фиг. 264.

Действие клапана ясно из фиг. 265, где дано сечение его. Здесь *A* представляет гнездо и *B* — ограничитель хода. Пружина *C* изображена в приподнятом положении в момент нагнетания, и, как можно заметить,



Фиг. 265.

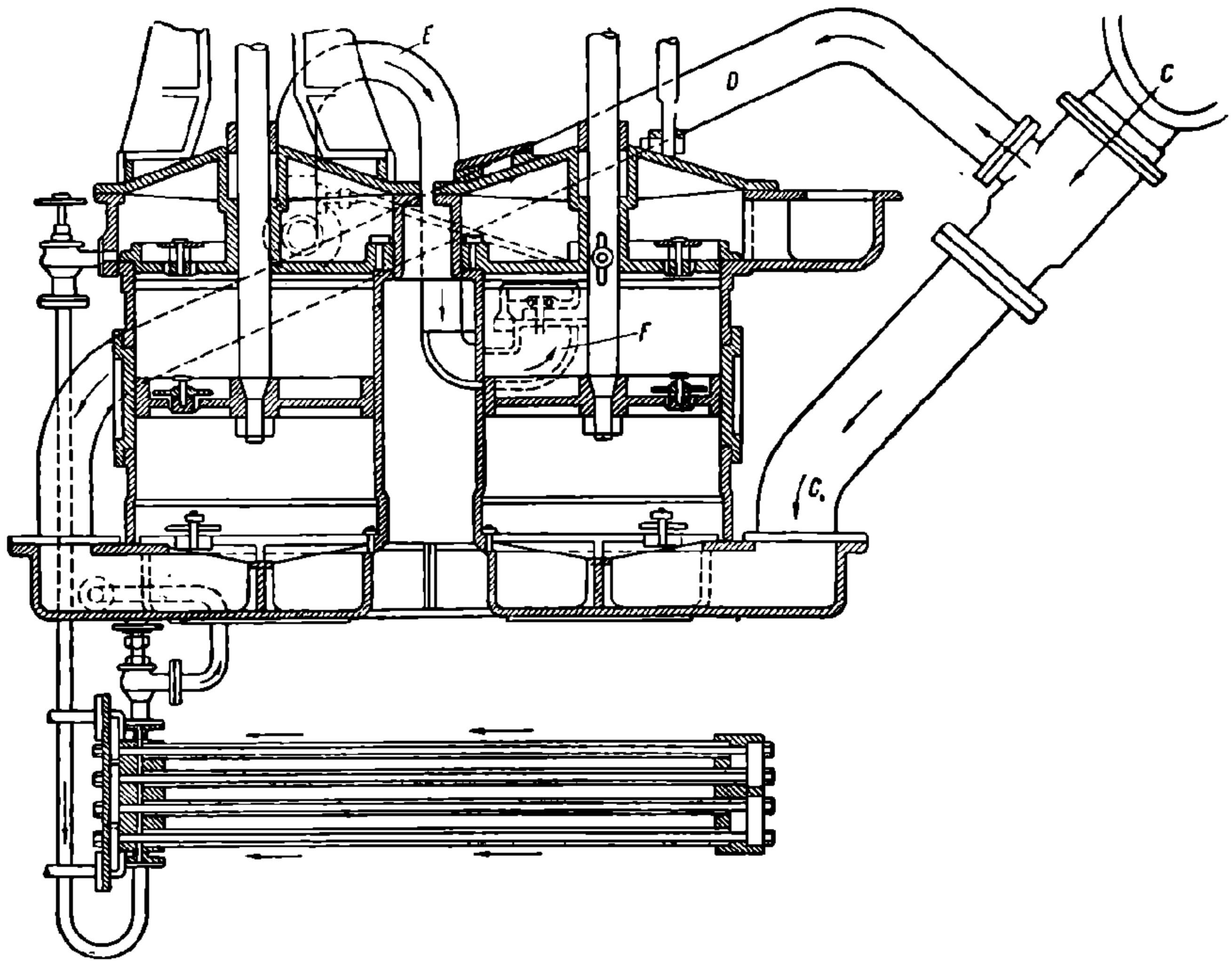
концы ее соприкасаются с гнездом. Когда нагнетательный ход поршня окончен, пружина возвращается в прямое положение, причем концы ее входят в прорезы, устроенные в ограничителе хода.

Воздушный насос Вира. Этот насос является и мокрым и сухим. Он работает от одного парового цилиндра, имеющего общую ось с мокрым насосом, так как последний несет большую нагрузку. Сухой насос приводится в движение посредством балансира и тяг.

Как показано на фиг. 266, в этом случае имеется только один патрубок *C* у конденсатора; отросток *D* трубы *C* да-

ет подвод воздуха к сухому насосу слева, конденсат же проходит вниз через трубу *C*₁ к мокрому насосу. Оба насоса имеют по три комплекта клапанов: приемные, перепускные и нагнетательные. Сухой насос через трубу *E* подает воздух в цилиндр мокрого насоса в пространство под отливными клапанами, куда он и поступает через клапан *F* с пружинной нагрузкой. Для ознакомления с устройством паровой части этого насоса могут служить фиг. 267 и 268. К корпусу цилиндра *A* присоединяется паронепроницаемо вспомогательный цилиндр *B*, от внутренней поверхности которого начинаются паровпускные каналы *f* и *f*₁ для нижней и верхней полостей цилиндра *A*. Основным золотником служит вспомогательный поршень *D*, снабженный соответственными паровпускными *n* и *n*₁ и паровыпускными (*p*, фиг. 268) окнами и плоским срезом, по которому скользит небольшой коробчатый золотник *C*. Золотник этот служит одновременно отсекающим для главного цилиндра *A* и основным для вспомогательного цилиндра *B*. Кроме упомянутых окон *n*, *n*₁, *p* (фиг. 268) на цилиндрической

поверхности вспомогательного поршня имеются еще отверстия h и h_1 , сообщающиеся при крайнем его положении с особыми каналами g и g_1 , устроенными в корпусе вспомогательного цилиндра. Окна на плоском срезе имеют следующие назначения: большое среднее окно — паровпускное для полостей вспомогательного цилиндра, окна a и a_1 — паровпускные и вместе с тем паровыпускные соответственно для левой и правой полостей вспомогательного цилиндра, наконец, окна m и m_1 служат только для впуска свежего пара соответственно в нижнюю и верхнюю полости главного цилиндра.

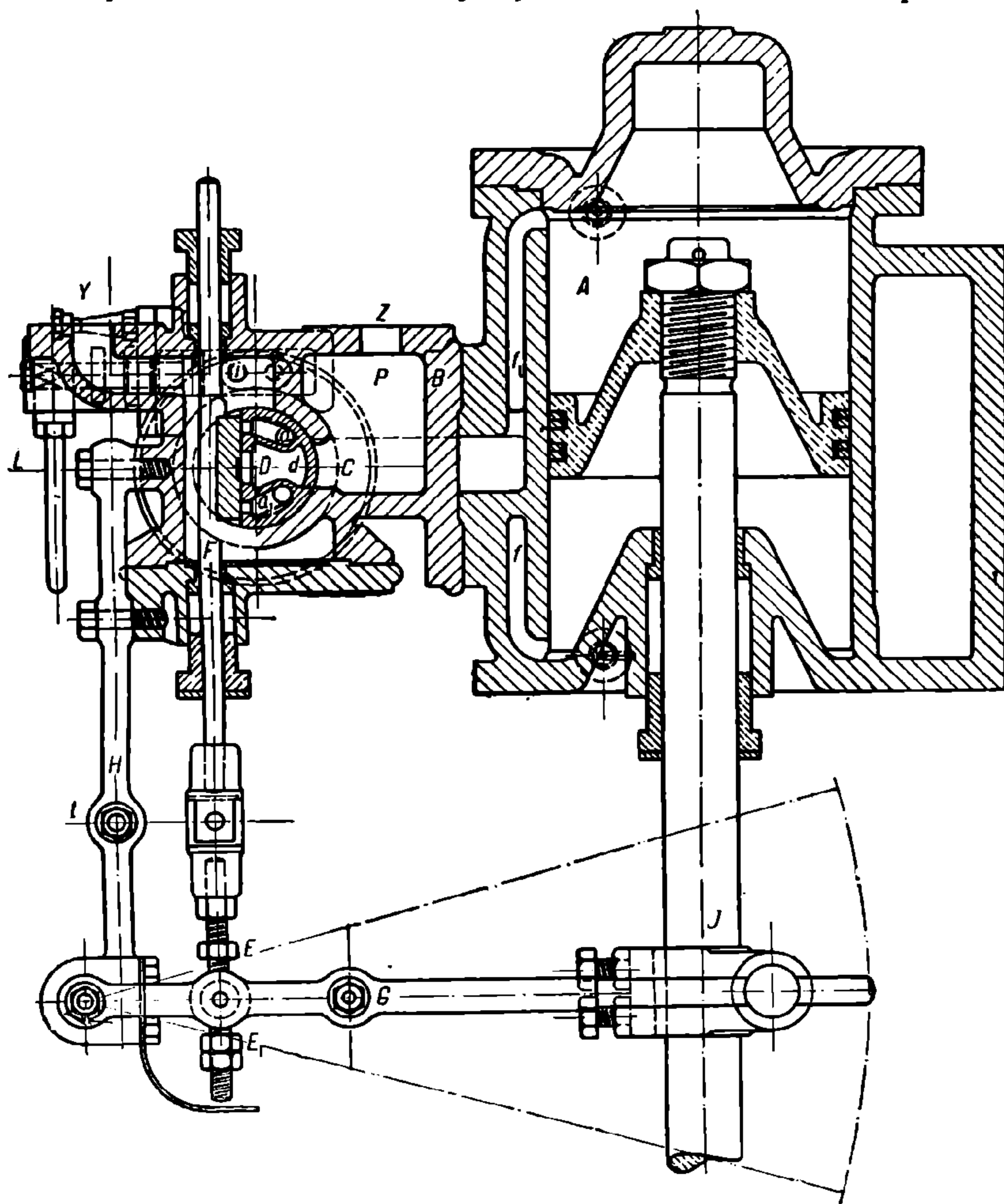


Фиг. 266.

Отсекательный золотник приводится в движение от штока рычагом второго рода G (фиг. 267), так что движение его одновременно с движением поршня. Поэтому когда поршень будет в своем крайнем верхнем положении, отсекающий золотник C будет в таком же положении; окна a_1 и m_1 будут открыты для впуска, а окно a будет сообщаться под отсекающим золотником с пролетом отработавшего пара, вследствие чего вспомогательный поршень должен будет находиться в своем крайнем положении, при котором окно h совпадает полностью с окном канала f и f_1 , окно h окажется против глухой стенки, а левое паровпускное окно p в вспомогательном поршне придется против канала f .

В верхней полости цилиндра A , следовательно, происходит впуск, а в нижней выпуск. Поршень пойдет книзу и потащит за собой золотничок C , после того как рычаг G упрется в нижнюю гайку E_1 на золотниковом штоке. Когда золотник C не дойдет до своего среднего положения на 3 мм, закроется окно a , для впуска, затем при среднем положении закроется и окно m_1 , т. е. произойдет отсечка пара в верхнюю полость, после чего главный поршень будет продолжать двигаться дальше под действием расширения пара, пока золотник C не опустится ниже своего среднего положения на 6 мм. Действительно, когда золотник C спустится

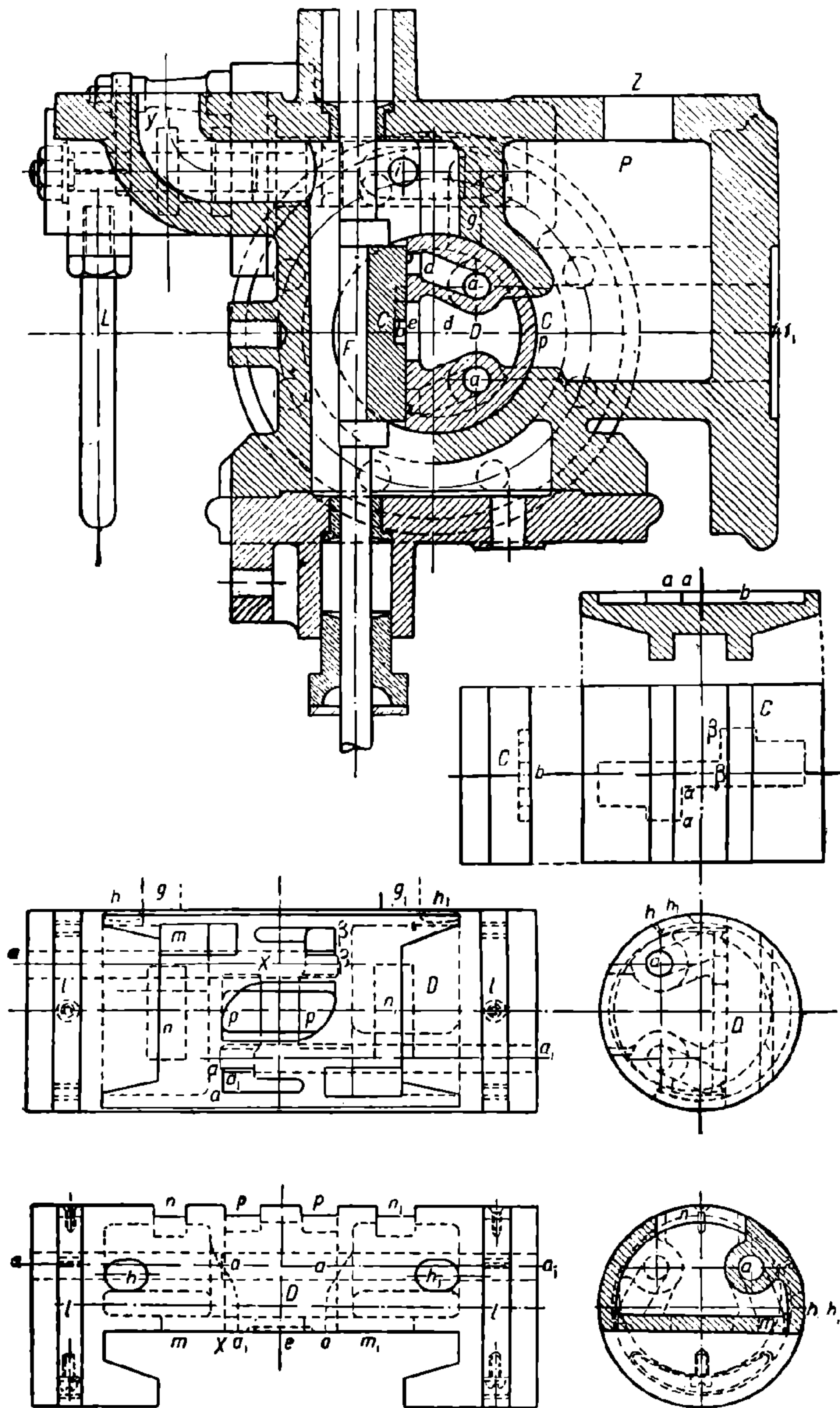
ниже среднего своего положения на 3 мм, откроется окно *a* для впуска, но вспомогательный поршень не перекинется, так как обе полости вспомогательного цилиндра будут заполнены паром одинакового давления; при дальнейшем ходе золотника вниз еще на 3 мм начнется выпуск из окна *a*₁ и вспомогательный поршень перекинется в крайнее правое положение, причем во избежание удара вспомогательного поршня о крыш-



Фиг. 267.

ку на известной части хода его начинается сжатие, а именно, когда кромки *ax* окна и золотника совпадут. Канал *f* откроется для впуска в нижнюю полость, а канал *f*₁ для выпуска из верхней. Вошедший в нижнюю полость рабочий пар будет сначала задерживать поршень в его нисходящем движении и таким образом предотвратит удар поршня о днище, а затем заставит поршень двигаться вверх. Когда рычаг *G* упрется в гайку *E* на золотниковом штоке *F*, золотник пойдет вверх, причем при среднем его положении произойдет отсечка; в нижней полости расширение пара будет продолжаться, пока золотник не перейдет за среднее положение на 6 мм, после чего уже вспомогательный поршень перекинется в крайнее левое положение и начнется впуск опять в верхнюю полость и т. д.

Вследствие работы пара полным давлением только на протяжении части хода поршня при этой системе должны быть устроены еще соот-



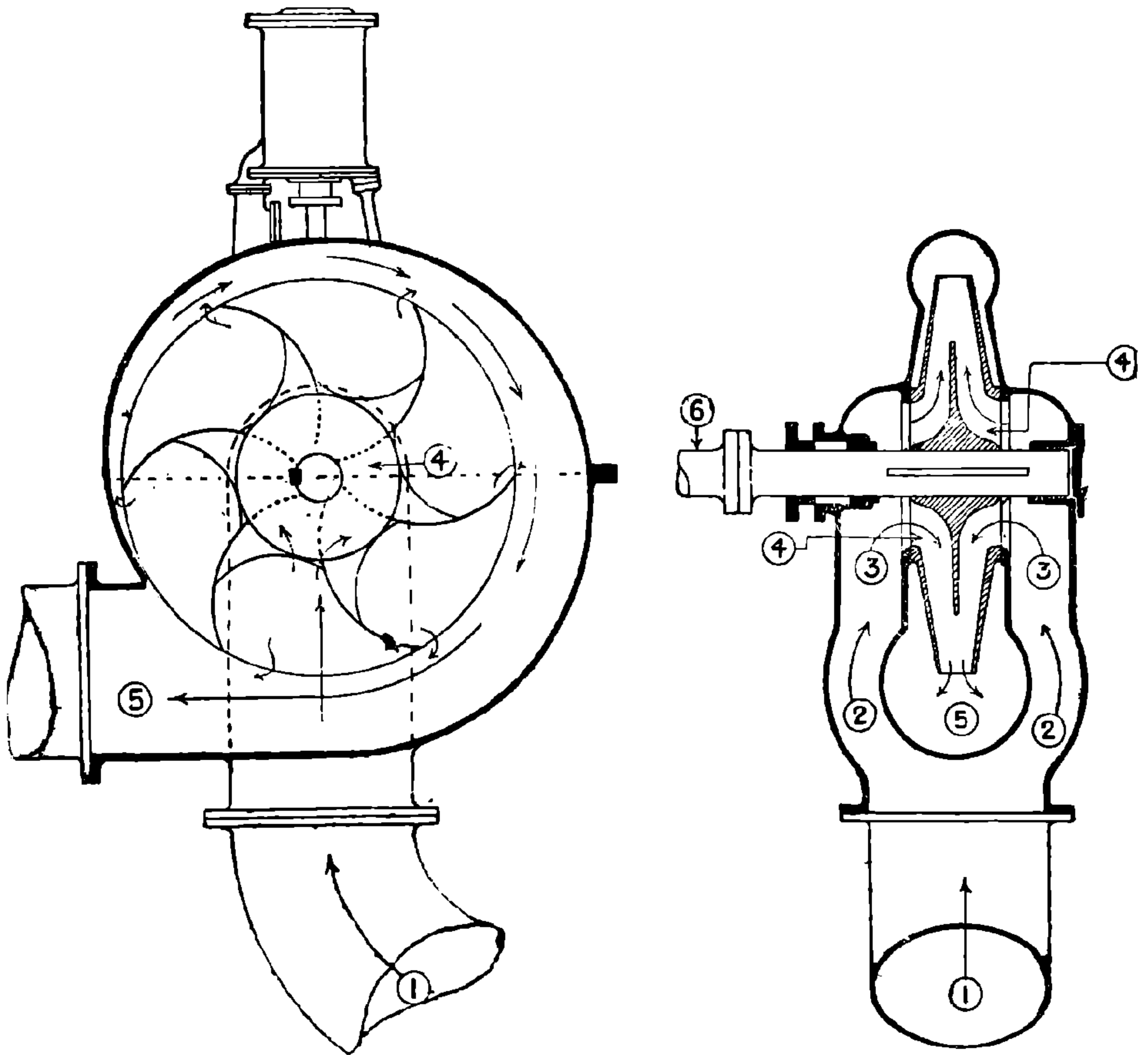
Фиг. 268.

ветственные приспособления, которые обеспечивали бы страгивание насоса из любого положения.

Достигается это двумя способами: или перемещением золотника С помощью коленчатого рычага, одеваемого для этого на шейку *t* и упирающегося в шейку *S* на золотниковом штоке, или же впуском рабочего па-

ра при посредстве цилиндрических кранов L и L_1 через окна i, g, h или i', g', h' в ту или другую полость главного цилиндра, и в том случае, когда соответственное окно m или m_1 на срезе вспомогательного поршня окажется закрытым золотником C . Кроме того, эти краны могут служить еще и для вывода из действия отсечки, когда желательно получить от насоса возможно большую производительность.

В этой системе величина хода поршня регулируется гайками E и E_1 на золотниковом штоке.



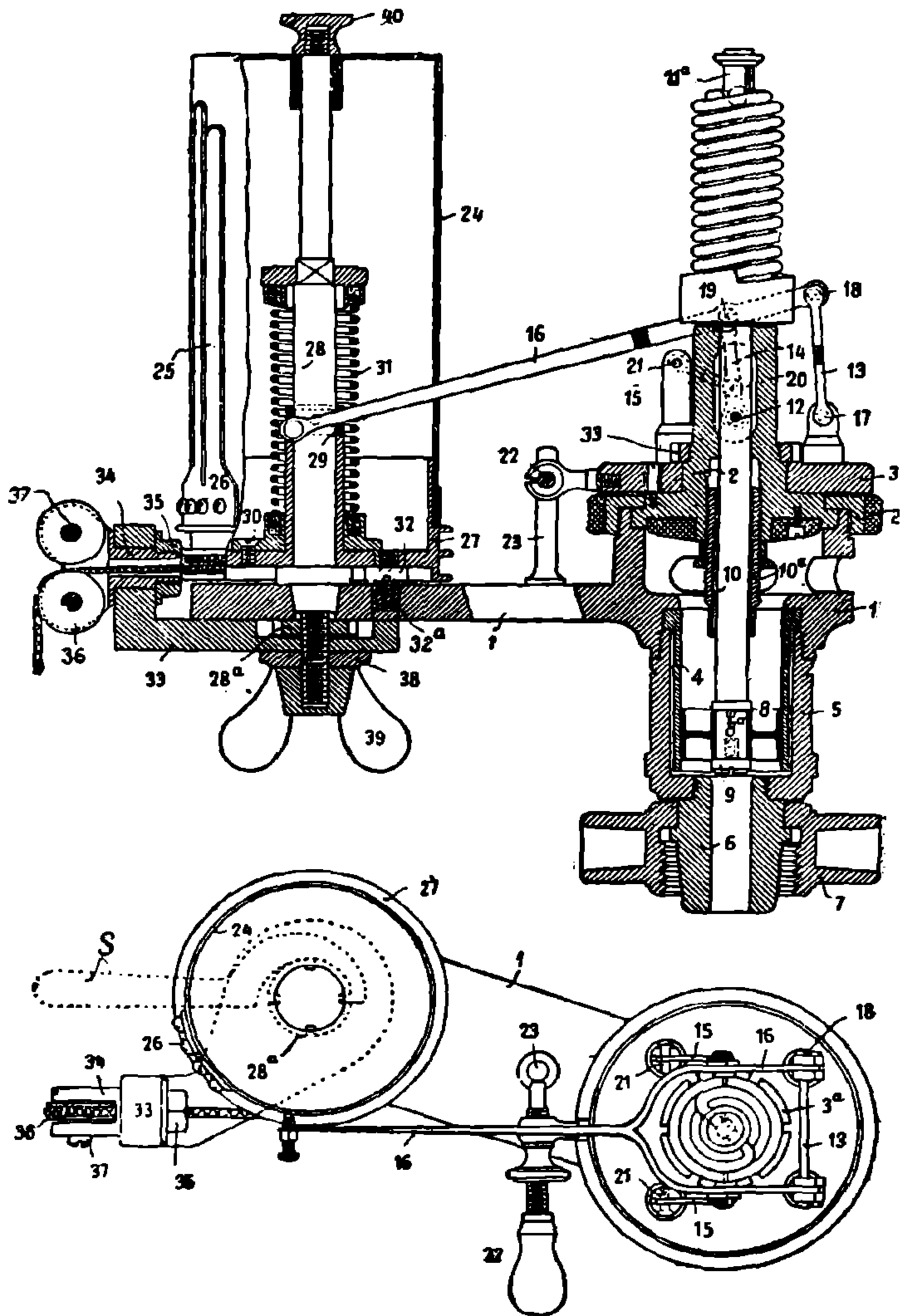
Фиг. 268а.

Центробежные насосы

Для прокачивания охлаждающей воды через конденсаторы применяются в настоящее время исключительно центробежные насосы, снабжаемые всегда самостоятельным двигателем.

Центробежный насос состоит из корпуса и колеса с лопатками, надетого на вал. При вращении колеса вода, заполняющая корпус, будет отбрасываться центробежной силой к окружности, где она собирается в постепенно уширяющемся канале, переходящем в выкидную трубу. Приемная труба находится в центральной части корпуса с одной или с обеих сторон его.

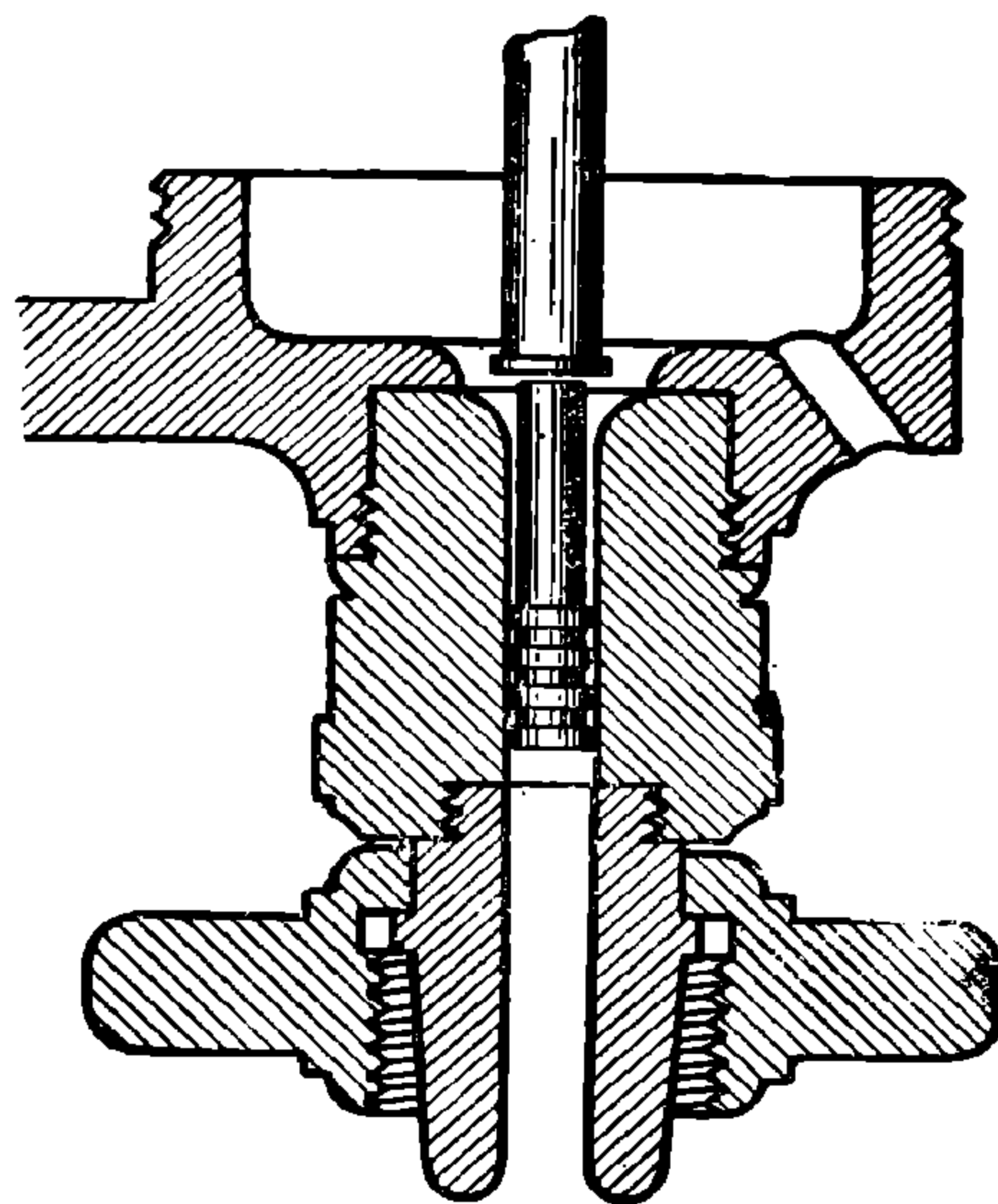
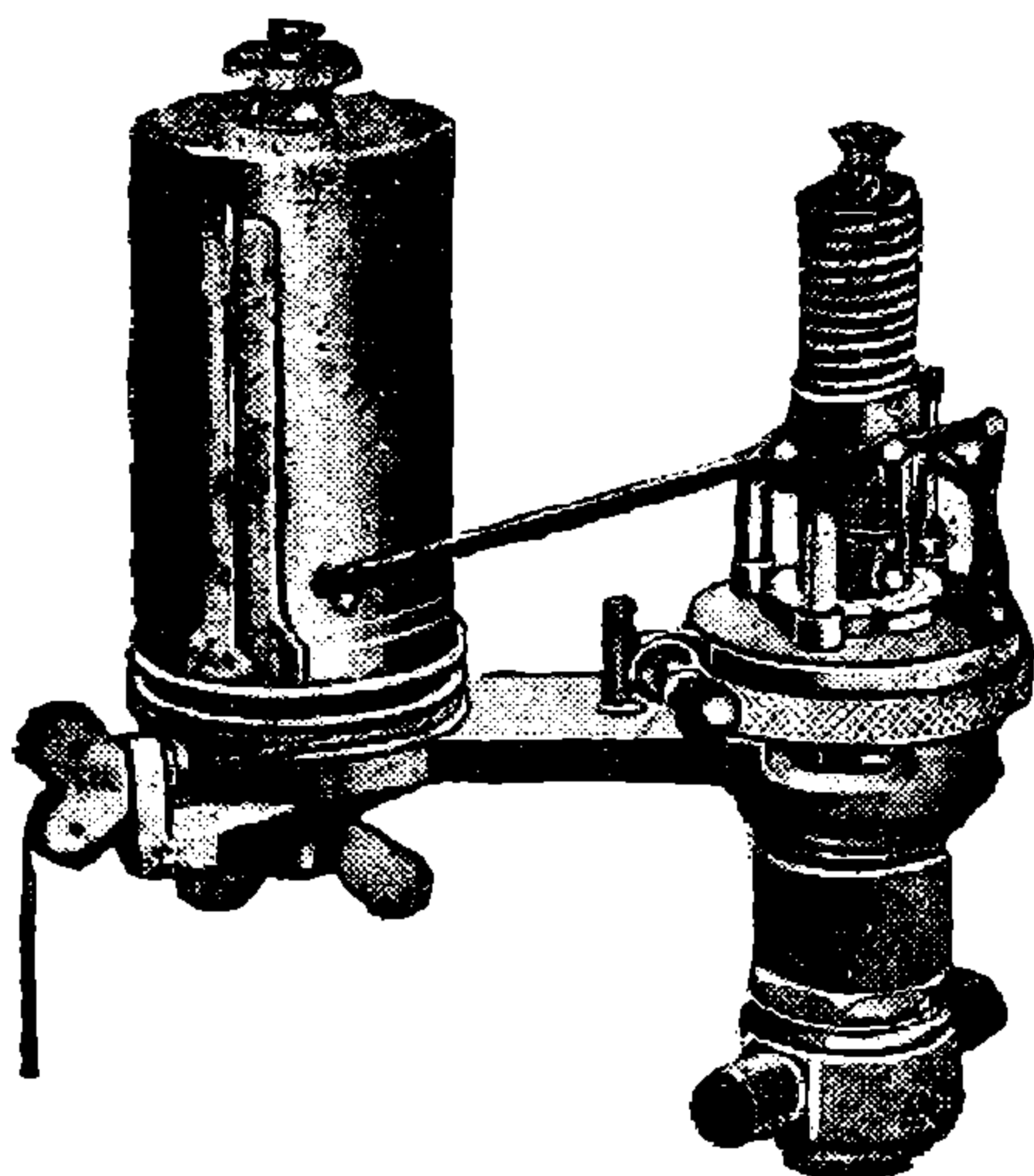
Поперечный разрез и вид сверху



Обозначение отдельных частей

- | | |
|-------------------------|--------------------------|
| 1. Станина барабана. | 5. Паровая рубашка. |
| 2. Пружинная муфта. | 6. Соединительный конус. |
| 2-а. Колпачковая гайка. | 7. Соединительная гайка. |
| 3. Поворотная шайба. | 8. Поршень. |
| 3-а. Гайка к ней. | 8-а. Поршневой штифт. |
| 4. Цилиндр. | 9. Поршневая гайка. |

Фиг. 200.



41

- | | |
|---|--|
| <p>10. Поршневой стержень.
 10-а. Передвижная поршневая гильза.
 11. Наконечный винт.
 11-а. Поворотная головка с прорезом.
 12. Соединительный валик.
 13. Качающийся рычажок.
 14. Соединительное коромысло.
 15. Боковое коромысло.
 16. Пишущий рычаг.
 17. Колонки к коромыслу с валиками.
 18. Соединительные болтики к рычажку.
 19. Соединительные болтики к рычажку.
 20. Соединительные болтики к рычажку.
 21. Колонка к боковому коромыслу с болтиками.
 22. Валик с ручкой с контргайкой.
 23. Ударная колонка.
 24. Цилиндр для диаграммной бумаги.</p> | <p>25. Бумагодержатель.
 26. Винтик к нему.
 27. Нижняя часть барабана.
 28. Ось барабана.
 28-а. Удерживающая гайка.
 29. Установочное кольцо со штифтом.
 30. Пружинные болтики.
 31. Барабанная пружина.
 32. Барабанный ударный винт.
 32-а. Ударный контрвинт.
 33. Державка для роликов.
 34. Цилиндрик к державке роликов.
 35. Гайка к цилиндрику.
 36. Ролики к державке.
 37. Болтики.
 38. Прокладная шайба.
 39. Барашковая гайка.
 40. Удерживающая кнопка.
 41. Сменный цилиндр для высокого давления.</p> |
|---|--|

Фиг. 269.

Корпус центробежного насоса должен в верхней своей части быть снабжен воздушным краном для выпуска воздуха при заполнении насоса и для проверки его действия.

Заполнение циркуляционного насоса и водяного пространства конденсатора должно происходить медленно во избежание сильных сотрясений трубок конденсатора, возможных при быстром заполнении.

Лопастни колеса числом от 6 до 8 должны быть сделаны возможно тонкими, и ступица колеса должна быть устроена так, чтобы переход воды из приемной трубы в колесо совершался возможно плавно. Лопатки делаются изогнутыми по архимедовой спирали и вращаются выпуклостью вперед. Так как скорость воды в колесе увеличивается по мере приближения к окружности, то во избежание нарушения непрерывности струи и вызываемого этим образования водоворотов ширина лопаток должна постепенно уменьшаться.

На фиг. 268а показан разрез современного центробежного насоса. Рабочее колесо принадлежит к типу колес с двухсторонним подводом, чем обеспечивается осевая уравновешенность. Рабочее колесо насажено на шпонке на вал и удерживается в своем положении гайками с контргайками, накрученными с обеих сторон.

Весь ротор лежит на подшипниках, залитых белым металлом. Эти подшипники обыкновенно имеют кольцевую смазку. Уплотняющий сальник насоса снабжается кольцевой камерой, сообщаемой при помощи трубки с напорной зоной насоса; это устройство служит для подачи к сальнику воды, предупреждающей проникновение внутрь насоса воздуха, который нарушает работу насоса.

29. КОНТРОЛЬ РАБОТЫ МАШИНЫ

Назначение, устройство и действие индикатора. Применение в паровых машинах самопишущего прибора — индикатора — имеет целью исследовать процесс работы пара в цилиндре машины за один полный оборот вала и определить мощность, давая возможность наблюдать процесс работы пара в графическом изображении на листе бумаги. Вычерченная в известном масштабе (масштаб индикаторной пружины) кривая изображает переменные давления пара на поршень в каждой точке хода поршня за один полный оборот вала, т. е. за два хода поршня, и носит название индикаторной диаграммы.

Индикаторной диаграммой определяются не только правильность процесса работы пара и индикаторная мощность машины, но по диаграмме выясняются также различные ненормальности в работе машины, вызываемые теми или другими ее неисправностями, определить природу которых без индицирования иногда чрезвычайно затруднительно и даже совсем невозможно.

Индикаторы старых моделей снабжаются пружиной расположенной внутри индикаторного цилиндра (так называемые индикаторы с внутренней или горячей пружиной), индикаторы новых моделей строятся с пружинами, расположенными снаружи цилиндра; наружные пружины удобнее тем, что их масштабы могут быть проверяемы холодным способом при помощи небольшого приспособления с грузами (гирями) в условиях средних температур машинных помещений (20 — 30° С).

Однако индикаторы с наружной пружиной имеют свои отрицательные стороны. Пружины работают в них на растяжение, а не на сжатие; благодаря этому значительные усилия, передающиеся не непосредственно на пружину, как это имеет место в закрытых конструкциях, а при помощи длинного тонкого штока, могут легко изгибать последний и вызывать деформации и заедание, а следовательно, и производить вредное трение.

Заедание штока достаточно ясно обнаруживается на снимаемых диаграммах, оно не представляет собой угрозы незаметного искажения диаграммы, однако возможность заеданий — факт, довольно неприятный в работе.

Во всех хороших современных индикаторах применяются сменные поршни и сменные цилиндрические втулки, что позволяет пользоваться поршнями разных диаметров в одном и том же приборе. Сменная цилиндрическая втулка позволяет удобно работать с очень большими давлениями, превосходящими те, при которых калиброваны индикаторные пружины. Такие конструкции позволяют пользоваться пружиной одной и той же упругости для низких и высоких давлений при поршнях разного поперечного сечения. Кроме того, возможность замены втулки и поршня позволяет легко заменять их новыми из запаса, если втулка и поршень подверглись износу, сделались неплотными или повреждены ударом.

На фиг. 269 изображен индикатор последней конструкции завода Майгак в Гамбурге.

Особенностью индикаторов Майгак является совершенно открытое над нерабочей частью поршня пространство; в нем не образуется вредных противодавлений, нарушающих точность показаний прибора. Некоторая особенность еще заключается и в том, что обращено внимание на термоизоляцию пружины от цилиндрической втулки, предохраняющую ее от изменений во время работы под влиянием тепла. Известную точность масштаба этой пружины дает еще и то, что она свита из одной цельной проволоки таким образом, что оба конца проволоки выведены к нижнему наконечнику пружины. Верхний, наиболее подвижной, конец пружины снабжен шариком вместо пружинной головки, чем значительно сокращается масса пружины; шарик этот располагается на подпятнике в верхнем рассеченном конце поршневого штока, причем верхней подушкой служит ему головной винт; между пружинной и поршнем существует шаровое шарнирное соединение, уравнивающее всякое осевое отклонение и обеспечивающее центральное направление давления.

Поршень индикатора ходит в особой сменной втулке, ввертываемой в тело цилиндра. Выполнение втулки и цилиндра таково, что при индицировании нижняя часть втулки обогревается рабочим паром как с внешней, так и с внутренней стороны.

Такое равномерное нагревание втулки устраняет возможность заедания поршня.

Диаметр нормального поршня индикатора Майгак равен 20,27 мм. Кроме нормального поршня изготавливаются поршни, площади которых представляют некоторую определенную часть от площади нормального, а именно: $\frac{1}{2}$; $\frac{1}{5}$; $\frac{1}{10}$; $\frac{1}{20}$; $\frac{1}{30}$ и $\frac{1}{50}$. При употреблении поршня того или иного размера необходимо вернуть втулку, соответствующую размеру взятого поршня.

Соотношение размеров поршней индикатора Майгак

	Нормально $\frac{1}{1}$	$\frac{1}{2}$ площади	$\frac{1}{3}$ площади	$\frac{1}{10}$ площади	$\frac{1}{20}$ площади
Диаметр поршня в мм .	20,27	14,25	9,06	6,41	4,53
Давление в кг до .	20	40	100	200	300

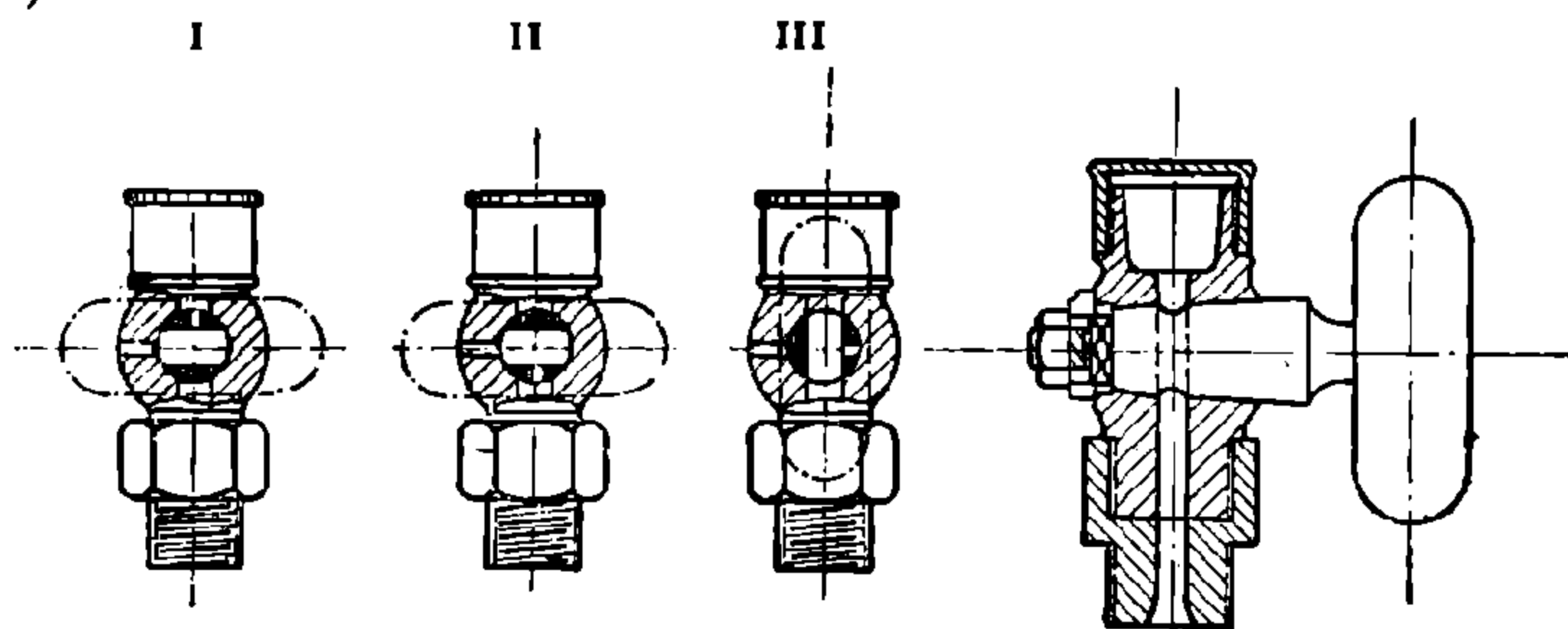
Индикаторы Майгак изготавливаются трех моделей, каждая из которых применяется в зависимости от числа оборотов машины, а именно: № 1 — до 250 об/мин; № 2 и № 3 (меньших размеров) — для большего числа оборотов. Эти последние две модели принадлежат к типу легких индикаторов с преднамеренно облегченной конструкцией частей; это, во-первых, сводит

к минимуму влияние инерции быстро движущихся с переменными скоростями масс прибора, во-вторых, позволяет получать в достаточной степени правильные диаграммы с быстроходных машин.

Размеры диаграмм, снимаемых индикаторами, приблизительно следующие:

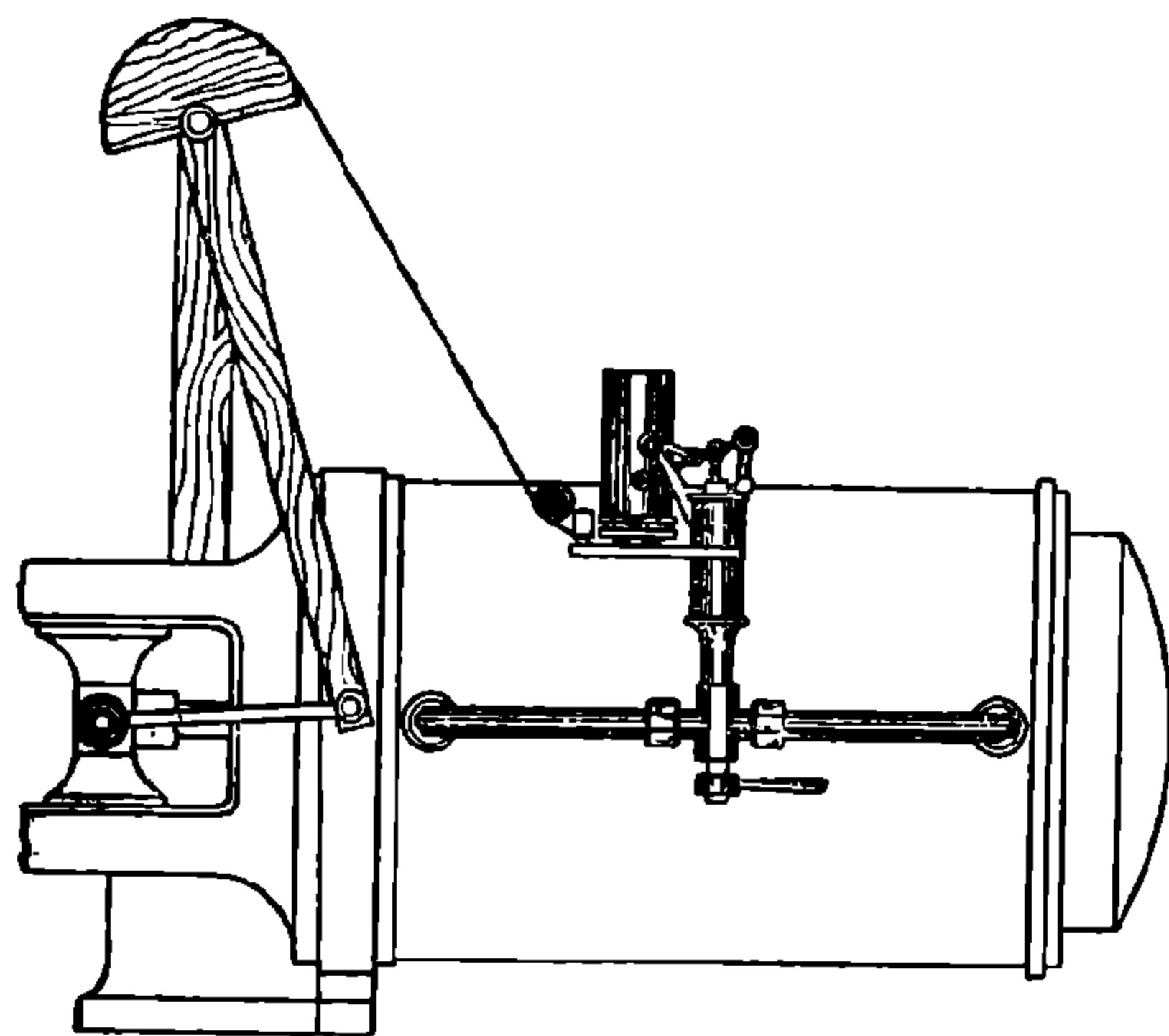
Данные	Модель индикатора		
	№ 1	№ 2	№ 3
Длина диаграммы в мм	120	90	60
Высота диаграммы в мм	70	50	35
Диаметр барабана в мм	50	40	30
Для числа оборотов машины в минуту до	250	400	700

Индикатор присоединяется к цилиндру машины посредством трехходового крана, ввинчиваемого своей нижней частью в индикаторный штуцер, имеющийся на каждом цилиндре, и закрепляется особой гайкой (фиг. 270).



Фиг. 270.

Индицирование одним индикатором обеих рабочих полостей если в принципе и допустимо, то только машин с небольшим числом оборотов



Фиг. 271.

и лишь тогда, когда от исследования не ждут точных результатов. Дело в том, что присоединение рабочего цилиндра к трехходовому крану индикатора производится при помощи довольно длинных трубок, и сопротивление движению пара по трубкам искажает закон изменения давлений в цилиндре (фиг. 271, 274).

Ходоуменьшитель. Движение индикаторного поршня штоком в увеличенном масштабе передается карандашу, имеющему возможность чертить прямую, строго параллельную его оси: каждому определенному давлению соответствует определенная высота

подъема поршня, а следовательно, и карандаша. Начертание этой прямой может иметь место лишь при условии нахождения самого барабана в покое. Для получения некоторой кривой давления, которое в известный момент испытывает индикаторная пружина, необходимо привести в движение ба-

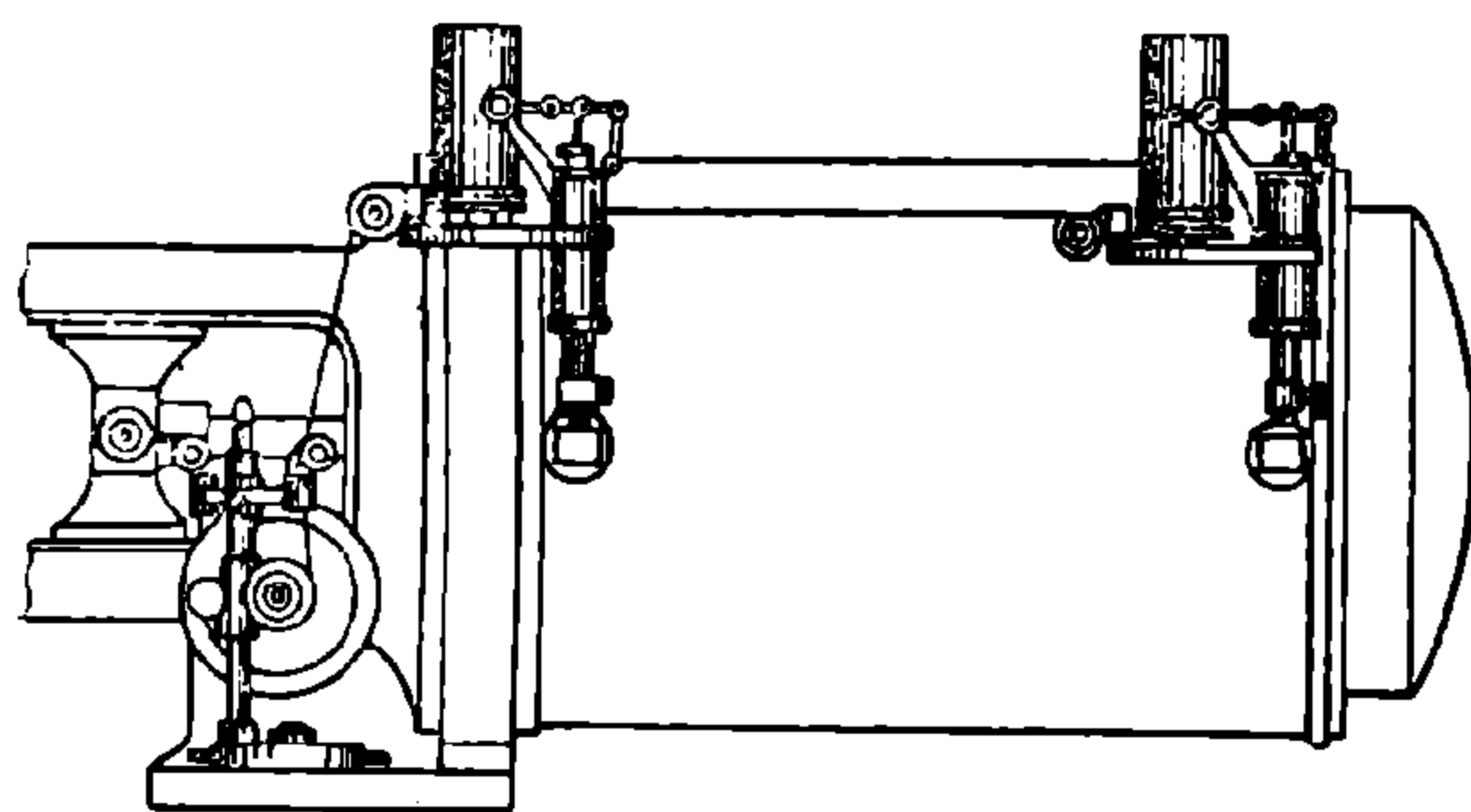
рабан таким образом, чтобы его движения строго согласовывались с движениями поршня машины.

Ход индикаторного барабана по отношению хода поршня машины очень мал и составляет от $\frac{1}{6}$ до $\frac{1}{20}$ части, поэтому необходимо ввести какое-нибудь приспособление, которое позволяло бы ход поршня перенести на барабан в точно пропорционально уменьшенном масштабе. Чтобы осуществить эту передачу, необходимо уменьшить ход барабана относительно хода поршня во столько раз, во сколько длина бумаги развернутой окружности барабана меньше полной длины хода поршня.

Это уменьшение достигается при помощи особых приспособлений, называемых ходоуменьшителями. Они связаны с индикаторным барабаном и поршнем машины системой роликов и шнура, посредством которых барабан приводится во вращение от крейцкопфа или шатуна исследуемого цилиндра или от торца коренного вала машины, причем учитывается, что движения барабана должны строго согласоваться с перемещениями поршня машины.

Ходоуменьшители различаются двух основных типов: 1) роликовые (фиг. 275) и 2) рычажные (фиг. 271).

1. Роликовый ходоуменьшитель представляет собой систему двух роликов разных диаметров, свободно насаженных на неподвижную ось;

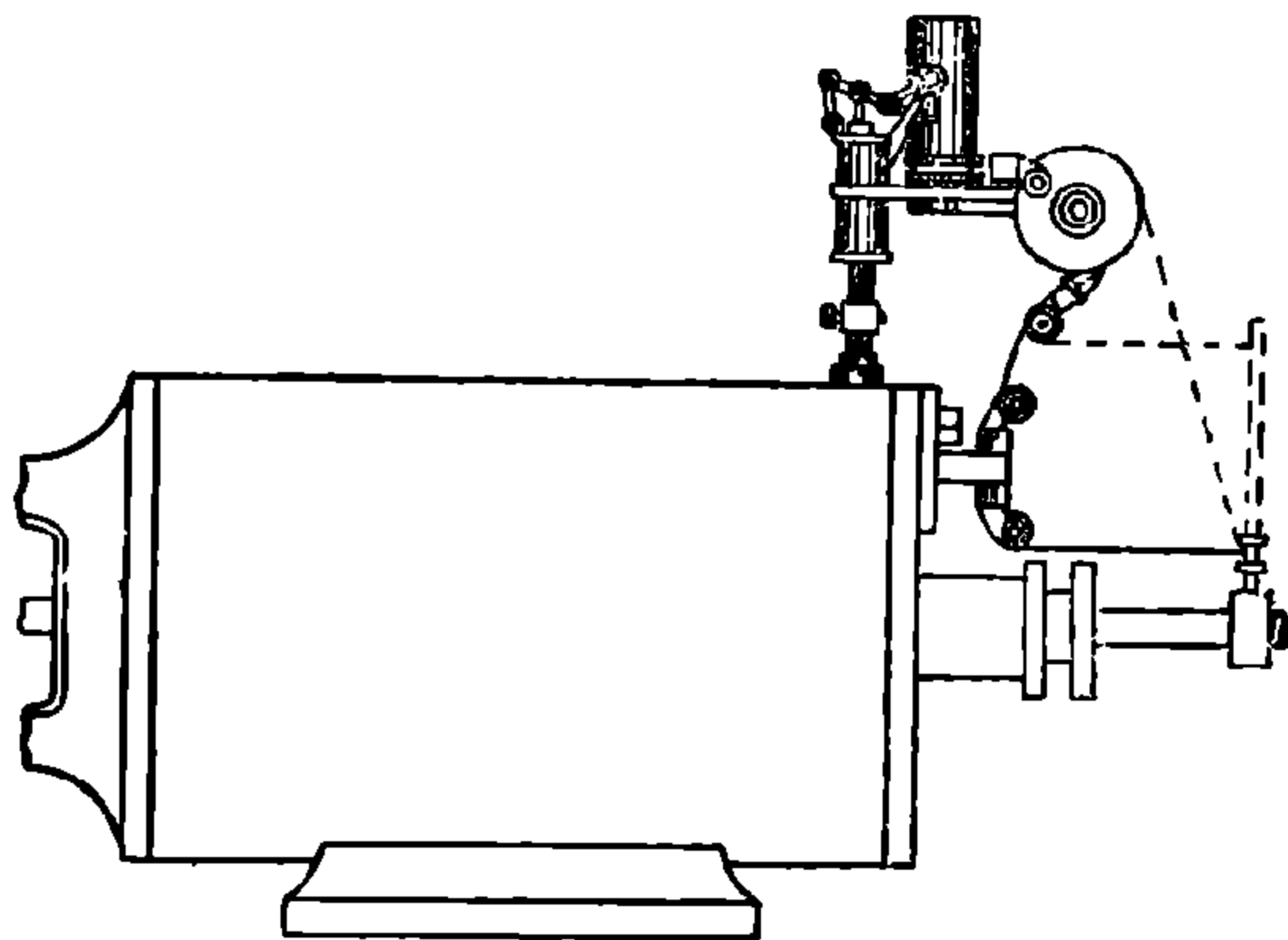


Фиг. 273.

ось имеет опору на раме, поддерживающей индикаторный барабан, будучи привернута при помощи ушка с болтом; роликовый ходоуменьшитель может быть установлен и отдельно от индикатора, получая опору, например, на фундаменте машины. Ролик большого диаметра при помощи шнура приводится в движение от крейцкопфа, а ролик меньшего диаметра в то же время и также при помощи шнура приводит в качание индикаторный барабан. Натяжение шнура достигается движением крейцкопфа, а обратное движение обеспечивается имеющейся в барабане пружинной обратной хода. Индикаторы старых моделей бываю т снабжены спиральными пружинами, закладываемыми в большой ролик.

Уменьшение хода равно отношению диаметра малого ролика d к диаметру большого ролика D , и это отношение может изменяться, если на ось малого ролика ставить ролики разных диаметров, что мы можем сделать, имея в ящике индикатора целый набор таких роликов.

Диаметр большого ролика выбирается обычно таким, чтобы его легко было применять к наиболее часто встречающимся ходам поршня; желаемое отношение передачи достигается в каждом отдельном случае выбором надлежащего диаметра меньшего ролика. Ход индикаторного барабана



Фиг. 272.

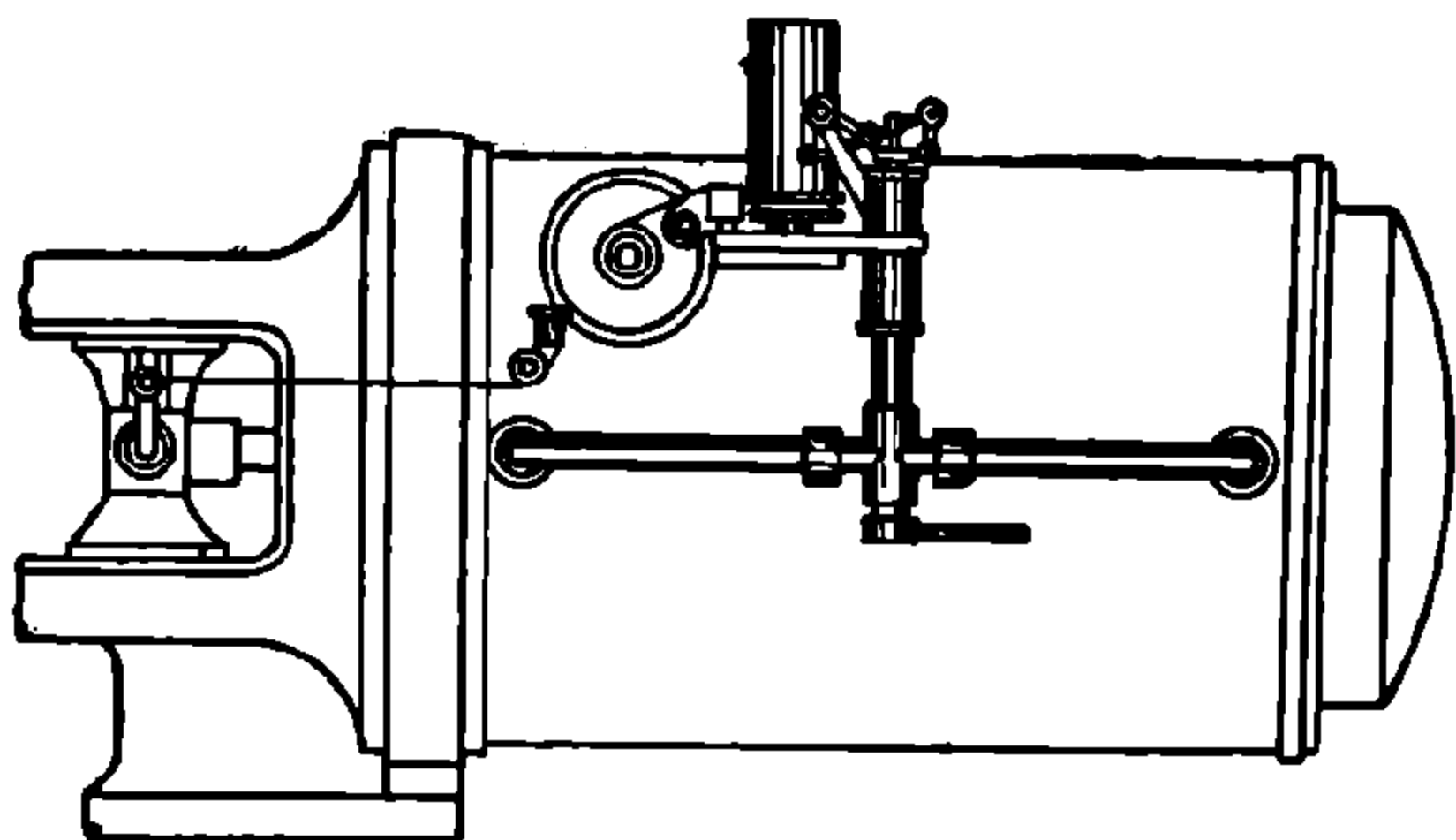
Фиг. 272.

находится к ходу поршня машины в таком же соотношении, как диаметр меньшего ролика к диаметру большего. Если, например, ход поршня равен 900 мм, желаемый ход индикаторного барабана равен 105 мм, а диаметр большого ролика равен 120 мм, то будем иметь

$$\frac{105}{900} = \frac{d}{120},$$

или диаметр меньшего ролика будет

$$d = \frac{105 \cdot 120}{900} = 14 \text{ мм.}$$

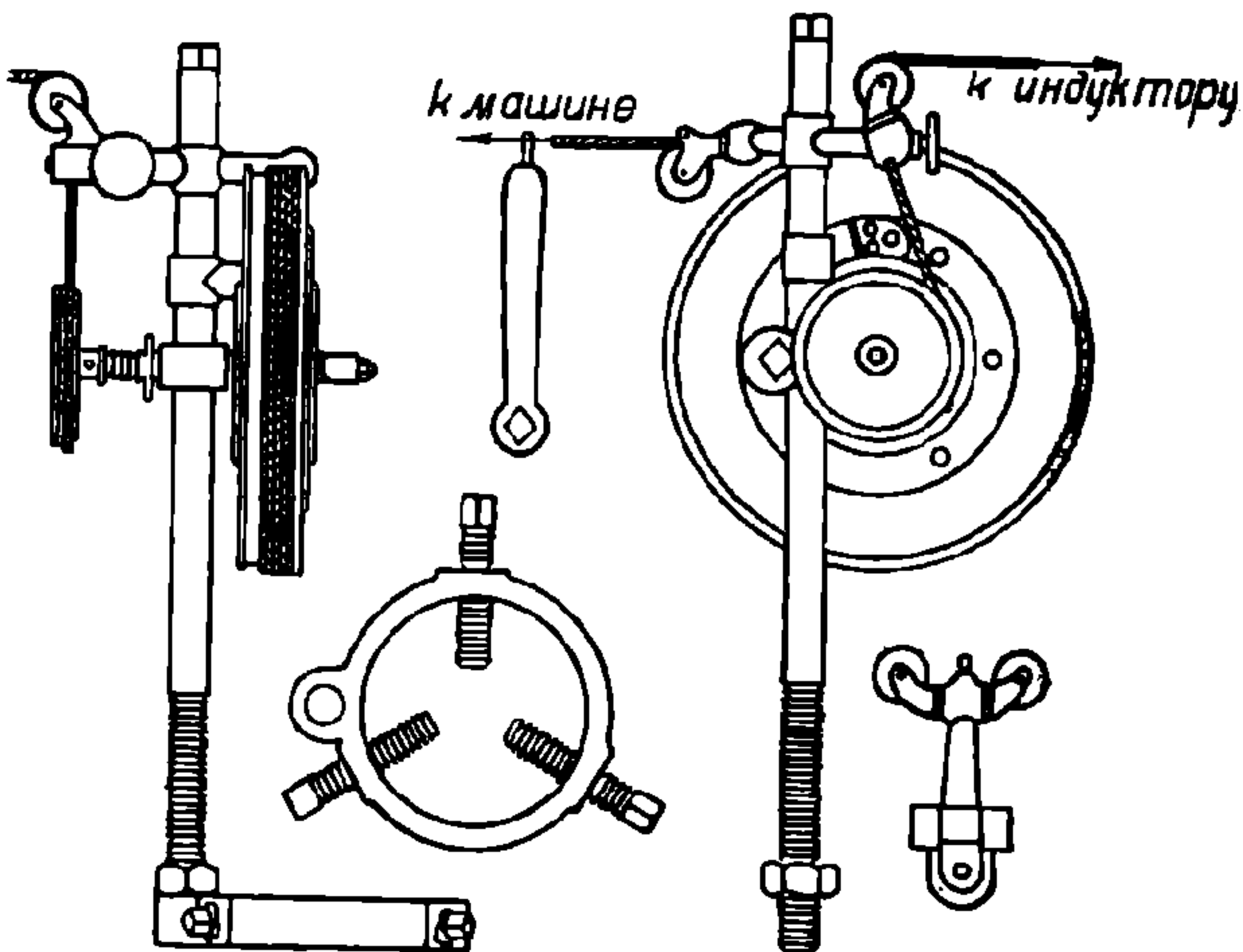


Фиг. 274.

Сцепление индикаторного барабана с ходоуменьшительным механизмом производится посредством специального индикаторного шнура; шнур этот не должен быть цельным на всем протяжении, а должен быть разделен в удобном месте крючком (фиг. 276), позволяющим расцепление барабана от ходоуменьшителя во время хода машины. Остановка барабана бывает необходима каждый раз, когда нужно надеть на него новую бумагу.

При более или менее значительных скоростях отъединение индикатора от машины довольно затруднительно, поэтому для соединения прибора с машиной существует особое приспособление — крючок, — изображенное на фиг. 276а, позволяющее захватывать стержень, укрепленный на крейцкопфе.

2. Тип рычажного ходоуменьшителя представляет собой наиболее простое приспособление, дающее вполне удовлетворительные результаты. Приспособление состоит в том, что на фундаменте машины устраивается для уменьшения хода барабана одноплечий или двухплечий передаточный рычаг, как указано на фиг. 271 и 277, с вспомогательным шарниром или серьгой, посредством которых большой рычаг получает возможность перемещаться. Отношение длины рычагов выбирается по нормальным размерам индикаторного барабана и величине хода поршня данной машины. Другими словами, отношение хода барабана к ходу поршня должно всегда находиться в определенной взаимной связи с отношением меньшего плеча к большему.

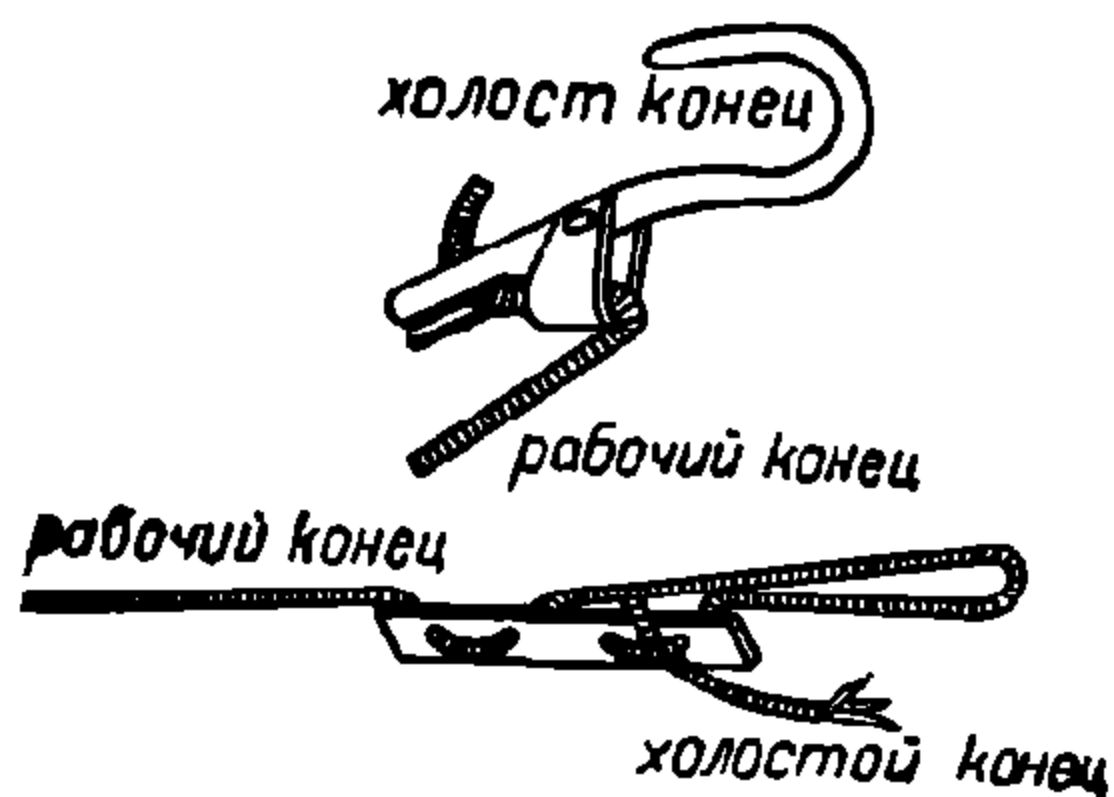


Фиг. 275.

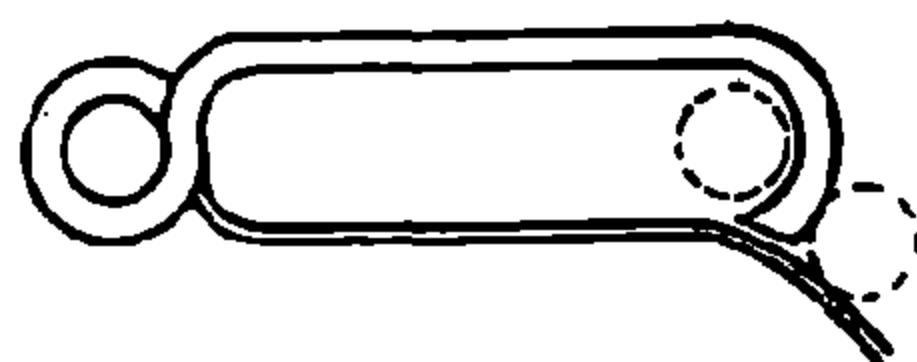
Независимо от того, с каким ходоуменьшителем мы имеем дело, необходимо исключить всякую возможность боковых перемещений индикаторного шнура, в противном случае необходимая пропорциональность передачи движения от машины к индикаторному барабану будет нарушена, и диаграмма даст искажения. При роликовом ходоуменьшителе прямолинейность движения достигается легко, чего нельзя сказать про ходо-

уменьшитель рычажный. Здесь необходимо достигнуть такого положения, чтобы расстояние от точки вращения рычага до центральной линии крейцкопфного пальца составляло не меньше 1,25 величины хода поршня машины, и чем будет больше расстояние, тем лучше осуществится правильное направление индикаторного шнура, резкие перемещения которого неизбежно повлекут за собой неправильности в очертаниях диаграммы.

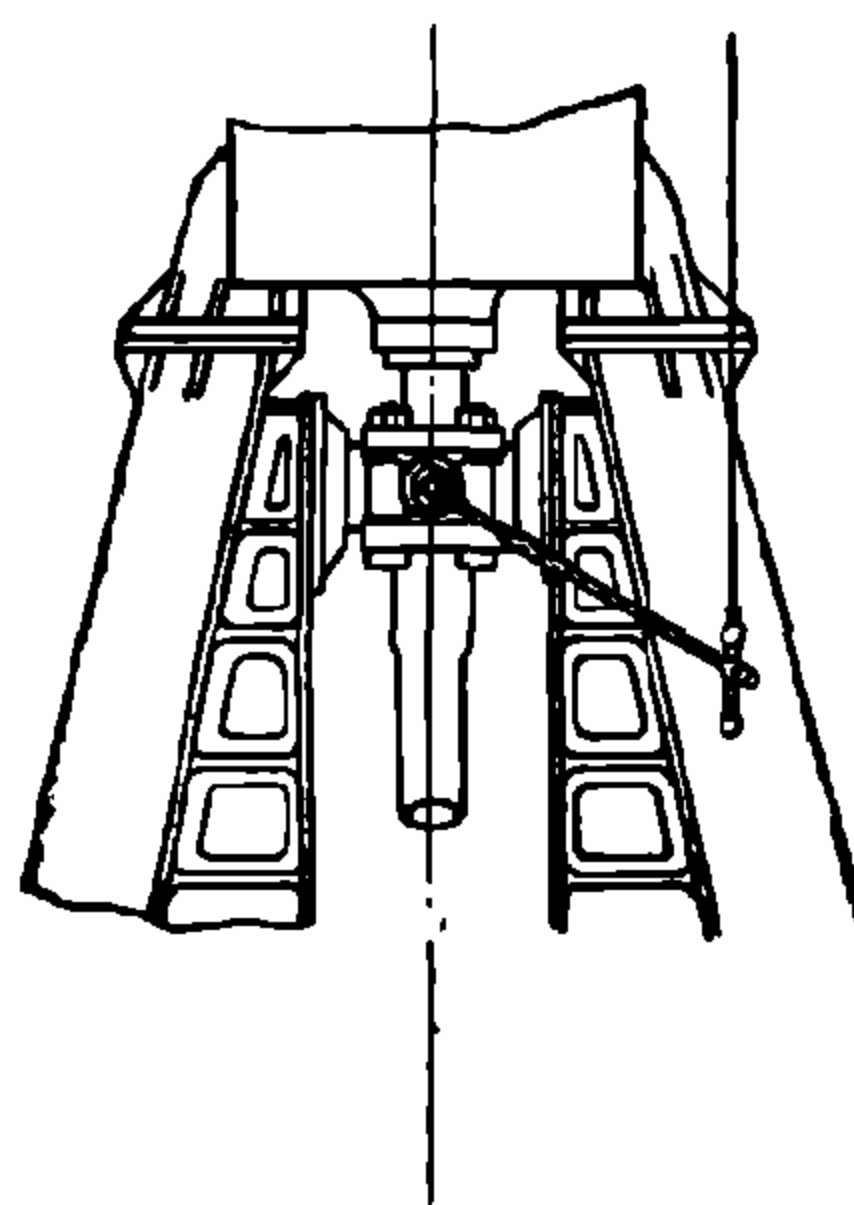
В целях достижения полной симметрии отклонения рычага от среднего его положения необходимо обратить внимание на правильный выбор точки вращения (опоры), а также на правильность присоединения шнура к рычагу. Неправильный выбор точки вращения или небрежное и неумелое присоединение шнура неизбежно повлекут за собой неравные отклонения рычага от среднего положения и отклонение направления перемещения шнура, а это вызовет в свою очередь неправильности в диаграмме.



Фиг. 276.



Фиг. 276а.



Фиг. 277.

Шнур должен быть по возможности коротким, и без необходимости не следует увеличивать его протяжение, в особенности той части, которая идет от ходоуменьшителя к барабану, так как растяжение его непосредственно отзывается на диаграмме.

Шнур не должен быть податливым на растяжение, он должен быть хорошо вытянутым; лучше всего пользоваться специальным индикаторным шнуром, английским плетеным и воощеным для предохранения от влияния влажности.

Индикаторные пружины. Назначение пружины в индикаторе состоит в том, чтобы поддерживать в равновесии индикаторный поршень во время действия на него давления пара снизу. Чем будет больше давление в пространстве, с которым сообщен цилиндр индикатора, тем соответственно больше изменится напряжение пружины, а вместе с этим соответственно и поршень сможет больше продвинуться в цилиндре индикатора.

Величины ординат, которые чертит карандаш индикатора, только в том случае явятся показателем давлений пара в цилиндре машины, если известен точный масштаб пружины для данного диаметра, или площади индикаторного поршня и для данного соотношения между ходом карандаша и ходом поршня. Отсюда масштаб индикаторной пружины есть та длина вертикального отрезка, прямо вычерчиваемого карандашом на бумаге барабана, которая соответствует изменению давления на индикаторный поршень в 1 кг/см^2 .

Каждая из пружин, прилагаемых к индикатору, рассчитана на известное наибольшее давление и соответственно этому калибрована. Масштаб пружины выражается в миллиметрах на 1 кг/см^2 , т. е. если на пружине

выбита метка „5 мм“, то это обозначает, что штифт карандаша дает вертикальный отрезок ординаты высотой 5 мм при изменении давления под поршнем индикатора на 1 кг/см^2 . Кроме этой метки на головке пружины обычно бывает выбита другая — „кг“, например, 12 кг, что обозначает годность данной пружины при нормальном диаметре индикаторного поршня для наивысших давлений в 12 кг/см^2 и при масштабе пружины в 5 мм дает наибольшую высоту диаграммы:

$$5 \text{ мм} \cdot 12 = 60 \text{ мм}.$$

Применение пружины данной упругости для давлений больше 12 кг/см^2 не может иметь места, потому что масштаб остается верным лишь в известных пределах сжатия и растяжения, слабая пружина не в состоянии уравновесить давления пара на индикаторный поршень, который в этом случае при открытии индикаторного крана будет немедленно отброшен вверх.

При выборе пружины необходимо принимать во внимание не только величину предельного давления в рабочем цилиндре, но и число оборотов машины, так как при большем числе оборотов несколько слабые пружины уже дают волнистые очертания диаграмм с затухающими колебаниями.

Практика показала, что пружина, заложенная внутрь индикаторного цилиндра, работает в нем при очень неблагоприятных температурных условиях. Так как точный масштаб пружины является решающим фактором для точности вычислений, а температура в цилиндре индикатора неизвестна, то могут получиться ошибки при определении индикаторного давления машины или искажения в диаграммах при выявлении индицированием того или иного недостатка в работе машины. Поэтому по возможности необходимо пользоваться индикатором с пружиной, помещенной снаружи прибора, в котором пружина всегда охлаждается окружающей воздушной средой и защищена особой термоизоляцией от влияния высоких температур индикаторного цилиндра.

Вообще говоря, придавать особенное значение определению истинных масштабов пружин с целью получения по диаграммам средних давлений или площадей самых диаграмм не следует, имея в виду, что части индикатора во время работы находятся под действием целого ряда вредных факторов, почти не поддающихся устранению и в своей совокупности понижающих точность прибора в пределах не менее $+2, -3\%$, а это дает заметную ошибку при точных вычислениях.

Необходимо упомянуть, что в некоторых индикаторах, главным образом, английских и американских, диаметр поршня бывает дан в дюймах, а не в миллиметрах, так что для подсчетов в метрических измерениях нужно сначала перевести дюймы в миллиметры.

В индикаторах, рассчитанных по дюймовой системе, указания на пружинах выражают в виде дроби ту часть дюйма, на которую сжимается пружина при давлении в 1 английский фунт на 1 кв. дюйм; так, например, отметка $\frac{1}{48}$ означает, что пружина сожмется на $\frac{1}{48}$ дюйма, при давлении в 1 английский фунт на площадь в 1 кв. дюйм и, следовательно, при давлении в 48 английских фунтов сжатие будет равно 1 дюйму. Отметка же на метрических индикаторах показывает сжатие пружины в миллиметрах при давлении в 1 кг/см^2 .

Предположим, имеется диаграмма, снятая при помощи дюймового индикатора, причем средняя ордината, измеренная в миллиметрах, оказалась равной 16,3 мм, нумерация пружины равняется $\frac{1}{48}$. Как, спрашивается, выразить среднее давление в кг/см^2 ?

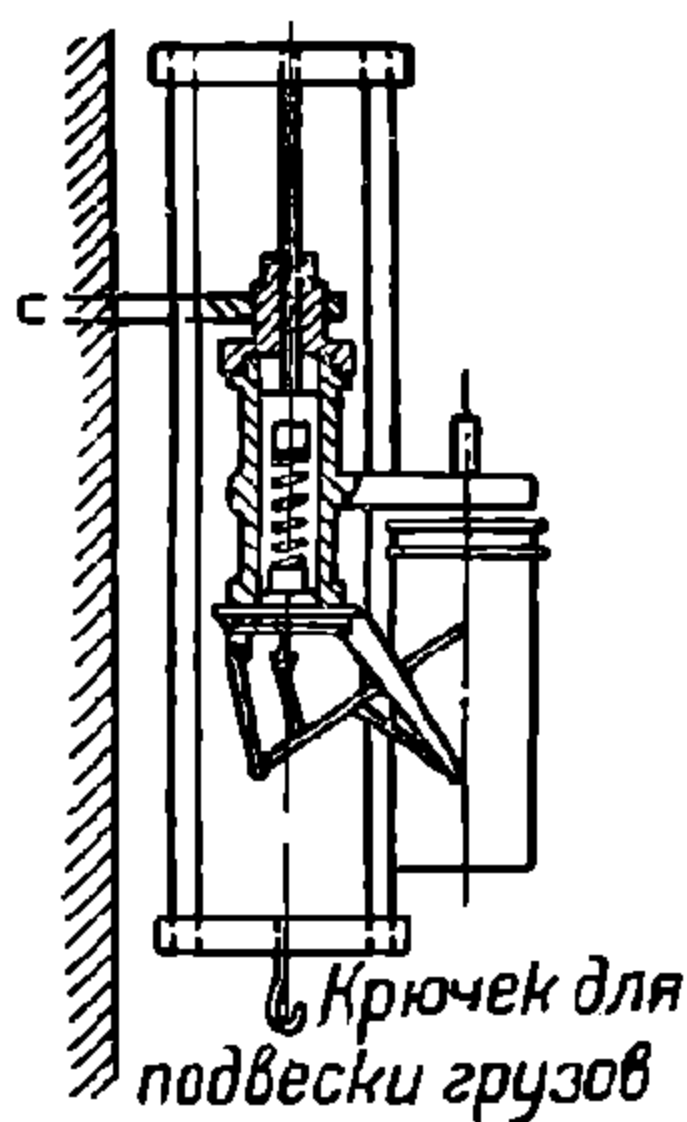
Так как 1 линейный дюйм равен 25,4 мм, то 1 кв. дюйм равен $2,54 \cdot 2,54 = 6,45 \text{ см}^2$; английский фунт равен 0,45 кг, поэтому давление в 1 английский фунт на 1 кв. дюйм равносильно давлению в 0,45 кг на $6,45 \text{ см}^2$,

так что давление, приходящееся на 1 см^2 , будет в 6,45 раза меньше и будет равно $\frac{0,45}{6,45} \text{ кг/см}^2$; средняя ордината определена нами в 16,3 мм или $\frac{16,3}{25,4}$ дюймов. Поэтому давление, испытанное пружиной индикатора равно не 48 английским фунтам, что было бы тогда, если бы сжатие равнялось 1 дюйму, а только $\frac{48 \cdot 16,3}{25,4}$.

Но так как по предыдущему давление в 1 фунт на 1 кв. дюйм соответствует $\frac{0,45}{6,45} \text{ кг}$ на 1 см^2 , то давлению в $\frac{48 \cdot 16,3}{25,4}$ фунт будет соответствовать давление в $\frac{48 \cdot 16,3}{25,4} \cdot \frac{0,45}{6,45} = 2,15 \text{ кг/см}^2$.

Таким образом средняя ордината, измеренная в 16,3 мм, должна быть умножена на 48, т. е. на знаменатель, указанный на пружине, и затем еще на количество $\frac{0,45}{25,4 \cdot 6,45}$. Это последнее количество всегда остается постоянным, ибо выражает лишь соотношение между дюймами, миллиметрами, фунтами и килограммами; вычислив его раз навсегда, получим

$$\frac{0,45}{25,4 \cdot 6,45} = 0,00275.$$



Фиг. 278.



Фиг. 278а.

Запомнив это число, мы можем, не прибегая каждый раз к особым рассуждениям, пользоваться при вычислении следующим правилом: знаменатель, указанный на пружине, умножить на измеренную среднюю ординату в миллиметрах и на постоянный множитель 0,00275, т. е. получим формулу, применяемую вообще для перевода записи английского индикатора в метрические меры.

Индикаторные краны. Индикаторный трехходовой кран имеет назначение служить не только для управления поступлением в прибор пара, но и для продувки его от проникшей влаги, масла и разных наносов. Три рабочие положения крана (фиг. 270) обуславливают собой следующие моменты при работе с индикатором.

Положение I — разобщение индикатора от цилиндра. В этом положении пространство под поршнем индикатора сообщено с наружной атмосферой через небольшой канал, и, следовательно, карандаш будет чертить на бумаге прямую атмосферную линию.

Положение II — продувка крана. Цилиндр машины сообщается с атмосферой, силой давления пара трубопровод и кран очищаются от наносов и влаги, выдуваемых через боковой канал наружу.

Положение III — соединение индикатора с цилиндром для снятия диаграммы. При этом положении цилиндр сообщается только с индикатором,

и карандаш последнего чертит диаграмму при условии одновременного вращения барабана от движения поршня.

Кран должен быть плотно притерт и не иметь ни малейших пропусков, но вместе с тем он должен легко и мягко поворачиваться рукой.

Перед установкой на место он должен быть тщательно вычищен и смазан цилиндрическим маслом.

Пользование индикатором. Конструкция индикаторов в общем проста, но весь прибор в целом, в особенности его пишущая часть, довольно хрупок и требует осторожного обращения и хорошего ухода. Недостатки в обслуживании и в приемах установки вызывают неточности показаний, а эти последние дают ошибки в определениях.

Однако и при умелом и внимательном обращении прибор дает незначительные отклонения в отметках; на работу его вредно влияет ряд дефектов, вытекающих из самой конструкции, устранить которые почти невозможно.

Для целей правильного понимания задач обслуживания прежде всего посмотрим, какие дефекты присущи вообще конструкциям индикаторов, чтобы затем легче было ориентироваться в произвольно допущенных недостатках ухода. Эти дефекты следующие:

1. Под влиянием высокой температуры пара диаметр индикаторного поршня увеличивается относительно диаметра в холодном состоянии, и это увеличение оценивается приблизительно в 0,15% на каждые 100° С.

2. Коэффициент трения индикаторного поршня меняется с количеством смазки и со степенью изношенности прибора в целом.

3. Пишущая система индикатора представляет собой настолько нежную конструкцию, что легкие деформации рычажков всегда возможны; точно так же как мертвый ход в шарнирах системы увеличивает площадь диаграммы, нажатие штифта в большей или меньшей степени дает изменяющееся трение, что уменьшает площадь диаграммы; влияние натягивающегося шнура, а также инерция движущихся частей прибора, которая проявляется тем сильнее, чем слабее пружина, способствуют получению искаженных диаграмм.

В установке и обслуживании прибора важно не допускать неправильностей, которые повышали бы неточность его более чем на 2—3% и тем самым давали бы заметно искаженные результаты индицирования.

Отсутствие трения при движении поршня и его штока—важнейшее условие для получения безукоризненной диаграммы в пределах возможностей данного индикатора. Если это требование нарушается, то диаграммы сплошь и рядом бывают волнистые. Однако не всякие волны на очертаниях диаграмм должны быть отнесены на счет трения: например, в быстроходных машинах волнистые очертания диаграммы с затухающими колебаниями получаются при слабых индикаторных пружинах, равномерно протекающие волнистые линии являются, напротив, признаком хорошо работающего индикатора. Совершенно иное дело, если волны идут скачками, в этом случае несомненно влияние чрезмерного трения.

Причины последнего могут лежать, однако, не только в конструкции и выполнении индикатора, но и в уходе за ним. Условием хода индикаторного поршня без трения является передача давления пружины с точностью на середину поршня; в противном случае, если, например, ось пружины не совпадает точно с осью поршня, появляется перекашивающий момент поршневого штока, который, конечно, и ведет к вредному трению и даже заеданию. Чем больше расположение точек опор отклоняется от общей вертикали, тем легче возникает вредное трение. Касаясь ухода, нужно отметить, что соответствующая монтажировка, смазка и содержание в чистоте прибора как в бездействии, так и в работе—важнейшие условия для предотвращения возникновения трения. В современных конструк-

циях индикаторов большое внимание уделяется облегчению чистки и смазки специальными приспособлениями (моментальными затворами), позволяющими производить обслуживание, даже не отнимая прибора от машины.

Подготовка индикатора к работе. Всякое повреждение индикатора обыкновенно нарушает точность его показаний. Поэтому индикатор требует крайне внимательного обращения и предосторожностей при своем применении, чтобы предохранить его от несоответствующих условий работы.

Приступая к работе, следует:

1. Удостовериться, правильно ли устроено сообщение индикатора с цилиндром, правильно ли работает ходоуменьшитель и дает ли он допускаемую величину хода барабана. Эта величина может быть без ущерба и меньше, но ни в коем случае не больше допускаемой.

2. Удостовериться, правильно ли собран индикаторный кран. Иногда ограничительную шайбу, надеваемую на квадрат пробки, ошибочно можно перевернуть на 90° , и тогда все сообщения перепутываются.

3. Нужно выбрать допускаемые размеры диаграммы — высоту и длину; никогда не следует брать их максимальными.

4. По котельному манометру, манометру на ресивере приблизительно можно определить давление пара в цилиндре. Если никаких указаний нет, считать на большее и снять пробные диаграммы тугими пружинами.

5. По давлению в цилиндре взять пружину индикатора. При выборе пружины следует помнить, что при слишком слабой пружине поршень, будучи резко отброшен кверху, может испортить передаточный пишущий механизм.

6. Поставить пружину.

7. Цилиндр индикатора слегка смазать маслом — костяным или цилиндрическим отфильтрованным. Руки при этом должны быть безусловно чистыми.

8. При всех манипуляциях сборки и разборки индикатора очень осторожно относиться к передаточному пишущему механизму, чтобы случайно не согнуть его.

9. Карандаш берется или металлический — серебряный, латунный для бумаги, покрытой свинцовыми белилами, или графитовый для гладкой и плотной писчей бумаги. Металлический гораздо удобнее в работе.

10. Карандаш затачивается тонко и правильно центрально на конус, иначе вносятся ошибки в пропорциональность и масштаб пружины.

11. Следует обращать внимание на оттяжную пружину барабана. Чем больше число оборотов, тем туже должна быть пружина. Подтянуть пружину или ослабить очень просто, для этого нужно повернуть в ту или другую сторону около оси гайку, связанную с пружиной барабана.

12. Следует удостовериться в надежности шнура. Шнур должен быть обязательно предварительно вытянут грузом 15—20 кг довольно продолжительное время, чтобы утратилась его эластичность, искажающая диаграмму. Шнур, не выдерживающий такого испытания, не годится. Хорошо иметь специальный шнур с вплетенной медной проволокой; за неимением таковой можно взять тонкий изолированный электрический провод, однако последний быстро приходит в негодность, так как изолировка начинает ползти, и его приходится менять. Выбранный шнур не должен быть толстым, он должен свободно проходить через закрепительное отверстие в барабане и наматываться два раза на ободок поддержки.

Постановка и уборка индикатора. После внимательной подготовки индикатора можно обратиться к установке его на машине:

1. Индикаторный кран и ходоуменьшитель должны быть поставлены заранее, т. е. в то время, когда машина не на ходу.

2. Перед установкой индикатора надо продуть сообщения, открыв на ходу машины индикаторный кран; паром из цилиндра выбросить сор и воду из каналов сообщения. Без этой предосторожности цилиндр индикатора может быть поцарапан сором, и индикатор будет испорчен. Про диаграмму и говорить не приходится. Она будет никуда не годной вследствие значительного трения поршня.

3. Подготовленный индикатор привертывается к крану. При постановке обращать внимание на передаточный пишущий механизм и ни в коем случае не вертеть за барабан, так как легко можно согнуть ось барабана и нарушить ее параллельность с осью цилиндра.

4. Проверить, плотно ли держит индикаторный кран, проверить, легко ли поворачивается пробка, и если пробка вращается туговато, то, ослабив затяжку, постукиванием с узкого конца пробки ослабить ее в гнезде.

5. Выверить шнур барабана индикатора. Для удобства выверки на концах шнура от ходоуменьшителя и индикатора должно быть специальное приспособление, состоящее из особым образом сделанных крючка и петли (фиг. 276а).

Выверка идет так: шнурок барабана навивается на ободок в два оборота, в одну руку берется шнур от ходоуменьшителя, в другую от барабана. Первый держат так, чтобы ходоуменьшитель давал чуть заметные подергивания, второй вытягивают до полного закручивания пружины, т. е. до крайне возможного поворота барабана. При этом крючок второго шнура должен несколько заходить за петлю первого. В таком положении шнурки сцепляют.

6. Сцепление сделано правильно, если барабан начинает движение без ударов. Если сцепление вызывает удары, значит, шнур длинен и позволяет барабану под действием пружины ударяться об ограничитель. Нужно расцепить шнуры и осторожно укоротить, пока удары не прекратятся.

Если при укорачивании появятся вновь более сильные удары и индикатор начинает дрожать, значит шнурок слишком короток, доводит барабан до крайнего внешнего положения и далее, по невозможности его движения сам растягивается с большой силой, вредя прочности индикатора и ходоуменьшителя. Это показывает на то, что ходоуменьшитель неправильно подсчитан—дает чрезмерный размах барабану.

7. К одному шнурку ходоуменьшителя можно прикрепить два индикатора (фиг. 273). Следует следить, чтобы шнурки обоих индикаторов шли в одном направлении; можно допустить между ними угол не более 5° , иначе диаграммы исказятся.

8. В работе индикатор разогревается, его конусная ножка расширяется и сидит в углублении крана значительно туже, чем при установке, почему отвертывать горячий индикатор всегда труднее.

9. Отвертывая индикатор, надо не забывать, что он горячий, и не хватать голыми руками, чтобы не бросить его потом.

10. Снятый индикатор, после того как он остынет, разобрать и привести в порядок, т. е. протереть цилиндр, разобрать пружину, вытереть шток, поршень и пружину; слегка смазать их.

11. Укладывать индикатор в ящик внимательно, и если ящик почему-либо не закрывается, никогда не нажимать, а проверить правильность и тщательность укладки деталей по их местам.

12. После окончания работы следует отвернуть индикаторный кран, обтереть, смазать и уложить в ящик вместе с индикатором. Убрать внимательно в ящик все пружины, все мелкие приспособления индикатора и ходоуменьшителя, так как случайная утрата последних делает работу иногда чрезвычайно трудной.

Обращение с индикатором в работе. Необходимо придерживаться следующих правил:

1. Индикатор должен быть правильно подготовлен и поставлен, тогда только его работа даст удовлетворительные результаты.

2. Бумага для снятия диаграмм берется соответственная карандашу и размерам барабана индикатора. На ней делаются предварительные надписи соответственно назначению снимаемой диаграммы, т. е. указываются система машины, номер цилиндра, время съемки, число оборотов машины, давление перед индицируемым цилиндром по манометру, вакуум конденсатора, диаметр и ход поршня.

3. Перед снятием диаграммы одна кромка листа сгибается, бумага обводится вокруг барабана сверху, и согнутая кромка закладывается под более длинный прижим на барабане, другой конец заводится под второй короткий прижим, бумага натягивается плотно вокруг барабана, затем второй конец листа бумаги захватывается пальцами вместе с первым и бумага надвигается к основанию барабана.

4. Прикладывая карандаш и ведя шнуром индикатора, проводят атмосферную линию.

5. Шнурки индикатора сцепляются с ходоуменьшителем, захватывая последний и вытягивая первый, насколько возможно.

6. Кран индикатора ставится в положение продувки (передаточный механизм делает чуть заметные движения). Через продувочное отверстие удаляется конденсационная вода из сообщения индикатора с цилиндром и из индикатора. Одновременно индикатор прогревается.

7. За 3—5 мин. до момента снятия диаграммы кран индикатора открывается вполне, сообщая индикатор с цилиндром. За кнопку поворачивают головку с передаточным механизмом так, чтобы карандаш почти касался бумаги; в момент снятия диаграммы прикладывают карандаш к бумаге, не прижимая его.

8. Для съемки диаграмм требуется навык.

9. После снятия диаграммы сейчас же закрывают индикаторный кран. Если атмосферная линия не была проведена, то проводят ее.

10. Вытягивают шнурок барабана, расцепляют его от шнурка ходоуменьшителя. Барабан останавливается и лист со снятой диаграммой снимается.

11. Правильно снятая диаграмма представляет замкнутый контур из линий одинаковой толщины.

12. Если диаграмма получается слишком волнистой и высокой, следует переменить пружину на более тугую.

Подбор пружины для индицирования. Для индицирования паровых машин с сравнительно небольшим числом оборотов употребляются индикаторы нормальной модели, для индицирования же быстроходных машин — малой модели.

Большая модель № 1.

Наибольшая высота диаграммы	70 мм
длина	125 "
Диаметр барабана	50 "

Выбор пружины индикатора большой модели производится по табл. А.

Нормальная модель № 2.

Наибольшая высота диаграммы	50 мм
длина	90
Диаметр барабана	38

Выбор пружин для индикатора нормальной модели производится по табл. Б.

Таблица А

При нормальном поршне диаметра 20,27 мм																				
Марка	60	45	30	25	20	18	16	14	12	10	9	8	7	6	5	4,5	4	3,5	3	мм
Максимальная нагрузка	—	0,5	1	1,5	2	3	3,5	4	5	6	8	9	10	12	14	16	18	20	24	кг/см ²
При $\frac{1}{2}$ поршня диаметр 14,35 мм										При $\frac{1}{8}$ поршня диаметр 9,06 мм										
Марка	2,75	2,5	2,4	2,25	2	1,75	1,6	1,5	1,4	1,25	1,2	1,1	1,0	0,8	0,75	0,6				мм
Максимальная нагрузка	26	28	30	32	34	36	40	42	45	50	55	60	70	80	90	120				кг/см ²
При $\frac{1}{10}$ поршня					При $\frac{1}{20}$ поршня					При $\frac{1}{30}$ поршня			При $\frac{1}{50}$ поршня							
Марка	0,5	0,4	0,3	0,3	0,25	0,2	0,15			0,1	0,08	0,07	0,08							мм
Максимальная нагрузка	140	180	200	250	300	350	500			700	800	1 000	1 200							кг/см ²

Таблица Б

При нормальном поршне диаметра 20,27 мм																				
Марка	45	30	25	20	18	16	14	12	10	9	8	7	6	5	4,5	4	3,5	3	2,75	мм
Максимальная нагрузка	—	0,5	2	1,5	1,7	2	2,5	3	4	4,5	5	6	8	9	10	12	14	16	18	кг/см ²
При поршне диаметром 14,35 мм ($\frac{1}{2}$ нормального)										При поршне диаметром 9,06 мм ($\frac{1}{8}$ нормального)										
Марка	2,4	2	1,75	1,70	1,6	1,5	1,4	1,25	1,2	1,1	1	0,8	0,75	0,7	0,6					мм
Максимальная нагрузка	20	24	26	28	30	32	34	36	40	45	50	60	65	70	80					кг/см ²
При поршне $\frac{1}{10}$ нормального поршня					При поршне $\frac{1}{20}$ нормального поршня					При поршне $\frac{1}{30}$ нормального поршня			При поршне $\frac{1}{50}$ нормального поршня							
Марка	0,5	0,4	0,3	0,3	0,2	0,15			0,1	0,08	0,07	0,06								мм
Максимальная нагрузка	100	120	160	250	300	500			600	700	800									кг/см ²

В табл. А, Б и В имеются графы „Марка“ и „Максимальная нагрузка“. Понимать их следует так:

Каждая пружина имеет отметки:

1. Марка, которая равняется высоте диаграммы в миллиметрах, соответствующей давлению в 1 кг/см². Следовательно, марка указывает на

Малая модель № 3

Наибольшая высота диаграммы . 35 мм
 длина . 70 "
 Диаметр барабана .

Выбор пружин для индикаторов малой модели № 3 производится по таблице В.

Таблица В

При нормальном поршне диаметра 20,27 мм																	
Марка .	30	20	15	12	10	8	7	6	5	4	3	2,75	2,5	2,4	2,25	2	мм
Максимальная нагрузка .	—	0,5	1	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	13	14	15	16	кг/см ²
При 1/2 поршня диаметра 14,35 мм									При 1/6 поршня диаметра 9,06 мм								
Марка .	1,75	1,6	1,5	1,4	1,25	1,2	1,1	1	0,8	0,75	0,7						мм
Максимальная нагрузка .	18	20	22	24	26	28	30	34	38	44	48						кг/см ²
		При 1/8 поршня диаметра 9,06 мм			При 1/10 поршня		При 1/20 поршня	При 1/30 поршня	При 1/50 поршня								
Марка . . .	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0,08	0,06	0,05	0,04							мм
Максимальная нагрузка	54	60	70	100	150	300	400	500	600	800							кг/см ²

сколько миллиметров перемещается по вертикали карандаш индикатора при изменении давления на поршень на 1 кг/см^2 .

2. Допустимая нагрузка пружины в кг/см^2 .

Если при индицировании употребляется пружина, не соответствующая поршню, вставленному в цилиндр индикатора, то марка, отмеченная на пружине, будет уже неправильной. Действительно, марку пружины при взятом поршне необходимо подсчитать. При этом марка изменяется прямо пропорционально изменению площади поршня. Одновременно с маркой пружины меняется и предельная нагрузка. Изменение последней происходит обратно пропорционально изменению площади поршня.

Определение индикаторной мощности. Вычисление индикаторной мощности возможно только при наличии известных данных, часть которых приходится вычислять по индикаторной диаграмме, а остальные получать другими путями. величиной, получаемой из диаграммы, является средняя величина давления пара, действующего на поршень за полный рабочий цикл, выраженная в кг/см^2 . Эта величина носит название среднего индикаторного давления и обозначается буквой p_i .

Другими данными, необходимыми для определения индикаторной мощности, являются:

а) полезная площадь поршня F в см^2 , определяемая непосредственным измерением или с меньшей точностью по чертежам машины;

б) ход поршня S в метрах, определяемый непосредственным измерением или по чертежам машины;

в) среднее число оборотов n в минуту, которое определяется счетчиком оборотов или тахометром.

Таким образом, обозначая среднее индикаторное давление через p_i , площадь поршня через F и подставляя в знаменатель $75 \cdot 60$, где первое число обозначает число кгм/мин , равное 1 л. с., а второе — делитель для перевода скорости поршня в секунду, получим, что работа в секунду или мощность, развитая в одной полости цилиндра в инд. лошадиных силах, равна

$$N_i = \frac{p_i \cdot F \cdot S \cdot n}{60 \cdot 75}.$$

В одноцилиндровых машинах двойного действия p_i и F разных полостей цилиндра могут отличаться друг от друга, и поэтому диаграммы полостей бывают различны. В подобных машинах будет правильнее определять индикаторную мощность отдельно для левой и правой сторон цилиндра по формулам:

для левой стороны цилиндра

$$N_{\text{лев}} = \frac{p_i^{\text{л}} \cdot F^{\text{л}} \cdot S \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ инд. лошадиных сил,}$$

для правой стороны цилиндра

$$N_{\text{пр}} = \frac{p_i^{\text{п}} \cdot F^{\text{п}} \cdot S \cdot n}{75 \cdot 60} \text{ инд. лошадиных сил.}$$

В дальнейшем полученные результаты суммируются так, что

$$N_i = N_{\text{л}} + N_{\text{п}}.$$

Если полезные площади поршня левой и правой сторон между собой равны (например, при сквозном штоке), а для p_i получаются из диаграммы

разные значения, то берут среднее арифметическое из двух значений, а именно

$$p_i^{cp} = \frac{p_i^A + p_i^B}{2},$$

и тогда

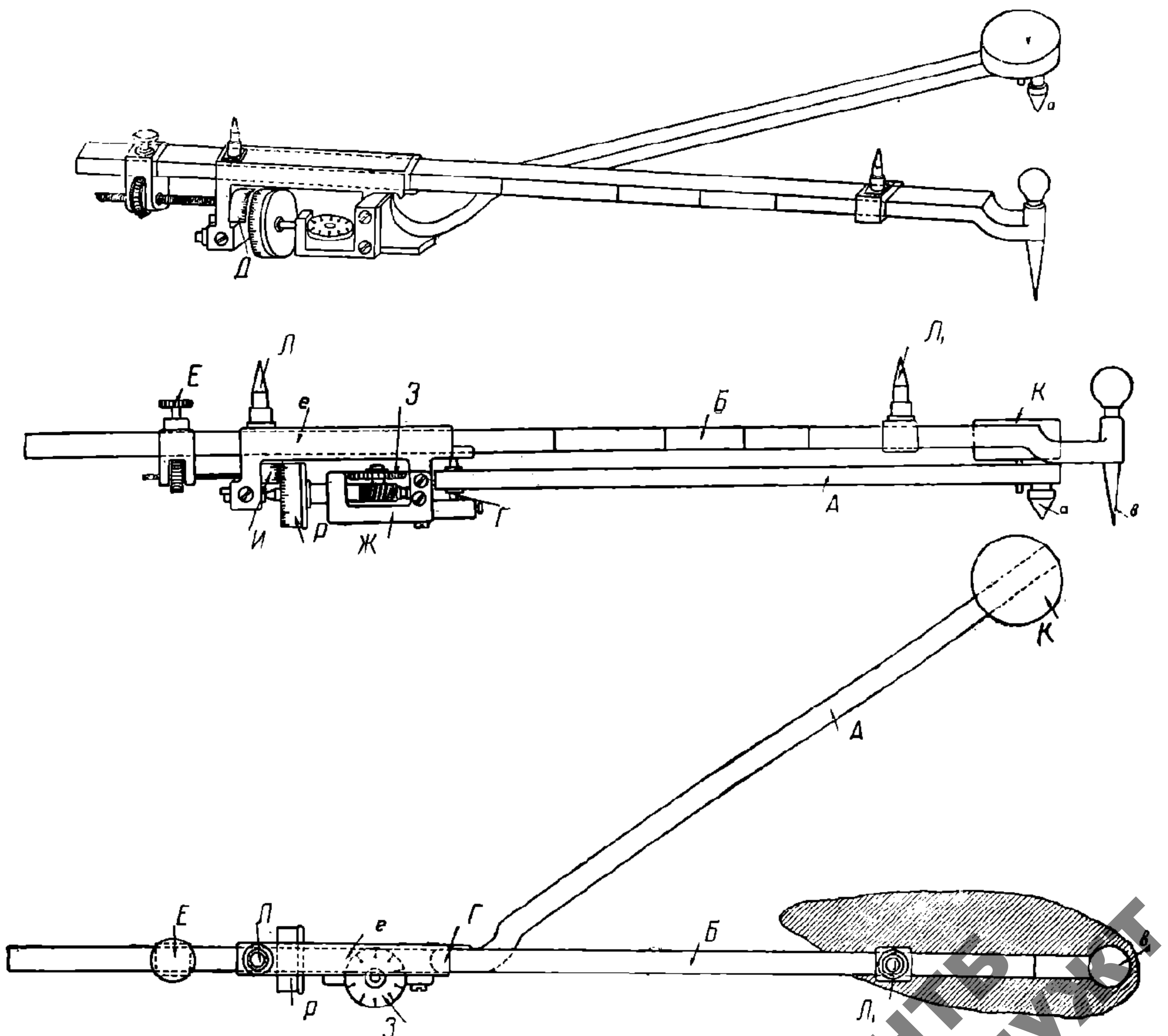
$$N_1 = \frac{2p_i^{cp} \cdot F \cdot S \cdot n}{75 \cdot 60} = \frac{p_i^{cp} \cdot F \cdot S \cdot n}{75 \cdot 30} \text{ инд. лошадиных сил.}$$

Для многоцилиндровых машин двойного действия индикаторная мощность определяется отдельно для каждого цилиндра, точнее—для каждой полости цилиндра по вышеприведенной формуле и затем сумма значений мощностей всех цилиндров принимается за N_i машины, т. е.

$$N_i = N_1 + N_2 + N_3 + \dots$$

Способы определения среднего индикаторного давления. Среднее индикаторное давление определяется несколькими способами:

- 1) при помощи особого инструмента, называемого полярным планиметром, применение которого дает достаточно точные результаты;
- 2) посредством индикаторной делительной линейки, пользование которой дает более приближенные результаты, однако вполне достаточные для практических целей;
- 3) при помощи масштаба № 1.



Фиг. 279.

Конструкция и элементарная теория планиметра. Наиболее распространенной конструкцией полярного планиметра является планиметр Амслера (фиг. 279). Этот прибор, как и все планиметры, имеет своим назначением измерение площадей кривых фигур на плоскости.

Прибор состоит из трех главных частей: плеча *A* с иглой *a* на конце, которая вдавливается в плоскость чертежа и около которой вращается весь прибор; рычага *B* с вертикальным штифтом *b* и ролика *P* с насаженным на него счетным барабаном.

Плечо *A* с инструментом в целом соединяется при помощи оси вращения *G*, находящейся в одной вертикальной плоскости с осью счетного ролика *P*. Рычаг *B* можно передвигать в муфте *e*, изменяя тем самым расстояние между острием *b* и иглой *a*, причем закрепление в желаемом положении достигается зажимным винтом *E*. Скоба *Ж* служит для поддержания горизонтальной оси счетного ролика. Вращение последнего передается посредством бесконечного винта небольшому посаженному в горизонтальной плоскости диску *З*, окружность которого разделена на 10 равных частей; один оборот счетного ролика соответствует повороту диска на одно деление. Окружность счетного барабана разделена на 100 частей; имеющийся рядом с ним нониус *Д* позволяет отсчитывать тысячные доли окружности барабана во время его оборота.

Приступая к планиметрованию, прежде всего нужно выпрямить диаграммную бумагу и приколоть ее к чертежной доске, после чего установить инструмент таким образом, чтобы игла *a* была неподвижно закреплена в какой-нибудь точке вне измеряемой фигуры, и прижать иглу грузом *K*. Затем от какой-нибудь произвольной точки контура диаграммы обводят фигуру штифтом *b*, оканчивая обвод в той же точке, причем ролик *P* все время должен прикасаться к бумаге; при этом плечо *A* будет вращаться около неподвижно закрепленной иглы *a*, а счетный ролик будет то катиться, то скользить по бумаге, пока не закончится обвод фигуры штифтом *b*. Ролик *P* и ось вращения *G* не должны иметь мертвого хода, причем ролик, легко вращаясь, не должен при этом задевать нониуса *Д*.

Пройдя по контуру диаграммы штифтом *b* по направлению часовой стрелки, по отсчету счетного ролика, умноженному на длину рычага *B*, мы найдем площадь диаграммы, которая равна длине последней (длине, измеренной между крайними ординатами), умноженной на среднюю ординату. Планиметры Амслера, имеющие ножки *L* и *L*₁, дают возможность при установке их на длину диаграммы непосредственно получать среднюю ординату путем умножения отсчета на коэффициент планиметра 0,06. Прежде чем начать обводить контур, делают отсчет на дисках роликов *P* и *З* и нониусе, чтобы иметь возможность получить разность между данными цифрами и последующим отсчетом. Рычаг *B* ножками *L* и *L*₁ устанавливается на длину диаграммы.

Установив в какой-нибудь точке контура диаграммы штифт *b*, замечают положение диска *З* и ролика *P*. Пусть указатель диска *З* будет находиться между 5 и 6, ролик *P* показывает полное число 4 и промежуточную черту 3, а нониус — число 7, тогда следует прочесть и заметить себе число 5 437. Допустим, что по окончании обвода контура число, которое мы теперь прочтем на ролике *P*, диске *З* и нониусе, будет 4 931. Разность между полученными в обоих случаях числами будет равна 556; для получения средней ординаты в миллиметрах необходимо эту разность умножить на коэффициент планиметра 0,06, и тогда получим:

$$556 \cdot 0,06 = 33,36 \text{ мм.}$$

Полученную среднюю ординату в миллиметрах для получения среднего индикаторного давления в кг/см^2 нужно разделить на масштаб пружины; если в нашем случае масштаб пружины 1 кг —5 мм, то среднее индикаторное давление получится равным

$$p_i = \frac{33,36}{5} = 6,67 \text{ кг/см}^2.$$

Относительно коэффициента планиметра необходимо заметить, что перед планиметрированием всегда желательно проверить его таким способом:

На листе плотной белой бумаге чертят правильный прямоугольник определенной высоты, скажем, в 50 мм и какой-либо длины (порядка длины диаграммы), и установив точно ножки *L* и *L*₁ соответственно длине прямоугольника, делают по линейке два-три обвода по контуру. Если при этом отсчет в единицах нониуса будет *N*, то коэффициент планиметра равен

$$K = 2 \text{ обвода} \times \frac{50}{N}.$$

Пусть *N* = 1 674, значит:

$$K = \frac{2 \cdot 50}{1 674} = 0,0597,$$

т. е. с незначительной ошибкой против нормального (0,06), что не имеет значения, если точность самой диаграммы не дает заметных отклонений от нормального. В тех случаях, когда проверка дает ошибку больше 1%, следует пользоваться исправленным коэффициентом.

При работе с планиметром, не имеющим ножек *L* и *L*₁, определяется сначала площадь диаграммы, как указано выше, и для определения средней высоты диаграммы (средней ординаты), нужно эту найденную площадь разделить на длину диаграммы в миллиметрах,

причем длина изменяется между крайними ее точками. После этого полученную среднюю высоту в миллиметрах нужно разделить на масштаб пружины, которой снималась данная диаграмма, тогда мы будем иметь среднее индикаторное давление p_i в $кг/см^2$.

В случае отсутствия ножек L и L_1 на планиметре практически применяют иногда такой способ:

Каретка со счетным механизмом закрепляется винтом E на любом месте рычага B . Затем на бумаге вычерчивается прямоугольник площадью определенного размера (например, в $400 мм^2$); обводя два или три раза контур этой площади штифтом планиметра, определяют показание счетного механизма.

Из этих двух-трех показаний берут среднее арифметическое и затем делением этого показания на площадь прямоугольника ($400 мм^2$) определяют, скольким миллиметрам соответствует одно деление счетного механизма. Например, если у нас была взята площадь в $400 мм^2$, а планиметр показал 80 делений, то, следовательно, одно деление счетного механизма соответствует $5 мм^2$. Установив таким образом постоянную планиметра (5), площадь диаграммы определяется умножением среднего отсчета механизма на эту постоянную.

Основные правила при работе с планиметром могут быть сформулированы следующим образом:

1. Счетный ролик P должен перемещаться по совершенно гладкой поверхности, причем при обводке диаграммы эта поверхность должна быть неподвижна и индикаторная бумага не должна образовывать никаких морщин или складок.

2. Рычаги A и B никогда не должны образовывать между собой угол меньше 60° и больше 120° .

3. Перед планиметрированием необходимо тщательно проверить правильность постоянного числа прибора путем сличения данных планиметра с данными непосредственного подсчета площади какой-либо фигуры (прямоугольника, круга), как говорилось выше.

4. Диаграмма, в контур которой входит петля, должна быть обводима штифтом в том же направлении, в каком она была образована индикаторным карандашом.

5. Каждая диаграмма должна быть несколько раз планиметрирована, причем разница между каждыми двумя последующими подсчетами не должна быть больше одной единицы похиуса $\left(\frac{1}{1000}\right)$.

При получении разницы в подсчетах необходимо принимать во внимание, как счетчик производит отсчет при своем движении — вперед или назад.

В машинах простого действия берется полная площадь поршня, т. е.

$$F = \frac{\pi D^2}{4},$$

где D — диаметр цилиндра в сантиметрах.

В машинах двойного действия, когда шток проходит через рабочую полость цилиндра, при диаметре штока d площадь поршня определяется как разность:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}.$$

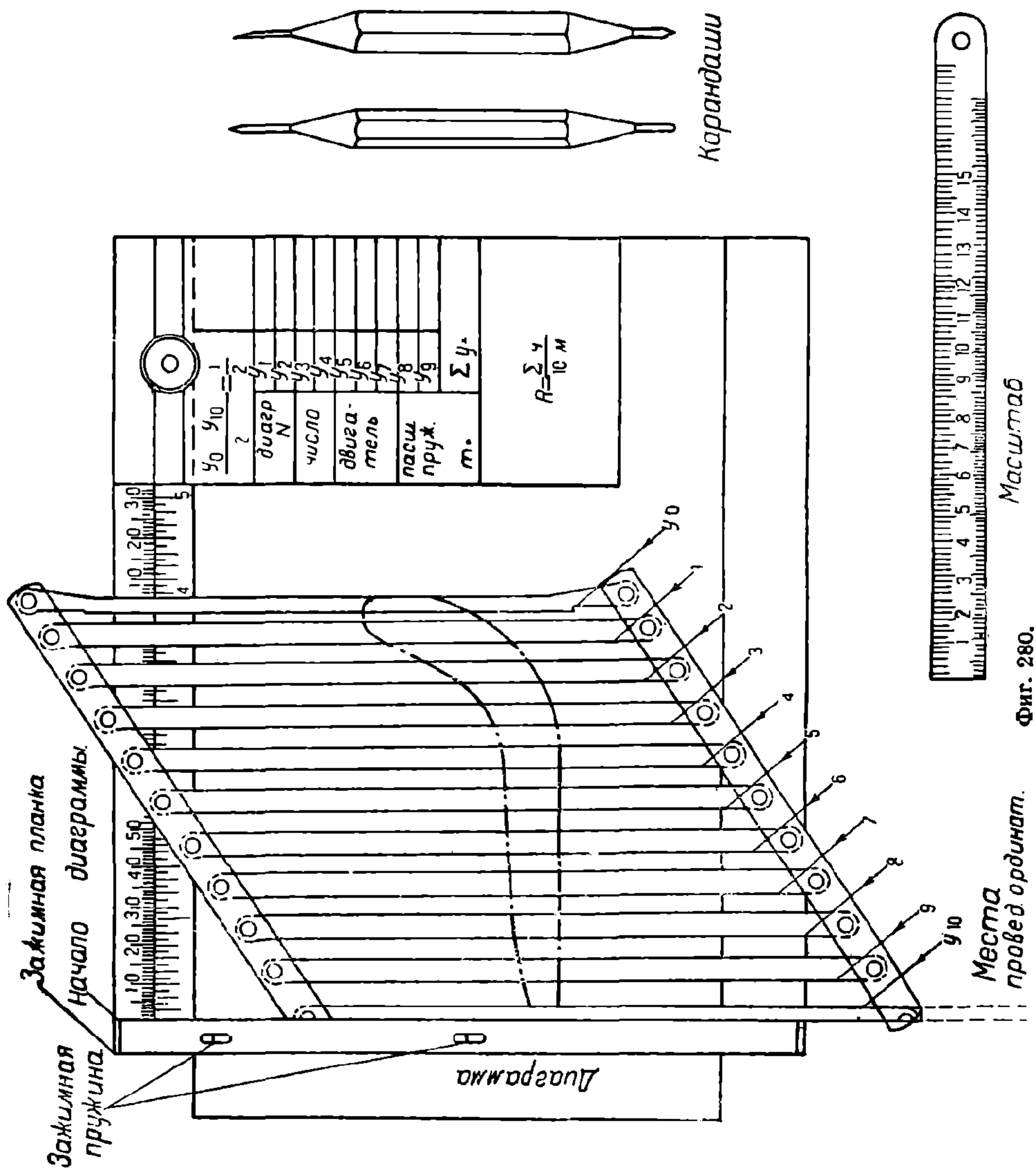
Ход поршня S определяется по чертежам, а за отсутствием таковых непосредственным измерением.

Определение числа оборотов машины в минуту производится тремя способами: 1) по машинному тахометру во время снятия диаграмм или через определенные промежутки времени (например, каждые $\frac{1}{4}$ часа), 2) по счетчикам оборотов с секундомером и 3) по счетчикам оборотов, дающим отсчет полного числа оборотов за весь период испытания.

Вполне достаточным для технических испытаний и очень удобным является счетчик оборотов, представляющий собой комбинацию с секундомером. Определение числа оборотов производится посредством прижатия счетчика к торцу вала в течение 1 — 2 мин.; ошибка отсчета зависит от быстроты и плотности прижатия и отнятия по секундомеру и бывает обычно около 0,5%.

Индикаторная делительная линейка. Конечный результат при определении площади диаграммы, производимом с помощью специальной индикаторной делительной линейки, может не достигать той точности, какая получается при планиметрировании; однако при пользовании хорошим набором принадлежностей для измерений при тщательной, внимательной

работе величина отклонения от истинного значения бывает настолько незначительна, что ею можно пренебречь, а полученные результаты считать вполне достаточными для исследований.



Масштаб

Фиг. 280.

Места проведен ординат.

В пользу делительной линейки говорит то обстоятельство, что работа с планиметром требует известного навыка, тогда как пользование линейкой совсем просто и вполне доступно и малоопытному лицу. Здесь все сводится к простому отсчету и вычислению.

На фиг. 280 приведен комплект принадлежностей этого прибора.

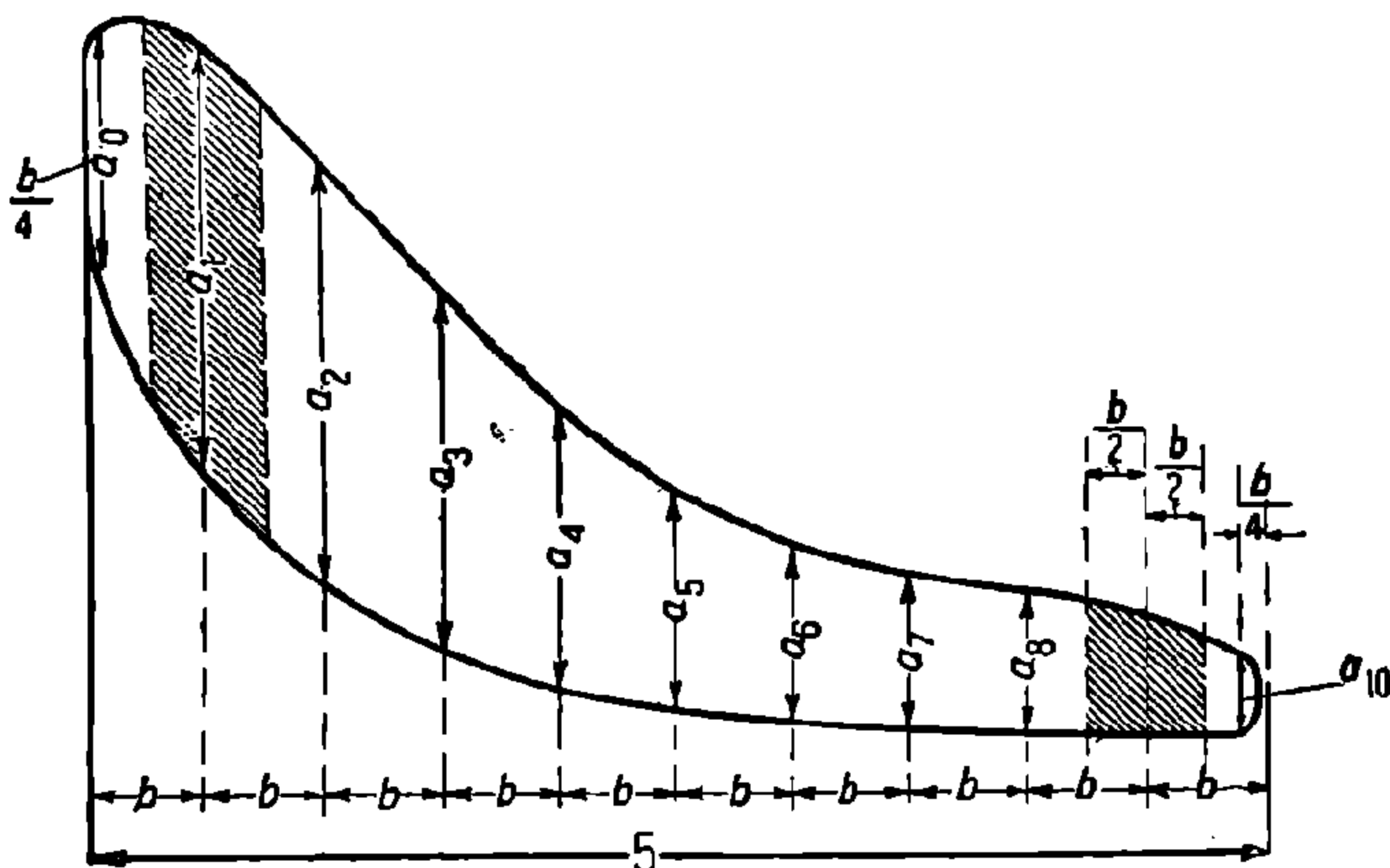
Эти части следующие: 1) основная доска; 2) делительная линейка (индикаторная решетка); 3) блокнот со специальной бумагой, особо закрепляемой на доске; 4) масштабная линейка; 5) чертежные штифты (карандаши).

Металлическая делительная линейка состоит из двух предельных планок, в которых шарнирно укреплены на равном одна от другой рас-

стоянии одиннадцать поперечных планок; это позволяет произвольно увеличивать или сокращать длину решетки, не нарушая вертикальности поперечин, причем предельное значение длины совпадает с точным горизонтальным положением предельных планок.

Приступая к работе с делительной индикаторной линейкой, нужно бумагу с начерченной на ней диаграммой натянуть на доску и укрепить на ней имеющимися специальными винтами или зажимной планкой, после чего накладывается на доску индикаторная решетка. Последняя устанавливается таким образом, чтобы конец *A* находился сверху, в левой части доски, а концы диаграммы в своих крайних правой и левой точках совпадали с внешними краями тоже крайних вертикальных планок.

При этом внешняя линия крайней правой планки в точке соприкосновения со шкалой, расположенной по верхнему



Фиг. 281.

краю вдоль доски, укажет длину диаграммы *L* в миллиметрах. Эта величина отмечается на блокноте в самой верхней графе.

После того как решетка окончательно установлена, проводят чертежным штифтом ординаты, делящие диаграмму по вертикалям на участки равной ширины, причем необходимо следить за тем, чтобы проведение ординат происходило с одной и той же, притом обязательно с левой стороны решетки.

По окончании нанесения ординат и после отметки длины диаграммы решетка убирается и приступают к измерению величины всех ординат при помощи масштабной линейки; данные этого измерения заносятся на блокнот. Проведенными линиями диаграмма делится на ряд полос, которые с достаточной точностью можно принять за трапеции; ординаты a_1, a_2, \dots, a_n можно считать за средние линии трапеции с высотой *b*, а ординаты a_0, a_{10} —за средние линии трапеции с высотой $\frac{b}{2}$ (фиг. 281); если эти средние линии измерить в миллиметрах с помощью масштабной линейки, то средняя высота диаграммы определится из формулы

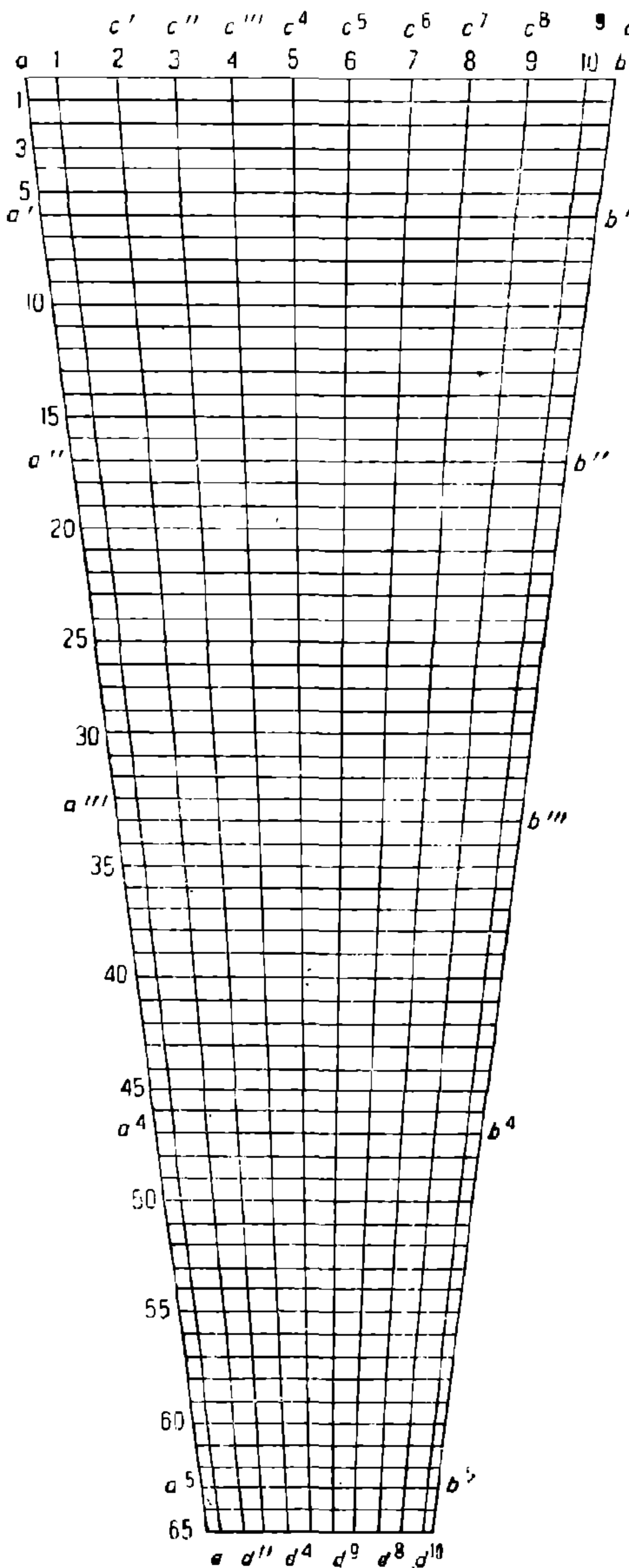
$$h = 0,1 \left[\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + \dots + a_9 + \frac{a_{10}}{2} \right].$$

Масштаб № 1. Масштаб № 1 служит для определения на индикаторных диаграммах мест ординат (фиг. 282).

Параллельные линии *ab*, *a'b'*, *a''b''* соответствуют длине хода поршня, а точки пересечений этих линий с линиями *cd*, *c'd'*, *c''d''* будут места точек ординат на диаграммах.

На полученной индикаторной диаграмме нужно первоначально восстановить крайние перпендикуляры *AB* и *CD*, затем приискать на масштабе № 1 такую линию *ab*, которая своими крайними точками *a* и *b* совпала бы с точками *E* и *F* пересечения атмосферной линии с перпендикулярами *AB* и *CD*, после чего нужно все десять точек на масштабе № 1 перенести

на атмосферную линию диаграммы. Это и будут места для ординат. Для скорейшего расчета диаграммы можно обойтись без проводки ординат, замечая по линейке длину первой ординаты, затем, подвигая линейку к месту второй ординаты, отмечают длину этой последней и т. д.



Фиг. 282.

Когда сделаны обозначения на сетке, последнюю снимают с диаграммы и измеряют расстояние между отмеченными точками a'' , b'' , c'' , d'' и т. д., а также и между точками на пунктирных линиях A и B , C и D .

Площадь диаграммы определяют затем по формуле

$$S = \left(\frac{AB + CD}{2} + ab + cd + ef + \dots + y + yz \right) \cdot l,$$

Полученную таким образом общую длину всех десяти ординат делят на число, относящееся к масштабу, который соответствует пружине индикатора, частное делят на 10. Это и будет среднее индикаторное давление пара.

Хорошо иметь масштаб № 1 вычерченным на прозрачной холщевой кальке. Накладывая кальку на диаграмму, простым движением масштаба вверх и вниз можно легко и быстро подобрать соответствующую длине диаграммы линию ab и через кальку острой ножкой циркуля наметить на диаграмме 10 искоемых точек, восстановить из них перпендикуляры и далее уже действовать, как указано было выше.

Есть еще такой способ:

На прозрачной бумаге, например, вощанке или кальке, наносят ряд параллельных линий, расстояние между которыми одинаково и равно 5 или 10 мм; количество линий на отсчет не влияет. Чем меньше будет расстояние между параллельными линиями, тем точнее будет результат.

Когда заготовлена такая бумага с сеткой, ее накладывают на индикаторную диаграмму таким образом, чтобы концы диаграммы сошлись с параллельными линиями сетки (фиг. 283). Затем отмечают карандашом места пересечения диаграммы с сеткой ab , cd , ef и т. д. и от концов диаграммы на расстоянии $\frac{1}{4}$ промежутка между параллельными линиями наносят пунктиром вспомогательные линии. На этих линиях тоже отмечают точки пересечения диаграммы с пунктирной линией. Обозначим эти точки A и B , C и D .

где буквой S обозначена площадь диаграммы в миллиметрах; AB , CD , ab , cd и т. д. — расстояния в миллиметрах между точками, отмеренные линейкой; l — расстояние между соседними параллельными линиями (5 или 10 мм в зависимости от взятого размера при линовке сетки).

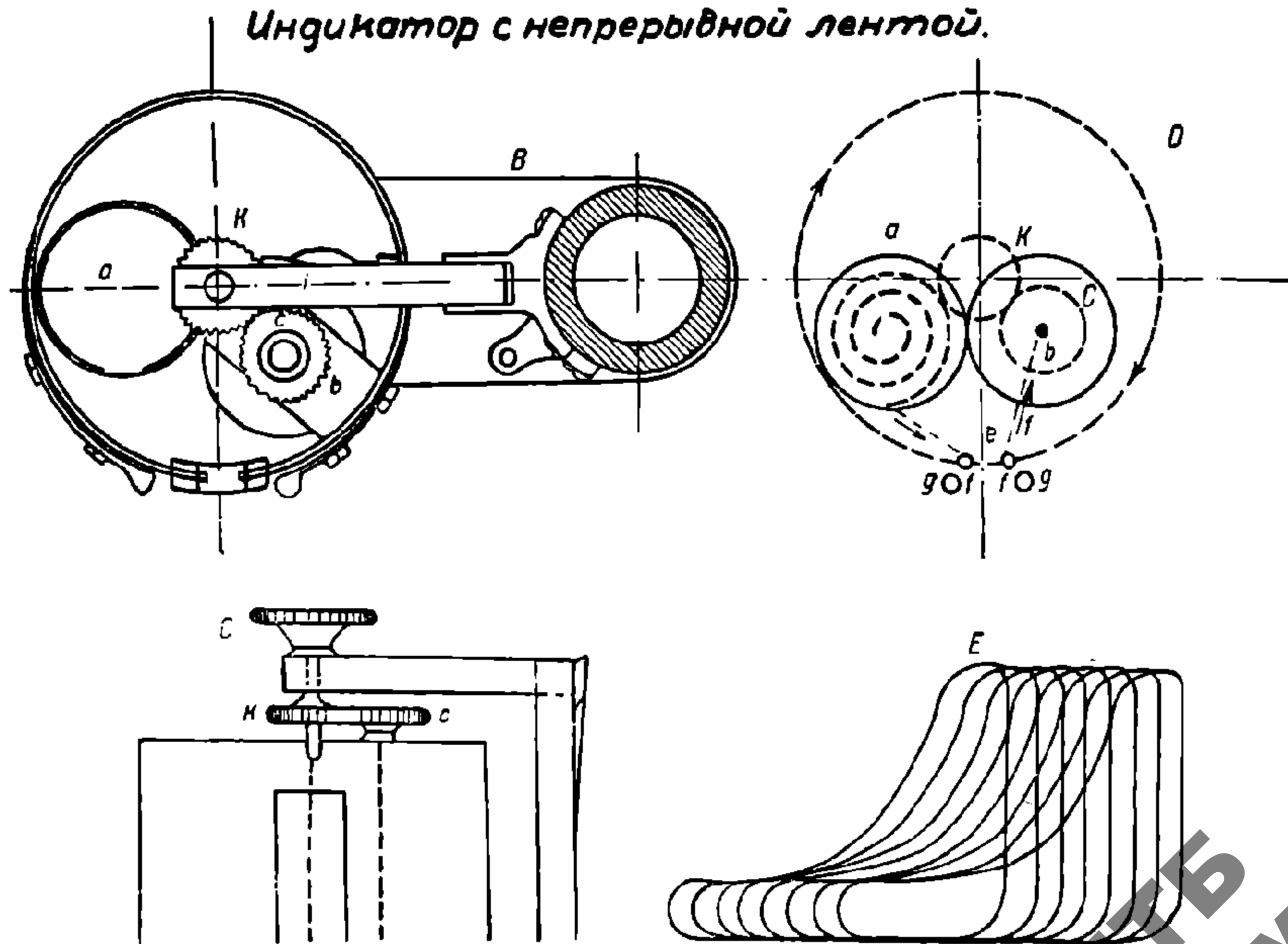
Чтобы определить среднюю ординату диаграммы, нужно еще отметить ее длину, которую обозначим буквой L . Средняя ордината диаграммы получится, если разделить площадь диаграммы на ее длину, т. е.

$$\frac{S}{L} = h_{\text{ср}}$$

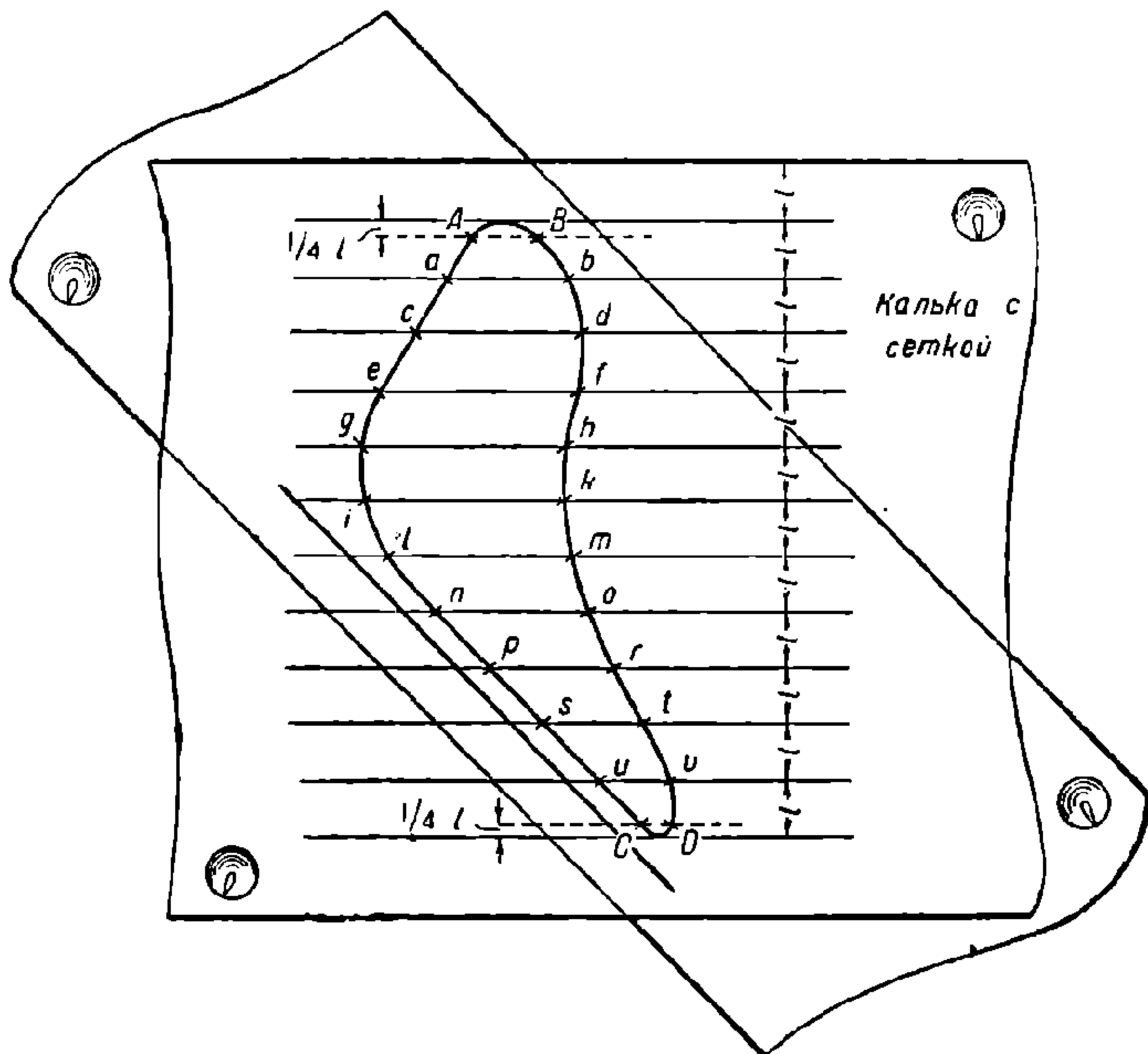
где буквой $h_{\text{ср}}$ обозначена средняя ордината диаграммы.

Счетчики работы (интегрирующие индикаторы). Мощность работающей машины представляет собой величину, изменяющуюся в зависимости от характера производимой работы, при нормальной мощности машина способна работать продолжительное время и давать при этом наибольший экономический эффект в отношении расхода топлива, смазки и, конечно, сохранности самого двигателя.

Индикатор с непрерывной лентой.



Фиг. 281.

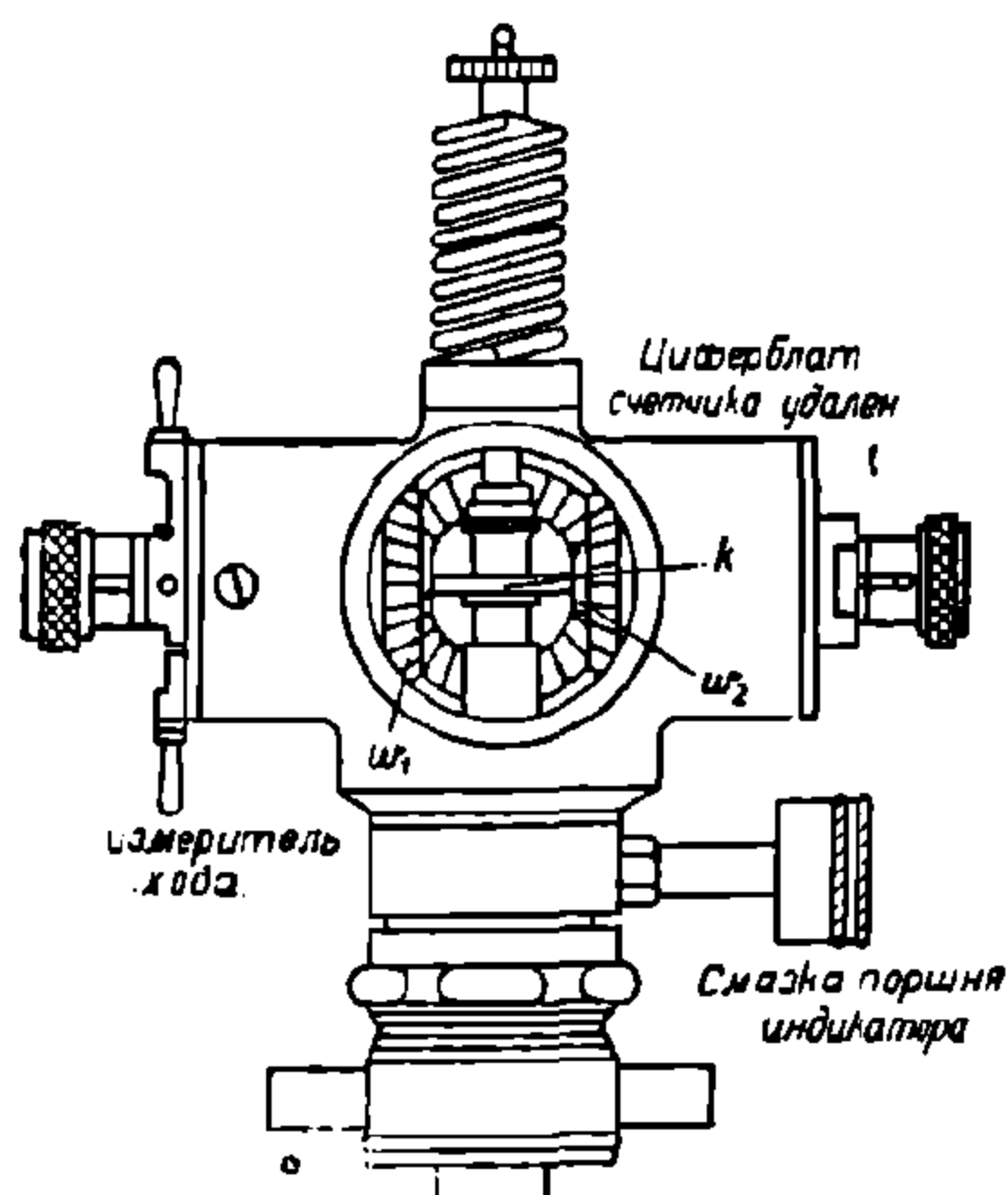


Фиг. 283.

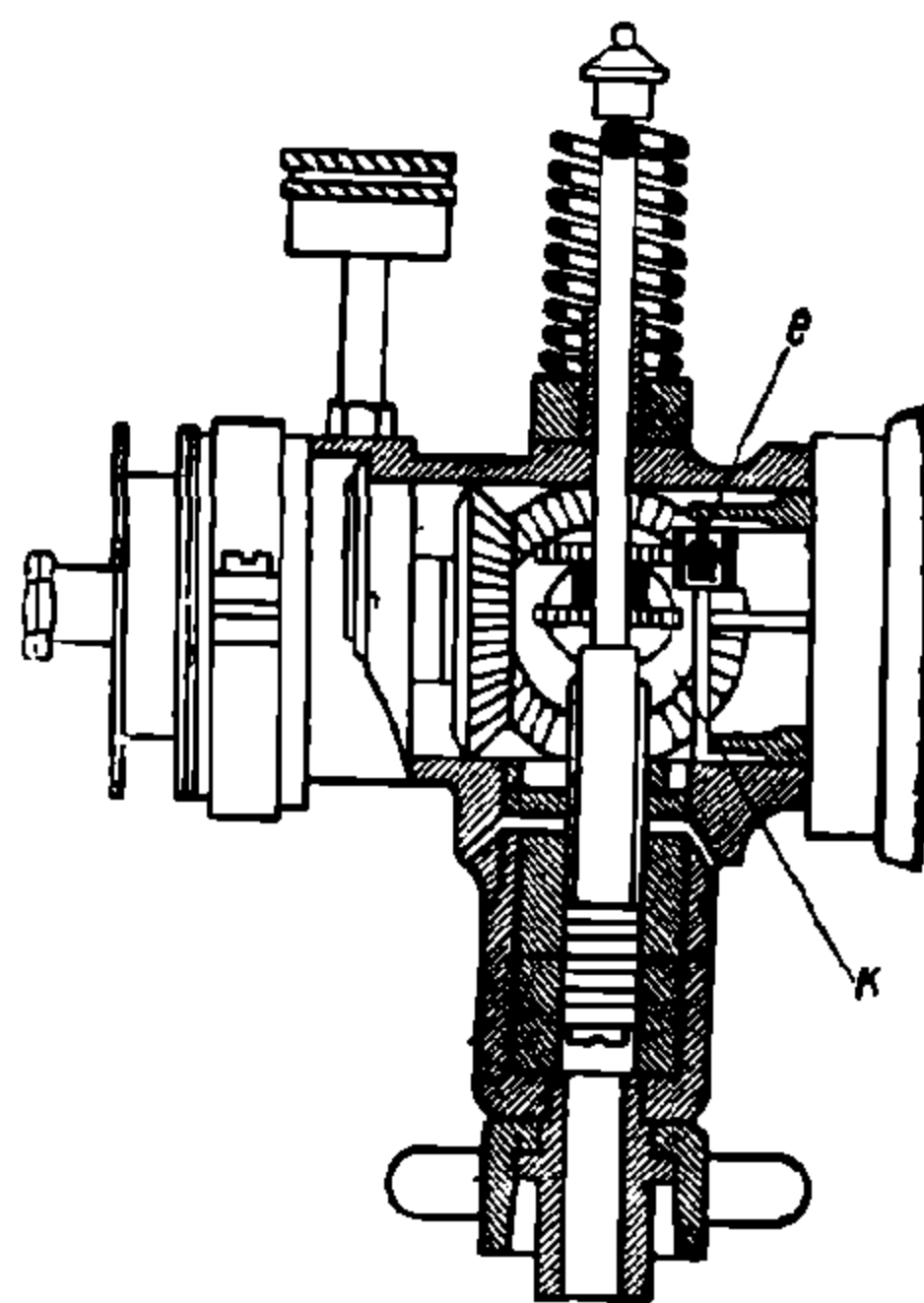
Если последняя работает равномерно, то при индицировании бывает достаточно каждый раз снять одну диаграмму, но если нагрузка машины имеет заметные колебания, то необходимо снять большее число диаграмм за довольно длительный промежуток времени.

Большие удобства представляют бумажные цилиндры, которые автоматически дают непрерывные диаграммы в горизонтальном направлении. Такой бумажный цилиндр изображен на фиг. 284.

Действие такого бумажного цилиндра основано на том, что внутри его находится два вращающихся валика *a* и *b*. На валике *a* намотана бумажная лента, имеющая длину 1,5—2 м, которая проводится через находящийся в стенке цилиндра прорез над роликом *f* и под роликом *g* вокруг наружной стенки цилиндра и оттуда под таким же роликом *g* и над таким же роликом *f* через тот же прорез опять внутрь цилиндра ко второму валику, который ее на себя наматывает, причем бумага на окружности цилиндра остается всегда достаточно натянутой. Это движение бумаги происходит, однако, только в том случае, когда шестерня, вращающаяся в рычаге *i*, сцеплена с шестерней *c*, посаженной на валик *b*, наматывающий на себя бумажную ленту. Если же рычаг *i* вместе с шестерней *k* поднять, то бумага остается на поверхности цилиндра *D* неподвижной как обыкновенно, и диаграмма вычерчивается на ней обычным путем.



Фиг. 285.



Фиг. 286.

На фиг. 284 *B* изображает внутреннее устройство бумажного цилиндра, а *D*—способ сматывания бумажной ленты с валика *a* и наматывание на валик *b*, *E* показывает ряд непрерывных диаграмм, снятых при помощи такой бумажной ленты.

Перемещение бумажной ленты на поверхности цилиндра происходит автоматически и в одинаковом размере, так как шестерня *K* удерживается от обратного вращения собачкой. Вследствие этого валик *b*, снабженный шестерней *C*, сцепляющейся с шестерней *K*, может поворачиваться только во время этой задержки; при вращении бумажного цилиндра вперед бумажная лента перемещается по его окружности только тогда, когда карандаш вычерчивает почти прямую линию, соответствующую обратному движению парового поршня, но она остается неподвижной во время движения поршня вперед, когда карандаш вычерчивает соответствующую характерную кривую линию.

Таким образом карандаш будет вычерчивать на бумажной ленте при каждом обороте машины по одной диаграмме; все вычерченные им диаграммы будут находиться в одинаковом расстоянии друг от друга. Непрерывное снятие диаграмм может продолжаться во все время, пока есть запас бумажной ленты. Из такого ряда диаграмм можно наглядно судить о равномерности хода машины за более продолжительное время; выбрав одну из диаграмм, более всего подходящую к нормальной, можно сделать по ней вычисление.

Бывают, однако, случаи, когда установить среднюю диаграмму не представляется возможным; этому, например, может препятствовать сильно и нерегулярно изменяющаяся нагрузка машины, затрудняющая съемку правильных диаграмм и в значительной степени увеличивающая работу их планиметрирования.

Учитывая эти затруднения, различными изобретателями делались попытки создать такие приборы, которыми можно было бы учитывать работу, отдаваемую или поглощаемую машиной за любой промежуток времени, прочитывая лишь те цифры, на которые указывают стрелки суммирующего счетчика.

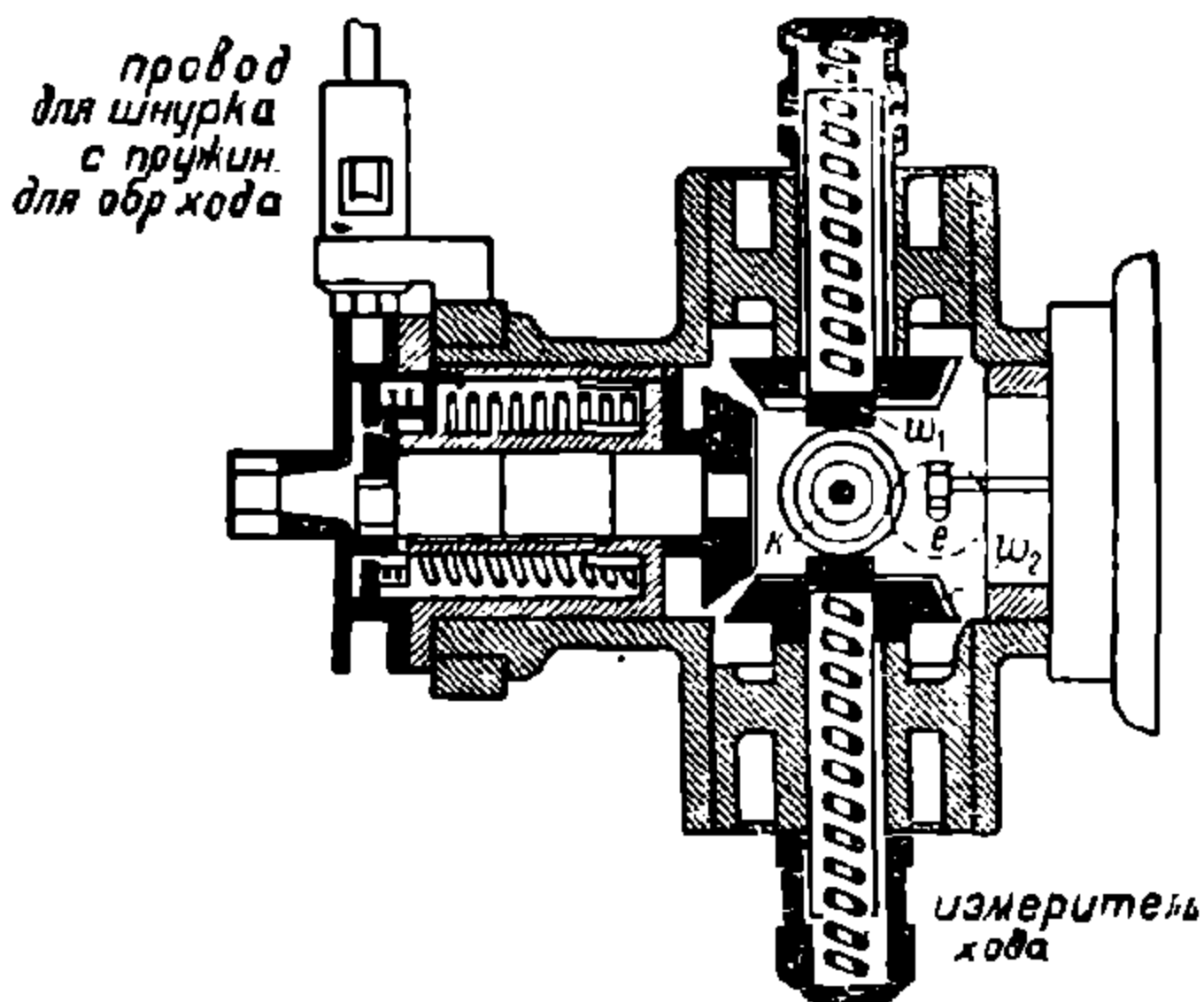
При небольших колебаниях нагрузки можно точно определить, в каких пределах нужно выбрать среднюю индикаторную мощность; если же эти колебания имеют широкий размах

и между их крайними положениями протекает много времени, то среднюю индикаторную мощность придется находить до известной степени ощупью, т. е. составить себе представление о ней можно только приближенно, если не прибегать к специальным приборам.

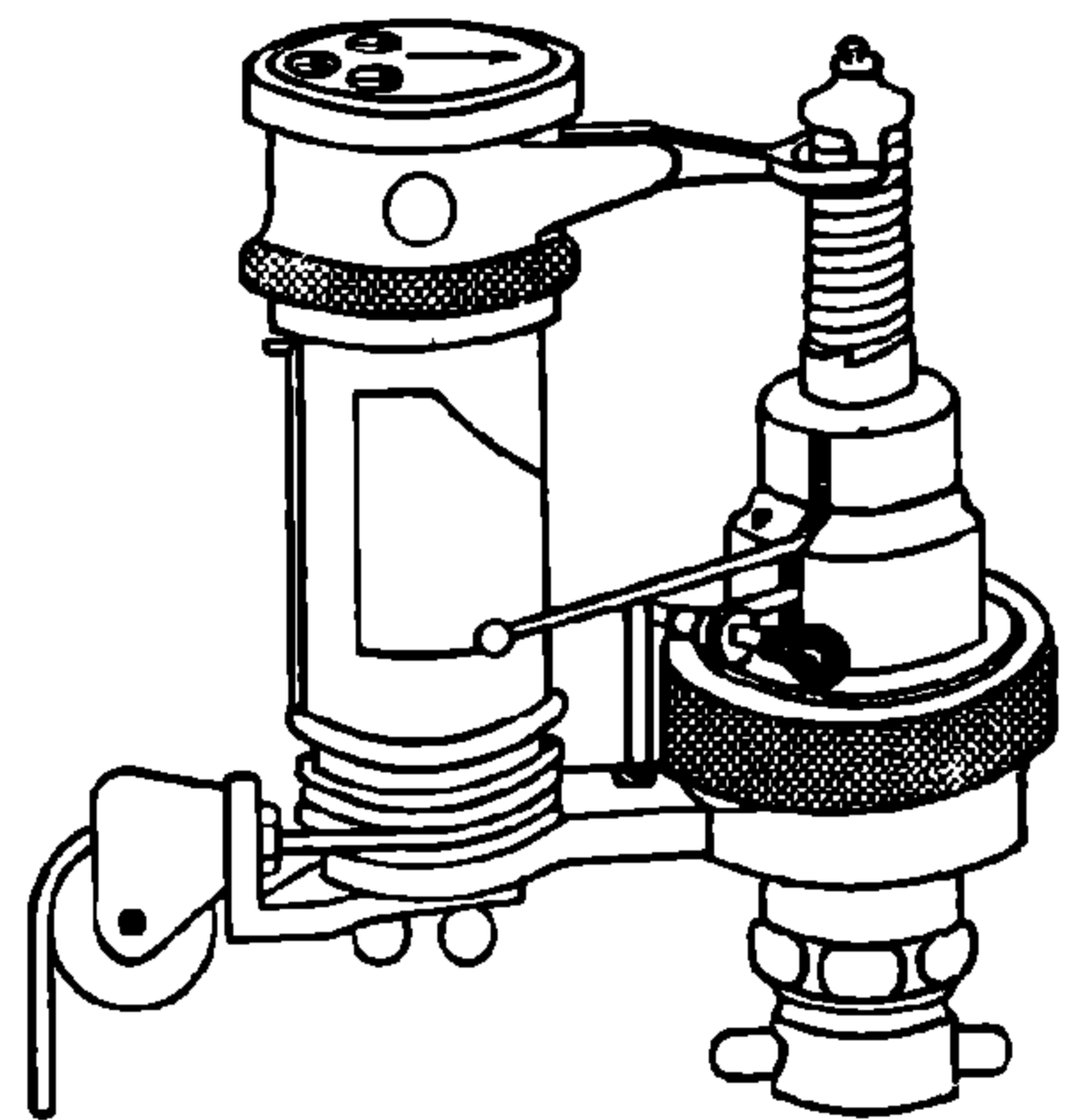
Счетчиком работы называется прибор, который самостоятельно, или будучи связан с обыкновенным индикатором, автоматически вычисляет среднюю площадь диаграмм, снятых за определенное время работы двигателя. Получение средней индикаторной мощности достигается простым перемножением показаний счетчика с постоянным числом, раз навсегда установленным для данного прибора, причем съемка отдельных диаграмм и их планиметрирование или вычисление при помощи делительной линейки не имеют места.

Один из счетчиков работы, предназначенный для поршневых машин, изображен на фиг. 285, 286 и 287.

Произведение величин, пропорциональных силе и пути, необходимое для выражения работы, получается в этом инструменте совместной работой двух дисков трения, называемых



Фиг. 287.



Фиг. 288.

в дальнейшем „диском сил“ и „диском пути“. На фиг. 287 буквами ω_1 и ω_2 отмечены два одинаковых диска пути, получающих свое вращение от конической передачи с передаточным числом, равным единице.

Так как диски пути должны поворачиваться на углы, пропорциональные пути поршня, а в поршневой машине эти перемещения имеют характер колебательных движений, то указанная выше коническая передача должна совершать лишь колебательные движения такого вида, какие совершает барабан обыкновенного индикатора; это достигается тем, что на ось конической шестерни, расположенной под прямым углом к дискам пути, посажен на шпонке ролик, приводимый в движение шнурком от ходоуменьшителя. Обратное движение шестерни происходит под влиянием спиральной пружины, укрепленной одним концом на оси, а другим на корпусе прибора. Диски пути передают свое вращение диску сил, отмеченному на фиг. 287 буквой K ; это вращение происходит под влиянием сил трения, возникающих в местах соприкосновения дисков от действия спиральных пружин, заложенных в полые оси обоих „дисков пути“. „Диск сил“ получает свое второе движение от поршня индикатора.

Благодаря этому перемещению диск сил занимает различные положения относительно центра диска пути, причем величина этих перемещений пропорциональна силам, действующим на поршень индикатора. Угол поворота диска сил K будет тем больше, чем дальше от центра диска пути будет находиться точка соприкосновения обоих дисков, следовательно, чем сильнее будет давление пара в цилиндре машины.

Передача вращательного движения механизму счетчика происходит при помощи небольшого зубчатого колеса, соединенного намертво с диском сил и сцепляющегося с цилиндрической шестерней e , составляющей уже часть механизма счетчика. Движение шестерни, сидящей на оси диска сил, относительно шестерни e не нарушает правильности передачи, так как шестерня снабжена зубцами достаточной длины.

Давление пара на поршень индикатора передается через шток и воспринимается индикаторной пружиной, причем устройство этих частей в описываемом приборе не отличается от соответствующих частей обыкновенного индикатора; масштаб индикаторной пружины необходимо относить к истинному пути поршня, уменьшая его обычно в 6 раз.

Счетчик работы снабжается приспособлением для измерения величины, пропорциональной ходу поршня. Это приспособление состоит из двух небольших рукояток, вращающихся с небольшим трением по окружности циферблата; на втулке, охватывающей ось диска пути, укреплен поводок, раздвигающий при своем колебательном движении рукоятки на больший или меньший угол в зависимости от размаха ходоуменьшителя.

Счетчик учитывает каждый ход машины и, следовательно, отмечает каждую индикаторную диаграмму, так что средняя мощность устанавливается из очень большого числа снятых диаграмм (порядка тысяч и даже десятков тысяч отдельных моментов), чем достигается весьма высокая степень точности учета. Этой точности мы не можем иметь ни при каких обстоятельствах в случае применения только индикатора, так как за час времени мы смогли бы снять и с трудом подсчитать 13—15 диаграмм, тогда как счетчик выведет за тот же час среднее арифметическое из нескольких тысяч диаграмм.

Счетчик работы завода Леман представлен на фиг. 288. Прибор изготовляется двух видов: а) без приспособления для остановки; при этой конструкции можно снять пучок диаграмм, для смены же индикаторной бумаги нужно сбросить приводной шнур; б) с приспособлением для остановки барабана с индикаторной бумагой; при этом можно без прекращения действия прибора поставить новую бумагу.

Передача движения поршня на измерительное колесо происходит посредством одноплечего рычага. На это колесо нажимают посредством пружин две измерительные шайбы, которые конической зубчатой передачей соединяются с общим приводом, приводимым в движение барабаном со шнуром от какой-либо движущейся вперед и назад части машины. Вследствие вращения обеих шайб измерительное колесо поворачивает на известный угол, который изменяется в зависимости от расстояния колеса от оси вращения шайб, зависящего от давления в рабочем цилиндре.

Благодаря двухстороннему действию измерительных шайб избегается одностороннее давление на шток поршня, и, кроме того, достигается надежный обхват измерительного колеса. Тогда по известному закону измерительное колесо движется соответственно площади описываемой диаграммы, а счетный механизм, будучи связан с колесом, показывает мощность соответствующего цилиндра, которую и можно прочесть.

Указатель счетного механизма движется вообще только вперед, благодаря чему облегчается чтение показания счетчика. Прочитывание показаний мощности производится на циферблате большего диаметра (фиг. 288) и в соединении с постоянной прибора и машины дает непосредственно мощность в лошадиных силах.

Для подсчетов среднего индикаторного давления, а также для получения средней индикаторной мощности нужно пользоваться следующими формулами:

$$P_i = \frac{C \cdot Z \cdot K}{S \cdot n \cdot t \cdot m}, \quad (1)$$

где C — постоянное число счетчика мощности;

K — отношение площади нормального $\frac{1}{4}$ поршня (20,27 мм) к площади применяемого индикаторного поршня:

при нормальном $\frac{1}{4}$ поршне диаметра 20,27 мм $K = 1$;

" " $\frac{1}{8}$ " " " 14,35 " $K = 2$;

" " $\frac{1}{6}$ " " " 9,06 " $K = 5$;

S — длина диаграммы в миллиметрах;

m — масштаб пружины;

t — время наблюдения в минутах;

Z — разность показаний счетчика за это время;

n — число оборотов в минуту.

Если через F обозначим площадь поршня в кв. сантиметрах и через H — ход поршня в метрах, то средняя индикаторная мощность

$$N_i = \frac{F \cdot n \cdot P_i \cdot H}{60 \cdot 75} = \frac{F \cdot n \cdot C \cdot Z \cdot K \cdot H}{60 \cdot 75 \cdot S \cdot n \cdot t \cdot m} = \frac{F \cdot C \cdot Z \cdot K \cdot H}{60 \cdot 75 \cdot S \cdot t \cdot m}.$$

Обозначая все постоянные через

$$R = \frac{F \cdot C \cdot K \cdot H}{4500 \cdot S \cdot m}, \quad (2)$$

получим

$$N_i = R \frac{Z}{t}. \quad (3)$$

Таким образом, вычислив заранее общую постоянную для данной машины и счетчика R , для определения средней индикаторной мощности необходимо только отметить показание счетчика и время в минутах, в течение которого производится опыт.

Испытание каждой полости цилиндра должно производиться отдельным прибором и результаты суммироваться. Нужно обратить внимание на возможное неравенство полезных площадей поршня с одной и другой сторон, если поршневой шток не сквозной. Во всяком случае из площади поршня должна быть исключена площадь сечения штока.

В многоцилиндровых машинах двойного действия подсчеты производятся по полостям и цилиндрам по вышеуказанному, причем сумма значений всех цилиндров даст общую для машины мощность.

Пример 1. Произведено испытание вертикальной машины компаунд с четырьмя счетчиками, давшими следующие показания:

Время	ц. в. д. (верх)	ц. в. д. (низ)	ц. н. д. (верх)	ц. н. д. (низ)	Счетное число ходов
11.00 .	943,0	90,0	863,0	876,0	523.852
11.20 .	858,0	126,0	768,5	966,0	527.122
Разница	85,0	36,0	95,0	90,0	3270
Постоян. счетчика мощности .	8 950	17 900	17 900	17 900	—

Машина имеет следующие размеры:

Диаметр ц. в. д. — 530 мм (без сквозного штока поршня).

Диаметр штока поршня — 85 мм.

Диаметр ц. н. д. 820 мм (без сквозного штока поршня).

Диаметр штока поршня — 85 мм.

Ход поршня — 500 мм.

Среднее число оборотов по счетчику оборотов — 163,5 в минуту.

Из этих данных выясняется:

1. Для ц. в. д. в верхней полости

$$f = 8\,950 \cdot \frac{85}{3\,270} = 233 \text{ мм}^2.$$

Площадь диаграммы из 3270 снятых диаграмм.

Основание диаграммы равно 41 мм, масштаб пружины равен 4 мм. Тогда

$$P_v = \frac{233}{41 \cdot 4} = 1,42 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 2\,210 \text{ см}^2,$$

$$N_v = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\,210 \cdot 0,5 \cdot 163,5 \cdot 1,42}{30 \cdot 75} = 57 \text{ и. л. с.}$$

2. Для ц. в. д. в нижней полости

$$f = 17\,900 \cdot \frac{96}{3\,270} = 198 \text{ мм}^2.$$

Основание диаграммы равно 41 мм, масштаб пружины равен 4 мм. Тогда

$$P_n = \frac{198}{41 \cdot 4} = 1,2 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 2\,210 - 56,8 = 2\,153,2 \text{ см}^2,$$

$$N_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\,153,2 \cdot 0,5 \cdot 163,5 \cdot 1,2}{75} = 47 \text{ и. л. с.}$$

Мощность ц. в. д. будет

$$57 + 47 = 104 \text{ и. л. с.}$$

3. Для ц. н. д. вверху

$$f = 17\,900 \cdot \frac{95}{3\,270} = 522 \text{ мм}^2.$$

Основание диаграммы равно 41 мм, масштаб пружины равен 30 мм. Тогда

$$P_a = \frac{522}{41 \cdot 30} = 0,425 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 5\,280 \text{ см}^2,$$

$$N_a = \frac{1}{2} \cdot \frac{5\,280 \cdot 0,5 \cdot 163,5 \cdot 0,425}{30 \cdot 75} = 40,5 \text{ и. л. с.}$$

4. Для ц. н. д. внизу

$$f = 17\,900 \cdot \frac{90}{3\,270} = 495 \text{ мм}^2$$

НТБ
ДНУЖТ

Основание диаграммы равно 41 мм, масштаб пружины равен 30 мм. Тогда

$$P_n = \frac{495}{41 \cdot 30} = 0,402 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 5280 - 56,8 = 5223,2 \text{ см}^2,$$

$$N_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{5223,2 \cdot 0,5 \cdot 163,5 \cdot 0,402}{30 \cdot 75} = 38 \text{ и. л. с.}$$

Мощность ц. н. д. будет

$$40,5 + 38 = 78,5 \text{ и. л. с.}$$

Общая средняя мощность в течение 20 мин.

$$N_i = 104 + 78,5 = 182,5 \text{ и. л. с.}$$

Данные эти получены из $3270 \cdot 4 = 13080$ диаграмм.

Обыкновенным способом за это время можно было снять 20 отдельных диаграмм.

Пример 2. Испытание производится над одноцилиндровой машиной размерами:

Диаметр цилиндра — 200 мм.

Ход поршня — 300 мм.

Постоянная счетчика (A) — 10 000.

Основание диаграммы — 60 мм.

Масштаб пружины 8 мм = 1 кг/см².

Тогда будет:

$$f = A \frac{Z}{n_s},$$

$$p_i = \frac{f}{S \cdot mt} = A \cdot \frac{Z}{n_s \cdot S \cdot mt},$$

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{F \cdot H \cdot n \cdot p_i}{30 \cdot 75},$$

или

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{F \cdot H \cdot n \cdot A \cdot Z}{30 \cdot 75 \cdot n \cdot S \cdot mt},$$

или

$$N_i = \frac{1 \cdot F \cdot H \cdot A \cdot Z}{2 \cdot 30 \cdot 75 \cdot t \cdot S \cdot m},$$

и тогда, подставляя вместо букв их значения, получим

$$N_i = \frac{1 \cdot 314 \cdot 0,3 \cdot 1000 \cdot Z}{2 \cdot 30 \cdot 75 \cdot 60 \cdot 8 \cdot t} = 0,437 \frac{Z}{t},$$

где Z — разница в отсчетах по счетчику мощности;

t — время испытания в минутах (не в секундах).

Если, например, за полчаса испытания Z = 380, то

$$N_i = 0,437 \frac{380}{30} = 5,52 \text{ и. л. с.}$$

и таким образом число оборотов машины не было принято во внимание.

Пример 3. Машина компаунд с конденсацией.

Среднее число оборотов 118,75 в минуту

Диаметр ц. в. д. 350 мм	Диаметр ц. н. д. 580 мм
Общий ход поршня — 650 мм	
Поршневой шток не сквозной диаметра 65 мм	Сквозной шток: впереди диаметр . . . 65 мм сзади . . . 50 мм

Для передней полости

Постоянное счетчика мощности 10 100	Постоянное счетчика мощности 8 800
То же, для задней полости	
8 900	8 840

1. Для ц. в. д. впереди — от 11^{01} до 11^{35} .

Разница показаний равна 289,5.

Соответствующее число оборотов — 4 037.

Основание диаграммы — 67,5 мм.

Масштаб пружины — 4 мм = 1 кг/см².

Имеем:

$$f = 10\,100 \cdot \frac{289,5}{4\,037} = 722 \text{ мм}^2,$$

$$P_i = \frac{722}{67,5 \cdot 4} = 2,68 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 962 - 33 = 929 \text{ см}^2,$$

$$H = 0,65 \text{ м},$$

$$n = 118,75 \text{ об/мин},$$

$$N = \frac{1}{2} \cdot \frac{929 \cdot 0,65 \cdot 118,75 \cdot 2,68}{30 \cdot 75} = 42,8 \text{ и. л. с.}$$

2. Для ц. в. д. сзади — от 11^{03} до 11^{36} .

Разница показаний — 294.

Соответствующее число оборотов — 4 037.

Основание диаграммы — 67 мм.

Масштаб пружины 4 мм = 1 кг/см².

Имеем:

$$f = A \frac{Z}{n} = 8\,900 \cdot \frac{294}{4\,037} = 648 \text{ мм}^2,$$

$$P = \frac{f}{S \cdot mt} = \frac{648}{67 \cdot 4} = 2,42 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 962 \text{ см}^2,$$

$$H = 0,65 \text{ м},$$

$$n = 118,75 \text{ об/мин},$$

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{962 \cdot 0,65 \cdot 118,75 \cdot 2,42}{80 \cdot 75} = 39,8 \text{ и. л. с.}$$

3. Для ц. в. д. спереди от 11^{03} до 11^{37} .

Разница показаний равна 478,5.

Соответствующее число оборотов — 4 037.

Основание диаграммы — 68,5 мм.

Масштаб пружины — 20 мм = 1 кг/см².

Имеем:

$$f = 8\,800 \cdot \frac{478,5}{4\,037} = 1\,045 \text{ мм}^2,$$

$$P_i = \frac{1\,045}{68,5 \cdot 20} = 0,762 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 2\,642 - 33 = 2\,609 \text{ см}^2,$$

$$H = 0,65 \text{ м},$$

$$n = 118,75 \text{ об/мин},$$

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\,609 \cdot 0,65 \cdot 118,75 \cdot 0,762}{30 \cdot 75} =$$

НТБ
ДНУЖТ

4. Для ц. н. д. сзади от 11^{04} до 11^{30} .
 Разница показаний составляет 405,5.
 Соответствующее число оборотов — 4 037.
 Основание диаграммы — 68,5 мм.
 Масштаб пружины 20 мм = 1 кг/см².

Имеем:

$$P_i = 8\,840 \cdot \frac{405,5}{4\,037 \cdot 68,5 \cdot 20} = 0,65 \text{ кг/см}^2,$$

$$F = 2\,642 - 20 = 2\,622 \text{ см}^2;$$

$$H = 0,65 \text{ м},$$

$$n = 118,75 \text{ об/мин},$$

$$N_i = \frac{1}{2} \cdot \frac{2\,622 \cdot 65 \cdot 118,75 \cdot 0,65}{30 \cdot 75} = 29,1 \text{ и. л. с.}$$

Общая индикаторная мощность машины

$$N = 42,8 + 39,8 + 34 + 29,1 = 145,7 \text{ и. л. с.}$$

При получении этого значения мощности машины были сняты $4 \cdot 4\,037 = 16\,148$ диаграммы.

Паромер, приводя расход за данный промежуток времени к часовому, показал расход пара в 1 423,7 кг/час, поэтому расход пара на 1 и. л. с. ч. составляет

$$\frac{1\,423 \cdot 7}{145,7} = 9,75 \text{ кг.}$$

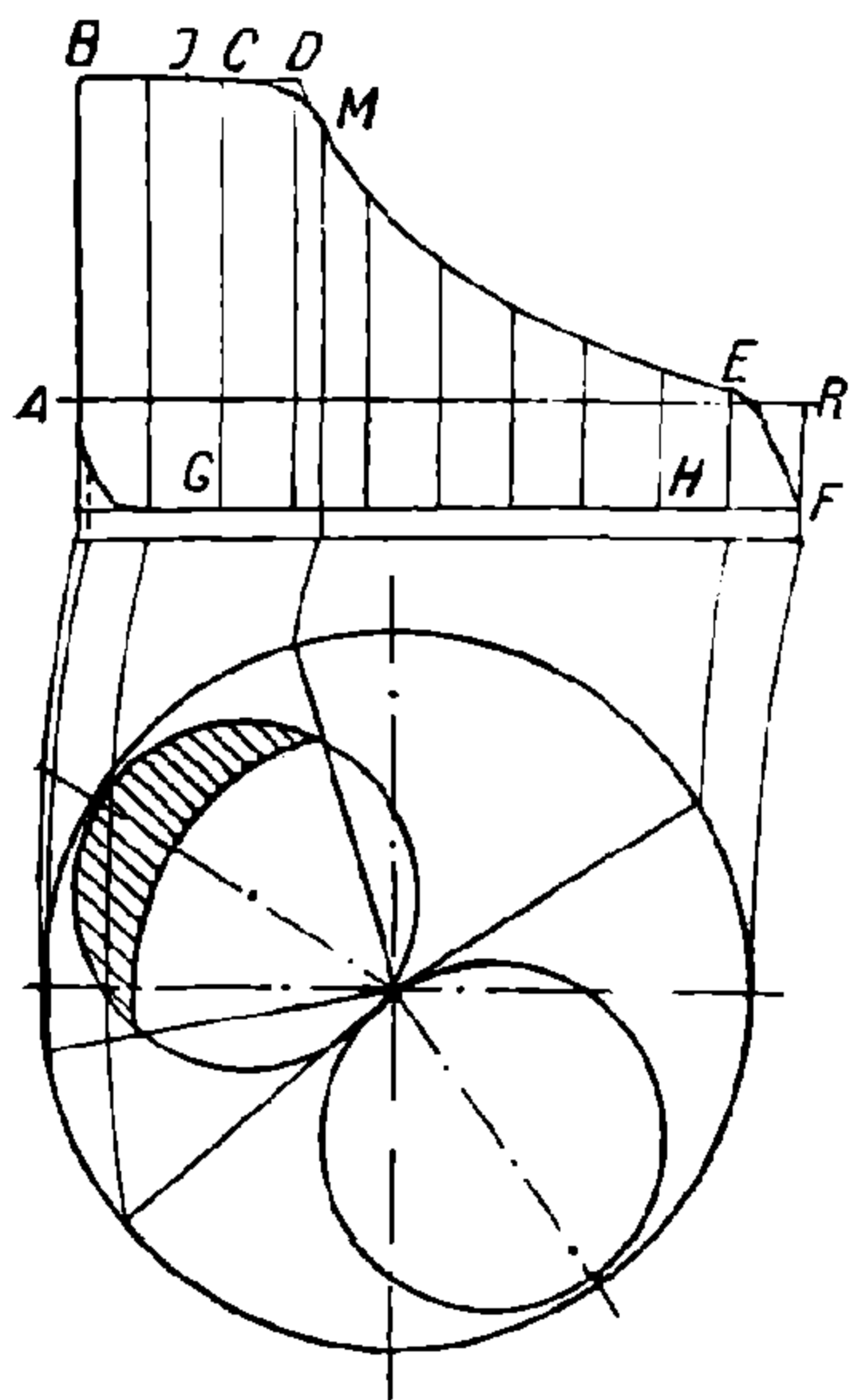
Необходимо заметить, что производство всего этого испытания вместе с подсчетом заняло полчаса времени, и, таким образом, работает ли машина с необходимым для нее расходом пара, было решено в самое короткое время.

Обыкновенным путем весь этот подсчет 288 (4 · 12 · 6) диаграмм, снятых в течение 6 час. с расчетом на подсчет каждой 6 мин., потребовал бы 4 дня.

Нормальные индикаторные диаграммы. Фиг. 289 представляет диаграмму с правильными предварением впуска, расширения, предварением выпуска, и сжатия, а потому назовем ее нормальной (образцовой).

Рассмотрим эту диаграмму. Точка *A* есть момент, когда начинается поднятие карандаша, и, как только будет пущен пар, карандаш индикатора поднимается до точки *B*. Вследствие же того, что барабан индикатора с навитой на него бумагой вращается, карандаш, достигнув точки *B*, будет чертить линию *BC*, которая представляет собой продолжительность впуска пара. Если *B* есть момент впуска, а *D* — прекращение его, то точка полного открытия пролета будет на половине *BD*, т.е. в точке *I*, в это время золотник находится в крайнем положении.

В точке *C* линия начинает спускаться и тем показывает, что золотник прикрывает пролет. В точке *M* линия становится вогнутой, а потому *M* есть точка, в которой впуск пара совершенно прекращается. *ME* есть кривая расширения, быстро падающая в точке *E*, так как в ней начинается предварение выпуска, полное открытие окна для которого наступит в точке *H*, отстоящей на таком же расстоянии от *F*, как *I* от *B*. Точка *H* пока-



Фиг. 289.

зывает момент, когда золотник находится в крайнем положении и производит полное открытие выпускного пролета. Линия *FG*, параллельная атмосферной *AK*, есть линия вакуума, в точке *G* она переходит в кривую и соединяется с точкой *A*. В точке *G* наступает закрытие пролета

выпуск прекращается и начинается сжатие, соответственно кривой GA . В точке A дается свежий пар. AB есть линия предварения впуска.

Точка E , начало предварения выпуска, находится так: десятую часть длины диаграммы разделим на три и от десятой ординаты отложим влево две трети. Если выпуск начинается прежде, чем карандаш достигает найденной только что указанным способом точки, то это показывает, что он производится слишком рано (фиг. 290); если же выпуск произойдет тогда, когда карандаш достигнет десятой ординаты (фиг. 291), то это показывает, что он произошел слишком поздно.

Если точка G правее, чем она показана на образцовой диаграмме, то прекращение выпуска происходит слишком рано.

Если же G получается левее, чем она изображена на образцовой диаграмме, то прекращение выпуска происходит поздно.

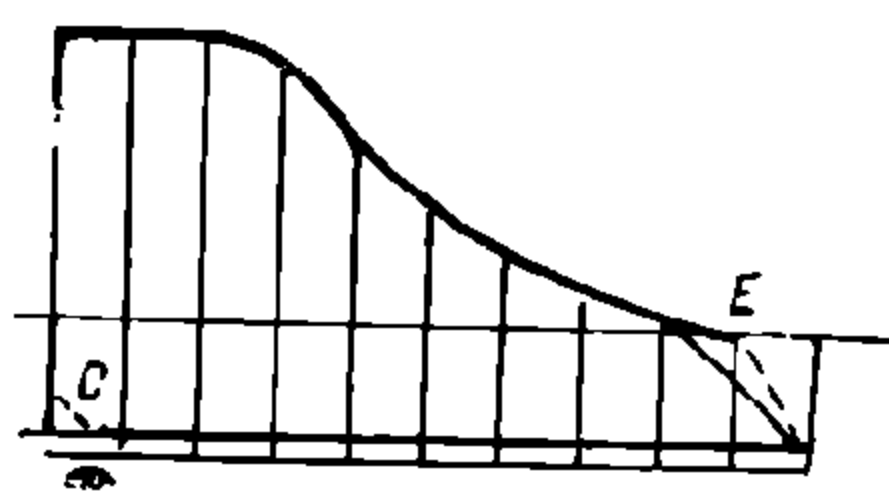
В этом случае не получится образования паровой подушки, предотвращающей особый глухой удар в конце хода поршня.

Нормальные индикаторные диаграммы машины с золотниковым распределением. Для суждения о правильности распределения в машине рассмотрим индикаторные диаграммы машин с различным парораспределением. На фиг. 292 представлены нормальные индикаторные диаграммы машины компаунд, а на фиг. 293 — нормальные диаграммы машины тройного расширения. Парораспределение у этих машин — золотниковое, у машины компаунд — золотники Трика, а у машины тройного расширения — золотники ц. в. д. и ц. с. д. — цилиндрические, а золотник ц. н. д. — Трика.

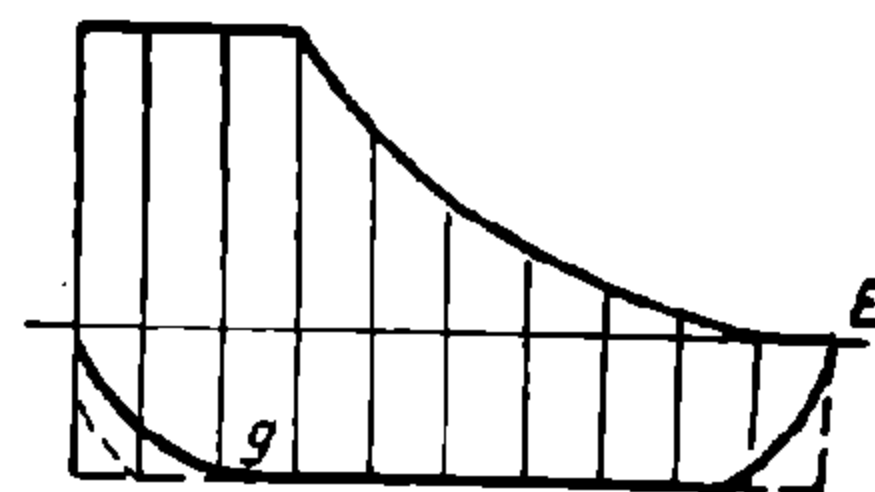
По этим диаграммам заметен прежде всего своевременный впуск пара во всех цилиндрах, что является следствием установления нормального линейного опережения впуска. Линия впуска на диаграммах ц. в. д. обеих машин идет почти параллельно атмосферной линии с небольшим понижением. Это указывает на то, что в паропроводных трубах, в парозапорных вентилях, в золотниках, в окнах и в пролетах цилиндров нет стеснений для прохода пара и что скорость пара на всем пути от котла в цилиндр не превосходит допустимых пределов.

Отсечка во всех цилиндрах происходит быстро, что особенно хорошо заметно по диаграмме ц. в. д. Быстрая отсечка в цилиндре имеет большое значение, так как при этом уменьшается мятие пара, а потому уменьшается немного и расход пара и топлива на 1 л. с. ч.

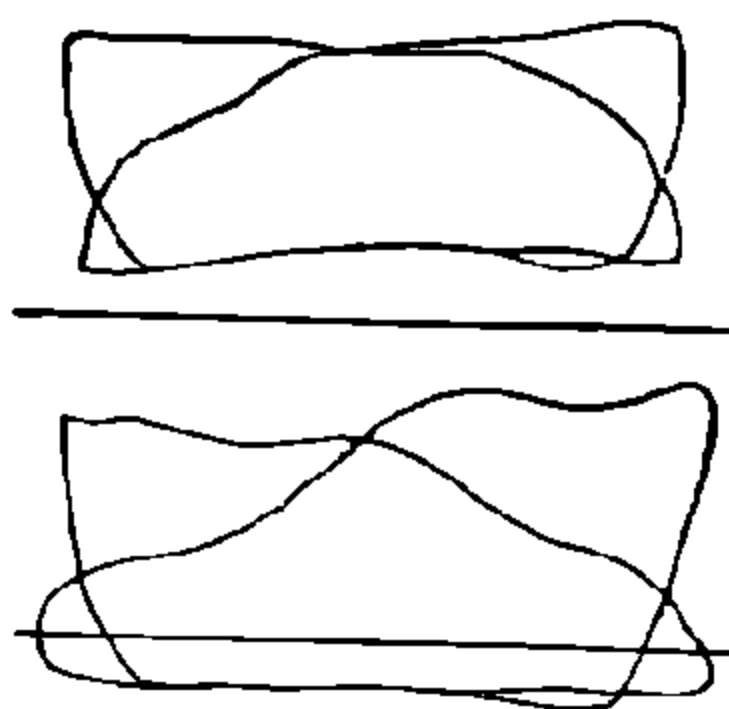
Кривые расширения от момента отсечки до начала выпуска пара идут на этих диаграммах плавно, не обнаруживая заметных пропусков пара золотниками или поршнями.



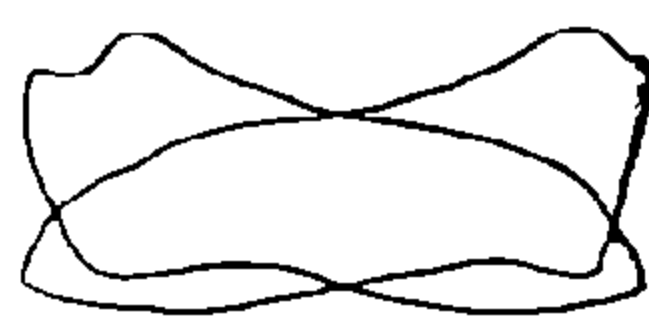
Фиг. 290.



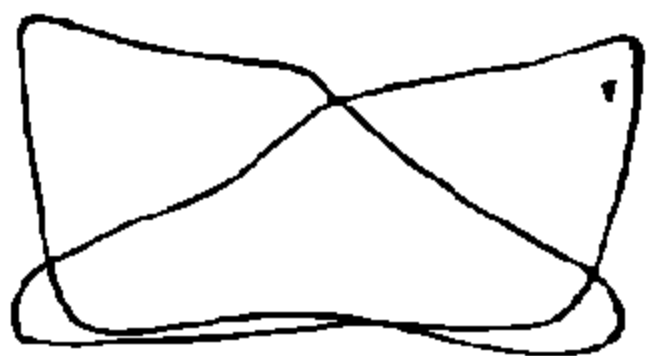
Фиг. 291.



Фиг. 292.



Фиг. 293.



Фиг. 294.

Предварение выпуска является нормальным по своей величине (в процентах от хода поршня) на всех диаграммах, в особенности на диаграммах ц. н. д., что является особенно важным. Благодаря своевременности выпуска пара разрежение в ц. н. д. при обратном ходе поршня достигает своей полной величины уже в самом начале хода.

Разрежение в ц. н. д. на обеих фигурах является хорошим в пределах от 0,75 до 0,80 кг/см².

На диаграмме фиг. 292 видно, что выпуск пара из ц. в. д. в ресивер происходит почти при постоянном давлении. Линия впуска на диаграмме ц. н. д. идет также без заметного падения давления и без больших зигзагов. Все это показывает на достаточную величину ресивера между цилиндрами.

Индикаторные диаграммы на фиг. 293 показывают большее колебание давления пара при выпуске, чем это видно по диаграммам фиг. 292. Ресиверы у машины тройного расширения имеют относительно меньшие размеры, так как место не позволяет сделать их достаточно большими, как у машин компаунд.

Величина сжатия в ц. в. д. по диаграммам обеих машин доводится почти до начального давления при впуске, что позволяет поршню и кривошипному механизму плавно переходить через мертвые точки и уменьшает несколько расход пара в машине. Сжатие пара в ц. с. д. и ц. н. д. является также нормальным как по высоте давления в конце сжатия, так и по величине сжатия в процентах от хода поршня и обеспечивает вполне плавность работы этих цилиндров.

Наполнение в передней и задней полостях цилиндров по всем диаграммам большой разницы не имеет.

Нормальные индикаторные диаграммы машины с клапанным распределением. На фиг. 294 представлены диаграммы машины компаунд с клапанным распределением.

Диаграммы эти могут считаться вполне нормальными во всех отношениях за исключением одного недостатка: линия впуска пара в ц. в. д. идет, значительно понижаясь к моменту отсечки. Понижение давления во время впуска здесь происходит вследствие потери давления пара в пароперегревателе.

Отсечка пара в цилиндрах, судя по диаграммам, происходит быстро. Однако нельзя сказать, что отсечка здесь получается более быстрая, чем при распределении пара цилиндрическими золотниками и плоскими с двойным впуском.

Наполнение в передней и задней полостях обеих цилиндров совершенно уравнено. Сжатие в ц. в. д. доведено до начального давления при впуске. Предварение выпуска в процентах от хода поршня не очень велико, но выпуск происходит быстро, вследствие чего разрежение в ц. н. д. достигает полной величины в начале обратного хода поршня.

Нормальные индикаторные диаграммы машины с крановым распределением. На фиг. 295 представлены индикаторные диаграммы машины тройного расширения с крановым распределением. Диаграммы эти являются вполне нормальными, а распределение пара в машине — правильным.

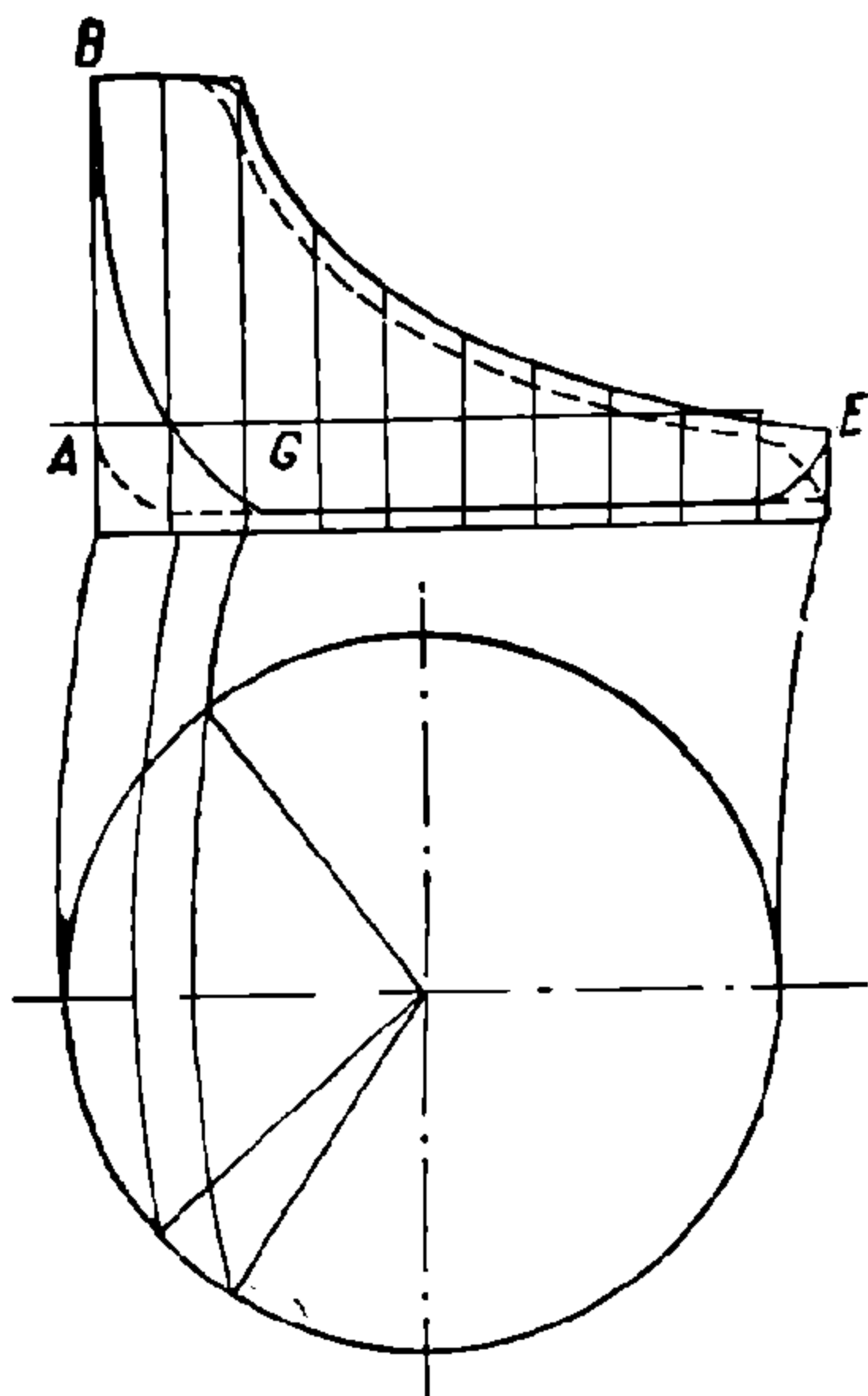
Линия впуска пара в ц. в. д. на диаграмме идет почти без понижения до самого момента отсечки.

Отсечка пара в цилиндрах происходит очень быстро, быстрее, чем при золотниковом и клапанном распределении. Мятие пара в момент от-

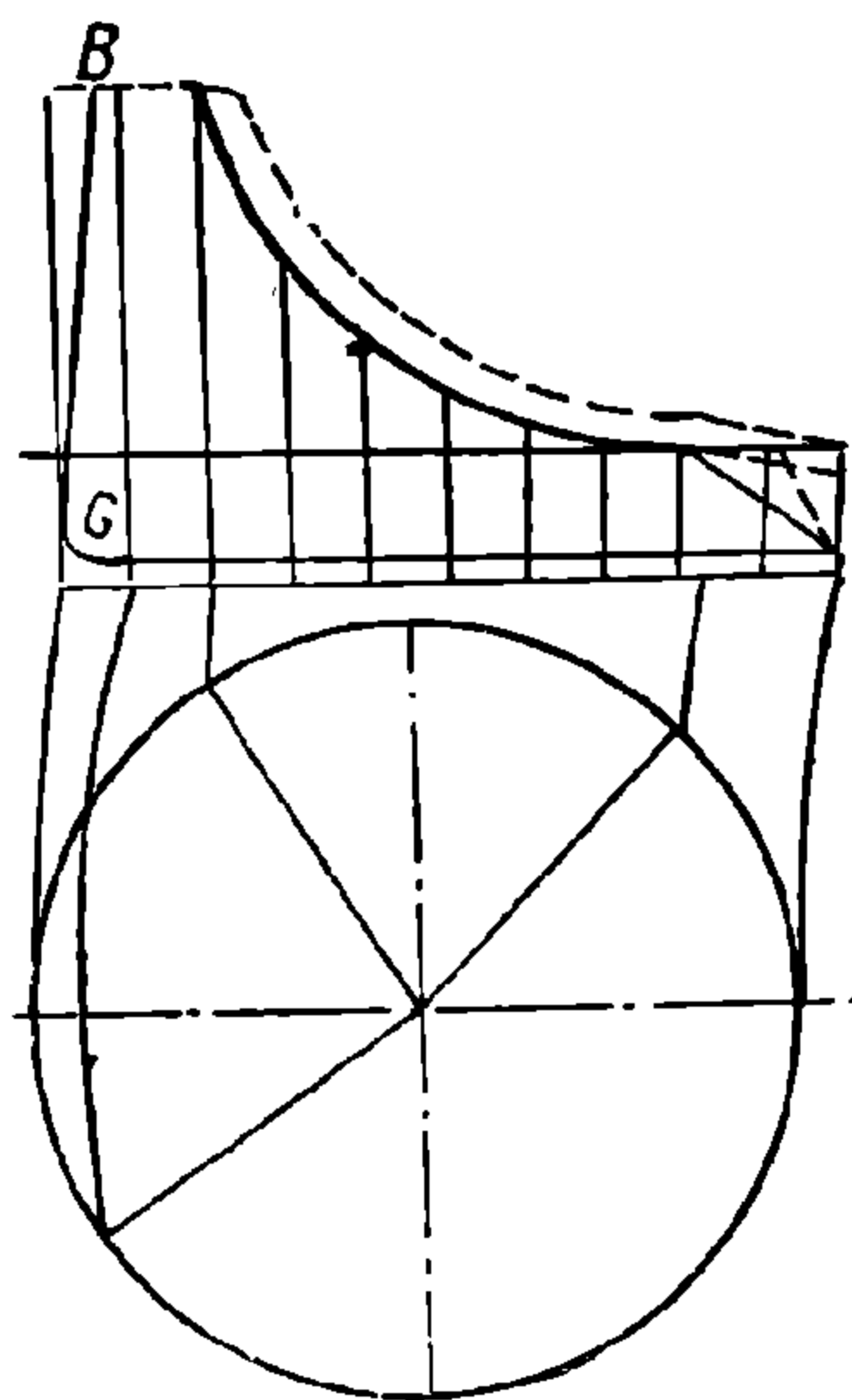
сечки самое ничтожное. Наполнение в обеих полостях всех цилиндров хорошо уравнено.

Предварение выпуска пара небольшое, но благодаря большой длине паровых окон и быстрому их открытию предварение выпуска вполне достаточно и обеспечивает хорошее разрежение в ц. н. д. уже в самом начале обратного хода поршня.

Линия выпуска на диаграмме ц. в. д. сначала понижается, а потом значительно повышается. Точно также линия впуска на диаграмме ц. с. д. показывает постепенное, но значительное понижение давления пара в период впуска. Происходят оба эти явления от того, что ц. в. д. и ц. с. д. у этой машины расположены один за другим, как тандем, и работают на один кривошип. Ресивера в полном смысле этого слова не имеется, а отработавший в ц. в. д. пар передается прямо в соответствующую полость



Фиг. 296.



Фиг. 297.

ц. с. д. по небольшой сравнительно ресиверной трубе. Однако влияние недостаточных размеров ресивера здесь не больше, чем у обыкновенной машины тройного расширения, диаграммы которой показаны на фиг. 293.

Ресивер между ц. с. д. и ц. н. д. имеет достаточный размер, поэтому линия выпуска на диаграмме ц. с. д. или линия впуска на диаграмме ц. н. д. идет с малыми отклонениями от горизонтального направления.

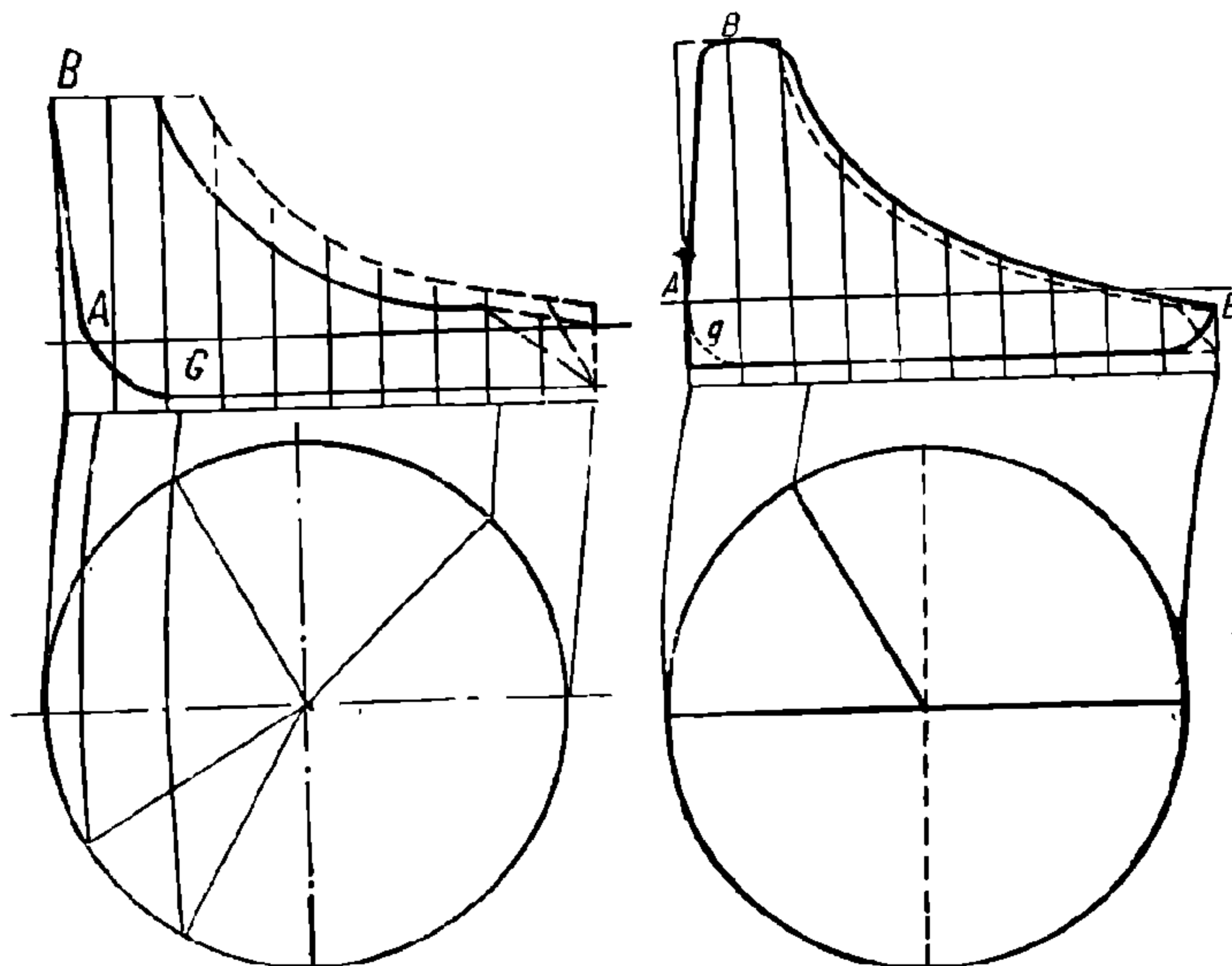
Величина сжатия в процентах от хода поршня, как видно по диаграммам фиг. 295, очень небольшая, менее рекомендуемых норм при золотниковом и клапанном распределении. Однако давление в конце сжатия во всех цилиндрах довольно большое. Линии сжатия идут очень круто вверх, круче, чем на диаграммах предыдущих фигур. Происходит это от того, что величина вредного пространства у этой машины, как и у всякой другой машины с крановым распределением, меньше, чем у машин с золотниковым и клапанным распределением.

Неправильности в парораспределении, показываемые индикаторной диаграммой, и практические указания, как их устранить. По индикаторным диаграммам кроме определения мощности машины можно еще судить о внутреннем состоянии последней, т. е. о недостатках в парораспределении, а также и в некоторых других ее частях.

Недостатки эти следующие:

1. Недостаточная величина паровпускных пролетов.
2. Недостаточная величина паровыпускных пролетов.
3. Неправильная установка эксцентрика на валу.
4. Неправильная установка золотника на штоке.
5. Неодинаковость перекрыш у золотника.
6. Пропуски пара через золотник.
7. Пропуски пара через поршень цилиндра.
8. Пропуски пара через набивочную коробку.
9. Слабина в соединении золотника со штоком.
10. Вскипание воды в котлах.
11. Неисправность воздушного насоса.
12. Недостаточность инжекции.

Индикаторные диаграммы, показывающие погрешности в работе машины, происходящие от неправильной установки золотника. Фиг. 296



Фиг. 298.

Фиг. 299.

показывает, что начало выпуска произошло слишком поздно, прекращение его слишком рано и что имеется большое предварение впуска; все эти недостатки происходят от того, что золотник сдвинут слишком вправо, а потому следует положить прокладку под пятку эксцентриковой тяги.

Фиг. 297 показывает, что начало выпуска слишком рано, прекращение выпуска слишком поздно и нет предварения впуска; это происходит от того, что золотник сдвинут влево, а потому следует его переместить вправо, т. е. вынуть подкладку.

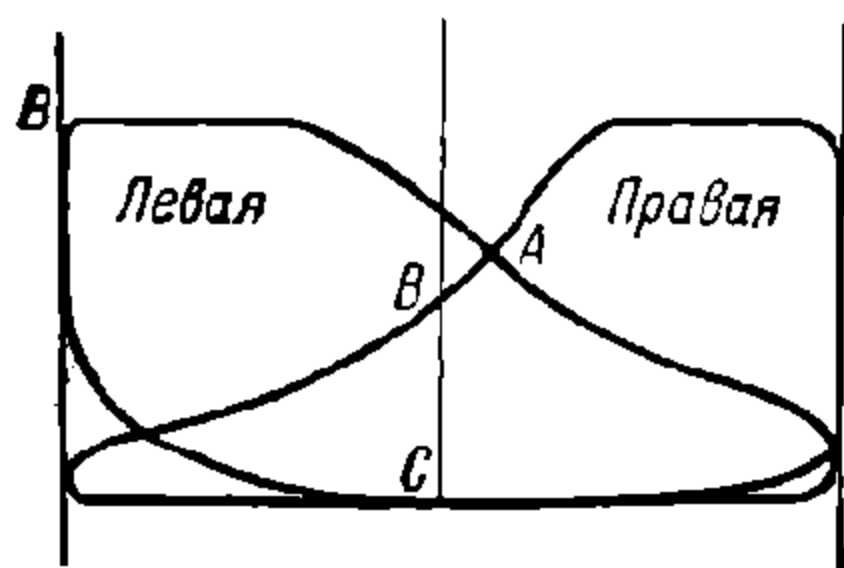
Фиг. 298 показывает, что впуск происходит слишком рано и имеется слишком большое предварение впуска. Все перечисленные действия происходят слишком рано потому, что эксцентрик насажен на вал с слишком большим опережением; следует его повернуть немного назад.

Фиг. 299 показывает, что все действия происходят слишком поздно, т. е. впуск поздно, его прекращение поздно и отсутствует предварение впуска. Обстоятельства эти происходят от того, что эксцентрик недостаточно впереди, а потому следует его повернуть немного вперед.

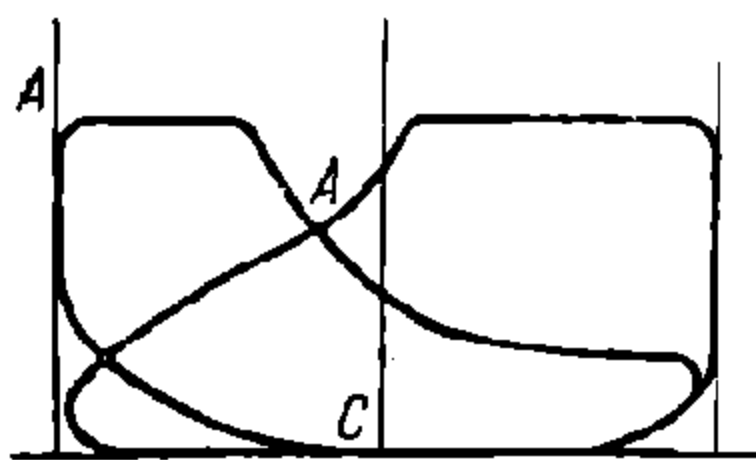
В описанном случае паровой подушки не будет, левый нижний угол диаграммы будет почти прямой. Кривая расширения идет до последней

ординаты, т. е. до конца хода, и полная пустота получится лишь по прошествии поршнем некоторой части хода.

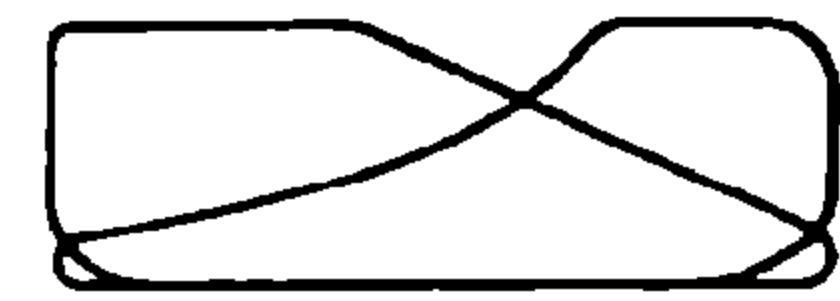
Фиг. 300 также указывает на неправильную установку золотника на его штоке. Для того чтобы узнать, налево или направо сдвинут золотник, нужно в середине атмосферной линии восстановить перпендикуляр CB , и если точка пересечения линии расширения A будет правее этого перпендикуляра, то это показывает, что золотник установлен правее на штоке; в этом случае получается следующее парораспределение: впуск будет более поздний, более ранняя отсечка, более ранний выпуск и слиш-



Фиг. 300.



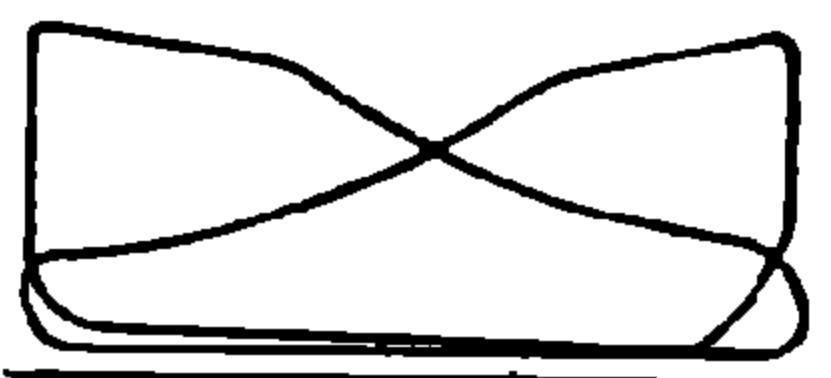
Фиг. 301.



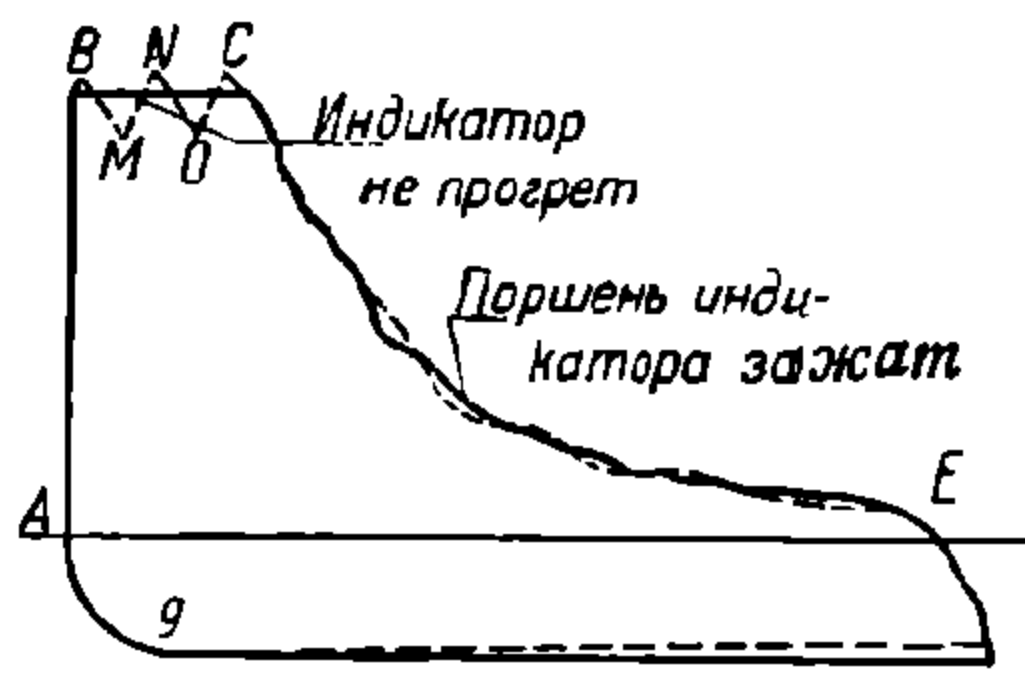
Фиг. 302.

ком позднее сжатие. Если же точка пересечения линий расширения будет левее перпендикуляра фиг. 301, то произойдут обратные неправильности в парораспределении.

Вышеописанные неправильности происходят от несоответствующей длины эксцентриковых тяг, которые могут быть при исправлении удлинены или укорочены; кроме того, золотник может перемещаться направо от истирания и прискабливания эксцентриковых бугелей и у вертикальных машин от оседания главного вала машины.



Фиг. 303.



Фиг. 304.



Фиг. 305.

В этом случае необходимо подложить под пятку эксцентриковой тяги прокладку соответствующей толщины и этим самым установить золотник на место.

Если золотник имеет одну из впускных перекрыш больше другой и угол опережения взят по меньшей перекрыше, то впуск пара со стороны более длинной перекрыши произойдет позже, а отсечка раньше, чем со стороны, имеющей меньшую перекрышу; в открытии и закрытии паровыпускного окна перемены не произойдет. Фиг. 302 представляет подобные неправильные диаграммы.

Если же выпускные перекрыши будут неодинаковы, то выпуск пара со стороны большей перекрыши произойдет позже и окончится раньше, чем на противоположной стороне; в таком случае получаются диаграммы, как на фиг. 303.

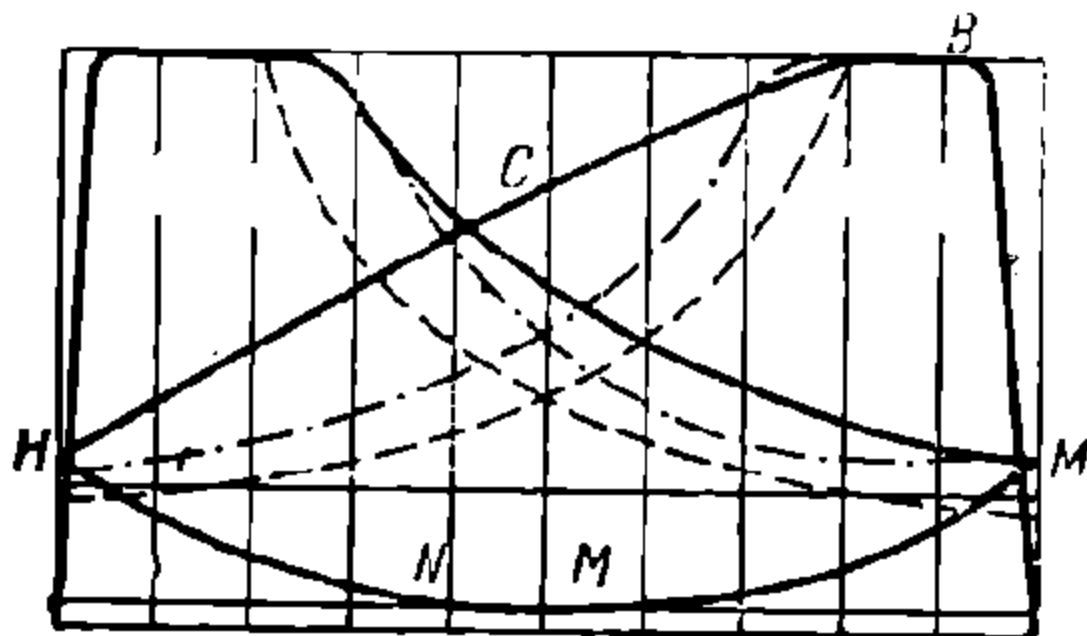
На фиг. 304 пунктирная, волнообразная линия от B до C происходит от неравномерного сжатия пружины индикатора, который недостаточно обогрет: следует удалить карандаш от бумаги, открыть пар в прибор и дать его поршню сделать 5—6 ходов.

На той же фигуре CE — линии расширения — получилась не правильной кривой, как в прежних примерах, а извилистой. Это происходит

от того, что поршень индикатора от большого расширения как бы заедает по временам. Повышение линии пустоты по направлению к *G* происходит от того, что конденсатор прогрет: следует дать больше инжекционной воды, а если это не поможет, то это показывает на неисправность воздушного насоса.

Следует заметить, что если индикатор загрязнен, то вся диаграмма выходит как бы дрожащей.

Примеры диаграмм, снятых с обеих сторон поршня. Фиг. 305 показывает, что опережение с левой полости велико, а с правой его совсем нет: следует поставить подкладку под пяту эксцентриковой тяги. Сравнить эту фигуру с фиг. 297 и 298.

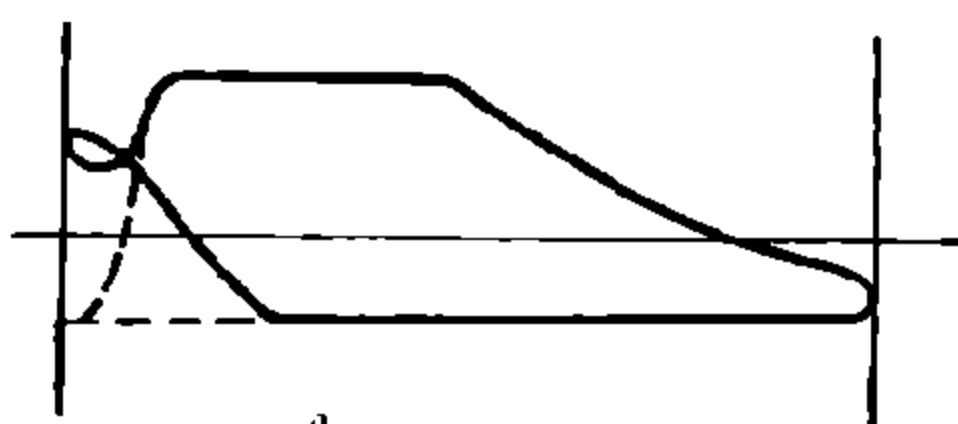


Фиг. 306.



Фиг. 307.

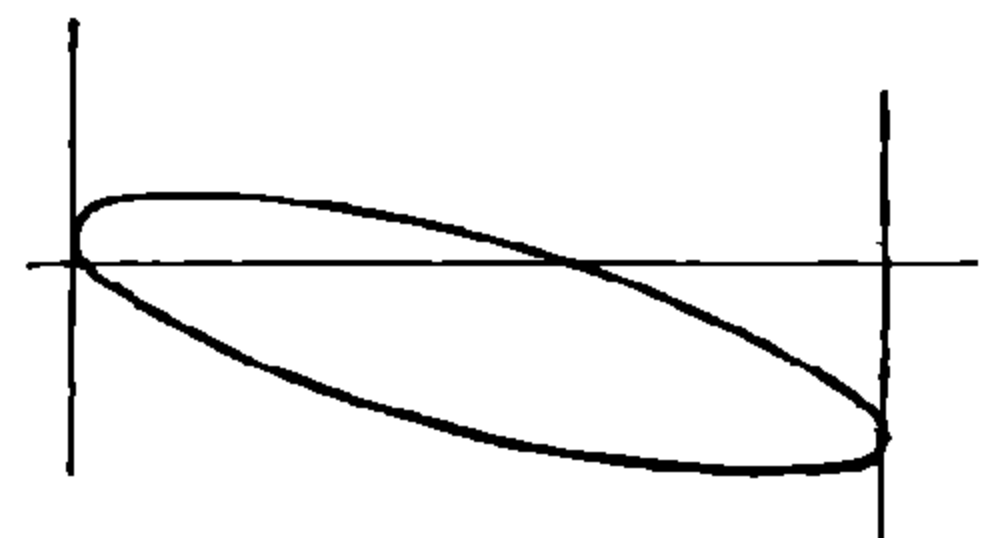
На фиг. 306 все действия совершаются позднее, а потому требуется передвинуть эксцентрик вперед, золотник не прилегает плотно к зеркалу, а потому и получаются прорывы пара в цилиндр. Падение от *B* до *C* показывает, что пар мнется; это происходит от недостатка площади прохода. Две кривые, обозначенные буквами *M* и *N*, образуются частью от того, что выпускное окно открывается поздно, но главное от того, что выпускной пролет недостаточно велик. Неплотности парораспределительных органов, поскольку они влияют на впуск пара, можно установить из диаграммы, если на ней вычертить равнобокую гиперболу.



Фиг. 308.



Фиг. 309.



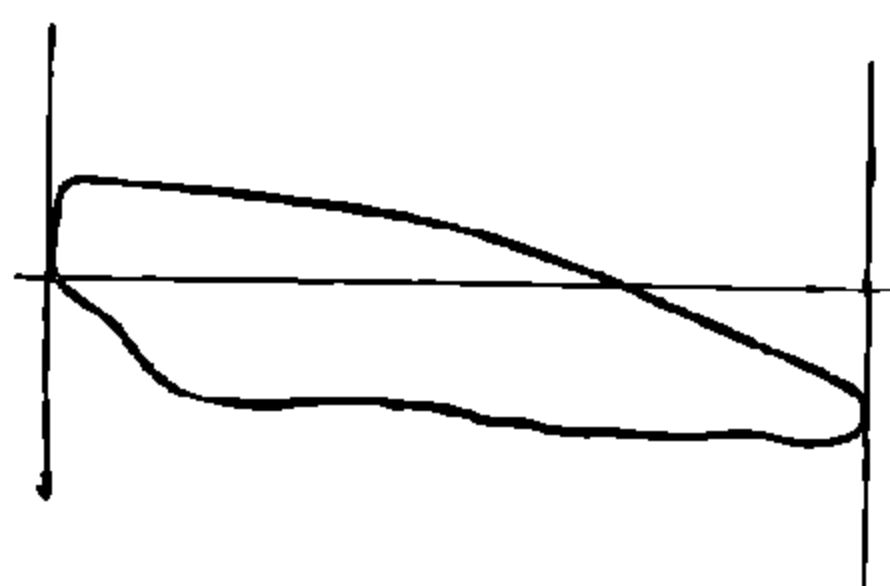
Фиг. 310.

Опытом установлено, что в машине, работающей насыщенным паром, кривая расширения совпадает с гиперболой, если только в распределительных органах нет неплотностей. Если кривая расширения расположена выше гиперболы, то это указывает, что в цилиндр поступает больше пара, чем это соответствует данному наполнению, и можно безошибочно сделать заключение о неплотности паровпускного органа.

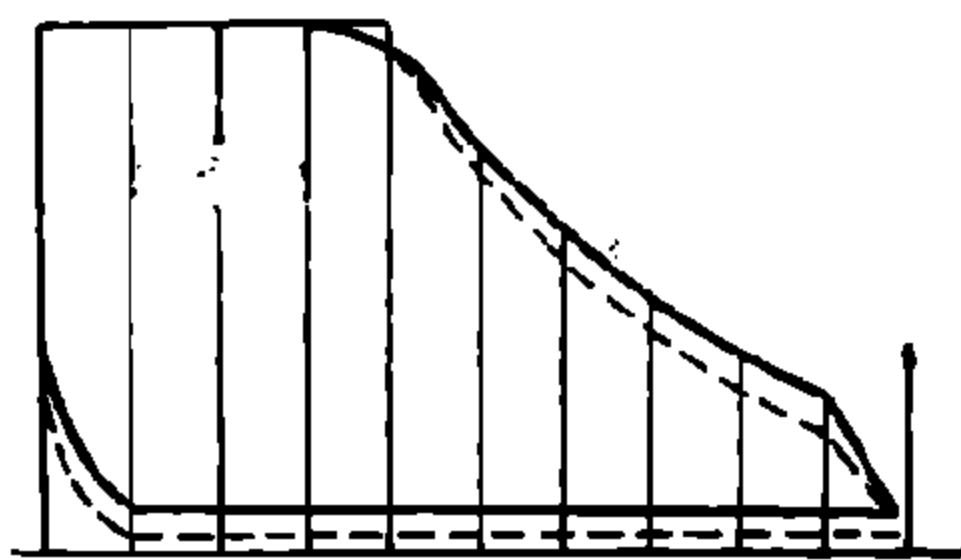
Если же кривая расширения опускается ниже гиперболы, то при золотниковом распределении это служит признаком неплотности поршня, а при клапанном распределении—или неплотности поршня или парораспределительного органа. При одновременной неплотности поршня и золотника кривая расширения может быть выше или ниже гиперболы.

В таком случае следует произвести непосредственное испытание на плотность, как это указывалось выше. Для испытания плотности паровпускных органов машину приводят в такое положение, что поршень отходит от мертвой точки больше, чем это соответствует наибольшему наполнению, подпирают маховик, открывают паровпускной вентиль и ин-

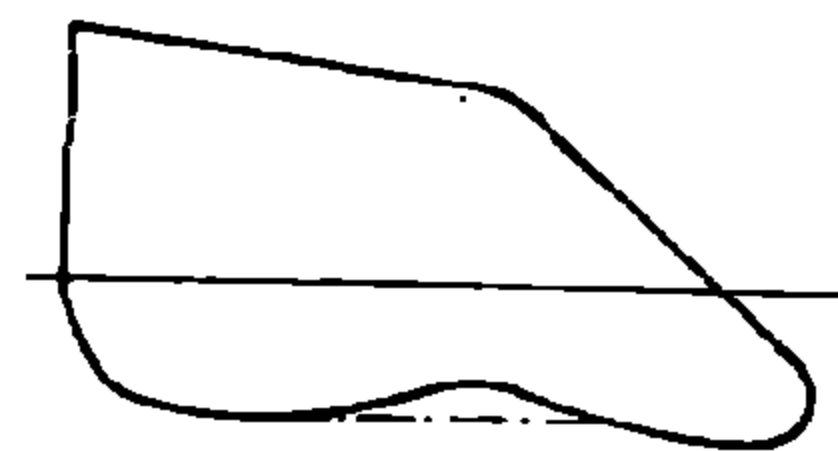
дикаторный кран на соответствующей стороне цилиндра. Так как при таком положении поршня парораспределительные органы занимают положение, при котором пар не может ни поступать в цилиндр, ни выходить из него, то при достаточной плотности паровпускных органов пар не должен выходить и из индикаторного крана. Такое же испытание должно быть произведено и по отношению к другой стороне поршня. Для испытания поршня на плотность снимают заднюю крышку цилиндра и переводят машину в переднее мертвое положение. При таком положении поршня парораспределительные органы открывают свободный доступ пару в цилиндр; следовательно, вредное пространство после открытия паровпускного вентилля наполняется паром под рабочим давлением, и неплотность поршня обнаруживается просачиванием пара по окружности поршня.



Фиг. 311.



Фиг. 312.



Фиг. 313.

Фиг. 307 указывает на ненормальное предварение впуска в левой полости и на то, что в правой оно слишком велико. Следует передвинуть эксцентрик назад на половину угла предварения впуска и вынуть прокладку из-под пяты эксцентрикой тяги для уменьшения другой половины имеемого лишнего предварения впуска.

Диаграммы, показывающие неправильности, происходящие от недостатков в золотнике, его слабины на штоке, от малой инжекции, от вскипания и от других причин. На фиг. 308 мы видим странную диаграмму, происходящую от слишком большого сжатия и отсутствия предварения впуска. Для устранения этих неправильностей следует повернуть эксцентрик вперед, чем достигнется предварение впуска, и срубить край выпускного поля золотника, вследствие чего произойдут выпуск раньше и прекращение его позже, т. е. уменьшится слишком большое сжатие.

Фиг. 309 представляет своеобразную диаграмму, происходящую от слишком большой слабины золотника на его штоке: например, отдалась гайка. В таких случаях диаграмма, снятая с правой полости, получается правильной, а с левой особенно неправильной, указывающей на слишком поздний впуск пара.

Фиг. 310 представляет повышение линии пустоты, которое происходит от того, что конденсатор становится теплее в середине или в конце хода поршня, вследствие чего карандаш индикатора поднимается. Для устранения этой неисправности должно увеличить инжекцию.

Фиг. 311 показывает, как линия пустоты может меняться вследствие неправильного действия воздушного насоса: например, в случае если у него разбился один из клапанов.

Фиг. 312 показывает изменение кривой расширения, происходящее вследствие существующих прорывов пара от неплотности золотника.

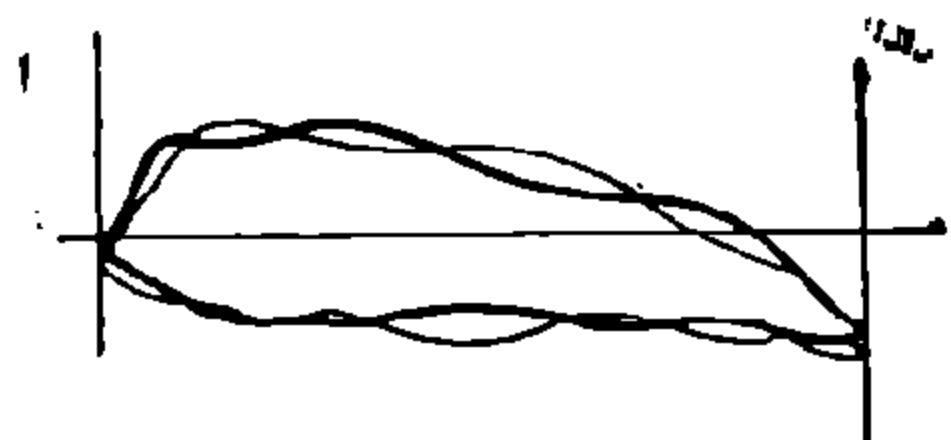
В этом случае пар после происшедшей отсечки продолжает поступать в цилиндр в период расширения благодаря пропускам через золотник, а потому и карандаш индикатора чертит кривую выше нормальной. Устранение этой неисправности производится пришабриванием золотника. Если золотник неплотно прикрывает паровыпускные пролеты, то пар, проходя из золотниковой коробки в полость цилиндра, сообщающуюся с конденсатором, повысит линию противодавления в цилиндре и таким образом уменьшит мощность машины.

Фиг. 313 указывает на существование неплотности на некоторой части хода, между поршнем и рабочей поверхностью цилиндра.

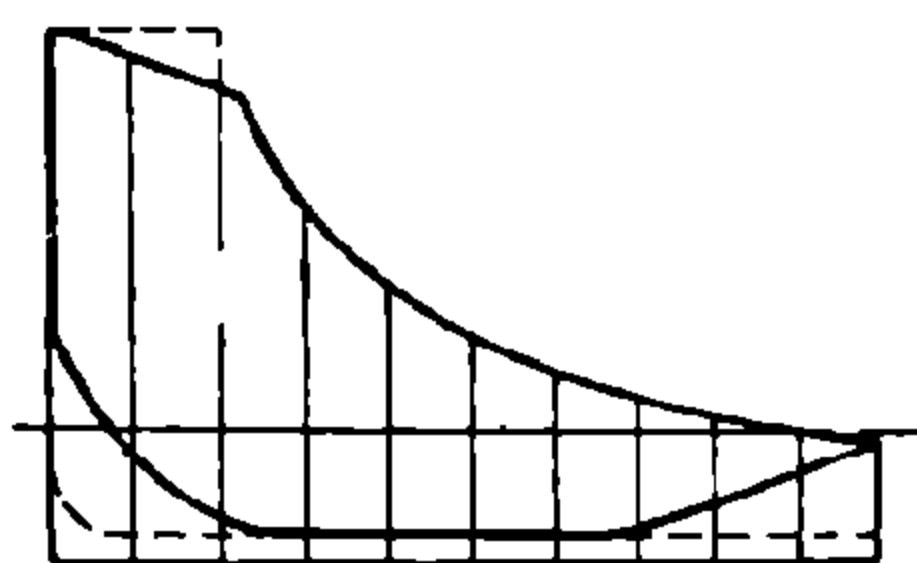
Подобные прорывы происходят от неравномерной разработки цилиндров.

Фиг. 314 показывает, какие могут получиться диаграммы, если они сняты во время вскипания. В таких случаях снятые две диаграммы не совпадают одна с другой.

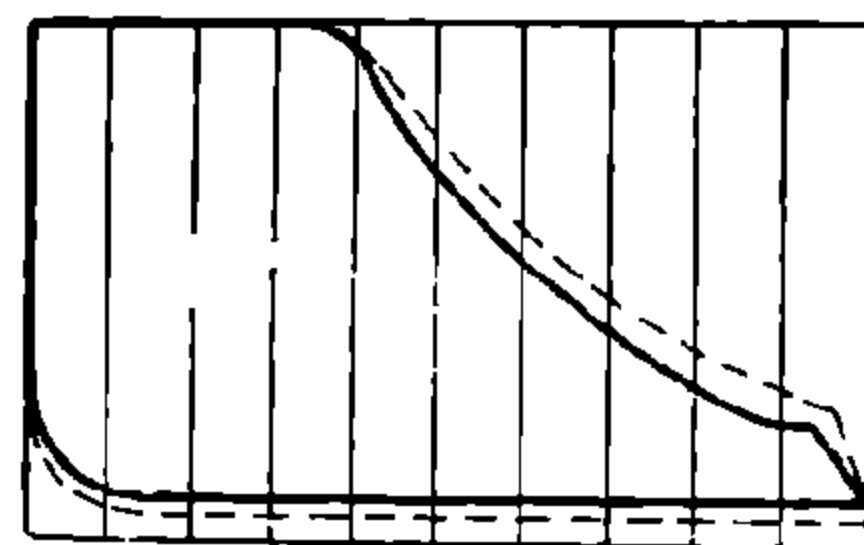
На фиг. 315 — падения линий впуска и выпуска пара — показывают, что впускные пролеты цилиндра слишком малы, и пар таким образом мнется, входя в цилиндр и выходя из него.



Фиг. 314.



Фиг. 315.



Фиг. 316.

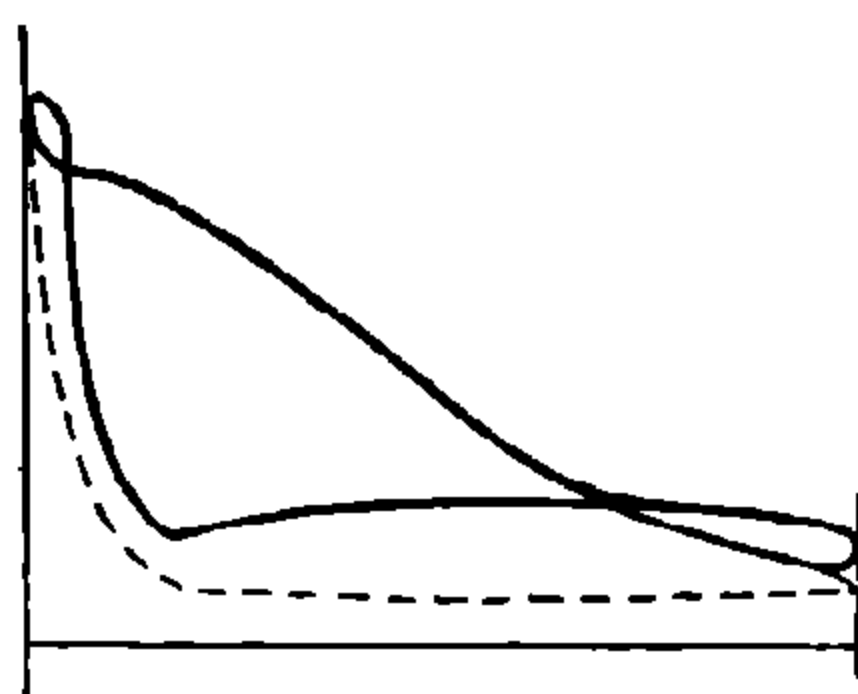
Фиг. 316 показывает эффект, получаемый от прорыва пара через кольца поршня цилиндра высокого давления. Кривая расширения падает ниже нормальной, а линия вакуума повышается выше нормальной.

Фиг. 317 показывает, какая диаграмма получается, если пар прорывается через набивку поршневого штока ц. в. д. Вследствие этих прорывов давление уменьшается и понижается линия расширения; равным образом понизится и линия выпуска.

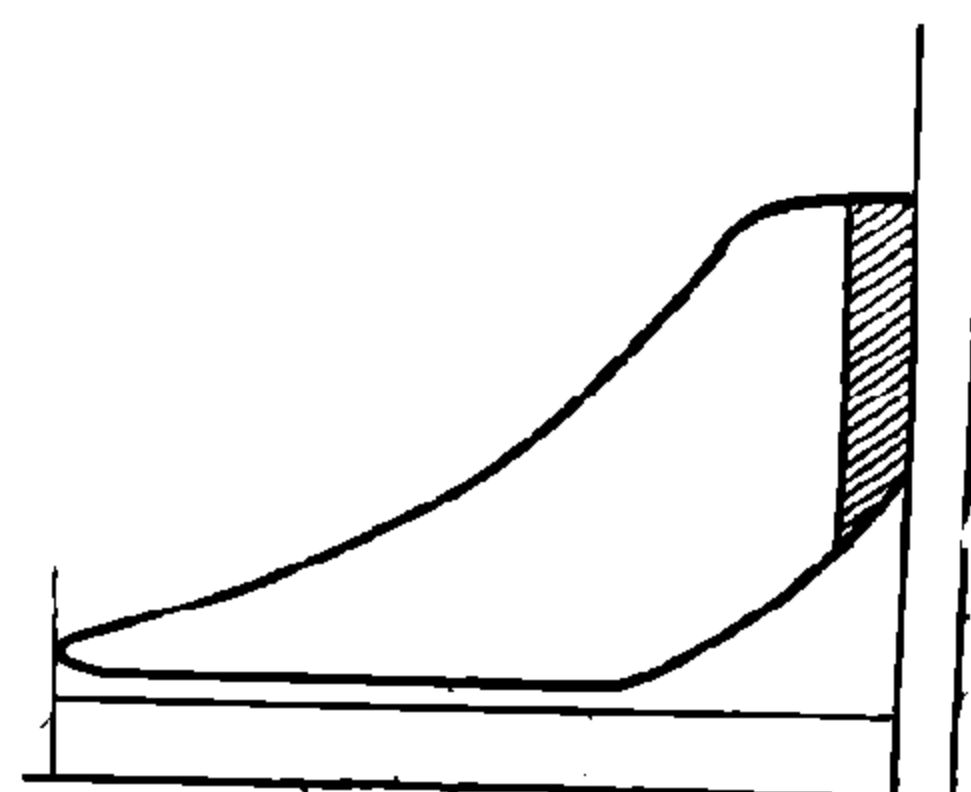
На фиг. 318 представлена диаграмма ц. в. д. машины двойного расширения. Кривые расширения и выпуска образуют петлю, вызванную



Фиг. 317.



Фиг. 318.



Фиг. 319.

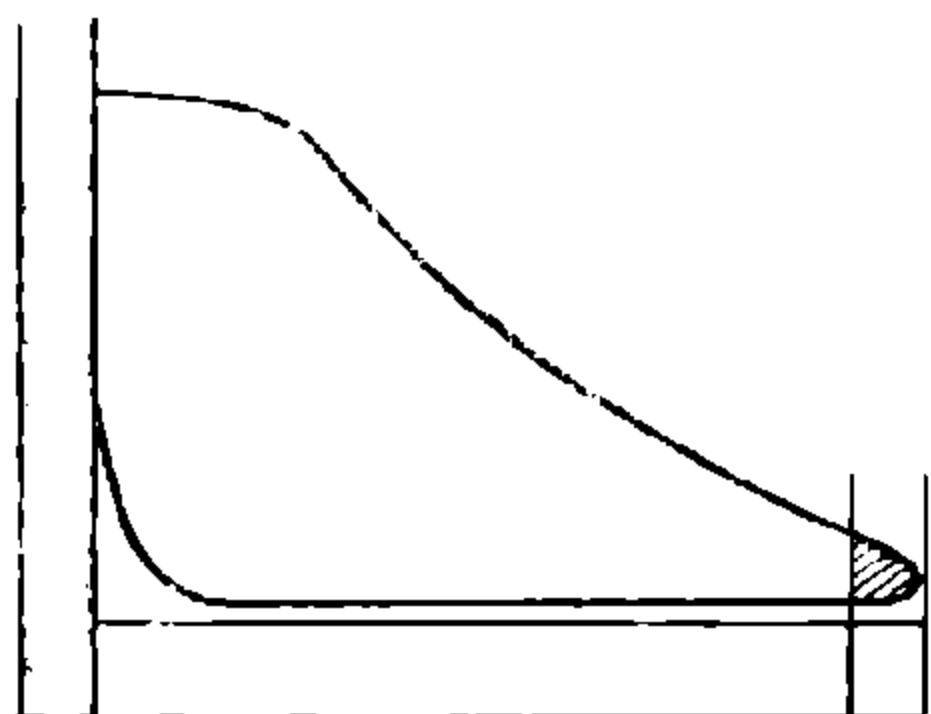
слишком малым заполнением ц. н. д. и вследствие этого повышения давления в ресивере. Высокое давление в ресивере заставляет кривую выпуска подниматься выше кривой расширения. Путем увеличения наполнения ц. н. д. можно получить диаграмму, показанную пунктиром.

Неправильности в диаграммах, обусловленные индикатором, его установкой и приводным механизмом. Диаграмма, представленная на фиг. 319, получается в том случае, когда шнур слишком длинен, следовательно, индикатор бьет с одной стороны. Вследствие этого диаграмма получается обрезанной на заштрихованную часть.

Фиг. 320 изображает диаграмму, при снятии которой барабан бил с другой стороны. Вообще следует заметить, что если на одном из концов диаграммы замечаются острые углы без закругленных переходов, то в большинстве случаев это указывает на то, что барабан бьет.

Эту неправильность легко устранить до снятия следующей диаграммы либо изменением длины шнура, либо установкой меньшего ролика.

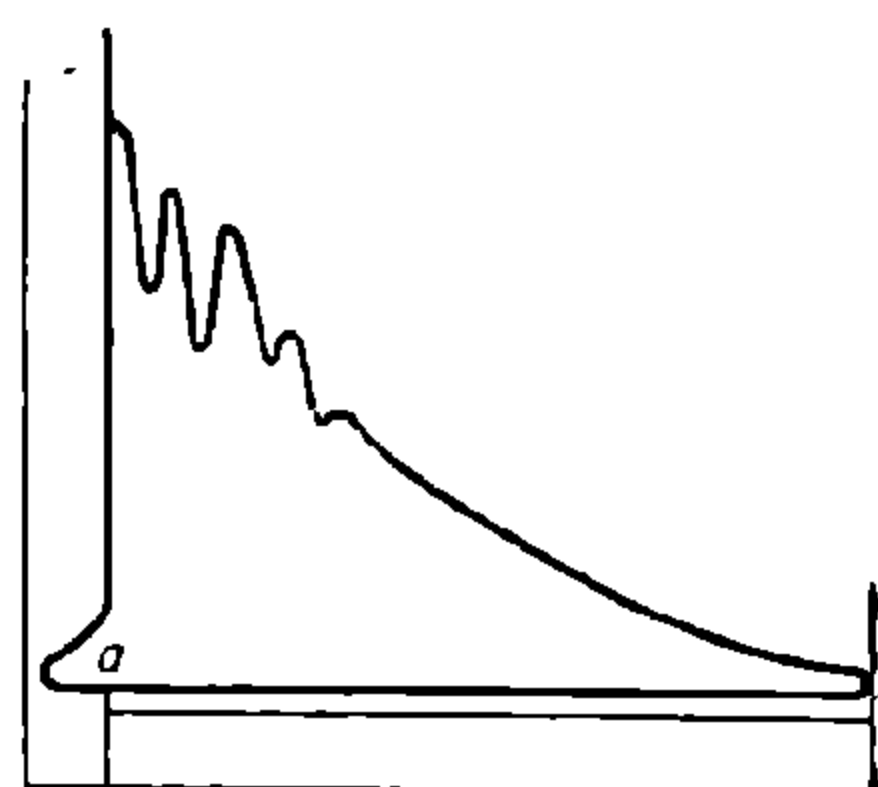
Фиг. 321 изображает диаграмму, снятую индикатором со слишком сильным трением поршенька. Кривая расширения образует ступени, которые обнаруживаются иногда и в кривой сжатия. Характерной особенностью диаграммы в подобных случаях является почти вертикальный уступ в конце наполнения. Вследствие сильного трения поршень остается в своем высшем положении, пока давление под ним не понижается значительно. Если образование ступенек продолжается и при обильной смазке после прочистки индикаторного цилиндра и поршня, то для точных испытаний такой индикатор не годится.



Фиг. 320.

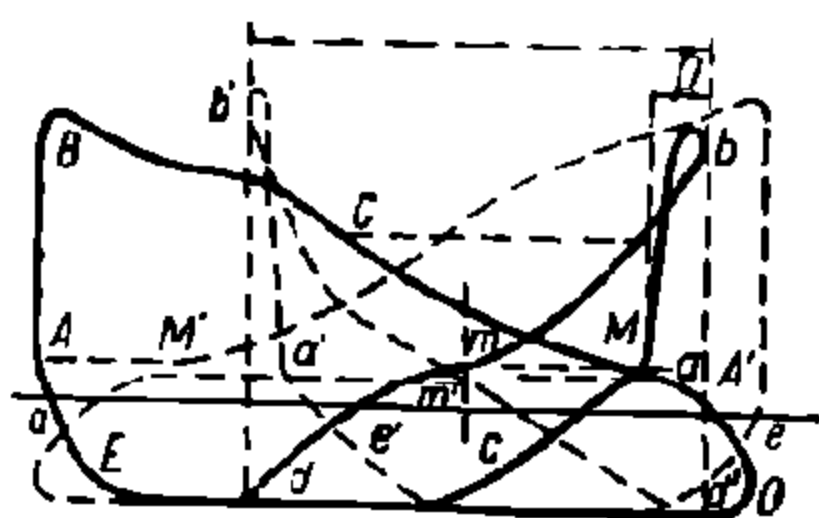


Фиг. 321.

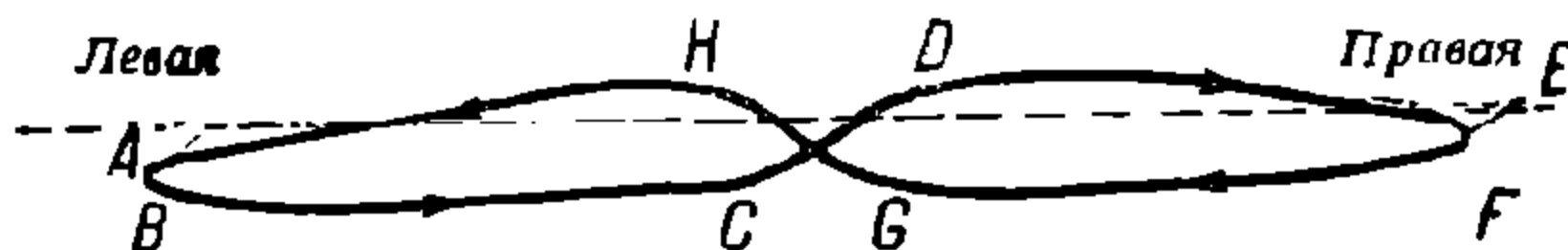


Фиг. 322.

С образованием ступенек не следует смешивать правильных, постепенно затухающих колебаний вроде изображенных на фиг. 322. Такие колебания в начале диаграммы возникают в большинстве случаев при работе без сжатия, следовательно, когда перемена давления происходит мгновенно, или же при большом числе оборотов машины. Эти колебания служат признаком отличного, работающего без трения индикатора, но, разумеется, они затрудняют исследование кривой расширения и планиметрирование диаграммы. Для уменьшения или полного устранения колебаний



Фиг. 323.



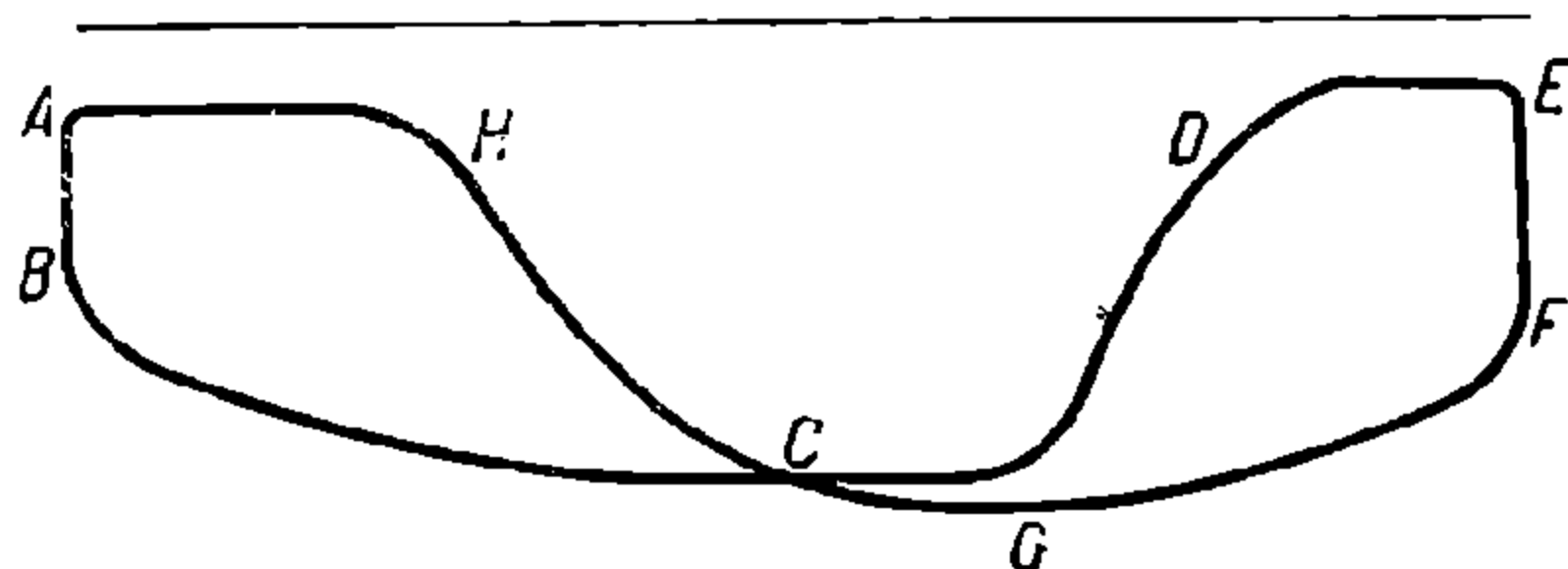
Фиг. 324.

достаточно поставить более сильную пружину. Диаграмма на фиг. 322 обнаруживает также характерный выступ *a*, получающийся вследствие того, что в конце хода машины поршневое кольцо перекрывает индикаторное отверстие и тем самым прекращает доступ пара в индикатор.

В некоторых случаях оказывается весьма полезным снять так называемую эксцентриковую диаграмму вместо поршневой. Обыкновенная (поршневая) диаграмма снимается таким образом, что шнурок, ведущий барабан индикатора, соединяется с ползуном, движение которого соответствует движению поршня цилиндра, и, следовательно, перемещения бумаги пропорциональны путям, проходимым поршнем; вследствие этого в концах хода поршня, где значительным углом поворота кривошипа соответствуют очень малые перемещения поршня, различные интересные изменения давления пара выходят на диаграмме очень неясными. Поэтому удобнее иногда снять диаграмму, приводя бумагу в движение от другой части механизма, имеющей в то время, когда поршень бывает близ крайних положений, довольно быстрое движение; тогда соответствующая часть диаграммы выйдет значительно более растянутой и все особенности ее

будут отчетливо видны. Такие диаграммы называют „сдвинутыми“; если движение взять от эксцентриковой (или золотниковой) тяги, то диаграмму можно назвать „эксцентриковой“. В этом случае, так как во время прохождения кривошипом мертвых точек эксцентрик сообщает золотнику скорость, близкую к наибольшей, на индикаторной диаграмме выйдут очень ясно периоды сжатия и предварения выпуска, которые поместятся в середине диаграммы, а на концах ее будут сняты периоды отсечки расширения и выпуска.

На фиг. 323 показана диаграмма *abcde*, вычерченная при передаче движения барабану от штока золотника и соответствующая обыкновенной диаграмме *ABCDE*.



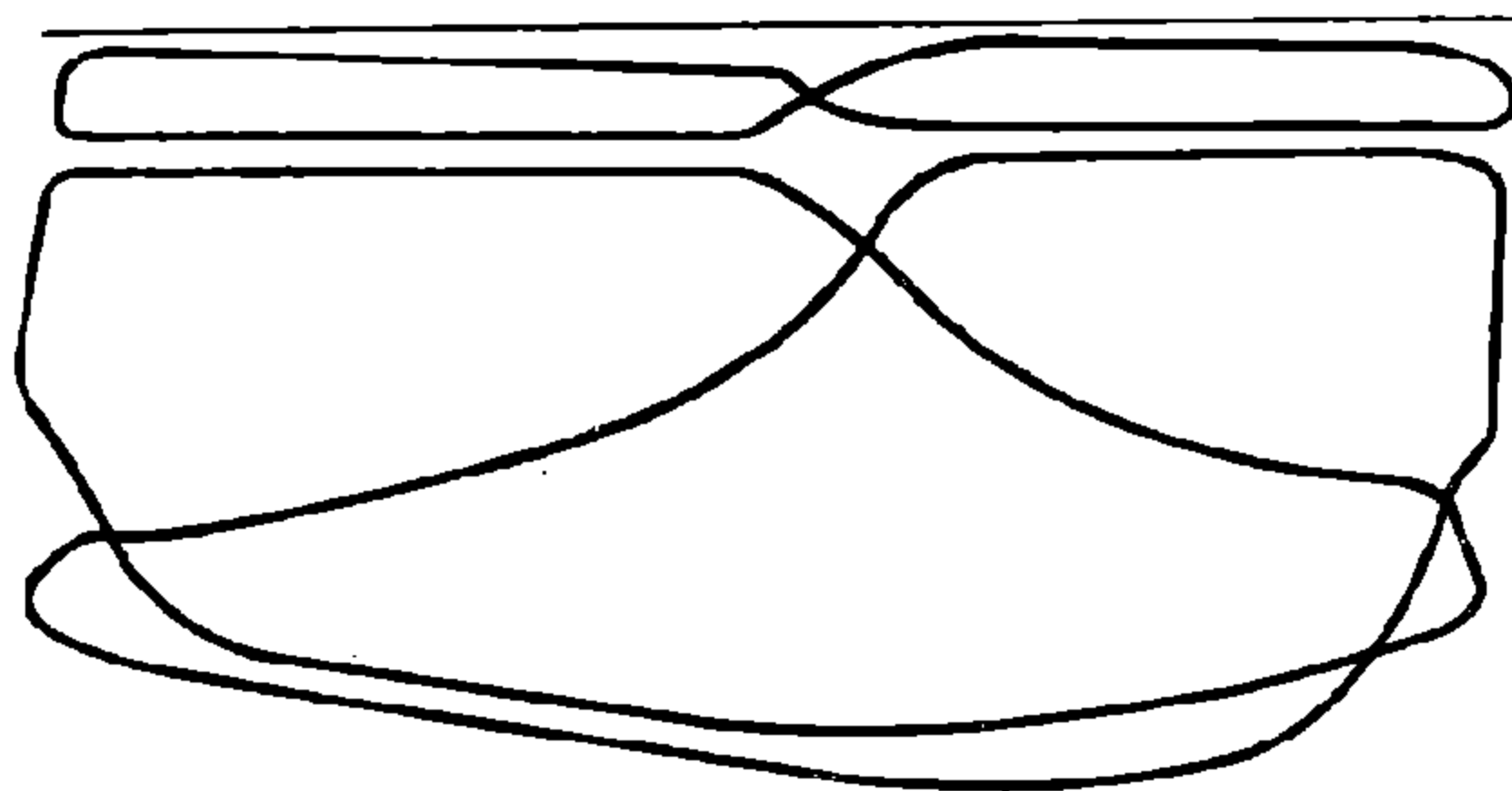
Фиг. 325.

Точка *a* первой диаграммы обозначает начало впуска и соответствует точке *A*; далее, диаграмма поднимается до точки *b*, находящейся на такой же высоте, что и точка *B*, и затем при обратном движении поршня диаграмма опускается благодаря мятию пара. Точка *c*, находящаяся

на одной вертикали с *a*, показывает момент закрытия окна; помощью точки *c* можно точно определить положение точки отсечки *C*, находящейся на одной с нею горизонтали.

Длина диаграммы представляет в известном масштабе длину хода золотника, а длина части ее *O* — наибольшее открытие окна для впуска.

Расстояние *aa'* равно удвоенной паропускной перекрыше, если обе перекрыши одинаковы; вертикаль, проведенная через середину *aa'*, дает точки *m* и *m'*, которые при отсутствии величины паровпускных перекрыш определяют точки *M* и *M'* — начало предварения впуска.



Фиг. 326.

Диаграммы золотниковых коробок. Диаграммы, снятые с золотниковых коробок, дают указания относительно правильности устройства паропровода между котлами и машиной: достаточно ли поперечное сечение паропровода, не слишком ли оно стеснено вследствие прикрывания клапанами, не происходит ли в трубопроводе чрезмерного охлаждения пара и т. д. Если диаграммы, снятые с цилиндров, показывают значительную разницу между начальным давлением впуска пара в цилиндр и давлением в подводящем трубопроводе или котлах или в цилиндре, т. е. если происходит значительное падение давления во время впуска, то по диаграмме золотниковой коробки можно выяснить, происходит ли это от недостатков паропровода или от узости паровых пролетов в цилиндре.

Фиг. 324 дает представление о нормальной диаграмме золотниковой коробки.

При снятии диаграмм с золотниковой коробки барабан индикатора должен приводиться во вращение от такого же привода, как и при съемке диаграмм с цилиндров. На диаграмме фиг. 324 в точке *A* происходит открытие парового пролета, ведущего в левую полость цилиндра, вследствие чего в золотниковой коробке давление пара падает и карандаш индикатора чертит линию *AB*. В течение периода впуска пара давление в золот-

никовой коробке слегка понижается — линия диаграммы *BC*. В точке *C* происходит отсечка, выход пара из золотниковой коробки в цилиндр внезапно прекращается, происходит повышение давления — линия *CD*. По достижении повышенного предела давление медленно спадает — линия диаграммы *DE*, — пока не произойдет открытие парового пролета в правую полость цилиндра, после чего цикл повторится в том же порядке, как показывает вторая половина диаграммы *EFGHA*. Стрелки показывают направление движения карандаша индикатора.

Если паропровод между котлами и машиной правильно рассчитан, т. е. в нем нет чрезмерного охлаждения пара и течение его не стеснено, то с золотниковой коробки получается узкая диаграмма; если же в расчете паропровода есть ошибка, то нижние линии диаграммы *BC* и *FG* сильно опускаются вниз, вследствие того что пар не может проходить в золотниковую коробку в достаточном количестве (фиг. 325).

Чтобы исследовать, нет ли потерь давления в пароподводящих клапанах цилиндра, следует снять диаграмму с цилиндра и обе их вычертить самым тщательным образом одну над другой.

Падения давления на всех частях хода поршня будут ясно видны и понятны без разъяснений (фиг. 326).

30. ПРАВИЛА ИСПЫТАНИЙ ПАРОВЫХ МАШИН

Цель и общий характер испытания. Способ испытаний, число и продолжительность их должны выбираться сообразно цели испытания. Точная программа испытаний должна быть установлена до начала испытания.

Основные единицы и числовые величины. Все размеры даются в метрических мерах кроме диаметров болтов, исполненных по шкале Витворта; последние обозначаются в дюймах.

Температура дается в градусах стогоградусного термометра согласно правилам об определении температур, установленным приказом по ВСНХ от 23 июня 1925 г.

За единицу тепла принимается одна калория, равная количеству тепла, необходимому для нагревания одного килограмма воды от 14,5 до 15,5° стогоградусного термометра.

Давления даются согласно правилам 11 марта 1925 г. о манометрах в $кг/см^2$. При этом они могут быть даны как абсолютные давления или как избыточные над атмосферным давлением (манометрические давления). При указании абсолютного давления должно быть обязательно поставлено слово „абсолютное“ (или сокращенное „абс“), или все выражение „абсолютное давление“ сокращено отмечается некоторым числом: „ата“; в противном случае принимается давление избыточное (манометрическое).

Для малых давлений допустимо также обозначение в миллиметрах ртутного или водяного столба.

В отчетах об испытании всегда должно указываться барометрическое давление, приведенное к 0°.

За основную единицу работы принимается килограммометр (*кгм*), за основную единицу мощности — килограммометр в секунду (*кгм/сек*); 75 *кгм/сек* составляют одну лошадиную силу (*л. с.*). Наряду с лошадиной силой применяется выражение мощности в киловаттах (*квт*); 1 *квт* представляет мощность, развиваемую электрическим током в 1000 ампер (*а*) при напряжении, равном 1 вольту (*в*):

$$1 \text{ л. с.} = 0,736 \text{ квт}; 1 \text{ квт} = 102 \text{ кгм/сек} = 1,36 \text{ л. с.}$$

Наряду с килограммометром применяются как более крупные единицы работы: лошадиная сила-час (*л. с. ч.*), равная 270 000 *кгм* и киловатт-час (*квтч*), равный 370 000 *кгм* = 1,36 *л. с. ч.*

Величина механического эквивалента тепла принимается равной 427 кдж (1 кал = 427 кдж). Отсюда получается: 1 квт = 860 кал и 1 л. с. ч. = 632,3 кал.

Данные относительно паров и воды должны даваться по таблицам Молье впредь до особых постановлений по этому вопросу.

Определения и термины. Под мощностью паровой машины подразумевается всегда мощность на валу (эффективная мощность), если явно не вводится другое обозначение, поэтому, если дело идет об определении индикаторной или электрической мощности, то это должно быть явно оговорено.

Если вспомогательные машины в установке с главной паровой машиной приводятся в движение непосредственно от главной машины, то мощность этих вспомогательных машин должна быть дана отдельно, если они не являются неотъемлемой частью главной машины (например, питательные насосы и пр.).

Расход пара на 1 л. с. ч. относится в паровых машинах к эффективной мощности, если явно не оговорена другая мощность (например, индикаторная, электрическая и пр.).

Расход на 1 квтч, даваемый для паровых машин, соединенных с электрическими генераторами, относится к электрической мощности на клеммах генератора. Мощность в машины для возбуждения, соединенной непосредственно с паровой машиной, не должна прибавляться к найденной мощности на клеммах генератора.

Если возбуждение получается от постороннего источника энергии, то потребная для этого мощность должна отниматься от мощности, полученной на клеммах генератора.

Механический к. п. д. представляет отношение эффективной мощности к индикаторной. Если эффективная мощность не получается непосредственно помощью торможения, динамометра кручения или из электрической мощности (с принятием во внимание электрических и механических потерь генератора и возбuditеля), то за эффективную мощность для какой-либо нагрузки принимается разность между индикаторной мощностью при нагрузке N_i и индикаторной мощностью холостого хода N_0 , причем число оборотов в обоих случаях должно быть приведено к нормальному для данной машины. За величину механического к. п. д. принимается при этом отношение

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{N_i - N_0}{N_i}.$$

Работа холостого хода должна быть определена при вполне установившемся тепловом состоянии машины, например, после нескольких часов работы ее под нагрузкой.

Предмет исследования. В паровых машинах для исследования могут быть поставлены следующие задачи:

1. Проверка с помощью индикатора парораспределения и плотности парораспределительных органов.

2. Определение мощности паровой машины (индикаторной, эффективной, электрической).

3. Нахождение расходов пара на единицу работы и теплового значения этого расхода при определенных условиях нагрузки и данном состоянии пара и охлаждающей воды.

4. Нахождение колебания числа оборотов при изменениях нагрузки, неравномерность вращения во время одного оборота, условия регулирования вообще; например, нечувствительность регулятора отдельно и всего регулирования в целом.

5. Нахождение мощности холостого хода и механического к. п. д.

6. Нахождение мощности и расхода пара обслуживающих машин, самостоятельно приводимых в движение.

7. Определение состояния пара, воздуха и воды в конденсационных установках и в устройствах для охлаждения охлаждающей воды.

8. Определение потребления смазки.

Правила для испытаний. а) Продолжительность опыта и его условия. Опыт для определения расхода пара по питательной воде должен продолжаться на каждую нагрузку непрерывно не менее 6 час. и только при исключительно равномерной нагрузке — 4 часа.

Если расход пара в машинах с поверхностным конденсатором определяется измерением конденсата, то опыт может продолжаться только 1 час.

Для нахождения мощности и механического к. п. д., а также для нахождения наибольшей мощности можно ограничиться более короткими опытами, но не менее, однако, четверти часа, причем должно быть снято не менее 5 серий индикаторных диаграмм, а число оборотов машины в моменты снятия диаграмм определяется по суммирующему счетчику и секундомеру.

Примечание. Одной серией диаграмм называется полный комплект одновременно снятых диаграмм со всех полостей цилиндров.

Все отсчеты давления пара и температуры у машины и отдельных цилиндров и ресиверов, давление в конденсаторе и прочие регистрируемые данные должны производиться в определенные моменты.

В опытах, имеющих целью определение расхода пара, снятие индикаторных диаграмм и отсчеты по измерительным приборам должны производиться каждые четверти часа, а при сильно колеблющейся нагрузке — каждые 5 мин. или даже чаще.

Опыты должны начинаться только тогда, когда температура и нагрузка достигнут стационарного состояния.

Если опыт над потреблением пара производится при обыкновенной заводской нагрузке машины, то нужно исключить по меньшей мере первый час и последние полчаса работы завода; точно так же нежелательно производство опыта накануне и на другой день после дня отдыха.

Нагрузка, давление пара и температура должны по мере возможности не изменяться во время испытания. В случае надобности следует поддерживать однообразие нагрузки искусственно.

Как крайне допустимые в особо неблагоприятных случаях пределы колебания принимаются для мощности 15%, для давления и температуры — 7,5% от средней величины.

б) Производство испытаний. Все паропроводы, находящиеся в сообщении с котлами, дающими пар на испытываемые машины и не служащие для опыта, а также ответвления этих паропроводов должны быть закрыты заглушками.

При учете расхода пара по питательной воде то же должно соблюдаться в отношении водяной линии.

Давление и температура, наблюдение которых необходимо для оценки паровой машины, должны измеряться у самой машины, перед главным пусковым вентилем; кроме того, необходимо измерять давление перед впуском пара в водоотделитель перед машиной. Это последнее измерение необходимо для оценки потерь давления в паропроводе.

В машине с регулированием помощью торможения пара за величину давления у машины принимается давление перед дроссель-клапаном.

За величину противодавления принимается давление в выпускной трубе выходящего пара. Это давление измеряется в машинах с конденсацией в месте соединения выпускной трубы с конденсатором. Потеря дав-

ления вследствие находящегося между машиной и конденсатором маслоотделителя и подогревателя должна измеряться и приниматься во внимание согласно условиям договора.

Во время опытов должно измеряться давление барометра (смотря по надобности, один или несколько раз).

Число оборотов машины должно измеряться помощью суммирующего счетчика оборотов, на котором производятся отсчеты через определенные промежутки времени.

При сильно колеблющейся нагрузке следует применять, кроме счетчика, тахометры.

Расход пара может быть измерен:

1. Посредством тарированных сосудов или взвешиванием: а) питательной воды (причем должны быть приняты во внимание все указания по этому вопросу, приведенные в „Правилах по испытанию котельных установок“); б) конденсата, получающегося в поверхностном конденсаторе (при этом необходимо обратить особенное внимание на плотность поверхностного конденсатора и на потерю в маслоотделителях воды у выходящего пара).

2. Посредством выверенных и надлежаще установленных специальных сопел или дроссельных шайб.

Количество воды, пропускаемое водоотделителями из паропровода, подводящего пар к исследуемой машине, должно отдельно измеряться и отниматься от количества питательной воды (при определении расхода помощью измерения питательной воды), так как оно не может быть включено в расход машины.

Конденсат из паровых рубашек цилиндра, крышек и ресивера, количество тепла, сообщаемое дополнительно рабочему пару, должны определяться по возможности отдельно. Эти количества пара или тепла должны прибавляться к расходу машины.

Измерения должны делаться так, чтобы при них не происходило потерь вследствие нового испарения измеряемой воды. Для этого измерения должны делаться в закрытых сосудах с водомерными стеклами или измеряемые количества воды должны охлаждаться примерно до 40° С.

Потребление пара обслуживающими машинами, являющимися неотъемлемой принадлежностью испытываемой машины (приводимыми в движение от самостоятельных паровых двигателей и получающими пар из отдельного паропровода), должно быть определено отдельно. Этот расход должен быть прибавляем к основному расходу пара, если последний относится к эффективной мощности.

Для нахождения теплового значения пара, расходуемого на единицу работы, нужно составить произведение из величины расхода пара в килограммах на теплосодержание пара, определенное по состоянию пара перед машиной. Теплосодержание пара, идущего на обогревание паровых рубашек цилиндра или других частей машины, должно быть определено по состоянию этого пара, которое может быть отлично от состояния пара, идущего на работу машины. Поэтому эти теплосодержания должны определяться отдельно.

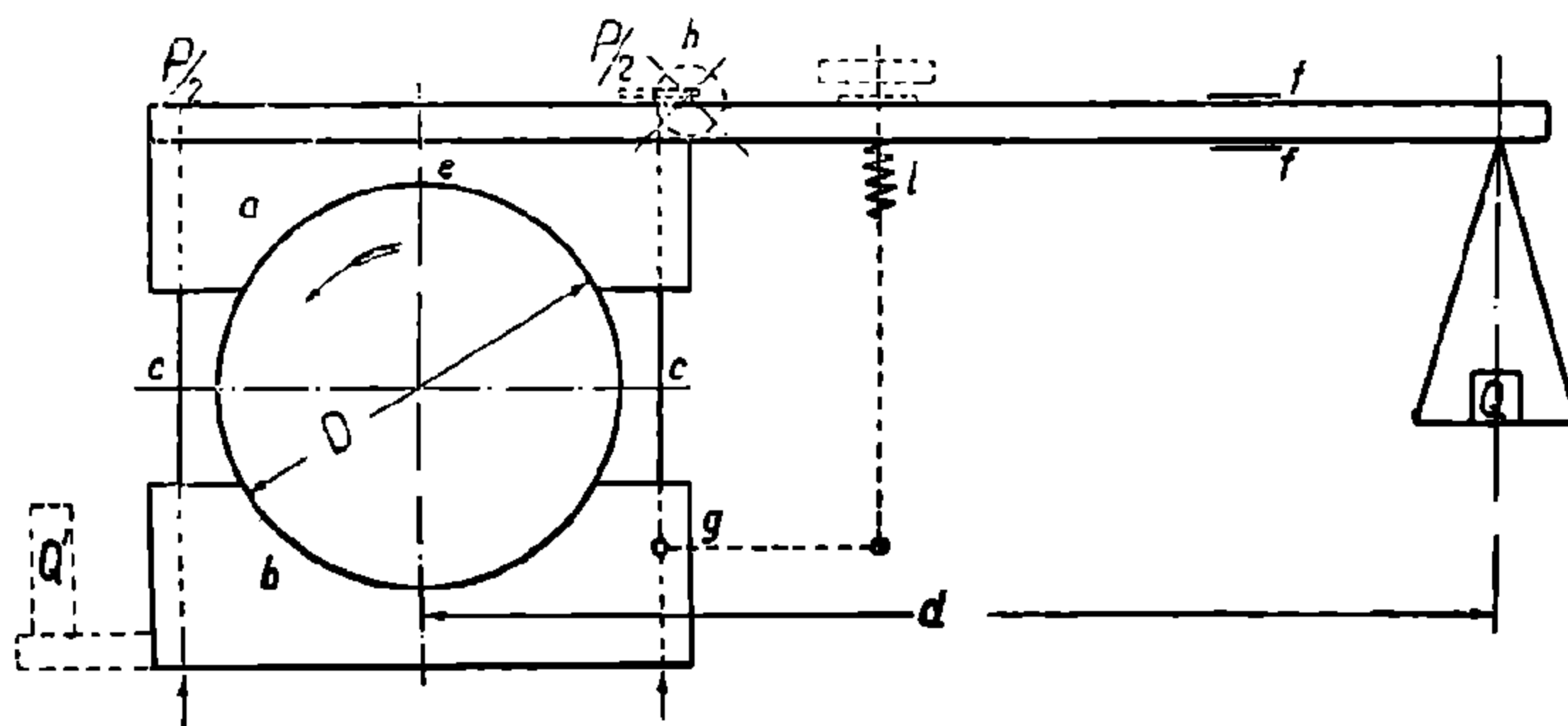
Обработка полученных результатов и составление отчета об испытаниях. В отчете должны быть сделаны краткие, но точные и достаточно полные указания на систему машины, фирму и год постройки и условия работы ее, а также даны главные размеры машины. При этом диаметр и ход поршня должны быть даны для машины в холодном состоянии, не принимая во внимание ее нагревания.

При больших колебаниях в условиях работы в отчете должны быть даны кроме обыкновенных записей еще указания на наименьшее и наибольшее значения.

Исследование парораспределительных органов. Это исследование производится путем снятия при помощи индикатора одной или нескольких диаграмм. По очертанию диаграммы судят о правильности установки парораспределения и о плотности паровпускных органов, а в некоторых случаях также о плотности паровыпускных органов и поршня.

Определение полезной, или эффективной, мощности (N_e). Эффективная работа вследствие трения органов - самой машины всегда меньше индикаторной работы и точнее всего может быть определена при помощи тормоза.

Изображенный на фиг. 327 тормоз известен под именем тормоза Прони. Он состоит из двух тормозных колодок a и b , соединенных болтами cc , тормозного рычага d и чашки весов с тормозным грузом Q . Тормоз охватывает тормозной шкив диаметра D . Для уравнивания собственного веса рычага и чашки весов служит противовес Q' . Вес и действующее



Фиг. 327.

плечо противовеса определяются вывешиванием тормоза. Для этого или снимают тормоз со шкива и ставят его в точке e на ребро призмы, или подвешивают его в этой точке, или же насаживают шкив вместе с тормозом на особую оправку, которая может вращаться практически без трения. Если тормозной рычаг не уравнивается, то опускают стяжные болты тормоза и при помощи весов определяют силу, с которой рычаг d давит на весы. Этот добавочный вес необходимо учитывать при определении нагрузки тормоза. Тормозные болты $c-c$ нужно затягивать так, чтобы во время испытания рычаг свободно висел между упорками.

Вместо того чтобы затягивать болты от руки, при торможении больших мощностей применяется рычажная передача h или червячная передача g .

По величине тормозного груза, длине рычага и числу оборотов можно эффективную мощность определить следующим образом:

Предположим, что тормоз затянут так, что в каждом болте действует усилие, равное $\frac{1}{2} P$, следовательно, тормозные колодки прижаты к ободу с силой P .

Возникающая на ободу сила трения R , если обозначить через μ коэффициент трения, равна μP . Тогда работа трения, т. е. преобразованная в теплоту эффективная мощность машины, равна

$$L = \frac{\mu P D \pi n}{60} \text{ килограммометров}$$

или

$$N_e = \frac{\mu P D \pi n}{60 \cdot 75} \text{ лошадиных сил.}$$

НТБ
ДНУЖТ

Так как величины μ и P не поддаются непосредственному измерению, то нужно найти зависимость между ними и непосредственно измеренными величинами Q и d . Когда тормозной рычаг свободно висит между упорками, сила трения R и груз Q находятся в равновесии, следовательно равны их моменты относительно оси, проходящей через центр шкива, т. е.

$$R \cdot \frac{1}{2} D = Qd.$$

Если в это выражение вместо R подставить μP , то получим

$$\frac{\mu PD}{2} = Qd;$$

подставив в предыдущее выражение для N_e вместо μPD равную величину $2Qd$, получим для вычисления эффективной мощности следующее выражение:

$$N_e = \frac{\pi \cdot Qd \cdot n}{30 \cdot 75} \text{ лошадиных сил,}$$

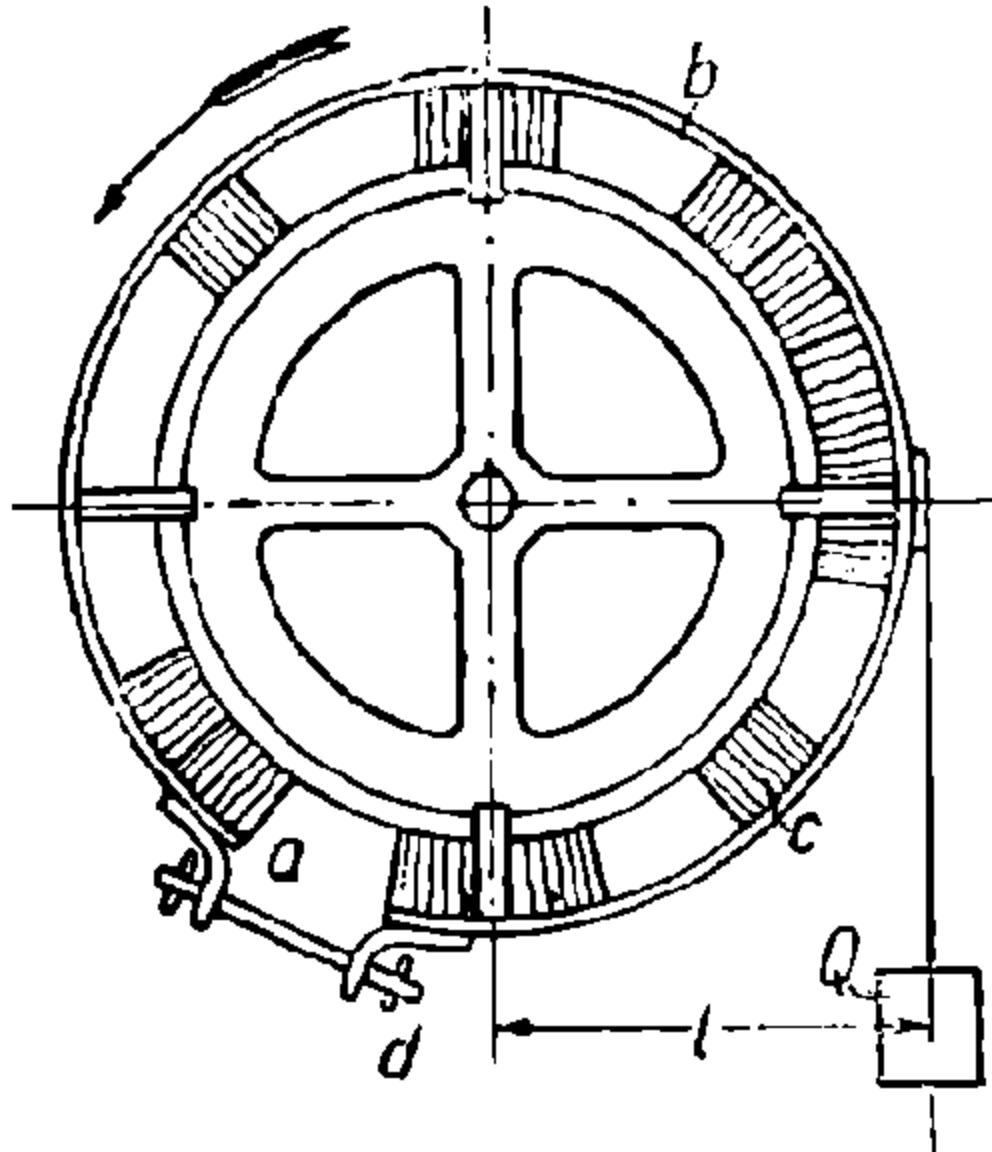
где Q — вес в килограммах; d — длина в метрах; n — число оборотов в минуту.

Другие тормоза:

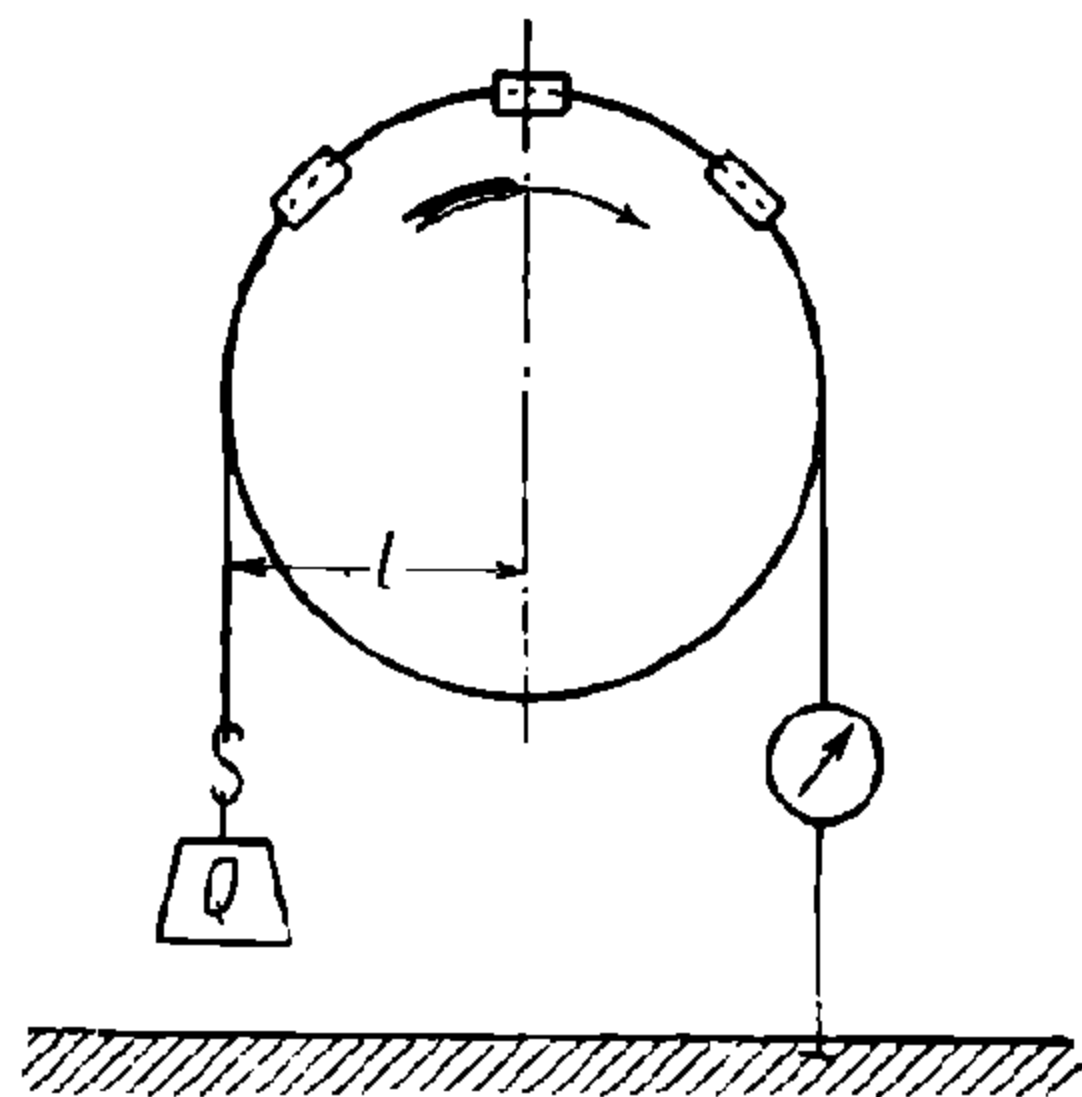
Фиг. 328 изображает тормоз, часто применяемый при испытаниях локомотивов и дающий надежные результаты при торможении мощности до 200 л. с.

Этот тормоз состоит из стальной ленты, подшитой деревянными колодками c и стянутой по концам болтом a через посредство сильных пружин d .

Прикрепленный к ленте крюк несет железный прут с гирями; круглые плоские гири имеют прорезы для удобного надевания на прут.



Фиг. 328.



Фиг. 329.

Тормоз насаживается непосредственно на маховик и удерживается от спадания с обода закраинами из железных полосок, прикрепленных по бокам колодок. Чтобы при колебании нагрузки маховик не увлекал тормоза и при этом не разбрасывал гирь, необходимо соединить тормоз с полом предохранительной веревкой, которая при нормальной нагрузке должна висеть свободно.

На фиг. 329—330 представлены веревочные или канатные тормоза, применяемые при торможении небольших мощностей, примерно до 20 л. с., и не требующие почти никакого обслуживания. Они состоят из двух пеньковых канатов толщиной 12—15 мм, которые связаны между собой подшитыми тонким листовым железом деревянными скобками. Канаты охватывают половину окружности тормозного шкива. Одним концом канат

соединен с пружинными весами, которые в свою очередь крепятся к полу или фундаменту, а на другом конце канатов подвешивается тормозящий груз Q_1 . Пружинные весы должны быть предварительно проверены. Фактический тормозящий груз Q равен разности между Q_1 и показанием весов q_1 , т. е. тормозящий груз $Q = Q_1 - q_1$.

До употребления в дело канаты должны быть выварены в сале. Перед тем как остановить машину, следует либо снять грузы, либо подвесить пружинные весы; в противном случае они могут быть повреждены.

В том случае, когда испытываемая машина служит для привода динамомашины, мощность ее весьма удобно и просто может быть определена по электрической нагрузке динамомашины путем измерения напряжения и силы тока. При этом безусловно необходимо знать к. п. д. динамомашины при данной мощности, а еще лучше иметь кривую к. п. д. в зависимости от нагрузки.

Для электрических измерений следует пользоваться проверенными приборами.

В случае динамомашины постоянного тока, если напряжение равно V вольт, а сила тока I ампер и к. п. д. динамомашины η , то мощность, передаваемая динамомашине, равна

$$\frac{V \cdot I}{\eta} \text{ ватт}$$

или, так как $736 \text{ вт} = 1 \text{ л. с.}$, то

$$N_e = \frac{V \cdot I}{\eta \cdot 736} \text{ э. л. с.}$$

Этот расчет верен лишь в том случае, если динамомашинка соединена непосредственно с паровой машиной.

При ременной или канатной передаче эффективная мощность паровой машины несколько больше, именно на величину потерь мощности в самой передаче.

При испытаниях эти потери обыкновенно принимают равными 2% эффективной мощности, следовательно, динамомашине передается только 98% эффективной мощности паровой машины, т. е.:

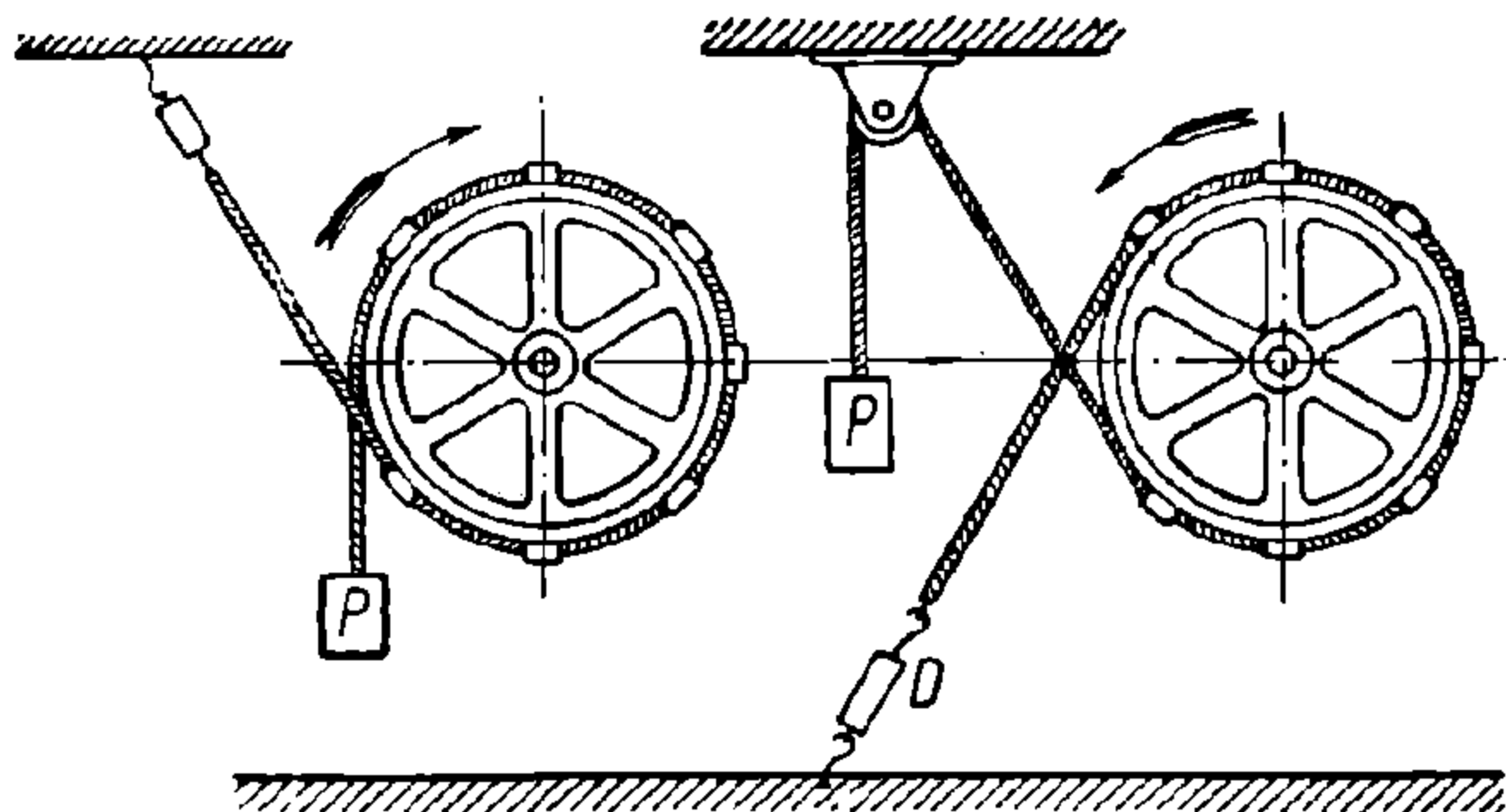
$$N_e = \frac{V \cdot I}{736 \cdot \eta \cdot 0,98} \text{ э. л. с.}$$

Определение расхода пара и тепла на 1 л. с. ч. Расход пара на 1 л. с. ч. является мерилем экономичности паровой машины и при приобретении новой машины обычно обуславливается договором (гарантия расхода пара). Испытанием устанавливается, выполнена ли гарантия или нет. Согласно действующим нормам испытание на расход пара должно производиться по меньшей мере 6 час. Если испытываемая установка работает в условиях особенно равномерной нагрузки, длительность испытания может быть сокращена, но во всяком случае она должна быть не меньше 3 час.

Определить расход пара можно или взвешиванием питательной воды, или при поверхностных конденсаторах — взвешиванием конденсата.

Вполне приемлем насос, приводимый от испытываемой паровой машины, трансмиссионного вала или электромотора.

Если для питания применяется паровой насос, его следует питать паром из другого котла, а если это невозможно, необходимо сконден-



Фиг. 330.

сировать отработавший пар посредством охлаждающих змеевиков, взвесить конденсат и вес его вычесть из веса питательной воды. Если же питание производится инжектором, вода, вытекающая из сливной трубки инжектора, должна быть полностью возвращена в питательный бак.

Чтобы вся взвешиваемая вода полностью поступала в котел, а из последнего возвращалась в виде пара в паровую машину, необходимо закрыть глухими фланцами все ответвления трубопроводов для пара и питательной воды, не используемые во время испытания. Далее, необходимо закрыть глухим фланцем спускной вентиль парового котла. Исключения из этого общего правила допустимы лишь в том случае, когда плотность запорных органов достаточно обеспечена.

Если обозначить через:

- a — длительность испытания в часах,
- b — общее количество питательной воды в килограммах,
- c — количество конденсата в паропроводах в килограммах,
- N_i — индикаторную мощность паровой машины и
- N_e — эффективную мощность,
- D — часовой расход пара, то

$$D_i = \frac{b-c}{aN_i} \text{ кг/и. л. с. ч.},$$

$$D_e = \frac{b-c}{aN_e} \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

С тех пор как начали применять перегретый пар, расход пара сам по себе недостаточен для оценки экономичности работы паровой машины. Для получения 1 кг перегретого пара требуется затратить больше тепла, чем для получения 1 кг насыщенного пара при том же давлении; кроме того, расход тепла возрастает с повышением температуры перегрева, тогда как расход пара при этом уменьшается.

Часовой расход тепла Q на 1 л. с. ч. равняется произведению часового расхода пара на соответствующую единицу мощности и теплосодержания i_0 1 кг пара в условиях испытания, т. е.

$$Q_i = D_i i_0,$$

$$Q_e = D_e i_0.$$

Сводка результатов испытания паровой машины. Приводимый образец журнала испытаний паровой машины имеет целью дать наглядное представление о требующихся при этом записях и о способе использования их для возможности сделать конкретные выводы

Результаты испытания паровой машины

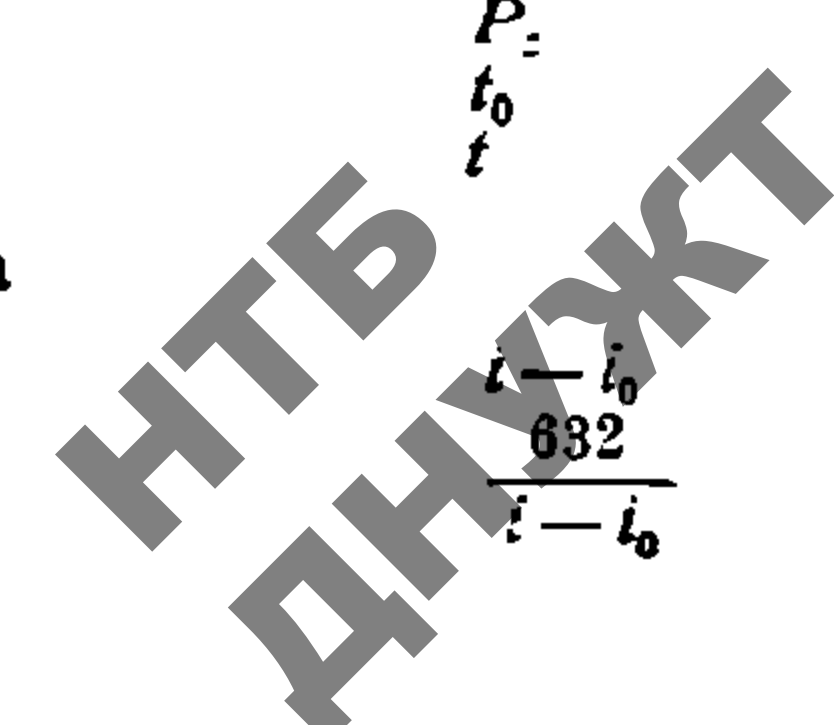
Диаметр поршня в метрах D_m	Диаметр штока со стороны кривошипа d_1
Ход поршня в метрах H_m	
Среднее число оборотов n	

- | | |
|--|---------|
| 1. Дата опыта (год, месяц и число) | |
| 2. Начало опыта | |
| 3. Конец опыта | |
| 4. Продолжительность опыта в часах | |
| 5. Среднее число оборотов машины в минуту | n |
| 6. „ давление пара перед машиной по манометру в кг/см ² | P |
| 7. Средняя влажность пара перед машиной . | $(1-x)$ |
| 8. Среднее теплосодержание пара | i |
| 9. „ давление пара после машины | P_2 |
| 10. Средняя температура воды перед конденсатором . | t_0 |
| 11. „ температура воды после конденсатора | t |

Для идеальной машины по циклу Ранкина

- 12. Из 1 кг пара переходит в работу тепла
- 13. Расход пара на 1 л. с. ч. .

$$\frac{i - i_0}{632} \\ i - i_0$$



14. Расход тепла на 1 л. с. ч.	Q
15. Термический к. п. д.	$\eta_t = \frac{632}{Q_0}$

Для испытуемой машины

16. Индикаторная мощность со стороны вала	$N_{пр}$
17. " " крышки	$N_{кр}$
18. Суммарная индикаторная мощность машины	N_i
19. Эффективная мощность машины	N_e
20. Индикаторная мощность машины при холостом ходе со стороны вала	$N_{хол пр}$
21. Индикаторная мощность машины при холостом ходе со стороны крышки	$N_{хол кр}$
22. Суммарная индикаторная мощность машины при холостом ходе	$N_{хол}$
23. Механический к. п. д. машины	η_m
24. Общий часовой расход пара на машину в килограммах	G_0
25. Расход пара на обогревание паровой рубашки в килограммах	$G_{п.р}$
26. Действительный расход пара на машину в килограммах	G_d
27. Расход пара на 1 э. л. с. ч. в килограммах	D_0
28. " " " 1 и. л. с. ч. в килограммах	D_i
29. " " " 1 э. л. с. ч. в калориях	Q_0
30. " " " 1 и. л. с. ч. в калориях	Q_i
31. Эффективный термический к. п. д.	$\eta_{te} = \frac{632}{Q_0}$
32. Индикаторный " к. п. д.	$\eta_{ti} = \frac{632}{Q_i}$
33. Эффективный относительный к. п. д.	$\eta_{\text{оо}} = \frac{Q_0}{Q_0}$
34. Индикаторный " к. п. д.	$\eta_{\text{ио}} = \frac{Q_0}{Q_i}$

Тепловой баланс паровой машины

35. Тепло, внесенное паром в машину за час, в калориях	Q'_m
36. Тепло, израсходованное на обогревание паровой рубашки за час, в калориях	$Q_{п.р}$
37. " перешедшее в индикаторную работу за час, в калориях	Q_i
38. " " в эффективную " " " "	Q_e
39. " унесенное паром, уходящим из цилиндра машины	Q_m
40. " потерянное на трение машины	$Q_{тр}$
41. " " лучеиспусканием	$Q_{луч} = Q'_m - \sum Q_n$

Тепловой баланс паровой установки на 1 кг топлива

42. Теплопроизводительность топлива в калориях	$Q_{раб}$
43. Тепло в паре, подведенное к паровой машине	Q_t
44. " перешедшее в индикаторную работу	Q_i
45. " перешедшее в электрическую энергию на щите станции	Q_f
46. Термический к. п. д. всей установки, отнесенный к работе, полученной на щите станции	η_t

31. ПРИБОРЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ИСПЫТАНИЯХ

Калориметр системы Карпентера.

Насыщенный пар содержит всегда некоторое количество воды; другими словами, пар никогда не бывает вполне сухим, а всегда несколько влажен.

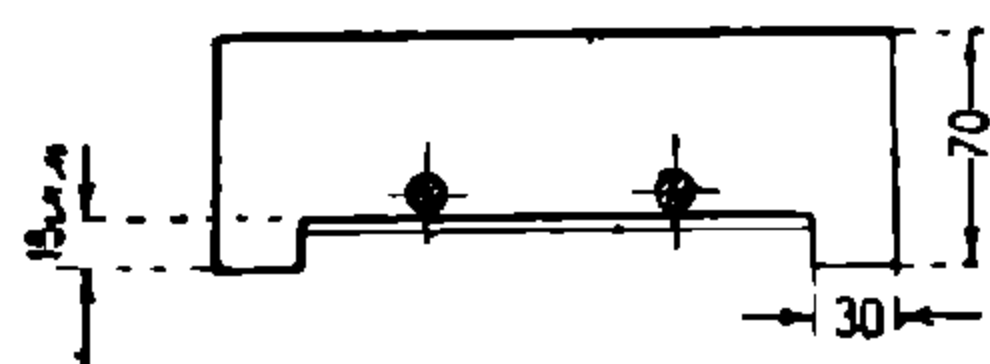
Таблицы, содержащие данные о зависимостях между количеством содержащегося в паре тепла, его температурой, давлением и объемом, относятся всегда к сухому пару. Количество энергии, заключающееся во влажном паре, отличается от количества энергии сухого пара, причем разница между обоими зависит от степени влажности пара. Для правильной оценки экономичности работы или при желании увеличить производительность какой-либо тепловой установки необходимо точное количественное определение влажности пара.

Необходимость такого определения обуславливается также и тем, что струя пара независимо от своей влажности благодаря кинетической энергии при своем движении увлекает за собой частицы воды. То обстоятельство, что при последующих изменениях давления и объема (при обращении кинетической энергии пара в механическую работу в машине) эти частицы воды то испаряются, то снова конденсируются, влияет чрезвычайно сильно на тепловой баланс машины. Поэтому испытание машины дает совершенно неправильную картину, если во время его не измеряется влажность, или общее содержание воды в работающем паре.

Определение степени сухости пара может быть произведено следующим образом:

Берут пар из желаемого места машины или котла, пользуясь для этого паропроводной трубкой или резиновым рукавом. По манометру замечают давление пара в котле и по таблицам Молье, Кноблауха и др. определяют соответствующую температуру.

Пар отводят в прочный боченок емкостью в 3—4 ведра, снабженный термометром и мешалкой и наполненный до $\frac{3}{4}$ водой температуры t_1 (простейший вид калориметра). Перед опытом следует подсчитать „водяное значение“ подобного калориметра. Делается это так:



Фиг. 331.

В боченок, в котором уже имеется некоторое количество воды (G килограммов) температуры t_1 , наливается определенное количество горячей воды и наблюдается повышение температуры воды в боченке. Из термодинамики и даже просто из физики мы знаем:

$$G_1 (t_3 - t_2) = (G + B) (t_2 - t_1),$$

$$B = \frac{G_1 (t_3 - t_2) - G (t_2 - t_1)}{t_2 - t_1},$$

где G_1 — вес вливаемой воды температуры t_3 ,
 G — вес воды в боченке температуры t_1 ,
 B — „водяное значение“ калориметра,
 t_2 — температура смеси.

Зная водяное значение B , легко подсчитать степень сухости x .

i — теплосодержание пара.

Пустой боченок взвешивается на десятичных весах, получают g_1 , затем его наливают на $\frac{3}{4}$ водой и, снова взвешивая, получают g_2 . Разность второго и первого весов дает вес воды в боченке $G = g_2 - g_1$.

Перед тем как пропустить пар в воду, его сначала выпускают в атмосферу до тех пор, пока не прогреются паропроводные трубы и резиновый шланг; когда они примут температуру пара, опускают рукав в боченок так, чтобы его нижний конец доходил почти до дна боченка, и пропускают некоторое время пар, следя за температурой воды. Когда температура воды в боченке повысится на $2 - 3^\circ \text{C}$, вынимают рукав и записывают температуру воды t_2 и вес боченка с водой g_2 .

$g_2 - g_1 = G_1$ есть вес сконденсировавшегося пара.

Зная t_1 , t_2 , t_3 , G_1 , G и B , определяем x таким образом:

$$(G + B) (t_2 - t_1) = G_1 (t_2 - t_2),$$

$$(G + B) (t_2 - t_1) = G_1 (r_s x + q_s - q_2),$$

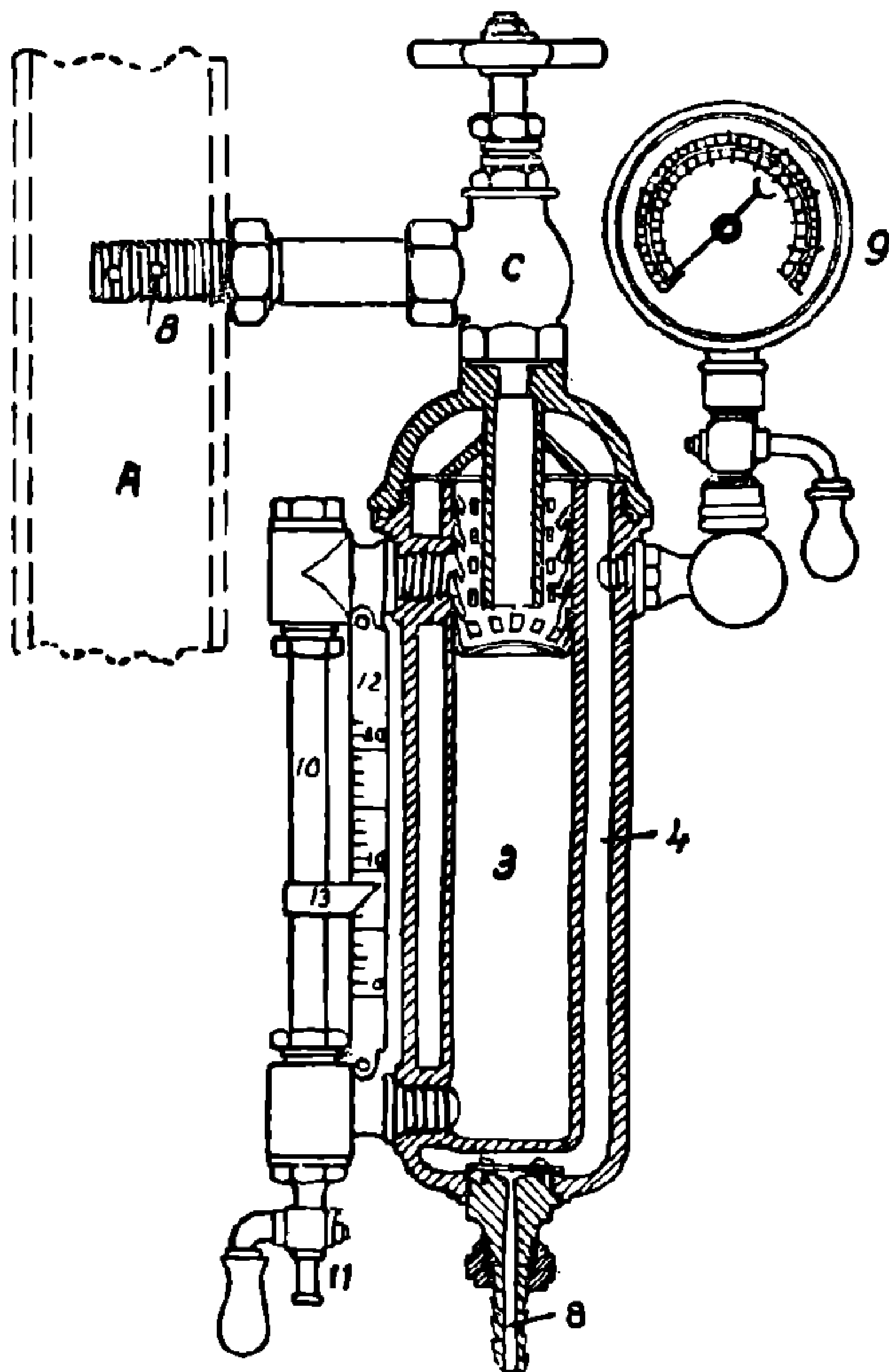
откуда

$$x = \frac{(G + B) (t_2 - t_1) - G_1 (t_2 - t_2)}{(i - t_2) G_1}.$$

Метод хотя и не вполне точен, но для практических целей вполне достаточен.

Если необходимо иметь точные данные о степени сухости пара, следует пользоваться прибором, специально для этого построенным и называемым калориметром.

Калориметр может употребляться как для сухого, так и для очень мокрого пара. Он состоит из цилиндрического сосуда размером $200 \times 75 \text{ мм}$, снабженного манометром 9, запорным вентилем C и ниппелем B для подвода пара (фиг. 332).



Фиг. 332.

Пар подводится через отверстие B и совершенно отделяется при прохождении через аппарат от воды. Вода осаждается во внутренней камере 3. Камера 3 находится в соединении с водомерным стеклом, рядом с которым помещена скала для измерения количества отделен-

ной воды. При помощи переставляемой стрелки 13 можно легко определить объем или вес отделенной воды. Время от времени вода выпускается при помощи крана 11. Сухой пар устремляется из камеры 3 в камеру 4, окружающую первую и образующую паровую изоляцию, предохраняющую внутреннюю камеру от потери тепла посредством лучеиспускания, после чего он выпускается через трубочку 8. Наружная шкала манометра показывает вес пара в килограммах, протекшего через аппарат в течение 10 мин.

Способ употребления. Прибор присоединяется, как указано на фиг. 332, к вертикальному трубопроводу, как можно ближе к производителю исследуемого пара. Рекомендуется укутать подводящую пар трубу и трубные соединения (но отнюдь не калориметр) войлочной лентой. Сначала надо пропускать пар до тех пор, пока прибор не прогреется и в калориметре не накопится столько воды, что она будет достигать нулевой черты шкалы 12 или стоять даже несколько выше. Теперь наблюдают за калориметром в продолжение 10 мин. и определяют следующие величины, необходимые для вычисления влажности пара, по формуле

$$(1-x) = \frac{G_1}{G_1 + G},$$

где $(1-x)$ — влажность пара;

G_1 — вес воды в килограммах, собравшейся в течение 10 мин. в калориметре (G_1 указывается непосредственно на шкале 12; последняя указывает сотые килограмма: градуирование ее производится в соответствии с температурой пара при обычном давлении);

G — вес сухого пара, протекшего через калориметр в течение 10 мин., — указывается наружной шкалой манометра 9.

Последняя градуируется у каждого калориметра отдельно в соответствии с его назначением. Необходимо следить за тем, чтобы давление пара оставалось в течение 10 мин. по возможности постоянным; если это невозможно, то надо брать среднее значение давления.

Пример. Измерения дали следующие результаты: в начале 0,005 кг, в конце (через 10 мин.) 0,131 кг, следовательно, $0,131 - 0,005 = 0,126$ кг воды в калориметре, т. е. $G_1 = 0,126$.

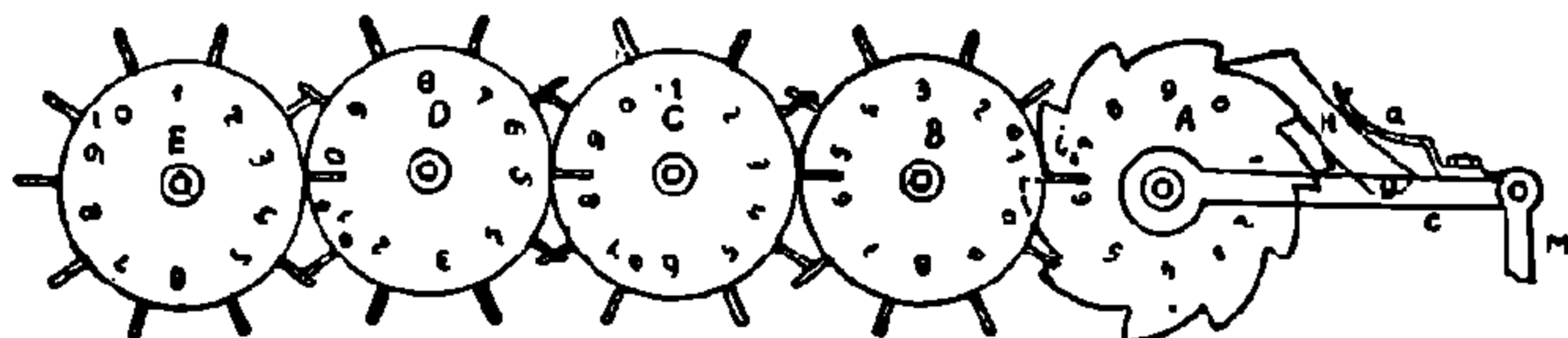
Стрелка указывает на наружной шкале манометра 4,75 кг, следовательно, $G = 4,75$ кг.

Влажность в процентах

$$(1-x) = \frac{G_1}{G_1 + G} = \frac{0,126}{0,126 + 4,75} = \frac{0,126}{4,876} = 0,0258 = 2,58\%.$$

Сухость в процентах

$$x = 1 - 2,58 = 97,42\%.$$



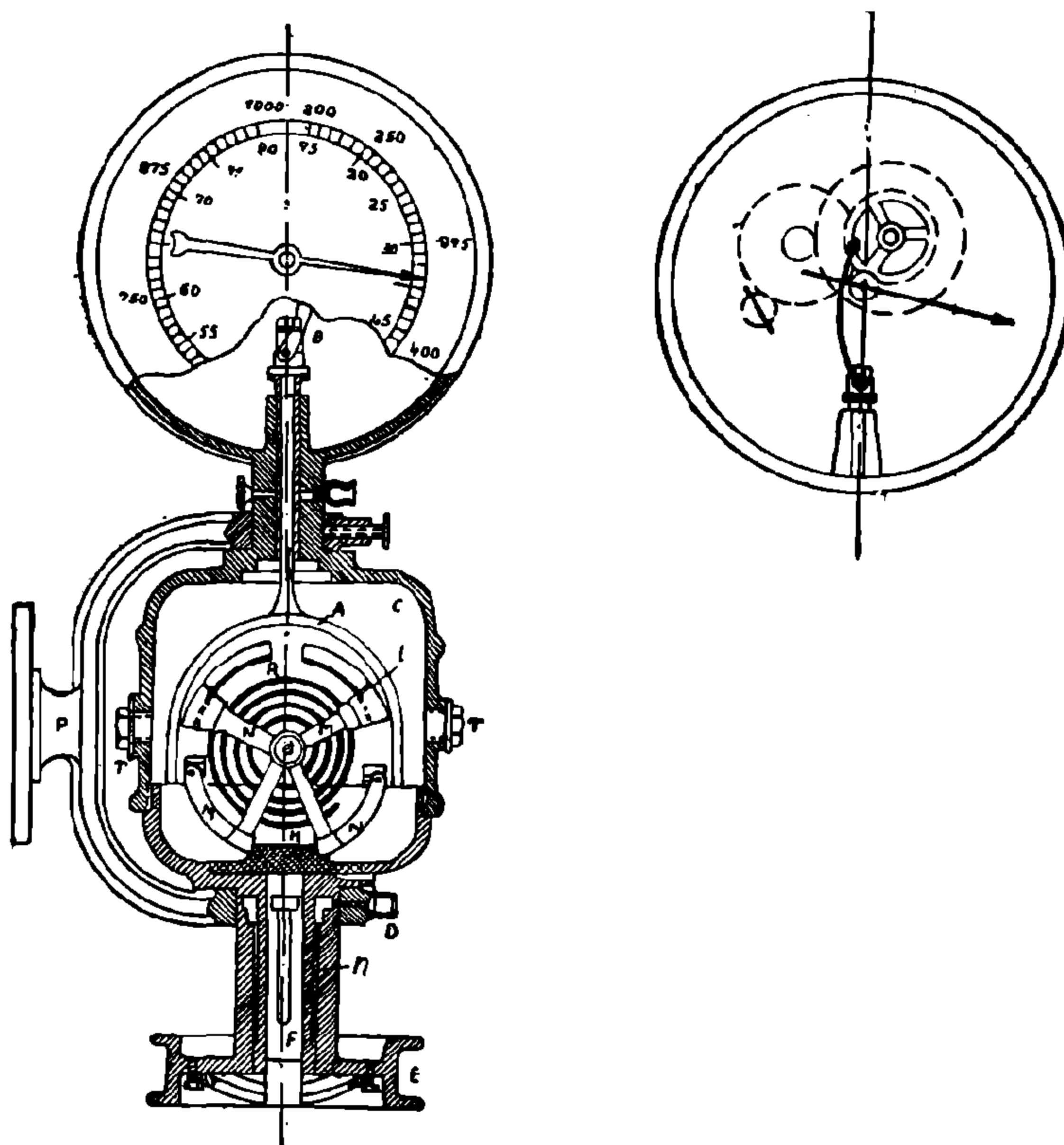
Фиг. 333.

Счетчик оборотов. Счетчиками оборотов называются приборы, отмечающие каждый оборот, сделанный машиной. Как видно из схемы фиг. 333, в состав счетчика оборотов входят: храповое колесо A и зубчатки B, C, D и E, число которых неограниченно, но обыкновенно не превышает 5. Все эти зубчатки имеют каждая 10 зубцов. На оси храпового колеса A свободно одет рычаг g с собачкой H, прижимаемой пружиной a. Тяге M, от машины, сообщается переменное-возвратное движение так, чтобы за каждый оборот машины колесо A поворачивалось на один зубец. Когда колесо A повернется на 10 зубцов, т. е. сделает полный оборот, то палец i повернет колесо B на один зубец, и колесо B, таким образом, будет отсчитывать десятки оборотов, колесо C — сотни оборотов и т. д. Весь механизм заключен в коробку, в крышке которой сделаны отверстия против верхних цифр, так что при том положении зубчаток, которое приведено на схеме, отсчет будет 18139. Надо еще заметить, что при желании можно, открыв крышку, легко и быстро привести каждое колесико отдельно на деление 0.

Счетчиком оборотов можно пользоваться и для определения числа оборотов машин в минуту, для этого стоит только заметить начальный и конечный отсчеты и время. Но более удобными для этой цели являются

приборы, где счетчик оборотов связан с часовым механизмом, начинающим и кончающим действовать одновременно с самим счетчиком. Граненый наконечник прибора вставляется в центральное углубление, остающееся на валу при обточке, и плотно прижимается к валу рукояткой, чтобы не было скольжения. Движение стрелки секундомера и счетчика начнется одновременно в момент прижатия наконечника к валу, причем направление вращения стрелки счетчика будет зависеть от направления вращения вала.

Внешние (черные) цифры соответствуют вращению стрелки счетчика против движения часовой стрелки, внутренние (красные) — обратно.



Фиг. 334.

Чтобы знать, какие брать цифры, в циферблате сделано небольшое отверстие, под которым перемещается двухцветная пластинка, цвет которой и укажет цвет цифр.

Большая стрелка отсчитывает единицы и десятки, маленькая правая — сотни, левая — тысячи. По истечении известного времени (например, 15 сек.) отнимают прибор, тогда обе стрелки одновременно останавливаются, и вычисление числа оборотов в минуту производится простым делением.

Кнопка под секундомером служит для завода часового механизма, небольшой выступ слева — для перевода секундной и минутной стрелок на 0. Большая стрелка счетчика переводится на 0 вручную центральной кнопкой, расположенной со стороны, противоположной циферблату, маленькие — нажатием на небольшой выступ внизу корпуса счетчика.

Тахометр. Тахометрами называются приборы, показывающие в каждый данный момент число оборотов, которые делает машина в минуту. Действие их основано на центробежной силе твердых или жидких тел, приводимых во вращательное движение приводом от машины.

Тахометр (фиг. 334) состоит из корпуса *C*, с фланцем *P* для его крепления. Внутри корпуса пропущен валик *F*, оканчивающийся вилкой *H* и соединенный с ременным шкивом *E*, приводимым во вращение от кривошипного вала машины. Через вилку проходит ось *i*, на которую насажены свободно два маятника *N* и *M*, соединенные между собой ленточной спиральной пружиной *R* и шарнирно с вилкой *A*, могущей иметь и поступательное и вращательное движения, причем только поступательное движение передается серьгой *B* механизму указательной стрелки. При вращении валика *F* маятники будут стремиться повернуться около оси *i*, вследствие чего концы их будут расходиться тем больше, чем большее число оборотов делает валик *F*. Расхождение концов вызовет поступательное движение вилки *A*, а следовательно, и перемещение указательной стрелки. Деления на циферблате наносятся непосредственным подсчетом числа оборотов при разных положениях стрелки.

Прибор этот показывает довольно точно число оборотов в быстро вращающихся машинах, но он может быть применен и для сравнительно медленно вращающихся машин, так как всегда можно установить желаемую скорость вращения валика *F*, выбрав соответственное передаточное число. Так, например, на циферблате внутренние цифры означают число оборотов вала при передаточном числе 12,5, т. е. диаметр шкива *E* взят в 12,5 раза меньше диаметра шкива на кривошипном валу.

Так как тахометр остается в постоянном соединении с машиной, то необходимо тщательно следить за надлежащей смазкой его частей, в особенности за смазкой подшипника для валика *F*, для чего устроены масленка *D* и специальная канавка *n* на самом валике.

Смазка внутренних частей может производиться реже и делается через отверстия, закрываемые пробками *T*. Для внешней смазки может употребляться обыкновенное машинное масло, для внутренней — костяное.

32. ПРИГОТОВЛЕНИЕ МАШИНЫ К ПУСКУ И УХОД ЗА НЕЙ

1. Осмотр и приготовление машины и обслуживающих ее механизмов. Перед подготовкой машины к пуску (после хотя бы мелкого ремонта) осматривают движущиеся части машины и пространство под кривошипами, не осталось ли там инструментов, деревянных подкладок, ручных ламп или чего-нибудь другого, могущего помешать движению машины.

Затем осматривают, крепко ли держат контргайки, шпильки и другие стопорные приспособления, а также набиты ли все сальники. Осматривают все машинные краны. Пробуют главный пусковой вентиль, приводы инжекционного и продувочных клапанов (при инжекционном конденсаторе), открывают запорные задвижки конденсатора.

Если машина имеет расширительный золотник, он устанавливается на самую позднюю отсечку и, следовательно, на наибольшее наполнение, чтобы машина легче сдвинулась при пуске в ход.

Пробуют водопроводы, наливают масло во все лубрикаторы и масленки с фитилями, но фитилей не вставляют.

2. Прогревание и проба машины. Прогреть машину — значит постепенно нагреть ее цилиндры до температуры, близкой к температуре входящего в нее пара. От слишком быстрого расширения при нагревании металл цилиндра может покоребиться и даже дать трещину.

Для прогрева машины, если она снабжена паровыми рубашками, пускают пар в рубашки; если цилиндры не имеют рубашек, пар пускают через пусковой вентиль машины и добавочные золотники, чтобы пар из золотниковых коробок попадал в цилиндры и прогревал их. Обогревание ведется постепенно и медленно.

Как только в машину пущен пар для прогрева, пускают малым ходом центробежный насос охлаждающей воды. Если не пустить насос, то при поверхностном конденсаторе попадающий в него при прогревании пар будет нагревать трубки конденсатора и портить их уплотнение.

Проба машины состоит в том, что ей дают несколько оборотов с целью убедиться, что она работает совершенно исправно.

К пробе машины можно приступать только тогда, когда машина готова и прогрета. Перед пробой все трущиеся части машины тщательно смазываются и вставляются фитили в трубочки масленок.

Перед пробой открывают продувочные краны, затем открывают чуть-чуть (страгивают) главный пусковой вентиль.

Во время пробы машины и перед ней соблюдают следующие предосторожности:

1. При пуске пара главный пусковой вентиль открывают на очень малую величину, чтобы машина вдруг не бросилась, не произошло бы поломки механизмов, а также чтобы в котлах не упало сразу давление пара, не произошло вскипания и не была увлечена из котлов с паром вода в цилиндры. Если в цилиндре послышатся удары от воды, вентиль тотчас прикрывают или даже совсем останавливают машину.

2. Для того чтобы машина тронулась с места, приходится часто пускать рабочий пар в ц. с. д. и ц. н. д. через добавители или вспомогательные золотники, особенно у машины с плоскими золотниками, трение которых довольно значительно, главным образом, в начале действия. Может быть и такой случай: кривошип ц. н. д. стоит в начале пробы в таком положении, что золотник ц. в. д. закрывает оба пролета и пар проникнуть в ц. в. д. не может, золотники же ц. с. д. или ц. н. д. в это время будут открывать пролеты на впуск.

Если при машине имеются вместо добавителей вспомогательные золотники, то смотрят по положению кривошипа, в какую полость цилиндра надо пустить пар.

Как только машина тронулась, вспомогательный золотник надо сейчас же поставить в среднее положение.

3. Цилиндры машины должны быть хорошо прогреты.

4. Цилиндры машины должны быть хорошо продуты, так как иначе может произойти поломка цилиндрических крышек, днищ или самого поршня; кроме того, вода оказывает сопротивление машине при трогании с места. Особенное внимание надо обращать на продувание ц. н. д., в котором чаще, чем в других, скопляется вода. Все продувочные краны машины остаются открытыми до тех пор, пока из них не будет идти сухой пар.

5. Из конденсатора перед пуском машины в ход приходится выкачивать скопившуюся в его паровом пространстве воду, получившуюся от прогрева и продувания. Воду эту выкачивают особой помпой, специально для этого приспособленной. Если эту воду не выкачивать, она будет мешать движению поршня воздушного насоса и может вызвать поломку насоса.

6. Перед пуском машины в ход прибавляют число оборотов центробежного насоса и убеждаются, образуется ли вакуум в конденсаторе.

Если при пробе машина не идет, то это обыкновенно происходит от следующих причин:

а) В цилиндрах скопилась вода или золотник ц. в. д. находится в таком положении, что не производит впуска в цилиндр, а вспомогательный золотник или не использован или поставлен не так, как следует.

б) Закрыты продувочные краны ресиверных пространств, и в них повысилось давление пара, противодействующее выпуску из ц. в. д.

в) Конденсатор переполнен горячей водой от продувания, препятствующей выпуску из ц. в. д. Конденсатор в этом случае горяч на ощупь, и вакуумметр не показывает вакуума.

г) Машина не разобщена от поворотного механизма.

д) Разобщился привод машинного регулятора или расширительного золотника; выключен расширительный золотник.

Наблюдение и уход за машиной во время хода. Наблюдение за машиной во время ее работы должно поглощать всю деятельность и все внимание машиниста. Он не должен отвлекаться от исполнения своих обязанностей никаким посторонним делом.

Число оборотов до полного прибавляют постепенно. Если сразу прибавить до полного, то это может вызвать падение давления пара в котлах, попадание воды из котлов в цилиндры и нагревание подшипников.

Во время работы машины машинист должен следить за показаниями всех манометров, вакуумметров и прочих контрольных приборов в машине.

Как только машина разовьет число оборотов, отвечающее нормальной нагрузке, поднимают пар до полного давления и смотрят, чтобы оно не падало.

Ход центробежного насоса охлаждающей воды регулируется так, чтобы вакуумметр указывал нужный вакуум.

Если имеется расширительный золотник, то отсечка, бывшая самой поздней во время пуска машины в ход, устанавливается в положение, наиболее выгодное для работы.

Наблюдение за подшипниками. Одну из серьезных обязанностей машиниста составляет наблюдение за подшипниками.

Чтобы предупредить нагревание подшипников, их постоянно ощупывают руками; ощупывание подшипников, движущихся частей машины — головок шатунов, кривошипных подшипников, подшипников эксцентриковых тяг и эксцентриковых бугелей, подшипников балансира и тяг воздушного насоса и помп — следует производить очень осторожно, приобретая опытность сначала на малом ходу, иначе можно легко лишиться пальцев, переломить руку или даже быть убитым.

Как только обнаружилось, что подшипник теплый, необходимо увеличить его смазку. Если подшипник неподвижный или движется настолько медленно, что позволяет захватить его гайки ключом, отпускают гайки стяжных болтов, но не настолько, чтобы подшипник стал стучать, потому что нагревание от этого только увеличится. Если подшипник ослабить нельзя и усиленная смазка не помогает, вынимаются фитили из масленки и льют в трубочку смесь масла с серным цветом или графитом.

Во избежание порчи металла от быстрого охлаждения и зажатия подшипников надо уменьшить число оборотов машины.

При первой же возможности необходимо машину остановить и, точно установив причину нагревания подшипников, произвести соответствующие исправления.

Из движущихся подшипников чаще всего нагреваются кривошипные.

Наблюдение за поршневыми и золотниковыми штоками. Поршневые и золотниковые штоки точно так же, как подшипники, следует охранять от нагревания. Нагревание почти всегда обнаруживается запахом горелого масла и изменением окраски цвета металла; если к штоку нет доступа для ощупывания его, нагревание можно обнаружить, вспрыскивая сприн-

цовкой на шток воду, которая, если шток горяч, будет сбегать с него крутящимися шариками (сфероидальное состояние) или будет испаряться густыми клубами.

Если шток лишь теплый, следует отпустить сальник, смазать минеральным маслом и слегка охладить. Еще лучше усиленно смазывать нагретый шток обычной смазкой.

Если шток нагрелся и горяч, то для охлаждения его самое лучшее отпустить сальник настолько, чтобы пар выходил кругом штока стремительными клубами; охлаждаясь при выходе от наружного воздуха, пар в свою очередь быстро охлаждает шток.

Вместе с тем надо уменьшить ход машины, чтобы уменьшить давление на шток, иначе последний может погнуться, искривиться. Затем охлаждают шток маслом (но отнюдь не холодной водой, иначе шток от быстрого охлаждения может повести).

Особенно надо остерегаться нагревания поршневых штоков, имеющих уплотнения с металлической набивкой, так как металлическая набивка может расплавиться и вызвать поломку сальника или штока.

Причиной нагревания штока может быть следующее:

а) Сальники плохо набиты или набивка изнасилась и шток задевает за грундбуксу набивочной коробки.

б) Сальники нажаты слишком туго, что особенно сказывается при уплотнениях с металлической набивкой.

в) Крышка сальника (не автоматического) перекошена при поджимании болтов. Шток будет нагреваться одной стороной.

г) Шток не центрован в своем сальнике, что можно узнать, вымеряя зазор кругом штока.

д) Недостаточная или небрежная смазка.

Наблюдение за работой машины. Привычное ухо опытного машиниста легко узнает обычный, естественный шум машины, отличая его от всякого случайного шума, указывающего на неправильную работу машины:

а) Скрип в цилиндре происходит обычно от недостаточной смазки. Если после смазки скрип не прекращается, значит, есть слабина или сломано поршневое кольцо. Звук трения в цилиндре указывает на охлаждение стенок цилиндра, от чего они сжимаются. В этом случае, если цилиндр имеет паровую рубашку, надо увеличить количество и давление пара в паровой рубашке, в цилиндр же без рубашки впускают рабочий пар вспомогательным золотником.

б) Скрип в золотнике происходит от недостатка смазки или слишком туго нажатого компенсаторного кольца. Если после смазки золотника скрип в нем не прекращается, надо отпустить компенсаторные болты на золотниковой крышке.

в) Сильные удары в цилиндре, особенно при начале работы, происходят от скопления воды, в этом случае надлежит открыть продувочные краны. Непрекращающийся при открытии продувочных кранов постоянный стук, когда поршень приходит на нижнюю мертвую точку, указывает на слабину в соединении штока с поршнем. В случае сильного стука в цилиндре следует немедленно остановить машину во избежание поломки. Если стук в цилиндре слышен приблизительно на половине хода поршня, это значит, что стучит золотник и стук только отдается в цилиндре. Для того чтобы легче узнать место и причину стука, берут в зубы тонкую металлическую пластинку и, приложив другой конец к стенкам цилиндра, затыкают уши. Звук тогда становится гораздо сильнее и отчетливее.

г) Удары в подшипниках указывают на слабину в них, и часто, особенно у подшипников тяг, балансиров и золотниковых приводов, происходят от недостаточной смазки.

д) Удары в машинных насосах объясняются присутствием воздуха и устраняются открытием воздушных (пробных) краников.

е) Свист в сальнике штока ц. н. д. указывает на неплотность набивки в сальнике и на проникновение воздуха через него в ц. н. д. и в конденсатор.

Наблюдение за правильной смазкой. Наблюдение за правильной и непрерывной смазкой — самое необходимое условие для избежания нагревания подшипников и трущихся частей машины. Каждую часть машины следует смазывать исключительно тем сортом смазки, который указан в инструкции. Обыкновенно вся смазка движущихся частей — автоматическая от центрального маслопровода, и надо только следить за стеклянными трубочками, чтобы из каждой трубочки было видно капающее масло; если капель нет, значит, трубочка засорилась, и соответствующий подшипник следует смазывать вручную, а трубочку при первой возможности надо прочистить, продуть паром или отжечь.

В теплый подшипник следует увеличить подачу масла, а при дальнейшем нагревании смазывать его прямо с помощью ручной масленки. Обыкновенно при хорошей работе подшипника, если он не греется, масло стекает с боков подшипника в виде беловато-желтой жидкости, исчезающей, если подшипник начинает греться.

При хорошей смазке масло, вытекающее из подшипника с вкладышами, не залитыми белым металлом, будет слегка темноватого цвета, а вытекающее из подшипника, залитого белым металлом, — слегка голубоватого.

Прозрачный цвет вытекающего масла указывает на слишком обильную смазку, а черный — на недостаточную.

Примесь железных или медных опилок, которую можно обнаружить, растирая вытекающее масло между пальцами, указывает на разработку подшипника.

Поршневые штоки паровых цилиндров смазываются помощью ручного помазка.

Уход за обыкновенными масленками с фитилями прост. Необходимо следить, чтобы в них было достаточно масла, не наливая его, однако, сверх меры, а лишь так, чтобы оно не доходило до верха трубочек, в которые вставляются фитили. Фитили следует почаще вынимать и осматривать, выжимая из них пальцами сгустившееся грязное масло, препятствующее их правильному действию.

Наблюдение за конденсатором. Наблюдение за исправной работой конденсатора, производится главным образом, по вакуумметру, который должен показывать требуемый вакуум: при падении вакуума машина дает меньше оборотов и работает неэкономно. Плохой вакуум происходит от следующих причин:

а) Недостаточно количество охлаждающей воды, в случае если запорная задвижка приемной трубы охлаждающей воды засорилась илом или песком или неполностью открыта. Обыкновенно имеется проведенная в коробку запорной задвижки паровая трубка, по которой пускают пар и продувают ее.

Если же этого приспособления нет, несколько раз под ряд быстро открывают и закрывают запорную задвижку. Засоряться также могут разобщительная задвижка и отверстия циркуляционных труб в водяном пространстве конденсатора, которые в таком случае при первой остановке машины должны быть осмотрены.

При недостатке охлаждающей воды перегорают клапаны воздушного насоса (резиновые) и набивка сальничков трубок в трубных досках (в случае конденсатора поверхностного типа).

Быстрое падение вакуума происходит также от уменьшения хода насоса охлаждающей воды или остановки его, если у него, например, разогрелись подшипники.

У инжекционного конденсатора в случае недостатка охлаждающей воды надо увеличить открытие инжекционного крана.

б) Грязные трубки поверхностного конденсатора. Если, благодаря обильной смазке, маслянистые осадки в паровом пространстве (снаружи трубок) или землистые от грязной охлаждающей воды в водяном (внутри трубок)—осели на трубках, то способность их охлаждать пар сильно уменьшается.

Если маслянистый осадок начал образовываться на трубках конденсатора, в него вводят через кран для впуска соды содовый раствор. Конденсатор должен быть выщелочен при первой же чистке котлов, а если трубки загрязнились внутри, их банят и промывают.

в) Неисправное действие воздушного насоса происходит от неисправной работы клапанов, если они истерлись и не садятся на свои гнезда. Резиновые клапаны, кроме того, размягчаются от минерального масла и горячей воды (если питательная вода слишком горяча) и пристаю́т к гнездам.

При первой продолжительной остановке машины вскрывают воздушный насос, обмывают резиновые клапаны содовым раствором и перевертывают их, кладя другой стороной на их гнезда.

г) Просасывание воздуха в воздушный насос и конденсатор.

Подобное просасывание может происходить во фланцах крышки воздушного насоса, если она поставлена небрежно или на плохую прокладку. Для того чтобы обнаружить просасывание, водят зажженной свечкой вокруг фланца. Там, где пламя будет тянуть, надо поджать гайки и замазать подозрительное место суриком, забивая при этом в щель клинышки из мягкого дерева или же куски листового свинца.

Таким же образом обнаруживают и устраняют просасывание воздуха во фланцах днища насоса и фланцах крышек и горловин конденсатора.

Кроме фланцев просасывание воздуха может происходить через сальники штока воздушного насоса, сальники всех клапанов и кранов, установленных на паровом пространстве конденсатора, и сальники поршневого штока и т. д., а также через сальники всех установленных на нем кранов и клапанов и трубы отработавшего пара, соединенные с конденсатором.

Останов машины. За полчаса или за четверть часа до остановки машины при угольных топках предупреждают об этом котельную в целях правильного ведения топок, чтобы давление при остановке машины не повысилось и чтобы не пришлось травить пар в атмосферу.

Как только машина больше не нужна, разобщают машину от котлов, запирая разобщительные клапаны на котлах, а затем стравливают пар, оставшийся в главной паровой трубе. Вынимают фитили.

Чтобы не образовалось пустоты в цилиндрах, открывают все воздушные и продувочные краники. Закрывают все пароприемные клапаны, кроме клапана центробежного насоса охлаждающей воды, который еще оставляют работать некоторое время для охлаждения конденсатора.

Крышки золотниковых коробок и цилиндров, которые должны быть вскрыты, лучше снимать тотчас же по остановке машины, так как прокладка между фланцами легче отделяется в нагретом состоянии. Поджимают все подшипники, которые стучали, и отжимают немного те, которые грелись.

Приступают ко всем необходимым работам по вскрытию, очистке и исправлению машины, если это позволяет сделать продолжительность остановки.

Работы в машине, ее разборка и сборка, набивка сальников. Вся работа по набивке сальников производится, как указано выше в разделе „Детали паровой машины“.

Если сальник набивается мягкой набивкой, она режется на кольца по обхвату штока. Кольца эти или шлагги закладываются в набивочную коробку так, чтобы стыки их не приходились друг над другом у двух лежащих один на другом шлагов. Обыкновенно набивку перед постановкой на место слегка околачивают деревянным молотком, а при закладывании шлагов в набивочную коробку их продвигают внутрь деревянным инструментом, а не железным, чтобы не попортить гладкую поверхность штока. Заложивши два, три шлага обжимают их, нажимая сальник, затем снова отпускают крышку сальника и ставят на место остальные шлагги.

Мягкие сорта набивки за исключением тальковой перед постановкой на место вымачивают в минеральном масле. Вымачивать набивку в говяжьем или другом сале не рекомендуется, так как сало это может быть увлечено с конденсатом в котлы и произведет там вредное разъедающее действие.

Вскрытие цилиндров и золотниковых коробок. Вскрытие цилиндров и золотниковых коробок надо производить всякий раз, если в цилиндре или золотниковой коробке слышен был стук или ненормальный шум; а также время от времени независимо от того, чтобы убедиться в крепости соединения поршней и золотников со штоками и в исправности поршней.

Для подъема крышки в отверстия, нарезанные в ней, ввертываются рымы. Крышки отжимают от фланца цилиндра отжимными болтами, делая это осторожно, чтобы не порвать прокладку. Отвертывая гайки, надо их тотчас же собирать на нитку или проволоку, чтобы не растерять или не спутать с другими.

Вскрыв цилиндр, проверяют в первую очередь крепость соединения поршня со штоком и смотрят, не пропала ли стопорная чека или разводная шпилька. Затем, при поршнях с крышками осматривают, не ослабли ли гайки стопорного кольца болтов крышки или самые болты.

Если надо, разбирают поршень, снимая его крышку и проверяя упругость распорных пружин.

Так как соединение гайки со штоком производится очень прочно, то употребляются особые механические приспособления, для снятия поршня со штока.

Эти приспособления показаны на фиг. 52 и 53 и описаны в разделе „Детали паровой машины“. Если гайка не отдается, ее можно слегка нагреть паяльной лампой или древесным углем, а заржавевшую резьбу облить керосином. Отдавая поршневою гайку, надо обязательно поставить метки на поршне и на гайке, как она стояла.

Для проверки плотности набивочного кольца поршня ставят кривошип на мертвую точку, смазывают цилиндр внутри самым тонким слоем жидкой краски (сурик, синька), переводят машину на другую мертвую точку и затем снова на первую; тогда части стенки цилиндра, на которых краска не стерлась, укажут на отсутствие прилегания в этом месте набивочного кольца, — значит, здесь надо увеличить упругость распорных пружин или самого набивочного кольца. Неравномерность прилегания набивочного кольца к стенкам цилиндра может быть также обнаружена тонким стальным шупом. Слабые распорные пружины заменяют запасными или же (при отдельных пружинах) кладут под них прокладки из листового железа. Рессорным пружинам можно вернуть упругость, наклепывая их ручником.

При сборке поршня крышку поршня надо нажимать туго, но не до отказа, иначе набивочное кольцо не будет иметь свободы расширения. Слабина между набивочным кольцом и крышкой поршня или нижней крайней должна быть такова, чтобы кольцо можно было вжимать в поршень рукой (примерно не больше половины толщины листа писчей бумаги).

Если поршень не имеет крышки и нужно снять набивочное кольцо, приходится поршень снимать со штока. Снятие набивочных колец с поршня надо производить осторожно, чтобы не сломать кольца.

При вставлении снятого поршня снова в цилиндр надо плотно стянуть набивочное кольцо веревкой или простой проволокой и осторожно нажимать поршень, вдавливая его в цилиндр, а не бить по поршню, что может вызвать поломку набивочного кольца.

При надлежащей упругости набивочное кольцо, будучи вставлено в цилиндр должно само удерживать себя упругостью в любом месте хода поршня. Если кольцо нельзя от руки продвинуть в цилиндр, значит, оно слишком туго.

При вскрытии цилиндра вертикальной машины, если вынимают поршень, то проверяются также и величины зазоров вредных пространств, так как поршень с течением времени, вследствие разработки подшипников передаточного механизма оседает в цилиндре. Чтобы определить зазоры вредных пространств, закладывают несколько столбиков мягкой сурикографитной замазки между поршнем и днищем, ставят поршень последовательно на мертвые точки и по величине смятия столбиков определяют величину зазоров.

Вскрытый цилиндр очищают от ржавчины и грязи, промывают керосином и насухо протирают.

При вскрытии цилиндра разбирают также, если позволяет время, предохранительные клапаны и продувочные краны цилиндров, очищают, промывают и протирают клапаны и пробки кранов, очищают пружины и расхаживают тяги привода продувочных кранов.

При открытии золотниковых коробок проверяют соединение со штоком и осматривают компенсатор. Надо помнить, что, в то время как цилиндрические золотники крепятся на штоке наглухо, коробчатый дается некоторая слабина, чтобы давлением пара золотник всегда прижимало к зеркалу (упругость компенсаторного кольца и пружин проверяют так же, как у поршня). При вскрытии цилиндров и золотниковых коробок надо обязательно закрывать паровые пролеты чистой ветошью или парусиной, чтобы в них ничего не попало. Закрывая цилиндры и коробки, надо раньше убедиться, не осталось ли в них какого-нибудь инструмента, гайки и других предметов.

Разборка и пригонка подшипников. Замечают положение нажимных гаек; ставят две метки: одну — на гайке, другую — на подшипнике; метки лучше намечать керном, а не зубилом, так как наметка последним портит гайки.

Затем, разобрав подшипники, вынимают вкладыш и осматривают состояние цапфы: не поцарапана ли, не забита ли она, не сработалась ли на овал или конус.

Если цапфа забита или заплавлена, ее очищают только не шкуркой, которой можно ее испортить, а оселком, водя его по длине шейки.

Если цапфа сработалась, пригонять по ней подшипник нельзя, ее надо опилить, чтобы вернуть ей цилиндрическую поверхность, что требует большого умения и осторожности.

Для окончательной шлифовки применяются деревянные колодки с ручками, устроенные наподобие клуппа, посредством которых цапфу сначала полируют маслом с наждаком, а потом одним чистым маслом.

Если цапфа цилиндрична и хорошо ошлифована, по ней можно пригонять вкладыши. Операция пригонки заключается в том, что цапфу покрывают самым тонким слоем сурика, сажи или синей краски, накладывают вкладыши, зажимают и вращают кругом. Затем подшипник разбирают, выступающие темные места вкладышей снимают шабером и снова повторяют операцию до тех пор, пока вкладыш будет брать не отдельными

большими пятнами, а мелкими крапинками по всей поверхности, исключая небольшие части вдоль линии разъема, где, как уже было сказано при описании коренных подшипников, вкладыш не должен прилегать к цапфе.

Проверка и нажим подшипников. Поставив метки на гайках и крышке подшипника, пробуют перетянуть гайки, чтобы убедиться, есть ли запас для нажима, если последнего нет, то придется спилить толстые прокладки между вкладышами или вынуть тонкие.

После этого разбирают подшипники и накладывают на шейку поперек образующей три ряда свинцовой проволоки, после чего собирают подшипник, затягивая гайки до прежних меток, затем снова разбирают; толщина расплющенной свинцовой проволоки и дает величину слабины. Последняя служит для того, чтобы подшипник не грелся и чтобы между трущимися поверхностями мог поместиться достаточный слой смазочного масла.

Величина этой слабины определяется практикой, потому что, если она велика, подшипник стучит, если мала — греется. Если подшипник стучал, то снова кладут на шейку свинцовую проволоку и собирают подшипник, пережимая гайки так, чтобы они зашли за прежние метки, разбирают и сравнивают толщину расплющенной проволоки с предыдущей.

Рекомендуется эти проволоки не бросать, а сохранять в конвертах с надписью, когда и по какой причине был разобран подшипник. Описанный способ — самый точный и применяется для кривошипных и коренных подшипников больших машин. Такие же части, как серьги, эксцентрикковые тяги, балансиры, шатуны небольших машин, пригоняются просто „на качку“; например, если мы имеем шатун, то, собрав один из его подшипников, покачивают шатун за другой свободный разобщенный конец и регулируют так нажатие гаек, чтобы усилие для поворачивания шатуна не было ни слишком мало, ни слишком велико. После этого, поставив метки на гайках, собирают другой конец шатуна, а пригнанный разбирают и за него качают, пригоняя описанным способом подшипник другого конца.

Кроме того, необходимо определять и продольную слабину подшипника, для чего его двигают вручную или закладывают вместо рычага ломик вдоль шейки; эта проба дает ручательство, что подшипник не зажат слишком туго. Раньше чем окончательно собирать подшипник, надо тщательно обтереть и смазать шейку и вкладыш.

Заливка вкладышей подшипников белым металлом. Для заливки подшипника прежде всего делают шаблон внутренней поверхности из тонкого листового железа, изгибая его на шейке вала на 3 мм меньше; шаблон делают с отворотами, которыми он должен быть скреплен с вкладышем.

Вместо шаблона может быть применена деревянная полукруглая модель. Выплавляют оставшийся во вкладыше старый белый металл, нагревая вкладыш на древесном угле, затем протравляют в серной кислоте от 15 до 20 мин., очищают изнутри песком и золой, промывают раствором соляной кислоты, тщательно лудят чистым оловом, после чего ставят подшипник стоя на доску, вставляют шаблон так, чтобы между ним и подшипником как раз оставался зазор, равный желаемой толщине слоя заливаемого металла, а щели с боков между подшипником и вкладышем замазывают глиной или какой-нибудь замазкой. Металл плавят в котелке в таком количестве, чтобы его хватило для одновременной заливки всего подшипника, иначе пропадет вся работа. Расплавленный металл очищают от нагара и быстро вливают в промежуток между подшипником и шаблоном до самого верха, протыкая заливаемый металл несколько раз железным прутом для выхода газов.

Залитому подшипнику дают совершенно остынуть, удаляют шаблон, уплотняют металл легкими ударами ручника, растачивают залитый подшипник на станке и затем пригоняют его к шейке вала.

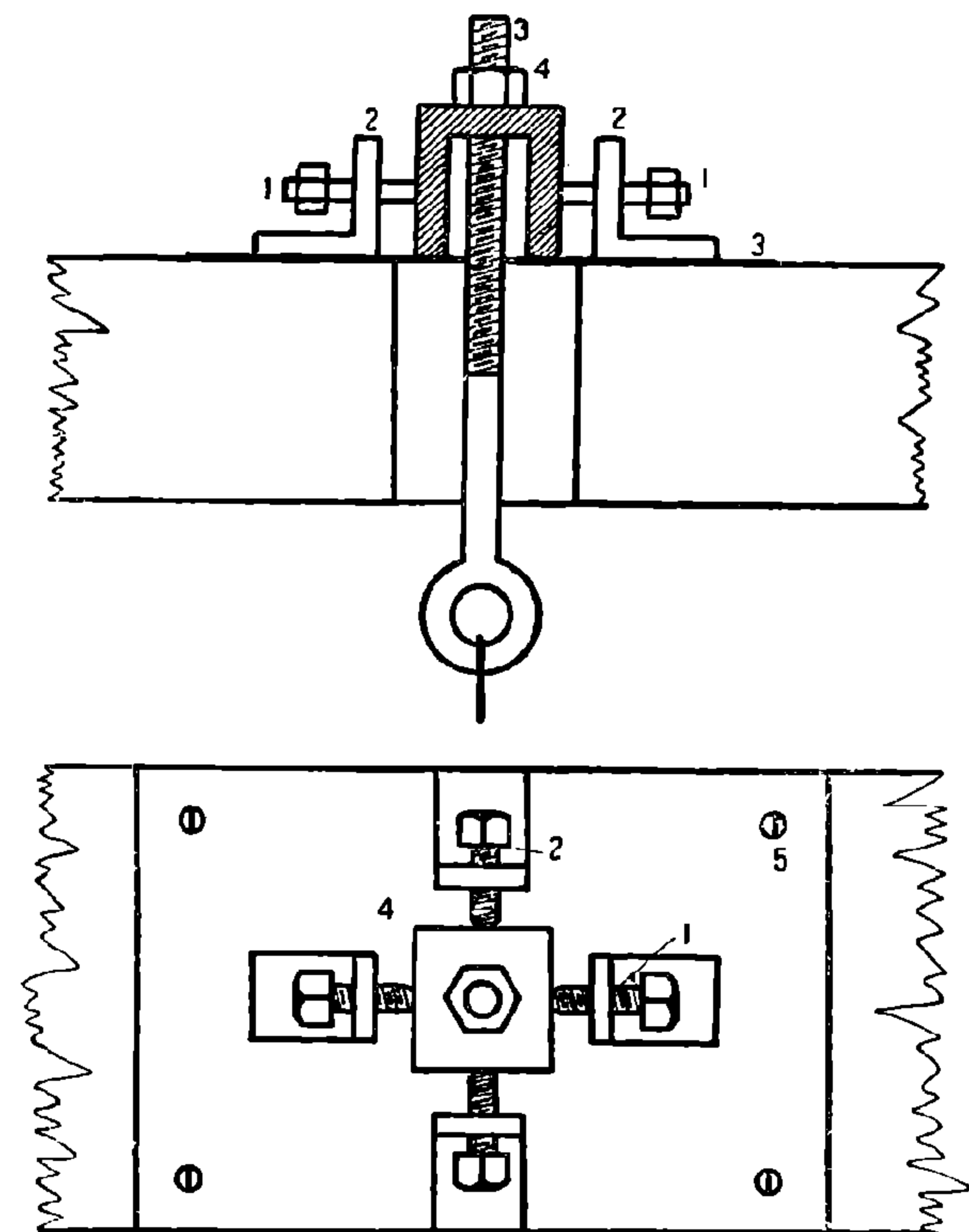
Проверка валов. Проверка валов делается для того, чтобы определить, не осел ли вал, и если осел, то равномерно ли произошло оседание. У машины от разработки коренных подшипников может осесть только кривошипный вал. Проверка правильности положения вала может быть

произведена световой линией. Проверку можно производить не вынимая вала.

Сущность световой проверки заключается в том, что создают световую линию; пропуская луч света (свечи, электрической лампочки) через диафрагмы с отверстиями и регулируя установку этих диафрагм так, чтобы луч света проходил через отверстия всех диафрагм.

Если свет виден, значит, вал правилен; если же не виден, то под той диафрагмой, через отверстие которой свет не виден, вал осел.

Чтобы можно было измерить величину оседания, отверстия в диафрагмах делаются передвижными. Поднимая диафрагму, пока через ее дырочку не станет виден свет, измеряют вслед затем величину поднятия центра диафрагмы, которая и даст размер оседания вала. Конечно, при этом надо



Фиг. 335.

проверить, одинакового ли диаметра все муфты валов, и, если нет, принять это во внимание.

Проверка параллелей. Для правильного действия всего передаточного механизма параллели машин должны быть правильно установлены: именно поверхность их должна быть параллельна плоскости, проходящей через ось цилиндра и ось вала.

Для проверки находят ось цилиндра и штока. С этой целью снимают шатун, вскрывают цилиндр, вынимают поршень и шток с крейцкопфом, далее укрепляют две деревянные рейки: 1) на верхнем фланце цилиндра по диаметру его и 2) между щеками кривошипа. Между рейками натягивают стальную струну толщиной около 1 мм.

Для установки струны по оси цилиндра измеряют по нескольким направлениям радиусы цилиндра посредством раздвижного циркуля и радиусы набивочной коробки; передвигают струну из стороны в сторону до тех пор, пока все радиусы будут в отдельности между собой равны.

Для установки и натяжения струны к середине реек крепится приспособление, показанное на фиг. 335. Оно состоит из планки 4, привернутой винтами 5 к рейкам.

Натяжение струны производится натяжным болтом 3, а установка в центре—установочными болтиками 1, ввертывая которые в угольники 2, мы будем передвигать ползун 4 в нужную сторону. Когда струна установлена по оси цилиндра, проверяют параллельность ей параллели, измеряя расстояние от параллели до струны у краев и посередине параллели. Для проверки параллельности параллели оси коленчатого вала надо предварительно проверить правильность кривошипной цапфы и параллельность ее оси вала.

Сделав описанную проверку, прикладывают к рабочей поверхности параллели по диагонали стальную линейку и измеряют расстояние от ее конца до конца цапфы коренного вала. Затем перекадывают линейку накрест по другой диагонали и измеряют расстояние от конца параллели до другого конца цапфы; при параллельности параллели вала оба расстояния должны быть равны.

При непараллельности параллель приводится в надлежащее положение постановкой соответствующих прокладок. Линейка для измерений должна быть жесткая, чтобы не гнулась.

У больших вертикальных машин при установке и проверке параллелей приходится принимать во внимание разницу их положения в холодном и горячем состояниях, так как при работе машины цилиндр расширяется, и верхние концы параллелей отходят от оси цилиндра. Поэтому параллель в холодном состоянии должна быть установлена так, чтобы верхний конец ее был наклонен внутрь к оси цилиндра на величину расширения цилиндра по радиусу.

На практике для небольшой машины считают достаточным наклон верхнего конца параллели к средней плоскости машины в 0,25 мм. У больших машин с такой же целью оставляют зазоры между ползуном и параллелью в холодном состоянии: на передний ход—0,25 мм, на задний—0,15 мм.

Осмотр конденсатора. Внутри трубок поверхностного конденсатора образуются илистые, а снаружи маслянистые осадки.

Для удаления маслянистых осадков конденсатор выщелачивается одновременно с насосами, а для обнаружения илистых осадков время от времени вскрывают крышки и проверяют внутреннее состояние трубок, вода перед одной трубной доской свечкой и смотря по очереди в трубки со стороны другой трубной доски. Грязные трубки пробаниваются и промываются.

Так как вскрытие конденсатора занимает порядочное время, то его полезно соединить с проверкой, не текут ли трубки. Течь трубок может происходить в сальниках или через тело трубки, если она лопнула.

Для пробы наливают в паровое пространство конденсатора воду. Так как в конденсаторе очень много трубок, то воду наливают медленно и постепенно. Сначала наливают ее до самого нижнего горизонтального ряда трубок, проверив его, прибавляют воды до следующего ряда и т. д., пока не дойдут до верха трубок.

Текущая трубка немедленно отмечается мелом или краской. Если течь происходит через сальник трубки, то поджимают его или перебивают; лопнувшие же трубки забивают деревянными пробками.

Клапаны воздушного насоса обычно осматриваются раз в месяц, а также по мере надобности и обязательно при плохом вакууме.

При работе машин на клапанах воздушного насоса оседает маслянистая грязь, которая смывается содовым раствором. Разбухнувшие резиновые клапаны можно, обрезав кромки перевернуть, тогда они могут служить еще.

Сработавшаяся набивка в поршне из плетенки заменяется новой, если же набивочное кольцо бронзовое и ослабло, — его можно наклепать деревянной колотушкой.

Консервация машины. Приготавливая машину для консервации, вскрывают все паровые цилиндры, золотниковые коробки, воздушные насосы, конденсатный и охлаждающей воды насосы, конденсатор, цилиндры всех обслуживаемых механизмов и помп.

Все поршни и золотники или клапаны должны быть вынуты, очищены от ржавчины и смазаны нефтяным маслом. Все цилиндры и золотниковые или клапанные коробки внутри тщательно высушиваются, очищаются от ржавчины и грязи, затем вымазываются внутри нефтяным салом или густым минеральным маслом. Все движения и все полированные части во избежание ржавчины также покрываются нефтяным салом или просто нефтью.

Набивка из всех сальников вынимается. Все клапаны и краны вскрываются. Клапаны и пробки кранов вынимаются, обмазываются салом и снова вкладываются на свои места, но не закрепляются.

Необходимо выпустить воду из конденсатора, цилиндров, помп и других частей, заполняемых водой во время работы машины, иначе вода, замерзнув в зимнее время, может разорвать упомянутые части.

Все небольшие разборные части машины должны быть вычищены, обмазаны салом или маслом, снабжены дощечками с названиями и спрятаны. Манометры и вакуумметры снимаются и хранятся в теплом и сухом месте.

33. СБОРКА МАШИНЫ В МАСТЕРСКОЙ

Сборка машины состоит в пригонке и соединении различных ее частей в том виде, как они должны быть при работе машины.

Сборка машины в качественном отношении должна быть совершенно закончена в мастерской; никогда не следует полагаться на то, что некоторые неточности в сборке могут быть выяснены и исправлены после испытания машины в ходу; в мастерской должны быть произведены все необходимые проверки сборки машины и допущены лишь такие неточности, какие не отзовутся вредно на работе машины. Так как вполне точной сборки быть не может, то вопрос о необходимой степени точности является весьма важным, но вместе с тем и весьма трудным. Только долговременная практика в сборке и наблюдении за собранными машинами во время их службы дает возможность производить сборку машины вполне уверенно. Конечно, как общее правило, следует достигать возможно большей точности.

При сборке машины приходится по необходимости исправлять все неточности выполнения различных частей на станках; очевидно, сборка машины будет тем успешнее, чем лучше выполнены на станках все изделия; поэтому нужно обеспечить тщательную приемку изделий со станков. Некоторые изделия необходимо после изготовления проверять на поверочной плите.

Хорошая сборка — одно из главных условий быстрой сдачи машины и успешной службы ее.

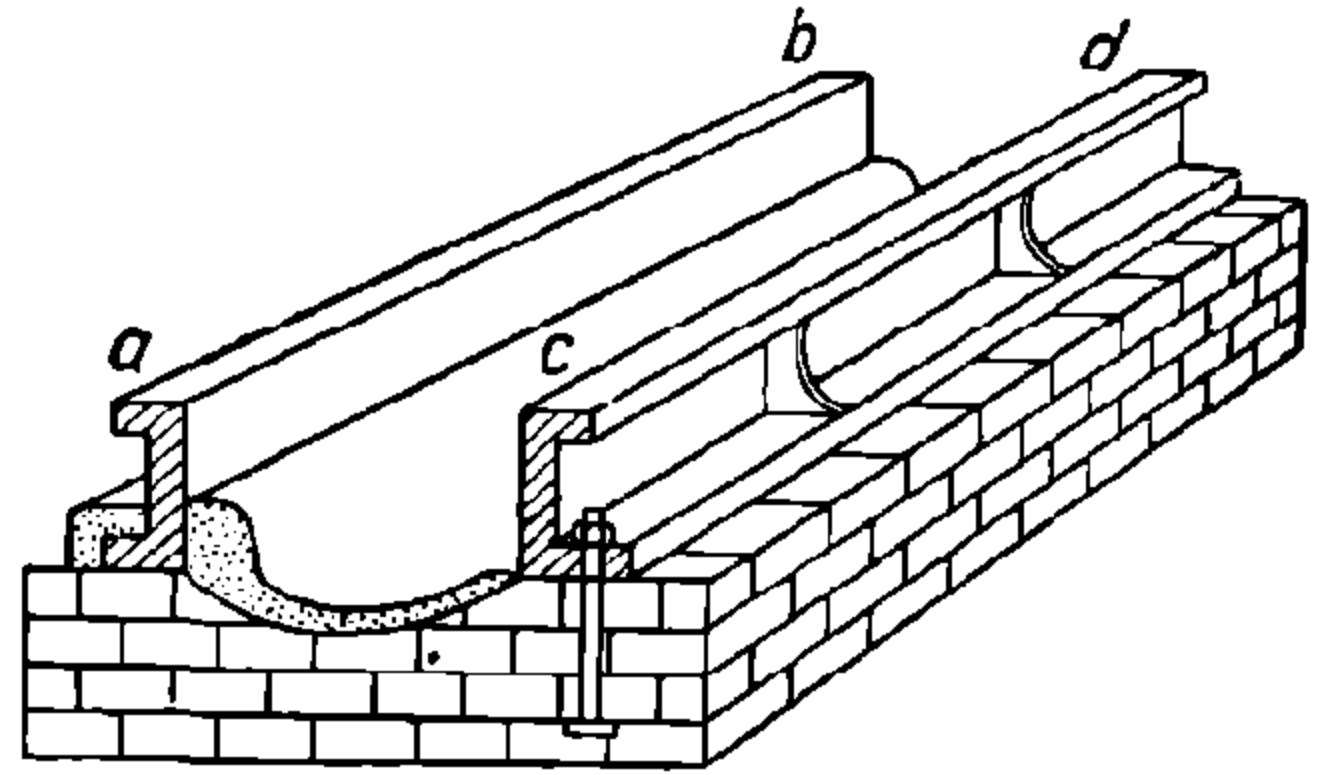
Сборочный фундамент. Иногда машины, в особенности не слишком тяжелые, собираются на деревянных брусках, положенных прямо на пол мастерской. Однако такой фундамент не может быть рекомендован, так как дерево от атмосферного влияния и веса частей меняет свою форму. Фундамент для сборки должен быть устроен также солидно, как для сильных станков: роют котлован, кладут плитняк и затем кирпич, связывая кладку цементом; на образованном таким образом фундаменте закрепляют чугунные балки, цельные или в виде отдельных устоев; на балки уже кладется машинная рама.

Чтобы при установке машинной рамы избежать всяких прокладок, поверхность *abcd* (фиг. 336) балок должна представлять собой горизонтальную плоскость; для достижения этого балки выравниваются клиньями

по линейке и по уровню, притягиваются к фундаменту болтами и в нижней части заливаются цементом.

Сборка рамы. Отдельные части рамы машины размеряются и отделяются, насколько возможно, на станках каждая отдельно. Сборка частей рамы в одно целое может быть произведена на сборочном фундаменте. Дырки соединительных болтов в обеих частях рамы просверливаются заранее, но с некоторым припуском, так как окончательно их следует пройти разверткой сразу у обеих соединяемых частей.

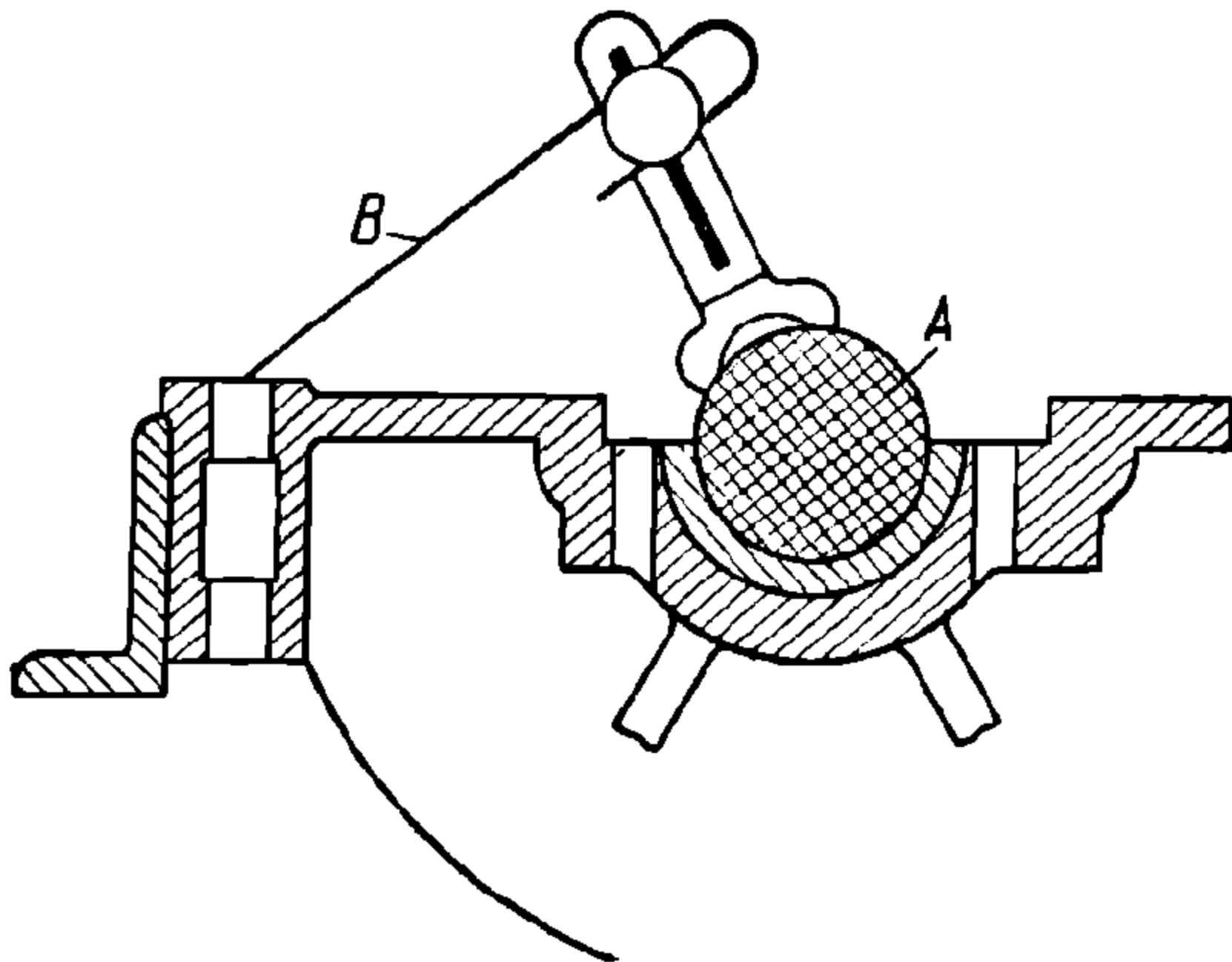
Углубления для коренных подшипников бывают прямоугольной и круглой формы. Прямоугольные углубления выстрагиваются в каждой части рамы отдельно, причем надо строго придерживаться разметки. После этого соединяемые части накладываются на угольники сборочного фундамента без помощи каких-либо клиньев или прокладок и придвигаются друг к другу так, чтобы боковые грани углублений оказались в одной плоскости, в чем легко убедиться помощью линейки; фаски, которыми обе части соприкасаются друг с другом, должны иметь соприкосновение по всей своей плоскости. Затем проходят дыры разверткой и пригоняют впритирку соединительные болты. Нижние грани углублений должны оказаться также в одной, притом горизонтальной, плоскости, что легко проверить помощью уровня и линейки. При правильном сборочном фундаменте и правильно выделанных частях рамы указанные выше условия сами собой удовлетворяются; если эти условия не выполнены, замена впоследствии какого-либо из коренных подшипников запасным представит много затруднений.



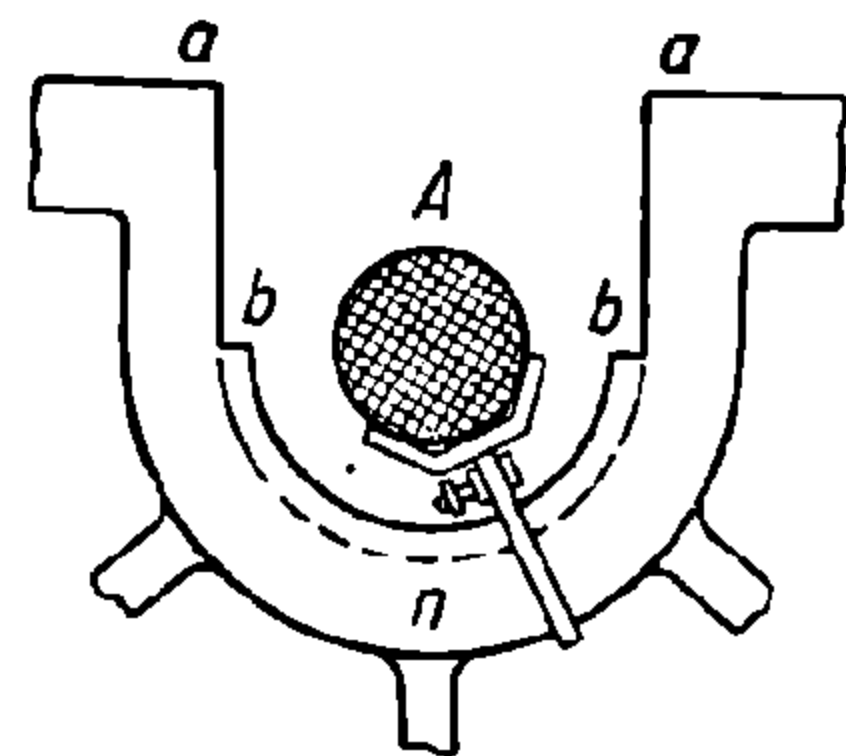
Фиг. 336.

Расточка рамы. Углубления круглой формы коренных подшипников лучше всего растачивать на месте, на сборочном фундаменте, когда все части рамы соединены вместе.

Вся рама должна плотно прилегать к фундаменту; необходимо в нескольких местах закрепить ее, для чего не следует пользоваться струбцинами, а лучше пропустить болты в дыры, служащие для закрепления рамы к фундаменту. Лучше всего закрепить раму против подшипников и мест располо-



Фиг. 337.



Фиг. 338.

жения колонн. Высверленными дырами можно будет воспользоваться для передвижения рамы по вертикали при установке, для чего их нужно будет нарезать и ввернуть болты.

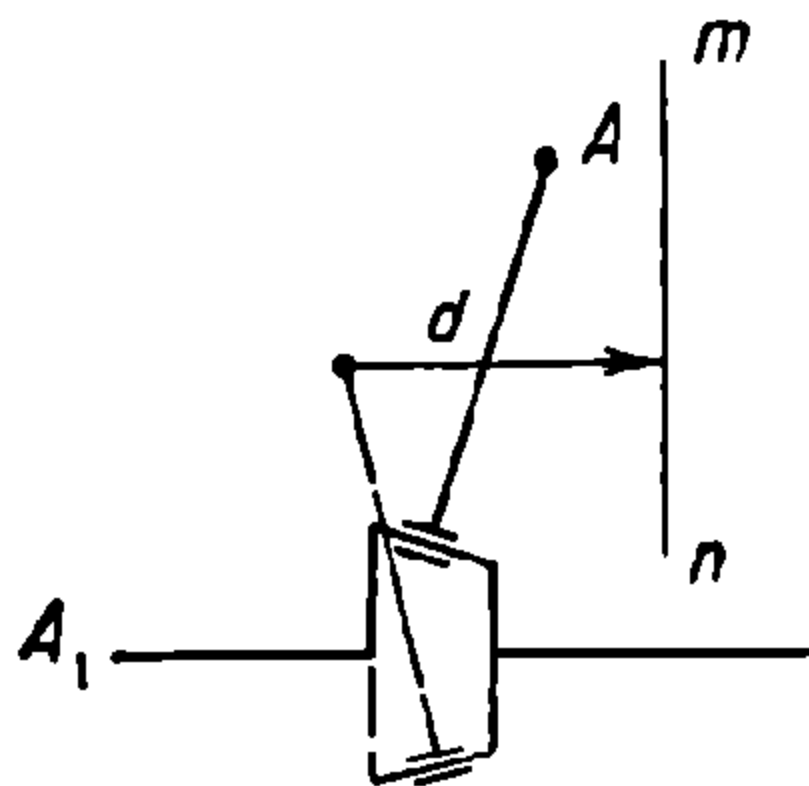
Расточка производится помощью особого приспособления — длинным валом (шпинделем). Вал *A* устанавливается помощью рейсмуса *B* по разметке (фиг. 337) на концах рамы; вместе с тем вал должен быть строго горизонтален (для выполнения этого условия можно несколько и отступить от разметки); горизонтальность проверяется помощью уровня. Если у рамы имеются плоские, заранее обстроганные грани *ab* (фиг. 338), вал должен находиться в одинаковых расстояниях от этих граней, для удовлетворения этого условия также следует поступиться разметкой. Все эти отступления от разметки никакого вредного значения иметь не будут, лишь бы у растачиваемых частей оставалась достаточная для прочности толщина.

Если верхние накладки подшипников очерчены тем же радиусом, что и сами углубления, то расточка их производится одновременно; надо только поставить временные стяжные болты, если они при расточке будут подрезываться резцом.

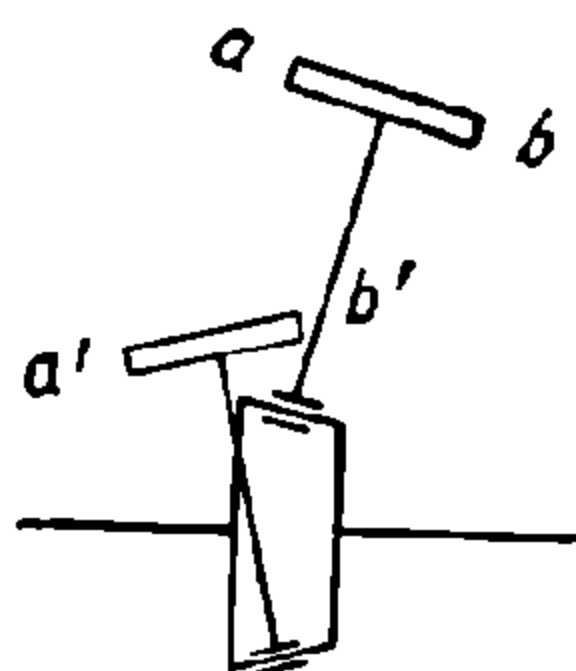
Пригонка вкладышей коренных подшипников. Вкладыши коренных подшипников должны быть особенно тщательно пригнаны на свои места так, чтобы было полное соприкос-

новение по всей поверхности; пригонка производится припиловкой вручную на краску. Никакой слабину с боков, а также подкладок под нижнюю часть быть не должно. При углублениях круглой формы вкладыши должны выворачиваться так, чтобы их можно было снимать, не поднимая коленчатого вала; если этого не будет, то пропадет единственное преимущество круглых вкладышей. При этом следует заметить, что при заливке белым металлом круглые вкладыши, в особенности тонкие, могут коробиться, так что припиловки их нельзя избежать и при вполне точной обточке. Пригонка их производится таким образом: намазывают поверхность углубления рамы краской, вставляют вкладыш в углубление, уплотняют легкими ударами свинцового молота и выворачивают; тронутые краской места снимают пилой и снова повторяют ту же операцию, пока вся поверхность вкладыша не будет покрываться краской. Выворачивание хорошо пригнанного вкладыша должно производиться при легких ударах молота.

Внутренние (трущиеся) поверхности вкладышей могут быть обточены и заранее, в особенности при углублениях прямоугольной формы. Но лучше произвести их расточку всех сразу на сборочном фундаменте, так как это значительно облегчит пришабровку под-



Фиг. 339.



Фиг. 340.

шипников по кривошипному валу. К верхним накладкам коренных подшипников вкладыши пригоняются также на краску, если форма накладок полукруглая; вся верхняя половина подшипника пригоняется к раме на постоянных прокладках и стяжных болтах и затем вал для расточки устанавливается так же, как было сказано. При круглых углублениях необходимо произвести расточку вкладышей строго по прежней оси, т. е. концентрично с углублениями в раме, иначе вкладыши опять-таки нельзя будет вывернуть, не поднимая коленчатого вала;

во избежание ошибки не следует страгивать после первой расточки подшипники растачиваемого вала.

Кривошипный вал. Кривошипный вал принадлежит к числу таких частей машины, которые требуют особенно тщательной выделки. Главное внимание должно быть обращено на то, чтобы части вала, лежащие в коренных подшипниках, имели общую ось, а оси кривошипных пальцев (цапф) были этой оси параллельны. При невыполнении первого условия будет постоянный стук или нагревание коренных подшипников, а при невыполнении второго — неправильная работа всей системы, связывающей поршень с кривошипным валом, и чрезвычайно трудна удовлетворительная сборка этой системы. Фиг. 339 показывает, как будет перемещаться вдоль машины верхний конец *A* шатуна при наибольших уклонах кривошипного пальца относительно горизонтальной плоскости, а фиг. 340 — как будет изворачиваться ползун *ab* при наибольших уклонах пальца относительно вертикальной плоскости.

Прежде чем пустить в дело кривошипный вал, его следует после отделки на станке тщательно проверить на поверочной плите. Вал ставится на плиту на подкладках с треугольным вырезом, чтобы можно было вращать вал, не сдвигая его оси; вода ремсумом сверху и снизу по поверхности цапф коренных подшипников, стараются установить вал так, чтобы ось его была параллельна плите; тогда и выяснится, имеют ли цапфы одну общую ось. При этом надо принять во внимание, одинаковый ли диаметр у них, нет ли конусности, что сейчас же будет видно по рейсмусу; можно также проверить цапфы калибром. Разница в диаметрах и конусность могут при незначительной, конечно, величине быть допустимы, так как на правильность действия машины вредного влияния они не оказывают. При установке следует ставить вал, вращая в различные положения, иначе возможная эллиптичность цапф введет в заблуждение.

Когда ось вала установлена параллельно плите, в правильности кривошипных цапф можно убедиться тем же рейсмусом, ставя каждую цапфу в два положения на 90° одно от другого. При этом также надо не упустить из вида возможность некоторой конусности.

Правильность цапф вала, лежащих в коренных подшипниках, более точно может быть проверена при пришабровке коренных подшипников. При целом вале одноосность цапф вполне обеспечивается хорошей работой на станке; если же вал составной, то неправильность в этом отношении легко может получиться при соединении частей вала вместе. Соединение должно быть произведено на плите, причём части вала устанавливаются так, как было описано выше; дыры для соединительных болтов проходятся разверткой сразу у двух соединяемых фланцев также на плите, и болты ставятся впритирку. При валах небольшого диаметра (например; 200 мм), требующих большей точности, соединение на плите может и не дать требуемой точности, выясняющейся впоследствии при пригонке вала к подшипникам; поэтому может оказаться полезным производить окончательную обточку вала уже после соединения его частей в одно целое.

Часто у коленчатых валов, в особенности средних размеров, кривошипные пальцы получаются эллиптическими. Недостаток этот весьма существенен, так как правильное вжатие подшипника в этом случае невозможно. Обнаружить эллиптичность обыкновенным циркулем

часто бывает затруднительно, но она сейчас же скажется при пришабровке подшипника. Значительную эллиптичность, например, более нескольких сотых миллиметра, следует вывести опиливанием пальца вручную. Это можно сделать при пришабровке кривошипного подшипника или заранее, устроив специальный калибр в виде облегченного подшипника из двух половинок, соединенных на шарнире; такой калибр следует предварительно пришабрить по какому-либо заведомо правильному валу, даже специально для этой цели выточенному. Калибр намазывают легким слоем краски, надевают на палец и проворачивают. Покрытые краской места кривошипного пальца снимают осторожно пилой. Такую работу повторяют несколько раз, пока палец не будет весь однообразно покрываться краской, а калибр — проворачиваться кругом при одном и том же усилии. Эту работу лучше производить после установки вала на коренных подшипниках, когда ось последнего расположена горизонтально; тогда, накладывая на палец в различных его положениях уровень, легко следить за тем, чтобы опиловкой не переместить ось пальца. При легком пружинящемся калибре выверка не может быть произведена достаточно точно, и окончательную выверку следует сделать при пришабровке кривошипного подшипника вместе с шатуном.

Подшипники. Хорошая работа всякого подшипника независимо от его размеров зависит от его пригонки и нажатия.

Как бы тщательно ни был выточен подшипник, он не будет без ручной пригонки надлежащим образом прилегать к цапфе; а чем меньше будет точек соприкосновения, тем больше будет давления на единицу трущейся поверхности и тем возможнее, следовательно, нагревание. Для надлежащей плотности соприкосновения всякий подшипник пришабривается на краску. Делается это таким образом: цапфа намазывается тонким слоем какой-либо не скоро высыхающей краски (голландская сажа, известная под названием „чернети“, или „индиго“, называемое обыкновенно „синькой“; сурик не следует употреблять), затем накладывают половинки подшипника; зажимают их и дается вращение. Отдельные покрашенные места подшипника снимаются затем шабером. Такую работу повторяют несколько раз, пока покрашенные места не расположатся на поверхности подшипника равномерно и близко друг к другу. Сплошь всей поверхностью подшипник никогда не будет брать, и если это усматривается то, значит, слой краски был слишком толст.

Можно пришабривать подшипник и совсем без краски, по одним бликам от трения; это — самый точный способ. Его приходится применять в тех случаях, когда для очистки цапфы от краски приходится производить большую работу; так, например, этим способом надо пришабривать верхние половинки коренных подшипников у окончательно собранной машины.

Пригнать подшипник надо так, чтобы он прилегал лишь средней своей частью, края же по плоскости разъема следует оставить свободными. Это очень существенно, так как при нагревании подшипник коробит и краями его шейка может быть сильно зажата, что поведет к дальнейшему нагреванию.

К тому же на края подшипника нет давления, и трущаяся поверхность будет здесь в лучшем случае бесполезна. Соприкасающаяся дуга может составлять $2/3$ полуокружности и даже меньше.

Подшипник не должен плотно захватывать цапфу; между ними должен быть некоторый зазор (слабина) как для прохода масла, так и для того, чтобы цапфа могла работать в подшипнике при различных неправильностях, как, например, при эллиптичности, или кривизне цапфы.

Нажимание подшипника производится различными способами. У небольших машин пробуют степень нажатия вручную, руководствуясь непосредственным впечатлением. При таком способе, чтобы нажать, например, подшипники шатуна, нужно освободить сперва, положим, крейцкопфный конец, нажать кривошипный подшипник и определить степень нажатия вращением шатуна вручную; определив степень нажатия, надо сделать на гайке метку, освободить кривошипный конец и таким же образом нажать другой подшипник. Иногда подшипник двигают вдоль цапфы, пользуясь

зазорами с боков. Такие способы еще допустимы, но нельзя допускать нажимания подшипника без всякого отчета о степени нажатия. Лучше всего, когда слабина каждого подшипника известна и определена заранее сообразно его величине и степени правильности сборки.

Здесь можно поступить двояким способом: убрав прокладки и вытерев насухо подшипник, прижимают его к шейке вплотную; но так как момент соприкосновения определить точно нельзя, то надо условиться делать нажатие определенным образом, например, взяв нормальную длину ключа и силу двух человек; ударов же лучше избегать, так как можно деформировать вкладыш или нарезку; когда подшипник прижат вплотную к цапфе, отвертывают гайки настолько, чтобы оказалась желаемая слабина, что легко вычислить по шагу нарезки; положение гаек надо отметить меткой. Чаще же всего нажимают подшипники на проволоку: сняв половинку вкладыша, накладывают по окружности шейки тонкую свинцовую проволоку в 2—3 местах, смотря по величине подшипника, ставят на место вкладыш и зажимают подшипник, делая опять метки у гаек. Толщина сжатой проволоки покажет слабину подшипника. Когда положение гаек при желаемой слабине будет определено, вставляют прокладки и регулируют их так, чтобы при надлежащих положениях гаек обе половинки подшипника были плотно прижаты друг к другу.

Иногда предпочитают иметь некоторый запас на случай изнашивания; для этой цели следует кроме толстых прокладок класть еще ряд легко вынимающих тонких (фольгу) и снимать их по мере надобности. Если половинки подшипника не прижаты плотно одна к другой, то это может повести к деформации вкладышей и затем к нагреванию подшипника. Для небольших машин следует иметь в виду также следующее обстоятельство: стяжные болты при работе машины всегда несколько нагреваются, следствием чего является добавочная слабина в подшипниках; полезно вытянуть их заранее тугим нажатием гаек.

Нельзя дать определенных величин для слабину в подшипниках, так как необходимая слабина у всякого подшипника определяется его величиной, степенью приработки, качеством сборки и числом оборотов машины.

От правильного нажатия подшипников зависит качество их работы и, так сказать, репутация самой машины. Поэтому основание правильному обращению с подшипниками надо положить в мастерской при сборке машины: все подшипники должны быть надлежащим образом нажаты, сделаны метки и даны необходимые указания тем лицам, которые будут работать у машины, после выпуска ее из мастерской.

Установка кривошипного вала. Пришабровка коренных подшипников по кривошипному валу производится таким образом: сначала пришабровываются нижние половинки вкладышей; при этом нужно следить за тем, чтобы кривошипный вал лежал на подшипниках горизонтально, что беспрерывно проверяется помощью уровня.

Обыкновенно кривошипному валу дается некоторая слабина вдоль машины; в случае надобности нужно залить некоторые из вкладышей, увеличив их галтели.

Вал должен брать все подшипники одинаково, и достигать этого надо лишь пришабровкой. Если один из подшипников окажется слишком низок, надо снять белый металл у всех остальных; прокладок же под низко лежащие половинки вкладышей допускать не следует, в особенности при углублениях круглой формы.

При проверке пришабровки следует обратить внимание, плотно ли прижата рама к фундаменту.

При пришабровке вала следует также окончательно убедиться в том, что цилиндрическая часть вала совершенно правильна, для чего надо при поворачивании вала обратить внимание на его цапфы: если вал правилен, то все цапфы по всей их окружности будут брать одинаково, что заметно по краске; малейший изгиб или разноосность цапф обнаружится тем, что краска на соответствующих местах будет нетронута. Чтобы судить о степени неисправности, нужно в этих местах намазать краску погуще.

Когда нижние половинки подшипников пришаброваны, пришабровывают верхние. Сначала пришабровка производится без тонких прокладок, заканчивается же непременно с прокладками, поставленными на место; иначе, когда потом прокладки будут вставлены и гайки нажаты,

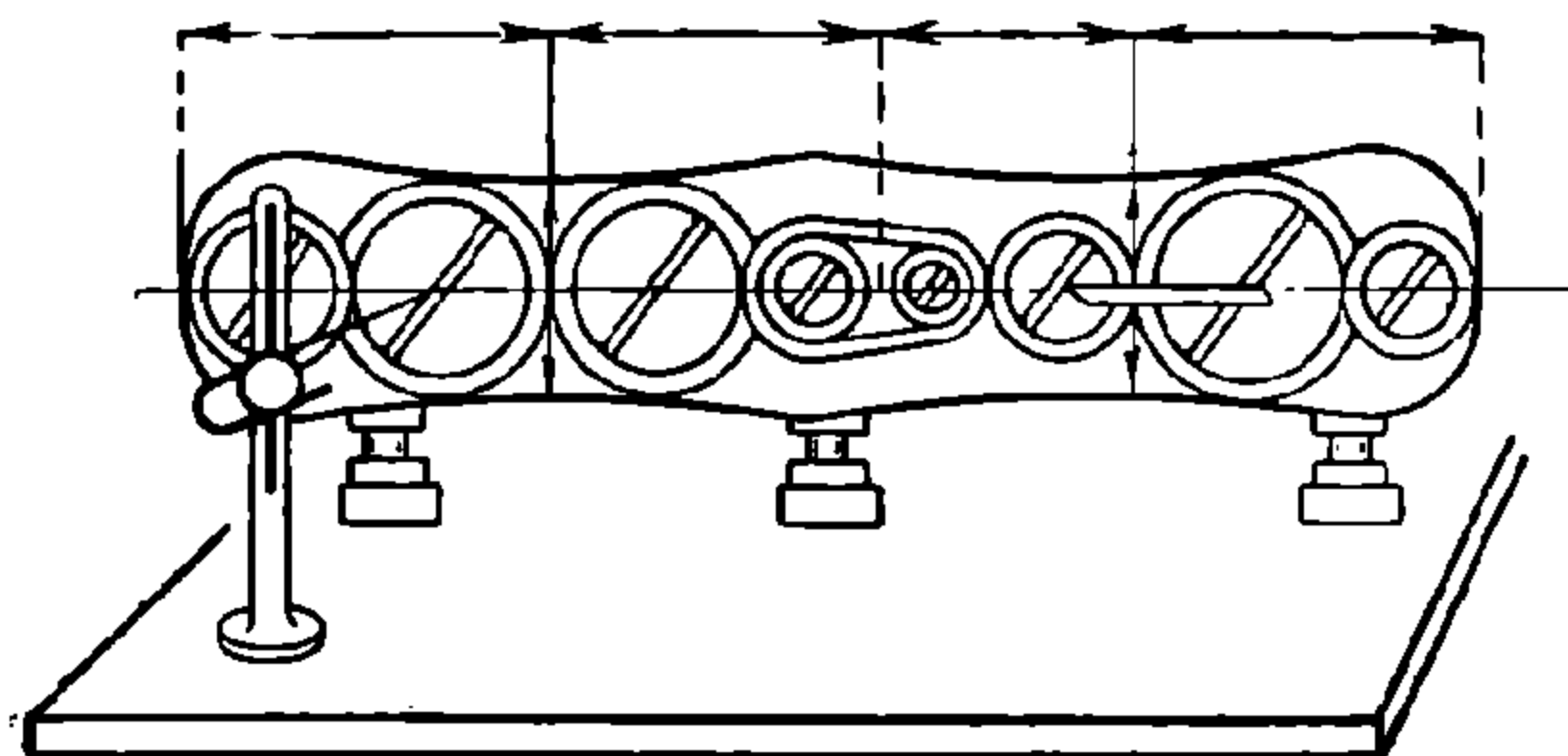
верхнюю половину вкладыша может перекосить, и подшипник будет работать одним краем.

Когда вал окончательно установлен на коренных подшипниках, удобно произвести выборку эллиптичности кривошипных цапф.

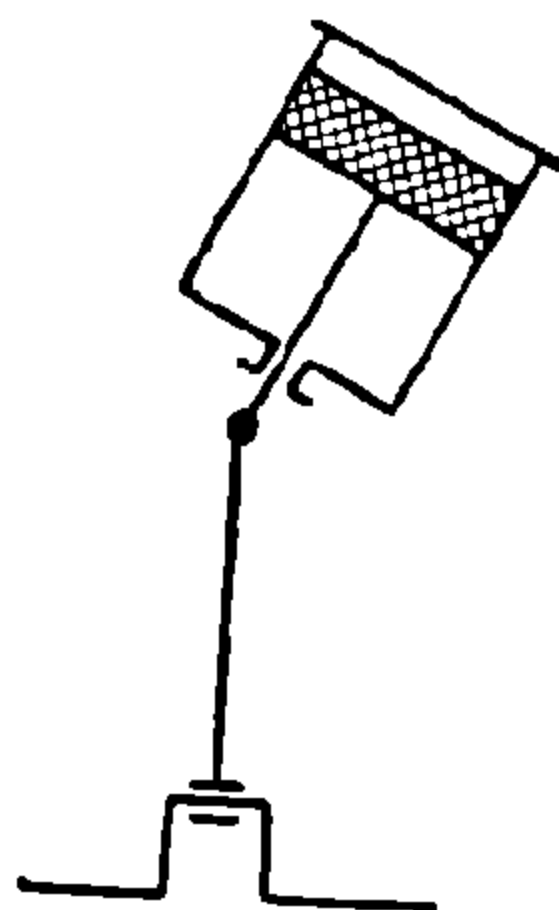
Если обточка белого металла коренных подшипников была произведена на месте, всех одновременно в собранной раме, то пришабровка их по кривошипному валу заканчивается очень быстро. Но есть и другая причина, заставляющая предпочитать этот способ обточки: длинные кривошипные валы могут давать значительный прогиб при неблагоприятно расположенных точках опоры; это же легко может случиться, если вкладыши коренных подшипников растачивались заранее каждый отдельно; в этом случае пришабровка подшипников будет, очевидно, по изогнутому валу. Чтобы получить работу высшего качества, иногда для пришабровки коренных подшипников делают специальный легкий прямой вал.

Сборка цилиндров. Для быстрой и успешной постановки цилиндров на место следует весьма тщательно отнестись к разметке и обделке фасок, в особенности дыр для колонн (при вертикальной машине).

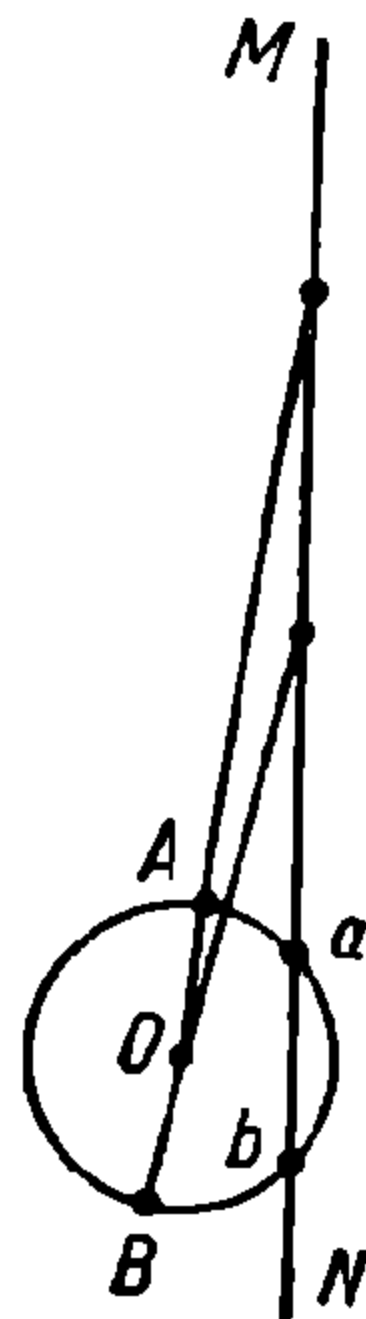
У небольших машин отдельно отлитые цилиндры соединяются друг с другом. Такое соединение должно быть произведено весьма тщательно, чтобы оси всех цилиндров были параллельны и расположены в одной плоскости; если эти условия не



Фиг. 341.



Фиг. 342.



Фиг. 343.

удовлетворены, то правильная постановка всех цилиндров будет невозможна. Проверка правильности соединения может быть произведена на плите. Соединенные цилиндры (все или попарно) устанавливаются на плите, как показано на фиг. 341. С обоих концов цилиндров и золотниковых коробок вставляются рейки, и на них намечаются центры расточек. Если теперь, двигая рейсмусом по плите, можно убедиться в том, что все центры как с одной, так и с другой стороны находятся на одинаковой высоте, то оси всех цилиндров и золотниковых коробок находятся в одной плоскости; затем помощью шаблона нужно убедиться в том, что взаимные расстояния центров с обеих сторон цилиндров соответственно одинаковы, тогда оси цилиндров между собой параллельны.

При отыскании центров расточек легко обнаружить эллиптичность цилиндра. Эллиптичность вредно отзывается на работе машины, в особенности, когда у поршневых набивочных колец нет распорных пружин. В этом случае набивочное кольцо не может прилегать к стенкам цилиндра всей своей поверхностью, и изнашивание как кольца, так и цилиндра будет неправильно. Небольшая эллиптичность может со временем и выработаться, если только время от времени менять набивочные кольца на новые. Для избежания эллиптичности нужно обратить внимание на качество станка и способ расточки. Лучше всего растачивать цилиндр в вертикальном положении; если же цилиндр растачивается горизонтально, то надо особенно осторожно отнестись к способу закрепления цилиндра, так как цилиндр, в особенности слабой конструкции, может деформироваться при закреплении; когда же после расточки он примет естественную форму, то будет, очевидно, эллиптичным.

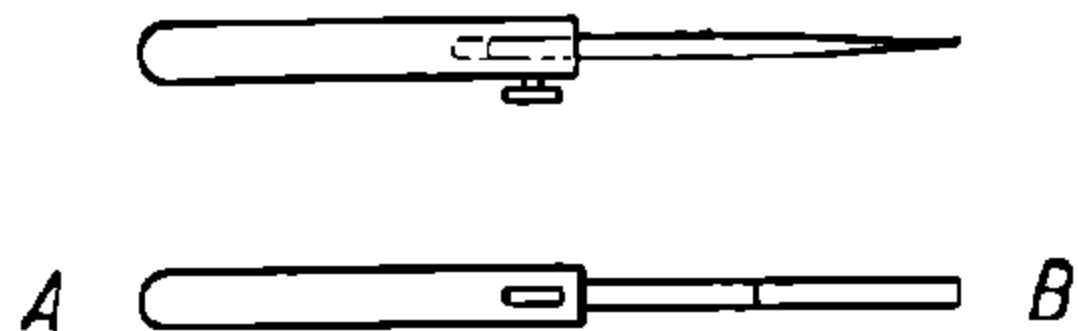
Установка цилиндров. Установка каждого цилиндра должна удовлетворять следующим главным условиям:

1. Ось цилиндра должна быть перпендикулярна оси коренного вала.
2. Ось цилиндра должна пересекать ось вала.
3. Ось золотниковой коробки должна занимать указанное чертежом положение.
4. Цилиндр должен быть в требуемом расстоянии от оси вала.
5. Ось цилиндра должна быть в требуемых (обыкновенно равных) расстояниях от щек кривошипа.

Для правильной работы набивочного кольца поршня по поверхности цилиндра и штока по сальнику поршневой шток должен двигаться вдоль оси цилиндра; с другой стороны, направляемый кривошипом шток стремится двигаться в плоскости, перпендикулярной оси коренного вала; если условие первое не соблюдено, очевидно, что эти два обстоятельства вместе не могут иметь места. Если даже при каком-либо положении кривошипа соединить шатун со штоком так, чтобы последний расположился по оси цилиндра, тогда между

шатунном и штоком будет уклон, как видно на фиг. 342, При таком положении невозможна правильная работа всей системы, связывающей кривошип с поршнем.

Условие второе не так существенно: если оно и не выполнено, вращение машины все-таки будет происходить правильно, но может не быть достигнута желаемая плавность Действительно, если ось цилиндра MN не пересекает ось O кривошипного вала (фиг. 343), перемена давления на ползун будет происходить при положениях кривошипа в четырех точках: в двух мертвых A и B и в точках a и b пересечения оси цилиндра с окружностью, описываемой кривошипом. В первых двух точках перемена давления будет резкая, и ползун, внезапно отжимаясь от одной поверхности параллели к другой, может произвести стук; во вторых двух точках стука не будет, так как перемена давления происходит постепенно. Следует также заметить, что на дугах Aa и Bb ползун будет отжиматься от параллели.



Фиг. 344.

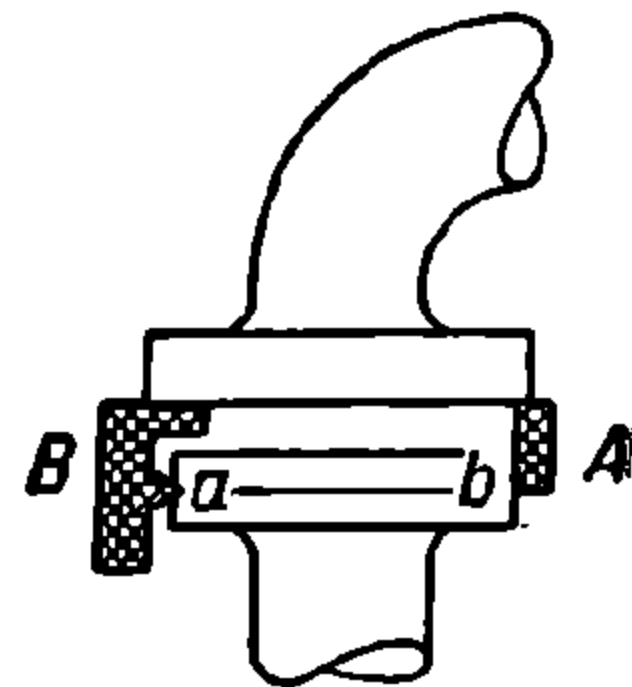
Если же ось цилиндра пересекает ось вала, то точки A и B сливаются с точками a и b и перемены давления на параллель вовсе не будет, если только предположить, что перемена давления на шток поршня происходит в мертвых точках.

Условие третье нужно удовлетворить, главным образом, в том отношении, чтобы ось золотникового штока пришлась в средней плоскости соответствующего эксцентрика.

Условие четвертое нужно для того, чтобы без затруднений образовались требуемые зазоры вредных пространств при крайних положениях поршня.

При выполнении условия пятого сами собой получатся надлежащие боковые зазоры у коренных и крейцкопфных подшипников, если только все части выполнены точно по чертежу.

При вертикально расположенных цилиндрах все эти условия легко проверяются помощью отвесов. Вверху расточки цилиндра вставляется рейка с небольшим отверстием, расположенным точно в центре окружности цилиндра; для легкости отыскания этого центра делается отверстие в железной пластинке, прикрывающей более значительное отверстие в рейке; передвигая пластинку, легко отыскивают центр, после чего пластинку закрепляют; затем в отверстие пропускается шелковинка с какой-либо тяжестью (веском) на конце; чтобы нить не колебалась, весок можно опустить в подставленную внизу коробку с маслом. Теперь, измеряя помощью калибра расстояние различных точек поверхности цилиндра до нити, легко установить цилиндр так, чтобы ось его совпала с нитью; если цилиндр имеет некоторую конусность или эллиптичность, это обстоятельство при выверке сейчас же выяснится и должно быть принято во внимание. Ввиду этого, а также и того, что цилиндр может не быть выточен точно по чертежу, калибр должен быть раздвижным, как показано на фиг. 344. Удобно также, если конец A будет оттянут в тонкую пластинку, чтобы простым изгибом можно было применяться к величине радиуса. При измерении конец B упирается в какую-либо точку поверхности цилиндра, а концом A стараются коснуться нити, вращая калибр около B в вертикальной плоскости. При проверке достаточно взять четыре приблизительно диаметрально противоположных точки сверху и четыре внизу цилиндра. Полученные измерения покажут состояние рабочей части цилиндра. Если ось цилиндра совпадает с нитью, условие первое выполнено, так как ось кривошипного вала расположена горизонтально. Необходимо также помощью нутромера убедиться, приходится ли нить по оси сальника поршневого штока. Если ставятся все цилиндры в соединенном виде и если при соединении была допущена некоторая непараллельность осей цилиндров, неизбежную неточность в выполнении условия первого можно разбить на несколько цилиндров.



Фиг. 345.

Для проверки выполнения условия второго протягивают нить по оси коренного вала (или коренных подшипников); если вал пустотелый, это можно сделать, и не свивая вала. Так как провес нити в данном случае не имеет значения, достаточно установить в центре вала лишь крайние точки нити, что легко сделать помощью кронциркуля по цилиндрической части вала или его фланца; если же вала нет, то помощью нутромера по поверхности крайних подшипников. Теперь условие второе будет выполнено, если отвес, опущенный по оси цилиндра, соприкоснется с этой нитью; чтобы не впасть в ошибку, отвес нужно перекладывать с одной стороны горизонтальной нити на другую.

Иногда поступают таким образом: при проверке на плите кривошипного вала проводят рейсмусом по верхней производящей кривошипа риску (черту), параллельную оси вала; для выверки цилиндра кривошип ставится на мертвую точку; отвес, идущий по оси цилиндра, заканчивается центровым веском; если конец веска приходится как раз над риской, то условие второе выполнено. Однако этого способа лучше избегать вследствие трудности установки кривошипа на мертвую точку, неверности самого веска и колебания нити.

Выполнение условия третьего поверяется также помощью отвеса, опущенного по оси золотниковой коробки или по оси золотникового штока. Если ось золотниковой коробки отнесена в сторону от оси вала, нужно положить в надлежащем месте линейку, перпендикулярную оси вала: отвес должен касаться этой линейки.

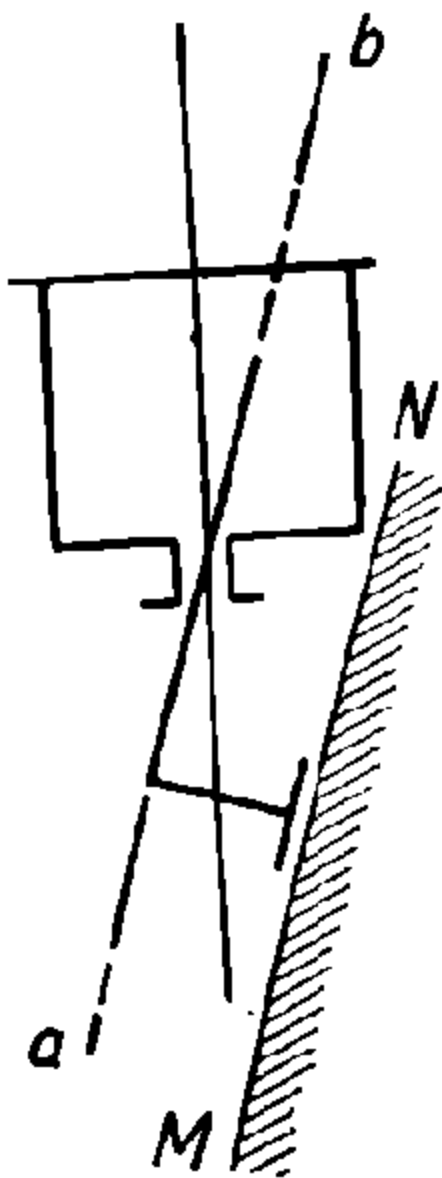
Условия четвертое и пятое проверяются также помощью отвеса простым измерением.

При сборке машин с горизонтально или наклонно расположенными цилиндрами отвесом пользоваться, конечно, нельзя, но способ проверки помощью нитей остается тот же; только нить, протянутую по оси цилиндра, придется закрепить с двух концов; взаимная перпендикулярность обеих нитей проверяется помощью угольника; при этом должен быть принят во внимание провес нити, натянутой по оси вала.

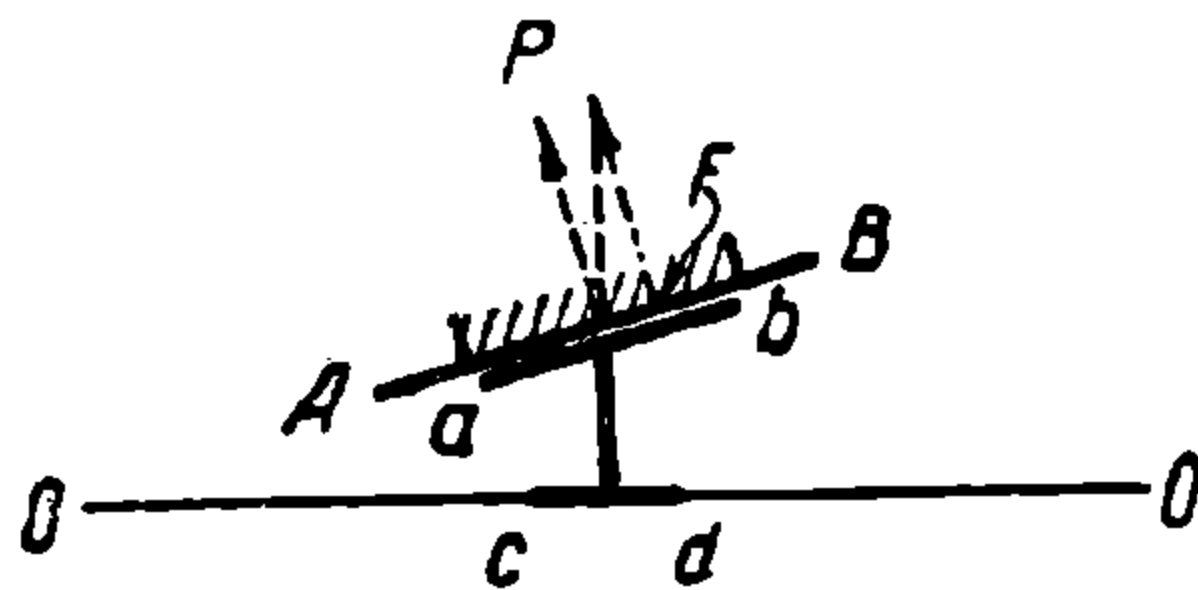
Если обработка на станке цилиндра и золотниковой коробки совершенно правильна, то при выполнении указанных выше условий и золотниковая коробка будет иметь надлежащее положение; следует, однако, при установке цилиндров проверить и положение последней. В случае некоторой неверности в обработке на станке ошибку можно разделить пополам и отнести часть на золотниковую коробку, часть на цилиндр, или же заведомо установить цилиндр несколько неправильно, лишь бы существенные условия для правильной работы золотника были удовлетворены.

Способы пригонки цилиндров к колоннам в машинах с вертикально расположенными цилиндрами могут быть весьма различны. Если каждый цилиндр стоит на своих колоннах самостоятельно, то можно до установки выверить и выровнять припиловкой отдельно фаски колонн и фаски цилиндров, пользуясь уровнем и линейкой; цилиндр при этом должен быть установлен так, чтобы ось его была вертикальна. Если конструкция цилиндра не позволяет пользоваться линейкой, цилиндр придется поставить на плиту и пользоваться рейсмусом. После такой выверки фасок цилиндр должен сразу стать на колонны так, что условие первое будет удовлетворено.

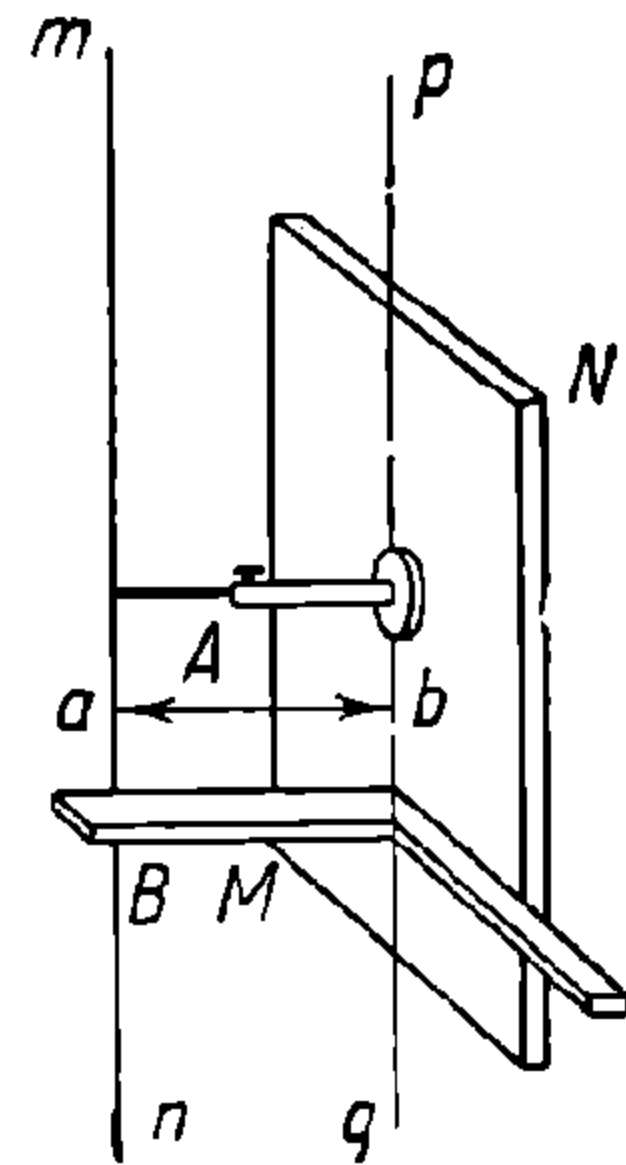
Но если цилиндры неразрывно скреплены друг с другом, хотя бы ставились и отдельно, выверку, пользуясь линейкой, трудно сделать правильно, ввиду большого прогиба длинной линейки, между тем как фаски должны быть выравнены все вместе. В этом случае



Фиг. 346.



Фиг. 346а.



Фиг. 347.

можно поступать так: не выравнивая фасок у колонн, устанавливают цилиндры на колонны помощью клиньев или домкратов, чтобы оси цилиндров заняли требуемые положения; при этом некоторые фаски цилиндров не будут соприкасаться с фасками колонн, тогда делают разметку, какие колонны и насколько надо подрезать. Эту разметку можно сделать, например, таким образом: ко всем фаскам цилиндров прикладывают ребром одну и ту же линейку *A* (фиг. 345) и по другому ребру проводят на колоннах риски *ab* или же пользуются для этого угольником *B* с острием; если теперь сообразно таким рискам подрезать все колонны так, чтобы верхние их плоскости были в одном и том же расстоянии от рисков, то при следующей постановке цилиндры станут в надлежащее положение, по крайней мере, относительно условия первого. Что касается фасок цилиндров, при таком способе нет необходимости выверять их все сразу; но следует заметить, что при таком способе установки и в случае обделки фасок цилиндров не точно по чертежу замена впоследствии какого-либо цилиндра новым представит большие затруднения.

При проверке правильности установки цилиндров все гайки, крепящие цилиндры, должны быть отпущены, чтобы было видно, что цилиндры лежат свободно, без натяжки. Всяких прокладок, вредящих плотности соприкосновения, следует избегать. Дыры крепящих болтов, если возможно, должны быть розданы на месте и болты пригнаны в притирку.

Установка параллели. Установка параллели должна удовлетворять следующим главным условиям:

1. Плоскость параллели должна быть параллельна оси цилиндра.
2. Плоскость параллели должна быть параллельна оси кривошипного вала.

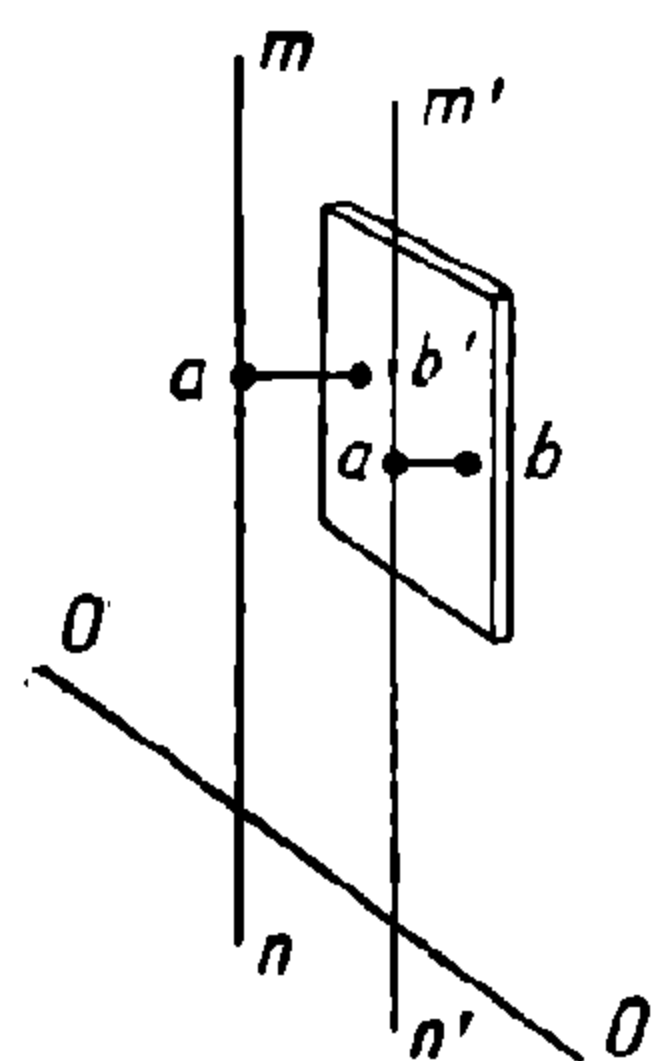
3. Средняя линия параллели должна быть в плоскости, проходящей через ось цилиндра перпендикулярно оси кривошипного вала.

4. Расстояние плоскости параллели до оси цилиндра должно быть равно расстоянию оси поршневого штока до плоскости ползуна.

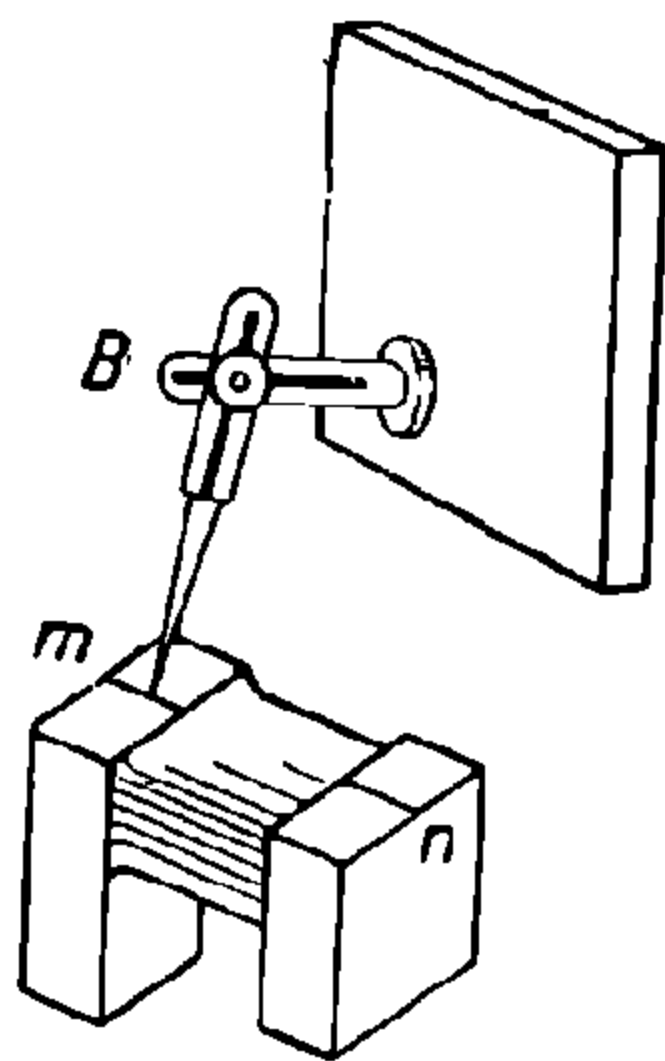
В рассматриваемых ниже следующих положениях будет предполагаться, что шток с ползуном обработаны правильно:

Условие первое—наиболее важное, так как невыполнение его ведет к полному расстройству движения штока с поршнем и ничем при дальнейшей сборке не может быть исправлено.

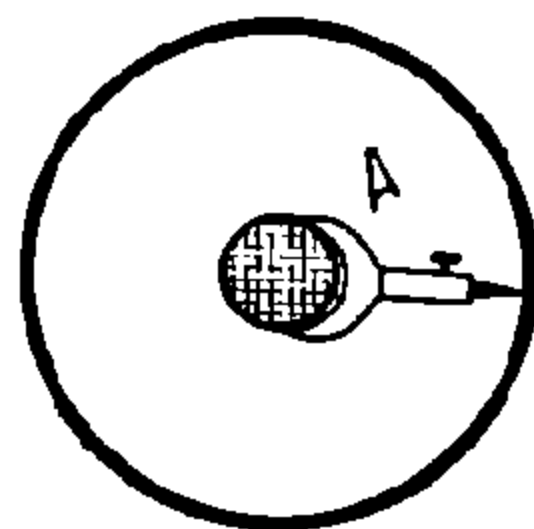
Для правильной работы штока по сальнику и набивочного кольца поршня, шток должен двигаться параллельно оси цилиндра; если же условие первое не выполнено, шток, направляемый параллелью, будет двигаться по линии ab (фиг. 346), параллельной плоскости MM' параллели, по наклонной к оси цилиндра, что должно сопровождаться передвижением в порше набивочного кольца; если же кольцо в поршне туго или если не будет достаточного зазора между поршнем и стенками цилиндра, шток будет отгибаться. При правильно выделанном штоке, шток при уклоне параллели станет, кроме того, косо в сальнике, что в особенности вредно при металлической набивке. Следствиями указанных выше обстоятельств являются неправильное изнашивание набивочного кольца поршня и поверхности цилиндра; разработка сальника, а отсюда постоянное его пропаривание и даже нагревание штока; чрезмерное и неправильное изнашивание параллели и ползуна, причем последний делается овальным; если же в параллели нет достаточной слабину, может произойти даже изгиб штока.



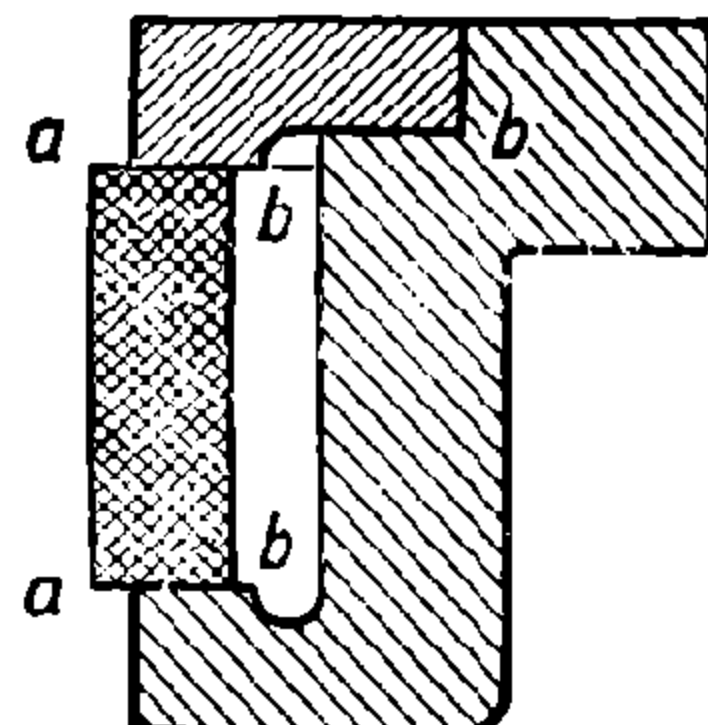
Фиг. 348.



Фиг. 349.



Фиг. 350.



Фиг. 351.

Если не выполнено условие второе, т. е. плоскость параллели AB (фиг. 348а) не параллельна оси OO' кривошипного вала, то на такую параллель нельзя будет установить правильно собранный поршневой шток (т. е. такой, у которого ось cd крейцкопфного подшипника параллельна плоскости ab ползуна), так как в таком случае ось cd не будет параллельна оси кривошипного вала. Для достижения последнего условия пришлось бы надлежащим образом пригнать ползун, и тогда правильное вращение машины будет возможно, но в этом случае давление на ползун, а следовательно, и его изнашивание будет неравномерно; кроме того, при этом на ползун будет действовать составляющая сила F , стремящаяся сдвинуть его в направлении поперек параллели. Так как обработка и проверка такого неправильного штока весьма затруднительны и притом не вызываются необходимостью, при установке параллели нужно строго удовлетворить условию второму.

Условие второе отпадает в том случае, когда параллель не плоская, а расточена по той же оси, что и цилиндр.

Условие третье не требует такой точности. Оно нужно для того, чтобы при правильной обработке ползуна с его боков на параллели сами собой получались одинаковые зазоры.

Необходимость условия четвертого очевидна, так как иначе ось поршневого штока не совпадет с осью цилиндра.

Что касается положения параллели вдоль оси цилиндра, то некоторое понижение или повышение параллели сравнительно с чертежом на правильность действия машины влияния не окажет; необходимо только, чтобы в концах хода конец ползуна выходил за рабочую поверхность параллели, иначе на последней с течением времени образуются выступы.

Выполнение условий 1, 3 и 4 может быть проверено помощью отвеса mn (фиг. 347), опущенного по оси цилиндра; если же цилиндр не установлен, то отвес должен касаться нити, протянутой по оси кривошипного вала, и находиться в надлежащих расстояниях (как ось цилиндра) от щек кривошипа или краев коренных подшипников. Помощью рейсмуса A убеждаются, что расстояния ab отвеса до параллели в верхней и нижней ее частях одинаковы; тогда условие 1 выполнено. Выполнение условия 4 проверяется измерением этого расстояния.

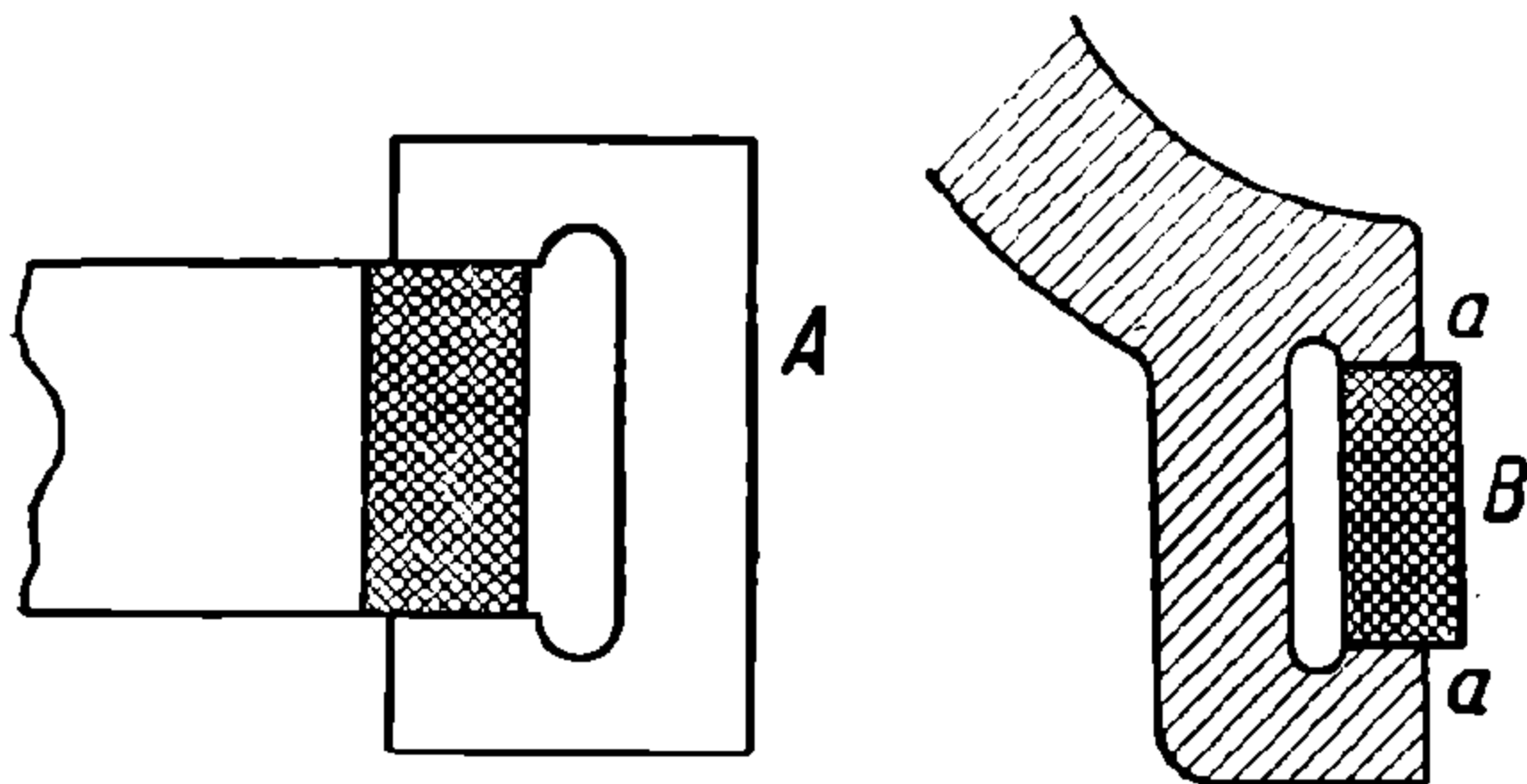
Чтобы убедиться в выполнении условия 3, надо приложить угольник B одной полкой к параллели так, чтобы другая полка коснулась отвеса; вершина угольника в крайних частях параллели должна приттись на средней линии pq , которая заранее должна быть нанесена на параллели.

Чтобы убедиться в выполнении условия 2, надо спустить против краев параллели два отвеса, mn и $m'n'$ (фиг. 348), так, чтобы оба эти отвеса касались нити, протянутой по оси вала, затем измерить расстояния ab плоскости параллелей до обеих нитей. Это можно сделать тем же рейсмусом. Эти расстояния должны быть одинаковы.

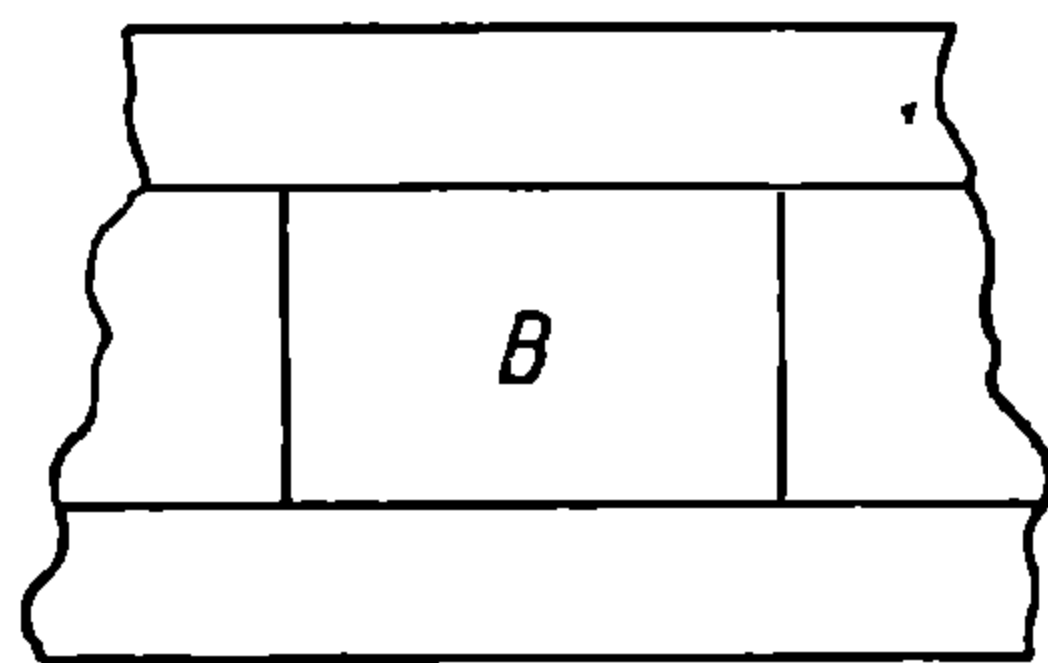
Выполнение условия 2 можно проверить также следующим образом:

По верхним граням щек кривошипа проводят риску mn (фиг. 349), параллельную оси кривошипного вала; эту риску удобно нанести, например, при разметке на плите шпонок для эксцентриков. Кривошип ставят приблизительно в верхнее положение и рейсмусом B убеждаются, что плоскость параллели этой риске параллельна. Этот способ очень удобен и точен но не годится для больших машин, так как при большой длине игла рейсмуса будет резко прогибаться и дрожать.

Когда параллель легко снимается и крепится на место после установки цилиндров, положение ее, по крайней мере, относительно условий 1, 3 и 4, может быть очень удобно и точно проверено по поршневому штоку. На ползуне должна быть нанесена средняя его линия, или, вернее, проекция на ползуне оси штока. Шток устанавливают так, чтобы средняя линия ползуна совпала со средней линией параллели и чтобы ползун плотно прилегал к параллели. Затем рейсмусом A (фиг. 350) убеждаются, что ось штока совпадает с осью цилиндра. Тогда условия 1, 3 и 4 выполнены. При этой проверке следует принять во внимание возможную эллиптичность цилиндра. Если выполнение указанных условий имеет место для всех цилиндров, то в выполнении условия 2 можно убедиться таким образом: приложить ко всем параллелям ребро линейки, если линейка совпадает с плоскостями всех параллелей или во всяком случае параллельна им, то последние параллельны оси коленчатого вала.



Фиг. 352.



Фиг. 353.

Самый способ установки параллели зависит от конструкции машины. Когда параллель как бы составляет часть литой колонны (в машинах вертикальных), то доска параллели, особенно отдельная, заранее укрепляется на колонне и установка самой колонны производится согласно условиям, которым должна удовлетворять параллель. При этом колонна ставится в надлежащее положение посредством клиньев, и затем делается разметка, как надо подрезать нижнюю ее грань.

Если же параллель представляет совершенно отдельную часть, прилегающую к колоннам или цилиндру отдельными фасками, то лучше устанавливать параллель по самому цилиндру, чтобы примениться к возможной неточности установки последнего, и еще лучше — по поршневому штоку, что весьма удобно при небольших машинах. Обыкновенно параллель ставят сначала на прокладки, чтобы удовлетворить условиям 1, 2 и 3, и делают разметку, на сколько надо снять фаски у колонн, применяясь к условию 4. Фаски же по параллели лучше выверить заранее согласно чертежу, что можно сделать посредством рейсмуса, наложив параллель рабочей поверхностью на плиту; такая выверка может избавить от излишней работы при пригонке фасок у колонн, а главное — облегчить впоследствии могущую понадобиться замену параллели новой.

Если можно положиться на верность фасок у параллелей, то разметка фасок у колонн может быть произведена без установки параллели прямо по ползунам; для этого надо установить все штоки по осям цилиндров, как было описано ранее, а ползуны повернуть параллельно друг к другу, что легко проверить помощью линейки. Чтобы при этом быть вполне уверенным, что ползуны параллельны оси кривошипного вала, можно по концам линейки от ее ребер опустить два отвеса: оба они должны касаться или быть в равных расстояниях от нити, изображающей ось вала.

Дыры у колонн для крепящих болтов обыкновенно высверливаются заранее с некоторым припуском на раздачу, а у параллели размечаются на месте. Следует, однако, на случай замены параллелей высверливать у последних дыры строго по чертежу. Но во всяком случае дыры окончательно следует пройти разверткой на месте сразу и болты поставить впритирку.

Трущиеся плоскости параллелей должны быть пришабрены на краску по верной плите.

Сборка поршня. Сборка поршня должна удовлетворять следующим условиям:

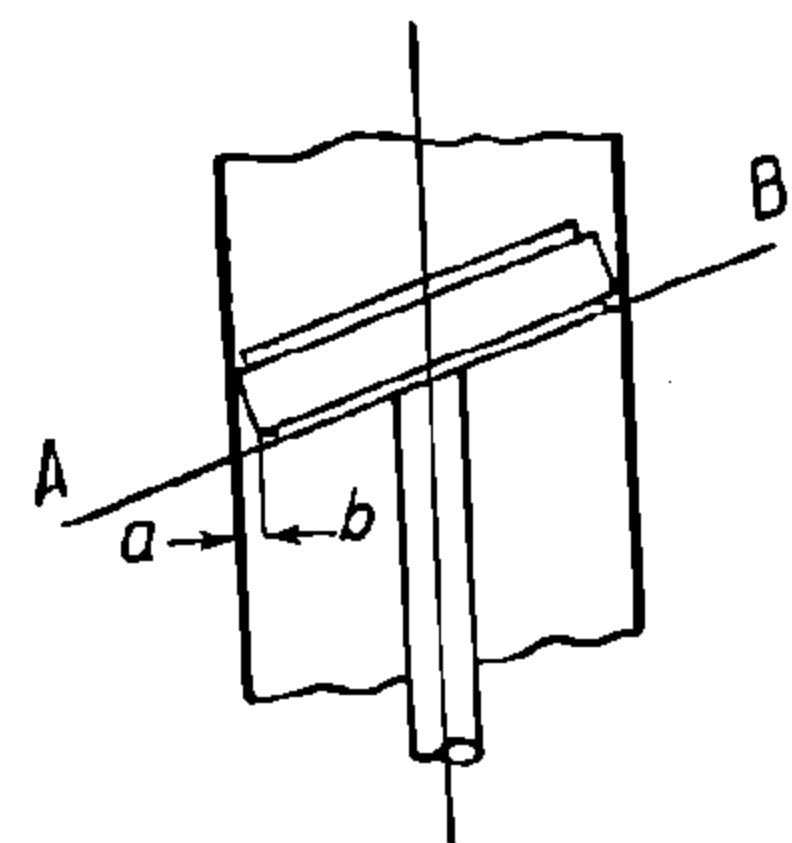
1. Набивочное кольцо должно прилегать к цилиндру всеми своими производящими. Достигнуть этого можно лишь двойной обточкой кольца: сначала вытачивается кольцо боль-

шого диаметра с некоторым припуском в толщине, затем делается надлежащий вырез, кольцо стягивается, сплавляется изнутри третником при помощи накладки и вторично обтачивается до диаметра цилиндра. Такое кольцо, будучи вставлено в цилиндр, и без помощи распорных пружинок будет плотно прилегать к его стенкам; удостовериться в правильном положении кольца легко посредством щупа.

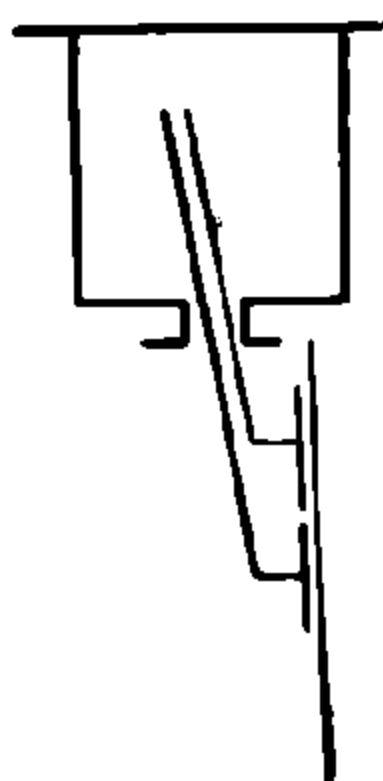
2. Набивочное кольцо должно быть пришабрено к плоскостям ab поршня (фиг. 351), не иметь слабины, но и не быть слишком тугим, что в особенности вредно, если нет распорных пружинок. Это — весьма тщательная работа, и производится она в таком порядке: обе плоскости ab кольца пришабровываются, причем калибром A (фиг. 352) постоянно удостоверяются, что кольцо по всей окружности имеет одинаковую высоту; затем по кольцу пришабровывается нижняя плоскость ab (фиг. 351) поршня, наконец, пришабровываются верхние плоскости ab и bb , крышки поршня, причем кольцо лежит неподвижно, а крышка проворачивается кругом. Кольцо должно быть так пригнуто, чтобы его можно было перемещать по поршню легкими ударами рукоятки ручника.

При бронзовых набивочных кольцах слабина должна быть больше, так как коэффициент расширения бронзы более, нежели материала поршня — чугуна или стали.

Если у поршня нет съемной крышки, то пригонка кольца должна быть особенно тщательная, так как в этом случае уничтожить образовавшуюся слабину можно лишь наклепыванием кольца с внутренней стороны, что нежелательно. Пригонка кольца производится тогда так: посредством шаблона B (фиг. 353), представляющего точный образец части набивочного кольца, проверяют и выравнивают выемку для кольца в поршне; у кольца одну плоскость пришабровывают по плите, а другую по поршню. Следует обратить внимание на то, чтобы размер aa поршня был исполнен строго по чертежу, так как иначе запасные кольца не могут заменять друг друга; обыкновенно у запасных колец и не пришабровывается другая плоскость.



Фиг. 354.



Фиг. 355.

3. Набивочное кольцо должно равномерно надавливать на стенки цилиндра. Достичь этого можно лишь надлежащим подбором распорных пружинок, которые все следует пере-пробовать; при невозможности одинаковой закалки, может быть, придется многие пружинки отбросить как слишком тугие или слишком слабые. Надлежащий подбор пружинок должен быть сделан на практике при осмотре цилиндра после работы.

На упругость самого кольца следует обратить особенное внимание, когда не имеется распорных пружинок, как иногда делается у небольших, легких машин; при этом у колец небольшого диаметра при твердом материале кольца и большом вырезе может получиться слишком большая упругость, что поведет к быстрому изнашиванию цилиндра; надлежащая величина выреза и форма должны быть в этом случае выработаны на практике: кольцо должно сводиться концами средним усилием рук одного человека. С другой стороны, если при вторичной обточке снимается слишком много металла или кольцо до спайки наклепывается для придания ему более или менее круглой формы, то упругость кольца может совсем исчезнуть. Следует также обратить внимание на подбор надлежащего материала для кольца.

4. Зазор между концами кольца, вставленного в цилиндр, должен иметь определенную величину, зазор этот может быть дан очень малый, например 1,5 мм. При бронзовых кольцах в особенности опасно еще более уменьшать этот зазор, так как вследствие большого расширения бронзы концы набивочного кольца могут упереться друг в друга.

5. Сам поршень должен быть соединен со штоком таким образом, чтобы ось последнего была перпендикулярна плоскости AB поршня (фиг. 354), иначе набивочное кольцо не будет прилегать к цилиндру по всей длине своих производящих, что поведет к быстрому и неправильному изнашиванию кольца. Кроме того, при этом делается неравномерным зазор ab между телом поршня и стенками цилиндра и уменьшаются зазоры поршня при концах хода, однако, без полезного уменьшения объема вредного пространства. Проверить выполнение последнего условия можно так: расположить поршень горизонтально по уровню и линейке, накладываемой по плоскости AB , и проверить вертикальное положение при этом штока посредством уровня. При небольших машинах шток с поршнем в соединенном виде ставят для проверки на станок.

Конус штока должен быть притерт к отверстию в поршне, иначе после некоторого времени работы машины поршень может осесть, и тогда образуется слабина. Это в особенности возможно у машин с большой скоростью поршня и, следовательно, с большой инерцией движущихся частей.

Расстояние между осью крейцкопфного подшипника и поршнем должно быть таково, чтобы в концах хода поршня образовались надлежащей величины зазоры вредных пространств между телом поршня и днищем и крышкой цилиндра. Зазоры эти иногда задаются очень незначительные и на них сильно отражаются все неточности обработки или сборки. Поэтому, если на надлежащую точность нельзя рассчитывать, окончательную расточку и пригибку конуса штока лучше делать после разметки на месте, когда шатун и шток установлены. При

этом вместо самого поршня и крышки цилиндра можно пользоваться их шаблонами, выделанными из листового железа. Во всяком случае после окончания сборки машины величины зазоров должны быть определены практически посредством воска или подниманием и опусканием поршневого штока до предела.

Хорошо наметить на параллели те точки, до которых доходят концы ползуна в концах хода и при положениях поршня, прижатого к днищу и крышке цилиндра.

Сборка поршневого штока. У больших машин пальцы крейцкопфного подшипника с ползуном представляют отдельную поковку, называемую крейцкопфом, в которую шток поршня входит конусом и закрепляется гайкой. Этот конус должен быть так же притерт, как и в соединении с поршнем. При соединении крейцкопфа со штоком должны быть удовлетворены следующие главные условия;

1. Плоскость ползуна должна быть параллельна оси поршневого штока.

2. Ось шеек головного подшипника должна быть перпендикулярна оси штока.

3. Обработка крейцкопфа должна быть такова, чтобы ось пальцев была параллельна плоскости ползуна.

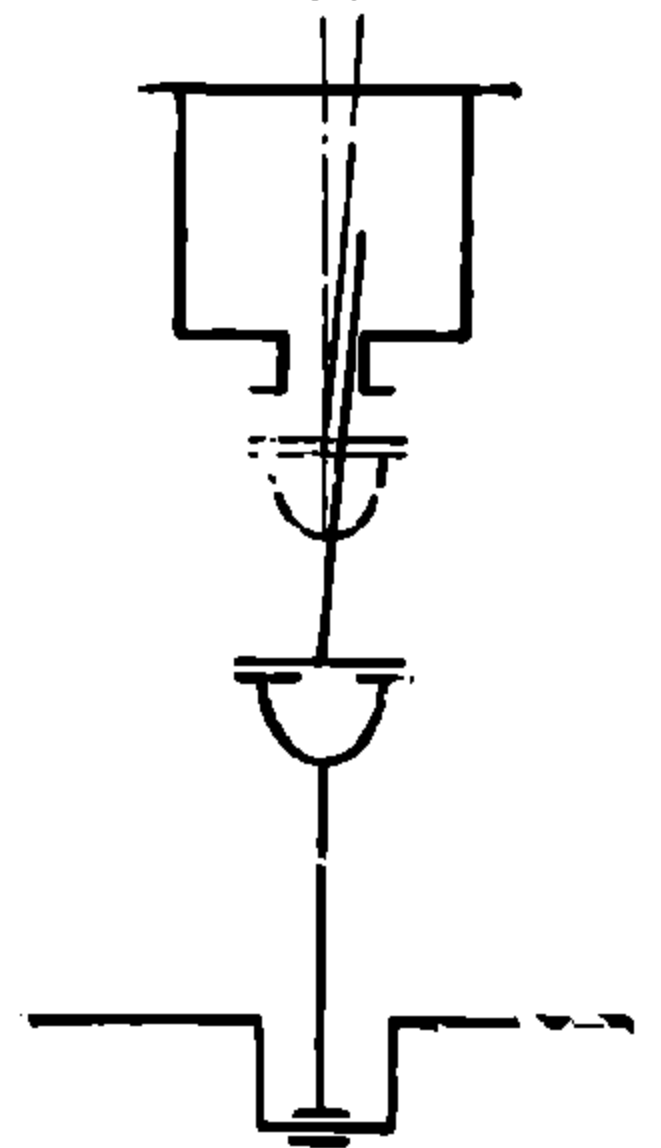
Если не выполнено условие 1, то поршневой шток, имея уклон к параллели, будет двигаться не параллельно своим производящим и будет иметь, как видно на фиг. 355, некоторое перемещение поперек сальника. Следствием этого явятся изнашивание сальника, утечка пара и даже нагрев самого штока; поршень также будет иметь поперечное перемещение в цилиндре, что может повести к трению о стенки телом поршня, кроме того, невыполнение этого условия будет иметь то же значение, что невыполнение условия 5 предыдущего параграфа.

Убедиться в выполнении указанного условия можно на плите, наложив ползун скользящей поверхностью плотно на плиту и убеждаясь посредством рейсмуса в параллельности той же плите поршневого штока.

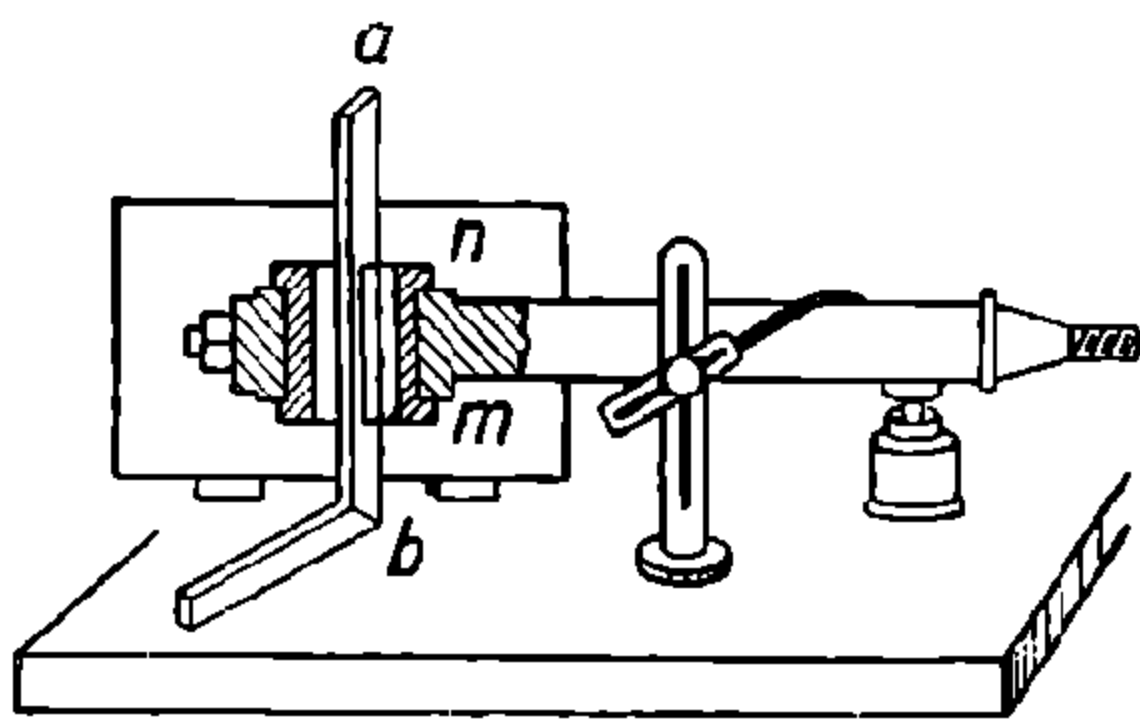
При этом надо принять во внимание, не имеет ли шток конусности.

Если в распоряжении нет плиты, для этой цели может служить сама параллель.

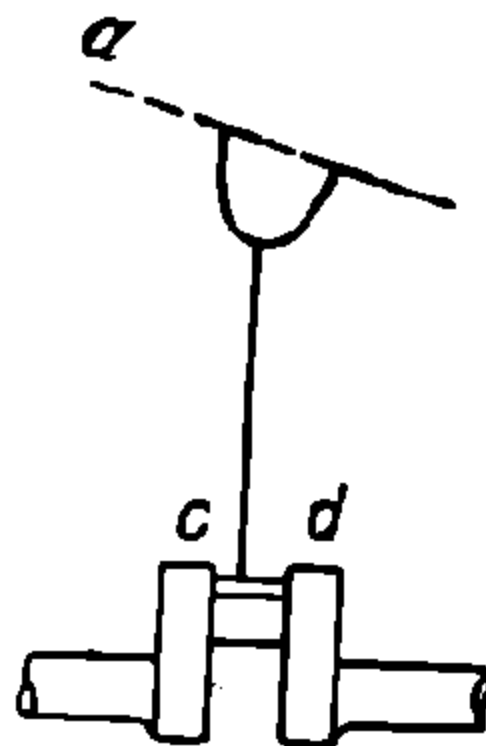
Условие 2 необходимо по следующим соображениям: если шатун обработан правильно, т. е. ось крейцкопфных подшипников параллельна оси кривошипного подшипника, то при выполнении условия 2 шток станет наклонно к оси цилиндра. Как видно на фиг. 356 направляемый кривошипом и параллелью шток будет двигаться параллельно своим производящим, и, следовательно, будут иметь место те же последствия, что и при невыполнении условия 1.



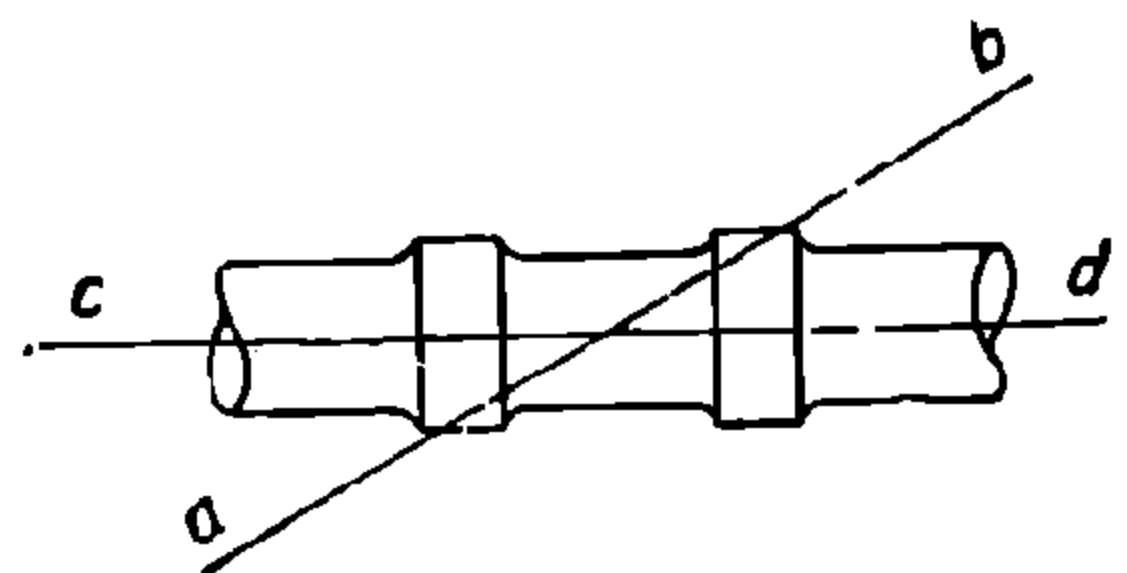
Фиг. 356.



Фиг. 357.



Фиг. 358.



Фиг. 359.

Если же выравнять шток, пригнав соответственно подшипники шатуна, то ось головного подшипника будет непараллельна оси кривошипа, что еще вреднее отзовется на правильности вращения машины.

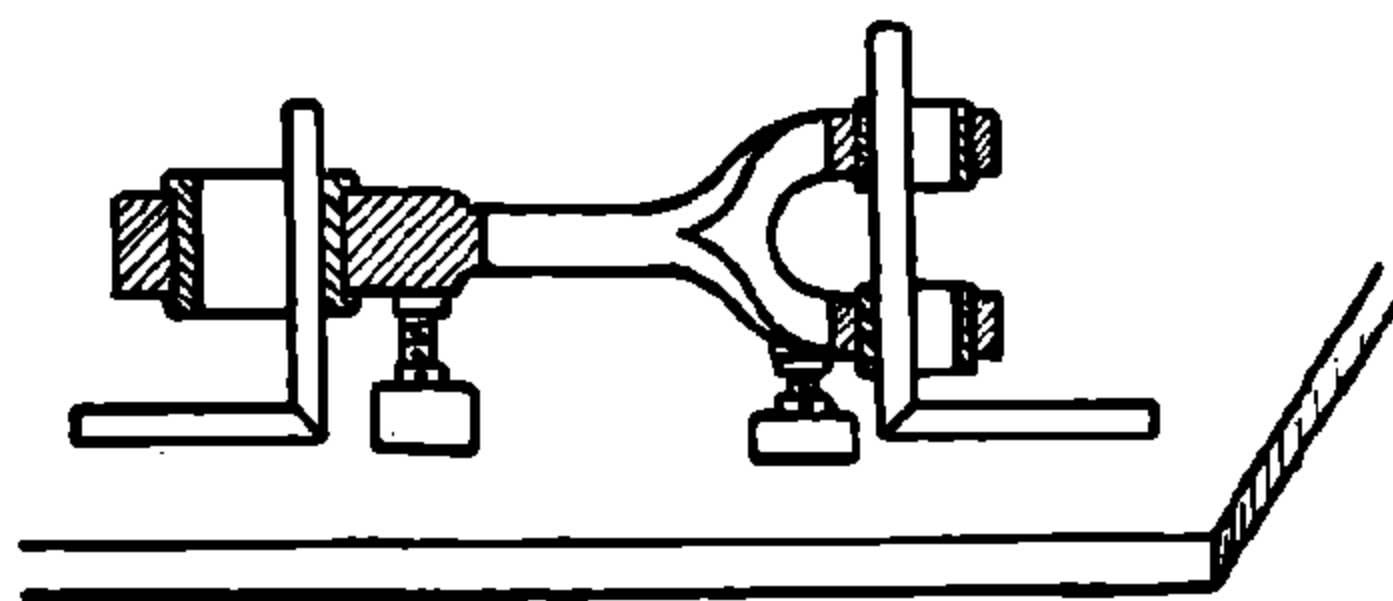
Убедиться в выполнении условия 2 (в вертикальных машинах) можно таким образом: установить шток помощью отвеса или уровня в вертикальное положение, тогда цапфы крейцкопфа подшипника должны быть горизонтальны; при этом и плоскость параллели должна быть вертикальна. Это покажет выполнение условия 1. Если крейцкопфный подшипник имеет один крейцкопфный палец и вкладыши вложены в поршневой шток, то проверку удобно произвести на плите; устанавливая шток таким образом, чтобы шток был по рейсмусу параллелен плите и ползун по угольнику перпендикулярен плите; тогда производящие крейцкопфного подшипника должны совпадать с гранью *ab* (фиг. 357) угольника, другая грань которого наложена на плиту.

Условие 3 необходимо для того, чтобы при правильно установленной параллели ось крейцкопфного подшипника оказалась параллельной оси кривошипа, что чрезвычайно важно для правильного вращения машины; если же условие 3 не выполнено, пригонка и проверка параллели для надлежащего положения оси крейцкопфного подшипника будут чрезвычайно затруднительны.

Проверка выполнения условия третьего может быть произведена одновременно с проверкой условия первого при ползуне, плотно прилегающем к плите, цапфы кресткопфного подшипника должны быть параллельны плите, в чем легко убедиться помощью рейсмуса. При конструкции кресткопфного подшипника, показанной на фиг. 357, этим способом проверку сделать затруднительно, так как крайние производящие вогнутой поверхности (в данном случае вкладыша) рейсмусом трудно улавливать; до некоторой степени выполнение условия 3 выяснится при такой конструкции во время проверки условия 2, как показано на фиг. 357, если прикладывать угольник ко всем производящим; следует, однако, заметить, что наиболее нужных для этой цели производящих, таких как *тп*, у вкладыша, строго говоря, не будет, так как в этих местах подшипник ослаблен. Лучше всего, если зажать в кресткопфный подшипник специально выточенный палец (штырь), тогда проверку можно производить так же, как и в случае кресткопфа с двумя пальцами.

При всех этих проверках следует убедиться, что пальцы кресткопфа и сам шток не имеют конусности, а также что оба пальца совершенно одинакового диаметра и одной оси.

Сборка шатуна. Главное условие, которому должен удовлетворять шатун, состоит в том, чтобы ось кривошипного подшипника была параллельна оси кресткопфного подшипника.



Фиг. 360.

Невыполнение этого условия совершенно нарушает правильность движения всей системы шатуна, штока с ползуном и поршня.

Действительно, пусть ось *ab* (фиг. 358) кресткопфного подшипника находится в одной плоскости с осью кривошипного подшипника, но ей не параллельна, для простоты рассуждения предположим, что подшипники настолько плотно зажаты, что между ними и цапфами существует полное соприкосновение за все время оборота. При вращении машины каждая производящая *cd* кривошипной цапфы описывает цилиндрическую поверхность; чтобы криво-

шипный подшипник мог все время находиться в соприкосновении с кривошипной цапфой, каждая его производящая должна также описывать цилиндрическую поверхность, между тем, от вращения шатуна около оси *ab* кресткопфного подшипника ось и производящие кривошипного подшипника описывают конусы. Ясно, что при вращении машины ось *ab*, оставаясь в положении чертежа, будет менять свой уклон, т. е. поршневой шток будет иметь качание вдоль машины. Ближайшим следствием такого качания будут износ и пропаривание сальника и даже удары поршня о стенки цилиндра.

Теперь предположим, что ось кресткопфного подшипника (или самого пальца), будучи перпендикулярна к оси цилиндра, не находится в одной плоскости с осью кривошипа, как показано на фиг. 359 в плане, где *ab* — ось кресткопфного подшипника и *cd* — ось кривошипа. По тем же соображениям, что и выше, легко видеть, что ось *ab*, оставаясь перпендикулярной к оси цилиндра, будет при вращении машины менять свой уклон к параллели так, что шток и ползун получат вращательное движение. Следствием этого явления будут неправильная разработка ползуна, удары ползуном о параллель, о накладки и нагревание параллели, если у ползуна нет достаточной слабину.

В общем случае при непараллельности осей шатуна будут иметь место оба указанные явления, несколько умеряемые всегда имеющейся слабину в подшипниках.

Очевидно, что при таких условиях работа кресткопфных и кривошипных подшипников хорошей быть не может; им придется давать слабину больше, нежели требуется для плавности хода машины, иначе не избежать нагревания; изнашивание подшипников будет быстрое и притом неправильное.

Проверка параллельности осей подшипников у обоих концов шатуна может быть произведена на плите прикладыванием угольника к производящим подшипника, как показано на фиг. 360. Если шатун с пальцем, то нужно наложить на угольник особую накладку. В этом случае надо обратить внимание, не имеет ли палец конусности, что легко обнаружить прикладыванием угольника со всех сторон пальца.

Можно получить более точные результаты, если поверять шатун и шток вместе, в собранном виде, на плите. Устанавливают их так, чтобы ползун был перпендикулярен плите, а шток составлял продолжение шатуна и был параллелен плите; в этом случае производящие кривошипного подшипника должны быть перпендикулярны плите; затем, оставя шатун в прежнем положении, отклоняют шток, вращая его в кресткопфном подшипнике на некоторый угол, например на 90° , и проверяют, остался ли он попрежнему параллелен плите. При такой проверке можно обнаружить самый малый уклон осей подшипников, по крайней мере, в плоскости по длине машины, так как уклон будет отражаться на всей длине штока.

Следует, однако, заметить, что установка шатуна на плите так, чтобы ось кривошипного подшипника была перпендикулярна плите, что проверяется прикладыванием угольника к его производящим, достаточно точно может быть произведена лишь до прищабровки подшипника, пока подшипник не ослаблен по краю; да и в этом случае не будет налицо самых нужных производящих вследствие имеющих толстых прокладок между половинками вкладыша. Поэтому при установке шатуна и штока на место следует производить дальнейшие проверки для убеждения в правильности положения осей подшипника шатуна.

Установка шатуна и штока. Пришабровка вкладышей кривошипного подшипника должна производиться вместе с шатуном при установке последнего на место. При этом кривошипному валу следует давать полный оборот, пробуя, если возможно, вручную, насколько туго поворачивается шатун около кривошипа. Неравномерность необходимого при этом усилия укажет на эллиптичность шейки; эллиптичность следует вывести. Надо обращать внимание на то, чтобы вес шатуна во всех положениях оказывал одинаковое влияние. Это несколько не затруднительно при не слишком больших машинах и обеспечивает хорошую работу такого важного подшипника, как кривошипный.

Какой бы ни был способ пришабровки кривошипного подшипника, при установке шатуна следует убедиться помощью ватерпаса, что крейцкопфный подшипник не имеет уклона в вертикальной плоскости. Если шатун имеет крейцкопфный палец, удобно посредством кронциркуля убедиться в его параллельности параллели.

Вкладыши крейцкопфного подшипника пришабровываются обыкновенно заранее; но при соединении штока с шатуном следует убедиться на краску, что крейцкопфный подшипник работает правильно.

При соединении шатуна со штоком также надо убедиться в правильном положении осей кривошипного и крейцкопфных подшипников или, вернее говоря, оси крейцкопфного подшипника, так как положение кривошипного подшипника вполне определяется самим кривошипом. При вкладывании пальца крейцкопфа в подшипник надо наблюдать за тем, не отожмется ли один край ползуна от параллели (для удобства надо предварительно снять накладки параллелей); такое отжимание укажет на уклон оси крейцкопфного подшипника в горизонтальной плоскости. Наклон этой оси в вертикальной плоскости обнаружится посредством уровня, накладываемого на пальцы крейцкопфного подшипника, или же выверкой поршневого штока по цилиндру помощью рейсмуса, как указано на фиг. 350; при плотно прилегающих подшипниках к своим цапфам шток должен быть параллелен производящим цилиндра. Такая выверка штока должна производиться каждый раз после пришабровки кривошипного или крейцкопфного подшипников.

Указанные выше способы проверки предполагают правильную установку параллели и цилиндра; при этом должен быть принят во внимание уклон параллели на случай расширения цилиндров в вертикальных машинах.

Положение шатуна и штока вдоль машины должно быть таково, чтобы подшипники шатуна и ползуна имели надлежащие боковые зазоры и чтобы ось поршневого штока совпадала с осью цилиндра; последнее условие поверяется выверкой штока в цилиндре помощью рейсмуса.

Установка поршня. Когда на поставленный на место поршневой шток надет поршень, зазор между последним и стенками цилиндра должен оказаться одинаковым по всей окружности. По закреплении поршня полезно повернуть машину, наблюдая в это время за поршнем: зазоры должны оставаться неизменными, что покажет, что поршневой шток имеет движение лишь по направлению своей оси. Поршень должен быть расположен так, чтобы стык набивочного кольца приходился на стороне, противоположной паровым пролетам.

Сборка набивочной коробки. Большой тщательности требует сборка набивочной коробки с металлической набивкой, так как при небрежной сборке металлическая набивка может оказаться не только бесполезной, но даже вредной. Главное внимание должно быть обращено на степень нажатия набивки; пружинки не должны быть ни слишком тугой, ни слишком слабы, в чем нужно убедиться хотя бы на-глаз, если нет данных из опыта. Каждая пружинка должна быть опробована нажатием до известного предела, чтобы убедиться, что ни одна не лопнет или не потеряет упругости. Пружинкам должно быть обеспечено надлежащее сжатие; так как это сжатие вообще не велико, то сумма неточностей в выточке отдельных колец сильно может на это влиять. Поэтому у каждой набивочной коробки надо практически убедиться в надежном сжатии пружинок. Набивочные кольца белого металла состоят обыкновенно из трех частей каждое; кольца должны быть расположены так, чтобы стыки частей не приходились один под другим, а вразброс. Притирать кольца по поршневому штоку нет надобности, но следует убедиться в полном соприкосновении друг с другом их ковических поверхностей, так как здесь возможна неодинаковая выточка.

Крышка набивочной коробки, нажимающая металлическую набивку, должна быть прижата к выступу цилиндра вплотную на прокладке, чтобы не могло быть побегов пара по промежутку между кольцами и стенками стакана набивочной коробки.

Установка эксцентрика. При насадке эксцентрика на коренной вал должны быть соблюдены следующие главные условия:

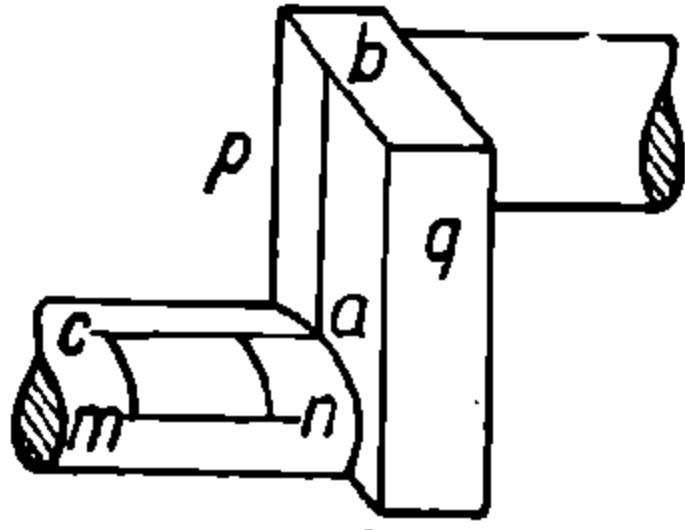
1. Эксцентриситет должен быть расположен под надлежащим углом к кривошипу.
2. Производящие трущейся поверхности эксцентрика должны быть параллельны оси кривошипного вала.
3. Эксцентрик должен плотно сидеть на валу.
4. Эксцентрик должен занимать надлежащее положение вдоль оси коленчатого вала.

Точность выполнения первого условия зависит от правильной обточки эксцентрика, надлежащего положения шпонки на валу и гнезда шпонки на самом эксцентрике. Последнее должно быть параллельно оси эксцентрика, и средняя его линия должна совпадать с направлением эксцентриситета. В правильной обработке эксцентрика легко убедиться посредством угольника, наложив эксцентрик точеными краями на плиту.

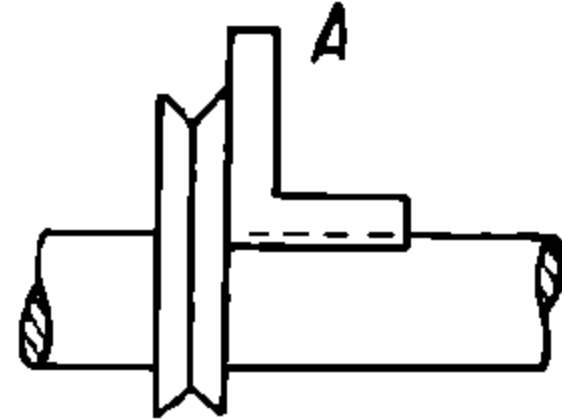
Разметка гнезда шпонки на валу производится на плите: вал устанавливается параллельно плите, на конец надевается диск, размеченный на градусы. Установив кривошип в верхнее положение или в положение, параллельное плите, поворачивают вал на надлежащее число градусов, чтобы направление эксцентриситета тоже было параллельно плите; тогда рейсмусом, установленным на возвышении оси вала, вычерчивают по валу среднюю линию шпонки, по какой линии уже размечают все гнездо, дав ему надлежащее положение вдоль оси вала.

В случае нужды можно наметить шпонку, и не ставя вал на плиту. Для этого на внешней грани колена кривошипа нужно нанести направление ab (фиг. 361) кривошипа, что можно сделать, пользуясь симметричностью ребер p и q колена; от направления ab легко помощью угольника вычертить на валу производящую ca , а затем уже по длине дуг можно перейти к средней линии mn шпонки.

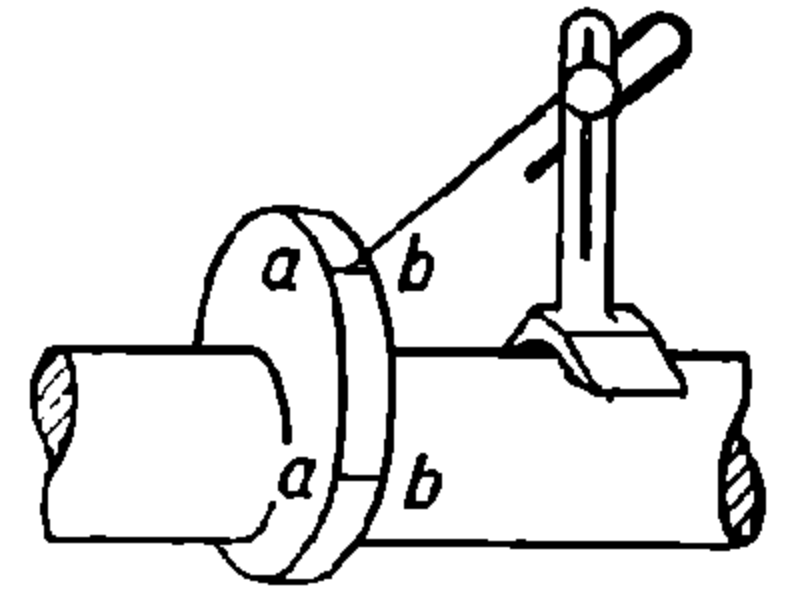
Условие 3 имеет то же значение, что и непараллельность осей цапф кривошипа и кривошипного вала; если это условие не выполнено, т. е. если ось эксцентрика не будет



Фиг. 361.



Фиг. 362.



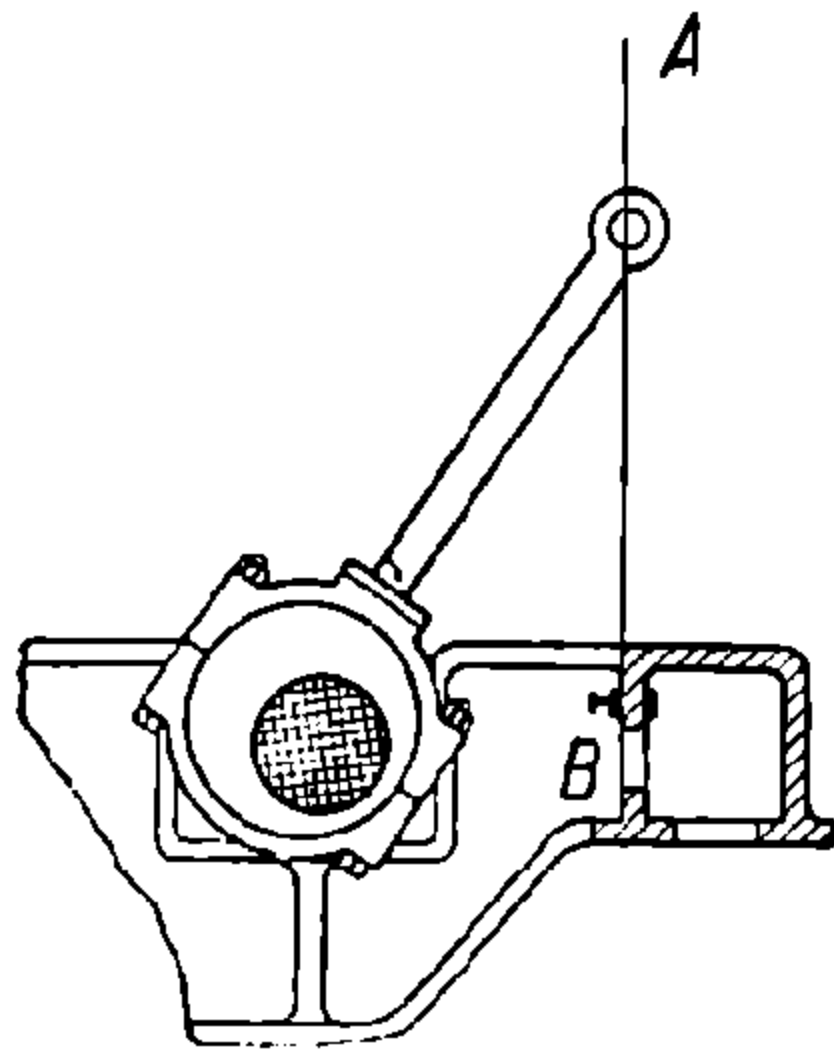
Фиг. 363.

параллельна оси кривошипного вала, то любая точка эксцентриксовой тяги не будет оставаться за все время целого оборота машины в плоскости, перпендикулярной кривошипному валу, а будет еще перемещаться по длине машины. Следствием этого явления будет, очевидно, быстрая и неправильная разработка золотникового привода.

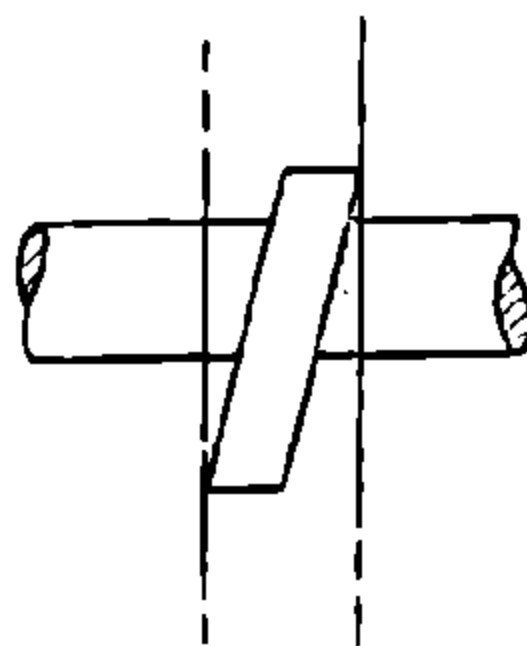
Если трущаяся поверхность эксцентрика имеет форму, указанную на фиг. 362, ось конических поверхностей, общая у обеих, должна быть также параллельна оси кривошипного вала.

При цилиндрической поверхности эксцентрика проверить выполнение условия 2 удобно посредством рейсмуса, как показано на фиг. 363; предварительно на трущейся поверхности эксцентрика должны быть нанесены риски ab , по крайней мере, по двум производящим, приблизительно на 90° одна от другой; поставив рейсмус на вал, легко удостовериться, что эти производящие параллельны; тогда и все остальные производящие, а следовательно и ось эксцентрика, удовлетворяют условию 2.

При форме эксцентрика, показанной на фиг. 362, придется воспользоваться



Фиг. 364.



Фиг. 365.

угольником A , причем на плоской стороне эксцентрика должны быть надлежащие точечные места.

Условие 2 само собой выполняется при больших крепких эксцентриках с большой поверхностью соприкосновения с валом, если только эксцентрики правильно обработаны. Но при слабых эксцентриках легко может случиться, что при нажатии соединительных болтов эксцентрик несколько поведет; к тому же точная обработка эксцентрика с узкой трущейся поверхностью очень затруднительна.

Более наглядная и точная проверка установки эксцентрика может быть произведена следующим образом:

Надевают на эксцентрик бугель сбоку, опускают отвес или устанавливают по отвесу линейку AB , как показано на фиг. 364. Теперь, если вращать кривошипный вал, то по линейке легко видеть, остается ли конец тяги в вертикальной плоскости или, если отклоняется, то при каком положении эксцентрика и на сколько. При замеченной неправильности эксцентрик следует переставить или, если отклонения конца тяги невелики, припилить трущуюся поверхность вручную, что можно сделать при цилиндрической ее форме. Припиловку вручную надо производить весьма осторожно, наблюдая за тем, чтобы эксцентрик не принял формы, указанной на фиг. 365, т. е. чтобы при выполнении условия 2 кромки его оказались в плоскостях, наклонных к оси вала; в этом последнем случае при недостаточном разбеге бугеля вся эксцентриксовая тяга с бугелем за время оборота перемещается вдоль вала, что повлечет расстройство верхнего соединения тяги со штоком и срезывание бугеля. Кроме того, нужно опасаться сделать эксцентрик эллиптическим.

Условие 3 кроме очевидной необходимости весьма важно также для того, чтобы предыдущее условие 2 могло само собой удовлетворяться; плохо пригнанный к валу эксцентрик легко может при насадке повести, и тогда условие 2 будет не выполнено. Поэтому эксцентрик должен быть тщательно пригнан к валу на краску до постановки на место шпонки.

Эксцентрик, состоящий из двух половинок, выделяется таким образом: сначала обстрагиваются и пришабриваются друг к другу на краску места соединения обеих половинок; затем обе половинки стягиваются болтами и протачиваются снаружи и внутри, в последнем случае с небольшим припуском на пригонку; после этого каждая половинка пришабривается на краску по валу, пока между поверхностью эксцентрика и валом и между обеими половинками по отношению друг к другу не получится полного соприкосновения. После этого, наконец, пригоняется шпонка.

Условие 4 должно быть удовлетворено применительно к положению оси золотникового штока или иначе — оси золотниковой коробки, что и необходимо поверить на месте. Обыкновенно средняя плоскость эксцентрика, будучи перпендикулярной кривошипному валу, должна заключать в себе и ось золотникового штока, чтобы была наиболее правильная передача усилия от вала к золотнику. Проверить выполнение этого условия можно при вертикальных машинах опусканием по оси золотниковой коробки отвеса с центровым весом на конце; если золотниковая коробка отнесена в сторону, то среднюю плоскость эксцентрика можно вынести к отвесу посредством линейки.

Эксцентрик бугель пришабривается по эксцентрику так же, как обыкновенный подшипник. При пришабровке надо обратить внимание на то, не имеет ли эксцентрик эллиптичности: если надеть бугель, зажать и проворачивать кругом эксцентрик, то неравномерность необходимого при этом усилия сейчас же покажет, что у эксцентрика есть эллиптичность, которую и следует вывести выпилкой вручную. Работа пригонки бугеля в этом случае ведется так: сначала намазывают краской эксцентрик и пришабривают бугель, снимая белый металл, затем покрывают краской поверхность бугеля и припиливают по нему эксцентрик, выводя таким образом эллиптичность, наконец, окончательно пришабривают бугель по эксцентрику.

Установка золотника. Набивочное кольцо цилиндрических или поршневых золотников пригоняется так же, как для поршня. Стык колец должен приходиться против специально уширенного ребра облицовки золотниковой коробки, а для удержания кольца от вращения должен быть устроен стопор. Когда золотниковый шток установлен по оси золотниковой коробки, золотник должен свободно одеваться на шток, причем по окружности его должны образоваться одинаковые зазоры; это будет служить показанием того, что золотник выточен правильно.

При цилиндрических или поршневых золотниках в золотниковые коробки обыкновенно запрессовываются отдельные облицовки. Иногда их вставляют, несколько нагревая золотниковую коробку. Так как облицовки бывают обыкновенно довольно тонкие при большом сравнительно диаметре, то они легко способны деформироваться, делаясь эллиптичными. Поэтому лучше оставлять у них некоторый припуск и уже после вставки в золотниковую коробку протачивать до требуемого диаметра.

При плоском золотнике положение зеркала золотника, а также установка золотника и его штока требуют большой правильности, иначе может произойти сильное изнашивание золотника и его зеркала. Главное условие, которое должно быть выполнено, состоит в том, чтобы ось золотникового штока могла за все время полного оборота машины сохранять одно и то же направление, которое должно при этом находиться в плоскости, перпендикулярной оси кривошипного вала; для этого зеркало золотника должно быть параллельно оси вала. В противном случае золотниковый шток, стремясь двигаться в плоскости, перпендикулярной кривошипному валу, будет или отжимать, или прижимать золотник к зеркалу, или же произойдут оба эти явления, смотря по установке. Следствием этого может явиться сильное изнашивание золотника и его зеркала или пропуск пара и стук; так как давлением пара золотник прижимается к зеркалу, то золотниковый шток будет подвергаться изгибу; будут происходить также сильное трение штока о сальник, разработка последнего, нагревание штока и разработка относящихся к штоку подшипников.

Зеркало золотника делается обыкновенно параллельным оси цилиндра.

Надлежащее положение зеркала золотника у вертикальной машины удобно проверить помощью отвеса и рейсмуса: расстояние от рабочей поверхности до отвеса вверху и внизу должно быть одинаково.

Ось сальника золотникового штока должна совпадать с направлением движения золотника, т. е. в рассматриваемом случае—быть вертикальной; выполнение этого условия можно проверить также посредством отвеса, убеждаясь в его совпадении с осью сальника; или, в общем случае, надо по оси сальника протянуть нить и убедиться помощью рейсмуса в параллельности ее рабочей поверхности золотниковой коробки.

Грани выступов (направляющих), между которыми ходит золотник, должны быть параллельны движению золотника, т. е. в рассматриваемом случае вертикальны, что также может быть проверено с помощью отвеса.

Когда золотник поставлен на место и прижат к зеркалу, золотниковый шток должен свободно пройти сквозь сальник в дыру золотника и оказаться параллельным рабочей поверхности, в чем легко убедиться помощью нутромера. В дыре золотника должна быть сделана эллиптичность в направлении, перпендикулярном рабочей поверхности, так, чтобы при износе скользящих плоскостей золотник все-таки имел возможность прижиматься к зеркалу, не сгибая штока; в этих же видах гайка, крепящая шток, не должна быть туго зажата.

Пришабривать на краску рабочие поверхности золотника и золотниковой коробки нет необходимости, хотя это иногда и делают; обыкновенно обе рабочие поверхности лишь хорошо обстрагиваются во взаимно перпендикулярных направлениях и после некоторой работы хорошо друг к другу сами прирабатываются. Надо только обратить внимание на следующее обстоятельство: плоский золотник при нагревании может довольно сильно покоробиться, тогда рабочая поверхность его искривится, и до приработки полного соприкасания с зеркалом не будет. Поэтому после первой пробы машины полезно золотник осмотреть и наиболее потертые места подшабрить. Если искривление золотника при нагревании известно по опыту или может быть предугадано по форме золотника, можно еще в мастерской пришабрить его рабочую поверхность по плите и снять часть этой поверхности так, чтобы при работе машины золотник плотно прилегал к зеркалу.

Компенсатор должен быть предметом особенного внимания, так как при неправильном его действии будет сильное прижимание золотника к зеркалу давлением пара и, следовательно, чрезмерное изнашивание рабочих поверхностей золотника и коробки. Рабочая поверхность золотниковой коробки для компенсационного кольца должна быть параллельна золотниковому зеркалу, что можно проверить помощью калибра, измеряя расстояние различных точек рабочей поверхности до зеркала. Если рабочая поверхность для кольца находится на золотнике, то она должна быть параллельна рабочей поверхности золотника, в чем легко убедиться на плите помощью рейсмуса. Рабочие поверхности компенсатора необходимо пришабрить на краску; чтобы окончательно убедиться в правильной работе кольца, нужно его поставить на краску на месте, установив, как следует, золотник с компенсатором, и повернуть машину.

Установка направляющих противовесных цилиндров должна быть произведена так, чтобы ось их совпадала с осью сальника золотникового штока. Удобнее всего их установить по самому штоку, дав последнему надлежащее положение. Предварительно надо удостовериться помощью угольника *A* (фиг. 366), что плоскость доски перпендикулярна штоку. В правильной установке противовесного цилиндра легко удостовериться по штоку помощью нутромера *B*, как показано на фиг. 367.

Проверка частей собранной машины. Теперь укажем, каким образом следует проверять машину, уже собранную, не вынося ее частей в ма-

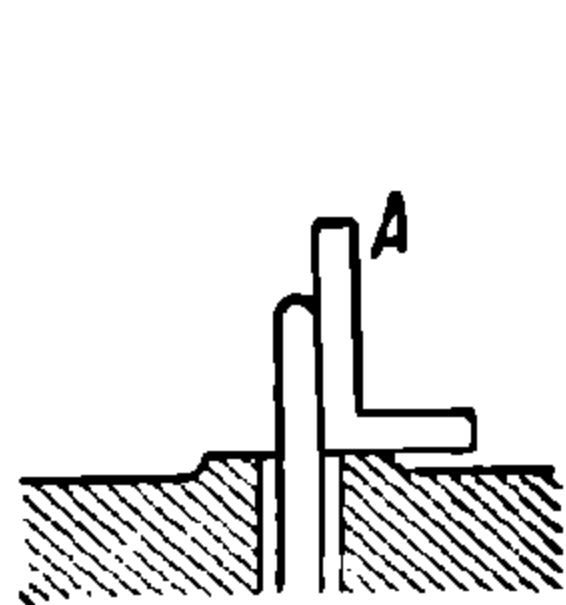
стерскую для поверок на плите или на станке. Такая поверка производится, когда желают отдать себе отчет о состоянии геометрической правильности сборки, либо еще чаще, вследствие неисправного действия той или другой из частей машины.

Поверка неподвижных частей. Самые точные приемы заключаются в том, чтобы, проведя осевые нити, удостовериться, с одной стороны, сохранилась ли геометрическая правильность форм рассматриваемых частей и соответствуют ли занимаемые ими относительные положения требуемым.

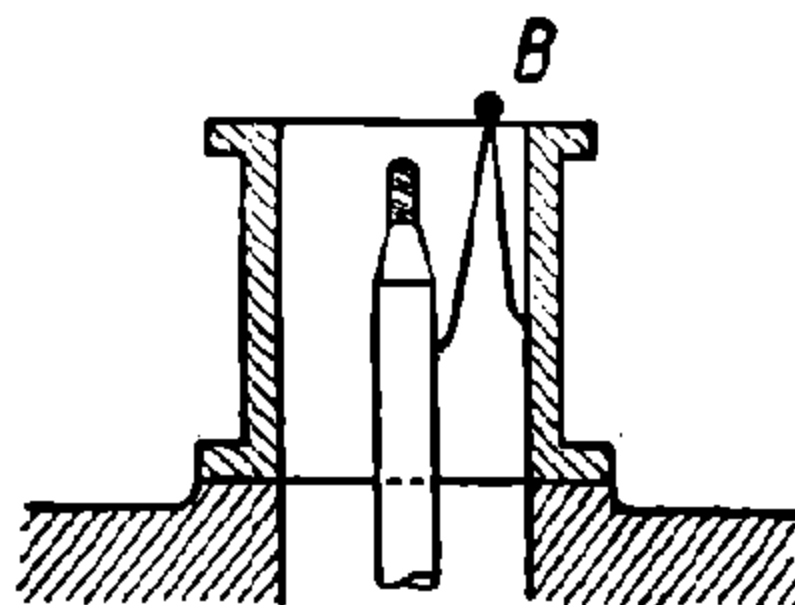
Пользуясь шаблонами, легко произвести поверку формы цилиндра и вкладышей подшипников; так же легко произвести поверку параллели, пользуясь линейкой.

Необходимые и достаточные геометрические условия, которые должны быть выполнены для обеспечения геометрически правильного действия машины, суть следующие:

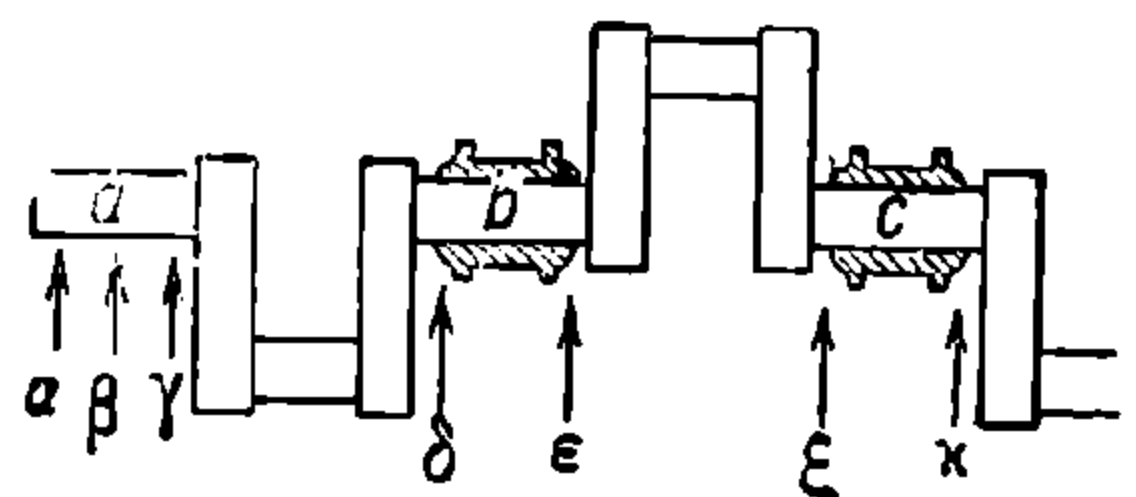
1. Оси вкладышей кривошипного вала должны составлять одну прямую линию.
2. Ось всякого цилиндра в горячем состоянии должна пересекаться с осью кривошипного вала и быть ей перпендикулярной.



Фиг. 366.



Фиг. 367.



Фиг. 368.

3. Плоскость параллели должна быть в горячем состоянии параллельной плоскости, определяемой двумя вышеуказанными осевыми линиями.

4. Ось цилиндра должна проходить в равных расстояниях от щек кривошипа.

5. Наконец, боковые кромки параллели, когда они служат направляющими для ползуна, должны быть параллельны оси цилиндра.

Поверка условия 1 производится посредством проведения осевой нити внутри вкладышей, причем поверяется concentricity их рабочей поверхности с этой нитью, принимая во внимание, разумеется, провисание нити.

Условие 2 поверяется посредством нити, concentricity с рабочей поверхностью цилиндра; при этом удостоверяются, что она встречается с осевой нитью вала, а перпендикулярность ее к этой оси поверяется угольником, сторонам которого должны быть соответственно параллельны ось цилиндра и ось вала.

Условие 3 поверяется, с одной стороны, посредством листового шаблона, установленного на параллели и касающегося осевой нити цилиндра; с другой стороны, посредством двух нитей, параллельных вышеупомянутой и на одинаковом расстоянии от параллели; обе эти нити должны пересекаться с осью кривошипного вала; одна из этих нитей может быть осью первого цилиндра, а другая—осью второго цилиндра, если обе оси параллельны; тогда остается только поверить линейкой, что рабочие поверхности двух или нескольких параллелей, составляют одну плоскость.

Поверка условий 4 или 5 не представляет никаких затруднений и производится так же, как и в мастерской. Можно для поверки различ-

ных вышеприведенных условий пользоваться и другими приемами, не требующими полной разборки подвижных частей, какую мы предполагали, но тогда возможность ошибки значительно увеличивается.

Проверка подвижных частей. а) Кривошипный вал. Геометрические условия, коим должен удовлетворять кривошипный вал, следующие:

1. Кривошипные и коренные цапфы не должны быть овальными.
2. Оси коренных цапф должны составлять продолжение одна другой.
3. Оси кривошипных цапф должны быть параллельны осям коренных цапф.

Проверка условия 1 производится посредством кронциркуля. Она будет тем точнее, чем более точен будет сам кронциркуль.

Для проверки условия 2 употребляют следующий прием: цапфу *a* (фиг. 368) коренного подшипника освобождают от вкладышей, а соседние с ней две цапфы *b* и *c* зажимают втугую. Затем устанавливают в одной плоскости, по возможности ближайшей к горизонтальной, проходящей через ось цапфы *a*, три указателя α , β , γ , один впереди, другой в середине и третий против заднего конца цапфы. Вращают вал последовательно на 4 прямых угла, измеряя всякий раз посредством тонкого клинышка расстояния индексов α , β и γ до поверхности вала. Если эти расстояния изменяются, то рассматриваемая цапфа не концентрична с осевой линией двух других цапф *b* и *c* и замеченные в четырех положениях разницы позволят определить с очень большой точностью величину эксцентricности или неправильности в положении цапфы.

Следует заметить, что мы поместили индексы α , β и γ приблизительно в горизонтальной плоскости, проходящей через ось цапфы; благодаря этому мы избегаем всякой ошибки в измерении, могущей произойти вследствие изгиба вала.

При таком способе проверки предполагается, что цапфы *b* и *c* имеют правильную цилиндрическую форму и концентричны друг другу; в этом удостоверяются, помещая индексы δ и ϵ , ξ и η , подобные α , β и γ , и вращая вал по предыдущему, останавливая его в четырех положениях под прямыми углами и измеряя расстояния индексов δ и ϵ до поверхности цапфы *b*.

В большинстве случаев простое тугое нажатие настолько изменит форму вала, что оси цапфы *b* и *c* будут составлять продолжение одна другой, так как оси самих вкладышей составляют продолжение одна другой.

Проверка условия 3 производится следующим образом: когда вал зажат втугую в коренных подшипниках, то на нем устанавливают один шатун и зажимают втугую кривошипный подшипник. Крейцкопфный подшипник прислоняют к параллели. Вращают вал, останавливая его на двух мертвых точках и на двух промежуточных, соответствующих касаниям оси шатуна к окружности описываемой пальцем кривошипа. В этих положениях измеряют в плоскости параллели расстояние какой-нибудь одной и той же точки, взятой на головке шатуна, до какой-нибудь линии, проведенной на поверхности параллели перпендикулярно оси коренного вала. По изменениям этого расстояния можно судить о положении оси кривошипных цапф. Следует особенно позаботиться об одновременном измерении бокового зазора в кривошипном подшипнике или помешать этому перемещению, заложив прокладку между щеками кривошипа и боковыми сторонами вкладыша кривошипного подшипника.

б) Шатун. Проверка, обеспечивающая геометрическую правильность движения шатуна, заключается в том, чтобы ось кривошипного подшипника была параллельна оси крейцкопфного подшипника.

Разумеется, что никакой пригонки здесь производить нельзя, так как самая цель проверки заключается в том, чтобы узнать, действительно ли пальцы крейцкопфа параллельны оси кривошипной цапфы; выполнение этого условия легко проверить, если на плоскости параллели вычерчена

линия, перпендикулярная оси вала; действительно, достаточно начертить на плоскости параллели перпендикуляр к этой линии и смотреть, параллельны ли пальцы крейцкопфа этой последней линии.

в) Собранные вместе поршень, его шток и крейцкопф. С точки зрения формы от поршня требуется, чтобы он был ограничен круговой цилиндрической поверхностью. Это требование проверяется либо на станке, либо измерением различных его диаметров посредством шаблона.

Шток должен быть прямолинейный и цилиндрический. Это требование легче всего проверяется на станке. Достаточно зажать концы штока между двумя точками, центруя обе его оконечности по возможности точно, относительно этих точек; тогда указатель или резец, передвигаемый суппортом, обнаружит все неточности в диаметре и прямоте штока.

Недостатки в прямоте штока можно обнаружить простым вращением штока в двух центрах, подставляя какой-нибудь неподвижный указатель перед различными частями штока. Этот указатель должен быть помещаем всякий раз по возможности ближе к горизонтальной плоскости, проходящей через центры оконечностей штока.

Наконец, простая линейка, приложенная продольно к штоку, довольно хорошо обнаруживает его недостатки.

К крейцкопфу предъявляется требование, чтобы пальцы его были вполне цилиндрические (если их два, оси их должны составлять продолжение друг друга) и чтобы ползун был параллелен оси пальцев.

Первое из этих условий может быть проверено на станке и на плите рейсмусом, второе условие—на плите рейсмусом.

Все эти части должны быть соединены друг с другом с соблюдением следующих условий:

1. Поверхность штока должна быть концентрична с боковой (цилиндрической) поверхностью поршня.

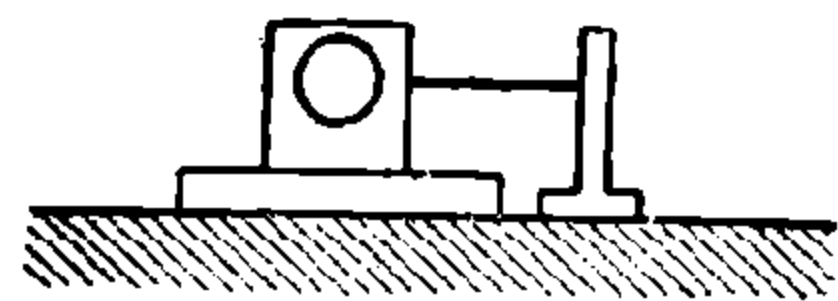
2. Шток должен иметь направление, параллельное ползуну и перпендикулярное пальцам крейцкопфа.

3. Ось штока должна пересекаться с осью пальцев крейцкопфа. Проверка условия 1 может быть произведена либо на станке, либо посредством угольника.

Условия 2 и 3 могут быть проверены прямо при помощи плоскости параллели взамен плиты, на которую проектируют видимый контур штока и оси пальцев крейцкопфа. Однако, так как прямоугольная проекция видимого контура штока частью падает на самый ползун, то эту проекцию переносят параллельно самой себе на рабочую поверхность ползуна, посредством особого рейсмуса, который здесь изображен схематически (фиг. 369).

Если все вышеприведенные проверки показали, что машина находится в требуемом геометрическом состоянии, то последствием этого будет, что центр поршневой головки штока будет двигаться параллельно производящей рабочей поверхности цилиндра, даже в том случае, если все соединения будут нажаты втугую, а боковые зазоры не будут изменяться. Это очень легко проверить. Рассмотрение движения этой точки внутри цилиндра может таким образом дать полезные указания о геометрическом состоянии машины.

Если замечается перемещение этой точки в направлении, перпендикулярном к плоскости параллели, то ввиду того, что поршень, разумеется, не управляет ею, а все соединения нажаты втугую, можно заключить, что рабочая поверхность параллели не параллельна оси цилиндра. Если замечается перемещение этой точки вдоль вала, то из этого заключают, что либо ось цилиндра не перпендикулярна оси вала, либо кривошипная шейка не параллельна оси вала.



Фиг. 369.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Какая разница между машинами компаунд и тандем?
2. Что такое ход поршня и как он измеряется?
3. В чем состоит роль крейцкопфа и каково назначение в нем башмака?
4. Какова роль шатунно-кривошипного механизма?
5. Что такое „вредное пространство“?
6. Какое положение машины называют мертвым и что нужно сделать, чтобы пустить в ход одноцилиндровую машину, если ее движение стоит врастяжку?
7. В чем суть действия машины с отбором пара?
8. Где и для чего применяются машины с противодавлением?
9. Перечислить обстоятельства, понижающие значение паровой рубашки?
10. Какие меры принимаются у современных машин для уменьшения потерь от термического влияния стенок цилиндра?
11. Почему возникает начальная конденсация пара?
12. Каково назначение регулятора в машине и в чем выражается его действие?
13. В чем заключается разница в действии маховика и регулятора?
14. Какова роль маховика в машине?
15. Какова роль поршневых колец?
16. Каково назначение набивочной коробки?
17. Что такое линейное опережение?
18. Каково назначение золотника и его перекрыш?
19. Почему клапан, у которого нет перекрыш, все же распределяет пар не хуже золотника?
20. Какое значение имеет в машине „угол опережения“ и есть ли такой угол в клапанных машинах?
21. Как осуществляется клапанное парораспределение и в чем его преимущества и недостатки?
22. Какое из клапанных распределений можно считать лучшим?
23. Что такое степень наполнения цилиндра?
24. Существует ли связь между углом опережения и паровыпускной перекрышей?
25. Как изменятся все моменты парораспределения, если β , p , q , r порознь будут уменьшены?
26. Чем объяснить, что для выпуска окно остается открытым полностью довольно продолжительное время, тогда как для впуска оно вообще не открывается на полную величину?
27. Что нужно сделать, чтобы при золотниковом распределении пара обе полости цилиндра сообщались друг с другом?
28. При заданном угле опережения на диаграмме Цейнера и при заданном направлении оси золотника можно ли задаваться произвольными значениями степени впуска и предварения впуска?
29. Как определить равнодействующий эксцентриситет при парораспределении двойным золотником?
30. Можно ли построить диаграмму Цейнера для случая клапанного парораспределения, и если можно, то чем заменятся на этой диаграмме эксцентриситет и перекрыши?
31. Как построить цейнеровскую диаграмму для кранового парораспределения?
32. Что такое индикатор?
33. Что такое индикаторная диаграмма и для чего она нужна?
34. Почему площадь теоретической индикаторной диаграммы не равна площади действительной диаграммы?
35. В чем заключается принципиальная разница между индикаторной и теоретической диаграммами?
36. Какие записи и наблюдения должны быть сделаны при снимании индикаторных диаграмм?

37. Что такое среднее индикаторное давление?
38. Какие нужны данные, чтобы подсчитать мощность машины?
39. Можно ли по внешнему виду индикаторной диаграммы сказать, с какой машины она снята (с золотниковой, клапанной или крановой)?
40. Есть ли разница в индикаторных диаграммах машин с конденсатором и с противодавлением?
41. В чем различие между индикаторной и эффективной мощностью?
42. Каким путем можно подсчитать или определить эффективную мощность?
43. Что такое к. п. д.?
44. Может ли быть равным единице механический к. п. д. и что оценивается этим коэффициентом?
45. Какие преимущества дает конденсатор для паровой установки?
46. Почему во многих случаях предпочитают строить машины без конденсаторов?
47. Какое различие между насыщенным и перегретым паром?
48. Может ли перегретый пар быть влажным?
49. Что такое паросодержание?
50. Можно ли подсчитать сухость пара, не имея специального прибора?
51. Почему нужен осмотр машины перед пуском?
52. Укажите порядок остановки машины?
53. Что нужно делать при срыве вакуума, не останавливая машины?
54. Какое тепловое состояние подшипника может считаться еще допустимым в работе?
55. Какие причины могут вызвать разогрев пальца кривошипа?
56. Какими причинами можно объяснить стук в цилиндре и конденсаторе?
57. Как практически установить слабину подшипника?
58. Как правильно нажать сальник?
59. В чем заключается опасность для коренного вала, если подшипник начинает угрожающе нагреваться?
60. Почему опасно нагревание крейцкопфного подшипника?
61. Что такое водяной удар и почему он опасен для целостности машины?
62. Почему необходимо прогревать машину перед пуском?
63. Как производится включение конденсатора?
64. Почему дают смазку в машину перед ее пуском в ход?
65. Зачем при пуске машины открывают продувочные краны?
66. Когда нужно включать нагрузку?
67. Что может произойти с машиной, если внезапно снять нагрузку?
68. Как практически можно вычислить объем вредного пространства цилиндра машины?
69. Как найти мертвые точки машины с золотниковым и клапаным парораспределением?
70. Как произвести установку клапана на заданную отсечку?
71. Как производится расточка нового поршневого кольца (кольцо не одинаковой толщины)?
72. Как произвести расточку цилиндра на месте?
73. Для каких целей применяется баббит?
74. Какие встречаются типы прокладок и набивок?
75. В каких случаях пользуются металлической набивкой?
76. Как проверить осевую линию коренного вала?

НТБ
ДНУЖТ

ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Бернштейн, Паровые машины, изд. „Техника и производство“, Ленинград 1927.
2. Брикс, Эксцентриковое парораспределение, изд. „Техника и производство“ Ленинград 1928.
3. Брикс, Основы проектирования морских паровых машин, изд. Научно-технического кружка кораблестроителей, Ленинград 1929.
4. Бурдаков, Центробежные насосы, Машметиздат, Москва 1932.
5. Бутаков, Определение основных размеров паровых машин, Гиз, Москва 1930.
6. Васильев, Паровоз, его устройство, содержание и ремонт, Транспечать НКПС, Москва 1929.
7. Войслав, Уход за паровыми котлами и машинами.
8. Грамберг, Технические измерения при испытании машин и контроль их в производстве, Макиз, 1-27.
9. Грамберг, Испытание машин и работы их в производстве, Макиз, 1926.
10. Гриневецкий, Паровые машины, Гостехиздат, изд. 2-е, 1926.
11. Грюнвальд, Центробежные вентиляторы, Украинское научное издательство, 1928.
12. Дубель, Конструирование и расчет машин, изд. Суворина, С.-Петербург 1907.
13. Ермолаев, Паровые краны.
14. Жирицкий, Паровые машины, Исполбюро К.П.И., изд. 2-ое. 1928.
15. Зейферт, Испытание паровых машин, турбин и двигателей внутреннего сгорания, 1926.
16. Каменоградский, Переборка морских паровых машин, Гострансиздат, 1931.
17. Карташев, Теория и конструкция паровозной машины, Гиз, Москва — Ленинград 1930.
18. Каула-Рабинсон-Яновский, Конденсационные установки, изд. „Техника и производство“, Ленинград 1929.
19. Кондратьев, Курс паровых машин. Конспект лекций Горного института. Изд. Риккера, 1902.
20. Лобак-Жученко, Школа пароходного механика и машиниста, Транспечать, Н.Р.П.С. 1929.
21. Мадисов, Морские паровые машины, изд. Морского ведомства, 1902.
22. Макеев, Конденсационные устройства паросиловых установок, Гиз, 1930.
23. Мориц, Сборка и установка морских паровых машин, изд. Риккера, 1903.
24. Немировский, Инструкция по методике теплотехнических испытаний, Транспечать, 1928.
25. Николаевский, Сборка судовых машин, изд. — Виннеке, 1907.
26. Ошурков, Тепловые двигатели, вып. 1 (паровые машины), Макиз, Москва, 1925.
27. Погодия, Паровые машины, изд. Морского инженерного училища, 1900.
28. Польгаузен, Поршневые паровые машины, изд. 1927.
29. Пио-Ульский, Судовые вспомогательные механизмы, изд. Морского инженерного училища, 1906.
30. Руфанов, Парораспределение судовых машин, Транспечать 1930.
31. Рыбарский, Неправильности в парораспределении, 1926.
32. Рыбарский, Катализис машиниста, 1930.
33. Севет и Орам, Морские паровые машины, С.-Петербург, 1902.
34. Ситон, Руководство по проектированию судовых машин и котлов, т. I и II С.-Петербург, 1906.
35. Стриж, Теория морских паровых машин, РИО В. Морских сил РККА, вып. Морского инженерного училища, Ленинград, 1927.
36. Туркус — Лихущин, Определение мощности вентиляторов по потерям в трубопроводе. Условия течения воздуха в трубах и каналах. Измерения и измерительные приборы, изд. Вестник металлопромышленности, Москва, 1927.
37. Фармаковский, Машиноведение, Гиз, 1930.
38. Фармаковский, Поршневые паровые машины, Гиз, 1930.
39. Фрейтаг, Краткая справочная книга по паровым машинам, изд. Гольстена, 1915.
40. Хедер, Большая паровая машина, ч. II, изд. Риккера.
41. Хедер, Индикатор, изд. Риккера, 1903.
42. Хедер, Парораспределение, изд. Риккера, 1903.
43. Эсмарх, Индикатор и его употребление, 1899.
44. Проф. Юнг, Паровые машины. Перевод с англ. проф. Ломоносова, Киев, 1904.

НТБ
ДНУЖТ

ОПЕЧАТКИ

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть
9	12 сверху	силой	силы
28	17	(фиг. 13)	(фиг. 10)
106	9	Oa	Ob
106	15	$a''b'' - ab$	$a''b'' = ab$
118	21 снизу	(фиг. 13)	(фиг. 10).
121	2 сверху	Ob_0'	Ob_0
126	5 снизу	Рело-Мюллера	Мюллера
135	4 сверху	$E_g E_p$	$E_g E_0$
137	25 снизу	c_1 и c	c_1 и c_4
137	Фиг. 178а внизу	—	E_g
137	Фиг. 178а больш. угол	β_0	β_g
139	16 сверху	V_0	v_0
139	26 снизу	Виндмана	Видмана
142	Фиг. 183 буква справа	E	E_0
155	21 сверху	V_0	v_0
161	4 снизу	AO_2	OA_2
224	Табл. Б графа 4 слева	2	1
232	4 снизу	a'', b'', c'', d''	a, b, c, d
253	26 сверху	каждые четверти	каждую четверть
271	26	небольших	небольших
289	3 снизу	негревание	нагревание
294	22	q	i

Б р о х о в и ч. Стационарные поршневые паровые машины.

4 р. 50 коп. пер. 60 к.

ЭТ—30-3-2

НТБ
ДНУЖТ