

621.01
H 34
Проф. В. С. НАУМОВ

У С 2777
1-141

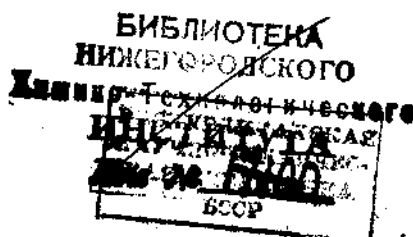
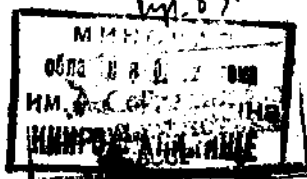
Одобрено
ДЕП

МАШИНОВЕДЕНИЕ

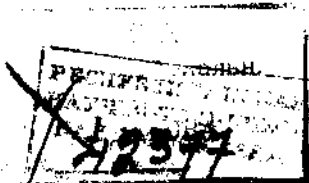
ЧАСТЬ ВТОРАЯ

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ, ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ
И ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

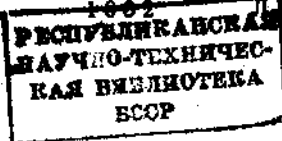
4-е издание



у 96,07



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1962 ЛЕНИНГРАД



ПРОВЕРЕН

1938 ГОДА

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	стр. 7

ОТДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ.

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ.

§ 83. Устройство и действие паровой машины	9
§ 84. Развитие паровых машин	10
§ 85. Графическое изображение рабочего процесса пара и теоретическая диаграмма его	18
§ 86. Действительная диаграмма рабочего процесса паровой машины	20
§ 87. Среднее индикаторное давление	24
§ 88. Определение индикаторной мощности паровой машины	25
§ 89. Устройство индикатора и способы снятия индикаторных диаграмм. . .	27
§ 90. Идеальный процесс паровой машины и коэффициенты полезного действия	31
§ 91. Расход пара в паровых машинах	34
§ 92. Средства уменьшения расхода пара	25
1) Многократное расширение пара (36). 2) Паровая рубашка (37). 3) Перегретый пар (37). 4) Повышение начального давления пара и понижение давления выпуска (37).	
§ 93. Прямоточные машины	39
§ 94. Влияние вредного пространства и сжатия отработавшего пара на расход пара	43
§ 95. Парораспределение	44
§ 96. Простой коробчатый золотник без перекрыш	45
§ 97. Коробчатый золотник с перекрышами	47
§ 98. Золотниковая диаграмма Цейнера и связь ее с индикаторной диаграммой	49
§ 99. Устройство золотников	57
1) Простой коробчатый золотник (57). 2) Золотник Трика (58). 3) Цилиндрические золотники (59).	
§ 100. Двойные золотники	59
1) Золотник Мейера (60). 2) Золотник Ридера (60).	
§ 101. Клапанное парораспределение	61
Парораспределение Лентца (63).	
§ 102. Крановое парораспределение	65
§ 103. Механизмы для перемены хода машины (кулисы)	66
§ 104. Машины многократного расширения	67
§ 105. Законы кривошипной передачи	71
§ 106. Маховик и расчет его	74
§ 107. Регуляторы и назначение их	78

	стр.
§ 108. Конденсация паровых машин и конденсаторы	83
§ 109. Классификация паровых машин	90
§ 110. Типы современных паровых машин	92
§ 111. Локомобили	95
§ 112. Действительный расход пара и экономический коэффициент полезного действия паросиловых установок	99
Контрольные вопросы по паровым машинам	100
Контрольная работа	103

Отдел пятый.

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ.

x V § 113. Основные принципы действия пара в паровых турбинах	104
§ 114. Критическое давление и критическая скорость истечения пара	104
§ 115. Расширяющееся сопло Лавала и скорость истечения из него пара	108
§ 116. Потери трения и коэффициент скорости <i>мкдо</i>	111
§ 117. Особенности истечения пара из насадок	114
§ 118. Определение основных размеров расширяющегося сопла и направляющих каналов	116
§ 119. Действие пара на рабочие лопатки турбины	119
а) Случай неподвижной лопатки (119). б) Случай движущейся лопатки (120).	
§ 120. Рабочие лопатки и коэффициент их скорости	122
§ 121. Активный и реактивный принципы работы пара	123
а) Активный принцип (124). б) Реактивный принцип (126).	
§ 122. Коэффициенты полезного действия паровых турбин	132
§ 123. Потери в паровых турбинах	133
§ 124. Относительный внутренний коэффициент полезного действия одноступенчатой активной турбины	137
§ 125. Относительный внутренний коэффициент полезного действия одноступенчатой реактивной турбины	140
§ 126. Ступени скорости	142
§ 127. Ступени давления	151
Активные турбины со ступенями давления Рато, Целли и Лезеля (155).	
✓ § 128. Реактивные турбины Парсонса, Броун Бовери, Метрополитэн-Виккерс и Лjungстрем	165
✓ § 129. Комбинированные активные и реактивные турбины	174
✓ § 130. Турбины высокого давления	180
✓ § 131. Турбины с регенеративным подогревом питательной воды	189
✓ § 132. Турбины с противодавлением и промежуточным ответвлением пара для производства	194
✓ § 133. Регулирование паровых турбин	198
1) Качественное регулирование (198). 2) Количественное регулирование (201). 3) Смешанное регулирование (203).	
§ 134. Конденсация паровых турбин	208
1) Конденсаторы (210). 2) Охлаждающие трубки (220). 3) Турбинные доски или плиты (220). 4) Соединение конденсатора с турбиной (221). 5) Циркуляционный и конденсатный насосы (222). 6) Эжекторы (222). 7) Определение величины поверхности конденсатора при помощи диаграмм (223).	

✓ § 135. Охлаждение циркуляционной воды	стр. 224
✓ § 136. Расход пара и топлива в паровых турбинах	233
✓ Контрольные вопросы по паровым турбинам	234
✓ Контрольная работа	237

ОТДЕЛ ШЕСТОЙ.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

✓ § 137. Основные принципы действия двигателей внутреннего сгорания	238
✓ § 138. Четырехтактный рабочий процесс	241
✓ § 139. Индикаторные диаграммы четырехтактных двигателей	242
✓ § 140. Двухтактный рабочий процесс	246
✓ § 141. Индикаторные диаграммы двухтактных двигателей	248
§ 142. Исследование рабочего процесса двигателей быстрого сгорания	251
§ 143. Двигатели постепенного сгорания или дизеля	257
✓ § 144. Индикаторные диаграммы четырехтактных и двухтактных дизелей	260
§ 145. Исследование рабочего процесса двигателей постепенного сгорания	270
§ 146. Смешанный рабочий процесс	273
§ 147. Коэффициенты полезного действия двигателей	276
§ 148. Нефтяные двухтактные и четырехтактные двигатели быстрого сгорания	277
1) Двигатели системы Экваль (278). 2) Двигатели системы AEG (280). 3) Двигатели Воронежского завода им. Ленина (281). 4) Заборные двигатели (289). 5) Запальная головка (285).	
§ 149. Полу дизеля	289
1) Двигатели системы Кромхуут (290). 2) Двигатели системы Мамина (290).	
✓ § 150. Компрессорные дизеля	292
1) Дизеля завода „Русский Дизель“ (282). 2) Дизеля Коломенского завода (286). 3) Компрессор (297). 4) Топливный насос (300). 5) Расход тепла (302). 6) Двухтактные дизеля (303). 7) Двухтактные дизеля завода Нобель (303). 8) Двухтактные дизеля фирмы MAN (305). 9) Двухтактные дизеля Зульцера (307). 10) Форсушка (307).	
✓ § 151. Бескомпрессорные дизеля	311
✓ § 152. Аванкамерные бескомпрессорные дизеля	311
1) Аванкамерные дизеля Бенц (312). 2) Аванкамерные дизеля Кертинг (313). 3) Аванкамерные дизеля Зульцера (316). 4) Аванкамерные дизеля завода Фербенкс и К° (319). 5) Двигатели Бронса (320).	
✓ § 153. Бескомпрессорные дизеля с механическим распылением и автоматически действующей форсункой	323
1) Двигатели Юнкера (327). 2) Форсунка (329). 3) Двигатели Гюльдиера (331). 4) Диаметр скалки топливного насоса (333). 5) Двигатели фирмы MAN (334).	
§ 154. Бескомпрессорные дизеля с механическим распылением топлива и принудительным открытием форсунки	337
§ 155. Бескомпрессорные дизеля для автотранспорта	339
§ 156. Бескомпрессорные дизеля в авиации	343
§ 157. Дизеля, работающие на пылевидном топливе	346
§ 158. Газогенераторные двигатели	347

§ 159. Газовые двигатели большой мощности	стр. 355
1) Выход газа (355). 2) Очистка газа (356). 3) Двигатели фирмы MAN (358). 4) Двигатели Тиссена (362). 5) Двигатели Кокериля (363). 6) Двигатели завода Эргардт-Земер (364).	
§ 160. Силовой генераторный газ и газогенераторы	369
1) Газогенератор Рише (373). 2) Газогенератор Дейтц (374). 3) Газогенератор Мюллера (375). 4) Газогенератор (тепловик) проф. Ижевского (377). Газогенераторы для автотранспорта (378).	
✓ § 161. Карбюация топлива и типы карбюраторов	383
§ 162. Охлаждение двигателей	386
§ 163. Регулирование двигателей	389
§ 164. Определение среднего индикаторного давления и индикаторной мощности	391
§ 165. Маховик и расчет его	393
1) Диаграмма инерционных давлений возвратно-движущихся масс (394). 2) Диаграмма избыточных давлений (395). 3) Диаграмма касательных усилий (395). 4) Вес маховика (397).	
§ 166. Определение главных размеров двигателя	398
§ 167. Использование теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей	401
1) Использование теплоты охлаждающей воды (402). 2) Использование теплоты выхлопных газов (403).	
Контрольные вопросы по двигателям внутреннего сгорания	409
Контрольная работа	412

ВВЕДЕНИЕ.

В первой части курса Машиноведения были изложены три отдела теплотехники, касающиеся топлива, основ термодинамики и устройства и работы котлов и котельных установок, вырабатывающих водяной пар — рабочее тело для паровых двигателей.

Во второй части этого курса изложены остальные три отдела теплотехники, а именно: паровые поршневые машины, паровые турбины и двигатели внутреннего сгорания, т. е. те тепловые двигатели, которые вырабатывают более 90% промышленной энергии во всех областях техники. Сначала мы остановимся на паровых двигателях, как на наиболее распространенных машинах, которые имеют назначение преобразовывать теплоту пара, полученную из топлива, в механическую работу.

Преобразование теплоты пара в механическую энергию, а затем в электрическую и другие виды ее может совершаться в паровых двигателях двумя методами, значительно отличающимися между собою. Если потенциальная энергия пара преобразовывается в механическую работу при помощи поршня, движущегося в цилиндре машины и соединенного кривошипным механизмом с валом ее, то такой паровой двигатель называется паровой поршневой машиной. Если же потенциальная энергия пара сначала преобразовывается в кинетическую энергию, а затем эта энергия на рабочих лопатках вращающихся дисков преобразовывается в механическую работу, то такой паровой двигатель называется паровой турбиной. Таким образом, как по принципу действия пара, так и по конструктивному осуществлению эти два класса паровых двигателей весьма различны.

В последнее время паровые турбины получили очень широкое распространение, почти полностью вытеснив паровые поршневые машины из электрических станций и крупных силовых установок. Однако, область применения паровых поршневых машин в современной промышленности еще очень велика, для силовых же установок небольшой и средней мощности они с успехом конкурируют с самыми совершенными паровыми турбинами как по надежности в работе, так и по экономичности.

Насколько широко еще пользуются паровыми поршневыми машинами, видно из того, что в 1927 г. в САСШ из общей мощности всех силовых двигателей в 36 млн. ЛС, работавших в промышленности, на паровые поршневые машины приходилось 11,6 млн. ЛС, т. е. более 32%. В СССР паровые поршневые машины занимают также весьма крупное место среди силовых двигателей. Так, по статистическим данным в 1925 году во всем Союзе находилось в работе 14 500 паровых поршневых машин общей мощностью 1314700 ЛС и паровых локомотивов 8200 шт. мощностью 247000 ЛС, в то время как паровых турбин было 1600 шт. общей мощностью 1211700 ЛС. Таким образом, из общей мощности паровых двигателей в 2778400 ЛС на паровые поршневые машины приходилось 1561700 ЛС.

т. е. более 56%, не говоря уже о том, что весь железнодорожный транспорт работает исключительно паровыми машинами.

Простота устройства и ухода, широкая приспособляемость к изменениям нагрузки и большая надежность в работе — вот те главные достоинства паровой поршневой машины, которые позволяют ей прочно удерживать свои позиции, несмотря на широкое развитие и значительное усовершенствование современных паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания.

Исходя из этого, ~~начало~~ 2-й части этого курса, т. е. четвертый отдел его, отведено паровым поршневым машинам, их развитию, действию в них пара, конструктивному устройству и графическому изображению рабочих процессов. В последнем необходимо особенно хорошо разобраться, так как это имеет исключительно важное значение как для изучения действия пара и устройства машин, так и для ухода за ними.

Пятый ~~отдел~~ этого курса отведен паровым турбинам. По сравнению с прежними изданиями курса, этот отдел в четвертом издании значительно расширен и углублен как в вопросах теории истечения пара и работы его на рабочих лопатках, так и в части устройства и работы новейших типов турбин, а также турбин высокого давления, регенеративных турбин, турбин с противодавлением и с промежуточными ответвлениями пара. Кроме того, в этом отделе более подробно изложены вопросы регулирования паровых турбин, конденсации отработавшего пара и охлаждения циркуляционной воды, причем весь изложенный материал пополнен решениями различных примеров, поясняющих наиболее важные и трудные места. Шестой отдел курса отведен двигателям внутреннего сгорания. В этом отделе, кроме более углубленного развития материала, имеющегося в прежних изданиях, рассмотрены вопросы использования теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания и способы определения главных размеров их, а также устройство и работа больших газовых двигателей, газогенеративных установок и газогенеративных двигателей. Кроме того, особенное внимание уделено устройству и работе бескомпрессорных дизелей, получивших за последние 2—3 года очень широкое распространение во всех областях техники и промышленности.

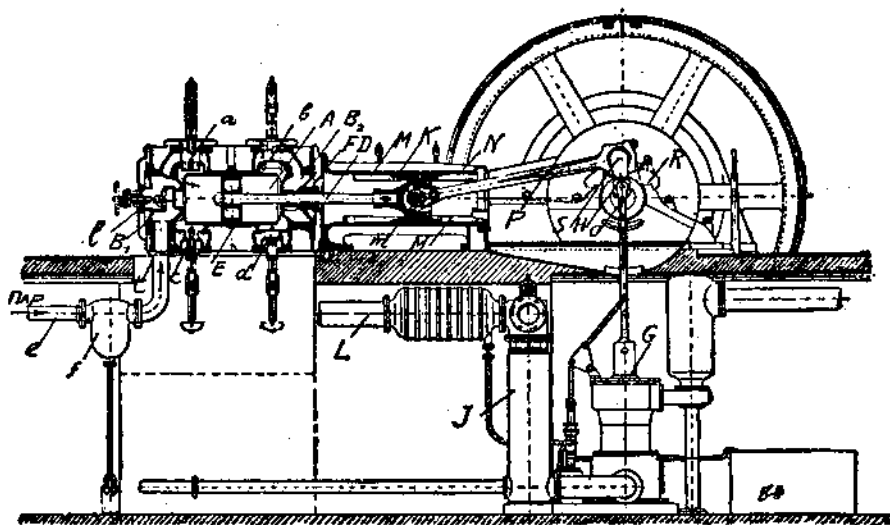
4

ПАРОВЫЕ МАШИНЫ.

Если теплосодержание 1 кг пара, подводимого к паровой машине, обозначить через i_1 кал., а теплосодержание отработавшего пара при выходе из машины через i_2 кал., то количество теплоты, преобразованное в механическую работу, будет равно $(i_1 - i_2)$ кал. Следовательно, работа, совершаемая 1 кг пара при проходе его через паровую машину, если преобразование теплоты происходит без потерь, будет равна:

$$L = E (l_1 - l_2) \text{ кг-м или } L = \frac{l_1 - l_2}{A} \text{ кг-м,}$$

где E — механический эквивалент тепла, а A — термический эквивалент работы.



Фиг. 212.

Действие пара в паровой поршневой машине сопровождается как изменением величины теплосодержания его (i), так и изменениями давления или упругости (p) и объема (φ) его.

Чтобы ознакомиться с устройством паровой поршневой машины и действием пара в ней, на фиг. 212 показан вертикальный разрез одной

цилиндра горизонтальной машины двойного действия. Здесь *A* представляет цилиндр машины, закрытый с обоих концов крышками *B*₁ и *B*₂. Внутри цилиндра имеется поршень *E*, который при помощи поршневого штока *D*, проходящего через сальник *F*, соединен с крейцкопфом *K*, движущимся возвратно-поступательно, одинаково с поршнем, в направляющих или параллелях *M* передней части рамы *N*. При помощи пальца *m* крейцкопф связан с шатуном *P*, который правой своей головкой, в свою очередь, соединен с пальцем *S* кривошипа *H* вала *O*, лежащего в коренных подшипниках *R*, образуя таким образом кривошипный механизм. Для выпуска и выпуска пара из цилиндра машины имеются по концам его вверху впускные клапаны *a* и *b*, а внизу выпускные *c* и *d*, управляемые системой тяг и рычагов, связывающих клапаны с распределительным валом, приводимым в действие от коренного вала.

В рассматриваемой машине действие пара производится следующим образом. Из котельной по паропроводу *e* пар, пройдя водоотделитель *f*, подводится по трубе *t* к передней крышке *B*₁ цилиндра. Здесь, пройдя стопорный клапан *l*, пар разветвляется на два потока и подводится к впускным клапанам машины. Если один из впускных клапанов, например, клапан *a*, будет открыт, то пар входит, согласно указанию стрелки, в цилиндр машины и производит своей упругостью давление на поршень, заставляя его перемещаться слева направо. Это перемещение поршня при помощи поршневого штока и кривошипного механизма преобразовывается во вращательное движение, которое и передается коренному валу машины. Когда поршень *E* придет в крайнее правое положение, называемое мертвым положением, в правую сторону цилиндра через впускной клапан *b* впускается свежий пар, который заставляет поршень снова перемещаться, но только справа налево, т. е. в обратную сторону; находящийся же в левой стороне цилиндра отработавший пар через выпускной клапан *c* выпускается в отводную трубу *L*, соединенную со смешивающим конденсатором *I*, обслуживаемым мокро-воздушным насосом *G*, приводимым в действие при помощи тяг и системы рычагов от коренного вала машины.

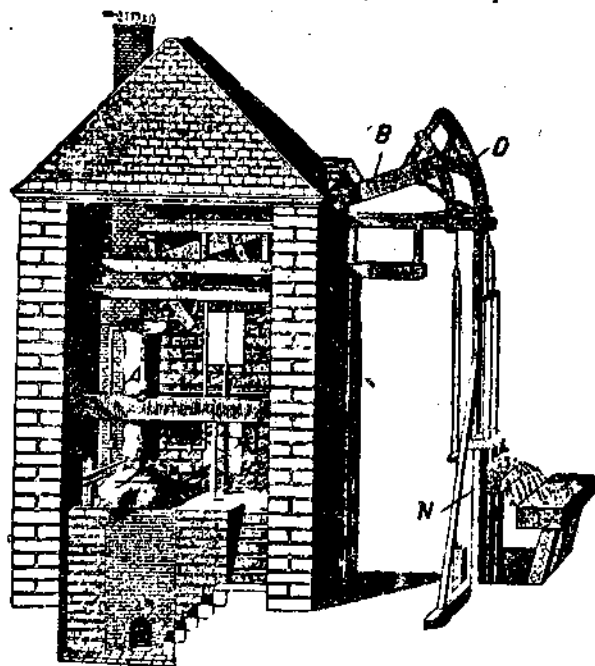
Когда поршень, двигаясь влево, снова придет в крайнее или мертвое положение, через впускной клапан *a* снова впускается в левую полость цилиндра свежий пар, а из правой полости цилиндра происходит выпуск отработавшего пара, т. е. описанный выше процесс повторяется.

Таким образом, впуская попеременно в обе стороны цилиндра свежий пар и выпуская из них отработавший пар в конденсатор, поршню сообщается возвратно-поступательное движение в цилиндре, которое при помощи кривошипного механизма преобразовывается во вращательное, заставляя вращаться коренной вал. Для того же, чтобы машина имела равномерный ход, а вал вращался с постоянной угловой скоростью, на коренной вал насажен маховик.

Описанная машина является машиной двойного действия, так как в ней работают обе стороны поршня, подведение же пара вначале к крышкам цилиндра, а затем к впускным клапанам имеет целью обогревание крышек, что значительно уменьшает начальную конденсацию пара в цилиндре, особенно при работе его насыщенным паром.

§ 84. Развитие паровых машин. Развитие паровой машины началось с 1710 года, когда английские рабочие Ньюкомен и Коулей впервые построили паровую машину, которая при помощи деревянного балансира, цепи, тяг, дугового сегмента и других частей приводила в действие насос, установленный в шахте для выкачивания из нее воды.

Машина Ньюкомена не является однако паровой машиной в современном понимании этого слова, так как движущей силой у нее был не водяной пар, а атмосферное давление воздуха, почему эта машина называется „атмосферной“ машиной. Действительно, хотя в этой машине водяной пар и служил для частичного подъема поршня в вертикальном паровом цилиндре, открытом сверху, но главная его задача заключалась в том, чтобы создать разрежение в цилиндре. Когда поршень машины под действием пара и силы инерции движущихся частей достигал верхнего своего положения, в цилиндр впрыскивалась холодная вода, вследствие чего водяной пар быстро конденсировался и обращался в воду, которая вместе с охлаждающей водой собиралась на дне цилиндра, занимая незначительный объем, в цилиндре же создавалось разрежение. Так как цилиндр сверху был открыт, то на поршень его производил давление атмосферный воздух, под действием которого поршень перемещался вниз, поднимая при этом поршень насоса и производя, таким образом, полезную работу. Когда поршень парового цилиндра подходил к нижнему своему крайнему положению, из цилиндра выпускалась находящаяся в нем вода, после чего в цилиндр снова подводился свежий пар, поршень получал движение вверх, и описанный выше рабочий процесс машины повторялся.



Фиг. 213.

На фиг. 213 представлена установка одной из машин Ньюкомена, относящаяся к 1726 г. Как

видно из снимка, цилиндр *A* этой машины расположен непосредственно над котлом *K*, балансир же *B* на правом конце имеет дуговой сегмент *D*, связанный при помощи цепи с поршнем насоса *N*.

Машины Ньюкомена первых выпусков работали очень неэкономично, расходуя на 1 лощ. силу в час (ЛС-ч.) до 25 кг каменного угля, что соответствует коэффициенту полезного действия около 0,5%. Однако чрезмерно высокий расход топлива не задержал развития этих машин, и они получили довольно широкое распространение, особенно в каменноугольной промышленности, постепенно совершенствуясь во всех своих частях. Особенно крупным усовершенствованием была замена ручного открытия и закрытия впускных и выпускных кранов автоматическим механизмом, приводимым в действие от балансира машины.

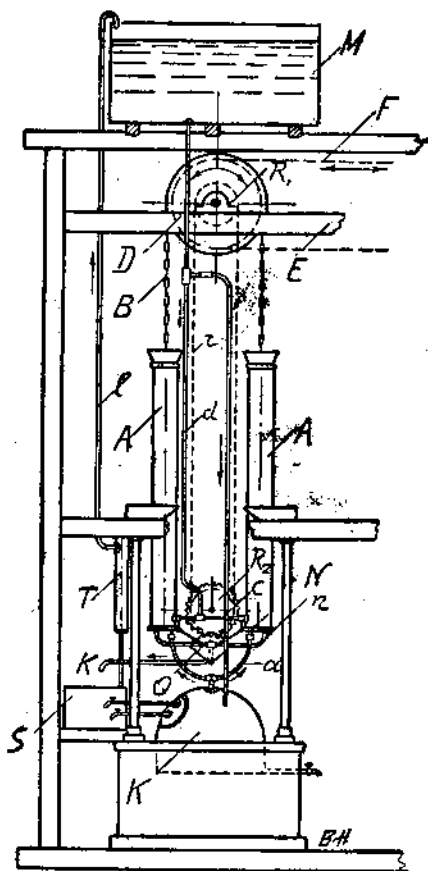
Благодаря введению автоматического распределения, обслуживание машины значительно упростилось, а главное, явилась возможность число ходов поршня

машины повысить почти вдвое (до 12 — 16 в мин.), что позволило значительно уменьшить общие размеры машины и удешевить стоимость ее. Позднее машины Ньюкомена получили распространение в качестве машин для снабжения водою больших городов Англии, где они еще долгое время несли свою службу.

Появление машин Ньюкомена, несмотря на их несовершенство и малую экономичность, оказало громадное влияние на дальнейшее развитие промышленности, так как благодаря им явилась возможность применить механическую энергию на фабриках и заводах, производство которых можно было значительно расширить, и удешевить продукцию.

В начальном периоде развития паровых машин заслуживает также особого внимания паровая машина русского горного мастера (шихтмейстера) Ползунова, построившего в 1766 г. в городе Барнауле „огненную машину“ для приведения в движение мехов одной из плавильных печей Барнаульского завода. К несчастью для русской техники, изобретатель этой замечательной машины за четыре дня до пуска ее в ход скончался от „жесточкого гортанного кровотечения“, как гласят летописи того времени, и дальнейшего усовершенствования его машина не получила. Машина Ползунова проработала около двух месяцев, а затем была заброшена и всеми забыта.

На фиг. 214 представлена схема машины Ползунова, где через *A* обозначены два рабочих цилиндра 220 мм в диаметре, работавшие поочередно с ходом поршней, равным 1800 мм. В цилиндрах, открытых сверху, двигались поршни, которые были связаны между собою бесконечной цепью *B*, перекинутой через зубчатое колесо *D*, опиравшееся цапфами своей оси на подшипники, укрепленные на деревянных балках *E*. Возвратно-поступательное движение рабочих поршней при помощи этой цепи сообщало качательное движение колесу



Фиг. 214.

Д, которое в свою очередь приводило при помощи бесконечной цепи F в такое же движение другое зубчатое колесо, не показанное на схеме. Последнее колесо было связано при помощи цепей с мехами, которые приводились в действие от него и подавали воздух в плавильную печь.

Для получения пара имелся паровой котел K , из которого пар по трубкам a подводился к днищам цилиндров N . Для впрыскивания охлаждающей воды в цилиндры имелась трубка c , которая соединена была с подводящей трубкой d , идущей от бака M , наполненного водой. Для питания котла водой имелась особая трубка, представлявшая собою ответвление трубки d . Сконденсировавшийся пар в цилиндрах машины, а также охла-

дающая вода в конце хода поршня отводилась по трубкам n и k в небольшой бак S , откуда эта вода при помощи насоса T перекачивалась по трубке l в бак M для дальнейшего использования ее. Для управления открытием и закрытием кранов, через которые подавались в цилиндр пар и охлаждающая вода, а также отводился конденсат, имелся автоматически действующий механизм, состоящий из двух зубчатых колес R_1 и R_2 , связанных между собою бесконечной цепью r , а также из зубчатого сегмента Q , действующего при помощи тяг на управление кранов.

Таким образом, машина Ползунова представляла собою видоизменение машины Ньюкомена и может быть отнесена также к типу „атмосферных“ машин. Если же она привлекла в настоящее время внимание русской и иностранной техники, то только потому, что в ней впервые были применены

1) принцип сдвигания цилиндров, позволяющий иметь более равномерный ход машины, 2) автоматическое парораспределение и 3) передача цепью. Кроме того, машина Ползунова впервые в технике была приспособлена к обслуживанию металлургических предприятий.

Машина Ньюкомена, усовершенствованная во многих своих деталях позднейшими строителями ее, долгое время оставалась без существенных изменений своего рабочего процесса, и только Джеймс Уатт,¹ благодаря своим исследованиям свойств и особенностей водяного пара, глубоко проник в сущность работы пара в машине и установил основные принципы, которые остались почти без изменения до настоящего времени.

Паровая машина Уатта по своему конструктивному устройству значительно отличалась от машин Ньюкомена, представляя по тому времени высокий образец тепловых двигателей. Многие механизмы этой машины остались без изменения до сих пор, почему Уатт по справедливости считается творцом паровой поршневой машины.

Главным усовершенствованием, внесенным Уаттом в машину Ньюкомена, было устройство отдельного холодильника или конденсатора, в

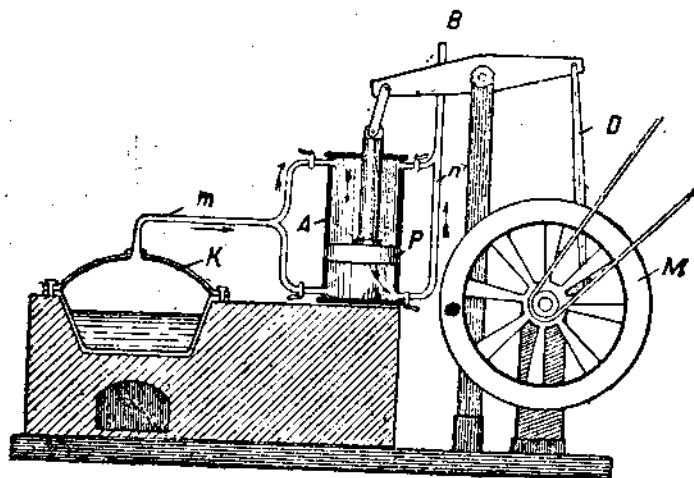


Джеймс Уатт (1736—1819).

¹ Джеймс Уатт родился 19 января 1736 г. в г. Гриноке в Шотландии. В 1754 г. Уатт для подыскания себе занятий отправился в Глазго, где поступил учеником в небольшую оптическую мастерскую. Пробыв здесь около одного года, он уехал в Лондон, где поступил учеником в мастерскую Моргана, пробыв в ней также один год. По окончании обучения, осенью 1756 г. Уатт возвратился на родину, а затем снова отправился в Глазго, получив там место университетского механика. Пребывание в университете сблизило его с рядом выдающихся ученых, из которых наибольшее влияние на него имел физик Блэк, известный своими работами по парам. Здесь же впервые он познакомился с паровой машиной Ньюкомена. С этого времени начинают его работы по усовершенствованию паровых машин, исследованию свойств пара, организации постройки машин и проч., которые продолжались всю его жизнь. Скончался 19 августа 1819 г.

котором отработавший пар, по выходе из цилиндра машины, охлаждался холодной водой. Таким образом, в машине Уатта вода впрыскивалась для охлаждения пара не в цилиндр машины, а в особый холодильник, в котором и поддерживалось постоянное разрежение, т. е. давление ниже атмосферного, причем вода и воздух, попавший в конденсатор, а также несконденсировавшийся пар отводились из холодильника особым насосом, приводимым в действие самой машиной. Кроме этого, Уатт совершенно изменил рабочий процесс паровых машин, превратив их из „атмосферных“ в чисто паровые машины, в которых движущей силой было не давление атмосферного воздуха, а упругость пара, приводившего в движение поршень.

На фиг. 215 в схематическом виде изображена одна из первых машин Уатта, где *K* — паровой котел, *m* — паропровод, по которому подводится пар в цилиндр *A*, *n* — паропровод, служащий для отведения отработавшего пара



Фиг. 215

в атмосферу, при работе машины без конденсации, *P* — поршень и *B* — балансир, связанный при помощи шатуна *D* с мотылем вала, на конце которого посажен маховик *M*.

Новый принцип работы пара потребовал полного изменения в устройстве паровой машины, особенно цилиндра ее и органов парораспределения, в основу которых было положено стремление по возможности не допускать охлаждения пара в цилиндре. Для осуществления этого Уатт впервые ввел рубашку цилиндра, при помощи которой он обогревал рабочие стенки цилиндра паром, с наружной же стороны рубашки устроил изоляцию из дерева и других материалов, не пропускающих теплоты. Измененные таким образом паровые машины дали с самого начала прекрасные результаты, понизив в несколько раз расход угля на ЛС-ч., по сравнению с машинами Ньюкомена.

Однако Уатт не остановился на этом и с каждым годом все более и более совершенствовал свою машину. Наиболее крупными достижениями в этом направлении являются: а) введение кривошипного механизма, б) повышение начального давления пара и в) введение принципа расширения пара, состоявшего в том, что свежий пар впускался в цилиндр только на части

хода поршня, затем происходила отсечка его, и он подвергался расширению, производя действие на поршень до конца хода его.

Очень большое значение на развитие паровых машин имело также введение принципа двойного действия, который состоял в том, что выпуск свежего пара в цилиндр машины совершался поочередно в обе стороны цилиндра. Таким образом, получалась машина, которая развивала работу вдвое большую по сравнению с машиной простого действия при одинаковых размерах цилиндров их.

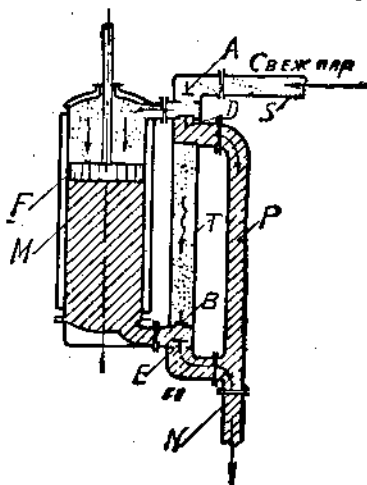
На фиг. 216 представлен схематический разрез парового цилиндра машины Уатта, где *A* и *B* — клапаны для впуска свежего пара в верхнюю и нижнюю полости цилиндра, а *D* и *E* — клапаны для выпуска отработавшего пара из цилиндра. Клапанные коробки впускных клапанов соединены между собою трубой *T*, а также с паропроводом *S*, по которому к ним подводится из котла свежий пар. Выпускные клапаны тоже соединены между собой трубой *P*, а также с отводящей трубой *N*, по которой отработавший пар отводится из цилиндра в конденсатор.

В положении, представленном на схеме, в верхней части цилиндра через впускной клапан *A* происходит выпуск свежего пара. Пар производит давление на поршень *F*, вследствие чего последний перемещается вниз, в нижней же части цилиндра в это время производится выпуск отработавшего пара через клапан *E*, как это указано стрелками. Когда поршень достигнет в цилиндре определенного положения, впускной клапан *A* закрывается, и происходит так называемая отсечка пара. При дальнейшем ходе поршня пар расширяется в цилиндре, действуя своей упругостью на поршень.

Когда поршень достигнет нижнего своего мертвого положения, выпускной клапан *E* закрывается, и прекращается выпуск отработавшего пара; в то же время открывается впускной клапан *B*, и в цилиндр начинает поступать свежий пар, который своей упругостью заставляет поршень машины двигаться вверх. Одновременно с этим в верхней полости цилиндра открывается выпускной клапан *D*, и из нее начинается выпуск отработавшего пара, который по отводящей трубе *P* отводится в конденсатор. При определенном положении поршня в цилиндре впускной клапан *B* закрывается и происходит отсечка впуска пара. С этого момента в цилиндре начинается расширение пара и рабочий процесс, описанный выше, повторяется.

Паровые машины Уатта работали паром низкого давления (около 2—3 атм.) и имели небольшое число оборотов в минуту. С развитием промышленности к паровым машинам стали предъявлять все большие и большие требования как в смысле повышения экономичности работы их, так и в смысле увеличения числа оборотов и мощности установки.

В этом отношении современнику Уатта — Артуру Вульфу в Англии удалось достигнуть значительных результатов, благодаря введению в паровых машинах принципа многократного расширения пара, который состоял в том, что расширение пара производилось в два, три и даже четыре

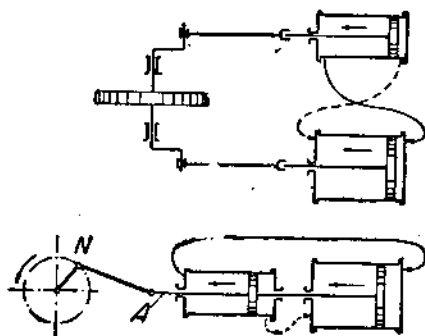


Фиг. 216.

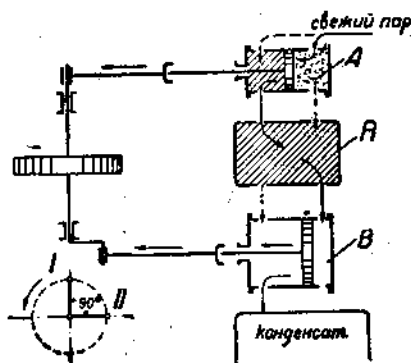
приема, причем пар переходил последовательно из одного цилиндра машины в другой. Так, например, в машине двухкратного расширения имелись две ступени расширения, причем свежий пар из котла сначала подводился к цилиндру высокого давления, где он, получив частичное расширение, переходил затем непосредственно или через промежуточный резервуар — ресивер во второй цилиндр низкого давления. Здесь пар расширялся до конца, после чего выталкивался в атмосферу, если машина работала без конденсации, или в конденсатор, если машина была с конденсацией.

Машины двухкратного расширения строятся с цилиндрами, расположенными параллельно один около другого или же один за другим, по одной оси. Последний тип машин называется типом тандем.

На фиг. 217 представлены две схемы машин двухкратного расширения, причем верхняя схема (вид сверху) относится к машине с цилиндрами, расположенными рядом, а нижняя (вид машины сбоку) — с цилиндрами, распо-



Фиг. 217.



Фиг. 218.

ложенными по типу тандем, в которой поршни насажены на общий шток А, действующий при помощи шатуна на кривошип N. В машинах двухкратного расширения с параллельным расположением цилиндров кривошипы вала машины могут быть расположены под углом в 0° , 180° и 90° .

В машинах двухкратного расширения, в которых кривошипы вала расположены под углом 90° или около 90° , во время работы поршни периодически движутся то в одну и ту же сторону, то в противоположные стороны и приходят не одновременно в свои мертвые положения, как это имеет место в машинах с углами кривошипов в 0° и 180° . При таком расположении кривошипов машина должна иметь для пара, выпускаемого из цилиндра высокого давления, промежуточный резервуар — ресивер.

На фиг. 218 в схематическом виде представлена машина с кривошипами под углом 90° , так называемая типа к о м п а у н д. В изображенном расположении поршней, в цилиндре высокого давления А с правой стороны происходит работа свежего пара, а с левой — выпуск частично расширившегося пара в ресивер R. Из ресивера пар подводится в правую сторону цилиндра низкого давления В, заставляя поршень его перемещаться справа налево, в направлении, совпадающем с движением поршня в цилиндре А; с левой же стороны цилиндра В в это время происходит выпуск отработавшего пара в конденсатор.

Очень часто роль ресивера в машинах двухкратного расширения выполняют паропроводные трубы, по которым пар переходит из одного цилиндра в другой. Однако, для более правильного распределения работы лучше устанавливать отдельный ресивер, в котором давление пара соответствует давлению его при выпуске из цилиндра высокого давления и давлению при впуске в цилиндр низкого давления. В последнее время для более полного использования часто отбирать из ресивера большее или меньшее количество пара, и тогда в цилиндре низкого давления работает уже меньшее количество пара, чем в цилиндре высокого давления. Такие машины называются машинами с промежуточным отбором пара.

Горизонтальные машины трехкратного расширения строятся с различным расположением цилиндров. При вертикальном расположении цилиндров последние устанавливаются обычно в один ряд.

На фиг. 219 представлена схема расположения машины трехкратного расширения вертикального типа, где *A* представляет цилиндр высокого, *B* среднего и *D* низкого давления, действующие на коленчатый вал *N*, с левой стороны которого насажен маховик *M*.

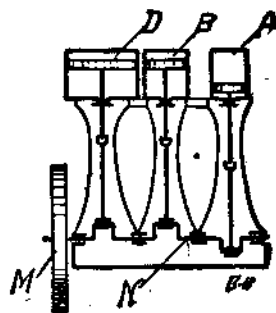
Другим значительным усовершенствованием паровых машин, в смысле повышения экономичности их, является применение перегретого пара, впервые введенного Гирном. Однако значение перегретого пара было выяснено только в последнее время, главным образом, благодаря работам Вильгельма Шмидта, который в 90-х годах прошлого столетия применил в своей машине пар, перегретый до 350° Ц.

В смысле повышения экономичности работы паровых машин большое значение имело введение обогрева цилиндровых крышек свежим паром. Выгода этого обогрева заключается главным образом в том, что при обогревании цилиндровых крышек значительно уменьшается начальная конденсация пара, вредно отражающаяся на работе его.

Наконец, большое значение на повышение коэффициента полезного действия паровых машин имело применение пара высокого давления. Впервые пар высокого давления в паровых машинах был применен еще современником Уатта — Оливером Эвансом в Америке. Однако, пар высокого давления вначале не нашел применения в практике и только в последние годы стал все больше привлекать к себе внимание.

В этом отношении громаднейшая заслуга принадлежит упомянутому выше Шмидту, который в 1921 г. построил машину четырехкратного расширения, работавшую паром давления в 60 атм. Эта машина установила рекордную цифру расхода пара (2,33 кг на 1 инд. ЛС-ч.), которая когда-либо была достигнута в паровых машинах.

В последнее время давление пара в паровых машинах было еще более повышено. Так, например, в конце 1929 г. на одном из американских предприятий были установлены две паровых машины трехкратного расширения мощностью по 6000 ЛС для работы паром давления 100 атм. и 425° Ц перегрева. Машины построены германским заводом Борзиг и имеют следующие размеры и число цилиндров каждая: два цилиндра высокого давления по 360 мм в диаметре, два цилиндра среднего давления по 540 мм и один цилиндр низкого давления 850 мм при ходе поршней, равном 650 мм. Машины предназначены для работы с противодавлением в 4,2 атм. и делают 225 об/мин.



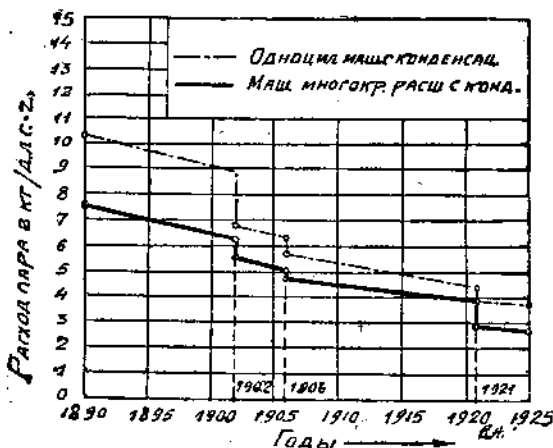
Фиг. 219.

65533

2 НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР
КАЯ ВЕНЕЦИЯ
СССР

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР
КАЯ ВЕНЕЦИЯ
СССР

Делая сводку указанным выше усовершенствованиям, мы видим, что паровая машина, созданная Уаттом, с каждым годом, параллельно с развитием техники, все более и более улучшалась во всех отношениях, и в настоящее время достигла высокой степени совершенства.



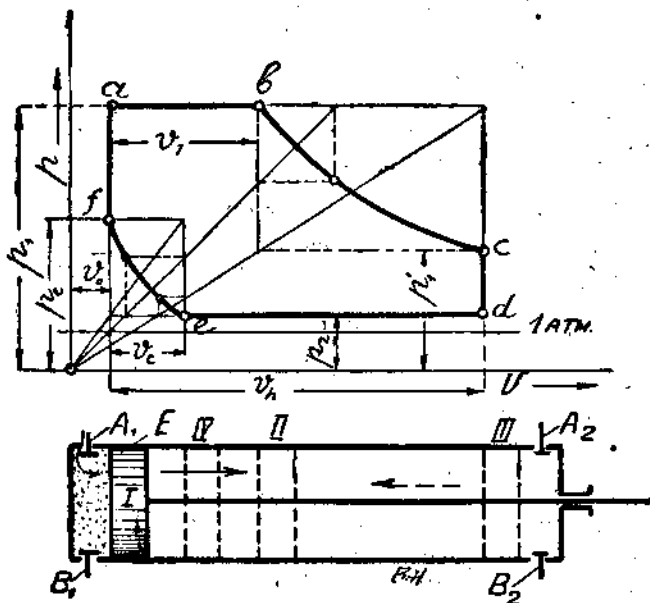
Фиг. 220.

На фиг. 220 представлен график изменения расхода пара в килограммах на 1 ЛС-ч. за 35 лет развития паровой машины, где пунктирная линия относится к одноцилиндровым машинам с конденсацией, а сплошная — к машинам двухкратного расширения также с конденсацией. Из графика видно, что первый резкий скачок в понижении расхода пара относится к 1902 г., когда в машинах был применен перегретый пар. Второй скачок относится к 1906 г., когда

был введен обогрев цилиндрических крышек свежим паром, и третий скачок — к 1921 г., соответствующий применению в машинах пара высокого давления.

§ 85. Графическое изображение рабочего процесса пара и теоретическая диаграмма его. Пусть начальное давление свежего пара, с которым он подводится к цилиндру машины, будет равно p_1 атм. и пусть, при крайнем левом положении поршня, мертвое пространство цилиндра равно v_0 . Тогда, при открытии впускного клапана A_1 , мертвое пространство будет заполнено свежим паром, состояние которого в системе p_0 графически изобразится начальной точкой a , как это показано на фиг. 221.

Если впускной клапан поперечно будет открыт, то поршень E под действием упругости пара начнет перемещаться слева направо, в цилиндр же будет вступать все большее и большее количество свежего пара.



Фиг. 221.

Допустим, что при положении поршня II впускной клапан закрывается, тогда выпуск пара прекратится, и в цилиндре произойдет так называемая отсечка пара, состояние же последнего в этот момент выразится точкой *b*. Таким образом, на диаграмме линия процесса *ab* соответствует впуску свежего пара в цилиндр машины.

После прекращения впуска пара в цилиндре начинается расширение его до конца хода поршня, пока последний не займет правого мертвого положения III. При расширении пара давление его уменьшается до давления в конце расширения, равного p_1' , линия же процесса расширения изобразится кривой *bc*, представляющей собою, в случае работы с насыщенным паром, равностороннюю гиперболу, построение которой также показано на фиг. 221.

Когда поршень придет в положение III, открывается выпускной клапан B_1 , через который главная масса отработавшего или мятого пара, вследствие разности давлений, быстро выбрасывается из цилиндра в атмосферу или в конденсатор, в зависимости от типа машины. При обратном движении поршня справа налево в цилиндре будет происходить дальнейший выпуск пара и выталкивание его поршнем. Таким образом, в начальный момент выпуска давление отработавшего пара быстро падает до давления выпуска p_2 (линия *cd*), при дальнейшем же выпуске давление пара остается почти без изменения, протекая по линии *de*.

Когда поршень займет положение IV, выпускной клапан B_1 закрывается, и из цилиндра прекращается выпуск отработавшего пара. При дальнейшем движении поршня справа налево оставшийся отработавший пар подвергается сжатию, которое в мертвом положении поршня достигает давления p_c , линия же процесса сжатия изобразится кривой *ef*, характер изменения которой подобен кривой расширения *bc*.

В мертвом положении поршня I открывается снова впускной клапан A_1 , происходит впуск свежего пара, давление быстро повышается и становится равным начальному давлению p_1 . Затем производится впуск пара при движении поршня слева направо, и весь описанный выше рабочий процесс повторяется.

Таким образом, рабочий процесс одноцилиндровой паровой машины охватывает два хода поршня или один оборот вала и очерчивается на диаграмме следующими линиями: линией впуска пара *ab*, кривой расширения *bc*, линиями выпуска *cd* и *de*, кривой сжатия мятого пара *ef* и линией предварения впуска свежего пара *fa*.

Представленная на фиг. 221 диаграмма паровой машины является теоретической диаграммой и относится только к одной — левой стороне цилиндра. Если бы повторить те же рассуждения и для правой стороны цилиндра, где также имеются впускной клапан A_2 и выпускной клапан B_2 , то получили бы точно такую же теоретическую диаграмму, как и для левой стороны цилиндра.

Паровая машина, в которой работа пара производится с обеих сторон цилиндра, называется машиной двойного действия.

Пользуясь теоретической диаграммой паровой машины, установим некоторые обозначения, которые в дальнейшем будут встречаться.

Отношение объема v_0 к рабочему объему v_h , описываемому поршнем, представляет собою вредное пространство, выражаемое в долях или процентах от рабочего объема или хода поршня и обозначаемое через *m*.

Следовательно, $m = \frac{v_0}{v_h}$.

Отношение $\frac{v_1}{v_h}$ называется относительной степенью наполнения и обозначается через ε , или $\varepsilon = \frac{v_1}{v_h}$.

Отношение $\frac{v_h}{v_1}$ называется относительной степенью расширения и обозначается через ρ , или $\rho = \frac{1}{\varepsilon}$.

Отношение $\frac{v_c}{v_h}$ называется относительной степенью сжатия и обозначается через c , или $c = \frac{v_c}{v_h}$.

Действительная же степень наполнения ε_0 , отнесенная ко всему объему v цилиндра, равна:

$$\varepsilon_0 = \frac{v_1 + v_0}{v_h + v_0}$$

или, разделив правую часть равенства почленно на v_h , получим:

$$\varepsilon_0 = \frac{\frac{v_1}{v_h} + \frac{v_0}{v_h}}{1 + \frac{v_0}{v_h}} = \frac{\varepsilon + m}{1 + m} \quad (214)$$

Так же точно, действительная степень расширения ρ_0 равна:

$$\rho_0 = \frac{v_h + v_0}{v_1 + v_0} = \frac{1 + m}{\varepsilon + m} \quad (215)$$

а действительная степень сжатия c_0 равна:

$$c_0 = \frac{v_c + v_0}{v_h + v_0} = \frac{c + m}{1 + m} \quad (216)$$

§ 86. Действительная диаграмма рабочего процесса паровой машины. Действительный процесс работы пара в цилиндре паровой машины значительно сложнее, чем это было описано выше, почему и диаграмма действительного процесса во многом отличается от теоретической диаграммы.

Прежде всего давление свежего пара при впуске в машину всегда ниже давления его в котле, т. е. $p_1 < p_k$, что обуславливается потерями тепла при протекании пара по паропроводу, в вентиле его, парораспределительных органах и проч. Кроме того, так как открытие впускных каналов в начале впуска, а также закрытие их в конце впуска (отсечка пара) производится не мгновенно, а постепенно, то при впуске пара всегда получается мятие его, почему на действительной диаграмме линия процесса наполнения проходит не горизонтально, а несколько наклонно, как это показано на фиг. 222, где представлена часть действительной диаграммы паровой машины.

Как видно из этой диаграммы, давление пара p_1 при входе в цилиндр машины меньше давления его p_k в котле. Для оценки потери давления пара можно воспользоваться следующей формулой:

$$p_1 = 0,95 p_k - \Delta p, \quad (217)$$

где Δp — величина падения давления в кг/см^2 в паропроводе, определяемая по формуле Эберле:

$$\Delta p = \frac{10,5}{10^3} \gamma \frac{l}{d} \cdot c^3.$$

Здесь γ — удельный вес пара, l — длина паропровода в м , d — внутренний диаметр паропровода и c — скорость протекания пара в м/сек .

Во время впуска пара в цилиндр линия процесса протекает не по горизонтальной линии ab , как это было в теоретической диаграмме, а по линии ab' , проходящей под углом α . Таким образом, после отсечки пара, т. е. перед началом расширения, давление пара меньше давления в котле на Δp_1 .

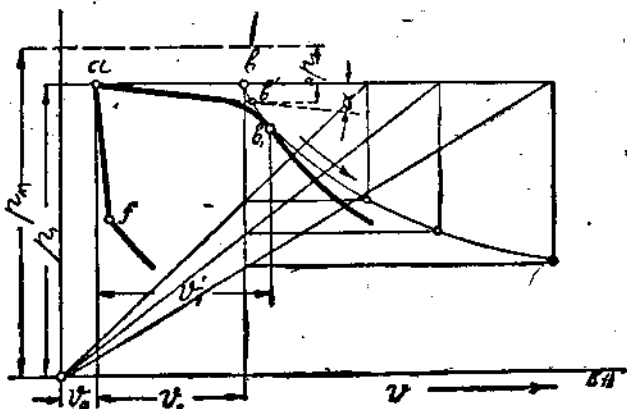
Действительное расширение пара также отклоняется от теоретического процесса расширения. При построении теоретической индикаторной диаграммы предполагалось, что после мгновенной отсечки пара начинается расширение его, которое протекает без подведения и отведения теплоты. В действительности же расширение пара начинается не в точке b , а в точке b_1 , т. е. когда свежий пар занимает в цилиндре объем v_1 .

Кроме того, исследование кривой расширения пара показывает, что, вследствие теплообмена со стенками цилиндра и пропуска части пара через неплотности парораспределительных органов, кривая расширения отклоняется как от равнобочной гиперболы, так и от кривой адиабатического процесса. Действительно, в начале расширения, когда часть теплоты пара сообщается стенкам цилиндра, кривая расширения идет ниже адиабаты, к концу же расширения выше ее, так как теплота от стенок цилиндра сообщается пару, почему температура и давление его получаются выше, чем при адиабатическом расширении.

Если парораспределительные органы недостаточно плотны и свежий пар проникает в цилиндр во время расширения, а также если он частично прорывается через поршневые кольца из одной полости цилиндра в другую, то кривая процесса расширения может принимать самое разнообразное очертание. Поэтому при исследовании кривой расширения пара действительного процесса необходимо предварительно убедиться, не имеется ли пропусков пара в цилиндре, так как только при устранении этого показателя (n) кривой расширения может дать более или менее ясное представление о теплообмене, имеющем место в цилиндре.

Если парораспределительные органы недостаточно плотны и свежий пар проникает в цилиндр во время расширения, а также если он частично прорывается через поршневые кольца из одной полости цилиндра в другую, то кривая процесса расширения может принимать самое разнообразное очертание. Поэтому при исследовании кривой расширения пара действительного процесса необходимо предварительно убедиться, не имеется ли пропусков пара в цилиндре, так как только при устранении этого показателя (n) кривой расширения может дать более или менее ясное представление о теплообмене, имеющем место в цилиндре.

Исследование диаграмм паровых машин показывает, что при работе с насыщенным паром расширение его происходит, приближаясь к кривой $pv = \text{const}$, а при работе перегретым паром — к кривой политропического процесса $pv^n = \text{const}$.

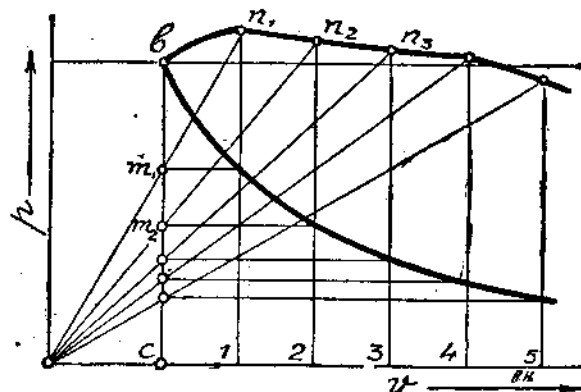


Фиг. 222.

Для показателя политропы n , в зависимости от высоты перегрева пара, можно принимать следующие значения:

для перегрева до	(50 — 100)° Ц.	$n = 1,10$
⋮	(100 — 120)° Ц.	$n = 1,15$
⋮	(120 — 150)° Ц.	$n = 1,20$
⋮	свыше 150° Ц.	$n = 1,25$

Для того чтобы судить, насколько действительная кривая отклоняется от равноугольной гиперболы ($pv = \text{const}$), пользуются характеристикой Дэрфеля, построение которой производится следующим образом.



Фиг. 223.

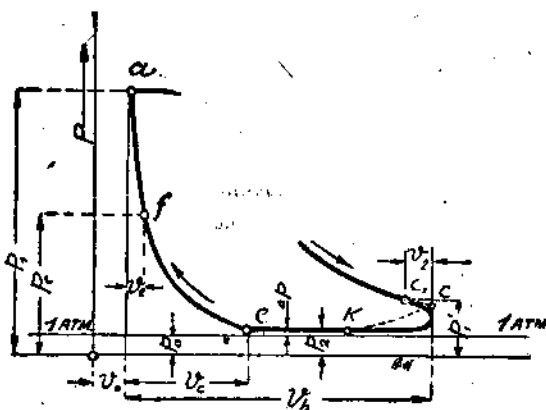
Через какую-либо точку b состояния пара проводят вертикальную линию bc и делают ось абсцисс, начиная от точки c , на несколько равных частей; затем через точки деления проводят вертикальные отрезки, параллельные оси давлений, как это показано на фиг. 223. Если из точек пересечения этих отрезков с исследуемой кривой

расширения провести горизонтальные линии до пересечения с линией bc и через точки пересечения $m_1, m_2, \dots$ провести лучи до пересечения с соответствующими вертикальными отрезками, то полученные точки $n_1, n_2, n_3, \dots$ будут лежать на кривой или характеристике Дэрфеля.

Из построения ясно, что если кривая расширения представляет равноугольную гиперболу, то характеристика примет вид прямой, параллельной оси объемов, проходящей через точку b . Если кривая характеристики лежит выше этой прямой, то кривая расширения проходит выше гиперболы, что может иметь место при добавочном впуске пара, вследствие неплотности парораспределения и проч. Если же кривая характеристики лежит ниже этой прямой, то это показывает, что кривая расширения проходит ниже равноугольной гиперболы, что может иметь место при пропуске пара из одной полости цилиндра в другую.

В действительных диаграммах выпуск отработавшего пара из цилиндра машины также значительно

отклоняется от принятого в теоретической диаграмме (фиг. 221). Прежде всего, выпуск отработавшего пара начинается не в конце хода расширения (точка c), а несколько раньше, т. е. когда поршень не дойдет еще до



Фиг. 224.

правого своего мертвого положения, как это показано на фиг. 224. В точке c_1 открывается выпускной канал и начинается так называемое предварение выпуска, вследствие чего к концу хода поршня давление в цилиндре выравнивается; при обратном же ходе его выпуск пара протекает более спокойно, почти при постоянном давлении p_2 . Если же не сделать предварения выпуска и начать его только в мертвом положении поршня, т. е. в точке c , то начальная кривая выпуска будет протекать по пунктирной кривой ck , что сопряжено с потерей рабочей площади диаграммы.

Величина предварения выпуска v_2 зависит от разности давлений $(p_1 - p_2)$, а именно: чем больше эта разность, тем больше v_2 и наоборот. Для одноцилиндровых паровых машин предварение выпуска, выраженное в процентах хода поршня, принимается равным: для машин, работающих без конденсации, — от 5 до 8%, а с конденсацией — от 8 до 15%.

Что касается линии выпуска, то она обычно имеет вид прямой, параллельной оси абсцисс, проходя несколько выше атмосферного давления, если машина работает без конденсации, и около давления в конденсаторе, если машина с конденсацией.

Обычно давление выпуска равно:

для машин без конденсации $p_2 = 1,10 - 1,15$ атм. абс.

для машин с конденсацией $p_2 = 0,15 - 0,25$ " "

При определении давления выпуска в машинах без конденсации, противодавление выпуска ($\Delta p = p_2 - p_0$) можно принять равным 0,05 — 0,10 атм.

Примечание. В машинах, работающих с противодавлением, когда отработавший пар отводится в производство, например, для отопления, сушки, нагревания и проч., давление выпуска p_2 берется в зависимости от требования.

В точке e (фиг. 224) выпуск отработавшего пара прекращается, выпускной клапан закрывается и при дальнейшем ходе поршня в цилиндре происходит сжатие пара по политропической кривой ef , подчиняющейся закону $pv^n = \text{const.}$

Термодинамическое значение сжатия отработавшего пара будет выяснено ниже, здесь же отметим, что сжатие пара необходимо для плавного и спокойного хода машины, так как сжатый пар действует в цилиндре подобно упругому буферу.

Исследование индикаторных диаграмм показывает, что кривые сжатия подобны кривым расширения, т. е. при насыщенном паре кривая сжатия приближается к равносторонней гиперболы, а при перегретом — к политропе с показателем n , изменяющимся от 1,1 до 1,25.

При выборе начала сжатия или точки e на диаграмме, необходимо иметь в виду, чтобы конечное давление сжатия p_c не превосходило допускаемого предела.

Обычно давление сжатия берется равным:

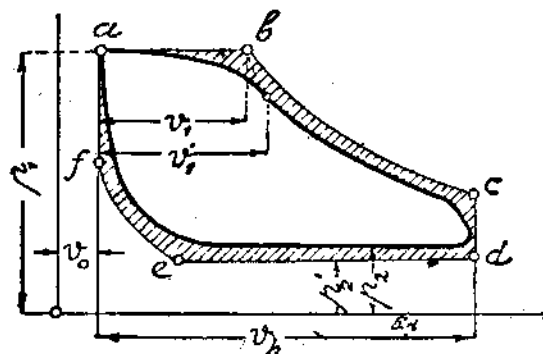
для машин без конденсации $p_c = 0,75 p_1$

для машин с конденсацией $p_c = 2,0 - 2,5$ атм. абс.

Когда поршень не дойдет еще до левого своего мертвого положения и когда в цилиндре мятый пар будет сжат до давления p_c (точка f), открывается впускной канал и в цилиндр впускается свежий пар, заполняющий вредное пространство его. Таким образом, в действительных машинах впуск пара начинается до прихода поршня в левое мертвое положение, т. е. с некоторым предварением впуска, причем графически этот процесс изобразится на диаграмме линией fa (фиг. 224).

Величина предварения впуска v_0 берется тем больше, чем больше вредное пространство v_0 и чем меньше давление сжатия мягкого пара p_c . Обычно предварение впуска пара колеблется от 0,5 до 1,5% хода поршня.

Все эти отклонения действительного процесса работы пара от теоретического легко проследить на индикаторной диаграмме, причем всегда получается так, что действительная диаграмма является как бы вписанной в теоретическую.



Фиг. 225.

На фиг. 225 представлена теоретическая диаграмма $abcdef$ одноцилиндровой паровой машины, работающей с давлением впуска p_1 и давлением выпуска p_2 ; действительная же диаграмма, вписанная в теоретическую, дает несколько меньшую рабочую площадь на величину заштрихованных площадок, причем давление выпуска пара, вследствие сопротивления в выпуск-

ных каналах, трубопроводах и проч., равно p_2 , которое больше p_2' теоретической диаграммы. В хорошо выработанных и правильно рассчитанных машинах отклонение действительной диаграммы от теоретической составляет всего 5—10%.

§ 7. Среднее индикаторное давление. В отделе втором (§ 22) было показано, что площадь диаграммы замкнутого процесса в системе координат $p-v$ представляет собою работу, совершаемую рабочим телом за этот процесс. Следовательно, площадь индикаторной диаграммы паровой машины представляет также работу пара в цилиндре, передаваемую поршню за два хода его или за один оборот вала.

Если заменить площадь индикаторной диаграммы равновеликим ей прямоугольником, основание которого равно длине диаграммы, то высота этого прямоугольника будет представлять среднее индикаторное давление (p_i), которое по величине одинаково во время всего хода поршня машины.

Следовательно, если обозначить площадь диаграммы через F , а длину ее через v_h , то среднее индикаторное давление, отнесенное к масштабу m пружины индикатора, будет равно:

$$p_i = \frac{F}{v_h \cdot m} \text{ кг/см}^2.$$

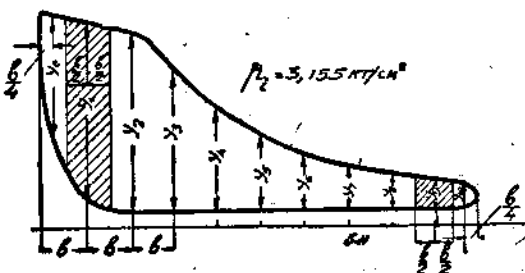
Наиболее просто среднее индикаторное давление определяется при помощи планиметра. Для этого обводят штифтом планиметра индикаторную диаграмму и полученную величину площади делят на длину диаграммы. Если отнести полученное значение средней высоты диаграммы к масштабу пружины индикатора, с которой снималась диаграмма, то получим среднее индикаторное давление.

Пример 76. При планиметрировании площади одной из индикаторных диаграмм паровой машины, площадь ее оказалась равной 2640 мм², длина 100 мм. Найти p_i , если масштаб пружины равен 10 мм.

Из сказанного выше среднее индикаторное давление получим равным:

$$p_i = \frac{2640}{100 \cdot 10} = 2,64 \text{ кг/см}^2.$$

Если планиметра не имеется, то довольно точно среднее индикаторное давление можно найти по правилу Симпсона, которое состоит в следующем. Делят длину данной диаграммы на 10 равных частей b и из точек деления проводят перпендикулярно к горизонтальной оси ординаты $y_1, y_2, \dots, y_9$, а также две ординаты y_0 и y_{10} на расстоянии $\frac{1}{2}b$ от линий касательных к крайним точкам диаграммы, как это показано на фиг. 226. Эти ординаты делят диаграмму на ряд трапеций, причем отрезки $y_1, y_2, \dots, y_9$ будут представлять средние линии этих трапеций, высота которых равна b , отрезки же y_0 и y_{10} — средние линии крайних трапеций с высотой, равной $\frac{1}{2}b$. Если сложить все эти отрезки и сумму их разделить на 10, то получим среднюю высоту диаграммы:



Фиг. 226.

При масштабе пружины, равном m мм/кг/см², среднее индикаторное давление будет равно:

$$y_m = \left(\frac{y_0}{2} + y_1 + y_2 + \dots + y_9 + \frac{y_{10}}{2} \right) \cdot \frac{1}{10}.$$

При масштабе пружины, равном m мм/кг/см², среднее индикаторное давление будет равно:

$$p_i = \frac{y_m}{m} \text{ кг/см}^2.$$

Для рассматриваемой диаграммы (представленной в уменьшенном виде), средняя высота ее $y_m = 15,775$ мм, а масштаб пружины $m = 5$ мм, откуда среднее индикаторное давление равно:

$$p_i = \frac{15,775}{5} = 3,155 \text{ кг/см}^2.$$

§ 88. Определение индикаторной мощности паровой машины. Если диаметр цилиндра обозначить через D в сантиметрах, ход поршня через S в метрах и число оборотов в минуту вала машины через n , то индикаторная мощность машины простого действия, т. е. работающей только одной стороной цилиндра, будет равна:

$$N_i = \frac{\pi D^2}{4} p_i \frac{S \cdot n}{60 \cdot 75}. \quad (218)$$

Индикаторная же мощность машины двойного действия будет равна:

$$N_i = 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4} p_i \frac{S \cdot n}{60 \cdot 75}. \quad (219)$$

где $\frac{\pi D^2}{4} = F$ представляет поперечное сечение цилиндра или площадь поршня в см^2 .

В формуле (219) принято, что полезные площади поршня с обеих сторон цилиндра одинаковы и средние индикаторные диаграммы их также равны. В действительности же, вследствие наличия поршневого штока, полезные площади обеих сторон поршня не одинаковы, а также и средние индикаторные давления их различны.

Если обозначить через F_1 и F_2 полезные площади поршня с обеих сторон цилиндра, а через p_1' и p_2'' средние индикаторные давления их, то индикаторная мощность машины двойного действия выразится следующей формулой:

$$N_i = (p_1' F_1 + p_2'' F_2) \frac{S \cdot n}{60 \cdot 75}. \quad (220)$$

Но так как средняя скорость поршня c_m равна:

$$c_m = \frac{2 \cdot S \cdot n}{60} = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (221)$$

то, подставляя это значение в формулу (219), получим ее в следующем виде:

$$N_i = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{c_m}{75} \cdot p_i. \quad (219')$$

Формула же (220) примет следующий вид:

$$N_i = (p_1' F_1 + p_2'' F_2) \frac{c_m}{2 \cdot 75}. \quad (220')$$

Приведенные выше формулы дают индикаторную мощность машины (N_i), развиваемую паром в цилиндре. Мощность же, передаваемая на вал машины, которую можно полезно использовать, называется действительной или эффективной мощностью и обычно обозначается через N_e .

Действительная мощность машины N_e меньше индикаторной, так как при передаче работы поршня на вал всегда имеют место различные потери ее — на трение поршня о стенки цилиндра, штока в сальниках, крейцкопфа в параллелях, вала в подшипниках и головок шатуна в цапфах. Кроме этих потерь, часть работы расходуется на обслуживание вспомогательных механизмов машины — насосов конденсационного устройства, механизмов парораспределения и проч.

Если обозначить мощность, расходуемую машиной на преодоление вредных сопротивлений и на обслуживание ее, через N_m , то между N_e , N_i и N_m существует следующее соотношение:

$$N_e = N_i - N_m. \quad (222)$$

Отношение действительной мощности, развиваемой машиной, к индикаторной называется механическим коэффициентом полезного действия машины и обозначается через η_m , или

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}. \quad (223)$$

$$N_e = \eta_m \cdot N_i$$

Обычно для хорошо выполненных горизонтальных машин η_m равно от 0,88 до 0,92, для вертикальных же машин — от 0,90 до 0,95.

Пример 77. Определить индикаторную и эффективную мощность одноцилиндровой горизонтальной машины двойного действия, в которой диаметр цилиндра $D=480$ мм, ход поршня $S=600$ мм, число оборотов $n=160$ об./мин. и среднее индикаторное давление $p_i=3,1$ кг/см².

Пользуясь формулой (221) находим:

$$c_m = \frac{0,6 \cdot 160}{30} = 3,2 \text{ м/сек.}$$

Подставляя цифровые значения D , p_i и c_m в формулу (219'), получим:

$$N_i = \frac{\pi \cdot 48^2}{4} \cdot \frac{3,2}{75} \cdot 3,1 \approx 239 \text{ инд. ЛС.}$$

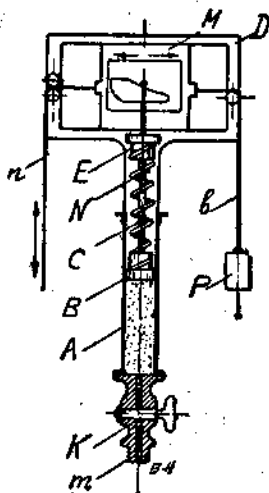
Принимая $\eta_m=0,9$, получим:

$$N_e = 239 \cdot 0,9 = 215 \text{ дейст. ЛС.}$$

§ 88. Устройство индикатора и способы снятия индикаторных диаграмм. Выше было указано, что, имея индикаторную диаграмму работы машины, можно составить себе представление о всех отдельных фазах работы пара в цилиндре, а также определить индикаторную мощность машины. Следовательно, при исследовании работы паровых машин необходимо иметь индикаторные диаграммы, которые снимаются при помощи индикатора, изобретенного Уаттом.

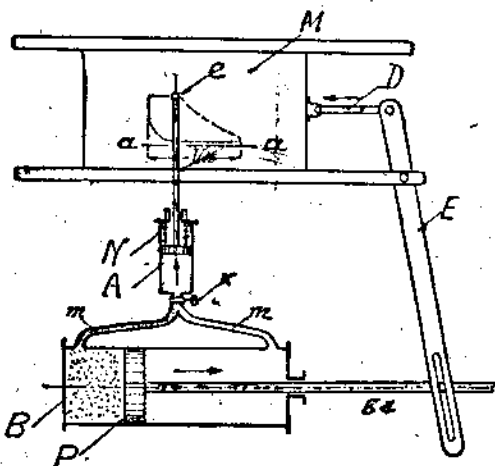
Индикатор в своем первоначальном виде имел устройство, представленное в схематическом виде на фиг. 227. Здесь в небольшом цилиндре A помещается поршень B , который сверху соединен со стержнем C , проходящим через спиральную пружину N , опирающуюся верхним своим концом в неподвижную часть E прибора. Цилиндр индикатора сверху открыт, нижняя же сторона его соединена с трехходовым краном K , нижним патрубком m которого индикатор может быть сообщен с цилиндром машины. Кран K устроен таким образом, что позволяет производить: 1) разъединение цилиндра A индикатора от цилиндра машины и сообщение его с атмосферным воздухом, что необходимо для проведения на диаграмме линии атмосферного давления, 2) соединение индикатора с цилиндром машины для снятия индикаторной диаграммы и 3) соединение индикатора с цилиндром машины, при открытом выходе пара из цилиндра индикатора в атмосферу, что необходимо для продувки индикатора и для прогревания его.

Если на верхнем конце стержня C укрепить графитовый или свинцовый штифт, а кран K установить на сообщение индикатора с цилиндром машины, то давление последнего будет передаваться поршню B , который, сжав пружину N на соответствующую высоту, будет подниматься вверх, а с ним вместе и штифт. Если пружина калиброванная, т. е. если величина сжатия ее соответствует определенному давлению в цилиндре, то по высоте поднятия конца стержня с штифтом можно судить о давлении пара в цилиндре машины.



Фиг. 227.

Для того чтобы иметь графическое изображение последовательного изменения давлений в цилиндре машины во время всего хода поршня, под штифт стержня *С* подставляется пластинка *М* с листком бумаги, которая может перемещаться в направляющих рамки *Д*. Чтобы движение пластинки соответствовало движению поршня машины, ей сорбщают горизонтальное движение взад и вперед, пропорциональное движению поршня, что достигается при помощи шнура, прикрепленного к какой-либо части машины, совершающей движение, подобное поршню, например, к крейцкопфу, штоку поршня и проч. При движении поршня машины слева направо пластинка перемещается шнуром и влево, при обратном ходе поршня пластинка получает движение вправо под действием груза *Р*, подвешенного на свободном конце шнура *б*, привязанного к пластинке *М*, вследствие чего пластинка эта получает совершенно одинаковое движение с поршнем машины.



Фиг. 228.

Следовательно, благодаря комбинации двух перемещений, пропорциональных давлению пара в цилиндре и перемещению поршня или объему, описываемому поршнем (так как последний при постоянной площади поршня пропорционален ходу его), на листке бумаги штифтом наносится индикаторная диаграмма работы пара, показанная на пластинке *М*.

На фиг. 228 представлен в схематическом виде индикатор *А*, соединенный с цилиндром *В* паровой машины. Здесь передняя и задняя полости цилиндра, при помощи трубок *т* и крана *К* соединены с нижней частью цилиндра индикатора.

В положении, представленном на фигуре, левая сторона цилиндра машины сообщена с индикатором, причем под поршнем его давление пара одинаково с давлением в цилиндре. При повышении давления пара в цилиндре поршень индикатора, сжимая пружину *Н*, будет подниматься, а при понижении давления пружина будет отжимать поршень индикатора вниз. Так как пружина индикатора калибрована и известно какому давлению в кг/см^2 соответствует сжатие ее на высоту, равную 1 мм, то, следовательно, будет известно и давление в цилиндре машины в любом положении поршня.

Чтобы нанести величину этих давлений на диаграмму, на конце штока имеется штифт *е*, который и чертит на пластинке *М* линии давлений. Если же пластинку *М* при помощи тяги *Д* и рычага *Е* привести в движение взад и вперед, аналогичное движению поршня *Р* машины и противоположное последнему, то штифт индикатора очертит за один оборот вала замкнутую кривую изменения давления пара в цилиндре или индикаторную диаграмму машины. Переключая кран *К* индикатора на правую сторону цилиндра, можно получить такую же индикаторную диаграмму работы пара и для этой стороны цилиндра.

Если кран *К* перекрыть и сообщить индикатор с атмосферой, то пор-

шенек индикатора под действием пружины займет определенное положение, а штифт *e* нанесет на диаграмме прямую линию *aa*, соответствующую атмосферному давлению.

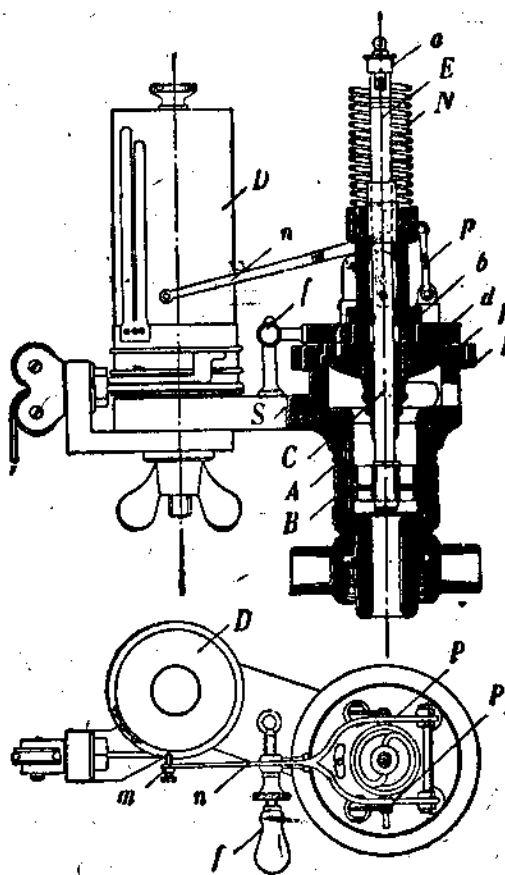
Индикатор Уатта был впоследствии значительно усовершенствован и в настоящее время имеются различные системы его, не отличающиеся однако по принципу своего действия.

В настоящее время индикаторы не делают с пружиной, помещенной внутри цилиндра, так как при нагревании пружины точность показания индикатора понижается. Особенно значительные отклонения в индикаторах с внутренней пружиной получаются при работе с перегретым паром, почему пружины стали ставить вне цилиндра индикатора. Опыты показали, что при правильной калибровке пружин индикаторы с наружными пружинами дают весьма точные диаграммы.

На фиг. 229 представлен в вертикальном разрезе индикатор системы Майгак. Этот индикатор состоит из цилиндра *A*, поршня *B*, который соединен со штоком *C*, проходящим в верхней части через пружину *N*, системы рычагов *P*, передающих движение поршня штифту *m*, укрепленному на конце рычага *n*, и из барабана *D* для установки листка бумаги, на котором и наносятся индикаторные диаграммы.

Особенностью индикатора Майгак является то, что пружина его *N* во время работы подвергается не сжатию, а растяжению, причем укрепление ее выполнено так, что для смены ее достаточно только отвернуть головку *a*. Верхний конец пружины снабжен шариком, зажимаемым сверху в вилке *E*, допускающей вращение в шариковой опоре, вследствие чего при ввинчивании пружины поршень и шток *C* остаются неподвижными.

Чтобы избежать перекашивания в шарнирах, в этом индикаторе система рычагов, передающая движение рычагу *n* со штифтом, выполнена двойной, что ясно видно из проекции индикатора сверху, расположенной под разрезом. Так же точно, чтобы нагревание от цилиндра не передавалось механизму передачи, размещенному на крышке *F*, последняя внутри снабжена эбонитовой шайбой, не проводящей тепла, а снаружи — рифленым эбонитовым



Фиг. 229.

кольцом *K*. На крышке *F* при помощи гайки *b* укреплен поворотная шайба *d*, имеющая установочную рукоятку *f*.

Для снятия индикаторных диаграмм, т. е. для сообщения барабану индикатора движения, соответствующего движению

поршня машины, применяются индикаторные приводы самых разнообразных устройств. Наиболее простым приводом является изогнутый штифт толщиной в 8—10 мм, ввернутый в конец коренного вала машины и образующий небольшой кривошип, как это показано на фиг. 230.

Для удобства соединения и разъединения штифта *A* со шнуром *B*, пропускаемым между направляющими роликами *D* к барабану индикатора,

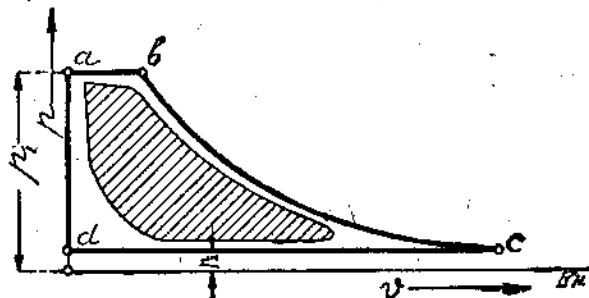
внешний конец штифта изгибают так, чтобы он приходился на оси вала, оставаясь на месте при вращении его. Так же точно, для удобства расцепления и соединения индикаторного шнура с этим штифтом, на конце шнура привязывают кольцо *E* из толстой проволоки. При пользовании этим приводом необходимо штифт *A* укрепить к валу так, чтобы ось его лежала точно в одной плоскости с кривошипом или коленом вала машины, т. е. составляла с ним угол в 0° или 180°.

Для снятия точных индикаторных диаграмм пользуются обычно ходоуменьшителем, называемым пантографом. Этот прибор состоит из двух обычных деревянных брусков *A* и *C* (сечения 10×25 мм) и двух двойных таких же брусков *B* и *D*, связанных шарнирно между собой, как это показано на фиг. 231. Точка *a* пантографа соединяется с серьгой *S*, привернутой к крейцкопфу, а точка *b* — с неподвижной опорой *P*, к точке же *c* прикрепляется шнур *m*, идущий к барабану индикатора. Чтобы шарнирные соединения не разбалтывались в брусках, их снабжают латунными втулочками, закрепленными в них. Для получения правильных диаграмм надо установить

пантограф так, чтобы точки a , c и b строго лежали на одной прямой.

При этом приводе длина получаемых индикаторных диаграмм зависит от положения точки c и равна ходу поршня машины, деленному на отношение длин рычагов D и B .

§ 90. Идеальный процесс паровой машины и коэффициенты полезного действия. Чтобы иметь возможность сравнивать работу различных типов паровых машин и судить о степени совершенства их, необходимо иметь идеальный рабочий процесс, возможный для практического осуществления, который давал бы наиболее высокий коэффициент полезного действия. В современной теплотехнике таким идеальным процессом паровых машин является цикл Ренкина (Rankin), диаграмма которого в системе координат $p-v$ представлена на фиг. 232.



Фиг. 232.

Как видно из диаграммы, этот идеальный процесс совершается в машине, не имеющей вредного пространства, и протекает без потерь и без сжатия мягкого пара. Кроме того, выпуск свежего пара происходит при постоянном давлении p_1 (линия ab), равном давлению в котле p_k , расширение же пара ведется до давления выпуска p_2 и происходит по адиабате; т. е. без подведения и отведения тепла.

Таким образом, если теплосодержание свежего пара при впуске в цилиндр идеальной машины равно i_1 , а теплосодержание отработавшего пара при выпуске равно i_2 , то при работе по циклу Ренкина в работу будет преобразовываться $(i_1 - i_2)$ кал., причем эта работа L_0 будет равна площади диаграммы $abcd$ или:

$$L_0 = \frac{i_1 - i_2}{A},$$

где A — термический эквивалент работы.

Действительный рабочий процесс пара, совершаемый в цилиндре паровой машины, вследствие различных потерь, отклоняется от идеального процесса Ренкина, а следовательно и рабочая диаграмма его по площади получается значительно меньше идеальной, как это видно из фиг. 232, где диаграмма действительной машины нанесена в заштрихованном виде.

Если работу идеальной машины, работающей по циклу Ренкина, по-прежнему обозначить через L_0 , а работу действительной машины, соответствующую заштрихованной площади диаграммы, обозначить через L_n , то отношение $\frac{L_n}{L_0}$ будет служить показателем, в какой мере действительный процесс машины приближается к идеальному процессу.

Это отношение называется относительным коэффициентом полезного действия машины и обозначается через η_m , или

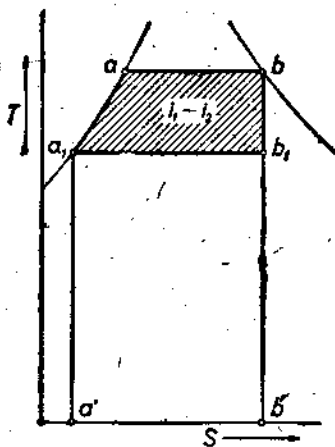
$$\eta_m = \frac{L_n}{L_0}.$$

→ Работа действительной машины
→ Работа идеальной машины (224)

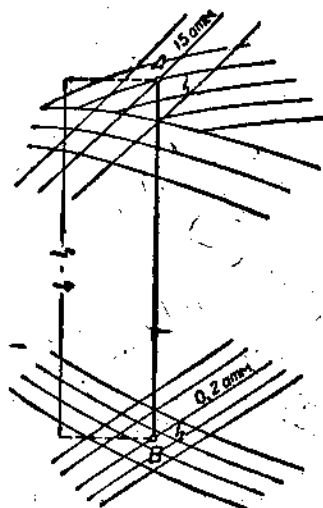
Понятно, что чем $\eta_{\text{д}}$ больше, тем машина работает более совершенно, тем больше ее работа приближается к идеальной. В хороших паровых машинах $\eta_{\text{д}}$ колеблется от 0,80 до 0,85.

Идеальный процесс Ренкина особенно наглядно можно представить в системе TS . Действительно, в этой системе, как это показано на фиг. 233, при работе сухим насыщенным паром, процесс Ренкина изобразится заштрихованной площадью abb_1a_1 , которая равна количеству теплоты ($i_1 - i_2$) кал., преобразованному в работу.

Но так как количество теплоты i_1 , содержащееся в паре при впуске в машину, равно площади abb_1a' , то отношение количества теплоты, перешедшей в работу, к количеству ее, содержащемуся в паре перед впуском, даст нам коэффициент использования теплоты, который называется тер-



Фиг. 233.



Фиг. 234.

мическим коэффициентом полезного действия и обозначается через η_t , или

$$\eta_t = \frac{\text{плоч. } abb_1a_1}{\text{плоч. } abb_1a'} = \frac{i_1 - i_2}{i_1}. \quad (225)$$

Термический коэффициент полезного действия идеальной паровой машины особенно просто определяется при помощи диаграммы TS , почему ею так часто пользуются при расчетах. Действительно, если начальное тепло содержание пара i_1 , а конечное при выпуске из машины — i_2 , то $\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1}$. На диаграмме же TS перепад теплосодержаний или полезный перепад $i_1 - i_2$ изображается, как известно, в виде вертикального отрезка AB (адиабатическое расширение), как это показано на фиг. 234, представляющей часть диаграммы TS .

Пример 78. Определить термический коэффициент полезного действия идеальной паровой машины, пользуясь диаграммой TS , если начальное давление пара

$p_1 = 15$ атм. абс. и температура перегрева $t_n = 250^\circ\text{Ц}$, а давление при выпуске $p_2 = 0,2$ атм. абс.

Пользуясь диаграммой IS , находим $i_1 = 700$ кал. и $i_2 = 530$ кал., откуда

$$\eta = \frac{700 - 530}{700} = 0,243, \text{ или } 24,3\%.$$

Если питательная вода подается в котел при температуре $t^\circ\text{Ц}$ и, следовательно, теплосодержание ее равно t кал., то количество теплоты, которое необходимо сообщить воде для получения 1 кг пара, будет равно $(i_1 - t)$ кал., термический же коэффициент полезного действия машины в этом случае получит следующий вид:

$$\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - t} \quad (225')$$

Но так как при идеальном процессе $(i_1 - i_2)$ кал. эквивалентно работе $\frac{i_1 - i_2}{A} = L_0$, а количество теплоты $(i_1 - t)$ кал. эквивалентно работе $\frac{i_1 - t}{A} = L$, соответствующей теплоте, сообщенной пару в котле, то, подставляя в формулу (225') термический коэффициент полезного действия, можно выразить также в следующем виде:

$$\eta_t = \frac{L_0}{L}, \quad (225'')$$

т. е. в виде отношения работы идеального процесса к работе, эквивалентной полной теплоте, сообщенной пару.

Аналогично этому, отношение работы L_p , развиваемой паром в цилиндре машины, к работе L , эквивалентной теплосодержанию его, называется индикаторным коэффициентом полезного действия η_i , или

$$\eta_i = \frac{L_i}{L}. \quad (226)$$

Следовательно, индикаторный коэффициент полезного действия показывает, какая часть теплоты пара преобразовывается в индикаторную работу.

Подставляя в формулу (226) значения L_i и L из формулы (224) и (225''), получим:

$$\eta_i = \eta_m \cdot \eta_t \quad (227)$$

Если η_m — механический коэффициент полезного действия машины, а η_t — эффективный коэффициент полезного действия ее, то можно написать следующее соотношение между этими коэффициентами:

$$\eta_e = \eta_m \cdot \eta_i \cdot \eta_t \quad (228)$$

Отсюда эффективная или полезная работа, развиваемая 1 кг пара, в цилиндре машины будет равна:

$$\left\{ L_e = \frac{(i_1 - t) \eta_e}{A} \right. \quad (229)$$

Следовательно, из общего количества тепла, подведенного в котле для образования 1 кг пара, равного $(i_1 - t)$ кал., только $AL_e = (i_1 - t)\eta_e$ кал. преобразовывается в работу.

Если же учесть коэффициент полезного действия котельной установки

η_k , то получим экономический коэффициент полезного действия всей паросиловой установки в следующем виде:

$$\eta_o = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_n \cdot \eta_k. \quad (230)$$

Для паросиловых установок, оборудованных паровыми котлами среднего давления и паровыми поршневыми машинами, работающими с конденсацией, можно принять: $\eta_k = 0,75 - 0,80$, $\eta_m = 0,90 - 0,92$, $\eta_n = 0,80 - 0,85$ и $\eta_i = 0,25 - 0,28$.

Подставляя эти значения в формулу (230), получим: $\eta_o = 0,13 - 0,18$. Следовательно, в паросиловых установках указанного типа экономический коэффициент полезного действия колеблется от 13 до 18%.

§ 91. Расход пара в паровых машинах. Если теплосодержание пара при впуске в цилиндр паровой машины равно i_1 , а при выпуске i_2 , то в идеальной машине расход пара на 1 ЛС-ч. будет равен:

$$d_o = \frac{632}{i_1 - i_2}. \quad (231)$$

В действительных паровых машинах расход пара на 1 ЛС-ч. значительно больше идеального (d_o), так как рабочий процесс в них сопровождается различными потерями и отклонениями от идеального процесса.

В предыдущем параграфе мы видели, что при питании котла водой, имеющей начальную температуру $t^\circ \text{Ц}$, из общего количества тепла, сообщенного пару в котле, только $(i_1 - t) \eta_e$ кал. преобразовывается в полезную работу. Следовательно, действительный расход пара на 1 ЛС-ч. равен:

$$d_e = \frac{632}{(i_1 - t) \eta_e}. \quad (232)$$

где η_e — эффективный коэффициент полезного действия машины.

Пример 79. Определить идеальный и действительный расходы пара на 1 ЛС-ч. паровой машины, если начальное теплосодержание пара $i_1 = 670$ кал., теплосодержание отработавшего пара при выпуске $i_2 = 510$ кал., $t = 30^\circ \text{Ц}$ и $\eta_e = 0,18$.

Подставляя цифровые значения i_1 и i_2 в формулу (231), получим идеальный расход парам:

$$d_o = \frac{632}{670 - 510} = 3,95 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

Подставляя же цифровые значения i_1 , t и η_e в формулу (232), получим действительный расход пара равным:

$$d_e = \frac{632}{(670 - 30) \cdot 0,18} = 5,49 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

Если имеется теоретическая или индикаторная диаграмма, то, пользуясь ими, можно также определить расход пара на 1 ЛС-ч. Действительно, допустим, что диаграмма $abcdef$ является теоретической диаграммой паровой машины (фиг. 221); тогда объем, занимаемый свежим паром в конце впуска или в момент отсечки его, будет равен:

$$v_o + v_1 = (m + e) v_h,$$

так как согласно § 85 $v_o = mv_h$ и $v_1 = ev_h$. Если же удельный вес этого пара равен γ_1 , то весовое количество пара, занимающего этот объем, будет равно:

$$(m + e) v_h \cdot \gamma_1 \text{ кг.}$$

С другой стороны, в конце выпуска или в начале сжатия отработавшего пара в цилиндре находится объем пара, равный:

$$v_0 + v_c = (m + c) v_h,$$

где $v_c = cv_h$. Если удельный вес отработавшего пара давления p_1 равен γ_1 , то вес оставшегося пара в цилиндре будет равен:

$$(m + c) v_h \cdot \gamma_1 \text{ кг.}$$

Следовательно, весовое количество свежего пара, подаваемое в одну полость цилиндра машины за один оборот вала, будет равно:

$$d' = [(m + c) \gamma_1 - (m + c) \gamma_2] v_h. \quad (233)$$

Если машина двойного действия и развивает N_i ЛС при n оборотах в минуту, то общий расход пара в час будет равен:

$$D = 2 \cdot n \cdot d' \cdot 60,$$

откуда теоретический расход пара на 1 ЛС-ч. будет равен:

$$d_i = \frac{D}{N_i} \text{ кг.}$$

Но индикаторная диаграмма рабочего процесса отклоняется от теоретической, следовательно, действительный расход пара на 1 инд. ЛС-ч. будет несколько больше полученного.

Если учесть потери пара на ЛС-ч., имеющие место в действительном процессе, и обозначить их через d_n , то действительный расход пара на 1 инд. ЛС-ч. будет равен $(d_i + d_n)$ кг. Но так как расход пара d_i не поддается точному учету, то и определение расхода его на 1 ЛС-ч. по приведенному выше способу дает только приближенные значения, достаточные однако для предварительных подсчетов.

§ 92. Средства уменьшения расхода пара. Выше было выяснено, что действительный расход пара на 1 ЛС-ч. значительно больше идеального. Главной причиной повышенного расхода пара в действительных машинах является потеря от начальной конденсации пара при выпуске его в цилиндр, которая иногда достигает 30 — 40% расхода пара.

Эта потеря объясняется тем, что во время выпуска отработавшего пара из цилиндра стенки его, а также и стенки цилиндрической крышки, днище поршня и впускные и выпускные каналы значительно охлаждаются им, получая к концу выпуска температуру почти одинаковую с температурой выпускаемого пара. Когда затем в цилиндр выпускается свежий пар, последний соприкасается с холодными стенками внутренней полости цилиндра, вследствие чего происходит охлаждение и частичная конденсация его. Таким образом, часть выпускаемого пара, не производя работы, осаждается на стенках в виде росы, представляя собою потерю.

В конце выпуска пара и в начале расширения его температура стенок внутренней полости цилиндра повышается, вследствие чего осевший в виде росы пар снова переходит в парообразное состояние и, не принося никакой пользы в смысле получения работы, выбрасывается вместе с отработавшим паром во время хода выпуска.

Исследования потерь от начальной конденсации пара показали, что количество конденсирующегося пара тем больше, чем тихходнее машина, и тем

меньше, чем она быстроходнее. Следовательно, для уменьшения начальной конденсации пара машины должны делать возможно большее число оборотов, чтобы уменьшить период времени, в течение которого происходит между внутренней полостью цилиндра и паром обмен тепла. Кроме того, чем больше вредное пространство машины и чем меньше степень наполнения цилиндра, с которым она работает, тем больше начальная конденсация пара.

Потеря пара в машинах на начальную конденсацию, отнесенная к 1 инд. ЛС-ч., определяется по следующей формуле Грабака:

$$d_k = \alpha \frac{B}{\sqrt{c_m}} \text{ кг,} \quad (234)$$

где α — коэффициент, зависящий от отношения хода поршня S к диаметру цилиндра D . Значение α принимается равным:

при $\frac{S}{D} = 1,25$	1,50	2,0	2,25
$\alpha = 0,87$	0,91	1,0	1,08

Коэффициент B , входящий в формулу (234), в зависимости от типа паровой машины, имеет при работе насыщенным паром следующие значения:

Для одноцилиндровых машин без конденсации	от 6,0 до 6,5
То же с конденсацией	5,0 „ 5,5
То же с паровой рубашкой и конденсацией	4,2 „ 4,5
Для машин двукратного расширения без конденсации „	4,0 „ 4,2
То же с конденсацией	3,5 „ 4,0

Меньшие значения B берутся для новых и более совершенных паровых машин.

Для машин, работающих перегретым паром, коэффициент B при перегреве пара до $80—120^\circ \text{Ц}$ можно принять равным 0,1 от приведенных выше значений, при перегреве же до $120—160^\circ \text{Ц}$ — равным 0,05.

Пример 80. Определить величину потери пара, отнесенную к ЛС-ч. от начальной конденсации в одноцилиндровой паровой машине с конденсацией и паровой рубашкой, работающей перегретым паром 280°Ц , если средняя скорость поршня $c_m = 2,16 \text{ м/сек.}$, диаметр цилиндра $D = 400 \text{ мм}$ и ход поршня $S = 720 \text{ мм}$.

Для отношения $S/D = \frac{720}{400} = 1,8$ коэффициент $\alpha = 0,964$, а коэффициент $B = 4,5 \cdot 0,1 = 0,45$. Подставляя цифровые значения в формулу (234), получим:

$$d_k = 0,964 \frac{0,45}{\sqrt{2,16}} \approx 0,3 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

Уменьшение потери пара на начальную конденсацию в паровых машинах достигается применением: 1) принципа многократного расширения пара, 2) паровой рубашки в цилиндре, 3) перегрева пара и 4) повышения начального давления пара и понижения его при выпуске.

1. Многократное расширение пара. Одним из средств к уменьшению потерь пара на начальную конденсацию его является многократное расширение пара. При многократном расширении пара разность между температурами пара при впуске и выпуске в цилиндре получается значительно меньше, по сравнению с таковой одноцилиндровых машин, в которых пар получает в одном цилиндре расширение до давления выпуска.

Кроме того, при многократном расширении испарившаяся роса, осевшая на стенках цилиндра высокого давления во время выпуска и начала расширения, может быть использована в следующих цилиндрах, в то время как в одноцилиндровых машинах вновь образовавшийся пар из росы, как указано было выше, бесцельно выбрасывается с отработавшим паром.

Если потери на начальную конденсацию пара в одноцилиндровой машине принять за 1, то, по данным Грабака, эти потери в машинах двухкратного расширения составляют около 0,8, а в машинах трехкратного расширения всего 0,65.

2. Паровая рубашка. Для уменьшения начальной конденсации пара, а следовательно и расхода его, в цилиндрах и цилиндрических крышках паровых машин применяются паровые рубашки, назначение которых заключается в том, чтобы поддерживать постоянную температуру стенок их. Для этого цилиндры и крышки выполняются состоящими из двух стенок — внутренней, являющейся собственно цилиндром, и наружной — рубашки. При таком устройстве цилиндров и крышек, вокруг них образуется кольцевое полое пространство, заполняемое свежим паром, который подводится к рубашкам по особому ответвлению от главного паропровода, или же свежий пар, перед выпуском в цилиндр, сначала пропускается в рубашку, обогревая ее.

Исследования влияния паровой рубашки на расход пара в паровых машинах показали, что теплообмен между стенками цилиндра и паром, введенным в рабочую полость цилиндра, при паровой рубашке меньше, чем без рубашки, и что испарение росы, осевшей на стенке при выпуске, заканчивается в этом случае раньше прихода поршня в мертвое положение.

С другой стороны, эти же исследования показали, что в быстроходных машинах и особенно в машинах, работающих перегретым паром, а также в машинах многократного расширения паровая рубашка оказывает на расход пара незначительное влияние. Если же учесть, что при обогреве стенок цилиндра свежим паром часть его теряется, конденсируясь в рубашке, то значение паровой рубашки еще более уменьшается.

В настоящее время цилиндры паровых машин обычно делаются без рубашек, зато обогрев цилиндрических крышек свежим паром нашел широкое применение в практике.

3. Перегретый пар. На уменьшение начальной конденсации пара особенно большое влияние оказывает применение перегретого пара. Это свойство перегретого пара обуславливается главным образом тем, что при вступлении в цилиндр пар начинает конденсироваться только после того, как будет израсходована вся теплота его перегрева. Следовательно, если пар перегреть до такой температуры, при которой в конце выпуска в цилиндр он будет оставаться еще перегретым, то начальная конденсация пара вообще не будет иметь места в машине.

На основании исследований работы паровых машин, работающих перегретым паром, инж. Бернер дает следующую экономию тепла на каждые 50°C повышения перегрева, выраженную в процентах (см. таблицу 70).

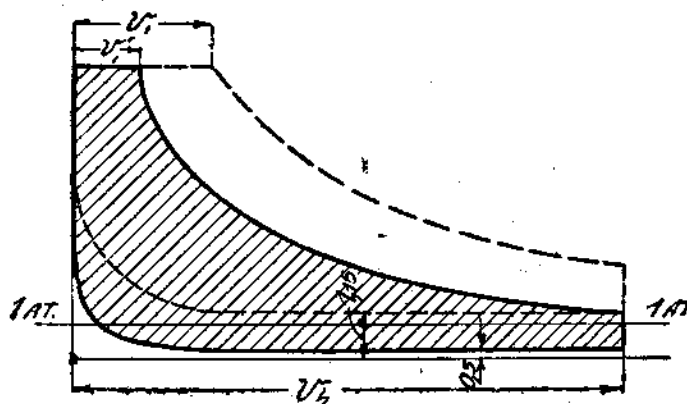
Приведенные в таблице 70 цифры экономии тепла, в зависимости от перегрева пара, даны с некоторым уменьшением против данных, получаемых в действительности. Однако и эти данные ценны в том отношении, что могут служить показателем того наименьшего предела экономии тепла, на который можно рассчитывать при всех условиях работы паровых машин.

4. Повышение начального давления пара и понижение давления выпуска. Свойства паров высокого давления уже были достаточно подробно рассмо-

в машинах, работающих паром невысокого давления, имеет особенно большое значение.

Понижение давления выпуска в паровых машинах также значительно влияет на величину расхода пара. Из выражения термического коэффициента полезного действия $\eta_t = \frac{i_1 - i_2}{i_1}$ видно, что с уменьшением тепло- содержания пара при выпуске i_2 увеличивается количество использованного тепла, т. е. разность $i_1 - i_2$. Для того же, чтобы получить меньшее значение i_2 , необходимо стремиться выпуск отработавшего пара производить при возможно низком давлении.

Стремление работать с небольшими давлениями выпуска привело к работе с охлаждением или конденсацией пара, т. е. к машинам с искусственным понижением давления выпуска. Опыты показали, что машины, рабо-



Фиг. 236.

тающие с конденсацией отработавшего пара, значительно экономичнее машин без конденсации, почему в настоящее время все нормальные типы паровых машин работают всегда с давлениями выпуска 0,2—0,3 атм. абс.

Для большей наглядности влияния давления выпуска на расход пара, на фиг. 236 представлены две теоретические диаграммы одноцилиндровой машины с выпуском пара в атмосферу при давлении 1,15 атм. и выпуском в конденсатор при давлении 0,3 атм. абс. Обе диаграммы имеют одинаковые площади, следовательно, машины развивают одинаковую индикаторную мощность и дают одинаковую работу. Однако для получения этой работы в машине без конденсации при давлении выпуска 1,15 атм. абс. степень наполнения равна 25%, в машине же с конденсацией (заштрихованная площадь) при выпуске пара давления 0,3 атм. абс. она равна 12,5%, т. е. расход свежего пара в ней в два раза меньше по сравнению с расходом в машине, работающей без конденсации. Эта выгода применения низкого давления выпуска должна рассматриваться как теоретически достижимая, так как здесь не учтены расходы энергии на приведение в действие конденсационного устройства.

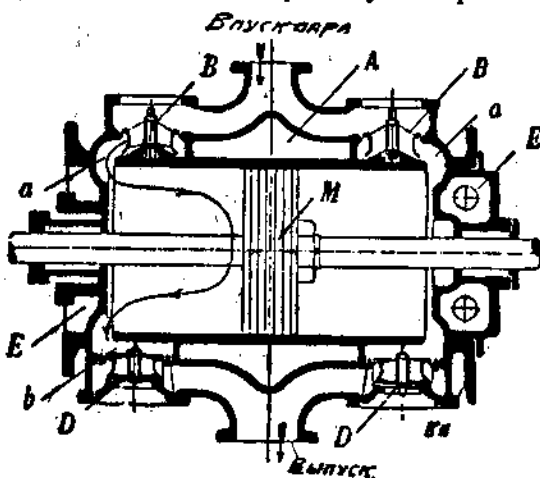
✓ § 93. Прямоточные машины. Для уменьшения начальной конденсации пара в паровых машинах техника выработала принцип постоянного направления протекания пара в цилиндре, или принцип прямоточности,

который благодаря работам проф. Штумпфа получил довольно широкое применение.

Чтобы яснее разобраться в тепловых и конструктивных особенностях прямооточных машин, рассмотрим сначала работу пара в цилиндре нормальной паровой машины с золотниковым или клапанным парораспределением.

В цилиндре этой машины после выпуска пара все вредное пространство, образуемое внутренними полостями впускных и выпускных каналов, а также пространство между поршнем и цилиндровой крышкой остается заполненным отработавшим паром низкой температуры, который вызывает значительное понижение температуры стенок всей внутренней полости цилиндра. Вследствие этого охлаждения при выпуске свежего пара получается значительная начальная конденсация его, а следовательно и увеличенный расход пара.

Обогрев крышек и цилиндра свежим паром уменьшает эти потери незначительно, так как при выпуске отработавшего пара, омывающего обогре-



Фиг. 237.

ваемые стенки, значительное количество теплоты уносится этим паром в конденсатор, повышая таким образом расход пара. Кроме того, так как в цилиндре такой машины пар при выпуске изменяет направление своего движения на 180° , то из цилиндра в конце выпуска отводится наиболее охладившиеся части отработавшего пара, что еще более повышает потерю тепла, отдаваемую обогреваемыми стенками. Словом, в цилиндре нормальных типов машин всегда приходится иметь дело с начальной конденсацией пара, особенно значи-

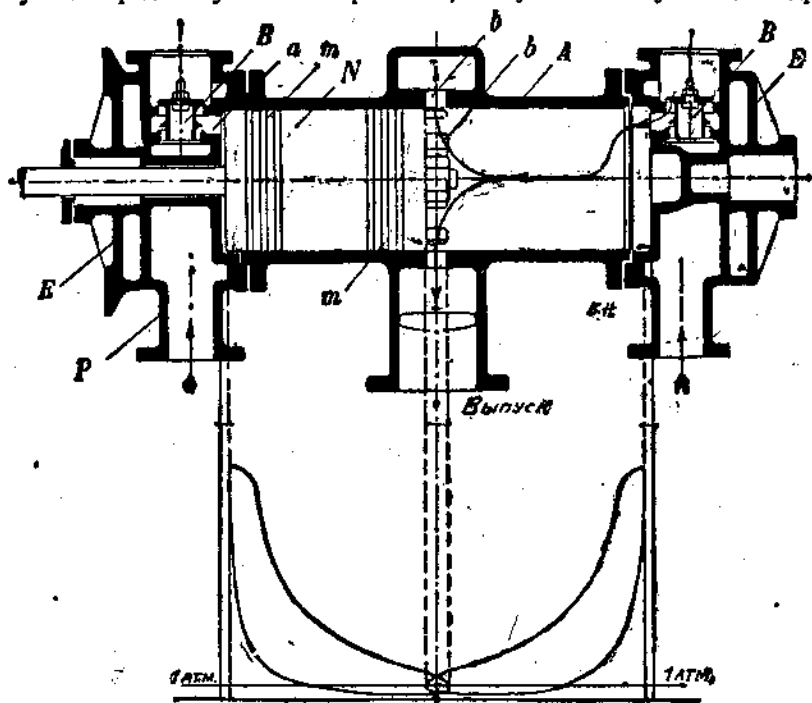
тельной в машинах, работающих с выпуском пара в конденсатор.

На фиг. 237 представлен вертикальный разрез такого цилиндра нормальной паровой машины с клапанным парораспределением, где *A* обозначает цилиндр, выполненный с рубашкой для обогрева внутренней рабочей втулки, *B*—впускные клапаны, *D*—выпускные клапаны, *E*—цилиндровые крышки, *a* и *b*—впускные и выпускные каналы и *M*—поршень.

В прямооточных паровых машинах указанные выше явления почти не имеют места. На фиг. 238 представлен вертикальный разрез цилиндра прямооточной машины. Здесь *A* рабочий цилиндр, выполненный без рубашки, к концам которого прикреплены цилиндровые крышки *E*, обогреваемые свежим паром, подводимым к ним снизу по патрубкам *P*. В цилиндрических крышках сверху установлены впускные клапаны *B*, посаженные очень низко, почти около оси цилиндра, почему впускные каналы *a* имеют небольшую длину, а вредное пространство доведено до минимальных размеров и составляет около 2—3% от рабочего объема цилиндра. Кроме того, в этом цилиндре нет выпускных клапанов, выпуск же пара производится через окна *b*, расположенные посередине цилиндра. Открытие и закрытие

этих окон выполняется длинным полным поршнем N , вследствие чего цилиндр получается почти в два раза длиннее и тяжелее цилиндра машин нормального типа.

Вследствие такого расположения впускных клапанов и выпускных окон, поступивший в цилиндр пар, после расширения до определенного давления, не изменяя своего направления, отводится через окна b , как это показано стрелкой в правой части цилиндра. Следовательно, при осуществлении этого принципа протекания пара цилиндрические крышки, а также впускные клапаны не подвергаются особенно действию холодного отработавшего пара, причем из цилиндра последними отводятся наиболее теплые частицы пара, которые к тому же перед выпуском обогревались, получая теплоту от цилиндрических



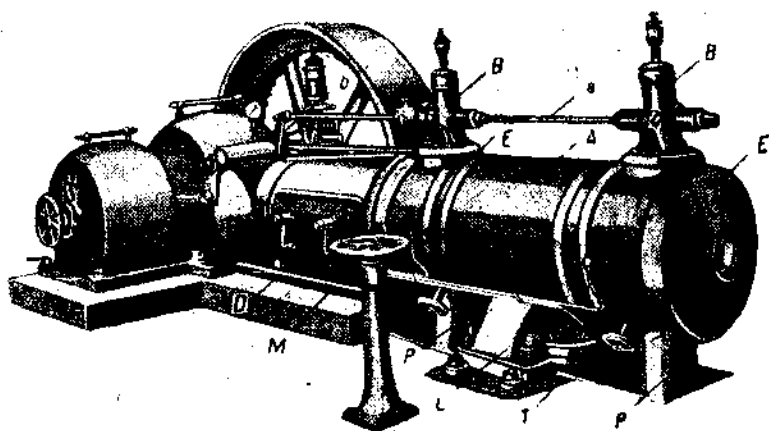
Фиг. 238.

крышек. Если же к этому прибавить, что выпускные окна, представляющие наиболее холодную часть цилиндра, сообщаются с внутренней полостью последнего только на очень короткое время, приблизительно на $\frac{1}{3}$ части хода поршня, так как остальное время они держатся им перекрытыми, то станет понятным, что в этих машинах не должна иметь место начальная конденсация пара. В прямоточных машинах нет также и потерь на утечку пара, так как, благодаря длинному поршню, на нем можно установить увеличенное количество поршневых колец m , как это и делается в действительности.

Однако расположение выпускных окон посредине цилиндра значительно сокращает период выпуска отработавшего пара, что является недостатком прямоточных машин, хотя наличие целого ряда выпускных окон должно обеспечивать достаточно совершенный выпуск его.

Незначительный период выпуска, охватывающий всего 10—12% двойного хода поршня, все же вызывает некоторое усложнение рабочего процесса. Действительно, как только выпускные окна закрываются поршнем, оставшийся в цилиндре отработавший пар подвергается сжатию во время почти всего хода поршня, причем сжатие это достигает в конце значительной величины. Поэтому, чтобы конечное давление сжатия не превосходило начального давления свежего пара, необходимо в этих машинах работать с возможно низким давлением выпуска, что может быть осуществлено только путем значительного разрежения в конденсаторе, достигающего здесь 0,05 атм. абс., или небольшим наполнением цилиндра свежим паром.

Для более ясного представления о работе пара в цилиндре прямооточной машины, на фиг. 238 под цилиндром нанесены индикаторные диаграммы, снятые с обеих сторон его, которые дают понятие о характере протекания отдельных периодов рабочего процесса.



Фиг. 239.

Укороченный период выпуска и высокое сжатие мягкого пара не уменьшают, однако, основных достоинств прямооточного принципа работы пара, и в настоящее время много паровых машин работает по этому принципу.

Успеху прямооточных машин способствовало еще и то, что по своему устройству они оказались значительно проще нормальных типов паровых машин. Кроме того, в смысле коэффициента использования теплоты пара они оказались выше лучших одноцилиндровых машин и равноценными, а часто и выше хороших машин двухкратного расширения.

Чтобы ознакомиться с устройством прямооточных машин, на фиг. 239, представлен снимок одной из них, где *A* — рабочий цилиндр машины, по концам которого имеются цилиндрические крышки *E*, несущие впускные клапаны *B*. За цилиндром, лежащим на лапах *L*, расположена промежуточная часть *D*, в которой имеются направляющие параллели для крейцкопфа. При помощи этой части цилиндр машины соединяется с рамой, в которой расположены коренные подшипники для поддержания вала. Снизу цилиндра видны впускные патрубки *P*, а также фланцы выпускной трубы *T*. Для открытия и закрытия впускного вентиля, расположенного на паропроводе свежего пара, имеется привод с маховичком *M*.

§ 94. Влияние вредного пространства и сжатия отработавшего пара на расход пара. Выше уже было отмечено, что действительный рабочий процесс пара в машинах имеет два основных отклонения от идеального процесса Ренкина, а именно: 1) в действительных машинах всегда имеется вредное пространство, чего нет в идеальных машинах, и 2) отработавший пар в конце выпуска подвергается сжатию. Вследствие этих отклонений диаграмма действительного процесса паровой машины по очертанию значительно отличается от идеальной диаграммы.

Для выяснения последнего

В мертвом положении поршня, когда следовательно закончится выпуск отработавшего пара, вредное пространство остается заполненным этим паром давления p_2 . При впуске свежего пара в цилиндр машины давление в нем повышается до давления впуска p_1 , причем этот процесс на диаграмме графически изобразится линией ea . Если бы не было вредного пространства, то согласно рассматриваемой диаграмме объем свежего пара v_1 , который необходимо ввести в цилиндр во время наполнения, соответствовал бы отрезку ab . Но вследствие наличия вредного пространства количество действительно вводимого пара будет больше объема v_1 , так как, кроме этого объема, необходимо еще заполнить свежим паром большую часть вредного пространства.

43

принятого в диаграмме наполнения необходимо, кроме объема v_1 свежего пара, подвести еще объем его, соответствующий отрезку a_1a , а всего объем, равный v_1' , соответствующий отрезку a_1b , т. е. значительно большее количество пара.

Для выяснения потери работы пара вследствие наличия вредного пространства определим графически работу, которую мог бы дать объем пара v_1 при расширении его до того же конечного давления p_2 в цилиндре без вредного пространства и без сжатия отработавшего пара. Для этого перенесем начало координат из O в O_1 и построим кривую расширения, начиная от той же точки b до давления конца расширения p_1' , как и в прежней диаграмме. Тогда работа пара выразится площадью диаграммы $a_1bc_1d_1e_1$, которая больше площади $abcde$ на разность площадей f_1 и f_2 , что собственно и составляет потерю работы пара, вызываемую наличием вредного пространства.

Таким образом, вредное пространство всегда вызывает в машинах увеличенный расход пара на ЛС-ч., и чем больше вредное пространство, тем расход пара больше; следовательно, надо стремиться, чтобы вредное пространство было возможно меньше.

В среднем величина вредного пространства в процентах к рабочему объему цилиндра, в зависимости от системы парораспределения, колеблется в следующих пределах:

В машинах с крановым парораспределением	3—5%
• • • • • клапанным парораспределением	5—7%
• • • • • плоскими золотниками	8—10%
• • • • • цилиндрическими золотниками	10—14%
В прямооточных машинах	2—3%

Что касается давления сжатия мягкого пара, то, как показали теоретические и опытные исследования, влияние его на расход пара сравнительно небольшое. Некоторые исследователи пришли к выводу, что сжатие мягкого пара выгодно только до тех пор, пока температура сжимаемого пара не станет равной температуре стенок внутренней полости цилиндра, так как при более высоком сжатии теплота сжатия пара будет передаваться стенкам цилиндра, что соответствует весьма нежелательному процессу преобразования работы сжатия в теплоту, т. е. процессу противоположному тому, для чего машина построена. Выгоды применения высоких сжатий мягкого пара еще более уменьшаются, если принять во внимание, что с повышением сжатия увеличиваются потери пара через неплотности и увеличивается также рабочий объем (v_k) цилиндра, вследствие чего машина становится более длинной, тяжелой и дорогой, а потери на охлаждение повышаются. С другой стороны, сжатие мягкого пара улучшает теплообмен между стенками цилиндра и паром, понижая вредное влияние начальной конденсации свежего пара при впуске его в цилиндр. Кроме того, благодаря сжатию пара, в конце хода поршня в цилиндре создается упругий паровой буфер, поглощающий силы инерции возвратно-движущихся масс, вследствие чего машина не испытывает толчков при изменении направления движения поршня, и ход ее становится более равномерным.

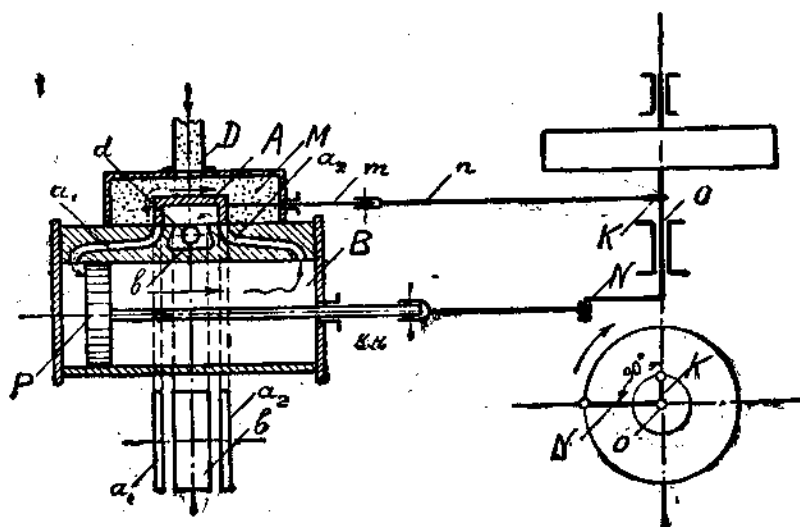
§ 95. Парораспределение. В паровых машинах для впуска свежего пара и выпуска отработавшего пара имеются особые механизмы, которые составляют так называемое парораспределение. К этим механизмам относятся как части, непосредственно действующие на пар—золотники, клапаны и краны, составляющие собственно парораспределение, так и части, управ-

ляющие работой первых, к которым относятся парораспределительные и приводные механизмы, состоящие из коленчатых рычагов, тяг, эксцентриков, кулаков и проч.

Применяющиеся в паровых машинах парораспределения можно подразделить на следующие основные типы: 1) золотниковые, 2) клапанные и 3) крановые.

В то время, как в золотниковых парораспределениях впускные и выпускные каналы перекрываются золотниками той или иной системы, в клапанных и крановых парораспределениях эти каналы открываются и закрываются клапанами при подъеме их и опускании или кранами при повороте их.

✓ § 96. Простой коробчатый золотник без перекрыш. Чтобы поршень паровой машины мог находиться в непрерывном прямолинейно-возвратном



Фиг. 241.

движении, необходимо периодически в обе полости цилиндра впускать свежий пар, а также сообщать их с выпускной трубой для выпуска отработавшего пара. Наиболее простым механизмом для распределения пара является простой коробчатый золотник без перекрыш, представленный вместе с цилиндром машины и кривошипным механизмом в схематическом виде на фиг. 241.

Как видно из схемы, золотник А представляет собою опрокинутую коробку, которая своими стенками, имеющими толщину, равную ширине впускных каналов a_1 и a_2 , опирается на тщательно прилабренную поверхность, называемую золотниковым зеркалом. Последнее, кроме впускных каналов, имеет еще один канал b , через который происходит выпуск отработавшего пара. Золотник находится в золотниковой коробке М, которая постоянно сообщена с паропроводом D, подводящим свежий пар, и приводится в движение от механизма, состоящего из золотникового штока m , шатуна n и кривошипа К, заклиненного на главном валу О под углом 90° по отношению к мотылю N машины.

Представленное на схеме расположение соответствует положению поршня Р машины в левом мертвом положении, а золотника — в среднем положении,

когда оба впускных канала a_1 и a_2 закрыты и впуска пара в цилиндр машины не производится. Таким образом, мертвому положению поршня соответствует среднее положение золотника.

Чтобы яснее разобраться в распределении пара, проследим за впуском и выпуском пара с обеих сторон цилиндра. Когда поршень стоит в левом мертвом положении, золотник занимает среднее положение, впускные каналы закрыты, и в цилиндр, как было указано выше, не происходит впуска свежего пара. При вращении вала машины по направлению стрелки, когда поршень начнет перемещаться вправо, золотник A также начнет перемещаться вправо, открывая своей левой стенкой или полкой впускной левый канал a_1 , через который в левую сторону цилиндра будет входить из золотниковой коробки свежий пар. В это же время правая полка золотника откроет правый впускной канал a_2 и сообщит правую сторону цилиндра с пространством под золотником, вследствие чего отработавший пар правой стороны цилиндра будет выходить из него и отводиться через выпускной канал b и отводное отверстие d из машины. Описанные выше процессы впуска пара и выпуска будут продолжаться и тогда, когда золотник A придет в свое крайнее правое положение, а поршень P будет находиться по середине цилиндра.

При дальнейшем движении поршня золотник A начнет перемещаться справа налево, причем впуск свежего пара и выпуск отработавшего пара будут продолжаться попрежнему. Когда же поршень P займет крайнее правое мертвое положение, золотник снова займет свое среднее положение, полки его перекроют оба канала a_1 и a_2 , вследствие чего впуск и выпуск пара прекратятся.

Таким образом, во время всего хода поршня слева направо, в левой полости цилиндра происходит впуск свежего пара, а в правой — выпуск отработавшего пара, причем золотник A в это время, пройдя из среднего положения в крайнее правое, снова возвратится в свое среднее положение.

При обратном движении поршня P справа налево золотник A начинает перемещаться из своего среднего положения влево, открывая при этом своей правой полкой правый впускной канал a_2 , через который в цилиндр впускается свежий пар, производящий давление на поршень, вследствие чего последний получает движение справа налево. В это же время левая полка золотника A открывает левый канал a_1 , который сообщает с выпускным каналом b , и в левой стороне цилиндра начинается выпуск отработавшего пара. Процессы впуска и выпуска продолжают так же, как и раньше, во время всего хода поршня, пока золотник A не придет снова в свое среднее положение. При движении поршня вправо начинается снова впуск свежего пара в левую полость цилиндра, и описанные выше процессы повторяются.

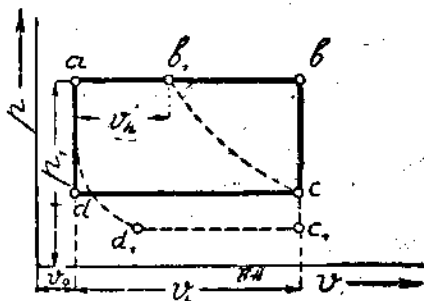
Таким образом, при распределении простым коробчатым золотником без перекрыш во время всего хода поршня с одной стороны цилиндра происходит впуск пара, а с другой выпуск. Следовательно, при этом парораспределении машина работает с наполнением цилиндра в течение полного хода поршня, или со степенью наполнения, равной 100%; работа же пара, если не учитывать потерь его, будет соответствовать диаграмме $abcd$, представленной на фиг. 242.

Рассмотренное выше парораспределение в настоящее время в паровых машинах не применяется, так как оно экономически не выгодно вследствие большого расхода пара и недостаточно совершенного использования теплоты его.

Обычно в машинах выпуск пара производится не во время всего хода поршня, а только на небольшой части его, в течение же остального хода поршня в цилиндре происходит расширение пара. Таким образом, в паровых машинах впускные каналы в определённый момент должны закрываться золотником, что соответствует отсечке пара, в остальное же время движения поршня они должны быть закрыты. Кроме того, чтобы паровая машина могла спокойно работать, впускные каналы должны открываться не в мертвом положении поршня, а несколько раньше — до прихода его в мертвое положение. Так же точно, и выпуск отработавшего пара должен начинаться несколько раньше прихода поршня в его мертвое положение. Следовательно, полки золотника должны быть так выполнены, а золотник так установлен, чтобы в цилиндре можно было иметь предварение впуска свежего пара, а также предварение выпуска отработавшего пара.

Наконец, нормальные машины работают всегда с сжатием мягкого пара, почему необходимо иметь такой золотник, который в определённый момент хода поршня прекращал бы выпуск пара, а во время сжатия оставшегося пара держал выпускной канал закрытым.

При осуществлении всех этих требований теплота пара используется значительно полнее, а следовательно и расход пара на ЛС-ч. получится меньше, что ясно видно из фиг. 242, где на диаграмму $abcd$ без расширения и сжатия пара наложена равновеликая ей по площади диаграмма $ab_1cc_1d_1$ паровой машины, работающей с отсечкой пара и сжатием мягкого пара. Из сравнения диаграмм видно, что для одной и той же работы в первом случае требовалось подводить v_h м³ свежего пара, а во втором v_h' м³, что вдвое меньше. Указанное выше парораспределение может быть осуществлено также коромыслом золотником. В этом случае золотник необходимо снабдить соответствующими перекрышами и установить кривошип его под определённым углом опережения.



Фиг. 242.

§ 97. Коромысловый золотник с перекрышами. Допустим, что золотник А имеет устройство, показанное на фиг. 243, причем в среднем своем положении (I) полки его перекрывают впускные каналы a снаружи на величину внешней перекрыши e , а внутри — на величину внутренней перекрыши i . Тогда в начале движения поршня слева направо, из левого мертвого положения, когда золотник начнет смещаться также вправо, в цилиндр не будет впускаться свежий пар до тех пор, пока золотник не сместится от среднего своего положения вправо на величину e .

Следовательно, при положении кривошипа K золотника А под углом 90° к кривошипу N машины, в начале хода поршня в цилиндр не впускается свежий пар, что недопустимо для правильной работы машины. Для того же, чтобы впуск пара начинался в мертвом положении поршня, золотник должен стоять не в среднем своем положении, а быть несколько сдвинутым на величину x , равную внешней перекрыше e , что соответствует повороту кривошипа его на угол δ , как это показано на той же фигуре (положение золотника II).

Таким образом, для того чтобы впуск пара начинался в мертвом поло-

снова положения 1, сместившись от своего среднего положения на величину $x=e$. С этого момента снова начинается выпуск свежего пара и описываемый выше процесс повторяется.

Если рассмотреть работу пара в правой полости цилиндра, то процессы выпуска пара и выпуска его будут протекать так же, как и в левой полости, и всем указанным выше перемещениям поршня будут соответствовать такие же перемещения золотника, как и для левой полости.

Таким образом, благодаря внешней перекрышке e , внутренней i и углу опережения δ , в цилиндре можно осуществить работу с расширением пара и с сжатием мятого пара, рабочая же диаграмма получит вид нормальной диаграммы паровой машины.

В представленном на фиг. 243 расположении кривошипов вала машины и золотника под углом $90^\circ + \delta$ выпуск свежего пара начинается только тогда, когда поршень машины сместится на некоторую величину, а наружная кромка внешней перекрышки сойдется с наружной кромки впускного канала a . Обычно в паровых машинах золотник устанавливается так, чтобы еще в мертвом положении поршня он был смещен не только на величину внешней перекрышки e , но и еще на некоторую небольшую величину v_e , как это показано на фиг. 244, так как только при таком расположении кривошипов в цилиндре не будет иметь место запаздывание выпуска пара. Величина v_e называется линейным предварением выпуска.

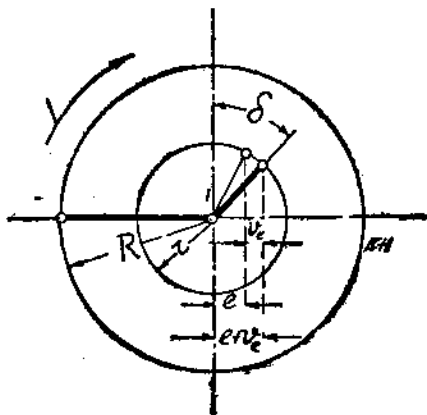
Следовательно, в момент начала выпуска пара, когда поршень еще не дошел до своего мертвого положения, золотник находится в смещенном положении от своего среднего положения на величину $s=e$. Когда же поршень машины находится в мертвом положении, золотник уже смещен на величину $s_1=e+v_e$.

Наконец, когда впускной канал открыт полностью, золотник находится в крайнем своем положении, а величина смещения его от среднего положения равна $s=e+a=r$, где r — радиус кривошипа золотника.

Так же точно, момент отсечки свежего пара или конец выпуска его соответствует смещению золотника на величину $s=e$ при движении его в обратную сторону, начало же выпуска отработавшего пара соответствует смещению золотника от среднего положения влево на величину внутренней перекрышки i , т. е. когда $s=i$. В таком же положении будет находиться золотник, двигаясь в обратную сторону (слева направо), когда произойдет прекращение выпуска пара и начало сжатия его в цилиндре.

§ 98. Золотниковая диаграмма Цейнера и связь ее с индикаторной диаграммой. При рассмотрении работы коромыслового золотника мы видели, что перемещению поршня машины соответствует определенное перемещение золотника; следовательно, между движением поршня и золотника существует определенная связь.

Для определения этой связи воспользуемся схемой золотникового распределения, приведенной на фиг. 245, где A представляет золотник с пе-



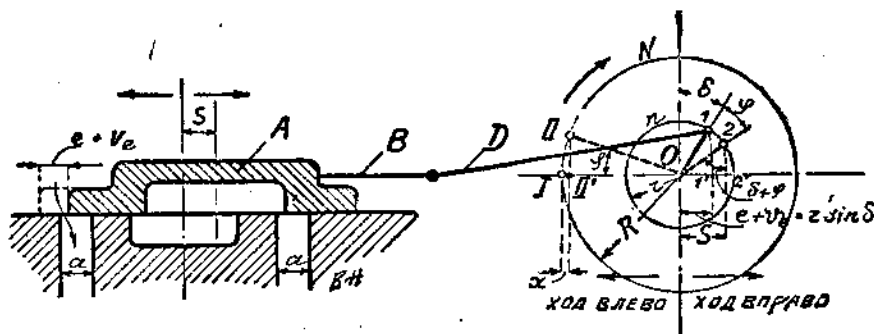
Фиг. 244.

рекрышами, B — золотниковый шток, D — шатун золотника и N и n — совмещенные окружности, описываемые кривошипами машины и золотника радиусами R и r . В представленном положении кривошип, а также и поршень машины находятся в левом мертвом положении, кривошип же золотника сдвинут от среднего положения на угол δ , соответствующий смещению золотника на величину $s = e + v_e$.

Это смещение золотника можно выразить через радиус кривошипа r и угол опережения δ . Действительно, из прямоугольного треугольника $O11'$ находим:

$$s = e + v_e = r \sin \delta.$$

Допустим, что кривошип машины повернулся на угол φ (положение II), тогда кривошип золотника повернется также на угол φ и займет положение 2. Этим поворотам кривошипов будут соответствовать определенные смещения поршня и золотника. Предполагая длину шатуна золотника или



Фиг. 245.

эксцентриковой тяги бесконечно большой, можно из треугольника $O22'$ определить величину смещения золотника от его среднего положения, а именно:

$$s = r \sin (\delta + \varphi). \quad (235)$$

Это уравнение представляет собою аналитическую связь между величиной смещения от среднего положения золотника и углом поворота кривошипа машины.

Действительно, при данных r и δ , постоянных для золотника, из этого уравнения можно найти для какого угодно угла поворота φ кривошипа величину смещения золотника, а следовательно и определить, происходит ли в данный момент выпуск свежего пара в цилиндр или выпуск отработавшего пара из него.

Чтобы можно было пользоваться уравнением (235) для определения величины смещения золотника по обе стороны от его среднего положения, ему придают следующий вид:

$$s = \pm r \sin (\delta + \varphi), \quad (235')$$

где знак $(+)$ соответствует перемещению золотника от среднего положения вправо, а знак $(-)$ перемещению влево.

Величину перемещения поршня от его мертвого положения также можно выразить через радиус кривошипа R и угол поворота его. Действительно,

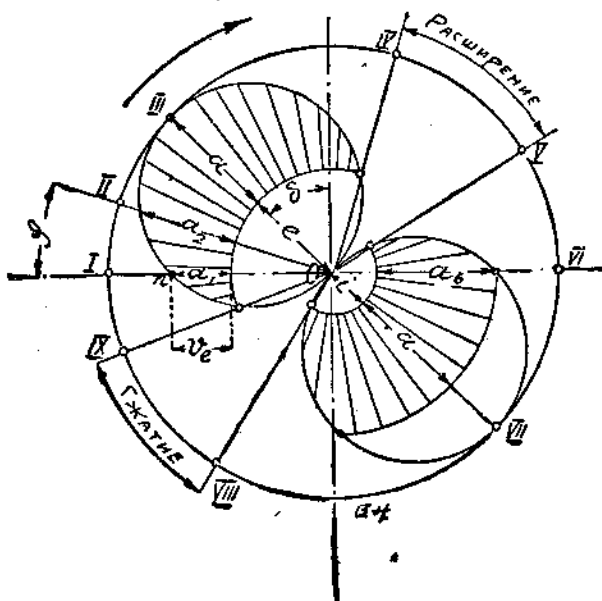
двигаясь обратно, будет находиться от своего среднего положения на расстоянии, равном хорде OD . Наконец, когда кривошип займет положение V, золотник будет занимать среднее положение, так как величина хорды, отсекаемой верхним кругом, равна нулю (OV касательна к верхнему кругу). При дальнейшем вращении кривошипа машины золотник начнет смещаться влево от своего среднего положения, и когда кривошип займет правое мертвое положение VI, золотник сместится на величину хорды OE . При положении кривошипа VII золотник будет находиться в крайнем левом положении, сместившись на величину r . Наконец, когда кривошип придет в положение IX, золотник займет снова среднее свое положение.

Золотниковая диаграмма Цейнера позволяет графически определить не только величину смещения золотника, но также и величину открытия впускных каналов для любого

угла поворота кривошипа машины.

На фиг. 247 представлена диаграмма Цейнера, построенная для золотникового распределения, в котором радиус кривошипа золотника равен r , угол опережения δ , а внешняя и внутренняя перекрыши равны e и i . Здесь хорды, отсекаемые кругами Цейнера, попрежнему будут соответствовать величине смещения золотника от его среднего положения для всякого угла поворота кривошипа машины.

Для того, чтобы определить величину открытия окна при впуске пара, надо из величины сме-



Фиг. 247.

щения s золотника вычесть величину внешней перекрыши e , а при выпуске пара — величину внутренней перекрыши i . Величину открытия окон для любого угла φ можно получить значительно проще, если из центра O диаграммы провести на верхнем круге дугу радиусом e , а на нижнем — дугу радиусом i . Тогда отрезки в направлении радиусов, между дугами e и i и кругами Цейнера будут представлять собою величины открытия окон на впуск и выпуск пара. Например, при мертвом левом положении кривошипа I золотник сместился, как видно из диаграммы, вправо от среднего своего положения на величину хорды On , впускной же канал открыт на величину, равную: $On - e = a_1$, что соответствует предварению впуска v_2 .

В положении кривошипа II, при повороте его на угол φ , величина открытия впускного канала равна a_2 ; когда же кривошип займет положение III, окно полностью будет открыто на всю ширину его a . При дальнейшем вращении кривошипа машины золотник начнет перемещаться справа налево, перекрывая впускное окно; в положении же IV произойдет отсечка

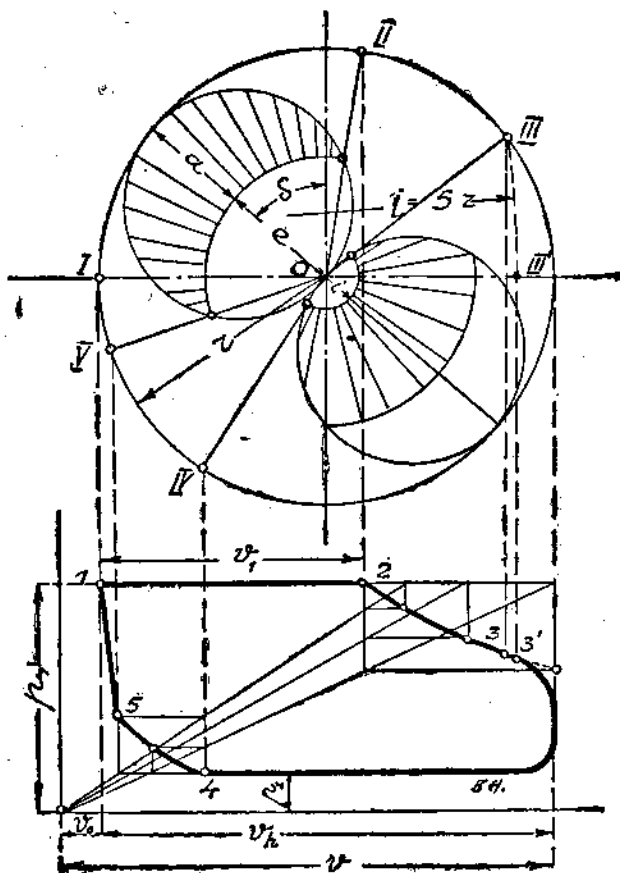
пара, так как выпускное окно будет полностью перекрыто ($s=e$). С этого момента в цилиндре начнется расширение пара, которое продолжится до прихода кривошипа в точку V, когда внутренняя перекрыша l подойдет к началу выпуска пара. Затем окно открывается, и когда кривошип займет крайнее правое мертвое положение VI, окно a будет открыто для выпуска пара на величину a_0 , что соответствует предварению выпуска. В положении кривошипа VII окно полностью открыто на выпуск пара, в положении же VIII прекращается выпуск пара, и в цилиндре начинается сжатие, которое продолжается до прихода кривошипа в положение IX, когда начинается предварение выпуска свежего пара.

Таким образом, рассмотренная диаграмма дает основные моменты парораспределения, а именно: в положении кривошипа IX начинается впуск свежего пара, который продолжается до положения IV, когда происходит отсечка пара. Затем от IV до V в цилиндре имеет место расширение пара, от V до VIII — выпуск отработавшего пара и от VIII до IX — сжатие пара, оставшегося в цилиндре.

Пользуясь диаграммой Цейнера, легко также проследить, какое влияние на парораспределение оказывают изменения величины угла опережения δ , внешней перекрыши e и проч.

Зная элементы парораспределения, а также давления пара при впуске и выпуске, можно, пользуясь золотниковой диаграммой Цейнера, построить индикаторную диаграмму, соответствующую данному парораспределению, и выявить полностью работу пара в цилиндре машины. С другой стороны, имея индикаторную диаграмму, можно найти все элементы парораспределения.

Допустим, что даны элементы парораспределения r , δ , e и l , а также начальное давление пара p_1 и давление выпуска p_2 . Построим индикаторную диаграмму, соответствующую этому парораспределению. Для этого строим сначала золотниковую диаграмму Цейнера, согласно указаниям, сделанным



Фиг. 248.

в каждый данный момент равна постоянной по величине окружной скорости v пальца кривошипа, умноженной на синус угла поворота кривошипа, или

$$c = v \sin \alpha \quad (238)$$

Следовательно, для получения величины средней скорости поршня за период впуска пара необходимо найти величину синуса среднего угла α_{cp} или $\sin \alpha_{cp}$, что не трудно выполнить, если дана степень наполнения цилиндра или угол поворота кривошипа вала машины, соответствующий этому наполнению.

Действительно, если угол поворота кривошипа за период впуска пара равен DOB , как это показано на фиг. 251, то разделив его на несколько равных частей, например на 10, и определив синусы углов $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots, \alpha_{10}$, найдем среднее арифметическое абсолютных значений синусов этих углов или величину $\sin \alpha_{cp}$, а именно:

$$\sin \alpha_{cp} = \frac{\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 + \dots + \sin \alpha_{10}}{10}$$

Зная же значения v и $\sin \alpha_{cp}$ и подставляя в формулу (238), получим среднюю скорость поршня за период впуска:

$$c_n = v \sin \alpha_{cp} \quad (238')$$

В представленном на фиг. 251 графике один из углов рассекается осью OA на два угла. При подсчете $\sin \alpha_{cp}$ следует брать синус только большей части этого угла, в данном случае угла α_1 .

Пример 81. Определить среднюю скорость c_n поршня паровой машины за период впуска пара для наибольшего наполнения $\epsilon_{max} = 0,4$, если ход поршня $S = 720$ мм, а число оборотов вала $n = 90$ об./мин.

Окружная скорость пальца кривошипа машины равна:

$$v = \frac{2\pi R \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot 0,36 \cdot 90}{60} = 3,39 \text{ м/сек.}$$

Воспользовавшись фиг. 251, в которой угол BOD соответствует степени наполнения $\epsilon = 0,4$, получим:

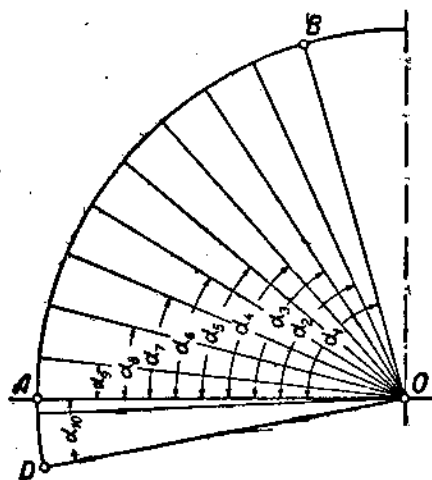
$$\sin \alpha_{cp} = \frac{\sum \sin \alpha}{10} = 0,56$$

Отсюда средняя скорость поршня за период впуска пара будет равна:

$$c_n = 3,39 \cdot 0,56 = 1,9 \text{ м/сек.}$$

Пример 82. Индикаторная диаграмма, представленная на фиг. 249, относится к паровой машине мощностью 80 ЛС, делающей 300 об./мин. Определить величины элементов парораспределения золотника, если известно, что диаметр цилиндра равен 300 мм, а средняя скорость поршня за время впуска $c_n = 3,6$ м/сек.

По данной индикаторной диаграмме строим указанным выше способом золотни-



Фиг. 251.

ковую диаграмму Цейнера и находим: $r=30$ мм, $a=13$ мм, $e=17$ мм и $i=5,5$ мм, а также истинное значение угла опережения δ . Находим затем площадь поршня:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 707 \text{ см}^2.$$

Задавшись для насыщенного пара скоростью протекания $c'=30$ м/сек., находим по формуле (237') требуемое сечение впускного канала:

$$f = \frac{707 \cdot 3,6}{30} = 84,84 \text{ см}^2.$$

При $H=0,8D$, высота канала $H=0,8 \cdot 30=24$ см, откуда

$$a = \frac{f}{H} = \frac{84,84}{24} = 3,54 \text{ см или } 35,4 \text{ мм}.$$

Но по золотниковой диаграмме $a=13$ мм, следовательно масштаб диаграммы равен $\frac{13}{35,4}$, или 1:2,72. Таким образом действительные значения элементов парораспределения будут равны:

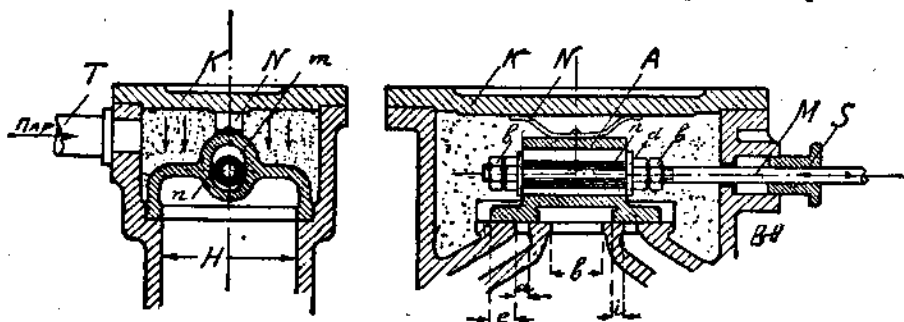
$$e = 17 \cdot 2,72 = 46,2 \text{ мм},$$

$$r = 30 \cdot 2,72 = 81,6 \text{ мм},$$

$$i = 5,5 \cdot 2,72 = 15 \text{ мм},$$

$$a = 35,4 \text{ мм}.$$

§ 99. Устройство золотников. 1. Простой коробчатый золотник. На фиг. 252 представлен в двух вертикальных разрезах простой коробчатый



Фиг. 252.

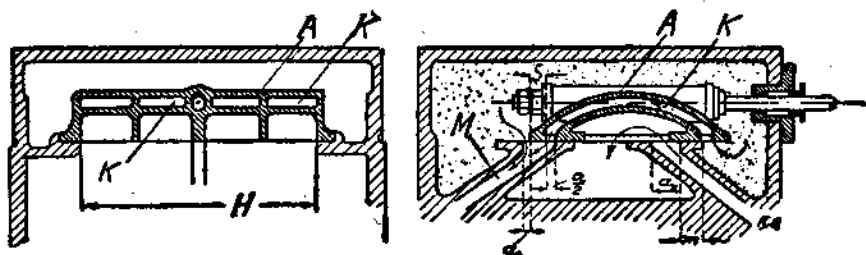
золотник, применяемый в небольших паровых машинах, где требуется, главным образом, простота устройства и надежность работы.

В изображенном виде золотник А находится в среднем своем положении, перекрывая своими полками оба впускных канала. Золотник соединен со штоком М при помощи гаек б, шайбы d и гильзы n, которая вставляется в овальное отверстие т золотника, чем достигается свободное соединение, допускающее расширение золотника при нагревании его, а также перестановку его при установке парораспределения. Сверху золотника, к спинке его, прикреплена плоская пружина N, которая во время перемещения золотника скользит своими верхними концами по нижней поверхности золотниковой крышки К. Пружина эта предназначена для того, чтобы в случае повышенного давления в цилиндре, например, при очень большом сжатии мягкого пара, золотник не мог приподниматься от своего зеркала, по которому он скользит. К золотниковой коробке присоединен трубопровод Т свежего пара и сальниковое уплотнение S для предотвращения прорыва пара из золотниковой коробки около штока М наружу.

Главным недостатком этого золотника является то, что он не равномерно

вешен, так как сверху на него производит давление свежий пар, заполняющий золотниковую коробку. Это давление вызывает на трущихся поверхностях довольно большую силу трения, которую необходимо преодолеть при перемещении золотника, для чего требуется иметь достаточно прочный и сильный приводной механизм. Для того же, чтобы давление на золотник, а также и работа трения, затрачиваемая машиной на перемещение золотника, были небольшими, надо стремиться поверхность золотника делать возможно небольшой или же разгружать спинку его от действия на нее пара, а перемещение золотника делать возможно малым, т. е. иметь небольшой радиус r кривошипа золотника или эксцентриситет при перемещении его от эксцентрика.

2. *Золотник Трика.* Характерной особенностью золотника Трика является двойной выпуск пара. На фиг. 253 представлен в двух вертикальных разрезах золотник этого типа, обслуживающий цилиндр низкого давления паровой машины. Как видно из разреза, золотник *A* имеет вид опрокинутой коробки, внутри которой по всей длине золотника устроен канал *K*; по



Фиг. 253.

этому каналу подводится пар, когда тот или другой край полки золотника сходит с золотникового зеркала.

Представленное положение золотника соответствует правому крайнему положению его, когда в левую сторону цилиндра производится выпуск свежего пара, а в правой присходит выпуск отработавшего пара. Из чертежа видно, что во впускной канал *M* пар поступает не только через открытое золотником левое окно, но также и по каналу *K*, в который пар попадает с правой стороны.

Благодаря такому впуску пара, достигается более быстрое открытие и закрытие впускных каналов, вследствие чего уменьшается мятие свежего пара, а главное, золотник получает более короткий ход, что обуславливает уменьшение работы трения. Двойной выпуск пара позволяет, кроме того, иметь меньшей величины радиус r кривошипа золотника, что допускает работу пара с меньшими степенями наполнения.

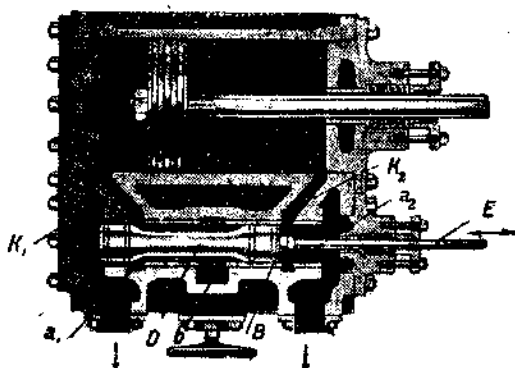
Если толщина наружной лапки золотника s , а ширина впускного канала a , то в этом золотнике ширина вспомогательного канала *K* берется равной $\frac{a}{2}$, а ширина впускного канала a_2 равной $a + s$.

Золотник Трика, так же как и простой коробчатый золотник, не уравновешен, что является большим его недостатком.

3. *Цилиндрические золотники.* В смысле уравнивания в наиболее выгодном положении находятся цилиндрические или поршневые золотники, в которых можно достигнуть полного уравнивания, почему они полу-

чили большое распространение в современных паровых машинах и локомотивах.

На фиг. 254 представлен разрез горизонтальной плоскостью поршневого золотника вместе с цилиндром одного из локомотивов. Как видно из разреза, поршневой золотник D представляет собою целый цилиндр с утолщениями по концам, на которых имеется по два уплотняющих кольца. Золотник помещен в легкой втулке B , на концах которой имеются впускные окна a_1 и a_2 , выходящие в впускные каналы K_1 и K_2 цилиндра машины, в середине же — окна b , через которые свежий пар подводится в кольцевое пространство между телом золотника и втулкой.

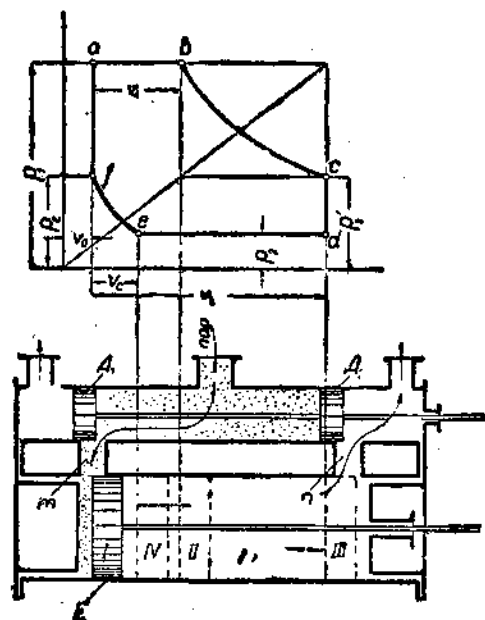


Фиг. 254.

В представленном положении золотника в левую сторону цилиндра происходит выпуск свежего пара, а из правой — выпуск отработавшего пара.

На фиг. 255 представлено в схематическом виде цилиндрическое парораспределение, состоящее из двух поршневых золотников A_1 и A_2 , впускных каналов m и n и поршня E цилиндра машины.

Для большей наглядности распределения пара, в цилиндре пунктиром показаны положения II, III и IV поршня, соответствующие главнейшим моментам теоретической диаграммы $abcdef$, построенной для давлений p_1 и p_2 , объема вредного пространства v_0 и рабочего объема v_h . В представленном расположении поршней золотника в левую сторону цилиндра происходит выпуск свежего пара, а из правой — выпуск отработавшего пара.



Фиг. 255.

Как видно из фиг. 254 и 255, цилиндрические золотники почти полностью уравновешены, так как пар действует на них со всех сторон, почему для перемещения их во втулке требуется сравнительно незначительное усилие, по сравнению с таковым плоского золотника. Кроме того, в этих золотниках получается незначительный

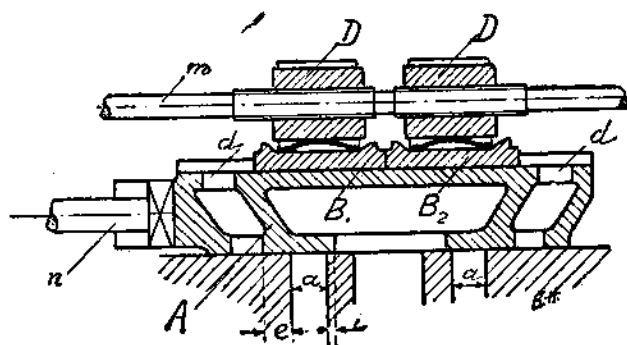
износ трущихся поверхностей, что является также большим достоинством их.

✓ § 100. Двойные золотники. В описанных выше золотниках нельзя получить малых степеней наполнения, так как уже при 50% наполнения по-

лучаются большой величины внешние перекрыши, работа трения значительно увеличивается, получается сильное мятие пара, расход его повышается и проч. Поэтому простые золотники применяются только тогда, когда машина должна работать с большими степенями наполнения. Если же требуется, для повышения экономичности машины, работать с небольшими степенями наполнения, то необходимо применять так называемые двойные золотники, представляющие собою более сложные механизмы.

Этот тип золотников обычно состоит из двух золотников — основного и расширительного. Основной золотник представляет собою обычный коробчатый золотник, работающий с постоянной отсечкой выпуска пара, сжатием мятая пара и предварением выпуска; расширительный же золотник, в зависимости от требуемой степени наполнения, может перекрывать выпускные каналы на спинке основного золотника и этим производить отсечку пара, независимо от последнего.

Обыкновенно расширительный золотник приводится в действие от самостоятельного эксцентрика или кривошипа с радиусом r_1 и углом опережения δ_1 , величина которого больше угла опережения δ основного золотника.



Фиг. 256.

1. Золотник Мейера. На фиг. 256 представлен вертикальный разрез двойного золотника Мейера, который состоит из основного золотника A , приводимого в движение от тяги n , соединенной с кривошипом или эксцентриком радиуса r и

углом опережения δ , и из расширительного золотника, состоящего из двух пластинок B_1 и B_2 , соединенных при помощи гаек D со штоком m , имеющим две нарезки — правую и левую. Шток m соединен с кривошипом радиуса r_1 или с эксцентриком и установлен под углом опережения δ_1 . Соединение это выполнено так, что допускает вращение штока m , благодаря чему пластинки B_1 и B_2 расширительного золотника могут быть по желанию раздвинуты или сдвинуты. Это вращение обычно производится от руки при помощи маховичка, причем последний снабжен особым указателем, показывающим величину установленной степени наполнения.

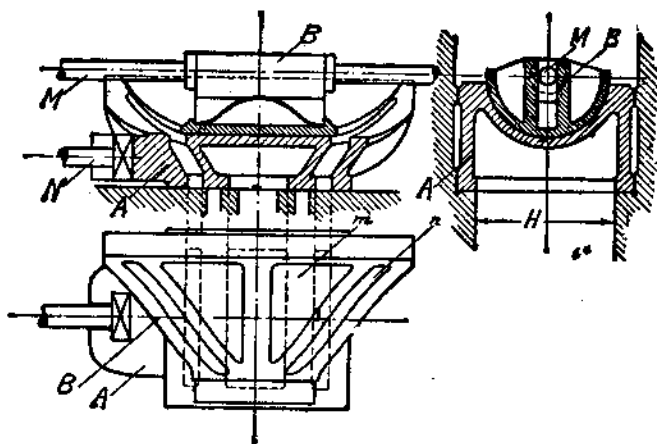
Если установить кривошип расширительного золотника впереди кривошипа основного золотника, т. е. если взять угол опережения δ_1 больше δ , то при движении золотников — нижнего по золотниковому зеркалу, а верхнего по спинке основного золотника — выпускные каналы B будут раздвинуты. Следовательно, установка расширительного золотника позволяет производить любую отсечку пара, независимо от положения распределительных полок основного золотника.

2. Золотник Ридера. Чтобы изменить величину отсечки пара в двойном золотнике Мейера, необходимо шток расширительного золотника повернуть несколько раз. При таком устройстве управление этим золотником от ре-

гулятора нельзя осуществить и, следовательно, нельзя применить автоматическое изменение степени наполнения. В этом отношении двойной золотник Ридера является более совершенным по сравнению с золотником Мейера, так как изменение в нем степени наполнения достигается небольшим сравнительно поворотом расширительного золотника, что в полной мере может быть осуществлено регулятором.

На фиг. 257 представлены два разреза и один вид сверху двойного золотника Ридера, который состоит из основного цилиндрической формы золотника *A*, получающего движение от тяги *N*, находящейся под действием кривошипа, установленного с углом опережения δ . На спинке основного золотника установлен свернутый в цилиндр трапециoidalный расширительный золотник *B*, на поверхности которого имеются впускные каналы *m* и *n*, расположенные под углом к перпендикулярной оси золотника. Расширительный золотник получает движение от штока *M*, находящегося под действием кривошипа или эксцентрика с углом опережения δ_1 . Изменение степени наполнения производится вращением штока *M* на некоторый угол, что осуществляется при помощи регулятора.

§ 101. Клапанное парораспределение. Рассмотренные выше золотниковые парораспределения в большинстве случаев являются механизмами неуравновешенными, вследствие чего получают значительные потери на



Фиг. 257.

трение, особенно при применении пара высокого давления. Кроме того, золотники связаны с наличием больших вредных пространств, что неблагоприятно отражается на расходе пара и на экономичности работы машины. При применении простых золотников нельзя также работать с небольшими степенями наполнения, двойные же золотники сложны по своему устройству и требуют внимательного ухода за ними. Все это, вместе взятое, заставило в машинах средних и больших мощностей и особенно в машинах, работающих перегретым паром, отказаться от золотниковых парораспределений, заменив их клапанным парораспределением, которое почти не имеет этих недостатков. В настоящее время клапанные парораспределения являются наиболее распространенными и большинство стационарных паровых машин оборудовано ими.

При клапанном парораспределении каждый цилиндр имеет по четыре клапана: два впускных и два выпускных, которые расположены по концам цилиндра в особых клапанных коробках. Обычно сверху цилиндра устанавливаются впускные клапаны, а снизу выпускные, причем в некоторых типах машин клапан и клапанные коробки размещаются не в цилиндре, а в цилиндрических крышках.

Клапаны приводятся в действие при помощи системы тяг и рычагов, получающих движение от кулачных шайб или от эксцентриков, насаженных на распределительном валу. Последний располагается сбоку машины и получает вращение от коренного вала ее при помощи пары конических зубчатых колес.

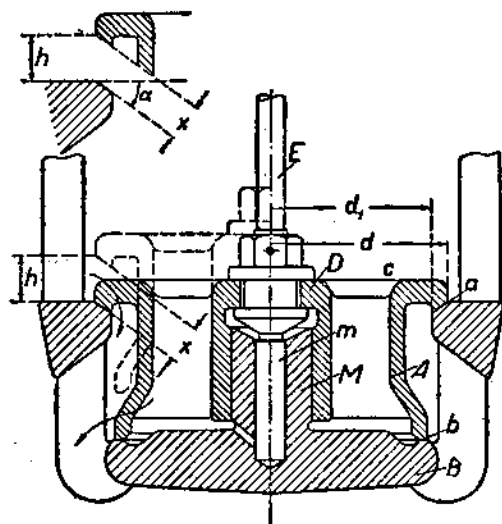
В некоторых типах машин впускной и выпускной клапаны каждой стороны цилиндра обслуживаются общей кулачной шайбой, большинство же машин имеет для каждого клапана особую кулачную шайбу или эксцентрик.

В зависимости от действия приводных механизмов на клапаны машины, клапанные парораспределения можно подразделить на две основные группы: на распределения с принудительным управлением клапанов и на распределения со свободным падением их.

Принудительное парораспределение заключается в том, что при подъеме и опускании клапанов они постоянно находятся в соединении с приводным механизмом. Парораспределение

со свободным падением клапанов выполняется таким образом, что только подъем клапана находится под действием распределительного механизма, в момент же отсечки свежего пара или прекращения выпуска отработавшего пара между распределительными механизмами и клапанами происходит расцепление, и клапаны под действием пружин быстро опускаются на свои гнезда.

В клапанных парораспределениях обычно применяются двухопорные клапаны, которые представляют собою цилиндрическое тело, соединенное при помощи ребер с втулкой клапана, служащей для укрепления в ней стержня. На фиг. 258 представ-



Фиг. 258.

лен вертикальный разрез одного из подобных клапанов, где *A* тело клапана, опирающегося своими кольцевыми поверхностями *a* и *b* шириною в 2—4 мм на такие же опорные поверхности клапанного гнезда *B*, вставляемого в клапанное отверстие цилиндра. Тело клапана при помощи ребер *c* составляет одно целое с втулкой *D*, в середине которой просверлено отверстие для укрепления стержня *E*, от которого клапан получает свое движение. Для правильной посадки клапана на гнездо в рассматриваемой конструкции имеется двойное направление, состоящее из выступающей части *M* гнезда, охватываемой нижней частью втулки, и из удлиненного нижнего конца *m* стержня *E*, входящего в выступающую часть гнезда. Для более ясного представления о величине подъема клапана на чертеже пунктиром слева показано верхнее положение клапана, когда происходит впуск пара, согласно указанию стрелок.

При определении требуемого сечения *f* для прохода пара через впускной

клапан, можно воспользоваться формулой (237), приведенной для впускного канала золотника, а именно:

$$f = \frac{F \cdot c_n}{c'}$$

При определении диаметра d_1 клапана необходимо принимать во внимание сужение поперечного сечения его ребрами и втулкой, что составляет около 30% от полного сечения. Поэтому живое сечение клапана будет равно $0,7 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}$, или,

$$f = 0,7 \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (239)$$

откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4f}{0,7\pi}}$$

При подъеме клапана на высоту h открываются сверху и внизу кольцеобразные отверстия, через которые происходит выпуск пара. Для конической поверхности клапанных гнезд расстояние x между клапаном и гнездом его в направлении, перпендикулярном к потоку пара, равно:

$$x = h \cos \alpha,$$

где α — угол наклона опорных поверхностей (фиг. 258). Но так как живое сечение f клапана должно равняться сумме сечений отверстий, открываемых клапаном, то можно написать следующее равенство:

$$f = 0,7 \frac{\pi d_1^2}{4} = 2\pi d_1 h \cos \alpha. \quad (240)$$

При $\alpha = 45^\circ$ и $\cos \alpha = 0,7$ имеем:

$$h = \frac{d_1}{8} = 0,125 d_1.$$

При выполнении клапанной коробки необходимо, чтобы во всех частях ее при различных положениях клапана живое сечение для прохода пара было не меньше f .

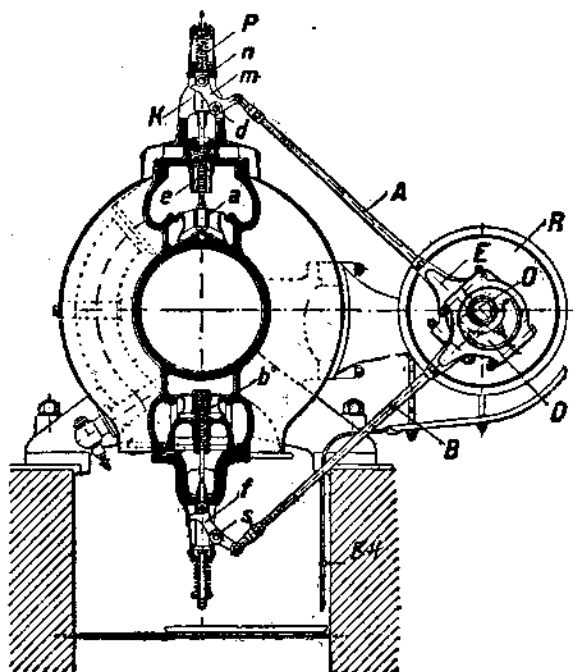
Парораспределение Лентца. Клапанных парораспределений очень много различных систем. Из них в последнее время широкое распространение получило парораспределение Лентца, которое относится к распределениям с принудительным управлением клапанов. Основной частью этого парораспределения является качающийся кулак, действующий на ролик клапана.

На фиг. 259 представлен вертикальный поперечный разрез (по клапанным коробкам) цилиндра с клапанным парораспределением Лентца. Как видно из чертежа, впускной a и выпускной b клапаны приводятся в действие от самостоятельных тяг A и B , эксцентрики которых насажены на распределительный вал O . Эксцентрик D выпускного клапана заклинен неподвижно на валу, эксцентрик же E впускного клапана связан с плоским регулятором R , насаженным также на распределительный вал. Эксцентриковая тяга A впускного клапана соединена с коленчатым кулаком m , который насажен на валик d , свободным же (левым) своим концом, имеющим очертание

определенной формы, он соприкасается с роликом *п*, укрепленным в уширенной части *К* стержня *е* впускного клапана.

При вращении эксцентрика *Е* верхний конец тяги *А*, действуя на кулак *т*, отклоняет в ту или другую сторону свободный конец кулака. При этом отклонении под ролик *п* подводится выступ или впадина кулака, вследствие чего кулак поднимается вверх или опускается вниз, а с ним вместе стержень *е* и впускной клапан, насаженный на него. Для того, чтобы ролик не отходил от кулака, а клапан прижимался к своему гнезду, имеется сверху пружина *Р*, установленная в верхней части клапанной коробки.

Такой же распределительный механизм применен и для выпускного кла-



Фиг. 259.

пама, находящегося под действием кулака *ф*, качающегося около оси *з* и связанного нижним своим концом с тягой *В*.

В распределении Лентца особенно оригинально выполнено изменение степени наполнения, которое здесь осуществляется изменением величины эксцентриситета впускного эксцентрика и угла заклинивания его. Для этого в эксцентриковом диске *Е* впускного клапана имеется прорез *М*, при помощи которого эксцентрик насажен на четырехугольное тело *Л*, заклиненное на распределительном валу, как это показано на фиг. 260, где нанесена схема распределения впускного клапана этой системы. Кроме того, эксцентриковый диск *Е* имеет еще одно небольшое прямоугольное отверстие *Н*, в которое

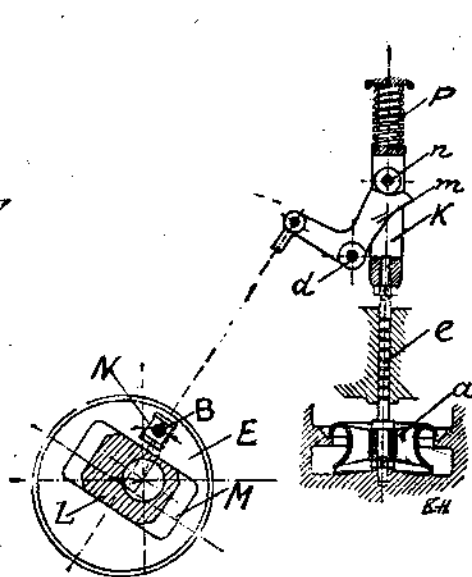
входит палец *В*, связанный с плоским регулятором. При действии регулятора, палец *В* поворачивает в ту или другую сторону эксцентриковый диск, который перемещается прямолинейно по телу *Л*, вследствие чего изменяется эксцентриситет и угол заклинивания эксцентрика, вызывающие уменьшение или увеличение размаха наружного конца кулака *т*, а следовательно изменение высоты и продолжительности подъема ролика *п*, а с ним и впускного клапана.

Клапанному парораспределению Лентца, а также распределением этого типа других систем свойственны следующие важные преимущества: а) в этих распределениях закрытие впускных каналов совершается очень быстро, вследствие чего почти не имеет места мятие свежего пара в конце впуска; б) клапаны почти полностью уравновешены и для подъема их требуется незначительное усилие, вследствие чего весь механизм распределения получается легким; в) они позволяют свободно работать перегретым паром;

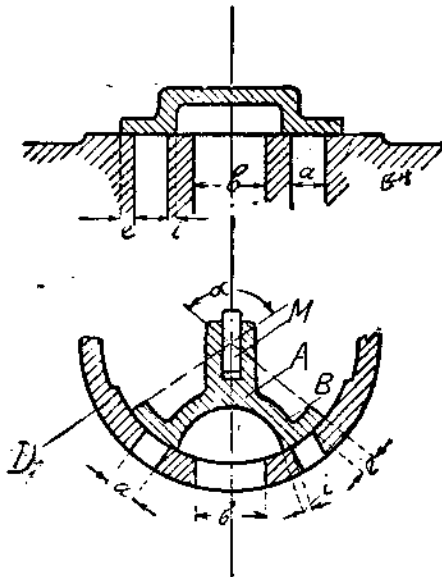
г) вследствие наличия отдельных механизмов управления впускных и выпускных клапанов, можно точно выровнять работу обеих сторон цилиндра машины и д) потери на начальную конденсацию пара получаются небольшие вследствие наличия отдельных впускных и выпускных каналов.

Недостатки клапанных парораспределений следующие: а) они имеют большое число шарнирных соединений, изнашивание которых может значительно искажать точность парораспределения, и б) постоянные удары клапанов об опорные поверхности гнезд быстро разрушают последние, почему этот тип парораспределений менее пригоден для машин с большим числом оборотов.

§ 102. Крановое парораспределение. Краны представляют собою не что иное как плоские золотники, свернутые в цилиндр. На фиг. 261 внизу



Фиг. 260.



Фиг. 261.

представлен вертикальный разрез простейшего крана *A*, который так же, как и плоский золотник, имеет полки *B* для образования внешней *e* и внутренней *i* перекрыш, измеряемых здесь по внутренней окружности втулки *D*. При помощи распределительного механизма и шпинделя *M* кран получает вращение вправо и влево, открывая при этом впускные и выпускные каналы, устроенные во втулке *D*. В представленном виде кран стоит в среднем своем положении, при котором перекрыты оба впускных канала.

Представленный выше кран является общим для обеих полостей цилиндра. Для уменьшения вредных пространств и удобства установки предпочитают применять для каждой полости цилиндра по особому крану, как это показано на фиг. 262, где кран *A* управляет впуском и выпуском пара левой стороны цилиндра *B*. Для управления вращением крана имеется особый приводной механизм, состоящий из системы тяг, получающих свое движение от особой шайбы, которая является основной частью, устанавливающей все фазы парораспределения. Расположение тяг, вычерченное сплошными линиями, относится к положению крана, представленному на фигуре, когда

открыт канал и на выпуск отработавшего пара из цилиндра, пунктирными же линиями показано среднее положение крана.

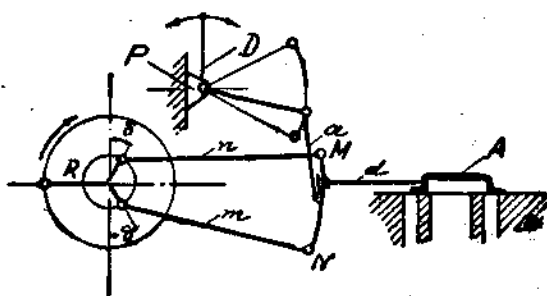
В машинах средней и большой мощности на каждый цилиндр устанавливается, как и в клапанных парораспределениях, по четыре крана: два для впуска и два для выпуска, при этом в некоторых машинах все они располагаются внизу цилиндра, по два рядом, но обычно впускные краны устанавливаются сверху цилиндра, а выпускные — снизу.

§ 103. Механизмы для перемены хода машины (кулисы). Паровые стационарные машины обычно имеют вращение вала в одну сторону. В установках судовых, паровозных, прокатных станков и проч. паровые машины должны иметь вращение вала как в одну сторону, так и в другую, т. е. они должны быть реверсивными и давать обратный ход.

Изменения направления вращения машины можно достигнуть при помощи переставного эксцентрика, обратных рычагов, подвижных золотников и т. п. Но наиболее распространенным механизмом для перемены хода является особый механизм, называемый кулисой, которая выполняется во многих разновидностях.

Одной из распространенных кулис является кулиса Стефенсона, которая появилась впервые в технике и послужила началом применения этого рода механизмов в паровых машинах.

На фиг. 263 представлена в схематическом виде кулиса Стефенсона; она состоит из двух эксцентриков: одного для переднего хода и другого для заднего, заклиненных на главном валу машины под углом опережения δ , определяемым из золотниковой диаграммы. Эксцентрики при помощи тяг n и m шарнирно соединены с концами кулисы MN , представляющей собою изогнутую часть с прорезом посредине, в котором свободно установлен кулисный камень, соединенный тягой d с золотником A . Кулиса подвешена при помощи тяги a к коленчатому рычагу D , насаженному на валик серьги P , вследствие чего рычаг D может устанавливаться в каком угодно положении. Если кулису установить так, чтобы верхний конец ее M приходился против золотникового штока d , то на золотник A будет действовать передний эксцентрик, и машина будет иметь прямой ход. Если же кулису поднять так, чтобы ее конец N пришелся против штока d , то на золотник будет действовать эксцентрик заднего хода, и машина будет вращаться в обратном направлении. Если же кулису установить так, что ее



Фиг. 263.

середина будет находиться против штока d , то эксцентрики не будут оказывать на нее действия, кулисный камень будет оставаться на месте, вследствие чего и золотник будет находиться в неподвижном состоянии. В представленном расположении кулисного механизма на кулису действует эксцентрик переднего хода, но не полностью, т. е. машина работает с уменьшенной степенью наполнения.

Таким образом, кулисные механизмы не только позволяют изменять направление вращения вала или ход машины, но они допускают также изменение величины степени наполнения.

✓ § 104. Машины многократного расширения. С повышением начального давления пара до 20 атм. и более и с понижением давления отработавшего пара при выпуске до 0,15 — 0,20 атм. абс., осуществить в одном цилиндре рабочий процесс пара полностью оказалось затруднительно, так как в полостях цилиндра создается значительная разность давлений, что вызывает повышенную утечку пара между стенками цилиндра и поршневыми кольцами. Кроме того, значительная разность температур свежего и отработавшего пара вызывает увеличенный теплообмен между стенками цилиндра и паром, а также увеличение начальной конденсации его, что связано с увеличенным расходом пара на ЛС-ч.

Все эти недостатки одноцилиндровых машин в значительной степени ослабляются в машинах многократного расширения, в которых рабочий процесс пара распределяется на несколько цилиндров.

В настоящее время наибольшим распространением пользуются машины двухкратного расширения, состоящие из двух цилиндров, расположенных по типу тандем или сдвоенному типу. В этих машинах пар начального давления p_1 , получив расширение в цилиндре высокого давления до давления p_1' , как это показано на фиг. 264, выпускается из него в ресивер, откуда затем подводится к цилиндру низкого давления, где и расширяется до давления выпуска p_2 . Для равномерности работы машины, работу пара распределяют между цилиндрами таким образом, чтобы площади индикаторных диаграмм были одинаковыми, а температурные перепады пара приблизительно равными.

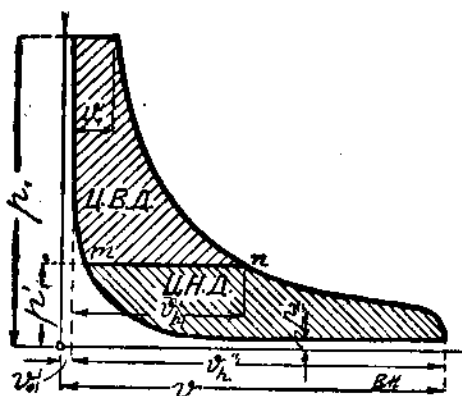
Насколько выгодно протекает работа пара в машинах двухкратного расширения в смысле равенства температурных перепадов, можно судить по следующему примеру. При начальном давлении пара $p_1 = 12$ атм. абс. и давлении выпуска $p_2 = 0,2$ атм. абс. в одноцилиндровой машине разность давлений равна 11,8 атм., а температурный перепад 127°Ц ; в машине же двухкратного расширения с давлением при выпуске из цилиндра высокого давления равном 2 атм. абс., разность давлений в цилиндре высокого давления равна 10 атм., а в цилиндре низкого давления — 1,8 атм., температурный же перепад почти одинаков, а именно: в первом цилиндре 67°Ц и во втором 60°Ц .

В действительных машинах двухкратного расширения линия выпуска mn в цилиндре высокого давления не совпадает с линией впуска в цилиндре низкого давления, как это показано на фиг. 264, так как при переводе пара через ресивер всегда имеют место потери в нем, а кроме того ресивер имеет конечный объем, обычно равный объему цилиндра высокого давления, что вызывает некоторое искажение линий этих процессов.

✓ При построении индикаторных диаграмм машины многократного расширения, обычно пользуются объемными диаграммами Шретера и Цейнера. Эти диаграммы позволяют в любой момент определить величину объемов

цилиндров и ресивера, участвующих в процессе работы пара, выражая их в функции времени.

Для построения объемной диаграммы опишем окружность, диаметр которой равен длине индикаторной диаграммы, и разделим ее на равные части, например, на 12 частей, как это показано на фиг. 265. Затем возьмем какой-либо отрезок AB , перпендикулярный к диаметру окружности и касательный к ней, и разделим его на столько же (12) равных частей. Тогда, если окружность принять за окружность вращения кривошипа машины, а отрезок AB за время одного оборота вала или за два хода поршня, то отрезки AI' , $I'2'$, $2'3'$... на AB будут представлять собою периоды времени, в течение которых палец кривошипа на окружности проходит пути $0I$, $I2$, 23 ... Если же провести из соответствующих точек вертикали и горизонталь до пересечения их между собой и полученные точки $1''$, $2''$, $3''$... соединить, то получим кривую ADB , представляющую кривую пути поршня в функции времени. Но так как объемы, описываемые поршнем, пропорциональны пути, пройденному им, то отрезки $1'1''$, $2'2''$, $3'3''$... будут представлять собою в определенном масштабе эти объемы, а следовательно и объемы, занимаемые паром в цилиндре, для любого положения кривошипа.



Фиг. 264.

Например, для положения кривошипа в точке m , отрезки от точки M на кривой до крайних линий представляют объемы v_1 и v_2 левой и правой полости цилиндра. В построенной кривой ADB часть AB относится к нижней полуокружности вращения кривошипа, а часть DB — к верхней.

Допустим, что требуется построить индикаторные диаграммы для паровой машины двукратного расширения типа тандем. Для этого сначала строим общую диаграмму, представленную на фиг. 264, определяем из нее отношение объемов цилиндров $\frac{v_h'}{v_h''}$, которое

обычно принимается от 1:2,2 до 1:3, и, в зависимости от типа принятого парораспределения, задаемся объемами вредных пространств v_0' и v_0'' . Затем выбираем масштаб объемов, откладываем последовательно отрезки, соответствующие объемам v_h' , v_h'' , v_r , v_0' и v_0'' , как это показано на фиг. 266, где объем ресивера v_r принят равным объему цилиндра высокого давления, и строим объемные диаграммы для обоих цилиндров.

Отложив давление p_1 в определенном масштабе от оси абсцисс, определяем точку a диаграммы цилиндра высокого давления; взяв же из диаграммы фиг. 264 объем наполнения свежего пара v_1 и отнеся его к принятому масштабу, находим точку b на диаграмме фиг. 266, из которой, по указанному выше способу, строим из полюса O' кривую расширения bd и определяем точку d , соответствующую давлению p_1' в конце расширения в цилиндре высокого давления и давлению начала впуска в цилиндр низкого давления. С этого момента цилиндр высокого давления сообщается с ресивером, а последний с цилиндром низкого давления, и начинается совместный процесс изменения состояния пара.

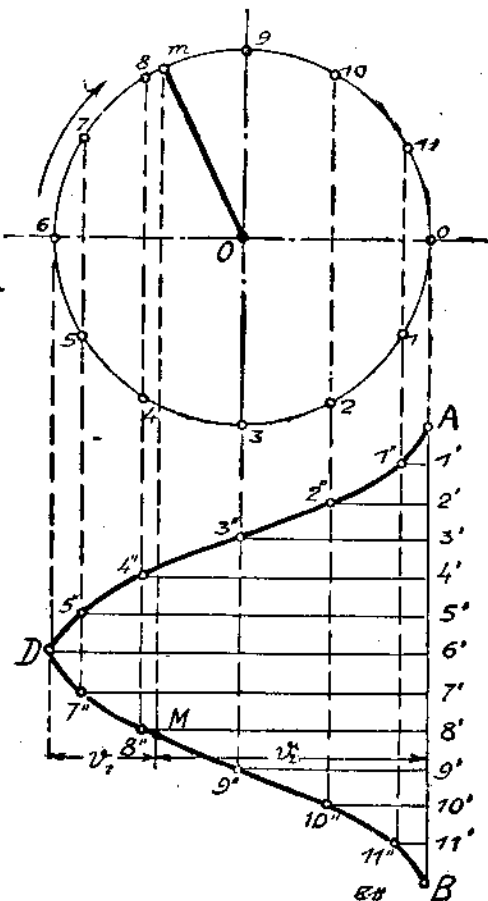
Следовательно, построение кривых изменения состояния пара должно исходить из учета всех объемов.

В мертвом положении поршней состояние пара определяется давлением p_1' и объемом $v = v_h + v_0 + v_r$; объемы же, занимаемые паром при дальнейшем движении поршней, определяются горизонтальными отрезками (v) между обеими объемными кривыми. Зная величину этого объема, из соотношения $p = \frac{p_1' v'}{v}$ находим давле-

ние пара, соответствующее объему v . Например, для произвольно взятого объема v (отрезок MN) из указанного отношения находим давление пара равное p , что дает точку m .

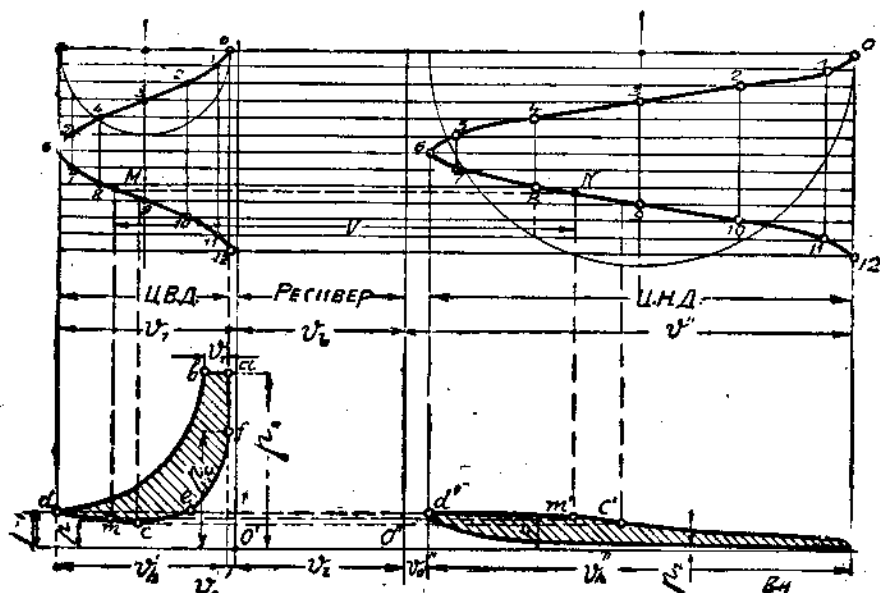
Определив несколько таких точек, находим кривую dm . Так как давление пара в ресивере должно быть одинаково с давлением p_1' конца расширения в цилиндре высокого давления, то строим из полюса O' кривую сжатия пара в обратном направлении, начиная с точки f , соответствующей принятому давлению сжатия p_c , и определяем точку e начала сжатия, лежащую на линии dd' . Затем из точки e строим в таком же направлении из полюса O'' кривую сжатия пара, находящегося как в цилиндре высокого давления, так и в ресивере. Тогда пересечение этой кривой с кривой dm даст точку c , соответствующую концу выпуска пара в цилиндр низкого давления. Чтобы перенести кривую dc цилиндра высокого давления на диаграмму цилиндра низкого давления, находим соответствующее данному положению поршня высокого давления при помощи объемных кривых положение поршня в цилиндре низкого давления и откладываем на вертикали, опущенной из точки пересечения с кривой, давление в цилиндре высокого давления. Например, для переноса точки m проводим горизонталь MN , из точки N опускаем вертикаль, откладываем на ней от оси абсцисс давление p и находим искомую точку m' . Так же поступаем и при определении остальных точек кривой выпуска пара $d'c'$. Дальнейшее же очертание диаграммы цилиндра низкого давления выполняется обычным порядком.

Для сравнения работы пара в машинах многократного расширения с таковой одноцилиндровых машин, строят комбинированные „ренкинизированные“ диаграммы. Если I и II представляют индикаторные диаграммы, сня-



Фиг. 265.

тые с цилиндров высокого и низкого давлений машины двухкратного расширения, которые имеют одинаковые длины, но различные масштабы давлений, как это видно из фиг. 267, то, приняв объем цилиндра высокого давления за единицу, удлиняют диаграмму цилиндра низкого давления в отношении объемов цилиндров, для чего делят диаграмму II на 10 равных частей и длину каждой из этих частей увеличивают в отношении $\frac{v''}{v'}$. Так же точно, принимая масштаб m_2 диаграммы низкого давления за единицу, увеличивают ординаты диаграммы высокого давления в отношении $\frac{m_2}{m_1}$, где m_1 — масштаб давлений цилиндра высокого давления. Перестроив таким образом диаграммы



Фиг. 266.

и расположив их одну под другой, откладывают от оси ординат величину объема вредного пространства v_0' для цилиндра высокого давления и строят из полюса O кривую расширения AB , начиная от начальной точки A и кривой расширения цилиндра высокого давления для насыщенного пара и от точки конца впуска для перегретого пара.

Как видно из ренкинзированной диаграммы, сумма площадей диаграммы обоих цилиндров отличается от идеальной диаграммы с укороченным расширением на сумму заштрихованных площадок. Отношение же суммы площадей ренкинзированных диаграмм к площади идеальной диаграммы называется коэффициентом полноты, который для машин двухкратного расширения колеблется от 0,70 до 0,80.

Если известны размеры цилиндров машины двухкратного расширения и имеются индикаторные диаграммы, то при определении мощности машины сначала определяют средние индикаторные давления p_i' и p_i'' способом, указанным в § 87, и находят среднее индикаторное давление обоих цилиндров,

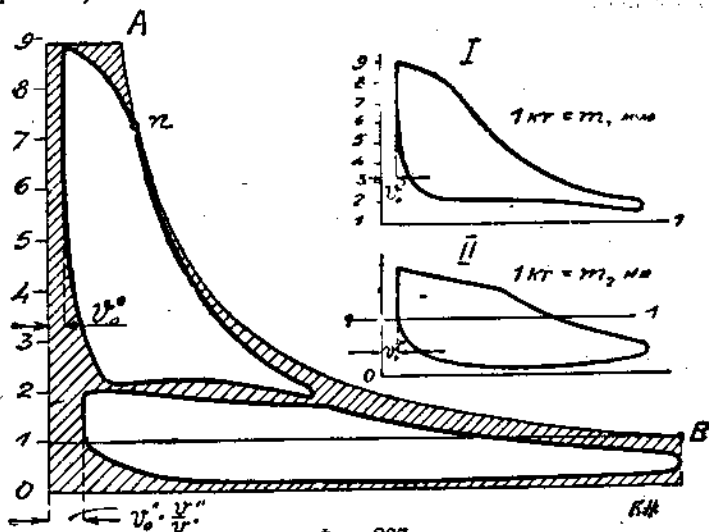
отнесенное к объему цилиндра низкого давления, по формуле:

$$p_i = p_i' \cdot \frac{v_h'}{v_h''} + p_i'', \quad (241)$$

а затем определяют индикаторную мощность машины:

$$N_i = \frac{F_2 \cdot c_m p_i}{75}, \quad (242)$$

где F_2 — площадь поршня цилиндра низкого давления и c_m — средняя скорость поршня.



Фиг. 267.

Наоборот, если известна мощность машины N_i и имеются индикаторные диаграммы, то, определив среднее индикаторное давление p_i и задавшись величиной средней скорости поршня, из формулы (242) можно определить площадь поршня F_2 цилиндра низкого давления и диаметр его из равенства:

$$F_2 = \frac{\pi D_{II}^2}{4}.$$

Диаметр цилиндра высокого давления найдется из следующей формулы:

$$D_I = D_{II} \sqrt{\frac{v_h'}{v_h''}}. \quad (243)$$

Обычно c_m берется от 2,5 до 3,5 м/сек., отношение же хода поршня S к диаметру D_{II} в горизонтальных машинах принимают от 1,2 до 1,6, а в вертикальных — от 0,6 до 0,8.

§ 105. Законы кривошипной передачи. Для преобразования прямолинейно-возвратного движения поршня машины во вращательное движение вала ее служит кривошипный механизм, который состоит из кривокопфа, шатуна и кривошипа. Для этого преобразования необходимо, чтобы

Но так как $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$, то следовательно:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi} = \left(1 - \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi\right)^{\frac{1}{2}}.$$

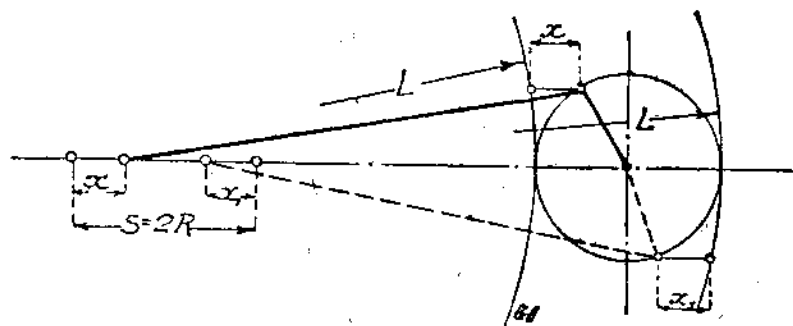
Пользуясь формулой бинома и отбрасывая третий член, получим:

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \frac{R^2}{L^2} \sin^2 \varphi.$$

Подставляя это значение $\cos \beta$ в формулу (244), получим:

$$x = R(1 - \cos \varphi) \pm \frac{1}{2} \frac{R^3}{L} \sin^2 \varphi, \quad (244')$$

$$x = R \left(1 - \cos \varphi \pm \frac{1}{2} \frac{R}{L} \sin^2 \varphi\right). \quad (244'')$$



Фиг. 269.

Величину действительного перемещения поршня x при конечном шатуне очень просто найти графически по способу Мюллера, как это показано на фиг. 269.

Силы, действующие в кривошипном механизме. Действие пара P на поршень передается поршневым штоком крейцкопфу, где усилие это можно разложить на две составляющих: на силу S , направленную по оси шатуна и равную $\frac{P}{\cos \beta}$, и на нормальную силу N , перпендикулярную к оси машины, как это показано на схеме фиг. 270. Нормальная сила, равная

$$N = P \operatorname{tg} \beta, \quad (245)$$

вызывает давление на параллели машины и достигает своего наибольшего значения, когда шатун занимает наиболее наклонное положение, т. е. когда угол $\varphi = 90^\circ$. При этом положении кривошипа

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{R}{\sqrt{L^2 - R^2}} = \frac{R}{L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2}} = \frac{\lambda}{\sqrt{1 - \lambda^2}},$$

где $\lambda = \frac{R}{L}$ и обычно принимается равным $\frac{1}{5}$. Но так как $\sqrt{1-\lambda^2}$ можно принять равным 1, то получаем, что $\operatorname{tg} \beta = \lambda$. Подставляя это значение в формулу (245), для наибольшего нормального давления на параллели получим следующее выражение:

$$N = \lambda P, \quad (245')$$

или, подставляя $\lambda = \frac{1}{5}$, получим:

$$N = 0,2 P. \quad (245'')$$

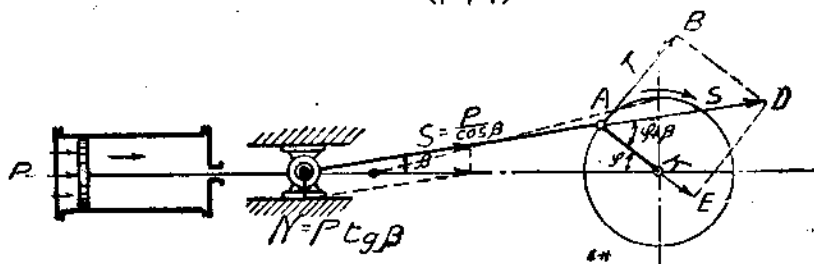
Сила, действующая по шатуну, равная

$$S = \frac{P}{\cos \beta}, \quad (246)$$

передается пальцу кривошипа, где она разлагается на усилие K , действующее по кривошипу, и N касательное или движущее (тангенциальное) усилие T , действующее по касательной к окружности, описываемой пальцем кривошипа.

Из треугольника ABD находим, что движущая сила

$$T = S \sin (\varphi + \beta). \quad (247)$$



Фиг. 270.

Подставляя значение S , получим окончательно, что

$$T = \frac{P \sin (\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (247')$$

Как видно из последнего выражения, касательное или движущее усилие T изменяется в зависимости от угла поворота кривошипа φ и достигает наибольшего своего значения при φ около 90° и 270° . При угле $\varphi = 0^\circ$ и 180° , когда $\beta = 0$, усилие $T = 0$. Таким образом, за один оборот вала машины величина движущего (тангенциального) усилия T изменяется дважды от нуля до максимального своего значения.

§ 106. Маховик и расчет его. Всякая паровая машина предназначена для преодоления полезных сопротивлений — для приведения в действие машин-орудий, динамо и проч. Поэтому во всех случаях работы машины необходимо, чтобы она имела равномерный ход, чего можно достигнуть только тогда, когда движущие силы, сообщаемые вращению вала ее, все время будут равными сопротивлению. Действительно, как только это равенство нарушится, тотчас же получится или избыток движущих сил над сопротивлением, и, следовательно, будет иметь место ускорение вращения вала, или

же избыток силы сопротивления над движущими силами, и тогда начнется замедленное вращение вала. При установившейся работе машины, когда она имеет равномерный ход, работа, развиваемая ею, равна работе полезного сопротивления.

Следовательно, для равномерного хода машины необходимо иметь приспособление, которое в моменты, когда движущие силы превышают силу сопротивления, воспринимало бы избыточную работу в виде приращения живой силы, а когда движущие силы становятся меньше силы сопротивления, отдавало бы обратно воспринятую или накопленную раньше работу. Это периодическое выравнивание работы машины и поддержание постоянной скорости вращения ее вала выполняется маховиком.

Если через $\omega_{\max}$ и $\omega_{\min}$ обозначить максимальное и минимальное значения угловой скорости за один оборот кривошипа, через J — момент инерции вращающихся масс, отнесенных к ободу маховика, а через A — наибольшую избыточную работу, выраженную в килограммометрах, то можно написать следующее равенство:

$$A = J \cdot \frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} \quad (248)$$

Представим второй множитель правой части этого равенства в следующем виде:

$$\frac{(\omega_{\max} + \omega_{\min})(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{2 \cdot \omega_{\text{ср}}},$$

где $\omega_{\text{ср}}$ — средняя угловая скорость, равная:

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}.$$

Обозначая отношение $\frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}}$ через δ , получим:

$$\frac{\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2}{2} = \omega_{\text{ср}}^2 \delta.$$

Подставляя это значение в формулу (248), получим выражение для избыточной работы A в следующем виде:

$$A = J \cdot \omega_{\text{ср}}^2 \delta. \quad (248')$$

Величина δ , показывающая наибольшее отклонение угловой скорости от среднего значения ее в течение одного оборота вала машины, называется степенью неравномерности ее.

При определении усилия, передаваемого поршнем, необходимо учесть давления с обеих сторон его, а также силы инерции возвратно-движущихся масс.

При подсчете возвратно-движущихся масс учитываются поршень, поршневой шток, крейцкопф и половина шатуна, так как другая половина его относится к пальцу кривошипа. Для паровых машин с достаточной точностью можно принять следующие значения веса q возвратно-движущихся частей, приходящегося на 1 см² площади поршня:

для одноцилиндровых машин и цилиндра высокого давления машин многократного расширения $q = 0,28 \text{ кг/см}^2$,

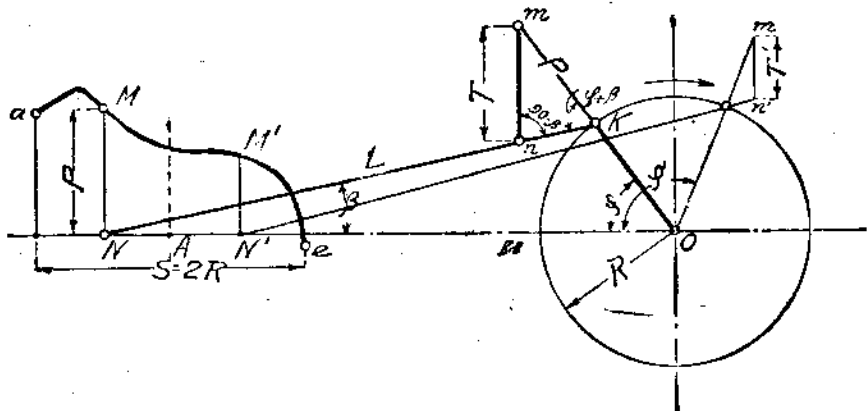
для цилиндра низкого давления машин двукратного расширения $q = 0,20 \text{ кг/см}^2$.

Зная результирующие давления пара на поршень и силы инерции движущихся масс, можно путем графического складывания их найти суммарную кривую давлений на поршень машины.

Допустим, что кривая ae фиг. 271 представляет суммарную кривую давлений на поршень. Тогда, описывая из центра O радиусом R окружность на расстоянии от A (середина диаграммы), равном длине шатуна, для угла поворота кривошипа φ получим суммарное давление, равное P . Откладывая на продолжении радиуса кривошипа отрезок Km , равный P , и опуская вертикаль из точки m , получим отрезок mn , равный касательному усилию T , соответствующему углу поворота φ .

Действительно, из треугольника mKn имеем:

$$\frac{T}{P} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin(90 - \beta)} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta},$$



Фиг. 271.

откуда получим:

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

это было найдено выше (§ 105).

Поступая так же, можно графически найти величину касательного усилия и для любого положения кривошипа. Например, для угла поворота φ' , T' равняется отрезку $m'n'$.

Для определения касательных усилий, действующих на палец кривошипа при обратном ходе поршня — справа налево, надо построить также суммарную кривую давлений для правой стороны цилиндра и, пользуясь указанным способом, найти значения T .

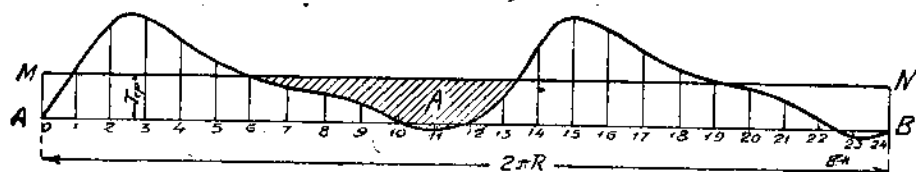
Для того, чтобы построить диаграмму касательных усилий за один оборот вала машины, развертывают окружность кривошипа в виде прямой, равной $2\pi R$, и делят ее на столько равных частей, на сколько при определении касательных усилий делили окружность кривошипа. Если из точек деления этой прямой отложить соответствующие значения касательных усилий и соединить концы их, то получим диаграмму касательных усилий.

На фиг. 272 представлена диаграмма касательных усилий одноцилиндровой машины мощностью 110 ЛС. Машина делает 90 об./мин. и работает с начальным давлением $p_1 = 10$ атм. и давлением выпуска $p_2 = 0,2$ атм. абс.

Если определить площадь кривой касательных усилий этой диаграммы и разделить на длину ее, то получим величину среднего касательного усилия T_{cp} , которая и равна средней силе полезного сопротивления. Если провести прямую линию MN на высоте T_{cp} , то получим прямоугольник $AMNB$, площадь которого равна площади кривой касательных усилий. Тогда те части площади диаграммы касательных усилий, которые выступают над линией MN , представляют собой избыточную работу над работой сопротивления. Эту избыточную работу машина периодически отдает маховику, который накапливает ее в виде живой силы. Те же площадки диаграммы, которые лежат под линией MN , представляют недостающую работу, которую должен покрыть маховик, отдавая ранее накопленную живую силу.

Определяя наибольшую из избыточных (положительных) и недостающих (отрицательных) площадок, находим ту наибольшую работу A кг-м, которую маховик должен периодически поглощать или отдавать.

Для диаграммы, представленной на фиг. 272, оказалась наибольшей площадка A равная $2,528 \text{ см}^2$. Принимая же во внимание масштаб давлений



Фиг. 272.

и длин, получим ее равной $1,015 \text{ кг-м}$. Следовательно, для данного примера работа, приходящаяся на 1 см^2 площади поршня, которую маховик должен отдавать, равна $1,015 \text{ кг-м}$.

Полная же избыточная (отрицательная) работа, отнесенная ко всей площади поршня машины и служащая для определения веса маховика, будет равна $A \cdot F$. Тогда согласно уравнению (248') получим:

$$AF = J \cdot \omega_{cp}^2 \delta.$$

Но момент инерции J маховика равен:

$$J = Mr^2 = \frac{G}{g} \cdot \frac{D_m^2}{4}, \quad (249)$$

где G — вес маховика, отнесенный к центру тяжести обода его, и D_m — диаметр окружности, проходящей через центр тяжести обода маховика.

Подставляя это значение J , получим:

$$AF = \frac{G}{g} \cdot \frac{D_m^2}{4} \cdot \omega_{cp}^2 \delta. \quad (250)$$

Но так как средняя угловая скорость $\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$, то, подставляя значение ее в последнюю формулу, получим:

$$AF = \frac{G}{g} \cdot \frac{D_m^2}{4} \cdot \frac{4\pi^2 \cdot n^2}{3600} \cdot \delta. \quad (250')$$

Делая преобразование и сокращая g на π^2 , окончательно будем иметь:

$$AF = G \cdot D_{\text{ж}}^2 \frac{n^2}{3600} \delta, \quad (250'')$$

откуда

$$GD_{\text{ж}}^2 = \frac{3600 \cdot A \cdot F}{n^2 \delta}. \quad (251)$$

Величина $GD_{\text{ж}}^2$ называется характеристикой маховика или вращающим моментом его.

Учитывая влияние спиц маховика, вес обода его $G_{\text{ж}}$ принимают равным 0,9 G , полный же вес маховика со спицами и втулкой получится равным 1,35 G .

При расчете маховика обычно задаются окружной скоростью его на обода $c = \frac{\pi D_{\text{ж}} \cdot n}{60}$, которая не должна превышать 25—30 м/сек.

Для степени неравномерности δ принимают следующие значения:

- для трансмиссий мастёрских $\delta = 1/25$,
- „ динамомашин постоянного тока $\delta = 1/125 - 1/175$,
- „ генераторов переменного тока $\delta = 1/250 - 1/300$.

Площадь сечения f обода маховика можно определить по следующей формуле:

$$f = \frac{44 G_{\text{ж}}}{D_{\text{ж}}},$$

где $D_{\text{ж}}$ — диаметр окружности, проходящей через центр тяжести маховика, в см.

§ 107. Регуляторы и назначение их. Кроме периодических колебаний скорости вала машины, которые выравниваются маховиком, равномерность хода паровой машины может быть нарушена изменением нагрузки, когда работа движущей силы машины в течение длительного периода перестает быть равной работе полезного сопротивления. Если, например, машина работает на трансмиссионный вал и приводит в действие ряд станков, то при выключении части их работа сопротивления уменьшится. Соответственно с уменьшением этого сопротивления работа движущей силы должна быть также уменьшена, в противном случае ход машины ускорится, и число оборотов может перейти за допускаемый предел.

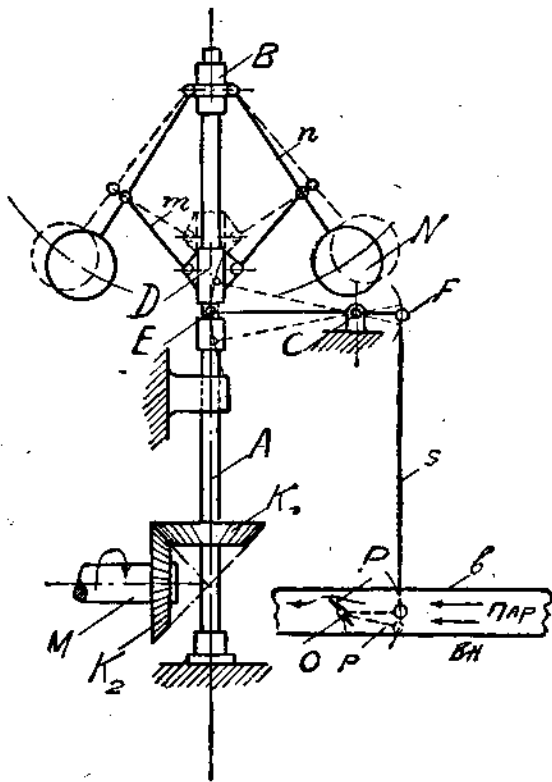
Чтобы в этом случае машина не могла выйти из состояния нормальной своей работы, применяются особые приборы — регуляторы, назначение которых заключается в том, чтобы регулировать работу машины, сообразно с изменением сопротивления и тем восстанавливать нарушенное равенство между работой движущих сил и сопротивлений.

Но чтобы уменьшить работу, развиваемую машиной, надо уменьшить величину индикаторной диаграммы ее, т. е. понизить среднее индикаторное давление, что может быть достигнуто: 1) торможением или мятием свежего пара при впуске и 2) изменением степени наполнения. Следовательно, для уменьшения работы, развиваемой машиной, регулятор должен действовать на дроссельный клапан, установленный в паропроводной трубе, или же непосредственно на привод парораспределительных органов, изменяя степень наполнения или количество впускаемого пара в цилиндр машины.

При регулировании торможением давление пара при впуске, в зависимости от требуемой нагрузки, подвергается большему или меньшему изменению. Следовательно, при этом способе регулирования ухудшаются рабочие свойства пара, а вместе с этим понижается и экономичность работы машины. При регулировании же изменением степени наполнения, выпускаемый свежий пар в машину не изменяет своего начального давления, а следовательно и своих рабочих свойств, вследствие чего машина работает более экономично, почему этот способ регулирования наиболее часто применяется.

На фиг. 273 в схематическом виде представлен довольно распространенный центробежный регулятор, поддерживающий постоянное число оборотов машины путем мятия пара.

Действие этого регулятора состоит в следующем. К муфте *B*, заклиненной на вертикальном валике *A*, получающем вращение при помощи пары конических зубчатых колес *K*₁ и *K*₂ от главного вала машины *M*, подвешены тягами *n* два шара *N*. Тяги *n* в свою очередь соединены при помощи тяг *m* с муфтой *D*, которая свободно сидит на валике и может перемещаться вверх и вниз, действуя при этом на конец *E* рычага *ECF*, имеющего неподвижную опору в точке *C*. Концы этого рычага *F* шарнирно соединен при помощи тяг *s* и *p* с дроссельной заслонкой *P*, установленной на валике *O* в паропроводной трубе *b*, по которой к машине подводится свежий пар. При нормальной работе машины, когда вал

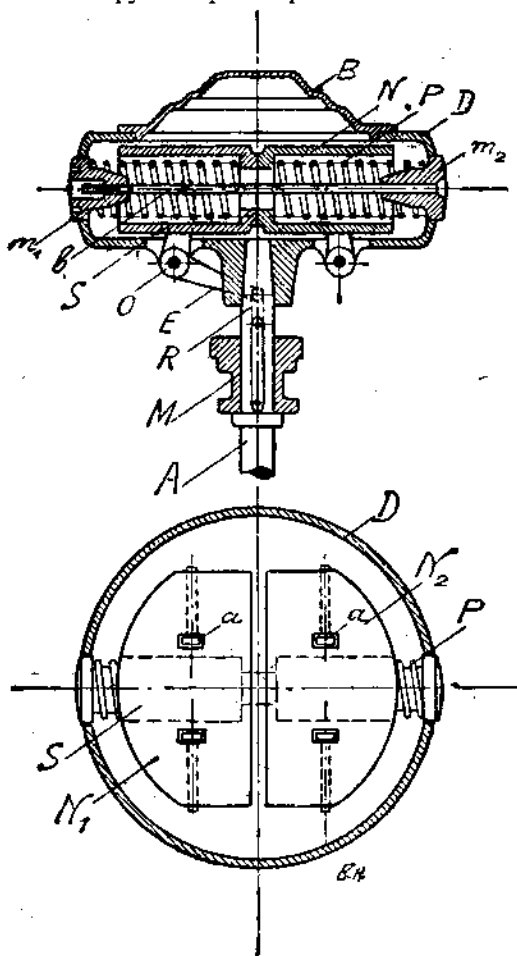


Фиг. 273.

ее делает требуемое число оборотов, шары регулятора занимают определенное положение, а с ними муфта *D* и дроссельная заслонка *P*, держа открытой паровую трубу для пропуска пара. Когда полезное сопротивление уменьшится и вал машины начнет вращаться с большей скоростью, это вращение передается валику регулятора, вследствие чего шары несколько поднимутся, а с ними вместе и муфта *D*, как это указано пунктиром. При подъеме же муфты *D* конец *E* рычага также поднимется, другой же конец *F* опустится, что заставит дроссельную заслонку занять новое положение, уменьшив свободное сечение в трубопроводе *b* для прохода пара.

При проходе через уменьшенное сечение в трубопроводе пар будет подвергаться мятю, вследствие чего его давление будет падать и машина начнет развивать меньшую работу, пока снова не восстановится нарушенное равновесие

между работой, производимой паром, и полезным сопротивлением. Так же точно, при увеличении полезного сопротивления или нагрузки на машину, последняя начинает несколько медленнее вращаться, вследствие чего шары N регулятора опускаются, а с ними вместе и муфта D , что вызывает поднятие тяги s и открытие дроссельной заслонки P большего сечения в паропроводной трубе. При открытии же большего сечения для прохода пара мятие



Фиг. 274.

его получается меньше, вследствие чего начальное давление при впуске в машину получается более высоким и работа машины повышается, сравнявая с работой сопротивления.

Таким образом, регулятор при помощи изменения положения шаров устанавливает в паропроводе в различных положениях дроссельную заслонку, вследствие чего получается большее или меньшее мятие свежего пара, а следовательно и большая или меньшая величина работы, развиваемой машиной.

Рассмотренный выше регулятор относится к типу регуляторов прямого действия, которые, следовательно, непосредственно действуют на дроссельный клапан или на механизм парораспределения для изменения степени наполнения. Если же для регулирования требуется значительная переставляющая сила, то применяют так называемые регуляторы непрямого действия, которые действуют на прибор, регулирующий впуск пара, при помощи вспомогательного механизма — сервомотора. Такой тип регулятора подробно будет рассмотрен дальше — в отделе пятом этого курса.

Кроме описанного выше грузового центробежного регулятора с шарами, широким распространением пользуются пружинные регуляторы, из которых особенно известен регулятор Гартунга, представленный в двух разрезах на фиг. 274. В этом регуляторе на валик A , получающий вращение от главного вала машины, наглухо насажен чугунный футляр D с крышкой B , в котором находятся тяжелые маятниковые грузы N_1 и N_2 , опирающиеся в центре тяжести на болты a . Внутри этих грузов имеются цилиндрические расточки S , в которых помещаются спиральные пружины P , опирающиеся своими наружными концами на головки

m_1 и m_2 , насаженные на сквозной болт b . Болты a соединены шарнирно с верхними концами двухплечих рычагов, имеющих опоры в точках O . Наружные концы E этих рычагов (на правом рычаге конец E снят), при помощи боковых наружных тяг R , соединены с муфтой M , которая свободно насажена на валике A . Таким образом, маятниковые грузы N_1 и N_2 при помощи этих рычагов и тяг связаны шарнирно с муфтой M .

При увеличении скорости вращения главного вала машины, а следовательно и валика A , грузы регулятора расходятся в горизонтальном направлении и сжимают пружины P , поворачивая вместе с собой рычаги, которые поднимают муфту M вверх, а с нею и рычаг (не показанный на фигуре), соединенный с тягой, идущей к дроссельному клапану. Следовательно, в этом регуляторе центробежные силы грузов воспринимаются не системой рычагов, как в грузовых регуляторах, а пружинами, вследствие чего не получается больших давлений в шарнирах.

Для натяжения пружин головка m_1 имеет резьбу, в которую входит нарезанный конец болта b . Поворачивая головку m_1 , можно пружины P несколько поджать или отпустить.

Регуляторы, в которых каждому положению маятниковых грузов или шаров соответствует определенное число оборотов, называются устойчивыми или статическими. Если же регулятор находится в равновесии только при одном определенном числе оборотов вала, малейшее же изменение оборотов заставляет регулятор переходить в одно из крайних его положений, то такой регулятор называется астатическим.

Для паровых машин применяются статические регуляторы; для того же, чтобы предельные значения числа оборотов при обоих крайних положениях маятниковых грузов отличались незначительно, регулятор должен быть по возможности близким к астатичности. Регуляторы, удовлетворяющие этим требованиям, называются псевдоастатическими.

Если машина нормально имеет n об./мин. и верхнему положению регуляторной муфты соответствует число оборотов равное n_1 , а нижнему n_2 , то отношение разности ($n_1 - n_2$) к n называется теоретической степенью неравномерности регулятора δ_p , следовательно:

$$\delta_p = \frac{n_1 - n_2}{n}.$$

Обычно δ_p колеблется от 0,02 до 0,06 или от 2 до 6%. Если, например, δ_p равно 4%, а машина нормально имеет 100 оборотов в минуту, то получим: $n_1 = 102$ об./мин., а $n_2 = 98$ об./мин.

Действительная степень неравномерности регулятора однако больше теоретической. Действительно, чтобы регулятор, действующий на дроссельный клапан или на привод парораспределения, вывести из равновесия, необходимо к муфте его приложить определенное усилие, часть которого пойдет на преодоление трения в частях регулятора, остальная же часть — на перестановку дроссельного клапана. Это усилие может быть получено только тогда, когда число оборотов достигнет определенного значения и повысит центробежную силу грузов регулятора, до этого же повышения регулятор будет оставаться нечувствительным.

Если обозначить через dn величину повышения или понижения числа оборотов n регулятора, при котором центробежная сила его увеличивается

или уменьшастся на величину, необходимую для перестановки регулятора в новое положение равновесия его, то отношение

$$\epsilon = \frac{(n + dn) - (n - dn)}{n} = \frac{2dn}{n}$$

называется степенью нечувствительности регулятора. Но так как нечувствительность регулятора остается в силе и в крайних положениях муфты его, т. е. при n_1 и n_2 об./мин., то действительное число оборотов колеблется от $n_1 + dn$ до $n_2 - dn$.

Отсюда действительная или полная степень неравномерности регулятора будет равна:

$$\delta = \frac{(n_1 + dn) - (n_2 - dn)}{n} = \frac{n_1 - n_2}{n} + \frac{2dn}{n} = \delta_p + \epsilon.$$

Следовательно, полная степень неравномерности регулятора равна сумме теоретической степени неравномерности и степени нечувствительности его.

Степень нечувствительности регулятора ϵ можно представить в виде суммы:

$$\epsilon = \epsilon_m + \epsilon_p,$$

где ϵ_m — степень нечувствительности, обуславливаемая сопротивлением привода парораспределения, которая колеблется от 0,02 до 0,04, а ϵ_p — степень нечувствительности, обуславливаемая собственным трением регулятора, которая колеблется от 0,03 до 0,05.

При изменении нагрузки машины регулятор обычно не сразу устанавливается в новом положении равновесия, а только после нескольких колебаний его. Последние могут захватывать довольно продолжительный период времени, вследствие чего точность регулирования будет нарушена и машина будет работать беспокойно. Эти колебания получаются особенно значительными при малой степени неравномерности регулятора. Чтобы этого не было, наименьшую необходимую степень неравномерности принимают, исходя из следующей формулы Толле:

$$\delta_p = \sqrt[3]{\frac{s_p}{gt^3}}, \quad (252)$$

где s_p — приведенный ход муфты регулятора в сантиметрах, который может быть принят в грузовых регуляторах равным ходу муфты; t — время в секундах, в течение которого машина из состояния покоя достигает нормального числа оборотов при наибольшем наполнении, но без нагрузки, и g — ускорение силы тяжести.

Время t можно определить из формулы:

$$t = \frac{Mc^3}{75 \cdot N}, \quad (253)$$

где M — масса обода маховика, c — окружная скорость его в метрах в секунду и N — наибольшая мощность машины в ЛС.

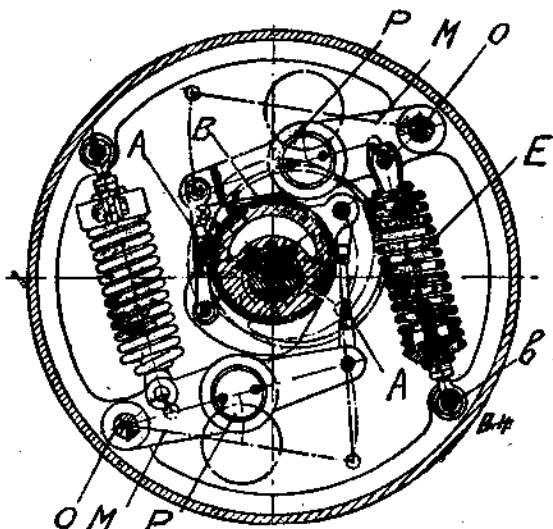
Если степень нечувствительности регулятора меньше степени неравномерности маховика, т. е. если $\epsilon < \delta$, то регулятор во время работы „прыгает“, что обуславливается восприятием колебаний окружной скорости вала

машины в течение одного оборота регулятора. Для избежания этого прыгания необходимо, чтобы было $\varepsilon \geq \delta$. Впрочем, иногда умышленно допускают некоторое прыгание регулятора, чтобы уменьшить собственное трение его.

Для уменьшения прыгания регулятора часто снабжают его масляным тормозом или катарактом, который состоит из небольшого цилиндра, заполненного маслом, и такого же поршня, связанного с муфтой регулятора. Перемещение поршня в цилиндре тормозится маслом, перетекающим из одной полости его в другую, что и удерживает муфту регулятора от прыгания. Однако, при катарактах степень нечувствительности регулятора повышается, почему в этом случае необходимо брать регуляторы более тяжелые.

Кроме центробежных грузовых и пружинных регуляторов применяются плоские или осевые регуляторы, которые обычно насаживаются на распределительный вал машины и действуют непосредственно на эксцентрики впускных клапанов или золотниковых тяг, изменяя эксцентриситет их и угол опережения.

На фиг. 275 представлен в разрезе по корпусу осевой регулятор Дэрфеля, где грузы *P* насажены на рычаги *M*, имеющие неподвижные оси вращения *O*. При своем расхождении под действием центробежной силы рычаги отклоняются в положение, по-



Фиг. 275.

казанное пунктиром, поворачивая при этом при помощи тяг *A* комут *B* эксцентрика, насаженного на распределительном валу, вследствие чего изменяется угол опережения, а следовательно и степень наполнения цилиндра машины.

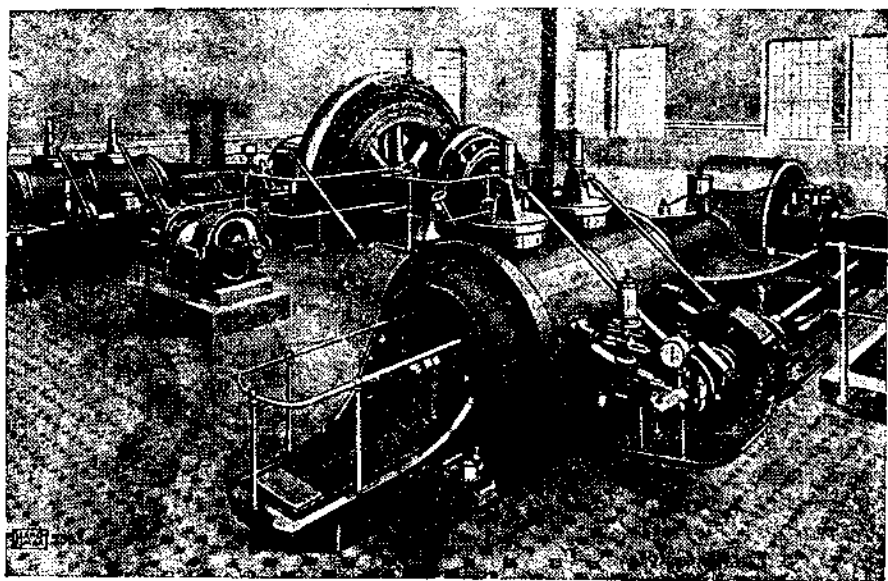
Для уравнивания центробежной силы вращения грузов *P* имеются пружины *E*, соединенные одним концом с рычагами *M*, а другим — с неподвижными осями *b* корпуса регулятора, причем эти соединения выполнены так, что они допускают возможность регулирования натяжения пружин.

В некоторых конструкциях плоских или осевых регуляторов, кроме угла опережения эксцентриков, подвергается изменению и величина эксцентриситета их, для чего в эксцентриках делаются прорезы, которые допускают смещение эксцентриков на валу. Таков, например, осевой регулятор системы Лентца (фиг. 259 и 260).

На фиг. 276 представлен снимок двух одноцилиндровых паровых машин мощностью по 850 ЛС, в которых регулирование достигается осевыми регуляторами Лентца, действующими непосредственно на эксцентрики впускных клапанов.

§ 108. Конденсация паровых машин и конденсаторы. Выше было указано, что для уменьшения расхода пара в паровых машинах на ЛС-ч.

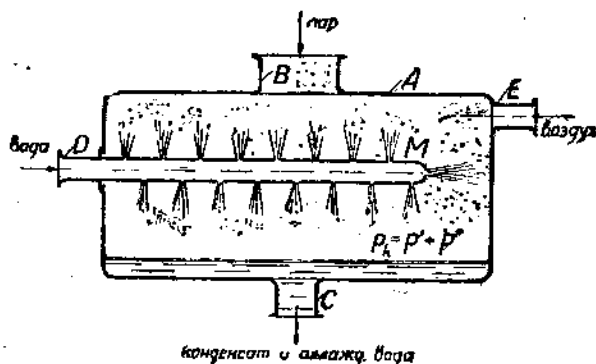
необходимо выпуск отработавшего пара производить при возможно низком давлении, так как чем ниже давление выпуска, тем меньше теплосодержание



Фиг. 276.

выпускаемого пара, а следовательно тем большее количество теплоты пара преобразовывается в работу.

Чтобы достигнуть возможно низкого давления при выпуске, отработавший пар выпускают из цилиндра машины не в атмосферу, а в особый прибор, называемый конденсатором, где поддерживается давление ниже атмосферного, обычно около 0,2 — 0,4 атм. абс.



Фиг. 277.

фиг. 277. Отработавший пар, смешиваясь с распыленными частицами охлаждающей воды, охлаждается и превращается в воду, в конденсаторе же получается разрежение определенного давления p_k , которое по закону Дальтона (§ 18) складывается из давления отработавшего пара p' и давления в конден-

саторе воздуха p'' , т. е. давление разрежения равно: $p_k = p' + p''$. Воздух падает в конденсатор вместе с охлаждающей водой, а также через неплотности в соединениях конденсатора и во фланцах труб.

Следовательно, для того чтобы понизить давление в конденсаторе, надо понизить как давление p' , так и p'' . Понижение давления пара p' в конденсаторе достигается подачей в него большего или меньшего количества охлаждающей воды, понижение же давления воздуха p'' может быть достигнуто только путем удаления его из конденсатора по патрубку E при помощи воздушного насоса.

Кроме того, для непрерывной работы конденсатора необходимо из него по патрубку C отводить сконденсировавшийся в воду пар или конденсат, а также охлаждающую воду, что выполняется особым насосом. В некоторых устройствах насос, удаляющий конденсат и охлаждающую воду, одновременно откачивает и воздух. Такие насосы называются мокро-воздушными.

Таким образом, для осуществления конденсации отработавшего пара паровых машин необходимо иметь: 1) конденсатор, 2) насос, подающий в конденсатор холодную воду, 3) насос, откачивающий конденсат и охлаждающую воду, и 4) воздушный насос для удаления воздуха из конденсатора или, вместо последних двух, мокро-воздушный насос.

Разрежение в конденсаторе или вакуум его обычно определяется ртутным вакуумметром, который дает показания h в мм ртутного столба (Hg). Зная показания вакуумметра, можно определить как величину вакуума в процентах, так и давление его в кг/см^2 или в абс. атм., для чего необходимо только знать барометрическое давление b в мм Hg.

В САСШ и Англии вакуум определяется в дюймах ртутного столба, причем за нормальное барометрическое давление принимается 30 дюймов Hg.

Для определения величины вакуума v в %, можно воспользоваться следующей формулой:

$$v = \left(1 - \frac{b - h}{760}\right) 100, \quad (254)$$

а для определения давления в кг/см^2 — выражением:

$$p_k = \frac{760 - h}{735,5}. \quad (254')$$

Пример 83. Определить величину вакуума и давление в конденсаторе паровой машины, если показания барометра $b = 750$ мм Hg, а вакуумметра, соединенного с конденсатором, $h = 600$ мм Hg.

Подставляя значения b и h в формулу (254), получим:

$$v = \left(1 - \frac{750 - 600}{760}\right) \cdot 100 = 80,2\%.$$

Давление же будет равно:

$$p_k = \frac{760 - 600}{735,5} = 0,217 \text{ кг/см}^2.$$

В паровых машинах обычно применяются смешивающие конденсаторы, которые можно подразделить на разбрызгивающие или струйные и на эжекторные.

Разбрызгивающие конденсаторы наиболее просты по своему устройству и обычно состоят из чугунного или железного резервуара, в который одновременно впускается отработавший пар из машины и впрыскивается холод-

ная вода. Пар, переходя в воду, отводится затем из конденсатора в виде жидкого конденсата, попавший же в конденсатор воздух и часть несконденсировавшегося пара отводятся воздушным насосом. Схема такого конденсатора была представлена на фиг. 277, а установка всего конденсационного устройства — на фиг. 212.

В зависимости от направления протекания в конденсаторе пара и воды, различают разбрызгивающие конденсаторы с параллельным течением пара и воды и конденсаторы с противотоком, т. е. такие, в которых осуществляется встречное движение охлаждающей воды и отработавшего пара. В последних конденсаторах охлаждение пара производится более интенсивно, почему этот тип обычно и применяется.

На фиг. 278 представлена схема разбрызгивающего конденсатора с противотоком, где *B* — патрубок для подвода отработавшего пара, *D* — для подвода охлаждающей воды, *C* — для отвода конденсата и охлаждающей воды и *E* — для отсасывания воздуха.

Для определения количества охлаждающей воды, которое требуется подводить в смешивающий конденсатор для охлаждения 1 кг пара, допустим, что теплосодержание 1 кг отработавшего пара равно i_1 кал., охлаждающая вода при входе в конденсатор имеет температуру $t_1^{\circ}\text{Ц}$, а при выходе $t_2^{\circ}\text{Ц}$ и температура конденсата равна t_3 . Тогда 1 кг пара, сконденсировавшийся в воду, отдал охлаждающей воде $(i_1 - t_3)$ кал. тепла. Это количество

теплоты передается охлаждающей воде, которая нагревается от t_1 до температуры t_2 . Следовательно, каждый кг воды воспринимает $(t_2 - t_1)$ кал., откуда количество воды, необходимое для конденсации 1 кг пара, будет равно:

$$m = \frac{i_1 - t_3}{t_2 - t_1} \quad (255)$$

Отношение m называется кратностью охлаждения. Если, например, на 1 кг пара расходуется 30 кг воды, то кратность охлаждения равна 30.

Пример 84. Определить кратность охлаждения, если $i_1 = 560$ кал., начальная температура охлаждающей воды $t_1 = 15^{\circ}\text{Ц}$ и $t_2 = 35^{\circ}\text{Ц}$.

Подставляя в формулу (255), получим: $m = \frac{560 - 35}{35 - 15} \approx 26$.

В зависимости от начальной температуры охлаждающей воды и глубины вакуума расход воды в паровых машинах колеблется от 20 до 30 кг на 1 кг пара.

Если воздух удаляется из конденсатора специальным воздушным насосом, то для определения размера и мощности этого насоса необходимо знать парциальное давление воздуха. Это давление определяется следующим образом. Так как давление в конденсаторе

$$p_k = p' + p'',$$

то, зная температуру пара перед конденсатором, можно найти и парциальное давление пара p' , соответствующее этой температуре. Зная же p_k и p' , парциальное давление воздуха получим равным:

$$p'' = p_k - p'.$$

Пример 85. Определить давление воздуха в конденсаторе, если по вакуумметру давление в конденсаторе $p_k = 0,20$ атм. абс., а температура пара перед конденсатором $t_k = 48^\circ \text{Ц}$. Из табл. IV (в конце книги) находим, что температуре 48°Ц соответствует давление пара $0,114 \text{ кг/см}^2$. Следовательно давление воздуха равно:

$$p'' = 0,20 - 0,114 = 0,086 \text{ кг/см}^2.$$

В смешивающих конденсаторах, как указано было выше, отработавший пар и охлаждающая вода смешиваются между собою. Для определения температуры этой смеси можно воспользоваться следующим правилом Рихмана. Если G_1 кг одного тела, теплоемкость которого c_1 , а температура t_1 , смешивается с G_2 кг другого тела, теплоемкость которого c_2 , а температура t_2 , то температура этой смеси $(G_1 + G_2)$ кг равна:

$$t_m = \frac{c_1 t_1 G_1 + c_2 t_2 G_2}{c_1 G_1 + c_2 G_2}. \quad (256)$$

Для случая смеси конденсирующегося пара (G_1 кг и $t_1^\circ \text{Ц}$) с охлаждающей водой (G_2 кг и $t_2^\circ \text{Ц}$), формула (256) примет следующий вид:

$$t_m = \frac{(608 + 0,311 t_1) G_1 + t_2 G_2}{G_1 + G_2}, \quad (256')$$

где $(608 + 0,311 t_1)$ — полная теплота парообразования насыщенного пара [формула (105)].

Пример 86. В смешивающем конденсаторе паровой машины на $G_1 = 1000$ кг отработавшего пара при $t_1 = 75^\circ \text{Ц}$ подводится, $G_2 = 25\,000$ кг охлаждающей воды при $t_2 = 15^\circ \text{Ц}$. Определить температуру смеси конденсата и охлаждающей воды. Подставляя цифровые значения в формулу (256'), получим:

$$t_m = \frac{(608 + 0,311 \cdot 75) \cdot 1000 + 15 \cdot 25000}{1000 + 25000} \approx 40^\circ \text{Ц}.$$

Чтобы ознакомиться с устройством конденсационных установок паровых машин, на фиг. 279 представлено в вертикальном разрезе полное конденсационное устройство вместе с подогревателем питательной воды, применяемое в полулокомотивах.

В этом устройстве отработавший пар из цилиндра низкого давления по паропроводной трубе A отводится сначала в трубчатый вертикальный водоподогреватель P , непосредственно примыкающий к котлу полулокомотива, где пар, соприкасаясь с трубками n , по которым пропускается питательная вода, подогревает ее и подходит к основанию подогревателя, согласно указанию стрелок. В нижней части подогревателя имеется два патрубка B и D , из них левый снабжен возвратным клапаном K и соединен с выхлопной трубой E , а правый снабжен задвижкой F , за которой следует смешивающая камера H конденсатора и отводящая труба T , идущая к мокро-воздушному насосу N .

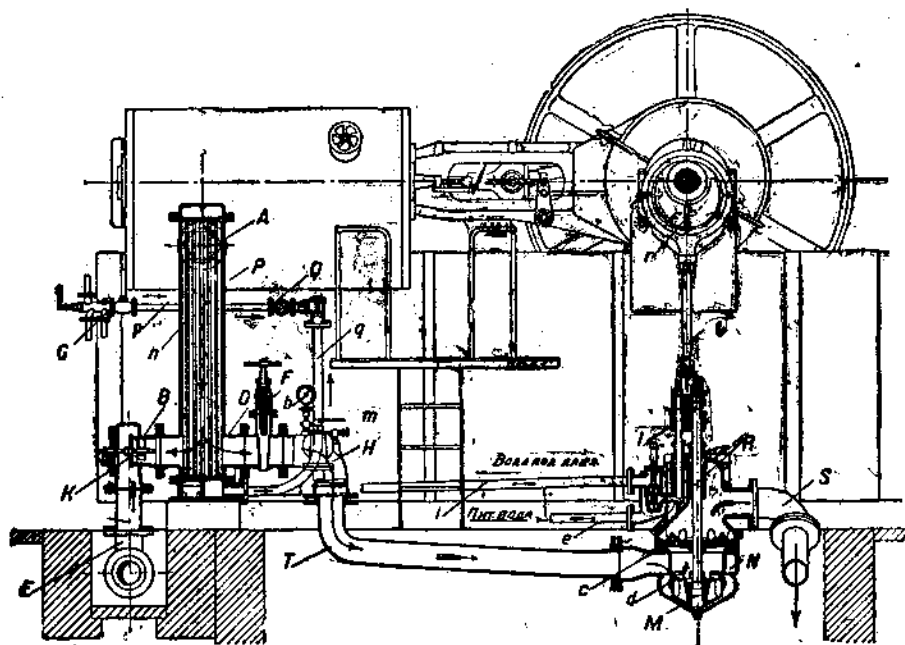
Если полулокомотив работает без конденсации, то задвижка F в патрубке D остается закрытой и отработавший пар, пройдя подогреватель, по патрубку B через клапан K отводится по трубе E в атмосферу. Если же полулокомотив работает с конденсацией, то задвижка F открывается, а возвратный клапан K автоматически закрывается, и отработавший пар поступает

в камеру H конденсатора, куда впрыскивается охлаждающая вода, подводимая по трубке m .

Количество подаваемой воды для охлаждения в камеру H регулируется от руки, величина же разрежения отсчитывается по вакуумметру b .

Из конденсатора смесь конденсата, охлаждающей воды и воздуха по трубе T отсасывается мокро-воздушным насосом N и выталкивается по патрубку S наружу.

Отличительная особенность мокро-воздушного насоса рассматриваемого конденсационного устройства заключается в том, что он не имеет всасывающих клапанов; вместо них в стенке цилиндра насоса имеются, как это



Фиг. 279.

видно из разреза, прорезы или окна d , а для нагнетания служат напорные клапаны c значительных размеров, вследствие чего получается плавная и спокойная работа насоса.

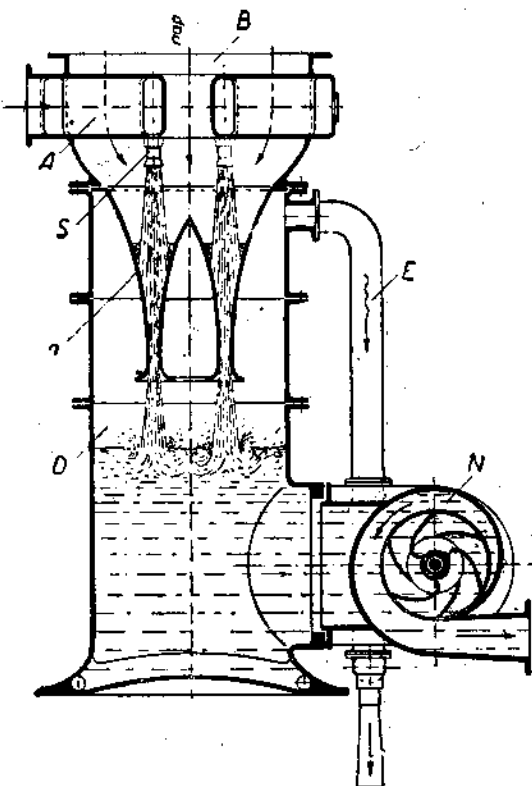
Поршень насоса M соединен со штоком R , который в свою очередь соединен с тягой t приводного эксцентрика r , насаженного на коленчатый вал полулокомобиля, от которого он и получает свое движение.

Вместе со штоком R соединена скалка I питательного насоса, которая при работе засасывает питательную воду по трубке e и нагнетает ее по трубке i в подогреватель P . Здесь вода, пройдя по трубкам n несколько раз вверх и вниз, в нагретом уже состоянии отводится по напорной трубке q к питательной головке Q с возвратным и запорным клапаном, для подачи ее в котел. С этой же головкой соединена питательная трубка p , идущая от инжектора G на случай порчи или остановки питательного насоса.

Эжекторные конденсаторы получили распространение главным образом в быстроходных паровых машинах, как весьма простые и надежные

устройства. В этих конденсаторах для смешивания отработавшего пара с водой использована кинетическая энергия воды, подводимой с напором в 4—6 м.

На фиг. 280 представлен вертикальный разрез эжекторного конденсатора системы Вестингауз-Леблана. В этом конденсаторе подаваемая под напором по патрубку *A* охлаждающая вода разделяется небольшими соплами *S* на тонкие струи, которые захватывают отработавший пар и воздух из камеры *B* и вместе с ними попадают в большое кольцевое сопло *a*, расположенное посредине конденсатора. Из этого сопла смесь охлаждающей воды, конденсата и сгущенного воздуха вытекает с значительной скоростью в нижнюю камеру *D* конденсатора, откуда охлаждающая вода и конденсат отсасываются центробежным насосом *N*, а несконденсировавшийся пар и воздух отводятся воздушным насосом, причем отсасывание их, как это видно из разреза, производится из наиболее высокого места конденсатора по трубе *E*. Оба насоса, обслуживающие конденсатор, насажены на общий вал и приводятся в действие от электромотора.



Фиг. 280.

Кроме описанного выше эжекторного конденсатора имеются и другие системы их, но все они по принципу действия работают совершенно одинаково, differing только по конструктивному устройству.

Практика применения эжекторных конденсаторов показала, что все они весьма просты по устройству, надежны в работе и не требуют особенного ухода.

На фиг. 281 представлены кривые изменения возможного разрежения в процентах барометрического давления для многоструйных эжекторных конденсаторов в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды и кратности охлаждения (m). Из приведенного графика видно, что при $t_1 = 15^\circ \text{C}$ кратности охлаждения $m = 30$ соответствует вакуум 91,5% (точка *a*), при $m = 40$ вакуум 94% (точка *b*) и при $m = 60$ вакуум 95,8% (точка *c*). При температуре же $t_1 = 25^\circ \text{C}$ вакуум 88% (точка *d*) достигим только при $m = 40$, а вакуум около 91% (точка *e*) при $m = 60$.

Кривые графика фиг. 281 построены без учета влияния на вакуум воздуха, попадающего в конденсатор, который несколько понижает (ухудшает) величину вакуума, определяемую этими кривыми для заданной температуры охлаждающей воды.

Для подачи воды в эжекторные конденсаторы пользуются естественным напором ее. Если же такового не имеется, то для получения необходимого напора пользуются насосом любого типа, хотя наиболее подходящими для этой цели являются центробежные насосы, которые дают более устойчивый напор.

При установке поршневого насоса или когда насос приводится в действие от машины, необходимо на определенной высоте устанавливать промежуточный бак. При таком устройстве изменение нагрузки машины не будет оказывать влияния на величину вакуума, а следовательно, и на работу всего устройства.

Если вес охлаждающей воды, откачиваемой насосом из конденсатора, равен G кг/сек., а вес конденсируемого пара равен D кг/сек., то общий вес воды, удаляемый насосом, будет равен $(G + D)$ кг/сек. При суммарном напоре насоса, равном H м, и коэффициенте полезного действия насоса η_n , необходимая мощность в ЛС на валу насоса будет равна:

$$N = \frac{(G + D) \cdot H}{75 \cdot \eta_n} \quad (257)$$

Для центробежных насосов η_n можно принять в пределах 0,4 — 0,6.

Что касается напора H , то

$$H = 13,6 (b + p_k) - h_1 + h_2 + h_c,$$

где b — барометрическое давление в мм Hg, p_k — абс. давление в конденсаторе в мм Hg, h_1 — высота уровня воды в конденсаторе над осью насоса, h_2 — статический напор в напорной линии насоса и h_c — сопротивление в трубопроводах, клапанах и проч. в м вод. ст. При обслуживании насоса электромотором

мощность последнего должна быть взята на 10—15% больше мощности, подсчитанной по формуле (257).

В смешивающих конденсаторах, как в струйных, так и в эжекторных, отдача теплоты отработавшим паром происходит при непосредственном соприкосновении его с охлаждающей водой. Следовательно в этих конденсаторах конденсат смешивается с охлаждающей водой, загрязняя ее маслом, унесенным из цилиндров машины. Вследствие этого непосредственно водой из смешивающих конденсаторов не следует пользоваться для питания котлов; если же это допускается, то только при условии тщательной очистки воды от масла.

§ 108. Классификация паровых машин. В современной промышленности применяются паровые машины самых разнообразных типов и систем, причем в зависимости от назначения их, расположения и числа цилиндров, устройства парораспределения, принципа действия пара, устройства цилиндров и проч., они носят различные названия, которые прочно установились в практике.

По своему назначению паровые машины делятся на: 1) машины постоянные или стационарные, устанавливаемые на фундаментах и

служащие для непосредственного приведения в действие станков и машин фабрик и заводов, а также для получения электрической энергии на небольших станциях; 2) машины полупостоянные, допускающие перемещение их с места на место, хотя они и не имеют постоянных приспособлений для перемещения, например, полулокомобили; 3) машины перевозные — локомобили, паровые краны и проч., допускающие свободную перевозку их к месту работы, и 4) машины паровозные и пароходные.

В зависимости от расположения цилиндров, машины делятся на горизонтальные, вертикальные и наклонные.

По состоянию цилиндров во время работы, машины можно подразделить на машины с неподвижными цилиндрами и машины с качающимися цилиндрами. Последний тип машин применялся в небольших колесных пароходах.

В зависимости от числа цилиндров, работающих на общий вал, машины делятся на одноцилиндровые и многоцилиндровые; к последнему типу относятся машины двухцилиндровые и трехцилиндровые.

По способу сопряжения рабочих цилиндров, различают машины простые, сдвоенные и строенные. Если в каждый цилиндр многоцилиндровой машины подводится свежий пар и она состоит из комплекта совершенно одинаково работающих цилиндров, то такие машины называются машинами простого расширения. Если же в многоцилиндровой машине свежий пар подводится только в цилиндр высокого давления, а затем, получив частичное расширение в нем, он проводится по остальным цилиндрам, постепенно получая в них расширение до конца, то такие машины называются машинами многократного расширения, причем если рабочий процесс совершается в двух цилиндрах, то такая машина называется машиной двухкратного расширения, если в трех цилиндрах — машиной трехкратного расширения и т. д.

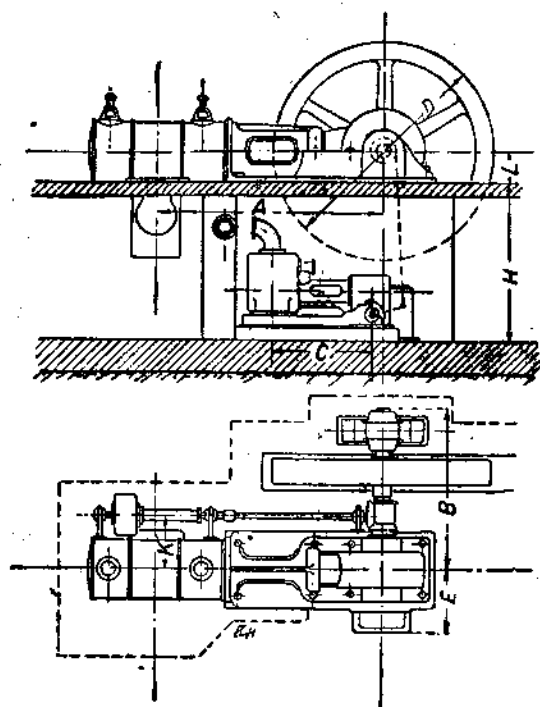
Горизонтальные машины двухкратного расширения строятся с цилиндрами, расположенными рядом или один за другим. При расположении цилиндров рядом, если кривошипы их заклинены один к другому под углом в 90° , тип машины называется компаунд; при расположении же цилиндров один за другим тип машин называется тандем.

В зависимости от парораспределения, машины делятся на машины с золотниковым, клапанным и крановым парораспределением. Одна и та же машина многократного расширения может иметь в различных цилиндрах различные типы парораспределения; такие машины называются машинами со смешанным парораспределением.

В зависимости от давления пара при выпуске различают: 1) машины, работающие на выхлоп, в которых отработавший пар выпускается в атмосферу; 2) машины с конденсацией, в которых отработавший пар отводится в конденсатор, где при помощи впрыскивания холодной воды поддерживается давление ниже атмосферного, и 3) машины с противодавлением, в которых отработавший пар выпускается из машины с давлением выше атмосферного, с целью дальнейшего использования его для производства. Противодавление, в зависимости от требования, может колебаться от 1,5 до 4 атм. абс. и выше.

Если же в машинах многократного расширения часть пара, по выходе из цилиндра высокого давления, отбирается для производства, а остальное количество его работает в следующих цилиндрах, то такие машины называются машинами с промежуточным отбором пара. Отбор или

ответвление пара может производиться и из цилиндров среднего и низкого давления. В зависимости от числа оборотов главного вала, различают машины



Фиг. 282.

Чтобы составить себе представление о размерах прямооточных машин и требуемой для них площади машинного зала, в табл. 71 даны главные размеры четырех одноцилиндровых машин с конденсацией этого типа различной мощности, работающих паром начального давления 12 атм. Буквенные значения таблицы соответствуют фиг. 282, на которой представлена схема машины этого типа.

Из машин двухкратного расширения наиболее распространенным является горизонтальный тип тандем с цилиндрами, расположенными один за другим. В этих машинах обычно применяется клапанное парораспределение, но встречаются машины и с крановым парораспределением.

На фиг. 283 предста-

тихоходные, делающие до 100—150 об./мин., и машины быстроходные, делающие до 250—350 об./мин., в которых средняя скорость поршня более 4 м/сек.

Наконец, машины, позволяющие изменять направление вращения главного вала, т. е. дающие обратный ход, называются реверсивными машинами.

Существует еще целый ряд признаков, позволяющих произвести дальнейшее подразделение машин на группы, но мы ограничимся только указанными выше.

§ 110. Типы современных паровых машин. Из современных паровых машин широким распространением пользуются одноцилиндровые машины с клапаным парораспределением, представленные на фиг. 212 и 276, а также одноцилиндровые прямооточные машины.

Таблица 71.

	Мощность в ЛС			
	300	420	750	1000
Диаметр цилиндра в мм	525	600	750	850
Ход поршня в мм . . .	650	725	900	1000
Число обор. в мин. . . .	155	150	130	125
Диаметр маховика в мм	3500	3700	4300	4600
Вес маховика в т . . .	8,5	9,5	17	22
Вес машины без маховика	24	29	49	65
Размеры в мм: А	3750	4150	5100	5700
В	2800	3050	3900	4500
Е	1050	1160	1400	1500
Н	2500	2800	3300	3500
Л	500	550	650	700
К	880	970	1200	1350
С	1550	1700	1900	1900

влена в двух видах схема паровой машины с конденсацией типа тандем, работающей паром начального давления 12 атм.

В табл. 72 приведены цифровые значения главных размеров этой машины для трех мощностей, согласно буквенным обозначениям, нанесенным на схеме.

В последнее время из паровых машин двухкратного расширения особенно широко стал

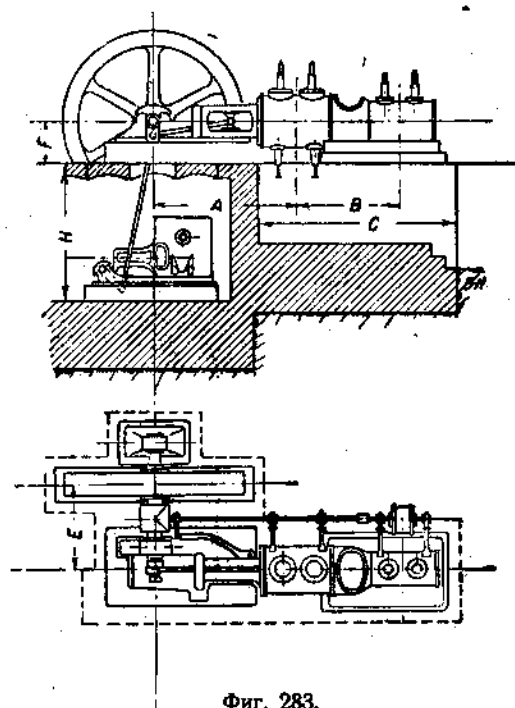
ТАБЛИЦА 72.

	Мощность в ЛС		
	500	900	1100
Диаметры цилиндров в мм	500/800	600/1000	650/1100
Ход поршней в мм	800	1000	1100
Число обор. в мин.	135	120	110
Диаметр маховика в мм	4000	4600	5000
Вес маховика в т	12	22	28
Вес машины без маховика в т	32	60	75
Размеры в мм: А	4280	5000	5900
В	2500	2750	3000
С	5200	5700	6200
Н	3000	3000	3000
Е	1800	2200	2300
Р	750	800	800

распространяться так называемый укороченный тандем. В этом типе машин нет среднего поддерживающего крейцкопфа, а также нет и средней части рамы, связывающей передний и задний цилиндры в одно целое; цилиндры же так сближены, что

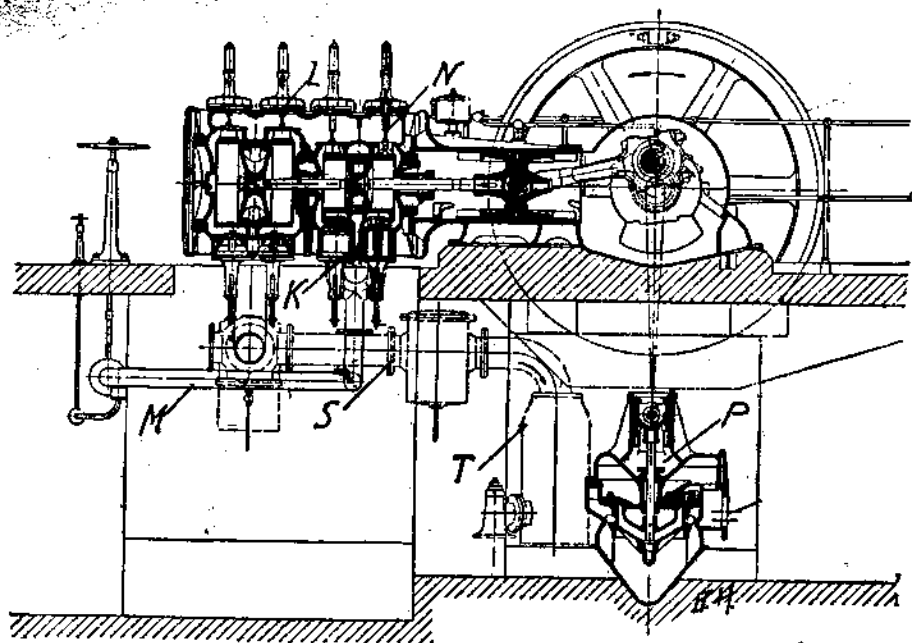
они имеют общую крышку с сальником, через который проходит сквозной шток. При таком устройстве цилиндров получилась очень компактная и легкая машина, напоминающая по виду одноцилиндровую машину.

На фиг. 284 представлен вертикальный разрез машины типа укороченный тандем. Здесь цилиндр высокого давления и цилиндр низкого давления, представляющие целую отливку, разделены средней крышкой, общей для обоих цилиндров. Машина имеет клапанное парораспределение и работает следующим образом. Свежий пар по паропроводу *М* подводится к впускным клапанам *К*, расположенным здесь снизу цилиндра высокого давления. После частичного расширения в этом цилиндре, пар через выпускные клапаны *Н*, расположенные сверху, отводится в широкую внешнюю полость цилиндра, играющую роль ресивера, и затем подводится через



Фиг. 283.

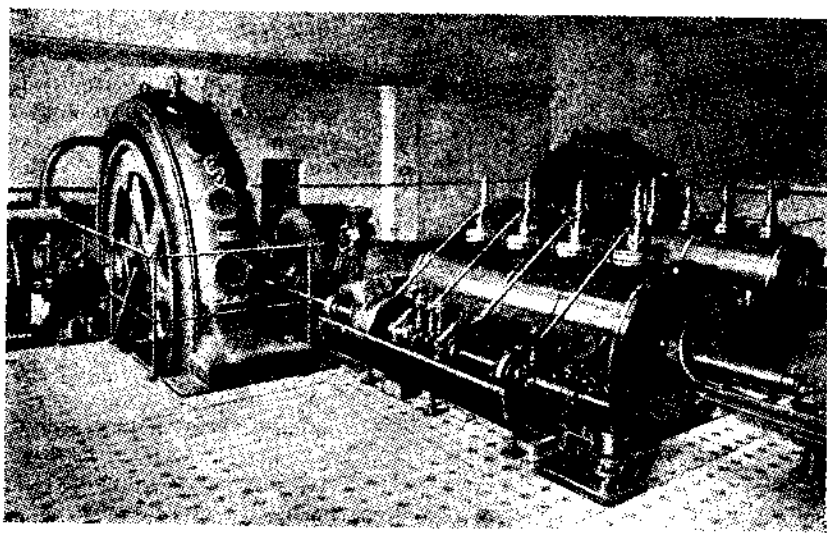
впускные клапаны *Л* в цилиндр низкого давления. Получив окончательное расширение, отработавший пар отводится затем по отводной трубе *С* в



Фиг. 284.

конденсатор T , обслуживаемый мокро-паровым насосом P , показанным в разрезе.

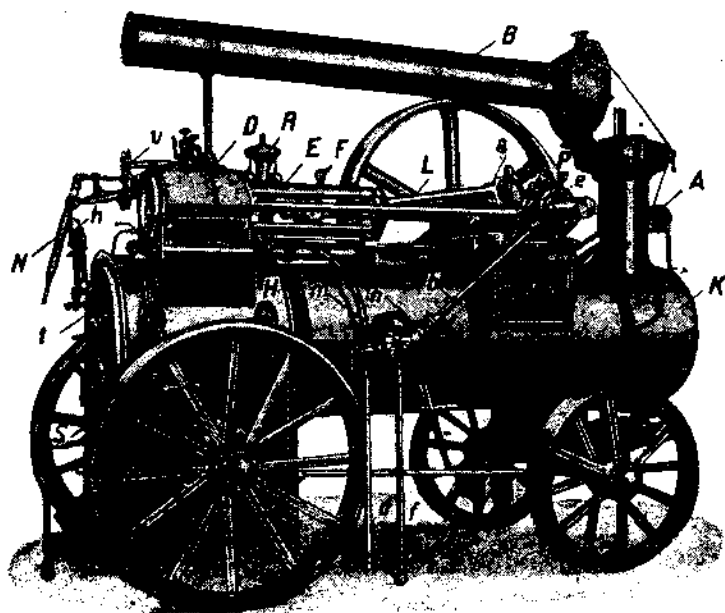
На фиг. 285 представлен снимок двух машин этого типа по 600 ЛС, работающих на электрические генераторы. Как видно из фиг. 284 и 285,



Фиг. 285.

машины типа укороченный тандем получают очень компактными как по своему устройству, так и по расположению в машинном помещении.

§ 111. Локомотивы. На ряду со стационарными машинами различных типов и систем, широким распространением пользуются также локомотивы и полулокомотивы, представляющие собою полный агрегат паросиловой установки.



Фиг. 286.

Локомотивы, как подвижные, так и неподвижные, строятся самых разнообразных типов, с различным числом цилиндров для мощностей от 10 до 1000 ЛС.

На фиг. 286 представлен общий вид простейшего одноцилиндрового перевозного локомотива, работающего без перегрева пара и без конденсации, фирмы Генрих Ланц, по образцу которой такие же локомотивы строят у нас Людиноцкий завод.

Как видно из снимка, локомотив состоит из котла паровозного типа, установленного для перевозки на колесах.

Котел слева (на фиг. 286) имеет удлиненную книзу коробчатую внутреннюю топку, справа же дымовую коробку К, сверху которой установлен патрубок А, служащий для поддержания железной дымовой трубы В, показанной в горизонтальном положении, при котором производят перевозку локомотива. Сверху топки локомотива установлен цилиндр D паровой машины, к которому непосредственно примыкают направляющие E для крейцкопфа F, соединенного с одной стороны с поршневым штоком, а с другой стороны, при помощи крейцкопфного пальца, с внутренней головкой шатуна L; внешняя головка а шатуна L надета на цапфу коленчатого вала,

лежащего в коренных подшипниках P , опирающихся на жесткое чугунное основание.

Для регулирования хода машины имеется центробежный регулятор R , который соединен с дроссельным клапаном паровой коробки для большего или меньшего мяття свежего пара, в зависимости от нагрузки локомотива.

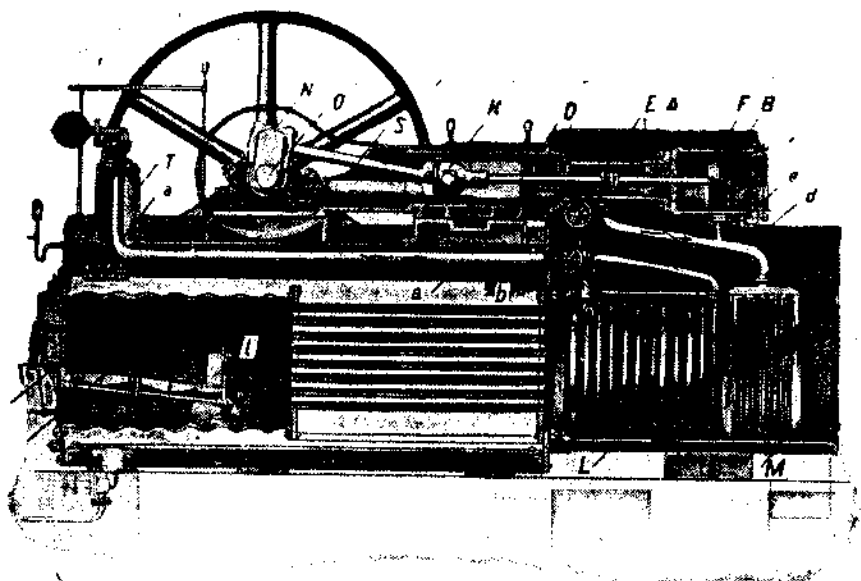
Для питания котла водой имеется поршневой насос n , приводимый в действие при помощи тяги b от эксцентрика e , насаженного на коленчатом валу. Кроме этого насоса, имеется еще инжектор S , который также может питать котел водой, являясь следовательно запасным питательным прибором. Для подогрева питательной воды отработавшим паром имеется трубка m , примыкающая к паротводной трубе H . Трубка m соединена с трубкой d , входящей нижним своим концом в резервуар питательной воды (не показанный на снимке), куда входит также и грибок всасывающей трубки f насоса.

Локомотив снабжен всеми необходимыми частями для приведения в действие коромыслового золотника, управляющего впуском и выпуском пара в цилиндре, а также необходимыми контрольными приборами, как-то: манометром h , водомерным стеклом t , пружинными предохранительными клапанами, рукояткой N для пуска локомотива в ход и для остановки его, набором масленок и проч. На снимке локомотив представляет собою полную установку со всеми необходимыми для работы приборами и приспособлениями. Этот тип локомотивов обычно выполняется для небольших мощностей от 10 до 40 ЛС.

Чтобы ознакомиться с устройством полулокомотивов большей мощности, на фиг. 287 представлен вертикальный разрез полулокомотива завода Вольф с машиной двухкратного расширения типа тандем, в котором применен двойной перегрев пара. В этом полулокомотиве, как и в описанном выше, машина расположена сверху котла и состоит из цилиндра A высокого давления и цилиндра B низкого давления, поршни которых E и F насажены на общий шток D , связанный при помощи крейцкопфа K и шатуна S с коленом N вала O . Котел в передней части состоит из цилиндрической волнистой жаровой трубы, служащей здесь топкой, системы дымогарных трубок и двух перегревателей L и M , расположенных в дымовой коробке котла.

Работа пара и перегрев его производится следующим образом: сначала насыщенный пар из сухопарника T по трубе a , проложенной в паровом пространстве котла, подводится к перегревателю L , состоящему из спирально изогнутых труб, где пар получает начальный перегрев до $350 - 400^\circ \text{C}$. По выходе из перегревателя перегретый пар по трубе b подводится к золотнику цилиндра высокого давления для работы в последнем. Получив здесь частичное расширение, отработавший пар по трубе d отводится во второй промежуточный перегреватель M , состоящий также из спирально изогнутых тонких труб, где подвергается снова перегреву. По выходе из этого перегревателя, пар по трубе e подводится к цилиндру низкого давления, где и совершает работу, расширяясь до конечного давления, после чего он выбрасывается в конденсатор.

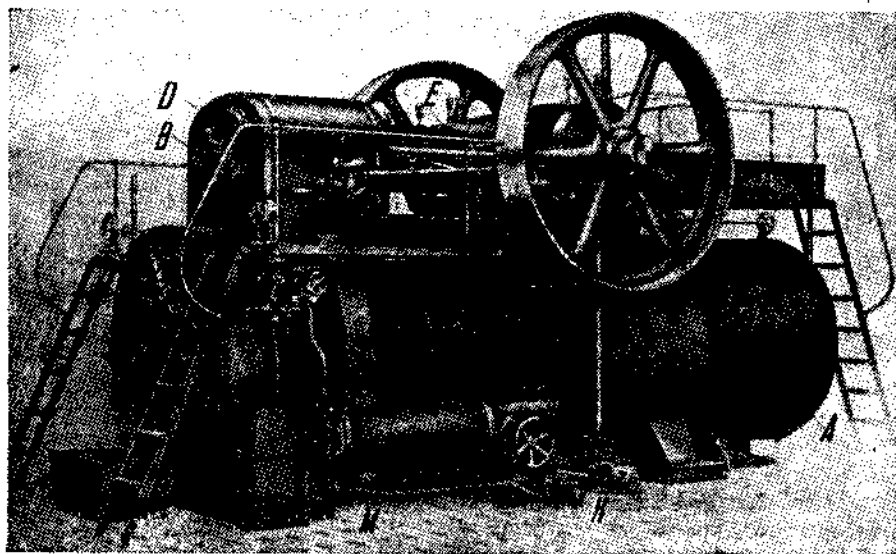
Таким образом, описываемый тип полулокомотива работает с двойным перегревом и двухкратным расширением пара, благодаря чему в нем достигается почти предельный по величине для паровых установок экономический коэффициент полезного действия.



Фиг. 287.

На фиг. 288 представлен в общем виде полулокомотив мощностью 400 ЛС завода Ланц. Такие же полулокомотивы выполняет Людиновский завод для мощностей от 50 до 220 ЛС.

Как видно из снимка, представленный полулокомотив имеет цилиндрического типа котел, в дымовой коробке А которого установлен трубчатый



Фиг. 288.

перегреватель для перегрева пара. Сверху котла на прикрепанных к нему опорных лапах установлена двухцилиндровая паровая машина, состоящая из цилиндра высокого давления *В* и цилиндра низкого давления *Д*. Непосредственно к цилиндрам, представляющим обычно цельную отливку, примыкают параллели *Е* для направления движения кривокопфов. Последние при помощи шатунов связаны с коленами главного вала, который лежит в коренных подшипниках, опирающихся на цельную жесткую раму.

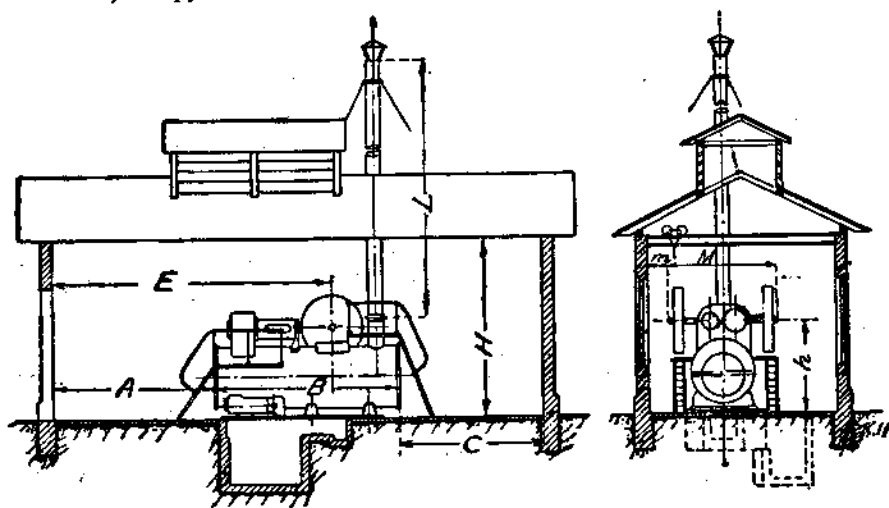
Таким образом, в этом полулокоmobile движущая часть представляет двухцилиндровую машину двукратного расширения.

ТАБЛИЦА 73.

Мощность в ЛС		Главные размеры в мм			Вес в кг
Норм.	Наиб.	Длина	Ширина	Высота	
105	130	5400	2895	3355	18750
130	150	5800	3080	3515	22150
155	190	6200	3290	3575	27000
200	245	6600	3655	3810	34250
250	310	7100	3970	4255	39150
280	345	7560	4355	4285	50500
315	385	7720	4520	4430	58200
360	440	7940	4720	4685	67000
400	490	8010	4850	4845	72450

Полулокоmobile снабжен впрыскивающим конденсатором *К*, приводимым в действие от эксцентрика, насаженного на коленчатый вал, при помощи тяги *Н*. Кроме того, для использования теплоты отработавшего пара имеется трубчатый подогреватель *М*, в котором производится подогрев питательной воды перед поступлением ее в котел. Таким образом, в полулокоmobile этого типа применены все современные достижения стационарных паросиловых установок, благодаря чему он работает с очень хорошим экономическим коэффициентом полезного действия, не уступая в этом лучшим установкам, оборудованным отдельно установленными котлами и машинами.

нарных паросиловых установок, благодаря чему он работает с очень хорошим экономическим коэффициентом полезного действия, не уступая в этом лучшим установкам, оборудованным отдельно установленными котлами и машинами.



Фиг. 289.

В табл. 73 приведены главные размеры полулокоmobileй этого типа для некоторых мощностей.

Людиновский завод выпускает этот тип полулокоmobileй под маркой ЛМ для следующих мощностей: марка ЛМ-III для 63-78 ЛС; ЛМ-IV для 80-98 ЛС;

ЛМ-V для 100-120 ЛС; ЛМ-VI для 120-140 ЛС; ЛМ-VII для 145-170 ЛС; ЛМ-VIII для 195-225 ЛС и ЛМ-X для 300-330 ЛС, где первая цифра означает нормальную мощность полулокомобиля, а вторая — наибольшую продолжительную мощность его.

Одним из крупных достоинств локомотивов и полулокомотивов является то, что для установки их требуется небольшое помещение, которое может быть построено быстро и недорого.

Чтобы судить о главных размерах полулокомотивов, предназначенных для постоянной работы, а также о размерах требуемого помещения, в табл. 74 даны значения их для двухцилиндровых полулокомотивов различной мощности, работающих перегретым паром давления 12 атм. и с конденсацией. Цифровые данные таблицы относятся к типу полулокомобиля и зданию, показанным на схеме фиг. 289.

Таблица 74.

	Мощность ЛС			
	60	100	150	200
Диаметры цилиндров в мм	160/290	215/380	250/450	270/490
Ход поршней в мм	350	400	440	490
Число оборотов в мин.	220	200	190	190
Диаметр маховика в мм	1 700	2 000	2 200	2 200
Вес локомобиля в т.	13,3	20	24,2	33,2
Размеры в мм: А	3 790	4 360	4 590	5 065
В	5 000	5 485	6 530	7 050
С	3 600	4 200	4 200	4 300
Е	6 460	7 380	7 950	8 600
Н	4 200	4 500	4 500	4 500
М	2 215	2 645	2 785	3 100
т	800	800	800	800
h	1 980	2 270	2 350	2 610
L	27000	31000	34000	36000

§ 112. Действительный расход пара и экономический коэффициент полезного действия паросиловых установок. Расход пара в паровых машинах в значительной степени зависит от того состояния, в котором машина находится. Очень часто хорошие машины новых выпусков работают с большим расходом пара на 1 ЛС.-ч. и, наоборот, машины старых выпусков, следовательно менее совершенные в конструктивном отношении, работают с хорошим экономическим коэффициентом полезного действия.

Однако, при одинаковом уходе и прочих равных условиях работы, машины с конденсацией расходуют всегда меньше пара, чем машины без конденсации. Точно так же, машины двухкратного расширения обычно дают расход пара меньше, чем машины одноцилиндровые.

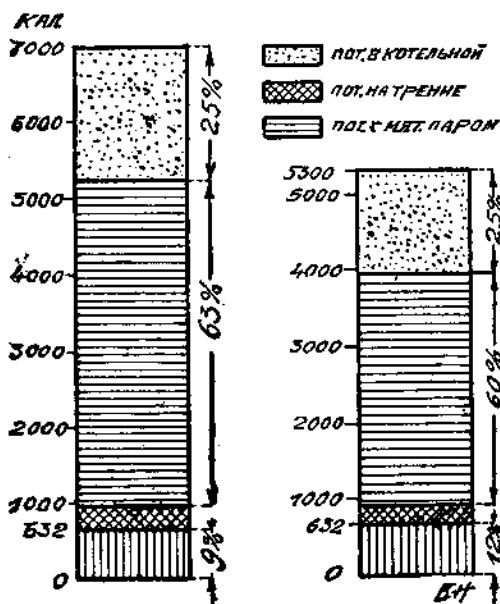
Большое влияние на расход пара оказывают также начальное давление пара и высота перегрева его, а именно: чем выше начальное давление и перегрев пара, тем машина работает более экономично.

При работе насыщенным паром начального давления 10—12 атм., средний расход пара в машинах можно принять равным:

в одноцилиндровых без конденсации . .	10,0 — 12,0	кг/д.	ЛС.-ч.
в одноцилиндровых с конденсацией . .	6,5 — 7,5	"	"
в машинах двукратного расш. с конденс.	5,0 — 6,0	"	"
в локомотивах с двойным перегр. и конд.	4,5 — 5,5	"	"

Величина нагрузки машины оказывает также значительное влияние на расход пара, а именно: при недогрузке и перегрузке расход пара всегда больше, чем при нормальной нагрузке.

Для паросиловых установок, оборудованных паровыми поршневыми машинами, действительный расход топлива в обычных условиях эксплуатации паровых машин выше на 20—30% расхода, получаемого при испытаниях и гарантируемого машиностроительными фирмами; при неудовлетворительной же работе котельной и недостаточно опытных кочегарах, — выше на 40—60%.



Фиг. 290.

Для большей наглядности распределения расхода тепла в паросиловых установках, на фиг. 290 представлены расходы тепла на 1 действ. ЛС.-ч. в виде графиков, причем левый график (большой) относится к установке, оборудованной паровой машиной без конденсации, в которой расход тепла равен 7000 кал./д. ЛС.-ч., а экономический коэффициент полезного действия $\eta_p = 9\%$; правый же график — к установке с машиной двукратного расширения и с конденсацией, в которой расход тепла равен 5300 кал./д. ЛС.-ч., а $\eta_p = 12\%$.

На графиках в процентах нанесены части тепла, приходящиеся на потери в котельной, с отработавшим или мятым паром, на работу трения и на полезную работу (632 кал.).

Из этих графиков видно, что в обеих установках значительное количество тепла (63% и 60%) теряется с отработавшим паром. Эта теплота может быть частью использована для производственных целей и отопления, особенно в установках, работающих без конденсации. В этом случае общий экономический коэффициент полезного действия всей теплосиловой установки значительно повышается.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ПАРОВЫМ МАШИНАМ.

1. Из каких главных частей состоит всякая паровая машина и что такое мертвое положение поршня?
2. Какое принципиальное отличие в рабочем процессе паровой машины Ньюкоммена и машины Уатта?

3. Что такое машины двойного действия и какие преимущества их перед машинами простого действия?
4. Что такое машины многократного расширения, чем вызвана постройка их и применяется ли принцип многократного расширения при перегретом паре?
5. Что такое машина тандем? Сделать схему расположения цилиндров и протекания в них пара.
6. Что такое машины компаунд, в каких случаях они применяются и какая особенность устройства их? Сделать схему расположения цилиндров и протекания в них пара.
7. Какое очертание имеет теоретическая диаграмма паровой машины?
8. Что такое вредное пространство и какой величины делается оно в паровых машинах?
9. Что такое степень наполнения и какой величины берется она в одноцилиндровых машинах и машинах двухкратного расширения?
10. Что такое отсечка пара, изменяется ли она и в каких размерах?
11. Какое очертание имеет действительная диаграмма рабочего процесса паровой машины и чем она отличается от теоретической диаграммы? Начертить обе диаграммы, наложив их одну на другую.
12. Каковы показатели политропы расширения пара в индикаторных диаграммах и что такое характеристика Дэрфеля?
13. Какие берутся давления отработавшего пара при выпуске в паровых машинах?
14. Что такое машины, работающие на выхлоп, и машины с конденсацией? Указать характерные особенности рабочих диаграмм их.
15. Какие давления сжатия отработавшего пара берутся в машинах?
16. Для чего часть отработавшего пара подвергается сжатию?
17. Что такое среднее индикаторное давление, и какие способы определения его?
18. Как определяется индикаторная мощность одноцилиндровой машины? Написать формулу для индикаторной мощности.
19. Что такое действительная или эффективная мощность машины?
20. Как выражается механический коэффициент полезного действия паровых машин, от чего зависит величина его и чему он равен?
21. По какому принципу устроен индикатор, как он работает и как соединяется с машиной?
22. Что такое палтограф и как им пользоваться?
23. Как очерчены индикаторные диаграммы машин многократного расширения? Начертить диаграммы машины двухкратного расширения.
24. Что такое объемная диаграмма Шретера и Цейнера?
25. Что такое реинкинизированная диаграмма и как она строится?
26. Как определить приведенное среднее индикаторное давление машины двухкратного расширения?
27. Как определяется индикаторная мощность машины многократного расширения?
28. В каком соотношении находятся диаметры цилиндров машин многократного расширения?
29. Что такое идеальный рабочий процесс паровой машины и какой вид имеет диаграмма его?
30. Что такое термический коэффициент полезного действия машины и как он выражается?
31. Что такое относительный коэффициент полезного действия, как он выражается и какие значения имеет для паровых машин?
32. Что такое эффективный коэффициент полезного действия и каковы значения его для паровых машин?
33. Как определить расход пара в паровой машине, имея индикаторную диаграмму?
34. Какие применяются средства для уменьшения расхода пара?
35. Какой вид имеет формула Грабака для определения потери пара на начальную конденсацию?
36. Какова роль паровой рубашки?
37. Что такое прямоточная паровая машина, как она устроена и какая особенность работы пара в ней? Начертить рабочую диаграмму прямоточной машины.
38. Какие недостатки прямоточных машин?
39. Как влияет вредное пространство на расход пара в паровых машинах?
40. Какие типы парораспределений применяются в паровых машинах?
41. Как устроен и работает простой коробчатый золотник?
42. Что такое внешняя перекрыша и каково назначение ее?

43. Что такое внутренняя перекрышка и угол опережения?
44. Что такое предварение впуска пара и какой величины оно берется?
45. Как строится золотниковая диаграмма Цейнера и для чего она применяется?
46. Как определить при помощи диаграммы Цейнера основные элементы парораспределения, имея индикаторную диаграмму машины?
47. Какая особенность в устройстве золотника Трика?
48. Что такое цилиндрические золотники, как они устроены и какими обладают преимуществами?
49. Что такое двойные золотники и в каких случаях они применяются?
50. Как устроены золотники Мейера и Ридера?
51. Какие особенности клапанного парораспределения и в каких машинах это парораспределение преимущественно применяется?
52. Что такое клапанное парораспределение с принудительным управлением и со свободным падением клапана?
53. Как определить величину подъема клапана и какая может быть максимальная величина подъема?
54. Какие особенности имеет клапанное парораспределение Лентца?
55. Как устроено крановое парораспределение и какие особенности его?
56. Какое назначение имеют кулисы и в каких паровых машинах они применяются?
57. Из каких частей состоит кривошипный механизм и каково соотношение между радиусом кривошипа и длиной шатуна?
58. Какая разница в устройстве между коленом вала и кривошипом или мотылем его?
59. Как выражается аналитически величина касательного или тангенциального усилия?
60. Что такое инерциальные силы движущихся масс и какие части машины при этом учитываются?
61. Как строится диаграмма касательных усилий?
62. Какое назначение имеет маховик?
63. Что такое степень неравномерности и какая величина ее допускается в машинах?
64. Как определить графически величину касательного усилия?
65. Как выражается характеристика маховика?
66. Какое назначение имеет регулятор?
67. Какие типы регуляторов применяются в паровых машинах?
68. Что такое регуляторы прямого и непрямого действия?
69. Что такое степень неравномерности регулятора?
70. Как устроены и действуют осевые регуляторы?
71. Для чего в паровых машинах применяется конденсация отработавшего пара?
72. Как определяется величина разрежения в конденсаторе паровой машины и какой вакуум допускается?
73. Какие конденсаторы применяются в паровых машинах?
74. Что такое струйные и эжекторные конденсаторы, как они устроены и как действуют?
75. Что такое кратность охлаждения и какой величины она берется для паровых машин?
76. Какие приборы должно иметь конденсационное устройство и что такое мокро-водяный насос?
77. Какой требуется расход энергии для приведения в действие насоса охлаждающей воды? Написать формулу.
78. Что такое машины с противодавлением и в каких случаях они применяются?
79. Что такое машины с промежуточным отбором пара и какое назначение они имеют?
80. Что такое реверсивные машины и где они применяются?
81. Какие особенности в устройстве имеют машины типа укороченный тандем?
82. Что представляют собою локомобили и полулокомобили?
83. Для каких установок и где применяются локомобили?
84. Как располагается паровая машина в локомобилях?
85. Какие конденсаторы применяются в полулокомобилях?
86. Какой мощности строятся локомобили и полулокомобили?
87. Какой расход пара на ЛС-ч. в паровых машинах различных типов?
88. Какой коэффициент полезного действия машин?
89. Какой экономический коэффициент полезного действия паросиловых установок, оборудованных паровыми поршневыми машинами?

90. Из каких расходов составляется тепловой баланс паросиловых установок с паровыми машинами? Начертить графики теплового баланса установки, работающей на выхлоп, и установки с конденсацией отработавшего пара.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Рассчитать одноцилиндровую горизонтальную паровую машину с клапанным парораспределением мощностью 400 л. ЛС по следующим данным:

- 1) Давление пара $p_1 = 14$ атм. абс.
- 2) Температура перегрева пара $t_n = 300^\circ \text{Ц}$.
- 3) Давление пара при выпуске $p_2 = 0,3$ атм. абс.
- 4) Парораспределение системы Лентца.
- 5) Число оборотов машины $n = 150$ об./мин.
- 6) Степень неравномерности $\delta = 1/125$.

Указания к порядку расчета. Сначала строится индикаторная диаграмма и находится среднее индикаторное давление, теоретический расход пара на ЛС-ч. и термический коэффициент полезного действия теоретического процесса. Затем берется механический коэффициент полезного действия и определяются диаметр цилиндра, ход поршня и средняя скорость его. После этого ведется расчет маховика, для чего определяются силы инерции возвратно-движущихся масс, строятся кривая изменения сил инерции и кривая касательных усилий. Затем по избыточной площади, эквивалентной избыточной работе, определяется вес маховика и его основные размеры. Наконец, выполняется расчет клапанного парораспределения и определяется действительный расход пара и экономический коэффициент полезного действия.

Для руководства можно воспользоваться следующим пособием: Проф. В. С. Наумов, „Расчет одноцилиндровой паровой машины“, Госиздат, или его же „Расчет двухцилиндровой машины типа тандем“, Госиздат, 1960 г.

ОТДЕЛ ПЯТЫЙ.

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ.

✓ § 113. Основные принципы действия пара в паровых турбинах. Паровые турбины, так же как и паровые поршневые машины, относятся к классу паровых двигателей. Однако, между этими двумя типами паровых двигателей по принципу действия пара и по способу преобразования теплоты его в механическую работу существует большая разница. Как было выяснено в отделе четвертом, в паровых поршневых машинах потенциальная энергия пара преобразовывается непосредственно в механическую энергию, для чего имеется цилиндр, в котором перемещается поршень, связанный при помощи кривошипного механизма с коренным валом машины. В паровых же турбинах потенциальная энергия пара сначала преобразовывается в особых приборах (насадках или соплах) в кинетическую энергию, а затем уже кинетическая энергия преобразовывается в механическую работу на рабочих лопатках турбины. Таким образом, в действии пара в паровых турбинах надо различать два процесса, а именно: процесс преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую, когда давление пара преобразовывается в скорость, и процесс преобразования кинетической энергии на рабочих лопатках турбины в механическую работу.

В настоящее время турбины достигли высокого совершенства и представляют обширную группу тепловых двигателей, играющую крупнейшую роль в современном энергетическом хозяйстве всех промышленных стран.

✓ § 114. Критическое давление и критическая скорость истечения пара. Для преобразования потенциальной энергии пара в кинетическую, его необходимо пропустить через направляющий аппарат, состоящий из насадок или сопел. Наиболее простыми приборами для преобразования давления пара в скорость являются цилиндрические насадки или направляющие каналы, образуемые лопатками, закрепленными в неподвижных диафрагмах. Исследование насадок показало, что расширение пара сопровождается наименьшим трением тогда, когда насадка сходящаяся, т. е. когда сечение ее в месте входа пара шире, чем в устье ее. Такие сходящиеся насадки называются цилиндрическими насадками или насадками Рато.

Пусть имеется какой-либо сосуд A , наполненный насыщенным паром давления p_1 кг/см², находящимся в состоянии покоя, т. е. скорость его $c = 0$. В сосуде A имеется цилиндрическая насадка B , как это показано на фиг. 291, с тщательно сглаженным отверстием сечения f_m , через которое происходит истечение пара в атмосферу или в какой-либо другой сосуд, например, в конденсатор, где давление поддерживается равным p_2 кг/см².

Исследования процесса истечения пара из такой насадки показывают, что по мере протекания пара по насадке давление его быстро падает, по выходе же из насадки оно получается равным p_2 , причем это давление остается одинаковым, независимо от длины насадки.

Если протекание пара по насадке совершается так, что через стенки ее не происходит передачи тепла, т. е. процесс расширения протекает по адиабате, то, по данным исследования, давление истечения сухого насыщенного пара при выходе из цилиндрической насадки будет равно:

$$p_k = 0,577 \cdot p_1 \text{ или } \frac{p_1}{p_k} = 1,73. \quad (258)$$

Дальнейшее расширение пара происходит за насадкой, при этом давление пара уравнивается с давлением среды, куда вытекает пар.

При истечении перегретого пара из цилиндрической насадки давление истечения при выходе равно:

$$p_k = 0,546 \cdot p_1 \text{ или } \frac{p_1}{p_k} = 1,83. \quad (258')$$

Следовательно, при истечении пара из цилиндрической или сходящейся насадки давление при выходе из нее для сухого насыщенного пара равно 0,577, а для перегретого — 0,546 начального давления, причем это давление не зависит от давления среды, куда происходит истечение пара.

Например, если начальное давление сухого насыщенного пара $p_1 = 18$ атм. абс., то при цилиндрической насадке давление в конце расширения или давление истечения пара равно:

$$p_k = 0,577 \cdot 18 = 10,38 \text{ атм. абс.};$$

при перегретом же паре того же начального давления, давление истечения равно:

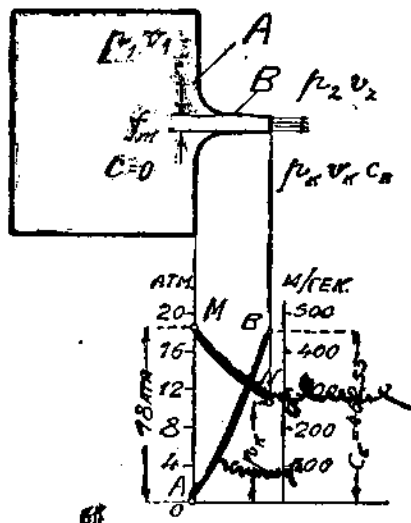
$$p_k = 0,546 \cdot 18 = 9,83 \text{ атм. абс.}$$

Отношение $\frac{p_k}{p_1}$, равное для сухого насыщенного пара 0,577, а для перегретого 0,546, называется критическим отношением давлений, а давление p_k — критическим давлением.

Соответственно с расширением пара и падением давления скорость истечения его в цилиндрической насадке быстро растет, достигая при выходе из насадки также некоторого постоянного значения c_k , величина которого может быть выражена следующей формулой:

$$c_k = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} P_1 v_1} \text{ м/сек.}, \quad (259)$$

где P_1 — начальное давление пара в кг/м^2 , v_1 — начальный удельный объем пара в м^3 и k — показатель адиабаты, который для влажного насыщенного пара может быть принят равным: $k = 1,035 + 0,1x$, а для перегретого $k = 1,333$.



Фиг. 291.

Для сухого насыщенного пара, когда $x=1$ и $k=1,135$, скорость истечения равна:

$$c_k = 323 \sqrt{p_1 v_1} \text{ м/сек.} \quad (259')$$

Для перегретого же вначале пара эта скорость истечения выразится следующей формулой:

$$c_k = 333 \sqrt{p_1 v_1} \text{ м/сек.,} \quad (259'')$$

где p_1 — давление в атм. абс. (кг/см^2).

Пример 87. Определить скорость истечения c_k сухого насыщенного пара, имеющего начальное давление 10 и 18 атм. абс.

Для этих давлений удельный объем пара $v_{10}=0,198 \text{ м}^3$ и $v_{18}=0,112 \text{ м}^3$. Подставляя в формулу (259'), получим:

$$c_k' = 323 \sqrt{10 \cdot 0,198} = 454,46 \text{ м/сек.,}$$

$$c_k'' = 323 \sqrt{18 \cdot 0,112} = 458,66 \text{ м/сек.}$$

Выражение для c_k показывает, что скорость истечения при цилиндрической насадке, как и давление истечения, зависит только от начального состояния пара и не зависит от давления среды, в которую происходит истечение, т. е. от противодействия.

На фиг. 291 кривые MN и AB соответствуют изменению давления и скорости пара при расширении его в цилиндрической насадке.

Общее выражение (259) для скорости c_k истечения пара из цилиндрической насадки соответствует выражению скорости распространения звука в паре давления p_k и дает при цилиндрической или сходящейся насадке наибольшее значение скорости, которая называется критической скоростью.

Если имеется значение критической скорости c_k , т. е. наибольшей скорости истечения пара из цилиндрической насадки, то можно определить и наибольшее количество пара, протекающее через устье насадки данного сечения. Этот наибольший секундный расход пара может быть определен из следующей формулы:

$$G_s = \beta \cdot f_m \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \quad (260)$$

Для сухого насыщенного пара $\beta=1,99$, следовательно:

$$G_s' = 1,99 f_m \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \text{ кг;} \quad (260')$$

для перегретого же пара $\beta=2,09$, следовательно:

$$G_s'' = 2,09 f_m \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \text{ кг.} \quad (260'')$$

В этих формулах f_m — наименьшее сечение насадки в м^2 , P_1 — давление в кг/м^2 и v_1 — удельный объем пара в м^3 , отнесенные к начальному состоянию пара.

Следовательно, наибольший весовой расход пара зависит исключительно от начального состояния пара и не зависит от конечного, т. е. для данного начального давления пара расход его при истечении из цилиндрической насадки останется постоянным, равным определенному количеству, независимо от давления среды, в которую он истекает.

Пример 88. Определить наибольший секундный расход пара из цилиндрической насадки диаметра 80 мм, если начальное давление насыщенного пара $p_1 = 10$ атм. абс. и $v_1 = 0,198 \text{ м}^3$.

Сечение насадки $f_m = 0,005 \text{ м}^2$. Подставляя цифровые значения в формулу (260'), получим:

$$G_s = 1,99 \cdot 0,005 \sqrt{\frac{10 \cdot 10\,000}{0,198}} = 7,03 \text{ кг/сек.}$$

Пользуясь приведенными выше соотношениями, можно составить таблицу значений p_k , c_k и G_s для различных начальных давлений как насыщенного, так и перегретого пара. Из этих данных можно видеть, что критическая скорость истечения c_k , которая является в то же время и наибольшей при цилиндрической насадке, очень мало изменяется для различных начальных давлений пара. Так, по данным подсчета, наибольшее значение c_k для насыщенного пара применяемых в промышленности давлений равно около 460 м/сек., а для перегретого пара — около 560 м/сек. Уменьшение противодавления или давления среды, в которую происходит истечение, ниже критического давления также не дает увеличения скорости истечения выше значения c_k , так как давление в устье насадки остается постоянным. И хотя расширение струи пара вне устья насадки происходит до внешнего давления, но оно сопровождается неустановившимся вихревым движением, почему и не может быть использовано для увеличения кинетической энергии пара.

Если скорость истечения пара равна c м/сек., то кинетическая энергия или работоспособность 1 кг пара может быть выражена в следующем виде:

$$L = \frac{c^2}{2g} \text{ кг-м.}$$

Следовательно, при цилиндрической насадке, когда наибольшая скорость истечения равна c_k , работоспособность 1 кг пара будет:

$$L = \frac{c_k^2}{2g}, \quad (261)$$

где g — ускорение силы тяжести.

Но так как при цилиндрической насадке скорость истечения c_k для различных давлений пара мало изменяется, то и работоспособность пара остается почти без изменения. Например, для сухого насыщенного пара давления 10 и 18 атм. абс., для которых, согласно примеру 87, критические скорости истечения равны 454,46 м/сек. и 458,66 м/сек., работоспособности 1 кг пара равны:

$$L_{10} = \frac{454,46^2}{2g} = 10\,520 \text{ кг-м,}$$

$$L_{18} = \frac{458,66^2}{2g} = 10\,700 \text{ кг-м.}$$

Таким образом, несмотря на то, что в рассматриваемом случае начальные давления пара разнятся почти в два раза, работоспособность пара при

выходе из цилиндрической насадки остается почти одинаковой. А так как паровые турбины основаны на принципе преобразования кинетической энергии пара в механическую работу, то оказывается, что при преобразовании в цилиндрической насадке потенциальной энергии пара в кинетическую, величина механической работы, если даже вся кинетическая энергия его будет преобразована в работу, почти не зависит от начального давления пара, т. е. остается одинаковой, применяется ли пар давления 10 или 18 атм., как это было показано выше.

С другой стороны, даже при полном преобразовании кинетической энергии истечения пара в механическую работу, количество последней получается ничтожно малым по сравнению с работой, эквивалентной теплосодержанию (i) одного кг пара и равной $427 \cdot i_1$ кг-м, где i_1 — начальное теплосодержание пара.



Лаваль (1845 — 1913)

Пример 89. Определить полную работоспособность 1 кг сухого насыщенного пара давления 18 атм. абс. по его теплосодержанию и найти, во сколько раз эта работоспособность больше полученной при цилиндрической насадке.

Так как $i_{18} = 671,6$ кал., то работоспособность 1 кг пара будет: $L = 427 \cdot 671,6 = 286\,773$ кг-м, т. е. в 27,8 раза больше работоспособности 10 700 кг-м, которой обладает пар при выходе из цилиндрической насадки.

Незначительная величина работоспособности или кинетической энергии пара при истечении его из цилиндрической насадки объясняется тем, что давление расширения пара в этой насадке можно довести только до критического давления, т. е. если начальное давление пара равно 18 атм. абс., то при выходе из насадки оно равно $0,577 \cdot 18 = 10,38$ атм.

Таким образом, паровая турбина с цилиндрическими насадками может использовать кинетическую энергию только частич-

ного расширения пара (в рассматриваемом примере от 18 атм. до 10,38 атм.), остальная же энергия теряется, так как только часть потенциальной энергии его может быть преобразована в кинетическую энергию.

Следовательно, при цилиндрической или сходящейся насадке: 1) нельзя получить скорость истечения пара выше критической скорости (c_k) и 2) только часть энергии пара, соответствующая падению давления от p_1 до p_k , может быть использована в работу.

§ 115. Расширяющееся сопло Лавала и скорость истечения из него пара. Невозможность полного преобразования располагаемой потенциальной энергии пара в равновеликую ей кинетическую энергию при помощи цилиндрической насадки надолго задержала развитие паровых турбин, и только в 1889 г. этот вопрос получил разрешение, благодаря шведскому инженеру Лавалю,¹ применившему конически расширяющееся сопло. В этом

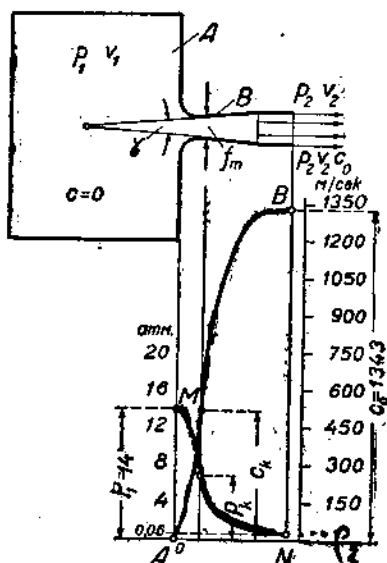
¹ Карл Густав де-Лаваль родился в Блазенберге (Швеция) 9 мая 1845 г. По окончании в 1863 г. технологического института при университете в Упсале работал контрощиком в материальном складе одного из рудников, а затем чертежником. Убе-

сопле явилась возможность довести расширение пара до какого угодно противодействия или давления среды, в которую производится выпуск его, и получить скорости истечения пара при выходе из сопла в 2,5—3 раза больше критической скорости c_k .

Допустим, что имеется сосуд A , наполненный насыщенным паром давления p_1 кг/см², находящимся в нем в состоянии покоя, т. е. скорость его $c=0$. К сосуду A прикреплено расширяющееся сопло B , как указано на фиг. 292, через которое происходит истечение пара в среду с давлением p_2 кг/см².

Если правильно выбран угол расширения γ сопла, при котором не имеет места отставание струи пара от стенок его, и для данного противодействия правильно определена длина сопла, то расширение пара может быть доведено до давления среды p_2 , а скорость истечения будет значительно превышать критическую скорость. На фиг. 292 кривые MN и AB соответствуют изменениям давления и скорости истечения при расширении пара в этом сопле.

Если принять, что расширение пара в сопле Лавала протекает по адиабате, и если пренебречь трением пара о стенки сопла и трением между собою слоев струи его, то теоретическая скорость истечения пара при выходе из сопла может быть выражена следующей формулой:



Фиг. 292.

$$c_0 = \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot P_1 \cdot v_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (262)$$

где P_1 — начальное давление пара, выраженное в кг/м², остальные же буквенные значения указаны выше.

Пример 90. Определить теоретическую скорость истечения из расширяющегося сопла для перегретого пара давления $p_1 = 14$ атм. абс. и $t_n = 300^\circ \text{C}$ при расширении его до $p_2 = 0,06$ атм. абс.

двигались в недостаточности своей математической подготовки, в 1867 году снова поступил в тот же университет, который окончил в 1872 г. со степенью доктора философии. По окончании университета поступил на химический завод, где вел разнообразные работы. К этому времени относятся несколько важных его изобретений по металлургии, а также изобретение сепаратора, всюду применяемого в настоящее время. В 1883 г. для приведения в действие сепаратора построил первое паровое реактивное S-образное колесо, которое однако работало очень неэкономично. В 1886 г. для этой же цели построил реактивное колесо с подводом пара через пусковую ось, но в 1888 г. отказался от этого устройства и создал свою коническую насадку, как направляющий аппарат перед лопатками активного рабочего колеса, т. е. сопло и ту знаменитую активную однодисковую турбину, которые создали ему широкую известность. Занявшись паровой турбиной, он внес в нее ряд усовершенствований, а в 1889 г. взял патент на коническое сопло, носящее его имя. К 1900 г. его турбины развились уже в заводские машины мощностью до 300 ЛС, которые затем быстро получили широкое распространение в промышленности. Умер 2 января 1913 г. в Стокгольме.

Из уравнения (117) ч. I находим $v_1 = 0,1768 \text{ м}^2$; тогда при $k = 1,333$ получим:

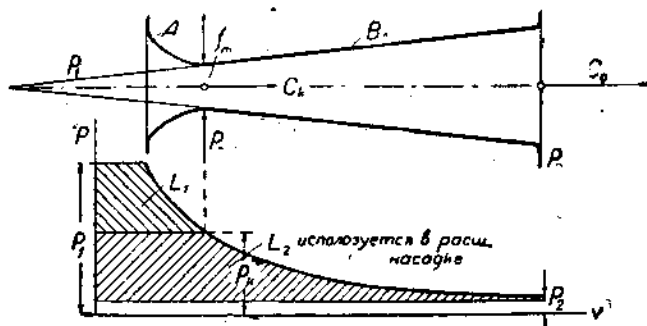
$$c_0 = \sqrt{2g \frac{1,333}{0,333} \cdot 14 \cdot 10\,000 \cdot 0,1768 \left[1 - \left(\frac{0,06}{14} \right)^{\frac{0,333}{1,333}} \right]} = 1343 \text{ м/сек.}$$

Критическая же скорость истечения пара для этого давления равна:

$$c_k = 333 \sqrt{14 \cdot 0,1768} = 523 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, скорость истечения пара из сопла Лаваля при противодавлении $p_2 = 0,06 \text{ атм. абс.}$ в 2,58 раза больше критической скорости. Если же скорость истечения из расширяющегося сопла больше критической скорости, то по выходе из сопла пар будет обладать и большей работоспособностью.

Для рассмотренного выше примера работоспособность пара при выходе из расширяющегося сопла равна: $L = \frac{1343^2}{2g} = 91\,930 \text{ кг-м}$, а при вы-



Фиг. 293.

ходе из цилиндрической насадки: $L_k = \frac{523^2}{2g} = 14\,000 \text{ кг-м}$, т. е. работоспособность 1 кг пара при выходе из конического сопла в 6,6 раза больше.

На фиг. 293 представлена схема действия расширяющегося сопла, из которой видно, что благодаря добавлению к сходящейся насадке А расширяющейся насадки В удалось получить сопло, в котором энергию, соответствующую работе L_2 , пропадавшую при сходящейся насадке, можно преобразовать в кинетическую энергию, а расширение пара довести до противодавления p_2 .

Значительно проще теоретическую скорость истечения c_0 и конечное состояние пара при выходе из сопла можно определить, пользуясь диаграммой IS. Эта же диаграмма позволяет очень просто и быстро разрешать все вопросы изменения состояния пара в расширительных каналах и соплах, а также на рабочих лопатках турбины, почему она получила широкое распространение и является основой при расчете и исследовании работы паровых турбин.

Например, пользуясь диаграммой IS, легко определить скорость истечения пара из сопла при адиабатическом расширении его. Действительно, если теплосодержание пара в начальном состоянии равно $i_1 \text{ кал.}$, а при выходе из сопла — $i_2 \text{ кал.}$, то перепад тепла или „тепловой напор“, преобразовываемый

в сопле в кинетическую энергию истечения пара, будет равен $(i_1 - i_2)$ кал., откуда кинетическая энергия 1 кг пара или работоспособность его равна:

$$L = (i_1 - i_2) \frac{1}{A} \text{ кг-м.}$$

Но при выходе из сопла пар имеет скорость истечения c_0 , следовательно он обладает живой силой или работоспособностью $\frac{c_0^2}{2g}$, которая также равна кинетической энергии L одного кг пара.

Если приравнять оба эти значения L , то получим:

$$\frac{c_0^2}{2g} = \frac{1}{A} (i_1 - i_2),$$

откуда скорость истечения будет равна:

$$c_0 = \sqrt{2g \frac{i_1 - i_2}{A}}.$$

Подставляя значение $A = \frac{1}{427}$ и делая преобразование, получим:

$$c_0 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}. \quad (263)$$

Этой формулой обычно и пользуются при определении теоретической скорости истечения пара из конического сопла.

Пример 91. Определить скорость истечения пара из сопла, если начальное давление пара $p_1 = 10$ атм. абс., температура перегрева $t_n = 250^\circ\text{Ц}$ и давление в конце расширения $p_2 = 2$ атм. абс.

Проводя на диаграмме IS (ч. I в конце) вертикальную линию из точки, выражающей начальное состояние пара, до линии давления 2 атм. абс., находим конечное состояние, которое показывает, что перегретый пар после расширения переходит в состояние влажного насыщенного пара, степень сухости которого $x = 0,965$. Из диаграммы находим также, что $i_1 = 702$ кал., а $i_2 = 627$ кал. Следовательно, перепад тепла равен:

$$i_1 - i_2 = 702 - 627 = 75 \text{ кал.,}$$

а скорость истечения равна:

$$c_0 = 91,5 \sqrt{75} = 792,4 \text{ м/сек.}$$

§ 116. Потери трения и коэффициент скорости. При рассмотрении процесса истечения пара из цилиндрических и расширяющих сопел не принимались во внимание потери, имеющие место в них. Действительное же истечение пара из насадки или сопла связано со следующими потерями: 1) на трение пара о стенки сопла, 2) на трение между собой слоев струи пара и 3) на удары при входе в сопло и вихреобразование. На эти потери затрачивается часть энергии протекающего пара, почему действительная скорость истечения c_1 его получается меньше теоретической. Кроме того, при этом процессе часть потерянной энергии на трение возвращается протекающему пару обратно в виде тепла, вследствие чего пар в конце расширения становится несколько суше, по сравнению с конечным состоя-

нием его при адиабатическом расширении; при этом объем его и конечное теплосодержание получаются больше.

Так как все эти потери не поддаются точному учету, то для определения действительной скорости истечения пара обычно вводится найденный опытным путем коэффициент скорости φ , который колеблется от 0,92 до 0,97 и в среднем может быть принят равным 0,95.

Следовательно, если теоретическая скорость истечения пара равна c_0 , то действительная скорость истечения c_1 будет равна:

$$c_1 = \varphi c_0. \quad (264)$$

Чем больше коэффициент скорости φ , тем ближе действительная скорость истечения к теоретической скорости.

Потеря же работоспособности пара L_n в насадке будет равна разности между теоретической работоспособностью или энергией пара $\frac{c_0^2}{2g}$ и действительной энергией его при выходе из сопла, а именно:

$$L_n = \frac{c_0^2}{2g} - \frac{c_1^2}{2g} = \frac{c_0^2}{2g} - \frac{\varphi^2 c_0^2}{2g},$$

или

$$L_n = \frac{c_0^2}{2g} (1 - \varphi^2). \quad (265)$$

Пример 92. Для перегретого пара давления 14 атм. абс. и $t_n = 300^\circ \text{C}$, расширяющегося до давления 0,06 атм. абс., теоретическая скорость истечения c_0 получилась равной 1343 м/сек. (пример 90). Определить действительную скорость истечения и потери в сопле при $\varphi = 0,95$.

Действительная скорость истечения по формуле (264) равна:

$$c_1 = 0,95 \cdot 1343 = 1277 \text{ м/сек.}$$

Потеря же работоспособности в сопле для 1 кг пара по формуле (265) получится равной:

$$L_n = \frac{1343^2}{2g} \cdot (1 - 0,95^2) = 8950 \text{ кг-м,}$$

или в калориях:

$$h_n = \frac{L_n}{427} = \frac{8950}{427} \approx 21 \text{ кал.}$$

При определении действительной скорости истечения пара, а также потери работоспособности в насадках или соплах часто пользуются коэффициентом сопротивления ξ , который представляет собою отношение L_n к L или:

$$\xi = \frac{L_n}{L},$$

откуда

$$L_n = \xi \cdot L = \xi \cdot \frac{c_0^2}{2g}. \quad (266)$$

Если сравнить формулы (265) и (266), то получим:

$$\xi = 1 - \varphi^2. \quad (267)$$

Последняя формула дает связь между коэффициентами φ и ξ и позволяет по одному из них определить другой. Обычно ξ колеблется от 0,15 до 0,05, в среднем же может быть принято равным 0,1.

Зная располагаемый перепад тепла $h_t = i_1 - i_2$, по данному коэффициенту сопротивления ξ можно легко определить и потерю в насадке в калориях, пользуясь следующим равенством:

$$h_n = \xi \cdot h_t. \quad (268)$$

Для рассмотренного выше примера $h_t = 215,5$ кал. При $\varphi = 0,95$, величину коэффициента сопротивления по формуле (267) получим равной:

$$\xi = 1 - 0,95^3 = 0,0975,$$

откуда потеря в насадке по формуле (268) будет равна:

$$h_n = 0,0975 \cdot 215,5 = 21 \text{ кал.},$$

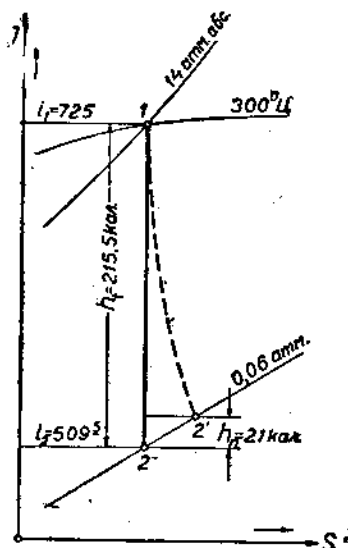
что и было найдено выше.

Зная потерю в насадке, выраженную в калориях, можно, пользуясь диаграммой IS , определить и конечное состояние пара при действительном истечении его. Действительно, если отложить вверх от точки 2, соответствующей состоянию пара в конце адиабатического расширения, потерю $h_n = 21$ кал., как это показано на фиг. 294, то точка 2' и будет выражать состояние пара в конце действительного расширения его. Из диаграммы IS видно, что в конце действительного истечения пар имеет более высокую степень сухости ($x = 0,864$), чем при адиабатическом расширении ($x = 0,825$).

Как показали исследования, коэффициент скорости φ зависит не только от конструкции сопла — его длины, очертания стенок и обработки их, но также и от скорости истечения пара. Опыты Кристлейна, а затем Иоссе с насадками различных типов привели к выводу, что коэффициент скорости φ с возрастанием скорости пара сначала увеличивается, достигая при скоростях около 550—600 м/сек., т. е. при скоростях несколько выше критической, наибольшего своего значения. Однако, недавно инж. Лёзель на основании своих исследований и опытов установил, что коэффициент скорости φ получает свое наибольшее значение не при скоростях в 550,—600 м/сек., а при скоростях порядка 100—150 м/сек. и что в области небольших скоростей кривая изменения этого коэффициента дает второй максимум, при котором φ достигает 0,99 (точка m), как это показано на фиг. 295.

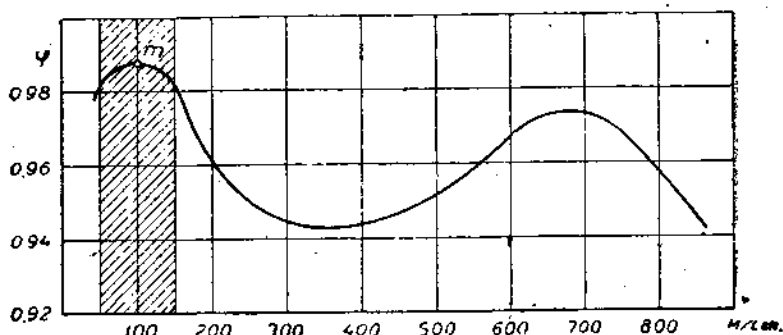
Данные инж. Лёзеля, оказавшие очень большое влияние на современное развитие турбостроения, подтвердились опытами над соплами и направляющими каналами, произведенными английской комиссией Об-ва инженеров-механиков, специально занимавшейся выяснением влияния скорости пара на величину коэффициента скорости φ . Согласно этим данным, изменение этого коэффициента для насадок и направляющих каналов активных турбин с углом входа 20° может быть представлено кривыми фиг. 296, где по горизонтальной оси отложены теоретические скорости истечения пара в метрах в секунду, а по вертикальной оси — значения φ в процентах.

Кривые a , b , c и d изменения φ , полученные для четырех параллельных сечений каналов, указанных справа (вверху), показывают, что для скоростей



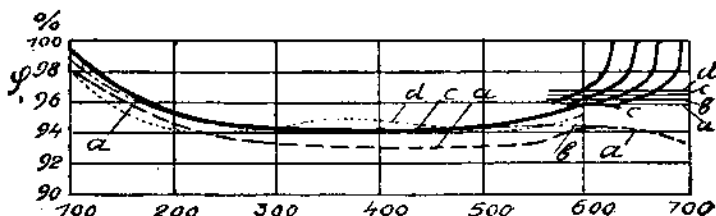
Фиг. 294.

пара около 100 м/сек. коэффициент этот имеет наибольшие значения (около 98%), в интервале скоростей от 100 до 250 м/сек. значения его быстро уменьшаются, а начиная с скорости 300 до 500 м/сек., т. е. до критической скорости, они остаются почти без изменения — около 93—94%, наконец, при скоростях вышекритической значения коэффициента φ снова несколько повышаются.



Фиг. 295.

§ 117. Особенности истечения пара из насадок. Исследования процесса истечения пара из насадок показали, что истечение начинается еще до насадки, причем чем начальное сечение ее больше, тем ближе к насадке начинается процесс истечения. Так же точно, если истечение пара будет происходить из цилиндрической насадки, диафрагмы или отверстия в тонкой стенке, то струя пара сама принимает суживающуюся форму, как при сходящейся насадке, приобретая одну и ту же конечную скорость истечения. Истечение же пара из отверстия диафрагмы и простого отверстия отличается только тем, что процесс истечения в этом случае начинается



Фиг. 296.

дальше от входного сечения отверстия, чем при сходящейся насадке, и что имеет место некоторое сужение сечения струи пара.

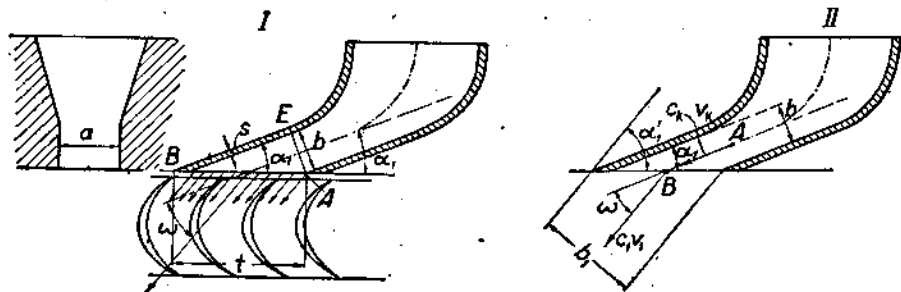
Опыты над истечением пара установили также: 1) что в насадках, как в сходящихся, так и цилиндрических, скорость истечения пара может достигать до 800 м/сек., т. е. до скорости, значительно превышающей критическую скорость; 2) что линии постоянных давлений внутри этих насадок отклоняются от нормального положения по отношению к оси их и 3) что струя пара при выходе из насадки делает некоторый поворот вокруг выходной кромки, образуя с осью насадки некоторый угол ω , после чего струя в новом своем направлении протекает равномерно и прямолинейно.

Как показал Лошге, получение сверхкритической скорости и

отклонение струи пара обуславливаются наличием косого среза ABE направляющих аппаратов и насадок (см. схему I фиг. 297), выполняемого для удержания струи пара от рассеивания.

Угол отклонения струи пара при выходе ее из насадки наиболее просто можно определить по способу, предложенному Бером. Если принять скорость истечения пара в наиболее узком сечении канала, проходящем через точку A , равной c_k , а скорость истечения из выходного сечения канала через c_1 , как это показано на эскизе II фиг. 297, и если этим скоростям соответствуют удельные объемы пара v_k и v_1 , то при секундном расходе пара, равном G , кг, можно написать следующее уравнение заполнения канала в сечениях A и B :

$$G = \frac{f_m c_k}{v_k} = \frac{f_1 c_1}{v_1}. \quad (269)$$



Фиг. 297.

Но так как $f_m = b \cdot a$ и $f_1 = b_1 \cdot a$, то, подставляя эти значения в последнее уравнение, получим:

$$\frac{b \cdot a \cdot c_k}{v_k} = \frac{b_1 \cdot a \cdot c_1}{v_1} \quad \text{или} \quad \frac{b_1}{b} = \frac{v_1 \cdot c_k}{v_k \cdot c_1}. \quad (270)$$

Но из фиг. 297 видно, что

$$\frac{b}{\sin \alpha_1} = \frac{b_1}{\sin \alpha'_1} \quad \text{или} \quad \frac{b_1}{b} = \frac{\sin \alpha'_1}{\sin \alpha_1}.$$

Подставляя значение $\frac{b_1}{b}$ в последнее уравнение, получим следующее выражение для $\sin \alpha'_1$:

$$\sin \alpha'_1 = \frac{v_1}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1} \sin \alpha_1. \quad (271)$$

Отсюда находим величину угла α'_1 и угол отклонения струи, который будет равен: $\omega = \alpha'_1 - \alpha_1$.

Пример 93. При исследовании истечения пара из направляющего канала с углом $\alpha_1 = 21,8^\circ$ при начальном давлении влажного насыщенного пара ($x = 0,95$), равном $p_1 = 2,01$ атм. абс. и конечном давлении $p_2 = 0,249$ атм. абс. фотографическим снимком струи был получен угол отклонения $\omega \approx 33^\circ$. Определить этот угол по способу Бера.

Пользуясь таблицей I и диаграммой IS, находим: $p_k = 1,159$ атм. абс., $c_k = 406$ м/сек., $v_k = 1,39$ м³, $c_1 = 759$ м/сек. и $v_1 = 5,52$ м³ (при $\varphi = 0,96$).

Но так как $\sin 21,8^\circ = 0,372$, то, подставляя цифровые значения в уравнение (271), получим:

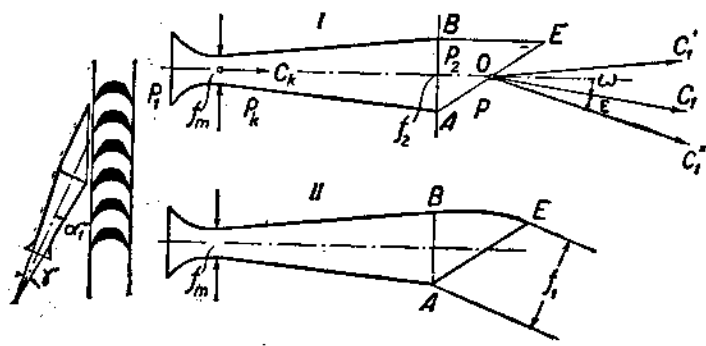
$$\sin \alpha'_1 = \frac{5,52 \cdot 406}{1,39 \cdot 759} \cdot 0,372 = 0,791 \text{ или } \alpha'_1 = 52,3^\circ.$$

Отсюда угол отклонения $\omega = 52,3 - 21,8 = 30,5^\circ$.

Следовательно, подсчет дает результат довольно близко совпадающий с данными непосредственного наблюдения.

Из рассмотренного выше видно, что для того, чтобы не происходило отделения частиц пара от стенок канала и чтобы пар при выходе из него и в косом срезе протекал параллельными струями, необходимо выходные стенки канала в части косого среза делать определенного очертания.

Все сказанное выше относительно отклонения струи пара в каналах и насадках со сходящимися и параллельными стенками в полной мере может быть отнесено и к расширяющимся насадкам. Испытания установили, что при



Фиг. 298.

выходе из расширяющегося сопла с косым срезом струя пара получает также определенное отклонение в зависимости от давления среды, куда происходит истечение пара.

Если давление среды p равно давлению пара p_2 в конце расширения, то струя пара OC_1 отклоняется на угол ω , как это показано на схеме I фиг. 298. Если давление $p < p_2$, то получается второе отклонение направления струи на угол ε (струя OC_1''), и наконец, если давление среды $p > p_2$, то отклонение струи получается в обратную сторону (струя OC_1').

При исследовании расширяющегося сопла с углом $\alpha = 19,7^\circ$ и отношением $\frac{f_2}{f_m} = 2,632$ при начальном давлении пара $p_1 = 9,9$ атм., конечном давлении $p_2 = 0,89$ атм. и давлении среды $p = 0,323$ атм., т. е. при $p < p_2$, угол ω отклонения направления струи пара от оси сопла по опытам Кристлейна оказался равным 5° , при истечении же во внешнюю среду дополнительный угол отклонения ε был равным $10,1^\circ$, т. е. полный угол отклонения получился равным $\omega + \varepsilon = 15,1^\circ$. Следовательно, и в расширяющихся соплах выходным стенкам их в части косого среза необходимо давать очертание, соответствующее действительному направлению движения частиц пара, как это показано на схеме II фиг. 298.

§ 118. Определение основных размеров расширяющегося сопла и направляющих каналов. Самое узкое сечение — горло сопла или насадки

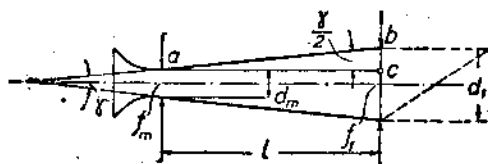
можно определить из общей формулы (260) наибольшего секундного расхода пара G_s , а именно:

$$G_s = \beta \cdot f_m \sqrt{\frac{P_1}{v_1}}.$$

По данным Бендемана и Лошге, как для насыщенного, так и для перегретого пара β можно принять равным 2,09.

Из этой формулы наименьшее сечение горла сопла получим равным:

$$f_m = \frac{G_s}{\beta \cdot \sqrt{\frac{P_1}{v_1}}}. \quad (272)$$



Фиг. 299.

Конечное сечение f_1 расширяющегося сопла можно определить из условия неразрывности струи, если известны скорость истечения пара c_1 и удельный объем его v_1 в конце расширения, а именно:

$$f_1 = \frac{G_s \cdot v_1}{c_1}. \quad (273)$$

Что касается угла конусности сопла γ , то, как показали исследования, он не должен превышать $10 - 11^\circ$, так как при большем угле происходит так называемый „отрыв“ струи, т. е. струя пара отстает от стенок сопла и процесс преобразования давления пара в скорость нарушается.

Длина сопла l должна быть возможно меньше, так как с увеличением длины увеличиваются и потери на трение.

Если определен диаметр d_m горла сопла и диаметр d_1 конечного сечения сопла, то наименьшую длину l расширяющейся части его можно определить из прямоугольного треугольника abc , как это видно из фиг. 299, по следующей формуле:

$$l = \frac{d_1 - d_m}{2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}. \quad (274)$$

Обычно, при определении основных размеров сопла пользуются данными отношения сечений $\frac{f_1}{f_m}$, подсчитанными для различных отношений давлений $\frac{P_1}{P_2}$. Значения этих отношений $\frac{P_1}{P_2}$ приведены в табл. 75.

Таблица 75.

$\frac{P_1}{P_2}$	Отношение $\frac{f_1}{f_m}$	
	Насыщен. пар $k = 1,135$	Перегретый пар $k = 1,33$
3	1,1658	1,1151
5	1,5331	1,4035
10	2,4079	2,0751
25	4,6515	3,7230
50	7,9532	5,9586
75	10,9630	7,9025
100	13,8030	9,6781
150	19,000	12,9210
200	24,133	15,890

Пример 94. Определить основные размеры расширяющегося сопла по следующим данным: $P_1 = 13$ атм. абс., $t_n = 300^\circ \text{C}$, $P_2 = 0,15$ атм. абс. и $G = 0,1$ кг/сек.

Находим критическое давление $P_k = 0,546 \cdot 13 = 7,09$ атм. абс. По формуле Линде-Тумлирца определяем $v_1 = 0,192 \text{ м}^3$, откуда $c_k = 333 \sqrt{13 \cdot 0,192} = 525 \text{ м/сек}$.

Наименьшее же сечение f_m сопла по формуле (272) получим равным:

$$f_m = 0,1 : 2,09 \sqrt{\frac{13 \cdot 10 \cdot 000}{0,192}} = 0,000058 \text{ м}^2 = 58 \text{ мм}^2.$$

Отношение $\frac{p_1}{p_2} = \frac{13}{0,15} = 86,6$. Пользуясь данными табл. 75, путем интерполирования находим:

$$\frac{f_1}{f_m} = \frac{9,6781 - 7,9025}{25} \cdot 11,6 + 7,9025 = 8,688.$$

Отсюда $f_1 = 8,688 \cdot 58 = 503,8 \text{ мм}^2$.

Зная f_m и f_1 , находим $d_m = 8,6 \text{ мм}$ и $d_1 = 25,4 \text{ мм}$.

Принимая $\gamma = 10^\circ$, длину расширяющейся части сопла по формуле (274) получим равной:

$$l = \frac{25,4 - 8,6}{2 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ} = 96 \text{ мм}.$$

При определении основных размеров направляющих каналов, наименьшее сечение их f должно определяться также из уравнения (273) неразрывности струи, где c_1 — действительная скорость истечения пара в определяемом сечении, а v_1 — удельный объем пара при выходе из канала.

Обычно направляющие каналы образуются лопатками одинаковой толщины, как это показано на фиг. 297. В активных турбинах они заливаются или укрепляются в ободе направляющих дисков или диафрагм, а в реактивных турбинах — в стенках основания и кожуха турбины или цилиндра ее.

При расчете этих каналов необходимо однако иметь в виду, что часть протекающего пара теряется через неплотности, почему сечение должно быть уменьшено на сечение зазоров, через которые эта утечка происходит. Следовательно в формулу (273) для определения f необходимо вместо G_s подставить $G'_s = (G_s - G_n) \text{ кг/сек.}$, где G_n — потеря пара через зазоры.

После того, как сечение f направляющих каналов будет определено, его разбивают на такое число отдельных каналов, чтобы степень парциальности для уменьшения потерь на вентиляцию была по возможности больше.

Если принять буквенные обозначения размеров направляющего канала, представленного на схеме I фиг. 297, то сечение канала определится по следующей формуле:

$$f' = a \cdot b = \frac{f}{z}, \quad (275)$$

где $b = t \cdot \sin \alpha_1 - s$, z — число каналов, t — шаг, который берется от 40 до 50 мм, и s — толщина стенки направляющей лопатки, равная около 2 мм.

При определении шага t , его выбирают таким образом, чтобы получилась целое число каналов.

Высота канала a определяется по следующей формуле:

$$a = \frac{f}{z \cdot b} = \frac{f'}{b}. \quad (276)$$

Пример 95. Определить основные размеры расширяющегося аппарата или сопла для диска Кертиса комбинированной активной турбины по следующим данным:

$p_1 = 17,5 \text{ атм. абс.}$, $t_n = 325^\circ \text{Ц}$, $p_2 = 3 \text{ атм. абс.}$, $\frac{u}{c_1} = 0,21$, $\alpha_1 = 20^\circ$, $G_s = 5,88 \text{ кг/сек.}$ и число оборотов турбины $n = 3000 \text{ об./мин.}$

При адиабатическом расширении пара с 17,5 атм. абс. до 3 атм. абс., пользуясь диаграммой IS , находим тепловой перепад $h_t = 93 \text{ кал.}$ Принимая для сопла $\varphi = 0,95$, получим действительную скорость истечения пара из сопла: $c_1 = 0,95 \cdot 91,5 \sqrt{93} = 834 \text{ м/сек.}$ Но так как по заданию $\frac{u}{c_1} = 0,21$, то окружную скорость диска Кертиса получим равной $u = 0,21 \cdot 834 = 175 \text{ м/сек.}$, откуда средний диаметр диска будет равен:

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 175}{\pi \cdot 3000} \approx 1110 \text{ мм}.$$

Примем $D = 1100$ мм. Этому диаметру соответствует $u = 173$ м/с, а $\frac{u}{c_1} = 0,208$.

Принимая перегрузку турбины в 10%, наибольший расход пара получим равным: $G_s = 1,1 \cdot 5,88 = 6,47$ кг/сек. Тогда суммарное выходное сечение сопел в плоскости AB (фиг. 300) будет равно:

$$f_c = \frac{6,47 \cdot 0,65}{834 \cdot \sin 20^\circ} = 0,0148 \text{ м}^2 = 14\,800 \text{ мм}^2,$$

где 0,65 — удельный объем пара при выходе из сопла, определенный при помощи диаграммы IS (подобно точке Z' фиг. 294).

Принимая выходное сечение сопел квадратным со стороной $b = 13$ мм, а толщину стенки сопла в выходном сечении $s = 2$ мм, находим шаг t :

$$t = \frac{b + s}{\sin \alpha_1} = \frac{13 + 2}{\sin 20^\circ} = 44 \text{ мм}.$$

Ширина же сопла в плоскости AB будет.

$$b_1 = \frac{b}{\sin \alpha_1} = \frac{13}{\sin 20^\circ} = 38,2 \text{ мм. Возьмем } b_1 = 38 \text{ мм, тогда выходное сечение сопла будет равно: } f_1 = b \cdot b_1 = 13 \cdot 38 = 494 \text{ мм}^2; \text{ отсюда}$$

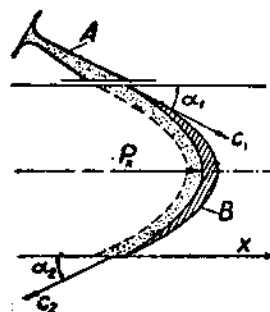
$$\text{число сопел } z = \frac{f_c}{f_1} = \frac{14\,800}{494} = 29,9. \text{ Примем}$$

$$z = 30. \text{ Длина дуги, занимаемая соплами } l = z \cdot t = 30 \cdot 44 = 1320 \text{ мм. Степень парциальности } e = \frac{l}{\pi \cdot D} = \frac{1320}{\pi \cdot 1100} = 0,39.$$

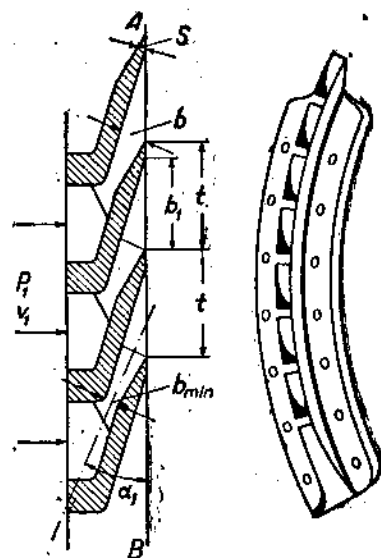
Сечение f_m горла сопла равно:

$$f_m = \frac{G_s}{2,09 \sqrt{\frac{P_1}{v_1}}} \cdot \frac{1}{z} = \frac{6,47}{2,09 \sqrt{\frac{17,5 \cdot 10\,000}{0,156}}} \cdot \frac{1}{30} = 0,0000975 \text{ м}^2 = 97,5 \text{ мм}^2,$$

$$\text{откуда ширина сопла в горле } b_{\min} = \frac{f_m}{b} = \frac{97,5}{13} = 7,5 \text{ мм}.$$



Фиг. 301.



Фиг. 300.

На фиг. 300, кроме разреза сопел, представлен в общем виде также сопловый сегмент со стороны выходных сечений (в плоскости AB), состоящий из 7 сопел.

§ 119. Действие пара на рабочие лопатки турбины. а) Случай неподвижной лопатки. При выходе из направляющих (цилиндрических) каналов или расширяющихся насадок пар с абсолютной скоростью истечения c_1 подводится к лопатке, как это показано на фиг. 301, где через A обозначено расширяющееся сопло, а через B — неподвижная лопатка. Вследствие кривизны неподвижной лопатки, струя пара, вступившая на нее, изменяет свое направление. Если

принять, что между поверхностью лопатки и частицами протекающего пара будет отсутствовать трение, то абсолютная скорость пара как при входе на лопатку, так и при выходе из нее будет оставаться постоянной. При наличии же трения абсолютная скорость выхода c_2 будет несколько меньше абсолютной скорости входа c_1 .

Благодаря кривизне лопатки и вызываемого ею изменения в направлении скорости, протекания пара, появляются силы центробежного давления, передаваемые лопатке, равнодействующая которых на ось x (в направлении возможного движения лопатки) дает составляющую P_x .

Если обозначить через α_1 и α_2 углы входа и выхода пара, т. е. углы направления абсолютных скоростей c_1 и c_2 с осью x , а через m_s — массу пара, протекающего в секунду при установившемся движении, то можно написать на основании уравнения импульсов следующее уравнение:

$$P_x = m_s \cdot c_{1x} - m_s \cdot c_{2x} = m_s (c_{1x} - c_{2x}),$$

где c_{1x} и c_{2x} — проекции абсолютных скоростей входа и выхода на ось x .

Заменяя m_s через $\frac{G_s}{g}$, где G_s — секундный расход пара в кг, получим:

$$P_x = \frac{G_s}{g} (c_{1x} - c_{2x}). \quad (277)$$

Следовательно, давление на лопатку равно секундному приращению количества движения.

Подставляя значение c_{1x} и c_{2x} , получим:

$$P_x = P = \frac{G_s}{g} [c_1 \cos \alpha_1 - (-c_2 \cos \alpha_2)].$$

Здесь знак минус для $c_2 \cos \alpha_2$ взят потому, что проекция абсолютной скорости выхода пара имеет противоположное направление проекции абсолютной скорости входа.

Преобразовывая последнее уравнение, выражающее действие струи на неподвижную лопатку, получим его окончательно в следующем виде:

$$P = \frac{G_s}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2). \quad (278)$$

б) *Случай движущейся лопатки.* Если лопатка B будет двигаться со скоростью u , совпадающей с направлением оси x , то струя пара будет входить на лопатку с относительной скоростью w_1 , а покидать ее с относительной скоростью выхода w_2 .

Относительные скорости w_1 и w_2 легко найти, если разложить абсолютные скорости c_1 и c_2 по правилу параллелограмма на направление скорости движения лопатки u и на направление относительных скоростей, как это показано на фиг. 302, причем направление w_1 для безударного входа струи пара должно быть таково, чтобы оно было касательно к входной кромке лопатки.

Если не принимать во внимание трения пара о лопатку, то $w_1 = w_2$; если же учитывать трение, то $w_2 < w_1$.

Давление струи пара, отнесенное к 1 кг его ($G_s = 1$ кг), согласно уравнению (278), будет равно:

$$P = \frac{1}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2).$$

Зная же усилие P , действующее на лопатку, можно найти и работу пара, отнесенную к 1 сек. При скорости лопатки u м/сек., эта работа будет равна:

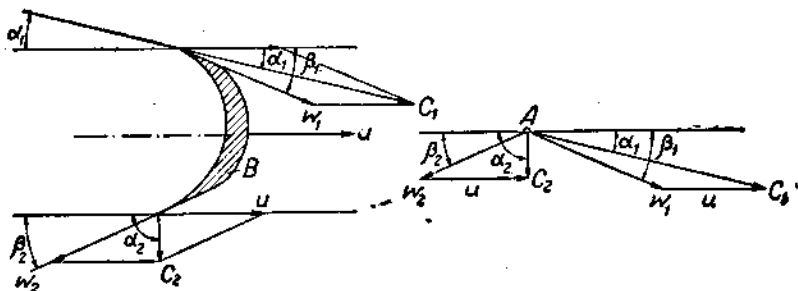
$$L_u = P \cdot u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (279)$$

или

$$L_u = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}). \quad (280)$$

Но из треугольников скоростей входа и выхода струи пара, вынесенных отдельно на той же фигуре, имеем следующие соотношения:

$$\begin{aligned} c_1 \cos \alpha_1 &= w_1 \cos \beta_1 + u \\ c_2 \cos \alpha_2 &= w_2 \cos \beta_2 - u. \end{aligned}$$



Фиг. 302.

Подставляя эти выражения в уравнение (279), окончательно будем иметь следующее выражение секундной работы 1 кг пара:

$$L_u = \frac{u}{g} (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2). \quad (281)$$

Но $c_{1u} = w_{1u} + u$, а $c_{2u} = w_{2u} - u$. Подставляя значения c_{1u} и c_{2u} в уравнение (280), получим:

$$L_u = \frac{u}{g} (w_{1u} + w_{2u}). \quad (282)$$

Из выражений (279) и (281) для L_u видно, что работа пара, протекающего по движущейся лопатке турбины, может быть определена как при помощи абсолютных, так и при помощи относительных скоростей его.

С другой стороны, работу 1 кг пара, протекающего по движущейся лопатке, можно определить как разность кинетической энергии, которой обладает пар при входе на лопатку и при выходе из нее.

Действительно, если абсолютная скорость входа пара на лопатку турбины c_1 , а абсолютная скорость его при выходе из нее c_2 , то работа, отданная лопатке 1 кг пара, будет равна:

$$L = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}. \quad (283)$$

Пример 96. Определить работу, производимую 1 кг пара на рабочих лопатках турбины, если $c_1 = 1100$ м/сек., а $c_2 = 200$ м/сек.

Подставляя цифровые значения c_1 и c_2 в формулу (283), получим:

$$L = \frac{1100^2 - 200^2}{2g} = 59\,630 \text{ кг-м.}$$

Пример 97. Определить мощность турбины и теоретический расход пара на 1 ЛС-ч., если секундный расход пара $G_s = 2$ кг, скорость входа пара $c_1 = 1100$ м/сек. и скорость выхода $c_2 = 200$ м/сек.

Пользуясь результатом подсчета примера 96, имеем:

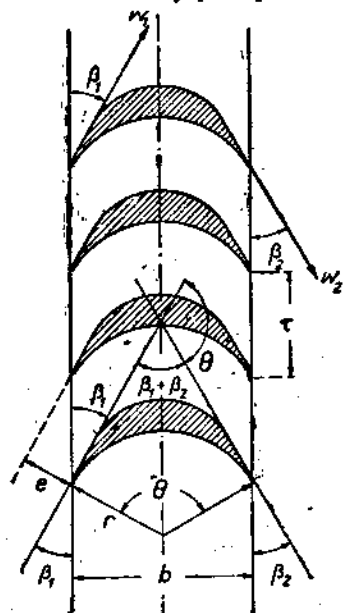
$$L_s = 2 \cdot 59\,630 = 119\,260 \text{ кг-м/сек.}$$

Разделив эту работу на 75, получим мощность турбины в лош. силах:

$$N = \frac{119\,260}{75} = 1590 \text{ ЛС.}$$

Расход же пара будет равен:

$$d = \frac{2 \cdot 60 \cdot 60}{1590} = 4,53 \text{ кг/ЛС-ч.}$$



Фиг. 303.

§ 120. Рабочие лопатки и коэффициент их скорости. Потери в направляющих каналах и соплах, в которых производится преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую, выражаются, как указано было выше, через коэффициент скорости ϕ . Преобразование кинетической энергии пара в работу на рабочих лопатках турбины сопровождается также потерями. Так как эти потери не поддаются точному теоретическому подсчету, то для учета их обычно вводится коэффициент скорости рабочих лопаток ψ , найденный опытным путем. Этот коэффициент в среднем можно принять равным:

для активных турбин $\psi = 0,88$,

для реактивных турбин $\psi = 0,90$.

Чтобы иметь небольшие потери на рабочих лопатках, а следовательно, возможно высокий коэффициент ψ , необходимо в размерах элементов рабочих лопаток иметь определенные соотношения.

По данным исследований проф. Бриллинга, наилучшие результаты получаются тогда, когда толщина струй e пара, протекающего по рабочей лопатке, равна половине радиуса кривизны последней, т. е. когда $e = 0,5 r$.

Что касается ширины лопаток b (фиг. 303), то ее берут от $1/12$ до $1/14$ длины l лопатки, а расстояние τ между лопатками принимают около $0,5 - 0,6$ ширины лопатки b .

Зная b , можно определить и радиус кривизны r , который, как видно из фиг. 303, равен:

$$r = \frac{b}{2 \cdot \cos \beta_1}.$$

Проф. Бриллинг выяснил также, что при большом радиусе кривизны лопатки струя пара протекает по ней более плавно, т. е. что большие радиусы r более выгодны.

Исследования показали также, что коэффициент скорости ψ в значительной степени зависит от угла поворота Θ струи пара. Как видно из фиг. 303, угол $\Theta = 180 - (\beta_1 + \beta_2)$.

Проф. Бриллинг дает следующую зависимость между величиной коэффициента ψ и углом Θ :

$$\psi = \psi_1 - 0,000432 \Theta^{1/2}, \quad (284)$$

где ψ_1 , в зависимости от относительной скорости w протекания пара на лопатке, можно принять равным:

$$\text{при } w = 100 \quad 200 \quad 300 \quad 400 \text{ м/сек.}$$

$$\psi_1 = 0,916 \quad 0,946 \quad 0,965 \quad 0,967.$$

Влияние относительной скорости w на величину коэффициента ψ было выяснено обширными исследованиями целого ряда выдающихся специалистов. Исследования показали, что с увеличением скорости w протекания пара коэффициент ψ также увеличивается.

Проф. Бриллинг дает следующую формулу зависимости коэффициента ψ от относительной скорости протекания пара на рабочей лопатке:

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{1,44 + 6 \sqrt{\frac{1}{w}}}} - 0,08 (2,5 - b), \quad (285)$$

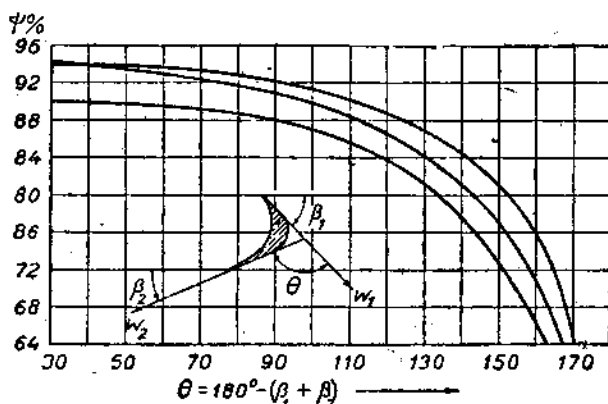
где b — ширина рабочей лопатки в см.

Совершенно иные выводы относительно изменения коэффициента скорости ψ дает инж. Лёзель, который считает, что для получения наибольшего значения ψ более выгодными являются скорости протекания пара порядка 100—150 м/сек.

Так как различные исследования дают противоречивые результаты, то при выборе коэффициента скорости ψ рабочих лопаток можно воспользоваться графиком, предложенным проф. Стодола.

Этот график представлен на фиг. 304, где по горизонтальной оси отложены углы поворота струи пара Θ , а по вертикальной — значения коэффициента ψ в процентах. Из трех кривых графика изменения коэффициента ψ нижняя и средняя кривые относятся к активным рабочим лопаткам, причем нижняя кривая — к наиболее неблагоприятному случаю, верхняя же кривая относится к реактивным лопаткам.

§ 121. Активный и реактивный принципы работы пара. По принципу действия пара на лопатки турбины различают активное и реактивное действие его.



Фиг. 304.

а) Активный принцип. Пусть на фиг. 305 представлены в схематическом виде: неподвижное сопло A , в котором пар начального давления p_1 получает расширение до противодавления p_2 , и рабочие лопатки турбины, движущиеся с окружной скоростью u .

Если c_1 — абсолютная скорость входа пара на лопатки и α_1 — угол входа, то, строя параллелограмм скоростей входа пара и разлагая c_1 по направлению u и w_1 , можно определить относительную скорость входа w_1 , с которой пар входит на движущиеся лопатки.

Чтобы вступление пара на рабочие лопатки происходило без удара, необходимо лопатку изогнуть так, чтобы направление относительной скорости входа w_1 было касательным к начальному элементу лопатки и составляло с плоскостью диска турбины угол β_1 . В лопатках турбины происходит отклонение струи пара, причем пар оказывает на поверхность лопатки давление, равное центробежной силе протекающей массы пара.

Вследствие трения пара о поверхность лопаток, относительная скорость его w_1 уменьшается, почему при выходе из лопаток пар имеет относительную скорость выхода w_2 несколько меньшую скорости w_1 . Но если бы трения пара о лопатки не было, то w_2 равнялось бы w_1 .

Зная w_2 , угол β_2 , который образует w_2 с плоскостью диска, и скорость u лопаток, можно построить параллелограмм скоростей выхода пара, из которого и определится абсолютная скорость выхода c_2 .

Эта скорость для данной турбины является потерянной, хотя в многоступенчатых турбинах ее частично можно использовать в следующих рядах рабочих лопаток. Скорость выхода пара из последних лопаток многоступенчатой турбины теряется полностью.

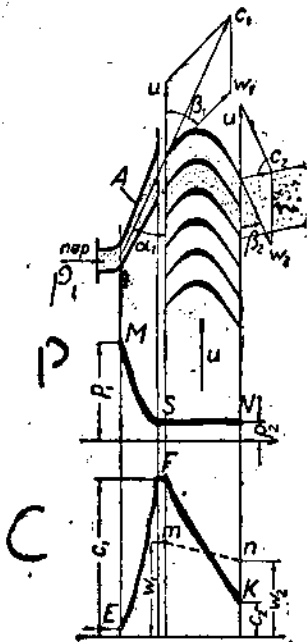
При очертании профиля рабочей лопатки обычно угол выхода пара β_2 принимают равным углу входа β_1 , что позволяет определить направление относительной скорости выхода w_2 .

Из формулы (283) видно, что чем меньше абсолютная скорость выхода пара c_2 , тем большую работу производит 1 кг пара, так как при скорости выхода c_2 потеря его работоспособности равна $\frac{c_2^2}{2g}$.

Следовательно, для более полного использования кинетической энергии пара, которой последний обладает при входе на рабочие лопатки, необходимо стремиться, чтобы абсолютная скорость выхода c_2 была по возможности небольшой.

При заданных u и w_1 величина абсолютной скорости выхода c_2 зависит от угла выхода β_2 ; поэтому, изменяя этот угол, можно в довольно широких пределах менять и величину скорости выхода c_2 .

Для большей ясности изменения состояния пара при протекании его на рабочих лопатках, на фиг. 305 нанесены: а) кривая MSN , представляющая изменение давления пара, из которой видно, что расширение пара происходит полностью в сопле A , на рабочих же лопатках турбины давление остается



Фиг. 305.

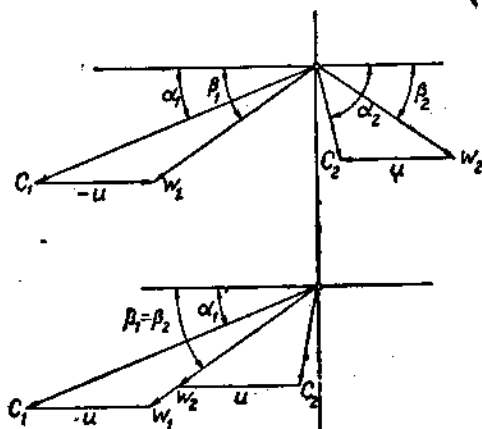
постоянным и равным противодействию p_2 ; б) кривая EFK , представляющая изменение абсолютной скорости, из которой видно, что в сопле A эта скорость увеличивается от нуля до скорости истечения c_1 , соответствующей падению давления от p_1 до p_2 , на рабочих же лопатках скорость c_1 уменьшается до абсолютной скорости выхода c_2 , и с) пунктирная линия mn , представляющая процесс изменения относительной скорости, с которой пар протекает на рабочих лопатках, причем вследствие трения в лопатках w_1 уменьшается до w_2 .

Для более наглядного и быстрого определения скоростей протекания пара на рабочих лопатках, обычно вместо параллелограмма скоростей строят план или треугольники скоростей, вершины которых совмещают как это показано на фиг. 306.

Зная величину угла входа α_1 , абсолютную скорость входа c_1 и скорость лопатки u , из треугольника скоростей входа находим величину относительной скорости w_1 , а также направление ее, т. е. угол β_1 .

Затем, задавшись коэффициентом скорости ψ и определяя относительную скорость выхода $w_2 = \psi w_1$, строим треугольник скоростей выхода, из которого находим абсолютную скорость выхода c_2 и направление ее, или угол α_2 .

Если угол $\beta_2 = \beta_1$, то в этом случае, для упрощения построения плана скоростей, можно треугольник скоростей выхода повернуть на 180° около вертикальной оси; тогда векторы скоростей w_1 и w_2 совпадут, как это показано на нижнем плане скоростей той же фигуры.



Фиг. 306.

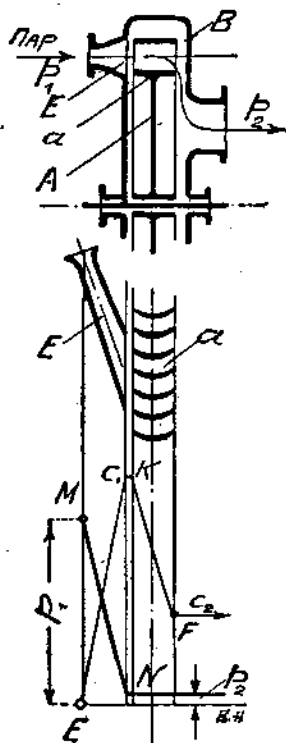
Рассмотренное действие пара называется активным действием его, турбины же, работающие по этому принципу, называются активными турбинами.

Таким образом, активное действие пара имеет следующие особенности:

- 1) преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую производится только в направляющем аппарате — в направляющих каналах, насадках или расширяющихся соплах; 2) давление пара при входе на рабочие лопатки турбины и при выходе из них остается без изменения, следовательно в турбине не происходит расширения пара, почему активные турбины часто называются турбинами равного давления; 3) абсолютная скорость входа пара (c_1) если не принимать во внимание потерь в направляющем аппарате, соответствует полному перепаду тепла, т. е. $c_1 = 91,5 \sqrt{i_1 - i_2}$, и 4) относительная скорость входа w_1 больше относительной скорости выхода w_2 , если же не принимать во внимание потери на трение пара о лопатки, то $w_1 = w_2$.

Прототипом активных турбин является колесо итальянского архитектора Джованни Бранка, изобретенное им в 1629 г. Почти через 260 лет активный принцип снова был введен в технику Лавалем, который впервые построил активную турбину промышленного значения, сыгравшую крупнейшую роль в развитии паровых турбин.

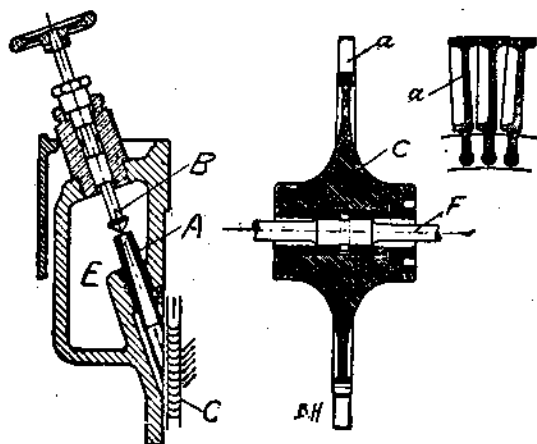
По своему устройству турбина Лавалья является простейшей из современных паровых турбин. Она состоит из одного рабочего диска *A*, небольшого диаметра с одним рядом рабочих лопаток *a*, насаженных на ободе, как это показано на схеме фиг. 307. Диск с рабочими лопатками помещается в кожухе *B*, по окружности которого размещены расширяющиеся сопла *E*, в которых и происходит преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую. На фигуре показаны также кривая *MN* изменения давления пара при протекании его по соплу и ломаная линия *EKF* — изменения абсолютной скорости пара в турбине.



Фиг. 307.

Так как для получения высокого коэффициента полезного действия эти турбины, как увидим дальше, должны делать очень большое число оборотов, порядка 15 000 — 20 000 об./мин., то для непосредственного соединения их с динамо, а также при передаче развиваемой ими работы гибкой связью, их снабжают зубчатой передачей, что значительно усложняет всю установку и является крупным недостатком однодисковых турбин этой системы.

Чтобы ознакомиться с отдельными деталями



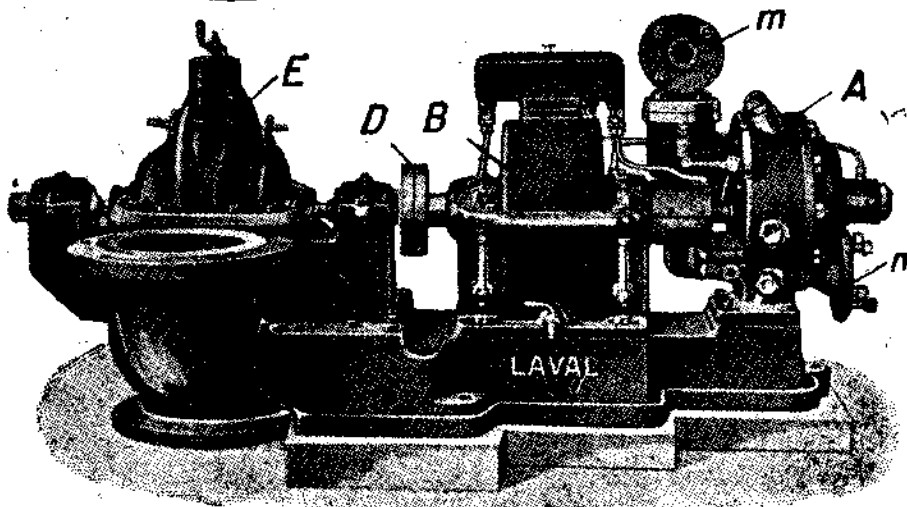
Фиг. 308.

турбин Лавалья, на фиг. 308 слева представлено сопло *A* этой турбины. Пар из камеры *E* кожуха турбины, после расширения в сопле *A*, подводится к рабочим лопаткам *a*, насаженным на диске *C*. Для регулирования подвода пара к турбине имеются запорные клапаны *B*. На той же фигуре в середине показан в разрезе рабочий диск *C*, насаженный на гибкий вал *F*, сверху же представлена установка трех рабочих лопаток *a* в ободу диска.

Для ознакомления с общим устройством турбин Лавалья, на фиг. 309 представлен снимок установки одной из этих турбин, непосредственно связанной с центробежным насосом, где *A* — турбина, *m* — патрубок для подвода свежего пара, *n* — патрубок для отвода отработанного пара, *B* — зубчатая передача, *D* — соединительная муфта и *E* — центробежный насос.

б) **Реактивный принцип.** При действии пара в реактивных турбинах расширение пара, а следовательно, и преобразование потенциальной энер-

гии его в кинетическую происходит как в неподвижных направляющих каналах или лопатках, так и на рабочих лопатках, вследствие чего последние устанавливаются на венце рабочего колеса турбины так, чтобы они имели форму суживающихся каналов. Вследствие расширения пара на рабочих

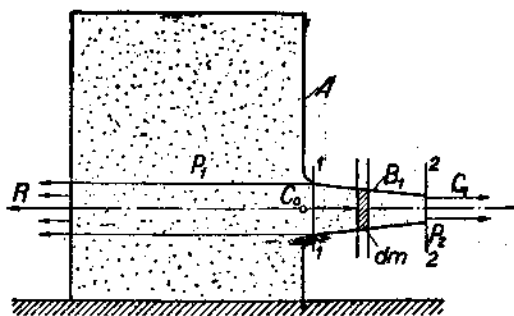


Фиг. 309.

лопатках и увеличения скорости протекания, лопатки реактивных турбин находятся как под активным, так и под реактивным действием пара.

Для выяснения действия реакции и работы силы реакции, возьмем какой-либо сосуд A , снабженный сходящейся или суживающейся насадкой B_1 , как это показано на фиг. 310, и допустим, что сосуд наполнен паром давления p_1 . Если выходное отверстие насадки будет открыто, то в насадке будет иметь место ускоренное движение пара, как из суживающегося сопла, причем давление пара в конце расширения будет равно p_2 .

Если обозначить бесконечно малую массу пара в насадке через dm , а ускорение движения ее через j , то сила, действующая на эту массу пара, будет равна



Фиг. 310.

$dP = j \cdot dm$. Подставляя же вместо j равное ему выражение $\frac{dc}{dt}$, получим:

$$dP = \frac{dc}{dt} \cdot dm \text{ или } dP = dc \cdot \frac{dm}{dt}.$$

Но $\frac{dm}{dt}$ представляет приведенную секундную массу, т. е. массу пара, протекающую через поперечное сечение насадки в одну секунду. Обозначая

$\frac{dm}{dt}$ через m_s , получим для силы, действующей на бесконечно малую массу пара, следующее выражение:

$$dP = m_s \cdot dc. \quad (286)$$

Сила же, действующая на всю массу пара в насадке между входным сечением 1—1 и выходным 2—2, будет равна интегралу в пределах изменения скорости от c_0 до c_1 , или

$$P = \int_{c_0}^{c_1} m_s dc = m_s (c_1 - c_0). \quad (287)$$

Следовательно, сила, вызывающая движение всего объема пара в насадке, равна секундному приращению количества движения.

Заменив m_s через $\frac{G_s}{g}$, где G_s — секундный расход пара, можно написать выражение (287) в следующем виде:

$$P = \frac{G_s}{g} (c_1 - c_0). \quad (288)$$

Принимая в входном сечении насадки $c_0 = 0$, получим:

$$P = m_s c_1 = \frac{G_s}{g} \cdot c_1. \quad (288')$$

Кинетическая же энергия пара при выходе из насадки будет равна:

$$G_s \cdot \frac{c_1^2}{2g}.$$

Но по закону инерции, если на элементарный объем массы dm тела действует в насадке сила dP , то на последующие слои его должна действовать сила противодействия или противодействия $dR = -dP$. Сумма же элементарных сил противодействия для всего объема пара, заключенного в насадке, будет равна: $R = -P$.

Сила R , называемая силой реакции, будет оказывать действие на пар, заключенный в сосуде, и если последний не будет закреплен, то под действием этой силы сосуд получит движение в сторону, обратную истечению пара.

Если предположить, что сосуд, в котором заключен пар, будет находиться в движении со скоростью u м/сек., то действительная скорость выхода струи пара из насадки будет $(c_1 - u)$ м/сек., а кинетическая энергия, которой будет обладать струя пара при выходе из насадки, будет равна:

$$G_s \frac{(c_1 - u)^2}{2g}.$$

Следовательно, работа реакции струи пара ($L_u = R \cdot u$) получится равной

$$L_u = R \cdot u = G_s \frac{c_1^2}{2g} - G_s \frac{(c_1 - u)^2}{2g}, \quad (289)$$

или после преобразования получим:

$$L_u = R \cdot u = G_s \frac{u}{g} \left(c_1 - \frac{u}{2} \right). \quad (289')$$

Отсюда сила реакции будет равна:

$$R = \frac{G_s}{g} \left(c_1 - \frac{u}{2} \right). \quad (290)$$

Чтобы найти условие, при котором работа реакции получается наибольшей, необходимо взять первую производную от секундной работы L_u (формула 289') по скорости u и приравнять ее нулю. Делая это, получим:

$$\frac{dL_u}{du} = \frac{G_s}{g} \frac{d \left(uc_1 - \frac{u^2}{2} \right)}{du} = 0,$$

откуда

$$c_1 - \frac{2u}{2} = 0 \text{ или } c_1 - u = 0.$$

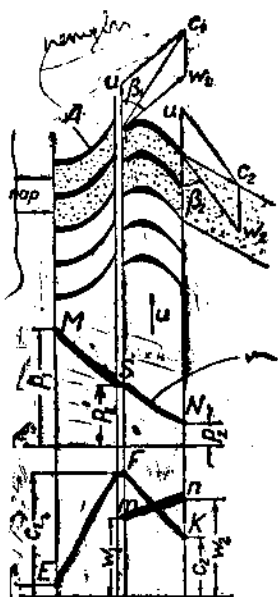
Следовательно, максимальная работа реакции струи пара $(L_u)_{\max}$ получается тогда, когда скорость выхода струи из насадки c_1 равна скорости движения сосуда или насадки u . В этом случае $(L_u)_{\max} = G_s \cdot \frac{c_1^2}{2g}$ и, следовательно, весь запас кинетической энергии истечения пара переходит в работу реакции.

Вследствие необходимости существования условия $u = c_1$, выведенного выше, чисто реактивное действие пара невозможно осуществить, почему в действительных турбинах реактивное действие пара всегда сопровождается активным действием его. Таким образом, в этих турбинах имеет место смешанное действие пара.

Турбины, в которых осуществляется смешанное действие пара, называются также реактивными турбинами или турбинами избыточного действия.

Рассмотрим действие пара в рабочем венце реактивной турбины. Пусть на фиг. 311 в схематическом виде представлен направляющий венец, состоящий из неподвижных лопаток A , в которых пар начального давления p_1 получает частичное расширение, т. е. давление его понижается до давления p_1' , расширение же до давления p_2 происходит на венце рабочих лопаток турбины, вращающихся с окружной скоростью u . В этом случае, следовательно, преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую энергию производится как в направляющем аппарате, так и на рабочих лопатках турбины.

Если абсолютная скорость вступления пара на рабочие лопатки, соответствующая падению давления от p_1 до p_1' , будет c_1 , а угол входа, образуемый направлением этой скорости с плоскостью венца, будет α_1 , то, построив параллелограмм скоростей входа пара разложением c_1 по направлению u и w_1 , можно определить величину относительной скорости w_1 , с которой пар входит на движущиеся лопатки турбины. В этом случае, равно как и в рассмотренном выше, чтобы вступление пара на рабочую лопатку происходило без удара, необходимо лопатку изогнуть так, чтобы направление относительной скорости w_1 было касательно к начальному элементу ее, т. е., чтобы w_1 составляло с плоскостью диска угол β_1 .

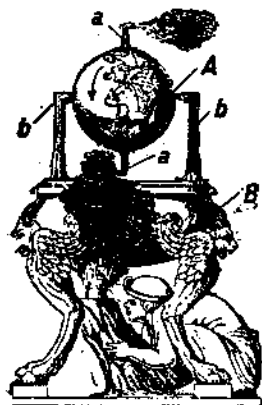


Фиг. 311.

В рабочих лопатках, как было указано выше, пар получает дальнейшее расширение; вследствие чего относительная скорость пара w_1 увеличивается и достигает величины w_2 , в то время как абсолютная скорость пара c_1 уменьшается до c_2 , как это следует из параллелограмма выхода пара, построенного по u и w_2 .

Следовательно, в рассматриваемом случае, вследствие расширения пара на рабочих лопатках и увеличения относительной скорости от w_1 до w_2 , на лопатку турбины действует, кроме активного давления отклонения струи пара, еще и давление силы реакции.

Для большей ясности изменения состояния пара при протекании его по направляющему и рабочему венцам реактивной турбины, на фиг. 311 нанесены: а) кривая MSN , представляющая изменение давления пара как в направляющем аппарате, так и на лопатках рабочего венца, б) кривая EFK — изменения абсолютной скорости, из которой видно, что в направляющем аппарате эта скорость увеличивается от нуля до c_1 , чему соответствует падение давления от p_1 до p_1' , на рабочих же лопатках она уменьшается до абсолютной скорости выхода c_2 , и с) пунктирная линия mn , представляющая изменение относительной скорости пара, которая вследствие расширения пара на рабочих лопатках увеличивается от w_1 до w_2 .



Фиг. 312.

Таким образом, реактивное действие пара имеет следующие особенности: 1) преобразование потенциальной энергии пара в кинетическую производится как в направляющем аппарате, так и на рабочих лопатках турбины; 2) вследствие расширения пара на лопатках рабочего венца, по обоим сторонам его получается различное давление — большее впереди его и меньшее за ним, почему реактивные турбины называются турбинами избыточного давления; 3) вследствие разницы давлений пара перед диском и за ним, в рабочем венце получается не одинаковое давление по обоим сторонам, которое стремится произвести сдвиг рабочего диска в осевом направлении; 4) абсолютная скорость входа пара c_1 на рабочие лопатки соответствует частичному, а не полному перепаду тепла, и 5) относительная скорость входа пара на рабочие лопатки w_1 меньше относительной скорости выхода w_2 .

Как было указано выше, действие пара на лопатки реактивных турбин не является чисто реактивным. Действительно, если в направляющем венце происходит преобразование потенциальной энергии пара от начального давления p_1 атм. абс. до давления p_1' и при выходе из направляющего венца пар будет обладать кинетической энергией L_1 , соответствующей частичному перепаду h_1 , а на рабочих лопатках расширение пара будет происходить от p_1' до p_2 , которому соответствуют частичный перепад h_2 и кинетическая энергия L_2 , то вся кинетическая энергия, соответствующая полному перепаду, будет равна $L = L_1 + L_2$. Тогда отношение $\rho = \frac{L_2}{L}$ будет представлять степень реактивного действия пара и называется степенью реакции.

Чем меньше L_2 по сравнению с L , тем меньше ρ и, следовательно, тем действие пара более приближается к активному действию, а турбина ближе

подходит к активной турбине, для которой $p=0$. С другой стороны, чем меньше L_1 , тем p больше, и тем действие пара более приближается к чисто реактивному действию, а турбина — к чисто реактивной, для которой $p=1$.

Если же $L_1=L_2$, т. е. если в направляющих каналах неподвижного венца происходит преобразование в кинетическую энергию половины всего перепада тепла $h_1=\frac{h}{2}$, а на лопатках рабочего венца — другой половины его $h_2=\frac{h}{2}$, то такая турбина называется полуреактивной. В технике

все турбины, работающие активно-реактивным принципом, с той или иной степенью реакции, называются реактивными турбинами.

Прототипом чисто реактивных турбин является шар Герона Александрийского, построенный им за 120 лет до начала нашего летосчисления. Устройство этого шара представлено на фиг. 312; оно состоит из шара A с двумя изогнутыми трубками (насадками) a и a . Шар может вращаться на полых цапфах подставок b , по которым из резервуара B , служащего здесь паровым котлом, подводится к нему пар. Если внутри шара находится пар давления p_1 , а при выходе из насадки давление его, вследствие расширения, будет равно p_2 , то стенки насадки в месте изгиба последней будут испытывать изнутри давление большее, чем в выходном отверстии, на величину $(p_1 - p_2)$ кг. Это давление и является той силой реакции пара, которая заставляет шар вращаться в направлении обратном вытеканию пара. Если с шаром связать какой-либо шкив, то работу, развиваемую шаром, можно полезно использовать.

Шар Герона надолго был забыт человечеством; первая полуреактивная турбина, получившая практическое применение, была построена только в 1888 г. английским инженером Парсонсом, ¹ сыгравшим в развитии крупного турбостроения огромнейшую роль.

В настоящее время реактивные турбины строят четыре крупных завода, большинство же фирм применяет этот принцип в комбинированных турбинах в части низкого давления.

¹ Чарльз Парсонс родился 13 июня 1854 г. После кратковременного пребывания в университете в Дублине он поступил для продолжения образования в Кембриджский университет, который и окончил в 1876 г., после чего поступил на завод Армстронга в Ньюкестле, где протекают первые годы его инженерной деятельности, главным образом, в области машиностроения. В 1884 г. Парсонс берет патент на реактивную турбину со ступенями давления, которую вскоре и осуществляет. Эта турбина мощностью в 10 ЛС при 18 000 об./мин. является первой реактивной турбиной, положившей начало дальнейшему развитию этого класса паровых турбин. В дальнейшем Парсонс широко развил постройку турбин своей системы. Его турбины строятся многими заводами различных стран и достигли крупнейших мощностей. Это развитие реактивных турбин в значительной степени обязано неутомимой деятельности самого изобретателя, которая продолжалась до последнего времени. Парсонс умер 11-го февраля 1931 г. на пароходе во время поездки в восточную Индию.



Чарльз Парсонс (1854 — 1931).

§ 122. Коэффициенты полезного действия паровых турбин. В паровых турбинах необходимо различать внутреннюю или полную мощность от эффективной или действительной. Мощность, развиваемая паром при прохождении его через турбину и получаемая на рабочих лопатках ее, называется полной или внутренней мощностью турбины. Но внутреннюю мощность, развиваемую турбиной, нельзя полностью использовать, так как в турбине имеются различные механические потери, к которым относятся потери на трение в подшипниках, на приведение в действие водяных и масляных насосов, механизмов регулирования и др. вспомогательных устройств.

Если из внутренней мощности N_i турбины вычесть мощность, которая соответствует указанным потерям, то получим эффективную, действительную или полезную мощность N_e , развиваемую турбиной на валу. Отношение действительной мощности к полной называется механическим коэффициентом полезного действия турбины, или $\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$.

Если через D обозначить количество пара, расходуемое турбиной в час, то $d_e = \frac{D}{N_e}$ будет представлять расход пара в килограммах на 1 действительную ЛС-ч., а $d_i = \frac{D}{N_i}$ — расход пара в кг на 1 внутреннюю ЛС-ч.

Чтобы эти расходы выразить в калориях, необходимо знать количество теплоты, которое воспринято 1 кг пара в паровом котле и донесено им до турбины, или теплосодержание его i_1 .

Если расходы пара d_i и d_e , выраженные в кг, умножить на теплосодержание i_1 , то получим расходы тепла, равные $i_1 d_i$ кал. на 1 внутр. ЛС-ч. и $i_1 d_e$ кал. на 1 действ. ЛС-ч.

Отношение теплового эквивалента работы 1 ЛС-ч., равного 632 кал., к расходу тепла в турбине на 1 внутр. ЛС-ч., равному $i_1 d_i$ кал., называется термическим коэффициентом полезного действия турбины, который обозначается через η_t , или

$$\eta_t = \frac{632}{i_1 \cdot d_i}.$$

Если d_i — расход пара на 1 квт-ч., то термический коэффициент полезного действия турбины равен:

$$\eta_t = \frac{859}{i_1 \cdot d_i}.$$

Таким образом, η_t показывает степень действительного использования в турбине теплоты пара, сообщенной последнему в паровом котле.

Если бы мы имели паровую турбину, в которой вся теплота пара i_1 кал. полностью превращалась в работу, то один кг пара при преобразовании теплоты его развивал бы работу, равную $427 \cdot i_1$ кг-м. Тогда отношение работы, соответствующей одному кг пара в идеальном процессе при данном перепаде тепла его $(i_1 - i_2)$ кал., равной $427 (i_1 - i_2)$ кг-м, ко всей работе, соответствующей i_1 кал., называется коэффициентом полезного действия идеального процесса и обозначается через η_0 , или

$$\eta_0 = \frac{427(i_1 - i_2)}{427 \cdot i_1} = \frac{i_1 - i_2}{i_1}. \quad (291)$$

Отношение термического коэффициента полезного действия η_t , показывающего степень использования теплоты пара при действительном процессе турбины, к коэффициенту полезного действия η_0 , показывающему степень использования теплоты в идеальном процессе, называется относительным внутренним коэффициентом полезного действия и обозначается через η_{in} или

$$\eta_{in} = \frac{\eta_t}{\eta_0}. \quad (292)$$

Отсюда термический коэффициент полезного действия турбины будет:

$$\boxed{\eta_t = \eta_0 \cdot \eta_{in}} \quad (292')$$

Следовательно, термический к.п.д. турбины равен произведению к.п.д. идеального процесса на относительный внутренний к.п.д.

Общий же или экономический коэффициент полезного действия всей паротурбинной установки (котел и турбина) будет равен:

$$\eta_s = \eta_0 \cdot \eta_{in} \cdot \eta_k, \quad (293)$$

где η_k — коэффициент полезного действия котельной установки.

Заменяя $\eta_0 \cdot \eta_{in} = \eta_t$, получим:

$$\eta_s = \eta_t \cdot \eta_k. \quad (293')$$

Пример 98. Определить коэффициент полезного действия идеального процесса η_0 , термический к.п.д. η_t , относительный внутренний к.п.д. η_{in} и полный экономический к.п.д. η_s паротурбинной установки, в которой расход пара равен 5,0 кг/квт-ч. при располагаемом перепаде тепла $i_1 - i_2 = 226$ кал., $i_1 = 705$ кал., $\eta_m = 0,96$, к.п.д. электрического генератора $\eta_z = 0,95$ и $\eta_k = 0,8$.

Подставляя значения $i_1 - i_2$ и i_1 в формулу (291), получим $\eta_0 = \frac{226}{705} = 0,32$, или 32%; подставляя же в формулу для η_t значения d_t и i_1 , будем иметь:

$$\eta_t = \frac{859}{5,0 \cdot 705} = 0,244, \text{ или } 24,4\%.$$

Зная же значения η_0 и η_t , из формулы (292) находим:

$$\eta_{in} = \frac{0,244}{0,32} = 0,7625, \text{ или } 76,25\%.$$

а экономический к.п.д. установки по формуле (293) будет равен:

$$\eta_s = 0,32 \cdot 0,7625 \cdot 0,96 \cdot 0,80 = 0,187, \text{ или } 18,7\%.$$

Если, кроме того, учесть к.п.д. электрического генератора $\eta_z = 0,95$ и принять потерю на приведение в действие конденсационного устройства равной 2%, то получим полный экономический коэффициент полезного действия всей паросиловой установки равным:

$$\eta_s = \frac{0,187}{0,95} \cdot 0,98 = 0,193, \text{ или } 19,3\%.$$

✓ § 123. Потери в паровых турбинах. Если перепад тепла 1 кг пара равен $(i_1 - i_2)$ кал., то при скорости истечения c_0 , соответствующей этому перепаду, располагаемая теоретическая работа пара будет равна:

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g}.$$

Однако, не вся располагаемая тепловая энергия пара может быть преобразована на лопатках турбины в полезную работу, так как при процессе

преобразования ее в насадках и рабочих лопатках имеются различные потери, которые надо отнять от полного перепада тепла, и только оставшийся перепад его может быть преобразован в полезную работу. Эти потери следующие:

1. Потеря на трение пара, удары и вихреобразование в направляющих каналах или соплах h_n , (см. выше (§ 116), которая определяется при помощи коэффициента скорости φ или коэффициента сопротивления ξ и равна $h_n = \xi \cdot h_t$ кал. (формула 268) или $L_n = \xi \cdot \frac{c_0^3}{2g}$ кг-м (формула 266).

Эта потеря уменьшает скорость c_0 до величины c_1 .

2. Потеря в рабочих лопатках активных турбин во время отдачи работы, вызываемая ударами и трением пара о лопатки, вследствие чего относительная скорость входа w_1 уменьшается до w_2 . Эта потеря может быть выражена в кг-м в следующем виде:

$$L_s = \frac{w_1^3}{2g} - \frac{w_2^3}{2g} = \xi_s \cdot \frac{w_1^3}{2g} \text{ кг-м,} \quad (294)$$

или в единицах тепла:

$$h_s = A \cdot \xi_s \cdot \frac{w_1^3}{2g} \text{ кал.,} \quad (294')$$

где ξ_s — коэффициент сопротивления рабочих лопаток, равный $1 - \psi^2$. Эта потеря, а также потеря в направляющих каналах и соплах, возвращается пару в виде тепла.

3. Потеря при выходе пара из рабочих лопаток, которая равна $L_a = \frac{c_2^3}{2g}$ кг-м или в единицах тепла $h_a = A \cdot \frac{c_2^3}{2g}$ кал., где c_2 — абсолютная скорость выхода пара.

Кроме указанных выше потерь, в турбинах имеются следующие механические потери:

4. Потеря, вызываемая трением о пар боковых стенок вращающегося диска и вихреобразованием от вращения в паре рабочих лопаток его.

Эти так называемые вентиляционные потери довольно точно могут быть подсчитаны по следующей формуле:

$$N_r = 1,78 \cdot \gamma \cdot D^3 \left(\frac{u}{100} \right)^3 + (1 - \epsilon) D \cdot z \cdot l, \quad (295)$$

где N_r — потеря, выраженная в лощ. силах,

γ — удельный вес пара в кг/м³, в котором вращается диск с венцом рабочих лопаток,

D — средний диаметр венца рабочих лопаток в м,

u — средняя окружная скорость венца рабочих лопаток в м/сек.,

z — число рабочих венцов,

ϵ — степень парциальности и

l — средняя длина в см. рабочих лопаток в отдельных венцах или ступенях турбины.

Зная потерю N_r , выраженную в лощ. силах, можно определить и соответствующую ей потерю теплового перепада в калориях, пользуясь следующей формулой:

$$h_r = \frac{75 \cdot N_r}{427 \cdot G_s}. \quad (296)$$

Если же потеря N , выражена в квт, то в формулу (296), вместо 75, надо подставить $75 \cdot 1,36 = 102$.

Для определения вентиляционных потерь, кроме формулы (295), имеются и другие формулы более простого вида. Такова, например, формула Лаше следующего вида:

$$N_r = K \cdot 10^{-10} \cdot D^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma, \quad (297)$$

где D — средний диаметр рабочего колеса в м,

n — число оборотов в минуту,

l — средняя длина лопаток в см,

γ — удельный вес пара в кг/м^3 , в среде которого вращается рабочее колесо, и

K — коэффициент, имеющий следующие значения: при одном венце лопаток $K = 2,4$, при двух — $K = 2,8$ и при трех — $K = 3,8$.

Указанные выше формулы относятся к активным турбинам, в которых рабочие лопатки установлены на отдельных дисках.

Для реактивных турбин, в которых рабочие лопатки обычно устанавливаются на общем барабане, а подвод пара делается всегда полным, т. е. по всей площади рабочих лопаток, вентиляционные потери очень малы, поэтому ими можно пренебречь.

Для активных турбин большой мощности, работающих с небольшими скоростями, эти потери также весьма небольшие.

5. Потеря через неплотности, вызываемая утечкой пара через зазоры. В активных турбинах эта утечка пара происходит через зазоры между втулками неподвижных диафрагм, несущих направляющие аппараты, и втулками рабочих дисков, а также через концевые сальники. В реактивных турбинах утечка пара происходит между лопатками направляющего аппарата и барабаном или ротором турбины, и между рабочими лопатками барабана и стенками кожуха турбины, а также через концевые сальники.

Если радиальный зазор между валом активной турбины и уплотняющим кольцом обозначить через s мм (от 0,2 до 0,6 мм в холодном состоянии), а диаметр вала в месте уплотнения через d мм, то полная площадь зазора $f = \pi d \cdot s \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. Количество же пара, теряемое через этот зазор, будет равно:

$$G_e = 0,7 \cdot \frac{f \cdot c_e}{v_e} \text{ кг/сек.}, \quad (298)$$

где c_e — скорость протекания пара, а v_e — удельный объем пара после прохождения уплотнения.

Отсюда потеря теплового перепада, отнесенная к 1 кг пара, будет равна:

$$h_e = \frac{G_e}{G_s} h_t \text{ кал.} \quad (299)$$

Что касается потери пара через концевые лабиринтные уплотнения, то ее можно приближенно определить по следующей формуле:

$$G_z = f_z \sqrt{\frac{g(P_1^2 - P_2^2)}{z \cdot P_1 \cdot v_1}} \text{ кг/сек.}, \quad (300)$$

где f_z — среднее сечение лабиринтных зазоров в м^2 ,

P_1 и P_2 — давления пара перед и за лабиринтом в кг/м^2 ,

z — число гребней лабиринтного уплотнения и

v_1 — удельный объем пара до лабиринтного уплотнения в $\text{м}^3/\text{кг}$.

Формула (300) применима пока, $P_2 > P_{кр}$, т. е. когда скорость протекания пара через уплотнение не достигает c_2 . Если же $P_2 < P_{кр}$ то для определения потери пара необходимо применить следующую формулу:

$$G_2 = f_2 \sqrt{\frac{g}{z + 1,5} \cdot \frac{P_1}{v_1}} \quad (301)$$

Зная G_2 , можно определить и потерю теплового перепада, отнесенную к 1 кг пара, а именно:

$$h_2 = \frac{G_2}{G_s} \cdot h_i \text{ кал.} \quad (302)$$

При подсчете среднего сечения лабиринтных зазоров, для ширины зазора s , в зависимости от диаметра зазора, можно принять следующие значения: при $d = 400$ мм, $s = 0,2$ мм; при $d = 500$ мм, $s = 0,25$ мм и при $d = 1000$ мм, $s = 0,5$ мм.

Для определения потери пара через зазоры между лопатками и кожухом, а также между неподвижными лопатками и ротором реактивных турбин можно воспользоваться следующей формулой:

$$G_e = 1,4 \cdot f \cdot \frac{c_e}{v_e} \text{ кг/сек.}, \quad (303)$$

где f — полная площадь зазоров, c_e — скорость пара на лопатке и v_e — удельный объем пара в конце зазора.

Необходимо, однако, отметить, что потери пара через зазоры получают более или менее значительными только при небольших рабочих лопатках и малых размерах рабочих дисков, т. е. в турбинах небольшой мощности. Кроме того, эти потери всегда больше в первых ступенях, чем в последних, так как в первых ступенях площадь зазора составляет значительный процент от проходной площади рабочих лопаток и удельный объем пара в этих ступенях небольшой.

б. К механическим потерям относятся еще потери на трение в подшипниках и направляющих аппаратах, а также потери работы на приведение в действие масляных насосов, регулятора и проч. В общем эти потери составляют 1—3%, в зависимости от мощности турбины.

Для определения работы трения в подшипниках турбины можно воспользоваться следующей формулой:

$$N_n = \frac{G \cdot \rho \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ ЛС}, \quad (304)$$

где G — вес барабана, вала или ротора турбины в кг,
 ρ — коэффициент трения, равный 0,02,
 d — средний диаметр обеих цапф вала в мм и
 n — число оборотов вала или барабана в мин.

Если из располагаемой теоретической работы пара L_0 вычесть потери 1, 2 и 3, выраженные в кг-м, то получим внутреннюю работу или работу, развиваемую на лопатках турбины L_u :

$$L_u = L_0 - (L_n + L_s + L_d).$$

Отношение же внутренней работы L_u к располагаемой теоретической работе L_0 представит относительный внутренний коэффициент

полезного действия турбины, который выше был дан как отношение η_i к η_o (формулы 292), что одно и то же. Следовательно:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_o}. \quad (305)$$

Относительный внутренний коэффициент полезного действия можно выразить и как отношение использованного теплового перепада h_u на лопатках турбины к располагаемому тепловому перепаду h_i , или

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_i}. \quad (306)$$

Для определения же использованного теплового перепада h_u надо определить, пользуясь формулами (268) и (294'), потери h_n , h_s и h_a и вычесть сумму их из h_i .

На фиг. 313 показано определение h_u на диаграмме IS . Из графика видно, что при располагаемом перепаде h_i , равном отрезку 1-2, использованный перепад h_u равен отрезку 1-3. Этот же график позволяет определить и состояние пара по выходе его из рабочих лопаток, которое выражается точкой 2''.

Если же учесть вентиляционные потери h_r , то действительный использованный перепад в турбине будет равен:

$$h_w = h_u - h_r.$$

Разделив это равенство на располагаемый перепад h_i и заменяя $\frac{h_w}{h_i} = \eta_w$, а $\frac{h_u}{h_i} = \eta_u$, получим:

$$\eta_w = \eta_u - \frac{h_r}{h_i}. \quad (307)$$

Отношение $\frac{h_w}{h_i} = \eta_w$ называется эффективным

относительным коэффициентом полезного действия, который и характеризует степень использования в турбине располагаемого перепада h_i .

Зная эффективный относительный коэффициент полезного действия η_w и механический коэффициент полезного действия η_m турбины, можно определить и расход пара на лощ. силу в час по следующей формуле:

$$d_s = \frac{632}{(i_1 - i_2) \eta_w \cdot \eta_m}. \quad (308)$$

Пример 99. Определить расход пара на ЛС-ч. в турбине, работающей с располагаемым тепловым перепадом $h_i = (i_1 - i_2) = 220$ кал., при $\eta_w = 0,7$ и $\eta_m = 0,9$. Подставляя цифровые значения в формулу (308), получим:

$$d_s = \frac{632}{220 \cdot 0,7 \cdot 0,9} = 4,57 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

§ 124. Относительный внутренний коэффициент полезного действия одноступенчатой активной турбины. В § 119 было найдено выра-

жение работы, производимой 1 кг пара на рабочей лопатке, движущейся со скоростью u м/сек., в следующем виде:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2).$$

Так как из фиг. 306 видно, что $c_2 \cos \alpha_2 = w_2 \cos \beta_2 - u$, то, подставляя это выражение, получим работу L_u в следующем виде:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + w_2 \cos \beta_2 - u). \quad (309)$$

Если принять для рабочей лопатки угол входа β_1 равным углу выхода β_2 , а w_2 заменить через ψw_1 , то получим:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_1 \cos \alpha_1 + \psi w_1 \cos \beta_2 - u).$$

Заменяя $w_1 \cos \beta_1$ через $c_1 \cos \alpha_1 - u$, можно написать последнее выражение, после преобразования в следующем виде:

$$L_u = \frac{u}{g} (1 + \psi) (c_1 \cos \alpha_1 - u). \quad (310)$$

Но располагаемая теоретическая работа 1 кг пара $L_0 = \frac{c_0^2}{2g}$. Заменяя c_0 через c_1 и φ из зависимости $c_1 = \varphi c_0$, или $c_0 = \frac{c_1}{\varphi}$, получим:

$$L_0 = \frac{c_1^2}{\varphi^2 2g}. \quad (311)$$

Подставляя значения L_u и L_0 в выражение (305), после преобразования получим:

$$\eta_a = 2\varphi^2(1 + \psi) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \frac{u}{c_1}. \quad (312)$$

Это выражение впервые было выведено проф. Банки. Из него видно, что при определенных значениях φ , ψ и α_1 относительный внутренний коэффициент полезного действия активной турбины зависит только от отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$.

Если обозначить:

$$2\varphi^2(1 + \psi) = a, \quad \frac{u}{c_1} = x \quad \text{и} \quad \cos \alpha_1 = b$$

и подставить эти значения в выражение для η_a , то после преобразования получим его в следующем виде:

$$\eta_a = abx - ax^2, \quad (312')$$

что представляет уравнение параболы, абсцисса которой $x = \frac{u}{c_1}$, а ордината η_a .

Следовательно, относительный внутренний коэффициент полезного действия активной турбины изменяется по закону параболы.

Чтобы найти максимальное значение относительного внутреннего коэффициента полезного действия, надо взять производную от η_u по x (формула 312') и приравнять ее нулю, а именно:

$$\frac{d\eta_u}{dx} = ab - 2ax = 0 \quad \text{или} \quad ab - 2ax = 0,$$

откуда

$$x = \frac{b}{2}.$$

Подставляя сюда соответствующие значения x и b , получим:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1 \quad (313)$$

или

$$u = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha_1.$$

Следовательно, относительный внутренний коэффициент полезного действия активной одноступенчатой турбины получает наибольшее значение тогда, когда отношение $\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2} \cos \alpha_1$.

Равенство (313) показывает, что для всякого отношения $\frac{u}{c_1} < \frac{1}{2} \cos \alpha_1$ значение η_u будет меньше максимального $(\eta_u)_m$.

Подставляя значение $\frac{u}{c_1}$ в формулу (312), для максимального получим значения относительного внутреннего коэффициента полезного действия следующее выражение:

$$(\eta_u)_m = \frac{1}{2} \varphi^2 (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1. \quad (314)$$

Пример 100. Определить $(\eta_u)_m$ одноступенчатой активной турбины при $\varphi = 0,95$, $\psi = 0,85$, $\alpha = 18^\circ$.

Подставляя цифровые значения в формулу (314), получим:

$$(\eta_u)_m = \frac{1}{2} \cdot 0,95^2 (1 + 0,85) \cdot 0,951^2 = 0,754, \text{ или } 75,4\%.$$

В идеальном случае, когда нет потерь в направляющих каналах и на рабочих лопатках турбины, т. е. когда $\varphi = 1$ и $\psi = 1$, выражение для $(\eta_u)_m$ принимает следующий вид:

$$(\eta_u)_m = \cos^2 \alpha_1. \quad (314')$$

Из выражения (314') видно, что относительный внутренний коэффициент полезного действия достигает 1 или 100% тогда, когда угол входа $\alpha_1 = 0^\circ$. Действительно, при этом значении имеем:

$$\eta_u = \cos^2 0^\circ = 1 \text{ или } 100\%.$$

При $\alpha_1 = 0^\circ$, окружная скорость $u = \frac{1}{2} c_1$.

Следовательно, в идеальной активной турбине при угле входа пара на лопатки $\alpha_1 = 0^\circ$ весь располагаемый перепад тепла или располагаемая кинетическая энергия пара превращается в работу; при этом окружная скорость рабочих лопаток должна быть равной половине абсолютной скорости пара.

Практически этого однако нельзя осуществить в турбине при $\alpha_1 = 0^\circ$, β_1 и β_2 также равны нулю, вследствие чего и скорость выхода пара $c_2 = 0$, т. е. пар не будет удаляться из рабочих лопаток.

Действительно, если $c_1 = 1000$ м/сек., то при $\alpha_1 = 0^\circ$ окружная скорость лопаток будет равна $u = \frac{1}{2} \cdot 1000 = 500$ м/сек., а относительная скорость входа пара $w_1 = c_1 - u = 1000 - 500 = 500$ м/сек. А так как

$w_2 = w_1 = 500$ м/сек., то c_2 будет равно $c_2 = u - w_2 = 500 - 500 = 0$ м/сек., т. е. пар не будет покидать лопаток турбины.

Для получения возможно большего η_u угол α_1 берется по возможности малым, в пределах от 14 до 25° .

Влияние увеличения угла входа α_1 на величину η_u активной одноступенчатой турбины наглядно показано на фиг. 314, где представлены кривые изменения η_u , построенные для углов α_1 в 10° , 17° , 25° и 35° при $\varphi = 0,95$ и $\psi = 0,9$. Из диаграммы видно, что при $\alpha_1 = 10^\circ$ наибольшее значение относительного внутреннего коэффициента полезного действия $(\eta_u)_m$ получается около $0,8$ или 80% ;

при $\alpha_1 = 17^\circ$, $(\eta_u)_m = 0,76$ или 76% ; при $\alpha_1 = 25^\circ$, $(\eta_u)_m = 0,70$ или 70% и при $\alpha_1 = 35^\circ$, $(\eta_u)_m = 0,58$ или 58% . Как видно, наибольшие значения η_u

для взятых углов (точки a , b , c и d) получаются при отношении $\frac{u}{c_1}$ равном от $0,4$ до $0,5$.

На диаграмме нанесена пунктиром кривая изменения относительного коэффициента полезного действия η_u , когда угол входа $\alpha_1 = 0^\circ$, $\varphi = 1$ и $\psi = 1$.

§ 125. Относительный внутренний коэффициент полезного действия одноступенчатой реактивной турбины. Для реактивной турбины со степенью реакции $\varphi = \frac{1}{2}$ относительный внутренний коэффициент полезного действия выражается в следующем виде:

$$\eta_u = \frac{2 \frac{u}{c_1} \left(2 \cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right)}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 + 2 \frac{u}{c_1} \cos \alpha_1} \quad (315)$$

Следовательно, относительный внутренний коэффициент полезного действия реактивной турбины, как и активной, не зависит непосредственно от

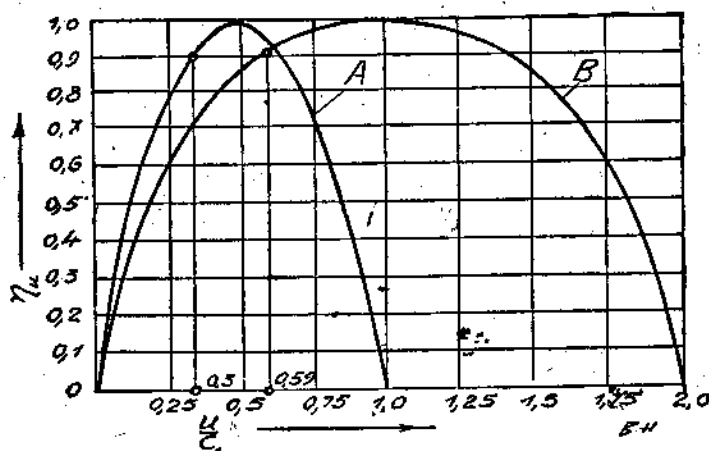
величины абсолютной скорости пара c_1 и окружной скорости рабочих лопаток u , а только от отношения их $\frac{u}{c_1}$, причем кривая изменения этого коэффициента имеет такое параболический характер.

Исследование выражения (315) показывает, что относительный коэффициент полезного действия η_a реактивной турбины получает максимальное значение тогда, когда

$$\frac{u}{c_1} = \cos \alpha_1, \quad (316)$$

или когда

$$u = c_1 \cos \alpha_1.$$



Фиг. 315.

Подставляя $\cos \alpha_1$ вместо отношения $\frac{u}{c_1}$ в формулу (315), получим для максимального значения $(\eta_a)_m$ следующее выражение:

$$(\eta_a)_m = \frac{2 \cos^2 \alpha_1}{1 + \cos^2 \alpha_1}. \quad (317)$$

Из этого выражения видно, что относительный внутренний коэффициент полезного действия достигает значения 1 или 100%, тогда, когда $\alpha_1 = 0^\circ$. При этом значении α_1 имеем:

$$\eta_a = 1 \text{ или } 100\%,$$

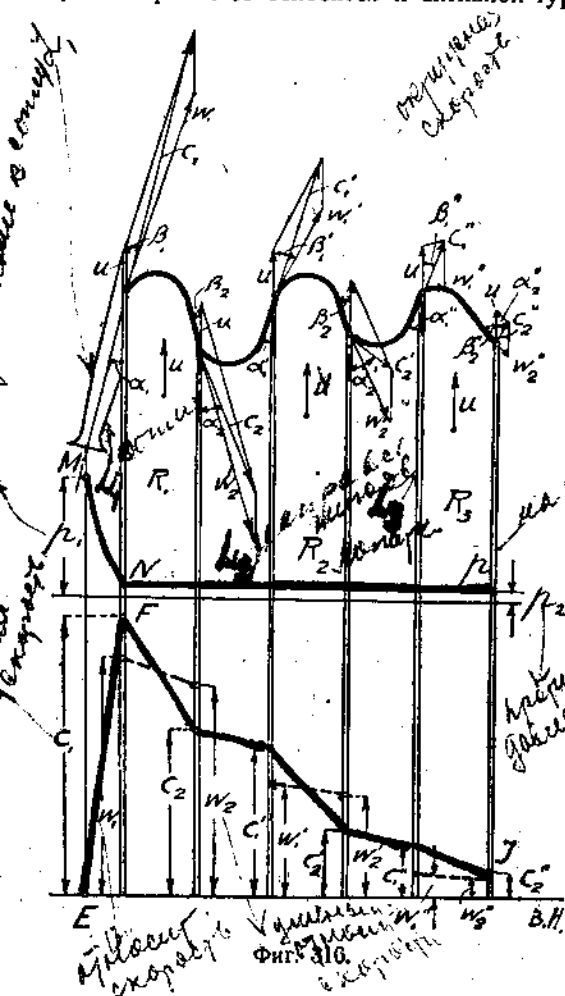
а также

$$u = c_1 \cos 0^\circ \text{ или } u = c_1.$$

Следовательно, при угле входа пара $\alpha_1 = 0^\circ$ весь располагаемый перепад тепла превращается полностью в работу, при этом окружная скорость рабочих лопаток должна быть равной абсолютной скорости пара.

Таким образом, наиболее выгодная окружная скорость в реактивной турбине в два раза больше, чем в активной, для которой, как было показано выше, невыгоднейшая скорость, если не принимать во внимание потери, $u = \frac{1}{2} c_1$.

Для более наглядного сравнения характера изменения коэффициента $\eta_{\text{и}}$ одноступенчатых активной и реактивной турбин в зависимости от отношения $\frac{u}{c_1}$, на фиг. 315 приведены кривые изменения $\eta_{\text{и}}$, подсчитанные для идеальных турбин при $\alpha_1 = 0^\circ$, в которых не приняты во внимание потери, причем кривая А относится к активной турбине, а кривая В — к реактивной.



Из диаграммы видно, что для одного и того же значения $\eta_{\text{и}}$ окружная скорость рабочих лопаток реактивной турбины должна быть значительно больше активной. Например, для $\eta_{\text{и}} = 0,9$ окружная скорость активной турбины $u = 0,3c_1$, для реактивной же турбины $u = 0,59c_1$.

§ 126. Ступени скорости.

Главным недостатком рассмотренных выше однодисковых турбин являются очень большие окружные скорости рабочих лопаток и значительные потери, связанные с ними. Чтобы уменьшить окружную скорость рабочих лопаток, а следовательно и дисков активной турбины, американец Кертис (Curtis) в 1900 г. ввел в практику турбостроения ступени скорости.

Принцип ступеней скорости состоит в том, что сначала потенциальная энергия пара в расширяющихся соплах полностью преобразовывается в кинетическую энергию, а затем эта энергия превращается в механическую работу на рабочих лопатках, между которыми расположены неподвижные направляющие лопатки, служащие исклю-

чительно для изменения направления движения пара. Обычно в турбинах со ступенями скорости берется 2 или 3 венца рабочих лопаток, в которых и происходит последовательное преобразование кинетической энергии пара в работу.

Чтобы уяснить себе работу пара в этих турбинах, а также проследить, как изменяется давление пара, абсолютная и относительная скорости его, на фиг. 316 в схематическом виде представлена турбина с тремя ступенями скорости, где через L_1 обозначено расширяющееся сопло, через L_2 и L_3 — направляющие неподвижные лопатки, служащие исключительно для изменения направления движения пара, и через R_1 , R_2 и R_3 — рабочие лопатки, укрепленные на общей диске, вращающемся с окружной скоростью u м/сек.

2. R_1, R_2, R_3 — рабочие лопатки, укрепленные на общей диске, вращающемся с окружной скоростью u м/сек.

В этой турбине пар начального давления p_1 подводится к одному или нескольким соплам L_1 , где он получает полное расширение до противодавления p_2 , приобретая при этом абсолютную скорость c_1 , с которой он под углом α_1 подводится на первый ряд рабочих лопаток R_1 . При входе на рабочие лопатки этого ряда абсолютная скорость пара c_1 , складываясь с окружной скоростью лопаток u , дает значительную по величине относительную скорость входа w_1 , с которой пар и протекает по лопаткам. Вследствие потерь на трение и удары в рабочих лопатках относительная скорость w_1 уменьшается до относительной скорости выхода w_2 . При выходе из лопаток эта скорость, складываясь также с окружной скоростью u , дает абсолютную скорость выхода пара, равную c_2 м/сек. Следовательно, работа, отданная паром рабочим лопаткам первого венца, будет равна разности живых сил абсолютных скоростей c_1 и c_2 , или, на основании формулы (280), можно написать:

$$L_u' = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}),$$

где c_{1u} и c_{2u} — проекции абсолютных скоростей (фиг. 302).

Со скоростью c_2 пар вступает на направляющие неподвижные лопатки L_2 первого ряда, где вследствие трения скорость эта несколько уменьшается и становится равной c_1' . В этом ряду направляющих лопаток пар получает изменение своего направления, чтобы рабочие лопатки всех венцов диска имели вращение в одном направлении.

По выходе из направляющих лопаток L_2 пар вступает под углом α_2' с абсолютной скоростью c_1' на второй венец рабочих лопаток, где складываясь с окружной скоростью u , дает относительную скорость входа w_1' , которая при выходе из лопаток также уменьшается до w_2' . Последняя, складываясь с окружной скоростью u , дает абсолютную скорость выхода пара c_2' , с которой пар и вступает на второй венец направляющих неподвижных лопаток L_3 . Следовательно, работа, отданная паром второму венцу рабочих лопаток R_2 , будет также равна разности живых сил абсолютных скоростей этой ступени c_1' и c_2' или по формуле (280):

$$L_u'' = \frac{u}{g} (c_{1u}' + c_{2u}').$$

Описанные выше процессы будут повторяться и в третьей ступени скорости, причем абсолютная скорость входа пара c_1' на третий венец рабочих лопаток R_3 будет меньше абсолютной скорости пара c_2' , а абсолютная скорость выхода пара из последней ступени будет равна c_2'' , работа же, отдаваемая паром на третьем рабочем венце, будет равна:

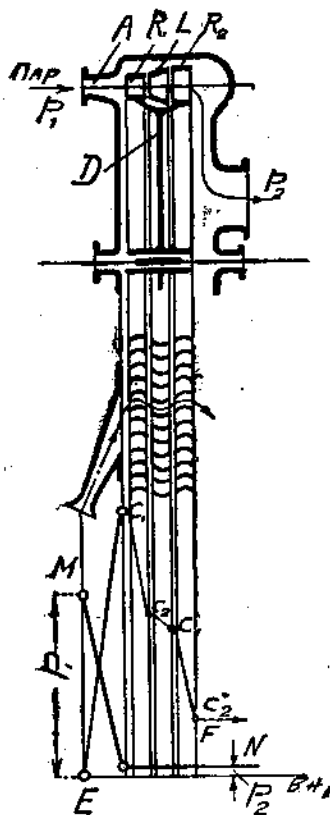
$$L_u''' = \frac{u}{g} (c_{1u}'' + c_{2u}'').$$

Отсюда суммарная работа, развиваемая паром на трех рабочих венцах турбины, будет равна:

$$L_u = \frac{u}{g} [(c_{1u} + c_{2u}) + (c_{1u}' + c_{2u}') + (c_{1u}'' + c_{2u}'')]. \quad (318)$$

На фиг. 316 представлена кривая MNp изменения давления пара, из которой видно, что пар получает полное расширение только в кониче-

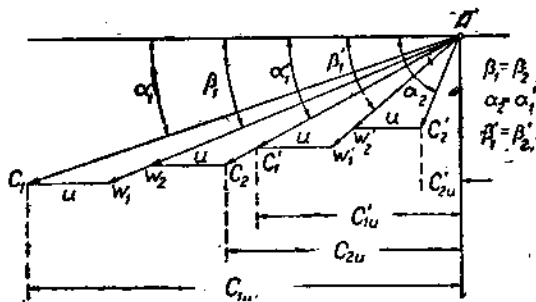
ских насадках L_1 , в турбине же давление его остается без изменения и равно противодавлению p_3 . Вследствие такого изменения давления пара, 1) турбины со ступенями скорости не испытывают осевого давления; 2) рабочие и направляющие лопатки их не подвергаются действию высоких температур и 3) зазоры между рабочими лопатками и кожухом турбины, а также между направляющими лопатками и диском можно выполнить сравнительно большими, не опасаясь значительной утечки пара.



Фиг. 317.

Под кривой изменения давлений пара представлены также: 1) кривая EFJ изменения абсолютной скорости, которая резко понижается в венцах рабочих лопаток и незначительно в направляющих — до величины абсолютной скорости выхода из последнего венца рабочих лопаток R_2 , с какой обработавший пар и покидает турбину, и 2) кривые (пунктирные) изменения относительной скорости пара в рабочих лопатках, которые по мере прохождения пара по ступеням турбины также понижаются.

На фиг. 317 представлена схема турбины Кертиса с двумя ступенями скорости. Здесь пар, получив в сопле A полное расширение до противодавления p_3 , входит на первый ряд рабочих лопаток R_1 диска D , где и отдает часть своей кинетической энергии. По выходе из этого ряда рабочих лопаток пар для изменения направления



Фиг. 318.

своего движения подводится на направляющие неподвижные лопатки L . В этих лопатках, вследствие трения, скорость c_3 понижается до скорости c'_3 , с которой пар подходит ко второму ряду рабочих лопаток R_2 того же диска, где он отдает еще часть своей кинетической энергии и отводится затем из турбины со скоростью c'_2 .

На схеме показаны также ломаная кривая EF изменения абсолютной скорости в турбине и кривая MN — изменения давления пара при протекании его в расширяющейся насадке и на обоих венцах рабочих лопаток.

Для уяснения изменений скоростей c и w протекания пара в турбине Кертиса с двумя ступенями скорости, на фиг. 318 построены треугольники скоростей ее при условии, что углы входа и выхода рабочих и направляющих лопаток равны между собою, т. е. что $\beta_2 = \beta_1$, $\alpha'_2 = \alpha_1$ и $\beta'_1 = \beta'_2$.

Зная абсолютную скорость входа c_1 и окружную скорость u , из треугольника скоростей входа Ac_1w_1 находим относительную скорость w_1 входа пара на первый венец рабочих лопаток. Задаввшись затем коэффициентом скорости ψ_1 , находим относительную скорость w_2 выхода пара из первого венца рабочих лопаток, а из треугольника выхода Ac_2w_2 находим абсолютную скорость c_2 выхода пара. Задаввшись далее коэффициентом скорости ψ_2 на неподвижном ряде направляющих лопаток, находим абсолютную скорость входа пара на второй рабочий венец, а из треугольника входа $Ac'_1w'_1$ находим относительную скорость входа w'_1 . Наконец, задавшись коэффициентом скорости ψ_3 на рабочих лопатках второго венца, находим w'_2 , а из треугольника выхода $Ac'_2w'_2$ определяем абсолютную скорость c'_2 выхода, с которой пар и покидает турбину.

Из треугольников скорости этой турбины видим, что суммарная работа, развиваемая паром на обоих рабочих венцах турбины, равна:

$$L_u = \frac{u}{g} [(c_{1u} + c_{2u}) + (c'_{1u} + c'_{2u})]. \quad (319)$$

Для определения относительного внутреннего коэффициента полезного действия (η_u) активной турбины с двумя ступенями скорости примем коэффициенты скорости как на рабочих венцах, так и на неподвижных лопатках одинаковыми, т. е. $\psi_1 = \psi_2 = \psi_3$. Тогда, пользуясь треугольниками скоростей, представленными на фиг. 318, и произведя преобразования, получим следующие проекции абсолютных скоростей на направление скорости u :

$$\begin{aligned} c_{1u} &= c_1 \cos \alpha_1, \\ c_{2u} &= w_2 \cos \beta_1 - u = \psi w_1 \cos \beta_1 - u = \psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u, \\ c'_{1u} &= \psi c_{2u} = \psi [\psi (c_1 \cos \alpha_1 - u) - u] = \psi^2 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - \psi u, \\ c'_{2u} &= w'_2 \cos \beta'_1 - u = \psi w'_1 \cos \beta'_1 - u = \psi (c'_{1u} - u) - u = \\ &= \psi [\psi^2 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - \psi u - u] - u = \psi^3 (c_1 \cos \alpha_1 - u) - \psi^2 u - (1 + \psi)u. \end{aligned}$$

Подставляя найденные значения в формулу (319), получим работу, развиваемую на лопатках турбины, равной:

$$L_u = \frac{u}{g} c_1 (1 + \psi) \left[(1 + \psi^3) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) - (1 + \psi) \frac{u}{c_1} \right].$$

Но так как располагаемая теоретическая работа 1 кг пара, согласно формуле (311), равна: $L_0 = \frac{c_1^2}{\varphi^2 2g}$, то, подставляя L_u и L_0 в выражение $\eta_u = \frac{L_u}{L_0}$, получим его после преобразования в следующем виде:

$$\eta_u = 2\varphi^2 (1 + \psi) \left[(1 + \psi^3) \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) - (1 + \psi) \frac{u}{c_1} \right] \frac{u}{c_1}. \quad (320)$$

Таким образом, для активной турбины с двумя ступенями скорости мы получили такое же выражение η_u , как и для одноступенчатой активной турбины (формула 312).

Из формулы (320) видно, что при определенных значениях φ , ψ и α_1 относительный внутренний коэффициент полезного действия активной турбины со ступенями скорости зависит также только от отношения скоростей $\frac{u}{c_1}$.

Введя обозначения, принятые нами при определении $\eta_{из}$ одноступенчатой турбины и приравняв первую производную нулю, получим максимальное значение относительного внутреннего коэффициента полезного действия турбины с двумя ступенями скорости $(\eta_{из})_m$ при отношении $\frac{u}{c_1}$ равным:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1 + \psi^2}{2 \cdot (2 + \psi + \psi^2)} \cdot \cos \alpha_1. \quad (321)$$

При этом значении $\frac{u}{c_1}$ выражение $(\eta_{из})_m$ имеет следующий вид:

$$(\eta_{из})_m = \frac{\varphi^2(1 + \psi)(1 + \psi^2)^2}{2 \cdot (2 + \psi + \psi^2)} \cos^2 \alpha_1. \quad (322)$$

Для случая, когда $\varphi = 1$ и $\psi = 1$, последние выражения будут иметь следующий вид:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2 \cdot 2} \cos \alpha_1 \quad \text{и} \quad (\eta_{из})_m = \cos^2 \alpha_1. \quad (323)$$

Следовательно, при максимальном значении $(\eta_{из})_m$, одинаковом с одноступенчатой турбиной, отношение $\frac{u}{c_1}$ в турбине с двумя ступенями скорости вдвое меньше требуемого отношения для одноступенчатой турбины.

Если определить $\eta_{из}$ для турбины с тремя ступенями скорости, как это выполнено для турбины с двумя ступенями, то для максимального значения $(\eta_{из})_m = \cos^2 \alpha_1$ получим отношение:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2 \cdot 3} \cos \alpha_1.$$

Следовательно, для турбины с тремя ступенями скорости отношение $\frac{u}{c_1}$ втрое меньше такового для одноступенчатой турбины.

В общем же случае, при m ступенях скорости отношение это должно быть равно:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2 \cdot m} \cos \alpha_1. \quad (324)$$

При $\alpha_1 = 0^\circ$, когда $\cos \alpha_1 = 1$, получим:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{1}{2 \cdot m}. \quad (325)$$

Отсюда число ступеней скорости будет равно:

$$m = \frac{c_1}{2 \cdot u}. \quad (326)$$

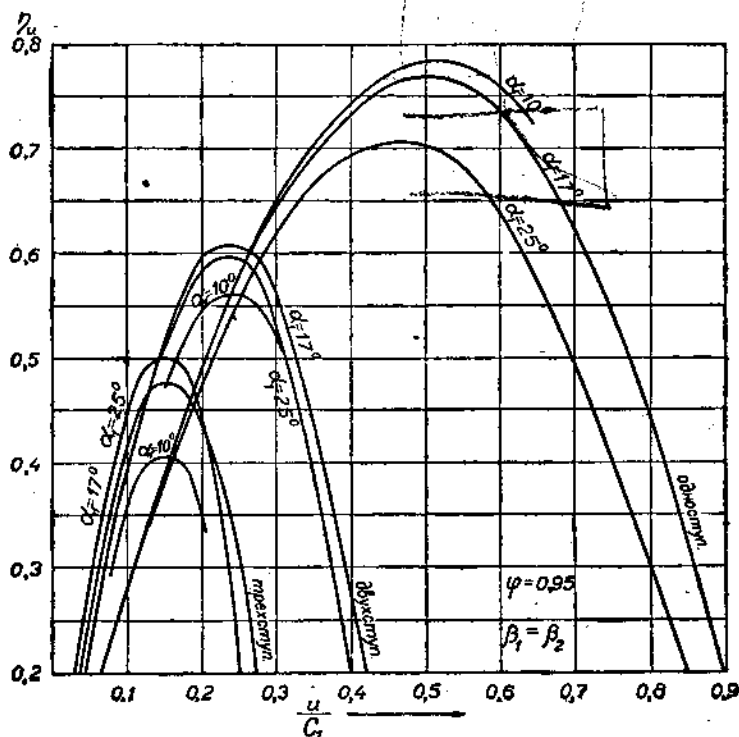
Следовательно, если не принимать во внимание потери в соплах, а также в лопатках рабочих и направляющих венцов, то для максимального значения $(\eta_{из})_m$ число ступеней активной турбины со ступенями скорости равно отношению абсолютной скорости входа пара на первый ряд рабочих лопаток к удвоенной окружной скорости их.

Пример 101. Определить $(\eta_u)_m$ турбины Кертиса с двумя ступенями скорости, если $\varphi = 0,95$; $\psi = 0,85$ и $\alpha_1 = 18^\circ$.

Подставляя в формулу (322) цифровые значения, получим:

$$(\eta_u)_m = \frac{0,95^2 (1 + 0,85) (1 + 0,85^2)^2}{2 \cdot (2 + 0,85 + 0,85^2)} \cdot 0,951^2 = 0,623.$$

Сопоставляя полученную величину $(\eta_u)_m$ с таковой одноступенчатой турбины (пример 100), мы видим, что при одних и тех же значениях φ , ψ и α_1 величина $(\eta_u)_m$ для турбины с двумя ступенями скорости значительно меньше, чем в одноступенчатой турбине. Для турбины с тремя ступенями скорости $(\eta_u)_m$ получается еще меньше.



Фиг. 319.

Таким образом, с увеличением числа ступеней скорости относительный внутренний коэффициент полезного действия турбины понижается.

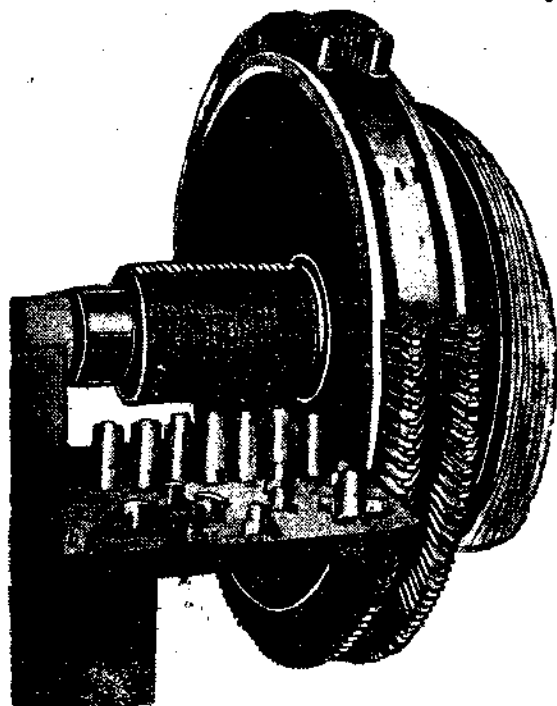
Чтобы судить о влиянии числа ступеней на величину η_u , на фиг. 319 представлены кривые изменения этого коэффициента для активной турбины с одной, двумя и тремя ступенями скорости в зависимости от отношения $\frac{u}{C_1}$ для углов входа $\alpha_1 = 10^\circ, 17^\circ$ и 25° при $\varphi = 0,95$ и $\psi = 0,85$.

Из диаграммы видно, что в зависимости от угла α_1 , η_u колеблется в одноступенчатой турбине, от 0,71 до 0,78, в турбине с двумя ступенями скорости — от 0,56 до 0,61 и в турбине с тремя ступенями скорости — от 0,41 до 0,50.

Кроме того, из диаграммы видно, что наибольшее значение $\eta_{\text{н}}$ получается в турбинах с двумя ступенями скорости при $\frac{u}{c_1} = 0,25$, а в турбине с тремя ступенями скорости при $\frac{u}{c_1} = 0,15$. Если же учесть вентиляционные потери, то эти отношения получаются еще меньше. Практически эти отношения лежат в следующих пределах:

для двух ступеней скорости $\frac{u}{c_1} = 0,15 - 0,20$,

для трех ступеней скорости $\frac{u}{c_1} = 0,1 - 0,13$.



Фиг. 320.

Таким образом, активные турбины со ступенями скорости позволяют значительно понизить отношение $\frac{u}{c_1}$, а

следовательно и уменьшить окружную скорость u ; однако они имеют низкий относительный коэффициент полезного действия, который с увеличением числа ступеней сильно понижается.

Кроме низкого относительного внутреннего коэффициента полезного действия, турбины со ступенями скорости имеют еще следующий недостаток: в них нельзя достигнуть равномерного распределения работы в ступенях, причем первая ступень получается всегда перегруженной, последние же отдают только небольшую часть работы, что видно из выражения работы (формула 318) и фиг. 318.

Низкий относительный коэффициент полезного действия и неравномерная отдача работы венцами лопаток активных турбин со ступенями скорости явились главными причинами, почему эти турбины не получили широкого распространения в промышленности, а изготовлявшие их заводы должны были отказаться от дальнейшего выпуска их, как самостоятельных установок.

В настоящее время активные турбины со ступенями скорости выполняются только для небольших мощностей в виде вспомогательных турбин с двумя, реже тремя ступенями, обычно же диск или колесо Кертиса устанавливается в комбинированных турбинах, в которых он ставится в части высокого давления.

На фиг. 320 показан снимок диска Кертиса с двумя ступенями скорости, представляющий часть высокого давления комбинированной турбины мощ-

ностью 5000 ЛС. Снимок изображает диск в момент набора рабочих лопаток, причем верхняя часть их еще не набрана. На снимке видны приготовленные к сборке рабочие лопатки *a* и установочные или промежуточные части *b*, которые закладываются в пазы между лопатками. Для введения рабочих лопаток в пазы диска имеются вырезы, ясно видимые на снимке.

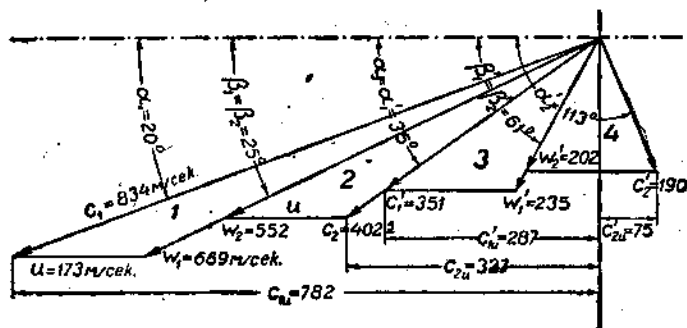
Пример 102. Пользуясь данными примера 95, рассчитать диск Кертиса с двумя ступенями скорости.

Для получения симметричных лопаток примем $\beta_1 = \beta_2$; $\beta'_1 = \beta'_2$ и $\alpha_2 = \alpha'_1$. Возьмем угол входа $\alpha_1 = 20^\circ$. Приняв масштаб скоростей 10 м/сек. = 1 мм, строим, как это показано на фиг. 321, треугольник (1) скоростей входа пара, из которого находим $w_1 = 669$ м/сек. и $\beta_1 = 25^\circ$. Следовательно, $\beta_2 = \beta_1 = 25^\circ$.

Примем $\phi_1 = 0,825$; тогда относительная скорость выхода пара из рабочих лопаток первой ступени будет равна: $w_2 = \phi w_1 = 0,825 \cdot 669 = 552$ м/сек.

Строим треугольник (2) скоростей выхода, из которого находим $c_2 = 402,5$ м/сек. и $\alpha_2 = 35^\circ$. Следовательно, $\alpha'_1 = \alpha_2 = 35^\circ$.

Возьмем коэффициент скорости на направляющих лопатках $\phi_1 = 0,875$; тогда абсолютная скорость пара при выходе из направляющих лопаток будет равна $c'_1 = \phi_1 c_2 = 0,875 \cdot 402,5 = 351$ м/сек.



Фиг. 321.

Строим треугольник (3) скоростей входа на рабочие лопатки второй ступени, из которого находим $w'_1 = 235$ м/сек. и $\beta'_1 = 61^\circ$. Следовательно, $\beta'_2 = \beta'_1 = 61^\circ$.

Возьмем коэффициент скорости на рабочих лопатках второй ступени $\phi_2 = 0,86$, тогда $w'_2 = \phi_2 \cdot w'_1 = 0,86 \cdot 235 = 202$ м/сек.

Затем строим треугольник (4) скоростей выхода из рабочих лопаток второй ступени, из которого получим $c'_3 = 190$ м/сек. и $\alpha'_3 = 113^\circ$.

Определив из диаграммы скоростей проекции абсолютных скоростей на направление окружной скорости $u = 173$ м/сек., находим работу, развиваемую 1 кг пара на диске Кертиса, равной:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u} + c'_{1u} + c'_{2u}) = \frac{173}{9,81} (782 + 327 + 287 + 75) = 23\,300 \text{ кг-м.}$$

Работа же, развиваемая 1 кг пара в идеальной турбине, равна:

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} = \frac{c_1^2}{\phi^2 \cdot 2g} = \frac{834^2}{0,95^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 39\,500 \text{ кг-м.}$$

Отсюда относительный внутренний коэффициент полезного действия диска Кертиса получим равным:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_0} = \frac{23\,300}{39\,500} = 0,593.$$

Находим потери:

1. Потеря в соплах:

$$h_n = \xi (i_1 - i_2) = (1 - \phi^2) (i_1 - i_2) = (1 - 0,95^2) \cdot 93 = 9,3 \text{ кал.}$$

2. Потеря в рабочих лопатках 1-й степени скорости:

$$h_{s'} = A \xi_s \cdot \frac{w_1^2}{2g} = A \cdot (1 - \psi_1^2) \cdot \frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{427} \cdot (1 - 0,825^2) \cdot \frac{669^2}{2 \cdot 9,81} = 17 \text{ кал.}$$

3. Потеря в направляющих лопатках:

$$h_{n'} = A (1 - \psi_1^2) \cdot \frac{c_s^2}{2g} = \frac{1}{427} \cdot (1 - 0,875^2) \cdot \frac{402,5^2}{2 \cdot 9,81} = 4,65 \text{ кал.}$$

4. Потеря в рабочих лопатках 2-й степени скорости:

$$h_{s''} = A (1 - \psi_s^2) \cdot \frac{w_1^2}{2g} = \frac{1}{427} (1 - 0,86^2) \cdot \frac{235^2}{2 \cdot 9,81} = 1,72 \text{ кал.}$$

5. Потеря со скоростью выхода:

$$h_a = A \cdot \frac{c_s^2}{2g} = \frac{1}{427} \cdot \frac{190^2}{2 \cdot 9,81} = 4,3 \text{ кал.}$$

Из диаграммы IS (фиг. 322) находим удельный объем пара (точка 2'), в среде которого вращается диск Кертиса, $v = 0,65 \text{ м}^3/\text{кг}$, откуда $\gamma = 1,54 \text{ кг/м}^3$. Принимая $D = 1100 \text{ мм}$, $n = 3000 \text{ об./мин.}$ и $l = 30 \text{ мм}$ и подставляя эти значения в формулу (297), находим потерю на вентиляцию в ЛС:

$$N_r = K \cdot 10^{-10} D^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma = 2,8 \cdot 10^{-10} \cdot 1,1^4 \cdot 3000^3 \cdot 3 \cdot 1,54 = 51,2 \text{ ЛС.}$$

6. Потеря на вентиляцию и трение диска о пар при $G_s = 5,88 \text{ кг/сек.}$ будет:

$$h_r = \frac{75 \cdot N_r}{427 \cdot G_s} = \frac{75 \cdot 51,2}{427 \cdot 5,88} = 1,53 \text{ кал.}$$

Следовательно, общая сумма потерь без потери на вентиляцию равна: $\Sigma h = 9,3 + 17 + 4,65 + 1,72 + 4,3 = 36,97 \text{ кал.}$ или округленно 37 кал., а с потерей на вентиляцию $\Sigma h' = 38,5 \text{ кал.}$

Откладывая на диаграмме IS (фиг. 322) потери h_m , $h_{s'}$, $h_{n'}$, $h_{s''}$, h_a и h_r находим точку 3, которая показывает, что по выходе из диска Кертиса пар имеет температуру перегрева $t_n \approx 200^\circ \text{Ц}$ и удельный объем $0,730 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Из диаграммы IS находим также:

$$\eta_a = \frac{(i_1 - i_2) - \Sigma h}{i_1 - i_2} = \frac{93 - 37}{93} = 0,6,$$

что весьма мало отличается от величины η_a , найденной выше.

Эффективный относительный коэффициент полезного действия равен:

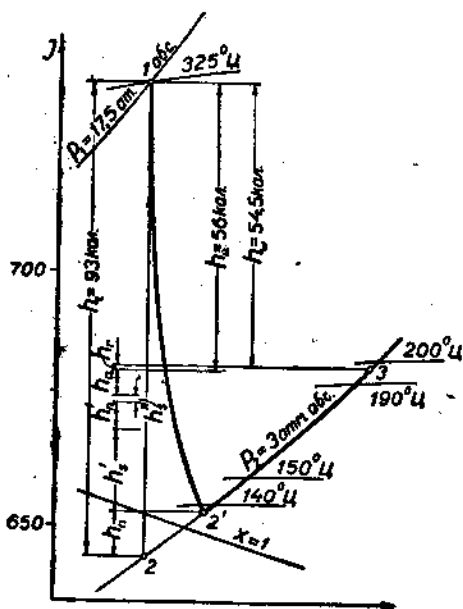
$$\eta_w = \frac{93 - 38,5}{93} = 0,586.$$

Внутренняя мощность, развиваемая паром на диске Кертиса, равна:

$$N_i = \frac{L_n \cdot G_s}{75} = \frac{23300 \cdot 5,88}{75} = 1826,7 \text{ ЛС.}$$

Эффективная же мощность, развиваемая диском Кертиса, равна:

$$N_w = N_i - N_r = 1826,7 - 51,2 = 1775,5 \text{ ЛС.}$$



Фиг. 322.

точку 3, которая показывает, что по выходе из диска Кертиса пар имеет температуру перегрева $t_n \approx 200^\circ \text{Ц}$ и удельный объем $0,730 \text{ м}^3/\text{кг}$.

Из диаграммы IS находим также:

$$\eta_a = \frac{(i_1 - i_2) - \Sigma h}{i_1 - i_2} = \frac{93 - 37}{93} = 0,6,$$

что весьма мало отличается от величины η_a , найденной выше.

Эффективный относительный коэффициент полезного действия равен:

$$\eta_w = \frac{93 - 38,5}{93} = 0,586.$$

Внутренняя мощность, развиваемая паром на диске Кертиса, равна:

$$N_i = \frac{L_n \cdot G_s}{75} = \frac{23300 \cdot 5,88}{75} = 1826,7 \text{ ЛС.}$$

Эффективная же мощность, развиваемая диском Кертиса, равна:

$$N_w = N_i - N_r = 1826,7 - 51,2 = 1775,5 \text{ ЛС.}$$

§ 127. Ступени давления. Выше была выведена зависимость между $\eta_{\text{т}}$ и $\frac{u}{c_1}$, причем было показано, что наиболее полное преобразование располагаемого перепада тепла в механическую работу в однодисковых активных турбинах получается при $u = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha_1$, т. е. при очень больших окружных скоростях рабочего диска, а следовательно при большом числе оборотов турбины.

Для понижения числа оборотов однодисковой активной турбины до предела, допускающего непосредственное соединение вала ее с электрическим генератором или трансмиссионным валом, турбину обычно снабжали зубчатой передачей. Однако, этот способ в стационарных турбинах средних и больших мощностей, не нашел применения. Так же точно введение в практику турбостроения ступеней скорости, хотя и позволяло снижать окружную скорость рабочих дисков, но вследствие низкого относительного коэффициента полезного действия их полностью не разрешало этого вопроса. Техника, таким образом, должна была изыскать новый способ понижения числа оборотов, не ухудшая при этом относительного внутреннего коэффициента полезного действия турбин.

В этом отношении значительных результатов достиг Парсонс, который для уменьшения окружной скорости рабочих лопаток реактивных турбин, а следовательно и числа оборотов их, ввел принцип разделения общего падения давления пара на несколько ступеней или ступени давления.

Для активных турбин ступени давления впервые были введены проф. Рато,¹ который в 1900 г. построил на французском заводе Соттэ-Гарле первую активную турбину со ступенями давления, почему этот тип турбин и называется его именем.

Этот способ уменьшения окружной скорости рабочих лопаток турбины состоит в следующем. Располагаемая потенциальная энергия пара, соответ-



Август Рато (1863 — 1930).

¹ Август Рато родился в Руане (Франция) 13 октября 1863 г. Вскоре после окончания Эколь-Политехник и Высшего Горного Училища приглашается профессором Горного училища в Сент-Этьенне, где одновременно начинаются его работы по усовершенствованию рудничных вентиляторов, давшие большие результаты. В 1900 г. совместно с фирмой Соттэ-Гарле в Париже выпускает впервые активную турбину со ступенями давления мощностью в 1000 ЛС. Этот тип турбины впоследствии стал называться его именем. Затем им были впервые разработаны и введены в практику турбины низкого давления и турбины двойного давления, а также аккумуляторы пара Рато, хорошо известные всей технике. С 1902 по 1910 г. состоит профессором Высшего Горного училища в Париже, где проводит ряд крупнейших исследований теоретического и практического характера. Из этих работ наиболее известны исследования истечения пара из насадок. После 1910 г. посвящает себя работам в "Об-ве Рато" в Париже. Одной из его последних работ было применение наддувки в двигателях внутреннего сгорания (в авиационных и судовых) при помощи известного всем турбокомпрессора Рато, работающего выхлопными газами. За свою деятельность в технике и промышленности был избран членом многих обществ, а также французской Академии Наук. Умер 13 января 1930 г.

ствующая полному падению давления, преобразовывается в кинетическую энергию не в одном ряде направляющих каналов или сопел, а последовательно, в нескольких диафрагмах с направляющими каналами, расположенными одна за другой. Так же точно и преобразование кинетической энергии пара происходит не на одном рабочем диске, а на нескольких дисках, установленных последовательно каждый за своей диафрагмой с направляющими каналами.

Таким образом, здесь как бы соединяется в одно целое несколько одноступенчатых турбин, которые и образуют турбину многократного расширения или турбину со ступенями давления.

Для более ясного представления о ступенях давления, поясним это графически, для чего на фиг. 323 представим объемную диаграмму, площадь которой $ABCD$ соответствует работе L , получаемой при адиабатическом расширении 1 кг пара от начального давления p_1 до конечного давления p_2 .



Фиг. 323.

Допустим, что площадь диаграммы разбита на несколько равновеликих площадок, соответствующих работам $L_1, L_2, \dots, L_m$, и что в первой ступени турбины, состоящей из направляющих каналов и одного ряда лопаток, перерабатывается падение давления от p_1 до p' и получается работа, равная L_1 ; во второй такой же ступени турбины перерабатывается падение давления от p' до p'' и получается работа L_2 и т. д. Тогда,

при $L_1 = L_2 = \dots = L_m$ и m ступенях, в каждой отдельной ступени турбины с одним рядом направляющих каналов и одним рядом рабочих лопаток получаемая работа будет равна:

$$L_1 = L_2 = \dots = L_m = \frac{L}{m}. \quad (327)$$

Так как скорость истечения пара для каждой ступени, если не принимать во внимание потерь на трение, равна:

$$c_m = \sqrt{2g \cdot L_1},$$

то, подставляя вместо L_1 равное ему значение $\frac{L}{m}$, получим:

$$c_m = \sqrt{2g \frac{L}{m}} = \sqrt{\frac{1}{m} \cdot 2gL}. \quad (328)$$

Но скорость истечения c_1 , соответствующая полному падению давления пара от p_1 до p_2 , как известно, равна: $c_1 = \sqrt{2gL}$, где L — работа, соответствующая полному расширению. Поэтому, подставляя в формулу (328) вместо $\sqrt{2gL}$ значение c_1 , получим:

$$c_m = \sqrt{\frac{1}{m}} \cdot c_1 = \frac{c_1}{\sqrt{m}}. \quad (328')$$

Следовательно, абсолютные скорости c_m входа пара на рабочие лопатки многоступенчатой активной турбины будут меньше по сравнению со скоростью c_1 одноступенчатой турбины, использующей тот же перепад тепла, в отношении, равном квадратному корню из числа ступеней.

В таком же отношении в многоступенчатых активных турбинах будет уменьшена и окружная скорость, соответствующая наибольшему относительному внутреннему коэффициенту полезного действия.

Действительно, если в выражение $u = \frac{1}{2} c_1 \cos \alpha_1$ подставить вместо c_1 значение абсолютной скорости c_m многоступенчатой турбины и заменить затем c_m через $\frac{c_1}{\sqrt{m}}$, то для окружной скорости u_m рабочих лопаток этой турбины получим следующее выражение:

$$u_m = \frac{c_1 \cos \alpha_1}{2 \sqrt{m}}. \quad (329)$$

Следовательно, увеличивая число ступеней давления, можно как угодно уменьшить окружную скорость рабочих дисков и осуществить наивыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_1}$.

Из формулы (328') можно определить число ступеней давления, если известны абсолютные скорости c_1 и c_m , по следующей формуле:

$$m = \left(\frac{c_1}{c_m} \right)^2. \quad (330)$$

Пример 103. Определить число ступеней давления m активной турбины, окружная скорость которой $u_m = 200$ м/сек. при $p_1 = 14$ атм. абс., $t_n = 300^\circ \text{Ц}$, $p_2 = 0,06$ атм. абс., $\varphi = 0,95$ и $\alpha_1 = 18^\circ$.

Пользуясь диаграммой IS, находим $c_0 = 1343$ м/сек., откуда $c_1 = 0,95 \cdot 1343 = 1277$ м/сек.

Тогда

$$c_m = \frac{200}{\frac{1}{2} \cdot 0,951} = 420 \text{ м/сек.}$$

Пользуясь формулой (330), получим:

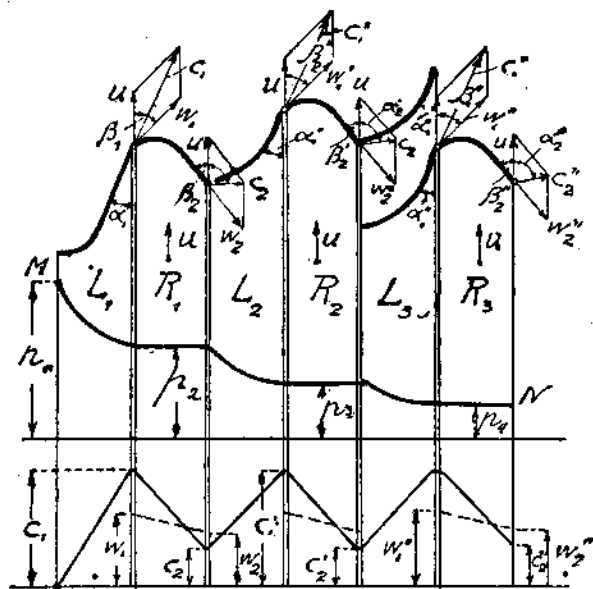
$$m = \left(\frac{1277}{420} \right)^2 = 9,3,$$

т. е. надо иметь 10 ступеней давления.

Чтобы ознакомиться со схемой устройства многоступенчатых активных турбин со ступенями давления, а также с характером изменения давления, абсолютной скорости и относительной скорости пара при прохождении его через турбину, на фиг. 324 в схематическом виде представлена активная турбина с тремя ступенями давления, где через L_1 , L_2 и L_3 обозначены направляющие неподвижные лопатки, а через R_1 , R_2 и R_3 — диски турбины с рабочими лопатками. В этой турбине пар начального давления p_1 расширяется в первом направляющем венце L_1 до давления p_2 и входит под углом α_1 на первый ряд рабочих лопаток R_1 с абсолютной скоростью c_1 . В рабочем диске R_1 абсолютная скорость c_1 , складываясь с окружной скоростью

диска u , которая одинакова для всех дисков, дает относительную скорость w_1 входа пара на рабочие лопатки. Вследствие трения пара на рабочих лопатках, относительная скорость входа w_1 уменьшается до величины w_2 . Во время протекания пара по рабочим лопаткам давление его p_2 остается без изменения, что и отмечено на кривой давлений MN горизонтальной линией.

Относительная скорость выхода w_2 , складываясь с окружной скоростью u рабочего диска, дает абсолютную скорость выхода c_2 , с которой пар и входит на второй неподвижный ряд направляющих лопаток, где происходит дальнейшее расширение пара от p_2 до p_3 , абсолютная скорость которого снова достигает скорости c_1 . С этой скоростью пар входит под углом α_1''



Фиг. 324.

на второй ряд рабочих лопаток R_2 , где, складываясь с окружной скоростью u , дает относительную скорость входа w_1' , которая при выходе из лопаток, вследствие трения пара, несколько уменьшается и становится равной w_2' . То же самое повторяется и в третьей ступени.

На фигуре внизу, кроме кривой изменения давления пара, показаны также сплошными линиями кривые изменения абсолютной скорости протекания пара в турбине, а пунктирными линиями — изменение относительной скорости его.

Кривая изменения давлений MN показывает, что падение давления пара,

а следовательно и расширение его, происходит только в направляющих каналах турбины.

Таким образом, давление пара впереди и за рабочим диском каждой ступени остается постоянным и турбина не испытывает осевого давления. Для того же, чтобы давление пара на рабочем диске при колебании нагрузки не изменялось, рабочие диски иногда снабжают отверстиями для уравнивания давления по обеим сторонам их.

По мере падения давления пара объем его увеличивается, почему высота лопаток в турбине должна также последовательно увеличиваться от первой ступени к последней.

Для представления о рабочем процессе, на диаграмме IS (фиг. 325) показано изменение состояния пара в активной турбине с тремя ступенями давления. Для простоты построения в ступенях давления взяты одинаковые перепады давления, т. е. $h'_1 = h''_1 = h'''_1$, а также одинаковые потери перепада в неподвижных направляющих аппаратах (h_n) и в рабочих лопатках (h_s) всех ступеней.

Из диаграммы видно, что располагаемый перепад $h_t = i_1 - i_2$ (отрезок 1—2) распределен на три ступени, причем конечное состояние пара при выходе из последней ступени определяется точкой 3, а использованный перепад в турбине равен h_a .

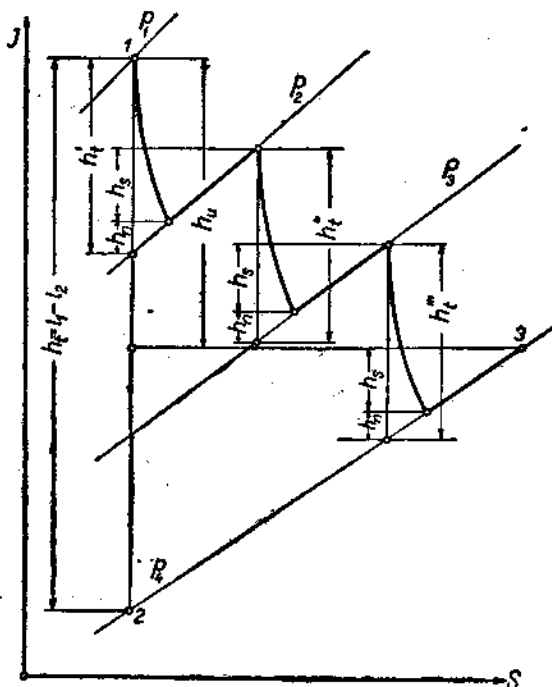
Активные турбины со ступенями давления Рато, Целли и Лёзеля. Как было указано выше, первое теоретическое обоснование и практическое осуществление активной турбины со ступенями давления принадлежит проф. Рато, который ввел для ступеней давления частичный перепад давления пара, достигающий почти критического давления. Вследствие такого распределения полного падения давления пара, турбины Рато имели от 15 до 20 ступеней давления, а следовательно, небольшие окружные скорости, при которых выбор материала как для рабочих дисков, так и для лопаток не представлял особенных затруднений.

Турбины Рато характеризуются еще тем, что в них диаметры рабочих дисков почти одинаковы, увеличиваясь несколько в ступенях низкого давления.

На фиг. 326 представлена схема турбины этого типа с пятью ступенями давления, в которых происходит постепенное преобразование в направляющих лопатках неподвижных диафрагм $L_1, L_2 \dots L_5$ потенциальной энергии пара в кинетическую, а затем кинетической энергии в механическую работу, воспринимаемую рабочими лопатками вращающихся дисков $R_1, R_2, \dots, R_5$. Под схемой на той же фигуре показана кривая MN изменения давления пара от p_1 до p_2 и ломаная линия EF , представляющая изменение абсолютной скорости в ступенях турбины.

Подобный тип активной турбины со ступенями давления постройки завода Лаваль-Мультипли в Швеции представлен на фиг. 327, где через A обозначены рабочие диски 14 ступеней давления, через E — сопла первой ступени, через B — неподвижные диафрагмы с направляющими каналами и через M — лабиринтная набивка для уплотнения концов вала.

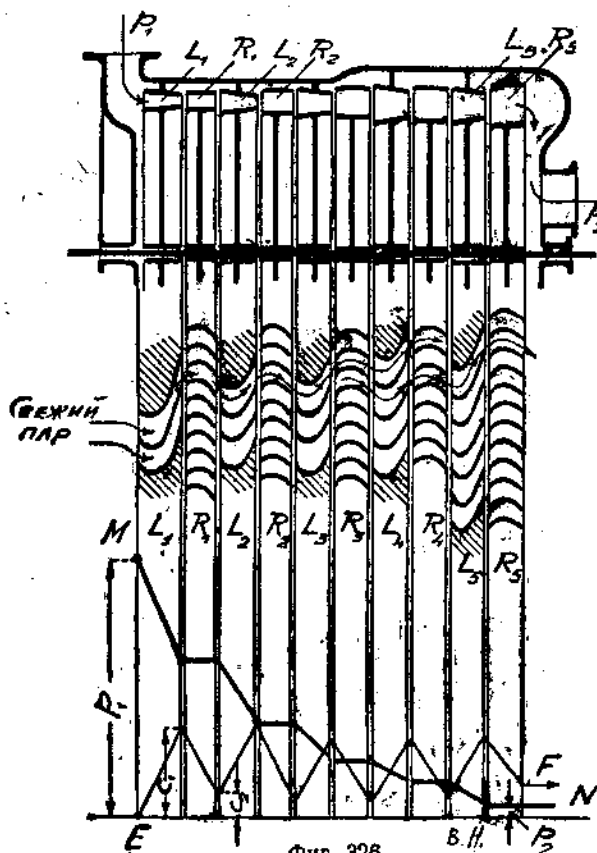
Неподвижные диафрагмы активных турбин со ступенями давления Рато выполняются обычно из стали с заливкой в их боковых стенках стальных направляющих лопаток, суживающихся к концу выхода. Для удобства сборки и выполнения, диафрагмы делаются из двух одинаковых половин, причем одна половина диафрагмы укрепляется в верхнем кожухе турбины, а вторая — в нижней части его.



Фиг. 325.

На фиг. 328 представлен снимок двух направляющих диафрагм различных ступеней одной из турбин этого типа. Диафрагмы представлены в собранном виде. Для того, чтобы через зазор между втулками диафрагм и рабочих дисков не было утечки пара, во внутренней части втулок диафрагм выточены канавки, в которые закладываются кольца, сделанные из красной меди, латуни или графита, для образования уплотнения.

Швейцарский инженер Целли внес в турбину Рато изменения не только конструктивного характера, но и принципиального. Главной отличительной



Фиг. 328.

особенностью турбины системы Целли является то, что в своих турбинах он применил скорости пара выше критической скорости, используя свойство косо срезанных насадок. Благодаря этому, в его турбинах в отдельных ступенях перерабатываются значительно большие перепады тепла, чем в ступенях Рато, что позволило уменьшить количество ступеней давления, доведя число их до 5—8 штук. Это уменьшение числа ступеней дало возможность несколько укоротить турбину со ступенями скорости, а следовательно и удешевить ее.

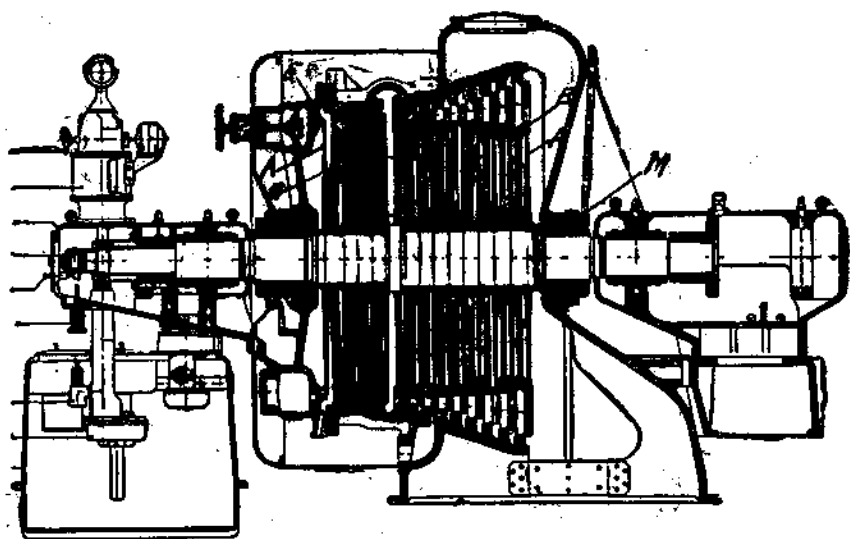
Кроме того, вследствие больших окружных скоростей, допускаемых в турбинах Целли, абсолютные скорости выхода пара из рабочих дисков получаются значительной величины, что позволяет эту скорость выхода использовать в следующей направляющей

диафрагме и при этом несколько повысить относительный внутренний коэффициент полезного действия турбины.

Характерной особенностью турбины Целли является также и то, что в них диаметры рабочих дисков делаются различными по величине, увеличиваясь в ступенях низкого давления. В остальном турбины Целли одинаковы с турбинами Рато, почему в технике часто активные турбины со ступенями давления называются турбинами Рато-Целли.

В СССР постройка паровых турбин до 1931 г. производилась только на Металлическом заводе (ЛМЗ) в Ленинграде. Первоначально этот завод строил самые разнообразные типы активных турбин для мощностей от 100 до 10 000 квт. За последние два года ЛМЗ перешел на производство только

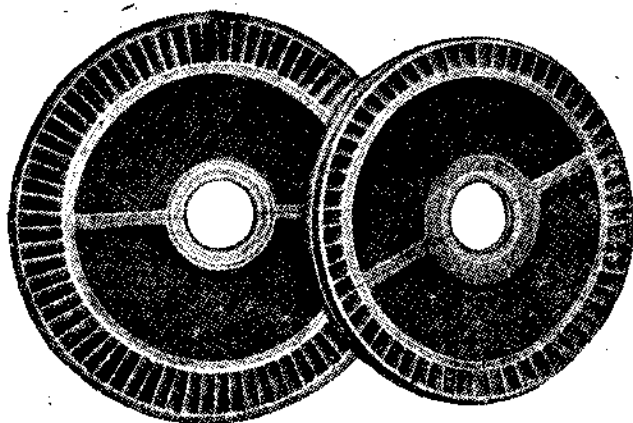
крупных стационарных турбин, доведя мощность их до 50 000 квт. Чтобы судить о том, как сильно развивается турбостроение на ЛМЗ, достаточно указать, что за время с 1907 по 1916 г. заводом было выпущено 24 турбины на общую мощность 8000 квт, в 1930 г. выпуск их достиг 283 000 квт,



Фиг. 327.

а в 1931 г. — мощности 753 000 квт, причем эта мощность составила из 22 турбин по 24 000 квт, 4 турбин по 50 000 квт и 2-х турбин по 12 000 квт.

Начало турбостроения на ЛМЗ было положено в 1904 г., когда заводом было приобретено право на постройку турбин системы Рато. И хотя в то время особой популярностью пользовались турбины системы Кертиса и Парсонса, турбины же Рато медленно завоевывали себе положение в промышленности и почти не строились крупными заводами, ЛМЗ все же остановился на последней системе, как наиболее надежной в работе и компактной по устройству.



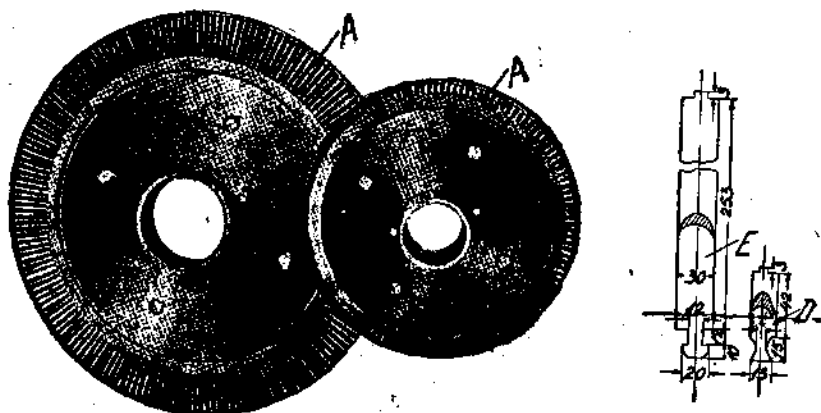
Фиг. 328.

Первые выпуски турбин Рато постройки ЛМЗ были точной копией зарубежных образцов их. В дальнейшем эти турбины подверглись некоторым конструктивным видоизменениям и улучшениям и перед войной по своим качествам они не уступали турбинам зарубежных заводов, хотя турбины

МЗ не имели в нашей промышленности широкого распространения из-за конкуренции заграничных турбин.

На фиг. 329 представлен снимок двух рабочих дисков одной из турбин Рато постройки МЗ с полным набором лопаток; последние скреплены сверху бандажом или лентой А, надеваемой своими отверстиями на небольшие выступы лопаток, которые затем расклепываются. Рабочие лопатки изготовляются из никелевой стали, или из латуни специального состава.

Одно время производство турбин Рато на МЗ было приостановлено, а вместо них завод стал выпускать комбинированные активные турбины с диском Кертиса системы германского завода AEG, о которых будет сообщено ниже. Однако после войны завод снова приступил к постройке турбин типа Рато-Дёлли, значительно переработав их, главным образом, в смысле повышения скорости пара в турбине и уменьшения в связи с этим числа ступеней. Кроме того, завод значительно повысил мощность нового типа своих турбин, доведя ее в 1926 г. до 10 000 квт.



Фиг. 329.

На фиг. 330 представлен вертикальный разрез турбины этого завода мощностью 10 000 квт при 3000 оборотах в минуту. Из разреза видно, что турбина состоит из шести активных ступеней давления, заключенных в общий кожух, где А представляют рабочие диски, насаженные на вал О, и В₁, ..., В₅ — неподвижные диафрагмы с залитыми в них лопатками, образующими расширительные каналы. В первой ступени, вместо неподвижной диафрагмы, установлены слегка расширяющиеся сопла D. На чертеже, кроме того, через E обозначены металлические лабиринтовые уплотнения, а через S — пароотводящая камера, соединяющая турбину с конденсатором.

Турбины чехословацкого инженера Лёзеля относятся также к турбинам со ступенями давления. Отличительной особенностью этих турбин, появившихся в 1923 г., является то, что в них приняты малые скорости протекания пара при наличии наивыгоднейшего отношения $\frac{u}{c_1}$.

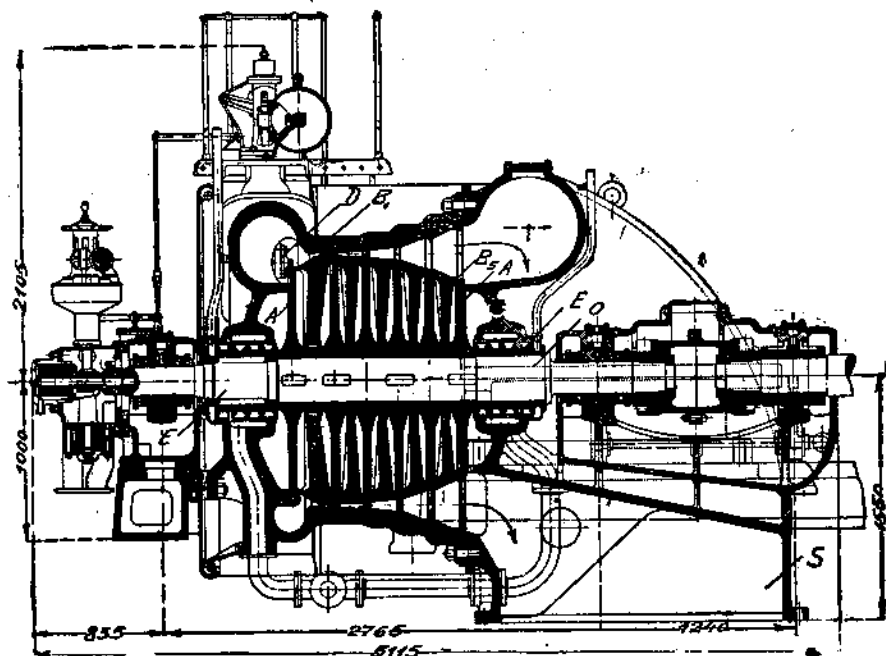
Выше (§ 116) уже упоминалось, что вопреки указаниям Стодола, Кристлейна и др., Лёзель на основании своих исследований пришел к выводу, что коэффициент скорости φ только при скоростях порядка 100 — 150 м/сек. достигает своего максимального значения 0,98 — 0,99. А так как этот коэф-

фициент является весьма важным фактором, оказывающим значительное влияние на использование энергии пара, то получение Лёзелем почти предельного значения φ при небольших скоростях явилось крупнейшим достижением в смысле повышения экономичности работы паровых турбин.

Действительно, если c_0 — теоретическая скорость истечения пара, а $c_1 = \varphi c_0$ — действительная скорость истечения, то

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} \text{ и } L_d = \frac{c_1^2}{2g} = \frac{\varphi^2 \cdot c_0^2}{2g}$$

будут представлять теоретическую и действительную кинетическую энергию 1 кг пара при выходе его из сопла или насадки. Разделив эти выражения



Фиг. 330.

одно на другое, получим коэффициент полезного действия сопла:

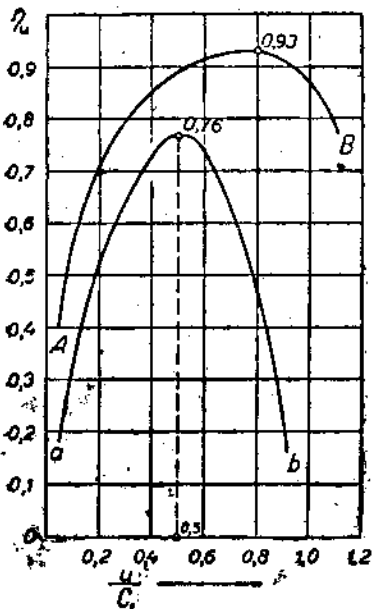
$$\eta_c = \frac{\varphi^2 c_0^2}{2g} : \frac{c_0^2}{2g} = \varphi^2. \quad (331)$$

Из этого выражения видно, что коэффициент полезного действия сопла или насадки равен коэффициенту скорости во второй степени, т. е. повышение величины коэффициента φ оказывает значительное влияние на совершенство работы пара, а следовательно, и на экономичность турбины.

Кроме того, применяя в своих турбинах небольшие окружные скорости, Лёзель значительно уменьшил потери от удара пара при входе его на рабочие лопатки, а также снизил потери на вентиляцию и трение рабочих дисков о массу пара, так как последняя потеря пропорциональна пятой степени окружной скорости их.

Действительно, если в формулу (297) вентиляционных потерь вместо D подставить $D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n}$ и преобразовать ее, то получим выражение для N_r , зависящее от величины окружной скорости в пятой степени. Наконец, малые окружные скорости позволили Лёзелю в его турбинах иметь наивыгоднейшее отношение $\frac{u}{c_1}$, которое доводится им до 0,8, в то время как в турбинах других систем оно берется равным 0,3 — 0,4.

Для уяснения значения малых скоростей протекания пара на величину относительного внутреннего коэффициента полезного действия турбин, на фиг. 331 показаны кривые изменения этих коэффициентов, где кривая ab относится к обычным турбинам, а кривая AB — к турбинам системы Лёзеля.



Фиг. 331.

Из этих кривых видно, что относительный внутренний коэффициент полезного действия турбин Лёзеля значительно выше такового турбин других систем, а также, что максимальное значение η_v в этих турбинах получается при $\frac{u}{c_1}$ равным от 0,7 до 0,8. Заслуживает также внимания пологое протекание кривой AB около максимального значения η_v , что является также весьма ценной особенностью турбин Лёзеля.

Небольшие скорости протекания пара, принятые Лёзелем, позволили в первых ступенях турбин подводить пар по всей площади рабочих лопаток, что значительно снизило потери на удары, вихреобразование, вентиляцию и проч. и дало возможность в области высокого давления его турбин достигнуть относительного внутреннего коэффициента полезного действия 0,85 — 0,86 против 0,70 — 0,75 турбин других систем.

Таким образом, благодаря работам Лёзеля, часть высокого давления турбин оказалась равноценной части среднего и низкого давления, хотя раньше часть высокого давления обычно работала недостаточно нагруженной с низким относительным коэффициентом полезного действия.

Перенесение нагрузки на часть высокого давления потребовало для избежания больших температурных деформаций и напряжений переработать все детали обычной турбины. Для того же, чтобы температурные перепады в отдельных частях турбины были небольшие, Лёзель предложил разделить турбину на две, три и даже четыре самостоятельные части, через которые последовательно и проходит пар, расширяясь от начального давления до конечного. Так, например, в трехцилиндровой турбине, если в цилиндре высокого давления срабатывается давление пара до 6 атм. абс., то в цилиндре среднего давления ведется срабатывание его от 6 атм. до 1,5 атм. абс., а в цилиндре низкого давления — от 1,5 атм. до давления в конденсаторе.

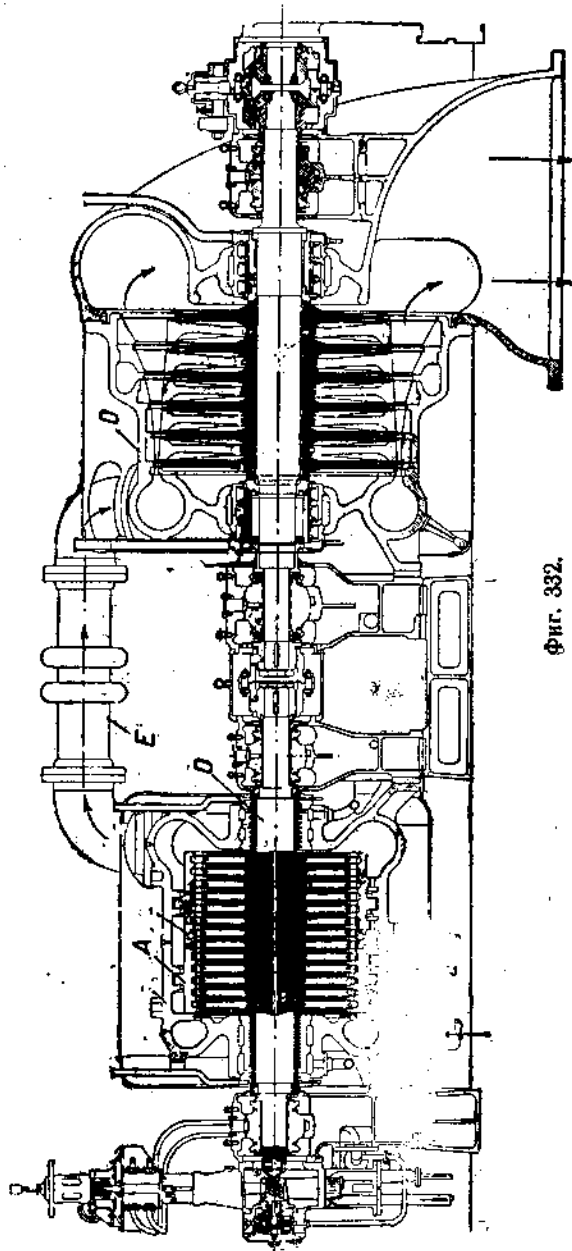
Перенесение нагрузки на часть высокого давления потребовало для избежания больших температурных деформаций и напряжений переработать все детали обычной турбины. Для того же, чтобы температурные перепады в отдельных частях турбины были небольшие, Лёзель предложил разделить турбину на две, три и даже четыре самостоятельные части, через которые последовательно и проходит пар, расширяясь от начального давления до конечного. Так, например, в трехцилиндровой турбине, если в цилиндре высокого давления срабатывается давление пара до 6 атм. абс., то в цилиндре среднего давления ведется срабатывание его от 6 атм. до 1,5 атм. абс., а в цилиндре низкого давления — от 1,5 атм. до давления в конденсаторе.

Разделение турбины на 2, 3 и 4 самостоятельных части оказалось целесообразным еще и потому, что оно допускает применение коротких жестких валов, при которых критическое число оборотов получается значительно выше числа оборотов турбины, вследствие чего не получается вибрации последней.

В связи с большой температурной нагрузкой части высокого давления, Лёзель должен был также значительно усилить все детали этой части, для чего в его турбинах кожух цилиндра высокого давления выполняется не из чугуна, а из стального литья высокой прочности, а диафрагмы с направляющими лопатками устанавливаются в особой части, позволяющей им свободно расширяться. Кроме того, рабочие диски в части высокого давления этих турбин представляют не отдельные части, как в обычных турбинах, а составляют одно целое с валом и вытачиваются вместе с ним из одного куска.

На фиг. 332 представлен продольный вертикальный разрез двухцилиндровой турбины системы Лёзеля мощностью 5000 квт при 3000 об./мин. постройки ЛМЗ. Как видно из разреза, в цилиндре высокого давления стального литья установлены внутренние цилиндры А, в которых закреплены диафрагмы с направляющими лопатками. Рабочие диски в количестве 14 шт. составляют с валом О этой части турбины одно целое.

По выходе из последней ступени цилиндра высокого давления, пар по переходному трубопроводу Е подводиться к части низкого давления, состоящей из 6 ступеней давления. В этой части турбины рабочие диски представляют отдельные части, насаженные на вал, а диафрагмы укреплены непосредственно в кожухе D.



Фиг. 332.

По принципу действия пара турбины Лёзеля, в зависимости от начального давления пара, мощности турбины и числа оборотов, выполняются в различных вариантах как активных, так и реактивных ступеней давления. Вообще Лёзель считает, что для пара низкого давления реактивный принцип имеет преимущество перед активным, поэтому обычно в его турбинах ступени давления в цилиндре низкого давления делаются реактивными.

В СССР установлено несколько турбин системы Лёзеля. Так, например, на Шатурской электростанции им. Ленина установлено три турбины мощностью по 16 000 квт. Две из этих турбин состоят каждая из двух цилиндров — высокого и низкого давления, причем цилиндр низкого давления разделен на две части по 11 реактивных ступеней давления. Третья турбина имеет два цилиндра низкого давления по 23 реактивных ступеней в каждом, в которых происходит параллельная работа пара. Для электростанции „Электропередача“ установлена турбина такой же мощности, состоящая из трех цилиндров — высокого, среднего и низкого давления, расположенных на одном валу, причем часть низкого давления разбита на две группы рабочих дисков, заключенных в одном цилиндре, в котором пар также работает параллельно. На электростанции „Красный Октябрь“ (5 ГЭС) установлена турбина мощностью 10 000 квт, состоящая из двух цилиндров. Все эти турбины постройки Брюнского завода.

К сожалению, из-за недостаточной тщательности изготовления этих турбин, в эксплуатации они оказались мало надежными. Впрочем, это несколько не умаляет огромнейшей заслуги инж. Лёзеля в развитии современных турбин, который дал новые конструктивные формы и указал новые пути повышения экономичности их, по которым в настоящее время пошли почти все крупные турбостроительные заводы.

Пример 104. Рассчитать ступени давления активной турбины мощностью 5000 ЛС при $n = 3000$ об./мин., в которой спереди стоит диск Кертиса с двумя ступенями скорости (разобранный и рассчитанный в примере 102), а за диском имеется 4 ступени давления, если $\frac{u}{c_1} = 0,44$ и конечное давление выпуска $p_2 = 0,05$ атм. абс.

При расчете диска Кертиса (пример 102) было найдено, что при выходе из диска состояние пара давления 3 атм. абс. на диаграмме Is выражается точкой 3 (фиг. 322). Если из этой точки на диаграмме Is провести вертикаль до пересечения с линией давления 0,05 атм. абс., то получим располагаемый тепловой перепад для всех ступеней давления $h\hat{t} = 152,5$ кал. Распределяя его между ступенями поровну, для каждой ступени давления получим его равным $h\hat{t} = \frac{152,5}{4} = 38,1$ кал., чему соответствует теоретическая скорость $c_0 = 91,5 \sqrt{38,1} = 565$ м/сек. Принимая коэффициент скорости для направляющих лопаток всех ступеней $\varphi = 0,97$, действительную абсолютную скорость входа пара на рабочие лопатки всех ступеней получим равной:

$$c_1 = 0,97 \cdot 565 = 550 \text{ м/сек.}$$

Но так как по заданию $\frac{u}{c_1} = 0,44$, то окружная скорость рабочих дисков будет равна: $u = 0,44 \cdot 550 = 242$ м/сек., а средний диаметр всех дисков будет:

$$D = \frac{60 \cdot u}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 242}{\pi \cdot 3000} = 1,54 \text{ м} = 1540 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы не получить слишком длинных лопаток в последней ступени, зададимся следующими углами входа: в первой ступени $\alpha_1 = 15^\circ$, во второй — $\alpha_1 = 20^\circ$, в третьей — $\alpha_1 = 25^\circ$ и в четвертой — $\alpha_1 = 35^\circ$. Так же точно, возьмем лопатки во всех ступенях симметричными, т. е. примем $\beta_1 = \beta_2$.

Строим на фиг. 333 треугольник скоростей входа, приняв масштаб 10 м/сек. = 1 мм; из этого треугольника находим $w_1 = 320$ м/сек. и $\beta = 27^\circ$, а следовательно и $\beta_2 = \beta_1 = 27^\circ$.

Определив по графику фиг. 304 $\psi = 0,855$, находим $w_2 = \psi \cdot w_1 = 0,855 \cdot 320 = 273$ м/сек. Имея w_2 и u , строим треугольник скоростей выхода, из которого находим $c_2 = 117$ м/сек. и $\alpha_2 = 90^\circ$.

Из треугольников скоростей находим: $c_{1u} = 530$ и $c_{2u} = 0$, откуда работа, развиваемая 1 кг пара на лопатках рабочего диска первой ступени, будет равна:

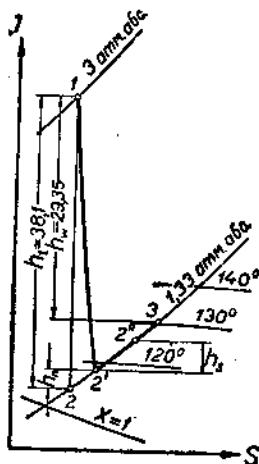
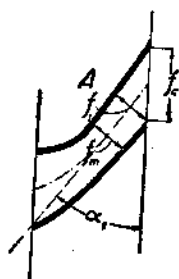
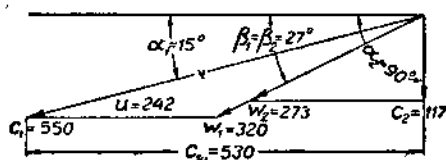
$$L_u = \frac{u}{g} (c_{1u} + c_{2u}) = \frac{242}{9,81} (530 + 0) = 13\,100 \text{ кг-м.}$$

Мощность же, развиваемая рабочим диском этой ступени при $G_s = 5,88$ кг, будет равна:

$$N_u = \frac{L_u \cdot G_s}{75} = \frac{13\,100 \cdot 5,88}{75} = 1027 \text{ ЛС.}$$

Но располагаемая работа на первой ступени равна:

$$L_0 = \frac{c_0^2}{2g} = \frac{565^2}{2g} = 16\,400 \text{ кг-м.}$$



Фиг. 333.

Следовательно относительный внутренний коэффициент полезного действия первого рабочего диска будет равен:

$$\eta_u = \frac{L_u}{L_0} = \frac{13\,100}{16\,400} = 0,797.$$

Для выяснения состояния пара по выходе из первой ступени давления находим потери:

1. Потеря в направляющих лопатках $h_n = (1 - 0,97^2) \cdot 38,1 = 2,3$ кал.

2. Потеря в рабочих лопатках $h_s = \frac{1}{427} \cdot (1 - 0,855^2) \cdot \frac{320^2}{2g} = 3,3$ кал.

3. Потеря со скоростью выхода $h_a = \frac{1}{427} \cdot \frac{117^2}{2g} = 1,63$ кал.

Для определения вентиляционных потерь, находим по диаграмме IS состояние пара при выходе из направляющих лопаток диафрагмы. Это состояние выражается точкой 2' (фиг. 333), которая показывает, что пар при выходе имеет давление 1,33 атм. абс. и перегрев около 120°C . Для этого состояния удельный объем пара $v_2 = 1,36$ м³, или $\gamma = 0,737$ кг/м³. Тогда суммарное выходное сечение направляющих каналов, перпендикулярное к оси турбины (как это нашли в примере 95), будет равно:

$$f_c = \frac{G \cdot v_2}{c_1 \sin \alpha_1} = \frac{6,47 \cdot 1,36}{550 \cdot \sin 15^\circ} = 0,0615 \text{ м}^2 = 61\,500 \text{ мм}^2.$$

Но так как $p_1 = 3$ атм. абс., а $p_2 = 1,33$ атм. абс., то $\frac{p_2}{p_1} = \frac{1,33}{3,0} = 0,443$, что меньше $p_k = 0,546$, следовательно, направляющие каналы, образуемые лопатками диафрагмы, должны быть расширяющимися.

Для этого случая наименьшая площадь сечения каналов, перпендикулярная к оси каналов, при $p_1 = 3$ атм. абс. и $v_1 = 0,73$ м³ (из примера 95) должна быть равной:

$$f_m = \frac{G}{2,09 \sqrt{\frac{P_1}{v_1}}} = \frac{6,47}{2,09 \sqrt{\frac{3 \cdot 1000}{0,73}}} = 0,0154 \text{ м}^2 = 15400 \text{ мм}^2.$$

Суммарное же выходное сечение каналов, перпендикулярное к оси каналов (см. эскиз А фиг. 333), будет равно:

$$f_1 = f_c \sin \alpha_1 = 61500 \cdot \sin 15^\circ = 15750 \text{ мм}^2,$$

т. е. направляющие каналы имеют слегка расширяющееся очертание.

Зная средний диаметр рабочего диска $D = 1540$ мм и принимая коэффициент торможения стенками каналов $K = 1,15$, выходную длину каналов получим равной:

$$l = K \frac{f_c}{\pi D} = 1,15 \frac{61500}{\pi \cdot 1540} = 14,7 \text{ мм}.$$

Примем $l = 15$ мм.

Откладывая на диаграмме IS (фиг. 333) потерю $h_s = 3,3$ кал., находим точку 2'', которой соответствует удельный объем пара $v_2 = 1,4$ м³. Отсюда длина рабочей лопатки будет равна:

$$l_1 = l \frac{c_1 \sin \alpha_1}{c_2 \sin \alpha_2} \cdot \frac{v_2}{v_s} = 15 \cdot \frac{550 \cdot \sin 15^\circ}{117 \cdot \sin 90^\circ} \cdot \frac{1,4}{1,36} = 18,9 \text{ мм}.$$

Примем $l_1 = 19$ мм.

Тогда потеря на вентиляцию и трение диска о пар по формуле (297) будет равна:

$$N_r = 2,4 \cdot 10^{-10} \cdot 1,54^4 \cdot 3000^3 \cdot 1,9 \cdot 0,737 = 51 \text{ ЛС}.$$

4. Потеря на вентиляцию и трение диска о пар будет:

$$h_r = \frac{75 \cdot N_r}{427 G_s} = \frac{75 \cdot 51}{427 \cdot 5,88} = 1,52 \text{ кал.}$$

Отсюда общая сумма потерь составляет:

$$\Sigma h = 2,3 + 3,3 + 1,63 + 1,52 = 8,75 \text{ кал.}$$

Следовательно, эффективный относительный к. п. д. первой ступени равен:

$$\eta_w = \frac{38,1 - 8,75}{38,1} = 0,77.$$

Эффективная же мощность, развиваемая рабочим диском первой ступени, равна:

$$N_w = N_u - N_r = 1027 - 51 = 976 \text{ ЛС}.$$

Откладывая потери на диаграмме IS (фиг. 333), находим точку 3, которая и выражает состояние пара по выходе из первой ступени.

Продельвая такой же расчет для 2-й, 3-й и 4-й ступеней давления, получим следующие значения:

Давление пара после напр. каналов в атм. абс.	0,51	0,175	0,05
Располагаемый тепловой перепад в кал./кг	38,1	38,1	38,1
Абсол. скорость пара по выходе из рабочего диска в м/сек.	165	210	279
Угол наклона лопаток $\beta_1 = \beta_2$	35°	42°	57°
Длина рабочей лопатки в мм	31	60	68
Длина напр. канала при выходе в мм	27	68	136
Эффект. относит. коэфф. полезного действия	0,75	0,705	0,618
Общая сумма потерь в кал./кг	9,5	11,2	14,8
Эффект. мощность ступени в ЛС.	959	941	940

Следовательно, эффективная мощность турбины на рабочих дисках четырех ступеней равна:

$$N_w^p = 976 + 959 + 941 + 940 = 3816 \text{ ЛС.}$$

Если же учесть мощность, развиваемую диском Кертиса (пример 102), то получим внутреннюю мощность турбины равной:

$$N_w = N_w^k + N_w^p = 1775,5 + 3816 = 5591,5 \text{ ЛС.}$$

Принимая механический к. п. д. турбины $\eta_m = 0,95$, мощность всей турбины получим равной: $N = 5591,5 \cdot 0,95 = 5312 \text{ ЛС.}$

Примечание. При решении приведенного выше примера не был принят во внимание коэффициент возврата тепла α , который учитывает использование в последующих ступенях турбины тепла, возникающего вследствие потерь на трение. Этот коэффициент колеблется в пределах 0,04 — 0,08.

Если начальное теплосодержание пара i_1 , а конечное теплосодержание при адиабатическом расширении — i_2 , то полный перепад тепла при расчете турбины должен быть определен по следующей формуле:

$$h_i = (1 + \alpha)(i_1 - i_2). \quad (332)$$

Найденный по этой формуле перепад и распределяется затем между ступенями турбины.

§ 128. Реактивные турбины Парсонса, Броун-Бовери, Метрополитэн-Виккерс и Лjungстрем.

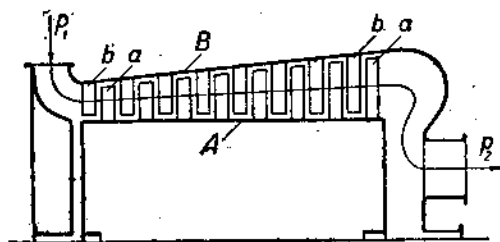
Реактивные турбины, введенные в практику Парсонсом, выполняются все со ступенями давления. Но так как в этих турбинах наиболее совершенное использование теплоты пара получается при $u = c_1 \cos \alpha_1$, то при одних и тех же значениях u и α_1 в них получается значительно большее количество ступеней, чем в активных турбинах.

Действительно, если подсчитать по формуле (330) число ступеней по данным примера 103, для которого $u_m = 200 \text{ м/сек.}$, $\alpha_1 = 18^\circ$ и $c_1 = 1277 \text{ м/сек.}$, то, так как для реактивной турбины $c_m = \frac{u_m}{\cos \alpha_1} = \frac{200}{0,951} = 210 \text{ м/сек.}$, число ступеней получим равным $m = \left(\frac{1277}{210}\right)^2 \approx 37$.

Турбины Парсонса с таким примерно числом ступеней и строятся. В них на общем роторе A устанавливаются венцы рабочих лопаток a , а между этими лопатками — венцы направляющих лопаток b , укрепленные в кожухе B , как это показано на схеме фиг. 334, где представлено для наглядности только 8 реактивных ступеней давления.

Чтобы ознакомиться со схемой устройства реактивных турбин, а также с характером изменений давления пара, абсолютной скорости и относительной скорости его при протекании в турбине, на фиг. 335 в схематическом виде представлена реактивная турбина с тремя ступенями давления, где через L_1 , L_2 и L_3 обозначены неподвижные венцы с направляющими лопатками, а через R_1 , R_2 и R_3 — венцы рабочих лопаток, вращающиеся с окружной скоростью u .

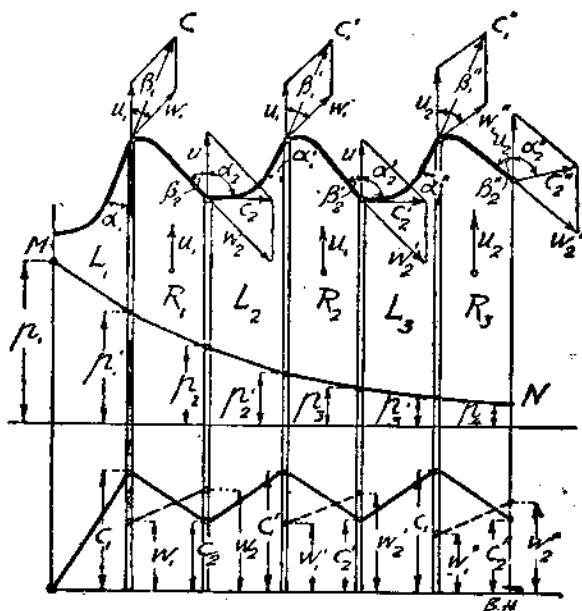
Как видно из схемы, пар начального давления p_1 расширяется в первом неподвижном венце до давления p_1' , где абсолютная скорость его повы-



Фиг. 334.

шается от нуля до c_1 и с этой скоростью под углом α_1 он входит на первый рабочий венец. При входе на рабочие лопатки этой ступени абсолютная скорость пара c_1 , складываясь с окружной скоростью u_1 рабочих лопаток, дает относительную скорость входа пара w_1 , которая должна иметь направление, касательное к первому элементу лопаток, т. е. пар должен входить под углом β_1 , чтобы устранить удар струи пара о лопатки при входе на них.

На рабочих лопатках первой ступени пар получает дальнейшее расширение от p_1 до p_2 , вследствие чего относительная скорость w_1 увеличивается до относительной скорости w_2 , которая, складываясь с окружной скоростью u_1 лопаток, дает абсолютную скорость выхода пара c_2 , направ-



Фиг. 335.

ленную к плоскости лопаток под углом α_2 . Описанные выше процессы повторяются также и в других ступенях, пока в последних рабочих лопатках давление пара не достигнет противодействия p_4 .

Следовательно, в первой ступени в механическую работу превращается только часть энергии пара, соответствующая падению давления от p_1 до p_2 , во второй ступени — соответствующая падению от p_2 до p_3 и т. д. Так как это частичное падение давления в ступенях при значительном числе их берется порядка $\frac{1}{4} - \frac{1}{8}$ атм., то и абсолютная скорость пара в ступенях получается также небольшой; турбина

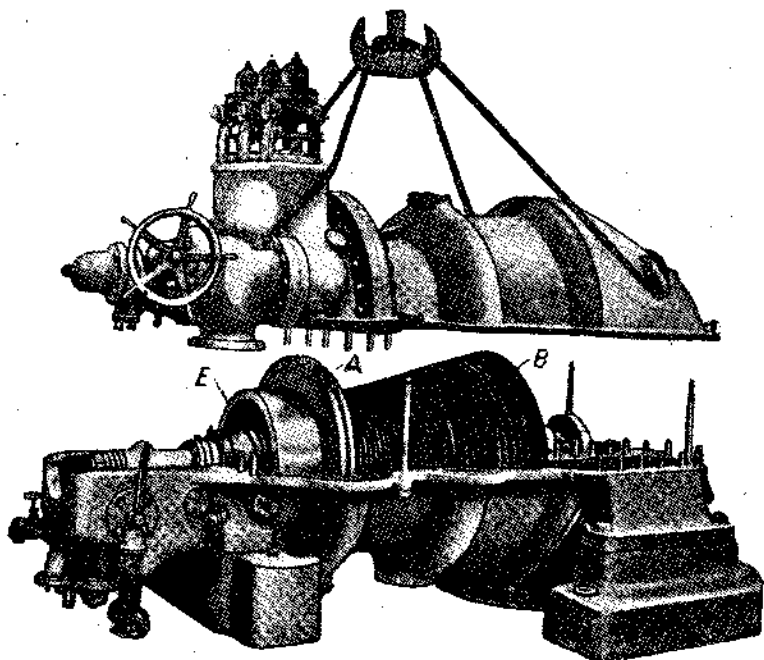
же, работая с высоким относительным внутренним коэффициентом полезного действия, имеет вполне допустимую окружную скорость, а следовательно и невысокое число оборотов, позволяющее обойтись без применения промежуточной передачи для уменьшения числа оборотов вала.

На фиг. 335 представлена кривая MN изменения давления пара, из которой видно, что расширение его идет почти по плавной кривой, изменяясь непрерывно как в расширятельных лопатках неподвижных венцов, так и на рабочих лопатках ротора турбины.

Так как с падением давления пара удельный объем его увеличивается быстро, то длина как направляющих, так и рабочих лопаток для каждой последующей ступени также должна увеличиваться в радиальном направлении. Чтобы не иметь лопатки слишком большой длины, ротор турбины, на котором укрепляются рабочие лопатки, делается обычно уширенным в направлении выхода пара или ступенчатым, что и отмечено на рассматриваемой схеме тем, что в третьем рабочем венце окружная скорость лопаток обозначена через u_3 , которая больше скорости u_1 .

Рассматривая кривую изменения давления пара в реактивной турбине, можно видеть, что давление перед рабочими венцами больше, чем за ними, что вызывает осевое давление в направлении, совпадающем с направлением протекания пара, которое передается упорным подшипником. Для восприятия этого давления, в реактивных турбинах устраиваются специальные разгрузочные устройства в виде разгрузочных поршней или дисков. Полную разгрузку от осевого давления можно также получить путем разветвления потока пара в противоположные стороны.

Вследствие этой разности давлений, часть пара проникает через зазоры между рабочими лопатками турбины и кожухом ее, не совершая работы. Так же



Фиг. 336.

точно часть пара непроизводительно теряется через зазоры между концами направляющих лопаток и стенками кожуха турбины.

Чтобы уменьшить указанные выше потери пара в рабочих и направляющих венцах, применяют по возможности большее число ступеней давления, благодаря чему разность давлений пара по обеим сторонам каждой ступени получается небольшой, а следовательно уменьшаются и потери на утечку пара.

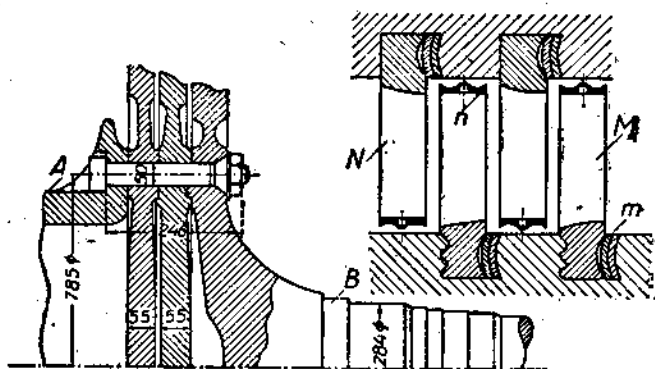
В той же диаграмме (фиг. 335), ниже кривой изменения давления, представлены кривые изменения абсолютной и относительной скорости, соответствующие изменению падения давления пара в ступенях турбины.

Реактивные турбины Парсонса начали распространяться только с 1900 г., когда в Эльберфельде (Германия) впервые на городской центральной электрической станции были установлены две турбины мощностью по 1000 квт при 1500 об./мин. постройки английского завода Парсонс и К°. Это были самые мощные турбины того времени, почему установка их привлекла общее внимание техники.

В Европе наиболее крупной фирмой, приступившей с 1910 г. к постройке паровых турбин системы Парсонса, является фирма Броун-Бовери и К^о (BBC), которая на своих заводах в Бадене (Швейцария) и Мангейме (Германия) широко развила производство их. Эта же фирма является и в настоящее время наиболее крупной фирмой по производству турбин этой системы.

На фиг. 336 представлен снимок турбины фирмы BBC прежней конструкции. Для более ясного представления об устройстве рабочей части ее, верхняя часть кожуха вместе с регулируемыми клапанами показана в приподнятом положении. Как видно из снимка, рабочая часть турбины состоит из диска Кертиса *A* в части высокого давления и ротора *B* с реактивными венцами рабочих лопаток. Для разгрузки осевого давления имеется разгрузочный поршень *E*, насаженный также на вал ротора.

Для реактивных турбин большой мощности, когда окружная скорость достигает 120 м/сек., роторы барабанного типа оказались недостаточно надежными, хотя они и выполнялись из лучших сортов мартеновской стали. В этом случае часть ротора в области низкого давления, а иногда и весь ротор заменяют дисками, соединенными в одно целое с частью ротора высокого давления, или же непосредственно насаживают их на вал.



Фиг. 337.

На фиг. 337 показан способ Редера соединения дисков части низкого давления с ротором *A* и валом *B* реактивной турбины 6000 квт завода Тиссен (Германия). Из эскиза видно, что соединение это достигается болтами 50 мм в диаметре, которых здесь имеется 10 штук. После того, как болты затянуты, концы их расклепываются, чем и достигается надежное закрепление гаек против отворачивания их.

На той же фигуре справа представлен эскиз закрепления направляющих и рабочих лопаток, применяемого в турбинах этой системы.

Как видно из эскиза, канавки в роторах и дисках для рабочих лопаток *M* с одной стороны имеют выступы, в которые входят канавки лопаток, направляющие же лопатки *N* не имеют выступов и примыкают ножками гладкой поверхности к стенкам канавок, проточенных в теле кожуха турбины. Закрепление как рабочих, так и направляющих лопаток производится при помощи двух изогнутых пластинок *т*, которые затем расчеканиваются в канавках. Сверху лопаток, для скрепления их между собою, наложены бандажки *п*, удерживаемые на лопатках путем расклепывания выступов их.

В турбинах большой мощности лопатки в последних ступенях получаются вообще очень длинные, что можно видеть на фиг. 338, где представлен снимок последнего реактивного рабочего диска турбины мощностью 85 000 квт постройки фирмы BBC в момент сборки его.

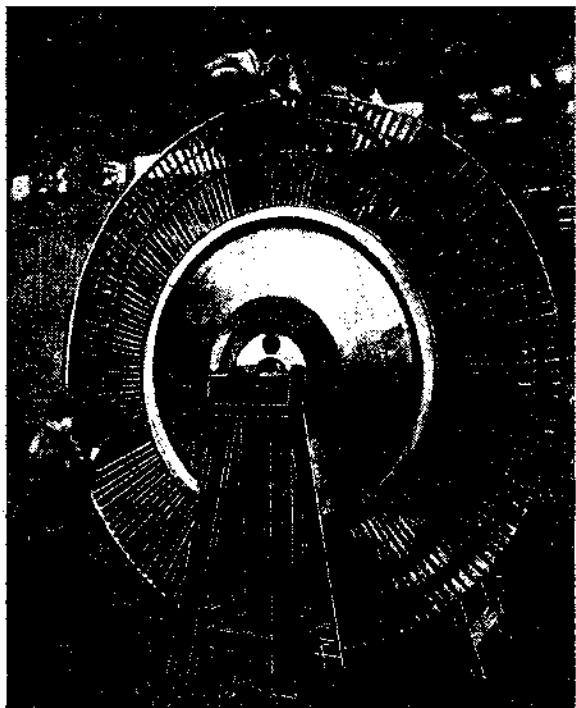
Так как чрезмерная длина лопаток последних ступеней мощных турбин, помимо ненадежности и вибрации их, вызывает неравномерное протекание пара, образование вихрей и ухудшение относительного коэффициента полезного действия, то явилась необходимость изыскать способы уменьшения длины лопаток в части низкого давления. Одним из таких способов является установка в части низкого давления двух параллельных групп рабочих дисков, через которые и пропускается пар, разделенный на два потока.

Другим способом является разделение турбины низкого давления на два цилиндра, через которые пропускается пар отдельными потоками. Эти способы дали вполне благоприятные результаты, но значительно усложнили конструкцию турбин и несколько удлиннили их.

В этом отношении заслуживает особенного внимания устройство реактивных лопаток части низкого давления системы Баумана, применяемое в турбинах завода Метрополитэн-Виккерс. Лопатки Баумана выполнены так, что позволяют, по мере прохождения пара, осуществлять ответвление части его, благодаря чему лопатки в последних ступенях получают одинаковую длину, которая не превосходит допускаемого предела даже в самых крупных турбинах.

На фиг. 339 представлена часть низкого давления турбины Метрополитэн-Виккерс, состоящая из направляющих лопаток неподвижных диафрагм и трех рабочих лопаток, из которых две последние, выполненные с разветвлением пара по способу Баумана, имеют одинаковую длину.

Для осуществления разветвления, пар, по выходе из рабочих лопаток диска A , разделяется в направляющем канале перегородкой x диафрагмы B_1 на два потока, из которых верхний, получив расширение до давления p_k в конденсаторе (линия MSN), отдает свою кинетическую энергию верхней части A' рабочих лопаток диска A_1 и затем по каналу M отводится в конденсатор. Нижний же поток пара, получив частичное расширение в нижних частях каналов диафрагмы B_1 , вступает в нижнюю реактивную часть A'' рабочих лопаток того же диска A_1 , где он получает дальнейшее расширение (линия ME) и отдает часть своей кинетической энергии этим лопаткам. Затем, по выходе из лопаток, пар подводится к направляющим каналам неподвижной диафрагмы B_2 и к неподвижным лопаткам e , где получает дальнейшее рас-

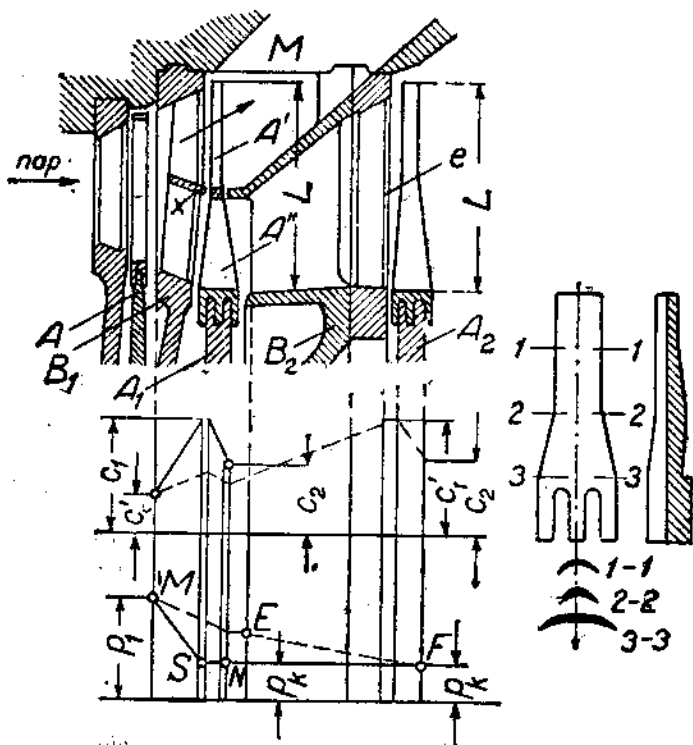


Фиг. 338.

ширение, вследствие чего абсолютная скорость его повышается до c_1' . С этой скоростью пар подходит к реактивным рабочим лопаткам диска A_2 , где получает окончательное расширение до давления p_k (линия MEF) и, отработав в этих лопатках, отводится в конденсатор.

Для большей ясности изменения давления и абсолютной скорости обоих потоков пара, на фигуре даны кривые изменения их, причем сплошные линии относятся к верхнему потоку пара, а пунктирные — к нижнему потоку его.

На той же фигуре (справа) представлена одна из рабочих лопаток части низкого давления этой турбины. Как видно из горизонтальных разрезов



Фиг. 339.

лопатки, сечение ее изменяется по всей длине, увеличиваясь по толщине и уширяясь книзу.

Турбины системы Метрополитэн-Виккерс строятся у нас на Ленинградском металлическом заводе им. Сталина. Упомянутые выше турбины ЛМЗ мощностью 24 000 и 50 000 квт принадлежат также к этому типу турбин с лопатками Баумана в части низкого давления. Первая турбина ЛМЗ мощностью 24 000 квт, делающая 3000 об./мин., выпущена заводом в 1930 г. и представляет собою двухцилиндровую турбину, рассчитанную для работы паром давления перед главным стопорным вентилем в 26 атм. абс. и 375°Ц перегрева. В цилиндре высокого давления пар срабатывается с 26 атм. до 0,85 атм. абс., а в цилиндре низкого давления — от 0,85 атм. до 0,04 атм. абс.

Чтобы представить себе размеры части низкого давления этой турбины, отмечу, что при расходе пара 4,85 кг/квт-ч., часовой расход его

в турбине равен 116 700 кг, а расход пара в секунду равен 32,4 кг. Но так как удельный объем пара при давлении 0,04 атм. абс. равен 28 м³/кг, то, следовательно, через последнюю ступень турбины необходимо пропускать в секунду $32,4 \cdot 28 = 907,2$ м³ его, что при обычных лопатках потребовало бы значительного увеличения размеров как последнего диска, так и кожуха турбины. Благодаря применению лопаток Баумана явилась возможность избежать этого.

Цилиндр высокого давления этой турбины изготовлен из стального литья. При гидравлическом испытании цилиндр разделяется на три полости, причем первая полость в части высокого давления испытывается на 40 атм., вторая полость части среднего давления — на 7 атм. и третья полость части более низкого давления — на 3,5 атм. Цилиндр низкого давления изготовлен из чугуна литья и подвергается гидравлическому испытанию на 2 атм.

Реактивные турбины Парсонса первоначального типа теперь почти не строятся, так как при осуществлении их в части высокого давления пришлось встретиться с значительными конструктивными затруднениями. В турбинах же небольших и средних мощностей в этой части получались очень короткие лопатки, при которых сильно увеличивались потери пара через зазоры. Нельзя было также из-за малого удельного объема пара в первых рядах лопаток получить полный подвод его по всей площади; при частичном же подводе пара каналы направляющих лопаток заполнялись мертвыми массами его, вызывавшими вихревые движения в турбине, что, вместе взятое, понижало относительный коэффициент полезного действия турбины.

Кроме того, в части высокого давления при реактивных ступенях давления получалось очень большое число ступеней, захватывая большую часть общей длины турбины, что значительно усложняло ее, хотя на долю этой части приходилась сравнительно небольшая часть общей мощности, развиваемой турбиной.

Однако, несмотря на все это, реактивные ступени давления получили очень широкое применение в турбинах в части низкого давления, и почти все современные турбины строятся так, что часть низкого давления почти всегда является в них реактивной.

Выгода применения реактивных ступеней в части низкого давления обуславливается тем, что при одинаковой длине рабочих лопаток этой части реактивные ступени позволяют пропустить большее количество пара, по сравнению с активными ступенями, так как предельная мощность реактивных ступеней больше активных. Кроме того, вследствие очень малых перепадов давления пара в реактивных ступенях, окружные скорости получаются небольшими, благодаря чему потери работы на трение о пар получаются настолько ничтожными, что при расчете можно их не учитывать.

Наконец, реактивный принцип работы пара позволяет использовать более глубокий вакуум, по сравнению с активным, вследствие чего коэффициент полезного действия турбины при реактивных ступенях получается выше.

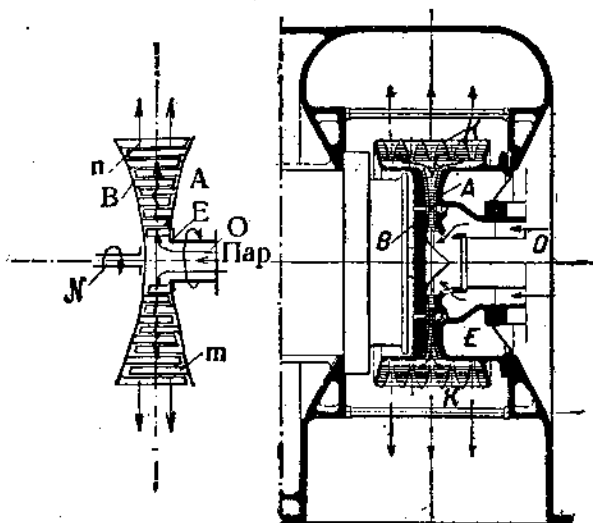
Из реактивных турбин особое место занимает радиальная реактивная турбина шведских инженеров бр. Лjungстрем, появившаяся в 1908 г.

В отличие от всех остальных реактивных турбин, в этой турбине для возможности получения наивыгоднейшего отношения $\frac{u}{c_1}$, действие пара, протекающего радиально от оси турбины, осуществляется на реактивных лопатках двух дисков, вращающихся в противоположные стороны, причем лопатки одного из этих дисков служат направляющим аппаратом для другого.

Действительно, при противоположном вращении лопаток дисков с окружной скоростью u , относительная скорость дисков при одинаковом числе оборотов их будет удвоенной, т. е. будет равна $2u$, вследствие чего число

ступеней давления может быть взято в 4 раза меньше, по сравнению с обычной турбиной, в которой направляющие лопатки неподвижны.

На фиг. 340 слева в схематическом виде представлены диски A и B этой турбины с укрепленными в них лопатками m и n . Диск A соединен с полым валом O , через который подводится пар, а диск B — с валом N , вращающимся в противоположную сторону по отношению к валу O . Пар, попадая в камеру E , разветвляется радиально и, пройдя ряды противо-



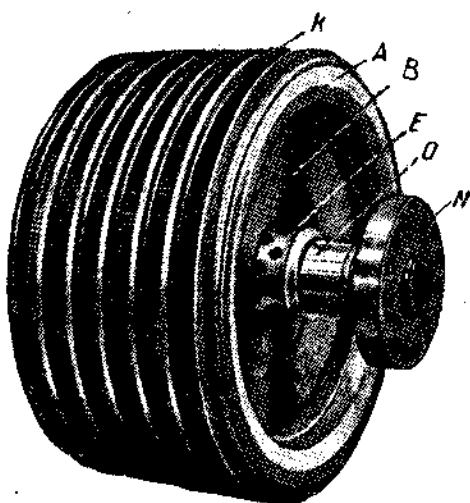
Фиг. 340.

ложно вращающихся лопаток, расширяется до давления в конденсаторе, отдавая свою кинетическую энергию лопаткам обоих дисков.

На той же фигуре справа представлено схематическое устройство турбины мощностью 3000 квт. Здесь также через A и B обозначены противоположно вращающиеся диски с лопатками, через O — вал правого диска и через E — камера, по которой подводится свежий пар к турбине.

В наружных венцах, где давление пара невысокое, а удельный объем его очень большой, лопатки получаются очень длинными, вследствие чего при большом числе оборотов они подвергаются изгибу под действием центробежной силы. Для обеспечения необходимой надежности их, лопатки наружных венцов в этих турбинах разбиваются на секции лопаток небольшой длины, которые соединяются в один лопаточный венец крепительными кольцами K , как это показано на фиг. 341, где представлен снимок одного из дисков турбины в собранном виде мощностью 5000 квт. Из этого

снимка видно, что наружные венцы имеют по 6 секций лопаток, связанных в одно целое с диском A , насаженным на вал O . На снимке видны также отверстия E в диске для впуска пара в турбину, перегрузочные отверстия B

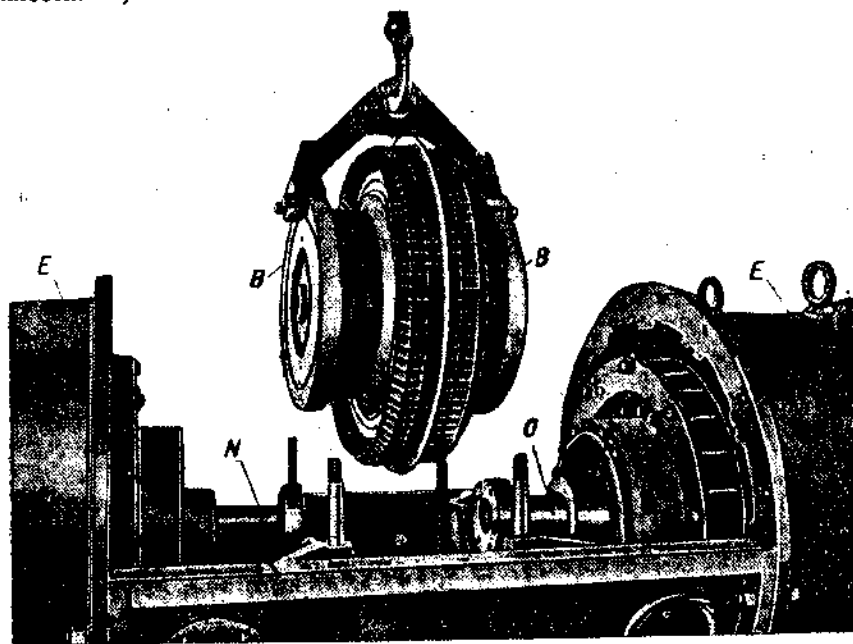


Фиг. 341.

и фланец *N*, при помощи которого вал этого диска соединяется с валом своего генератора.

На фиг. 342 представлена в общем виде турбина системы Льюнгстрем мощностью 1000 квт с поднятой вращающейся частью ее, состоящей из двух дисков с лопаточными венцами и двух компенсирующих лабиринтных уплотнений *B* и *B*. На снимке видны концы валов *O* и *N*, а также частью генераторы *E* и *E*, которые своими кожухами соединяются с кожухом турбины, составляя с ним один жесткий цилиндр. Следовательно, в турбинах системы Льюнгстрем по концам размещаются генераторы, вращающиеся в противоположные стороны, а посредине — паровая турбина.

Таким образом, реактивные турбины Льюнгстрем имеют следующие особенности: 1) в них нет неподвижных диафрагм с направляющими кана-



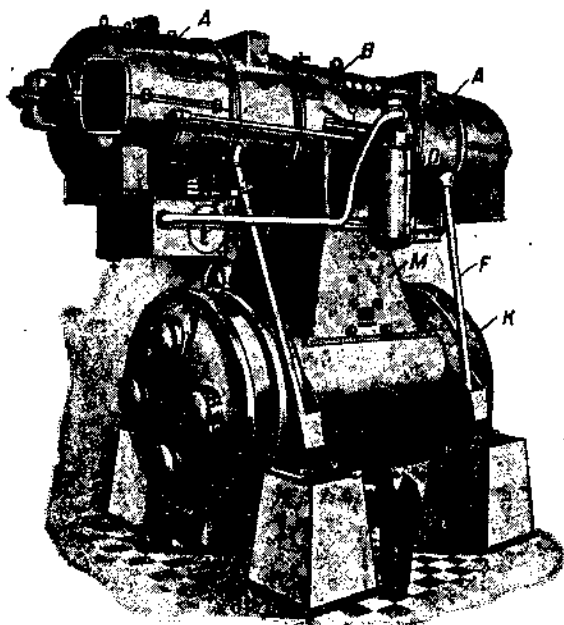
Фиг. 342.

лами или лопатками; 2) они состоят только из рабочих лопаток, расположенных концентрически; 3) половина лопаток в этих турбинах одним своим концом прикреплена к внутренней стороне одного диска, а другая половина их — к внутренней стороне другого диска, таким образом, лопатки одного диска помещаются в концентрических промежутках венцов другого диска; 4) оба диска турбины вместе со своими лопаточными венцами вращаются в противоположные стороны с одним и тем же числом оборотов; 5) к концам валов вращающихся дисков крепятся концы валов, на которых насажены одинаковой мощности электрические генераторы, вращающиеся также в противоположные стороны, и 6) подвод свежего пара производится в центральную часть вращающихся дисков, а отвод отработавшего пара — снаружи дисков.

Кроме того, благодаря принятому здесь способу соединения генераторов с турбиной, компактности всего устройства, большой жесткости и проч-

ности его, точного центрирования вращающихся частей и сравнительной легкости, турбины этой системы вместе с генераторами легко устанавливаются непосредственно на конденсаторе, что значительно сокращает размеры фундамента, уменьшает площадь машинного помещения, не требует устройства подвальных помещений и позволяет вести более тщательное наблюдение за всей установкой в целом.

На фиг. 343 представлен снимок полной турбогенераторной установки этой системы мощностью 5000 квт, где *A* и *A* — наружные кожухи генераторов, *B* — кожух турбины, *D* — впускной клапан с паровым фильтром и *M* — паропроводная камера, при помощи которой, а также стержней *F* турбина с генераторами соединяется в одно целое с поверхностным конденсатором *K*, опирающимся на тумбы фундамента. Как видно из снимка, вся установка выглядит очень компактной, все ответственные



Фиг. 343.

части ее заключены в кожухи, вследствие чего они не подвергаются загрязнению и случайной порче.

Кроме легкости, компактности и сравнительной простоты своего устройства, турбины Лjungстрем, как реактивные турбины, имеют и высокий относительный коэффициент полезного действия, благодаря чему они работают весьма экономично. Так, при испытании турбины этой системы мощностью 12 000 квт, установленной на электрической станции в Гамбурге, расход пара оказался равным 4,3 кг/квт-ч, при нагрузке же 14 435 квт — 4,5 кг/квт-ч.

Первоначально турбины системы Лjungстрем строились только на шведском за-

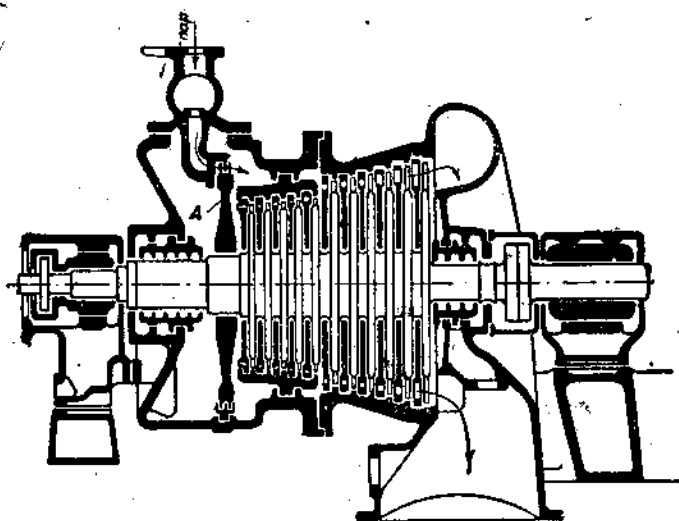
воде STAL. В настоящее время к постройке их приступила германская фирма MAN. В будущем эти турбины могут найти широкое применение в промышленности, если удастся повысить их мощность.

✓ § 129. Комбинированные активные и реактивные турбины. Активные турбины со ступенями скорости, как было указано выше, не нашли широкого распространения в промышленности. Оказались также довольно сложными в конструктивном отношении как реактивные, так и активные турбины со ступенями давления, почему до войны наиболее надежными и простыми считались комбинированные турбины, а именно: 1) активные турбины со ступенями давления и диском Кертиса в части высокого давления и 2) такие же комбинированные реактивные турбины. Эти два типа турбин довольно долго были наиболее распространенными турбинами и изготовлялись многими заводами.

Чтобы ознакомиться с общим устройством комбинированных активных

турбин, на фиг. 344 представлена в схематическом виде одна из турбин фирмы AEG, которая состоит из диска Кертиса А с двумя ступенями скорости в части высокого давления и 11 активных ступеней давления.

При этой комбинации с диском Кертиса достигаются следующие преимущества, по сравнению с активной турбиной со ступенями давления: 1) вследствие значительного падения давления в соплах перед диском Кертиса, внутри турбины получают небольшие давления пара, а следовательно, и незначительные потери его в зазорах; 2) благодаря значительному перепаду тепла в диске Кертиса, температура пара внутри турбины получается невысокой, что обеспечивает: а) более надежную работу лопаток, б) возможность применения обычных материалов для них, а также для рабочих дисков и неподвижных диафрагм, и с) уменьшение потерь тепла на излучение; 3) так как к ступеням давления пар подходит с небольшим сравнительно давлением, а следовательно, с значительно увеличенным объемом



Фиг. 344.

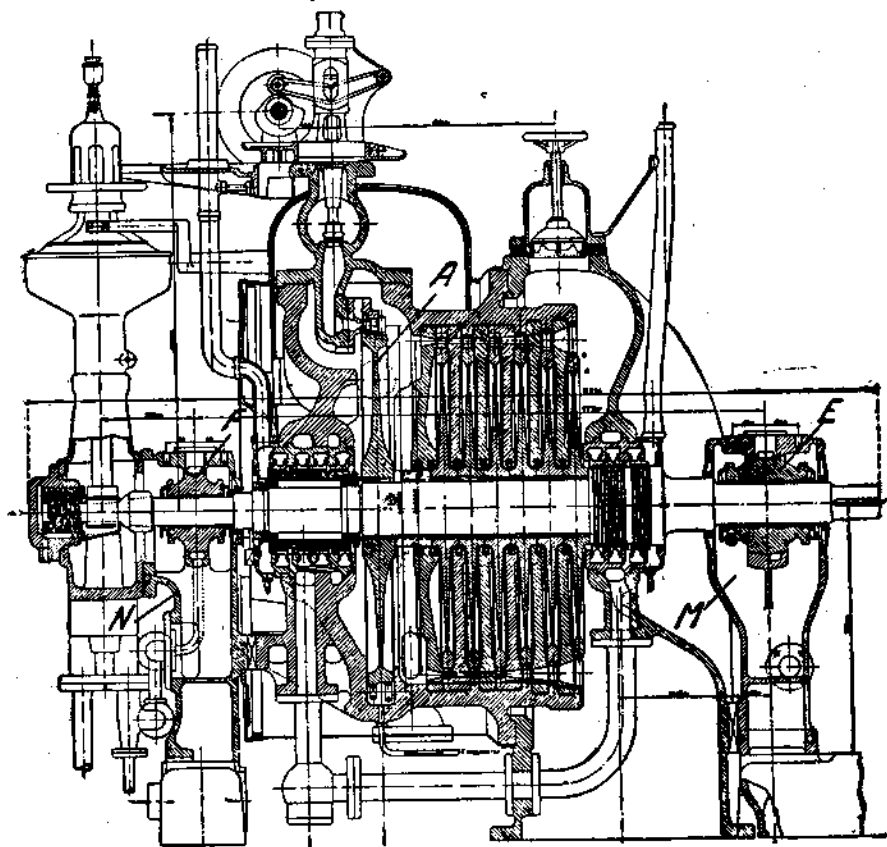
по сравнению с начальным, то длина лопаток в первых ступенях получается достаточной величины, удобной как для изготовления, так и для установки; 4) так как в диске Кертиса срабатывается значительный перепад давления пара, по сравнению с таковым остальной части турбины, то комбинированный тип турбины получается с значительно меньшим числом ступеней давления, а следовательно, проще и короче по длине.

На фиг. 345 представлен вертикальный разрез одной из турбин этого типа мощностью 1000 квт постройки ЛМЗ. Конструкция турбины в главных своих частях почти не отличается от турбин этого типа завода AEG и состоит из диска Кертиса А с двумя ступенями скорости в части высокого давления и шести активных ступеней давления, насаженных на вал турбины, лежащий в подшипниках Е и F, установленных на особых частях М и N станины, жестко связанных с нижней частью основания турбины.

Так как часть высокого давления реактивных турбин Парсонса занимает значительную часть общей длины ее и представляет наиболее сложную и ответственную часть турбины, а также в виду того, что на нее приходится сравни-

тельно небольшая доля от общей работы, развиваемой турбиной, завод ВВС заменил эту часть турбины также диском Кертиса с двумя ступенями скорости. Таким образом, получился новый тип комбинированной активно-реактивной турбины, который при сравнительно небольшой длине, по сравнению с реактивным типом, совмещал в себе более или менее полно все достоинства турбин этого типа.

Кроме комбинации диска Кертиса с реактивными ступенями давления, многие заводы начали выпускать турбины, представляющие собою комбина-



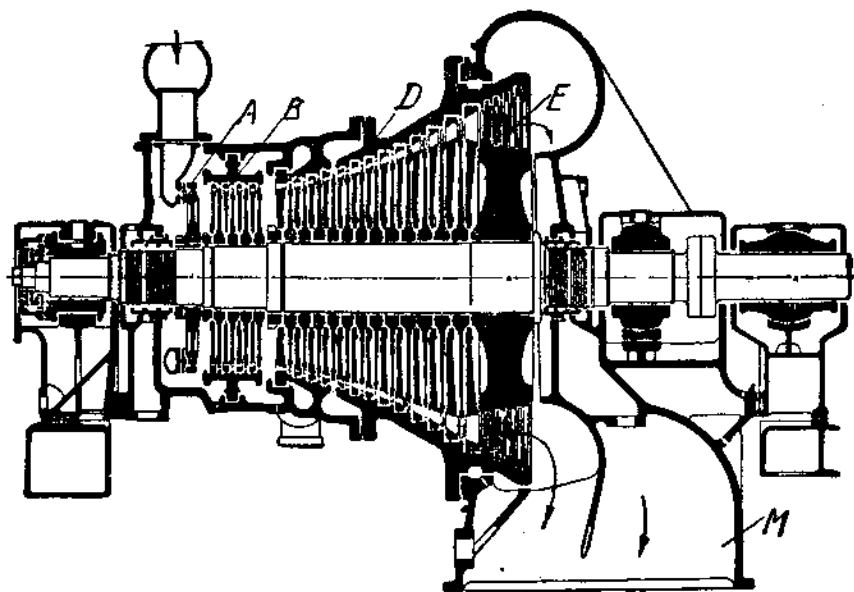
Фиг. 345.

цию диска Кертиса с активными и реактивными ступенями давления. Схема такой комбинированной турбины завода AEG мощностью 15 000 квт представлена на фиг. 346.

В этой турбине в части высокого давления установлен диск Кертиса *A* с двумя ступенями скорости. За диском Кертиса следует 16 активных ступеней давления Рато, разбитых на две группы *B* и *D*; в части же низкого давления имеются реактивные ступени давления *E*, по выходе из которых отработавший пар по отводящей трубе *M* отводится в конденсатор.

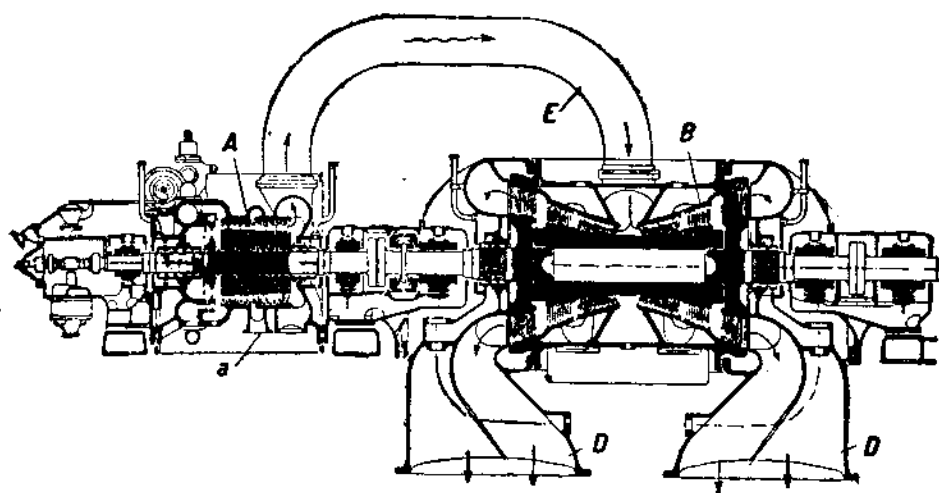
В последнее время фирма AEG переработала конструкцию этой турбины в новый тип многоцилиндровой турбины, в котором получили большее развитие как активная, так и реактивная части.

На фиг. 347 представлен вертикальный разрез двухцилиндровой турбины мощностью 17000 квт при 3000 об./мин. Здесь цилиндр *A* высокого давле-



Фиг. 346.

ния состоит из диска Кертиса с двумя ступенями скорости и 11-ти активных ступеней давления. Пройдя цилиндр высокого давления, пар по пере-

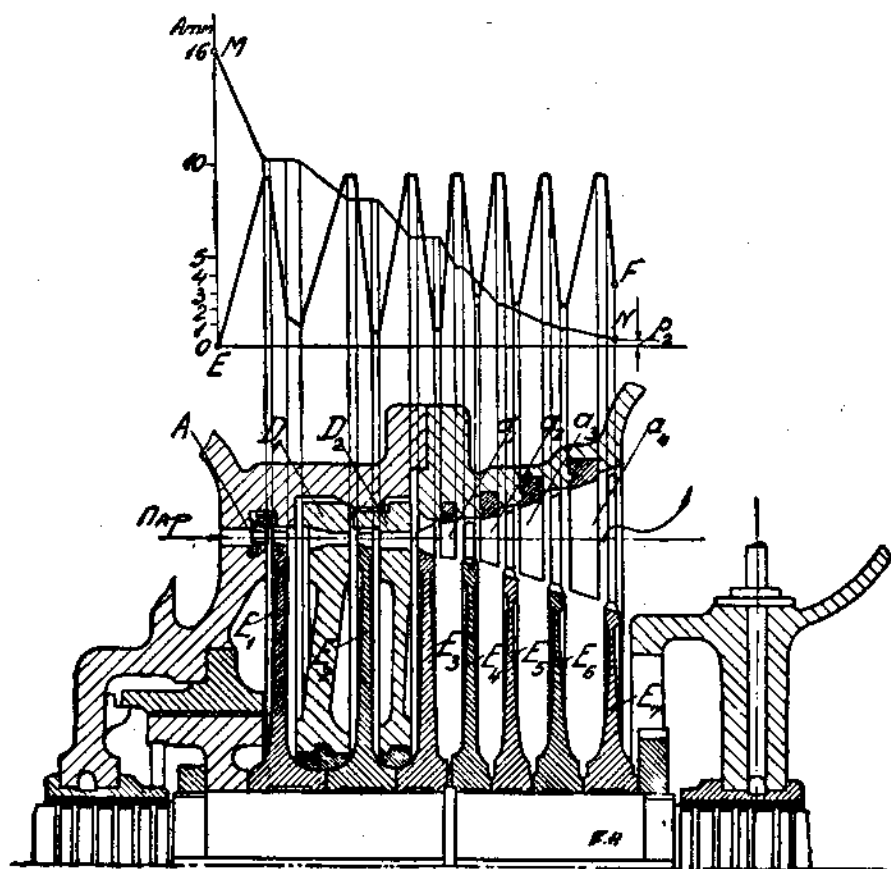


Фиг. 347.

пускной трубе *E* подводится к цилиндру низкого давления *B*, где он разделяется на два потока в противоположном направлении и проходит реактивные ступени давления обеих частей его.

Рабочая часть низкого давления турбины состоит из массивного пологого ротора с венцами рабочих лопаток, насаженного на выступы двух дисков, на которых установлено по три венца рабочих лопаток последних ступеней. По выходе из этих ступеней отработавший пар отводится в отводящие камеры D , а затем в конденсатор.

Рассмотренный тип комбинированной турбины получился более сложным по сравнению, например, с турбиной, представленной на фиг. 346, но в работе он оказался более надежным, а главное, значительно экономичнее.



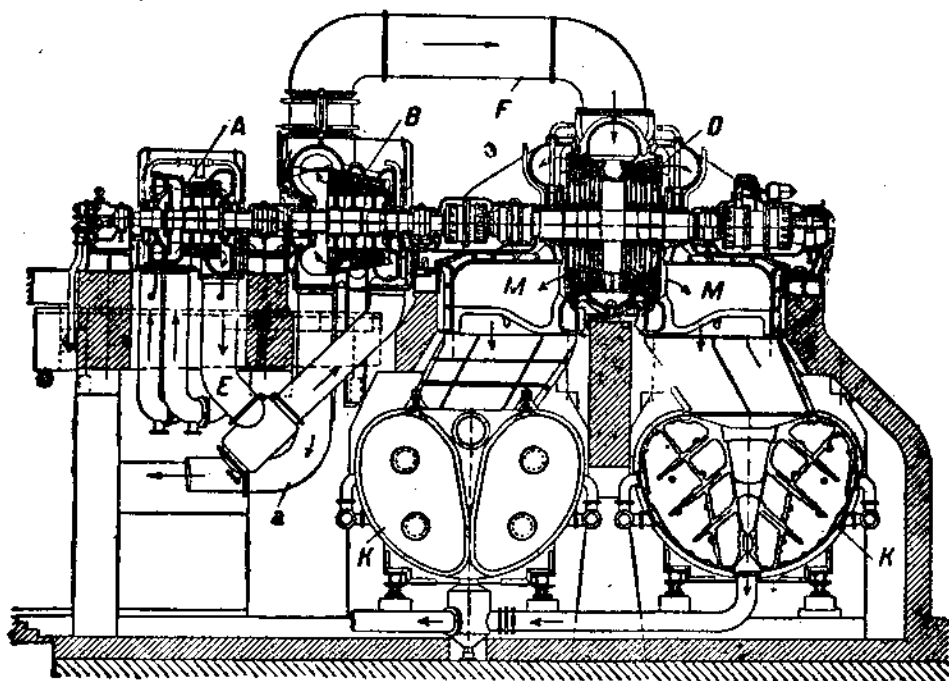
Фиг. 348

Во время войны фирмы ВВС, Виккерс и др. выработали новый тип комбинированных турбин, который представляет комбинацию только активных и реактивных ступеней давления без диска Кертиса. Таким образом, явно обнаружилось стремление возвратиться снова только к ступеням давления, отказавшись от ступеней скорости, значительно понижающих общий относительный коэффициент полезного действия турбины.

Чтобы ознакомиться с комбинированными активно-реактивными турбинами со ступенями давления, на фиг. 348 представлен вертикальный разрез верхней половины подобной турбины фирмы ВВС мощностью 10 000 квт, где A

изображает одну из расширяющихся насадок направляющего аппарата; E_1 , E_2 и E_3 — рабочие диски активных ступеней давления, насаженные на вал; D_1 и D_2 — неподвижные диафрагмы с направляющими каналами активной части турбины; a_1 , a_2 , a_3 и a_4 — венцы направляющих лопаток и E_4 , E_5 , E_6 и E_7 — рабочие диски ступеней давления реактивной части турбины, насаженные на тот же вал турбины.

Таким образом, рассматриваемая турбина состоит из трех активных ступеней давления в части высокого давления и из четырех реактивных ступеней давления в части среднего и низкого давления, т. е. турбина имеет только ступени давления.



Фиг. 349.

Для большей ясности работы пара в этой турбине, на той же фигуре сверху нанесены ломаная кривая MN изменения давления пара и кривая EF изменения абсолютной скорости, которые отнесены к соответствующим ступеням давления.

В настоящее время фирма ВВС вновь переработала конструкцию своих турбин большой мощности и приступила к изготовлению многоцилиндрового типа их с активными и реактивными ступенями давления.

На фиг. 349 представлен вертикальный разрез одной из турбин этого типа мощностью 85 000 квт. Как видно из разреза, турбина состоит из трех цилиндров, расположенных на одном валу. Пар, пройдя активные ступени цилиндра высокого давления A , по трубе E переходит в цилиндр среднего давления B , где, пройдя реактивные ступени давления в обратном направлении, по переходной трубе F подводится к цилиндру низкого давления D . Здесь пар разветвляется на два противоположно направленных по-

тока и, пройдя реактивные ступени обеих частей цилиндра, отводится в выпускные камеры *М*, а из них в конденсаторы *К*, установленные под турбиной.

Турбина рассчитана для работы паром давления 14,5 атм. и 360° Ц перегрева.

К типу активно-реактивных турбин со ступенями давления относятся также мощные турбины последних выпусков Ленинградского металлического завода им. Сталина в 24 000 и 50 000 квт. Обе эти турбины имеют по два цилиндра, расположенных на одном валу, причем в цилиндре высокого давления турбины мощностью 24 000 квт имеется 20 ступеней (из них 15 активных), а в цилиндре низкого давления имеется всего 8 реактивных ступеней с лопатками Баумана в последних ступенях.

С переходом в 1930 г. ЛМЗ на крупное турбостроение, этот тип турбин, разработанный заводом при техническом содействии фирмы Метрополитэн—Виккерс, принят для ближайших лет как стандартный для установки на вновь строящихся электростанциях Союза.

Как показали испытания турбины первого выпуска мощностью в 24 000 квт, расход пара в зависимости от нагрузки, коэффициента полезного действия генератора и температуры питательной воды равен:

Мощность в квт	24000	20000	15000
Коэф. пол. д. генератора .	0,955	0,950	0,933
Температура пит. воды °Ц.	146	140	130
Расход в кг/квт-ч.	4,75	4,67	4,74

Двухцилиндровая турбина мощностью в 50 000 квт, рассчитанная для работы паром давления 29 атм. абс. и 400° Ц перегрева, является крупнейшим достижением советской техники. Эта гигантская турбина, делающая 1500 об./мин., имеет длину, считая и генератор, около 21 м, выхлопной патрубков, соединяющий цилиндр низкого давления с конденсатором, около 18 м³ в сечении, диаметр последнего диска—2750 мм и длину лопаток его—610 мм.

О громадном весе отдельных частей этой турбины можно судить по тому, что нижняя половина (основание) цилиндра низкого давления ее весит около 80 т, вес же ротора этого цилиндра равен 27 т. Так как размеры цилиндра низкого давления турбины превышают допускаемый габарит наших железных дорог, то этот цилиндр сделан составным из 8 частей.

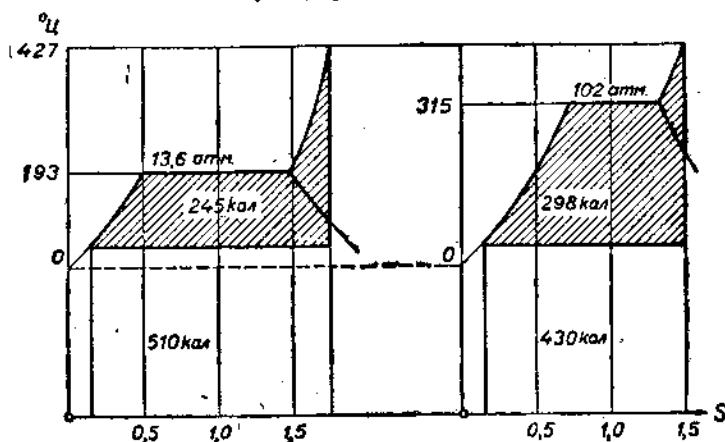
Первая турбина в 50 000 квт, построенная в конце 1931 г., предназначена для установки на Дубровской электростанции.

В настоящее время (1931 г.) ЛМЗ занят переработкой этой турбины в смысле повышения числа ее оборотов с 1500 до 3000 в мин. Это повышение числа оборотов позволит уменьшить вес турбины почти на 30%, а также значительно сократить габаритные размеры и требуемые размеры машинного зала, а следовательно и стоимость всей установки.

✓ § 130. Турбины высокого давления. В § 36 (отдел второй, ч. I) были рассмотрены как свойства, так и значение пара высокого давления. Там же было указано, что при повышении давления пара термический коэффициент полезного действия парового двигателя увеличивается довольно быстро до 90—100 атм. и несколько медленнее выше этого давления (кривые фиг. 42).

Выгодность применения пара высокого давления, по сравнению с паром среднего давления (до 30 атм.), можно также видеть из энтропийных диаграмм *TS*, представленных на фиг. 350, где приведены диаграммы двух па-

ровых турбин, из которых одна работает паром давления 13,6 атм., а другая — паром давления 102 атм. при одинаковом начальном перегреве 427°Ц и одинаковом давлении выпуска, равном 0,05 атм. абс. (вакуум 94,5%).



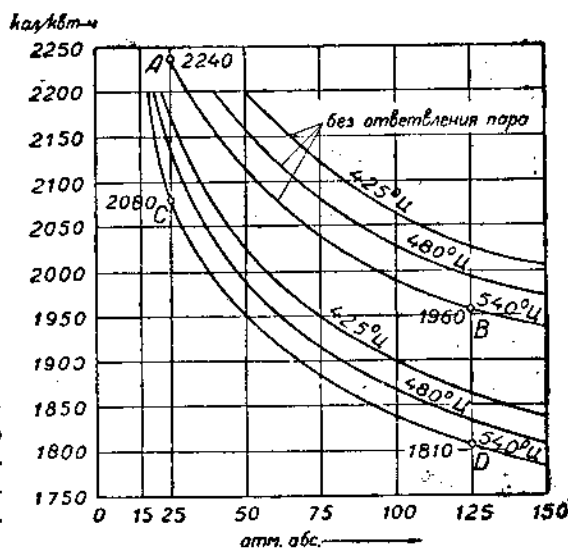
Фиг. 350.

Сопоставляя площади этих диаграмм, можно видеть, что из теплосодержания 1 кг пара теоретическое количество тепла, преобразовываемое в работу в турбине среднего давления (13,6 атм.), равно 245 кал., а в турбине высокого давления — 298 кал., т. е. в последней турбине на 21,5% больше.

Из диаграммы также видно, что потеря тепла в конденсаторе на 1 кг пара в турбине среднего давления равна 510 кал., а в турбине высокого давления — 430 кал.

Кроме того, с повышением давления пара теоретический расход его на единицу вырабатываемой энергии также уменьшается. Чтобы проследить это, на фиг. 351 представлены кривые изменения теоретического расхода пара в кг на квт-ч в зависимости от начального давления его при температурах перегрева 425° , 480° и 540°Ц , причем три верхние кривые относятся к случаю, когда от турбины не производится отбора пара для подогрева питательной воды, а три нижние — к турбинам, работающим с подогревом воды до температуры испарения пара, т. е. к регенеративным турбинам.

Из диаграммы видно, что, независимо от высоты перегрева, теоретический расход тепла на квт-ч. с повышением давления уменьшается. Например,



Фиг. 351.

при начальном давлении пара в 25 атм. и 540°C перегрева (точка А) теоретический расход тепла равен 2240 кал., а при давлении в 125 атм. и том же перегреве (точка В) он равен 1960 кал. Эта же диаграмма показывает, что в регенеративных турбинах при всех давлениях пара теоретический расход тепла меньше такового в турбинах, работающих без подогрева воды ответственным паром. Действительно, для тех же начальных давлений и той же температуры перегрева в регенеративной турбине расход тепла в первом случае (точка С) равен 2080 кал, во втором (точка D) — 1810 кал./квт-ч.

При применении в практике пара высокого давления и высокого перегрева приходится, однако, считаться с целым рядом факторов, которые вносят значительные поправочные коэффициенты в теоретические выводы и результаты подсчетов. Эти поправочные коэффициенты и являются теми моментами, которые многим до сих пор не позволяют окончательно решить основной вопрос современной теплотехники — какое давление пара практически является наиболее рентабельным.

При рассмотрении свойств пара высокого давления (§ 36) было отмечено, что при небольшом уже расширении он переходит в насыщенное состояние, далеко заходя при дальнейшем расширении в область насыщения. А так как в турбинах даже в последних ступенях нельзя допускать влажность пара более 8—10%, то применение пара высокого давления потребовало введения промежуточного или вторичного перегрева пара.

Для осуществления вторичного перегрева, после того как пар пройдет часть турбины и когда влажность его станет высокой, пар отводится из турбины в промежуточный перегреватель, а затем его снова подводят к турбине для дальнейшей работы в ступенях среднего и низкого давления.

Конечно, при высоком начальном перегреве можно избежать необходимости установки промежуточного перегревателя, но исследования влияния высоких температур перегрева порядка $400—450^{\circ}\text{C}$ показали, что такой перегрев значительно понижает надежность и продолжительность службы металла, обычно применяемого в турбостроении. Например, исследования фирмы Метрополитэн-Виккерс показали, что металлы под влиянием длительного действия высоких температур приобретают объемный рост (крип), который увеличивается пропорционально действию этих температур. Эти же исследования показали, что с повышением температуры перегрева с 400 до 450°C допускаемые напряжения металла понижаются в отношении 3 : 2. Таким образом, при применении пара высокого давления техника должна была ввести промежуточный перегрев его, который сильно усложнил установку.

Кроме того, так как часть высокого давления во всех вообще турбинах работает с более низким относительным коэффициентом полезного действия, по сравнению с частью среднего и низкого давления, то выгода применения пара высокого давления также несколько снижается.

Наконец, практика применения турбин высокого давления показала, что они особенно требовательны к качеству питательной воды. Так, при наличии в воде свободного кислорода, получающаяся в котле от воздействия его окись железа уносится в виде порошка вместе с паром в турбину, где и действует разрушающе на лопатки ее. Такое же действие оказывают и соли, содержащиеся в питательной воде, причем унесенные частицы их, как показала практика, осаждаются на лопатках в виде тонкого кристаллического слоя, ухудшая работу турбины и разъедая металл лопаток ее.

Чтобы избежать этого и сохранить лопатки и диски турбин высокого давления, техника должна была выработать новые методы и аппаратуру для

тщательной очистки и деаэрирования питательной воды, с таким расчетом, чтобы количество кислорода и углекислоты, растворенных в ней, не превышало 0,1 см³ в одном литре. В настоящее время эти аппараты составляют неотъемлемую часть паротурбинных установок высокого давления.

Так же точно, практика применения пара высокого давления показала, что он обладает свойством быстро понижать давление при протекании его в перегревателе, паропроводах и клапанах. Так, например, при давлении пара перед турбиной равно 85 атм., падение давления его в перегревателе составляет около 2,5 атм., в паропроводе — около 8,5 атм. (10%) и в клапанах и арматуре — около 1,5 атм. Следовательно, для обслуживания такой турбины котел должен вырабатывать пар давления 98 атм., т. е. на 15% выше рабочего давления перед турбиной.

Все эти осложнения, внесенные применением пара высокого давления, современной техникой почти побеждены. Пар высокого давления находит все больше и больше сторонников и можно рассчитывать в ближайшие уже годы на широкое распространение его в промышленности.

Это убеждение подтверждается и развитием применения пара высокого давления на электрических станциях САСШ. По статистическим данным в 1930 г. в этой стране паром давления 40—50 атм. работало 9 электростанций, а паром давления 84 атм. и выше — 7 электростанций.

Результаты эксплуатации установок высокого давления оказались также вполне благоприятными. В этом отношении заслуживают особого внимания выводы, к которым пришли теплотехники САСШ на съезде в 1928 г. в Питтсбурге. При сравнении давлений пара в 26,6 атм., 40 атм. и 81,6 атм. было установлено, что экономия в расходе топлива при переходе с 26,6 атм. на 40 атм. с промежуточным перегревом пара составляет 7%, а при переходе с 26,6 атм. на 81,6 атм. также с промежуточным перегревом — 13%. Такую же примерно экономию в топливе дает практика применения пара высокого давления на электростанции Эдгар, впервые применившей в Америке пар давления 82—95 атм.

Если же принять во внимание, что та же практика американских электростанций высокого давления дает удорожание стоимости оборудования высокого давления всего на 5—6%, то экономическая выгода широкого применения пара высокого давления станет еще более ясной.

Идея создания турбины высокого давления принадлежит творцу активных турбин Лавалю. В 1889 г. им был построен котел для получения пара давления 120 атм. и 350° Ц перегрева, а также разработана однодисковая активная турбина, которая должна была работать паром этого давления. Однако, это замечательнейшее начинание слишком опередило технику того времени, и турбина высокого давления не получила дальнейшего развития.

Несколько лет тому назад Об-во Лаваль в Стокгольме снова обратилось к идеем своего знаменитого изобретателя, приступив к постройке турбин высокого давления, чему способствовало в значительной степени развитие котлов высокого давления.

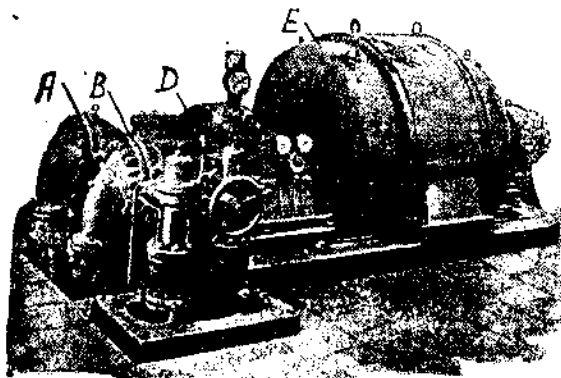
Одна из турбин этой фирмы мощностью 600 ЛС при 6000 об./мин., работающая паром начального давления 50 атм. и с противодавлением 3 атм., установлена на заводе в Гетеборге. Эта турбина состоит из 4 рабочих дисков, насаженных на свободном конце общего вала на весу, и имеет один коренной подшипник, благодаря чему удалось избежать уплотнений со стороны подвода свежего пара, как наиболее ответственной части в турбинах этого типа.

Производством турбин высокого давления занято теперь очень много заводов. Широкое производство их ведется и фирмой ВВС, которая первоначально выполняла их по типу Об-ва Лаваль, как самостоятельные турбины, включаемые между котлом высокого давления и обычной турбиной, работающей паром среднего давления. Так же как и в турбинах Об-ва Лаваль, рабочие диски этих турбин были расположены на свободном конце турбинного вала на весу, чтобы избежать уплотнений со стороны впуска свежего пара.

Одна из таких предвключенных турбин высокого давления, работающих на свой электрический генератор, представлена в общем виде на фиг. 352. Эта установка состоит из двух турбин *A* и *B*, расположенных параллельно и связанных с генератором *E* при помощи зубчатых передач *D*.

По выходе из турбины отработавший пар давления 18—20 атм. отводится в промежуточный перегреватель, откуда он поступает в общий паропровод паровых котлов для питания турбин обычного типа.

В настоящее время турбины высокого давления с дисками на весу не строятся, и большинство заводов выполняет их в виде обычных турбин,



Фиг. 352.

состоящих из ступеней скорости и давления. Так, например, предвключенная турбина мощностью 6600 квт фирмы ВВС, установленная на электростанции в Лангербрюгге (Бельгия) и предназначенная для срабатывания пара начального давления 50 атм. и 450° Ц перегрева до давления 21 атм., состоит из диска Кертиса *A* с двумя ступенями скорости и реактивных ступеней *B*, как это видно на фиг. 353, где представлен вертикальный разрез ее. Подвод пара при нормальной

нагрузке турбины производится по паропроводу *m*, а при перегрузке — по паропроводу *n* непосредственно к лопаткам реактивных ступеней. Отвод отработавшего пара из турбины производится по паропроводу *s*.

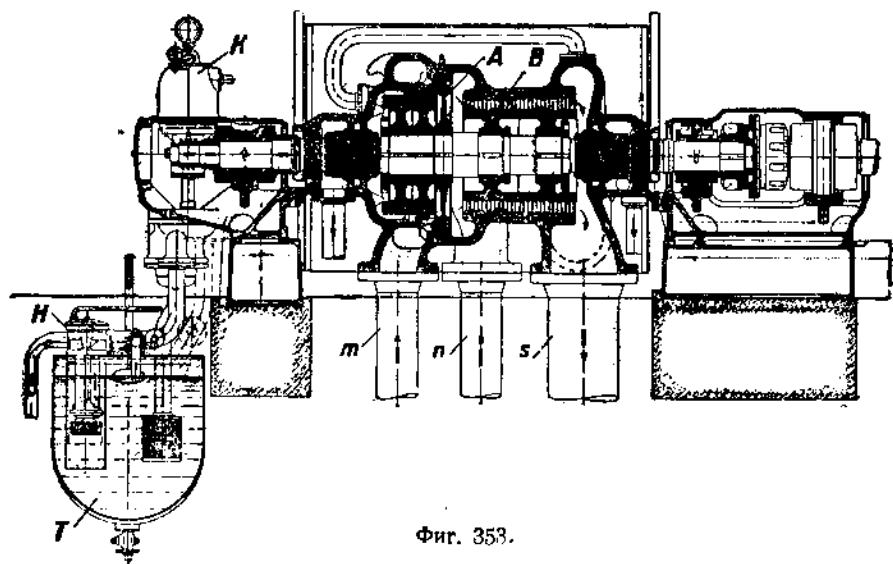
За последние 3—4 года турбины высокого давления начали широко развиваться в виде независимых многоцилиндровых установок, смонтированных на одном валу или же на двух или трех валах, расположенных параллельно.

На фиг. 354 представлен вертикальный разрез одновальной трехцилиндровой турбины высокого давления фирмы ВВС для работы паром давления 54 атм. и 450° Ц перегрева. Цилиндр высокого давления этой турбины состоит из диска Кертиса *A* с двумя ступенями скорости и ротора *B* с реактивными ступенями давления. Цилиндр среднего давления *D* выполнен также в виде ротора с венцами реактивных лопаток, а цилиндр низкого давления *E*, состоящий из двух частей — в виде дисков с реактивными ступенями давления. Подвод свежего пара при нормальной нагрузке осуществляется по трубопроводу *m*, а при перегрузке по трубопроводу *n*. Паропроводы *a* и *b*, а также патрубок *K* служат для ответвления части пара в производство.

Наиболее крупной одновальной турбиной высокого давления с числом оборотов 1500 в мин. до 1931 г. является турбина Метрополитэн-Виккерс мощностью 67 000 квт, которая установлена на электростанции Баттерси (Англия) для работы паром давления 40 атм. и 455° Ц перегрева.

Из одновальных турбин высокого давления, работающих с числом оборотов 1800 в мин., наиболее крупной является турбина фирмы Дженэраль-Электрик мощностью 150 000 квт, установленная на электростанции Стейт-Лайн (САСШ) для работы паром давления 91,5 атм. и 455° Ц перегрева. На этой же электростанции установлена одновальная турбина фирмы Аллис-Чалмерс (САСШ) мощностью 125 000 квт для работы паром давления 84,5 атм. и 440° Ц перегрева.

Из одновальных турбин высокого давления, работающих при 3000 об./мин., наиболее крупной является турбина фирмы ВВС мощностью 55 000 квт, установленная на электростанции Сен-Дени (Франция) для работы паром

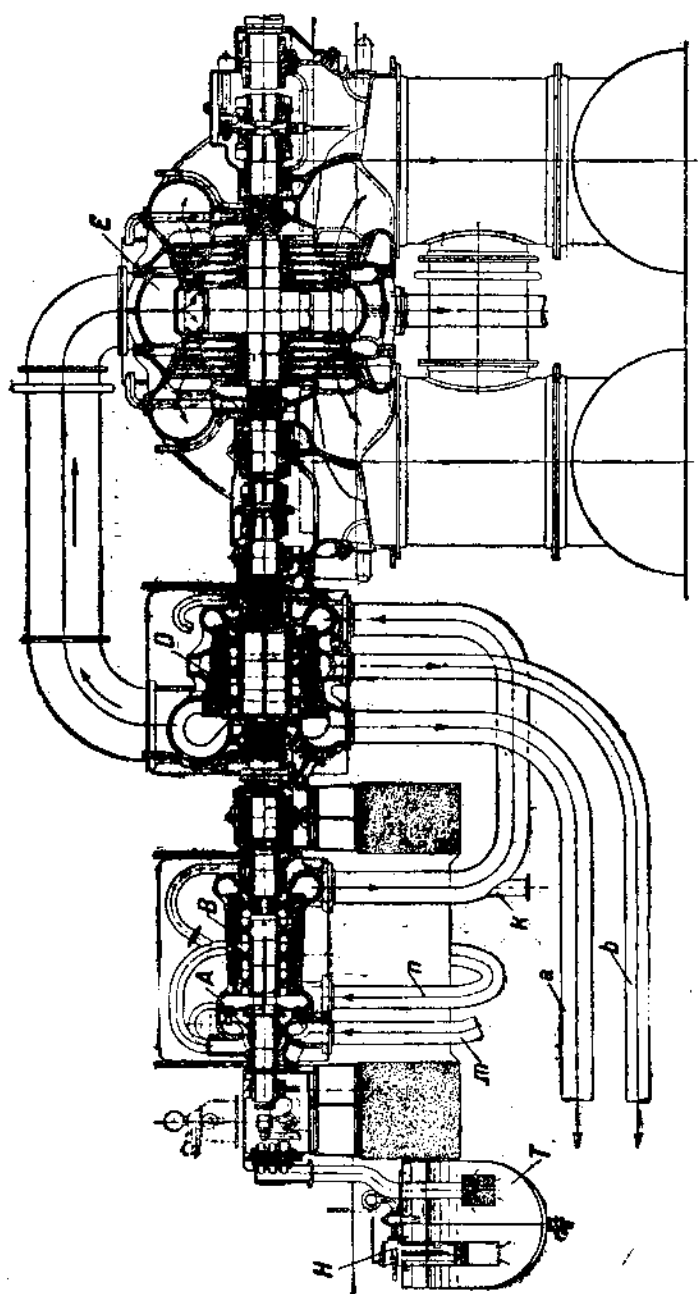


Фиг. 353.

давления 54 атм. и 450° Ц перегрева (фиг. 354). Заслуживает также внимания турбина этой же фирмы мощностью 36 000 квт, установленная на электростанции в Витковицах (Чехо-Словакия), для работы паром давления 120 атм. и 490° Ц перегрева.

Из приведенных выше данных видно, что одновальные многоцилиндровые турбины высокого давления как по величине начального давления пара и перегрева, так и по мощности достигли в настоящее время очень большого развития.

Из многовальных турбин высокого давления представляет исключительный интерес как по своим размерам, так и по компоновке частей трехцилиндровая турбина фирмы Дженэраль-Электрик мощностью 208 000 квт, установленная на электростанции Стейт-Лайн для работы паром давления 47 атм. и 390° Ц перегрева. В этой турбине цилиндр высокого давления А, как это видно на фиг. 355, где представлена схема расположения ее, находится посередине, цилиндры же низкого давления В и D установлены по бокам. Таким образом, эта турбина смонтирована на трех самостоя-

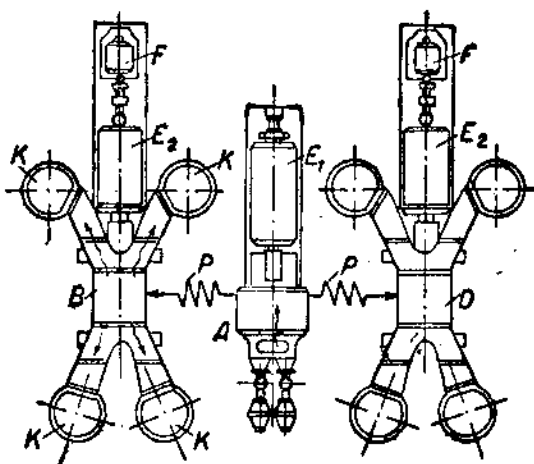


Фиг. 354. Турбина высокого давления фирмы ВВС мощностью 55 000 квт, работающая паром давления 50 атм. абс. и 450° Ц перегрева.

тельных валах, делающих по 1800 об./мин., и каждая часть ее работает на свой генератор, причем цилиндр высокого давления развивает 76 000 квт, а цилиндры низкого давления по 66 000 квт, имея по два генератора каждый — основной E_2 в 62 000 квт и вспомогательный F для нужд турбины в 4000 квт.

Пар, пройдя цилиндр высокого давления, разветвляется на два потока и с давлением 7,5 атм. отводится в паровые промежуточные перегреватели P . Здесь пар получает перегрев до 280°C и в таком состоянии подводится к цилиндрам низкого давления, состоящим из двух групп ступеней давления, в которых он, разветвляясь на два потока, работает параллельно. По выходе из цилиндров низкого давления отработавший пар отводится в вертикальные конденсаторы K , которых здесь имеется по 4 на каждый цилиндр, а всего 8 штук общей поверхности 14 800 м².

На фиг. 356 представлен снимок этой турбины, из которого можно видеть общее расположение цилиндров, генераторов и конденсаторов ее.



Фиг. 355.



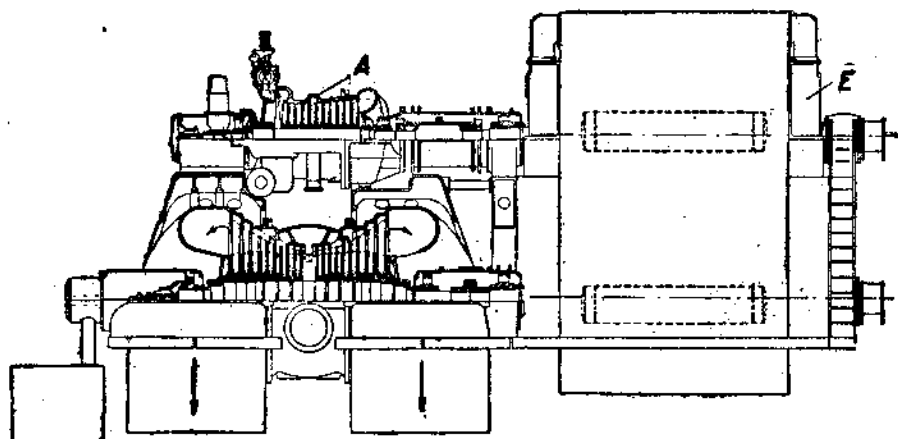
Фиг. 356.

Из турбин высокого давления большой интерес вызвала также „двух-этажная“ турбина фирмы Дженераль-Электрик мощностью 110 000 квт, установленная на электростанции Ривер-Руж (САСШ), для работы паром давления 81,6 атм. и 385°C перегрева. Эта турбина смонтирована так, что цилиндр высокого давления вместе с генератором E , как это показано на схеме фиг. 357, установлен сверху цилиндра низкого давления, который

работает на свой генератор. Оба цилиндра турбины, а также основания генераторов имеют общие станины, составляя одно жесткое целое. Такое расположение цилиндров позволяет значительно сэкономить площадь машинного помещения, что имеет большое значение для электростанций крупных мощностей.

Цилиндр высокого давления этой турбины работает с перепадом давления от 81,6 атм. до 5,7 атм., а цилиндр низкого давления — от 5,7 атм. до давления в конденсаторе. По выходе из цилиндра высокого давления пар отводится в промежуточный паровой перегреватель, где получает перегрев до 288°C и в таком уже состоянии подводится в цилиндр низкого давления, где разветвляется на два противоположно направленных потока для параллельной работы.

Оба вала этой турбины делают по 1800 об./мин., цилиндры же высокого и низкого давления так рассчитаны, что развивают по одинаковой



Фиг. 357.

мощности. При таком распределении общей мощности генераторы получились однотипные, что значительно упростило изготовление их.

Может казаться, что многоцилиндровый тип турбины имеет больший удельный вес (вес единицы мощности) по сравнению с одноцилиндровым типом. Практика, однако, показывает обратное. Так, по данным фирмы BBC одноцилиндровая турбина мощностью 6000 кВт при 3000 об./мин. имеет удельный вес $10,5 \text{ кг/кВт}$ и удельную площадь машинного зала 230 кВт/м^2 , такая же одноцилиндровая турбина мощностью 12 000 кВт при 3000 об./мин. имеет вес $8,5 \text{ кг/кВт}$ и площадь 340 кВт/м^2 , в то время как двухцилиндровая турбина мощностью 30 000 кВт при 3000 об./мин. имеет удельный вес $7,6 \text{ кг/кВт}$ и площадь зала 385 кВт/м^2 , а трехцилиндровая турбина мощностью 85 000 кВт при 1500 об./мин. удельный вес $7,4 \text{ кг/кВт}$ и площадь машинного зала 505 кВт/м^2 .

В СССР турбины высокого давления пока не имеют распространения. Равным образом и производство их несколько задержалось. В этом отношении заслуживает исключительного внимания двухвальная теплофикационная турбина высокого давления мощностью 50 000 кВт при 3000 об./мин., разработанная ЛМЗ, для работы паром давления 55 атм. и 440°C пере-

грева. Этот тип турбины намечен к производству в 1932 г. для установки в различных городах Союза. С выпуском этого типа турбин мы будем иметь первые турбины высокого давления, построенные в СССР, которые по своей конструктивной компоновке и мощности будут стоять на одинаковом уровне с такими же турбинами лучших зарубежных заводов.

§ 131. Турбины с регенеративным подогревом питательной воды. В паровых двигателях за идеальный рабочий процесс, как известно, принимается цикл Ренкина, который отличается от идеального цикла Карно тем, что в нем нижняя адиабата последнего заменяется прямой, параллельной оси давления. Следовательно, в цикле Ренкина сообщение теплоты рабочему телу совершается не при наивысшей температуре рабочего процесса, а потому и термический коэффициент полезного действия этого цикла получается меньше, чем цикла Карно.

Но так как осуществить работу пара по циклу Карно не представляется возможным, то техника должна была изыскать способы, которые позволили бы приблизить процесс Ренкина к циклу Карно и этим повысить экономичность паросиловых установок. В этом отношении подогрев питательной воды ответвленным паром или так называемый регенеративный процесс дал весьма хорошие результаты.

Одновременно с повышением экономического коэффициента полезного действия, регенеративный процесс произвел в паросиловых установках и значительные изменения как в смысле введения в них подогрева воздуха и изъятия из котельной экономайзеров, так и в смысле более уточненной связи отдельных частей паросиловой установки в одно целое.

Кроме того, регенеративный процесс, позволяющий уменьшить количество протекаемого пара в последних ступенях турбины, дает возможность конструктору понизить высоту лопаток в этих ступенях или же уменьшить в них скорость выхода пара (c_3), а следовательно, уменьшить потери энергии его при выпуске, что также несколько повышает коэффициент полезного действия турбины.

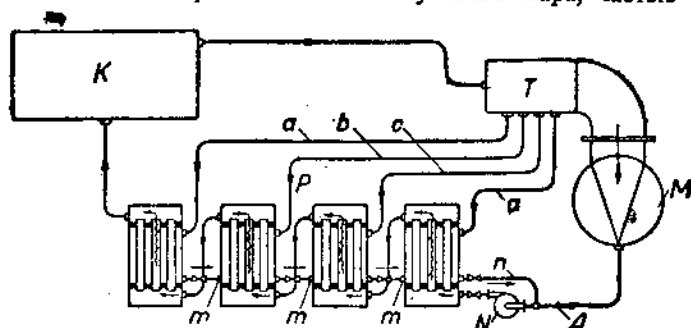
С другой стороны, так как в современных турбинах стремятся для заданного числа оборотов получить возможно большую (предельную) мощность, зависящую при данной высоте лопаток в последних ступенях от того количества пара, которое может быть пропущено через живое сечение их, то метод ответвления пара, при котором уменьшается количество его к концу турбины, способствует также увеличению предельной мощности регенеративных турбин, по сравнению с обычными турбинами.

Способ подогрева питательной воды ответвленным паром известен с 1890 г., когда впервые на экономическую выгоду его обратил внимание английский профессор Котерилл. Однако до 1920 г. регенеративный процесс широкого применения в промышленности не имел и только в последнее время он начал быстро распространяться в паросиловых установках.

На фиг. 358 представлена схема подогрева питательной воды ответвленным паром из четырех мест паровой турбины. Как видно из схемы, к различным ступеням турбины T присоединены паропроводы a , b , c и d , по которым часть пара различного давления и температуры отводится в четырехступенчатый подогреватель P . В этот же подогреватель центробежным насосом N нагнетается конденсат из конденсатора M турбины, который, проходя по ступеням подогревателя, нагревается за счет теплоты ответвленного пара и в виде нагретой воды подводится в котел K . Одновременно с этим, ответвленный из турбины пар, отдавая свою теплоту, также конденсируется

и по трубам m и n подводится к трубопроводу A , по которому отсасывается конденсат. Здесь ответвленный пар в виде жидкого конденсата смешивается с конденсатом турбины и нагнетается в котел.

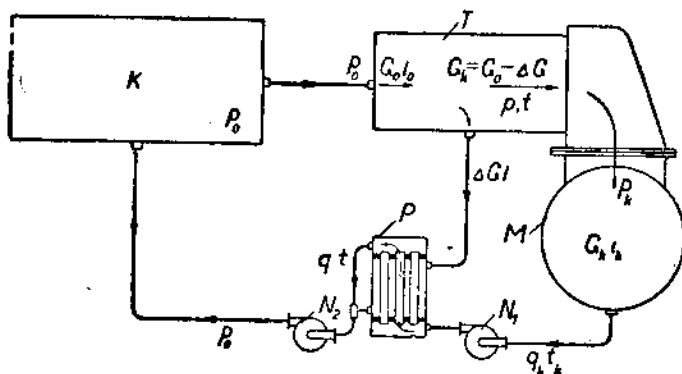
Таким образом, при этом методе подогрева питательной воды, конденсат ответвленного пара идет в общую магистраль питательной воды, что позволяет полностью сохранить всю теплоту этого пара, частью уже отра-



Фиг. 358.

ботавшего в турбине, и использовать ее для нового рабочего процесса, значительно повышая этим экономический коэффициент полезного действия всей установки.

Исследование способа подогрева питательной воды ответвленным паром показало, что, начиная с трехступенчатого подогревателя, экономический коэффициент полезного действия регенеративной турбины повышается



Фиг. 359.

незначительно и достигает предельного своего значения при пятиступенчатом подогревателе. Поэтому в практике обычно применяются одноступенчатые и двухступенчатые подогреватели, при работе же турбин паром высокого давления—трехступенчатые подогреватели.

Чтобы составить себе представление о теплотехнических основаниях регенеративного процесса, рассмотрим установку, работающую с подогревом питательной воды паром, ответвляемым только из одного места турбины. Схема такой установки представлена на фиг. 359.

Допустим, что к турбине T подводится из котла G_0 кг пара в час давления p_0 , начальное теплосодержание которого равно i_0 , и что в ступени ее, где давление пара равно p , а температура t , часть пара ΔG кг ответвляется в подогреватель P для подогрева питательной воды. Следовательно, в начальных ступенях турбины через нее протекает G_0 кг пара, после же ответвления ΔG кг через остальные ступени ее протекает только $G_k = (G_0 - \Delta G)$ кг.

По выходе из турбины это количество пара переходит в конденсаторе M в воду с температурой t_k и, отсасываясь из него насосом N_1 , прогоняется через подогреватель, где этот конденсат нагревается до температуры t , соответствующей давлению ответвленного пара. Одновременно с этим, ΔG кг ответвленного пара, отдавая свою теплоту, также конденсируется и вместе с нагретым конденсатом нагнетается вторым центробежным насосом N_2 в магистраль питательной воды.

Если обозначить теплосодержание пара по выходе из последней ступени турбины через i_k , а теплоту, заключающуюся в 1 кг конденсата, через q_k , то для обычной турбины, работающей по циклу Ренкина без ответвления пара, количество теплоты, перешедшее в работу, будет равно:

$$Q_u = G_0 (i_0 - i_k). \quad (333)$$

Для получения же G_0 кг пара при использовании теплоты конденсата, необходимо подвести количество теплоты, равное:

$$Q_0 = G_0 (i_0 - q_k). \quad (334)$$

Отсюда термический коэффициент полезного действия этого рабочего процесса будет равен:

$$\eta_t = \frac{i_0 - i_k}{i_0 - q_k}. \quad (335)$$

Для турбины с регенеративным подогревом питательной воды при тех же значениях начального и конечного состояния пара, Q_u и Q_0 примут следующие значения:

$$Q'_u = G_0 (i_0 - l) + G_k (l - i_k), \quad (333')$$

$$Q'_0 = G_0 (i_0 - q), \quad (334')$$

где l — теплосодержание пара при давлении его, равном p , т. е. в ступени, где производится ответвление части его, а q — количество теплоты, содержащееся в 1 кг конденсата по выходе его из подогревателя.

Если принять, что обмен тепла в подогревателе протекает полностью, согласно уравнению:

$$\Delta G (l - q) = G_k (q - q_k) \quad (336)$$

и что $\Delta G = G_0 - G_k$, то, подставляя значения ΔG в последнее уравнение, после преобразования его, получим:

$$G_k = G_0 \frac{l - q}{l - q_k}. \quad (337)$$

Подставляя значение G_k в уравнение (333'), получим выражение для Q'_u в следующем виде:

$$Q'_u = G_0 \left[(i_0 - l) + (l - i_k) \left(\frac{l - q}{l - q_k} \right) \right]. \quad (338)$$

Отсюда термический коэффициент полезного действия регенеративного процесса будет равен:

$$\eta_{it}' = \frac{\left[(i_0 - i) + (i - i_k) \left(\frac{i - q}{i - q_k} \right) \right]}{i_0 - q} \quad (339)$$

Сравнивая значения η_{it} и η_{it}' , легко убедиться, что η_{it}' больше η_{it} . Действительно, если принять $i_0 = 700$ кал., $i = 600$ кал., $i_k = 500$ кал., $q_k = 50$ кал. и $q = 100$ кал., то, подставляя эти значения в выражения (335) и (339), получим, что $\eta_{it} = 0,307$, а $\eta_{it}' = 0,318$, т. е. что η_{it}' больше η_{it} на $(0,318 - 0,307) : 0,318 = 0,035$ или $3,5\%$.

Следовательно, и при одноступенчатом ответвлении пара для подогрева питательной воды термический коэффициент полезного действия рабочего процесса турбины увеличивается, приближая процесс Ренкина к циклу Карно.

При применении подогрева питательной воды ответвленным паром, надо однако иметь в виду, что расход пара на единицу вырабатываемой энергии в установках одной и той же мощности, по сравнению с таковым при подогреве воды в экономайзере, всегда больше. Действительно, при замене экономайзера подогревом воды ответвленным паром, только часть пара, вводимого в турбину, производит работу полностью, причем чем выше требуемый подогрев конденсата и давление пара, тем расход его будет больше. Так же точно, подогрев питательной воды ответвленным паром требует увеличения диаметра паропровода и усиленного питания котлов, по сравнению с подогревом воды в экономайзере. Однако, этот увеличенный расход пара не вызывает дополнительного расхода топлива для получения его, а также не требует увеличения поверхности нагрева котлов. А так как регенеративный метод значительно повышает экономический коэффициент полезного действия всей паросиловой установки, то этим полностью покрываются все неудобства, связанные с несколько повышенным расходом пара.

Пример 105. Имеются две паросиловые установки: одна — без подогрева питательной воды, другая — с подогревом ее ответвленным паром. Обе установки работают паром начального давления в котле 20 атм. абс. и 350°C при разрежении в конденсаторе, равном в обоих случаях 95% . Коэффициент полезного действия котельной установки равен 0,80, а относительный внутренний турбин $\eta_a = 0,80$. Определить, насколько регенеративная установка экономичнее обычной.

Принимая давление пара при впуске в турбину равным 18 атм. абс., а температуру перегрева 320°C , находим по диаграмме *IS* полное теплосодержание пара по выходе из котла $i_0 = 748$ кал., при входе же в турбину $i_1 = 734$ кал. При адиабатическом расширении пара до давления в конденсаторе, теплосодержание его при выходе из турбины будет $i_2 = 502$ кал. Отсюда полный располагаемый перепад тепла $i_1 - i_2 = 734 - 502 = 232$ кал., из которого $232 \cdot 0,8 = 185,6$ кал. будет преобразовано в работу. Следовательно, расход пара в этой турбине будет равен $850 : 185,6 = 4,63$ кг/квт-ч. Таким образом, из всего перепада 185,6 кал. переходит в работу, остальное же количество тепла, равное: $734 - 185,6 = 548,4$ кал. отводится в конденсатор с отработавшим паром, где частью передается охлаждающей воде, частью же остается в конденсате, с которым затем подводится обратно в котел.

Принимая температуру конденсата 35°C , т. е. что каждый кг его содержит 35 кал., для получения из него 1 кг пара давления 20 атм. абс. и 350°C перегрева, надо подвести в котле: $748 - 35 = 713$ кал., а для получения 4,63 кг пара, расходованных на квт-ч, требуется $713 \cdot 4,63 = 3301,2$ кал.

Учитывая потери в котельной, получим расход пара на квт-ч, отнесенный ко всей паросиловой установке, равным $3301,2 : 0,80 = 4126,5$ кал., откуда полный экономический коэффициент полезного действия установки будет равен:

$$\eta = \frac{850}{4126,5} = 0,208 \text{ или } 20,8\%.$$

Для установки работающей в одинаковых условиях с рассмотренной выше, но с одноступенчатым подогревом питательной воды до 100°C ответвленным паром, согласно схеме фиг. 359, допустим, что для подогрева воды на каждый кг пара, расходуемого в турбине, ответвляется a кг его давления 2 атм. абс. и 140°C перегрева. Этому состоянию пара по диаграмме IS соответствует теплосодержание $i_4' = 659$ кал. Предполагая, что в подогревателе обмен тепла протекает полностью, количество ответвляемого пара a определим из следующего соотношения:

$$659 \cdot a + 35(1 - a) = 190,$$

откуда $a = 0,104$ кг или 10,4%, от общего расхода его.

Следовательно, из каждого кг пара полностью участвует в работе турбины только $1 - 0,104 = 0,896$ кг, остальное же количество его, ответвляемое для подогрева воды и равное 0,104 кг, работает только частью, расширяясь от 18 атм. абс. до 2 атм. абс., чему соответствует перепада тепла $i_1 - i_1' = 734 - 659 = 75$ кал.

Отсюда количество теплоты, перешедшее в работу, на каждый кг пара, подведенный к регенеративной турбине, будет равно:

$$0,896 \cdot 185,6 + 0,104 \cdot 75 = 174,2 \text{ кал.}$$

Расход же пара на квт-ч. будет равен $859 : 174,2 = 4,93$ кг.

Но так как для получения из нагретого конденсата до 100°C одного кг пара давления 20 атм. абс. и 350°C перегрева требуется подвести в котле всего $748 - 100 = 648$ кал., то расход тепла в этой установке на квт-ч. будет равен:

$$648 \cdot 4,93 = 3194,6 \text{ кал.}$$

Учитывая потери тепла в котельной, получим расход тепла на квт-ч. всей установки равным: $\frac{3194,6}{0,80} = 3993,2$ кал., откуда полный экономический коэффициент полезного действия установки будет равен:

$$\eta = \frac{859}{3993,2} = 0,215 \text{ или } 21,5\%.$$

Следовательно, установка с регенеративной турбиной, работающей с одноступенчатым ответвлением пара, экономичнее установки с обычной турбиной на:

$$(0,215 - 0,208) : 0,215 = 0,0324 \text{ или } 3,24\%.$$

Подсчитанное увеличение экономического коэффициента полезного действия паросиловой установки, работающей по регенеративному процессу, не выражает, однако, всей выгоды применения его, так как в разобранном выше примере было принято, что котельные установки в обоих случаях работают с одинаковым коэффициентом полезного действия.

В действительности, такое допущение неправильно, так как подогрев питательной воды ответвленным паром устраняет необходимость в установке экономайзера или же сводит поверхность его к незначительной величине, благодаря чему теплота дымовых газов остается свободной и может быть использована для других целей.

В настоящее время, как известно, теплота отходящих газов в установках с регенеративным процессом используется для подогрева воздуха, подводимого в топку, что дает значительное повышение коэффициента полезного действия топки, а следовательно, и всей установки. Действительно, подогрев воздуха позволяет более совершенно вести в топке процессы сжигания топлива, значительно облегчает сжигание нетеплоценных сортов топлива с большим процентным содержанием влаги, устраняет необходимость в установке экономайзеров, уменьшает поверхность нагрева котлов и позволяет в котельных установках доводить охлаждение дымовых газов до более низкой температуры, чем при экономайзерах, что значительно повышает коэффициент использования теплоты топлива.

✓ § 132. Турбины с противодавлением и промежуточным ответвлением пара для производства. Выше неоднократно уже отмечалось, что даже самые совершенные паросиловые установки могут преобразовывать в работу только небольшую часть теплоты пара, остальное же количество (70—80%) теплоты его отводится с отработавшим паром и бесполезно теряется в конденсаторе.

Понятно, что техника не могла мириться с такими громадными потерями тепла тем более, что в целом ряде предприятий, параллельно с расходом механической или электрической энергии, часто требуется значительное количество тепла для целей отопления, нагревания, выпаривания, сушки и проч., где можно широко использовать теплоту отработавшего пара.

В этом отношении все промышленные предприятия, в зависимости от потребляемого количества силовой энергии и тепла, могут быть подразделены на 3 группы. К первой группе можно отнести предприятия, в которых, главным образом, потребляется силовая энергия и в незначительном количестве тепло. Ко второй группе относятся предприятия, потребляющие в значительном количестве как силовую энергию, так и тепло. Наконец, к третьей группе относятся предприятия, потребляющие в большом количестве тепло и в незначительном — силовую энергию. К последним двум группам относятся различные химические заводы, текстильные фабрики, свеклосахарные и рафинадные заводы, брикетные фабрики и проч. И если в предприятиях первой группы трудно объединить в одно целое потребление силовой энергии и тепла, то в предприятиях двух последних групп это не представляет особых затруднений. Здесь в большинстве случаев теплосиловые установки являются наиболее экономичными, позволяя довести коэффициент использования теплоты топлива до 50—60%, а следовательно сохранить значительное количество его. Такие теплосиловые установки оборудуются особыми типами турбин, называемыми турбинами с промежуточным ответвлением или отбором пара.

Понятно, что наиболее просто и выгодной теплосиловой установкой является такая установка, в которой свежий пар, полученный в котлах среднего или высокого давления, сначала подводится к паровой турбине, где часть тепловой энергии его преобразовывается в механическую работу, а затем, по выходе из турбины, теплота всего отработавшего пара полностью используется в производстве.

Насколько значительные сбережения топлива получаются в этом случае, можно видеть из следующего примера.

Пример 106. Имеется два предприятия, потребность которых в энергии равна 500 квт, а потребность в тепле — по 6500 кг пара давления 1,5 атм. абс. в час. В одном из этих предприятий снабжение энергии и тепла производится отдельно силовой и тепловой установками, а в другом — эти установки соединены в одну теплосиловую установку. Определить, насколько экономичнее работает вторая установка, если начальное давление пара при входе в турбину в обоих случаях равно 18 атм. абс. и перегрев 320° Ц, а давление пара в котле равно 20 атм. абс. и перегрев 350° Ц. Турбина в первом предприятии работает с вакуумом 95%.

Пользуясь данными примера 105, имеем: $i_0 = 748$ кал., $i_1 = 734$ кал., $i_2 = 502$ кал. и $i_3 = 232$ кал. Принимая для турбины 500 квт $\eta_d = 0,65$, получим, что из всего перепада тепла в работу будет преобразовано $232 \cdot 0,65 = 150,8$ кал., откуда расход пара в этой турбине будет равен $859 : 150,8 = 5,7$ кг/квт-ч., а при полной мощности $5,7 \cdot 500 = 2850$ кг/час.

Но так как при температуре конденсата, равной 35° Ц, для получения 1 кг пара надо подвести в котле 713 кал., то для получения 2850 кг пара потребуется $713 \cdot 2850 = 2\,032\,000$ кал. Предполагая, что производственный пар давления 1,5 атм. абс. получается в котлах низкого давления, которые питаются конденсатом 70° Ц,

получим расход теплоты для получения 1 кг пара равным: $(\lambda_s - t) = 642 - 70 = 572$ кал., а для получения 6500 кг пара: $572 \cdot 6500 = 3\,718\,000$ кал.

При коэффициенте полезного действия котельной $\eta_k = 0,7$ и теплотворной способности топлива 7000 кал./кг, общий расход топлива в обеих установках получится равным:
$$\frac{2032000 + 3718000}{0,7 \cdot 7000} = 1174 \text{ кг/час.}, \text{ а в год при 2400 рабочих часах:}$$

$$1174 \cdot 2400 = 2\,817\,600 \text{ кг или } 2817,6 \text{ т.}$$

Принимаем расход пара в турбине с противодавлением, которой оборудована теплосиловая установка второго предприятия, равным 14 кг/квт-ч., часовой расход пара в турбине при работе с полной нагрузкой определим: $14 \cdot 500 = 7000$ кг. Из этого количества отработавшего пара давления 1,5 атм. абс. 6500 кг идет в предприятие, где и используется теплота его, а остальные 500 кг теряются. Пар, после охлаждения в производстве до 70°C , в виде конденсата снова подается в котел, где ему сообщается теплота и он переходит в пар давления 20 атм. и 350°C перегрева; недостающее же количество пара в количестве 500 кг получается путем испарения воды, имеющей начальную температуру 20°C . При этих условиях необходимо в котле подвести количество теплоты, равное:

$$(748 - 70) \cdot 6500 + (748 - 20) \cdot 500 = 4\,771\,000 \text{ кал.}$$

При $\eta_k = 0,70$ и теплотворной способности угля 7000 кал., расход угля составит:

$$\frac{4771000}{0,7 \cdot 7000} = 973,5 \text{ кг/час.},$$

а в год при 2400 рабочих часах:

$$973,5 \cdot 2400 = 2\,336\,400 \text{ кг или } 2336,4 \text{ т.}$$

Следовательно, экономия в угле в теплосиловой установке второго предприятия в год будет равна: $2817,6 - 2336,4 = 481,2 \text{ т}$ или $481,2 : 2817,6 = 0,17$ или 17%.

Однако, преимущество теплосиловой установки рассмотренного примера не исчерпывается только экономией в топливе. По сравнению с установкой первого предприятия, эта установка получается значительно проще и дешевле, так как турбина с противодавлением может быть взята упрощенного и облегченного типа, для нее не требуется сравнительно дорогое конденсационное устройство и вода на охлаждение, отпадает также необходимость в котельной для производства пара низкого давления и проч.

Потребности в теплоте и силовой энергии не всегда однако совпадают полностью и случаи использования пара сначала для получения механической энергии, а затем полностью отработавшего пара в производстве очень редки. Обычно, для целей отопления, нагревания, сушки и проч. используется только часть отработавшего пара, покидающего турбину. Но и в этих случаях объединение силового и теплового хозяйства в одну теплосиловую установку может дать значительное сбережение в топливе. По данным, например, Герке при использовании только половины отработавшего пара для целей отопления, экономия в топливе достигает 11%, по сравнению с наиболее совершенной паровой турбиной, работающей с конденсацией; при использовании же $\frac{1}{4}$ отработавшего пара эта экономия достигает 40%.

Чтобы составить себе представление о теплотехнических основаниях метода противодавления и получаемой при этом экономии топлива, рассмотрим паросиловые установки с противодавлением и раздельно работающую.

Для этого допустим, что начальное давление свежего пара равно p_1 , а теплосодержание его i_1 , и что для производства требуется G_n кг пара давления p_2 и теплосодержания i_2 . Тогда, если применить турбину с противодавлением и пропустить сначала весь пар через нее, то количество теплоты, которое преобразовывается в работу, будет равно:

$$Q_n = G_n(i_1 - i_2).$$

Если же принять, что количество производственного пара G_n давления p_n и теплосодержания i_n получается в котлах низкого давления, а для силовой установки, для которой требуется G_c кг пара начального давления p_1 , пар получается в котлах высокого давления, то при давлении в конденсаторе p_k теплосодержание отработавшего пара будет i_k . Отсюда количество теплоты, преобразовываемое в работу в турбине с конденсацией, будет равно:

$$Q_n' = G_c(i_1 - i_k).$$

Но так как в том и другом случае для предприятия требуется одно и то же количество силовой энергии, то Q_n должно равняться Q_n' , следовательно

$$G_n(i_1 - i_2) = G_c(i_1 - i_k). \quad (340)$$

Отсюда

$$G_c = G_n \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k}. \quad (341)$$

Но для теплосиловой установки в первом случае полный расход тепла равен: $Q_1 = G_n \cdot i_1$, а для отдельных установок второго случая (тепловой и силовой) равен: $Q_2 = G_c \cdot i_1 + G_n \cdot i_2$. Следовательно, экономия в расходе теплоты будет равна: $Q = Q_2 - Q_1$.

Подставляя значения Q_2 и Q_1 , получим:

$$Q = G_c i_1 + G_n i_2 - G_n i_1 = G_c i_1 - G_n(i_1 - i_2). \quad (342)$$

Если же принять во внимание равенство (340), произвести замену в последнем уравнении и сделать преобразование его, то получим:

$$Q = G_c i_k. \quad (343)$$

Подставляя в последнее равенство значение G_c из выражение (341), получим экономию тепла при применении метода противодействия в следующем виде:

$$Q = G_n \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_k} \cdot i_k. \quad (344)$$

Из последнего выражения видно, что получаемая экономия тепла при применении метода противодействия тем больше, чем больше перепад тепла, перерабатываемый турбиной с противодействием, и что при заданном начальном давлении свежего пара для увеличения экономии использования тепла необходимо иметь возможно малое значение i_2 , а следовательно, возможно низкое давление выпуска или противодействия.

Насколько понижение противодействия влияет на экономичность работы установок этого рода, можно видеть из числового примера для теплосиловой установки, расходующей 10 000 кг пара давления 20 атм. абс. и 300°С перегрева. Установка оборудована турбиной с противодействием и работает, в зависимости от требования, с давлением выпуска в 4 и 6 атм. абс. При относительном внутреннем коэффициенте полезного действия турбины, равном 0,65, получаются следующие результаты:

При противодействии равном	6	4 атм. абс.
Располагаемый перепад тепла равен	63	81 кал.
Развиваемая мощность турбины	650	830 ЛС
Экономия тепла в кал.	1 550 000	1 980 000 кал.

Следовательно, при понижении противодавления с 6 до 4 атм. абс., экономия в сбережении тепла равна: $1\,980\,000 - 1\,550\,000 = 430\,000$ кал., что составляет 27,5%.

Необходимо, однако, считаться с тем, что эта выгода от понижения противодавления возможна тогда, когда повышенная мощность турбины будет использована полностью.

Экономический коэффициент полезного действия паросиловой установки при заданном противодавлении p_2 значительно также повышается с увеличением начального теплосодержания свежего пара i_1 или начального давления его, что непосредственно вытекает из выражения (344) для Q .

Таким образом, при работе с противодавлением, повышение начального давления пара значительно увеличивает экономию тепла, а следовательно и топлива.

Из выражения (344) также видно, что наибольшая экономия тепла в теплосиловых установках достигается тогда, когда противодавление равно давлению в конденсаторе, т. е. когда $p_2 = p_k$. В этом случае i_2 становится равным i_k и выражение (344) принимает следующий вид:

$$Q_{\max} = G_n i_k. \quad (345)$$

Последний случай возможен тогда, когда для производства пользуются паром давления выпуска в конденсатор.

Кроме несовпадения во многих предприятиях потребностей в силовой энергии и тепле, значительное затруднение при применении метода противодавления вызывают периодические колебания в потреблении производственного пара, к тому же силовые и тепловые потребности обычно изменяются независимо одна от другой. Очень много, например, предприятий, в которых чрезвычайно трудно, хотя бы приблизительно, выровнять силовые и тепловые потребности, почему экономия тепла в подобных теплосиловых установках часто оказывается очень незначительной, по сравнению с работой тепловой и силовой установок, выполненных отдельно. Поэтому при проектировании подобного рода теплосиловых установок требуется очень точное изучение и выяснение силового и теплового режима работы предприятия, а также проработка различных вариантов как с различными типами турбин, так и с различными начальными давлениями и температурами пара, величиной противодавления и проч.

В предприятиях, работающих с большими колебаниями в расходе производственного пара или для которых требуется производственный пар различного давления, турбины с противодавлением не пригодны. В этих случаях применяются специальные типы турбин с промежуточным ответвлением или отбором пара и с противодавлением. В случаях небольшого потребления производственного пара, для повышения экономического коэффициента полезного действия устанавливают турбины с конденсацией и промежуточным ответвлением пара. К этому типу турбин относится упомянутая выше теплофикационная турбина высокого давления мощностью 50 000 квт, разрабатываемая ЛМЗ, в которой имеется в двух местах ответвление пара при давлениях в 12 атм. абс. и 1,2 атм. абс.; кроме того эта турбина снабжена конденсационным устройством мощностью 25 000 квт.

Таким образом, в смешанных предприятиях, потребляющих одновременно тепло и силовую энергию, в зависимости от режима работы их, могут найти применение как турбины с промежуточным ответвлением пара и конденсацией, так и турбины с промежуточным ответвлением пара и противодавлением.

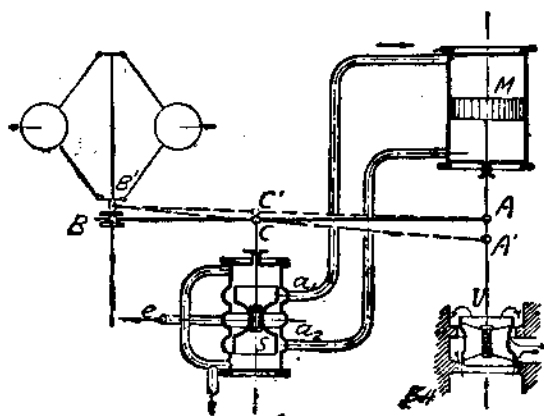
На фиг. 332 и 347 представлены турбины с ответвлением пара из цилиндров высокого давления по патрубкам *a*, на фиг. 349 — турбина с ответвлением пара из цилиндра среднего давления по трубопроводу *a* и на фиг. 354 — турбина с тройным ответвлением пара: от цилиндра высокого давления по патрубку *k* и от цилиндра среднего давления по трубам *a* и *b*.

§ 133. Регулирование паровых турбин. Регулирующие механизмы имеют целью поддерживать постоянное число оборотов вала турбины при изменяющихся нагрузках ее.

Если $i_1 - i_2$ равно перепаду тепла в калориях, перерабатываемому турбиной, G — часовой расход пара в кг и η_u — относительный коэффициент полезного действия, то мощность всякой турбины в лощ. силах можно выразить следующей формулой:

$$N = \frac{G \cdot (i_1 - i_2)}{632} \eta_u \quad (346)$$

Из этой формулы видно, что мощность, развиваемая турбиной, зависит как от величины перепада тепла, так и от часового расхода пара. Следовательно, при регулировании работы турбины можно изменить отдельно или вместе G и $(i_1 - i_2)$.



Фиг. 360.

В зависимости от изменения величины перепада тепла или количества расходуемого пара, регулирование турбин может быть осуществлено тремя способами: 1) торможением или мятием пара, называемым качественным регулированием, 2) изменением количества подводимого пара или количественным регулированием и 3) торможением

пара и изменением количества его или смешанным регулированием.

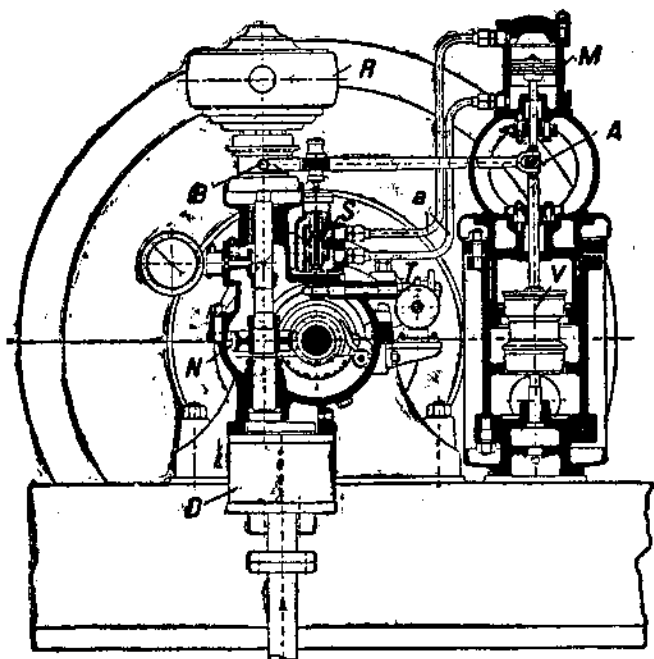
1. *Качественное регулирование.* При этом способе регулятор турбины, действуя на впускной или дроссельный клапан, устанавливает его, в зависимости от нагрузки, в том или ином положении, изменяя при этом высоту подъема клапана, а следовательно, и живое сечение, через которое впускается свежий пар в турбину. Вследствие изменения впускного сечения, начальное давление пара, подводимого к первому ряду направляющего аппарата турбины, понижается, а вместе с ним уменьшается величина располагаемого перепада тепла (вследствие повышения значения i_2) и понижается мощность турбины. При этом способе регулирования, вследствие уменьшения полезного перепада тепла, расход пара на единицу вырабатываемой энергии увеличивается, и турбина, следовательно, работает менее экономично, чем при нормальной нагрузке.

Схематическое устройство механизма регулирования турбины торможением пара показано на фиг. 360, где через *V* обозначен двухпорный дроссельный клапан, связанный при помощи штока с так называемым сервомотором, который состоит из цилиндра с поршнем *M* и поршневого золотника *S*. Цилиндр сервомотора и золотник соединены между собою сис-

темой трубок, по которым циркулирует масло, подаваемое по трубке e от масляного насоса под давлением 3—4 атм. Шток дроссельного клапана V при помощи рычага AB шарнирно связан как со стержнем золотника в точке C , так и с муфтой регулятора, причем при перестановке муфты изменяется и положение рычага AB , а с ним вместе и положение золотника.

В представленном на фиг. 360 расположении частей сервомотора поршневой золотник S стоит в среднем своем положении, когда каналы его a_1 и a_2 , служащие для впуска и выпуска масла, полностью перекрыты, вследствие чего поршень M и связанный с ним дроссельный клапан V удерживаются в определенном положении, при котором происходит требуемой величины торможение впускаемого в турбину пара.

При уменьшении нагрузки турбины число оборотов ее увеличивается, вследствие чего муфта регулятора поднимается вверх из положения B в положение B' , а с нею вместе изменяет свое положение и рычаг AB , поворачиваясь левым своим концом около точки A , как неподвижного конца. При этом изменении положения рычага точка C стержня золотника перемещается в положение C' , а вместе с ним перемещается вверх и золотник S , который



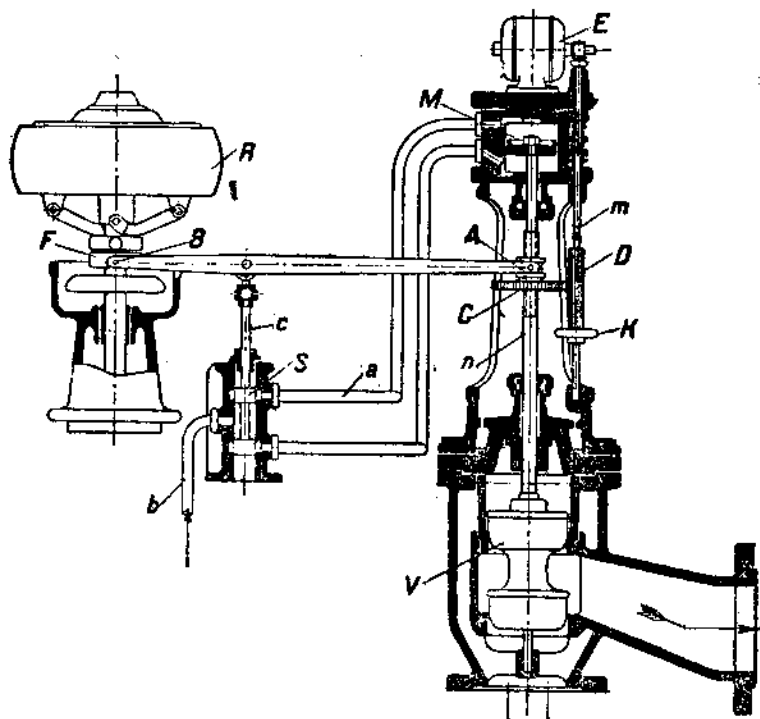
Фиг. 361.

верхней своей полкой открывает канал a_1 . Через этот канал масло, находящееся под давлением, проникает в верхнюю полость сервомотора, в то время как масло, находящееся в нижней полости цилиндра под поршнем M , вытекает по нижней трубке и каналу a_2 в нижнюю полость золотника, откуда отводится по сливной трубке в резервуар. Под действием разности давлений масла с обеих сторон поршня M , последний перемещается вниз, а с ним вместе опускается несколько и дроссельный клапан V , вследствие чего впускаемый в турбину свежий пар подвергается более сильному торможению и мощность турбины понижается. Но как только точка A рычага займет положение A' , поворачиваясь вокруг левого своего неподвижного конца B' , точка соединения рычага со стержнем золотника S из положения C' перейдет в свое прежнее положение C , а золотник S снова займет среднее положение и перекроет каналы a_1 и a_2 , служащие для подведения и отведения масла. Вследствие же перекрытия этих каналов, поршень M и клапан V не могут уже перемещаться и останутся в своем по-

вом положении, соответствующем нагрузке турбины, до тех пор, пока не изменится нагрузка и число оборотов турбины, а следовательно и положение муфты регулятора.

При увеличении нагрузки на турбину число оборотов ее станет уменьшаться, что вызовет смещение регуляторной муфты вниз, а с ней вместе и опускание конца *B* рычага регулирующего механизма, и все описанные выше изменения в положении всего механизма будут протекать в обратном направлении.

Из рассмотренной выше схемы регулирования видно, что благодаря применению сервомотора регулятор остается почти не нагруженным, совершая



Фиг. 362.

незначительную работу перемещения золотника, который постоянно находится в уравновешенном состоянии, так как давление масла действует на него в противоположные стороны.

На фиг. 361 представлен вертикальный разрез подобного регулирующего механизма, выполняемого в турбинах Герлицкого машиностроительного завода, где так же, как и на фиг. 360, *M* — поршень сервомотора, *a* — система подводящих и отводящих масляных трубок, *S* — золотник сервомотора, соединенный шарнирно с рычагом *AB*, и *V* — дроссельный клапан. Кроме того, на разрезе через *R* обозначен центробежный пружинный регулятор, получающий вращение от вала турбины при помощи червячной передачи *N*, через *D* — масляный насос и через *T* — механизм для изменения числа оборотов турбины, которое здесь осуществляется от руки.

Такой же механизм регулирования, выполняемый в турбинах завода Эшер-Висс, представлен на фиг. 362, где M — поршень сервомотора, S — золотник его, AB — рычаг, соединяющий шарнирно шток λ дроссельного клапана V со стержнем c золотника и муфтой F регулятора R , a — трубки, подводящие масло в цилиндр сервомотора, и b — трубка, подводящая масло в золотник.

Кроме того, это регулирование снабжено механизмом, позволяющим изменять нормальное число оборотов турбины. Для этого имеется зубчатое колесо C , соединенное с концом A рычага, которое насажено на винтовой резьбе штока λ клапана V . Поворачивая червяк D при помощи маховичка K , можно сместить вверх или вниз зубчатое колесо C , а с ним и конец A рычага, что вызовет изменение положения золотника S сервомотора, а следовательно и некоторое перемещение дроссельного клапана V , чем и достигается изменение числа оборотов турбины. Это смещение зубчатого колеса C можно производить и с пульты, для чего имеется электромотор E , связанный с валиком m червяка D .

2. *Количественное регулирование.* При количественном регулировании изменение мощности, развиваемой турбиной, достигается только изменением весового количества пара, подводимого в единицу времени к первому направляющему аппарату или соплам турбины.

Это изменение количества подводимого пара осуществляется обычно включением и выключением большего или меньшего числа сопел или направляющих каналов, причем состояние пара перед впуском остается без изменения, а следовательно не изменяется и величина перепада тепла, с которым турбина работает. Если бы при этом способе регулирования возможно было осуществить в многоступенчатых турбинах одинаковое выключение направляющих каналов во всех ступенях, то турбина работала бы с одинаковым внутренним относительным коэффициентом полезного действия при всех нагрузках, а следовательно и с одинаковым расходом пара на единицу вырабатываемой энергии. Однако, такое регулирование, вследствие конструктивных трудностей, осуществить нельзя, поэтому приходится всегда считаться с тем, что при количественном регулировании с уменьшением нагрузки увеличиваются вентиляционные потери и ухудшается относительный коэффициент полезного действия турбины и что во всех ступенях, следующих за первой, всегда имеет место торможение или мятие пара.

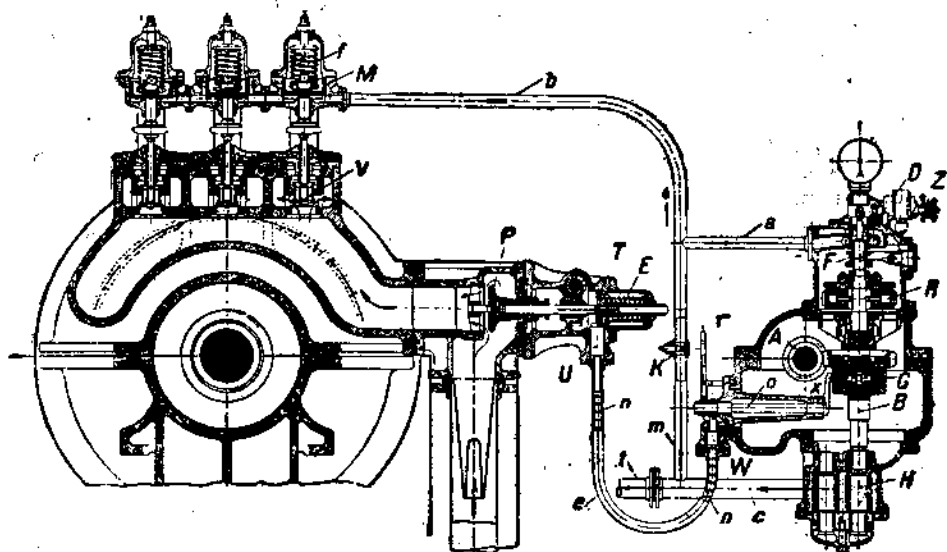
На фиг. 363 представлена схема количественного регулирования, применяемого в турбинах фирмы BBC. В этом регулировании центробежный регулятор R , насаженный на промежуточный вертикальный вал B и получающий при помощи червячной передачи вращение от вала A турбины, действует на муфту F , которая верхней своей частью входит в буксу с кольцевым каналом, соединенным с масляным трубопроводом a .

При перемещении муфты F по валу вверх или вниз верхний конец ее перекрывает больше или меньше кольцевой канал, задерживая этим выход масла из трубопровода a или перепуская его внутрь регулировочной колонки. В этом случае масло стекает на регулятор, смазывает соединения его, а также части всего механизма колонки, после чего оно отводится в масляный резервуар, а оттуда забирается зубчатым насосом H и вводится снова в систему маслопроводов. Таким образом, в этом регулировании муфта F служит как бы распределительным золотником, под контролем которого находится давление масла в маслопроводах m и b .

Действие регулирующего механизма заключается в следующем. Сидящий на регуляторном валу B масляный зубчатый насос H подает под давлением

3—4 атм. масло в маслопровод *c*, откуда часть его непосредственно по трубке *t* отводится к подшипникам турбины, а другая часть подается по трубкам *m* и *b* к поршням *M* регулирующих клапанов *V*, которые находятся под действием пружин *f*. Усилия нажатия этих пружин так рассчитаны, что поршни *M* поднимаются при различных давлениях масла, а с ними и регулирующие клапаны *V*.

При увеличении нагрузки турбины, т. е. когда число оборотов вала ее начинает уменьшаться, муфта регулятора перемещается вверх и перекрывает масляный кольцевой канал, вследствие чего давление масла в маслопроводах *m* и *b* повышается. Под действием этого давления поднимается поршень *M* одного из регулирующих клапанов, пружина *f* которого имеет наиболее слабую натяжку, а вместе с ним поднимается клапан *V* и в турбину подводится большее количество пара. Если число оборотов турбины продол-



Фиг. 363.

жает понижаться, муфта *F*, перемещаясь вверх, запирает еще больше кольцевой канал, вследствие чего давление в маслопроводах *m* и *b* становится выше, что вызывает поднятие следующего регулирующего клапана, пружина которого имеет более сильную натяжку, чем пружина открывавшегося перед этим клапана. При дальнейшем увеличении нагрузки турбины вводится в действие таким же образом следующий регулирующий клапан.

При уменьшении нагрузки турбины, т. е. когда число оборотов ее увеличивается, описанные действия регулирующего механизма протекают в обратном порядке, а именно: муфта *F*, опускаясь вниз под действием регулятора, открывает масляный кольцевой канал, вследствие чего давление в маслопроводах *m* и *b* падает и клапаны, в зависимости от давления масла под поршнями *M*, начинают постепенно, в порядке натяжного усилия пружин *f*, опускаться, уменьшая этим количество впускаемого пара к группам сопел, обслуживаемым клапанами. Это изменение количества подводимого пара производится до тех пор, пока между работой пара и нагрузкой на турбину

не наступит равновесие и число оборотов ее не станет нормальным. Для изменения рабочего давления в системе маслопроводов и для контроля его имеется регулировочный клапан *K*, устанавливаемый от руки.

Для большей чувствительности регулирующего механизма и для устранения возможности заедания в соединениях его, которое может всегда иметь место при длительной работе турбины с неизменяющейся нагрузкой, муфта *F* на верхнем своем конце, перекрывающем масляный кольцевой канал, имеет волнообразное очертание, вследствие чего в течение одного оборота регуляторного вала *B* свободное сечение этого канала попеременно то уменьшается, то увеличивается. Благодаря этому давление масла в маслопроводах *m* и *b* все время колеблется, а вместе с ним находятся в колебательном движении и регулирующие клапаны, чувствительно реагируя на всякое изменение давления масла, вызываемое изменением числа оборотов регулятора.

Таким образом, вращение муфты *F* вызывает колебание давления масла в маслопроводе, не отражаясь на равномерности работы турбины, а перемещение ее вдоль регуляторного вала *B* вызывает изменение давления масла на определенную величину, изменяя этим количество впускаемого пара в турбину.

Для предотвращения повышения числа оборотов вала турбины выше допустимого предела имеется регулятор безопасности *G*, который насажен также на регуляторный валик *B*. При увеличении числа оборотов турбины выше предельного (на 10%) грузы его расходятся настолько, что задевают рычаг *x*; поворачивая его, а также связанный с ним валик *o*. При этом поворачивании поднимается палец *W*, соединенный с валиком *o* рычага при помощи эксцентрика. Как только палец *W* поднимается, давление на шарик *n*, заключенные в трубке *e*, уменьшается, вследствие чего заселка *U* опускается вниз и освобождает поршень *T* стопорного клапана *P*, который под действием сильной пружины *E* быстро закрывается, прекращая доступ пара в турбину.

Для изменения нормального числа оборотов турбины имеются маховички *Z*, позволяющие перемещать буксу с кольцевым каналом; для управления же с пульты, на колонке установлен небольшой электромотор *D*.

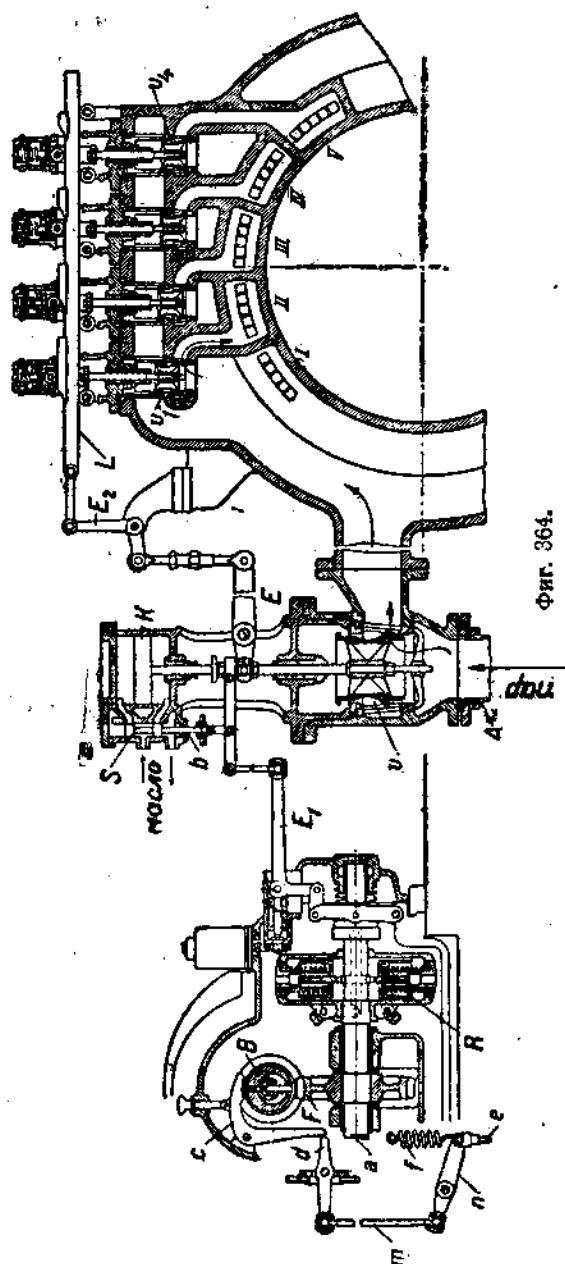
В описанном механизме регулирования имеется также вспомогательный масляный насос, при помощи которого перед пуском турбины создается давление во всей системе маслопроводов, достаточное для постепенного отжатия поршня впускного клапана.

В общем, регулирование этой системы довольно сложно по устройству, но его главным преимуществом перед другими системами является то, что в нем нет рычажных и шарнирных соединений между регулятором, сервомотором и регулирующими клапанами, работающих вообще не так надежно.

3. *Смешанное регулирование.* При этом способе, наиболее часто применяемом в современных турбинах, регулирование мощности достигается как торможением пара дроссельным клапаном, так и изменением количества подводимого пара к соплам или направляющим каналам первой ступени турбины.

На фиг. 364 представлена схема смешанного регулирования, применяемого в турбинах фирмы MAN. Действие этого регулирования осуществляется следующим образом. Регулятор *R*, насаженный на горизонтальный валик *a* при помощи рычажного механизма *E*, действует на шток *b* распределительного золотника *S*, который при своем смещении изменяет давление масла по обеим сторонам поршня *K* сервомотора. При изменении положения поршня изменяет также свое положение и связанный с ним общий што-

ком дроссельный клапан ψ , который и производит большее или меньшее мятие свежего пара, подводимого по патрубку А. Со штоком поршня К сервомотора связан рычаг E , который в свою очередь при помощи коленчатого рычага E_2 верхним своим концом шарнирно соединен со штангой L , имеющей четыре выступа, очерченных по кривой. Эти выступы действуют на ролики стержней регулирующих клапанов, которые и открывают доступ пару к группам I—V сопел. Выступы штанги L смещены один относительно другого так, что при уменьшении числа оборотов турбины регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим, открывая доступ пару все к большему числу сопел или направляющих каналов.



Фиг. 364.

В представленном на схеме положении клапанов полностью открыт левый клапан ψ_1 и частично клапан второй слева, остальные же клапаны остаются закрытыми, причем правый крайний клапан ψ_4 открывается только при перегрузке турбины, почему называется перегрузочным клапаном.

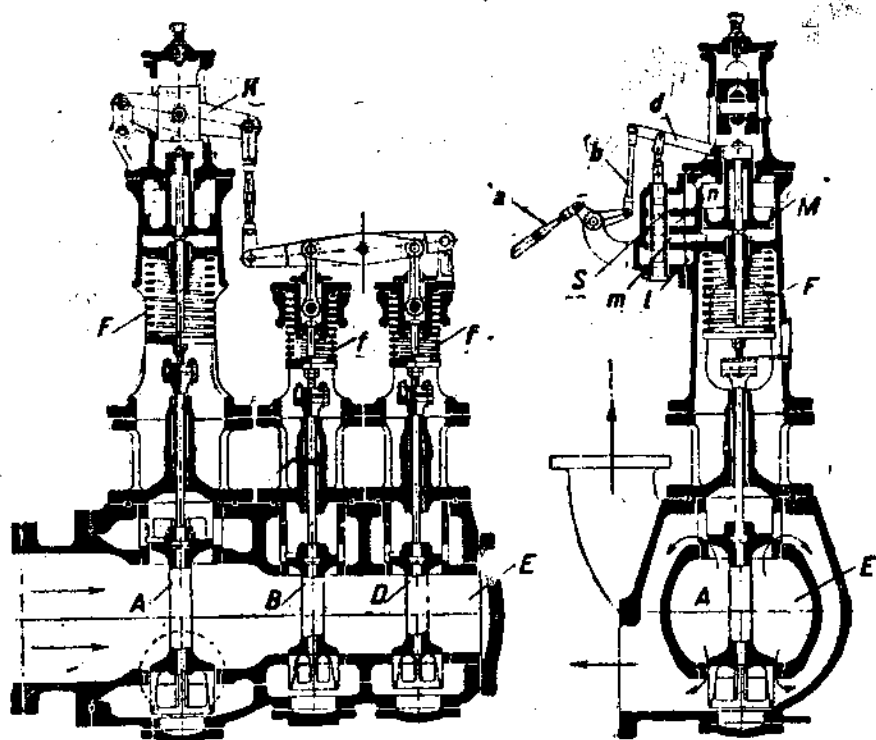
Дроссельному клапану ψ даны такие размеры и такой величины подъем, что при полном открытии регулирующих клапанов свежий пар не подвергается торможению и подводится ко всем группам сопел при полном давлении.

При уменьшении нагрузки турбины, т. е. когда число оборотов ее начинает повышаться, регулировочные клапаны несколько прикрываются или один за другим закрываются совсем и в турбину впускается все меньшее и меньшее количество пара пониженного давления вследствие мятия его дроссельным клапаном ψ .

Кроме этого механизма, имеется регулятор безопасности, который при

повышении числа оборотов турбины выше допустимого предела автоматически закрывает главный впускной или запорный клапан, чем и предотвращается возможный разнос турбины.

В турбинах фирмы MAN регулятор безопасности *В* приводится в действие от горизонтального валика *а* при помощи червячной передачи *Г*. При нормальном числе оборотов турбины верхнее плечо углового рычага *с* удерживается в своем положении штифтом, прижимаемым внутренней пружиной. Но как только число оборотов вала турбины перейдет допустимый предел, действие штифта прекращается, благодаря чему нижний конец углового рычага освобождает конец горизонтального рычага *д*, связанного ле-



Фиг. 365.

вым своим концом с другим рычагом *и* при помощи тяги *т*. Одновременно с этим освобождается пружина *г*, которая при своем действии поднимает тягу *е*, вследствие чего запорный клапан (не показанный на схеме) освобождается и быстро прекращает доступ пара в турбину.

Регулирование в турбинах фирмы Метрополитэн-Виккерс отличается от описанного выше тем, что в нем имеется три регулировочных клапана, из которых только один при помощи системы тяг и сервомотора находится под действием регулятора, остальные же два связаны с первым и открываются под действием его.

На фиг. 365 представлены вертикальные разрезы регулирующих клапанов, а также механизма регулирования турбин системы Метрополитэн-Виккерс, где *А*—двухпорный уравновешенный клапан, находящийся под дейст-

нием давления масла, и *B* и *D* — такие же клапаны, которые приводятся в действие от стержня клапана *A* при помощи системы тяг и рычагов. Установка регулирующих клапанов выполнена так, что при повышении нагрузки турбины, когда открытие группы сопел, управляемых клапаном *A*, недостаточно, под действием стержня последнего открывается клапан *B*, а затем и клапан *D*. С другой стороны, при уменьшении нагрузки, под действием пружин *f* сначала закрывается клапан *D*, затем *B* и только после того, как эти клапаны будут полностью закрыты, закрывается клапан *A*.

Впускаемый через регулирующие клапаны пар при помощи особых паропроводов подводится к отдельным для каждого клапана сопловым камерам. Последние представляют самостоятельные отливки, соединенные болтами со своими паропроводами и с передней частью турбины. Подвод пара производится во внутреннюю камеру *E* паровой коробки, а к сопловым камерам — через регулировочные клапаны и кольцевые пространства, образуемые внешними и внутренними стенками паровой коробки. Подвод свежего пара происходит через стопорный клапан, установленный в коробке, связанный также болтами с клапанной коробкой.

Управление клапаном *A* производится следующим образом. Под действием тяги *a*, соединенной с муфтой центробежного регулятора, и системы рычагов и тяг, золотник *S* сервомотора перемещается вверх или вниз, распределяя подвод масла, подаваемого к поршню *M* сервомотора. В зависимости от положения золотника *S*, масло, находящееся под давлением, по каналу *m* подводится под поршень *M* или отводится оттуда, вследствие чего основной регулирующий клапан *A* открывается или закрывается, впуская большее или меньшее количество пара в его группу сопел.

Если клапан *A* частично будет открыт, а нагрузка турбины начнет увеличиваться, т. е. число оборотов вала ее начнет уменьшаться, то под действием регулятора и тяги *b* золотник *S* переместится вверх. Это перемещение золотника сообщит канал *m* с каналом *n*, к которому подведено масло под давлением. Под действием этого давления поршень *M* сервомотора, преодолевая действие пружины *F*, переместится вверх и откроет клапан *A* соответственно величине требуемой нагрузки.

Во время перемещения стержня клапана вверх, рычаг *d* правым своим концом поднимется также вверх и переместит золотник *S* вниз, закрывая этим канал *m* и удерживая поршень сервомотора, а следовательно и клапан *A* в установленном раньше положении.

Наоборот, при уменьшении нагрузки, когда число оборотов турбины начнет увеличиваться, золотник *S* переместится вниз и сообщит канал *m* с камерой *l*, связанной с отводным маслопроводом, вследствие чего давление масла под поршнем *M* понизится и поршень под действием пружины *F* переместится вниз, а с ним и клапан *A*, перекрывая доступ пару в турбину. Одновременно с этим движением стержня клапана правый конец рычага *d* также опустится вниз и переместит золотник *S* вверх, закрывая дальнейший выпуск масла из канала *m* и удерживая поршень *M* и клапан *A* в новом его положении.

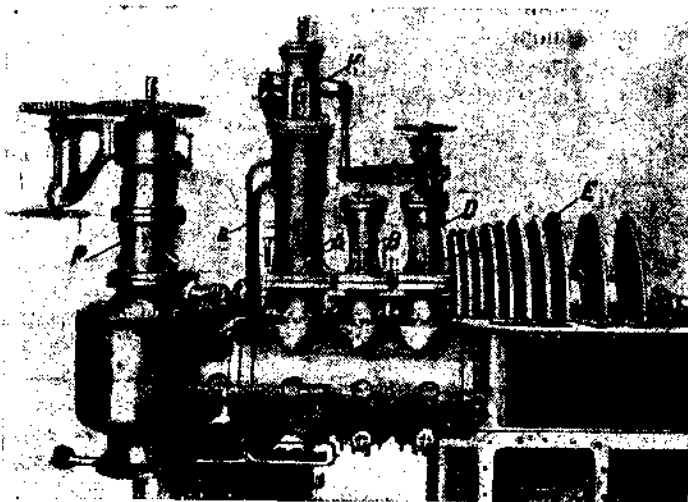
Если при увеличении нагрузки открытия клапана *A* недостаточно, то при дальнейшем подъеме стержня его вверх поворачивается рычаг *K*, под действием которого открывается сначала клапан *B*, а затем клапан *D*. При уменьшении нагрузки описанные выше операции повторяются в обратном порядке.

На фиг. 366 представлен внешний вид этого парораспределительного устройства, где *P* — коробка стопорного клапана, *A*, *B* и *D* — коробки ре-

гулирующих клапанов, *а* — маслопроводы, *К* — рычаг, связывающий клапаны, и *Е* — рабочие диски турбины.

Все рассмотренные выше механизмы регулирования относятся к конденсационным турбинам, в которых основной задачей регулирования является поддержание постоянного числа оборотов вала турбины. Значительно сложнее получаются механизмы регулирования в турбинах с противодавлением и в турбинах с ответвлением пара.

Действительно, в турбинах с промежуточным ответвлением пара, как силовая нагрузка, так и отдача пара могут изменяться независимо в очень широких пределах, причем нагрузка может опускаться почти до нуля, а потребность в ответвленном паре оставаться без изменения и наоборот. Следовательно, регулирование в этих турбинах должно удовлетворять как требованию поддержания при всех нагрузках турбины постоянного числа обо-



Фиг. 366.

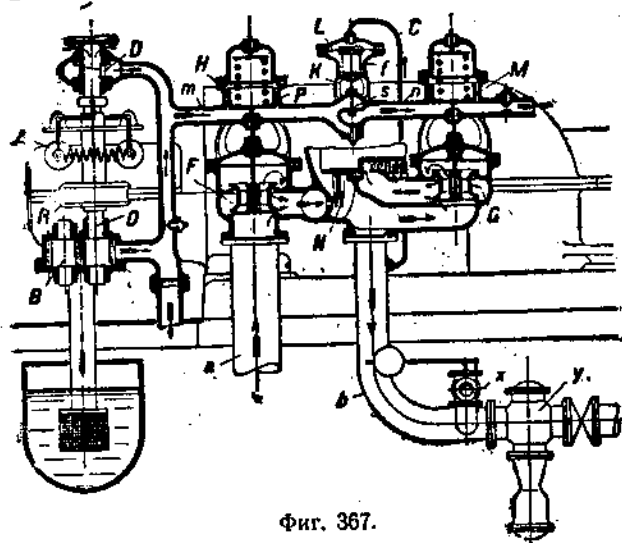
ров вала ее, так и требованию давать необходимое количество пара определенного давления, независимо от нагрузки.

Чтобы удовлетворить эти требования, турбина этого типа должна быть снабжена двумя регуляторами: одним для поддержания постоянного числа оборотов и другим для поддержания постоянного давления отводимого пара. Кроме того, такая турбина должна иметь приспособление для непосредственного ответвления свежего пара в отъемный паропровод, а также регулятор безопасности на случай повышения числа оборотов выше предельного.

На фиг. 367 представлена схема регулирования, применяемого в турбинах с промежуточным отбором пара фирмы ВВС. В этом регулировании, как и в регулировании конденсационных турбин этой фирмы, на вертикальном регулировочном валу *О* установлены центробежный регулятор *А*, действующий на распределительную часть *Д*, перекрывающую перепускные окна, регулятор безопасности *Р* и масляный насос *В*. Под действием регулятора по маслопроводу *т* подается с большим или меньшим давлением масло,

которое действует на поршень *P* дроссельного клапана *F*, поднимая или опуская его, чем создается большее или меньшее торможение пара, подводимого к диску Кертиса *N*, установленному в части высокого давления турбины. При нормальных условиях работы определенная часть пара отводится в производство по паропроводу *b*, остальное же количество его проходит через перепускной клапан *G* для дальнейшей работы в части низкого давления турбины.

При повышенной нагрузке и неизменяющемся расходе отводимого пара, дроссельный клапан *F* начинает пропускать к диску Кертиса пар более высокого начального давления. Повышение давления пара получится и по выходе из этого диска. Это повышение давления тотчас же передается по трубке *C* на мембрану *L* регулятора давления, вследствие чего перепускной масляный клапан *S* несколько опустится и масло по трубопроводу *n* с более высоким давлением будет подводиться к поршню *M* перепускного клапана *G*, который, поднявшись вверх, начнет пропускать большее количество пара в часть низкого давления турбины.



Фиг. 367.

Наоборот, при неизменяемой мощности и увеличении количества ответвляемого пара, вследствие некоторого падения давления в паропроводе *b*, перепускной масляный клапан *S* поднимется под действием пружины *f* вверх и частично перекроет доступ маслу, вследствие чего давление на поршень *M* перепускного клапана *G* понизится и последний умень-

шит количество пара, перепускаемое через него для работы в части низкого давления турбины, увеличив этим количество отводимого пара по паропроводу *b*.

Таким образом, при изменении давления масла в трубопроводах *m* и *n* достигается дроссельным клапаном *F* регулирование мощности, развиваемой турбиной, а перепускным клапаном *G* — изменение количества ответвленного пара и величины его давления.

На отводном паропроводе *b* показаны также предохранительный клапан *X* и возвратный клапан *Y*.

Из рассмотренных выше различных систем регулирования видно, что все они приводятся в действие от масляных систем, в которых непрерывно циркулирует под давлением масло, подаваемое масляным насосом. Масляные насосы приводятся в действие от турбины и, следовательно, работают только тогда, когда она работает.

Для того, чтобы масляная система могла работать независимо от турбины, например при пуске ее, всякая турбина должна быть снабжена вспомогательным масляным насосом от независимого привода, который вводится

в действие при пуске турбины или при недостаточно исправной работе главного масляного насоса.

Для турбин небольшой мощности применяются ручные вспомогательные масляные насосы или поршневые насосы, обычно же для этой цели устанавливаются центробежные насосы, приводимые в действие от небольшой паровой турбинки, насаженной непосредственно на вал насоса. Установка последнего типа показана на фиг. 353 и 354, где паровая турбинка *H*, связанная с центробежным насосом, непосредственно установлена на масляном резервуаре *T*.

§ 134. Конденсация паровых турбин. Главным преимуществом паровых турбин перед паровыми поршневыми машинами является то, что в них можно работать с значительным расширением пара до давления около 0,03—0,04 атм. абс. Эта особенность работы паровых турбин, обусловливаемая большими скоростями протекания в них пара, позволяет полностью использовать все экономические выгоды глубокого вакуума, почему турбины, в смысле использования тепла, стоят выше паровых поршневых машин.

Насколько значительная получается выгода в использовании тепла при работе с большим расширением или с глубоким вакуумом, можно убедиться из простого подсчета, пользуясь диаграммой *IS*.

В табл. 76 приведены данные теоретического расхода перегретого пара в кг на 1 квт-ч. начального давления 16 атм. абс. при различных давлениях его в конце адиабатического расширения или при различном вакууме.

Таблица 76.

Вакуум в %	Перегрев °C				
	250	275	300	325	350
90	4,47	4,35	4,23	4,12	4,00
92	4,32	4,21	4,10	3,99	3,88
93	4,22	4,14	4,03	3,92	3,81
94	4,16	4,05	3,95	3,84	3,74
95	4,06	3,96	3,86	3,75	3,65
96	3,95	3,85	3,76	3,66	3,56
97	3,82	3,72	3,63	3,54	3,45

Из таблицы видно, что с понижением давления в конце расширения или с увеличением вакуума в конденсаторе теоретический расход пара на квт-ч. быстро уменьшается. Например, при начальном давлении пара 16 атм. абс. и 300°C перегрева при вакууме 90% теоретический расход пара равен 4,23 кг/квт-ч., а при вакууме 97% он равен 3,63 кг, т. е. экономия в расходе пара равна 14,2%. Из таблицы видно также, какое влияние на расход пара оказывает высота начального перегрева его.

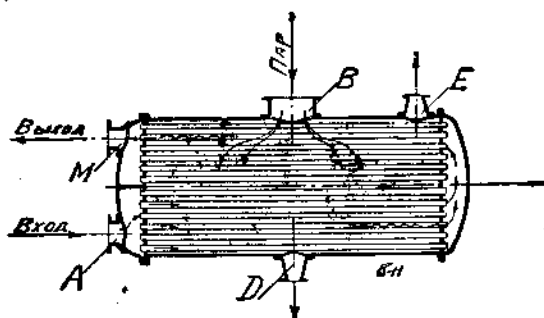
Указанное выше уменьшение теоретического расхода пара с понижением давления в конце расширения остается в таком же соотношении и для действительного расхода пара в паровых турбинах. Действительно, зная теоретический расход пара, можно найти и действительный расход его, для чего достаточно теоретический расход пара разделить на величину эффективного относительного коэффициента полезного действия турбины. Например, если при вакууме 90% теоретический расход пара равен 4,23 кг/квт-ч., а относительный эффективный коэффициент полезного действия турбины $\eta_{\text{в}} = 0,75$, то действительный расход пара будет равен $4,23 : 0,75 = 5,64$ кг/квт-ч. Так же точно, при вакууме 96% и при теоретическом расходе пара, равном 3,76 кг/квт-ч., действительный расход будет равен $3,76 : 0,75 = 5,0$ кг/квт-ч. Последнее полностью подтверждается данными исследования работы паровых турбин, которые показывают, что с увеличением вакуума расход пара быстро уменьшается.

Таким образом, давление в конце расширения пара или глубина вакуума в паровых турбинах оказывает большое влияние на расход пара, который с увеличением вакуума понижается, и вся установка работает более экономично. Это обстоятельство, и является главной причиной, почему все стационарные паровые турбины, предназначенные для получения механической или электрической энергии, работают всегда с конденсацией возможно глубокого вакуума.

В настоящее время техника выработала вполне надежные конденсаторы и обслуживающие их механизмы, которые позволяют паровым турбинам работать с вакуумом 95 — 96% и даже 97%.

1. **Конденсаторы.** В паровых турбинах в большинстве случаев применяются поверхностные конденсационные установки, которые обычно состоят из: 1) поверхностного конденсатора, 2) циркуляционного насоса для подведения охлаждающей или циркуляционной воды, 3) воздушного насоса или эжектора для отсасывания из конденсатора воздуха и несконденсировавшегося пара, 4) насоса для отсасывания конденсата, 5) необходимых трубопроводов для охлаждающей воды и конденсата, 6) камеры для подведения отработавшего пара из турбины в конденсатор и 7) устройства для охлаждения циркуляционной воды в случае недостатка в ней.

Причины почти исключительного применения поверхностных конденсаторов в паровых турбинах следующие: 1) при поверхностном конденсаторе конденсат не смешивается с охлаждающей или циркуляционной водой, а так как конденсат паровых тур-

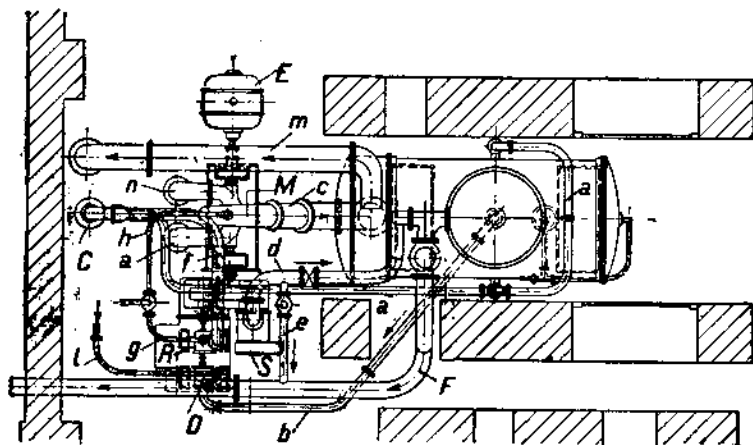
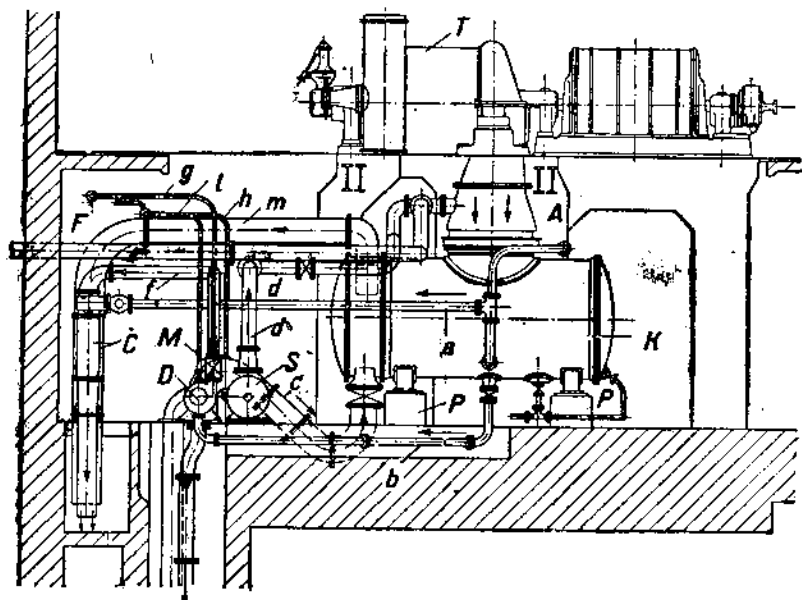


Фиг. 368.

бин не содержит масла, то его можно непосредственно применять для питания котлов; 2) отсасывая воздух из поверхностного конденсатора, тем самым удаляют из конденсата часть растворенного в нем воздуха, т. е. деаэрируют конденсат, что имеет особенно важное значение для сохранения стенок котлов, и 3) при поверхностных конденсаторах расход энергии для обслуживания вспомогательных механизмов его меньше, чем в смешивающих конденсаторах. Действительно, в то время как в смешивающих конденсаторах насос должен отсасывать воздух из охлаждающей воды и конденсата, при поверхностном конденсаторе отсасывается воздух только из последнего. Кроме того при смешивающем конденсаторе насос для откачивания конденсата должен отводить не только его, но и смешанную с ним охлаждающую воду, преодолевая при этом всасывающее действие вакуума.

На фиг. 368 представлено схематическое устройство простейшего поверхностного конденсатора. Здесь отработавший пар по патрубку В подводится из турбины во внутреннюю полость конденсатора, где он соприкасается с латунными трубками, вставленными в трубные плиты. По этим трубкам протекает охлаждающая вода и пар, отдавая ей теплоту испарения (r), конденсируется. Затем в виде жидкого конденсата он отводится насосом по патрубку D, несконденсировавшийся же пар и воздух по патрубку Е отса-

сываются воздушным насосом или эжектором. Для более энергичного охлаждения пара циркуляционная вода, подводимая к патрубку *A*, сначала проходит по нижней группе трубок конденсатора, а затем по верхней группе их и отводится по патрубку *M* наружу. Таким образом, в этом конденсаторе



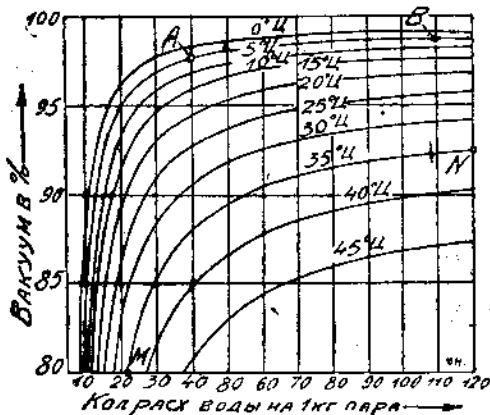
Фиг. 369.

отработавший пар сначала охлаждается несколько нагретшейся водой, при дальнейшем же протекании он соприкасается с трубками, охлажденными более холодной водой, благодаря чему все трубки конденсатора одинаково участвуют в процессе конденсации пара.

На фиг. 369 представлено общее расположение конденсационного устройства паровой турбины сбоку и в плане. Как видно из вида сбоку, отра-

ботавший пар по подводному патрубку *A* отводится из турбины *T* в поверхностный конденсатор *K*, установленный на опорах *P*. Конденсатор связан трубопроводом *a* с водоструйным эжектором *C* для отсасывания воздуха, а также трубопроводом *b* с конденсатным насосом *D* для отсасывания конденсата и вспомогательным паропроводом *F* для отведения пара в атмосферу при работе турбины на выхлоп. Для подвода по трубе *c* охлаждающей воды в конденсатор имеется центробежный насос *M*, приводимый в действие от электромотора *E*, а для резерва установлена паровая вспомогательная турбина *S*, отработавший пар которой по трубопроводу *d* отводится в приемный патрубок *A* или по трубе *e* в выхлопной паропровод *F*. Для отвода циркуляционной воды из конденсатора имеется трубопровод *m*, а для забора ее центробежным циркуляционным насосом *M* — патрубки *n*.

На фигуре показаны также трубопровод *f*, служащий для подвода воды от насоса *R* к эжектору *C*, и трубки *h*, *i* и *g* для заливки центробежного насоса *M*, конденсатного насоса *D* и насоса *R*.



Фиг. 370.

их зависит от целого ряда факторов, как то: начальной температуры охлаждающей воды, скорости протекания воды в охлаждающих трубках, парциального давления воздуха в конденсаторе, чистоты трубок его и проч.

Вообще для получения вакуума 96—97% при экономичной (в смысле расхода энергии на насосы) работе поверхностного конденсатора кратность охлаждения (*m*) колеблется от 50 до 60 и только в редких случаях достигает 80—90. Действительно, если принять теплосодержание отработавшего пара $i_2 = 560$ кал., а температуру конденсата 30°C, то уже при $m = 60$ повышение температуры охлаждающей воды будет составлять всего:

$$\frac{i_2 - t_k}{m} = \frac{560 - 30}{60} \approx 9^\circ \text{C},$$

т. е. при начальной средней температуре охлаждающей воды $t_1 = 13^\circ \text{C}$ температура ее при выходе будет равна $t_2 = 13 + 9 = 22^\circ \text{C}$.

Однако при большом колебании начальной температуры охлаждающей воды величина вакуума и кратность охлаждения могут изменяться в очень значительных пределах.

Для уяснения этого на фиг. 370 представлены кривые изменения вакуума в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды и крат-

ности охлаждения. Из этой диаграммы видно, что для начальных температур охлаждающей воды от 5° до 15° Ц при небольшом уже увеличении количества расходуемой воды вакуум быстро повышается. Например, при начальной температуре 5° Ц с увеличением m от 10 до 40 вакуум повышается с 85 до 97,5% (точка А). После $m=40$ вакуум увеличивается уже сравнительно слабо, несмотря на значительное увеличение подводимого количества охлаждающей воды. Например, при $m=110$ и той же начальной температуре, вакуум увеличивается с 97,5 до 98,5% (точка В), т. е. всего на 1%. Такое же увеличение вакуума получается и при пользовании водой с начальными температурами 10° , 15° и 20° Ц.

Изменение величины вакуума при пользовании охлаждающей водой с более высокими начальными температурами имеет несколько иной характер, а именно: в этом случае получается более равномерное увеличение вакуума с увеличением количества расходуемой воды. Однако эти же кривые показывают, что при температуре охлаждающей воды выше 25° Ц высокого вакуума вообще получить нельзя даже при очень большом расходе ее. Например, кривая MV показывает, что при начальной температуре охлаждающей воды 35° наибольший теоретический вакуум даже при $m=120$ может достигнуть только 92,5%, что и вполне понятно.

Работа конденсатора зависит также и от скорости протекания охлаждающей воды в трубках его. Исследования показали, что чем больше эта скорость, тем интенсивнее происходит передача теплоты конденсируемого пара поверхности охлаждения, тем, следовательно, меньшую охлаждающую поверхность трубок конденсатора можно иметь. Большие скорости протекания воды способствуют также поддержанию трубок в более чистом состоянии, что имеет большое значение на передачу тепла от пара к охлаждающей воде.

Обычно скорость протекания воды берется от 1,5 до 2,0 м/сек. и в редких случаях 2,5 м/сек. Эти пределы обуславливаются, главным образом, экономическими соображениями, так как при более высоких скоростях значительно повышается требуемая мощность обслуживающих насосов.

Что касается влияния воздуха, попадающего во внутреннюю полость конденсатора вместе с паром, а также через неплотности соединений и уплотнения вала турбины, то он повышает давление в нем, а следовательно, ухудшает вакуум. Действительно, если давление пара в конденсаторе $p_n=0,03$ атм. абс., а давление воздуха $p_b=0,01$ атм. абс., то по закону Дальтона давление в конденсаторе будет равно:

$$p_k = p_n + p_b = 0,03 + 0,01 = 0,04 \text{ атм. абс.}$$

Присутствие воздуха в конденсаторе нежелательно еще и потому, что пузырьки его, осаждаясь на трубках, образуют вокруг них оболочку, через которую задерживается передача теплоты от пара к охлаждающей воде, так как воздух плохой проводник тепла. По данным Стодола на каждые 1000 кг охлаждаемого пара количество воздуха, попадающего в конденсатор, составляет от 0,5 до 1,0 кг.

Кроме перечисленных выше факторов, влияющих на величину вакуума, а также на расход охлаждающей воды и величину требуемой поверхности охлаждения, большое значение имеет и конструкция самого конденсатора, а особенно расположение охлаждающих трубок его. Исследования показали, что расположение трубок и перегородок между ними, способ подвода пара к трубкам, место отвода воздуха и проч. также значительно влияют на работу

поверхностного конденсатора. В этом отношении необходимо стремиться, чтобы вся система трубок представляла наименьшее сопротивление прохождению пара и чтобы направление движения его в конденсаторе к воздушному патрубку было по возможности прямым. Кроме того необходимо расположить трубки в трубных плитах так, чтобы поверхность трубок возможно меньше смачивалась жидким конденсатом, т. е. чтобы они были возможно „сухими“, так как конденсат, обволакивая трубки, ухудшает передачу теплоты от охлаждаемого пара к воде.

В этом отношении заслуживает особого внимания расположение трубок по способу Жинаба. Этот способ расположения трубок отличается от обычного шахматного расположения их тем, что трубные плиты с трубками повернуты на угол $\alpha = 10 - 15^\circ$, вследствие чего трубки по отношению одна к другой занимают положение, указанное на фиг. 371 слева (I). Вследствие

такого расположения трубок жидкий конденсат омывает только около $\frac{1}{4}$ поверхности каждой трубки, остальная же поверхность ее остается как бы сухой, что обеспечивает благоприятную работу трубок в смысле интенсивной передачи теплоты от пара к охлаждающей воде.

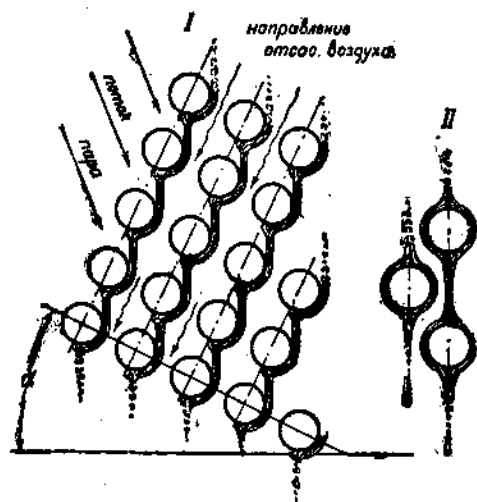
В противоположность этому, при обычном расположении трубок (II), поверхность их со всех сторон омывается жидким конденсатом, затрудняя передачу тепла.

Кроме того при расположении трубок по способу Жинаба воздух, проходя у наиболее холодных поверхностей трубок, подвергается более энергичному охлаждению. Это расположение трубок, принятое в конденсаторах многих заво-

дов, значительно повлияло как на группировку трубок, так и на размещение их в трубных плитах.

Так как сконденсировавшийся пар в верхней и средней части конденсатора в виде жидкого конденсата стекает на нижние трубки его и, скопясь на дне конденсатора, встречается здесь с трубками, в которых циркулирует наиболее холодная вода, то уже в жидком состоянии конденсат отдает часть своей теплоты охлаждающей воде, вследствие чего температура его понижается. Это понижение температуры, по сравнению с температурой отработавшего пара при входе в конденсатор, называется переохлаждением конденсата. Например, если давление отработавшего пара равно 0,04 атм. абс., чему соответствует температура 29°Ц , а температура жидкого конденсата 22°Ц , то переохлаждение конденсата равно: $29 - 22 = 7^\circ\text{Ц}$.

Переохлаждение конденсата представляет весьма нежелательное явление, так как при питании котлов более холодным конденсатом ухудшается экономический коэффициент полезного действия паротурбинной установки. Действительно, если количество теплоты, сообщаемое воде в котле для получения 1 кг пара, принять равным 650 кал., то при переохлаждении кон-

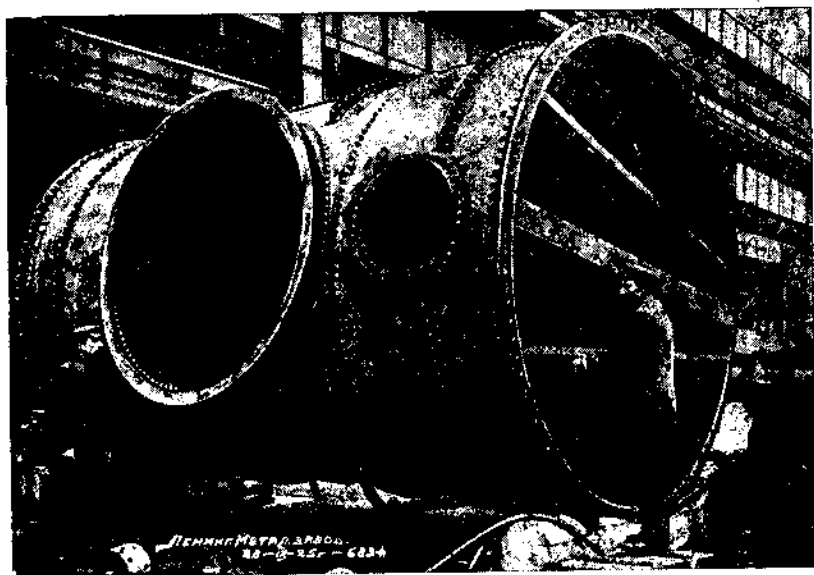


Фиг. 371.

денсата на 7°Ц, ухудшение экономического коэффициента полезного действия работы установки или перерасход топлива будет составлять:

$$\frac{7}{650} \cdot 100 = 1,08\%$$

Для того, чтобы избежать значительного переохлаждения конденсата, необходимо стремиться расположить трубки конденсатора так, чтобы жидкий конденсат с верхних трубок отводился вниз, не соприкасаясь с трубками нижних групп. В этом отношении расположение трубок по способу Жинаба дает значительно лучшие результаты по сравнению с обычным расположением их. Кроме того необходимо сильнее охлаждать воздух и вести процесс конденсации с возможно небольшим парциальным давлением его



Фиг. 372.

в нижней части конденсатора. С этой целью более совершенные конденсаторы снабжаются дополнительными воздухоохладителями, которые часто выносятся из конденсатора и представляют отдельную установку, связанную с ним в одно целое.

Вообще, избежать полностью переохлаждения конденсата нельзя, но в правильно выполненных конденсаторах оно не должно быть больше 2—3°Ц. Если же при работе конденсатора переохлаждение повысится по сравнению с нормальным, то это показывает, что в конденсатор проникает через неплотности значительное количество воздуха или же воздушный насос неисправно работает.

На фиг. 372 представлен снимок конденсатора завода ЛМЗ, предназначенного для турбины 10 000 квт, в момент сборки его. Снимок сделан со стороны патрубков для подвода отработавшего пара с открытым правым днищем. Как видно, охлаждающие трубки конденсатора распределены на 6 групп, причем они расположены так, что позволяют всей массе пара при входе

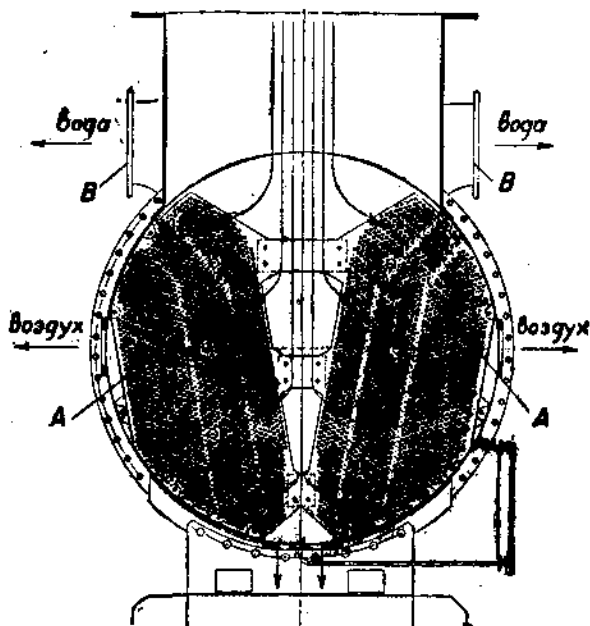
в конденсатор разветвляться в обе стороны, омывая трубки всех групп. Кроме того вследствие уменьшения книзу поперечного сечения междутрубочного пространства, охлаждающийся пар в конденсаторе сохраняет одинаковую скорость своего протекания, что препятствует образованию в нем воздушных мешков.

На фиг. 373 представлен вертикальный поперечный разрез конденсатора типа ОV фирмы ВВС с таким же размещением охлаждающих трубок, как в конденсаторе ЛМЗ, описанном выше. В этом конденсаторе воздух отсасывается через патрубки, расположенные посредине корпуса его. Для того чтобы обеспечить более совершенное удаление воздуха, перед отсасывающими патрубками установлены металлические дырчатые листы А, образую-

щие с корпусом конденсатора длинные узкие камеры.

Охлаждающая вода в этом конденсаторе циркулирует в трубках в направлении обратном движению пара, т. е. по обычному принципу противотока, причем от наружных трубок она подводится к трубкам в середине конденсатора, совершая три оборота от одного конца его к другому, после чего отводится сверху через патрубки В.

Выше было указано, что на работу конденсатора оказывает большое влияние чистота охлаждающих трубок. Если трубки внутри загрязнены, что особенно часто случается при пользовании



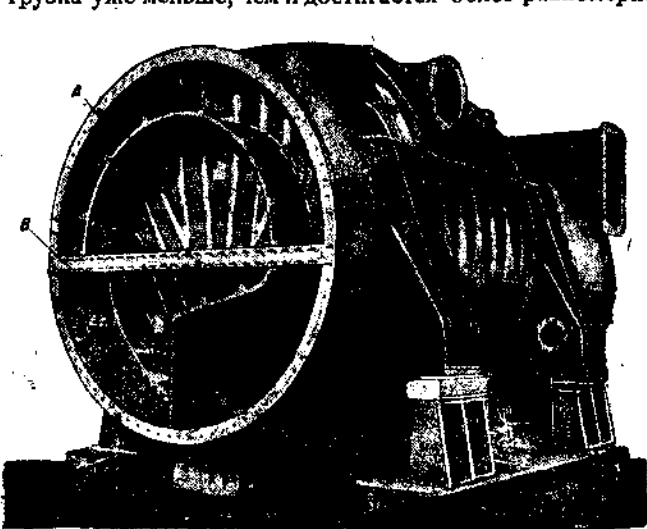
Фиг. 373.

грязной охлаждающей водой, то вакуум ухудшается, а конденсатор приходится останавливать для промывки и очистки. Остановка конденсационного устройства влечет остановку также и турбины, что обычно вызывает осложнения в нормальной работе станции. Для устранения этого многие заводы строят конденсаторы непрерывного действия, позволяющие производить чистку его без остановки турбины.

На фиг. 374 представлен снимок конденсатора непрерывного действия фирмы ВВС. Как видно, в этом конденсаторе водяные камеры разделены вертикальными перегородками на две половины — на левую и правую, причем каждая из них имеет свой отдельный впуск и выпуск охлаждающей воды и может работать совершенно самостоятельно. Если, например, прекратить впуск и выпуск охлаждающей воды в левую половину конденсатора и открыть половину дна его, как это показано на снимке, то можно во время работы правой половины конденсатора очистить и промыть левую открытую половину, не останавливая работы турбины.

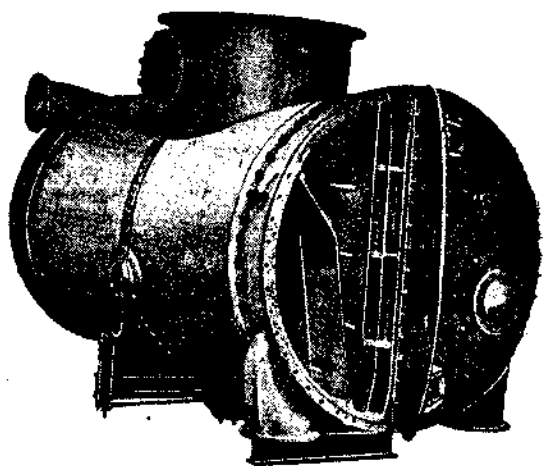
Исследование показало, что при работе установки с одной только половиной конденсатора непрерывного действия при работе турбины с полной нагрузкой вакуум ухудшается всего на 2 — 3⁰/₁₀.

Чтобы ознакомиться с устройством конденсаторов большой мощности, на фиг. 375 представлен снимок двухходового конденсатора системы Виллера. Как видно из снимка, корпус конденсатора представляет чугунную отливку с ребрами на боковых поверхностях для большей жесткости и прочности. Для направления движения охлаждающей воды обе водяные камеры конденсатора разделены перегородкой *A* фигурной формы на две части. Благодаря такому разделению, охлаждающая вода, после охлаждения правой нижней половины конденсатора, направляется по трубкам верхней части его, где встречает главную массу пара, поступившего из турбины, и охлаждает его. После этого вода подводится в центральную часть второго хода, где нагрузка уже меньше, чем и достигается более равномерное использование охлаждающей воды. Для более ясного представления об образовании ходов в этом конденсаторе, необходимо иметь в виду, что здесь перемычка *B* не является перегородкой и служит только для более плотной затяжки бокового днища конденсатора.



Фиг. 375.

Сведением в практику паровых турбин большой мощности порядка 100 000 квт и выше, вопрос с конденсаторами очень усложнился, так как потребовались установки громаднейших размеров с поверхностью охлаждения до 5000 м² и выше. Вопрос этот усложнился еще тем, что первоначальные типы конденсаторов большой мощности имели плохой коэффициент полезного действия. Все это привело к тому, что вместо одного большого конденсатора начали

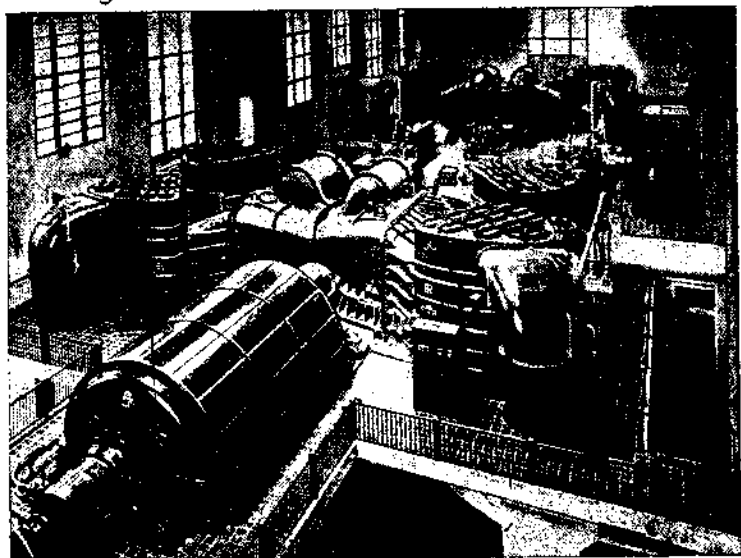


Фиг. 374.

устанавливать по два и даже по четыре конденсатора сравнительно небольшой поверхности охлаждения.

Подобная конденсационная установка, состоящая из 8 конденсаторов, была представлена на фиг. 355 и 356, где показана турбина мощностью 208 000 квт, в которой имеются два цилиндра низкого давления, обслуживаемые каждый четырьмя вертикальными конденсаторами поверхностью охлаждения по 1850 м^2 , при полной поверхности всей конденсационной установки в $14 800 \text{ м}^2$.

Такое разделение конденсационной установки на несколько конденсаторов имеет то преимущество, что позволяет, не останавливая турбины, выключать тот или другой конденсатор для чистки и ремонта без значительного ухудшения вакуума всей установки. Однако, чрезмерная громоздкость этого типа конденсаторов является большим препятствием для широкого распространения их.



Фиг. 376.

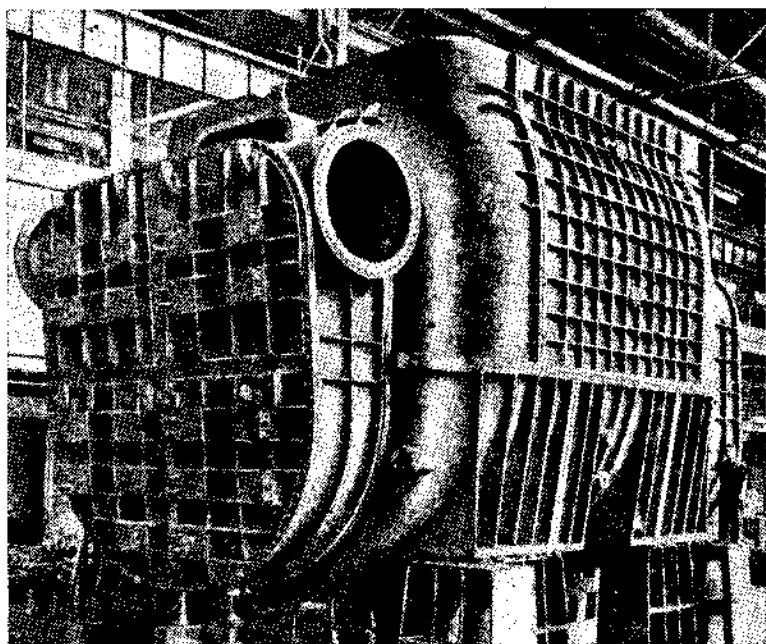
На фиг. 376 представлен снимок машинного зала одной из американских станций, где установлены две турбины по 100 000 квт. оборудованные каждая вертикальными одноходовыми конденсаторами системы Ингертон-Ранд общей поверхностью охлаждения 7450 м^2 (80 000 кв. фут.). Из этого снимка видно, насколько громоздкими являются конденсационные установки, оборудованные несколькими конденсаторами.

С повышением эффективности конденсаторов, вследствие более рационального размещения трубок и более совершенного отвода воздуха и конденсата, техника снова обратилась к одинарным конденсаторам большей мощности, которые значительно компактнее конденсационных установок, рассмотренных выше.

На фиг. 377 представлен снимок одного из крупнейших современных конденсаторов поверхностью охлаждения 8200 м^2 (88 500 кв. фут.), предназначенного для турбины мощностью 110 000 квт. В этом конденсаторе охлаждающие трубки размещены в трубной плите так, что позволяют

отработавшему пару, поступающему сверху, омывать трубки по периферии, что дает пару большую площадь непосредственного соприкосновения с ними. Кроме того вследствие более редкого размещения трубок на периферии и более частого в нижней части конденсатора получается более спокойное протекание пара без образования воздушных мешков. Для уменьшения парового сопротивления конденсатора верхняя часть его выполнена плоской, вследствие чего толщина трубок, которую должен проходить паровой поток, в этом конденсаторе значительно уменьшена.

Пример 107. Определить расход воды, объем отсасываемого воздуха и величину охлаждающей поверхности конденсационной установки для паровой турбины



Фиг. 377.

5000 квт по следующим данным: начальное давление пара $p_1 = 12$ атм. абс., $t_n = 300^\circ \text{Ц}$, давление отработавшего пара $p_k = 0,06$ атм. абс., $t_k' = 35,8^\circ \text{Ц}$, относительный к.п.д. турбины $\eta_w = 0,7$ и к.п.д. электрического генератора $\eta_2 = 0,94$.

Пользуясь диаграммой IS , находим: $i_1 = 730$ кал. и $i_1 - i_2 = 211$ кал., откуда количество теплоты, преобразовываемое в работу, на 1 кг пара равно: $211 \cdot 0,7 = 147,7$ кал., расход пара равен: $589 : 147,7 = 5,8$ кг/квт-ч. и общий расход пара в турбине в час равен:

$$G = \frac{5,8 \cdot 5000}{0,94} = 31\,000 \text{ кг/час.}$$

Согласно данным Стодола, количество воздуха, проникающего в конденсатор, будет около 20 кг/час.

При использовании 147,7 кал. в работу, на 1 кг пара в конденсатор отводится $730 - 147,7 = 582,3$ кал. Примем температуру охлаждающей воды при входе $t_1 = 15^\circ \text{Ц}$; при разности температур между поступающим паром и водой при выходе в $6,8^\circ \text{Ц}$ (колеблется от 5 до 7) температуру воды при выходе из конденсатора получим равной: $t_2 = 35,8 - 6,8 = 29^\circ$.

Примем также, что переохлаждение конденсата равно $3,8^\circ$, тогда температура

конденсата будет равна $t_k = t_k' - 3,8 = 35,8 - 3,8 = 32^\circ \text{ Ц}$, откуда кратность охлаждения по формуле (225) получим равной:

$$m = \frac{t_s - t_k}{t_2 - t_1} = \frac{582,3 - 32}{29 - 15} = 40.$$

Расход воды равен: $40 \cdot 31\,000 = 1\,240\,000 \text{ кг}$ или $1240 \text{ м}^3/\text{час}$. Давление пара при температуре $t_k = 32^\circ \text{ Ц}$ по табл. V (ч. I) равно $0,0486 \text{ атм. абс.}$, откуда парциальное давление воздуха будет равно:

$$0,06 - 0,0486 = 0,0114 \text{ атм. абс. или } p'' = 114 \text{ кг/м}^2.$$

При абсолютной температуре воздуха $T_b = 32 + 273 = 305^\circ$ объем его получим равным:

$$v_b = \frac{G_b \cdot R \cdot T_b}{p''} = \frac{20 \cdot 29,27 \cdot 305}{114} = 1566 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Отсюда секундный объем засасываемого воздуха в конденсатор будет равен:

$$v_s = 1566 : 3600 = 0,435 \text{ м}^3 \text{ или } 435 \text{ л/сек}.$$

Требуемая поверхность охлаждения конденсатора определяется по следующей формуле:

$$F = \frac{G (i_k - i_{cp})}{(t_k' - t_{cp}) \cdot K},$$

где t_{cp} — средняя температура охлаждающей воды и K — коэффициент передачи тепла, который колеблется от 1500 до 2200 $\text{кал./м}^2\text{-ч./}^\circ \text{Ц}$.

При $t_{cp} = \frac{15 + 29}{2} = 22^\circ$ и $K = 1500 \text{ кал.}$ получим:

$$F = \frac{31\,000 (582,3 - 32)}{(35,8 - 22) 1500} = 830 \text{ м}^2.$$

Отсюда напряженность поверхности охлаждения конденсатора равна:

$$31000 : 830 = 37,35 \text{ кг/м}^2\text{-ч./}^\circ \text{Ц}.$$

2. Охлаждающие трубки. Трубки конденсаторов изготавливаются из различных сортов латуни. Для пресной воды наиболее распространен сплав, состоящий из 63% красной меди и 37% цинка; для трубок, работающих морской водой, обычно применяется сплав, состоящий из 70% красной меди, 29% цинка и 1% олова.

В Америке применяется сплав, состоящий из 59 — 63% меди, 37 — 41% цинка, около 0,25% свинца и 0,08% железа. В последнее время там стали применять сплав следующего состава: 20 — 30% никкеля, 45 — 60% меди и 5% цинка. Для защиты от разъедания поверхности трубок их часто лудят как изнутри, так и снаружи.

Диаметры (внешние) трубок колеблются от 19 до 30 мм. Толщина трубок в верхней части конденсатора обычно берется больше, чем в нижней. Толщину стенки менее 1 мм не следует брать, так как концы таких трубок не допускают надежного закрепления в трубных плитах. При длинных трубках, во избежание провисания их, в конденсаторах устанавливают на расстоянии, равном около 100 диаметров трубки, опорные перегородки.

3. Трубные доски или плиты. При работе конденсатора на пресной воде трубные плиты изготавливаются из стали, при морской же воде — из латуни. Соединение трубных плит с корпусом конденсатора выполняется таким образом, чтобы можно было, не расстраивая соединения, отнимать водяные камеры или днища конденсаторов. Для жесткости соединения и для предохранения трубных плит от вылучивания между ними устанавливаются анкер-

ные связи, которые представляют собою длинные болты, пропущенные через распорные трубки.

Если охлаждающие трубки укрепляются в трубных плитах путем развальцовки с обоих концов, то одна из плит должна быть соединена с корпусом конденсатора так, чтобы возможно было некоторое перемещение ее при удлинении и укорачивании трубок. Обычно обе трубные плиты соединяются с корпусом конденсатора жестко; трубки же с одного конца развальцовываются наглухо, а с другого устанавливаются при помощи сальниковых уплотнений, позволяющих трубкам свободно удлиняться при нагревании.

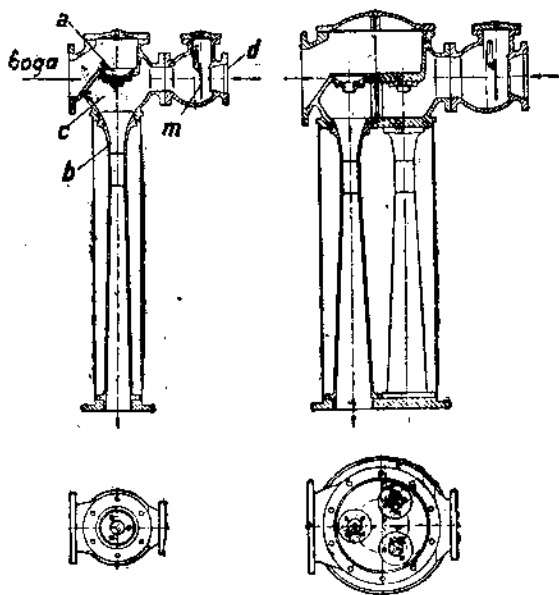
Для сальникового уплотнения применяют хлопчатобумажный шнур, фибру, а иногда и металлическую набивку. Никогда не следует применять набивку из свинцовых колец.

4. *Соединение конденсатора с турбиной.* Если конденсатор наглухо прикреплен к фундаменту, то необходимо между турбиной и конденсатором установить промежуточную часть, позволяющую свободное смещение их. Наиболее простым устройством для этого является небольшой длины волнистая труба. Для более крупных установок применяется телескопическое соединение, представляющее сальник с мягкой набивкой, сверху которой для плотности постоянно поддерживается определенной высоты слой воды.

Если соединение турбины с конденсатором сделано глухим, то конденсатор должен быть установлен на пружинах или контргрузах, как это показано на фиг. 349, чтобы возможно было компенсировать смещение турбины по отношению к конденсатору. В настоящее время установка конденсатора на контргрузах считается наиболее надежной.

5. *Циркуляционный и конденсатный насосы.* Для подачи охлаждающей воды в конденсатор и для отвода из него конденсата обычно применяются центробежные насосы. Циркуляционный насос работает вообще в благоприятных условиях как в смысле температуры воды, так и давления, и приводится в действие обычно от электромотора или от небольшой вспомогательной паровой турбины. В значительно худших условиях работает конденсатный насос, так как ему приходится, с одной стороны, преодолевать всасывающее действие вакуума конденсатора, а с другой — засасывать теплый конденсат при температуре $25-35^{\circ}\text{C}$, в некоторых же установках подавать конденсат под давлением непосредственно в котел.

6. *Эжекторы.* Для отсасывания воздуха из конденсатора обычно приме-



Фиг. 378.

яются водоструйные и пароструйные эжекторы. Особенность этих приборов заключается в том, что работа их не зависит от содержания пара в отсасываемом воздухе, так как пар в водоструйных эжекторах конденсируется и наружу выталкивает только воздух. Незначительное влияние оказывает пар также и на работу пароструйных эжекторов. Кроме того эти приборы не имеют движущихся частей, почти не изнашиваются, не требуют постоянного наблюдения и весьма компактны по своему устройству.

На фиг. 378 представлены вертикальные разрезы двух небольшой мощности водоструйных эжекторов фирмы AEG, из них левый производительностью от 5 до 8,5 кг, а правый — от 15 до 20 кг воздуха в час.

Вода под давлением, создаваемым центробежным насосом, подается в эти аппараты слева, а затем в виде струи вытекает из сопла *a* в расширяющийся диффузор *b*, создавая разрежение в камере *c*, куда засасывается воздух, подводимый из конденсатора по патрубку *d*. Для предохранения от попадания воды в конденсатор эжекторы снабжаются возвратным клапаном *m*. Установка подобного водоструйного эжектора (C) показана на фиг. 369.

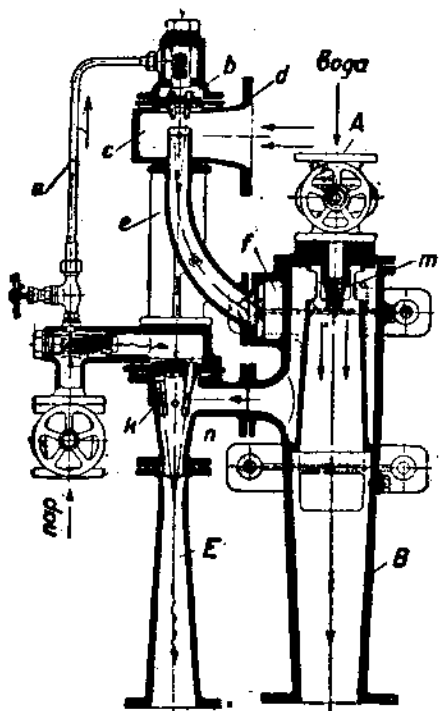
Пароструйные эжекторы работают по такому же принципу, как и водоструйные. Подводимый к соплам пароструйного эжектора свежий пар расширяется в них до давления в конденсаторе и, вытекая с большой скоростью, захватывает воздух и выбрасывает его наружу.

Одноступенчатые пароструйные эжекторы позволяют доводить вакуум до

90—92%. Для получения более высокого вакуума применяются двух- и трехступенчатые эжекторы.

На фиг. 379 представлен вертикальный разрез двухступенчатого эжектора, применяемого в турбинах Метрополитэн-Виккерс. Здесь часть свежего пара по трубке *a* подводится к соплам *b* первой ступени, где расширяясь пар приобретает большую скорость, создавая разрежение в камере *c*, под действием которого по патрубку *d* засасывается воздух из конденсатора. Из камеры *c* пар вместе с увлекаемым воздухом по трубке *e* подводится в камеру *f*, куда впрыскивается при помощи насадки *m* вода, подводимая к ней через вентиль *A*. В этой камере пар конденсируется и вместе с инжекционной водой стекает вниз по трубе *B*; охладившийся же воздух по патрубку *n* засасывается во вторую ступень эжектора, где создается разрежение паровыми соплами *k*, и вместе с паром выбрасывается через диффузор *E* наружу.

Особенным достоинством пароструйных эжекторов является то, что они позволяют при пуске установки быстро получить вакуум в конденсаторе.



Фиг. 379.

Кроме того, эти эжекторы так же надежны в работе, как и водоструйные эжекторы, почему в современных паротурбинных установках они получили очень широкое распространение.

7. *Определение величины поверхности конденсатора при помощи диаграмм.* Величину поверхности охлаждения поверхностного конденсатора можно определить также, пользуясь диаграммой, представленной на фиг. 380, где кривые изображают изменение величины вакуума в зависимости от начальной температуры охлаждающей воды и от коэффициента c .

Если напряженность поверхности охлаждения конденсатора обозначить через b , а кратность охлаждения — через m , то коэффициент $c = \frac{b}{m}$, откуда $b = c \cdot m$.

Так как b колеблется от 30 до 60 $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$, а m от 50 до 70, то коэффициент c получается в пределах от 0,45 до 1,2.

Пользуясь этой диаграммой, проверим результат подсчета примера 107. При решении этого примера было принято, что $t_1 = 15^\circ \text{C}$, вакуум $v = 94\%$ и $G = 31\,000 \text{ кг}/\text{час}$. По этим данным из диаграммы находим (точка a), что $c = 0,88$, откуда при $m = 40$ напряженность поверхности охлаждения будет: $b = c \cdot m = 0,88 \cdot 40 = 35,2$. Следовательно, требуемая поверхность охлаждения конденсатора равна:

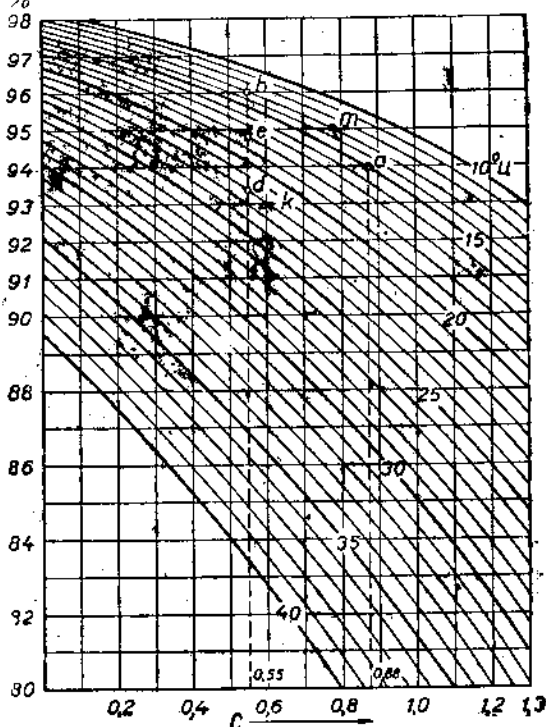
$$F = \frac{G}{b} = \frac{31000}{35,2} = 880 \text{ м}^2,$$

т. е. несколько больше величины, полученной раньше подсчетом.

Пример 108. Определить приблизительно поверхность конденсатора для конденсации 20 000 кг пара в час при вакууме 96% и начальной температуре воды $t_1 = 13^\circ \text{C}$.

Пользуясь диаграммой фиг. 380, для $t_1 = 13^\circ \text{C}$ и $v = 96\%$, находим (точка b), что $c = 0,55$. Принимая кратность охлаждения $m = 60$, получим напряженность $b = 0,55 \cdot 60 = 33 \text{ кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$, откуда $F = \frac{20000}{33} = 606 \text{ м}^2$.

При изменении нагрузки турбины или начальной температуры охлаждающей воды вакуум также меняется. Действительно, если начальная температура воды остается без изменения, то при большем расходе пара будет меняться как напряженность поверхности охлаждения b и кратность охлаждения m , так и коэффициент c , а следовательно, и величина вакуума. Диаграмма фиг. 380 позволяет определить элементы конденсации при всяком изменении режима работы конденсатора.



Фиг. 380.

Пример 109. Определить величину вакуума конденсационной установки, подсчитанной в примере 108, если попрежнему $t_1 = 13^\circ \text{Ц}$, а расход пара увеличился на 20% против нормального (20 000 кг/час).

Находим повышенный расход пара $G = 20\,000 \cdot 1,2 = 24\,000$ кг/час, тогда кратность охлаждения получится равной $m = 20\,000 \cdot 60 : 24\,000 = 50$, а напряженность поверхности охлаждения $b = 33 \cdot 24\,000 : 20\,000 = 39,6$ кг/м²-час, откуда коэффициент $c = \frac{b}{m} = \frac{39,6}{50} = 0,792$.

Пользуясь диаграммой (фиг. 380) для $t_1 = 13^\circ \text{Ц}$ и $c = 0,792$, находим при новом режиме работы установки величину вакуума равной 95% (точка m).

Если начальная температура охлаждающей воды изменится, то и величина вакуума также станет иной. Это изменение вакуума очень просто найти, пользуясь диаграммой фиг. 380, если принять, что расход пара остается без изменения. Действительно, в этом случае остаются без изменения как b и m , так и коэффициент c , величина же вакуума непосредственно находится на ординате диаграммы.

Пример 110. Пользуясь данными примера 108, определить вакуум при температурах охлаждающей воды $t_1 = 18^\circ \text{Ц}$ и $t_1 = 22^\circ \text{Ц}$.

Пользуясь диаграммой фиг. 380, при $c = 0,55$ находим для $t_1 = 18^\circ \text{Ц}$ вакуум равным 94,8% (точка e), а для $t_1 = 22^\circ \text{Ц}$ вакуум равным 93,4% (точка d).

Полученные в этом примере значения измененного вакуума найдены при условии, что расход пара остается без изменения. Однако в действительности это не имеет места, так как с повышением температуры охлаждающей воды и ухудшением вакуума расход пара увеличивается, а следовательно, меняются b , m и c , что также влияет на величину вакуума.

Пример 111. Пользуясь данными примера 108, определить величину вакуума при $t_1 = 22^\circ \text{Ц}$.

Принимая сначала расход пара без изменения, находим согласно примеру 110 величину вакуума равной 93,4%. Следовательно, ухудшение вакуума, по сравнению с нормальной его величиной, равно: $96 - 93,4 = 2,6\%$. Принимая перерасход пара на 1% ухудшенного вакуума в 2%, получим для рассматриваемого примера общий перерасход равным: $2,6 \cdot 2 = 5,2\%$.

При этом перерасходе напряженность конденсатора будет равна $b_1 = b \cdot 1,052 = 33 \cdot 1,052 = 34,7$, а кратность охлаждения $m_1 = m \cdot 1,052 = 60 \cdot 1,052 = 57$, откуда

$$c_1 = \frac{b_1}{m_1} = \frac{34,7}{57} = 0,61.$$

Пользуясь диаграммой фиг. 380 при $t_1 = 22^\circ \text{Ц}$ и $c_1 = 0,61$, величину вакуума находим равной 93% (точка k).

§ 135. Охлаждение циркуляционной воды. Выше было указано, что чем больше вакуум, тем экономичнее работает паровая турбина, и что для получения высокого вакуума кратность охлаждения, в зависимости от начальной температуры воды, колеблется от 50 до 60, достигая иногда 70—80. Таким образом, для экономичной работы турбины необходимо подводить громадное количество циркуляционной воды, и поэтому вопрос водоснабжения электростанций часто является основным.

Чтобы представить себе, с какой массой циркуляционной воды приходится иметь дело в более или менее крупных паротурбинных установках, рассмотрим следующий пример. Допустим, что имеется электростанция мощностью 200 000 квт. При кратности охлаждения $m = 60$ и расходе пара 5 кг/квт-ч. расход циркуляционной воды будет равен:

$$G = 5 \cdot 200\,000 \cdot 60 = 60\,000\,000 \text{ кг} = 60\,000 \text{ т/час.}$$

что соответствует $60\,000 : 3600 = 16,66 \text{ м/сек.}$ или $16,66 \text{ м}^3/\text{сек.}$ Понятно, что для удовлетворения этой потребности в охлаждающей воде, необходимо иметь очень мощные источники ее в виде большой реки или озера. Если же этого нет, а имеющиеся запасы воды недостаточны, то необходимо циркуляционную воду по выходе из конденсаторов искусственно охлаждать с целью повторного использования ее. Для охлаждения циркуляционной воды пользуются охлаждающими бассейнами или прудами и башенными охладителями или градирнями различных типов.

Простейшим охлаждающим бассейном является открытый пруд, в который и отводится вода из конденсаторов. Здесь путем соприкосновения с атмосферным воздухом, а также вследствие испарения, вода охлаждается, забирается циркуляционными насосами и снова подводится к конденсаторам.

При этом способе охлаждения циркуляционной воды надо учитывать, что часть воды теряется в почву, через берега, на служебные нужды станции, а также на испарение, которое составляет примерно 1 кг воды на 1 кг отработавшего в турбине пара. Для пополнения этих потерь необходимо количество воды в пруде постоянно пополнять. Иногда вместо обычных прудов устраивают бассейны с бетонными дном и стенками, непроницаемыми для воды. Эти устройства получаютс я однако очень дорогими.

Величина необходимой поверхности открытых охлаждающих прудов и бассейнов зависит от целого ряда местных условий и особенностей установок. В среднем можно принять, что на каждый м^3 циркуляционной воды, подводимой в час, необходимо иметь поверхность охлаждающего бассейна около 10 м^2 .

Для уменьшения поверхности открытого бассейна широкое распространение получили бассейны или пруды с разбрызгиванием воды при помощи сопел, установленных в трубах, размещенных по всей площади пруда над водой. Циркуляционная вода под давлением $6-8 \text{ м вод. столба}$ подводится к этим трубам и, выбрасываясь через сопла, распыляется над поверхностью воды. Благодаря такому распылению циркуляционной воды и тесному соприкосновению ее с воздухом она быстро охлаждается. Интенсивность охлаждения зависит также от атмосферных условий, температуры воздуха, ветра и проч. Считают однако, что при бассейнах с разбрызгиванием воды на каждый м^3 циркуляционной воды, подаваемой в час, требуется иметь поверхность бассейна равную 1 м^2 , т. е. в 10 раз меньшую, по сравнению с поверхностью открытого бассейна.

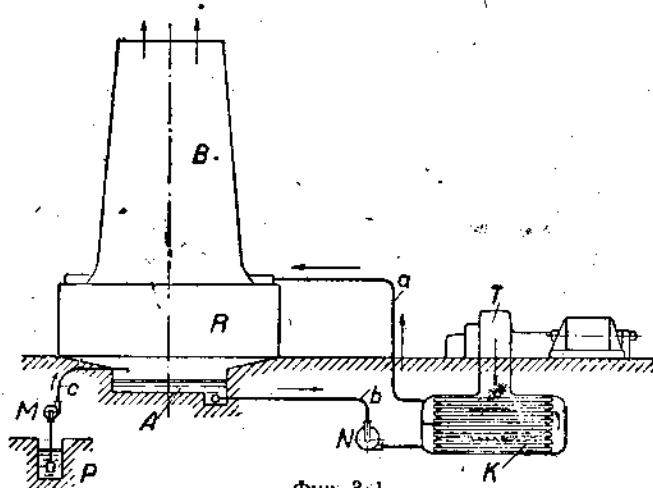
Что касается расхода энергии на насосы для подачи воды под давлением, то, как показала практика больших установок, он равен $1-2\%$ от общего количества энергии, вырабатываемой установкой. Стоимость же оборудования по американским данным составляет около 3 руб. на каждый м^3 разбрызгиваемой воды в час, причем сюда входит стоимость труб, ответвлений, сопел, фланцев и проч.

Бассейны с разбрызгиванием воды имеют однако тот недостаток по сравнению с открытыми прудами, что в них, помимо потери воды на испарение, большой процент воды уносится с воздухом во взвешенном состоянии, особенно при ветре. Кроме того они вызывают постоянно сырость и туман в прилегающей местности, что весьма тяжело сказывается на здоровье людей и долговечности заводских зданий и жилых помещений.

Башенные охладители или градирни являются в настоящее время наиболее распространенными устройствами для охлаждения циркуляционной воды конденсационных установок.

На фиг. 381 представлена схема этого способа охлаждения, где T — турбина, K — конденсатор, R — распределитель градирни и B — башня ее. Как видно из схемы, циркуляционная вода по выходе из конденсатора по трубе a подводится к распределителю R , являющемуся собственно охладителем градирни, где вода по особым жолобам распределяется по всей площади распределителя и в виде тонких струек стекает на горизонтальные деревянные планки, установленные по всей высоте его на расстоянии 500—600 мм. Встречая потоки воздуха, проникающего в распределитель через боковые жалюзи его, вода охлаждается и стекает в нижний бассейн A градирни, откуда она забирается насосом N и снова подводится в конденсатор турбины. Воздух же, проникающий в градирню, вследствие нагревания в распределителе, устремляется в башню B вверх, создавая достаточную силу тяги для всасывания в градирню новых потоков его из окружающей атмосферы.

Так как при охлаждении циркуляционной воды часть ее испаряется и



Фиг. 381.

уносится из башни, то для пополнения воды имеется резервуар P , из которого она забирается при помощи насоса M и по трубе c подводится в нижний бассейн A градирни.

Особенностью этих охладителей является то, что вывод воздуха, насыщенного паром, производится через башню на высоте 20—30 м, вследствие чего вблизи их не образуется тумана и сырости, что позволяет производить установку башенных охладителей вблизи заводских зданий и жилых помещений.

Применяемые в настоящее время градирни можно подразделить на четыре основных типа: 1) открытые градирни с естественной циркуляцией воздуха, 2) закрытые охладительные башни с естественной циркуляцией воздуха, 3) закрытые охладительные башни с искусственной циркуляцией воздуха и 4) охладительные башни с естественной и искусственной циркуляцией воздуха.

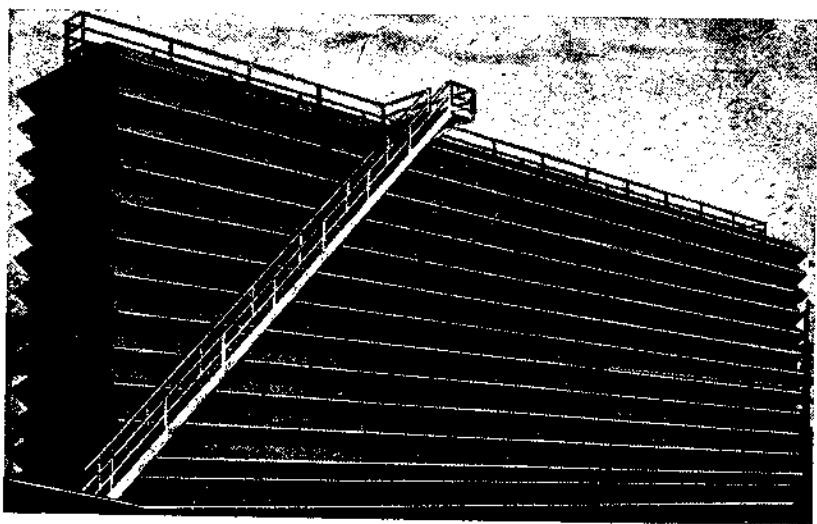
Первый тип градирен отличается тем, что в нем нет башни для отвода воздуха, насыщенного паром, в атмосферу, и представляет открытые сооружения, состоящие из системы стоек и значительного количества деревянных планок. Так как охлаждающий воздух и пары, задерживаясь около градирни, очень

неприятны для окружающего, то эти охладители не получили широкого распространения, хотя по устройству они просты, дешевы и легки.

На фиг. 382 представлен снимок одной из градирен этого типа.

Второй тип охладителей является наиболее распространенным. В этих охладителях воздух для охлаждения подводится через жалюзи в нижней части распределителя, как это было указано в подобном схематическом устройстве на фиг. 381.

По сравнению с открытыми градирями этот тип охладителей требует однако большей площади, так как здесь подвод воздуха производится только через отверстия нижней части распределителя, в то время как в открытых градирях он подводится со всех сторон и по всей высоте их. С другой стороны, в закрытых башенных охладителях значительно меньше теряется воды на испарение по сравнению с открытыми градирями, а воздух и пар отво-



Фиг. 382.

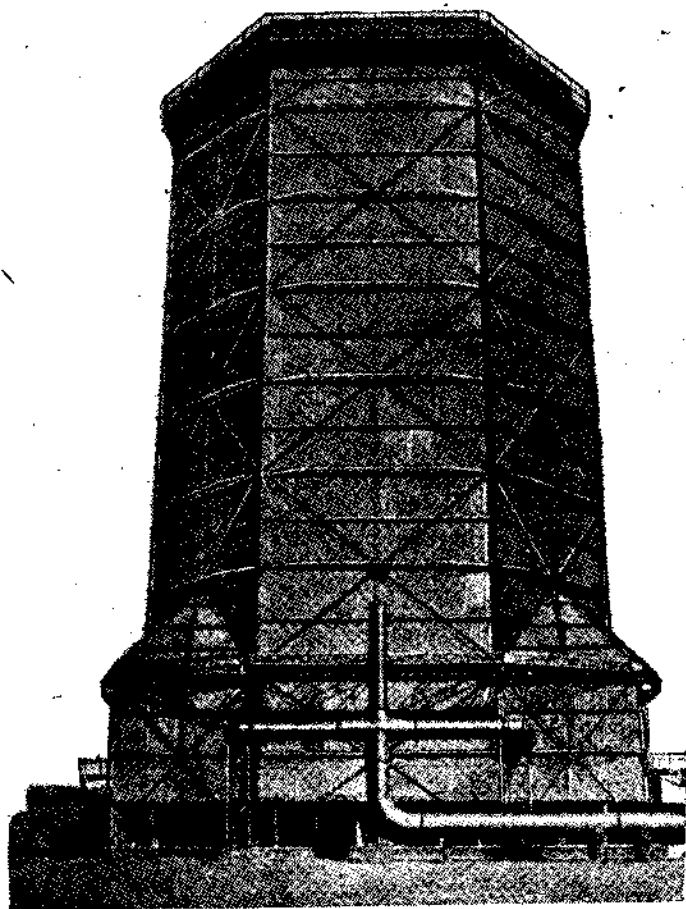
дятся высоко в атмосферу, что является большим преимуществом их. На фиг. 383 представлен снимок одной из крупнейших градирен этого типа.

Третий и четвертый типы башенных охладителей применяются сравнительно редко и имеют ту особенность, что циркуляция охлаждающего воздуха осуществляется в них искусственно при помощи вентиляторов, которые расходуют 1 — 2% от общего количества энергии, вырабатываемого станцией. Достоинством этого типа охладителей является то, что работа их не зависит от температуры окружающего воздуха и ветра, почему они особенно пригодны для установок там, где соседние постройки или условия местности не позволяют иметь достаточную циркуляцию воздуха.

Башенные охладители обычно выполняются из дерева, как наиболее легкого и дешевого материала, прямоугольной или шестиугольной формы. Однако деревянные части их, особенно решетчатая насадка распределителя, подвергаясь то увлажнению, то высушиванию, быстро гнивают и отваливаясь нарушают правильную циркуляцию в охладителе как охлаждаемой воды, так и воздуха, вследствие чего коэффициент полезного действия его понижается.

Поэтому для поддержания деревянных охладителей в порядке необходимо постоянно следить за исправностью всего сооружения, что не так просто осуществить, так как внутреннее пространство его всегда полностью загромождено балками, перекладинами, планками, жолобами и проч.

Деревянные охладители также весьма огнеопасны, особенно когда они не работают, например, при пониженной нагрузке станции или при ремонте. Практика знает случаи больших пожаров таких охладителей, имевших ката-



Фиг. 383.

строфические последствия для станций, обслуживаемых ими. Кроме того для правильного подвода воздуха по всей площади распределителя башенные охладители нельзя выполнять шириною более 10—15 м, что вызывает необходимость установки охладителей удлиненной формы до 20—30 м длины.

Однако охладители и этого размера для больших силовых установок оказались слишком малыми по своей производительности, вследствие чего приходилось устанавливать по несколько охладителей на определенном расстоянии один от другого, чтобы обеспечить правильную работу их всех.

Насколько большое количество приходится устанавливать башенных охладителей, достаточно указать на установки, состоящие из 30—40 охладителей. Например, электростанция Гольпа (Германия) мощностью 160 000 квт имеет установку, состоящую из 11 деревянных башенных охладителей площадью $22,7 \times 31,9$ м и высотой 35 м каждый.

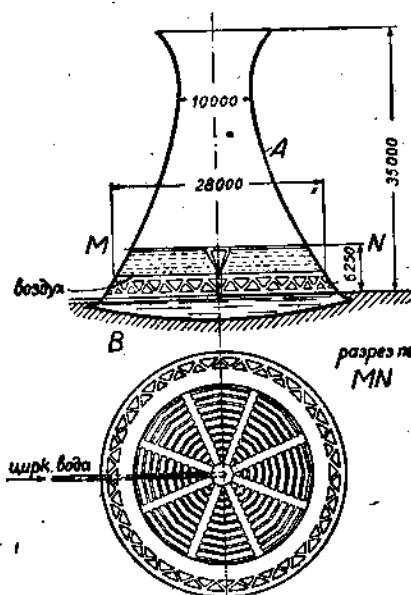
Большие деревянные башенные охладители, особенно прямоугольной формы, оказались и недостаточно устойчивыми против действия ветра. Практика имеет много случаев разрушения таких охладителей во время бурь и ураганов. Чтобы сделать башенные охладители более устойчивыми, стали выполнять их шестиугольной и восьмиугольной формы, т. е. приближая к круглой форме, как более устойчивой и более удобной для циркуляции воздуха.

Так как деревянные башенные охладители производительностью более 10 000 м³ воды в час невозможно было осуществить из-за громоздкости их и недостаточной надежности, то техника должна была, особенно для мощных силовых установок, перейти к железобетонным круглым конструкциям их. Железобетонные охладительные башни оказались более компактными и надежными, допуская установку их для очень большой производительности. Однако исследование работы этого типа охладителей показало, что башни с диаметрами более 20—30 м в смысле охлаждения работают неудовлетворительно, так как наружный воздух, нагреваясь при входе в распределитель, стремится подняться вверх, не проникая в середину охладителя; всякие же меры, направленные к тому, чтобы осуществить подвод воздуха в центральную часть его, не дали хороших результатов.

В этом отношении заслуживают особенного внимания железобетонные охладительные башни гиперболической формы проф. Ван-Итерсона, получившие в последнее время широкое распространение в промышленности.

В этом охладителе, как это видно из вертикального схематического разреза, представленного на фиг. 384, железобетонные стенки А не имеют наружных и внутренних связей, а также контрфорсов и выступов, вследствие чего охлаждающий воздух свободно протекает по всему сечению охладителя без образования вихревых потоков в нем. Кроме того форма гиперболоида вращения с расширением в верхней части, уменьшая здесь скорость выхода воздуха, обуславливает правильную тягу по всему сечению башни и создает при выходе благоприятные условия для расширения пара, захваченного потоком воздуха в нижней части охладителя. Благодаря этому расширению часть пара конденсируется в верхней части охладителя и, стекая вниз в бассейн В, уменьшает потерю воды на испарение.

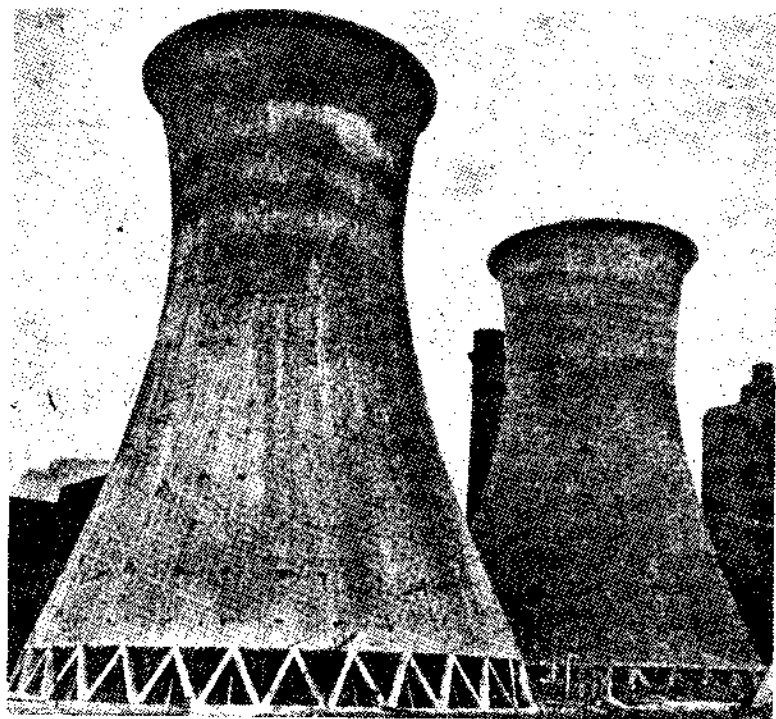
Форма двойной кривизны корпуса этого охладителя позволила также



Фиг. 384.

получить, даже при очень больших размерах его, громадную сопротивляемость и устойчивость при необычайно легкой конструкции всего устройства. Чтобы судить о главных размерах этого охладителя, на схеме фиг. 384 даны цифровые значения их для охладителя высотой 35 м.

На фиг. 385 представлен снимок двух башенных охладителей этой системы, производительностью по 3500 м³ воды в час каждый, установленных на одной из электростанций Англии. В настоящее время наиболее крупными гиперболическими охладителями являются охладители производительностью по 20 000 м³ воды в час и высотой до 65 м, сооруженные для электростанции



Фиг. 385.

Бирмингама (Англия) мощностью 850 тысяч киловатт, где предусмотрена установка 24 таких охладителей.

Выше было указано, что охлаждение циркуляционной воды в градирнях или охладительных башнях происходит за счет нагревания воздуха, соприкасающегося с водой, и испарения части ее.

Если G кг — вес сухого воздуха, протекающего через градирню в час, а t_b' и t_b'' — температуры воздуха при входе в охладитель и при выходе из него, то количество теплоты, уносимое воздухом из охладителя, равно:

$$q_b = G \cdot c_p (t_b'' - t_b'). \quad (347)$$

Если v_1 — удельный объем сухого воздуха в м³ при входе в охладитель, γ_1 — вес пара в 1 м³ воздуха при температуре t_b' и φ_1 — относительная

влажность воздуха при входе (см. § 37, ч. I), то количество пара, содержащееся в 1 кг наружного воздуха, подводимого в охладитель, равно:

$$d_1 = \varphi_1 \gamma_1 v_1,$$

а количество пара, содержащееся в 1 кг воздуха при выходе из охладителя, будет равно:

$$d_2 = \varphi_2 \gamma_2 v_2,$$

где v_2 — удельный объем сухого воздуха в м^3 при выходе, γ_2 — вес пара в 1 м^3 воздуха при температуре t_2'' и φ_2 — относительная влажность воздуха при выходе из охладителя.

Отсюда количество воды, испарившейся в час, будет равно:

$$b = W_1 - W_2 = G (d_2 - d_1) = G (\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1), \quad (348)$$

где W_1 — количество циркуляционной воды, подводимой к охладителю, а W_2 — количество воды, отводимой из него.

Из последнего равенства находим количество воды, отводимой из охладителя:

$$W_2 = W_1 - G (\varphi_2 \gamma_2 v_2 - \varphi_1 \gamma_1 v_1). \quad (349)$$

Пример 112. Рассчитать градирию с естественной циркуляцией воздуха, которая должна охлаждать 1000 м^3 циркуляционной воды в час с 40° до 20°Ц , если температура окружающего воздуха равна 12°Ц , относительная влажность его 70% и барометрическое давление 760 мм Hg.

По табл. V (ч. I) давление насыщенного пара при $t = 12^\circ$ равно 10,52 мм Hg, откуда парциальное давление пара при относительной влажности 70% будет:

$$p_n = 10,52 \cdot 0,7 = 7,364 \text{ мм Hg.}$$

а парциальное давление воздуха:

$$p_b = 760 - 7,364 = 752,636 \text{ мм Hg.}$$

Объем смеси (пара и воздуха), содержащей 1 кг воздуха, найдем по формуле (127), а именно:

$$v_n' = \frac{2,153 \cdot (273 + 12)}{752,636} = 0,815 \text{ м}^3.$$

Затем находим вес 1 м^3 водяного пара при давлении $p_n = 7,364$ мм Hg и 12°Ц (§§ 18 и 19, ч. I):

$$\gamma = \frac{m}{22,4} \cdot \frac{p_n}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_n} = \frac{18,016 \cdot 7,364 \cdot 273}{22,4 \cdot 760 \cdot 285} = 0,0075 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда вес пара, приходящийся на 1 кг воздуха, будет равен:

$$0,815 \cdot 0,0075 = 0,0061 \text{ кг.}$$

Принимая теплоемкость воздуха $c_p = 0,24$, а теплосодержание пара λ_s при 12°Ц согласно табл. V, равным 600,5 кал., количество теплоты, вносимое 1 кг сухого воздуха и паром, содержащимся в нем, получим равным:

$$q_1 = 0,24 \cdot 12 + 0,0061 \cdot 600,5 = 6,54 \text{ кал.}$$

Если температуру воздуха по выходе из градирии принять равной 25°Ц , а относительную влажность его в 100%, то по табл. V получим парциальное давление пара $p_n = 23,8$ мм Hg, а парциальное давление воздуха $p_b = 760 - 23,8 = 736,2$ мм Hg. Тогда объем смеси (пара и воздуха), содержащей 1 кг воздуха, будет равен:

$$v_n'' = \frac{2,153 (273 + 25)}{736,2} = 0,872 \text{ м}^3,$$

а вес 1 м³ пара при $p_n = 23,8$ мм Hg и $t = 25^\circ$ Ц получим:

$$\gamma = \frac{18,016 \cdot 23,8 \cdot 273}{22,4 \cdot 760 \cdot 298} = 0,0232 \text{ кг/м}^3.$$

Отсюда вес пара, приходящийся на 1 кг воздуха, будет: $0,872 \cdot 0,0232 = 0,0202$ кг. Принимая $c_p = 0,24$, а $\lambda_s = 606,7$ кал., количество теплоты, уносимое из градирни 1 кг воздуха и паром, содержащимся в нем, получим равным:

$$q_2 = 0,24 \cdot 25 + 0,0202 \cdot 606,7 = 18,26 \text{ кал.}$$

Следовательно, количество теплоты, уносимое из градирни 1 кг воздуха, равно:

$$q = q_2 - q_1 = 18,26 - 6,54 = 11,72 \text{ кал.,}$$

а количество воздуха, которое необходимо пропускать в час через градирню будет равно:

$$G = \frac{(40 - 20) 1000 \cdot 1000}{11,72} = 1\,706\,500 \text{ кг/ч.}$$

Зная же весовое увеличение количества пара, приходящееся на 1 кг воздуха и равное $0,0202 - 0,0061 = 0,0141$ кг, количество воды, испаряемой в градирне в час, получим равным:

$$1\,706\,500 \cdot 0,0141 = 24\,060 \text{ кг,}$$

что составляет 1,4%.

Если для циркуляции воздуха принять тягу в градирне $h = 1$ мм вод. ст., а коэффициент скорости $\psi = 0,6$, и вспомнить, что объем 1 кг наружного воздуха $v_b = 0,815$ м³, то скорость протекания воздуха в градирне будет равна:

$$c = \psi \sqrt{2g \cdot h \cdot v_b} = 0,6 \sqrt{2g \cdot 1 \cdot 0,815} = 2,4 \text{ м/сек.}$$

Отсюда необходимая площадь сечения градирни получится равной:

$$F = \frac{1\,706\,500 \cdot 0,815}{3600 \cdot 2,4} = 160 \text{ м}^2.$$

Если принять общую высоту градирни равной 40 м, из которой $\frac{2}{3}$ приходится на башню, а $\frac{1}{3}$ на охлаждающую часть ее, то получим объем башни градирни равным:

$$\frac{2}{3} \cdot 40 \cdot 160 = 4270 \text{ м}^3,$$

а объем охлаждающей части, считая загромождение ее распределительным устройством в 50%, будет равен:

$$\frac{1}{3} \cdot 40 \cdot 160 \cdot 2 = 4270 \text{ м}^3.$$

✓ § 136. Расход пара и топлива в паровых турбинах. Выше было указано, что, в зависимости от условий работы турбины и начального состояния пара, расход его на 1 ЛС-ч. или на 1 квт-ч. различен. В среднем для пара начального давления 12—15 атм. абс. и 300° Ц перегрева расход его можно принять при нормальной нагрузке турбины равным от 5,0 до 5,5 кг на 1 квт-ч. При неполной нагрузке и при перегрузке расход пара несколько увеличивается. Это увеличение при постоянном вакууме для нагрузки в $\frac{3}{4}$ от нормальной равно 3%, для половинной — 8% и для $\frac{1}{4}$ от нормальной — 15—20%. При перегрузке турбины на каждые 5% перегрузки расход пара увеличивается в среднем на 1,5—2,0%.

На расход пара в турбинах, как было показано выше (§ 130), значительное влияние оказывает начальное давление пара, а именно: с повышением давления расход пара уменьшается, причем это уменьшение получается не только при переходе от средних давлений к высоким, но и в пределах небольших интервалов повышения давления. Так, по данным инж. Баумана, при повышении давления от 11,5 до 13 атм. расход пара уменьшается на

1,7%, при повышении от 13 до 14,5 атм. — на 1,6% и при повышении от 14,5 до 15,7 атм. — на 1,3%.

Повышение перегрева пара понижает также расход пара, а именно: на каждые 10° Ц повышения перегрева расход пара понижается на 1%.

Количественный расход пара, однако, не дает еще вполне ясного представления о работе турбины и не может служить для сравнения работы различных типов и систем их, так как расходуемый пар может иметь различные начальные давления и перегрев, т. е. обладать различным начальным теплосодержанием. Поэтому для сравнения работы турбин между собой следует сравнивать не количества расходуемого ими пара на 1 ЛС-ч. или на 1 квт-ч., а расход тепла в калориях, что не трудно получить, если известны расход пара d кг на 1 ЛС-ч. и начальное теплосодержание его i . В этом случае расход тепла q на 1 ЛС-ч. будет равен: $i \cdot d$ кал.

Зная же коэффициент полезного действия котельной установки η_k и полезную теплотворную способность Q расходуемого топлива, можно определить расход b топлива на 1 ЛС-ч. по следующей формуле:

$$b = \frac{(i_1 - t_s) d}{\eta_k \cdot Q}, \quad (350)$$

где t_s — температура питательной воды.

Пример 113. Определить расход каменного угля на 1 действ. ЛС-ч. в паросиловой установке, оборудованной турбиной мощностью в 1500 ЛС, если начальное давление пара $p_1 = 15$ атм. абс., $t_h = 300^\circ \text{Ц}$ и $p_s = 0,06$ атм. абс. при коэффициенте полезного действия котельной $\eta_k = 0,75$, $t_s = 20^\circ \text{Ц}$ и $Q = 7200$ кал.

Пользуясь диаграммой IS , для заданного падения давления пара находим $i_1 = 728$ кал. и $i_s = 508$ кал., откуда $i_1 - i_s = 220$ кал. Принимая для данной турбины относительный эффективный коэффициент полезного действия $\eta_w = 0,7$ (пример 102), расход пара на 1 ЛС-ч. получим равным:

$$d = \frac{632}{(i_1 - i_s) \eta_w} = \frac{632}{220 \cdot 0,7} = 4,1 \text{ кг},$$

откуда расход тепла равен:

$$q = i_1 \cdot d = 728 \cdot 4,1 = 2995 \text{ кал./ЛС-ч.}$$

Подставляя цифровые значения в формулу (350), получим расход угля равным:

$$b = \frac{4,1 (728 - 20)}{0,75 \cdot 7200} = 0,537 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

Примечание. Если измерение работы производится в квт-ч., то приведенные выше подсчеты производятся при замене 632 тепловым эквивалентом 1 квт-ч., равным 859 или округленно 860.

Расход пара при полной нагрузке в конденсационных турбинах, мощность которых более 500 ЛС, можно определить также по следующей формуле инж. Форнера:

$$d = 14 \left(1 + \frac{2}{p_1}\right) \left(1 - \frac{t_1}{900}\right) \left(1 - \frac{v}{145}\right) \left(1 + \frac{100}{N_e}\right) \text{ кг/ЛС-ч.}, \quad (351)$$

где p_1 — давление пара перед вентилем турбины в атм. абс.

t_1 — температура пара в $^\circ \text{Ц}$,

v — вакуум в % от 760 мм Hg и

N_e — эффективная нормальная мощность турбины в ЛС.

Примечание. При определении по этой формуле расхода пара на 1 квт-ч., надо вместо 14 подставить $14 \cdot 1,36 = 19,04$.

Пример 114. Пользуясь формулой Форнера, определить расход пара в турбине при полной ее нагрузке мощностью $N_e = 2000$ ЛС, если $p_1 = 20$ атм. абс., $t_1 = 300^\circ \text{Ц}$ и $v = 96\%$.

Подставляя в формулу (351), получим:

$$d = 14 \cdot \left(1 + \frac{2}{20}\right) \left(1 - \frac{300}{900}\right) \left(1 - \frac{96}{145}\right) \left(1 + \frac{100}{2000}\right) = 3,77 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

Для подсчета расхода пара в турбинах при не полной нагрузке Форнер дает следующую формулу:

$$d_x = d \frac{\gamma}{\beta}, \quad (352)$$

где β — коэффициент нагрузки, равный отношению $\frac{N_x}{N_e}$, а коэффициент γ , в зависимости от способа регулирования, определяется из следующих выражений:

при качественном регулировании:

$$\gamma = \beta + 0,1 (1,1 - \beta)^2 - 0,001, \quad (353)$$

при количественном регулировании:

$$\gamma = \beta + 0,1 (0,8 - \beta)^2 - 0,004. \quad (354)$$

Пример 115. Определить расход пара на ЛС-ч. при коэффициенте нагрузки турбины $\beta = 0,75$, пользуясь данными предыдущего примера, если регулирование турбины качественное.

Из выражения (353) находим:

$$\gamma = 0,75 + 0,1 (1,1 - 0,75)^2 - 0,001 = 0,761,$$

откуда по формуле (352) получим:

$$d_x = 3,77 \cdot \frac{0,761}{0,75} = 3,83 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ПАРОВЫМ ТУРБИНАМ.

1. Какое принципиальное отличие работы пара в паровых турбинах по сравнению с работой его в поршневых машинах?
2. Какова первая стадия превращения теплоты пара в паровой турбине?
3. Для чего пар перед входом на рабочие лопатки турбины пропускается через сопла, насадки и направляющие каналы?
4. Что такое цилиндрические, сходящиеся или суживающиеся и конические; расширяющиеся насадки или сопла и каково устройство их?
5. Что такое критическое давление и критическая скорость истечения пара? Дать формулы, определяющие их, и сделать вывод — от чего зависит величина их.
6. Как выражается работоспособность 1 кг пара через скорость истечения его? Определить работоспособность пара при $c_1 = 500 \text{ м/сек.}$
7. Что такое сопло Лавала и как выражается скорость истечения из него пара?
8. Как выражается скорость истечения пара из конического сопла через тепловой перепад? Сделать вывод формулы для определения этой скорости.
9. Какова работоспособность 1 кг пара при $c_1 = 1200 \text{ м/сек.}$? Определить — во сколько раз она больше работоспособности, определенной в вопросе 6.
10. Что такое теоретическая и действительная скорости истечения пара и почему последние всегда меньше первой?
11. Что такое коэффициент скорости и коэффициент сопротивления и какова зависимость между этими коэффициентами?
12. От чего зависит коэффициент скорости и каковы выводы инж. Лёзеля?
13. Что такое сверхкритическая скорость и чем она обуславливается?
14. Что такое угол отклонения струи пара и как определяется величина его по способу Бера?
15. Какова формула определения секундного расхода пара?
16. Какое выражение имеет формула давления струи 1 кг пара?
17. Какую форму имеют рабочие лопатки паровых турбин и почему?

18. Что такое коэффициент скорости рабочих лопаток и от чего зависит величина его?
19. Каковы формулы для определения величины коэффициента скорости?
20. В чем заключается активный принцип работы пара? Привести примеры действия активных сил.
21. Каково действие пара в активных турбинах Лаваля?
22. В чем заключается реактивный принцип работы пара и каково общее выражение силы реакции? Привести примеры действия реактивной силы.
23. Чем отличается реактивный принцип работы пара от активного?
24. Что такое степень реакции и полуреактивные турбины?
25. Какими коэффициентами полезного действия пользуются при определении работы паровых турбин?
26. Что такое относительный внутренний и относительный эффективный коэффициенты полезного действия турбин и какого порядка величины их?
27. Какие потери энергии и тепла имеют место в паровых турбинах?
28. Что такое вентиляционные потери и каковы формулы определения их?
29. Как выражается относительный внутренний коэффициент полезного действия одноступенчатой активной турбины?
30. Чему равно отношение окружной скорости лопаток к скорости истечения пара в активных турбинах?
31. От чего зависит величина относительного коэффициента полезного действия активной турбины и каково выражение максимального значения его?
32. Чему равно отношение окружной скорости лопаток к скорости истечения пара в реактивной турбине?
33. Каково выражение относительного внутреннего коэффициента полезного действия реактивных турбин и от чего зависит величина его?
34. Чем достигается понижение окружной скорости рабочих лопаток в турбинах?
35. Что такое ступени скорости и диск Кертиса?
36. Каково выражение относительного коэффициента полезного действия турбины со ступенями скорости?
37. Как определить по заданной окружной скорости требуемое число ступеней скорости?
38. Как изменяется давление пара и абсолютная скорость его в турбинах со ступенями скорости? Показать графически изменение их.
39. Почему турбины со ступенями скорости, как конденсационные турбины, не строятся?
40. Что такое ступени давления Рато и какова особенность их?
41. По какой формуле можно определить число ступеней давления?
42. Как изменяется давление пара и абсолютная скорость в турбине со ступенями давления? Показать графически изменение их.
43. Что такое диафрагмы, как они крепятся в турбине и как выполняются в них направляющие каналы?
44. Почему, по мере падения давления, рабочие лопатки в турбинах со ступенями давления делаются все длиннее?
45. Что такое турбины Цёлли и чем они отличаются от турбин Рато?
46. К какому типу турбин относятся турбины Парсонса и как протекает в них изменение давления пара? Показать графически изменение его по ступеням.
47. Как и где устанавливаются расширительные неподвижные лопатки и рабочие лопатки в турбинах Парсонса?
48. Почему турбины Парсонса редко строятся?
49. По какому принципу работают турбины Лjungстрем и как они устроены?
50. Что такое комбинированные турбины и какие типы их применяются в практике?
51. Почему в некоторых турбинах в части высокого давления ставится диск Кертиса?
52. Почему в комбинированных турбинах со ступенями давления вначале устанавливаются активные ступени, а в части низкого давления — реактивные ступени?
53. Что такое турбины с разделением потока пара в части низкого давления и для чего это разделение делается?
54. Почему в последнее время турбины стали строиться в несколько цилиндров?
55. Что такое турбины предельной мощности?
56. Какая особенность лопаток Баумана и для чего в турбинах Метрополитэн-Викерс и ЛМЗ они ставятся в последних ступенях?
57. Что такое турбины высокого давления и предвключенные турбины?

58. Как располагаются цилиндры в многоцилиндровых турбинах высокого давления?
59. Что такое промежуточный перегрев пара и зачем он применяется в турбинах высокого давления?
60. Что такое двухэтажные турбины и зачем они строятся?
61. Какие экономические выгоды дает применение пара высокого давления в турбинах?
62. Что такое регенеративный процесс и регенеративные турбины?
63. Какая особенность конденсационных турбин и в каких случаях они устанавливаются?
64. До какого давления доводится расширение пара в конденсационных турбинах и какова температура пара при выходе из турбины при давлении 0,04 и 0,03 атм. абс.?
65. Что такое турбины с противодавлением, какая особенность устройства их и в каких случаях они применяются?
66. Что такое турбины с промежуточным ответвлением пара и когда они применяются?
67. Может ли турбина работать без регулятора и какое назначение регуляторного устройства?
68. Какие способы регулирования применяются в турбинах? Указать преимущества и недостатки их.
69. Из каких главнейших механизмов состоит регуляторное устройство?
70. Что такое регулятор прямого и непрямого действия?
71. Что такое сервомотор, как он устроен и каково его действие?
72. Что такое регулятор безопасности, его назначение и устройство?
73. Какие применяются схемы соединения регулятора с сервомотором?
74. Как осуществляется регулирование в турбинах Метрополитэн-Викерс?
75. На что необходимо обращать особенное внимание при уходе за механизмами регулирования?
76. Как осуществляется смазка регуляторов и как происходит включение и выключение смазки регулирующих механизмов при пуске и остановке турбин?
77. Какое главное назначение конденсации и какой вакуум поддерживается в конденсаторах?
78. Какова выгода применения конденсации в турбинах? Дать пример подсчета этой выгоды.
79. Какие типы конденсаторов применяются в паротурбинных установках и, какие главнейшие части конденсационного устройства?
80. Что такое явление переохлаждения и чем оно вызывается?
81. Из какого металла изготавливаются трубки поверхностных конденсаторов, какого они размера и как соединяются с трубными плитами?
82. Какое размещение трубок применяется в новейших конденсаторах и чем отличается расположение их по системе Жинаб?
83. Почему концы трубок ставятся на сальниках и почему при жестко закреплённых трубках одна из трубных плит делается допускающей смещение?
84. Как подсчитать расход воды на конденсацию и какая кратность охлаждения считается нормальной?
85. Какая разность температуры между отработавшим паром и холодной циркуляционной водой и между отработавшим паром и нагретой циркуляционной водой считается нормальной?
86. Как определить величину поверхности охлаждения конденсатора?
87. Какие насосы требуются для обслуживания поверхностной конденсационной установки?
88. Какой расход энергии для обслуживания конденсационной установки считается нормальным?
89. Как осуществляется чистка конденсатора и какие признаки загрязнения его?
90. Что такое водоструйные и пароструйные эжекторы, как они работают и как устроены?
91. Для чего циркуляционную воду охлаждают и в каких устройствах?
92. Какие недостатки охлаждения циркуляционной воды в охлаждающих бассейнах и прудах?
93. На каком принципе основано охлаждение воды в башенных охладителях и градирнях?
94. Какие типы башенных охладителей и градирен применяются в практике и какие преимущества и недостатки их?

95. Как устроены гиперболические башии Ван-Итерсона и какие преимущества имеют они перед башиями других систем?

96. Какие части турбин требуют смазки, какой осуществляется контроль ее и какие показатели его?

97. Какой расход пара в турбинах на квт-ч., от чего он зависит и чем достигается уменьшение его?

98. Как определить в турбинах расход пара и топлива на квт-ч.? Дать общую формулу расхода топлива.

99. Как изменится расход пара на квт-ч. при пониженной нагрузке и перегрузке турбины?

100. Какой вид имеет формула Форнера и как ею пользоваться? Привести пример подсчета расхода пара по этой формуле.

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Рассчитать одновисковую активную турбину Лаваля, работающую на выход ($p_2 = 1$ атм. абс.), мощностью 75 ЛС при $n = 12\,000$ об./мин. Турбина работает сухим насыщенным паром давления $p_1 = 12$ атм. абс.

Указания к порядку расчета. Сначала по диаграмме IS определяется располагаемый тепловой перепад и теоретическая скорость истечения. Затем, задавшись коэффициентом скорости, углом входа $\alpha_1 = 18^\circ$ и $\beta_1 = \beta_2$, следует найти действительную скорость истечения и отношение $\frac{u}{c_1}$ для максимального внутреннего относительного коэффициента полезного действия. Далее, задаваясь предварительно относительной скоростью входа $w_1 = 600$ м/сек. и шириной лопатки $b = 15$ мм, по формуле (285) определить коэффициент скорости лопаток ψ , а затем коэффициент сопротивления ξ . Принимая предварительно расход пара, равным 17 кг/ЛС-ч., найти секундный расход пара в турбине. После этого выяснить — при каком отношении $\frac{u}{c_1}$ получается наименее выгодный эффективный относительный коэффициент полезного действия η_w , для чего следует найти значения диаметра рабочего диска D , η_w , N_r , h_r и η_w для отношений $\frac{u}{c_1} = 0,225, 0,250, 0,275$ и $0,30$. На основании полученных данных выбирается величина $\frac{u}{c_1}$ и находится u и D . Затем строится треугольник скоростей входа, находятся w_1 , β_1 и β_2 , а из треугольника скоростей выхода (зная ψ , а следовательно и w_2) — абсолютная скорость выхода пара c_2 . Определив потери в калориях от располагаемого перепада — h_m, h_s, h_a, h_r , следует нанести эти потери на диаграмму IS , определить полезный тепловой перепад h_w , η_w и конечное состояние пара. Наконец, задавшись η_m по формуле (308), найти расход пара на ЛС-ч. Если последний получится примерно равным принятому раньше, то на этом можно удовлетвориться, если же получилась большая невязка, то, изменив цифру расхода пара, произвести весь пересчет вновь.

Зная основные элементы рабочего диска турбины, следует произвести подсчет размеров и числа сопел, как это выполнено в примере 95.

ОТДЕЛ ШЕСТОЙ.

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

§ 137. Основные принципы действия двигателей внутреннего сгорания. В паровых машинах и паровых турбинах рабочим телом для преобразования теплоты топлива в механическую работу служит водяной пар, который получается в паровых котлах, составляющих неотъемлемую часть всякой паросиловой установки. Чтобы получить пар, необходимо, как известно, сжечь в топке котла топливо, которое при сгорании выделяет теплоту и отдает 75—80% ее воде котла, переходящей в парообразное состояние, остальное же количество теплоты, около 25—20%, теряется в котельной установке, составляя потери. Водяной пар, восприняв теплоту топлива, подводится затем к паровой машине или паровой турбине, где и происходит преобразование части теплоты его в механическую работу. Принципы сообщения теплоты топлива рабочему телу и преобразования теплоты его в работу в паровых двигателях, подробно рассмотрены в третьем, четвертом и пятом отделах этого курса.

Сжигание топлива и выделение теплоты его, а затем преобразование этой теплоты в механическую работу можно, однако, производить и непосредственно в цилиндре машины, т. е. можно обойтись и без подготовки рабочего тела, а следовательно, и без дополнительной котельной установки. В этом случае для сжигания топлива непосредственно в цилиндре двигателя необходимо к цилиндру его подводить в достаточном количестве воздух, процессы же сжигания топлива и выделения тепла вследствие краткости времени, отводимого им, необходимо вести не при медленном процессе окисления или „горения“, а при быстром „сгорании“, в течение сотых и тысячных долей секунды. Кроме того в этих двигателях продукты сгорания топлива должны отводиться также возможно быстро и не при помощи естественной или искусственной тяги, как это осуществляется в паросиловых установках, а путем выбрасывания их или выталкивания — выхлопа со скоростью выпуска, равной 200—300 м/сек.

Тепловые двигатели, в цилиндрах которых одновременно протекают процессы сгорания топлива, выделения тепла и преобразования части его в механическую работу, называются двигателями внутреннего сгорания и составляют особый класс тепловых двигателей.

Хотя появление двигателей внутреннего сгорания и относится к тому времени, когда еще не было паровых машин, но в промышленности они появились сравнительно недавно. Развитие этих двигателей началось собственно с 1860 г., когда французский механик Ленуар впервые построил практически годный небольшой двухтактный газовый двигатель. Этот двигатель, сыгравший крупнейшую роль в деле развития двигателей внутреннего сгорания, имел диаметр цилиндра 75 мм и работал без сжатия, с воспламенением рабочей смеси при помощи электрической искры.

Хотя позднее двигатели Лемуара были значительно улучшены и мощность их была доведена до 12 ЛС, все же в работе они оказались недостаточно надежными. Точно так же и экономический коэффициент полезного действия их был недостаточно высоким и колебался от 3 до 5%, что не превосходило коэффициента использования тепла в паровых поршневых машинах того времени.

Первоначально изобретатели двигателей внутреннего сгорания шли по пути Лемуара, вводя в свои двигатели различные конструктивные усовершенствования, но не изменяя рабочего процесса — истинной причины неуспеха этого типа двигателей. Значительно большего успеха достиг немецкий техник Н. Отто¹ из Кельна, которому в 1877 г., после 12 лет упорной работы, удалось построить четырехтактный горизонтальный одноцилиндровый газовый двигатель мощностью 4 ЛС. Этот двигатель работал с сжатием рабочей смеси по принципу французского инженера Бо-де-Роша и является собственным прототипом современных четырехтактных двигателей, работающих как на газообразном, так и на жидком топливе.

На фиг. 386 представлен снимок этого исторического двигателя Отто.

Двигатель Отто привлек к себе общее внимание техники как по внешнему виду, компактности и надежности в работе, так и по своей экономичности. В дальнейшем двигатели Отто подвергались значительным конструктивным улучшениям, чему особенно содействовал завод Дейтц, начавший широкую постройку этих двигателей под маркой



Николай Отто (1832 — 1881).

¹ Отто (Nicolaus Otto) родился в Гольцгаузене (Германия) в 1832 г. С самого начала своей деятельности он проявляет особенный интерес к машинам и в частности к двигателям Лемуара, имевшим в то время большой успех. Однако первые его шаги в деле изобретения и разработки нового двигателя оказались неудачными, так как у него не было для этого достаточной технической подготовки. В 1864 г. он начинает работать в сотрудничестве с инж. Е. Лангеном, с которым разрабатывает и строит очень оригинальный атмосферный газовый двигатель, получивший на выставке в Париже в 1867 г. золотую медаль. Ободренный этим успехом, Отто еще упорнее работает над осуществлением своих идей и с этой целью открывает в местечке Дейтц около Кельна механическую мастерскую, ставшую впоследствии известным машиностроительным заводом Отто-Дейтц. После долгой и упорной работы, в 1877 г. ему, наконец, удалось построить четырехтактный газовый двигатель (фиг. 386), который и создал широкую известность его изобретателю. Двигатель Отто быстро получил широкое распространение, и к постройке его приступили многие заводы Германии и Англии. Вскоре однако стало известно о литографированной брошюре Бо-де-Роша, выпущенной последним еще в 1861 г., в которой четырехтактный рабочий процесс был полностью изложен. В связи с этим начались судебные споры о правах на четырехтактный процесс, которые в конце концов закончились аннулированием патента Отто. Это решение настолько подействовало на душевное состояние Отто, что все последующие годы его жизни были затрачены им на бесконечные споры. Отдавая должное заслугам в технике Отто, общество германских инженеров назначило на 1881 г. съезд в Кельне, на котором намечено было чествование его по случаю присуждения ему Вюрцбургским университетом звания доктора honoris causa. За месяц до съезда, 26 января 1881 г., Отто умер.

„Отто-Дейтц“. Насколько значительны были успехи, достигнутые этим заводом, можно судить хотя бы по тому, что вскоре после появления первого двигателя экономический коэффициент полезного действия небольших двигателей Отто достиг 17—18%, т. е. он был выше паровых машин того времени в 2—3 раза.

Вскоре после появления двигателей Отто-Дейтц их начали строить и другие заводы, доведя мощность до значительной величины.

К тому же времени относится появление двухтактных двигателей, которые однако по принципу действия мало чем отличались от двигателей Отто.

Наконец, в деле развития двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе, имело громадное значение появление двигателей постепенного сгорания. Этот тип двигателей, разработанный по почину немецкого инженера Р. Дизеля машиностроительным заводом в Аугсбурге и получивший название „дизель“, появился в 1897 г. С этого времени техника всех стран уделяет особенное внимание этому двигателю, так

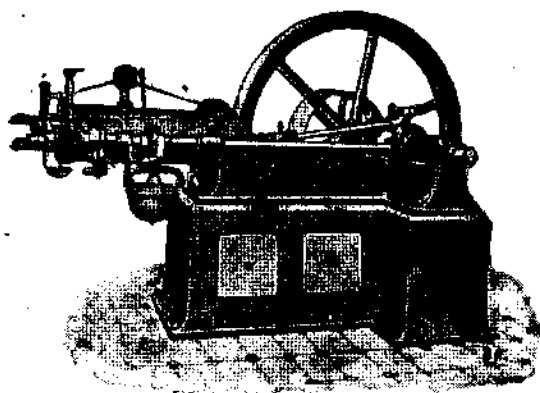
как принцип постепенного сгорания позволил довести экономический коэффициент полезного действия его до 30—32%, что является большим достижением даже для настоящего времени.

За последние 10—15 лет двигатели внутреннего сгорания получили широкое применение во всех областях техники, создав вместе с тем новые области промышленности, которые без них были бы совершенно немыслимы, как, например, автомобилизм, авиация, подводное плавание и др.

У нас двигатели внутреннего сгорания получили также широкое распространение. Чтобы судить об этом, достаточно указать, что потребление страной этого рода двигателей в 1910 г. составляло 51% от стоимости потребления всех тепловых двигателей, т. е. паровых машин, паровых турбин и двигателей внутреннего сгорания, а в 1912 г. эта цифра повысилась до 62%. Так же точно, несмотря на то, что постройка двигателей внутреннего сгорания в нашей стране началась лишь с 1900 г., в 1912 г. наши заводы выпускали их на сумму в 4—5 раз большую по сравнению с общей стоимостью выпускаемых двигателей других типов.

В настоящее время, в связи с необычайно широким строительством в СССР крупных электростанций, оборудованных паровыми турбинами, указанные соотношения для двигателей внутреннего сгорания значительно понизились, хотя производство у нас двигателей (особенно дизелей) по сравнению с довоенным производством их увеличилось в несколько раз.

Двигатели внутреннего сгорания как жидкого, так и газообразного топлива, в зависимости от рабочего процесса, совершаемого в цилиндре, делятся на два основных класса: 1) на четырёхтактные двигатели, в которых рабочий процесс совершается в 4 такта — хода поршня или



Фиг. 386.

тура в конце сжатия при политропическом сжатии $n = 1,3$ равна $t_c = 360^\circ \text{Ц}$ (точка *c*), а при сжатии с показателем $n = 1,4$, $t_c = 440^\circ \text{Ц}$ (точка *d*).

Следовательно, для того, чтобы температура в конце сжатия не получалась слишком высокой, необходимо вводить в цилиндр двигателя рабочую смесь возможно холодной, т. е. чтобы температура ее в начале сжатия была возможно низкой.

§ 143. Двигатели постепенного сгорания, или дизеля. Выше было указано, что двигатели быстрого сгорания, работающие на жидком топливе — бензине, керосине и нефти, не допускают высоких сжатий, а это обуславливает работу их с небольшими степенями сжатия ϵ , равными от 3,5 до 6,0. Как видно из табл. 77, этим степеням сжатия соответствуют сравнительно невысокие термические коэффициенты полезного действия. Действительно, при $k = 1,35$ η_t колеблется от 0,355 до 0,466, т. е. от 35,5 до 46,6%, в то время как для газовых и газогенераторных двигателей, работающих со степенями сжатия от 7,0 до 8,0, η_t колеблется от 0,494 до 0,517, т. е. от 49,4 до 51,7%. Следовательно, процесс быстрого сгорания для двигателей жидкого топлива является менее выгодным, чем для двигателей, работающих на газообразном топливе, и для того, чтобы повысить η_t и сравнить его с значениями для газовых двигателей, необходимо было создать новый процесс, что и было достигнуто сравнительно недавно введением в технику рабочего процесса с постепенным сгоранием.

Принцип постепенного сгорания в двигателях жидкого топлива был впервые введен в 1872 г. американцем Брайтоном, который сконструировал небольшой двухтактный бензиновый двигатель постепенного сгорания. В этом двигателе в конце сжатия, когда поршень приходил в крайнее положение, в цилиндр вводился свежий воздух, насыщенный бензином. Эта смесь воспламенялась и постепенно сгорала при постоянном давлении. Несколько больших результатов достиг Гаргреавес, который в двухтактном двигателе постепенного сгорания, работавшем на нефти, в 1890 г. впервые ввел самовоспламенение рабочей смеси, т. е. двигатель без запального приспособления.

Значительно дальше в этом отношении пошел Капитэн, которому удалось осуществить двухтактный керосиновый двигатель постепенного сгорания. В этом двигателе впервые совершенно определенно обнаружилось стремление повысить сжатие чистого воздуха до возможно высокого давления; при этом давление было доведено до 16 атм., т. е. до высшего предельного давления воспламенения в двигателях быстрого сгорания того времени. В конце сжатия в цилиндр вводилась струя тонко распыленного керосина, который и сгорал постепенно.

Однако Капитэну также не удалось, вследствие конструктивных трудностей, довести до конца разработку своего двигателя постепенного сго-



Рудольф Дизель (1858 — 1913).

в верхнее крайнее положение, в сжатый воздух, имеющий высокую температуру, через форсунку *d* впрыскивается в камеру сжатия порция жидкого топлива, где она постепенно и сгорает при постоянном давлении, захватывая часть третьего хода поршня. При дальнейшем ходе поршня происходит расширение рабочих газов, давление которых быстро падает до 2—3 атм., а температура понижается до 500—600° Ц. Таким образом, третий ход является рабочим ходом, когда теплота топлива преобразовывается в механическую работу.

Наконец, в начале четвертого хода поршня, когда он начинает двигаться снизу вверх, выпускной клапан *b* открывается и из цилиндра сначала выбрасывается главная масса отработавших газов, при дальнейшем же ходе поршня до конца происходит выталкивание из цилиндра оставшихся продуктов сгорания. При обратном ходе поршня открывается впускной клапан *a*, в цилиндр снова всасывается свежий воздух, и описанный выше процесс повторяется.

Таким образом, рабочий процесс двигателей постепенного сгорания, или дизелей, отличается от такового двигателя быстрого сгорания следующими особенностями:

1) в рабочем цилиндре этих двигателей во время хода сжатия подвергается сжатию не рабочая смесь, а чистый воздух;

2) сжатие воздуха ведется до давления 32—34 атм., при котором температура его в конце сжатия достигает 500—600° Ц, т. е. до температуры, обеспечивающей надежное самовоспламенение вводимого в цилиндр жидкого топлива;

3) вследствие высокой температуры сжатого воздуха особого воспламенителя или зажигательного приспособления не требуется;

4) топливо вводится в цилиндр не сразу, а постепенно, вследствие чего и сгорание его протекает постепенно на некоторой части хода поршня;

5) для распыления топлива применяется сжатый воздух, получаемый в двух- или трехступенчатых компрессорах давления в 1,5—2 раза большего по сравнению с давлением сжатия воздуха в цилиндре;

6) для совершенного распыления топлива необходимо иметь тщательно изготовленный и надежно работающий топливный клапан, или форсунку.

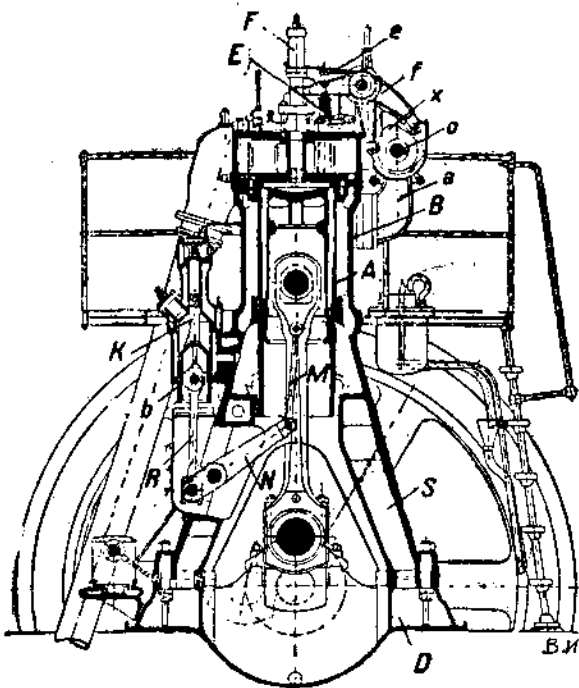
Наиболее ответственной частью в дизелях описанного выше типа является компрессор. Так как компрессор должен для распыления топлива подавать воздух давления 32—60 атм. то такого сжатия можно достигнуть только путем разделения процесса сжатия на 2 или 3 ступени и введения промежуточного охлаждения сжимаемого воздуха. Например, если имеется двухступенчатый компрессор, как это показано на фиг. 402, то сжатие воздуха до 50—60 атм. достигается следующим образом: сначала в цилиндре низкого давления

пришлось заключить договор с заводом в Аугсбурге и фирмой Крупп. Опыты Дизеля в Аугсбургском заводе начались с 1893 г., но были неудачны, выполненные же двигатели его системы не работали. После больших конструктивных изменений и отклонений от первоначальных идей Аугсбургский завод в сотрудничестве с Дизелем обратился к обычным двигателям постепенного сгорания, что и было завершено постройкой в 1897 г. подобного двигателя, который оказался вполне работоспособным, а главное, очень экономичным. С этого времени к постройке этих двигателей приступает целый ряд крупных заводов различных стран, и они быстро завоевывают себе прочное положение в промышленности. В 1913 г. 29 сентября Дизель должен был поехать в Лондон, куда и отплыл на пароходе „Дрезден“ из Антверпена. По прибытии парохода в Гарвич утром 30 сентября Дизеля среди пассажиров не оказалось. Что случилось с ним в пути, осталось невыясненным до сих пор.

(первая ступень E) воздух сжимается до 5—6 атм.; с этим давлением он отводится из цилиндра компрессора в первый охладитель P_1 , где и подвергается охлаждению почти до начальной температуры. Охладившийся воздух подводят затем в цилиндр высокого давления (вторая ступень E_2), где он подвергается дальнейшему сжатию до требуемого давления (50—60 атм.). По выходе из цилиндра высокого давления сжатый воздух снова подвергается охлаждению во втором охладителе P_2 и уже в этом состоянии по воздухопроводу m отводится к рабочему баллону D сжатого воздуха, откуда он, по воздухопроводу n подводится к форсунке d двигателя. Кроме рабочего баллона, имеются еще пусковой баллон M и такой же запасный баллон,

которые содержат сжатый воздух, служащий для пуска двигателя в ход при помощи пускового клапана e .

Обычно компрессоры приводятся в действие от самого двигателя при помощи балансира K , получающего качание от шатуна L или же от колена коренного вала. В последнем случае компрессор устанавливается на одной оси с цилиндрами двигателя.



Фиг. 403.

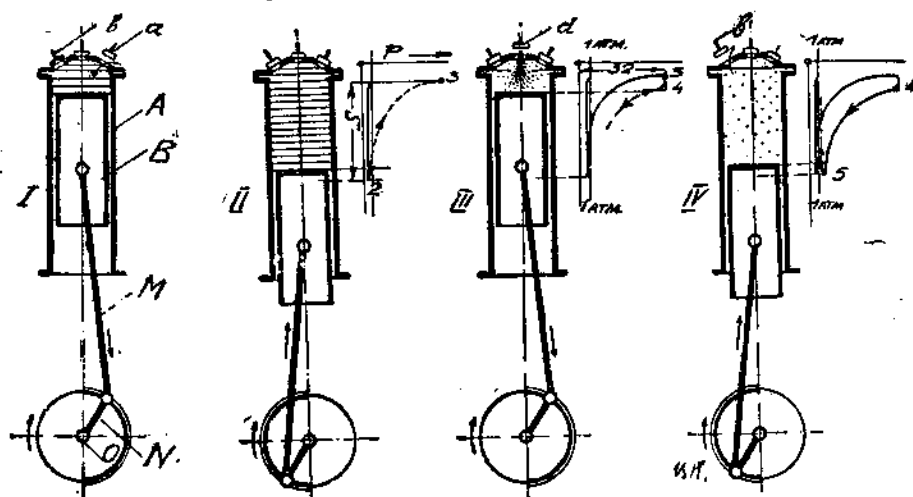
На фиг. 403 представлен вертикальный разрез четырехтактного компрессорного дизеля прежнего типа постройки Коломенского завода. В этом двигателе двухступенчатый компрессор K установлен сбоку станины S и приводится в действие от шатуна двигателя при помощи промежуточной серьги M ,

балансира N и шатуна R , связанного со ступенчатым поршнем b компрессора. На разрезе видны также рабочая втулка цилиндра A , рубашка его B , отлитая вместе со станиной S , опирающейся своим основанием на раму D , и форсунка F , а сбоку виден пусковой клапан E . Форсунка и пусковой клапан находятся под действием рычагов f и e , приводимых в действие от кулачных шайб x распределительного вала o , лежащего в подшипниках кронштейнов a , прикрепленных к станине двигателя.

§ 144. Индикаторные диаграммы четырехтактных и двухтактных дизелей. Индикаторные диаграммы дизелей отличаются от диаграмм двигателей быстрого сгорания кривой процесса сжатия и линией процесса сгорания, а именно: в дизелях сжатие доводится до давления сгорания, процесс же сгорания протекает параллельно не оси давлений, а оси объемов.

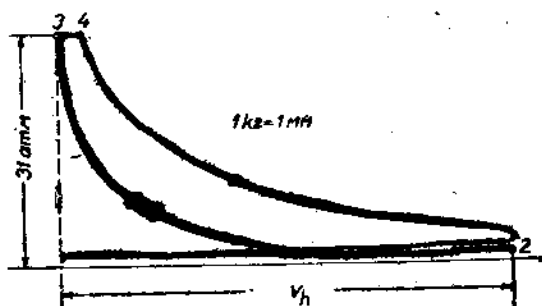
Пусть на фиг. 404 в схематическом виде представлен четырехтактный

дизель в четырех положениях поршня его B в цилиндре A , соответствующих основным фазам рабочего процесса. Поршень при помощи шатуна M связан с коленом N вала O ; таким образом, поступательное движение его преобразовывается во вращательное, как это делается во всех поршневых двигателях. Во время хода всасывания, при ходе поршня сверху вниз



Фиг. 404.

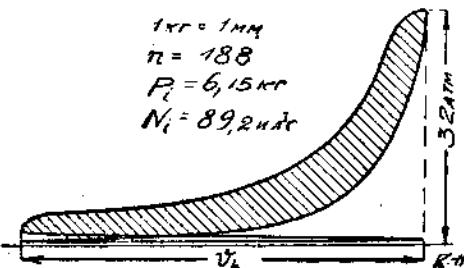
(положение I), впускной клапан a открывается, и в цилиндре происходит всасывание атмосферного воздуха, линия же процесса проходит несколько ниже атмосферного давления, параллельно оси объемов. Во время обратного хода, снизу вверх (положение II), впускной клапан остается закрытым, а в цилиндре происходит процесс сжатия воздуха по кривой 2—3, показанной сбоку цилиндра. Когда поршень B находится в верхнем крайнем положении, через форсунку d в камеру сжатия впрыскивается жидкое топливо, которое постепенно и сгорает при начальном ходе поршня вниз (положение III), линия же процесса сгорания изобразится прямой 3—4, параллельной оси объемов. Когда же поршень пройдет 10—15% своего хода сверху вниз, подача топлива прекращается, а следовательно, и сгорание его, и в цилиндре начинается процесс расширения рабочих газов, который продолжается до конца хода поршня по кривой 4—5. При обратном (четвертом) ходе поршня снизу вверх (положение IV) выпускной клапан b открывается и из цилиндра происходит выпуск продуктов сгорания, который протекает при давлении, несколько большем атмосферного давления, а линия процесса располагается выше атмосферной линии, параллельно оси объемов.



Фиг. 405.

На фиг. 405 представлена индикаторная диаграмма, снятая с четырехтактного двухцилиндрового горизонтального компрессорного дизеля мощностью 600 ЛС Аугсбургского завода. Как видно из диаграммы, давление сжатия, протекающее по кривой 2—3, доводится до давления 31 атм. (несколько пониженное). При этом же давлении происходит и сгорание топлива, протекающее по линии 3—4.

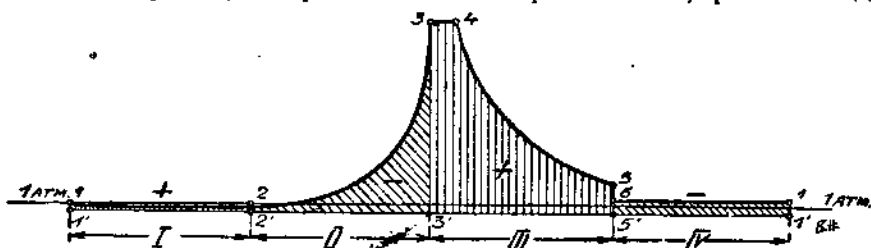
На фиг. 406 представлена в натуральную величину индикаторная диаграмма, снятая с четырехтактного двухцилиндрового вертикального компрессорного дизеля мощностью 160 ЛС завода „Русский Дизель“ (б. Нобель).



Фиг. 406.

Из диаграммы видно, что давление сжатия равно 32 атм., причем среднее индикаторное давление по подсчету оказалось равным $p_i = 6,15 \text{ кг/см}^2$, а индикаторная мощность цилиндра при 188 об./мин. равной 89,2 инд. ЛС. Следовательно, представленная диаграмма соответствует полной нагрузке дизеля, так как действительная мощность цилиндра равна 80 действ. ЛС.

Если развернуть индикаторную диаграмму четырехтактного дизеля по ходам, как это показано на фиг. 407, то ходу всасывания (I) будет соответствовать линия 1—2, ходу сжатия (II) кривая 2—3, рабочему ходу (III) линия сгорания 3—4 и кривая расширения 4—5 и ходу выпуска (IV) линии выпуска 5—6 и 6—1. Здесь так же, как и в двигателе быстрого сгорания (диаграмма фиг. 389), площадка первого хода 122'1' и площадка третьего хода 34455'3' соответствуют положительной работе, а площадки остальных двух ходов — отрицательной работе. Полезная же работа, совершаемая в цилиндре двигателя, равна площади



Фиг. 407.

диаграммы, очерченной кривыми сжатия и расширения (на фиг. 406 площадь эта заштрихована), за вычетом отрицательной площадки, очерченной линиями всасывания и выпуска. В стационарных дизелях отрицательная площадка индикаторной диаграммы получается очень небольшой, так как линии всасывания и выпуска почти сливаются.

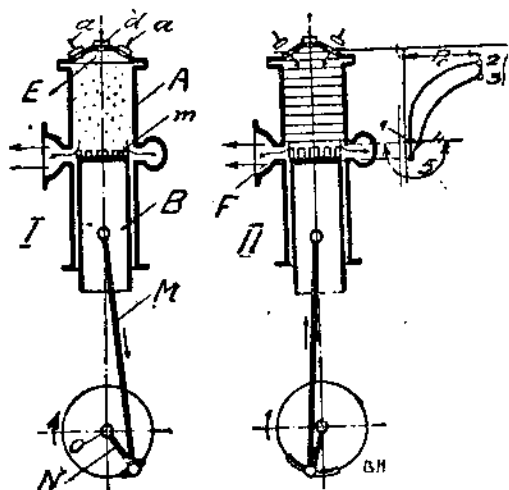
Первоначально почти все дизеля работали по четырехтактному рабочему процессу, но в последнее время двухтактный рабочий процесс стал все больше завоевывать себе применение не только в дизелях крупной мощности, где это вызывается необходимостью, чтобы достигнуть возможно большей удельной мощности цилиндра, но и в дизелях небольших мощностей. В настоящее время, например, целый ряд крупнейших машиностроительных

заводов приступил к массовому производству двухтактных дизелей для мелкой промышленности мощностью от 10 до 50 ЛС в цилиндре, чему особенно способствовало введение в технику принципа безвоздушного распыления топлива и появление так называемых бескомпрессорных дизелей.

В двухтактных дизелях большой мощности обычно продувка и наполнение цилиндра производится сжатым воздухом давления 1,15—1,25 атм. абс., получаемым в особых воздушных насосах, приводимых в действие от самого двигателя. В зависимости от способа введения в цилиндр двигателя продувочного воздуха различают дизеля с продувкой через клапаны и через продувочные окна, расположенные против выпускных окон в стенках цилиндра. Последний способ продувки получил наибольшее распространение.

На фиг. 408 представлена схема двухтактного вертикального дизеля с продувкой через клапаны, где через *A* обозначен цилиндр, в котором находится поршень *B*, связанный при помощи шатуна *M* с коленом *N* коренного вала *O*. В цилиндрической головке *E* имеются продувочные клапаны *a*, а также форсунка *d*, через которую вводится топливо в камеру сгорания, выпускные же окна *m* расположены по окружности цилиндра и выходят в отводящий патрубок *F*.

В положении поршня, представленном на фигуре слева (положение *I*), в цилиндре закончился процесс расширения рабочих газов и начался выпуск их через выпускные окна *m* в выхлопной патрубок *F*. Когда давление продуктов сгорания упадет, открываются продувочные клапаны *a* и через них вводится в цилиндр сжатый воздух, который вытесняет продукты сгорания и заполняет собой цилиндр. Процессы выпуска продуктов сгорания, продувки и наполнения цилиндра свежим воздухом продолжают и при обратном ходе поршня, снизу вверх (положение *II*), до тех пор, пока поршень не перекроет выпускные окна. С этого момента продувочные клапаны закрываются, и в цилиндре начинается сжатие воздуха до конца, затем в камеру сгорания впрыскивается топливо, которое постепенно и сгорает. При дальнейшем ходе поршня в цилиндре происходит процесс расширения рабочих газов до момента открытия поршнем выпускных окон *m*, и описанный выше процесс повторяется; индикаторная же диаграмма имеет вид, указанный на той же фигуре справа.

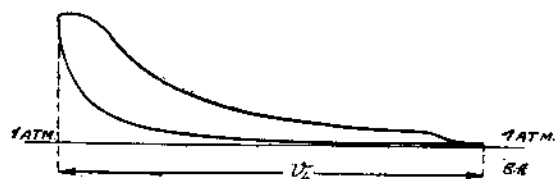


Фиг. 408.

Таким образом, в двухтактном дизеле процессам выпуска, продувки и наполнения отводятся конец рабочего хода поршня от точки 4 до 5, и начало хода сжатия от точки 5 до 1.

На фиг. 409 представлена действительная индикаторная диаграмма двухтактного дизеля мощностью 200 ЛС, на которой видны все особенности протекания двухтактного рабочего процесса.

Чтобы получить надежную продувку цилиндра и возможно совершенное заполнение его свежим воздухом, необходимо продувочный воздух вводить

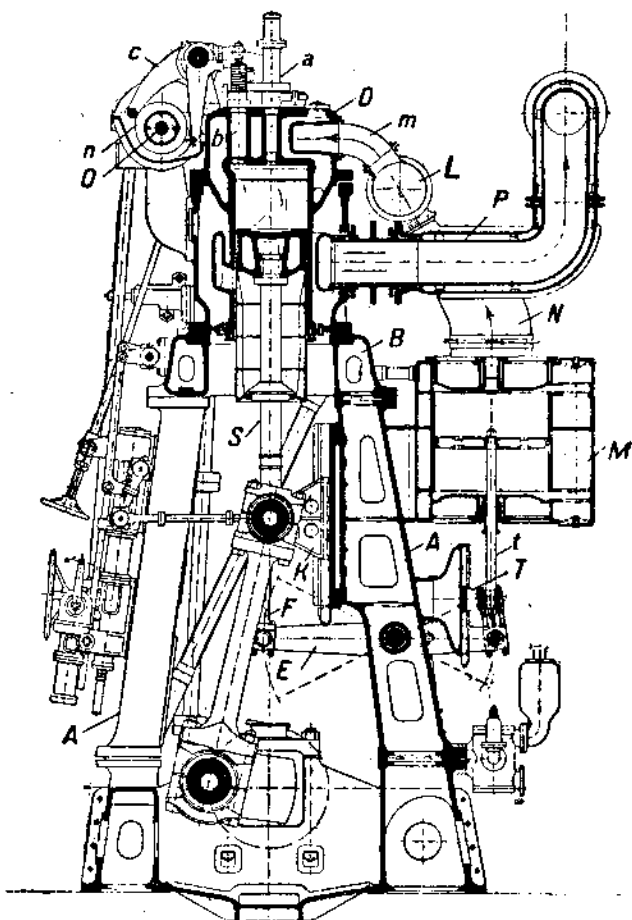


Фиг. 409.

в цилиндр спокойно, в виде сплошного столба и без вихревых движений, а это требует, с одной стороны, применения продувочного воздуха невысокого давления, а с другой — введения воздуха по всему сечению цилиндра. Последнее достигается тем,

что при продувке через верхние клапаны в цилиндровой крышке устанавливают по 2 и даже по 4 продувочных клапана. Так, например, бельгийский завод бр. Карельс и итальянский завод Франко Този в своих двухтактных дизелях применяют по 4 продувочных клапана.

Чтобы ознакомиться с дизелями этого типа, на фиг. 410 представлен вертикальный разрез одного из цилиндров шестичилиндрового двухтактного компрессорного дизеля судового крейскопфного типа мощностью 1250 ЛС завода Крупп, в котором применена продувка через два продувочных клапана. Здесь А — чугунные полые станины, сверху которых находится чугунная опорная камера В, общая для трех цилиндров. С этой камерой соединены рубашки цилиндров двигателя, в которые вставлены рабочие втулки, отлитые вместе с цилиндрыми головками D. В последних размещено по два продувочных клапана (не попавших в разрез), по одной форсунке а и по одному пусковому клапану б, которые приводятся в действие от распределительного вала О при помощи кулачных шайб л и рычагов с.



Фиг. 410.

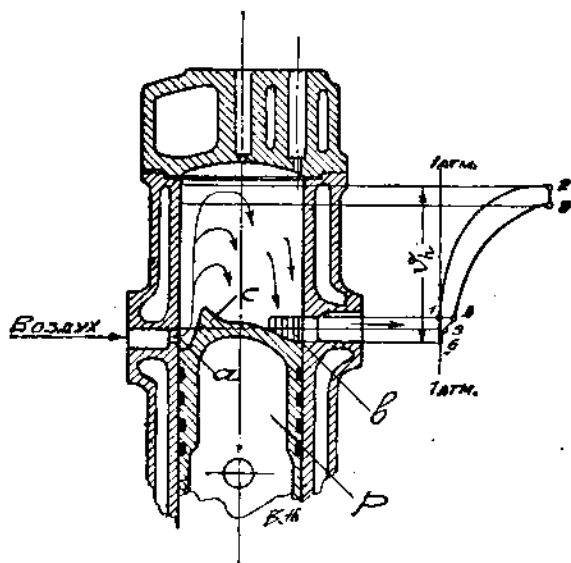
Воздушный насос M , предназначенный для подготовки продувочного воздуха давления 1,2—1,25 атм. абс., расположен сбоку двигателя и приводится в действие при помощи балансира E и серьги F , получающей движение от главного крейцкопфа K , который, в свою очередь, связан с поршнем двигателя при помощи штока S . Для более спокойной работы воздушного насоса поршневой шток его t соединен также с небольшим крейцкопфом T , движущимся в параллелях, установленных на наружной стороне станины A двигателя.

Из воздушного насоса сжатый продувочный воздух по плоской камере N подводится в воздухопровод L , общий для трех цилиндров, откуда он по отводам m подводится к продувочным клапанам двигателя. Для отведения выхлопных газов имеются выхлопные трубы P , выполненные с двойными стенками для охлаждения их водой.

Другим способом продувки, применяемым в дизелях, является устройство, при котором для впуска продувочного воздуха и выпуска продуктов сгорания служат окна, размещенные по окружности в стенках цилиндра. Этот способ продувки имеет несколько различных вариантов. Некоторые заводы в своих двухтактных дизелях делают по одному ряду выпускных и продувочных окон, причем выпускные окна обычно выше продувочных, почему они открываются поршнем раньше продувочных. Делается это для того, чтобы перед началом продувки главная масса продуктов сгорания была удалена из цилиндра и чтобы давление их упало до давления продувочного воздуха, иначе продукты сгорания могут попасть в воздухопровод.

На фиг. 411 в схематическом виде представлен разрез такого цилиндра. Здесь через a обозначены выпускные или продувочные окна, а через b — выпускные окна. Для того чтобы продувочный воздух направить вверх, стенки окон a несколько скошены, кроме того для этой же цели на рабочем поршне P имеется выступ c . Совершенно ясно, что при этом способе продувки нет уверенности в удовлетворительной очистке цилиндра от отработавших газов, а также и в том, что свежий продувочный воздух не будет смешиваться с остаточными газами и загрязняться ими.

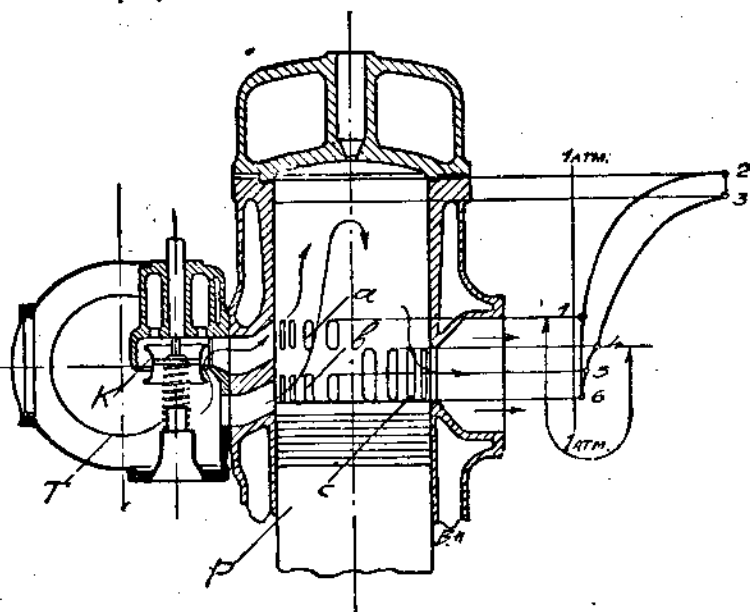
Для большей ясности протекания рабочего процесса в дизелях этого типа, на той же фигуре справа показана индикаторная диаграмма, где кривая 4—5 соответствует открытию поршнем выпускных окон, когда происходит выбрасывание главной массы отработавших газов, точка 5 соответствует моменту открытия продувочных окон и кривая 5—6—1 процессу продувки, выталкивания и наполнения цилиндра.



Ф и г. 411.

Недостатком описанного выше способа продувки является главным образом то, что продувочные окна короче выпускных, и поэтому при обратном ходе поршня снизу вверх поршень сначала перекрывает продувочные окна, а затем выпускные. Следовательно, при таком соотношении высот окон продувка и наполнение цилиндра свежим воздухом прекращаются раньше конца выпуска, вследствие чего происходит утечка части воздуха и недостаточно совершенное наполнение цилиндра.

Чтобы избежать этого, некоторые заводы в способ продувки внесли некоторые улучшения, выполняя в цилиндре двигателя два ряда продувочных окон, расположенных в стенках его один над другим, или же делая одинаковой высоты продувочные и выпускные окна.



Фиг. 412.

На фиг. 412 в схематическом виде представлен разрез цилиндра двухтактного дизеля фирмы Зульцер, где *a* — верхние и *b* — нижние продувочные окна, а *c* — выпускные окна. Окна *a* и *b* сообщаются с воздухопроводом *T*, причем в верхние окна *a* продувочный воздух может попадать из него только тогда, когда клапан *K* откроется, т. е. когда он станет в положение, представленное на фигуре.

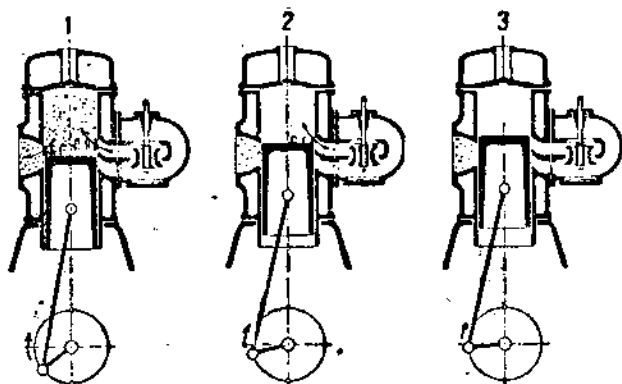
При этом устройстве продувка и наполнение осуществляются следующим образом. При ходе поршня *P* сверху вниз, когда в цилиндре происходит процесс расширения рабочих газов, верхние продувочные окна *a* держатся клапаном *K* закрытыми, и, следовательно, когда поршень откроет их, то в цилиндр не будет вводиться продувочный воздух, а также из него не будут выбрасываться через них продукты сгорания. Когда же поршень откроет выпускные окна *c* и главная масса газа будет выброшена, открываются продувочные окна *b*, а затем и окна *a*, и продувка происходит через оба ряда окон. При обратном ходе поршня, когда продувочные окна *b* и выпускные *c* будут закрыты, наполнение цилиндра будет продолжаться через

окна *а*, пока поршень не перекроет их, после чего начинается сжатие воздуха.

Таким образом, при этом расположении окон достигается хорошее наполнение цилиндра свежим воздухом и более совершенная продувка его от остаточных газов. Единственным недостатком этого способа продувки является сложность устройства его, а главное, необходимость применения особого распределительного органа для верхнего ряда окон и увеличенный расход продувочного воздуха.

Для более ясного представления протекания процессов выпуска, продувки и наполнения, на той же фигуре справа показана индикаторная диаграмма, где моменту открытия выпускных окон соответствует точка 4, моменту открытия нижних продувочных окон — точка 5 и моменту прекращения наполнения через верхние окна *а* — точка 1. Следовательно, процессам продувки, выталкивания и наполнения в этом двигателе соответствует часть диаграммы 5—6—1.

Для большей наглядности процесса продувки и наполнения, применяемого в двухтактных дизелях Зульцера, на фиг. 413 показано в трех видах положение поршня, соответствующее различным фазам рабочего процесса, а именно: положение 1 соответствует началу хода поршня снизу вверх, когда выпуск продуктов сгорания еще не за-



Фиг. 413.

кончился и когда через нижние и верхние продувочные окна в цилиндр вводится продувочный воздух; положение 2 соответствует моменту, когда выпуск продуктов сгорания закончился, а через верхний ряд продувочных окон вводится дополнительное количество воздуха для наполнения цилиндра, и положение 3 соответствует моменту закрытия верхних продувочных окон.

Описанный тип двухтактных дизелей Зульцера с 1930 г. начал строить завод „Русский Дизель“ в Ленинграде для установки их на грузовых и пассажирских морских теплоходах.

При применении продувочных и выпускных окон одинаковой высоты можно также значительно уменьшить утечку продувочного воздуха и иметь хорошее наполнение цилиндра, но при этом устройстве необходимо иметь управление впуском всего продувочного воздуха, что еще более усложняет устройство двигателя.

Однако и при этих способах продувки и наполнения цилиндра не исключена возможность смешивания продувочного свежего воздуха с продуктами сгорания и получения в цилиндре перед сжатием не чистого заряда воздуха, а смеси его с остаточными газами, что отрицательно сказывается на работе двигателя.

В этом отношении наиболее совершенной продувки можно достигнуть в двухтактных дизелях Юнкерса с противоположно-движущимися поршнями,

в которых продувочные и выпускные окна расположены в противоположных концах цилиндра

На фиг. 414 представлен в схематическом виде вертикальный двигатель этой системы в двух положениях поршней, где A — рабочий цилиндр, открытый с обеих сторон, в котором находятся два поршня B и D , связанные при помощи тяги T , траверзы E , тяг — шатунов F_1 и F_2 и шатуна F с коленчатым валом O . По концам цилиндра сверху по всей окружности его расположены впускные или продувочные окна a , к которым подводится продувочный воздух под давлением 1,15—1,20 атм. абс. из воздушного насоса, а внизу выпускные окна b , имеющие высоту несколько большую окон a . В положении поршней, представленном слева (положение I), в цилиндре только что начался процесс сгорания топлива, вводимого в камеру его сжатия M через форсунку d . Под действием давления рабочих газов поршни полу-

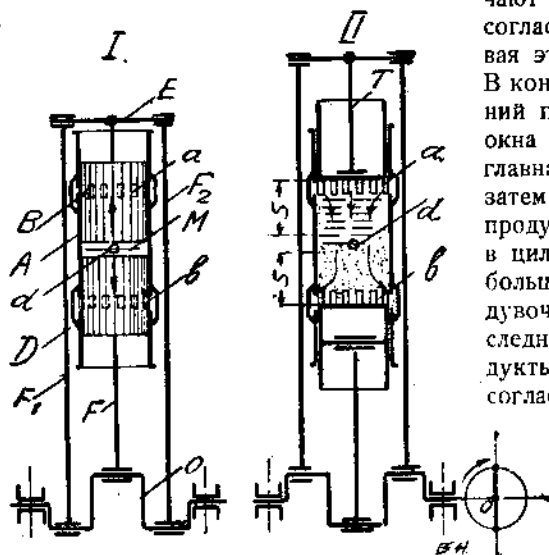
чают движение в обратные стороны, согласно указанию стрелок, передавая это движение коленчатому валу. В конце хода поршней сначала нижний поршень D открывает выпускные окна и из цилиндра выбрасывается главная масса отработавших газов, затем верхний поршень B открывает продувочные окна a , через которые в цилиндр сплошным столбом с небольшой скоростью вводится продувочный воздух (положение II). Последний выталкивает оставшиеся продукты сгорания и заполняет цилиндр, согласно указанию стрелок. Процессы

выталкивания, продувки и наполнения захватывают и начало обратного хода обоих поршней. Когда же впускные и выпускные окна будут закрыты, в цилиндре начнется процесс сжатия воздуха. В конце хода сжатия (положе-

ние I) в цилиндр впрыскивается топливо, и описанный выше процесс повторяется.

Таким образом, в дизелях Юнкерса, благодаря особому расположению продувочных и выпускных окон, получается весьма совершенная продувка. Кроме того в этих двигателях отсутствуют цилиндрические крышки, камера же сгорания имеет простую и правильную форму, что обеспечивает полное сгорание топлива и совершенную очистку цилиндра от остаточных газов.

Чтобы получить хорошую продувку в цилиндре всякого двухтактного двигателя, необходимо продувочный воздух вводить в цилиндр после того, как продукты сгорания главной своей массой будут выброшены из него в выпускную трубу и в цилиндре наступит падение давления. Для получения же возможно быстрого падения давления продуктов сгорания в цилиндре необходимо иметь большую площадь сечения выпускных отверстий, чему могут удовлетворить только выпускные окна, расположенные по окружности цилиндра, почему они обычно и применяются в дизелях. Кроме того для



Фиг. 414.

хорошей продувки необходимо иметь давление продувочного воздуха возможно низким, воздух же должен вводиться в цилиндр с небольшой скоростью в виде сплошного столба, чтобы выталкивание продуктов сгорания велось по всему сечению цилиндра, без образования вихрей и смешивания их с воздухом. Объем продувочного воздуха должен быть также больше объема рабочего цилиндра, так как при продувке часть воздуха всегда теряется через выпускные окна. Обычно этот избыток воздуха при отдельном нагнетании берется от 30 до 50% объема рабочего цилиндра.

Таким образом, для правильной работы двухтактного двигателя необходимо иметь особый воздушный насос, который должен иметь объем на 30—50% больше рабочего объема, описываемого поршнем.

Однако для упрощения устройства небольших дизелей в последнее время широкое распространение начали получать двухтактные дизели, в которых закрытая кривошипная камера служит воздушным насосом. Это устройство позаимствовано от небольших двухтактных нефтяных двигателей быстрого сгорания, которые почти все выполняются без воздушного насоса, роль же последнего выполняет закрытая кривошипная камера и наружная сторона рабочего поршня.

Исследования работы этих дизелей показали, что вследствие недостатка продувочного воздуха получить хорошую продувку в них нельзя. Действительно, при кривошипной камере, служащей воздушным насосом, в цилиндре дизеля нельзя получить достаточной продувки, так как из камеры в цилиндр может быть переведен объем воздуха, в лучшем случае равный рабочему объему цилиндра, открываемому поршнем, между тем как внутренняя полость цилиндра равна сумме рабочего объема и объема камеры сжатия. Следовательно, при кривошипно-камерном воздушном насосе в цилиндр двигателя поступает всегда недостаточное количество продувочного воздуха; если же учесть, что некоторое количество его теряется через выпускные окна, то положение еще более ухудшается. Можно принять с достаточной достоверностью, что в момент закрытия поршнем выпускных окон в цилиндре находится примерно 60% чистого воздуха и до 40% остаточных продуктов сгорания, что, конечно, не может обеспечить полное сгорание топлива и правильное развитие индикаторной диаграммы его.

Для того чтобы создать более благоприятные условия для работы кривошипно-камерного воздушного насоса, необходимо внутреннее очертание кривошипной камеры выполнить так, чтобы головка шатуна проходила по возможности ближе к стенкам камеры, т. е. чтобы объем камеры был возможно небольшим и чтобы свободное пространство ее было сведено до минимума.

Так же точно для более совершенной работы кривошипно-камерного насоса необходимо, чтобы кривошипная камера была возможно тщательней уплотнена во избежание потери из нее сжатого воздуха. Действительно, недостаточная плотность кривошипной камеры может значительно ухудшить работу двигателя не только из-за потери некоторого количества продувочного воздуха, но также и из-за того, что при потере воздуха уменьшится давление продувочного воздуха, подаваемого в цилиндр, а это неминуемо вызовет плохое наполнение цилиндра и пониженную мощность двигателя. Кроме того в кривошипной камере имеет место еще нагревание воздуха, загрязнение его частицами масла и проч. Однако все эти недостатки продувки цилиндра воздухом из кривошипной камеры покрываются значительным упрощением конструкции двухтактного двигателя, чем и можно объяснить широко развешиваемое в последнее время производство этого типа двигателей.

✓ § 145. Исследование рабочего процесса двигателей постепенного сгорания. Для исследования рабочего процесса четырехтактных и двухтактных дизелей допустим, что совершаемый в цилиндре процесс является замкнутым обратимым процессом, что рабочая диаграмма его очерчена двумя адиабатами, одной изобарой, соответствующей процессу сгорания, и одной изохорой, соответствующей процессу выпуска, и что рабочая смесь и рабочие газы представляют собой идеальный газ.

На фиг. 415 представлена теоретическая диаграмма подобного дизеля, где линия 2—3 соответствует процессу сгорания или сообщению тепла рабочему телу, кривая (адиабата) 3—4 процессу расширения, линия 4—1 процессу выпуска отработавших газов или отнятию тепла от рабочего тела и кривая (адиабата) 1—2 процессу сжатия. Допустим, кроме того, что во время сгорания рабочему телу в цилиндре подводится Q_1 кал. тепла, а во время выпуска от него отводится Q_2 кал. Тогда в рассматриваемом процессе в работу будет переходить $(Q_1 - Q_2)$ кал., общее же выражение термического

коэффициента полезного действия, как известно, будет иметь следующий вид:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Принимая теплоемкости c_p и c_v постоянными и пользуясь обозначениями температур, приведенными на диаграмме, получим, что количество теплоты Q_1 , сообщаемое рабочему телу, будет равно:

$$Q_1 = Gc_p(T_3 - T_2), \quad (362)$$

где G — вес рабочего тела, а

T_2 и T_3 — абсолютные температуры в конце сжатия и в конце сгорания.

Точно так же количество теплоты, отнимаемое от рабочего тела Q_2 , будет равно:

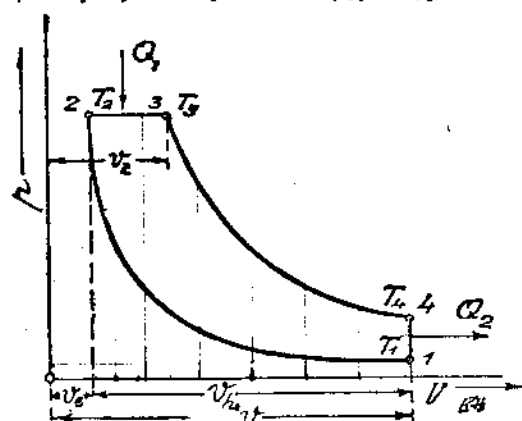
$$Q_2 = Gc_v(T_4 - T_1). \quad (363)$$

Разделив последнее уравнение на уравнение (362), получим:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{Gc_v(T_4 - T_1)}{Gc_p(T_3 - T_2)} = \frac{c_v(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)}$$

Заменяя $\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{k}$, вынося за скобки в числителе T_1 , а в знаменателе T_2 и подставляя полученное значение в общее выражение для η_t , будем иметь:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (364)$$



Фиг. 415.

Но согласно отношению (56, ч. I), имеем:

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{v_2}{v_c}$$

Обозначая отношение $\frac{v_2}{v_c}$ через ρ , которое называется степенью предварительного расширения, получим:

$$\frac{T_3}{T_2} = \rho.$$

Из отношения же (70, ч. I) для адиабаты расширения имеем:

$$T_4 = T_3 \left(\frac{v_2}{v} \right)^{k-1},$$

а для адиабаты сжатия:

$$T_1 = T_2 \left(\frac{v_c}{v} \right)^{k-1}.$$

Разделив эти равенства одно на другое, получим:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3 \left(\frac{v_2}{v} \right)^{k-1}}{T_2 \left(\frac{v_c}{v} \right)^{k-1}} = \frac{T_3}{T_2} \cdot \left(\frac{v_2}{v_c} \right)^{k-1}.$$

Но $\frac{v_2}{v_c} = \rho$ и $\frac{T_3}{T_2} = \rho$, следовательно:

$$\frac{T_4}{T_1} = \rho \cdot \rho^{k-1} = \rho^k.$$

Подставляя найденные значения в формулу (364), получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (364')$$

Но из уравнения адиабаты сжатия имеем:

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_c}{v} \right)^{k-1} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}.$$

Подставляя в формулу (364'), получим окончательное выражение для η_t в следующем виде:

$$\boxed{\eta_t = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}} \quad (365)$$

Из этого выражения видно, что термический коэффициент полезного действия двигателей постепенного сгорания зависит не только от степени сжатия ϵ и показателя адиабаты k , как в двигателях быстрого сгорания, но также и от степени предварительного расширения ρ , причем степень сжатия ϵ оказывает такое же влияние на величину η_t , как и в двигателях быстрого сгорания, т. е. чем больше ϵ , тем выше величина его. Сте-

пень же предварительного расширения p влияет на величину η_i в обратном смысле, а именно: чем меньше p , тем больше η_i . Т. е. чем короче период сгорания топлива в цилиндре дизеля, тем экономнее он работает.

Для выяснения зависимости величины η_i от изменения ϵ , k и p , в табл. 78 приведены значения его для степеней сжатия $\epsilon = 13$ и 16 при $k = 1,3$ и 1,4.

Таблица 78.

	Степень предв. расширения p				
	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
$\epsilon = 13, k = 1,40$	0,616	0,602	0,588	0,576	0,564
$\epsilon = 16, k = 1,30$	0,535	0,522	0,512	0,499	0,488

Из таблицы видно, что при одних и тех же значениях ϵ и k термический коэффициент полезного действия η_i дизеля с увеличением p уменьшается. Например, при $\epsilon = 13$ и $k = 1,4$ для $p = 1,75$, $\eta_i = 0,602$ или 60,2%, а для $p = 2,25$, $\eta_i = 0,576$ или 57,6%. Следовательно, с уменьшением периода сгорания η_i повышается.

Сопоставляя выражения для η_i процесса быстрого сгорания [формула (359')] и процесса постепенного сгорания [формула (365)], можно видеть, что они разнятся между собой только на множитель $\frac{p^k - 1}{k(p - 1)}$ в вычитаемом правой части, причем множитель этот представляет собой величину всегда большую единицы, т. е. он всегда уменьшает величину коэффициента η_i процесса постепенного сгорания. Отсюда можно сделать вывод, что для одной и той же степени сжатия ϵ термический коэффициент полезного действия η_i двигателей быстрого сгорания выше такового двигателей постепенного сгорания.

Следовательно, рабочий процесс постепенного сгорания только тогда выгоднее процесса быстрого сгорания, когда степень сжатия имеет значительную величину. Действительное же преимущество дизелей заключается не в отличии рабочего процесса их, а в возможности в этих двигателях иметь высокие степени сжатия, совершенно неосуществимые в двигателях быстрого сгорания из-за низкой температуры самовоспламенения жидких сортов топлива. Действительно, в то время как в нефтяных и керосиновых двигателях быстрого сгорания можно иметь в лучшем случае степень сжатия $\epsilon = 5-6$, в дизелях рабочий процесс обычно ведется при $\epsilon = 14-16$.

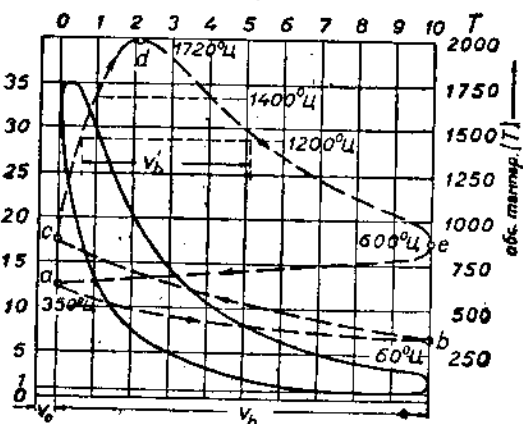
Но если в смысле степени использования тепла дизеля стоят выше двигателей быстрого сгорания, то в отношении условий протекания в них рабочего процесса они находятся в значительно худших условиях. Действительно, в то время как в нефтяных двухтактных и четырехтактных двигателях быстрого сгорания давление сжатия не превышает 5-6 атм., а давление воспламенения 18-22 атм., в дизелях как давление сжатия, так и процесс сгорания протекают при давлениях не ниже 32-34 атм.

Для более ясного представления о величине и изменении давления в различных двигателях, на фиг. 416 приведены в одном и том же масштабе четыре индикаторных диаграммы, из которых диаграмма I относится к компрессорному дизелю нормального типа, II — к газовому двигателю, работающему с давлением сжатия 12 атм., III — к нефтяному двигателю быстрого сгорания и диаграмма (заштрихованная) — к паровой поршневой машине, работающей паром начального давления 15 атм. абс.

Так же точно и в смысле изменения температур, рабочий процесс дизелей является более сложным по сравнению с процессом быстрого сгорания. Действительно, в то время как в двигателях быстрого сгорания высокие температуры порядка $1400-1600^{\circ}\text{C}$ появляются в цилиндре только на один момент, т. е. в течение мгновенного сгорания рабочей смеси, в дизелях они удерживаются в продолжение части хода поршня, действуя в это время на стенки цилиндра, цилиндрическую крышку, днище поршня, клапаны и проч.

На фиг. 417 представлены диаграммы четырехтактного компрессорного дизеля, характеризующие рабочий процесс его в смысле изменения давлений и температур, где сплошной линией очерчена индикаторная диаграмма, а пунктирной — диаграмма изменения температур в течение всего процесса.

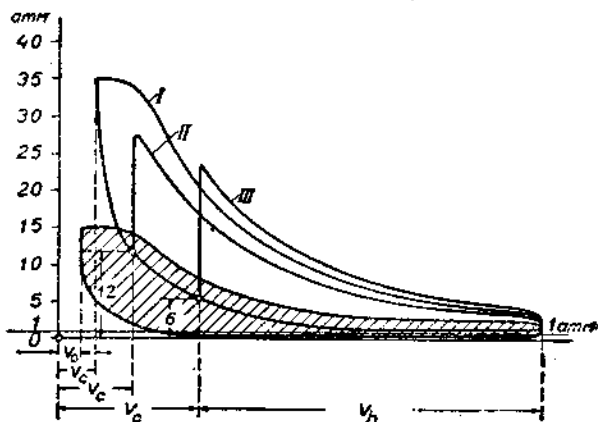
Из диаграммы $abcde$ изменения температур видно, что во время хода всасывания температура изменяется от 350°C до 60°C (кривая ab), при ходе сжатия — от 60° до 600°C (кривая bc), при сгорании и расширении — от 600° до 1720°C и затем до 600°C (кривая cde) и при выпуске выхлопных газов от 600° до 350°C (кривая ea), т. е. изменение температуры происходит от 60° до 1720°C , причем температуры порядка $1200-1400^{\circ}\text{C}$ (температуры плавления чугуна и железа) держатся в продолжение одной трети ($1/3$) рабочего хода поршня.



Фиг. 417.

В настоящее время дизеля во всех своих частях тщательно разработаны и по надежности в работе не уступают лучшим двигателям быстрого сгорания.

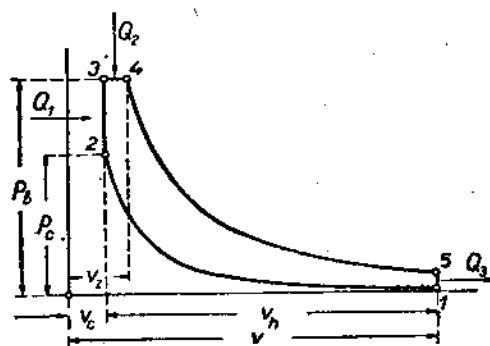
§ 146. Смешанный рабочий процесс. Для повышения термического коэффициента полезного действия двигателей быстрого сгорания, работающих на жидком топливе, а также для конструктивного упрощения двигателей постепенного сгорания, был введен смешанный рабочий процесс,



Фиг. 416.

Этим же температурным режимом процесса постепенного сгорания объясняются те многочисленные аварии с цилиндрическими крышками и поршнями, которые имели место в дизелях прежних выпусков, а также причины, которые не позволяли технике в течение долгого времени создать надежный двигатель этого типа.

так называемый цикл Сабате, по которому в настоящее время работают бескомпрессорные дизеля с механическим распылением топлива. Этот рабочий процесс заключается в том, что сгоранию топлива при постоянном давлении предшествует процесс сгорания части топлива при постоянном объеме, что позволяет работать с более низкими давлениями сжатия, по сравнению с нормальными дизелями, и также значительно упростить подачу и распыление топлива в цилиндре.



Фиг. 418.

Для исследования этого процесса примем попрежнему, что сжатие воздуха и расширение рабочих газов в цилиндре протекают по адиабате, что предварительное сгорание части топлива происходит по изохоре 2—3, а сгорание остального топлива по изобаре 3—4 и что отнятие количества теплоты Q_3 происходит по изохоре 5—1, как это показано на фиг. 418, где представлена теоретическая диаграмма этого процесса.

Если через Q_1 и Q_2 обозначить количества теплоты, подведенные при быстром и постепенном сгорании топлива, то общее выражение термического коэффициента полезного действия для рассматриваемого процесса будет иметь следующий вид:

$$\eta_t = \frac{Q_1 + Q_2 - Q_3}{Q_1 + Q_2} = 1 - \frac{Q_3}{Q_1 + Q_2}. \quad (366)$$

Но так как

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2)$$

$$Q_2 = c_p(T_4 - T_3)$$

$$Q_3 = c_v(T_5 - T_1),$$

то, подставляя эти выражения в формулу (366) и делая преобразование, получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2 + k(T_4 - T_3)}. \quad (367)$$

Обозначим, как и раньше, отношение $\frac{v}{v_c} = \epsilon$ и $\frac{v_2}{v_c} = \rho$, а отношение давлений p_b к p_c через λ или $\lambda = \frac{p_b}{p_c}$, которое назовем степенью повышения давления; тогда, пользуясь уравнением адиабаты $T \cdot v^{\kappa-1} = \text{const}$, будем иметь:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v}{v_c} \right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \epsilon^{\kappa-1}$$

$$T_3 = T_2 \cdot \frac{p_b}{p_c} = T_2 \cdot \lambda = T_1 \cdot \lambda \cdot \epsilon^{\kappa-1}$$

$$T_4 = T_3 \cdot \frac{v_2}{v_c} = T_3 \cdot \rho = T_1 \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \epsilon^{\kappa-1}$$

$$T_3 = T_1 \left(\frac{v_2}{v} \right)^{\kappa-1} = T_1 \left(\frac{\frac{v_2}{v_c}}{\frac{v}{v_c}} \right)^{\kappa-1} = T_1 \left(\frac{p}{\varepsilon} \right)^{\kappa-1} = T_1 \cdot \lambda \cdot p^{\kappa}.$$

Подставляя значения T_2 , T_3 , T_4 и T_5 в формулу (367), после преобразования ее, получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \cdot \frac{p^{\kappa} \cdot \lambda - 1}{\lambda - 1 + \kappa \lambda (p - 1)} \quad (368)$$

Последнее выражение показывает, что термический коэффициент полезного действия смешанного процесса зависит не только от показателя адиабаты κ , степени сжатия ε и степени предварительного расширения p , но также и от степени повышения давления λ .

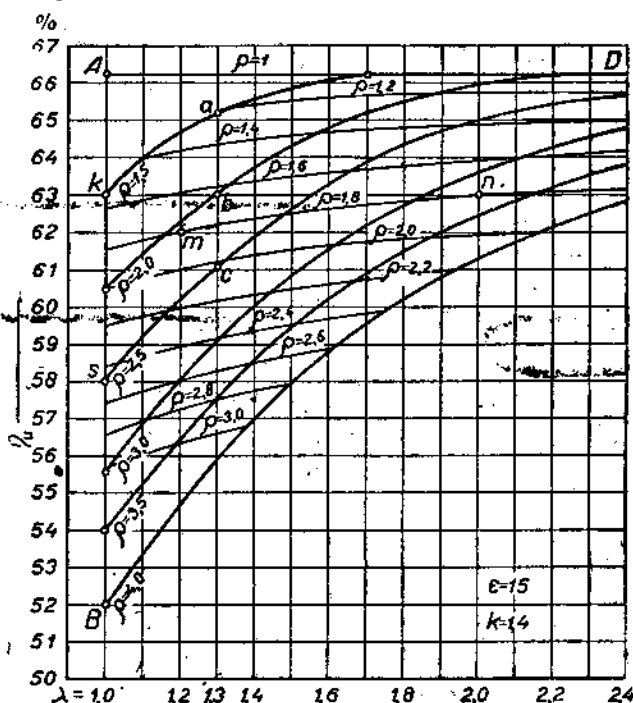
Из выражения (368) видно также, что при $p=1$ смешанный цикл превращается в процесс быстрого сгорания. Действительно, подставляя $p=1$, получим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}.$$

Если же принять $\lambda=1$, то смешанный цикл превращается в нормальный процесс постепенного сгорания, по которому работают компрессорные дизеля.

Так как термический коэффициент полезного действия смешанного процесса (формула 368) зависит от ε , p , λ и κ , то для того, чтобы выяснить влияние на величину его, каждого из этих факторов, необходимо три из них принять за постоянные и проследить изменение η_t в зависимости от четвертого фактора при различных значениях его.

На фиг. 419 представлена диаграмма изменения η_t , где кривые, очерченные жирно, дают значения его при постоянном количестве сообщаемого тепла $Q_1 + Q_2$, $\varepsilon=15$ и $\kappa=1,4$ в зависимости от изменения λ и p . Так, например, при $\lambda=1,3$, η_t принимает следующие значения: при $p=1,5$, $\eta_t=65,2\%$ (точка *a*), при $p=2,0$, $\eta_t=63\%$ (точка *b*) и при $p=2,5$, $\eta_t=61\%$ (точка *c*), т. е. при увеличении нагрузки двигателя термический



Фиг. 419.

коэффициент полезного действия так же, как и при нормальном процессе постепенного сгорания; уменьшается.

Кроме жирно очерченных кривых, на диаграмме нанесены тонкие кривые, которые представляют изменение η_i в зависимости от λ и количества сообщаемого тепла при постоянном p . Например, при $p=1,8$, когда $\lambda=1,2$, $\eta_i=62\%$ (точка m), а при $\lambda=2,0$, $\eta_i=63\%$ (точка n). Следовательно, в этом случае с увеличением λ повышается и η_i , хотя и незначительно.

Когда $\lambda=1$, смешанный цикл переходит в процесс постепенного сгорания и различным значениям p соответствуют значения η_i , лежащие на вертикальной прямой AB . Например, при $p=1,5$, $\eta_i=63\%$ (точка k), а при $p=2,5$, $\eta_i=58\%$ (точка s). Когда же $p=1$, то смешанный цикл переходит в процесс быстрого сгорания, которому при $\varepsilon=15$ соответствует $\eta_i=66,2\%$, лежащий на горизонтальной прямой AD .

По характеру протекания жирно очерченных кривых изменения η_i видно также, что по мере увеличения λ , т. е. по мере удаления смешанного процесса от процесса постепенного сгорания, он приближается к процессу быстрого сгорания с непрерывным повышением η_i .

§ 147. Коэффициенты полезного действия двигателей. До сих пор, рассматривая рабочие процессы, мы оценивали их с точки зрения величины термического коэффициента полезного действия. Однако, для практической оценки важен не η_i , а экономический коэффициент полезного действия η_u , который позволяет определить расход топлива в двигателе на 1 ЛС·ч и сравнивать работу одного двигателя с другим.

Если расход топлива в час обозначить через c_h , а теплотворную способность его через Q и если в цилиндре двигателя развивается мощность N_i инд. ЛС, то отношение $\frac{632 \cdot N_i}{c_h \cdot Q}$ называется индикаторным коэффициентом полезного действия двигателя и обозначается через η_u или

$$\eta_u = \frac{632 \cdot N_i}{c_h \cdot Q} \quad (369)$$

Следовательно, индикаторный коэффициент полезного действия показывает степень использования тепла в цилиндре двигателя. Например, если $\eta_i=0,40$, то это значит, что из всего расходуемого в двигателе тепла только 40%, его преобразовывается в работу.

С другой стороны, зная значение η_i , можно судить, насколько действительный рабочий процесс двигателя приближается к теоретическому процессу, термический коэффициент полезного действия η_i которого был найден выше (формулы 359', 365 и 368).

Для сравнения действительного процесса с теоретическим введен относительный коэффициент η_{rel} , который представляет собою отношение η_i к η_{it} , а именно:

$$\eta_{rel} = \frac{\eta_i}{\eta_{it}}, \quad (370)$$

откуда $\eta_i = \eta_{rel} \cdot \eta_{it}$. Следовательно, зная значения η_i и η_{rel} для данного двигателя, можно найти и величину индикаторного коэффициента полезного действия его.

Опытами установлено, что относительный коэффициент двигателей внутреннего сгорания колеблется в пределах от 0,60 до 0,75.

Развиваемая в цилиндре двигателя индикаторная мощность N_i не вся, однако, может быть использована для полезной работы, так как при передаче ее от поршня к коренному валу часть работы тратится на преодоление трения поршня о стенки цилиндра, поршневого пальца о вкладыши головки шатуна, колена вала в наружной головке шатуна и цапф вала в коренных подшипниках. Кроме того часть работы расходуется на приведение в действие распределительного вала, топливного насоса и проч.

Таким образом, если развиваемая в цилиндре двигателя мощность равна N_i инд. ЛС, а на валу его мощность равна N_d действ. ЛС, то разность $N_i - N_d$ равна мощности, расходуемой на сопротивления в двигателе. Чем меньше N_d , тем двигатель в конструктивном отношении более совершенен.

Для оценки механических качеств двигателей введен механический коэффициент полезного действия η_m , который равен отношению N_d к N_i , или

$$\eta_m = \frac{N_d}{N_i}$$

Исследования показывают, что η_m в зависимости от типа двигателя колеблется от 0,75 до 0,85.

Таким образом, если η_i позволяет судить о степени использования тепла в теоретическом процессе, а η_k — об использовании тепла в действительном процессе двигателя, то η_m позволяет составить себе представление о механических качествах двигателя и о точности выполнения его.

Произведение всех этих коэффициентов дает степень экономического использования тепла или экономический коэффициент полезного действия двигателя. Следовательно,

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_k \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m \quad (371)$$

Обычно экономический коэффициент полезного действия двигателей колеблется в следующих пределах:

для двигателей жидкого топлива, работающих по принципу быстрого сгорания	от 16 до 20%
„ газовых и газогенераторных двигателей	20 „ 24%
„ компрессорных дизелей	28 „ 32%
„ бескомпрессорных дизелей	30 „ 34%

Пример 117. Определить экономический коэффициент полезного действия четырехтактного компрессорного дизеля, если известно, что он работает со степенью сжатия $\epsilon = 13$ и степенью предварительного расширения $\rho = 1,75$ и что $\eta_k = 0,70$ и $\eta_m = 0,8$.

Для данных ϵ и ρ из табл. 78 находим $\eta_i = 0,602$. Подставляя цифровые значения в формулу (371), получим:

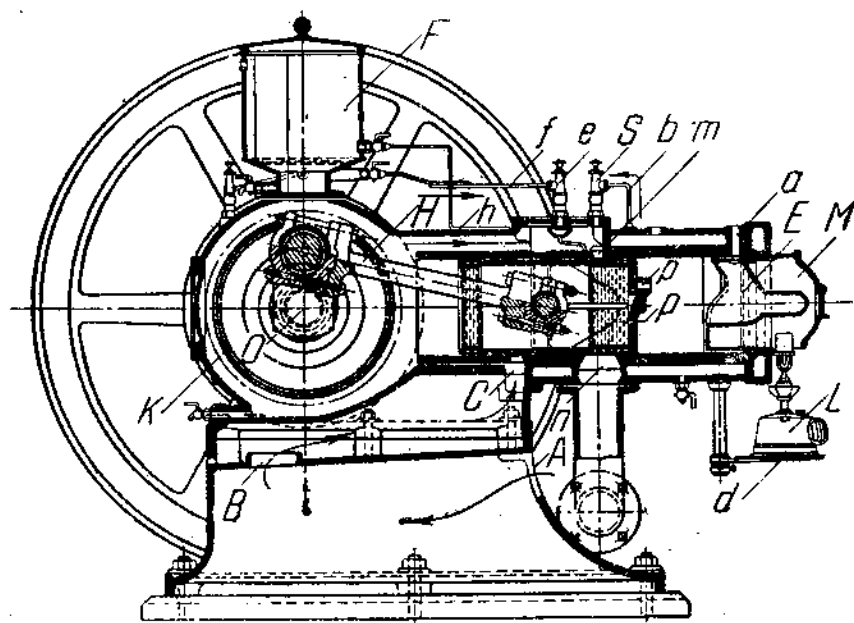
$$\eta_e = 0,602 \cdot 0,70 \cdot 0,8 = 0,337 \text{ или } 33,7\%$$

§ 148. Нефтяные двухтактные и четырехтактные двигатели быстрого сгорания. В современных двигателях применяется жидкое топливо всех сортов, как-то: бензин, керосин, сырая нефть, мазут, каменноугольная смола, спирт и др., причем авиационные и автомобильные двигатели работают главным образом на бензине и отчасти на керосине, а стационарные двигатели обычно на сырой нефти.

В зависимости от процесса сгорания двигатели жидкого топлива делятся, как мы знаем, на двигатели быстрого и постепенного сгорания. К двига-

телям быстрого сгорания относятся почти все автомобильные и авиационные двигатели, а также стационарные двигатели как четырехтактные, так и двухтактные небольшой мощности.

Четырехтактные нефтяные и керосиновые двигатели быстрого сгорания в настоящее время почти не строятся, так как они оказались, по сравнению с двухтактными двигателями, более громоздкими, тяжелыми и дорогими. Наибольшим же распространением пользуются двухтактные двигатели, которые у нас до войны выполнялись на многих заводах и выпускались под различными названиями: „Перкун“, „Урсус“, „Экваль“, „Русь“, „Фурор“ и проч. В настоящее время этот тип двигателей строится на Воронежском заводе им. Ленина, Ижорском и Коломенском, а также на заводе „Красный Прогресс“ в Б. Токмаке, заводе „Сотрудник Революции“ в Саратове и др.



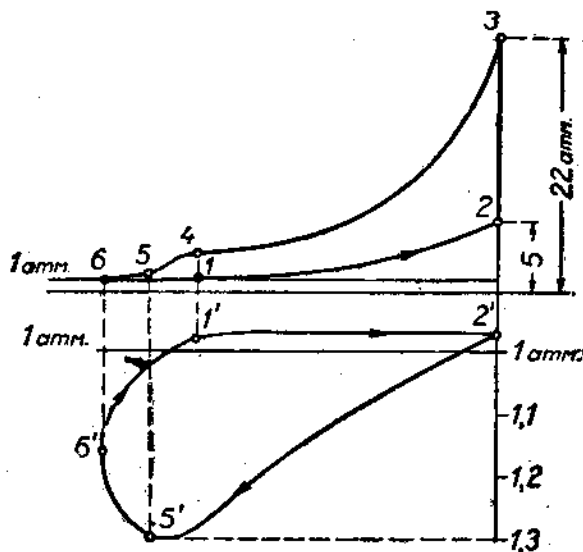
Фиг. 420.

1. *Двигатели Экваль.* На фиг. 420 представлен вертикальный разрез одного из типичных горизонтальных двухтактных нефтяных двигателей завода Б. „Бр. Экваль“, в котором кривошипная камера служит воздушным насосом, продувка же и выпуск отработавших газов осуществляются через окна *m* и *n*, расположенные в цилиндре и управляемые поршнем *P*, связанным при помощи шатуна *H* с коленом вала *O*. Необходимый для продувки и наполнения цилиндра воздух засасывается здесь в кривошипную камеру *K* через отверстия *A* и *B* основания, а затем через окно *C*, открываемое поршнем в требуемые моменты.

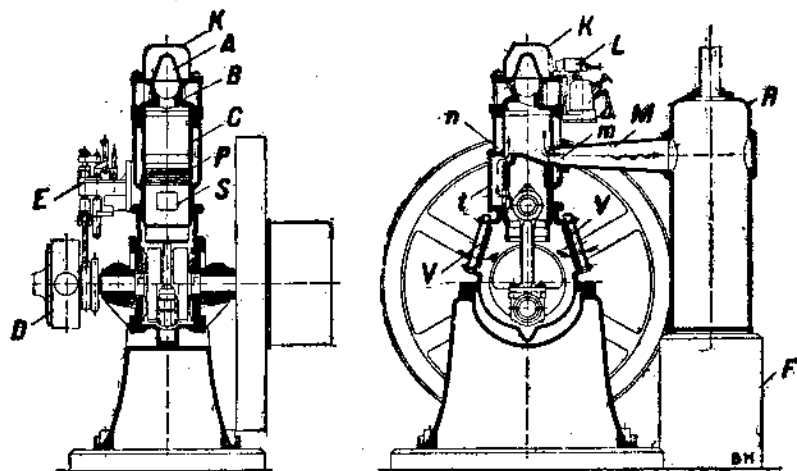
Для подачи нефти имеется особый топливный насос, который нагнетает топливо под давлением в форсунку, установленную в патрубке *a*. Через последнюю топливо впрыскивается в испарительную камеру *E*, служащую в то же время и запальным приспособлением, где оно испаряется и образует с воздухом рабочую смесь. Когда поршень придет в правое крайнее поло-

жение, сжатая рабочая смесь воспламеняется, давление рабочих газов быстро повышается, и поршень идет обратно, совершая рабочий ход.

Для регулирования момента воспламенения рабочей смеси имеется капельник S , к которому по трубке b подводится из рубашки цилиндра вода, подаваемая во время продувки вместе с воздухом в цилиндр. Попадая в цилиндр двигателя, вода при сжатии рабочей смеси испаряется, отнимая при этом теплоту сжатия смеси, вследствие чего конечная температура сжатия ее понижается и в цилиндре не получается преждевременного воспламенения. Для смазки цилиндра имеется капельник e , к которому по трубке f подводится масло из бака F , установленного на кривошипной камере. Перед пуском двигателя в ход запальную головку E предварительно накаливают, для чего имеется керосиновая лампа L , устанавливаемая на подставке d ; для того же, чтобы запальная головка не охлаждалась, имеется колпак M .



Фиг. 421.



Фиг. 422.

Рабочий процесс в этом двигателе совершается следующим образом. При ходе поршня справа налево, когда в передней части цилиндра происходит воспламенение, а затем расширение, в кривошипной камере в это время происходит сжатие воздуха по кривой $2'—5'$ нижней диаграммы

фиг. 421. Когда поршень в конце хода расширения откроет сначала выпускные окна $л$, а затем продувочные $т$ (точка 5), из кривошипной камеры сжатый до 1,15—1,25 атм. абс. воздух по каналу h (фиг. 420) проникает в цилиндр и, отклоняясь выступом p , выталкивает оставшиеся газы из цилиндра и заполняет его. Процесс продувки и наполнения продолжается и в начале обратного хода поршня, пока им не будут перекрыты окна $т$. В это же время в кривошипной камере давление воздуха падает, а изменение состояния его выразится кривой $5'—6'—1'$, соответствующей кривой $5—6—1$

верхней индикаторной диаграммы. При дальнейшем ходе поршня, слева направо, в цилиндре происходит сжатие по кривой $1—2$, а в кривошипной камере сначала разрежение, а затем всасывание атмосферного воздуха по линии $1'—2'$. Для большей ясности протекание процессов в цилиндре и в кривошипной камере показано на диаграмме стрелками.

Кроме горизонтальных двухтактных двигателей быстрого сгорания, в последнее время широкое распространение получили вертикальные двигатели этого типа, как более компактные, легкие и удобные для соединения их в многоцилиндровый тип. Обычно эти двигатели строятся в 1, 2, 4 и 6 цилиндров в одной установке.

2. *Двигатели AEG.* На фиг. 422 представлен в двух вертикальных разрезах одноцилиндровый двухтактный двигатель завода AEG (Германия) мощностью 10—12 ЛС, где A —запальная головка или калоризатор, сверху которого имеется колпак K , B —цилиндровая головка и C —цилиндр, в стенках которого имеются продувочные окна $л$, соединенные каналом t с кривошипной камерой, служащей продувочным насосом. Против продувочных окон имеются выпускные окна $т$, выходящие в выпускной патрубок M , который соединен с глушителем R значительного объема, установленным на особом фундаменте F . Кроме того на чертеже через V обозначены впускные воздушные клапаны, а через D и E —регулятор и нефтяной насос.

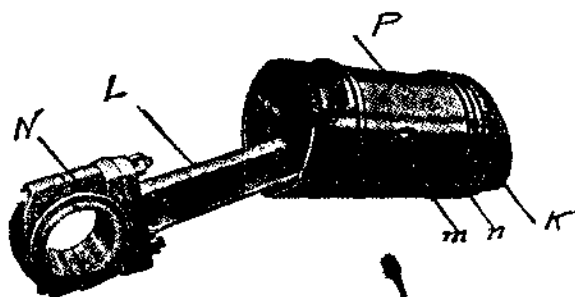
Фиг. 423.

Отличительной особенностью подвода воздуха в этом двигателе является то, что продувочный воздух из кривошипной камеры подводится к каналу t через отверстие S рабочего поршня P . Этот способ подведения продувочного воздуха особенно часто применяется в небольших керосиновых и бензиновых двигателях и имеет целью охлаждение поршня и поршневого пальца.

Для более ясного представления об устройстве главнейших частей этого двигателя, на фиг. 423 изображен двигатель в разобранном виде, где A —калоризатор, B —цилиндровая головка, D —цилиндр, отлитый вместе с рубашкой, и E —кривошипная камера, служащая воздушным насосом.

Кроме этого, на фиг. 424 представлен поршень *P* двигателя, соединенный при помощи поршневого пальца *т* с шатуном *L*, нижняя головка *N* которого надевается на колено вала. Как видно из снимка, поршень в передней своей части имеет 4 самопружинающих кольца *п*, а в конце одно замыкающее кольцо, которые служат для уплотнения поршня в цилиндре. Для отклонения потока продувочного воздуха на днище поршня имеется выступ *K*, приходящийся против продувочных окон *и* (фиг. 422) в цилиндре.

Чтобы судить о габаритных размерах этого типа двигателей, в табл. 79 приведены значения их для одноцилиндровых (фиг. 422) и двухцилиндровых двигателей мощностью от 15 до 70 ЛС, а также гарантированный фирмой AEG расход нефти (10 000 кал.) на ЛС-ч. при полной нагрузке.



Фиг. 424.

ТАБЛИЦА 79.

	Мощность в ЛС					
	15	25	35	30	50	70
Длина двигателя в мм . . .	1710	2020	2440	2345	2725	3200
Ширина	1600	1718	2150	1600	1830	2140
Высота	1760	1830	2245	1660	1985	2245
Число обор. в мин.	400	375	350	400	375	350
Число цилиндров	1	1	1	2	2	2
Расход топлива кг/ЛС-ч. . .	0,330	0,290	0,275	0,330	0,290	0,275

3. *Двигатели Воронежского завода им. Ленина.* В СССР вертикальные двухтактные нефтяные двигатели строятся на Ижорском, Коломенском и Воронежском заводах, а также на заводе „Красный Прогресс“ в Б. Токмаке.

На фиг. 425 представлен вертикальный разрез одноцилиндрового двухтактного двигателя мощностью 40 ЛС постройки Воронежского завода, где через *A* обозначен цилиндр цельной отливки с продувочными *п* и выпускными окнами *т*, через *a* и *b* — подводящая и отводящая трубки для охлаждающей воды, через *D* — воздушные клапаны, через *K* и *B* — воздушный подводящий канал и выпускной патрубок для выпуска отработавших газов, через *L* — капельник для подачи воды, через *F* — форсунка и через *F* — запальная головка.

Основные размеры нефтяных двухтактных двигателей Воронежского завода для одноцилиндровых и двухцилиндровых двигателей мощностью от 8 до 100 ЛС приведены ниже в табл. 80.

Таблица 80.

Мощность ЛС	D мм	S мм	n	Габаритные размеры в мм			Вес двиг. без махов. кг	
				Длина	Ширина	Высота		
Однoцилиндровые марки В	8	155	170	550	1000	850	975	555
	10	175	210	400	1140	1000	1150	715
	12	200	240	350	1550	1200	1300	1105
	17	235	275	300	1680	1400	1500	1400
	22	260	310	280	2050	1500	1800	2300
	30	290	350	270	2300	1700	1900	3100
	40	325	400	250	2600	1800	2060	3450
	50	360	440	230	2900	2000	2200	3940
Двухцилиндровые марки ВД	16	155	170	550	1350	850	975	1000
	20	175	210	400	1520	1000	1150	1320
	25	200	240	350	1980	1200	1300	1980
	35	235	275	300	2370	1400	1500	2710
	45	260	310	280	2800	1500	1800	3940
	60	290	350	270	3200	1700	1900	5355
	80	325	400	250	3530	1800	2060	6220
	100	360	440	230	4000	2000	2200	7060

В этой таблице *D* обозначает диаметр цилиндра, *S* — ход поршня и *n* — число оборотов вала двигателя в минуту.

По расходу нефти современные двухтактные двигатели быстрого сгорания одинаковы с четырехтактными двигателями. Испытания показали, что как для тех, так и для других средний расход нефти при полной нагрузке колеблется от 0,32 до 0,4 кг/ЛС-ч. в зависимости от мощности двигателя, понижаясь с увеличением последней. В среднем можно принять, что в одноцилиндровых двигателях

	до 10 ЛС	расходится	0,400 кг/ЛС-ч.
от 10	20	•	0,380
• 20	30	•	0,350
• 30	40	•	0,320

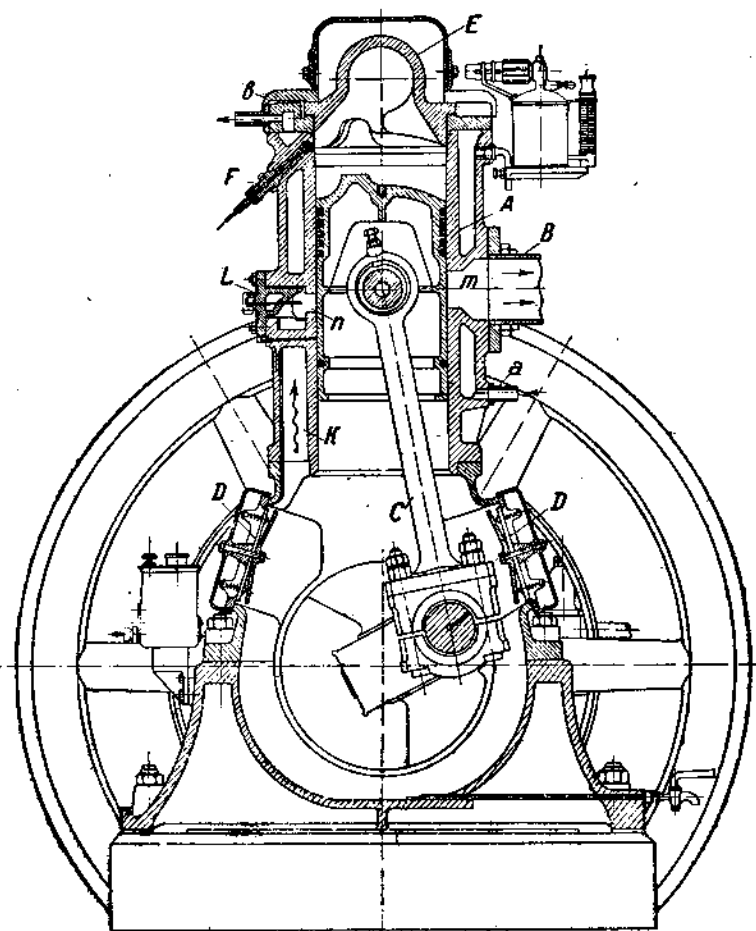
Указанные выше цифры расхода топлива на ЛС-ч. надо рассматривать как средние, которые могут значительно отклоняться как в ту, так и в другую сторону. Например, по данным испытания 12 нефтяных двигателей быстрого сгорания на международной выставке в 1910 г. в Ленинграде, расход нефти при полной нагрузке колеблется от 0,317 до 0,522 кг/ЛС-ч. Эти же испытания показали, что двигатели одного и того же завода даже при полной нагрузке часто дают различный расход топлива.

При изменении нагрузки во всех двигателях этого класса, как правило, изменяется и расход топлива. Можно принять, что при работе с нагрузкой в $\frac{3}{4}$ от нормальной мощности расход нефти на ЛС-ч. увеличивается на 10—15%, при нагрузке в $\frac{1}{2}$ — на 20—25% и при нагрузке в $\frac{1}{4}$ — на 40—50%.

В этом отношении интересные данные были получены на указанной выше выставке при испытании двухтактных нефтяных двигателей при работе их с различной нагрузкой. Оказалось, что средний расход для нескольких

двигателей при полной нагрузке получился равным $0,394 \text{ кг/ЛС-ч.}$, при половинной нагрузке — $0,495 \text{ кг/ЛС-ч.}$ и при наибольшей (максимальной) нагрузке, т. е. при работе с перегрузкой — $0,427 \text{ кг/ЛС-ч.}$

В общем надо признать, что в двухтактных и четырехтактных нефтяных двигателях быстрого сгорания расход топлива получается очень большой. В этом отношении они значительно уступают как компрессорным, так и бес-

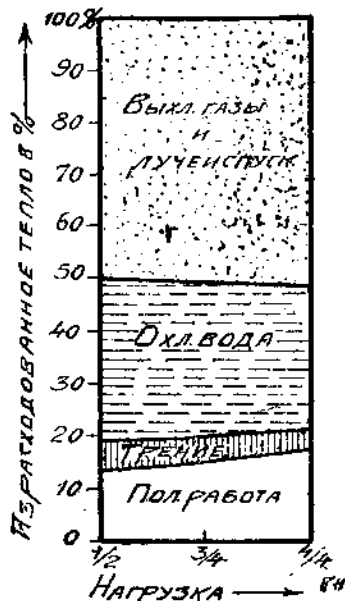


Фиг. 425.

компрессорным дизелям, в которых расход топлива почти в два раза меньше. А так как в настоящее время бескомпрессорные дизеля строятся для мощностей, начиная с $10—15 \text{ ЛС}$ в цилиндре, и по конструктивному устройству не сложнее двигателей быстрого сгорания, то можно полагать, что в ближайшие же годы последние совершенно будут вытеснены ими.

Чтобы иметь представление о распределении теплоты топлива, расходуемой в двигателях быстрого сгорания, на фиг. 426 приведен график теплового

баланса нефтяного двухтактного двигателя мощностью 12 ЛС, где по вертикальной оси отложены расходы тепла в процентах от общего расхода его на ЛС-ч., а по горизонтальной — величина нагрузки двигателя.



Фиг. 426.

Из теплового баланса видно, что в рассматриваемом двигателе в полезную работу, в зависимости от нагрузки его, преобразовывается от 14 до 18% расходуемого тепла, на работу трения — от 8 до 6%, в охлаждающую воду отводится от 31 до 28% и с выхлопными газами — от 50 до 52%.

4. Забортные двигатели. Двухтактные нефтяные и керосиновые двигатели быстрого сгорания нашли широкое распространение так же как двигатели речного и морского транспорта.

Из этого класса двигателей мы остановимся только на небольших так называемых забортных двигателях, о которых почти нет данных, а между тем для нашего Союза с обширной сетью рек, озер и каналов они могут иметь очень широкое распространение как подсобные двигатели для обслуживания паромов, речных платформ, небольших шаланд и проч.

Главными достоинствами забортных двигателей являются легкость, простота устройства и обслуживания, необычайная компактность и возможность установки их на любой лодке, барже, шаланде и проч.

На фиг. 427 показан снимок установки одного из таких двигателей системы „Эвинруд“, приспособленного к грузовой платформе для подачи каменного угля в районе порта к пароходу, где через А обозначен двигатель мощностью 5 ЛС.



Фиг. 427.

К этому типу двигателей относятся также двигатели „Алька“, „Архимедес“, „Ватерман“, „Дельмоторик-Штандарт“ и др., которые по конструктивному устройству в общем мало отличаются один от другого.

На фиг. 428 представлена полная установка одноцилиндрового двух-

тактного бензинового забортного двигателя системы „Алька“ (Швеция) мощностью 2 ЛС, где *A* — маховик с ручками для заводки двигателя, *B* — бак для топлива (смесь бензина и 2—4% масла), *C* — цилиндр двигателя, *E* — запальная свеча, *D* — глушитель, *F* — закрепляющая скоба с упорными винтами *a*, *M* — рулевая ручка, *N* — основная трубка, в которой проходит вертикальный вал двигателя, *P* — винт, насаженный на горизонтальный валик, приводимый в движение от вала двигателя при помощи пары зубчатых колес, *S* — руль и *K* — водяной насос, подающий по резиновой трубке *n* охлаждающую воду к цилиндру двигателя. Скобу цилиндра виден бензиновый карбюратор весьма простой конструкции, служащий для приготовления рабочей смеси. Для предохранения установки от ржавления вся подводная часть ее, как-то: руль, винт, зубчатая передача, трубка *N*, насос и глушитель, изготовлена из фосфористой бронзы.

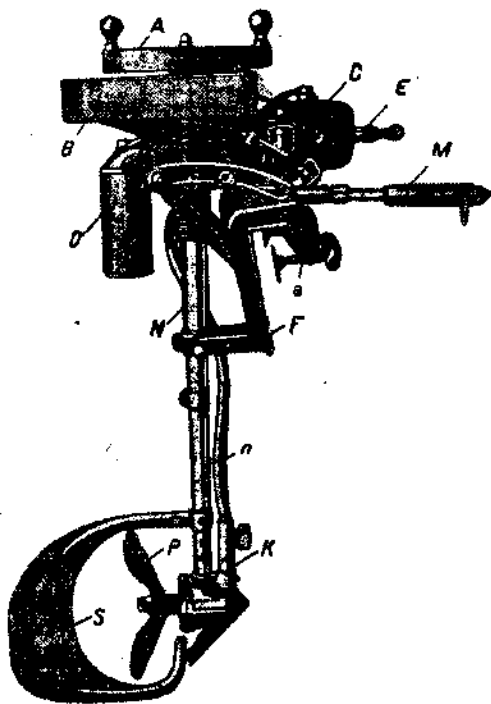
Для ознакомления с устройством двигателя этой установки, на фиг. 429 представлен вертикальный разрез его, где основные части двигателя обозначены теми же буквами, что и на фиг. 428. Кроме того на разрезе через *b* обозначено зубчатое зацепление для обслуживания магнето *R*, через *m* — трубка, отводящая охлаждающую воду из цилиндра, и через *T* — поршень двигателя, связанный шатуном с коленом вертикального вала *O*.

При испытании автором двухсильного одноцилиндрового двигателя, представленного на фиг. 428, диаметр которого был равен 67 мм и ход поршня 63,5 мм при 900 об./мин., расход бензина на тормозе при полной нагрузке колебался от 0,83 до 0,88 кг в час, при испытании же на лодке расход бензина при полном ходе ее был равен 0,85 кг в час. Вес полной установки равен 34,8 кг.

Обращаясь снова к двухтактным нефтяным двигателям быстрого стгорания с запальной головкой, которые обычно строятся вертикальными, необходимо указать, что наиболее ответственными частями их являются запальная головка или калоризатор, топливный клапан или форсунка и топливный насос. От правильной работы этих частей зависит как надежность работы двигателя, так и его экономичность.

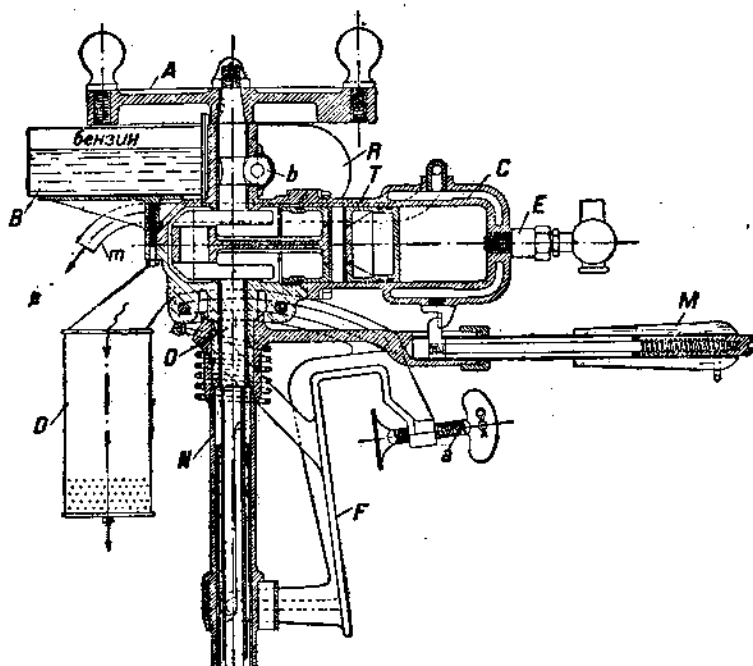
5. *Запальная головка.* Применяемые в двухтактных двигателях запальные головки имеют весьма разнообразные формы.

На фиг. 430 представлены вертикальные разрезы трех типов запальной головки. Левая из этих головок принадлежит двухтактным двига-



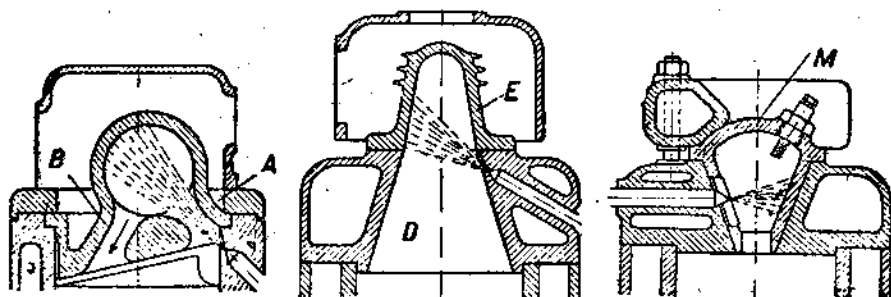
Фиг. 428.

телям завода Болиндер. Как видно из разреза, пространство ее соединяется с рабочим цилиндром двумя каналами *A* и *B*, причем свежий воздух входит в нее по каналу *A*, где он смешивается с впрыскиваемым снизу топливом, а отработавшие газы выталкиваются из нее по каналу *B*.



Фиг. 429.

Запальная ребристая головка *E*, показанная посредине фиг. 430, относится к двигателям шведского завода Скандия и представляет собою продолжение суживающейся камеры сгорания *D*, выполненной в цилиндровой



Фиг. 430.

головке двигателя. Как видно из разреза, топливо здесь впрыскивается на боковую стенку головки также снизу вверх. К этому же типу запальной головки принадлежит головка двигателя „Экваль“, представленного на фиг. 420, а также запальная головка двигателя AEG, представленного на фиг. 422.

Запальная головка, представленная справа на фиг. 430, принадлежит американским двухтактным двигателям „Фербенкс“ и имеет форму конуса, суживающегося к низу. Как видно из разреза, топливо здесь впрыскивается в горизонтальном направлении на боковую стенку головки. В этом устройстве нижняя часть головки охлаждается водой, запальной же частью является верхний сферический колпак *М*.

Несколько иную форму от описанных выше имеет запальная головка *Е* двухтактного двигателя Воронежского завода (фиг. 425), которая в поперечном сечении по оси вала двигателя имеет узкий канал, а в перпендикулярном направлении к оси его расширяющуюся камеру, которой она сообщается с камерой сгорания цилиндра.

Из этого весьма неполного обзора запальных головок различных двигателей видно, что большинство из них имеет сферическую форму и соединяется с внутренним пространством цилиндра суженной горловиной. По объему все головки составляют значительную часть объема камеры сжатия двигателя, что является особенно характерным для них.

Тяга суженной горловины запальных головок является, повидимому, наиболее правильной формой их, так как при таком устройстве получаются следующие преимущества по сравнению с открытыми головками. Вследствие сужения внутреннее пространство запальной головки не подвергается сильной продувке, а остающиеся в ней отработавшие газы не допускают чрезмерного охлаждения стенок ее, что очень важно для нормальной работы двигателя. С другой стороны, благодаря сужению, как в головке, так и в камере сжатия цилиндра получается сильное завихрение, которое способствует тщательному перемешиванию свежего воздуха с распыленным и испарившимся топливом, а также с оставшимися отработавшими газами, что улучшает полноту сгорания топлива.

Чтобы двигатель с запальной головкой правильно работал при всех нагрузках, необходимо, чтобы температура головки оставалась все время постоянной, но не слишком высокой во избежание преждевременной вспышки рабочей смеси и не слишком низкой во избежание пропусков воспламенения. Чтобы поддерживать температуру головки постоянной при различных нагрузках, необходимо иметь искусственное регулирование ее. Действительно, если температура запальной головки при полной нагрузке двигателя достаточна для своевременного воспламенения, то при пониженной нагрузке, когда в цилиндр подается меньшее количество топлива, температура головки понизится, что вызовет ухудшение воспламенения и сгорания топлива. Следовательно, в этом случае необходимо температуру головки искусственно повысить. Такое же явление будет иметь место и при уменьшении числа оборотов двигателя.

Наоборот, если поверхность запальной головки настолько большая, что уже при небольшой нагрузке она сообщает впрыскиваемому топливу достаточное количество теплоты для воспламенения его и сгорания, то при увеличенной нагрузке головка может слишком сильно накаляться, что неминуемо будет вызывать преждевременное воспламенение рабочей смеси и двигатель не станет нормально работать.

Регулирования температуры запальной головки можно достигнуть введением воды в цилиндр двигателя и изменением количества подаваемого воздуха для продувки и наполнения. При подаче воды последняя испаряется и, отнимая часть теплоты сжатия, уравнивает температуру внутри головки и камеры сжатия. При пониженных же нагрузках путем уменьшения коли-

чества впускаемого воздуха в цилиндре остается большее количество горячих отработавших газов, вследствие чего конечная температура сжатия повышается.

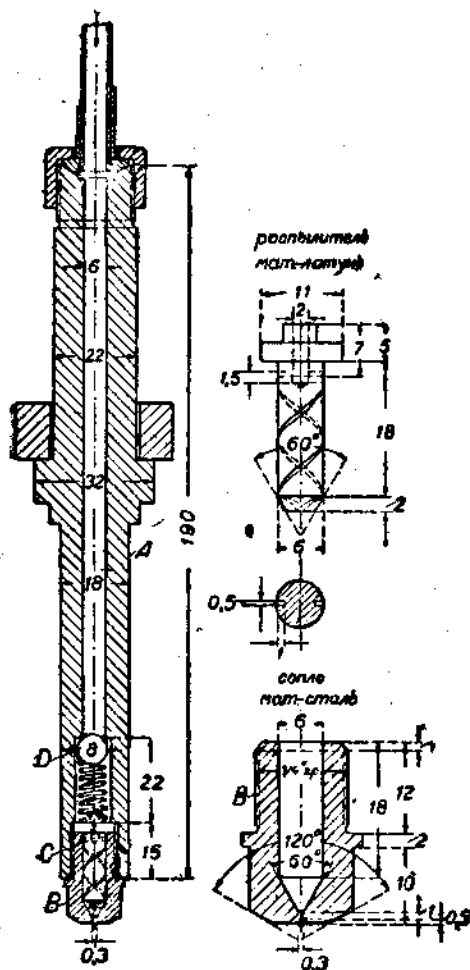
При регулировании температуры запальной головки водой, необходимое количество последней зависит от нагрузки двигателя, а именно: чем больше нагрузка, тем больше необходимо подавать воды. Таким образом, при этом способе регулирования требуется непрерывное наблюдение за подачей воды, что весьма затруднительно выполнить.

С другой стороны, исследования работы двухтактных нефтяных двигателей с подачей воды показали, что в этом случае улучшается процесс сгорания топлива, уменьшается расход топлива и двигатель допускает большую нагрузку. Это улучшение работы двигателей приписывается каталитическому действию водяного пара на процесс горения. Кроме того, водяной пар очищает внутреннюю поверхность цилиндра от сажи и позволяет работать с более высокой степенью сжатия. Расход воды, в зависимости от нагрузки двигателя, колеблется от 2 до 4 кг на 1 кг расходуемого топлива.

При применении подачи воды необходимо особенно внимательно следить за качеством ее, а именно: при известковой и соленой воде в цилиндре образуются значительные скопления остатков, нарушая работу двигателя. Если же в применяемом топливе содержатся сера, хлор или бром, то возникает опасность разъедания соединениями их стенок цилиндра и днища поршня.

6. **Топливный клапан.** Другой весьма важной частью двигателя является топливный клапан или форсунка. В двухтактных нефтяных двигателях с запальным шаром применяются сравнительно простые форсунки, мало отличающиеся между собой.

Другой весьма важной частью двигателя является топливный клапан или форсунка. В двухтактных нефтяных двигателях с запальным шаром применяются сравнительно простые форсунки, мало отличающиеся между собой.



Фиг. 431.

На фиг. 431 представлен вертикальный разрез наиболее типичной форсунки, применяемой в двигателях Воронежского завода. Основными деталями ее являются корпус *A*, сопло *B*, распылитель *C* и запорный шариковый клапан *D*. Сбоку форсунки в увеличенном масштабе отдельно представлены сопло и распылитель ее с указанием размеров их.

Как видно из чертежа, распылитель *C* имеет спиральную нарезку. Исследования показали, что эта нарезка оказывает большое влияние на тонкость распыления топлива, а именно: чем меньше высота нарезки, тем больше

угол распыления топлива. На работу форсунки, а следовательно и двигателя, оказывает особенно большое влияние величина выходного отверстия, которая должна быть точно подсчитана и по расчету выполнена.

Если N — мощность двигателя в ЛС, b — расход топлива в кг/д. ЛС-ч., n — число оборотов в мин., γ — удельный вес топлива, который примем для нефти равным 900 кг/м^3 , φ — коэффициент истечения, равный $0,6$, α — продолжительность впуска топлива в градусах угла поворота кривошипа и p — избыточное давление в кг/м², то получим продолжительность впуска топлива через форсунку в секундах равной:

$$t = \frac{60 \cdot \alpha}{360 \cdot n},$$

скорость истечения топлива в м/сек.:

$$c = \varphi \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}$$

и количество топлива, вводимого в цилиндр двигателя за один рабочий процесс:

$$Q = \frac{b \cdot N}{60 \cdot n}.$$

Имея эти данные, диаметр отверстия форсунки в m получим из следующего уравнения:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{Q}{\gamma \cdot t \cdot c} = \frac{b \cdot N}{10 \cdot \alpha \cdot \varphi \sqrt{2g \cdot p \cdot \gamma}}. \quad (372)$$

Пример 118. Имеется двухтактный нефтяной двигатель мощностью 12 ЛС , делающий 400 об./мин. Определить диаметр отверстия форсунки, если впрыскивание топлива производится на протяжении поворота кривошипа на угол 15° , и расход топлива равен 350 г/д. ЛС-ч.

Принимая избыточное давление $p = 20 \text{ кг/см}^2$ и подставляя цифровые значения в формулу (372), получим:

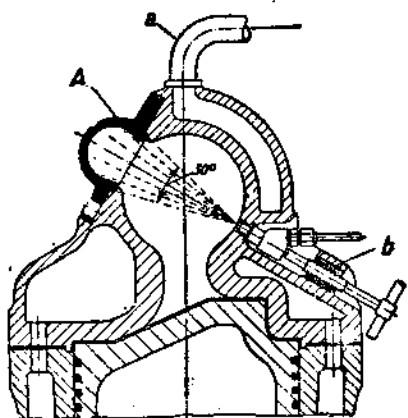
$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{0,35 \cdot 12}{10 \cdot 15 \cdot 0,6 \sqrt{2g \cdot 20 \cdot 10000 \cdot 900}} = 0,246 \text{ мм}^2,$$

откуда $d = 0,6 \text{ мм.}$

§ 149. Полудизеля. Как было указано выше, в четырехтактных и двухтактных нефтяных двигателях быстрого сгорания сжатие подвергается рабочая смесь, причем давление сжатия во избежание самовоспламенения топлива ограничивается $5—6 \text{ атм.}$, что обуславливает работу двигателя с невысоким коэффициентом полезного действия.

Для повышения экономичности этих двигателей некоторые фирмы изменили несколько рабочий процесс их путем введения топлива не в начале хода сжатия, как это делается в обычных нефтяных двигателях с запальной головкой, а в конце его, когда давление воздуха в цилиндре достигает $15—16 \text{ атм.}$ Для того же, чтобы обеспечить быстрое воспламенение рабочей смеси и полное сгорание ее, была сохранена запальная головка незначительного размера. Исследование этих двигателей показало, что, отличаясь одинаковой с обычными нефтяными двигателями простотой своего устройства, они значительно превосходят их экономичностью своей работы, расходуя до $250—275 \text{ г/ЛС-ч.}$ Этот тип нефтяного двигателя получил название полудизеля.

Следовательно, полудизеля имеют следующие особенности: 1) сжатию в них подвергается не рабочая смесь, а чистый воздух, 2) давление сжатия доводится до 15—16 атм., 3) подача топлива производится не в начале, а в конце хода сжатия, и 4) запальная головка или калоризатор сведен в них до небольшого запального колпачка.

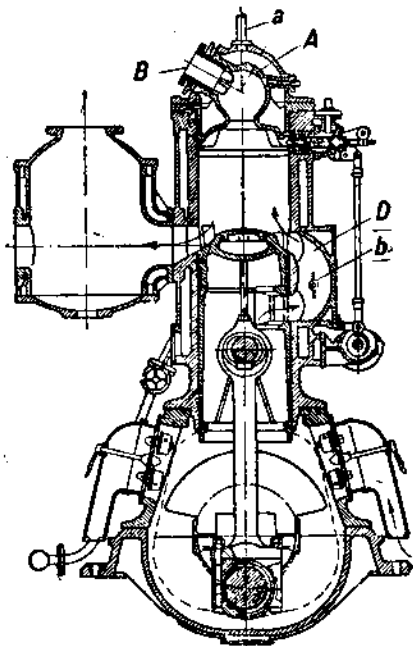


Фиг. 432.

На фиг. 432 представлен вертикальный разрез цилиндровой головки с запальным колпачком *A* двухтактного полудизеля фирмы AEG. Как видно из разреза, цилиндровая головка охлаждается водой, которая отводится из нее по трубке *a*; направление же струи топлива, подаваемого форсункой *b*, сделано так, что все лучи его падают на запальный колпачок, поддерживаемый во время работы двигателя в раскаленном состоянии.

1. Двигатели системы Кромхоут.

На фиг. 433 представлен поперечный вертикальный разрез двухтактного четырехцилиндрового полудизеля голландской фирмы Кромхоут мощностью 350 ЛС. В этом двигателе, так же как и в полудизеле фирмы AEG, камера сжатия *A* шарообразной формы охлаждается водой, отводимой по трубке *a*; запальный же колпачок *B* установлен сбоку. Для регулирования температуры сжатия и температуры запального колпачка при пониженной мощности двигателя, в подводящем воздушном канале имеется заслонка *b*, которой можно изменить количество подаваемого воздуха в цилиндр. Для охлаждения поршня и поршневого пальца продувочный воздух, прежде чем попасть из кривошипной камеры в канал *D*, проходит через окно, имеющееся в теле поршня.

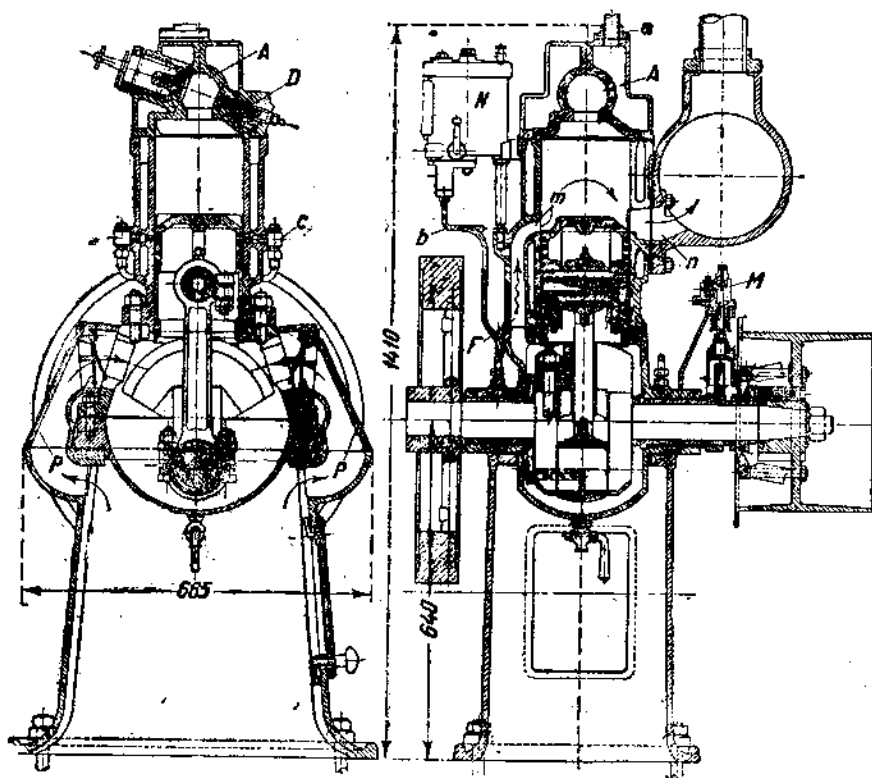


Фиг. 433.

2. Двигатели системы Мамина. В СССР полудизеля системы Мамина строит завод „Возрождение“ в г. Маркштадте на Волге. Как видно из фиг. 434, где этот двигатель представлен в двух вертикальных разрезах, цилиндровая головка *A*, в которой выполнена камера сгорания шаровой формы, со всех сторон охлаждается водой и сообщается с цилиндром при помощи суженной горловины. Как и в описанных выше полудизелях, в этом двигателе топливо впрыскивается форсункой *D* также в конце хода сжатия, причем форсунка расположена так, что струи топлива попадают на запальный колпачок, выполненный из красной меди.

Во время работы двигателя запальный колпачок поддерживается в раскаленном состоянии за счет теплоты сгорания топлива, перед пуском же двигателя в ход колпачок предварительно нагревается от накаливающей лампы, на что требуется незначительное время по сравнению с разогреванием запальной головки обычных нефтяных двигателей быстрого сгорания.

На чертеже через *m* и *n* обозначены продувочные и выпускные окна, через *F* и *P* — каналы, подводящие воздух к продувочным окнам и в кривошипную камеру, через *M* — топливный насос, через *N* — бак для масла и через *a* — трубка для отвода охлаждающей воды из цилиндровой головки.



Фиг. 434.

Завод „Возрождение“ выполняет эти двигатели в двух сериях — II и III мощностью в 12 ЛС. Основные размеры этих двигателей приведены в табл. 81.

Расход нефти в этих двигателях завод определяет в 270 — 300 г/ЛС - ч., испытания же показывают, что расход этот, в зависимости от нагрузки, колеблется от 360 до 400 г/ЛС - ч. Так, например, при исследовании одного из этих двигателей в Московском механич. ин-те им. Ломоносова на бакинской нефти при нагрузке 9,25 д. ЛС расходовалось 361 г/ЛС - ч., а при нагрузке в 5,92 д. ЛС — 404 г/ЛС - ч. Надо признать, что для полудизели этот расход является чрезмерно большим и вызван какими-то неисправностями в работе двигателя.

Таблица 81.

	Серия	
	II	III
Мощность в ЛС	12	12
Кратковременная перегрузка в %	15	20
Диаметр поршня в мм	170	180
Ход	180	180
Число оборотов в мин.	650	650
Высота двигателя в мм	1350	1400
Длина	760	760
Ширина	470	500
Вес двигателя без маховика в кг	528	590

В настоящее время вследствие широкого распространения бескомпрессорных дизелей, очень мало конструктивно отличающихся от полудизелей, последние утратили свое значение, явившись как бы переходной ступенью от двигателей быстрого сгорания с запальной головкой к бескомпрессорным дизелям. В этом отношении особенно схожи с полудизелями аванкамерные бескомпрессорные дизеля, которые отличаются от первых только тем, что они не имеют наружного рас-

каленного колпачка, а сжатие воздуха доводится до давления 32—35 атм., гарантирующего надежное самовоспламенение жидкого топлива.

§ 150. Компрессорные дизеля. Развитие компрессорных (нормальных) дизелей вначале, после появления их, шло очень медленно, так как выпущенный в 1897 г. Аугсбургским заводом первый одноцилиндровый дизель мощностью 20 ЛС, работавший на керосине, оказался очень сложным как по конструктивному выполнению, так и по обслуживанию вспомогательных механизмов. Потребовались годы тяжелой упорной работы, чтобы сложную первоначальную конструкцию его приспособить для надежной работы и довести этот двигатель до той степени совершенства, в которой он находится в настоящее время.

1. Дизеля завода „Русский Дизель“. В развитии дизелей техникой нашей страны было сделано очень много. Действительно, в то время как завод Крупна, взявшийся одновременно с Аугсбургским заводом за постройку дизелей, вследствие неудач и сложности производства приостановил в 1900 г. изготовление их, а Аугсбургский завод предполагал последовать его примеру, завод Нобеля, в настоящее время „Русский Дизель“ в Ленинграде, начав производство дизелей с 1899 г., с необычайной смелостью, уверенностью и упорством продолжал выхаживать тяжелые детские болезни дизеля, улучшая и усовершенствуя его как в целом, так и в отдельных частях. К 1902 г. завод окончательно выработал тип стационарного четырехтактного бескрейцкопфного дизеля, работавшего на сырой нефти, который затем был принят как нормальный тип всеми европейскими заводами, приступившими к изготовлению дизелей.

Выпущенные заводом „Русский Дизель“ нефтяные дизеля оказались вполне надежными в работе благодаря введению весьма совершенной нефтяной форсунки и нового типа нефтяного насоса, который вошел в технику так же как нормальный тип. Кроме того, завод отказался от способа получения сжатого воздуха для распыления топлива путем перепуска, применявшегося всеми иностранными заводами, введя для этого самостоятельный двухступенчатый компрессор, получивший впоследствии всеобщее распространение.

Таким образом, нормальный тип компрессорного нефтяного дизеля, который до последнего времени строился на всех заводах, является продук-

том разработки русской техники и по праву считается одним из крупнейших достижений ее.

Одновременно с усовершенствованием дизелей, огромнейшую роль сыграла русская техника и в области широкого применения их в промышленности. Так, например, заводом „Русский Дизель“ впервые в 1902 г. дизеля мощностью по 100 ЛС были применены для обслуживания насосных установок для керосинопровода Баку-Батум. Выбор дизелей для этой работы обуславливался, главным образом, тем, что помимо высокой экономичности, дизеля позволили обойтись без охлаждающей воды, вместо которой был применен перекачиваемый двигателем керосин. Затем дизеля были применены на электростанциях сначала для получения постоянного тока, а затем для переменного тока с установкой генераторов непосредственно на валу двигателя. К 1910 г. многие наши фабрики, заводы и электростанции городов уже были оборудованы сравнительно мощными дизельными установками. Такими установками, например, оборудованы электростанции Астрахани, Батума, Гродно, Владимира, Могилева, Минска, Козлова, Нижнего Новгорода, Павловска, Смоленска, Одессы, Тамбова и др. городов. На этих электростанциях можно и теперь еще встретить в работе дизеля первых выпусков, несущие исправно свою службу.

В торговом и военном флоте дизеля были применены впервые также русской техникой, несмотря на то, что европейская и американская промышленность вплоть до войны смотрела на это дело как на „забаву“. Первая в мире судовая дизельная установка, состоявшая из трех дизелей завода „Русский Дизель“ мощностью по 120 ЛС, осуществлена в 1903 г. на нефтеналивной барже „Вандал“. Так как в то время реверсивные дизеля не строились, то в этой установке передача на гребные валы была электрической.

Применение дизелей на военных судах впервые началось с 1908 г., когда Балтийский судостроительный завод выпустил для реки Амура канонерские лодки типа „Шквал“, оборудованные каждая 4 дизелями легкого картерного типа мощностью по 250 ЛС. Эти установки оказались очень удачными и послужили большим толчком для дальнейшего применения дизелей во флоте.

В деле широкого применения дизелей на судах огромную роль сыграло появление реверсивных дизелей, выполненных впервые заводом „Русский Дизель“, которые можно было устанавливать непосредственно на гребные валы без всякой передачи. Первый реверсивный дизель построен был заводом в 1908 г. для подводной лодки „Минога“. Это был быстроходный трехцилиндровый дизель картерного типа мощностью 120 ЛС при 400 об./мин., в котором реверс осуществлялся при помощи перемещения вдоль распределительного вала системы кулачков переднего и заднего хода. В зависимости от требования, под ролики впускных и выпускных клапанов двигателя подвигались кулачки переднего или заднего хода, пуск же на передний и задний ход осуществлялся сжатым воздухом. Впоследствии эта система реверсирования вошла в общее употребление. Стремясь получить легкий быстроходный дизель для судов, завод „Русский Дизель“ разработал ряд конструкций двигателей этого типа, удельный вес которых был доведен до 20—25 кг на 1 ЛС мощности.

К числу интереснейших работ завода „Русский Дизель“ в деле развития дизелей необходимо отнести постройку заводом двухтактных дизелей с продувкой через продувочные окна, выполненные в стенках цилиндра. Первые четырехцилиндровые двухтактные реверсивные дизеля этого типа мощностью

по 500 ЛС были выполнены заводом в 1913 г. для теплоходов волжского о-ва „Кавказ и Меркурий“.

Примененная в этих дизелях продувка была сходна с продувкой дизелей швейцарского завода Зульцер (фиг. 412), отличаясь от нее однако тем, что вместо двух рядов продувочных окон (*a* и *b*) в дизелях нашего завода был применен один ряд высоких продувочных окон, причем регулированию впуска подвергалась не часть продувочного воздуха, а все количество его при помощи вращающегося золотника.

Одновременно с этими дизелями заводом „Русский Дизель“ были построены восьмицилиндровые судовые двухтактные быстроходные дизели мощностью по 1320 ЛС при 350 об./мин. удельного веса 35 кг. Это были наиболее мощные судовые двигатели, которые когда-либо строились до того времени.

За период с 1899 по 1925 г. завод выпустил 762 дизеля общей мощностью 120 325 ЛС. В настоящее время завод приостановил производство дизелей своей конструкции и с 1929 г. приступил к выпуску дизелей различных типов фирмы Зульцер, более совершенных в конструктивном отношении.

1931 г. явился для завода „Русский Дизель“ переломным годом, когда завод, идя по пути технического усовершенствования дизелей Зульцера, приступил к выпуску судовых дизелей типа 4-С 68, развивающих при 120 об./мин. 2150 д. ЛС.

Последней работой завода „Русский Дизель“ был выпуск шестицилиндрового судового дизеля типа 6-С 68 мощностью 3250 д. ЛС при 120 об./мин., который предназначен для установки на теплоходе „КИМ“ грузоподъемностью 6500 т. Это первый наиболее мощный судовой дизель, построенный в СССР, которому дано наименование „дизель им. Сталина“.

Чтобы представить себе, какие трудности пришлось преодолеть рабочим и инженерно-техническому составу завода при выполнении этого дизеля, достаточно указать, что коленчатый вал двигателя имеет длину 14 480 мм и весит около 45 т, станина на 3 цилиндра весит около 55 т, а рабочий поршень — 1875 кг, цилиндр двигателя — 7000 кг и цилиндровая крышка без клапана — 1710 кг. Двигатель работает по двухтактному процессу с распылением топлива сжатым воздухом, приготовляемым в трехступенчатом компрессоре.

Дизель им. Сталина был построен в 7 месяцев, опередив в этом отношении темпы производства таких дизелей на заграничном заводе Зульцер.

Кроме завода „Русский Дизель“, производство дизелей ведется у нас и на Коломенском машиностроительном заводе, который начал постройку их с 1904 г. За период с 1904 по 1925 г. этим заводом было выпущено 844 дизеля общей мощностью 146 785 ЛС. В настоящее время Коломенский завод оставил также производство дизелей своей конструкции и приступил к постройке дизелей различных типов фирмы MAN.

Кроме этих заводов, дизеля строятся Сормовским заводом, заводом „Двигатель Революции“ в Канавине (б. завод „Фельзера“), Харьковским паровозостроительным заводом, Николаевским заводом им. Марти и заводом „Красный Пролетарий“ (б. Бромлей) в Москве.

Русской технике принадлежит также первенство в применении дизелей для железнодорожного транспорта, которое было сделано по почину проф. Гаккеля, установившего на тепловозе своей системы дизеля Веккерса.

Применяемые в современной промышленности дизеля обычно имеют цилиндры простого действия, т. е. рабочий процесс в них происходит только с одной стороны поршня. Для больших мощностей в последнее

время стали строить дизеля с цилиндрами двойного действия, т. е. такие, в которых рабочие процессы происходят с обеих сторон поршня. Этот тип дизелей по своему устройству значительно сложнее первого, но зато при одних и тех же размерах диаметра цилиндров и хода поршня мощность его получается больше почти вдвое.

По расположению цилиндров дизеля можно подразделить на вертикальные и горизонтальные. Обычно строятся вертикальные дизеля, так как этот тип требует меньшей площади машинного помещения по сравнению с горизонтальным типом, рабочие усилия в нем воспринимаются фундаментом нормально, он проще по уходу и монтажу и позволяет сосредоточить в одной установке большие мощности путем соединения нескольких цилиндров в одно целое, начиная от 2-х и кончая 12-ю цилиндрами.

Нормальные дизеля простого действия небольшой мощности делаются без крейцкопфа с длинными поршнями, служащими для восприятия не только рабочих давлений, но нормальных давлений кривошипного механизма. Эта конструкция двигателя меньше по высоте, проще по устройству, легче и дешевле, но она допустима только для дизелей, мощность цилиндра которых не более 200 — 300 ЛС, так как при большей мощности получаются очень тяжелые и громоздкие поршни, главное же, рабочие втулки цилиндров быстро изнашиваются.

Дизеля двойного действия строятся всегда с крейцкопфами. Преимущества крейцкопфного двигателя заключаются в следующем: 1) цилиндр не подвергается действию боковых давлений поршня и не так быстро изнашивается, 2) легче достигнуть плотности между стенками цилиндра и поршнем, 3) благодаря лучшей плотности можно делать больший зазор между поршнем и цилиндром, что исключает возможность заедания поршня, наблюдаемого в бескрейцкопфных дизелях, и 4) расход смазки для цилиндров уменьшается на 20 — 30%.

В зависимости от средней скорости поршня, дизеля можно подразделить на тихоходные и быстроходные.

К тихоходным дизелям, независимо от числа оборотов их, относятся такие, в которых средняя скорость поршня $c = \frac{S \cdot n}{30}$ меньше 4 м/сек., все же дизеля с большей скоростью поршня считаются быстроходными. Таким образом, число оборотов дизеля и всякого вообще двигателя не является характеристикой его быстроходности.

Пример 119. Имеется два дизеля, один из них характеризуется следующими размерами: $D = 860$ мм, $S = 1500$ мм и $n = 91$ об./мин., а другой имеет $D = 320$ мм, $S = 490$ мм и $n = 220$ об./мин. Определить, какой из этих дизелей быстроходный.

Средняя скорость поршня первого дизеля равна:

$$c = \frac{1,5 \cdot 91}{30} = 4,7 \text{ м/сек.},$$

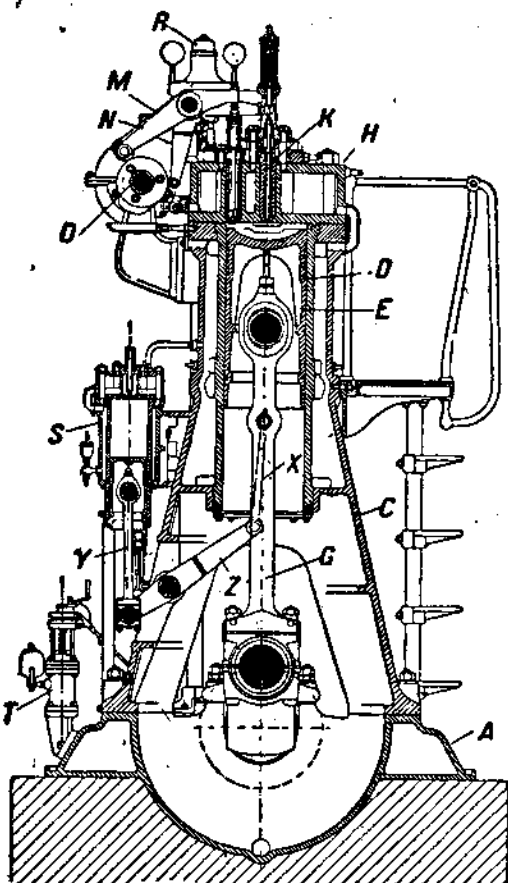
а средняя скорость поршня второго дизеля:

$$c = \frac{0,49 \cdot 220}{30} = 3,6 \text{ м/сек.}$$

Следовательно, первый дизель, делающий 94 об./мин., относится к быстроходному типу, а второй, делающий 220 об./мин., к тихоходному типу.

Для ознакомления с устройством тихоходных стационарных компрессорных дизелей на фиг. 435 представлен вертикальный разрез одного из цилиндров четырехтактного дизеля завода „Русский Дизель“ прежних выпусков,

где *A* — фундаментная рама, *C* — станина *A*-образной формы, отлитая вместе с рубашкой цилиндра, *D* — рабочая втулка цилиндра, *E* — поршень с поршневым пальцем, на который надевается головка шатуна *G*, *H* — цилиндровая головка или крышка, *K* — топливный клапан или форсунка, с которой рядом расположен пусковой клапан, *M* — рычаги для приведения в действие всасывающего или выпускного клапанов, *N* — рычаг для приведения в действие форсунки, *O* — распределительный вал, приводимый во вращение



Фиг. 435.

от главного коленчатого вала, служащий одновременно валом и для центробежного регулятора *R*, *S* — цилиндр низкого давления компрессора (цилиндр высокого давления расположен на станине второго цилиндра двигателя), *Y* — шатун компрессора, связанный с коромыслом *Z*, получающим качание от главного шатуна *G* двигателя при помощи серьги *X*, и *T* — прибор для подачи масла под давлением для смазки цилиндров.

В позднейших выпусках завода „Русский Дизель“ отказался в своих дизелях от компрессора, устанавливаемого на станинах цилиндров, и начал располагать его на одной оси с цилиндрами двигателя. В этом типе двигателей компрессор приводится в действие от специального кривошипа главного коленчатого вала. Это размещение компрессора оказалось более простым, надежным и удобным.

Чтобы иметь представление о главных установочных размерах и весе четырехцилиндровых четырехтактных дизелей простого действия с двойным компрессором, установленным на одной оси с рабочими цилиндрами, в

табл. 82 приведены значения их для стандартных дизелей завода „Русский Дизель“, причем буквенные обозначения таблицы соответствуют обозначениям схемы фиг. 436.

2. Дизеля Коломенского завода. На фиг. 437 представлен в общем виде двухцилиндровый четырехтактный дизель Коломенского завода, поперечный вертикальный разрез которого был приведен выше на фиг. 403. Снимок дизеля снят со стороны распределительного вала *O*, на котором насажены кулачные шайбы, действующие на ролики угловых рычагов *A* клапанов двигателя. Распределительный вал *O* при помощи зубчатой передачи, помещенной в коробке *K*, получает вращение от промежуточного вала *M*, кото-

Таблица 82.

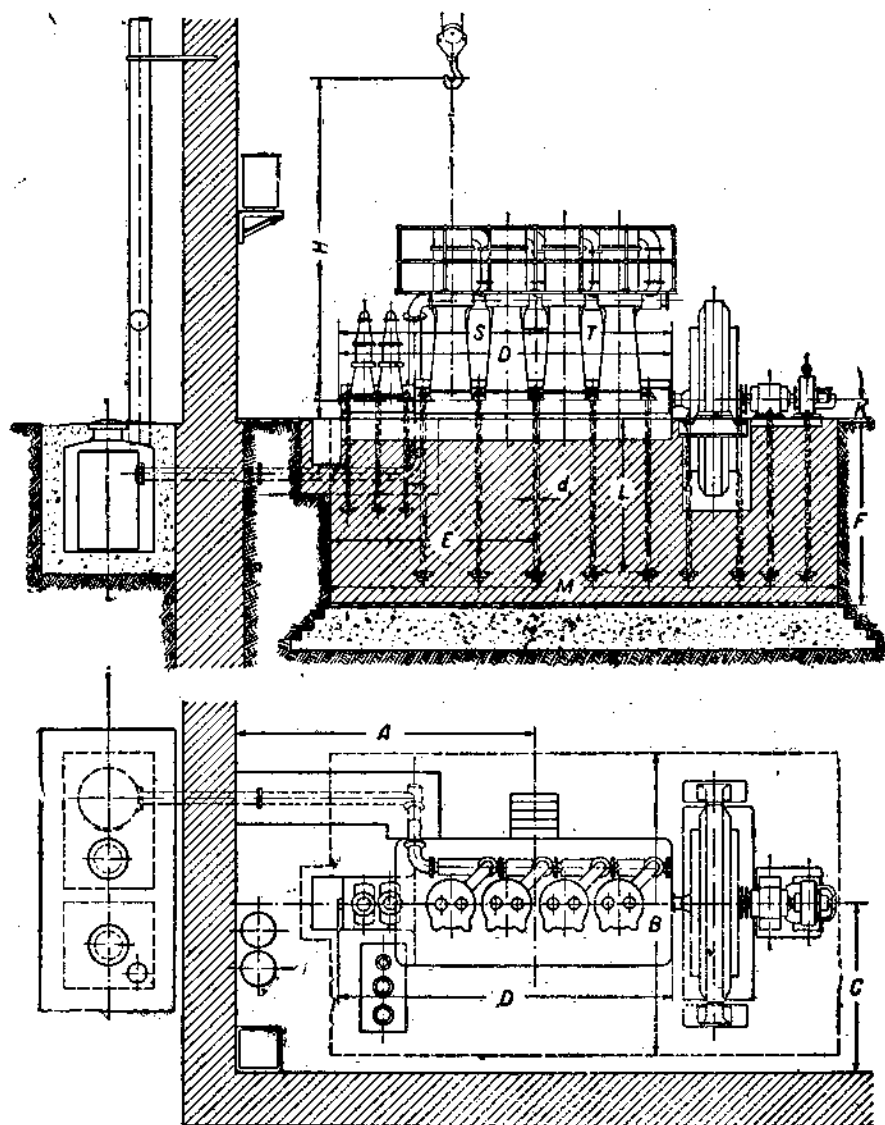
Мощность л. ЛС	200	300	400	650	800
Тип.	H-IV-330	H-IV-390	H-IV-430	H-IV-535	H-IV-600
Число обор. в мин.	214	187	187	167	150
Размеры в мм: <i>A</i>	3 300	4 500	5 100	6 700	6 700
<i>B</i>	4 000	4 500	4 800	6 000	7 000
<i>C</i>	29 00	3 000	3 400	4 200	4 600
<i>D</i>	5 100	5 880	6 400	8 000	8 750
<i>E</i>	2 400	3 600	4 000	5 150	5 150
<i>F</i>	2 500	2 500	3 000	4 000	4 000
<i>K</i>	220	285	310	410	490
<i>L</i>	1 890	1 960	1 960	3 000	3 000
<i>M</i>	6 500	8 400	9 300	11 650	13 150
<i>H</i>	4 200	5 000	5 400	7 300	7 500
<i>S</i>	3 100	3 520	3 800	4 670	4 960
<i>T</i>	2 000	2 350	2 600	3 330	3 795
Диам. <i>d</i> в дюйм.	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{3}{4}$	2	2

рый, в свою очередь, получает вращение от коренного коленчатого вала при помощи винтового зацепления, размещенного в коренном подшипнике *P*. В этом дизеле компрессор для подготовки сжатого воздуха, служащего для распыления топлива, приводится в действие, так же как и в двигателе фиг. 435, от балансира *N*, соединенного двумя серьгами *M* с шатуном двигателя (фиг. 403).

На фиг. 438 представлен снимок полной установки, оборудованной трехцилиндровым четырехтактным дизелем мощностью 225 ЛС, в котором компрессор *K* установлен на одной оси с цилиндрами двигателя. На снимке видны всасывающие воздушные патрубки *A*, выхлопные патрубки *B* и выхлопная труба *D*, а также баки для топлива *E* и масла *F*, резервуары или баллоны для сжатого воздуха, причем баллон *a* является рабочим, *b* — пусковым и *c* — запасным, для наблюдения же за давлением сжатого воздуха на стене машинного помещения установлены манометры *M*.

3. *Компрессор.* Для ознакомления с устройством компрессора, являющегося наиболее ответственной частью нормальных дизелей, на фиг. 439 представлен вертикальный разрез двухступенчатого компрессора, установленного на одной оси с цилиндрами двигателя, один из которых показан также в разрезе. Как видно из разреза, двухступенчатый поршень *P* представляет

одно целое, причем ступень высокого давления *A* состоит из 8 шайб *e* с самопружиняющимися кольцами, которые стянуты вместе при помощи сквозного болта *b*. В ступени низкого давления поршень имеет приливы *d*, в ко-



Фиг. 436.

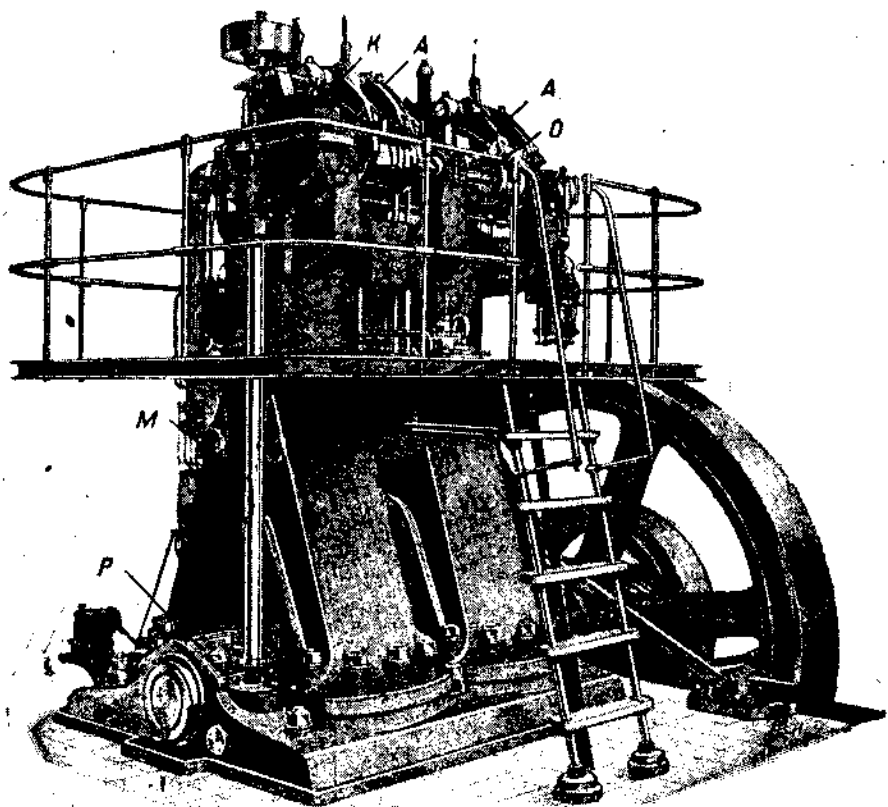
торых укреплен поршневой палец *B*, связанный с головкой шатуна *S*, надетого нижней своей головкой на цапфу *E* кривошипа коленчатого вала двигателя.

На чертеже также видны впускной *m* и выпускной *n* клапаны в неразрезанном виде, форсунка *F*, поршень двигателя вместе с шатуном и коленом

вала, а также штуцера f для подведения масла на трущуюся поверхность рабочей втулки T и трубка r для смазки поршневого пальца R .

Указанные на чертеже размеры относятся к двухцилиндровому четырехтактному дизелю мощностью 120 ЛС.

Для сохранения сжатого воздуха, приготовляемого компрессором, усанавливаются обычно три баллона, связанных между собою воздухопроводами, как это показано на фиг. 440, где представлено общее расположение и. Из этих баллонов баллон A — рабочий, B — пусковой и C — запасный. Баллоны



Фиг. 437.

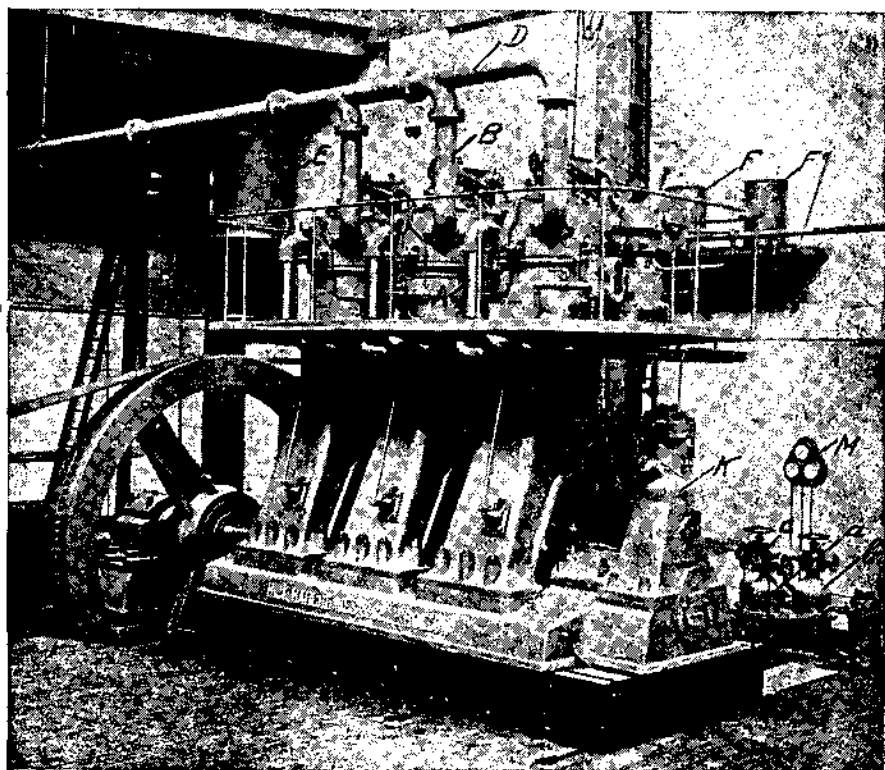
изготавливаются из сименс-мартеновской стали, которая для сварных баллонов должна иметь сопротивление на разрыв не менее 40 кг/мм^2 . Что касается объема их, то для небольших дизелей рабочий баллон должен иметь емкость около $0,5$ — $0,6 \text{ л/ЛС}$, а пусковые — от 2 до 4 л/ЛС , для крупных же установок рабочий баллон — около $0,2 \text{ л/ЛС}$, а пусковые — около $1,5 \text{ л/ЛС}$.

Сжатый воздух из компрессора подводится к рабочему баллону A по воздухопроводу m через вентиль a , а к форсунке двигателя по воздухопроводу n через вентиль b .

Кроме того, на схеме e обозначает запорный вентиль на пусковом баллоне B , f — запорный вентиль на запасном пусковом баллоне C , h и l —

запорные вентили на перепускном воздухопроводе, *h* — вентиль для продувки баллона и *L* — подвод к пусковому трубопроводу для соединения баллонов *B* и *C*.

Нагнетательные воздухопроводы выполняются из цельнотянутых медных или стальных труб. Пусковые баллоны, а также рабочий имеют трубки, опущенные внутри их почти до дна, через которые можно продуть каждый из этих баллонов и удалить из них скопившуюся на дне их воду и масло, уносимое с воздухом из цилиндров компрессора.



Фиг. 438.

При избыточной подаче смазки к цилиндрам компрессора в воздухопроводе распыляющего воздуха может скопиться значительное количество масляных паров, что может вызвать сильный взрыв; поэтому необходимо особенно тщательно следить за подачей смазки и своевременной продувкой баллонов.

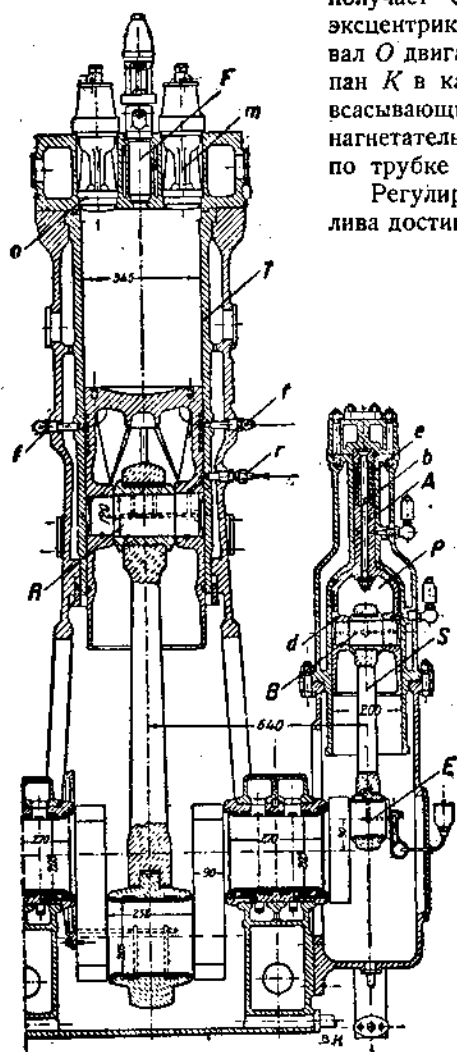
4. Топливный насос. Другой весьма ответственной частью в дизелях является топливный насос, который должен не только подавать под давлением топливо к форсунке, но также и допускать регулирование подачи его.

На фиг. 441 представлен в вертикальном разрезе и в общем виде один из типичных топливных насосов, весьма распространенных в дизелях.

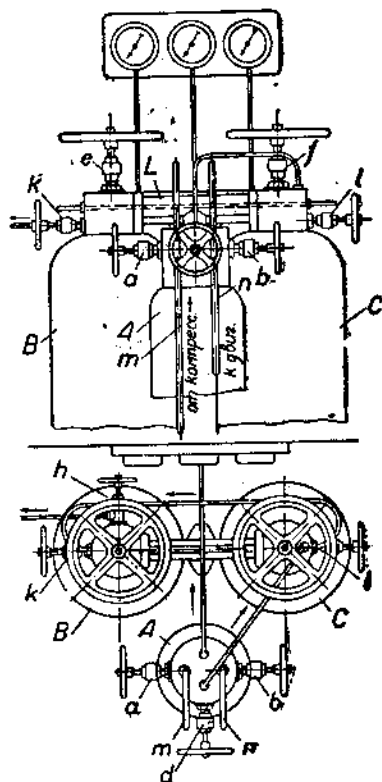
Горючее, на котором работает двигатель, по трубке *m* подводится в камеру *A* насоса, имеющую поплавков *a*, назначение которого поддерживать

в ней на постоянном уровне топливо. В углубленной части *B* камеры *A* установлен автоматически действующий клапан *K*, а сверху, на одной оси с ним, нагнетательный клапан *E*, от которого отведена трубка *n* для подведения топлива к форсунке двигателя. При ходе вверх поршня *P*, который получает свое качание от кривошипа *S* или эксцентрика, насаженного на распределительный вал *O* двигателя, топливо всасывается через клапан *K* в камеру *N*, при обратном же ходе его всасывающий клапан закрывается и топливо через нагнетательный клапан *E* под давлением подается по трубке *n*.

Регулирование количества подаваемого топлива достигается здесь следующим образом. При



Фиг. 439.

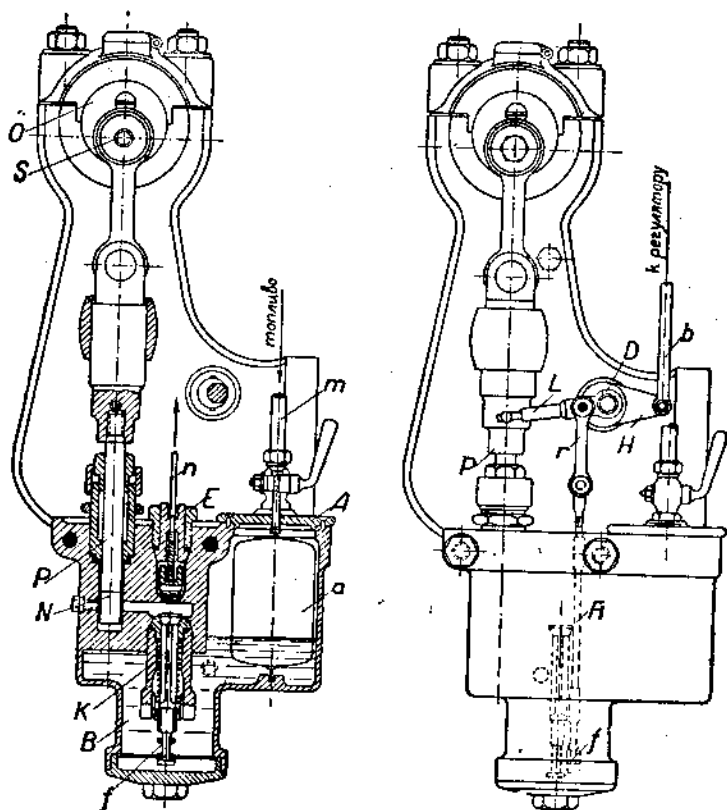


Фиг. 440.

изменении числа оборотов двигателя регулятор, связанный с тягой *b*, поднимает или опускает ее, а вместе с этим поворачивается кривошип *H*, с которым эксцентрично соединена цапфа *D*. На эту цапфу надет одним концом рычаг *L*, который другим концом связан с поршнем *P* насоса. При качании рычаг *L* при помощи серьги *r* действует на тягу *R*, которая проходит через тело насоса и имеет на конце насадку *f*, постоянно находящуюся в соприкосновении со стержнем всасывающего клапана *K*. В зависимости от поло-

жения тяги b , а следовательно кривошипа H и рычага L , тяга R может удерживать на большее или меньшее время открытый всасывающий клапан K , а в зависимости от этого к форсунке по трубке n будет подаваться большее или меньшее количество топлива, чем и достигается регулирование мощности, развиваемой двигателем.

5. *Расход тепла.* Как было отмечено выше, расход топлива в дизелях при нагрузках около нормальной почти не зависит от колебания ее и в среднем может быть принят равным $0,19 - 0,21$ кг/ЛС-ч. или $1900 - 2100$ ккал/ЛС-ч.



Фиг. 441.

Для выяснения картины распределения расходуемого тепла в дизелях на фиг. 442 представлены графики теплового баланса двух четырехтактных компрессорных дизелей мощностью 70 и 300 ЛС, где по вертикальной оси отложены расходы тепла в процентах от общего расхода его на 1 ЛС-ч., а по горизонтальной — величина нагрузки (от $\frac{1}{4}$ до $\frac{4}{1}$) двигателя.

Из графиков видно, что с выхлопными газами, в зависимости от нагрузки, теряется от 20 до 30% расходуемого тепла, с охлаждающей водой отводится от 25 до 35%, на трение и обслуживание компрессора, топливного насоса, механизмов распределения и проч. расходуется от 12 до 18% и в полезную работу преобразовывается от 30 до 32%.

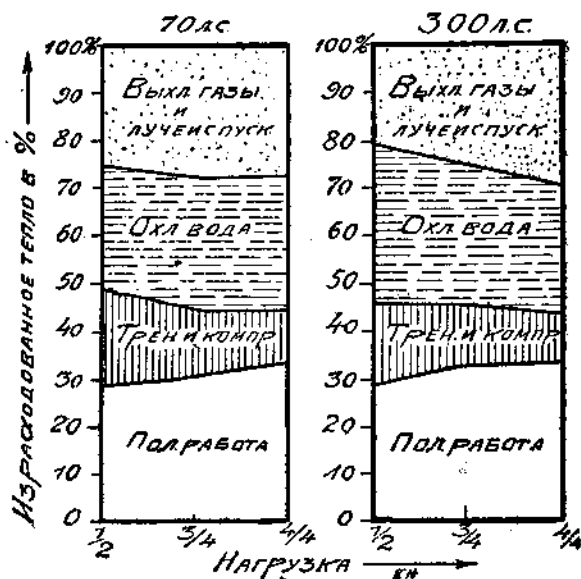
6. *Двухтактные дизеля.* Кроме четырехтактных компрессорных дизелей, широкое распространение получили также и двухтактные дизеля простого и двойного действия, особенно в судовых установках, для которых помимо надежности и экономичности основными требованиями являются легкость и компактность двигателя, а также возможно большая удельная мощность цилиндра его. Всем этим требованиям вполне удовлетворяют двухтактные дизеля, которые первоначально строились исключительно как судовые двигатели. В настоящее время двухтактные дизеля стали широко применяться и в промышленности как стационарные двигатели, главным образом для установок большой мощности.

Представленный выше на фиг. 410 в разрезе шестицилиндровый двухтактный дизель мощностью 1250 ЛС отличается тем, что выпускные окна в нем расположены по всей окружности рабочего цилиндра, продувка же производится через продувочные клапаны, которые установлены в цилиндрической крышке по два на каждую.

Этот способ продувки однако применяется сравнительно редко. Обычно в двухтактных дизелях как продувка, так и выпуск производится через окна, расположенные на противоположных сторонах рабочей втулки цилиндра, причем в одних дизелях продувочные окна делаются ниже выпускных, как это показано на фиг. 411, в других имеется по два ряда продувочных окон, как это показано на фиг. 412, в некоторых же продувочные и выпускные окна делаются одинаковой высоты, и выпуск продувочного воздуха полностью находится под контролем особого золотника или клапана.

7. *Двухтактные дизеля завода Нобель (Швеция).* Чтобы ознакомиться с устройством последнего типа двухтактных дизелей, на фиг. 443 представлен вертикальный разрез одного из цилиндров четырехцилиндрового дизеля шведской фирмы Нобель. В этом двигателе продувочные и выхлопные окна одинаковой высоты расположены на противоположных сторонах цилиндра, причем выпуск продувочного воздуха производится принудительно при помощи двух опорных клапанов А, управляемых довольно сложным механизмом от распределительного вала О.

Для приготовления сжатого воздуха, необходимого для распыления топлива, двигатель снабжен трехступенчатым компрессором, приводимым в движение от балансира, причем низкая ступень компрессора разбита на два цилиндра, на одном из которых установлен цилиндр среднего давления компрессора, а на другом — цилиндр высокого давления, так что компрессор состоит из двух отдельных частей.



Фиг. 442.

Для продувочного воздуха имеются два воздушных насоса *В* двойного действия, которые расположены на той же стороне двигателя, где установлен и компрессор, и приводятся в действие от балансиров *С*, соединенных с кривокопфами. Для большей легкости и прочности цилиндрические головки отлиты из стали и имеют по одному топливному *Г*, пусковому и предохранительному клапанам. Рабочие цилиндры, состоящие из рубашки и внутрен-

ней рабочей втулки, опираются на пустотелые колонны, служащие сборными камерами для продувочного воздуха, которые соединены между собою жесткими промежуточными полыми частями *Д*.

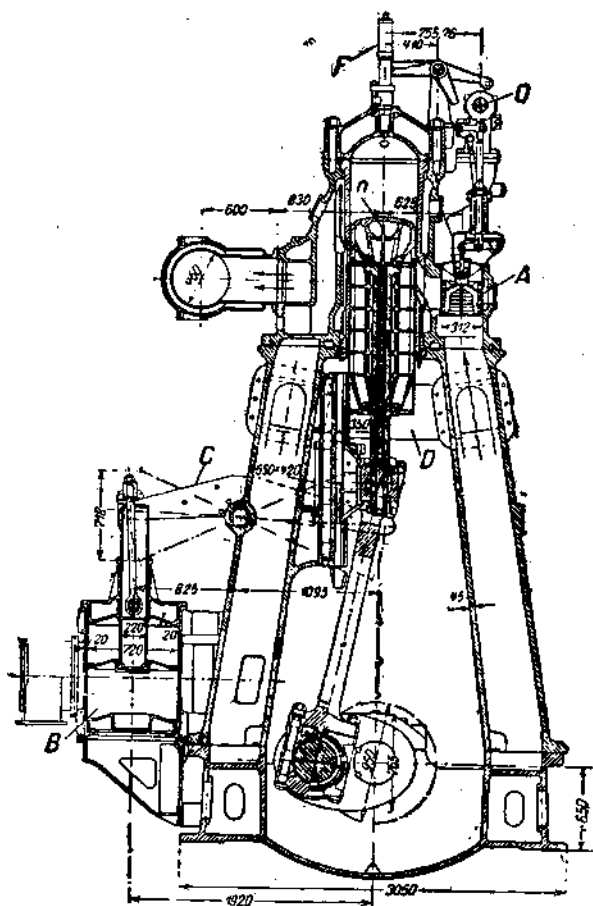
Чтобы получить правильное очертание камеры сгорания в смысле надежной продувки ее, днище поршня имеет выпуклую форму. Для охлаждения головки поршня охлаждающая вода подводится через полый поршневой шток, а отводится по сливной трубке *Л*, установленной внутри штока. Подвод и отвод воды к штоку производится по шарнирным трубкам, которые соединены с бронированными резиновыми шлангами.

Приведенные на разрезе (фиг. 443) размеры относятся к четырехцилиндровому двигателю с диаметром цилиндров 530 мм и ходом поршней 950 мм.

Испытание одного из этих двигателей мощностью 1600 ЛС, произве-

денное проф. Росбергом, при полной нагрузке определило расход топлива (9960 кал./кг) в 179,3 г/д. ЛС-ч., экономический к. п. д. — 35,4% и механический к. п. д. — 80,4%. При половинной нагрузке расход топлива оказался равным 189 г/д. ЛС-ч., а при четверти нагрузки — 240 г/д. ЛС-ч.

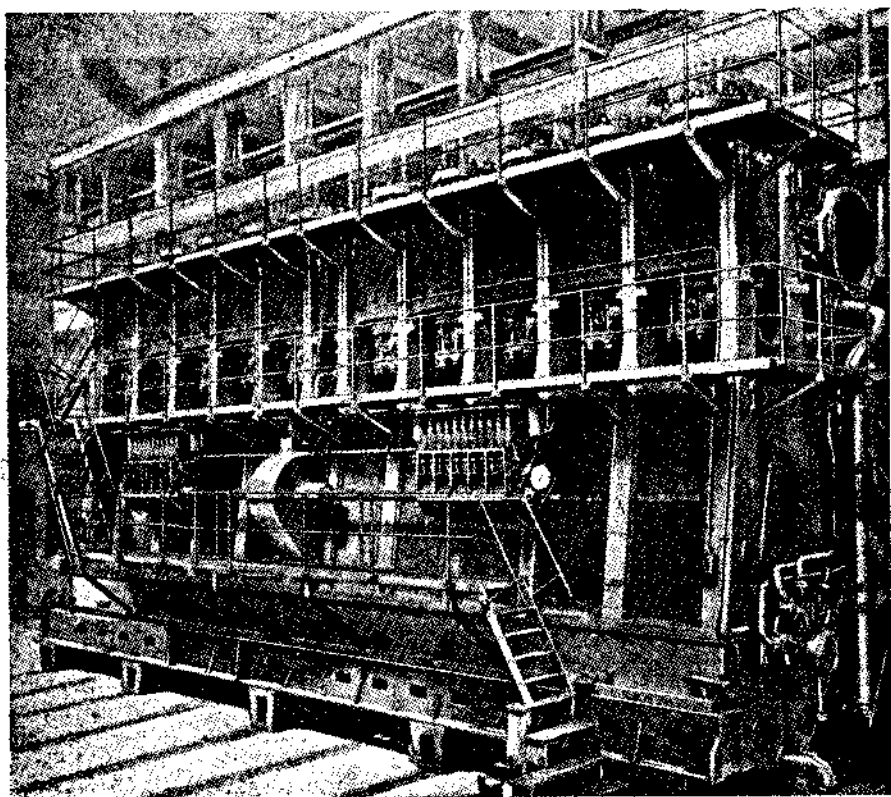
Этот же тип двухтактных дизелей строил до 1930 г. завод „Русский Дизель“. Не отличаясь по конструкции в основных своих частях от двигателя, представленного на фиг. 443, двигатели нашего завода имеют некоторые особенности. Так, например, цилиндрические крышки их не стальные, а чугунные, причем каждая из них имеет по четыре клапана — топливный, пусковой, предохранительный и декомпрессионный; последний слу-



Фиг. 443.

жит для понижения давления сжатия воздуха в цилиндрах во время пуска двигателя в ход.

Чтобы судить о размерах и мощности дизелей этого типа постройки завода „Русский Дизель“, отмечу, что шестицилиндровый двигатель, предназначенный для теплохода мощностью 2400 л. СС имеет диаметр цилиндров, равный 650 мм, ход поршня 860 мм, среднюю скорость поршня 3,58 м/сек., ≈ 125 об./мин., вес двигателя 250 т и удельный вес 104 кг/л.С. мощности.



Фиг. 444.

8. *Двухтактные дизели фирмы MAN.* Стремление повысить мощность дизельной установки привело заводы к необходимости постройки двухтактных дизелей двойного действия, что позволило мощность цилиндра их довести до 2000 л.С.

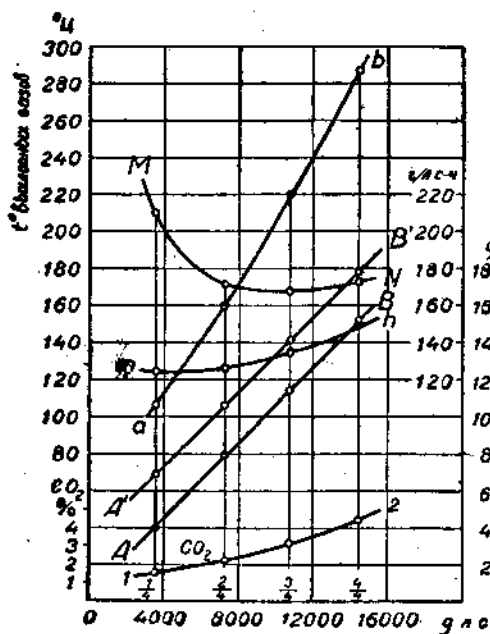
В производстве этого типа дизелей особенно крупного успеха достигла фирма MAN в Аугсбурге (Германия). После нескольких лет работы ей удалось выработать вполне надежный цилиндр двойного действия, а также разработать весьма оригинальную конструкцию вертикального двигателя.

На фиг. 444 представлен в общем виде десятицилиндровый двухтактный бескомпрессорный дизель двойного действия этой фирмы мощностью 11 700 л.С. при 215 об./мин. Размеры цилиндров следующие: диаметр 600 мм и ход поршня 900 мм. Двигатель установлен на электростанции в Генингс-

дорфе близ Берлина и предназначен вместе с другим, таким же дизелем для снятия пиков.

Как видно из снимка, в этом двигателе на опорных станинах установлены узкие колонны, которые на высоте цилиндров соединены между собой довольно массивной коробкой, проходящей по всей длине двигателя. Состоящие из двух частей рабочие втулки цилиндров соединены с указанной выше коробкой и могут свободно расширяться. Для того, чтобы обеспечить свободное прохождение поршневых колец через средний стык втулки, кромки этого стыка в соединении имеют зигзагообразную форму.

Распределительный вал двигателя расположен на высоте коробки и приводится в действие одной парой цилиндрических и двумя парами конических зубчатых колес. Для каждой стороны цилиндра двигателя имеется



Фиг. 445.

топлива в зависимости от нагрузки двигателя в граммах на действ. ЛС-ч., кривая *ab* — изменение температуры выхлопных газов и кривая *1—2* — изменение процентного содержания CO_2 в выхлопных газах в зависимости от нагрузки двигателя. Из кривой *MN* изменения расхода топлива на д. ЛС-ч. видно, что при нагрузке $1/4$ от нормальной расход топлива равен 210 г/д. ЛС-ч. ; для нагрузок же от $2/4$ до $4/4$ (нормальной) расход остается почти одинаковым и колеблется около 170 г/д. ЛС-ч.

Что касается распределения расходуемого тепла в этом двигателе, то при нормальной нагрузке (15000 ЛС) оно распределяется следующим образом: в механическую работу преобразовывается $35,7\%$, с охлаждающей водой отводится $26,0\%$, с выхлопными газами $33,4\%$, на приведение в действие компрессора расходуется $3,1\%$ и на продувку — $1,8\%$, причем турбокомпрессор мощностью 770 д. ЛС при $n=3000 \text{ об./мин.}$ дает продувочный воздух под давлением 1280 мм вод. ст. или около $1,3 \text{ атм. абс.}$

особый топливный насос, поршень которого приводится в действие кулачками распределительного вала.

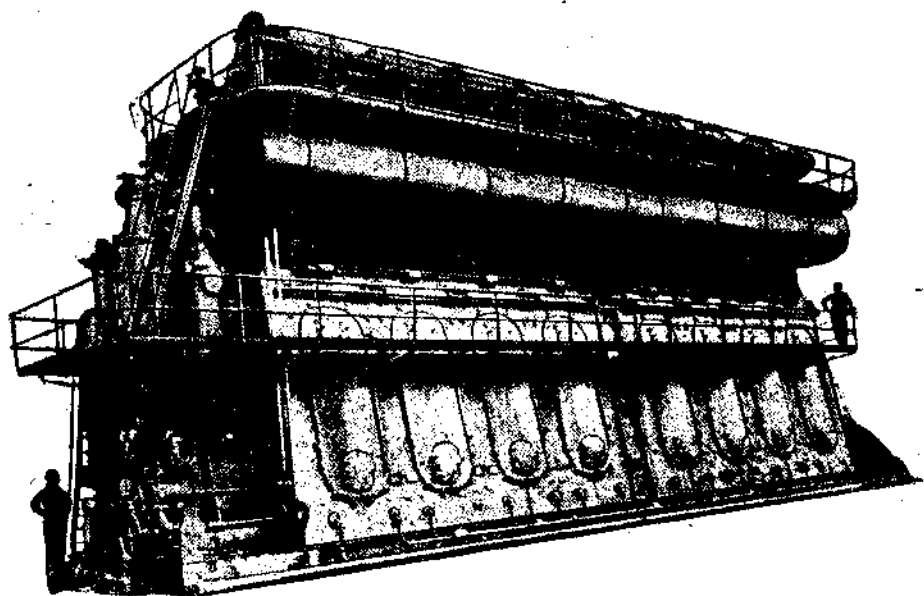
Такой же девятицилиндровый компрессорный дизель системы MAN мощностью 15000 ЛС постройки завода Блом и Фосс установлен на электростанции в Гамбурге. Размеры цилиндров этого двигателя следующие: диаметр 860 мм , ход поршня 1500 мм и число оборотов $n=94 \text{ в. мин.}$

На фиг. 445 представлены кривые, характеризующие работу этого мощного гиганта современного дизелестроения при различных нагрузках его, где линия *AB* дает мощность двигателя в действ. ЛС, линия *A'B'* — индикаторную мощность двигателя в ЛС, кривая *mn* — расход топлива в граммах на инд. ЛС-ч., кривая *MN* — изменение расхода

В СССР этот тип дизелей предположен к постройке на Коломенском заводе.

9. *Двухтактные дизеля Зульцер.* Другим европейским заводом, выполняющим в большом количестве двухтактные дизеля значительной мощности, является завод бр. Зульцер. В дизелях этого завода продувка и наполнение цилиндра осуществляются через два ряда продувочных окон, расположенных в стенках рабочей втулки против выпускных окон. На фиг. 412 и фиг. 413 рабочий процесс этих двигателей, а также способ продувки был уже рассмотрен, поэтому на нем не будем останавливаться.

На фиг. 446 представлен снимок восьмицилиндрового мощного дизеля постройки завода Зульцер. На снимке видны воздушный насос и компрессор, установленные слева на одной оси с рабочими цилиндрами двигателя.



Фиг. 446.

В настоящее время этого типа дизеля строятся на заводе „Русский Дизель“ в Ленинграде.

10. *Форсунка.* Кроме компрессора и топливного насоса, одной из ответственных частей всякого дизеля является топливный клапан или форсунка. Сколько тяжелых аварий с поломками коленчатых валов, цилиндрических крышек, шатунов и проч. вплоть до полного уничтожения двигателя было бы предотвращено, если бы форсунки компрессорных дизелей всегда работали точно и безупречно.

Применяемые в дизелях форсунки, в зависимости от того, сообщается ли внутренняя полость их с цилиндром двигателя только в момент впрыскивания, или же они постоянно сообщены с цилиндром, можно подразделить на закрытые и открытые. Наибольшее распространение имеют закрытые форсунки, открытие и закрытие которых производится стальным шпинделем или иглой.

На фиг. 447 представлен вертикальный разрез одной из типичных форсунок компрессорных дизелей, а сбоку его — наиболее ответственные части

Для направления иглы и точности посадки конуса ее в выпускном отверстии она помещена во втулку *B*, точно пригнанную к ней в верхней и нижней части; для уплотнения же иглы имеется сальниковая набивка, удерживаемая втулками *a* и *b*. В нижней части форсунки во внутренней полости ее имеются дырчатые распыливающие шайбы *C*, которые удерживаются на некотором расстоянии одна от другой при помощи вставленных между ними дистанционных колец. Распыливающие шайбы, как это показано справа, имеют отверстия небольшого диаметра (1,5—2,5 мм), смещенные в рядом лежащих шайбах с таким расчетом, чтобы путь прохождения топлива по направлению к выходу был возможно извилистый. Делается это для того, чтобы создать большую поверхность, омываемую топливом, которое в этом случае будет постепенно увлекаться распыливающим воздухом, тесно смешиваясь с ним. Число распыливающих шайб колеблется от 2 до 6 и определяется каждый раз при первом пробном испытании двигателя на заводе.

За распыливающими шайбами устанавливается распыливающий конус *M*, который навинчивается

За распыливающими шайбами устанавливается распыливающий конус M , который навинчивается на нижний конец направляющей втулки B . На поверхности ко-

тся пластинчатым распылителем *P*, направляется к стакану *D*. Как пластин-

В нижней части форсунки заканчивается пластинчатым распылителем *P*, удерживаемым гайкой *N*, которая привинчивается к стакану *D*. Как пластин-

чатый распылитель, так и гайка N изготавливаются из закаленной стали и находятся в наиболее тяжелых условиях работы.

Для правильной работы форсунки отверстие в пластинчатом распылителе имеет главнейшее значение, так как здесь скорости смеси достигают наибольшей своей величины и площади сечения отверстия оказывает главное влияние на расход распыливаемого воздуха. С другой стороны, количество распыливаемого топлива зависит от числа распыливающих шайб C , их взаимного расположения, числа отверстий в шайбах и диаметра их. Изменяя число шайб, можно отрегулировать форсунку на различное топливо и тип двигателя, в чем и заключается главное преимущество закрытых форсунок с распыливающими шайбами. Так, например, в быстроходных дизелях, в которых на расщепление частиц топлива отводится очень короткий промежуток времени, необходимо уменьшить число шайб, вследствие чего сокращается путь прохождения топлива к отверстию распыливающей пластинки, при густом же топливе следует иметь небольшое число шайб, но с более крупными отверстиями. Необходимо, однако, иметь в виду, что величина этих отверстий влияет как на расход распыливаемого воздуха, так и на предельную мощность цилиндра, а следовательно и двигателя, так как при больших дырочках в шайбах получается повышенный расход воздуха, а при слишком малых замедляется проход топлива, что понижает мощность двигателя.

Подъем иглы форсунки производится концом T (фиг. 447) углового рычага, посадка же иглы на место — при помощи сильной стальной пружины S , установленной в верхнем колпаке K , причем величину нажатия пружины можно изменять при помощи упорного болта m .

Для того, чтобы ориентироваться в необходимом размере закрытой форсунки для цилиндра мощностью N_i , диаметр иглы ее в мм можно определить по следующей приближенной формуле:

$$d = \sqrt{c \cdot N_i} \quad (373)$$

где c — постоянный коэффициент, принимаемый по Кенеманну для четырехтактных дизелей равным 3,2, а для двухтактных — 1,5.

Пример 120. Определить диаметр иглы форсунки для четырехтактного дизеля, индикаторная мощность цилиндра которого $N_i = 100$ инд. ЛС.

Подставляя цифровые значения в формулу (373), получим:

$$d = \sqrt{3,2 \cdot 100} \approx 18 \text{ мм.}$$

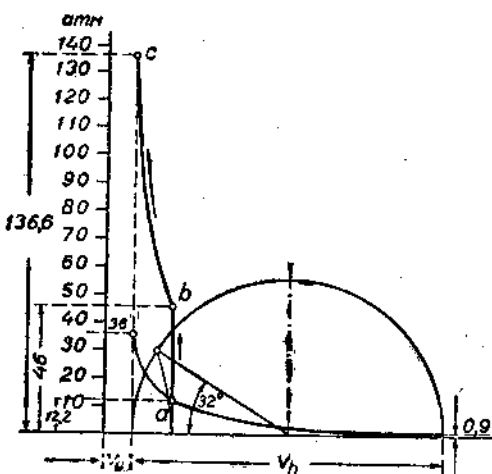
Выше было отмечено, что большинство аварий с компрессорными дизелями происходит от преждевременного воспламенения в цилиндре рабочей смеси, вызываемого главным образом неисправностью форсунок и недостаточно внимательным уходом за ними.

Исследуя работу форсунки и возможность попадания топлива в цилиндр раньше определенного момента, можно прийти к выводу, что это попадание может произойти: 1) при заедании иглы в сальнике, 2) при заедании ее в направляющей втулке или гильзе, 3) при попадании под конус иглы какого-либо твердого тела — грязи, окарины, нагара и проч., 4) при ослаблении или поломке отжимной пружины, 5) при недостаточно плотном закрытии конусом иглы выпускного отверстия вследствие выработки места посадки или поверхности конуса и 6) при отсутствии зазора между роликом приводного рычага и кулачной шайбой распределительного вала. Во всех этих случаях жидкое топливо и распыливающий воздух могут попадать в цилиндр во время всасывающего хода поршня, вследствие чего сжатию будет подвер-

гаться не чистый воздух, как это должно быть, а рабочая смесь, которая при ходе сжатия может преждевременно воспламениться и вызвать как остановку, так и аварию двигателя.

Кроме этого, попадание топлива в цилиндр дизеля может произойти при остановке двигателя и при чистке форсунки, если поршень его имеет углубленное днище. В этом случае на поршне может скопиться некоторое количество топлива, которое при пуске двигателя в ход вызовет также преждевременное воспламенение. Наконец, если всасывающая воздушная труба двигателя соединена с закрытой кривошипной камерой, то при всасывающем ходе поршня в цилиндр двигателя будет всасываться смесь воздуха с парами масла, что при неблагоприятных условиях может также вызвать преждевременное воспламенение со всеми последствиями его.

Исследование этого явления, произведенное Колеллем, показало, что при подаче топлива в цилиндр двигателя во время хода всасывания, при сжатии до 10—15 атм, давление преждевременного воспламенения может достигать 40—50 атм., при дальнейшем же сжатии, происходящим под действием маховика или же других цилиндров двигателя в случае многоцилиндрового типа его, конечное давление сжатия может достигнуть 110—150 атм., что и влечет часто аварии двигателя.



Фиг. 448.

Это изменение давления, вызываемое преждевременным воспламенением, можно проследить на диаграмме, представленной на фиг. 448, графически иллюстрирующей расчеты Колелля. Из диаграммы видно, что в рассматриваемом случае при давлении сжатия 12,2 атм. (точка *a*), когда поршень не до-

шел еще до крайнего положения, в цилиндре произошло преждевременное воспламенение и давление мгновенно повысилось до 46 атм. (точка *b*), при дальнейшем же сжатии рабочих газов в цилиндре давление достигло 136,6 атм. (точка *c*), которое и может вызвать аварию двигателя.

Эти выводы Колеллю удалось подтвердить на опыте, для чего был взят надежно рассчитанный дизель, в котором искусственно задерживалась игла форсунки, чтобы топливо могло попасть в цилиндр во время всасывающего хода. Исследование показало, что при этих условиях в двигателе получают преждевременные воспламенения, а конечное давление сжатия достигает 110—150 атм.

При одноцилиндровом дизеле подобное преждевременное воспламенение и последующее затем сжатие в цилиндре продуктов сгорания оказывают тормозящее действие на поршень, число оборотов двигателя быстро падает, и обслуживающий персонал легко может заметить это и устранить дефекты в работе форсунки.

Совершенно другое положение создается с многоцилиндровым дизелем, когда отклонение от нормальной работы одного из цилиндров не так заметно.

В этом случае работа двигателя происходит в очень тяжелых условиях, когда цилиндры, нормально работающие, вращают коренной вал в одном направлении, а преждевременное воспламенение и дальнейшее сжатие в аварийном цилиндре действует в обратном направлении. Какие при этом получаются последствия, не трудно представить себе, если вспомнить, что в аварийном цилиндре давления достигают значений, превышающих в 3—4 раза расчетные давления.

Таким образом исправная работа форсунки компрессорных дизелей, точность ее пригонки, плотное и точное замыкание выпускного отверстия иглой и проч. являются главнейшими условиями надежной работы их.

§ 151. Бескомпрессорные дизеля. Бескомпрессорными дизелями считаются такие двигатели постепенного сгорания, работающие на жидком топливе, в которых топливо вводится в цилиндр и смешивается в нем с воздухом без распыливающего сжатого воздуха от компрессора. Этот тип двигателей за последние 2—3 года получил очень широкое распространение и, повидимому, вскоре совершенно вытеснит компрессорные дизеля во всех областях промышленности, а также бензиновые и керосиновые двигатели в автотранспорте и авиации.

Применяемые в настоящее время бескомпрессорные дизеля можно подразделить на два основных класса: на аванкамерные (форкамерные) дизеля и дизеля с механическим (струйным) распыливанием топлива.

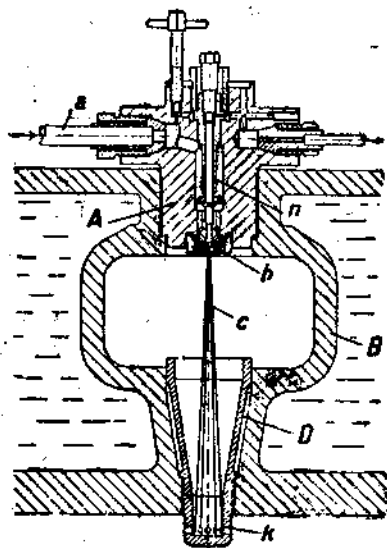
Аванкамерные дизеля представляют собою такие бескомпрессорные двигатели, в которых топливо сначала впрыскивается в особую «аванкамеру» той или иной формы, а затем уже под действием воспламенения части этого топлива оно выталкивается в камеру сжатия двигателя, где и сгорает постепенно. В дизелях с механическим распыливанием топлива последнее непосредственно впрыскивается в камеру сгорания двигателя, где оно перемешивается с воздухом и сгорает. Какой из этих типов бескомпрессорных дизелей более совершенен и более применим в различных областях техники, сказать сейчас трудно, так как имеются прекрасные образцы обоих типов, получивших широкое распространение в современной промышленности.

§ 152. Аванкамерные бескомпрессорные дизеля. Этот тип дизелей является переходным типом двигателя от полудизеля к двигателю постепенного сгорания, завершая собою переход нефтяного двигателя с запальной головкой или калоризатором к полудизелю и, наконец, от последнего к бескомпрессорному дизелю. Действительно, как и в полудизеле, в аванкамерном дизеле топливо подается под избыточным давлением в конце хода сжатия в «холодную» или «горячую» аванкамеру, в которой имеется раскаленная капсула или соединительный канал между аванкамерой и камерой сжатия двигателя, причем теплота нагрева аванкамеры и капсулы используется для предварительного подогрева топлива и частичного воспламенения его.

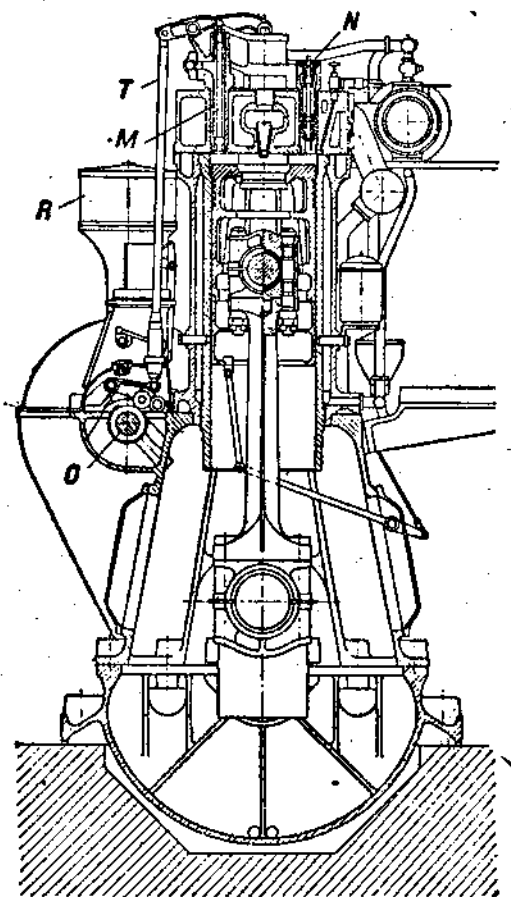
Главной особенностью аванкамерных дизелей является то, что у них нет компрессора, энергия же, необходимая для введения топлива в камеру сгорания и перемешивания его с воздухом, получается за счет избыточного давления, развиваемого в аванкамере при предварительном сгорании части $4-8\%$ заряда горючего. И так как аванкамера в этих двигателях берется таких размеров и формы, чтобы повышение давления в ней от частичного воспламенения превышало давление сжатия не более как на 10—15 атм., то при надлежащем распределении отверстий в капсуле смесь топлива с продуктами сгорания равномерно вытекает из аванкамеры в камеру сжатия

двигателя, где постепенно и сгорает, как в нормальных дизелях. Постепенное сгорание топлива, выбрасываемого в камеру сжатия двигателя, обуславливается не только сравнительно малым избыточным давлением, но также еще и тем, что углекислота продуктов частичного сгорания, вытекая из аванкамеры вместе с топливом, замедляет процесс сгорания его, не позволяя топливу мгновенно воспламениться.

По величине аванкамеры, аванкамерные дизели можно подразделить на двигатели с большой и малой аванкамерой. Так же точно, по способу сообщения аванкамеры с камерой сжатия или сгорания двигателя, различают аванкамерные дизели с одним каналом или отверстием и с несколькими каналами в капсуле.



Фиг. 449.



Фиг. 450.

1. *Аванкамерные дизели Бенц.* Типичным представителем аванкамерных бескомпрессорных дизелей является двигатель системы Бенц фирмы MWM, появившийся еще в 1919 г. В этом двигателе применена холодная аванкамера большого объема, а также капсула с несколькими отверстиями.

На фиг. 449 представлен вертикальный разрез аванкамеры этого двигателя, где *a* — трубка, по которой насосом под давлением 60—80 атм. подается топливо, *A* — закрытая форсунка с дифференциальной иглой, поднимаемой давлением самого топлива и прижимаемой к выходному отверстию шайбы *b* внутренней пружиной *n*, *B* — аванкамера цилиндрической формы, выполненная в цилиндрической крышке двигателя и охлаждаемая водой, и *D* — конусообразной формы капсула, у дна которой имеются отверстия *k*, расположенные наклонно.

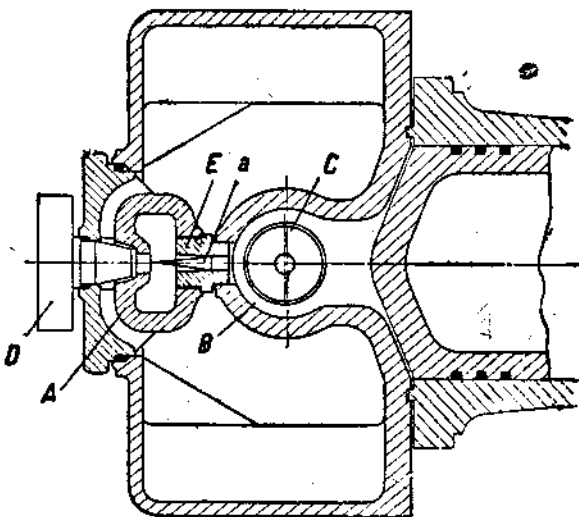
В аванкамере часть топлива воспламеняется от соприкосновения с горячим ядром сжатого воздуха, поступившего из камеры сжатия двигателя. Под действием этого воспламенения остальное топливо проталкивается в камеру сгорания. Для того, чтобы это осуществить, установка форсунки *A* и расположение шайбы *b* выполнены над распыляющей капсулой так, что конусообразная струя с топлива, выходящая из сопла *b*, попадает полностью на кольцо распыливающих отверстий *k*, чем и достигается надежное распыление и перемешивание топлива с воздухом и совершенное сгорание его.

Исследования показали, что при давлении сжатия в цилиндре 35 атм. давление в аванкамере повышается до 45—50 атм., что вполне обеспечивает правильную подачу топлива в цилиндр. Для того, чтобы аванкамера не могла слишком сильно накаливаться, а давление в ней не могло превзойти 55 атм., аванкамера охлаждается водой; кроме того имеется предохранительный клапан, отрегулированный на давление 55 атм.

При испытании аванкамерные дизели этого типа оказались вполне надежными в работе, показав расход топлива одинаковый с компрессорными дизелями.

В настоящее время фирма MWM строит эти двигатели для мощностей от 10 до 200 ЛС в цилиндре.

Чтобы ознакомиться с общим устройством четырехтактных аванкамерных дизелей фирмы MWM, на фиг. 450 представлен вертикальный разрез этого двигателя. Из разреза видно, что распределительный вал *O* двигателя установлен сбоку станины, на



Фиг. 451.

которую опирается рабочий цилиндр, состоящий из внешней рубашки и внутренней втулки. Для свободного расширения днища поршня центральная часть его выполнена в виде стального вкладыша. На разрезе ясно видно расположение аванкамеры и распыляющей капсулы, а также пусковой клапан *M* и декомпрессионный *N*. Всасывающий и выпускной клапаны двигателя приводятся в действие от распределительного вала при помощи штанг *T*. Топливный насос установлен над распределительным валом, при помощи которого и приводится в действие, регулирование же количества подаваемого топлива производится переplусным клапаном, находящимся под контролем центробежного регулятора *R*.

Подача топлива установлена так, что при полной нагрузке впрыскивание его в аванкамеру начинается за 10° до верхнего крайнего положения коленвала и заканчивается при повороте его от крайнего положения на 10° . При изменении нагрузки начало впрыскивания остается без изменения, меняется же момент окончания впрыскивания топлива.

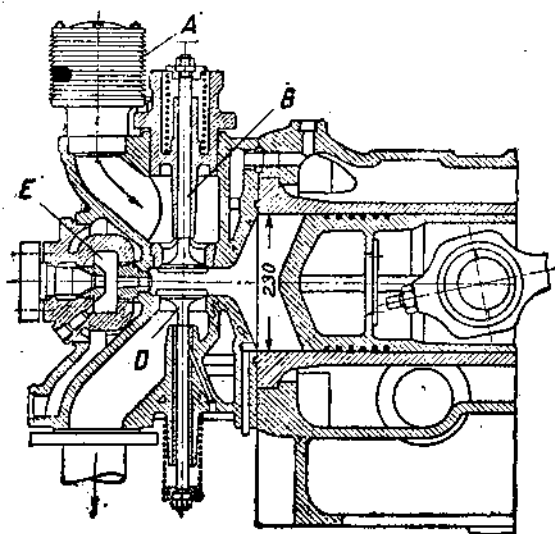
2. Аванкамерные дизели Кертинг. К аванкамерным дизелям с большой аванкамерой относятся также четырехтактные двигатели завода Кертинг,

которые выполняются горизонтального и вертикального типа для мощностей от 10 до 200 ЛС в цилиндре.

Горизонтальные двигатели имеют аванкамеру, охлаждаемую водой; сообщение аванкамеры с камерой сжатия двигателя производится с помощью одного конического канала значительного размера, расположенного в особом стакане.

На фиг. 451 представлен горизонтальный разрез цилиндровой головки одного из горизонтальных четырехтактных аванкамерных дизелей завода Кертинг, где *A* — аванкамера, которая сообщена с камерой сжатия *B* двигателя при помощи ввинченного в нее стакана *E*, *D* — форсунка и *C* — выпускной клапан двигателя.

Процесс распыления топлива и перемешивания его с воздухом в камере сгорания производится следующим образом. Впрыскиваемая форсункой *D*



Фиг. 452.

струя топлива, подаваемого в аванкамеру с углом опережения в 15° , сначала попадает на раскаленные стенки соединительного канала *a* стакана *E*. Но так как в это время, вследствие сжатия в цилиндре, воздух с большой скоростью врывается через канал *a* во внутреннее пространство аванкамеры, то при своем протекании навстречу движущейся струе топлива воздух захватывает его обратно в аванкамеру, где под действием нагрева и высокой температуры сжатия происходит частичное воспламенение смеси. Вследствие этого воспламенения давление в аванкамере поднимается на 8—10 атм. выше давления сжатия, что и вызывает вы-

брасывание топлива через канал *a* в камеру сжатия двигателя, где топливо постепенно и сгорает.

Что касается устройства форсунки, то, как и в дизелях фирмы MWM, здесь применена автоматически действующая форсунка с дифференциальной иглой, которая открывается под действием давления топлива, подаваемого насосом, а прижимается к своему гнезду при помощи внутренней пружины.

Для ознакомления с общим расположением аванкамеры, форсунки и клапанов в этом двигателе, на фиг. 452 представлен вертикальный разрез передней части цилиндра четырехтактного горизонтального двигателя мощностью 30 ЛС, диаметр цилиндра которого равен 230 мм, ход поршня 400 мм и $n = 340$ об./мин., где *A* — всасывающий воздушный патрубок, *B* — всасывающий клапан, *D* — выпускной клапан и *E* — аванкамера с форсункой и стаканом, имеющим только один распыливающий канал.

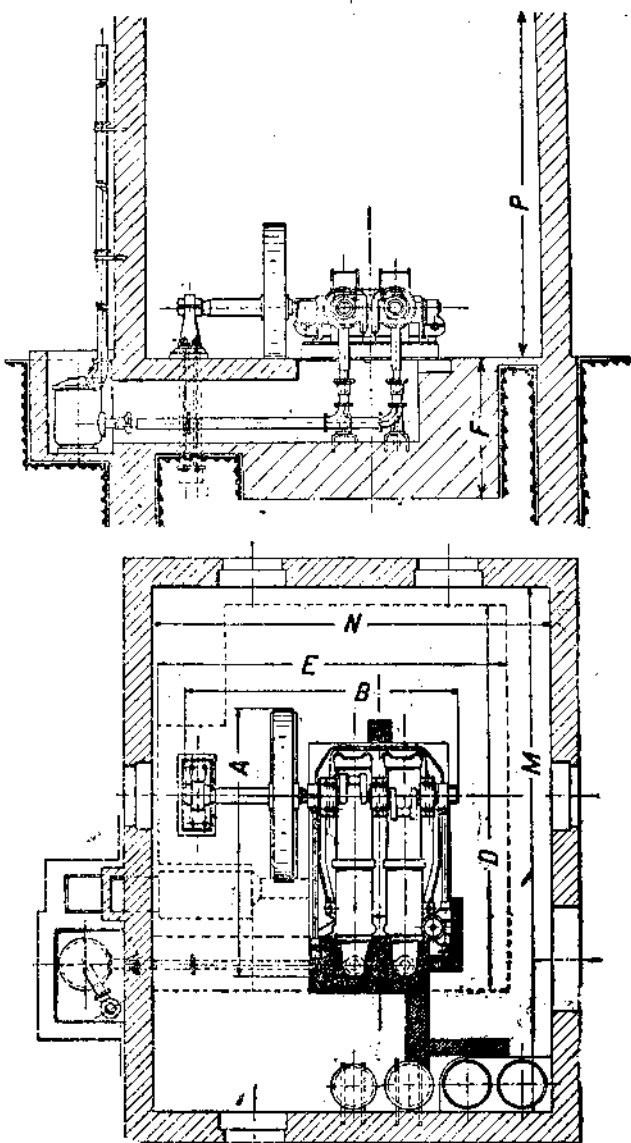
Аванкамерные дизели Кертинг оказались весьма надежными в работе, не уступающими по экономичности лучшим компрессорным дизелям. Так, по данным испытания двухцилиндрового двигателя этого типа мощностью 300 ЛС,

расход топлива при полной нагрузке оказался равным 0,170 кг/д.ЛС-ч., при нагрузке равной $\frac{1}{4}$ от нормальной — 0,194 кг/д.ЛС-ч. и при нагрузке в 30% от нормальной — 0,251 кг/д.ЛС-ч.

Чтобы судить об установочных размерах аванкамерных дизелей Кертинг, в табл. 83 приведены данные для двухцилиндровых горизонтальных двигателей мощностью от 100 до 300 ЛС, где буквенные значения соответствуют схеме расположения этого двигателя, представленной на фиг. 453.

В вертикальных аванкамерных дизелях, выполняемых заводом Кертинг мощностью до 1000 ЛС, применена аванкамера такого же типа, как и в горизонтальных двигателях, с той только разницей, что здесь распыливающий стакан заканчивается доньшком, в котором имеются отверстия, установленные под углом 60° к оси цилиндра. Таким образом, в этом типе двигателей завод применяет аванкамеру с несколькими распыливающими отверстиями, сообщающими ее с камерой сжатия двигателя.

На фиг. 454 представлен вертикальный разрез головки цилиндра одного из вертикальных двигателей этого типа, где А — форсунка, открытие иглы которой находится под действием углового рычага В, D — аванкамера со стаканом E с отверстиями, M — пусковой клапан, N — приспособление для установки горящего патрона при пуске двигателя в ход и P — сменное днище поршня, позволяющее в случае повреждения заменять его новым.



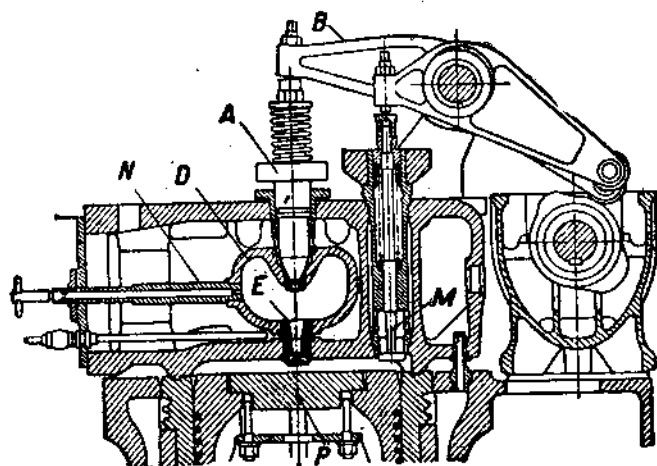
Фиг. 453.

3. *Аванкамерные дизели Зульцера.* Швейцарский завод Бр. Зульцер строит также аванкамерные бескомпрессорные двухтактные дизели с аванкамерой большого объема и несколькими каналами, соединяющими ее с камерой сжатия двигателя.

Таблица 83.

	Мощность в ЛС				
	100	150	200	250	300
Размеры в мм: <i>A</i>	3750	4150	5280	5400	5800
<i>B</i>	3560	3935	4900	5000	5500
<i>D</i>	5850	5950	7000	7000	7500
<i>E</i>	5035	5385	6000	6600	7400
<i>F</i>	2000	2000	2100	2100	2400
<i>M</i>	7500	7500	9000	10000	10000
<i>N</i>	5500	5500	7500	7500	8500
<i>P</i>	3500	3500	4000	4000	4500

Представлен вертикальный разрез аванкамеры двигателей завода Зульцер, где *A* — охлаждаемая аванкамера, *B* — автоматически действующая закрытая форсунка с дифференциальной иглой *a*, поднимаемой давлением самого топлива и удерживаемой на месте пружиной *m*, *D* — упор, ограничивающий высоту подъема иглы, *n* — трубка, подводящая топливо, *E* — впрыскивающая шайба форсунки, *M* — стакан с распыливающими отверстиями и *N* — стержень для ввода в аванкамеру в начале пуска двигателя в ход зажигательного патрона, состоящего из свернутой в трубочку (8 мм в диам. и 35 мм длины) бумажки, пропитанной селитрой.



Фиг. 454.

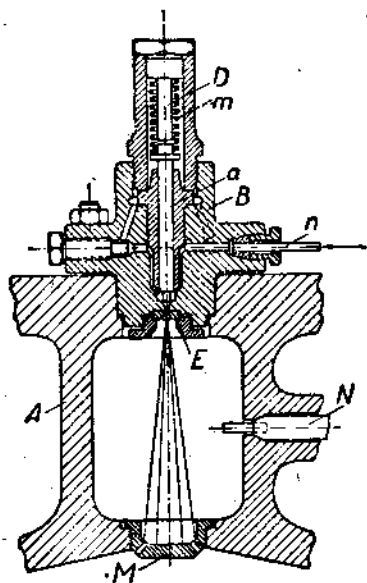
в обычных двухтактных двигателях быстрого сгорания с запальной головкой, и крейцкопфный тип с воздушными продувочными насосами, установленными под цилиндрами двигателя.

Последний тип двигателя строится у нас на заводе „Русский Дизель“ и ХПЗ.

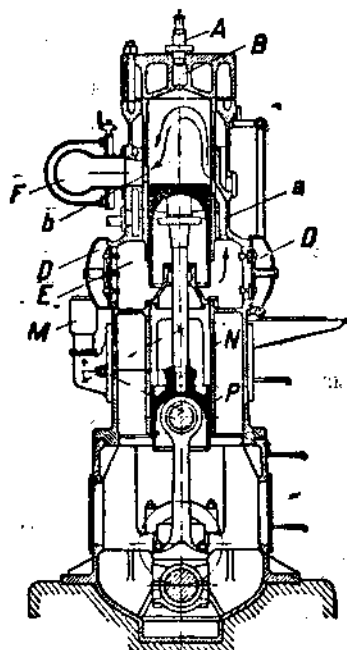
На фиг. 456 представлен вертикальный разрез этого двигателя, где *A* — форсунка, *B* — аванкамера, *D* — воздушные пластинчатые клапаны, *E* —

камера, служащая продувочным насосом, *a* — канал, сообщающий внутреннюю полость воздушного насоса с продувочными окнами рабочего цилиндра, *b* — выхлопные окна, *F* — выхлопной патрубок, охлаждаемый водой, *M* — одноступенчатый компрессор, служащий для наполнения пусковых баллонов сжатым воздухом, и *N* — направляющие для крейцкопфа *P*.

Как видно из чертежа, двигатель вследствие размещения продувочного насоса под цилиндром получился несколько высоким и громоздким, так как потребовалось применение в нем крейцкопфа. Однако эта конструкция воздушного насоса позволила иметь для продувки чистый продувочный воздух, незагрязненный частицами смазочного масла, как это обычно получается в двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой, а также



Фиг. 455.



Фиг. 456.

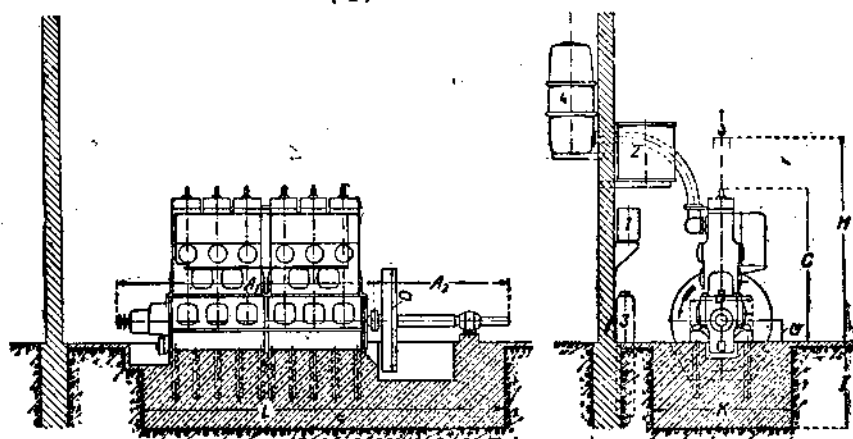
иметь свободный доступ к кривошипной камере и применить для коренных подшипников коленчатого вала смазку под давлением, обеспечивающую более надежную работу двигателя с повышенным числом оборотов его.

Таким образом это расположение воздушного насоса позволило получить в двухтактном двигателе более совершенное сгорание, а следовательно, и пониженный расход топлива, несмотря на недостаточное количество продувочного воздуха. Вместе с тем отпала и необходимость в уплотняющих устройствах кривошипной камеры каждого цилиндра, что позволило уменьшить общую длину многоцилиндровых двигателей.

Рассматриваемый тип аванкамерного дизеля строится заводом „Русский Дизель“ мощностью 50 ЛС в цилиндре, диаметр которого равен 300 мм и ход поршня 400 мм при $n=300$ об./мин. В зависимости от требуемой мощности двигателя выполняются в 1, 2, 3, 4, 6 и 8 цилиндров, для мощности от 50 до 400 ЛС, причем для многоцилиндровых типов

цилиндры делаются по 2, 3 и 4 шт. в одной отливке, т. е. в одном блоке с общей для них водяной рубашкой.

Испытания двигателей Зульцер дали вполне удовлетворительные результаты, а именно: при мощности, равной $\frac{1}{4}$ от нормальной, расход нефти получился равным 0,355 кг/ЛС-ч., при $\frac{1}{2}$ — 0,239 кг/ЛС-ч., при $\frac{3}{4}$ — 0,207 кг/ЛС-ч. и при нормальной мощности $\left(\frac{4}{4}\right)$ — 0,195 кг/ЛС-ч. Что касается механиче-



Фиг. 457.

ского коэффициента полезного действия, то он оказался около 70—72%, т. е. довольно низким, что показывает на значительные механические потери в двигателе.

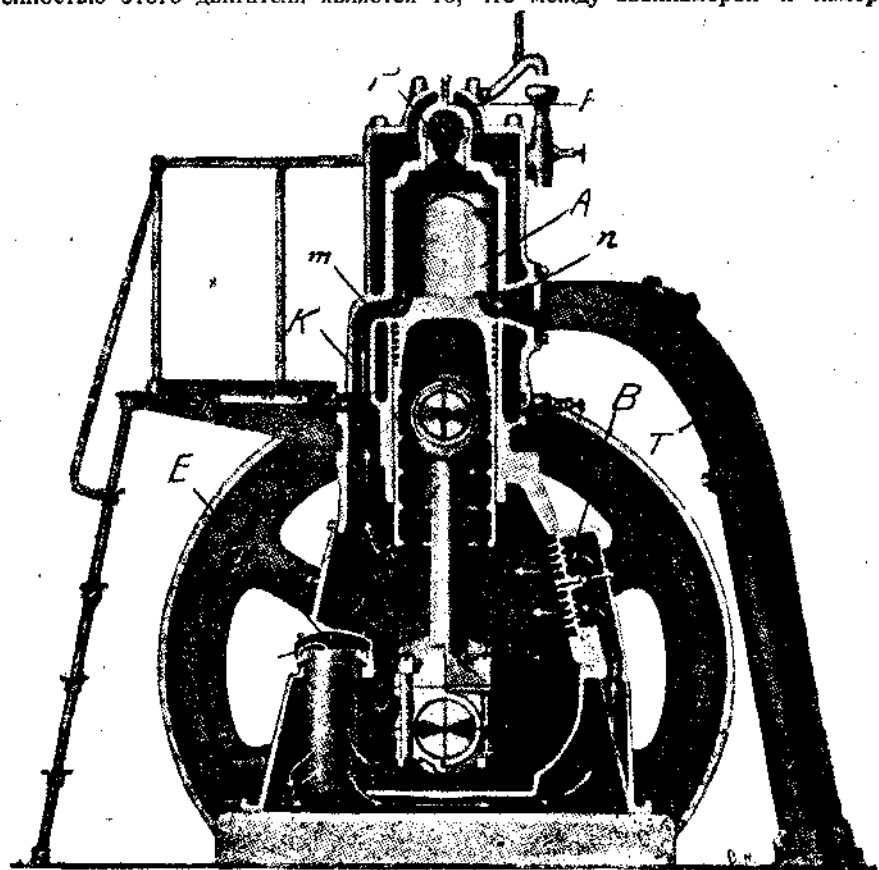
Таблица 84.

Мощность в ЛС	100	150	200	300	400
Число цилиндров	2	3	4	6	8
Размеры в мм: A_1	2250	2900	3440	4760	5570
A_2	2500	2500	2500	2500	2500
B	1300	1300	1300	1300	1300
C	2920	2920	2920	2920	2920
D	1900	1900	1900	1900	1900
H	3600	3600	3600	3600	3600
I	1600	1600	1600	1600	1600
K	2800	2800	2800	2800	2800
G	400	400	400	400	400
L	4500	5100	5700	7000	2000
Объем фундам. в м ³	19	21,5	24	30	38

Основные установочные размеры этих двигателей различной мощности приведены в табл. 84, где буквенные обозначения соответствуют схеме фиг. 457, представляющей общую установку шестицилиндрового двигателя.

На той же схеме 1 обозначает резервуар с суточным запасом топлива, 2 — резервуар с запасным топливом, 3 — баллон с сжатым воздухом для пуска двигателя в ход и 4 — глушитель.

4. *Аванкамерные дизеля завода Фербэнкс и К^о.* Аванкамерные двухтактные бескомпрессорные дизеля с кривошипно-камерной продувкой получили очень широкое распространение как вполне надежные и достаточно экономичные двигатели, и производством их занято в настоящее время очень много заводов. Типичным представителем этого типа двигателей может служить также двигатель американского завода Фербэнкс и К^о, выполняемый для мощностей от 40 до 60 ЛС в цилиндре. Отличительной особенностью этого двигателя является то, что между аванкамерой и камерой



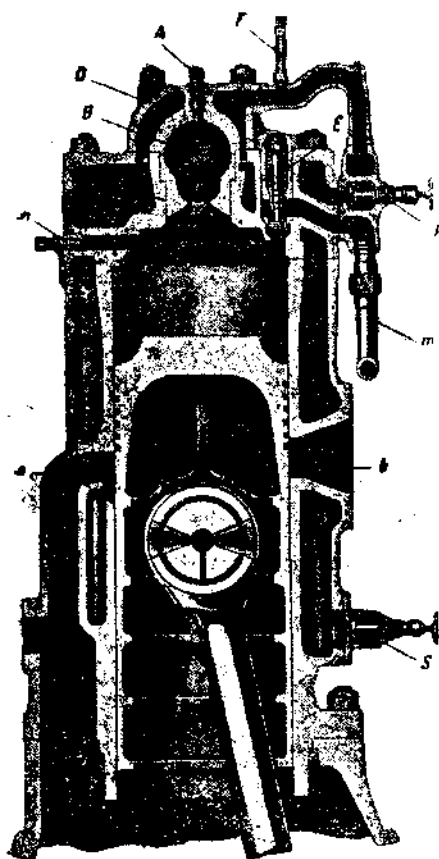
Фиг. 458.

сжатия двигателя нет распыливающего стакана или капсулы, соединением же служит широкая горловина, расходящая к низу конусом.

На фиг. 458 представлен вертикальный разрез этого двигателя, где *А* — цилиндр, отлитый вместе с рабочей втулкой и рубашкой, в котором имеются продувочные окна *т*, сообщаемые при помощи канала *К* с закрытой кривошипной камерой. Продувочный воздух перед входом в кривошипную камеру через пластинчатый клапан *В* проходит сначала через очистительный фильтр *Т*, где задерживаются частицы грязи и пыли. Выпускные окна *п* имеют несколько большую высоту по сравнению с продувочными окнами, вследствие чего поршень сначала открывает выпускные окна, а затем уже продувочные,

как это обычно, делается. Для отведения продуктов сгорания имеется выхлопная труба *T*, для впрыскивания же топлива служит автоматически действующая форсунка *F*, установленная сверху аванкамеры *P*, сообщаемой широкой горловиной с цилиндром.

Для более наглядного представления об устройстве цилиндра двигателя Фербенкс на фиг. 459 приведен вертикальный разрез его, где *A* — автоматически действующая форсунка, *B* — аванкамера, состоящая из двух частей — нижней, вложенной в цилиндрическую крышку, и верхней, отлитой вместе



Фиг. 459.

с головкой *D*, *E* — пусковой клапан, к которому сжатый воздух подводится по воздухопроводу *m*, *F* — термометр для измерения температуры охлаждающей воды при выходе, *n* — декомпрессионный кран, *p* — контрольный водяной кран, *a* — продувочные окна, *b* — выхлопные окна и *S* — регулирующий клапан подачи охлаждающей воды.

Как видно из разреза, основные части двигателя довольно просты по своему устройству, а двигатель в целом представляет прекрасно выработанный тип аванкамерного бескомпрессорного дизеля с кривошипно-камерной продувкой.

На фиг. 460 представлен общий вид шестицилиндрового двухтактного аванкамерного дизеля этой системы мощностью 360 ЛС.

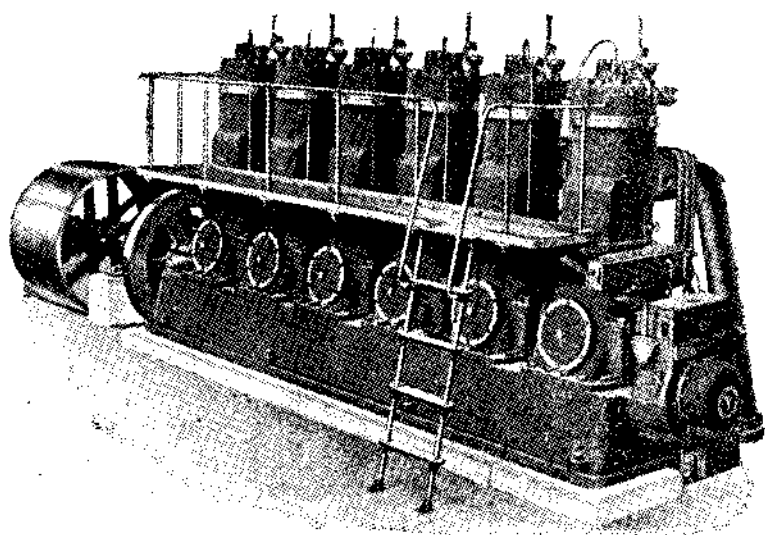
По этому же типу завод строит двух-, трех- и четырехцилиндровые двигатели мощностью в 120, 180 и 240 ЛС.

5. Двигатели Бронса. К аванкамерным бескомпрессорным дизелям с горячей аванкамерой небольшого объема можно отнести четырехтактные двигатели Бронса, выполняемые заводом Дейтц, а также Сормовским заводом. Этот двигатель появился еще до войны и в развитии аванкамерных дизелей сыграл очень большую роль как первый двигатель этого типа, надежно работавший в промышленности.

На фиг. 461 представлен вертикальный разрез верхней части цилиндра этого двигателя постройки завода Дейтц, где через *A* обозначен всасывающий клапан и через *B* — форсунка, состоящая из клапана *a*, распыливающего стакан *m* с отверстиями и иглы *b*, предназначенной для регулирования количества подаваемого по каналу *c* топлива к клапану *a* форсунки.

Процесс распыливания топлива в этом двигателе осуществляется следующим образом. При всасывающем ходе поршня открывается клапан *a* форсунки, через который пропускается требуемое количество топлива в стакан *m* с небольшими отверстиями, при помощи которых стакан сообщается с камерой сжатия цилиндра. Введенное в нагретый стакан топливо во время

хода сжатия подвергается нагреванию до температуры воспламенения теплотой стенок стакана и теплотой сжатого воздуха до 32—34 атм., вслед-



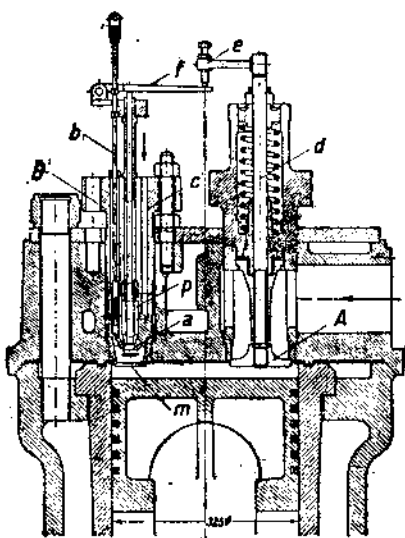
Фиг. 460.

ствие чего часть топлива воспламеняется и давление в стакане повышается до 80 атм. Под действием избыточного давления оставшаяся часть топлива, находящаяся в стакане, выбрасывается через отверстия его в камеру сгорания двигателя, где и сгорает примерно при постоянном давлении около 40 атм.

Открытие топливного клапана *a* форсунки производится от стержня *d* впускного клапана *A* при помощи ударника *e* и рычага *f*, прижатие же его к своему седлу — внутренней пружиной, имеющейся в камере *p* форсунки. Что касается иглы *b*, регулирующей количество подаваемого топлива к клапану *a*, то она устанавливается, в зависимости от нагрузки, в определенном положении под действием регулятора.

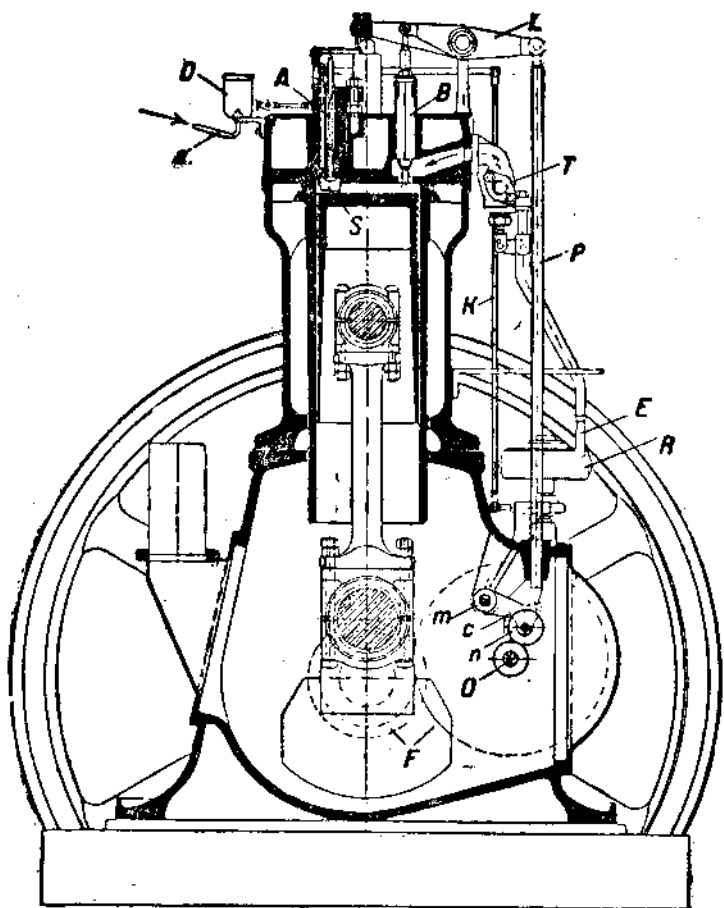
Так как топливо в этом двигателе вводится в стакан *a* во время всасывающего хода, то для подачи его не требуется особого топливного насоса, а достаточно установить топливный резервуар на некоторой высоте над двигателем.

Практика показала, что двигатели Бронса при правильном подборе числа и величины отверстий в распыливающем стакане работают вполне надежно. Однако нельзя не считать с тем, что вследствие нахождения топлива в раскаленном стакане в течение почти двух ходов поршня здесь трудно избежать



Фиг. 461.

как пирогенетического разложения топлива, так и коксования его, вследствие чего всегда может получиться засорение отверстий стакана, которое неминуемо вызовет ухудшенное распыление топлива, а следовательно, и нарушение рабочего процесса двигателя. Таким образом, правильный подбор частей форсунки и распыливающего стакана является основным требованием нормальной работы этого двигателя.



Фиг. 462.

Сормовский завод строит двигатели Бронса мощностью 12, 25 и 40 ЛС в цилиндре.

На фиг. 462 представлен вертикальный разрез двигателя Бронса постройки этого завода мощностью 40 ЛС, где *A*—форсунка, *S*—распыливающий стакан, *B*—пусковой клапан, *T*—вентиль сжатого воздуха, открываемый при пуске двигателя при помощи рукоятки *E*, *D*—резервуар для топлива, в котором оно автоматически поддерживается на постоянном уровне, *a*—трубка, подводящая топливо из бака к резервуару *D*, *K*—тяга от регулятора *R*, действующая на иглу форсунки, и *P*—штанги, действующие на рычаги *L* клапанов.

Как видно из разреза, распределительный вал *O*, на котором насажены кулачные шайбы, получает вращение от коленчатого вала двигателя при помощи зубчатой передачи *F*. Кулачные шайбы, действуя на ролики *n*, отклоняют вверх рычаги *c*, вращающиеся на валике *m*, а вместе с ними поднимаются и штанги *P*, которые нижними своими концами опираются в гнезда этих рычагов, чем и достигается открытие всасывающего и выпускного клапанов двигателя.

В табл. 85 приведены данные трех испытаний при полной нагрузке двигателя Бронса постройки Сормовского завода, мощностью 40 ЛС, имевшего следующие размеры: диаметр цилиндра 310 мм, ход поршня 420 мм, $n = 250$ об./мин., общая высота 2650 мм, длина 2450 мм и вес двигателя без маховика 6970 кг.

Таблица 85.

	Мощность на тормозе в ЛС		
	40,3	40,5	39,6
Продолж. испытания в часах .	7,87	8,7	8,00
Расход топлива в кг/д. ЛС-ч. .	0,251	0,254	0,278
Расход тепла в кал./д. ЛС-ч. .	2570	2570	2820
Расход смазки (цилиндр.) в г ЛС-ч	1,63	2,29	4,70
Экон. коэфф. пол. действия в %	24,6	24,6	22,42

Из таблицы видно, что двигатели Бронса в смысле экономичности работают значительно хуже не только четырехтактных аванкамерных дизелей с аванкамерой большого объема, но и аванкамерных двухтактных дизелей с кривошипно-камерной продувкой, что обуславливается недостаточно совершенным распылением топлива аванкамерой малого объема в виде распыливающего стакана.

Сопоставляя работу аванкамерных бескомпрессорных дизелей с компрессорными дизелями, мы видим, что процессы сгорания топлива в цилиндре в обоих типах двигателей протекают почти одинаково, причем разница в подаче топлива заключается в том, что в компрессорных дизелях при подаче оно распыливается сжатым воздухом, а в аванкамерных при подаче оно не подвергается распыливанию. Кроме того в компрессорных дизелях тонко распыленное топливо, введенное в цилиндр, окружено холодным воздухом, а в аванкамерных дизелях более крупные частицы его окружены продуктами сгорания, вследствие чего в последних двигателях для надежности воспламенения и сгорания необходимо сжатие воздуха в цилиндре доводить до более высокого давления.

Испытания и исследования рабочего процесса аванкамерных дизелей показали также, что аванкамерное распыление топлива во всяком случае не хуже распыления сжатым воздухом, что расход топлива в обоих типах дизелей можно считать одинаковым и что аванкамерные дизеля значительно проще по устройству, по сравнению с компрессорными, так как в них нет компрессора, а также проще и надежнее форсунка. Недостатком же аванкамерных дизелей является затруднительный пуск их в ход.

§ 153. Бескомпрессорные дизеля с механическим распылением и автоматически действующей форсункой. Бескомпрессорные дизеля с механическим распылением топлива отличаются тем, что в них топливо вводится насосом непосредственно в камеру сжатия цилиндра. В зависимости от начального момента подачи топлива эти двигатели могут работать как по процессу быстрого сгорания, так и по процессу постепенного сгорания.

Исследования Гей ельберга, например, показали, что при начале подачи

топлива под углом 40° до прихода кривошипа в верхнее крайнее положение нормальный дизель превращается в двигатель быстрого сгорания.

Современные бескомпрессорные дизеля с механическим распылением топлива обычно работают по смешанному процессу с большим или меньшим повышением давления, причем давление сжатия в различных конструкциях колеблется от 18 до 32 атм., а давление воспламенения при полной нагрузке — от 36 до 45 атм.

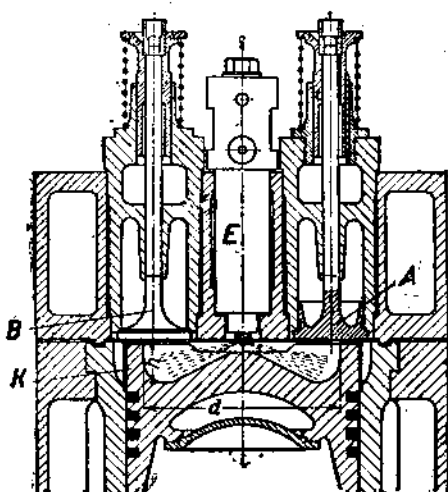
Как показали многочисленные исследования этих двигателей, на процесс сгорания, определяющий экономичность и надежность работы их, оказывают особенно большое влияние очертания днища поршня и камеры сгорания, а также способ распыления топлива, т. е. направление струи, дальность полета ее, относительное движение частиц топлива и воздуха, форма сопла и проч.

Если, например, камера сгорания имеет обычную плоскую форму и струя топлива направлена вертикально по оси цилиндра, то эти условия не могут обеспечить частицам топлива, введенным в него, ни одинаковой длины пути, ни достаточного соприкосновения и перемешивания с воздухом. Действительно, в этом случае частицы топлива ударяются всей своей массой о днище поршня, и те из них, которые расположены снаружи топливной струи, быстро воспламеняются, а которые находятся внутри струи, вследствие отсутствия необходимого воздуха, подвергаются пирогенетическому разложению и воспламеняются с большим запозданием, что вызывает явление догорания со всеми вредными последствиями его.

Следовательно, чтобы получить своевременное воспламенение и полное сгорание, необходимо, чтобы все частицы вводимого топлива находились в одинаковых условиях в смысле распыления и перемешивания их с воздухом.

Чтобы удовлетворить этим требованиям, в дизелях с механическим распылением топлива часто днище поршня выполняется сферически-вогнутой формы, а топливным струям дается некоторый наклон от оси цилиндра. Кроме того очень хорошие результаты дает полушаровая форма камеры сгорания, которая и нашла широкое применение в дизелях с механическим распылением. При этой форме камеры сгорания необходимо, однако, топливным струям сообщить такую скорость и пробивную силу, чтобы частицы топлива могли сгорать раньше, чем они достигнут днища поршня.

На фиг. 463 представлен вертикальный разрез верхней части цилиндра, выполненной по Гессельману, где *А* — всасывающий клапан, *В* — выпускной клапан и *Е* — форсунка. Как видно из чертежа, днище поршня в этом двигателе приподнято посредине и выполнено конусообразно с бортом *К* по краям. Назначение этого устройства заключается в том, чтобы возможно точнее приспособить камеру сгорания двигателя к направлению и очертанию



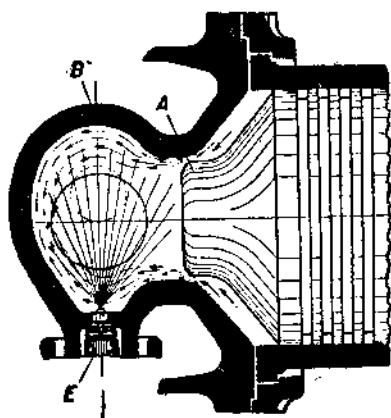
Фиг. 463.

топливных струй, которые имеют форму расширяющегося потока, причем внутренний диаметр d углубления и высота h борта его подобраны так, чтобы введенная струя топлива встречала больше воздуха в том месте, где она наиболее расширена.

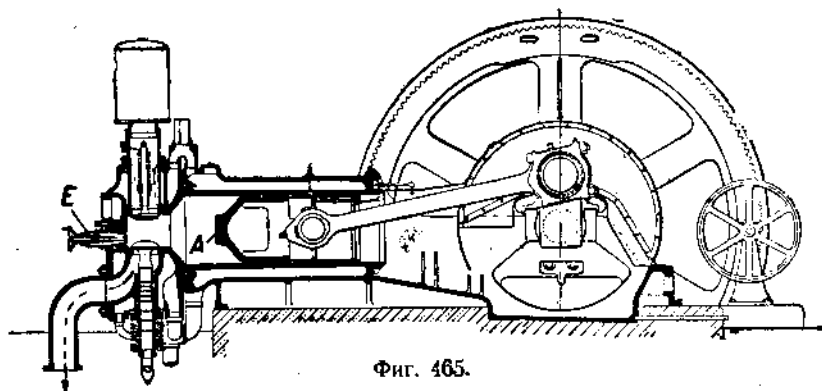
Таким образом, в дизелях с механическим распылением необходимо иметь правильное очертание днища поршня и цилиндровой крышки, приспособленное к форме топливной струи.

Но как бы ни приспособлять очертание днища поршня или цилиндровой крышки двигателя к топливным струям, поток этих струй в лучшем случае может заполнить не больше 1/3 пространства камеры сжатия, остальные же 2/3 пространства камеры сжатия, а следовательно и объем воздуха, заключенного в ней, как бы не участвуют в процессе сгорания топлива. Для того, чтобы ввести всю массу воздуха в процесс сгорания топлива, необходимо иметь в камере сжатия вихревое движение всей газовой массы. Это вихревое движение вызывается воспламенением первых частиц топлива с повышением давления, которое сопровождается, вследствие усиленного вихреобразования, перемешиванием воздуха, топлива и продуктов сгорания, что и создает необходимые условия для полного сгорания остатков топлива, введенной в цилиндр двигателя.

Таким образом, в дизелях с механическим распылением необходимо в камере сжатия или сгорания иметь во время ввода топлива интенсивное вихревое и вращательное движение воздуха.



Фиг. 464.

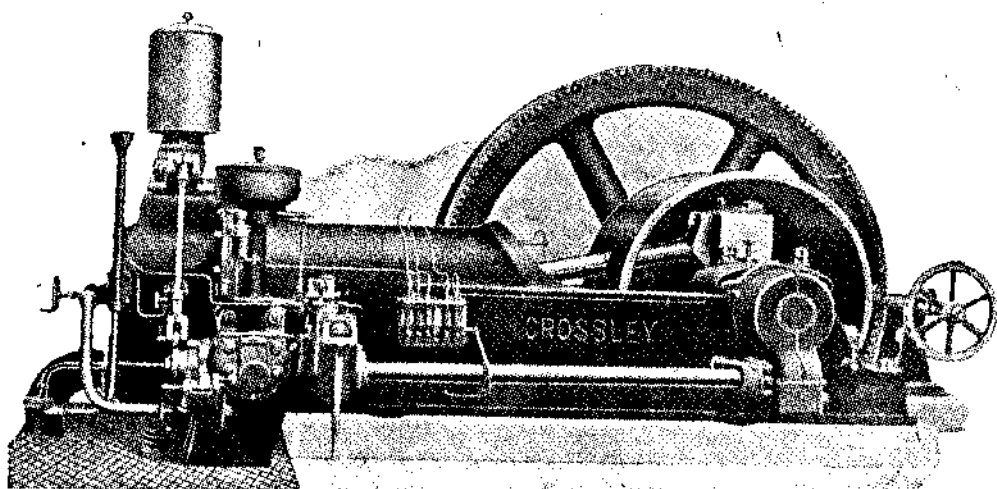


Фиг. 465.

Чтобы обеспечить надежное вихреобразование в камере сжатия, некоторые заводы в своих бескомпрессорных дизелях с механическим распылением топлива пытались ввести искусственное вихревое перемешивание воздуха с топливом, для чего рабочий поршень снабжался особым выступом или вытеснителем А, как это показано на фиг. 464, где представлен горизонтальный разрез части цилиндра двигателя Кросслий. При входе этого вытеснителя в цилиндтовую головку В в камере сжатия создается вихре-

вой поток сжимаемого воздуха, который захватывает впрыскиваемое навстречу ему форсункой *E* топливо и распыливает его.

На фиг. 465 представлен вертикальный разрез четырехтактного горизонтального бескомпрессорного дизеля завода Кросслей (Англия), в котором для распыливания топлива и перемешивания его с воздухом применено искусственное вихреобразование при помощи вытеснителя *A* описанного выше типа. Устройство цилиндровой головки этого двигателя отличается однако от представленной на фиг. 464 тем, что здесь топливный клапан или форсунка *E* установлена не сбоку, а спереди.



Фиг. 466.

Характерной особенностью этого двигателя является невысокое сжатие воздуха, доводимое здесь только до 20 атм. при давлении воспламенения 35 — 37 атм.

При испытании двигателей Кросслей они дали хорошие результаты. Так, например, при испытании проф. Бурсталлем одного из двигателей этого типа

Т а б л и ц а 86.

	Нагрузка			
	1/4	3/4	4/4	5/4
Мощность в д. ЛС	30,9	96,7	125	142
Расход топлива г/д. ЛС-ч. .	293	192	193	207
Экон. коэфф. пол. действ. в %	21,85	33,35	33,26	30,93

мощностью 120 ЛС, общий вид которого представлен на фиг. 466, экономический коэффициент полезного действия, в зависимости от нагрузки, колебался от 22 до 33%. В табл. 86 приведены данные этого испытания.

Из этой таблицы видно, что бескомпрессорные дизели с искусственным вихреобразованием по расходу топлива не уступают компрессорным дизелям.

Кроме одноцилиндровых двигателей, завод Кросслей строит эти двигатели и многоцилиндрового типа в 2, 3, 4, 6 и 8 цилиндров.

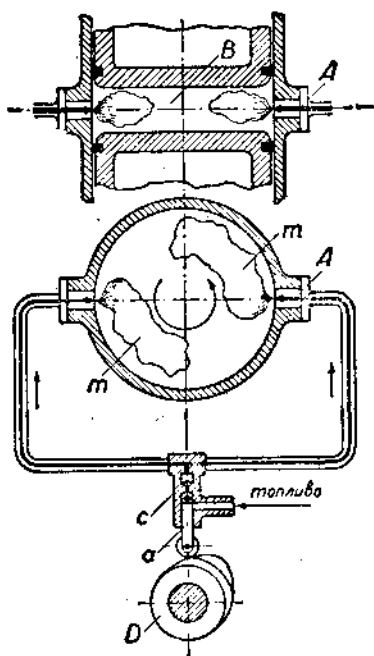
Кроме завода Кросслей, такого же типа двигателя строит завод Дейтц (Германия) с одним цилиндром для мощностей от 25 до 125 ЛС и с двумя цилиндрами — от 160 до 200 ЛС.

В промышленности бескомпрессорные дизеля с вытеснителем на поршне не получили, однако, широкого распространения, так как при этом искусственном вихреобразовании вихревое перемешивание воздуха с топливом не поддается регулированию, вследствие чего часто получаются ненадежная работа и случайные результаты. Кроме того, как показала практика работы с этими двигателями, вытеснители сильно нагреваются и часто дают трещины, нарушая нормальную работу двигателя.

Для искусственного вихреобразования некоторыми заводами применялись и другие способы. Например, завод Дейтц для этой цели делает также сферически вогнутые поршневые днища, от которых должны отбрасываться частицы впрыскиваемого топлива и смешиваться с воздухом камеры сжатия двигателя. Некоторые же заводы для этой цели устанавливают в камере сгорания по две противоположно направленных форсунки, при работе которых получается удар встречных топливных струй и тесное перемешивание частиц топлива с воздухом. По такому принципу распыления работают бескомпрессорные дизеля завода Де-ля-Вернь (Америка). Наконец, имеются двигатели, в которых искусственное вихреобразование и перемешивание воздуха с топливом осуществляется тангенциальным подводом воздуха в цилиндр, для чего в двигателях всасывающий клапан снабжается особым козырьком.

Однако все эти способы искусственного вихреобразования не дали ожидаемых преимуществ, почему большинство бескомпрессорных дизелей с механическим распылением топлива работает без искусственного вихреобразования.

1. *Двигатели Юнкерса.* В этом отношении только в двухтактных бескомпрессорных дизелях с противоположно движущимися поршнями системы Юнкерс удалось достигнуть хороших результатов благодаря тангенциальному расположению продувочных окон, вызывающих вращательное движение воздуха. Вследствие этого вращения воздух устремляется к месту расположения форсунок А, установленных радиально к центру камеры сгорания В, как это показано на схеме фиг. 467, и отклоняет топливные струи *т*, пронизывающие массу воздуха, не вызывая в нем вихревых движений. Регулирование количества подаваемого топлива производится здесь изменением хода поршня *а* топливного насоса *с*, который находится под действием кулачной шайбы *Д*, передвигаемой регулятором в зависимости от нагрузки, причем впрыскивание начинается всегда в одно и то же время, а ход поршня или скалки насоса и конец впрыскивания из-



Фиг. 467

меняются в зависимости от того, какой кулак шайбы D в этот момент действует на скалку.

Давление сжатия в этих двигателях доводится до 40—42 атм., давление воспламенения колеблется от 60 до 70 атм., а давление в топливном насосе — около 700 атм.

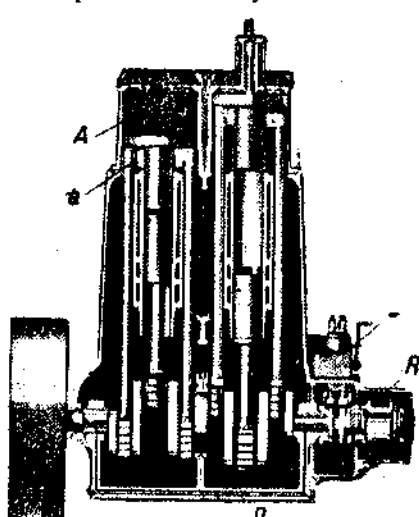
Испытание бескомпрессорных дизелей Юнкерса с механическим распылением топлива дало очень хорошие результаты. Так, по данным Неймана, который произвел испытание двухцилиндрового двигателя мощностью 120 ЛС при 375 об./мин., расход топлива, в зависимости от нагрузки, колебался от 167 до 227 г/д. ЛС-ч. Данные этого испытания приведены в табл. 87.

Т а б л и ц а 87.

	Нагрузка в %				
	110	100	75	50	25
Число об./мин.	376	377	380	389	391
Мощность в ЛС.	133	121	93	63	31
Расход топлива в г/д. ЛС-ч. .	170	196	167	182	227

Схематическое устройство и рабочий процесс двигателей с противоположно движущимися поршнями Юнкерса были рассмотрены выше (фиг. 414).

На фиг. 468 представлен вертикальный разрез двухцилиндрового двигателя Юнкерса нового выпуска. Эта конструкция значительно отличается от преж-



Фиг. 468.

них конструкций двигателей довоенного периода. В этой конструкции поршни воздушных насосов A установлены сверху на верхних траверзах a , что несколько увеличило высоту двигателя, но зато значительно упростило и сделало его более компактным. Кроме того, средняя щека вала между коленами двух соседних цилиндров выполнена круглой в виде шайбы, что позволило сделать из нее опору с шариковым подшипником, а двигатель значительно укоротить. Вместе с тем, для лучшего уравнивания двигателя и для уменьшения высоты его ход нижних поршней сделан больше хода верхних поршней. Например, двигатель типа 2НК $\times$ 160 имеет ход нижнего поршня равный 320 мм, а ход верхнего поршня всего 240 мм. Топливный насос T , масляный насос и регулятор R приводятся в действие непосредственно

от коленчатого вала, для предохранения же от пыли и сохранности их они заключены в общий кожух. В представленном виде поршни левого цилиндра стоят во внутреннем крайнем положении, а правого цилиндра — в крайнем наружном положении, когда полностью открыты продувочные и выпускные окна.

В табл. 88 приведены основные размеры двухцилиндровых двигателей этого типа, причем буквенные обозначения соответствуют размерам схемы фиг. 469.

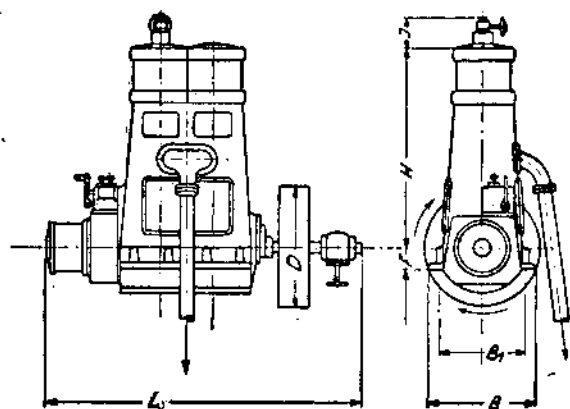
Т а б л и ц а 88.

Мощность в ЛС	Число об./мин.	Р а з м е р ы в м м						
		<i>L</i>	<i>B</i>	<i>B₁</i>	<i>H</i>	<i>F</i>	<i>J</i>	<i>D</i>
40	440	2110	680	555	1330	150	225	800
45	500	2110	680	555	1330	150	225	800
60	380	2320	800	680	1565	180	240	900
70	450	2320	800	680	1565	180	240	900
85	280	2920	850	810	1920	200	260	1200
100	315	2920	850	810	1920	200	260	1200
115	375	2920	850	810	1920	200	260	1200

2. Форсунки. Из всех частей, наиболее характеризующих особенности устройства и работу бескомпрессорных дизелей с механическим распылением, важнейшее значение имеет форсунка и особенно устройство топливного клапана ее и распыливающего сопла. От правильной работы форсунки зависит как надежность работы двигателя, так и его экономичность, почему разработке конструкций ее уделено было особенно большое внимание, и многочисленные исследования и испытания этого типа двигателей, их успех и неудачи сводились главным образом к выявлению достоинств и недостатков различных систем топливных клапанов и распыливающих сопел.

Чтобы разрешить задачу безвоздушного распыливания топлива, прежде всего надо было решить, с каким давлением необходимо подводить к игле форсунки топливо, чтобы получить достаточную пробивную силу топливной струи, какую величину отверстий надо взять для распыливающего сопла и сколько отверстий необходимо иметь. Все эти вопросы, не имеющие особенного значения в компрессорных дизелях, при безвоздушном распылении оказались основными.

В настоящее время все это утерало остроту первых лет исканий, всегда наиболее трудных и тяжелых, и техника уже достаточно четко выяснила основные требования, которым должны удовлетворять надежно работающие форсунки бескомпрессорных дизелей. Из этих требований главнейшим является требование возможно быстрого ввода топлива в ка-



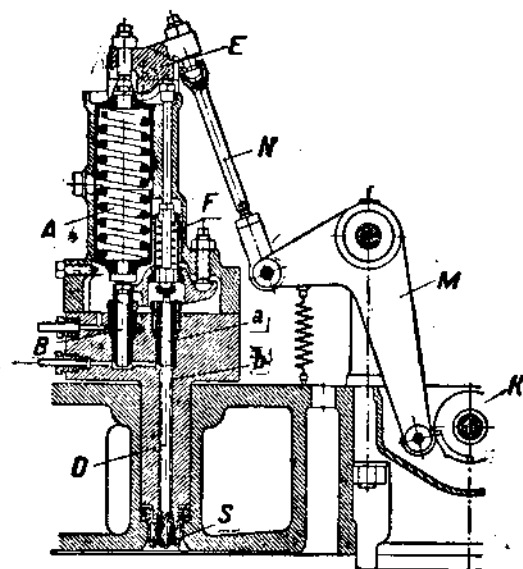
Фиг. 469.

меру сжатия, чтобы увеличить скорость протекания частиц топлива и сократить продолжительность впрыскивания топлива. Исследования Эйхельберга показали, что при одинаковом давлении топливного насоса расход топлива в двигателе значительно понижается с увеличением общего сечения распыливающих отверстий сопла.

Другим, не менее важным, требованием является требование, чтобы распыливание топлива производилось через несколько отверстий определенного диаметра. Исследования показали, что чем больше число отверстий, тем лучше распыливается топливо в камере сжатия и тем большая масса воздуха пронизывается топливными струями. С другой стороны, те же исследования показали, что при большом числе отверстий и малом диаметре их топливные струи проходят меньший путь, вследствие чего ухудшается перемешивание и получается запаздывание воспламенения.

Таким образом, если, с одной стороны, желательно иметь возможно большее число отверстий в распыливающем сопле, то, с другой, диаметры этих отверстий не должны быть слишком малыми, чтобы при впрыскивании получить достаточной длины топливные струи.

В настоящее время в распыливающем сопле обычно делается от 4 до 7 отверстий диаметра 0,3—0,5 мм, хотя имеются устройства, в которых применяются сопла с одним отверстием требуемого по расчету диаметра. Поэтому в зависимости от числа отверстий форсунки делятся на форсунки с однодырчатым соплом, и на форсунки с многодырчатым соплом.



Фиг. 470.

В зависимости от способа открытия распыливающего сопла различают форсунки открытые, с автоматическим и принудительным открытием, а также форсунки с аккумуляторами и без них.

При автоматически открывающихся форсунках подъем топливного клапана или иглы производится непосредственно давлением насоса, работа которого должна быть строго согласована с работой форсунки, чтобы впрыскивание топлива во-время начиналось и заканчивалось. Таким образом, при этом типе форсунок роль насоса становится очень ответственной. Для того же, чтобы насос мог удовлетворить требованию подачи при одинаковом давлении топлива при всех условиях работы двигателя, он должен обладать способностью аккумуляирования топлива.

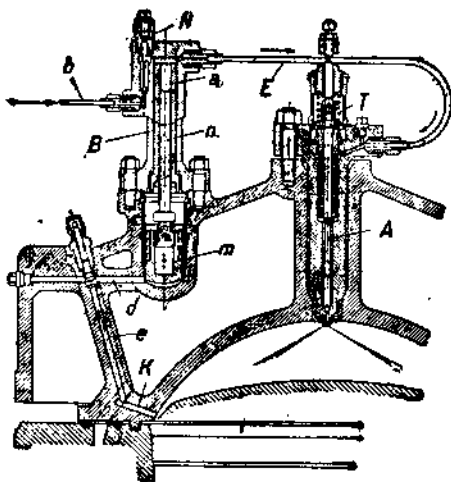
На фиг. 470 представлен вертикальный разрез аккумуляторной форсунки с автоматическим открытием системы Эйхельберга. В этой форсунке подаваемое насосом под давлением топливо преодолевает действие пружины А аккумулятора и накапливается под поршнем В, поднимая его.

В это время дифференциальная игла *D* форсунки удерживается в закрытом состоянии пружиной *F*, а также рычагом *E*, приводимым в действие от кулачной шайбы *K* при помощи углового рычага *M* и тяги *N*. Когда рычаг *E* освободит иглу *D*, топливо давлением аккумуляторного поршня автоматически поднимает ее и впрыскивается через сопло *S* в цилиндр двигателя. По окончании впрыскивания игла *D* действием пружины *F* быстро закрывается и плотно прижимается к своему седлу рычагом *E*, в цилиндре же аккумулятора снова начинает накапливаться новый заряд топлива.

Таким образом, в этой форсунке подъем иглы *D* производится автоматически вследствие разницы в диаметре ее верхней части *a* и нижней части *b*, а закрытие происходит под действием пружины *F*.

Другим примером аккумуляторной форсунки с автоматическим подъемом иглы может служить форсунка системы Аршаулова, вертикальный разрез которой представлен на фиг. 471.

Особенностью этого весьма оригинального устройства является то, что оно состоит из форсунки с автоматически открывающейся дифференциальной иглой *A* и многодырчатым соплом, а также из аккумуляторного насоса *B*, имеющего дифференциальный поршень, причем диаметры этого поршня выбраны так, что площадь нижней части его *m* в 12 раз больше площади верхней его части *n*, играющей здесь роль вытеснителя. Пространство *a* под вытеснителем сообщено трубкой *E* с форсункой, а пространство под нижним поршнем при помощи каналов *d*, *e* и *K* постоянно находится в сообщении с камерой сжатия цилиндра.



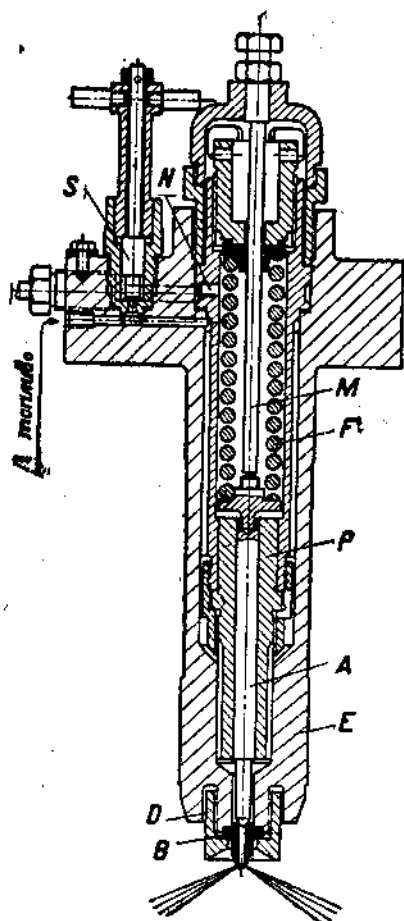
Фиг. 471.

При всасывающем ходе поршня двигателя топливный насос обычного типа подает топливо по трубке *b* через обратный клапан *N* в пространство *a* вытеснителя, отжимая при этом его книзу. При ходе сжатия повышение давления в цилиндре передается и поршню *m* аккумулятора, поднимая его вверх; когда же давление в цилиндре достигнет 23—24 атм., давление в пространстве *a* дойдет до 270—300 атм., под действием которого игла форсунки приподнимется, и топливо начнет впрыскиваться в камеру сжатия цилиндра. По окончании впрыскивания игла прижимается к своему гнезду пружиной *T*, и насос снова подает новую порцию топлива в пространство *a* над поршнем вытеснителя, отжимая его вниз.

Испытания этой форсунки дали хорошие результаты, которые показали, что обычный компрессорный дизель при применении этого устройства легко сделать бескомпрессорным, не меняя топливного часа.

3. *Форсунка и топливный насос двигателей Гюльднера.* Для ознакомления с устройством автоматически действующего топливного клапана или форсунки бескомпрессорных дизелей с механическим распылением, на фиг. 472 представлен вертикальный разрез закрытой форсунки двигателя Гюльднера, где *A* — дифференциальная игла, опирающаяся своим конусом на сопло *B*,

снабженное 5 отверстиями диаметра 0,3—0,5 мм, расположенными под углом в 130° , *D* — гайка для закрепления сопла, винчиваемая в тело стакана *E*, *F* — пружина, прижимающая иглу форсунки к гнезду сопла, *M* — ограничитель подъема иглы *A*, величина которого составляет всего несколько долей миллиметра, *N* — отверстие для отвода топлива, просачивающегося между стержнем иглы и направляющей втулкой *P*, и *S* — клапан, служащий для выпуска воздуха из топливного трубопровода перед пуском двигателя в ход.



Фиг. 472.

Этот тип форсунки оказался вполне надежным в работе и получил в современных бескомпрессорных дизелях широкое распространение.

Так же хорошо в конструктивном отношении выработан и топливный насос двигателей Гюльдера, представленный в вертикальном разрезе на фиг. 473.

В дизелях с коробчатыми станинами эти насосы устанавливаются на основной плите в общей чугунной коробке и приводятся в действие от вала *A*, получающего вращение от главного вала двигателя при помощи цилиндрических шестерен. На валу *A* насажена кулачковая шайба *B*, которая, действуя на ролик *D* углового рычага *C*, при помощи ролика *E* и толкателя *M* сообщает при нагнетательном ходе скалке *P* топливного насоса движение вверх, перемещение же ее вниз происходит под действием пружины *a*. Головка насоса снабжена всасывающим клапаном *m*, нагнетательным клапаном *n* и перепускным клапаном *T*, регулирующим количество подаваемого топлива к форсунке.

Для этого регулирования между толкателями *b* и *c* перепускного клапана *T* имеется клин *S*, переставляемый от регулятора. В зависимости от установки клина клапан *T* перепускает обратно в резервуар большее или меньшее количество топлива. Но как только действие рычага *C* на толкатель *b* прекращается; пружины *d* и *e* отжимают толкатель *c* и клапан *T* в начальное его положение.

Для удаления воздуха из трубопроводов и накачивания в них топлива при пуске двигателя в ход имеется поворотный угловой рычаг *R*, одно из плеч которого выступает из коробки и снабжено отверстием для установки в нем штанги *L*. Другое плечо рычага *R* упирается на установочный винт *t*, при помощи которого можно несколько повернуть рычаг и установить надлежащей величины зазор между кулаком *f* рычага и роликом *E*, что позволяет изменять момент начала нагнетания или впрыскивания насосом топлива, а следовательно и момент воспламенения его.

Для выключения насоса, а тем самым и цилиндра двигателя, имеется запорный клапан *l*.

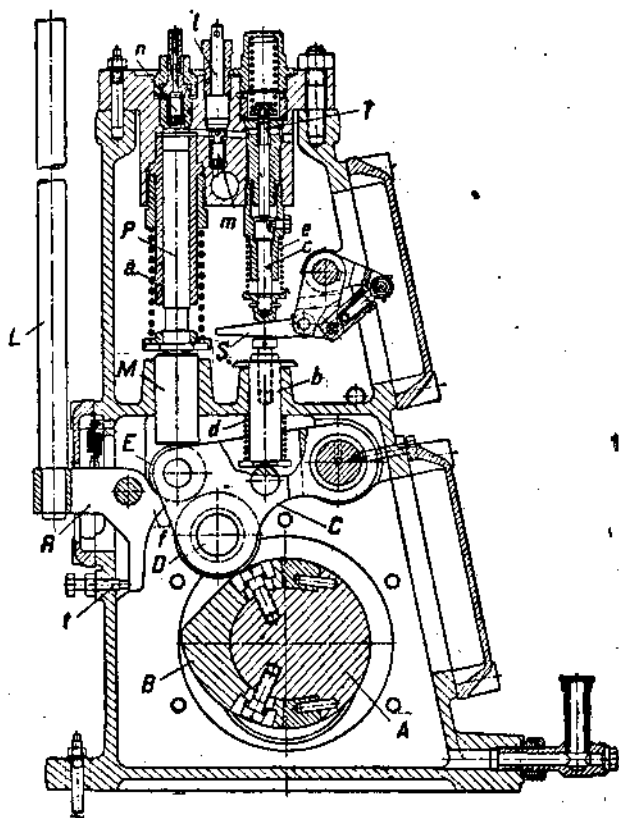
Этот тип топливного насоса оказался в работе также вполне надежным.

Чтобы судить, насколько хорошо работают топливный клапан и топливный насос бескомпрессорных дизелей Гюльдера, в табл. 89 приведены данные одного из испытаний одноцилиндрового четырехтактного двигателя мощностью 60 ЛС.

Из этой таблицы видно, что расход топлива на ЛС-ч. при различных нагрузках остается почти одинаковым, и что этот двигатель, как и все вообще бескомпрессорные дизеля, допускает перегрузку до 35%, что является большим достоинством этих двигателей.

4. *Определение диаметра скалки топливного насоса.* Из рассмотренного выше видно, что в бескомпрессорных дизелях с механическим распылением и автоматическим открытием иглы форсунки работа топливного клапана тесно связана с работой топливного насоса.

Чтобы ориентироваться в основных размерах топливного насоса, определим диаметр скалки его.



Фиг. 473.

Т а б л и ц а 89.

	Нагрузка в %				
	25	50	75	100	135
Мощность в ЛС.	22,3	33,4	48,4	62,8	80,08
Расход топлива в г/д. ЛС-ч.	192,5	170,0	160,5	160,8	172,7

Если *d* — диаметр скалки насоса в мм, *h'* — подъем скалки в мм при полной нагрузке цилиндра двигателя, *N* — индикаторная мощность цилиндра в ЛС, *n* — число оборотов вала, приводящее в действие насос, *n*₁ — число

оборотов главного вала двигателя и q — расход топлива в г/ЛС-ч., то, принимая вес 1 мм³ топлива равным $9 \cdot 10^{-4}$, будем иметь следующее равенство:

$$N \cdot q = \frac{\pi d^2}{4} \cdot h' \cdot n \cdot 60 \cdot 9 \cdot 10^{-4}. \quad (374)$$

При расходе топлива $q = 150$ г/ЛС-ч., получим:

$$d^2 h' \approx 3500 \frac{N}{n}. \quad (374')$$

Учитывая утечку топлива через неплотности скалки насоса и направляющей иглы форсунки, примем величину полезного подъема скалки равной двойному подъему ее при полной нагрузке цилиндра; тогда будем иметь:

$$d^2 h = 7000 \frac{N}{n}, \quad (375)$$

где h — наибольший подъем скалки насоса в мм.

Принимая величину подъема скалки равной диаметру скалки, получим для определения величины его следующую формулу:

$$d = h = 19 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}. \quad (376)$$

Примечание. Для двухтактных двигателей $n = n_1$, а для четырехтактных $n = \frac{n_1}{2}$.

Пример 121. Определить диаметр скалки топливного насоса одноцилиндрового четырехтактного бескомпрессорного дизеля мощностью 80 инд. ЛС при 250 об./мин.

Замечая, что для этого двигателя число оборотов вала приводящего в действие топливный насос, $n = \frac{250}{2} = 125$ об./мин. и подставляя цифровые значения в формулу (376), получим:

$$d = 19 \sqrt[3]{\frac{80}{125}} = 16,5 \text{ мм.}$$

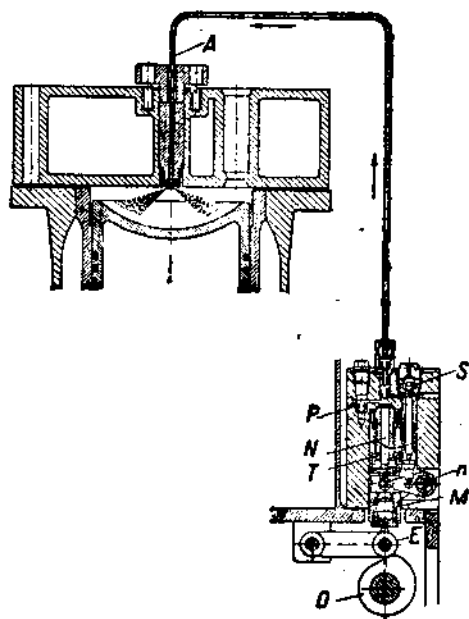
5. Открытая форсунка двигателей фирмы MAN. В бескомпрессорных дизелях с механическим распылением топлива фирмы MAN применяется открытая форсунка, т. е. форсунка без иглы. Таким образом, в этих двигателях как подача и впрыскивание топлива, так и регулирование его осуществляется исключительно топливным насосом, форсунка же представляет очень сильную трубку А диаметра 8—10 мм с отверстием 1,5—2,0 мм, заканчивающуюся распыливающим многодырчатым соплом, как это показано на фиг. 474, где представлено это устройство в схематическом виде.

Топливный насос приводится в действие от кулачной шайбы D, которая, действуя на ролик E, сообщает толкателю M, а через него скалке N насоса толчкообразные движения вверх; опускание же скалки вниз, соответствующее засасыванию топлива через всасывающий клапан P, сообщается пружиной T. Для регулирования количества подаваемого насосом топлива имеется регулирующий клапан S, который при подъеме сообщает между собою всасывающий и нагнетательный трубопроводы, а при закрытии это сообщение прерывает. Момент и продолжительность открытия регулирующего клапана находятся под действием рычага, сидящего на эксцентрике n, причем перемещение оси вращения рычага находится под действием регулятора, а также может изменяться и от руки. Для того чтобы топливо перед распы-

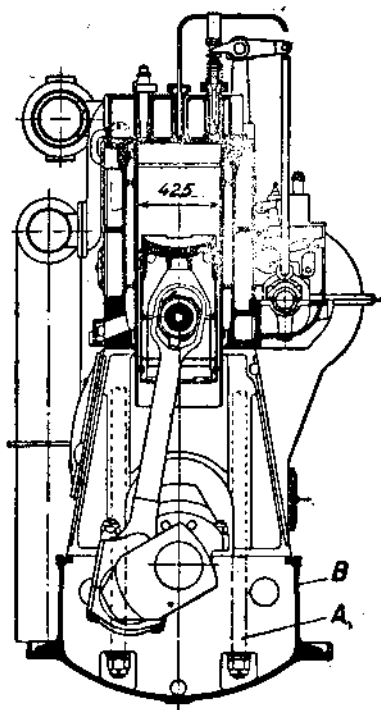
ливающим соплом не испарялось, часть трубки А, входящая в форсунку, охлаждается водой.

Чтобы ознакомиться с устройством бескомпрессорных дизелей с механическим распылением топлива и открытой форсункой фирмы MAN, на фиг. 475 представлен вертикальный разрез цилиндра четырехтактного шестицилиндрового двигателя мощностью 700 ЛС при $n = 250$ об./мин., имеющего диаметр цилиндров 425 мм и ход поршней 600 мм.

Как видно из разреза, поршень имеет вогнутое днище для завихрения топливных струй. Отличительной особенностью этого двигателя является применение стяжных анкерных болтов А, которые имеют назначение воспри-



Фиг. 474.



Фиг. 475.

нимать растягивающие усилия давления воспламенения для разгрузки фундаментной плиты В и блоков рабочих цилиндров.

Давление сжатия в этих двигателях равно 30 атм., а давление воспламенения около 40 атм.

Испытания бескомпрессорных дизелей этого типа дали хорошие результаты. В табл. 90 приведены данные испытания шестицилиндрового четырехтактного бескомпрессорного дизеля мощностью 300 ЛС.

Рассмотренный выше тип бескомпрессорных дизелей строит у нас по лицензионным чертежам фирмы MAN Коломенский машиностроительный завод. Выпущенные этим заводом двигатели оказались в работе вполне надежными и экономичными.

Так, по данным испытания машинной лабораторией ВТИ шестицилиндрового четырехтактного бескомпрессорного дизеля марки 60-Г-6 мощностью

600 д. ЛС при $n = 187$ об./мин., установленного на электростанции в г. Пятигорске, расход топлива (10 000 кал./кг) при половинной нагрузке оказался

Т а б л и ц а 90.

	Нагрузка в %			
	33	60	100	120
Мощность в л. ЛС.	121	219	340	400
..... инд. ЛС ...	177	281	397	457
Среднее эфф. давл. в атм.	1,94	3,56	5,36	6,37
Расх. топл. в г/д. ЛС-ч. . .	195,8	173,8	167,5	172,6
Темп. выхлопа в °Ц ...	192	286	389	447

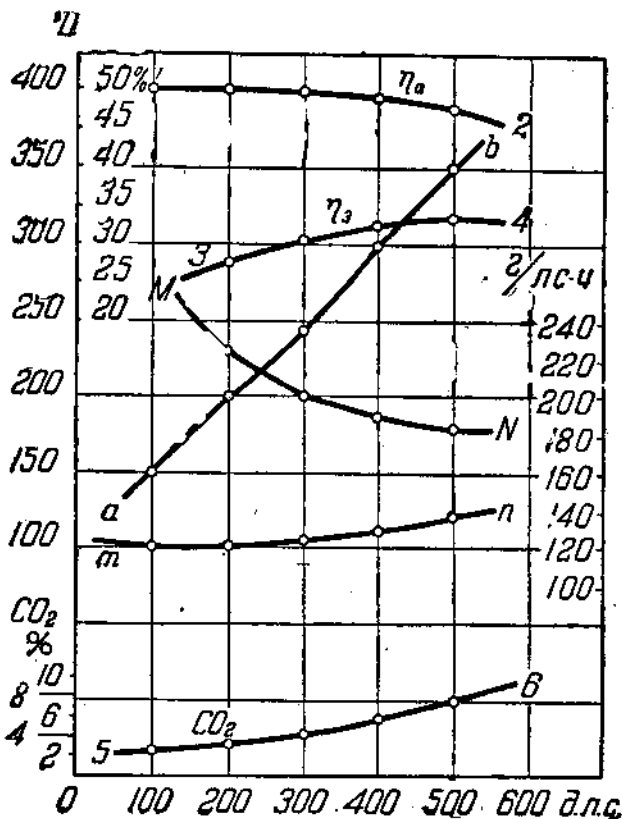
ные расходы топлива можно признать весьма удовлетворительными, тем более, что испытанный двигатель является одним из первых бескомпрессорных дизелей системы

равным 198,3 г/д. ЛС-ч., при $\frac{3}{4}$ нагрузки — 185,6 г/д. ЛС-ч. и при полной нагрузке — 184,5 г/д. ЛС-ч., что соответствует экономическим коэффициентам полезного действия равным 31,8%, 34,1% и 34,4%.

Так как эти данные относятся не к парадным условиям работы двигателя, а к обычной работе его, то полученные

удовлетворительными, тем более, что испытанный двигатель является одним из первых бескомпрессорных дизелей системы MAN, выполненных в Союзе. По тем же данным расход охлаждающей воды при полной нагрузке двигателя и при перепаде температуры ее в 31,4° оказался равным 24,3 л/ЛС-ч., а расход смазочного масла равным 3,15 кг/час, вместо 1,6 кг/час, гарантированного заводом.

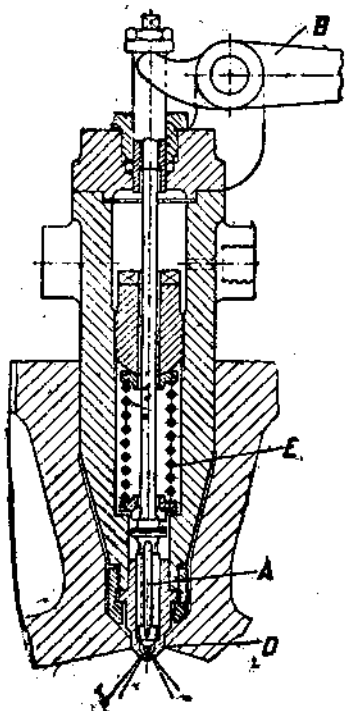
На фиг. 476 представлены кривые, характеризующие работу этого двигателя при различных нагрузках, где кривая 1—2 дает изменение индикаторного к. п. д., кривая 3—4 изменение эффективного к. п. д., кривая MN — изменение расхода топлива в граммах на действительную ЛС-ч., кривая m — изменение расхода топлива в граммах на инд. ЛС-ч., кривая ab — изменение температуры выхлопных газов в °Ц и кривая 5—6 — изменение процентного содержания CO_2 в продуктах сгорания или выхлопных газах.



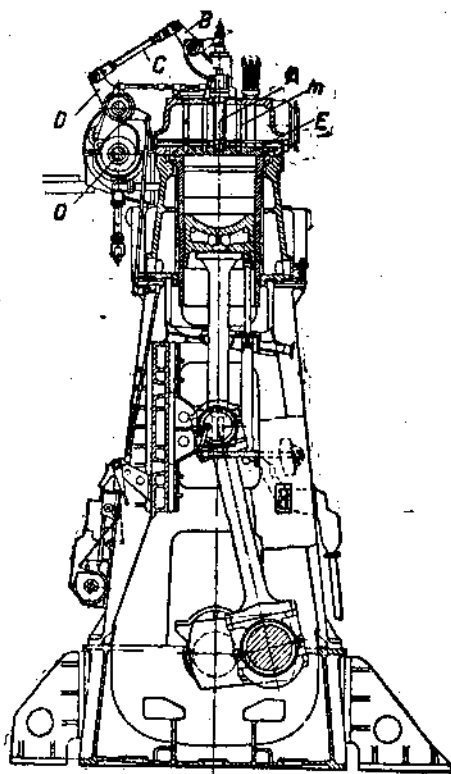
Фиг. 476.

менение температуры выхлопных газов в °Ц и кривая 5—6 — изменение процентного содержания CO_2 в продуктах сгорания или выхлопных газах.

§ 154. Бескомпрессорные дизели с механическим распылением топлива и принудительным открытием форсунки. Рассмотренные выше форсунки с автоматическим открытием иглы, а также открытые форсунки получили распространение в бескомпрессорных дизелях, выполняемых главным образом в Германии. В Англии и САСШ этот тип форсунок почти не получил применения, а вместо него применяются форсунки с принудительным открытием иглы, как это делается в компрессорных дизелях. Причину недоверчивого отношения к открытым форсункам, а также к форсункам с автоматическим открытием трудно объяснить, но несомненно, что



Фиг. 477.



Фиг. 478.

здесь сказались неуверенность и недостаток опыта в дизелестроении, так как эта область для многих стран и особенно для САСШ является еще сравнительно новой.

Одним из первых заводов, применивших в дизелях безвоздушное распыление топлива при помощи форсунок с принудительным открытием иглы, так называемый способ „solid-injection“, был завод Виккерса, который усовершенствовал его и впервые применил как в стационарных, так и судовых бескомпрессорных дизелях.

На фиг. 477 представлен вертикальный разрез типичной форсунки Виккерса, где А — игла форсунки, открываемая при помощи рычага В и кулачной шайбы, действующей на ролик этого рычага, Е — пружина, прижимающая иглу к гнезду, и D — распыливающая многодырчатая шайба.

Как видно из разреза, устройство форсунки и управление открытием иглы ее почти не отличается от устройств, применяемых в компрессорных дизелях.

На фиг. 478 представлен вертикальный разрез бескомпрессорного дизеля Виккерса кр. икопного типа с цилиндром мощностью 340 ЛС. Это один из наиболее мощных бескомпрессорных дизелей, работающих по четырехтактному рабочему процессу. В настоящее время все более или менее крупные двигатели работают по двухтактному рабочему процессу.

Как видно из разреза, в этом двигателе применен охлаждаемый водою поршень с вогнутым днищем. Распределительный вал *O* расположен на уровне цилиндрических крышек, в которых установлены впускной, выпускной, пусковой и декомпрессионный клапаны, а также форсунка *A* с принудительным открытием иглы. Это открытие форсунки осуществляется от углового рычага *B*, который получает движение от тяги *C* и рычага *D*. Особенностью этого двигателя является также и то, что внутренняя стенка *E* цилиндрической крышки представляет отдельную часть, связанную с внешней стенкой ее при помощи стяжных болтов *m*.

При испытаниях, а также в условиях эксплуатации эти двигатели оказались весьма надежными и экономичными. В зависимости от нагрузки расход топлива оказался равным: при полной нагрузке 0,17 кг/д. ЛС, при половинной — 0,18 кг/д. ЛС и при четверти от нормальной — 0,2 кг/д. ЛС-ч.

Рассмотренные выше бескомпрессорные дизели как аванкамерные, так и с механическим распылением топлива в общем значительно проще и надежнее, чем компрессорные дизели. Однако необходимо иметь в виду, что безвоздушное распыление сопряжено с большими затруднениями и требует очень четкой работы топливного насоса, форсунки и распыливающей шайбы или сопла, так как только при соблюдении этих условий двигатель может работать надежно и экономично.

Одним из слабых мест механического распыливания топлива является распыливающее сопло, небольшие отверстия которого легко могут засориться имеющимися в топливе посторонними примесями, а также закоксовываться и загорать. Для того чтобы избежать этого, необходимо иметь самую тщательную фильтровку топлива перед поступлением его в насос, а трубопровод между насосом и форсункой тщательно прочищать и держать в полной чистоте.

Значительно труднее бороться с загоранием отверстий распыливающего сопла и осаждением на них частиц кокса, особенно когда топливо содержит большой процент асфальта. Чтобы предотвратить это, необходимо стремиться устранить подтекание или образование капель на распыливающей шайбе в конце процесса распыливания топлива, а эта задача очень трудная, зависящая во многом от работы топливного насоса и устройства форсунки и распыливающего сопла.

Другим слабым местом механического распыливания является запаздывание впрыскивания, зависящее от устройства и действия топливного насоса, количества топлива, заключенного в трубопроводе, расширения трубопровода и сжимаемости жидкого топлива, которое представляет собою не идеальную, а упругую жидкость. И если все эти затруднения можно еще сравнительно легко предусмотреть и устранить при работе двигателя с полной нагрузкой, то они могут оказаться решающими при работе двигателя с небольшими нагрузками, когда количество подаваемого насосом топлива ничтожно и может его нехватить для компенсации сжатия топлива и расширения трубопровода. Кроме того необходимо считаться с возможной

утечкой топлива через неплотности трубопровода, скачки насоса и иглы форсунки, что может также значительно ухудшить процесс впрыскивания и распыливания топлива.

Следовательно, если бескомпрессорные дизеля с механическим распыливанием топлива более надежны, просты и экономичны по сравнению с компрессорными дизелями, то по конструктивной разработке распыливающего устройства они представляют значительные трудности; поэтому для изготовления бескомпрессорных дизелей необходимо иметь большой производственный опыт. Отсутствием последнего объясняются те многочисленные неудачи многих заводов, которые сопровождали первые шаги в деле создания и развития бескомпрессорных дизелей.

§ 155. Бескомпрессорные дизеля для автотранспорта. Дизеля в автотранспорте начали применяться с 1924 г., когда фирма Майбах (Германия) выпустила шестицилиндровый компрессорный дизель мощностью 150 ЛС при 1 000 об./мин., предназначенный для грузовика. При испытании двигателя при полной нагрузке расход топлива оказался равным 180 — 185 г/д. ЛС-ч.; двигатель весил 1300 кг, т. е. 8,7 кг на ЛС мощности.

Однако это начинание не имело успеха, так как необходимость установки быстроходного компрессора для получения распыливающего сжатого воздуха и уход за ним слишком усложнили конструкцию и обслуживание двигателя.

Появление бескомпрессорных дизелей произвело в этом отношении полный переворот в автотранспорте, так как эти двигатели оказались не сложнее обычных карбюраторных бензиновых и керосиновых автомобильных двигателей, не требуя для своей работы карбюратора и магнето — двух наиболее чувствительных и дорогих частей всякого бензинового двигателя.

Но, кроме отсутствия в бескомпрессорных дизелях карбюратора и магнето, главное преимущество этих двигателей состоит в том, что они вместо бензина и керосина работают на таком дешевом топливе, как нефть, и расходуют ее на 40—60% меньше по сравнению с расходом бензина в бензиновых двигателях.

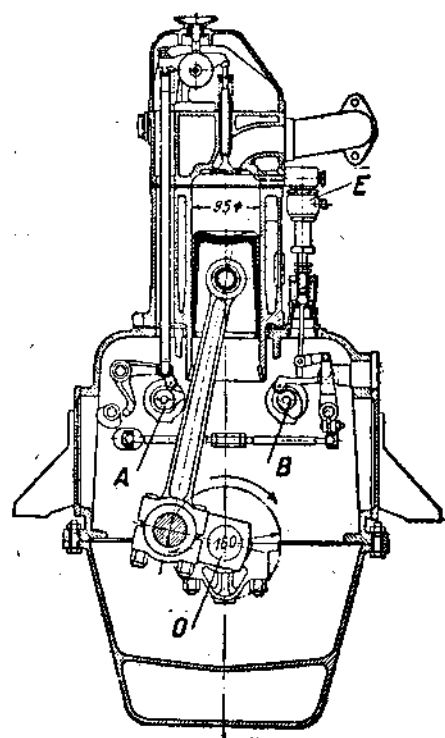
Все это, вместе взятое, не могло, конечно, не привлечь общего внимания техники, и в настоящее время, несмотря на весьма небольшую практику применения бескомпрессорных дизелей в автотранспорте, в Европе уже тысячи дизельных грузовиков находятся в работе. К постройке бескомпрессорных дизелей для автотранспорта приступили в Германии такие фирмы как MAN, Мерседес-Бенц, Майбах, Зауерер, Юнкерс, Крупп и др., и во Франции — Рено, Пежо, Сомюа и др. В настоящее время можно уже не сомневаться в том, что в самое ближайшее время в грузовом автотранспорте, а также в тракторах бензиновый и керосиновый двигатели будут окончательно вытеснены бескомпрессорным дизелем.

Применяемые в настоящее время бескомпрессорные дизеля в автотранспорте строятся как с механическим распыливанием топлива, так и аванкамерные.

Одной из первых фирм, приступивших к производству бескомпрессорных дизелей с механическим распыливанием топлива и открытой форсункой, является фирма MAN, которая строит эти двигатели в четыре и шесть цилиндров с цилиндрами размера 120×180 мм и мощностью 48 С и 75 ЛС при 1100 об./мин. В эксплуатации эти двигатели оказались вполне надежными и экономичными, при расходе топлива (10 000 кал./кг) при полной нагрузке около 197 г/ЛС-ч.

Для ознакомления с устройством бескомпрессорных дизелей этого типа на фиг. 479 представлен вертикальный разрез четырехцилиндрового четырехтактного двигателя с цилиндрами 95×160 мм системы Дорнер мощностью 28 ЛС при 1100 об./мин.

Как видно из разреза, всасывающий и выхлопной клапаны этого двигателя приводятся в действие от валика *A*, а топливный насос *E* — от валика *B*. Эти валики расположены в картере и получают вращение от коленчатого вала *O* при помощи цепной передачи. В двигателе применено механическое распыление топлива с автоматически открывающейся иглой форсунки.



Фиг. 479.

Из различных конструкций бескомпрессорных дизелей, предназначенных для автотранспорта, особое место занимают двухтактные дизели с противоположно движущимися поршнями и механическим распылением топлива системы Юнкерс, выполняемые для грузовиков.

На фиг. 480 представлен вертикальный разрез двухцилиндрового двигателя этой системы с цилиндрами 80 мм на 2×150 мм мощностью 45 ЛС при 1000 об./мин. В этом двигателе, как и в стационарном (фиг. 468), рассмотренном выше, воздушные продувочные насосы *A* установлены сверху, а водяной насос *B*, топливные насосы *E* и масляный насос *D* поставлены на одной оси с цилиндрами двигателя и приводятся в действие от коленчатого вала его.

В представленном на чертеже виде в левом цилиндре поршни стоят в наружных крайних положениях, когда полностью открыты продувочные окна *m* и выхлопные *n*, а в правом цилиндре — в крайнем внутреннем положении, когда происходит впрыскивание топлива через форсунку *K*.

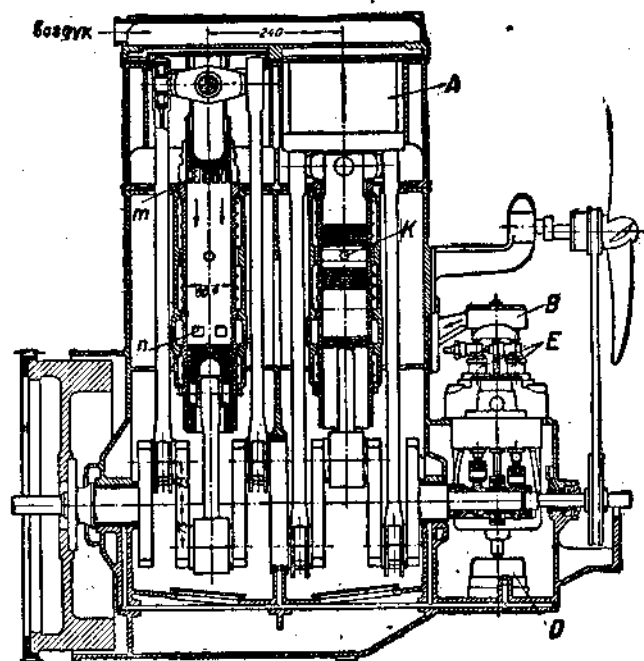
На фиг. 481 этот двигатель представлен в общем виде, установленный на грузовике.

О работе автомобильных двигателей Юнкерса можно судить по кривым фиг. 482, которые показывают изменение расхода топлива ($10\,000$ кал./кг) при различных нагрузках и оборотах. Из диаграммы видно, что при $n=1000$ об./мин. (кривая *AB*) расход топлива получается наименьший, составляя около 175 г/ЛС-ч.

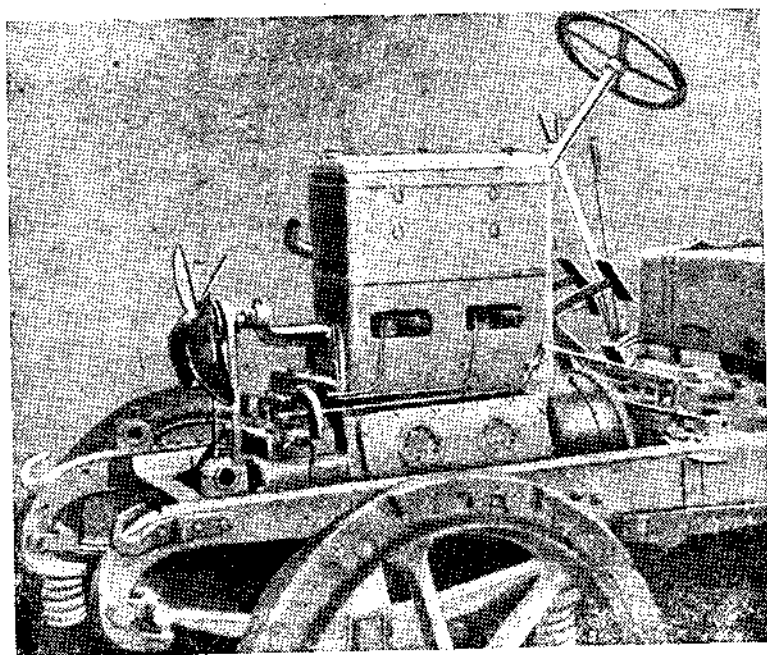
В настоящее время бескомпрессорные дизеля Юнкерса строит также известная французская автомобильная фирма Пежо в Лионе.

Кроме двигателей с механическим распылением топлива, для автотранспорта применяются и аванкамерные бескомпрессорные дизеля. Такие двигатели строит, например, фирма Даймлер-Бенц и др.

Для СССР бескомпрессорные автомобильные дизеля представляют особенно большое значение, так как введение их в грузовой автотранспорте, а также на



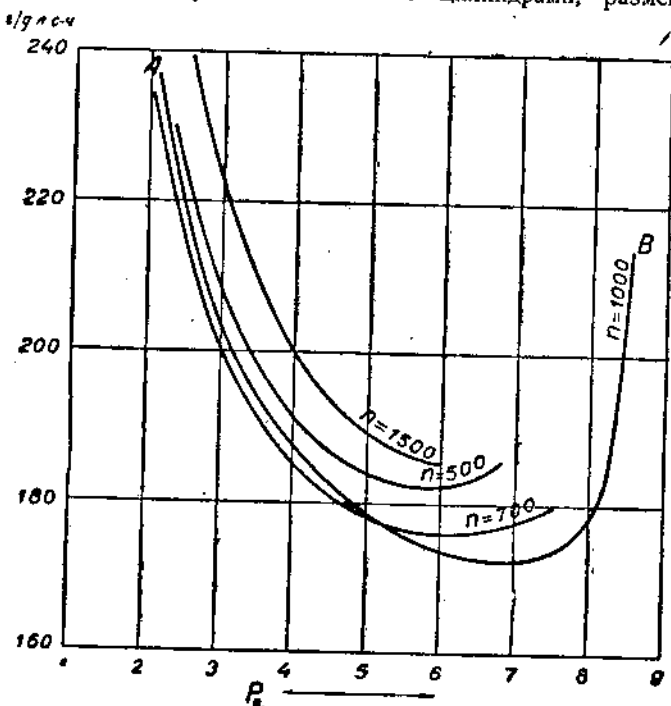
Фиг. 480.



Фиг. 481.

тракторах разрешает во многом проблему снабжения нашего быстро развивающегося автотракторного хозяйства, позволяя сэкономить миллионы тонн дорогого жидкого горючего. В настоящее время наше Правительство озабочено скорейшим введением бескомпрессорных дизелей на тракторах и грузовиках. Начало в этом отношении уже положено, а именно: в конце 1931 г. на заводе „Красный пролетарий“ в Москве был построен первый авиаканмерный бескомпрессорный двухтактный дизель, сконструированный Особым техническим бюро для трактора Катерпиллер. При испытании этого двигателя расход нефти оказался равным 225 г/лс-ч.

Чтобы получить компактный по размерам двигатель, ОТБ остановилось на трёхцилиндровом двухтактном типе с цилиндрами, размещёнными в



Фиг. 482.

одном блоке. Для продувки и зарядки цилиндров двигателя продувочным воздухом продувочные насосы, соединённые в одном блоке с двигателем, расположены сбоку его со стороны выпускных окон; со стороны же продувочных окон расположена коробка регуляторного вала с пусковым и топливным насосами. Для пуска двигателя в ход, осуществляемого здесь сжатым воздухом, имеется небольшой пусковой баллон для сжатого воздуха давления 25 атм., запас которого по мере израсходования пополняется самим же двигателем во время его работы. Для надёжности пуска двигателя в холодном состоянии предусмотрено введение в цилиндры запалов из свернутой бумаги, пропитанной селитрой.

Чтобы оценить все преимущества этого двигателя по сравнению с бензиновым двигателем, применяемым в настоящее время на тракторе Катерпиллер, в табл. 91 даны основные размеры обоих этих двигателей.

Из таблицы видно, что по весу бескомпрессорный дизель получился легче бензинового; что же касается расхода топлива, то экономия его по весу составляет почти 35%, а экономия в стоимости расходуемого топлива оценивается огромной цифрой, так как бескомпрессорный дизель работает на нефти, которая дешевле бензина в 5—6 раз.

Таблица 91.

	Д в и г а т е л ь	
	Бензиновый	Бескомпресс. дизель
Мощность в ЛС	60	60
Число оборотов в мин. . .	650	650
Длина в мм	1700	1330
Высота в мм	1350	1225
Ширина в мм	860	860
Число цилиндров	4	3
Диаметр цилиндров в мм .	165	150
Ход поршней	215	200
Вес двигателя в кг	1200	1100.
Расход топлива в г/ЛС-ч .	Бензин—340	Нефть—225

§ 156. Бескомпрессорные дизеля в авиации. В авиации бескомпрессорному дизелю предназначено сыграть еще более крупную роль, чем в автотранспорте, так как здесь, как нигде, все его специфические свойства являются особенно ценными. Действительно, помимо значительной экономии в топливе, составляющей до 30—40%, по сравнению с бензиновыми двигателями, введение бескомпрессорного нефтяного дизеля в авиацию значительно увеличивает грузоподъемность и дальность полета аэропланов, а также делает их почти безопасными в пожарном отношении. Это последнее для авиации имеет исключительное значение, так как много тысяч человеческих жизней погибло только потому, что авиационные двигатели работают на таком легко воспламеняющемся горючем, как бензин. Не меньшее значение имеет и отсутствие в них магнето.

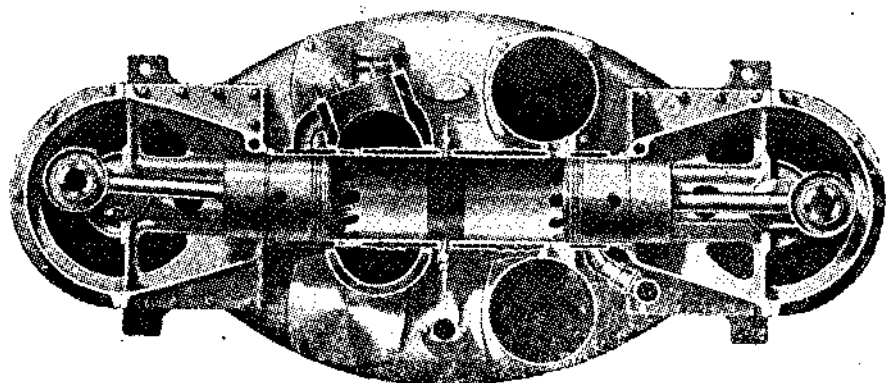
Кроме того при применении бескомпрессорных дизелей совершенно отпадают всякие дорогие стоящие подземные сооружения для хранения бензина, удешевляется тара для перевозки горючего и проч., так как нефть трудно воспламеняется и хранение ее в любом количестве совершенно безопасно.

Однако введение бескомпрессорного дизеля в авиацию встретилось с еще большими техническими трудностями, чем в автотранспорте. Если для автотранспорта, и особенно грузового, удельный вес бескомпрессорного дизеля в 5—8 кг на ЛС мощности оказался вполне приемлемым, то для авиации этот вес является совершенно недопустимым, так как современные бензиновые авиационные двигатели имеют вес около 1 кг на ЛС. Поэтому для приспособления бескомпрессорного дизеля в этой области потребовалось, с одной стороны, отказаться от обычных типов дизелей, применяемых в автотранспорте, а с другой — изыскать новые высококачественные металлы и облегченные конструкции, которые позволили бы удельный вес авиационных дизелей довести до 1—1,5 кг на ЛС мощности.

Все эти трудности в настоящее время техникой почти преодолены, и уже имеются бескомпрессорные дизели, специально приспособленные для авиации, с удельным весом 1,0—1,2 кг на ЛС и расходом нефти в 170—180 г/ЛС-ч.

Первые авиационные бескомпрессорные дизеля появились в 1930 г. Это было крупным событием в авиации и поворотным пунктом в этой области техники. В этом отношении особенный интерес представляет появление шестичилиндрового бескомпрессорного двухтактного дизеля Юнкерса мощностью 600 ЛС при 1600 об./мин., с которым был совершен ряд полетов на аэроплане системы того же конструктора.

По принципу действия авиационный двигатель Юнкерса не отличается от автомобильного двигателя этой же системы (фиг. 480), но в конструктивном отношении в него были внесены значительные изменения. Так, в авиационном дизеле конструктор отказался от передачи рабочих усилий верхних поршней на общий коленчатый вал, как это обычно делается в этих двигателях, а вместо этого применил второй коленчатый вал, расположенный вверх, причем оба эти вала сцеплены системой зубчатых передач, на одном же из этих валов насажена втулка пропеллера. Таким образом, в авиационном бескомпрессорном дизеле Юнкерса имеется два коленчатых вала.



Фиг. 483.

Кроме того в авиационных двигателях конструктор отказался от верхних поршневых продувочных насосов, заменив их мощным турбокомпрессором, общим для всех шести цилиндров, причем продувка их производится через продувочные окна, расположенные не вверх, а вниз, выпускные же окна расположены вверх.

Для облегчения веса весь двигатель выполнен в виде одной блочной отливки из электролита с вставными рабочими цилиндрическими втулками, изготовленными из стали. Благодаря применению высокосортной стали, а также специальных сплавов, общий вес двигателя получился около 800 кг, что соответствует удельному весу 1,33 кг на ЛС мощности.

Кроме вертикального авиационного бескомпрессорного дизеля, фирма Юнкерс разработала горизонтальный тип этого двигателя, представленный на фиг. 483. В этом двигателе рабочие поршни каждой стороны связаны со своими коленчатыми валами, которые между собою сцеплены системой зубчатых передач. В представленном виде поршни стоят в крайних наружных положениях, открыв полностью продувочные и выпускные окна.

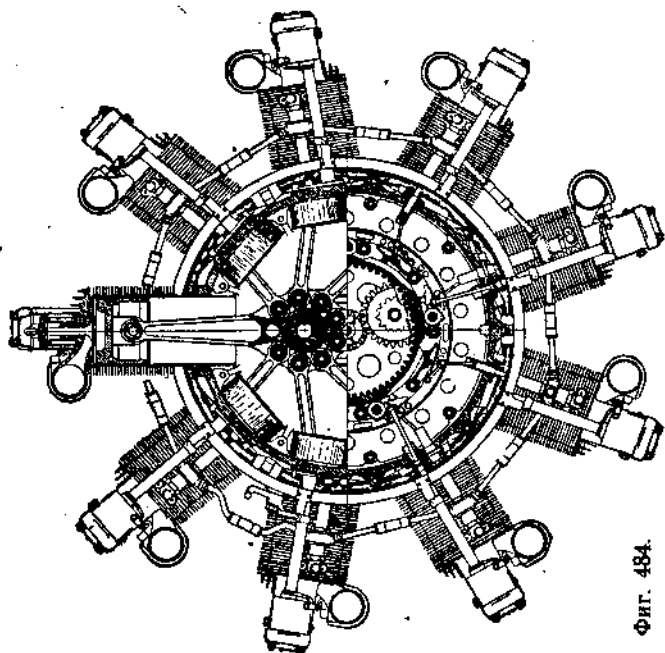
Другим авиационным бескомпрессорным дизелем, заслуживающим особенного внимания, является девятицилиндровый двигатель американского за-

вода Паккард, развивающий при 2000 об./мин. мощность 225 ЛС. Этот двигатель представляет собою вполне законченную конструкцию авиационного бескомпрессорного дизеля и в настоящее время установлен на многих аэропланах Америки.

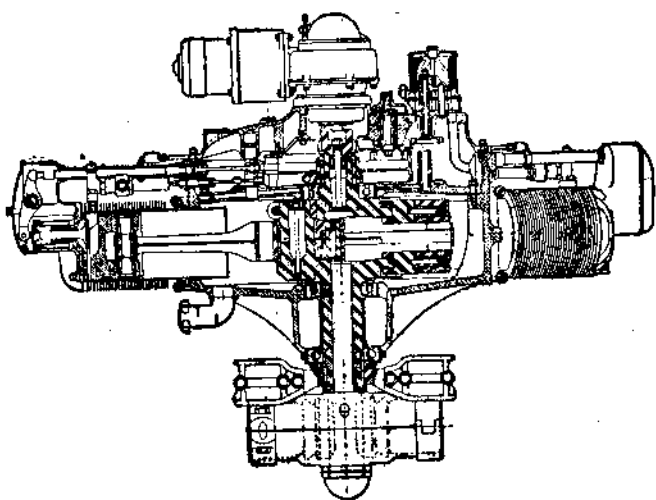
На фиг. 484, двигатель Паккард представлен в двух вертикальных разрезах. По внешнему виду и размерам он почти не отличается от бензиновых авиационных двигателей и выполнен по звездообразному типу с воздушным охлаждением цилиндров. В конструктивном же отношении в него внесено очень много своеобразных особенностей, которые были вызваны как способом механического распыления топлива, так и значительными давлениями воспламенения, достигающими здесь 85 атм.

Несмотря однако, на высокое давление воспламенения, благодаря тщательной разработке конструкции и применению высококачественных легких металлов и сплавов двигатель получился очень легким, а именно 270 кг, что соответствует удельному весу 1,2 кг на ЛС мощности.

Насколько надежными в работе оказались авиационные бескомпрессорные дизеля Паккард, можно судить по данным рекордного полета пассажирского самолета Белланка и Питцмекер, оборудованного этим двигателем мощностью 225 ЛС, который под управлением американских летчиков Лин и Броси летом 1930 г. совершили полет продолжительностью 84 ч. 33 мин., пройдя расстояние более 10 000 км и израсходовав всего 1600 кг нефти.



Фиг. 484.



Успех авиационных бескомпрессорных дизелей Юнкерса и Паккарда вызвал огромный интерес к этому типу двигателей, и в настоящее время почти нет авиационного завода, который не работал бы над проблемой создания авиационного дизеля. Насколько большое значение придаётся этому двигателю, можно судить хотя бы по тому, что на последней авиационной выставке в Париже, состоявшейся в ноябре 1930 г. было выставлено несколько авиационных бескомпрессорных дизелей шестью авиамоторными заводами, хотя эти двигатели в то время только что появились.

Для СССР применение бескомпрессорных дизелей имеет также огромное значение для развития авиации, и поэтому мы должны теперь же, не упуская времени, вплотную заняться этим делом, широко используя имеющийся опыт.

§ 157. Дизеля, работающие на пылевидном топливе. Ограниченность мировых запасов жидкого топлива и успехи применения угля в пылевидном состоянии в современных электростанциях создают весьма благоприятные условия для попыток применить пылевидное топливо и для дизелей.

Однако сжигание пылевидного топлива под котлами и в цилиндре двигателя слишком различно, чтобы можно было рассчитывать на быстрый успех этого начинания. Потребовались огромные усилия для преодоления весьма больших затруднений и встретившихся при первых же шагах в этом деле, которое и до сих пор еще находится в стадии опытов и исследований, хотя в работе находится уже 8 таких двигателей.

Главным препятствием применения пылевидного топлива в дизелях явилось свойство угля в пылевидном состоянии легко брикетироваться, а также и то, что при сгорании в цилиндре образуется зола, которую необходимо непрерывно удалять. Кроме этого пылевидное топливо имеет тот недостаток, что оно неоднородно как по размеру и весу пылинок его, так и по форме их, что вызывает значительные затруднения для подвода достаточного количества воздуха к пылинкам и образования однородной смеси. Неоднородность пылинок по форме имеет еще тот недостаток, что даже при тщательном распределении их в рабочей смеси расстояние между пылинками получается всегда различное и это нарушает правильность сгорания их.

Приготовление угольной пыли для сжигания под котлами нам уже известно (ч. I, § 62). Отличительная особенность приготовления пыли для применения ее в двигателях заключается в том, что перед введением ее в цилиндр она должна быть тщательно подсушена; для того же, чтобы она не брикетировалась, ее необходимо поддерживать в непрерывном движении, а перед подачей в двигатель она должна быть тесно смешана с воздухом.

Введение угольной пыли в цилиндр двигателя и образование в ней рабочей смеси производится двумя способами. Первый из этих способов осуществляется так же, как и в обычных дизелях, работающих с распылением нефти при помощи сжатого воздуха. Однако этот способ не дал удовлетворительных результатов вследствие быстрого засорения форсунки и образования недостаточно однородной смеси.

Другой способ основан на наличии аванкамеры, как и в бескомпрессорных дизелях, куда предельно вводится пыль, которая под действием частичного взрыва выталкивается из нее в камеру сгорания цилиндра, где и сгорает. Этот способ распыления оказался более надежным и применяется в настоящее время в различных вариантах, из которых наиболее удачным оказался способ Рудольфа Павликовского. Однако и этот способ еще не

вышел из стадии опытов, хотя один из двигателей этого неутомимого изобретателя в течение 12 лет с перерывами проработал до 9000 часов.

Для своих первоначальных опытов Павликовский применил обычный дизель фирмы MAN мощностью 80 ЛС с цилиндром 420 мм в диаметре и ходом поршня 630 мм. При испытании расход угольной пыли оказался около 0,5 кг/ЛС-ч. Опыты показали также, что двигатель весьма успешно может работать и на древесной пыли.

На фиг. 485 представлены индикаторные диаграммы этого дизеля при работе на древесной пыли, причем верхняя диаграмма снята при нагрузке двигателя, равной 45,6 инд. ЛС, а нижняя — при нагрузке 148 инд. ЛС. В первом случае среднее эффективное давление равно 2,95 кг/см², а во втором — 9,6 кг/см².

Опыты Павликовского показали также, что при работе на пылевитном топливе мощность дизеля повышается на 35%, по сравнению с работой на жидком топливе.

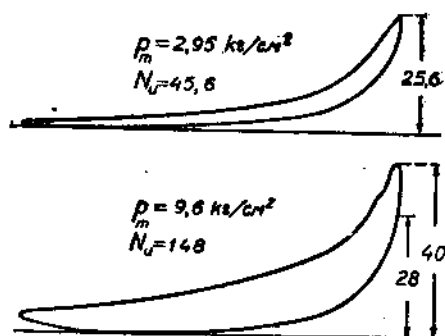
В настоящее время разработкой двигателей Павликовского занялся Гёрлицкий машиностроительный завод, который в 1930 г. построил одноцилиндровый двигатель в 140 ЛС. И испытания при работе на пы и лигнита дали расход около 408 г/ЛС-ч. Надо надеяться, что ближайшие годы должны нам дать новые работы в этом направлении.

§ 158. Газогенераторные двигатели. СССР, как известно, сравнительно богат такими сортами топлива высокой тепловой ценности, как антрацит, донецкий каменный уголь, куз ецкий уголь и нефть. Однако повсеместное использование этих сортов топлива в нашей промышленности встречает значительные затруднения вследствие отдаленности мест добычи их от промышленных центров. В этом отношении более благоприятно обстоит дело с такими местными нетеплоценными сортами топлива, как бурые угли, торф, сланцы и проч., залежи которых у нас огромны и, что особенно важно, расположены во многих местах и по всей стране.

До сих пор на разработку и использование местных сортов топлива мало обращалось внимания. В настоящее время, когда промышленность потребовала огромного количества энергии, мы подошли к этому вопросу вплотную, и ближайшей задачей нашей теплотехники стало возможно широкое и совершенное использование местных сортов топлива и в первую очередь воздушно-сухого торфа и его производных — торфяных брикетов и торфяного порошка, а также дров, сланцев, бурых углей и низкоценных сортов каменного угля.

Одним из способов наиболее рационального использования этих сортов топлива является способ получения из них в газогенераторах силового газа для работы в газовых двигателях.

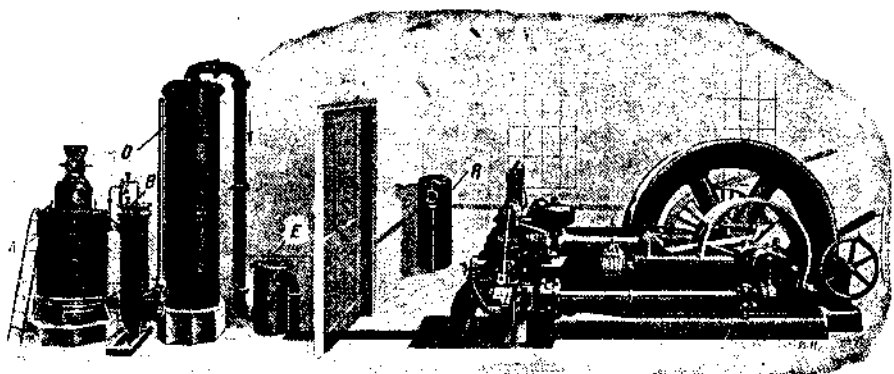
В настоящее время производство газогенераторов и газовых двигателей достигло высокого совершенства, как в смысле простоты и надежности действия их, так и в смысле экономичности. Благодаря этому силовые установки небольшой и средней мощности, оборудованные газогенераторными двигателями, выдвигаются на первое место.



Фиг. 485.

К особенно ценным достоинствам этих установок надо отнести, во-первых, то, что они позволяют широко использовать не только местное топливо, но также и всякие отбросы производства, как-то: опилки, стружки, корье, подсолнечную шелуху, солому и проч., что имеет громаднейшее значение в разрешении топливной проблемы страны и в создании полной независимости фабрик и заводов от дальнепривозного топлива.

С другой стороны, силовые газогенераторные установки работают с высоким экономическим коэффициентом полезного действия, который почти не зависит от величины мощности станции. В настоящее время такие установки при нормальной нагрузке всегда могут дать 20—22% использования теплоты топлива, при хорошем же уходе и полной исправности всех приборов экономический коэффициент полезного действия их часто достигает 22—24%, в то время как для хороших паросиловых установок он не превышает 12—14%, и только в современных установках большой мощности, работающих паром высокого давления и с конденсацией глу-



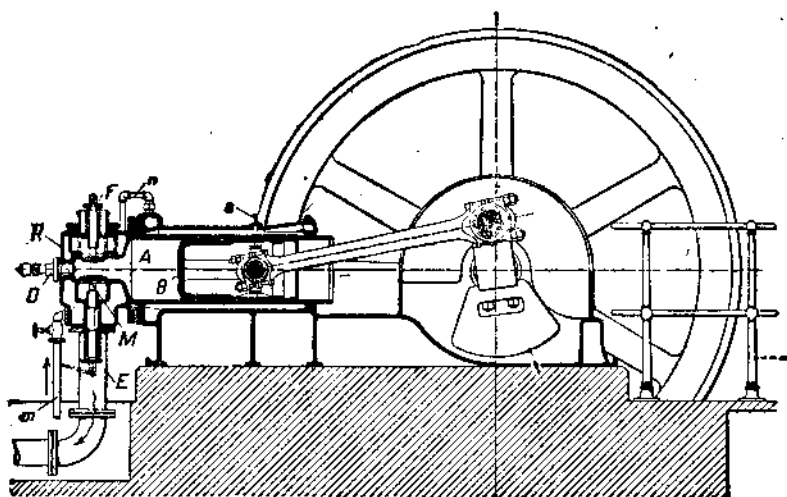
Фиг. 486.

бокого вакуума, он достигает 18—20%. Кроме того газогенераторные установки просты по своему устройству и оборудованию, занимают небольшую площадь помещения, доступны и просты по уходу и могут быть пущены быстро в работу даже после значительного перерыва.

На фиг. 486 представлен снимок полной газогенераторной установки мощностью 75 ЛС, работающей на антраците, где *A*—газогенератор, в котором получается силовой газ, *B*—парообразователь, preparing пар для паро-воздушного дутья, и *D*—скруббер, служащий для очистки газа и охлаждения его. По выходе из скруббера очищенный газ проходит через сухой очиститель *E*, после чего подводится к газосборнику и далее к газовому двигателю для работы. Для пуска двигателя в ход имеется небольшой компрессор, а также резервуар *R* для сжатого воздуха давления 15 атм.

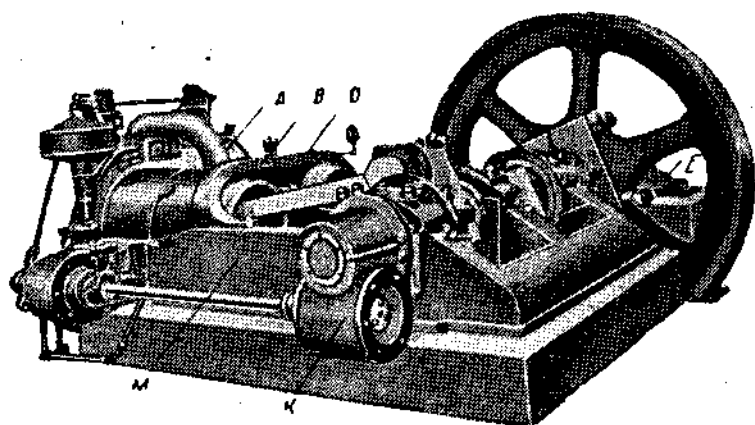
Применяемые газогенераторные двигатели работают по принципу быстрого сгорания, допуская сжатие газовой смеси до 10—12 атм. Что касается рабочего процесса, то большинство из них работает в четыре такта, и только двигатели некоторых заводов, преимущественно более крупной мощности, работают в два такта.

Наиболее распространенным двигателем для установок небольшой мощности является одноцилиндровый четырехтактный горизонтальный двигатель с цилиндром простого действия.



Фиг. 487.

На фиг. 487 представлен схематический вертикальный разрез одного из типичных газогенераторных одноцилиндровых двигателей мощностью от 20 до 120 ЛС, где *A* — рабочая втулка цилиндра, *B* — поршень, *F* — всасы-

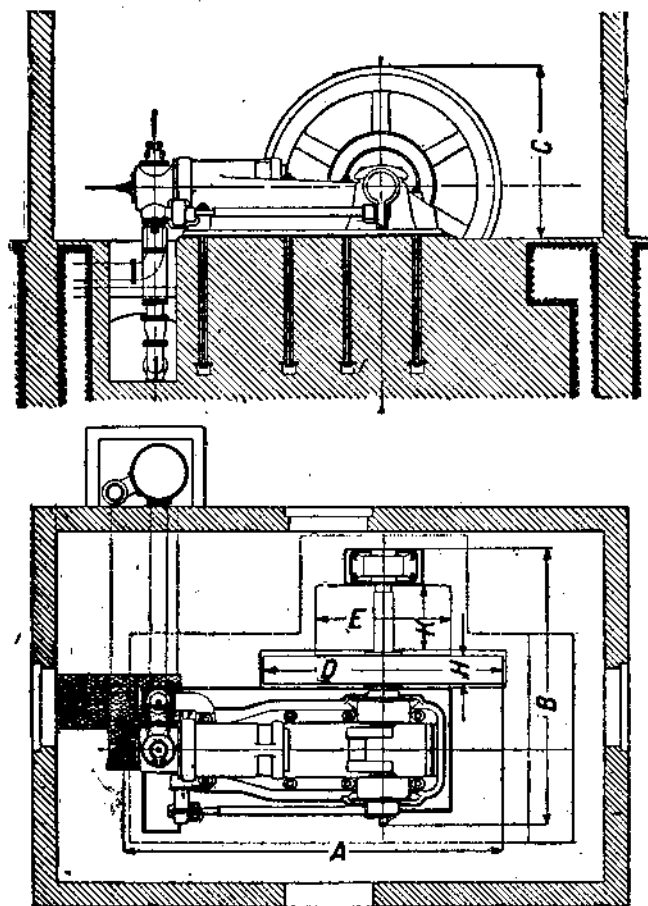


Фиг. 488.

вающий клапан, *M* — выпускной клапан, *D* — пусковой клапан, *E* — выхлопная труба, *m* — трубка для подвода охлаждающей воды, *n* — трубка для перепуска воды из цилиндрической головки *K* в рубашку цилиндра и *a* — масленка для смазки цилиндра двигателя.

Для установок мощностью более 120 ЛС обычно применяются двойные четырехтактные горизонтальные двигатели с двумя рядом расположенными цилиндрами простого действия.

На фиг. 488 представлен в общем виде один из подобных двигателей, выполняемых для мощностей от 100 до 500 ЛС. Как видно из снимка, оба цилиндра этого двигателя имеют общую рубашку А, в которую вставлены



Фиг. 489.

работе втулки В. Рубашка, усиленная спереди толстым поясом D, составляет одно целое с рамой двигателя, представляющей цельную отливку с тремя гнездами для установки коренных подшипников. Двухколенчатый вал лежит в трех подшипниках, установленных в раме двигателя, четвертый же подшипник выносной и установлен на особом фундаменте, связанном в одно целое с общим массивом его.

Для управления впускными и выпускными клапанами, размещенными в цилиндрических головках, имеются по обеим сторонам рамы двигателя распределительные валы М, получающие вращение от коренного вала при помощи зубчатых передач, закрытых чехлами К. Для регулирования же количества подаваемой в цилиндры рабочей смеси имеется общий регулятор, кото-

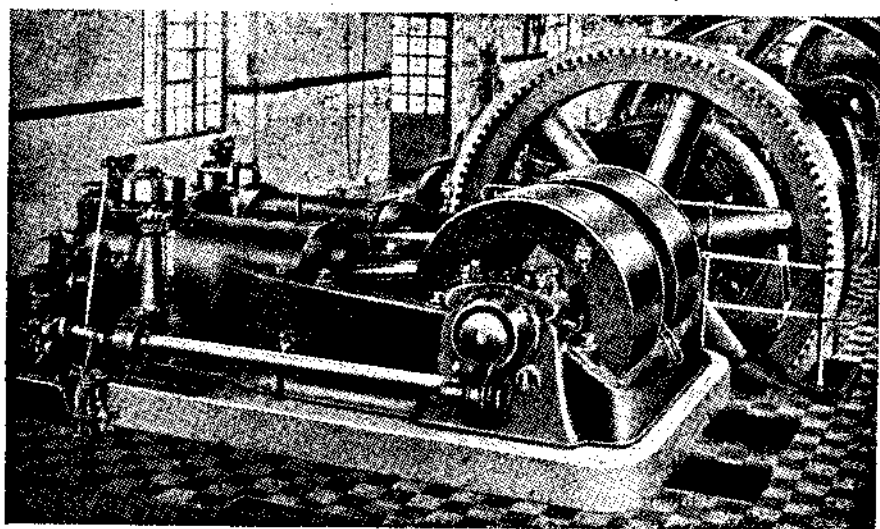
рый при помощи системы рычагов и тяг действует на оба впускных клапана, изменяя высоту подъема их, а следовательно и количество засасываемой смеси. В табл. 92 приведены размеры одноцилиндровых и двухцилиндровых горизонтальных газогенераторных двигателей различной мощности рассмотренного выше типа, причем буквенные обозначения соответствуют схеме фиг. 489.

Двухцилиндровые горизонтальные двигатели не всегда выполняются с цилиндрами, имеющими общую рубашку и общую раму. Так, например, газовые двигатели двойного типа строятся и в виде двух самостоятельных цилиндров с отдельными рамами, но с общим коленчатым валом, по середине которого насаживается маховик. При этой конструкции не тре-

Таблица 92.

Тип двигателя	Одноцилиндровый					
Мощность в ЛС	40	60	70	80	100	130
Число оборот. в мин.	215	190	190	190	188	188
Размеры в мм: <i>A</i> ..	4 065	4 520	4 780	4 850	4 960	5 045
<i>B</i> ..	2 460	2 810	3 055	3 230	3 625	3 760
<i>C</i> ..	2 030	2 230	2 275	2 290	2 320	2 350
<i>D</i> ..	2 650	2 960	3 050	3 270	3 400	3 430
<i>H</i> ..	250	300	360	340	400	440
<i>E</i> ..	1 000	1 200	1 300	1 300	1 400	1 600
<i>K</i> ..	540	385	400	465	550	550

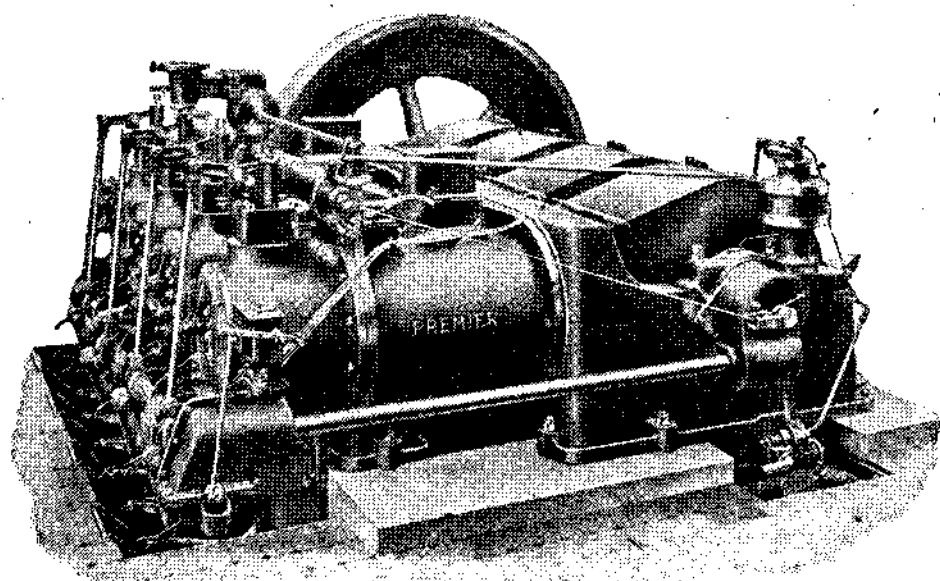
Тип двигателя	Двухцилиндровый					
Мощность в ЛС	160	210	260	310	420	500
Число оборот. в мин.	188	188	188	167	150	150
Размеры в мм: <i>A</i> ..	5 115	5 300	5 385	6 030	6 710	6 785
<i>B</i> ..	4 490	4 830	5 050	5 740	6 710	6 965
<i>C</i> ..	2 290	2 320	2 420	2 565	2 800	2 830
<i>D</i> ..	3 270	3 400	3 430	4 000	4 630	4 670
<i>H</i> ..	340	400	440	440	520	560
<i>E</i> ..	2 000	2 400	2 800	3 500	3 900	3 900
<i>K</i> ..	500	550	550	550	550	650



Фиг. 490.

буется установки выносного подшипника, но все же двигатель получается более громоздким и менее устойчивым. На фиг. 490 представлен снимок двояного газогенераторного двигателя мощностью 300 ЛС, в котором цилиндры имеют самостоятельные рубашки, отлитые вместе с рамой.

Путем спаривания 2, 3 и 4-х цилиндров с общей рамой и рубашкой и сдвигания этих двигателей можно при цилиндрах простого действия получить мощность двигателя до 1000 ЛС



Фиг. 491.

Таковы, например, двигатели английского завода Кросслей, который строит горизонтальные многоцилиндровые газогенераторные двигатели по типу, представленному на фиг. 491.

В табл. 93 приведены размеры и вес некоторых из многоцилиндровых двигателей Кросслей этого типа.

Т а б л и ц а 93.

	Мощность в ЛС					
	120	175	235	300	600	1000
Число обор. в минуту	220	220	220	210	210	190
Число цилиндров	2	3	4	4	8	8
Размеры двигателя в мм:						
длина	3 960	3 960	3 960	4 290	4 290	4 880
ширина	4 420	5 460	6 100	6 400	9 150	11 300
высота	2 135	2 135	2 135	2 135	2 135	2 290
Вес двигателя в кг	13 200	17 000	21 315	24 130	46 200	72 065

Из таблицы видно, что двигатели этого типа имеют сравнительно небольшие размеры и значительно меньший вес, чем многоцилиндровые двигатели других типов.

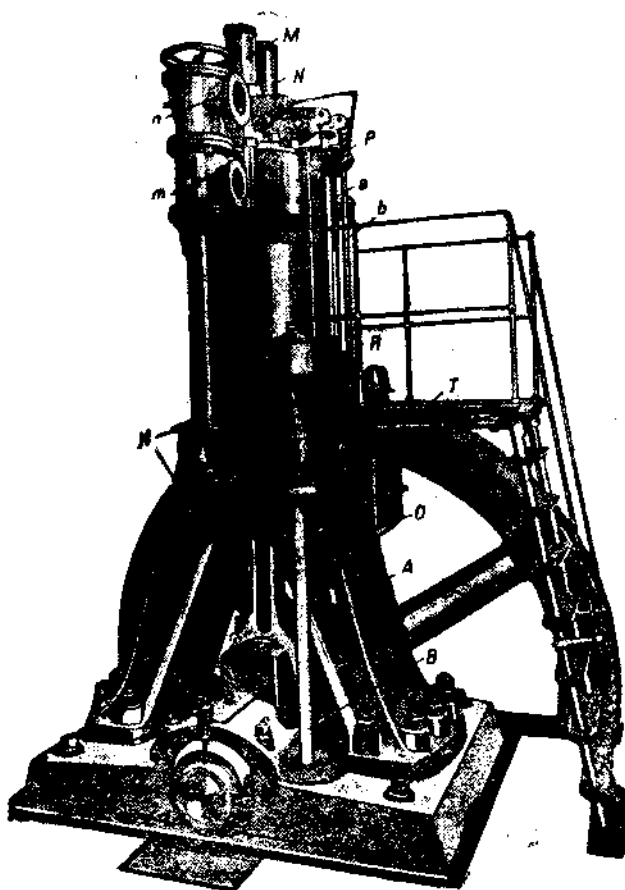
Кроме того относительная легкость, простота сборки, компактность всей установки, шаблонность частей и возможность замены их запасными, доступность ухода и проч. позволяют считать этот тип газогенераторных двигателей для небольшой и средней установок весьма удачным, почему на него следует обратить особенное внимание. В смысле экономичности эти двигатели оказались также хорошими, расходуя 2300 — 2500 кал./д. ЛС-ч.

Для более крупных установок газогенераторные двигатели строятся с цилиндрами двойного действия. Одноцилиндровые двигатели с цилиндром двойного действия редко устанавливаются, так как один цилиндр не обеспечивает надежности работы установки. Впрочем, иногда встречаются установки и этого типа. Так, например, на одной из фабрик около Рязани долгое время работал одноцилиндровый газогенераторный двигатель с цилиндром двойного действия (780×900 мм) мощностью 500 ЛС. Топливом служил газ, получаемый из воздушноторфяного газа местных болот.

Обычно же такие двигатели строятся в два цилиндра по сдвоенному типу или по типу тандем.

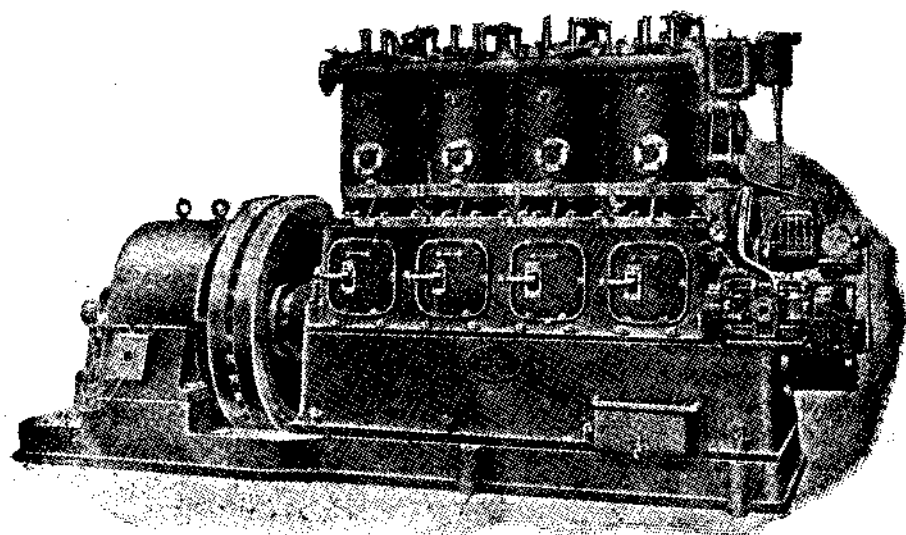
Кроме горизонтальных, строятся также и вертикальные газогенераторные двигатели. Наилучшим представителем этого типа двигателей является двигатель системы Гюльдера, который строился у нас на Коломенском машиностроительном заводе.

На фиг. 492 представлен в общем виде одноцилиндровый двигатель этого типа мощностью 125 ЛС. Как видно из снимка, в этом двигателе распределительный вал, размещенный в верхней части станины А, приво-



Фиг. 492.

дится в действие при помощи промежуточного вала *B* и пары конических колес *D*. Промежуточный вал в свою очередь получает вращение от зубчатой передачи, насаженной посредине цапфы коленчатого вала. На распределительном валу насажены кулачные шайбы, которые действуют на толкатели *a* и *b* впускного клапана *M* и выпускного *N*, расположенных в цилиндровой головке *P* двигателя. Для соединения камеры смещения впускного клапана с воздушной и газовой трубами имеются патрубки *m* и *n*, причем величина подачи газа устанавливается маховичками *K*. Для регулирования же подачи газа во время работы двигателя имеется регулятор *R*, насаженный на верхнем конце промежуточного вала. Для надзора за работой клапанов и распределительного механизма имеется площадка *T*, по стойкам которой подводится и отводится вода для охлаждения двигателя.



Фиг. 493.

Двигатели Гюльдера отличаются во всех своих частях особенной тщательностью разработки и заслуживают самого широкого распространения, почему приходится пожалеть, что производство их у нас прекращено.

Имеются вертикальные газогенераторные двигатели и других заводов. Так, например, английская фирма бр. Линдлей выпускает газогенераторные многоцилиндровые вертикальные двигатели мощностью от 50 до 600 ЛС.

На фиг. 493 представлен снимок четырехцилиндрового двигателя этого завода мощностью от 120 до 600 ЛС.

По расположению главных своих частей вертикальные газогенераторные двигатели выглядят более легкими и компактными по сравнению с горизонтальными двигателями. Кроме того они требуют значительно меньшей площади машинного зала и позволяют путем довольно простого соединения нескольких цилиндров получать крупные мощности в одной установке.

Как было указано выше, газогенераторные двигатели работают с высокими сравнительно давлениями сжатия, вследствие чего они имеют термический, а следовательно, и экономический коэффициент полезного действия довольно хороший.

Для газогенераторных установок средний расход топлива на ЛС-ч. при полной нагрузке можно принять равным:

при работе на антраците	от 0,38 до 0,42 кг
" " " каменном угле	0,40 " 0,50 "
" " " буром угле	0,80 " 1,20 "
" " " дровах и торфе	1,20 " 1,50 "

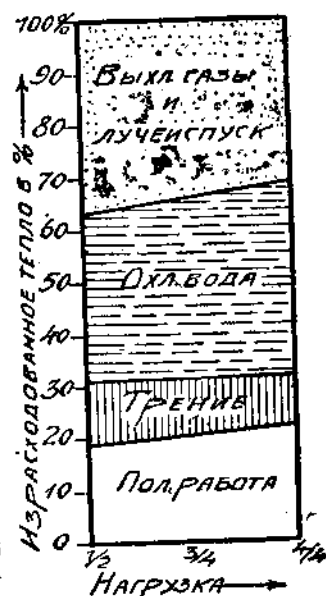
Для выяснения распределения расходуемого тепла в газогенераторных установках на фиг. 494 представлен график теплового баланса установки мощностью 50 ЛС, где по вертикальной оси отложены расходы тепла в процентах от общего расхода его на ЛС-ч., а по горизонтальной — величина нагрузки. Из графика видно, что с выхлопными газами и на лучеиспускание теряется от 30 до 35%, тепла, расходуемого на ЛС-ч., с охлаждающей водой — от 32 до 40%, на трение и приведенные в действие вспомогательных механизмов — до 10%, и в полезную работу, в зависимости от нагрузки, преобразовывается от 18 до 22% всего расходуемого тепла.

§ 159. Газовые двигатели большой мощности. Газовые двигатели мощностью от 1000 до 10 000 ЛС применяются на металлургических и коксовых заводах, где имеется в большом количестве постоянный выход доменного или колошниковога и коксового газа как побочных продуктов производства. В настоящее время газ коксовых печей редко применяется для сжигания в двигателях, так как вследствие высокой теплотворной способности (3500 кал./м³) его с большей выгодой можно сжигать в металлургических печах. Таким образом, обычно большие газовые двигатели работают на доменном или колошниковом газе.

1. Выход газа. В ч. I (§ 6) уже были приведены сведения относительно состава и теплотворной способности колошниковога. Что касается выхода его на тонну выплавляемого чугуна, то он зависит как от расхода кокса, так и от содержания углерода в выплавляемом чугуне и в углекислых соединениях шихты, состава кокса и проч. Различные испытания показывают, что выход колошниковога колеблется от 4200 до 4400 м³ на тонну выплавляемого чугуна. Принимая во внимание современное состояние выплавки чугуна и те успехи, которые достигнуты техникой в смысле более экономичного использования теплоты кокса, можно средний выход газа на тонну выплавляемого чугуна принять равным 4300 м³ или 4,3 м³ на 1 кг чугуна.

В металлургических заводах для нагревания воздуха в кауперах, обслуживания газовых воздуходувок и других нужд доменного цеха расход колошниковога можно принять в среднем равным 57% от общего выхода его, остальные же 43% могут быть использованы для других нужд завода или отданы на сторону.

Следовательно, если имеется доменная печь, суточная производительность которой равна 600 т чугуна, то эта печь в час может непрерывно давать $(4300 \times 0,43) \cdot 25 = 46\,225$ м³ свободного колошниковога или



Фиг. 494.

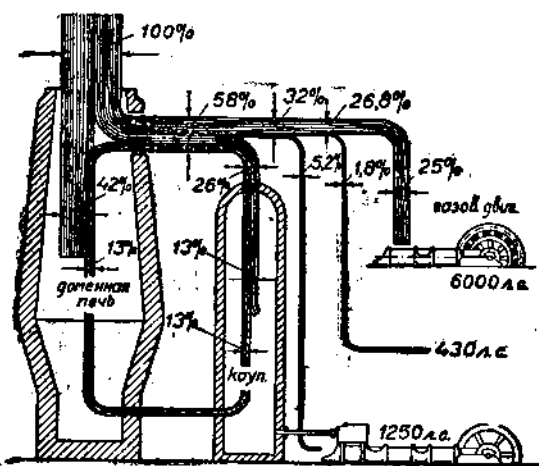
$46\,225 \times 900 = 41\,602\,500$ кал. тепла. Принимая расход тепла в газовом двигателе равным 2800 кал./ЛС-ч., это количество газа может дать мощность силовой установки около 15 000 ЛС или 25 ЛС на 1 т выплавленного чугуна.

На фиг. 495 представлен график теплового баланса работы доменного цеха одного из металлургических заводов, составленный следующим образом. Принимая количество теплоты, вносимое с коксом, подаваемым в доменную печь, за 100%, получим, что из них 42% расходуется в печи, а 58% уносится с колошниковыми газами. Из этих 58% на подогрев дутья расходуется 26%, на обслуживание газовой воздуходувки 5,2%, и на различные службы (подъемники, насосы и проч.) доменного цеха — 1,8%, остальные же 25% представляют теплоту свободного газа, которая может быть использована для получения энергии в газовых двигателях. Относя эти 25% к общему количеству тепла, уносимому с колошниковыми газами, получим те 43%, которые были

указаны выше.

На фиг. 495 показаны также мощности установок в ЛС, получаемые при использовании теплоты газа в газовых двигателях для небольшой доменной печи с суточной производительностью 240 т чугуна.

2. Очистка газа. Доменный газ по выходе из печи несет с собой очень много пыли, поэтому перед использованием его в газовых двигателях он должен быть тщательно очищен. Практика показала, что только при хорошей очистке газа газовые двигатели могут работать месяцами, не выходя из строя. В на-



Фиг. 495.

стоящее время хорошая очистка колошниковых газов является основным требованием правильной работы всякого вообще металлургического завода, почему этому вопросу уделяется всегда большое внимание.

Существующие способы очистки колошниковых газов можно подразделить на две основные стадии: на предварительную или грубую очистку и на окончательную или тонкую. Грубая очистка сначала осуществляется в так называемых сухих очистителях, к которым относятся вертикальные барабаны и цилиндры из котельного железа, или длинные зигзагообразной формы газопроводы и проч. После сухой очистки в этих приборах газ подводится к мокрым очистителям — к башням и вентиляторам, где и заканчивается первая стадия очистки его. В этих сухих и мокрых очистителях первой стадии очистки содержание пыли с 20—50 г/м³ доводится до 0,1—0,25 г/м³, в зависимости от совершенства работы очистительных приборов, причем расход воды в мокрых очистителях колеблется от 4 до 10 кг/м³ очищаемого газа.

Из аппаратов второй стадии очистки, т. е. тонкой, главную роль играют центробежные очистители, которые можно разделить на две группы. К первой из них относятся приборы с большой поверхностью трения газового

потока о стенки — таковы, например, аппараты Тэйзена, Шварца и др. Ко второй относятся аппараты малого объема и поверхности, представляющие обычного типа вентиляторы различных систем. Главную роль в тонкой очистке играют аппараты первой группы, из которых наиболее распространенным является аппарат Тэйзена.

Различные испытания этих аппаратов в работе дают следующие расходы охлаждающей воды и энергии: при очистке газа с содержанием пыли 0,2—0,5 г/м³ до содержания ее 0,01—0,03 г/м³ расход воды колеблется от 2,3 до 3 кг/м³ газа, расход же энергии составляет около 3% от энергии, заключающейся в очищенном газе.

Несколько лет тому назад фирма Тэйзен выпустила новый тип газоочистителя, так называемый дезинтегратор, представляющий собой весьма совершенный аппарат для очистки газа. Испытания дезинтеграторов дали очень хорошие результаты как в смысле очистки газа, так и по расходу воды и энергии. Например, при испытании прибора производительностью 40 000 м³ газа в час, с содержанием пыли 0,88—1,08 г/м³ до аппарата и 0,008—0,02 г/м³ по выходе из него, расход воды колебался от 0,48 до 0,68 кг/м³, расход же энергии — от 5 до 5,5 ЛС-ч. на 1000 м³ газа.

Кроме очистки газа водой в аппаратах различных систем, перед войной в Германии был предложен новый способ очистки при помощи сухих фильтров Бэта, практически осуществленный впервые на заводе Гальберг-Гютте. Этот способ очистки газа с применением ткани не оправдал возлагавшихся на него надежд вследствие сложности всего оборудования и устройства особых подогревателей, охладителей, встряхивателей, вентиляторов и проч.

В последнее время в Америке, а затем и в Германии начинает широко распространяться способ электрической очистки газа, предложенный американцем Коттреллом. Основная идея этого способа заключается в том, что заряженные электричеством тела легко притягивают к себе находящиеся в газе твердые частицы. Но так как газ является плохим проводником электричества, то для передачи заряда твердым частицам, находящимся в газе, необходимо применить ток высокого напряжения до 50 000—75 000 В. Такое высокое напряжение легко получить при переменном токе, но опыты показали, что при осаждении пыли из газа переменный ток не дает необходимых результатов, почему при этом способе очистки берется постоянный ток, для которого получение напряжения указанной высоты представляет значительные затруднения. Для получения постоянного тока высокого напряжения берется переменный ток высокого напряжения, получаемый от статического трансформатора, и при помощи механического или термоионического выпрямителя превращается в постоянный.

Таким образом, главными составными частями электроочистки являются два разнополюсных электрода, из которых один служит разрядным, а другой — осадительным или приемным, причем последний делается в виде тонкостенной металлической трубы, по оси которой натянута изолированная цепь, служащая разрядным электродом, а также для соединения с полюсом выпрямителя тока высокого напряжения.

Испытания этого способа очистки доменного газа дали прекрасные результаты. Выяснилось, что содержание пыли в неочищенном газе, а также температура его до 600° Ц не оказывает влияния на работу электрофильтров. Что же касается расхода энергии, то по различным данным он колеблется от 0,05 до 0,5 квт-ч. на 1000 м³ очищаемого газа, т. е. в несколько раз менее, чем при других способах очистки.

Успех, вызванный электрическим способом очистки газа, позволяет предполагать, что этот способ получит широкое распространение в металлургических предприятиях, особенно там, где не имеется в достаточном количестве воды, а также на химических, цементных, медноплавильных и др. заводах, где получают особо загрязненные и кислотные газы.

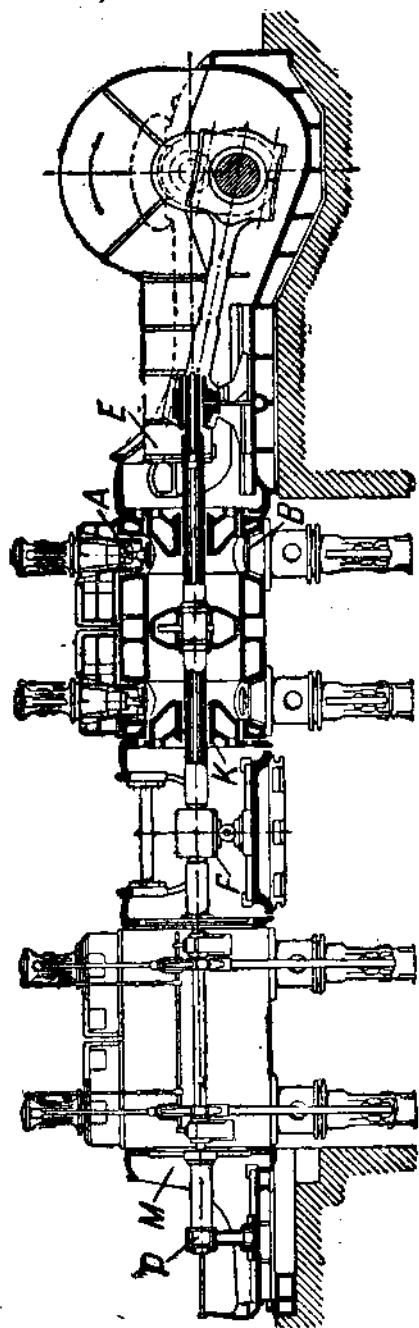
Газовые двигатели как четырехтактные, так и двухтактные работают по принципу быстрого сгорания. Так как доменный газ допускает высокое сжатие, то двигатели эти, подобно газогенераторным, позволяют работать с высокой степенью сжатия, а следовательно, и с высоким термическим коэффициентом полезного действия.

В настоящее время в европейской практике наиболее распространенным типом газового двигателя большой мощности является горизонтальный четырехтактный тандем с цилиндрами двойного действия, для еще более крупных мощностей применяется сдвоенный тандем. Двухтактные, а также вертикальные газовые двигатели большой мощности строятся сравнительно редко.

3. *Двигатели фирмы MAN.* Из четырехтактных газовых двигателей большой мощности наиболее известны двигатели фирмы MAN, которая с 1902 г. развила широкое производство этих двигателей, выпустив к 1924 г. 540 шт. общей мощностью до 1 млн. ЛС.

На фиг. 496 представлен вертикальный разрез двигателя типа тандем новейшей конструкции этого завода мощностью 3200 ЛС, где А — впускные, а В — выпускные клапаны. Сбоку цилиндров в нижней части их имеются опорные лапы, составляющие одно целое с внешней рубашкой, при помощи которых цилиндры двигателя крепятся к фундаменту. Спереди правого цилиндра примыкает передняя

часть Е коренной рамы, нижняя часть которой служит параллелями для направления движения переднего коренного кривокопфа. Между цилиндрами



Фиг. 496.

расположена промежуточная часть, имеющая также направляющие для среднего поддерживающего крейцкопфа *F*, а сзади левого цилиндра — часть *M*, с параллелями для наружного поддерживающего крейцкопфа *P*. Для замыкания рабочих пространств цилиндров имеются цилиндрические крышки *K*, в которых размещены сальниковые коробки для уплотнения поршневого штока. Шток имеет внутри высверленный канал, в котором установлена трубка для отведения охлаждающей воды, подводимой по кольцевому пространству штока между каналом его и трубкой. В представленном на фиг. 496 виде правый цилиндр двигателя, а также коренная и промежуточная части рамы показаны в разрезе, левый же цилиндр в общем виде.

Таким образом, в больших газовых двигателях охлаждаются не только цилиндры и цилиндрические крышки, но также поршневой шток и поршни, которые обычно представляют собой цельную чугунную двухстенную отливку, охлаждаемую водой, подводимой под давлением 3—4 атм.

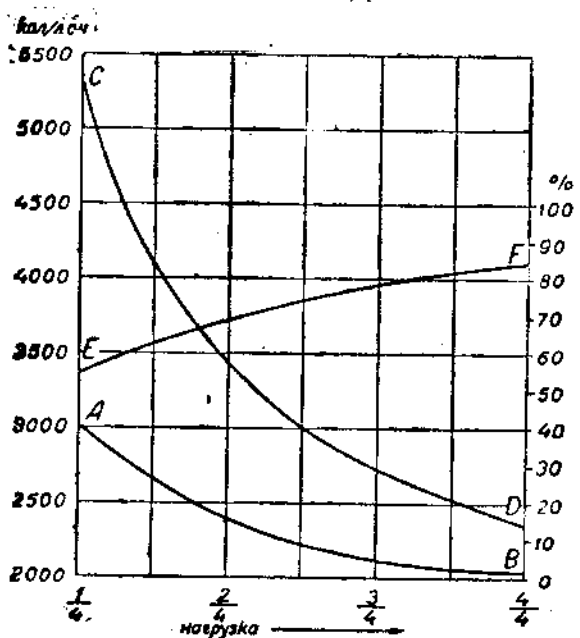
Чтобы иметь представление об общих размерах и весе газовых двигателей типа тандем, в табл. 94 приведены величины некоторых из них, причем буквенные обозначения соответствуют схеме фиг. 497.

Таблица 94.

		Мощность в ЛС				
		1 100	1 600	2 000	2 500	3 200
Размеры в мм:	<i>A</i>	16 780	20 020	21 700	22 500	23 900
	<i>B</i>	7 500	9 000	9 500	9 500	9 700
	<i>C</i>	4 000	5 000	5 000	5 500	6 000
	<i>D</i>	900	975	1 000	1 000	1 000
	<i>E</i>	12 790	14 640	15 690	15 800	17 280
	<i>F</i>	3 100	3 500	3 500	3 500	3 500
	<i>G</i>	1 770	1 930	2 200	2 300	2 300
	<i>H</i>	3 000	3 450	3 600	3 950	4 400
	<i>I</i>	2 200	2 800	3 000	3 000	3 000
	<i>K</i>	3 000	3 200	3 600	3 800	3 900
	<i>L</i>	2 600	3 000	3 200	3 300	3 400
Вес в т		140	210	235	275	340
Удельный вес в кг/ЛС. .		127	130	117	110	106

Двигатели фирмы MAN подвергались многочисленным испытаниям и обследованиям, результаты которых не всегда получались одинаковыми. Из этих испытаний заслуживает внимания испытание, произведенное проф. Ридлером с одним из двигателей этого завода мощностью 1000 д. ЛС при различных нагрузках; это испытание дало расход тепла, в зависимости от нагрузки, от 3090 до 2260 кал./д. ЛС-ч.

Такие же примерно результаты были получены и Германским обществом по надзору за паровыми котлами при испытании двигателя типа двойной тандем мощностью 4700 д. ЛС. При испытании двигатель развил 5389 инд. ЛС и 4855 д. ЛС, расход же тепла оказался равным 1987 кал./инд.



Фиг. 498.

ЛС-ч и 2205 кал./д. ЛС-ч.

Следовательно, двигатель работал с механическим коэффициентом полезного действия, равным 90%, и с экономическим коэффициентом полезного действия 28,6%. Повидимому, при этих испытаниях расход тепла был отнесен ко всей мощности, развиваемой двигателем, без учета расхода энергии на вспомогательные механизмы. Если же учесть и этот расход, то экономический коэффициент полезного действия будет около 26%.

Для определения расхода тепла на индикаторную и действительную ЛС-ч, в зависимости от нагрузки в двигателях MAN, на фиг. 498 представлена диаграмма, где кривая AB соответствует изменению расхода тепла в кал.

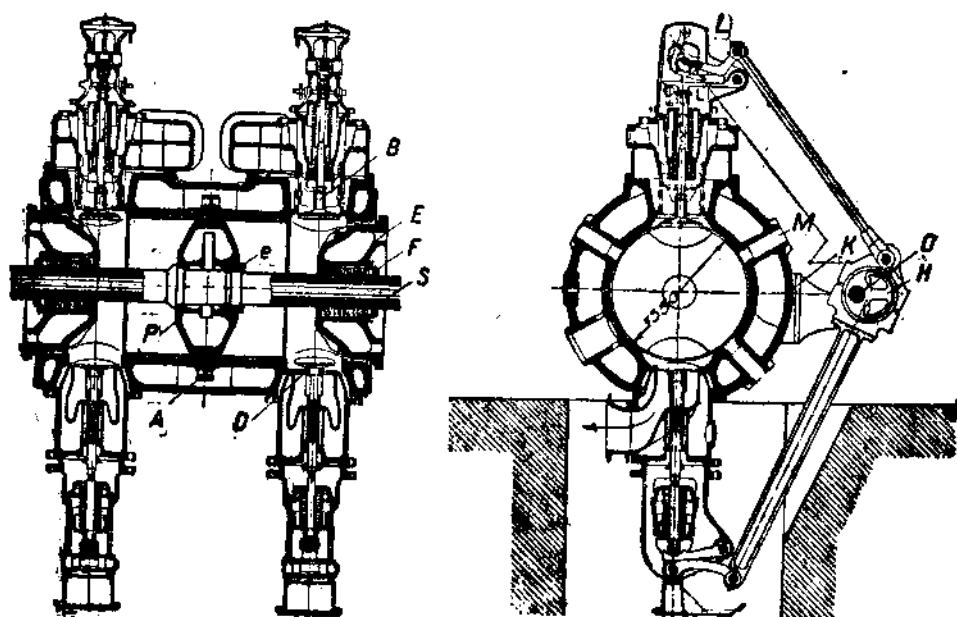
на инд. ЛС-ч., CD — изменению расхода тепла на д. ЛС-ч., и EF — изменению механического коэффициента полезного действия. Из диаграммы видно, что при пониженных нагрузках в газовых двигателях получается значительное повышение расхода тепла. Эта особенность является большим общим недостатком всех газовых двигателей.

В настоящее время для наиболее крупных двигателей завод MAN отказался от цилиндров цельной отливки, которые раньше применял, и перешел к цилиндрам, составленным из двух отдельных частей, соединенных между собой болтами.

На фиг. 499 приведены вертикальные разрезы цилиндра новой конструкции этого завода. Как видно из продольного разреза, цилиндр состоит из двух половин, соединенных между собой при помощи сильных фланцев A. Каждая половина цилиндра имеет по концам гнезда для установки впускных B и выпускных D клапанов.

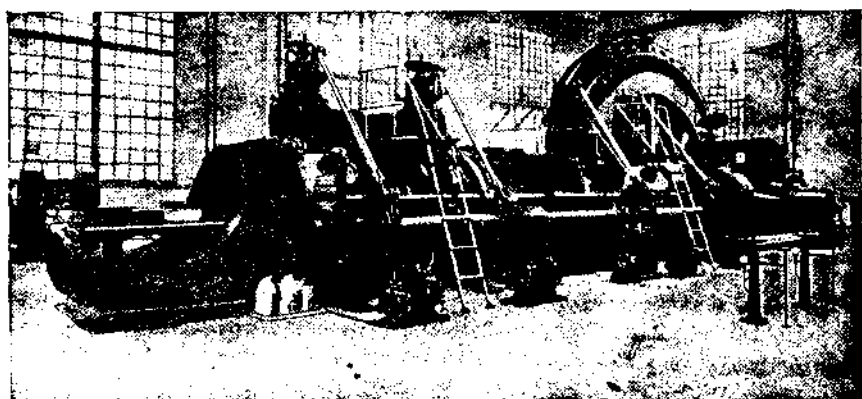
Клапаны приводятся в действие при помощи системы рычагов и тяг эксцентриков H, получающих качание от распределительного вала O, лежа-

щего сбоку цилиндров на кронштейнах *K*. Цилиндры с обеих сторон имеют крышки *E* с металлическими уплотнениями *F*, через которые проходит сквозной охлаждаемый шток *S*, несущий сравнительно легкий поршень *P*, заты-



Фиг. 499.

нутый на штоке при помощи гайки *e*. Для зажигания рабочей смеси имеется в каждой камере сгорания по три электрических воспламенителя *M* высокого напряжения.



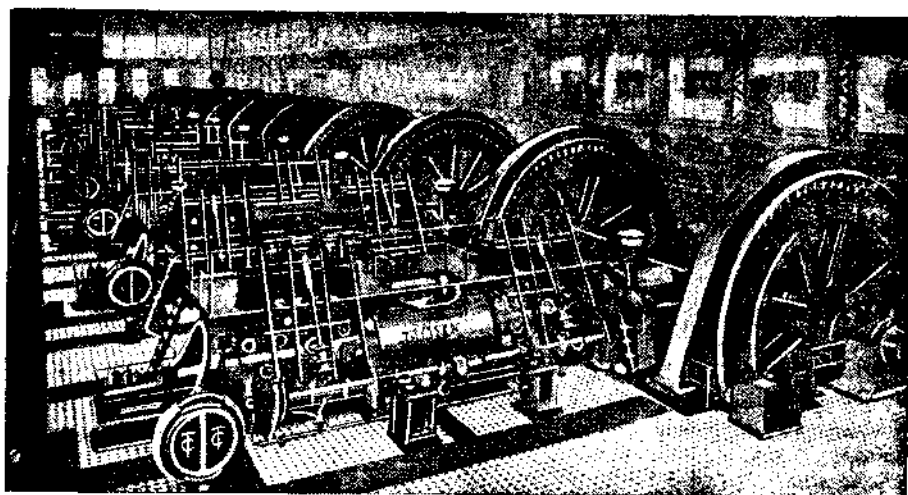
Фиг. 500.

На фиг. 500 представлен снимок газового двигателя типа тандем завода MAN мощностью 3500 ЛС, снятый со стороны распределительного вала. Двигатель непосредственно связан с электрическим генератором, насаженным

на маховик, и представляет собой компактную для своей мощности силовую установку, типичную для силовых установок металлургических предприятий.

4. *Двигатели Тиссена.* Не менее известным заводом по производству больших газовых двигателей является германский завод Тиссен. По устройству главных частей и по их расположению двигатели Тиссена мало отличаются от двигателей фирмы MAN, имея ту же конструкцию коренной части рамы, промежуточной части ее и одинаковый способ соединения их с цилиндрами. Цилиндры также цельные, отлитые вместе с внешней рубашкой и отличаются от прежнего нюрнбергского типа только более широкими водяными пространствами, т. е. увеличенными размерами расстояния между внутренними и внешними стенками и дополнительной тонкой чугунной втулкой, вставленной в цилиндр.

На фиг. 501 представлен снимок машинного зала одного из металлурги-



Фиг. 501.

ческих заводов, где установлено 12 газовых двигателей Тиссена типа тандем мощностью по 3200 ЛС.

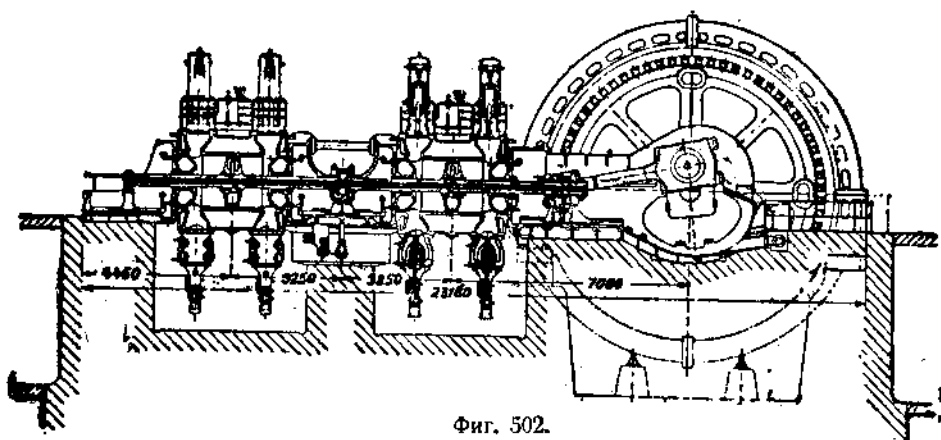
В последнее время завод Тиссен переработал конструкцию своих двигателей, положив в основу изменения их возможно большее отношение диаметра цилиндра D к ходу поршня S . Так, например, в то время как двигатели прежнего типа с цилиндрами 1100 мм в диаметре имели отношение $\frac{D}{S} = 0,846$, а в двигателях с цилиндрами 1220 мм в диаметре $\frac{D}{S} = 0,871$,

в мощных двигателях последнего выпуска отношение $\frac{D}{S} = 1$. Благодаря укороченному ходу поршня, двигатели для самых крупных мощностей получились сравнительно короткими, с главными частями относительно небольшого размера и веса.

На фиг. 502 представлен вертикальный разрез наиболее мощного газового двигателя последних выпусков завода Тиссен типа тандем мощностью 5000 ЛС, диаметр цилиндров в которого и ход поршней равны по 1500 мм.

Стремясь повысить мощность цилиндра газовых двигателей, завод Тиссен с 1913 г. приступил к разработке новых способов увеличения мощности путем изменения рабочего процесса двигателя. После долгих и многочисленных исследований в этом направлении завод остановился на продувке и наддувке цилиндров сжатым воздухом, приблизив, таким образом, четырехтактный рабочий процесс к двухтактному. Продувка цилиндров сжатым воздухом и дополнительное наполнение их дали хорошие результаты, повысив мощность нормальных двигателей обычного типа на 25 — 30%.

Насколько надежными и экономически выгодными оказались двигатели повышенной мощности, можно судить по данным испытания работы двух газовых двигателей одинакового размера нормальной мощности 3000 ЛС каждый. Один из двигателей работал в обычном состоянии, другой же был повышенной мощности. Исследования работы их в течение 2 месяцев дали следующие результаты: двигатель обычного типа за 1350 часов работы при средней суточной производительности 37 800 квт-ч. выработал



Фиг. 502.

2 304 400 квт-ч., двигатель же повышенной мощности за 1347 часов работы при средней суточной производительности 49 530 квт-ч. выработал 3 027 400 квт.-ч. Таким образом, двигатель с продувкой и наддувкой цилиндров в течение двух месяцев работал с большей средней мощностью на 31,6%, по сравнению с таковой обычного двигателя.

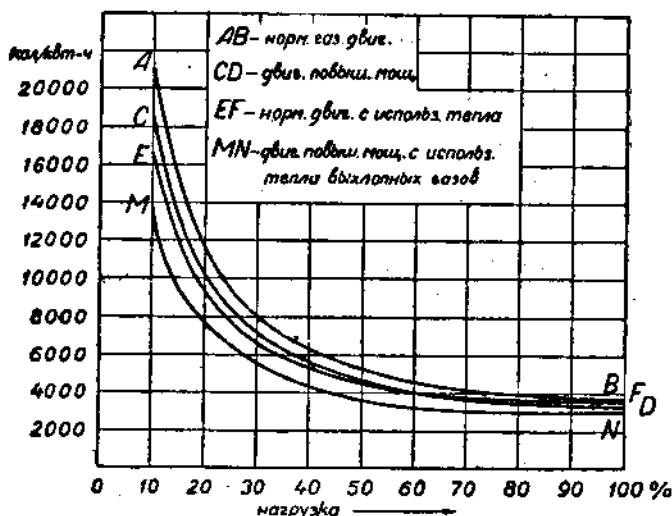
Чтобы судить о расходе тепла на квт-ч. в газовых двигателях Тиссена, на фиг. 503 приведены 4 кривые изменения его в зависимости от нагрузки, причем кривая *AB* относится к нормальному газовому двигателю, кривая *CD* — к двигателю повышенной мощности, кривая *EF* — к нормальному двигателю с использованием теплоты выхлопных газов и кривая *MN* — к такому же двигателю повышенной мощности.

Как показывают эти кривые, расход тепла при колебании нагрузки от 70 до 100% остается почти без изменения, особенно в двигателях повышенной мощности.

5. Двигатели Кокерилля. Завод Кокерилль (Бельгия), начавший впервые постройку больших газовых машин, для своих двигателей применяет также цельные цилиндры. Но благодаря удачной конструкции цилиндров и особому способу стягивания их сильными сквозными болтами они работают вполне надежно. Раму для двигателей завод применяет сплошную, захватывающую ци-

линдры с обеих сторон, вследствие чего она получается тяжелой и громоздкой. Для больших типов тандем завод применяет составную раму, состоящую из передней байонетной части, промежуточной и задней части. При типе сдвоенный тандем коренная часть рамы составляется из двух связанных между собой байонетов. Такие рамы получаются более легкими и компактными, позволяя упростить конструкцию коренного вала двигателя: вместо коленчатого вала делать его при двигателе простой тандем с одним мотылем, а при сдвоенном — с двумя мотылями на концах.

Двигатели Кокерилля получили широкое распространение, главным образом в Бельгии и Франции, как силовые установки в металлургических предприятиях. У нас они имеются, например, на Днепровском заводе, где в центральной электрической станции установлено 8 таких двигателей типа тандем по 2400 ЛС каждый.



Фиг. 503.

По расходу тепла двигателя завода Кокерилль представляют одну из лучших систем газовых двигателей, что и понятно, так как это единственный завод, который в деле постройки и создания больших газовых двигателей прошел все этапы постепенного развития и усовершенствования такого рода двигателей.

Для новых своих газовых двигателей завод гарантирует

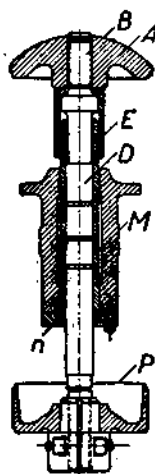
расход тепла — в 1910 кал./инд. ЛС-ч. и 2150 кал./д. ЛС-ч.

6. **Двигатели завода Эргардт-Земер.** Особое место занимают большие газовые двигатели завода Эргардт-Земер (Германия). Этот завод приступил к постройке своих двигателей в 1905 г., т. е. тогда, когда в промышленности имелись уже хорошие образцы этого рода двигателей. Однако завод не пошел по пути простого комбинирования типов и конструкций двигателей других фирм, а внес в технику постройки этих двигателей свои оригинальные идеи и конструкции. В этом отношении заслуживают особенного внимания конструкции цилиндра, выпускного клапана и поршня, а также способ регулирования работы двигателя и способ повышения мощности его путем продувки и наддувки цилиндров.

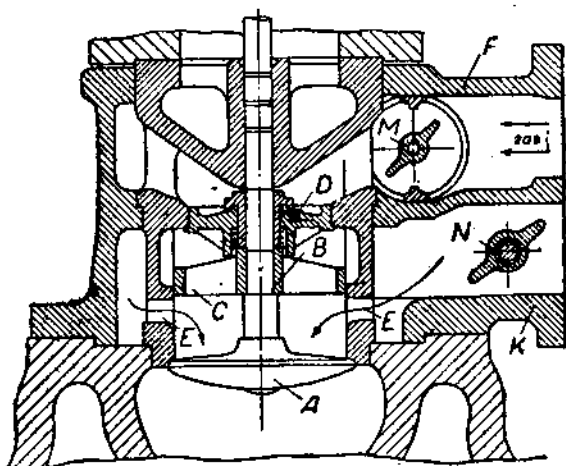
Завод Эргардт-Земер с самого начала принял для своих больших газовых двигателей составной цилиндр и в этом отношении оказал технике большую услугу. В настоящее время тип составного цилиндра не встречает уже никаких возражений, и многие крупные заводы, как, например, заводы фирмы MAN, начинают вводить его для своих газовых двигателей, несмотря на то, что несколько лет тому назад они являлись противниками этой конструкции, отстаивая тип цельного цилиндра.

Составной цилиндр двигателей завода Эргардт-Земер состоит из трех отдельных частей, компактно и жестко соединенных между собой. Благодаря этой конструкции цилиндра, простым формам составляющих его частей и полной независимости внутренних стенок от наружных цилиндр этого типа не испытывает температурных напряжений и почти разгружен от литейных напряжений, что и обеспечивает ему полную надежность в работе, независимо от величины диаметра его.

Другой частью газовых двигателей этого завода, составляющей характерную особенность их, является выпускной клапан. Все заводы, строящие большие газовые двигатели, применяют выпускные клапаны с охлаждением, изготовление которых сопряжено с большими затруднениями и затратами. Кроме того подобные клапаны получаются очень сложными, с значительным количеством мелких деталей, как, например, внутренняя отводящая трубка и детали ее укрепления, шланги для охлаждающей воды, патрубки для шланг



Фиг. 504.



Фиг. 505.

и проч., которые часто расстраиваются и нарушают работу двигателя. Завод Эргардт-Земер для своих больших газовых двигателей с самого начала неизменно применяет выпускные клапаны без охлаждения, которые оказались в работе такими же надежными, как и клапаны с охлаждением.

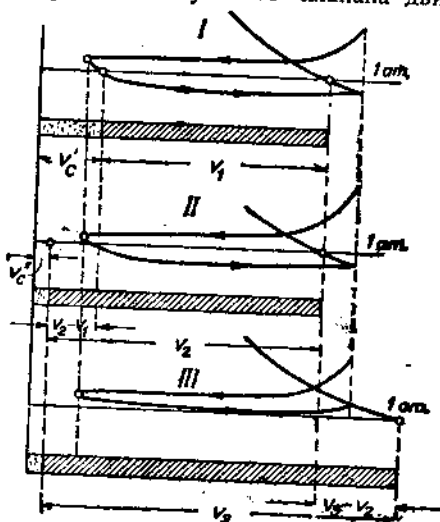
На фиг. 504 представлен разрез выпускного клапана последней конструкции этого завода, где *A* — конус клапана, изготовленный из специального чугуна и имеющий в своей втулке нарезку *B* для ввинчивания нарезанного конца стержня *D* клапана (отдельно выточенного из стали), и *E* — промежуточная часть, служащая опорой для клапана и чехлом для направляющей втулки *M*. Для предохранения масла от потерь в поддерживающей крышке имеется сальник *n*, плотно охватывающий стержень клапана, на конце которого насажена чашка *P*, служащая опорой для оттяжной пружины клапана.

Завод Эргардт-Земер много также работал над вопросом повышения мощности больших газовых двигателей путем изменения рабочего процесса. В этом отношении завод достиг значительных результатов, повысив мощность своих газовых двигателей на 30 — 40%, без изменения размеров цилиндра их.

Сущность способа повышения мощности двигателей этого завода заключается в том, что, помимо продувки, цилиндры подвергаются и наддувке сжатым воздухом, при подаче газа обычным путем, т. е. всасыванием.

На фиг. 505 представлен в схематическом виде вертикальный разрез впускного клапана двигателя повышенной мощности этого завода, где A — впускной клапан, на стержне которого насажены воздушный золотник C , управляющий открытием и закрытием воздушных окон E , и газовый клапан D . К клапанной коробке сбоку примыкают патрубки F и K для подведения газа и воздуха, для регулирования же подаваемого количества их имеются дроссельные заслонки M и N . Воздушный золотник C установлен на стержне впускного клапана так, что в закрытом состоянии последнего воздушные окна E открыты полностью.

Способ продувки и наддувки осуществляется следующим образом. Перед закрытием впускного клапана двигателя, когда поршень не дошел еще до



Фиг. 506.

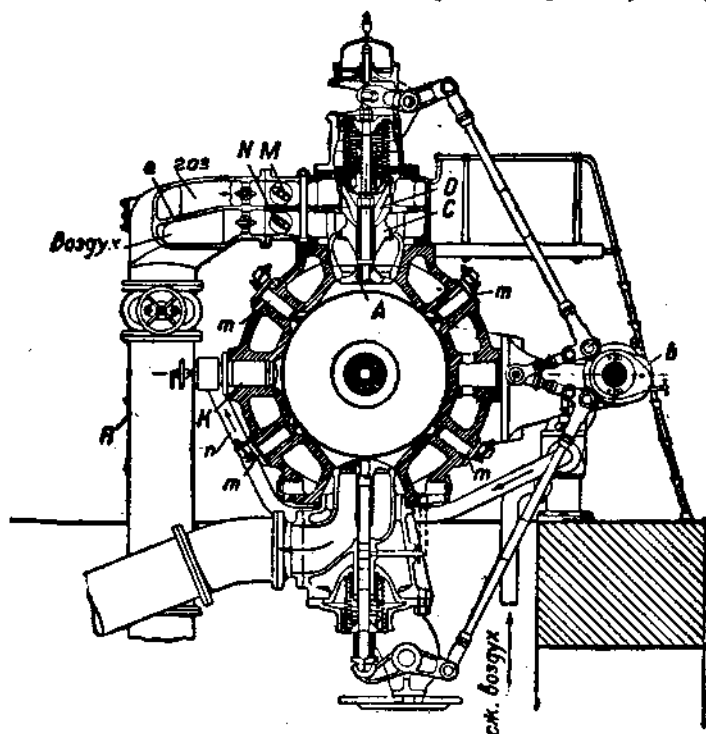
своего крайнего положения, открывается впускной клапан A , и в цилиндр через окна E вступает сжатый воздух давления 1,2 атм. абс., который и продувает остаточные газы в камере сгорания. При дальнейшем открытии впускного клапана воздушный золотник C частично перекрывает окна E , через которые попрежнему в цилиндр вводится воздух, а через газовый клапан D , который открывается несколько позже начала смешения золотника C , засасывается колешниковый газ. Следовательно, вследствие открытия впускного клапана A в цилиндр двигателя всасывается рабочая смесь, состав которой подбирается таким образом, чтобы отношение количества газа к воздуху было равно 2 : 1, т. е. берется богатая рабочая смесь. При обратном движении впускного клапана сначала закрывается газовый клапан D и прекращается впуск газа, воздушный же золотник C открывает полностью окна E , через которые в цилиндр снова подается сжатый воздух. В момент закрытия впускного клапана продувка и наддувка заканчиваются, а в цилиндре двигателя будет находиться рабочая смесь повышенного давления, по сравнению с давлением смеси при обычном наполнении ее путем всасывания. Для регулирования подачи сжатого воздуха и для правильного подбора необходимой величины открытия окон воздушный золотник C позволяет производить перестановку его на стержне B клапана.

Таким образом, при правильной установке золотника C и правильном выборе моментов открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов в этих двигателях достигается хорошая продувка цилиндров при почти полном удалении остаточных газов и интенсивное охлаждение камеры сгорания. Благодаря описанному устройству, в цилиндры подается увеличенный заряд рабочей смеси, который и обуславливает повышенную мощность двигателя.

Чтобы представить себе увеличение объема рабочей смеси, подаваемой в цилиндр двигателя при продувке и наддувке его, на фиг. 506 представ-

лены графически процессы выпуска продуктов сгорания и впуска газа и воздуха для трех случаев работы двигателя: 1) когда наполнение цилиндра происходит обычным всасыванием рабочей смеси, 2) когда в конце выпуска производится продувка остаточных газов сжатым воздухом, а наполнение цилиндра ведется путем всасывания газа и воздуха, и 3) когда, кроме продувки, в конце хода всасывания и в начале хода сжатия в цилиндр подается дополнительное количество воздуха и рабочая смесь перед началом сжатия находится под некоторым давлением.

В первом случае (I) продукты сгорания заполняют полностью камеру сжатия v_c' , а рабочая смесь занимает объем v_1 . Во втором случае (II), вслед-



Фиг. 507.

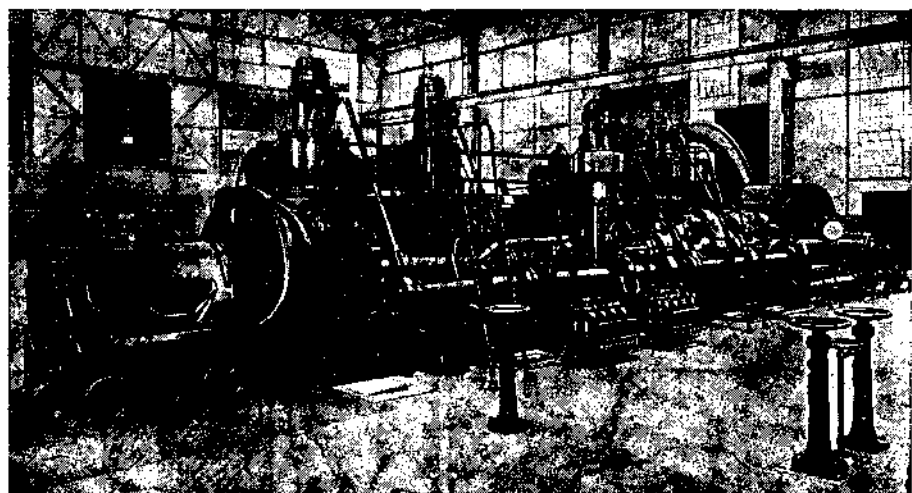
ствие продувки цилиндра, остаточные газы занимают только часть камеры сжатия — объем v_c'' , а рабочая смесь — объем v_2 , который больше объема v_1 на величину $(v_2 - v_1)$. При продувке цилиндра и наддувке (III), т. е. при способе повышения мощности, применяемом в двигателях Эргардт-Земер, остаточные газы, так же как и в случае II, занимают объем v_c'' , объем же рабочей смеси, отнесенный к атмосферному давлению, равен объему v_1 , который больше объема v_2 на величину $(v_2 - v_1)$.

Таким образом, главным фактором увеличения наполнения цилиндра рабочей смесью, а следовательно, и повышения мощности двигателя является наддувка цилиндров, продувка же их только способствует охлаждению камеры сгорания, удалению остаточных газов и предохранению свежей рабочей смеси от преждевременного воспламенения.

На фиг. 507 представлен поперечный вертикальный разрез цилиндра

двигателя повышенной мощности завода Эргардт-Земер, где *A* — всасывающий клапан, *C* — воздушный золотник, *D* — газовый клапан, *M* и *N* — газовая и воздушная дроссельные заслонки, находящиеся под действием регулятора, *R* — трубопровод прямоугольного сечения, разделенный перегородкой *a* на два канала, по которым подводится к коробке всасывающего клапана газ и воздух, *b* — кулачковая шайба всасывающего клапана, *m* — запальные электрические свечи, *K* — пусковой клапан и *n* — трубопровод для подведения к пусковому клапану сжатого воздуха.

Сжатый воздух, которым пользуются для продувки и наполнения цилиндров больших газовых двигателей, обычно получается при помощи воздушного вентилятора, приводимого в действие от паровой турбины или от электромотора. Завод Эргардт-Земер и в этом отношении внес в газовые двигатели значительное усовершенствование. В его двигателях, работающих с продувкой и наддувкой цилиндров, нет дополнительной установки для при-



Фиг. 508.

готовления сжатого воздуха; вместо вентилятора в них имеется воздушный поршневой насос, установленный сзади двигателя, на задней направляющей части рамы. Введением этого насоса завод значительно упростил газовую силовую установку, работающую с продувкой цилиндров, сообщив ей полную автоматичность в работе. Кроме того непосредственное соединение двигателя с воздушным насосом позволило значительно уменьшить расход энергии для получения сжатого воздуха, доведя экономический коэффициент полезного действия всего двигателя до высшего предела.

На фиг. 508 представлен общий вид газового двигателя завода Эргардт-Земер, типа тандем мощностью 1400 д. ЛС, снятый во время работы двигателя со стороны распределительного вала, где ясно видно расположение воздушного насоса *A*.

Рассмотренными выше типами газовых двигателей не исчерпывается обзор всех газовых двигателей этой группы. Здесь, например, не приведены двигатели завода Дейтц, Герлицкого общества, Ланген и Вольф и другие.

Не рассмотрена также и группа двухтактных двигателей большой мощности завода бр. Кертинг, бр. Клейн и др. Однако, и приведенных выше двигателей достаточно, чтобы составить себе представление о развитии газовых двигателей большой мощности и о тех успехах, которые достигнуты в этой обширной области тяжелого моторостроения.

Как по конструктивному выполнению, так и по общему расположению главных своих частей английские и особенно американские газовые двигатели большой мощности занимают особое место.

Обращаясь снова к экономической стороне работы больших газовых двигателей обычного типа, приходится отметить, что в этих двигателях при работе с пониженными нагрузками расход тепла на ЛС-ч. довольно сильно увеличивается. В этом отношении более устойчивыми оказались, как указано было выше, двигатели повышенной мощности.

За последние 10 лет заводы внесли в газовые двигатели значительные усовершенствования, вследствие чего расход тепла на ЛС-ч. несколько понижился и может быть принят при полной нагрузке равным 2200—2300 кал./д. ЛС-ч.

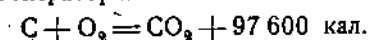
Таким образом, газовые двигатели, как и газогенераторные, выгодны главным образом для установок с постоянной нагрузкой. В этом отношении работа на воздуходувки доменного цеха является наиболее подходящей для газовых двигателей вследствие непрерывности их действия и устойчивости нагрузки. Что же касается работы в центральных электрических станциях, то и здесь при правильно выбранной мощности двигателей средняя нагрузка может быть тоже достаточно высокой.

Экономический коэффициент полезного действия газовой силовой установки может быть еще более повышен, а главное, сделан более устойчивым, если использовать теплоту отходящих газов для получения пара или горячей воды, как это в настоящее время и делается.

§ 160. Силовой генераторный газ и газогенераторы. Для использования твердого топлива в двигателях внутреннего сгорания его необходимо сначала перевести в газообразное состояние — в силовой генераторный газ — и уже в этом виде вводить в цилиндр двигателя. Приборы, служащие для переработки твердого топлива в силовой газ, называются газогенераторами, а полное оборудование, состоящее обычно из газогенератора, испарителя, скруббера и сухого очистителя (фиг. 486) — газогенераторной установкой.

Сущность получения силового или смешанного газа заключается в следующем. В шахте генератора при ограниченном подводе воздуха и в присутствии перегретого водяного пара происходит окисление углерода топлива в окись углерода (СО) с разложением водяного пара на водород (Н) и кислород (О). В результате процесса газификации получается силовой газ, состоящий из горючих элементов СО и Н, а также из негорючего азота N, причем в генераторе имеют место следующие реакции, отнесенные к килограмм-молекуле углерода (ч. I, § 18):

1) Над решеткой генератора:

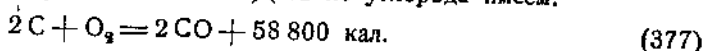


Эта реакция экзотермическая, т. е. протекающая с выделением тепла (в количестве: $12 \cdot 8140 \approx 97\,600$ кал.).

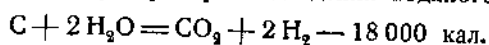
2) В зоне газообразования:



Эта реакция эндотермическая, т. е. протекающая с поглощением тепла. В результате превращения в газ 2×12 кг углерода имеем:



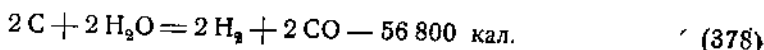
3) Над решеткой генератора при подведении водяного пара:



4) В зоне газообразования:



Последние две реакции эндотермические. В результате превращения в газ 2×12 кг углерода имеем:



Сопоставляя реакции (377) и (378), из которых первая экзотермическая, а вторая эндотермическая, мы видим, что они почти покрывают одна другую и что при обеих реакциях получаются равные объемы CO.

В результате реакции (377) из 100 объемных частей воздуха образуется $2 \times 21 = 42$ объемных части CO и 79 объемных частей азота N, а в результате реакции (378) образуется 42 объемных части CO и столько же водорода H₂. Следовательно, на 100 объемных частей воздуха образуется:

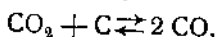
42	объемных частей	CO
79	"	"
42	"	"
42	"	"
	"	N
	"	CO
	"	H ₂

или, выражая в процентах, получим следующий состав генераторного газа:

41% CO, 20,5% H₂ и 38,5% N.

Рассмотренный выше вывод сделан был в предположении, что топливо представляет чистый углерод, что процессы газификации протекают без всяких потерь тепла и что температура в шахте генератора поддерживается не ниже 1000° Ц.

В действительности топливо, кроме углерода, всегда содержит и другие горючие и негорючие элементы, процессы газификации никогда не протекают совершенно, и реакция восстановления углекислоты в присутствии углерода: $CO_2 + C = 2CO$ является обратимой, почему ее обычно изображают в виде уравнения неустойчивого равновесия:



Следовательно в генераторном газе, кроме CO, всегда имеется и CO₂.

Кроме того при процессе газификации образуется метан CH₄, различные углеводороды C_nH_m и другие соединения.

Таким образом, генераторный газ представляет собой смесь различных горючих и негорючих газов, теплотворная способность которой обычно колеблется от 1100 до 1300 кал./м³.

Для ознакомления с составом генераторного газа, ниже приведен средний состав газа, полученного автором из воздушно-сухого торфа за 24 часа работы одной из газогенераторных установок:

27,21% CO; 7,78% H₂; 3,30% CH₄; 0,50% C_nH_m;
0,30% O₂; 5,74% CO₂ и 55,17% N₂.

Подсчитанная по формуле 11 (ч. I, § 3) теплотворная способность газа в сухом состоянии оказалась равной 1381 кал./м³ и влажного газа — 1140 кал./м³.

Что касается выхода газа из 1 кг топлива, то его можно определить, зная состав топлива и газа, по следующим формулам выхода сухого газа и водяного пара в отдельности:

$$v_{\text{газ}} = \frac{C_1}{0,536 (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 + 2 C_n H_m)} \quad (379)$$

где C_1 — количество углерода в топливе в процентах за вычетом углерода, содержащегося в шлаках и золе;

$$v_{\text{пар}} = \frac{9H + W}{100 \cdot 0,804} \quad (380)$$

где H и W — процентное содержание водорода, перешедшего в пар, и содержание воды в топливе.

Отсюда выход влажного газа на 1 кг топлива равен:

$$v = v_{\text{газ}} + v_{\text{пар}}.$$

Пример 122. Состав торфа следующий: 43,68% C; 4,61% H; 27,37% O; 1,12% N; 1,42% A и 21,8% W. Определить выход газа, если состав его оказался равным приведенному выше составу, потеря углерода топлива в золе равна 0,5% и количество водорода торфа, перешедшее в пар, равно 1,68%.

По формуле (379) находим выход сухого газа на 1 кг торфа при 0°C и 760 мм Нг:

$$v_{\text{г}} = \frac{43,18}{0,536 (5,74 + 27,21 + 3,3 + 2 \cdot 0,5)} = 2,163 \text{ м}^3.$$

Количество водяных паров на 1 кг торфа получим из формулы (380):

$$v_{\text{п}} = \frac{9 \cdot 1,68 + 21,8}{100 \cdot 0,804} = 0,459 \text{ м}^3.$$

Отсюда полный объем газа, полученный из 1 кг торфа (при 0°C и 760 мм), равен:

$$v = 2,163 + 0,459 = 2,622 \text{ м}^3.$$

В генераторах легче всего перерабатываются в газ сорта топлива, не дающие выхода смолы, как, например, антрацит, кокс и древесный уголь. Для этих сортов топлива применяются генераторы довольно простых конструкций, так называемые генераторы с одной зоной горения. Обычно в этих генераторах водяной пар, необходимый для процесса образования газа, получается за счет теплоты газа в особых испарителях, которые соединяются в одно целое с генератором.

По выходе из генератора газ несет с собой мелкие частицы топлива и пепел, а также, в зависимости от сорта перерабатываемого топлива, сернистые соединения и пары смолы. Все эти примеси вредно влияют на двигатель, почему должны быть удалены из газа.

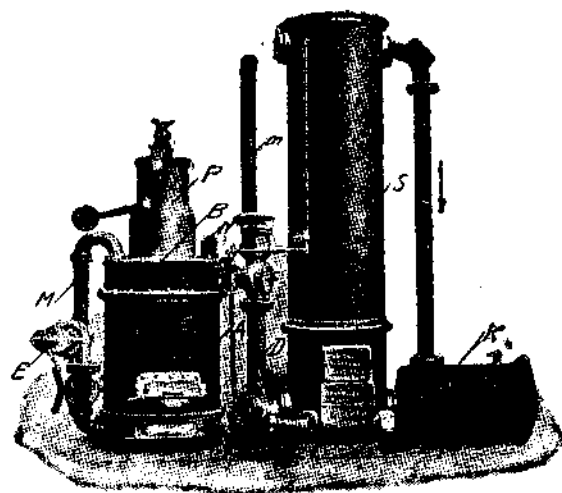
Для очистки газа от механических примесей обычно применяются мокрые очистители — промыватели или скрубберы, которые представляют высокие цилиндрические камеры, наполненные коксом или битым кирпичом, омываемым сверху тонкими струями воды из распылителя, установленного сверху скруббера над коксом.

По выходе из скруббера силовой газ несет с собой частицы воды, для улавливания которых обычно за скруббером ставится сухой очис-

титель, представляющий собой низкий цилиндрической или коробчатой формы резервуар, снабженный перегородками для размещения на них очищающей массы — древесных стружек, торфа и проч.

На фиг. 509 представлен снимок полной газогенераторной установки, работающей на антраците, мощностью от 30 до 100 ЛС. Здесь *A* — газогенератор, верхняя крышка *B* которого служит одновременно и парообразователем. Необходимый для газообразования воздух всасывается через патрубок *N* в парообразователь, откуда он, насыщенный парами, в виде паро-воздушной смеси отводится по трубе *M* под колосниковую решетку генератора. Образовавшийся газ по трубе *D* подводится к скрубберу *S*, где подвергается охлаждению и очистке; затем газ проходит сухой очиститель *K* и поступает к двигателю для работы.

Описанная газогенераторная установка относится к типу самовсасывающих, так как работа ее поддерживается и регулируется всасывающим действием самого двигателя.



Фиг. 509.

При пуске генератора в ход, когда двигатель не работает, имеется ручной вентилятор *E*, которым и пользуются для раздувки генератора и приготовления газа для начальной работы двигателя. Для загрузки топлива имеется загрузочная воронка *P*, а для выпуска газа наружу при раздувке или остановке двигателя имеется выводная труба *т*.

Устройство для получения силового газа во многом зависит от свойств и особенностей перерабатываемого топлива, так как приходится считать с содержанием во-

ды в топливе, спекаемостью и шлакообразованием его, зольностью, выходом летучих соединений, дающих смолы и проч.

Особенно нежелательной примесью в силовом газе являются тяжелые углеводороды и пары смолы, которые, осаждаясь в трубопроводах и на клапанах двигателя, могут совершенно расстроить работу силовой установки. Большой выход смол получается при переработке в газ так называемых битуминозных углей, а также дров, торфа, соломы и проч.

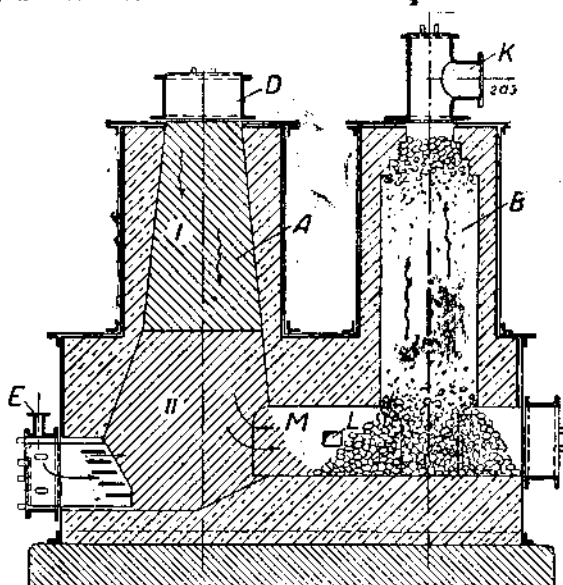
При переработке этих сортов топлива в однозонных генераторах описанного выше типа получается силовой газ, настолько загрязненный смолами, что его нельзя применять в двигателях, почему долгое время в газогенераторных установках применялись только антрацит и кокс, т. е. сорта топлива, не дающие смол. В настоящее время техника выработала специальные типы генераторов, которые свободно перерабатывают любой сорт топлива и дают хороший, чистый силовой газ.

Наиболее распространенными газогенераторами этого типа являются генераторы, в которых тяжелые углеводороды и пары смолы, получаемые при газообразовании, в самом же генераторе превращаются в простые газы

при проведении их через вторую раскаленную зону его. Получившийся таким образом силовой газ уже не содержит смол и, после обычной очистки, может подводиться для работы к двигателю. Для осуществления этого способа газификации требуются двухзонные и трехзонные генераторы, которые получили в современной промышленности широкое распространение.

1. *Газогенератор Рише*. На фиг. 510 представлен вертикальный разрез двухзонного газогенератора системы Рише, предназначенного для газификации торфа, дров, соломы, лузги и проч., где *A* — шахта генератора и *B* — шахта, заполненная раскаленным коксом. Шахта *B* предназначена для разложения тяжелых углеводородов и паров смолы, образовавшихся в шахте *A*, в постоянные газы, а также для восстановления CO_2 в CO .

Процесс образования газа протекает здесь следующим образом. Топливо через загрузочную воронку *D* загружается в шахту *A*, в нижнюю часть которой по патрубку *E* вентилятором подается первичный воздух и некоторое количество воды, если содержание влаги в топливе не особенно большое. По мере опускания топлива в шахте, в зоне *I* происходит сухая перегонка его и выделение паров воды и смолы. Эти продукты вместе с скопившимся топливом опускаются вниз и, попадая в зону газообразования *II*, газифицируются, выделяя в значительном количестве тяжелые углеводороды. Затем образовавшийся газ проводится по борovu *M*, в середине которого по каналу *L* подается вторичный воздух, где происходит частичное сгорание газа и разложение углеводородов в постоянные газы.



Фиг. 510.

При дальнейшем проходе газа по шахте *B*, заполненной раскаленным коксом, высокая температура которого поддерживается за счет сгорания части газа в борове *M*, углекислота CO_2 переходит в CO , и в результате из выводного патрубка *K* отводится генераторный газ, не содержащий тяжелых углеводородов и паров смол. Далее газ подвергается обычной очистке и подводится к двигателю для работы.

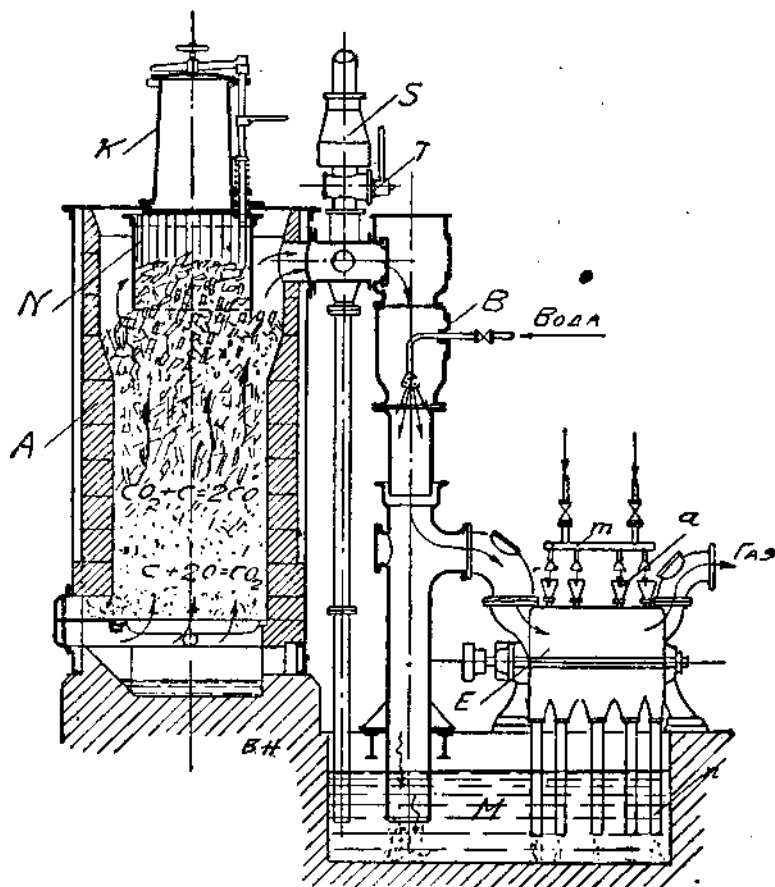
Исследования генератора Рише показали, что он дает хороший силовой газ при всех сортах топлива.

В табл. 95 приведены данные испытания автором двух силовых установок в 160 и 120 ЛС при работе их на воздушно-сухом торфе.

Обе испытанные установки были оборудованы двухцилиндровыми четырехтактными вертикальными газовыми двигателями системы Гюльдера (фиг. 492) постройки Коломенского машиностроительного завода. Генераторные установки были выполнены также этим заводом.

	I	II
Мощность установки в ЛС	160	120
Влажность торфа в %	46,6	39
Продолжительность испытания в часах	6	8
Средняя мощность при испытании в д. ЛС	125	130,5
Расход торфа в кг/инд. ЛС-ч.	1,33	1,26
кокса " " " " " " " " " " " " " " " "	0,014	0,002
Полезная теплотв. способ. торфа кал./кг	2325	*2743
Эконом. коэфф. полезного действия в %	17,3	15,6

2. Газогенератор Дейтц. Хороших результатов при газификации любых сортов топлива можно достигнуть и в однозонных генераторах с меха-

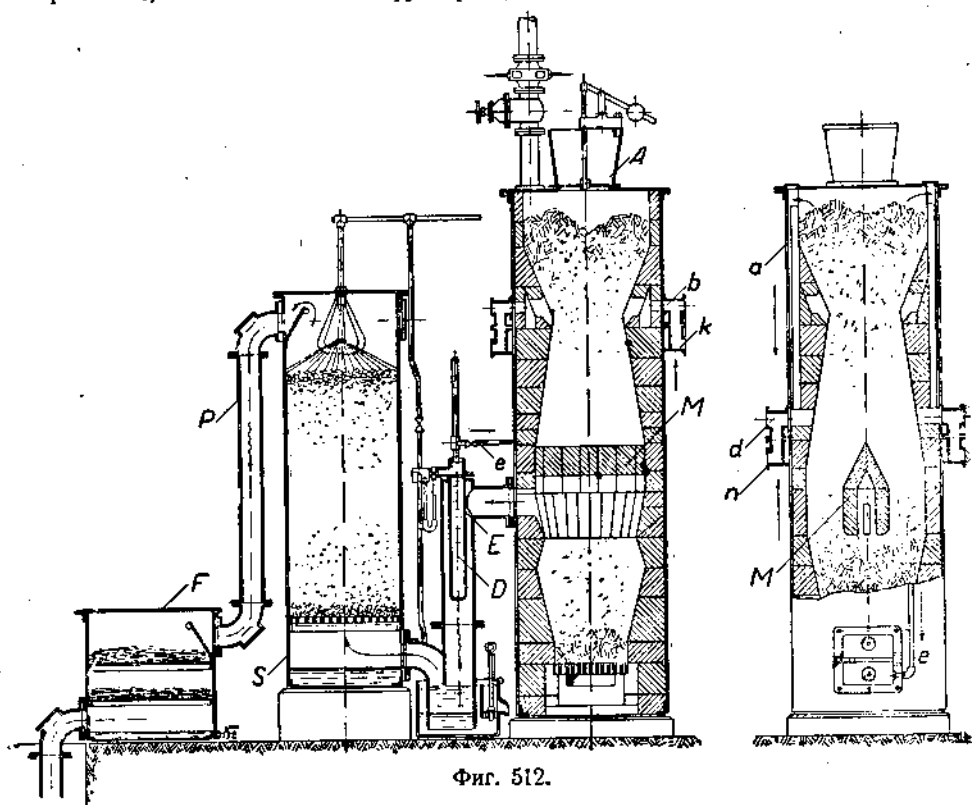


Фиг. 511.

нической очисткой смол. На фиг. 511 представлен вертикальный разрез подобной газогенераторной установки системы Дейтц мощностью от 75 до 200 ЛС для работы на воздушно-сухом торфе и про-

вах. Установку составляют: 1) однозонный генератор *A*, 2) водяная очистительная колонна *B*, в которой из газа выделяются наиболее крупные частицы пыли, а также происходит частичное выделение смол и охлаждение газа, и 3) центробежный смолоотделитель *E*, в котором газ тесно смешивается со струями воды, подаваемой сюда по трубкам *a* из питательной трубки *т*. В смолоотделителе из газа выделяется смола и в виде капель стекает по трубкам *п* в бассейн с водой.

Как видно из разреза, генератор представляет простую шахтную печь, выложенную огнеупорным кирпичом. Сверху генератора имеется загрузочная воронка *K*, а в самой шахте футляр *N*, состоящий из железных пластинок,



Фиг. 512.

установленных так, что через промежутки между ними горячий газ, по выходе из зоны газообразования, может пронизывать находящееся в футляре топливо и подсушивать его. Для выпуска газа наружу при растопке генератора имеется выводная труба *S* с переводным краном *T*.

Произведенные автором испытания двух газогенераторных установок этой системы мощностью 75 и 250 ЛС показали совершенно надежную работу их на воздушно-сухом торфе различной влажности.

3. Газогенератор Мюллера. Чтобы ознакомиться с устройством трехзонных генераторов для торфа и дров, на фиг. 512 представлены вертикальные разрезы газогенераторной установки системы Мюллера.

Рабочий процесс в этом генераторе протекает следующим образом. Топливо, подвергающееся переработке в газ, поступает через загрузочную

горобку *A* в генератор, имеющий несколько расширенную шахту сверху. В этой части генератора топливо подвергается сухой перегонке, причем пары воды и смолистые соединения частью отсасываются вниз к середине генератора, непосредственно через слой топлива, частью же по боковым отводным каналам *a* генератора. В этой (верхней) зоне генератора процесс возгонки поддерживается за счет сгорания части топлива, необходимый же для этого воздух засасывается в шахту самим генератором через заслонки *k* и каналы *b*.

Таким образом, в первой зоне горения газовый поток имеет два направления — вверх и вниз, причем боковые отводные каналы *a* участвуют в отведении паров и газообразных продуктов в том случае, когда генератор питается очень влажным топливом, т. е. когда является опасность понижения зоны горения и затухания генератора вследствие большой затраты тепла на испарение воды.

По выходе из первой зоны парообразные и газообразные продукты сухой перегонки попадают во вторую зону горения, заполненную обуглившимся топливом, которое поступило сюда из первой зоны. Если в этой части генератора устроить раскаленную зону, то смолы подвергнутся разложению с образованием постоянных газов. Для поддержания во второй зоне высокой температуры в средину генератора подводится через вторые регулировочные заслонки *n* и каналы *d* необходимый воздух. Таким образом, вторая зона генератора заменяет коксовую шахту генератора Рише без усложнения общего устройства генератора и расходования кокса.

Топливо, не успевшее перейти во второй зоне в газообразное состояние, в виде кокса опускается в нижнюю часть генератора, где оно и подвергается окончательно газифицированию, причем для поддержания процесса в этой зоне воздух с парами воды засасывается из поддувала генератора. Для образования же водяного пара имеется особый парообразователь *D*, установленный в отводящей газовой трубе *E*, откуда пар по трубке *e* подводится в зольник генератора.

Образовавшийся в генераторе силовой газ без примеси смол отсасывается газовым двигателем между второй и третьей зонами горения из свода *M*, выложенного в середине шахты генератора, затем газ проводится по отводящей трубе *E* к гидравлическому затвору и далее к скрубберу *S* для мокрой очистки. По выходе из скруббера газ по трубе *P* подводится к сухому очистителю *F*, откуда уже и поступает к небольшому газосборнику, расположенному перед двигателем.

Таким образом, в этом генераторе имеются три зоны горения: в первой зоне происходит выделение паров воды и отгонка смол, во второй — превращение смол в постоянные газы и газификация обуглившегося топлива и в третьей — окончательная газификация остатков топлива.

Испытания генератора Мюллера, произведенные автором, дали очень хорошие результаты. Силовой газ при работе на торфе получался совершенно чистым от смол, а силовые установки, оборудованные этими газогенераторами, работали спокойно, без чистки поршней и клапанов в течение нескольких месяцев непрерывной работы. Так, например, проведенное автором в течение 8 часов испытание одной из установок, состоявшей из трех газогенераторов этой системы (2 рабочих и 1 запасной), которые обслуживали газовый двигатель мощностью 400 л. ЛС, показало, что получаемый силовой газ обладал одинаковым составом без содержания смол, при этом расход торфа оказался равным 1,105 кг/инд. ЛС-ч. Насколько

надежно работала эта установка, можно судить хотя бы по тому, что до испытания установка была в работе в течение 5 лет, работая по шести суток непрерывно с остановками (по воскресеньям) на 16 часов.

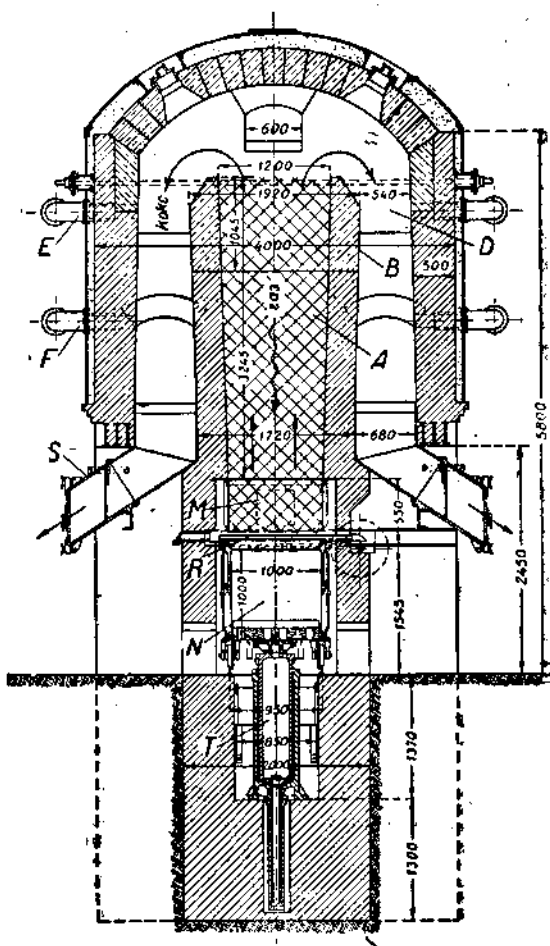
Недостатками этого генератора являются сложный профиль шахты и неудачное расположение в ней свода *М*, которые препятствуют спокойному опусканию топлива сверху вниз, задерживая его в наиболее узких местах, вследствие чего приходится постоянно его проталкивать.

4. Газогенератор (тепловик) проф. Ижевского. В последнее время большой интерес вызвал обращенный газогенератор проф. Ижевского, предназначенный для переработки в газ дров и других сортов топлива.

На фиг. 513 представлен схематический вертикальный разрез этого генератора, где *А* — шахта генератора, образуемая двумя стенками *В*, которые не доходят до верхнего куполообразного свода, *Д* — боковые шахты, служащие холодильниками для угля или кокса, *Е* — трубы для подвода воздуха, *Ф* — трубы для оборотного газа, *М* — отверстие для отведения генераторного газа из шахты *А*, *Р* — раздвижная решетка-подхват, *Н* — вагонетка с топливом и *Т* — гидравлический подъемник.

Процесс газификации протекает здесь следующим образом. Дрова или торф, загруженные в вагонетку *Н*, поднимаются гидравлическим подъемником в шахту *А*, где топливо подхватывается особым подхватом в виде раздвижной решетки *Р* и удерживается на ней, а вагонетка опускается и снова подает порцию топлива. Топливо, поднимаясь путем выталкивания вверх, сначала попадает в нижнюю зону генератора, где выделяются из него пары воды и в парообразном состоянии различные смолы, которые вместе с газом проходят в шахте *А* сверху вниз и отводятся по каналу *М*. Дойдя до середины шахты, топливо обугливается и, проходя постепенно все стадии перегонки, освобождается окончательно от летучих горючих.

Когда топливо будет выдвинуто в шахте *А* доверху, оно попадает здесь в зону газификации, где происходит разложение его и образование генера-



Фиг. 513.

торного газа, который, проходя сверху вниз, отводится также по каналу *М*, обогащаясь продуктами сухой перегонки. Уголь же или кокс, не успевший превратиться в газ, сваливается через стенки *В* в боковые шахты *Д*, служащие для него холодильниками. Для того чтобы уголь в шахтах *Д* не сгорал, его продувают обратным газом, взятым после эксгаустора и подводимым по трубам *Е*. Вследствие этой продувки, газ проходит через слой угля, заполняет все поры в нем и, охлаждая его, предохраняет от воспламенения при выпуске через жолоба *С*.

Таким образом, газогенератор проф. Ижевского имеет следующие особенности: 1) в нем топливо поднимается снизу вверх, 2) раскаленный слой топлива находится сверху, и 3) газы и продукты перегонки опускаются вниз, навстречу движению топлива. Благодаря такому своеобразному распределению движения газа и топлива газы спокойно опускаются вниз, омывая всю массу топлива, равномерно подогревая его и создавая наиболее благоприятные условия для газификации. Кроме того, так как в этом газогенераторе продукты сухой перегонки после выделения тотчас же отводятся вниз, т. е. в зону с более низкими температурами, то они не теряют своих ценных качеств. Этого нельзя получить в других газогенераторах, так как во всех существующих типах их имеется или встречное движение топлива (топливо движется вниз, а газы и продукты перегонки вверх) или же параллельное движение, при котором топливо и продукты газификации имеют движение вниз.

Исследования обращенного генератора Ижевского показали, что в нем можно получить газ с теплотворной способностью до 2500 кал./м^3 . Эти исследования получили подтверждение при испытании опытной установки на заводе „Большевик“ в Киеве, где при работе на дровах получился газ, теплотворная способность которого оказалась около 2000 кал./м^3 , что почти в два раза выше теплотворной способности газа, получаемого в обычных газогенераторах.

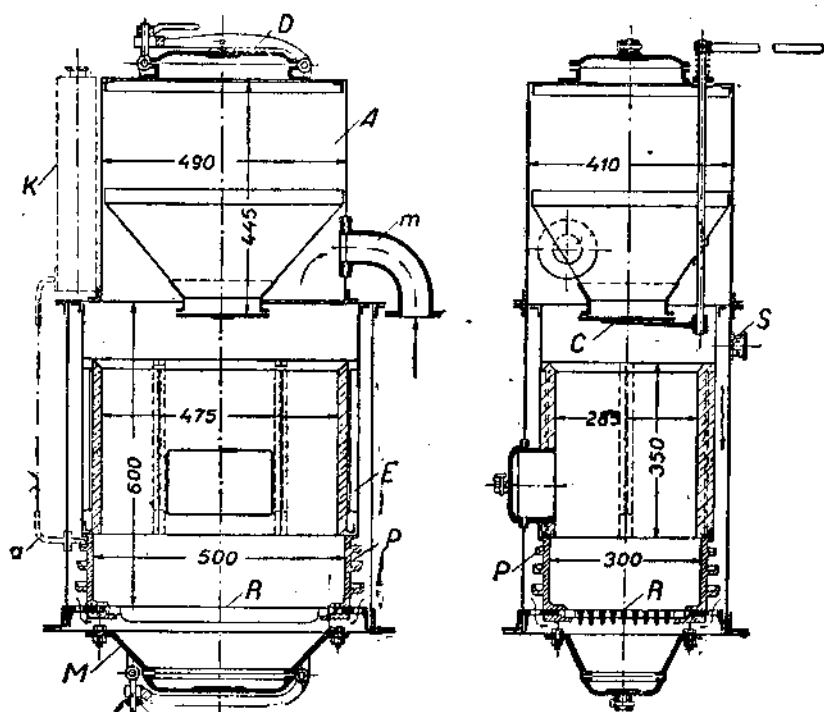
Кроме того обращенный генератор дает возможность иметь в отдельности каждый из продуктов сухой перегонки, направляя процесс газификации по желанию в сторону повышения качества или увеличения количества каждого из этих продуктов — газа, кокса или угля и жидких продуктов.

В настоящее время этот весьма интересный газогенератор выполняется в Теплотехническом институте в Москве, где он будет затем всесторонне исследован, и, может быть, наша промышленность будет иметь в недалеком будущем наиболее совершенный газогенератор для нетеплоценных сортов топлива. Необходимо только отметить, что газогенератор Ижевского не является чисто силовым генератором, а скорее генератором для металлургических заводов, где он может сыграть крупную роль.

5. Газогенераторы для автотранспорта. В последнее время за границей, особенно во Франции, газогенераторные установки начали применяться и в автотранспорте для питания автомобильных и тракторных двигателей вместо бензина и керосина силовым газом, вырабатываемым из древесного угля и дров. Эта идея, казавшаяся многим вначале фантастическим начинанием, не имеющим практического значения, в настоящее время получила большое развитие. В этом отношении особенно большое значение имел конкурсный пробег французских газогенераторных грузовиков на расстояние 2140 км , организованный во Франции в 1925 г. После этого конкурса автомобильные газогенераторные установки быстро начали совершенствоваться, что можно видеть по результатам пробегов, организованных там

же в 1926, 1928 гг. и позднее. В настоящее время во Франции более десяти первоклассных автомобильных фирм выпускают грузовики и тракторы специального назначения, работающие на генераторном газе. Из этих фирм можно назвать такие, как Рено, Заурер, Пежо, Сомюа и др.

В СССР проблема перевода тракторов и грузовиков с керосина и бензина на твердое топливо, несмотря на громаднейшее значение ее особенно для сельского хозяйства и лесной промышленности, не пользуется пока большой популярностью. Все работы в этом направлении сводились до сих пор к лабораторным испытаниям заграничных газогенераторов в различных



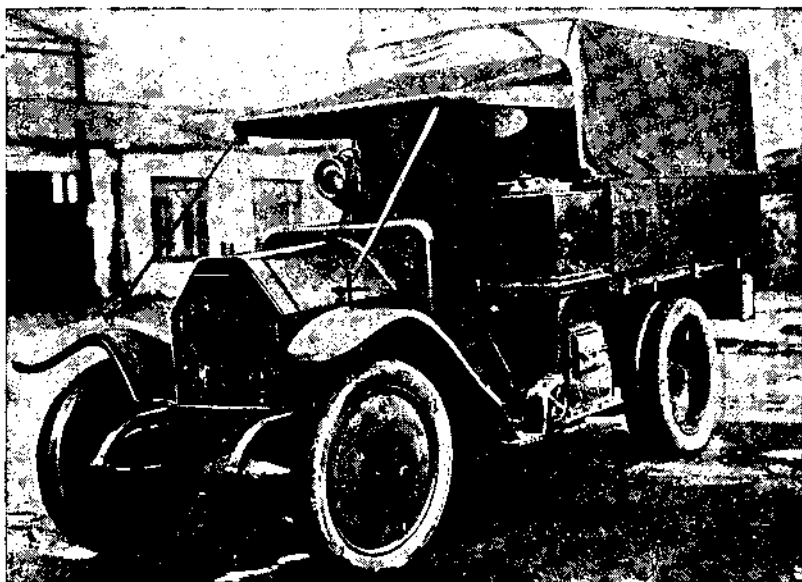
Фиг. 514.

исследовательских институтах и весьма мало дополнили то, что было уже известно из иностранной технической литературы. В этом отношении автору удалось несколько ближе подойти к практическому разрешению данного вопроса. В 1923 г. им был сконструирован первый советский газогенератор (тип У-1) для 3-тонного грузовика, который был выполнен в 1927 г. После лабораторных исследований, газогенератор был переработан в тип У-2 и испытан в 1928 г. в пробегах.

На фиг. 514 газогенератор типа У-2 представлен в двух вертикальных разрезах, где А — загрузочная камера с крышкой D, заканчивающаяся поворотным диском С. Под загрузочной камерой находится прямоугольного сечения шахта, состоящая из двухстенной коробки, выложенной внутри обмуровкой; последняя состоит из отдельных огнеупорных плит, насаженных на Т-образные балочки Е, приклепанные к внутренним стенкам шахты. Внизу

шахты имеется мгновенный ребристый испаритель *P*, заканчивающийся колосниковой решеткой *R* и зольником *M*. Воздух, необходимый для газификации угля, подводится через клапан *S*, а вода для испарителя — по трубке *a* из бака *K*, образовавшийся же газ отводится из газогенератора по трубке *m*. По выходе из генератора газ подвергается сухой очистке, которая оказалась достаточной, чтобы двигатель мог работать продолжительное время без заметного загрязнения.

Таким образом, рассмотренный выше газогенератор относится к типу генераторов с прямым процессом горения. Этот тип газогенератора был принят автором с целью иметь более холодный газ при выходе из генератора для надежной работы сухих очистителей, впервые им примененных, и для избежания возможности захвата потоком газа во время работы двигателя



Фиг. 515.

твердых частиц золы и шлака и уноса их в цилиндры двигателя. Кроме того прямой процесс предохраняет зольниковую камеру и низ генератора от чрезмерного нагревания, чего нельзя избежать в генераторах с обратным процессом горения.

На чертеже (фиг. 514) указаны основные размеры генератора типа У-2. С этим газогенератором, установленным на $1\frac{1}{2}$ -тонном старом грузовике Фиат, были проведены первые в Союзе пробеги; из них наибольший интерес представляет пробег Ленинград — Москва — Ленинград на расстоянии 1394 км, сделанный 11 — 20 октября 1928 г.

В 1931 г. газогенератор У-2 был вновь установлен на $1\frac{1}{2}$ -тонном грузовике Форда, принадлежащем Кареллесу. Отличительной особенностью последней установки является новое устройство сухих очистителей, которые получились более компактными и легкими по сравнению с прежней конструкцией их.

С газогенераторным грузовиком Форда было проведено несколько проб-

ных пробегов, из которых наиболее интересным является пробег Ленинград—Петрозаводск на 523 км, сделанный 14—17 августа 1931 г.

В таблице 96 приведены данные шести пробегов газогенераторных грузовиков системы автора на древесном угле и одного на бензине. Из таблицы видно, что расход древесного

угля на 1 км пробега в среднем равен 0,46 кг, при пробеге же грузовика Фиат на бензине—0,259 кг, т. е. расход древесного угля в газогенераторном грузовике примерно в два раза больше расхода бензина.

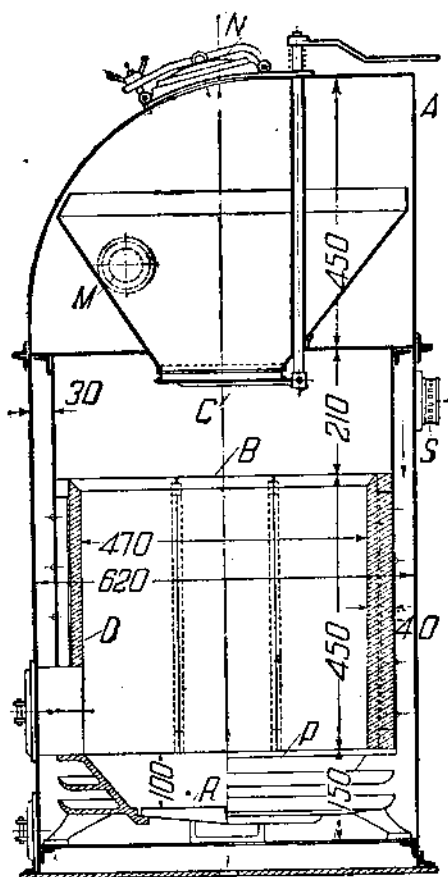
На фиг. 515 приведен снимок грузовика Фиат, оборудованного газогенераторной установкой типа У-2, в том виде, в каком он участвовал в пробеге Ленинград—Москва—Ленинград.

В 1928 г. автором была разработана новая газогенераторная установка (тип У-3) для трактора Коммунар ХПЗ, которая заводом в настоящее время выполнена. На фиг. 516 представлен вертикальный разрез газогенератора этой установки, где А — загрузочная камера, заканчивающаяся поворотным диском С, В — шахта газогенератора прямоугольного сечения, D — огнеупорная обмуровка ее, Р — мгновенный испаритель, R — колосниковая решетка, S — воздушный клапан, M — отверстие для отвода газа и N — загрузочная крышка. Вместе с тем на схеме указаны главные размеры генератора. При предварительных испытаниях на стане эта установка дала 46—52 д. ЛС, что позволяет рассчитывать на успешную работу ее на тракторе.

На фиг. 517 газогенераторная установка типа У-3 представлена на тракторе Коммунар, где А — газогенератор, В и В — сухие очистители, Е — ящики для запаса древесного угля на 6 часов работы, F — вентилятор для раздувки генератора при

Таблица 96.

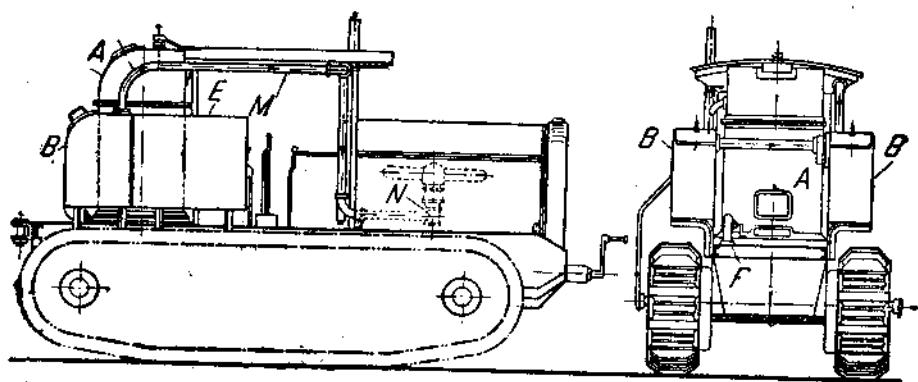
Дата пробега	Расстояние в км	Средн. скор. пробега км/ч.	Расход в кг/км	
			Древ. уг.	Бензина
14. VIII. 28	84	26	0,44	0,024
16. VIII. 28	73	28	0,49	0,07
30. IX. 28	100,3	24,6	0,47	0,031
11—20. X. 28	1394	24,3	0,44	0,029
15. XII. 28	74	33,5	0,445	0,009
14—17. VIII. 31.	523	29	0,49	0,01
19. XII. 28	75,4	36,25	—	0,259



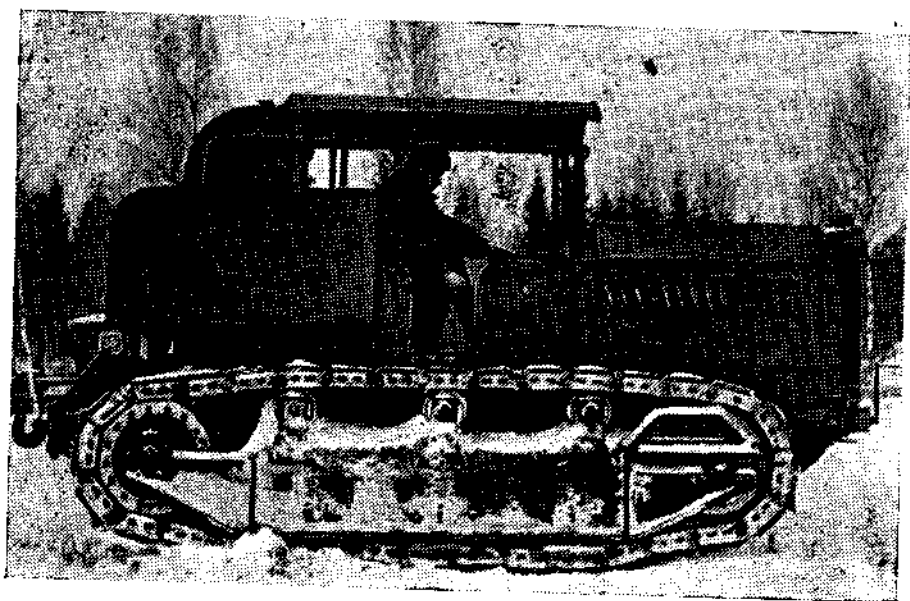
Фиг. 516.

пуске его в ход и *М* — газопровод, подводящий газ к газовому смешительному клапану *Ν* двигателя.

На фиг. 517 bis представлен снимок трактора Коммунар в работе, оборудованного газогенераторной установкой типа У-3 системы автора.



Фиг. 517.



Фиг. 517-bis.

При переводе грузовиков и тракторов с бензина и керосина на твердое топливо надо, однако, считаться с тем, что мощность их двигателей понижается на 25—30%, по сравнению с мощностью на жидком топливе. Эта особенность газогенераторных грузовиков и тракторов сослужила очень плохую службу развитию проблемы перевода нашего автотранс-

порта на твердое топливо и в настоящее время еще является главным тормозом всех начинаний в этом направлении. Надо также заметить, что многие специалисты, недостаточно оценив огромное значение этой проблемы для нас, опорочивают ее до настоящего времени, вселяя к ней недоверие. А между тем понижение мощности двигателя на 25 — 30% не является еще решающим фактором в обычной эксплуатации машин, тем более, что в моменты наибольшей нагрузки водитель машины легко может на это время перевести двигатель на бензин, для чего у него имеются соответствующие приспособления, выполняемые во всех газогенераторных установках; перевод же с газа на бензин делается во время хода двигателя без всяких затруднений.

Понижение мощности автомобильного двигателя при переводе его на твердое топливо не является также и специфической особенностью его, так как достаточно ввести некоторые изменения или дополнения, чтобы мощность газогенераторного двигателя была доведена до мощности, развиваемой им на жидком топливе. Действительно, если установить за газовым смесительным клапаном нагнетательный вентилятор и подавать газовую смесь в цилиндры двигателя под определенным давлением, то мощность газогенераторного двигателя можно довести до нормальной его мощности на бензине. Этот способ повышения мощности не является для техники новостью и широко применяется в авиационных двигателях.

Нормальной мощности автомобильного двигателя при работе его на газе можно достигнуть и другими способами, а именно: путем повышения степени сжатия в двигателе до 7,0—7,5 и путем улучшения работы газогенераторной установки, т. е. повышения коэффициента полезного действия ее и теплотворной способности газа. Эти способы также нашли широкое применение в практике и не являются новостью.

В связи с широким развитием у нас тракторизации вопрос о переводе тракторов на твердое топливо является одним из важнейших, на который необходимо нашей технике обратить особое внимание.

✓ § 161. Карбюрация топлива и типы карбюраторов. Чтобы достигнуть полного сгорания рабочей смеси в двигателях, в которых процессу сгорания отводятся сотые и тысячные доли секунды, необходимо жидкое топливо и воздух подводить к цилиндру двигателя в надлежащей пропорции. Кроме того необходимо горючее тонко распылить и смешать его с воздухом для образования однородной смеси и, если требуется, подогреть эту смесь перед началом сжатия.

В компрессорных и бескомпрессорных дизелях, где тонко распыленное топливо впрыскивается в сферу раскаленного воздуха, процесс образования рабочей смеси протекает достаточно совершенно, почему нет необходимости в дополнительных приборах. В двигателях быстрого сгорания стационарного типа, работающих с небольшим числом оборотов, жидкое топливо в распыленном состоянии впрыскивается в особые раскаленные части двигателя — в запальную головку или калоризатор, где оно, оставаясь некоторое время, успевает полностью испариться и образовать однородную рабочую смесь. Таким образом, и в этих двигателях особых дополнительных приборов для образования рабочей смеси также не требуется.

Иначе обстоит дело с образованием рабочей смеси в бензиновых и керосиновых двигателях автомобильного типа. В этих двигателях нельзя впрыскивать жидкое топливо непосредственно в цилиндр, так как слишком мало времени не только на процесс образования смеси, но и на весь процесс

воспламенения и сгорания ее. Чтобы двигатели этого типа могли нормально работать, необходимо подводить к цилиндру уже готовую рабочую смесь, способную в любой момент воспламениться. Приборы, в которых происходит образование рабочей смеси, т. е. насыщение воздуха парами жидкого топлива, называются карбюраторами.

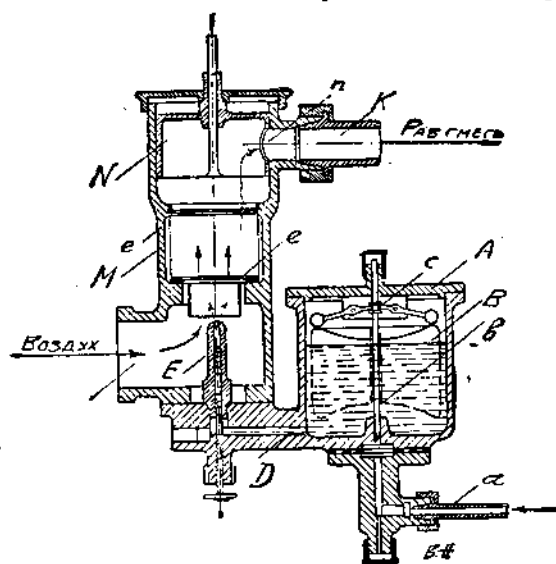
По своему действию карбюраторы делятся на две группы: 1) поверхностные или испаряющие, в которых жидкое топливо для ускорения испарения распределяется на сравнительно большую поверхность, и 2) впрыскивающие или пульверизационные, в которых жидкое топливо выбрасывается тонкой струйкой под действием разрежения в цилиндре во время всасывающего хода через тонкий канал пульверизатора или жиклера.

Почти все современные автомобильные и авиационные двигатели работают на бензине, поэтому в дальнейшем рассмотрим только бензиновые карбюраторы.

В настоящее время поверхностные карбюраторы не применяются.

Впрыскивающие карбюраторы начали распространяться после появления простого впрыскивающего карбюратора Майбаха, и в настоящее время они получили исключительное применение.

На фиг. 518 представлен схематический разрез одного из первых впрыскивающих карбюраторов. Здесь А — поплавковая камера, в которой подводимый по трубке а бензин поддерживается на постоянном уровне при помощи полого латунного поплавка В и иглы б, связанной с концами рычагов с,



Фиг. 518.

утолщенные концы которых лежат на поплавке. Поплавковая камера А при помощи канала D соединена с полым соплом Е или жиклером, в выходном отверстии которого находится также бензин на одном уровне с бензином в поплавковой камере А.

Карбюратор состоит из удлиненной камеры смешения М, которая внизу имеет патрубок для прохода воздуха, всасываемого двигателем в камеру смешения, а в верхней части — отверстие п, связанное трубкой К с цилиндром двигателя. При всасывании воздуха через карбюратор в последнем получается разрежение, достаточное для того, чтобы бензин начал пульверизировать из выходного отверстия жиклера Е. Вытекающая струя бензина, ударяясь о сетку е, распыляется и, смешиваясь с протекающим воздухом, образует в камере смешения однородную рабочую смесь, которая и отводится к цилиндрам двигателя по трубопроводу К. Для регулирования количества подаваемой рабочей смеси карбюратор имеет полый кран N, который позволяет устанавливать любую степень наполнения смесью цилиндра двигателя.

Описанный тип карбюратора оказался, однако, недостаточно пригодным

в работе, главным образом, потому, что при определенной величине отверстий для впуска воздуха и бензина, при увеличении разрежения в карбюраторе, т. е. при увеличенном числе оборотов двигателя, получается слишком богатая по своему составу рабочая смесь, почему не получается полного сгорания ее в цилиндре, и двигатель работает ненормально, с образованием черного выхлопа.

Как известно, для получения хорошей рабочей смеси паров бензина с воздухом необходимо, чтобы бензин и воздух смешивались в определенной пропорции. Если в рабочей смеси будет содержаться большее количество бензина, то эта смесь будет слишком богатой, если же бензина будет мало, то смесь будет бедной, и двигатель будет давать взрывы в выхлопной трубе.

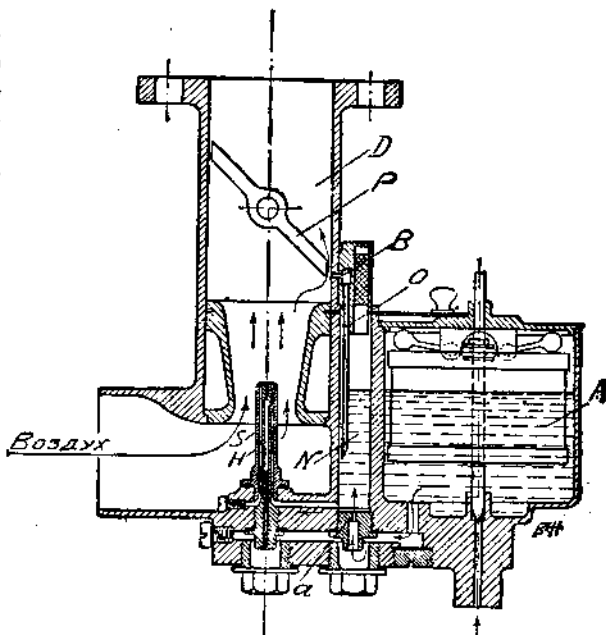
Опыты с работой карбюраторов показали, что при постоянных отверстиях для воздуха и бензина увеличение числа оборотов двигателя дает более богатую смесь, так как бензина подается в процентном отношении больше, чем воздуха.

Чтобы карбюратор давал однородную рабочую смесь, необходимо изменять подачу воздуха или бензина. Регулирование рабочей смеси изменением количества содержащихся в ней воздуха или бензина называется качественной регулировкой. Такое регулирование может производиться от руки или же автоматически самим карбюратором. Последний тип карбюратора называется автоматическим.

Автоматические карбюраторы, в зависимости от производимой ими регулировки воздуха или бензина, делятся на две группы: карбюраторы с регулировкой воздуха и карбюраторы с регулировкой бензина.

В настоящее время наиболее широким распространением пользуются карбюраторы с регулировкой бензина, которые основаны на двух принципах: на установке в карбюраторе нескольких форсунок, дополняющих одна другую, и на устройстве, в котором на жиклер надевается особый колпачок, благодаря которому часть всасываемого воздуха проникает в массу бензина и этим тормозит выход его при повышенном разрежении.

Представителем первой, наиболее распространенной группы карбюраторов является карбюратор „Зенит“ французского инженера Баверея, который основной жиклер дополнил вторым, компенсирующим жиклером, подающим тем меньше бензина, чем больше число оборотов двигателя. Следовательно, этот жиклер как бы исправляет отклонения в подаче основного жиклера.



Фиг. 519.

На фиг. 519 представлен схематический разрез карбюратора „Зенит“, где S и H —два жиклера, вставленные друг в друга, причем в основной жиклер S бензин подается из поплавковой камеры A , а в дополнительный жиклер H —из камеры N , куда бензин поступает постоянно в определенном количестве, соответствующем диаметру отверстия a в дне камеры. При надлежащем подборе размеров подводящего отверстия a и выходных отверстий в жиклерах карбюратор дает при всех изменениях нагрузки и числа оборотов двигателя рабочую смесь постоянного состава.

Особенностью карбюратора „Зенит“ является также трубка тихого хода O , которая помещена в камере N так, что нижним своим концом доходит почти до дна ее, а верхним сообщается при помощи отверстия B с всасывающим патрубком D карбюратора. При пуске двигателя в ход или при тихом его ходе, когда дроссельная заслонка P только немного открыта, вблизи отверстия B образуется сильное разрежение, вследствие чего получается интенсивное всасывание по трубке O бензина в количестве, достаточном для слабой работы двигателя.

Отсутствие движущихся частей, клапанов, пружин, золотников и всяких прокладок, а также полная автоматичность работы карбюратора „Зенит“ способствовали очень широкому распространению.

§ 162. Охлаждение двигателей. Как было указано выше, рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания протекают вообще при весьма высоких температурах. Поэтому для предохранения стенок цилиндра и цилиндровой крышки от опасного перегрева, а также для того, чтобы смазка, подаваемая к поршню, не сгорала и этим не расстраивала работу двигателя, необходимо заботиться в небольших двигателях об охлаждении цилиндра, в двигателях же большой мощности, кроме того, и об охлаждении цилиндровой головки, поршня и выпускного клапана.

Исследования работы двигателей показывают, что через стенки цилиндра и другие части его передается в среднем 30—35% тепла, расходуемого на 1 ЛС-ч. Это количество теплоты необходимо отводить от двигателя, если мы желаем, чтобы он мог нормально и надежно работать продолжительное время.

В современных двигателях охлаждение осуществляется при помощи воздуха и воды.

Воздушное охлаждение является наиболее старым и простым способом охлаждения, но недостаточно надежным. Достигается оно следующим образом. Боковую поверхность цилиндра двигателя и его головку снабжают тонкими ребрами, которые увеличивают поверхность для излучения тепла в окружающий воздух.

При этом для усиления отдачи тепла стремятся при помощи вентилятора создать поток воздуха между ребрами цилиндра; в подвижных же установках располагают цилиндры двигателей таким образом, чтобы струи воздуха омывали наружную поверхность возможно сильнее.

Этот способ охлаждения не получил, однако, широкого распространения и удержался только в двигателях авиационного и мотоциклетного типа. Для стационарных двигателей средней мощности, не говоря уже о больших двигателях, воздушное охлаждение совершенно недостаточно, главным образом потому, что невозможно увеличить наружную охлаждаемую поверхность цилиндра более определенного размера.

В настоящее время в стационарных двигателях исключительно применяется водяное охлаждение в различных вариантах.

Если с охлаждающей водой необходимо от двигателя отводить Q кал. тепла на 1 ЛС-ч. и если охлаждающая вода подводится при температуре t_1 °C, а отводится при t_2 °C, т. е. допускаемое нагревание воды равно $(t_2 - t_1)$ °C, то расход охлаждающей воды на 1 ЛС-ч. будет равен:

$$b = \frac{Q}{t_2 - t_1} \quad (381)$$

Обычно температура охлаждающей воды при выпуске из цилиндра берется равной 35 — 45° C.

Пример 123. Определить расход охлаждающей воды в дизеле мощностью 100 ЛС, если начальная температура охлаждающей воды $t_1 = 12^\circ \text{C}$.

Из графиков фиг. 442 видно, что при полной (%) нагрузке в дизелях в охлаждающую воду отводится 28% расходуемого тепла. Принимая расход тепла на ЛС-ч. равным 2000 кал., получим количество тепла, отводимое с охлаждающей водой: $Q = 2000 \cdot 0,28 = 560$ кал. Подставляя это значение, а также $t_2 = 40^\circ \text{C}$ в формулу (381), получим расход воды на ЛС-ч. равным:

$$b = \frac{560}{40 - 12} = 20 \text{ кг,}$$

а на весь двигатель: $20 \cdot 100 = 2000 \text{ кг/час}$ или $2 \text{ м}^3/\text{час}$.

В газогенераторных установках к расходу, получаемому по формуле (381), необходимо добавить также и расход воды на очистку газа, почему общий расход воды в этих установках колеблется от 30 до 40 кг на ЛС-ч.

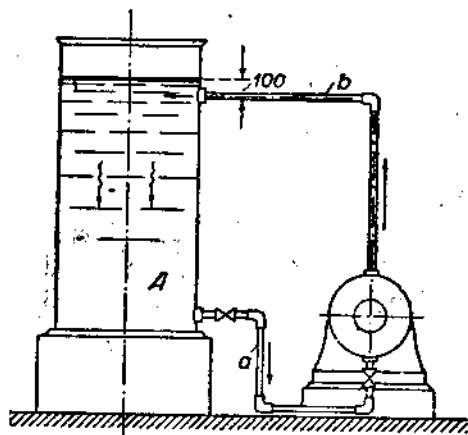
Для двигателей мощностью до 30 ЛС, в которых поверхности цилиндра и цилиндрической крышки, приходящиеся на 1 ЛС, довольно большие, обычно применяется охлаждение циркуляционной водой. Этот способ состоит в том, что нагретую воду при выходе из двигателя отводят не в сточные каналы или трубы, а по трубке b в особый охлаждающий бак A , как это показано на фиг. 520, где она охлаждается, после чего снова по трубке a подводится к двигателю для охлаждения его. Таким образом, получается замкнутая система циркуляции охлаждающей воды.

При расчете величины такого бака надо учитывать не только мощность двигателя, но и число часов непрерывной работы его. Если двигатель работает в сутки m часов, а мощность двигателя равна N ЛС, то требуемый объем бака в м^3 будет равен:

$$v = 0,035 \cdot m \cdot N. \quad (382)$$

Пример 124. Определить объем охлаждающего бака для двигателя мощностью 10 ЛС при 8 часах непрерывной работы его. Подставляя цифровые значения в формулу (382), получим:

$$v = 0,035 \cdot 8 \cdot 10 = 2,8 \text{ м}^3.$$



Фиг. 520.

Для более надежной циркуляции воды, высоту бака делают равной 2—2,5 размера диаметра его, отводящую же трубку *b* устанавливают в стенке бака так, чтобы выше выходного отверстия ее находился столб воды высотой не менее 100 мм.

В небольших двигателях, особенно в двухтактных нефтяных и керосиновых, часто нагревание охлаждающей воды доводят до испарения, т. е. до температуры 100° Ц. При этом испарительным способом охлаждения расход воды получается значительно меньше, так как теплота, отводимая от стенок цилиндра двигателя, идет не только на нагревание воды, но и на испарение ее. При этом способе каждый кг испарившейся воды уносит с собой около 550 кал., почему и расход воды составляет всего 1,0—1,5 кг на 1 ЛС/ч. Однако, этот способ охлаждения может допускаться только там, где нет воды, в остальных же случаях его необходимо избегать, так как при нагревании воды до испарения получается очень высокая температура стенок рабочей втулки цилиндра и сгорание смазки, а также, в случае недостаточно чистой воды, в двигателе получают большие отложения накипи, которые часто вызывают разрыв стенок цилиндра.

Наиболее распространенным способом охлаждения двигателей является охлаждение проточной водой. При этом способе охлаждающая вода подводится к рубашке двигателя только один раз, после чего она в нагретом состоянии отводится в сточную трубу. Этот способ наиболее надежный, но и более дорогой, если вода берется из водопровода. В установках больших мощностей применяется исключительно этот способ. Для контроля и постоянного наблюдения за температурой охлаждающей воды необходимо в отводящей трубе делать перерыв или разрыв в струи, что осуществить довольно просто.

В автомобилях, грузовиках и тракторах охлаждение двигателей производится также водой. Однако, в этих установках нельзя применять обычные способы охлаждения, употребляемые в стационарных двигателях, так как здесь слишком мало места, а главное, все устройство охлаждения должно быть по возможности малого веса, чтобы не увеличивать вес мертвого груза, который необходимо перемещать вместе с машиной. Все эти требования заставили технику создать особые устройства охлаждения, которые при незначительном количестве воды дают хорошие результаты.

Чтобы достигнуть хорошего охлаждения, необходимо, чтобы вода постоянно циркулировала в рубашках цилиндров двигателя и чтобы нагретая вода быстро отводилась от стенок цилиндра, а на ее место подвигалась холодная.

Циркуляция охлаждающей воды в автомобильных двигателях производится двумя способами. Один из них основан на разности удельного веса горячей и холодной воды, при котором вода сама собой циркулирует, — это так называемое термосифонное охлаждение. При другом способе циркуляция воды осуществляется при помощи перекачивающего центробежного насоса.

Необходимой частью водяного охлаждения этого типа является особый прибор — радиатор, содержащий в себе небольшой запас воды, которую он и охлаждает по мере поступления ее из рубашек цилиндров. Радиатор при помощи трубок соединяется с рубашками цилиндров двигателя, образуя замкнутую систему, в которой и происходит циркуляция воды.

Существующие радиаторы можно подразделить на три основных типа: трубчатые, сотовые и секционные.

Наиболее простыми являются радиаторы трубчатые. В этих радиаторах вода для своего охлаждения проходит через ряд трубочек, впаянных своими концами в верхнюю и нижнюю камеры радиатора. Для увеличения охлаждающей поверхности трубочки выполняются с ребрами.

Сотовые и сотообразные радиаторы представляют собой систему горизонтальных трубочек различной формы, спаянных по концам одна с другой так, что получаются как бы две стенки. Охлаждающая вода циркулирует в зазорах между трубочками, а воздух движется внутри их. В общем этот тип радиаторов довольно прост по устройству, но он обладает большим недостатком, а именно: имеет слишком много спаев, которые быстро расстраиваются, особенно при езде по негладкой поверхности.

Секционные радиаторы выполняются из изогнутых пластинок, которые между собой спаиваются и образуют каналы для прохода воды.

§ 163. Регулирование двигателей. Чтобы поддерживать при изменяющейся нагрузке постоянное число оборотов вала двигателя, необходимо изменять или количество топлива, подаваемого в цилиндр, или состав рабочей смеси. Действительно, если полезная нагрузка двигателя уменьшается, то для того, чтобы двигатель не начал работать с повышенным числом оборотов, регулятор или заменяющее его регулирующее приспособление должно путем того или иного воздействия на топливный насос или всасывающий клапан уменьшить подачу топлива и сделать рабочую смесь более бедной или же уменьшить количество подаваемой смеси. С другой стороны, если нагрузка двигателя увеличивается, то в цилиндр его необходимо подавать большее количество топлива или рабочей смеси.

В двигателях применяются следующие три способа регулирования: 1) качественное регулирование, состоящее в изменении состава рабочей смеси, 2) количественное регулирование, состоящее в изменении количества рабочей смеси, подаваемой в цилиндр, без изменения состава ее, и 3) смешанное регулирование, представляющее комбинацию первых двух способов.

В двухтактных и четырехтактных нефтяных двигателях небольшой мощности широко применяется регулирование пропусками, которое можно отнести к количественному регулированию.

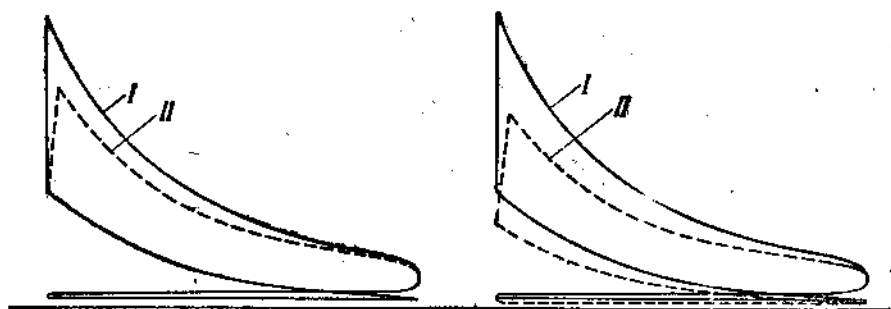
Регулирование пропусками состоит в том, что при уменьшении нагрузки двигателя или при повышении числа оборотов его регулирующим приспособлением прекращается подача в цилиндр топлива на больший или меньший промежуток времени. С экономической стороны это регулирование является наиболее выгодным, но зато при этом регулировании, вследствие пропуска одного или нескольких воспламенений или рабочих ходов, двигатель работает очень неравномерно.

В дизелях регулирование осуществляется обычно воздействием на перепускной клапан топливного насоса, вследствие чего к форсунке подается, в зависимости от нагрузки, большее или меньшее количество топлива. Это регулирование сказывается на индикаторной диаграмме тем, что период сгорания продолжается больше или меньше, а диаграмма, в зависимости от этого, получается более полно или менее полно развитой.

При качественном регулировании в газовых двигателях в цилиндр засасывается, в зависимости от открытия газового клапана, рабочая смесь более богатая или менее богатая по своему составу при одном и том же весовом количестве ее. При этом регулировании линия всасывания и кривая сжатия индикаторной диаграммы остаются при всех нагрузках двигателя без изменения, процесс же воспламенения, а следовательно и кривая рас-

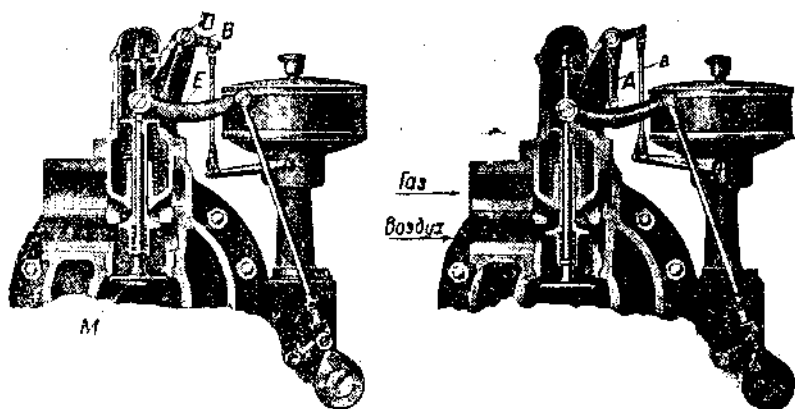
ширения изменяются в зависимости от конечного давления воспламенения, которое получается тем больше, чем рабочая смесь богаче, и тем меньше, чем она беднее.

На фиг. 521 слева показаны наложенные одна на другую индикаторные диаграммы газового двигателя, работающего с качественным регулированием, где диаграмма *I* относится к работе двигателя при полной нагрузке, а диаграмма *II* — к работе при пониженной нагрузке.



Фиг. 521.

При количественном регулировании в цилиндр двигателя при всасывающем ходе, в зависимости от нагрузки его, подается больше или меньше рабочей смеси при одинаковом составе ее. При этом регулировании очертание индикаторных диаграмм получается всегда различное, так как в этом случае не совпадают также линии всасывания и кривые сжатия.



Фиг. 522.

На фиг. 521 справа показаны наложенные одна на другую диаграммы газового двигателя, работающего с количественным регулированием, где диаграмма *I* относится к работе двигателя при полной нагрузке, а диаграмма *II* — к работе при пониженной нагрузке.

Количественное регулирование осуществляется обычно изменением величины подъема газового и всасывающего клапанов.

На фиг. 522 представлено в двух положениях регулирующее устройство газового двигателя, где *A* — палец, который является свободным концом

коленчатого рычага B , вращающегося на валике O . В зависимости от положения муфты регулятора, палец A при помощи тяги a отклоняется в ту или другую сторону, изменяя при этом положение неподвижной точки качания рычага E , связанного со шпинделем всасывающего клапана M . Изменяя положение пальца A , а следовательно и точки качания рычага E , регулятор изменяет величину левого плеча этого рычага, вследствие чего изменяется высота открытия всасывающего клапана M , а с ним и газового клапана. При изменении высоты открытия клапанов в цилиндр всасывается большее или меньшее количество рабочей смеси постоянного состава, и двигатель развивает большую или меньшую мощность.

На снимке справа показано положение пальца A , при котором рычагом E производится нормальное открытие клапанов, соответствующее полной нагрузке двигателя; слева же показано положение пальца, при котором рычаг E производит небольшое открытие клапанов, соответствующее холостому ходу двигателя или малой нагрузке его.

Сопоставляя оба способа регулирования, можно указать следующие достоинства и недостатки их. При количественном регулировании при всех нагрузках воспламеняемость рабочей смеси остается одинаковой, что очень важно при работе двигателя с небольшой нагрузкой, но зато, вследствие понижения конечного давления сжатия, термический коэффициент полезного действия двигателя при небольших нагрузках понижается. При качественном же регулировании термический коэффициент полезного действия двигателя при всех нагрузках остается постоянным, но зато при пониженных нагрузках, когда в цилиндр подается бедная рабочая смесь, возможны пропуски воспламенения и замедление процесса сгорания.

В двигателях большой мощности обычно применяется смешанное регулирование.

§ 164. Определение среднего индикаторного давления и индикаторной мощности. Если имеется индикаторная диаграмма, снятая во время работы двигателя, то по ней можно определить индикаторную мощность двигателя. Для этого, как и в паровых машинах, сначала находится среднее индикаторное давление p_i , а затем уже, зная диаметр D цилиндра двигателя, ход поршня S и число оборотов n , определяют индикаторную мощность его.

Проще всего p_i определяется при помощи планиметра, для чего обводят кривую диаграммы этим прибором и после того, как будет найдена величина площади диаграммы, делят ее на длину и получают среднюю высоту ее. Зная же масштаб пружины, с которой снималась диаграмма, делят полученную среднюю высоту на величину этого масштаба, и в результате получается среднее индикаторное давление p_i . Так же точно поступают, если площадь индикаторной диаграммы определяется не планиметром, а при помощи прозрачной клетчатой миллиметровой бумаги.

В практике наиболее распространенным способом определения среднего индикаторного давления является способ трапеций, который состоит в следующем. Делят длину диаграммы на 10 равных частей и восстанавливают в точках деления перпендикуляры, причем необходимо провести их так, чтобы крайние из них были касательными к крайним точкам диаграммы. Этими перпендикулярами площадь индикаторной диаграммы разбивается на 10 трапеций. Если для каждой трапеции найти среднюю линию и эти линии сложить и разделить на 10, то получим среднюю высоту диаграммы.

На фиг. 523 изображена индикаторная диаграмма четырехтактного газогенераторного двигателя, на которой проведены все необходимые вспомога-

тельные линии для определения p_i . Если $h_1, h_2, \dots, h_{10}$ представляют средние линии трапеций, то средняя высота диаграммы будет равна:

$$h = \frac{h_1 + h_2 + \dots + h_{10}}{10},$$

среднее же индикаторное давление при масштабе пружины $1 \text{ кг} = m \text{ мм}$ будет равно:

$$p_i' = \frac{h_1 + h_2 + \dots + h_{10}}{10 \cdot m}.$$

Индикаторные диаграммы четырехтактных двигателей имеют отрицательную площадку. Следовательно, для того, чтобы найти действительное среднее индикаторное давление всей диаграммы, надо из найденного p_i' положительной площадки вычесть среднее индикаторное давление p_i'' отрицательной площадки, что можно выполнить, если нижнюю часть индикаторной

диаграммы снять слабой пружиной. Имея же эту площадку, можно найти ее среднее индикаторное давление, а выразив его в масштабе давлений положительной площадки, вычесть из p_i' . Однако, при определении среднего индикаторного давления отрицательную площадку обычно не подсчитывают, величину же действительного среднего индикаторного давления p_i принимают на 5% меньше p_i' .

Следовательно, действительное среднее индикаторное давление равно:

$$p_i = 0,95 p_i'.$$

Для индикаторной диаграммы, представленной на фиг. 523, среднее индикаторное давление положительной площадки $p_i' = 4,55 \text{ кг}$; вводя поправку на отрицательную площадку, действительное среднее индикаторное давление получим равным:

$$p_i = 0,95 \cdot 4,55 = 4,32 \text{ кг/см}^2.$$

Для двухтактных двигателей поправка не должна вводиться, так как в этих диаграммах нет отрицательной площадки.

Зная среднее индикаторное давление, нетрудно определить индикаторную работу двигателя и его индикаторную мощность. Действительно, пусть F — площадь поршня в см^2 , S — ход поршня в м и n — число оборотов в минуту; тогда сила, действующая на поршень, будет равна:

$$P = p_i \cdot F,$$

работа же двигателя за один ход поршня будет:

$$L = p_i \cdot F \cdot S,$$

а за один оборот вала:

$$L_1 = 2 p_i \cdot F \cdot S.$$

Если отнести эту работу к секунде и разделить на 75, а также принять во внимание, что в четырёхтактных двигателях на один рабочий ход приходится 4 хода поршня, то индикаторная мощность четырёхтактного двигателя в лошадиных силах выразится следующей формулой:

$$N_i = \frac{2 \cdot F \cdot S \cdot p_i \cdot n}{4 \cdot 75 \cdot 60} \quad (383')$$

или

$$N_i = \frac{F \cdot S \cdot p_i \cdot n}{2 \cdot 75 \cdot 60} \quad (383)$$

Для определения индикаторной мощности многоцилиндрового двигателя необходимо подсчитать указанным выше способом индикаторную мощность каждого цилиндра и затем найденные мощности сложить.

Индикаторная мощность всякого одноцилиндрового двухтактного двигателя простого действия определяется по следующей формуле:

$$N_i = \frac{F \cdot S \cdot p_i \cdot n}{75 \cdot 60} \quad (384)$$

Если вместо F подставить $\frac{\pi D^2}{4}$, где D — диаметр цилиндра двигателя в см, и преобразовать формулы (383') и (384), то они примут следующий вид:

$$N_i = 0,8725 D^2 \cdot S \cdot n \cdot p_i \quad (383'')$$

$$N_i = 1,745 D^2 \cdot S \cdot n \cdot p_i \quad (384'')$$

Примечание. При определении мощности по последним формулам D и S должны быть подставлены в м.

Зная индикаторную мощность двигателя, можно определить и действительную мощность его по формуле:

$$N_d = \eta_m \cdot N_i$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия двигателя.

Если механический коэффициент полезного действия двигателя неизвестен, то его можно приблизительно определить при помощи индикаторной диаграммы. В самом деле, если разгрузить двигатель и заставить работать его без нагрузки — вхолостую при том же числе оборотов, при котором определялась индикаторная мощность двигателя при нагрузке, то снятые при холостом ходе диаграммы дадут ту величину индикаторной мощности N_e , которая соответствует мощности, затрачиваемой на преодоление всех вредных сопротивлений в двигателе. Тогда действительная мощность двигателя будет равна:

$$N_d = N_i - N_e$$

механический же коэффициент полезного действия будет равен:

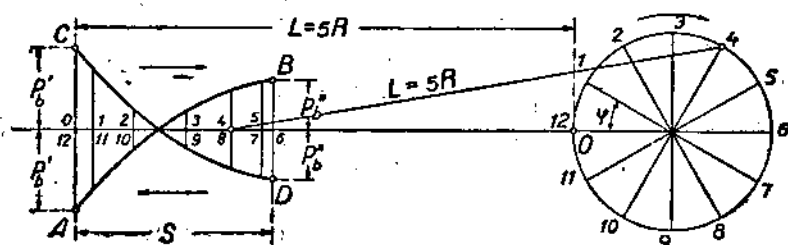
$$\eta_m = \frac{N_i - N_e}{N_i} \quad (385)$$

§ 165. Маховик и расчет его. Маховик служит для поддержания равномерного вращения вала в течение рабочего процесса двигателя, т. е. в те-

чение четырех ходов поршня в четырехтактных и двух ходов в двухтактных двигателях, причем периодические колебания угловой скорости маховика не должны переходить определенных пределов. Способность маховика поддерживать равномерный ход в течение рабочего процесса двигателя достигается тем, что во время хода сжатия и расширения он накапливает избыточную работу, а во время мертвых ходов отдает ее обратно.

Зная количество избыточной работы, которое маховик должен накапливать, а затем отдавать, можно определить и необходимый вес маховика, для чего надо иметь диаграмму давлений сил инерции возвратно-движущихся масс двигателя, диаграмму избыточных давлений на поршень и диаграмму тангенциальных или касательных усилий.

1. *Диаграмма инерционных давлений возвратно-движущихся масс.* Если n — окружная скорость пальца кривошипа или цапфы и колена вала,



Фиг. 524.

R — радиус кривошипа, L — длина шатуна и φ — угол поворота кривошипа, то ускорение поршня, как известно, выразится следующей формулой:

$$w = \frac{u^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right),$$

где знак $(+)$ относится к ходу поршня вперед, а знак $(-)$ к обратному ходу.

Но сила инерции $P_b = M \cdot w$, где M — масса возвратно-движущихся частей двигателя, равная $\frac{G}{g}$, а G — общий вес их.

Подставляя в выражение P_b значения M и w , получим:

$$P_b = \frac{G \cdot u^2}{g \cdot R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right).$$

• Относя же силу инерции к 1 см² площади F поршня, будем иметь:

$$p_b = \frac{G \cdot u^2}{g \cdot R \cdot F} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right). \quad (386)$$

Из этого выражения видно, что p_b получает наибольшее значение при $\varphi = 0^\circ$ и 180° , т. е. в крайних положениях поршня, когда $\cos \varphi = \pm 1$. При $\varphi = 90^\circ$, когда $\cos \varphi = 0$, сила инерции также равна нулю, т. е. $p_b = 0$.

Определяя наибольшие значения p_b для $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$, получим их равными:

$$p_b' = \frac{G \cdot u^2}{g \cdot R \cdot F} \left(1 + \frac{R}{L} \right) \text{ и } p_b'' = \frac{G \cdot u^2}{g \cdot R \cdot F} \left(1 - \frac{R}{L} \right).$$

Имея значения p_b для различных положений поршня, можно построить диаграмму инерционных давлений возвратно-движущихся масс.

При расчетах величину веса возвратно-движущихся масс ($q = \frac{G}{F}$), отнесенного к 1 см² площади поршня, можно взять из табл. 97

Таблица 97.

Тип двигателя	Двигатели	
	быстрого сгорания	постепенного сгорания
Простого действия при $S < 1,5 D$	0,4 — 0,6	0,5 — 0,7
" " " $S \geq 1,5 D$	0,6 — 0,7	0,7 — 0,8
" " с крейцкопфом	0,9 — 1,2	1,0 — 1,3
Двойного действия одноцилиндровый	1,0 — 1,4	1,3 — 1,5
" " двухцилиндровый	1,5 — 1,8	1,6 — 1,9

На фиг. 524 представлена построенная диаграмма инерционных давлений возвратно-движущихся масс, где усилия, замедляющие движение поршня, отложены от оси вниз, а ускоряющие — вверх. Кривая AB соответствует ходу поршня вперед, а кривая CD — обратному ходу.

При бесконечно длинном шатуне множитель $\left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2 \varphi\right)$ выражения (386) равен нулю, тогда для $\varphi = 0^\circ$ и $\varphi = 180^\circ$ будем иметь:

$$p_b' = p_b'' = \frac{G \cdot u^2}{g \cdot R \cdot F},$$

а кривые AB и CD обращаются в прямые линии.

2. *Диаграмма избыточных давлений.* Для определения избыточных давлений на поршень необходимо сложить давления рабочего процесса с инерционными давлениями возвратно-движущихся масс.

Для этого строим развернутую по ходам индикаторную диаграмму, как это было показано на фиг. 389 и фиг. 396. При построении развернутой диаграммы для каждого положения поршня находится разность давлений с той и другой стороны его. При этом, если полученное давление действует в сторону движения поршня, то оно принимается положительным (+) и откладывается вверх. Если же полученное давление действует против движения поршня, то оно принимается отрицательным (—) и откладывается вниз.

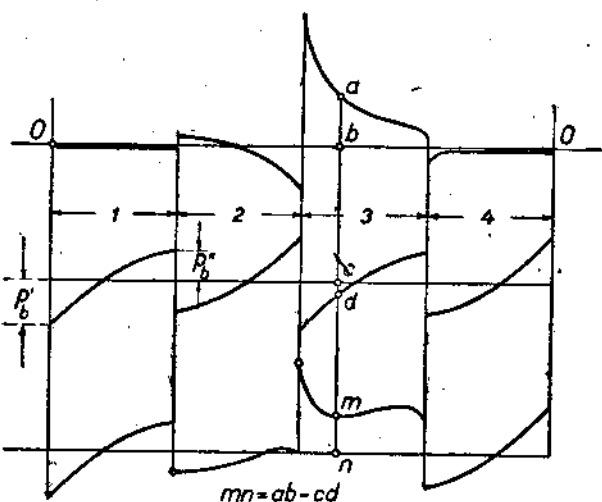
Под развернутой диаграммой наносим соответствующие части диаграммы инерционных давлений и затем складываем их; тогда полученные кривые и будут представлять диаграмму избыточных давлений.

На фиг. 525 показано построение диаграммы избыточных давлений, где сверху представлена развернутая по ходам индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя быстрого сгорания, посредине — кривые инерционных давлений и внизу — суммарная диаграмма избыточных давлений на поршень за четыре такта рабочего процесса двигателя.

3. *Диаграмма касательных усилий.* Построение диаграммы касательных усилий для паровой машины было дано выше на фиг. 271 и фиг. 272

(§ 106). Это построение остается в силе и для двигателей внутреннего сгорания с той только разницей, что при четырехтактном двигателе построение кривой должно охватывать 4 хода поршня, т. е. длина диаграммы должна равняться двойной длине окружности, описываемой кривошипом.

Если двигатель имеет два цилиндра, то для построения диаграммы касательных или тангенциальных усилий его необходимо полученную диаграмму первого цилиндра сместить на $720:2=360^\circ$ и затем, наложив обе диаграммы одна на другую, сложить их. Полученная кривая будет представлять диаграмму касательных усилий двухцилиндрового двигателя.



Фиг. 525.

При трехцилиндровом двигателе диаграммы необходимо сместить одну относительно другой на $720:3=240^\circ$, а при четырехцилиндровом — на $720:4=180^\circ$.

Когда диаграмма тангенциальных усилий двигателя построена, то для определения избыточных площадок ее необходимо найти величину среднего касательного усилия T_{cp} .

Для определения T_{cp} сначала надо найти, путем планиметрирования или подсчета по клеточкам, величину суммы положительных площадок, расположенных выше нулевой линии $0-0$, а также величину суммы отрицательных площадок под линией $0-0$, и вычесть из положительной площади отрицательную. Если затем разделить полученную разность этих площадей на длину диаграммы, то получится величина T_{cp} . Наконец, откладывая T_{cp} на диаграмме касательных усилий и проводя линию, параллельную линии $0-0$, получим



Фиг. 526.

избыточные площадки. Путем подсчета избыточных площадок находится наибольшая из них (положительная или отрицательная) и уже по ней определяется требуемый вес маховика.

На фиг. 526 представлена диаграмма касательных усилий для одноцилиндрового четырехтактного двигателя, подсчет которой показал, что избыточная площадка amb рабочего хода, равная $A \text{ мм}^2$, является по величине наибольшей.

Среднее касательное усилие T_{cp} можно определить и по среднему мн-

дикаторному давлению p_i . Действительно, для одноцилиндрового четырехтактного двигателя простого действия имеет место следующее равенство:

$$p_i S = T_{cp} \cdot 2\pi S, \quad (387)$$

где правая часть представляет работу, отнесенную к 1 см^2 площади поршня, отдаваемую двигателем в течение двух оборотов. Отсюда

$$T_{cp} = \frac{p_i}{2\pi}. \quad (388)$$

Если двигатель имеет i цилиндров, то среднее касательное усилие будет равно:

$$T_{cp} = i \cdot \frac{p_i}{2\pi}. \quad (389)$$

Соответственно с этим, для одноцилиндрового двухтактного двигателя простого действия, а также для одноцилиндрового четырехтактного двигателя двойного действия будем иметь:

$$T_{cp} = \frac{p_i}{\pi}. \quad (390)$$

Примечание. При определении величины T_{cp} следует для проверки подсчет сделать по обоим указанным способам.

4. **Вес маховика.** Выражая наибольшую избыточную площадку A в $\text{кг}\cdot\text{м}$, получим избыточную работу, приходящуюся на 1 см^2 площади поршня. Обозначая же диаметр центра тяжести обода маховика через D_m , площадь поршня через F , число оборотов через n и степень неравномерности хода через δ , согласно формуле (251), для вращающего момента маховика будем иметь следующее выражение:

$$G \cdot D_m^2 = \frac{3600 \cdot A \cdot F}{n^2 \cdot \delta}.$$

откуда вес обода маховика будет равен:

$$G = \frac{3600 \cdot A \cdot F}{n^2 \cdot \delta \cdot D_m^2}. \quad (391)$$

Но так как в поглощении избыточной работы участвует не только обод маховика, но и спицы его, то вес обода можно несколько уменьшить; тогда получим:

$$G = 0,9 \cdot \frac{3600 \cdot A \cdot F}{n^2 \cdot \delta \cdot D_m^2} \quad (391')$$

Пример 125. Определить вес маховика для двухцилиндрового четырехтактного дизеля мощностью 120 л. СС при $n=190$ об./мин., если $\delta=1/125$, диаметр цилиндра $D=370 \text{ мм}$ и избыточная площадка $A=405 \text{ мм}^2$, согласно фиг. 527, где представлена суммарная диаграмма касательных усилий (сплошная линия), отнесенная к двум ходам, так как для следующих двух ходов она имеет такой же вид.

Так как при построении диаграммы масштаб длин был равен $1 \text{ мм}=0,0152 \text{ м}$, а масштаб давлений $1 \text{ мм}=1:1,5=0,666 \text{ кг/см}^2$, то масштаб избыточной площадки будет равен:

$$1 \text{ мм}^2 = 0,0152 \cdot 0,666 = 0,010123 \text{ кг}\cdot\text{м/см}^2.$$

Отсюда $A = 405 \cdot 0,010123 \approx 4,1 \text{ кг-м/см}^2$; избыточная же работа, поглощаемая маховиком, равна:

$$A \cdot F = 4,1 \frac{\pi D^2}{4} = 4,1 \frac{\pi \cdot 37^2}{4} \approx 4408 \text{ кг-м.}$$

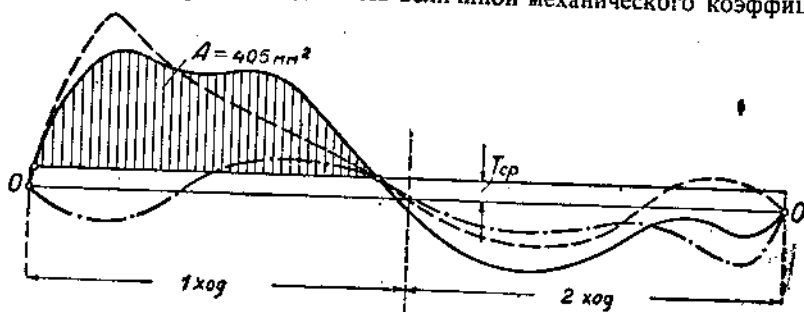
Принимая диаметр центра тяжести обода маховика $D_m = 3 \text{ м}$, при котором окружная скорость его $u = \frac{\pi \cdot 3 \cdot 19}{60} = 29,83 \text{ м/сек.}$, что не выходит из допускаемого предела (25 — 35 м/сек.), по формуле (391') вес обода маховика получим равным:

$$G = 0,9 \cdot \frac{3600 \cdot 4408}{190^2 \cdot \frac{1}{185} \cdot 3^2} = 5490 \text{ кг.}$$

На фиг. 527 пунктиром черточка-точка изображена диаграмма касательных усилий 1-го цилиндра, а точечным пунктиром — диаграмма касательных усилий 2-го цилиндра.

§ 166. Определение главных размеров двигателя. Для определения приближенных размеров цилиндра двигателя пользуются средним индикаторным давлением p_i или же объемом необходимого воздуха v_h .

При определении размеров по среднему индикаторному давлению поступают следующим образом. Задавшись величиной механического коэффициента



Фиг. 527.

полезного действия η_m , который обычно колеблется от 0,75 до 0,80, определяют по действительной мощности двигателя N_d индикаторную мощность его:

$$N_i = \frac{N_d}{\eta_m}.$$

Далее, согласно формуле (383'), для четырехтактного двигателя имеем:

$$N_i = \frac{F \cdot S \cdot n \cdot p_i}{2 \cdot 60 \cdot 75}.$$

Заменяя $F = \frac{\pi D^2}{4}$, где D в см, и принимая $\frac{100 \cdot S}{D} = k$ или $S = \frac{k \cdot D}{100}$, после подстановки и преобразования получим:

$$N_i = \frac{k \cdot D^3 \cdot n \cdot p_i}{1146500}.$$

Отсюда диаметр цилиндра в см будет равен:

$$D = 105 \sqrt[3]{\frac{N_i}{k \cdot p_i \cdot n}} \quad (392)$$

Задавая величину коэффициента k , который колеблется от 1,3 до 1,5, ход поршня получим равным:

$$S = k D.$$

Зная же диаметр цилиндра D и давление воспламенения p_s , получим наибольшее расчетное усилие:

$$P = p_s \frac{\pi D^2}{4}. \quad (393)$$

Пример 126. Определить главные размеры двухцилиндрового четырехтактного дизеля, мощность которого $N_d = 120$ л. ЛС при $n = 190$ об./мин., если $k = \frac{S}{D} = 1,3$ и $p_s = 6,56$ кг/см².

Приняв $\eta_m = 0,78$, находим индикаторную мощность двигателя $N_i = \frac{120}{0,78} = 154$ инд. ЛС, а одного цилиндра:

$$N_i' = \frac{154}{2} = 77 \text{ инд. ЛС.}$$

Подставляя цифровые значения в формулу (392), получим:

$$D = 105 \sqrt[3]{\frac{77}{1,3 \cdot 6,56 \cdot 190}} = 38 \text{ см или } D = 380 \text{ мм,}$$

а ход поршня $S = 1,3 \cdot 380 \approx 495$ мм.

При определении размеров двигателя по объему необходимого воздуха требуется знать элементарный состав топлива, на котором работает двигатель.

Найдя затем по формуле (131), приведенной в ч. I (§ 40) теоретическое количество воздуха L_T , необходимое для полного сгорания 1 кг этого топлива, и задавшись коэффициентом избытка β , определяем действительное количество воздуха $L_d = \beta \cdot L_T$. Затем, задавшись экономическим коэффициентом полезного действия η_d двигателя, определяем расход топлива c_s в одном цилиндре в час по формуле:

$$c_s = \frac{632 \cdot N_d}{Q \cdot \eta_d}, \quad (394)$$

где Q — полезная теплотворная способность топлива, а N_d — действительная мощность цилиндра в ЛС. Отсюда расход топлива на действ. ЛС-ч. будет равен:

$$c_e = \frac{c_s}{N_d}, \quad (395)$$

а за один ход поршня для четырехтактного двигателя:

$$c_h = \frac{2 \cdot c_s}{n \cdot 60}. \quad (396)$$

Примечание. Для двухтактных двигателей $c_h = \frac{c_s}{n \cdot 60}$.

Пренебрегая объемом топлива, если двигатель работает на жидком топливе, расход воздуха l_h , отнесенный к температуре всасывания, за один ход поршня будет равен:

$$l_h = L_d' \cdot c_h (1 + \alpha f). \quad (397)$$

Необходимый же объем v_h , описываемый поршнем за один ход, определяется по формуле:

$$v_h = \frac{l_k}{\eta_v}, \quad (398)$$

где η_v — коэффициент наполнения цилиндра или подачи, который колеблется от 0,8 до 0,9.

Наконец, задавшись $k = \frac{S}{D}$ или $S = kD$, получим:

$$v_h = \frac{\pi D^3}{4} \cdot S = \frac{\pi D^3}{4} \cdot kD,$$

откуда

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_h}{\pi \cdot k}}. \quad (399)$$

Пример 127. Для двигателя, рассмотренного в предыдущем примере, определить размеры цилиндра. Топливо — бакинская нефть следующего состава: 85,9% С, 13,03% Н и 1,07% О.

По формуле Менделеева находим теплотворную способность нефти:

$$Q = 81 \cdot 85,9 + 300 \cdot 13,03 - 26 \cdot 1,07 - 6 \cdot 9 \cdot 13,03 = 10140 \text{ кал.}$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг нефти данного состава, равно:

$$L_T = \frac{2,67 \text{ C} + 8 \text{ H} - \text{O} + \text{S}}{0,23} = \frac{2,67 \cdot 0,859 + 8 \cdot 0,1303 - 0,0107}{0,23} = 14,46 \text{ кг.}$$

При $\beta = 1,75$, $L_0 = 1,75 \cdot 14,46 = 25,3 \text{ кг}$. Но так как вес 1 м³ воздуха при 0° Ц и 1 атм. (735,5 мм Нг) равен 1,2515 кг, то

$$L_0' = \frac{25,3}{1,2515} = 20,2 \text{ м}^3.$$

При $\eta_v = 0,31$ по формуле (394) находим:

$$c_s = \frac{632 \cdot 10}{10140 \cdot 0,31} = 12,06 \text{ кг/ч.}$$

Следовательно

$$c_s = \frac{12,06}{60} = 0,201 \text{ кг/л. ЛС-ч.}$$

а расход топлива за один ход поршня:

$$c_h = \frac{2 \cdot 12,06}{190 \cdot 60} = 0,002116 \text{ кг.}$$

Пользуясь формулой (397), расход воздуха за один ход поршня при $t = 17^\circ \text{Ц}$ получим:

$$l_k = 20,2 \cdot 0,002116 \left(1 + \frac{17}{273}\right) = 0,0454 \text{ м}^3 \text{ или } 45,4 \text{ л.}$$

Принимая $\eta_v = 0,87$, необходимый объем, описываемый поршнем за один ход получим равным:

$$v_h = \frac{0,0454}{0,87} = 0,0522 \text{ м}^3.$$

Принимая попрежнему $k = 1,3$ и подставляя цифровые значения в формулу (399) получим диаметр цилиндра:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,0522}{\pi \cdot 1,3}} = 0,371 \text{ м.}$$

Примем $D=370$ мм, тогда ход поршня будет равен:

$$S=1,3 \cdot 370=0,481 \text{ м; примем } S=485 \text{ мм.}$$

Примечание. Результаты этого подсчета считаются более правильными, чем подсчет по среднему индикаторному давлению (пример 125).

При расчете двигателя, работающего на газообразном топливе, теоретическое количество воздуха L'_T , необходимое для сгорания 1 м³ его, определяется по формуле (132) [ч. I § 40]; при подсчете же объема φ_n описываемого поршнем за один ход, необходимо, кроме воздуха, учитывать и объем газа.

§ 167. Использование теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей. Выше было указано, что в двигателях наименьший расход тепла или топлива на ЛС-ч. получается при нормальной нагрузке (N_n), при пониженной же и увеличенной нагрузках (N) двигателя расход тепла всегда больше нормального.

Для определения расхода тепла в двигателях при всякой нагрузке можно воспользоваться следующей формулой:

$$q = q_n \left(1 + \frac{x}{f} - x \right), \quad (400)$$

где q_n — удельный расход тепла при нормальной нагрузке, x — коэффициент холостого хода, равный отношению расхода тепла в двигателе в час при холостом ходе его Q_x^* к расходу в час при нормальной нагрузке Q_n^* ,

т. е. $x = \frac{Q_x^*}{Q_n^*}$, и f — коэффициент нагрузки двигателя, равный отношению $\frac{N}{N_n}$.

Для коэффициента холостого хода x можно принять следующие значения:

- для дизелей $x=0,1-0,15$,
- „ газогенер. двигателей $x=0,4$,
- „ газовых двигателей $x=0,3$.

Пример 128. Имеется газовый двигатель мощностью $N_n=2800$ ЛС. Средняя мощность (нагрузка) двигателя, при которой он работает, $N=2100$ ЛС. Определить расход тепла q , если при нормальной нагрузке $q_n=2400$ кал./ЛС-ч.

Находим коэффициент нагрузки двигателя $f = \frac{2100}{2800} = 0,75$.

Принимая $x=0,3$ и подставляя в формулу (400) цифровые значения, получим:

$$q = 2400 \left(1 + \frac{0,3}{0,75} - 0,3 \right) = 2640 \text{ кал./ЛС-ч.}$$

Таким образом, расход тепла в двигателях зависит как от коэффициента нагрузки, так и от величины коэффициента холостого хода.

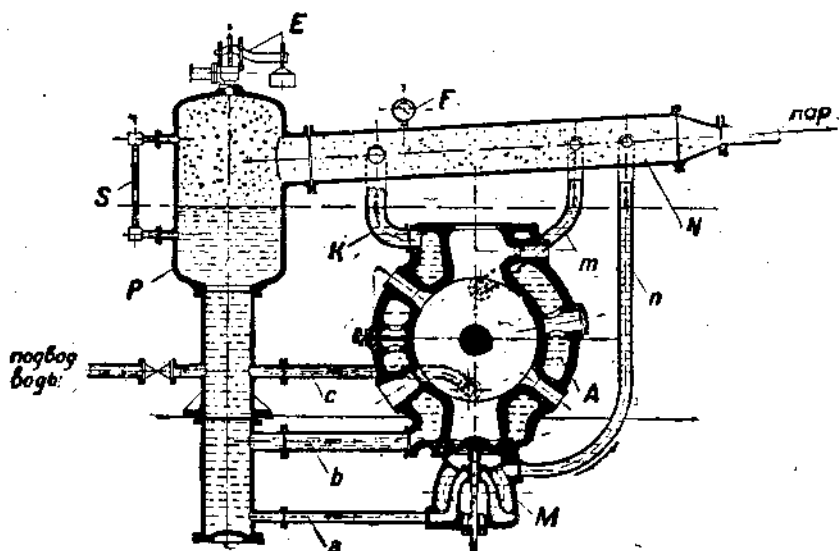
Рассматривая графики тепловых балансов, представленные на фиг. 426, фиг. 442 и фиг. 494, мы видим, что во всех двигателях в охлаждающую воду отводится до 30—35% расходуемого тепла, а с выхлопными газами до 30—40%, т. е. в двигателях непроизводительно теряется до 60—75% тепла.

Если с этой потерей тепла можно еще мириться в установках небольшой мощности, то для стационарных установок средней и крупной мощности

это совершенно недопустимо. Поэтому одним из требований рациональной эксплуатации двигателей внутреннего сгорания является возможно полное использование теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов.

1. *Использование теплоты охлаждающей воды.* Хотя в охлаждающую воду отводится в двигателях до 30—35% тепла, расходуемого на ЛС-ч., но использование этого тепла полностью при обычных условиях охлаждения двигателей не представляется возможным, так как охлаждающая вода при выходе из цилиндра двигателя имеет температуру не выше 40—50° Ц, т. е. сравнительно низкую.

Для того чтобы использовать эту теплоту для получения горячей воды или пара низкого давления, некоторые фирмы в больших газовых двигателях ввели так называемое „горячее“ охлаждение. Этот способ охлаждения состоит в том, что к цилиндру двигателя подводится вода под давле-



Фиг. 528

нием 2—3 атм. абс., а отводится при температуре 110—120° Ц. Поступая в сборный котел, часть воды испаряется, а остальная часть ее смешивается с добавочной холодной водой и подводится снова для охлаждения двигателя.

Примером подобного способа использования теплоты охлаждающей воды для получения пара низкого давления может служить устройство, примененное в газовых двигателях фирмы Тиссен.

На фиг. 528 представлена схема этого устройства, где A — рабочий цилиндр двигателя типа тандем мощностью 2500 ЛС; a, b и c — патрубки, связывающие цилиндр с резервуаром P, назначение которого заключается в том, чтобы поддерживать одинаковый уровень в отводящих патрубках K, m и n; N — паросборник, слегка наклоненный для стока воды, увлекаемой паром, в резервуар P; S — водомерное стекло; E — предохранительный клапан и F — манометр. Из схемы видно, что рубашка цилиндра, цилиндрические крышки и коробки выпускных клапанов M имеют самостоятельные подвод и отвод охлаждающей воды.

Испытания этого способа охлаждения и использования тепла дали следующие результаты: при нагрузке двигателя в 2274 инд. ЛС и начальной температуре охлаждающей воды 16° Ц получалось в час 952 кг. пара давления 1,14 атм. абс., т. е. средний выход пара был равен 0,42 кг/инд. ЛС-ч.

Если бы полученный таким образом пар использовать в паровой турбине низкого давления, работающей с вакуумом 97%, то 0,42 кг пара, получаемые с 1 ЛС двигателя, могли бы дать дополнительно 0,05 — 0,06 ЛС, т. е. мощность установки повысилась бы на 5 — 6%. По имеющимся сведениям в настоящее время выход пара доведен до 0,5 — 0,6 кг на ЛС-ч., что соответствует повышению экономического коэффициента полезного действия установки на 2,2 — 2,4%.

Однако горячий способ охлаждения двигателей не получил распространения, главным образом, из-за загрязнения осадками охлаждаемых поверхностей цилиндра, образования скоплений в нем пара, являющегося вообще плохим проводником тепла, и перегрева внутренних стенок цилиндра.

2. *Использование теплоты выхлопных газов.* Использование теплоты выхлопных газов двигателей в настоящее время получило очень широкое распространение. Исследования показали, что количество теплоты и температура выхлопных газов зависят от нагрузки двигателя, а именно: чем больше нагрузка, тем температура выхлопных газов выше, и чем нагрузка меньше, тем температура их ниже.

Для газовых двигателей температура выхлопных газов, в зависимости от нагрузки, колеблется от 450° до 650° Ц, для четырехтактных дизелей — от 250° до 400° Ц и для двухтактных дизелей — от 150° до 300° Ц.

Чтобы судить, на что можно рассчитывать при использовании теплоты выхлопных газов для получения пара, сделаем следующий приближенный расчет. Допустим, что теплота выхлопных газов газового двигателя используется в котле для получения пара, теплосодержание которого равно 700 кал. Тогда, принимая выход выхлопных газов на 1 ЛС-ч. равным 5,5 м³, теплоемкость этих газов $c_p = 0,34$ кал./м³ и понижение температуры их с 600° до 200° Ц, выход пара получим равным:

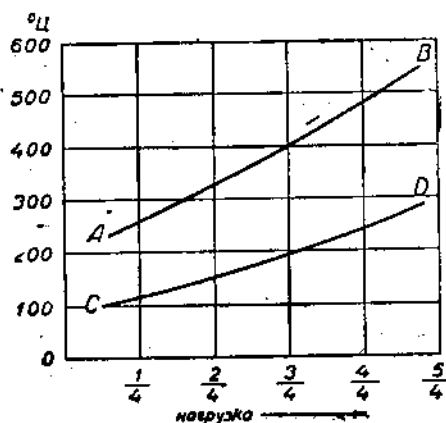
$$\frac{5,5 \cdot 0,34 (600 - 200)}{700} = 1,07 \text{ кг/ЛС-ч.}$$

а коэффициент полезного действия котла:

$$\eta_k = \frac{600 - 200}{600} = 0,667;$$

определяя же потери тепла на излучение в 2,7%, коэффициент полезного действия котла получим равным: $0,667 - 0,027 = 0,64$ или 64%.

Этот приближенный подсчет показывает, что использование теплоты выхлопных газов может дать значительные результаты.



Фиг. 529.

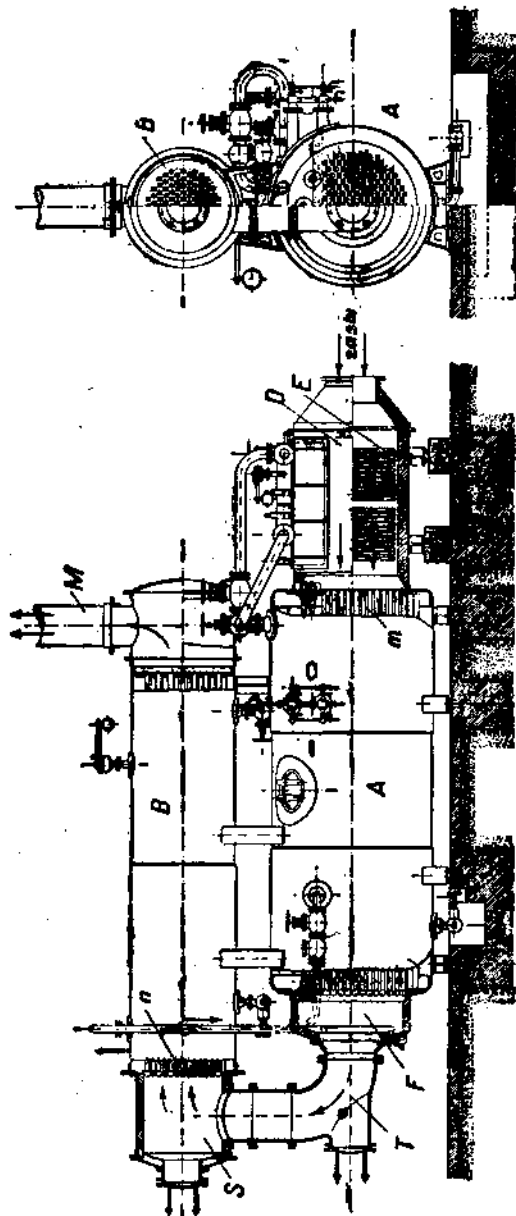
В дизелях и особенно в двухтактных, вследствие более низких температур выхлопных газов по сравнению с газовыми двигателями, использование этого тепла менее выгодно. В этом отношении особенно сильно ухудшается степень использования теплоты выхлопных газов при работе дизелей с небольшими нагрузками, так как температура этих газов резко падает.

Чтобы судить об этом, на фиг. 529 приведены кривые изменения температуры выхлопных газов в зависимости от нагрузки, где кривая *AB* относится к четырехтактному, а кривая *CD* — к двухтактному дизелю.

Для использования теплоты выхлопных газов двигателей обычно устанавливаются котлы с дымогарными трубками, в которых спереди ставят перегреватель, а сзади подогреватель воды. Обычно такие котлы - утилизаторы (*Abhitzeessel*) оборудуются автоматическим регулятором уровня воды и автоматической подачей ее, вследствие чего за ними не требуется постоянного ухода и обслуживания; на случай же чрезмерного повышения давления газов от взрыва их в выхлопном газопроводе, крышки последних делаются с пружинными зажимами, допускающими некоторое отбрасывание их.

На фиг. 530 представлен в двух видах один из котлов этого типа, рассчитанный для работы выхлопными газами газового двигателя мощностью 5500 ЛС для получения пара давления 20 атм. абс. и 350°С перегрева.

В этом котле собственно котлом является нижний барабан *A*, верхний же барабан *B*, выполненный также с дымогарными трубками, является подогревателем питательной воды. Выхлопные газы, перед поступлением в котел, сначала подводятся к цилиндрической камере *D*, выложенной огнеупор-



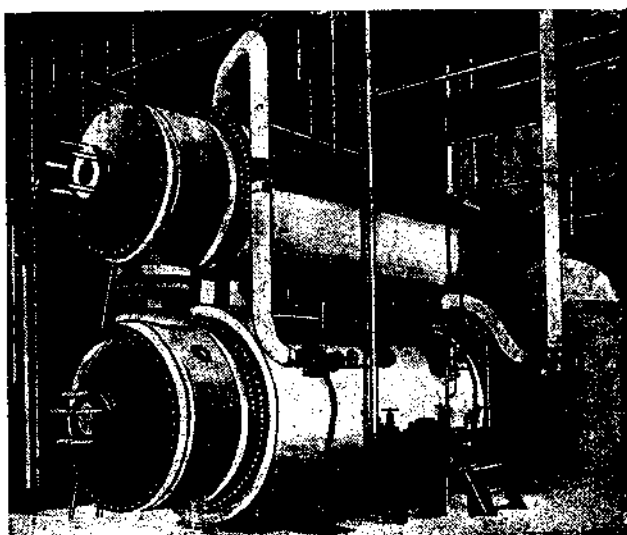
Фиг. 530.

ным кирпичом, в которой расположен перегреватель *E*. Из камеры *D* газы проводятся по трубкам *m* котла, по выходе из которых они попадают в заднюю камеру *F* и уже по газопроводу *T* подводятся в камеру *S* подогревателя воды. Пройдя трубки *n* подогревателя, газы отводятся к выводной трубе *M* и покидают котел. Обычно эти котлы для предохранения от потерь тепла покрываются слоем изоляции, а сверху тонким листовым железом.

Рассматриваемый котел имеет поверхность нагрева 235 м^2 , подогреватель воды — 140 м^2 и перегреватель — 17 м^2 , а всего 392 м^2 или $0,0712 \text{ м}^2/\text{ЛС}$ мощности двигателя.

Исследования одного из котлов этого типа показали, что при работе газового двигателя с нагрузкой от 85 до 100%, на 1 кВт мощности получается выход пара давления 20 атм. абс. и 350°C перегрева около $1,2 \text{ кг}$, а при меньших нагрузках — около 1 кг пара. Средний температурный режим получился следующим: температура газа перед перегревателем 530°C , перед котлом 463°C , перед подогревателем 251°C и при выходе из него 152°C .

Если полученный таким образом пар использовать в паровой турбине, то на 1 кВт мощности газового двигателя получается дополнительно от 0,12 до 0,15 кВт, т. е. мощность комбинированной уста-



Фиг. 531.

новки повышается на 12 — 15%, а экономический коэффициент полезного действия — на 3,5 — 4%, достигая суммарно для всей установки 30 — 32%.

На фиг. 531 представлен снимок котла описанного выше типа в работе; поверхность нагрева котла равна 308 м^2 . Такими, например, котлами оборудована станция одного из металлургических заводов в Германии, где установлено 9 газодинам по 5500 ЛС и 3 газо-воздуходувки такой же мощности, а всего 66 000 ЛС. Все 12 газовых двигателей оборудованы котлами-утилизаторами поверхностью нагрева по 308 м^2 , причем получаемый пар давления 20 атм. и 350°C перегрева используется для питания двух паровых турбин (одна из них запасная) по 5000 кВт каждая.

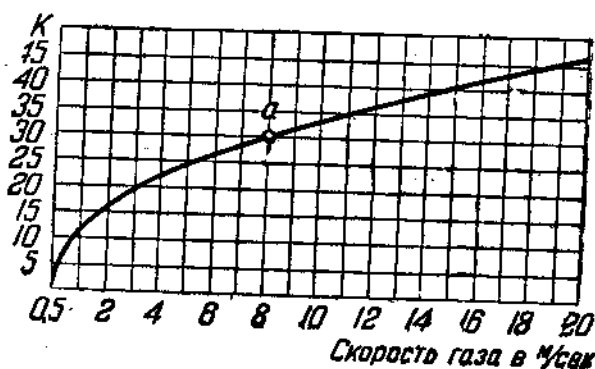
Исследования котлов, работающих на выхлопных газах, показали, что коэффициент теплопередачи их K колеблется в пределах от 10 — 15 до 30 — 35 кал./ $\text{м}^2\cdot\text{ч}/1^\circ\text{C}$. С достаточной степенью точности значение этого коэффициента можно определить по следующей формуле Нуссельта-Ритчеля:

$$K = 4,13 \frac{\gamma_m \cdot \omega^{0,79}}{d^{0,16}}, \quad (401)$$

где γ_m — средний удельный вес выхлопных газов в кг/м^3 , w — средняя скорость газов в м/сек. и d — диаметр в м дымогарных трубок, омываемых газами.

Примечание. Подсчет удельного веса газов производится согласно примера 17 (§ 19, ч. I).

Значение коэффициента K можно также определить по кривой Эберле (фиг. 532), представляющей зависимость этого коэффициента от скорости



Фиг. 532.

газов. Например, при $w = 8 \text{ м/сек.}$ коэффициент теплопередачи K равен $30 \text{ кал./м}^2/\text{ч}/1^\circ\text{Ц}$ (точка a).

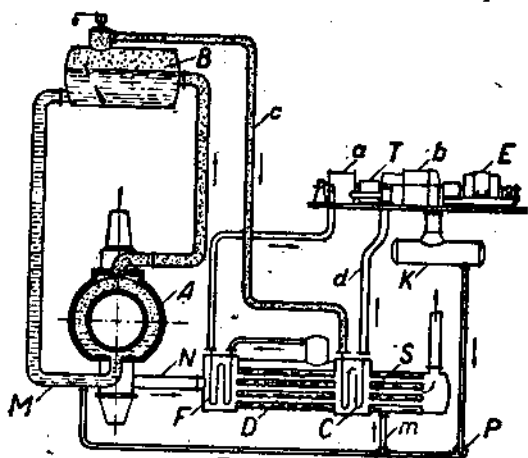
Исследования показали также, что в этих котлах наблюдается повышенное наружное разъедание — коррозия металла. Для предохранения трубок от этого разъедания необходимо котлы питать подогретой водой, что всегда и делается, а охлаждение газов не доводить ниже температуры 200°Ц .

Таким образом, при правильной постановке использования теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей можно иметь: 1) в значительном количестве горячую воду для целей отопления, сушки и проч.,

2) водяной пар для производственных нужд в количестве $1,2 — 1,5 \text{ кг/ч.}$ на 1 ЛС мощности двигателя и 3) перегретый пар для работы в паровых двигателях в количестве $1,0 — 1,2 \text{ кг/ч.}$ на 1 ЛС мощности.

Из комбинированных установок, использующих теплоту охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей для получения пара и использования его в паровой турбине, представляет интерес устройство, применяемое фирмой MAN для больших газовых двигателей.

На фиг. 533 это устройство представлено в схематическом виде, где A — цилиндр двигателя, B — парособираатель, включенный в циркуляционную систему охлаждения двигателя, D — котел, обогреваемый выхлопными газами двигателя и состоящий из перегревателя высокого давления F , перегревателя низкого давления C и водоподогревателя S , T — паровая турбина, имеющая цилиндр высокого давления a и цилиндр низкого давления b , E — электрический генератор, K — поверхностный конденсатор и P — питательный насос, по-



Фиг. 533.

дающий конденсат по патрубку m в подогреватель S и в подводящие трубы M для охлаждающей воды.

Эта установка работает следующим образом. Охлаждающая вода при температуре, близкой к испарению, подводится по трубам M из парособирателя B к цилиндру A двигателя, где за счет теплоты стенок его она испаряется и отводится в виде пара давления 1,2 атм. абс. в парособиратель, откуда пар по паропроводу c подводится в перегреватель низкого давления C . Получив в перегревателе необходимый перегрев, пар по паропроводу d подводится к цилиндру b низкого давления турбины, где и работает, расширяясь до давления в конденсаторе K . В то же время выхлопные газы двигателя по патрубки N подводятся к перегревателю высокого давления F , а затем, пройдя котел, перегреватель низкого давления C и водоподогреватель S , отводятся в выводную трубу; образовавшийся же в котле пар давления 16 атм. абс. отводится сначала в перегреватель F , а затем в перегретом состоянии подводится к цилиндру a высокого давления турбины. Пройдя цилиндр высокого давления, а затем цилиндр низкого давления, этот пар вместе с паром из парособирателя B попадает в конденсатор, откуда в виде жидкого конденсата отсасывается центробежным насосом P и подается частью к водоподогревателю S , частью же к подводящим трубам M охлаждающей воды.

Испытания этой установки показали, что благодаря использованию теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов на 1 ЛС мощности газового двигателя получается дополнительно 0,36 ЛС мощности.

Следовательно, если принять расход тепла в газовом двигателе при работе его с нагрузкой 70 — 80%, равным 2500 кал./д. ЛС-ч., то для данной установки общий экономический коэффициент полезного действия будет равен:

$$\eta_o = \frac{632 \cdot (1 + 0,36)}{2500} = 0,344 \text{ или } 34,4\%.$$

При полной же нагрузке газового двигателя, когда расход тепла в нем равен 2400 кал./д. ЛС-ч., общий экономический коэффициент полезного действия получается равным 36%.

Рассмотренный выше способ охлаждения двигателя с доведением в цилиндре температуры охлаждающей воды до температуры испарения нельзя признать надежным, так как при нем нет уверенности в интенсивной передаче тепла от внутренней поверхности рабочей втулки цилиндра к воде вследствие образования в рубашке паровых мешков и твердых отложений.

В этом отношении, хотя и менее экономичным, но зато более надежным является способ максимального использования теплоты отходящих газов и теплоты охлаждающей воды с доведением температуры ее в рубашке цилиндра до 40 — 50° Ц.

Если для производства или целей теплофикации требуется только горячая вода 80 — 90° Ц, то при комбинированном использования отработавшего тепла двигателей можно получить значительную экономию в топливе. Этот способ использования отработавшего тепла особенно желателен для дизельных установок, работающих с выхлопными газами невысокой температуры.

Пример 129. Имеется дизельная станция, состоящая из трех четырехтактных дизелей нормальной мощности (N_n) по 400 ЛС. Средняя нагрузка мощность) станций $N_{cp} = 960$ ЛС, число рабочих часов в году $m = 400$, топливо — нефть стоимостью 5 коп./кг. Для теплофикационных целей требуется горячая вода $t_o = 90^\circ \text{Ц}$. Определить: 1) какое количество горячей воды может давать станция при использо-

вании теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов; 2) какова экономия в сбережении топлива при этом способе использования тепла, и 3) какой будет экономический коэффициент полезного действия комбинированной установки.

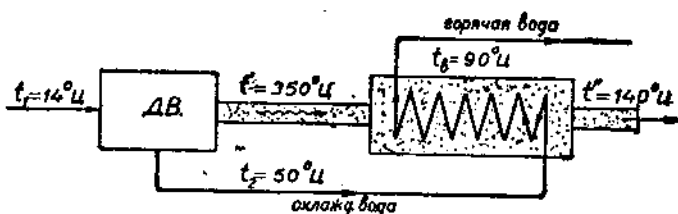
Согласно схеме фиг. 534, примем начальную температуру охлаждающей воды $t_1 = 14^\circ \text{C}$, температуру ее при выходе $t_2 = 50^\circ \text{C}$, среднюю температуру выхлопных газов $t' = 350^\circ \text{C}$, температуру газов по выходе из водоподогревателя $t'' = 140^\circ \text{C}$ и удельный расход тепла при нормальной нагрузке $q_n = 1900 \text{ кал./д. ЛС-ч.}$ Находим коэффициент нагрузки $f = \frac{960}{1200} = 0,8$. Примем коэффициент эксплуатации $x = 0,12$, тогда по формуле (400) расход тепла будет равен:

$$q = 1900 \cdot \left(1 + \frac{0,12}{0,8} - 0,12\right) = 1957 \text{ кал./д. ЛС-ч.}$$

Отсюда расход топлива $b = \frac{q}{Q} = \frac{1957}{10000} = 0,1957 \text{ кг/д. ЛС-ч.}$, а в год: для всей установки

$$B = b \cdot m \cdot N_{cp} = 0,1957 \cdot 4200 \cdot 960 = 789\,060 \text{ кг,}$$

что стоит $789\,060 \cdot 5 = 39\,453 \text{ рубля.}$



Фиг. 534.

Количество теплоты выхлопных газов, отнесенное к 1 кг топлива, которое может быть использовано для подогрева воды, равно:

$$q' = (1 + 8L_T) c_p (t' - t'') = (1 + 1,5 \cdot 15) \cdot 0,24 \cdot (350 - 140) = 1184,4 \text{ кал.;}$$

относя же к расходу на 1 ЛС-ч., получим:

$$q_1 = q' \cdot b = 1184,4 \cdot 0,1957 = 233 \text{ кал./д. ЛС-ч.}$$

Количество воды, отнесенное к 1 ЛС-ч., которое можно нагреть за счет теплоты выхлопных газов, получим из уравнения: $(t_3 - t_2)w_1 = q_1$, откуда:

$$w_1 = \frac{q_1}{t_3 - t_2} = \frac{233}{90 - 50} = 5,825 \text{ кг/д. ЛС-ч.,}$$

а для всей установки $w = w_1 \cdot N_{cp} = 5,825 \cdot 960 = 5590 \text{ кг/час.}$

Следовательно, использование воды, нагретой теплотой выхлопных газов, позволит сэкономить количество теплоты, равное:

$$Q_{\text{эск}} = w_1 (t_3 - t_1) m \cdot N_{cp} = 5,825 \cdot 76 \cdot 4200 \cdot 960 = 178 \cdot 10^7 \text{ кал./год,}$$

а топлива $B_{\text{эск}} = \frac{178 \cdot 10^7}{10000} = 178\,000 \text{ кг/год,}$ что соответствует экономии: $(178\,000 \cdot 5) : 100 = 8900 \text{ руб./год,}$ или в процентах:

$$\frac{8900}{39453} \cdot 100 = 22,6\%$$

Коэффициент полезного действия силовой установки без использования отрабатываемого тепла равен:

$$\eta' = \frac{632}{0,1957 \cdot 10000} \cdot 100 = 32,3\%.$$

Коэффициент полезного действия силовой установки с использованием отработавшего тепла равен:

$$\eta_s'' = \frac{632}{q - w_1(t_8 - t_1)} = \frac{632}{1957 - 5,825(90 - 14)} = 0,417 \text{ или } 41,7\%.$$

Общий же коэффициент полезного действия комбинированной установки равен:

$$\eta_{\text{вс}} = \frac{632 + 5,825(90 - 14)}{1957} \cdot 100 = 55\%.$$

В разобранный пример использована только часть теплоты охлаждающей воды, при полном же использовании ее результаты получились бы еще выше.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ПО ДВИГАТЕЛЯМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ.

1. Что такое четырехтактный рабочий процесс, сколько ходов охватывает он и из каких процессов состоит? Начертить индикаторную диаграмму этого процесса.
2. Что такое развернутая индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя и какие ходы являются положительными?
3. Что такое двухтактный рабочий процесс, сколько ходов охватывает он и из каких процессов состоит? Начертить индикаторную диаграмму этого процесса.
4. Как осуществляется выпуск, продувка и наполнение в двухтактных двигателях?
5. Что такое двигатели быстрого сгорания? Начертить индикаторные диаграммы четырехтактного и двухтактного двигателей быстрого сгорания.
6. Что такое степень сжатия и какие значения имеет величина ее для двигателей жидкого и газообразного топлива?
7. Как выражается термический коэффициент полезного действия теоретического процесса двигателей быстрого сгорания и от чего зависит величина его?
8. По какому процессу протекают сжатие и расширение в действительном рабочем процессе двигателей?
9. Почему в нефтяных и керосиновых двигателях давление сжатия не допускается выше 5—6 атм?
10. Каковы температуры самовоспламенения нефти, керосина и бензина?
11. Что такое двигатели постепенного сгорания или дизеля и чем принципиально отличаются они от двигателей быстрого сгорания?
12. Что подвергается сжатию в дизелях и какое конечное давление сжатия обычно принимается в них?
13. Когда и как вводится топливо в компрессорных дизелях?
14. Какого давления применяется воздух для распыления топлива в дизелях?
15. Почему для приготовления сжатого воздуха применяются двухступенчатые компрессоры? Начертить схему устройства такого компрессора.
16. Для чего между первой и второй ступенями компрессора сжимаемый воздух подвергается охлаждению?
17. Какое назначение имеют рабочий, пусковой и запасный баллоны сжатого воздуха и какого объема делаются они?
18. Какое отличие индикаторной диаграммы двигателей постепенного сгорания от таковой двигателей быстрого сгорания?
19. Как осуществляется двухтактный процесс дизелей?
20. Почему в двухтактных дизелях выпускные окна делаются обычно длиннее продувочных?
21. Применяются ли двухтактные дизеля с выпускными и продувочными окнами одинаковой длины и как осуществляется в этом случае продувка?
22. Для какой цели в двухтактных дизелях Зульцер применяются два ряда продувочных окон?
23. Как осуществляется двухтактный рабочий процесс в дизелях Юнкерса?
24. Какого давления берется сжатый воздух для продувки в двухтактных двигателях и почему требуется для этого низкое давление?
25. Что такое степень предварительного расширения и какая величина ее?

26. Как выражается термический коэффициент полезного действия теоретического процесса двигателей постепенного сгорания?
27. От чего зависит термический коэффициент полезного действия дизелей?
28. Почему газовые двигатели не работают и не должны работать по принципу постепенного сгорания?
29. Что такое смешанный рабочий процесс? Начертить индикаторную диаграмму его.
30. Что такое степень повышения давления в смешанном процессе?
31. Как выражается термический коэффициент полезного действия теоретического смешанного процесса?
32. Что такое индикаторный коэффициент полезного действия и как он выражается?
33. Что такое относительный коэффициент двигателей внутреннего сгорания, что он представляет собой и какую имеет величину?
34. Что такое экономический коэффициент полезного действия двигателя, как он выражается и какие значения имеет для различных типов двигателей?
35. Как осуществляется процесс продувки и приготовление сжатого воздуха для него в двухтактных нефтяных двигателях быстрого сгорания?
36. Какие недостатки кривошипно-камерной продувки?
37. Какой расход нефти в двухтактных двигателях быстрого сгорания и от чего он зависит?
38. Что такое заборные двигатели, как они устроены и какое имеют назначение?
39. Какая роль запальной головки или калоризатора в двухтактных и четырехтактных двигателях быстрого сгорания, какую форму имеет она и какой величины делается?
40. Что такое полудизеля и какое принципиальное отличие их от нефтяных двигателей быстрого сгорания?
41. Какой расход топлива в полудизелях?
42. Какие типы компрессорных дизелей обычно строятся и что такое быстроходные и тихоходные дизеля?
43. Как устроен и как действует топливный насос?
44. Как устроена форсунка, как подводится к ней топливо и воздух и какие наиболее ответственные детали ее?
45. Что такое открытые и закрытые форсунки и как они действуют?
46. Что может вызвать нарушение нормальной работы форсунки и какие последствия получаются из-за этого?
47. Что такое бескомпрессорные дизеля и как подразделяются они?
48. Что такое аванкамерные дизеля и какой формы и величины делаются аванкамеры?
49. Какая роль аванкамеры в распылении топлива и чем вызывается это распыление?
50. Как устроена и работает аванкамера в дизелях Зульдер?
51. Как производится пуск аванкамерных дизелей?
52. Как производится распыление топлива в двигателях Бронса?
53. Какое давление берется в топливном насосе в аванкамерных дизелях?
54. Какой расход топлива в аванкамерных дизелях?
55. Что такое бескомпрессорные дизеля с механическим распылением топлива?
56. Какие форсунки применяются при механическом распылении топлива?
57. Как происходит распыление топлива при автоматически действующей форсунке?
58. Какую роль выполняет форсуночное сопло при механическом распылении, сколько распыляющих отверстий делается в нем и как эти отверстия располагаются?
59. Что такое аккумуляторная форсунка? Показать устройство форсунки Аршавлова и принцип ее действия.
60. Какой расход топлива в бескомпрессорных дизелях с механическим распылением?
61. Как определить диаметр скляки топливного насоса бескомпрессорного дизеля?
62. Какова роль топливного насоса в бескомпрессорных дизелях?
63. Какие типы бескомпрессорных дизелей применяются в автотранспорте?
64. Какие имеет преимущества бескомпрессорный автомобильный дизель по сравнению с бензиновым и керосиновым автомобильным двигателем?

65. Какой расход нефти в бескомпрессорных автомобильных дизелях?
66. Какие типы бескомпрессорных дизелей применяются в авиации?
67. Какие преимущества имеют бескомпрессорные авиационные дизеля по сравнению с бензиновыми двигателями?
68. Как работают дизели пылевидного топлива?
69. Какое значение для использования местного топлива имеют газогенераторные силовые установки?
70. Из каких частей состоит газогенераторная силовая установка?
71. Какие типы двигателей применяются для газогенераторных установок?
72. Какой расход топлива в газогенераторных установках и с каким экономическим коэффициентом полезного действия они работают?
73. Какой выход доменного газа на 1 т чугуна и какова теплотворная способность его?
74. Как распределяется колошниковый газ в доменном цехе и сколько процентов получается свободного газа?
75. Какую мощность в ЛС дает свободный колошниковый газ на 1 т выплавляемого чугуна?
76. Как производится очистка доменного газа, какие применяются способы очистки и какое содержание пыли допустимо в очищенном газе?
77. Какие типы газовых двигателей применяются на металлургических заводах?
78. Какие особенности устройства газовых двигателей Эргардт-Земер?
79. Что такое газовые двигатели повышенной мощности?
80. Как осуществляется продувка и наддувка в газовых двигателях повышенной мощности Тиссена и Эргардт-Земера?
81. Какой расход доменного газа в газовых двигателях и от чего он зависит?
82. Что представляет собой силовой генераторный газ, как он получается, какой его состав и теплотворная способность?
83. Что такое однозонные, двухзонные и трехзонные газогенераторы, в каких случаях они применяются и как протекают в них процессы газификации?
84. Что такое самовсасывающие газогенераторные установки?
85. Как устроен и работает газогенератор Рихе?
86. Как устроен и работает газогенератор Ижевского?
87. Какое значение имеют газогенераторные установки для автотранспорта и как устроен и работает автомобильный газогенератор Наумова?
88. Что такое карбюраторы, в каких двигателях они применяются и какие имеются типы их?
89. Какое назначение поплавковой камеры и жиклера в карбюраторах?
90. Как устроен и действует карбюратор „Зенит“?
91. Как распределяется расходуемая теплота в двигателях быстрого сгорания, работающих на нефти, в дизелях и в газовых двигателях? Начертить графики теплового баланса их.
92. Сколько процентов теплоты отводится в охлаждающую воду в двигателях внутреннего сгорания и какие способы охлаждения их применяются?
93. Как определить расход охлаждающей воды?
94. Как охлаждаются автомобильные двигатели?
95. Что такое радиаторы и каково устройство их?
96. Какие способы регулирования применяются в двигателях внутреннего сгорания?
97. Что такое регулирование пропусками и чем отличается качественное регулирование от количественного?
98. Как определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность двигателя? Написать формулы для определения индикаторной мощности четырехтактного и двухтактного двигателей.
99. Какое назначение имеет маховик в двигателях и что такое степень неравномерности?
100. Как определяется вес маховика по диаграмме касательных усилий и что такое среднее касательное усилие?
101. Как определить среднее касательное усилие по среднему индикаторному давлению?
102. Что такое вращающий момент маховика и как он выражается?
103. Что принимается за основу при определении главных размеров двигателя?
104. Как определить диаметр цилиндра двигателя по среднему индикаторному давлению?

105. Как определить размеры цилиндра двигателя по объему необходимого воздуха?

106. Что такое коэффициент холостого хода двигателя и коэффициент нагрузки его и каковы их значения?

107. Как выражается расход тепла в двигателях через коэффициенты холостого хода и нагрузки?

108. Какие существуют способы использования теплоты охлаждающей воды и выхлопных газов двигателей?

109. Какая температура выхлопных газов дизелей и газовых двигателей и от чего она зависит?

110. Как устроены котлы, работающие выхлопными газами двигателей, и какой выход в них пара на единицу мощности силовой установки?

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА.

Определить главные размеры четырехцилиндрового четырехтактного компрессорного дизеля по следующим данным:

- 1) Мощность $N_d = 400$ л. л.с.
- 2) Тип двигателя: стационарный, тихоходный.
- 3) Число оборотов $n = 167$ об./мин.
- 4) Степень неравномерности $\delta = \frac{1}{125}$
- 5) Топливо: бакинская нефть.

Указания к порядку расчета. Сначала определяется мощность одного цилиндра. Затем берется элементарный состав нефти, находится по формуле Менделеева теплотворная способность и теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг ее. Задав коэффициент избытка воздуха и экономическим коэффициентом полезного действия двигателя, следует определить действительный расход воздуха на 1 кг нефти и за один ход поршня. Зная объем воздуха за один ход поршня, определить диаметр цилиндра, ход поршня и среднюю скорость его.

После этого строится индикаторная диаграмма, определяются элементы ее и среднее индикаторное давление, по которому находится индикаторная мощность цилиндра и механический коэффициент полезного действия двигателя. Для выяснения распределения расходуемого тепла строится график теплового баланса. Наконец, по индикаторной диаграмме строится диаграмма касательных усилий, находится среднее касательное усилие и наибольшая избыточная площадь, по которой определяется требуемый вес маховика.

Для уководства можно воспользоваться следующим пособием: проф. В. С. Наумов „Расчет двигателя внутреннего сгорания“, Госиздат.

Ответственный редактор Д. Д. Скворцов.
Технический редактор Ф. С. Лысая.

Поступили матрицы 11 июля 1932 г.
Подписано к печати 17 сентября 1932 г.
Формат бумаги 62 X 94.
Количество бум. листов 12 1/2.
Инд. ЭТ-10-5-2

Ленгортлит № 53638.

3 кав № 986.

ОТИ № 525/Л.

Тираж 25 000 экз.