Г.С. Жирицкий

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ

Госэнергоиздат

1951 г.

Вновь написан раздел «Эксплоатация паровых машин», где дается понятие об установке паровой машины, смазке ее, обслуживании и модернизации существующим машин.

В книге уделено должное внимание машинам высокого давления и локомобильным машинам. Если в эксплоатации находится еще очень большое число ранее построенных стационарных машин, то в настоящее время для стационарных и подвижных установок строятся преимущественно локомобильные машины, которые с успехом применяются для электрификации сельского хозяйства, на лесо- и торфоразработках, на небольших предприятиях местной промышленности, а также для электрификации отдаленных районов нашего Союза.

Хотя паровозные и судовые машины являются наиболее распространенными типами современных паровых машин, им уделено сравнительно небольшое место в связи с наличием специальной литературы по этим машинам.

Некоторые главы и параграфы книги набраны мелким шрифтом. Содержание их без ущерба для ясности изложения может быть опущено в тех вузах, где курс паровых машин проходят по сокращенной программе.

При работе над книгой были учтены указания различных лиц на дефекты и ошибки в предыдущих изданиях.

Особую признательность приношу канд. техн. наук Н. Г. Морозову, с исключительной внимательностью просмотревшему рукопись и сделавшему при ее рецензировании ряд ценных указаний.

Надеюсь, что лица, которые будут пользоваться настоящей книгой, своей деловой критикой помогут устранить несомненно имеющиеся в ней недочеты.

Автор

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

Раздел первый

ВВЕДЕНИЕ

1-1. Понятие о работе и устройстве паровой машины 7
1-2. Классификация паровых машин 9
1-3. Индикаторная диаграмма 11
1-4. Исторический очерк развития паровой машины 12
1-5. Использование тепла в паровых машинах и области их применения 19

Раздел второй

РАБОТА ПАРА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

Глава первая. **Идеальные процессы в паровых машинах** 22
2-1. Цикл Ренкина 22
2-2. Цикл с неполным расширением пара 25

Глава вторая. **Реальный процесс в паровой машине** 26
2-3. Потери на утечки пара 26
2-4. Падение давления пара при впуске 28
2-5. Потеря от теплообмена пара со стенками цилиндра (начальная конденсация пара) и отдача тепла в окружающую среду 29
2-6. Меры борьбы с потерей от теплообмена . . 31
2-7. Вредное пространство и сжатие пара . . . 35
2-8. Сравнение действительной и теоретической диаграмм. Коэффициенты полезного действия машины 38
2-9. Индикаторная диаграмма реального процесса в паровой машине 44
2-10. Примеры построения индикаторных диаграмм одноцилиндровых машин 52
2-11. Влияние нагрузки машины на очертание индикаторной диаграммы 53
2-12. Определение мощности машины по индикаторной диаграмме 54
2-13. Аналитический расчет паровой машины. Определение степени наполнения по заданной мощности машины 56
2-14. Определение расхода пара по индикаторной диаграмме 58
2-15. Выбор параметров пара 59

Глава третья. **Исследование рабочего процесса машины при помощи индикаторной диаграммы** 60
2-16. Устройство индикатора и пользование им . . 60
2-17. Оценка работы паровой машины по индикаторной диаграмме 61
2-18. Перенос индикаторной диаграммы в координаты T, S 63
2-19. Тепловой баланс паровой машины 66

Глава четвертая. **Машины многократного расширения** 68
2-20. Общие сведения 68
2-21. Преимущества и недостатки машин многократного расширения 69
2-22. Отношение объемов цилиндров 70
2-23. Выбор типа машины 71
2-24. Объемные диаграммы 71
2-25. Построение индикаторной диаграммы тандем-машины или машины компаунд с кривошипами, заклиненными под углом 180° . . . 72
2-26. Построение индикаторной диаграммы машины двойного расширения с кривошипами, заклиненными под углом 90° (машина компаунд) 75
2-27. Комбинирование индикаторных диаграмм машин многократного расширения и перенос их в координаты TS 77
2-28. Мощность машин многократного расширения 78
2-29. Индикаторные диаграммы машин двойного расширения при переменном режиме 79

Раздел третий

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ПАРОВЫХ МАШИНАХ

Глава первая. **Золотниковые пораспределения** 81
3-1. Плоский коробчатый золотник 81
3-2. Золотниковые диаграммы 84
3-3. Построение индикаторной диаграммы по золотниковой 89
3-4. Учет конечной длины шатуна по Ф. А. Бриксу 92
3-5. Построение золотниковой диаграммы по индикаторной и определение размеров золотника 93
3-6. Эллиптическая диаграмма 96
3-7. Конструктивное выполнение золотника . . . 98
3-8. Цилиндрические золотники 99
3-9. Золотник с двойным впуском пара 101
3-10. Простые золотники с переменной степенью накопления 103
3-11. Пораспределение двойными золотниками 105
3-12. Определение размеров двойного золотника по заданной индикаторной диаграмме . . . 110
3-13. Конструкции двойных золотников 112

Глава вторая. **Клапанные пораспределения** 115
3-14. Расположение, конструкция и расчет клапанов 115
3-15. Классификация механизмов для привода клапанов. Общая оценка клапанных пораспределений 119
3-16. Кулачные шайбы 120
3-17. Эксцентриковый механизм с катящимся рычагом 121
3-18. Качающиеся кулаки 124

3-19. Принудительные механизмы парораспределения с переменной степенью наполнения, Механизм с катящимся рычагом 126
3-20. Парораспределение качающимися кулаками 129
3-21. Парораспределение расцепным механизмом . 134
3-22. Кривые подъема клапанов 137
3-23. Расчет клапанной пружины 138
3-24. Поршневые золотники с механизмами клапанных парораспределений 141

Глава третья. **Парораспределение в прямоточных машинах** 144
3-25. Парораспределение впуска. Односедельные клапаны 144
3-26. Управление выпуском 146

Глава четвертая. **Реверсивные механизмы** . . 147
3-27. Понятие о реверсивных механизмах и их классификация 147
3-28. Кулисные механизмы с двумя эксцентриками 148
3-29. Реверсивные приводы судовых машин с одним эксцентриком 151
3-30. Кулисный механизм паровозных машин . . . 154
3-31. Гидравлический привод органов парораспределения 158
3-32. Выбор типа и системы парораспределения 159

Раздел четвертый

ДИНАМИКА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

4-1. Силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме 160
4-2. Силы инерции 161
4-3. Расчет маховика 162
4-4. Действие сил инерции 165
4-5. Условия устойчивости паровой машины . . . 166
4-6. Уравновешивание сил инерции 167

Раздел пятый

РЕГУЛИРОВАНИЕ

Глава первая. **Статика регулятора** 170
5-1. Назначение и классификация регуляторов . . 170
5-2. Поддерживающая сила регулятора 171
5-3. Характеристика регулятора 172
5-4. Параллельная работа электрических генераторов с приводом от паровых машин. Рациональная форма статической характеристики 175
5-5. Нечувствительность регулятора 176
5-6. Конструкции и расчет конических пружинных регуляторов 178
5-7. Плоские регуляторы. Основы теории и расчета 182
5-8. Инерционные регуляторы 185
5-9. Регуляторы давления 186

Глава вторая. **Основы динамики регулятора** . . 187
5-10. Дифференциальное уравнение движения машины 187
5-11. Время разбега машины 189
5-12. Дифференциальное уравнение движения регулятора 189
5-13. Время свободного падения муфты регулятора 190
5-14. Условия устойчивости системы регулирования 191

Раздел шестой

МАШИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

6-1. Основные типы машин с использованием отработавшего пара 193
6-2. Машины с противодавлением 194
6-3. Машины с промежуточным отбором пара . . 197
6-4. Коэффициент полезного действия и диаграмма режимов машины с отбором пара . . 200
6-5. Регулирование машин с промежуточным . . отбором пара 202

Раздел седьмой

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ МАШИН

7-1. Понятие о конденсационных устройствах . . 207
7-2. Смешивающие конденсаторы 208
7-3. Поверхностные конденсаторы 210
7-4. Насосы конденсационного устройства 213
7-5. Маслоотделители 215

Раздел восьмой

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ МАШИН

Глава первая. **Типичные конструкции машин**
8-1. Горизонтальные машины однократного расширения 217
8-2. Вертикальные одноцилиндровые и сдвоенные машины 220
8-3. Горизонтальные машины многократного расширения 224
8-4. Вертикальные машины многократного расширения 230
8-5. Локомобильные машины 231
8-6. Машины легкого типа 235

Глава вторая. **Детали паровых машин** 238
8-7 Паровой цилиндр 238
8-8. Сальники 242
8-9. Поршень и поршневой шток 244
8-10. Ползун 248
8-11. Шатун 251
8-12. Коренной вал 253
8-13. Рама и коренные подшипники 254
8-14. Маховик 259

Раздел девятый

ЭКСПЛОАТАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Глава первая. **Смазка паровых машин** 260
9-1. Смазочные материалы 260
9-2. Подача смазки на трущиеся поверхности . . 262
9-3. Расход масла на смазку паровой машины . . 265
9-4. Регенерация масел 266

Глава вторая. **Обслуживание паровых машин** 267
9-5. Установка паровой машины 267
9-6. Пуск в ход, остановка и обслуживание паровой машины 267
9-7. Ненормальная работа машины. Типичные аварии и их предупреждение 273
9-8. Модернизация паровых машин 275
Литература 278
Предметный указатель 279

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ

ВВЕДЕНИЕ

1-1. ПОНЯТИЕ О РАБОТЕ И УСТРОЙСТВЕ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Назначение парового двигателя — производить механическую работу за счет тепловой энергии пара. Если машина работает без потерь, то 1 *кг* пара, вступив в мишину с теплосодержанием i_1, адиабатически расширившись в ней и выйдя из машины с теплосодержанием i_2, отдает рабочему органу двигателя $i_1 - i_2$ единиц теплоты (*ккал/кг*). Машина при этом производит

$$L_0 = \frac{1}{A}(i_1 - i_2) \text{ единиц работы } (кгм),$$

где $A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы.

Преобразование энергии может итти двумя путями. В одном случае потенциальная энергия пара преобразуется в механическую работу поршня, который под давлением пара движется в закрытом цилиндре. Развиваемая при этом работа измеряется произведением силы, приложенной к поршню, на путь, им проходимый. Поршень может иметь или поступательно-возвратное, или вращательное движение.

В другом случае потенциальная энергия пара преобразуется сперва в кинетическую: пар расширяется, и за счет падения его теплосодержания возрастает скорость.

На рабочем органе машины (диск с лопатками) происходит затем превращение кинетической энергии пара в механическую работу за счет понижения скорости пара.

В первом случае мы имеем паровую поршневую машину с возвратно-движущимся или вращающимся поршнем; во втором случае — паровую турбину.

Предметом настоящего курса будут служить исключительно поршневые машины. По укоренившемуся в технической литературе обычаю мы будем называть эти двигатели паровыми машинами, отбрасывая термин «поршневые».

Машины с вращающимся поршнем именуются коловратными. Область применения их совершенно незначительна.

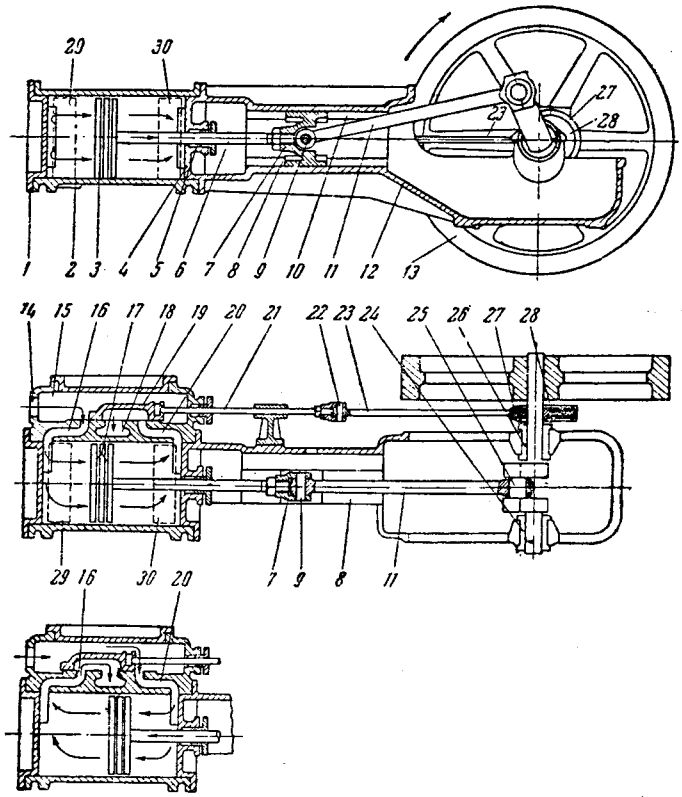
Паровые турбины по своему тепловому процессу и по конструкции настолько отличны от паровых машин, что изучение их выделяется в самостоятельный курс.

Простейшая паровая машина представлена на фиг. 1-1.

В паровом цилиндре *2*, закрытом с обеих сторон крышками *1* и *4*, может перемещаться поршень *3*. Поршень делит цилиндр на две полости: левую и правую, причем первая иногда называется стороной крышки, вторая — стороной кривошипа (при том расположении частей машины, какое показано на чертеже). Пар поступает попеременно в левую и правую полости, причем когда в одной из полостей происходит впуск свежего пара, из другой выпускается пар, отработавший за предыдущий ход.

На продольном разрезе машины и в плане показаны впуск пара в левую полость и выпуск из правой. При обратном движении поршня (на чертеже цилиндра — внизу) направление пара меняется. Само собой понятно, что пар не должен перетекать из одной полости в другую; поэтому рабочая (внутренняя) поверхность цилиндра должна быть строго цилиндрической и тщательно отполированной, а поршень должен быть снабжен пружинящими кольцами *17*, которые плотно прижимаются к поверхности цилиндра.

Под давлением пара поршень движется попеременно вправо и влево. Эти перемещения при посредстве поршневого штока *6* и шатуна *11* передаются пальцу *25* кривошипа, вращающегося вместе с коренным валом машины. Кривошипным механизмом прямолинейные движения поршня преобразуются во вращательное движение вала, который непосредственно или при помощи трансмиссин приводит машины-орудия.



Фиг. 1-1. Горизонтальная одноцилиндровая машина с золотниковым парораспределением и вильчатой рамой.

1 — задняя крышка цилиндра; *2* — паровой цилиндр; *3* — поршень; *4* — передняя крышка цилиндра; *5* — сальник; *6* — шток поршня; *7* — ползун; *8* — нижняя параллель; *9* — палец ползуна; *10* — верхняя параллель; *11* — шатун; *12* — рама машины; *13* — маховик; *14* — вход пара; *15* — золотниковая коробка; *16* — паровой канал; *17* — поршневые кольца; *18* — канал для выпуска пара; *19* — золотник; *20* — паровой канал; *21* — шток золотника; *22* — шарнирное соединение штока золотника с эксцентриковой тягой; *23* — эксцентриковая тяга; *24* — коренной подшипник; *25* — шейка (палец) кривошипа; *26* — коренной подшипник; *27* — хомут эксцентрика; *28* — эксцентриковый диск; *29* — левое мертвое положение поршня; *30* — правое мертвое положение поршня.

Поршневой шток наглухо скреплен с поршнем *3* и с ползуном (крейцкопфом) *7* (в паровозных машинах ползун часто называют кулаком). В месте, где шток проходит сквозь крышку цилиндра, ставят сальник *5*, назначение которого — препятствовать утечке пара через зазоры между штоком и стенками крышки.

Ползун служит, с одной стороны, шарнирным соединением между штоком и шатуном, с другой стороны, он, двигаясь в направляющих-параллелях *8* и *10*, передает последним вертикальную силу, возникающую в шарнире *9* механизма. Параллели отчасти принимают на себя вес поступательно-движущихся частей, несколько разгружая от него стенки парового цилиндра.

В крупных машинах поршень снабжают контрштоком, проходящим сквозь левую (на фиг. 1-1) крышку цилиндра. Контршток имеет также ползун, скользящий по направляющей плоскости. В этом случае поршень со штоком представляет собой как бы балку на двух опорах — на двух ползунах — и поршень, находясь в цилиндре навесу, в минимальной степени срабатывает поверхность цилиндра.

Шатун соединяется с ползуном при помощи пальца *9* и с кривошипом — при помощи пальца *25*.

В некоторых типах машин, в которых лишь одна полость (со стороны крышки) является рабочей, ползун отсутствует, и шатун соединяется непосредственно с поршнем, как в большинстве двигателей внутреннего сгорания.

Вал машины лежит в коренных подшипниках *24*, *26*, число которых не менее двух. Подшипники вместе с параллелями обычно образуют одну отливку, называемую рамой машины *12*. Рама покоится на фундаменте и скреплена с ним фундаментными болтами. Паровой цилиндр в маленьких машинах находится навесу, будучи скреплен с параллелями. В более или менее крупных машинах цилиндр имеет всегда особую опору.

Локомобильные машины крепят обычно к паровому котлу, паровозные машины — к раме паровоза.

Различают коленчатые и кривошипные валы машины. Коленчатый вал показан на фиг. 1-1; его подшипники расположены по обе стороны колена, в так называемой вильчатой раме.

На фиг. 1-2 изображена машина с кривошипным валом и так называемой байонетной рамой. Подшипники расположены лишь по одну сторону кривошипа (второй подшипник находится за маховиком *13*).

Крайние положения поршня (*29* и *30* на фиг. 1-1) называются мертвыми, так как при этих положениях вал не может быть повернут силой, приложенной к поршню. Пространство между поршнем в его мертвом положении и крышкой цилиндра, включая сюда и объем каналов, подводящих и отводящих пар, называется вредным пространством цилиндра, а его поверхности — вредными поверхностями.

Впуск и выпуск пара производятся специальным парораспределительным механизмом, приводящимся обычно от коренного вала машины. Пар поступает через показанный на фиг. 1-1 канал *14* в золотниковую коробку *15*. В последней по золотниковому зеркалу перемещается золотник *19*, управляющий впуском и выпуском пара в обеих полостях цилиндра. Золотниковая коробка соединяется с цилиндром каналами *16* и *20*. Отработавший пар уда-

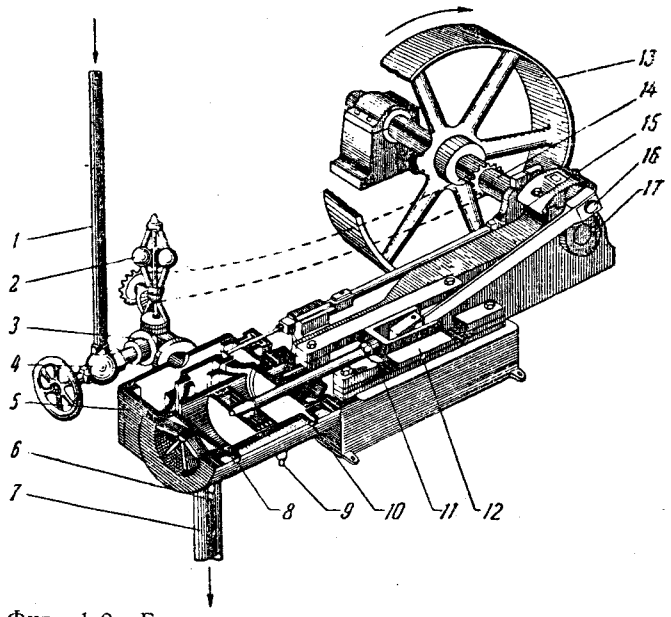
ляется через канал *18*. Золотник приводится в движение эксцентриком *28* при посредстве эксцентрикового хомута *27*, эксцентриковой тяги *23* и золотникового штока *21*.

Показанный на фиг. 1-2 регулятор служит для того, чтобы устанавливать мощность машины в соответствии с ее нагрузкой. Изменение числа оборотов машины, возникающее при изменении нагрузки, используется для перестановки механизма, регулирующего количество или давление впускаемого пара. В данном случае регулятор действует на дроссельный клапан *3* и при уменьшении нагрузки вызывает торможение пара.

Конструкция регулятора обычно такова, что колебания числа оборотов ограничиваются узкими пределами (5—7%).

Скорость движения поршня на протяжении его хода непрерывно меняется: от нуля — в мертвом положении до некоторого максимума — в среднем положении.

Непрерывно меняется также и сила, действующая на поршень, принимая часто даже отрицательные значения. Для обеспечения равномерного хода машины, т. е. для получения в условиях переменного вращающего момента более или менее постоянной угловой скорости вращения вала, на последний насаживают тяжелый маховик *13*. При избытке движущей силы и, следовательно, повышении угловой скорости маховик накапливает кинетическую энергию, с тем чтобы отдать ее в период превышения сил сопротивления. В то время как регулятор ограничивает колебания числа оборотов, наличие маховика сводит к известному минимуму колебания угловой скорости вращения в течение одного оборота.



Фиг. 1-2. Горизонтальная одноцилиндровая машина с золотниковым парораспределением и байонетной рамой

1 — труба свежего пара; *2* — регулятор; *3* — дроссельный клапан; *4* — запорный клапан; *5* — золотниковая коробка; *6* — продувочный кран; *7* — паровыпускная труба; *8* — бобышка для индикатора; *9* — продувочный кран; *10* — бобышка для индикатора; *11* — параллели; *12* — ползун; *13* — маховик; *14* — вал; *15* — эксцентрик; *16* — палец кривошипа; *17* — рама.

1-2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Изображенные на фиг. 1-1 и 1-2 машины представляют собой горизонтальные одноцилиндровые машины однократного расширения, двустороннего давления, с переменным направлением потока пара.

В отличие от описанной общей схемы, пар можно впускать только в одну полость цилиндра и оказывать давление на поршень только с одной стороны (всегда со стороны крышки). Другая сторона цилиндра остается всегда открытой, и поршень здесь соприкасается с атмосферой. Такие машины называются машинами одностороннего давления в отличие от более распространенных машин двустороннего давления.

Конструкция с односторонним давлением иногда применяется в судовых вертикальных машинах и особенно пригодна для машин легкого типа в подвижных установках.

В машине, изображенной на фиг. 1-1, пар входит в каждую из полостей цилиндра и выходит из нее с одной и той же стороны (возле крышки), по одному и тому же каналу. В каждой из полостей цилиндра пар следует за движением поршня, и направление потока пара поэтому переменное.

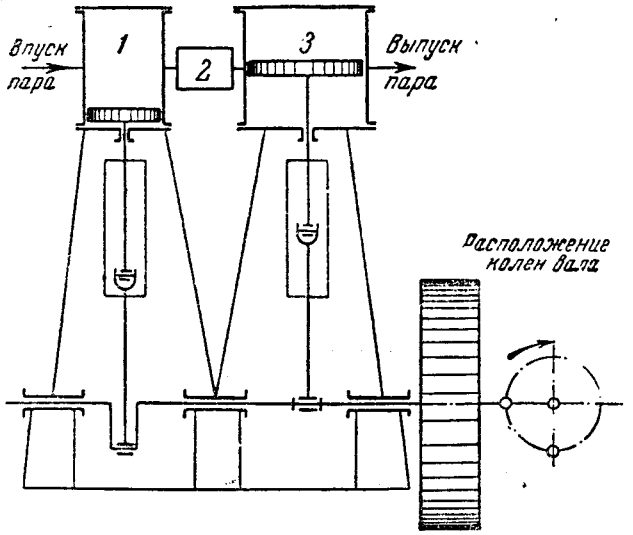
Существуют также прямоточные машины, в которых выпуск пара происходит посередине цилиндра в конце хода поршня, и, таким образом, пар в каждой полости движется лишь в одном направлении — от крышки к середине цилиндра.

Так как для машин непрямоточных нет подходящего краткого термина, то в дальнейшем мы машину с переменным направлением движения пара будем просто называть паровой машиной в отличие от прямоточной машины.

В зависимости от того, каким паром работает машина, различают машины для перегретого и для насыщенного пара.

Машина, построенная для перегретого пара, всегда может работать и насыщенным паром, чего нельзя сказать про обратный случай.

Современные машины работают паром, температура которого достигает 500° С. В дальней-



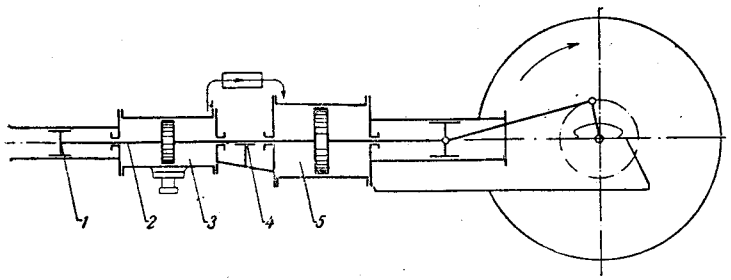
Фиг. 1-3. Машина компаунд.
1 — цилиндр высокого давления; *2* — ресивер; *3* — цилиндр низкого давления.

шем не исключена возможность применения и более высоких температур.

Паровая машина может работать на атмосферу, на конденсацию или с противодавлением.

В первом случае пар из машины выпускается в атмосферу, во втором случае — в особое устройство, называемое конденсатором, в котором поддерживается давление ниже атмосферного (обычно 0,10—0,25 *ата*). При работе машины с противодавлением отработавший пар выпускается с давлением выше атмосферного и затем обычно используется для целей нагрева. Величина противодавления может быть довольно значительна, но чаще всего она составляет 2—4 *ата*.

К машинам с противодавлением можно отнести также машины высокого давления, отработавшим паром которых питаются машины (или турбины) обычного типа. В этом случае величина противодавления составляет 10—20 *ата* и выше.



Фиг. 1-4. Машина тандем
1 — ползун на контрштоке; *2* — контршток; *3* — ц. в. д.; *4* — промежуточная опора штока; *5* — ц. н. д.

Различают машины одно- и многоцилиндровые. В последнем случае все цилиндры работают на общий вал.

В простейшем случае в каждый из цилиндров поступает свежий пар, и машина состоит из комплекта совершенно одинаковых цилиндров, расположенных обычно один рядом с другим. Такие машины называют машинами однократного расширения (сдвоенными, строенными и т. д.).

В отличие от них многоцилиндровые машины исполняются также в виде машин многократного расширения (двойного, тройного, реже — четверного).

В машинах многократного расширения свежий пар поступает только в один из цилиндров, называемый цилиндром высокого давления или малым цилиндром. В нем пар расширяется не до конечного давления выпуска, а до некоторого более высокого.

С этим промежуточным давлением тот же (отработавший в малом цилиндре) пар поступает в следующий цилиндр. Если машина — двойного расширения, пар во втором цилиндре расширяется до конечного давления выпуска, и этот цилиндр именуется цилиндром низкого давления, или большим цилиндром.

В машинах тройного расширения пар из малого цилиндра поступает сначала в средний (цилиндр среднего давления), а оттуда в большой цилиндр (низкого давления).

У машины двойного расширения цилиндры располагают рядом (фиг. 1-3) или один за другим (фиг. 1-4).

В первой из этих систем — машине компаунд — кривошипы обоих цилиндров обычно сдвинуты на угол 90° один относительно другого. Во второй машине — машине тандем — оба поршня насажены на один шток и работают на общий кривошип.

Машины тройного расширения строят по типам компаунд, тандем или по смешанному типу тандем-компаунд.

Трубы, по которым в машинах многократного расширения пар переходит из одного цилиндра в другой, называются ресивером (поз. *2* на фиг. 1-3). Давление пара в ресивере является, таким образом, давлением выпуска одного цилиндра и впуска в следующий.

Иногда из ресивера часть пара отбирают для использования в нагревательных приборах. Такая система, как будет показано ниже, представляет значительные выгоды и применяется в тех производствах, где для целей нагрева

требуется количество пара меньшее, чем то, которое проходит через паровую машину. Вместо того чтобы ставить специальный котел низкого давления или редуцировать свежий пар, пар отбирают из ресивера, давление в котором устанавливается в соответствии с нуждами производства.

Паровые машины этого типа называются машинами с промежуточным отбором пара и строятся обычно в виде тандем-машин, которые менее, чем машины компаунд, чувствительны к изменению распределения нагрузки между цилиндрами. При колеблющемся отборе пара из ресивера распределение общей мощности между обоими цилиндрами получается, конечно, крайне неравномерным.

Можно производить отбор пара непосредственно из цилиндра одноцилиндровой машины. Однако такие конструкции не получили распространения.

В зависимости от рода парораспределения различают машины золотниковые, крановые и клапанные.

Паровые машины бывают горизонтальные и вертикальные (фиг. 1-3), несколько отличающиеся конструктивным выполнением отдельных деталей. Вертикальные машины применялись раньше (до появления паровых турбин) главным образом при больших мощностях; в настоящее время их применяют в судовых и быстроходных конструкциях.

Машины с числом оборотов до 150 в минуту принято считать тихоходными, с более высоким числом оборотов — быстроходными (обычно 300—400 в минуту, в ряде случаев до 1 500—2 000 в минуту).

Наибольшее число машин работает паром давлением 10—20 *ата*. Мы будем называть их машинами среднего давления. В отличие от них машинами высокого давления можно считать те, которые работают паром давлением свыше 25 *ата*. В настоящее время строят машины, работающие паром давлением до 130 *ата*, но не исключена возможность применения и более высоких давлений.

Классификация машин по числу оборотов и по давлению пара является, конечно, условной, и указанные цифры могут с течением времени меняться.

1-3. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА

Паровая машина работает обычно следующим образом.

Незадолго до прихода поршня в левое мертвое положение начинается впуск пара в левую полость цилиндра. К моменту прихода поршня в мертвую точку в левой полости устанавливается давление свежего пара. Под этим давлением поршень двигается вправо. При некотором положении поршня впуск пара прекращается. Момент окончания впуска называется отсечкой. Так как при дальнейшем движении поршня объем левой полости цилиндра увеличивается, пар, впущенный в цилиндр, расширяется. Перед приходом поршня в правое мертвое положение левая полость сообщается с пространством выпуска, и давление в этой полости соответственно падает. При дальнейшем движении влево пар выталкивается из цилиндра.

Выпуск пара, так же как и впуск, не длится на протяжении всего хода поршня, а при некотором положении последнего выпуск прекращается, и оставшийся в цилиндре пар подвергается сжатию.

В правой полости процесс происходит таким же образом, причем впуску в левую полость соответствует выпуск пара из правой.

Ввиду того что для повышения давления в цилиндре при впуске и для падения давления при выпуске пара требуется определенное время, впуск и выпуск пара начинаются еще до прихода поршня в соответствующее мертвое положение на величину опережения впуска и выпуска.

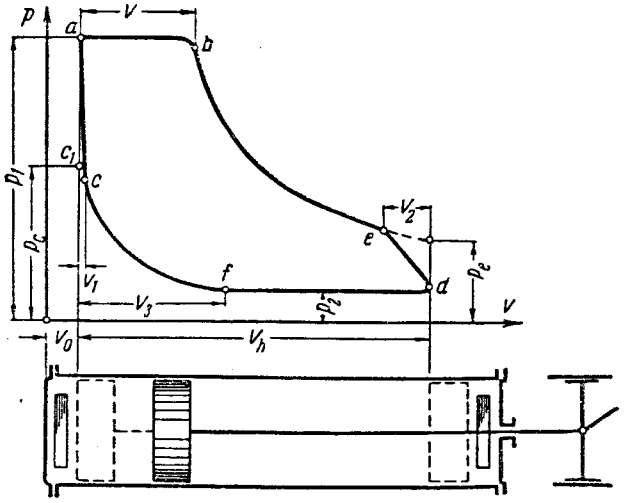
Тепловой процесс машины удобнее всего рассматривать в его графическом изображении. Для этого строят обычно в координатах p,V (давление — объем) диаграмму, изображающую изменение давления пара в зависимости от объема цилиндра. Такая диаграмма называется индикаторной диаграммой.

Образец индикаторной диаграммы (для левой полости цилиндра) представлен на фиг. 1-5, причем для ясности под диаграммой начерчена схема парового цилиндра.

Поршень вычерчен в мертвом положении. Объем вредного пространства V_0 отложен от начала координат. В точке a начинается рабочий процесс машины. На протяжении отрезка ab, соответствующего части V рабочего объема цилиндра, происходит впуск пара при давлении p_1. Точка b определяет момент отсечки. Объем находящегося в цилиндре пара в этот момент составляет $V+V_0$.

Отношение $\frac{V}{V_h}=\varepsilon$ называется степенью наполнения и обычно измеряется в процентах рабочего объема цилиндра V_h.

От точки b начинается расширение пара



Фиг. 1-5. Индикаторная диаграмма паровой машины.

В точке e — начале выпуска — давление пара постепенно падает до давления выпуска p_2. Давление в конце расширения, предполагая, что последнее продолжается до мертвого положения поршня, мы будем обозначать через p_e. Объем, освобождаемый за время опережения выпуска, обозначим через V_2.

Пунктиром показано правое мертвое положение поршня. Отрезок df соответствует выпуску пара при давлении p_2. В точке f начинается сжатие пара, а в точке c — впуск свежего пара. V_3 представляет собой часть объема, в котором происходит сжатие (за вычетом вредного пространства); отношение $\frac{V_3}{V_h}=\varepsilon_c$ — степень сжатия; p_c — давление в конце сжатия для случая, когда последнее продолжено до мертвого положения поршня; V_1 — часть рабочего объема в момент начала впуска. Площадь индикаторной диаграммы $abedfc$ представляет собой, как известно из термодинамики, работу пара, находящегося с одной стороны поршня, за один оборот вала.

Так как объем цилиндра пропорционален длине его, то можно считать, что длина диаграммы представляет собой ход поршня.

Индикаторную диаграмму можно снять с работающей машины при помощи специального прибора, называемого индикатором. Пишущий аппарат этого прибора находится под давлением пара в цилиндре машины, а бумаге, навернутой на барабан, сообщается перемещение, соответствующее движению поршня. На бумаге получается график изменения давления пара в зависимости от хода поршня, т. е. индикаторная диаграмма.

На снятых с машины диаграммах моменты парораспределения не видны так отчетливо, как на фиг. 1-5. Пересечения отдельных кривых (точки b, e, d) скругляются, линия ab получается наклонной.

1-4. ИСТОРИЧЕСКИЙ ОЧЕРК РАЗВИТИЯ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Мысль об использовании давления пара зародилась в глубокой древности. Архимеду, родившемуся за 287 лет до нашей эры, приписывается изобретение пушки, действовавшей водяным паром. Ряд аппаратов для подъема воды давлением пара был предложен в средние века (в 16 и 17 вв.). Однако первые попытки практического осуществления таких аппаратов относятся лишь к концу 17 — началу 18 в.

Это не является случайным. Переход от ручного ремесленного или мануфактурного производства к машинному привел к тому, что водяные колеса и конные приводы, служившие единственными двигателями с древних времен, перестали удовлетворять возросшим требованиям промышленности.

При феодальном строе, характеризующемся появлением «...наряду с ремесленными мастерскими мануфактурных предприятий» [1], все отрасли промышленности еще удовлетворялись водяными колесами и конными приводами. В 17 в. — при расцвете феодального строя — еще не было потребности в более мощных и независимых от местных условий двигателях.

В текстильном производстве применялся только ручной труд; железоделательная промышленность обходилась для привода мехов и ковки водяными колесами и лошадьми; каменноугольная промышленность предъявляла спрос только на насосы для откачивания воды с небольшой глубины; такие же насосы требовались для различных водоподъемных и гидротехнических сооружений.

По мере развития производительных сил, все возрастающего укрупнения и усложнения орудий производства наступил период, когда «...увеличение размеров рабочей машины и количества ее одновременно действующих орудий требует более крупного двигательного механизма, а этот механизм нуждается в более мощной двигательной силе» [2]. Этой «более мощной двигательной силой» и явилась «сила»

[1] И. В. Сталин, История ВКП(б). Краткий курс, Госполитиздат, 1945, стр. 120.

[2] К. Маркс и Ф. Энгельс, Сочинения, т. 17, Партиздат, 1937, стр. 413.

водяного пара. Ее применение для одной из частных, но остро стоящих задач — подъема воды — создало технические предпосылки к осуществлению универсального теплового двигателя. Требование на универсальный двигатель возникло в связи с изобретением машины-орудия, заменившей руку человека и вызвавшей промышленный переворот — переход от ручного ремесленного и мануфактурного труда к крупному машинному капиталистическому производству.

Такой универсальный паровой двигатель, служащий для привода любых заводских механизмов, впервые был создан русским гениальным изобретателем Иваном Ивановичем Ползуновым (1728—1766 гг.).

Существует немало имен, носителям которых различные авторы приписывают первенство в деле создания паровой машины. Таковы, например, имена Томаса Сэвери, Дени Папина, Томаса Ньюкомена, Джемса Уатта.

Однако Сэвери и Папин изобрели не паровые двигатели, а паровые водоподъемные насосы. В рабочем сосуде аппарата Сэвери (1698 г.) создавалось разрежение вследствие конденсации впущенного в этот сосуд пара; под давлением атмосферы в сосуд засасывалась из водоема вода, которая затем паром вытеснялась в нагнетательную трубу. Таким образом, аппарат Сэвери мог выполнять только единственную частную функцию — подъем воды, а поэтому не мог быть и не был двигателем.

В насосе Папина (1707 г.) вода вытеснялась из цилиндра поршнем, на который с другой стороны давил пар. По сравнению с аппаратом Сэвери здесь сделан шаг вперед — воплощена идея о поступательном движении поршня под давлением пара, однако движение поршня могло быть передано только воде. Но даже как водоподъемный насос машина Папина была крайне несовершенна: всасывающего действия она не имела, и воду к машине надо было тем или иным способом подавать.

Ньюкомен постройкой так называемой атмосферной машины сделал следующий шаг, приближающий водоподъемный аппарат к поршневой паровой машине.

В машине Ньюкомена (1725 г.) имелся уже вертикальный паровой цилиндр с поршнем. Пар поступал в цилиндр при атмосферном давлении, заполняя объем под поршнем, который поднимался противовесом, имевшимся на конце балансира. Затем под поршень впрыскивалась вода, пар конденсировался, образовывалось разрежение, и поршень опускался под давлением атмосферы. При помощи цепи и рычага-балансира поршень машины поднимал штангу водяного насоса. Работа машины была прерывной и отдавалась приводимому агрегату только в периоды опусканий поршня. Обладая прерывной отдачей работы, машина Ньюкомена могла удовлетворительно приводить в действие только агрегаты, работавшие с перерывами, — насосы простого действия.

Машина Ньюкомена, как и машина Уатта, оставалась, по меткому выражению Маркса, «простой подъемной машиной для воды и соляного раствора» [1].

Наиболее серьезным претендентом на первенство в деле создания универсального парового двигателя мог бы быть Джемс Уатт, действительно достигший больших успехов в конструировании паровой машины. Но патент Уатта на машину с непрерывной отдачей работы относится к 1784 г., т. е. он был выдан через 19 лет после изобретения Ползуновым универсального двигателя.

Таким образом, истинным творцом универсальной паровой машины непрерывного действия является русский техник И. И. Ползунов.

Изобретение Ползунова не было случайным открытием, а было подготовлено всей его практической деятельностью, теоретическими знаниями, систематическим трудом и настойчивостью.

В своей работе И. И. Ползунов руководствовался наиболее передовыми по тому времени взглядами на природу тепла, установленными в трудах его знаменитого современника Михаила Васильевича Ломоносова.

В 1744 г. Ломоносов написал выдающийся труд «Размышления о причине теплоты и холода», в котором он впервые в мировой науке предложил и обосновал механическую теорию теплоты и отверг распространенное в то время учение о «теплороде», как об особом веществе, обусловливающем степень нагрева тел. В работе Ломоносова, почти за 100 лет до появления трудов Майера, Гельмгольца, Джоуля, мы находим такие положения: «теплота возбуждается движением...», «причина теплоты состоит во внутреннем вращательном движении связанной материи...» и т. п. [Л. 1].

В 1748 г. М. В. Ломоносов, также впервые в мировой науке, сформулировал как «всеобщий естественный закон» закон сохранения массы и материи.

За 40 лет до Лавуазье, которому приписывают закон сохранения массы, и за 100 лет до

[1] К. Маркс и Ф. Энгельс, Сочинения, т. 17, Партиздат, 1937, стр. 412.

Роберта Майера, которого неправильно считают автором закона о сохранении энергии, Ломоносов открыл существование этих законов и сформулировал их как единый закон естествознания.

И. И. Ползунов был знаком с работами М. В. Ломоносова.

Сын солдата, Ползунов не имел и не мог по тому времени иметь высшего образования. Однако он относится к числу образованнейших людей своей эпохи. Ползунов знал физику, умел производить инженерные расчеты и составлять чертежи. Об его эрудиции говорит тот факт, что он поддерживал созданную М. В. Ломоносовым механическую теорию теплоты. Он имел представление о законе сохранения энергии, указывая, что «сила в машине сама собой восстать не может» [Л. 2].

Неудивительно поэтому, что машина Ползунова была тщательно продуманным и грамотно спроектированным сооружением, значительно превосходящим по своему замыслу и по своему осуществлению другие предложения в области паровых машин той же эпохи.

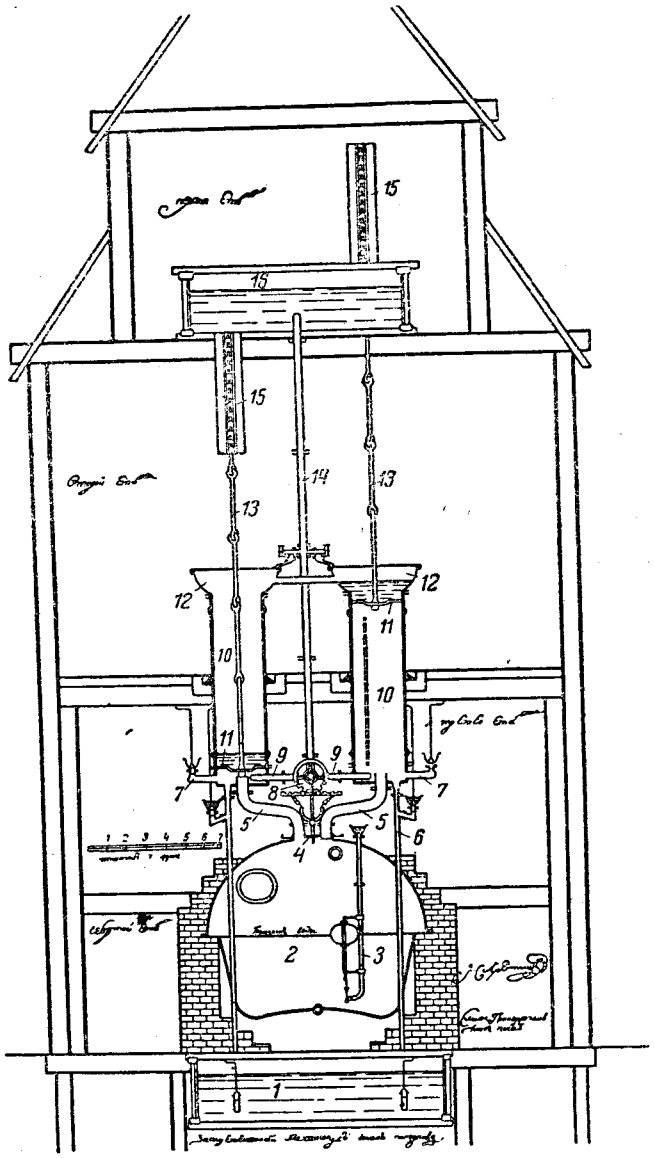
На фиг. 1-6 показан продольный разрез паровой машины Ползунова по чертежу, выполненному самим изобретателем.

Машина эта была спроектирована им в 1763—1764 гг., построена в 1765 г. и установлена на Колывано-Воскресенских заводах на Алтае. Ее размеры: диаметр цилиндра 0,81 *м*, ход поршня 2,56 *м*. Давление пара в котле составляло около 1,2 *ата*. Ориентировочная мощность машины при 15 двойных ходах поршня в минуту равнялась около 40 *л. с.*

Два вертикальных цилиндра машины были расположены непосредственно над паровым котлом. Пар по трубе *5* поступал в цилиндр за поршнем, который поднимался грузом, укрепленным на воздуходувном мехе. В момент прихода поршня в верхнее положение в цилиндр впрыскивалась по трубе *5* вода (из бака *16*), пар конденсировался, и в цилиндре создавалось разрежение. Под давлением атмосферы поршень шел вниз, совершая механическую работу.

Цилиндры работали последовательно, обеспечивая непрерывность действия машины.

Поршни тягами *13* соединялись с балансирами, при помощи которых машина приводила в действие мехи для вдувания воздуха в металлургические печи. Следует отметить, что в первом варианте машины вместо балансиров были предусмотрены шкивы, соединенные с поршнями при помощи цепей, — конструкция до того времени не применявшаяся.



Фиг. 1-6. Паровая машина И. И. Ползунова.

1 — „тепловой бассейн" для сбора воды; *2* — паровой котел; *3* — устройство для автоматического питания котла; *4* — паровпускные задвижки; *5* — паровпускные трубы; *6* — трубы для спуска воды из цилиндров; *7* — воздушные трубы; *8* — водораспределительное устройство; *9* — трубы для подачи охлаждающей воды в цилиндры; *10* — цилиндры машины; *11* — поршни; *12* — чаши; *13* — тяги; *14* — труба для подачи воды из бака; *15* — дуги балансиров; *16* — бак с водой.

В машине Ползунова паро-водораспределительное устройство было автоматическим и представляло собой совершенно оригинальную конструкцию, основанную на возвратно-вращательных движениях при помощи зубчатых колес.

Питание котла производилось также автоматически исключительно подогретой водой.

Паровая машина Ползунова по сравнению с машинами его предшественников отличалась следующими оригинальными особенностями:

а) она представляла собой первую в мире двухцилиндровую конструкцию;

б) отличалась непрерывностью действия;

в) имела автоматически действующий паро- и водораспределительный механизм оригинальной конструкции;

г) была снабжена прибором для автоматического питания котла, представлявшим собой первую в мире автоматически регулирующую систему;

д) питание котла производилось только подогретой водой.

Но самое главное заключалось в том, что машина Ползунова была предназначена не для подъема воды, а для привода заводских агрегатов. Таким образом, машина Ползунова была первой в мире универсальной паровой машиной.

Ползунов не дожил до пуска в ход своей машины, скончавшись в 1766 г. Его ученики, однако, сумели довести до конца великое дело первого русского теплотехника. В мае 1766 г. машина была пущена в ход, а в августе того же года была принята в эксплоатацию для обслуживания заводских механизмов.

Три месяца успешно проработала машина. Она работала бы, несомненно, и дальше, но мелкие неполадки (течь котла) заставили остановить машину, и больше в ход она уже не пускалась. Непосредственно после смерти изобретателя не нашлось людей, которые могли бы поддержать его идею «... огонь слугою к машинам склонить...» и «...облегчить труд по нас грядущим». Заводчики того времени считали более дешевым труд крепостных рабов, чем применение машин, облегчающих этот труд. Машина Ползунова была разрушена. Российская Академия наук, состоявшая в то время преимущественно из иностранцев, будучи осведомлена о работе Ползунова, предала забвению великое дело русского теплотехника.

Работа И. И. Ползунова почти на столетие опередила русскую действительность; в условиях феодально-крепостнического режима паровая машина не могла, конечно, получить широкого распространения. Однако гибель машины Ползунова и погребение в пыли архивов всех достигнутых им результатов характерны для того времени, когда совершенно игнорировались великие творческие силы русского народа в области техники.

А между тем в 1794 г. на прядильной фабрике в Манчестере появилась двухцилиндровая паровая машина, воспроизводившая изобретение Ползунова [Л. 2]. Строителем ее был некий Фальк, видевший машину Ползунова и даже описавший ее в печати. Машина, построенная Фальком по проекту Ползунова, работала более 30 лет, что подтверждает обоснованность предложений И. И. Ползунова.

Если И. И. Ползунов по праву должен считаться творцом первой универсальной двухцилиндровой паровой машины непрерывного действия с автоматическим парораспределением, то дальнейшим усовершенствованиям, приблизившим паровую машину к современным конструкциям, техника обязана Джемсу Уатту.

В 1769 г. Уатт получил патент на машину, могущую работать при давлении выше атмосферного, с теплоизолированным цилиндром и с выпуском пара в атмосферу или в отдельный конденсатор, снабженный насосом для откачивания воздуха. Первая машина Уатта — одноцилиндровая, одностороннего давления — была построена в 1775 г. Как и машины западноевропейских предшественников Уатта, она была предназначена для подъема воды. Пар поступал в верхнюю полость цилиндра, в то время как нижняя полость сообщалась с конденсатором. По достижении поршнем нижнего положения открывался клапан, соединяющий между собой обе полости, и пар из верхней полости перетекал в нижнюю. Движение поршня вверх достигалось под действием избыточного веса плеча балансира. Цилиндр был снабжен паровой рубашкой.

В 1782 г. Уатт запатентовал машину, работающую с расширением пара в цилиндре. В 1784 г. он получил патент на машину двустороннего давления, явившуюся вторым после машины Ползунова двигателем непрерывного действия. Почти одновременно Уатт изобрел машину с вращательным движением, причем передача от поршня к балансиру осуществлялась так называемым параллелограммом Уатта, а передача от балансира к валу — зубчатой передачей. Наконец, Уатт применил маховое колесо для уменьшения колебаний скорости вращения и регулятор, управляющий дроссельным клапаном на паропроводе к машине [1].

Машина Уатта с отмеченными усовершенствованиями схематически показана на фиг. 1-7. Паровой цилиндр *1* двустороннего давления снабжен автоматическим парораспределением, управляемым регулятором *2*. Пар выпускается в конденсатор *3*, обслуживаемый мокровоздушным насосом *4*. Движение поршня через па-

[1] Следует отметить, что приоритет в изобретении автоматического регулятора все же принадлежит И. И. Ползунову, хотя его регулятор был применен для автоматического питания котла.

раллелограмм *5* передается балансиру *6*, а от него — валу через зубчатую передачу *7*. Равномерность хода поддерживается маховиком *8*.

В 1783 г. (т. е. почти через 20 лет после создания И. И. Ползуновым универсальной паровой машины) машина Уатта была поставлена на заводе для привода кузнечного молота.

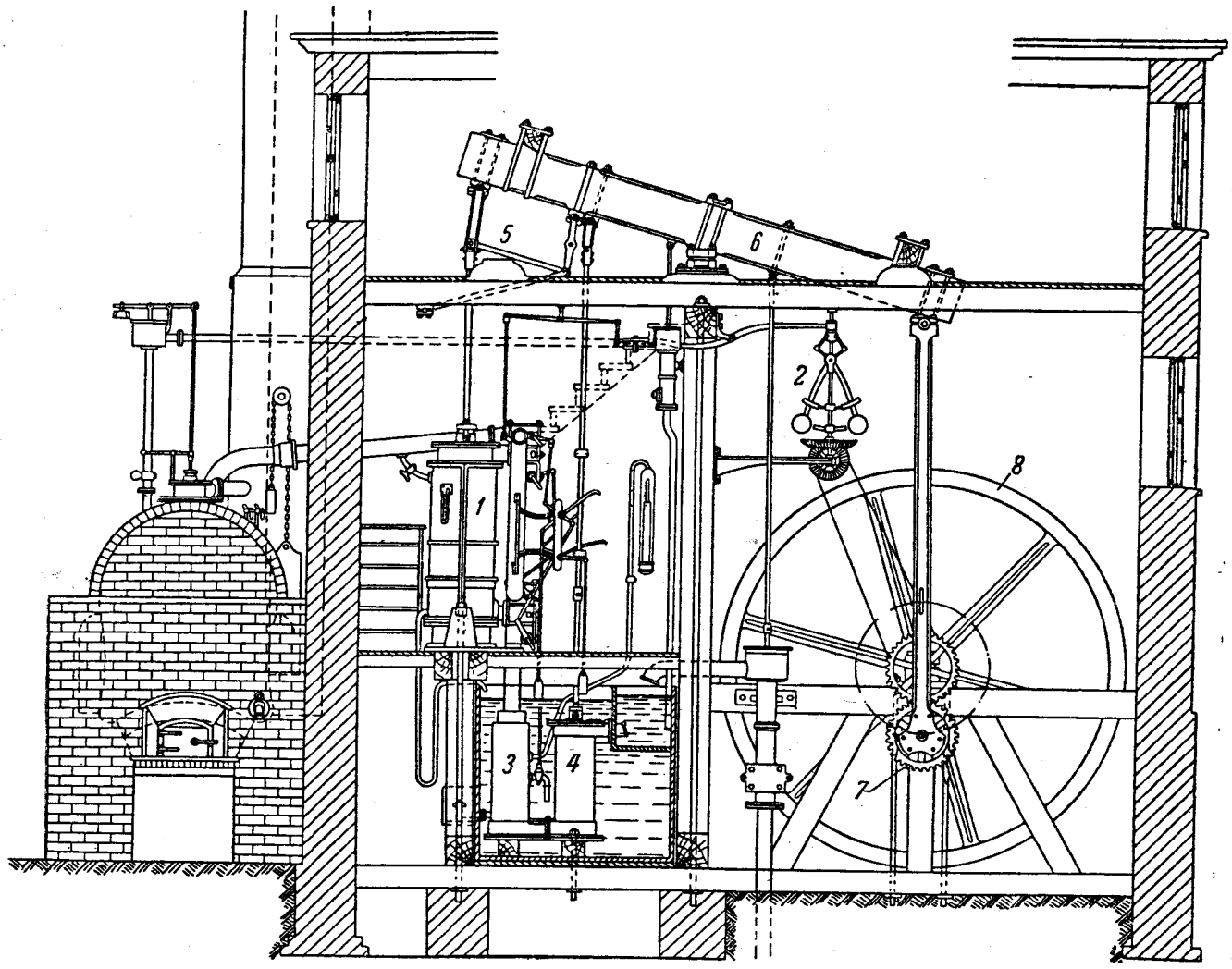
В 1799 г. один из сотрудников Уатта изобрел золотник с эксцентриковым приводом.

В начале 19 в. стали применять запатентованный еще в 1779 г. кривошипно-шатунный механизм, впоследствии заменивший все другие виды передачи движения от поршня.

Машины Уатта работали паром низкого давления (всего 0,1—0,3 *ати*) и поэтому отличались чрезвычайной громоздкостью. Так, например, в одной из его машин (1830 г.) при мощности 20 *л. с.* диаметр цилиндра составлял 633 *мм*, ход поршня — 1 530 *мм*. Поэтому дальнейшее развитие паровой машины шло в первую очередь по пути повышения давления пара.

К 1800 г. относится первый патент на машину высокого давления (3,5—7 *ата*), а в 1823—1827 гг. уже пытаются работать паром давлением до 56 *ата*. В это же время стали впервые применять перегретый пар, хотя широкое внедрение перегретого пара в паротехнику относится к 1892 г.

Машина, основанная на принципе двойного расширения, была запатентована в 1781 г., а независимо от этого в 1820 г. русским изобретателем Степаном Литвиновым была предложена оригинальная конструкция машины компаунд двустороннего давления [Л. 1]. Повидимому, машина эта не была осуществлена, но рассмотрение чертежей Литвинова свидетельствует о незаурядном таланте изобретателя,



Фиг. 1-7. Паровая машина Уатта двухстороннего давления.
1 — паровой цилиндр; *2* — регулятор; *3* — конденсатор; *4* — насос; *5* — параллелограмм; *6* — балансир; *7* — зубчатая передача; *8* — маховик.

предложившего в 1820 г. один из наиболее современных типов паровой машины.

В течение продолжительного времени паровые машины снабжались золотниковым парораспределением с неизменной степенью наполнения. Парораспределение кранами и клапанами применялось даже в машинах 18 в., (в частности, в машине Ползунова), но широкое распространение эти механизмы получили значительно позже: крановое парораспределение — с 1846 г., клапанное парораспределение — с 1865 г. Следует отметить, впрочем, что в настоящее время крановое распределение из-за ряда недостатков почти не применяется; клапанные же механизмы и сейчас являются одними из наиболее распространенных.

Продолжателями дела Ползунова в нашей стране явились многочисленные русские техники-новаторы.

Еще в 18 в. оригинальный проект «огнедействующей» машины создал в Кронштадте Роман Дмитриев.

В 90-х годах того же столетия работал в Кронштадте, а затем в Забайкалье строитель паровых машин Федор Борзой.

Разработкой конструкций паровых машин занимался также тверской губернский механик Лев Сабакин.

В 1815 г. Вяткин построил оригинальную паровую машину для Верх-Исетского завода.

В 1824 г. Ефим Черепанов, из крепостных крестьян, построил паровую машину для Нижнетагильских заводов. В дальнейшем им и его сыном Мироном Черепановым был построен ряд машин для уральских заводов и медных рудников.

Черепановы являются выдающимися машиностроителями своего времени. Они создали механический завод, занимавшийся производством разнообразных машин и механизмов. Они изобретали, проектировали и строили воздуходувные установки, прокатные машины, молоты, лесопильные установки и др. Опыт, приобретенный Черепановыми при сооружении этих машин, позволил им построить в 1834 г. первый русский паровоз.

Труды Черепановых завоевали нашей стране право стоять в числе первых четырех стран мира, применивших паровую тягу на железных дорогах.

В 1815 г. отошел в свой первый рейс первый русский пароход «Елизавета», построенный в Петербурге.

В 1832 г. русские техники построили первую в мире пароходную машину без балансира.

Кульминационным пунктом в развитии паровой машины надо считать 1900 г. К этому времени были введены почти все крупные усовершенствования, давшие возможность удовлетворить требованиям, предъявляемым паровой машине.

В последующие годы основная задача паротехников заключалась в повышении экономичности паровой машины, что было отчасти вызвано конкуренцией с паровой турбиной.

С 1907 г. получают широкое распространение прямоточные машины, отличающиеся особой простотой конструкции и повышенной экономичностью. Первый в мире паровоз с прямоточной машиной был построен Коломенским машиностроительным заводом для Московско-Казанской железной дороги.

С 1920 г. начинается широкое применение пара высокого давления: 60—100 *ата* и выше.

Параллельно с ростом давления повышалась и температура пара.

Почти до конца 19 в. для работы паровых машин применялся пар с температурой не свыше 250° С. Лишь в 1892 г. была предложена конструкция, успешно работавшая при температуре 350°С, а к 1930 г. перегрев пара был доведен до 450 и даже до 480°С.

С течением времени наблюдался также значительный рост числа оборотов, влияющего на габариты и вес машины.

Машины Уатта конца 18 столетия делали лишь 40—50 об/мин. Применение клапанных парораспределений позволило к началу 20 в. повысить число оборотов до 100 и более в минуту. Однако даже и теперь машины с числом оборотов порядка 300 в минуту считаются быстроходными, хотя имеются конструкции, работающие при 2 500 об/мин. Машины этого последнего типа приближаются по своей конструкции к автомобильным и авиационным двигателям.

Следует отметить, что творец первого в мире самолета А. Ф. Можайский применил паровую машину в качестве двигателя для своего аппарата. Заказанные им в Англии машины хотя и представляли собой лучшее, что могла дать в то время заграничная техника, оказались слишком тяжелыми—до 6,4 *кг/л. с.* Поэтому Можайский сам взялся за конструирование паровой машины и провел эту работу настолько удачно, что в 1883 г. построил (на Балтийском судостроительном заводе) машину типа компаунд мощностью 50 *и. л. с.*, которая вместе с котлом весила всего 4,5 *кг/л. с.* [Л. 3].

Таким малым весом не обладала в то время ни одна паровая машина, и Можайскому при-

419
Республиканская
Техн. библиотека

надлежит приоритет в построении паровой машины легкого типа.

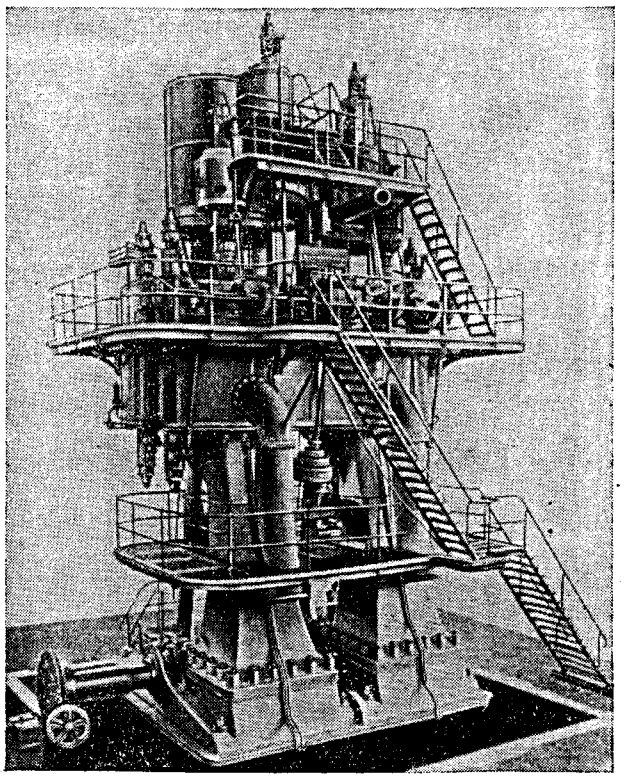
Повышение начальных параметров пара, углубление вакуума, усовершенствование конструкции влекли за собой повышение экономичности машины.

Первые машины Уатта с непрерывным вращением имели общий к. п. д. (по отношению к теплотворной способности топлива) не более 3%. К 1840 г. этот к. п. д. достиг для лучших машин 8%. Одна из машин 1855 г. имела к. п. д. 12%. В 20 в. общий к. п. д. установки с паровыми машинами достиг 20—25%.

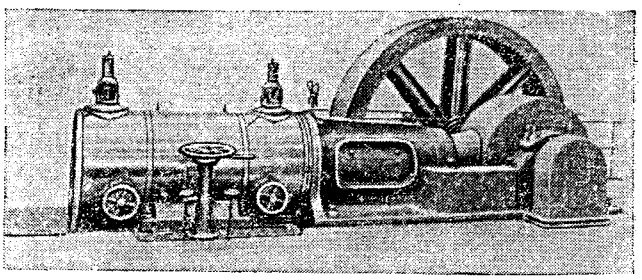
Существенные изменения претерпела и общая компоновка паровой машины.

От первых одноцилиндровых машин в 19 в. перешли на постройку преимущественно трех- и четырехцилиндровых машин многократного расширения. Машины эти отличались чрезвычайной громоздкостью и сложностью конструкции. Представление о них дает фиг. 1-8, на которой показана вертикальная паровая машина мощностью 2 000 *л. с.* конструкции 1900 г. Высота этой машины была равна 12 *м*.

В дальнейшем конструкции паровых машин были упрощены: число цилиндров было доведено до одного-двух, движущиеся части закрывались обшивкой. Типичным примером современной машины небольшой мощности может служить изображенная на фиг. 1-9 одноцилиндровая горизонтальная прямоточная машина.



Фиг. 1-8. Вертикальная машина тройного расширения мощностью 2 000 *л. с.* (1900 г.).



Фиг. 1-9. Горизонтальная прямоточная машина.

Принцип использования теплоты отработавшего пара был известен давно. Приоритет в этом отношении принадлежит И. И. Ползунову, отводившему сконденсировавшийся пар в «теплый ящик» и использовавшему эту воду для питания котла.

Известны факты использования отработавшего пара для отопления и других нагревательных целей в 1830 г. [Л. 4].

Однако широкое применение машины с противодавлением и с промежуточным отбором пара получили лишь в 20 в. В настоящее время стационарные машины чаще всего находят себе применение в тех случаях, когда при небольшой сравнительно силовой нагрузке требуется одновременно пар для технологических целей.

Разработка теории паровой машины шла параллельно с ее конструктивным развитием.

Первый русский теплотехник И. И. Ползунов сумел уже, хотя и элементарно, рассчитать построенную им машину. Трудами Карно, Клаузиуса, Ренкина, Цейнера, Гирна были созданы в середине 19 в. основы теории паровой машины.

Ведущими работами по теории паровой машины, опирающимися на современную термодинамику, являются труды русских ученых В. И. Гриневецкого и А. А. Радцига.

Лишь немного не доживший до нашей, советской, эпохи проф. В. И. Гриневецкий создал наиболее стройную, глубоко научную теорию паровой машины, дающую прочную основу для ее аналитического расчета.

Чл.-корр. Академии наук СССР А. А. Радциг (умер в 1941 г.), являвшийся крупнейшим и разносторонне образованным теплотехником Советского Союза, выпустил еще в 1904 г. свой классический труд «Математическая теория

обмена тепла в цилиндре паровой машины» [Л. 5], в котором аналитически разрешается одна из сложнейших проблем паровой машины.

Трудами русских ученых в значительной степени создана и теория регулирования машин.

Проф. И. А. Вышнеградский [Л. 6 и 7] и проф. Н. Е. Жуковский [Л. 8] являются общепризнанными творцами математической теории регулятора, позволяющей с большой точностью проектировать современную сложную систему регулирования машины.

В настоящее время в связи с успехами паровых турбин область применения поршневых машин значительно сузилась и ограничивается лишь небольшими мощностями.

В Советском Союзе особенное внимание уделяется производству локомобилей, объединяющих в одном агрегате паровую машину, котел и вспомогательные устройства. На целесообразность широкого применения локомобилей указывал еще в 1915 г. В. И. Гриневецкий.

Широко применяется паровая машина на железнодорожном транспорте, где паровоз пока является наиболее распространенным из всех типов локомотивов.

До Великой Отечественной войны стационарные паровые машины строились в СССР Сумским машиностроительным заводом, локомобили — Херсонским и Людиновским заводами. Эти заводы были, как известно, разрушены немецкими захватчиками.

В настоящее время они полностью восстановлены и выпускают первоклассную продукцию. Кроме того, у нас построены новые локомобильные заводы — Сызранский и Могилевский.

Судовые и паровозные машины выпускает ряд специализированных заводов.

1-5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛА В ПАРОВЫХ МАШИНАХ И ОБЛАСТИ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ

Из имеющихся в каждом килограмме пара i_1 *ккал* в паровой машине могут быть использованы максимально $i_1 - i_2$ *ккал*, где i_2 — теплосодержание отработавшего пара в случае полного адиабатического расширения его в машине. Так как отработавший пар даже самого низкого давления обладает скрытой теплотой парообразования, составляющей главную часть полной теплоты пара, использование тепла в паровых двигателях вообще не может быть высоким.

В машинах среднего качества общий коэффициент использования теплоты топлива (учитывая, следовательно, и потери в паровом котле) составляет 10—12%. В хороших современных машинах к. п. д. доходит до 20%. При благоприятных условиях и с применением пара очень высоких давлений к. п. д. установок с паровыми машинами может дойти до 25%. Не исключена возможность достижения и более высокой экономичности.

Коэффициент полезного действия установок с использованием теплоты отработавшего пара машин, конечно, гораздо более высок.

С точки зрения использования теплоты топлива паровые машины в чисто силовых установках не могут конкурировать с двигателями внутреннего сгорания. Однако возможность работы паровых котлов на любом топливе часто делает паровую установку более рентабельной и заставляет сделать выбор в пользу паровой машины. При использовании отработавшего пара паровая установка почти всегда предпочтительнее, чем установка с двигателями внутреннего сгорания.

Серьезным конкурентом паровой машины является паровая турбина, имеющая при крупных мощностях более высокий к. п. д. и обладающая значительной компактностью и рядом других преимуществ.

Паровые турбины совершенно вытеснили паровую машину из крупных теплосиловых станций и из судовых установок значительной мощности.

Для паровых машин остались лишь следующие области применения.

1. Подвижные машины: паровозы, пароходы и локомобили. В первых двух случаях повышенный расход топлива приносится в жертву надежности, простоте обслуживания, долговечности, удобству реверсирования, возможности большой перегрузки. В третьем случае, кроме указанных преимуществ, особенно ценится возможность использования в топке локомобиля любых топлив.

Современные паровозные машины почти всегда работают перегретым паром с выпуском в атмосферу и строятся или однократного расширения (сдвоенными, строенными, счетверенными), или по типу компаунд (более распространены машины однократного расширения). Парораспределение обычно золотниковое. Мощность паровозных машин достигает значительной величины (4 000 *л. с.* и более).

Судовые машины чаще всего строятся вертикальными компаунд, с расширением пара до четырехкратного (речные машины часто выполняются с наклонной к горизонтали осью). Пе-

регрев пара применяется лишь в последнее время. Эти машины всегда работают на конденсацию и обычно имеют золотниковое парораспределение (реже — клапанное).

Заводы выпускают судовые машины значительной мощности, однако на больших пассажирских пароходах они уступили место паровым турбинам. Машины большой мощности (1 000 *л. с.* и более) ставят на судах лишь в тех случаях, когда от них требуется особая надежность работы и выносливость (например, на ледоколах).

Локомобильные машины выполняются или одноцилиндровыми, или двукратного расширения (тандем или компаунд). Стационарные локомобили обычно имеют пароперегреватель и работают на конденсацию. Парораспределение — золотниковое или клапанное.

Локомобили чаще всего строят мощностью до 500 *л. с.*

Паровая машина является подходящим двигателем для моторных вагонов, автобусов, грузовиков, тракторов, всякого рода подъемных устройств.

Делались опыты изготовления паровых легковых автомобилей и установки паровых машин на самолетах. В обоих случаях применялись быстроходные машины высокого давления.

Широкого распространения машины легкого типа не получили, так как надежность работы машины приносилась в жертву ее весу, но даже построенная с учетом достижений авиамоторостроения паросиловая установка всегда имела больший удельный вес, чем бензиновый двигатель.

2. Стационарные машины малой и средней мощности. Эти машины обычно применяются: а) в случае использования теплоты отработавшего пара; б) в случае наличия местного топлива, непригодного для двигателей внутреннего сгорания; в) в тех случаях, когда повышенный расход топлива не имеет существенного значения.

Особенно выгодно применение паровых машин в установках с использованием теплоты отработавшего пара, где общий к. п. д. установки доходит до 80%. Поэтому машины с противодавлением и с промежуточным отбором пара являются наиболее рациональными типами стационарных машин.

Однако и здесь применение паровых машин ограничивается потребной мощностью. Во многих случаях при нагрузке свыше 300—500 *л. с.* предпочитают установку паровой турбины. В отдельных случаях турбину ставят и при меньших мощностях. С другой стороны, иногда оказывается целесообразным устанавливать паровые машины мощностью 1 000—2 000 *л. с.*, например для непосредственного привода поршневых компрессоров.

Для конденсационных стационарных машин в настоящее время наибольшее распространение получила прямоточная система. Наряду с ней, впрочем, выпускаются и машины прежнего типа. Прямоточные машины строятся одноцилиндровыми, других систем — также компаунд и тандем. Парораспределение — чаще всего клапанное, расположение цилиндров — горизонтальное.

Наблюдается определенно выраженная тенденция к повышению числа оборотов паровой машины и скорости движения поршня. Быстроходные машины часто строят вертикальными.

В новых машинах применяется преимущественно перегретый пар со все более и более повышающимися давлением и температурой.

Вышесказанное определяет также области применения паровых машин в Советском Союзе и перспективы их развития.

В СССР при наличии большого числа центральных электрических станций (паротурбинных или гидравлических), объединенных в мощные энергетические системы, стационарные паровые машины большой мощности не могут найти себе применения, за исключением некоторых конструкций специального назначения.

Стационарные машины средней и небольшой мощности используются в Советском Союзе для электрификации отдаленных районов, не охваченных энергетическими системами. При наличии в этих районах местного топлива паровая установка с паровой машиной является наиболее целесообразной по надежности в эксплоатации и простоте обслуживания. С успехом могут применяться для таких установок и локомобили.

Последние получили у нас чрезвычайно большое распространение. Они широко применяются в сельском хозяйстве, для электрификации колхозов, на торфо- и лесоразработках, а также на различных предприятиях местной промышленности в районах, отдаленных от энергетических систем.

При наличии дешевого местного топлива (торф, солома, опилки и т. п.) применение паровых машин небольшой мощности иногда оказывается целесообразным даже в электрифицированных районах, в особенности там, где имеется возможность использовать для нагревательных целей отработавший пар из машины.

Паровоз еще длительное время будет занимать ведущее место среди локомотивов других типов (электровозы, тепловозы, турбовозы с паровой или газовой турбиной). Его исключительная надежность в работе, благоприятная тяговая характеристика и легкость маневрирования оправдывают широчайшее распространение паровозов.

Столь же уместна паровая машина в морском и особенно в речном транспорте. Возможность работы на твердом топливе предоставляет машине громадное преимущество перед двигателями внутреннего сгорания. Те же благоприятные качества паровой машины, которые были указаны применительно к паровозам, будут стимулировать еще в течение многих лет ее широкое применение на водном транспорте.

Из сказанного ясно, что паровая машина еще не отжила свой век; она имеет значительные области применения, в которых ее «права гражданства» неоспоримо и стабилизировалось. К тому же конструктивные формы паровой машины послужили образцом для многих других современных машин, и потому изучение паровой машины попрежнему необходимо со всей тщательностью, которую может требовать широко распространенный двигатель.

РАЗДЕЛ ВТОРОИ

РАБОТА ПАРА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ИДЕАЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ В ПАРОВЫХ МАШИНАХ

2-1. ЦИКЛ РЕНКИНА

Идеальным циклом паросиловой установки — как с поршневыми машинами, так и с турбинами — является цикл Ренкина, подробно рассматриваемый в курсах термодинамики. Сопоставляя реальный процесс в паросиловой установке с идеальным циклом, можно не только оценивать степень совершенства машины, но и сравнивать между собой паровые машины и турбины.

Следуя циклу Ренкина, пар (насыщенный или перегретый) расширяется адиабатически в машине до давления выпуска, после чего от пара отнимается в конденсаторе скрытая теплота парообразования, и пар полностью превращается в воду, температура которой равна температуре насыщения отработавшего пара. Вода питательным насосом подается в котел, причем давление воды доводится до давления свежего пара; в котле производится подвод тепла, вода подогревается, обращается в пар и последний, если это требуется, перегревается.

Как известно из термодинамики, работа 1 *кг* пара в таком цикле

$$L_0 = \frac{i_1 - i_2}{A} - (p_1 - p_2)v_2',$$

где p_1, i_1 — начальные давление и теплосодержание пара;

p_2, i_2 — конечные давление и теплосодержание пара;

v_2' — удельный объем воды;

A — тепловой эквивалент работы.

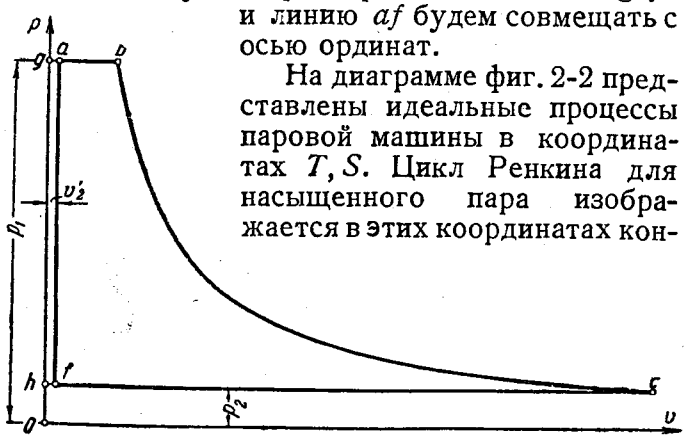
Первый член этой формулы представляет собой работу машины, второй — работу насоса для подачи воды в котел, вычисленную без учета сжимаемости воды, что в инженерных расчетах вполне допустимо.

При невысоких давлениях пара (приблизительно до 30 *ата*) работой насоса, ввиду ее незначительности, пренебрегают и принимают для цикла Ренкина

$$AL_0 = i_1 - i_2.$$

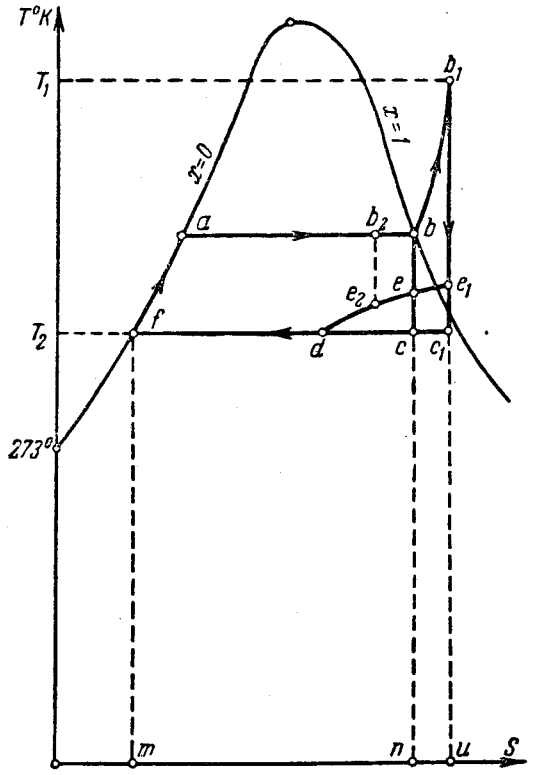
Цикл Ренкина в координатах p, v представлен на фиг. 2-1. Отрезком ga измеряется удельный объем v_2' воды, принимаемый, как сказано выше, независимым от давления. При изменении состояния пара вдоль линии ab происходит подвод тепла; вдоль bc — адиабатическое расширение до давления p_2; вдоль cf — отвод тепла (конденсация пара), причем в точке f весь пар превращается в воду; вдоль fa — повышение давления воды до величины p_1 и перекачивание воды в котел, где она нагревается до температуры t_1 и испаряется.

Площадью $gbch$ измеряется работа машины, площадью $gafh$ — работа насоса, площадью $abcf$ — полезная работа цикла. Так как отрезок ga очень мал по сравнению с ab (на фиг. 2-1 не показано их истинное соотношение), то в дальнейшем при графическом изображении цикла мы будем пренебрегать площадью $gafh$ и линию af будем совмещать с осью ординат.



Фиг. 2-1. Цикл Ренкина.

На диаграмме фиг. 2-2 представлены идеальные процессы паровой машины в координатах T, S. Цикл Ренкина для насыщенного пара изображается в этих координатах кон-



Фиг. 2-2. Идеальные процессы паровой машины в координатах T, S.

туром $abcf$ (ничтожным повышением температуры воды при ее адиабатическом сжатии пренебрегаем).

Термический к. п. д. представляет собой отношение работы цикла к подведенному количеству тепла:

$$\eta_t = \frac{площ \cdot abcf}{площ \cdot abnmf}.$$

Так как подведенное к циклу количество тепла составляет $i_1 - i'_2$, где i'_2 — теплосодержание питательной воды, в данном случае соответствующее температуре t_2 в конденсаторе, то

$$\eta_t = \frac{AL_0}{i_1 - i'_2} = \frac{i_1 - i_2 - A(p_1 - p_2)v'_2}{i_1 - i'_2} \quad (2\text{-}1)$$

или, если пренебречь работой, затрачиваемой на подачу воды:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i'_2}.$$

Падение теплосодержания при адиабатическом расширении удобнее всего определять при помощи is-диаграммы (фиг. 2-3), где оно изображается отрезком AB. Для насыщенного пара, например при $p_1 = 20$ *ата*, $p_2 = 0{,}2$ *ата*, найдем:

$$i_1 = 668 \text{ ккал/кг};^1$$

$$i_2 = 498 \text{ ккал/кг};$$

$$i'_2 = 60 \text{ ккал/кг}.$$

Если пренебречь работой, затрачиваемой на подачу воды, что в данном случае допустимо, то

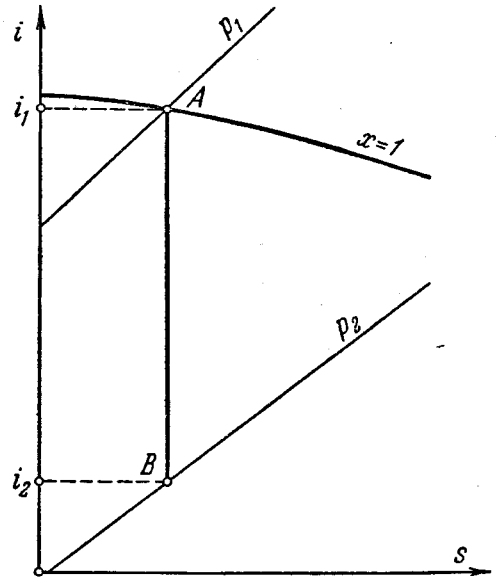
$$\eta_t = \frac{668 - 498}{668 - 60} \approx 0{,}28.$$

Цикл Ренкина для перегретого пара изображается в координатах T,S (фиг. 2-2) площадью abb_1c_1f.

Рассмотрим влияние отдельных параметров на к. п. д. цикла Ренкина.

Чтобы выяснить, каким образом влияет степень разрежения в конденсаторе на термический к. п. д., построим кривую зависимости η_t от p_2. Это построение выполнено на фиг. 2-4 по формуле (2-1) для $p_1 = 20$ *ата*, $t_1 = 350°C$.

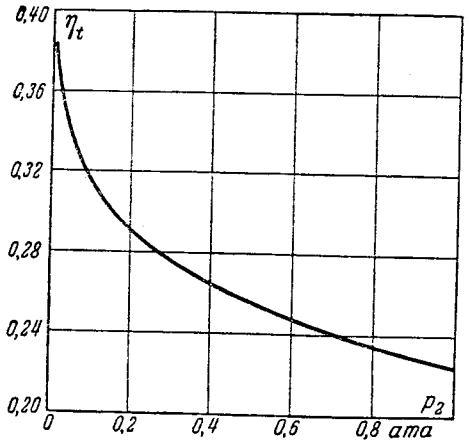
Из диаграммы видно, что η_t возрастает с увеличением степени разрежения, особенно значительно при высоком вакууме.



Фиг. 2-3. Адиабатическое расширение пара в координатах i, s.

Повышение давления пара при впуске благоприятно сказывается на термическом к. п. д.

[1] Величины теплосодержаний (с округлением до целых единиц) взяты из таблиц и is-диаграммы, помещенных в книге М. П. Вукаловича [Л. 9].



Фиг. 2-4. Зависимость термического к. п. д. от давления при выпуске ($p_1 = 20$ *ата*, $t_1 = 350°$ С).

Как видно из фиг. 2-5, построенной для различных противодавлений при $t_1 = 400°$С, η_t быстро возрастает при повышении давления свежего пара приблизительно до 20 *ата*. Далее увеличение η_t идет замедленным темпом, особенно при давлениях свыше $80 \div 100$ *ата*. Максимального значения η_t достигает при давлении около 200 *ата*.

Теоретические выгоды от применения перегретого пара показаны на фиг. 2-6. Здесь построены кривые для η_t в функции начальной температуры для случаев работы на конденсацию (верхняя кривая) и с противодавлением. В обоих случаях $p_1 = 20$ *ата*.

О действительной выгодности применения пара высокого давления, перегретого пара и конденсации будет сказано ниже.

Представление о максимальных величинах к. п. д. цикла Ренкина дают следующие цифры. Для $p_1 = 200$ *ата*, $t_1 = 500°$С, $p_2 = 0{,}1$ *ата* имеем:

$$i_1 = 774{,}7 \text{ ккал/кг}; \quad i_1 - i_2 = 310{,}2 \text{ ккал/кг};$$

$$i'_2 = 45{,}4 \text{ ккал/кг}; \quad v'_2 = 0{,}001 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$A(p_1 - p_2)v'_2 = 4{,}7 \text{ ккал/кг};$$

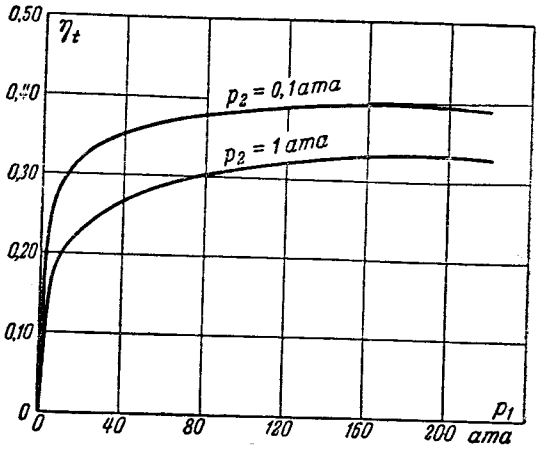
$$\eta_t = \frac{310{,}2 - 4{,}7}{774{,}7 - 45{,}4} = 0{,}419.$$

Для тех же значений p_1 и t_1 при $p_2 = 0{,}04$ *ата*

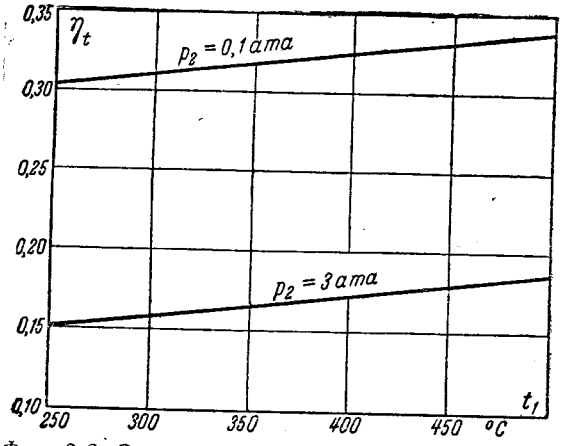
$$\eta_t = 0{,}45.$$

Последняя цифра является максимальной для идеальной паровой машины, работающей по циклу Ренкина в крайних практически возможных в настоящее время пределах давления и температуры пара.

Диаграмму *abcf* на фиг. 2-1 можно рас-



Фиг. 2-5. Зависимость термического к. п. д. от начального давления пара ($t_1 = 400°$ С).



Фиг. 2-6. Зависимость термического к. п. д. от начальной температуры пара ($p_1 = 20$ *ата*).

сматривать также как идеальную индикаторную диаграмму паровой машины при условии, что по оси абсцисс отложены не удельные объемы пара, а объемы, освобождаемые в цилиндре при движении поршня. Такая диаграмма представлена на фиг. 2-7 (*abcf*). *ab* представляет собой в этом случае линию впуска пара и V — объем впущенных в одну полость G *кг* пара за один ход поршня; *bc* —



Фиг. 2-7. Индикаторные диаграммы цикла Ренкина и цикла с неполным расширением пара.

линию адиабатического расширения пара до давления выпуска p_2; cf — линию выпуска пара; fa — повышение давления в момент начала впуска; V_h' — рабочий объем цилиндра. Объемом воды при построении диаграммы пренебрегают, поэтому точки a и f лежат на оси ординат. Предполагается, что машина работает без вредного пространства, без сжатия и без каких-либо потерь на трение, теплообмен, утечки и т. п.

В термодинамике доказывается, что площадь такой диаграммы, отнесенной к 1 *кг* рабочего пара, равна площади диаграммы цикла Ренкина в координатах p, v, а работа L, измеряемая площадью $abcf$ на фиг. 2-7, равна работе G *кг* пара в цикле Ренкина, т. е.

$$L = G\left[\frac{i_1 - i_2}{A} - (p_1 - p_2)\,v_2'\right].$$

Если, однако, в pv-диаграмме цикла Ренкина каждая точка характеризует состояние рабочего тела, количество которого остается в течение цикла неизменным, то на индикаторной диаграмме каждая точка указывает давление пара в цилиндре при том или ином положении поршня, причем количество находящегося в цилиндре пара неодинаково в различных точках процесса.

Использование цикла Ренкина в качестве идеального процесса для паровых машин связано с тем неудобством, что длина индикаторной диаграммы, а следовательно, объем парового цилиндра оказывается весьма значительным (за счет асимптотического характера кривой расширения). При окончании расширения в точке e рабочий объем цилиндра значительно сокращается, а связанная с этим потеря от неполного расширения пара выражается лишь небольшой площадкой ecd диаграммы (фиг. 2-7).

2-2. ЦИКЛ С НЕПОЛНЫМ РАСШИРЕНИЕМ ПАРА

Руководствуясь вышесказанным, считают иногда идеальным процессом для паровой машины цикл с неполным расширением пара.

Осуществление полного расширения пара в цилиндре не представляет для конструктора особых затруднений. Однако машины с полным расширением невыгодны, так как с увеличением объема цилиндра увеличивается стоимость машины, а также ряд потерь. Поэтому целесообразно допустить небольшую потерю от неполноты расширения и принять за идеальную диаграмму не $abcf$, а $abedf$ на фиг. 2-7 (для сухого насыщенного пара).

В идеальной диаграмме берут или ту же степень расширения $\frac{V_h}{V}$, или то же давление p_e в конце расширения, что и в действительной машине; процесс строится в предположении, что отсутствуют потери, связанные с дросселированием, утечкой пара, влиянием вредного пространства (отсутствие сжатия пара) и теплопроводностью стенок цилиндра.

В координатах T,S цикл с неполным расширением пара изображается диаграммой $abedf$ (фиг. 2-2). По сравнению с циклом Ренкина имеется потеря тепла, измеряемая площадкой ecd, ограниченной сверху изохорой ed.

Если пар влажный (со степенью сухости x), то расширение пара изображается адиабатой b_2e_2. В случае работы перегретым паром процесс парообразования и перегрева представится кривой abb_1, а превращенное в работу количество тепла будет измеряться площадью abb_1e_1df. Кривые расширения одного и того же количества перегретого и влажного пара изображены на фиг. 2-7 в виде адиабат b_1e_1 и b_2e_2. Первая кривая идет круче, вторая — положе, чем линия be сухого насыщенного пара.

Так как площадь индикаторной диаграммы (фиг. 2-7) может быть разбита на площади $abek \equiv L_1$ и $kedf \equiv L_2$, то работу, эквивалентную площади $abedf$, проще всего вычислить при помощи is-диаграммы.

Положим, что индикаторная диаграмма построена для 1 *кг* пара. Тогда площадь $abek$ эквивалентна падению теплосодержания 1 *кг* пара при расширении от давления p_1 до давления p_e, т. е.

$$L_1 = \frac{i_1 - i_e}{A}.$$

Если v_e — удельный объем пара в точке e, то

$$L_2 = (p_e - p_2)\,v_e.$$

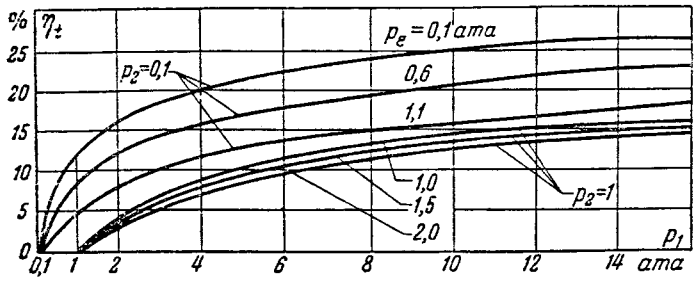
Удельный объем пара в конце расширения

$$v_e = x v_e'',$$

где x — степень сухости, определяемая для точки e по is-диаграмме;

v_e'' — определяемый по таблицам удельный объем сухого насыщенного пара при давлении p_e.

Если в точке e пар еще перегрет, то v_e определяют по известным эмпирическим формулам, таблицам или диаграммам.



Фиг. 2-8. Термический к. п. д. циклов Ренкина и с неполным расширением пара при различных давлениях в конце расширения.

Вся работа 1 *кг* пара (*кгм*) будет равна

$$L = L_1 + L_2 = 427\ (i_1 - i_e) + 10\,000\ (p_e - p_2)\, v_e. \qquad (2\text{-}2)$$

Термический к. п. д. цикла с неполным расширением пара

$$\eta_t = \frac{AL}{i_1 - i_2'} = \frac{i_1 - i_e}{i_1 - i_2'} + \frac{10\,000\ (p_e - p_2)\, v_e}{427\ (i_1 - i_2')}. \qquad (2\text{-}3)$$

Пример. Определить к. п. д. цикла с неполным расширением пара для машины, работающей при следующих параметрах: $p_1 = 20$ *ата* (пар насыщенный); $p_2 = 0{,}2$ *ата*; $p_e = 1{,}2$ *ата*.

По *is*-диаграмме находим: $i_1 = 668$ *ккал/кг*; $i_e = 555$ *ккал/кг*.

По таблицам для пара находим: $i_2' = 60$ *ккал/кг*.

Удельный объем сухого насыщенного пара при давлении $p_e = 1{,}2$ *ата* (по таблицам) $v_e'' = 1{,}46$ *м³/кг*.

Степень сухости пара в конце адиабатического расширения (по *is*-диаграмме) $x = 0{,}84$.

Удельный объем пара в конце расширения

$$v_e = x v_e'' = 0{,}84 \cdot 1{,}46 = 1{,}23\ м^3/кг.$$

Коэффициент полезного действия цикла

$$\eta_t = \frac{668 - 555}{668 - 60} + \frac{10\,000\ (1{,}2 - 0{,}2) \cdot 1{,}23}{427\ (668 - 60)} =$$

$$= 0{,}186 + 0{,}047 = 0{,}233$$

(сравнить с коэффициентом $\eta_t = 0{,}28$ цикла Ренкина, вычисленным в предыдущем параграфе при тех же данных).

На фиг. 2-8 построены кривые к. п. д. для различных начальных давлений насыщенного пара в двух случаях: работы на атмосферу ($p_2 = 1$ *ата*) и на конденсацию ($p_2 = 0{,}1$ *ата*). Для обоих случаев приняты различные перепады давления $p_e - p_2$ в конце расширения, а именно: 0; 0,5; 1 *ата* и соответственно давления p_e: 0,1; 0,6; 1,1 для работы на конденсацию и 1; 1,5; 2,0 — для работы на атмосферу. Из фиг. 2-8 ясно, что один и тот же перепад давления в конце расширения вызывает при работе на конденсацию в 4—5 раз бо́льшую потерю от неполноты расширения, чем при работе на атмосферу.

Величину перепада давления $p_e - p_2$ следует выбирать на основании экономических соображений; однако для машин с противодавлением этот перепад должен быть больше, чем для конденсационных машин.

Хотя цикл с неполным расширением пара, несомненно, является идеальным процессом для паровых машин, однако некоторая произвольность выбора давления p_e затрудняет использование цикла в качестве эталона при сравнении различных машин. Поэтому на цикл с неполным расширением пара следует ориентироваться лишь при конструировании индикаторной диаграммы машины в стадии ее проектирования.

Идеальным же процессом машины, с которым следует сравнивать реальные процессы различных машин, остается цикл Ренкина. Для сравнения экономичности поршневых машин и паровых турбин удобнее всего пользоваться циклом Ренкина как вполне определенным процессом, характеризуемым лишь начальными параметрами и конечным давлением пара.

Поэтому потерю от неполного расширения пара мы в дальнейшем будем рассматривать как потерю, хотя она свойственна разобранному в этом параграфе циклу и конструктор умышленно допускает ее.

ГЛАВА ВТОРАЯ

РЕАЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

2-3. ПОТЕРИ НА УТЕЧКИ ПАРА

Не все количество пара, впускаемого в паровую машину, принимает участие в ее работе. Утечка пара может происходить главным образом в органах парораспределения и в паровом цилиндре. В первом случае вследствие неплотности парораспределительного органа свежий пар перетекает или в паровой цилиндр — в моменты, следующие за отсечкой, или (что обычно бывает в золотниковых машинах) непосредственно в паровыпускную трубу. Во втором случае происходит перетекание пара из одной полости цилиндра в другую вследствие неплотного прилегания поршня (вернее, поршневых колец) к стенкам цилиндра.

Утечка пара может происходить также через сальники поршневого штока и органов парораспределения. Эту утечку, однако, легко заметить и устранить, так что в нормально эксплоатируемых машинах на утечку через сальники рассчитывать не следует.

Наиболее опасна утечка в тех местах, где свежий пар может перетекать в паровыпускную трубу, вовсе не совершая работы, например в золотниковой коробке.

Если пар просачивается в цилиндр после момента отсечки, что обнаруживается пологим характером кривой расширения на индикаторной диаграмме, то перетекший пар производит все же некоторую работу, хотя и меньше той, которую он мог бы совершить при нормальном впуске в машину.

При неплотности выпускного органа парораспределения кривая расширения идет круче, чем на нормальной диаграмме, и полезная работа впущенного в цилиндр пара снижается.

При неплотности поршня наибольшая потеря происходит на той части хода поршня, когда в одной полости совершается впуск, а из другой в это время происходит выпуск пара.

Количество протекающего через щель пара зависит: 1) от формы и размеров щели, 2) давлений пара по обе стороны щели, 3) состояния пара.

Утечка тем меньше, чем меньше высота щели и чем больше длина ее (в направлении потока пара). Поэтому, например, большие перекрытия каналов золотником благоприятно влияют на утечку. Широкое поршневое кольцо обусловливает меньшую утечку, чем узкое; однако на данной ширине поршня выгоднее разместить бо́льшее число узких колец, чем несколько широких, так как ряд колец образует лабиринтовое уплотнение, пропускающее тем меньшее количество пара, чем больше число колец, а следовательно, и лабиринтовых камер между ними. Вообще, большого значения длине щели придавать не следует, так как количественное ее влияние на утечку невелико.

Утечка пара возрастает с повышением начального давления и с понижением конечного давления пара; влияние последнего имеет место, однако, лишь до достижения критической скорости, после чего дальнейшее снижение давления не оказывает влияния на утечку

Распространенное мнение о бо́льшей текучести перегретого пара по сравнению с насыщенным неправильно. При данных размерах щели и давлениях пара количество протекающего пара уменьшается с повышением его температуры. Объясняется это, во-первых, увеличением удельного объема v_1 пара с повышением его температуры (утечка обратно пропорциональна $\sqrt{v_1}$), а, во-вторых, увеличением вязкости пара, что вызывает снижение коэффициента расхода, под которым понимается отношение действительного расхода пара к теоретическому, определенному по формулам адиабатического истечения.

В машинах с переменным числом оборотов относительная величина потери на утечку уменьшается с увеличением числа оборотов, так как абсолютное значение потери почти не зависит от числа оборотов, а общий расход пара (при данной степени наполнения) возрастает с увеличением этого числа.

Надежное определение утечки расчетом, конечно, невозможно, так как неизвестны размеры щелей, которые стремятся сделать минимальными.

Утечка пара через органы парораспределения зависит главным образом от конструкции и степени изношенности последних. Наибольшая утечка имеет место при плоских золотниковых распределениях, наименьшая — при цилиндрических (поршневых) золотниках. Наибольшему износу при этом подвергаются также плоские золотники. Частый осмотр распределительных органов, шабровка или притирка их (клапаны должны притираться в горячем состоянии) значительно уменьшают утечку пара.

Утечка пара в цилиндре зависит главным образом от диаметра последнего и происходит отчасти через замок поршневых колец, отчасти из-за неплотного прилегания колец к цилиндру на части длины окружности. При движении поршня направление и величина утечки меняются с изменением давлений по обе стороны поршня.

Износ стенок цилиндра, происходящий обычно неравномерно и сопровождающийся овализацией последнего, конечно, значительно повышает утечку пара. Вследствие этого приходится периодически растачивать цилиндр и менять при этом поршень. Толщина стенки цилиндра должна быть рассчитана на возможность нескольких расточек.

В машинах многократного расширения потери на утечки, как правило, меньше, чем в одноцилиндровых машинах. Это объясняется меньшей разностью между давлениями в каждом из цилиндров, а также тем, что в цилиндре низкого давления используется пар, поступающий из цилиндра высокого давления.

Акад. С. П. Сыромятников [Л. 10] считает возможным довести величину потери на утечку

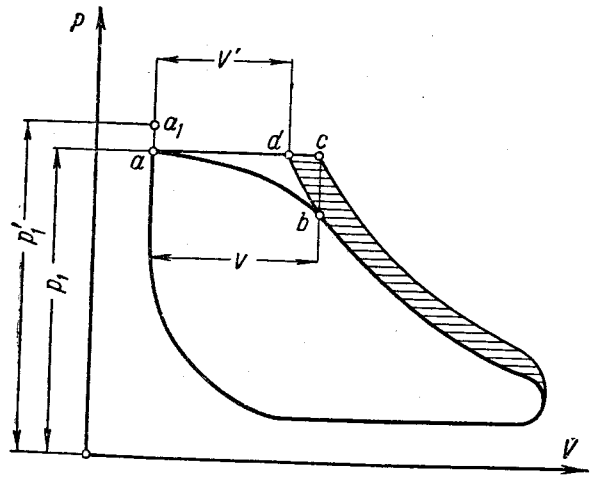
в паровозных машинах однократного расширения до 8—4% от общего расхода пара, хотя в условиях эксплоатации эти потери достигают 10—15%, а при малых числах оборотов — еще большей величины.

2-4. ПАДЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПАРА ПРИ ВПУСКЕ

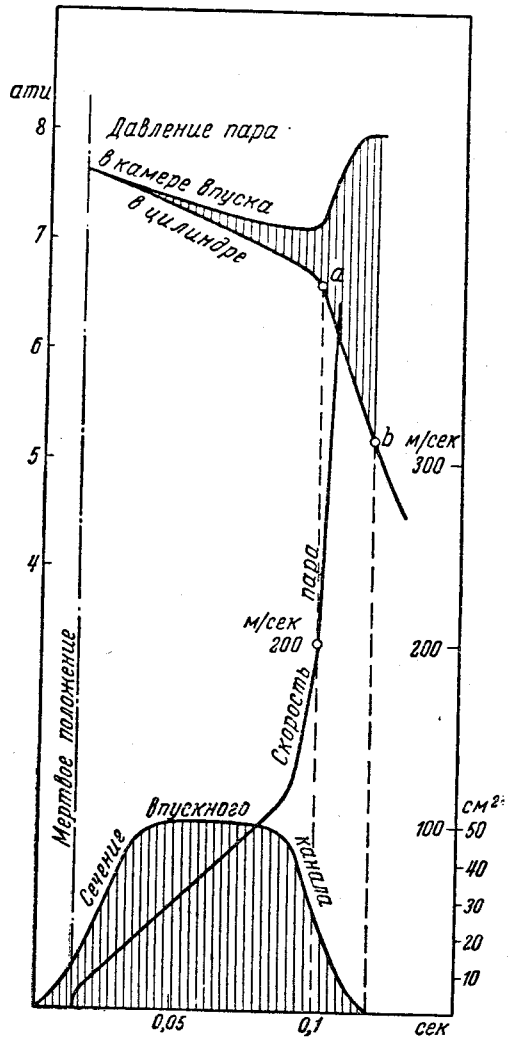
Давление пара при впуске (начальная точка индикаторной диаграммы) всегда ниже давления перед машиной. Объясняется это тем, что на своем пути пар должен преодолевать ряд сопротивлений, а также тем, что в процессе впуска часть потенциальной энергии преобразуется в кинетическую.

При входе в машину происходит падение давления пара в стопорном клапане, дроссельном клапане (если таковой имеется, как на фиг. 1-2) и пораспределительном органе (золотнике, клапане).

В любом поперечном сечении впускных каналов скорость пара меняется от нуля в момент начала впуска до некоторого максимума в связи с возрастанием скорости поршня по выходе его из мертвого положения. В момент отсечки скорость пара вновь падает до нуля. Поэтому давление в камере впуска (например, в золотниковой коробке 5 на фиг. 1-2) непрерывно меняется: оно постепенно падает за время впуска и достигает максимума в то время, когда цилиндр разобщен от впускной камеры. Однако это максимальное давление все же несколько ниже давления перед машиной p_1', так как, несмотря на прерывистое поступление пара в цилиндр, скорость пара в стопорном и дроссельном клапанах практически не спускается до нуля и вызывает даже в начальной точке индикаторной диаграммы перепад давления 0,25—1,00 *кг/см²*, а иногда и больше.



Фиг. 2-9. Падение давления при впуске.



Фиг. 2-10. Дросселирование пара при впуске.

В соответствии со сказанным начальная точка a индикаторной диаграммы (фиг. 2-9) лежит ниже точки a_1, характеризующей давление пара перед машиной. Линия впуска ab является наклонной, так как перепад давления возрастает с увеличением скорости поршня.

На фиг. 2-10 показаны в функции времени опытные кривые изменения давления во впускной камере и в цилиндре (в период впуска и в начале расширения), а также аналитически найденной скорости пара в пароподводящем канале цилиндра. На той же фигуре показана кривая изменения проходного сечения для пара по мере открытия и закрытия клапана. При достижении скорости $w = 200$ *м/сек* давление в цилиндре начинает быстро падать, давление в камере впуска поднимается. Отсечка происходит в точке b.

Таким образом, скругленный переход линии впуска в линию расширения объясняется особенно значительным торможением пара в конце впуска, когда для прохода пара остается лишь узкая щель.

Обычно для средней скорости пара (как в трубопроводе, так и в каналах) допускаются цифры, более низкие, чем указанная. В трубопроводах допускается скорость w не свыше 80 *м/сек* (чаще — всего 30—40 *м/сек*); соответственные значения для каналов приведены в третьем разделе.

При дросселировании пара теплосодержание его остается без изменения, поэтому пар высушивается или перегревается. Однако работоспособность пара при этом, как известно, уменьшается, что и обусловливает снижение мощности машины.

Следует отметить, что наполнение машины измеряется отрезком V (фиг. 2-9), и было бы неправильно установить распределение на момент отсечки в точке d, получающейся пересечением горизонтальной линии впуска с линией расширения. Величина V' является теоретическим наполнением машины, из которого иногда исходят при построении диаграммы.

Если бы не было падения давления при впуске, то отсечка произошла бы в точке c, и площадь диаграммы увеличилась бы. Однако заштрихованная площадка не представляет собой прямого выигрыша, так как она получилась в результате увеличения количества пара (вес пара в точке c больше, чем в точке b).

2-5. ПОТЕРЯ ОТ ТЕПЛООБМЕНА ПАРА СО СТЕНКАМИ ЦИЛИНДРА (НАЧАЛЬНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ ПАРА И ОТДАЧА ТЕПЛА В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

Температура внутренней поверхности стенок парового цилиндра зависит в первую очередь от температуры пара, соприкасающегося со стенками. За период выпуска стенки охлаждаются; к началу впуска температура стенок несколько повышается благодаря сжатию пара, но остается обычно ниже температуры свежего пара. Поэтому пар, вступая в цилиндр и придя в соприкосновение с относительно холодными стенками, отдает им часть своей теплоты; насыщенный пар при этом частично конденсируется и осаждается на стенках в виде росы [1].

Таким образом, в период впуска пара стенки нагреваются, а температура пара несколько падает; в период расширения она понижается настолько, что оказывается ниже температуры стенок. Тогда начинается обратный переход тепла — от стенок к пару, причем количество отдаваемого стенками тепла равно количеству полученного ими ранее тепла за вычетом потери на излучение в окружающую среду.

Однако тепло, возвращенное стенками пару, не может быть эффективно преобразовано в механическую работу. Часть его возвращается при пониженном давлении пара (в процессе расширения), часть — отдается пару в процессе его выпуска, т. е. вовсе не совершает работы, часть — подводится к пару в период сжатия, увеличивая этим работу сжатия.

Поэтому в результате теплообмена пара со стенками цилиндра возникает потеря тепла, особенно наглядная в машинах, работающих на насыщенном паре, где часть пара конденсируется и в виде водяных капель уносится из машины, не совершив механической работы. Эта потеря, исследованная вначале именно для машин, работающих на насыщенном паре, получила название начальной конденсации пара.

Для машин, работающих на перегретом паре, термин этот неудачен; поэтому мы называем рассматриваемую потерю потерей от теплообмена пара со стенками цилиндра или, короче, потерей от внутреннего теплообмена.

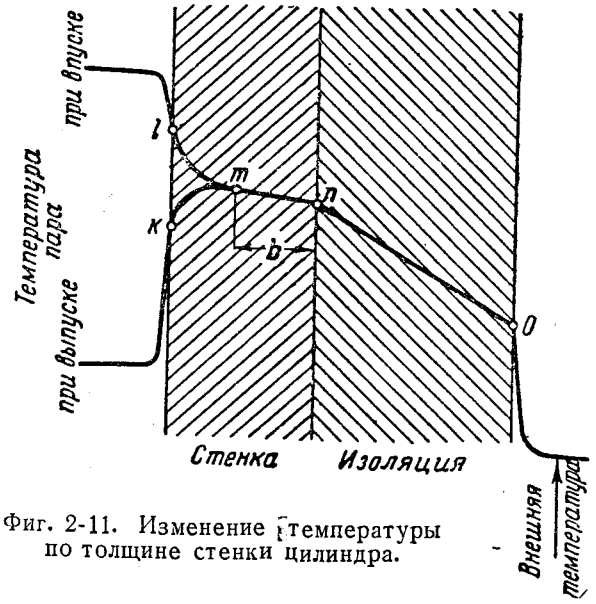
Если при впуске пара на стенках цилиндра образуется роса, то при обратном переходе тепла — от стенок к пару — роса частично или полностью испаряется. Это явление, называемое вторичным испарением, не может, конечно, компенсировать потерю от начальной конденсации; к тому же, на испарение тратится значительное количество тепла, которое отнимается от стенок цилиндра и обусловливает их значительное охлаждение.

Потеря от теплообмена представляет собой существенную потерю в машине, и к изучению этого явления следует отнестись самым внимательным образом.

В теплообмене принимают участие: 1) стенки каналов, подводящих и отводящих пар; 2) крышки цилиндра; 3) торцевые стенки поршня; 4) стенки рабочей поверхности цилиндра. Наибольший теплообмен происходит в каналах, через которые попеременно впускается и выпускается пар, в связи с большой скоростью пара в этих каналах.

Следует отметить, что более или менее существенное изменение температуры происходит только на внутренней поверхности стенок. Как показано на фиг. 2-11, на внутренней поверх-

[1] Речь идет, конечно, об установившейся работе машины, а не об явлениях, происходящих при пуске машины в ход.

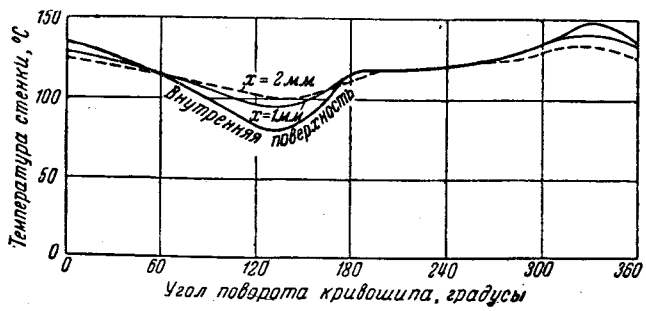


Фиг. 2-11. Изменение температуры по толщине стенки цилиндра.

ности стенок температура их колеблется между точками k и l; по мере углубления в стенку амплитуда колебаний температуры падает; начиная от точки m, на толщине стенки b температура каждого из слоев стенки не меняется, понижаясь постепенно к наружной стороне стенки (точке n).

На фиг. 2-12 показано, как фактически изменялась температура на внутренней поверхности стенки и в самой стенке на расстояниях 1 и 2 *мм* от внутренней поверхности. При разности температур свежего и отработавшего пара, равной 108° С, на внутренней поверхности стенки наблюдалось колебание температуры до 70° С, а на глубине $x = 2$ *мм* — лишь до 32° С. Опыты относятся к машине, работавшей на насыщенном паре при 26,9 об/мин.

С повышением числа оборотов амплитуда колебаний температуры снижается. Так, результаты других опытов показали, что при падении температуры пара на 55° С колебания температуры стенки на глубине 1 *мм* составляли при 46 об/мин 3,3° С, а при 73,4 об/мин — 2,2° С.



Фиг. 2-12. Изменение температуры стенки цилиндра.

Таким образом, установлено, что колебание температуры стенки значительно ниже разности температур пара, и поэтому в первом приближении (в особенности в быстроходных машинах) можно считать среднюю температуру стенки постоянной.

Следует отметить, что не вся масса пара участвует в теплообмене, а лишь слой, прилегающий к стенке. Опыты показывают, что в период отдачи тепла стенками (после испарения осевшего на них конденсата) этот слой пара перегревается, затрудняя переход тепла (коэффициент теплопередачи от сухих стенок, как известно, значительно ниже, чем от смоченных). Поэтому средняя температура стенок обычно выше средней температуры пара.

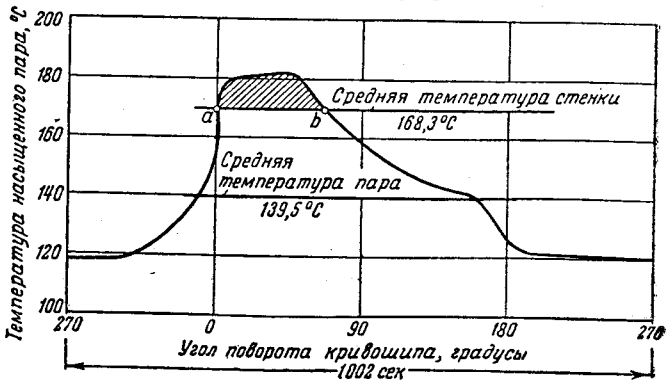
На фиг. 2-13 показаны изменение температуры насыщенного пара в цилиндре в течение оборота вала, а также средние температуры пара и стенки. Передача тепла от пара к стенкам происходит на пути ab. Заштрихованная площадка называется полем начальной конденсации.

Пренебрегая количеством тепла, которое возвращается стенками пару, В. И. Гриневецкий [Л. 11] считает потерю от теплообмена равной количеству тепла, отнятому от пара при впуске и начале расширения. Это количество тепла

$$Q = \int kF\,(t_n - t_{cm})\,d\tau,$$

где k — коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам;
F — поверхность стенок, с которыми соприкасается пар;
t_n — температура пара;
t_{cm} — температура стенок;
τ — время, в течение которого происходит отдача тепла стенкам.

Все величины под знаком интеграла являются переменными, но для упрощения можно



Фиг. 2-13. Изменение температуры пара в цилиндре и поле начальной конденсации.

принять k постоянным, а под F — понимать среднюю величину поверхности стенок за время отдачи тепла паром.

Тогда

$$Q = kF \int (t_n - t_{cm}) d\tau,$$

где $\int (t_n - t_{cm}) d\tau$ измеряется заштрихованной площадкой на фиг. 2-13.

Математическая теория обмена тепла в цилиндре паровой машины разработана А. А. Радцигом. Однако приложение ее к практическим расчетам затрудняется из-за отсутствия надежных данных о коэффициенте теплоотдачи от пара к стенке и обратно.

Величина этого коэффициента существенно различна для следующих случаев:

1) когда температура стенки ниже температуры насыщения пара (независимо от того, является ли пар перегретым или насыщенным), причем конденсат осаждается на стенке в виде сплошной пленки («пленочная» конденсация);

2) когда температура стенки ниже температуры насыщения пара, но конденсат осаждается в виде отдельных капель («капельная» конденсация);

3) когда пар перегрет, а температура стенки выше температуры насыщения пара, так что конденсации пара вовсе не происходит.

В первом случае величина коэффициента теплоотдачи зависит от физических констант пара и от разности Δt температуры насыщения пара и температуры стенки. С увеличением этой разности коэффициент теплоотдачи уменьшается. Обычно величина его составляет несколько тысяч *ккал/м² час град.*

Коэффициент теплоотдачи от перегретого пара к стенке почти такой же, как от насыщенного пара, если температура стенки ниже температуры насыщения, и разность Δt в обоих случаях одинакова.

При капельной конденсации коэффициент теплоотдачи от пара к стенке в 10—20 раз больше, чем при пленочной конденсации. При наличии масла в паре возникновение капельной конденсации на обработанных поверхностях цилиндра более чем вероятно. Однако установить, какая форма конденсации превалирует в цилиндре паровой машины, пока не удалось.

Для перегретого неконденсирующегося пара коэффициент теплоотдачи, определяемый по формулам теплообмена газа со стенками, составляет обычно несколько десятков *ккал/м² час град*, т. е. он во много раз меньше, чем при насыщенном паре.

Аналитически определить количество тепла, передаваемого стенкам, едва ли возможно, так как трудно установить точную картину теплоотдачи на различных поверхностях цилиндра и поршня.

Величина потери от теплообмена более всего зависит:

1) от состояния пара в цилиндре, влияющего на коэффициент теплоотдачи;

2) от разности температур пара и стенок (последняя сравнительно в небольшой степени зависит от давления выпуска: чем выше средняя температура стенок по сравнению со средней температурой пара, тем меньше потеря от теплообмена);

3) от времени, в течение которого происходит отдача тепла стенкам, т. е. от величины средней скорости поршня (в быстроходных машинах потеря меньше, чем в тихоходных);

4) от величины «вредных поверхностей», т. е. поверхностей, ограничивающих вредное пространство цилиндра; следует сокращать до минимума размеры пароподводящих и выпускных каналов (например, применять расположение клапанов в крышках), избегать фигурного очертания внутренней поверхности крышек, уменьшать расстояние между кромкой поршня и первым поршневым кольцом и т. п.;

5) от степени наполнения, с увеличением которого возрастает средняя температура стенок.

Что касается отдачи тепла стенками цилиндра излучением в окружающую среду, то с этой потерей успешно борются тем, что обшивают цилиндр материалами с малым коэффициентом теплопроводности. К таким материалам, например, относятся асбест, войлок, инфузорная земля (кизельгур) и др. Плохо проводят тепло также воздушные прослойки.

Обычно цилиндр обмазывают асбестовой массой, обертывают войлоком и на некотором расстоянии от последнего обшивают глянцевой оксидированной сталью. При высоких температурах в качестве изоляционного материала применяют иногда ньювел (85% магнезии и 15% асбеста).

2-6. МЕРЫ БОРЬБЫ С ПОТЕРЕЙ ОТ ТЕПЛООБМЕНА

Для борьбы с потерей от теплообмена существует ряд мероприятий. Рассмотрим основные из них.

Паровая рубашка. Для поддержания постоянно высокой температуры стенок цилиндра последний окружают паровой рубашкой,

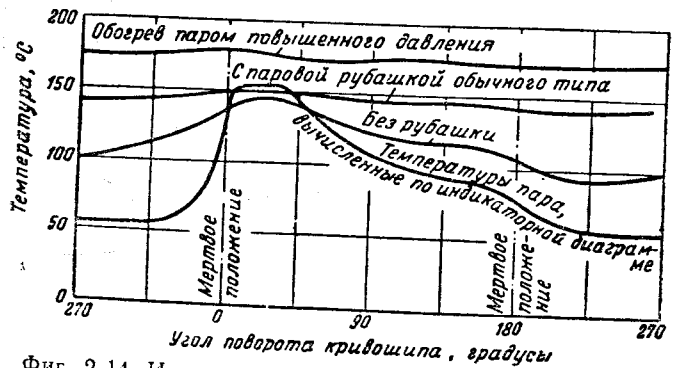
т. е. кольцевой полостью, в которую впускают свежий пар. Для этого к рубашке проводят специальное ответвление от главного паропровода или пропускают через нее весь пар до поступления его в машину.

При интенсивном обогреве можно добиться того, что поле начальной конденсации сводится к минимуму или даже к нулю. Наглядно это иллюстрирует фиг. 2-14, где показаны кривые температур на внутренней поверхности стенок при работе без паровой рубашки, с рубашкой обычного типа и с обогревом паром повышенного давления. Еще более наглядна фиг. 2-15, где кривые изменения температур стенок совмещены с кривой температур насыщенного пара, построенной в форме индикаторной диаграммы. При работе без рубашки вторичное испарение начинается лишь в конце расширения, при наличии же обогрева — еще в период впуска.

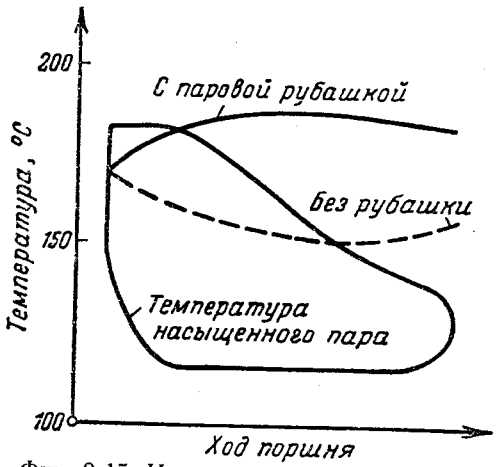
При надлежащем прогреве стенок кривая расширения приближается к адиабате; начальная конденсация пара почти исчезает. Так как во время расширения пара температура обогреваемых стенок всегда выше температуры пара, слой последнего, прилегающий к стенкам, перегревается. Это обстоятельство еще более ухудшает теплообмен между паром и стенками, способствуя сохранению высокой температуры стенок.

Хотя на обогрев стенок цилиндра расходуется в паровой рубашке известное количество тепла, однако в большинстве случаев оно меньше того выигрыша, который получается в результате понижения начальной конденсации. В старых тихоходных машинах, работающих насыщенным паром, сбережение тепла от применения паровой рубашки составляло 4—10%, а в отдельных случаях доходило до 20%.

Особенно выгоден обогрев крышек цилиндра, на которых начальная конденсация чрезвычайно интенсивна.



Фиг. 2-14. Изменение температуры пара и стенок.



Фиг. 2-15. Изменение температуры пара и стенки по длине цилиндра.

То обстоятельство, что потеря тепла обогревающего пара в рубашке меньше выигрыша от понижения начальной конденсации, объясняется низким коэффициентом теплоотдачи от стенок к пару в период выпуска, когда отдаваемое рубашкой рабочему пару тепло теряется бесполезно. Низкий коэффициент теплоотдачи обусловливается наличием в рассматриваемый период слоя перегретого пара у стенок.

Особенно выгоден обогрев рубашки не паром, а отработавшими газами (например, в локомобилях). Здесь при значительном уменьшении начальной конденсации нет никакой затраты тепла на обогрев стенок. К сожалению, обогрев рубашки горячими газами даже в локомобильных машинах встречает серьезные конструктивные и эксплоатационные затруднения и в настоящее время почти не применяется.

В современных быстроходных машинах и машинах многократного расширения, в которых начальная конденсация уменьшается по причинам, указываемым ниже, выигрыш от применения паровой рубашки незначителен. В машинах, работающих перегретым паром, в которых потеря от теплообмена сведена до минимума, применение паровой рубашки совершенно нецелесообразно.

Поэтому современные паровые машины выполняются обычно без рубашек.

Увеличение числа оборотов. Чем больше время, в течение которого происходит отдача тепла от пара к стенкам, тем больше время, предоставляемое для обратного теплового потока, и тем на большую толщину стенки распространяется изменение температуры. Опытами установлено, что толщина эта обратно пропорциональна корню квадратному из

числа оборотов. Если при n оборотах в минуту изменение температуры распространяется на глубину x, то при n_1 оборотах соответствующая глубина

$$x_1 = x\sqrt{\frac{n}{n_1}}.$$

Так как этой глубиной измеряется масса металла, принимающая участие в теплообмене, то увеличение x означает увеличение количества тепла, получаемого стенками от пара. Следовательно, с повышением числа оборотов потеря от теплообмена уменьшается. Однако следует иметь в виду, что с повышением скорости движения поршня увеличивается потеря на торможение пара или при достаточных размерах каналов для прохода пара возрастает величина вредного пространства и связанные с ним потери.

Четыре пути для пара. В машинах с золотниковым распределением пар входит в цилиндр и выходит из него по одному и тому же каналу, обычно довольно длинному. В этом канале, к тому же необработанном, происходит особенно значительная отдача тепла. Несколько более удовлетворительные результаты дает конструкция с двумя путями для пара в каждой полости (четыре пути в цилиндре), применяемая в клапанных и крановых распределениях. В этом случае для впуска и выпуска пара имеются отдельные каналы, причем канал для впуска меньше охлаждается за период выпуска, чем в золотниковых машинах. Потеря от теплообмена, однако, здесь меньше в том лишь случае, когда вредные поверхности не больше, чем в золотниковой машине, а этим обстоятельством конструкторы часто пренебрегают.

Значительная степень наполнения. С увеличением степени наполнения возрастает средняя температура стенок, так как при этом, во-первых, увеличивается время их соприкосновения со свежим паром, а, во-вторых, уменьшается влажность пара в конце расширения (с уменьшением степени расширения снижается влажность отработавшего пара, что ухудшает отдачу тепла от стенок пару, и таким образом, способствует повышению температуры стенок).

С другой стороны, с увеличением степени наполнения уменьшается необходимый объем цилиндра, а следовательно, и его вредные поверхности, что, как известно, снижает потери от теплообмена.

Выбор соответствующей степени наполнения диктуется и другими соображениями, о которых будет сказано ниже. Во всяком случае, можно утверждать, что слишком малые степени наполнения, в особенности для машин, работающих на насыщенном паре, нецелесообразны.

Многократное расширение пара. Машины с многократным расширением пара имеют меньшие потери от теплообмена по сравнению с машинами одноцилиндровыми. Объясняется это следующим:

а) вредные поверхности ц. в. д. меньше, чем в одноцилиндровой машине равной мощности, примерно в таком же отношении, как объемы цилиндров;

б) степень наполнения ц. в. д. больше степени наполнения одноцилиндровой машины в таком же отношении; значительную степень наполнения имеет ц. н. д.;

в) средние температуры стенок в обоих цилиндрах достаточно высоки и приближаются к температурам впускаемого пара;

г) в ц. в. д. тепло, отданное пару стенками, может быть частично использовано для совершения работы в следующих цилиндрах.

Перегрев пара. Применение перегретого пара — наиболее действительное средство борьбы с потерей от теплообмена. Теоретические выгоды перегретого пара были освещены в § 2-1.

Для употребительных давлений пара и для высокого перегрева (350° С) теоретический выигрыш в расходе пара составляет 6—10%. При работе на атмосферу выигрыш получается более значительным.

В действительности, выгоды от перегрева пара получаются бо́льшими, так как не только увеличивается к. п. д. идеального процесса, но уменьшаются потери, связанные с осуществлением этого процесса.

В предыдущем параграфе было указано, что коэффициент теплоотдачи от пара к стенкам, температура которых выше температуры насыщения пара, весьма низок (он во много раз меньше, чем в том случае, когда на стенках пар конденсируется). Поэтому, если пар (даже у стенок) остается перегретым в течение всего периода расширения, то потеря от теплообмена сводится к минимуму. Для этого пар приходится перегревать до температуры 300—350° С (и выше), и в результате получается весьма значительная экономия в расходе тепла машиной.

Могут быть также рекомендованы незначительные степени перегрева пара (если по каким-либо причинам высокий перегрев нежелателен). При этом повышается средняя темпе-

ратура стенок, и поле начальной конденсации всегда получается меньшим, чем при насыщенном паре.

Обычно принято считать, что при перегреве на каждые 50° С получается сбережение тепла:

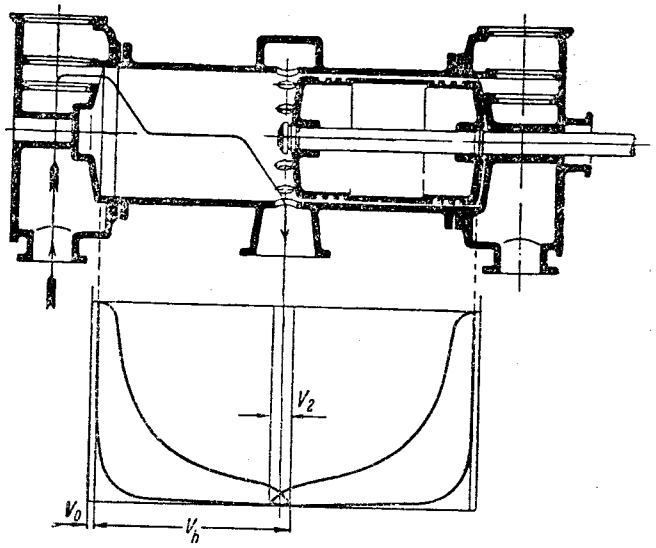
в одноцилиндровых машинах, работающих на атмосферу	8%
в одноцилиндровых машинах, работающих на конденсацию	7%
в машинах двойного расширения, работающих на конденсацию	6,5%
в машинах тройного расширения, работающих на конденсацию	6%

Считается также, что в хороших машинах двойного и тройного расширения при температуре пара 300—350° С расход пара на 1 *л. с. ч.* уменьшается на 10—11 *г* с каждым градусом температуры перегрева. В одноцилиндровых машинах и машинах компаунд, работающих на атмосферу, расход пара на 1 *л. с. ч.* соответственно уменьшается с каждым градусом температуры перегрева на 20 *г*.

В машинах многократного расширения применение перегретого пара не дает, конечно, того же эффекта, что в одноцилиндровых машинах, вследствие того что потеря от теплообмена в первых машинах понижена самим принципом многократного расширения. Тем не менее работа перегретым паром в этих машинах представляется вполне целесообразной, и правильно сконструированная машина компаунд, работающая перегретым паром, является наиболее совершенным типом современных машин большой мощности.

Принцип прямоточности. В § 1-2 было уже дано краткое определение прямоточной машины. Остановимся на ней несколько подробнее. Это необходимо еще потому, что некоторые иностранные фирмы и авторы, находящиеся от них в зависимости, указывают в целях рекламы, что главным преимуществом прямоточной машины является отсутствие в ней потери от теплообмена даже при работе насыщенным паром.

Схема прямоточной машины приведена на фиг. 2-16. Пар поступает в машину снизу, обогревая по пути к впускному клапану внутреннюю поверхность крышки цилиндра. Степень наполнения в прямоточных машинах обычно невелика: 8 ÷ 10%. Расширение пара продолжается до прихода поршня в положение, когда его левая кромка соприкасается с левой кромкой окон, расположенных по середине цилиндра. При дальнейшем движении поршня начинается выпуск пара через эти окна. Длина окон по оси цилиндра составляет обычно 10 ÷ 12%



Фиг. 2-16. Схема прямоточной машины.

хода поршня. В правом мертвом положении левая кромка поршня соприкасается с правой кромкой окон. При обратном движении поршня открытие окон уменьшается; при том же самом положении поршня, при котором начался выпуск, начинается сжатие пара. Выпуск пара длится, таким образом, на протяжении 20 ÷ 24% хода поршня, из которых 10 ÷ 12% относятся к опережению выпуска. На индикаторных диаграммах обеих полостей цилиндра, приведенных на той же фиг. 2-16, точки опережения выпуска и начала сжатия лежат на одних вертикалях с кромками окон. Сжатие пара продолжается в течение 88 ÷ 90% хода поршня, и конечное давление сжатия достигает значительной величины. Длина поршня должна равняться ходу поршня минус длина окон, т. е. должна составлять 0,88 ÷ 0,90 хода поршня. В связи со значительной длиной поршня получается длинным и паровой цилиндр: он почти вдвое длиннее цилиндра обычной машины той же мощности и того же диаметра. Благодаря отсутствию выпускного клапана и удачному расположению впускного клапана в крышке цилиндра удается достигнуть весьма малых величин вредного пространства (до 1,5% рабочего объема).

Расход пара в прямоточных машинах меньше, чем в одноцилиндровых машинах обычной конструкции; он почти равен расходу в хороших машинах компаунд.

По мнению некоторых авторов, слой пара, находящийся во время расширения у крышки и подвергающийся со стороны ее энергичному обогреву, во время выпуска остается в цилиндре и подвергается затем сжатию. В конце сжатия этот пар оказывается перегретым, а температура крышки и стенок цилиндра — столь

высокой, что отдача тепла от пара совершенно не может иметь места. Температура стенок, таким образом, падает постепенно от крышки к середине цилиндра, возле которой стенки имеют постоянно температуру, близкую к температуре отработавшего пара.

Измерения температуры пара и стенок в крышке и цилиндре прямоточной машины отчасти подтверждают эти предположения. При работе насыщенным паром давлением 10 *ата* температура пара возле крышки в конце сжатия достигала 500° С. Однако те же опыты установили, что во время выпуска температура пара возле крышки снижалась до 100° С, что опровергает теорию постоянного (слоями) выпуска пара. Очевидно, высокая температура конца сжатия обусловливается обогревом крышки и значительной степенью сжатия, а не принципом прямоточности как таковым.

Применение обогрева крышки в прямоточных машинах особенно целесообразно ввиду того, что выпуск производится не возле крышки, а посередине цилиндра и, следовательно, с минимальным уносом тепла обогрева наружу. Однако вследствие большого сечения окон выпуск совершается весьма энергично [1], что вызывает понижение температуры пара во всем цилиндре, вплоть до крышки. Вследствие интенсивного обогрева последней, малого вредного пространства, высокого сжатия — температура пара в конце сжатия достигает значительной высоты. Можно предполагать, однако, что поршень благодаря его значительному объему и энергичному охлаждению за время выпуска к началу впуска прогревается недостаточно, и передача тепла на его поверхности происходит. То обстоятельство, что стенки цилиндра нагреваются во время сжатия и не отнимают в дальнейшем тепла от пара, все же должно рассматриваться как потеря: с точки зрения полного расхода пара безразлично, откуда заимствуется тепло для нагрева стенок — от свежего или от сжатого пара, на повышение температуры которого затрачивается механическая работа.

Принцип прямоточности поэтому является средством борьбы с потерей от теплообмена лишь в такой же мере, как четыре пути для пара.

Если же в прямоточной машине эта потеря действительно незначительна, то этим она обязана, главным образом, обогреву крышки и малым вредным поверхностям.

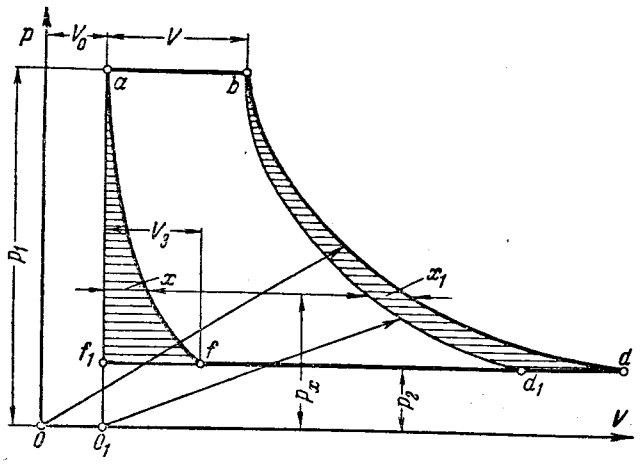
Высказанные положения подтверждаются еще следующими обстоятельствами:

1. Для прямоточной машины вполне благоприятно применение перегретого пара, и притом в большей степени, чем это следовало бы по теоретическому процессу.

2. При работе насыщенным и слабо перегретым паром приносит пользу паровая рубашка, длина которой (по оси цилиндра) должна быть тем большей, чем меньше перегрев пара. При высоко перегретом паре потеря от теплообмена сводится к минимуму, и паровая рубашка оказывается бесполезной.

2-7. ВРЕДНОЕ ПРОСТРАНСТВО И СЖАТИЕ ПАРА

Если машина работает с полным расширением и полным (до начального давления) сжатием пара, то величина вредного пространства не влияет на экономичность машины (если пренебречь влиянием вредных поверхностей).



Фиг. 2-17. Диаграмма машины с полным сжатием и полным расширением пара.

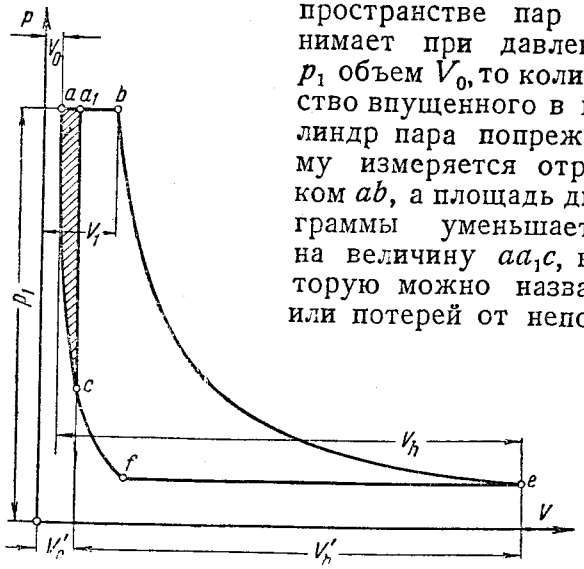
Это ясно из фиг. 2-17, на которой *abdf* представляет диаграмму такой машины с произвольным объемом V_0 вредного пространства. Площадь этой диаграммы, независимо от величины вредного пространства, равна площади abd_1f_1 диаграммы цикла Ренкина, так как площади aff_1 и bdd_1 равны друг другу. Равенство этих площадей вытекает из следующего. Если в цикле Ренкина работает G *кг* пара, объем которого при давлении p_1 измеряется отрезком V, то в цикле с полным сжатием в цилиндре остается в конце выпуска (точка *f*) G_0 *кг* пара, занимающего объем V_0+V_3 и сжимаемого по линии *fa*. В расширении участвуют, поэтому, $G+G_0$ *кг* пара, вследствие чего кривая *bd* лежит правее кривой bd_1 (первая относится к началу координат в точке O вторая — в точке O_1). Любые горизонтальные отрезки x и x_1 площадей aff_1 и bdd_1 при одном и том же давлении p_x равны друг другу, так как каждый из них, сложенный с отрезком OO_1, представляет собой объем G_0 *кг* пара. Отсюда следует, что площади aff_1 и bdd_1 равны друг другу.

В реальных машинах, независимо от неадиабатичности процессов, применяются неполное сжатие и неполное расширение. В этих условиях, как мы сейчас покажем, вредное пространство обусловливает потерю, возрастающую с увеличением его объема.

Рассмотрим сначала процесс в машине с полным расширением пара. Диаграмма *abefc* (фиг. 2-18) относится к машине с полным сжатием пара и произвольным вредным пространством V_0, не влияющим на величину площади диаграммы.

[1] В паровозных прямоточных машинах порывистость выхлопа создает чрезмерное разрежение в топке, вследствие чего мелкое топливо выносится в дымовую трубу.

Допустим, что вредное пространство увеличено до V_0', причем $V_0'+V_h'=V_0+V_h$. Тогда начальная точка диаграммы переходит в a_1, а сжатие заканчивается в точке c. Так как оставшийся в конце сжатия во вредном пространстве пар занимает при давлении p_1 объем V_0, то количество впущенного в цилиндр пара попрежнему измеряется отрезком ab, а площадь диаграммы уменьшается на величину aa_1c, которую можно назвать или потерей от неполного сжатия, или потерей от вредного пространства.



Фиг. 2-18. Потеря от неполного сжатия в машине с полным расширением пара.

Из сказанного ясно, что в машине с полным расширением пара неполное сжатие обусловливает потерю тем большую, чем больше вредное пространство. С чисто термодинамической точки зрения в машине с вредным пространством и полным расширением следует применять и полное сжатие.

В машинах с неполным расширением пара высокую степень сжатия применять нецелесообразно, так как с увеличением степени сжатия и уменьшением потери от вредного пространства возрастает потеря от неполноты расширения. В этом можно убедиться из рассмотрения фиг. 2-19. $abedf_0$ представляет собой диаграмму машины с вредным пространством V_0, но без сжатия пара. При полном сжатии оставшегося в точке f_0 пара можно было бы (при уменьшении вредного пространства до V_0') увеличить площадь диаграммы до величины a_1bedf_0; таким образом, в машине с диаграммой $abedf_0$ площадь a_1af_0 представляет собой потерю от вредного пространства (или от неполного сжатия). Отметим, что потеря от неполноты расширения измеряется при этом площадью dek.



Фиг. 2-19. Потеря от неполного сжатия (вредного пространства) в машине с неполным расширением пара.

Положим теперь, что при вредном пространстве V_0 машина работает с полным сжатием; она может развивать ту же работу, что и в исходном случае, если ее диаграмма изображается фигурой $ab_1e_1df_1$, равновеликой $abedf_0$. В этой машине нет потери от вредного пространства, но зато потеря от неполноты расширения существенно возросла (площадь de_1g).

Наконец, в случае неполного сжатия (диаграмма ab_2e_2dfc, площадь которой также равна площади $abedf_0$) кривая расширения b_2e_2 располагается между линиями be и b_1e_1. По сравнению с предыдущим случаем работа машины характеризуется большей потерей от вредного пространства sac, но меньшей потерей от неполноты расширения de_2h.

В табл. 2-1 приведены значения потерь от вредного пространства и от неполного расширения при различных давлениях сжатия в машине, работающей на атмосферу насыщенным паром 10 *ата* при вредном пространстве $V_0=0{,}08\,V_h$.

Таблица 2-1

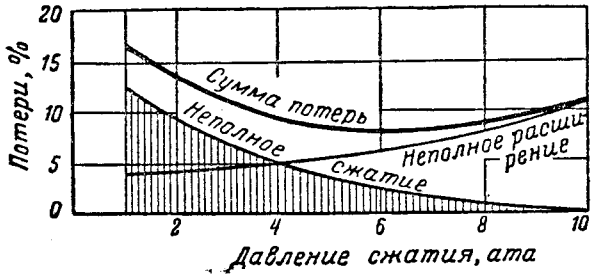
Потери от вредного пространства и от неполного расширения в машине при p_1=10 *ата* и p_2=1 *ата*

Давление сжатия, *ата*	Потеря от вредного пространства, %	Потеря от неполного расширения, %	Полезная работа, %
Без сжатия	12,1	4,1	83,8
До 6	2,1	6,1	91,8
До 10 (полное сжатие)	0,0	10,7	89,3

Данные табл. 2-1 и кривые фиг. 2-20 показывают, что полное сжатие пара, равно как и его отсутствие, невыгодны. Для уменьшения потери от вредного пространства следует применять сжатие, конечное давление которого для машин, работающих на атмосферу или с противодавлением, следует выбирать (как и в разобранном примере) таким, чтобы оно составляло приблизительно среднеарифметическое между давлениями впуска и выпуска.

В конденсационных машинах потеря от не-

полного расширения, естественно, играет значительно бо́льшую роль, чем в машинах с противодавлением.



Фиг. 2-20. Выбор наивыгоднейшего давления сжатия ($p_1 = 10$ *ата*; $p_2 = 1$ *ата*).

В табл. 2-2 приведены значения потерь от вредного пространства и от неполного расширения в машине с начальным давлением 2 *ата* (ц. н. д. машины компаунд) и конечным давлением 0,1 *ата* при вредном пространстве, равном 8%.

Таблица 2-2

Потери от вредного пространства и от неполного расширения в машине при $p_1 = 2$ *ата* и $p_2 = 0{,}1$ *ата*

Давление сжатия, *ата*	Потеря от вредного пространства, %	Потеря от неполного расширения, %	Полезная работа, %
Без сжатия	7,1	16,4	74,5
До 1	1,4	22,2	76,4
До 2 (полное сжатие)	0,0	27,2	72,8

Данные табл. 2-2 и кривые фиг. 2-21 показывают, что для конденсационных машин следует выбирать незначительные давления сжатия в связи с большими значениями в этих машинах потери от неполного расширения.

Ввиду важности вопроса о влиянии степени сжатия пара на экономичность машины были произведены специальные теоретические и опытные исследования.

Исследование аналитическим путем процесса с адиабатическим расширением и сжатием пара показало, что для известной степени наполнения наименьшему расходу пара соответствует определенная степень сжатия. При малых степенях наполнения необходима большая степень сжатия; при больших степенях наполнения — наоборот (как и в разобранных нами примерах, с изменением степени наполнения меняется относительная величина потери от неполного расширения).

Величины степени сжатия и вредного пространства влияют также на потерю от теплообмена, в значительной степени происходящей на вредных поверхностях цилиндра. Опыты показали, что при возрастающем сжатии пара потеря от теплообмена уменьшается, но расход пара машиной (при больших степенях сжатия) возрастает.

Другими опытами установлено, что сжатие пара выгодно только до тех пор, пока температура пара в конце сжатия не сравняется с температурой стенок. При более высоком сжатии теплота сжимаемого пара будет отдаваться для обогрева стенок, что соответствует весьма невыгодному процессу превращения механической работы сжатия в тепло.

При испытании одноцилиндровой машины, работающей на конденсацию, при давлении свежего пара 8,2 *ата*, наполнении 18% и вредном пространстве 8,7% наивыгоднейшая степень сжатия оказалась в пределах 10—25% при конечном давлении сжатия 1—1,5 *ата*. Как при очень малых, так и при высоких степенях сжатия расход пара получился довольно большим.

Следует отметить, что решающей величиной для расхода пара является собственно не степень сжатия, а конечное давление сжатия, а оно может получаться одинаковым при большей степени сжатия и большом вредном пространстве и при малой степени сжатия, но с малым вредным пространством.

Из всего изложенного может быть сделан следующий вывод. Сжатие в машинах необходимо для уменьшения потери от вредного пространства. Однако давление сжатия не должно быть слишком высоким. Оно должно быть таким, чтобы при данной площади диаграммы не увеличивалась потеря от неполного расширения и чтобы температура пара в конце сжатия не превышала температуры стенок. Практические указания относительно выбора давления сжатия будут даны ниже.



Фиг. 2-21. Выбор наивыгоднейшего давления сжатия ($p_1 = 2$ *ата*; $p_2 = 0{,}1$ *ата*).

2-8. СРАВНЕНИЕ ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЙ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ ДИАГРАММ КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ МАШИНЫ

Ввиду наличия в паровой машине рассмотренных потерь индикаторная диаграмма, снятая с машины, показывает значительные отступления от теоретического процесса как по очертанию отдельных кривых диаграммы, так в особенности по расходу пара, измеряемому степенью наполнения на диаграмме.

На фиг. 2-22 изображена действительная диаграмма машины, вписанная в теоретическую диаграмму.

Идеальный процесс по практической диаграмме может быть вычерчен при условии, что известен действительный расход пара. Обозначим полный расход пара через $D_ч$ *кг/час*. Если машина делает n об/мин, то в течение часа совершается $2n \cdot 60$ ходов и столько же раз в час впускается в машину свежий пар. Расход пара за один ход машины равен

$$G = \frac{D_ч}{120\,n}.$$

Объем этого количества пара равен

$$V = Gv = \frac{D_ч v}{120\,n},$$

где v — удельный объем пара.

Так как рабочий объем цилиндра V_h известен, то объем пара как степень наполнения легко нанести на индикаторную диаграмму, имея в виду, что длина диаграммы (без вредного пространства) как раз изображает собой объем V_h. Рабочий объем равен

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} S,$$

где D — диаметр цилиндра;
S — ход поршня.

Зная масштаб, в котором отложен объем V_h на диаграмме, нетрудно определить и длину отрезка, который на диаграмме должен изображать V.



Фиг. 2-22. Сравнение действительной и теоретической диаграмм.

Отрезок $V = ab$ откладывается от точки a, которую находят проведением адиабаты сжатия af через точку c. Диаграмма цикла Ренкина ограничивается с одной стороны вертикалью через точку a, с другой — кривой расширения через точку b, причем эта кривая должна быть построена по отношению к началу координат в точке O_1. Такой метод построения не дает возможности выявить величины отдельных потерь; поэтому мы заменим диаграмму Ренкина равновеликой ей диаграммой $abnfc$ с полным сжатием и такой величиной вредного пространства, какая у рассматриваемой машины остается незаполненной сжатым паром (отрезок la).

Таким образом, началом координат для теоретической диаграммы служит та же точка O, что и для действительной диаграммы.

Адиабаты bn и af строят по уравнению

$$pv^k = \text{const}.$$

Через точку b_1 (момент отсечки) построена также адиабата для рабочего количества пара. Действительная кривая расширения, как видно, идет выше адиабаты вследствие отдачи тепла от стенок и вторичного испарения (диаграмма относится к машине насыщенного пара).

Разность площадей $abnfca$ и действительной диаграммы представляет собой сумму всех внутренних потерь. Наибольшими из них являются потери от теплообмена и от утечки, которые трудно отделить друг от друга и которые измеряются незаштрихованной площадью между двумя диаграммами.

Площадка aib_1 изображает потерю от дросселирования при впуске, площадка над линией mf — при выпуске. Закругленный переход линии выпуска в линию сжатия объясняется сильным дросселированием пара в конце выпуска. Площадка возле линии ac представляет потерю от неполного сжатия (вредного пространства), площадка end — от неполного расширения; при этом точка e на теоретической диаграмме выбрана на одной высоте p_e с точкой k действительной кривой расширения.

Площадка под линией b_1k, заштрихованная вперекрестку, изображает количество работы, выигранное в результате вторичного испарения. По сравнению с количеством работы, потерянной в связи с начальной конденсацией, эта площадка совершенно ничтожна.

Потери от неполноты расширения и от дросселирования пара при выпуске мы специально не рассматривали,

так как сущность этих потерь совершенно ясна, а величины их легко могут быть определены сопоставлением действительной индикаторной диаграммы с диаграммой цикла Ренкина.

Еще более наглядно изображаются отдельные тепловые потери на TS-диаграмме. Этому вопросу посвящены § 2-19 и 2-20.

Обозначая работу 1 *кг* пара в действительном процессе через L_i, а в идеальном процессе — L_0 назовем отношение этих величин относительным индикаторным к. п. д.:

$$\eta_{0i} = \frac{L_i}{L_0}.$$

Так как величины L_i и L_0 измеряются площадями соответственных индикаторных диаграмм, то

$$\eta_{0i} = \frac{Q_i}{Q_0},$$

где Q_i — площадь действительной, а Q_0 — теоретической диаграммы.

Величину коэффициента η_{0i} можно исчислять как по отношению к циклу с неполным расширением пара, так и по отношению к циклу Ренкина. Последнее является более целесообразным и позволяет, в частности, определить η_{0i} при помощи is-диаграммы (фиг. 2-23).

Адиабатический процесс расширения изображается линией AB, и работа L_0 1 *кг* пара по циклу Ренкина измеряется величиной адиабатического теплоперепада (работой, затрачиваемой на подачу воды в котел, пренебрегаем):

$$h_0 = AL_0 = i_1 - i_2.$$

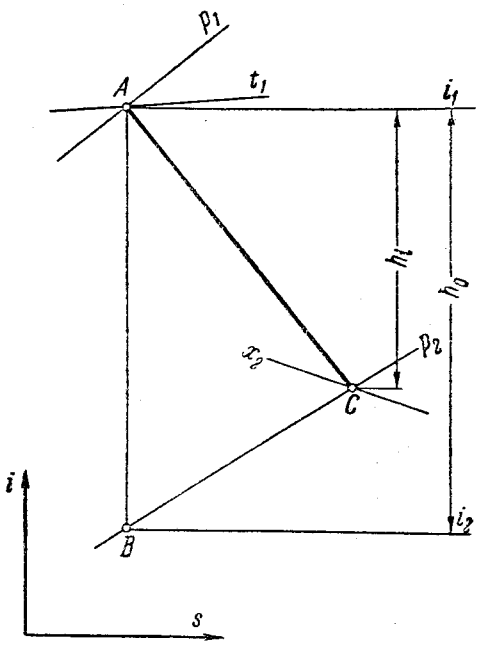
Если известно состояние пара при выпуске из машины (p_2, t_2 или x_2), то на is-диаграмме можно найти точку C, соответствующую этому состоянию. Пренебрегая отдачей тепла от машины в окружающую среду и утечками пара наружу, можно считать теплоперепад h_i эквивалентным индикаторной работе машины L_i:

$$h_i = AL_i.$$

В таком случае

$$\eta_{0i} = \frac{h_i}{h_0}.$$

Отношение работы идеального процесса L_0 к работе L, эквивалентной полной теплоте



Фиг. 2-23. Схема теплового процесса паровой машины на is-диаграмме.

пара, приобретенной в котле, мы назвали (см. § 2-1) термическим к. п. д.:

$$\eta_t = \frac{L_0}{L} = \frac{AL_0}{i_1 - i_2'}.$$

Формулы для определения η_t циклов с полным и с неполным расширением пара приведены в § 2-1 и 2-2.

Отношение действительной (индикаторной) работы L_i к работе L назовем индикаторным к. п. д.:

$$\eta_i = \frac{L_i}{L} = \frac{AL_i}{i_1 - i_2'};$$

$$\eta_i = \frac{L_i}{L_0} \cdot \frac{L_0}{L} = \eta_{0i}\eta_t. \qquad (2\text{-}4)$$

В то время как относительный к. п. д. показывает степень совершенства действительного процесса в машине, индикаторный к. п. д. указывает, какая часть полной теплоты пара, приобретенной в котле, преобразуется в индикаторную работу поршня (не учитывая потерь на трение в машине).

Мощности машины, соответствующие теоретическому и действительному процессам, мы будем обозначать через N_0 и N_i, причем

$$N_i = \eta_{0i} \cdot N_0$$

называется индикаторной мощностью машины. Эта мощность может быть вычислена по индикаторной диаграмме.

Расход пара машиной на 1 *и. л. с. ч.* обозначим через d_i. Так как 1 *л. с. ч.* эквивалентна 632 *ккал*, то

$$\eta_i (i_1 - i'_2) d_i = 632;$$

$$d_i = \frac{632}{\eta_i (i_1 - i'_2)}; \qquad (2\text{-}5)$$

$$\eta_i = \frac{632}{d_i (i_1 - i'_2)}. \qquad (2\text{-}6)$$

Если через d_0 обозначить расход пара на 1 *л. с. ч.* в теоретическом процессе, то

$$\eta_{0i} = \frac{d_0}{d_i}. \qquad (2\text{-}7)$$

Если считать идеальным циклом процесс Ренкина, то

$$\eta_{0i} = \frac{632}{d_i (i_1 - i_2)}, \qquad (2\text{-}8)$$

где i_2 — теплосодержание пара в конце адиабатического расширения до давления выпуска.

Так как, помимо перечисленных потерь, в машине имеются еще механические потери (трение поршня о стенки цилиндра, штока в сальниках, ползуна в параллелях, вала в подшипниках и т. д.) и часть мощности расходуется, кроме того, на обслуживание конденсационного устройства при машине, то действительная мощность двигателя, которая может быть передана машинам-орудиям, будет:

$$N_e = N_i - N_м,$$

где N_e — эффективная мощность;

$N_м$ — мощность, затрачиваемая на преодоление механических сопротивлений и на обслуживание конденсационного устройства (насосы).

Отношение эффективной мощности машины к индикаторной назовем механическим к. п. д.:

$$\eta_м = \frac{N_e}{N_i}, \qquad (2\text{-}9)$$

откуда

$$N_e = \eta_м N_i.$$

Эффективная работа 1 *кг* пара

$$L_e = \eta_м L_i = \eta_м \eta_{0i} L_0 = \eta_м \eta_{0i} \eta_t L.$$

Назовем эффективным к. п. д.

$$\eta_e = \eta_м \eta_{0i} \eta_i = \eta_м \eta_i.$$

Тогда

$$AL_e = \eta_e (i_1 - i'_2).$$

Коэффициентом η_e учитываются все потери в машине; он показывает, какая часть полной теплоты пара, приобретенной в котле, преобразована в полезную механическую работу на валу машины.

Аналогично формуле (2-8) расход пара на 1 *эффф. л. с. ч.*

$$d_e = \frac{632}{\eta_e (i_1 - i'_2)}. \qquad (2\text{-}10)$$

Если производится испытание всей паросиловой установки, включая и котельную, то необходимо знать экономический к. п. д. установки, т. е. отношение теплового эквивалента полезной работы на валу машины к теплоте затраченного топлива.

Если обозначим через $\eta_{к.у}$ к. п. д. котельной установки, то ее экономический к. п. д. будет

$$\eta_{эк} = \eta_{к.у} \eta_e = \eta_{к.у} \eta_м \eta_{0i} \eta_t.$$

Экономический к. п. д. котельной установки может быть выражен следующим образом:

$$\eta_{эк} = \frac{632}{b_e Q_p^н}, \qquad (2\text{-}11)$$

где b_e — расход топлива на 1 *эффф. л. с. ч.*;

$Q_p^н$ — теплотворная способность топлива.

Средними хорошими величинами (при $p_1 \approx 20$ *ата*, $t_1 \approx 350°C$, $p_2 \approx 0{,}2$ *ата*) следует считать:

$\eta_{к.у} = 0{,}80;$
$\eta_м = 0{,}90;$
$\eta_{0i} = 0{,}80;$
$\eta_t = 0{,}25$ (для цикла с неполным расширением пара, с перегревом и конденсацией);
$\eta_{эк} = 0{,}80 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}80 \cdot 0{,}25 = 0{,}144.$

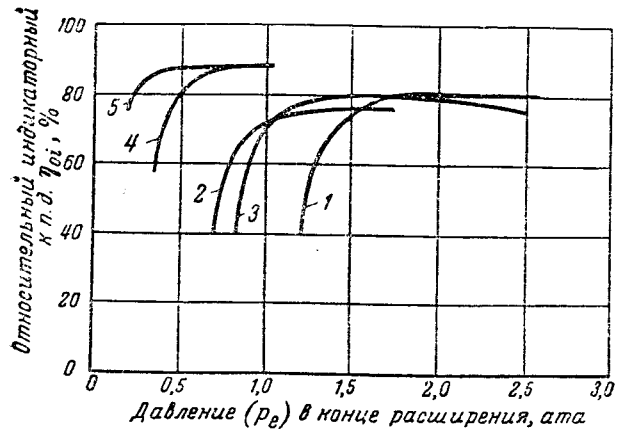
При очень хорошем выполнении машины и несколько повышенном тепловом перепаде в ней можно положить:

$\eta_{к.у} = 0{,}85;$
$\eta_м = 0{,}95;$
$\eta_{0i} = 0{,}85;$
$\eta_t = 0{,}30;$
$\eta_{эк} = 0{,}85 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}85 \cdot 0{,}30 = 0{,}206.$

Таблица 2-3

Результаты испытаний лучших паровых машин различных типов

Система машины		Род парораспределения	Диаметр цилиндров, *мм*	Ход поршня, *мм*	Число оборотов	Индикаторная мощность *л. с.*	Состояние пара			Степень наполнения, % к объему ц. н. д.	Расход пара, *кг/и. л. с. ч.*	Расход тепла, *ккал/и. л. с. ч.*	Относительный индикаторный к. п. д.		Индикаторный к. п. д. при температуре питательной воды, °С
							Давление при впуске, *ата*	Температура при впуске, °С	Давление при выпуске, *ата*				по отношению к циклу Ренкина	по отношению к циклу с неполным расширением пара	
Одноцилиндровые	Горизонтальная	Двойное золотниковое	225	450	129	27,7	7,3	Насыщенный	1,0	19,6	11,7	7 660	0,68	0,73	0,082
	Горизонтальная	Клапанное	400	800	108	147,0	9,1	То же	1,1	18,7	10,1	6 740	0,74	0,77	0,093
	Горизонтальная	»	275	550	121	49,8	10,8	281	1,1	13,0	7,8	5 640	0,75	0,77	0,112
	Горизонтальная	»	340	740	77	41,3	7,6	Насыщенный	0,23	7,0	8,42	5 580	0,57	0,67	0,114
	Горизонтальная	»	375	800	99	72,5	7,5	203	0,22	7,9	7,66	5 740	0,60	0,69	0,122
Двойного расширения	Вертикальная компаунд	Золотниковое	325/500	360	180	127,0	9,4	Насыщенный	1,1	12,9	9,75	6 440	0,75	0,76	0,099
	Горизонтальная компаунд	Клапанное	550/850	1 100	70	375,2	9,1	То же	0,33	9,0	6,81	4 440	0,75	0,78	0,142
	Горизонтальная тандем	»	750/1 150	1 400	86	1 277,1	9,6	То же	0,34	9,1	6,44	4 265	0,78	0,84	0,15
	Горизонтальная компаунд	»	380/570	760	56	101,7	9,3	258	0,45	6,9	5,94	4 220	0,83	0,86	0,15
	Вертикальная компаунд	»	800/1 275	900	100	1 093,3	10,1	232	0,14	7,5	5,47	3 820	0,69	0,77	0,164
Тройного расширения	Горизонтальная	»	550/850/1 300	1 550	59	810,1	10,8	Насыщенный	0,18	4,0	5,56	3 680	0,76	0,80	0,173
	Горизонтальная	»	280/450/700	1 000	70	163,6	7,1	238	0,10	7,4	5,09	3 575	0,74	0,84	0,178
	Четырехцилиндровая горизонтальная	»	550/800/2×950	1 300	75	1 131,5	13,4	272	0,11	5,6	4,30	3 085	0,78	0,85	0,208
Прямоточные	Одноцилиндровая	»	381	407	255	178	10,85	239	0,15	—	5,78	4 035	0,65	—	0,157
	Одноцилиндровая	»	—	—	109,5	1 632	12,6	282	0,05	10,0	4,56	3 280	0,65	—	0,193
Высокого давления	Горизонтальная четырехкратного расширения	»	135/240/285/680	400/600	147,8	147,4	55,0	435	0,05	0,6	2,62	2 070	0,817	—	0,305
	Горизонтальная тандем	Золотниковое	335/515	900	116,5	844	60,7	401	11,3	30,7	7,59	—	0,854	—	—



Фиг. 2-24. Относительный индикаторный к. п. д. паровых машин (по отношению к циклу с неполным расширением пара).

1 — одноцилиндровые машины, работающие на атмосферу; *2* — одноцилиндровые машины, работающие на конденсацию; *3* — машины двойного расширения, работающие на атмосферу; *4* — машины двойного расширения, работающие на конденсацию; *5* — машины тройного расширения, работающие на конденсацию.

Наконец, при высоком давлении пара ($p_1 = 100$ *ата*, $t_1 = 500°$ С, $p_2 = 0{,}1$ *ата*) и наивысших значениях всех к. п. д.:

$$\eta_{к.у} = 0{,}90;$$

$$\eta_м = 0{,}95;$$

$$\eta_{0i} = 0{,}90;$$

$$\eta_t = 0{,}35;$$

$$\eta_{эк} = 0{,}90 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}90 \cdot 0{,}35 = 0{,}270.$$

В практике последняя величина не достигнута.

В паровозных машинах, в связи с большой потерей от неполноты расширения, значительным вредным пространством и большими потерями от дросселирования при впуске, относительный индикаторный к. п. д. составляет всего 0,5—0,7. Эффективный к. п. д., по данным С. П. Сыромятникова [Л. 10], в большинстве случаев равен: для машин однократного расширения без перегрева—0,068, с перегревом—0,120, машин компаунд с перегревом—0,125.

Так как к. п. д. паровозного котла составляет 0,65—0,75, то общий к. п. д. лучших паровозов $\eta_{эк} = 0{,}08 \div 0{,}10$ (при $p_1 \approx 15$ *ата*, $t_1 \approx \approx 350°$ С). С. П. Сыромятников считает, что при $p_1 = 15$ *ата*, $t_1 = 450°$ С и ряде усовершенствований в конструкции и тепловом процессе паровоза его к. п. д. можно поднять до 0,12.

Паровозы, работающие на паре высокого давления, пока распространения не получили.

В табл. 2-3 приведены результаты испытаний лучших паровых машин различных типов. Эти данные показывают, что машины многократного расширения имеют более высокий относительный к. п. д. чем машины одноцилиндровые. Прямоточные машины имеют примерно такие же к. п. д., как лучшие одноцилиндровые машины (но часто более высокие, чем одноцилиндровые машины среднего качества). В конденсационных машинах потери больше, чем в машинах, работающих на атмосферу. У машин высокого давления относительный к. п. д. больше, чем у машин нормального давления среднего качества.

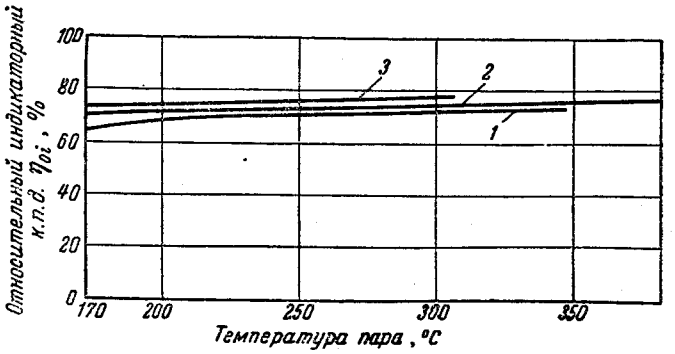
Средние данные большого числа испытаний машин сходного типа показали, что эти машины имеют следующие относительные к. п. д. (по отношению к циклу с неполным расширением пара):

одноцилиндровые машины, работающие на атмосферу	$\eta_{0i} = 0{,}65 \div 0{,}70$
одноцилиндровые машины, работающие на конденсацию	$\eta_{0i} = 0{,}60 \div 0{,}65$
машины двойного расширения, работающие на атмосферу	$\eta_{0i} = 0{,}70 \div 0{,}75$
машины двойного расширения, работающие на конденсацию	$\eta_{0i} = 0{,}70 \div 0{,}80$
машины тройного расширения, работающие на конденсацию	$\eta_{0i} = 0{,}80 \div 0{,}85$

Наибольшая величина $\eta_{0i} = 0{,}96$ достигнута в локомобильной тандем-машине с промежуточным перегревом пара и газовой рубашкой для обоих цилиндров. В стационарных машинах рекордной цифрой является $\eta_{0i} = 0{,}91$ (машина тройного расширения).

Кривые фиг. 2-24 показывают зависимость коэффициента η_{0i} от давления p_e в конце расширения у машин высокого качества разных типов.

На фиг. 2-25 показаны наибольшие значения η_{0i} (на этот раз по отношению к циклу



Фиг. 2-25. Относительный индикаторный к. п. д. машин, работающих перегретым паром (по отношению к циклу Ренкина).

1 — одноцилиндровые машины, работающие на атмосферу; *2* — машины двойного расширения; *3* — машины тройного расширения.

Ренкина) у машин, работающих на перегретом паре, в зависимости от температуры перегрева.

Следует еще раз отметить, что все приведенные цифры являются средними или максимальными величинами. Отступления от них могут быть весьма значительны.

Для выбора механического к. п. д. можно рекомендовать формулу

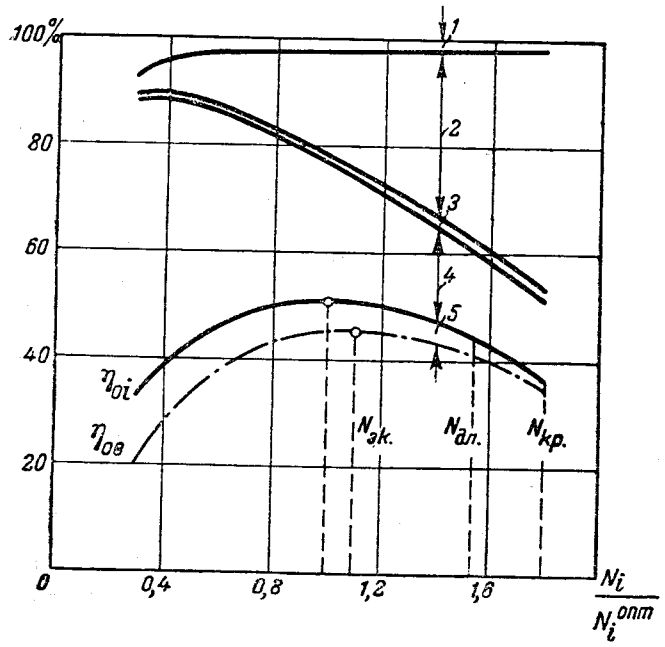
$$\eta_м = k + 0{,}00005\, N_e, \qquad (2\text{-}12)$$

где коэффициент k, зависящий от рода конструкции и степени совершенства изготовления машины, берется в пределах 0,86 — 0,92.

Формула (2-12) относится к одноцилиндровым горизонтальным машинам без конденсации мощностью от 100 до 1 000 *л. с.*

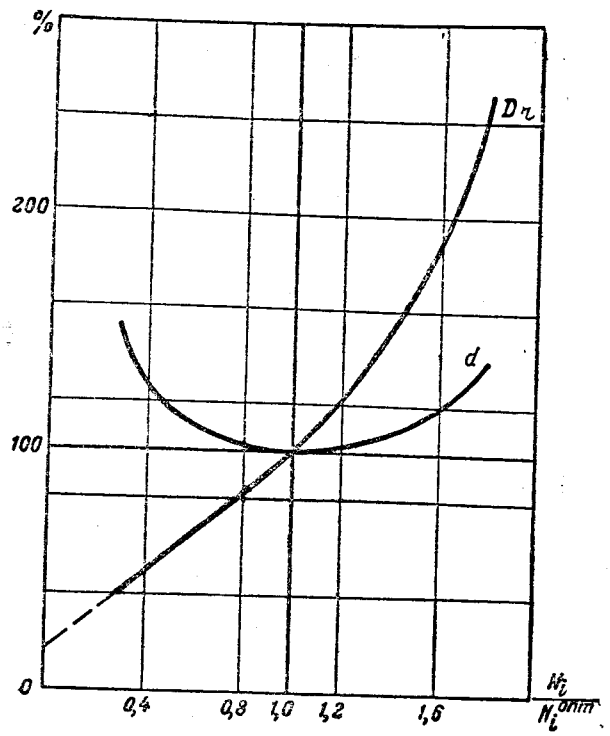
Механический к. п. д. конденсационных машин на 2—3% меньше, вследствие того что в этих машинах затрачивается энергия на привод насосов. Механический к. п. д. машин двукратного расширения также на 2—3% меньше значения, определяемого по формуле (2-12), так как в этих машинах имеется значительное число трущихся деталей (поршни, ползуны, подшипники).

Механический к. п. д. вертикальных машин на 2—3% больше, чем горизонтальных, так как



Фиг. 2-26. Изменение относительных потерь в паровой машине и ее относительного к. п. д. в зависимости от нагрузки.

1 — потери на мятие пара при впуске; *2* — потери от неполноты расширения; *3* — потери на мятие при выпуске; *4* — потери на теплообмен и утечки; *5* — потери механические; $N_{эк}$ — экономическая мощность; $N_{ал}$ — максимальная длительная мощность; $N_{кр}$ — максимальная кратковременная мощность.



Фиг. 2-27. Изменение часового и удельного расходов пара в зависимости от нагрузки машины.

d — удельный расход пара; $D_ч$ — часовой расход пара.

в первых потери на трение возвратно-движущихся частей меньше, чем во вторых.

Паровозные машины имеют обычно $\eta_м \approx$ ≈0,90, в лучшем случае—0,95. С увеличением скорости хода и уменьшением степени наполнения $\eta_м$ падает до 0,60 ÷ 0,70.

Все приведенные данные для стационарных машин относятся к экономическому режиму работы машины, соответствующему минимальному удельному расходу пара.

С изменением нагрузки машины в обе стороны от экономического режима к. п. д. падают, а удельный расход пара возрастает.

На фиг. 2-26 показан характер изменения отдельных потерь в машине и ее относительных к. п. д. в зависимости от нагрузки.

Экономической мощностью $N_{эк}$ мы называем ту, при которой к. п. д. $\eta_{эк}$ достигает максимума. Относительный индикаторный к. п. д. имеет оптимальное значение при несколько иной мощности, так как абсолютная величина механических потерь почти не зависит от нагрузки, а относительное их значение падает с увеличением нагрузки.

Резко изменяются с нагрузкой относительные величины потерь от неполноты расширения (при вычислении η_{0i} для цикла Ренкина) и

потерь от теплообмена и утечек. Первые из указанных потерь возрастают, так как с повышением нагрузки обычно увеличиваются степень наполнения и давление p_e в конце расширения. Потери от теплообмена по абсолютной своей величине увеличиваются с уменьшением нагрузки; потери на утечку, наоборот, возрастают с увеличением нагрузки; относительные же величины этих потерь всегда увеличиваются с уменьшением расхода пара, т. е. мощности машины.

Характер изменения часового и удельного расходов пара в зависимости от нагрузки машины показан на фиг. 2-27. Кривая часового расхода пара близка к прямой линии и отклоняется от нее лишь при значительной перегрузке.

Следует отметить, что паровые машины допускают обычно значительные перегрузки. Максимальная длительная мощность паровой машины составляет обычно 1,25—1,50 от экономической, а максимальная кратковременная мощность (с которой машина может работать непрерывно не более 20—30 мин.) достигает 1,35—1,70 от экономической.

2-9. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА РЕАЛЬНОГО ПРОЦЕССА В ПАРОВОЙ МАШИНЕ

Вредное пространство. Начальная точка *a* индикаторной диаграммы (фиг. 2-28) отстоит от начала координат на величину V_0— объема вредного пространства.

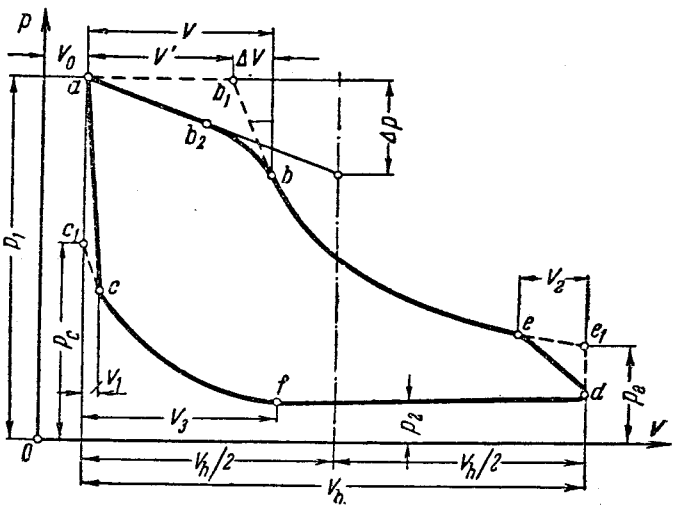
Если исследуется индикаторная диаграмма работающей машины, то величина V_0 определяется непосредственным измерением. Удобнее всего залить вредное пространство водой, поставив поршень в мертвое положение, и измерить объем влитой воды по заполнении ею полости в цилиндре и паровых каналов.

При менее точных исследованиях, а также при проектировании машины можно принимать объем вредного пространства в процентах от рабочего объема цилиндра $\left(\sigma = \frac{V_0}{V_h}\right)$, а именно: $\sigma = 7—18\%$ (в среднем—12%) при цилиндрических золотниках (в паровозных машинах с этими золотниками обычно $\sigma \approx 12\%$, в локомобильных—8—10%);

$\sigma = 6—10\%$ (в среднем—8%) при плоских золотниках;

$\sigma = 5—10\%$ (в среднем — 7%) при клапанах на цилиндре;

$\sigma = 3—6\%$ (в среднем — 4%) при кранах и при клапанах в крышке;



Фиг. 2-28. Реальная индикаторная диаграмма.

$\sigma = 2—5\%$ (в среднем — 3%) для машин прямоточных с клапаном в крышке.

Средние значения лучше всего подходят для машин, в которых ход поршня равен приблизительно двойному диаметру цилиндра и средняя скорость поршня составляет 2—3 *м/сек*.

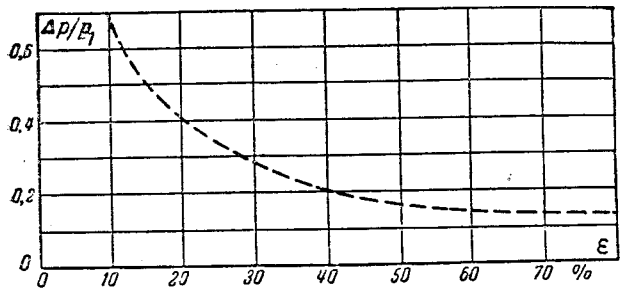
С уменьшением хода и увеличением средней скорости поршня указанные значения увеличиваются.

Если при проектировании машины объем вредного пространства выбран в вышеуказанных пределах, дальнейшая чисто конструктивная задача—осуществить этот объем при проектировании парового цилиндра и его деталей.

Линия впуска. Как указывалось в § 2-4, точка *a* начала впуска соответствует давлению p_1, которое немного меньше давления пара p'_1 перед машиной. Там же было указано, почему линия впуска *ab* имеет наклонное очертание. Часто считают, что падение давления за время впуска составляет в среднем $0{,}1\,p_1$.

И. А. Комлев [Л. 12], обозначая через Δp величину отрезка, показанного на фиг. 2-28 (измеренного посередине длины диаграммы), рекомендует выбирать $\frac{\Delta p}{p_1}$ в зависимости от степени наполнения по фиг. 2-29. С уменьшением степени наполнения наклон линии впуска увеличивается.

Положение и длина линии впуска оказывают существеннейшее влияние на площадь диаграммы и, следовательно, на мощность и экономичность машины.



Фиг. 2-29. Зависимость наклона линии впуска от степени наполнения.

Теоретически наивыгоднейшей степенью наполнения машины без потерь была бы степень наполнения, соответствующая диаграмме цикла Ренкина, т. е. с полным расширением пара.

В реальной машине наивыгоднейшим наполнением является не то, при котором получается наименьший расход пара, а то, при котором стоимость единицы энергии, вырабатываемой машиной, оказывается минимальной. Так, например, для цикла Ренкина, теоретически дающего наименьший расход пара, требуются цилиндры большого размера, понижающие относительный эффективный к. п. д. и увеличивающие расходы на ремонт, амортизацию и т. п. Экономически наивыгоднейшее наполнение не совпадает поэтому с наполнением, дающим минимальный расход пара.

В табл. 2-4 указаны (по Слуцкому) степени наполнения, дающие минимальный расход пара ε_1, и экономически наивыгоднейшие ε_2 для насыщенного пара.

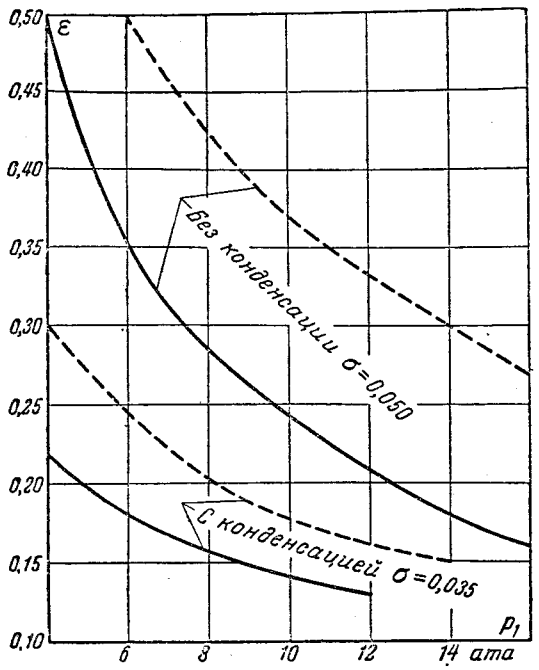
Таблица 2-4

Степени наполнения, соответствующие минимальному расходу пара ε_1 и экономически наивыгоднейшие ε_2

Давление впуска, *ата*	Одноцилиндровые машины без конденсации σ=0,050		Одноцилиндровые машины с конденсацией σ=0,035		Машины двойного расширения с конденсацией	
	ε_1	ε_2	ε_1	ε_2	ε_1	ε_2
4	0,35	0,50	0,150	0,220	0,130	0,200
8	0,19	0,28	0,105	0,160	0,085	0,130
10	0,16	0,24	0,095	0,140	0,072	0,110
12	0,14	0,21	0,090	1,130	0,070	0,100
16	0,11	0,16	—	—	0,060	0,090

Наивыгоднейшую степень наполнения одноцилиндровой машины можно выбрать также по фиг. 2-30, построенной по данным табл. 2-4 для насыщенного, а также для перегретого пара.

При работе насыщенным паром ориентировочную величину степени наполнения можно определить по следующим формулам:



Фиг. 2-30. Наивыгоднейшие степени наполнения одноцилиндровых машин.
Сплошные линии — при работе насыщенным паром; пунктирные линии — при работе перегретым паром (перегрев 100° С).

для одноцилиндровых машин, работающих на атмосферу:

$$\varepsilon = \frac{2}{p_1 + 2};$$

для одноцилиндровых машин, работающих на конденсацию:

$$\varepsilon = \frac{1{,}3}{p_1 + 3}.$$

Так как все приведенные данные не являются универсальными, а зависят от параметров пара и величины вредного пространства, то наиболее целесообразно определять степень наполнения, задаваясь конечным давлением расширения p_e и строя кривую расширения на индикаторной диаграмме снизу вверх (из точки e_1 на фиг. 2-28).

Для экономически наивыгоднейшего наполнения следует принимать:

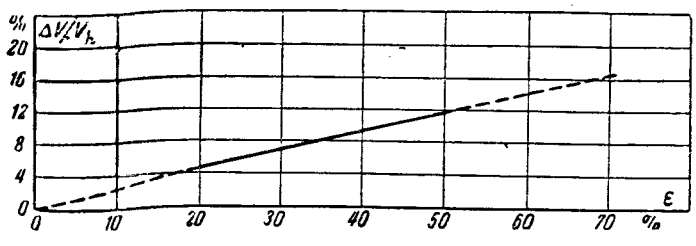
у одноцилиндровых машин без конденсации . . . . . $p_e = 1{,}8 \div 2{,}5$ *ата*

у одноцилиндровых машин с конденсацией . . . . . $p_e = 1{,}0 \div 1{,}8$ *ата*

у машин двойного расширения без конденсации . . . . . $p_e = 1{,}5 \div 2{,}2$ *ата*

у машин двойного расширения с конденсацией . . . . . $p_e = 0{,}7 \div 1{,}3$ *ата*

у машин тройного расширения с конденсацией . . . . . $p_e = 0{,}5 \div 0{,}9$ *ата*



Фиг. 2-31. Изменение величины $\frac{\Delta V}{V_h}$ в зависимости от степени наполнения.

При меньших значениях p_e получается меньшая степень наполнения; поэтому нижние пределы следует выбирать для больших машин при дорогом топливе и непрерывной работе. В этом случае нужно обращать внимание в первую очередь на расход пара; стоимость же машины имеет второстепенное значение.

В прямоточных машинах в связи с обычно применяемым высоким вакуумом степень наполнения невелика и составляет 8 ÷ 10% (высший предел относится к невысоким давлениям впуска и перегретому пару, низший — к большим давлениям впуска и насыщенному пару).

Давление в конце расширения выбирают иногда заведомо большим для получения значительной степени наполнения. Это особенно необходимо, как будет показано ниже, при работе с простыми золотниками.

Поэтому в паровозных машинах наивыгоднейшая степень наполнения составляет обычно 30—40% (при $p_1 \approx 15$ *ата*).

Для любой машины нормальная степень наполнения не должна быть менее 7 ÷ 8%, так как в противном случае затрудняется конструирование парораспределительного механизма.

Все указанные величины относятся к теоретической степени наполнения и соответствуют объему V' на фиг. 2-28. Действительная степень наполнения, по которой проектируется парораспределение, должна быть взята несколько большей в соответствии с указанием в конце § 2-4.

Положение точки b можно определить величиной ΔV, которая, по И. А. Комлеву, изменяется в зависимости от степени наполнения по графику фиг. 2-31.

Для ориентировочных расчетов можно принимать:

$$V \approx 1{,}2V'.$$

Точка b_2, в которой начинается усиленное сжатие пара, может быть намечена при расчете парораспределительных органов. В этой точке скорость прохода пара через золотник или клапан достигает значительной величины (около 100 *м/сек*) и при дальнейшем движении поршня резко возрастает.

Расширение. В идеальных процессах расширение пара предполагалось адиабатическим по закону

$$pv^k = \text{const}.$$

В реальном процессе на очертание кривой расширения оказывают влияние теплообмен со стенками цилиндра и величина утечки пара.

В начале расширения, когда в большинстве случаев пар еще отдает часть своей теплоты стенкам, кривая расширения идет с большим уклоном (круче), чем адиабата. В конце расширения, во время вторичного испарения и сообщения теплоты от стенок пару температура и давление пара выше, чем при адиабатическом процессе, и кривая расширения идет более полого, чем адиабата.

При неплотности впускных распределительных органов, когда свежий пар просачивается во время расширения в цилиндр, кривая расширения идет полого, так как давление в каждой ее точке оказывается выше.

Неплотность выпускных органов влияет на очертание кривой расширения в обратном направлении.

Утечка пара между поршнем и стенками цилиндра в соседнюю полость также увеличивает крутизну кривой расширения. При неплотности поршня перетекание пара из исследуемой полости в соседнюю происходит лишь во время выпуска и начала сжатия в этой второй полости. Когда же давление сжатия оказывается выше давления расширения в первой полости, перетекание пара происходит в обратном направлении, и кривая расширения в конце своем поднимается выше нормальной.

Таким образом, кривая расширения в действительном процессе существенно отличается от адиабаты. Обычно ее удается подчинить уравнению политропы

$$pv^n = \text{const}$$

с постоянным показателем n на протяжении всей кривой. При этом n представляет собой среднее значение показателя политропы; отдельные же участки кривой расширения могут иметь различные показатели (они обычно в конце кривой меньше, чем в начале).

Вследствие влияния различных факторов на величину показателя n не всегда можно судить по его величине о характере теплового процесса в машине. Так, например, прежде

чем по величине показателя кривой расширения делать заключения о теплообмене в цилиндре, необходимо убедиться в отсутствии утечек в машине.

Экспериментальными исследованиями установлено, что при работе насыщенным паром средняя величина показателя n обычно равна единице, т. е. расширение происходит по закону

$$pv = \text{const}.$$

Уравнение это, по виду совпадающее с изотермой для газов (но отнюдь не с изотермой для пара), представляет собой уравнение равносторонней гиперболы в координатах p, v.

Из многочисленных способов построения этой гиперболы чаще всего применяется метод, показанный на фиг. 2-32.

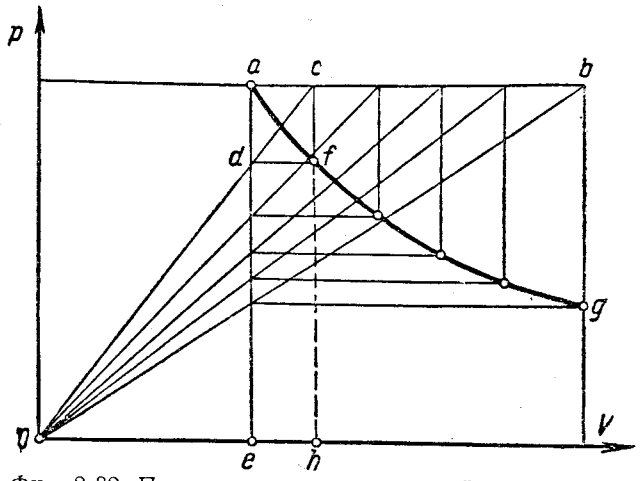
Положим, требуется вычертить на протяжении ab гиперболу, проходящую через точку a. Проводим через эту точку горизонталь и вертикаль. Расстояние ab делим на произвольное число частей (равных или неравных). Точки, полученные в результате деления, соединяем с началом координат O. Из точек (c и d) пересечения лучей с горизонталью ab и вертикалью ae проводим линии, параллельные абсциссе и ординате. Геометрическое место точек пересечения f этих линий представит собой гиперболу ag[1].

Показатель адиабаты для перегретого пара $k = 1{,}3$.

В реальном процессе средняя величина показателя политропы n лежит в пределах от 1 до 1,25, в зависимости от температуры пара и отчасти от степени наполнения. При этом n больше в начале расширения и меньше в конце его. С увеличением перегрева и с увеличением степени наполнения n увеличивается. Это объясняется тем, что при больших степенях наполнения точка перехода перегретого пара в состояние насыщения лежит ближе к концу расширения, и большая часть расширения происходит по закону для перегретого пара.

В табл. 2-5 приведены установленные опытным путем показатели кривой расширения одной из машин. В этой таблице через t_1 обозначена температура пара, °С; ε — степень наполнения; n_1 — показатель кривой расширения между началом расширения и средним положением поршня; n_2 — показатель кривой

[1] Правильность такого построения можно доказать, исходя из подобия треугольников Ode и Och. Доказательство можно найти в курсах термодинамики.



Фиг. 2-32. Построение равносторонней гиперболы.

расширения между средним и конечным положениями поршня.

Давление свежего пара, при котором производились исследования, составляло около 10 *ат*.

Таблица 2-5

Показатели кривой расширения в зависимости от температуры пара и степени заполнения

t_1	ε	n_1	n_2
204,3	0,168	1,027	1,063
223,6	0,181	1,106	1,076
263,9	0,187	1,175	1,078
303,1	9,187	1,191	1,113
286,0	0,096	1,170	1,040
278,2	0,270	1,320	1,150

Построение кривой расширения перегретого пара производят обычно по уравнению

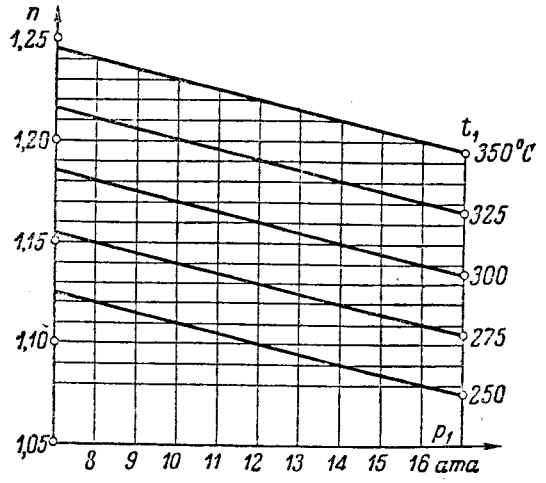
$$pv^n = \text{const},$$

причем величина показателя n принимается постоянной по длине кривой. Величину этого показателя в зависимости от начальных параметров пара можно выбрать по графику, приведенному на фиг. 2-33.

Кривую расширения (или сжатия) перегретого пара можно построить путем вычисления координат отдельных точек или же графическим методом, показанным на фиг. 2-34.

Положим, требуется провести политропу через точку e с координатами p_1, V_1.

Из начала координат проводим лучи: первый Ok — под произвольным углом α, второй Ol — под углом β, зависящим от показателя политропы и от угла α. Из точки e проводим вертикаль em и горизонталь en. Через точки m и n проводим прямые mq и nr под углом 45° к горизонту. На пересечении вертикали, проведенной через точку q, и горизонтали, проведен-



Фиг. 2-33. График для выбора показателя n.

ной через точку r, лежит точка t, принадлежащая политропе. Доказательство этого построения можно найти в курсах термодинамики.

Величину угла β определяют по формуле

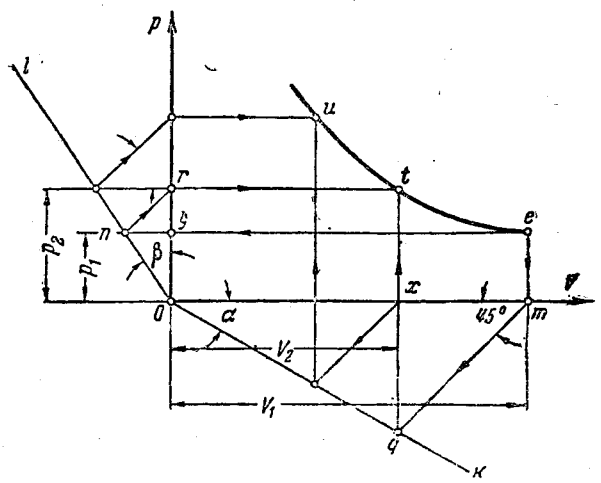
$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1.$$

Значения угла β при $\alpha = 30°$ и различных значениях показателя кривой расширения приведены в табл. 2-6.

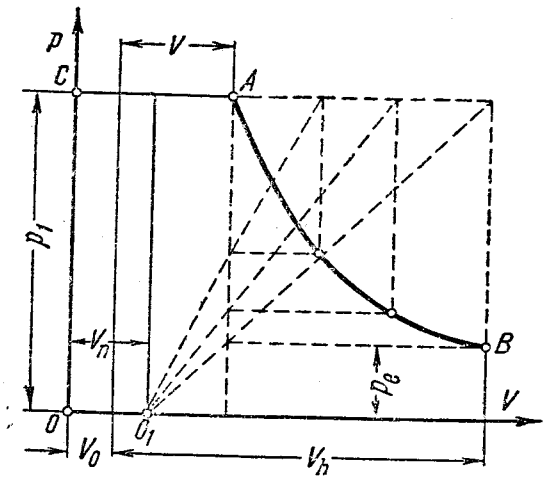
Таблица 2-6

Значения угла β

n	β
1,00	30°
1,05	31°30′
1,10	33°
1,15	34°30′
1,20	36°
1,25	37°30′
1,30	39°



Фиг. 2-34. Построение кривой расширения (или сжатия) перегретого пара.



Фиг. 2-35. Построение кривой расширения перегретого пара по методу Слуцкого.

Простой метод построения кривой расширения перегретого пара предложил инж. Слуцкий (фиг. 2-35). По этому методу кривая расширения строится как равнобокая гипербола, но не из начала координат, а из нового полюса, сдвинутого на некоторую величину V_n от начала координат O.

Обозначив отношение $\frac{V_n}{V_h}$ через m, Слуцкий для определения этой величины пользуется формулой

$$m = \frac{0{,}2 \lg \tau}{1 + \varepsilon + \sigma}(\varepsilon + \sigma), \qquad (2\text{-}13)$$

где τ — перегрев пара (разность между температурой пара и температурой насыщенного пара того же давления);

ε — степень наполнения в долях длины диаграммы $\left(\varepsilon = \frac{V}{V_h}\right)$;

σ — вредное пространство в долях длины диаграммы $\left(\sigma = \frac{V_0}{V_h}\right)$.

На фиг. 2-35 линия расширения AB построена как равнобокая гипербола из полюса O_1, причем

$$OO_1 = V_n = mV_h.$$

Способ Слуцкого удобен тем, что он более или менее точно учитывает как степень перегрева, так и наполнение машины и, несмотря на некоторую искусственность метода, дает удовлетворительные результаты.

На практике этим способом целесообразно пользоваться лишь тогда, когда задана степень наполнения и кривая расширения строится из начальной точки.

Опережение выпуска. Для того чтобы давление пара в конце расширения могло в мертвой точке упасть до давления выпуска, последний начинается не в мертвом положении, а несколько раньше. Опережение

выпуска берется тем больше, чем больше разность $p_e - p_2$; в машинах, работающих на конденсацию, оно берется больше, чем в машинах, работающих на атмосферу. Так как для выравнивания давлений важна абсолютная продолжительность выпуска, величина опережения выпуска должна быть тем больше, чем больше число оборотов машины и скорость движения поршня.

В одноцилиндровых машинах обычно опережение выпуска дается в следующих пределах (% хода поршня):

5—10% при работе на атмосферу,
8—15% при работе на конденсацию.

В прямоточных машинах, как указывалось, опережение выпуска, совпадающее с длиной окон, составляет 10—12% хода поршня.

На индикаторной диаграмме опережение выпуска выражается потерей небольшой площадки (фиг. 2-28).

Если бы выпуск начался в мертвой точке, потеря в площади диаграммы была бы еще больше (см. фиг. 2-54, на которой показана диаграмма без опережения выпуска).

Выпуск пара. Линия выпуска в нормальной диаграмме имеет вид горизонтальной прямой при давлении несколько большем, чем давление в конденсаторе (или выпускном трубопроводе). Разница давлений объясняется сопротивлениями в пораспределительных органах и в выпускной трубе и возрастает с увеличением скорости выходящего пара. Перепадом давления в конденсационных машинах часто можно пренебречь; в машинах же с противодавлением его можно принимать равным $0{,}1 \div 0{,}2$ *ат*.

Таким образом, для машин, работающих на атмосферу, выбирают

$$p_2 = 1{,}1 \div 1{,}15\ ama;$$

для машин, работающих на конденсацию, чаще всего выбирают

$$p_2 = 0{,}1 \div 0{,}25\ ama$$

(для прямоточных машин — до $0{,}05\ ama$).

В машинах с противодавлением, пар из которых поступает в какие-либо нагревательные приборы и служит для целей варки, сушки, отопления и т. п., давление выпуска может быть взято значительно выше атмосферного. Часто встречаются машины, у которых

$$p_2 = 2 \div 4\ ama,$$

а при очень высоких давлениях свежего пара можно отработавший пар выпускать при давлении $10 \div 12\ ama$, направляя его из машины высокого давления в машины нормального типа.

Машины высокого давления в этом случае называются предвключенными машинами. Их применяют для увеличения мощности существующей установки путем повышения начального давления пара (конечно, с заменой существующих котлов котлами высокого давления).

Сжатие пара. В § 2-7 было показано, что сжатие пара до определенного предела уменьшает потери. Сжатие полезно также тем, что сжимаемый пар, действуя подобно упругому буферу, поглощает инерцию движущихся масс и способствует плавному ходу машины. Кроме того, сжатие препятствует гидравлическому удару впускаемого в цилиндр свежего пара, так как к моменту начала впуска давление пара в цилиндре в значительной мере повышено сжатием.

На индикаторной диаграмме фиг. 2-28 кривая сжатия *fc* может быть подобно кривой расширения подчинена закону политропы:

$$pv^n = \text{const}.$$

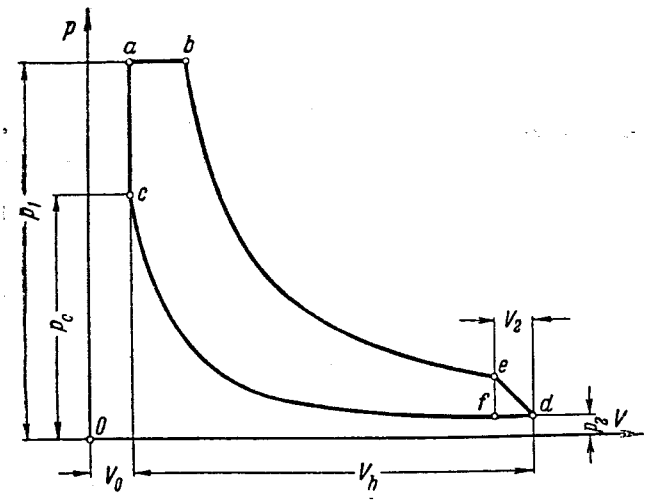
Как при работе насыщенным, так и при работе перегретым паром в начале сжатия пар обычно является насыщенным. Однако вследствие сжатия и вследствие отдачи тепла от стенок в процессе сжатия пар обычно перегревается. Перегрев пара всегда имеет место при наличии паровой рубашки. Поэтому показатель n кривой сжатия следует выбирать в пределах $1{,}1 \div 1{,}3$. Низшая цифра соответствует конденсационным машинам без паровой рубашки; верхний предел относится к машинам с противодавлением, с рубашкой и особенно к прямоточным машинам, где продолжительное сжатие и крышечный обогрев обусловливают высокий перегрев пара в конце сжатия.

При проектировании линии сжатия на индикаторной диаграмме обычно исходят из конечной точки этой кривой (c_1 на фиг. 2-28). Конечным давлением сжатия p_c задаются:

$p_c = 2 \div 2{,}5\ ama$ — при работе на конденсацию (иногда и ниже $2\ ama$, если степень сжатия получается чрезмерной);

$p_c \approx \frac{p_1 + p_2}{2}$ — при работе на атмосферу или с противодавлением.

В случае золотникового распределения продолжительность сжатия связана с другими моментами пораспределения и может колебаться в довольно широких пределах (см. § 3-3 и 3-5).



Фиг. 2-36. Индикаторная диаграмма прямоточной машины.

В прямоточных машинах сжатие начинается с момента закрытия поршнем паровыпускных окон в точке f (фиг. 2-36). Поэтому при проектировании этих машин кривую сжатия следует строить, исходя из точки f начала сжатия.

В прямоточных машинах вследствие большой продолжительности сжатия (88 ÷ 90%) конечное давление сжатия p_c оказывается довольно высоким и тем большим, чем выше давление выпуска p_2.

При работе на конденсацию даже с малым вредным пространством удается обычно получать конечное давление сжатия p_c более низким, чем давление впуска p_1. Однако, если ту же машину пустить на атмосферу, то сплошь и рядом давление p_c может превзойти давление p_1, образовав на диаграмме петлю отрицательной работы и вредно действуя на прочность частей машины.

Прямоточные машины строят, главным образом, для работы на конденсацию. Чтобы иметь возможность работать и на атмосферу (в случае, например, поломки конденсационного устройства), цилиндр машины снабжают добавочными вредными пространствами, которые могут быть приключены к каждой из полостей цилиндра при работе на атмосферу. Увеличение вредного пространства понижает давление в конце сжатия p_c.

Добавочные вредные пространства устраивают обычно в крышках цилиндра и приключают к рабочим полостям цилиндра открыванием специальных клапанов (вручную или автоматически).

Величина вредного пространства V_0', необходимого при работе на атмосферу, может быть определена из следующего уравнения:

$$p_2 (V_h - V_2 + V_0')^n = p_c' V_0'^n.$$

Обозначения здесь соответствуют фиг. 2-36, причем под V_0' понимается полная величина необходимого вредного пространства, а под p_c' — максимально допустимое давление сжатия.

Обозначим:

$$V_h - V_2 = aV_h;$$

$$V_0' = \sigma' V_h.$$

В таком случае

$$p_2 (aV_h + \sigma' V_h)^n = p_c' (\sigma' V_h)^n;$$

$$\sigma' = \frac{a}{\sqrt[n]{\frac{p_c'}{p_2} - 1}}. \qquad (2\text{-}14)$$

Соответственно продолжительности сжатия в прямоточных машинах величина a обычно равна 0,9.

Величину p_c' приходится выбирать достаточно высокой для уменьшения добавочного вредного пространства.

Обычно берут

$$p_c' = p_1 - 1.$$

Что касается остальных величин, входящих в формулу (2-14), то

$$p_2 \approx 1{,}1 \text{ ата};$$

$$n = 1{,}2 \div 1{,}3.$$

Если нормальное вредное пространство в долях рабочего объема при работе на конденсацию мы обозначим через σ, то величина добавочного вредного пространства при пуске машины на атмосферу будет

$$\sigma_0 = \sigma' - \sigma.$$

В табл. 7 приведены значения полной величины вредного пространства, необходимого для работы на атмосферу при следующих данных: пар сухой насыщенный, продолжительность сжатия 90%, конечное давление сжатия p_c' на 1 *ата* меньше давления впуска p_1, давление выпуска $p_2 = 1{,}03$ *ата*.

Данные табл. 2-7 показывают, насколько бесполезно велико вредное пространство, которое приходится выбирать для прямоточных машин, работающих на атмосферу. Одно из существенных преимуществ этих машин — малое вредное пространство — отпадает при работе на атмосферу. Поэтому стационарные прямоточные машины снабжают всегда конденсационным устройством.

Таблица 2-7

Значения полной величины вредного пространства c′ при разных давлениях впуска

Давление впуска, *ата*	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Полная величина вредного пространства c′,%	27,9	23,8	21,3	19,2	17,6	16,25	15,15	14,2	13,4

В прямоточных машинах, вследствие большой продолжительности сжатия, обычно получается бесполезно высокое конечное давление сжатия. В связи с этим были предложены конструкции машин, в которых выпускные окна снабжены управляемыми клапанами или золотниками, а поршень имеет нормальную длину. Схемы таких машин изображены на фиг. 2-37.

В нижней схеме цилиндр имеет в общем такую же конструкцию, как и в нормальной прямоточной машине, но поршень значительно укорочен, и выпуск пара из окон управляется специальным выпускным органом парораспределения. Пока в цилиндре происходит расширение пара, этот орган закрыт; открывается он лишь в конце хода поршня, и выпуск продолжается до закрытия поршнем окон. Сжатие составляет, таким образом, несколько менее 50% хода поршня.

В верхней схеме фиг. 2-37 цилиндр имеет два ряда выпускных управляемых окон. При движении поршня вправо (впуск и расширение пара) оба ряда окон закрыты. В момент опережения выпуска окна открываются, а при движении поршня влево (выпуск пара) сначала закрывается поршнем ряд окон *1*, а затем — *2*. После этого начинается сжатие пара, которое будет тем меньше, чем дальше от середины цилиндра отстоят ряды окон *1* и *2*.

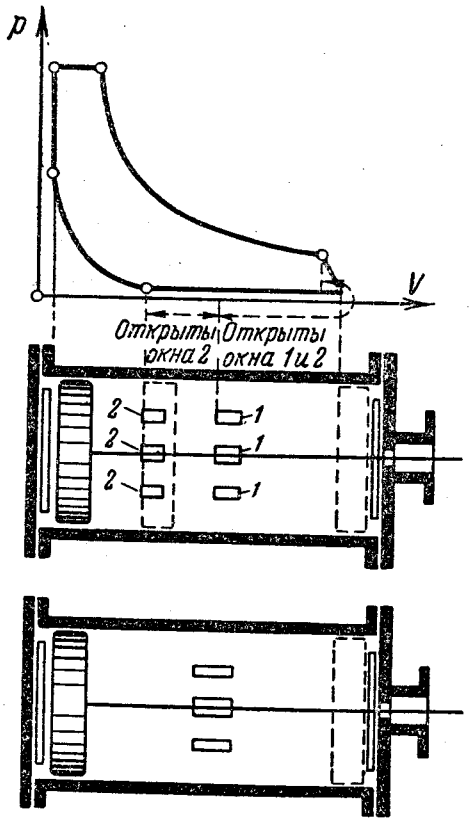
В обоих случаях начало выпуска регулируется особым парораспределительным механизмом, и лишь начало сжатия устанавливается самим расположением окон.

Опережение впуска. Для того чтобы при мертвом положении поршня вредное пространство было уже заполнено свежим паром давлением p_1, впуск пара в цилиндр начинается до прихода поршня в мертвое положение. Величина опережения впуска должна быть тем большей, чем меньше сжат пар, чем больше вредное пространство и чем выше скорость движения поршня.

Обычно момент начала впуска кинематически связан с моментом отсечки и при изменении степени наполнения также меняет свое положение.

В среднем опережение впуска составляет от 0,8 до 2% хода поршня и на нормальной индикаторной диаграмме почти незаметно.

Если пренебречь при построении индикаторной диаграммы наклоном линии впуска, опережениями впуска и выпуска, то площадь диаграммы окажется несколько больше действительной (фиг. 2-28). В этом случае следует при определении мощности машины умножить площадь диаграммы на «коэффициент полноты», который может быть принят равным около 0,98.



Фиг. 2-37. Схемы прямоточных машин с управляемыми окнами для выпуска пара.
1 и *2* — окна.

2-10. ПРИМЕРЫ ПОСТРОЕНИЯ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ МАШИН

Пример 1. Прямоточная машина с перегревом и конденсацией. Давление пара при впуске $p_1 = 12$ *ата*, температура пара при впуске $t_1 = 300°$ С, давление в конденсаторе $p_2 = 0{,}08$ *ата*, пароораспределение — клапанами в крышке цилиндра.

В соответствии с указаниями, приведенными в § 2-9, выбираем величину вредного пространства

$$V_0 = 0{,}04\, V_h .$$

Удобными масштабами для построения диаграммы являются:

$$V_h = 150\ мм;$$

$$1\ ат = 10\ мм .$$

Отложив рабочий объем цилиндра V_h (фиг. 2-38) в виде отрезка длиной 150 *мм* и вредное пространство V_0, в избранном масштабе измеряемое отрезком 6 *мм*, найдем начало координат *O*.

На высоте 12 *ата* через точку *a* проводим горизонтальную линию впуска.

Задаемся давлением в конце расширения p_e.

Примем $p_e = 1$ *ата*.

Из точки e_1 (на высоте p_e) строим снизу вверх кривую расширения.

Построение выполнено вышеописанным графическим методом.

Показатель кривой расширения принят

$$n = 1{,}15.$$

Лучи *Ox* и *Oy* проведены под углами:

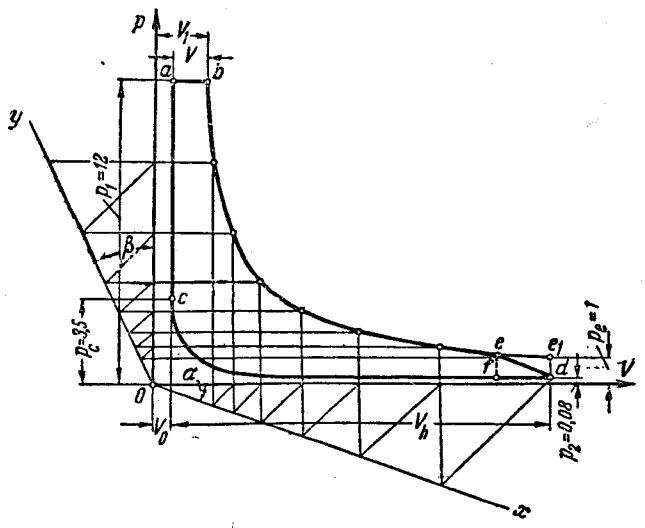
$$\alpha = 20°$$

(произвольно выбран) и β, определяемым из уравнения

$$\operatorname{tg}\beta = (1 + \operatorname{tg}\alpha)^n - 1 = 1{,}364^{1{,}15} - 1 = 0{,}43;$$

$$\beta = 25°\ 30'.$$

Методика построения кривой *ac* описана в предыдущем параграфе.



Фиг. 2-38. Построение индикаторной диаграммы прямоточной машины.

Наполнение измеряется отрезком

$$V = V_1 - V_0 = 17{,}5 - 6 = 11{,}5\ мм.$$

В долях хода поршня (длины диаграммы) степень наполнения

$$\varepsilon = \frac{11{,}5}{150} \approx 0{,}08 .$$

На диаграмме отмечено опережение выпуска в точке *e*, причем $ee_1 = 0{,}1\, V_h = 15\ мм$. В соответствии с конструктивными особенностями прямоточных машин (§ 2-6) сжатие начинается в точке *f*, лежащей на одной вертикали с точкой *e* (линия *df* проведена при давлении $p_2 = 0{,}08$ *ата*).

Кривая сжатия *fc* построена по точкам по закону $pv^n = \text{const}$, причем принято

$$n = 1{,}2.$$

Конечное давление сжатия p_c определено из уравнения

$$0{,}08 \cdot 141^{1{,}2} = p_c \cdot 6^{1{,}2}$$

(141 — абсцисса точки *f*, *мм*; 6 — абсцисса точки *c*, *мм*):

$$p_c = 3{,}5\ ата.$$

Определим еще величину вредного пространства, которое нужно иметь для того, чтобы при работе на атмосферу давление сжатия не превосходило давления впуска.

По формуле (2-14) имеем:

$$c' = \frac{0{,}9}{\sqrt{\frac{11}{1{,}1} - 1}} = 0{,}155$$

(конечное давление сжатия p_c' принято равным 11 *ата*).

Необходимая величина добавочного вредного пространства при работе на атмосферу (в процентах рабочего объема цилиндра)

$$c_0 = 15{,}5 - 4 = 11{,}5\%.$$

Наклоном линии впуска, торможением при выпуске и опережением впуска пренебрегаем.

Пример 2. Локомобильная машина с противодавлением и перегревом пара.

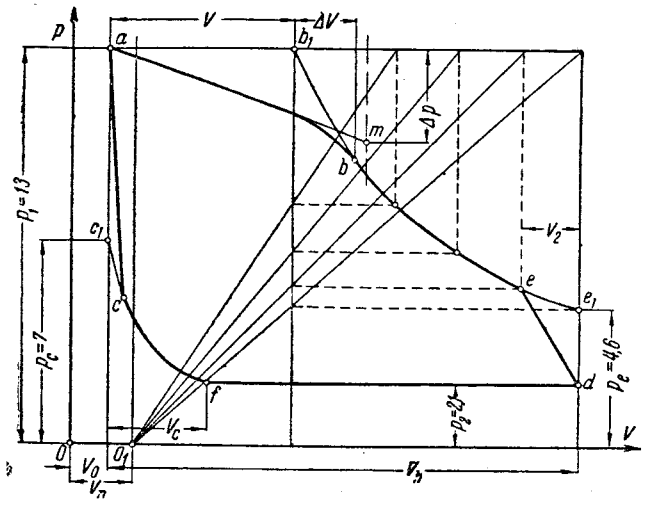
Давление пара при впуске $p_1 = 13$ *ата*; температура пара при впуске $t_1 = 300°$ С; противодавление $p_2 = 2$ *ата*; пароораспределение — цилиндрическим золотником; вредное пространство — 8%.

При наличии простого золотника (как будет показано в разделе третьем), степень наполнения должна быть значительно больше, чем это требуется для экономически выгодной работы машины. В некоторых случаях расход пара машиной не играет существенного значения, в особенности тогда, когда весь пар из машины используется в нагревательных приборах. В этих случаях давление p_e в конце расширения можно брать значительно выше пределов, указанных в § 2-9.

Мы зададимся степенью наполнения и примем ее, руководствуясь цифрами, рекомендуемыми для простого золотника: $\varepsilon_{теор} = 40\%$.

Отложив на диаграмме (фиг. 2-39) рабочий объем цилиндра в виде отрезка

$$V_h = 150\ мм$$



Фиг. 2-39. Построение индикаторной диаграммы машины с противодавлением.

и вредное пространство

$$V_0 = 0{,}08 \cdot 150 = 12 \text{ мм},$$

проведем теоретическую линию впуска ab_1 длиной

$$V = 0{,}4 \cdot 150 = 60 \text{ мм}.$$

Кривую расширения перегретого пара построим по способу Слуцкого как равностороннюю гиперболу, но по отношению к новому началу координат.

Перенесем начало координат в точку O_1, причем

$$V_h = OO_1 = mV_h = \frac{0{,}2 \lg \tau (\varepsilon + \sigma)}{1 + \varepsilon + \sigma} V_h .$$

В нашем случае перегрев пара $\tau = 300 - 190 = 110°$ С;

$$\varepsilon = 0{,}4; \quad \sigma = 0{,}08;$$

$$m = \frac{0{,}2 \cdot \lg 110 \cdot 0{,}48}{1{,}48} = 0{,}132 .$$

На диаграмме мы отложим V_n в виде отрезка

$$V_n = mV_h = 0{,}132 \cdot 150 = 19{,}8 \text{ мм}.$$

Кривая $b_1 e_1$ представляет собой построенную по способу Слуцкого равностороннюю гиперболу с полюсом в точке O_1.

Так как падение давления в конце расширения довольно значительно (2,6 *ата*), опережение выпуска сделаем бо́льшим, чем обычно практикуется.

Примем

$$V_2 = 0{,}12\, V_h .$$

Давление выпуска p_2 примем равным 2,1 *ата*. Давлением в конце сжатия зададимся, приняв

$$p_c \approx \frac{p_1 + p_2}{2} \approx 7 \text{ ата}.$$

Кривую сжатия построим обратным путем, исходя из точки c_1, по закону

$$pv^{1{,}1} = \text{const}.$$

На линии сжатия отметим точку c на расстоянии 0,01 V_h от края диаграммы. Эту точку (опережение впуска) соединим с точкой a.

Нанесем уклон линии впуска. По вертикали, проведенной через середину длины диаграммы, отложим отрезок Δp, который выбираем по фиг. 2-29:

$$\Delta p = 0{,}2 \cdot 13 = 2{,}6 \text{ ата}.$$

Точку m соединим с точкой a.

От точки b_1 отложим отрезок ΔV, который выбираем по фиг. 2-31:

$$\Delta V = 0{,}09 \cdot 150 = 13{,}5 \text{ мм}.$$

Этим определяется на кривой расширения действительный момент отсечки (точка b).

Истинная степень наполнения

$$\varepsilon = \frac{60 + 13{,}5}{150} = 0{,}49.$$

Приведенные примеры построения индикаторных диаграмм показывают, что цифровые данные, рекомендованные в § 2-9, являются лишь средними нормальными числами. Во многих случаях в зависимости от конструкции машины, ее назначения, режима работы приходится делать более или менее значительные отступления от этих средних величин.

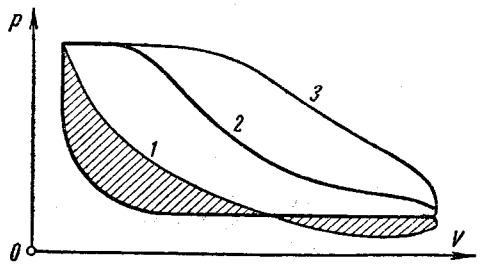
2-11. ВЛИЯНИЕ НАГРУЗКИ МАШИНЫ НА ОЧЕРТАНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

При изменении нагрузки должна соответственным образом изменяться и мощность машины. Так как последняя находится в зависимости от площади индикаторной диаграммы, то регулирование машины должно совершаться воздействием на элементы парораспределения или на те или иные процессы в цилиндре.

Применяются два способа регулирования: количественное, или регулирование наполнения, и качественное, или дроссельное.

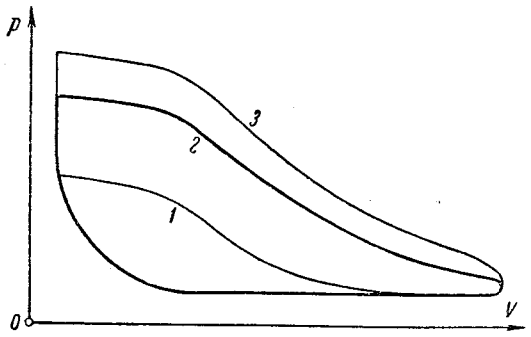
В первом случае регулятор управляет степенью наполнения машины, изменяя момент отсечки; при уменьшении нагрузки продолжительность впуска сокращается, площадь индикаторной диаграммы уменьшается; при увеличении нагрузки степень наполнения увеличивается.

На фиг. 2-40 представлены три диаграммы машины: *1* — для холостого хода, *2* — для нор-



Фиг. 2-40. Количественное регулирование паровой машины.

1 — индикаторная диаграмма для холостого хода (заштрихована); *2* — индикаторная диаграмма для нормальной нагрузки; *3* — индикаторная диаграмма для максимальной нагрузки.



Фиг. 2-41. Дроссельное регулирование паровой машины.

1 — индикаторная диаграмма для холостого хода; *2* — индикаторная диаграмма для нормальной нагрузки; *3* — индикаторная диаграмма для максимальной нагрузки.

мальной нагрузки и *3*—для максимальной нагрузки.

На диаграмме *1* (заштрихованной) линия расширения опускается ниже линии выпуска, образуя петлю отрицательной работы. Полезная площадь диаграммы равна разности верхней и нижней петель.

Так как с изменением нагрузки тепловой перепад в машине остается постоянным и меняется лишь относительный эффективный к. п. д., который резко падает лишь при значительных отклонениях от экономического режима работы, то расход пара на единицу мощности остается в сравнительно широких пределах приблизительно постоянным. Такой способ регулирования является поэтому достаточно совершенным и в настоящее время почти исключительно применяется.

Наименьшая степень наполнения при таком регулировании принимается обычно равной нулю, т. е. отсечка происходит при мертвом положении поршня. Так как, однако, впуск пара начинается до прихода поршня в мертвое положение, то в цилиндр и при нулевом наполнении попадает некоторое количество пара. Очевидно нужно, чтобы минимальная площадь индикаторной диаграммы *1* соответствовала мощность меньшей, чем мощность $N_м$, необходимая для преодоления вредных сопротивлений в машине. Если это условие не соблюдено, повышение числа оборотов при холостом ходе не вызовет уменьшения мощности машины, и произойдет разбег машины. Поэтому в машинах с высоким давлением впуска, работающих на конденсацию, и особенно в машинах с большим вредным пространством добиваются абсолютного нулевого наполнения, с тем чтобы совершенно прекратить впуск пара в цилиндр.

Максимальную степень наполнения выбирают в связи с наибольшей мощностью, требующейся от машины. При этом необходимо сообразоваться с системами парораспределения, так как некоторые из них с трудом допускают широкие пределы для изменения момента отсечки. В одноцилиндровых машинах без конденсации обычно максимальная степень наполнения составляет 40 ÷ 60%, в машинах с конденсацией — 30 ÷ 50%, в паровозных машинах — до 70 ÷ 80%.

Качественное регулирование машины заключается в том, что изменяется давление пара путем дросселирования; степень же наполнения остается постоянной. Индикаторные диаграммы для этого случая представлены на фиг. 2-41.

Объем впускаемого в цилиндр пара остается постоянным для любых мощностей; количество же пара уменьшается с уменьшением мощности, так как при дросселировании возрастает удельный объем пара. В то же время снижается тепловой перепад, срабатываемый в машине, и существенно падает относительный эффективный к. п. д. Удельный расход пара поэтому с уменьшением нагрузки резко возрастает. При значительном торможении давление в конце сжатия легко может превысить давление впуска и образовать петлю отрицательной работы.

Существенным недостатком качественного регулирования является то, что для возможности перегрузки машины пар при нормальной нагрузке должен дросселироваться. Это также, понятно, понижает способность машины к перегрузке.

Парораспределительный механизм машины обычно при изменении отсечки перестанавливает также и момент начала впуска. При дроссельном регулировании все моменты парораспределения остаются неизменными.

2-12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ МАШИНЫ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ

Из термодинамики известно, что индикаторная диаграмма дает в известном масштабе работу пара в одной из полостей цилиндра за один оборот вала.

Обозначим эту работу через Q *кгм*.

Так как обычно мы имеем дело с машинами двойного действия, то работа обеих полостей составляет за один оборот вала $2Q$, а при n об/мин мощность машины

$$N_i = \frac{2Qn}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}$$

Мощность N_i называется индикаторной. Полезная мощность машины меньше ее на величину механических сопротивлений (§ 2-8).

Площадь индикаторной диаграммы заменим равновеликой площадью прямоугольника, в котором основание равно длине диаграммы. Высоту этого прямоугольника обозначим через p_i и назовем **средним индикаторным давлением**.

Очевидно,

$$Q = p_i V_h = p_i FS,$$

где F — площадь поперечного сечения парового цилиндра, $см^2$;
S — ход поршня, $м$;
p_i — $кг/см^2$.

Таким образом, индикаторная мощность машины двухстороннего давления

$$N_i = p_i F \frac{2Sn}{60 \cdot 75} = \frac{p_i FSn}{2\,250}. \qquad (2\text{-}15)$$

В машине одностороннего давления

$$N_i = p_i F \frac{Sn}{4\,500}. \qquad (2\text{-}16)$$

Под площадью поперечного сечения цилиндра или площадью поршня F разумеется свободная площадь, подверженная давлению пара, т. е. за вычетом площади сечения поршневого штока.

Формулы (2-15) и (2-16) выведены в предположении одинаковых полезных площадей поршня F' и F'' в обеих полостях и одинаковых средних индикаторных давлений p_i. В действительности, F' обычно не равно F'', и индикаторные диаграммы полостей несколько отличаются друг от друга.

Поэтому формула (2-15) в общем виде может быть переписана так:

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{Sn}{2\,250}, \qquad (2\text{-}17)$$

причем для машины без контрштока

$$F' = \frac{\pi D^2}{4}; \quad F'' = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2),$$

где D — диаметр цилиндра, $см$;
d — диаметр поршневого штока, $см$.

Применение формулы (2-17) уместно при испытании машины. При проектировании же или для предварительных подсчетов можно пользоваться формулой (2-15), полагая в ней

$$F = 0{,}97 \frac{\pi D^2}{4},$$

т. е. считая (для машин среднего давления), что сечение штока составляет в среднем 3% площади поршня.

Так как средняя скорость поршня

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{30}, \qquad (2\text{-}18)$$

то

$$N_i = 0{,}97 \frac{\pi D^2}{4} \frac{p_i c_m}{75}, \qquad (2\text{-}19)$$

или

$$N_i = (p_i' F' + p_i'' F'') \frac{c_m}{2{\cdot}75}. \qquad (2\text{-}20)$$

Эффективная мощность машины (см. § 2-8) равна

$$N_e = \eta_м N_i, \qquad (2\text{-}21)$$

где $\eta_м$ — механический к. п. д.

Пользуясь приведенными формулами, можно определить мощность машины, зная ее размеры и индикаторную диаграмму, или же по заданной мощности и диаграмме определить размеры цилиндра.

Первый случай имеет место при испытании, второй — при проектировании машины.

В обоих случаях существенно важной величиной является **среднее индикаторное давление**

$$p_i = \frac{Q}{V_h}.$$

Так как Q измеряется площадью индикаторной диаграммы, а V_h — длиной последней, то вопрос сводится к определению площади диаграммы.

Проще всего измерить площадь при помощи планиметра. Если его нет под рукой, можно разбить диаграмму на ряд элементарных фигур (прямоугольников, трапеций, треугольников), вычисление площадей которых не представляет труда, и суммировать величины этих площадей.

p_i получится в тех же единицах длины, в которых измерены ординаты и абсциссы диаграммы.

Зная масштаб давлений индикаторной диаграммы, нетрудно определить p_i, $кг/см^2$.

При проектировании новой машины обычно заданы N_e, n_1 p_1, t_1 и p_2.

Руководствуясь тремя последними величинами, строят индикаторную диаграмму. Определяют среднее индикаторное давление p_i.

Если при построении диаграммы пренебрегли наклоном линии впуска и не скруглили очертание диаграммы в переходных точках, следует вводить при нахождении среднего индикаторного давления коэффициент полноты диаграммы, который можно принимать равным 0,98. На эту величину следует умножить площадь диаграммы, измеренную по чертежу.

Задаются величиной механического к. п. д. [формула (2-12)].

По формуле (2-21) определяют индикаторную мощность N_i.

Задаются средней скоростью поршня c_m. Обычно в машинах старой постройки

$$c_m = 2 \div 3 \text{ м/сек};$$

в современных машинах, по преимуществу быстроходных,

$$c_m = 4 \div 5 \text{ м/сек},$$

а в отдельных исключительных случаях (например, в автомобильных машинах) средняя скорость поршня доходит до 7 м/сек. Ведутся опыты по применению еще более высокой скорости поршня, так как ее повышение способствует уменьшению размеров машины и росту к. п. д. (в авиационных моторах средняя скорость поршня доходит до 15 м/сек).

В паровозных машинах максимальное значение c_m доводят до 9 м/сек для товарных и до 12 м/сек — для пассажирских паровозов.

При конструировании машины величину средней скорости часто приходится подчинять отношению хода поршня к диаметру цилиндра.

По формуле (2-19) определяют диаметр цилиндра D, а по формуле (2-18) — ход поршня S.

При этом желательно, чтобы отношение $S:D$ составляло:

для обыкновенных машин, вращающихся со скоростью до 160 об/мин	1,5÷2,0
для быстроходных машин ($n>160$)	0,9 ÷1,5
для нормальных прямоточных машин	1,0÷1,3

Если отношение $S:D$ выходит за указанные пределы, в большинстве случаев необходимо изменить c_m для получения желаемого результата.

При холостом ходе машина развивает мощность, величина которой в процентах от индикаторной нормальной мощности может быть определена по формулам:

$$\left.\begin{array}{l} \text{для машин, работающих на атмосферу,} \\ \xi = 10 - 0{,}3\sqrt{\dfrac{N_i}{c_m}}; \\ \text{для машин, работающих на конденсацию,} \\ \xi = 13 - 0{,}33\sqrt{\dfrac{N_i}{c_m}}. \end{array}\right\} \quad (2\text{-}22)$$

Пораспределение машины должно быть спроектировано так, чтобы при минимальном наполнении развиваемая мощность была меньше мощности холостого хода.

2-13. АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПАРОВОЙ МАШИНЫ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ НАПОЛНЕНИЯ ПО ЗАДАННОЙ МОЩНОСТИ МАШИНЫ

Для ориентировочных быстрых подсчетов можно обойтись и без построения индикаторной диаграммы. Задавшись давлением p_e в конце расширения, можно определить степень наполнения машины из уравнения

$$p_1(\sigma+\varepsilon)^n = p_e(1+\sigma)^n,$$

$$\varepsilon = (1+\sigma)\sqrt[n]{\frac{p_e}{p_1}} - \sigma. \quad (2\text{-}23)$$

Точно так же, задавшись давлением в конце сжатия p_c, можно найти степень сжатия $\varepsilon_c = \dfrac{V_c}{V_h}$ (фиг. 2-39) из уравнения

$$p_c\,\sigma^n = p_2(\sigma+\varepsilon_c)^n,$$

$$\varepsilon_c = \sigma\left(\sqrt[n]{\frac{p_c}{p_2}} - 1\right). \quad (2\text{-}24)$$

Что касается среднего индикаторного давления, то для случая работы насыщенным паром его можно в достаточной степени точно определить по уравнению

$$p_i = u(f p_1 - f' p_2) \quad (2\text{-}25)$$

где u, f и f' — числовые коэффициенты;
p_1 — давление свежего пара;
p_2 — давление отработавшего пара.

Формула (2-25) основывается на определении площади индикаторной диаграммы по величине работ расширения и сжатия пара, протекающих по закону $pv = \text{const}$.

Значения коэффициентов f и f' зависят от величины вредного пространства, степени наполнения и степени сжатия.

Значения коэффициентов f и f' приведены в табл. 2-8.

Значения коэффициентов f и f' при разных значениях ε и c

Таблица 2-8

$\varepsilon = \frac{V}{V_h}$	f при c, равной					$\varepsilon_c = \frac{V_c}{V_h}$	f' при c, равной			
	0,00	0,02	0,04	0,06	0,08		0,02	0,04	0,06	0,08
0,00	0,00	0,079	0,130	0,172	0,208	0,00	1,000	1,000	1,000	1,000
0,05	0,200	0,237	0,270	0,298	0,322	0,05	1,038	1,023	1,017	1,013
0,08	0,282	0,312	0,339	0,363	0,385	0,10	1,115	1,075	1,057	1,046
0,10	0,330	0,356	0,380	0,402	0,422	0,15	1,213	1,146	1,113	1,093
0,12	0,374	0,398	0,420	0,439	0,457	0,20	1,327	1,229	1,181	1,150
0,15	0,435	0,454	0,473	0,490	0,505	0,25	1,452	1,324	1,258	1,217
0,18	0,489	0,506	0,522	0,537	0,550	0,30	1,586	1,426	1,344	1,292
0,20	0,522	0,537	0,552	0,561	0,577	0,40	1,877	1,653	1,536	1,459
0,25	0,597	0,608	0,620	0,631	0,641	0,50	2,192	1,903	1,749	1,647
0,30	0,661	0,670	0,680	0,688	0,697	0,60	2,526	2,172	1,980	1,853
0,35	0,717	0,725	0,733	0,739	0,746	0,70	2,880	2,456	2,229	2,076
0,40	0,767	0,772	0,778	0,783	0,789	0,80	3,245	2,757	2,489	2,310

Коэффициент u в формуле (2-25) является коэффициентом полноты индикаторной диаграммы и может быть принят:

$$u = 0{,}96 \div 0{,}98.$$

Аналитический метод расчета машины (без построения индикаторной диаграммы) не следует применять при проектировании машины. Зато он с успехом может быть рекомендован для таких, например, подсчетов, как определение степени наполнения по заданной мощности.

В этом случае по одной из формул предыдущего параграфа определяют среднее индикаторное давление p_i. По табл. 2-8 выбирают коэффициент f' (степень сжатия должна быть известна), и по формуле (2-25) находят коэффициент f:

$$f = \frac{1}{p_1}\left(\frac{p_i}{u} + f' p_2\right). \qquad (2\text{-}26)$$

Табл. 2-8 дает возможность подыскать соответствующую этому коэффициенту степень наполнения.

Этот метод может быть применен и к машине, работающей перегретым паром, с введением поправки по методу, указанному в следующем примере.

Пример. Одноцилиндровая машина работает паром 7 *ата*, температурой 320° С на конденсацию ($p_2 = 0{,}21$ *ата*). Число оборотов машины 130 в минуту, нормальная мощность 110 *л. с.* Диаметр цилиндра 420 *мм*. Ход поршня 600 *мм*. Степень сжатия $\varepsilon_c = 0{,}5$. Вредное пространство $c = 0{,}04$.

Требуется определить степень наполнения при максимальной мощности машины 160 *л. с.*

По формулам (2-15) и (2-21) находим среднее индикаторное давление:

$$p_i = \frac{2\,250\,N_e}{\eta_м FSn}.$$

Принимая

$$\eta_м = 0{,}915$$

(несколько больше, чем при нормальной нагрузке),

$$n = 128$$

(на 1,5% меньше нормального числа оборотов в связи со степенью неравномерности регулятора),

$$F = 0{,}97\frac{\pi D^2}{4} \approx 1\,360\ см^2,$$

находим:

$$p_i = \frac{2\,250 \cdot 160}{0{,}915 \cdot 1\,360 \cdot 0{,}6 \cdot 128} = 3{,}77\ кг/см^2.$$

По табл. 2-8 находим:

$$f' = 1{,}903.$$

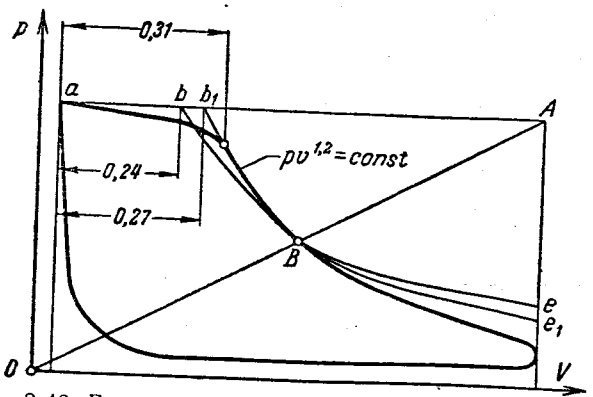
По формуле (2-26), полагая $u = 0{,}98$:

$$f = \frac{1}{7}\left(\frac{3{,}77}{0{,}98} + 1{,}903 \cdot 0{,}21\right) = 0{,}605.$$

В табл. 2-8 величине $f = 0{,}552$ соответствует $\varepsilon = 0{,}20$; величине $f = 0{,}620$ соответствует $\varepsilon = 0{,}25$. Интерполяцией находим $\varepsilon = 0{,}24$.

Так как машина работает перегретым паром, то найденная величина не является окончательной.

При работе машины перегретым паром среднее индикаторное давление может быть таким же, как при



Фиг. 2-42. Графическое определение степени наполнения машины, работающей перегретым паром.

работе насыщенным паром. Поэтому при переходе на работу перегретым паром нужно менять степень наполнения, пользуясь следующим приемом.

Чертят кривую расширения насыщенного пара be по закону $pv = \text{const}$ (фиг. 2-42), из начала координат проводят диагональ OA и через точку B — кривую расширения пара $b_1 e_1$ (по закону $pv^n = \text{const}$). Отрезок ab_1 даст величину теоретической степени наполнения при работе перегретым паром (площади диаграмм, ограниченных линиями be и $b_1 e_1$, приблизительно равны).

В разбираемом примере кривой $b_1 e_1$, построенной по закону $pv^{1,2} = \text{const}$, соответствует теоретическая степень наполнения $\varepsilon = 0{,}27$. Действительная степень наполнения (учитывая дросселирование пара) должна составлять около 0,31.

2-14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ПАРА ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ

Объем пара, заполняющего цилиндр в момент отсечки (конец впуска), составляет (фиг. 2-39):

$$V_0 + V = (\sigma + \varepsilon) V_h.$$

Если мы обозначим удельный вес свежего пара через γ_1 (соответственно давлению p_1 и температуре t_1), то вес находящегося в цилиндре пара составит:

$$(\sigma + \varepsilon) V_h \gamma_1.$$

В точке f (в начале сжатия) в цилиндре оставался объем пара

$$V_c + V_0 = (\varepsilon_c + \sigma) V_h$$

весом

$$(\varepsilon_c + \sigma) V_h \gamma_2,$$

где γ_2 — удельный вес отработавшего пара при давлении p_2. Приблизительную величину γ_2 можно найти при помощи is-диаграммы, проведя на ней линию расширения от начального состояния пара до давления p_2 и определяя таким образом приблизительное состояние пара при выпуске.

Таким образом, за один ход поршня в цилиндр впускается количество пара ($кг$)

$$G = V_h [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2].$$

При n об/мин расход пара машиной (в час) составит:

$$D_ч = 120n [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2] V_h. \qquad (2\text{-}27)$$

Таким образом, определяемый по диаграмме расход пара на 1 *и. л. с. ч.* будет:

$$d_i' = \frac{D_ч}{N_i}.$$

Имея в виду, что по формуле (2-15)

$$\frac{120nV_h}{N_i} = \frac{120nFS}{N_i} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 75}{10\,000 p_i} = \frac{27^*}{p_i};$$

расход пара можно представить также следующей формулой;

$$d_i' = \frac{27}{p_i} [(\varepsilon + \sigma) \gamma_1 - (\varepsilon_c + \sigma) \gamma_2] \; кг/и. л. с. ч. \qquad (2\text{-}28)$$

Полный расход пара на индикаторную силу в час составит:

$$d_i = d_i' + d_i'' + d_i''',$$

где d_i'' — расход пара на потерю от теплообмена;

d_i''' — расход пара на утечки.

Определение расхода пара по этим формулам не дает настолько точный результат, чтобы им можно было пользоваться при испытании машины. Неточность обусловливается следующими причинами:

а) трудностью точного определения степеней наполнения и сжатия по индикаторной диаграмме, снятой с машины;

б) неточностью в определении удельного веса γ_2;

в) отличием удельного веса пара в конце впуска от той величины, которая принята в расчет (вследствие теплообмена со стенками удельный вес пара увеличивается к концу впуска, в особенности значительно при перегретом паре);

г) трудностью оценки величин d_i'' и d_i'''.

Расход пара, вычисленный по изложенному методу, может служить лишь для расчетных целей при проектировании, и то главным образом при работе насыщенным паром.

В ряде случаев представляется более целесообразным задаться по справочным данным величиной относительного индикаторного к. п. д. η_{oi} и определить удельный расход пара по формуле (2-8), найдя адиабатический перепад тепла в машине при помощи is-диаграммы.

---

* В знаменатель введено 10 000 потому, что в формуле (2-27) площадь поршня $F = \frac{V_h}{S}$ выражена в квадратных метрах, а в формуле (2-15) — в квадратных сантиметрах.

2-15. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Начальное давление пара. Конструктивно паровая машина может быть осуществлена на любое давление пара. В построенных машинах максимальная величина p_1 составляет 120 *ата*, но эта цифра не является предельной.

Термический к. п. д. машины, как известно, возрастает с увеличением начального давления приблизительно до 200 *ата* (фиг. 2-5); для относительного индикаторного к. п. д. увеличение p_1 также является благоприятным. Однако эксплоатация паросиловой установки с повышением давления пара усложняется; надежность работы в известной степени снижается. В то же время значительные давления пара целесообразно применять лишь в установках большой мощности, где повышение к. п. д. дает существенную экономию топлива.

Поэтому для паровых машин, которые особенно ценятся за простоту и надежность эксплоатации и которые строятся сейчас лишь на небольшие мощности, применение пара высокого давления целесообразно лишь в отдельных случаях. Большинство же машин работает паром давлением 12—15 *ата*, и в основном на такое же давление строятся нашими заводами локомобили, паровозы и судовые машины.

Отметим, что по ГОСТ 3619-47 у нас предусмотрена постройка паровых котлов на 13; 39 и 100 *ата*. Исходя из этих цифр, следует выбирать давление пара перед машиной.

Начальная температура пара. Как указывалось в §§ 2-1 и 2-6, повышение начальной температуры пара чрезвычайно благоприятно влияет как на термический, так и на относительный внутренний к. п. д. машины. Однако применение перегретого пара высокой температуры (свыше 350—400° С) снижает надежность работы паровой машины. Ответственные детали машины приходится изготовлять из высококачественных металлов (преимущественно из легированных сталей); требуется усиленная смазка цилиндра маслом особо высокого качества.

Хотя отдельные экземпляры машин были построены для работы с температурой 425, 450 и даже 480° С, однако обычно ограничиваются для паровых машин температурой 350—400° С. В частности, в локомобильных, паровозных и судовых машинах применяется температура не свыше 350° С.

Для мелких машин, например сельскохозяйственных передвижных локомобилей, целесообразно применение насыщенного пара.

Давление пара при выпуске из машины. Машины малой мощности подвижные машины (сельскохозяйственные локомобили, тракторы, паровые катки), а также прокатные машины с резко меняющейся нагрузкой работают обычно на атмосферу.

При использовании отработавшего пара для нагревательных целей величина противодавления задается потребителем этого пара.

В остальных случаях машина работает на конденсацию, и выбору подлежит давление в конденсаторе.

На фиг. 2-4 была показана зависимость термического к. п. д. от давления выпуска. Теоретически целесообразна возможно более высокая степень разрежения. Однако для поршневых машин ограничиваются обычно давлением выпуска $p_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$ *ата*, так как с понижением этого давления: 1) растут потери от неполноты расширения (при данном объеме цилиндра) или возрастают объем цилиндра и связанные с ним потери; 2) увеличиваются потери между паровым цилиндром и конденсатором вследствие повышения скоростей пара; 3) увеличиваются потери от теплообмена вследствие понижения температуры отработавшего пара; 4) увеличивается расход энергии на привод насосов, обслуживающих конденсационное устройство.

Лишь в прямоточных машинах допускают более низкое давление выпуска — до 0,05 *ата*, так как в этих машинах незначительны сопротивления при выпуске и меньше потери от теплообмена вследствие крышечного обогрева и разделенности органов впуска и выпуска.

Конечно, при выборе величины разрежения в конденсаторе необходимо учитывать также температуру охлаждающей воды. Так, например, при температуре воды 30° С температура пара в конденсаторе должна быть не менее 40° С, что соответствует давлению пара 0,075 *ата*. Более низкого давления при наличии охлаждающей воды с температурой 30° С, очевидно, получить нельзя.

Надо учитывать также, что с понижением давления в конденсаторе увеличивается расход охлаждающей воды, что не только вызывает увеличение мощности насосов, подающих воду, но и обусловливает повышение стоимости конденсационного устройства, в том числе и сооружений, обслуживающих подачу охлаждающей воды (трубопроводов, градирен, бассейнов и др.).

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

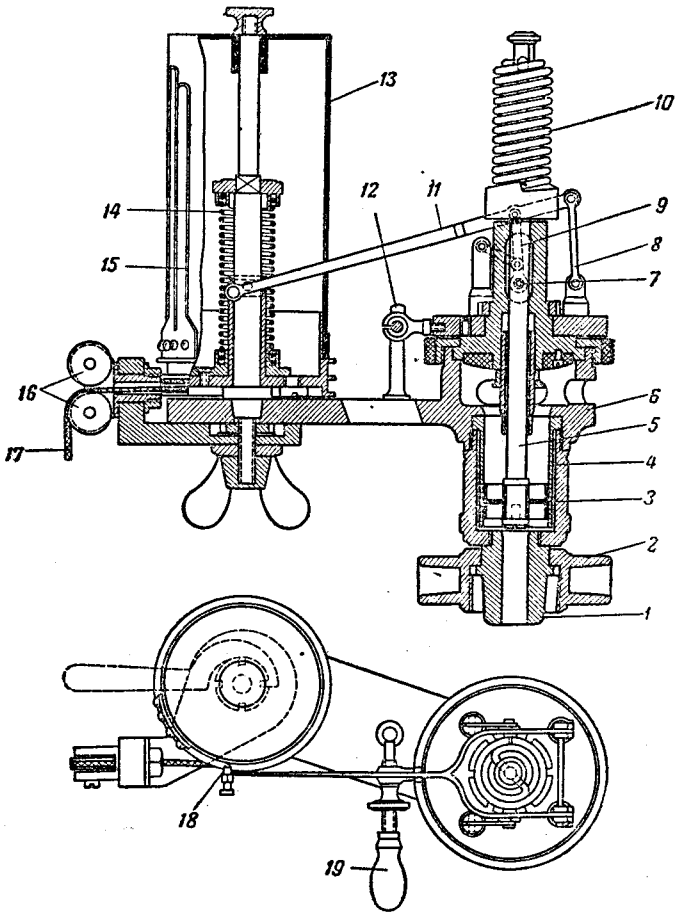
ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАШИНЫ ПРИ ПОМОЩИ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ

2-16. УСТРОЙСТВО ИНДИКАТОРА И ПОЛЬЗОВАНИЕ ИМ

Как было указано в § 1-3, индикаторная диаграмма может быть снята с работающей машины при помощи прибора, называемого индикатором.

Типичная конструкция индикатора представлена на фиг. 2-43.

Цилиндр *4* при посредстве крана и соединительной гайки *2* сообщается с исследуемой полостью парового цилиндра машины (в стенке последнего всегда делаются два резьбовых отверстия, сообщающиеся с вредными пространствами цилиндра и служащие специально для индицирования). В цилиндре индикатора может перемещаться поршень *3*, связанный с пишущим прибором при помощи механизма *8*, *9*, *11* таким образом, что при перемещении поршня карандаш *18* чертит вертикальные прямые линии на бумаге, которая обернута вокруг барабана *13* и удерживается планками *15*. Под давлением пара в цилиндре машины поршень *3* движется вверх, растягивая при этом пружину *10*. При уменьшении давления в цилиндре пружина возвращает поршень *3* вниз. Таким образом, каждому значению давления пара соответствует определенное положение поршня, а вместе с ним и карандаша *18*.



Фиг. 2-43. Индикатор для снятия диаграммы поршневой машины.

1 — соединительный конус; *2* — соединительная гайка; *3* — поршень; *4* — цилиндр; *5* — шток поршня; *6* — станина индикатора; *7* — соединительный валик; *8* — качающийся рычажок; *9* — соединительное коромысло; *10* — пружина индикатора; *11* — пишущий рычаг; *12* — упорная колонка; *13* — барабан индикатора (цилиндр для диаграммной бумаги); *14* — пружина; *15* — бумагодержатель; *16* — направляющий ролик; *17* — шнур; *18* — карандаш; *19* — ручка.

Барабан *13* индикатора может поворачиваться вокруг своей оси, причем в одну сторону он вращается под действием шнурка *17*, а обратно возвращается пружиной *14*, заложенной внутри барабана. При вращении барабана и постоянном давлении в цилиндре карандаш *18* чертит на бумаге горизонтальные прямые линии. Винт, вращаемый ручкой *19* и упирающийся в штифт *12*, позволяет отрегулировать степень нажатия карандаша.

Для того чтобы согласовать движение барабана с ходом поршня исследуемой машины, шнурок *17* соединяют с ползуном или с другой движущейся согласно с поршнем частью машины. Так как длина окружности барабана невелика (его диаметр обычно равен 30 ÷ 50 *мм*), то соединение барабана с ползуном производится при помощи ходоуменьшителя. В качестве последнего на машине может быть пристроена простая рычажная передача, причем длинное плечо рычага соединяется с ползуном, а короткое — со шнуром *17*; чаще же приходится применять ходоуменьшители, специально прилагаемые к индикаторам.

Конструкция такого ходоуменьшителя показана на фиг. 2-44. Ходоуменьшитель, привинчиваемый к корпусу индикатора *1*, состоит из двух шкивов — *2* и *3*, сидящих на одной оси. Шнур *4*, один конец которого соединен с барабаном индикатора, охватывает верхний малый шкив *2*. Шнур *5*, один конец которого соединен с ползуном, охватывает большой шкив *3*. При движении ползуна шкивы *2* и *3* вращаются в одну сторону натяжением шнура *4*, в обратную — пружиной, заложенной в

шкиве *3*. При этом перемещение шнура *4* во столько раз меньше хода ползуна, во сколько раз диаметр шкива *2* меньше диаметра шкива *3*.

Таким образом, при постоянном давлении в цилиндре карандаш индикатора проводит на диаграммной бумаге горизонтальные прямые, длина которых пропорциональна ходу поршня машины или объему ее цилиндра.

При одновременном изменении давления пара карандаш вычерчивает кривую состояния пара в координатах p, v, т. е. индикаторную диаграмму.

Пружина является сменной частью индикатора. К последнему прилагается ряд пружин, рассчитанных на различные максимальные давления. В зависимости от давления пара в машине в индикатор закладывают ту или иную пружину. Каждая пружина калибрована; на ней выбит ее масштаб, т. е. величина прогиба (*мм*) при изменении давления на 1 *кг/см*^{2}, увеличенная в отношении плеч пишущего рычага индикатора. Это отношение обычно равно шести. Таким образом, величина прогиба пружины в шесть раз меньше ее масштаба. Зная масштаб пружины, нетрудно определить давление в любой точке диаграммы, а также среднее индикаторное давление. Последнее, определяемое по диаграмме в миллиметрах, нужно для перевода в атмосферы разделить на масштаб пружины.

Масштаб пружины зависит от ее температуры. Поэтому индикаторы с наружной пружиной более предпочтительны, чем индикаторы с внутренней пружиной, находящейся в цилиндре между крышкой и поршнем и обогреваемой паром. Масштаб такой пружины должен быть определен в горячем состоянии. Независимо от температуры, масштаб пружины с течением времени меняется, так что перед каждым испытанием полезно масштаб проверить, для чего применяются специальные приборы.

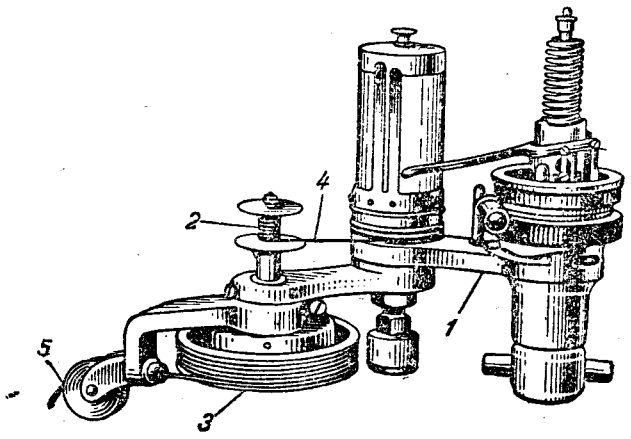
Несмотря на простоту конструкции, индикаторы требуют умелого, осторожного обращения и тщательного ухода.

Перед употреблением необходимо индикатор разобрать, поставить пружину, соответствующую максимальному давлению пара в машине, тщательно свинтить части индикатора, чтобы карандаш не имел мертвого хода, смазать костяным маслом цилиндр индикатора.

Пружину при точных исследованиях желательно проверить до и после испытания, выбрав за истинный масштаб среднюю величину обоих испытаний

Механизм индикатора обладает инерционностью. Например, в момент впуска пара поршень индикатора, двигаясь вверх, может по инерции подняться выше положения, соответствующего давлению пара, после чего пружина поставит поршень в нужное положение, иногда после нескольких колебаний. Для уменьшения этих колебаний следует поставить в индикатор более сильную пружину.

Необходимо убедиться в том, что поршень индикатора плотно прилегает к цилиндру по всей длине без пропуска пара, но и без заедания. Пропуск пара обнаруживается просачиванием воды и пара через отверстия в индикаторе, сообщающиеся с верхней полостью цилиндра индикатора. Заедание поршня легко обнаруживается при съемке диаграммы, о чем подробнее будет сказано ниже.



Фиг. 2-44. Индикатор с ходоуменьшителем.
1 — индикатор; *2* — малый шкив; *3* — большой шкив; *4* и *5* — шнуры

Часто устанавливают на машину лишь один индикатор, соединяя его с обеими полостями цилиндра при помощи трехходового крана. При точных исследованиях такой способ индицирования недопустим, так как в длинных трубках, соединяющих индикатор с полостями цилиндра, происходит падение давления; кроме того, в них скопляется конденсационная вода, вызывающая удары о поршень индикатора. Эти удары искажают диаграмму.

Во всяком случае перед установкой индикатора индикаторные краны должны быть хорошо продуты. Перед съемкой диаграммы продувку полезно повторить, вынув поршень индикатора или применяя специальный трехходовой кран под индикатором.

Шнуры к ходоуменьшителю должны быть хорошо натянуты в обоих мертвых положениях машины. Ходоуменьшитель должен быть установлен так, чтобы длина диаграммы была возможно близка к длине окружности индикаторного барабана.

Проведя на барабане индикатора атмосферную линию (при закрытом кране), следует, открыв кран, пропустить несколько ходов и только после этого снять диаграмму.

После употребления индикатор должен быть разобран, тщательно вытерт, вычищен и смазан костяным маслом

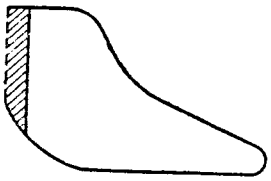
2-17. ОЦЕНКА РАБОТЫ ПАРОВОЙ МАШИНЫ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ

Снятая индикаторная диаграмма точно отражает процесс, происходящий в паровой машине.

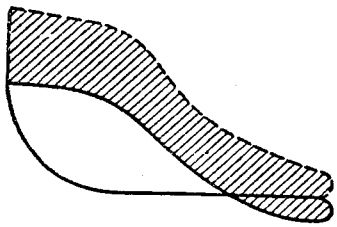
В предыдущих параграфах были рассмотрены идеальные диаграммы паровых машин и допустимые от них отступления. Понятие о нормальной индикаторной диаграмме можно считать поэтому установленным.



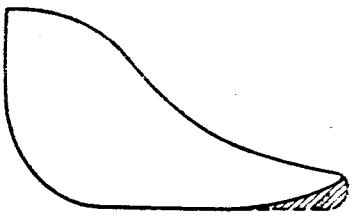
Фиг. 2-45. Индикаторная диаграмма, искажение которой вызвано ударом воды в индикаторе или слишком слабой пружиной, не преодолевающей сил инерции движущихся масс индикатора.



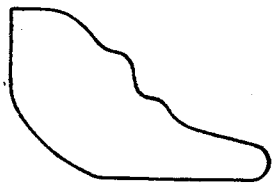
Фиг. 2-46. Индикаторная диаграмма, искажение которой вызвано применением слишком длинного шнура к ходоуменьшителю. Поршень машины проделал часть хода при неподвижном барабане индикатора. Характерен стук последнего.



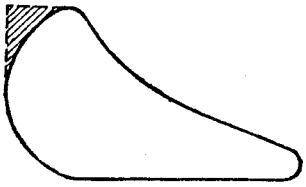
Фиг. 2-53. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о малом давлении в котле или сильном дросселировании регулирующим клапаном.



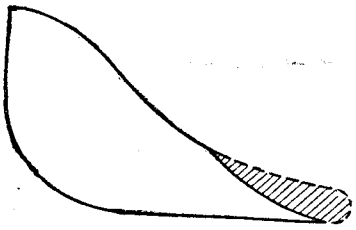
Фиг. 2-54. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о малом опережении выпуска.



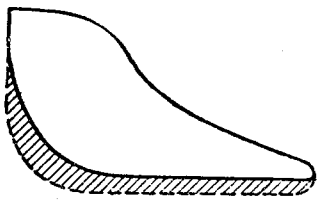
Фиг. 2-47. Индикаторная диаграмма, искажение которой вызвано заеданием поршня индикатора (скачки на линии расширения).



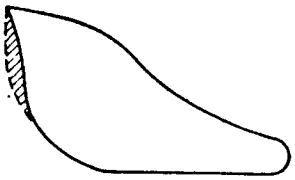
Фиг. 2-48. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о малом опережении впуска, а в некоторых случаях — даже о начале впуска после выхода поршня из мертвого положения.



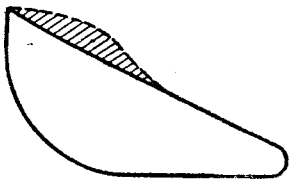
Фиг. 2-55. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о чрезмерном опережении выпуска.



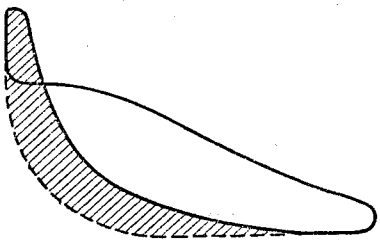
Фиг. 2-56. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о высоком противодавлении вследствие неудовлетворительной работы конденсационного устройства или малого сечения паровыпускных каналов (паропровода).



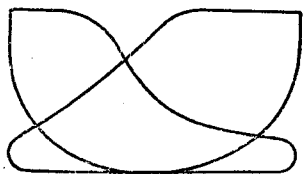
Фиг. 2-49. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о слишком большом опережении впуска.



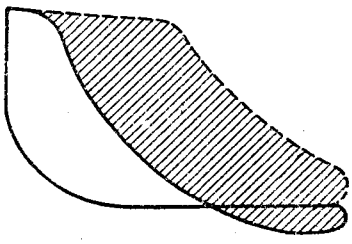
Фиг. 2-50. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о значительном торможении пара при впуске вследствие недостаточного сечения каналов для впуска пара в цилиндр.



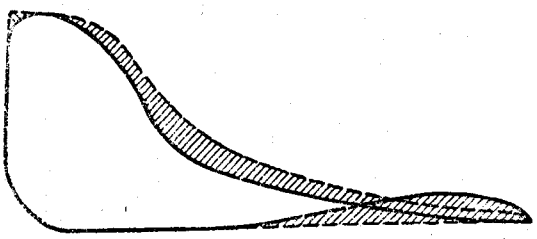
Фиг. 2-57. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о высоком сжатии вследствие раннего закрытия паровыпускного канала. Такая же диаграмма может получиться при малом давлении впуска.



Фиг. 2-51. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о неодинаковых степенях наполнения в обеих полостях цилиндра вследствие неправильной установки парораспределения.



Фиг. 2-52. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая о слишком малой степени наполнения (при недогрузке машины), если показатель кривой расширения был в нормальных пределах.



Фиг. 2-58. Индикаторная диаграмма, свидетельствующая об утечке пара через неплотный поршень.

Рассмотрим наиболее типичные искажения индикаторных диаграмм, указывающие на ту или иную ненормальность процесса.

Следует отметить, что иногда искажения диаграмм происходят вследствие неисправности индикатора или из-за неумелого с ним обращения. На фиг. 2-45—2-47 приведены для примера диаграммы, искажения которых были вызваны указанными причинами.

На фиг. 2-48—2-58 приведены индикаторные диаграммы, ненормальность которых обусловливается самим процессом в машине. Заштрихована площадь, потерянная в результате ненормальности процесса.

Для выяснения ненормальности диаграмм, подобных приведенным на фиг. 2-53 и 2-56, достаточно измерить давления впуска и выпуска на диаграмме и сравнить их с соответственными показателями манометров. В этих и остальных рассмотренных случаях неправильность процесса достаточно ясна и часто легко исправима.

Однако для окончательного суждения о нормальности рабочего процесса необходимо еще исследовать кривую расширения пара путем определения ее показателя n. Составляя уравнение

$$p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$$

для двух любых точек кривой расширения, легко определить показатель n, так как p_1, v_1, p_2 и v_2 для выбранных точек известны. Обычно n определяется в начале, середине и в конце кривой расширения (по 6 точкам).

Сравнивая найденную величину показателя n с нормальными цифрами (см. § 2-9), можно сделать некоторые заключения о работе машины. Крутое очертание кривой расширения (большое n) в большинстве случаев объясняется неплотностью выпускного органа или поршня: пар во время расширения вытекает из цилиндра или перетекает в соседнюю полость. При неплотности поршня наблюдаются большие n только в начале расширения; в конце же его перетекание пара в соседнюю полость прекращается, так как в последней начинается сжатие пара.

Если n мало (кривая расширения положе нормальной), то причина обычно кроется в неплотности впускного органа: во время расширения пар еще поступает в цилиндр.

Оригинальный характер диаграммы машины с неплотным поршнем показан на фиг. 2-58. Вследствие перетекания пара из правой полости в левую (в период наполнения правой полости) на диаграмме левой полости получилась петля отрицательной работы, обусловленная повышением давления в период выпуска (при недостаточном еще открытии выпускного канала).

На показатель кривой расширения влияет и величина теплообмена в цилиндре. Как уже указывалось в § 2-9, показатель n в начале расширения больше, а в конце — меньше своей нормальной величины. По разности этих цифр можно судить о значительности потери от теплообмена.

Таким образом, положение основных точек индикаторной диаграммы и определение показателя кривой расширения выясняют в полной мере правильность рабочего процесса машины; при испытании машины такое исследование диаграммы представляется необходимым.

2-18. ПЕРЕНОС ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ В КООРДИНАТЫ *T, S*

При исследовании теплового процесса машины и составлении ее теплового баланса удобнее пользоваться не индикаторной, а тепловой диаграммой.

Поэтому целесообразно снятую с машины индикаторную диаграмму перенести в координаты T, S.

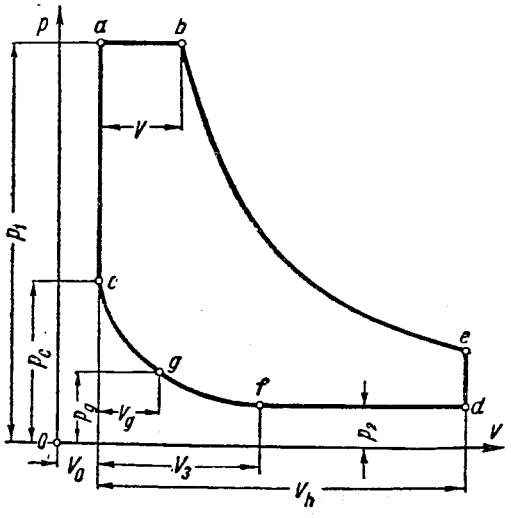
Построение TS-диаграммы теплового процесса, происходящего в цилиндре машины, принципиально невозможно, потому что количество пара, находящееся в цилиндре, различно в отдельные моменты теплового процесса. Если машина расходует на один ход поршня G *кг* пара, то сжатию подвергается лишь G_0 *кг* пара, оставшихся в цилиндре после выпуска; расширению же — $(G_0 + G)$ *кг*. Во время впуска и выпуска количество пара в цилиндре непрерывно меняется.

Между тем, в TS-диаграмме строится замкнутый процесс для 1 *кг* или вообще для постоянного в течение всего процесса количества рабочего пара.

Это затруднение можно обойти, предположив, как и при построении идеальных циклов в TS-даграмме (§ 2-1, 2-2), что в цилиндре постоянно находится $(G + G_0)$ *кг* рабочего вещества, к которому в период впуска тело подводится и во время выпуска от него отводится.

Таким образом, в цилиндр машины условно переносится та часть рабочего вещества, которая в некоторые моменты находится в котле или в конденсаторе. В соответствии с этим предполагается: 1) расширению подвергается $(G + G_0)$ *кг* пара, как это имеет место и в действительности; 2) в период выпуска в цилиндре находится $(G + G_0)$ *кг* пара, от которого отводится тепло, в результате чего G *кг* пара обращаются в воду; 3) во время сжатия в цилиндре находится смесь G *кг* воды и G_0 *кг* пара; в каждый данный момент эти количества имеют одинаковые температуру и давление, хотя количество G в этом процессе остается в виде воды, а G_0 — в виде пара; 4) на линии впуска к $(G + G_0)$ *кг* смеси воды и пара подводится тепло, вследствие чего в момент отсечки цилиндр заполнен паром в количестве $(G + G_0)$ *кг*.

Изображение этого фиктивного процесса в координатах p, v дает исходную индикаторную даграмму, так как объемы воды, участвующей в процессе, пренебрежимо малы и не влияют на очертание диаграммы.



Фиг. 2-59. Индикаторная диаграмма машины с адиабатическим сжатием и адиабатическим расширением.

Поэтому работа пара в фиктивном процессе остается та же, что и в действительности, а площадь диаграммы процесса, перенесенной в координаты T, S, измеряет количество тепла, превращенное в механическую работу.

Точно так же величины отдельных потерь, измеряемые разностью площадей теоретического цикла и действительного процесса, будут изображаться в TS-диаграмме в полном соответствии с действительностью. Это позволяет при помощи TS-диаграммы составить тепловой баланс машины.

Что касается состояния рабочего вещества в отдельных точках TS-диаграммы, то они являются фиктивными и не соответствуют истинным состояниям пара в цилиндре (за исключением точек на линии расширения). Так, например, в период сжатия на TS-диаграмме мы прочтем величину паросодержания смеси (фиктивной) пара G_0 и воды G. На самом же деле, в цилиндре будет находиться лишь пар в количестве G_0 *кг* со значительно большей (чем на TS-диаграмме) степенью сухости.

Для переноса индикаторной диаграммы в координаты T, S необходимо знать величины G и G_0.

Расход пара G определяется испытанием машины, Величину G_0 можно определить по индикаторной диаграмме (фиг. 2-59): предполагается (для машины насыщенного пара), что в точке f пар является сухим насыщенным ($x_f = 1$), и по давлению p_2 определяется (по таблицам для пара) его удельный объем v_f''. В таком случае

$$G_0 = \frac{V_3 + V_0}{v_f''}, \qquad (2\text{-}29)$$

где V_3 и V_0 — показанные на фиг. 2-59 фактические объемы парового цилиндра

$$\left(V_0 = \sigma \frac{\pi D^2}{4} S;\ V_3 = \varepsilon_c \frac{\pi D^2}{4} S\right).$$

Рассмотрим сначала методику переноса в координаты T, S идеализированной индикаторной даграммы *abedfc* с адиабатическим расширением и адиабатическим сжатием при условии работы сухим насыщенным паром.

Положим, что верхняя и нижняя пограничные кривые на TS-диаграмме (фиг. 2-60) — AB и CD — относятся к количеству $(G + G_0)$ *кг* пара [абсциссы кривых умножены на $(G + G_0)$].

Так как в точке b индикаторной диаграммы пар — сухой насыщенный, то в координатах T, S точка b лежит на верхней пограничной кривой.

Адиабатический процесс расширения $(G + G_0)$ *кг* пара изображается на TS-диаграмме вертикалью be; положение точки e определяется температурой, которую находят по таблицам насыщенного пара для давления в точке e индикаторной диаграммы. Если бы линия be не была адиабатой, положение точки e можно было бы определить указанной температурой и степенью сухости:

$$x_e = \frac{V_h + V_0}{(G + G_0) v_e''}, \qquad (2\text{-}30)$$

где v_e'' — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении в точке e.

Положение точки d на TS-диаграмме определяется: 1) температурой t_2, соответствующей (по таблицам для насыщенного пара) давлению p_2; 2) степенью сухости

$$x_d = \frac{V_h + V_0}{(G_0 + G) v_d''}, \qquad (2\text{-}31)$$

где v_d'' — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении p_2.

Аналогично может быть перенесена любая промежуточная точка линии ed.

Отметим, что состояния пара на линии ed в TS-диаграмме являются фиктивными, так как относятся к смеси пара — находящегося в цилиндре, и выпущенного из машины. В действительности пар, остающийся в цилиндре, лишь незначительно меняет свою степень сухости в период выпуска.

Линия выпуска df на TS-диаграмме является горизонтальной прямой ($T_2 = \text{const}$). Положение точки f определяется степенью сухости

$$x_f = \frac{V_0 + V_3}{(G_0 + G) v_f''}, \qquad (2\text{-}32)$$

где $v_f'' = v_d''$.

Это состояние пара также является фиктивным, потому что в действительности в цилиндре машины находится лишь G_0 *кг* пара, который мы приняли сухим насыщенным. С другой стороны, G *кг* пара находится в конденсаторе в виде воды, а мы это количество условно перенесли в цилиндр, образовав смесь G_0 *кг* пара и G *кг* воды.

Сжатие G_0 *кг* пара в цилиндре по линии fc происходит, как мы условились, адиабатически. Однако количество G *кг* воды, находящееся в этот момент в котле, условно переносится в цилиндр машины, и во время сжатия пара оба эти количества — G и G_0 — имеют в каждый данный момент одинаковые давления и температуры. Поэтому в период сжатия G_0 *кг* пара к G *кг* воды должна быть подведена теплота жидкости, повышающая температуру воды до температуры пара. Линия fc в TS-диаграмме должна указывать поэтому на подвод тепла в количестве, определяемом нижней пограничной кривой, построенной для G *кг*.

Таким образом, линию fc можно построить двумя способами.

1) Положение любой точки g этой линии можно определить температурой t_g, соответствующей давлению p_g на индикаторной диаграмме, и степенью сухости:

$$x_g = \frac{V_g + V_0}{(G + G_0) v_g''}. \qquad (2\text{-}33)$$

2) На TS-диаграмме нетрудно построить нижнюю предельную кривую AB' для G кг воды; абсциссы этой кривой (энтропия воды) меньше абсцисс кривой AB в отношении количеств жидкости, т. е. например:

$$\overline{hk} = \overline{hl}\,\frac{G}{G + G_0}.$$

В точке f энтропия смеси складывается из энтропии G кг воды и G_0 кг пара. Энтропия G кг воды измеряется отрезком mn; следовательно, энтропия G_0 кг пара эквивалентна отрезку nf.

Так как пар сжимается адиабатически, энтропия его остается постоянной, а потому совместный процесс $G + G_0$ кг смеси изображается линией fc, эквидистантной AB': в каждой точке линии fc энтропия складывается из возрастающей вследствие подвода тепла энтропии воды и постоянной при адиабатическом сжатии энтропии пара.

Кривую A_1B_1 можно рассматривать как нижнюю пограничную кривую для G кг пара, если начало координат диаграммы перенести из точки O в O_1, т. е. на величину энтропии G_0 кг пара в конце выпуска. Тогда линия fc одновременно изображает: 1) процесс нагрева G кг воды в котле (начало координат в точке O_1); 2) процесс сжатия G_0 кг пара, причем изменение энтропии характеризуется горизонтальными отрезками между кривыми AB' и A_1B_1, в данном случае—эквидистантными; 3) общее изменение состояния $(G + G_0)$ кг смеси, отнесенное к началу координат в точке O.

В точке c начинается впуск свежего пара, вследствие чего давление в цилиндре поднимается до p_1. На TS-диаграмме изохора ca может быть построена по точкам. Например, в точке a

$$x_a = \frac{V_0}{(G + G_0) v_a''}, \qquad (2\text{-}34)$$

где v_a'' — удельный объем сухого насыщенного пара при давлении p_1.

Состояния пара, читаемые на линии ca TS-диаграммы, являются, конечно, фиктивными: по линии ca происходит подвод тепла при постоянном объеме, и точка a характеризует состояние смеси G_0 кг пара, оставшегося в цилиндре, и G кг воды, испаряемой в котле.

Линия ab для насыщенного пара представляет собой изотерму. На TS-диаграмме точка b характеризуется заданным состоянием пара (в нашем случае $x_b = 1$).

Количество подведенного к $G + G_0$ кг пара тепла в нашем фиктивном процессе измеряется площадью $abtrfc$. В действительности, тепло подводится к G кг воды в котле и составляет

$$G(i_1' - i_2' + r_1) \text{ ккал},$$

где i_1' — теплота жидкости при температуре впуска t_1;

i_2' — то же, при температуре впуска t_2;

r_1 — скрытая теплота парообразования при температуре t_1.

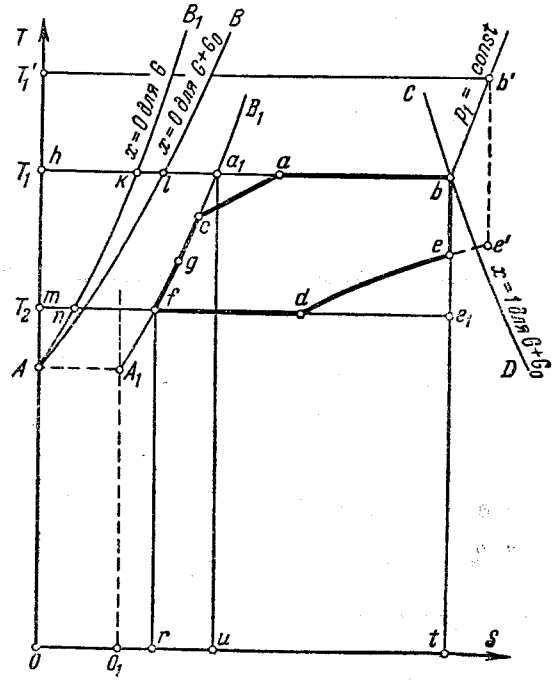
Величина $G(i_1' - i_2')$ измеряется на фиг. 2-60 площадью под кривой kn или равной ей площадью rfa_1u.

Нетрудно доказать, что площадь прямоугольника a_1btu эквивалентна величине Gr_1. В самом деле, отрезок bl представляет собой разность энтропий пара и воды, отнесенную к $(G + G_0)$ кг; отрезок $ka_1 = nf$, как указывалось выше, — энтропию G_0 кг пара; отрезок kl между пограничными кривыми для $(G + G_0)$ и G кг — энтропию G_0 кг воды. Следовательно, разность энтропий пара и воды, отнесенная к G_0 кг, измеряется отрезком la_1. Значит, $ba_1 = bl - la_1$ определяет разность энтропии пара и воды для G кг и площадь прямоугольника a_1btu равна Gr_1.

Таким образом, тепло, подведенное в котле к G кг свежего пара, измеряется площадью a_1btrf, которая больше площади $abtrfc$ диаграммы фиктивного процесса на величину площадки a_1ac. Это объясняется потерей энергии свежего пара при втекании его во вредное пространство: часть энергии свежего пара тратится на создание его скорости, которая затем теряется, повышая теплосодержание пара при пониженном его давлении (линия ca).

Количество отведенного из машины тепла изображается площадью $fdetr$; количество тепла, превращенного в работу, — площадью $abedfc$. Эта работа на pv-диаграмме (фиг. 2-59) измеряется одноименной площадью. Все эти площади, как и площадь a_1btrf, относятся к G кг рабочего пара.

Поэтому и диаграмма цикла Ренкина для G кг пара на фиг. 2-60 изображается площадью a_1be_1f. Она боль-



Фиг. 2-60. TS-диаграмма теплового процесса машины с адиабатическим сжатием и адиабатическим расширением.

ше рассмотренной площади *abedfc* на сумму площадок a_1ac и bee_1. Первая из них, как указано, представляет собой часть потери от вредного пространства, вторая — потерю от неполноты расширения.

Если машина работает перегретым паром, то для любой точки индикаторной диаграммы могут быть найдены давление и удельный объем пара. По этим параметрам можно определить (по характеристическому уравнению для пара, по таблицам или по *is*-диаграмме) температуру пара. Зная температуру и давление пара, нетрудно нанести искомую точку на *TS*-диаграмме.

Если, например, в точке *b* (фиг. 2-59) пар перегрет, то

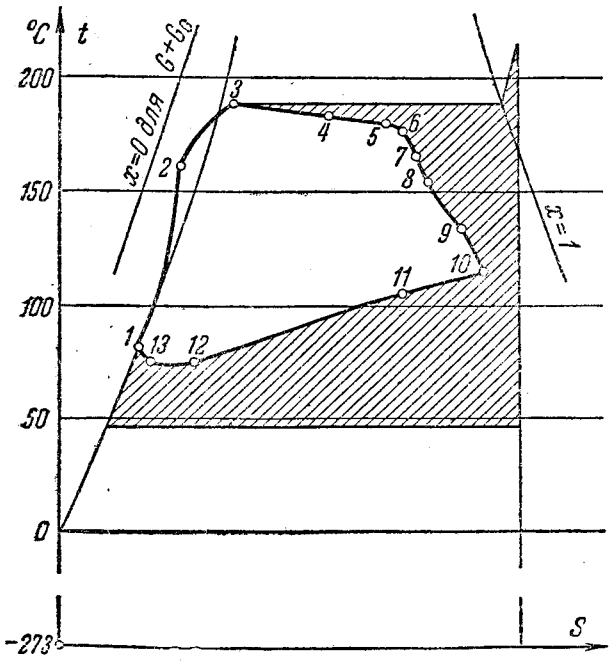
$$v_b = \frac{V + V_0}{G + G_0}.$$

По давлению p_1 и удельному объему v_b находится температура пара T_1'. На *TS*-диаграмме точка b' лежит на пересечении изобары p_1 и изотермы T_1' (фиг. 2-60). Линия $b'e'$ адиабатического расширения машины, работающей перегретым паром, показана на фиг. 2-60 пунктиром.

Перенос в координаты *T,S* действительных индикаторных диаграмм производится таким же вычислением удельного объема пара или его степени сухости, как это описано выше.

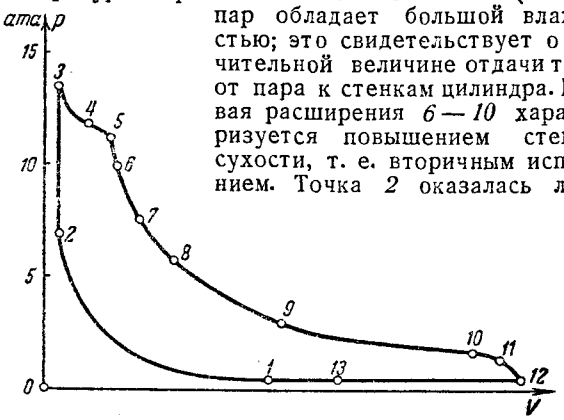
На фиг. 2-61 показана тепловая диаграмма прямоточной машины, построенная по индикаторной диаграмме фиг. 2-62 (одноименные точки одинаково занумерованы).

Машина работает слегка перегретым паром (212° С при 12,9 *ata*) при давлении в конденсаторе 0,1 *ata*. Диаграмма цикла Ренкина для этих параметров заштрихована.



Фиг. 2-61. Тепловая диаграмма прямоточной машины, построенная по индикаторной диаграмме фиг. 2-62.

Из рассмотрения диаграммы видно, что в процессе впуска происходит значительное падение давления и температуры пара и что в момент отсечки (точка *6*) пар обладает большой влажностью; это свидетельствует о значительной величине отдачи тепла от пара к стенкам цилиндра. Кривая расширения *6* — *10* характеризуется повышением степени сухости, т. е. вторичным испарением. Точка *2* оказалась левее



Фиг. 2-62. Индикаторная диаграмма прямоточной машины.

нижней пограничной кривой, что свидетельствует об уменьшении энтропии сжимаемого в количестве G_0 *кг* пара вследствие отвода тепла в стенки. Наконец, машина отличается значительными сопротивлениями при выпуске пара, вследствие чего линия *12* — *13* лежит на тепловой диаграмме заметно выше изотермы отвода тепла цикла Ренкина. Последняя проведена при температуре, соответствующей давлению насыщенного пара в конденсаторе.

2-19. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОЙ МАШИНЫ

При помощи тепловой диаграммы можно составить тепловой баланс паровой машины, дающий наглядное представление о величине отдельных потерь в машине и позволяющий наметить мероприятия по улучшению экономичности машины.

Метод составления полного теплового баланса был впервые (1902 г.) разработан В. И. Гриневецким [Л. 11]. В дальнейшем эта методика была развита и дополнена в трудах советских ученых С. П. Сыромятникова [Л. 10] и И. С. Кустова [Л. 13].

При составлении теплового баланса работу исследуемой машины сравнивают с работой по циклу Ренкина и относительным индикаторным коэффициентом считают отношение

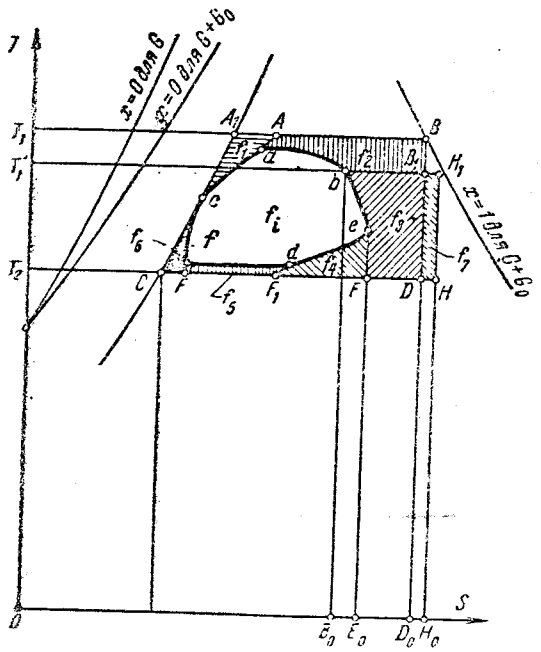
$$\frac{f_i}{f_0} = \eta_{0i}.$$

где f_i — показанная на фиг. 2-63 площадь тепловой диаграммы *abedfc*, построенной по индикаторной диаграмме;

f_0 — площадь диаграммы цикла Ренкина A_1BDC.

Обозначения точек действительной диаграммы соответствуют обозначениям на фиг. 2-59.

Начнем исследование потерь с точки *c* — начала впуска. В машине без вредного пространства и без дросселирования пара при впуске линия впуска при температуре T_1 перед машиной имела бы вид cA_1B. В машине с вредным пространством, но также без дросселирования линия впуска, как показано в предыдущем параграфе, имеет очертание *cAB*. Отсюда



Фиг. 2-63. Тепловая диаграмма паровой машины.

ясно, что площадь $cA_1A = f_1$ определяет величину потери, связанной с заполнением вредного пространства (см. § 2-18).

Вследствие дросселирования при впуске точка b конца впуска не лежит на линии AB. Потеря, вызванная падением давления при впуске, измеряется площадью $f_2 = aABB_1b$. В. И. Гриневецкий называет ее потерей от необратимости впуска.

Тепло, измеряемое площадями $f_1 + f_2$, частично идет на повышение внутренней энергии пара, частично—на повышение кинетической энергии пара (создание скорости при входе в цилиндр). Так как последняя в цилиндре вновь переходит в тепло, то к концу впуска к пару дооавляется количество тепла, измеряемое площадью $B_1H_1H_0D_0 = f_1 + f_2$. Однако из этого тепла в идеальных условиях можно использовать для преобразования в механическую работу лишь $f_7 = B_1H_1HD$, где

$$f_7 = (f_1 + f_2)\left(1 - \frac{T_2}{T_1'}\right).$$

Таким образом, чистая потеря от необратимости впуска равна $(f_1 + f_2)\frac{T_2}{T_1'}$, в то время как f_7 измеряет количество возвращенного тепла, которое могло бы превратиться в механическую работу.

Адиабатический процесс расширения в идеальной машине после сообщения тепла f_7 должен был пойти по линии H_1H. В действительности, он идет по линии be. Если бы машина работала с полным расширением пара, то от точки e теоретически процесс должен был бы пойти по адиабате eE. Площадь $bH_1H_0B_0$ измеряет количество тепла, переданное от пара к стенкам, площадь $beEE_0B_0$ — количество тепла, возращенное стенками пару; следовательно, сумма площадей $f_3 = bB_1DEe$ и f_7 представляет собой потерю от начальной конденсации.

Линия eF_1 от момента начала выпуска до давления p_2 представляет собой изохору. В идеальном процессе, как мы уже отметили, расширение от точки e до давления p_2 должно было пойти по адиабате, поэтому площадка $F_1eE = f_4$ представляет собой потерю от неполноты расширения — потерю, свойственную, как известно, и циклу с неполным расширением пара.

Если через точку f провести адиабату fF, то площадка $FfuF_1 = f_5$ определяет величину потери, обусловленной сопротивлениями при выпуске, или потерю от необратимости выпуска.

Адиабатический процесс сжатия следует линии Cc, действительный — линии fc. Поэтому площадка $CcfF = f_6$ измеряет величину потери от неадиабатичности сжатия.

Все потери можно разделить на группы в зависимости от причин, их обусловливающих.

Так, образование площадок f_1 и f_6 вызвано наличием вредного пространства и В. И. Гриневецкий называет сумму $f_6 + f_1\frac{T_2}{T_1'}$ видимой потерей от вредного пространства, так как независимо от нее наличие вредного пространства влияет на потерю от теплообмена со стенками.

Площади f_2 и f_5 обусловливаются потерями давления при впуске и выпуске пара. Поэтому сумма $f_2\frac{T_2}{T_1'} + f_5$ измеряет потерю от необратимости впуска и выпуска.

Площадка f_4 — потеря от неполноты расширения.

Сумма $f_3 + f_7 = f_3 + (f_1 + f_2)\left(1 - \frac{T_2}{T_1'}\right)$ представляет собой потерю от теплообмена пара со стенками цилиндра.

Таким образом, количество тепла, преобразованное в индикаторную работу,

$$f_i = f_0 - (f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6) =$$
$$= f_0 - \left[\left(f_1\frac{T_2}{T_1'} + f_6\right) + \left(f_2\frac{T_2}{T_1'} + f_5\right) + \right.$$
$$\left. + (f_1 + f_2)\left(1 - \frac{T_2}{T_1'}\right) + f_3 + f_4\right]. \qquad (2\text{-}35)$$

Относительный индикаторный к. п. д.

$$\eta_{0i} = 1 - \frac{f_1 + f_2 + f_3 + f_4 + f_5 + f_6}{f_0}. \qquad (2\text{-}36)$$

В этом анализе мы пренебрегли утечкой пара через неплотности поршня и парораспределительных органов. К сожалению, ни в индикаторной, ни в тепловой диаграммах не удается выделить влияние утечек и количественно их определить. На очертание обеих диаграмм утечки, конечно, влияют; в тепловой диаграмме, в частности, в зависимости от утечек меняется положение, главным образом, кривых be и fc, а следовательно, величины площадей f_3 и f_6. Влияние утечек остается, однако, скрытым в потерях от теплообмена и от неадиабатичности сжатия.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

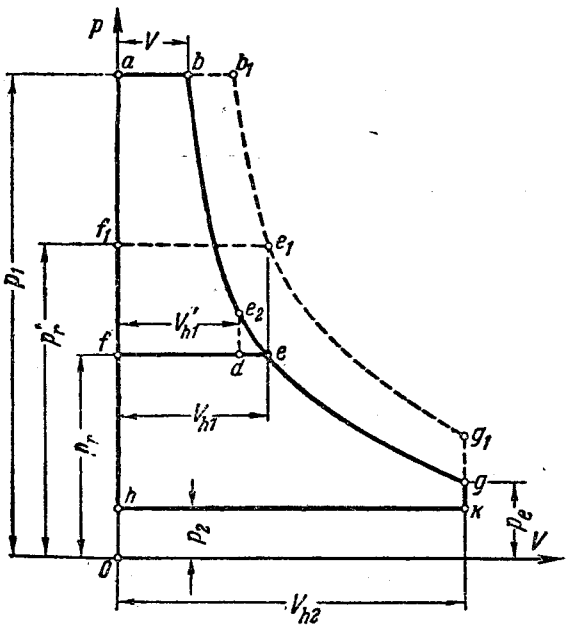
2-20. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Если теоретическую диаграмму одноцилиндровой машины (фиг. 2-64) разделить горизонтальной прямой на две части, мы получим так называемую совокупную теоретическую диаграмму машины двойного расширения.

Площадь *abef* представляет собой индикаторную диаграмму цилиндра высокого давления; площадь *fegkh* — диаграмму цилиндра низкого давления. Если малый цилиндр (высокого давления) работает с неполным расширением пара, то его диаграмма имеет вид abe_2df. Рабочий объем малого цилиндра измеряется отрезком V_{h1} (или V'_{h1}); большого цилиндра — отрезком V_{h2}. Давление пара в ресивере обозначено через p_r. С этим давлением пар выпускается из ц. в. д. и впускается в ц. н. д. От величины давления в ресивере зависит распределение работы между обоими цилиндрами машины. Объем пара, впускаемого в малый цилиндр, измеряется отрезком V, то же количество пара при впуске в большой цилиндр занимает объем V_{h1} (при давлении p_r).

Степень наполнения машины, отнесенная к объему ц. н. д., равна

$$\varepsilon = \frac{V}{V_{h2}}.$$



Фиг. 2-64. Теоретическая совокупная диаграмма машины двойного расширения.

а отнесенная к объему ц. в. д.

$$\varepsilon' = \frac{V}{V_{h1}} = \varepsilon \frac{V_{h2}}{V_{h1}}.$$

Таким образом, если степень наполнения относить к ц. н. д., то она равна степени наполнения одноцилиндровой машины той же мощности, имеющей цилиндр такого же объема, как ц. н. д. машины двойного расширения. При исследовании малого цилиндра как самостоятельной единицы его степень наполнения больше степени наполнения одноцилиндровой машины в отношении объемов цилиндров $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

Так как площадь *abgkh* представляет собой индикаторную диаграмму одноцилиндровой машины с рабочим объемом V_{h2}, то мощность машины двойного расширения теоретически должна быть равна мощности одноцилиндровой машины, в которой при равенстве степеней наполнения рабочий объем цилиндра равен объему большого цилиндра машины двойного расширения.

Ходы поршней обоих цилиндров машины делаются одинаковыми. В таком случае, обозначая через D_1 или D_2 диаметры цилиндров высокого и низкого давлений, найдем:

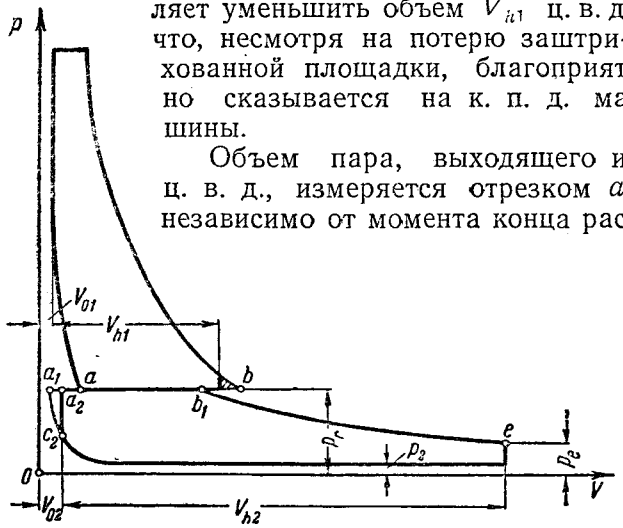
$$V_{h1} = \frac{\pi D_1^2}{4} S;\quad V_{h2} = \frac{\pi D_2^2}{4} S;$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}}. \qquad (2\text{-}37)$$

Если ту же диаграмму *abgkh* разделить на три части, то мы будем иметь совокупную диаграмму машины тройного расширения, состоящую из диаграмм цилиндров высокого, среднего и низкого давлений. Сказанное относительно машины двойного расширения в полной мере относится к машинам многократного расширения вообще, независимо от числа цилиндров.

Если принять во внимание наличие вредного пространства и сжатия в машине, то совокупная диаграмма принимает вид, изображенный на фиг. 2-65.

Цилиндр высокого давления работает обычно с неполным расширением пара. Это позволяет уменьшить объем V_{a1} ц. в. д., что, несмотря на потерю заштрихованной площадки, благоприятно сказывается на к. п. д. машины.



Фиг. 2-65. Совокупная диаграмма машины двойного расширения.

Объем пара, выходящего из ц. в. д., измеряется отрезком ab независимо от момента конца расширения в ц. в. д.), а объем пара, впущенного в большой цилиндр, — отрезком a_1b_1.

Сжатие в ц. н. д., как будет пояснено ниже, редко доводится до давления в ресивере.

Линия ab, разделяющая обе диаграммы, может быть прямой линией лишь в случае бесконечно большого объема ресивера. В действительных машинах вследствие небольшого объема ресивера линия эта, как будет показано, имеет иной вид. Кроме того, линия ab лежит несколько выше линии a_1b_1 — на величину потери давления при переходе из ц. в. д. в ц. н. д.

2-21. ПРЕИМУЩЕСТВА И НЕДОСТАТКИ МАШИН МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

В § 2-3 и 2-6 указывалось на целесообразность применения машин многократного расширения, так как в них достигается уменьшение потерь от утечки и от теплообмена. Эти качества многоступенчатых машин являются основными, завоевавшими им широкое распространение.

Машины многократного расширения имеют еще два больших преимущества.

1. Возможность применения пара высокого давления. В одноцилиндровой машине эта возможность ограничена, во-первых, из-за большой разности давлений между полостями цилиндра, обусловливающей значительную утечку пара; во-вторых, из-за малой степени наполнения, получающейся при высоком давлении впуска и низком давлении в конце расширения. Малые степени наполнения вообще неудобны, так как вызывают неспокойную работу машины; небольшие колебания продолжительности впуска обусловливают значительные изменения мощности машины; независимо от этого при некоторых системах распределений (простых золотниковых, например) малые наполнения вообще неосуществимы.

Все эти затруднения отпадают в машине многократного расширения. Перепад давления распределяется на несколько цилиндров, вследствие чего уменьшаются потери от утечки. Малая степень наполнения на совокупной диаграмме оказывается довольно значительной по отношению к объему ц. в. д. и не вызывает каких-либо конструктивных затруднений.

2. Возможность осуществления низких давлений пара в конце расширения. При малом давлении p_e в конце расширения увеличиваются, конечно, размеры машины, а следовательно, и ее первоначальная стоимость; однако, расход пара с уменьшением p_e понижается, и поэтому рекомендуется выбирать те небольшие значения p_e, которые были указаны в § 2-9.

С понижением давления p_e уменьшается степень наполнения; это нежелательно для одноцилиндровой машины, но вполне допустимо для машины многоступенчатой. В машинах тройного расширения, например, давление p_e в конце расширения составляет обычно 0,5—0,9 *ата* (при работе на конденсацию) и доходит даже до 0,4 *ата*.

Недостатки машин многократного расширения сравнительно невелики и во многих случаях не имеют существенного значения. Недостатки эти сводятся к следующим:

1. Высокая (по сравнению с одноцилиндровой) стоимость машины.

2. Повышенная стоимость эксплоатации вследствие увеличения расходов на ремонт, обслуживание и смазку машины.

3. Незначительное понижение механического к. п. д., что обусловливается наличием нескольких цилиндров и увеличением числа движущихся частей.

4. Медленность регулирования. Обычно под воздействием регулятора находится лишь ц. в. д. Большой цилиндр имеет постоянную степень наполнения, которая иногда может изменяться лишь от руки. Поэтому при колебании нагрузки, как это видно из фиг. 2-64, должно изменяться давление в ресивере. При увеличении нагрузки, например, диаграмма ц. в. д. принимает вид $ab_1e_1f_1$, а ц. н. д. — $f_1e_1g_1kh$. Давление в ресивере повышается

с p_r до p_r'. Независимо от того, что изменяется распределение работы между цилиндрами (увеличилась лишь диаграмма ц. н. д.), самый переход к новому режиму работы происходит постепенно. Лишь после нескольких оборотов машины индикаторные диаграммы получают необходимое очертание для новой нагрузки. При уменьшении последней происходит обратное явление. Степень наполнения ц. в. д. падает; уменьшается, следовательно, и количество пара, переходящего в ресивер. Это сказывается прежде всего на падении давления в последнем, и лишь по достижении нового давления в ресивере устанавливается другой режим работы. Чем больше число цилиндров и чем значительнее объем ресивера, тем медленнее происходит регулирование.

Недостатки описанного способа регулирования устранимы путем распространения действия регулятора и на ц. н. д. (в машинах тройного расширения — на средний цилиндр). В этом случае давление в ресивере остается постоянным, а степень наполнения большого цилиндра увеличивается или уменьшается в соответствии с изменением наполнения малого цилиндра. При этом распределение работы между цилиндрами остается приблизительно постоянным.

2-22. ОТНОШЕНИЕ ОБЪЕМОВ ЦИЛИНДРОВ

При проектировании машины отношение объемов цилиндров определяют в зависимости от давления в ресивере p_r.

При выборе этой величины руководствуются выполнением следующих условий:

1. Распределение мощности машины поровну между обоими цилиндрами. Площадь совокупной диаграммы должна быть разделена при этом линией ab (фиг. 2-65) на две равные части.

2. Равенство наибольших усилий на поршень в каждом цилиндре; при этом в частях движения, имеющих одинаковые размеры для обоих цилиндров, возникают одинаковые напряжения.

В этом случае

$$(p_1 - p_r)\frac{\pi D_1^2}{4} = (p_r - p_2)\frac{\pi D_2^2}{4};$$

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{D_1^2}{D_2^2} = \frac{p_r - p_2}{p_1 - p_r}.$$

Так как в последнем уравнении имеется два неизвестных — p_r и $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, которые зависят друг от друга, то решение этого уравнения возможно лишь методом последовательных приближений.

Каждое из приведенных правил может дать для проектируемой машины различные величины отношения объемов.

Для машин тандем, в которых оба цилиндра работают на один кривошип, последнее условие не имеет существенного значения, и по отношению к этим машинам можно руководствоваться первым правилом. При проектировании машин компаунд целесообразно руководствоваться вторым правилом, соблюдая приблизительно и первое условие.

Проведя на теоретической совокупной диаграмме (фиг. 2-64) линию fe на высоте p_r, мы определяем с первым приближением отношение объемов

$$\frac{V_{h1}}{V_{h2}} = \frac{fe}{hk}.$$

Это отношение можно положить в основу последующих построений. Для того, однако, чтобы впоследствии не пришлось их переделывать из-за неправильного выбора отношения объемов, лучше построить еще совокупную диаграмму по типу фиг. 2-65, приняв во внимание вредные пространства обоих цилиндров и сжатие пара. При построении можно исходить из той же степени наполнения, что и на теоретической диаграмме: конечное давление сжатия в ц. в. д. выбрать равным приблизительно $\frac{p_1 + p_r}{2}$; для уменьшения объема ц. в. д. применить неполное расширение пара. В ц. н. д. иногда доводят давление сжатия до величины p_r, но лучше и здесь применить неполное сжатие, выбрав давление в точке c_2 равным $(0{,}5 \div 0{,}8)\,p_r$.

Кривую расширения из точки b_1 следует вести до точки e, в которой давление p_e выбирается в соответствии с указаниями § 2-9. При этом длина диаграммы низкого давления может быть изменена для достижения указанной величины. В случае надобности могут быть изменены также и давление в ресивере, и степень наполнения малого цилиндра с целью получения равенства площадей диаграмм (в случае необходимости) и надлежащего отношения объемов.

Обычно в машинах двойного расширения

$$\frac{V_{h2}}{V_{h1}} = 2{,}2 \div 3.$$

В машинах тройного расширения

$$\frac{V_{h2}}{V_{h1}} \text{ и } \frac{V_{h3}}{V_{h2}} = 2{,}1 \div 2{,}8$$

(V_{h2} — объем цилиндра среднего давления).

Объем ресивера в значительной мере влияет на очертание линии *ab* (фиг. 2-65). Большее или меньшее отклонение этой линии от горизонтали сказывается как на распределении работы между цилиндрами, так и на полноте индикаторной диаграммы.

С другой стороны, размеры ресивера влияют на быстроту регулирования машины; с этой точки зрения желателен ресивер с наименьшим объемом.

Поэтому, хотя при ресивере большого объема линии выпуска из ц. в. д. и впуска в ц. н. д. приближаются к их теоретическому горизонтальному направлению, все же следует при конструировании машины по возможности сокращать объем ресивера во избежание потерь тепла в нем и для увеличения чувствительности регулирования. Обычно

$$V_r = V_{h1} \div V_{h2}.$$

2-23. ВЫБОР ТИПА МАШИНЫ

Хотя с машинами двойного расширения успешно конкурируют одноцилиндровые прямоточные машины, область применения первых машин все еще значительна (в особенности для судовых установок).

Из горизонтальных машин наибольшее распространение получили тандем-машины, занимающие меньшую площадь пола и более дешевые, чем машины компаунд. Последнее обстоятельство объясняется наличием лишь одного комплекта основных частей движения в системе тандем, меньшей длиной вала и меньшим числом подшипников, чем в машине компаунд.

Для вертикальных машин подходящей системой расположения цилиндров является тип компаунд. Система тандем применяется реже, так как машина получается слишком высокой.

Машины тройного расширения сейчас применяются только в судовых установках. Чаще всего они выполняются вертикальными по типу компаунд с углом 120° между кривошипами.

Прямоточная система имеет ограниченное распространение в машинах многократного расширения. Для применения этой системы в ц. в. д. необходимо снабжать цилиндр добавочным клапаном для выпуска (что, конечно, противоречит принципу прямоточности и усложняет конструкцию). В противном случае давление в конце сжатия в ц. в. д. вследствие значительного давления в ресивере будет превышать давление впуска.

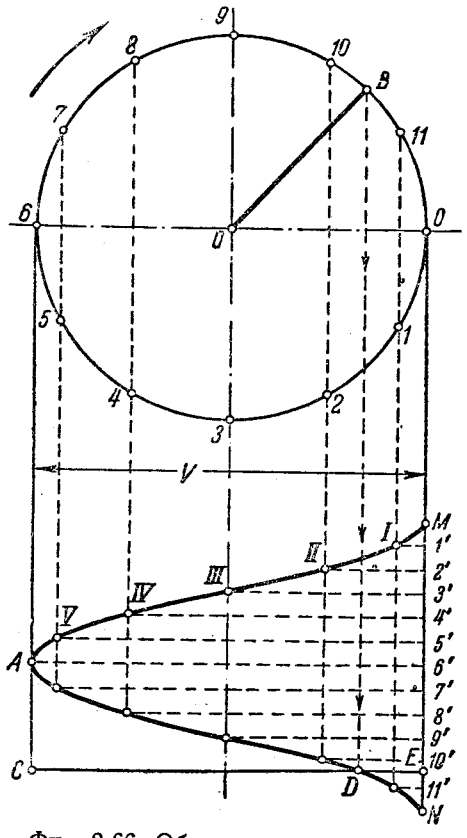
Для работы в качестве ц. н. д. прямоточные цилиндры могут применяться с большим успехом.

Однако и здесь имеется опасность образования петли отрицательной работы в конце сжатия. Во избежание этого необходимо работать с высоким разрежением и значительным давлением в ресивере, что связано с большим отношением объемов цилиндров $\left(\frac{V_{h2}}{V_{h1}}\right)$.

Прямоточный цилиндр низкого давления нередко применяется в локомобильных машинах.

2-24. ОБЪЕМНЫЕ ДИАГРАММЫ

Для вычерчивания индикаторных диаграмм машин многократного расширения необходимо знать в каждый данный момент величины объемов цилиндров, участвующих в процессе. Удобнее всего пользоваться графиком, представляющим изменение объема полости цилиндра в зависимости от времени (фиг. 2-66).



Фиг. 2-66. Объемная диаграмма.

Описываем из центра O окружность, которую принимаем за окружность вращения кривошипа. Диаметр окружности должен быть взят равным рабочей длине индикаторной диаграммы. Делим окружность на несколько равных частей (12 ÷ 16). На вертикали через нулевое деление откладываем в произвольном масштабе отрезок MN, представляющий собой время одного оборота (или двух ходов поршня). Разделив отрезок MN на столько же равных частей, как и окружность, мы получим отрезки $M1'$, $1'2'$, $2'3'$..., представляющие собой отрезки времени, в течение которых палец кривошипа проходит пути $\overline{01}$, $\overline{12}$, $\overline{13}$...* Проведя вертикали через точки $0, 1, 2, 3$... до пересечения с горизонталями через точки $M, 1', 2', 3'$..., получим ряд точек I, II,..., принадлежащих кривой пути поршня в функции времени. Так как освобождаемый поршнем объем цилиндра пропорционален пути поршня, то отрезки $1'I, 2'II$,... представляют собой в известном масштабе объемы одной из полостей цилиндра при том или ином положении кривошипа[1]. Кривая MA соответствует нижней полуокружности (при вращении кривошипа по часовой стрелке), кривая AN— верхней полуокружности вращения кривошипа. Для произвольного положения кривошипа OB отрезки ED и DC представляют собой объемы правой и левой полостей цилиндра.

2-25. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ТАНДЕМ-МАШИНЫ ИЛИ МАШИНЫ КОМПАУНД С КРИВОШИПАМИ, ЗАКЛИНЕННЫМИ ПОД УГЛОМ 180°

Построив совокупную диаграмму (в соответствии с указаниями, приведенными в § 2-20 и 2-22) определяем отношение объемов цилиндров $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$, сообразуясь, конечно, с нормально применяемыми величинами. Задаемся в зависимости от рода парораспределения объемами вредных пространств каждого из цилиндров. Объем ресивера V_r, если размер его не задан, принимаем:

$$V_r \approx 1{,}5\ V_{h1}.$$

Откладываем по оси абсцисс диаграммы фиг. 2-67 последовательно в избранном масштабе[1] отрезки: V_{h1}; $V_{01} = \sigma_1 V_{h1}$; V_r; $V_{02} = \sigma_2 V_{h2}$; V_{h2}.

По методу, изложенному в предыдущем параграфе, строим кривые объемов ABC и DEF. В соответствии со схемой тандем-машины (фиг. 1-4) вершины E и B обеих кривых лежат на одной горизонтали. Откладываем от оси абсцисс давление впуска p_1 в ц. в. д. и отмечаем точку a. Момент отсечки определяется из совокупной диаграммы. Если из последней определена степень наполнения ε по отношению к объему ц. н. д. то при нанесении точки b необходимо эту степень наполнения увеличить в отношении $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$.

От точки b строим известным методом кривую расширения be в ц. в. д. (полюсом построения служит точка O).

Если пренебречь опережением выпуска (что для практических целей вполне допустимо), то в точке e ц. в. д. сообщается с ресивером. Так как в этот же момент начинается впуск пара в ц. н. д. (опережением впуска пренебрегаем), то от точки e (a' на диаграмме низкого давления) начинается совместный процесс в обоих цилиндрах, соединенных ресивером. Так как скорости обоих поршней одинаковы и в ц. н. д. освобождается объем больший того, который имеет пар, выталкиваемый из ц. в. д., то происходит расширение пара. Кривая расширения ed подчиняется закону

$$pv = \text{const}.$$

Построение кривой ed производится следующим образом.

Для точки e нам известны общий объем, занимаемый паром,

$$V_{h1} + V_{01} + V_r + V_{02}$$

(на объемной диаграмме сумма эта измеряется отрезком EB) и давление пара p_r (предполагается, что в ресивере, в момент его сообщения с цилиндрами, давление также составляло p_r).

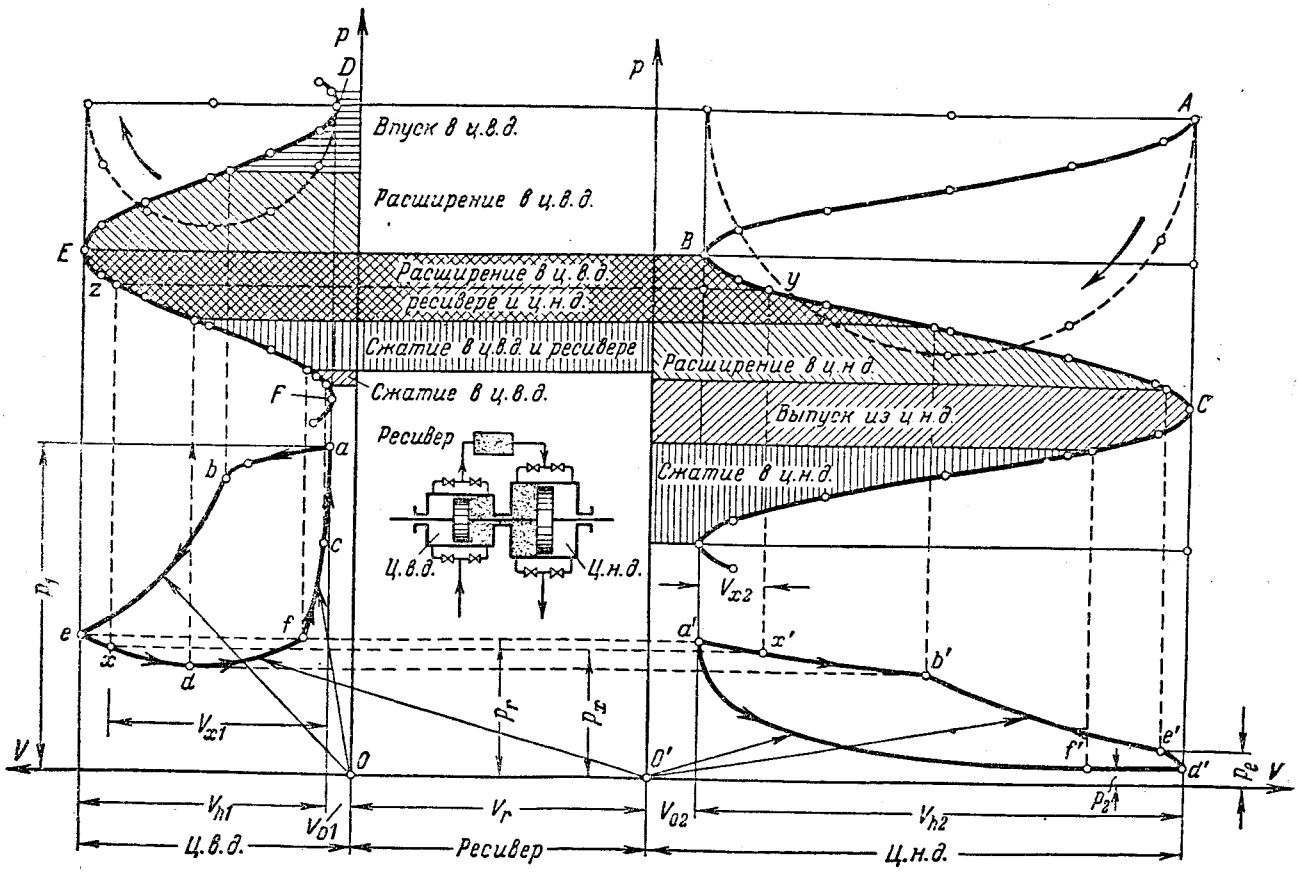
Любую точку x искомой кривой на расстоянии V_{x1} от вертикали, ограничивающей

---

* Угловая скорость вращения принимается постоянной, хотя в действительности она несколько меняется на протяжении одного оборота.

[1] При построении диаграммы принято, что шатун имеет бесконечно большую длину. Для точных построений следует принимать во внимание конечную длину шатуна.

[1] Удобный масштаб: $V_{h1} = 100$ *мм*.



Фиг. 2-67. Индикаторные диаграммы тандем-машины.

ц. в. д., мы можем наметить, определив давление p_x из уравнения

$$p_r(V_{h1}+V_{01}+V_r+V_{02})=p_x(V_{x1}+V_{01}+ +V_r+V_{02}+V_{x2}),$$

где V_{x2} — объем полости ц. н. д., соответствующий положению поршня высокого давления в точке x. Сумма объемов для точки x определяется при помощи объемных кривых отрезком zy.

Таким образом,

$$p_x=p_r\frac{\overline{EB}}{\overline{zy}}.$$

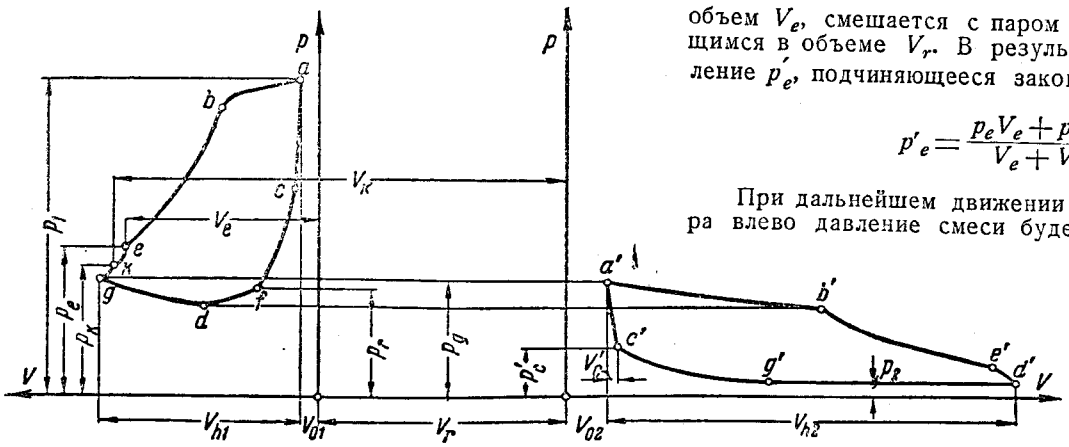
Таким способом может быть найдено любое число точек на кривой расширения ed. Все эти точки следует перенести и на диаграмму ц. н. д. Перенос производится при помощи кривых объемов: точке x соответствует точка x', лежащая на том же давлении p_x под точкой y диаграммы объемов.

Процесс совместного расширения пара закончится в момент отсечки в большом цилиндре. Для определения точки b' (конец впуска) задаемся давлением p_e в конце расширения в ц. н. д. (§ 2-9) и от точки e' строим кривую расширения $e'b'$. Полюсом построения служит точка O'.

Точку b' переносим на диаграмму высокого давления (точка d). Начиная с этого момента, пар из ц. в. д. выпускается в ресивер, и так как последний имеет конечный объем, пар сжимается. Линия сжатия df строится как равнобокая гипербола из полюса O', так как процесс этот распространяется на малый цилиндр и ресивер. Сжатие продолжаем до достижения давления p_r. Так как в точке f выпуск пара из ц. в. д. прекращается, то в ресивере остается пар с давлением p_r, т. е. с тем же давлением, которое имеет пар, выходящий (при новом ходе поршня) из ц. в. д. (в точке e).

От точки f строим известным способом (из полюса O) кривую fc сжатия пара в малом цилиндре.

Переходя к диаграмме низкого давления, намечаем линию выпуска $d'f'$ и определяем положение точки f' построением кривой сжатия $a'f'$. При этом исходим из точки a', т. е.



Фиг. 2-68. Индикаторные диаграммы тандем-машины с учетом опережения выпуска из ц. в. д. и опережения впуска в ц. н. д.

доводим сжатие до давления p_r при впуске в большой цилиндр. Полюсом построения служит точка O'.

Направление всех кривых при их построении указано стрелками. Штриховкой кривых объемов отмечены отдельные фазы парораспределения. Перекрестной штриховкой обозначена область совместной работы всех трех объемов.

Описанный случай представляет собой простейшее очертание индикаторных диаграмм. Обычно, однако, в ц. в. д. не достигают полного расширения пара: при выпуске пара из малого цилиндра допускают перепад давления, т. е. конструируют машину так, чтобы давление в ресивере в момент сообщения обоих цилиндров было меньше давления в конце расширения ц. в. д. (точка e).

Достигнуть этого можно уменьшением степени сжатия в ц. н. д. Это полезно и с иной точки зрения.

Часто при построении из точки a' кривой сжатия (фиг. 2-67) последняя не пересекается с линией выпуска на протяжении индикаторной диаграммы; в других случаях получается чрезмерная продолжительность сжатия. Понижение конечного давления сжатия в этих случаях неизбежно.

Конечное давление сжатия в ц. н. д. следует выбрать

$$p'_c = (0{,}5 \div 0{,}8)\, p_r$$

и провести кривую сжатие $c'g'$ (фиг. 2-68) через точку c'.

При построении диаграммы учтем также опережение выпуска из ц. в. д. (точка e) и опережение впуска в ц. н. д. (точка c').

Если давление $p_e > p_r$, то в момент начала выпуска из ц. в. д. произойдет выравнивание давлений в ц. в. д. и в ресивере. Пар давлением p_e, занимающий объем V_e, смешается с паром давлением p_r, находящимся в объеме V_r. В результате установится давление p'_e, подчиняющееся закону Дальтона:

$$p'_e = \frac{p_e V_e + p_r V_r}{V_e + V_r}.$$

При дальнейшем движении поршня малого цилиндра влево давление смеси будет падать и в точке k, соответствующей точке c', т. е. началу впуска в ц. н. д., будет составлять

$$p_k = \frac{p'_e (V_e + V'_r)}{V_k} = \frac{p_e V_e + p_r V_r}{V_k}.$$

В этот момент произойдет смешение пара, занимающего объем V_k, с паром давлением p'_c, находящимся во вредном пространстве ц. н. д. и объеме V'_c этого цилиндра. В результате в мертвой точке установится давление

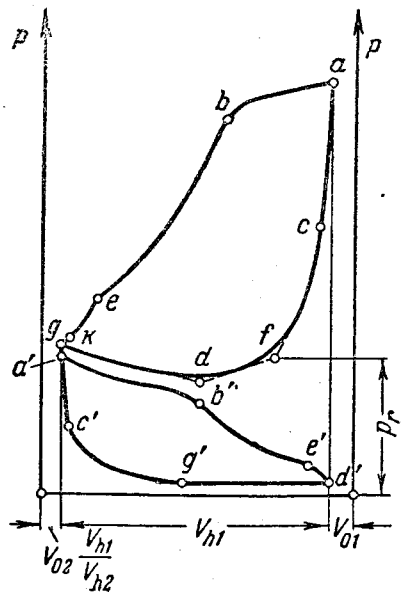
$$p_g = \frac{p_k V_k + p'_c (V_{02} + V'_c)}{V_{h1} + V_{01} + V_r + V_{02}}.$$

От точки $g(a')$ кривая расширения пара в обоих цилиндрах строится так же, как и на индикаторной диаграмме фиг. 2-67.

Линия сжатия df доводится до величины давления в ресивере p_r.

Давление это может быть выбрано равным p_e. Тогда перепада давления в момент начала выпуска из ц. в. д. не будет, и линия ek изобразит процесс расширения в ц. в. д. и в ресивере. В точке k произойдет перепад давления, вызванный началом впуска в ц. н. д.

Выбором давления p_r ($p_r \leqslant p_e$) можно регулировать величину перепада давления $p_e - p_g$.



Фиг. 2-69. Совмещенные индикаторные диаграммы тандем-машины.

При построении можно учесть потери давления при перепуске из ц. в. д. в ц. н. д. и линию $a'b'$ вычертить ниже на величину этой потери.

Такое построение выполнено на фиг. 2-69, где диаграмма большого цилиндра помещена под диаграммой ц. в. д., причем абсциссы первой из них уменьшены в $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$ раз. Связь между отдельными точками обеих диаграмм ясно видна на фиг. 2-69.

2-26. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ МАШИНЫ ДВОЙНОГО РАСШИРЕНИЯ С КРИВОШИПАМИ, ЗАКЛИНЕННЫМИ ПОД УГЛОМ 90° (МАШИНА КОМПАУНД)

На фиг. 2-70 выполнено построение индикаторных диаграмм машины компаунд для часто встречающегося случая, когда кривошип ц. н. д. опережает по ходу вращения кривошип ц. в. д.

По оси абсцисс фиг. 2-70 откладываем последовательно в произвольном масштабе объемы: ц. в. д. V_{h1}, его вредного пространства V_{01}, ресивера V_r, вредного пространства ц. н. д. V_{02}, большого цилиндра V_{h2} и еще раз объем его вредного пространства V_{02}.

Строим кривые объемов AFA_1B_1 и $ZI'I''X_1'$, причем вершине A первой кривой (т. е. мертвому положению поршня) соответствует точка Z на кривой большого цилиндра, в которой кривошип находится под углом 90° к кривошипу ц. в. д., а поршень ц. н. д. — в среднем положении (конечной длиной шатуна пренебрегаем).

Положение поршней и кривошипов в этот момент изображено на схеме *1* фиг. 2-70.

Рассмотрим сначала последовательность процессов в цилиндрах, а затем порядок построения диаграмм.

В ц. в. д. после впуска ab и расширения bc начинается в точке c выпуск в ресивер (точка c соответствует моменту опережения выпуска). В этот момент, как видно из схемы *2*, в крышечной полости ц. н. д. происходит впуск пара из ресивера, и состояние пара на индикаторной диаграмме ц. н. д. определяется точкой s'. Освободившийся объем в крышечной полости ц. н. д. в точке s' находят по диаграмме объемов путем проектирования точки c в C, проведения линии CS' и проектирования точки S' на диаграмму большого цилиндра.

В результате смешения пара давлением p_c, занимавшего объем $V_{h1}+V_{01}-V_2$, и пара давлением p_s в объеме $V_r+V_{02}+V_s$ (индексы c и s соответствуют точкам c и s' диаграмм) установится давление смеси

$$p_d=\frac{p_c(V_{h1}+V_{01}-V_2)+p_s(V_r+V_{02}+V_s)}{V_{h1}+V_{01}-V_2+V_r+V_{02}+V_s}=$$

$$=\frac{p_c\overline{CC_2}+p_s\overline{C_2S'}}{\overline{CS'}}.$$

От точки $d(d')$ начинается совместный процесс обоих цилиндров через ресивер, т. е. кривошипной полости ц. в. д. и крышечной полости ц. н. д. Этот процесс выражается в расширении пара, и в конце этого процесса достигается давление

$$p_e=p_d\frac{\overline{CS'}}{\overline{EE'}}.$$

Процесс заканчивается в точке e на диаграмме ц. в. д., потому что в точке e' происходит отсечка в большом цилиндре. Этот момент отражен на схеме *3*.

Малый цилиндр после отсечки в ц. н. д. остается сообщенным с ресивером: на пути ef продолжается расширение в малом цилиндре и в ресивере, причем

$$p_f=p_e\frac{\overline{EE_2}}{\overline{FF_2}}.$$

От точки f совместный процесс ц. в. д. и ресивера продолжается, но теперь в связи с обратным ходом поршня и уменьшением суммарного объема, в котором заключается пар, начинается сжатие пара в малом цилиндре и в ресивере. Процесс может быть построен по закону равносторонней гиперболы fg из полюса O'.

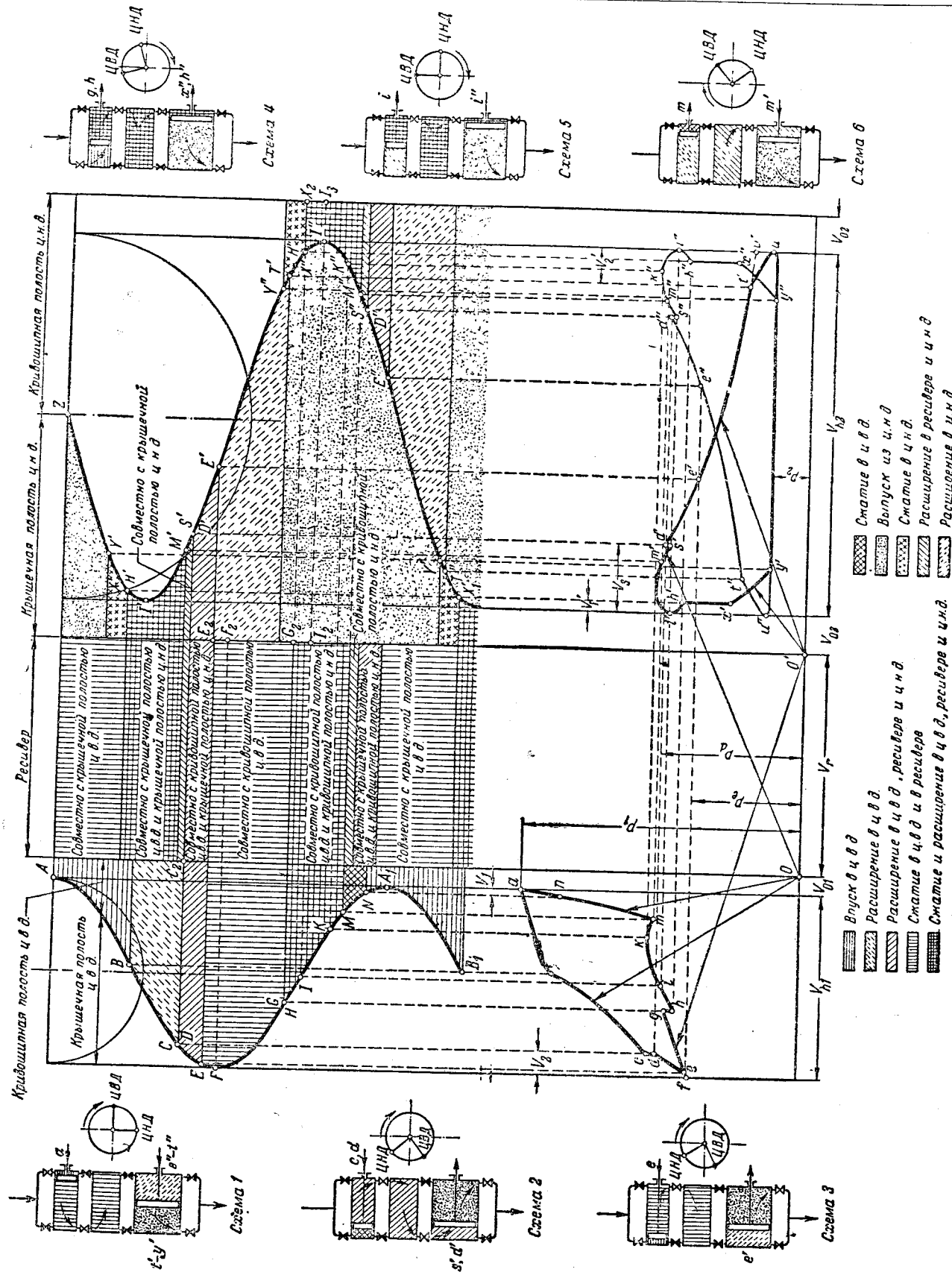
Положение кривошипов и поршней в точке g изображено на схеме *4*.

В этот момент приходит в сообщение с ресивером кривошипная полость ц. н. д., в которой начинается впуск пара. Состояние пара в большом цилиндре определяется точкой x'' (конец сжатия). Поэтому в момент, изображенный на схеме *4*, происходит смешение паров: давлением p_x в объеме $V_1'+V_{02}=\overline{X''X_2}$ и давлением p_g в объеме, измеряемом отрезком GG_2. Давление смеси

$$p_h=\frac{p_x\overline{X''X_2}+p_g\overline{GG_2}}{\overline{X''X_2}+\overline{GG_2}}$$

определяет положение точек h, h''.

От этих точек вновь начинается совместный процесс трех объемов: кривошипной по-



Фиг. 2-70. Индикаторные диаграммы машины компаунд.

лости ц. в. д., ресивера и кривошипной полости ц. н. д. В первой части этого процесса $hk(h''i''k'')$ пар сжимается, так как большой поршень имеет здесь малую скорость, и в единицу времени объем ц. в. д. уменьшается на величину, бо́льшую, чем та, которая освобождается в ц. н. д. Во второй части процесса (km) скорость малого поршня уменьшается, а большого — возрастает, вследствие чего процесс становится процессом расширения.

Кривые $hm(h''i''m'')$ строятся по точкам, переносимым через кривые объемов. Например, в точке i

$$p_i = \frac{p_h(\overline{GG_2} + \overline{X''X_2})}{\overline{II_2} + \overline{I''I_3}}.$$

Соответствующее положение поршней и кривошипов изображено на схеме 5 (правое мертвое положение большого поршня).

Совместный процесс заканчивается в точке m, в которой прекращается выпуск из ц. в. д. (схема 6).

От точки m в ц. в. д. идет линия сжатия mn, которая строится как равносторонняя гипербола из полюса O.

В точке n начинается впуск в кривошипную полость ц. в. д. На индикаторной диаграмме ц. н. д. после отключения в точке $m''(m')$ малого цилиндра происходит расширение $m''s''$ $(m's')$ в ресивере и в ц. н. д. Кривая представляет собою гиперболу из полюса O.

В точке s', как мы видели, вновь открывается сообщение между ц. в. д. и ресивером и происходит так называемый вторичный впуск в ц. н. д. (его может и не быть, если отсечка в большом цилиндре — в точке e' — наступит до прихода поршня ц. в. д. в точку c).

В точке e' начинается расширение в ц. н. д. (гипербола $e't'$ построена из полюса O'), в точке t' — начало выпуска, в точке y' — начало сжатия в крышечной полости ц. н. д. (кривая $y'x'$ построена из полюса O').

Можно рекомендовать следующий порядок построения диаграммы.

Из совокупной диаграммы находят степень наполнения и давление в конце расширения большого цилиндра (точка v' на диаграмме крышечной полости ц. н. д.).

Строят линию $v'e'$ на диаграмме большого цилиндра, и точку e' через кривые объемов переносят на диаграмму малого цилиндра (в точку e). Давление p_e выбирают при этом так, чтобы точка E на кривой объема ц. в. д. почти совпадала с точкой F.

Строят линии выпуска $u'y'$ и сжатия $y'x'$ в ц. н. д. (давлением в конце сжатия и величиной V_1 задаются). Одновременно наносят линию $u''y''x''$.

На диаграмме малого цилиндра через точку e проводят кривую сжатия feg. Точка g на кривых объемов соответствует точкам h'', x'' на диаграмме кривошипной полости ц. н. д.

Определяют давление p_h и строят кривые hm, $h'i'm'$ и $h''i''m''$. Положение точки m находят построением кривой сжатия nm из точки n (давлением в этой точке и величиной V_1 задаются).

Исходя из точек e', e строят по точкам кривые $e'd'$ и ed. Определяют давление

$$p_c = \frac{p_d\overline{CS'} - p_s\overline{C_2S'}}{\overline{CC_2}}.$$

Из точки c строят кривую расширения cb и определяют положение момента отсечки в ц. в. д.

На диаграмме ц. н. д. строят кривую $m's'$ на пути V_s, который определяется положением точки d'.

Достраивают диаграмму крышечной полости ц. н. д.

При построении индикаторных диаграмм можно пользоваться разными исходными величинами: давлением в конце расширения и степенью наполнения большого цилиндра, давлениями в конце сжатия как малого, так и большого цилиндров.

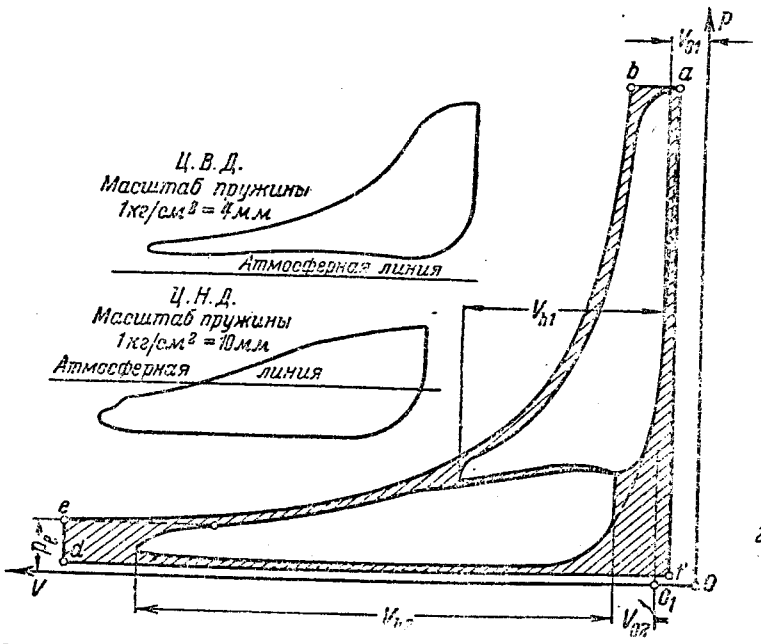
Можно добиться, в частности, ликвидации перепадов давления cd, gh, $d's'$, хотя более целесообразны диаграммы с этими перепадами.

В действительных, снятых с машин индикаторных диаграммах перепадов давления cd, gh, $d's'$ не наблюдается, так как они обычно сглаживаются вследствие постепенности открытия и закрытия органов парораспределения.

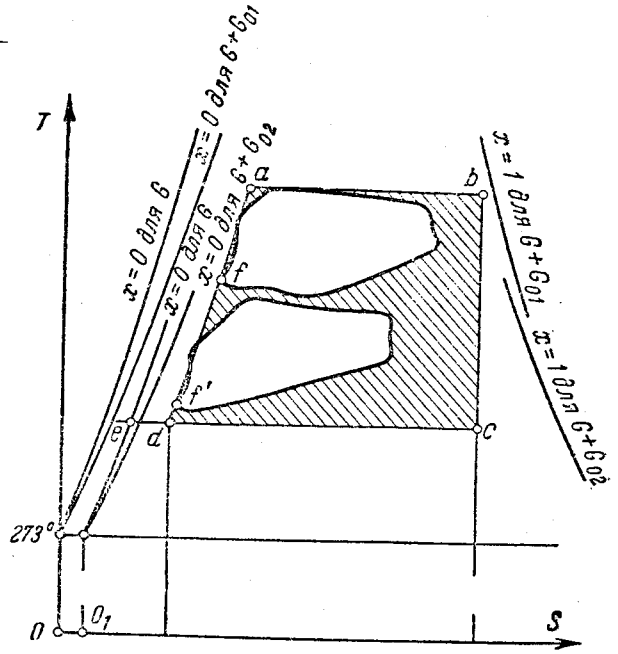
2-27. КОМБИНИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ МАШИН МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ И ПЕРЕНОС ИХ В КООРДИНАТЫ *TS*

Снятые с машины индикаторные диаграммы имеют обычно произвольную длину (зависящую от диаметра барабана индикатора и масштаба ходоуменьшителя) и различные масштабы давлений.

Для анализа этих диаграмм целесообразно привести их к виду совокупной диаграммы, т. е. построить в одном масштабе в общих осях координат.



Фиг. 2-71. Комбинирование индикаторных диаграмм машины двойного расширения.



Фиг. 2-72. Индикаторные диаграммы машины двойного расширения в координатах T, S.

На фиг. 2-71 показаны диаграммы отдельных цилиндров машины компаунд и построенная по ним комбинированная диаграмма.

Длину диаграммы высокого давления несколько уменьшаем и делаем ее равной отрезку V_{h1}. Длина диаграммы ц. н. д. V_{h2} должна быть больше длины диаграммы малого цилиндра в отношении объемов цилиндров, т. е. в отношении $\frac{D_2^2}{D_1^2}$. Таким образом, при переносе на комбинированную диаграмму меняем абсциссы обеих диаграмм так, чтобы отношение длин их равнялось отношению $\frac{D_2^2}{D_1^2}$.

Масштаб давлений ($m_2 = 10$) диаграммы ц. н. д. оставляем без изменения; поэтому масштаб давлений диаграмм ц. в. д. должен быть увеличен в $\frac{m_2}{m_1}$ раз, в нашем случае—в 2,5 раза.

Таким образом, диаграммы приведены к одному масштабу по оси абсцисс и одному масштабу по оси ординат (1 *кг/см²* = 10 *мм*).

В общих осях координат диаграммы располагают так, чтобы линия сжатия ц. н. д., продолженная вверх (по отношению к началу координат в точке O_1), совпала с продолженной вниз линией сжатия ц. в. д.

Далее строят диаграмму цикла с неполным расширением пара. Точку a выбирают на продолжении кривой сжатия в ц. в. д.; длину ab линии впуска вычисляют по фактическому (опытному) расходу пара. Линию расширения продолжают до давления p_e при выпуске из ц. н. д.

Заштрихованные на фиг. 2-71 площадки представляют собою сумму потерь по отношению к циклу с неполным расширением пара.

Индикаторные диаграммы машины многократного расширения переносят в систему координат TS по тем же правилам, которые были указаны для одноцилиндровой машины (§ 2-18).

Полагая, что как в ц. в. д., так и в ц. н. д. впускается за один ход G *кг* пара, обозначим количество пара, сжимаемого в малом цилиндре, через G_{01}, а в большом цилиндре — через G_{02}.

Диаграмму ц. в. д. строим между пограничными кривыми для $(G + G_{01})$ *кг* пара (фиг. 2-72).

Для ц. н. д. начало координат смещаем в точку O_1 так, чтобы отрезок ad измерял энтропию G_{02} *кг* пара, остающуюся постоянной в процессе адиабатического сжатия. Тогда точка f' начала сжатия (как и точка f в ц. в. д.) лежит на кривой ad эквидистантной нижней пограничной кривой для G *кг* пара.

$abca$ представляет собой диаграмму цикла Ренкина, заштрихованные площади — тепловые потери машины относительно этого цикла.

2-28. МОЩНОСТЬ МАШИН МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

Зная размеры цилиндров машины и имея индикаторные диаграммы обоих цилиндров, легко определить мощность машины по формулам, приведенным в § 2-12.

Обозначив среднее индикаторное давление в каждом из цилиндров машины двойного расширения через p_{i1} и p_{i2} (давления эти можно определить из диаграммы так же, как и в случае одноцилиндровой машины), найдем суммарную площадь обеих диаграмм:

$$Q = p_{i1}V_{h1} + p_{i2}V_{h2}.$$

Среднее индикаторное давление обоих цилиндров, отнесенное к объему ц. н. д.

$$p_i = \frac{Q}{V_{h2}} = p_{i1}\frac{V_{h1}}{V_{h2}} + p_{i2}. \qquad (2\text{-}38)$$

Во многих случаях можно обойтись и без определения p_{i1} и p_{i2} в отдельности. Измеряют площади обеих диаграмм (приведенных к одному масштабу, как на фиг. 2-71) и сумму их делят на длину диаграммы низкого давления V_{h2}. Полученная величина среднего индикаторного давления подставляется в формулу:

$$N_e = \eta_м \frac{F_2 c_m p_i}{75},$$

где F_2 — площадь поршня ц. н. д.

При заданной мощности можно из этой же формулы определить значение F_2, а диаметр ц. н. д. находят из соотношения

$$0{,}97\frac{\pi D_2^2}{4} = F_2.$$

Диаметр ц. в. д.

$$D_1 = D_2\sqrt{\frac{V_{h1}}{V_{h2}}}.$$

Если учитывать точно полезные площади обоих поршней и индикаторные давления в каждой из полостей цилиндров, то мощность машины следует определять по более точной формуле:

$$N_e = \eta_м \frac{c_m}{2\cdot75}(F_1' p_{i1}' + F_1'' p_{i1}'' + F_2' p_{i2}' + F_2'' p_{i2}''), \qquad (2\text{-}39)$$

где F_1' — полезная площадь поршня одной полости ц. в. д.;

F_1'' — полезная площадь поршня другой полости ц. в. д.;

p_{i1}' и p_{i1}'' — соответствующие им средние индикаторные давления.

Аналогичные величины для ц. н. д. снабжены индексом 2.

Ход поршня машины определяют при проектировании из формулы

$$S = \frac{30c_m}{n}.$$

Среднюю скорость поршня выбирают на тех же основаниях, что и в случае одноцилиндровой машины.

Отношение $\frac{S}{D_2}$ должно находиться в следующих пределах:

у горизонтальных тихоходных машин	0,9÷1,8
у вертикальных тихоходных машин	0,5÷0,9
у горизонтальных быстроходных машин	0,7÷1,0
у вертикальных быстроходных машин	0,5÷0,7

Механический к. п. д. берется на 2÷3% меньше значений, указанных для одноцилиндровых машин.

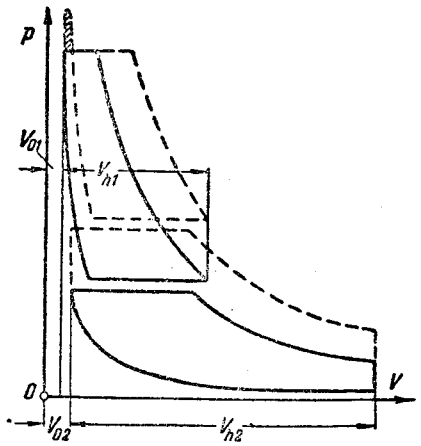
Вышеприведенные формулы распространяются и на машины тройного расширения, причем под D_2, F_2 и здесь надо понимать диаметр и площадь поршня ц. н. д.

2-29. ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ МАШИН ДВОЙНОГО РАСШИРЕНИЯ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

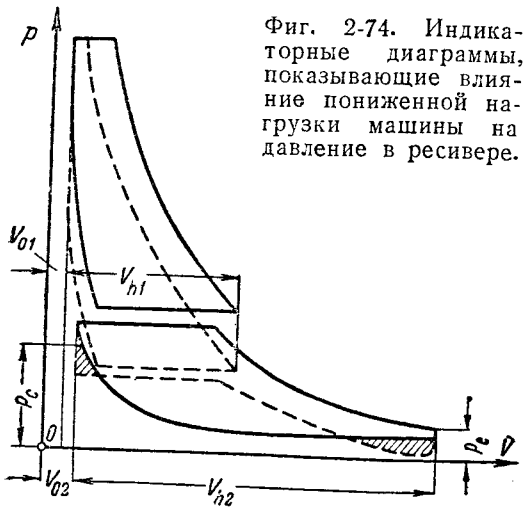
На очертание индикаторных диаграмм машин двойного расширения, помимо изменения нагрузки, существенное влияние оказывает изменение параметров пара — начального и конечного давления, давления в ресивере.

1. Изменение нагрузки. Этот вопрос был разобран в § 2-21. При неизменных моментах парораспределения в ц. н. д. увеличение нагрузки и степени наполнения малого цилиндра вызывает повышение давления в ресивере, уменьшение нагрузки — снижение давления в ресивере.

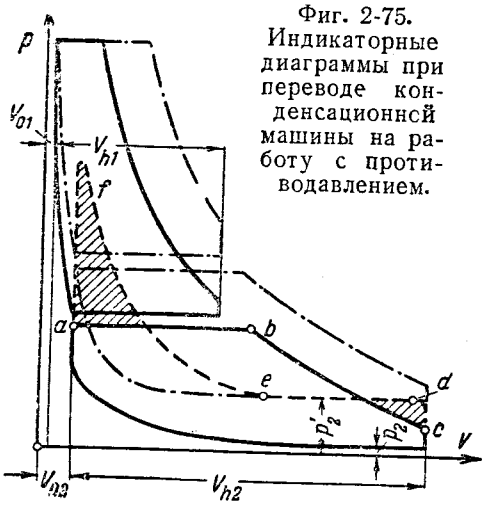
Следует отметить, что повышение давления в ресивере может вызвать образование петли отрицательной работы в конце сжатия ц. в д.; снижение этого давления — образование петель в конце сжатия и в конце расширения ц. н. д. Соответствующие примеры показаны на фиг. 2-73, 2-74. Первая относится к случаю повышения нагрузки при значительной степени сжатия в ц. в. д., вторая — к случаю падения нагрузки при полном сжатии в ц. н. д. и низком давлении p_e. Диа-



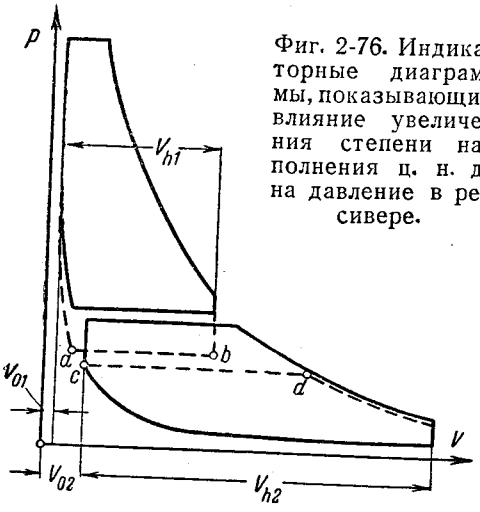
Фиг. 2-73. Индикаторные диаграммы, показывающие влияние повышенной нагрузки машины на давление в ресивере.



Фиг. 2-74. Индикаторные диаграммы, показывающие влияние пониженной нагрузки машины на давление в ресивере.



Фиг. 2-75. Индикаторные диаграммы при переводе конденсационной машины на работу с противодавлением.



Фиг. 2-76. Индикаторные диаграммы, показывающие влияние увеличения степени наполнения ц. н. д. на давление в ресивере.



Фиг. 2-77. Индикаторные диаграммы, показывающие влияние уменьшения степени наполнения ц. н. д. на давление в ресивере.

граммы при изменившейся нагрузке начерчены пунктиром, петли отрицательной работы заштрихованы. При детальном построении диаграмм следует учитывать повышенное давление в конце сжатия (фиг. 2-74) в момент сообщения ц. в. д. с ц. н. д. Из диаграмм фиг. 2-73 и 2-74 ясно, что изменение мощности машины происходит главным образом за счет ц. н. д.

Если регулятор управляет моментом отсечки в ц. н. д., то давление в ресивере при изменении нагрузки не меняется, и на индикаторных диаграммах обоих цилиндров смещаются лишь линии расширения.

2. Изменение начального давления пара сказывается лишь на диаграмме ц. в. д. (если не считаться с изменением мощности машины). Характер изменения диаграммы достаточно прост и на нем можно не останавливаться.

3. Изменение конечного давления непосредственно отражается лишь на диаграмме ц. н. д., однако вызванное этим изменение мощности машины обусловливает изменение степени наполнения ц. в. д. со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Практический интерес представляет случай повышения противодавления, в частности перевод конденсационной машины на работу с противодавлением.

Этот случай иллюстрирован фиг. 2-75. Нормальные индикаторные диаграммы изображены сплошными линиями. Простым пунктиром (*abadefa*) показана диаграмма ц. н. д. при повышении давления выпуска с p_2 до p'_2. Диаграмма характеризуется чрезвычайно высоким сжатием и петлей в конце расширения. Конечно, повышенное давление сжатия вызвало бы и повышение давления в ресивере, так что площадь петли в конце сжатия (а также в конце расширения) сократилась бы по сравнению с показанной на фиг. 2-75. Так как, однако, одновременно с повышением противодавления обычно ставится требование о сохранении номинальной мощности машины, то диаграммы принимают вид, начерченный штрих-пунктиром. Помимо момента отсечки ц. в. д., управляемого регулятором, из прочих моментов парораспределения изменено только положение начала сжатия в ц. н. д., для того, чтобы избежать петли отрицательной работы в конце сжатия. Иногда, впрочем, приходится перестанавливать и другие моменты парораспределения, которые легко установить конструированием детальных индикаторных диаграмм для нового режима.

4. Изменение давления в ресивере. Эта величина, зависящая от степени наполнения ц. в. д. (см. п. 1 этого параграфа), может также изменяться при изменении степени наполнения ц. н. д. При увеличении степени наполнения ц. н. д. давление в ресивере падает (фиг. 2-76), при уменьшении оно возрастает (фиг. 2-77). На мощность машины эти отклонения существенного влияния не оказывают, хотя в первом случае возрастает потеря от неполного расширения в ц. в. д. и может появиться петля в конце сжатия ц. н. д.; во втором случае могут появиться петли и конце сжатия и в конце расширения ц. в. д. (фиг. 2-77).

Во всех описанных случаях мы, пользуясь упрощенными индикаторными диаграммами, рассмотрели лишь качественную сторону явлений, происходящих при переменном режиме. Для количественной оценки процессов необходимо построение детальных диаграмм по методу, изложенному в § 2-25 и 2-26.

Следует также иметь в виду, что всякое изменение параметров оказывает существенное влияние на прочность деталей. Поэтому расчеты на прочность следует производить для нагрузок, связанных с максимальными усилиями. Так, например, силу, приложенную к поршню ц. н. д., следует определять для случая максимальной нагрузки машины, а при переводе машины на работу с другими параметрами — делать поверочные расчеты на прочность.

РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ПАРОВЫХ МАШИНАХ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ЗОЛОТНИКОВЫЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

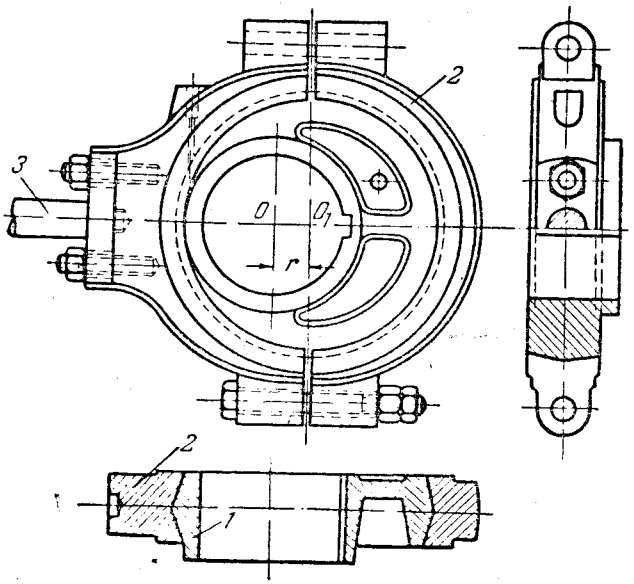
3-1. ПЛОСКИЙ КОРОБЧАТЫЙ ЗОЛОТНИК

Одной из простейших систем парораспределения в паровых машинах является схематически показанная на фиг. 1-1 система золотникового парораспределения.

В золотниковой коробке *15*, постоянно заполненной свежим паром, по плоскому золотниковому зеркалу может перемещаться плоский коробчатый золотник, приводимый от вала машины эксцентриком *28*.

Конструкция эксцентрика показана на фиг. 3-1. На вал насажен и закреплен при помощи шпонки эксцентриковый диск *1*, центр которого находится в точке O_1, не совпадающей с центром вала O. Расстояние $OO_1 = r$ называется эксцентриситетом.

Диск *1* охвачен хомутом *2*, который состоит из двух половин, стянутых болтами. К одной из половин хомута присоединена на шпильках эксцентриковая тяга *3* (*23* на фиг. 1-1).



Фиг. 3-1. Эксцентрик.
1 — диск; *2* — хомут; *3* — эксцентриковая тяга.

Эксцентриковая тяга шарнирно связана с золотниковым штоком *21* (фиг. 1-1), соединенным с золотником *19*.

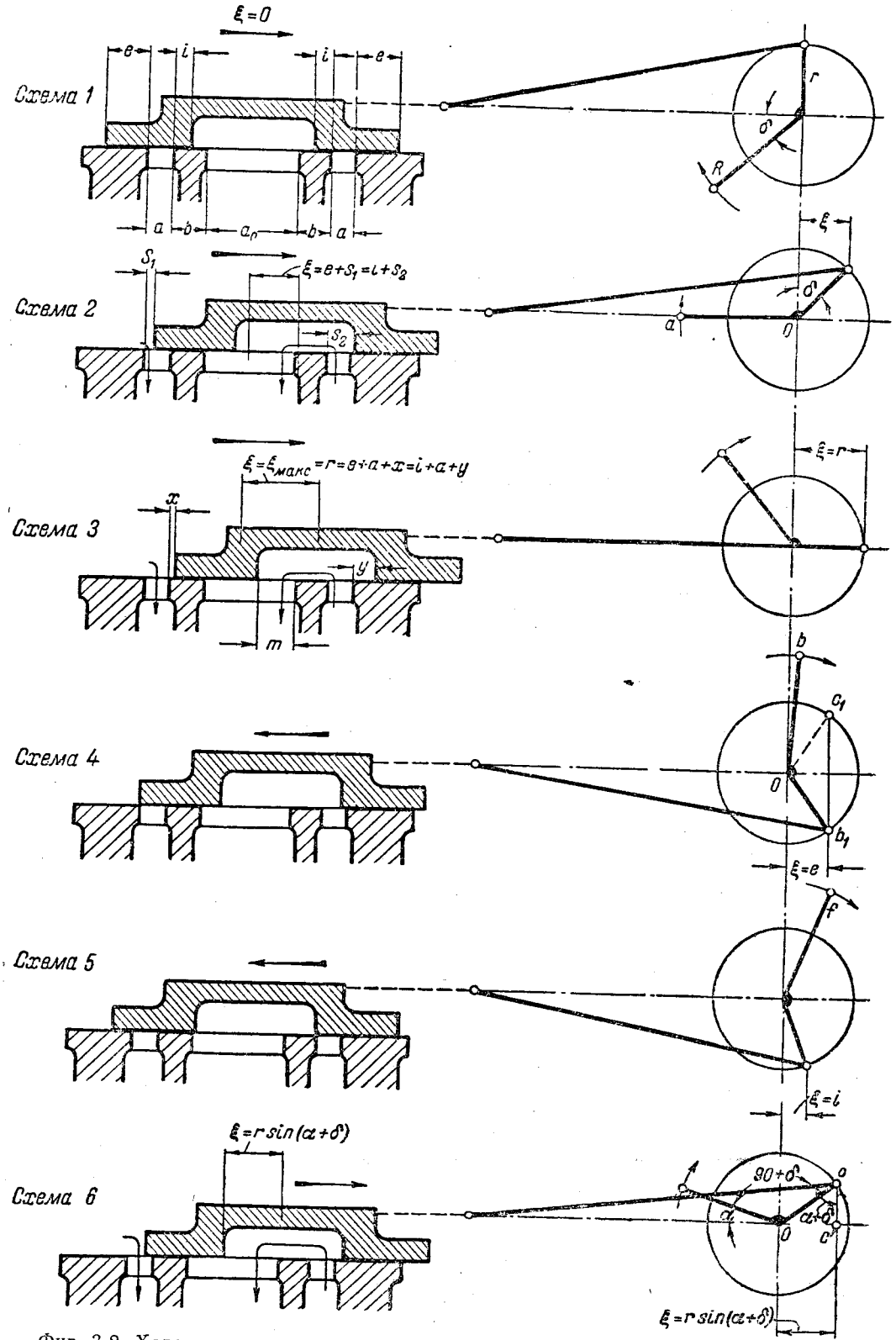
При вращении вала точка O_1 (фиг. 3-1) описывает дугу круга вокруг точки O, и эксцентриковый диск *1*, вращаясь в хомуте *2*, заставляет хомут совершать колебательные движения, под действием которых конец эксцентриковой тяги (точка *22* на фиг. 1-1), а вместе с ней и золотник совершают поступательно-возвратные движения с размахом r в обе стороны от среднего положения. Ход золотника, таким образом, равен $2r$. Золотниковый шток направляется в своем движении втулкой в специальном кронштейне, показанном на фиг. 1-1.

В золотниковом зеркале прорезано три окна с каналами. — *16* и *20* по бокам, *18* — по середине. Окна имеют прямоугольную форму с длинной стороной, расположенной поперек цилиндра. Канал *18* соединяется с выпускной трубой. Через каналы *16* и *20* производится: 1) впуск пара в цилиндр из золотниковой коробки, как показано в средней проекции фиг. 1-1 для левой полости и в нижней проекции — для правой; 2) выпуск пара из цилиндра в канал *18* и в паровыпускную трубу, как показано на средней проекции справа и на нижней проекции слева.

В среднем положении (относительно двух крайних — мертвых положений) золотник показан на схеме *1* фиг. 3-2. Он перекрывает боковые окна (шириной a) с внешней стороны на величину e, с внутренней — на величину i.

e представляет собою внешнюю перекрышу, а i — внутреннюю перекрышу золотника.

В среднем положении золотника направление эксцентриситета r эксцентрика (если считать длину эксцентриковой тяги бесконечно большой) должно быть вертикальным (для горизонтальной машины). Выясним, каково



Фиг. 3-2. Характерные положения золотника, кривошипа R и эксцентрика r.

должно быть при этом положение кривошипа на валу машины.

Для этого обратимся сначала к фиг. 3-3, на которой показана связь между положениями кривошипа и положениями поршня в основные моменты парораспределения.

По оси абсцисс индикаторной диаграммы здесь отложены не объемы цилиндра, а пропорциональные им ходы поршня S.

Из диаграммы ясно, что при начале впуска пара в цилиндр (точка c) поршень не доходит на величину S_1 до мертвого положения, и кривошип занимает положение OC (длину шатуна пока считаем бесконечно большой). За время впуска кривошип поворачивается в положение OB, за время расширения—в положение OE. При начале выпуска поршень не доходит на величину S_2 до мертвого положения; сжатие начинается при положении кривошипа OF.

На фиг. 3-3 пунктиром изображены аналогичные диаграммы для правой полости цилиндра. Впуск и расширение здесь происходят в основном при прохождении нижней полуокружности вращения кривошипа, выпуск и сжатие — при прохождении верхней полуокружности.

Возвращаясь к схемам золотника, отметим, что впуск пара в левую полость цилиндра может произойти только тогда, когда золотник сдвинется вправо на величину внешней перекрыши e. При мертвом положении поршня окно должно быть уже открыто на некоторую небольшую величину, для того чтобы осуществить опережение впуска (схема *2* фиг. 3-2). Величина эта s_1 называется линейным опережением впуска. Таким образом, при мертвом положении поршня золотник должен быть сдвинут из своего среднего положения на величину

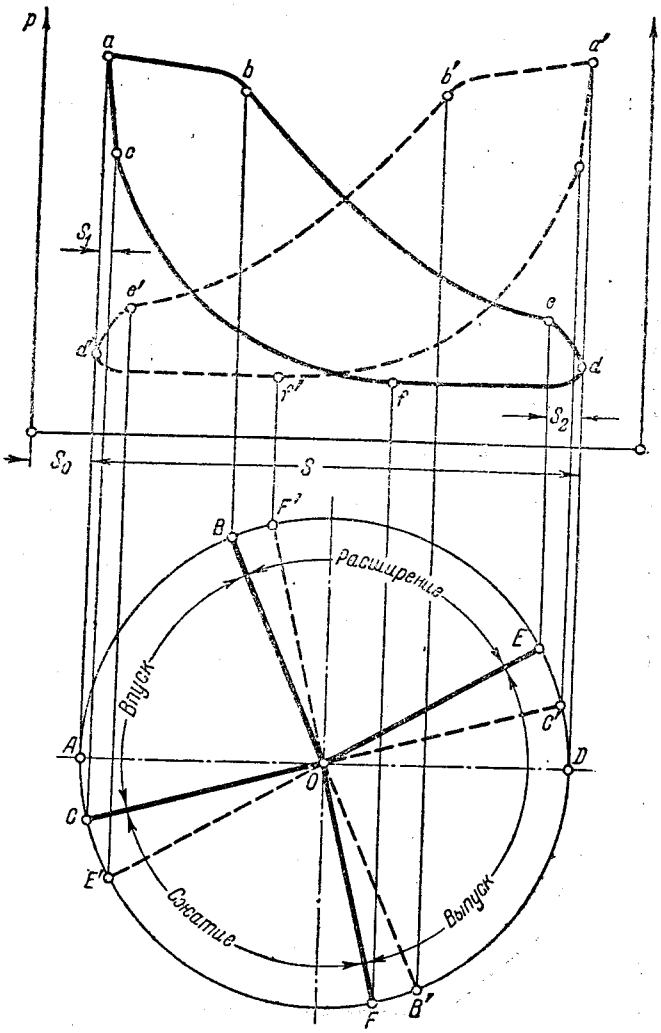
$$\xi = e + s_1.$$

Отрезок ξ отмечен также на схеме эксцентрика, из которой ясно, что направление эксцентриситета должно опережать направление кривошипа на угол $90° + \delta$, так чтобы проекция эксцентриситета на направление движения золотника равнялась ξ.

Угол δ называется углом опережения.

Дальнейшая работа механизма показана на остальных схемах фиг. 3-2.

Когда эксцентриситет займет правое мертвое положение, золотник станет так, как показано на схеме *3* фиг. 3-2. Он не только полностью откроет канал, но и перебежит



Фиг. 3-3. Индикаторные и кривошипные диаграммы обеих полостей цилиндра.

за его кромку на величину x, которая, впрочем, в частном случае может равняться нулю. В этот момент сдвиг золотника из среднего положения является максимальным:

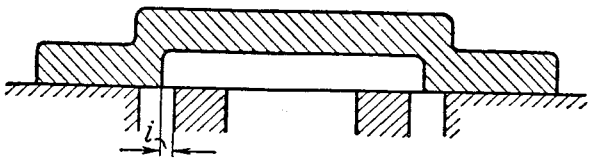
$$\xi_{макс} = r = e + a + x.$$

Далее, золотник будет двигаться влево и в положении, показанном на схеме *4* фиг. 3-2, закроет левый канал. Кривошип при этом будет находиться в положении ob, соответствующем моменту отсечки (OB на фиг. 3-3). Этот момент характеризуется уравнением

$$\xi = e,$$

так как золотник, двигаясь влево, при этом не доходит до среднего положения на величину e.

Аналогично с вышеизложенным происходит выпуск пара, управляемый внутренними кромками золотника.



Фиг. 3-4. Золотник с отрицательной внутренней перекрышей.

Выпуск из правой полости начинается тогда, когда золотник сдвинется из среднего положения вправо на величину i. При левом мертвом положении поршня (схема *2* фиг. 3-2) сдвиг золотника равен

$$i+s_2=e+s_1,$$

где s_2 называется линейным опережением выпуска (оно может быть и меньше ширины окна a).

При мертвом положении эксцентрика (схема *3* фиг. 3-2) внутренний перебег золотника составляет y, причем

$$i+a+y=e+a+x=r.$$

Момент начала сжатия в правой полости показан на схеме *5* фиг. 3-2.

Золотник движется влево и отстоит на величину i от среднего положения. Кривошип занимает положение of, соответствующее OF' на фиг. 3-3.

Из рассмотрения фиг. 3-2 ясно, что с увеличением внешней перекрыши (при данном угле опережения) степень наполнения уменьшается; при увеличении внутренней перекрыши возрастает продолжительность сжатия.

Внутреннюю перекрышу i иногда делают отрицательной (фиг. 3-4). Здесь i отложено в обратном от кромки канала направлении, так что при среднем положении золотника оба канала сообщены с выпускным отверстием; выпуск из одной полости начинается тогда, когда из другой полости еще продолжается выпуск пара. Отрицательная перекрыша получается поэтому при большом опережении выпуска и малой степени сжатия.

Связь между положениями поршня и золотника легко установить аналитически при помощи уравнения движения золотника.

Это уравнение вытекает из рассмотрения схемы *6* фиг. 3-2, где кривошип показан в произвольном положении под углом α к мертвому. Центр эксцентрика находится в точке c. Из схемы ясно, что угол occ' равен $\alpha+\delta$. Поэтому сдвиг золотника из среднего положения, измеряемый отрезком oc', равен

$$\xi=r\sin(\alpha+\delta). \qquad (3\text{-}1)$$

Из этого уравнения для любого положения кривошипа, характеризуемого углом α, можно найти сдвиг золотника из среднего положения, так как r и δ представляют собой известные для данной машины величины.

Рассмотрим несколько частных видов уравнения движения золотника.

При мертвом положении кривошипа ($\alpha=0$) золотник должен быть сдвинут на величину $e+s_1$ из среднего положения. Следовательно,

$$e+s_1=r\sin\delta,$$

что ясно также из схемы *2* фиг. 3-2.

Уравнение

$$r\sin(\delta+\alpha)=e$$

служит для моментов начала впуска и отсечки. Последний из них показан на схеме *4* фиг. 3-2. В момент начала впуска золотник будет находиться в том же положении, но двигаться будет влево, открывая канал; центр эксцентрика будет находиться при этом в точке c_1.

Уравнение

$$r\sin(\delta+\alpha)=i$$

относится к моментам опережения выпуска и начала сжатия.

Уравнение

$$r=e+a+x=i+a+y$$

указывает на мертвое положение золотника. Кривошип при этом находится под углом $\alpha=90°-\delta$ (схема *3* фиг. 3-2);

$$\sin(\alpha+\delta)=1.$$

Общее уравнение

$$\xi=r\sin(\alpha+\delta)$$

легко решать графическими методами.

3-2. ЗОЛОТНИКОВЫЕ ДИАГРАММЫ

Уравнение движения золотника представляет собой уравнение хорды круга в полярных координатах.

Если диаметр OG меньшей окружности на фиг. 3-5 обозначим через r и предположим, что он составляет с вертикальной осью угол δ, то длина любой хорды этой окружности, например, хорды Oy, наклоненной к горизонтали под углом α, как раз определяется формулой

$$Oy=\xi=r\sin(\alpha+\delta).$$

Таким образом, если отложить угол опережения δ от вертикальной оси в направлении, обратном направлению вращения, и затем привести окружность диаметром, равным эксцентриситету эксцентрика r, то мы получим исходное построение для определения сдвига золотника.

Окружность диаметром r мы будем именовать в дальнейшем золотниковой окружностью.

Длина любой хорды этой окружности, наклоненной под углом α к горизонтали, равна сдвигу золотника при угле поворота кривошипа на угол α от его мертвого положения.

Окружность радиуса OG представляет собой окружность вращения кривошипа[1].

Когда кривошип повернется на угол α и займет положение Ox, то сдвиг золотника будет измеряться хордой Oy.

Когда кривошип станет в положение OG, то и сдвиг золотника измерится всей длиной OG.

Этот сдвиг золотника максимален: золотник находится в мертвом положении.

В положении кривошипа OM, касательном к золотниковой окружности, сдвиг золотника равен нулю; другими словами, золотник находится в среднем положении. Если линия OG являлась линией мертвого положения золотника, то линия OM, перпендикулярная OG, соответствует среднему положению золотника.

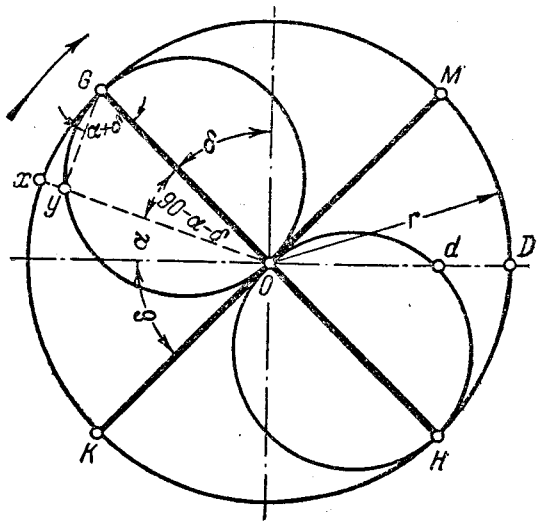
При дальнейшем вращении кривошипа по часовой стрелке для определения сдвига золотника необходимо на продолжении OG, т. е. на линии OH, как на диаметре, очертить вторую золотниковую окружность.

Тогда в положении OD кривошипа сдвиг золотника равен Od; в положении OH кривошипа золотник достигнет мертвого положения и, наконец, в положении OK кривошипа золотник снова возвратится в среднее положение.

Раньше мы установили, что в момент начала впуска (опережения впуска) и в момент отсечки сдвиг золотника $\xi = e$.

Из начала координат O (фиг. 3-6) проводим дугу радиусом e. Эта дуга пересечет золотниковую окружность в точках k и m.

[1] Радиус этой окружности может быть выбран совершенно произвольно, так как окружность необходима для фиксирования лишь направления кривошипа. Для удобства построения обычно принимают радиус окружности кривошипа равным диаметру золотниковой окружности.



Фиг. 3-5. Золотниковая диаграмма.

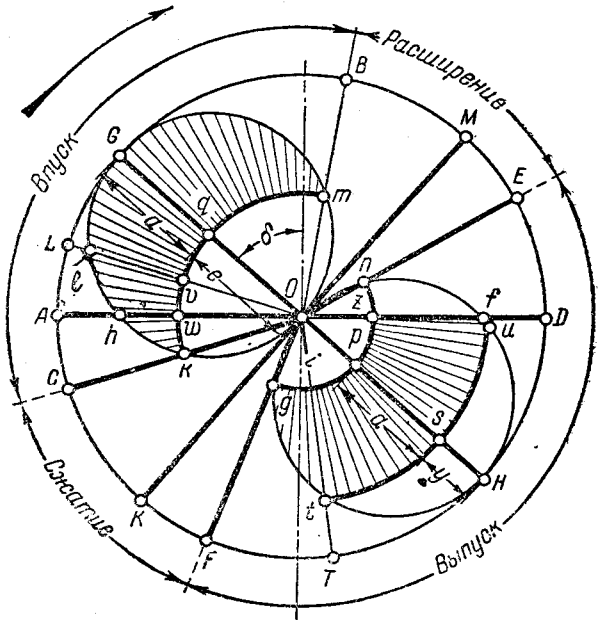
Проведем из начала координат лучи через эти точки.

Отрезок Ok представляет собой сдвиг золотника из среднего положения при положении кривошипа OC, причем отрезок $Ok = \xi = e$.

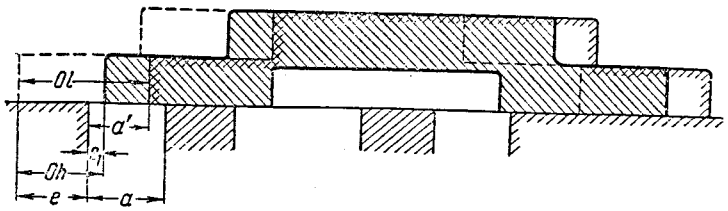
Поэтому можно считать, что OC есть положение кривошипа в момент начала впуска.

Точно так же отрезок Om представляет собой сдвиг золотника в момент отсечки, так как $Om = \xi = e$.

Так как кривошип движется по часовой стрелке, то легко сообразить, что OC является



Фиг. 3-6. Золотниковая диаграмма.



Фиг. 3-7. Различные положения золотника.

положением кривошипа при начале впуска, а OB—в момент отсечки, а не наоборот.

Отметим мертвое положение кривошипа OA; при этом сдвиг золотника, измеряемый хордой окружности, равен Oh.

Так как при мертвом положении поршня

$$\xi = e + s_1,$$

то линейное опережение впуска s_1 на диаграмме измеряется отрезком hw.

Положение золотника на зеркале при мертвом положении поршня указано на фиг. 3-7 жирными линиями. Пунктиром намечено среднее положение золотника.

При положении кривошипа OL (фиг. 3-6) сдвиг золотника от среднего положения измеряется отрезком Ol. Откладывая этот отрезок на фиг. 3-7, мы получаем новое положение золотника (отмечено тонкими линиями). Окно при этом будет открыто на величину, которую обозначим через $a' = Ol - e$. На диаграмме фиг. 3-7 открытие выразится отрезком $vl = Ol - e$, который заключается между дугой km и золотниковой окружностью. Когда кривошип займет положение OG, открытие будет наибольшее, равное разности между диаметром золотниковой окружности и внешней перекрышей (золотник работает без перебега). Когда кривошип займет положение OB, открытие равно нулю.

Таким образом, часть золотниковой окружности, заштрихованная на фиг. 3-6 в направлении радиусов, представляет собой как бы кривую открытия окна. Окно открывается в точке k; при мертвом положении поршня открытие достигает величины линейного опережения впуска, затем открытие продолжает увеличиваться; полностью окно открыто при мертвом положении золотника. Затем золотник начинает двигаться в обратном направлении, постепенно закрывая канал.

Аналогичное явление имеет место и при выпуске. Выпуск пара начнется, когда золотник сдвинется из среднего положения на величину i влево. В момент начала выпуска, таким образом, уравнение сдвига золотника $\xi = i$. С другой стороны, когда золотник, полностью открыв канал и дойдя до мертвого положения, пойдет обратно, то он будет постепенно закрывать канал. Когда золотник пройдет путь i, начнется сжатие пара. Таким образом, начало сжатия характеризуется также уравнением $\xi = i$. Здесь имеется полная аналогия с впуском, поэтому мы можем на диаграмме фиг. 3-6 провести дугу радиусом i в нижней окружности. В таком случае положения кривошипов, проходящих через точки n и g, относятся: OE—к моменту начала выпуска (в этом положении сдвиг золотника $On = i$); OF—к моменту начала сжатия (так как и здесь сдвиг $Og = i$).

Что касается величины открытия окна, то оно не будет измеряться радиальным отрезком между дугой gn и золотниковой окружностью, так как ширина окна a определена уже по верхней окружности. Очевидно, что и для выпуска канал может быть открыт не более, чем на величину a. Поэтому, чтобы определить ширину открытия, нужно от точки p отложить величину a до точки s и из центра O провести дугу через точку s радиусом $i + a$; тогда радиально заштрихованная площадь представит характер открытия окна со стороны выпуска. Окно начинает открываться для выпуска в точке n. При положении кривошипа OD канал будет открыт на величину zf линейного опережения выпуска. Полностью окно откроется в точке u и дальше будет оставаться открытым до прихода кривошипа в положение OT; золотник же будет перебегать окно, и в мертвом положении перебег золотника изобразится отрезком $sH = e - i$.

Проведем линию KM, перпендикулярную диаметрам золотниковых окружностей. Теперь повторим весь ход работы парораспределения. Впуск начинается в положении OC, когда кривошип не дошел еще до мертвого положения; золотник сдвинут на величину e. Кривошип, вращаясь по часовой стрелке, приходит в мертвое положение; золотник же сдвинут вправо из среднего положения на величину Oh; открытие окна s_1 равно линейному опережению впуска; при дальнейшем вращении канал открывается все больше — открытие пропорционально длине радиальных отрезков. При положении кривошипа OG золотник приходит в мертвое положение, и окно открыто полностью на величину a. Золотник меняет направление своего движения, и канал начинает закрываться. При положении OB канал

закрыт полностью, а золотник сдвинут на величину внешней перекрыши e. Когда кривошип приходит в положение OM, золотник становится в среднее положение. При положении кривошипа OE золотник сдвинут влево на величину внутренней перекрыши i, и в дальнейшем канал может сообщаться с выпускным пространством.

При положении кривошипа OD окно открыто с внутренней стороны на величину s_2. В точке u канал открывается полностью и остается открытым на всю ширину a до точки t. От точки t канал начинает закрываться, и при положении кривошипа OF начинается сжатие пара.

Углом COB измеряется продолжительность впуска, углом EOF—продолжительность выпуска, углом FOC—продолжительность сжатия, углом BOE—продолжительность расширения.

При наличии перебега x, как на схеме *3* фиг. 3-2, окружность в секторе впуска золотниковой диаграммы принимает вид, изображенный на фиг. 3-8.

Максимальное смещение золотника из среднего положения, измеряемое отрезком OG, составляет здесь $e+a+x$. Проведя из центра O дугу us радиусом $e+a$, найдем, что уже в точке u окно открыто на всю ширину a и остается открытым полностью во время прохождения кривошипом дуги us. За это время перебег возрастает от нуля до величины x, а затем (на дуге ts) падает опять до нуля (точка s), после чего начинается закрытие канала. Очевидно, что в этой конструкции канал большее время открыт полностью, чем при золотнике без перебега.

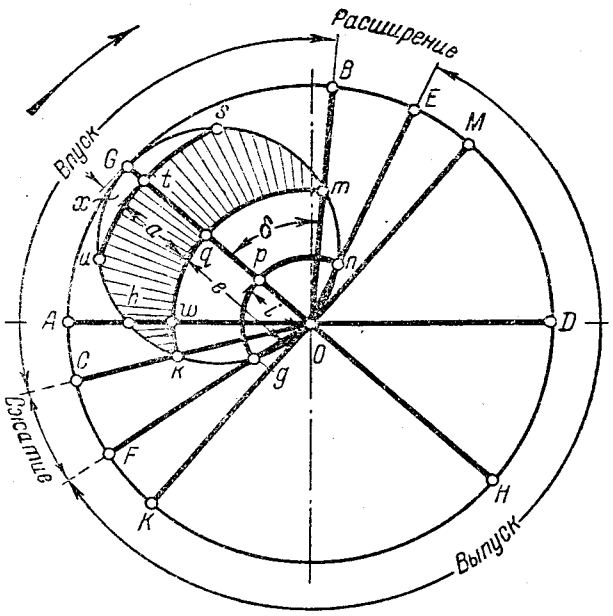
На фиг. 3-8 внутренняя перекрыша принята отрицательной. Поэтому она отложена по диаметру GH не вниз, а вверх от точки O: дуга gn пересекает верхнюю золотниковую окружность.

Продолжительность выпуска, измеряемая углом EOF, очевидно, больше, чем при положительной перекрыше (фиг. 3-6).

В частном случае i может равняться нулю. Тогда выпуск начнется при положении кривошипа OM, а сжатие—при положении кривошипа OK, каждое из которых касательно к золотниковой окружности.

Другой способ графической интерпретации уравнения движения золотника поясняется при помощи фиг. 3-9.

Окружность на фиг. 3-9 будем считать одновременно и окружностью вращения кривошипа, и окружностью вращения эксцентри-



Фиг. 3-8. Диаграмма для золотника с перебегом и отрицательной внутренней перекрышей.

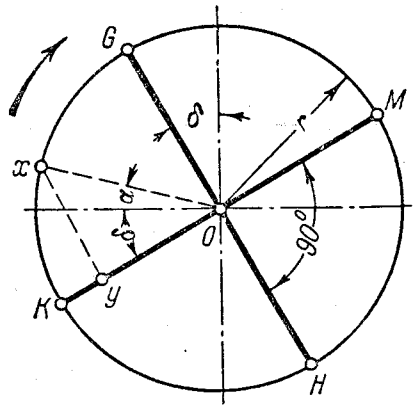
ситета, конечно, в разных масштабах. Так же как и в предыдущей диаграмме, проводим наклонный диаметр GH под углом δ к вертикали и перпендикулярный к нему диаметр KM. Тогда можно показать, что при произвольном положении кривошипа OX сдвиг золотника из среднего положения равен перпендикуляру XY из точки X на диаметр KM. В самом деле, положим, что OX находится под углом α к горизонтали; тогда угол $XOK=\alpha+\delta$ и, таким образом,

$$\overline{XY}=\overline{OX}\sin(\alpha+\delta).$$

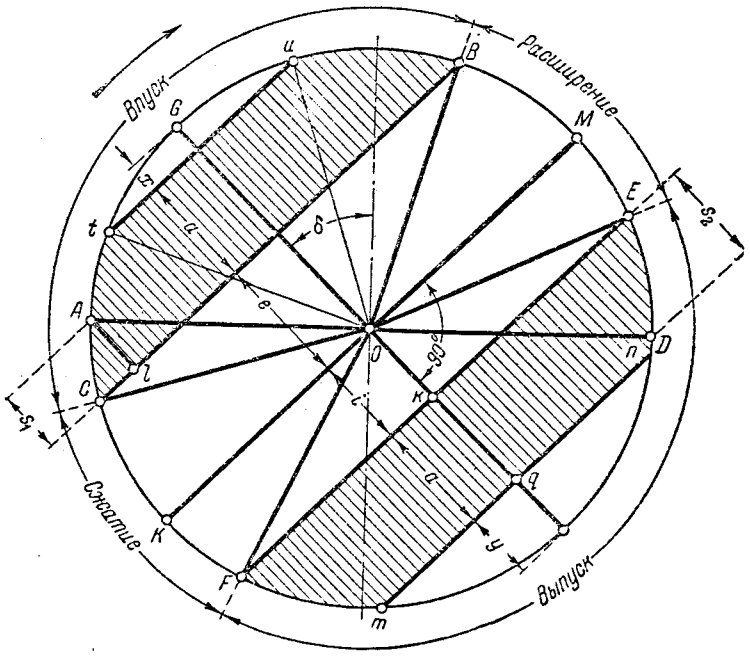
Так как OX представляет собой r—эксцентриситет эксцентрика, то

$$\overline{XY}=r\sin(\alpha+\delta)=\xi,$$

что совпадает с уравнением движения золотника.

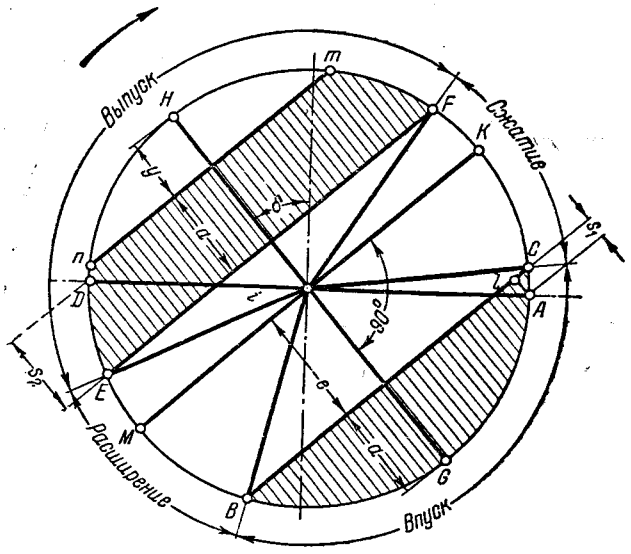


Фиг. 3-9. Основы построения золотниковой диаграммы.



Фиг. 3-10. Золотниковая диаграмма.

Проводим линию CB, параллельную KM (фиг. 3-10), на расстоянии e от нее; она будет заменять дугу радиуса e на диаграмме фиг. 3-8. С противоположной стороны проведем линию EF, параллельную KM, на расстоянии внутренней перекрыши i. Положение кривошипа OM соответствует среднему положению золотника. Положение OC соответствует моменту начала впуска, так как сдвиг золотника, равный перпендикуляру из точки C на диаметр KM, в этом положении равен e— внешней перекрыше. При мертвом положении



Фиг. 3-11. Золотниковая диаграмма для правой полости цилиндра.

поршня сдвиг измеряется перпендикуляром из точки A на диаметр KM; часть этого перпендикуляра, отсекаемая прямой CB, представляет собой величину открытия окна, называемую линейным опережением впуска s_1. При дальнейшем вращении кривошипа открытие окна постепенно увеличивается и измеряется отрезками прямых линий, параллельных диаметру GH. При положении кривошипа OG смещение золотника достигает максимума. Перебег золотника измеряется отрезком x. На протяжении угла поворота кривошипа tOu канал открыт полностью; в точке B наступает момент отсечки.

Таким же образом можно установить, что положение кривошипа OE соответствует началу выпуска, так как сдвиг золотника измеряется отрезком i. Если от точки k отложим отрезок $kq = a$ и через точку q проведем линию, параллельную диаметру KM, то, начиная от точки E, получим кривую открытия окна для выпуска. При мертвом положении кривошипа OD окно открыто на величину s_2 линейного опережения выпуска; в точке n и на протяжении nm окно открыто полностью, от точки m начинается закрытие, и в точке F канал со стороны выпуска закрывается. OF представляет положение кривошипа в начале сжатия. Перебег золотника с внутренней стороны измеряется отрезком y.

Диаграммы, приведенные на фиг. 3-6, 3-8 и 3-10, относятся к левой полости цилиндра при направлении вращения кривошипа, указанном на диаграммах.

В правой полости цилиндра в соответствии с фиг. 3-3 впуск и расширение происходят в основном при прохождении кривошипом нижней полуокружности вращения. Поэтому внешняя перекрыша e на золотниковой диаграмме правой полости цилиндра откладывается не вверх, а вниз от диаметра KM (фиг. 3-11), а внутренняя перекрыша i—вверх от этого диаметра. Таким образом, впуск начинается при положении кривошипа OC, отсечке соответствует положение OB, началу выпуска— OE, началу сжатия—OF.

Аналогично строится золотниковая диаграмма для правой полости цилиндра и по первому из рассмотренных методов.

Если считать длину шатуна бесконечно большой (как мы и делали до сих пор), то при одинаковых в обеих полостях величинах e, i, a окажутся равными в этих полостях и

величины степени наполнения, степени сжатия, опережения впуска, опережения выпуска.

В действительности, при учете конечной длины шатуна и симметричном золотнике моменты пораспределения в соседних полостях цилиндра окажутся разными (см. § 3-4).

3-3. ПОСТРОЕНИЕ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЫ ПО ЗОЛОТНИКОВОЙ

Решим задачу, как связать между собой индикаторную и золотниковую диаграммы.

Для построения золотниковой диаграммы необходимы следующие величины: эксцентриситет эксцентрика r, угол опережения δ, внешняя перекрыша e, внутренняя перекрыша i.

Если эти величины известны, то золотниковая диаграмма может быть построена по одному из вышеописанных методов.

Описываем окружность радиусом $r=OA$ в определенном, но произвольном масштабе (фиг. 3-12). Проводим диаметр GH под углом δ к вертикальной оси и диаметр KM, ему перпендикулярный. Откладываем по диаметру GH величины e и i и проводим линии BC и EF, параллельные KM. Пересечение этих линий с окружностью указывает основные моменты пораспределения: OC—начало впуска, OB—отсечку, OE—начало выпуска, OF—начало сжатия.

Окружность радиуса r является в то же время окружностью вращения кривошипа. Поэтому отрезок AD равен ходу поршня, и длина индикаторной диаграммы должна равняться диаметру окружности.

Отметим на диаметре AD положения поршня в основные моменты пораспределения.

Для учета конечной длины шатуна обратимся к схеме фиг. 3-13.

На этой схеме поршень показан в положении II на расстоянии x от мертвого положения. Такой же путь AB прошел и ползун B. На диаметре кривошипной окружности мертвому положению I поршня соответствует точка C, положению II поршня—точка D, которая найдется, если из точки B провести дугу круга радиусом L, равным длине шатуна.

Аналитически связь между перемещением поршня x от левой мертвой точки и углом поворота кривошипа α находится так:

$$x=\overline{CG}+\overline{GD};$$

$$\overline{CG}=\overline{OC}-\overline{OG}=R(1-\cos\alpha);$$

$$\overline{GD}=\overline{BD}-\overline{BG}=L-\sqrt{L^2-R^2\sin^2\alpha}=$$

$$=L\left(1-\sqrt{1-\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha}\right).$$

Произведя приближенное извлечение корня, мы можем положить

$$\sqrt{1-\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha}\approx 1-\frac{1}{2}\frac{R^2}{L^2}\sin^2\alpha,$$

т. е.

$$\overline{GD}\approx\frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha.$$

Таким образом,

$$x=R(1-\cos\alpha)+\frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha. \qquad (3\text{-}2)$$

Величина $\frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha$ представляет собой поправку на конечную длину шатуна. При $L=\infty$ эта поправка обращается в нуль, и формула (3-2) принимает вид

$$x=R(1-\cos\alpha).$$

Возвращаясь к фиг. 3-12, мы можем перенести теперь точки C, B, E и F на диаметр окружности в точки c_1, b_1, e_1 и f_1, характеризующие положения поршня в основные моменты пораспределения левой полости цилиндра. Перенос производится дугами круга, радиус которых равен длине шатуна L (обычно $L\approx 5R$).

При учете конечной длины шатуна сдвигаются вправо все моменты пораспределения: отсечка происходит позже, чем при шатуне бесконечной длины; сжатие начинается раньше.

Теперь не представляет затруднений построение индикаторной диаграммы, длина которой $S=2R=AD$.

При давлении p_1 отмечаем точку a диаграммы. Проводим линию впуска и проектируем на нее точку b_1; этим определяется момент отсечки—точка b. Строим кривую расширения относительно начала координат в точке O_1; последнюю находим, отложив величину

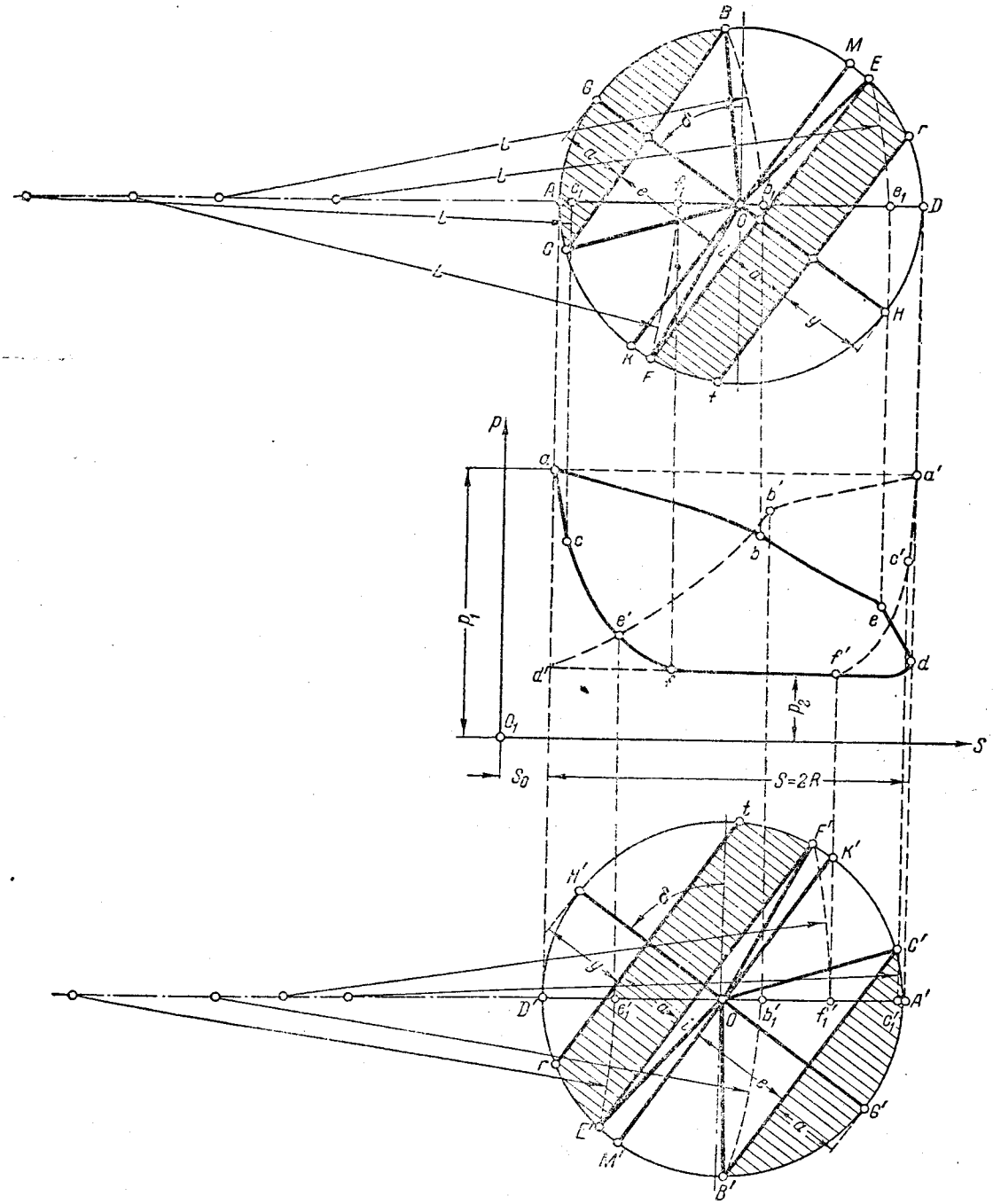
$$S_0=\frac{V_0}{F},$$

где V_0—объем вредного пространства;

$F=\frac{\pi D^2}{4}$—площадь поршня.

В точку e на кривую расширения проектируем точку e_1—начало выпуска. На линию выпуска df проектируем точку f_1 начала сжатия и строим кривую сжатия fc. Точка c начала впуска определяется проектированием на линию сжатия точки c_1.

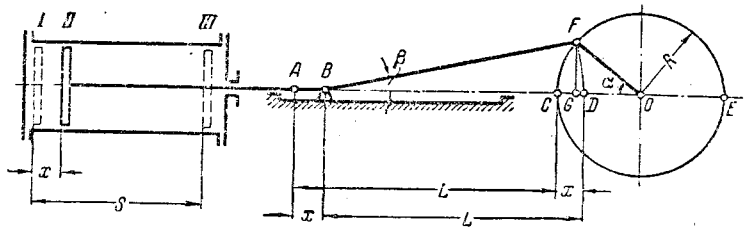
Внизу на фиг. 3-12 построена золотниковая диаграмма для правой полости цилиндра



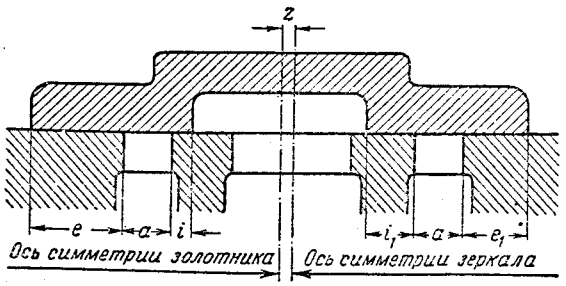
Фиг. 3-12. Индикаторная диаграмма, построенная по золотниковой.

по тем же размерам e, a, i. Найдены положения кривошипа: при начале впуска — OC', в момент отсечки — OB', при начале выпуска — OE' и при начале сжатия — OF'. Соответствующие положения поршня обозначены: c_1', b_1', e_1', f_1' и по ним построена индикаторная диаграмма $a'b'e'd'f'c'$ правой полости. Из сопоставления обеих диаграмм видно, что вследствие конечной длины шатуна степень наполнения, степень сжатия и опережение впуска в правой полости меньше, чем в левой, а опережение выпуска в правой полости больше, чем в левой.

Для получения одинаковых степеней наполнения и степеней сжатия в обеих полостях цилиндра золотник выполняется с разными

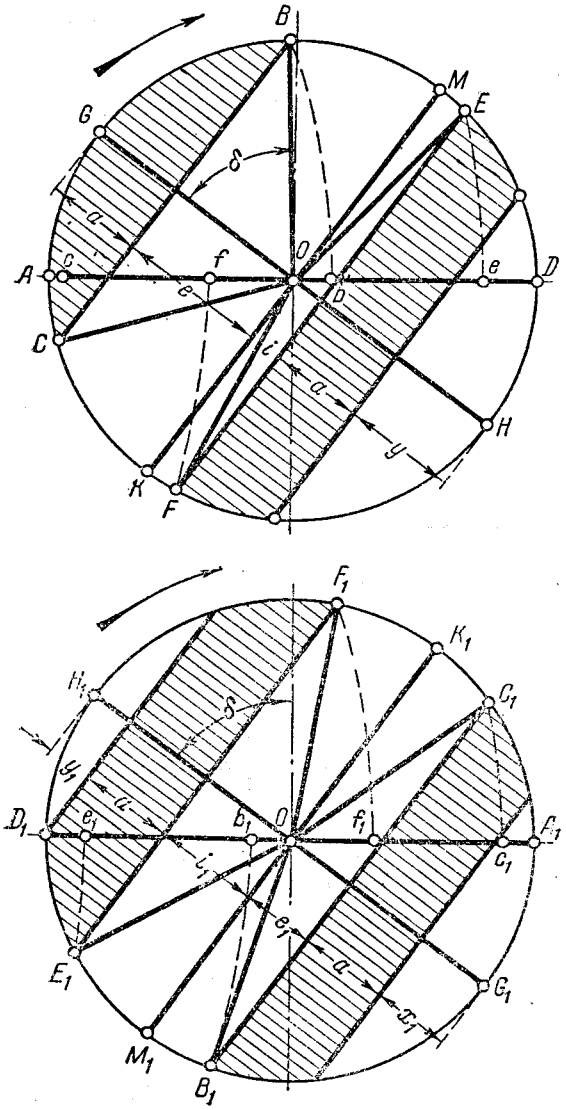


Фиг. 3-13. Схема кривошипного механизма.



Фиг. 3-15. Золотник с неравными перекрышами.

для обеих полостей перекрышами e и i. Соотношение в размерах этих величин ясно из фиг. 3-14, где верхняя диаграмма относится к левой, а нижняя — к правой полости цилиндра.



Фиг. 3-14. Золотниковые диаграммы обеих полостей цилиндра при одинаковых степенях наполнения и степенях сжатия.

Эксцентриситет и угол опережения в обеих диаграммах, конечно, одинаковы. Одинаковой принята также ширина окон a. Перекрыши в левой полости составляют e, i. Чтобы в правой полости получить ту же степень наполнения, что и в левой ($Ab = A_1b_1$), необходимо в правой полости сделать перекрышу $e_1 < e$. Для достижения одинаковых степеней сжатия ($Af = A_1f_1$) необходимо в правой полости сделать внутреннюю перекрышу $i_1 > i$. При этом, однако, окажутся неодинаковыми опережение впуска и опережение выпуска. В правой полости впуск начинается раньше, а выпуск позже, чем в левой полости. Слишком раннее начало впуска может отрицательно сказаться на площади индикаторной диаграммы (фиг. 2-49), и при выравнивании степеней наполнения на величину опережения впуска надо обращать особое внимание.

Золотник с неравными перекрышами изображен (в среднем положении) на фиг. 3-15. Отметим, что перебеги золотника как с внешней, так и с внутренней стороны в обеих полостях различны (фиг. 3-14).

Неравные перекрыши можно получить несимметричной установкой золотника относительно зеркала — сдвигом его в сторону от кривошипа машины на величину z так, чтобы в среднем положении золотник перекрывал окно с левой стороны на величину e, с правой — на величину e_1.

Для этого смещение золотника от оси симметрии (фиг. 3-15) должно составлять

$$z = 0{,}5\,(e - e_1),$$

и золотник при его симметричной установке следует выполнить с перекрышами

$$e_2 = e - z = e_1 + z = 0{,}5(e + e_1).$$

При несимметричной установке золотника изменяются в нужном направлении и внутренние перекрыши. Необходимо все же проверить

построением золотниковых диаграмм как величины степеней сжатия, так и другие моменты парораспределения.

Конечная длина эксцентриковой тяги также влияет на правильность парораспределения. Влиянием этим, однако, можно пренебречь, ввиду значительного отношения длины тяги к эксцентриситету эксцентрика.

3-4. УЧЕТ КОНЕЧНОЙ ДЛИНЫ ШАТУНА ПО Ф. А. БРИКСУ

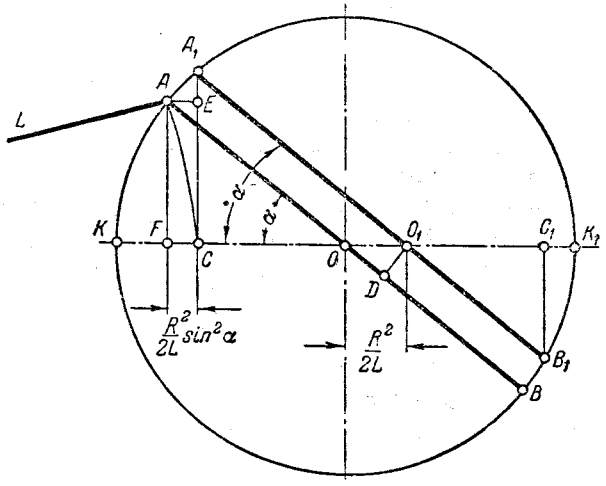
Проф. Ф. А. Брикс (Ленинград) предложил учитывать конечную длину шатуна следующим образом.

От центра кривошипной диаграммы (фиг. 3-16) следует отложить в сторону от цилиндра машины отрезок $OO_1=\frac{R^2}{2L}$, где R — радиус кривошипа, L — длина шатуна (при обычном $\frac{R}{L}=\frac{1}{5}$ величина $\frac{R^2}{2L}=0{,}1R$). Если через точку O_1 провести линию A_1B_1 под тем углом α поворота кривошипа, для которого мы хотим найти сдвиги поршня, то достаточно из точек A_1 и B_1 опустить перпендикуляры на горизонтальный диаметр, чтобы найти сдвиги поршня для положений кривошипа OA и OB. Эти сдвиги с большой степенью точности измеряются отрезками KC и K_1C_1.

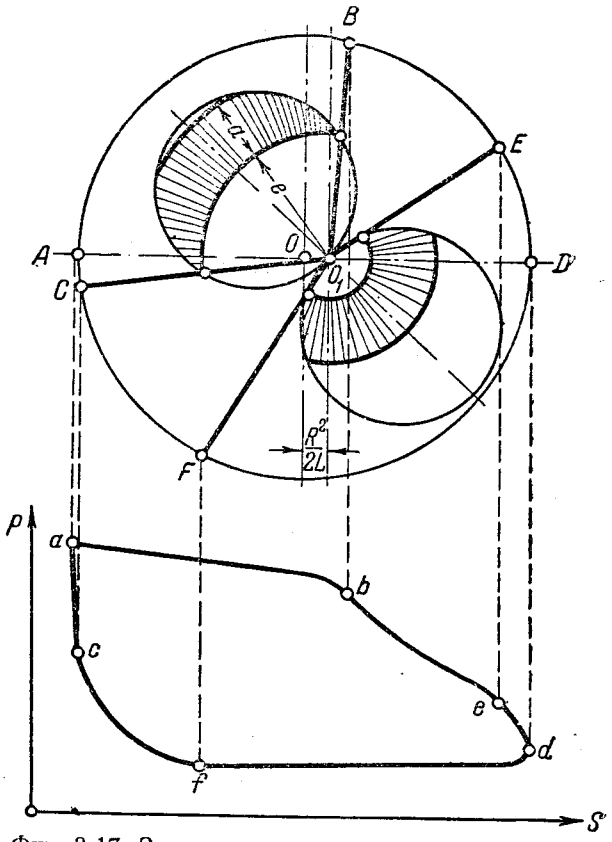
Для доказательства правильности этого построения достаточно установить в соответствии со схемой фиг. 3-13, что отрезок

$$\overline{FC}=\overline{AE}=\frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha$$

[см. формулу (3-2)].



Фиг. 3-16. Поправка Брикса.



Фиг. 3-17. Золотниковая диаграмма с поправкой Брикса.

Из треугольника OO_1D следует, что

$$DO_1=\frac{R^2}{2L}\sin\alpha.$$

Считая AA_1 отрезком прямой линии, перпендикулярным к A_1O_1 и равным DO_1, находим из треугольника AA_1E:

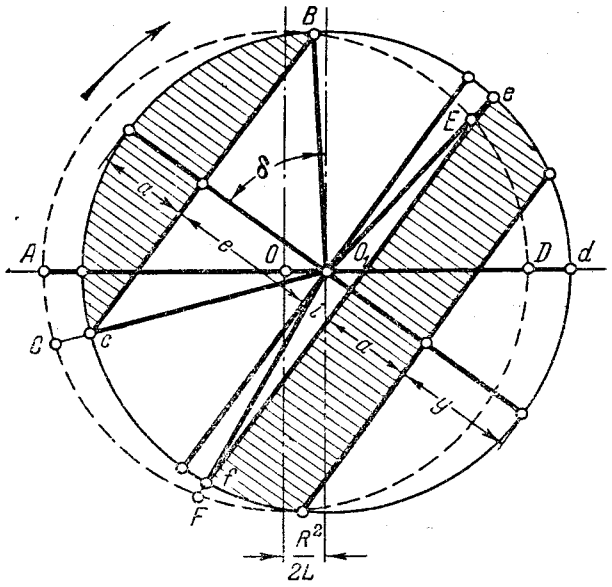
$$AE\approx\frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha.$$

Применение метода Брикса к золотниковой диаграмме показано на фиг. 3-17.

Центр кривошипной окружности находится в точке O; центром золотниковой диаграммы служит точка O_1. Через эту точку проводят линии, характеризующие положение кривошипа. Точки B, E и др. сносят на индикаторную диаграмму вертикальными прямыми линиями.

Радиус кривошипной окружности при пользовании методом Брикса следует выбирать больше диаметра золотниковой окружности.

Построенная по другому методу золотниковая диаграмма с поправкой Брикса показана на фиг. 3-18. Кривошипная окружность с центром O построена пунктиром. На ней от-



Фиг. 3-18. Золотниковая диаграмма с поправкой Брикса.

мечаются характерные положения кривошипа: C — на продолжении радиуса O_1c; E — на радиусе O_1e и т. д. Точка C, B и др. на кривошипной окружности переносятся ортогональным проектированием на индикаторную диаграмму.

3-5. ПОСТРОЕНИЕ ЗОЛОТНИКОВОЙ ДИАГРАММЫ ПО ИНДИКАТОРНОЙ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗОЛОТНИКА

По заданной индикаторной диаграмме *abedfc* (фиг. 3-19) требуется построить золотниковую диаграмму и определить размеры золотника.

Эту задачу приходится решать при проектировании машины.

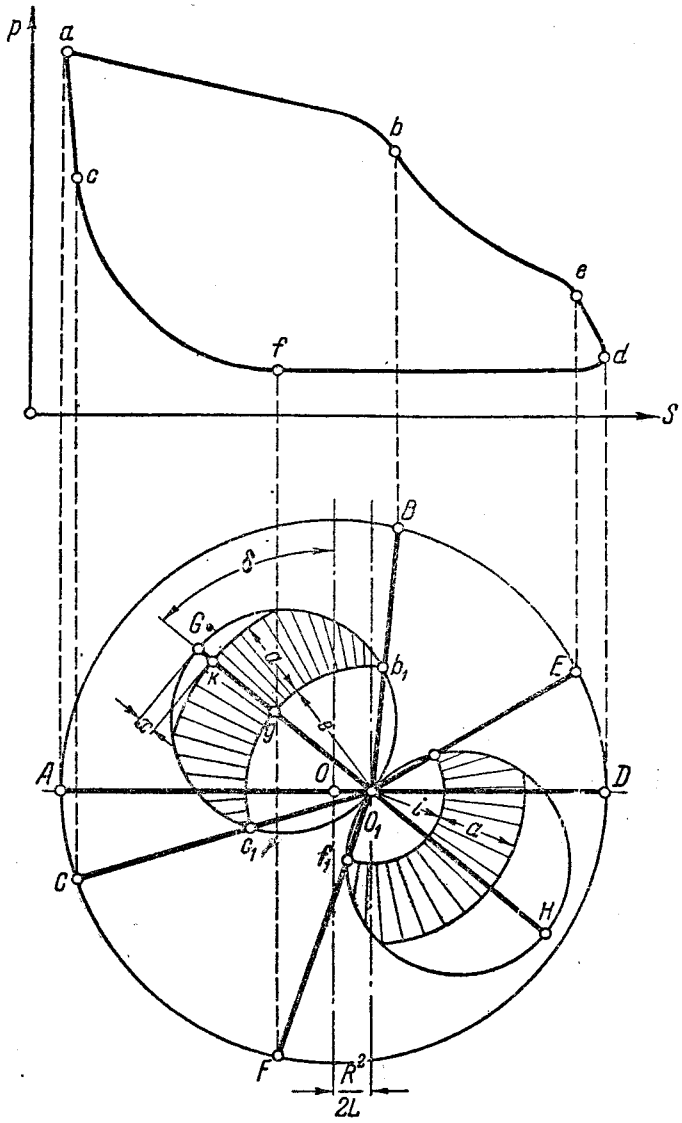
Под индикаторной диаграммой на диаметре AD, равном длине диаграммы, описываем окружность вращения кривошипа.

Применяя метод Брикса, откладываем от центра этой окружности отрезок $OO_1 = \frac{R^2}{2L}$, где $R = OA$, а L — длина шатуна в масштабе кривошипной окружности.

Точки отсечки, начала сжатия и начала впуска (b, f, c) сносим на кривошипную окружность и проводим лучи O_1B, O_1F, O_1C.

Диаметр золотниковых окружностей делит пополам угол BO_1C; поэтому, проводя биссектрису GH угла BO_1C, находим угол опережения δ — одну из искомых величин.

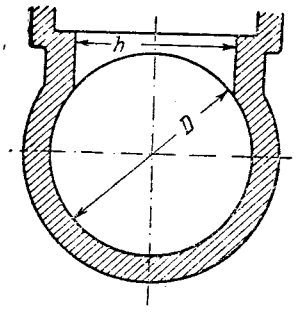
Описываем золотниковые окружности — верхнюю и нижнюю. Диаметр их выбираем



Фиг. 3-19. Золотниковая диаграмма, построенная по индикаторной.

произвольно. Эти окружности пересекут лучи O_1C и O_1B в точках c_1 и b_1, которые должны лежать на одной дуге радиуса e; таким образом, определяется внешняя перекрыша e. Масштаб диаграммы нам, впрочем, пока неизвестен.

Таким же образом отмечаем точку f_1, определяющую величину внутренней перекрыши. Проводя дугу радиусом, равным внутренней перекрыше, находим направление луча O_1E, который определяет начало выпуска; оно может не совпадать с тем положением, которое соответствовало бы индикаторной диаграмме. Размеры золотниковой диаграммы полностью определяются любыми тремя моментами парораспределения; положение чет-



Фиг. 3-20. Поперечный разрез по цилиндру и паровому каналу.

вертого момента (в данном случае начала выпуска) зависит от первых трех и не может быть выбрано произвольно. Можно было бы таким же образом, задавшись опережением выпуска, получить начало сжатия. Однако удобнее всего определять при помощи золотниковой диаграммы именно момент начала выпуска, так как его можно изменять в довольно широких пределах.

Отделив от отрезка Gg примерно одну десятую в виде отрезка Gk, проведем дугу радиусом O_1k. Отрезок kg представляет собой ширину канала a, отрезок Gk — перебег x. Радиусом $i+a$ проводим дугу в нижней золотниковой окружности.

Нам остается выяснить масштаб, в котором начерчена золотниковая диаграмма.

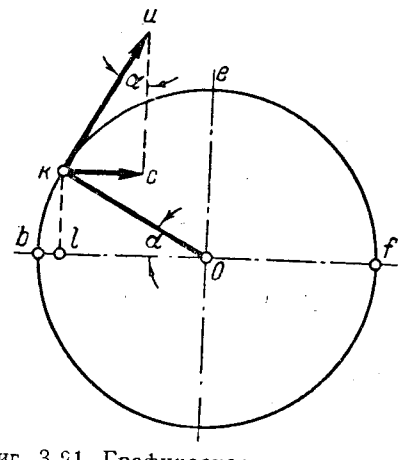
Для этого определяется аналитическим путем площадь поперечного сечения парового канала.

Канал, ведущий в цилиндр, имеет ширину a и высоту h (в направлении, перпендикулярном к оси цилиндра, — фиг. 3-20).

Площадь сечения паровпускного канала $f=ah$.

Если скорость поршня в определенный момент наполнения цилиндра обозначить через c ($м/сек$), площадь поршня через F ($см^2$), скорость пара при проходе через окно в золотниковом зеркале в тот же момент через w_x ($м/сек$) и площадь открытия окна через f_x ($см^2$), то между этими четырьмя величинами легко установить следующую зависимость:

$$f_x w_x = F \cdot c.$$



Фиг. 3-21. Графическое определение скорости поршня.

Каждая из частей этого уравнения представляет собой объем пара, проходящий в секунду в первом случае через окно, во втором — через поперечное сечение цилиндра (с достаточной степенью точности можно считать этот объем неизменным).

Отсюда

$$f_x = \frac{F \cdot c}{w_x}. \qquad (3\text{-}3)$$

Если задаться какой-либо постоянной скоростью w_x, выбрав ее так, чтобы дросселирование пара было пренебрежимо мало, то f_x должно меняться по тому же закону, что и c.

Скорость поршня

$$c = \frac{dx}{dt},$$

где x — смещение поршня, t — время.

Дифференцируя формулу (3-2), находим:

$$c = \frac{dx}{dt} = \left(R \sin \alpha + \frac{R^2}{L} \sin \alpha \cos \alpha\right)\frac{d\alpha}{dt}.$$

Так как

$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega$$

(угловая скорость вращения вала), а

$$R\omega = u$$

(окружная скорость вращения кривошипа), то

$$c = u \sin \alpha \left(1 + \frac{R}{L} \cos \alpha\right). \qquad (3\text{-}4)$$

Считая, что шатун имеет бесконечно большую длину, можно положить

$$c = u \sin \alpha. \qquad (3\text{-}5)$$

Из фиг. 3-21, где показаны векторы окружной скорости и скорости поршня, ясно, что при бесконечно длинном шатуне последняя может измеряться отрезками kl, если $Ok=u$. В этом случае изменение скорости поршня в зависимости от величины α — угла поворота кривошипа — может быть определено окружностью bef. Опустив перпендикуляр kl из любой точки на этой окружности, мы найдем величину c. Этому же закону должно подчиняться изменение проходного сечения канала f_x.

В первой части периода наполнения цилиндра открытие окна возрастает по мере

увеличения скорости поршня. Однако и в этот период не удается сохранить w_x постоянной, так как законы изменения c и f_x различны. По достижении наибольшего открытия окна золотник сравнительно медленно его закрывает, причем f_x уменьшается при обычно возрастающей скорости поршня. Это возможно лишь при резком увеличении скорости w_x (фиг. 2-10).

В связи с невозможностью сохранить w_x постоянной для определения размеров канала обычно пользуются формулой

$$f=\frac{Fc_m}{w}, \qquad (3\text{-}6)$$

где c_m — средняя скорость поршня;

w — эмпирический коэффициент, который не имеет ничего общего с фактической скоростью пара, кроме своей размерности (*м/сек*).

Иногда w называют фиктивной скоростью пара в полностью открытом окне.

Можно рекомендовать следующие значения w:

для насыщенного пара	25÷40 *м/сек*
для перегретого пара	30÷50 *м/сек*

Подставляя значение w в формулу (3-6), мы находим необходимую площадь парового канала f.

Высотой канала h задаются из чисто конструктивных соображений. Желательно, чтобы она была несколько меньше диаметра цилиндра D.

Обычно принимают (фиг. 3-20)

$$h=0{,}8D.$$

Ширина канала

$$a=\frac{f}{h}.$$

Таким образом, аналитическим путем, совершенно независимо от золотниковой или индикаторной диаграммы, мы определили необходимую ширину канала a. Но ту же самую ширину a мы получили на золотниковой диаграмме (фиг. 3-19).

Сравнением обеих величин определяется масштаб диаграммы.

Положим:

из расчета $a=30$ *мм*,

на диаграмме $a=60$ *мм*.

Это значит, что диаграмма вычерчена в масштабе 2:1.

Этим же масштабом измеряются внешняя перекрыша e, внутренняя перекрыша i и эксцентриситет эксцентрика r.

Отметим, что сечение выпускных каналов рекомендуется делать в 1,2÷1,5 раза больше, чем впускных, что осуществимо, конечно, лишь в системах с раздельными впускными и выпускными каналами.

Пример. Приведенное на фиг. 3-19 построение относится к машине мощностью $N_i=120$ *л. с.* при $n=110$ об/мин, $D=400$ *мм*, $S=700$ *мм*.

Средняя скорость поршня

$$c_m=\frac{Sn}{30}=\frac{0{,}7\cdot 110}{30}=2{,}56\ м/сек.$$

Полезная площадь поршня

$$F=0{,}97\frac{\pi D^2}{4}=0{,}97\cdot\frac{\pi}{4}\cdot 40^2=1\,220\ см^2$$

Принимая

$$w=30\ м/сек,$$

найдем по формуле (3-3):

$$f=\frac{1\,220\cdot 2{,}56}{30}\approx 103\ см^2.$$

Если

$$h=0{,}8D=32\ см,$$

то

$$a=\frac{103}{32}=3{,}2\ см.$$

На золотниковой диаграмме

$$a=9{,}5\ мм;$$

следовательно, диаграмма вычерчена в масштабе 1:3,37.

Прочие величины на диаграмме составляют:

$$e=17\ мм;\ i=11{,}5\ мм;\ r=26{,}5\ мм.$$

В действительности, следовательно,

$$e=57\ мм;\ i=39\ мм;\ r=89\ мм.$$

Так как величиной эксцентриситета определяются диаметры эксцентрикового диска и хомута, то для каждой машины можно установить максимально допустимую по конструктивным соображениям величину r, тем более, что с увеличением последней возрастает работа трения хомута о диск. Для рассчитываемой машины $r=89$ *мм* является, пожалуй, такой предельной величиной.

Вычисляя для различных машин и систем парораспределения скорость пара по уравнению (3-3) и нанося кривую ее изменения под линией впуска индикаторной диаграммы (фиг. 2-10), Гутермут [Л. 14] нашел, что всех случаях резкое падение давления впуска происходило при скорости $w_x=200$ *м/сек*. В связи с этим он предложил следующий метод расчета паровых каналов.

Под индикаторной диаграммой строят взятую из золотниковой диаграммы кривую открытия и закрытия канала (метод этого построения описан в следующем параграфе). Кривую строят в произвольном, неизвестном пока масштабе. Намечая на линии впуска точку

(например, на фиг. 2-10), от которой допустимо резкое падение давления, и находя по диаграмме фиг. 3-21 скорость поршня в этой точке, можно определить необходимую величину f_x в этот момент, считая, что скорость пара w_x составляет 200 *м/сек*:

$$f_x = \frac{Fc}{200}.$$

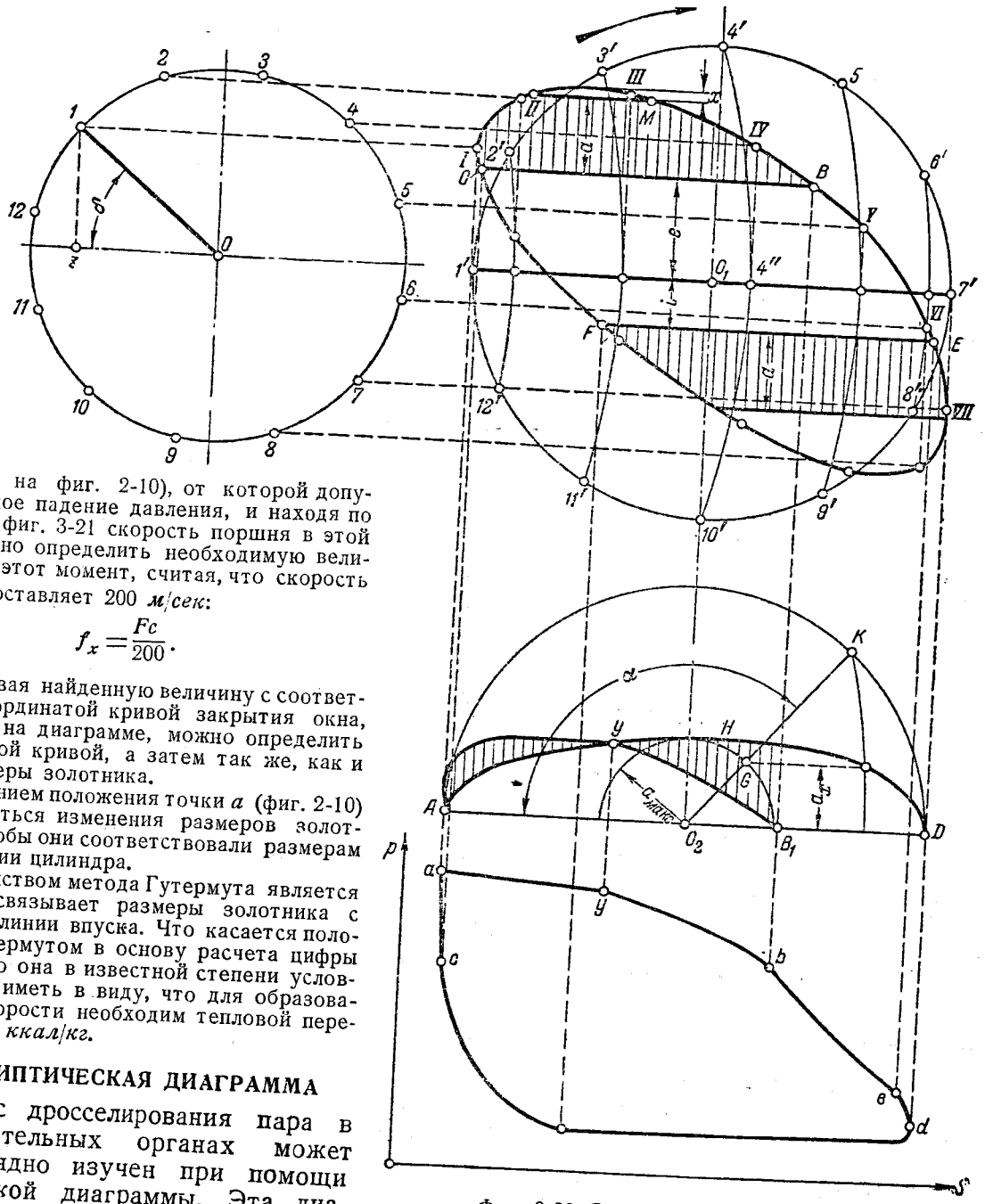
Сравнивая найденную величину с соответствующей ординатой кривой закрытия окна, нанесенной на диаграмме, можно определить масштаб этой кривой, а затем так же, как и выше, размеры золотника.

Изменением положения точки a (фиг. 2-10) можно добиться изменения размеров золотника так, чтобы они соответствовали размерам и конструкции цилиндра.

Достоинством метода Гутермута является то, что он связывает размеры золотника с очертанием линии впуска. Что касается положенной Гутермутом в основу расчета цифры 200 *м/сек*, то она в известной степени условна. Следует иметь в виду, что для образования этой скорости необходим тепловой перепад около 5 *ккал/кг*.

3-6. ЭЛЛИПТИЧЕСКАЯ ДИАГРАММА

Процесс дросселирования пара в распределительных органах может быть наглядно изучен при помощи эллиптической диаграммы. Эта диаграмма дает прямую графическую зависимость сдвига золотника от величины хода поршня.



Фиг. 3-22. Эллиптическая диаграмма.

На оси абсцисс откладывают отрезки пути, которые поршень проходит, начиная от мертвого положения, а на оси ординат—соответствующие им сдвиги золотника из среднего положения. При этом сдвиги золотника вправо от среднего положения откладывают над осью абсцисс (знак +), а его сдвиги влево от среднего положения—под осью абсцисс (знак —). В результате получается замкнутая кривая, по форме приближающаяся к эллипсу (фиг. 3-22).

Эллиптическую диаграмму практически строят следующим образом.

Из точек O и O_1 на произвольном расстоянии друг от друга описывают окружности вращения эксцентриситета и кривошипа

(масштаб произволен). В первой окружности проводят радиус $O1$ под углом опережения δ. Делят окружность эксцентриситета на произвольное число равных частей (например, на 12), начиная от намеченной точки 1.

Отрезок $1z$ равен $r\sin\delta$ и представляет собой, следовательно, сдвиг золотника при мертвом положении кривошипа. Так как последнему соответствует вектор $O_1 1'$, то искомая точка 1 эллиптической диаграммы будет находиться на пересечении горизонтали через точку 1 и вертикали через точку $1'$. Окружность кривошипа делят на такое же число равных частей, как и первую окружность, и для каждой точки деления отмечают положение поршня и сдвиг золотника. Учитывая конечную длину шатуна, проводят через точку $4'$, например, дугу радиусом, равным длине шатуна, и тем самым определяют положение поршня в точке $4''$. На перпендикуляр из последней точки сносят точку 4 эксцентриковой окружности и находят точку IV эллиптической диаграммы.

Повторяя это построение, находят ряд точек эллиптической диаграммы и соединяют их плавной кривой.

Отложив над осью абсцисс величины перекрыши e и ширины канала a, под этой осью — величины i и a, получают ясную картину открытия и закрытия парового канала.

Окно открывается для впуска в точке C, быстро достигает полного открытия и закрывается в точке B. Закрытие происходит медленно по линии MB.

В точке E начинается выпуск пара, в точке F — сжатие.

Для выяснения величины и продолжительности дросселирования пара под эллиптической диаграммой нанесена так называемая кривая торможения AHD, к методу построения которой мы и переходим.

Как известно [формула (3-3)],

$$Fc = f_x w_x,$$

где c — скорость поршня в произвольном его положении;

f_x — соответствующая этому положению площадь открытия окна.

Так как $c = u\sin\alpha$, а $f_x = a_x h$ (a_x — ширина открытия окна, h — высота последнего), то

$$Fu\sin\alpha = a_x h w_x,$$

откуда

$$a_x = \frac{F\cdot u}{h w_x}\sin\alpha.$$

Обозначим

$$\frac{Fu}{h w_x} = a_{макс} \qquad (3\text{-}7)$$

(необходимо открытие окна $\alpha = 90°$).

Тогда

$$a_x = a_{макс}\sin\alpha.$$

Если под скоростью пара w_x мы будем подразумевать ту максимальную скорость, выше которой происходит заметное торможение пара, то величины a_x, определенные по последней формуле, укажут открытия окна, необходимые для того, чтобы дросселирование пара не имело места при любом положении поршня.

Скорость пара $w_x = 200$ *м/сек*, принимаемая в расчете по методу Гутермута, слишком велика для данного построения. Можно считать, что заметное (хотя и очень небольшое) торможение начинается при скорости 70—80 *м/сек*.

Зная h, u и F и задаваясь w_x, легко по формуле (3-7) определить $a_{макс}$.

Из точки O_2 радиусом $a_{макс}$ (в масштабе эллиптической диаграммы) опишем полуокружность. Для произвольного положения кривошипа в точке K необходимое открытие канала a_x будет находиться на пересечении горизонтали через точку G и дуги радиуса L через точку K, так как из построения следует:

$$a_x = a_{макс}\sin\alpha.$$

Описанным методом и построена кривая AHD, указывающая, на сколько должно быть открыто окно при том или ином положении поршня, для того чтобы не происходило заметного дросселирования пара.

Для сравнения кривой торможения AHD с фактической кривой открытия и закрытия окна перенесем с эллиптической диаграммы кривую $C\text{-}I\text{-}II\text{-}M\text{-}IV\text{-}B$. Построенная от оси AD эта кривая обозначена AYB_1. Построение показывает, что, начиная с точки Y, происходит заметное дросселирование пара, достигающее максимума в момент отсечки (точка B_1).

Вследствие дросселирования в точке y индикаторной диаграммы замечается перелом линии впуска и более резкое ее падение. В момент отсечки (точки b) линия впуска плавно переходит в линию расширения.

Из изложенного ясно, что эллиптическая диаграмма может быть построена лишь для готового пораспределения; она служит для проверки спроектированного распределения и исследования работы построенной машины.

При помощи несложного прибора, получающего перемещения от ползуна и золотникового штока, эллиптическая диаграмма может быть снята с работающей машины.

3-7. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ЗОЛОТНИКА

Золотники изготовляются обычно из чугуна. Соединение золотника со штоком должно допускать перемещение золотника в направлении, перпендикулярном его движению. Такое перемещение может происходить как при износе золотника, так и при отжимании его от зеркала повышенным давлением пара (или воды при ее скоплении) в цилиндре. Этому условию удовлетворяет, например, показанная на фиг. 3-23 конструкция, в которой плоская пружина, заложенная сверху, допускает вертикальное смещение золотника, а в нормальной работе прижимает его к зеркалу. Гайки золотникового штока притянуты не к золотнику, а к гильзе, вставленной в отверстие золотника. Этим допускается возможность свободного расширения золотника при нагреве его паром. Это же устройство позволяет передвигать золотник вдоль штока при установке парораспределения.

При своем движении золотник направляется с обоих боков стенками золотниковой коробки, образующими строганые, параллельные ходу золотника поверхности. Иногда для этой цели служат специальные привинченные к зеркалу планки.

Для того чтобы по найденным на золотниковой диаграмме величинам вычертить золотник, необходимо наметить расположение окон на зеркале (фиг. 3-24).

Ширину выпускного канала обычно делают $a_0 = (1{,}25 \div 2)\,a$, причем минимальную величину a_0 определяют из тех соображений, чтобы при мертвом положении золотника выпускное окно было открыто на величину $m \geqslant a$.

Ширину перегородки b на зеркале выбирают обычно в пределах

$$b = 0{,}5a + (1 \div 1{,}5)\ см.$$

Длина лапы золотника, как показано на фиг. 3-24, равна

$$e + a + i.$$

Поэтому

$$e + a + i + m = b + a_0.$$

Так как $m \geqslant a$, сумма же $e + a = r$, то уравнение можно переписать так:

$$a_0 \geqslant r + i + a - b.$$

Это уравнение служит для проверки выбранных величин b и a_0.

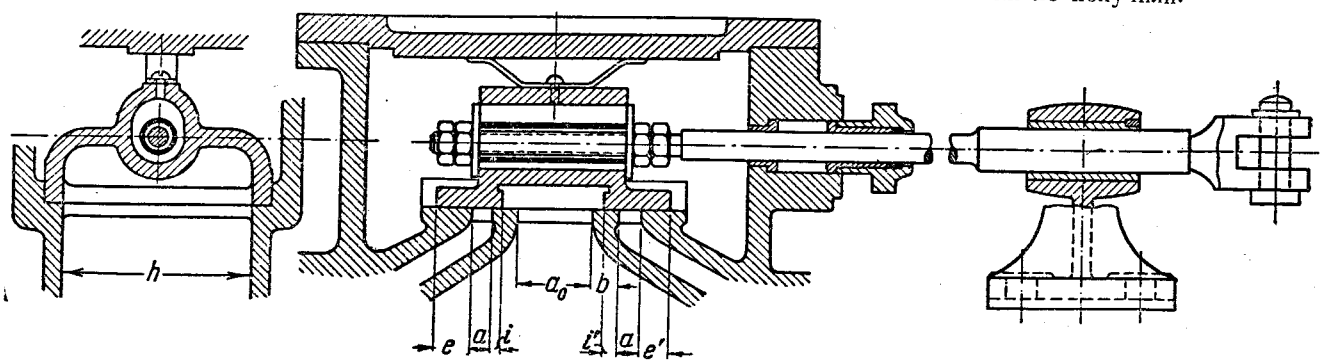
Длина золотникового зеркала выбирается так, чтобы золотник в своих крайних положениях несколько свисал с зеркала (на $5 \div 10$ *мм*). Этим предотвращается возможность образования уступов на краях зеркала.

При установке в среднем положении золотник, показанный на фиг. 3-23, сдвинут на величину z в сторону от вала, в связи с чем перекрыши в полостях цилиндра различны.

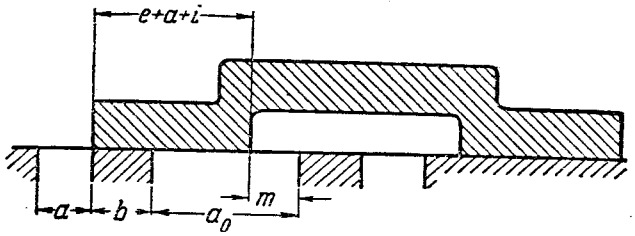
Описанный плоский коробчатый золотник отличается значительной простотой, но имеет следующие крупные недостатки:

1. Золотник неуравновешен, так как на него сверху давит заполняющий золотниковую коробку свежий пар и прижимает его к зеркалу. Сила трения пропорциональна давлению между трущимися поверхностями, поэтому для передвижения такого золотника приходится затрачивать значительные усилия [1].

[1] Существуют конструкции плоских уравновешенных золотников; однако эти конструкции не проще нижеописываемых поршневых золотников, обладая в то же время прочими недостатками плоских золотников. Широкого распространения, поэтому, плоские уравновешенные золотники не получили.



Фиг. 3-23. Конструкция плоского золотника.



Фиг. 3-24. Мертвое положение золотника.

2. Приводной механизм золотника должен быть рассчитан на усилие, потребное для сдвига золотника, и может получиться довольно тяжелым.

3. Золотник быстро изнашивается. При срабатывании наступает утечка пара; пар из пространства золотниковой коробки может поступать в паровой цилиндр или прямо в выпускной канал.

4. Золотник не приспособлен для работы перегретым паром: при высокой температуре пара он коробится, причем усиливается его склонность к заеданию и увеличиваются утечки пара.

5. Золотник не может работать с малыми (экономическими) степенями наполнения. Из рассмотрения фиг. 3-19, например, легко заключить, что при малых степенях наполнения получается большая перекрыша e, а вместе с ней и эксцентриситет r. Последний, однако, как указано выше, ограничен по величине и чаще всего не превосходит 60—100 *мм*.

В связи с указанными недостатками плоские золотники применяются лишь для тех машин, где расход пара не играет существенной роли и где главным образом ценится простота конструкции, как, например, в сельскохозяйственных локомобилях малой мощности.

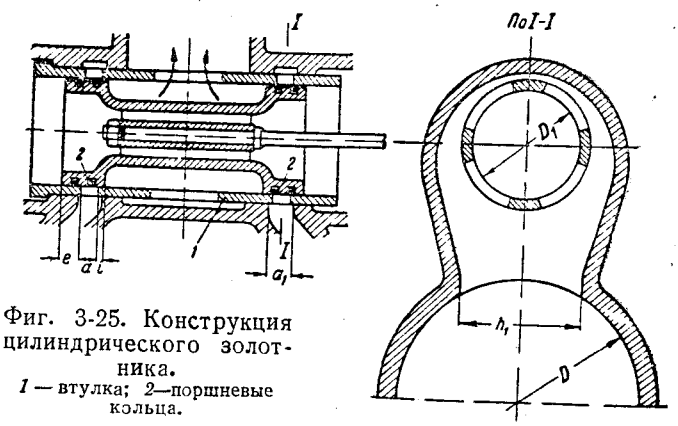
В более совершенных машинах применяют золотники, построенные по такому же самому принципу, но не плоские, а цилиндрические.

3-8. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗОЛОТНИКИ

Если представить себе плоский золотник свернутым в цилиндр вокруг горизонтальной оси, мы получим золотник цилиндрический, распределяющий пар точно так же, как плоский золотник.

Конструкция цилиндрического золотника показана на фиг. 3-25.

Золотниковая коробка имеет цилиндрическую форму. Пар входит в эту коробку с одной из сторон и проходит на другую сторону между телом золотника и его втулкой. Выпуск производится через средний канал. Цилиндрический золотник имеет такую же длину как и плоский.



Фиг. 3-25. Конструкция цилиндрического золотника.
1 — втулка; 2—поршневые кольца.

Уплотнение достигается поршневыми кольцами, прижимающимися к втулке. В ней прорезаны окна для прохода пара. Высоту канала h обычно можно считать равной $\sim 0{,}65\pi D_1$ (принимая ширину перегородок $\frac{1}{3}\pi D_1$).

При подходе к цилиндру площадь поперечного сечения канала должна остаться без изменения:

$$a_1 h_1 = ah$$

(h_1 меньше h и вследствие этого a_1 больше a).

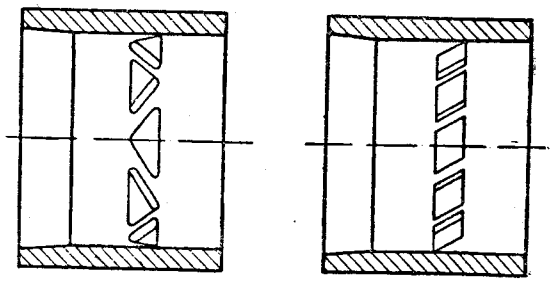
Диаметр золотника принимают обычно равным

$$D_1 = (0{,}4 \div 0{,}7)\, D,$$

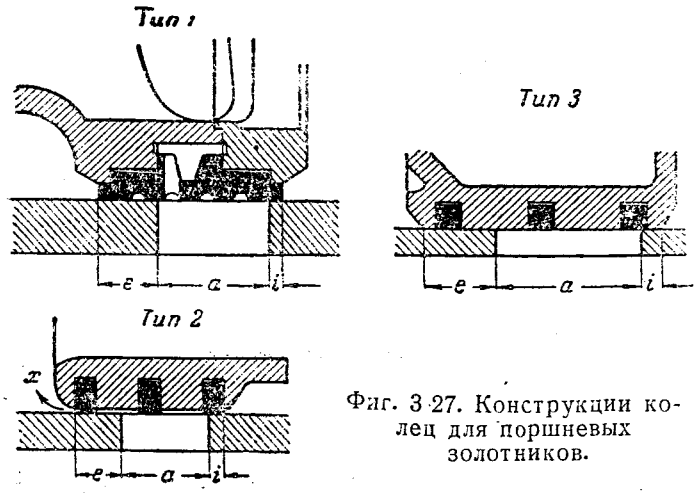
где D—диаметр парового цилиндра.

Очертание окон на поверхности втулки золотника делают обычно по одному из способов, показанных на фиг. 3-26 и обеспечивающих равномерный износ золотника.

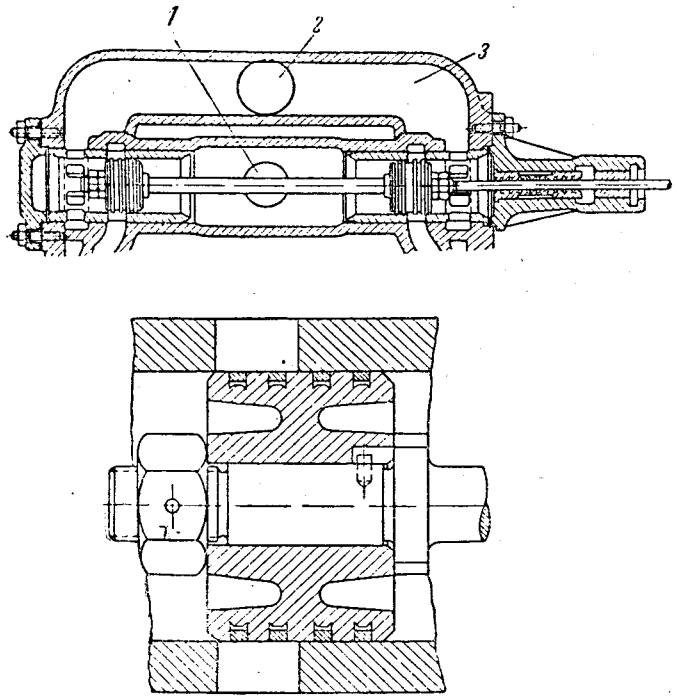
Цилиндрический золотник выгодно отличается от плоского тем, что он уравновешен. Давление пара, действующее на золотник со всех сторон, взаимно уравновешивается, благодаря чему требуется сравнительно небольшое усилие для передвижения золотника, и износ его происходит в значительно меньшей степени, чем при плоской конструкции.



Фиг. 3-26. Очертание окон во втулке цилиндрического золотника.



Фиг. 3-27. Конструкции колец для поршневых золотников.



Фиг. 3-28. Конструкция поршневого золотника с внутренним впуском пара локомобиля СК-125 Людиновского завода.

1 — впускная труба; *2* — выпускная труба; *3* — соединительный канал.

Различные конструкции колец для поршневых золотников показаны на фиг. 3-27.

Кольцо типа *1* (шириной $e + a + i$) имеет канавки для распределения смазки и отверстия, через которые пар может проникать под кольцо и разгружать его от давления пара снаружи. Конструкции типов *2* и *3* отличаются друг от друга лишь тем, что в первой отсечной кромкой служит кромка кольца, а во второй — кромка золотника. Так как пар может просачиваться между телом золотника и втулкой, то конструкция типа *2* является более предпочтительной. Необходимо лишь, чтобы диаметр золотника на концах был настолько меньше диаметра втулки, чтобы не происходило дросселирования пара в зазоре x. Несколько узких колец работает лучше, чем одно широкое, так как последнее склонно к короблению.

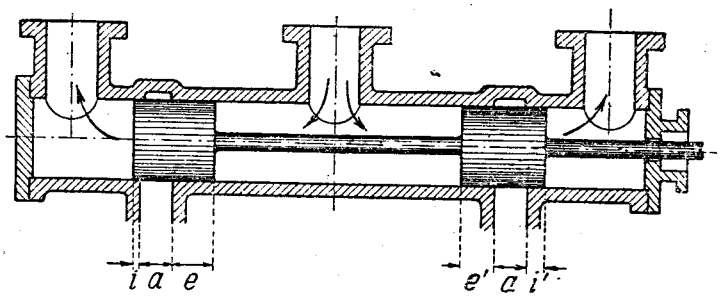
На фиг. 3-28 показана конструкция поршневого золотника для ц. в. д. локомобильной тандем-машины.

В этой конструкции парораспределительный орган состоит в сущности из двух золотников, соединенных золотниковым штоком. Каждый из золотников снабжен четырьмя поршневыми кольцами и работает во втулке с прорезанными в ней окнами. Золотник выполнен с внутренним впуском пара, т. е. впуск производится не с внешней стороны золотника, а через среднюю трубу *1* во внутреннюю полость. Выпуск же производится по концам золотниковой коробки в соединительный канал *3* и трубу *2*.

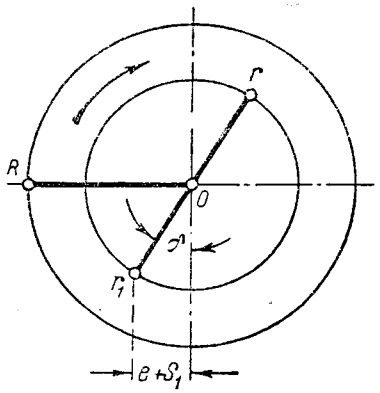
При внешнем впуске пара приходится устраивать в золотниковой коробке надежно уплотняющие сальники (при перегретом паре с металлической набивкой). Если же впуск пара производить через внутренний канал, то внешние полости будут заполнены отработавшим паром низкого давления, и при работе на атмосферу можно обойтись совершенно без сальников (при работе на конденсацию или в золотниковой коробке ц. в. д. машины многократного расширения, как на фиг. 3-28, сальники, конечно, нужны).

В описанной конструкции внешняя и внутренняя перекрыши как бы меняются своими местами: внешней перекрышей будет служить та, что раньше была внутренней, и наоборот. В рассматриваемом случае (фиг. 3-29) e — перекрыша со стороны впуска пара, i — перекрыша со стороны выпуска.

В соответствии с этим эксцентрик золотника должен быть заклинен не по направлению Or (фиг. 3-30), а по направлению Or_1, и в золотниковой диаграмме верхняя окружность



Фиг. 3-29. Расположение перекрыш в золотнике с внутренним впуском пара.



Фиг. 3-30. Заклинение эксцентрика для золотника с внутренним впуском пара.

будет указывать положения золотника не вправо, а влево от среднего.

Советским изобретателем Трофимовым предложен поршневой золотник оригинальной конструкции, предназначенный для паровозов.

Золотник Трофимова, показанный на фиг. 3-31, облегчает холостой ход паровоза (без подачи пара в машину).

Золотниковые диски *1* с поршневыми кольцами могут перемещаться вдоль штока, но при работе с паром (впуск внутренний) прижимаются давлением пара к упорным шайбам *2*. Если впуск пара в машину прекращается, то движущийся шток отодвигает золотниковые диски к середине, что дает возможность перепуска оставшегося в цилиндре пара (и воздуха) из одной полости в другую через паровые каналы *3*, зазоры между золотниковыми втулками и штоком и окна *4*. Этим избегается отрицательная работа машины, в которой без этого приспособления в период впуска и расширения создается разрежение в цилиндре, а в начале выпуска из дымовой коробки (куда, как известно, выходит выхлопная труба) засасываются горячие газы, которые затем подвергаются сжатию.

Материалом для изготовления поршневых золотников служит обычно чугун. Из чугуна выполняются также втулки и поршневые кольца.

Несмотря на простоту конструкции, поршневой золотник является одним из совершенных органов парораспределения. Он, как указывалось, отличается уравновешенностью. Он не коробится и допускает применение перегретого пара. Благодаря поршневым кольцам золотник обладает достаточной плотностью.

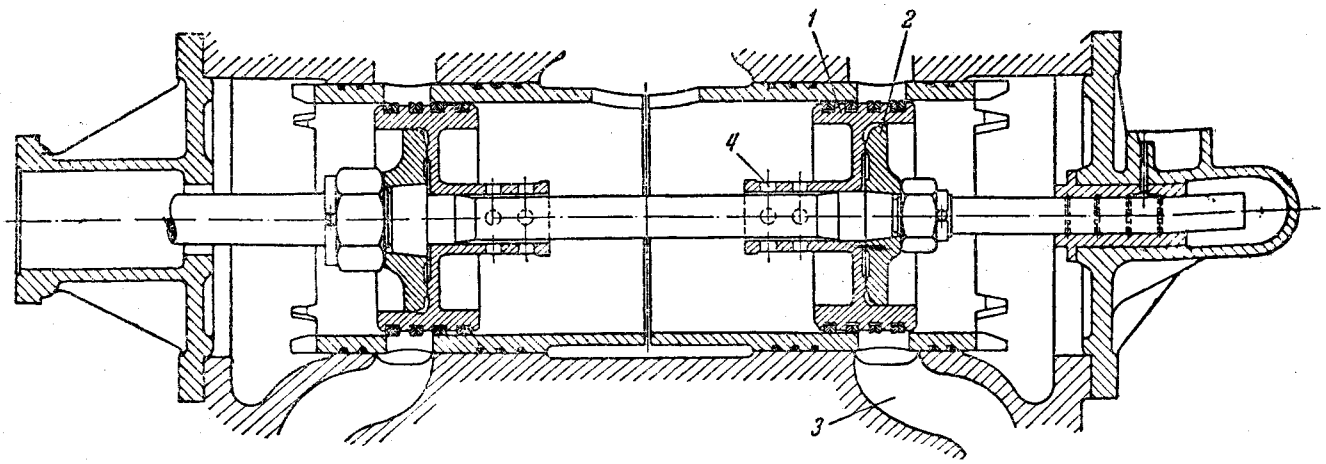
Единственный недостаток поршневого золотника заключается в том, что он не может без значительного дросселирования при впуске осуществить малые степени наполнения. Этот недостаток, как уже указано, свойственен вообще простым золотниковым механизмам.

В паровозных и локомобильных машинах поршневые золотники являются наиболее распространенным органом парораспределения.

3-9. ЗОЛОТНИК С ДВОЙНЫМ ВПУСКОМ ПАРА

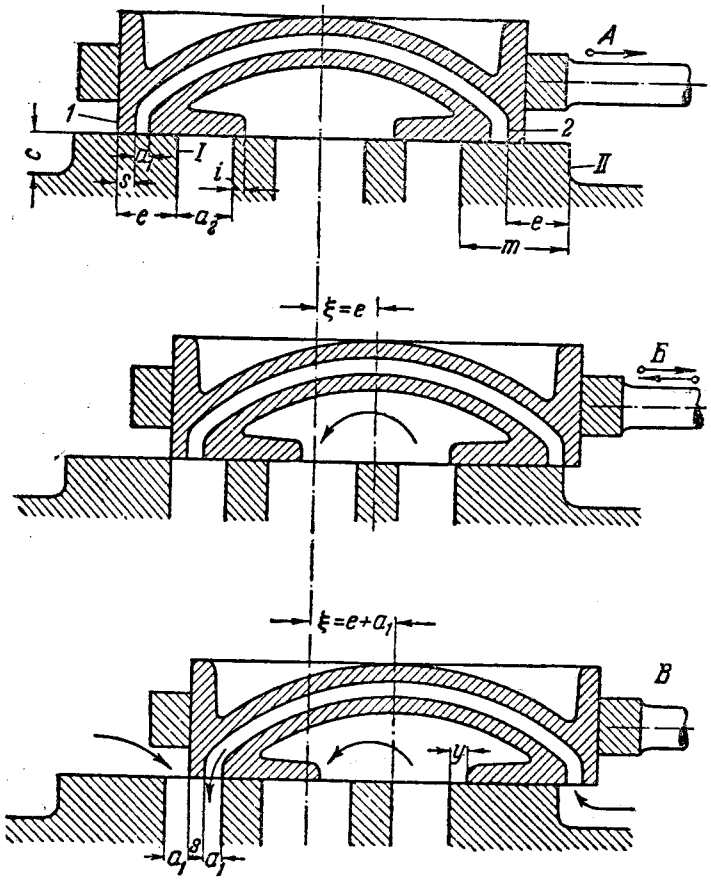
Простые золотники не могут работать с малыми степенями наполнения, потому что при этом получается или очень большой эксцентриситет, или при нормальном эксцентриситете — малое открытие окна и в связи с этим — дросселирование пара.

Золотник, показанный на фиг. 3-32, дает возможность получить двойной впуск пара по сравнению с простым золотником с таким же эксцентриситетом, т. е. при том же сдвиге золотника достигается вдвое большее открытие



Фиг. 3-31. Золотник Трофимова для паровоза „СУ".

1 — золотниковый диск; *2* — упорная шайба; *3* — паровой канал; *4* — окно.



Фиг. 3-32. Золотник с двойным впуском пара.
I — среднее положение; *Б*—начало впуска; *В* —мертвое положение.

канала. При одинаковой величине открытия окна этот золотник имеет вдвое меньший эксцентриситет, чем простой.

В спинке золотника имеется вспомогательный канал шириной a_1 (фиг. 3-32, положение *А*). Ширину канала в зеркале обозначим через a_2. Внутренняя перекрыша *i* и внешняя *e* имеют те же значения, что и в простом золотнике.

Золотниковое зеркало имеет вполне определенную длину, рассчитанную таким образом, чтобы золотник в крайних положениях мог свисать над зеркалом.

Величина *m* на золотниковом зеркале должна быть такой, чтобы при совпадении края *1* золотника с кромкой *I* канала (начало впуска) край *2* внутреннего канала другой стороны золотника совпадал с наружной кромкой *II* золотникового зеркала (фиг. 3-32, положение *Б*).

Для этого необходимо расстояние от края *2* внутреннего канала до кромки *II* сделать равным *e*. Когда золотник, двигаясь вправо, откроет канал на некоторую величину a_x, то на ту же самую величину откроется с противоположной стороны и внутренний канал; таким образом, впуск пара в цилиндр будет происходить по ширине $2a_x$.

Максимальное открытие канала (на величину $2a_1 = a$) достигается при мертвом положении золотника (фиг. 3-32, положение *В*).

Золотник открывает канал в зеркале на величину a_1 своей внешней кромкой; с другой стороны, золотник свисает с зеркала, открывая полностью вспомогательный канал.

Ширина канала a_2 в зеркале должна, очевидно, составлять

$$a_2 = 2a_1 + s,$$

где s — толщина простенка.

Если аналитическим расчетом найдена необходимая ширина канала a в зеркале, то ширину вспомогательного канала следует сделать

$$a_1 = \frac{a}{2}.$$

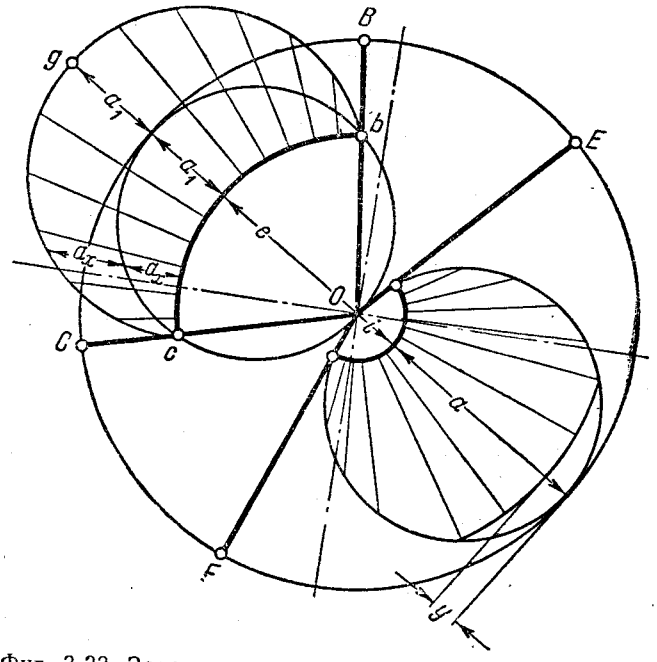
Из фиг. 3-32 (положение *А*) видно, что

$$m = e + e - s = 2e - s.$$

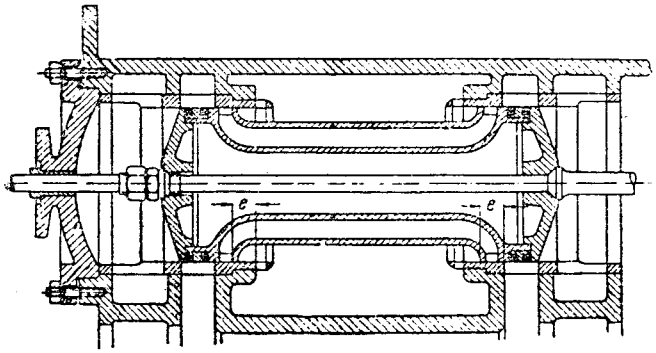
Высоту зеркала *c* следует делать больше чем a_1, для того чтобы под свисающим золотником не происходило дросселирования пара (фиг. 3-32, положение *В* справа).

Теперь обратимся к диаграмме этого золотника (фиг. 3-33).

OC и *OB* представляют собой положения кривошипа в начале впуска и в момент отсечки.



Фиг. 3-33. Золотниковая диаграмма для золотника с двойным впуском пара.



Фиг. 3-34. Конструкция поршневого золотника с двойным впуском пара.

Вслед за началом впуска окно откроется на величину a_x с внешней стороны и на величину a_x через вспомогательный канал, т. е. при сдвиге золотника на $e + a_x$ окно откроется на $2a_x$.

Поэтому на золотниковой диаграмме нужно отложить по соответственному вектору отрезок a_x еще раз за золотниковой окружностью. При мертвом положении золотника открытие канала достигает $2a_1$. Радиальные отрезки между дугой внешней перекрыши и кривой cgb измеряют открытие окна при любом положении кривошипа. При одинаковых диаметрах золотниковых окружностей простого золотника и золотника с двойным впуском масштаб второй диаграммы, определяемый сравнением отрезка $2a_1$ с расчетной величиной a, оказывается вдвое меньшим, т. е. уменьшаются вдвое и величины перекрыш и эксцентриситет эксцентрика.

Необходимо, чтобы этот последний был не менее $i + 2a_1$, так как в противном случае окно для выпуска не будет открываться полностью.

Конструктивное выполнение цилиндрического золотника с двойным внутренним впуском представлено на фиг. 3-34.

Впуск пара в правую полость цилиндра при сдвиге золотника вправо на величину внешней перекрыши происходит как непосредственно из внутренней полости золотниковой коробки, так и через вспомогательный канал, в который пар поступает через окна с правой стороны левой золотниковой втулки.

В этой конструкции поршневые кольца имеются лишь на стороне выпуска (по 2 шт.).

Три ряда окон с каждой стороны втулки показаны схематично.

В заключение отметим, что существуют конструкции золотников с тройным впуском. Применяется также двойной и тройной выпуск пара.

3-10. ПРОСТЫЕ ЗОЛОТНИКИ С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ НАПОЛНЕНИЯ

В рассмотренных золотниковых парораспределениях регулирование машины совершается дросселированием пара; степень наполнения машины остается без изменения.

Более совершенным способом регулирования, как известно, является регулирование количественное, при котором состояние пара (давление и температура) остается неизменным, а увеличивается или уменьшается степень наполнения машины (§ 2-11).

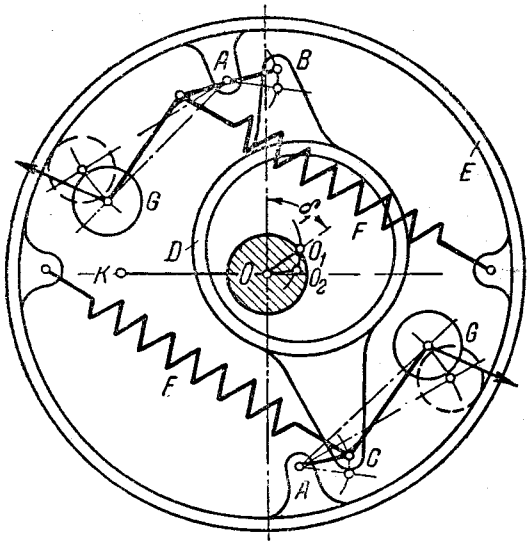
Особенно часто такая система регулирования машин с простым золотником применяется в вертикальных конструкциях. Изменение степени наполнения происходит в результате изменения под действием регулятора величины эксцентриситета эксцентрика и его угла опережения.

Применяются различные способы изменения элементов эксцентрика. Можно, например, сконструировать эксцентрик по схеме фиг. 3-35.

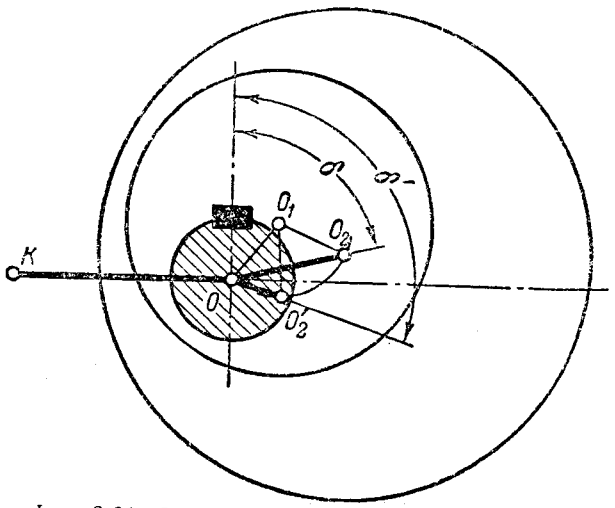
Центр эксцентрикового диска (вернее, кольца) D находится в точке O_1, центр вала — в точке O. Эксцентриситет $r_1 = OO_1$.

Если положение эксцентрика, указанное на фиг. 3-35, соответствует мертвому положению кривошипа OK, то угол между прямой OO_1 и вертикальной осью является углом опережения δ_1.

На валу машины рядом с эксцентриком находится так называемый плоский или осевой регулятор. К его корпусу E подвешены в точках A два груза G. Грузы находятся под действием центробежных сил и натяже-



Фиг. 3-35. Схема плоского регулятора и управляемого им эксцентрика.



Фиг. 3-36. Схема эксцентрика с переменным эксцентриситетом.

ния пружин F, уравновешивающих эти силы. С рычагами грузов при помощи специальных ушек соединен в точках B и C эксцентриковый диск D.

Каждой нагрузке машины соответствуют определенное число оборотов и определенное положение грузов, а следовательно, и эксцентрика.

При уменьшении, например, нагрузки число оборотов возрастает, центробежная сила грузов преодолевает натяжение пружин, грузы расходятся и опускают эксцентриковый диск. Центр его из точки O_1 перемещается, например, в точку O_2. Эксцентриситет при этом уменьшается до величины OO_2; угол опережения увеличивается.

Линия O_1O_2, по которой перемещается центр эксцентрика, называется кривой вершин. Очертание ее зависит от конструкции регулятора и эксцентрика.

На фиг. 3-36 показана еще одна весьма распространенная схема эксцентрика с переменным углом опережения и переменным эксцентриситетом.

На валу машины заклинен эксцентриковый диск с центром в O_1. Этот эксцентриковый диск охватывается вторым диском, на который надет хомут. Таким образом, получается система двух эксцентриков: один, внутренний, заклинен на валу, а другой, наружный, может вращаться по внутреннему.

Центр вала находится в точке O. Поэтому эксцентриситет первого эксцентрика относительно вала $r_1 = OO_1$. Второй эксцентрик имеет центр в точке O_2. Это значит, что относительно центра O_1 он расположен с эксцентриситетом $r_2 = O_1O_2$. Если же рассматривать оба диска как один эксцентрик, то эксцентриситет системы по отношению к валу будет составлять $r = OO_2$.

Под действием регулятора наружный диск может поворачиваться, скользя по внутреннему. При этом точка O_2 (центр наружного диска) будет описывать дугу вокруг точки O_1. Положим, центр наружного диска из O_2 переместится в O_2'. Тогда эксцентриситет наружного диска относительно точки O_1 займет положение O_1O_2', а результирующий эксцентриситет будет равен $OO_2' = r' < r$.

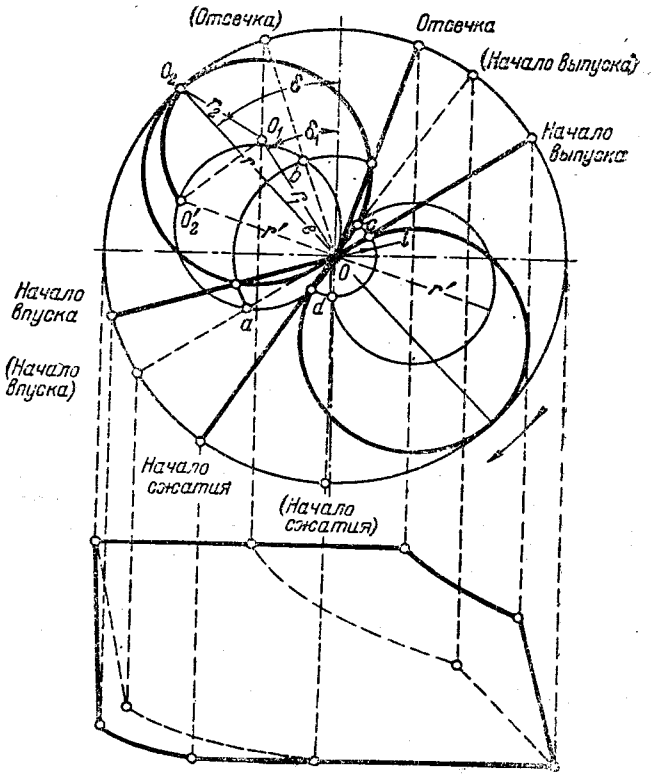
Если кривошип машины находится в мертвом положении OK, то угол между прямой OO_2 и вертикальной осью равен углу опережения δ.

Угол опережения эксцентриситета OO_2', обозначенный через δ', больше угла δ.

Кривой вершин служит дуга круга O_2O_2'.

Предположим, что нам известны эксцентриситет первого эксцентрика r_1 (который мы обозначили через OO_1) и его угол опережения δ_1.

Отложим эти величины на золотниковой диаграмме (фиг. 3-37). Угол опережения этого эксцентрика остается постоянным, так как он



Фиг. 3-37. Индикаторная и золотниковая диаграммы для золотника с переменной степенью наполнения.

заклинен на валу. Второй эксцентриситет r_2 имеет, положим, направление O_1O_2. Эти два эксцентриситета, сложенные по правилу параллелограмма, дают результирующий эксцентриситет $r=OO_2$ с углом опережения δ. При неизменном положении эксцентриков друг относительно друга мы можем исследовать распределение при помощи золотниковой диаграммы, построенной для эксцентриситета r и угла опережения δ.

Внешнюю и внутреннюю перекрыши (e и i) будем считать заданными. Эти величины при регулировании машины меняться не могут, потому что они обусловлены размерами самого золотника. Нанесение перекрыш на диаграмму дает нам основные моменты парораспределения. Отметим положения кривошипа при начале впуска, отсечке, опережении выпуска и начале сжатия.

Теперь предположим, что наша система подвергается действию регулятора, который поворачивает наружный эксцентрик по внутреннему, изменяя величину и направление результирующего эксцентриситета.

Кривая вершин парораспределения представляет собой окружность, описанную радиусом O_1O_2 из точки O_1. Положим, что регулятор переместит точку O_2 в точку O_2' и, следовательно, O_1O_2 займет положение O_1O_2'. В таком случае результирующий эксцентриситет станет равным $r'=OO_2'$. Мы можем исследовать парораспределение при помощи новой диаграммы, в которой эксцентриситетом является r' с соответствующим углом опережения.

Поэтому на r', как на диаметре, опишем золотниковую окружность. Продолжив дугу радиуса e так, чтобы она пересекалась с новой золотниковой окружностью, найдем положения кривошипа в момент начала впуска и в момент отсечки (по точкам a и b). Положения эти нанесены пунктирными линиями; относящиеся к ним надписи заключены в скобки. Отметим, что опережение впуска увеличилось, что невсегда желательно.

Для исследования распределения выпуска продолжим диаметр r' в нижнюю полуокружность и опишем золотниковую окружность для выпуска.

Отметим пересечение этой окружности с дугой радиуса i (в точках c и d). Направление кривошипа по Oc укажет момент начала выпуска, по Od — начала сжатия.

Из фиг. 3-37 видно, что опережение выпуска увеличилось, и сжатие начинается раньше.

Свяжем теперь золотниковую диаграмму с индикаторной.

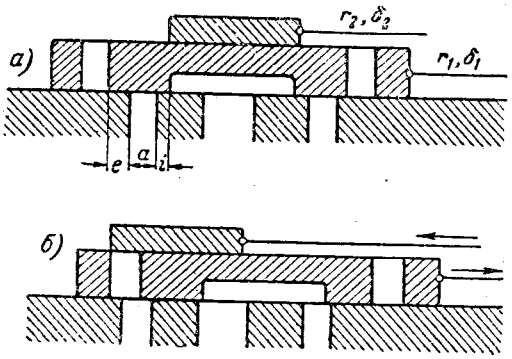
Для начального положения (эксцентриситет r) индикаторная диаграмма начерчена[1] сплошными линиями (фиг. 3-37). Уменьшенному эксцентриситету r' соответствует пунктирная диаграмма.

По сравнению с первой степень наполнения уменьшилась, и начало выпуска, начало сжатия, начало впуска — происходят раньше.

Площадь диаграммы уменьшается с двух сторон, т. е. регулирование действует весьма энергично и быстро изменяет мощность машины.

3-11. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДВОЙНЫМИ ЗОЛОТНИКАМИ

Как уже указывалось, при помощи простых золотников нельзя получить малых степеней наполнения без значительного дросселирования пара. Это положение относится и к золотникам, рассмотренным в предыдущем параграфе. Поэтому во всех тех случаях, когда существенное значение имеет не простота машины, а расход пара, приходится применять более слож-



Фиг. 3-38. Схема двойного золотника.

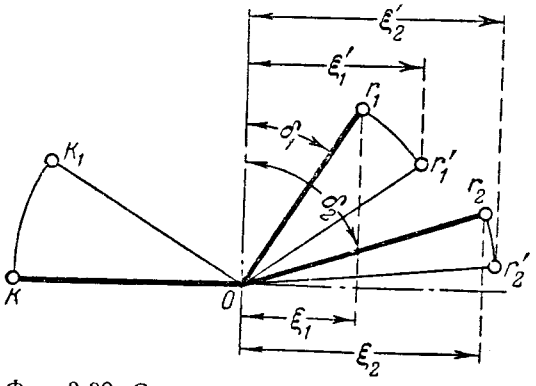
ные системы парораспределения, допускающие работу с малыми степенями наполнения.

Из золотниковых парораспределений к таким относятся двойные золотники.

Схема двойного золотника в его среднем положении изображена на фиг. 3-38,*а*.

На золотниковом зеркале, которое имеет такой же вид, как и у простого золотника, может передвигаться так называемый основной золотник. Он приводится от эксцентрика с экс-

[1] Для большей отчетливости чертежа при построении принято, что шатун имеет бесконечную длину.



Фиг. 3-39. Схема заклинения эксцентриков двойного золотника.

центриситетом r_1 и углом опережения δ. Золотник этот осуществляет распределение почти так же, как и обычный, с той только разницей, что пар при впуске в цилиндр проходит через окно в золотнике, по высоте (перпендикулярно к полости чертежа) совпадающее с высотой окна в зеркале.

Ширину последнего окна мы обозначим попрежнему через a, расстояние от кромки окна в золотнике до наружной кромки канала, являющееся внешней перекрышей, — через e. Что касается внутренней перекрыши i, то она будет иметь то же значение, что и в простом золотнике.

Поэтому, если на основном золотнике не было бы показанной на чертеже пластинки, то распределение происходило бы точно таким же образом, как и при помощи простого золотника: когда основной золотник сдвинется вправо на величину e, начнется впуск пара в канал; когда золотник, двигаясь влево, будет отстоять от своего среднего положения на величину e, произойдет отсечка.

Аналогично и в отношении выпуска: когда золотник пройдет, двигаясь влево, путь i, начнется выпуск; когда же золотник, двигаясь обратно, закроет канал, т. е. не дойдет на величину i до среднего положения, начнется сжатие пара.

Наличие пластинки над основным золотником не оказывает влияния на моменты опережения впуска и выпуска и начала сжатия.

Отличие двойного золотника от простого сказывается на моменте отсечки, который управляется движущейся по основному золотнику пластинкой или отсечным золотником. Последний приводится от самостоятельного эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения δ_2.

Эксцентриситеты r_1 и r_2 мало отличаются по своей величине друг от друга, угол же опережения δ_2 обычно больше δ_1.

Наличие пластинки влияет на парораспределение следующим образом: когда основной золотник движется вправо и держит впускной канал открытым, пластинка, двигаясь влево, может в некоторый момент, когда канал к цилиндру будет еще сообщен с окном в основном золотнике (и, следовательно, будет происходить впуск пара), перекрыть окно, заняв на основном золотнике положение, показанное на фиг. 3-38,*б*.

Впуск пара в цилиндр прекратится, таким образом, раньше, чем в случае отсутствия пластинки.

Легко сообразить, что чем длиннее пластинка, тем раньше произойдет закрытие окна (отсечка) и тем меньше будет степень наполнения.

Часто пластинку изготовляют из двух частей, имеющих возможность сближаться и отдаляться.

При сближении частей пластинки расстояние от края пластинки до наружной кромки окна увеличивается, и степень наполнения повышается. Раздвигая пластинки, мы уменьшаем степень наполнения.

Рассмотрим схему кривошипной диаграммы (фиг. 3-39). Отметим мертвое положение OK кривошипа.

При мертвом положении кривошипа сдвиг основного золотника из среднего положения будет равен ξ_1 — проекции r_1 на горизонтальную ось, а сдвиг отсечного золотника из среднего положения равен ξ_2 — проекции r_2 на горизонтальную ось (длины эксцентриковых тяг считаем бесконечно большими).

При исследовании совместного движения золотников существенным является относительное перемещение отсечного золотника по основному в предположении, что последний неподвижен.

Величины ξ_1 и ξ_2 измеряют сдвиг обоих золотников по отношению к неподвижному зеркалу. Сдвиг отсечного золотника относительно основного (относительный сдвиг)

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1.$$

Это соотношение соблюдается для любых положений главного кривошипа. Если последний повернется до направления OK_1, то на такой же угол повернутся оба эксцентриситета. Они займут положение, отмеченное тонкими линиями (фиг. 3-39). Сдвиг основного золотника равен ξ'_1, а сдвиг отсечного — ξ'_2; относительный же сдвиг

$$\xi'_0 = \xi'_2 - \xi'_1$$

(если случится, что $\xi'_1 > \xi'_2$, то тогда $\xi'_0 = \xi'_1 - \xi'_2$).

Найдем связь между относительным перемещением пластинки и элементами обоих эксцентриков.

Уравнение движения основного золотника имеет вид:

$$\xi_1 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha).$$

Уравнение движения отсечного золотника

$$\xi_2 = r_2 \sin(\delta_2 + \alpha).$$

ξ_0 — относительный сдвиг — равен разности этих величин, т. е.

$$\xi_0 = r_1 \sin(\delta_1 + \alpha) - r_2 \sin(\delta_2 + \alpha),$$

или

$$\xi_0 = r_1 \sin\delta_1 \cos\alpha + r_1 \sin\alpha \cos\delta_1 - r_2 \sin\delta_2 \cos\alpha - r_2 \sin\alpha \cos\delta_2 = \cos\alpha (r_1 \sin\delta_1 - r_2 \sin\delta_2) + \sin\alpha (r_1 \cos\delta_1 - r_2 \cos\delta_2). \quad (3\text{-}8)$$

Положим

$$\left.\begin{aligned} r_1 \sin\delta_1 - r_2 \sin\delta_2 &= \rho \sin\delta_0; \\ r_1 \cos\delta_1 - r_2 \cos\delta_2 &= \rho \cos\delta_0. \end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}9)$$

Чтобы выяснить реальные значения ρ, возведем в квадрат уравнения (3-9) и сложим их:

$$r_1^2 \sin^2\delta_1 - 2r_1 r_2 \sin\delta_1 \sin\delta_2 + r_2^2 \sin^2\delta_2 + r_1^2 \cos^2\delta_1 - 2r_1 r_2 \cos\delta_1 \cos\delta_2 + r_2^2 \cos^2\delta_2 = \rho^2 (\sin^2\delta_0 + \cos\delta_0)$$

или

$$r_1^2 - 2r_1 r_2 \cos(\delta_2 - \delta_1) + r_2^2 = \rho^2. \quad (3\text{-}9а)$$

Что касается угла δ_0, то его легко определить делением первого уравнения (3-9) на второе:

$$\operatorname{tg}\delta_0 = \frac{r_1 \sin\delta_1 - r_2 \sin\delta_2}{r_1 \cos\delta_1 - r_2 \cos\delta_2}.$$

Подставив в уравнение (3-8) соответствующие величины из уравнений (3-9), получим:

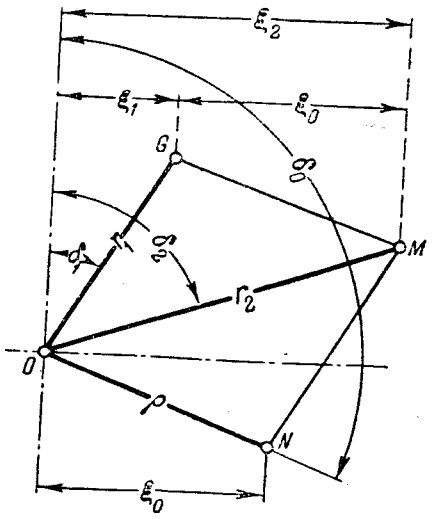
$$\xi_0 = \rho \sin\delta_0 \cos\alpha + \rho \cos\delta_0 \sin\alpha$$

или

$$\xi_0 = \rho \sin(\delta_0 + \alpha).$$

Это показывает, что относительный сдвиг также подчиняется уравнению движения золотника.

Можно предположить, что относительный сдвиг пластинки как будто бы происходит под действием некоторого фиктивного эксцентрика с эксцентриситетом ρ и углом опережения δ_0.



Фиг. 3-40. Графическое определение фиктивного эксцентриситета двойного золотника.

Этот эксцентриситет и его угол опережения имеют определенные значения, которые легко графически связать с эксцентриситетами r_1 и r_2. Для этого вернемся к кривошипной диаграмме (фиг. 3-40).

Эксцентриситеты r_1 и r_2 дают сдвиги ξ_1 и ξ_2 относительно неподвижного зеркала.

Относительный сдвиг представится отрезком

$$\xi_0 = \xi_2 - \xi_1.$$

Но ξ_0 мы получим также, если построим параллелограмм, в котором r_2 служит диагональю, а r_1 — одной из сторон.

Тогда проекция другой стороны (*GM* или *ON*) параллелограмма на горизонтальную ось также равна ξ_0.

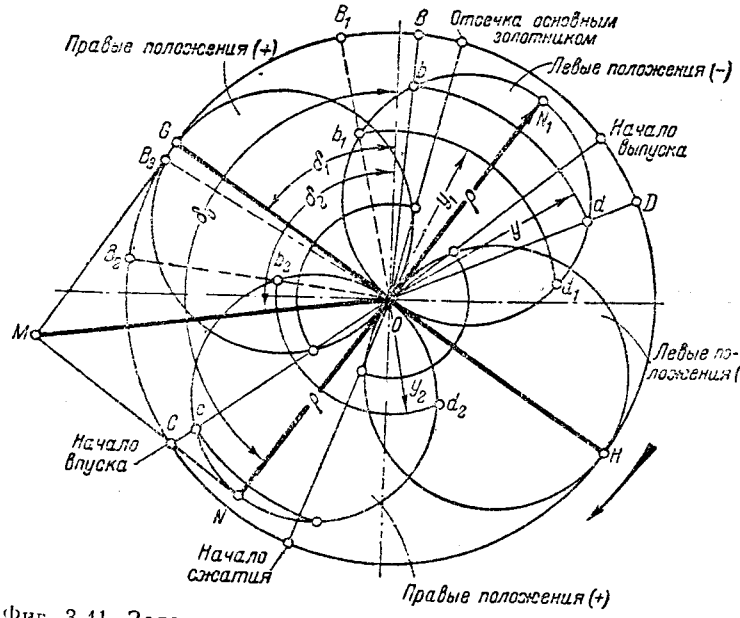
Полученное графическим путем значение ρ вполне согласуется со значением, полученным из формулы (3-9а).

В самом деле, из треугольника *OGM* видно:

$$GM = \rho = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos(\delta_2 - \delta_1)}.$$

Таким образом, чтобы получить фиктивный эксцентриситет, с помощью которого в дальнейшем мы будем производить исследование пораспределения, нужно построить параллелограмм, в котором диагональю служит отсечной эксцентриситет, а одной из сторон — основной эксцентриситет. Тогда вторая сторона параллелограмма даст величину и направление (угол δ_0) фиктивного эксцентриситета.

При исследовании пораспределения с помощью золотниковой диаграммы необходимо



Фиг. 3-41. Золотниковая диаграмма для двойного золотника.

построить ее для эксцентриситета ρ. Построение показано на фиг. 3-41.

Положим, что OG представляет эксцентриситет r_1 основного золотника с углом опережения δ_1. Проводим золотниковые окружности для основного золотника; он управляет тремя моментами пораспределения: началом впуска, началом выпуска и началом сжатия.

Откладываем величины внутренней и внешней перекрыш — e и i.

Положения начала впуска и выпуска и начала сжатия при этом определятся окончательно, так как наличие отсечного золотника на них влияния не оказывает. Что касается отсечки, то мы отметим то положение кривошипа, при котором происходит отсечка основным золотником; действительный момент отсечки будет иной.

Положим, что $OM = r_2$ представляет собой эксцентриситет отсечного золотника с углом опережения δ_2.

Построим параллелограмм, в котором OM является диагональю, а OG — одной из сторон. Для этого соединим точку G с M и через точку O проведем линию, параллельную GM. Тогда мы получаем по величине и направлению отрезок ON, представляющий собой фиктивный эксцентриситет ρ с углом опережения δ_0.

На отрезке ON, как на диаметре, опишем золотниковую окружность.

Продолжив ON в верхнюю полуокружность, опишем на $ON_1 = ON$ вторую окружность.

Таким образом, мы имеем две системы золотниковых окружностей: одна с диаметрами по линии GH дает перемещения основного золотника, другая с диаметрами по линии NN_1 — относительный сдвиг отсечного золотника.

Прежде чем перейти к определению перемещений золотников, необходимо условиться относительно направления этих перемещений.

Когда мы исследовали распределение простым золотником, то на верхней золотниковой окружности мы определяли сдвиги золотника, откладываемые вправо от среднего положения (если, конечно, говорить о левой полости цилиндра).

Нижняя же окружность служила для определения сдвигов золотника влево от его среднего положения.

Так как в диаграмме двойных золотников (фиг. 3-41) эксцентриситет отсечного золотника с углом опережения δ_2 отложен в том же направлении, что и эксцентриситет основного золотника (с углом опережения δ_1), то окружность относительного эксцентриситета ON, угол опережения которого равен δ_0, будет также указывать на положения золотника вправо от его среднего положения.

Левые относительные положения нужно искать поэтому на верхней относительной окружности (ON_1).

Правые перемещения золотников будем считать положительными, левые — отрицательными.

Таким образом, хорды верхней относительной окружности можно снабжать знаком (—), хорды нижней окружности — знаком (+).

На схеме двойного золотника (фиг. 3-42, положение A) отметим внешнюю перекрышу e, ширину окна в зеркале a, внутреннюю перекрышу i, ширину канала в основном золотнике a_1 [обычно a_1 равно $(0{,}8 \div 1{,}0)\,a$].

Обозначим расстояние от кромки отсечного золотника до наружной кромки окна через y. Эта величина играет существенную роль при определении степени наполнения.

Отсечка происходит тогда, когда относительное положение золотников соответствует положению $Б$ на фиг. 3-42. Окно в зеркале может еще находиться в сообщении с каналом основного золотника, но отсечной золотник, двигаясь влево, перекрывает сверху канал в основном золотнике и прекращает доступ пара в цилиндр.

В момент отсечки относительное положение обоих золотников характеризуется уравнением

$$\xi_0 = y.$$

Действительно, когда отсечной золотник, двигаясь влево по основному (который при относительном движении надо считать неподвижным), пройдет путь y, наступит момент отсечки.

На золотниковой диаграмме (фиг. 3-41) относительные перемещения мы должны находить по окружности для эксцентриситета ρ.

Так как отсечка происходит тогда, когда отсечной золотник двигается относительно основного влево от среднего положения, а такое перемещение мы считаем отрицательным, то мы должны искать это перемещение на верхней относительной окружности.

Для определения положений кривошипа, при которых относительный сдвиг равен величине y, из центра диаграммы, т. е. из точки O, радиусом y опишем дугу. Эта дуга пересекает золотниковую окружность в точках b и d.

В каждом из положений кривошипа (Ob и Od) сдвиг $\xi_0 = y$. Для решения вопроса, какое из этих положений соответствует моменту отсечки, заметим, что отсечка происходит при возрастающей величине ξ_0.

На диаграмме возрастанию ξ_0 соответствует полуокружность ObN_1.

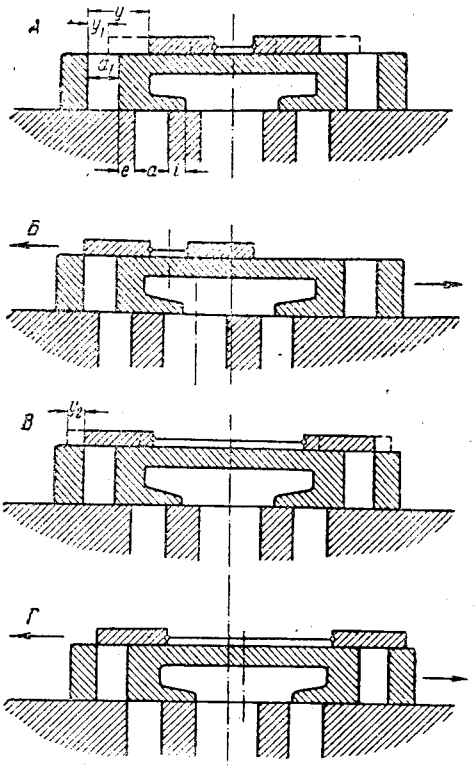
Поэтому положение кривошипа в момент отсечки должно проходить через точку b. Степень наполнения оказывается меньше той, которую дал бы один основной золотник без отсечного.

После того как впуск закончился (фиг. 3-42, положение *Б*) отсечной золотник будет продолжать свое относительное движение влево и в точке N_1 (фиг. 3-41) достигнет своего крайнего положения.

При обратном движении пластинки ξ_0 будет уменьшаться, и в некоторый момент отсечной золотник вновь будет отстоять от своего среднего положения на величину y. Это положение соответствует на золотниковой диаграмме точке d, в которой окно в основном золотнике вновь открывается и сообщается с пространством золотниковой коробки.

Пар, однако, не будет поступать в цилиндр, так как точка d лежит за положением отсечки основным золотником, и канал в зеркале перекрыт.

От положения кривошипа OD до OB канал в основном золотнике находится в сообщении с пространством золотниковой коробки.



Фиг. 3-42. Схема двойного золотника.
А — среднее положение; *Б* — момент отсечки; *В* — среднее положение при $y = 0$; *Г* — совпадение моментов опережения впуска и отсечки.

Как уже указывалось, величина y может изменяться.

При помощи того или иного механизма можно пластинки, составляющие отсечной золотник, раздвинуть и поставить их в положение, показанное пунктиром на схеме *А* (фиг. 3-42).

Величина y уменьшается и становится равной, положим, y_1. В таком случае на диаграмме (фиг. 3-41) точки b и d переместятся в b_1 и d_1.

Отсечка будет происходить при положении кривошипа в OB_1, т. е. еще раньше, чем в предыдущем случае.

Можно сделать $y = 0$, т. е. спроектировать золотник так, чтобы при среднем положении обоих золотников пластинка перекрывала каналы (фиг. 3-42, положение *В*).

Соответственное положение кривошипа OB_3 в момент отсечки будет в этом случае перпендикулярно диаметру ρ (фиг. 3-41), так как $y = 0$, и следовательно, направление OB_3 должно быть касательным к обеим относительным окружностям.

Наконец, y может быть положительным (до сих пор его следовало считать отрицательным), т. е. при среднем положении золотников пластинка может перекрывать каналы на величину y_2 (пунктир на схеме B фиг. 3-42).

Величину $+y_2$ мы должны отложить на нижней золотниковой окружности. Проведя дугу радиусом y_2, определим точки b_2 и d_2, и положение кривошипа OB_2 укажет новый момент отсечки при совершенно незначительной степени наполнения.

Для того чтобы получить минимальную степень наполнения, нужно взять $y=Oc$, где c — точка пересечения кривошипа в начале впуска с нижней золотниковой окружностью. Если $y=Oc$, отсечка произойдет при положении основного золотника, соответствующем началу впуска. Взаимное расположение золотников при этом указано на схеме $Г$ фиг. 3-42.

Степень наполнения машины в этом случае не является абсолютно нулевой, так как за отрезок времени, в течение которого основной золотник был в сообщении с золотниковой коробкой, канал его заполнялся паром, который и перейдет в цилиндр.

Для получения абсолютно нулевой степени наполнения y можно сделать равным ρ — относительному эксцентриситету. При этом ни при каких положениях пластинки окно в основном золотнике не будет находиться в сообщении с золотниковой коробкой.

При исследовании системы парораспределения следует останавливаться на степенях наполнения: нормальной, максимальной и минимальной.

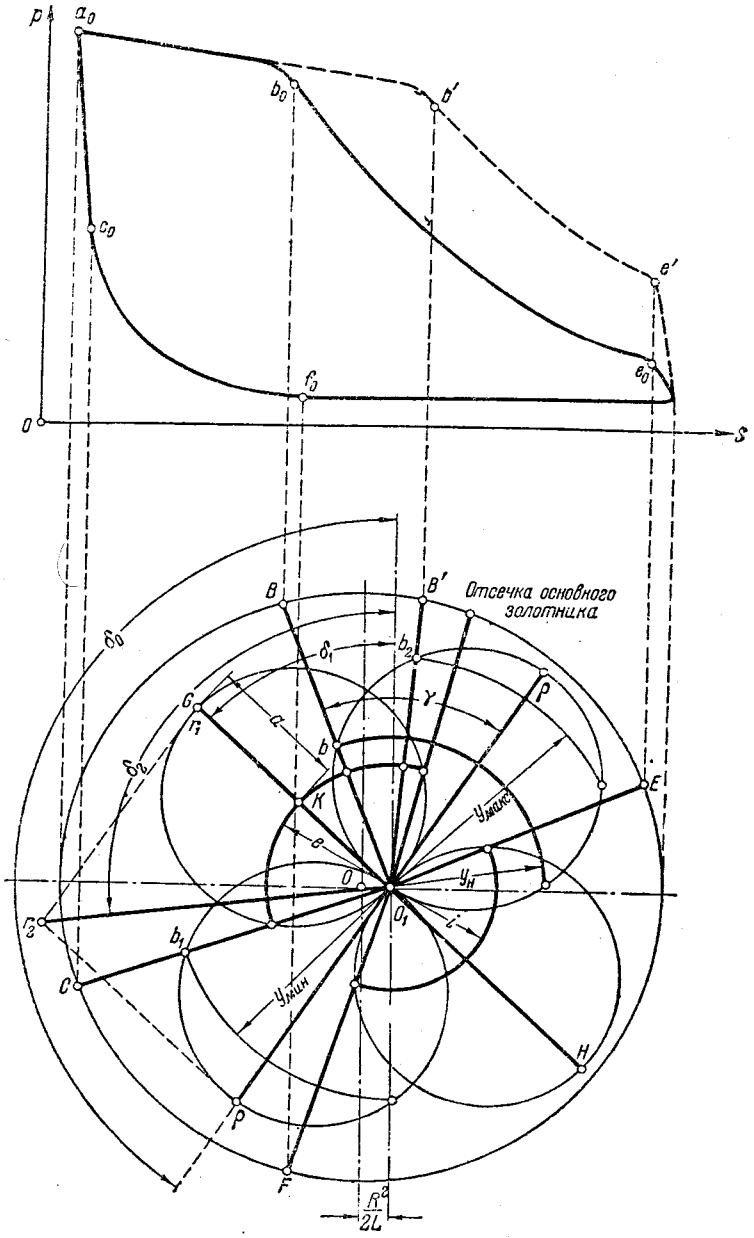
Нормальная степень наполнения определяется индикаторной диаграммой. Минимальная выбирается в соответствии с с вышесказанным.

Что касается максимальной степени наполнения, то чаще всего она обусловливается моментом отсечки, даваемой одним основным золотником.

3-12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ДВОЙНОГО ЗОЛОТНИКА ПО ЗАДАННОЙ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ

Заданной является индикаторная диаграмма машины, на которой отмечены все основные моменты парораспределения (фиг. 3-43).

Опишем окружность вращения кривошипа диаметром, равным длине индикаторной диаграммы. Спроектируем на эту окружность моменты начала выпуска и начала сжатия.



Фиг. 3-43. Диаграмма двойного золотника, построенная по индикаторной диаграмме.

Конечную длину шатуна учтем по методу Брикса, отложив величину $\frac{R^2}{2L}$ вправо от точки O и проводя из точки O_1 положения кривошипа O_1E и O_1F.

Диаметр окружности основного золотника должен делить угол EO_1F пополам. Проведя линию GH, определяем угол опережения δ_1 основного золотника. Начертим обе окружности (произвольного диаметра) для этого золотника. На нижней окружности определяем

величину внутренней перекрыши i пока еще в неизвестном нам масштабе.

Далее сносим на золотниковую диаграмму момент начала впуска. Положением кривошипа O_1C определяется величина внешней перекрыши e. Дуга внешней перекрыши указывает положение отсечки основным золотником. Конечно, это положение отсечки может не соответствовать индикаторной диаграмме.

Для определения r_2 и δ_2 — эксцентриситета и угла опережения отсечного золотника — удобнее всего задаться ρ и δ_0 — относительным эксцентриситетом и его углом опережения.

Целесообразно выбрать $\rho \approx r_1$; что же касается угла δ_0, то здесь следует руководствоваться таким соображением: желательно, чтобы отсечка происходила в момент наибольшей относительной скорости золотников, так как при этом, очевидно, торможение пара будет наименьшим. Наибольшая же скорость золотников имеет место при их среднем положении.

Поэтому желательно, чтобы момент отсечки совпадал хотя бы приблизительно со средним относительным положением золотников. Кривошип машины при среднем положении золотников направлен перпендикулярно к диаметру относительной окружности ρ. Положение кривошипа в момент отсечки желательно поэтому иметь перпендикулярным к диаметру ρ.

Наоборот, для выбора направления ρ нужно провести прямую, перпендикулярную к положению кривошипа в момент отсечки при нормальном наполнении.

Осуществить это удается далеко не всегда, и угол γ между ρ и O_1B обычно приходится брать меньше 90° (часто $70 \div 80°$), в особенности при больших наполнениях.

Выбрав величину и направление ρ, построим параллелограмм, в котором сторонами являются ρ и r_1. При этом определяются величина и направление эксцентриситета отсечного золотника r_2 с углом δ_2.

Эксцентрики основного и отсечного золотников насаживаются на вал рядом; поэтому с конструктивной и с экономической точек зрения желательно, чтобы оба эксцентрика были отлиты по одной модели, а для этого нужно, чтобы $r_2 \leqslant 1{,}2r_1$.

Выполнение этого требования, конечно, лишь желательно, но не обязательно.

При проектировании машины можно достигнуть желательного соотношения между r_2 и r_1 изменением угла γ и величины ρ.

Так, на фиг. 3-43 пришлось взять угол $\gamma < 90°$.

На обоих эксцентриситетах ρ (положительном и отрицательном) опишем окружности для относительного перемещения золотника.

Определим теперь величину y (расстояние между наружной кромкой отсечного золотника и окна в основном золотнике) для нормального наполнения машины.

Для этого наполнения величина $y_н$ определяется точкой пересечения положения кривошипа O_1B при нормальном наполнении с относительной окружностью (точка b): $y_н = O_1b$.

Этим радиусом опишем дугу из центра O_1. Чтобы выяснить пределы регулирования, т. е. установить, насколько пластинки отсечного золотника нужно сближать или отдалять, изменяя этим величину y, следует задаться минимальным и максимальным наполнениями машины.

Минимальным наполнением обыкновенно считают нулевое, при котором отсечка происходит в момент начала впуска. Поэтому для определения $y_{мин}$ отметим точку пересечения b_1 кривошипа в момент начала впуска с относительной окружностью.

Проведем дугу радиусом $O_1b_1 = y_{мин}$.

Заметим, что $y_{мин}$ у нас положительно ($y_н$ отрицательно), и при среднем положении золотников пластинка перекрывает окно в основном золотнике на величину $y_{мин}$.

Максимальной степенью наполнения приходится задаваться в зависимости от величины нормального наполнения.

Обычно максимальное наполнение, которым определяется максимальная мощность машины, делается в $2 \div 3$ раза больше нормального наполнения. Средним значением для максимального наполнения можно считать $40 \div 60\%$ [1].

Выбранная максимальная степень наполнения отмечена положением кривошипа O_1B', и соответствующая ему индикаторная диаграмма построена пунктиром.

Величину y для этой степени наполнения находим попрежнему путем пересечения линии O_1B' с относительной окружностью (точка b_2). Величину $y_{макс}$ отметим дугой радиуса O_1b_2.

Как и $y_н$, $y_{макс}$ является величиной отрицательной, т. е. окно в основном золотнике при среднем положении золотников открыто.

---

[1] Если задана максимальная мощность машины, то наибольшая степень наполнения определяется так, как указано в § 2-13.

Если бы мы выбрали при построении диаграммы направление $O_1\rho$ как раз перпендикулярным нормальному наполнению (угол $\gamma = 90°$), то $y_н$, который в нашем случае измеряется отрезком O_1b, был бы равен нулю, потому что направление кривошипа при нормальном наполнении было бы касательным к обеим относительным окружностям. Среднее положение золотников для этого случая было указано на схеме B фиг. 3-42.

Для определения масштаба золотниковой диаграммы воспользуемся приемом, примененным ранее для простого золотника.

Сечение канала

$$f_1 = a_1 h = \frac{Fc_m}{w}.$$

Задавшись фиктивной скоростью пара w по указаниям, приведенным в § 3-5, найдем ширину окна в основном золотнике:

$$a_1 = \frac{f}{h}$$

(высотой окна h задаемся). Сравнением величины a_1, найденной расчетом, и полученной на золотниковой диаграмме в виде отрезка, составляющего около $0{,}8GK$, определяется масштаб диаграммы.

Следует обращать внимание на величину эксцентриситетов. Обычно r_2 должно быть менее 60 *мм*[1].

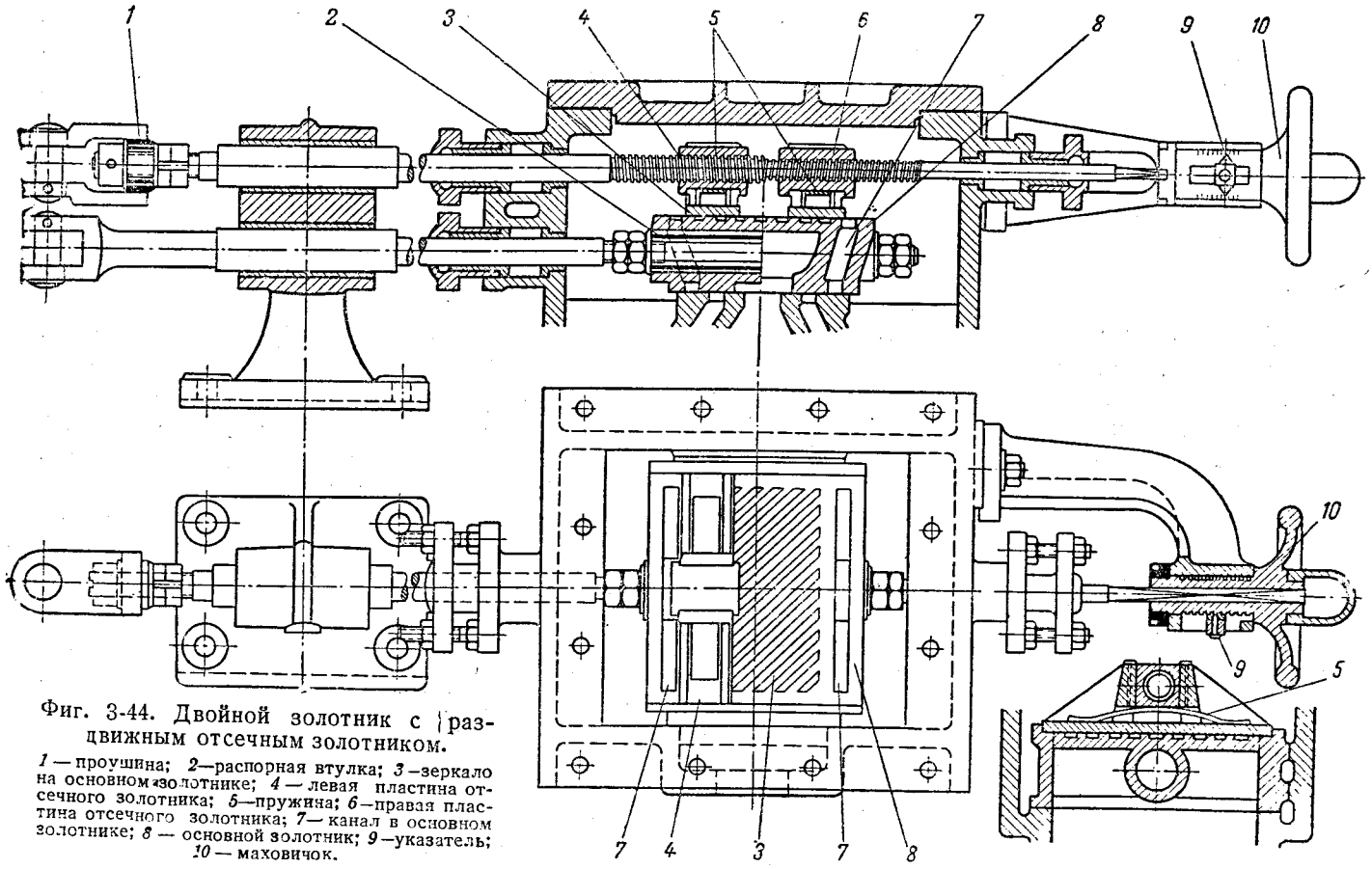
3-13. КОНСТРУКЦИИ ДВОЙНЫХ ЗОЛОТНИКОВ

Конструктивное выполнение двойных золотников мы разберем на двух распространенных системах.

В первой системе, показанной на фиг. 3-44, основной золотник приводится в движение эксцентриком с эксцентриситетом r_1 и углом опережения δ_1. Ширина окна a_1 несколько меньше ширины канала a в золотниковом зеркале.

Отсечной золотник, состоящий из двух пластинок (левой и правой), снабжен штоком с двумя винтовыми нарезками — правой и левой. Шток этот при посредстве эксцентриковой тяги приводится в движение от эксцентрика с эксцентриситетом r_2 и углом опережения δ_2.

[1] У очень больших машин встречаются эксцентриситеты величиной до 200 *мм*.



Фиг. 3-44. Двойной золотник с раздвижным отсечным золотником.

1 — проушина; *2*—распорная втулка; *3*—зеркало на основном золотнике; *4* — левая пластина отсечного золотника; *5*—пружина; *6*—правая пластина отсечного золотника; *7*— канал в основном золотнике; *8* — основной золотник; *9*—указатель; *10* — маховичок.

В этой системе парораспределения изменение величины y достигается вращением штока. При вращении его в одном направлении пластинки, служащие гайками для винтовой нарезки на штоке, сближаются; при обратном вращении они отдаляются.

Вращение можно производить вручную при помощи выведенного наружу маховичка, во втулку которого входит прямоугольный конец штока. Указатель, перемещающийся по резьбе на втулке маховичка, непосредственно показывает степень наполнения машины.

Эксцентриковая тяга соединена со штоком при помощи проушины. Шток имеет возможность вращаться, не увлекая за собой эксцентриковую тягу.

При регулировании машины ход пластинки по основному золотнику равен $y_{макс}+y_{мин}=m$.

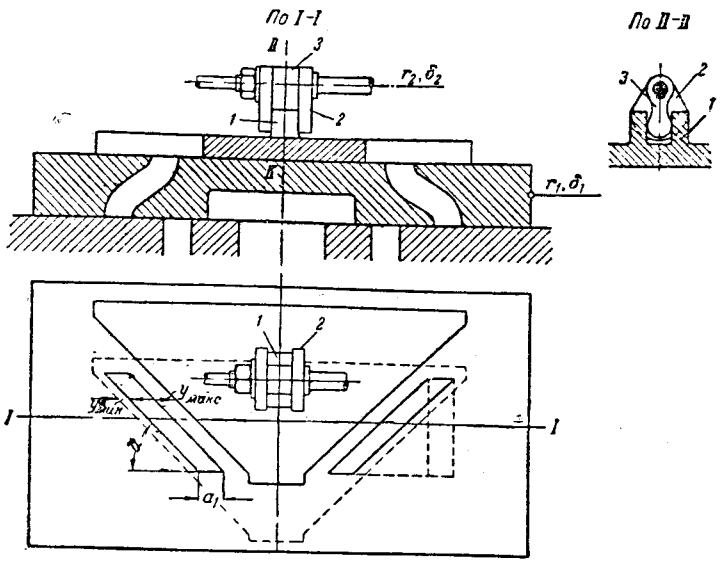
Если шаг винтовой резьбы мы обозначим через s, то за один оборот штока пластинки передвинутся на величину s.

При одноходовой резьбе для изменения наполнения от нулевого до максимального нужно сделать маховичком $\frac{m}{s}$ оборотов.

Так как числитель этого выражения всегда больше знаменателя, то для осуществления пределов регулирования нужно сделать несколько полных оборотов штока. Поэтому привод отсечного золотника от регулятора не всегда может быть легко осуществлен, и часто дросселирование пара производят регулятором, а степень наполнения устанавливают вручную. Ввиду того что увеличение шага винта возможно лишь при одновременном увеличении диаметра винта, то для уменьшения числа оборотов штока применяют винт значительно большего диаметра, чем в нормальной конструкции золотника.

Описанная конструкция обладает всеми недостатками, свойственными плоским золотникам. Поэтому золотники, конструкция которых основана на том же принципе, часто выполняют цилиндрическими, располагая отсечной золотник внутри основного соосно с последним.

На фиг. 3-45 изображена схема другой конструкции плоского двойного золотника — с трапециевидной пластинкой. Окна в основном золотнике, находящиеся на поверхности, по которой движется пластинка, выполнены косыми — под углом α к горизонтальной оси. Обычно $\alpha = 50 \div 60°$.



Фиг. 3-45. Плоский двойной золотник с трапециевидной пластинкой.
1 — ушко; *2* — сектор; *3* — кулачок.

Так как в золотниковом зеркале окна расположены перпендикулярно к оси цилиндра, то каналы в основном золотнике получаются искривленными (см. разрез по *I-I*); на поверхности, прилегающей к зеркалу цилиндра, окна имеют прямоугольную форму, как показано на фиг. 3-45 пунктиром.

Что касается отсечного золотника, то он представляет собой не две пластинки, как в предыдущем механизме, а одну — трапециевидной формы с краями, параллельными краям окон.

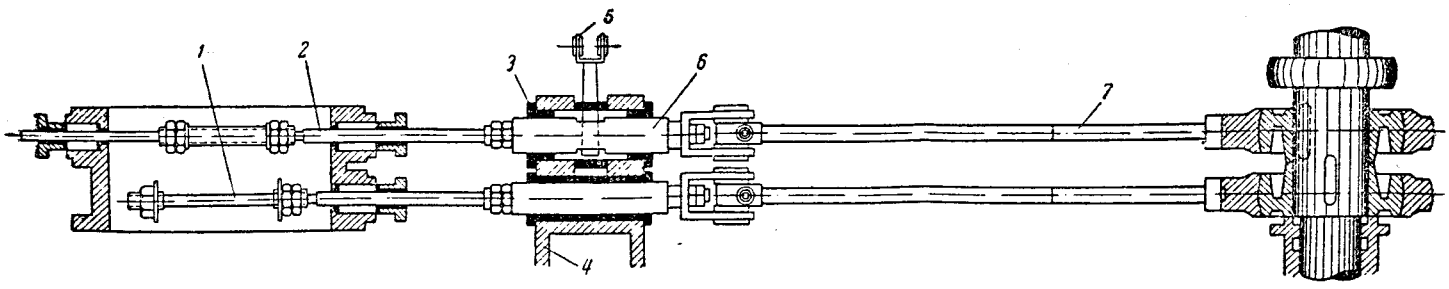
На схеме фиг. 3-45 представлено среднее положение золотников для максимального наполнения.

Величина $y_{макс}$ изображается горизонтальным расстоянием между кромкой отсечного золотника и наружной кромкой окна.

Пластинка под действием регулятора может перемещаться в направлении, перпендикулярном к оси золотникового штока. Достигается это при помощи следующего устройства. На пластинке имеется два ушка *1*, между которыми проходит золотниковый шток. Последний при помощи имеющихся на нем секторов *2* захватывает при своем движении золотник.

Между секторами насажен кулачок *3*, поворотом которого можно перемещать пластинку в направлении, перепендикулярном к оси ее движения (на плане фиг. 3-45 — вверх и вниз).

Второе крайнее положение пластинки (для минимального наполнения) изображено пунк-

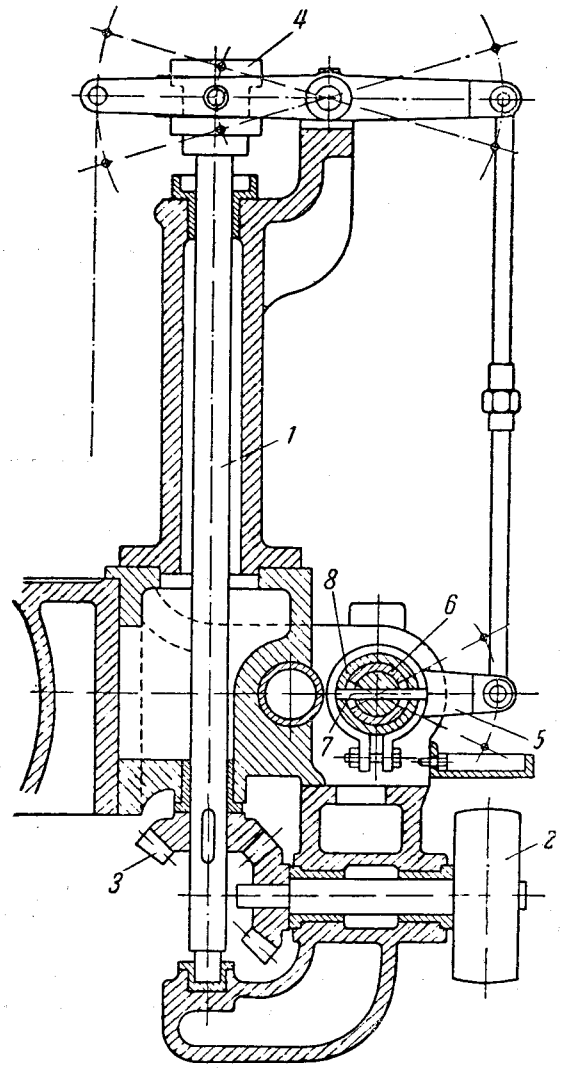


Фиг. 3-46. Привод двойного золотника.

1 — шток основного золотника; *2* — шток отсечного золотника; *3* — втулка; *4* — кронштейн; *5* — рычаг; *6* — втулка; *7* — эксцентриковая тяга.

тиром. При этом пластинка будет перекрывать канал на величину $y_{мин}$

При нормальном наполнении пластинка находится в некотором среднем положении между обеими начерченными. Небольшого перемещения s пластинки достаточно для изменения $y_{макс}$ до $y_{мин}$.



Фиг. 3-47. Привод от регулятора к штоку отсечного золотника.

1 — вал регулятора; *2* — шкив; *3* — коническая шестерня; *4* — муфта регулятора; *5* — рычаг; *6* — втулка; *7* — чека; *8* — втулка.

Благодаря этому можно степень наполнения легко устанавливать в зависимости от нагрузки регулятором.

Золотники этой системы также выполняют иногда цилиндрическими с несколькими парами косых окон на внутренней поверхности основного золотника. Развертка отсечного золотника составлена из нескольких трапеций или же отсечной золотник представляет собой втулку, в которой прорезаны косые окна, одна из кромок которых является отсечной.

Общее расположение привода к двойному золотнику с поворотным отсечным золотником показано на фиг. 3-46.

Шток *1* соединен с основным золотником, шток *2* — с отсечным. Шток отсечного золотника подвергается воздействию регулятора.

Привод регулятора к штоку отсечного золотника показан на фиг. 3-47.

Регулятор находится на вертикальном валике *1* и приводится в движение коренным валом машины при помощи ременной передачи от шкива *2* и конических шестерен *3*. При изменении нагрузки, а следовательно, и числа оборотов муфта регулятора *4*, поднимаясь или опускаясь, поворачивает рычажок *5* (см. также поз. *5* на фиг. 3-46). Последний плотно охватывает втулку *6*, имеющую продольный прорез с обеих сторон.

Поперек золотникового штока вставлена чека *7*, движущаяся в прорезе втулки *8* (поз. *3* фиг. 3-46). Поворачиваясь, рычаг *5* силой трения захватывает втулку *8*, а вместе с ней — золотниковый шток. Эксцентриковая тяга (поз. *7* на фиг. 3-46) при этом не вращается, так как с золотниковым штоком она соединена при посредстве обоймы *6*, остающейся на месте при вращении штока.

Кроме рассмотренных конструкций, применяются также двойные золотники, в которых регулирование осуществляется изменением эксцентриситета и угла опережения отсечного золотника; величина же y остается постоянной.

Иногда отсечной золотник перемещается не по основному золотнику, а по самостоятельному зеркалу, в котором прорезаны окна, направляющие пар в коробку основного золотника. Такие золотники выполняются цилиндрическими и называются двухкамерными.

ГЛАВА ВТОРАЯ

КЛАПАННЫЕ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

3-14. РАСПОЛОЖЕНИЕ, КОНСТРУКЦИЯ И РАСЧЕТ КЛАПАНОВ

В предыдущей главе были отмечены основные недостатки золотниковых парораспределений.

Плоские золотники в большинстве неуравновешены, склонны к заеданию, не могут работать перегретым паром.

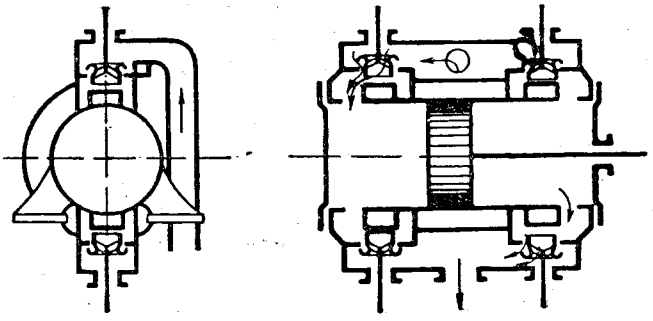
Простые цилиндрические золотники не могут работать с малыми степенями наполнения; двойные цилиндрические золотники обладают сложной конструкцией, затрудняющей ремонт и уход за машиной.

От большинства этих недостатков свободны клапанные парораспределения, которые в последнее время получили наибольшее распространение для станционных машин.

Обычно одноцилиндровая машина снабжается четырьмя клапанами; в каждой полости имеется клапан для впуска и клапан для выпуска пара; лишь в прямоточных машинах, где выпуск производится через окна по середине цилиндра, надобность в выпускном клапане отпадает, и цилиндр обслуживается лишь двумя клапанами.

Расположение клапанов на машине обычно соответствует схеме, приведенной на фиг. 3-48.

По краям цилиндра помещаются клапанные коробки: две сверху и две снизу; в верхних коробках находятся клапаны для впуска, а в нижних для выпуска пара.



Фиг. 3-48. Схема расположения клапанов на паровой машине.

В некоторых случаях клапаны ставят не на цилиндре, а в его крышках, что значительно усложняет конструкцию последних. Такая система имеет однако те преимущества, что крышки обогреваются свежим паром и уменьшается вредное пространство, так как длина каналов для подвода и выпуска пара получается незначительной.

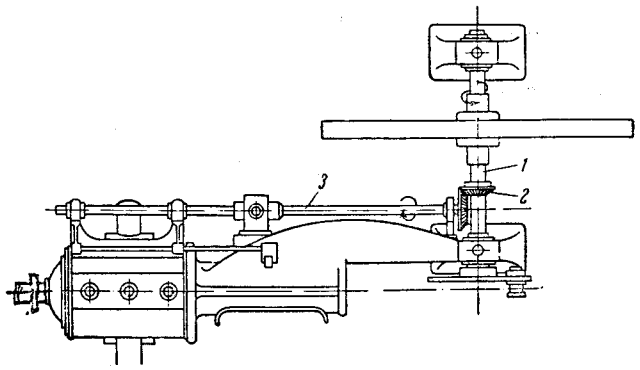
Такое расположение клапанов особенно удобно в прямоточных машинах (фиг. 2-16), где при наличии лишь одного клапана в крышке легко подвести пар к клапану снизу и попутно обогреть внутренние стенки крышки.

Привод клапанов, т. е. подъем и опускание их, производится при помощи специальных механизмов, в которых существенную роль играют те же эксцентрики, что и в золотниковом парораспределении.

Общее расположение привода показано на фиг. 3-49.

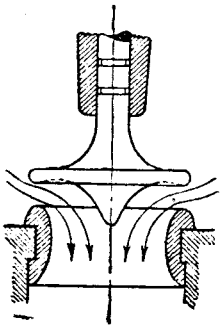
От коренного вала *1* при помощи пары конических шестерен *2* передается вращение распределительному валику *3*, который расположен параллельно оси машины.

Передаточное отношение шестерен выбирается равным 1 : 1, так что распределитель-



Фиг. 3-49. План горизонтальной машины с клапанным парораспределением.

1 — коренной вал машины; *2* — конические шестерни; *3* — распределительный валик.



Фиг. 3-50. Односедельный диффузорный клапан.

ный валик делает то же число оборотов, что и коренной вал.

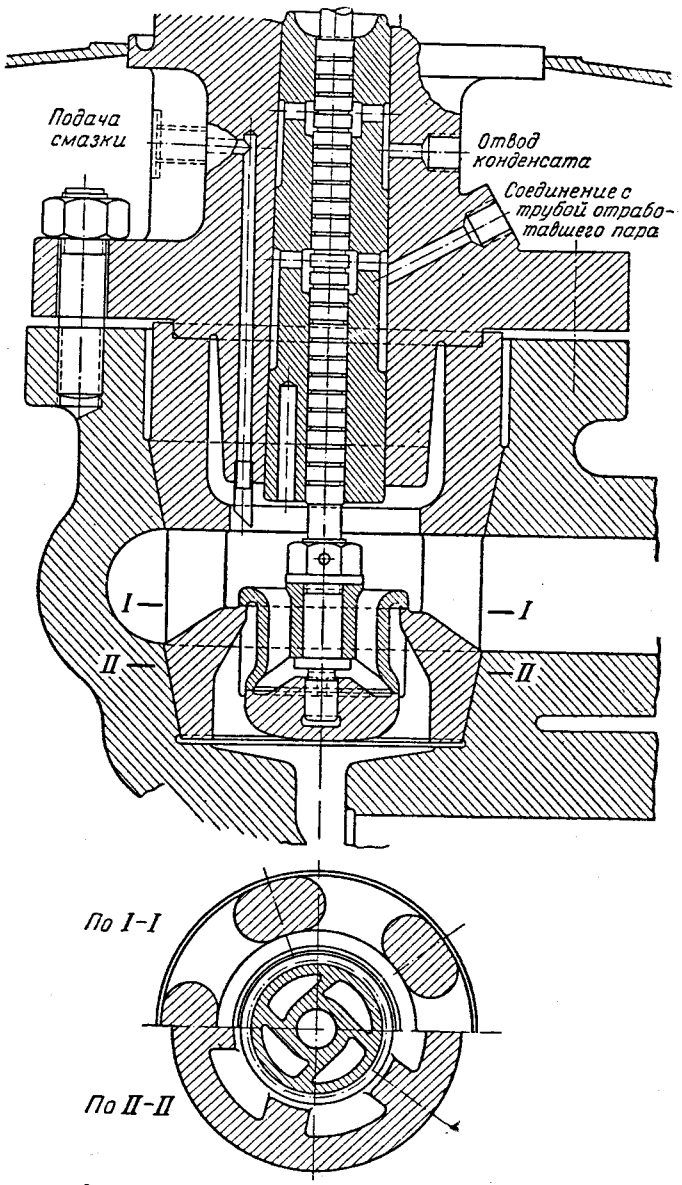
На распределительный валик насаживаются эксцентрики, которые при помощи специальных механизмов поднимают и опускают клапаны. Эксцентрики для впускных клапанов расположены рядом с эксцентриками для выпускных клапанов. В некоторых случаях один эксцентрик обслуживает оба клапана.

Вместо эксцентриков иногда употребляются кулачные шайбы.

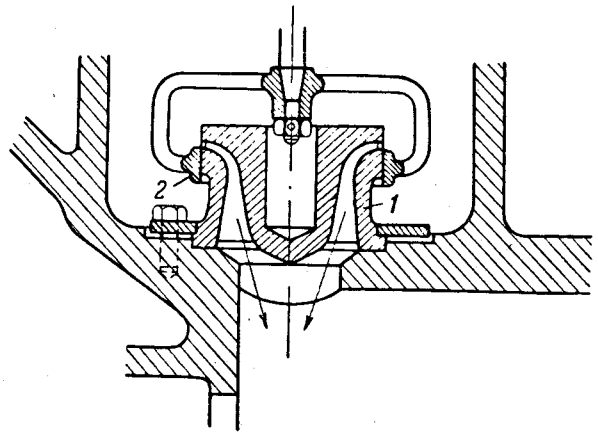
Наиболее простую конструкцию имеет односедельный, тарельчатый клапан, показанный на фиг. 3-50. Он, кроме того, отличается хорошей плотностью запирания и мог бы считаться наилучшим органом парораспределения. Такой клапан обладает, однако, тем недостатком, что на него сверху действует давление свежего пара, не уравновешенное снизу. Поэтому для подъема клапана приходится затрачивать значительное усилие и проектировать приводной механизм с неконструктивно массивными деталями.

Для уменьшения подъемной силы приходится изготовлять клапан с возможно малым диаметром, а это вызывает значительные скорости пара при проходе через клапан. Чтобы избежать большой потери давления при этом, выполняют клапаны с диффузором, как показано на фиг. 3-50. За узкой щелью между тарелкой клапана и его гнездом проходное сечение для пара закономерно возрастает. Высокая скорость пара (200—300 *м/сек*), развивающаяся в щели, обусловливается значительным перепадом давления. Однако кинетическая энергия пара в диффузоре вновь превращается в потенциальную, так как с увеличением проходного сечения скорость пара падает. В результате при выходе из диффузора давление пара поднимается почти до начального давления. Конечно, в связи с неминуемыми потерями добиться полного восстановления давления в диффузоре невозможно.

Следует отметить, что частичная разгрузка рассматриваемого диффузорного клапана в момент его подъема достигается за счет высокого давления сжатия в цилиндре (т. е. под клапаном).



Фиг. 3-52. Двухседельный клапан машины высокого давления (40 *ата*).



Фиг. 3-51. Диффузорный клапан-золотник.
1 — деталь с кольцевым диффузорным каналом; *2* — золотник.

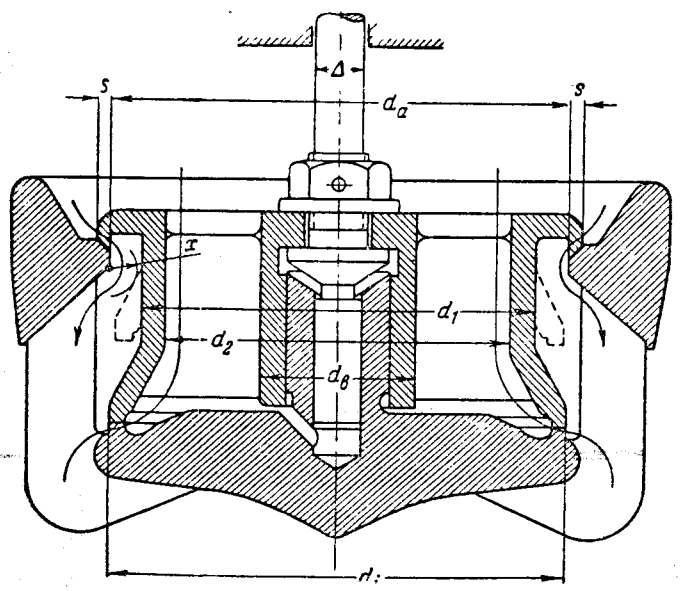
По тому же принципу, как диффузорный клапан, работает клапан (вернее, золотник), показанный на фиг. 3-51. Деталь *1* снабжена кольцевым диффузорным каналом. Вход в этот канал может перекрываться кольцом (золотником) *2*, приводящимся в движение таким же механизмом, как и описанные клапаны. Отсечка происходит при подъеме кольца *2*. Преимуществом этой конструкции является ее уравновешенность, недостатком — постоянство размеров диффузора при переменном сечении входа в него (в показанном на фиг. 3-50 клапане по мере его подъема увеличиваются и проходные сечения диффузора).

Наибольшее применение получили двухседельные клапаны.

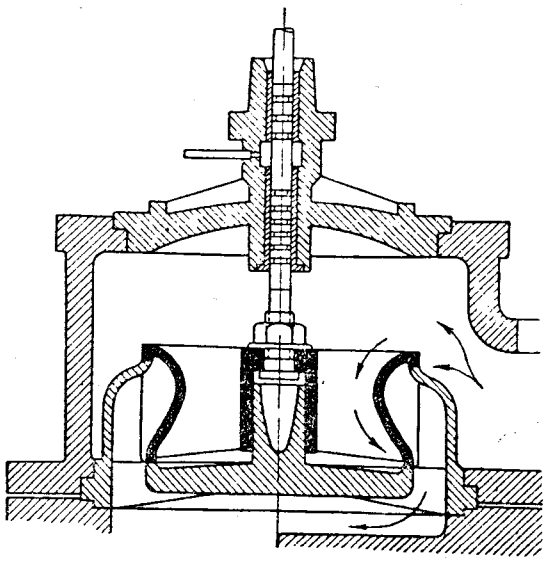
Двухседельный клапан (фиг. 3-52 и 3-53) представляет собой тело вращения, соединенное ребрами со втулкой. Клапан опирается на две кольцевых поверхности, которые могут быть образованы или непосредственно в отливке цилиндра, или на специальных гнездах, вставляемых в цилиндр.

Применение вставных гнезд предпочтительно, потому что клапан, притертый в холодном состоянии, удлиняется при нагреве его паром в большей степени, чем отливка цилиндра, средняя температура стенок которого ниже температуры клапана. Расстояние между опорными поверхностями изменяется, и плотность прилегания клапана нарушается.

Обычно рекомендуется притирку клапана производить в горячем состоянии, но практически это иногда вызывает значительные затруднения. Размеры же вставных гнезд можно подобрать так, что удлинение их будет одинаково с удлинением клапана.



Фиг. 3-53. Двухседельный клапан.



Фиг. 3-54. Клапан для перегретого пара.

В этом смысле особенно целесообразна конструкция, показанная на фиг. 3-54. Клапанное гнездо имеет приблизительно такую же форму и стенки такой же толщины, как и клапан, а потому они при нагреве удлиняются в одинаковой степени.

Конструкции с вставными гнездами обладают еще и тем преимуществом, что при ремонте машины их легко проверять на станке, а в случае срабатывания — сменять без больших затрат.

Опорные поверхности клапана выполняются горизонтальными или наклонными; в последнем случае они бывают параллельны друг другу или сходятся в общей вершине.

Все эти способы образования опорных поверхностей почти равноценны.

Клапаны обычно изготовляют из чугуна со стенками толщиной $\delta = 5 \div 10$ *мм*. Лишь при температурах пара свыше 350° С необходимо применять стальные клапаны.

Ширина опорных поверхностей клапана обычно составляет $s = 2 \div 4$ *мм*.

Если внутренний диаметр верхнего гнезда обозначить через d_a, наружный диаметр нижнего гнезда через d_i, то d_a должен быть лишь настолько больше d_i, чтобы клапан можно было вынимать.

Обычно

$$d_a = d_i + (0{,}5 \div 1) \text{ мм}.$$

Диаметр стержня Δ выбирается в зависимости от размеров клапана и величины приложенной к нему силы.

Обычно $\Delta = 10 \div 25$ *мм*.

Неуравновешенная площадь клапана составляет

$$\frac{\pi}{4}[(d_a + 2s)^2 - (d_i - 2s)^2 - \Delta^2] \qquad (3\text{-}10)$$

(в предположении, что под центральной частью клапана давление пара равно начальному p_1).

Разница между диаметрами, впрочем, весьма невелика, так что сила давления пара на неуравновешенную площадь незначительна, и большого усилия для подъема клапана не требуется.

Пар проходит в цилиндр через клапан двумя путями: мимо верхнего гнезда под клапан и в то же время сквозь клапан мимо нижнего гнезда. Если клапан поднят над гнездами на величину h, то для прохода пара открыты сечения $\pi d_a h$ (сверху) и $\sim \pi d_i h$ (снизу).

Обыкновенно при расчете клапана разницей между d_a и d_i пренебрегают и считают средний диаметр равным d. В таком случае при подъеме клапана на величину h для прохода пара можно считать открытой площадь $2\pi dh$.

Клапан должен иметь вполне надежное направление. В той конструкции, которая изображена на фиг. 3-53, дается двойное направление: с одной стороны втулка клапана охватывает выступающую часть нижнего гнезда, а с другой — в эту же выступающую часть входит продолжение клапанного стержня. Независимо от этого стержень имеет направление и над клапаном.

Втулка клапана соединена с телом его при помощи ребер. Ребра эти могут быть расположены или радиально, или тангенциально (фиг. 3-52).

Тангенциальное расположение ребер является более рациональным при высоких температурах пара, так как при расширении ребра стремятся как бы повернуть клапан вокруг его втулки, в то время как при радиальном расположении ребер они способствуют превращению круглого сечения клапана в многогранное.

Расчет клапанов производится по тем же формулам, которые были приведены для золотниковых парораспределений.

Необходимая площадь для прохода пара

$$f = \frac{Fc_m}{w}, \qquad (3\text{-}11)$$

где F — площадь поршня;

c_m — средняя скорость поршня во время впуска;

w — фиктивная скорость пара.

Значения w для клапанов нормальной конструкции такие же, как для золотников, т. е. $25 \div 50$ *м/сек*.

В диффузорных клапанах можно допускать (непосредственно под клапаном, т. е. в горле диффузора) скорость w до 250 *м/сек* для насыщенного пара и до 300 *м/сек* — для перегретого пара. При этом в формулу (3-11) нужно вместо c_m подставлять скорость поршня c_x в момент наибольшего подъема клапана.

Переходя к определению диаметра и высоты подъема клапана, отметим, что у односедельного клапана (диффузорного типа) площадь для прохода пара

$$f = \pi dh, \qquad (3\text{-}12)$$

где h — высота подъема клапана.

Скорость пара при выходе из диффузора следует доводить до $w_1 = 50 \div 100$ *м/сек*. По этой скорости определяют выходное сечение диффузора

$$f_1 = \frac{F \cdot c_x}{w_1} = \frac{\pi d^2}{4}. \qquad (3\text{-}13)$$

Диаметр диффузора приблизительно равен диаметру клапана (фиг. 3-50).

Определив из формулы (3-13) диаметр, находим из формулы (3-12) высоту подъема клапана h.

При двухседельном клапане, считая, что площадь прохода $\frac{\pi d_a^2}{4}$ (фиг. 3-53) несколько загромождена стенками и ребрами клапана, можно положить

$$f = k\frac{\pi d^2}{4}, \qquad (3\text{-}14)$$

где k — коэффициент сужения.

Полагая $k \approx 0{,}7$, можно из формулы (3-14) определить диаметр клапана.

Так как, с другой стороны,

$$f = 2\pi dh,$$

то

$$h = \frac{kd}{8} \approx \frac{d}{12}. \qquad (3\text{-}15)$$

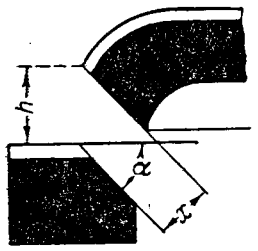
Коэффициент k следует проверить после вычерчивания клапана. Он равен (фиг. 3-53)

$$k=\frac{d_a-d_1^2+d_2^2-d_в^2-\frac{\pi}{4}ib(d_2-d_в)}{d_a^2}, \quad (3\text{-}16)$$

где i — число ребер между телом клапана и втулкой;

b — толщина каждого ребра.

При конической поверхности клапанных гнезд (фиг. 3-55) расстояние между клапаном и гнездом, перпендикулярное к потоку пара, измеряется отрезком x.



Фиг. 3-55. Коническая опорная поверхность клапанов.

Поэтому $f=2\pi dx$, а так как

$$x=h\cos\alpha,$$

то

$$\left.\begin{aligned} f&=2\pi dh\cos\alpha,\\ h&=\frac{kd}{8\cos\alpha}. \end{aligned}\right\} \quad (3\text{-}17)$$

При конструировании клапана и его коробки необходимо иметь в виду, что свободная площадь для прохода пара во всех частях клапанной коробки при различных положениях клапана не должна быть меньше f. Для кольцевой площади самого клапана (между телом клапана и его втулкой), по которому проходит половина всего количества пара, это условие можно записать так:

$$\frac{f}{2}=\frac{\pi}{4}(d_2^2-d_в^2)-ib(d_2-d_в). \quad (3\text{-}18)$$

Величине $\frac{f}{2}$ должна равняться также кольцевая площадь шириной x (фиг. 3-53) при максимально поднятом клапане.

3-15. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ПРИВОДА КЛАПАНОВ. ОБЩАЯ ОЦЕНКА КЛАПАННЫХ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЙ

Механизмы для подъема и опускания клапанов делятся на две основные группы: принудительные и расцепные (последние называются также механизмами со свободным падением клапанов).

В принудительных системах парораспределения клапан в течение всего своего хода вверх и вниз связан с приводным механизмом. В расцепных системах парораспределения клапан только поднимается под действием приводного механизма; в момент же отсечки происходит расцепление механизма и клапана и последний падает под действием пружины, которая заложена над клапаном.

Принудительные механизмы парораспределения могут работать с постоянной и переменной степенями наполнения. В первом случае они применяются лишь в распределениях выпуска. Во втором случае степень наполнения устанавливается регулятором, который действует или на эксцентрик, изменяя его элементы (плоский регулятор), или на промежуточные части механизма.

До рассмотрения отдельных конструкций клапанных парораспределений дадим общую оценку механизмов этой системы.

Клапанные парораспределения обладают следующими преимуществами:

1. Несколько уменьшается потеря от теплообмена благодаря наличию в цилиндре четырех путей для пара (по два на каждую полость цилиндра).

2. Вполне воможны выравнивание наполнений в обеих полостях цилиндра и точное осуществление намеченной индикаторной диаграммы благодаря тому, что впускные и выпускные органы отделены друг от друга и приводятся часто отдельными эксцентриками.

3. Плотность запирания клапанов в достаточной мере надежна (при весьма тщательной притирке их в горячем состоянии).

4. Применение перегретого пара вполне возможно и не вызывает никаких затруднений.

5. Для подъема клапанов приходится затрачивать очень небольшие усилия — гораздо меньшие, чем для сдвига неуравновешенного золотника. Это позволяет пользоваться приводным механизмом легкой конструкции и повышает механический к. п. д. машины.

6. Закрытие каналов клапанами совершается быстро, что уменьшает дросселирование пара в конце впуска. Механизм для привода клапана может быть спроектирован так, что перед моментом отсечки скорость падения клапана будет достаточно высока.

Клапанные парораспределения имеют следующие недостатки:

1. Их механизм несколько более сложен по сравнению с золотниковыми парораспределениями, что повышает стоимость машины, требует более квалифицированного ухода за ней и в некоторой степени снижает надежность ее работы.

2. Опорные поверхности клапанов с течением времени срабатываются и в некоторых

случаях на них появляются трещины от ударов при посадке (в быстроходных машинах).

В связи с этим клапанные механизмы применяются преимущественно в стационарных машинах средней и большой мощности. В локомобильных и судовых машинах они также применяются, но реже, чем золотниковые. В паровозных машинах они широкого распространения пока не получили, хотя стальные штампованные клапаны работают удовлетворительно даже в тяжелых условиях паровозной службы.

3-16. КУЛАЧНЫЕ ШАЙБЫ

Простейшим механизмом для передачи движения клапану при постоянной степени наполнения являются кулачные шайбы.

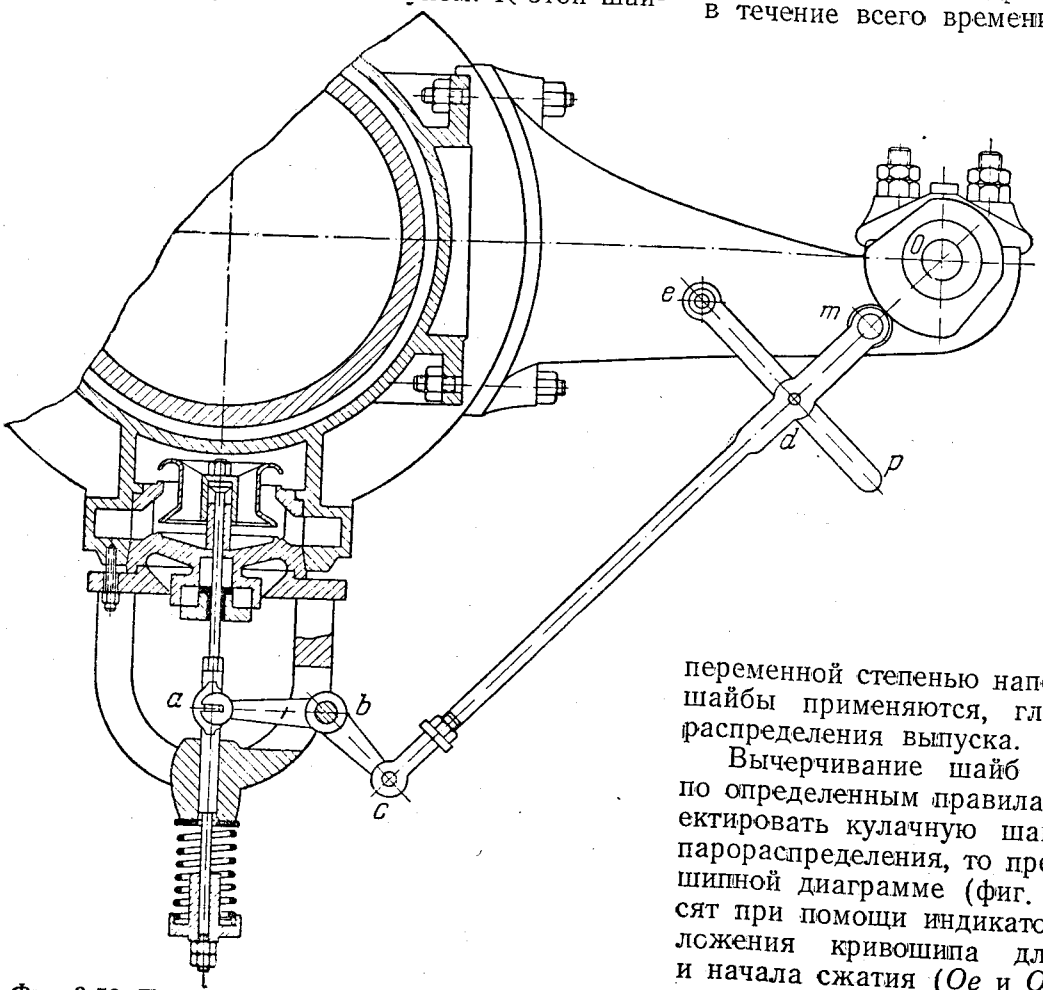
Такое парораспределение для выпускного клапана показано на фиг. 3-56.

На распределительном валике, центр которого находится в точке O, помещается стальная шайба с кулачным выступом. К этой шайбе прижимается ролик m, находящийся на тяге cd. Передача к клапану совершается при помощи двуплечего рычага ac, имеющего в точке b точку опоры. Плотное прилегание клапана к гнездам, а также прижимание ролика к кулачной шайбе во время подъема клапана достигается действием пружины, находящейся под клапаном.

Тяга cd вместе с роликом удерживается в нужном положении при помощи рычага ed. Выступающая часть p этого рычага выполнена в виде рукоятки.

В дальнейшем будем принимать, что распределительный валик вращается против часовой стрелки.

Когда при вращении шайбы кулачный выступ набежит на ролик, то тяга cd опустится, причем конец ее c опишет дугу круга вокруг точки b, а конец a двуплечего рычага поднимется вверх и поднимет клапан: начнется выпуск пара из цилиндра. Клапан будет открыт в течение всего времени нахождения ролика на выступе шайбы. При сбегании с последнего клапан будет закрываться под действием сжатой пружины.



Фиг. 3-56. Парораспределение при помощи кулачной шайбы для выпускного клапана.

Рукояткой p можно вручную поднимать клапан. Пользуясь этим, можно, например, спустить воду из цилиндра и применить выпускной клапан вместо продувочного крана.

По такой же схеме может быть устроено и впускное парораспределение, но так как последнее работает обычно с переменной степенью наполнения, то кулачные шайбы применяются, главным образом, для распределения выпуска.

Вычерчивание шайб следует производить по определенным правилам. Если нужно спроектировать кулачную шайбу для выпускного парораспределения, то прежде всего на кривошипной диаграмме (фиг. 3-57) машины наносят при помощи индикаторной диаграммы положения кривошипа для начала выпуска и начала сжатия (Oe и Og).

Угол между краями кулачного выступа на шайбе должен равняться углу γ на

кривошипной диаграмме. Этим определяется положение точек e и g на профиле шайбы.

Высоту подъема клапана h вычисляют по формулам, приведенным в § 3-14.

Разность радиусов окружностей, составляющих профиль шайбы, должна быть равна:

$$r_1 - r_2 = kh,$$

где k — отношение плеч рычага ac (фиг. 3-56):

$$k = \frac{\overline{bc}}{\overline{ab}}.$$

Зная величину h и выбрав из конструктивных соображений радиус шайбы r_2, находят ридиус кулачного выступа r_1. Этим радиусом описывают дугу, а переходные части выступа близ точек e и g (фиг. 3-57) очерчивают обычно прямыми линиями и дугами круга.

Для того чтобы ролик m (фиг. 3-56) не прикасался к шайбе на холостой ее части (угол $360° - \gamma$) и чтобы этим была обеспечена плотная посадка клапана, фактический радиус r_3 шайбы должен быть несколько меньше (приблизительно на 1 *мм*) радиуса r_2, как это показано на фиг. 3-57.

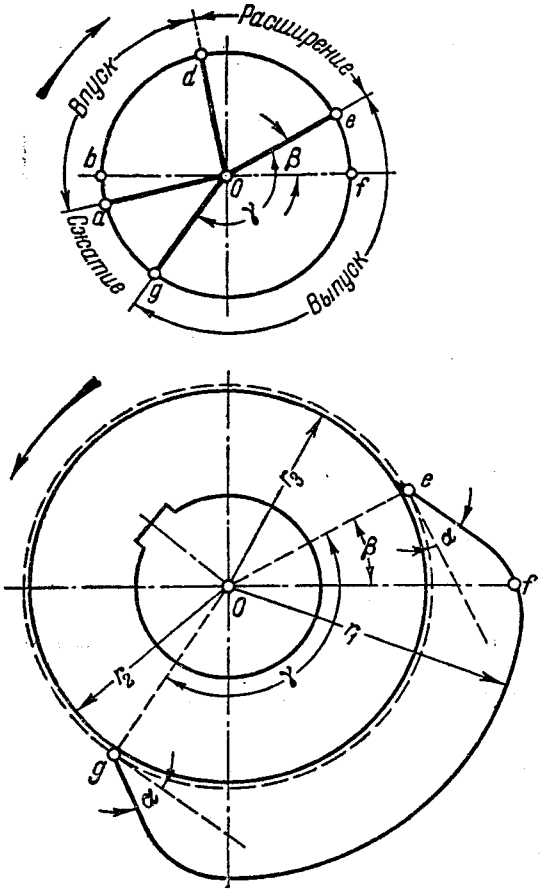
Для безударного вступления ролика на выступ желательно, чтобы переход от точки e к выступу происходил по касательной в точке e. Так как при этом клапан в моменты открытия и закрытия имеет незначительную скорость, то обычно переходную линию проводят под некоторым углом α к касательной. Угол α составляет $20 \div 30°$ и, как крайний максимум, достигает 40°.

При выборе величины α необходимо принимать во внимание число оборотов машины. Если машина быстроходная, то крутой подъем переходной линии на шайбе, т. е. большой угол α вызывает значительные силы инерции в распределительном механизме, что при недостаточно сильной пружине может повлечь за собой отход ролика от шайбы и нарушение принудительности парораспределения. Поэтому в быстроходных машинах стремятся, чтобы угол α был возможно меньшим.

В тихоходных машинах силы инерции не так велики, что позволяют выбирать большие значения для угла α.

Между прямой линией и дугой радиуса r_1 производят скругление возможно бо́льшим радиусом.

Чтобы правильно заклинить шайбу на распределительном валике, необходимо связать ее положение с положением кривошипа.



Фиг. 3-57. Профилирование кулачной шайбы.

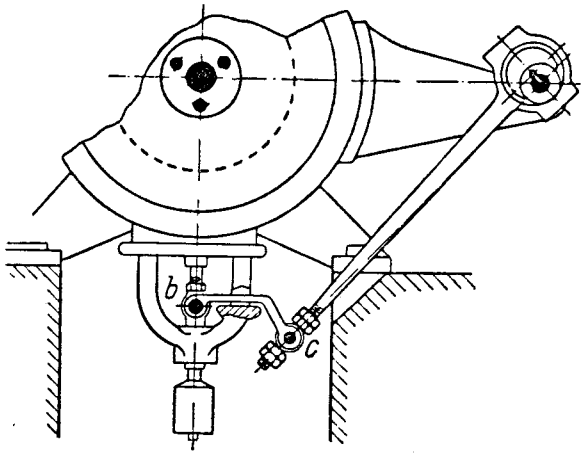
Началу выпуска соответствует точка e на шайбе. От начала выпуска до прихода в правое мертвое положение (речь идет о левой полости цилиндра) кривошип и распределительный валик поворачиваются на угол β. Следовательно, при правом мертвом положении кривошипа ролик должен соприкасаться с точкой f на шайбе.

Если на фиг. 3-57 нанести положение Of под углом β к Oe и отметить затем на изготовленной шайбе линию Of риской, то при сборке машины необходимо следить за тем, чтобы при мертвом положении кривошипа риска эта совпадала с направлением тяги cd.

3-17. ЭКСЦЕНТРИКОВЫЙ МЕХАНИЗМ С КАТЯЩИМСЯ РЫЧАГОМ

Наиболее распространенными механизмами для привода клапанов являются эксцентриковые механизмы.

Эксцентрики, находящиеся на распределительном валике, передают движение клапанам при помощи более или менее сложных рычажных передач.



Фиг. 3-58. Конструкция эксцентрикового механизма с катящимся рычагом для подъема выпускного клапана.

Рассмотрим сначала механизмы парораспределения с постоянной степенью наполнения, применяемые обычно для выпускных клапанов (здесь речь идет, конечно, не о наполнении, а о продолжительности выпуска).

На фиг. 3-58 представлена конструкция такого механизма, а на фиг. 3-59 — его схема.

Из центра O распределительного валика начертим окружность, которую описывает эксцентриситет эксцентрика. Радиус этой окружности обозначим через r (фиг. 3-59).

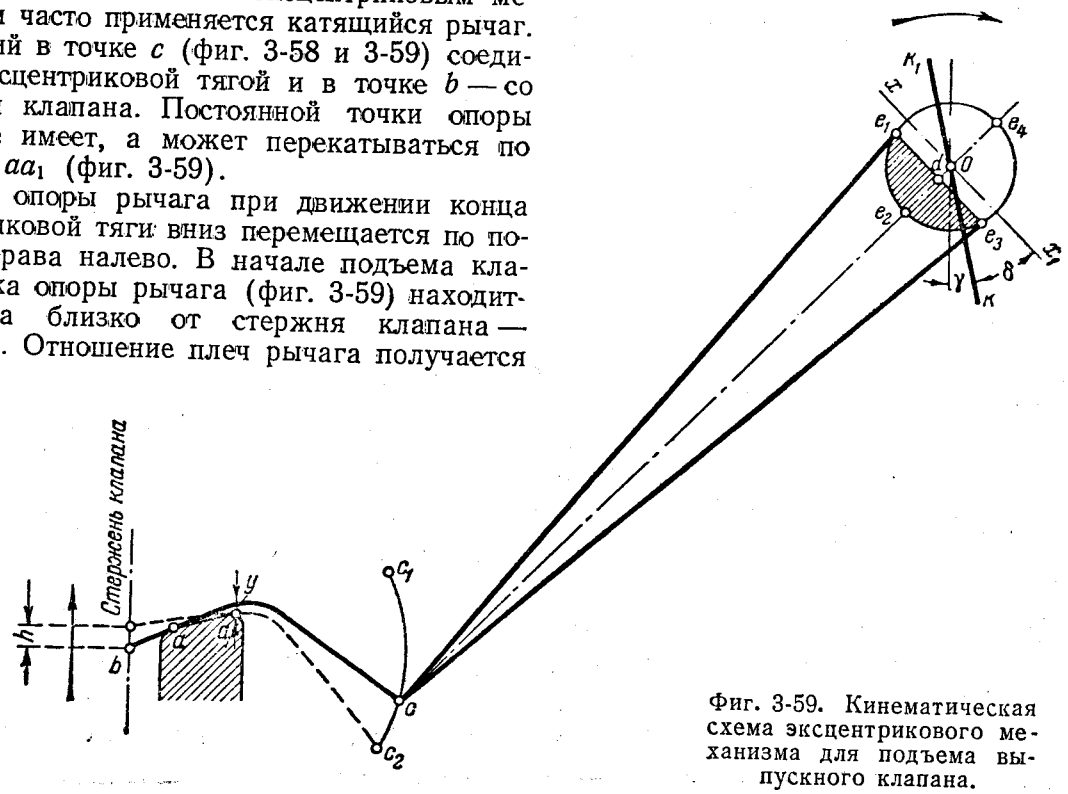
Для подъема клапана эксцентриковым механизмом часто применяется катящийся рычаг. Последний в точке c (фиг. 3-58 и 3-59) соединен с эксцентриковой тягой и в точке b — со стержнем клапана. Постоянной точки опоры рычаг не имеет, а может перекатываться по подушке aa_1 (фиг. 3-59).

Точка опоры рычага при движении конца эксцентриковой тяги вниз перемещается по подушке справа налево. В начале подъема клапана точка опоры рычага (фиг. 3-59) находится весьма близко от стержня клапана — в точке a. Отношение плеч рычага получается тогда большим, и значительное перемещение точки c вызывает небольшой подъем клапана. В начале подъема скорость клапана поэтому незначительна.

Но точка опоры быстро перемещается из a в a_1, и скорость подъема клапана увеличивается. Таким же образом действует механизм и при посадке клапана, когда точка c движется вверх, а точка опоры рычага переходит из a_1 в a.

Желательность посадки клапана с небольшой скоростью (чтобы избежать удара) находится в противоречии с требованием значительной скорости закрытия канала во избежание дросселирования пара. Надлежащим профилированием подушки можно добиться, чтобы рычаг проходил путь aa_1 с большой быстротой, что существенно сократит продолжительность дросселирования. Однако при резком изменении скорости возникают значительные силы инерции, которые могут нарушить принудительность распределения и, преодолевая силу пружины, оторвать рычаг от подушки.

Время прохождения пути aa_1 зависит от величины y (фиг. 3-59). Если последняя равна нулю, клапан начинает сразу подниматься с большой скоростью и с такой же скоростью он садится. С увеличением y ускорения при подъеме и посадке уменьшаются. Обычно при-



Фиг. 3-59. Кинематическая схема эксцентрикового механизма для подъема выпускного клапана.

нимают $y = 3 \div 8$ *мм* (бо́льшие значения — при повышенном числе оборотов).

Начертим катящийся рычаг в большом масштабе (фиг. 3-60). Подушка имеет небольшую выпуклость с более значительным скосом с наружной стороны. Положение рычага, начерченное жирными линиями, с точкой опоры в a соответствует моменту опережения выпуска (речь идет о выпускном клапане).

Конец рычага, связанный с эксцентриковой тягой, перемещается по некоторой кривой c_2c_4. Положим, что под действием эксцентрика точка c_3 эксцентриковой тяги начнет опускаться вниз и перейдет в точку c_1. Точка опоры рычага переместится при этом влево из a в a_1 (новое положение рычага вычерчено простым пунктиром).

Второй конец рычага, находящийся в точке b, поднимется на величину h_1 и настолько же поднимет клапан. При дальнейшем перемещении точки c вниз она займет положение c_2, причем точка опоры рычага перейдет в a_2, пройдя сильно искривленный путь a_1a_2, а правый конец рычага поднимется на величину h (рычаг вычертен штрих-пунктиром). Если точка c_2 является крайним положением конца эксцентриковой тяги, то h представляет собой максимальный подъем клапана.

Когда конец эксцентриковой тяги находится в c_2, то эксцентриситет занимает положение Oe_2, совпадающее со средним направлением эксцентриковой тяги (фиг. 3-59).

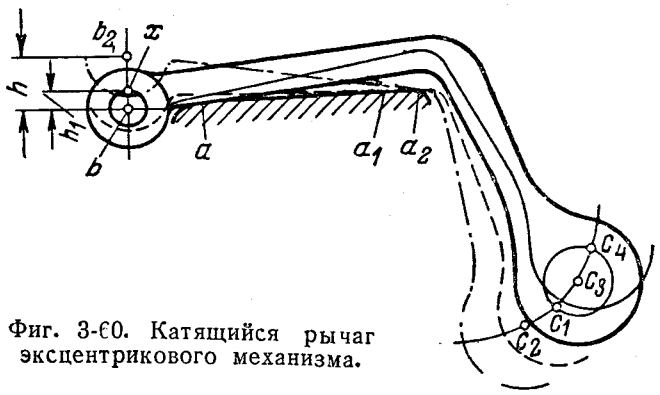
Под этим направлением мы будем понимать линию, соединяющую центр распределительного валика с концом рычага в момент начала подъема клапана (точка c). Центр эксцентрика при положении конца рычага в точке c_2, строго говоря, не будет находиться в точке e_2; однако этим обстоятельством можно пренебречь, исходя из того, что эксцентриковая тяга имеет большую длину.

Точке c будет соответствовать некоторое положение эксцентриситета, которое легко найти, если из точки c радиусом, равным длине эксцентриковой тяги e_2c_2, сделать засечку на окружности вращения эксцентриситета. Она пересечет окружность в точках e_1 и e_3.

Точка c соответствует как моменту опережения выпуска, так и началу сжатия.

Если эксцентрик вращается против часовой стрелки, то, очевидно, положение эксцентриситета Oe_3 соответствует моменту начала выпуска, а Oe_1 — началу сжатия.

Таким образом, если исходить из эксцентриковой диаграммы, то отдельные моменты пароораспределения связаны следующим образом: когда эксцентриситет занимает положение Oe_3, а эксцентриковая тяга — e_3c, то рычаг cb находится в положении начала выпуска, причем его точка опоры лежит в a; при вращении эксцентриситета по направлению часовой стрелки точка c начнет опускаться вниз; когда эксцентриситет придет в свое мертвое положение Oe_2, то конец тяги достигнет своего крайнего положения c_2, а клапан поднимется на максимальную величину h.



Фиг. 3-60. Катящийся рычаг эксцентрикового механизма.

По выходе из крайнего положения конец тяги начнет подниматься вверх, а клапан — постепенно опускаться. Когда эксцентриситет займет положение Oe_1, что соответствует той же точке c положения рычага, клапан закроется.

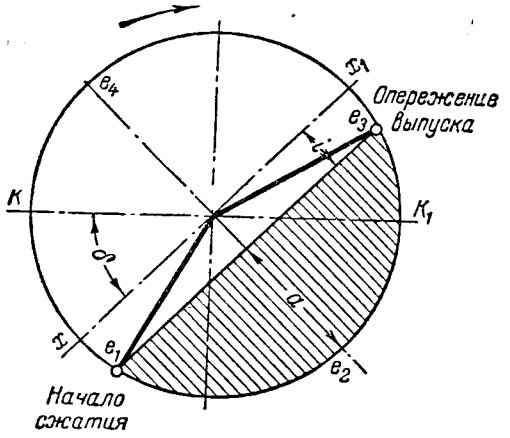
При дальнейшем вращении эксцентриситета от точки e_1 нижний конец эксцентриковой тяги продолжает подниматься, причем рычаг отделяется от подушки, вращаясь вокруг неподвижной точки b, которая служит ему точкой опоры.

При положении эксцентриситета Oe_4 точка c достигнет наивысшего положения c_4 * (рычаг на фиг. 3-60 начерчен тонкими линиями), после чего рычаг начнет опускаться вниз, пока при положении эксцентриситета Oe_3 не сядет опять на подушку в точке a.

Таким образом, путь, проходимый эксцентриситетом от точки e_1 до e_3 по направлению стрелки, является как бы холостым ходом, при котором все части механизма перестанавливаются, но клапан остается в покое.

Сравним рассмотренную схему с золотниковой диаграммой (фиг. 3-61). Отметим на этой последней моменты опережения выпуска и начала сжатия. Линия e_4e_2, делящая угол между этими двумя положениями кривошипа, соответствует мертвым положениям золотника, а линия xx_1, к ней перпендикулярная, — средним положениям золотника. Производя построение

* Мертвые положения эксцентрика в действительности несколько отклоняются от Oe_4 и Oe_2; их легко определить при построении схемы механизма.



Фиг. 3-61. Золотниковая диаграмма.

диаграммы по методу, примененному для золотниковых механизмов, наметим внутреннюю перекрышу i и открытие окна a (считая, что перебега нет).

Линии e_2e_4 на схеме клапанного распределения (фиг. 3-59) и на диаграмме аналогичны. Если на фиг. 3-59 провести линию xx_1, перпендикулярную e_2e_4, то эта линия укажет среднее положение эксцентриситета. Если соединить точки e_1 и e_3 прямой линией, то последняя окажется параллельной линии xx_1 *. Расстояние между этими двумя прямыми представляет собой как бы внутреннюю перекрышу i клапанного пораспределения.

Так же, как и в золотниковом распределении, внутренняя перекрыша представляет собой перемещение конца эксцентриковой тяги от среднего положения до положения при начале выпуска; в клапанном распределении на величину такой перекрыши перестанавливается точка c.

Расстояние de_2 (фиг. 3-59), аналогичное величине открытия окна a на золотниковой диаграмме, представляет собой перемещение точки c за время от начала выпуска до момента максимального подъема клапана.

Если бы рычаг cab был равноплечим, то длина de_2 приблизительно равнялась бы подъему клапана.

Теперь остается связать положение эксцентриситета и кривошипа.

При положениях эксцентриситета Oe_1 и Oe_3 кривошип находится в положении начала сжатия и опережения выпуска.

Положение эксцентриситета при мертвом положении кривошипа может быть определено при помощи золотниковой диаграммы. На последней (фиг. 3-61) линия мертвых положений кривошипа опережает линию xx_1 на угол δ.

Тот же угол δ отложим на схеме клапанного распределения (фиг. 3-59) от линии xx_1 по направлению вращения эксцентрика (обратному золотниковой диаграмме). Тогда и на этой схеме мы можем отметить линию KK_1. Мертвые положения кривошипа наступают при положениях эксцентриситета в OK и OK_1. Нанесение на схему линии KK_1 необходимо для правильной установки эксцентрика на распределительном валике: при левом мертвом положении поршня направление эксцентриситета в механизме для левой полости цилиндра должно составлять угол γ с вертикальной прямой.

Следует отметить, что при чистом качении рычага по подушке (без скольжения) точка b (фиг. 3-60) описывала бы дугу bx. Так как точка b соединена со стержнем клапана и движется по вертикальной прямой, то рычаг в незначительной степени скользит по подушке. Величина скольжения измеряется стрелой прогиба линии bx. Для уменьшения скольжения точка b должна лежать ниже точки a, так чтобы bx дважды пересекала ось клапана с одинаковыми стрелами прогиба по обе стороны от оси.

Скольжения можно избежать, конструируя подушку не с выпуклым, а с вогнутым очертанием, причем радиус кривизны подушки должен быть вдвое больше радиуса кривизны рычага, выгнутого в том же направлении.

3-18. КАЧАЮЩИЕСЯ КУЛАКИ

Другим весьма распространенным механизмом для подъема выпускного клапана является показанный на фиг. 3-62 механизм с качающимся кулаком.

В точке a подвешен к корпусу машины кулак, представляющий собой как бы часть кулачной шайбы. Точка c_1 этого кулака соединена с тягой эксцентрика, насаженного на распределительном валике. При вращении эксцентрика точка c_1 перемещается вверх и вниз, качаясь по дуге круга вокруг точки подвеса a. Кулак очерчен дугами двух радиусов: r_1 и r_2; дуги сопряжены между собой переходной кривой, об очертании которой будет сказано ниже.

С кулаком находится в соприкосновении ролик s двуплечего рычага, имеющего точку опоры в m. Точка n этого рычага соединена со стержнем клапана. Последний заканчивается внизу тарелкой, между которой и неподвижным корпусом клапанной коробки заложена пружина.

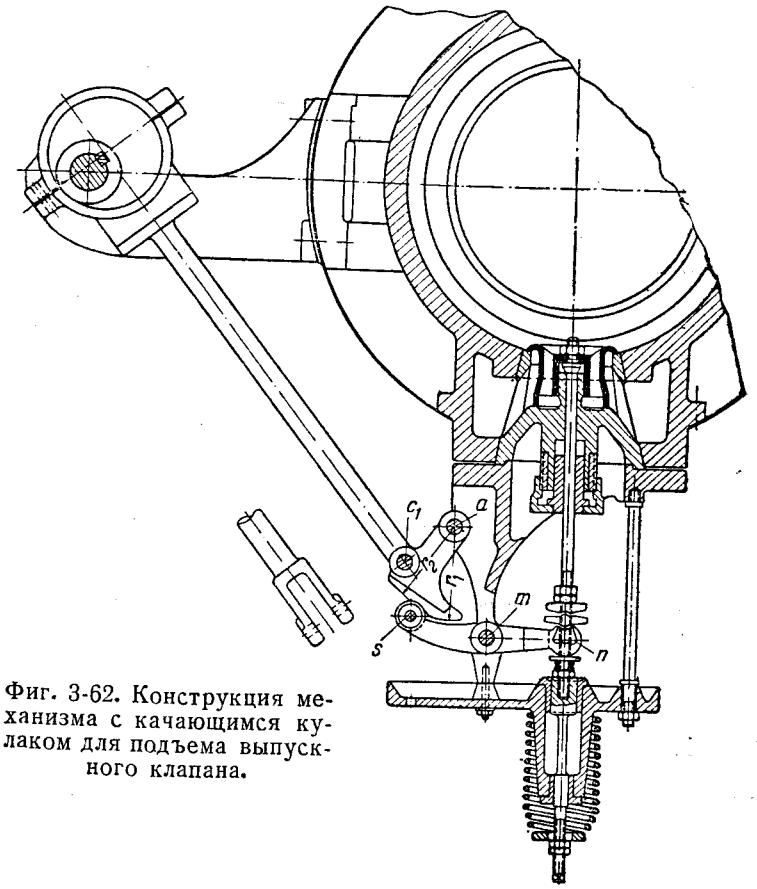
* В действительности (если учитывать конечную длину эксцентриковой тяги), точки e_1 и e_3 лежат на дуге круга, описанной из точки c радиусом, равным длине эксцентриковой тяги.

Когда точка c_1, а вместе с ней и весь кулак, поднимается вверх, то кулачный выступ заставляет конец s двуплечего рычага опуститься, а точку n вместе с клапанным штоком подняться.

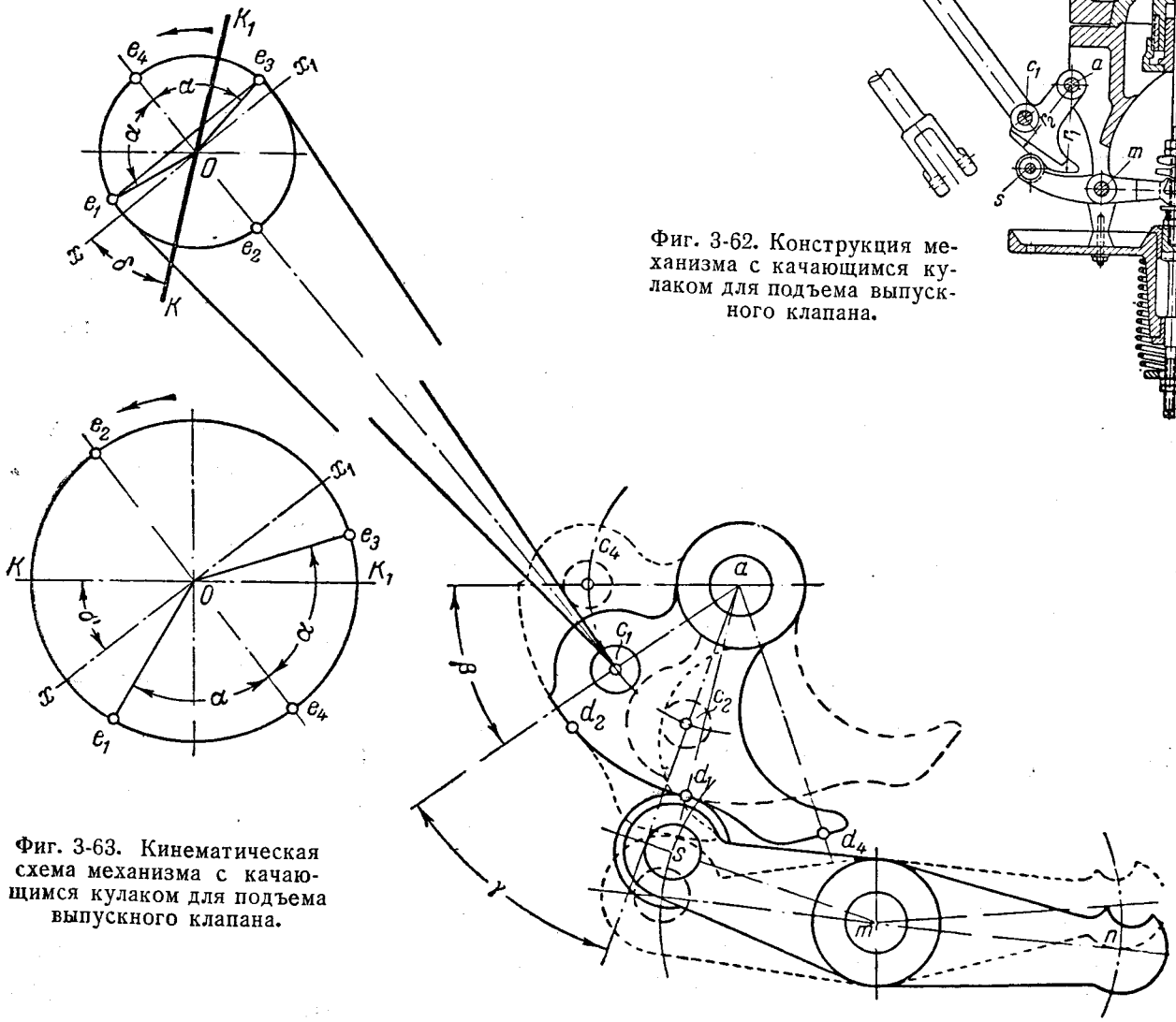
При обратном качании кулака, когда точка c_1 пойдет вниз, ролик, сбегая с выступа, будет прижиматься к кулаку пружиной. Таким образом, подъем клапана производится при помощи кулачного выступа, а опускание — под действием пружины, сохраняющей принужденность пароораспределения.

Разность радиусов $r_1 - r_2 = hk$, где h — подъем клапана; k — передаточное число механизма.

На схеме фиг. 3-63 кулак начерчен в трех положениях: сплошными линиями — в момент начала выпуска, если он движется влево, начала сжатия, если он движется вправо; пунктиром — в крайнем правом положении, точечным пунктиром — в крайнем левом положении. Соответствующие положения центра эксцентрика отмечены теми же индексами, что и точ-



Фиг. 3-62. Конструкция механизма с качающимся кулаком для подъема выпускного клапана.



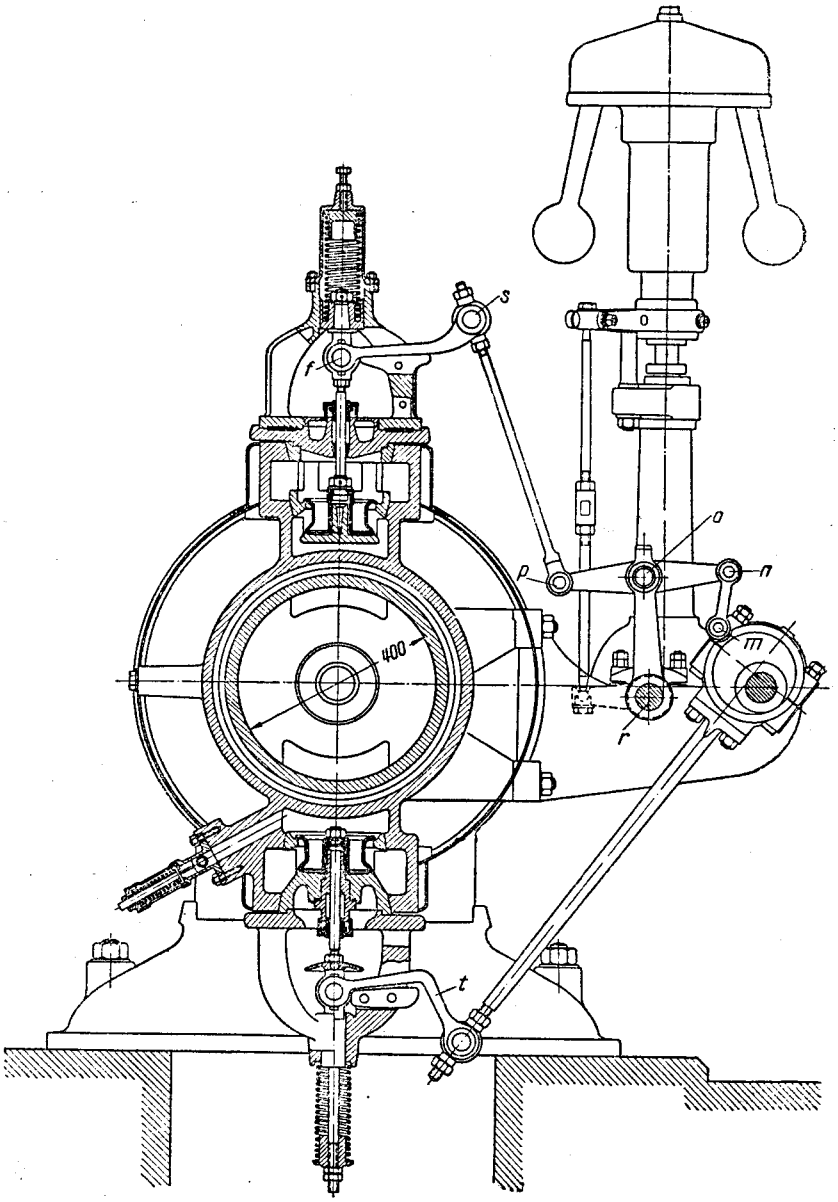
Фиг. 3-63. Кинематическая схема механизма с качающимся кулаком для подъема выпускного клапана.

ка c. Крайние положения ролика на кулаке обозначены буквами d_2 и d_4.

Чтобы обеспечить плотное прижимание клапана к гнездам пружиной и для уменьшения срабатывания трущихся частей, дугу d_1d_2 очерчивают обычно не из точки a, а несколько меньшим радиусом. Иногда дугу, проходящую через d_4, очерчивают радиусом, большим, чем r_1, для того чтобы клапан, поднявшись полностью, не останавливался, а постоянно находился в движении. Этим уменьшается возможность повисания клапана в поднятом состоянии вследствие заедания.

Для возможности правильного заклинения эксцентрика на валу необходимо на схеме отметить линию мертвых положений кривошипа. Для этого из кривошипной диаграммы берется угол δ и откладывается на схеме фиг. 3-63 от оси xx_1 по направлению вращения распределительного валика. Линия KK_1 представляет собой положения эксцентриситета при мертвых положениях кривошипа.

Качающиеся кулаки имеют то преимущество перед катящимися рычагами, что при больших степенях наполнения или выпуска в первых увеличение продолжительности открытия канала не связано с высотой подъема клапана; при рычагах же большие степени наполнения достигаются совершенно бесполезным увеличением подъема клапана, требующим применения весьма сильных пружин.



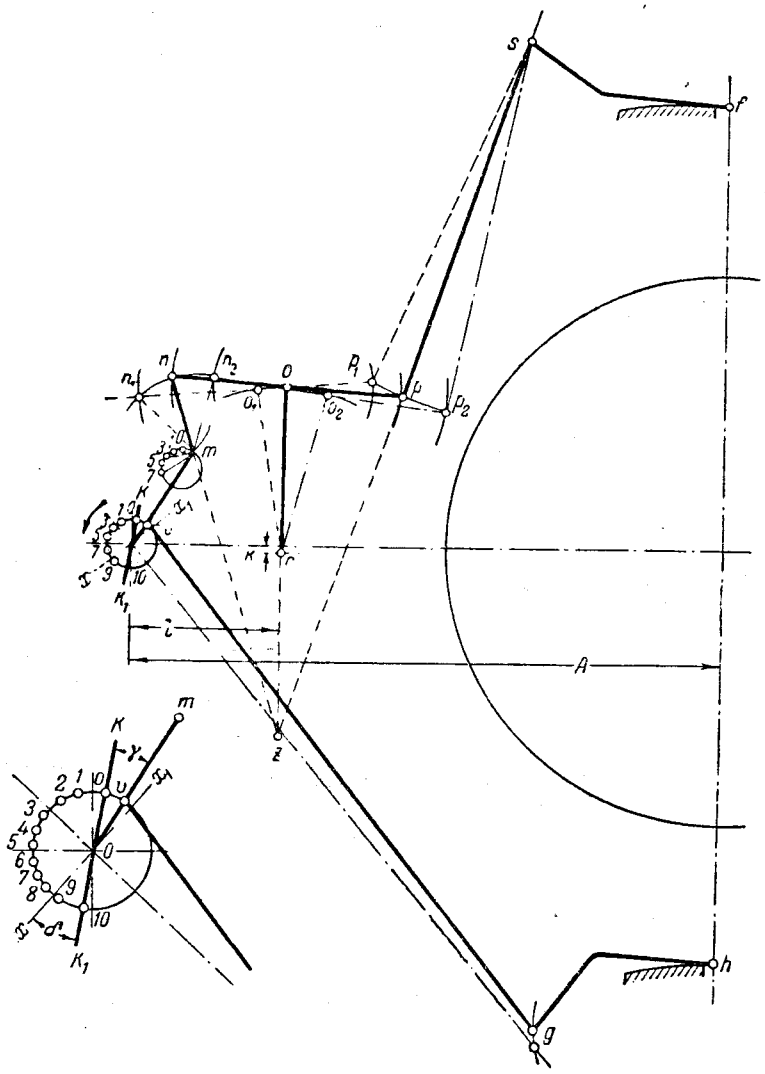
Фиг. 3-64. Механизм парораспределения с катящимися рычагами и переменной степенью наполнения.

3-19. ПРИНУДИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ С ПЕРЕМЕННОЙ СТЕПЕНЬЮ НАПОЛНЕНИЯ. МЕХАНИЗМ С КАТЯЩИМСЯ РЫЧАГОМ

Принудительные парораспределения с переменной степенью наполнения, применяемые для впускных клапанов, можно разделить на два основных типа. В одном из них эксцентриситет и угол опережения эксцентрика остаются постоянными, а изменяется передаточное отношение между эксцентриком и клапаном, изменяется также кинематическая связь между этими двумя деталями. В другом случае кинематическая связь остается относительно неизменной, а изменяются при помощи плоского регулятора эксцентриситет и угол опережения эксцентрика.

На практике применяется весьма большое число систем парораспределений того и другого типа. Мы рассмотрим подробно две системы, наиболее типичные и наиболее часто встречаемые.

В качестве примера системы парораспределения с постоянными элементами эксцентрика и с переменной кинематической связью рассмотрим механизм с катяшимся рычагом,



Фиг. 3-65. Кинематическая схема механизма с катящимися рычагами и переменной степенью наполнения.

а в качестве примера системы парораспределения с переменными эксцентриситетом и углом опережения рассмотрим механизм с качающимся кулаком.

В первом из них один эксцентрик обслуживает и выпускной и впускной клапаны, причем перемещение выпускного клапана производится при помощи катящегося рычага по схеме, рассмотренной в § 3-17. Движение же впускного клапана заимствуется от хомута эксцентрика и через рычажную передачу, находящуюся под воздействием регулятора, передается клапану. Механизм такой системы парораспределения показан на фиг. 3-64.

Серьга *mn*, соединенная в точке *m* с хомутом эксцентрика, шарнирно связана с рычагом *np*. Последний имеет посередине точку опоры *o*, принадлежащую рычагу *or*, причем через точку *r* проходит ось валика, параллельного оси машины. Валик может поворачиваться вокруг своей оси под действием регулятора. С концом *p* рычага *np* соединяется тяга *ps*, приводящая клапан с помощью катящегося рычага *sf*.

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

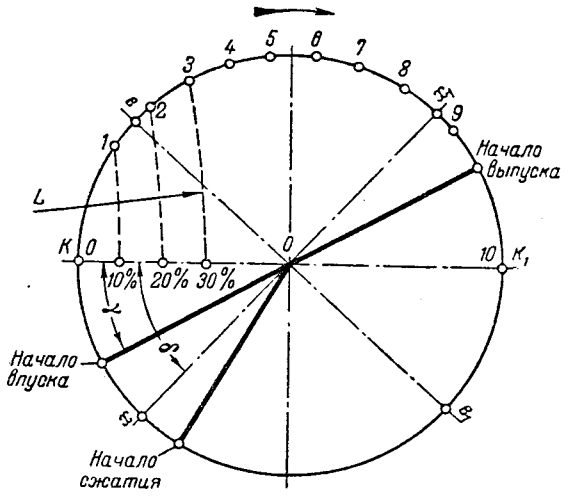
Центробежный регулятор помещен сбоку машины на вертикальном валике. Муфта регулятора при помощи вертикальной тяги связана с рычажком, насаженным на валик *r*. Если число оборотов машины увеличивается, муфта регулятора поднимается, поворачивая валик *r*. Рычаг *ro* отклоняется поэтому от своего первоначального положения, а вместе с ним перестанавливается и рычаг *pn*.

При уменьшении числа оборотов точка *o* и рычаги *or* и *np* перемещаются в обратном направлении. Заметим, что точки *m* и *s* не меняют при действии регулятора своего положения. Как будет показано ниже, перемещение точки *o* оказывает влияние на степень наполнения машины. Если в изображенном на фиг. 3-64 положении механизма машина работает с нормальной степенью наполнения, то при крайнем левом положении рычага *or* должно получиться минимальное, а при крайнем правом положении рычага *or* — максимальное наполнение.

Поэтому, определив угол между двумя крайними положениями рычага *or*, мы находим необходимый подъем муфты регулятора в пределах регулирования.

При помощи схемы парораспределения, изображенной на фиг. 3-65, исследуем вопрос, каким образом перемещение рычага влияет на степень наполнения машины.

Центр эксцентрика описывает окружность вокруг центра *O* распределительного валика. Эксцентриситет эксцентрика обозначим через *r*. 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, как обычно, будем считать против часовой стрелки.



Фиг. 3-66. Кривошипная диаграмма.

Вычертим по заданной индикаторной диаграмме кривошипную диграмму (фиг. 3-66).

Имея в виду, что направление ee_1 должно совпадать на нашей схеме парораспределения 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. 3-66, опережает xx_1 на угол δ. Далее переносим на схему фиг. 3-65 положение эксцентриситета в начале впуска, которое отстает от мертвого положения OK на угол γ.

На схеме угол γ отложим от линии OK по направлению, противоположному вращению. Положение эксцентриситета при начале впуска представляется вектором Ov. На схеме вычерчены сплошными линиями также и прочие части механизма в момент опережения впуска.

Эксцентриковая окружность вычерчена на фиг. 3-65 отдельно в большом масштабе.

Для исследования парораспределения необходимо прежде всего определить траекторию точки m. Рассматривая кинематическую схему механизма, можно убедиться, что угол между mv и vg при всех положениях эксцентриситета остается постоянным (угол $mvg = \text{const}$).

Соединив точки m и g, мы получим постоянный треугольник mvg, точка v которого перемещается по окружности эксцентриситета, а точка g — по известной нам кривой.

Перенося треугольник mvg в любое иное положение так, чтобы точка v лежала на окружности эксцентриситета, а точка g на кривой катящегося рычага, мы найдем ряд положений точки m, которые дадут замкнутую эллипсовидную кривую.

Точки n и p, как уже указывалось, перемещаются по дугам кругов вокруг точки o. Траектория точки s представляет собой некоторую кривую, которая зависит от конструкции катящегося рычага.

Для установившейся работы машины 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 следующим образом.

Линию KK_1 (фиг. 3-66) 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 положений поршня на 10, 20, 30% ...хода мы находим соответственные положения кривошипа, которые мы 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. 3-65, на которой линия мертвых положений KK_1 у нас уже нанесена.

Делая засечки из точек *0*, *1*, *2*, *3* ...радиусом vm на траекторию точки m, отметим положения точки m 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 опережения впуска. В момент отсечки катящийся рычаг fs должен занимать то же самое положение, что и в момент опережения впуска. Для этого необходимо, чтобы ps и pn в момент отсечки также находились в том же положении, которое они занимают на чертеже в момент опережения впуска.

Что касается точки m, то она может быть и смещена, но должна лежать на дуге круга, описанной из точки n радиусом nm. Так как эта дуга пересекается с траекторией точки m лишь в одной точке *3*, то, очевидно, в момент отсечки серьга mn занимает положение $n3$, эксцентриситет — положение 03, а поршень, следовательно, находится на 30% своего хода. Степень наполнения в разобранном случае составляет 30%.

Посмотрим теперь, как изменяется степень наполнения при действии регулятора.

Положим, что поворотом регуляторного валика r точка o перемещена в положение o_1. При этом точки m и s должны остаться на месте, а перемещается лишь рычаг np.

Для того чтобы точка m сохранила свое положение, точка n при перестановке регуля-

тора должна перемещаться по дуге круга вокруг точки m. Для определения нового положения рычага pn мы должны поэтому из точки o_1 сделать засечку радиусом on на дуге, описанной из центра m радиусом mn. Мы найдем при этом, что точка n переместится в n_1; соединив n_1 с o_1, отложим на продолжении этой линии величину $o_1p_1 = op$.

Мы получим, следовательно, точку p_1, в которую переместилась точка p. Точка s при перестановке регулятора должна остаться на месте, но это возможно лишь в том случае, если точка p_1 будет находиться на дуге круга, описанного радиусом ps из точки s. Если найденная согласно изложенному точка p_1 попадает на эту дугу, механизм будет работать правильно. Если же точка p_1 окажется вне этой дуги, то при действии регулятора изменится положение катящегося рычага и передвинется момент опережения впуска.

При выборе размеров деталей механизма необходимо поэтому следить за соблюдением поставленного условия хотя бы для ходовых степеней наполнения.

Новое положение механизма — vmn_1p_1s — вычерчено на схеме фиг. 3-65 простым пунктиром. Определение степени наполнения при этом производится так же, как было показано для нормальной нагрузки (30%).

Из точки n_1 проводим дугу радиусом n_1m, которая пересечет эллипсовидную кривую, положим, в точке 7. Это значит, что при новом положении механизма отсечка произойдет на 70% хода поршня; поворотом регуляторного валика влево мы достигли увеличения степени наполнения.

Если повернуть валик регулятора вправо (положение ro_2), то степень наполнения уменьшится. Соответственное положение механизма вычерчено штрихпунктирными линиями (vmn_2p_2s).

Дуга, описанная из точки n_2, пересекает теперь траекторию точки m в точке 0. Таким образом, при этом положении механизма степень наполнения достигнет минимальной величины (0%).

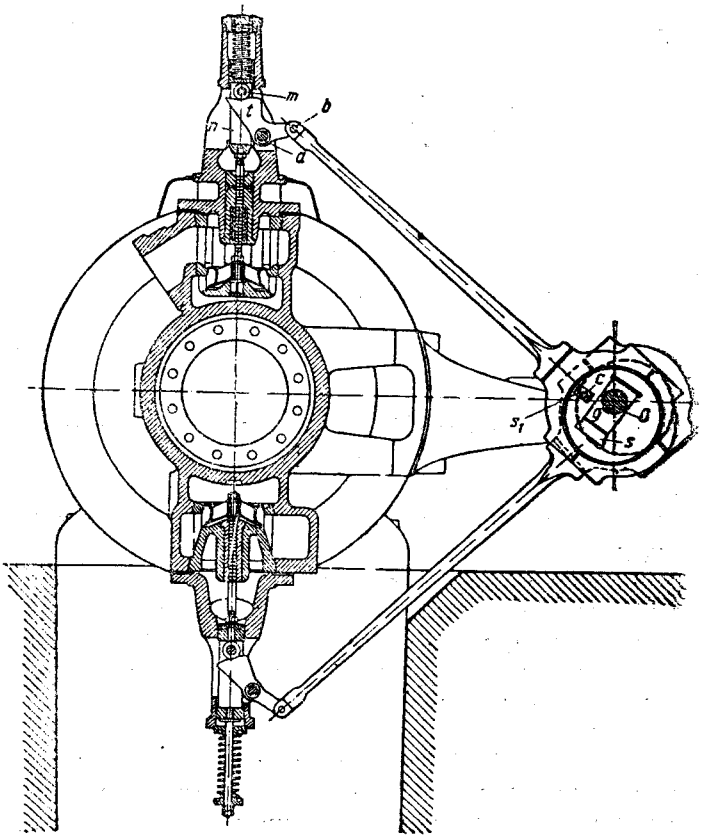
Если максимальная степень наполнения машины должна составлять как раз 70%, то углом o_1ro_2 измеряются пределы регулирования и в зависимости от его величины выбирается подъем муфты регулятора.

3-20. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ КАЧАЮЩИМИСЯ КУЛАКАМИ

В этой системе парораспределения та или иная степень наполнения может быть установлена изменением величины эксцентриситета и его угла заклинения, что достигается действием на эксцентрик плоского регулятора.

Основными частями механизма, показанного на фиг. 3-67, являются качающиеся кулаки.

Впускной и выпускной клапаны имеют самостоятельные эксцентрики, причем первый из них связан с плоским регулятором, а второй заклинен на валу неподвижно. С эксцентриковой тягой впускного клапана соединен в точке b качающийся кулак t, подвешенный в точке a. Стержень клапана заканчивается цилиндрическим телом (стаканом) n, имеющим вертикальный прорез. В этом прорезе помещается ролик m, ось которого проходит сквозь стакан n. Клапан прижимается к своему гнезду, а ролик — к качающемуся кулаку при помощи пружины, заложенной в верхней части клапанной коробки. При вращении эксцентрика конец b эксцентриковой тяги описывает дугу вокруг точки a; кулак при движении точки b вниз

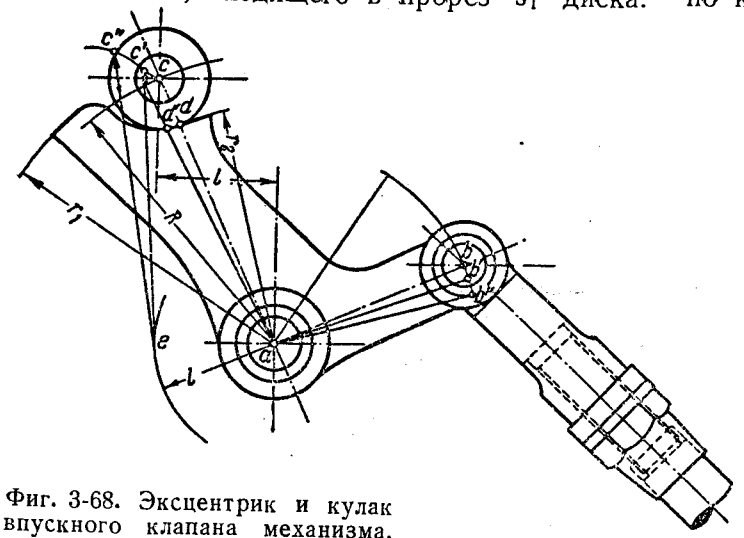


Фиг. 3-67. Механизм парораспределения качающимися кулаками и управлением от плоского регулятора.

набегает своим выступом на ролик и поднимает клапан. При движении точки b вверх ролик спускается с кулачного выступа, клапан под действием пружины закрывается.

Аналогичным образом приводится и выпускной клапан.

В эксцентрике впускного клапана сделан прорез s, которым эксцентрик надет на так называемый камень g, заклиненный на распределительном валике. Эксцентриковый диск захватывается пальцем c, который связан с регулятором (см. § 5-8), и при перемещении грузов последнего поворачивается по дуге круга вокруг центра O. Палец захватывает при этом эксцентриковый диск, прорез s в котором позволяет диску скользить по камню g. Так как эксцентриковый диск перемещается прямолинейно, а палец c должен описывать дугу круга, то последний также сконструирован в виде камня, входящего в прорез s_1 диска.



Фиг. 3-68. Эксцентрик и кулак впускного клапана механизма, показанного на фиг. 3-67.

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, изменяется размах точки b, путь, проходимый роликом по кулаку, а вместе с ним величина и продолжительность подъема клапана.

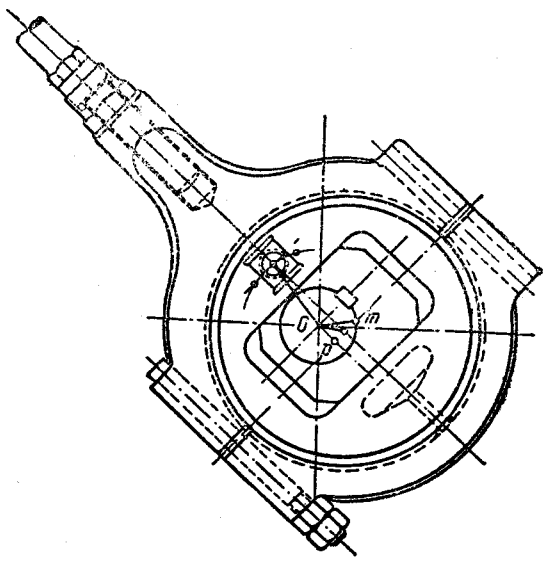
На фиг. 3-68 вычерчены в большом масштабе кулак и ролик впускного клапана. Механизм показан в положении начала впуска. Профиль кулака очерчен радиусами r_1 и r_2 из точки a и переходной кривой, состоящей также из двух дуг круга; $cc'c''$ представляет собою кривую подъема центра ролика или геометрическое место центров ролика при его качении по кулаку. Кривая эта вычерчивается дугами кругов, концентричных с профилем кулака.

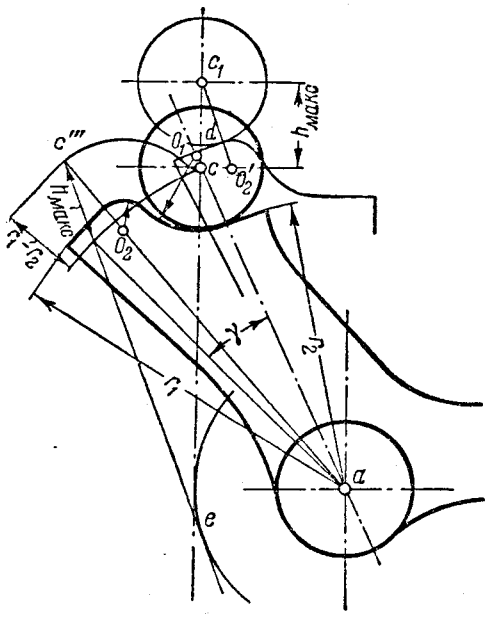
Ролик соприкасается с кулаком в точке d.

Если бы кулачного выступа не было и поверхность качения была очерчена по дуге радиусом r_2, то при перекатывании ролика центр его перемещался бы по дуге радиуса $R = ac$. Когда точка b, перемещаясь по дуге радиуса ab, перейдет в точку b', с роликом придет в соприкосновение точка d' кулака (угол dad' равен углу bab').

Если считать кулак неподвижным, а ролик катящимся по нему, то центр ролика переместился бы в точку c'. Дело в том, что ролик насажен на стержень клапана и может перемещаться лишь вдоль оси. Перекатывая ролик по кулаку, мы вместе с роликом должны поворачивать и стержень клапана, но так, чтобы расстояние l до него от точки a оставалось неизменным. Это возможно, если направление стержня клапана останется касательным к дуге окружности, описанной радиусом l из точки a. В рассматриваемом случае это направление изображается линией $c'e$. Подъем клапана определяется отрезком этой линии от точки c' до дуги окружности, описанной радиусом ac из точки a.

Подобным же образом можно измерить подъем клапана для положения точки b в b''. На чер-





Фиг. 3-69. Графическое определение подъема клапана.

теже отмечена величина этого подъема в виде отрезка под точкой c''.

На фиг. 3-69 выполнено аналогичное построение в момент достижения наибольшего подъема клапана. Линия ac''' в этом случае проведена через центр O_2 дуги, которой очерчен профиль кулака. Угол поворота кулака от момента начала впуска составляет γ. Подъем клапана измеряется по направлению $c'''e$ и равен $h_{макс}$. Подъем этот, как ясно из чертежа, несколько больше разности радиусов $r_1—r_2$.

На том же чертеже представлено действительное положение ролика и кулака в рассматриваемый момент. Точка d их соприкосновения лежит на линии c_1O_2', соединяющей центры ролика и переходной части профиля кулака.

На фиг. 3-70 представлена диаграмма перемещения конца эксцентриковой тяги (точки b), построенная по типу золотниковой диаграммы. Положения кривошипа в моменты начала впуска и отсечки при нормальном наполнении снесены с индикаторной диаграммы. Максимальная степень наполнения выбрана. Исходя из последней, находим направление эксцентриситета Om для максимального наполнения. $Om = r_{макс}$ при угле опережения δ_m.

Кривая вершин выбирается в виде прямой линии, соединяющей точки m и p (перпендикулярно к положению кривошипа в момент опережения впуска).

Разделив пополам угол между положениями кривошипа при начале впуска и в конце нормального наполнения, найдем направление и величину эксцентриситета On для нормальной нагрузки машины. $On = r$ при угле опережения δ_n.

Окружность, описанная на On, должна пройти через точку p; величина «внешней перекрыши» e остается без изменения.

Если под действием регулятора эксцентриситет будет уменьшен до величины Op, то соответствующая ему окружность не пересечет дуги, описанной радиусом e, а будет касательной к ней, и отсечка произойдет в момент опережения впуска.

Таким образом достигается минимальное — нулевое — наполнение.

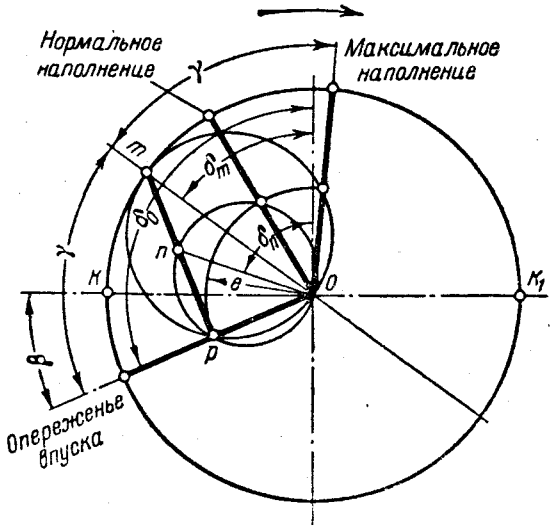
Угол опережения эксцентриситета $Op = r_{мин}$ на диаграмме отмечен углом δ_0. .

Величины, измеряемые в виде хорд окружностей, проходящих через точку O, в данном случае представляют собой на фиг. 3-68 сдвиги точки b от среднего положения. Внешняя перекрыша e представляет собой путь, который проходит точка b от своего среднего положения до того момента, когда кулачный выступ начинает приподнимать ролик, а вместе с ним и клапан.

На фиг. 3-68 на чертеже эксцентрика нанесена кривая вершин в виде линии mp, соответствующей диаграмме на фиг. 3-70. Угол Omp на обеих фигурах одинаков.

На фиг. 3-71 дана кинематическая схема эксцентрикового механизма.

Эксцентриковая окружность начерчена для ясности построения в большем масштабе, чем профиль кулака.



Фиг. 3-70. Диаграмма перемещений конца эксцентриковой тяги.

Точка b описывает дугу круга вокруг точки a. Отметив среднее направление эксцентриковой тяги E_1E_2, из точек E_1 и E_2 сделаем засечки радиусом, равным длине эксцентриковой тяги Ob. Этим определяются крайние положения точки b, а именно b_1 и b_2.

Профиль кулака должен быть вычерчен так, чтобы при крайнем нижнем положении точки b ролик не сбегал с кулака.

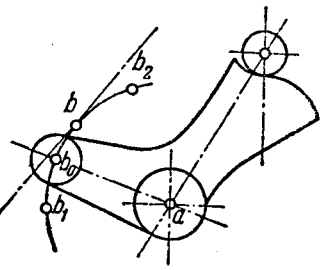
Из диаграммы (фиг. 3-70) возьмем углы γ, которые образуют положения кривошипа при начале и конце впуска с положением Om, соответствующим мертвому положению эксцентриситета.

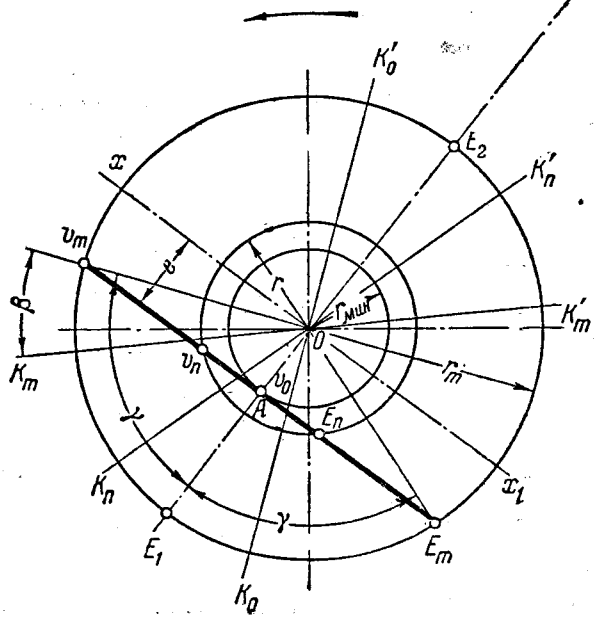
Углы γ отложим на фиг. 3-71 по обе стороны от OE_1. Точка v_m указывает положение эксцентриситета при начале впуска, точка E_m— в момент отсечки при максимальном наполнении.

Из точки v_m (или E_m) сделаем засечку радиусом Ob, которая пересечет дугу b_1b_2 в точке b_0. Для этого положения и вычерчен кулак; ролик должен находиться на нем в момент начала подъема — опережения впуска. Линия, соединяющая точки v_m и E_m, отстоит от средней линии xx_1 на величину внешней перекрыши e [линию v_mE_m, равно как и xx_1, правильнее было бы начертить дугой круга из точки $b_0(b)$, но ввиду того, что длина тяги Ob весьма велика в сравнении с величиной эксцентриситета, можно дугу заменить ее хордой].

При повороте эксцентриситета от положения Ox до Ov_m точка b проходит путь bb_0, а кулак совершает по ролику холостой ход от среднего положения до начала впуска. Значение перекрыши e, таким образом, аналогично с золотниковыми распределениями. «Открытие окна», измеренное как бы по золотниковой диаграмме, представляется отрезком AE_1; соответственно этому отрезку точка b проходит путь b_0b_1, а подъем клапана находится так, как это указано на фиг. 3-68 и 3-69.

Если, пользуясь диаграммой фиг. 3-70, отложить углы, которые образуют положения кривошипа в начале впуска и в конце нормального наполнения с направлением On, то мы найдем на схеме распределения положения эксцентриситета Ov_n и OE_n. Для максимального наполнения эксцентриситет был равен r_m в данном же случае (для нормального наполнения) — r. На фиг. 3-70 и 3-71 эксцентриситеты для различных наполнений равны друг другу.





Фиг. 3-71. Кинематическая схема парораспределения.

Наконец, для минимального наполнения мы находим положение эксцентриситета

$$Ov_0 = r_{мин},$$

при котором крайним положением ролика на кулаке служит начальная точка подъема кулака. «Открытие окна» на диаграмме обращается в нуль.

Кривая вершин на схеме распределения представляется линией $v_m\,v_0$.

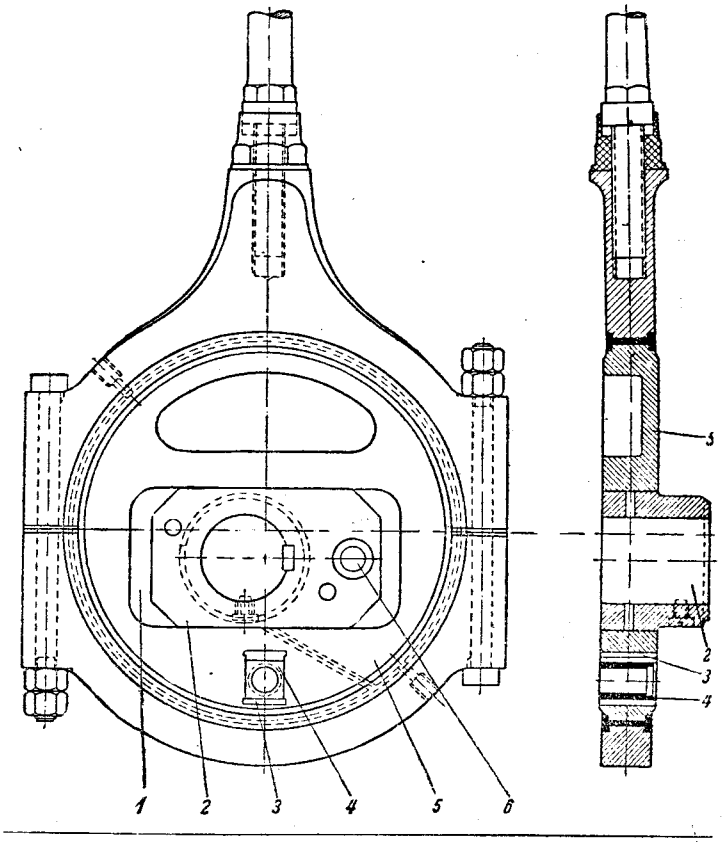
На схеме направления Ov_m, Ov_n, Ov_0 сдвинуты друг относительно друга, хотя начало впуска в машине с этим механизмом происходит при одном и том же положении кривошипа независимо от степени наполнения. Объясняется это, конечно, сдвигом эксцентриситета при регулировании, так что, например, угол $v_m\,Ov_n$ на фиг. 3-71 как раз равен углу mOn на фиг. 3-70.

Поэтому и мертвые положения кривошипа на схеме распределения будут иметь для разных степеней наполнения разные положения. Чтобы определить их, нужно отложить от положения кривошипа при начале впуска по направлению вращения угол β (фиг. 3-70). Тогда для максимальной степени наполнения мы получим на фиг. 3-71 мертвые положения кривошипа по линии $K_m K'_m$, для нормального наполнения — по линии $K_n K'_n$, для минимального — по $K_0 K_0'$.

Конструкция эксцентрика впускного клапана показана на фиг. 3-72.

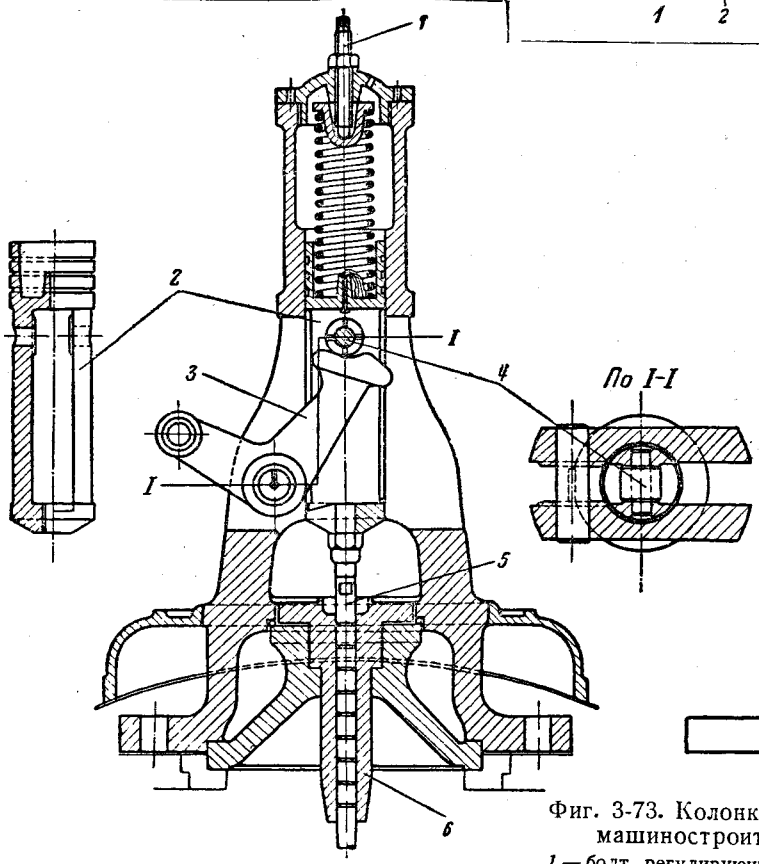
Прорез s (фиг. 3-67) здесь обозначен цифрой *1*, камень g — цифрой *2*, прорез, s_1 — цифрой *3*, камень c — цифрой *4*.

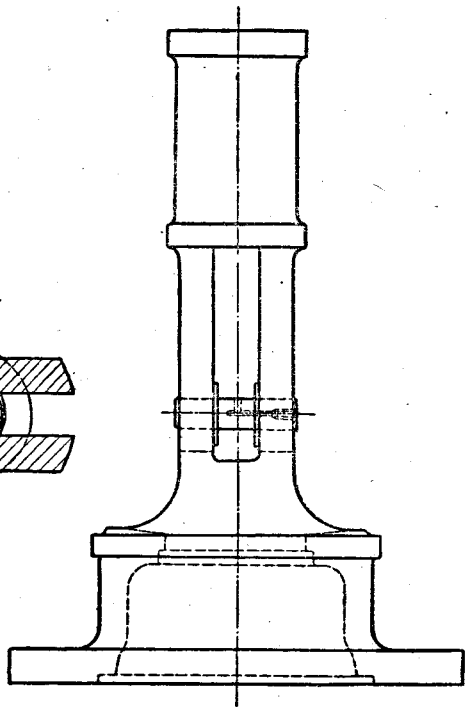
Круглое отверстие *6* в камне эксцентрика служит для соединения с выпускным эксцентриком, который не заклинивается на валу, а скрепляется с камнем *2* болтом,



Фиг. 3-72. Эксцентрик впускного клапана.

1 — прорез для камня на распределительном валике; *2* — камень; *3* — прорез для пальца регулятора; *4* — палец регулятора; *5* - эксцентриковый диск; *6* — отверстие для болта, соединяющего впускной и выпускной эксцентрики.





Фиг. 3-73. Колонка впускного клапана Сумского машиностроительного завода им. Фрунзе.

1 — болт, регулирующий натяжение пружины; *2* — стакан; *3* — качающийся кулак; *4* — ролик; *5* — стержень клапана; *6* — сальниковая втулка.

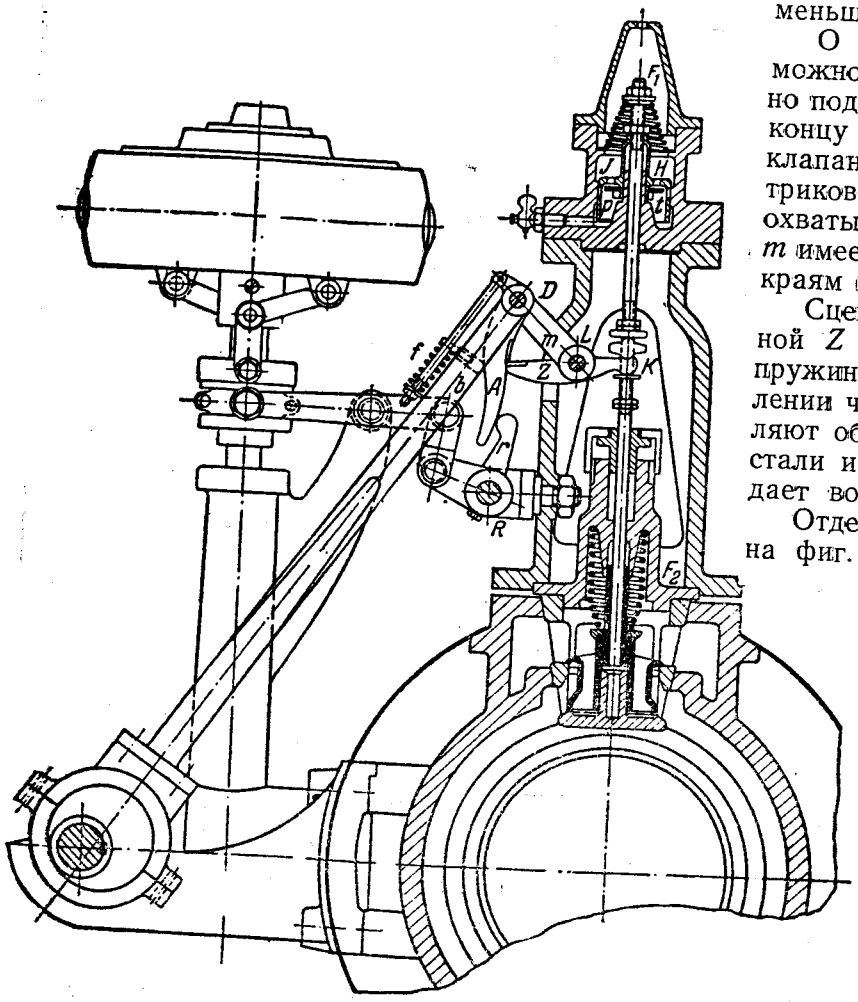
входящим в дугообразный прорез эксцентрикового диска для выпуска. Такая конструкция позволяет менять угол заклинения выпускного эксцентрика.

На фиг. 3-73 показана конструкция колонки впускного клапана для рассмотренного механизма в исполнении Сумского машиностроительного завода им. Фрунзе.

3-21. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ РАСЦЕПНЫМ МЕХАНИЗМОМ

На фиг. 3-74 показан расцепной механизм для подъема впускного клапана.

Расцепной 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 A, которая свободно подвешена на валике D и спиральной пружиной отжимается постоянно по направлению к оси клапана; рычажка r, который может поворачиваться вместе с валиком R, находящимся под воздействием регулятора. Эксцентриковая тяга b соединена с простым эксцентриком на распределительном валу Точка D при вращении эксцентрика перемещается по дуге круга вокруг точки L. При нисходящем движении точки D зуб зацепки A садится на конец Z рычага, называемого также пассивной зацепкой, и тянет его за собой вниз. Другой конец рычага K при этом поднимает клапан. По мере опускания зацепка касается рычажка r и благодаря выпуклости нижней части отклоняется рычажком влево и, наконец, соскакивает с рычага Z. Происходит расцепление, и клапан под действием пружины F_2 падает.



Фиг. 3-74. Расцепной механизм для подъема клапана.

Степень наполнения машины находится в зависимости от положения рычажка r. Чем более отклонен последний от оси клапана (влево), тем раньше произойдет расцепление и тем меньше будет степень наполнения.

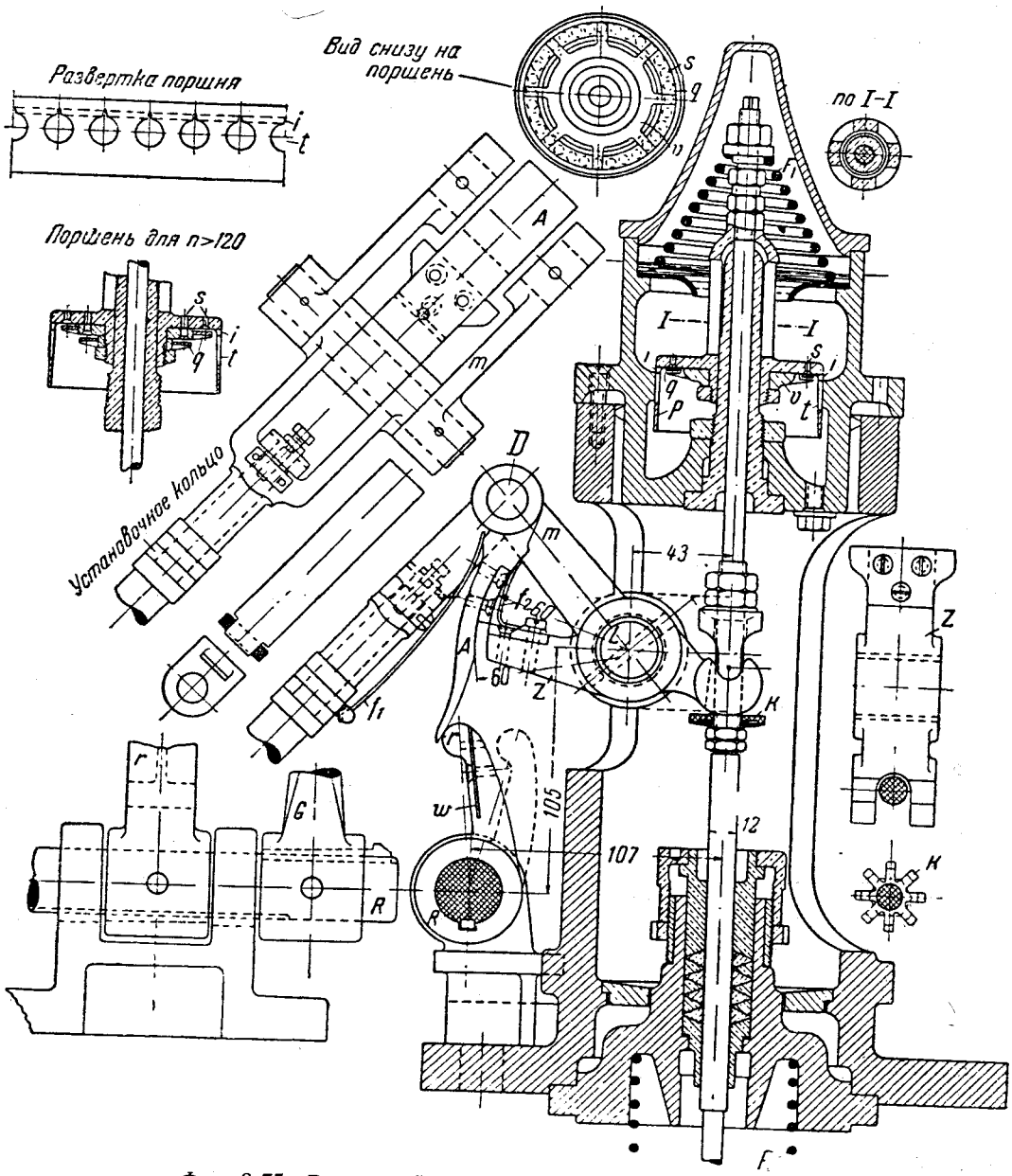
О конструктивном выполнении механизма можно судить по фиг. 3-75. В точке K устроено подвижное соединение, дающее возможность концу рычага перемещаться по дуге круга, а клапанному стержню — вертикально. Эксцентриковая тяга имеет на конце своем вилку, охватывающую активную зацепку A. Рычагов m имеется два; они расположены по наружным краям валика D.

Сцепление активной зацепки A с пассивной Z происходит под нажимом спиральной пружины f (фиг. 3-74). Находящиеся в зацеплении части рычага Z и зацепки A изготовляют обычно из твердой или цементированной стали и прикрепляют при помощи винтов, что дает возможность заменять их после износа.

Отдельные детали конструкции, показанные на фиг. 3-75, имеют те же обозначения, как и на фиг. 3-74. Вместо спиральной пружины в этой конструкции имеются две плоские пружины f_1 и f_2 (f_1 сильнее f_2). Рычаг G на валике R служит для соединения механизма с муфтой регулятора.

На фиг. 3-76 показана кинематическая схема рассматриваемого расцепного механизма. Эксцентриситет эксцентрика на схеме начерчен в увеличенном по отношению к другим деталям масштабе.

Точка D перемещается по дуге окружности с центром в L. К этой дуге из центра распределительного валика проведем касательную, соот-



Фиг. 3-75. Расцепной механизм для подъема клапана.

ветствующую среднему направлению эксцентриковой тяги. Отрезок OD представляет собой длину ее.

Из крайних положений эксцентриситета (точки e_1 и e_2) радиусом, равным длине тяги OD, делаем засечки и находим точки D_1 и D_2, соответствующие крайним положениям рычага LD.

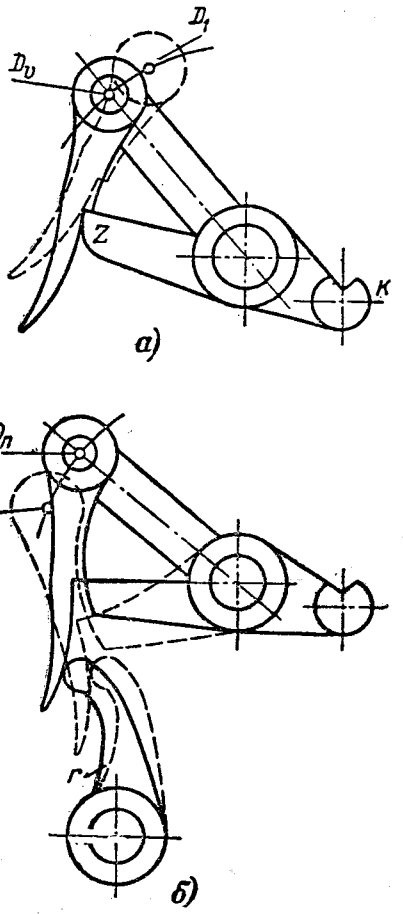
В точке D подвешена зацепка. Когда точка D находится в положении D_1, активная зацепка еще не касается своим зубом пассивной зацепки Z, как это изображено пунктиром на фиг. 3-77,*а*. Только по перемещении точки D_1 в положение D_v зацепка приходит в зацепление с рычагом ZK, как показано сплошными линиями на фиг. 3-77,*а*.

Расстояние D_1D_v обыкновенно выбирается от 1 до 3 *мм*, и на протяжении этого пути перемещение зацепки не вызывает подъема клапана. При дальнейшем опускании зацепки, начиная от точки D_v, рычаг ZK поворачивается и клапан поднимается. Таким образом, положение D_v является моментом начала впуска. Сделав засечку радиусом OD из точки D_v на окружность эксцентрика (фиг. 3-76), находим точку v и положение эксцентриситета Ov, соответствующее началу впуска.

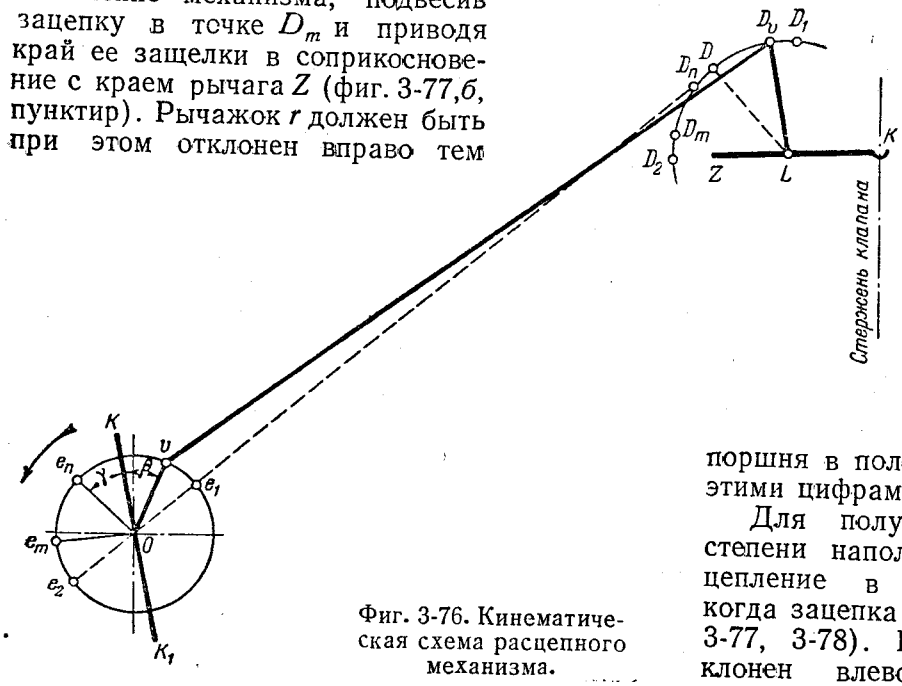
Обращаясь к кривошипной диаграмме (фиг. 3-78) и отметив на ней положения кривошипа для начала впуска и отсечки при нормальном наполнении, измеряем углы β и γ между этими положениями и мертвым положением кривошипа. Угол β откладываем на окружности вращения эксцентриситета (фиг. 3-76) от положения Ov по направлению вращения. Этим определяется линия KK_1, соответствующая мертвым положениям кривошипа.

Положение эксцентриситета Oe_n в момент отсечки нормального наполнения находим, если от линии OK мы отложим по направлению вращения угол γ. Делая засечку из точки e_n длиной эксцентриковой тяги, найдем точку D_n, в которой должна находиться в момент отсечки точка подвеса зацепки. Для того, чтобы могла произойти отсечка, необходимо, чтобы зацепка соскочила с рычага ZK. Поэтому, когда зацепка находится в точке D_n, рычажок r должен касаться ее язычка и отклонить ее влево так, как показано на фиг. 3-77,*б*. Этим определяется необходимое положение рычажка r для нормальной нагрузки машины.

Для максимальной степени наполнения на кривошипной диаграмме (фиг. 3-78) отмечаем угол γ_1 между мертвым положением кривошипа и положением, соответствующим моменту отсечки. Перенося этот угол тем же методом на эксцентриковую диаграмму, находим положение эксцентриситета Oe_m и точку D_m, в которой должно произойти расцепление. Для этого более позднего расцепления мы найдем положение механизма, подвесив зацепку в точке D_m и приводя край ее защелки в соприкосновение с краем рычага Z (фиг. 3-77,*б*, пунктир). Рычажок r должен быть при этом отклонен вправо тем



Фиг. 3-77. Положение зацепки расцепного механизма в начале впуска (*а*) и в момент отсечки (*б*).

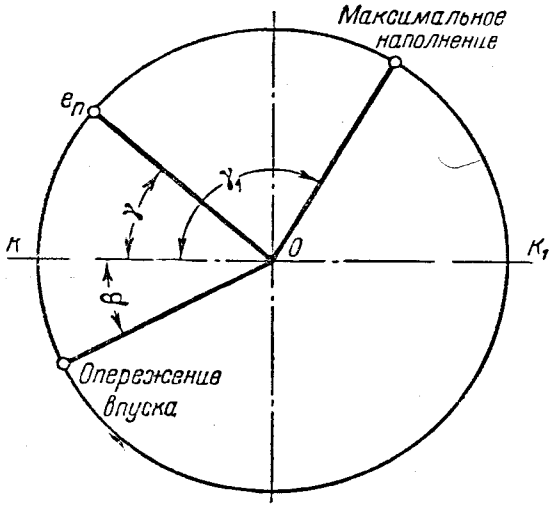


Фиг. 3-76. Кинематическая схема расцепного механизма.

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 от 6 до 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 зацепка подвешена в точке D_v (фиг. 3-77, 3-78). Рычажок r должен быть отклонен влево настолько, чтобы зацепка



Фиг. 3-78. Кривошипная диаграмма.

проходила мимо конца Z рычага, не зацепив его.

Для смягчения удара при падении клапана применяется масляный катаракт. Конструкция его ясна из фиг. 3-75. Полость, в которой находится поршень p, заполнена маслом. Когда клапан поднимается, то поршень p легко двигается вверх, так как масло свободно переходит из верхнего отделения в нижнее через окна s сверху и окна t по боковой поверхности. При падении же клапана верхние окна закрываются совершенно, а боковые каналы перед самой посадкой клапана оставляют для прохода масла резко суженное сечение; поэтому падение клапана в конце хода сильно тормозится и клапан садится на гнездо с небольшой скоростью.

Развертка боковой поверхности поршня p показана на фиг. 3-75 (слева вверху).

Окна t суживаются в верхней своей части, образуя щели i.

Преимущество расцепных парораспределений заключается в том, что для изменения степени наполнения к муфте регулятора может быть приложено незначительное усилие.

Однако расцепные механизмы для подъема клапанов могут быть применены лишь в машинах, делающих до 150 об/мин, так как трудно поддерживать на постоянном определенном уровне скорость падения клапана, зависящую и от работы катаракта и от трения в сальнике клапанного стержня.

В машинах с более высоким числом оборотов (до 350 об/мин) расцепные механизмы допустимы лишь для управления поршневыми золотниками (§ 3-24), работающими без удара при посадке.

3-22. КРИВЫЕ ПОДЪЕМА КЛАПАНОВ

При построении схемы парораспределения следует вычерчивать кривые подъема клапанов. Такая кривая, дающая величины подъема клапана в зависимости от перемещения качающегося кулака, была построена на фиг. 3-68 (кривая $cc'c''$).

Диаграммы эти, однако, удобнее строить в координатах h,S (подъем клапана — ход поршня), для того чтобы можно было определить высоту подъема клапана для любого положения поршня.

Кривую $cc'c''$ на фиг. 3-68 легко перенести в указанные координаты. Для этого необходимо определять положения конца эксцентриковой тяги, соответствующие точкам кривой $cc'c''$, и переносить их засечками (радиусом, равным длине эксцентриковой тяги) на эксцентриковую окружность (фиг. 3-71). Так как эту окружность можно рассматривать так же, как окружность вращения кривошипа, мертвые положения которого OK и OK_1 намечены, то легко определить, каким положениям поршня соответствуют полученные точки на эксцентриковой окружности, а следовательно, и соответствующие им точки кривой $cc'c''$. Подобным же образом могут быть построены диаграммы подъема клапана и других механизмов.

В распределении с катящимся рычагом, например (фиг. 3-65), приходится определять подъем точки f для положений эксцентрика в точках v, K, 1, 2, 3..., т. е. в момент начала впуска, при мертвом положении поршня и при положениях поршня на 10, 20, 30%... своего хода.

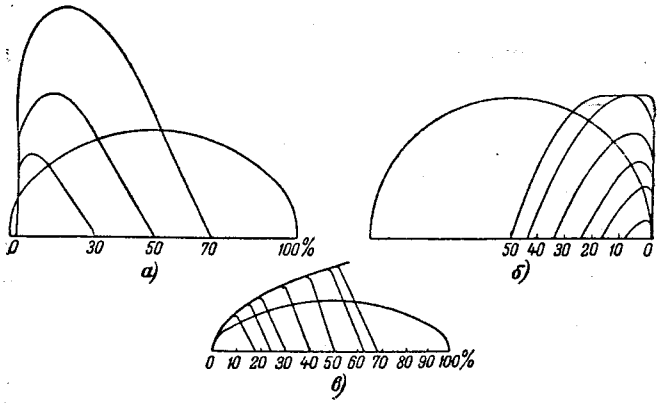
В расцепном механизме (фиг. 3-76) также удобно разделить эксцентриковую окружность между K и K_1 на части, соответствующие сдвигу поршня на 10% его хода, и для точек деления найти положения точки D, а вместе с тем и подъем клапана.

При испытании машины действительную кривую подъема клапана можно снять индикатором, карандаш которого жестко связывается с клапанным стержнем, а барабан получает движение от ползуна машины.

На фиг. 3-79 показаны подобные кривые при различных степенях наполнения для механизмов, рассмотренных в § 3-19, 3-20 и 3-21.

На этих же диаграммах построены в виде полуэллипсов кривые торможения пара (§ 3-6).

При помощи этих кривых определяется для любого положения поршня подъем клапана, необходимый для устранения заметного торможения пара при проходе через клапан.



Фиг. 3-79. Кривые подъема впускного клапана.

а — в механизме с катящимся рычагом; *б* — в механизме с качающимся кулаком; *в* — в расцепном механизме.

Построение кривой торможения может быть выполнено методом, нами уже примененным в § 3-6.

Из уравнения

$$Fu \sin\alpha = 2\pi d h_{x_n} w_x$$

находим высоту подъема клапана, необходимую для того, чтобы заметное дросселирование пара не имело места при любом положении поршня. При этом под w_x надо понимать максимально допустимую с этой точки зрения скорость пара 70÷80 *м/сек*.

$$h_x = \frac{Fu}{2\pi d w_x} \sin\alpha = h_{макс} \sin\alpha,$$

где $h_{макс}$ — необходимый для устранения заметного дросселирования подъема клапана при $\alpha = 90°$:

$$h_{макс} = \frac{Fu}{2\pi d w_x}.$$

Кривая торможения, построенная приемами описанными в § 3-6, имеет эллиптическую форму и при надлежащем выборе масштабов может принять форму полуокружности (фиг. 3-79,*б*).

В том положении поршня, при котором кривая подъема клапана пересекается с кривой торможения, начинается существенное дросселирование пара тем большее, чем ниже опускается кривая подъема клапана.

Часть кривой, соответствующая падению клапана, должна быть очерчена по возможности круто, для того чтобы торможение происходило на небольшой длине хода поршня. Этому условию более удовлетворяют механизмы расцепные (фиг. 3-79,*в*) и с катящимися рычагами (фиг. 3-79,*а*), чем механизмы с качающимися кулаками.

В начале впуска, даже при не особенно быстром подъеме клапана, торможения обычно не происходит, так как скорость поршня в это время близка к нулю. В связи с уменьшением скорости поршня по направлению к мертвой точке наибольшая за время впуска высота подъема клапана может уменьшаться с уменьшением степени наполнения.

3-23. РАСЧЕТ КЛАПАННОЙ ПРУЖИНЫ

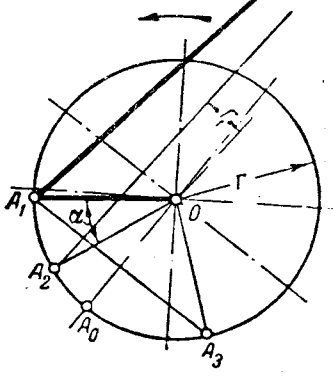
Падение клапана в большинстве систем парораспределения производится под действием пружины, расположенной на оси клапана.

Методика расчета пружины зависит от типа механизма—принудительного или расцепного.

Пружина принудительных механизмов

В принудительных парораспределениях благодаря наличию пружины стержень клапана постоянно сохраняет связь с остальными частями механизма. Эта связь, однако, может быть нарушена действием сил инерции движущихся масс механизма.

В начале подъема клапана, когда его ускорение положительно, сила инерции направлена вниз, а потому безопасна; но затем, когда скорость подъема клапана начинает убывать, сила инерции меняет знак, и появляется опасность нарушения принудительности парораспределения: в механизме с качающимся кулаком, например, кулак может отойти от ролика.



Во избежание этого пружина должна быть рассчитана так, чтобы она могла преодолевать максимальную силу инерции, возникающую при подъеме клапана и направленную в сторону нарушения принудительности парораспределения.

Обычно применяющийся метод для определения силы инерции сводится, как известно, к последовательному графическому нахождению скорости и ускорения клапана в виде кривых, дающих эти величины в зависимости от времени. Кривые строят методом графического дифференцирования, исходя из кривой подъема клапана в функции времени.

Умножая максимальную величину опасного ускорения (опасного—в смысле его направления) на массу движущихся вместе с клапаном деталей, находят расчетную величину силы инерции.

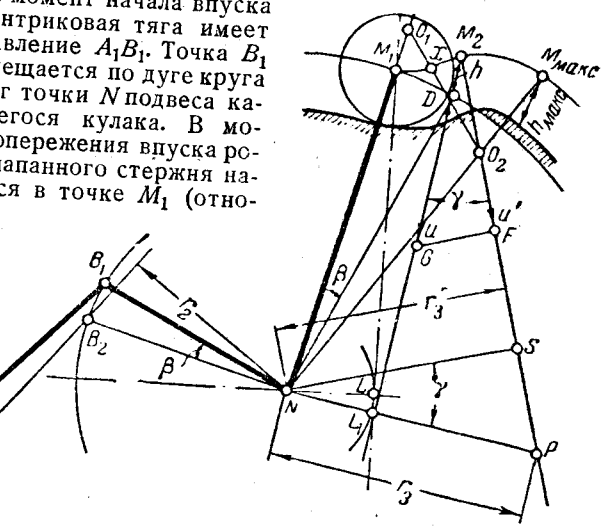
Скорость движения клапана можно определить и непосредственно из кинематической схемы механизма. Покажем, как это сделать для механизма с качающимся кулаком, описанного в § 3-20.

Из центра распределительного вала O опишем окружность вращения эксцентриситета (фиг. 3-80).

Отметим положения эксцентриситета в моменты начала впуска A_1 и отсечки A_3. Линия, делящая угол между ними пополам, указывает мертвые положения эксцентриситета.

Проведем диаметр, перпендикулярный к линии мертвых положений эксцентриситета, и соединим прямой линией точки A_1 и A_3. Направление вращения будем считать против часовой стрелки.

В момент начала впуска эксцентриковая тяга имеет направление A_1B_1. Точка B_1 перемещается по дуге круга вокруг точки N подвеса качающегося кулака. В момент опережения впуска ролик клапанного стержня находится в точке M_1 (относительные размеры искажены для ясности чертежа). Осью клапана является прямая M_1L.



Фиг. 3-80. Графическое определение скорости подъема клапана в механизме с качающимся кулаком.

Положим, что эксцентриситет повернется на некоторый угол α в положение OA_2.

Засечкой из точки A_2 радиусом, равным длине эксцентриковой тяги A_1B_1, определяем положение точки B_2 в этот момент. Качающийся кулак повернется при этом на угол β.

Высота подъема клапана измеряется отрезками между кривой $M_1M_2M_{макс}$, построенной так, как указано в § 3-20, и дугой радиуса NM_1.

При движении эксцентриковой тяги центр ролика перемещается по вертикальной оси M_1L, кулак же качается влево и вправо.

Как указывалось в § 3-20, удобнее считать кулак неподвижным, а ролик перемещающимся по нему так, что центр его проходит последовательно точки M_1, M_2, $M_{макс}$. Когда конец эксцентриковой тяги переместится из точки B_1 в B_2, центр ролика относительно кулака займет некоторую точку M_2, которая найдется проведением линии ND под углом β к NM_1 и линии M_2L_1.

Относительное положение оси клапанного стержня будет совпадать с линией M_2L_1, касательной к окружности, описанной из точки N радиусом NL.

По оси M_2L_1 можно измерить подъем клапана, который в данном случае выражается отрезком h.

Перемещая центр эксцентрика в различные положения между точками A_1 и A_0, мы можем найти вышеописанным способом соответственные величины h подъема клапана.

Таким образом, получается возможность построить кривую подъема клапана в зависимости от угла поворота эксцентриситета α. Это построение выполнено на фиг. 3-81, где по оси абсцисс отложены величины угла α. Начальной точкой построения является момент начала впуска, т. е. нулевой подъем клапана.

Максимальный подъем клапана $h_{макс}$ соответствует точке $M_{макс}$ на кривой подъема и точке A_0 на эксцентриковой окружности. При перемещении эксцентриситета от A_0 к A_3 центр ролика будет двигаться от точки $M_{макс}$ к M_1, пройдя ту же кривую подъема в обратном направлении.

Вторую часть кривой подъема, вернее кривую посадки клапана, на фиг. 3-81 мы чертить не будем, так как она совершенно симметрична с первой.

Скорость подъема клапана можно определить графическим дифференцированием кривой подъема клапана. Точнее скорость можно определить следующим методом.

Известно, что скорость точки, вращающейся по окружности, взятая в любом направлении, равняется угловой скорости вращения, умноженной на перпендикуляр из центра окружности на это направление. Поэтому скорость точки A_2 в направлении A_2B_2

$$u_1 = \omega r_1,$$

где r_1 — расстояние от центра вала до линии A_2B_2;
ω — угловая скорость вращения распределительного вала.

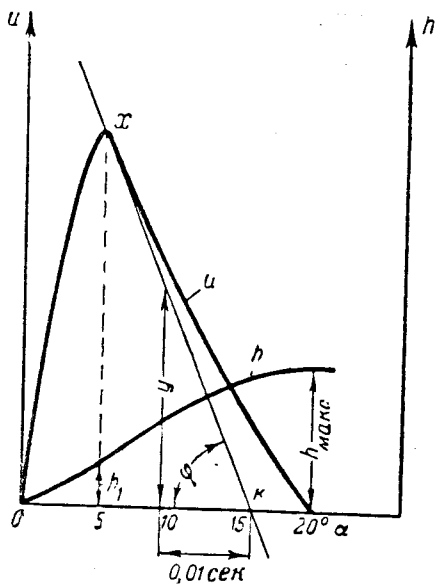
Так как скорость точки B_2 также равна u_1, угловая скорость качающегося кулака

$$\omega_1 = \frac{u_1}{r_2},$$

где r_2 есть перпендикуляр, опущенный из точки N на направление эксцентриковой тяги.

Подставляя вместо u_1 найденное выше значение, можно написать:

$$\omega_1 = \omega \frac{r_1}{r_2}.$$



Фиг. 3-81. Кривая подъема клапана и кривая скорости подъема.

Определим теперь скорость клапана в направлении, нормальном к кривой подъема. В точке M_2, например, прямая, нормальная к кривой подъема, проходит через точку O_2.

Из точки N опустим перпендикуляр NS на эту прямую и обозначим длину его через r_3'. Скорость подъема в направлении прямой M_2S

$$u' = \omega_1 r_3'.$$

Положим, что скорость u' изображается вектором M_2F. Нас интересует скорость подъема клапана по направлению M_2L_1, которая изображается отрезком M_2G ($GF \perp M_2F$).

Так как

$$NS \perp M_2P \text{ и } NP \perp M_2L_1,$$

то треугольники M_2FG и NSP подобны.

Обозначив отрезок NP через r_3, найдем:

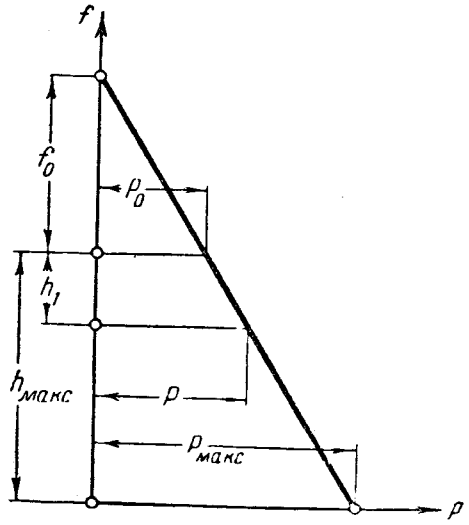
$$u = u' \frac{r_3}{r_3'} \quad \text{или} \quad u = \omega_1 r_3.$$

Подставляя вместо ω_1 его значение, найдем скорость подъема клапана

$$u = \omega r_3 \frac{r_1}{r_2}.$$

Таким образом, в результате построения, которое может быть выполнено довольно точно, мы находим скорость подъема клапана в зависимости от числа оборотов машины и величин трех радиусов, которые определяются графически.

Вычисляя эту скорость для тех же положений точки A_2, которые служили для построения кривой подъема, вычерчиваем на фиг. 3-81 кривую скорости u. При положении центра ролика в точках M_1 и $M_{макс}$ радиус r_3' обращается в нуль, следовательно, и $u=0$,



Фиг. 3-82. Диаграмма клапанной пружины.

что само собою понятно. Максимум скорости соответствует точке перегиба кривой подъема. На фиг. 3-80 центр ролика при этом находится в точке x на пересечении линии O_1O_2 с кривой подъема. От точки x, (фиг. 3-81) скорость убывает и, когда клапан достигнет максимального подъема, падает до нуля.

Для определения максимального ускорения клапана проводим касательную к кривой скорости, имеющую наибольший угол наклона к горизонтали. Таковой является касательная в точке x.

Так как по оси абсцисс у нас отложены углы поворота эксцентрика, пропорциональные времени (считая угловую скорость за время одного оборота постоянной), то тангенс угла наклона касательной и представляет собою ускорение движения:

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{du}{dt}.$$

Удобнее всего найти приращение скорости Δu за промежуток

$$\Delta t = \frac{1}{100} \text{ сек.}$$

Если машина делает n об/мин, то время одного оборота составляет $\frac{60}{n}$ сек., время поворота на 1° выражается $\frac{60}{360n}$, или $\frac{1}{6n}$ сек.

Поэтому за $\frac{1}{100}$ сек. эксцентрик поворачивается на угол

$$\alpha = \frac{6n}{100}.$$

Откладывая от точки k (фиг. 3-81) влево отрезок, эквивалентный одной сотой секунды, измеряем ординату y в масштабе скорости u.

Максимальное ускорение

$$j_{макс} = \frac{y}{0{,}01} \text{ м/сек}^2.$$

Для быстроходных машин можно величину Δt взять и меньше 0,01 сек.

Сила инерции U равняется массе движущегося тела, умноженной на ускорение. Массой в данном случае является вес клапана и всех связанных с ним частей (стержень клапана, ролик и пружина), деленный на ускорение силы тяжести:

$$U = \frac{G}{g} j_{макс}.$$

Кроме силы инерции, на клапан во время подъема действуют:

а) давление пара на неуравновешенный стержень клапана (для впускного клапана над цилиндром—снизу вверх);

б) собственный вес клапана (сверху вниз);

в) трение в сальнике стержня (сверху вниз).

Предполагая, что эти силы, по величине незначительные, друг друга уравновешивают, в дальнейшем мы будем считать, что пружина подвержена лишь действию силы инерции.

Пружина закладывается в клапанную коробку с некоторым первоначальным натяжением P_0. Этим достигается плотная посадка клапана, прижимаемого к гнезду пружиной.

Последняя, таким образом, должна быть заложена с первоначальной осадкой f_0. В точке x подъем клапана равен h. Пружина при этом должна деформироваться на величину $f_0 + h_1$ и развивать силу P, превышающую или, по крайней мере, уравновешивающую силу инерции U. Для безопасности работы обычно выбирают силу

$$P = (1{,}1 \div 1{,}2)\, U.$$

Для расчета пружины задаются максимальной силой пружины $P_{макс}$, развивающейся при подъеме клапана на высоту $h_{макс}$. Величину $P_{макс}$ принимают равной $(1{,}3 \div 1{,}5)\, P$.

Так как деформации пружины пропорциональны развиваемым ею силам, то график изменения силы зависимости от осадки представляется прямой линией.

Такой график для клапанной пружины представлен на фиг. 3-82. Из него следует:

$$\frac{P}{P_{макс}} = \frac{f_0 + h_1}{f_0 + h_{макс}}.$$

Так как h_1 и $h_{макс}$ известны, то из этого уравнения можно определить f_0, т. е. ту осадку, с которой пружина должна быть заложена в коробку. Зная $P_{макс}$ и $(f_0 + h_{макс})$, легко по известным формулам рассчитать пружину, т. е. найти ее диаметр, число витков и диаметр проволоки.

Пружина расцепных механизмов

В этом случае падение клапана, начиная с момента расцепления, не зависит от действия внешнего механизма, и назначение пружины — быстро посадить клапан на его гнездо. Сила пружины и подбирается так, чтобы время падения клапана составляло определенную величину.

Максимальная высота падения (подъема) клапана

$$h_{макс} = \frac{1}{2} j t^2,$$

где j — ускорение падения;

t — время падения.

Отсюда

$$j=\frac{2h_{макс}}{t^2}.$$

Время падения клапана мы найдем, исходя из угла поворота главного кривошипа за время падения клапана. Положим, что этот угол составляет $\gamma°$. В таком случае время поворота на 1° составляет $\frac{60}{360n}$ сек., а время прохождения $\gamma°$

$$t=\frac{\gamma}{6n}.$$

Эту величину принимают за время падения клапана, причем углом γ задаются. Обычно (при $h=100$)

$$\gamma=12\div15°.$$

Клапан падает под действием собственного веса G и силы пружины P. Сумма обеих сил должна равняться падающей массе, умноженной на необходимое ускорение:

$$G+P=\frac{G}{g}j,$$

отсюда

$$P=G\left(\frac{j}{g}-1\right).$$

Сила P за время подъема клапана является наибольшей, но для надежности максимальную силу пружины берут на 10÷15% больше P, что достигается выбором несколько пониженного напряжения в пружине при расчете ее на силу P.

Начальное натяжение пружины, с которым она должна быть заложена, можно принять

$$P_0=\frac{P}{1{,}5}.$$

Таким образом, при построении диаграммы пружины нам известны величины P и P_0. Начальную осадку находят из соотношения

$$\frac{P_0}{P}=\frac{f_0}{f_0+h_{макс}}.$$

Недостаточная точность приведенных расчетов пружин вызвала необходимость пользования эмпирическими формулами. Во многих случаях силу пружины при закрытом клапане выбирают

$$P=\left(\frac{1}{15}\div\frac{1}{22}\right)D,$$

где D — диаметр цилиндра машины, *мм*.

Большие значения принимают для ц. в. д., меньшие — для ц. н. д.

Максимальную силу пружины принимают

$$P_{макс}=(1{,}2\div2)P_0.$$

По этим формулам полезно проверить силу пружины, определенную одним из описанных методов.

3-24 ПОРШНЕВЫЕ ЗОЛОТНИКИ С МЕХАНИЗМАМИ КЛАПАННЫХ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЙ

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

Золотники эти приводятся механизмами, аналогичными выше рассмотренным для клапанных парораспределений. Это обстоятельство дало повод многим авторам ввести не совсем удачный термин «поршневые клапаны».

Конструкция золотника с вертикально расположенной осью показана на фиг. 3-83.

В полость, находящуюся в крышке цилиндра, пар поступает через золотник двумя путями, как показано стрелками. При движении золотника вверх начинается впуск; в верхнем мертвом положении золотник открывает полностью верхние окна.

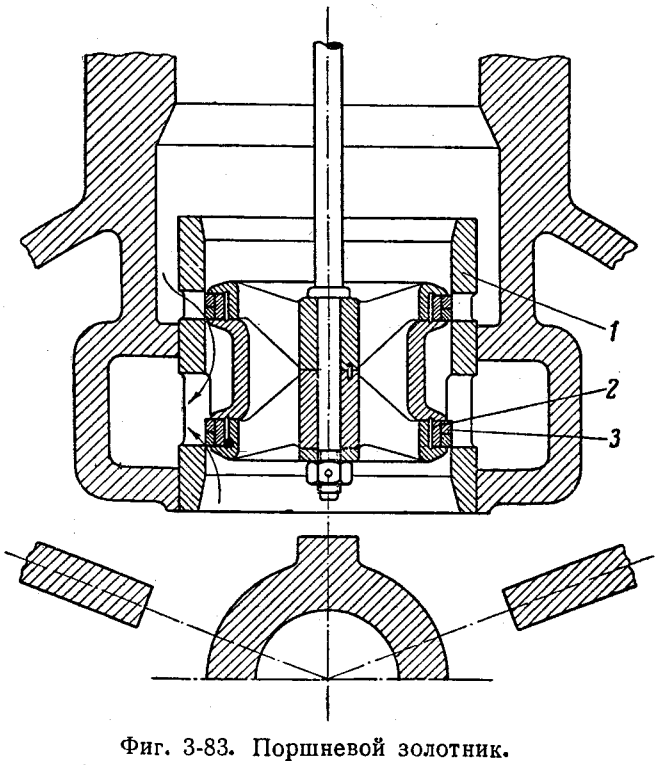
Золотник может подниматься и опускаться при помощи любого из механизмов клапанных распределений.

Преимуществами такого рода золотников перед клапанами являются:

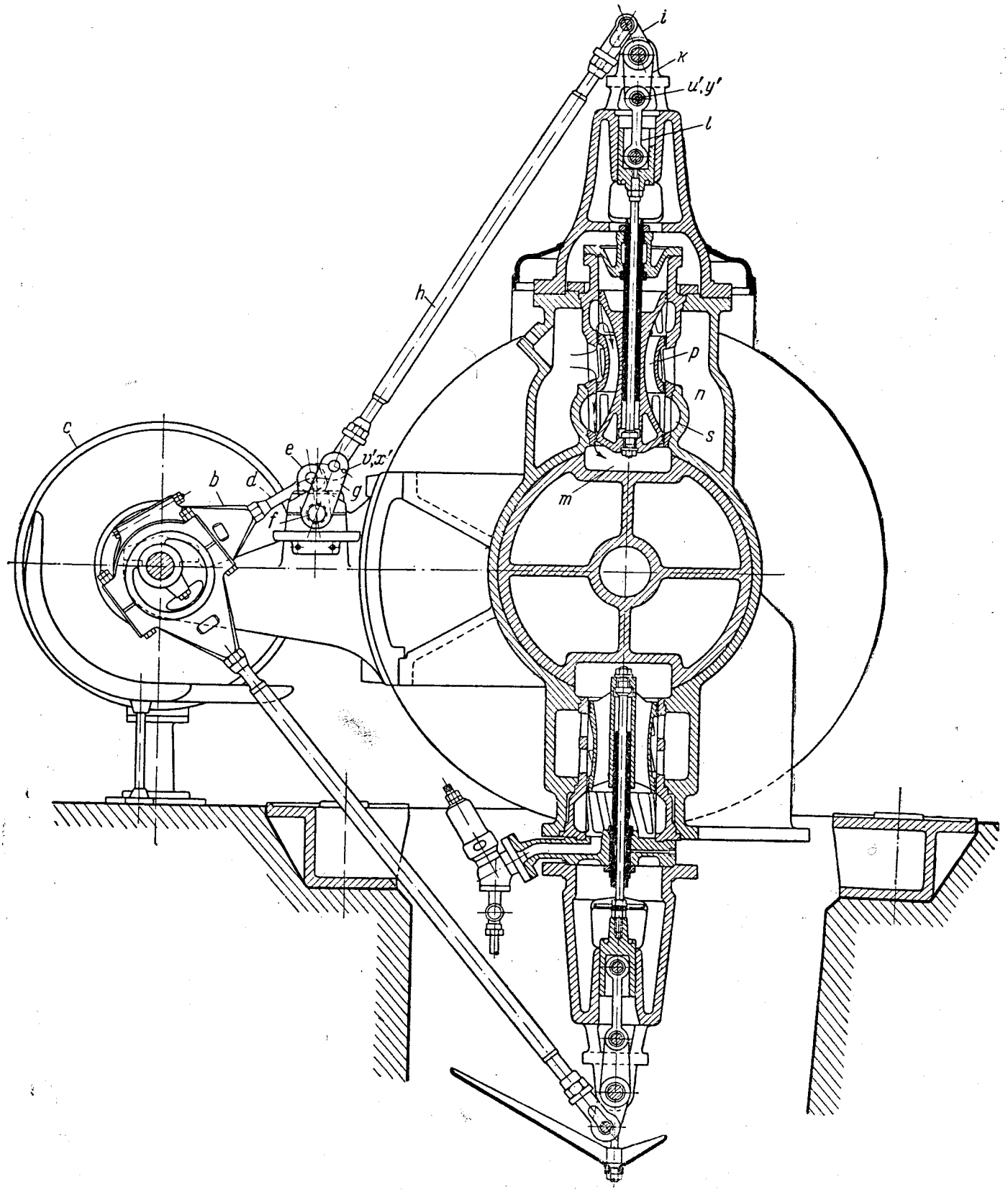
а) несколько бо́льшая уравновешенность;

б) отсутствие ударов, происходящих при посадке клапана.

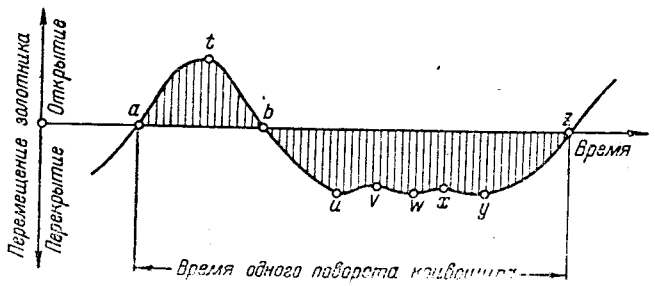
С точки зрения плотности прилегания клапаны и рассматриваемые золотники почти рав-



Фиг. 3-83. Поршневой золотник.
1 — втулка; *2* — пружина; *3* — поршневое кольцо.



Фиг. 3-84. Механизм управления поршневыми золотниками в крышках цилиндра.



Фиг. 3-85. Кривая перемещения золотника.

ноценны. Клапан, надежно притертый в горячем состоянии, обладает хорошей герметичностью. В золотнике герметичность обеспечивается точным изготовлением и упругостью поршневых колец, а также перекрытием стыка колец, описываемым ниже применительно к кольцам поршня (§ 8-9).

Некоторым недостатком золотников по сравнению с клапанами является срабатывание поршневых колец и потеря ими упругости, а также необходимость смазки золотникового зеркала, что осуществляется обычно впрыскиванием масла в пар перед машиной.

Рассматриваемые здесь золотники приводятся более сложными механизмами, чем поршневые золотники, описанные в § 3-8; однако эти механизмы позволяют работать с регулируемой и притом небольшой степенью наполнения, независимыми друг от друга моментами парораспределения и с осуществлением четырех путей для пара в цилиндре.

Представляет интерес принудительный механизм, специально предназначенный для рассматриваемого расположения золотников. Показанный на фиг. 3-84 механизм имеет целью свести к минимуму перемещения золотника при холостом его ходе (начиная с момента отсечки до начала впуска).

Простые поршневые золотники находятся, как известно, в непрерывном движении и поэтому поршневые кольца и втулка с окнами сравнительно быстро срабатываются. В рассматриваемом механизме золотник, закрыв канал и опустившись на необходимую величину перекрыши, остается на некоторое время почти в покое, начиная ход вверх лишь вблизи момента начала впуска.

На распределительном валике находятся эксцентрики b, управляемые плоским регулятором c; каждый из эксцентриков при помощи тяги d соединен с кривошипом e, насаженным на промежуточный валик f; последний кривошипом g приводит тягу h, которая при помощи двуплечего рычага ik и серьги l перемещает золотник p.

Размеры и взаимное расположение частей механизма подобраны так, что почти в течение полуоборота машины золотник остается неподвижным. Кривая перемещения золотника в зависимости от времени представлена на фиг. 3-85.

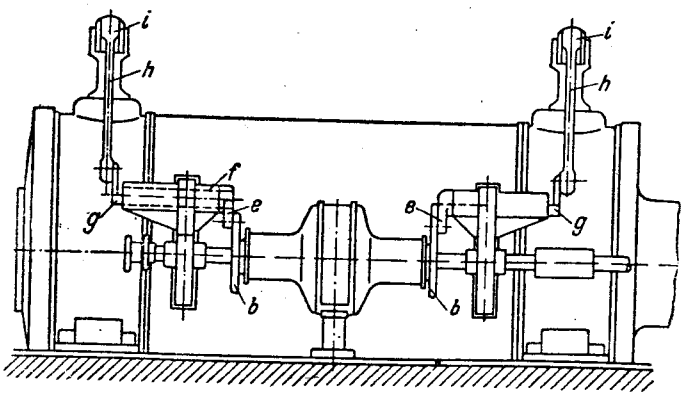
От оси абсцисс вверх отложены величины открытия окон по высоте, вниз — перекрыши золотника. Ось абсцисс az соответствует, таким образом, кромке окон во втулке.

Начало впуска происходит в точке a, в точке t достигается полное открытие окон, в точке b — отсечка. В точке u золотник сдвинут на максимальную величину перекрыши и сохраняет ее (с небольшими колебаниями) на протяжении времени uy.

Почти полная неподвижность золотника за этот период объясняется следующим:

Точка u диаграммы соответствует точке u' на чертеже механизма (фиг. 3-84), когда детали k и l располагаются по одной прямой и приводят золотник в нижнее мертвое положение.

По выходе точки u из этого положения кривошип g и тяга h также располагаются по одной прямой, сочленяясь в точке v' (точка v на кривой фиг. 3-85). Далее приходит в мертвое положение w' эксцентриситет, после чего в такое же положение вновь становятся последовательно детали g—h (точка x') и k—l (точка y'). Перемещение золотника при этом совершенно незначительно, что иллюстрируется кривой uy на фиг. 3-85, где обозначения точек соответствуют указанным положениям механизма.



Фиг. 3-86. Внешний вид механизма управления поршневыми золотниками.

На фиг. 3-86 показано взаимное расположение деталей механизма для обеих полостей цилиндра.

В описанном механизме конструкция золотника несколько отличается от конструкции, приведенной на фиг. 3-83. Из паровой коробки (фиг. 3-84) пар поступает в окно m крышки цилиндра так, как показано стрелками, т. е. непосредственно через полость s и через внутренний канал p в золотнике. Таким образом, и здесь осуществляется двойной впуск.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ В ПРЯМОТОЧНЫХ МАШИНАХ

3-25. ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВПУСКА. ОДНОСЕДЕЛЬНЫЕ КЛАПАНЫ

В прямоточной машине для управления впуском пара могут найти применение любые органы парораспределения и любые механизмы для их привода.

В связи с тем, что управление выпуском пара в этих машинах осуществляется поршнем, для управления впускными клапанами получил распространение простой механизм, изображенный на фиг. 3-87 и 3-88.

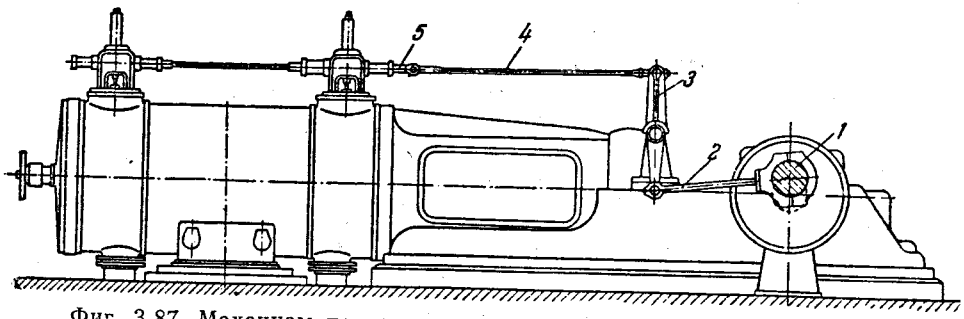
Эксцентрик *1*, сидящий на коренном валу машины (распределительный валик отсутствует), при помощи эксцентриковой тяги *2*, балансира *3* и тяги *4* сообщает возвратно-поступательное движение штоку *5*. В крышках цилиндра расположены впускные клапаны, оси которых перпендикулярны оси штока *5*. Стержень *11* каждого из клапанов (фиг. 3-88) заканчивается стаканом *8* с роликом *9*, в него вставленным. Через прорезь стакана проходит шток *5*, в котором против каждого из клапанов сделана выемка с наклонной плоскостью *10*. При движении штока влево эта плоскость набегает на ролик и поднимает клапан. При обратном движении штока клапан закрывается пружиной *7*, натяжение которой можно менять винтом *6*.

Пар подводится к крышкам цилиндра снизу (фиг. 3-87) и обогревает внутреннюю поверхность крышек. Часть вредного пространства, обусловленная размерами паровых каналов, в этой конструкции крайне незначительна.

Еще больший эффект в смысле уменьшения объема вредного пространства и его поверхностей можно получить при применении односедельных клапанов, которые к тому же обладают значительно большей плотностью прилегания, чем двухседельные клапаны.

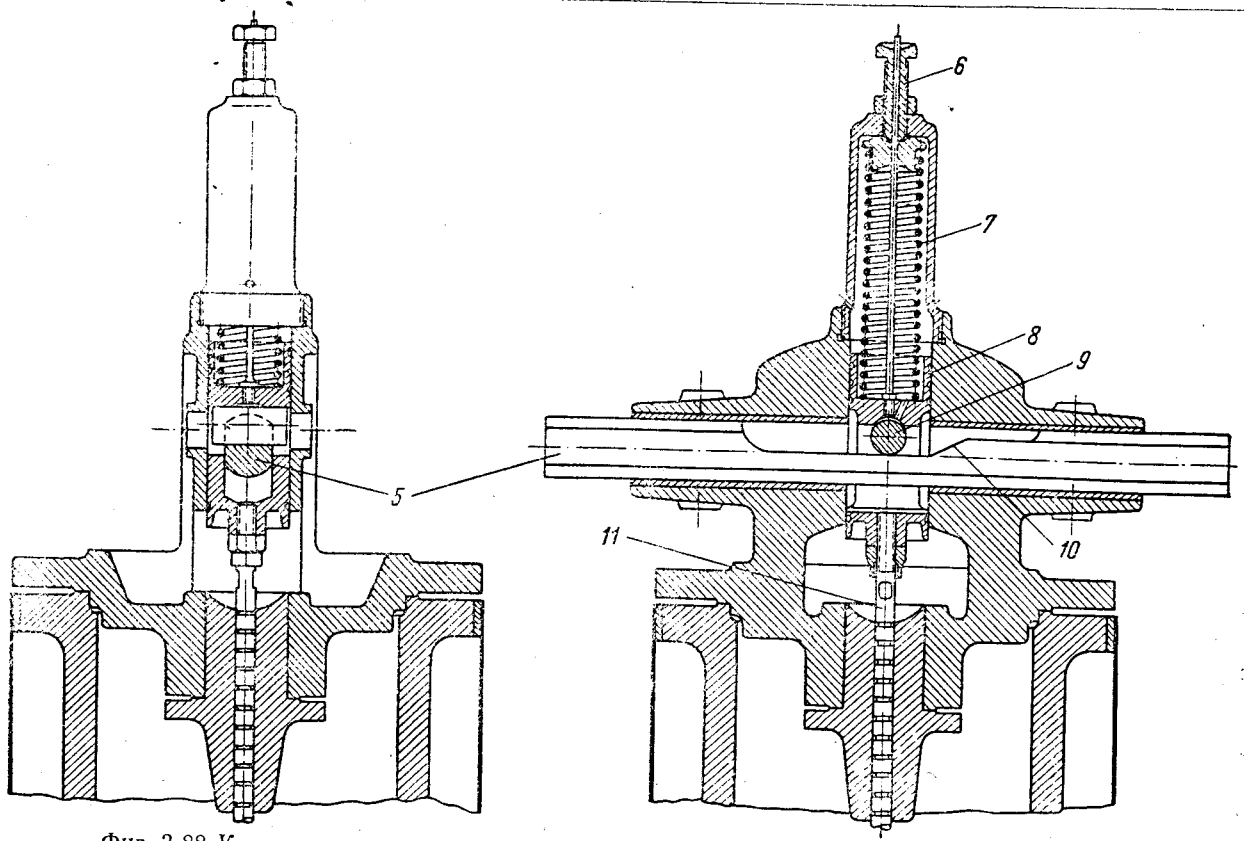
Неуравновешенность односедельного клапана не имеет существенного значения для прямоточных машин, работающих с высоким сжатием пара (перед началом подъема клапана давление в цилиндре немногим отличается от давления свежего пара). Независимо от этого диаметр клапана можно сделать сравнительно малым, применяя диффузор (фиг. 3-50) и конструируя механизм, осуществляющий значительный подъем клапана даже при небольших степенях наполнения.

Как известно, при малых степенях наполнения получается весьма незначительный сдвиг a конца эксцентриковой тяги (фиг. 3-89), обусловливающий и малую величину подъема клапана. Если, однако, распределительный вал вращается с числом оборотов, вдвое большим, чем коренной вал, то наполнение происходит за время поворота эксцентриситета на угол 2α, и высота подъема клапана зависит от величины a' примерно в четыре раза большей, чем a. Для того чтобы за время одного оборота клапан не открывался два раза, в парораспределении должен принимать участие также эксцентрик с нормальным числом оборотов увеличивающий рабочий ход механизма при подъеме клапана и уменьшающий холостой ход до такой степени, чтобы не происходило вторичного открытия клапана.



Фиг. 3-87. Механизм парораспределения впуска прямоточной машины.
1 — эксцентрик; *2* — эксцентриковая тяга; *3* — балансир; *4* — тяга; *5* — шток.

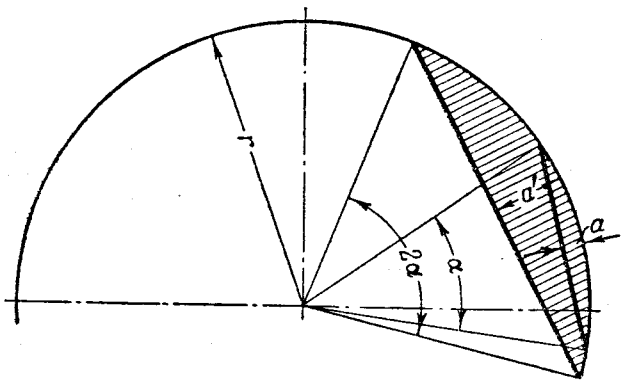
Цилиндр прямоточной машины с такой системой парораспределения представлен на фиг. 3-90.



Фиг. 3-88. Клапанная колонка с механизмом для подъема клапана завода „Большевик"
5 — штэк; *6* — регулирующий винт; *7* — пружина; *8* — стакан; *9* — ролик; *10* — наклонная плоскость; *11* — стержень клапана.

Односедельный клапан, откованный из стали заодно со стержнем, опирается на стальное гнездо, запрессованное в отливку цилиндра. Гнездо это вместе с выступающей частью клапана представляет собой диффузор.

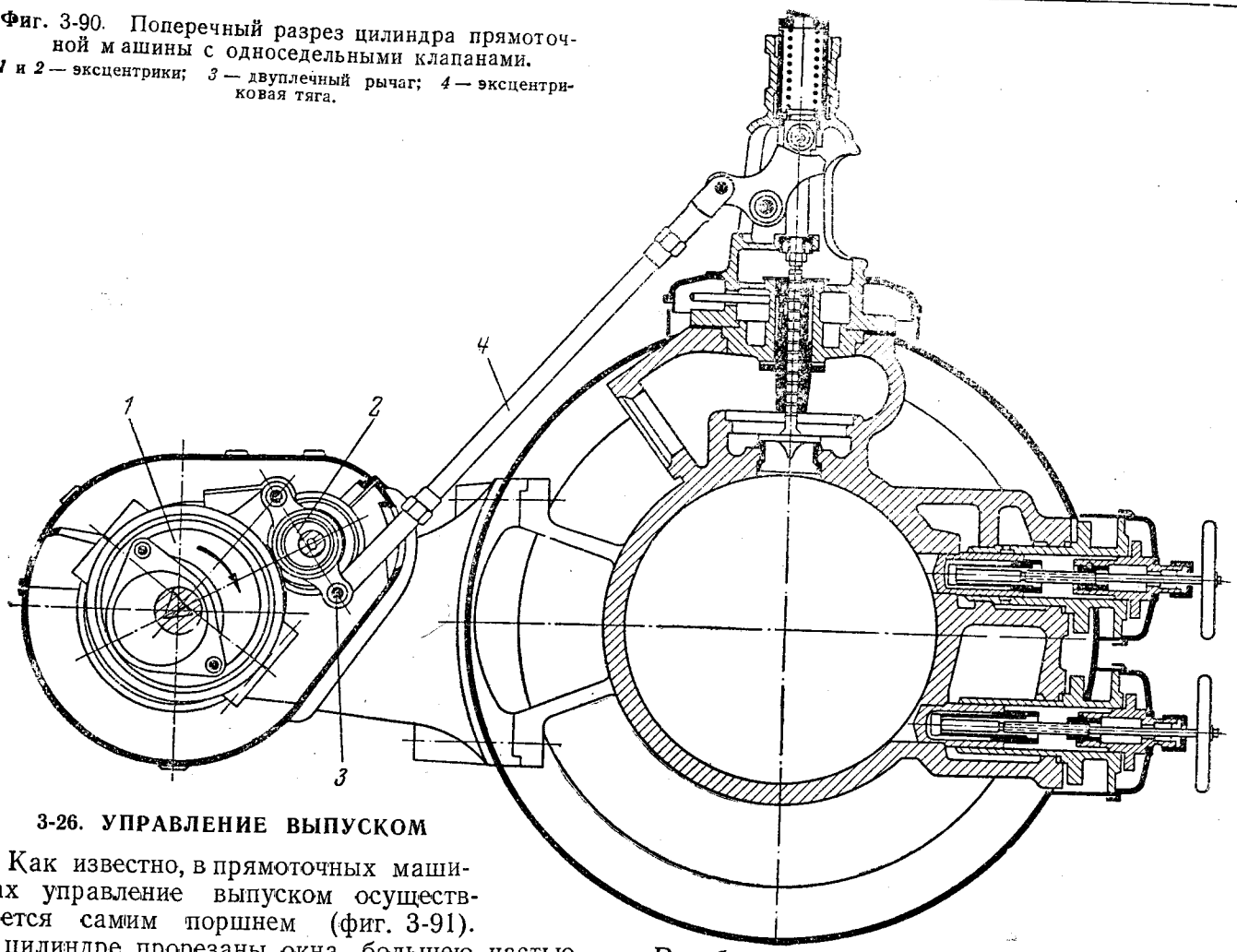
Клапан приводится при помощи эксцентрика *1*, сидящего на распределительном валу, число оборотов которого равно числу оборотов машины. Эксцентрик этот управляется плоским регулятором. Короткая тяга его действует на двуплечий рычаг, точкой опоры которого служит эксцентрик *2*, сидящий на валу, параллельном первому и делающем вдвое большее число оборотов. Под действием обоих эксцентриков точка *3* двуплечего рычага передает эксцентриковой тяге *4* сумму или разность перемещений, сообщаемых обоими эксцентриками. Взаимное заклинение эксцентриков выбрано так, что в период открытия клапана эксцентриковая тяга передает сумму, а при холостом ходе механизма — разность этих перемещений. Подъем клапана происходит под действием качающегося кулака. Валик вспомогательного эксцентрика приводится от распределительного вала зубчатой передачей. Подъем клапана достигает 17,5 *мм* при степени наполнения 15%.



Фиг. 3-89. Диаграмма перемещения конца эксцентриковой тяги.

Показанные на фиг. 3-90 справа клапаны служат для соединения с добавочными вредными пространствами: одно объемом 1% (от объема цилиндра) включается при ухудшении вакуума в конденсаторе до 70% (нормально 92%), другое — большего объема — при работе на атмосферу.

Нормальный объем вредного пространства составляет 1% и может быть уменьшен даже до 0,75%.



Фиг. 3-90. Поперечный разрез цилиндра прямоточной машины с односедельными клапанами.
1 и *2* — эксцентрики; *3* — двуплечный рычаг; *4* — эксцентриковая тяга.

3-26. УПРАВЛЕНИЕ ВЫПУСКОМ

Как известно, в прямоточных машинах управление выпуском осуществляется самим поршнем (фиг. 3-91). В цилиндре прорезаны окна, большею частью круглой формы, через которые и происходит выпуск пара на пути поршня S_2 влево (для правой полости цилиндра) и затем вправо. На индикаторной диаграмме, начерченной для правой полости цилиндра, процесс выпуска изображается линиями *efg*.

Для расчета окон формула (3-6) из § 3-5 непригодна, так как, с одной стороны, выпуск производится при малой скорости поршня, с другой стороны, в окнах, по крайней мере в начале выпуска, развивается критическая скорость пара.

Штумпф [Л. 15], разработав приближенный метод расчета окон, рекомендует пользоваться следующей таблицей для выбора суммарного проходного сечения окон.

$\frac{p_e}{p_2}$	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
f_0	8,33	11,45	13,25	14,6	15,5	16,4	17,1	17,7	18,2	18,7	19,1	19,5

В таблице этой обозначают:

p_e — давление в конце расширения, *ата*;

p_2 — давление при выпуске, *ата*;

f_0 — площадь проходного сечения всех окон в $см^2$ для $A = 1$,

причем

$$A = D^2Sn,$$

где D — диаметр цилиндра, *м*;

S — ход поршня, *м*;

n — число оборотов в минуту.

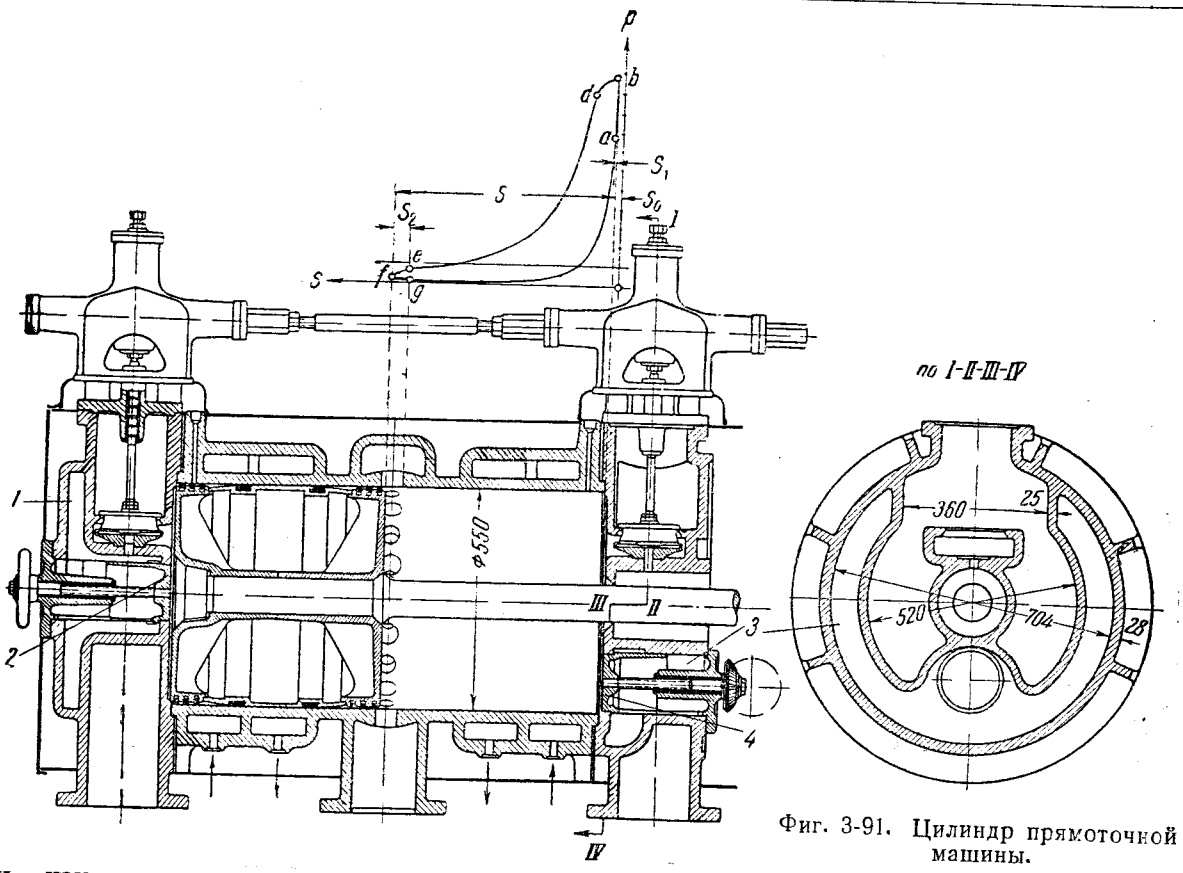
Таблица составлена в предположении, что машина работает на конденсацию и что длина окон составляет 10% хода поршня.

Действительная площадь окон

$$f = Af_0.$$

Сечение паровыпускной трубы должно быть равно или больше сечения окон.

Выпускное сечение, рассчитанное по вышеуказанному методу, настолько велико, что потери давления пара при проходе через окна почти не бывает.



Фиг. 3-91. Цилиндр прямоточной машины.

При изучении индикаторной диаграммы прямоточной машины (§ 2-9) было обращено внимание на высокую степень сжатия в этих машинах, вынуждающую при работе на атмосферу прибегать к искусственному увеличению вредного пространства.

На фиг. 3-91 цифрами *2* и *4* обозначены клапаны к добавочному вредному пространству: *1* — для левой полости, *3* — для правой полости цилиндра. В некоторых случаях применяют клапаны, автоматически открывающиеся при повышении давления выпуска.

Добавочное вредное пространство, конечно, сводит на-нет все выгоды прямоточной конструкции.

Недостатками прямоточных машин описанного типа являются также: большая степень сжатия, значительная длина поршня и цилиндра. Эти недостатки вызвали появление прямоточных машин с окнами, выпуск из которых управляется не только поршнем, но и специальными клапанами (или золотниками), в определенные моменты закрывающими выпускной канал из цилиндра.

Схемы таких машин были разобраны ранее (фиг. 2-37). Помимо уменьшения степени сжатия они отличаются от только что описанных машин коротким поршнем и цилиндром нормальной длины.

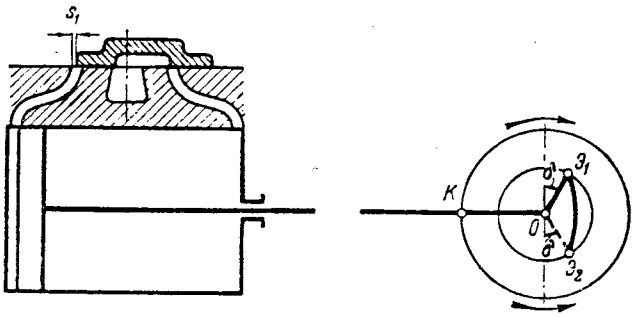
ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ
РЕВЕРСИВНЫЕ МЕХАНИЗМЫ

3-27. ПОНЯТИЕ О РЕВЕРСИВНЫХ МЕХАНИЗМАХ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

В ряде случаев паровая машина должна работать не только передним, но и задним ходом — с вращением кривошипа в противоположном направлении. Парораспределительные механизмы, допускающие перемену хода, называются р е в е р с и в н ы м и.

Реверсивными механизмами снабжаются главным образом локомотивные, судовые и автомобильные машины. Из стационарных машин в перемене хода нуждаются прокатные и подъемные машины.

Реверсивные механизмы подробно рассматриваются в курсах паровозных и судовых машин. Мы кратко рассмотрим лишь наиболее типичные механизмы.



Фиг. 3-92. Заклинение эксцентрика при переднем и при заднем ходе машины.

Направление эксцентриситета в золотниковом распределении должно составлять с вертикальным диаметром угол δ, отложенный по направлению вращения. Если изменить угол опережения так, чтобы эксцентриситет был направлен по $OЭ_2$ (фиг. 3-92), то направление вращения машины изменится на противоположное: при продолжении вращения по верхней стрелке окно в левую полость перекрылось бы золотником и еще до прихода поршня в среднее положение начался бы впуск пара в правую полость; это и заставило бы поршень двинуться в обратном направлении (влево). При заклинении эксцентрика под углом δ к нижней части вертикального диаметра ($OЭ_2$) и вращении кривошипа по нижней стрелке механизм будет работать нормально с теми же моментами парораспределения, что и при переднем ходе.

Изменение направления вращения удобно связать с изменением степени наполнения. Обычно реверсивные механизмы допускают изменение степени наполнения от некоторого максимума до нуля при переднем ходе, после чего степень наполнения может возрастать от нуля до максимума при заднем ходе. Для изменения степени наполнения приходится менять и величину эксцентриситета, заставляя центр эксцентрика описывать ту или иную кривую вершин $Э_1Э_2$.

Осуществление реверсивного механизма с помощью переставного эксцентрика нецелесообразно, так как при значительном изменении угла опережения (на $180° - 2\delta$) существенно меняются помимо отсечки и другие моменты парораспределения.

Обычно реверсивные механизмы конструируются с жестко заклиненными эксцентриками, но с таким воздействием на передаточный механизм от эксцентрика, которое эквивалентно вышеразобранному изменению эксцентриситета.

Различают два основных типа реверсивных механизмов:

а) кулисные механизмы, которые выполняются с одним или двумя эксцентриками; в последнем случае при помощи так называемой кулисы, конструкция которой поясняется ниже, перемещения концов эксцентриковых тяг складываются, и от кулисы заимствуется движение золотника, зависящее от положения точки присоединения золотникового штока к кулисе (кулисного камня);

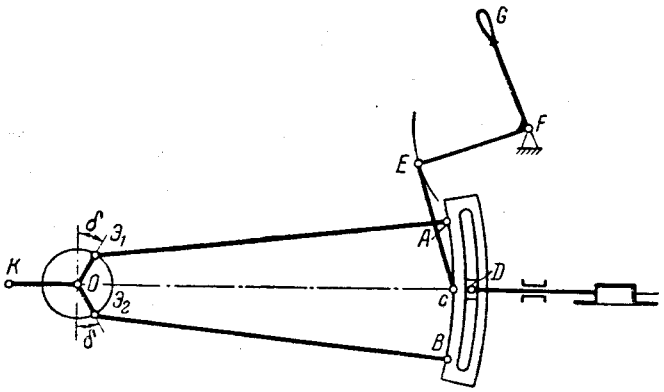
б) рычажные приводы, выполняемые с одним эксцентриком; движение золотника заимствуется от какой-либо точки механизма, взаимное положение деталей которого может на ходу машины меняться, обусловливая изменение степени наполнения и перемену хода.

В стационарных и паровозных машинах преимущественным распространением пользуются кулисные механизмы с двумя эксцентриками.

3-28. КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ДВУМЯ ЭКСЦЕНТРИКАМИ

На фиг. 3-93 изображена схема кулисного механизма. Два одинаковых эксцентрика заклинены под углами опережения δ переднего и заднего хода, соответствующими наибольшей степени наполнения. Эксцентриковые тяги $Э_1A$ и $Э_2B$ соединены с кулисой AB, подвешенной в точке C. Кулиса представляет собою дугообразную деталь с прорезом, в котором может перемещаться кулисный камень D. С камнем соединяется золотник.

Если кулису при помощи переводного рычага GFE опустить так, чтобы точка A совпала с осью золотника, то действие эксцентрика $Э_2$ исключается, и машина будет итти передним ходом с наибольшим наполнением. Аналогично не оказывает влияния на работу золотника экс-



Фиг. 3-93. Схема кулисного механизма.

центрик $Э_1$ при подъеме кулисы до совпадения точки B с осью золотника; в этом случае машина будет развивать максимальную мощность заднего хода.

В промежуточных положениях кулисы превалирующее влияние на движение золотника будет оказывать тот эксцентрик, точка соединения тяги которого с кулисой будет ближе к точке D. Подъем кулисы из начерченного положения соответствует заднему ходу машины с постепенно возрастающей степенью наполнения, опускание кулисы—переднему ходу с тем же характером изменения момента отсечки.

Установим зависимость перемещений золотника от размеров эксцентриков и кулисы, а также от положения последней.

Для упрощения исследования будем считать эксцентриковые тяги бесконечно длинными, а отдельные точки на кулисе совершающими прямолинейные горизонтальные колебательные движения.

Среднее положение кулисы обозначено через A_1 B_1 (фиг. 3-94). При этом точки A_1 и B_1 лежат по середине расстояния между крайними положениями.

Под действием эксцентрика $Э_1$ точка A_1 кулисы могла бы перемещаться в направлении OA_1 по закону

$$\xi_1 = r \sin(\delta + \varphi_1 + \alpha),$$

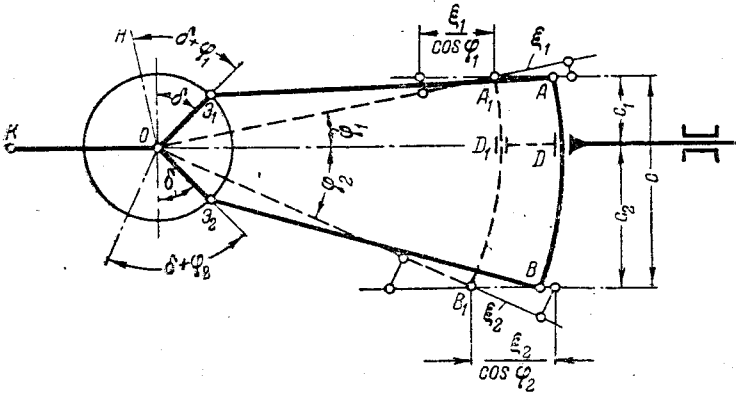
где r—эксцентриситет эксцентрика;

α—произвольный угол поворота кривошипа.

Углом опережения следует считать $(\delta + \varphi_1)$, так как для направления OA_1 перпендикулярный к нему диаметр OH смещен влево на угол φ_1 по отношению к вертикальному диаметру.

Действительные перемещения точки A_1 в горизонтальном направлении измеряются отрезками

$$\frac{\xi_1}{\cos\varphi_1} = \frac{r}{\cos\varphi_1} \sin(\delta + \varphi_1 + \alpha).$$

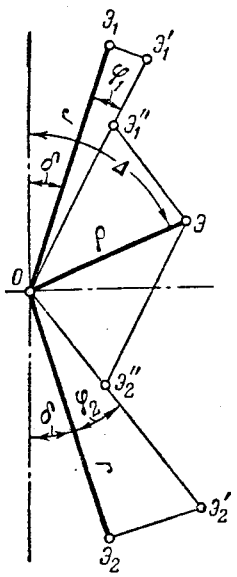


Фиг. 3-94. Схематическое изображение работы кулисного механизма.

Таким образом, можно считать, что перемещения точки A_1 происходят как бы под действием эксцентрика с эксцентриситетом $\frac{r}{\cos\varphi_1}$ и углом опережения $(\delta + \varphi_1)$.

Аналогично перемещения точки B_1 можно считать совершающимися от эксцентрика с эксцентриситетом $\frac{r}{\cos\varphi_2}$ и углом опережения $(\delta + \varphi_2)$.

Величины и направления этих фиктивных эксцентриков показаны на фиг. 3-95 ($OЭ_1'$ и $OЭ_2'$).



Фиг. 3-95. Графическое определение фиктивных эксцентриситетов.

Камню кулисы— точке D_1 — передаются сдвиги обоих концов кулисы. Перемещение камня можно найти следующим образом:

Если положить точку B_1 неподвижной, то под влиянием сдвига точки A_1 из среднего положения на величину $\frac{\xi_1}{\cos\varphi_1}$ точка D_1 сместится на

$$\frac{c_2}{c}\frac{\xi_1}{\cos\varphi_1} = \frac{c_2}{c}\frac{r}{\cos\varphi_1}(\delta + \varphi_1 + \alpha).$$

Если закрепить точку A_1, то при сдвиге точки B_1 из среднего положения на величину $\frac{\xi_2}{\cos\varphi_2}$ точка D_1 сместится на

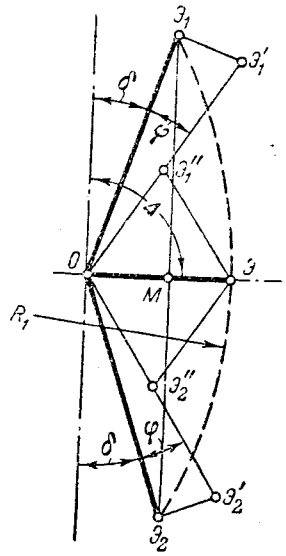
$$\frac{c_1}{c}\frac{\xi_2}{\cos\varphi_2} = \frac{c_1}{c}\frac{r}{\cos\varphi_2}(\delta + \varphi_2 + \alpha).$$

Таким образом, можно считать, что камень D_1 находится под одновременным воздействием двух новых фиктивных эксцентриков (фиг. 3-95): $OЭ_1''$ с эксцентриситетом $\frac{c_2}{c}\frac{r}{\cos\varphi_1}$ и $OЭ_2''$ с эксцентриситетом $\frac{c_1}{c}\frac{r}{\cos\varphi_2}$.

Сдвиг точки D_1 из среднего положения

$$\xi = \frac{c_2}{c}\frac{\xi_1}{\cos\varphi_1} \mp \frac{c_1}{c}\frac{\xi_2}{\cos\varphi_2}$$

(знак минус получается при переходе эксцентриситета $OЭ_2''$ в левый нижний квадрант).



Фиг. 3-96. Кривая вершин кулисного механизма.

По аналогии с доказательством, приведенным в § 3-11, можно показать, что сдвиги ξ происходят как бы под действием эксцентрика $O\Theta$, величина и направление которого определяются диагональю параллелограмма, построенного на $O\Theta_1''$ и $O\Theta_2''$. Эксцентриситет этого фиктивного эксцентрика обозначим через ρ, угол опережения — через Δ. По аналогии с формулами, приведенными в § 3-11,

$$\rho^2=\left(\frac{c_2}{c}\frac{r}{\cos\varphi_1}\right)^2+\left(\frac{c_1}{c}\frac{r}{\cos\varphi_2}\right)^2-\frac{2c_1c_2r^2}{c^2\cos\varphi_1\cos\varphi_2}\cos(\varphi_1-\varphi_2); \quad (3\text{-}19)$$

$$\operatorname{tg}\Delta=\frac{\frac{c_2}{c}\frac{r}{\cos\varphi_1}\sin(\delta+\varphi_1)-\frac{c_1}{c}\frac{r}{\cos\varphi_2}\sin(\delta+\varphi_2)}{\frac{c_2}{c}\frac{r}{\cos\varphi_1}\cos(\delta+\varphi_1)-\frac{c_1}{c}\frac{r}{\cos\varphi_2}\cos(\delta+\varphi_2)}. \quad (3\text{-}20)$$

При положении камня посредине кулисы $\left(c_1=c_2=\frac{c}{2}\right)$

$$\varphi_1=\varphi_2=\varphi$$

и фиктивные эксцентриситеты займут положение, показанное на фиг. 3-96. Так как

$$O\Theta_1''=O\Theta_2''=\frac{\cdot}{\cos\varphi},$$

то угол $\Delta=90°$.

Определяя величину и направление ρ для различных положений кулисы, получим кривую вершин $\Theta_1\Theta\Theta_2$ парораспределения. При помощи этой кривой можно исследовать парораспределение так же, как в применении к простому золотнику было показано в § 3-10.

Кривую вершин можно заменить дугой радиуса

$$R_1=\frac{r}{c}l\cos\delta, \quad (3\text{-}21)$$

где c — длина кулисы;

l — длина эксцентриковой тяги $A\Theta_1$ (фиг. 3-94)

Стрела прогиба дуги $\Theta_1\Theta\Theta_2$ (фиг. 3-96) при этом равна

$$\overline{M\Theta}=\frac{r\cos\delta}{\sqrt{\frac{4l^2}{c^2}-1}}. \quad (3\text{-}22)$$

Эти формулы облегчают построение кривой вершин.

На фиг. 3-97 построена золотниковая диаграмма для рассмотренного механизма. $O\Theta_1$ представляет собой эксцентриситет для переднего хода. Описанные на этом эксцентриситете и его продолжении золотниковые окружности определяют моменты парораспределения при максимальной степени наполнения переднего хода.

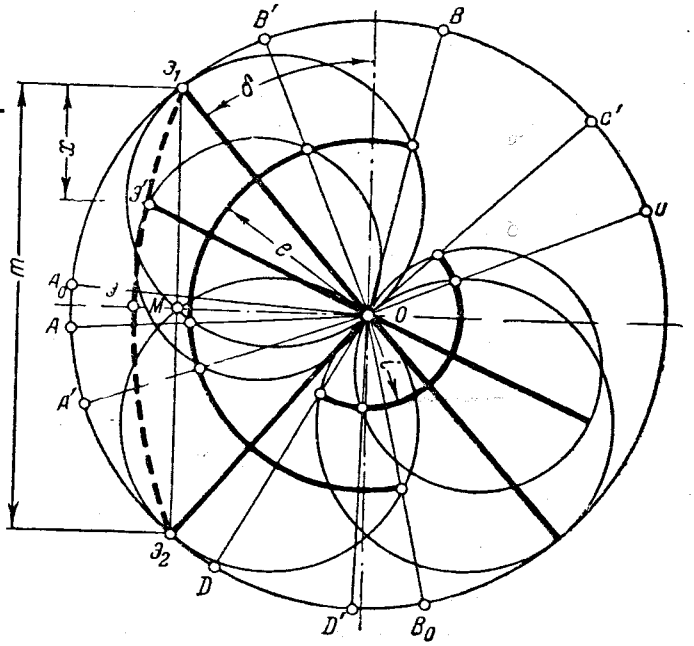
Из точки Θ_1 проведена вертикаль $\Theta_1\Theta_2$, от точки M отложен отрезок $M\Theta$, определенный по формуле (3-22) и радиусом R_1 [формула (3-21)] описана кривая вершин $\Theta_1\Theta\Theta_2$.

Поставив кулису в некоторое промежуточное положение (фиг. 3-94), можем найти по диаграмме величину и направление результирующего эксцентриситета. Для этого достаточно отложить от точки Θ_1 отрезок

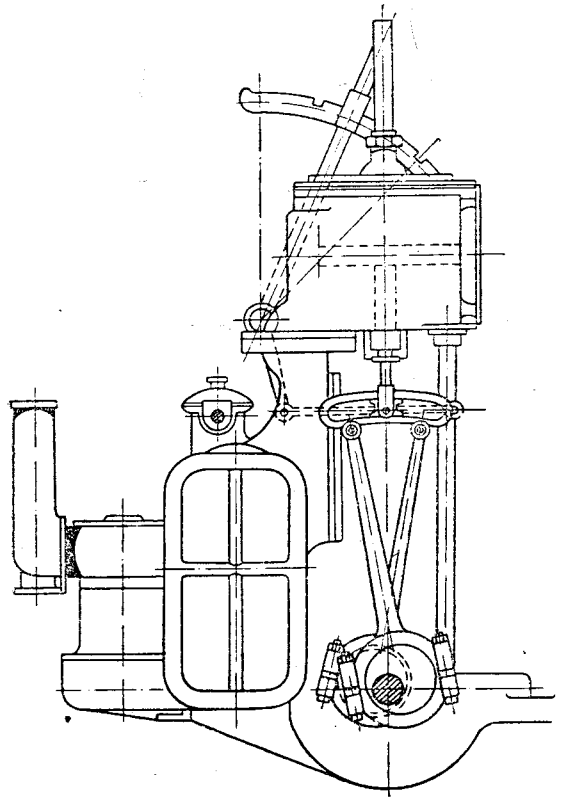
$$x=\frac{c_1}{c}m;$$

c_1 и c показаны на фиг. 3-94, а x и m — на фиг. 3-97.

Результирующий (фиктивный эксцентриситет) по величине и направлению изображается от-



Фиг. 3-97. Золотниковая диаграмма для кулисного механизма.



Фиг. 3-98 Вертикальная судовая машина с кулисным механизмом.

резком ОЭ′. Построенные на нем и на его продолжении золотниковые окружности показывают, что с уменьшением степени наполнения увеличиваются опережение впуска и выпуска, а также степень сжатия. Открытие окна в золотниковом зеркале уменьшается.

Окружностью, описанной на $ОЭ_2$, определяются моменты начала впуска и отсечки при максимальной степени наполнения заднего хода (в данном случае — вращение против часовой стрелки). При одинаковых степенях наполнения и прочие моменты парораспределения переднего и заднего хода одинаковы.

Радиус кривизны кулисы выбирается обычно равным l — длине эксцентриковой тяги. Иное очертание кулисы при ее перестановке вызывало бы смещение золотника относительно золотникового зеркала и обусловливало при этом неравенство степеней наполнения и других моментов парораспределения в обеих полостях цилиндра.

Вертикальная судовая машина с кулисным механизмом показана на фиг. 3-98. Расположение переводного рычага подчинено конструктивным соображениям и не является целесообразным с точки зрения правильности парораспределения.

В отличие от описанного механизма с «открытыми тягами» на фиг. 3-98 представлен механизм с перекрестными тягами (направления эксцентриковых тяг пересекаются в точке, лежащей между валом и кулисой). Обе конструкции почти равноценны.

Основным недостатком кулисного механизма является значительное изменение величины линейного опережения впуска при изменении степени наполнения.

От этого дефекта свободны нижеописываемые механизмы.

3-29. РЕВЕРСИВНЫЕ ПРИВОДЫ СУДОВЫХ МАШИН С ОДНИМ ЭКСЦЕНТРИКОМ

Схема одного из таких приводов приведена на фиг. 3-99 применительно к вертикальной машине.

Эксцентрик заклинен с углом опережения $\delta = 90°$. Эксцентриковая тяга $ЭР$ соединена с золотниковой тягой PS. Точка A эксцентриковой тяги двигается в прорезе прямолинейной кулисы, которую можно поворачивать вокруг точки X. Направление движения золотника перпендикулярно к среднему положению кулисы (вдоль линии OM).

Точка P при вращении вала описывает эллиптическую кривую, которую нетрудно построить по точкам для определенного положения кулисы (на фиг. 3-99 — под углом φ_1 к горизонтали). Для этого достаточно точку $Э$ перемещать по эксцентриковой окружности и отмечать положение точки P при условии, что точка A скользит по кулисе. При мертвых положениях кривошипа точка A совпадает с центром кулисы X.

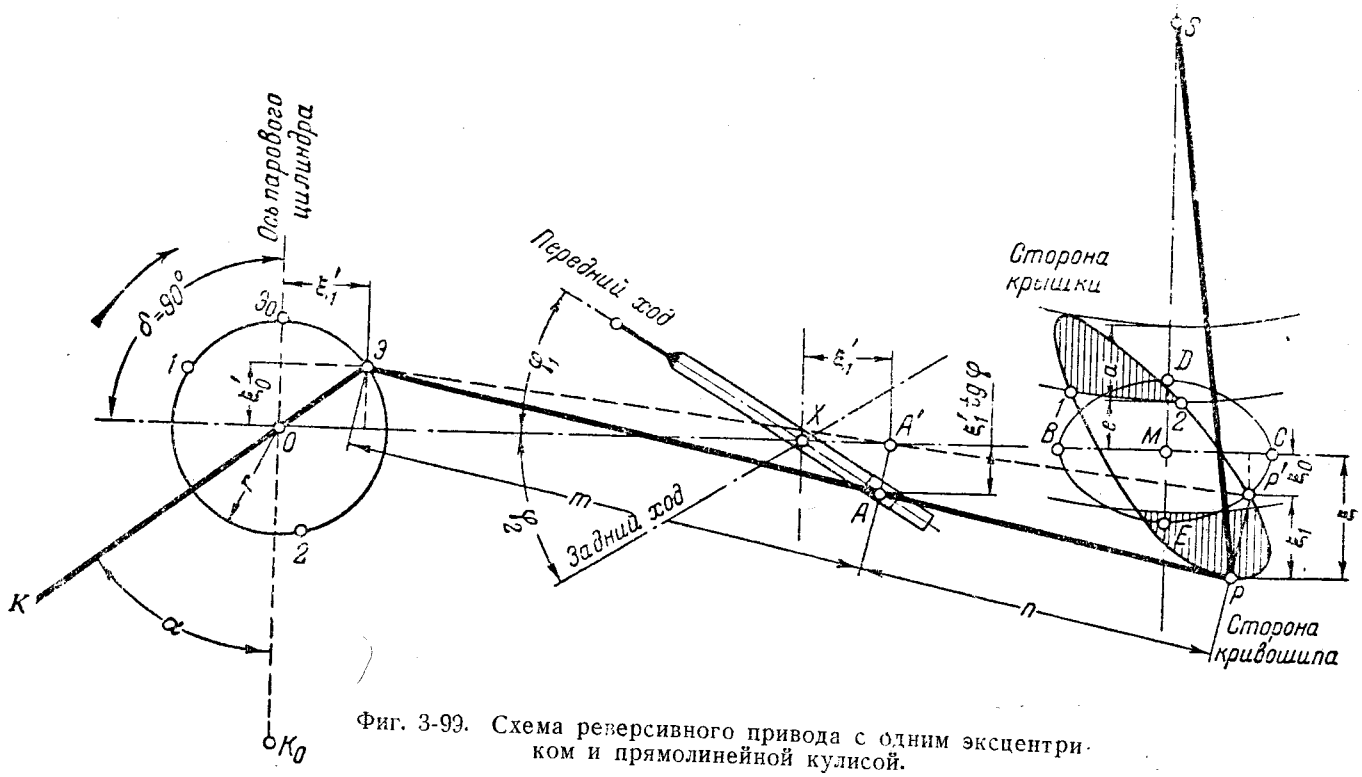
При горизонтальном положении кулисы вертикальные перемещения точки P, т. е. сдвиги золотника, обусловливаются исключительно величиной и заклинением эксцентрика r. Эти сдвиги равняются вертикальной проекции ξ_0' эксцентриситета, умноженной на отношение плеч тяги $\frac{n}{m}$:

$$\xi_0 = \xi_0' \frac{n}{m} = r \cos \alpha \frac{n}{m}, \qquad (3\text{-}23)$$

где α — произвольный угол поворота кривошипа OK.

Точка P' тяги $ЭA'P'$ при этом описывает кривую $BDCE$, на которой $BC = 2r$, а $DE = 2r\frac{n}{m}$.

При наклонном положении кулисы (под углом φ к OM) к перемещению ξ_0 добав-



Фиг. 3-99. Схема реверсивного привода с одним эксцентриком и прямолинейной кулисой.

ляется еще сдвиг ξ_1, обусловленный наклоном кулисы. Если обозначить горизонтальное смещение точки A относительно ее среднего положения (точки X) — ξ_1' (оно равно горизонтальной проекции эксцентриситета $OЭ$), то вертикальное смещение той же точки равно $\xi_1' \operatorname{tg}\varphi$, а сдвиг в вертикальном направлении точки P

$$\xi_1 = \xi_1' \operatorname{tg}\varphi \frac{m+n}{m} = r \sin\alpha \operatorname{tg}\varphi \frac{m+n}{m} \quad (3\text{-}24)$$

(из подобия треугольников $ЭAA'$ и $ЭPP'$).

Полный сдвиг точки P в вертикальном направлении будет:

$$\xi = \xi_0 + \xi_1.$$

Эксцентриковую тягу при этом мы считаем бесконечно длинной.

Используя формулы (3-23) и (3-24), мы можем написать:

$$\xi = \xi_0 + \xi_1 = r\frac{n}{m}\cos\alpha + r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi \sin\alpha =$$

$$= r\frac{n}{m}\sin(90° + \alpha) + r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi \sin(0° + \alpha). \quad (3\text{-}25)$$

Отсюда следует, что мы можем представить сдвиги золотника совершающимися как бы под действием двух эксцентриков: одного с эксцентриситетом $r\frac{n}{m}$ и углом опережения 90° и другого с эксцентриситетом $r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi$ и углом опережения 0° (т. е. с заклинением эксцентрика под углом 90° к кривошипу). Первый эксцентрик имеет неизменный эксцентриситет, во втором эксцентриситет меняется от $r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi_1$ до нуля и от нуля до $r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi_2$. Переменность этого эксцентриситета и обусловливает изменение степени наполнения и перемену хода машины. Кулиса для этого поворачивается вокруг точки X.

На фиг. 3-100 показана кривая вершин механизма. Она представляет собой вертикальную прямую линию $Э_1Э_2$ и получается при сложении по правилу параллелограмма эксцентриситета $r\frac{n}{m}$ с углом опережения 90° и эксцентриситета $r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi$ с углом опережения 0°.

Аналитически это можно доказать следующим образом:

Обозначив результирующий (фиктивный) эксцентриситет через ρ и его угол опережения через Δ, найдем:

$$\xi = \rho \sin(\Delta + \alpha) = \rho \sin\Delta \cos\alpha + \rho \cos\Delta \sin\alpha. \quad (3\text{-}26)$$

Сравнивая формулы (3-25) и (3-26), находим:

$$\rho \sin \Delta = r\frac{n}{m};$$

$$\rho \cos \Delta = r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi,$$

откуда

$$\rho^2 = r\left(\frac{n}{m}\right)^2 + \left(r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi\right)^2; \qquad (3\text{-}27)$$

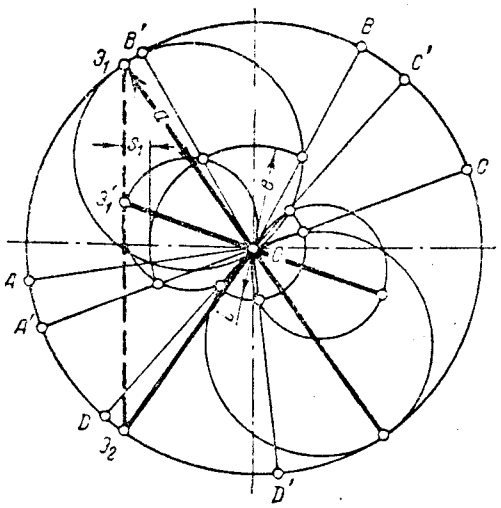
$$\operatorname{tg}\Delta = \frac{r\frac{n}{m}}{r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi} = \frac{n}{(m+n)\operatorname{tg}\varphi}. \qquad (3\text{-}28)$$

Отсюда ясно, что ρ является диагональю параллелограмма, построенного на двух взаимно перпендикулярных эксцентриситетах

$$r\frac{n}{m} \text{ и } r\frac{m+n}{m}\operatorname{tg}\varphi.$$

Некоторые свойства разобранного механизма выясняются из золотниковой диаграммы, приведенной из фиг. 3-101. На ней построены золотниковые окружности для фиктивных эксцентриситетов $O\mathcal{Э}_1$ и $O\mathcal{Э}'_1$. Положения кривошипа обозначены в начале впуска OA (OA'), в момент отсечки OB (OB') в начале выпуска OC (OC'), в начале сжатия OD (OD'). При уменьшении эксцентриситета и снижении степени наполнения увеличиваются (как и в кулисных механизмах) опережение впуска, опережение выпуска и степень сжатия. Ценным свойством механизма является то, что линейное опережение впуска s_1 при всех нагрузках остается постоянным.

Отметим, что разобранное заклинение эксцентрика (на 180° по отношению к кривошипу)

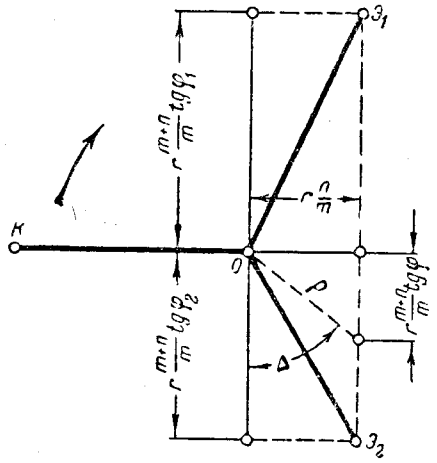


Фиг. 3-101. Золотниковая диаграмма механизма с одним эксцентриком и прямолинейной кулисой.

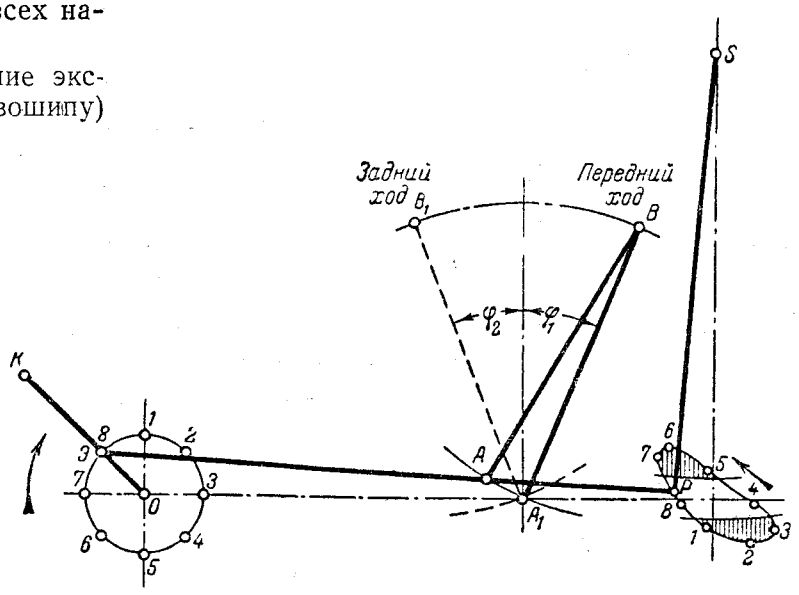
соответствует внутреннему впуску. При внешнем подводе пара направления эксцентрика и кривошипа должны совпадать.

Удачными видоизменениями этого привода являются механизмы, в которых кулиса заменена шарнирным подвесом точки A (фиг. 3-99). При этом точка подвеса эксцентриковой тяги располагается или между валом машины и золотниковой тягой (как на фиг. 3-99), или выносится наружу.

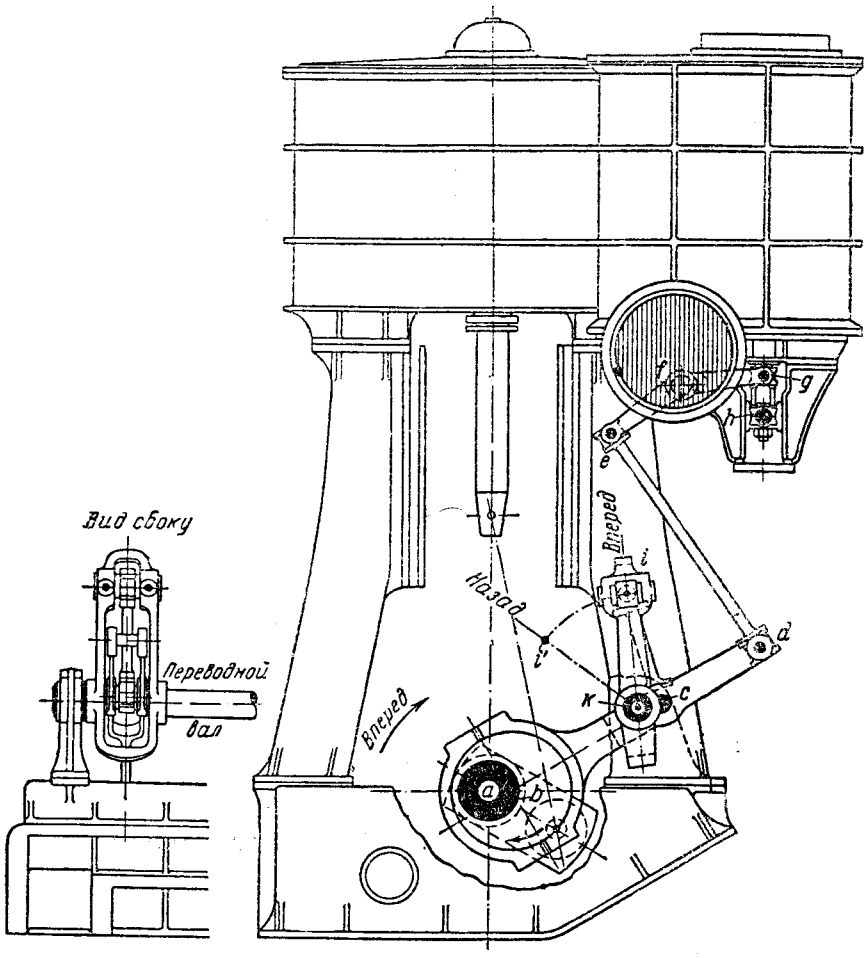
Схема первого варианта приведена на фиг. 3-102. К первому рычагу BA подвешена эксцентриковая тяга, так что точка A здесь перемещается не по прямой, как в механизме



Фиг. 3-100. Кривая вершин механизма по схеме фиг. 3-99.



Фиг. 3-102. Схема реверсивного механизма с одним эксцентриком и переводным рычагом между валом машины и золотниковой тягой.



Фиг. 3-103. Судовая машина с реверсивным механизмом по схеме фиг. 3-102.

по схеме фиг. 3-99, а по дуге круга AA_1 из точки B. При внешнем подводе пара направления кривошипа и эксцентрика совпадают. Нумерация точек на эллиптической траектории точки P соответствует нумерации на эксцентриковой окружности. Кривая вершин механизма и метод ее построения такие же, как и для первого из рассмотренных приводов.

Реверсивный механизм с одним эксцентриком и переводным рычагом между валом машины и золотниковой тягой отличается простотой конструкции. В нем устранено скольжение камня A в кулисе, — скольжения, связанного с износом. Кроме того, кривизна траектории точки A способствует выравниванию наполнений в обеих полостях цилиндра.

На фиг. 3-103 показана судовая машина с приводом по схеме фиг. 3-102. Центр вала обозначен a, центр эксцентрика — b, точка подвеса эксцентриковой тяги — c, рычажная передача к золотнику — $defgh$ (рычаг efg не является необходимым и введен в связи с применением золотника с внутренним впуском), центр переводного вала — k, переводной рычаг — ki. Механизм показан в положении для вращения вала по часовой стрелке. Обратное направление вращения достигается перестановкой переводного рычага в положение ki'.

3-30. КУЛИСНЫЙ МЕХАНИЗМ ПАРОВОЗНЫХ МАШИН

Чрезвычайно распространен в паровозных машинах кулисный механизм, схема которого приведена на фиг. 3-104. В этом механизме так же, как и в описанных в предыдущем параграфе, имеется лишь один эксцентрик, однако движение золотника управляется не только эксцентриком, но и кривошипом машины, который можно рассматривать, как второй эксцентрик.

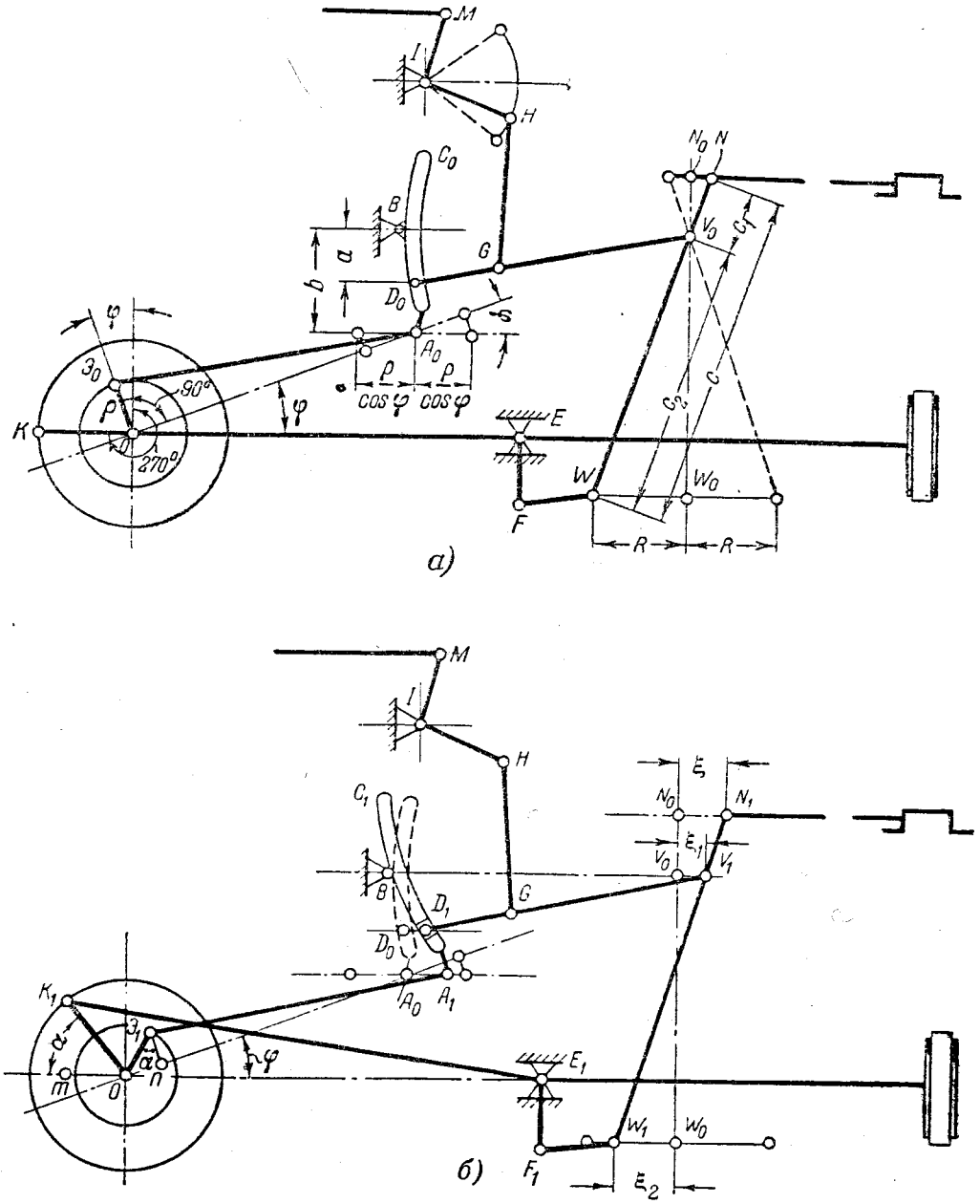
Кулиса A_0BC_0 (фиг. 3-104,*а*), подвешенная в точке B, приводится в колебательное движение от эксцентрика $O\mathcal{E}_0=\rho$ с углом опережения, равным $-\varphi$ (иногда $\varphi=0$). Тягой D_0V_0 качания кулисы передаются точке V_0 на рычаге (маятнике) NW, а следовательно, и золотнику. Положение кулисного камня D_0 в кулисе устанавливается переводным рычагом $MIHG$ из будки машиниста. Если камень находится между точками A_0 и B, машина имеет одно направление вращения, если камень находится между точками B и C_0 — противоположное (в последнем случае движению точки A_0 вправо, например, соответствует движение точки D_0 влево).

С ползуном машины жестко связан поводок EF, который при вращении кривошипа $OK=R$ вызывает при посредстве серьги FW качание маятника NW вокруг мгновенного центра V_0.

Таким образом, точка N_1, а с нею и золотник движутся под совместным действием эксцентрика ρ и кривошипа R.

Исследуем каждое из этих движений в отдельности, предполагая для упрощения, что точки A_0, D_0, N, V_0 и W движутся по горизонтальным прямым линиям.

При шатуне бесконечно большой длины точка W находится в своем среднем положе-



Фиг. 3-104. Схема кулисного механизма паровозных машин.

нии W_0 при вертикальном положении кривошипа. При повороте кривошипа из мертвого положения на произвольный угол α отклонение точки W от среднего положения

$$\xi_2 = W_0W_1 = Om = R\cos\alpha$$

(фиг. 3-104,*б*).

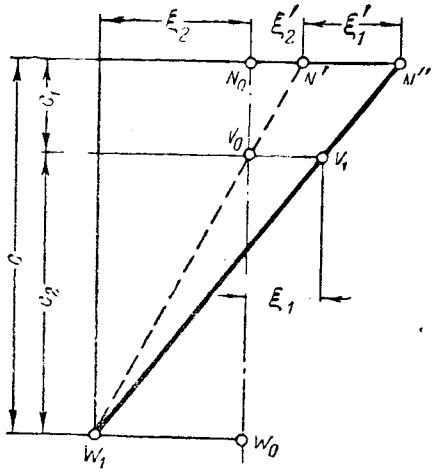
Такое перемещение можно было бы получить от эксцентрика с эксцентриситетом R и углом опережения 270° (фиг. 3-104,*а*).

При смещении точки W на величину ξ_2 точка N движется в обратном направлении, и ее смещение от среднего положения

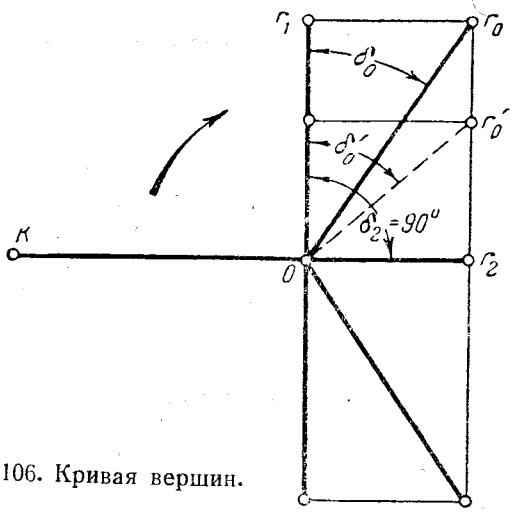
$$\xi_2' = \frac{c_1}{c_2} R\cos\alpha, \qquad (3\text{-}29)$$

где c_1 и c_2 — длины плеч маятника NW.

Поэтому движение точки N под действием кривошипа R можно рассматривать, как движение от эксцентрика с эксцентриситетом $r_2 = \frac{c_1}{c_2} R$ и углом опережения $\delta_2 = 90°$ (угол



Фиг. 3-105. Схема перемещений маятника.



Фиг. 3-106. Кривая вершин.

опережения на 180° отличается от вышеуказанного для точки W в связи с изменением направления движения точки N по сравнению с точкой W).

Положим теперь точку W неподвижной и рассмотрим перемещение точки N под действием эксцентрика ρ с углом опережения $(-\varphi)$.

От механизма требуется, чтобы при обоих мертвых положениях поршня кулиса находилась в одном и том же положении. Это возможно в случае заклинения эксцентрика под углом опережения $(-\varphi)$ так, чтобы направление эксцентриситета $OЭ_0$ было перпендикулярно линии OA_0.

Максимальные размахи точки A_0 в горизонтальном направлении, очевидно, равны $\frac{\rho}{\cos\varphi}$, а точки D_0 (камня) $\frac{a}{b}\frac{\rho}{\cos\varphi}$.

При повороте вала на угол α (фиг. 3-104,*б*) смещение точки A_0 в направлении OA_0 измеряется отрезком $On = \rho\sin\alpha$, в горизонтальном направлении отрезком $A_0A_1 = \frac{\rho}{\cos\varphi}\sin\alpha$, а смещение точки D_0

$$D_0D_1 = \xi_1 = \frac{a}{b}\frac{\rho}{\cos\varphi}\sin\alpha.$$

На ту же величину смещается по горизонтали и точка V_0, а точка N_0 — на величину

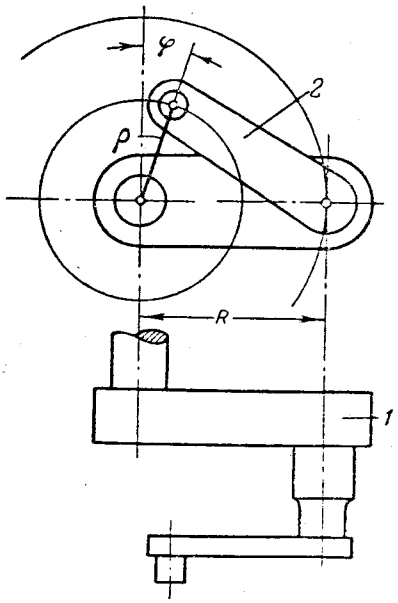
$$\xi_1' = \frac{c_1}{c}\frac{a}{b}\frac{\rho}{\cos\varphi}\sin\alpha. \qquad (3\text{-}30)$$

Следовательно, смещение точки N под действием эксцентрика ρ можно рассматривать происходящим под действием фиктивного эксцентриситета $r_1 = \frac{c_1}{c}\frac{a}{b}\frac{\rho}{\cos\varphi}$ с углом опережения $\delta_1 = 0$.

Схема перемещений маятника показана на фиг. 3-105.

Пунктиром показано условное положение маятника W_1N' при сдвиге ползуна на величину ξ_2, но при бездействующем эксцентриково-кулисном механизме. W_1N'' представляет собою истинное положение маятника при одновременном действии ползуна (кривошипа) и эксцентрика, смещающего точку V_0 на величину ξ_1. Суммарное перемещение точки N_0, а с ней и золотника

$$\xi = \xi_1' + \xi_2' = r_1\sin\alpha + r_2\cos\alpha.$$



Фиг. 3-107. Контркривошип паровозной машины.
1 — кривошипный палец; *2* — контркривошип.

По аналогии с доказательством, приведенным в предыдущем параграфе, можно показать, что сдвиги золотника происходят под действием фиктивного эксцентрика, величина эксцентриситета r_0 и угол опережения δ_0 — которого графически определяются геометрическим сложением эксцентриситетов: r_1 с углом опережения $\delta_1 = 0$ и r_2 с углом опережения $\delta_2 = 90°$ (фиг. 3-106).

Очевидно

$$r_0 = \sqrt{r_1^2 + r_2^2} = \sqrt{\left(\frac{c_1}{c}\frac{a}{b}\frac{\rho}{\cos\varphi}\right)^2 + \left(\frac{c_1}{c_2}R\right)^2}; \quad (3\text{-}31)$$

$$\operatorname{tg}\delta_0 = \frac{r_2}{r_1} = \frac{c}{c_2}\frac{b}{a}\frac{R}{\rho}\cos\varphi. \quad (3\text{-}32)$$

Эксцентрик r_2 обладает неизменными эксцентриситетом и углом опережения.

При мертвом положении кривошипа сдвиг золотника из среднего положения равен всей величине $r_2 = \frac{c_1}{c_2}R$ (кулиса при этом находится в среднем положении, и обусловливаемый ею сдвиг золотника в этот момент равен нулю). Так как этот сдвиг должен равняться $e + s_1$ (§ 3-1), то линейное опережение впуска

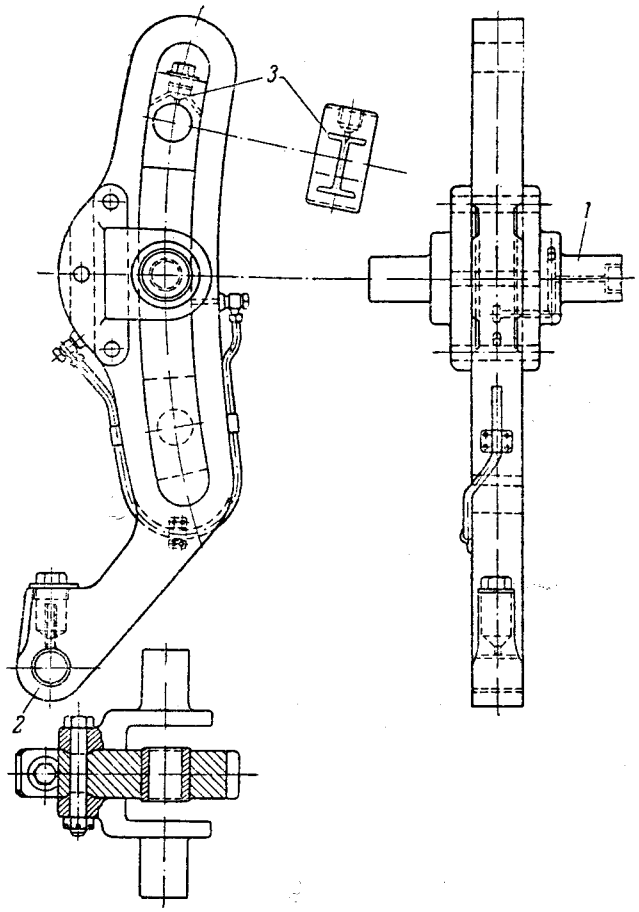
$$s_1 = \frac{c_1}{c_2}R - e = \text{const}.$$

Таким образом, эксцентрик r_2 определяет величину линейного опережения впуска (постоянную — при любом положении кулисного камня) и называется эксцентриком опережения.

Эксцентрик r_1 имеет переменную величину эксцентриситета, зависящую от положения камня D (меняется величина отрезка a) и называется эксцентриком отсечки.

Из фиг. 3-106 ясно, что при изменении r_1 результирующий фиктивный эксцентриситет r_0 образует прямолинейную кривую вершин, что также подтверждает неизменность линейного опережения впуска.

Когда кулисный камень совмещается с точкой B (фиг. 3-104), эксцентриситет r_1 становится равным нулю, и золотник открывает окно лишь на величину линейного опережения впуска. Если a сделать отрицательным, т. е. поместить камень между точками B и C, то и r_1 отрицателен и на фиг. 3-106 должен быть отложен вниз. В этом случае меняется направление вращения.



Фиг. 3-108. Кулиса паровоза ФД.
1 — цапфа; *2* — хвостовая часть; *3* — камень.

Рассмотренная схема относится к золотнику с внешним впуском. При внутреннем впуске точка N на маятнике располагается между точками V и W.

В паровозных машинах эксцентрик выполняется обычно в виде так называемого контркривошипа, насаженного на кривошипный палец (фиг. 3-107) так, чтобы выдержать эксцентриситет ρ и угол заклинения φ.

Общий вид механизма в конструктивном его выполнении показан на фиг. 8-1.

Конструкция кулисы паровоза ФД приведена на фиг. 3-108. Цапфами *1* кулиса подвешивается к паровозной раме; хвост *2* соединяется с эксцентриковой тягой; камень *3* перемещается в прорезе кулисы.

Подробное исследование этого механизма (с построением траекторий отдельных точек и выбором размеров) дается в курсах паровозов [Л. 16 и 17].

3-31. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ ПРИВОД ОРГАНОВ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При помощи гидравлического привода органов парораспределения можно избежать громоздкого и сложного рычажного механизма и добиться быстрого и в то же время безударного движения клапанов или золотников, способствующего полноте индикаторной диаграммы.

Схема одного из гидроприводов применительно к паровозной машине с клапанным парораспределением показана на фиг. 3-109.

Эксцентриком на ведущей оси паровоза приводятся два золотника *1* (один — для впускных, другой — для выпускных клапанов). Двухцилиндровую машину паровоза обслуживают два комплекта таких золотников, как видно из поперечного разреза по золотникам.

Масло под давлением через окна *2* в золотниковой втулке и через окна *3* в золотнике направляется по трубке *4* к впускному клапану *5* и, производя давление на поршень сервомотора *6*, открывает клапан. Максимальный подъем клапана ограничивается окном в цилиндре сервомотора, которое открывается поршнем *6* и дает возможность маслу сливаться по трубе *7* в бак *8*.

Когда при движении золотника сообщение окон *2* и *3* прекращается, давление в трубке *4* падает и клапан *5* закрывается под давлением пара (в других конструкциях — пружиной).

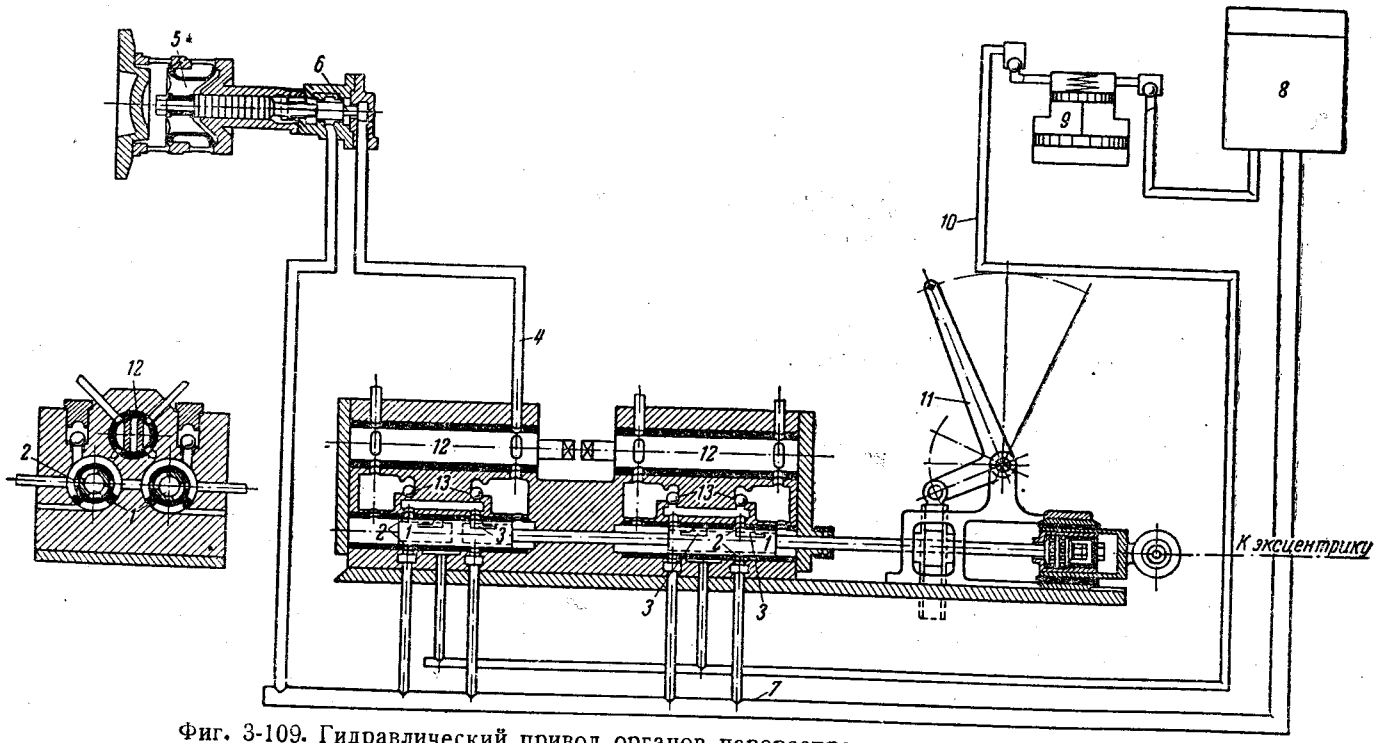
Так как насос для подачи масла начинает работать лишь при движении паровоза, то для пуска машины в ход предусмотрен пусковой бачок *9*, из которого масло подается к золотникам по трубке *10* под давлением пара на нижнюю поверхность поршня в цилиндре *9*.

Изменение степени наполнения машины осуществляется рычагом *11*, который при помощи зубчатой рейки поворачивает золотники *1* вокруг их оси. Так как окна *2* и *3* имеют косые отсечные кромки (как на фиг. 3-45), то при повороте золотника меняется расстояние между этими кромками, а следовательно, и степень наполнения.

Реверсирование машины производится другим рычагом, поворачивающим краны *12*, которые направляют масло к клапанам той или иной полости цилиндра.

Вся система постоянно заполнена маслом. Утечка последнего пополняется из бачка *8* через обратные клапаны *13*, а также через обратный клапан на пусковом бачке *9*.

Достоинствами описанного механизма являются:



Фиг. 3-109. Гидравлический привод органов парораспределения паровозной машины.
1 — золотники; *2* и *3* — окна; *4* — трубка для подвода масла к впускному клапану; *5* — впускной клапан; *6* — поршень сервомотора; *7* — труба; *8* — бак для масла; *9* — пусковой бачок с маслом; *10* — трубка; *11* — рычаг; *12* — краны; *13* — обратные клапаны.

а) возможность работать с очень малыми степенями наполнения (2,5%, например) при полностью открытом впускном клапане;

б) минимальные потери на дросселирование пара при впуске вследствие большой скорости подъема и посадки клапанов и независимости высоты подъема от степени наполнения;

в) возможность изменения при регулировании машины любых моментов парораспределения.

Гидравлический привод органов парораспределения широкого распространения пока не получил. Его применение для судовых и паровозных машин, а также для быстроходных стационарных машин надо считать целесообразным.

3-32. ВЫБОР ТИПА И СИСТЕМЫ ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

При рассмотрении различных типов органов парораспределения и различных систем распределительных механизмов давалась оценка каждого из них.

Резюмируя сказанное, следует признать, что наиболее совершенными с точки зрения обеспечения экономичной (по расходу пара) работы машины являются системы парораспределения клапанами и поршневыми золотниками с клапанными механизмами.

Эти системы парораспределения:

1) осуществляют раздельные каналы для впуска пара в цилиндр и для выпуска пара;

2) обусловливают небольшую величину вредного пространства;

3) позволяют работать с малыми степенями наполнения;

4) допускают применение количественного регулирования с независимым друг от друга управлением отдельными моментами парораспределения;

5) обусловливают незначительное дросселирование пара в период впуска и особенно вблизи момента отсечки;

6) работают с минимальными утечками пара;

7) допускают применение высокоперегретого пара.

Клапаны и поршневые золотники с клапанными механизмами почти равноценны. Последние предпочтительнее применять в быстроходных машинах для избежания удара при посадке клапана.

Из механизмов для привода клапанов или золотников более целесообразны принудительные, гарантирующие точность осуществления намеченных моментов парораспределения (в расцепных механизмах—время падения клапана зависит от трения в частях механизма).

Для быстроходных машин наилучшими являются рычажные механизмы (например, по типу, показанному на фиг. 3-84), в которых принудительность парораспределения не может нарушаться заеданием частей механизма или силами инерции (в механизме с качающимися кулаками, например, может происходить зависание поднятых клапанов).

В связи с изложенным стационарные машины большой и средней мощности строятся почти исключительно с клапанным парораспределением (часто с заменой клапанов поршневыми золотниками). В судовых и локомобильных машинах эти механизмы применяются реже, а в паровозных — в виде исключения.

Поршневые золотники с простым эксцентриковым приводом несколько уступают клапанным механизмам из-за большей величины вредного пространства, нераздельности впускных и выпускных каналов в цилиндре [1], больших потерь от дросселирования при впуске — в особенности при малых степенях наполнения.

Однако простота устройства и надежность работы заставляют выбирать простые поршневые золотники в качестве органа парораспределения мелких стационарных машин (в особенности быстроходных), локомобилей, судовых машин и в особенности — паровозных машин.

В стационарных и локомобильных машинах поршневой золотник управляется чаще всего плоским регулятором, изменяющим эксцентриситет и угол опережения эксцентрика, в судовых и паровозных машинах — реверсивными механизмами. Для судовых машин наиболее распространены механизмы по типу фиг. 3-102, для паровозных — по схеме фиг. 3-104.

Плоские коробчатые и двойные золотники в современных машинах почти не применяются. Цилиндрические двойные золотники встречаются в стационарных машинах (преимущественно — вертикальных); парораспределение этими золотниками связано с большими потерями, чем распределение клапанами, но оно несколько проще и дешевле.

Управление выпуском при помощи поршня (прямоточные машины) целесообразно в стационарных, локомобильных и судовых машинах, работающих на конденсацию. На паровозах прямоточные машины распространения не получили.

[1] Иногда впуск и выпуск управляется различными золотниками с раздельными каналами в цилиндре.

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ

ДИНАМИКА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

4-1. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ШАТУННО-КРИВОШИПНОМ МЕХАНИЗМЕ

К поршню машины приложена сила P (фиг. 4-1), которая передается ползуну в точке A. Здесь эту силу можно разложить на две составляющие: на силу N, перпендикулярную к оси машины, и на силу S, направленную вдоль шатуна.

Из фиг. 4-1 следует:

$$S = \frac{P}{\cos\beta}.$$

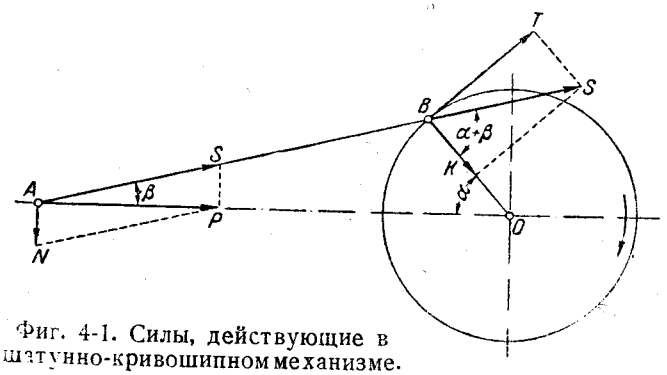
Сила N, приложенная к ползуну, вызывает давление на параллели машины. На величину этой силы нужно рассчитывать опорную поверхность ползуна с тем, чтобы удельное давление на параллели не превышало 2—3 *кг/см*^{2}.

Перенесем силу S в точку B и разложим ее на две составляющие: одну — направленную по касательной в точке B (сила T) и другую — перпендикулярную к ней, направленную по кривошипу BO (сила K).

Сила T (тангенциальная) является движущей силой машины, она вращает кривошип и вал.

Так как $$\angle SBK = \alpha + \beta,$$

то $$T = S\sin(\alpha+\beta) = \frac{P}{\cos\beta}\sin(\alpha+\beta). \quad (4\text{-}1)$$



Фиг. 4-1. Силы, действующие в шатунно-кривошипном механизме.

Движущая сила изменяется, таким образом, в зависимости от угла поворота кривошипа: она равна нулю при $\alpha = 0$ и при $\alpha = 180°$; она достигает максимума при $\alpha \approx 90°$ и $\alpha \approx 270°$.

Если развернуть окружность вращения кривошипа в виде прямой линии с делениями от 0 до 360° и отложить по ординатам соответствующие величины окружных сил, то получим показанную на фиг. 4-2 кривую тангенциальных усилий [1].

Считая нагрузку машины за время одного оборота постоянной, можно тангенциальную силу рабочего сопротивления на этой диаграмме изобразить прямой линией. На протяжении горизонтально заштрихованных участков сила сопротивления превышает движущую силу; на участках, вертикально заштрихованных, получается избыток движущей силы.

Площадь диаграммы тангенциальных усилий представляет собой работу движущей силы за один оборот. Она равна работе сил сопротивления, измеряемой площадью прямоугольника; поэтому сумма положительных площадок на фиг. 4-2 равна сумме отрицательных площадок.

Угловая скорость вращения в течение одного оборота непостоянна и колеблется от некоторого минимума до максимума.

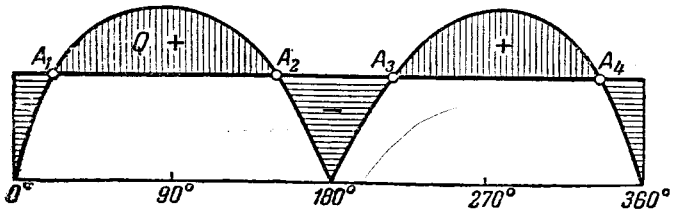
Положим, что угловая скорость в точке A_1 равна ω_1. На участке A_1A_2 движущая сила превышает силу сопротивления, кривошип приобретает некоторое ускорение, увеличивающее угловую скорость до тех пор, пока движущая сила не сравняется с нагрузкой.

Поэтому в точке A_2 угловая скорость

$$\omega_2 > \omega_1.$$

На протяжении отрезка A_2A_3 получится обратное явление: движущая сила меньше

[1] Здесь пока не учтена возможность появления отрицательных тангенциальных усилий.



Фиг. 4-2. Диаграмма тангенциальных усилий.

нагрузки, угловая скорость убывает и в точке A_3

$$\omega_3 < \omega_2.$$

Обозначим через Q работу, изображаемую наибольшей из заштрихованных избыточных (положительных или отрицательных) площадей диаграммы, через J—момент инерции вращающихся масс.

Полагая, что избыток работы идет на приращение живой силы лишь вращающихся масс, найдем:

$$J\frac{\omega^2_{макс} - \omega^2_{мин}}{2} = Q, \qquad (4\text{-}2)$$

где $\omega_{макс}$ и $\omega_{мин}$—максимальное и минимальное значения угловой скорости на данном участке пути кривошипа.

Уравнение (4-2) является основным при расчете маховика, так как главная часть вращающихся масс может быть отнесена к ободу маховика, служащего как бы аккумулятором энергии.

Когда движущая сила превышает силу сопротивления, то маховик накапливает энергию в виде приращения живой силы; когда движущая сила падает, маховик возвращает накопленную энергию. Назначение маховика, таким образом, способствовать выравниванию угловой скорости в течение одного оборота машины.

4-2. СИЛЫ ИНЕРЦИИ

Движущиеся массы машины можно разбить на три группы:

1) вращающиеся массы;

2) массы с возвратно-поступательным движением;

3) массы со сложным движением, к которым относится, например, шатун.

Как известно из теории механизмов и машин, с некоторым приближением можно привести массу шатуна к двум точкам A и B (фиг. 4-1), причем в точке A (ползуне) можно считать сосредоточенной $\frac{1}{2} \div \frac{2}{3}$ массы шатуна, в точке B (пальце кривошипа) — $\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}$ массы шатуна.

К движущимся частям машины приложены силы инерции. Мы будем рассматривать отдельно силы инерции масс, движущихся прямолинейно (поршень, шток, ползун, часть массы шатуна) и силы инерции вращающихся масс (кривошип, остальная часть массы шатуна). Силами инерции частей пароораспределительного механизма в связи с небольшим их весом будем пренебрегать.

В части третьей была указана приближенная формула (3-2) для перемещения поршня x в функции угла поворота кривошипа α:

$$x = R(1 - \cos\alpha) \pm \frac{R^2}{2L}\sin^2\alpha. \qquad (4\text{-}3)$$

Мы поставили перед вторым членом знаки $\pm$ для обобщения формулы на всю окружность вращения кривошипа.

Скорость поршня

$$c = \frac{dx}{dt} = R\omega\left(\sin\alpha \pm \frac{R}{2L}\sin 2\alpha\right). \qquad (4\text{-}4)$$

Ускорение

$$j = \frac{dc}{dt} = R\omega^2(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha), \qquad (4\text{-}5)$$

где

$$\lambda = \frac{R}{L}.$$

Обозначив вес деталей с возвратно-поступательным движением через G_n и относя его к 1 $см^2$ площади поршня F, найдем:

$$q = \frac{G_n}{F}.$$

Сила инерции этих масс, отнесенная к 1 $см^2$ площади поршня, или так называемое инерционное давление

$$u_n = -\frac{q}{g}j = -\frac{q}{g}R\frac{4\pi^2 n^2}{3\,600}(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha)$$

или, так как $\pi^2 \approx g$,

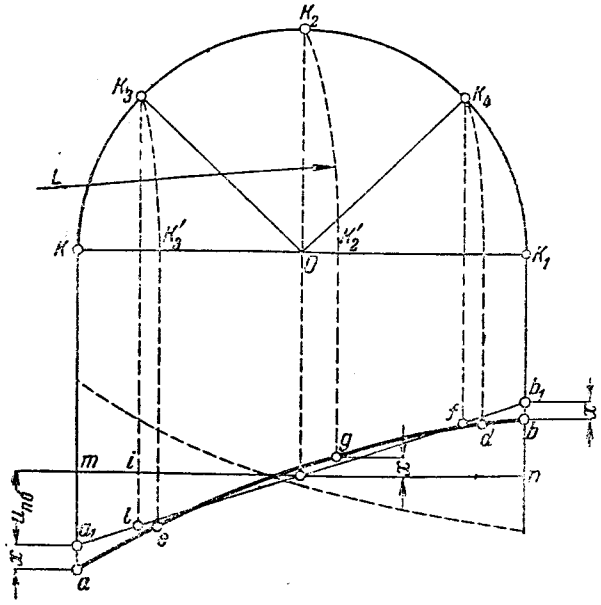
$$u_n = -qR\left(\frac{n}{30}\right)^2(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha). \qquad (4\text{-}6)$$

Знак минус указывает на направление силы инерции, противоположное ускорению.

Изменение силы инерции по длине хода поршня удобно представить графически (фиг. 4-3).

При шатуне бесконечно большой длины

$$u_n = -qR\left(\frac{n}{30}\right)^2\cos\alpha.$$



Фиг. 4-3. Кривая сил инерции поступательно-движущихся масс.

Изменение этой величины по ходу поршня определяется прямой линией a_1b_1, где при углах $\alpha=0°$ и 180°

$$u_{пб}=\mp qR\left(\frac{n}{30}\right)^2.$$

Вводя поправку на конечную длину шатуна, сделаем это лишь для нескольких положений кривошипа.

При угле $\alpha=0$

$$u_n=-qR\left(\frac{n}{30}\right)^2(1+\lambda)=-(u_{пб}+\lambda u_{пб}),$$

т. е. силу инерции, изображенную отрезком ma_1, мы должны увеличить на отрезок

$$x=\lambda u_{пб}.$$

Таким образом, находим точку a истинной кривой сил инерции.

Если $\alpha=180°$

$$u_n=-qR\left(\frac{n}{30}\right)^2(-1+\lambda)=u_{пб}-\lambda u_{пб}.$$

От отрезка nb_1 отнимаем величину x и, таким образом, определяем положение точки b.

Точку K_2 соответствующую повороту кривошипа на 90°, надо снести на диаметр при помощи дуги, радиус которой равен длине шатуна L. На ординате под точкой K_2' надо отложить величину силы инерции при $\alpha=90°$, т. е.

$$u_n=qR\left(\frac{n}{30}\right)^2\lambda=\lambda u_{пб}=x.$$

Отметим далее углы поворота кривошипа на 45 и 135°, которым соответствуют положения OK_3 и OK_4. При этих углах не требуется поправки на конечную длину шатуна, так как $\cos 2\alpha=0$, т. е. силы инерции получаются такие же, как и при шатуне бесконечно большой длины. Поэтому под точкой K_3', например, откладываем отрезок, равный il. Точки d и f также лежат на одной горизонтали.

Найденных точек достаточно для построения кривой силы инерции в виде линии $aegdb$. Кривая сил инерции при прохождении кривошипом нижней полуокружности представляет собою зеркальное изображение найденной кривой и показана на фиг. 4-3 пунктиром.

Силы инерции вращающихся масс, приведенных к центру тяжести пальца кривошипа,

$$U_в=\frac{G_в}{g}R\omega^2=G_вR\left(\frac{n}{30}\right)^2, \qquad (4\text{-}7)$$

где $G_в$ — вес вращающихся масс, приведенный к центру тяжести пальца кривошипа.

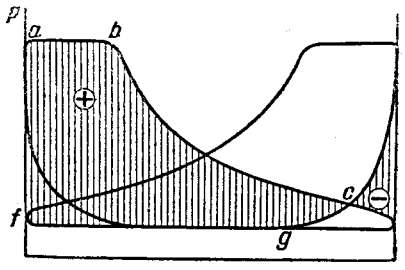
4-3. РАСЧЕТ МАХОВИКА

Для определения размеров и веса маховика необходимо построить кривую тангенциальных усилий, заменить площадь под этой кривой эквивалентным прямоугольником (фиг. 4-2), определить величину максимальной избыточной площади и по уравнению (4-2) найти момент инерции маховика.

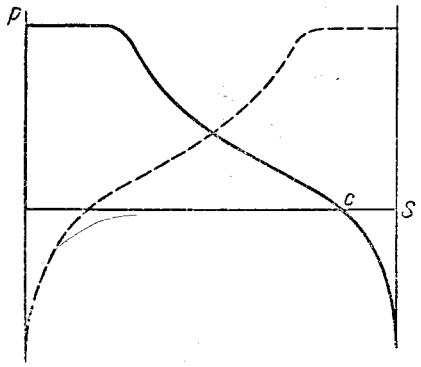
Для построения кривой тангенциальных усилий нужно знать силу P, которая приложена к поршню. Эта сила складывается:

1) из давления пара на поршень;
2) из силы инерции движущихся масс и
3) из собственного веса этих масс, если машина вертикальная.

Давление пара на поршень в любой момент определяется при помощи индикаторных диаграмм машины. Пар давит на поршень с двух сторон (в левой и правой полостях). Для опре-



Фиг. 4-4. Индикаторные диаграммы обеих полостей цилиндра.



Фиг. 4-5. Кривая давлений пара на поршень.

деления результирующего давления нужно начертить индикаторную диаграмму не только для левой, но и для правой полости цилиндра.

В то время когда в левой полости происходит впуск пара по линии ab, из правой полости совершается выпуск по линии fg (фиг. 4-4).

Результирующее давление пара на поршень в мертвом положении измеряется отрезком af, а в дальнейшем — разностью ординат впуска и расширения в левой полости, с одной стороны, выпуска и сжатия в правой полости — с другой. В точке c давление на поршень равно нулю, а далее оно становится отрицательным, так как давление пара в правой полости (во время сжатия) превышает давление в левой полости.

Если результирующие давления пара отложить от оси абсцисс, то получим кривую, изображенную на фиг. 4-5. В точке c кривая пересекает ось абсцисс и меняет свой знак.

Переходя к силам инерции поступательно движущихся масс, можно воспользоваться кривыми, приведенными на фиг. 4-3: для хода поршня вправо — сплошной, для хода поршня влево — пунктирной кривой.

Теперь можно произвести суммирование сил давления пара и сил инерции. Складывая геометрически кривые, приведенные на фиг. 4-3 и 4-5, получим некоторую суммарную кривую давлений на поршень, которая обычно имеет небольшой отрицательный участок.

На фиг. 4-6 кривая I соответствует ходу поршня вправо. Для хода поршня влево кривая II имеет несколько иное очертание, так как различны исходные кривые.

Если машина вертикальная, то нужно учесть еще влияние собственного веса поступательно движущихся масс. Для этого ось абсцисс xy нужно перенести вверх или вниз на величину веса q. Когда поршень двигается вверх, собственный вес его является отрицательной силой. Новую ось абсцисс $x'y'$ проводят на высоте q над прежней осью.

При ходе поршня вниз собственный вес увеличивает силу, приложенную к поршню, и новую ось абсцисс $x''y''$ нужно провести ниже имеющейся на ту же величину q.

Из сказанного следует, что для построения кривой давлений на поршень нужно знать величину q. Если речь идет о работающей машине, то, конечно, вес поступательно движущихся масс может быть подсчитан, а разделив его на площадь поршня, мы находим величину q.

Для проектируемой машины величина q может быть взята на основании следующих практических данных:

Для машин одноцилиндровых и для ц. в. д. машин компаунд и тандем $q \approx 0{,}28$ *кг/см²*. Для ц. н. д. машин компаунд и тандем $q \approx \approx 0{,}2$ *кг/см²*. Для прямоточных машин $q = = 0{,}3 \div 0{,}4$ *кг/см²*.

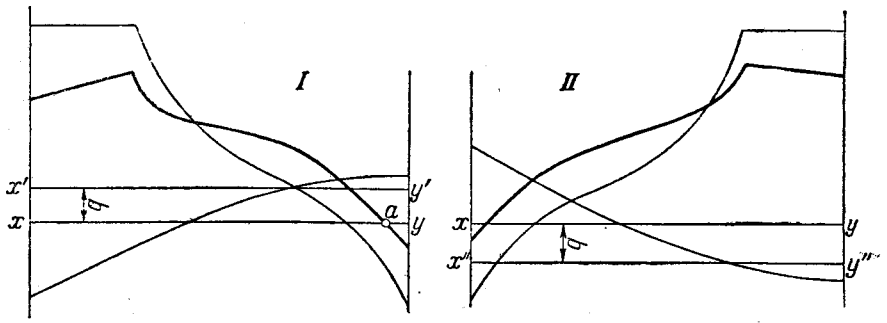
Если машина имеет контршток, то к величине q добавляется еще 0,02 *кг/см²*.

Перейдем теперь к определению величины тангенциальной силы.

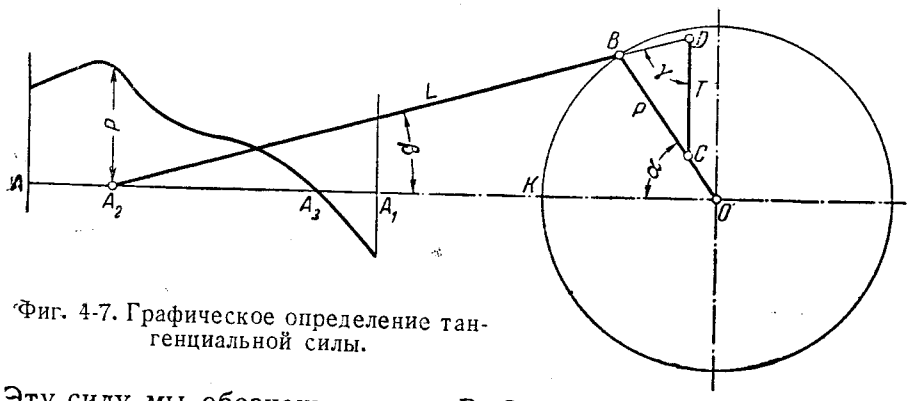
На фиг. 4-7 слева вычерчена суммарная кривая давления на поршень для левой полости цилиндра. Длина диаграммы, представляющая ход поршня, равна AA_1. Опишем окружность, диаметр которой равен AA_1, а расстояние AK равно длине шатуна L.

Начерченная окружность представляет собой окружность вращения кривошипа, точки же A и A_1 могут быть приняты как мертвые положения ползуна.

Выберем произвольное положение ползуна A_2, при котором кривошип повернется на угол α. Величина давления на поршень в этот момент определяется ординатой в точке A_2.



Фиг. 4-6. Кривые сил, приложенных к 1 *см²* площади поршня.



Фиг. 4-7. Графическое определение тангенциальной силы.

Эту силу мы обозначим через P. Отложим P по направлению радиуса кривошипа OB в виде отрезка BC. Продолжим направление шатуна A_2B и через точку C проведем вертикаль до пересечения с продолжением шатуна в точке D.

Так как

$$\angle DBC=\alpha+\beta;\quad \angle BDC=90^\circ-\beta,$$

то из треугольника BDC имеем:

$$\frac{DC}{\sin(\alpha+\beta)}=\frac{P}{\sin(90^\circ-\beta)}=\frac{P}{\cos\beta};$$

$$DC=P\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\beta}=T,$$

т. е. отрезок DC представляет собою величину тангенциальной силы [формула (4-1)].

Таким графическим приемом можно определить силу T для любого положения поршня.

Для обратного хода поршня (от A_1 к A) следует измерять ординаты P по кривой давлений обратного хода (кривая II на фиг. 4-6) и находить силу T на нижней полуокружности.

При построении окружность кривошипа делят на 16÷24 равных частей и из точек деления делают засечки радиусом, равным длине шатуна, на линии AA_1. На окружность кривошипа переносят также точку A_3, в которой $T=0$. На участке A_3A_1 желательно отметить хотя бы одну точку и определить для нее тангенциальную силу.

Для получения диаграммы тангенциальных усилий окружность вращения кривошипа развертывают в виде прямой линии длиной $2\pi R$. Линию эту делят на столько равных частей, на сколько была разделена окружность, и на ординатах в точках деления откладывают тангенциальные силы T. Подобная диаграмма представлена на фиг. 4-8.

Площадь диаграммы планиметрируют и делят на длину диаграммы. Таким образом находят среднюю величину тангенциальной силы $T_{ср}$, равную постоянной силе сопротивления. Проведя на высоте $T_{ср}$ прямую линию, получают прямоугольник, площадь которого равна площади кривой тангенциальных усилий.

Далее выбирают наибольшую избыточную площадку, которая может быть положительной или отрицательной. Измеряют площадь ее Q_1, и эта величина служит основой для расчета маховика.

При определении Q_1 следует, конечно, принять во внимание масштаб диаграммы. Масштаб давлений обычно тот же, что и на индикаторной диаграмме; масштаб длины находят из условия, что длина диаграммы равна $2\pi R$.

Так как величины всех сил мы относили к 1 $см^2$ площади поршня, то для нахождения полной величины избыточной работы мы должны увеличить Q_1 в F раз.

Согласно уравнению (4-2)

$$FQ_1=J\frac{\omega^2_{макс}-\omega^2_{мин}}{2},$$

где J — момент инерции маховика. Остальные вращающиеся части в расчет не принимаются.

$$J=\frac{G}{g}\frac{D_k^2}{4},$$

где D_k — диаметр маховика (точнее, диаметр центра тяжести обода);

G — вес маховика, отнесенный к центру тяжести обода[1].

Величину

$$\frac{\omega^2_{макс}-\omega^2_{мин}}{2}$$

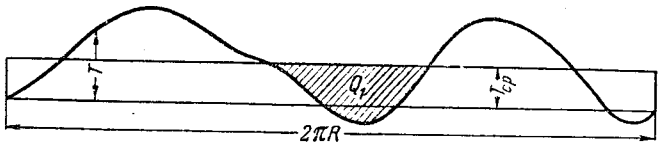
мы представим в виде

$$\frac{(\omega_{макс}+\omega_{мин})(\omega_{макс}-\omega_{мин})}{2}\cdot\frac{\omega}{\omega}.$$

Под ω мы будем понимать среднюю угловую скорость

$$\omega=\frac{\omega_{макс}+\omega_{мин}}{2}.$$

[1] Масса $\frac{G}{g}$, сосредоточенная в центре тяжести обода, обусловливает ту же величину кинетической энергии, какой обладает полная масса маховика.



Фиг. 4-8. Диаграмма тангенциальных усилий.

Отношение

$$\frac{\omega_{макс} - \omega_{мин}}{\omega} = \delta_м$$

называется степенью неравномерности маховика. Величина $\delta_м$ показывает, на сколько отклоняются максимальная и минимальная угловые скорости от среднего значения. Пользуясь принятыми обозначениями, найдем:

$$\frac{\omega^2_{макс} - \omega^2_{мин}}{2} = \omega^2 \delta_м.$$

В таком случае

$$FQ_1 = J\omega^2\delta_м = \frac{G}{g}\frac{D_k^2}{4}\frac{4\pi^2 n^2}{3\,600}\delta_м \approx$$

$$\approx GD_k^2 \frac{n^2}{3\,600}\delta_м.$$

Из последнего уравнения определяется так называемая характеристика маховика

$$GD_k^2 = \frac{3\,600 Q_1 F}{\delta_м n^2}. \qquad (4\text{-}8)$$

В этой формуле: G в киллограммах; D_k в метрах; Q_1 в *кгм/см²*; F в квадратных сантиметрах.

Для нахождения веса маховика обычно задаются диаметром его, с тем чтобы окружная скорость на ободе маховика

$$v = \frac{\pi D_k n}{60}$$

составляла

$$v = 15 \div 20 \ м/сек,$$

и в крайнем случае для быстроходных машин

$$v = \text{до } 30 \ м/сек.$$

Так как кинетическая энергия маховика обусловливается массой не только обода, но и спиц, то вес обода маховика может составлять около 0,9 вычисленного веса:

$$G_k \approx 0{,}9G.$$

Полный вес маховика со спицами и втулкою можно считать равным около $1{,}3G$.

Степенью неравномерности маховика $\delta_м$ при его проектировании нужно задаться.

Величина $\delta_м$ зависит от назначения машины и может быть выбрана в следующих пределах:

для насосов и лесопильных рам . .	1/25
для трансмиссий и механических мастерских	1/35
для мукомольных мельниц	1/50
для динамомашин постоянного тока	1/150÷1/200
для генераторов переменного тока	1/300

Площадь поперечного сечения обода маховика f может быть определена из соотношения:

$$G_k = 2\pi R_k f\gamma,$$

где R_k — радиус центра тяжести обода, *см*;
γ — удельный вес чугуна.

Принимая $\gamma = 0{,}00725$ *кг/см³*, найдем:

$$f = \frac{1}{2\pi \cdot 0{,}00725}\frac{G_k}{R_k} = 22\frac{G_k}{R_k}. \qquad (4\text{-}9)$$

Площадь сечения обода маховика f получается в квадратных сантиметрах.

Для многоцилиндровых машин метод расчета остается тот же.

Кривые тангенциальных усилий строят для каждого цилиндра в отдельности, а затем графически складывают: при этом кривые смещаются одна относительно другой сообразно углам заклинения кривошипов.

При построении диаграмм машин двойного расширения ординаты диаграмм обоих цилиндров приводят к одной и той же площади поршня, обычно — ц. н. д. Для этого ординаты тангенциальной диаграммы ц. н. д. умножают на отношение $\frac{V_{h1}}{V_{h2}}$, и в этом случае величина F в формуле (4-8) обозначает площадь поршня ц. н. д.

4-4. ДЕЙСТВИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ

Наличие ускорений при движении частей машины вызывает, как мы видели, появление сил инерции, которые в основном сводятся к силам инерции поступательно движущихся масс и вращающихся масс. Последние могут быть разложены на составляющую, направленную вдоль оси машины $U_в'$ и перпендикулярную к ней $U_в''$ как показано на фиг. 4-9:

$$U_в' = U_в \cos\alpha = G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \cos\alpha; \qquad (4\text{-}10)$$

$$U_в'' = U_в \sin\alpha = G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \sin\alpha. \qquad (4\text{-}11)$$

В таком случае можно считать, что по оси машины действует сила инерции, абсолютная величина которой

$$U_0 = Fи_п + U_в' = U_п + U_в' =$$

$$= G_п R\left(\frac{n}{30}\right)^2(\cos\alpha \pm \lambda\cos 2\alpha) +$$

$$+ G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2\cos\alpha, \qquad (4\text{-}12)$$

а перпендикулярно к оси

$$U_в'' = G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2\sin\alpha.$$

Силы инерции, пропорциональные $\sin\alpha$ или $\cos\alpha$, называются силами инерции первого порядка; пропорциональные $\cos 2\alpha$ — силами инерции второго порядка.

Если бы при выводе формул (3-2) и (4-5) мы не пренебрегли рядом малых членов, пропорциональных $\cos 4\alpha$, $\cos 6\alpha$, то следовало считаться также с наличием сил инерции четвертого, шестого и т. д. порядков [Л. 18].

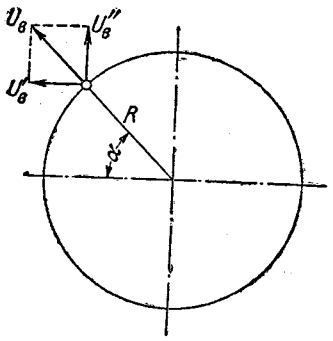
В сравнительно тихоходных паровых машинах при величине $\lambda \approx \frac{1}{5}$ эти силы можно не учитывать.

Пренебрегая также силами инерции второго порядка, найдем:

$$U_0 = (G_п + G_в) R\left(\frac{n}{30}\right)^2\cos\alpha; \qquad (4\text{-}13)$$

$$U_в'' = G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2\sin\alpha.$$

Эти силы, являясь внешними по отношению к машине, вызывают смещение центра тяжести машины и ее фундамента (если машина настолько прочно связана с фундаментом, что их можно рассматривать, как одно целое), т. е. вызывают колебательные движения, или вибрации машины.



Фиг. 4-9. Силы инерции вращающихся масс.

В горизонтальной машине сила U_0 вызывает так называемое подергивание машины, особенно заметное в паровозах или колесных локомобилях, где эта сила обусловливает колебательное перемещение центра тяжести паровоза или локомобиля, расстраивающее соединение отдельных узлов машины и создающее дополнительное усилие в стяжках между паровозом и тендером.

Сила $U_в''$ вызывает добавочное давление на вкладыши подшипников, нагружает крышечные болты подшипников, а в паровозах создает добавочную переменную нагрузку на рельсы.

В двухцилиндровой машине с параллельными осями цилиндров и заклинением кривошипов на 180° силы U_0 взаимно уравновешиваются, но появляется момент, равный произведению этой силы на расстояние между осями цилиндров, который создает добавочные напряжения в раме машины, а в паровозе вызывает так называемое виляние паровоза, т. е. его колебательное движение в горизонтальной плоскости.

Максимального значения осевая сила инерции достигает при углах поворота кривошипа $\alpha = 0°$ или 180°, т. е. в мертвых точках. При шатуне бесконечно большой длины абсолютное значение $U_{0\,макс}$ в обеих точках

$$U_{0макс} = (G_п + G_в) R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \qquad (4\text{-}14)$$

(с поправкой на длину шатуна $U_{0макс}$ можно определить так же, как в § 4-2).

Сила инерции, перпендикулярная к оси машины, достигает максимума при углах поворота кривошипа 90 и 270°, и ее абсолютное значение

$$U_{вмакс}'' = G_в R\left(\frac{n}{30}\right)^2. \qquad (4\text{-}15)$$

Силы инерции в паровых машинах могут достигать значительных величин. Так, например, при числе оборотов $n = 300$ в минуту, $R = 0{,}4$ *м*, $G_п = 300$ *кг* и $G_в = 100$ *кг*.

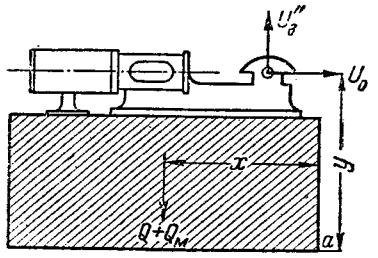
$$U_{0макс} = 400 \cdot 0{,}4 \cdot \left(\frac{300}{30}\right)^2 = 16\,000 \text{ кг}.$$

4-5. УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Вдоль оси машины, схемы которой представлена на фиг. 4-10, действует сила U_0. Вес фундамента обозначим через Q, вес машины через $Q_м$. Сила U_0 стремится повернуть машину вместе с фундаментом вокруг точки a. В обратном направлении действует момент веса фундамента и машины.

Необходимо, чтобы

$$U_0 y < (Q + Q_м) x.$$



Фиг. 4-10. Схема горизонтальной машины.

Отсюда находим минимальный вес фундамента:

$$Q > \frac{U_0 y}{x} - Q_м.$$

Из формулы выясняется выгодность увеличения длины фундамента (размер x). При этом необходимо, чтобы фундамент был совершенно монолитен, и машина на всем ее протяжении надежно связана с фундаментом болтами.

Вес фундамента необходимо проверить также на подергивание под действием силы U_0. Для этого служит формула

$$U_0 < (Q + Q_м) f,$$

где f — коэффициент трения фундамента по основанию.

Если фундамент поставлен на земляной подушке, то $f = 0{,}65$; если подушка бетонная, то $f = 0{,}75$.

Что касается влияния вертикальной силы инерции $U_в''$, то, очевидно, должно соблюдаться условие

$$Q + Q_м > U_в''.$$

Сила $U_в''$ служит для расчета удельного давления рамы машины на кладку фундамента; давление это складывается из веса машины и силы $U_в''$. Допускаемое давление на кладку берется:

$$p = 2 \div 4 \ кг/см^2.$$

В вертикальной машине (фиг. 4-11) сила U_0, действующая по оси машины, направлена вертикально, а сила $U_в''$ — горизонтально. Первая сила вызывает напряжение фундаментных и подшипниковых болтов, вторая — создает момент, стремящийся опрокинуть фундамент вокруг ребра a.

Основным для расчета фундамента в этом случае является условие

$$U_0 < Q + Q_м.$$

Независимо от этого для уравновешения момента, создаваемого силой $U_в''$, необходимо условие

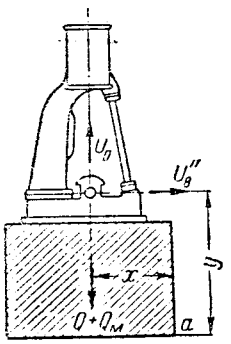
$$U_в'' y < (Q + Q_м) x,$$

откуда

$$Q > \frac{U_в'' y}{x} - Q_м.$$

Третье условие равновесия выражается формулой

$$U_в'' < (Q + Q_м) f.$$



Фиг. 4-11. Схема вертикальной машины.

Фундаментные болты могут быть рассчитаны по разности сил $U_0 - Q_м$, крышечные же болты подшипников — по силе U_0 за вычетом статических опорных реакций в подшипнике.

4-6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ СИЛ ИНЕРЦИИ

Силы инерции, достигая значительной величины, часто обусловливают недопустимые вибрации машины. Поэтому при большом числе оборотов вращающиеся и поступательно движущиеся массы стремятся уравновесить.

В одноцилиндровых машинах это может быть частично достигнуто при помощи противовесов, в многоцилиндровых — надлежащим числом и расположением цилиндров, а также определенным заклинением кривошипов отдельных цилиндров.

Противовесы подвешиваются к кривошипу машины, как показано на фиг. 4-12. Вес противовеса обозначим через $G_{пр}$, радиус его центра тяжести — через ρ. Если противовес предназначен для уравновешивания вращающихся масс, то должно быть соблюдено условие

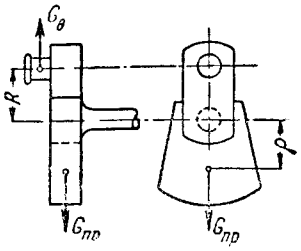
$$G_в R \left(\frac{n}{30}\right)^2 = G_{пр} \rho \left(\frac{n}{30}\right)^2.$$

Из уравнения следует

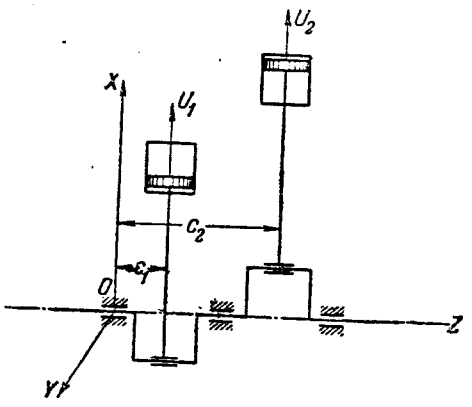
$$G_{пр} = G_в \frac{R}{\rho}.$$

Задавшись ρ, можно определить вес противовеса или наоборот.

При полном уравновешивании вращающихся масс целиком уравновешивается сила



Фиг. 4-12. Схема противовеса.



Фиг. 4-13. Схема двухцилиндровой машины.

$U_в$, по оси же машины остается сила инерции $U_п$.

При помощи вращающегося противовеса можно, однако, частично уравновесить и силы инерции поступательно движущихся масс. Если противовесу придать вес

$$G_{пр} = G_п \frac{R}{\rho},$$

то его центробежная сила раскладывается на две составляющих: осевую

$$U'_{пр} = G_{пр}\rho\left(\frac{n}{30}\right)^2 \cos\alpha = G_п R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \cos\alpha$$

и перпендикулярную к оси

$$U''_{пр} = G_{пр}\rho\left(\frac{n}{30}\right)^2 \sin\alpha = G_п R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \sin\alpha.$$

Силы эти направлены прямо противоположно силам $U_п$ и $U''_в$. Сила $U'_{пр}$ уравновешивает силу инерции $U_п$ первого порядка поступательно движущихся масс. Поэтому в осевом направлении остается неуравновешенной лишь небольшая сила $U'_в$, обусловленная вращающимися массами, а также незначительные силы инерции высших порядков от поступательно движущихся масс. В направлении же, перпендикулярном к оси машины, будет действовать разность сил

$$U''_{пр} - U''_в = (G_п - G_в) R\left(\frac{n}{30}\right)^2 \sin\alpha.$$

При этом способе уравновешивания уменьшаются силы инерции, действующие по оси машины, но повышаются значения сил, направленных перпендикулярно к оси машины. Этот способ особенно применим поэтому для горизонтальных машин с тяжелыми поступательно движущимися частями.

Уравновешивание только вращающихся масс (первый случай) производится чаще всего в вертикальных машинах, так как для горизонтальных машин оно не приносит заметной пользы.

В некоторых случаях производят частичное уравновешивание вращающихся и поступательно движущихся масс, делая $G_{пр}$ равным от 0,5 до 0,8 веса масс $(G_п + G_в)$, где вес $G_п$ отнесен к радиусу кривошипа R.

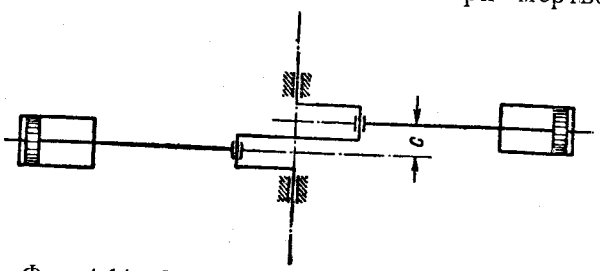
Вышеприведенные формулы относятся к случаю бесконечно длинного шатуна. При шатуне конечной длины полное уравновешивание поступательно движущихся масс вращающимся противовесом не может быть достигнуто. Однако, как уже неоднократно указывалось, силами инерции высших порядков в паровых машинах обычно можно пренебречь.

Уравновешивание сил инерции в многоцилиндровых машинах может быть достигнуто комбинированным методом: вращающиеся массы уравновешиваются обычно противовесами на каждом из кривошипов, силы же инерции поступательно движущихся масс могут быть полностью или частично взаимно уравновешены надлежащим расположением цилиндров и заклинением отдельных кривошипов.

При полном уравновешивании машины не только сумма проекций всех сил инерции на оси координат должна равняться нулю, но должны также взаимно уравновешиваться моменты сил инерции.

Обычно удовлетворяются частичным уравновешиванием сил инерции и их моментов, причем с увеличением числа цилиндров возрастает и степень приближения к полному уравновешиванию.

В сдвоенных машинах, как уже указывалось, при заклинении кривошипов под углом 180° осевые силы инерции первого порядка взаимно уравновешиваются; силы же инерции второго порядка не уравновешиваются, что ясно из фиг. 4-3, где эти силы при мертвом



Фиг. 4-14. Схема двухцилиндровой машины.

положении кривошипов изображаются отрезком $aa_1=bb_1$, в одном цилиндре, увеличивающим полную силу инерции, а в другом — ее уменьшающим. В этой машине имеется, кроме того, неуравновешенный момент

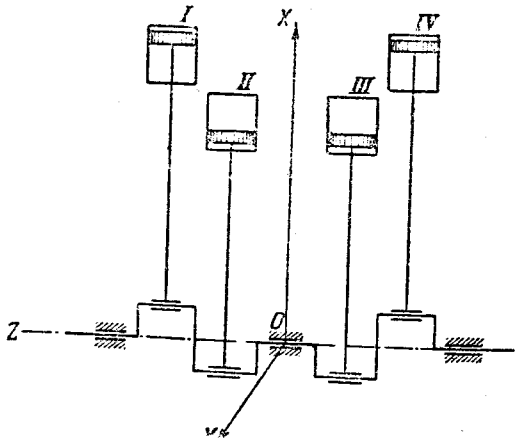
$$M=U_2c_2-U_1c_1$$

(фиг. 4-13), который в стационарных конструкциях нагружает раму, а в паровозе вызывает виляние.

Полное уравновешивание сил инерции в двухцилиндровой машине достигается расположением цилиндров по фиг. 4-14 (конструкция практически не применяемая). Момент $M=Uc$, однако, сохраняется и в этой конструкции.

В машинах компаунд с заклинением кривошипов под углом 180° осевые силы инерции даже первого порядка уравновешиваются лишь частично, так как движущиеся массы в ц. н. д. имеют больший вес, чем в ц. в. д.

Для удобства пуска машины кривошипы двухцилиндровых машин обычно заклинивают под углом 90°. В этом случае ни силы инерции поступательно движущихся масс, ни их моменты не уравновешены.



Фиг. 4-15. Схема четырехцилиндровой машины.

В четырехцилиндровой машине (фиг. 4-15) с заклинением соседних кривошипов под углом 180° являются уравновешенными силы инерции первого порядка; что касается моментов сил инерции, то они уравновешиваются полностью, так как момент, созданный силами инерции с левой стороны оси OX, равен моменту сил инерции правой стороны, а знаки этих моментов различны.

РАЗДЕЛ ПЯТЫЙ

РЕГУЛИРОВАНИЕ

ГЛАВА ПЕРВАЯ

СТАТИКА РЕГУЛЯТОРА

5-1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ РЕГУЛЯТОРОВ

Стационарная паровая машина служит для привода какой-либо рабочей машины: электрического генератора, насоса, компрессора, металлообрабатывающих станков, веретен и т. п. Параллельно с этим машина иногда должна подавать отработавший пар определенных параметров для тепловых потребителей.

При установившемся движении машины, когда работа движущих сил за один оборот вала равна работе сил сопротивления, угловая скорость вала изменяется лишь на протяжении одного оборота, возвращаясь через каждый оборот к первоначальному значению. Эта неравномерность хода вызвана переменностью тангенциального усилия на пальце кривошипа и смягчается применением маховика, который уменьшает пределы изменения угловой скорости за один оборот.

Если же равновесие между средними за один оборот величинами вращающего момента и момента сил сопротивления нарушается, то движение машины становится неустановившимся: при уменьшении нагрузки (т. е. момента сил сопротивления) число оборотов машины повышается, и ее начинает «разносить»; при увеличении нагрузки число оборотов падает, и машина может остановиться.

Таким образом, машина нуждается в приспособлении, способном при увеличении нагрузки автоматически увеличивать мощность, а при падении нагрузки — уменьшать мощность при сохранении числа оборотов постоянным или приблизительно постоянным: постоянства числа оборотов в большей или меньшей степени требуют почти все рабочие машины.

Изменение мощности машины, как известно, производится органами парораспределения, командующим же механизмом является регулятор скорости, который приводится во вращение от вала машины и который отзывается на изменение числа оборотов машины, возникшее в результате изменения нагрузки. Регулятор перестанавливает парораспределительный механизм машины или дроссельный клапан на паропроводе, изменяя количество (а иногда и давление) пара, поступающего в машину.

Регулятор, таким образом, поддерживает равновесие между мощностью и нагрузкой машины и сохраняет в то же время число оборотов почти неизменным.

В машинах с противодавлением или с промежуточным отбором пара количество отбираемого из машины пара должно соответствовать тепловому потреблению; в то же время давление пара при колебаниях тепловой нагрузки должно оставаться более или менее постоянным. Этими машинами помимо регулятора скорости управляет также регулятор давления, командующим импульсом для действия которого является изменение давления отбираемого пара, вызванное колебаниями расхода этого пара. Регулятор давления под действием изменившегося давления отбираемого пара перестанавливает парораспределение так, чтобы привести расход пара через машину в соответствие с его потреблением.

Основной деталью регулятора скорости является один или два вращающихся вокруг его оси груза, которые при нормальном числе оборотов занимают некоторое положение равновесия, так как центробежная сила грузов уравновешивается при помощи пружины, например, оттягивающей их по направлению к оси вращения.

Каждому числу оборотов (при изменении их в небольших пределах) соответствует определенное положение грузов. Грузы связаны с парораспределительным механизмом маши-

ны и перестанавливают его при самом незначительном изменении числа оборотов.

Различают системы регулирования прямого и непрямого действия. В последних регулятор производит перестановку парораспределения не непосредственно, а при помощи вспомогательного устройства — сервомотора, который применяется в том случае, когда регулятор не обладает достаточной перестановочной силой.

Регуляторы скорости могут быть подразделены на:

1. Грузовые или пружинные в зависимости от того, уравновешивается ли центробежная сила грузов особым грузом или пружиной. В настоящее время применяются исключительно пружинные регуляторы.

2. Конические и плоские. В первых из них грузы перемещаются при изменении скорости в плоскости, проходящей через ось вращения; в плоских же регуляторах грузы не выходят из плоскости, перпендикулярной к оси вращения. В конических регуляторах грузы соединены с муфтой, скользящей по валику регулятора и перестанавливающей органы парораспределения. Плоские регуляторы соединяются непосредственно с эксцентриком, изменяя его эксцентриситет и угол опережения, как это было показано на фиг. 3-34.

3. Центробежные и инерционные. В последних перестановка парораспределительного механизма производится главным образом за счет инерции вращающихся масс регулятора.

Регуляторы давления описаны в § 5-9.

Теория регулирования представляет собою самостоятельную техническую дисциплину, развитую преимущественно трудами русских ученых.

Первый в мире регулятор был изобретен великим русским механиком И. И. Ползуновым в 1765 г. Это был поплавковый регулятор уровня воды в котле его паровой машины. Хотя он имел другое назначение, чем появившийся 20 лет спустя центробежный регулятор Уатта, однако он содержал полностью общую идею и все элементы современной системы регулирования прямого действия.

Впервые инженерная теория регулирования машин, т. е. теория, позволяющая правильно и рационально сконструировать регулятор, была разработана проф. И. А. Вышнеградским (1876 г.). Он доказал непригодность так называемых астатических регуляторов (см. ниже) и дал теорию регулятора скорости с учетом сил трения. Проф. Н. Е. Жуковский (1909 г.) развил динамику регулятора и, в частности, дал решение вопросов, связанных с прерывностью процесса регулирования: в паровой машине, регулируемой изменением наполнения, средний вращающий момент не зависит от положения муфты регулятора в течение почти полуоборота (именно за время впуска и расширения), а определяется лишь тем положением, которое муфта занимает в момент отсечки. Теория и расчет плоского регулятора разработаны проф. А. И. Сидоровым (1895 г.).

Ряд частных задач по теории регулирования решен в 1913—1930 гг. проф. К. Э. Рерихом.

В наше советское время динамика регулирующих систем непрямого действия разработана покойным проф. И. Н. Вознесенским.

Прекрасные учебные курсы по теории регулирования написаны проф. Н. Е. Жуковским и проф. Е. Л. Николаи.

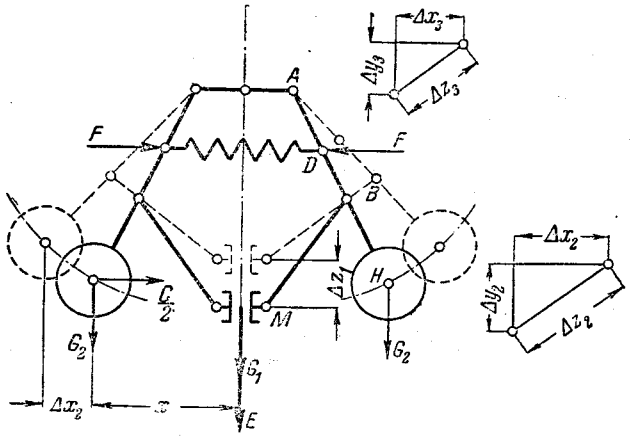
Базируясь на этих трудах, в дальнейшем мы кратко излагаем лишь основы статики и динамики центробежного регулятора.

5-2. ПОДДЕРЖИВАЮЩАЯ СИЛА РЕГУЛЯТОРА

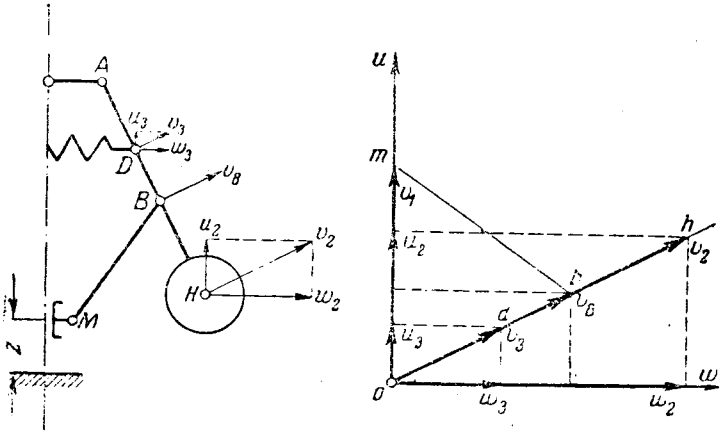
Рассмотрим схему пружинного конического регулятора, изображенную на фиг. 5-1. Центробежная сила грузов регулятора уравновешивается натяжением пружины F, а также весом грузов G_2 и муфты G_1. Массами стержней, несущих и поддерживающих грузы, пока пренебрегаем вследствие их малости по сравнению с массами грузов и муфты. Пренебрегаем также силами трения в регуляторе.

Положим, что регулятор не вращается, а искусственно поддерживается в положении, указанном на фиг. 5-1.

Заменим все перечисленные силы одной, приложенной к муфте и стремящейся опустить



Фиг. 5-1. Схема конического пружинного регулятора.



Фиг. 5-2. План скоростей регулятора.

ее вниз. Силу эту будем называть поддерживающей силой регулятора и обозначим через E *.

Для определения этой силы используем принцип возможных перемещений. Сообщим муфте элементарное перемещение Δz_1 вверх. Тогда грузы переместятся на Δz_2, а точки D закрепления пружины—на Δz_3. В направлении действия сил G_2 перемещение грузов равно Δy_2, а в направлении сил F перемещение точки D равно Δx_3.

Поэтому

$$G_1\Delta z_1 + 2G_2\Delta y_2 + 2F\Delta x_3 - E\Delta z_1 = 0. \quad (5\text{-}1)$$

Разделив это равенство на время Δt, в течение которого совершалось данное перемещение, и обозначив

$\frac{\Delta z_1}{\Delta t} = v_1$ — скорость перемещения муфты,

$\frac{\Delta y_2}{\Delta t} = u_2$ — вертикальную составляющую скорости грузов,

$\frac{\Delta x_3}{\Delta t} = w_3$ — горизонтальную составляющую скорости точки D,

найдем:

$$Ev_1 = G_1v_1 + 2G_2u_2 + 2Fw_3$$

или

$$E = G_1 + 2G_2\frac{u_2}{v_1} + 2F\frac{w_3}{v_1}. \quad (5\text{-}2)$$

Отношения скоростей $\frac{u_2}{v_1}$ и $\frac{w_3}{v_1}$ в этой формуле могут быть найдены построением плана скоростей механизма.

Для этого на фиг. 5-2 отложим по вертикали от произвольной точки o в произвольном масштабе величину скорости v_1. Из той же точки проведем линию oh, перпендикулярную к линии AH, изображающей положение стержня груза в данный момент. oh совпадает с направлением скоростей любой точки стержня.

Для определения скорости v_B точки B достаточно из точки m (конец вектора скорости v_1) провести линию mb, перпендикулярную к стержню MB. Отрезок ob представляет собой вектор скорости v_B шарнира регулятора. Так как план скоростей представляет собою фигуру, подобную механизму, но повернутую на 90°, то для определения скоростей в точках H и D надо отложить отрезки oh и od, определяемые из пропорций:

$$\frac{AB}{ob} = \frac{AH}{oh} = \frac{AD}{od},$$

т. е.

$$oh = ob\frac{AH}{AB}; \quad od = ob\frac{AD}{AB}.$$

На фиг. 5-2 показаны также горизонтальные и вертикальные составляющие этих скоростей, входящие в уравнение (5-2). Так как в этом уравнении фигурируют отношения скоростей $\frac{u_2}{v_1}$ и $\frac{w_3}{v_1}$, то план скоростей мог быть построен в любом масштабе, т. е. для v_1 — выбран отрезок произвольной длины.

В уравнении (5-2) отношения скоростей и сила пружины зависят от положения муфты, поэтому поддерживающая сила является переменной величиной:

$$E = f(z),$$

где z — ход муфты.

Эта зависимость может быть определена графически построением плана скоростей для различных положений муфты.

5-3. ХАРАКТЕРИСТИКА РЕГУЛЯТОРА

При вращении регулятора рассмотренные силы уравновешиваются центробежными силами вращающихся масс регулятора. Так как величина статических сил зависит от положения муфты регулятора, то и необходимые для равновесия центробежные силы должны зависеть от размаха грузов или перемещения муфты.

* В классической литературе по теории регулирования эта сила называется энергией регулятора. Термин этот, конечно, не удачен, что отмечает большинство авторов книг о регуляторах, сохраняя тем не менее этот неудачный термин. Поддерживающей силой регулятора назвали эту величину И. И. Кириллов и С. А. Кантор [Л. 19].

При рассмотрении равновесия сил вращающегося регулятора силы эти удобно приводить к центру груза и равновесную силу $\frac{C}{2}$ (на один груз) направить перпендикулярно к оси регулятора (фиг. 5-1, слева).

В предыдущем параграфе все статические силы, приложенные к регулятору, были заменены поддерживающей силой E. Приводя эту силу к центру грузов, найдем:

$$E\cdot\Delta z_1 = C\cdot\Delta x_2$$

или

$$Ev_1 = Cw_2$$

($w_2 = \frac{\Delta x_2}{\Delta t}$ — горизонтальная составляющая скорости v_2).

Подставляя вместо E его значение из формулы (5-2), найдем:

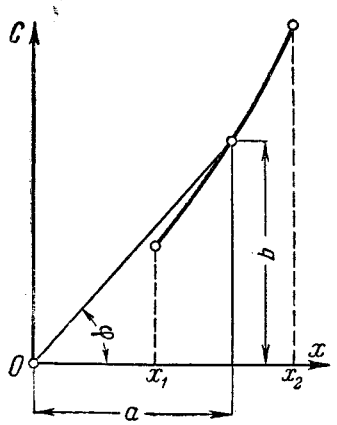
$$C = G_1\frac{v_1}{w_2} + 2G_2\frac{u_2}{w_2} + 2F\frac{w_3}{w_2}, \qquad (5\text{-}3)$$

где отношения скоростей, как и раньше, находятся из плана скоростей (фиг. 5-2).

Определяя C для различных значений x— расстояния от центра груза до оси вращения (фиг. 5-1), можем построить кривую приведенной силы C, которая и носит название характеристики регулятора (фиг. 5-3).

Для равновесия вращающегося регулятора при любом положении муфты необходимо наличие центробежных сил, уравновешивающих приведенную силу C.

В регуляторе, схематически показанном на фиг. 5-1, мы можем пренебречь центробежными силами стержней, поскольку мы уже пренебрегли их весом. Равнодействующие центробежных сил муфты и пружины (в данной схеме) равны нулю. Таким образом, действующей является лишь центробежная сила грузов, которая и должна равняться приведенной силе C:



Фиг. 5-3. Характеристика регулятора.

$$C = \frac{2G_2}{g}x\omega^2. \qquad (5\text{-}4)$$

При учете центробежных сил стержней их надо привести к центру груза, составляя уравнение моментов относительно точки A подвеса груза.

В этом случае под G_2 в формуле (5-4) надо понимать вес всех неуравновешенных вращающихся масс, приведенный к центру груза.

Угловая скорость, при которой возможно равновесие регулятора,

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{2G_2}}\sqrt{\frac{C}{x}}. \qquad (5\text{-}5)$$

Величина второго корня легко может быть найдена по характеристике регулятора (фиг. 5-3).

Для произвольной точки этой характеристики

$$\frac{b}{a} = \operatorname{tg}\varphi.$$

Положим, что при построении характеристики приняты масштабы:

1 *мм* по оси x изображает α *м*,
1 *мм* по оси C изображает β *кг*.

В таком случае

$$C = b\beta; \quad x = a\alpha;$$

$$\frac{C}{x} = \frac{b}{a}\cdot\frac{\beta}{\alpha} = \frac{\beta}{\alpha}\operatorname{tg}\varphi. \qquad (5\text{-}6)$$

Следовательно,

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{2G_2}\frac{\beta}{\alpha}\operatorname{tg}\varphi}. \qquad (5\text{-}7)$$

Для различных значений x между x_1 при нижнем и x_2 при верхнем положении муфты из характеристики регулятора можно определить величины $\operatorname{tg}\varphi$ и по формуле (5-7) найти соответствующее этой величине x значение угловой скорости ω, называемой равновесной угловой скоростью.

Так как любому x соответствует определенное положение муфты, характеризуемое сдвигом z ее от нижнего положения (фиг. 5-2), то может быть построена кривая ab равновесных угловых скоростей в функции подъема муфты z (фиг. 5-4).

Мы видим, что в нижнем положении муфты регулятор находится в равновесии при угловой скорости ω_1, а в верхнем положении муфты—при угловой скорости ω_2.

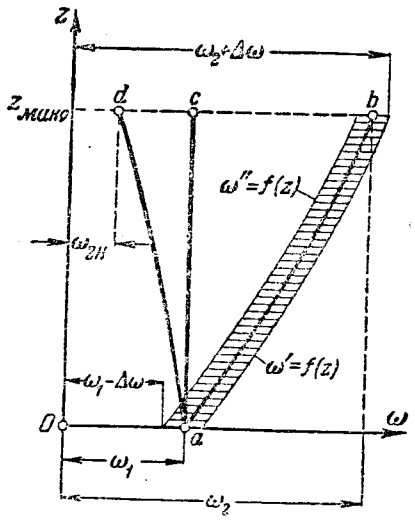
Отношение

$$\frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} = \delta, \qquad (5\text{-}8)$$

где средняя угловая скорость

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}.$$

δ называется теоретическим коэф-



Фиг. 5-4. Характеристика регуляторов.

фициентом неравномерности регулятора (теоретическим постольку, поскольку он установлен для регулятора без трения).

Регулятор, в котором каждому положению муфты соответствует определенная равновесная угловая скорость, возрастающая с подъемом муфты, называется устойчивым.

Регулятор, в котором кривая равновесных скоростей изображается вертикальной прямой линией *ac* (фиг. 5-4), называется безразличным или астатическим.

Такой регулятор находится в безразличном равновесии при любом положении муфты, но при определенной угловой скорости ω_1. При любом изменении угловой скорости регулятор сразу переходит в одно из крайних положений, а потому не может быть применен для регулирования машины.

Кривая *ad* представляет собою характеристику неустойчивого регулятора: здесь муфта поднимается с уменьшением угловой скорости. В состоянии покоя муфта регулятора естественно занимает наинизшее положение; когда же угловая скорость достигнет величины $\omega_{2н}$ муфта сразу перейдет в крайнее верхнее положение, а затем с увеличением ω начнет опускаться. Такой регулятор, очевидно, непригоден для управления пораспределительным механизмом, так как на всем диапазоне изменения угловой скорости вращения от нуля до максимума муфта регулятора должна перемещаться в одном и том же направлении. Признаком устойчивости регулятора является, таким образом, неравенство: $\frac{dz}{d\omega} > 0$. При $\frac{dz}{d\omega} = 0$ регулятор астатичен.

Об устойчивости регулятора можно судить и по кривой приведенной центробежной силы на фиг. 5-3. Если φ возрастает с увеличением x (или z), регулятор устойчив; если характеристика регулятора представляет собою отрезок прямой, проходящей через начало координат, т. е. $\varphi = \text{const}$ для любой точки характеристики, то регулятор астатичен.

Кроме рассмотренных характеристик пользуются еще так называемой статической характеристикой регулирования, представляющей зависимость числа оборотов от мощности машины (кривая *ab* на фиг. 5-5).

Эта характеристика может быть построена по фиг. 5-4, так как каждому положению муфты соответствует определенная степень наполнения (или степень дросселирования при впуске), а следовательно, и мощность машины. Холостому ходу соответствует наибольшее число оборотов, максимальной мощности — наименьшее.

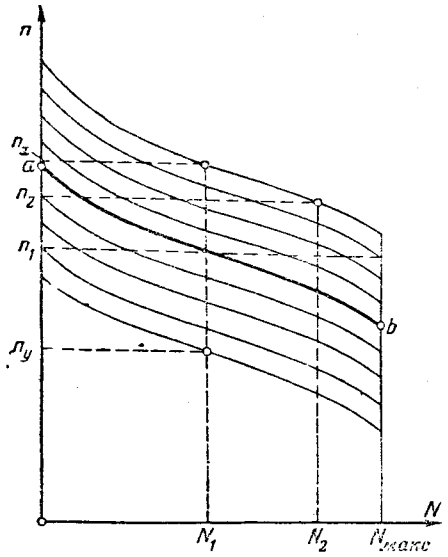
Регулятор обычно снабжается приспособлением для изменения числа оборотов. В большинстве случаев этим приспособлением (синхронизатором) изменяется натяжение пружины регулятора, т. е. изменяется, например, сила F на фиг. 5-1. Увеличивая натяг пружины, мы повышаем число оборотов при данном положении муфты, т. е. при неизменных моментах пораспределения.

Если число оборотов машины поддерживается постоянным синхронной работой электрического генератора на валу машины с сетью переменного тока, то изменение натяга пружины вызывает перемещение муфты регулятора, а следовательно, изменение мощности машины [1].

Так, например, при увеличении натяга пружины в регуляторе (фиг. 5-1) и неизменном числе оборотов машины, работающей на электрическую сеть параллельно с другими машинами, равновесие регулятора может быть достигнуто лишь при опущенной вниз муфте. Снижение муфты вызовет перестановку пораспределительного механизма в сторону увеличения мощности машины.

На фиг. 5-5 представлен ряд статических характеристик машины при различном натяге пружины регулятора. При постоянной мощности N_1 число оборотов можно менять в пределах от n_x до n_y; при постоянном числе оборотов n_1 мощность машины может меняться

[1] Примеры конструктивного осуществления синхронизаторов даны на фиг. 5-15 и 5-16.



Фиг. 5-5. Статическая характеристика регулирования.

в пределах от нуля до $N_{макс}$, а при числе оборотов n_2 — от нуля лишь до N_2.

Некоторые системы регуляторов допускают изменение числа оборотов в очень широких пределах, что необходимо для паровых машин, приводящих насосы, компрессоры и некоторые другие машины.

5-4. ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ГЕНЕРАТОРОВ С ПРИВОДОМ ОТ ПАРОВЫХ МАШИН. РАЦИОНАЛЬНАЯ ФОРМА СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

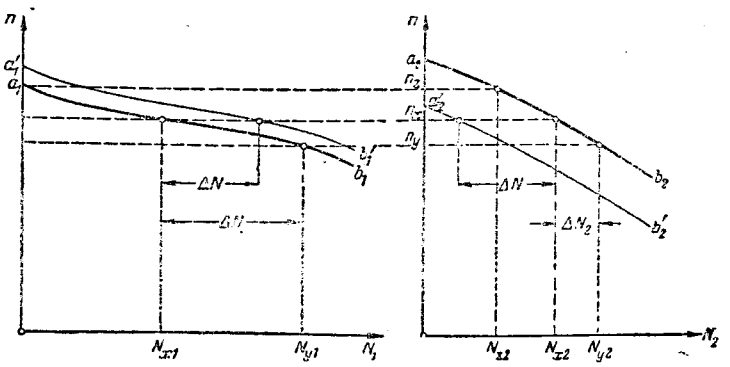
Положим, что электрические генераторы двух паровых машин работают параллельно на общую сеть переменного тока. Статические характеристики регуляторов этих машин изображены на фиг. 5-6 в виде кривых a_1b_1 и a_2b_2.

Число оборотов каждой машины (предполагается, что машины построены на одинаковое число оборотов) зависит от числа периодов сети, которое определяется ее суммарной нагрузкой.

При числе оборотов n_x в минуту мощность первой машины составляет N_{x1}, второй — N_{x2}. Если нагрузка сети возрастет и число периодов снизится, то число оборотов обеих машин установится n_y.

Прирост мощности обеих машин равен увеличению нагрузки сети.

В то время, однако, когда первая машина увеличила свою мощность на ΔN_1, вторая повысила свою мощность лишь на ΔN_2.



Фиг. 5-6. Статические характеристики регулирования параллельно работающих машин.

Если число оборотов машин, вызванное падением нагрузки в сети повысится до n_z, то первая машина полностью сбросит нагрузку, в то время как вторая будет развивать мощность N_{z_2}.

Отсюда следует, что при параллельной работе машин колебания нагрузки сети сильнее отражаются на мощности той машины, которая имеет более пологую статическую характеристику регулятора.

Поэтому, если одна из машин должна нести основную нагрузку станции (она более экономична, чем вторая, или более надежна в работе), то у этой машины желательно иметь более крутую характеристику регулятора.

На фиг. 5-6 показано также, каким образом при помощи синхронизатора можно менять распределение нагрузки между машинами.

Если при неизменном числе оборотов n_x увеличением натяга пружины регулятора первой машины перейти на характеристику $a_1'b_1'$, то мощность этой машины возрастет на ΔN. Чтобы на ту же величину снизить мощность второй машины (общая нагрузка неизменна), необходимо ослабить пружину второго регулятора, перейдя на характеристику $a_2'b_2'$.

Из сказанного можно сделать заключение о рациональной форме статической характеристики регулятора.

1. Характеристика не должна иметь горизонтальных участков, так как в пределах такого участка машина при неизменном числе оборотов могла бы самопроизвольно менять свою нагрузку (астатичность регулятора).

2. Характеристика должна иметь непрерывное и плавно спадающее протекание. Если какая-либо горизонталь, определяющая некоторое число оборотов машины, дважды пересекает характеристику, то этому числу оборотов соответствуют два значения мощности машины, что привело бы к качанию мощности между этими двумя значениями.

3. При малой нагрузке желательно более крутое протекание характеристики для обеспечения синхронизации машины при ее включении на параллельную ра-

боту и большей устойчивости при работе с малыми нагрузками.

4. Такое же увеличение крутизны кривой желательно в области номинальной мощности машины для того, чтобы при параллельной работе небольшие колебания числа оборотов не могли существенно разгрузить или перегрузить данную машину.

5. Машины, предназначенные для базовой нагрузки, должны иметь бо́льший коэффициент неравномерности и более крутую характеристику, чем машины, обслуживающие временную пиковую нагрузку.

5-5. НЕЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ РЕГУЛЯТОРА

Центробежную силу грузов мы можем отнести к муфте регулятора, т. е. заменить действие центробежной силы действием силы, приложенной к муфте и направленной по оси регулятора. Обозначая эту силу через $A\omega^{2*}$ и приравнивая работу этой силы на пути Δz_1 (фиг. 5-1) работе на пути Δx_2 центробежных сил, приведенных к центру груза, найдем:

$$A\omega^2 \cdot \Delta z_1 = C \cdot \Delta x_2 = 2\frac{G_2}{y} x\omega^2 \Delta x_2,$$

откуда

$$A\omega^2 = 2\frac{G_2}{g} x\omega^2 \frac{\Delta x_2}{\Delta z_1} = $$

$$= 2\frac{G_2}{g} x\omega^2 \frac{w_2}{v_1}, \qquad (5\text{-}9)$$

где скорости w_2 и v_1 могут быть взяты из плана скоростей (фиг. 5-2).

Если не учитывать трения в частях регулятора, то сила $A\omega^2$ должна уравновешиваться поддерживающей силой E, т. е.

$$A\omega^2 - E = 0. \qquad (5\text{-}10)$$

Отметим, что сила $A\omega^2$ направлена вверх, а сила E — вниз.

В действительных условиях в последнее уравнение надо ввести силы трения как в самом регуляторе, так и в деталях связанного с ним регулирующего механизма.

Положим, что угловая скорость вращения регулятора начинает возрастать. Силы трения будут препятствовать движению муфты при бесконечно-малом приращении скорости вращения, как это следует из теории идеального регулятора. Центробежная сила, приведенная к муфте, должна не только преодолеть силу E, но и трение в шарнирах регулятора и муфте, а также силу, потребную для перестановки парораспределения (последняя в основном сводится к силе трения в частях регулирующего механизма).

Обозначим силы трения в шарнирах и муфте регулятора через R, силы трения в деталях внешнего механизма через P. Сила P является сопротивлением, которое должен преодолеть регулятор для перестановки парораспределения. Ее называют перестановочной силой, и при расчете регулятора она должна быть задана. Обе силы R и P будем считать приведенными к муфте регулятора. Сумма

$$R + P = Q$$

должна быть направлена против движения т. е. в данном случае вниз.

Силу $A\omega^2$, направленную вверх, будем считать положительной, следовательно, сила Q в данном случае является отрицательной, как и сила E.

Обозначим угловую скорость вращения регулятора, при которой начнется подъем муфты ω''. В таком случае

$$A\omega''^2 - E - Q = 0. \qquad (5\text{-}11)$$

Рассмотрим теперь случай уменьшения угловой скорости. И в этом случае муфта не сразу пойдет вниз, а лишь тогда, когда угловая скорость достигнет величины ω', при которой поддерживающая сила окажется достаточной для уравновешения не только силы $A\omega^2$, но и приведенной силы трения Q. В этом случае сила трения будет направлена вверх, т. е. мы должны считать ее положительной:

$$A\omega'^2 - E + Q = 0. \qquad (5\text{-}12)$$

Из уравнений (5-11) и (5-12) находим величины предельных равновесных угловых скоростей

$$\left.\begin{aligned} \omega'' &= \sqrt{\frac{E+Q}{A}}, \\ \omega' &= \sqrt{\frac{E-Q}{A}}. \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}13)$$

В интервале между ω' и ω'' регулятор остается нечувствительным, т. е. не отзывается на изменения угловой скорости вращения. Поэтому вместо кривой ab на фиг. 5-4 получается заштрихованное поле равновесных скоростей, называемое областью нечувствительности регулятора: при каждом данном положении муфты регулятор не реагирует на изменение угловой скорости, если последняя

* Такое обозначение оправдывается тем, что сила эта должна быть пропорциональна ω^2.

меняется в пределах области нечувствительности.

Мерой нечувствительности регулятора является коэффициент нечувствительности

$$\varepsilon = \frac{\omega'' - \omega'}{\omega}. \qquad (5\text{-}14)$$

Выясним связь между этим коэффициентом и приведенной силой трения. Для этого умножим и разделим правую часть формулы (5-14) на $\omega'' + \omega'$:

$$\varepsilon = \frac{\omega''^2 - \omega'^2}{\omega(\omega'' + \omega')}.$$

Так как с небольшой погрешностью можно считать

$$\omega = \frac{\omega'' + \omega'}{2},$$

то

$$\varepsilon = \frac{\omega''^2 - \omega'^2}{2\omega^2}.$$

Подставляя сюда ω'' и ω' из формул (5-13), а ω — из уравнения (5-10), найдем после простейших преобразований

$$\varepsilon = \frac{Q}{E}. \qquad (5\text{-}15)$$

Так как $Q = R + P$,

то

$$\varepsilon = \frac{R}{E} + \frac{P}{E} = \varepsilon_r + \varepsilon_p, \qquad (5\text{-}16)$$

где ε_r — часть коэффициента нечувствительности, обусловленная собственным трением регулятора;

ε_p — часть этого коэффициента, зависящая от сопротивления регулирующего органа и передачи к нему.

Перестановочная сила регулятора

$$P = \varepsilon_p E = (\varepsilon - \varepsilon_r) E \qquad (5\text{-}17)$$

возрастает с уменьшением коэффициента нечувствительности ε_r. При данной степени нечувствительности перестановочная сила прямо пропорциональна поддерживающей силе E.

В большинстве случаев

$$\varepsilon_p = 0{,}02 \div 0{,}04;$$

$$\varepsilon_r = 0{,}005 \div 0{,}03;$$

$$\varepsilon = 0{,}025 \div 0{,}07.$$

При учете сил трения найденный раньше теоретический коэффициент неравномерности δ должен быть заменен полным коэффициентом неравномерности δ_r.

В самом деле, нечувствительность имеет место и при крайних положениях муфты регулятора, поэтому равновесными угловыми скоростями при крайних положениях муфты будут не ω_1 и ω_2, как мы считали раньше, а $\omega_1 - \Delta\omega$ и $\omega_2 + \Delta\omega$, где (фиг. 5-4)

$$\Delta\omega = \frac{\omega'' - \omega'}{2}.$$

Поэтому полная степень неравномерности

$$\delta_r = \frac{(\omega_2 + \Delta\omega) - (\omega_1 - \Delta\omega)}{\omega} =$$

$$= \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega} + \frac{2\Delta\omega}{\omega}.$$

Но

$$\frac{2\Delta\omega}{\omega} = \frac{\omega'' - \omega'}{\omega} = \varepsilon, \qquad (5\text{-}18)$$

следовательно,

$$\delta_r = \delta + \varepsilon. \qquad (5\text{-}19)$$

Полный коэффициент неравномерности равен сумме теоретического коэффициента неравномерности и коэффициента нечувствительности.

Проиллюстрируем выведенные понятия следующими цифрами.

Положим, что теоретический коэффициент неравномерности составляет $\delta = 0{,}03$, коэффициент нечувствительности $\varepsilon = 0{,}04$, среднее число оборотов регулятора $n = 100$ об/мин, потребная перестановочная сила $P = 10$ *кг*.

Оценивая коэффициент нечувствительности собственно регулятора $\varepsilon_r = 0{,}01$, найдем силу давления муфты

$$E = \frac{P}{\varepsilon - \varepsilon_r} = \frac{10}{0{,}03} = 330 \text{ кг}.$$

Если в данный момент число оборотов регулятора составляет $n = 100$ об/мин и нагрузка машины падает, то муфта регулятора начнет смещаться вверх при

$$n'' = n + \Delta n = n\left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right) =$$

$$= 100 \cdot 1{,}02 = 102 \text{ об/мин}.$$

Смещение муфты вниз из того же положения начнется лишь при

$$n' = n\left(1 - \frac{\varepsilon}{2}\right) = 100 \cdot 0{,}98 = 98 \text{ об/мин}.$$

В крайних положениях муфты обороты будут составлять

$$n'_2 = n\left(1 + \frac{\delta_r}{2}\right) = 103{,}5 \text{ об/мин},$$

$$n'_1 = n\left(1 - \frac{\delta_r}{2}\right) = 96{,}5 \text{ об/мин}.$$

В идеальном регуляторе эти обороты составляли бы

$$n_2 = 101{,}5 \text{ об/мин}; \quad n_1 = 98{,}5 \text{ об/мин}.$$

В каталогах регуляторов часто указывается величина перестановочной силы, которую в состоянии развить регулятор при изменении угловой скорости на 1%. Из формул (5-15) и (5-18) следует:

$$Q = \frac{2\Delta n}{\omega} E. \qquad (5\text{-}20)$$

Подставляя 0,01 вместо $\frac{\Delta\omega}{\omega}$, найдем вышеуказанную силу Q, в которую, однако, входит и сила трения R собственно регулятора. Истинное значение перестановочной силы регулятора

$$P = Q - R.$$

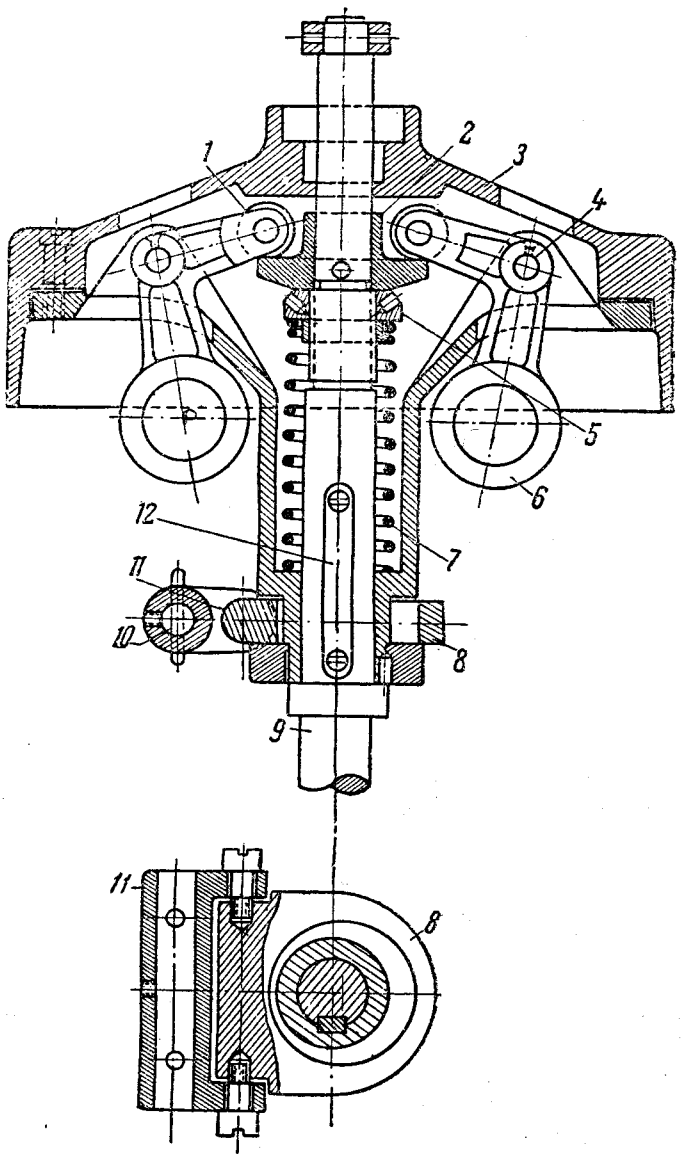
Из сказанного ясно, что регулятор поддерживает число оборотов машины лишь приблизительно постоянным. Каждой нагрузке машины соответствует определенное положение муфты регулятора и определенное число оборотов, наибольшее при верхнем положении муфты и малой нагрузке машины, наименьшее — при нижнем положении муфты и максимальной нагрузке машины.

5-6. КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ПРУЖИННЫХ РЕГУЛЯТОРОВ

На фиг. 5-7 и 5-8 показаны две типичные конструкции конических центробежных регуляторов, отличающиеся главным образом расположением пружины.

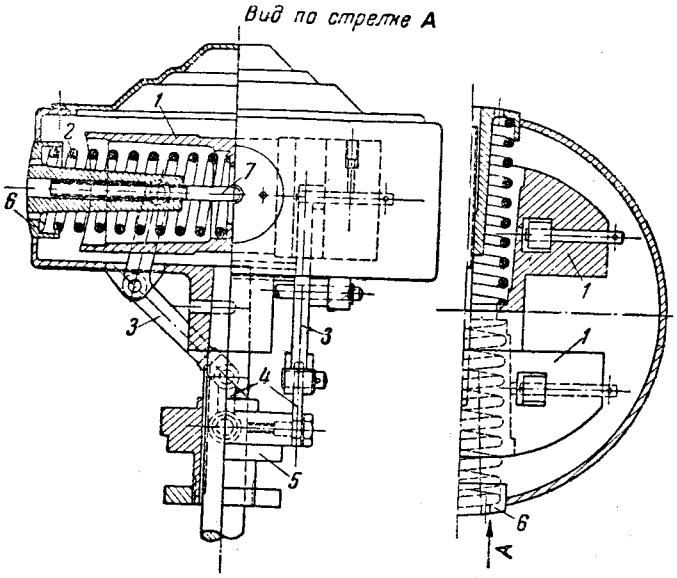
Первый из этих регуляторов (фиг. 5-7) расположен на вертикальном валике. В корпусе регулятора подвешены на осях грузы. Центробежная сила грузов передается роликами на тарелку. Под действием этой силы корпус поднимается по валику *9* и сжимает пружину. Натяжение последней при сборке регулятора можно менять гайкой *5*.

Корпус, перемещаясь по валику, поднимает или опускает муфту, которая при помощи рычага поворачивает валик *10*, связанный с дроссельной заслонкой на паропроводе.

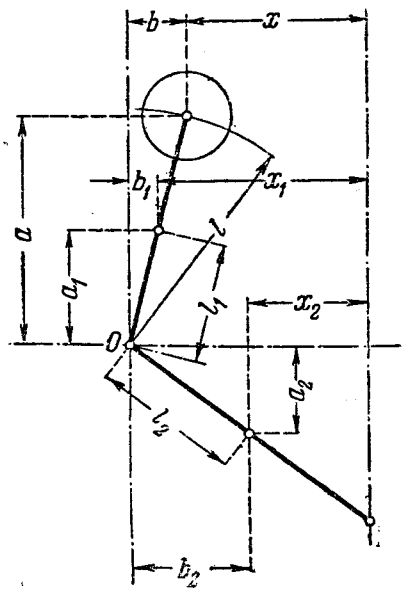


Фиг. 5-7. Регулятор локомобиля Людиновского завода.
1 — ролик; *2* — тарелка; *3* — корпус; *4* — ось; *5* — гайка; *6* — груз; *7* — пружина; *8* — муфта; *9* и *10* валики; *11* — рычаг; *12* — шпонка.

В регуляторе, показанном на фиг. 5-8, грузы перемещаются в горизонтальной плоскости и при увеличении числа оборотов сжимают пружины (по одной на каждый груз). Перемещение грузов при помощи угловых рычагов и серег передается муфте, которая поднимается с повышением числа оборотов. Наружные концы пружин упираются в тарелки, сквозь которые проходит шпиндель. С одной из тарелок шпиндель соединен наглухо, а с другой (на чертеже слева) при помощи резьбы. Поворачивая последнюю тарелку-гайку, можно изменять натяжение пружины.



Фиг. 5-8. Регулятор с поперечными пружинами.
1 — грузы; *2* — пружины; *3* — угловые рычаги; *4* — серьги; *5* — муфта; *6* — тарелка; *7* — шпиндель.



Фиг. 5-9. Схема угловых рычагов.

Основанный на содержании предыдущих параграфов расчет регулятора имеет обычно поверочный характер.

По заданной величине перестановочной силы P определяется поддерживающая сила регулятора

$$E=\frac{P}{\varepsilon_p}.$$

Выбрав размеры рычагов, определяют среднюю величину поддерживающей силы, приведенную к оси пружины, т. е. среднее значение силы пружины. Наметив очертание и расположение центра тяжести грузов, находят вес их из условия

$$F=\frac{G_2}{g}x\omega^2,$$

где F — сила пружины;
G_2 — вес груза;
x — радиус его центра тяжести;
ω — угловая скорость вращения.

После этого проводится детальный расчет регулятора. Если найденная в конце расчета перестановочная сила P окажется менее заданной, придется увеличить вес грузов и расчет повторить вновь.

Необходимо также построить характеристику регулятора и проверить его устойчивость.

Расчет регулятора, показанного на фиг. 5-8, поясним на числовом примере.

Очертание, вес и расположение грузов должны быть выбраны. Заданы также число оборотов и степень неравномерности регулятора. Требуется определить размеры пружин регулятора и построить его характеристику.

Положим, что каждый из грузов весит $G_2=9{,}5$ *кг*, муфта вместе с серьгами *4* (фиг. 5-8) $G_1=4{,}4$ *кг*.

Каждый из угловых рычагов, схема которых представлена на фиг. 5-9, весит 1,35 *кг*, причем верхнее плечо имеет вес $G_3=0{,}9$ *кг*, нижнее $G_4=0{,}45$ *кг*. Центр тяжести верхнего плеча находится на расстоянии $l_1=3{,}5$ *см* от точки опоры O, нижнего — на расстоянии $l_2=6{,}8$ *см*.

Скорость вращения регулятора $n=290$ об/мин.

Теоретическая степень неравномерности $\delta=0{,}05$.

Силы, приложенные к рычагам или муфте регулятора, будем относить к центру тяжести грузов. При этом в дальнейшем будем рассматривать условия равновесия лишь одного груза.

Центробежная сила груза

$$C_z=\frac{G_2}{g}x\omega^2,$$

где x — расстояние от центра тяжести груза до оси вращения в рассматриваемый момент.

Центробежная сила углового рычага, приведенная к центру тяжести груза,

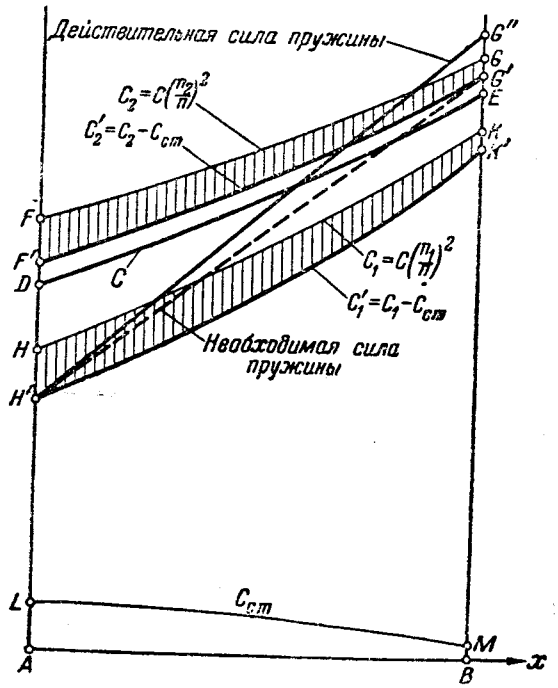
$$C_p=\left(\frac{G_3}{g}a_1x_1-\frac{G_4}{g}a_2x_2\right)\frac{\omega^2}{a}.$$

Сумму обеих сил

$$C=C_z+C_p=\frac{\omega^2}{g}\left(G_2x+\frac{G_3a_1x_1-G_4a_2x_2}{a}\right)=$$

$$=\frac{290^2\pi^2}{900\cdot 981}\left(9{,}5x+\frac{0{,}9\,a_1x_1-0{,}45\,a_2x_2}{a}\right)$$

нанесем на график (фиг. 5-10) в зависимости от величины x (при этом, конечно, для каждого значения x надо находить построением схемы углового рычага величины a_1; x_1; a_2; x_2 и a). Кривая DE представит собой изменение центробежной силы частей регуля-



Фиг. 5-10. Кривые центробежных сил.

тора в зависимости от положения грузов при одном определенном числе оборотов. Начало координат диаграммы на фиг. 5-10 не показано и находится влево от диаграммы.

Для любого иного числа оборотов n_x центробежная сила получится умножением величины C на отношение $\left(\frac{n_x}{n}\right)^2$. При степени неравномерности

$$\delta = 0{,}05$$

наибольшее число оборотов

$$n_2 = 1{,}025 \cdot 290 = 297,$$

наименьшее

$$n_1 = 0{,}975 \cdot 290 = 283 \text{ об/мин.}$$

Для этих двух чисел оборотов на графике фиг. 5-10 нанесены кривые FG и HK по формулам:

$$C_2 = C\left(\frac{n_2}{n}\right)^2 = C\left(\frac{297}{290}\right)^2 = 1{,}05\,C.$$

$$C_1 = C\left(\frac{n_1}{n}\right)^2 = C\left(\frac{283}{290}\right)^2 = 0{,}95\,C.$$

Центробежная сила должна находиться в равновесии с силой пружины и собственным весом масс регулятора.

Для уравновешивания веса груза необходима сила, приложенная в его центре тяжести,

$$C_0 = \pm G_2 \frac{b}{a} = \pm 9{,}5 \frac{b}{a}.$$

Для уравновешивания веса верхней части углового рычага (фиг. 5-9)

$$C_b = \pm G_3 \frac{b_1}{a} = \pm 0{,}9 \frac{b_1}{a}.$$

Действие веса муфты регулятора G_1 должно быть уравновешено силой (приходящейся на один груз)

$$C_м = \frac{G_1}{2\cos\gamma} \cdot \frac{c}{a} = \frac{G_1 d}{2a} = 2{,}2 \frac{d}{a}$$

(фиг. 5-11), действие нижнего плеча углового рычага — силой

$$C_н = G_4 \frac{b_2}{a} = 0{,}45 \frac{b_2}{a}.$$

Сумма

$$C_{cm} = C_0 + C_b + C_м + C_н$$

изображена на фиг. 5-10 кривой LM.

Вычитая ординаты последней кривой из ординат кривых C_1 и C_2, получаем новые кривые C_1' и C_2' ($H'K'$ и $F'G'$).

Кривые эти указывают величины центробежных сил, которые должны уравновешиваться натяжением пружины. Очевидно, максимальная сила пружины должна измеряться ординатой BG', минимальная — ординатой AH'. Так как сила пружины пропорциональна ее деформации, достаточно соединить прямой линией точки H' и G', для того чтобы получить график изменения силы пружины при данных условиях. При этом не принята во внимание центробежная сила, вызываемая массой самой пружины.

На фиг. 5-10 получено: максимальная сила пружины

$$F_{макс} = 96 \text{ кг},$$

минимальная

$$F_{мин} = 54{,}2 \text{ кг}.$$

Так как максимальное перемещение грузов составляет $f = 3{,}35$ *см*, то жесткость пружины, т. е. сила, вызывающая 1 *см* деформации, должна составлять:

$$k = \frac{96 - 54{,}2}{3{,}35} = 12{,}5 \text{ кг/см}.$$

Из конструктивных соображений выбран радиус пружины $r = 3{,}5$ *см*; тогда толщина проволоки

$$d = \sqrt[3]{\frac{16\,rF_{макс}}{\pi\tau}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3{,}5 \cdot 96}{3{,}14 \cdot 3\,500}} \approx 0{,}8 \text{ см},$$

где допускаемое напряжение на скручивание принято

$$\tau = 3\,500 \text{ кг/см}^2.$$

Число витков пружины

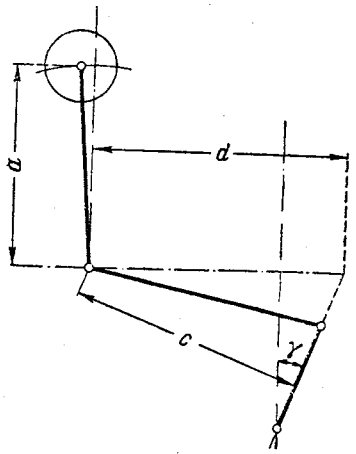
$$z = \frac{Gd^4}{64kr^3} =$$

$$= \frac{800\,000 \cdot 0{,}8^4}{64 \cdot 12{,}5 \cdot 3{,}5^3} = 9{,}55$$

(модуль упругости принят $G = 800\,000$ *кг/см*^{2}).

Примем $z = 9$. В таком случае

$$k = 13{,}2 \text{ кг/см}.$$



Фиг. 5-11. Схема углового рычага.

Оставляя наименьшую силу пружины

$$F_{мин} = 54{,}2 \text{ кг},$$

мы найдем теперь максимальную силу ее

$$F_{макс} = F_{мин} + k \cdot f = 54{,}2 + 13{,}2 \cdot 3{,}35 = 98{,}5 \text{ кг}.$$

В связи с этим изменение силы пружины изображается на фиг. 5-10 прямой $H'G''$ вместо $H'G'$.

Длина пружины при нахождении регулятора в покое должна составлять (по чертежу) 15,5 *см*; длина ее при наибольшем расхождении грузов

$$l_{мин} = 15{,}5 - 3{,}35 = 12{,}15 \text{ см}.$$

Свободная длина пружины

$$l = l_{мин} + \frac{F_{макс}}{k} = 12{,}15 + \frac{98{,}5}{13{,}2} = 19{,}6 \text{ см}.$$

Этими цифрами исчерпываются величины, характеризующие каждую из пружин регулятора.

Для уточнения расчета примем во внимание теперь действие массы пружины. Вес ее при наличии одного лишнего витка (на опорных поверхностях)

$$G_f = \frac{\pi d^2}{4} 2\pi r (z+1)\gamma,$$

$$G_f = \frac{3{,}14^2 \cdot 0{,}8}{4} \cdot 2 \cdot 3{,}5 \cdot 10 \cdot 0{,}0077 = 0{,}85 \text{ кг}.$$

Масса пружины $\frac{G_f}{g}$ при вращении регулятора вызывает центробежную силу, которая нагружает внешнюю опору пружины и разгружает внутреннюю.

В курсах по теории регулирования указывается, что центробежная сила пружины

$$C_f = \frac{G_f}{g} \omega^2 (2x_1 + x_2),$$

где x_1 — расстояние внутреннего края пружины от оси вращения (величина эта зависит от положения грузов, т. е. от числа оборотов);

x_2 — то же наружного края пружины.

Прибавляя к ранее найденным центробежным силам C (кривая DE на фиг. 5-10) величину C_f, вычисленную для нормального числа оборотов n и разных положений грузов, получим на фиг. 5-11 кривую D_1E_1:

$$\Sigma C = C_f + C.$$

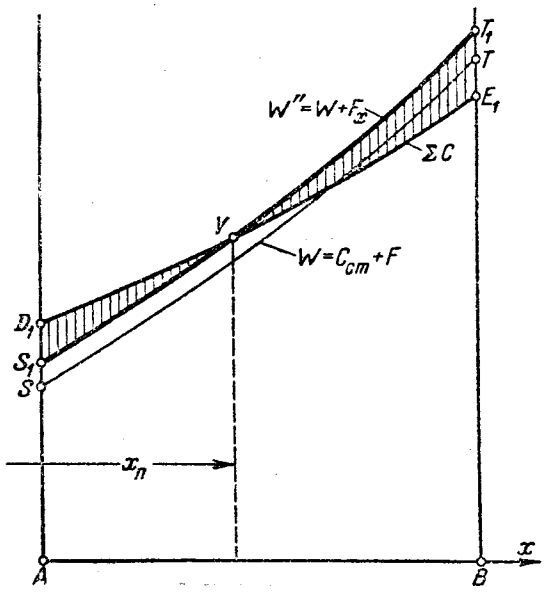
Обозначим буквой W сумму сил, уравновешивающих указанные центробежные силы

$$W = C_{cm} + F.$$

Изменение силы W на фиг. 5-12 представлено кривой ST.

Из пропорции

$$\frac{n_x^2}{n^2} = \frac{W}{\Sigma C}$$



Фиг. 5-12. Кривые сил, приложенных к регулятору.

найдем для различных величин x числа оборотов n_x, при которых W и ΣC взаимно уравновешиваются. В крайних положениях

$$n_{макс} = n \sqrt{\frac{W_{макс}}{\Sigma C_{макс}}} = 290 \sqrt{\frac{100{,}2}{96}} = 296;$$

$$n_{мин} = n \sqrt{\frac{W_{мин}}{\Sigma C_{мин}}} = 290 \sqrt{\frac{58{,}7}{64}} = 278.$$

Отклонения от нормального числа оборотов $n_{макс} - n = 6$ и $n - n_{мин} = 12$ не равны друг другу. Поэтому при той же разности $n_{макс} - n_{мин} = 18$ мы полагаем

$$n_{макс} = 299; \; n_{мин} = 281.$$

Для осуществления этого необходимо, чтобы

$$W'_{макс} = \Sigma C_{макс} \frac{n_{макс}^2}{n^2} = 96 \left(\frac{299}{390}\right)^2 = 102{,}2 \text{ кг};$$

$$W'_{мин} = \Sigma C_{мин} \frac{n_{мин}^2}{n^2} = 64 \left(\frac{281}{290}\right)^2 = 60{,}2 \text{ кг}.$$

Ранее найденные значения W поэтому должны быть увеличены при наибольшем расхождении грузов на $W'_{макс} - W_{макс} = 2$ *кг*, при наименьшем расхождении — на $W'_{мин} - W_{мин} = 1{,}5$ *кг*.

Добавочным натяжением пружины можно увеличить ее силу на величину, постоянную для всех положений грузов. Эта величина должна быть выбрана равной $F_x = \frac{2 + 1{,}5}{2} = 1{,}7$ *кг*, т. е. пружина должна быть дополнительно сжата на $\frac{1{,}7}{13{,}2} = 0{,}13$ *см*, что, конечно, вполне допустимо с точки зрения ее прочности.

Таким образом, мы находим окончательную кривую сил $W''=W+F_x$ в виде линии S_1T_1 на фиг. 5-12. В пересечении этой кривой с линией ΣC для нормального числа оборотов (точка Y) определяется абсцисса груза x_n при нормальном числе оборотов. Для крайних положений грузов окончательные числа оборотов

$$n_{макс}=n\sqrt{\frac{W''_{макс}}{\Sigma C_{макс}}}=299,$$

$$n_{мин}=n\sqrt{\frac{W''_{мин}}{\Sigma C_{мин}}}=281,$$

что совпадает с выбранными величинами.

Степень неравномерности

$$\delta=\frac{299-281}{290}=0{,}062$$

вместо заданной 0,05.

При большем числе витков пружины и меньшем ее диаметре можно было бы получить меньшую степень неравномерности.

Поддерживающая сила регулятора может быть найдена из соотношения (фиг. 5-11):

$$E=\frac{2Ca}{d}.$$

При внутреннем положении грузов

$$E_1=2C_{мин}\frac{a}{d}.$$

При внешнем положении грузов

$$E_2=2C_{макс}\frac{a}{d}.$$

Перестановочная сила

$$P=\varepsilon_p E.$$

Линия S_1T_1 представляет собой характеристику регулятора, аналогичную изображенной на фиг. 5-3. Характер кривой S_1T_1 свидетельствует об устойчивости регулятора.

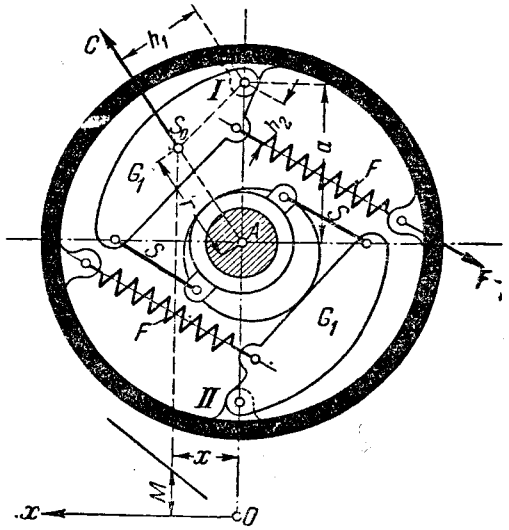
5-7. ПЛОСКИЕ РЕГУЛЯТОРЫ. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Понятие о плоском регуляторе и о применении его к парораспределительным механизмам было дано в § 3-10 и 3-20.

Простейшая схема регулятора представлена на фиг. 5-13.

Грузы G_1 при расхождении своем с помощью тяг S поворачивают эксцентрик на валу и изменяют его угол опережения.

Центробежная сила C грузов уравновешивается натяжением пружин F, так что каждому числу оборотов регулятора соответствует определенное положение грузов и эксцентрика.



Фиг. 5-13. Схема плоского регулятора.

Обычно кроме угла опережения изменяется и эксцентриситет эксцентрика. Для этого в последнем делается прорезь, благодаря которой эксцентрик может перемещаться по валу; иногда применяют систему двух эксцентриковых дисков, один из которых заклинен на валу, а второй может поворачиваться под действием регулятора по первому (§ 3-10).

Грузы регулятора иногда имеют прямолинейное перемещение. Соединяя с грузами какую-либо вращающуюся вместе с валом, но не соединенную с ним жестко массу, получают инерционный регулятор (§ 5-8).

Центробежная сила, развиваемая грузом регулятора,

$$C=mr\omega^2.$$

Относительно цапфы I эта сила создает момент

$$M=Ch_1=mr\omega^2h_1.$$

Для равновесия необходимо, чтобы момент этот уравновешивался моментом натяжения пружины, т. е.

$$M=Fh_2.$$

Площадь треугольника AIS_0 может быть представлена, как $\frac{rh_1}{2}$ или как $\frac{ax}{2}$, поэтому

$$rh_1=ax.$$

В таком случае

$$M=mr\omega^2h_1=m\omega^2ax=\frac{G_1}{g}\frac{4\pi^2n^2}{3600}ax\approx G_1\left(\frac{n}{30}\right)^2ax. \quad (5\text{-}21)$$

Откладывая от оси абсцисс Ox, перпендикулярной к AI, величины моментов M для различных положений центра тяжести S_0 груза, получим кривую M, которая является такой же характеристикой плоских регуляторов, как кривая C — конических. Например, если регулятор астатичен, то кривая M превращается в прямую, проходящую через начало координат O.

Проектирование и расчет плоского регулятора приходится производить в значительной мере путем подбора и последовательных приближений.

Задаваясь степенью неравномерности δ, находят числа оборотов регулятора при крайнем внешнем n_2 и крайнем внутреннем n_1 положениях грузов:

$$n_2 = n\left(1+\frac{\delta}{2}\right),$$

$$n_1 = n\left(1-\frac{\delta}{2}\right).$$

Вычертив примерный контур грузов, задавшись их весом и найдя их центр тяжести, определяют центробежную силу грузов в двух крайних положениях (C' и C''). Составляют уравнения моментов для каждого из этих положений:

$$C' h_1' = F' h_2',$$

$$C'' h_1'' = F'' h_2'',$$

где F' и F'' — натяжения пружины при двух крайних положениях грузов;

h_2' и h_2'' — плечи сил F' и F''.

Из двух этих уравнений определяют силы пружины при двух крайних положениях грузов. Зная из чертежа деформацию пружины при этом, легко рассчитать последнюю.

Описанный метод служит лишь для ориентировочного расчета и, в частности, для проверки правильности выбора веса грузов.

При детальном расчете необходимо принимать во внимание центробежные силы всех вращающихся частей регулятора, связанных с грузами (например, пружин, тяг и т. п.).

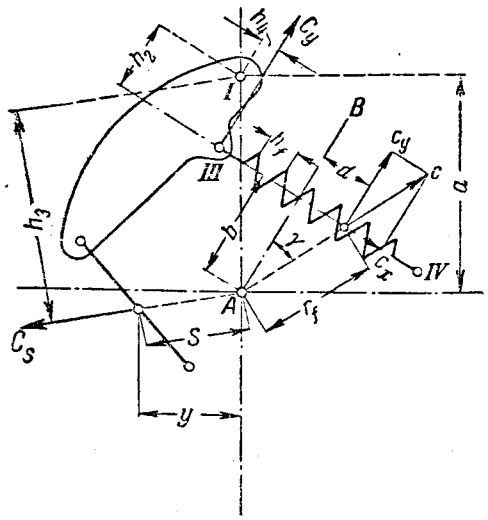
Так, по схеме фиг. 5-13 центробежная сила тяги S весом G_s

$$C_s = \frac{G_s}{g} s\omega^2$$

(фиг. 5-14).

Момент этой силы относительно точки I

$$M_s = C_s h_3 = \frac{G_s}{g}\omega^2 h_3 s \approx G_s\left(\frac{n}{30}\right)^2 ay. \quad (5\text{-}22)$$



Фиг. 5-14. Схема плоского регулятора.

Что касается центробежной силы пружины, то для произвольного витка ее весом g_f центробежная сила

$$c = g_f\left(\frac{n}{30}\right)^2 r_f.$$

Раскладывая эту силу на две составляющих: c_x по оси пружины и c_y перпендикулярно к оси пружины, находим:

$$c_x = c\sin\gamma = c\frac{d}{r_f} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 g_f d,$$

$$c_y = c\cos\gamma = c\frac{b}{r_f} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 g_f b.$$

Для z_1 витков, лежащих вправо от оси AB, сила c_x направлена в ту же сторону, что и натяжение пружины F; для z_2 витков, лежащих влево от оси AB, сила c_x направлена противоположно.

Проф. А. И. Сидоров [Л. 20], рассматривая вопрос, как распределяется сила Σc_x между точками III и IV, т. е. какая часть силы Σc_x передается грузу и изменяет натяжение пружины, выводит следующую формулу для этой части силы Σc_x:

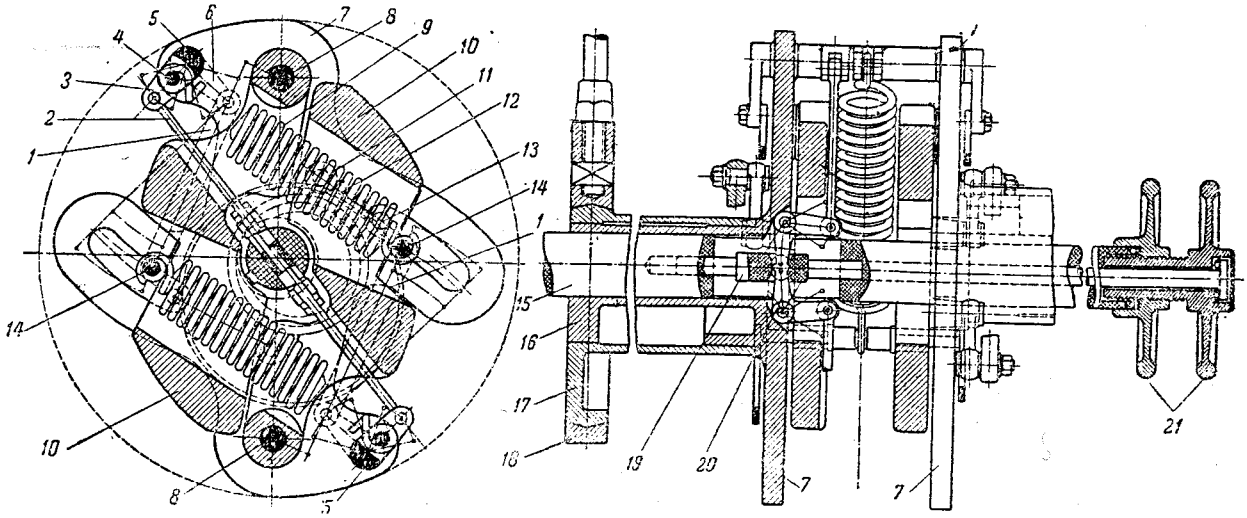
$$C_x = G_f\left(\frac{n}{30}\right)^2 \frac{2z_2^3 - 3z_1 z_2^2 - z_1^3}{6l}, \quad (5\text{-}23)$$

где G_f — вес пружины;

$l = zh_f$ — длина пружины.

Силы c_y всех z витков дают равнодействующую

$$\Sigma c_y = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_f b.$$



Фиг. 5-15. Плоский центробежный регулятор Сумского машиностроительного завода им. Фрунзе.
1 — серьга; *2* — стержень для изменения числа оборотов; *3* — угловой рычаг к стержню; *4* — угловой рычаг к пружине; *5* — ось; *6* — угловой рычаг к серьге; *7* — фасонные пластины; *8* — ось; *9* — пружина; *10* — груз; *11* — выступ на эксцентрике; *12* — тяга; *13* — палец; *14* — валик; *15* — вал регулятора; *16* — внутренний эксцентрик; *17* — внешний диск эксцентрика; *18* — хомут эксцентрика; *19* — внутренний стержень; *20* — угловой рычаг; *21* — маховички.

Точка приложения этой силы находится по середине длины пружины, и грузу передается сила

$$C_y = 0{,}5 \sum c_y ,$$

создающая момент относительно точки *I*

$$M_f = C_y h_4 = 0{,}5 \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_f b h_4 . \qquad (5\text{-}24)$$

Уравнение равновесия для любого положения грузов будет иметь следующий вид:

$$(F + C_x) h_2 = M + M_s \pm M_f . \qquad (5\text{-}25)$$

Перед последним членом выбирается знак плюс или минус, в зависимости от того, как расположена сила C_y относительно точки *I*. По схеме фиг. 5-14 момент M_f направлен противоположно моменту M и должен быть взят со знаком минус.

Используя формулы (5-21)÷(5-24), находим из уравнения (5-25)

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left[\frac{a}{h_2} (G_1 x + G_s y) \pm 0{,}5 G_f b \frac{h_4}{h_2} - G_f \frac{2z_2^3 - 3z_1 z_2^2 - z_1^3}{6l}\right]. \qquad (5\text{-}26)$$

Из этого уравнения определяются натяжения пружины для двух крайних положений грузов.

При расчете следует строить кривые моментов (как на фиг. 5-13) и проверять устойчивость регулятора.

Плоские регуляторы в исполнении различных заводов принципиально почти не отличаются друг от друга.

На фиг. 5-15 представлен регулятор, применяющийся Сумским машиностроительным заводом им. Фрунзе для клапанных парораспределительных механизмов с качающимися кулаками.

Два груза *10* могут поворачиваться вокруг осей и стягиваются при помощи пружин. Последние закреплены с одной стороны на пальцах, а с другой — на подвижных осях *14*, на которых насажены ролики. При расхождении грузов ролики перекатываются по наружной направляющей поверхности грузов. Пальцы, укрепленные в угловых рычагах *6*, служат для изменения натяжения пружин.

Перемещение грузов при помощи пальцев *13* и тяг *12* передается внешнему диску *17* составного эксцентрика (по фиг. 3-35). Тяги *12* шарнирно соединяются с выступами *11* этого эксцентрика и поворачивают его на внутреннем эксцентрике *16*. Валик *14* при расхождении грузов описывает дугу круга, так как он укреплен на серьге *1*, центром вращения которой служит ось на угловом рычаге *6*.

Корпусом регулятора служат две фасонных пластины *7*, составляющие одно целое с внутренними эксцентриками *16* (этих эксцентриков два, по обе стороны регулятора — для левой и правой полостей цилиндра). Пластины *7* связаны между собой осями *5* и *8*.

Изменение натяга пружин, т. е. изменение числа оборотов машины, может производиться

на ходу машины следующим образом. Поворачивая один из маховичков *21* относительно другого, перемещают в осевом направлении внутренний стержень *19*, который поворачивает угловые рычаги *20*. Последние при помощи стержней *2* поворачивают угловые рычаги *6*. При этом, с одной стороны, изменяется натяжение пружин *9* (перемещаются точки их подвеса), а с другой стороны, изменяется плечо приложения силы пружин, так как серьги *1* смещают валики *14*.

Описанное устройство представляет собою, таким образом, синхронизатор, действие которого на работу машины пояснено в § 5-3 и 5-4.

5-8. ИНЕРЦИОННЫЕ РЕГУЛЯТОРЫ

В инерционных регуляторах перестановочная сила, развиваемая грузами, увеличивается за счет особой инерционной массы, которая при помощи пружины связана с валом машины. При изменении числа оборотов масса эта вследствие инерции или опережает вал машины, или отстает от него, поворачиваясь, следовательно, относительно вала, изменяя натяжение пружины и своим поворотом вызывая перестановку парораспределительного механизма. С грузами регулятора инерционная масса связана особым механизмом.

Применение инерционной массы выгодно в том смысле, что инерционная сила возникает тотчас же после того, как машина получит ускорение (положительное или отрицательное). Если инерционная масса подвешена так, что трение при ее повороте незначительно, то регулятор может быть более чувствительным, чем обычный центробежный регулятор.

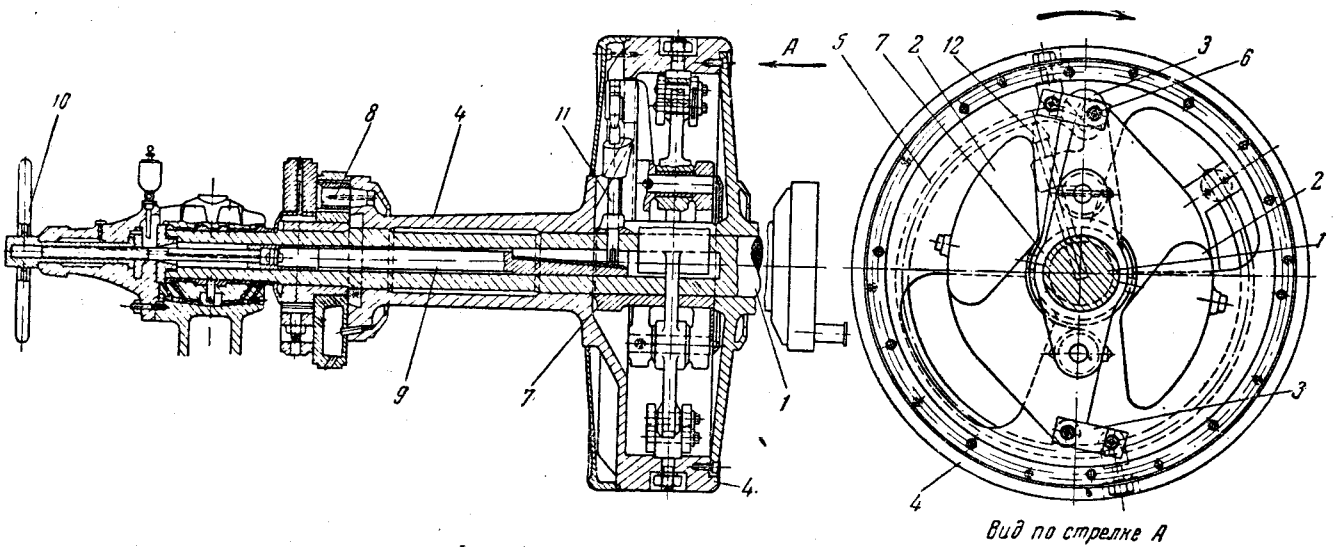
С другой стороны, инерционная масса обусловливает значительную перестановочную силу лишь при резких изменениях числа оборотов. Постепенное нарастание или снижение нагрузки почти не вызывает инерционных усилий.

Характеристики инерционных регуляторов более устойчивы, чем простых центробежных регуляторов. Однако, как все регуляторы с значительными массами, они склонны к перерегулированию, вызывающему колебание мощности машины.

Инерционные регуляторы не пользуются широким распространением. Их применение целесообразно лишь в машинах с резко колеблющейся нагрузкой.

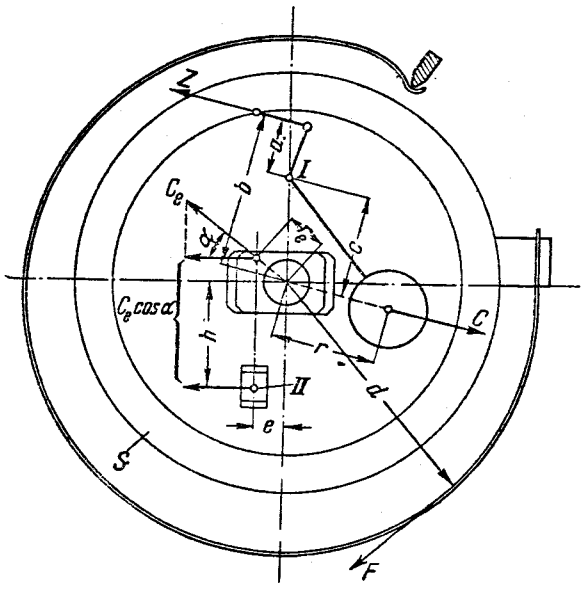
На фиг. 5-16 изображен плоский регулятор с инерционным кольцом, применяющийся в машинах с парораспределительным механизмом, описанным в § 3-20.

На валу *1* заклинена муфта, к которой подвешены грузы *2*. Оба груза при помощи серег *3* связаны с корпусом регулятора *4*, свободно сидящим на валу и играющим роль инерционной массы. К корпусу прикреплена плоская изогнутая пружина *5*, другой конец которой охватывает цапфу *6* на выступающей части муфты *7*. Если число оборотов машины увеличивается, грузы *2* расходятся; этому способствует также их соединение с корпусом *4*, который вследствие своей инерции отстает от повысившего свою скорость вала машины. Таким образом, корпус регулятора поворачи-



Фиг. 5-16. Инерционный регулятор.

1 — вал; *2* — грузы; *3* — серьги; *4* — корпус; *5* — пружина; *6* — цапфа; *7* — муфта; *8* — камень; *9* — шпиндель; *10* — маховичок; *11* — штифты; *12* — конус.



Фиг. 5-17. Схема инерционного регулятора.

вается относительно вала, и камень *8* перемещает эксцентрик (§ 3-20). Пружина *5* одновременно натягивается. При уменьшении числа оборотов инерция корпуса заставляет его опередить вал; этому повороту корпуса относительно вала помогает сила пружины, преодолевающая уменьшившуюся центробежную силу грузов.

Для возможности изменения оборотов машины (синхронизации) вал делают полым и сквозь него пропускают шпиндель *9*; последний при вращении маховичка *10* на свободном конце вала перемещается вдоль вала и своей наклонной плоскостью перемещает в радиальном направлении штифт *11*, который конусом *12* упирается в пружину. При выдвигании штифта пружина натягивается, и число оборотов машины может изменяться в пределах $\pm 10\%$.

При расчете инерционного регулятора описанной конструкции составляется уравнение моментов центробежной силы грузов C (фиг. 5-17), центробежной силы эксцентриков C_e и натяжения пружины F.

Инерционному кольцу центробежная сила грузов передается в виде силы

$$Z = C\frac{c}{a}$$

(I — точка подвеса груза).

Момент этой силы относительно центра вала

$$M = Zb = C\frac{c}{a}b = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G\frac{c}{a}br,$$

где G — вес обоих грузов.

Центробежная сила впускных эксцентриков обеих полостей передается кольцу S в камне II в направлении кривой вершин. Поэтому в расчет следует принимать составляющую силы C_e, а именно $C_e \cos\alpha$, момент которой

$$M_e = C_e \cos\alpha h = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_e \cos\alpha r_e h = \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_e eh,$$

где G_e — вес эксцентриков.

Момент силы пружины $M_f = Fd$.

При установившемся движении машины уравнение моментов принимает вид

$$\left(\frac{n}{30}\right)^2 G\frac{c}{a}br = Fd + \left(\frac{n}{30}\right)^2 G_e eh,$$

откуда натяжение пружины

$$F = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \left(G\frac{c}{a}\frac{b}{d}r - G_e\frac{eh}{d}\right). \qquad (5\text{-}27)$$

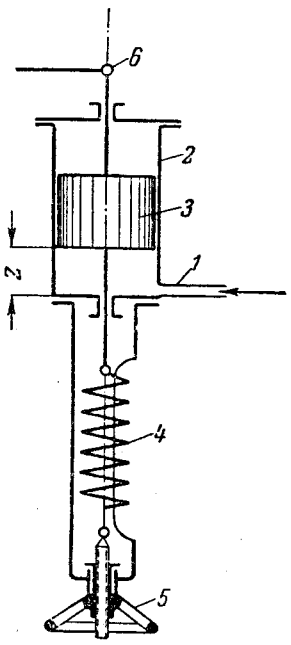
Как обычно, натяжение пружины определяют для минимального и максимального чисел оборотов. К перестановочной силе регулятора, обусловленной натяжением пружины, добавляют инерционное усилие, зависящее от ускорения движения.

5-9. РЕГУЛЯТОРЫ ДАВЛЕНИЯ

Как указано в § 5-1, регулятор давления применяется в машинах с противодавлением и с промежуточным отбором для управления количеством пара, отбираемого из машины. Командующим импульсом служит давление этого пара, падающее при увеличении и возрастающее при уменьшении потребления пара.

Схема поршневого регулятора давления представлена на фиг. 5-18.

Трубопровод для пара, выходящего из машины, соединен трубкой *1* с цилиндром *2*, в котором может перемещаться поршень *3*. Давление пара на поршень уравновешивается пружиной *4*, натяжение которой можно менять поворотом маховичка *5*. При изменении давления пара поршень перемещается вверх или вниз. От точки *6* на штоке поршня («муфты») регулятора) заимствуется привод парораспределительных органов.



Фиг. 5-18. Схема поршневого регулятора давления.

1 — трубка; *2* — цилиндр; *3* — поршень; *4* — пружина; *5* — маховичок; *6* — шток поршня.

В других конструкциях регуляторов давления[1] вместо поршня применяется стальная или резиновая мембрана, также нагруженная с одной стороны давлением пара, а с другой — пружиной. Прогиб мембраны аналогичен ходу поршня на фиг. 5-18.

Поддерживающая сила регулятора здесь равна

$$E = F_0 + kz,$$

где z — сдвиг поршня из крайнего нижнего положения (ход муфты);
F_0 — начальное натяжение пружины (при $z = 0$);
k — жесткость пружины.

Если площадь поршня обозначить через f, а давление пара (*ати*) через p, то паровое усилие $P = pf$, очевидно, должно равняться силе E, т. е.

$$pf - F_0 - kz = 0.$$

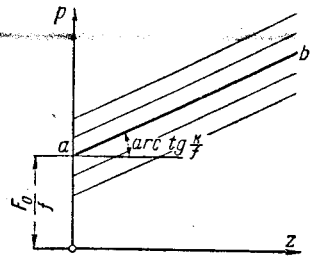
Отсюда ясна зависимость между давлением пара p и положением поршня регулятора z:

$$p = \frac{F_0}{f} + \frac{k}{f} z. \qquad (5\text{-}28)$$

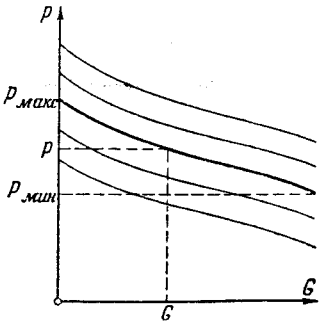
Эта зависимость представлена графически на фиг. 5-19 в виде прямой линии ab.

Зная связь между перемещением z поршня регулятора и положением парораспределительного механизма, можно для каждой величины z найти основные моменты парораспределения, а по ним — расход пара G у машины с противодавлением, или количество отбираемого пара из машины с промежуточным отбором.

Зависимость G от p показана на фиг. 5-20; она представляет собою такую же статическую характеристику регулирования, как приведенная на фиг. 5-5 характеристика центробежного регулятора.



Фиг. 5-19. Характеристика регулятора давления.



Фиг. 5-20. Статическая характеристика регулирования машины с регулятором давления.

С увеличением расхода пара давление p падает, максимального значения оно достигает при нулевом отборе пара.

Степень неравномерности регулирования

$$\delta = \frac{p_{макс} - p_{мин}}{p_{ср}},$$

где

$$p_{ср} = \frac{p_{макс} + p_{мин}}{2}.$$

Изменение силы пружины *4* (фиг. 5-18) позволяет при том же расходе пара G, т. е. при той же величине z изменить давление p. Поэтому на фиг. 5-19 и 5-20 нанесена сетка характеристик, каждая из которых соответствует определенному натяжению пружины.

Если машина работает на тепловую сеть параллельно с другими машинами (или отопительными котлами), то изменением натяга пружины *4* при неизменном давлении p можно менять количество пара, отбираемого из машины. Маховичок *5*, таким образом, выполняет роль, аналогичную роли синхронизатора при центробежном регуляторе.

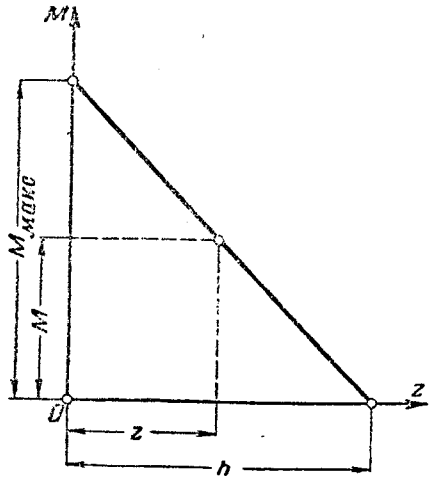
[1] Некоторые конструкции регуляторов давления описываются в разделе 6 настоящей книги.

ГЛАВА ВТОРАЯ

ОСНОВЫ ДИНАМИКИ РЕГУЛЯТОРА

5-10. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИНЫ

В предыдущей главе мы рассмотрели статические свойства регулятора. При изменении нагрузки машины регулятор выходит из положения равновесия и перестанавливает органы парораспределения. При некотором положении муфты крутящий момент на валу машины выравнивается с моментом сил сопротивления. Муфта регулятора продолжает, однако, по инерции свое движение и перестанавливает органы парораспределения так, что равновесие между мощностью и нагрузкой вновь нарушается, но в обратную сторону. Это вызывает изменение числа оборотов и обратную перестановку органов парораспределения.



Фиг. 5-21. Зависимость вращающего момента от положения муфты регулятора.

Равновесие достигается после нескольких колебаний регулятора, но при условии, что колебания эти будут затухающими и регулирование устойчивым. В противном случае амплитуды колебаний регулятора возрастают, и процесс регулирования является неустойчивым, при котором регулятор не может прийти в состояние равновесия. Такого рода регулирующий механизм, очевидно, не пригоден, и задачей динамического расчета является проверка устойчивости всей системы регулирования.

Задача эта должна быть разрешена путем одновременного исследования движения регулятора и движения машины, свойства которой, очевидно, также имеют существенное значение в разбираемом вопросе, так как угловую скорость вращения регулятор получает от вала машины и в колебаниях принимает участие не только регулятор, но и вся машина.

Дифференциальное уравнение неустановившегося движения машины может быть составлено из следующих соображений.

Вращающий момент M на валу машины служит: а) для преодоления момента сил сопротивления $\mathfrak{M}$; б) для ускорения вращающихся масс машины, момент инерции которых обозначим через θ.

Поэтому

$$M=\mathfrak{M}+\theta\frac{d\omega}{dt}. \qquad (5\text{-}29)$$

При постоянстве угловой скорости вращения $\frac{d\omega}{dt}=0$ вращающий момент машины равен моменту сил сопротивления.

Пользуясь уравнением (5-29), обычно делают следующие допущения: 1) момент сил сопротивления считают постоянным; 2) из всех вращающихся частей машины в расчет принимают только маховик, так что под θ понимают момент инерции маховика.

Величина вращающего момента зависит от положения муфты регулятора, т. е.

$$M=f(z).$$

Пользуясь характеристиками, приведенными на фиг. 5-4 и 5-5, нетрудно установить эту зависимость графически. Обычно она близка к линейной, вследствие чего принимают (фиг. 5-21)

$$M=M_{макс}\left(1-\frac{z}{h}\right), \qquad (5\text{-}30)$$

где $M_{макс}$ — максимальный вращающий момент при $z=0$;

h — полный ход муфты регулятора.

Подъем муфты z соответствует мгновенной скорости ω.

Тогда дифференциальное уравнение неустановившегося движения машины можно написать так:

$$\theta\frac{d\omega}{dt}=M_{макс}\left(1-\frac{z}{h}\right)-\mathfrak{M}. \qquad (5\text{-}31)$$

При установившемся движении

$$\frac{d\omega}{dt}=0$$

и тогда

$$M_{макс}\left(1-\frac{z}{h}\right)-\mathfrak{M}=0. \qquad (5\text{-}32)$$

Уравнение (5-31) ясно выражает связь машины с регулятором, так как в него входят угловая скорость вращения машины и момент инерции маховика, с одной стороны, подъем муфты регулятора, — с другой. Так как в уравнении две неизвестных величины — ω и z, то для решения его требуется второе уравнение. Таким будет дифференциальное уравнение движения регулятора. Прежде чем вывести это уравнение, рассмотрим еще один параметр, характеризующий динамические свойства машины—время ее разбега при пуске в ход.

5-11. ВРЕМЯ РАЗБЕГА МАШИНЫ

Рассмотрим пуск в ход машины вхолостую, т. е. без нагрузки. Так как при пуске муфта регулятора находится в наинизшем положении и машина развивает максимальный вращающий момент, то уравнение (5-31) примет вид:

$$\theta \frac{d\omega}{dt} = M_{макс}.$$

Интегрируя, находим:

$$\omega = \frac{M_{макс}}{\theta} t + C.$$

Постоянная интегрирования C может быть определена из начальных условий. Если $t = 0$, машина находится в покое, т. е. $\omega = 0$; следовательно, и $C = 0$.

Поэтому

$$\omega = M_{макс} \frac{t}{\theta}.$$

Если нормальная угловая скорость машины ω_m достигается через T_0 сек., то время разбега машины

$$T_0 = \frac{\theta \omega_m}{M_{макс}}. \qquad (5\text{-}33)$$

Так как

$$M_{макс} = \frac{75N}{\omega_m},$$

где N — мощность машины, соответствующая $M_{макс}$ и ω_m, то

$$T_0 = \frac{\theta \omega_m^2}{75N}. \qquad (5\text{-}34)$$

Из уравнения (5-34) следует, что время разбега возрастает с увеличением момента инерции, а следовательно, и веса маховика.

Используем этот новый параметр — время разбега машины — для преобразования дифференциального уравнения машины.

Положим, что при установившемся после изменения нагрузки движении машины угловая скорость составляет величину ω_0, подъем муфты регулятора — z_0. В процессе регулирования эти величины меняются и могут быть приняты равными:

$$\left.\begin{aligned} z &= z_0 + \xi, \\ \omega &= \omega_0 + \rho. \end{aligned}\right\} \qquad (5\text{-}35)$$

Для устойчивости регулирования необходимо, чтобы ξ приближалась к нулю, а ρ — к малой величине в пределах нечувствительности регулятора. Если эти условия не будут выполнены, то процесс регулирования окажется неустойчивым.

Пользуясь формулами (5-35), внесем новые переменные в дифференциальное уравнение (5-31) неустановившегося движения машины.

Так как

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d(\omega_0 + \rho)}{dt} = \frac{d\rho}{dt} = \rho',$$

то уравнение (5-31) приводится к следующему виду:

$$\theta \rho' = M_{макс}\left(1 - \frac{z_0}{h} - \frac{\xi}{h}\right) - \mathfrak{M}_0.$$

Так как при установившемся движении

$$M_{макс}\left(1 - \frac{z_0}{h}\right) - \mathfrak{M}_0 = 0,$$

то

$$\theta \rho' = -M_{макс} \frac{\xi}{h},$$

$$\rho' = -\frac{M_{макс}}{h\theta} \xi. \qquad (5\text{-}36)$$

Разделив и умножив правую часть этой формулы на ω_m и приняв во внимание уравнение (5-33), найдем:

$$\rho' = -\frac{\omega_m}{T_0 h} \xi. \qquad (5\text{-}37)$$

5-12. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДВИЖЕНИЯ РЕГУЛЯТОРА

Бесконечно малое приращение кинетической энергии регулятора dW должно равняться сумме элементарных работ всех сил, приложенных к регулятору.

Все эти силы приведем к муфте регулятора и согласно § 5-4 они сводятся к поддерживающей силе E, центробежной силе грузов $A\omega^2$ и силе трения, совместно с сопротивлением регулирующего механизма Q.

Вместо силы $A\omega^2$ будем рассматривать силу $Ai^2\omega^2$, где i — передаточное отношение между валом машины и регулятором (при n об/мин вала машины регулятор делает in об/мин).

Кинетическую энергию регулятора, складывающуюся из живых сил его отдельных деталей, также приведем к муфте.

Кинетическая энергия пружинного кони-

ческого регулятора (фиг. 5-1 и 5-2) определяется формулой

$$W=\frac{G_1}{2g}v_1^2+\frac{G_2}{g}v_2^2,$$

где v_1 — скорость муфты;
v_2 — скорость грузов.

Если эту кинетическую энергию заменить живой силой некоторой фиктивной массы $m_{пр}$, сосредоточенной в муфте, получим:

$$W=\frac{m_{пр}v_1^2}{2}=\frac{G_1}{2g}v_1^2+\frac{G_2}{g}v_2^2,$$

откуда

$$m_{пр}=\frac{G_1}{g}+\frac{2G_2}{g}\frac{v_2^2}{v_1^2}. \qquad (5\text{-}38)$$

Отношение $\frac{v_2}{v_1}$ может быть найдено из приведенного на фиг 5-2 плана скоростей.

Приравнивая бесконечно-малое приращение кинетической энергии приведенной массы регулятора элементарной работе всех приложенных к нему сил, находим:

$$dW=Ai^2\omega^2dz-Edz\pm Qdz.$$

Так как $v_1=\frac{dz}{dt}$, то

$$dW=d\left[\frac{m_{пр}}{2}\left(\frac{dz}{dt}\right)^2\right].$$

Полагая для упрощения $m_{пр}=\text{const}$ (в действительности $m_{пр}$ зависит от положения муфты регулятора), найдем:

$$dW=m_{пр}\frac{d^2z}{dt^2}\cdot\frac{dz}{dt}\cdot dt.$$

Поэтому

$$m_{пр}\frac{d^2z}{dt^2}=Ai^2\omega^2-E\pm Q. \qquad (5\text{-}39)$$

Это и есть основное уравнение движения регулятора. Знак минус при силе Q соответствует движению муфты вверх, а знак плюс — движению вниз.

5-13. ВРЕМЯ СВОБОДНОГО ПАДЕНИЯ МУФТЫ РЕГУЛЯТОРА

Представим регулятор не соединенным с машиной и не вращающимся. Поднимем муфту в ее верхнее положение и отпустим ее. Определим время свободного падения муфты (под действием силы тяжести и силы пружины) с высоты h.

Для этого используем уравнение (5-39), в котором мы должны положить $\omega=0$. Величина Q выражает лишь силы трения в самом регуляторе, которыми мы пренебрегаем. Поэтому

$$m_{пр}\frac{d^2z}{dt^2}=-E.$$

Считая попрежнему $m_{пр}=\text{const}$ и полагая для упрощения также и $E=\text{const}$, проинтегрируем это уравнение:

$$\frac{dz}{dt}=-\frac{E}{m_{пр}}t+C_1,$$

$$z=-\frac{E}{2m_{пр}}t^2+C_1t+C_2.$$

Постоянные интегрирования находим по начальным условиям, а именно: при $t=0$ высота подъема муфты $z=h$, а скорость в начальный момент $\frac{dz}{dt}=0$. Поэтому

$$C_1=0;\quad C_2=h.$$

Уравнение свободного падения муфты с высоты h примет вид:

$$z=h-\frac{E}{2m_{пр}}t^2. \qquad (5\text{-}40)$$

Обозначим время падения муфты до ее нижнего упора через $T_м$, тогда

$$0=h-\frac{E}{2m_{пр}}T_м^2,$$

$$T_м^2=\frac{2m_{пр}h}{E}. \qquad (5\text{-}41)$$

Параметр $T_м$ характеризует динамические свойства регулятора.

При помощи этого параметра уравнение (5-39) движения регулятора может быть приведено к другому виду.

Подставим в уравнение (5-39) соотношение (5-35), причем примем во внимание, что

$$\frac{d^2z}{dt^2}=\frac{d^2\xi}{dt^2}=\xi''.$$

После ряда преобразований, которых мы здесь не приводим, уравнение (5-39) принимает вид [Л. 18].

$$m_{пр}\xi''+2\delta E\frac{\xi}{h}-2E\frac{\rho}{\omega_m}\pm Q=0. \qquad (5\text{-}42)$$

В таком виде впервые получил уравнение движения регулятора проф. И. А. Вышнеградский [Л. 21].

Разделив это уравнение на $m_{пр}$ и используя формулу (5-41), найдем:

$$\xi'' + \frac{4\delta}{T_м^2}\xi - \frac{2E}{m_{пр}\omega_m}\rho \pm \frac{Q}{m_{пр}} = 0. \qquad (5\text{-}43)$$

5-14. УСЛОВИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Совместное решение уравнений машины (5-37) и регулятора (5-43) позволяет найти условия устойчивости системы регулирования.

Для исключения переменной ρ из уравнения (5-43) предварительно продифференцируем его, считая все величины, кроме ξ и ρ, постоянными:

$$\xi''' + \frac{4\delta}{T_м^2}\xi' - \frac{2E}{m_{пр}\omega_m}\rho' = 0.$$

Подставляя вместо ρ' его значение из формулы (5-37) и используя также уравнение (5-41), найдем:

$$\xi''' + \frac{4\delta}{T_м^2}\xi' + \frac{4}{T_0 T_м^2}\xi = 0. \qquad (5\text{-}44)$$

Мы получили, таким образом, линейное однородное дифференциальное уравнение с постоянными коэффициентами, которое можно интегрировать.

Отметим, что из уравнений (5-42) и (5-44) следует, что процесс регулирования зависит от следующих параметров:

а) времени свободного падения муфты $T_м$;

б) времени разбега машины T_0;

в) коэффициента неравномерности регулятора δ;

г) коэффициента нечувствительности регулятора ε, в скрытом виде входящего в формулу (5-42), так как $Q = \varepsilon E$;

д) относительного изменения нагрузки λ, которым определяется начальное значение ξ:

$$\lambda = \frac{\mathfrak{M}_1 - \mathfrak{M}_0}{\mathfrak{M}_{макс}},$$

где $\mathfrak{M}_1 - \mathfrak{M}_0$ разность моментов сил сопротивления при изменении нагрузки.

Не останавливаясь на методике исследования уравнения (5-44), приведем лишь конечные выводы, определяющие условия устойчивости системы регулирования.

Введем следующие параметры:

$$\alpha = \delta \sqrt[3]{\frac{4T_0^2}{T_м^2}}; \qquad (5\text{-}45)$$

$$\beta = \frac{\varepsilon}{\lambda}\sqrt[3]{\frac{4T_0^2}{T_м^2}}. \qquad (5\text{-}46)$$

В эти формулы входят все величины, указанные нами как параметры, определяющие процесс регулирования.

Движение муфты, как мы уже говорили, имеет колебательный характер. Величиной параметра α, пропорционального коэффициенту неравномерности, определяется величина первого размаха муфты; этот размах тем больше, чем меньше α. Показано, что при $\alpha < 1{,}25$, отклонение, получаемое муфтой в конце первого размаха, больше ее первоначального отклонения. В этом случае при каждом следующем колебании муфта будет все более удаляться от того положения, в котором ей следовало бы остановиться; амплитуда колебаний будет постепенно увеличиваться, и процесс регулирования окажется неустойчивым.

Однако и при $\alpha > 1{,}25$ процесс регулирования будет устойчивым лишь в том случае, если параметр β имеет достаточно большое значение.

На основе исследований проф. К. Э. Рериха [Л. 22] установлено, что для устойчивого регулирования должно существовать соотношение

$$\beta > \frac{0{,}7}{\alpha - 0{,}9}$$

(при $1{,}5 < \alpha < 6$).

Наиболее устойчивый процесс регулирования, при котором достаточно лишь одного размаха муфты для затухания колебаний, получается при $\alpha = 2{,}62$ и $\beta = 1$.

Если $2{,}62 > \alpha > 1{,}25$, то желательная величина β определяется формулой

$$\beta = \frac{3{,}57}{\alpha + 0{,}58} - 0{,}12.$$

На основании этих формул и цифр можно определить минимально-допустимый и оптимальный коэффициент неравномерности регулятора. По Рериху

$$\delta_{ман} = 0{,}794 \sqrt[3]{\left(\frac{T_м}{T_0}\right)^2}, \qquad (5\text{-}47)$$

$$\delta_{опт} = 1{,}652 \sqrt[3]{\left(\frac{T_м}{T_0}\right)^2}. \qquad (5\text{-}48)$$

При величине коэффициента неравномерности, определяемого по формуле (5-48), муфта регулятора сразу, с одного размаха, становится в новое равновесное положение.

Мы привели лишь краткие основы динамики регулирования машины с центробежным регулятором. Краткость курса не позволяет нам остановиться на исследовании динамики более сложных систем регулирования, например, машин с промежуточным отбором пара и др. Материалы по расчету регулирования таких машин можно найти в некоторых курсах паровых турбин [Л. 19, 23].

РАЗДЕЛ ШЕСТОЙ

МАШИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

6-1. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОТРАБОТАВШЕГО ПАРА

Как известно, к. п. д. теплосиловой установки чрезвычайно повышается, если отработавший в машине пар используется для каких-либо нагревательных целей — отопления, варки, сушки, подогрева и т. п. Общий коэффициент использования теплоты пара в машине и нагревательных приборах достигает 80÷90%, и паросиловая установка с использованием тепла отработавшего пара является одной из наиболее целесообразных по сравнению с установками других типов, снабжающими потребителей механической и тепловой энергией.

В большинстве случаев для теплового потребления требуется насыщенный или слегка перегретый пар давлением 1,2—5 *ата*, реже — до 10 *ата*. Иногда может быть использован пар давлением 0,5—0,8 *ата* для подогрева воды, например, до 70—80° С.

Такой пар низкого давления иногда получают в специальных котлах, которые обслуживают тепловых потребителей, или отбирают из котлов высокого давления, понижая давление пара в редукционных клапанах.

Всегда представляется выгодным, однако, необходимый для теплового потребления пар генерировать при высоком давлении и пропускать его через машину для расширения до необходимого давления. При этом вырабатывается механическая или электрическая энергия, стоимость которой значительно ниже, чем стоимость энергии, выработанной на конденсационных машинах.

Для установок рассматриваемого типа могут быть применены:

а) конденсационные машины с ухудшенным вакуумом, из конденсатора которых используется для нагревательных целей горячая вода;

б) машины с противодавлением 1—10 *ата* и выше, отработавший пар из которых (полностью или частично) направляется для дальнейшего использования в нагревательных приборах;

в) машины с промежуточным отбором пара, из которых часть рабочего пара при давлении, заданном тепловыми потребителями, отбирается чаще всего в процессе расширения.

Машины с ухудшенным вакуумом не отличаются какими-либо конструктивными особенностями; система их регулирования может быть построена так, как в нижеописываемых машинах с противодавлением.

Последние выполняют обычно одноцилиндровыми и снабжают часто регулирующим устройством, поддерживающим постоянное давление выпуска. Применение машин с противодавлением, как и с ухудшенным вакуумом, особенно выгодно тогда, когда весь отработавший пар независимо от нагрузки машины может быть использован для тепловых потребителей.

Если для целей нагрева постоянно требуется количество пара меньшее, чем потребляет машина, рационально применять машины с промежуточным отбором пара.

Машины с промежуточным отбором пара чаще всего выполняют как машины двойного расширения с давлением в ресивере, равном давлению, заданному тепловыми потребителями. Отбор пара производится из ресивера. Возможен отбор пара из одноцилиндровых машин во время расширения или сжатия пара.

Количество отбираемого пара регулируется в зависимости от потребности в этом паре и оно в известных пределах не зависит от нагрузки машины. Оставшийся в ресивере пар поступает в ц. н. д. и там расширяется до давления выпуска (обычно — до давления в конденсаторе).

При использовании отработавшего пара приходится заботиться о тщательной очистке пара от масла. Маслоотделитель является необходимой принадлежностью такого рода установок.

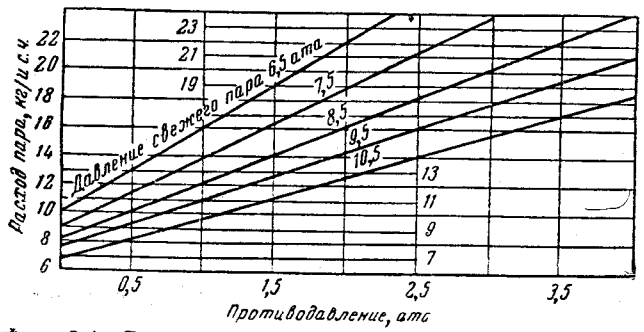
6-2. МАШИНЫ С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

Величина противодавления в машине выбирается в зависимости от требований производства, для которого используется отработавший пар. Чаще всего машины работают с противодавлением 1,5 ÷ 3 *ата*, встречаются, однако, установки, в которых отработавший пар имеет давление до 10 *ата*. Конечно, с увеличением противодавления должно возрастать давление свежего пара, но в настоящее время это не представляет каких-либо затруднений.

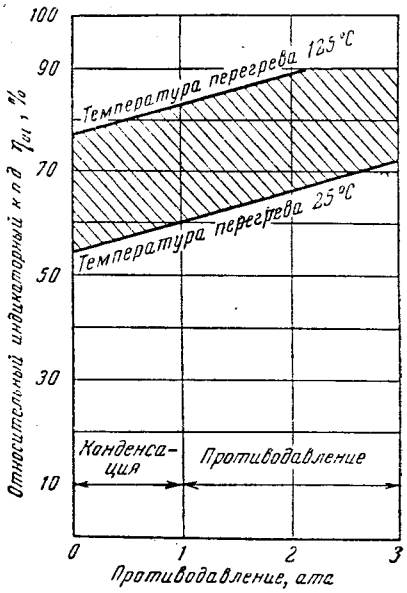
Индикаторная диаграмма машины с высоким противодавлением обладает следующими особенностями: 1) степень наполнения по сравнению с конденсационной машиной тем больше, чем выше противодавление (при одинаковом давлении свежего пара); при неполной нагрузке машины часто приходится мириться с петлями отрицательной работы в конце расширения, чтобы избежать слишком большой степени наполнения при нормальной нагрузке; 2) опережение выпуска обычно значительное во избежание петель отрицательной работы в конце расширения; 3) продолжительность сжатия невелика во избежание петель отрицательной работы в конце сжатия; поэтому прямоточные машины с их длительным сжатием непригодны для работы с противодавлением (если не применять, конечно, весьма большого вредного пространства или добавочных клапанов для выпуска).

Пример индикаторной диаграммы машины с противодавлением был разобран в § 2-10.

С возрастанием противодавления расход пара, конечно, увеличивается. Однако одновременное повышение давления свежего пара может сохранить расход пара на одном уровне.



Фиг. 6-1. Расход пара машинами с противодавлением.



Фиг. 6-2. Относительный индикаторный к. п. д. машин с противодавлением.

На фиг. 6-1 представлены кривые изменения расхода пара в зависимости от давлений при впуске и при выпуске. Кривые вычерчены на основании ряда испытаний одноцилиндровых машин.

Зависимость относительного к. п. д. η_{oi} от величины противодавления и степени перегрева свежего пара представлена на фиг. 6-2. С повышением обеих величин коэффициент η_{oi}, как указывалось и раньше, повышается. При перегреве пара на 125° С и противодавлении $p_2 = 2$ *ата* коэффициент η_{oi} достигает 90%.

Несмотря на выгодность высокого перегрева температуру пара особенно не повышают, учитывая, что при выпуске из машины пар не должен быть сильно перегретым. В машинах с противодавлением, работающих перегретым паром, особенное внимание надо обращать на смазку парового цилиндра, имея в виду постоянно высокую температуру стенок.

Как было указано в предыдущем параграфе, наиболее выгодным является применение машин с противодавлением в тех случаях, когда весь пар из машины независимо от ее нагрузки может быть использован для промышленных целей.

Такой случай может иметь место на предприятии, где расход пара по тепловому графику (т. е. по суточному графику расхода пара на производство) всегда превышает расход пара по графику электрической нагрузки, т. е. для выработки электрической (или механической) энергии. В этом случае в тепловую

сеть приходится постоянно добавлять пар из котлов, понижая его давление редукционным клапаном.

На других предприятиях, частично снабжаемых электроэнергией от районной электросистемы, паровая машина пропускает весь пар, необходимый для производства, и вырабатывает электроэнергию лишь на базе теплового потребления. Мощность машины с противодавлением, конечно, меняется в зависимости от количества пропускаемого через нее пара; чем больше это количество, тем меньшее количество электроэнергии заимствуется из внешней электросети.

Пики тепловой нагрузки, когда на короткое время потребный расход пара превышает пропускную способность машины, могут покрываться за счет свежего редуцированного пара. Этим же паром приходится питать тепловую сеть во время остановок машины с противодавлением.

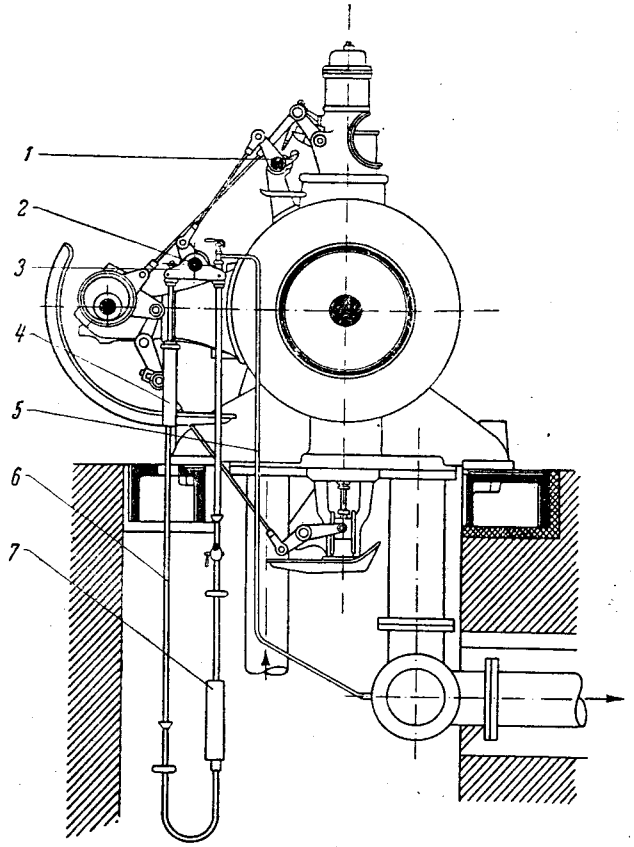
При колеблющейся нагрузке тепловой сети целесообразным является применение паровых аккумуляторов, которые заряжаются при уменьшении потребления пара и разряжаются при его возрастании.

При отсутствии свободной электрической энергии в данном районе на фабрично-заводской ТЭЦ может быть установлено несколько машин, одни из которых работают с конденсацией, другие — с противодавлением. Колебания нагрузки воспринимаются первыми машинами, в то время как вторые устанавливают свою мощность в зависимости от потребления пара в тепловой сети.

Конструктивное устройство машин с противодавлением не отличается от машин, работающих на атмосферу. Чаще всего их строят одноцилиндровыми или сдвоенными.

В тех случаях, когда нагрузка машины должна устанавливаться в зависимости от потребления пара в сети, управление машиной производится регулятором давления, находящимся под давлением отработавшего пара и воспринимающим колебания этого давления. Постоянное число оборотов поддерживается синхронной работой генераторов данной машины и конденсационной, управляемой центробежным регулятором, или синхронной работой генератора машины с противодавлением с районной электросетью.

Принцип действия регулятора давления описан в § 5-9. Кроме рассмотренного там поршневого регулятора применяются и другие системы, одна из которых изображена на



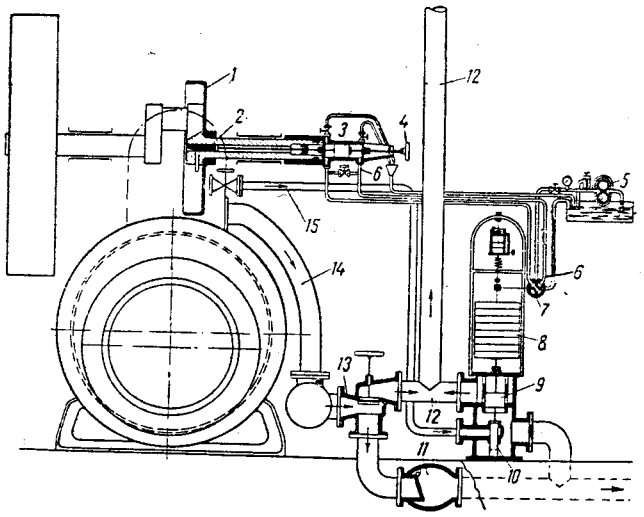
Фиг. 6-3. Машина с противодавлением с ртутным регулятором давления.

1 — рычажок расцепного механизма; *2* — регулирующий валик; *3* — траверза; *4* и *7* сосуды; *5* — трубка, соединяющая регулятор с трубкой отработавшего пара; *6* — трубка с ртутью.

фиг. 6-3 для машины с расцепным парораспределительным механизмом.

На регулирующем валике *2* заклинена траверза *3*, к концам которой шарнирно подвешена U-образная трубка *6* с ртутью, являющаяся в данном случае регулятором давления. Правый конец регулятора трубкой *5* сообщается с трубой отработавшего пара. Если потребление пара увеличивается, давление в сети падает, ртуть поднимается в правом колене и, перевешивая, заставляет опуститься правое плечо траверзы. При этом поворачивается регулирующий валик, связанный тягой с рычажком *1* расцепного механизма (§ 3-21). С поворотом рычажка увеличивается степень наполнения. При понижении расхода пара степень наполнения уменьшается. Сосуды *4* и *7* препятствуют выбрасыванию ртути при резких изменениях давления пара.

Машина снабжена и центробежным регулятором, который не допускает разбега машины при увеличивающемся потреблении пара, но при малой нагрузке всей станции. Приспособ-



Фиг. 6-4. Локомобильная машина с противодавлением, снабженная сервомоторным механизмом.

1 — плоский регулятор; *2* — клин; *3* — сервомотор; *4* — вентиль; *5* — масляный насос; *6* — трубки; *7* — золотник; *8* — груз; *9* — поршень; *10* — золотник; *11* — обратный клапан; *12* — труба; *13* — вентиль; *14* — труба отработавшего пара; *15* — труба свежего пара.

лением для изменения числа оборотов пружине центробежного регулятора сообщается натяжение, соответствующее нижнему положению муфты и, следовательно, наибольшей степени наполнения. На небольшое колебание числа оборотов центробежный регулятор вследствие этого не реагирует, и лишь с повышением числа оборотов, выходящим за пределы степени неравномерности этого регулятора, он принимает на себя управление машиной.

Описанная конструкция ртутного регулятора давления пригодна лишь для машин с расцепным парораспределительным механизмом, для принудительных же механизмов приходится ставить регуляторы, обладающие бо́льшей перестановочной силой.

К таким относятся, например, вышеописанные поршневые и мембранные регуляторы; чаще же всего для увеличения перестановочной силы регулятора приходится пользоваться сервомоторным механизмом.

На фиг. 6-4 показан такой механизм, установленный на локомобильной машине с противодавлением.

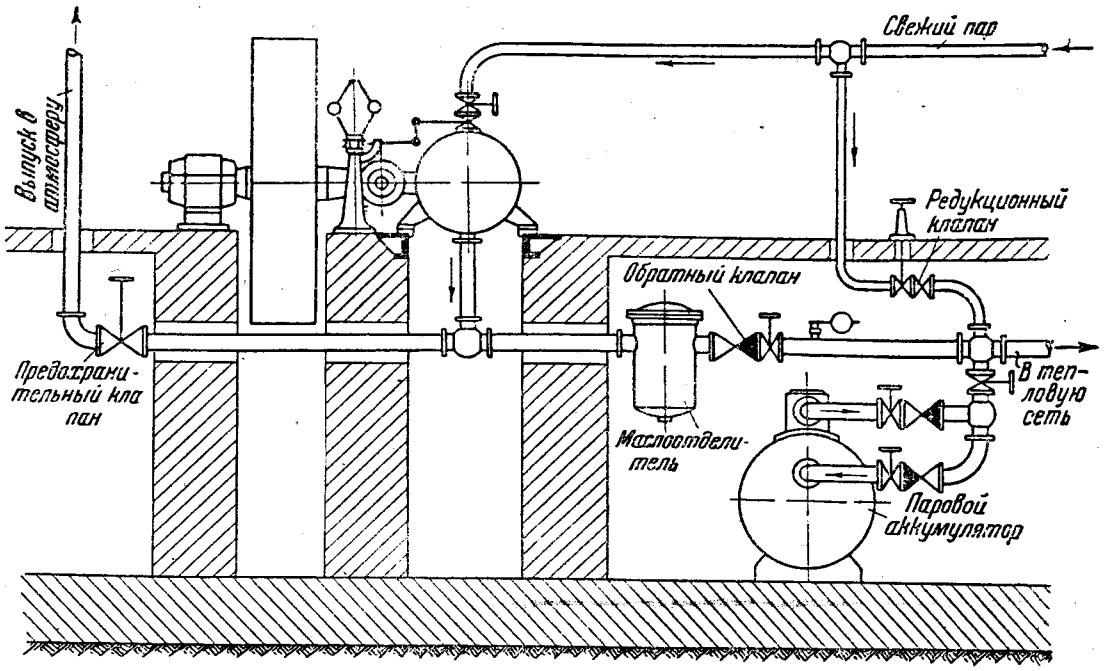
Отработавший пар выходит из машины через трубу *14* и вентиль *13*, при помощи которого выпуск можно переключить на атмосферу (труба *12*), и через обратный клапан *11* к тепловым потребителям. Под давлением этого пара находится поршень *9* регулятора давления, уравновешенный грузами *8*. Масляный шестеренчатый насос *5*, приводимый от вала машины, может в зависимости от положения золотника *7* или работать на слив или по трубкам *6* подавать масло в одну из полостей сервомотора *3*. Золотник *7* перестанавливается регулятором давления. При движении поршня *3* перемещается клин *2* плоского регулятора *1*, который примерно так же, как на фиг. 5-16, меняет натяжение пружины регулятора. При этом перестанавливается эксцентрик и изменяется степень наполнения, а следовательно, и количество пара, выходящего из машины.

Регулятор давления действует одновременно как предохранительный клапан. При чрезмерном повышении противодавления поршень *9*, двигаясь вверх, открывает окна, через которые избыточный пар может быть выпущен в атмосферу по трубе *12*.

В то же время с поршнем *9* соединен золотник *10*, являющийся органом подвода свежего пара к тепловым потребителям. При низшем положении поршня *9*, т. е. при недостатке мятого пара, золотник *10* открывает впуск свежего пара, поступающего из котла по трубе *15*.

Как указывалось выше, машины с регуляторами давления обычно работают параллельно с конденсационными машинами (иногда даже на общий вал). При уменьшении потребления пара в сети мощность первых машин уменьшается; если нагрузка станции при этом не изменилась, то возрастает мощность конденсационных машин, управляемых центробежными регуляторами. При возрастании расхода пара в сети мощность первых машин увеличивается, вторых падает. Колебания нагрузки воспринимаются только конденсационными машинами. Однако, когда нагрузка спадает ниже определенного минимума, который может быть покрыт одними машинами с противодавлением, приходит в действие имеющийся и при них центробежный регулятор, устанавливающий мощность в зависимости от нагрузки. В тепловую сеть при этом автоматически добавляется свежий пар, дросселированный до надлежащего давления. Такой редукционный клапан, равно как и обратный клапан на выпускном паропроводе, препятствующий пару попасть обратно в машину, является необходимой принадлежностью установки с использованием отработавшего пара.

На фиг. 6-5 приведена схема установки машины с противодавлением с паровым аккумулятором в тепловой сети. Кроме вышеуказанной арматуры, на трубопроводе отработавшего пара устанавливается предохранительный клапан, выпускающий пар в атмосферу при недопустимом повышении его давления.



Фиг. 6-5. Схема установки машины с противодавлением.

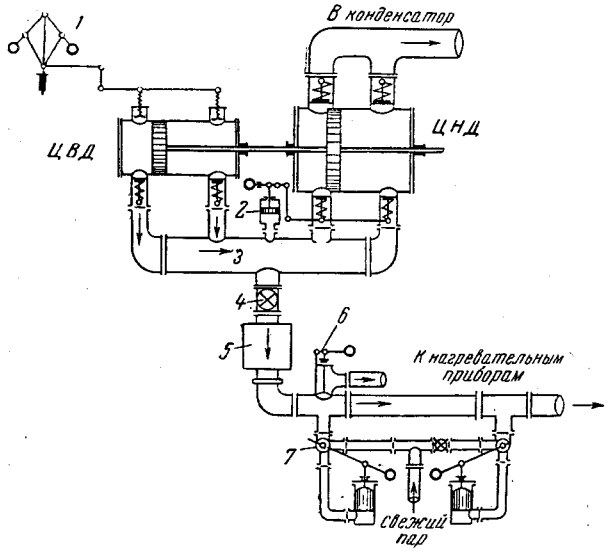
6-3. МАШИНЫ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Наиболее распространенным типом машины с промежуточным отбором является двухцилиндровая машина двойного расширения. Давление в ресивере устанавливается в зависимости от требований производства, и при переходе из ц. в. д. в большой цилиндр часть пара отбирается в тепловую сеть.

Отбором пара управляет регулятор давления, который, действуя на парораспределение ц. н. д., увеличивает степень наполнения при уменьшающемся потреблении пара в тепловой сети и понижает степень наполнения при возрастающем расходе пара. Мощность машины при этом остается, однако, без изменения, так как центробежный регулятор, управляющий парораспределением ц. в. д., увеличивает степень наполнения последнего при возрастающем отборе из ресивера и уменьшает ее при убывающем потреблении пара в сети отбора. В зависимости от количества отбираемого пара мощности отдельных цилиндров при полной нагрузке машины колеблются в пределах: ц. в. д.— приблизительно от 50% полной мощности машины до 100%, ц. н. д.— почти от 0 до 50%.

При таких колебаниях в распределении нагрузки между цилиндрами единственно подходящим типом машины является тандем-машина с цилиндрами, работающими на общий кривошип.

На фиг. 6-6 представлена общая схема установки такой машины. Впускные клапаны ц. в. д. управляются центробежным регулятором, ц. н. д.— регулятором давления. Сообразно с установленной последним степенью наполнения ц. н. д. часть пара через запорный клапан направляется в тепловую сеть. По пути пар проходит через маслоотделитель. Обычно здесь же устанавливается не показанный на схеме обратный клапан, препятствующий пару



Фиг. 6-6. Схема машины с промежуточным отбором пара.

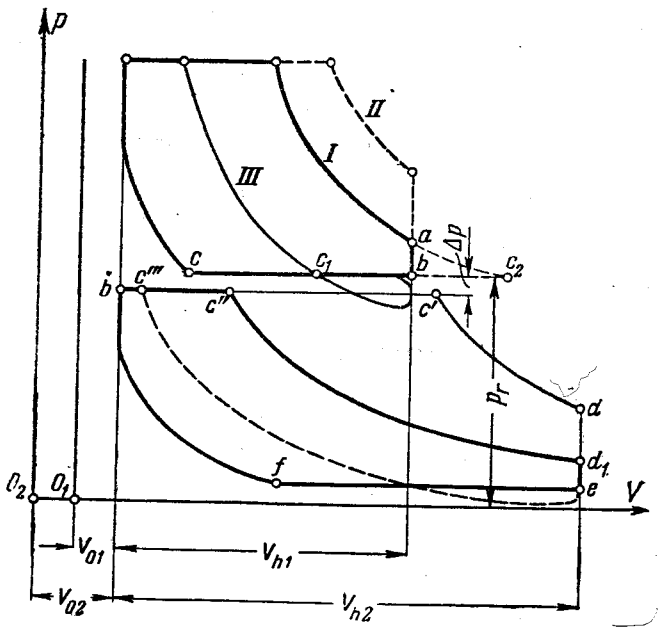
1 — центробежный регулятор; *2* — регулятор давления; *3* — ресивер; *4* — запорный клапан; *5* — маслоотделитель; *6* — предохранительный клапан; *7* — редукционный клапан.

пройти обратно в машину. На трубопроводе мятого пара устанавливается предохранительный клапан на случай резкого повышения давления, например, вследствие внезапного выключения ряда нагревательных приборов. Кроме того, к сети приключена магистраль свежего пара, дросселируемого редукционными клапанами.

Левый клапан служит для автоматической подачи свежего пара в сеть в тех случаях, когда пара из машины временно не хватает: клапан открывается лишь тогда, когда давление в сети упадет ниже того предела, при котором происходит максимальный отбор из машины. Правый редукционный клапан, отделенный запорным вентилем от трубопровода свежего пара, подает пар в сеть в полном потребном количестве лишь в тех случаях, когда машина не работает или работает без промежуточного отбора. Отопительная сеть при этом питается свежим дросселированным паром.

Рассмотрим метод построения индикаторных диаграмм машины с промежуточным отбором пара (фиг. 6-7). Так как во время отбора ресивер соединен с тепловой сетью, объем ресивера можно считать бесконечно-большим, что весьма упрощает построение этих диаграмм.

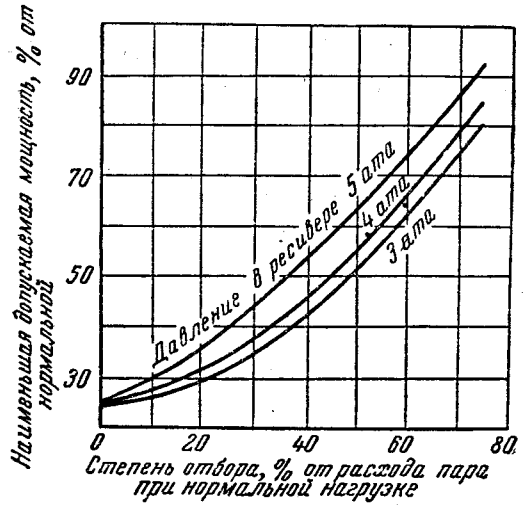
Давления впуска, выпуска и в ресивере считаем заданными. Диаграмма ц. в. д. *I* строится по общим правилам, но давление в конце расширения (точка *a*) выбирается для нормального режима работы машины несколько выше давления p_r по соображениям, о которых будет сказано ниже. При соединении с ресивером давление устанавливается p_r, так как объем ресивера мы считаем бесконечно-большим. Продолжительность сжатия обусловливается его конечным давлением, которое должно быть примерно на 2 *ата* ниже давления впуска. Кривые расширения и сжатия строим из полюса O_1 с учетом вредного пространства V_{01} ц. в. д. В ресивер выпускается при каждом ходе поршня пар, объем которого измеряется отрезком cc_2, где точка c_2 является фиктивной, найденной для полного расширения пара в ц. в. д. Если промежуточного отбора нет, то весь этот пар поступает в большой цилиндр, степень наполнения которого изображается отрезком $b'c' = cc_2$. Давление впуска в ц. н. д. лежит несколько ниже давления p_r вследствие падения давления при переходе из одного цилиндра в другой. Величина Δp составляет около 0,25 *ата*. Для выбранного отношения объемов $\frac{V_{h_1}}{V_{h_2}}$ (см. ниже) диаграмма большого цилиндра при работе без отбора имеет вид *b'c'def*. Кривые расширения и сжатия на этой диаграмме строятся из полюса O_2, причем V_{02} обозначает объем вредного пространства большого цилиндра.



Фиг. 6-7. Индикаторные диаграммы машины с промежуточным отбором пара.

Так как машина проектируется для определенной нормальной величины отбора, то на линии *b'c'* выбирается точка *c''*, характеризующая величину отбора: отрезок *c'c''* измеряет объем пара, отведенного из ресивера; *c''b'* — объем, оставшийся для работы в большом цилиндре. Отношение $\frac{c'c''}{c'b'}$ называется степенью промежуточного отбора. Теоретически степень отбора можно довести до 100%, причем мощность цилиндра низкого давления сводится к нулю, а малый цилиндр работает как одноцилиндровая машина с противодавлением. Этого, однако, не допускают, так как в работающем насухо цилиндре выделяется от трения большое количество тепла, которое должно быть отведено. Поэтому минимальная степень наполнения *b'c'''* большого цилиндра должна измеряться, по крайней мере, 2 ÷ 3% (от рабочего объема V_{h2}). Максимальная величина отбора представляется, таким образом, отрезком *c'c'''*. На фиг. 6-7 нормальная диаграмма большого цилиндра вычерчена жирными линиями, минимальная — пунктиром, максимальная — тонкими сплошными линиями.

Если машина работает при определенной величине промежуточного отбора пара, то при колебаниях нагрузки машины центробежный



Фиг. 6-8. Зависимость мощности машины от степени отбора.

регулятор перестанавливает органы парораспределения ц. в. д., изменяя степень его наполнения. При увеличении нагрузки диаграмма малого цилиндра примет вид, начерченный пунктиром (*II*), при уменьшении нагрузки — тонкими сплошными линиями (*III*). Легко видеть, что при малых нагрузках могут получаться петли отрицательной работы в конце расширения, так как здесь достигается давление ниже существующего в ресивере. При сообщении малого цилиндра с ресивером происходит поэтому не выпуск пара из цилиндра, а засасывание пара из ресивера (тепловой сети) в цилиндр; лишь после того, когда давление в ц. в. д. достигнет величины p_r, начнется выталкивание пара в ресивер. В этом случае объемом пара, поступающим в ресивер, следует считать объем c_1c, значительно меньший, чем объем cc_2.

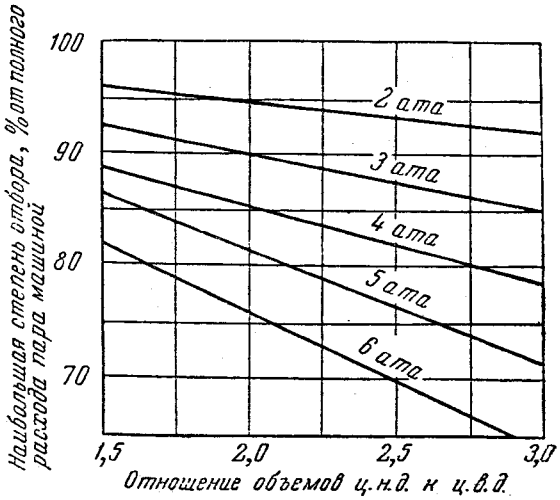
Если для нормальной нагрузки машины перепада давления между точками a и b не сделано или он принят недостаточный, то при малых нагрузках машины петля отрицательной работы может оказаться столь значительной, что площадь диаграммы ц. в. д. обратится в нуль. Роль малого цилиндра сведется к роли редукционного клапана, который, не производя полезной работы, понижает давление пара. Работу машины в этих условиях надо считать совершенно нерациональной и при проектировании индикаторной диаграммы необходимо принять меры к избежанию петель в конце расширения, хотя бы при ходовых нагрузках машины.

При больших значениях степени промежуточного отбора и большом объеме ц. н. д. легко могут получаться петли отрицательной работы в конце расширения также в большом цилиндре. Во избежание этого приходится ограничивать объем ц. н. д. и делать его меньше, чем в нормальных машинах двойного расширения (без промежуточного отбора).

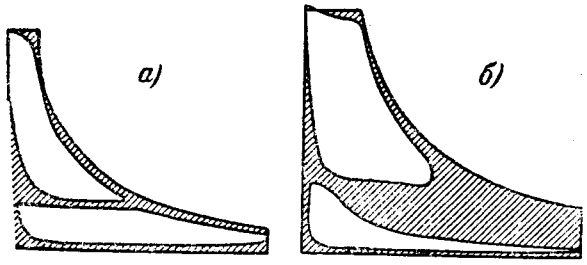
Уменьшение отношения $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$ диктуется также и следующим соображением. Для возможности осуществления максимальной степени отбора (в процентах к расходу пара машиной при полной нагрузке) необходимо, чтобы ц. в. д., пропуская большое количество пара, развивал значительную мощность. Для каждой машины можно установить ту минимальную ее мощность, при которой допустим еще максимальный отбор пара.

На фиг. 6-8 показана зависимость между мощностью машины и степенью отбора для различных давлений в ресивере. Например, при давлении $p_r = 5$ *ата* и отборе 70% пара, расходуемого машиной при нормальной нагрузке, мощность машины должна составлять не менее 87% от нормальной. Чем меньше отношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, тем больше может быть понижена мощность машины при неизменной степени отбора.

Наконец, от отношения объемов цилиндров зависит наибольшая степень промежуточного отбора. Чем меньше отношение $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}$, тем большее количество пара может быть отобрано из ресивера. Эта зависимость представлена на фиг. 6-9 для различных давлений промежуточного пара. График составлен для давления свежего пара $p_1 = 13$ *ата* при $t_1 = 300°$ С и давлении в конденсаторе $p_2 = 0{,}2$ *ата*.



Фиг. 6-9. Зависимость степени отбора от отношения объемов цилиндров.



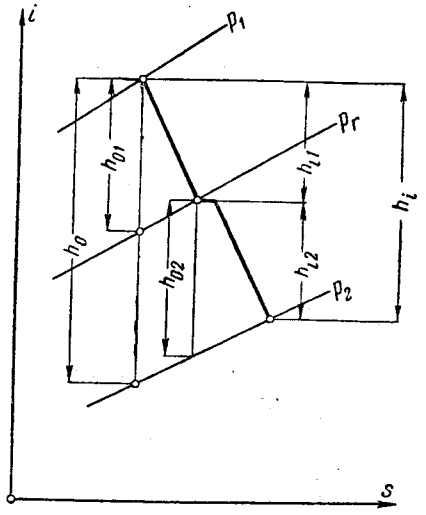
Фиг. 6-10. Совмещенные индикаторные диаграммы машины с промежуточным отбором пара.
а — работа без отбора; *б* — работа с наибольшим отбором.

Исходя из вышеизложенных соображений, отношение объемов цилиндров машины с промежуточным отбором приходится выбирать в большинстве случаев в пределах $\frac{V_{h2}}{V_{h1}}=1\div 2$, с максимальным значением (при малой степени отбора) около 3.

Типичные совмещенные диаграммы машины с промежуточным отбором пара представлены на фиг. 6-10. Обе диаграммы являются действительно снятыми с машины при одинаковой нагрузке: первая — без отбора пара, вторая — при наибольшей степени отбора.

§ 6-4. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ И ДИАГРАММА РЕЖИМОВ МАШИНЫ С ОТБОРОМ ПАРА

На фиг. 6-11 схематически изображен в координатах *is* тепловой процесс машины с промежуточным отбором пара.



Фиг. 6-11. *is*-диаграмма машины с промежуточным отбором пара.

Адиабатический перепад тепла в ц. в. д. составляет h_{01}, в ц. н. д. h_{02}, использованные (внутренние) теплоперепады

$$h_{i1}=\eta_{oi1}h_{01};\quad h_{i2}=\eta_{oi2}h_{02};$$

$$h_i=h_{i1}+h_{i2},$$

где η_{oi1} и η_{oi2} — относительные внутренние к. п. д. каждого из цилиндров.

Величины к. п. д. являются переменными, зависящими от расхода пара через каждый из цилиндров. В предварительных расчетах машины их часто считают постоянными.

Значения к. п. д. некоторых машин с отбором по данным ряда испытаний приведены в таблице.

Отметим, что к. п. д. малого цилиндра постоянно выше к. п. д. большого цилиндра и что к. п. д. машины в целом в среднем несколько выше, чем для машины без отбора пара. Это находится в соответствии с ранее сделанным указанием, что к. п. д. машин с противодавлением выше, чем конденсационных машин.

Значения к. п. д. некоторых машин с промежуточным отбором пара

Нормальная мощность, *л. с.*	Давление пара при впуске p_1, *ата*	Температура пара при впуске t_1, °С	Давление в ресивере p_r, *ата*	Отбор пара от расхода пара машиной без отбора, %	Отбор пара от подведенного к машине пара, %	Увеличение расхода пара по сравнению с машиной без отбора пара, %	Относительный к. п. д.		Общий к. п. д. машины
							ц. в. д. η_{oi1}	ц. н. д. η_{oi2}	
600	9,9	250	2,50	68,0	47,5	43	79,0	65,0	63,1
400	11,6	260	1,82	115,0	75,5	52	76,5	70,0	63,4
120	10,0	240	1,36	—	62,5	—	79,0	71,0	59,0
450	13,9	304	2,29	59,0	48,0	22	77,0	71,0	68,2
200	12,4	247	2,10	—	9,2	—	70,0	65,5	56,0
200	11,5	225	2,30	69,0	56,0	24	76,0	61,0	62,5
200	11,6	233	2,40	66,0	54,0	19	78,0	62,5	61,0
270	13,2	266	3,60	—	50,5	—	88,0	57,0	65,0
300	9,0	Насыщ.	2,10	81,5	55,2	46	67,0	57,0	57,0
300	8,8	206	2,30	99,0	64,7	52	74,5	64,0	60,0
300	9,0	207	2,10	63,0	47,4	33	69,5	60,0	58,5
1 400	13,0	282	3,00	28,2	24,7	14	81,5	52,0	63,0
1 400	13,4	275	3,00	123,0	77,2	61	81,0	55,0	69,0
1 400	13,5	268	2,00	113,0	75,5	50	78,5	64,0	70,0

Связь мощности машины с расходом пара через отдельные цилиндры выражается следующими формулами:

$$632N_e=(D_1h_{i1}+D_2h_{i2})\,\eta_м, \tag{6-1}$$

$$632N_e=(D_1h_i-D_{от}h_{i2})\,\eta_м \tag{6-2}$$

$$632N_e=(D_2h_i+D_{от}h_{i1})\,\eta_м. \tag{6-3}$$

где D_1 — расход пара через ц. в. д., *кг/час*,

D_2 — расход пара через ц. н. д., *кг/час*,

$D_{от}$ — количество отбираемого из ресивера пара, *кг/час*,

$\eta_м$ — механический к. п. д. машины.

Из формулы (6-2) находим:

$$D_1=\frac{632N_e}{\eta_м h_i}+D_{от}\frac{h_{i2}}{h_i}. \tag{6-4}$$

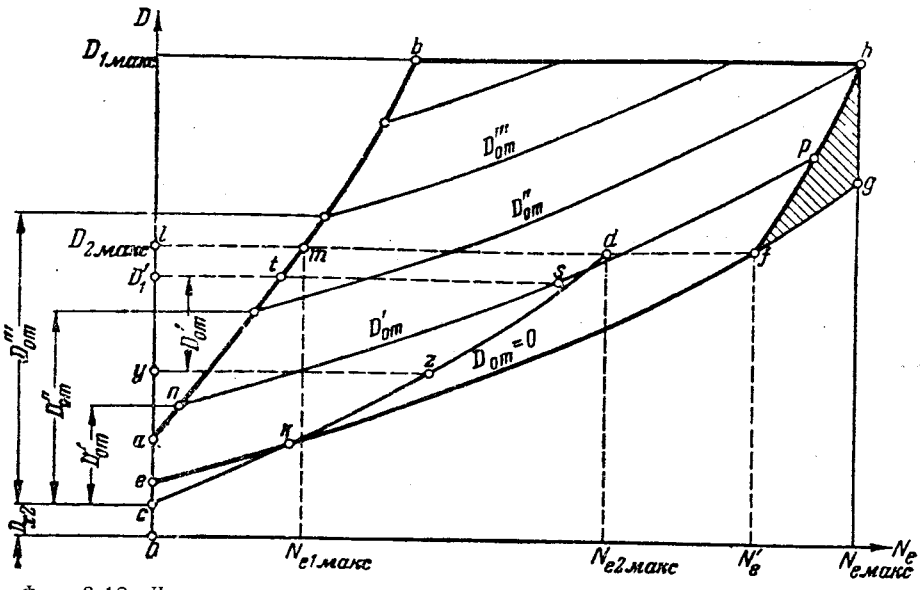
В машине, работающей без отбора пара, при заданных параметрах каждому расходу пара соответствует определенная мощность. В машине, работающей с отбором пара, одна и та же мощность может быть получена при различном расходе свежего пара, если вместе с изменением этого расхода меняется также количество отбираемого пара.

Поэтому, если связь между расходом пара и мощностью машины без отбора пара изображается графически одной линией, то в машине с отбором пара простая линейная зависимость мощности от расхода пара существует лишь для определенной величины отбора. Графическая зависимость между мощностью, расходами свежего и отбираемого пара представляется уже целым семейством линий, образующих так называемую диаграмму режимов.

Такая диаграмма построена на фиг. 6-12.

Рассматривая каждый из цилиндров тандем-машины, как самостоятельную машину, можно построить для них кривые расхода пара в зависимости от мощности по типу кривой полного расхода пара на фиг. 2-27.

Кривая *ab* на фиг. 6-12 представляет собой эту зависимость для ц. в. д., а кривая *cd* — для ц. н. д.



Фиг. 6-12. Диаграмма режимов машины с промежуточным отбором пара.

Если машина работает без отбора пара, т. е. при одинаковом пропуске пара через оба цилиндра, то достаточно сложить абсциссы обеих кривых, чтобы получить в виде кривой *ef* характеристику машины в целом. В точке *k* полезную мощность развивает лишь ц. н. д., в точке *f* мощность N'_e измеряется отрезком

$$lf=lm+ld.$$

Выше точки *f* при нормальном давлении в ресивере (т. е. при включенном регуляторе давления) работа машины возможна только с отбором пара, так как ц. н. д. не может пропустить количество пара, большее, чем $D_{2\,макс}$. От точки *f* диаграмма режимов ограничена линией *fh* с постоянным пропуском пара через ц. н. д.:

$$D_{2\,макс}=mf=bh.$$

Если повысить давление в ресивере, то пропускная способность ц. н. д. увеличится и машина в состоянии работать без отбора по линии *fg*.

Сверху диаграмма ограничивается линией *bh* — максимальной пропускной способностью ц. в. д., слева — линией *ab*, т. е. мощностью, развиваемой одним ц. в. д. При этом через ц. н. д. проходит лишь его расход холостого хода D_{x2}, остальное же количество пара из ресивера отбирается.

На диаграмме нанесены линии постоянного отбора пара: $D'_{от}$; $D''_{от}$; $D'''_{от}$. Каждая из этих кривых может быть построена по уравнению

(6-4) или (что точнее и проще) графически по точкам. Так, например, для кривой *пр* точка *n* находится нанесением отрезка $D'_{от}$ по оси ординат от точки *c*; любая точка *s* определяется отрезком *ts*, который равен абсциссе *yz* кривой *cd* при расходе $D'_1 - D'_{от}$.

Наличие диаграммы режимов позволяет определить мощность машины при любом расходе пара и любой величине отбора пара, а также установить возможные для данной машины режимы работы.

6-5. РЕГУЛИРОВАНИЕ МАШИН С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОТБОРОМ ПАРА

Из вышеизложенного ясно, что ц. в. д. машины, работающей с промежуточным отбором пара, должен управляться центробежным регулятором, а ц. н. д.— регулятором давления (в редких случаях применяют обратное расположение регуляторов: центробежного — на ц. н. д., регулятора давления — на ц. в. д.).

Регулирование давления в ц. н. д. с расцепным парораспределительным механизмом может быть обеспечено ртутным регулятором давления, показанным на фиг. 6-3.

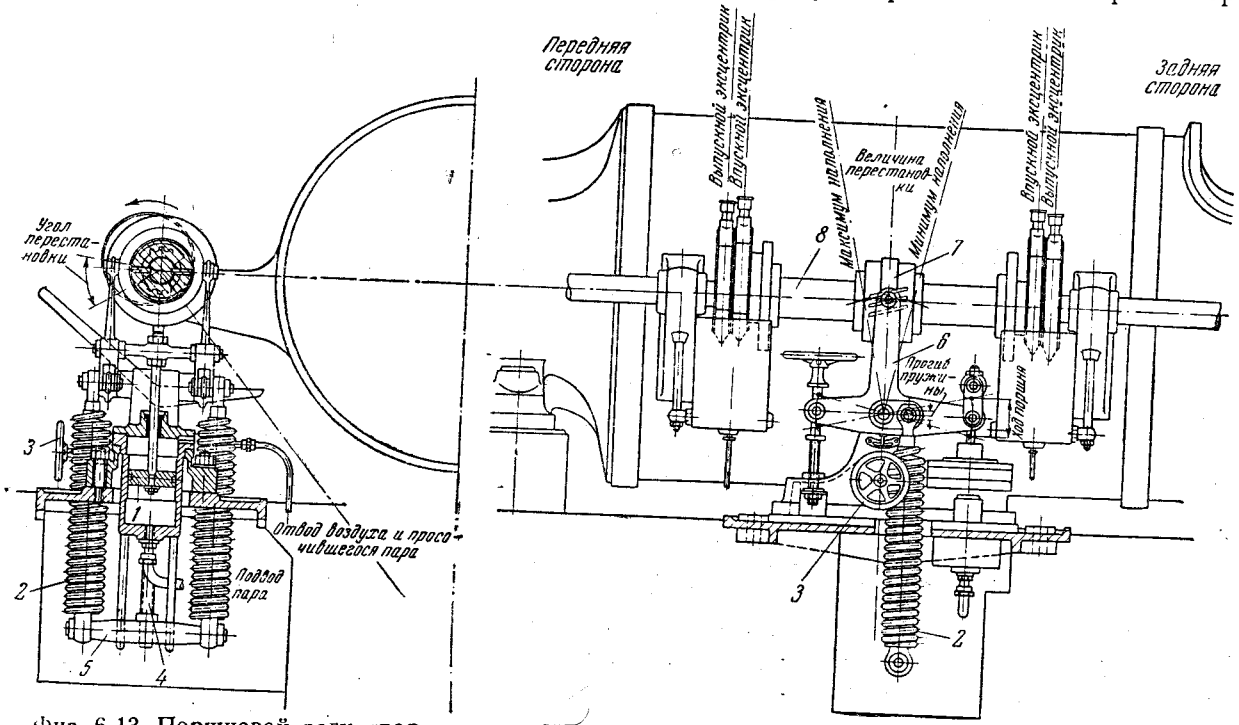
При наличии принудительных систем парораспределения следует применять регуляторы с бо́льшей перестановочной силой.

На фиг. 6-13 показан поршневой регулятор давления на ц. н. д. машины с промежуточным отбором пара. Давление пара в ресивере на поршень *1* значительного диаметра (130 *мм*) уравновешивается сильными пружинами *2*. Натяжение последних может быть изменено вращением маховичка *3*, который при помощи червячной передачи и ходовой гайки сообщает поступательное движение шпинделю *4* и траверзе *5*. При этом давление отбираемого пара может меняться в пределах 1,5 ÷ 3,5 *ата*.

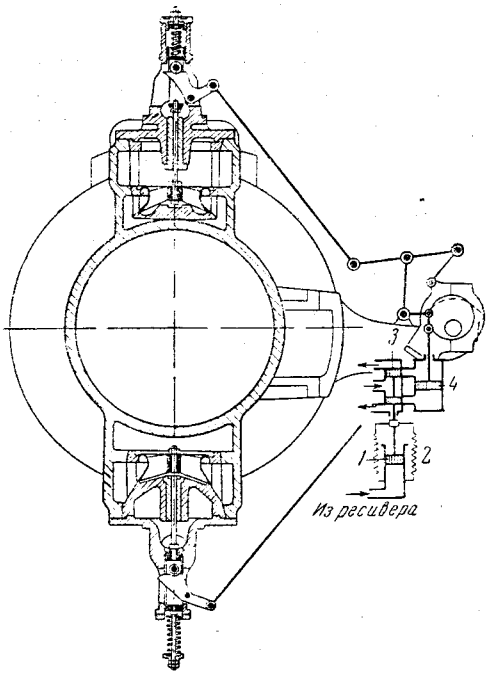
При колебаниях величины промежуточного отбора меняется давление пара в ресивере, и рычаг *6* перемещает в ту или иную сторону муфту *7*, на внутренней поверхности которой сделана нарезка с большим шагом. Перемещение муфты заставляет поворачиваться трубу *8*, а вместе с ней внешние диски составных эксцентриков по схеме фиг. 3-36. Вследствие этого меняется степень наполнения ц. н. д. (уменьшается при падении давления в отборе).

Маховичком *3* можно переставить поршень *1* в верхнее положение, соответствующее максимальному наполнению ц. н. д., т. е. работе машины без отбора. В таком положении закрепляется регулятор в том случае, когда отбор пара из машины прекращается на длительное время.

Еще бо́льшую перестановочную силу может развить регулятор давления с сервомотором.



Фиг. 6-13. Поршневой регулятор давления на ц. н. д. машины с промежуточным отбором пара.
1 — поршень; *2* — пружина; *3* — маховичок; *4* — шпиндель; *5* — траверза; *6* — рычаг; *7* — муфта; *8* — труба.



Фиг. 6-14. Регулятор давления с сервомотором.

1 — поршень; *2* — пружина; *3* — золотничок сервомотора; *4* — поршень.

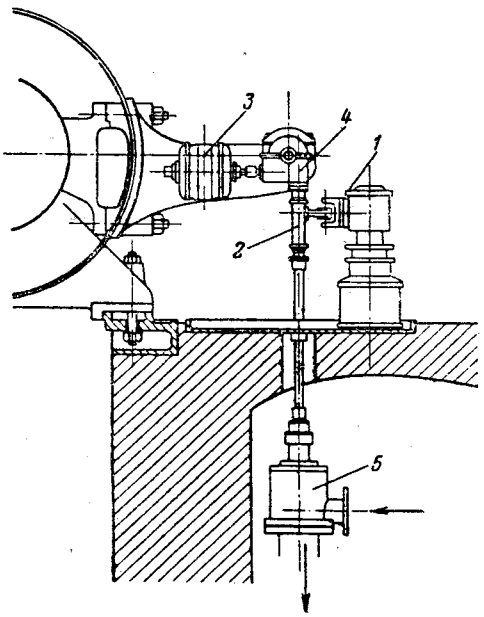
Схема одного из таких механизмов представлена на фиг. 6-14. Пар из ресивера, производя давление на поршень *1*, уравновешенный пружинами *2*, перемещает золотничок *3* сервомотора. К средней части золотника постоянно подводится масло под давлением. При сдвиге золотника из среднего положения масло поступает в верхнюю или нижнюю полость цилиндра сервомотора и, производя давление на поршень *4*, поворачивает регулирующий валик механизма, который выполнен по типу механизма, показанного на фиг. 3-64 в (данной конструкции его приводит не катящийся рычаг, а качающийся кулак).

В качестве сервомотора может быть применен также электродвигатель (фиг. 6-15). Регулятор давления *1* снабжен двумя контактами, соединенными с поршнем регулятора. При перемещении последнего (в зависимости от изменения давления в ресивере) один из контактов приходит в соприкосновение со средним контактом на колонке *2* и замыкает ток к электродвигателю *3*. Последний при помощи червячной передачи *4* перестанавливает парораспределение. При замыкании тока вторым контактом электродвигатель начинает вращаться в обратном направлении. В том случае, когда наполнение ц. н. д. доведено до минимума, а в тепловой сети расход пара продолжает увеличиваться, автоматически открывается редукционный клапан *5*, добавляющий в сеть дросселированный свежий пар.

Эта система регулирования приходит в действие лишь при значительных изменениях в отборе пара и устанавливает лишь максимальную и минимальную величины отбора.

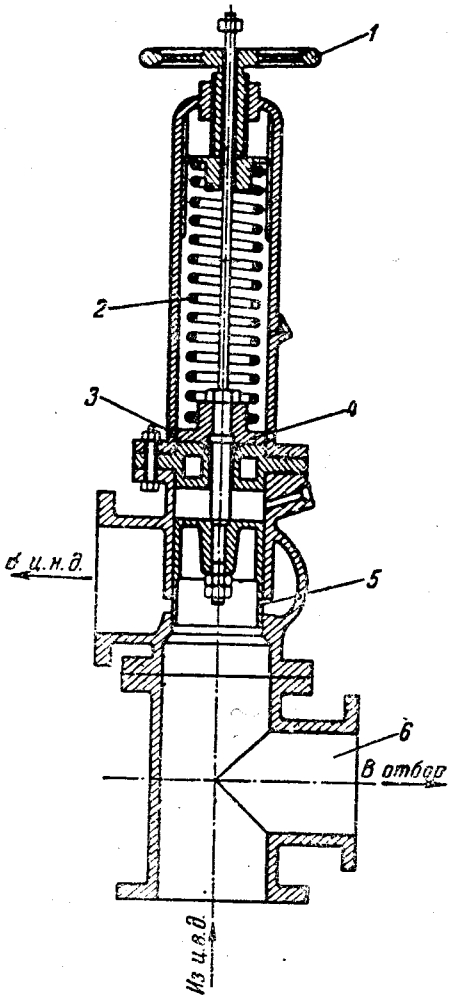
В простейшем случае для ц. н. д. может быть применено и дроссельное регулирование, что особенно целесообразно, когда отбор пара производится из ресивера машины, не сконструированной для промежуточного отбора. Такое устройство показано на фиг. 6-16. На ресивере за патрубком *6* отбора поставлен золотник *5*, пройдя который, пар поступает к ц. н. д. Золотник находится под давлением отбираемого пара, уравновешенным натяжением пружины *2*. При увеличении отбора давление в ресивере падает, золотник опускается и уменьшает количество и давление пара, поступающего в ц. н. д. Натяжение пружины можно изменять маховичком *1*. Поршень *4* является воздушным буфером. Воздух из-под этого поршня при опускании золотника удаляется через отверстие *3*.

Для промежуточного отбора применяются и одноцилиндровые машины. Одна из полостей цилиндра при этом служит частью высокого давления, другая — частью низкого давления. При переходе пара из одной полости в другую часть его может отбираться из машины.



Фиг. 6-15. Регулятор давления с электродвигателем.

1 — регулятор давления; *2* — колонка; *3* — электродвигатель; *4* — червячная передача; *5* — редукционный клапан.



Фиг. 6-16. Золотник, регулирующий промежуточный отбор пара.

1 — маховичок; *2* — пружина; *3* — отверстие; *4* — поршень; *5* — золотник; *6* — патрубок.

На фиг. 6-17 изображена одна из машин такого типа.

Здесь каждая полость цилиндра обслуживается двумя выпускными клапанами, расположенными один над другим. Клапан *1* управляется эксцентриком, не зависящим от регулятора, и работает постоянно с опережением выпуска около 10% и степенью сжатия, равной 10%. Клапан *2*, находящийся под воздействием регулятора давления, открывается одновременно с клапаном *1*, т. е. также обусловливает опережение выпуска около 10%; закрытие же этого клапана в зависимости от положения регулятора может происходить в разные моменты и обусловливает степень сжатия 30 ÷ 110%. В последнем случае клапан вовсе не открывается. Полость клапанной коробки под клапаном *2* соединена с конденсатором, пространство между клапанами *1* и *2* — с трубой промежуточного отбора. Перед последней находятся обратные клапаны *3*, которые закрываются, если давление в трубе промежуточного отбора пара превысит давление в клапанной коробке.

Если отбор пара не производится, клапан *2* открывается полностью и работает, как в обычной конденсационной машине со степенью сжатия 30 ÷ 40%. При этом до момента закрытия клапана *1* (10% до мертвого положения) машина работает с добавочным вредным пространством между клапанами *1* и *2* (клапаны *3* в это время закрыты).

При работе с отбором пара регулятор давления устанавливает бо́льшую степень сжатия; от момента начала выпуска до закрытия клапана *2* цилиндр находится в сообщении с конденсатором; в дальнейшем давление в цилиндре повышается. Когда оно достигает необходимой для промежуточного отбора величины, открываются клапаны *3*, и пар направляется из машины в нагревательные приборы; отбор продолжается до тех пор, пока не закроется клапан *1* (за 10% до прихода поршня в мертвую точку).

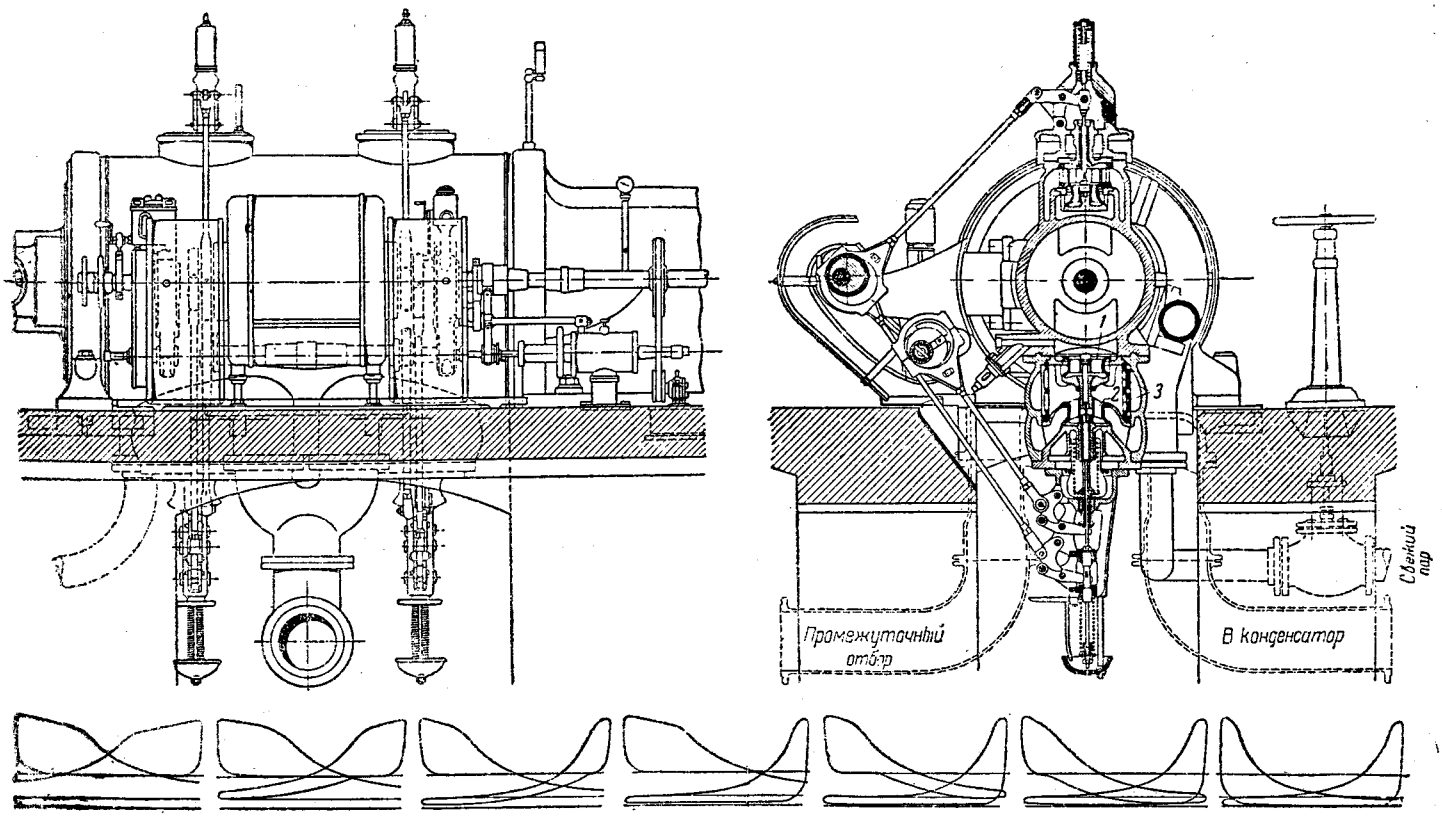
Чем бо́льшую степень сжатия установит регулятор для клапана *2*, тем большее количество пара может быть отобрано. При максимальной степени отбора клапан *2* не открывается, и в конденсатор пар вовсе не попадает.

Индикаторные диаграммы под чертежом машины относятся к различным величинам промежуточного отбора. Как видно из диаграмм с правой стороны, при малых количествах отбираемого пара отбор производится лишь из одной полости цилиндра. Крайняя слева диаграмма иллюстрирует работу с противодавлением.

Преимущества этой машины заключаются в возможности отбора до 100% проходящего через машину пара, равномерной нагрузке обеих полостей цилиндра и достижении нормальной мощности даже при работе с противодавлением.

Однако по своему к. п. д. машина уступает нормальным конструкциям тандем-машин с отбором пара, в особенности при чисто конденсационном режиме.

При рационализации существующих паросиловых установок нередко возникает потребность в устройстве промежуточного отбора у чисто конденсационных машин. Если речь идет о тандем-машине, то нерегулируемый отбор пара сравнительно легко может быть осу-



Фиг. 6-17. Одноцилиндровая машина с промежуточным отбором пара.

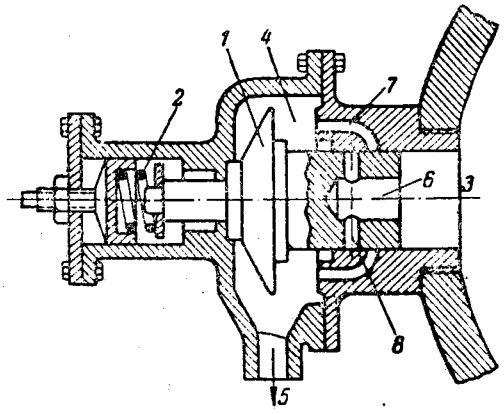
ществлен из ресивера; если при этом давление в ресивере должно быть сохранено или повышено, необходимо в соответствии с величиной отбора уменьшить степень наполнения ц. н. д. Для осуществления регулируемого отбора необходимо переконструировать органы парораспределения ц. н. д. с установкой регулятора давления.

Небольшие количества пара могут быть отобраны из одноцилиндровых машин, сконструированных для работы без отбора. К паровому цилиндру (к каждой его полости) вблизи крышек присоединяются специальные клапаны для отбора пара.

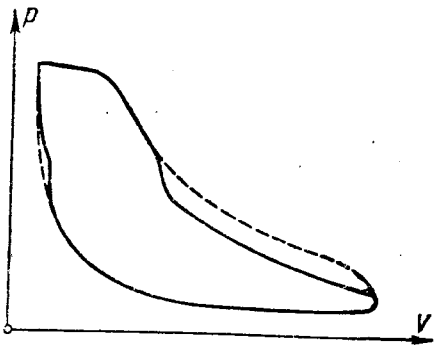
Такая конструкция схематически показана на фиг. 6-18.

Клапан *1* находится под действием пружины *2*, давления пара в цилиндре *3* и давления в камере *4*, соединенной с тепловой сетью *5*. Канал *6* в клапане соединен с четырьмя радиальными отверстиями, против которых в корпусе расположены каналы *7*; последние могут быть закрыты клапаном *1*.

В период впуска давление в цилиндре *3* создает усилие на клапан большее, чем сила пружины *2* и усилие от давления пара в камере *4*; клапан поэтому находится в положении, показанном на фиг. 6-18. При расширении пара в цилиндре силы, действующие на клапан вправо, преодолевают в известный момент давление со стороны цилиндра *3*, и клапан сдвигается вправо до тех пор, пока тарелка пружины не упрется в корпус клапана. При



Фиг. 6-18. Клапан для отбора пара.
1 — клапан; *2* — пружина; *3* — цилиндр; *4* — камера, соединенная с тепловой сетью; *5* — тепловая сеть; *6*, *7* и *8* — каналы.



Фиг. 6-19. Индикаторная диаграмма одноцилиндровой машины с отбором пара.

этом каналы *7* и *8* станут друг против друга, и пар из цилиндра начнет выходить через штуцер. В дальнейшем падение давления в цилиндре заставит клапан *1* сдвинуться настолько вправо, что каналы *7* и *8* окажутся разобщенными, а клапан закроет каналы *7* с левой стороны: отбор пара прекратится. При впуске свежего пара поршень вновь сдвинется влево. Если во время сжатия пар в цилиндре будет иметь то же давление, что и при отборе во время расширения, то отбор произойдет и во время сжатия с перестановкой клапана в порядке, обратном вышеописанному.

На фиг. 6-19 изображены индикаторные диаграммы одноцилиндровой машины с отбором как во время расширения, так и в период сжатия; пунктиром показана диаграмма при работе без отбора. Давление отбора, как ясно из вышесказанного, является колеблющимся в определенных границах. Изменением натяжения пружины можно менять давление отбора.

РАЗДЕЛ СЕДЬМОЙ

КОНДЕНСАЦИОННЫЕ УСТРОЙСТВА ПАРОВЫХ МАШИН

7-1. ПОНЯТИЕ О КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТРОЙСТВАХ

Конденсационное устройство в большинстве случаев имеет целью создание за паровой машиной разрежения, что, как известно, повышает термический и эффективный к. п. д. установки.

О выборе наивыгоднейшего давления пара при выпуске говорилось в § 2-1 и 2-15. Там было отмечено, что в конденсационных паровых машинах обычно принимают давление $p_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$ *ата*, доводя его в редких случаях (преимущественно в прямоточных машинах) до 0,05 *ата*.

Создание разрежения за машиной обеспечивается конденсацией пара в специальном устройстве, называемом конденсатором, и отсосом из последнего воздуха, всегда попадающего туда тем или иным путем.

Различают поверхностные и смешивающие конденсаторы.

В поверхностном конденсаторе пар омывает тонкие латунные трубки, по которым протекает охлаждающая вода, и конденсируется на поверхности этих трубок.

В смешивающем конденсаторе конденсация осуществляется непосредственным перемешиванием пара с охлаждающей водой.

В обоих случаях теплосодержание 1 *кг* отработавшего пара i_2 снижается в конденсаторе до теплосодержания конденсата $i'_к$; количество тепла $i_2 - i'_к$ передается охлаждающей воде, температура которой $t_{в1}$ повышается до $t_{в2}$.

Если на конденсацию 1 *кг* пара расходуется m *кг* воды, то

$$i_2 - i'_к = m(t_{в2} - t_{в1}),$$

откуда кратность охлаждения

$$m = \frac{i_2 - i'_к}{t_{в2} - t_{в1}}. \qquad (7\text{-}1)$$

В поверхностный конденсатор вода подается насосом охлаждающей воды, а в смешивающий — может поступать самотеком под избыточным давлением атмосферы над давлением в конденсаторе.

Воздух попадает в конденсатор вместе с паром, а также через неплотности конденсатора; в смешивающий конденсатор воздух попадает также с охлаждающей водой. Отсос воздуха должен производиться или специальным воздушным насосом или так называемым мокровоздушным насосом, который одновременно откачивает в поверхностных конденсаторах конденсат, а в смешивающих — смесь охлаждающей воды и конденсата.

Из поверхностных конденсаторов конденсат иногда откачивается специальным насосом.

Так как пар, поступающий из машины, содержит масло, то при поверхностной конденсации в состав установки включается маслоотделитель, что предохраняет трубки конденсатора от загрязнения маслом.

Конденсат из поверхностного конденсатора, представляющий собой теплую дистиллированную воду, используется для питания паровых котлов. Так как маслоотделитель на паровой трубе обычно недостаточен для полного удаления масла, то конденсат также пропускают через маслоотделитель, в котором улавливание масла настолько совершенно, что конденсат может быть направлен в котлы в качестве питательной воды.

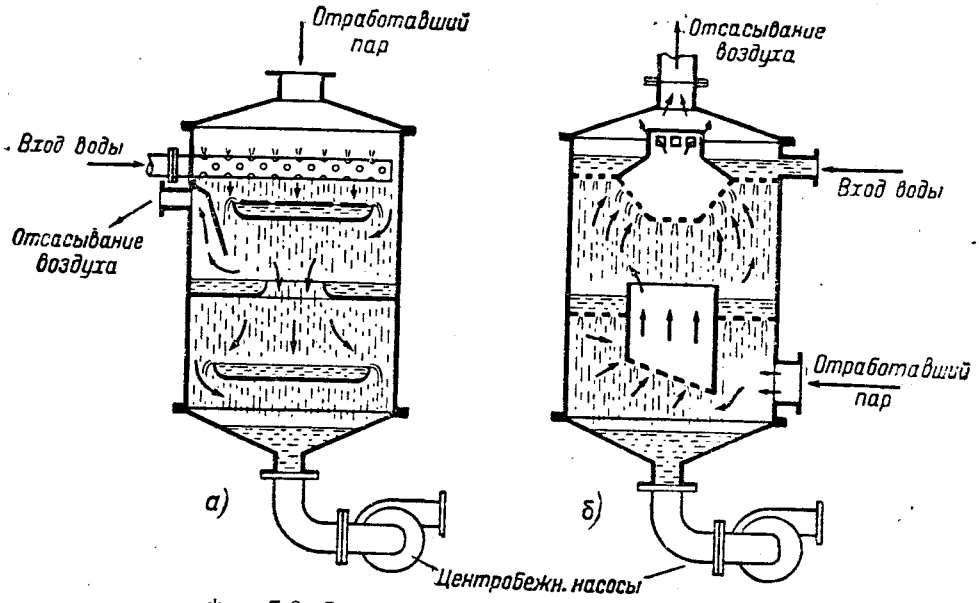
Охлаждающая вода подается к машине из какого-либо водоема. Если этой воды нет в достаточном количестве, применяют циркуляционную систему: воду, нагревшуюся в конденсаторе, охлаждают разбрызгиванием в прудах, бассейнах или так называемых башенных охладителях (градирнях) и вновь направляют в конденсатор.

Стационарные паровые машины и локомобили чаще всего оборудуются смешивающими конденсаторами.

В судовых установках применяются почти исключительно поверхностные конденсаторы, для того чтобы не питать котлы забортной водой (в морских установках это вообще невозможно), а использовать для питания конденсат.

В последнее время начали применять конденсацию пара на паровозах. Так называемая вакуумная конденсация не получила пока на паровозах распространения из-за сложности оборудования и эксплоатации; применяется атмосферная конденсация (при атмосферном давлении отработавшего пара) в поверхностном конденсаторе на тендере, охлаждаемом воздухом. Последний прогоняется через конденсатор вентилятором с приводом от паровой турбинки. Цель конденсации заключается здесь лишь в получении чистого дистиллата для питания котла. У нас тендер-конденсаторами снабжены паровозы серии СО.

Из перечисленных составных частей конденсационного устройства ниже рассматриваются конденсаторы, насосы и маслоотделители.

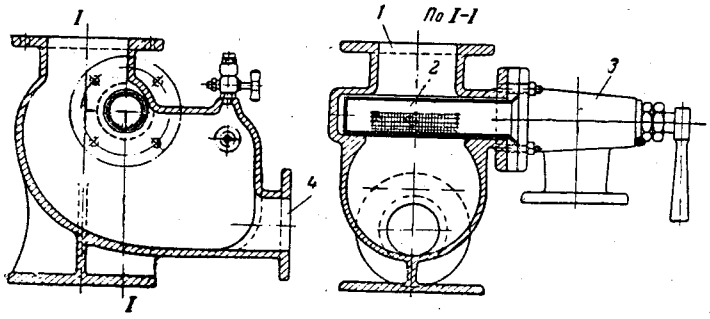


Фиг. 7-2. Схемы смешивающих конденсаторов.
а — с параллельным током; *b* — с противотоком.

7-2. СМЕШИВАЮЩИЕ КОНДЕНСАТОРЫ

На фиг. 7-1 представлена простейшая конструкция смешивающего конденсатора, предназначенного для одного из локомобилей Людиновского завода.

Пар входит в конденсатор через патрубок *1*, вода — через кран *3* и трубу *2*. Последняя снабжена мелкими отверстиями, через которые вода разбрызгивается. Продукты конденсации откачиваются мокровоздушным насосом через патрубок *4*.



Фиг. 7-1. Смешивающий конденсатор локомобиля СК-125 Людиновского завода.
1 — паровой патрубок; *2* — труба с мелкими отверстиями; *3* — кран; *4* — патрубок для отвода продуктов конденсации.

Более сложные конструкции, обеспечивающие лучшее перемешивание воды и пара, схематически изображены на фиг. 7-2.

По схеме *а*, как и на фиг. 7-1, пар и вода движутся в одном направлении (сверху вниз), по схеме *б* конденсатор работает с противотоком. Для увеличения поверхности соприкосновения с паром вода подается в конденсатор отдельными струями и, стекая вниз, разбрызгивается отверстиями в перегородках (схема *б*) или образует тонкие водяные завесы при стекании из системы корыт (схема *а*). Вода откачивается снизу центробежными насосами, воздух отсасывается на схеме *а* слева вблизи входа воды, на схеме *б* — вверху.

Отвод воды из смешивающего конденсатора делается иногда самотеком через барометрическую трубу длиной 10—11 *м*.

Так как конденсатор при этом должен быть расположен значительно выше машины, то приходится считаться с потерей давления между машиной и конденсатором.

Давление в конденсаторе $p_к$ складывается из парциальных давлений пара $p_п$ и воздуха $p_в$:

$$p_к = p_п + p_в. \qquad (7\text{-}2)$$

Температура пара, являющаяся в то же время температурой паровоздушной смеси, определяется как температура, соответствующая парциальному давлению пара.

Если, например, давление в конденсаторе $p_к = 0{,}1$ *ата*, а температура пара в каком-либо месте конденсатора $t_п = 35°$ С, то по таблицам для пара находим:

$$p_п = 0{,}057 \text{ ата}.$$

Следовательно,

$$p_в = 0{,}043 \text{ ата}.$$

Как известно,

$$p_п V = G_п R_п T,$$

$$p_в V = G_в R_в T,$$

где $G_п$ — вес пара в данном объеме;

$G_в$ — вес воздуха в том же объеме;

T — абсолютная температура смеси;

$R_п$ — 47,1 *кгм/кг град* — газовая постоянная пара, рассматриваемого как идеальный газ;

$R_в = 29{,}27$ *кгм/кг* — газовая постоянная воздуха.

Деля почленно эти уравнения состояния одно на другое, найдем:

$$\frac{p_в}{p_п} = 0{,}622 \frac{G_в}{G_п}. \qquad (7\text{-}3)$$

Обозначая $\frac{G_в}{G_п} = x$, из совместного решения уравнений (7-2) и (7-3) находим:

$$p_п = \frac{p_x}{1 + 0{,}622x}; \quad p_в = \frac{0{,}622 x p_к}{1 + 0{,}622x}. \qquad (7\text{-}4)$$

Из этих формул следует, что с уменьшением x, т. е. отношения веса воздуха к весу пара, $p_п$ увеличивается, а $p_в$ уменьшается.

По мере конденсации пара относительное количество воздуха в паровоздушной смеси (т. е. величина x) возрастает, парциальное давление падает, а с ним падает и температура смеси, определяемая по таблицам для данного парциального давления.

Подсчеты показывают, что заметное снижение температуры смеси наблюдается лишь при конденсации, по крайней мере, 99% пара, заключавшегося в смеси.

При входе в конденсатор с параллельным током количество воздуха, содержащееся в паре, пренебрежимо мало, и парциальное давление воздуха в связи с вышесказанным почти равно нулю.

По мере конденсации пара процентное содержание воздуха в паровоздушной смеси возрастает и парциальное давление растет, что сопровождается также понижением температуры пара. Последнее заметно, однако, лишь в конце процесса конденсации, т. е. в нижней части конденсатора, где температура пара практически равна температуре воды при выходе.

В нижней части противоточного конденсатора парциальное давление воздуха почти равно нулю, а температура выходящей воды приблизительно равна температуре вступающего в конденсатор пара. При движении паровоздушной смеси вверх (к месту отсоса воздуха) температура и давление пара падают, а давление воздуха возрастает. Температура воздуха при выходе из конденсатора здесь близка к начальной температуре охлаждающей воды.

Отсос воздуха следует производить в том месте конденсатора, где парциальное давление воздуха достигает максимума, так как при этом уменьшается количество отсасываемого вместе с воздухом пара и снижается мощность, потребляемая воздушным насосом.

Поэтому, на фиг. 7-2,*б* отсос производится в верхней части конденсатора, а на фиг. 7-2,*а* — вблизи входа воды из специально устроенного кармана, в который пар попадает лишь в небольшом количестве.

Количество воздуха, подлежащего отсосу из смешивающего конденсатора, может быть определено по эмпирической формуле

$$G_в = 0{,}001\,(0{,}02W + \mu G) \text{ кг/сек}, \qquad (7\text{-}5)$$

где W — расход охлаждающей воды, *кг/сек*;

G — расход пара, *кг/сек*;

μ — коэффициент, зависящий от длины l (в метрах) паропровода, соединяющего машину с конденсатором:

$$\mu = 1{,}8 + (0{,}006 \div 0{,}01)\, l.$$

Так как в противоточном конденсаторе температура воды при выходе доводится почти до температуры отработавшего в машине пара t_2, в то время как в конденсаторе с параллельным током она значительно ниже t_2, то кратность охлаждения m в противоточном конденсаторе меньше и достигает величины 15—25 против 20—35 в конденсаторе с параллельным током.

Уменьшение количества охлаждающей воды означает также уменьшение количества воздуха, которое надо отсосать из конденсатора. Поэтому противоточные конденсаторы являются более совершенными, хотя по конструкции они сложнее, чем конденсаторы с параллельным током, в особенности чем конденсатор, показанный на фиг. 7-1.

7-3. ПОВЕРХНОСТНЫЕ КОНДЕНСАТОРЫ

Схема поверхностного конденсатора представлена на фиг. 7-3.

Пар из машины входит через патрубок *8* и конденсируется на трубках *3*, по которым проходит охлаждающая вода. Последняя поступает по трубе *6* в левую водяную камеру *4*, разделенную перегородкой на две части. По трубкам нижней половины конденсатора вода проходит в правую водяную камеру *5*, а оттуда по трубкам верхней половины конденсатора в верхнюю часть камеры *4*. Из нее вода выходит по трубе *7*. По числу ходов воды такой конденсатор называется двухходовым (в некоторых конструкциях число ходов доходит до пяти).

Трубки *3* укреплены в трубных досках *2*, отделяющих корпус конденсатора от водяных камер.

Образующийся конденсат сливается в патрубок *9* и откачивается конденсатным насосом. Воздух (с примесью пара, конечно) отсасывается через патрубок *10*, пройдя предварительно воздухоохладитель — группу трубок, отделенных перегородкой в правой части конденсатора.

Задача воздухоохладителя — сконденсировать возможно большее количество пара в паровоздушной смеси, отсасываемой через патрубок *10*, и повысить парциальное давление воздуха.

В некоторых конструкциях воздух откачивается вместе с конденсатом мокровоздушным насосом. Хотя бо́льшая часть пара конденсируется собственно в конденсаторе, однако в соответствии с формулами (7-4) понижением температуры пара в этой части конденсатора, зависящим от уменьшения парциального давления пара, можно пренебречь.

Зато необходимо учесть падение температуры, обусловливаемое паровым сопротивлением конденсатора, т. е. гидравлическими потерями при движении пара между трубок. Эта потеря $\Delta p_к$ составляет от 0,003 до 0,01 *ата*.

Если, например, при входе в конденсатор $p_2 = 0{,}1$ *ата*, а соответствующая температура пара $t_2 = 45{,}5°$ С, то при $\Delta p_к = 0{,}01$ *ата*

$$p_к = p_2 - \Delta p_к = 0{,}09 \text{ ата}$$

и соответствующая температура при входе в воздухоохладитель $t'_к = 43{,}4°$ С.

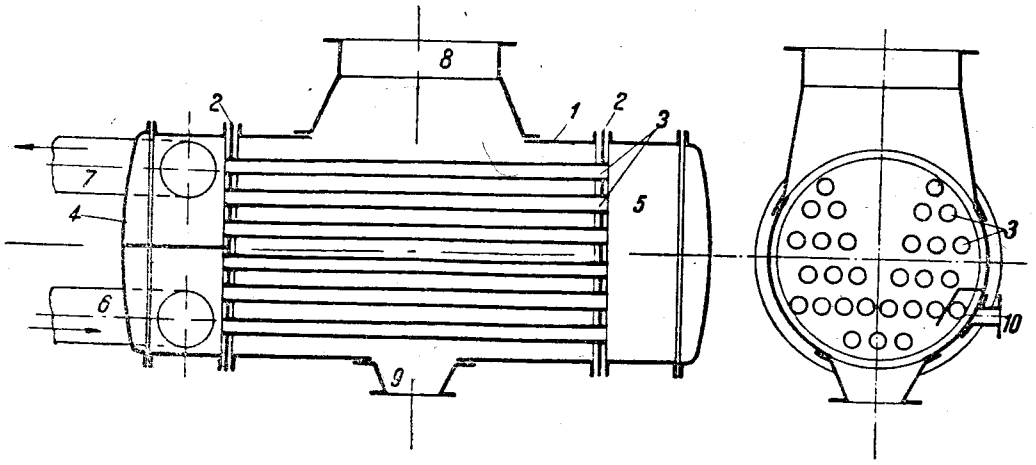
В воздухоохладителе температура паровоздушной смеси понижается обычно на 3—6° С. Найдем, чему равно отношение x веса воздуха к весу пара в паровоздушной смеси при снижении температуры на 5° С.

Температура смеси в месте отсоса ее из конденсатора (патрубок *10*) составит 43,4—5 = = 38,4° С. Этой температуре соответствует парциальное давление пара $p_п = 0{,}069$ *ата*, следовательно, парциальное давление воздуха $p_в = p_к - p_п = 0{,}021$ *ата*.

В таком случае по формуле (7-4)

$$x = \frac{G_в}{G_п} = 0{,}49.$$

Количество воздуха, попадающего вместе с паром в поверхностный конденсатор, состав-



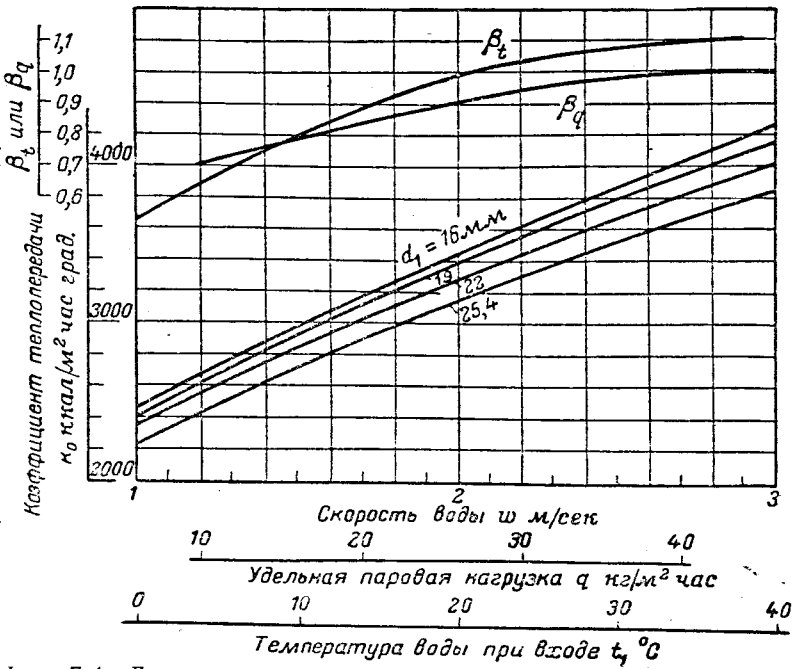
Фиг. 7-3. Схема поверхностного конденсатора.

1 — корпус; *2*—трубная доска; *3* — трубка; *4* и *5* — водяные камеры; *6*—вход охлаждающей воды; *7* — выход охлаждающей воды; *8* — вход пара; *9*—выход конденсата; *10* — патрубок для отсоса паровоздушной смеси.

ляет обычно лишь небольшую часть расхода пара машиной.

По формуле (7-5), например, $G_в \approx 0{,}002\ G$ [в современных паротурбинных установках с деаэрацией конденсата $G_в = (0{,}0005—0{,}0008)\ G$]. Поэтому, а также благодаря воздухоохладителю, воздушным насосом отсасывается из конденсатора лишь ничтожное количество пара, составляющее в данном примере лишь 0,1% расхода пара машиной (если $G_в = 0{,}002\ G$).

Конденсат, образующийся на верхних рядах трубок, имеет температуру отработавшего в машине пара, т. е. t_2. По мере стекания конденсата вниз температура его немного падает, отчасти вследствие вышеуказанного снижения температуры пара, главным же образом от соприкосновения с наиболее холодными трубками внизу конденсатора. Откачиваемый насосом конденсат имеет температуру $t_к$, причем разность $t_2—t_к$ называется переохлаждением конденсата.



Фиг. 7-4. Диаграмма для определения коэффициента теплопередачи поверхностных конденсаторов.

Температура воды при выходе из конденсатора в большинстве случаев на 6—12° С меньше температуры пара.

В связи с этим кратность охлаждения в поверхностных конденсаторах больше, чем в смешивающих, и составляет обычно $m = 35 \div 45$, достигая при глубоких вакуумах 60 и даже выше.

При проектировании конденсатора необходимо определить его поверхность охлаждения $F_к$, после чего находят число и длину трубок, если выбран диаметр последних.

При средней разности температур $\Delta t_{ср}$ пара и охлаждающей воды и коэффициенте теплопередачи k *ккал/м² час град* поверхности охлаждения через $F_к$ *м²* этой поверхности может быть передано $F_к \Delta t_{ср} k$ *ккал/час*.

Очевидно,

$$D\,(i_2 - i'_к) = F_к \Delta t_{ср} k, \qquad (7\text{-}6)$$

где $i'_к$ — теплосодержание конденсата, по абсолютной величине практически равное его температуре $t_к$;

D — часовой расход пара машиной.

Из формулы (7-6) может быть найдена $F_к$, если известны $\Delta t_{ср}$ и k.

Средняя разность температур пара и воды определяется известной из теории теплопередачи формулой

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \dfrac{t_к - t_{в1}}{t_к - t_{в2}}}. \qquad (7\text{-}7)$$

Коэффициент теплопередачи k зависит от типа конденсации (капельной или пленочной), от скорости воды в трубках, их размеров, физических констант пара и воды, наконец, от материала трубок и величины отложений на их внешней и внутренней поверхностях.

Несмотря на наличие большого числа экспериментальных данных по коэффициентам теплоотдачи от пара к стенкам трубок и от стенок к воде, расчетное определение величины k не надежно, так как неопределенной остается степень загрязнения трубок маслом с паровой стороны, различными отложениями («накипью») с водяной стороны.

Проф. А. А. Радциг [Л. 24] рекомендует выбирать коэффициент теплопередачи по диаграмме, приведенной на фиг. 7-4, на которой основные кривые построены в зависимости от скорости воды w в трубках различных диаметров при так называемой удельной паровой нагрузке конденсатора $q = \frac{D}{F_к} = 40$ *кг/м² час* и при температуре воды при входе $t_{в1} = 21°$ С.

По верхним кривым на диаграмме находят поправочные коэффициенты: β_t на температуру входящей воды и β_q — на удельную нагрузку. На эти коэффициенты надо умножить величину коэффициента теплопередачи k_0, найденную по одной из основных кривых.

Так, например, при скорости воды $w = 1{,}4$ *м/сек* и трубках диаметром 19 *мм* коэффициент теплопередачи $k_0 = 2\,800$ *ккал/м² час град*. Если температура $t_{в1}$ составляет 10° С, а удельная паровая нагрузка (ею надо задаться, а по определении поверхности охлаждения повторить расчет во втором приближении) — 30 *кг/м²час*, то коэффициент $\beta_t = 0{,}8$, а $\beta_q = 0{,}95$. Поэтому

$$k = 2\,800 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}95 \approx 2\,100 \text{ ккал/м}^2\text{час град}.$$

Учитывая загрязнение поверхности охлаждения (коэффициент $\beta_r = 0{,}75$), найдем окончательно:

$$k = 2\,100 \cdot 0{,}75 = 1\,570 \text{ ккал/м}^2\text{час град}.$$

Удельная паровая нагрузка поверхностного конденсатора для паровых машин составляет обычно

$$q = 35 \div 50 \text{ кг/м}^3\text{час}.$$

В современных конденсаторах для паровых турбин она достигает 60 *кг/м²час*.

Основные правила конструирования конденсаторов сводятся к следующим:

1. Вся поверхность охлаждения должна принимать равномерное участие в теплопередаче. Для этого производят разбивку трубок так, чтобы не оставалось мертвых пространств, не омываемых паром, — ставят направляющие пар стальные листы.

2. Паровое сопротивление конденсатора должно быть минимальным. Снижение парового сопротивления также достигается надлежащей разбивкой трубок с широкими проходами для пара, постепенно суживающимися книзу.

3. Водяное сопротивление конденсатора, которое приходится преодолевать насосу, подающему охлаждающую воду, должно быть минимальным. Чрезмерное понижение скорости воды, которое уменьшает водяное сопротивление, конечно, нежелательно, так как при этом снижается коэффициент теплопередачи. Малое водяное сопротивление достигается главным образом за счет малого числа ходов.

4. Отсасываемый воздух должен иметь возможно низкую температуру. Поэтому патрубок для отсоса воздуха помещают в первом ходе воды и часто выделяют перед ним пучок трубок в виде воздухоохладителя, прикрытого стальным листом.

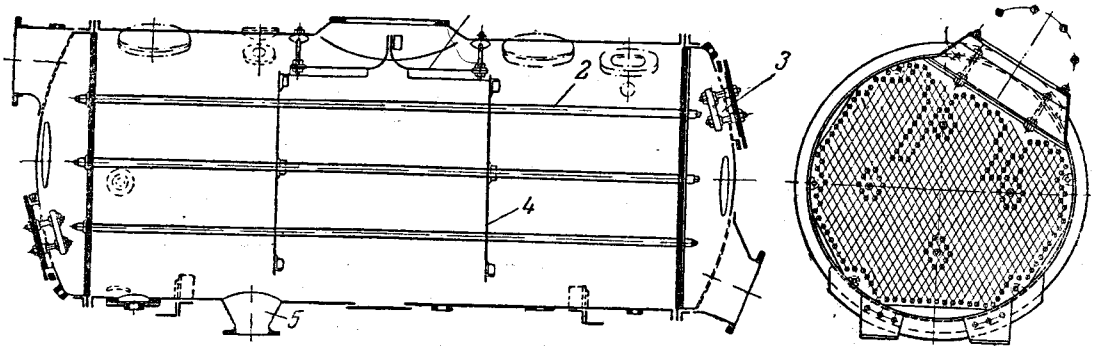
5. Наблюдающееся обычно переохлаждение конденсата должно быть минимальным, так как конденсат используется для питания котла, и, следовательно, потеря теплосодержания конденсата является потерей цикла паросиловой установки. Для уменьшения величины переохлаждения конденсата иногда устраивают непосредственный сток конденсата с верхних рядов трубок вниз так, чтобы он не охлаждался нижними трубками. Применяют также конструкции «регенеративных» конденсаторов, в которых конденсат в нижней части конденсатора подогревается паром, проходящим из верхней части конденсатора по широким проходам между трубками.

Конструкции поверхностных конденсаторов отличаются большим разнообразием.

Корпус конденсатора в большинстве случаев имеет цилиндрическую форму, хотя для судовых установок ему придают иногда и другую форму (овальную например), наилучшим образом использующую ограниченный объем машинного помещения.

Число ходов для воды в конденсаторах паровых машин составляет обычно один-два.

Трубки развальцовываются в одной из трубных досок, а в другой уплотняются при помощи сальника с хлопчатобумажной или резиновой набивкой. Иногда сальники ставят в обеих досках.



Фиг. 7-5. Поверхностный конденсатор судовой машины.

1 — отбойный лист; *2* — анкерные болты; *3* — цинковые пластины; *4* — перегородки; *5* — патрубок для отвода конденсата и воздуха.

На фиг. 7-5 изображен конденсатор судовой машины. Для распределения пара по всей длине конденсатора против впускного патрубка поставлен продырявленный отбойный лист *1*, направляющий пар к трубным доскам.

Доски во избежание прогиба под избыточным давлением воды связаны анкерными болтами *2*. Перегородки *4* служат дополнительными опорами для трубок, препятствуя чрезмерному их прогибу.

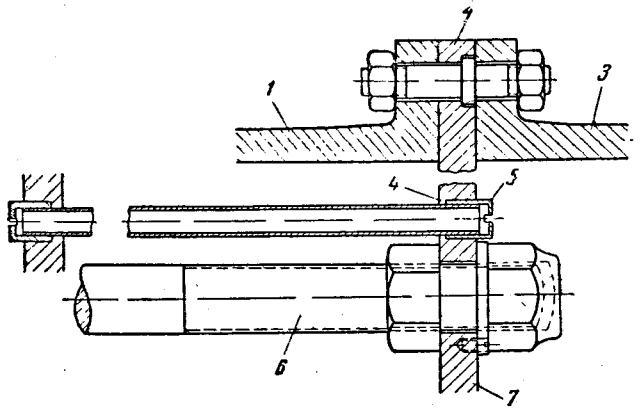
Разбивка трубок выполнена таким образом, что в верхней части конденсатора между трубками оставлено два широких прохода, по которым пар без потери давления может подойти к трубкам в центре конденсатора.

Конденсат и воздух отсасываются мокровоздушным насосом снизу через патрубок *5*.

Цинковые пластины *3* ставят в водяных камерах при охлаждении конденсатора морской водой. Образуя вместе с латунными трубками и водой гальванический элемент (пластины служат анодом), они с течением времени разрушаются, но ток этого элемента препятствует возникновению местных токов обратного направления, вызывающих коррозию трубок.

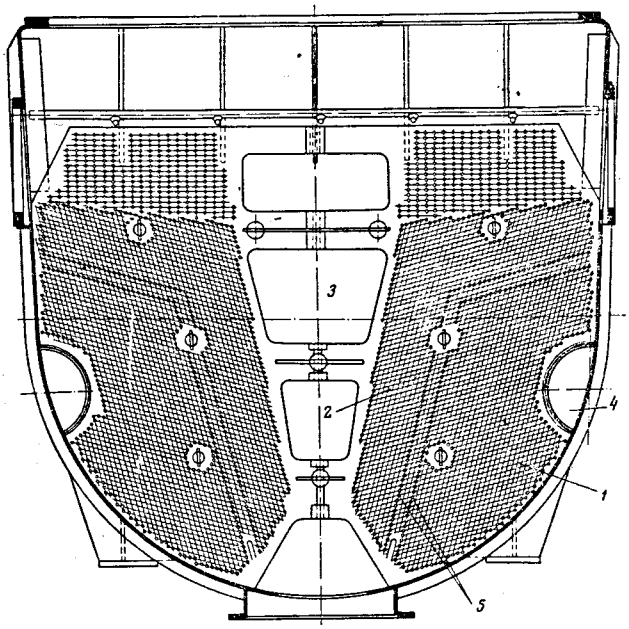
Детали крепления трубных досок, трубок и анкерных болтов показаны на фиг. 7-6. Болты, соединяющие конденсатор с водяными камерами, имеют заплечик, позволяющий снимать водяную камеру без нарушения плотности соединения трубной доски с конденсатором. Сальники трубок ввинчиваются в доски, сжимая хлопчатобумажный шнур.

Конденсаторы паровых машин не отличаются высокими качествами и вышеприведенные требования к конструкции в этих конденсаторах обычно не выполняются.



Фиг. 7-6. Детали крепления на конденсаторе трубных досок, трубок и анкерных болтов.

1 — корпус конденсатора; *2* — заплечик на болте; *3* — водяная камера; *4* — набивка сальника; *5* — резьбовая втулка; *6* — анкерный болт; *7* — трубная доска.



Фиг. 7-7. Конденсатор Ленинградского металлического завода им. Сталина (поперечный разрез).

1 — трубки первого хода; *2* — трубки второго хода; *3* — окна в промежуточных перегородках; *4* — камеры отсоса воздуха; *5* — крайние ряды трубок, между которыми в водяной камере расположена перегородка.

Как образец более совершенной конструкции на фиг. 7-7 показан разрез по турбинному двухходовому конденсатору Ленинградского металлического завода им. Сталина. В середине конденсатора имеется широкий проход для пара, свободный от труб, позволяющий иметь полное давление пара внизу у патрубка отвода конденсата. Верхние ряды трубок поставлены с увеличенным шагом. Так как отсос воздуха производится с обеих сторон конденсатора из камер *4*, то пар сверху и из центрального прохода направляется к этим камерам, равномерно омывая все трубки. Камеры *4* находятся в первом ходе конденсатора, т. е. в наиболее холодной области. Расположение перегородок в водяной камере с патрубками подвода и отвода воды показано двумя рядами трубок *5* на границе первого хода (с обеих сторон конденсатора) и второго хода (вверху и по середине конденсатора).

7-4. НАСОСЫ КОНДЕНСАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА

Смешивающие конденсаторы паровых машин обслуживаются в громадном большинстве случаев одним мокровоздушным насосом, откачивающим смесь охлаждающей воды и конденсата и воздух.

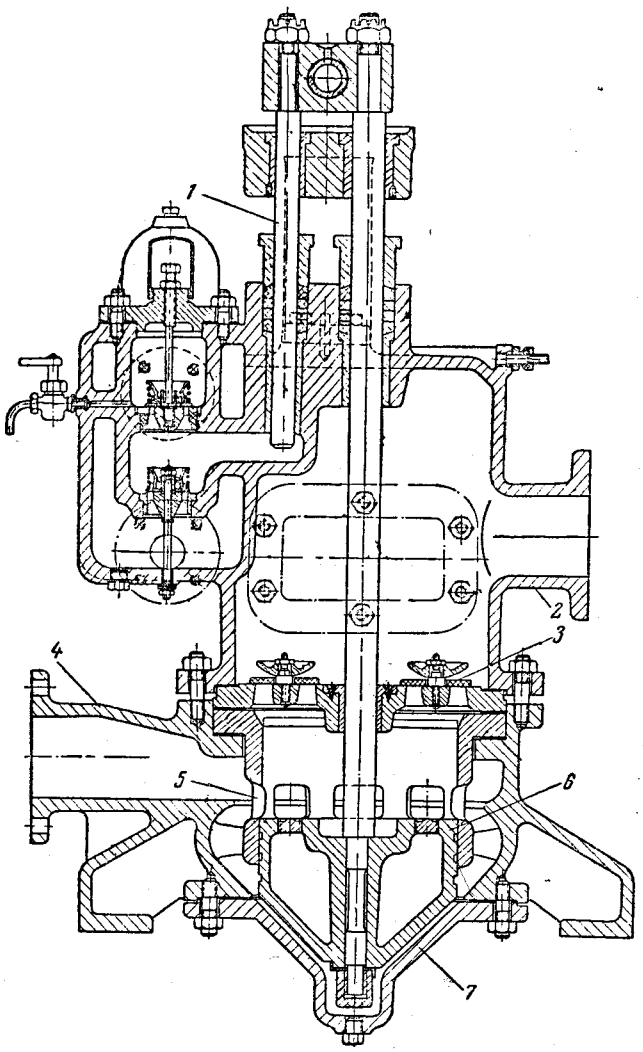
Из поверхностных конденсаторов часто таким же насосом откачивается конденсат и воздух.

Самостоятельный отсос воздуха в старых установках производился поршневыми насосами (так называемыми сухими воздушными), в настоящее время не применяемыми.

В современных установках для отсоса воздуха применяются паровые или водяные эжекторы, подробно рассматриваемые в курсах паровых турбин и конденсационных устройств [Л. 25]. Мы на них останавливаться не будем.

Подача охлаждающей воды к поверхностным конденсаторам и отвод из них конденсата производятся центробежными насосами, расчет и устройство которых излагаются в курсах насосов.

Мы остановимся поэтому только на мокровоздушных насосах.



Фиг. 7-8. Мокровоздушный насос локомобиля СК-125 Людиновского завода.

1 — плунжер питательного насоса; *2* — патрубок; *3* — клапаны; *4* — патрубок; *5* — окна; *6* — поршень; *7* — крышка цилиндра.

Конструкция такого насоса, предназначенного для локомобиля Людиновского завода, показана на фиг. 7-8.

При ходе поршня вниз из верхней мертвой точки в цилиндре под клапанами происходит расширение и, когда поршень открывает окна *5*, давление в цилиндре становится ниже давления в конденсаторе. Вода и паровоздушная смесь выходят из конденсатора через патрубок *4*, причем вода сливается в нижнюю крышку *7* цилиндра, но при движении поршня вниз вытесняется и через окна *5* также входит в рабочую часть цилиндра.

При движении поршня вверх паровоздушная смесь сжимается. Когда ее давление превышает атмосферное, открываются клапаны *3* и через патрубок *2* продукты конденсации удаляются из цилиндра.

В локомобильных машинах (как и на фиг. 7-8) в одном корпусе с мокровоздушным монтируется обычно и питательный насос.

В насосах других конструкций вместо всасывающих щелей ставят всасывающие клапаны [1]. Поршень насоса также снабжается клапаном, через который вода и паровоздушная смесь переходят из нижней полости цилиндра в верхнюю при ходе поршня вниз. Во время всасывающего хода поршня (вверх) клапан в поршне закрыт, а из верхней полости цилиндра продукты конденсации удаляются наружу.

Определение основных размеров мокровоздушного насоса простого действия, т. е. с одним рабочим ходом за один оборот приводного вала, производится по формуле (для смешивающего конденсатора):

$$\eta \frac{\pi D^2}{4} \cdot c_m = V_в + \frac{W}{1\,000} + \frac{G}{1\,000}, \qquad (7\text{-}8)$$

где η — объемный к. п. д. насоса;

D — диаметр цилиндра насоса, *м*;

c_m — средняя скорость поршня насоса, *м/сек* $\left(c_m = \frac{Sn}{30}\right)$;

S — ход поршня насоса, *м*;

n — число оборотов приводного вала насоса в минуту;

$V_в$ — объем подлежащего отсосу из конденсатора воздуха, $м^3/сек$;

W — расход охлаждающей воды, *кг/сек*;

G — расход пара машиной, *кг/сек*.

[1] Такой насос показан на фиг. 9-8.

Объемный к. п. д. насоса составляет обычно

$$\eta = 0{,}7 \div 0{,}9,$$

средняя скорость поршня

$$c_m = 0{,}5 \div 1{,}5 \ м/сек$$

и может быть доведена до 2,5 *м/сек*.

Объем воздуха

$$V_в = \frac{G_в R T_в}{10\,000 p_в},$$

где $p_в$ — парциальное давление воздуха при выходе из конденсатора, *ата*;

$T_в$ — его абсолютная температура;

R — газовая постоянная.

Мощность, затрачиваемая на привод мокровоздушного насоса, определяется на основе следующих предпосылок:

а) парциальное давление $p_п$ пара, находящегося в паровоздушной смеси, при сжатии не меняется, так как сжатие происходит в присутствии большого количества воды, и температура паровоздушной смеси практически не меняется; б) процесс сжатия воздуха по той же причине является изотермическим.

Мощность, затрачиваемая на привод мокровоздушного насоса при конденсаторе смешения, определяется поэтому по формуле

$$N = \frac{1{,}4}{75\eta_м}\left[10\,000 V_в p_в \ln\frac{1-p_п}{p_в} + (W+G)H\right] л.с., \quad (7\text{-}9)$$

где $\eta_м$ — механический к. п. д. насоса;

$p_п$ — парциальное давление пара в конденсаторе, *ата*;

H — напор, *м* вод. ст., который должен развивать насос и который должен быть не менее $10(1-p_к)$.

Коэффициент 1,4 введен в формулу для учета сопротивлений в клапанах и трубах.

Механический к. п. д. насоса можно принять равным

$$\eta_м = 0{,}65 \div 0{,}80.$$

7-5. МАСЛООТДЕЛИТЕЛИ

Маслоотделители ставят или перед конденсатором для отделения масла от пара, или за конденсатором для отделения масла от конденсационной воды.

В машинах с противодавлением и с промежуточным отбором пара маслоотделитель ставят на трубе отработавшего пара, чтобы предотвратить загрязнение нагревательных приборов.

Необходимо иметь в виду, что установка маслоотделителя на паровыпускной трубе повышает сопротивление при проходе пара. Поэтому размеры маслоотделителя надо выбирать так, чтобы его свободное сечение было больше площади поперечного сечения паропровода.

Если маслоотделитель ставят за конденсатором, то обычно применяют фильтрующие ящики. Воду пропускают через ряд ящиков с древесными опилками, активированным углем или другими фильтрующими веществами, которые задерживают масло.

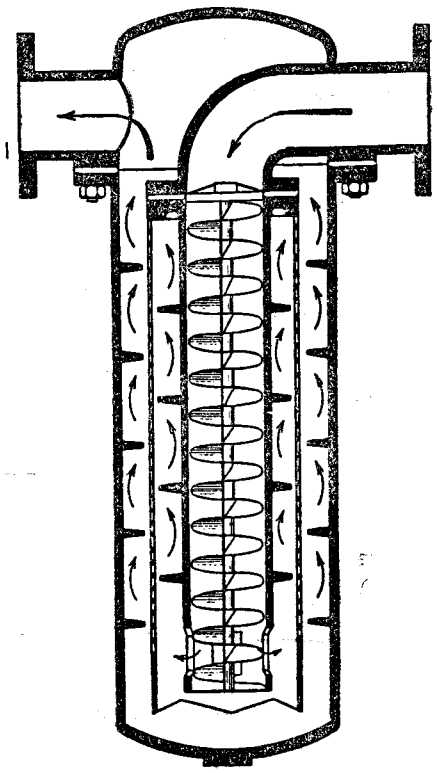
Для хорошей фильтрации необходимо, чтобы конденсат протекал с возможно меньшей скоростью (рекомендуемая скорость $v \leqslant 0{,}5$ *мм/сек*). Поэтому площадь фильтра должна быть достаточно большой.

Масло, осажденное в таком фильтре, не может быть использовано, что является недостатком подобного маслоотделителя.

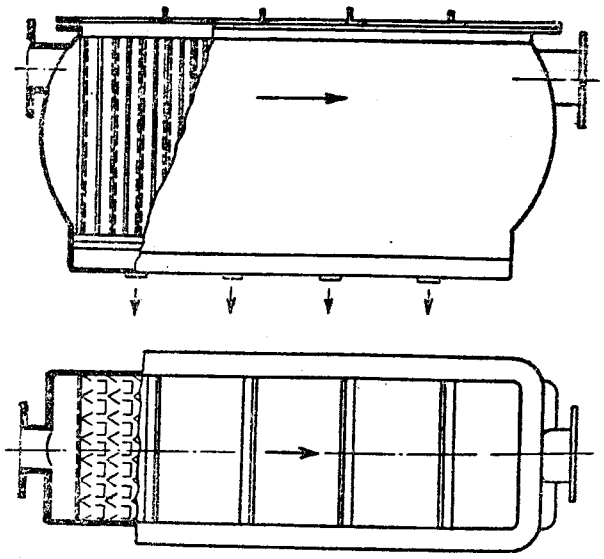
В маслоотделителях, устанавливаемых на паровых трубах, можно использовать осаждаемое масло для смазки машины.

Эти маслоотделители основаны главным образом на действии силы инерции движущихся частиц масла.

Конструкция такого маслоотделителя показана на фиг. 7-9.



Фиг. 7-9. Паровой маслоотделитель.



Фиг. 7-10. Паровой маслоотделитель.

Пар с заключающимся в нем маслом движется вниз, быстро вращаясь благодаря винтовой пластинке, вставленной в трубу. Масло при этом отбрасывается к стенкам и стекает вниз.

По выходе из центральной трубы пар, поднимаясь вверх, встречает на своем пути горизонтальные перегородки, которые заставляют его проходить через отверстия в стальной трубе.

Пар многократно меняет свое направление, а масло, задерживаясь на стенках трубы, стекает вниз, откуда может быть выпущено вместе с конденсационной водой.

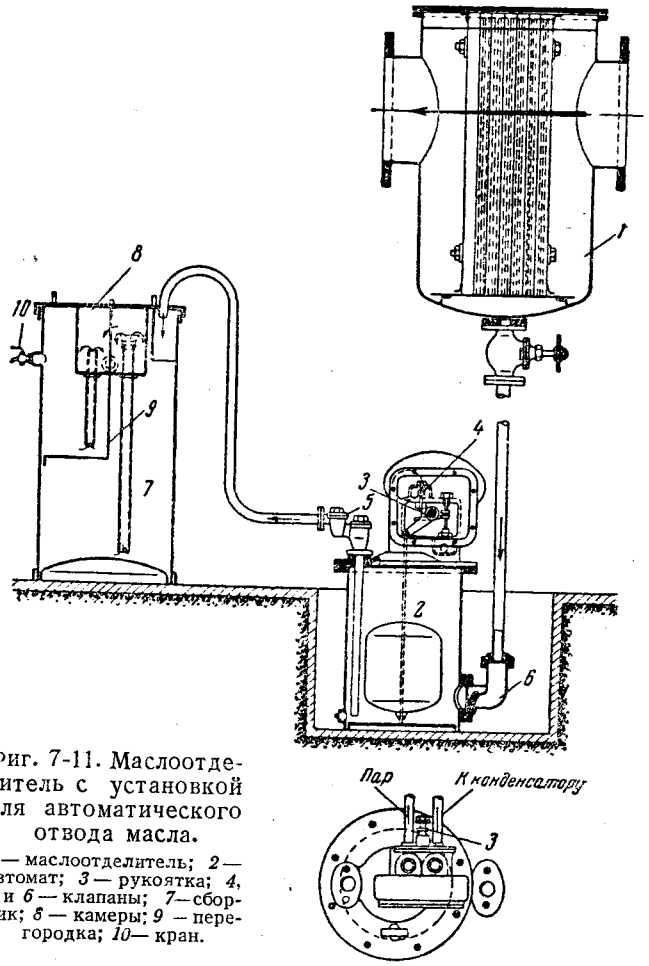
Совершенного маслоотделения в конструкции, показанной на фиг. 7-9, достичь нельзя.

В изображенном на фиг. 7-10 маслоотделителе пар разбивается полосами угловой стали на мелкие струи и ударяется о полосы корытного профиля, заставляющие его резко изменить свое направление. Инерция тяжелых частиц масла не позволяет им далее двигаться с паром: масло стекает вниз и удаляется через ряд отверстий в корпусе маслоотделителя.

Для сбора отделяемого масла применяются специальные автоматизированные установки.

Конструкция одной из таких установок показана на фиг. 7-11. Она состоит из маслоотделителя *1*, автомата *2* и сборника для масла *7*.

Автомат *2* нормально соединен с конденсатором и находится, таким образом, под вакуумом. Масляная вода из маслоотделителя, стекая в автомат через обратный клапан *6*, поднимает поплавок. В своем верхнем положении поплавок открывает клапан *4*, впускающий в автомат свежий пар. Последний выжимает масляную воду через двойной обратный клапан *5* в сборник *7*. Поплавок опускается, закрывает паровой клапан и вновь соединяет автомат с конденсатором.



Фиг. 7-11. Маслоотделитель с установкой для автоматического отвода масла.

1 — маслоотделитель; *2* — автомат; *3* — рукоятка; *4*, *5* и *6* — клапаны; *7* — сборник; *8* — камеры; *9* — перегородка; *10* — кран.

При помощи рукоятки *3* можно производить промывку автомата паром.

В сборнике *7* производится отделение масла от воды. Вода выходит по вертикальным трубкам в камеру *8* и оттуда удаляется. Масло стекает через перегородку *9* и собирается в камере, в верхней части которой находится кран *10* для спуска масла.

РАЗДЕЛ ВОСЬМОЙ

КОНСТРУКЦИИ ПАРОВЫХ МАШИН

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТИПИЧНЫЕ КОНСТРУКЦИИ МАШИН

8-1. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ МАШИНЫ ОДНОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

К этому типу машин мы относим как одноцилиндровые, так и двух-, трех-, четырехцилиндровые машины, в которых цилиндры имеют одинаковые размеры и каждый работает свежим паром.

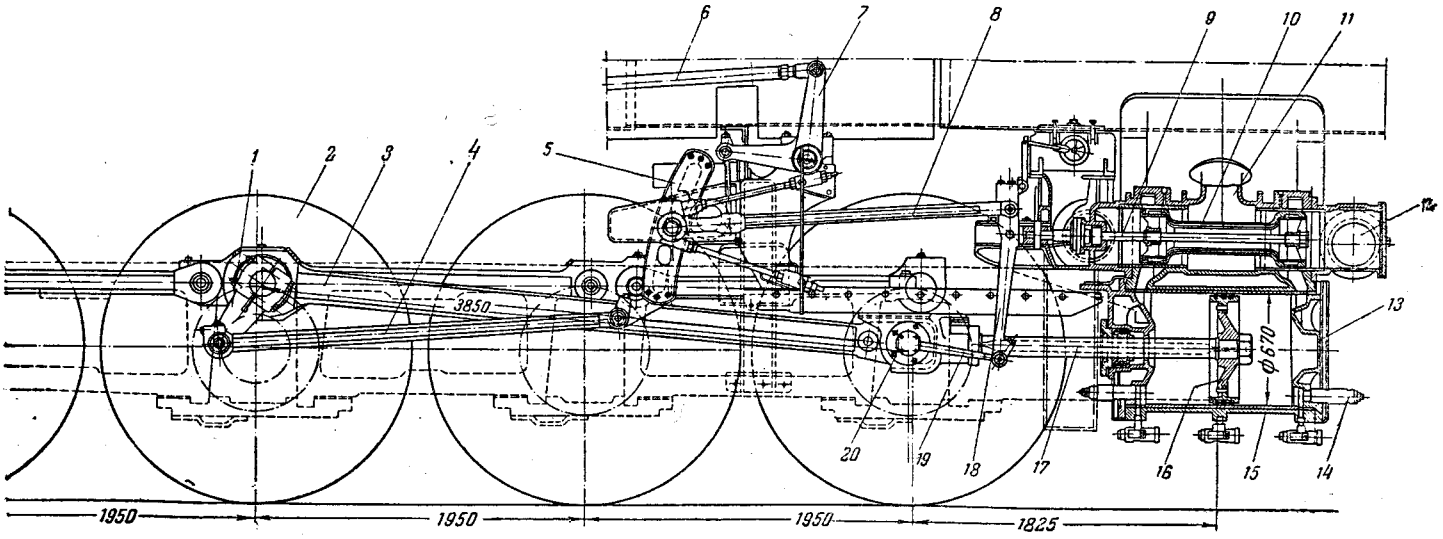
Сдвоенные машины однократного расширения, в частности, широко применяются на паровозах.

На фиг. 8-1 представлена паровая машина паровоза серии ИС — одного из мощных советских пассажирских паровозов.

Машина работает паром давлением 16 *ата*, температурой 350—400° С. Парораспределение осуществляется поршневым золотником с внутренним впуском. Золотник управляется кулисным механизмом, описанным в § 3-30. Цилиндр машины снабжен продувательными кранами и предохранительными клапанами, срабатывающими от гидравлического удара при попадании воды в цилиндр. Два цилиндра машины соединяются друг с другом и образуют так называемый цилиндровый блок, крепящийся к раме паровоза и служащий опорой для котла. Цилиндры отлиты из стали. Для уменьшения трения поршня в них запрессованы чугунные втулки.

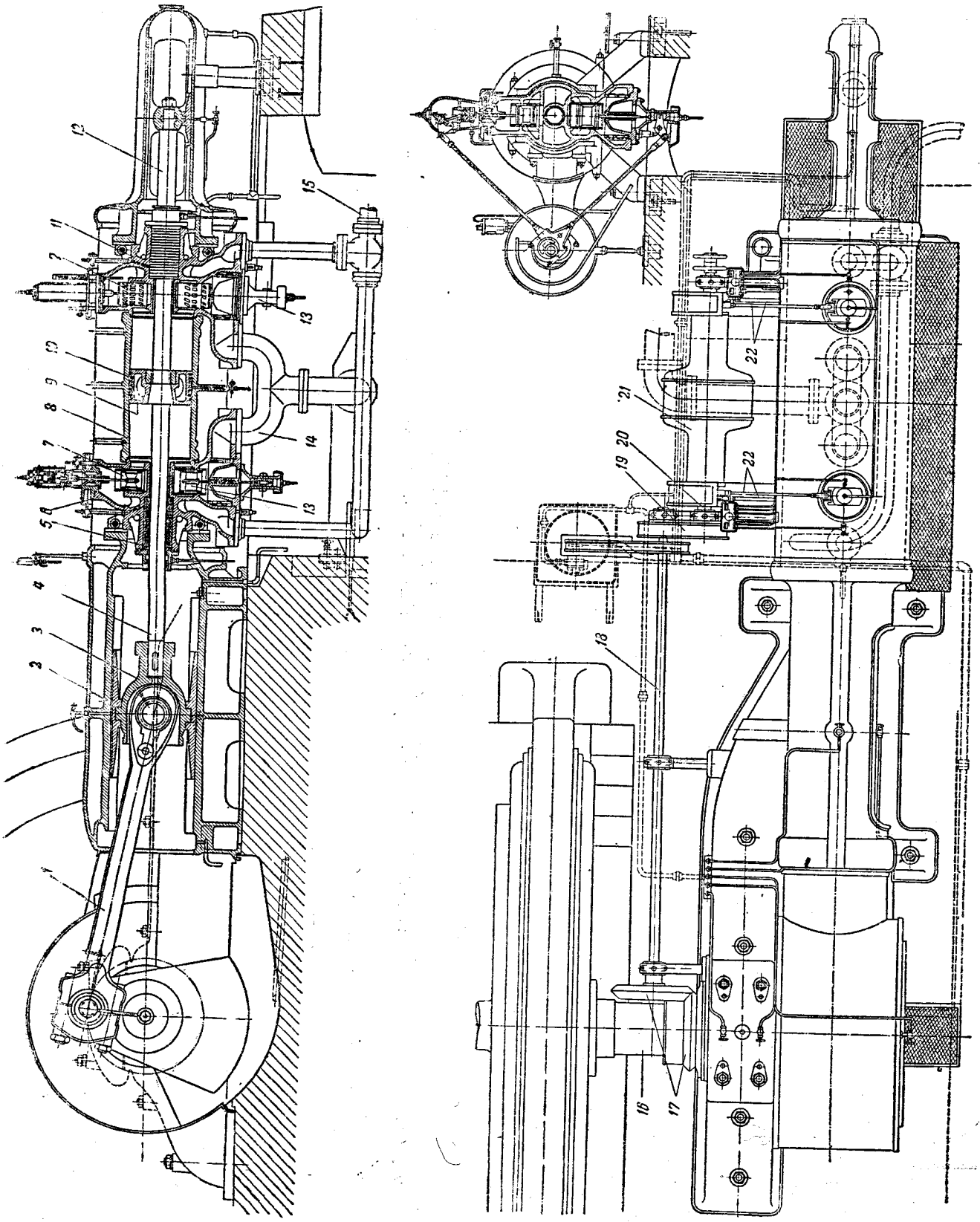
Машина отличается простотой и целесообразностью конструкции и надежностью эксплоатации.

На фиг. 8-2 показана стационарная машина большой мощности (800 ÷ 1 000 *л. с.*), сконструированная для работы паром высокого давления (50 ÷ 60 *ата*) с противодавлением 10 *ата*.



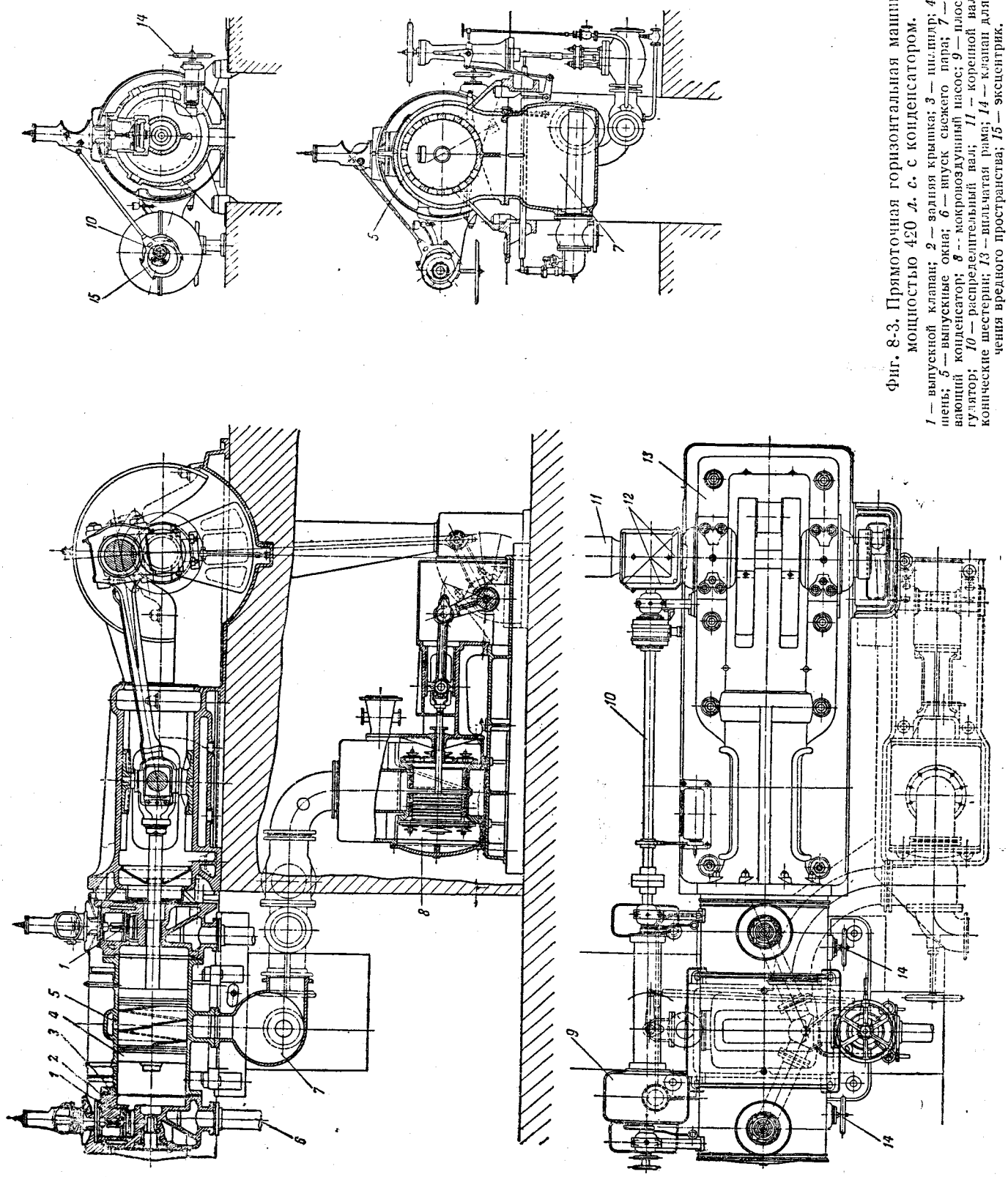
Фиг. 8-1. Машина паровоза ИС ($D = 670$ *мм*, $S = 770$ *мм*).

1 — контркривошип; *2* — ведущее колесо; *3* — шатун (поршневое дышло); *4* — эксцентриковая тяга; *5* — кулиса; *6* — тяга для перемены хода; *7* — угловой рычаг; *8* — тяга от кулисы; *9* — шток золотника; *10* — золотник; *11* — впуск свежего пара; *12* — выпуск отработавшего пара; *13* — крышка цилиндра; *14* — предохранительный клапан; *15* — паровой цилиндр; *16* — поршень; *17* — шток поршня; *18* — маятник; *19* — поводок; *20* — ползун (кулак).



Фиг. 8-2. Одноцилиндровая машина высокого давления с противодавлением мощностью 800 — 1 000 *л. с.*

1 — шатун; *2* — параллели; *3* — ползун; *4* — шток поршня; *5* — уплотнение штока; *6* — передняя крышка; *7* — впускные поршневые золотники; *8* — цилиндр; *9* — поршень; *10* — поршневые кольца; *11* — задняя крышка; *12* — контршток; *13* — выпускные поршневые золотники; *14* — выпуск отработавшего пара; *15* — впуск свежего пара; *16* — коренной вал; *17* — конические шестерни; *18* — вспомогательный вал; *19* — зубчатая передача; *20* — распределительный вал; *21* — плоский регулятор; *22* — эксцентриковые тяги.



Фиг. 8-3. Прямоточная горизонтальная машина мощностью 420 *л. с.* с конденсатором.

1 — выпускной клапан; *2* — задняя крышка; *3* — цилиндр; *4* — поршень; *5* — выпускные окна; *6* — впуск свежего пара; *7* — смешивающий конденсатор; *8* — мокроздушный насос; *9* — плоский регулятор; *10* — распределительный вал; *11* — коренной вал; *12* — конические шестерни; *13* — вильчатая рама; *14* — клапан для увеличения вредного пространства; *15* — эксцентрик.

Машина опирается на фундамент байонетной рамой и лапами, имеющимися на задней крыше цилиндра. При удлинении цилиндра от нагрева лапы имеют возможность скользить по опорным балкам.

Цилиндр машины сконструирован в виде простой стальной трубы с фланцами. Зато сложную стальную отливку представляют собой крышки. К ним по трубе подводится свежий пар, который через поршневые золотники входит в цилиндр. Выпуск пара производится золотниками *13* в тройник *14* и далее в трубопровод отработавшего пара. Золотники управляются клапанным принудительным механизмом с плоским регулятором *21*. Для уменьшения длины эксцентриковых тяг распределительный вал придвинут к цилиндру и приводится зубчатой передачей от вспомогательного вала.

Кривошип машины снабжен противовесом для уравновешивания сил инерции вращающихся масс.

Поршень снабжен контрштоком с ползуном, что предохраняет стенки цилиндра от одностороннего износа.

В связи с высоким давлением пара сальники машины с металлической набивкой имеют значительную длину. По той же причине поршень имеет *7* поршневых колец вместо обычных двух-трех.

Вследствие малого удельного объема свежего и отработавшего пара машина имеет относительно небольшие размеры.

На фиг. 8-3 изображена стационарная одноцилиндровая горизонтальная прямоточная машина мощностью 420 *л. с.* (D=600 *мм*, S=725 *мм*, n=150 об/мин). Смешивающий конденсатор помещен непосредственно под цилиндром. Продукты конденсации (вода, конденсат и воздух) откачиваются мокровоздушным насосом, который приводится от коренного вала машины при помощи вспомогательного кривошипа на конце вала и системы тяг и рычагов. Насос имеет две рабочих полости, т. е. является насосом двойного действия. Продукты конденсации входят в насос по середине цилиндра и удаляются через клапаны в крышках.

Цилиндр машины представляет собой простую чугунную отливку с кольцевой полостью для выпуска пара. Цилиндр снабжен по середине лапами, которыми он опирается на фундамент. Свежий пар поступает в крышки цилиндра, обогревает их и через клапаны входит в цилиндр. В крышках расположены полости для увеличения вредного пространства при работе на атмосферу. Клапаны *14* приключают эти полости к вредному пространству цилиндра.

Впускные клапаны управляются эксцентриковым принудительным механизмом, находящимся под воздействием плоского регулятора.

Вильчатая рама покоится на массивном фундаменте, в котором под цилиндром машины сделан проем для размещения конденсатора и трубопроводов.

Коленчатый вал снабжен противовесами.

Конструкция машины типична для стационарных прямоточных машин.

8-2. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ ОДНОЦИЛИНДРОВЫЕ И СДВОЕННЫЕ МАШИНЫ

Машины этого типа, которые обычно выполняются быстроходными, применяются главным образом в установках небольшой мощности.

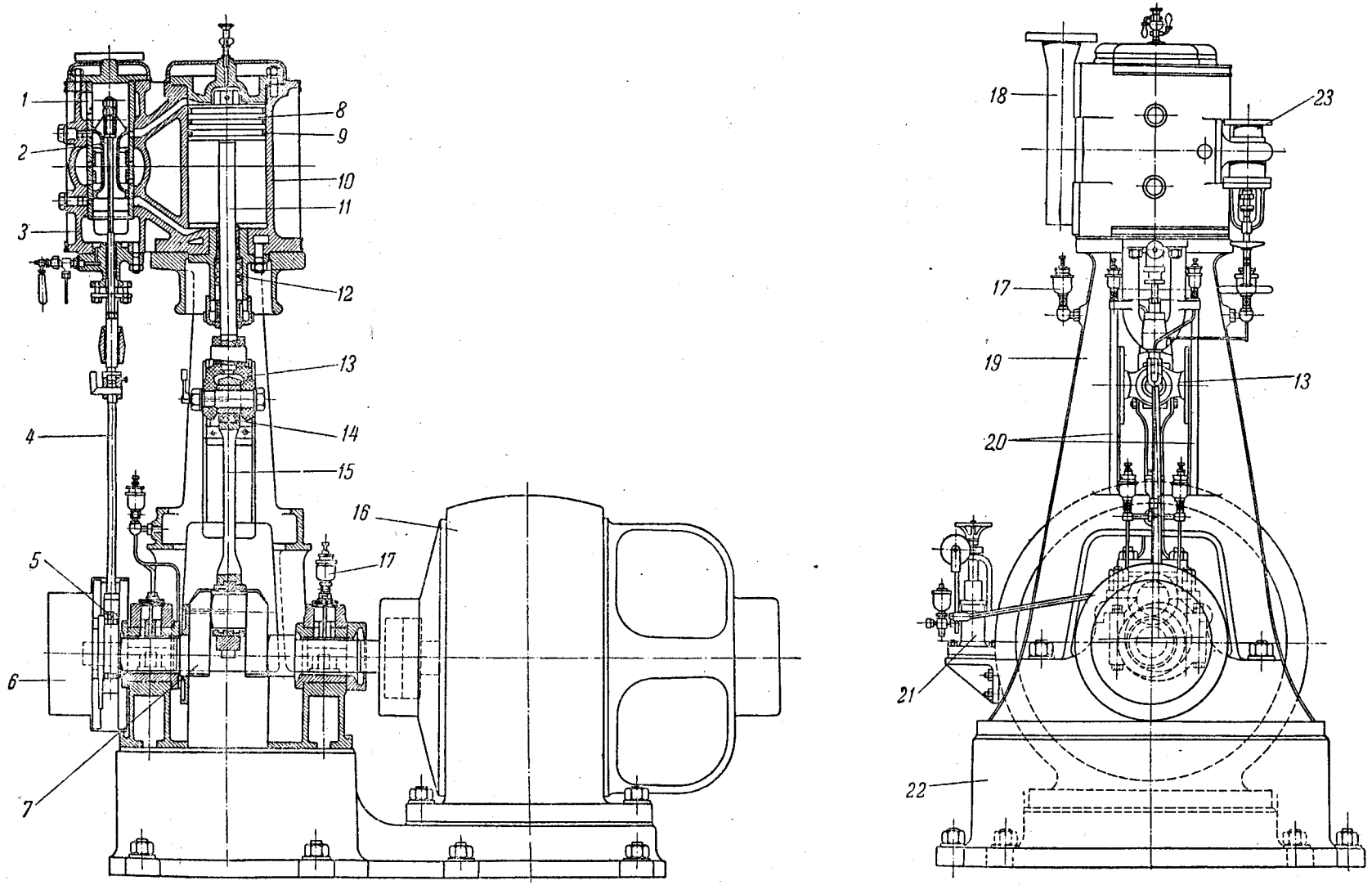
На фиг. 8-4 представлена вертикальная одноцилиндровая машина, работающая на атмосферу и соединенная непосредственно с динамомашиной. Машина имеет цилиндр диаметром 225 *мм*, ход поршня — 250 *мм*. При давлении свежего пара 10 *ата* и скорости вращения 275 об/мин она развивает мощность 28 *л. с.* Рама и колонны машины представляют собой цельную отливку. Параллели — с двойным направлением, благодаря чему ползун имеет такую же конструкцию как в горизонтальных машинах. Вал — коленчатый с минимальным расстоянием между подшипниками. Парораспределение осуществляется цилиндрическим золотником с двойным впуском, управляемым плоским регулятором. Впуск пара — внутренний через клапан *23*, расположенный с правой стороны.

Труба *18* служит для выпуска отработавшего пара. Роль маховика выполняет ротор динамомашины. Смазка цилиндра и золотника осуществляется смазочным прессом. Остальные движущиеся части смазываются из капельных масленок [1].

На фиг. 8-5 изображена сдвоенная машина закрытого типа, конструкция которой характерна для современных вертикальных машин.

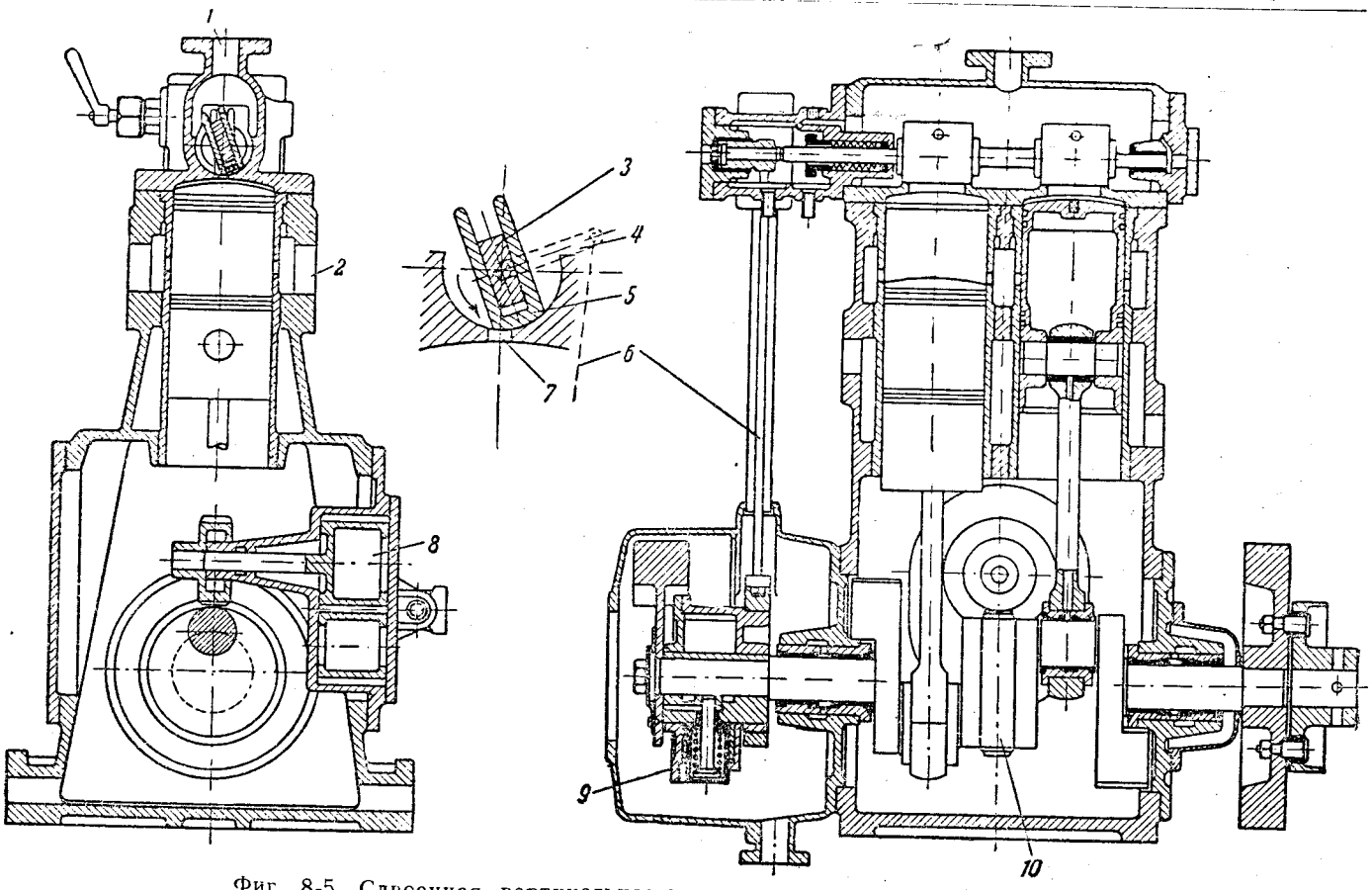
Такие машины строят для мощностей 20; 45 и 85 *л. с.* (с возможностью перегрузки на 25%) при 600 об/мин. Они работают паром 11 *ата*, 250° С на конденсацию, атмосферу или с противодавлением.

[1] Способы смазки машин подробно изложены в разделе 9 настоящей книги.



Фиг. 8-4. Вертикальная одноцилиндровая машина двойного действия мощностью 28 *л. с.* с золотниковым парораспределительным механизмом ($n = 275$ об/мин).

1 — втулка золотниковой коробки; *2* — золотник; *3* — золотниковая коробка; *4* — эксцентриковая тяга; *5* — эксцентрик; *6* — плоский регулятор; *7* — коренной вал; *8* — поршень; *9* — поршневое кольцо; *10* — цилиндр; *11* — шток поршня; *12* — сальниковое уплотнение; *13* — ползун; *14* — головка шатуна; *15* — шатун; *16* — динамомашина; *17* — капельная масленка; *18* — выпуск отработавшего пара; *19* — колонны рамы; *20* — параллели; *21* — смазочный пресс; *22* — фундаментная плита; *23* — впуск свежего пара.



Фиг. 8-5. Сдвоенная вертикальная машина закрытого типа ($n = 600$ об/мин).
1 — впуск пара; *2* — выпуск пара; *3* — стержень; *4* — кривошип; *5* — золотник (кран); *6* — эксцентриковая тяга; *7* — окно для впуска в цилиндр; *8* — масляный насос; *9* — плоский регулятор; *10* — червячная шестерня.

Ниже приводятся некоторые данные, характеризующие машины этого типа.

Нормальная мощность, *л. с.*	20	45	85
Расход пара при работе на атмосферу, *кг/л. с. ч*	16	15	14
Расход пара при работе на конденсацию, *кг/л. с. ч.*	10	9	8,5
Вес (оез фундаментной плиты и конденсационного устройства), *кг* . .	900	1 600	2 800
Габаритные размеры, *мм*			
полная высота	1 400	1 620	1 890
длина	1 600	1 870	2 140
ширина	800	950	1 100

Цилиндры машины—одностороннего давления, прямоточного типа.

Парораспределение осуществляется находящимися в общей крышке цилиндров поворотными золотниками *5*, управляемыми плоским регулятором *9*. Золотники этого типа называют кранами; они свободно сидят на прямоугольных стержнях *3*, прижимаются к зеркалу давлением пара и впускают пар в цилиндр через окна *7*. Кривошип *4* соединяется с эксцентриковой тягой *6*.

Длинные поршни являются одновременно и ползунами. Двухколенчатый вал с противовесами покоится на двух подшипниках. Между кривошипами насажено червячное колесо *10*, приводящее масляный зубчатый насос, который обеспечивает смазку подшипников и других частей движения. Смазка цилиндров производится специальным смазочным прессом.

Машина совершенно закрыта (даже эксцентриковая тяга находится в обшивке), компактна и может успешно конкурировать с паровыми турбинками соответствующей мощности.

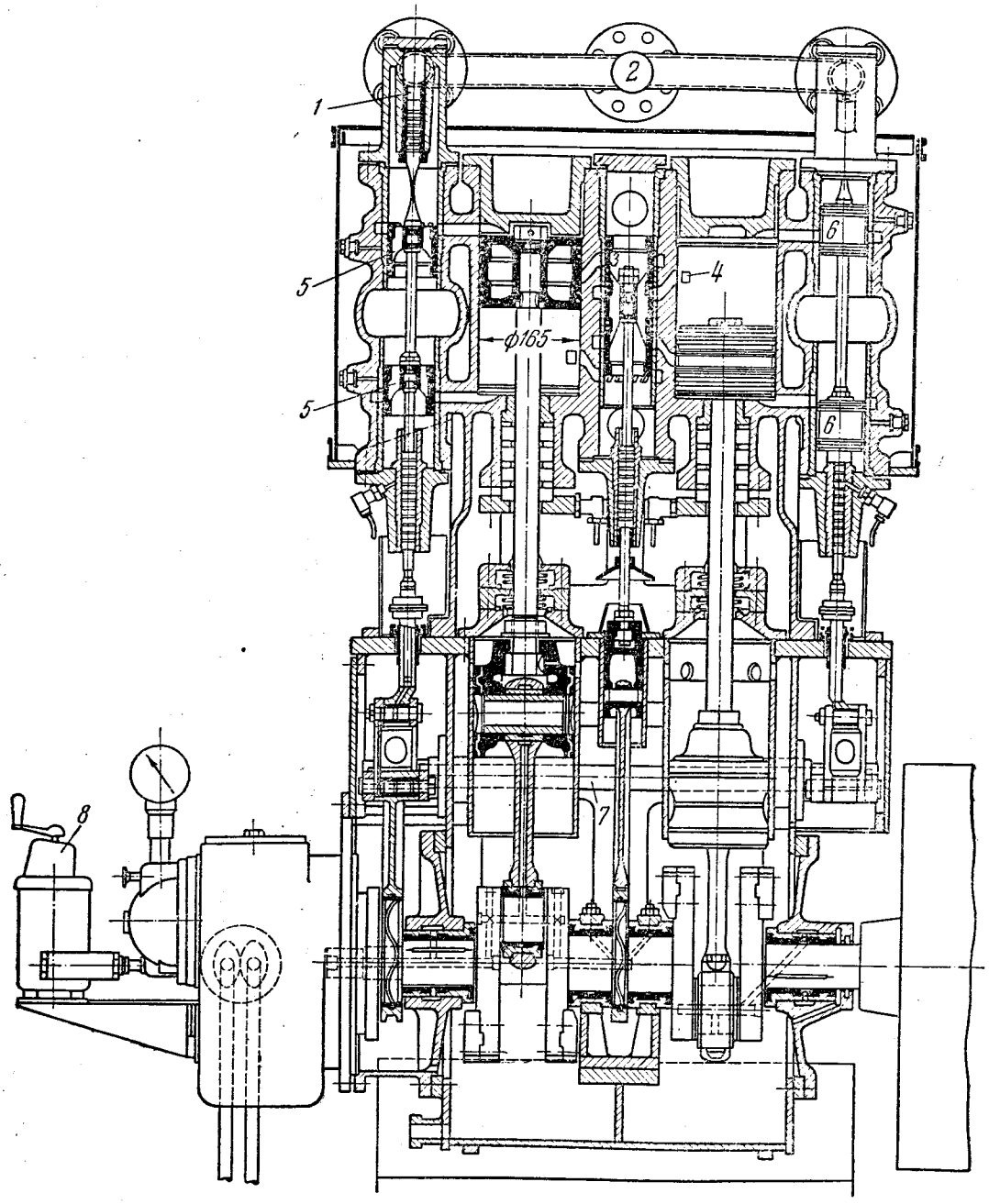
Более сложную конструкцию имеет сдвоенная машина, представленная на фиг. 8-6. Диаметр цилиндров этой машины равен 165 *мм*, ход поршня — 150 *мм*. Работая паром давлением 17 *ата*, и температурой 350° С с противодавлением 0,5 *ата*, машина развивает мощность 140 *л. с.* при 600 об/мин.

Свежий пар поступает по трубе *2* к обоим цилиндрам. Парораспределение впуска осуществляется поршневыми золотниками *5* и *6* с

внешним впуском. Золотники эти управляются плоским регулятором, причем золотник *5* перемещается непосредственно эксцентриком, а золотник *6* — при посредстве валика *7*. Выпуск производится через окна *4*, причем начало выпуска устанавливается золотником *3*, а начало сжатия — поршнем, перекрывающим окна *4*, как в прямоточных машинах. Принцип прямоточности осуществлен здесь лишь частично.

Машина имеет ползуны цилиндрической формы и сравнительно короткие шатуны, благодаря чему высота машины получается сравнительно небольшой.

Рама машины сварная. Центральная смазка масляным насосом осуществляется через сверления вала. Цилиндры смазываются при помощи масляного пресса *8*.



Фиг. 8-6. Сдвоенная вертикальная машина закрытого типа мощностью 140 *л. с.* ($n = 600$ об/мин).

1 — впуск пара в золотниковую коробку; *2* — впуск пара в машину; *3* — выпускной золотник; *4* — окно для выпуска пара; *5* и *6* — поршневые золотники для впуска пара; *7*—промежуточный валик; *8*—масляный пресс.

Недостаток описанной машины заключается в том, что ее тяжелые поступательно движущиеся массы развивают при указанной скорости вращения большие инерционные силы.

8-3. ГОРИЗОНТАЛЬНЫЕ МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

На фиг. 8-7 показана горизонтальная тандем-машина мощностью 900 *л. с.*

Цилиндр высокого давления этой машины имеет простую конструкцию. Впускные и выпускные клапаны расположены в крышках цилиндра. Цилиндр низкого давления выполнен прямоточным, причем впускные клапаны его расположены снизу и в отличие от обычной конструкции при открывании опускаются (а не поднимаются).

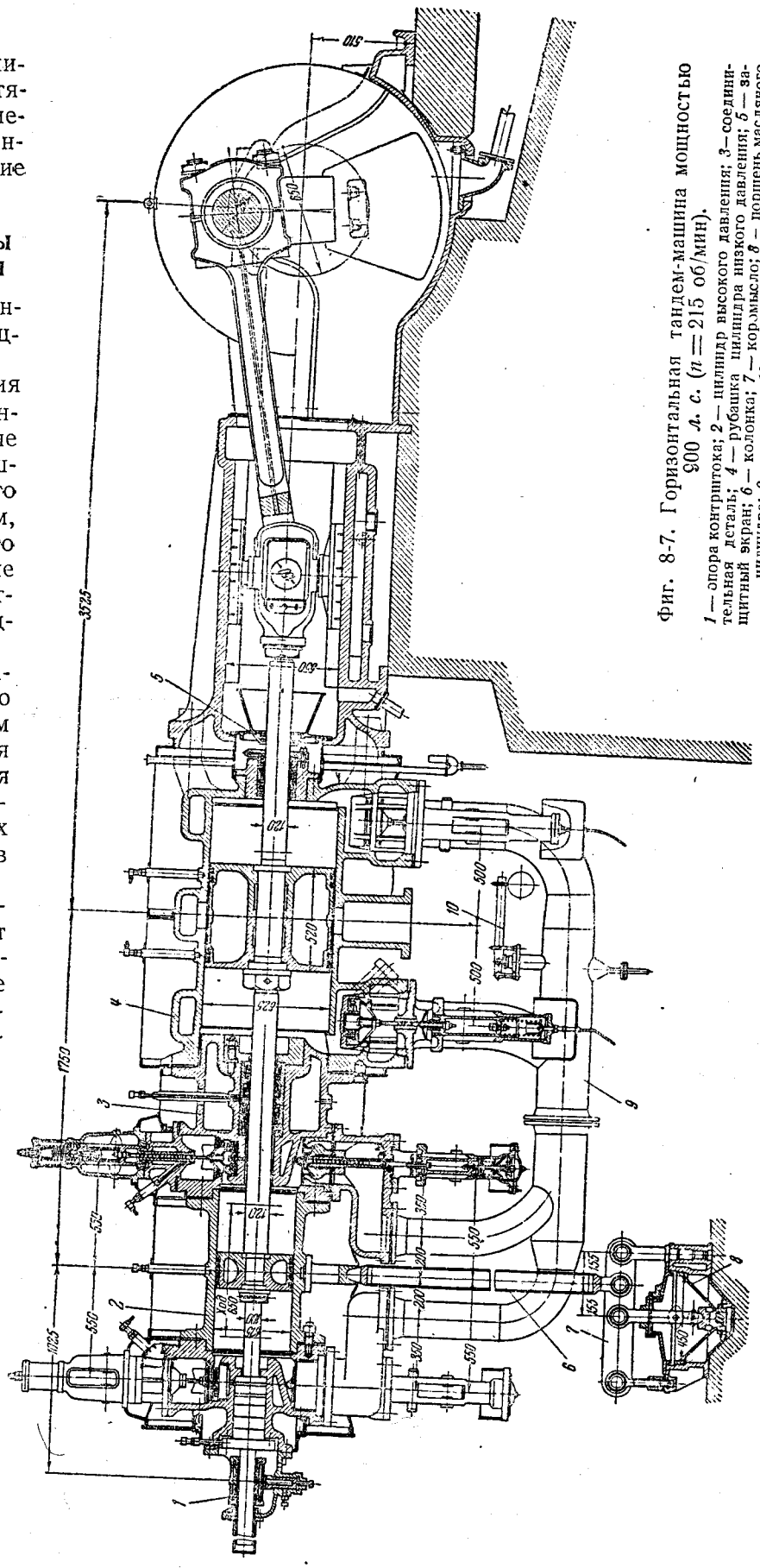
Каждый из впускных клапанов обоих цилиндров имеет одно подвижное гнездо на специальном поршеньке, который подпирается пружинами. Такая конструкция гарантирует плотность прилегания клапанов при различных удлинениях от нагрева клапанов и их гнезд.

Средние крышки обоих цилиндров отлиты заодно и служат одновременно деталью, соединяющей оба цилиндра. Здесь же устроен общий сальник обоих цилиндров (с металлической набивкой).

Передняя крышка ц. н. д. сведена по размерам к сальниковой коробке. Клапанные коробки этого цилиндра отлиты заодно с ним; по краям цилиндра отлиты кольцевые полости для добавочного вредного пространства.

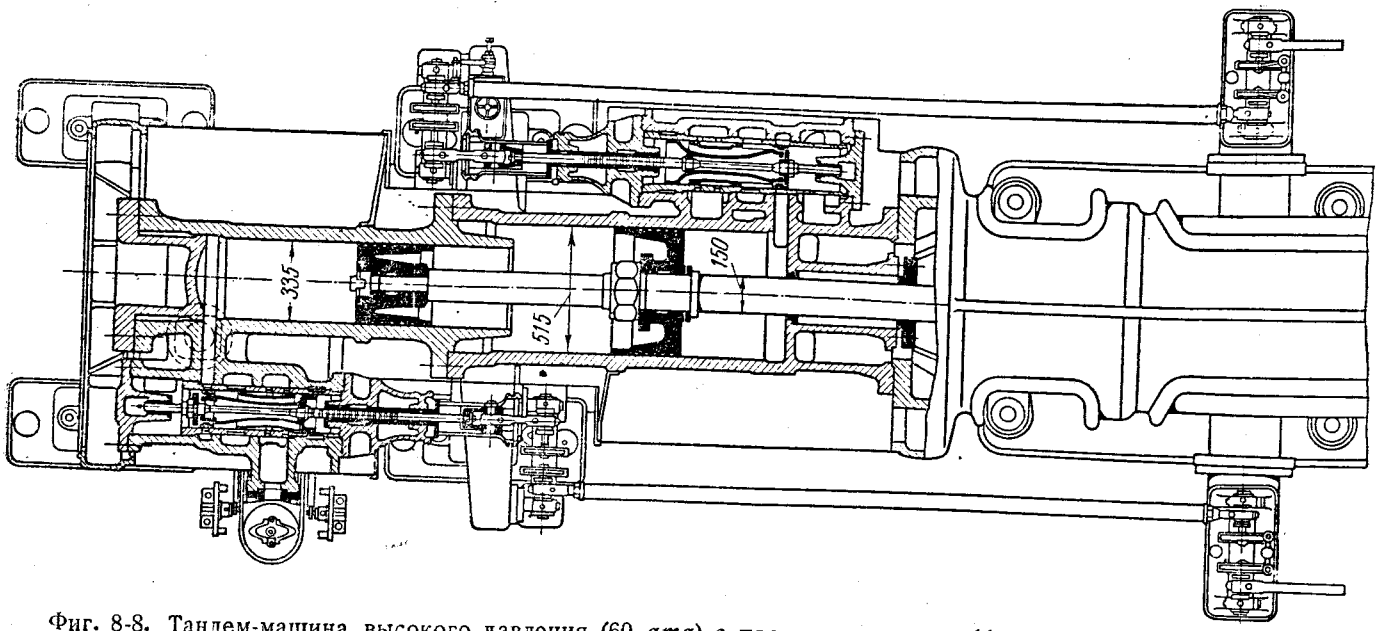
Параллели машины надежно предохранены от попадания на них пара из сальника. На цилиндрах, сальниках, клапанных колонках имеются штуцеры для подвода цилиндрового масла под давлением.

Опорой цилиндра высокого давления служит колонна, шарнирно соединенная с коро-

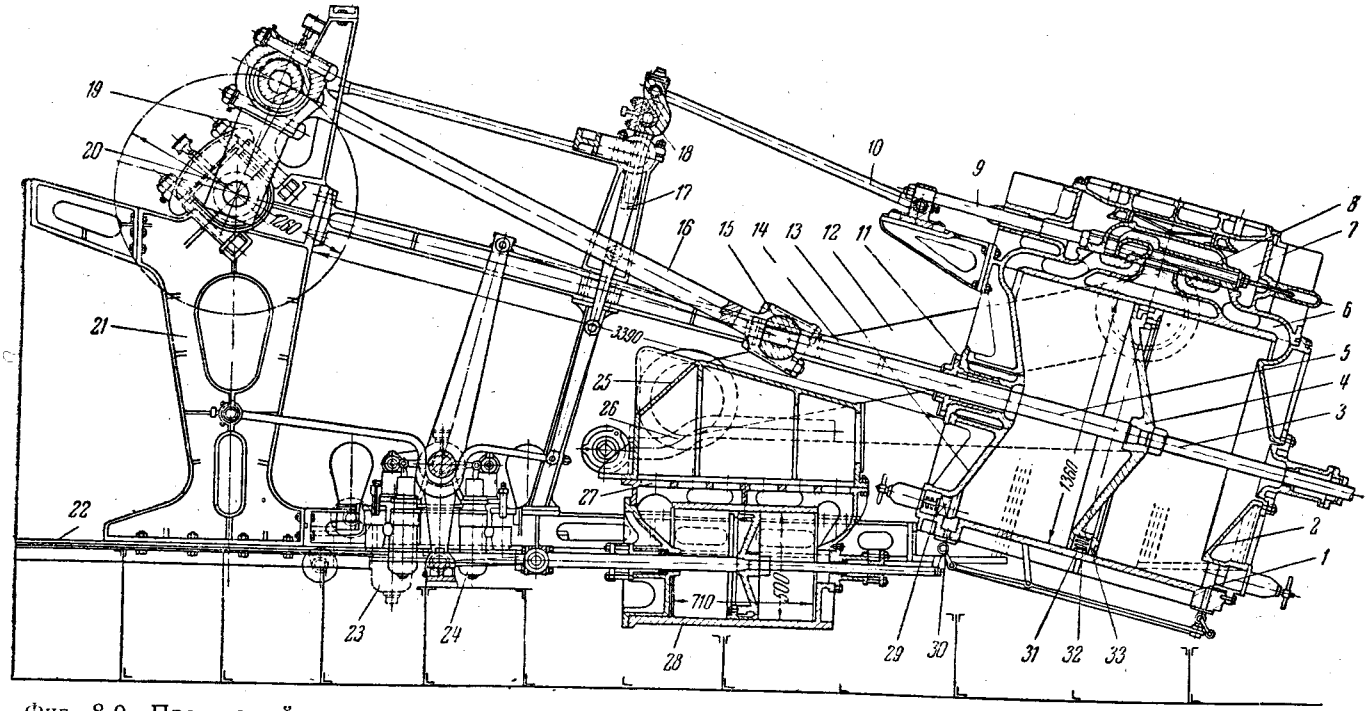


Фиг. 8-7. Горизонтальная тандем-машина мощностью 900 *л. с.* ($n = 215$ об/мин).

1 — опора контрштока; *2* — цилиндр высокого давления; *3* — соединительная деталь; *4* — рубашка цилиндра низкого давления; *5* — защитный экран; *6* — колонка; *7* — коромысло; *8* — поршень масляного цилиндра; *9* — ресивер; *10* — предохранительный клапан.



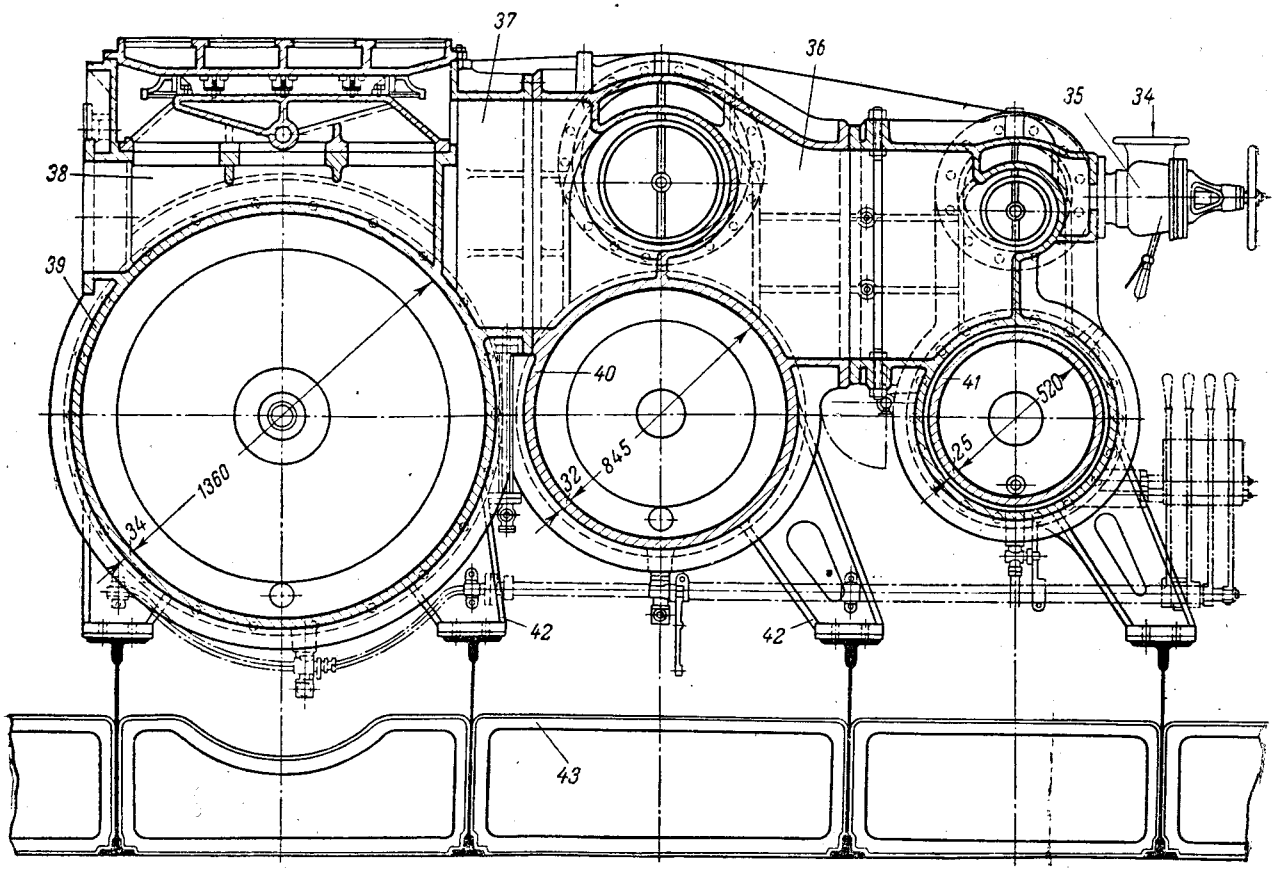
Фиг. 8-8. Тандем-машина высокого давления (60 *ата*) с противодавлением 11 *ата* мощностью 760 *л. с.*



Фиг. 8-9. Продольный разрез по цилиндру низкого давления пароходной машины тройного расширения Сормовского завода им. Жданова мощностью 900 *л. с.*

1 — цилиндр; *2* — крышка цилиндра; *3* — контршток; *4* — поршень; *5* — шток; *6* — паровой канал; *7* — золотниковая коробка; *8* — золотник; *9* — золотниковый шток; *10* — золотниковый шатунчик; *11* — сальник; *12* — пароотводящая труба; *13* — днище цилиндра; *14* — направляющие (параллели); *15*—поперечина (ползун); *16* — шатун; *17* — кулиса; *18* — кулисный камень; *19* — кривошип; *20* — главный вал; *21*—рама; *22* — фундамент; *23* — питательный насос; *24* —трюмный насос; *25* — смешивающий конденсатор; *26* — подвод охлаждающей воды; *27* — клапанная решетка; *28*—мокровоздушный насос; *29*—предохранительный клапан; *30* — продувательный кран; *31* — поршневое кольцо; *32* — спиральная пружина; *33* — поршневая крышка.

мыслом вертикального цилиндра, под поршень которого подается масло под давлением. Давление масла на поршень уравновешивает вес машины, передающийся в этом месте. Конструкция эта допускает свободное удлинение цилиндров при нагреве. Масляная подушка под поршнем смягчает, кроме того, вибрацию машины.



Фиг. 8-10. Поперечный разрез по пароходной машине Сормовского завода им. Жданова (см. фиг. 8-9).
34 — вход свежего пара; *35* — паровпускной клапан; *36* — ресивер между ц. в. д. и ц. ср. д.; *37* — ресивер между ц. ср. д. и ц. н. д.; *38* — паровыпускной канал; *39* — цилиндр низкого давления; *40* — ц. ср. д.; *41* — ц. в. д.; *42* — опорные лапы; *43* — фундаментная рама.

Конструкция тандем-машины высокого давления показана на фиг. 8-8.

Машина эта одностороннего давления с впуском пара в левую полость ц. в. д. и правую — ц. н. д., машина работает паром давлением 60 *ата*, температурой 400° С с противодавлением 11 *ата*. Машина развивает нормальную мощность 760 *л. с.* Число оборотов может меняться в пределах от 90 до 120 в минуту.

Парораспределение обоих цилиндров осуществляется поршневыми золотниками с двойным впуском и двойным выпуском.

Цилиндры машины представляют собой массивные стальные отливки. Поршень высокого давления уплотняется восемью поршневыми кольцами.

Машина отличается простотой и солидностью конструкции.

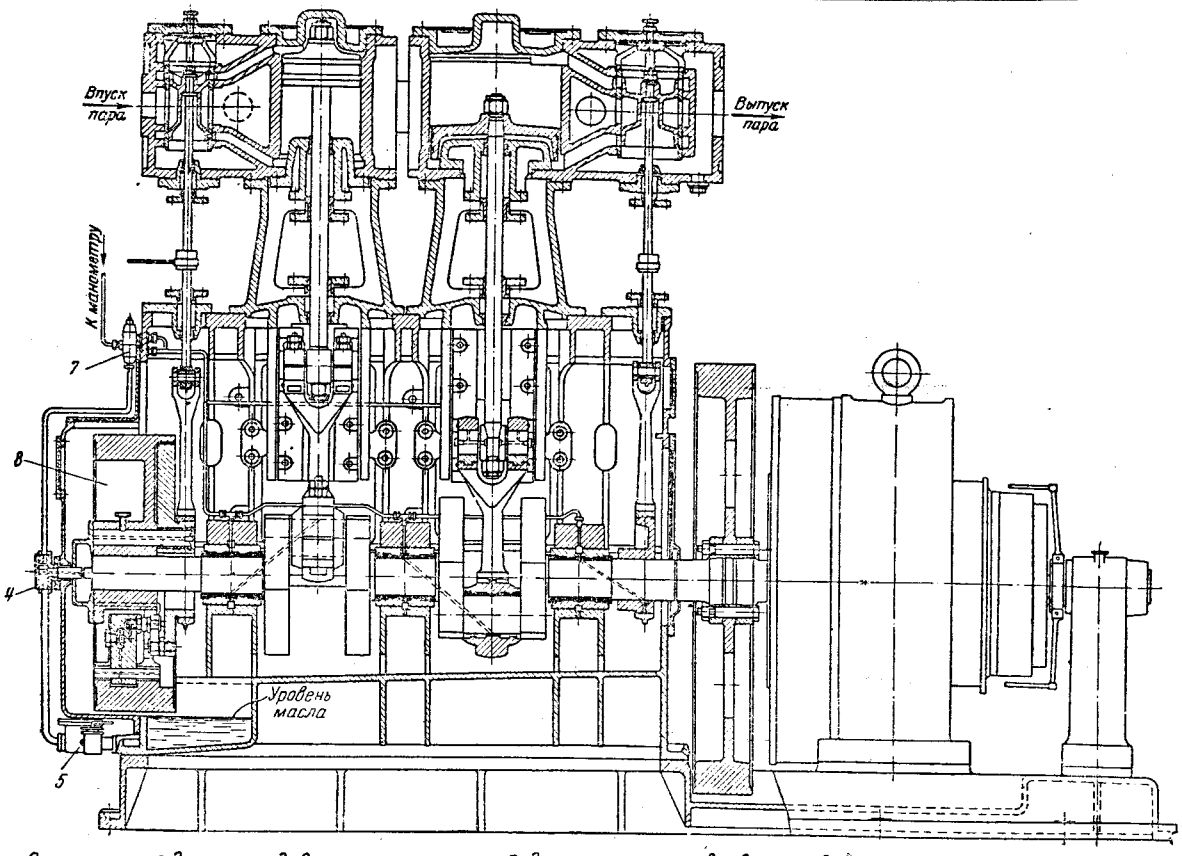
По принципу многократного расширения выполняются обычно судовые машины.

На фиг. 8-9 показан разрез по цилиндру низкого давления пароходной машины тройного расширения Сормовского завода мощностью 900 *л. с.*, работающей насыщенным паром давлением 15 *ата*. Диаметры цилиндров 520, 745 и 1 360 *мм*, ход поршня 1 260 *мм*. Машина делает 36—38 об/мин.

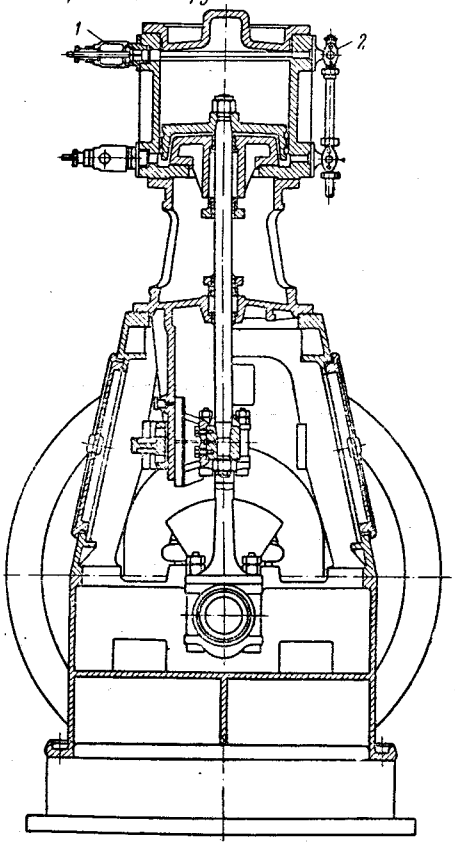
Поперечный разрез по цилиндрам этой машины представлен на фиг. 8-10.

Свежий пар входит в ц. в. д. через клапан *35*, по ресиверу *36* переходит в ц. ср. д. и по ресиверу 37— в ц. н. д. Из последнего пар удаляется в конденсатор. В двух первых цилиндрах парораспределение осуществляется поршневыми золотниками, в ц. н. д.—плоским, частично разгруженным золотником с двойным впуском и выпуском.

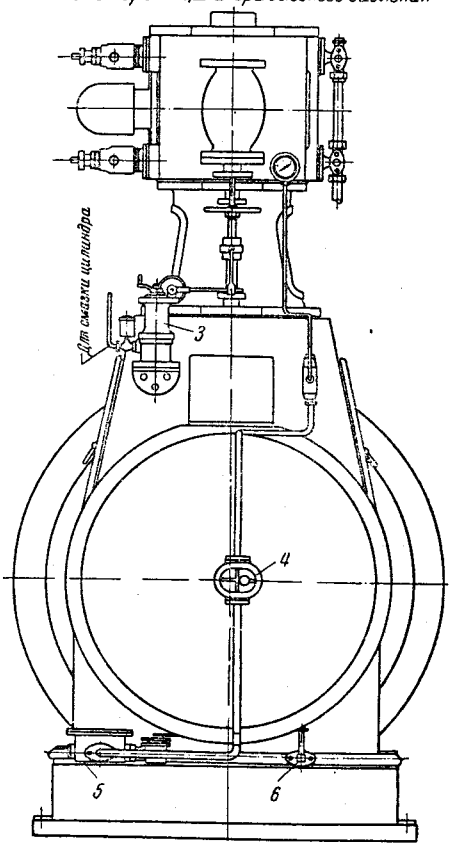
Цилиндр низкого давления не имеет съемной передней крышки, а закрывается днищем *13* (фиг. 8-9) с отверстием для сальника. Простой дискообразный поршень несет лишь одно поршневое кольцо *31*, распираемое спиральными пружинами *32*. Параллели *14* выполнены в виде двутавровых балок, связывающих цилиндры машины с рамой *21*. На этой раме, опирающейся на фундамент *22*, находятся коренные подшипники машины.



Разрез по цилиндру низкого давления

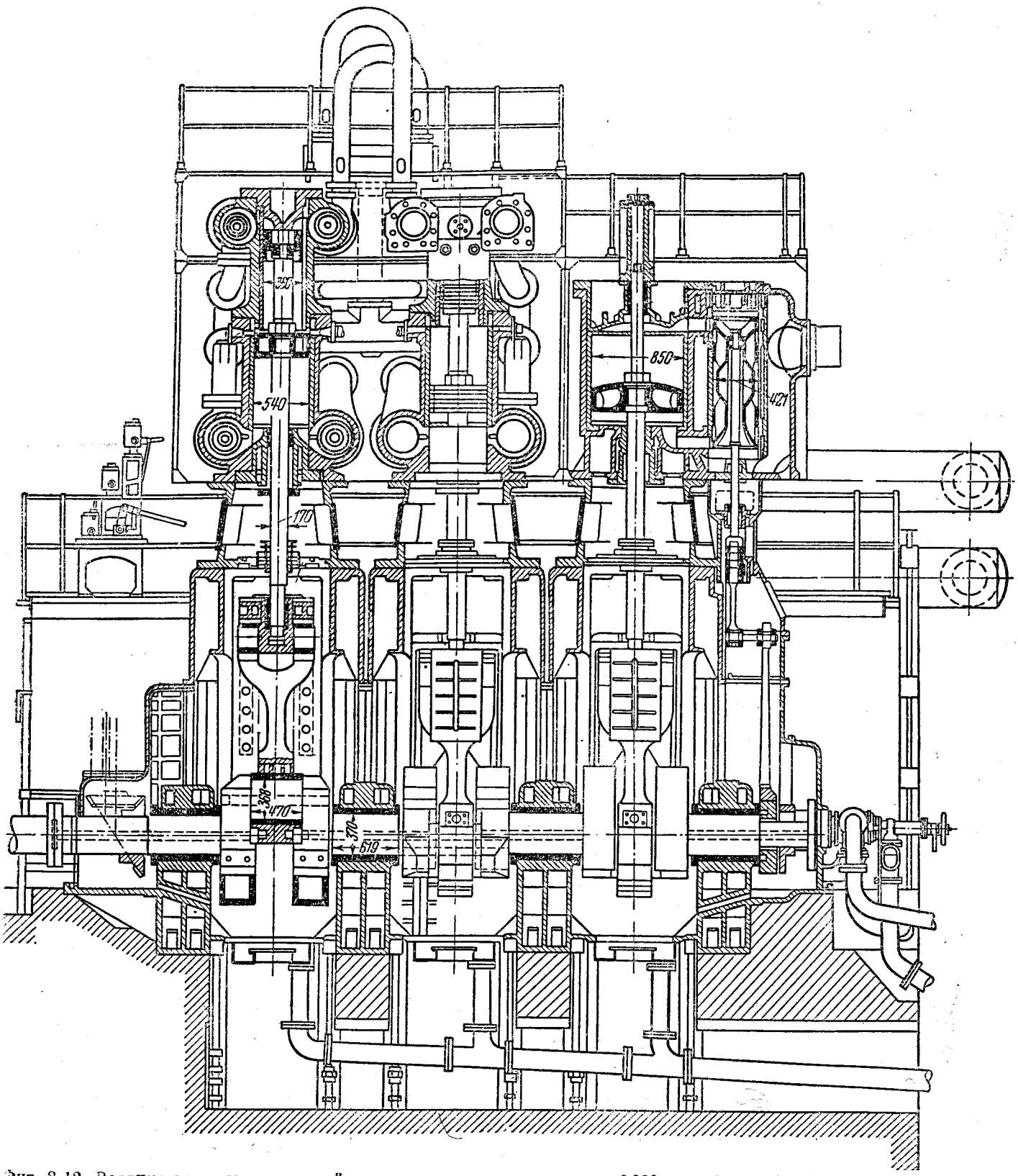


Вид со стороны цилиндра высокого давления

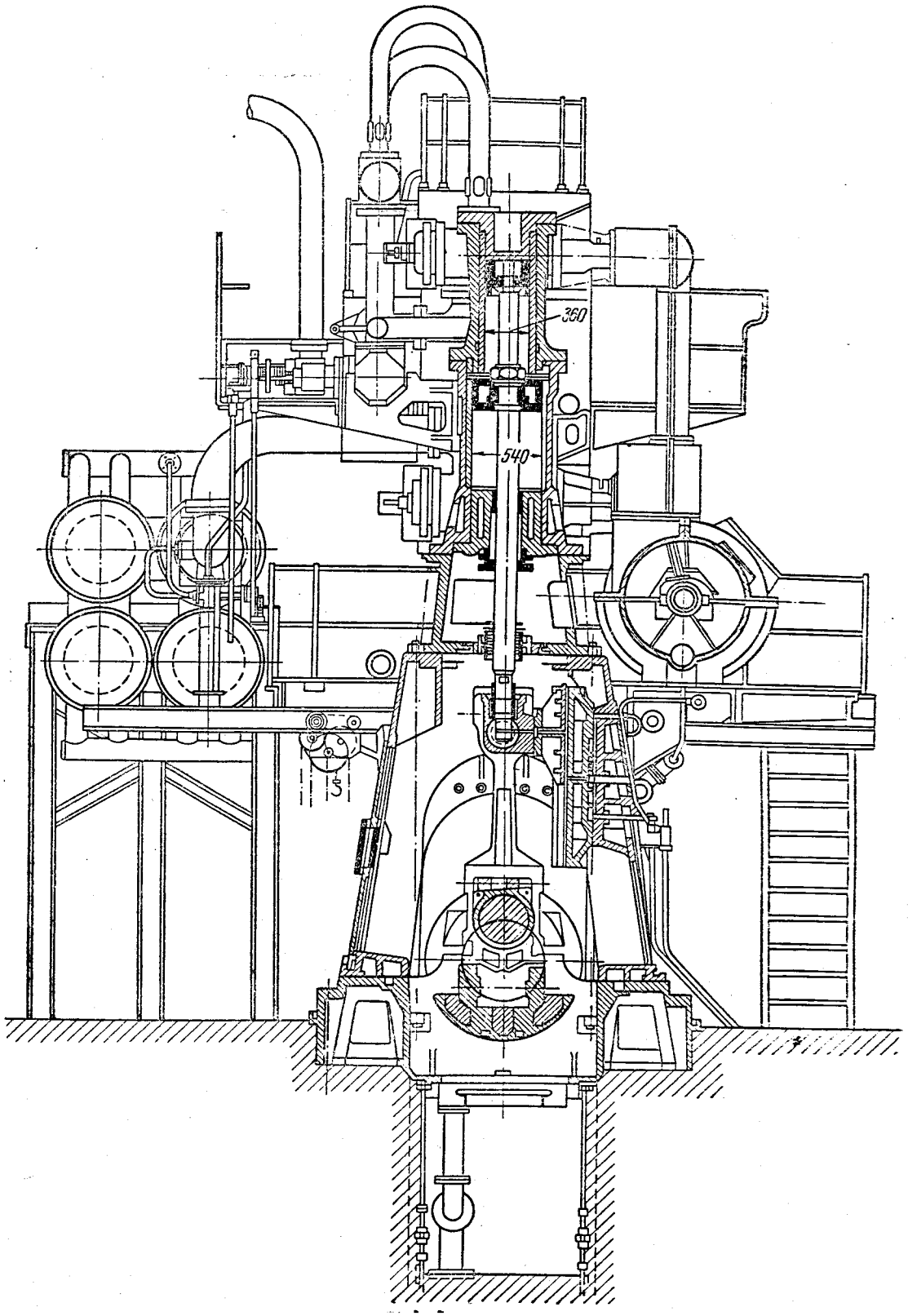


Фиг. 8-11. Быстроходная вертикальная машина компаунд.

1 — предохранительный клапан; *2* — продувочный кран; *3* — смазочный пресс; *4* — масляный насос; *5* — масляный фильтр; *6* — указатель уровня масла; *7* — распределительная коробка для масла; *8* — регулятор.



Фиг. 8-12. Вертикальная машина тройного расширения мощностью 6 000 *л. с.* ($n = 225$ об/мин). (продольный разрез).



Фиг. 8-12а. Вертикальная машина тройного расширения мощностью 6 000 *л. с.* ($n = 225$ об/мин). (поперечный разрез).

Реверсирование машины осуществляется кулисным механизмом. От кулисы *17* при помощи тяги получает движение золотник *8*.

Смешивающий конденсатор *25* и мокровоздушный насос *28* находятся под параллелями. Насос приводится балансиром — качающимся рычагом, соединенным тягами с ползуном *15*, который именуется иногда поперечиной.

Машина отличается легкостью и компактностью, а по своим качественным показателям превосходит аналогичные типы заграничных машин.

8-4. ВЕРТИКАЛЬНЫЕ МАШИНЫ МНОГОКРАТНОГО РАСШИРЕНИЯ

Типичная конструкция вертикальной машины компаунд, работающей на атмосферу, изображена на фиг. 8-11. Машина делает 500 об/мин и потому имеет закрытый картер. Парораспределение осуществляется цилиндрическими золотниками, причем золотник высокого давления (с внутренним впуском) управляется плоским регулятором.

Ползун машины односторонний; шатуны, как обычно в вертикальных машинах, короткие.

Кривошипно-шатунный механизм обеспечивается циркуляционной смазкой под давлением. Масло подается шестеренчатым насосом (на валу машины слева), который засасывает масло из специального сборника в картере машины. Перед входом в насос масло проходит через фильтр.

Машина отличается простотой и надежностью эксплоатации и может быть применена для электроснабжения в отдаленных районах Советского Союза.

Своеобразную конструкцию представляет машина высокого давления, изображенная на фиг. 8-12 и 8-12а. Это — машина тройного расширения с двумя ц. в. д., двумя ц. с д и одним ц. н. д. Диаметр каждого из ц. в. д. 360 *мм*, каждого из ц. с. д. 540 *мм*, ц. н. д. 850 *мм*, ход поршней 650 *мм*, число оборотов в минуту 225, мощность 6 000 *л. с.*

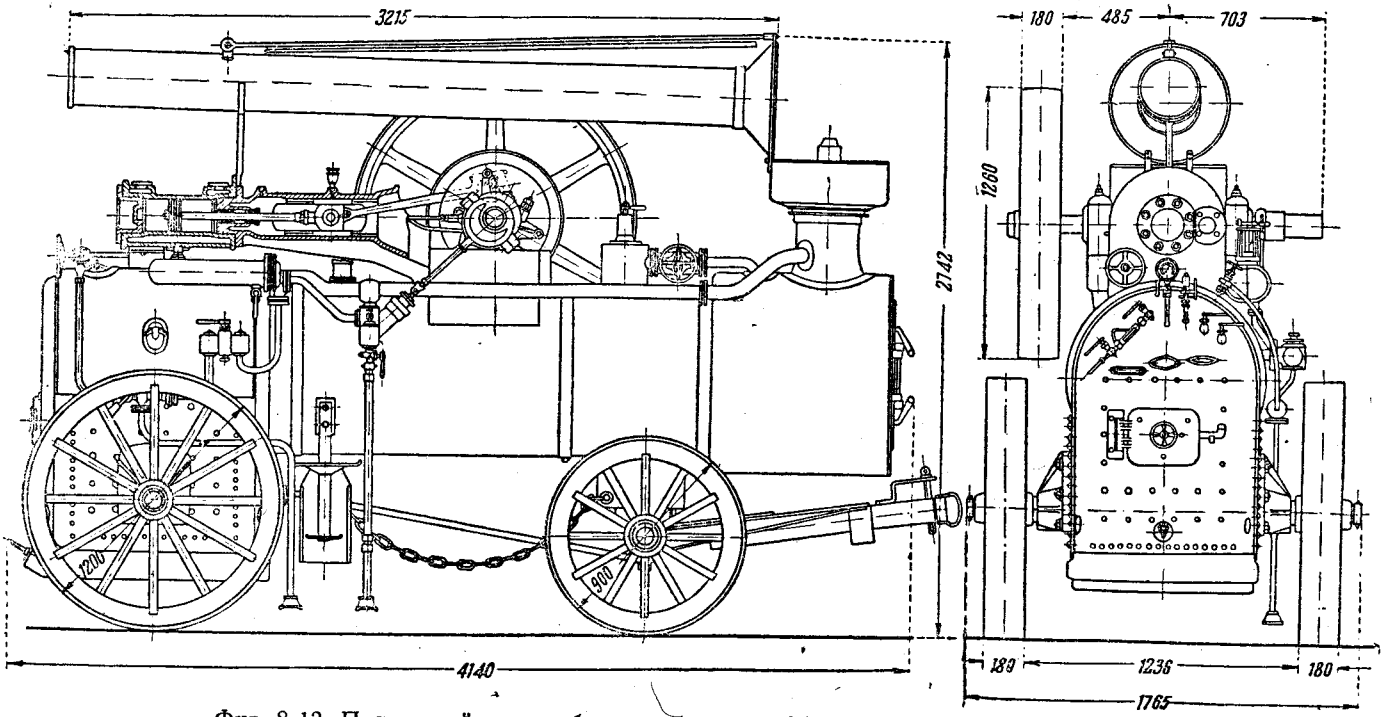
Машина работает паром 100—110 *ата* при температуре 425° С с противодавлением 5,2 *ата*. Между ц. в. д. и ц. с. д. производится промежуточный перегрев пара до 275° С. Перегреватель работает конденсирующимся свежим паром. Отработавший пар перегрет на 20° С.

Цилиндры высокого и среднего давления — одностороннего давления. Этим устранен сальник на 100 *ата* (в цилиндре среднего давления $p_{макс} = 50$ *ата*).

Органами парораспределения служат цилиндрические золотники с внутренним впуском.

Расход пара составляет около 9,1 *кг/квтч*.

Особое внимание обращено на смазку цилиндра и движущихся частей; для последних



Фиг. 8-13. Подвижной локомобиль мощностью 25 *л. с.* Людиновского завода.

применена циркуляционная система смазки под давлением через маслоохладитель. Для смазки цилиндров и золотников применяется особо высококачественное масло, выдерживающее температуру до 425° С.

В стальные цилиндры машины запрессованы втулки из особо твердого чугуна, износостойкого даже при недостаточной смазке. Число поршневых колец на поршне ц. в. д. доведено до 11.

По экономичности машина может с успехом конкурировать с паровыми турбинами высокого давления. Однако громоздкость и сложность машины являются ее крупными дефектами, и мы ее лишь привели в качестве примера машины большой мощности с высокими начальными параметрами пара.

8-5. ЛОКОМОБИЛЬНЫЕ МАШИНЫ

Заводы СССР выпускают в большом количестве локомобили, в которых паровая машина и паровой котел составляют единый компактный агрегат.

Локомобили малой мощности широко применяются в сельском хозяйстве, большой мощности (до 700 *л. с.*) — в коммунальном хозяйстве, в лесном хозяйстве, на предприятиях местной промышленности, а также для электрификации колхозов и совхозов.

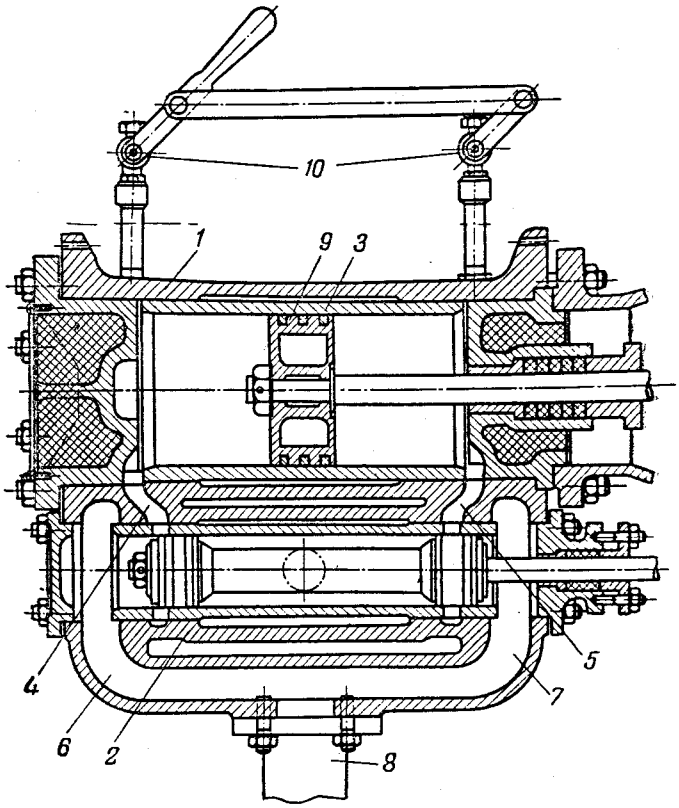
На большинстве локомобилей паровая машина помещается на котле и жестко к нему крепится с одной стороны имеющимися на цилиндре лапами, с другой — рамой, в которой находятся коренные подшипники вала. Допускается, однако, небольшое осевое смещение цилиндра или рамы относительно котла в связи с температурными деформациями котла.

На фиг. 8-13 показан подвижной локомобиль максимально-длительной мощностью 25 *л. с.* производства Людиновского машиностроительного завода.

На фиг. 8-14 показан цилиндр одноцилиндровой локомобильной машины с поршневым золотником.

Машина работает паром давлением 14 *ата*, температурой 300° С и делает 300 об/мин. Она отличается крайней простотой конструкции и надежностью эксплоатации. Долговечности ее способствует наличие в паровом цилиндре втулки *3*, которая может быть сменена в случае износа.

Кривошипно-шатунный механизм той же машины изображен на фиг. 8-15. Этот механизм собран на чугунной раме *1*, параллели которой направляют ползун *2*. Шатун *3* соединяется с кривошипом коленчатого вала, который покоится в двух подшипниках *4*. На валу насажены маховик *5*, плоский регулятор *8*, управляющий эксцентриком золотника и эксцентрик *6* питательного насоса. На кривошип насажены противовесы *7*.



Фиг. 8-14. Цилиндр советского локомобиля П-25.
1 — цилиндр; *2* — золотниковая коробка; *3* — втулка цилиндра, *4* и *5* — паровые каналы; *6* и *7* — паровыпускные полости золотниковой коробки; *8* — паровыпускная труба; *9* — поршень; *10* — продувочные краны.

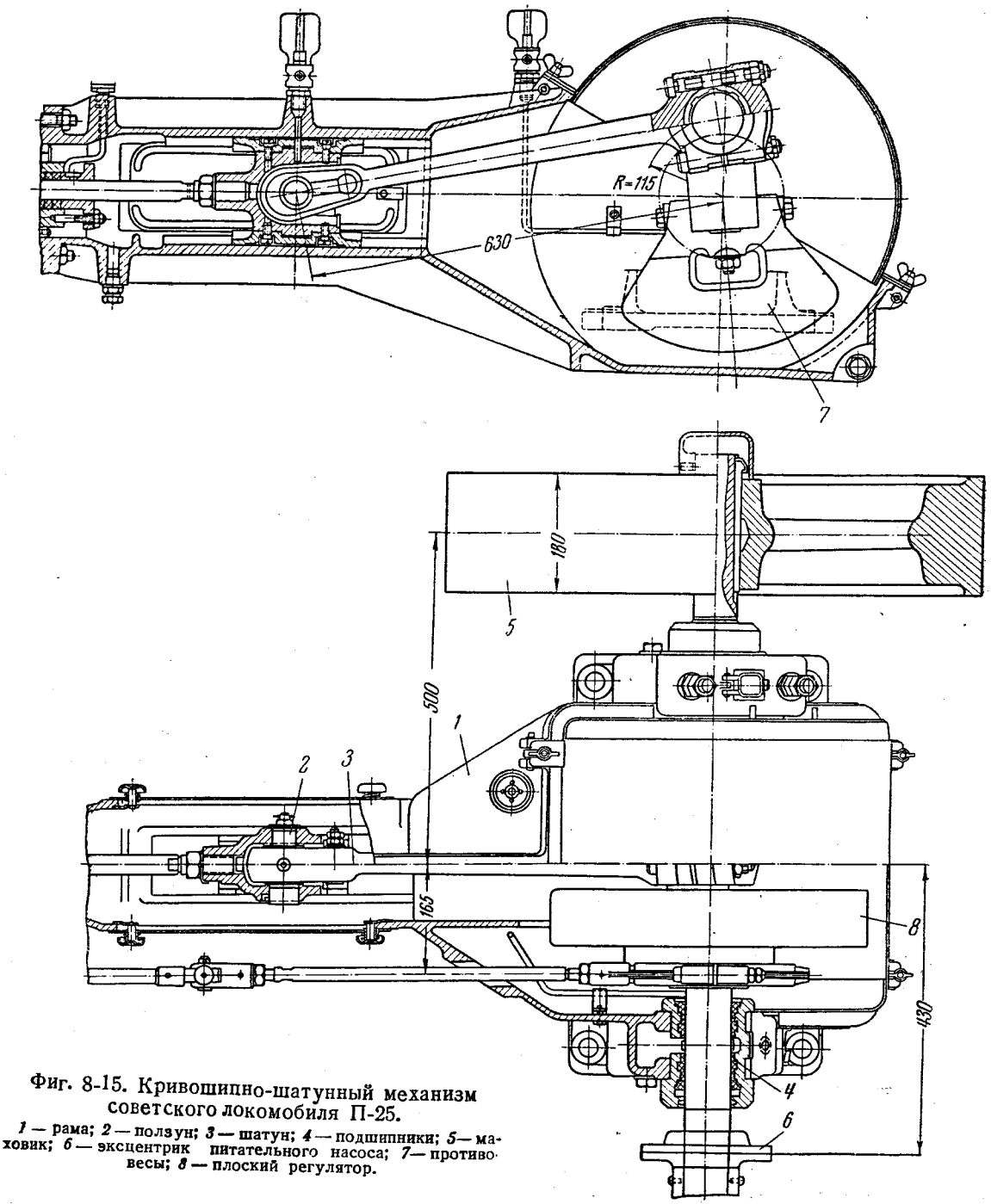
Локомобиль стационарного типа с тандем-машиной изображен на фиг. 8-16.

Локомобиль этот выпускается Людиновским локомобилестроительным заводом под маркой СК-125 и имеет машину мощностью 125 *л. с.* при 280 об/мин. Мащина работает перегретым паром давлением 16 *ата* на конденсацию. Расход пара при номинальной мощности составляет 5,4 *кг/л. с. ч.*

Конденсационное устройство этой машины выполнено по схеме, приведенной на фиг. 7-12.

Тандем-машина локомобиля СК-125 показана на фиг. 8-17.

Цилиндр высокого давления управляется поршневым золотником с внутренним впуском, находящимся под воздействием плоского регулятора. Цилиндр низкого давления — прямоточной конструкции. Впуск в него управляется



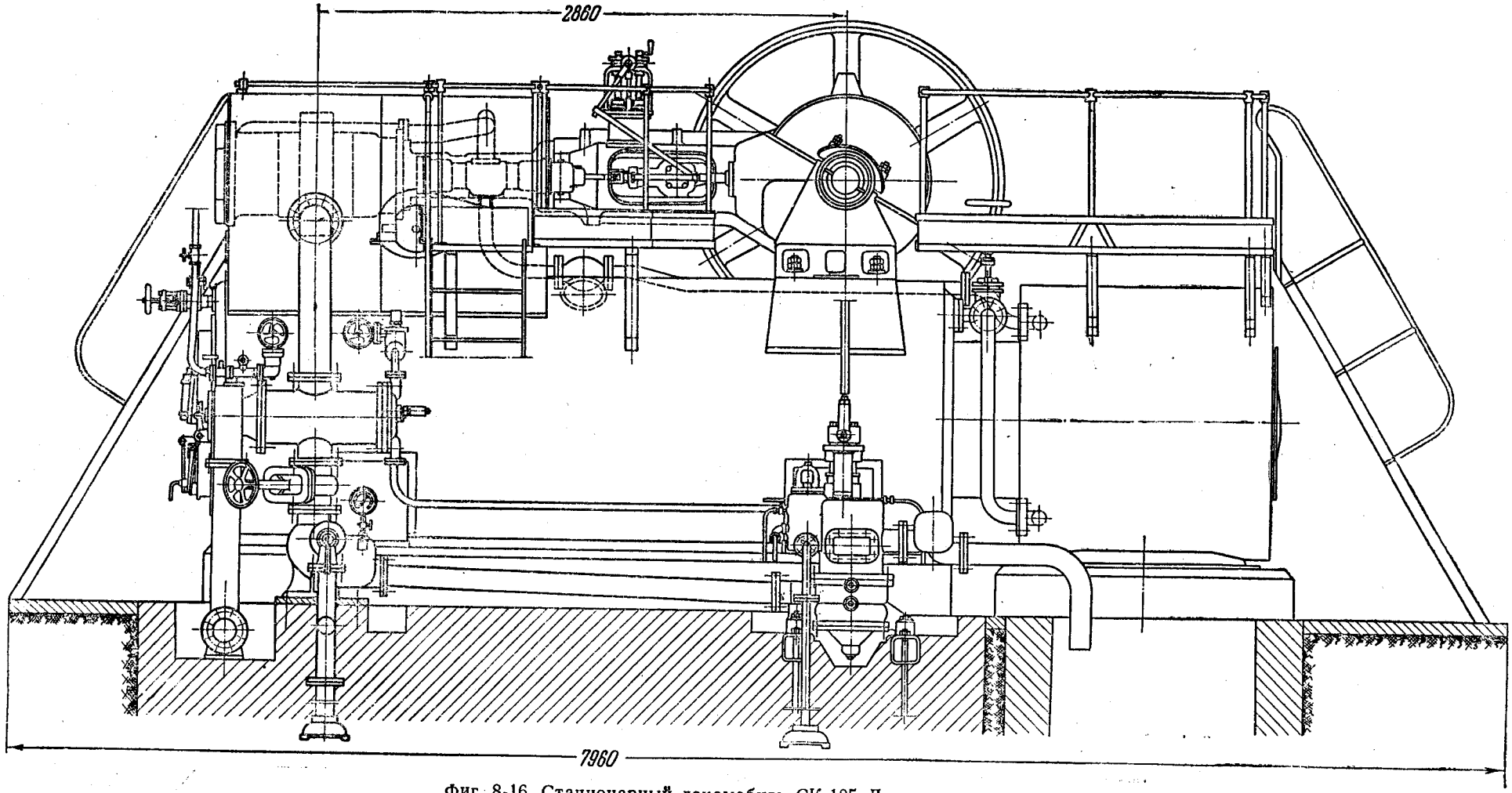
Фиг. 8-15. Кривошипно-шатунный механизм советского локомобиля П-25.

1 — рама; *2* — ползун; *3* — шатун; *4* — подшипники; *5* — маховик; *6* — эксцентрик питательного насоса; *7* — противовесы; *8* — плоский регулятор.

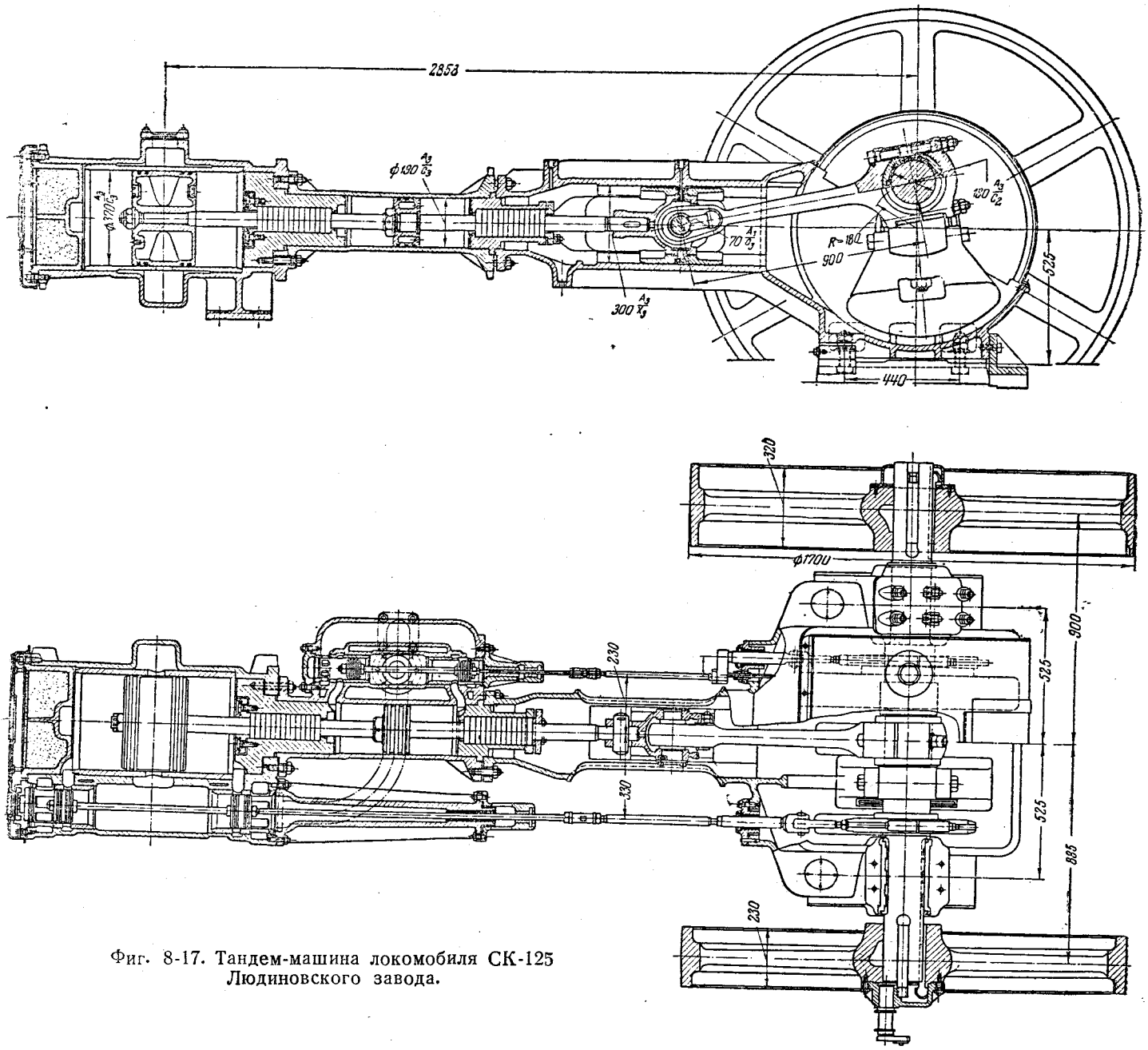
поршневым золотником с внешним впуском, который одновременно производит дополнительный выпуск через каналы по краям цилиндра (основная часть пара при выпуске выходит через окна по середине цилиндра). Дополнительный выпуск предохраняет от чрезмерного сжатия в ц. н. д.

Оба цилиндра непосредственно соединены друг с другом и имеют общую крышку. Сальники снабжены металлической набивкой и имеют значительную длину. Золотниковые сальники, находящиеся под низким давлением пара в ресивере, представляют собою бронзовые втулки с кольцевыми канавками.

Вильчатая рама машины жестко укреплена на котле. Второй опорой машины является лапа на цилиндре низкого давления, имеющая возможность скользить по опорной поверхности, что необходимо в связи с температурными деформациями котла и машины.



Фиг. 8-16. Стационарный локомобиль СК-125 Людиновского завода.



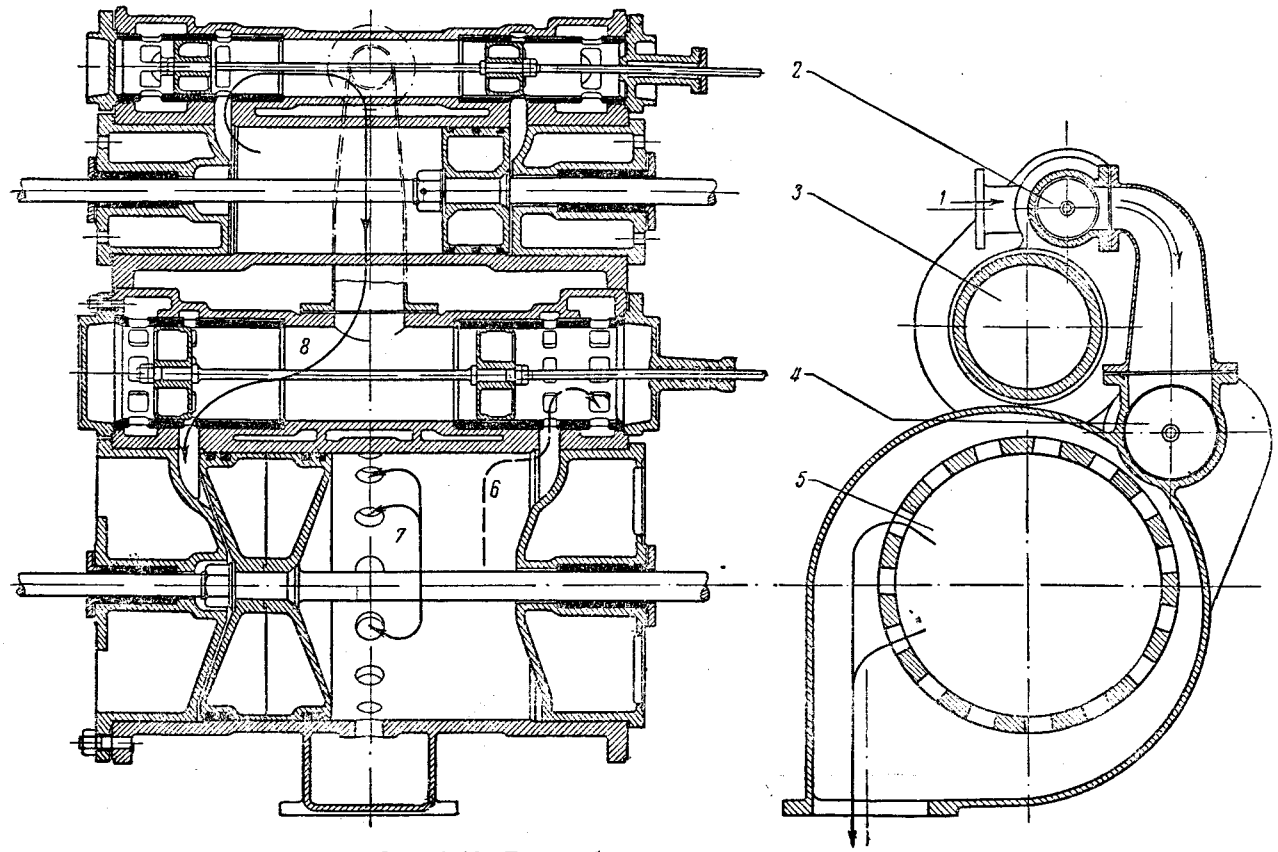
Фиг. 8-17. Тандем-машина локомобиля СК-125 Людиновского завода.

Машина снабжена двумя маховиками, могущими служить также шкивами. К одному из маховиков прикреплен кривошип для привода мокровоздушного насоса.

В локомобилях нередко встречаются и машины компаунд. Такова, например, локомобильная машина, изображенная на фиг. 8-18; ц. н. д. имеет полупрямоточную конструкцию: выпуск из него производится не только по стрелкам *7* через средние окна, но и по стрелке *6* через золотниковую коробку.

Впуск пара производится по стрелке *1* в золотниковую коробку высокого давления *2*, в которой золотник работает с внешним впуском. Из ц. в. д. *3* через колено, соединяющее обе золотниковые коробки, пар по стрелке *8* переходит в ц. н. д. *5*. Золотник низкого давления в коробке *4* работает с внутренним впуском.

Локомобильные машины обоих типов — тандем и компаунд — почти равноценны. Тандем-машина имеет бо́льшую длину, но она легче по весу.



Фиг. 8-18. Локомобильная машина компаунд.

1 — впуск пара; *2* — золотниковая коробка высокого давления; *3* — ц. в. д.; *4*—золотниковая коробка низкого давления; *5*—ц. н. д.; *6*, *7* и *8* — стрелки, показывающие направления пара.

8-6. МАШИНЫ ЛЕГКОГО ТИПА

Неоднократно делались попытки использовать паровую машину в качестве двигателя для автотранспорта.

Внедрение паровой машины на автотранспорте дало бы возможность:

1) работать на дешевых сортах жидкого топлива, а также на твердых топливах;

2) использовать пар высокого давления и высокой температуры;

3) работать с высоким числом оборотов;

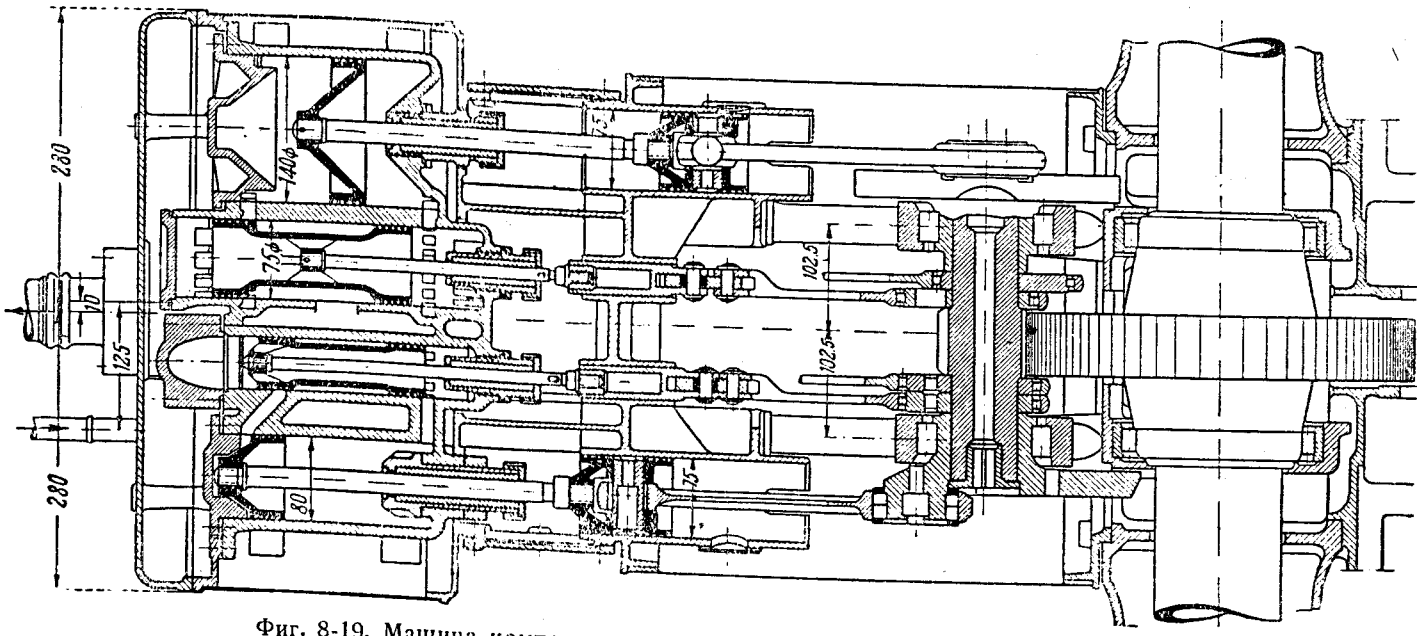
4) иметь благоприятную тяговую характеристику, обусловливающую плавное снижение вращающего момента при повышении скорости движения (без коробки скоростей);

5) упростить управление автомобилем, пользуясь вместо коробки скоростей устройствами для регулирования подачи топлива и автоматического регулирования процесса в котле.

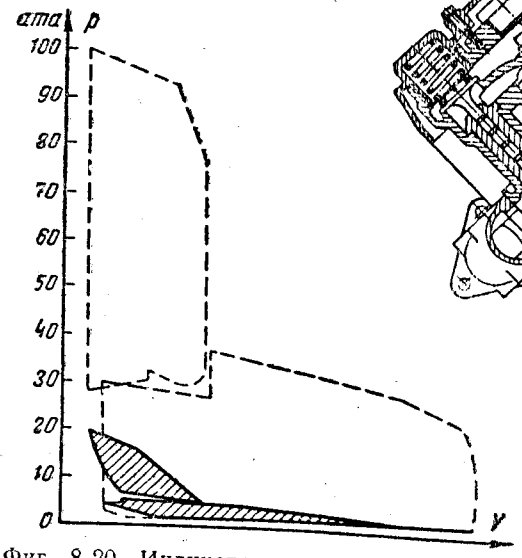
Повышение числа оборотов и средней скорости поршня связано с затруднениями при конструировании впускных и выпускных каналов. В них приходится допускать высокие скорости пара и считаться с значительным дросселированием его. С другой стороны, повышение числа оборотов увеличивает силы инерции движущихся частей и заставляет уменьшать их вес до крайнего предела. Разрабатывались конструкции машин из легких металлов, хорошо зарекомендовавших себя в автомоторостроении.

Наиболее подходящим органом парораспределения для рассматриваемых машин является поршневой золотник с приводом от кулисного механизма. Односедельные клапаны с приводом от кулачных шайб осложнили бы регулирование и в особенности реверсирование машины, однако они могут быть опробованы в опытных установках.

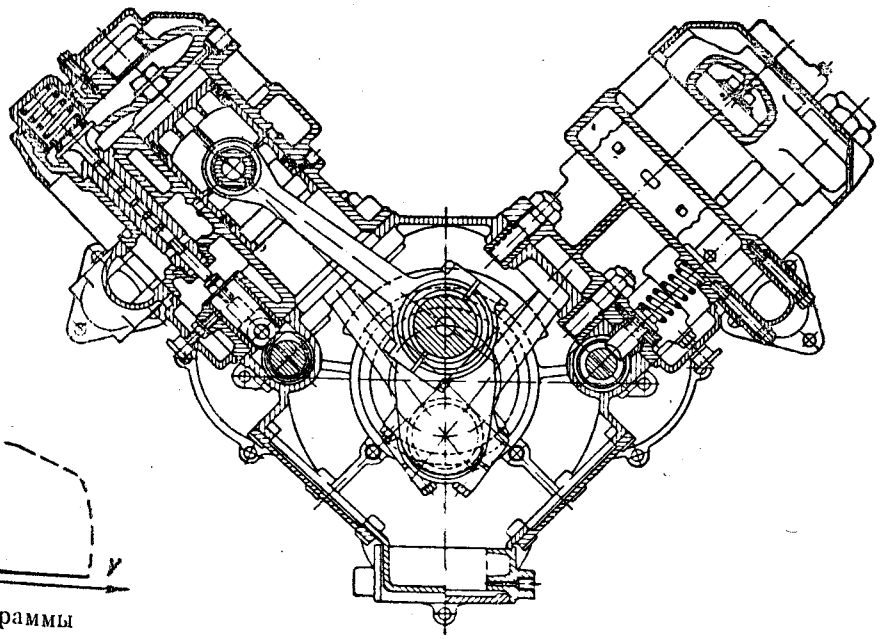
На фиг. 8-19 изображена машина компаунд мощностью 110 *л. с.* для парового автобуса. Машина развивает до 1 500 об/мин и работает паром давлением 110 *ата*, температурой 450° С. Кривошипы машины заклинены под углом 90°. Короткий вал машины на роликовых подшипниках приводит при помощи цилиндрической зубчатой передачи заднюю ось автобуса.



Фиг. 8-19. Машина компаунд мощностью 110 *л. с.* для парового автобуса.



Фиг. 8-20. Индикаторные диаграммы автомобильной машины.



Фиг. 8-21. Прямоточная машина для парового автобуса.

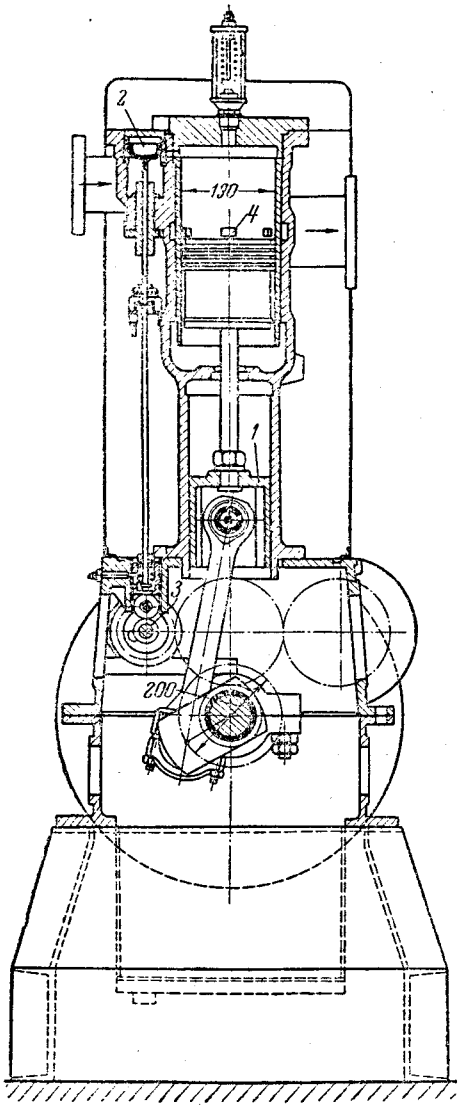
Пораспределение машины осуществляется поршневыми золотниками при помощи кулисы.

В таких машинах нормальная степень наполнения ц. в. д. составляет 30—40%, максимальная до 80%.

На фиг. 8-20 показаны индикаторные диаграммы автомобильной машины: пунктиром — диаграмма при наполении 80% и $n = 600$ об/мин ($p_i = 47{,}4$ *кг/см²*), сплошными линиями — при наполнении 40% и $n = 1\,200$ об/мин ($p_i = 3{,}7$ *кг/см²*).

Оригинальную конструкцию (по типу автомобильного двигателя) имеет изображенная на фиг. 8-21 прямоточная машина для парового автобуса.

Машина имеет четыре цилиндра одностороннего давления, причем цилиндры попарно наклонены друг к другу под углом 90°. Вал —



Фиг. 8-22. Стационарная прямоточная паровая машина легкого типа мощностью 145 *л. с.*

1 — ползун; *2* — поршневой золотник; *3* — кулачная шайба; *4* — окна.

двухколенчатый и с каждым коленом соединены шатуны двух цилиндров. Парораспределение впуска осуществляется односедельными клапанами, приводимыми кулачными шайбами на распределительных валиках. Валики эти могут сдвигаться вдоль своей оси для изменения степени наполнения и ревесирования. Для каждого цилиндра предусмотрены кулачные шайбы для 9, 25 и 80% наполнения переднего хода и 80% наполнения заднего хода. Кроме того, имеются шайбы холостого хода.

Из сказанного вытекает, что паровая машина является вполне целесообразным двигателем для автобусов и мощных грузовиков дальнего действия, особенно при работе на твердом топливе.

Стационарная машина легкого типа, показанная на фиг. 8-22, отличается особой простотой конструкции.

При 1 000 об/мин машина развивает мощность 145 *и. л. с.* при $p_1 = 15$ *ати*, $t_1 = 300°$ С, $p_2 = 0{,}5$ *ати*. Размеры машины: $D = 190$ *мм*; $S = 200$ *мм*.

Машина выполнена вертикальной, прямоточной, одностороннего давления. Впуск осуществляется поршневым золотником *2*, который приводится кулачной шайбой *3*. Выпуск производится поршнем через окна *4*.

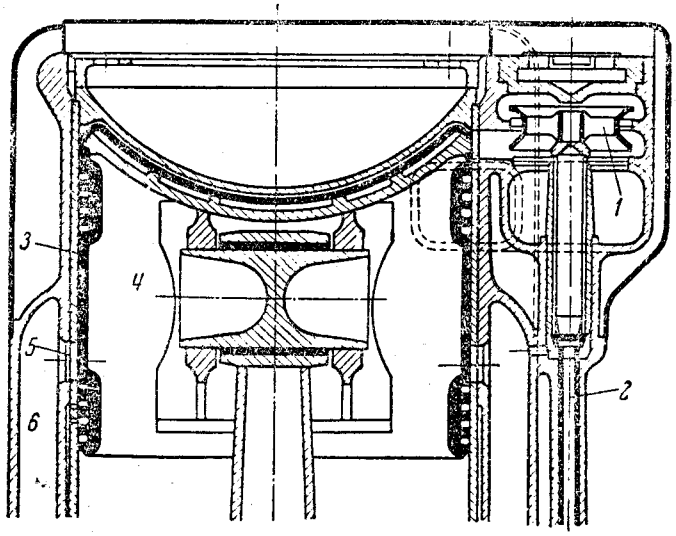
Машина имеет ползун *1*, от которого можно было и отказаться. Над ползуном образуется воздушная камера, отделяющая цилиндр от картера.

Рама машины сварная.

Был также разработан проект машины особо легкой конструкции по типу звездообразных авиационных двигателей (фиг. 8-23). Машина эта предполагалась к постройке на следующие параметры: $p_1 = 30$ *ата*, $t_1 = 500°$ С, $p_2 = 0{,}1 \div 0{,}2$ *ата*, $c_m = 10$ *м/сек*.

Основные размеры машины:

N_i, *л. с.*	D, *мм*	S, *мм*	n, об/мин
500	180	120	2 500
6 000	620	330	900



Фиг. 8-23. Паровой двигатель легкой конструкции мощностью 500 *л. с.*

1 — двухседельный клапан; *2* — стержень; *3* — втулка; *4* — поршень; *5* — окна; *6* — общая полость для всех цилиндров.

Машина состоит из шести цилиндров, расположенных звездой. Впуск осуществляется двухседельным клапаном *1*, который стержнем *2* приводится от кулачной шайбы. Степень наполнения составляет 5—8%. Поршень *4* из легкого сплава работает во втулке *3*, запрессованной в цилиндр. Пар выходит через окна *5* в полость *6*, общую для всех цилиндров, а оттуда через два патрубка удаляется в конденсатор.

Регулирование машины дроссельное.

Шатун машины соединяется непосредственно с поршневым пальцем, так что поршень является одновременно и ползуном.

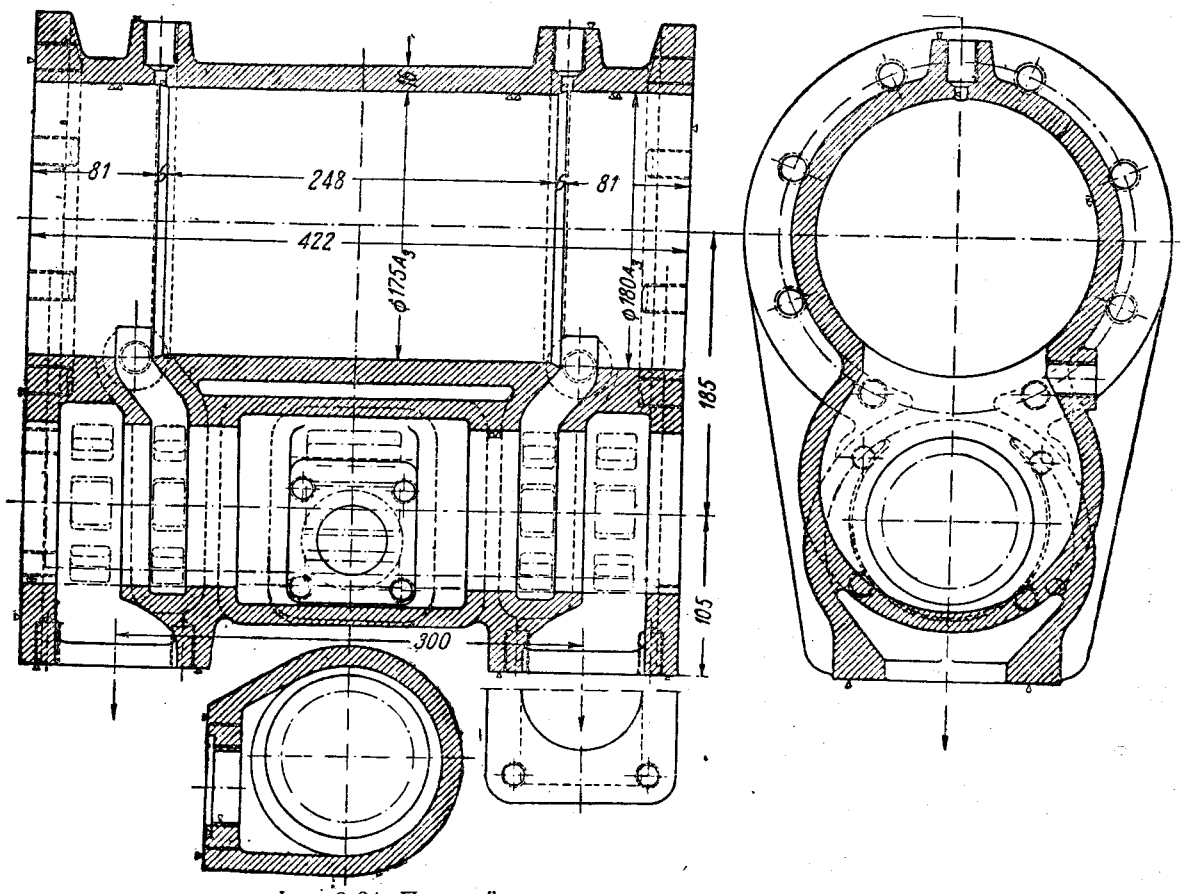
ГЛАВА ВТОРАЯ

ДЕТАЛИ ПАРОВЫХ МАШИН

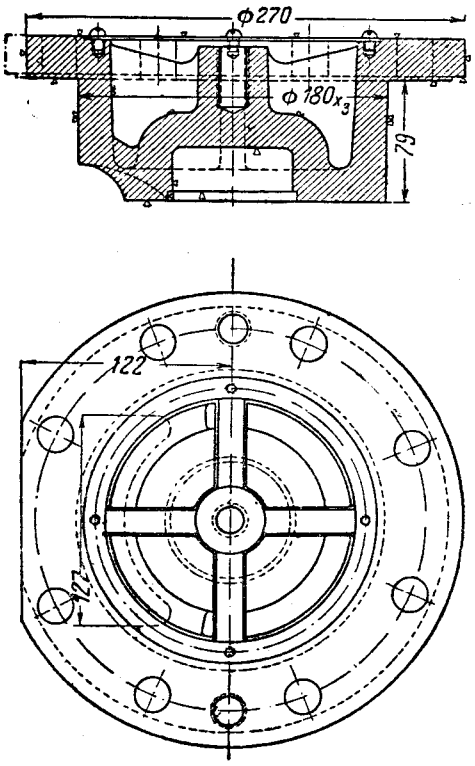
8-7. ПАРОВОЙ ЦИЛИНДР

Одна из простейших конструкций цилиндра локомобильной машины представлена на фиг. 8-24. Цилиндр отлит заодно с коробкой для поршневого золотника с внутренним впуском. Разрез по впускному патрубку показан на фиг. 8-24 снизу, выпускные патрубки находятся по краям золотниковой коробки (внизу на продольном разрезе). В верхней части продольного разреза показаны отверстия для индикаторных кранов, сбоку на поперечном разрезе — отверстия для продувательных кранов. На разрезе по золотниковой коробке штрихпунктиром показаны окна во втулке, которая должна быть запрессована в коробку.

Рабочая поверхность цилиндра имеет диаметр 175 *мм*. По краям цилиндр расточен до 180 *мм* и здесь в него вставлены крышки, задняя из которых показана на фиг. 8-25. На внутренней торцевой поверхности крышки имеется выемка против парового канала в цилиндре. В центре сделано углубление для гайки поршневого штока. Для усиления крышка снабжена четырьмя радиальными ребрами.



Фиг. 8-24. Паровой цилиндр локомобильной машины.



Фиг. 8-25. Крышка цилиндра локомобильной машины.

Более сложную отливку представляют собой цилиндры с клапанным парораспределением. На фиг. 8-26 изображен цилиндр такой машины, работающей паром 40 *ата*.

Стенки цилиндра отличаются значительной толщиной. Фланцем с левой стороны цилиндр соединяется с параллелями, и с этой стороны он не имеет отъемной крышки. Крышка с правой стороны предназначена для пропуска контршитока. С этой же (правой) стороны цилиндр имеет лапы, которыми он опирается на фундамент. Боковые кронштейны на цилиндре предназначены для крепления распределительного вала. Отверстие в средней части цилиндра служит для подачи смазки.

Цилиндр отлит из специального жаростойкого чугуна.

Сравнительно простую конструкцию имеет цилиндр прямоточной машины (фиг. 8-27). В средней его части находится 10 круглых окон (иногда эти окна делаются ромбическими), соединяющих цилиндр с выпускным патрубком прямоугольного сечения. По середине цилиндра находятся лапы, которыми он опирается на фундамент (в некоторых конструкциях лапы или иного вида опора располагаются на крышке цилиндра).

По трем штуцерам к середине цилиндра подводится смазка.

Так как во время работы края цилиндра нагреваются сильнее, чем средняя часть, то прямоточные цилиндры обычно растачивают на конус так, чтобы по краям диаметр был несколько меньше, чем в середине. В рассматриваемой машине цилиндр имеет по середине диаметр 350 *мм*, по краям 349,6 *мм*.

В прямоточной машине крышки представляют собою сложные отливки. В переднюю крышку, изображенную на фиг. 8-28, пар входит снизу и через два окна поступает в клапанную коробку. В крышке предусмотрена специальная полость для добавочного вредного пространства.

С параллелями крышка соединяется не сплошным фланцем, а шестью наружными и четырьмя внутренними лапами. Такая конструкция затрудняет теплоотдачу от крышки к параллелям.

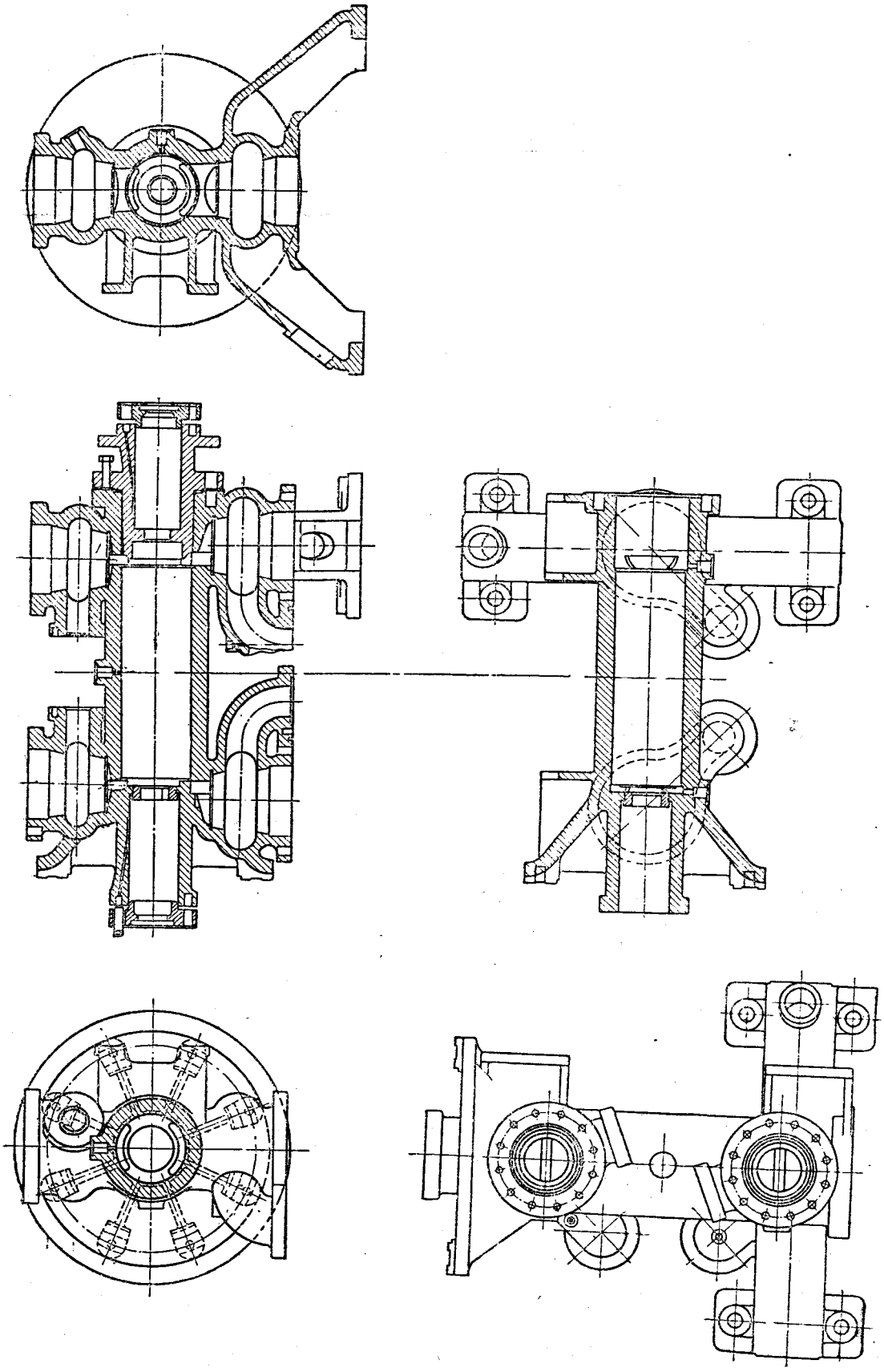
При конструировании цилиндра следует обращать внимание на возможность свободных температурных деформаций, плавность переходов, постоянство толщины стенки. Следует избегать значительного скопления материала возле фланцев и в местах соединения с клапанными коробками. Стенки последних лучше располагать с некоторым зазором относительно фланцев. Ребер на внешней поверхности цилиндра не делают.

Как показано на фиг. 8-1, 8-5, 8-12, 8-14, 8-17 рабочая поверхность цилиндра часто образуется чугунной втулкой, запрессованной в цилиндр. Наличие такой втулки особенно желательно в стальных цилиндрах для уменьшения трения поршня.

Толщина стенок цилиндра выбирается обычно по эмпирическим формулам, так как по расчету на прочность в большинстве случаев стенка получается слишком тонкая; между тем, надо предусмотреть износ цилиндра и возможность нескольких его расточек, так как износ всегда бывает односторонним и нарушает цилиндричность поверхности. Лишь при высоком давлении пара необходимо проверить напряжения в стенке, руководствуясь формулами для напряжений в толстостенном цилиндре.

Максимальные напряжения (как нормальное, так и тангенциальное) возникают на внутренней поверхности цилиндра:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_r &= -p_1, \\ \sigma &= \frac{D_{нар}^2 + D^2}{D_{нар}^2 - D^2} p_1, \end{aligned}\right\} \qquad (8\text{-}1)$$



Фиг. 8-26. Цилиндр машины высокого давления с клапанным парораспределением.

где p_1 — максимальное давление пара в цилиндре, *ати*;

$D_{нар}$ — наружный диаметр цилиндра;

D — внутренний диаметр цилиндра.

Знак минус говорит о том, что нормальные напряжения являются сжимающими.

В том случае, если в цилиндр вставлена втулка с прессовой посадкой по всей длине (как на фиг. 8-17), то напряжение в ней и в стенке цилиндра определяются следующим образом [Л. 26]:

Обозначим:

D — внутренний диаметр втулки;

$D_{вт}$ — наружный диаметр втулки;

$D_{нар}$ — наружный диаметр цилиндра;

$m_1 = \frac{D_{вт}}{D}$;

$m_2 = \frac{D_{нар}}{D_{вт}}$;

δ — натяг при посадке втулки;

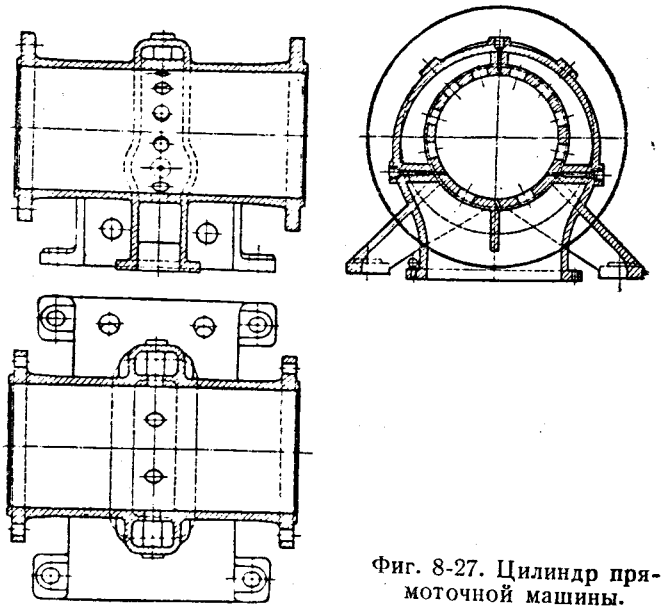
$\varepsilon = \frac{\delta}{D_{вт}}$ — относительный натяг;

E_1 и E_2 — модули упругости втулки и цилиндра;

p_2 — давление на стенку цилиндра, вызванное как натягом при посадке втулки, так и давлением пара на втулку.

Суммарное давление находят по формуле:

$$p_2 = \frac{\varepsilon E_1 + p_1\left(A - \frac{2}{3}\right)}{A + \frac{E_1}{E_2}B}, \qquad (8\text{-}2)$$



Фиг. 8-27. Цилиндр прямоточной машины.

где

$$A = \frac{2}{3}\frac{2+m_1^2}{m_1^2-1}; \quad B = \frac{2}{3}\frac{2m_2^2+1}{m_2^2-1}. \qquad (8\text{-}3)$$

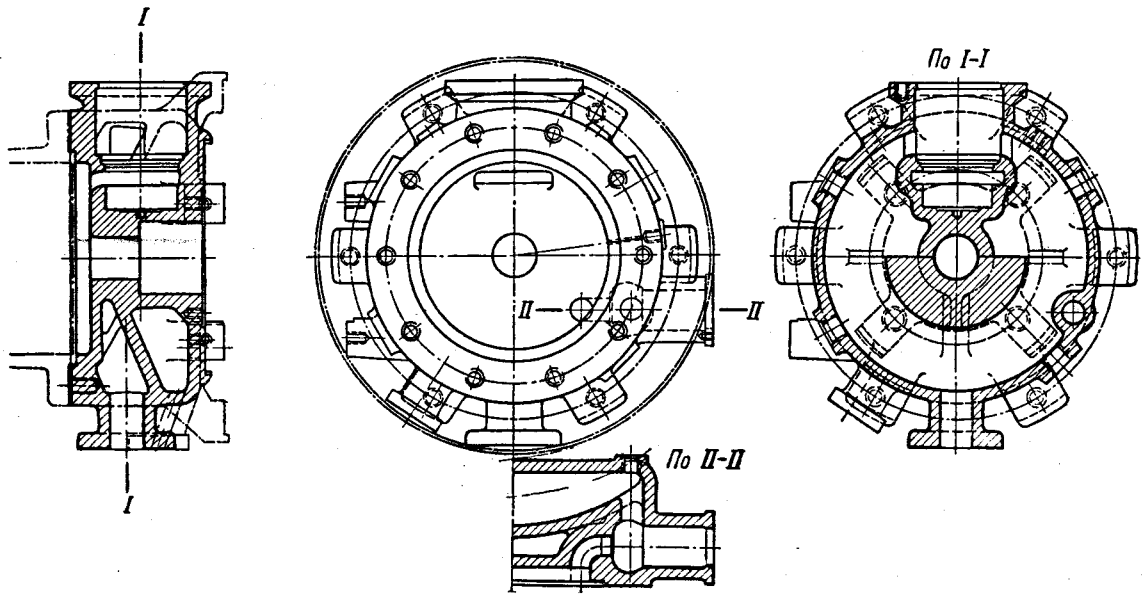
Максимальное напряжение во втулке

$$\sigma_{макс} = p_1\left(A + \frac{2}{3}\right) - p_2\left(A + \frac{4}{3}\right). \qquad (8\text{-}4)$$

Максимальное напряжение в цилиндре

$$\sigma_{макс} = p_2 B. \qquad (8\text{-}5)$$

Материалом для изготовления цилиндров, втулок и крышек служат обычно чугун



Фиг. 8-28. Крышка цилиндра прямоточной машины.

СЧ 21-40, иногда перлитовый чугун СЧ 28-48 или СЧ 32-52, для машин высокого давления и температуры легированные чугуны или литая сталь марок 25-4518 или 25-4522 (по ГОСТ 977-41).

Напряжение в чугунных деталях не должно превышать 400 *кг/см²* (в исполненных конструкциях обычно $\sigma_{макс} = 100 \div 150$ *кг/см²*), в стальных — 800 *кг/см²*.

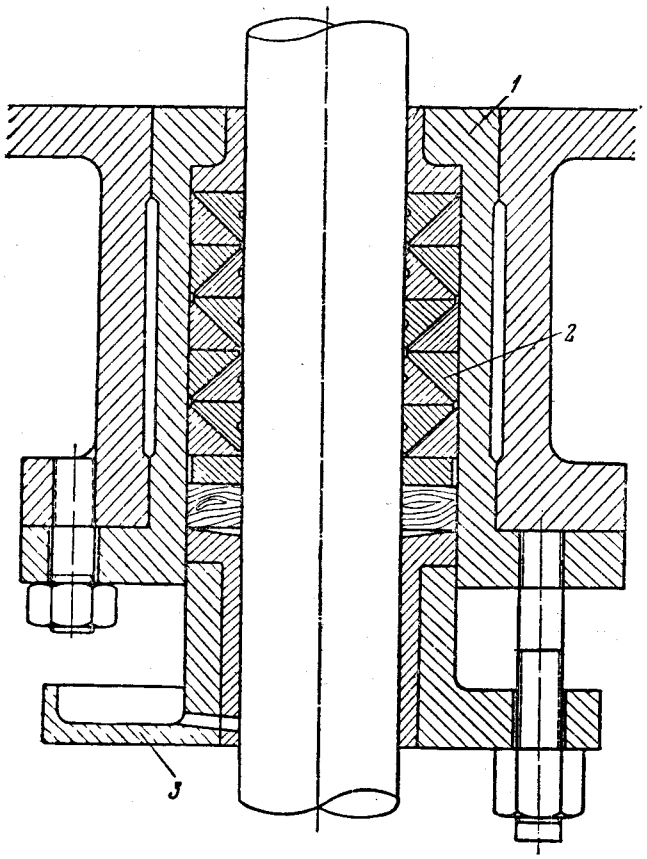
8-8. САЛЬНИКИ

В крышках парового цилиндра в том месте, где проходит шток поршня, устраивают сальники, назначение которых — препятствовать утечке пара наружу.

Сальники состоят в основном из трех частей (фиг. 8-29)—основной втулки *1*, набивки *2* и нажимной втулки *3*.

Набивка бывает мягкая (пенька, асбест и т. п.) или металлическая (кольца чугунные или из специальных сплавов).

Сальник должен быть изготовлен и установлен таким образом, чтобы шток подвергался минимальному срабатыванию. Из этих же соображений шток изготовляют из твердой стали и подвергают тщательной шлифовке.



Фиг. 8-29. Сальник с металлической набивкой завода „Большевик"
1 — основная втулка; *2* — набивка; *3* — нажимная втулка.

Сальник не должен служить опорой для штока.

При подтягивании нажимной втулки не должно происходить перекоса; для этого или устраивают специальные направляющие в крышке цилиндра, или подтягивают болты одновременно при помощи зубчатого колеса, которое сцепляется с шестернями, надетыми на болты и играющими роль гаек.

В настоящее время часто применяют металлическую набивку сальников как более устойчивую в работе. Такая набивка совершенно необходима при работе перегретым паром. Примером может служить приведенная на фиг. 8-29 конструкция. Набивка состоит из разрезных (на две части) колец треугольного сечения, прижимаемых к штоку и к корпусу сальника. Внутренние кольца (прилегающие к штоку) изготовляются из баббита, наружные из бронзы или чугуна. Между половинками кольца остается небольшой зазор. Стыки колец, конечно, смещены друг относительно друга.

Переднее кольцо изготовляется из мягкого дерева.

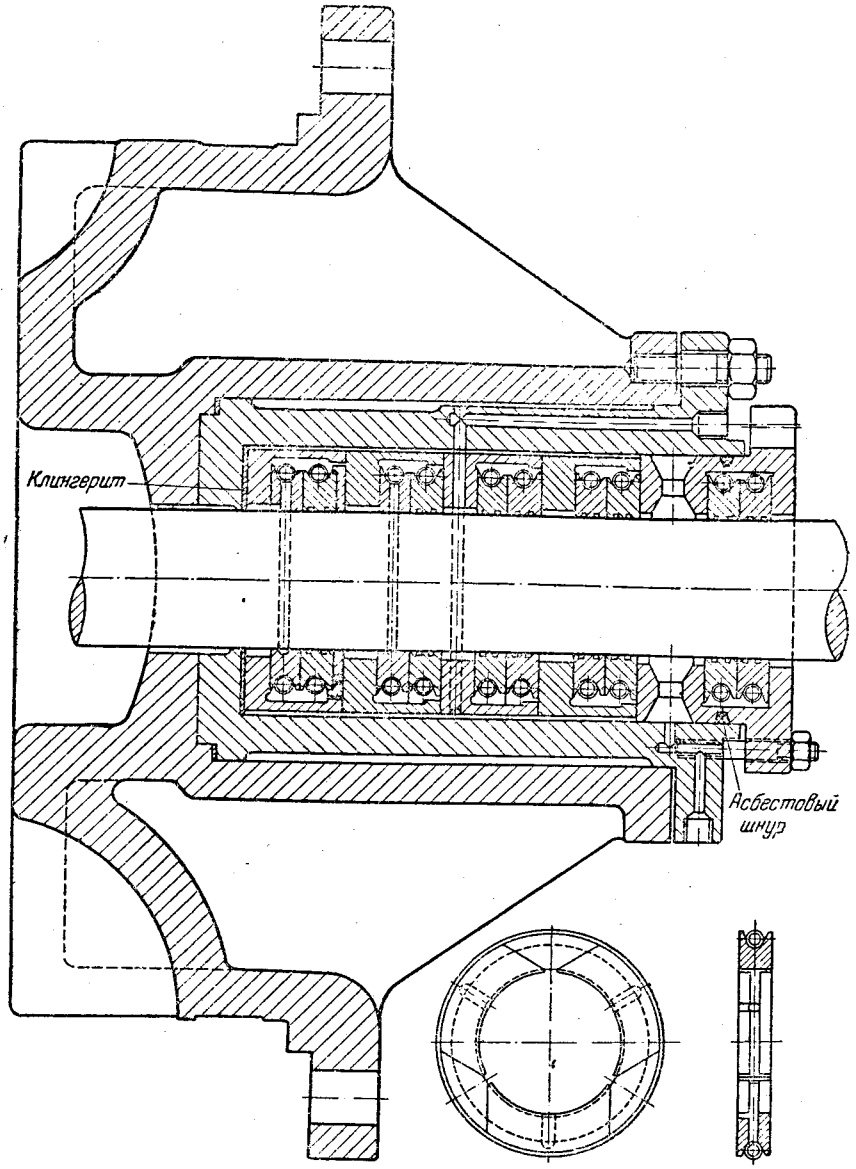
Описанная конструкция относится к так называемым сальникам с неподвижной набивкой. Уплотнение в них достигается нажатием передней втулки.

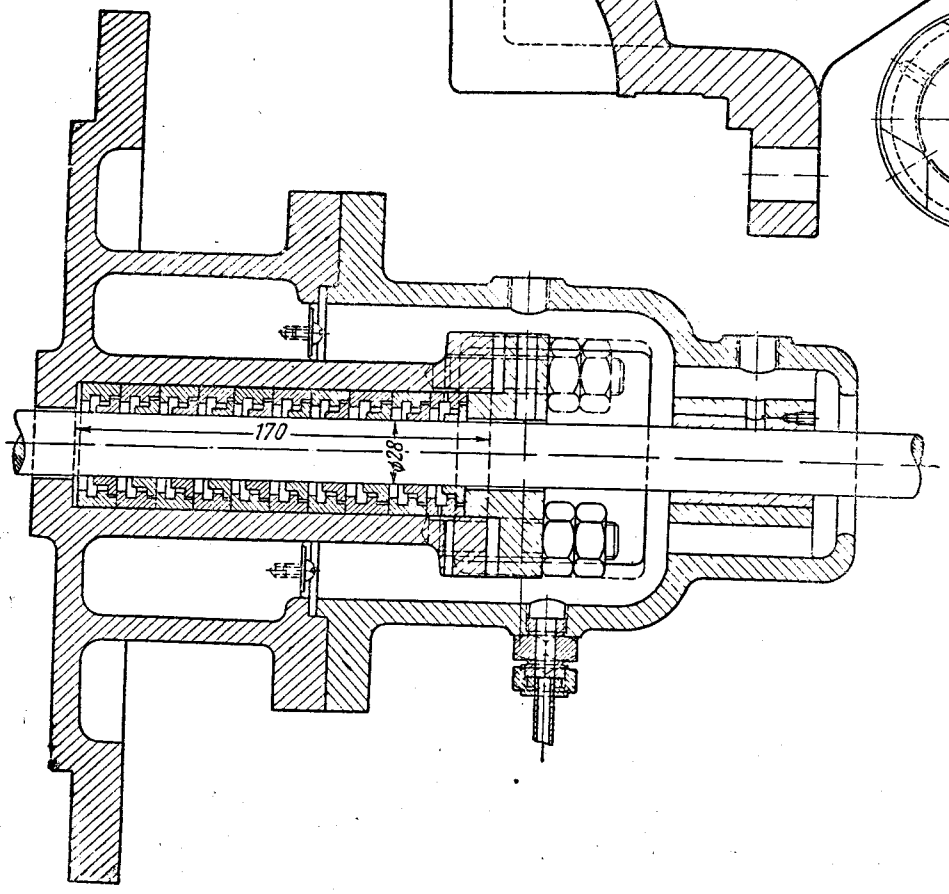
Для того чтобы набивка сальника могла, не срабатываясь, следовать за искривлениями поршневого штока, целесообразно конструировать ее в виде подвижных металлических колец.

Такую набивку имеет сальник, показанный на фиг. 8-30.

Сальник состоит из нескольких камер (на фиг. 8-30 из пяти), образованных чугунными кольцами Г-образного сечения, плотно пришлифованными друг к другу и к крышке цилиндра. В камерах помещается по два чугунных кольца, состоящих каждое из шести частей; линии разреза колец показаны на фиг. 8-30. Отдельные кольца несколько отличаются друг от друга наличием радиальных сверлений и канавками по внутренней поверхности. Кольца точно пришлифованы к штоку и стянуты по наружной поверхности спиральной пружиной. Точно пригнаны друг к другу они и боковыми поверхностями, так что аксиальных зазоров здесь нет. Зато при прогибе штока кольца могут перемещаться в радиальном направлении.

Фиг. 8-30. Сальник с разрезными чугунными кольцами Сумского машиностроительного завода.





Фиг. 8-31. Сальник с неразрезными чугунными кольцами Людиновского локомобилестроительного завода.

Смазка подводится через отверстие в среднюю часть сальника. Через кольцо и сверления с правой стороны удаляется сконденсировавшийся в сальнике пар.

Действие сальника основывается на принципе лабиринта: пар, просачиваясь между кольцами, постепенно теряет свое давление; скорость пара, а следовательно, и количество его будет тем меньше, чем больше число камер. В зависимости от давления пара и диаметра штока устраивают от одной до пяти камер.

По лабиринтовому принципу построен также сальник, изображенный на фиг. 8-31. Здесь набивка состоит из ряда неразрезных чугунных колец, из которых наружные притерты к корпусу сальника, а внутренние — к штоку. Внутренние кольца с минимальным зазором пригнаны своими торцами к торцам наружных колец и образуют лабиринтное уплотнение, еще более эффективное, чем в сальнике, показанном на фиг. 8-30.

8-9. ПОРШЕНЬ И ПОРШНЕВОЙ ШТОК

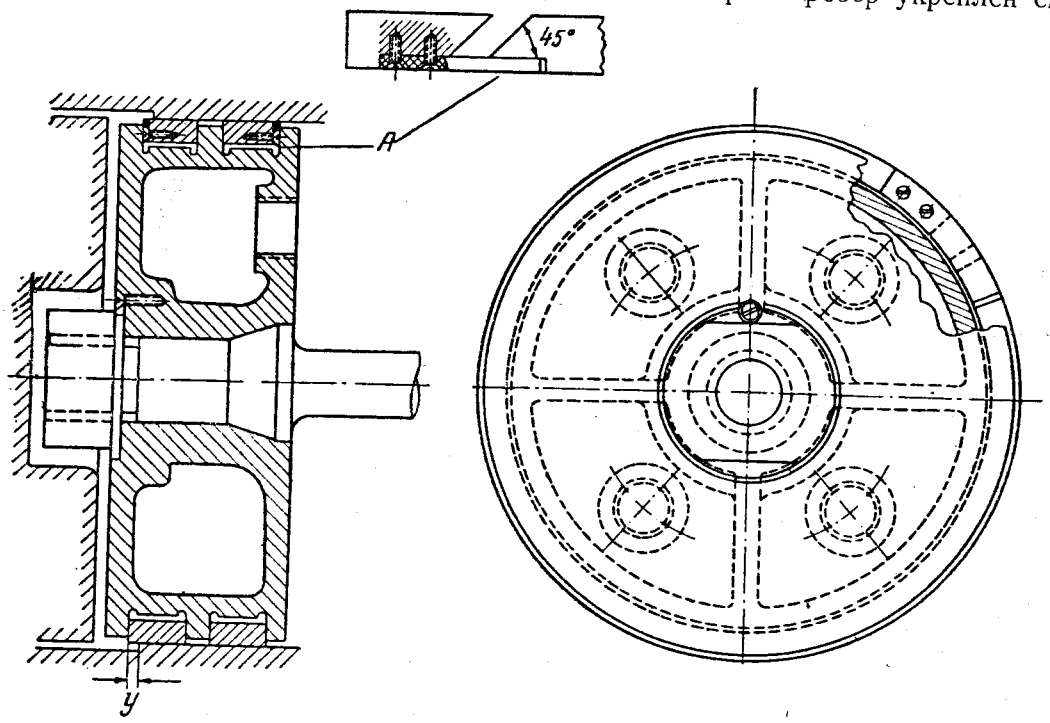
Тело поршня изготовляют обычно так, чтобы его диаметр был меньше диаметра цилиндра на $\frac{1}{600}D$. При малых диаметрах эта разница должна составлять не менее 0,5 *мм*.

Если поршень снабжен контрштоком, то вес поршня и штока в горизонтальных машинах воспринимается опорными поверхностями ползуна и контрштока. Поршень как бы висит в цилиндре и при малом прогибе штока стенок не касается. Таким же образом поршень работает в вертикальных машинах. При отсутствии контрштока (а иногда и при наличии его с большим прогибом) поршень лежит своей нижней поверхностью на стенке цилиндра. Для того чтобы шток поршня не искривлялся, отверстие в поршне для штока растачивают на величину x выше центра поршня, где x — половина разности между диаметрами цилиндра и поршня.

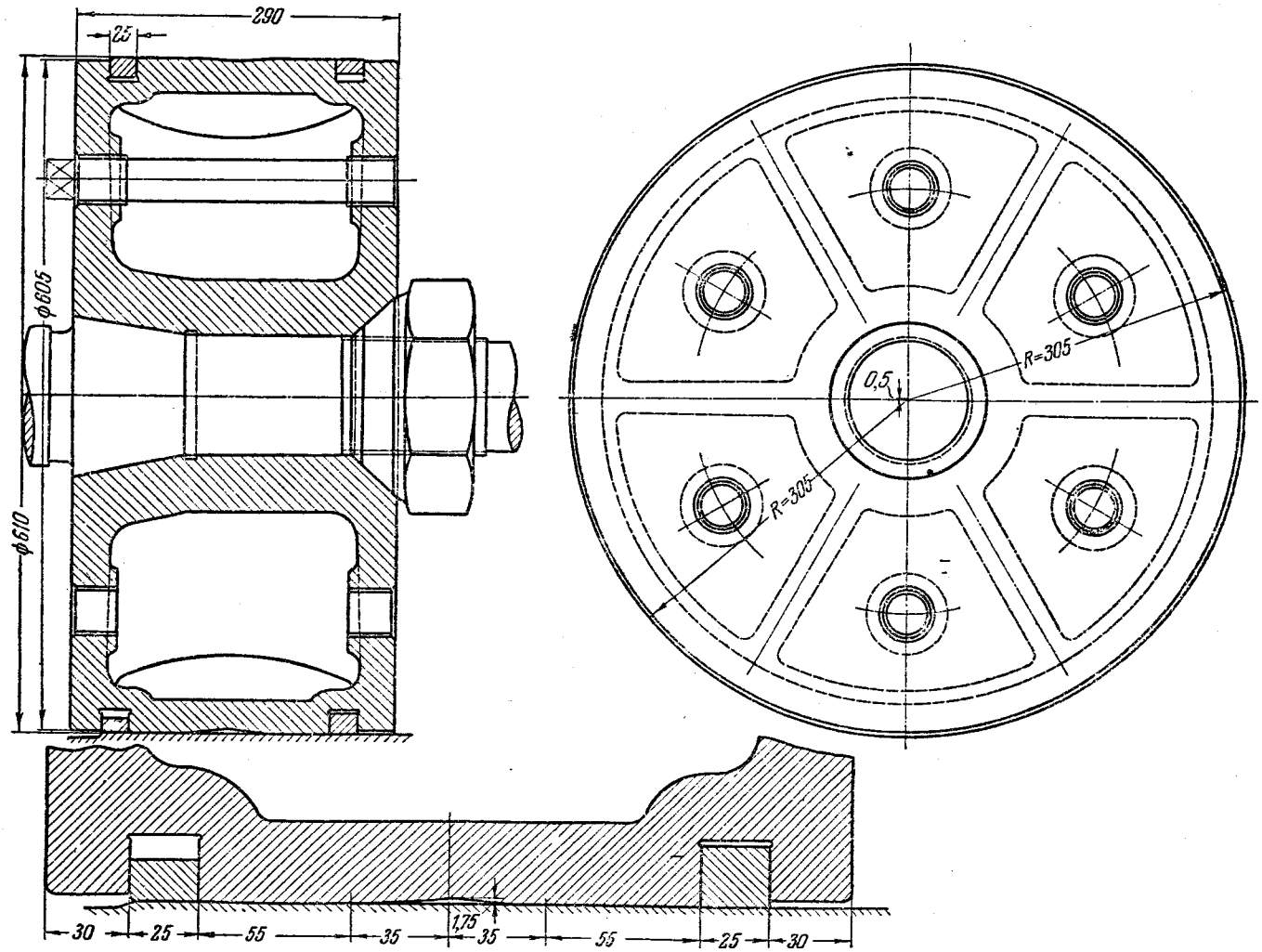
Поршни выполняют полыми или дисковыми.

На фиг. 8-32 показан пустотелый поршень с четырьмя ребрами для укрепления плоских стенок. Для выемки шишки после отливки поршень снабжен четырьмя отверстиями, которые заделаны пробками на резьбе. Гайка штока снабжена стопорным винтом, предохраняющим от отвинчивания. Поршень снабжен двумя широкими кольцами, которые в мертвом положении на величину y свешиваются с рабочей поверхности цилиндра для равномерного износа ее по длине (во многих конструкциях, впрочем, $y = 0$). Замок поршневых колец сделан косой и во избежание просачивания пара прикрыт пластинкой A.

На фиг. 8-33 изображен полый поршень Сумского машиностроительного завода для машины $D = 610$ *мм*, $S = 1\,000$ *мм*. Поршень кроме ребер укреплен еще шестью анкерными болтами, при наличии которых необходимость в особых отверстиях для выемки шишельной земли отпадает. Целесообразной особенностью конструкции является широкая канавка глубиной до 1,75 *мм* посередине цилиндрической поверхности поршня. В канавку эту подается масло специальным насосом, работающим в «такт» с движением поршня, именно в тот момент, когда поршень проходит над отверстием, подающим смазку. В клиновидном зазоре между поршнем и



Фиг. 8-32. Поршень с широкими кольцами.



Фиг. 8-33. Поршень Сумского машиностроительного завода.

цилиндром происходит повышение давления масла, что обеспечивает как бы плавание поршня на слое масла и обусловливает минимальное трение и срабатывание.

В то время как по краям поршня имеется значительный зазор между телом поршня и цилиндром, посередине номинальный зазор сделан лишь по вертикальной оси, и то размером всего 0,5 *мм*. По горизонтальной оси номинального зазора нет, что нельзя признать рациональным (посадочный зазор по скользящей посадке 3-го класса может дойти до 0,3 *мм*).

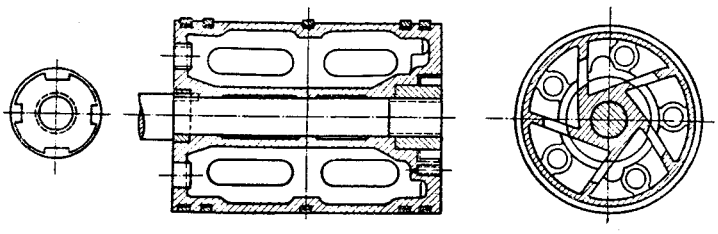
Длинный поршень прямоточной машины представлен на фиг. 8-34.

Внутренние ребра в поршне расположены по касательным к втулке, что, как уже отмечалось применительно к двухседельным клапанам, целесообразно с точки зрения температурных деформаций. Гайка штока утоплена для уменьшения объема вредного пространства. С противоположной стороны осевое усилие на шток передается через кольцо из твердой стали.

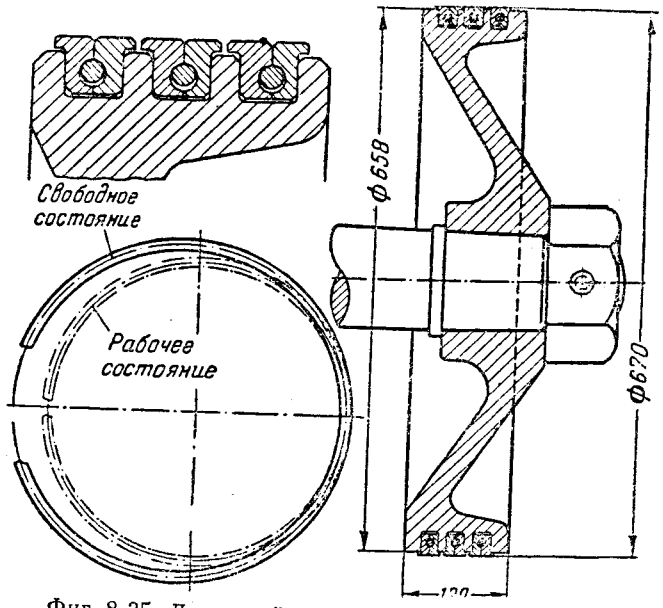
Поршни прямоточных машин отличаются значительным весом, что обусловливает возникновение больших инерционных усилий.

Дисковые поршни применяются преимущественно в паровозных и судовых машинах для уменьшения веса и сил инерции.

На фиг. 8-35 показан дисковый поршень паровоза ФД. Поршень насажен на конический участок штока и притянут гайкой, законтренной шплинтом. Поршневые кольца имеют



Фиг. 8-34. Поршень прямоточной машины.



Фиг. 8-35. Дисковый поршень паровоза ФД.

оригинальную конструкцию, существенно отличающуюся от колец, показанных на фиг. 8-32—8-34. Каждое кольцо состоит из двух половин Г-образной формы, увеличивающей опорную ширину кольца и понижающей поэтому удельное давление на цилиндр. Каждая из половин кольца разрезана на пять частей — секций, и собственной упругости кольцо, конечно, не имеет. К стенкам цилиндра оно прижимается разрезным кольцом из хромованадиевой стали 40 ХФА, которое заложено в канавке между двумя половинами колец.

На фиг. 8-35 (слева, внизу) пружинящее кольцо показано в свободном состоянии и в сжатом после постановки поршня в цилиндр.

Стыки соседних Г-образных колец располагаются в шахматном порядке друг относительно друга.

Толщина стенок поршня выбирается обычно по эмпирическим соотношениям.

Длину поршня рассчитывают по величине удельного давления на стенки цилиндра, допуская последнее равным 1—1,5 *кг/см²*. Нагрузкой при этом считают вес поршня и половины штока, а за опорную поверхность принимают произведение из длины дуги, равной 0,75 D, на длину поршня за вычетом канавок для поршневых колец.

Материалом для полых поршней служит обычно чугун СЧ 21-40, в ответственных случаях — СЧ 28-48 или СЧ 32-52. Дисковые поршни отливаются из стали 25-4522 или откованы из Ст. 50.

Пружинящие поршневые кольца, представляющие собой существенную деталь паровой машины, изготовляются следующим образом.

Отливается болванка из особо плотного и вязкого чугуна (подходящими марками являются СЧ 21-40 или СЧ 24-44) в виде кольцевого цилиндра. Такая болванка именуется маслотой. Снаружи она протачивается до диаметра

$$D+\frac{a}{\pi}+y,$$

где D — диаметр цилиндра;

a — длина делаемого в дальнейшем выреза ($a \approx 0{,}05\,D$; точное значение определяется расчетом);

y — припуск на последующую обработку.

Внутри болванка растачивается до диаметра

$$D+\frac{a}{\pi}-2s-y,$$

где s — толщина кольца.

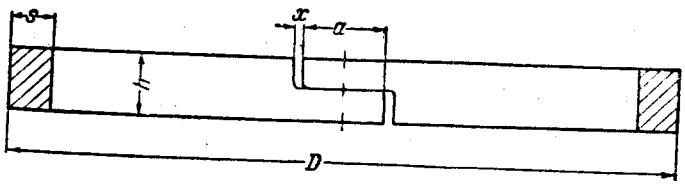
Затем из болванки нарезают кольца высотой h, их разрезают, образуя косой замок (как на фиг. 8-32) или замок с перекрышей (как на фиг. 8-36), причем часть кольца длиной a вырезают. Кольцо сжимают до соприкосновения краев выреза и в этом положении спаивают или скрепляют при помощи штифта. В таком виде кольцо протачивают до требуемого диаметра D (внутри до диаметра $D-2s$).

По удалении скрепления в стыке кольцо стремится разжаться до диаметра

$$D+\frac{a}{\pi}$$

и плотно прижимается к стенкам цилиндра.

При работе кольцо имеет более высокую температуру, чем средняя температура стенки цилиндра. Для компенсации температурного удлинения кольца края его в замке после окончательной обработки несколько спиливаются, так что в холодном состоянии кольцо, сжатое до диаметра D, имеет зазоры между краями замка $x = (0{,}01 \div 0{,}015)\,D$.



Фиг. 8-36. Поршневое кольцо.

По высоте h кольцо плотно пригоняется (с шабровкой) к канавке в поршне для того, чтобы под кольцо не проникал пар.

На фиг. 8-37 схематически показан порядок обработки поршневых колец Сумского машиностроительного завода (для поршня фиг. 8-33). Кольца — «эксцентричные» с переменной толщиной стенки. Они раньше были довольно распространены, так как считалось, что они оказывают равномерное давление на стенки цилиндра (замок вырезается в наиболее тонкой части кольца). В действительности равномерность распределения давления может быть достигнута лишь кольцами, которые утоняются в замке до нуля. Большая (чем в кольце постоянной толщины) равномерность давления не окупает многих недостатков «эксцентричных» колец, как, например, сложность изготовления, возможность легкого заедания в канавке и др. Поэтому в настоящее время кольца эти применяются редко.

От вращения на поршне кольцо предохраняется стопорными штифтами. Замки отдельных колец сдвигаются друг относительно друга, чтобы уменьшить возможность пропуска пара.

Кольца рассчитываются по величине удельного давления на стенку цилиндра, а также на изгиб; при этом наибольшее напряжение получается обычно при одевании кольца на поршень, вследствие чего эту операцию надо выполнять с особой осторожностью.

Удельное давление на стенку цилиндра определяется [Л. 27] по формуле

$$p = 0{,}141 \frac{E}{\frac{D}{a}\left(\frac{D}{s}-1\right)^3} \text{ кг/см}^2, \qquad (8\text{-}6)$$

где E — модуль упругости чугуна, равный $(0{,}9 \div 1{,}2)\cdot 10^4$ кг/см²; размеры D, a и s указаны на фиг. 8-36.

Допустимое удельное давление

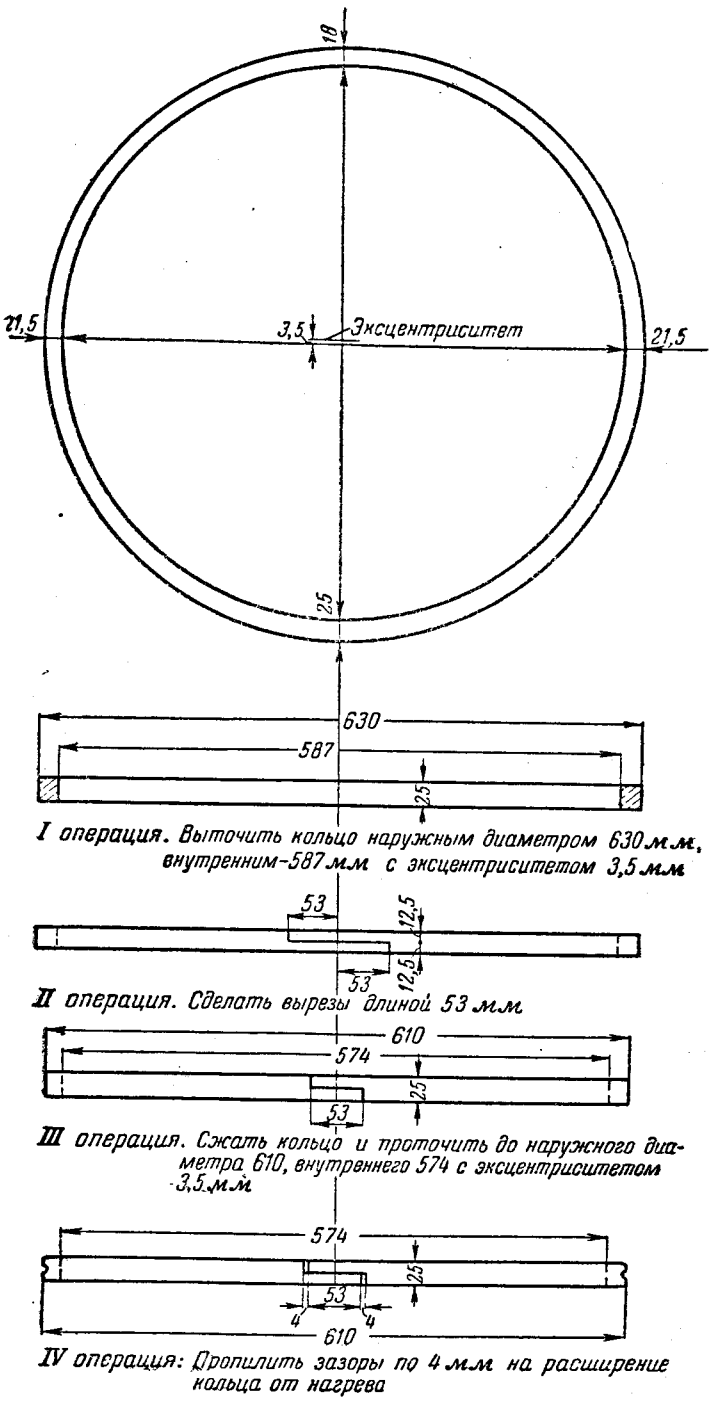
$$p = 0{,}25 \div 0{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

Напряжение от изгиба кольца в рабочем состоянии (т. е. в цилиндре)

$$\sigma_{раб} = 3p\left(\frac{D}{s}-1\right)^2, \qquad (8\text{-}7)$$

а при надевании кольца

$$\sigma_{над} = k\sigma_{раб}\left\{3\pi\frac{D}{a\left(\frac{D}{s}-1\right)}-1\right\}, \qquad (8\text{-}8)$$



Фиг. 8-37. Технологический процесс изготовления эксцентричного кольца Сумского машиностроительного завода.

где k — числовой коэффициент, который зависит от направления усилий, прикладываемых к концам кольца при его разгибании для посадки на поршень. Можно принимать

$$k = 0{,}64 \div 1{,}00.$$

Напряжение на изгиб в кольце допускается до 1 200 *кг/см²*, хотя в автомобильных и авиационных двигателях его допускают до 3 000 *кг/см²*.

Выбрав радиальную толщину кольца s $\left(\text{обычно } s \leqslant \frac{D}{30}\right)$ можно по формуле (8-6) определить необходимую длину выреза a, после чего по формулам (8-7) и (8-8) проверить величины возникающих напряжений.

Способ соединения поршня с поршневым штоком ясен из фиг. 8-32—8-35.

Опорные поверхности заточки на штоке (плоской, как на фиг. 8-34, или конической как на фиг. 8-32, 8-33 и 8-35) и гайки рассчитывают на смятие. Для чугуна допускается напряжение до 500 *кг/см²*, для стали — 1 000 *кг/см²* (в паровозных машинах — до 1 400 *кг/см²*). Нарезка на штоке для гайки выполняется обычно трапецевидной или прямоугольной. Удельное давление в резьбе должно быть не более 150 *кг/см²*. Гайка должна быть надежно законтрена.

Диаметр штока рассчитывают на растяжение и продольный изгиб. Запас устойчивости при расчете по формуле Эйлера принимают равным 10 ÷ 25. Проверяют также стрелу его прогиба, которая должна быть меньше зазора между цилиндром и поршнем.

Материалом для штока служит обычно сталь Ст. 50 с допускаемым напряжением на разрыв 500 *кг/см²*. Для ответственных конструкций применяют легированные стали, для которых, конечно, можно допустить бо́льшие напряжения.

8-10. ПОЛЗУН

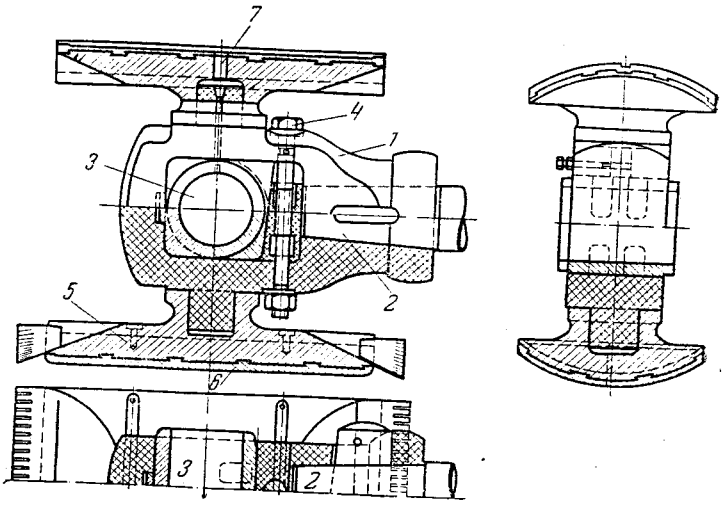
Ползун служит шарнирным соединением штока поршня с шатуном. В то же время он передает параллелям вертикальную составляющую силы, действующей вдоль штока.

Типичные конструкции ползуна представлены на фиг. 8-38 и 8-40.

На фиг. 8-38 показан так называемый открытый ползун, который охватывается вильчатой головкой шатуна.

Тело ползуна из кованой стали соединено с заточенным на конус штоком при помощи клина, создающего натяг в посадке. Клин, как показано на фиг. 8-39, одной своей стороной прилегает к телу ползуна, другой — к штоку.

Бронзовые вкладыши пальца, соединяющего ползун с шатуном, подтягиваются клином при повороте болта *4* (фиг. 8-38).



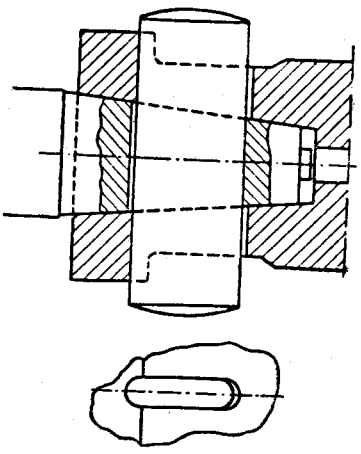
Фиг. 8-38. Ползун открытого типа.
1 — тело ползуна; *2* — шток поршня; *3* — подшипник; *4* — болт; *5* — башмак; *6* — баббит; *7* — отверстие для смазки.

Фиг. 8-40 дает представление о закрытом (вильчатом) ползуне: головка шатуна входит внутрь ползуна.

Здесь шток соединяется с ползуном при помощи двух гаек на резьбе (удобно для изменения длины штока), внутренней — круглой, законтренной при помощи штифта, и наружной *1* — шестигранной, контровка которой осуществлена стопорным винтом. Палец *2* укреплен в теле ползуна и смазывается через отверстие, просверленное по оси его. Солидное закрепление пальца бесполезно: при наличии гайки (с левой стороны) нажимная шайба справа не нужна (можно было бы также обойтись одной нажимной шайбой без гайки слева). Смазка нижней подушки через отверстие в верхнем башмаке устроена рационально, так как не требует специальной масленки. Тело ползуна отлито из стали, башмаки—чугунные, залитые баббитом.

На паровозах наряду с ползунами, скользящими между двумя параллелями, применяют ползуны типа, изображенного на фиг. 8-41.

Этот ползун направляется только одной параллелью [1]. Он имеет пять поверхностей скольже-

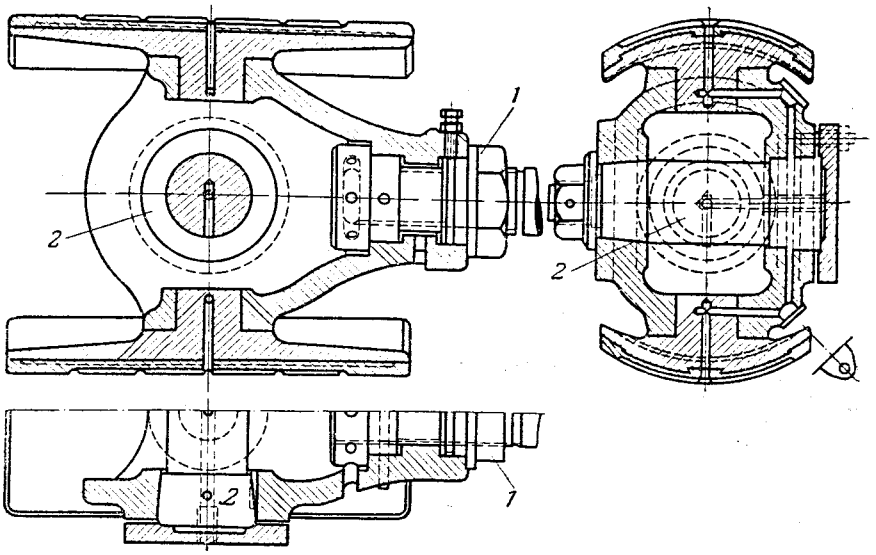


Фиг. 8-39. Клиновое соединение ползуна со штоком.

[1] См. фиг. 8-53.

ния. Сила, направленная вверх (при переднем ходе паровоза) передается тремя поверхностями скольжения *2*, направленная вниз (при заднем ходе) — двумя поверхностями скольжения. Поверхности эти залиты баббитом, который проходит также через ряд сквозных отверстий, стягивая баббитовые пластины на рабочих поверхностях.

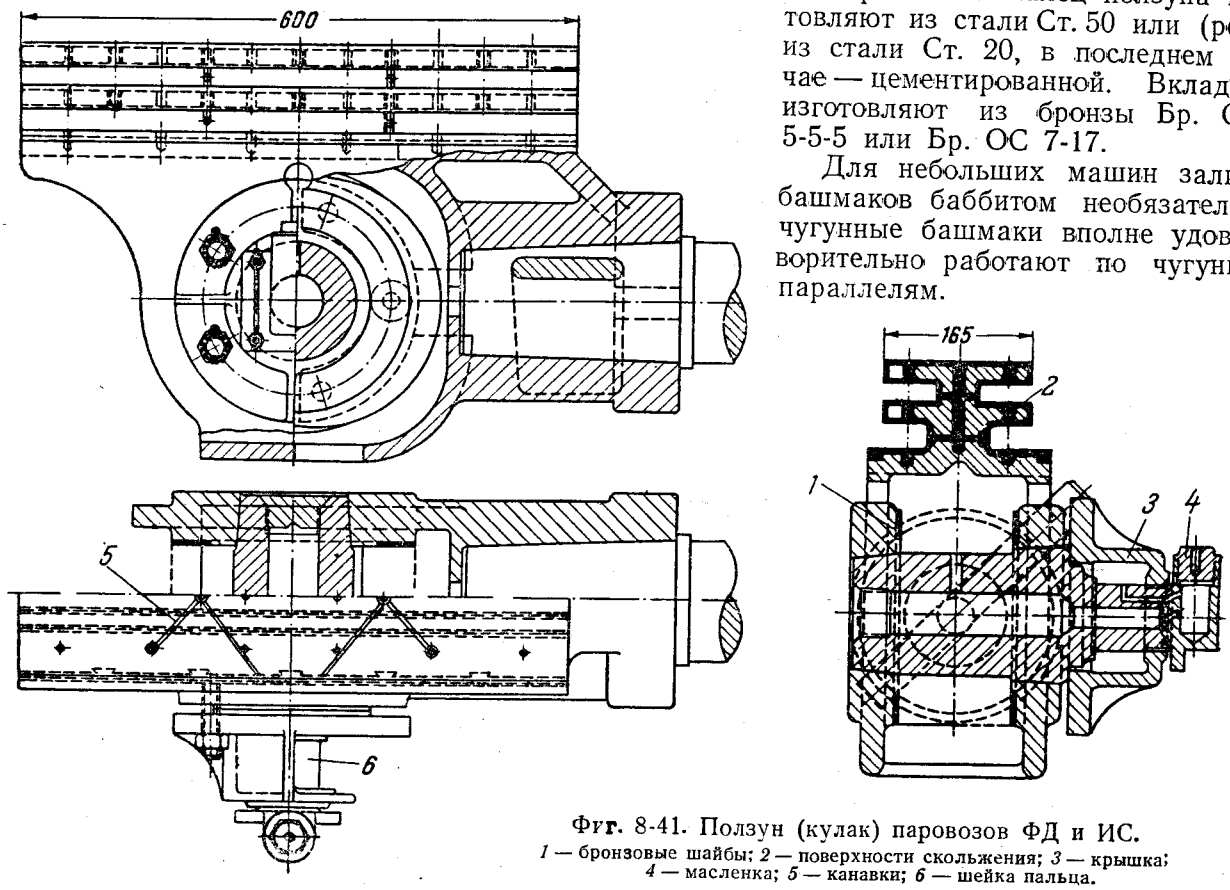
С внутренней стороны щек ползуна поставлены бронзовые плавающие шайбы *1*, по которым работают торцевые поверхности головки шатуна. Палец ползуна фиксируется крышкой *3*, сквозь которую проходит поводок (*19* на фиг. 8-1), надетый на шейку *6* пальца. Смазка пальца производится масленкой *4*, смазка параллелей — масляным прессом. Последний подает смазку к верхней горизонтальной плоскости параллелей, откуда она по сверлениям в полках параллели и по канавкам *5* на баббитовой заливке ползуна растекается по трущимся поверхностям.



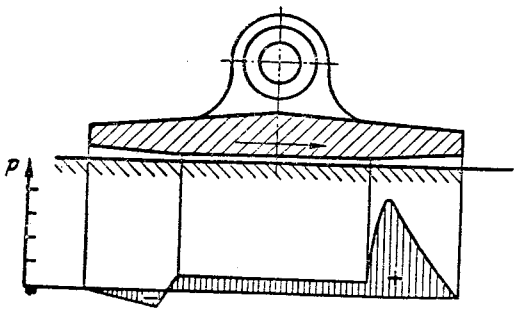
Фиг. 8-40. Ползун закрытого типа.
1 — наружная гайка; *2* — палец.

Тело ползуна открытого типа (фиг. 8-38) изготовляют из стали Ст. 50, тело ползуна закрытого типа — из литой стали марки 25-4522 или 15-4024. Для изготовления башмаков применяют обычно чугун СЧ 21-40, для заливки их — баббит марки Б16. Палец ползуна изготовляют из стали Ст. 50 или (реже) из стали Ст. 20, в последнем случае — цементированной. Вкладыши изготовляют из бронзы Бр. ОЦС 5-5-5 или Бр. ОС 7-17.

Для небольших машин заливка башмаков баббитом необязательна: чугунные башмаки вполне удовлетворительно работают по чугунным параллелям.



Фиг. 8-41. Ползун (кулак) паровозов ФД и ИС.
1 — бронзовые шайбы; *2* — поверхности скольжения; *3* — крышка; *4* — масленка; *5* — канавки; *6* — шейка пальца.



Фиг. 8-42. Распределение давления масла под ползуном с клиновым скосом.

Для создания масляной пленки под башмаком рекомендуется края башмаков выполнять со скосом (уклон ~ 0,5%). При этом, как показано на фиг. 8-42, при движении ползуна вправо в масляном клине между правой частью башмака и опорной поверхностью создается повышенное давление. Это давление падает в том месте, где зазор образован параллельными поверхностями, и делается даже отрицательным под левым краем башмака, под которым будет происходить всасывание масла.

Тем не менее суммарное давление на ползун может быть настолько велико, что оно уравновешивает нормальное давление на параллели, и ползун как бы плавает на масляном слое. Этим обусловливается минимальный износ трущихся поверхностей и минимальная затрата энергии на трение. В рассматриваемой конструкции канавки на поверхности башмака не допускаются.

Вкладыши пальца ползуна, работающие под действием знакопеременных усилий, должны пригоняться к пальцу с минимальным зазором; лишь в местах стыка (чтобы предохранить подшипник от защемления при могущем быть нагреве) вкладыши пришабриваются с зазором.

Масло, находящееся между пальцем и вкладышем, при перемене давления служит буфером и выдавливается.

Для быстрой замены его новой порцией подвод масла следует делать по середине вкладыша. При этом поступающее масло будет быстро втягиваться под действием всасывания, которое создается пальцем, удаляющимся от вкладыша.

Рациональная конструкция рабочей поверхности вкладышей ползуна представлена на фиг. 8-43 (для горизонтальной машины). Масло поступает сверху и по кольцевой канавке быстро достигает середины вкладыша, где с каждой стороны сделана продольная канавка.

В некоторых конструкциях ползуна вкладыши при износе можно подтягивать (фиг. 8-38).

Размеры башмаков или опорных поверхностей ползуна выбирают так, чтобы удельное давление p на параллели от нормальной составляющей силы, передаваемой по штоку и от веса поступательно движущихся частей, приходящихся на ползун, не превышало в стационарных и локомобильных машинах $2 \div 3$ *кг/см²*. В паровозных машинах оно не должно превышать $2 \div 4{,}5$ *кг/см²* — для поверхностей, залитых баббитом; $5 \div 8$ *кг/см²* — для чугунных башмаков; $8 \div 16$ *кг/см²* — для ползунов с бронзовыми накладками.

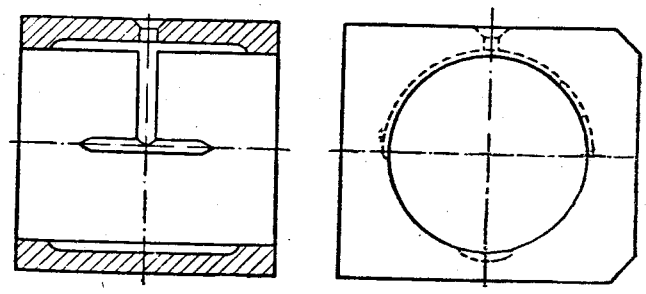
Производят также проверку удельной секундной работы трения, пропорциональной pc_m, где c_m — средняя скорость поршня. Допускается $pc_m = 20 \div 30$ *кгм/см² сек* для стационарных локомобильных машин, а также для паровозных с баббитовой заливкой башмаков. Для паровозных машин с чугунными башмаками $pc_m = 35 \div 40$, а при бронзовых накладках — $55 \div 70$ *кгм/см²сек*.

Палец ползуна рассчитывают на изгиб, на удельное давление на подшипник шатуна и на удельное давление на тело ползуна.

Для пальцев из стали Ст. 20 допускается $R_u = 800 \div 1\,000$ *кг/см²*, из стали Ст. 50 — $1\,000 \div 1\,500$ *кг/см²* (для стационарных машин берут нижний предел).

Удельное давление в подшипнике допускается для стационарных машин до 100 *кг/см²*, для паровозных — до 400 *кг/см²*. Удельное давление пальца на тело ползуна допускается для стального литья до 350 *кг/см²*, для поковок — до 500 *кг/см²*.

Клин в соединении поршневого штока с ползуном рассчитывают на изгиб, на срез



Фиг. 8-43. Схема вкладыша пальца ползуна.

и на смятие. В паровозных машинах допускается для клина из стали Ст. 50:

$R_и \leqslant 2\,000$ *кг/см²*;

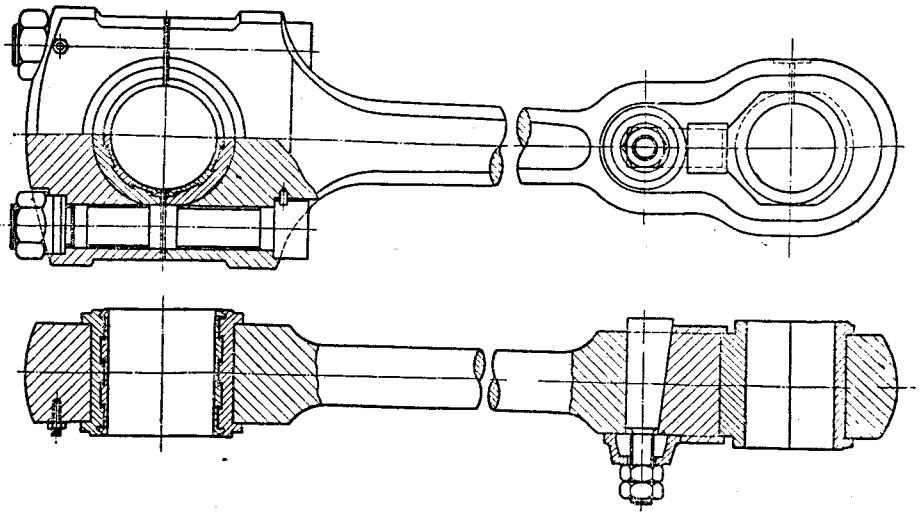
$R_{ср} \leqslant 900$ *кг/см²*;

$R'_{см} \leqslant 2\,000$ *кг/см²* (в штоке);

$R''_{см} \leqslant 1\,500$ *кг/см²* (в теле ползуна).

Для стационарных и локомобильных машин эти величины могут быть уменьшены на 30 ÷ 40%.

В месте прохода клина через поршневой шток должна быть проверена прочность последнего (на разрыв).



Фиг. 8-44. Шатун Сумского машиностроительного завода.

8-11. ШАТУН

Типичные конструкции шатунов показаны на фиг. 8-44 и 8-45.

Первая конструкция предназначается для ползуна закрытого типа (на обеих фигурах головка поршня, соединяющаяся с ползуном, находится справа), вторая — для ползуна открытого типа (головка шатуна вильчатая). Кривошипная головка в обоих случаях имеет одинаковую конструкцию, так называемого судового типа. Такую головку необходимо применять при коленчатом вале; кривошипный же вал допускает возможность применения неразъемной («закрытой») головки, конструкция которой представлена на фиг. 8-46. Подтягивание вкладышей производится в закрытых головках при помощи клина, в открытых (разъемных) — уменьшением толщины прокладок между вкладышами.

Неразъемные (закрытые) головки должны быть изготовлены так, чтобы вкладыши не имели игры в направлении оси пальца; с другой стороны, должно быть обращено внимание на возможность сборки и разборки головки: по удалении клина вкладыши должны свободно выниматься через отверстие головки. Простая конструкция изображена на фиг. 8-46, где клин при подтяжке передает усилие непосредственно на вкладыш.

В конструкции, показанной на фиг. 8-44, между вкладышами и клином имеется промежуточный стальной клин, облегчающий пригонку и разборку частей головки: по удалении натяжного клина сдвигают влево и удаляют промежуточный клин, затем вынимают левый вкладыш и, наконец, правый после сдвига его влево.

Болты кривошипной головки не только стягивают две ее части, но и предохраняют вкладыши от проворачивания. При помощи штифта в головке болты удерживаются от повертывания при затяжке гайки. Резьба на болтах обычно прямоугольная. Гайка должна быть надежно законтрена (например, при помощи стопорных винтов).

В шатуне, предназначенном для ползуна закрытого типа (фиг. 8-44), смазка подшипников осуществляется: в поршневой головке капельной подачей масла из ползуна через сверление в головке шатуна; в кривошипной головке — через осевое и радиальное сверления в пальце кривошипа (на фигуре не показаны).

В шатуне, предназначенном для ползуна открытого типа (фиг. 8-45), масло подается к пальцу ползуна с одного из его торцев, по осевому и радиальному сверлениям смазывает этот палец и по трубке, прикрепленной к стержню шатуна, направляется для смазки кривошипной головки.

Материалом для изготовления шатунов служит обычно сталь Ст. 40 или Ст. 50. Подшипники пальца ползуна изготовляют из бронзы Бр. ОЦС 5-5-5 или Бр. ОС 7-17, подшипники кривошипной головки — из той же бронзы или из стали с заливкой баббитом марки Б83.

Шатунные болты изготовляют из стали Ст. 40 или Ст. 50, а в ответственных конструкциях — из легированных сталей (например, из стали 37ХН3А). Прокладки в кривошипной головке выполняют из листовой латуни.

Напряжение σ следует определять в двух положениях шатуна: для наибольшей силы P (см. § 4-1) и для наибольшего момента M_u. Допускается $R_u = 600$ *кг/см²* для стационарных и 1 000 *кг/см²* для паровозных машин.

Запас устойчивости при расчете на продольный изгиб принимают равным 2—3 в паровозных машинах, 10—30 (и более) в стационарных машинах.

Головки шатунов рассчитывают на изгиб с допускаемым напряжением (для стали Ст. 50) до 800 *кг/см²*, а в паровозных машинах — до 1 200 *кг/см²*.

Шатунные болты подвергаются растяжению от предварительной затяжки и от переменной внешней нагрузки. При недостаточной жесткости шатунной головки в болтах могут возникать изгибающие напряжения, которые, однако, при расчете не учитываются. В болтах из стали Ст. 50 допускается $R_z = 600$ *кг/см²*, из легированных сталей — до 1 000 *кг/см²*.

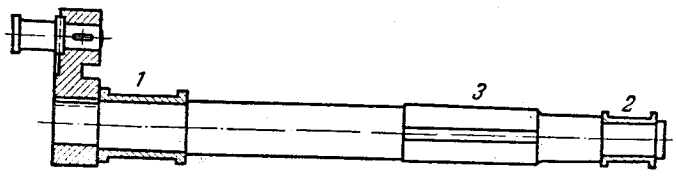
8-12. КОРЕННОЙ ВАЛ

Коренной вал является одной из наиболее ответственных частей паровой машины. Он воспринимает рабочие и инерционные силы от шатунно-кривошипного механизма, нагружен значительным весом маховика, передает крутящий момент рабочим машинам.

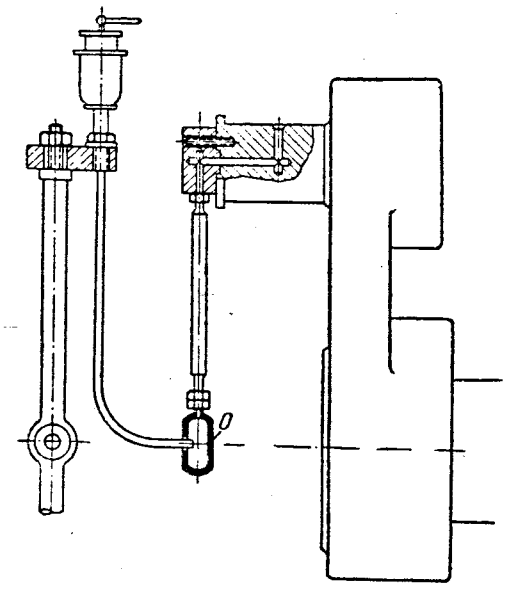
Валы выполняются кривошипными (при байонетной раме) и коленчатыми (при вильчатой раме или в вертикальных машинах).

Кривошипный вал показан на фиг. 8-47. На левом конце вала горячей посадкой, на шпонке посажен кривошип, в котором таким же образом запрессован кривошипный палец. Вал опирается в подшипниках *1* и *2*, второй из которых является выносным, расположенным за маховиком и не связанным с рамой машины. На шейку *3* насаживается маховик.

Для подвода масла к пальцу кривошипа часто применяется устройство, показанное на фиг. 8-48. Масло из капельной масленки, укрепленной на ограждении машины, подается к



Фиг. 8-47. Кривошипный вал.
1 и *2* — подшипники; *3* — шейка, на которую насаживается маховик.



Фиг. 8-48. Устройство для смазки пальца кривошипа.

резервуару *O*, находящемуся на оси вала и соединенному трубкой с пальцем кривошипа. Так как трубка вращается вместе с кривошипом, то масло отбрасывается центробежной силой к пальцу кривошипа и по сверлениям попадает на его поверхность.

На фиг. 8-49 показан коленчатый вал локомобильной машины. Здесь кривошип находится между подшипниками и смазывается капельной масленкой, которая по трубке *10* подает масло в кольцевой сборник *9*, вращающийся вместе с валом. Центробежной силой масло (по трубке и сверлениям) попадает на смазываемую поверхность.

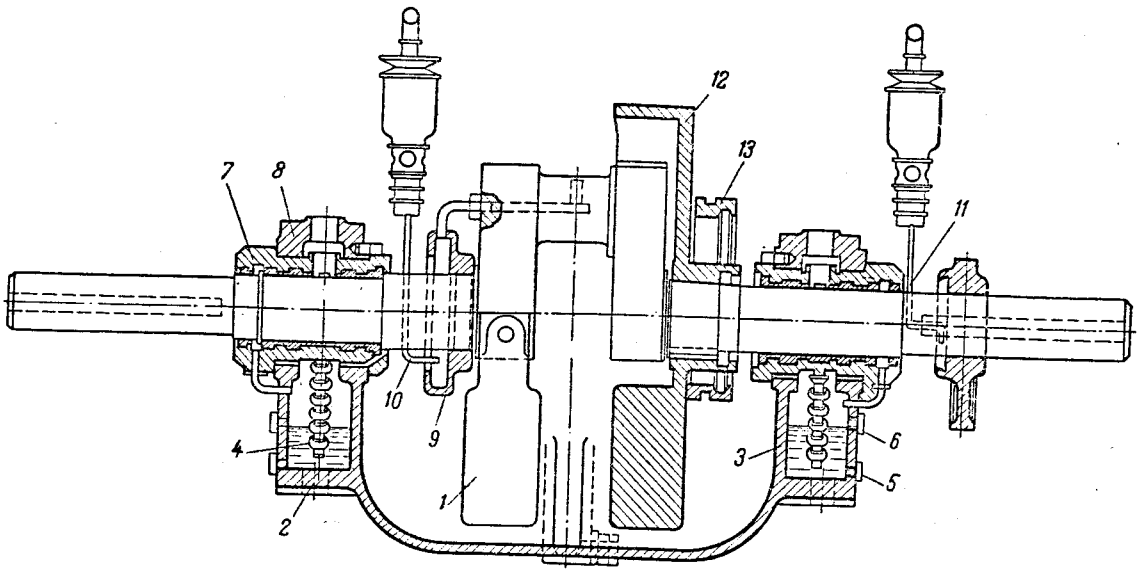
Вал машины компаунд стационарного локомобиля показан на фиг. 8-50. Здесь также вал покоится на двух подшипниках и из них получает масло для смазки кривошипов. По обе стороны подшипников на вал насажены маховики *11*.

Валы паровых машин изготовляют из стали Ст. 40 или Ст. 50.

Валы рассчитывают на изгиб и кручение от сил, передающихся по шатуну и на изгиб от веса маховиков. Кривошипы и щеки колен рассчитывают на изгиб и кручение. Допускаемое напряжение составляет обычно 600—800 *кг/см²*.

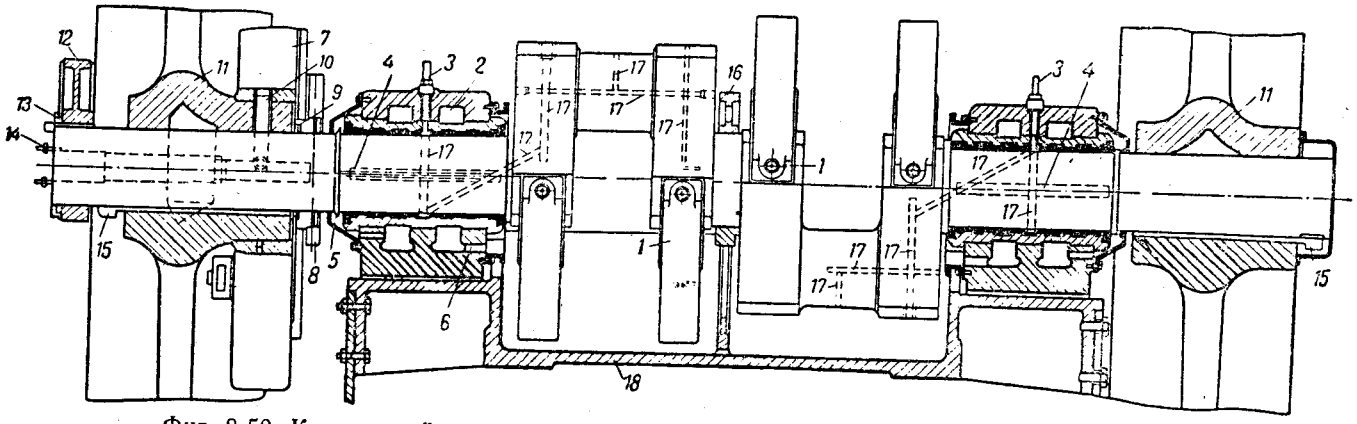
Палец кривошипа следует проверить на нагрев. Произведение из удельного давления на окружную скорость составляет обычно около 150, в паровозах до 400 (*кг/см²* × *м/сек*).

Для валов быстроходных машин следует проверять частоту крутильных колебаний.



Фиг. 8-49. Коленчатый вал машины локомобиля П-25.

1 — противовес; *2* — отверстия для крепления коренного подшипника; *3*—корпус подшипника; *4*—смазочная пепочка; *5*—отверстие для спуска масла; *6* — вестовое (сигнальное) отверстие; *7* — верхний вкладыш подшипника; *8* — крышка подшипника; *9* — кольцо смазки кривошипа; *10*—трубка для подачи масла к кольцу; *11*—трубка для подачи масла к эксцентрику питательного насоса; *12* — корпус регулятора; *13* — эксцентрик золотника.



Фиг. 8-50. Коленчатый вал машины компаунд стационарного локомобиля марки СК.

1 — противовес; *2* — коренной подшипник; *3* — трубка для подвода масла; *4* — холодильники вкладышей; *5* — маслоотражатель; *6* — слив масла; *7* — плоский регулятор; *8* — эксцентрик золотника в. д.; *9* — кольцо для смазки регулятора; *10* — стержень приспособления для изменения числа оборотов; *11* — маховик; *12* — эксцентрик мокровоздушного насоса: *13* — кольцо для смазки эксцентрика; *14*— шпилька, укрепляющая приспособление для изменения числа оборотов; *15* — шпонка маховика: *16* — эксцентрик золотника н. д.; *17* — сверления для подвода масла; *18* — корыто.

8-13. РАМА И КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ

На фиг. 8-51 показана конструкция байонетной рамы горизонтальной машины (для кривошипного вала).

Одна чугунная отливка объединяет собственно раму, т. е. опорную часть машины, параллели и коренной подшипник.

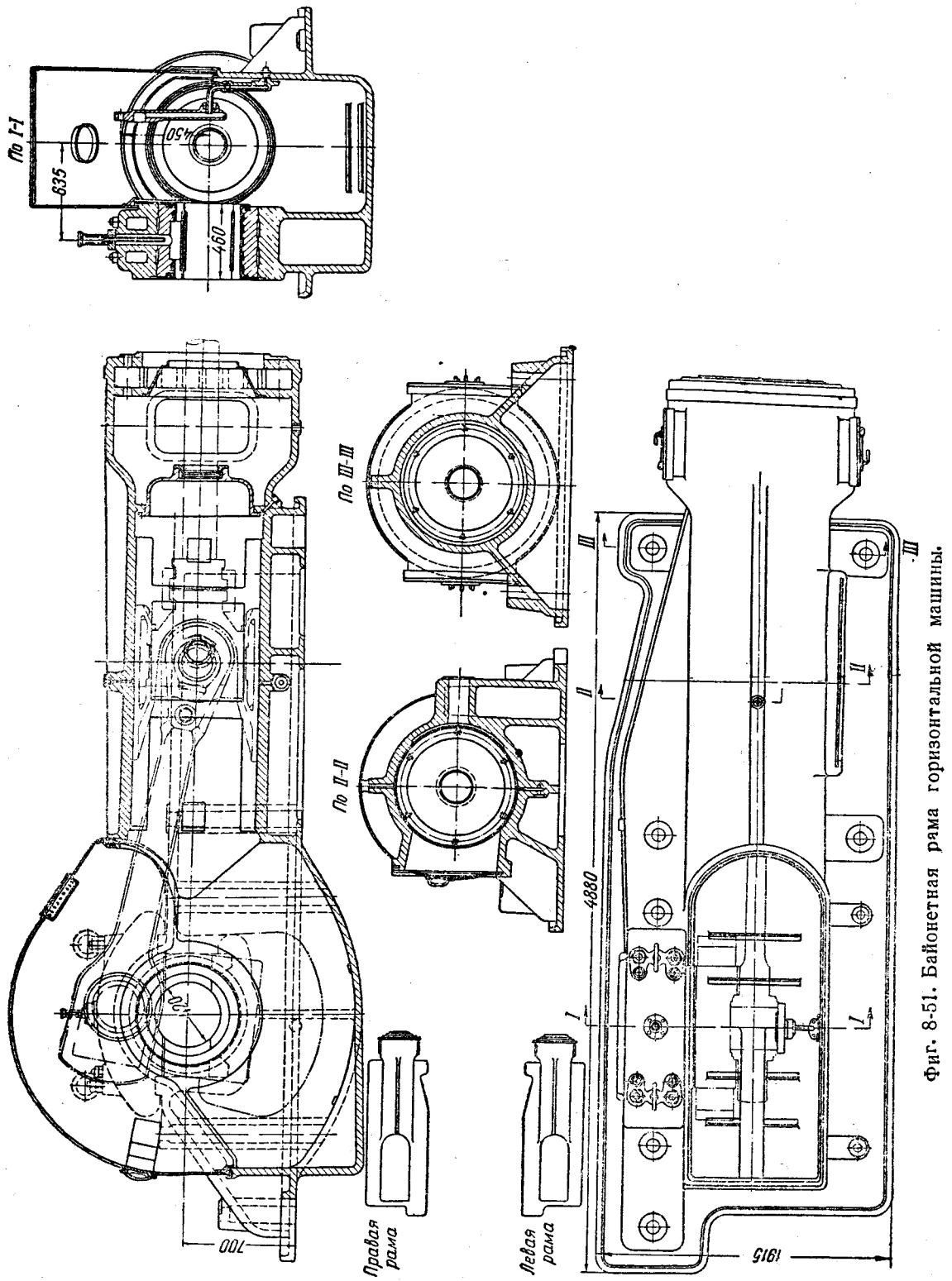
Параллели имеют круглое сечение и вырезаны с одной стороны для доступа к ползуну. От сальника цилиндра параллели отделены камерой с двумя боковыми окнами, через которые можно осматривать и подтягивать сальник. Наличие этой камеры препятствует попаданию на параллели пара, просачивающегося через сальник.

В разрезе по *I-I* видно устройство для смазки пальца кривошипа, аналогичное показанному на фиг. 8-48.

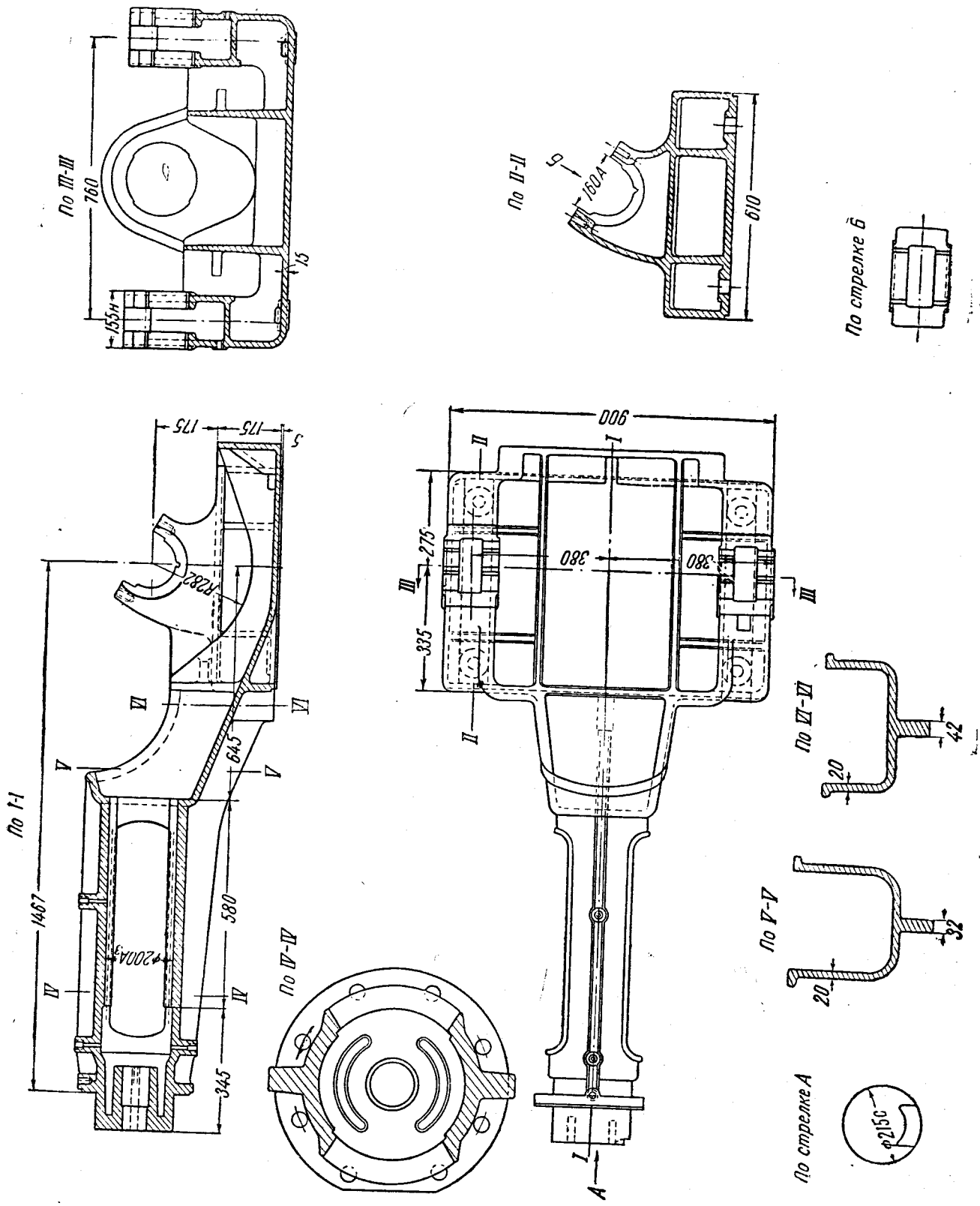
Кривошипная камера сверху и с боков закрыта кожухом из листовой оксидированной стали.

Конструкция вильчатой рамы одного из отечественных локомобилей показана на фиг. 8-52.

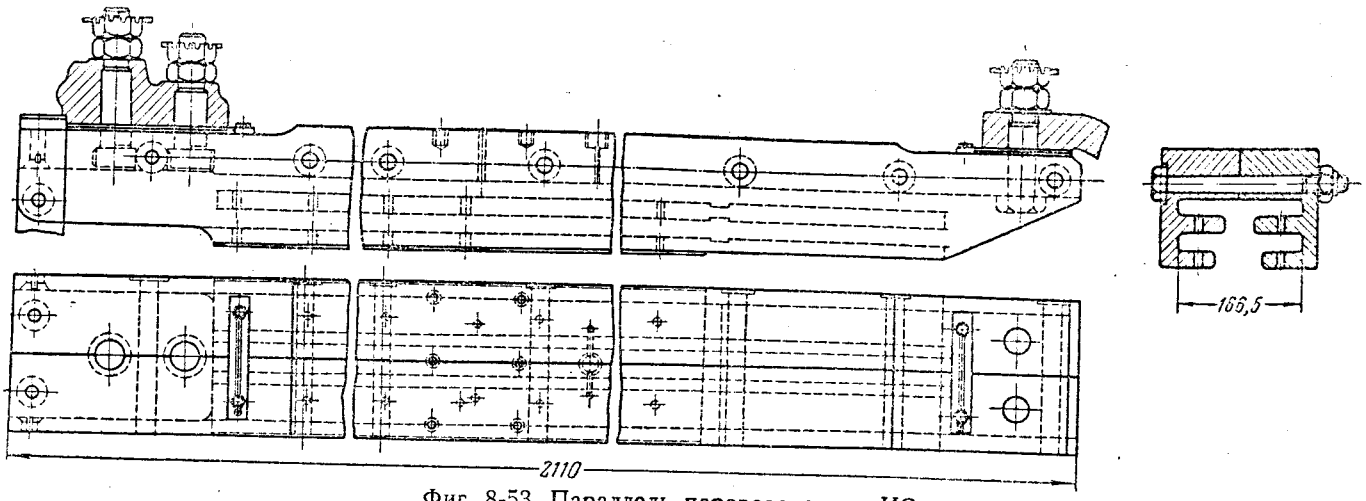
В связи с небольшими размерами машины передняя крышка парового цилиндра отлита



Фиг. 8-51. Байонетная рама горизонтальной машины.



Фиг. 8-52. Вильчатая рама локомобильной машины.



Фиг. 8-53. Параллель паровоза серии ИС.

заодно с параллелями; последние открыты с обеих сторон.

Два коренных подшипника имеют разъем в плоскости, составляющей угол около 30° с горизонтальной плоскостью, так как равнодействующая сил, приложенных к подшипнику, направлена приблизительно по стрелке *Б* (разрез по *II-II*).

Материалом для изготовления рам служит чугун СЧ 15-32 или СЧ 18-36.

Рамы рассчитывают на растяжение и изгиб силой, действующей по штоку. Корпусы и крышки подшипников рассчитывают на изгиб под действием сил, приложенных к подшипнику. Напряжения не должны превышать 300 *кг/см²*.

Рамы паровозных машин изготовляют из листовой или литой стали. Параллели представляют собою обычно стальную балку с опорными поверхностями для ползуна. Примером может служить параллель, представленная на фиг. 8-53 и предназначенная для ползуна, который был показан на фиг. 8-41. Параллель состоит из двух балок Е-образного профиля, соединенных между собою болтами. Полки ползуна входят в пазы балок с зазором, соответствующим широкоходовой посадке 3-го класса точности.

Вкладыши коренных подшипников изготовляют обычно из чугуна с заливкой баббитом (марки Б83). Составляются они из двух или четырех частей.

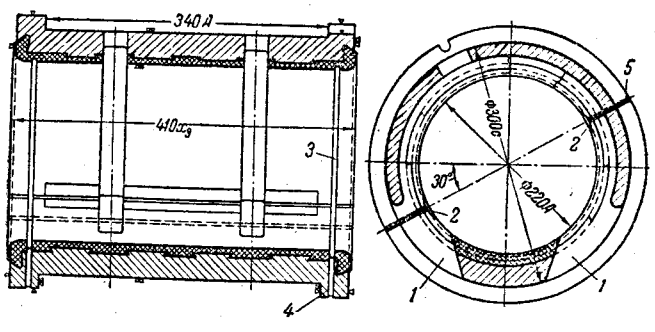
На фиг. 8-54 показан вкладыш подшипника с кольцевой смазкой, состоящий из двух частей. По своей конструкции вкладыш подходит для рамы, показанной на фиг. 8-52. Рабочие поверхности вкладышей гладкие, прерываемые только окнами *1* для смазочных колец и так называемыми холодильниками *2* (выемками) в плоскости разъема. Канавки *3* задерживают масло в направлении к торцам и заставляют его стекать через отверстия *4*. Подтяжка может быть произведена путем уменьшения числа прокладок *5* между половинами вкладыша.

Вкладыш подшипника, показанного на фиг. 8-55, состоит из четырех частей; боковые части вкладыша можно подтягивать при помощи клиньев.

Масло к подшипнику подается от смазочного пресса сверху.

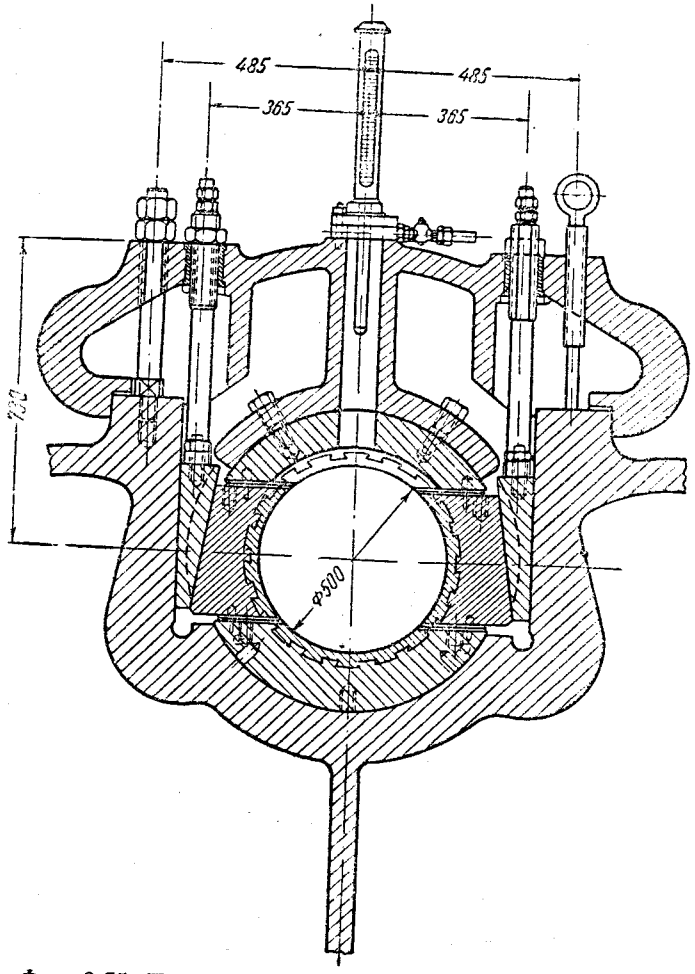
Диаметральный зазор между вкладышем и шейкой составляет обычно около 0,001 диаметра шейки.

Как известно, по гидродинамической теории смазки, разработанной впервые проф. Н. П. Петровым, вал при вращении занимает во вкладыше положение, изображенное на фиг. 8-56. Под валом образуется клиновидный зазор, в котором происходит повышение давления масла согласно эпюре, приведенной на этой фигуре. Таким образом, создается под-

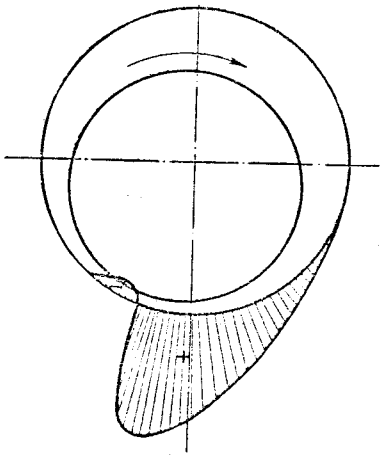


Фиг. 8-54. Вкладыш подшипника с кольцевой смазкой.

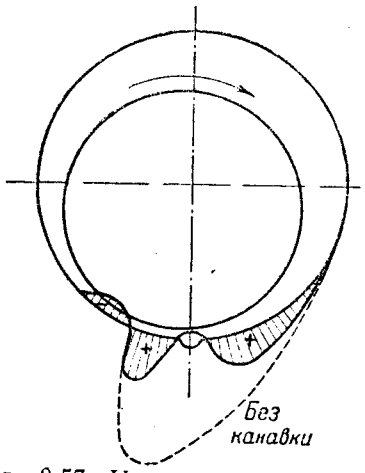
1 — окна для смазочных колец; *2* — холодильники; *3* — канавки; *4* — отверстия; *5* — прокладки.



Фиг. 8-55. Подшипник горизонтальной машины.



Фиг. 8-56. Распределение давления в масляном клине.



Фиг. 8-57. Нарушение канавкой роста давления в масляном клине.

держивающая пленка масла, которая исключает металлическое трение между шейкой и вкладышем.

Гидродинамическая теория смазки не вполне приложима к подшипникам паровых машин, в большинстве случаев тихоходных и отличающихся переменностью (по величине и направлению) силы, приложенной к валу.

Однако вытекающие из этой теории практические правила конструирования подшипников соблюдаются и для подшипников паровых машин: эти правила сводятся в основном к рациональному расположению канавок во вкладыше и к способу подвода масла.

Наличие канавок в нижнем вкладыше нарушает процесс повышения давления масла (фиг. 8-57). Поэтому рекомендуется выполнять вкладыши гладкими и притом лишь из двух половин, так как в подшипнике на фиг. 8-55 места разъема аналогичны по своему действию канавкам. Наличие канавок допустимо лишь на ненагруженной стороне вкладыша, где канавки способствуют распределению масла по длине подшипника и его охлаждению.

Подачу масла следует производить в том месте вкладыша, где давление масла отсутствует. В подшипнике на фиг. 8-54 подача масла производится кольцами и распределяется по длине вкладыша холодильниками *2*.

Размеры вкладышей коренных подшипников проверяют на величину удельного давления и на нагрев по произведению удельного давления и окружной скорости шейки.

Подшипники быстроходных машин могут быть рассчитаны на основе гидродинамической теории смазки с выбором оптимального зазора между вкладышем и шейкой.

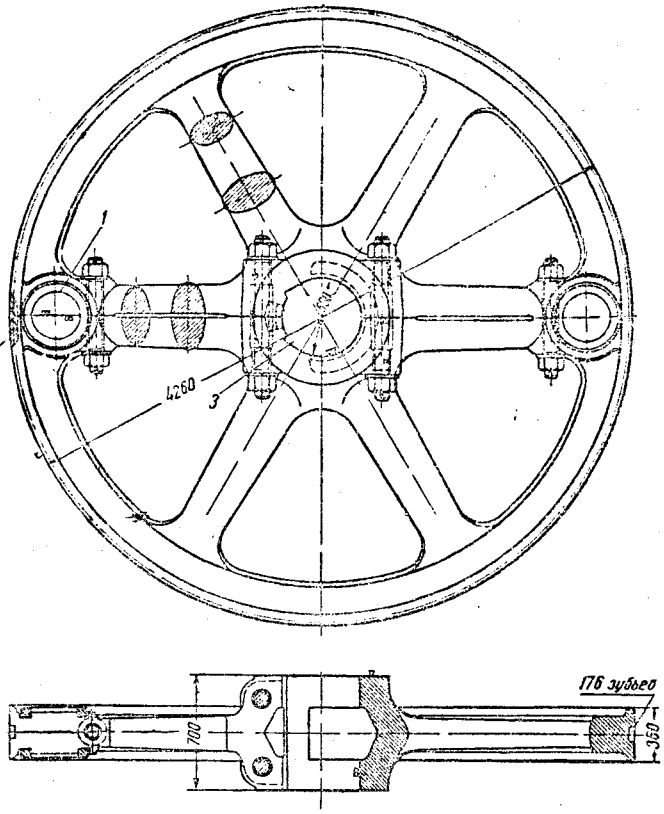
8-14. МАХОВИК

Как известно, основным назначением маховика является поддержание постоянной угловой скорости вращения (в пределах степени неравномерности маховика). Часто, однако, маховик выполняет роль шкива (иногда канатного), и тогда профиль обода должен соответствовать размерам ремня или каната.

Если маховик насажен на свободный конец вала, он может быть изготовлен цельным (обычно при диаметре до 2 *м*). В большинстве же случаев маховики приходится выполнять разъемными; при этом следует уделять особое внимание конструкции соединения частей маховика. В простейшем случае обе половины маховика стягиваются болтами на втулке и на ободе. Для большей надежности к болтам добавляют кольца, посаженные нагорячо.

Такая конструкция показана на фиг. 8-58, где кольца *1* стягивают две половины маховика на ободе. На наружной поверхности обода имеются отлитые зубья *2*, дающие возможность при помощи специальной трещетки проворачивать машину. Иногда такими зубьями снабжена внутренняя поверхность обода, в особенности в тех случаях, когда маховик выполняет роль шкива. Маховик крепится на вал при помощи двух шпонок, входящих в канавки *3*.

Маховики отливаются из чугуна марки СЧ 15-32.



Фиг. 8-58. Маховик.
1 — кольца; *2* — зубья; *3* — канавки.

Обод и спицы маховика рассчитывают на разрыв и изгиб центробежной силой собственной массы; болты — на разрыв той же силой. Напряжения допускаются незначительные (в связи с большими разрушениями, которые может вызвать разрыв маховика): в ободе и спицах маховика не более 200 *кг/см²*, в болтах (из стали Ст. 40 или Ст. 50) — до 500 *кг/см²*.

РАЗДЕЛ ДЕВЯТЫЙ

ЭКСПЛОАТАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

ГЛАВА ПЕРВАЯ

СМАЗКА ПАРОВЫХ МАШИН

9-1. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Назначение смазки — понизить коэффициент трения трущихся поверхностей, заменяя, по возможности, трение сухих тел жидкостным трением, т. е. трением частиц масла друг о друга. Обильная подача масла к трущимся поверхностям иногда служит одновременно для целей охлаждения — отвода тепла, развивающегося при трении.

Для смазки обычно применяются масла минерального, растительного и животного происхождения. Масла двух последних сортов непригодны при работе с высокой температурой, так как они легко разлагаются. Преимущественным распространением пользуются минеральные масла, добываемые из нефти.

Условия работы различных деталей паровой машины предъявляют различные требования к качеству масла. Обычно эти детали разбиваются на две группы: детали, соприкасающиеся с паром и имеющие высокую температуру (цилиндры, сальники, внутренние органы парораспределения), и детали, работающие при невысокой температуре (подшипники, параллели, эксцентрики, шарнирные соединения парораспределительного механизма и т. д.).

Для смазки первой группы деталей применяют так называемые цилиндровые масла, для второй группы — машинные масла.

Основные показатели качества масел сводятся к следующим:

1. Вязкость. Она характеризует сопротивление перемещению частиц жидкости по отношению друг к другу, или, что одно и то же, сопротивление сдвигу смазочного материала. Вязкость показывает способность масла отделять друг от друга трущиеся поверхности: при недостаточной вязкости масло может быть выдавлено этими поверхностями.

В теоретических исследованиях процесса смазки оперируют обычно абсолютной вязкостью, которая измеряется в *кг.сек/м²*. Она представляет собой силу (в килограммах), которая необходима для преодоления трения жидкости, протекающей через капиллярную трубку длиной 1 *м* со скоростью 1 *м/сек*.

На практике вязкость определяют в градусах, пользуясь для этого стандартным вискозиметром. Последний представляет собой градуированную колбочку емкостью 200 *см³*. Определение вязкости базируется на сравнении времени истечения испытуемого масла и воды из этой колбочки. При этом истечение происходит через отверстие диаметром 2,8 *мм*, а высота столба жидкости в начале опыта составляет 52 *мм*. В этом случае вязкостью называется отношение времени истечения 200 *см³* испытуемого масла к времени истечения 200 *см³* дистиллированной воды при 20° С.

Если обозначить абсолютную вязкость через z, то вязкость по стандартному вискозиметру

$$E \approx 1\,490\,z^{*}. \qquad (9\text{-}1)$$

С возрастанием температуры вязкость уменьшается. Зависимость абсолютной вязкости от температуры определяется формулой

$$z = \frac{k}{(0,1t)^{2,6}}, \qquad (9\text{-}2)$$

где t — температура масла;

k — коэффициент, зависящий от сорта масла;

От машинного масла обычно требуется вязкость порядка 6° при 50° С. В ряде случаев эту

* Формула эта дает наиболее точные результаты при $E > 6°$.

Таблица 9-1

Характеристики масел, применяемых для смазки паровых машин (по ГОСТ 2587-44)

Масло	Марка	№ стандарта	Вязкость, градусы	Температура вспышки, °С	Примечание
		Цилиндровые масла при 100° С			
Цилиндровое . .	2	ГОСТ 1841-42	1,8—2,2	—	Для машин, работающих насыщенным паром, давлением до 6 *ата*
Вискозин	—	ГОСТ 1859-42	3—4	240	Для машин, работающих насыщенным паром
Цилиндровое . .	6	ОСТ 10001-38	4,5—6,0	300	Для машин, работающих перегретым паром при $t_0 \leqslant 350°$ С
Вапор	—	ГОСТ 788-43	5,5—7,0	310	То же
Гудрон вапорный	—	ГОСТ В-2031-43	6—8,5	285	То же при $t_0 \leqslant 300°$ С
		Машинные масла при 50° С			
Машинное	Л	ГОСТ 1707-42	4,0—4,5		
То же	С	ГОСТ 1707-42	5,5—7,0	—	
„ „	СУ	ГОСТ 1707-42	6—7,5	—	
„ „	СВ	ГОСТ 2854-45	5,5—7,0	—	

цифру понижают до 5°, при сильно нагретых частях машины доводят до 8 и даже до 10°. Цилиндровые масла имеют значительно бóльшую вязкость: от 2 до 7° при 100° С (бóльшие цифры — при перегретом паре).

2. Температура вспышки, т. е. та температура, при которой пары нагретого масла вспыхивают при поднесении к ним огня. Чем выше температура вспышки, тем менее испаряется масло при высоких температурах. От машинных масел требуется обычно температура вспышки не менее 200° С, от цилиндровых масел — в зависимости от температуры пара. При этом следует отметить, что температура пара может быть и выше температуры вспышки, определяемой обычно в открытом тигле, так как в цилиндре машины под давлением температура вспышки увеличивается. Применяемые у нас цилиндровые масла имеют температуру вспышки до 330° С.

3. Содержание кислот и щелочей, вызывающих разъедание металлических поверхностей. В хороших маслах кислоты и щелочи должны отсутствовать.

4. Содержание воды имеет особое значение при фитильной смазке, так как снижает всасывающую способность фитилей. Содержание воды в масле, как правило, недопустимо.

5. Содержание золы характеризует количество твердых составных частей, которые остаются при сжигании масла вследствие наличия в нем различных примесей. Зола, образующаяся в цилиндре при сгорании масла, дает нагар, который вызывает износ трущихся частей.

6. Коксовое число дает возможность суждения о степени нагарообразования. Для высокосортных масел содержание кокса не должно превышать 0,5%.

7. Маслянистость смазки, или способность масла к прилипанию к трущимся поверхностям. Это свойство масла еще недостаточно изучено и количественно не оценивается. Во всяком случае масло высокого качества должно обладать хорошей маслянистостью.

8. Способность «омыливаться», т. е. образовывать с водой или паром прочную эмульсию. В особенности важно, чтобы не эмульсировалось масло в машинах с противодавлением, по выходе из которых необходимо отделить масло от пара или воды.

9. Удельный вес, составляющий обычно около 0,90 ÷ 0,92, не может служить показателем степени пригодности масла и имеет значение главным образом для определения исходного продукта.

В табл. 9-1 приведены основные характеристики советских масел, применяемых для смазки паровых машин в соответствии с ГОСТ 2587-44.

Цилиндры машин, работающих насыщенным паром, рекомендуется смазывать вискозином, а при давлении свежего пара до 6 *ата* — цилиндровым 2.

Для машин, работающих перегретым паром, наилучшим маслом является вапор, затем цилиндровое 6, наконец, при температуре пара не свыше 290° С — гудрон вапорный.

Смазку коренных и шатунных подшипников, а также ползуна можно производить машинным маслом С, СУ или СВ, смазку наружного парораспределительного механизма—маслом Л. Масло Л можно применять также для смазки всех «холодных» незначительно нагруженных частей.

В тех случаях, когда подведение жидкой смазки невозможно (вследствие разбрызгивания или быстрого стекания), применяют так называемые консистентные смазки (например, тавот), состоящие из смеси минерального масла с омыленным растительным маслом или животным жиром.

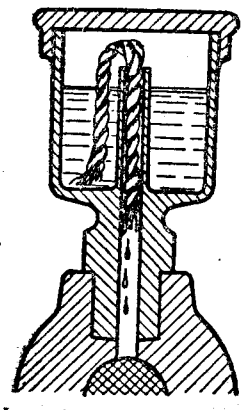
В отношении цилиндровых масел следует отметить, что из-за повышенных требований к вязкости и температуре вспышки приходится часто применять масла с большим содержанием асфальта, вызывающего образование нагара в цилиндре.

Так как при смазке поршня в лучшем случае имеет место «полужидкое» трение, то смазочная способность цилиндрового масла определяется не столько вязкостью, сколько маслянистостью.

Ввиду того, что способность к прилипанию увеличивается на поверхностях, покрытых графитом, то при очень высоких температурах пара рекомендуется прибавка к цилиндровому маслу коллоидального графита.

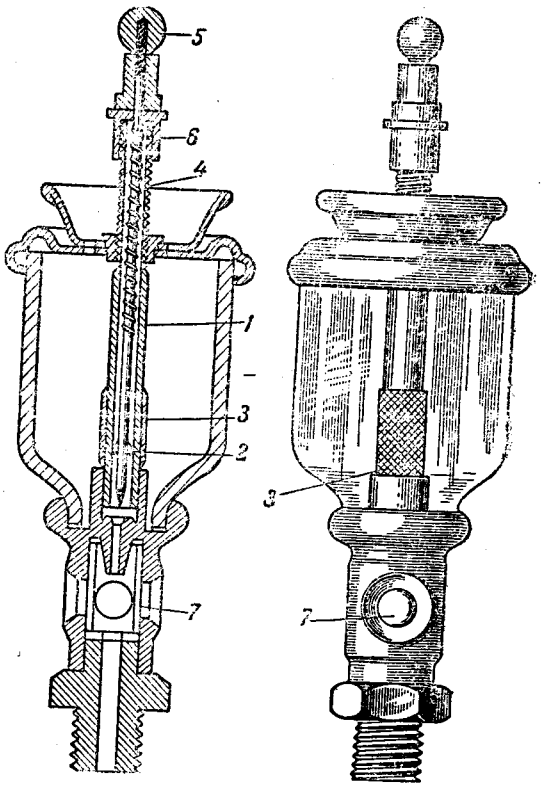
9-2. ПОДАЧА СМАЗКИ НА ТРУЩИЕСЯ ПОВЕРХНОСТИ

1. Ручная смазка. Ручная смазка при помощи портативных масленок допустима только для неответственных легко доступных деталей с небольшой нагрузкой трущихся поверхностей (например, шарнирных соединений парораспределительных механизмов).



Фиг. 9-1. Фитильная масленка.

2. Смазка масленками. Наибольшее распространение имеют масленки фитильные (фиг. 9-1) и игольчатые (фиг. 9-2). Фитиль изготовляется из шерстяных ниток; масло вследствие волосности поднимается по нему и каплями стекает на трущиеся поверхности.



Фиг. 9-2. Игольчатая масленка.
1 — трубка, через которую проходит масло; *2* — отверстие в трубке; *3* — сетка; *4* — игольчатый клапан; *5* — головка; *6* — резьба на клапане; *7* — оконце для наблюдения за подачей масла.

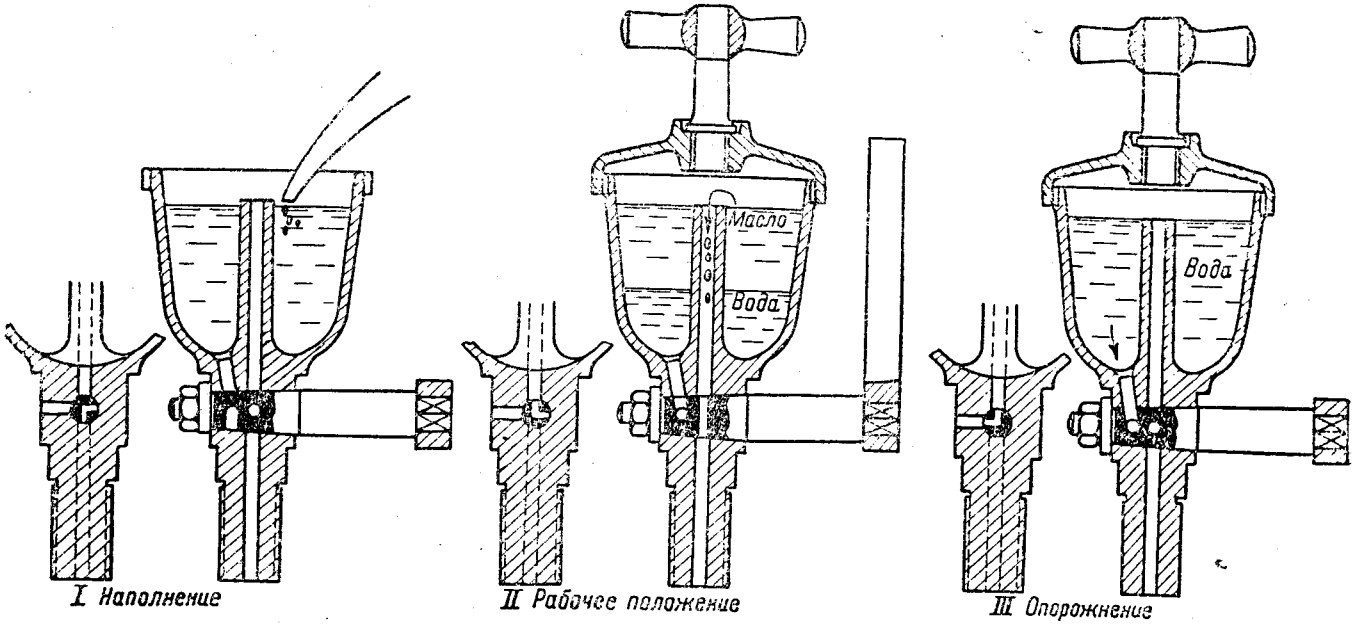
При остановке машины фитиль приходится вынимать из трубочки во избежание лишнего расхода масла.

В игольчатой масленке масло проходит в трубку *1* через отверстие *2*, защищенное от засорения сеткой *3*. Выход масла из этой трубки регулируется игольчатым клапаном *4*, который можно устанавливать при помощи винтовой резьбы *6* и полностью открывать или закрывать при помощи головки *5*. Смотровые окна *7* позволяют следить за подачей масла и ее регулировать.

Для смазки цилиндров применяют простые цилиндровые масленки с двумя кранами, между которыми заключен резервуар. Эти масленки не поддаются регулированию.

На фиг. 9-3 показана гидростатическая масленка, которая подает масло постепенно и только во время работы машины.

При заливке маслом трехходовой кран в нижней части масленки устанавливают в положение I. В рабочем положении II крышка масленки закрыта, и резервуар сообщается с цилиндром. Пар из цилиндра проникает в резервуар и конденсируется; вода спускается вниз, а масло по трубке переливается в ци-



Фиг. 9-3. Гидростатическая масленка.

линдр. Когда все масло вытекает, ставят кран в положение III для спуска воды, после чего снова заливают масло.

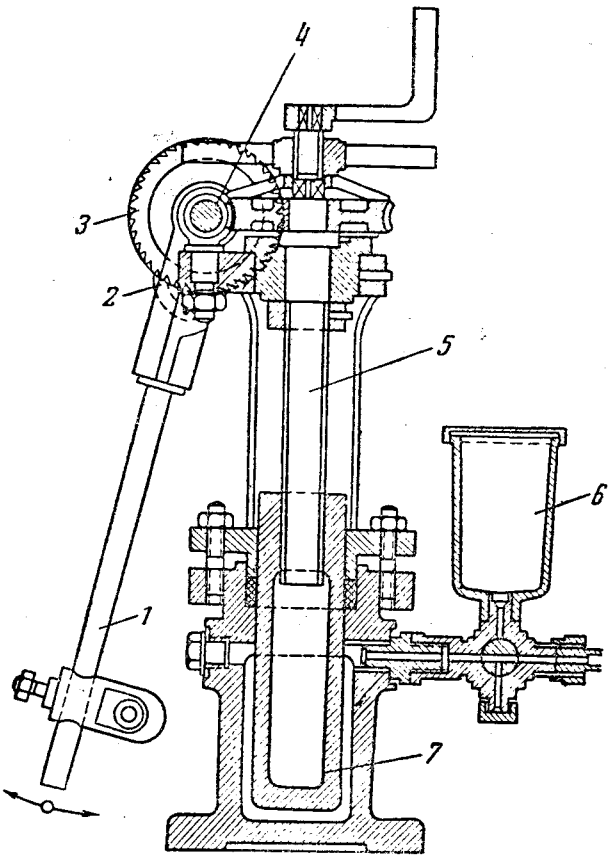
Для подачи консистентной смазки пользуются специальными масленками.

3. Кольцевая смазка. Этот способ смазки применяется для подшипников. Конструктивное выполнение его общеизвестно. Вместо колец иногда применяются цепочки.

4. Центробежная смазка. Конструкция, основанная на этом принципе и предназначенная для смазки пальца кривошипа, была приведена на фиг. 8-48. По этому же принципу производится подвод масла на ряд вращающихся деталей машины (см., например, фиг. 8-49).

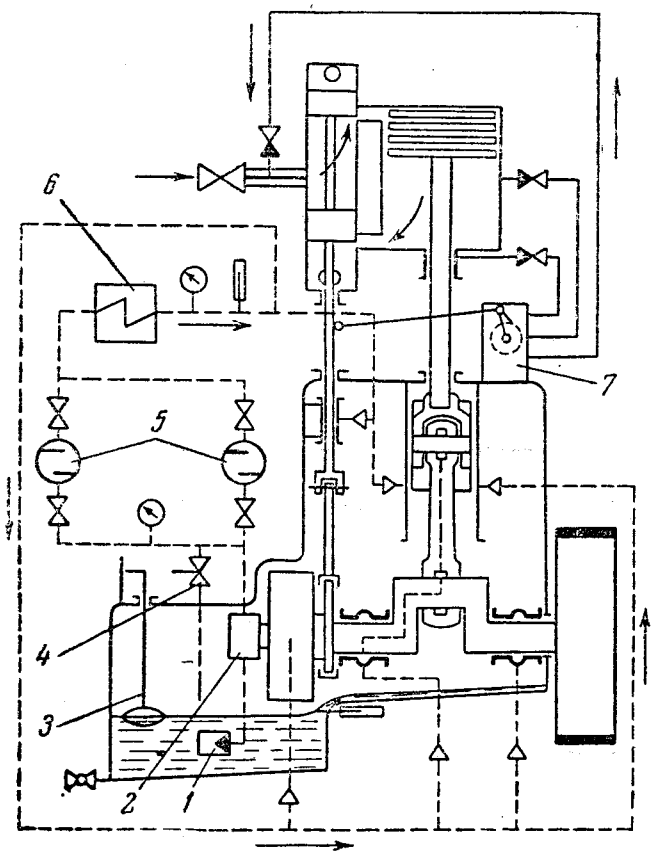
5. Смазка маслом, распыленным в паре, применяется для цилиндров, сальников и внутренних органов парораспределения. Масло подается в паропровод перед машиной лучше всего через распылитель (трубка с отверстиями), образующий тонкую масляную пыль, смешивающуюся с паром. Подача масла производится обычно паровыми или механическими лубрикаторами.

Одним из видов механического лубрикатора является смазочный пресс, изображенный на фиг. 9-4. Рычаг *1* соединяют с какой-либо частью машины, находящейся в колебательном движении. Этот рычаг при помощи рычажка *2*, храповика *3* и червячной передачи *4* сообщает медленное вращение винту *5*. Последний соединен с плунжером *7* и опускает его, выдавли-



Фиг. 9-4. Масляный пресс.

1 — приводной рычаг; *2* — рычажок; *3* — храповик; *4* — червячная передача; *5* — винт; *6* — резервуар для масла; *7* — плунжер.



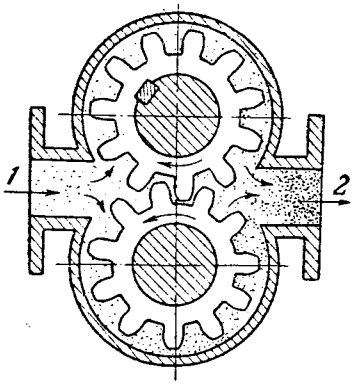
Фиг. 9-5. Схема машины с циркуляционной смазкой.
1 — фильтр; *2* — масляный насос; *3* — указатель уровня масла; *4* — редукционный клапан; *5* — фильтр; *6* — маслоохладитель; *7* — масляный пресс.

вая масло из цилиндра через штуцер и трехходовой кран. Для заполнения маслом цилиндра его соединяют с резервуаром *6* и одновременно вращением винта *5* поднимают плунжер *7*; предварительно расцепляют винт *5* и червячное колесо.

Регулирование подачи смазки производится перестановкой храповика на то или иное число зубцов при одном ходе поршня машины. Резкое увеличение подачи достигается вращением вручную винта *5* (с выключением червячной шестерни, как и при подъеме плунжера).

6. Центральная смазка. Вместо отдельных масленок, устанавливаемых в разных точках, часто применяются центральные масленки или смазочные прессы. В качестве центральных масленок иногда применяются фитильные с числом фитилей по числу мест смазки. Наиболее же целесообразно применение смазочных прессов.

7. Циркуляционная смазка. В современных машинах, особенно быстроходных, широкое распространение для смазки наружных движущихся частей получила циркуляционная система смазки под давлением. Масло подается к машине или из резервуара, находящегося на высоте 2—3 *м* над масленкой, или специальным насосом и распределяется по трубкам, ведущим к местам смазки. Отработавшее масло стекает в сборный бак (часто в закрытый картер машины) и оттуда вновь подается к местам смазки (при подаче из напорного бака отработавшее масло подается насосом в этот бак). В циркуляционную систему обязательно включается масляный фильтр и в необходимых случаях — маслоохладитель. И тот, и другой целесообразно ставить на напорной магистрали.



Фиг. 9-6. Шестеренчатый масляный насос.
1 — всасывающий патрубок; *2* — нагнетательный патрубок.

Подача масла под давлением 0,5—1 *ати* целесообразна как для обеспечения обильной смазки трущихся поверхностей, так и для смягчения ударов, появляющихся при перемене направления силы в пальцах ползуна и кривошипа и в коренных подшипниках.

Наполненный маслом подшипник действует, как масляный буфер тем эффективнее, чем больше вязкость масла.

Выгодность системы циркуляционной смазки заключается в ее надежности и экономности расходования масла, подаваемого в изобилии, но почти полностью возвращаемого обратно.

На фиг. 9-5 показана схема циркуляционной смазки вертикальной машины.

Движущиеся части машины смазываются шестеренчатым насосом *2*, паровой цилиндр — масляным прессом *7*.

Насос *2*, сидящий на валу машины, засасывает масло из картера через фильтр *1*. Давление подачи устанавливается редукционным клапаном *4*, перепускающим избыточное масло обратно в картер. Масло проходит через два параллельно включенных фильтра *5* (для возможности чистки одного из них во время работы машины), через маслоохладитель *6*, охлаждаемый водой, и направляется для смазки частей движения. На каждой из трубок подвода масла ставится дроссельная шайба, лимитирующая подачу масла к данной точке.

Указатель *3* показывает уровень масла в картере. Масляный пресс *7* подает цилиндровое масло в паропровод для смазки золотника, непосредственно в цилиндр и к сальнику. Это масло может быть извлечено из отработавшего пара путем установки маслоотделителя на паровой магистрали из машины.

Схема шестеренчатого масляного насоса показана на фиг. 9-6. Валик насоса приводится от вала машины непосредственно или при помощи зубчатой или цепной передачи. Скорость вращения насоса составляет обычно 200—500 об/мин. Нагнетание масла происходит захватыванием его в промежутки между зубьями со стороны всасывающего патрубка и направлением его вдоль стенок корпуса к нагнетательному патрубку. Торцевые и радиальные зазоры шестерен составляют около 0,2 *мм*.

9-3. РАСХОД МАСЛА НА СМАЗКУ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Расход смазочных материалов зависит от многих факторов — от размеров и конструкции машины, условий работы ее отдельных деталей, величины зазоров в подшипниках, вязкости масла, способов его подачи и т. п.

Надо признать, что все существующие нормы расхода масла не являются научно обоснованными и базируются лишь на данных испытания хорошо построенных и рационально эксплоатируемых машин.

Инж. А. Г. Бауман [Л. 28] рекомендует руководствоваться нормами, приведенными в табл. 9-2.

Таблица 9-2

Нормы расхода масла для смазки паровой машины, *г/л. с. ч.*

Род смазки	Мощность машины, *л. с.*				
	До 10	10—50	50—200	200—1 000	Свыше 1 000
Цилиндровое масло . . .	2,0	1,5	1,0	0,5	0,4
Машинное масло . . .	2,5	2,0	1,5	0,8	0,5

Данные, приведенные в табл. 9-2, соответствуют минимальным нормам, установленным Главным управлением по топливу (ГУТ) в 1921 г., а потому могут быть использованы для ориентировочного определения расхода масла.

Нормы расхода масла для смазки сельскохозяйственных локомобилей отечественного производства приведены в табл. 9-3.

Таблица 9-3

Нормы расхода масла для смазки локомобилей, *г/час*

Мощность локомобиля, *л. с.*	Род смазки	
	Цилиндровое масло	Машинное масло
10	20	25
16	30	35
20	35	40
24	37	48
28	42	56
33	49	66

Инж. И. В. Мазырин [Л.29] рекомендует определять расход масла для паровых машин по формуле

$$Q = 0{,}0007\, kn S \Sigma D \ кг/час, \qquad (9\text{-}3)$$

где ΣD — сумма диаметров всех цилиндров машины, *м*;

S — ход поршня, *м*;

n — число оборотов в минуту;

k — коэффициент, значения которого приведены в табл. 9-4.

Значения Q, которые получаются по формуле И. В. Мазырина, близки к нормам, приведенным в табл. 9-2. Ценность этой формулы состоит в том, что она устанавливает расход масла в зависимости от размеров и конструкции машины. Пользование этой формулой может быть рекомендовано.

Таблица 9-4

Значения коэффициента k в зависимости от типа машины, рода и способа подвода смазки

Способ подвода смазки	Тип машины	Смазочное масло[1]	Коэффициент k
В пар	Клапанная	Остаточное	1
		Дистиллатное	1,5
	Золотниковая	Остаточное	2
		Дистиллатное	3
Непосредственно на трущиеся поверхности	Клапанная	Остаточное	2
		Дистиллатное	3
	Золотниковая	Остаточное	4
		Дистиллатное	6

[1] Вапор, вискозин и гудрон относятся к остаточным маслам, машинное и цилиндровое 6 — к дистиллатным.

9-4. РЕГЕНЕРАЦИЯ МАСЕЛ

Смазочные масла в процессе работы «стареют»: при соприкосновении с нагретыми частями машины в них наблюдается образование смол и кокса; под действием кислорода воздуха масла окисляются; наконец, масла загрязняются различными примесями и пылью и в результате всего этого теряют свои смазочные свойства.

Масло, израсходованное на смазку цилиндра и органов парораспределения, может быть частично уловлено маслоотделителем, установленным на трубе отработавшего пара; однако в нем заключается большое количество воды (в виде эмульсии) и могут находиться частицы смол и кокса, не говоря уже о возможности окисления масла.

Масло, применяемое для смазки движущихся частей, может быть также собрано; оно содержит всегда твердые частицы пыли и грязи, а иногда и металлическую пыль. С течением времени это масло окисляется. В него может попадать и вода при конденсации на деталях машины пара, просачивающегося из сальника.

Регенерацией масла называется восстановление его смазочных свойств и очистка от примесей.

Основные методы регенерации сводятся к:

1) отстаиванию, фильтрации и центрифугированию масла для отделения механических примесей и воды;

2) испарению воды, содержащейся в масле;

3) физико-химической очистке реагентами для удаления кислот, смол и т. п.

Установка, показанная на фиг. 7-11, предназначена для отделения воды от масла методом отстаивания. Этим же методом можно отделять от масла механические примеси. Отстаиванию подвергают как неподвижное масло, слитое в отстойник из смазочной системы машины, так и циркулирующее в системе масло: в последнем случае отстойник включается в эту систему и масло движется в нем с очень малой скоростью, позволяющей оседать механическим примесям и воде.

Отстойники имеют простую конструкцию, но они громоздки, и очистка масла при их помощи несовершенна.

Фильтрация масла также возможна в циркуляционной системе, как это показано на фиг. 9-5. Фильтры изготовляются из металлической сетки, бумаги, картона, металлических пластин, через зазор между которыми (величиной 0,1 ÷ 0,5 *мм*), просачивается масло. Большинство фильтров требует подачи масла под давлением и в циркуляционной системе смазки их ставят на нагнетательном маслопроводе.

Простейший фильтр состоит из ряда деревянных или металлических рамок, между которыми заложены листы картона или бумаги. Через полученный, таким образом, фильтр (так называемый фильтрпресс) масло продавливается насосом или при помощи сжатого воздуха. Картон не только задерживает тончайшие механические примеси, но и поглощает значительное количество воды.

Многие конструкции фильтров допускают чистку их на ходу без выключения. Масло при фильтрации рекомендуется подогревать для уменьшения его вязкости.

Для одновременной очистки от мелких твердых частиц, окислов, смолистых примесей и воды успешно применяется центрифугирование масла центробежными сепараторами, вращающимися с большой скоростью (до 20 000 об/мин). Под действием центробежной силы вода и другие включения, имеющие больший удельный вес, чем масло, отбрасываются к периферии сепаратора и удаляются из него по отдельной трубе, в то время как чистое масло из центра сепаратора стекает по другой трубе.

Для обеспечения тщательной очистки масла и удаления из него кислот рекомендуется вместе с маслом подавать в центрифугу небольшое количество (около 10% от количества масла) горячей воды (60—70° С).

Подогревом масла до температуры немного выше 100° С можно испарить воду, заключающуюся в масле.

Для удаления смолистых примесей и окислов масло также обрабатывают водным раствором едкого натра или соды и промывают водой, которую затем удаляют одним из вышеуказанных методов.

При циркуляционной системе смазки необходима установка фильтров (например, по схеме фиг. 9-5) и периодическая (или непрерывная) регенерация масла с горячей промывкой его и центрифугированием. При независимой смазке отдельных мест машины масло следует собирать (отдельно машинное и цилиндровое) и подвергать регенерации — промывке горячей водой или сепарированию в центрифуге.

ГЛАВА ВТОРАЯ
ОБСЛУЖИВАНИЕ ПАРОВЫХ МАШИН

9-5. УСТАНОВКА ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Машину устанавливают на солидном кирпичном или бетонном фундаменте, при расчете которого следует учитывать, как указано в § 4-5, инерционные силы, действующие в машине. В фундаменте под цилиндром машины должен быть предусмотрен проем для размещения в нем паропроводов.

На паропроводе свежего пара перед машиной ставят водоотделитель с конденсационным горшком для спуска отделившейся воды и стопорный (пусковой) клапан, штурвал управления которого находится перед машиной. В больших машинах параллельно со стопорным клапаном ставят вентиль небольшого диаметра, который открывают для прогрева машины перед пуском ее в ход. В то же время вентиль этот, создавая повышенное давление за стопорным клапаном, облегчает его открытие.

Если машина работает на конденсатор, то последний помещают обычно непосредственно под машиной, а в судовых установках — рядом с ней. В некоторых конструкциях судовых машин конденсатор помещен в станине машины.

Мокровоздушный насос конденсационного устройства приводится от вала машины шатунно-кривошипным или эксцентриковым механизмом, а также от ползуна или контрштока машины.

Центробежные насосы поверхностных конденсаторов приводятся обычно электродвигателями.

Если охлаждающая вода берется из реки или иного большого водоема, то она самотеком по бетонированному каналу поступает к насосу при конденсаторе или же при помощи вспомогательного центробежного насоса подается к конденсационному устройству.

При искусственном охлаждении нагретой воды она обычно подается насосом в охладительный бассейн или градирню и оттуда самотеком возвращается к конденсатору.

Перед поверхностным конденсатором, на трубе отработавшего пара машины с противодавлением, а также на паропроводе промежуточного отбора ставят маслоотделители.

В машинах всех типов предусматривают возможность выпуска пара в атмосферу.

В качестве примера на фиг. 9-7 (стр. 268—271) показана установка крупной горизонтальной одноцилиндровой машины с противодавлением.

Фундаментные болты снизу опираются на чугунные плитки, заделанные в ниши фундамента так, что к ним имеется свободный доступ.

За водоотделителем и стопорным клапаном на паропроводе находится дроссельный клапан, управляемый регулятором давления.

Пар из машины проходит через маслоотделитель и может быть далее направлен или в атмосферу или в паровой сборник, а оттуда к тепловым потребителям.

При недостаточном количестве мятого пара в паровой сборник подводится через редукционный клапан свежий пар из водоотделителя.

Ниже парового сборника установлен сборник конденсационной воды, который соединен с конденсационным горшком, управляемым сверху.

На фиг. 9-8 приведена схема конденсационной установки стационарного локомобиля Людиновского завода.

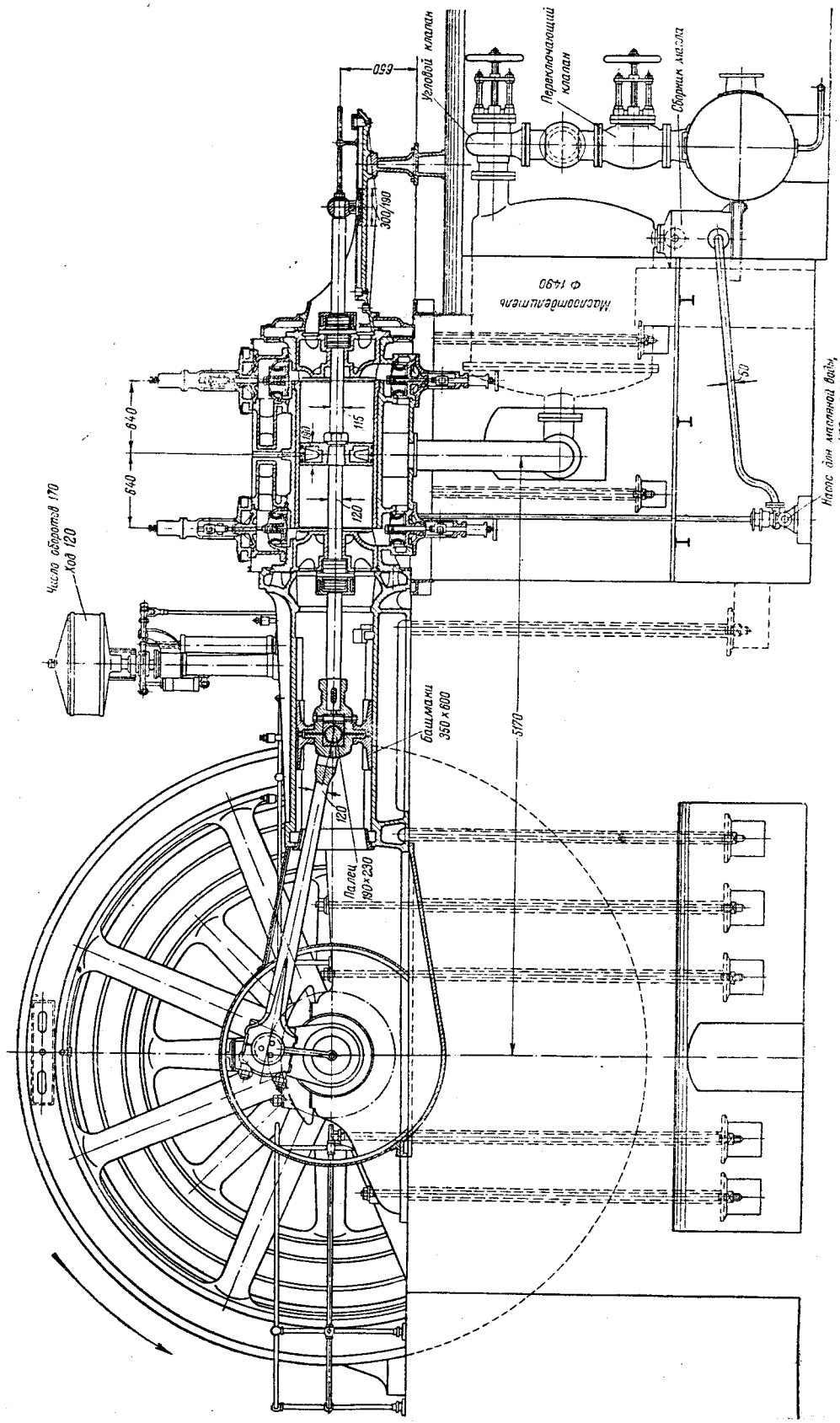
Пар из машины по трубе *14* входит в трубчатый подогреватель питательной воды *2*, где отдает часть своей теплоты. Далее пар проходит через клапан *1*, ,которым может быть направлен или в атмосферу по трубе *3* или в конденсатор *4*. В последний впрыскивается вода через клапан *5*, и продукты конденсации откачиваются насосом, в поршне которого находится нагнетательный клапан *8*.

В корпусе мокровоздушного насоса находится также питательный насос *10*, засасывающий воду по трубе *11* и направляющий ее по трубе *12* в подогреватель.

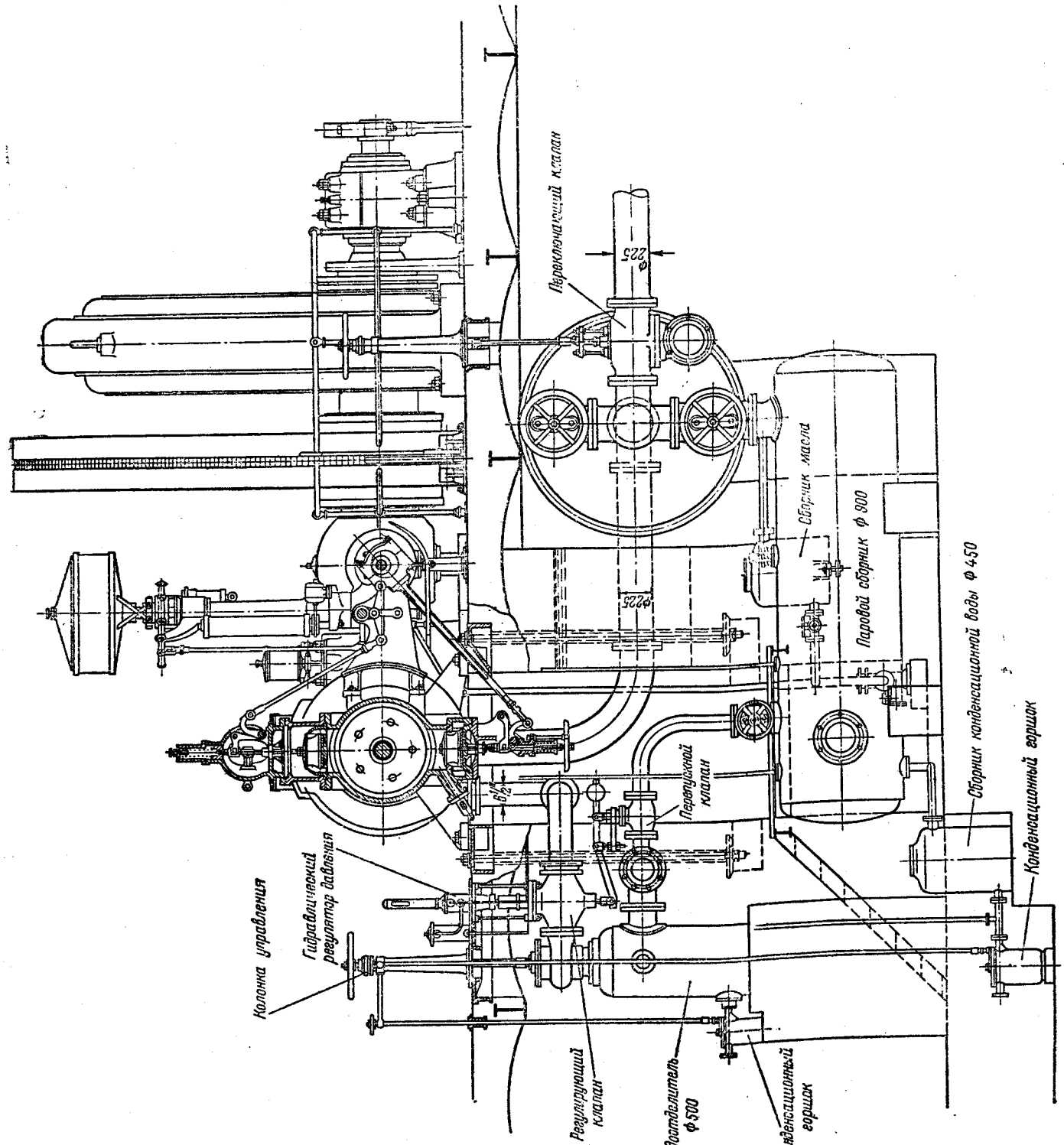
9-6. ПУСК В ХОД, ОСТАНОВКА И ОБСЛУЖИВАНИЕ ПАРОВОЙ МАШИНЫ

Перед пуском в ход машины заполняют маслом все ее масленки и смазочные прессы; открывают игольчатые масленки; смазывают все те детали машины, смазка которых обслуживается ручной масленкой. Затем производят наружный осмотр машины, удаляют все лишние предметы, в случае необходимости подтягивают гайки.

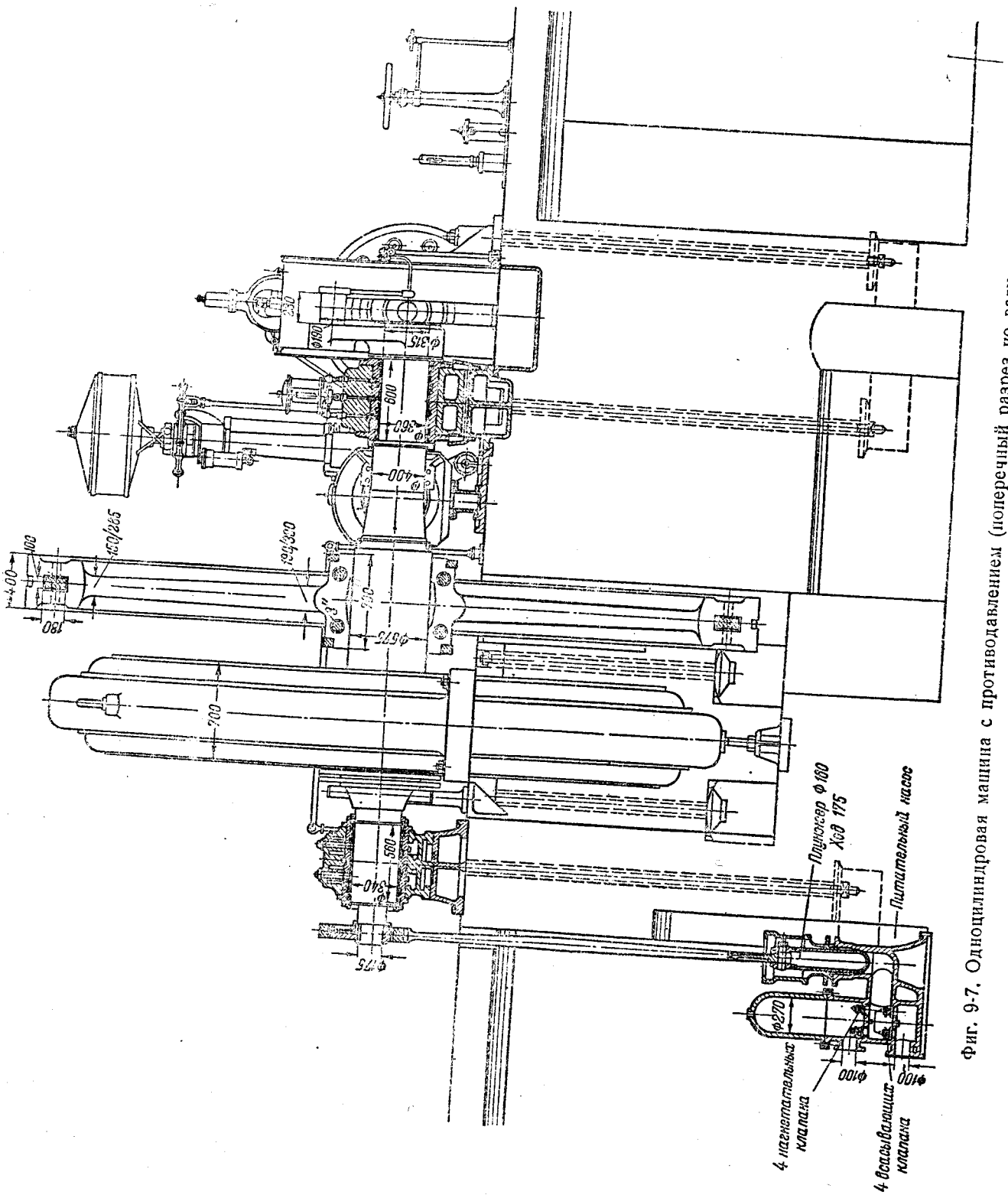
Трубопровод свежего пара из котельной должен быть перед пуском машины прогрет. Для этого при закрытом стопорном клапане машины трубопровод постепенно заполняют паром из котла. Открывают ведущие к конденсационным горшкам клапаны для продувки паропровода и водоотделителя и через горшки



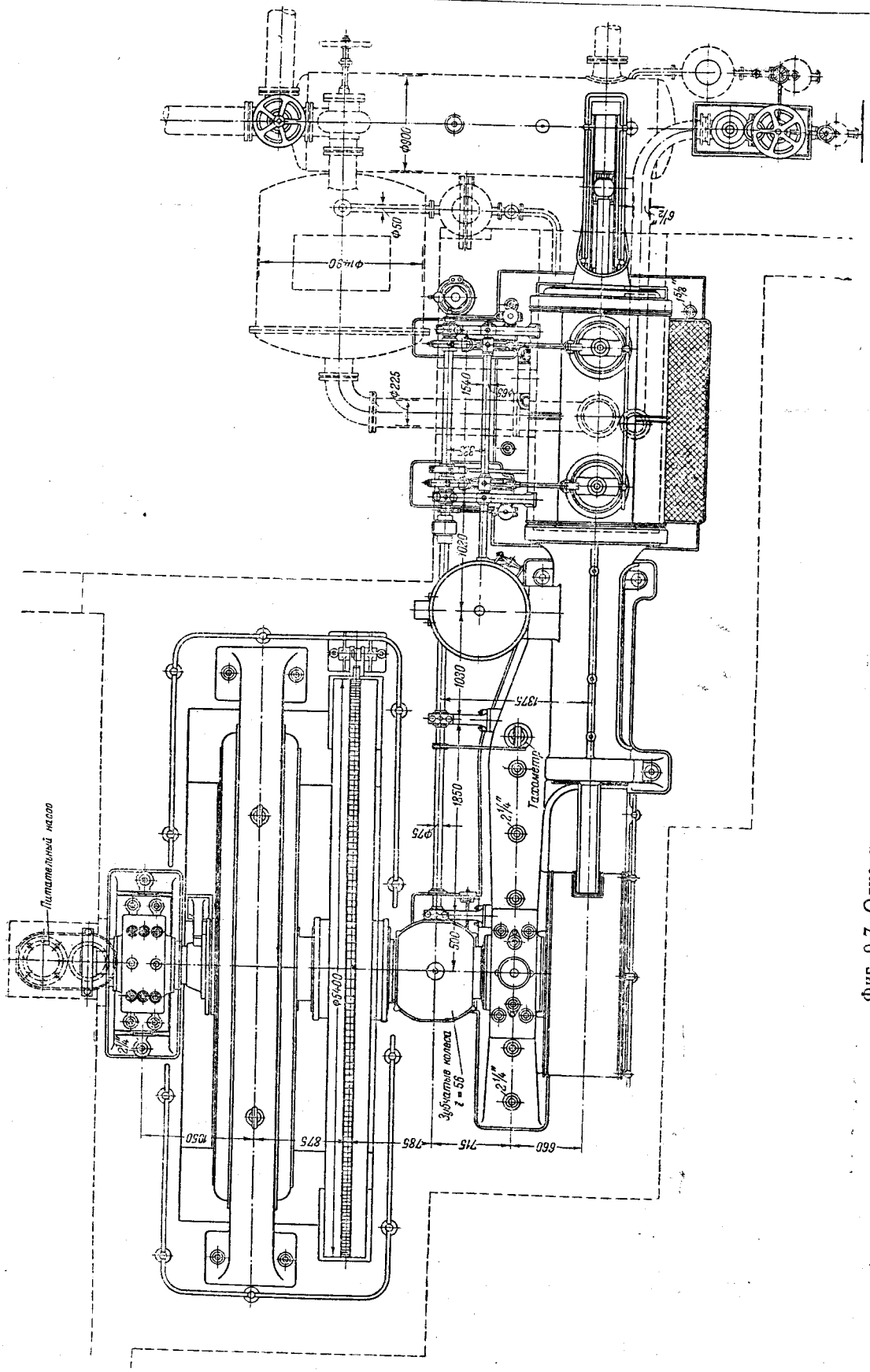
Фиг. 9-7. Одноцилиндровая машина с противодавлением (продольный разрез).



Фиг. 9-7. Одноцилиндровая машина с противодавлением (поперечный разрез по цилиндру).



Фиг. 9-7. Одноцилиндровая машина с противодавлением (поперечный разрез по валу машины).

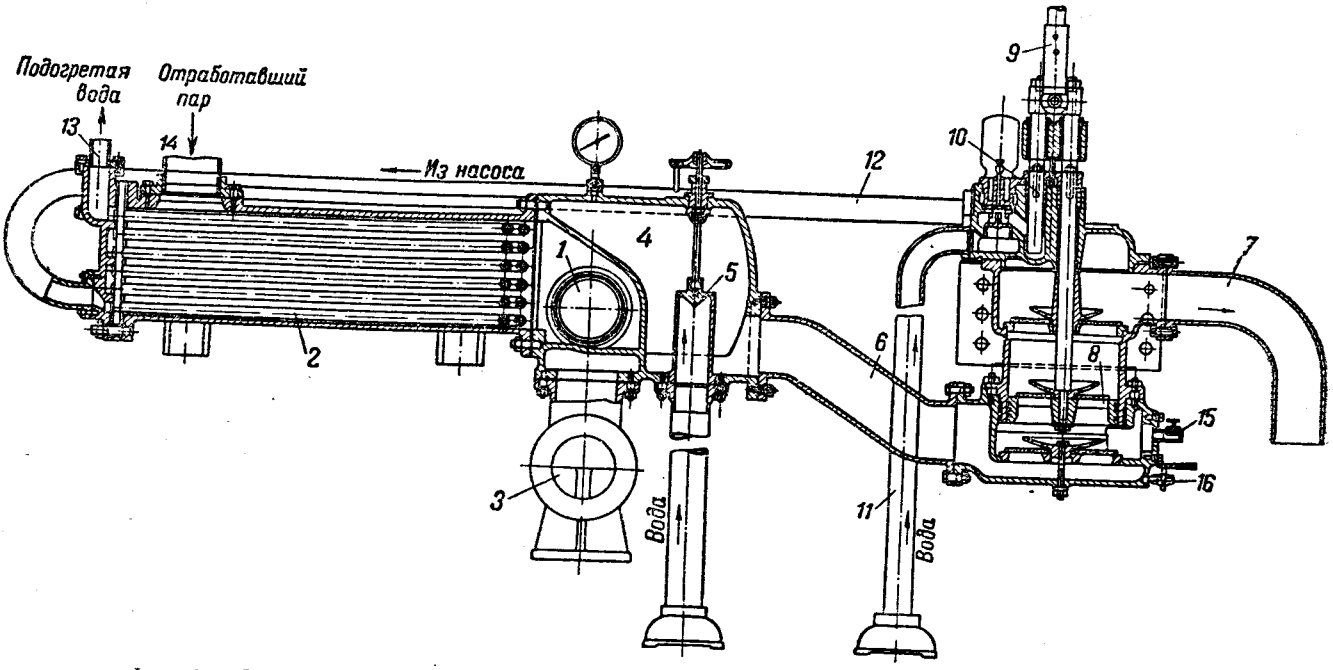


Фиг. 9-7. Одноцилиндровая машина с противодавлением (план).

удаляют образующийся в трубах конденсат. Прогрев паропровода можно считать законченным, если выброс воды из горшков прекращается.

При помощи трещетки у маховика (а в небольших машинах путем непосредственного поворота маховика) машину ставят «на ход», т. е. положение, непосредственно следующее за мертвой точкой. Из этого положения поршень легче всего может быть стронут с места паром.

Открыв продувочные краны цилиндра, прогревают машину путем впуска в нее небольшого количества пара (при наличии у стопорного клапана обводного вентиля — через этот вентиль). Выпуск из машины при этом сообщается с атмосферой. Если в конденсационной машине это не предусмотрено, то выпуск производится в конденсатор, в который одновременно с прогревом машины подается охлаждающая вода и создается вакуум (в этом случае, конечно, конденсаторные насосы должны иметь независимый от машины привод).



Фиг. 9-8. Конденсационная установка стационарного локомобиля Людиновского завода.

1 — двухходовой клапан; *2* — поверхностный трубчатый подогреватель питательной воды; *3* — выхлопная труба в атмосферу; *4* — смесительная камера; *5* — впрыскивающий клапан; *6* — труба от конденсатора к мокровоздушному насосу; *7* — отливная труба; *8* — поршень мокровоздушного насоса с нагнетательным клапаном; *9* — эксцентриковая тяга; *10* — питательный насос; *11* — подвод воды к насосу; *12* — напорная труба из питательного насоса к подогревателю; *13* — выход горячей воды из подогревателя; *14* — выход отработавшего пара из цилиндра; *15* — воздушный вентиль; *16* — спускной кран.

Время прогрева машины зависит от ее размеров и конструкции: необходимо приблизить температуру стенок цилиндра к температуре пара с тем, чтобы избежать обильной конденсации пара на ходу машины. Чаще всего на прогрев машины приходится затрачивать полчаса — час времени.

Можно считать, что машина достаточно прогрета, если из продувочных кранов выходит не вода, а пар.

В многоцилиндровых машинах обогревающий пар должен быть направлен во все цилиндры, в связи с чем свежий пар подводят и к ресиверсу через специальный клапан прогрева. По окончании прогрева включают смазку машины и слегка приоткрывают пусковой клапан.

Как только поршень сдвинется с места и пройдет мертвое положение, клапан прикрывают и сейчас же затем медленно открывают вновь, доводя его постепенно до полного открытия.

После того как машина сделала несколько оборотов, закрывают продувочные краны и переключают машину на конденсацию, включив последнюю на нормальную работу.

Переключение на конденсацию следует производить на небольших оборотах машины, чтобы избежать перегрева конденсатора и срыва вакуума.

Если конденсационное устройство работает нормально и давление выпуска из машины по-

степенно падает, можно открыть пусковой клапан полностью и довести число оборотов машины до номинального.

Из сказанного ясно, что машину следует сначала пускать на холостой ход.

По достижении нормального числа оборотов и, следовательно, установившегося теплового состояния машины ее можно нагружать, т. е. передать электрическую нагрузку генератору, который приводится машиной, или включить трансмиссию, на которую работает машина.

Переход на работу с нагрузкой должен совершаться без заметного падения числа оборотов; ход машины должен оставаться плавным, без рывков; машина должна работать без стуков и ударов.

Если машина снабжена регулятором давления, последний включается после передачи на машину нагрузки. В машинах с промежуточным отбором пара перед включением регулятора давления открывают клапан промежуточного отбора и положение его устанавливают так, чтобы получить требуемое давление в ресивере. После включения регулятора давления этот клапан должен быть открыт полностью, и управление промежуточным отбором принимает на себя регулятор давления.

Если электрический генератор данной машины работает на сеть переменного тока параллельно с другими машинами, то после достижения машиной оборотов холостого хода ее синхронизируют, т. е. меняют при помощи синхронизатора число оборотов до тех пор, пока число периодов тока, генерируемого данной машиной, не совпадет с числом периодов в сети. В этот момент включают на щите рубильник, присоединяющий генератор к сети. Для передачи на машину нагрузки необходимо при помощи синхронизатора опустить муфту регулятора (предполагается конический регулятор на вертикальном вале).

Обслуживание машины во время ее работы сводится к следующему: 1) общему наблюдению за работой машины — за пропариванием сальников, кранов, за стуками и шумами в машине, за вибрациями в быстроходных машинах, за разбрызгиванием масла; 2) наблюдению за контрольно-измерительными приборами — манометрами, термометрами, вакуумметрами, ваттметром, тахометром; 3) наблюдению за подачей смазки и периодическим наполнением масленок и масляных резервуаров; 4) наблюдению за тепловым (температура) и механическим (стуки) состоянием всех подшипников; 5) периодическому осмотру вспомогательных устройств (конденсационных насосов и др.).

Наблюдение за манометром и термометром свежего пара дает возможность своевременно сигнализировать в котельную о недопустимых изменениях параметров пара. Вакуумметр характеризует работу конденсационного устройства. Ваттметр и тахометр позволяют следить за нагрузкой и числом оборотов машины. Если машина начинает ненормально повышать число оборотов, что свидетельствует об аварии центробежного регулятора, необходимо немедленно остановить машину, чтобы предотвратить возможность ее разноса.

Показатели работы машины следует периодически фиксировать в «машинном журнале», куда записываются обычно: 1) время приема дежурства машинистом; 2) давление пара перед машиной, за нею и в ресиверах; 3) температура пара; 4) число оборотов машины; 5) расход пара; 6) нагрузка машины; 7) расход масла; 8) ненормальные явления в работе машины и меры, принятые для их устранения.

При нормальной остановке машины прежде всего предупреждают котельную о готовящейся остановке (приблизительно за полчаса до остановки).

С машины снимают нагрузку и пусковой клапан постепенно закрывают. Одновременно открывают продувочные краны.

После остановки прекращают подачу смазки и выключают конденсационное устройство.

Машину обтирают и осматривают. По возможности устраняют дефекты, замеченные во время работы машины.

9-7. НЕНОРМАЛЬНАЯ РАБОТА МАШИНЫ. ТИПИЧНЫЕ АВАРИИ И ИХ ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ

Не имея возможности перечислить здесь все случаи ненормальной работы машины и могущие произойти аварии, остановимся только на некоторых из них, наиболее распространенных.

Ненормальности теплового процесса машины фиксируются индикаторной диаграммой. Примеры ненормальных диаграмм и причины, обусловливающие тот или иной характер их очертания, были приведены в гл. 2-3.

Внешними признаками ненормальной работы машины чаще всего являются: 1) стуки и шумы в различных частях машины; 2) вибрации машины; 3) неустойчивая ее работа; 4) нагрев подшипников; 5) нагрев параллелей; 6) пропаривание сальников; 7) срыв вакуума в конденсаторе.

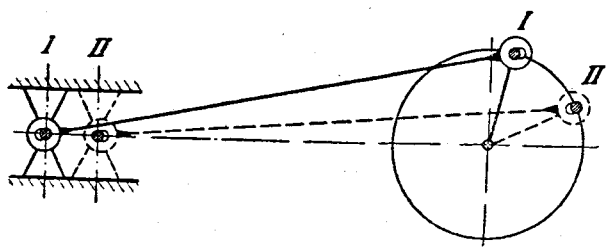
Шум, вызываемый трением движущихся частей машины и вращением маховика, конечно, неизбежен. Неизбежны также и слабые стуки в головках шатуна, коренных подшипниках, иногда в деталях парораспределения. Стуки эти чаще всего объясняются наличием зазоров между вкладышами и пальцами или валом, а также переменной направления силы, действующей на вкладыши.

Из диаграммы сил, приложенных к поршню (фиг. 4-6), следует, что эти силы в некоторой точке *а* меняют знак.

На большей части хода поршня влево (фиг. 4-6,*I* и фиг.. 9-9,*I*) палец ползуна прилегает к правому вкладышу поршневой головки шатуна, а палец кривошипа — к левому вкладышу кривошипной головки шатуна. Начиная с точки *а* на фиг. 4-6, сила, приложенная к пальцу ползуна, делается отрицательной, что замедляет движение ползуна и шатуна. Палец кривошипа, вращаемый теперь за счет кинетической энергии маховика, опережает движение кривошипной головки шатуна и становится в положение *II* на фиг. 9-9, т. е. прижимается к правому вкладышу головки. Аналогично палец ползуна выбирает зазор в поршневой головке шатуна и прижимается к ее левому вкладышу. При смещении головок шатуна относительно пальцев и происходят удары тем более значительные, чем больше зазор во вкладыше. Усиленные стуки свидетельствуют об износе вкладышей и часто могут быть ослаблены после подтяжки последних.

Подобными же явлениями объясняются стуки в коренных подшипниках: перемена направления силы, приложенной к шейке вала, вызывает смещение последней и удары о вкладыши.

Стуки наблюдаются и в органах парораспределения, например при посадке клапана, при сцеплении защелок в расцепном механизме. Если эти стуки достигают большой интенсивности, их можно ослабить уменьшением натяга пружины, сажающей клапан, уменьшением площади отверстий для перепуска масла или воздуха в катаракте и тому подобными мероприятиями, снижающими скорость клапана перед моментом отсечки.



Фиг. 9-9. Расположение зазоров в головках шатуна относительно пальцев ползуна и кривошипа.

Если стуки возникают в шарнирах парораспределительного механизма или эксцентриках, то это свидетельствует о недопустимо больших зазорах в шарнирах или между хомутом и диском эксцентрика; зазоры должны быть уменьшены.

Плоские золотники в некоторых случаях отжимаются от зеркала и затем вновь садятся на него со стуком. Это происходит в тех случаях, когда давление в конце сжатия превышает давление свежего пара и обнаруживается при индицировании машины. Уменьшением степени сжатия эти стуки можно ликвидировать.

Легкое щелканье внутри цилиндра говорит обычно о чрезмерном перебеге поршневых колец, сжимаемых паром в каждом из мертвых положений поршня. Следует отметить, что в холодном состоянии машины этот перебег должен быть больше со стороны крышки, чем со стороны кривошипа, так как при нагреве паром цилиндр обычно смещается в сторону от вала, в то время как шатун и поршневой шток удлиняются от нагрева в значительно меньшей степени.

Стуки в цилиндре могут происходить от попадания воды, которую при прогреве машины необходимо удалять через продувочные краны.

Чрезвычайно опасным является попадание воды в цилиндры на полных оборотах машины. Вода (даже при работе перегретым паром) может быть выброшена из котла в результате недопустимого повышения уровня воды или в результате ее бурного вскипания (в судовых установках — при попадании в котел морской воды). Вода может также попасть в машину из конденсатора смешения.

Наличие воды в цилиндре может вызвать гидравлический удар, часто влекущий за собою опаснейшую аварию машины. Удар воды может разрушить крышку цилиндра, обварить паром людей, находящихся в машинном зале, погнуть поршневой шток или шатун и даже вызвать поломку коренного вала.

В правильно сконструированной установке (наличие перед машиной водоотделителя большого объема, достаточная разность уровней установки машины и конденсатора) и при нормальной ее эксплоатации водяных ударов легко избежать. Под нормальной эксплоатацией в данном случае надо понимать правильный режим питания котлов, постепенность на-

тружения машины (без резких рывков), недопущение срыва вакуума в конденсаторе, контроль конденсационного горшка при водоотделителе, заедание которого может вызвать скопление воды в водоотделителе.

Скрип в движущихся частях машины сигнализирует о недостаточности смазки, иногда о чрезмерном повышении температуры и выгорании масла.

Вибрации машин вызываются обычно силами инерции. Под действием осевой силы инерции машина начинает иногда заметно двигаться взад и вперед по фундаменту. В этом случае следует подтянуть фундаментные болты, чтобы силы инерции воспринимались также фундаментом. В быстроходных машинах постановка противовесов на кривошип и тщательная балансировка маховика совершенно необходимы.

Появление интенсивных стуков в машине часто сопровождается вибрацией машины. Устранение этих стуков успокаивает ход машины.

Неисправность регулятора вызывает неустойчивую работу машины — значительное изменение числа оборотов при колебаниях нагрузки, чрезмерный наброс или сброс нагрузки при параллельной работе. Неисправность регулятора может заключаться в заедании шарниров при недостаточной смазке, в поломке пружины. Особенно опасно заедание в регуляторе, когда он перестает управлять машиной, и последняя может пойти в разнос, что также представляет собою одну из опаснейших аварий, связанных часто с разрывом маховика.

При нагреве подшипников следует прежде всего усилить их смазку, ослабить затяжку болтовых соединений (или клина, подтягивающего вкладыши), попытаться охладить подшипник поливкой его мыльной водой. Следует также проверить качество масла. Если, несмотря на принятые меры, температура подшипника продолжает недопустимо повышаться (свыше 70—80° С), следует остановить машину и выяснить причину нагрева.

Нагрев параллелей происходит от недостаточной смазки или от пропаривания сальников, пар из которых нагревает параллели. При этом ползун расширяется от нагрева в большей степени, чем параллели, что приводит иногда к заеданию или выплавлению баббита на башмаках ползуна.

Пропаривание сальников независимо от вышесказанного недопустимо. Надо отметить, однако, что чрезмерная затяжка сальников вызывает перегрев штока поршня или золотника, вследствие чего они быстрее срабатываются, а иногда и коробятся. В необходимых случаях приходится менять набивку сальника. Для стержней клапанов применяются всегда лабиринтные уплотнения, и в случае сильного их пропаривания приходится менять втулку или стержень.

Зазор между втулкой и стержнем клапана должен соответствовать ходовой посадке по 2-му классу точности. При слишком малом зазоре возможно заедание, при котором клапан зависает и не садится на свое гнездо.

Через неплотный сальник ц. н. д. конденсационной машины в цилиндр может засасываться воздух (в конце периода расширения и выпуска пара). Если давление в ресивере близко к атмосферному, то утечка пара через сальник будет незначительна, но подсос воздуха обнаруживается характерным периодическим свистом в этом сальнике.

Срыв вакуума в конденсаторе происходит:

1) из-за расстройства находящихся под вакуумом фланцевых соединений, через которые в конденсатор может попадать воздух; 2) из-за недостатка охлаждающей воды или чрезмерного повышения ее температуры (в летнее время при вторичном охлаждении воды); 3) из-за поломки мокровоздушного насоса, в частности при порче его клапанов или при попадании под клапаны каких-либо твердых частиц, препятствующих плотной посадке клапанов.

Машинист должен постоянно следить за стрелкой вакуумметра и в случае повышения давления выпуска немедленно устанавливать его причину. В необходимых случаях приходится останавливать машину или переводить ее работу на атмосферу.

9-8. МОДЕРНИЗАЦИЯ ПАРОВЫХ МАШИН

Срок службы паровых машин чрезвычайно велик: нередко машины работают в течение нескольких десятков лет и нуждаются лишь в притирке органов парораспределения, в ремонте или замене вкладышей подшипников, смене поршневых колец, реже — в расточке цилиндра с заменой поршня.

Поэтому и в настоящее время на многих предприятиях (особенно в легкой и пищевой промышленности) имеются старые, но исправно действующие паровые машины.

Эти машины приходится иногда перебрасывать с одного предприятия на другое, приспо-

сабливать к изменившимся условиям производства. Часто возникают вопросы о работе машины паром других параметров, о форсировании мощности машины, об изменении числа оборотов, о переводе на работу с использованием отработавшего пара.

Рассмотрим вкратце условия, при которых возможен перевод машины на другой режим работы.

Повышение начального давления пара

Запас прочности в деталях паровых машин обычно велик, поэтому допустимо некоторое повышение начального давления пара. Однако решение этого вопроса требует поверочного расчета на прочность крышек цилиндра, золотниковой коробки, поршня, штока, шатуна, вала и коренных подшипников.

Если с повышением начального давления увеличивается и противодавление, так что разность этих давлений не меняется, то можно ограничиться проверкой прочности лишь крышек цилиндра и золотниковой коробки.

С повышением начального давления степень наполнения при неизменной мощности уменьшается. В машинах с нерегулируемым наполнением необходимо для сохранения мощности изменить размеры органов парораспределения, например увеличить перекрыши золотника. В большинстве случаев, однако, желательность увеличения начального давления связана с необходимостью повышения мощности машины, и органы парораспределения в этих случаях не нуждаются в каких-либо переделках.

Повышение начальной температуры пара

Возможности повышения начальной температуры крайне ограничены.

Увеличение температуры пара обусловливает увеличение температурных деформаций цилиндра и его деталей. Могут оказаться недостаточными предусмотренные конструкцией машины «температурные зазоры», обеспечивающие (до известных пределов) возможность температурных деформаций. Плоские золотники могут в недопустимой степени покоробиться, у двухседельных клапанов может нарушиться плотность прилегания к обоим гнездам.

Пеньковая набивка сальников при работе перегретым паром недопустима; металлическая набивка должна быть изготовлена из более или менее тугоплавких металлов.

Простой серый чугун может оказаться непригодным для цилиндра и поршня при работе с повышенными температурами пара. Применение бронзовых деталей (например, бронзовых золотников) также может оказаться недопустимым.

Повышенная температура пара требует подбора цилиндрового масла соответствующей марки. Впрыскивание масла в пар перед цилиндром для перегретого пара, как правило, недопустимо: необходима подача смазки непосредственно на стенки парового цилиндра.

Из вышесказанного следует, что в отдельных случаях возможно лишь небольшое повышение температуры свежего пара с внимательным учетом последствий этого повышения.

Изменение давления выпуска

Увеличение или уменьшение вакуума в конденсаторе всегда возможно, хотя может оказаться, что при углублении вакуума давление выпуска из цилиндра не изменится в связи с недостаточными проходными сечениями выпускных каналов. По этой же причине, как правило, нецелесообразен перевод машины с противодавлением на работу с конденсацией.

Зато обычно возможен обратный процесс: перевод конденсационной машины на работу с невысоким противодавлением (1—3 *ата*). При этом надо считаться лишь с повышением температуры отработавшего пара и обращать внимание на возможность температурных деформаций цилиндра, его опор и выпускного трубопровода.

В нашей практике был случай перевода конденсационной машины-компаунд на работу с противодавлением при сохранении мощности машины. Конечно, это оказалось возможным лишь в связи с небольшим повышением начального давления пара и увеличением степени наполнения малого цилиндра. Были изменены также и другие моменты парораспределения обоих цилиндров и давление в ресивере.

Перевод конденсационной машины двойного расширения на работу с противодавлением возможен также путем отключения ц. н. д. и работы одним цилиндром высокого давления. Увеличением степени наполнения этого цилиндра можно в известной степени компенсировать снижение мощности машины.

При таких переделках машины необходимо анализировать индикаторную диаграмму нового режима, что может указать на необходимость изменения тех или иных моментов парораспределения.

Изменение давления промежуточного отбора пара и устройство промежуточного отбора из конденсационной машины

Давление промежуточного отбора пара, т. е. давление в ресивере машины двойного расширения, как правило, может быть легко изменено подтяжкой или сменой пружины регулятора давления (конечно, с проверкой других деталей регулятора, например мембраны).

При этом, однако, требуется изменение степени наполнения большого цилиндра (увеличение степени наполнения — при снижении давления отбора), проверка прочности деталей машины и проверка при различных величинах отбора и при различных нагрузках индикаторных диаграмм, в которых могут появиться петли отрицательной работы и чрезмерные перепады давлений при выпуске из цилиндра (см. § 2-29 и 6-3).

О возможности устройства промежуточного отбора пара из машин двойного расширения и из одноцилиндровых машин говорилось в разделе 6. Осуществить автоматический (нерегулируемый) отбор пара из ресивера можно проще всего присоединением трубопровода отбора к ресиверу и постановкой перед ц. н. д. управляемого вручную дроссельного клапана. Независимо от этого желательно уменьшить степень наполнения ц. н. д. перестановкой его парораспределительного механизма.

Следует отметить, что при большой степени отбора в ц. н. д. может образоваться такой глубокий вакуум, что при открытии паровыпускных клапанов этого цилиндра вода из конденсатора будет засасываться в ц. н. д., и в последнем произойдет гидравлический удар.

Во избежание этого необходимо установить на ц. н. д. автоматический клапан, который открывает доступ воздуха в цилиндр при чрезмерном углублении вакуума.

Повышение числа оборотов

Увеличение числа оборотов является целесообразным и для повышения мощности машины и для улучшения ее экономичности. Оно может быть достигнуто изменением натяга пружин регулятора, заменой пружин, наконец, заменой всего регулятора на более быстроходный.

Смена пружин регулятора требует полного его пересчета с проверкой степени неравномерности и перестанавливающей силы.

Возможность повышения числа оборотов должна быть проверена расчетом на прочность маховика, определением средней скорости поршня, окружной скорости вала в коренных подшипниках, наконец расчетом инерционных усилий, в частности, — степени неравномерности маховика.

Независимо от этого следует иметь в виду, что увеличение числа оборотов увеличивает расход пара машиной в единицу времени, вследствие чего возрастает скорость пара в органах парораспределения, каналах цилиндра и трубах. Может оказаться, что потери давления пара не будут компенсироваться приростом мощности, обусловленным повышением числа оборотов.

Из сказанного ясно, что паровая машина может быть приспособлена для работы с режимом, существенно измененным против номинального. Однако перевод на новый режим работы может быть произведен только после подробного расчета машины, построения индикаторной диаграммы, проверки прочности деталей машины, проверки скоростей пара в цилиндре и трубопроводах, определения степени неравномерности маховика, анализа пригодности материалов, из которых машина изготовлена, и т. п.

Такого рода работа должна быть поручена опытным, компетентным специалистам, лучше всего заводу — строителю данной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. В. Данилевский, Русская техника, Ленингр. газетно-журнальное изд-во, 1948.
2. В. В. Данилевский, И. И. Ползунов, Издательство АН СССР, 1940.
3. П. Дузь, Паровой двигатель в авиации, Оборонгиз, 1939.
4. А. А. Радциг, История теплотехники, Издательство АН СССР, 1936.
5. А. А. Радциг, Математическая теория обмена тепла в цилиндрах паровых машин, Киев, 1904.
6. И. А. Вышнеградский, О регуляторах прямого действия, Известия С.-Петербургского технологического института, 1877.
7. И. А. Вышнеградский, О регуляторах непрямого действия, Известия С.-Петербургского технологического института, 1878.
8. Н. Е. Жуковский, Теория регулирования хода машин, Госмашметиздат, 1933.
9. М. П. Вукалович, Термодинамические свойства водяного пара, Госэнергоиздат, 1946.
10. С. П. Сыромятников, Тепловой процесс паровоза, Транжелдориздат, 1937.
11. В. И. Гриневецкий, Паровые машины, Гостехиздат, 1926.
12. И. А. Комлев, Локомобиль, ГНТИ, 1931.
13. И. С. Кустов, Тепловой баланс паровой машины, Госэнергоиздат, 1941.
14. Gutermuth-Watzinger. Die Dampfmaschine, Springer, 1928.
15. J. Stumpf, Die Gleichstromdampfmaschine, Oldenburg, 1922.
16. Н. И. Карташев, Курс паровозов, т. 2, Транжелдориздат, 1941.
17. И. И. Николаев, Динамика и парораспределение паровозов, Транжелдориздат, 1949.
18. Е. Л. Николаи, Регулирование машин, Кубуч, 1930.
19. И. И. Кириллов и С. А. Кантор, Теория и конструкция паровых турбин, Машгиз, 1937.
20. А. И. Сидоров, Плоские регуляторы быстроходных машин, 1895.
21. Д. К. Максвелл, И. А. Вышнеградский, А. Стодола, Теория автоматического регулирования (сборник работ), Издательство АН СССР, 1949.
22. Известия Екатеринославского горного института, т. XIV.
23. А. В. Щегляев, Регулирование паровых турбин, ОНТИ, Гл. ред. энерг. лит., 1938.
24. А. А. Радциг, Теория и расчет конденсационных установок, Госэнергоиздат, 1934.
25. А. М. Казанский, Конденсационные устройства, Госэнергоиздат, 1939.
26. Энциклопедический справочник „Машиностроение", т. 12, Госмашиздат, 1948.
27. Энциклопедический справочник „Машиностроение", т. 10, Госмашиздат, 1948.
28. А. Г. Бауман, Смазочные масла СССР и техника их применения, Изд. Оргаметалл, 1925.
29. И. В. Мазырин, Смазочные устройства машин, Госмашиздат, 1948.
30. В. А. Аничков, Судовые паровые машины, Гострансиздат, 1936.
31. В. А. Добровольский, Современные паровые автомобили и тракторы, Гос. научно-техн. издательство Украины, 1936.
32. Г. С. Жирицкий, Паровые машины, 5-е издание, Госэнергоиздат, 1933.
33. Г. С. Жирицкий, Атлас по паровым машинам, Гос. научно-техническое издательство Украины, 1934.
34. А. М. Литвин, Техническая термодинамика, Госэнергоиздат, 1947.
35. Общая теплотехника. Под ред. С. Я. Корницкого и Я. М. Рубинштейна, Госэнергоиздат, 1948.
36. А. Польгаузен, Паровые машины, Гостехиздат, 1931.
37. И. М. Струженцов, Конструкции паровозов, Транжелдориздат, 1937.
38. И. Н. Тимофеев, Паровые машины специального назначения. Госэнергоиздат, 1936.
39. Bauer, Der Schiffmaschinenbau, Bd 1, Oldenburg, 1923.
40. H. Dubbel, Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen, Springer, 1923.
41. A. Slucki, Zur Dampfmaschinentheorie, Springer, 1918.

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Варии машин типичные 273
Автомобили легковые паровые 20
Адиабатический перепад 39
Адиабатическое расширение пара 22, 37, 39, 64
— сжатие пара 37
Атмосферная конденсация 208

Байонетная рама 8, 9, 254
Брикса метод 92

Вакуумная конденсация 208
Валы коренные коленчатые 8, 253
— — кривошипные 8, 253
Вибрации машины 273
Вильчатая рама 8, 254
Внешняя перекрыша 81
Внутренняя перекрыша 81
Водоотделители 271
Водяное сопротивление конденсатора 212
Воздухоохладитель 210
Впуск, опережение 11, 51
— — линейное 83
Вредные поверхности 31
— пространства цилиндра 8, 25, 44
— — — добавочные 50
Выпуск, опережение 11, 48
— — линейное 84

Гидравлический удар 274
Гидростатическая масленка 263
Горшки конденсационные 272

Давление пара начальное 59
— парциальное 209
Двойные золотники 105
Двухкамерный золотник 115
Диаграмма(ы) действительная 38
Диаграмма(ы) золотниковые 84
— идеальная 25
— индикаторные 11, 25, 60, 78, 83
— — искажения 62
— — комбинированные 77
— — коэффициент полноты 57
— *is* 23
— кривошипные 83
— объемные 71
— *pv* 25
— режимов 201
— теоретическая 38
— тепловая 66
— TS 39
— цикла Ренкина 38
— эллиптическая 96
Дисковые поршни 244
Дросселирование пара 28
Дроссельный клапан 28

Журнал машинный 272

Зеркало золотниковое 8, 81
Золотник(и) двойные 105
— двухкамерный 115
— основной 105
— отсечный 106, 108
— плоский двойной с трапециевидной пластиной 113
— — коробчатый 81, 98
— поршневой 99, 141
— — Трофимова 100
— простые с переменной степенью наполнения 103
— с двойным впуском пара 101
— цилиндрические 99
Золотниковая коробка 8, 81
— окружность 85
Золотниковое зеркало 8, 81
Золотниковые диаграммы 84
— парораспределения 8, 9, 81
Золотниковый шток 9, 81

Игольчатая масленка 262
Идеальный процесс паровой машины 22
Индикатор 12
— конструкция 60
Индикаторная мощность 39
Индикаторное давление среднее 55
Индикаторные диаграммы 11, 25, 60, 78, 83
— — влияние нагрузки машины на очертание 53
— — искажения 62
— — коэффициент полноты 57
Индикаторный коэффициент полезного действия 39
is-диаграмма 23

Капельная конденсация пара 31
Катаракт масляный 137
Кинетическая энергия пара 7
Клапан(ы) двухседельные 116
— для перегретого пара 117
— дроссельный 28
— -золотник диффузорный 116
— конструкция 115
— кривые подъема 137
— механизмы для привода 119
— односедельный диффузорный 116
— промежуточного отбора 272
— расчет 115
— стопорный 28
Клапанные парораспределения 115
Коленчатые валы 8, 253
Комбинированные индикаторные диаграммы машин многократного расширения 77
Конденсат, переохлаждение 211
Конденсаторы 10
— водяное сопротивление 212
— паровое сопротивление 212
— поверхностные 207, 210
— «регенеративные» 212
— смешивающие 207
— срыв вакуума 273
Конденсационные горшки 272
— машины 37
— — с ухудшенным вакуумом 193
— устройства 50, 207
Конденсация атмосферная 208
— вакуумная 208
— капельная 31, 211
— «пленочная» 31, 211
Конические пружинные регуляторы 118
Коренные подшипники 254
Коэффициент использования теплоты топлива 19
— неравномерности регулятора полный 177
— — — теоретический 174, 177
— нечувствительности регулятора 177
— полезного действия индикаторный 39
— — — механический 40
— — — относительно-индикаторный 42, 43, 67
— — — относительный 39
— — — термический 23
— — — экономический 40
— — — эффективный 40
— «полноты» 51
— — индикаторной диаграммы 57
— теплоотдачи от перегретого пара к стенке 31
Краны продувочные 272
Кратность охлаждения 211
Кривая расширения пара 32, 46
— торможения 97
Кривошипные валы 8, 253
— диаграммы 83
Кривые подъема клапана 137
Кулачные шайбы 120
Кулисные механизмы паровозных машин 155
— — с двумя эксцентриками 148

Линейное опережение впуска 83
— — выпуска 84
Локомобильные машины 230
— — компаунд 232
— — нормы расхода масла для смазки 265
— — стационарные 20
— — тандем 232

Масло вапор 261
— вискозин 261
— гудрон напорный 261
— машинное Л 261
— — С 261
— — СВ 261
— — СУ 261
— нормы расхода для смазки локомобилей 265
— — — — — паровых машин 265
— регенерация 265
— цилиндровое 2 261
— — 6 261
Масленка игольчатая 262
Маслоотделители 215, 271
— паровой 216
— с установкой для автоматического отвода масла 216
Масляный катаракт 137
— пресс 263
Маховики, расчет 162
— степень неравномерности 165
Машинный журнал 272
Мертвое положение поршня 8, 12
Метод Брикса 92
Механизмы для подъема и опускания клапанов принудительные 119
— — — — — — расцепные 119
Модернизация паровых машин 275
Мокровоздушные насосы 214
Мощность индикаторная 39

Нагрев параллелей 273
— подшипников 273
Насосы мокровоздушные 214
Начальная конденсация пара 29
— — — поле 30
— температура пара 59
Начальное давление пара 59

Обслуживание паровых машин 266
Объемные диаграммы 71
Опережение впуска 11, 51
— — линейное 83
— выпуска 11, 48
— — линейное 84
— угол 88, 91
Основной золотник 105
Относительно-индикаторный коэффициент полезного действия 42, 43, 67
Относительный коэффициент полезного действия 39
Отсечка 11
Отсечный золотник 106, 108

Пар, адиабатическое расширение 22, 37, 39, 64
— — сжатие 37
— выбор параметров 59
— дросселирование 28
— конденсация 22
— кривая расширения 32, 46
— многократное расширение 33
— начальная конденсация 29, 32
— — температура 59
— начальное давление 59
— перегрев 33
— перепад давления 26
— потенциальная энергия 7
— степень расширения 33
— — сухости 25
Пар, удельный объем 38
Параллели 8, 257, 273
Паровая рубашка 31, 35
Паровое сопротивление конденсатора 212
Паровозные машины, кулисный механизм 154
Паровой двигатель универсальный 13
Паровые легковые автомобили 20
— машины, аварии типичные 273
— — Борозого Федора 17
— — быстроходные 11
— — вертикальная закрытого типа сдвоенная 222
— — — компаунд 41
— — — — быстроходная 227
— — — — двойного расширения 41
— — — одноцилиндровая 220
— — вибрации 273
— — время разбега 189
— — высокого давления 11
— — Вяткина 17
— — горизонтальная компаунд 41
— — — — двойного расширения 41
— — — тандем 41, 224
— — — — высокого давления 41
— — — — двойного расширения 41
— — — тройного расширения 41
— — — четырехкратного расширения 41
— — — четырехцилиндровая тройного расширения 41
— — двустороннего давления 9, 55
— — действительная диаграмма 38
— — динамика 160
— — для насыщенного пара 9
— — — перегретого пара 9
— — — самолетов 20
— — Дмитриева Романа 17
— — дроссельное регулирование 54
— — золотниковые 11
— — идеальные процессы 22
— — индикаторная мощность 39
— — индикаторный коэффициент полезного действия 39
— — клапанные 11
— — классификация 9
— — коловратные, см. Паровые машины с вращающимся поршнем
— — компаунд 10, 34
— — конденсационные с ухудшенным вакуумом 193
— — — стационарные 20
— — крановые 11
— — Литвинова Степана 16
— — локомобильные 20, 230
— — — компаунд 232
— — — тандем 232
— — многократного расширения 10, 27, 34, 41, 68, 224
— — многоцилиндровые 10
— — модернизация 275
— — Можайского 17
— — мощность максимальная кратковременная 43
— — — экономическая 43
— — ненормальная работа 273
— — неустойчивая работа 273
— — нормы расхода масла для смазки 265
— — Ньюкомена 13
— — области применения 19
— — обслуживание 266
— — однократного расширения 10, 217
— — одностороннего давления 9, 55
— — одноцилиндровые 10, 27
— — — прямоточные 41
— — — с противодавлением 267
— — остановка 272
— — относительный коэффициент полезного действия 39
— — паровоза ИС 217
— — паровозные 34
— — Ползунова И. И. 14
— — предвключенные 49
— — прогрев 272
— — прямоточные 9, 17, 34
— — пуск в ход 272
— — работа 7
— — расчет паровой машины 56
— — — фундамента 266
— — реальный процесс 26
— — с вращающимся поршнем 7
— — — переменным числом оборотов 27

Паровые машины с полным расширением 25
— — — — — — и полным сжатием пара 35
— — — промежуточным отбором пара 11, 20, 193, 197
— — — противодавлением 20, 193
— — синхронизация 272
— — среднего давления 11
— — стуки 273
— — тандем высокого давления 225
— — — - компаунд 10
— — теоретическая диаграмма 38
— — тепловой баланс 66
— — тихоходные 11
— — Уатта 15
— — уравнение движения 187, 188
— — уравновешивание сил инерции 167
— — установка 266
— — устойчивость 166
— — холостой ход 272
— — Черпанова Ефима 17
Парообразование, скрытая теплота 22
Парораспределение 81
— гидравлический привод 158
— золотниковое 8, 9, 81
— клапанное 115
— с катящимися рычагами 126
— — качающимися кулаками 125, 129
— — расцепным механизмом 134
Пароораспределительный механизм 8
Пароходная машина тройного расширения 225
Парциальное давление 209
Перегрев пара 33
Перекрыша внешняя 81
— внутренняя 81
Переохлаждение конденсата 211
Перепад давления пара 26
Перестановочная сила регулятора 176, 178
Пленочная конденсация пара 31
Плоские золотники 81, 98, 113
Плоский регулятор 182
Поверхностные конденсаторы 207, 210
Поддерживающая сила регулятора 172, 179
Подшипники коренные 254
— нагрев 273
Поле начальной конденсации пара 39
Ползун закрытого типа 249
— открытого типа 248
Полые поршни 244
Поршень, мертвое положение 8, 12
Поршневой регулятор давления 186
— шток 244
Поршневые золотники 99, 100, 141
— кольца 246
Поршни дисковые 244
— полые 244
Потенциальная энергия пара 7
Потери между паровым цилиндром и конденсатором 59
— механические 40, 43
— на теплообмене 43
— — торможение пара 33
— — утечки пара 26, 38, 43
— от внутреннего теплообмена 29
— — вредного пространства 36
— — дросселирования при выпуске 38
— — начальной конденсации 67
— — необратимости выпуска 67
— — — впуска 67
— — неполноты расширения 25, 26, 36, 38, 43, 59, 67
— — сжатия 36, 38
Потери от теплообмена пара со стенками цилиндра 29, 38, 59, 67
— — — — — — — — меры борьбы 31
— относительные 43
Пресс масляный 263
Принудительные механизмы для подъема и опускания клапанов 119
Продувочные краны цилиндра 272
Пропаривание сальников 273
Процесс расширения пара адиабатический 39

Работа, тепловой эквивалент 22
Рама байонетная 8, 9, 254
— вильчатая 8, 254
Разъемные маховики 259
Расцепные механизмы для подъема и опускания клапанов 119
Расчет клапанов 115
— конических пружинных регуляторов 178
— маховика 162
— окон 146
— паровой машины 56
— плоских регуляторов 182
— пружины клапана 138
— фундамента паровой машины 266
Реальный процесс в паровой машине 26
Реверсивные механизмы 147
— приводы 151
«Регенеративные» конденсаторы 212
Регенерация масел 265
Регуляторы давления 170, 186
— — поршневые 186, 202
— — ртутный 195
— — с сервомотором 203
— — — электродвигателем 203
— скорости 170
— — астатический 174
— — грузовые 171
— — динамика 187
— — инерционные 171, 185
— — конические 171, 178
— — коэффициент неравномерности полный 177, 191
— — — — теоретический 174, 177
— — — нечувствительности 177, 191
— — непрямого действия 171
— — неустойчивый 174
— — перестановочная сила 176, 178
— — плоские 171, 182
— — поддерживающая сила 172, 179
— — пружинные 171
— — прямого действия 171
— — равновесная угловая скорость 173
— — с поперечными пружинами 179
— — устойчивый 174
— — характеристика 173
— — центробежные 171
Ренкина цикл 22
Ресивер 10

Сальники, пропаривание 273
— с металлической набивкой 242
— — неразрезными чугунными кольцами 243
— — разрезными чугунными кольцами 243
Сжатие пара 49
Силы инерции, уравновешивание 167
Синхронизатор 175, 185
Скрытая теплота парообразования 19, 22
Смазка кольцевая 262
— масленками 262
— маслом, распыленным в паре 262
— ручная 262
Смазка центральная 263
— центробежная 262
— циркуляционная 263
Статическая характеристика регулирования 175
Стационарные локомобили 20
Степень наполнения 11, 31, 33, 37, 45
— — действительная 46
— — теоретическая 46
— неравномерности маховика 165
— промежуточного отбора 198
— сухости пара 25
Стопорный клапан 28
Стуки в машинах 273
Судовые машины, реверсивные приводы 151

Температура пара начальная 59
Теоретическая диаграмма 38
Тепловая диаграмма 67
Тепловой баланс паровой машины 66
— эквивалент работы 7, 22
Теплоперепад адиабатический 39
Термический коэффициент полезного действия 23
Тяга эксцентриковая 9, 81

Угловая скорость равновесия 173
Угол опережения 83, 91
Удельный объем пара 38
Уравновешивание сил инерции 167
Установка паровой машины 266
Устойчивость системы регулирования 191
Устойчивый регулятор 174

Фундаментные болты 271

Характеристика регулирования статическая 174
— регулятора 173
Ходоуменьшитель 60
Хомут эксцентриковый 9

Центробежные насосы поверхностных конденсаторов 271
Цикл Ренкина 22
— — диаграмма 38
— с неполным расширением пара 25
Цилиндр, вредные пространства 8, 25, 44
— — — добавочные 50
Цилиндрические золотники 99

Шайбы кулачные 120
Шатун, учет конечной длины 92
Шток золотниковый 9, 81

Экономический коэффициент полезного действия 40
Эксцентрик 9, 81
— отсечки 157
— с переменным эксцентриситетом 104
Эксцентриковая тяга 9, 81
Эксцентриковый механизм с катящимся рычагом 121
— хомут 9
Эксцентриситет 81, 91
— фиктивный 107, 149
Эллиптическая диаграмма 96
Энергия пара кинетическая 7
— — потенциальная 7
Эффективный коэффициент полезного действия 40

ОТН 10

3272

ОПЕЧАТКИ

Стр.	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
40	левая	1 снизу	$\eta_e = \eta_м \eta_{0i} \eta_i = \eta_м \eta_i$	$\eta_e = \eta_м \eta_{0i} \eta_t = \eta_м \eta_i$
40	»	3 »	$L_e = \eta_м L_i = \eta_м \eta_{0i} L_0 = \eta_м \eta_{0i} \eta_i L.$	$L_e = \eta_м L_i = \eta_м \eta_{0i} L_0 = \eta_м \eta_{0.} \eta_t L.$
40	правая	8 сверху	формула (2-8)	формула (2-5)
118	левая	7 »	$\frac{\pi}{}[(d_a + 2s)^2$	$\frac{\pi}{4}[(d_a + 2s)^2$
121	правая	фиг. 3-57		Радиус r_2 относится не к сплошной, а к пунктирной окружности
122	левая	4 снизу	справа налево	слева направо
123	»	7 »	против часовой стрелки	по часовой стрелке
141	»	10 сверху	$h = 100$	$n = 100$
141	»	8 снизу	P	P_0
171	»	30 сверху	фиг. 3-34	фиг. 3-35

Г. С. Жирицкий, Паровые машины.