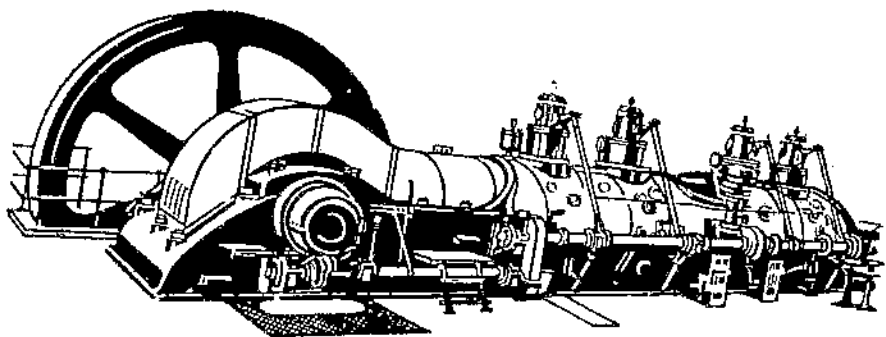


а. 23. 710.
проф. К. Э. РЕРИХ и доц. М. П. БЕЛИКОВ

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ



ОНТИ

ДНТВУ

НКТП

ПОГАШЕНО



222707

ДЕП

Проф. д-р техн. наук К. Э. РЕРИХ и доц. М. П. БЕЛИКОВ

Днепропетровский металлургический институт им. т. СТАЛИНА

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

ПОД ОБЩЕЙ РЕДАКЦИЕЙ
проф. К. Э. РЕРИХА

Инд. 1953 № 802976
1 802976

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
ИЗДАТЕЛЬСКАЯ



ОНТИ
ХАРЬКОВ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО УКРАИНЫ
1936

НКТП

КИЕВ
ПОГАЩЕНО

Библиографическое описание
этого издания помещено в
„Летопись Укр. печати“ „Като-
лический реперт.“ и других ука-
зателях Укр. Книж. Палаты.

20—5—2

Ответственный редактор *Ш. А. Бунин*
Литредактор *С. Б. Бенгус*
Техническое оформление *И. Б. Гордон*
Корректор *Е. М. Инфимовский*



2009



Типография Государственного научно-технического издательства Украины
Киев, ул. Воровского 42.

Уполномоч. Главлита № 3383.

Зак. № 206.

Тираж 4000—16 листов

ПРЕДИСЛОВИЕ

Газовые двигатели большой мощности играют весьма видную роль в энергетическом хозяйстве металлургических заводов, по своей же конструкции и правилам эксплуатации они сильно отличаются от других двигателей внутреннего сгорания. Поэтому потребность в книге, излагающей особенности этого типа двигателей, давно уже ощущалась инженерным персоналом, занятым на электрических и воздуходушных станциях, а также учащимися, готовящимися к этой деятельности.

Цель книги — дать ясное понятие о тепловых процессах, протекающих в этих двигателях, а также собрать разрозненные сведения, необходимые для правильной их эксплуатации. Подготовка инженера с эксплуатационным уклоном представляет значительные трудности. Для рациональной эксплуатации, быстрого и правильного решения миллионов задач, выдвигаемых заводскими буднями, прежде всего необходимо ясное понимание сущности всех процессов.

Поэтому обработке первой части книги — теоретической — уделено особое внимание. Не придерживаясь общепринятых методов изучения рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и стремясь к ясности, мы шли самостоятельным путем, иллюстрируя теорию примерами и таблицами. Особенно много труда потребовали мало разработанные вопросы о теплопередаче и температурных напряжениях в стенках цилиндра газовых двигателей, имеющие для эксплуатационника первостепенное значение. Во второй главе, посвященной методике испытания мощных газовых двигателей, мы старались собрать разрозненный литературный материал по произведшимся за рубежом испытаниям, а также изложить и свои соображения по этому вопросу.

Вторая часть книги уделена конструкции отдельных деталей, методам ликвидации возможных аварий, монтажным приемам и уходу за газовыми двигателями большой мощности. Для разумной эксплуатации и ремонта необходимо знание конструкции каждой детали машины, поэтому главным содержанием второй части являются чертежи. С большим старанием собраны чертежи конструкций главных частей двигателей, установленных на южных металлургических заводах и использован литературный материал. Также даны указания об усилиях, которые развиваются в главных ходовых частях машины и знание которых необходимо для проверки напряжений в этих частях и для расчета неравномерности вращения машины. Описаны трубопроводы, причем особое внимание уделено опасным газопроводам в отношении возможности взрыва, отравления и угара обслуживающего персонала, а также технике безопасности. Особый параграф уделен смазке. В последней, шестой главе рассмотрен уход за газовым двигателем: пуск в ход, наблюдение во время работы, поддержание в исправном состоянии и остановка.

Авторы надеются, что книга будет полезна не только эксплуатационникам, но и лицам, стремящимся развить построение газовых двигателей на нашей родине, а также лицам, занимающимся двигателями внутреннего сгорания вообще. Литература для более углубленной проработки некоторых параграфов указана в конце книги.

Первая часть книги написана К. Э. Рерихом, вторая — М. П. Беликовым. Общая редакция К. Э. Рериха. Поправки, замечания и предложения просим адресовать: Днепропетровск, Металлургический институт.

Авторы

§ 1. Введение

Газовые двигатели большой мощности — это специальный тип двигателей внутреннего сгорания, сжигающих главным образом доменный газ, и потому встречающихся преимущественно на металлургических заводах; коксовальный и естественный газы часто также служат источниками энергии для этого типа двигателей. У нас эти двигатели довольно распространены на металлургических заводах Юга и Урала, а в наших коксовых цехах они являются редкостью. Пока производительность доменных печей не превосходила 600 т чугуна в сутки, поршневая газозавдувная машина с непосредственным приводом от газовой машины представляла собой наиболее совершенное с термической стороны, а также наиболее выгодное в экономическом отношении оборудование воздуходувных станций доменных заводов. При положительном балансе доменного газа (при достаточном или избыточном его количестве) электрическую станцию металлургического завода также выгодно оборудовать газомоторными первичными двигателями (предельная мощность до 10 000 *квт* в одной четырехцилиндровой сдвоенной тандем-машине с продувкой и дозарядкой).

а) Распространенность мощных газовых двигателей

В таблице 1, составленной по литературным данным [1],¹ указана суммарная мощность энергооборудования южных металлургических заводов (суммарная мощность электрических станций, воздуходувных станций, прокатных паровых машин и пр.) на 1922 г. по роду двигателей.

ТАБЛИЦА 1

Энергооборудование 10 южных металлургических заводов
в 1922 г.

Род первичного двигателя	Мощность в л. с.	%
Двигатели внутреннего сгорания . .	90 080	29,3
Паровые турбины	70 530	22,9
Поршневые паровые машины	146 930	47,8
Итого	307 540	100,0

Из таблицы видно, что почти половину оборудования составляли поршневые паровые машины, немного более четверти — двигатели внутреннего сгорания (почти исключительно газовые двигатели большой мощ-

¹ Цифра в прямой скобке указывает литературный источник к этому параграфу в конце книги.

ности) и немного менее четверти — паровые турбины. Проведенная советской властью реконструкция металлургии вносит в энергооборудование резкий перелом — мелкие поршневые паровые машины на электрических станциях заменяются паровыми турбинами. На воздуходушных станциях устанавливаются новые мощные газовые двигатели [2], как это видно из таблицы 2

ТАБЛИЦА 2

Установленная мощность оборудования электрических и воздуходушных станций (без прокатных машин) треста „Югосталь“.

Род первичного двигателя	На 1928-29 г.						На 1932-33 г.					
	Электр. станц.		Воздухо-душ. станц.		Итого		Электр. станц.		Воздухо-душ. станц.		Итого	
	л. с.	%	л. с.	%	л. с.	%	л. с.	%	л. с.	%	л. с.	%
Газовые машины . . .	29 900	34,0	26 250	48	56 150	39,3	87 300	40,0	102 000	79	189 300	55,0
Паровые турбины . .	51 500	58,5	9 500	17	61 000	42,7	126 900	59,5	26 000	20	152 900	44,4
Поршневые паровые машины	6 500	7,5	19 250	35	25 750	18,0	900	0,5	1 300	1	2 200	0,6
Итого . .	87 900	100	55 000	100	142 900	100	215 100	100	129 300	100	344 400	100

Роль поршневых паровых машин сводится к долям процента, газомотор составляет более половины мощности всего оборудования; паровая турбина немного менее половины.

Совершенно новую картину дают новостройки: Азовсталь, Запорожсталь, Криворожский доменный завод и пр. Здесь доменные печи оборудованы доменными печами производительностью около 1000 т в сутки, для которых наибольшая газовоздушная машина марки ДТ-16 недостаточна по подаче воздуха. Поэтому каждая печь здесь получает воздух от индивидуальной мощной турбовоздушной машины около 8000 л. с. нормальной и до 12 000 л. с. максимальной мощности. Следовательно, учитывая максимальную мощность, надо прибавить еще приблизительно 80 000 — 100 000 л. с. к имевшимся ранее 26 000 л. с. турбовоздушных машин. Точно так же новые электростанции металлургических заводов строятся, как районные электростанции с машинами по 25 000 квт или как теплоэлектростанции, снабжающие ток и теплом не только завод, но и прилегающий район и местную промышленность. Хотя эти районные электростанции не всегда находятся в непосредственном ведении металлургических заводов, тем не менее их мощность, оцениваемая нами также примерно в 100 000 квт, должна быть прибавлена к мощности заводских турбинных электростанций 126 900 л. с.

Следовательно в настоящий момент в южной металлургии основным, главным первичным двигателем являются паровые турбины. Суммарная их мощность может быть приблизительно оценена в 425 000 л. с., или 69%; газомотор отодвинут на второй план (31%). Причины — невозможность постройки сверхмощных газомоторов (25 000 л. с. и более), тяжеловесность и дороговизна газомоторов, невозможность точного учета количества воздуха, подаваемого поршневыми воздуходушными, и другие мелкие эксплуатационные их недостатки.

¹ Наиболее мощной газовоздушной машиной во всем мире является недавно установленная в бессемеровском цеху на Люксембургском заводе в Бельваль машина Чехословацкого завода „Шкода“ типа ZDTG-16, давшая на испытании (Steffes, „Chaleur et Industrie“, сентябрь 1934 г. № 173, стр. 221 — 229) 8400 и. л. с. при 81 об/мин. и подающая при этом 1960 и. л.³ воздуха давления 2,6 ата.

Это, конечно, не должно ослабить интереса к изучению газовых машин большой мощности, а наоборот, должно возбудить горячий интерес и соревнование в решении проблемы сверхмощной газодинамо и газовоздуходувки, так как все же газомотор и термически, и экономически совершеннее и проще паровой установки в случае сжигания газового топлива. Только при отрицательном, дефицитном или очень напряженном газовом балансе металлургического завода, когда появляется необходимость применения местных твердых топлив, паротурбинный вариант диктуется необходимостью.

б) Себестоимость 1 л.с.-ч.

Не входя в детальное рассмотрение этого специального калькуляционного вопроса, приведем в таблице 3-а из доклада Мейера на первой всемирной энергетической конференции 1920 г. [3] сравнительные калькуляции себестоимости в пфеннигах 1 д.л.с.-ч., а также сопоставим исполнительные калькуляции трех германских металлургических заводов [4], из коих: завод А оборудован пятью старыми газодинамомашинами постройки 1906—1910 г., уже амортизированными; завод В имеет пятнадцать машин общей мощностью 40 000 *квт* установки 1906—1924 г., причем часть машин уже амортизирована; завод С оборудован в 1926 г. только одной новой газовой машиной.

ТАБЛИЦА 3-а

Калькуляция себестоимости энергии

Статьи расхода	По Мейеру пфеннигов за 1 д.л.с.-ч.		Исполнительная—пфеннигов за 1 <i>квт-ч</i> на заводах		
	Паро-турбины	Газ. двигатели	А	В	С
Топливо (доменный газ)	1,150	0,791	0,900	0,780	0,825
Вода	—	—	0,100	0,070	0,070
Смазка	0,005	0,024	0,060	0,044	0,048
Ремонт	—	—	0,190	0,165	0,108
Зарплата	0,034	0,027	0,150	0,130	0,080
Амортизационные отчисления	0,266	0,293	—	0,200	0,700
Итого	1,455	1,185	1,400	1,389	1,831

Из таблицы 3-а ясна неполнота калькуляции Мейера. Примем расход на воду для охлаждения газомоторов равным цифре исполнительной калькуляции завода С, именно 0,07 пф./*квт-ч* = 0,053 пф./л.с.-ч. Паровые турбины расходуют на охлаждение пара приблизительно в 10 раз больше воды, что даст 0,530 пф./л.с.-ч. Кроме того, примем стоимость ремонта газомоторов по исполнительной калькуляции завода В, равную 0,165 пф./*квт-ч* = 0,125 пф./л.с.-ч., и вдвое меньше (0,063 пф./л.с.-ч.) поставим на ремонт котельных и конденсационных установок паровых турбин (преимущественно). Тогда калькуляционные цифры Мейера будут для газомоторов 1,313 и для паровых турбин 2,048 пф./л.с.-ч. При отоплении доменным газом турбинная станция дает себестоимость 1 д.л.с.-ч. на 50% выше (на 0,735 пф.), чем при газомоторной станции.

Сравним дополненную нами калькуляцию Мейера для газомоторов с исполнительной калькуляцией трех металлургических заводов. Так как 1,313 пф./л.с.-ч. эквивалентно 1,785 пф./*квт-ч*, то отсюда видно, что каль-

куляция Мейера не утратила директивной правильности и ко времени второй энергетической конференции 1930 г.

Если не учитывать амортизационных отчислений, которые регулируются в СССР особыми инструкциями, отличными от капиталистических, то получим калькуляционные себестоимости газомоторной энергии: по Мейеру 1,020; завода А — 1,064; завода В — 0,904 и завода С — 0,860 пф./л.с.-ч. Отсюда ясна выгода в некоторых случаях реконструкции устарелого газомоторного энергооборудования.

Новейшее калькуляционное сравнение Вольфа [5] не может быть названо объективным. Для того, чтобы дать преимущества турбовоздуходувному варианту по сравнению с газовоздуходувным, Вольф, во-первых, дешево расценил тепловую энергию (0,22 пф. за 1000 кал, что соответствует цене угля по 7000 кал/кг в 7 р. 70 к. т); во-вторых, дорого расценил амортизационные отчисления (15%, т. е. принял погашение в 6 лет) и в-третьих — преувеличил эксплуатационные расходы газовоздуходувки.

Если тепловая энергия стоит вдвое дороже (15 р. 40 к. т), а амортизация начисляется в 10%, то 1 л.с.-ч. газовоздуходувки будет стоить: топливо 1,106 пф. + эксплуатация 0,373 + амортизация 0,617 = 2,096; турбовоздуходувки: топливо 1,560 + эксплуатация 0,146 + амортизация 0,347 = 2,053 пф./л.с.-ч.; практически стоимости почти одинаковы, а годовой расход тепла значительно меньше.

Итак, прав проф. А. А. Беликов [6], настаивающий на индивидуальной проработке вопроса о себестоимости для каждого завода в зависимости от местных его условий.

Для поршневых воздуходувных машин с приводом от газовых двигателей калькуляция ведется теперь на 1000 н.м³ дутьевого воздуха, сжатого до обычного для данной доменной печи давления. Для примера приведем исполнительную калькуляцию за июнь 1935 года.

Доменные воздуходувные станции завода им. т. Г. И. Петровского оборудованы:

1) новая станция имеет четыре газовоздуходувных машины типа GDT-16 завода Эрхардт и Земмер, установки 1930—1933 гг., максимальной мощности 4800 н. л. с. с нормальной производительностью по 1800 н. м³/мин каждая; в июне 1935 г. эти машины были использованы на 87, 8%.

2) старая газомоторная станция, оборудованная 6 машинами: MAN типа GDT-12—две производительностью по 600 н. м³/мин и GDT-13—четыре производительностью по 750 н. м³/мин; вследствие ремонта в июне они были использованы на 28,7%.

ТАБЛИЦА 3-б
Калькуляция себестоимости 1000 н. м³ дутья

Статьи расхода	Новая станция		Старая станция	
	коп.	%	коп.	%
Топливо (доменный газ)	26,41	49,85	32,77	33,70
Вода	2,03	3,83	2,08	2,14
Электроэнергия	0,40	0,75	1,53	1,57
Ремонт, смазка и пр.	3,27	6,16	14,75	15,16
Зарплата с начислениями	17,76	9,42	39,77	38,67
Амортизационные отчисления	11,47	21,65	7,45	7,66
Итого коп./тысячу н. м ³	53,00	100,00	97,25	100,00

Сравнивая эту исполнительную калькуляцию за тысячу $n. м^3$ дутья с неполнительной калькуляцией германского завода С (новые машины) в пфеннигах за 1 кот-ч, переводя каждую статью расхода в процентах от полной себестоимости, замечаем, что только стоимость топлива (доменного газа) почти одинакова (49,85 и 45,05). Остальные главные статьи расхода существенно разнятся; так, зарплата на новой станции обходится в 9,42% от полной себестоимости против 4,37%; ремонт, смазка и прочее у нас 6,16%, у них 8,53%; амортизационные отчисления у нас 21,65%, у них 3,82%. Надо еще принять во внимание возврат стоимости пара, отдаваемого котлами-утилизаторами новой станции в заводской паропровод, исчисляемый в 4,52 коп./1000 $n. м^3$ или в 8,5%, так что заводская себестоимость 1000 $n. м^3$ дутья понижается до 48,48 коп.

Цифры себестоимости по старой станции несравнимы с другими, вследствие низкой ее нагрузки. Приблизительно такова же себестоимость (около рубля) за 1000 $n. м^3$ дутья на новых турбовоздуходувных машинах с наиболее совершенным оборудованием—паровые котлы с газовым и пылевым отоплением, давление пара около 30 ат, перегрев около 400° Ц, многоступенчатые турбины, хороший вакуум. Следовательно, в воздуходувном хозяйстве металлургических заводов привод от газового двигателя непосредственно на общем штоке с воздуходувным поршнем является в настоящее время наиболее экономичным.

25691/2
16457

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ

25491 M



Глава I

ТЕПЛОВЫЕ ЯВЛЕНИЯ В ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

§ 2. Цикл Отто и цикл Сабатэ

а) Основные понятия

Вспомним из курса термодинамики основные сведения о цикле газовых машин — цикле Отто (1877 г.).

На фигуре 1 изображен этот цикл в диаграммах: индикаторной (PV), температурной (PT) и энтропийной (TS). Из индикаторной диаграммы видно, что поршень производит прямолинейно-возвратные движения и при этом не доходит до крышки цилиндра. Тот наименьший объем, который при этом остается между поршнем и стенками цилиндра, называется *объемом камеры сжатия* V_c , а объем, вытесняемый поршнем при полном его ходе в ту или иную сторону, будем называть *рабочим объемом поршня* V_0 . Величина камеры сжатия составляет некоторую долю, например $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{8}$ рабочего объема. Будем обозначать буквой c отношение объема камеры сжатия к рабочему объему поршня

$$c = \frac{V_c}{V_0} \quad (1)$$

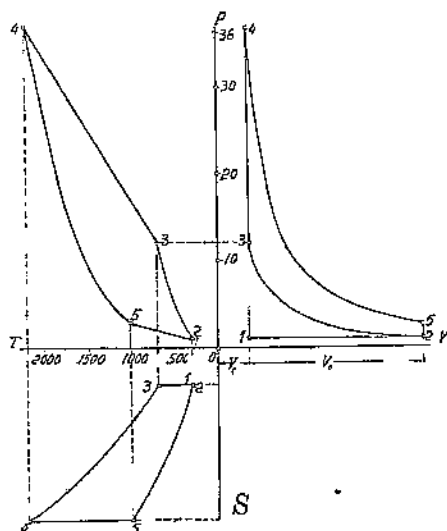
Вместо этой величины можно вводить также так называемую *степень сжатия* ε , равную

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_0}{V_c} = 1 + \frac{1}{c} \quad (2)$$

Сравнивая с уравнением (1) получим:

$$c = \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad (3)$$

Вообразим поршень в левой мертвой точке, причем камера сжатия заполнена нейтральными газами (продуктами горения предыдущего цикла). Открыв предварительно клапан, сообщаящий полость цилиндра с трубопроводом горючего газа и с атмосферным воздухом, начнем перемещать поршень вправо, засасывая таким образом в полость взрывчатую газоздушную смесь. На индикаторной диаграмме этот *ход (такт) всасывания*



Фиг. 1. Диаграммы объемов, давлений, абсолютных температур и энтропий для цикла Отто.

изобразится линией атмосферного давления 1—2, и только в том случае, когда поршень движется быстро, а впускной клапан сравнительно мал, получим более или менее значительное или переменное разрежение. По достижении поршнем правой мертвой точки 2 закроем впускной клапан и обратным движением поршня будем сжимать газозодушную смесь. На индикаторной диаграмме получим *ход сжатия*, изображаемый адиабатой (или близкой к ней политропой) 2—3. По достижении левой мертвой точки производим *воспламенение* газозодушной смеси электрической искрой. Если поршень неподвижен в течение нескольких долей секунды, то на индикаторной диаграмме получим вертикальную прямую линию 3—4, показывающую возрастание давления в замкнутом пространстве, как следствие нагревания газа при его сгорании в постоянном объеме. После этого идет *расширение* полученных продуктов сгорания по диаграмме 4—5, близкое к адиабатическому. В точке 5, когда давление еще выше атмосферного, открывается выпускной клапан, продукты сгорания с шумом выпускаются в атмосферу, давление падает от 5 до 2. При обратном ходе поршня 2—1 *выталкивается* еще V_0 л³ продуктов сгорания. От точки 1 цикл начинается снова.

б) Работа

Работа, совершенная давлением газа в течение цикла, пропорциональна площади индикаторной диаграммы 2—3—4—5. Допустив, что машина движется очень медленно, так что сопротивлением впускного и выпускного клапанов можно пренебречь, а линии 1—2 и 2—1 можно принять за линии атмосферного давления; допустив, что линии сжатия 2—3 и расширения 4—5 суть адиабаты, для чего поршень и клапаны должны быть идеально плотными, а все материалы нетеплопроводными, — найдем работу двигателя, выполняющего идеальный цикл Отто.

Площадь индикаторной диаграммы от адиабаты 4—5 до оси абсцисс, как известно из термодинамики, равна

$$L_{4-5} = \frac{P_4 V_c}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_c + V_0} \right)^{k-1} \right].$$

Площадь индикаторной диаграммы от адиабаты 2—3 до оси абсцисс, если принять показатели адиабаты для газозодушной смеси и для продуктов сгорания тождественными, равна:

$$L_{2-3} = -\frac{P_3 V_c}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_c + V_0} \right)^{k-1} \right].$$

Складывая эти две работы алгебраически, получим

$$L = \frac{(P_4 - P_3) V_c}{k-1} \left[1 - \left(\frac{V_c}{V_c + V_0} \right)^{k-1} \right].$$

Согласно уравнению (2)

$$\frac{V_c}{V_c + V_0} = \frac{c}{1 + c},$$

а из характеристического уравнения следует:

$$P_4 V_c - P_3 V_c = GRT_4 - GRT_3,$$

где G кг — вес заряда, R — газовая постоянная, а T_3 и T_4 — соответственные абсолютные температуры в точках 3 и 4.

Итак

$$L = \frac{GR(T_4 - T_3)}{k-1} \left[1 - \left(\frac{c}{1 + c} \right)^{k-1} \right].$$

в) Коэффициент полезного действия

Определим теперь, какая доля тепла Q , выделившегося при сжигании заряда, перешла в работу. Для этого вспомним, что количество тепла Q , необходимое для повышения температуры от T_3 до T_4 , пропорционально разности температур, весу газа и теплоемкости при постоянном объеме c_v :

$$Q = Gc_v(T_4 - T_3) \text{ кал.}$$

Коэффициентом полезного действия цикла будет, следовательно, отношение AL к Q , т. е.

$$\eta_c = \frac{AL}{Q} = \frac{AGR(T_4 - T_3)}{(k-1)Gc_v(T_4 - T_3)} \left[1 - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} \right].$$

Сокращая и приняв во внимание, что по уравнению Мейера $c_v(k-1) = AR$, получим окончательно:

$$\eta_c = 1 - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1}.$$

Коэффициент полезного действия идеального цикла газовой машины в первом приближении не зависит ни от ее размеров, ни от физических постоянных тех газов, которые участвуют в процессе (за исключением показателя адиабаты k). Он зависит главным образом от относительной величины камеры сжатия c . В таблице 4 приведены значения η_c в зависимости от c .

ТАБЛИЦА 4

Коэффициент полезного действия цикла Отто в зависимости от относительной величины камеры сжатия c

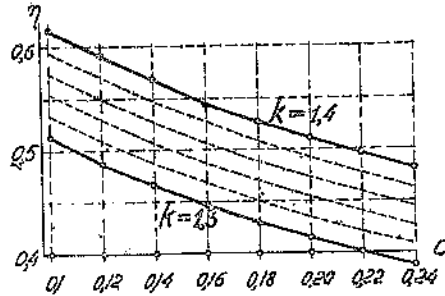
	$c =$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,22	0,24
$k = 0,4$	$\eta_c =$	0,617	0,591	0,568	0,547	0,529	0,512	0,496	0,482
$k = 0,3$	$\eta_c =$	0,513	0,486	0,467	0,435	0,431	0,416	0,402	0,389

Из таблицы этой заключаем, что показатель адиабаты k оказывает существенное влияние на коэффициент полезного действия идеального цикла: при уменьшении k от 0,4 до 0,3 величина η_c уменьшается в среднем на 0,1. Интерполируя, можем сказать, что при уменьшении k до 0,35 величина η_c уменьшится приблизительно на 5%, например для $c = 0,18$ будет равна 0,48, или 48% вместо 52,9%.

Из таблицы 4 ясно видна польза уменьшения камеры сжатия c для четырехтактных машин; уменьшение c на 0,02 повышает коэффициент полезного действия η_c в среднем на 1,8% (минимум на 1,2%, максимум на 2,6%). Поэтому мы в дальнейшем подробнее остановимся на возможностях уменьшения относительных размеров камеры сжатия. Обычно в мощных газовых машинах $c =$ от 0,14 до 0,18, и коэффициент полезного действия цикла должен был быть близок к $\eta_c = 0,5$; в действительности же в индикаторную работу еле переходит около $\eta_d = 0,3$ теплоты сгоревшего газа.

Отношение действительно полученной работы к той, которая могла бы быть получена в идеальном цикле, следует назвать *относительным коэффициентом полезного действия* η_0 машины. Из уравнений

$$\eta_c = \frac{AL}{Q}; \quad \eta_d = \frac{AL_d}{Q} \quad \text{и} \quad \eta_0 = \frac{L_d}{L},$$



Фиг. 2. Зависимость коэффициента полезного действия цикла Отто от величины камеры сжатия и показателя адиабаты.

где L_d — индикаторная работа цикла действительной машины, а L — идеального цикла, находим

$$\eta_d = \eta_c \cdot \eta_0,$$

т. е. термический коэффициент полезного действия действительного двигателя равен произведению коэффициента полезного действия идеального цикла на относительный коэффициент полезного действия.

г) Потери энергии цикла Отто. Потеря от неполного расширения

Идеальный цикл Отто не использует всей располагаемой энергии взрыва; расширение заканчивается в точке b , когда температура и давление значительно выше атмосферных. Можно было бы расширить продукты горения до давления $p_1 = 1$, для чего достаточно удлинить ход поршня на x долей от рабочего хода.

Для определения величины x , согласно уравнению адиабаты, имеем равенство

$$\frac{(1+c+x)V_0}{(1+c)V_0} = \left(\frac{p_b}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = \frac{1+c+x}{1+c},$$

откуда

$$x = (1+c) \left[\left(\frac{p_b}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right].$$

При этом могла бы получиться дополнительная работа

$$L_s = \frac{P_5(1+c)V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_b}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - P_1 x V_0.$$

Подставляя в последний член x , будем иметь

$$\begin{aligned} L_s &= \frac{P_5(1+c)V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_b}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right] - P_1(1+c)V_0 \left[\left(\frac{p_b}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = \\ &= P_5(1+c)V_0 \left[\frac{1}{k-1} - \frac{1}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_b}\right)^{\frac{k-1}{k}} - \frac{\tau_1}{p_b} \left(\frac{p_b}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} + \frac{p_1}{p_b} \right] = \\ &= P_5(1+c)V_0 \left[\frac{1}{k-1} - \frac{k}{k-1} \left(\frac{p_1}{p_b}\right)^{\frac{k-1}{k}} + \frac{p_1}{p_b} \right]. \end{aligned}$$

Разделив это выражение на работу цикла L_c , можем определить потерю от неполного расширения в долях или в процентах. Обозначим p_i кг/см² среднее индикаторное давление цикла, тогда работа за 4 такта

$$L = 10\,000 p_i V_0 \text{ кгм.}$$

Пусть, например $p_i = 4,5$ кг/см²; $P_5 = 38\,000$ кг/м²; $V_0 = 1$ м³; $\frac{p_1}{p_b} = \frac{1}{8}$;

$c = 0,18$; $k = 1,35$.

Тогда $L = 45\,000$ кгм

$$L_s = 1,18 \cdot 38\,000 \left(2,8571 - \frac{3,8571}{3^{0,2592}} + 0,3333 \right) =$$

$$= 38\,940(3,1904 - 2,9013) = 38\,940 \cdot 0,2891 = 11\,260 \text{ кгм.}$$

Разделив эту величину на работу цикла $L = 45\,000$ кгм, найдем потерю от неполного расширения в долях работы цикла

$$q_n = \frac{11\,260}{45\,000} = 0,25, \text{ или } 25\%.$$

Если при прочих равных условиях $P_3 = 22\,000 \text{ кг/см}^2$ и $\frac{P_1}{P_3} = \frac{1}{2}$, то

$$L_5 = 25\,960 \left(2,8571 - \frac{3,8571}{2^{0,2592}} + 0,5 \right) = 25\,960 (3,3571 - 3,2228) = 25\,960 \cdot 0,1343 = 3485 \text{ кгм},$$

а в долях и процентах

$$q_n = \frac{L_5}{L} = \frac{3485}{45\,000} = 0,0775, \text{ или } 7,75\%.$$

Потерю от неполного расширения можно, следовательно, сделать небольшой — посредством уменьшения камеры сжатия или уменьшения энергии заряда.

В идеальной газовой турбине внутреннего сгорания, работающей по циклу Отто (например, в турбинах Гольцварта), эта потеря отсутствует, так как газы расширяются до давления выхлопа $p_1 = 1,1 \text{ кг/см}^2$. Таким образом, казалось бы, коэффициент полезного действия турбин внутреннего сгорания выше, чем поршневых двигателей. Однако потери, неизбежные в турбине внутреннего сгорания, работающей по циклу Отто, настолько велики (потери энергии компрессора, трение газов об лопатки и потеря с выходной скоростью), что до сих пор не удается осуществить этот тип двигателя внутреннего сгорания.

д) Потери действительного цикла. Потеря от охлаждения стенок

Для того, чтобы поршневые кольца не заедали цилиндра и смазка держалась на его стенках, особая водяная рубашка охлаждает эти стенки. Можно считать, что охлаждение стенок не уменьшает коэффициента полезного действия двигателя во время тактов выталкивания (продукты горения все равно выбрасываются в атмосферу) и всасывания (подогрев газозоодушной смеси горячими стенками уменьшает засасываемое ее количество). Во время сжатия охлаждение стенок оказывает даже некоторую, впрочем ничтожную пользу, уменьшая работу, затрачиваемую на сжатие по адиабате 2—3 (фиг. 1).

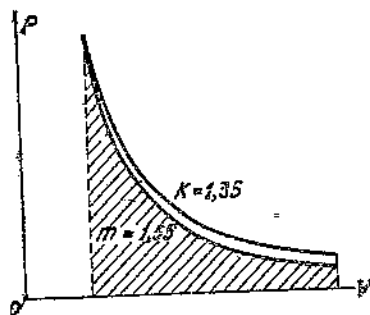
Чтобы определить на опыте потерю охлаждения, надо было бы сравнить индикаторную диаграмму двигателя с неохлаждаемыми стенками с индикаторной диаграммой двигателя, у которого стенки охлаждаются. Вследствие необходимости охлаждения эксперимент невозможен, а теоретическое построение индикаторной диаграммы с учетом охлаждения настолько сложно, что эта работа еще никем не произведена.

Если бы стенки не охлаждались, то показатель адиабаты был бы равен отношению теплоемкостей k , а работа расширения определялась бы уравнением:

$$L_k = \frac{P_4 c V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{e}{1+c} \right)^{k-1} \right].$$

Если вследствие охлаждения вместо адиабаты расширение происходит по политропе с показателем m , то заштрихованная на фигуре 3 площадь индикаторной диаграммы определяет работу расширения уравнением

$$L_m = \frac{P_4 c V_0}{m-1} \left[1 - \left(\frac{e}{1+c} \right)^{m-1} \right].$$



Фиг. 3. Расширение по адиабате и по политропе.

Разность равна потере работы вследствие охлаждения

$$L_{ox} = P_4 c V_0 \left[\frac{1}{k-1} - \frac{1}{m-1} + \frac{1}{m-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{m-1} - \frac{1}{k-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} \right] =$$

$$= P_4 c V_0 \left[\frac{m-k}{(m-1)(k-1)} + \frac{1}{m-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{m-1} - \frac{1}{k-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} \right].$$

Деля эту потерю, выраженную в килограммометрах, на работу цикла

$$L = \frac{P_4 - P_3}{k-1} c V_0 \left[1 - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} \right],$$

получим потерю охлаждения в долях или процентах

$$q_{ox} = \frac{P_4}{P_4 - P_3} \frac{\frac{m-k}{m-1} + \frac{k-1}{m-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{m-1} - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1}}{1 - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1}}.$$

Пусть, например, $c = 0,18$; $k = 1,35$; $m = 1,55$; $P_4 = 40$; $P_3 = 10$ кг/см²

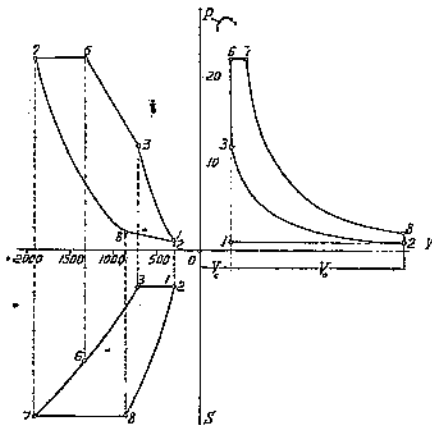
$$q_{ox} = \frac{4}{3} \frac{0,3635 + 0,6364 \cdot (0,15254)^{0,55} - (0,15254)^{0,35}}{1 - (0,15254)^{0,35}} =$$

$$= \frac{4}{3} \cdot \frac{0,5897 - 0,5178}{0,4822} = 0,1988,$$

т. е. 20%, между тем как охлаждающая вода выносит около 25—30% теплоты горючего.

е) Потеря от замедленного горения; цикл Сабате

Даже при быстро горящих газоздушных смесях с очень хорошим перемешиванием газа и воздуха взрыв мгновенно не происходит. Новейшие исследования показали, что углекислота производит особенно замедляющее действие на процесс горения газовых смесей, более значительное, чем азот, а влага, наоборот, ускоряет процесс горения. Так как в доменном газе около 10% углекислоты, то совершенно понятна медленность его горения в газовых машинах. Вместо цикла Отто получается значительное приближение к циклу Сабате (фиг. 4). В непосредственной близости к мертвой точке сгорает только β долей заряда. Остальная тепловая энергия $(1-\beta)Q$ генерируется уже во время движения поршня, давая на индикаторной диаграмме кривую, которую схематически можем заменить изобарой.



Фиг. 4. Диаграммы объемов, давлений, абсолютных температур и энтропий для цикла Сабате.

при прочих равных условиях, т. е. при выделении в обоих случаях одинакового количества тепла $Q_{кал.}$.

Повышение давления по идеальному циклу Отто уже было найдено раньше

$$(P_4 - P_3) c V_0 = GR(T_4 - T_3),$$

1302976

Повышение температуры связано с Q уравнением:

$$Q = Gc_v(T_4 - T_3).$$

Следовательно,

$$P_4 - P_3 = \frac{QR}{c_v V_0}.$$

Точно так же и в цикле Сабате повышение давления по изохоре 3—6 при выделении βQ кал определяется уравнением

$$P_6 - P_3 = \frac{\beta QR}{c_v V_0}.$$

При этом температура повышается от T_3 до T_6 . Дальнейшее горение полагаем происходящим при постоянном давлении; температура повышается от T_6 до T_7 , определяемой по выделенному количеству теплоты $(1-\beta)Q$ кал уравнением:

$$(1-\beta)Q = Gc_p(T_7 - T_6).$$

Написав характеристические уравнения для точек 6 и 7:

$$P_6(c+y)V_0 = GRT_7;$$

$$P_6cV_0 = GRT_6.$$

Вычитанием их найдем зависимость между увеличением объема yV_0 по изобаре и количеством теплоты:

$$P_6 y V_0 = GR(T_7 - T_6) = \frac{(1-\beta)QR}{c_p},$$

откуда

$$y = \frac{(1-\beta)QR}{c_p P_6 V_0}.$$

Работа расширения по циклу Отто равна

$$L_{\text{от}} = \frac{P_4 c V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} \right].$$

Работа расширения по циклу Сабате равна

$$L_{\text{са}} = P_6 y V_0 + \frac{P_6(c+y)V_0}{k-1} \left[1 - \left(\frac{c+y}{1+c} \right)^{k-1} \right].$$

Разница равна потере работы от замедленного горения

$$L_2 = \frac{P_4 c V_0}{k-1} - \frac{P_6 c V_0}{k-1} \left(\frac{c}{1+c} \right)^{k-1} - P_6 y V_0 - \frac{P_6(c+y)V_0}{k-1} + \frac{P_6(c+y)V_0}{k-1} \left(\frac{c+y}{1+c} \right)^{k-1}.$$

Первый, третий и четвертый члены в сумме составляют ноль:

$$\begin{aligned} \frac{P_4 c V_0}{k-1} - P_6 y V_0 - \frac{P_6 c V_0}{k-1} - \frac{P_6 y V_0}{k-1} &= \frac{(P_4 - P_3) c V_0}{k-1} - \frac{k P_6 y V_0}{k-1} - \frac{(P_6 - P_3) c V_0}{k-1} = \\ &= \frac{1}{k-1} \left[\frac{QR}{c_v} - \frac{k(1-\beta)QR}{c_p} - \frac{\beta QR}{c_v} \right] = 0, \end{aligned}$$

так как $k = \frac{c_p}{c_v}$.

1/302976

Следовательно,

$$L_s = \frac{V_0}{k-1} \left[\frac{P_6 (c+y)^k}{(1+c)^{k-1}} - \frac{P_4 c^k}{(1+c)^{k-1}} \right]$$

Пусть, например $V_0 = 1 \text{ м}^3$; $k = 1,32$ (для продуктов горения); $c = 0,18$; $p_6 = 21 \text{ ата}$; $P_6 = 210\,000 \text{ кг/м}^2$; $p_4 = 35 \text{ ата}$; $P_4 = 350\,000 \text{ кг/м}^2$; $y = 0,09$. Тогда

$$\begin{aligned} L_s &= \frac{1}{0,32} \cdot \frac{210\,000 \cdot (0,27)^{1,32} - 350\,000 (0,18)^{1,32}}{(1,18)^{0,32}} = \\ &= \frac{3,124}{1,054} \cdot (210\,000 \cdot 0,17758 - 350\,000 \cdot 0,10398) = \\ &= 2965 (37\,292 - 36\,393) = 2665 \text{ кгм}. \end{aligned}$$

По отношению к работе цикла $45\,000 \text{ кгм}$ это составит около 6%. Так как потеря вычисляется в виде разности больших чисел, то незначительные изменения давлений и долей хода оказывают существенное влияние на результат.

ж) Видоизменения цикла Отто

После империалистической войны 1914—1918 гг. для повышения мощности двигателя при неизменных размерах цилиндра большое распространение получил четырехтактный цикл с продувкой и дозарядкой. Он отличается от цикла Отто тем, что в конце выталкивания продуктов горения открывается впускной клапан, подающий в камеру сжатия продувочный воздух, нагнетаемый особым насосом. Вследствие этого количество продуктов сгорания, остающихся в камере к следующему циклу, значительно уменьшается, что позволяет при том же коэффициенте избытка воздуха увеличить количество засасываемого газа. Кроме того в начале сжатия впускной клапан еще раз соединяет полость цилиндра с насосом, нагнетающим воздух, и дозаряжает цилиндр воздухом, повышая давление в начале сжатия. Этим еще более увеличивается теплотворная способность (энергия) заряда, если количество засасываемого газа было настолько велико, что коэффициент избытка воздуха остался требуемый.

Двухтактный цикл в газовых двигателях применяется уже давно, но, несмотря на существенное конструктивное упрощение двигателя, не получил распространения. Конструкция двухтактного двигателя проще в том отношении, что он не имеет выпускного клапана. Выпуск отработавших продуктов горения производится через особые щели, устроенные в конце хода поршня. Когда поршень в такте расширения 4—5 не дошел на 15% (или около этого) до мертвой точки, то он переходит на особые щели в стенках цилиндра, через которые продукты горения вырываются в атмосферу. Открывающийся затем впускной клапан соединяет полость цилиндра с насосом, подающим продувочный воздух, который возможно совершеннее вытесняет продукты горения. Через тот же клапан вторым нагнетательным насосом в цилиндр подается газ и пока поршень дойдет до мертвой точки и, пройдя те же 15% хода, закроет щели, процесс продувки и зарядки цилиндра воздухом и газом должен закончиться. Двухтактные газовые двигатели строились в 1906—1909 гг. германскими заводами Эхельгейзер и заводом Клейл.

§ 3. Горение газоздушных смесей

а) Горючие газы

Из горючих газов, используемых для двигателей внутреннего сгорания, на первом месте в металлургической промышленности должен быть поставлен отход доменного производства чугуна — доменный или колошниковый газ (Gichtgas, Hochofengas, blaste furnace gas, gaz de hauts four-

пеах). Доменный газ, отходя в количестве от 3700 до 4200 н. м^3 на сожженную в печи тонну кокса (около 3600 н. м^3 на тонну выплавленного чугуна), имеет на колошнике температуру 150—300° Ц и содержит в среднем от 15 до 25 г/н. м^3 рудной и коксовой пыли и до 300 г/н. м^3 влаги. Тотчас по выходе из колошника он подвергается грубой сухой очистке в грубых пылеуловителях (ударниках и циклонах), в которых пылесодержание уменьшается до 1,5—5 г/н. м^3 , а температура вследствие охлаждения наружным воздухом падает с 250 до 100° Ц. Для использования доменного газа в газовых машинах пыльность его должна быть уменьшена посредством тонкой (сухой, мокрой или электрической) газоочистки до пылесодержания около 0,03 г/н. м^3 .

Сравнительно реже встречается у нас применение коксовального и светильного газов в мощных газовых машинах. Генераторный и естественный газы применяются в установках небольшой мощности (до 300 лощ. сил). В таблице 5 приведены типичные средние составы горючих газов средней влажности и главные характеристики их горения. В столбце 10 указан нижний предел теплотворной способности $\gamma_0 Q$ кал/н. м^3 (1 н. м^3 при 0° Ц и 760 мм рт. ст.), вычисленный по составу газа на основании формулы:

$$\gamma_0 Q = 25,6 \text{H} + 30,5 \text{CO} + 85,8 \text{CH}_4 + 170 \text{C}_2\text{H}_4 \text{ кал/н. м}^3.$$

ТАБЛИЦА 5

Горючие газы и их горение

Наименование газа	Состав в процентах по объему								$\gamma_0 Q$ (кал/н. м ³)	$\gamma_0 Q$ при 0° Ц и 760 мм рт. ст. (кал/н. м ³)	L_d (н. м ³ /н. м ³)	Продукты горения на 1 н. м ³ при $\alpha=1$.				Коэф. сжигания при $\alpha=1$	
	H	CO	CH ₄	C ₂ H ₄	CO ₂	O	N	W				CO ₂	N	H ₂ O	Сумма		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Доменный . . .	2,6	28	0,4	—	9	—	58	4	955	1,266	0,774	0,374	1,166	0,075	1,615	0,911	
Коксовальный .	47	6	24	1	3	1	14	4	3590	0,583	3,730	0,330	3,017	1,047	4,394	0,929	
Светильн. моск. .	45	10	32	5	3	—	3	2	4920	0,571	5,126	0,350	4,034	1,261	5,845	0,954	
Генераторный	Водян. коксов.	47	40	—	—	5	—	4	4	2430	0,723	2,094	0,450	1,676	0,531	2,657	0,859
	Воздушн. коксов.	6	22	3	—	5	—	60	4	1080	1,183	0,962	0,300	1,352	0,170	1,822	0,929
	Воздушн. антрацитов. .	11	27	3	—	3	—	52	4	1360	1,401	1,203	0,330	1,460	0,222	2,012	0,914
Природн. бакинск.	1	—	58	2	4	24	8	3	5250	0,962	4,712	0,660	3,765	1,240	5,665	0,992	

Влажность газов в 4% по объему приблизительно соответствует температуре газа 30° Ц; при 20° Ц она понижается до 2% вследствие выделения росы, а при 10° Ц до 1%.

Удельный вес газов (столбец 11) при нормальных условиях вычислен по формуле:

$$100 \gamma_0 = 0,0898 \text{H} + 1,250 \text{CO} + 0,717 \text{CH}_4 + 1,261 \text{C}_2\text{H}_4 + 1,977 \text{CO}_2 + 1,429 \text{O} + 1,251 \text{N} + 0,805 \text{W} \text{ кг/н. м}^3.$$

При вычислении теоретического расхода воздуха сначала найден необходимый для полного сжигания теоретический объем кислорода K н. м^3 по формуле:

$$K = 0,01 [0,5 (\text{H} + \text{CO}) + 2 \text{CH}_4 + 3 \text{C}_2\text{H}_4 - \text{O}] \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Затем принято во внимание, что влагосодержание воздуха изменяется в зависимости от его относительной влажности и температуры. Для

Днепропетровска в среднем за много лет наименьшее объемное влагосодержание в январе составляет 0,27%, а наибольшее в июле 1,8%. Среднегодовое влагосодержание равно 0,9% по объему, следовательно, содержание кислорода в 1 м³ влажного воздуха равно 20,8%, а азота с аргоном 78,3%. 1 м³ кислорода содержится в $1/0,208 = 4,81$ м³ воздуха среднегодовой влажности,¹ откуда теоретически необходимое количество воздуха равно (столбец 12).

$$L_t = 0,0481 [0,5 (H + CO) + 2 CH_4 + 3 C_2H_4 - O] \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Затем вычислен объем продуктов горения (столбцы 13, 14, 15 и 16) на 1 н. м³ горючего газа по формулам:

$$\text{углекислоты} = 0,01 (CO + CH_4 + 2 C_2H_4 + CO_2) \text{ н. м}^3$$

$$\text{азота} = 0,01 [N + 3,764 (0,5 H + 0,5 CO + 2 CH_4 + 3 C_2H_4 - O)] \text{ н. м}^3$$

$$\text{вод. пара} = 0,01 (H_2 + 2 CH_4 + 2 C_2H_4 + W) + 0,009 L_t \text{ н. м}^3.$$

Сумма этих трех составных частей дает объем продуктов горения при $\alpha = 1$ в предположении полного сгорания. Если $\alpha > 1$, то к этому прибавляется еще избыточный воздух в количестве

$$(\alpha - 1) L_t \text{ н. м}^3.$$

Сравним приведенный к 0,760 объем продуктов горения с объемом газа и воздуха $1 + L_t$ при $\alpha = 1$; замечаем, что для всех горючих газов продукты горения занимают меньший объем, чем газозвдушная смесь. Так, например, 1 н. м³ доменного газа вместе с 0,774 н. м³ теоретического воздуха составляют 1,774 н. м³, а продуктов горения получаем только 1,615 н. м³. Причина этого явления известна: 1 н. м³ водорода, соединяясь с 0,5 н. м³ кислорода, дает не 1,5, а только 1 н. м³ водяного пара. Точно так же 1 н. м³ окиси углерода + 0,5 н. м³ O₂ дают только 1 н. м³ углекислоты. *Отношение объема продуктов горения к объему газозвдушной смеси при одинаковых условиях называется коэффициентом сжатия μ* ; для $\alpha = 1$ и для различных горючих газов он вычислен и написан в последнем столбце; при увеличении α он приближается к единице; он оказывает существенное влияние на конечное давление горения (взрыва) при постоянном объеме.

б) Доменный газ

Так как обычным горючим газом для мощных газовых машин является доменный газ, то разберем особенно подробно горение доменного газа с различными коэффициентами избытка воздуха. В таблице 6 для доменного газа, состав которого указан в строке 1 таблицы 5, вычислены прежде всего пропорции газа g и воздуха l на 1 м³ газозвдушной смеси при различных α по формулам:

$$g = \frac{1}{1 + \alpha L_t}; \quad l = 1 - g = \frac{\alpha L_t}{1 + \alpha L_t}.$$

В столбце 4 указана теплотворная способность заряда E на 1 н. м³ газозвдушной смеси, вычисленная по формуле:

$$E = \frac{\gamma_0 Q}{1 + \alpha L_t} = g (\gamma_0 Q) \text{ кал/н. м}^3.$$

Как видно из таблицы, с возрастанием α пропорция газа и теплотворная способность заряда, а следовательно и та мощность, которую способен развить в двигателе 1 н. м³ газозвдушной смеси, уменьшаются.

¹ Однако на 1 м³ кислорода приходится азота и аргона $0,783 : 0,208 = 3,764$ м³.

В столбце 5 указан удельный вес γ кг/н. м³ (при 0,760) газовой смеси, вычисленный по формуле смешения

$$\gamma = g\gamma_g + b\gamma_i \text{ кг/н. м}^3.$$

Здесь $\gamma_g = 1,266$ удельный вес доменного газа, $\gamma_i = 1,288$ удельный вес воздуха среднегодовой влажности при 0,760; с увеличением α удельный вес увеличивается. Наконец, в столбце 6 дана газовая постоянная для газовой смеси, вычисленная по формуле:

$$R = \frac{37,85}{\gamma_0};$$

она уменьшается с увеличением α .

Далее сопоставлены данные относительно продуктов горения: их состав в н. м³ на 1 н. м³ газовой смеси и общий объем, который в этом случае представляет собой и величину коэффициента сжатия μ . Удельный вес продуктов горения вычислен по их составу, в н. м³. Из таблицы 6 видно, что по мере увеличения коэффициента избытка воздуха коэффициент сжатия увеличивается, приближается к единице; что средняя его величина = 0,925; что газовые постоянные газовой смеси больше, чем газовая постоянная продуктов горения; что для газовой смеси средняя величина $R_g = 29,62$; что для продуктов горения средняя величина $R_a = 27,40$; что отклонения от средних величин R не превосходят $\pm 1,4\%$; что и для средних величин соблюдены соотношения $R_a = \mu R_g$, вытекающие из равенства $\gamma_g = \mu\gamma_a$.

Удельный вес продуктов сгорания с увеличением коэффициента избытка воздуха уменьшается. На этом основана удобная автоматическая регистрация процентного содержания углекислоты в выхлопных газах прибором „Ранарекс“ (АЭГ). По процентному содержанию углекислоты можно грубо приближенно найти и коэффициент избытка воздуха,

ТАБЛИЦА 6

Горение доменного газа

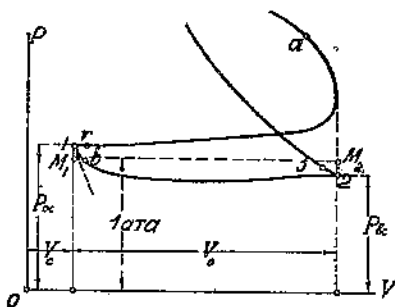
Коэф. изб. воздуха α	Газовоздушная смесь 1 н. м ³					Продукты горения на 1 н. м ³					
	Пропорция		Теплотв. способн. E кал/н. м ³	Удел. вес γ кг/н. м ³	Газов. постоянная R_g	Количество н. м ³				Удельн. вес γ_a кг/н. м ³	Газов. постоянн. R_a
	газа g	воздуха b				CO ₂	H ₂ O	N+L	Сумма μ		
1	0,564	0,436	539	1,276	29,67	0,211	0,042	0,658	0,911	1,400	27,08
1,2	0,518	0,482	495	1,277	29,64	0,194	0,039	0,684	0,917	1,389	27,25
1,4	0,480	0,520	458	1,278	29,62	0,180	0,036	0,708	0,924	1,381	27,40
1,6	0,447	0,553	427	1,278	29,61	0,167	0,033	0,729	0,929	1,374	27,55
1,8	0,418	0,582	399	1,279	29,59	0,156	0,031	0,746	0,933	1,368	27,66
2,0	0,398	0,607	375	1,280	29,57	0,147	0,029	0,762	0,938	1,363	27,77

§ 4. Всасывание

а) Обозначения

Ставим себе задачу определить температуру и количество газовой смеси, засасываемой в течение первого такта. На фигурах 1 и 4 были изображены индикаторные диаграммы цикла газовой машины, на фигуре 5 изображены первый и последний такты (всасывание и вытала-

живание), снятые слабой индикаторной пружиной (например, $1 \text{ кг/см}^2 = 30 \text{ мм}$). Из этой диаграммы мы видим, что вследствие сопротивления выпускных клапанов и выхлопного трубопровода среднее давление продуктов горения в течение всего четвертого такта (выталкивания) выше атмосферного. В мертвой точке M_1 камера сжатия объема $V_c = c V_0 \text{ м}^3$ остается заполненной продуктами горения давлением p_{oc} и температуры t_{oc} , равной температуре выхлопных газов (от 400 до 600°Ц , смотря по нагрузке, конструкции и пр.). При ходе поршня из M_1 сначала происходит расширение остаточных газов, а затем всасывание.



Фиг. 5. Индикаторная диаграмма тактов выталкивания и всасывания, снятая мягкой пружиной.

Среднее давление в течение первого такта менее атмосферного вследствие сопротивления дроссельных регулировочных и впускных клапанов. Пусть в конце всасывания во второй мертвой точке M_2 давление равно p_{oc} , температура t_{oc} . Эта температура должна быть определена из теплового баланса смешивания остаточных газов со свежей газозоудушной смесью, температуру которой обозначим буквой t_g ; средняя температура воздуха, всасываемого из машинного зала, обычно ниже 20°Ц ; температура доменного газа обычно около 30°Ц . Учитывая подогрев газозоудушной смеси при проходе через клапаны и машину, примем $t_g = 30^\circ \text{Ц}$.

б) Коэффициент подачи

Приведенный к $0,760$ объем остаточных газов равен

$$\delta V_0 = c V_0 \frac{273}{273 + t_{oc}} \cdot \frac{p_{oc}}{1,0333} \text{ н. м}^3.$$

Здесь V_0 обозначает рабочий объем поршня (объем, описываемый в течение одного хода). При исчислении V_0 по данным: длине хода $S \text{ м}$, внутреннему диаметру цилиндра $D \text{ м}$ и диаметру штока $d \text{ м}$

$$V_0 = \frac{\pi S}{4} (D^2 - d^2) \text{ м}^3$$

часто не хватает данных о диаметре штока d . В таких случаях мы рекомендуем определять V_0 ориентировочно по формуле:

$$V_0 = \varphi \frac{\pi D^2 S}{4} = 0,93 \frac{\pi D^2 S}{4} = 0,73 D^2 S \text{ м}^3,$$

где φ — средний коэффициент уменьшения площади поршня штоком, колеблющийся, согласно нашим подсчетам, для больших газовых машин между значениями $0,924$ и $0,937$ и в среднем равный $\varphi = 0,93$.

Приведенный к $0,760$ общий объем в мертвой точке M_2 равен

$$(1 + c) V_0 \frac{273}{273 + t_{oc}} \cdot \frac{p_{oc}}{1,0333} \text{ н. м}^3.$$

Вычитанием находим приведенный объем засасываемой в течение одного хода газозоудушной смеси

$$\eta_V V_0 = \frac{273}{1,0333} V_0 \left[\frac{(1 + c) p_{oc}}{273 + t_{oc}} - \frac{c p_{oc}}{273 + t_{oc}} \right] \text{ н. м}^3.$$

Назовем коэффициентом подачи η_V отношение приведенного объема газозоудушной смеси, засасываемой в течение хода всасывания, к рабочему

объему поршня V_0 . Тогда из предыдущего

$$\eta_V = 264,2 \left[\frac{(1+c)p_{ac}}{273+t_{sc}} - \frac{cp_{oc}}{273+t_{oc}} \right].$$

Кроме того, найдем относительный объем остаточных продуктов (на 1 м³ рабочего объема V_0):

$$\delta = 264,2 \frac{cp_{oc}}{273+t_{oc}}.$$

в) Температура заряда

В последней формуле нам неизвестна пока температура t_{sc} .

Примем $\gamma_{cp} = 0,319$ кал/н. м³ °Ц объемную теплоемкость газовой смеси при температурах до 100° Ц. Объем $\eta_V V_0$ газовой смеси повышает свою температуру при смешивании с остаточными газами на $(t_{sc} - t_g)$ °Ц; остаточные же газы понижают свою температуру на $(t_{oc} - t_{sc})$ °Ц. Приняв объемную теплоемкость остаточных газов равной 0,348 кал/н. м³ °Ц, получим уравнение теплового баланса

$$\begin{aligned} 264,2 V_0 \left[\frac{(1+c)p_{ac}}{273+t_{sc}} - \frac{cp_{oc}}{273+t_{oc}} \right] (t_{sc} - t_g) 0,319 = \\ = 264,2 \frac{c V_0 p_{oc}}{273+t_{oc}} (t_{oc} - t_{sc}) 0,348. \end{aligned}$$

После сокращений получаем уравнение для определения t_{sc} :

$$\frac{(1+c)(t_{sc} - t_g)p_{ac}}{273+t_{sc}} + \frac{0,09 ct_{sc}p_{oc}}{273+t_{oc}} = \frac{c(1,09 t_{oc} - t_g)p_{oc}}{273+t_{oc}},$$

а отсюда после преобразований находим квадратное уравнение

$$\begin{aligned} 0,09 t_{sc}^2 + t_{sc} \left[\left(1 + \frac{1}{c} \right) (273 + t_{oc}) \frac{p_{ac}}{p_{oc}} + 24,57 + t_g - 1,09 t_{oc} \right] = \\ = \left[\left(1 + \frac{1}{c} \right) (273 + t_{oc}) \frac{p_{ac}}{p_{oc}} - 273 \right] t_g + 297,6 t_{oc}. \end{aligned}$$

Пусть например, $c = 0,2$; $t_{oc} = 600$ °Ц; $t_g = 30$ °Ц; $p_{sc}/p_{oc} = 0,8$. Тогда

$$0,09 t_{sc}^2 + 3591 t_{sc} - 296 064 = 0$$

Действительный положительный корень¹ этого уравнения — $t_{sc} = 82,2$ °Ц; отрицательный корень (приблизительно $t_{sc} = -40 000$ °Ц) не имеет реального значения.

¹ При вычислении корень находится, как разность двух близких между собой больших величин. Для обеспечения точности результата, вычисления необходимо производить с большим числом знаков (6—10). Поэтому для вычислений удобнее использовать основное уравнение, придав ему вид:

$$\left(1 + \frac{1}{c} \right) (273 + t_{oc}) \frac{p_{ac}}{p_{oc}} \cdot \frac{t_{sc} - t_g}{273 + t_{sc}} = 1,09 t_{oc} - t_g - 0,09 t_{sc},$$

и решать его систематическими попытками, приняв сначала произвольно в членах $273 + t_{sc}$ и $0,09 t_{sc}$ величину $t_{sc}' = 2 t_g$. Определяем затем $t_{sc} - t_g$ и, наконец, уточняем найденное решение попытками.

г) Влияние отдельных факторов

Исследуем теперь изменения величины t_{sc} при изменении различных факторов.

1. Изменение величины отношения p_{sc}/p_{oc} влияет на t_{sc} . Так, в случае $p_{sc}/p_{oc} = 1,0$ получим при прочих прежних данных $t_{sc} = 70,5^\circ \text{Ц}$, а в случае $p_{sc}/p_{oc} = 0,5$ получим $t_{sc} = 122,6^\circ \text{Ц}$. Следовательно, уменьшение отношения значительно повышает температуру заряда в конце всасывания, что можно было предсказать и заранее, так как уменьшение p_{sc} уменьшает количество засасываемой газозвдушной смеси.

2. Пусть опять $p_{sc}/p_{oc} = 0,8$; исследуем влияние t_g . В случае $t_g = 10^\circ \text{Ц}$ (вместо 30°) найдем $t_{sc} = 60,9^\circ \text{Ц}$ (вместо $82,2^\circ$), а в случае $t_g = 50^\circ \text{Ц}$ получим $t_{sc} = 104,4^\circ \text{Ц}$. Подогрев газозвдушной смеси повышает температуру заряда в конце всасывания; воздух для газовой машины желательно брать не из машинного зала, а возможно более холодный, непосредственно из атмосферы (но фильтрованный).

3. Уменьшим теперь камеру сжатия вдвое: $c = 0,1$, оставив $t_g = 30^\circ \text{Ц}$ и первоначальные остальные данные. Получим $t_{sc} = 56,6^\circ \text{Ц}$, т. е. значительное понижение температуры заряда.

4. Наконец, оставив первоначальные данные, будем изменять температуру остаточных газов, приняв $t_{oc} = 500^\circ \text{Ц}$ и 700°Ц . В первом случае получим $t_{sc} = 78,0^\circ$, во втором $t_{sc} = 72,8^\circ \text{Ц}$. Как и следовало ожидать, более высокой температуре остаточных газов соответствует и более высокая температура заряда. Однако изменению температуры остаточных газов на 100°Ц при $c = 0,2$ соответствует повышение температуры заряда всего на $4-6^\circ \text{Ц}$. При меньших размерах камеры сжатия ($c < 0,2$) это повышение будет еще меньше.

Итак, температура заряда к моменту начала сжатия (конец первого такта, начало второго такта) обычно порядка $80-60^\circ \text{Ц}$. Уменьшение сопротивления всасывающих клапанов, понижение температуры воздуха и уменьшение размеров камеры сжатия понижают эту температуру.

Теперь изучим изменения коэффициента подачи, определяющего энергию (теплотворную способность) заряда. Придадим выведенному уравнению вид

$$\eta_V = \frac{264,2 p_{sc}}{273 + t_{sc}} \left[1 - c \left(\frac{p_{oc}}{p_{sc}} \frac{273 + t_{sc}}{273 + t_{oc}} - 1 \right) \right].$$

Формула показывает, что коэффициент подачи зависит прежде всего от давления конца всасывания p_{sc} и температуры заряда t_{sc} . Член, стоящий в прямых скобках, уменьшается с увеличением камеры сжатия, так же как и множитель перед скобкой, потому что с ее увеличением повышается t_{sc} .

ТАБЛИЦА 7

Коэффициент подачи и температура заряда $p_{sc} = 0,9$; $t_g = 30^\circ \text{Ц}$; $t_{oc} = 600^\circ \text{Ц}$; $p_{oc} = 1,125$

$c =$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20
$t_{sc}^\circ \text{Ц} =$	56,6	61,7	66,9	72,1	77,2	82,2
$\eta_V =$	0,683	0,666	0,649	0,632	0,618	0,603
$\delta =$	0,034	0,041	0,048	0,054	0,061	0,068

В таблице 7 сведены значения t_{sc} , η_V и δ для различных размеров камеры сжатия от $c = 0,1$ до $0,2$ при $p_{sc} = 0,9 \text{ кг/см}^2$; $p_{oc}/p_{sc} = 0,8$; $t_{oc} = 600^\circ \text{Ц}$ и $t_g = 30^\circ \text{Ц}$; ясно видно, что с увеличением камеры сжатия температура заряда растет, а коэффициент подачи уменьшается. Величина η_V

зависит не только от сопротивления клапанов. Барометрическое давление определяет положение атмосферной линии и вместе с тем и величину p_{ac} . Чем больше барометрическое давление, тем больше p_{ac} и η_v , а при понижении барометрического давления p_{ac} и η_v уменьшаются, газовая машина теряет мощность. Это надо иметь в виду при ответственных испытаниях газовых машин и при установке двигателей внутреннего сгорания в горных местностях, где среднегодовое барометрическое давление не равно 755 мм рт. ст. (как в Днепропетровске), а ниже; так, например, на высоте 600 м от уровня моря всего лишь 707 мм = 0,961 кг/см². Относительный объем остаточных продуктов сгорания δ , как видно из таблицы 7, возрастает с увеличением s .

д) Элементы распределения

Выясним теперь некоторые обстоятельства такта всасывания, связанные с работой выпускного и впускного клапанов. Как известно, моменты открытия и закрытия клапанов не совпадают с мертвыми положениями поршня (подробнее см. § 28), а обычно несколько опережают их или немного отстают. Угол опережения выпускного клапана для мощных газовых машин берется около 40° и подбирается так, чтобы площадь индикаторной диаграммы была как можно полнее. Момент открытия впускного клапана и момент закрытия выпускного обычно не только не совпадают, но впускной клапан открывается несколько раньше, чем выпускной закрывается. На фигуре 155 и изображено обычное расположение моментов распределения четырехтактного двигателя относительно кривошипного вала. Как видно из диаграммы, впускной клапан открывается, когда кривошип не достиг еще мертвой точки примерно на 40°; это значит, что в среднем поршень отстоит от мертвой точки на расстоянии

$$\frac{1 - \cos 40}{2} = \frac{0,234}{2} = 0,117 \text{ хода.}$$

Если же принять во внимание конечность длины шатуна, то для одной полости получится более значительное расстояние, для другой — поменьше. Закрывается выпускной клапан с угловым опозданием не менее 20°; это значит, когда поршень уже отойдет от мертвой точки более 0,03 хода. Впускной же клапан открывается, когда кривошип не дошел до мертвой точки на 20° (0,03 хода). Следовательно, остаточным газам представляется возможность проникать в газоподводящую и воздушную трубы, если только давление остаточного газа выше. Однако при 90 об/мин. поворот кривошипа на 40° длится всего 0,074 сек., высота открытия клапанов при этом незначительна, разность давления невелика, поэтому количество остаточных газов, проникающих в полость впускного клапана, вероятно, невелико и может быть выпущено из рассмотрения. Точно так же закрытие впускного клапана производится с угловым опозданием в 20° (0,03 хода) и часть заряда может вытесняться в полость впускного клапана, однако давление в газопроводе обычно больше давления конца всасывания, так что и это обстоятельство не должно изменить выведенной теории.

е) Цикл с продувкой и дозарядкой

Рассмотрим теперь всасывание в четырехтактных газомашинах с продувкой и дозарядкой. В этих машинах тотчас за открытием впускного клапана через него поступает в цилиндр продувочный воздух, давление которого выше давления остаточных газов. Этот продувочный воздух вытесняет из камеры сжатия значительное количество остаточных газов, поэтому в машинах с продувкой объем остаточных газов составляет лишь некоторую долю ϕ всего объема камеры сжатия sV_c . Оценим объем остаточных газов при давлении p_{oc} и температуре t_{oc} как произведение sV_c

на некоторый коэффициент φ , который можно назвать *коэффициентом несовершенства продувки* (чем он больше, тем менее совершенна продувка). Тогда в мертвой точке объем остаточных газов будет равен $\varphi c V_0$, остальное будет продувочный воздух. Приведенный к 0,760 объем остаточных газов будет равен

$$\delta V_0 = \frac{273}{273 + t_{oc}} \cdot \frac{p_{oc}}{1,0333} \varphi c V_0 \text{ н. м}^3$$

Во время всасывания дроссели отрегулируются так, чтобы количество горючего газа превосходило количество всасываемого воздуха, но у мертвой точки в конце всасывания через продувочный воздушный клапан в цилиндр дополнительно наддувается необходимое количество воздуха — производится дозарядка слишком богатой газозвушной смеси воздухом. Закрывается продувочный клапан, когда поршень пройдет $s = 0,10 - 0,15$ хода. Пусть в этот момент газозвушная смесь (заряд) имеет температуру t_d и давление дозарядки p_d , которое больше атмосферного. Общий объем заряда и остаточных газов, приведенный к 0,760, будет равен

$$(1 + c - s) V_0 \frac{273}{273 + t_d} \cdot \frac{p_d}{1,0333} \text{ н. м}^3.$$

Вычитанием отсюда объема δV_0 остаточных газов определяем коэффициент подачи

$$\begin{aligned} \eta_V &= (1 + c - s) \frac{273}{273 + t_d} \cdot \frac{p_d}{1,0333} - \varphi c \frac{273}{273 + t_{oc}} \cdot \frac{p_{oc}}{1,0333} = \\ &= 264,2 \left[\left(1 + c - s \right) \frac{p_d}{273 + t_d} - \varphi c \frac{p_{oc}}{273 + t_{oc}} \right]. \end{aligned}$$

Сравнивая это выражение с ранее найденным

$$\eta_V = 264,2 \left[\left(1 + c \right) \frac{p_{oc}}{273 + t_{oc}} - c \frac{p_{oc}}{273 + t_{oc}} \right],$$

замечаем, что в первом члене в результате продувки и дозарядки температура будет значительно ниже, а p_d , наоборот, выше p_{oc} , что несомненно компенсирует значение члена $-s$; вычитаемый (второй) член при процессе с продувкой значительно меньше. Следовательно, коэффициент подачи при продувке и дозарядке выше.

К сожалению, не имеется ни одного детального экспериментального исследования процесса продувки мощных четырехтактных газомоторов (в двухтактных дизельмоторах процесс продувки иной). Основываясь на том, что рабочий объем продувочного цилиндра раза в 4 больше объема камеры сжатия, надо полагать продувку весьма совершенной (φ близко к нулю). Для осторожности примем $s = 0,15$ и $\varphi =$ от 0,1 до 0,5 и найдем температуру t_d заряда прежним способом по уравнению теплового баланса:

$$\begin{aligned} 264,2 \varphi c V_0 \cdot \frac{p_{oc}}{273 + t_{oc}} - 0,348 (t_{oc} - t_d) = \\ = 264,2 \left[(1 + c - s) \frac{p_d}{273 + t_d} - \varphi c \frac{p_{oc}}{273 + t_{oc}} \right] 0,319 (t_d - t_g) V_0. \end{aligned}$$

Левая часть уравнения выражает количество тепла, отданное остаточными газами, а правая — воспринятое зарядом. Сокращая, получим:

$$1,09 \varphi c p_{oc} \frac{t_{oc} - t_d}{273 + t_{oc}} = (1 + c - s) p_d \frac{t_d - t_g}{273 + t_d} - \varphi c p_{oc} \frac{t_d - t_g}{273 + t_{oc}}.$$

Вместо того, чтобы решать это квадратное уравнение обычным способом, для повышения точности вычисления подбираем t_d , придав уравнению вид: ¹

$$(273 + t_{oc}) \frac{1 + c - s}{\varphi c} \frac{p_d}{p_{oc}} \cdot \frac{t_d - t_g}{273 + t_d} = 1,09 t_{oc} - t_g - 0,09 t_d.$$

Задаваясь различными значениями φ от 0,1 до 0,5 и c от 0,1 до 0,2, вычислим для случая $t_{oc} = 600^\circ \text{C}$; $t_g = 30^\circ \text{C}$; $p_d/p_{oc} = 1,1$ и $s = 0,15$ величины t_d , η_V и δ , сопоставленные в таблице 8.

ТАБЛИЦА 8

Температура, коэффициент подачи и доля остатков для цикла с продувкой и дозарядкой

Величина φ	t_d			η_V			δ		
	$c = 0,1$	0,15	0,20	0,1	0,15	0,2	0,1	0,15	0,2
0,1	32,1	33,0	33,8	0,992	1,089	1,087	0,008	0,005	0,007
0,3	36,3	39,1	41,5	0,979	1,019	1,060	0,010	0,015	0,020
0,5	40,7	46,4	46,9	0,963	0,996	1,038	0,017	0,025	0,033

Из таблицы 8 видно, что доля остаточных продуктов сгорания δ увеличивается с увеличением камеры сжатия c и с увеличением несовершенства продувки φ . Вместе с ними увеличивается и температура в конце всасывания t_d . Коэффициент подачи понижается с повышением коэффициента несовершенства продувки и увеличивается с увеличением камеры сжатия.

Таким образом для двигателей с продувкой и дозарядкой было бы неправильно уменьшать размер камеры сжатия, так как вместе с этим будет понижаться энергия заряда, среднее индикаторное давление и мощность, приходящаяся на 1 м^3 рабочего объема двигателя. Специальные исследования смогут выяснить вопрос об изменении термического коэффициента полезного действия двигателя в зависимости от увеличения камеры сжатия и повышения давления дозарядки p_d . Из формулы для коэффициента подачи ясно видно, что повышение давления дозарядки увеличивает коэффициент подачи и мощность двигателя, приходящуюся на 1 м^3 рабочего объема. Не выяснено однако, как это отражается на коэффициенте полезного действия цикла, так как повышение давления, увеличивая мощность двигателя, увеличивает в то же время и расход мощности продувочного насоса.

ж) Двухтактный цикл

Рассмотрим всасывание в цикле двухтактных газовых двигателей. В конце расширения, когда поршень не дошел приблизительно s долей хода до мертвой точки, он открывает ряд щелей в стенках цилиндра, через которые продукты сгорания вырываются в атмосферу. Одновременно из выпускного клапана в цилиндр устремляется продувочный воздух, способствующий возможно полному удалению из цилиндра продуктов сгорания, а затем и сжатый газ.

Количество остаточных продуктов сгорания в объеме $(i + c - s) V_0 \text{ м}^3$ зависит от степени совершенства продувки, так же как и в цикле с продувкой и дозарядкой; разница однако в том, что там надо было продуть объем одной камеры сжатия $c V_0$, а здесь почти весь рабочий объем. Поэтому расход продувочного воздуха в этих машинах гораздо больше.

Значительная доля продувочного воздуха вместе с газом выдувается без пользы в выхлопной трубопровод. Поэтому ни одна машиностроитель-

¹ Начинаем подбор с величины $t_d = t_g$ в членах $0,09 t_d$ и $273 + t_d$.

ная фирма не строит в настоящее время двухтактных газовых машин большой мощности по этому циклу. Возможна однако рационализация цикла (зарядка газом повышенного давления после закрытия выхлопных клапанов).

Расчет выхлопа, продувки и зарядки двухтактных машин, работающих на жидком топливе по циклу Дизеля, может считаться почти вполне разработанным как для судовых, так и для быстроходных автомобильных (2000 об/мин.) машин. Поэтому ограничимся ссылкой на соответствующую литературу [6—10].

§ 5. Сжатие

а) Показатель адиабаты

В течение следующего такта поршень движется в обратную сторону; клапаны при этом закрыты, объем уменьшается от величины $(1+c)V_0$ до величины cV_0 , поэтому этот такт есть сжатие заряда. Начальное давление p_{ac} (или p_d) увеличивается, температура заряда от сжатия повышается. Если бы цилиндр, поршень и крышки не охлаждались и не были проводниками тепла, то сжатие газовой смеси происходило бы адиабатически. Остается найти показатель адиабаты:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\bar{\gamma}_1 c_p t}{\bar{\gamma}_0 c_v t} = \frac{i}{u}.$$

В таблицах 11 и 12 вычислены теплосодержания i и внутренние энергии u 1 н.м³ газовой смеси (без остаточных газов) для температур 100, 200° Ц и т. д. Так как показатель адиабаты надо найти средний от 80 до 400—600° Ц и так как теплосодержание и внутренняя энергия вычислены по средней теплоемкости, например, 0—400° Ц, то берем k_1 для 400° Ц, которое для различных α изменяется от 1,372 до 1,375. Далее, для продуктов горения таким же способом для температур 0—400° Ц находим k_2 между 1,331 и 1,346. Если взять для среднего $\alpha = 1,4$ показатель для газовой смеси $k_1 = 1,374$ и для продуктов горения $k_2 = 1,339$, то для смеси $\eta_V V_0$ н. м³ газовой смеси и δV_0 н. м³ продуктов горения найдем величину

$$k = \frac{1,374 \eta_V + 1,339 \delta}{\eta_V + \delta}.$$

Так, например, по таблице 7 для $c = 0,1$ находим $\eta_V = 0,683$, $\delta = 0,034$, откуда $k = 1,372$.

Таким же образом для $c = 0,2$ получим при $\eta_V = 0,603$, $\delta = 0,068$ величину $k = 1,370$. Разница столь незначительна, что можем, независимо от величины c , всегда принимать среднюю величину $k = 1,371$.

Что касается влияния холодных стенок, то из опытов найдено, что средняя температура стенок около 250—300° Ц. Следовательно, в начале сжатия стенки будут незначительно подогревать заряд и только в конце сжатия немного (температурный напор мал) охлаждать его. Учитывая незначительность теплообмена во время сжатия, примем поэтому окончательно круглое значение показателя адиабаты для сжатия $k = 1,37$.

Действительный показатель адиабаты сжатия по индикаторным диаграммам еще меньше, очевидно вследствие неабсолютной плотности клапанов, поршневых колец и сальников. Поэтому, учитывая неплотности цилиндра, нам кажется было бы правильным для вычисления давления конца сжатия p_c принимать $k = 1,35$; для вычисления же температуры конца сжатия t_c принимать найденное значение $k = 1,37$ на том основании, что вытекание части газа из цилиндра через неплотности не может понижать температуры сжимаемого газа.

б) Давление и температура в конце сжатия

Итак, в случае обычной четырехтактной газовой машины уравнение адиабаты сжатия будет иметь вид:

$$p_{sc}(1+c)^{1,35} V_0^{1,35} = p_c c^{1,35} V_0^{1,35}.$$

Сокращая, будем иметь:

$$p_c = p_{sc} \left(1 + \frac{1}{c} \right)^{1,35}.$$

Подобным же образом для цикла с продувкой и дозарядкой получим

$$p_c = p_d \left(\frac{1+c-s}{c} \right)^{1,35},$$

где s путь, пройденный поршнем к моменту конца дозарядки.
Из уравнения:

$$\frac{T_c}{T_{sc}} = \left(\frac{V_{sc}}{V_c} \right)^{0,37}$$

получим для четырехтактного цикла

$$t_c = (273 + t_{sc}) \left(1 + \frac{1}{c} \right)^{0,37} - 273^\circ \text{Ц.}$$

Для цикла с продувкой и дозарядкой:

$$t_c = (273 + t_d) \left(\frac{1+c-s}{c} \right)^{0,37} - 273^\circ \text{Ц.}$$

Приняв, как и раньше, $p_{sc} = 0,9 \text{ кг/см}^2$ для значений t_{sc} по таблице 7 для четырехтактного цикла и по таблице 8 для цикла с продувкой и дозарядкой для $\varphi = 0,3$ и $s = 0,15$, найдем давление и температуру и сопоставим найденные значения в таблице 9.

ТАБЛИЦА 9

Давление и температура заряда в конце сжатия

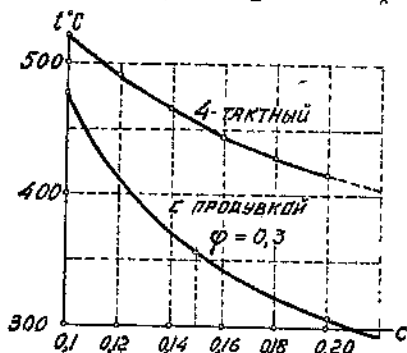
Четырехтактный цикл							С продувкой и дозарядкой $\varphi = 0,3$		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$c =$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,10	0,15	0,20
$p_c =$	25,5	20,4	17,0	14,2	12,6	10,4	28,67	15,67	11,35
$t_c =$	521,9	491,9	465,5	445,2	429,2	416,3	477,9	356,7	307,9

Из таблицы 9 видно, что давление конца сжатия p_c приблизительно обратно пропорционально величине камеры сжатия.

Температура конца сжатия t_c при уменьшении c в 2 раза повышается в четырехтактном цикле всего лишь на 105° ; в цикле с продувкой и дозарядкой она на $50 - 100^\circ \text{Ц}$ ниже, чем в четырехтактном цикле.

Температура t_c имеет большое значение; если она превосходит определенный предел, т. е. температуру самовоспламенения газозоудшной смеси, то еще во время сжатия может произойти преждевременный взрыв,

производящий сотрясение во всем газомоторе и вызывающий перенапряжения во многих ходовых его частях. Температура самовоспламенения окиси углерода при атмосферном давлении сравнительно высока 650—



Фиг. 6. Температура заряда в конце сжатия в зависимости от величины камеры сжатия.

объяснить также просто повышенной скоростью сгорания доменного газа с ненормально высоким содержанием водорода, а не тем, что температура сжатия достигла температуры самовоспламенения газа [1—2].

§ 6. Зажигание

а) Скорость воспламенения

Зажигание заряда должно быть обеспечено в мощной газовой машине во что бы то ни стало, иначе произойдет пропуск рабочего хода, падение мощности, неравномерность вращения повысится, возможен взрыв в выхлопном трубопроводе и его разрушение. Между тем, кроме заряда через трещины в полость цилиндра может проникать охлаждающая вода (дождик), которая гасит искру или затрудняет распространение пламени. Поэтому мощные газомоторы снабжаются многими (8—4) запалами, которые искрят одновременно и воспламеняют заряд сразу во многих точках.

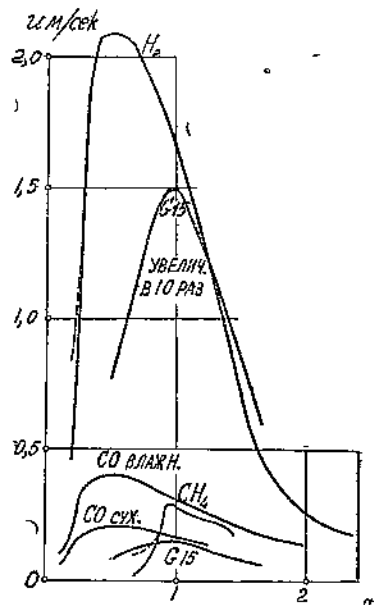
Но и с другой точки зрения одновременное зажигание во многих точках необходимо при больших диаметрах цилиндра. Зажигание и взрыв не происходят мгновенно, но распространение горения идет с определенной скоростью. Эта скорость распространения горения или скорость воспламенения есть, следовательно, то расстояние, на которое продвигается процесс горения в рассматриваемом направлении в единицу времени. Есть несколько различных способов определения скорости воспламенения; первый из них предложен и теоретически разработан нашим соотечественником, проф. В. А. Михельсоном [1] и заключается в пропускании газовой смеси желательной пропорции через фарфоровую трубку с различными, тонко регулируемые скоростями; при слишком больших скоростях истечения над фарфоровой трубкой стоит факел горящего газа; при слишком малой скорости истечения горение не переходит внутрь трубки и вследствие низкой ее температуры газ гаснет. Можно подобрать такую скорость истечения, при которой вместо длинного факела устанавливается низенький конус горения над устьем трубки, причем можно доказать, что скорость распространения пламени внутрь трубки равна скорости истечения газовой смеси.

Наиболее подробные, полные и точные эксперименты по этому методу произведены в 1929 и 1930 гг. Пассауэром [2], который определил скорости горения для простых газов, установил значительную разницу в скорости горения абсолютно сухой окиси углерода (горит более медленно)

и содержащей немного влаги, изучил влияние подогрева газа и воздуха на скорость горения, последовал температуру горения и предложил видоизменение способа Михельсона для определения скорости горения таких бедных газов как доменный и генераторный.

На фигуре 7 изображены результаты некоторых измерений Пассауэра для температуры 20°C . Скорость горения каждого из газов резко зависит прежде всего от пропорции газа и воздуха или от коэффициента избытка воздуха. На фиг. 7 по оси абсцисс отложен коэффициент избытка воздуха в смеси; по оси ординат — скорости воспламенения; получаются параболические кривые с ярко выраженным максимумом, которому обычно соответствует коэффициент избытка воздуха немного менее единицы. С повышением коэффициента избытка воздуха и с его уменьшением скорость горения уменьшается. Максимальная скорость горения различных газов различна. Наибольшую скорость при 20°C имеет водород ($2,08\text{ м/сек}$), затем ацетилен ($1,05\text{ м/сек}$), этилен ($0,48$), влажная окись углерода ($0,3$), метан ($0,29$), сухая окись углерода ($0,2$). Для сложных газов примеси нейтральных газов понижают скорость горения, а примесь водорода повышает. Так, например, для венского светильного газа наибольшая скорость горения равна $0,65\text{ м/сек}$, для воздушного генераторного газа $0,19$, для доменного $0,15\text{ м/сек}$ при 20° .

Температура газозвушной смеси оказывает сильное влияние на скорость горения. На основании своих весьма тщательных опытов Пассауэр доказал, что скорость горения прямо пропорциональна квадрату абсолютной температуры. Если u_T и u_{20} обозначают скорости горения соответственно при



Фиг. 7. Скорость горения газозвушных смесей в зависимости от коэффициента избытка воздуха по опытам Пассауэра.

температурах $T = 273 + t$ и при $273 + 20 = 293^{\circ}\text{K}$, то

$$u_T = u_{20} \left(\frac{T}{293} \right)^2.$$

Это чисто экспериментальный закон. Для каждого газа величина u_{20} является, кроме того, функцией коэффициента избытка воздуха; для доменного газа грубо приближенно ее можно выразить уравнением

$$u_{20} = 0,27 - 0,12\alpha,$$

справедливым в пределах $1,00 < \alpha < 2,00$.

Зависимость скорости горения от давления неудобно определять по способу Михельсона; более удобным и более подходящим к условиям горения в газовой машине является второй метод изучения скорости горения — наблюдением взрывов в закрытых сосудах. Закрытый сосуд (шар) наполняется газозвушной смесью желательного давления и температуры, электрическая искра зажигает в центре шара смесь; индикатор (оптический, лицевый массы) записывает возрастание давления, а термометрами можно исследовать изменения температуры. Время, протекшее от момента зажигания до момента, когда установится максимальное давление (кончится горение), в некоторых опытах определялось записью на вращающемся с определенной скоростью барабане; пусть, например, это время равно z сек., а сосуд представляет собой полый шар радиуса R м, тогда скорость горения равна $u = \frac{R}{z}$, если задал в центре шара.

6) Скорость взрыва в закрытых сосудах

Первые опыты были проведены в 1883 г. Бертелло и Виейлем, а также Маллар и Лешателье, затем Кларком Диксоном, Лангеном и многими другими [3]. Ни один из исследователей не производил опытов с доменным газом; только проф. Нэгель [4] произвел ряд опытов с генераторным газом теплотворной способности 1183 кал/м^3 , близким к доменному газу; поэтому эти опыты представляют для нас особенный интерес. При горении в закрытом сосуде, т. е. при постоянном объеме и повышающихся температуре и давлении, скорость горения определяется главным образом пропорцией газа в смеси, т. е. коэффициентом избытка воздуха α : чем больше α , тем меньше u . Этот закон, общий для всех газов и для различных начальных давлений и температур при $\alpha > 1$.

Зависимость скорости горения от температуры, найденная Пассауэром [2], при горении в закрытом сосуде светильного и генераторного газа приблизительно подтвердилась в опытах Нэгеля только при больших коэффициентах избытка воздуха (около 2); при малых α влияние температуры гораздо слабее (пропорционально не квадрату абсолютной температуры, а еле-еле первой степени).

Зависимость скорости горения от давления совершенно различна для разных газов и для разных α . Так, например, для водорода при $\alpha = 3,5$ ($g = 10,6\%$) скорость горения не зависит от начального давления, при $\alpha = 1,28$ ($g = 24,5\%$) при начальном давлении $2,5 \text{ ата}$ скорость $u = 14 \text{ м/сек}$, а при 1 ата $u = 10,5 \text{ м/сек}$.

Совершенно иную картину дают светильный и генераторный газы, для которых можно принять скорость горения не зависящей от давления при различных α . Следовательно, теоретические выводы проф. Нуссельта [5] не всегда оправдываются, а для разбираемого нами случая — горение доменного газа — совершенно несправедливы. Американские исследования Стивенса [6], произведенные с мыльным пузырем, наполненным взрывчатой газовойдушной смесью, помещенным в закрытый сосуд при мало изменяющихся во время взрыва, но различных (от 0,14 до 4,1 ата) начальных давлениях, также показали, что скорость горения CO и CH_4 практически не зависит от давления. Противоположные результаты получили Кроу и Нюн¹ [7]. Так как концентрации горючих частей доменного газа наиболее подходят к генераторному газу, так как давление в момент запала (около 10 ата) не очень велико, то на основании описанных опытов проф. Нэгеля приходим к следующим выводам:

- 1) будем в среднем считать для α от 1,2 до 1,8 скорость горения пропорциональной первой степени температуры;
- 2) будем считать u не зависящим от начального давления;
- 3) на основании опытов Нэгеля ориентировочно выразим скорость горения доменного газа следующей формулой:

$$u = (3,84 - 1,6\alpha) \frac{T}{288} = 0,0055 T (2,4 - \alpha) \text{ м/сек.}$$

Пусть, например, $\alpha = 1,4$; $t_c = 427^\circ \text{ Ц}$; 700° К ; $u = 3,85 \text{ м/сек}$; если цилиндр двигателя диаметра $1,5 \text{ м}$, то от стенки до штока ($0,75 \text{ м}$) горение проникает в $0,75 : 3,85 = 0,195 \text{ сек}$. При 90 об/мин. двигатель повернется за это время на угол около 50° ; на этот угол и должно быть приблизительно установлено опережение запала для получения наибольшей мощности. Для уменьшения мощности регулирующий аппарат уменьшает дросселированием коэффициент подачи, увеличивая одновременно коэффициент избытка воздуха и тем замедляя сгорание газовойдушной смеси (например, $\alpha = 1,8$; $T_c = 700^\circ \text{ К}$; $u = 2,81 \text{ м/сек}$; горение будет продолжаться 73°).

¹ Так, в закрытом сосуде диам. 16 см при $\alpha = 1,26$ вследствие увеличения начального давления в 7 раз (от $1,0333 \text{ ата}$ до 7 ата) скорость воспламенения CO уменьшается в 3,5 раза.

Резюмируя данные этого параграфа, отмечаем полное отсутствие необходимых научно-исследовательских работ по вопросу о скорости горения доменного газа в условиях мощной газовой машины. Между тем, как раз недавно (1931 г.) машинной лабораторией Мюнхенского политехнического института выработан радиотехнический метод измерения понижющего действия пламени в двигателях внутреннего сгорания, с успехом примененный к исследованию явлений взрыва в быстроходном (160—240 об/мин.) двигателе [8].

§ 7. Индикаторная диаграмма в период взрыва

а) Повышение давления при мгновенном сгорании

Теперь займемся чрезвычайно важным вопросом, — как изображается период взрыва (горения) на индикаторной диаграмме газовой машины. Проще всего можно приблизительно предположить, будто запал производится настолько своевременно, а горение протекает настолько быстро, что, пока поршень находится в мертвой точке, горение заканчивается при постоянном объеме. На основании закона сохранения энергии можно определить температуру конца горения, написав уравнение: внутренняя энергия 1 н. м^3 газозадушной смеси в начале взрыва u_c^1 плюс теплота горения E равна внутренней энергии u_n 1 н. м^3 продуктов сгорания u_p . Определив, по величине u_p интерполированием температуру конца горения t_p , найдем повышение давления по закону изохоры: отношение абсолютных давлений равно отношению абсолютных температур.

Однако расчеты, произведенные на основании этих элементарных рассуждений, дают слишком высокие давления конца горения, не подтверждаемые опытами. Это обстоятельство было известно уже 50 лет назад и вызвало кипучую деятельность исследователей. Первой причиной этого несовпадения оказалась зависимость теплоемкостей c_p и c_v от температуры. В настоящее время эти зависимости более или менее выяснены и нам нетрудно будет вычислить внутренние энергии и теплосодержания сырья и продуктов горения, учитывая их (табл. 11 и 12). Будем все же считать возрастание давления не настолько значительным (с 10 до 20—40 ат), чтобы учитывать еще влияние повышения давления на теплоемкость, теплосодержание и внутреннюю энергию.

Второй причиной несовпадения теоретических расчетов с опытом является *диссоциация* во время горения. Многоатомные газы CO_2 и H_2O распадаются (CO и H_2 не догорают), причем процент диссоциировавшего газа тем значительнее, чем выше температура, чем больше концентрация (объемное содержание в смеси) данного газа и чем меньше давление. Расчет диссоциации, подробно разработанный проф. Шюле [6], довольно громоздок, чтобы проделывать его каждый раз. Поэтому мы предлагаем учитывать явление диссоциации грубо приближенно, увеличивая внутреннюю энергию и теплосодержание на величину теплоты диссоциации, соответственно примерному однократно проделанному расчету для средних значений всех параметров, кроме температуры. Из работы инж. Н. С. Махова [8] можно грубо приближенно найти (табл. 10, стр. 34) следующие прибавки к внутренней энергии Δu и к теплосодержанию Δi на 1 н. м^3 углекислоты и водяного пара, учитывающие расход тепла на диссоциацию доменного газа в функции температуры.

Резкая разница между расходом тепла на диссоциацию углекислоты и водяного пара вызывается главным образом разницей в концентрации; среднее объемное содержание CO_2 в продуктах горения доменного газа около 20%, а H_2O всего 2%.

¹ Момент начала взрыва (быстрого повышения давления) считаем совпадающим с моментом конца сжатия. Берем внутреннюю энергию, а не теплосодержания, так как горение происходит при постоянном объеме, а не при постоянном давлении.

ТАБЛИЦА 10

Прибавки на теплоту диссоциации доменного газа

Температура °C		1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
На 1 м. м ³ CO ₂	Δu =	1	5	11	21	51	110	186	272
	Δi =	1	6	13	25	60	130	220	320
На 1 м. м ³ H ₂ O	Δu =	0	0	1	3	7	13	20	33
	Δi =	0	1	2	4	9	16	25	40

Взяв состав газа и продуктов горения из таблиц 5 и 6, рассчитаем для температур от 100 до 2100° C и различных коэффициентов избытка воздуха ($I - Z$) внутреннюю энергию и теплосодержания и сведем в таблицы 11 и 12.

Третьей причиной несовпадения упрощенной теории с действительностью считают охлаждение раскаленных взрывом газов стенками цилиндра. Приняв продолжительность взрыва равной z сек., вычислим, какое количество тепла может быть максимально передано стенкам цилиндра. Теплопередачу учтем грубо приближенно на основании измерений Эйхельберга [9] над двухтактным судовым дизель-двигателем. Согласно его диаграмме в мертвой точке передается около 200 000 кал/м²-ч; когда поршень пройдет 16% своего пути, теплопередача в дизель-двигателе достигает наибольшей своей величины — около 2 100 000 кал/м²-ч; секундная теплопередача будет в 3600 раз меньше, т. е. в мертвой точке 55,6 кал/м²-сек и максимум 583 кал/м²-сек. Считая, что на 1 м³ рабочего объема камера сжатия имеет 2,0 м² поверхности стенок, найдем количество теплоты, которое было бы отнято в температурных условиях дизель-двигателя в течение z сек. от $55,6 \times 2,0 z = 111,2 z$ кал/м³ до $583 \times 2,0 z = 1166 \cdot z$ кал/м³. Если бы горение происходило мгновенно, то при $z = 0$ сек. влияние охлаждения не успевало бы отразиться на максимальном давлении. Чем медленнее горение, тем значительнее влияние охлаждения. Так, например, для $z = 0,05$ сек. в дизель-двигателе потеря охлаждения была бы 5,56 и 58,3 кал, т. е. уже заметна. В дизель-двигателе, исследованном Эйхельбергом, сжигалась моторная нефть; лучеиспускание факела нефти, горящей ярко окрашенным пламенем с промежуточным образованием сажи, вероятно, больше, чем доменного газа, горящего прозрачным пламенем.

Наконец, четвертой причиной несовпадения является предположение, что сгорание происходит при постоянном объеме газобразной смеси, между тем мы уже видели, что доменный, коксовальный, светильный и другие газы уменьшаются в объеме при сгорании, в то время как объем сосуда остается неизменным. Остановимся несколько на этом явлении. Пусть имеем G кг газовой смеси давления P_1 , объема V_1 , температуры T_1 и характеристическая постоянная равна R_g . Пусть газоздушная смесь сгорела совершенно и затем охлаждена до прежней температуры и имеет начальное давление. Как показали расчеты, объем продуктов горения уже не будет равен V_1 , а равен μV_1 , где μ — коэффициент сжатия; газовая постоянная также изменится и будет равна R_a . Написав характеристические уравнения для двух рассмотренных состояний G кг, получим:

$$P_1 V_1 = G R_g T_1; \quad P_1 \mu V_1 = G R_a T_1.$$

Деля второе уравнение на первое, находим $R_a = \mu R_g$, что приблизительно подтверждается приведенными независимо от этой теоремы вычислениями в таблице 6. Теперь найдем зависимость между давлениями и абсолютными температурами в случае, если объем сосуда не изменяется;

ТАБЛИЦА 11

Теплосодержания в %д.б.

Коэф-циент поправки к табл. 10	1 % д.б. газогазодушной смеси										2 % д.б. продуктов горения при температуре °С										
	1 % д.б. газогазодушной смеси										2 % д.б. продуктов горения при температуре °С										
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100
1,0	32,1	65,0	98,5	132,2	167,0	196,9	231,1	265,6	303,1	340,8	377,5	415,0	452,7	491,8	532,0	573,4	616,1	664,8	721,6	782,4	847,0
1,2	32,0	64,6	97,7	131,6	165,4	196,4	230,5	264,9	302,2	339,8	376,3	413,6	451,2	489,8	529,9	570,7	613,0	660,7	715,9	774,5	837,2
1,4	31,9	64,4	97,4	131,2	164,8	196,0	230,0	263,9	301,4	338,9	375,1	412,3	449,3	488,1	527,8	568,2	610,0	656,7	710,6	767,6	828,8
1,6	31,9	64,3	97,2	130,9	164,3	195,6	229,6	263,2	300,8	338,2	374,2	411,2	448,5	487,3	526,7	568,8	608,1	654,3	706,9	763,0	822,0
1,8	31,8	64,2	97,0	130,6	163,9	195,4	229,3	262,9	300,3	337,7	373,6	410,5	448,0	486,6	524,8	534,6	605,7	651,2	702,8	757,4	815,2
2,0	31,8	64,1	96,9	130,3	163,6	195,1	229,0	262,6	300,0	337,2	373,1	409,8	446,5	484,8	523,9	563,3	603,9	649,4	700,0	753,7	810,3

ТАБЛИЦА 12

Внутренние энергии в %д.б.

Коэф-циент поправки к табл. 10	1 % д.б. газогазодушной смеси										2 % д.б. продуктов горения при температуре °С											
	1 % д.б. газогазодушной смеси										2 % д.б. продуктов горения при температуре °С											
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	
1,0	23,3	47,3	71,7	96,8	122,5	143,9	163,1	180,0	201,0	220,3	259,9	288,3	318,3	349,3	378,9	411,1	443,8	478,1	517,3	564,3	613,9	667,2
1,2	23,1	46,9	71,0	95,9	121,5	143,4	163,6	181,5	199,7	228,9	258,3	286,4	316,1	346,4	376,2	407,8	440,2	473,9	512,1	559,6	605,5	657,0
1,4	23,0	46,7	70,8	95,5	121,0	143,0	163,1	181,4	199,7	227,5	256,6	284,6	314,3	344,4	373,7	405,0	436,8	469,8	508,3	551,7	597,9	647,9
1,6	23,0	46,6	70,6	95,2	120,6	142,7	162,7	181,3	199,8	226,5	255,5	283,3	312,6	342,4	371,6	402,6	434,1	466,9	503,7	546,7	592,0	640,2
1,8	22,9	46,5	70,4	95,0	120,2	142,4	162,3	181,1	199,7	225,7	254,5	282,1	311,4	341,0	370,1	400,6	432,0	464,9	500,6	542,7	586,7	633,9
2,0	22,9	46,5	70,3	94,8	119,9	142,1	162,0	180,8	199,5	224,9	253,5	281,1	310,3	339,6	368,5	399,0	430,0	462,0	497,9	539,3	582,3	628,5

перепишем второе уравнение в виде: $PV_1 = G_p V_0 T$ и, деля его на первое, получим пропорцию:

$$\frac{P}{P_1} = \mu \frac{T}{T_1}$$

Это значит: *отношение давлений в случае горения в постоянном объеме V_1 равно отношению абсолютных температур, помноженному на коэффициент сжатия μ .*

Пример. Найдем повышение давления в цикле Отто в случае мгновенного сгорания в мертвой точке для машины с рабочим объемом $V_0 = 1 \text{ м}^3$ и с камерой сжатия $c = 0,18 \text{ м}^3$ при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,4$. Из таблицы 9 находим для $c = 0,18$, $t_{oc} = 600^\circ\text{Ц}$ и т. д. давление в конце сжатия $p_c = 12,6 \text{ кг/см}^2$ температуру $t_c = 429^\circ\text{Ц}$; $T_c = 702^\circ\text{К}$. Из таблицы 7 находим для $c = 0,18$, коэффициент подачи $\mu_V = 0,618$ и приведенный объем остаточных продуктов горения $\delta = 0,061$. Объем всасываемого заряда равен $\mu_V V_0 = 0,618 \text{ н. м}^3$. Теплота горения 1 н. м^3 газозвоздушной смеси по таблице 6 при $\alpha = 1,4$ равна 458 кал/н. м^3 , следовательно в нашем двигателе при полном сгорании выделится $0,618 \cdot 458 = 278,5 \text{ кал}$ на рабочий цикл. В конце сжатия внутренняя энергия 1 н. м^3 газозвоздушной смеси при 429°Ц после интерполирования по таблице 12 определится в $102,9 \text{ кал}$ и точно такое же количество находим из той же таблицы для внутренней энергии $\mu = 0,924 \text{ н. м}^3$ продуктов горения (при 429°Ц).

Итак, внутренняя энергия в конце сжатия газозвоздушной смеси равна $0,618 \cdot 102,9 = 63,6 \text{ кал}$, остаточных продуктов горения $0,061 \cdot 102,9 : 0,924 = 6,8 \text{ кал}$, а в сумме $70,4 \text{ кал}$. Прибавив сюда теплоту горения, получим $70,4 + 278,5 = 348,9 \text{ кал}$ внутренней энергии после взрыва (в случае полного сгорания). Температура конца горения подбирается из таблицы 12, если мы пересчитаем объем продуктов горения на $\mu \text{ н. м}^3$. Газозвоздушная смесь после сгорания уже не будет иметь приведенного объема $0,618 \text{ н. м}^3$, но $\mu \eta_V = 0,924 \cdot 0,618 = 0,571 \text{ н. м}^3$. Прибавив сюда $\delta = 0,061 \text{ н. м}^3$ остаточных продуктов горения, получим всего $(\mu \eta_V + \delta) = 0,632 \text{ н. м}^3$. Но таблица 12 составлена для $\mu \text{ н. м}^3$ продуктов горения. Следовательно, внутренняя энергия $\mu \text{ н. м}^3$ во столько раз больше $318,9 \text{ кал}$, во сколько раз μ больше $\mu \eta_V + \delta$, т. е. в

$$\frac{\mu}{\mu \eta_V + \delta} = \frac{1}{\eta_V + \frac{\delta}{\mu}} = 1,618 \text{ раза.}$$

Ищем в таблице 12 температуру, при которой внутренняя энергия $\mu \text{ н. м}^3$ продуктов горения равна $1,618 \cdot 348,9 = 564,4 \text{ кал}$. Интерполированием находим $t_y = 1927^\circ\text{Ц}$; $T_y = 2200^\circ\text{К}$. Таким образом давление в конце взрыва будет

$$p_y = \frac{12,6 \cdot 0,924 \cdot 2200}{702} = 36,7 \text{ кг/см}^2.$$

б) Учет замедления горения

Покажем теперь ход расчета по циклу Сабата (фиг. 8), построенный на следующих допущениях.

1. Соответственно величине отрегулирования предварения запала, определенная доля газозвоздушной смеси $= \beta$ сгорает при постоянном объеме и мгновенно ($z_1 = 0$); после этого оставшая доля $(1 - \beta)$ сгорает при постоянном давлении.

2. Будем пренебрегать, где это сокращает работу (согласно примеру и цифр таблицы 12, разницей между внутренней энергией 1 н. м^3 газозвоздушной смеси и $\mu \text{ н. м}^3$ продуктов горения, а также между теплосодержаниями тех же количеств.

Из § 4 мы знаем, что при рабочем объеме V_0 м³ дв. гатели за один ход засасывается $\eta_V V_0$ н. м³ газозвдушной смеси. Кроме того, в цилиндре остается δV_0 н. м³ продуктов сгорания.

К моменту начала горения в конце сжатия по таблице 9 нам известны давление p_c и температура t_c этих двух-газов, общее количество которых равно $(\eta_V + \delta) V_0$.

Если обозначим буквой E кал/н. м³ теплотворную способность 1 н. м³ газозвдушной смеси (столбец 4 таблицы 6), то для $\eta_V V_0$ н. м³ теплотворной способности будет равна $\eta_V V_0 E$ кал/ход, причем при постоянном объеме выделяется только β долей этой энергии, т. е. $\eta_V V_0 \beta E$ кал/ход.

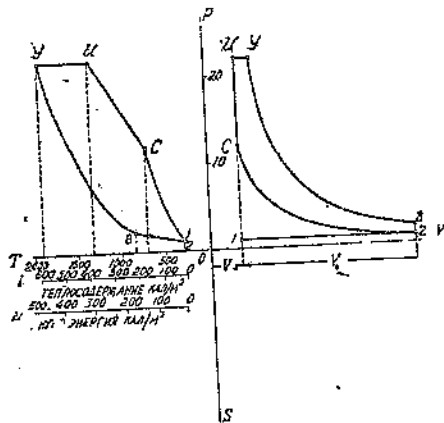
Количество продуктов горения, которое образуется после полного сгорания β долей газозвдушной смеси, равно $\mu \beta \eta_V V_0$ н. м³; кроме того, имеем $(1 - \beta) \eta_V V_0$ н. м³ газозвдушной смеси и δV_0 н. м³ остатков горения. Обозначим температуру в конце горения при постоянном объеме t_{ii} °Ц.

Внутренняя энергия μ н. м³ продуктов горения вычислена в таблице 12 в зависимости от коэффициента избытка воздуха и от температуры. Пусть u_{ai} обозначает внутреннюю энергию μ н. м³ продуктов горения при температуре t_{ii} ; тогда внутренняя энергия 1 н. м³ продуктов горения при той же температуре будет равна

$$\frac{u_{ai}}{\mu}$$

а для $\frac{(\mu \beta \eta_V + \delta) V_0}{\mu}$ н. м³ будет

$$\frac{(\mu \beta \eta_V + \delta) V_0 u_{ai}}{\mu} \text{ кал/ход.}$$



Фиг. 8. Изменение объемов, давлений, абсолютных температур, теплосодержаний и внутренних энергий для цикла Сабата.

Внутренняя энергия несгоревшей доли газозвдушной смеси равна $(1 - \beta) \eta_V V_0 u_{gi}$ кал/ход, если u_{gi} обозначает внутреннюю энергию 1 н. м³ газозвдушной смеси.

При температуре t_c внутренняя энергия газозвдушной смеси равна

$$\eta_V V_0 u_{gc} \text{ кал/ход.}$$

Для остатков горения надо повторить прежнее рассуждение: внутренняя энергия μ н. м³ равна u_{ac} кал; для 1 н. м³ она равна $\frac{u_{ac}}{\mu}$, для δV_0 н. м³

$$\frac{\delta V_0 u_{ac}}{\mu} \text{ кал/ход.}$$

Теперь можем написать уравнение теплового баланса:

$$\eta_V V_0 u_{gc} + \frac{\delta V_0 u_{ac}}{\mu} + \beta \eta_V V_0 E = \frac{(\mu \beta \eta_V + \delta) V_0 u_{ai}}{\mu} + (1 - \beta) \eta_V V_0 u_{gi}.$$

Все члены этого уравнения содержат один и тот же множитель V_0 , на который сокращаем. Согласно сделанному допущению полагаем $u_{gc} = u_{ac} = u_c$; $u_{gi} = u_{ai} = u_i$; ¹ тогда основное уравнение, упрощаясь, примет

¹ Вычисления возможны и без этого допущения; подбираем температуру t_{ii} попытками. Практически это дает тот же результат вследствие незначительной разницы между u_{ai} и u_{gi} .

маст вид:

$$\left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) u_c + \beta \eta_V E = \left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) u_u.$$

Отсюда находим неизвестную

$$u_u = u_c + \frac{\beta \eta_V E}{\eta_V + \frac{\delta}{\mu}}.$$

Если на основании анализа индикаторных диаграмм работающих газовых двигателей известна величина β в функции опережения запала и коэффициента избытка воздуха α , то легко вычисляем u_u и находим из таблицы 12 интерполированием неизвестную температуру t_u .

Пример. $\alpha = 1,4$; $c = 0,18$; $\beta = 0,4$; из таблицы 6 находим: $E = 458 \text{ кал/н. л.}^2$; из той же таблицы 6 читаем $\mu = 0,924$; из таблицы 7 для $p_{ac} = 0,9$ и $t_{ac} = 600^\circ\text{Ц}$ имеем $\eta_V = 0,618$; $\delta = 0,061$; из таблицы 8 знаем $t_c = 429^\circ\text{Ц}$; $p_c = 12,6 \text{ кг/см}^2$; из таблицы 12 находим интерполированием $u_c = 102,9 \text{ кал/н. л.}^2$. Вычисляем

$$u_u = 102,9 + \frac{0,4 \cdot 0,618 \cdot 458}{0,618 + \frac{0,061}{0,924}} = 102,9 + 164,9 = 267,8 \text{ кал/ход.}$$

Из таблицы 12 читаем $\alpha = 1,4$; $t = 1000^\circ\text{Ц}$; $u_u = 256,6$; $t = 1100^\circ\text{Ц}$; $u_u = 284,6 \text{ кал.}$

Интерполированием определяем $t_u = 1040^\circ\text{Ц}$; $T_u = 1313^\circ\text{К}$. Отсюда иско-
мое давление:

$$p_u = 12,6 \frac{0,924 \cdot 1313}{702,2} = 21,76 \text{ кг/см}^2.$$

Дальнейшее горение $(1 - \beta)$ долей предполагаем происходящим при постоянном давлении приблизительно 22 *атм*. Начальное теплосодержание продуктов горения i_u при температуре t_u может быть нами легко найдено интерполированием из таблицы 11. К этому теплосодержанию прибавится тепло догорания $(1 - \beta) \eta_V V_0 E \text{ кал/ход}$, так что для горения при постоянном давлении получим уравнение теплового баланса:

$$\frac{(\mu \eta_V + \delta) V_0 i_u}{\mu} + (1 - \beta) \eta_V V_0 E - q_w (\eta_V V_0 E) = \frac{(\mu \eta_V + \delta) V_0 i_y}{\mu}.$$

Здесь i_y обозначает теплосодержание продуктов горения при неизвестной еще температуре $t_y^\circ\text{Ц}$ в конце горения.

Член с множителем q_w должен представлять потерю тепла от неполного горения, от охлаждения газа стенками поршня, крышки и цилиндра и от утечек газозоошуй смеси, находимую как q_w долей энергии заряда.

Решая полученное уравнение относительно i_y , находим:

$$i_y = i_u + \frac{(1 - \beta - q_w) \eta_V E}{\eta_V + \frac{\delta}{\mu}}.$$

Пример (продолжение). Интерполированием из таблицы 11 находим для $t_u = 1040^\circ\text{Ц}$ величину $i_u = 353,4 \text{ кал}$. Подставляя остальные величины и приняв $q_w = 0,30$, найдем:

$$i_y = 353,4 + \frac{0,30 \cdot 458}{0,618 + 0,067} = 353,4 + 226,6 = 580,0 \text{ кал.}$$

Из таблицы 11 для $\alpha = 1,4$ читаем: $t = 1600^\circ\text{Ц}$; $i = 568,2$; $t = 1700^\circ$; $i = 610,0$. Интерполированием находим $t_y = 1628^\circ\text{Ц}$; $T_y = 1901^\circ\text{К}$.

Найдем теперь перемещение поршня yS , соответствующее горению при постоянном давлении из закона изобары: отношение объемов равно отношению абсолютных температур. Начальный объем, соответствующий температуре T_u , равен cV_0 , а конечный $(c + y)V_0$. Следовательно,

$$\frac{c + y}{c} = \frac{T_y}{T_u},$$

откуда

$$y = c \frac{T_y - T_u}{T_u}.$$

Пример (продолжение).

$$y = 0,18 \frac{1901 - 1313}{1313} = \frac{0,18 \cdot 588}{1313} = 0,0806 \text{ хода.}$$

Итак, стоит из анализа индикаторных диаграмм построенных и работающих мощных газовых двигателей знать для различных коэффициентов избытка воздуха величины β и потерю q_{un} , как получим надежные основания для построения индикаторных диаграмм.

§ 8. Расширение

а) Давление и температура

Индикаторная диаграмма в период расширения строится либо графически методом проф. Брауэра, либо по точкам из начального положения Y . В нашем примере $p_y = 22 \text{ атм}$ и $T_y = 1901^\circ\text{К}$. Начальный объем равен $(y + c)V_0 = 0,2606V_0 \text{ м}^3$, конечный объем равен $(1 + c)V_0 = 1,18V_0$, т. е. степень расширения равна $\varepsilon_2 = \frac{1 + c}{c + y} = 4,55$. Если n показатель политропы расширения, то давление p_a в конце расширения определится из уравнения

$$p_a = \frac{p_y}{\varepsilon_2^n} = p_y \left(\frac{c + y}{1 + c} \right)^n.$$

Температуру конца расширения и температуру выпуска T_a найдем из уравнения

$$\frac{T_y}{T_a} = \varepsilon_2^{n-1} \quad \text{или} \quad T_a = \frac{T_y}{\varepsilon_2^{n-1}} = T_y \left(\frac{c + y}{1 + c} \right)^{n-1}; \quad t_a = T_a - 273^\circ\text{Ц}.$$

Так как расширение сопровождается охлаждением газа стенками, то показатель степени $n > k$. Примем $n = 1,55$, тогда в нашем примере найдем логарифмированием $p_a = 2,12 \text{ кг/см}^2$; $T_a = 847,7^\circ\text{К}$; $t_a = 574^\circ\text{Ц}$.

Теперь можем изобразить всю теоретическую диаграмму двигателя. Пусть V_0 изображается каким-либо отрезком, например, 100 мм; откладываем cV_0 (например, $c = 0,18$; $cV_0 = 18 \text{ мм}$); строим линии всасывания и выталкивания. Затем по таблицам Хютте или нашего курса термодинамики находим несколько точек кривой сжатия, которая должна в нашем примере проходить через точки $p_{ec} = 0,9 \text{ кг/см}^2$ и $p_c = 12,6 \text{ кг/см}^2$ и подчиняться закону $0,9(118)^{1,35} = pV^{1,35}$, где V в мм.

Затем строим изохору SU до давления $p_u = 22 \text{ кг/см}^2$ и изобару UY для перемещения поршня на $yV_0 = 0,0806V_0 = 8,06 \text{ мм}$. Наконец, по нескольким точкам строим линию расширения, подчиняющуюся закону $pV^{1,55} = 21,76(26,06)^{1,55}$, так как начальный объем изображается отрезком $18 + 8,06 = 26,06 \text{ мм}$. Планиметрированием площади индикаторной диаграммы находим среднее индикаторное давление $p_i = 4,2 \text{ кг/см}^2$. Однако

действительная индикаторная диаграмма может быть и меньше вычерченной вследствие предварения выпуска, замедления горения, неполноты горения, — неплотности клапанов, поршней и сальников. Это можно учесть умножением найденного среднего индикаторного давления на найденный из опытов коэффициент неполноты диаграммы.

Зная среднее индикаторное давление, определяем величину рабочего объема V_0 по индикаторной мощности N_i , числу оборотов n и числу рабочих полостей цилиндров k из уравнения:

$$N_i = \frac{10}{9} V_0 n k p_i \text{ л. с.},$$

откуда

$$V_0 = \frac{0,9 N_i}{n k p_i} \text{ м}^3.$$

Итак, рабочий объем четырехтактного двигателя прямо пропорционален мощности и обратно пропорционален числу оборотов в минуту, числу рабочих полостей цилиндров и действительному среднему индикаторному давлению. Среднее индикаторное давление можно принять и без вычерчивания индикаторной диаграммы на основании следующих практических данных для четырехтактных двигателей:

на доменном газе $p_i = 4,5 \text{ кг/см}^2$

на генераторном газе $p_i = 4,75 \text{ кг/см}^2$

на коксовальном газе $p_i = 5,0 \text{ кг/см}^2$

на светильном газе $p_i = 5,0$ до $5,5 \text{ кг/см}^2$.

-б) Второй метод вычисления работы

Покажем еще один способ, как вычислить среднее индикаторное давление и рассчитать основные размеры из рассмотрения энергий. Начнем с работы изобарического расширения. Выраженная в калориях эта работа равна

$$AL_1 = A(P_y V_y - P_u V_u) = GAR(T_y - T_u) = G(c_p - c_v)(t_y - t_u).$$

Для определения веса G воспользуемся уравнением, выражающим в нормальных куб. метрах объем остаточных продуктов горения δV_0 и объем газоздушн. смеси ηV_0 ; объем продуктов горения будет, следовательно, равен $\mu \eta V_0 + \delta V_0 = (\mu \eta + \delta) V_0 \text{ н. м}^3$, где μ — коэффициент сжатия. Если γ_a обозначает уд. вес продуктов при нормальных условиях, то $G = \gamma_a (\mu \eta + \delta) V_0 \text{ кг}$.

Подставляя этот результат в уравнение для AL_1 получим:

$$AL_1 = (\mu \eta + \delta) V_0 (\gamma_a c_p t_y - \gamma_a c_p t_u - \gamma_a c_v t_y + \gamma_a c_v t_u).$$

Но $\gamma_a c_p t_y$ и $\gamma_a c_p t_u$ — теплосодержания, а $\gamma_a c_v t_y$ и $\gamma_a c_v t_u$ — внутренние энергии 1 н. м³ продуктов горения при температурах t_y и t_u ; в таблицах 11 и 12 эти величины вычислены для $\mu \text{ н. м}^3$. Делением табличных цифр на μ найдем те же величины для 1 н. м³, следовательно,

$$AL_1 = \frac{\mu \eta + \delta}{\mu} (i_y - i_u - u_y + u_u) V_0 \text{ кал/цикл.}$$

Работа политропического расширения с показателем n равна, как известно из термодинамики

$$AL_2 = \frac{A(P_y V_y - P_u V_u)}{n - 1} = \frac{GAR(T_y - T_u)}{n - 1} = \frac{G(c_p - c_v)(t_y - t_u)}{n - 1}.$$

Подставляя сюда найденное выражение для G и заменяя произведения теплоемкостей на температуры телосодержаниями и внутренними энергиями, как в предыдущем случае, получим

$$AL_3 = \frac{\left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) (i_y - i_a - u_y + u_a) V_0}{n-1} \text{ кал/цикл.}$$

Наконец, для работы сжатия, которое мы считали адиабатическим, будем иметь при помощи тех же рассуждений и преобразований:

$$\begin{aligned} AL_4 &= \frac{A(P_c V_c - P_{sc} V_{sc})}{k-1} = \frac{GAR(T_c - T_{sc})}{k-1} = \frac{G(c_p - c_v)}{k-1} (t_c - t_{sc}) = \\ &= G c_v (t_c - t_{sc}) = (\mu \eta_V + \delta) (\gamma c_v t_c - \gamma c_v t_{sc}) V_0 = \left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) (u_c - u_{sc}) V_0 \text{ кал/цикл.} \end{aligned}$$

Пренебрегая ничтожной отрицательной работой выталкивания и всасывания (ее можно отнять после), получим выражение для работы, приведенной в течение цикла:

$$\begin{aligned} AL &= \left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) \times \\ &\times \left[(i_y - i_a) - (u_y - u_a) + \frac{i_y - i_a}{n-1} - \frac{u_y - u_a}{n-1} - (u_c - u_{sc}) \right] V_0 \text{ кал/цикл.} \end{aligned}$$

Работа среднего индикаторного давления p_i при увеличении объема на V_0 м³ должна быть равна

$$AL = \frac{10\,000}{427} p_i V_0 \text{ кал/цикл.}$$

Сравнивая эти выражения, получим:

$$\begin{aligned} p_i &= 0,0427 \left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu}\right) \times \\ &\times \left[(i_y - i_a) - (u_y - u_a) + \frac{i_y - i_a}{n-1} - \frac{u_y - u_a}{n-1} - (u_c - u_{sc}) \right] \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

Пример. (продолжение). $\alpha = 1,4$; $c = 0,18$; $\eta_V + \frac{\delta}{\mu} = 0,684$; $t_y = 1628$; $t_u = 1040$; $t_a = 574$; $t_c = 429$; $t_{sc} = 77^\circ \text{Ц}$; $i_y = 580,0$; $i_u = 353,4$; $i_a = 186,4$; $u_y = 446,0$; $u_a = 256,6$; $u_c = 139,8$; $u_{sc} = 105,7$; $u_{sc} = 17,7$ кал/н.м³. Для $n = 1,55$ находим

$$\begin{aligned} p_i &= 0,0427 \cdot 0,684 \left[(226,6 - 189,4) + \frac{393,6 - 306,2}{0,55} - 78,0 \right] = \\ &= 0,02921 \cdot (37,2 + 158,8 - 78,0) = 0,02921 \cdot 118,0 = 3,73 \text{ кг/см}^2. \end{aligned}$$

§ 9. Охлаждение

а) Термодинамический расчет

Для составления ориентировочного теплового баланса газового двигателя необходимо определить количество тепла, отнятое от продуктов горения стенками и переданное охлаждающей воде. Это тепло мы можем вычислить на основании законов термодинамики из анализа политропы, а также по законам теплопередачи; наконец, то же количество тепла может быть определено экспериментально калориметрически, если измерить количество охлаждающей воды и повышение ее температуры.

Из термодинамики известно, что количество тепла, отводимое при политропическом расширении в случае $n > k$ равно:

$$Q = Gc_v \frac{n-k}{n-1} (t_y - t_a).$$

Величину k для продуктов горения при средней температуре $\frac{1628 + 574}{2} = 1100^\circ\text{C}$ проще всего найти по таблицам 11 и 12 на основании уравнений:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{\gamma c_p t}{\gamma c_v t} = \frac{i}{u} = \frac{875,1}{284,6} = 1,32.$$

Кроме того подставляем уже найденное раньше значение G и получим:

$$Q = (\mu \eta_V + \delta) V_0 \frac{n-k}{n-1} \gamma c_v (t_y - t_a) = \left(\eta_V + \frac{\delta}{\mu} \right) \frac{1,55 - 1,32}{1,55 - 1,00} (u_y - u_a) V_0 \text{ кал/цикл}$$

Это количество тепла, потерянное в охлаждающей воде, составляет совершенно определенный процент от количества тепла, подведенного во время цикла, в виде теплотворной способности заряда. Так как приведенный к 0,760 объем газовой смеси равен $\eta_V V_0$, а теплотворная способность 1 н. м³ смеси по таблице 7 равна E , то тепло заряда равно

$$\eta_V V_0 E \text{ кал/цикл.}$$

Следовательно, потеря в охлаждающей воде составляет

$$q_{\text{ох}} = \frac{\eta_V + \frac{\delta}{\mu}}{\eta_V} \frac{n-k}{n-1} \cdot \frac{u_y - u_a}{E} \text{ долей.}$$

Пример (продолжение).

$$Q = 0,684 \frac{23}{55} (446,0 - 139,8) V_0 = 0,684 \cdot 0,418 \cdot 306,2 V_0 = 87,6 V_0 \text{ кал/цикл.}$$

$$\text{Энергия заряда} = \eta_V E V_0 = 0,618 \cdot 456 \cdot V_0 = 282,0 V_0 \text{ кал/цикл.}$$

Потеря охлаждения

$$\eta_{\text{ох}} = \frac{87,6}{282,0} = 0,3106.$$

Согласно опытам, в мощных газовых машинах потеря охлаждения составляет, смотря по отрегулировке, от 18 до 36%.

б) Теплопередача излучением

Второй метод расчета потери от охлаждения заключается в исчислении количеств тепла, которое должно быть передано стенкам от раскаленных газов посредством лучеиспускания и соприкосновения (конвекции). В настоящем параграфе мы не останавливаемся на общепринятой теории теплопередачи в двигателях внутреннего сгорания, изложенной в книгах проф. Вриллинга [1], Дуббеля [2], и др. Отходя от принятого средне-статистического метода, мы попытаемся выработать новый, хотя и приближенный, но по нашему мнению более рациональный способ исчисления охлаждения в газовых машинах и в двигателях внутреннего сгорания вообще, лучше уясняющий сущность явлений, происходящих в машине, и допускающий дальнейшее уточнение.

Согласно нашей индикаторной диаграмме, в мертвой точке температура газов равна $t_u = 1040^\circ\text{C}$ и на протяжении длины хода, равной $0,08 S$, температура газов повышается до $t_p = 1628^\circ\text{C}$ при постоянном давлении около 22 атм . Состав продуктов горения примем также постоянным соответственно таблице 6 для $\alpha = 1,4$: углекислоты $0,179 \text{ н. м}^3$ на $0,924 \text{ н. м}^3$ и водяного пара $0,036 \text{ н. м}^3$, откуда $u = 0,179 : 0,924 = 0,1937$ и $w = 0,036 : 0,924 = 0,0390$.

Пусть имеем машину ДТ-13 с диаметром цилиндров $D = 1200 \text{ мм}$; диаметром штока $d = 320 \text{ мм}$ при ходе $S = 1300 \text{ мм}$; рабочий объем ее $V_0 = 1,366 \text{ м}^3$, камера сжатия при $\epsilon = 0,18$ равна $V_c = 0,246 \text{ м}^3$. Берем на индикаторной диаграмме (фиг. 8) 11 точек (чем больше, тем выше точность расчета) на различных расстояниях от мертвой точки (табл. 15) и вычисляем прежде всего суммарную площадь соприкосновения горячих газов со стенками цилиндра (кратко—поверхность охлаждения).

По геометрическим размерам цилиндра, крышки, поршня (конической формы) и горловин для камеры сжатия поверхность охлаждения получилась $F = 4,387 \text{ м}^2$. Для второй мертвой точки прибавится поверхность самого цилиндра $= \pi \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 4,901 \text{ м}^2$ и поверхность охлаждаемого штока $= \pi \cdot 0,32 \cdot 1,3 = 1,307 \text{ м}^2$, а всего $6,208 \text{ м}^2$. Для промежуточных положений поршня вычисленные поверхности охлаждения записаны в строке 2 таблицы 15 „Исчисление охлаждения“. Пусть машина делает 80 об/мин, и, следовательно, продолжительность одного оборота $= 0,75 \text{ сек.}$; допустив, что длина шатуна бесконечна (чтобы не прodelывать отдельных расчетов для хода в одну и в обратную сторону), вычисляем по элементарным формулам кинематики механизмов углы поворота кривошипа и продолжительность перемещения поршня из мертвой точки в рассматриваемое положение; результаты вычисления даны в строке 3 той же таблицы.

После этого вычисляем толщину слоя s излучающего газа, приняв, как среднее значение для мертвой точки O по геометрическим размерам камеры сжатия, толщину $0,275 \text{ м}$ и увеличивая ее на величину перемещения поршня до точки B . Начиная от точки B наименьшая толщина слоя газа будет идти уже не параллельно оси цилиндра, а радиально, так что от точки B толщина слоя становится постоянной, равной расстоянию от стенки штока до стенки цилиндра $= 600 - 160 = 440 \text{ мм}$.

Как известно, раскаленные газы излучают тепло, подчиняясь следующим законам:

- 1) двухатомные газы можно считать почти теплопрозрачными;
- 2) для вычисления теплоизлучения углекислоты и водяного пара необходимо, кроме температуры, знать еще приведенную толщину слоя газа, равную произведению из толщины смеси на парциальное давление углекислоты и, соответственно, паров воды.

Парциальное давление этих газов в свою очередь вычисляется, как произведение абсолютного давления смеси на объемную пропорцию углекислоты $u = 0,1937$ и, соответственно, паров воды $w = 0,0390$. В строке 5 для каждой точки выписано абсолютное давление по теоретической индикаторной диаграмме, а в строках 6 и 7—вычисленные указанным способом приведенные толщины слоя углекислоты и паров воды. В строке 8 выписана из температурной диаграммы теоретическая температура газа в рассматриваемой точке в градусах Цельсия.

После этого двойным интерполированием (по толщине приведенного слоя и по температуре) определяем тепловую энергию излучения, т. е. количество калорий, передаваемое лучами от раскаленных газов одному кв. метру стенки. Для излучения углекислоты мы пользовались данными Шака [3]; при этом нам пришлось экстраполировать по толщине слоя до $1,6 \text{ м}$. В таблице 13 сопоставлены принятые нами величины энергии излучения углекислоты по отношению к стенке, температура которой принята постоянной, равной 300°C ; ничтожные изменения этой температуры, по опытам Эйхельберга порядка $\pm 15^\circ$, не оказывают значительного влияния,

как и сама температура 300 или 200° изменяет результат менее чем на 1%. Энергия излучения пересчитана для удобства в калориях на 1 м² в секунду, а не в час. В таблице 14 даны излучения водяного пара по последней работе Шмидта [4]; его диаграмма степени черноты пересчитана НИО ДМИ.¹

Полученные результаты пересчитаны мною в *кал/м²·сек*, изображены в виде диаграмм и исправлены в нескольких местах по разностям. Энергии излучения даны за вычетом обратного излучения соответственно температуре 300° Ц.

В таблице 15 строки 10 и 11 дают величины энергии излучения при температуре (строка 9) и толщине приведенного слоя (строки 7 и 8) для каждой точки диаграммы, а в строке 12 те же энергии суммированы и дают интенсивность теплоотдачи излучения на 1 м² стенки в 1 сек. Помножая интенсивность на величину поверхности стенки (строка 3) и затем на продолжительность действия этой интенсивности, за которую будем принимать приближенно время, протекшее от рассматриваемого момента до следующего за ним (строка 17), т. е. для точки 1 = 0,0486 сек.; для 2 = 0,0700 — 0,0486 = 0,0214 сек. и т. д., вычислим количества теплоты, переданные за каждый из рассмотренных промежутков времени; они невелики, до — 3,37 *кал*.

Надо еще учесть, что выталкивание отработавших газов температуры 555° Ц длится целый такт, т. е. 0,375 сек., и теплоотдача за этот такт вычислится следующим образом: интенсивность излучения 1,19 *кал/м²·сек* надо умножить на среднюю величину поверхности охлаждения между 4,387 и 10,595, т. е. на 7,491 м², а затем на продолжительность такта = 0,375. Всего получим

$$1,19 \cdot 7,491 \cdot 0,375 = 3,34 \text{ кал.}$$

За весь цикл излучением газов передано 24,66 + 3,34 = 28,0 *кал*. Излучением за время всасывания и сжатия по малости пренебрегаем. От энергии цикла, равной

$$\eta_V V_0 E = 0,618 \cdot 1,386 \cdot 458 = 386,6 \text{ кал,}$$

это составит 7,24%.

в) Теплопередача соприкосновением

Теоретические исследования проф. Нуссельта над теплопередачей в бомбах с постоянным объемом были распространены им также и на гораздо более сложное явление теплопередачи в двигателях внутреннего сгорания, когда поверхность охлаждения, температура и пр. быстро меняются; для этого им введен добавочный множитель $(1 + 1,24 C)$, где C м/сек — средняя скорость поршня, и доказано на частных примерах, что коэффициент 1,24 дает достаточно точное совпадение с опытными данными.

Не вдаваясь в детальный разбор теории проф. Нуссельта и отмечая лишь произвольность добавочного двучлена, мы попытаемся развить новый метод расчета охлаждения газа от соприкосновения с холодной стенкой. При этом в основание его мы кладем гипотезу неподвижности газа в цилиндре; конечно, хаотические перемещения частиц газа в цилиндре имеют место и во время рабочего хода, хотя во время всасывания и сжатия все перемещения, вызванные протеканием через впускной клапан, должны были бы постепенно затухнуть; тем более должны они затухнуть во время сгорания, когда вязкость газа возрастает в несколько раз вследствие повышения температуры.

Слой газа, прилегающий к поршню, должен перемещаться вместе с поршнем с той же скоростью, но газ, прилегающий к крышке и камере

¹ Под наблюдением инж. Ф. П. Казакевича, которому приношу здесь благодарность.

ТАБЛИЦА 13

Теплоизлучение углекислоты в $\text{кал}/\text{м}^2\text{-сек}$ в зависимости от температуры и толщины приведенного слоя по Шаку

$t =$ s	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
0,10	0,319	0,691	0,959	1,466	2,016	2,652	3,413	4,451	5,216	6,370	7,338	8,490
0,15	0,333	0,641	1,057	1,580	2,186	2,890	3,733	4,713	5,752	6,880	8,150	9,467
0,20	0,344	0,663	1,100	1,652	2,291	3,038	3,937	4,985	6,094	7,290	8,659	10,079
0,30	0,358	0,693	1,151	1,746	2,458	3,230	4,196	5,327	6,520	7,827	9,300	10,637
0,40	0,362	0,706	1,179	1,788	2,494	3,324	4,324	5,498	6,742	8,090	9,608	11,195
0,50	0,364	0,713	1,192	1,813	2,534	3,384	4,408	5,612	6,885	8,258	9,842	11,490
0,60	0,368	0,720	1,206	1,832	2,561	3,413	4,455	5,670	6,962	8,361	9,958	11,621
0,70	0,370	0,725	1,214	1,848	2,583	3,443	4,505	5,724	7,031	8,447	10,058	11,738
0,80	0,372	0,728	1,222	1,858	2,603	3,474	4,529	5,766	7,079	8,503	10,138	11,840
0,90	0,373	0,731	1,227	1,866	2,671	3,492	4,556	5,818	7,130	8,560	10,206	11,922
1,00	0,373	0,733	1,230	1,888	2,680	3,506	4,574	5,829	7,163	8,569	10,253	11,977
1,10	—	—	—	—	—	—	4,591	5,851	7,195	8,635	10,295	12,033
1,20	—	—	—	—	—	—	—	5,868	7,225	8,668	10,329	12,087
1,30	—	—	—	—	—	—	—	—	7,252	8,699	10,356	12,142
1,40	—	—	—	—	—	—	—	—	—	8,728	10,377	12,195
1,50	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	10,394	12,248
1,60	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	12,300

ТАБЛИЦА 14

Теплоизлучение водяного пара по Шмидту в $\text{кал}/\text{м}^2\text{-сек}$ в зависимости от температуры и толщины приведенного слоя

$t =$ s	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
0,01	0,15	0,25	0,36	0,48	0,64	0,82	0,90	1,30	1,64	1,93	2,28	2,59
0,02	0,23	0,43	0,61	0,86	1,18	1,46	1,76	2,40	3,05	3,67	4,28	4,83
0,03	0,33	0,58	0,87	1,22	1,64	2,07	2,53	3,33	4,73	4,94	5,85	6,71
0,04	0,38	0,68	1,05	1,49	2,03	2,59	3,21	4,11	5,11	6,18	7,32	8,43
0,05	0,45	0,79	1,21	1,74	2,31	3,07	3,88	4,86	6,00	7,23	8,66	10,01
0,06	0,51	0,90	1,37	1,94	2,63	3,44	4,36	5,48	6,80	8,27	9,83	11,39
0,07	0,55	0,96	1,49	2,13	2,91	3,89	4,84	6,10	7,4	9,16	10,99	12,72
0,08	0,57	1,03	1,61	2,30	3,15	4,12	5,23	6,58	8,18	9,94	12,02	13,99
0,09	0,60	1,09	1,73	2,44	3,41	4,44	5,65	7,15	8,87	10,78	13,04	15,17
0,10	0,62	1,13	1,84	2,59	3,61	4,71	6,01	7,58	9,45	11,52	13,87	16,33
0,12	0,71	1,30	2,08	2,95	4,06	5,10	6,50	8,60	10,71	13,12	15,75	18,36
0,14	0,77	1,42	2,22	3,25	4,45	5,79	7,44	9,42	11,76	14,36	17,12	20,14
0,16	0,82	1,50	2,38	3,51	4,80	6,21	8,02	10,19	12,68	15,46	18,54	21,82
0,18	0,86	1,58	2,50	3,70	5,04	6,66	8,58	10,87	13,50	16,62	19,79	23,44
0,20	0,89	1,64	2,60	3,85	5,31	6,96	9,13	11,50	14,40	17,62	21,13	24,88
0,25	0,96	1,79	2,87	4,19	5,86	7,70	10,22	12,95	16,31	20,01	24,23	28,73
0,30	1,00	1,90	3,11	4,54	6,33	8,38	11,20	14,26	17,95	22,00	26,95	32,23
0,35	1,03	2,01	3,30	4,82	6,78	9,06	12,21	15,42	19,51	24,01	29,55	35,42

сжатия, относительно почти неподвижен. Теплопередачу при этом будем представлять себе происходящей не плавно и непрерывно, как это имеет место в действительности, а скачками: во время горения газа сгорают и те частицы газовоздушной смеси, которые прилегают непосредственно к охлаждаемым стенкам и которые передают этой стенке почти всю свою теплоту; вследствие теплопроводности газа они передают также и теплоту частиц, расположенных на некотором расстоянии. Эта передача теплопроводностью длится, пока поршень не придет в следующую точку. В этот момент мы учитываем изменение температуры газа согласно индикаторной диаграмме и кроме того принимаем во внимание беспорядочное движение газов в цилиндре тем, что полагаем слой охладившихся вследствие теплопроводности газов (толщина его по дальнейшим вычислениям всего несколько миллиметров) сметенным этим движением так, что к стенке опять прилегает новый слой неохладившегося газа с температурой согласно индикаторной диаграмме и т. д. Остается только вычислить в кратковременном нестационарном потоке тепла в газовом пограничном слое закон распределения температур за промежуток времени в несколько сотых секунды от одной точки до другой.

Все явления теплопроводности в неподвижной среде подчиняются дифференциальному уравнению в частных производных:

$$\frac{\partial t}{\partial z} = \frac{\lambda}{\gamma c_p} \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \quad a = \frac{\lambda}{\gamma c_p}.$$

Здесь t — температура в градусах Цельсия любой точки газовой среды; z — время в секундах; x — расстояние, перпендикулярное к охлаждаемой стенке в метрах; λ — коэффициент теплопроводности газа в $\text{кал/м-сек}^\circ\text{Ц}$; γc_p — объемная теплоемкость газа $\text{кал/н. м}^3^\circ\text{Ц}$ при постоянном давлении; a — температуропроводность газа.

Нужно с прискорбием отметить скудость наших сведений относительно теплопроводности газов при высоких температурах. Теплопроводность смеси газов, с которой нам приходится оперировать, совершенно неизвестна; теплопроводность технических простейших газов известна в пределах комнатной температуры и лишь для нескольких газов измерение достигает температуры 500°Ц . Установлено, что с повышением температуры коэффициент теплопроводности значительно возрастает. Так, по Ландольт-Бернштейну [5], для углекислоты при 500°Ц она в 3,16, а при 1000°Ц в 5,42 раза больше, чем при 0°Ц ; по Справочнику [6] для воздуха при 539°Ц λ по одним исследованиям в 6,67, по другим в 3,67 раза больше, чем при 0.

Прежде всего наметим ориентировочно (за отсутствием точных данных) теплопроводность продуктов сгорания при 0°Ц . Так как они на 77% состоят из азота и кислорода, а для азота $\lambda = 0,0204$, для кислорода $= 0,0206$, для воздуха $= 0,0204$, а для углекислоты $= 0,0121$, то для дыма примем кругло $\lambda = 0,02$. Затем разберемся в теплопроводности газов при высоких температурах. Здесь неизбежна кроме теплопроводности еще теплопередача от естественной циркуляции газа (охлажденный газ опускается, как более тяжелый, вниз); это должно повышать видимый коэффициент теплопроводности; все же возьмем некоторый средний между 6,67 и 3,67 множитель повышения, например 5,15, и выразим коэффициент теплопроводности самым удобным для вычисления трехчленом:

$$\lambda = 0,02 + 0,0001 t + 0,0000001 t^2 \text{ кал/м-ч}^\circ\text{Ц}.$$

В строке 13 для температуры каждой точки вычислены коэффициенты теплопроводности, а в строке 14 истинные объемные теплоемкости по таблицам проф. Шюле [7] для состава: углекислоты $0,1937 \text{ н. м}^3$, водяного пара $0,0390$ и двухатомных газов $0,7673 \text{ н. м}^3$. Деление цифр строки 13 на 14 дает так называемую температуропроводность a — множитель в ди-

дифференциальном уравнении; умножением на 10 000 и делением на 3 600 переведем его из $m^2/ч$ в $см^2/сек.$

Еще раз отмечаем, что приведенные здесь значения только ориентировочные; со временем специальные исследования дадут более точные значения в области высоких температур. Принятая нами величина теплопроводности в пределах одного хода изменяется от 0,802 до 2,892 $см^2/сек.$, т. е. в 3,8 раза. Было бы грубой ошибкой не учитывать ее изменений.

Рассмотрим теперь какую-либо точку, например 1, и примем, что благодаря энергичному водяному охлаждению температура стенки постоянна, равна $300^\circ C$ (согласно опытам Эйхельберга над двухтактным судовым дизель-двигателем), а газ во всех точках в начальный момент имеет одинаковую температуру $1040^\circ C$, которая с течением времени вблизи стенки начинает понижаться до $300^\circ C$ вследствие теплопроводности газа, пока не пройдет время 0,0486 сек. (до следующей точки). Надо вычислить: 1) на какую глубину в толщу газа проникнет охлаждающее действие стенки, 2) насколько понизится температура в отдельных слоях газа и 3) сколько калорий будет передано стенке. После этого таким же образом рассматриваем теплопередачу соответственно температуре 2, 3 и т. д. точек, каждый раз скачками изменяя начальные данные.

Если бы нам удалось найти общий интеграл дифференциального уравнения теплопроводности, удовлетворяющий начальным и граничным условиям, то предстояла бы еще кропотливая работа определения постоянных интегрирования при переходе от одной точки к другой. Поэтому, для упрощения вычислений, мы воспользуемся приближенным методом интегрирования, заменив дифференциалы конечными разностями. Разобьем мысленно газ на слои, параллельные охлаждающей стенке, в равном расстоянии x_1 друг от друга и займемся вопросом о последовательном изменении температуры в каждом из этих слоев через промежутки времени ε_1 секунд.

В начальный момент температура газа во всех слоях одинакова, равна t_0 ; вследствие охлаждающего действия стенки и теплопроводности уже по истечении первого промежутка времени ε_1 сек. температура газа первого слоя понизится от t_0 до $t_{1,1}$, в течение второго промежутка времени ε_1 температура в том же первом слое понизится до $t_{2,1}$ (первым индексом будем обозначать количество прошедших промежутков времени, а вторым — номер слоя). Эти изменения должны подчиняться дифференциальному уравнению теплопроводности; если мы в общем случае знаем распределение температуры по слоям по истечении n промежутков времени, т. е. в момент $\tau = n\varepsilon_1$ сек., то как вычислить температуру слоев для следующего промежутка времени $n + 1$? Изменение температуры в каком-либо слое i за этот промежуток времени выразится разностью $t_{n+1,i} - t_{n,i}$, так что левая часть дифференциального уравнения примет вид:

$$\frac{t_{n+1,i} - t_{n,i}}{\varepsilon_1};$$

она равна произведению a на вторую производную температуры по толщине слоев, а вторая производная — это разность изменений температуры по толщине двух слоев. Пусть в момент $n\varepsilon_1$ температура слоя $i + 1$ была $t_{n,i+1}$, тогда изменение температуры в одну сторону от слоя i будет $t_{n,i+1} - t_{n,i}$, а в другую сторону таким же образом найдем $t_{n,i} - t_{n,i-1}$.

Вторым дифференциалом в конечных разностях будет разность этих двух выражений, т. е.

$$(t_{n,i+1} - t_{n,i}) - (t_{n,i} - t_{n,i-1}) = t_{n,i+1} + t_{n,i-1} - 2t_{n,i}.$$

Подставляя полученные результаты в дифференциальное уравнение, получим:

$$\frac{t_{n+1,i} - t_{n,i}}{\varepsilon_1} = \frac{a}{x_1^2} (t_{n,i+1} + t_{n,i-1}) - \frac{2a}{x_1^2} t_{n,i}.$$

По предложению Шмидта [8], вычисления могут быть упрощены таким подбором величин z_1 и x_1 чтобы

$$\frac{t_{n,i}}{z_1} = \frac{2a}{x_1^2} t_{n,i},$$

т. е. чтобы $x_1^2 = 2az_1$, тогда чрезвычайно просто

$$t_{n+1,i} = \frac{t_{n,i+1} + t_{n,i-1}}{2},$$

т. е. искомая температура в следующий момент времени $(n+1)z_1$ в слое i равна средней арифметической из температур в соседних слоях $i+1$ и $i-1$ в момент nz_1 . Покажем для примера ход вычисления для точки 3, когда температура газа наивысшая = 1628°С, температура стенки принята постоянной, равной 300°С. До точки 4 пройдет время, равное 0,0844 — 0,0700 = 0,0144 сек. Этот промежуток времени разделим на 4 равных интервала по $z_1 = 0,0036$ сек.; в строке 15 читаем $a = 2,892$ см²/сек; вычисляем $x_1^2 = 2 \cdot 2,892 \cdot 0,0036 = 0,02082$ см²; $x_1 = 0,1443$ см. Итак, промежуткам времени по 0,0036 сек. соответствуют толщины слоев газа по 1,4 мм. В начальный момент $z = 0$; температура стенки 300°С, температура газа на расстоянии x_1 и дальше равна $t_{0,1} = 1628$. По истечении времени $z_1 = 0,0036$ сек. температура стенки $t_{1,0} = 300$, на расстоянии x_1 средняя арифметическая из 300 и 1628, т. е. $t_{1,1} = 964$; на расстояниях $2x_1$ и дальше температура равна 1628°С, так же как и в предыдущий момент времени. Следовательно, $t_{1,2} = 1628$. По истечении времени $2z_1 = 0,0072$ сек. опять $t_{2,0} = 300$; согласно доказанному, $t_{2,1} = 0,5(t_{1,0} + t_{1,2}) = 0,5(300 + 1628) = 964$; $t_{2,2} = 0,5(t_{1,1} + t_{1,3}) = 0,5(964 + 1628) = 1296$; $t_{2,3} = 0,5(t_{1,2} + t_{1,4}) = 0,5(1628 + 1628) = 1628$. По истечении времени $3z_1 = 0,0108$ сек. имеем: $t_{3,0} = 300$; $t_{3,1} = 0,5(t_{2,2} + t_{2,0}) = 798$; $t_{3,2} = 0,5(t_{2,3} + t_{2,1}) = 1296$; $t_{3,3} = 0,5(t_{2,4} + t_{2,2}) = 1462$; $t_{3,4} = 1628$. По истечении времени $4z_1 = 0,0144$ сек., т. е. к концу рассматриваемого промежутка времени, $t_{4,0} = 300$; $t_{4,1} = 798$; $t_{4,2} = 1130$; $t_{4,3} = 1462$; $t_{4,4} = 1545$; $t_{4,5} = 1628$ °С. Следовательно, за промежуток времени, пока поршень переместится из точки 3 в точку 4, охлаждение распространится всего на четыре слоя по 1,443 мм, т. е. на толщину в 5,772 мм.

Найдем теперь количество тепла, отданное стенкам. Для площади стенки в 1 м² объем газа в слое толщины 0,1443 см или 0,001443 м равен 0,001443 м³. В начальный момент температура всего слоя была 1628°С, а в конце всего периода у стенки температура газа 300°, т. е. понизилась на 1328°, а на расстоянии x_1 температура стала равна 798°С, т. е. понизилась на 1628° — 798° = 830°. Среднее для всего объема понижение температуры = 0,5(1328 + 830) = 1079°С. Так как теплоемкость продуктов горения равна 0,4298 кал/н.м³°С, то понижение теплосодержания слоя равно 0,001443 · 1079 · 0,4298 = 0,669 кал/м². Применяя для остальных слоев то же рассуждение, можем вывести следующую общую формулу для i слоев:

$$Q = x_1 \left[\left(i + \frac{1}{2} \right) t_c - \frac{t_{n,0}}{2} - t_{n,1} - t_{n,2} - \dots - t_{n,i-1} - t_{n,i} \right] \gamma c_p F \text{ кал.}$$

Здесь произведение $x_1 F$ дает объем каждого слоя в куб. метрах для всей машины, если F м² поверхность охлаждаемых стенок в данном положении поршня (строка 2 таблицы 15). Член в скобках дает i раз взятое среднее понижение температуры в i слоях, найденное по способу трапеций.

В нашем примере $x_1 = 0,001443$ м; $i = 4$; $t_c = t_{4,5} = 1628$; $t_{4,0} = 300$; $t_{4,1} = 798$; $t_{4,2} = 1130$; $t_{4,3} = 1462$; $t_{4,4} = 1545$; $\gamma c_p = 0,4298$; $F = 4,884$ м². Подставляя, получим $Q = 0,001443(4,5 \cdot 1628 - 150 - 798 - 1130 - 1462 - 1545) \times 0,4298 \cdot 4,884 = 6,79$ кал.

Деля эту величину на время = 0,0144 сек., найдем секундное количество передаваемого тепла = $6,79 : 0,0144 = 471,5 \text{ кал/сек.}$ Деля последнюю величину еще на поверхность охлаждения, найдем теплопередачу на $1 \text{ м}^2 = 471,5 : 4,884 = 96,6 \text{ кал/м}^2\text{-сек.}$ Наконец, деля это на разность температур $1628^\circ - 300^\circ$, найдем коэффициент теплопередачи $96,6 : 1328 = 0,07275 \text{ кал/м}^2\text{-сек}^\circ\text{Ц} = 262 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{Ц}.$

В строке 16 таблицы 15 даны промежутки времени от точки до точки, в строке 17 указано количество интервалов, на сколько разбит этот промежуток времени, в строке 18 — соответствующее расстояние x_1 между слоями в сантиметрах, а в строке 19 — количество тепла, переданное стенкам за промежуток времени от рассматриваемой точки до следующей. Суммируя все значения строки 20, находим теплопередачу соприкосновением за такт расширения, равную 81,34 кал или $81,34 : 386,6 = 0,2104$ — около 21% тепла цикла.

Для такта выхлопа промежуток времени = 0,375 сек., температура газов постоянна, $555^\circ\text{Ц}.$ Деля промежуток времени на 10 интервалов по 0,0375 сек., вычисляем $x_1 = 0,00245 \text{ м}.$ Затем распределение температур: 300; 362; 418; 467; 499; 528; 538; 550; 552; 554; 554,5; 555. Отсюда вычисляем теплоотдачу (для $\gamma_p = 0,3863$ и для средней поверхности охлаждения $7,491 \text{ м}^2$) $Q = 4,437 \text{ кал};$ ей соответствует теплопередача $1,579 \text{ кал/м}^2\text{-сек}$ или $22,3 \text{ кал/м}^2\text{-ч}^\circ\text{Ц}.$

Итак, численное этим приближенным методом количество переданной стенкам теплоты складается из: 1) теплопередачи излучением раскаленных газов = $24,66 + 3,34 = 28,0 \text{ кал},$ 2) теплопередачи соприкосновением = $81,3 + 4,4 = 85,7 \text{ кал},$ а всего $113,7 \text{ кал}$ или $113,7 : 386,6 = 29,4\%$ тепла.

Из произведенного расчета можно сделать следующие выводы.

1. Около 25% теплоты, отводимой охлаждающей водой от двигателя, передается стенкам излучением, а до 75% соприкосновением.

2. Наиболее интенсивная теплоотдача имеет место в конце горения заряда, в точке 3, когда излучением передается около $50 \text{ кал/м}^2\text{-сек},$ а соприкосновением около $100 \text{ кал/м}^2\text{-сек};$ в сумме это составляет до $150 \text{ кал/м}^2\text{-сек},$ или до $500\,000 \text{ кал/м}^2\text{-ч}.$ Следовательно, концы цилиндров, крышки и поршни передают раза в 2—3 больше теплоты, чем самые напряженные поверхности нагрева (экран) современных паровых котлов.

3. Зная поверхности соприкосновения газов с крышкой цилиндра, стенками поршня и штока, нетрудно вычислить количество охлаждающей воды, необходимой для каждой из этих частей.

4. Так как всего в течение 0,375 сек. рабочего хода излучением передается $24,66 \text{ кал}$ через среднюю поверхность охлаждения $7,491 \text{ м}^2,$ то средняя теплопередача рабочего хода равна $24,66 : 7,491 \cdot 0,375 = 12,35 \text{ кал/м}^2\text{-сек},$ а соприкосновением = $81,3 : 7,491 \cdot 0,375 = 40,7 \text{ кал/м}^2\text{-сек}.$ По этим цифрам можно вести ориентировочный расчет охлаждения цилиндра, крышки, поршня и штока. Для этого надо вычислить действительную величину поверхности соприкосновения с газами (среднюю ее величину, если она переменная) и время одного хода.

5. Хотя расчет произведен для машины ДТ-13, но результаты можно распространить на машины, близкие по размерам. Надо ожидать, что увеличение размеров машины снижает теплопередачу излучением и мало изменяет теплопередачу соприкосновением.

§ 10. Температурные напряжения

а) Статические напряжения

Стенки цилиндров двигателей внутреннего сгорания рассчитываются на разрыв наибольшим внутренним давлением. Для мощных газовых машин наибольшее избыточное давление принимается $p = 25 \text{ атм}.$ Кроме того, если обе крышки не стянуты длинными болтами, то стенки цилин-

дров и рубашек испытывают растяжение и в направлении, параллельном оси цилиндра. Наиболее грубым и простым методом расчета толщины стенки δ см является тот метод, которым пользуются при расчете стенок паровых котлов и который основан на допущении, что толщина стенки мала по сравнению с внутренним диаметром цилиндра D см. Элементарная теория приводит к следующим выводам.

1. Касательное напряжение σ_t распределено равномерно по всей толщине стенки цилиндра и равно

$$\sigma_t = \frac{pD}{2\delta} \text{ кг/см}^2.$$

2. Радиальное напряжение на внутренней стенке равно $\sigma_r = -p$ и убывает до нуля к наружной стенке; его обычно не принимают во внимание.

3. Осевое напряжение σ_a равномерно распределено по поперечному сечению цилиндра и, если рубашка составная и не участвует в передаче давлений от крышки к раме, то

$$\sigma_a = \frac{rD}{4\delta} \text{ кг/см}^2.$$

Расчет ведется обычно на касательное напряжение, причем для чугуна допускают в общей формуле

$$\delta = \frac{pD}{2\sigma_t} \text{ см}$$

напряжение σ_t до 250 кг/см². Таким образом толщина чугунной стенки оказывается равной при $p = 25$:

$$\delta = \frac{D}{20}.$$

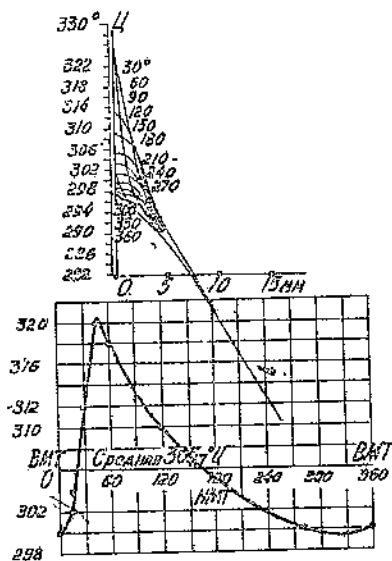
Можно ли пользоваться этим грубым методом расчета? Не следует ли для большей надежности конструкции цилиндра прибегать к более точным методам расчета? На первый вопрос надо ответить утвердительно, на второй — отрицательно.

Элементарная теория дает среднее касательное напряжение в стенке, действительное напряжение на внутренней стенке всего лишь на 5,2% больше, а на наружной стенке на 5,2% меньше среднего, изменяясь почти прямолинейно. В этом можно убедиться, проработав соответственные параграфы курса „Сопротивление материалов“ проф. С. П. Тимошенко [1]. Обозначим буквой R_i внутренний радиус сверления цилиндра, R — расстояние до оси цилиндра той точки стенки, напряжение в которой изучаем, и R_a — наружный радиус цилиндра. Кроме того, обозначим

$$R = R_i (1 + \rho),$$

$$R_a = R_i (1 + \rho_a).$$

Здесь, очевидно, толщина стенки $\delta = \rho_a R_i$; так, например, если толщина чугунной стенки равна $1/20$ диаметра, то очевидно $\rho_a = 0,1$, а величины ρ изменяются от 0 до $\rho_a = 0,1$.



Фиг. 9. Температура стенки дизель-двигателя по опытам Эйхельберга.

Тогда точная теория дает

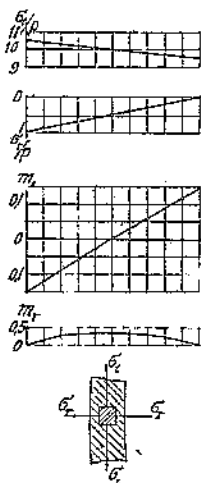
$$\sigma_t = \frac{p}{\rho_a(2 + \rho_a)} \left[\left(\frac{1 + \rho_a}{1 + \rho} \right)^2 + 1 \right],$$

$$\sigma_r = - \frac{p}{\rho_a(2 + \rho_a)} \left[\left(\frac{1 + \rho_a}{1 + \rho} \right)^2 - 1 \right].$$

Результаты вычислений по этим формулам изображены на фигуре 10 и в таблице 16. Итак, расчет толщины стенки цилиндра большой газовой машины на основании элементарной теории достаточно точен.

б) Температурный напор в стенке

На эти статические напряжения алгебраически накладываются температурные напряжения в стенке, происходящие от того, что внутренняя стенка, имеющая во время взрыва, горения и расширения гораздо более высокую температуру, чем наружная, расширяется от нагревания и давит на соседние частицы. Неравномерность температур в стенке вызывает всегда температурные напряжения, являющиеся часто причиной появления трещин в цилиндрах, крышках, поршнях.



Фиг. 10. Статические и температурные напряжения в стенке цилиндра двигателя.

На фигуре 9, заимствованной из статьи Эйхельберга [2], изображена диаграмма измеренных им изменений температуры стенки двухтактного судового дизель-двигателя на глубине 0,5 мм от внутренней соприкасающейся с газами поверхности при 100 об/мин; двигатель имел диаметр цилиндра 600 мм, ход 1060 мм.

При исследовании, произведенном в монтажном цеху завода Зульцер, измерялись быстрые изменения температуры в 30 точках в самых различных местах цилиндра, крышки и поршня. Из диаграммы видно, что температура стенки в этом месте изменялась в пределах от 298,5 до 320°Ц, т. е. на 10 с небольшим градусов в ту и другую сторону. На основании полученных таким образом измерений температуры и согласно дифференциальному уравнению теплопроводности в стенке, Эйхельбергом построены диаграммы мгновенных изменений температуры внутри толщины стенки; некоторые из этих диаграмм изображены сверху фиг. 9; из диаграммы видно, что быстрые колебания температуры значительны только в тонком слое толщины 3—5 мм возле внутренней поверхности, где наибольшая разность температур около 32°, на глубине 0,5 мм около 22°, на глубине 3 мм менее 4°, а на глубине 5 мм около 1°Ц, т. е. практически температура уже постоянна. Это явление объясняется:

1) быстрыми изменениями температуры газов, повторяющимися каждый оборот (через 0,6 сек.);

2) сравнительно значительной объемной теплоемкостью чугуновой стенки, воспринимавшей при толщине стенки 5 мм и среднем повышении температуры 16° до 70 кал на 1 м² в 0,6 сек. (объем 1 м² поверхности стенки толщиной 5 мм, равен 0,005 м³, уд. вес чугуна 7250 кг/м³, а 0,005 м³ — 36,25 кг; теплоемкость около 0,12 кал/кг°Ц; изменение температуры на 1°Ц поглощает 4,35 кал/м²).

Итак, для всей стенки изменение температуры может быть принято следующим прямолинейному закону. В нашем примере газовый двигатель расходовал 386,6 кал/цикл; в одном цилиндре в течение 2 оборотов (1,5 сек.) совершалось 2 рабочих цикла и расходовалось 2 · 386,6 = 773,2 кал.

Около 30% этого тепла (231,96 кал) отводилось охлаждением через среднюю площадь соприкосновения с газами, равную согласно предыдущему параграфу 7,491 м²; таким образом в среднем через 1 м² в 1 час передается $Q = 231,96 \cdot 3600 : 1,5 \cdot 7,491 = 74\,300$ кал/м²·ч = 20,65 кал/м²·сек. Этому должна соответствовать средняя разность температур стационарного потока по уравнению

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} (t_i - t_a),$$

откуда

$$t_i - t_a = \frac{Q\delta}{\lambda}.$$

Здесь λ — коэффициент теплопроводности материала стенки; для железа и чугуна $\lambda =$ около 50 кал/м·ч·°Ц; $\delta = \frac{1,2}{20} = 0,06$ м — толщина стенки в метрах; t_i и t_a — средние температуры на внутренней и наружной поверхностях стенки. В нашем примере

$$t_i - t_a = \frac{74\,300 \cdot 0,06}{50} = 89,2^\circ \text{Ц}.$$

Отмечаем, что это не максимальная, а средняя разность температур; в отдельных точках камеры сжатия температурный напор может быть в несколько раз (например, вдвое) больше, как это доказали экспериментальные измерения Эйхельберга.

в) Температурные напряжения

Обозначим, по Тимошенко [1], деформацию волокна стенки, удаленного от оси цилиндра на расстояние $R = R_i(1 + \rho)$, буквой u ; деформация, вследствие тождественности всех явлений в направлении касательной, радиальная, поэтому напряжения температурные, так же как и статические, зависят только от R (или ρ). Деформация u должна подчиняться дифференциальному уравнению:

$$\frac{d^2 u}{dR^2} + \frac{1}{R} \cdot \frac{du}{dR} - \frac{u}{R^2} = \frac{d}{dR} \left[\frac{1}{R} \cdot \frac{d}{dR} (uR) \right] = \frac{1+m}{1-m} \alpha \frac{dt}{dR}.$$

Здесь $m = 0,3$ — Пуассоново отношение, а α — коэффициент линейного температурного расширения материала стенок цилиндра, зависящий от интервала температур и возрастающий с повышением температуры. Для чугуна в интервале 0 — 200°Ц величина $\alpha = 0,000011$; для стали $\alpha = 0,000012$ на 1°

$$\frac{1+m}{1-m} = \frac{1,3}{0,7} = 1,857.$$

Первый интеграл находится очень легко:

$$\frac{1}{R} \cdot \frac{d}{dR} (uR) = 1,857 \alpha \int dt + C_1 = 1,857 \alpha (t_i - t_a) + C_1.$$

Умножая почленно на RdR , получим:

$$d(uR) = 1,857 \alpha (t_i - t_a) R dR + C_1 R dR,$$

откуда второй интеграл:

$$uR = 0,9285 \alpha (t_i - t_a) R^2 + \frac{C_1 R^2}{2} + C_2.$$

Разделив почленно на R , будем иметь:

$$u = 0,9285 \alpha (t_i - t_a) R + \frac{C_1 R}{2} + \frac{C_2}{R}.$$

Произвольные постоянные интегрирования C_1 и C_2 определяются из условия, что при $R = R_i$ и при $R = R_a$ радиальные напряжения равны нулю. В конце концов выводятся следующие выражения для напряжений (E — модуль упругости; для чугуна E равно около 900 000; для стали — 2 200 000 кг/см²):

$$\sigma_t = \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 (R_a - R_i)} \left[2R + \frac{R_i^3}{R^2} - \left(1 + \frac{R_i^3}{R^2} \right) \left(\frac{R_a^3 - R_i^3}{R_a^2 - R_i^2} \right) \right];$$

$$\sigma_r = \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 (R_a - R_i)} \left[R - \frac{R_i^3}{R^2} - \left(1 - \frac{R_i^3}{R^2} \right) \left(\frac{R_a^3 - R_i^3}{R_a^2 - R_i^2} \right) \right].$$

Преобразуем эти выражения подстановкой $R = R_i (1 + \rho)$, получим:

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 \rho_a R_i} \left[2R_i (1 + \rho) + \frac{R_i}{(1 + \rho)^2} - R_i \left(1 + \frac{1}{(1 + \rho)^2} \right) \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a} \right] = \\ &= \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 \rho_a} \left[\frac{2(1 + \rho)^3 + 1}{(1 + \rho)^2} - \frac{(1 + \rho)^2 + 1}{(1 + \rho)^2} \cdot \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a} \right]; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 \rho_a R_i} \left[R_i (1 + \rho) - \frac{R_i}{(1 + \rho)^2} - \left(1 - \frac{1}{(1 + \rho)^2} \right) \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a} \right] = \\ &= \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 \rho_a} \left[\frac{(1 + \rho)^3 - 1}{(1 + \rho)^2} - \frac{(1 + \rho)^2 - 1}{(1 + \rho)^2} \cdot \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a} \right]. \end{aligned}$$

На внутренней поверхности $\rho = 0$, и тогда

$$\sigma_t = - \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1} \cdot \frac{3 + 2\rho_a}{2 + \rho_a}; \quad \sigma_r = 0.$$

На наружной поверхности $\rho = \rho_a$, и тогда

$$\sigma_t = \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1} \cdot \frac{3 + 3\rho_a + 5\rho_a^2 + \rho_a^3}{(1 + \rho_a)(2 + \rho_a)} = \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1} \left[\frac{3}{2 + \rho_a} + \left(\frac{\rho_a}{1 + \rho_a} \right)^2 \right].$$

$$\sigma_r = 0.$$

Анализируя полученные результаты, видим, что каждое из напряжений представляет собой произведение двух величин:

1) независящего от положения точки в стенке множителя

$$\sigma_0 = \frac{E\alpha (t_i - t_a)}{2,1 \rho_a}$$

и

2) множителей, изменяющихся вместе с изменением величины ρ , характеризующей расстояние точки от внутренней поверхности цилиндра. Обозначим их буквами m_t и m_r , а именно:

$$m_t = \frac{2(1 + \rho)^3 + 1}{(1 + \rho)^2} - \frac{(1 + \rho)^2 + 1}{(1 + \rho)^2} \cdot \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a};$$

$$m_r = \frac{(1 + \rho)^3 - 1}{(1 + \rho)^2} - \frac{(1 + \rho)^2 - 1}{(1 + \rho)^2} \cdot \frac{3 + 3\rho_a + \rho_a^2}{2 + \rho_a}.$$

Эти множители не зависят от величины температурного напора и свойств материала, представляют собой относительные безразмерные величины, показывающие долю напряжения σ_0 , действующую в данной точке; они зависят только от ρ_a , т. е. от соотношения между толщиной стенки и радиусом внутренней полости цилиндра. В таблице 16 сопоставлены результаты вычислений для обычной величины $\rho_a = 0,10$

ТАБЛИЦА 16

Распределение напряжений в стенках цилиндров при $\rho_a = 0,1$

Относительный радиус точки $\rho =$	0,0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,10
Статические напряжения	$\left. \begin{array}{l} \sigma_t: p=+ \\ \sigma_r: p=- \end{array} \right\}$	10,52	10,41	10,30	10,19	10,09	10,0	9,89	9,80	9,71	9,52
		1,0	0,886	0,781	0,669	0,569	0,467	0,364	0,270	0,181	0,091
Температурные множители	$\left. \begin{array}{l} m_t = - \\ m_r = + \end{array} \right\}$	0,1524	0,1211	0,0902	0,0595	0,0296	0,0012	0,0168	0,0578	0,0887	0,1483
		0,0	0,0012	0,0024	0,0031	0,0035	0,0035	0,0034	0,0030	0,0022	0,0014

Из таблицы видим, что наибольшее касательное сжатие, около одной шестой доли σ_0 , имеет место на внутренней стенке цилиндра; внешняя стенка цилиндра растягивается по направлению касательной с напряжением около одной седьмой доли σ_0 . Вблизи средней части толщины стенки касательное напряжение равно нулю. Наоборот, напряжения в радиальном направлении наибольшие по середине стенки, но незначительные по величине — всего около одной трехсотой σ_0 ; на внутренней и наружной полостях они равны нулю.

В чугунной стенке σ_0 достигает очень значительной величины. Подставив $E = 900\,000 \text{ кг/см}^2$; $\alpha = 0,000011$; $t_i - t_a = 89,2^\circ\text{Ц}$ (согласно указанного выше расчета) и $\rho_a = 0,1$, получим:

$$\sigma_0 = \frac{900\,000 \cdot 0,000011 \cdot 89,2}{0,1 \cdot 2,1} = 4205 \text{ кг/см}^2.$$

Это дает на внутренней стенке касательное напряжение сжатия $\sigma_t = -4205 \cdot 0,1524 = 641 \text{ кг/см}^2$; на наружной стенке растяжение $\sigma_t = 4205 \cdot 0,1483 = 623 \text{ кг/см}^2$. Наибольшее радиальное напряжение по середине стенки (сжатие) $\sigma_r = -4205 \cdot 0,0035 =$ около 47 кг/см^2 . Статическое растяжение на внутренней стенке $\sigma_t = +10,52 \cdot 25 = 263 \text{ кг/см}^2$, следовательно результирующее напряжение сжатия на внутренней стенке равно $+263 - 641 = 378 \text{ кг/см}^2$; на наружной растяжение равно $238 + 623 = 861 \text{ кг/см}^2$; тем не менее трещины на стенках появляются; это значит, что в действительности в некоторых неудачно сконструированных местах разность температур во много раз превосходит среднюю. Так например, если она в три раза больше, то напряжения будут порядка 2000 кг/см^2 и обязательно вызовут местное разрушение материала.

г) Характеристика материала

Современное машиностроение обладает довольно богатым ассортиментом железных сплавов — от самого хрупкого и твердого чугуна до почти чистого и вязкого железа. Какой материал является наиболее подходящим для изготовления гильзы цилиндра, которая должна выдерживать статические и температурные напряжения.

Чем тоньше стенка, тем меньше температурные напряжения

Пусть, например, мы отлили цилиндр из такого чугуна, который безопасно выдерживает статические напряжения $k = 500 \text{ кг/см}^2$. Тогда толщина стенки

$$\delta = r_a R_i = \frac{2p R_i}{2k} = \frac{25 R_i}{500} = 0,05 R_i,$$

т. е. $r_a = 0,05$. Температурный множитель на внутренней стенке ($p = 0$) тогда уменьшается до $m_i = -0,0756$ и $+0,0744$, т. е. почти вдвое. Разность температур при той же теплопередаче $74\,300 \text{ кал/м}^2\text{-ч}$ ($20,65 \text{ кал/м}^2\text{-сек}$) и при толщине стенки $0,03 \text{ м}$ будет вдвое меньше

$$t_i - t_a = \frac{74\,300 \cdot 0,03}{50} = 44,6^\circ\text{Ц}.$$

Величина σ_0 получится поэтому прежняя (знаменатель и числитель уменьшатся вдвое) $= 4205 \text{ кг/см}^2$, но напряжение будет

$$\sigma_i = -4205 \cdot 0,0756 = -318 \text{ кг/см}^2$$

вместо 641 кг/см^2 , т. е. вдвое меньше. На внутренней стенке будем иметь растяжение около $500 - 318 = 182 \text{ кг/см}^2$, на наружной — растяжение около $500 + 318 = 818 \text{ кг/см}^2$.

Наоборот, если утолстить стенку вдвое, сделав $r_a = 0,2$ (125 кг/см^2), то при неизменном $\sigma_0 = 4205 \text{ кг/см}^2$ будем иметь при $p = 0$ множитель $m_i = -0,309$ и $+0,191$, откуда

$$\sigma_i = -4205 \cdot 0,309 = -1300 \text{ кг/см}^2,$$

т. е. вдвое больше, чем 641 кг/см^2 , что недопустимо для чугуна.

Рассмотрим теперь, какие напряжения получатся при стальной гильзе цилиндра. Допускаемое напряжение на растяжение возьмем 833 кг/см^2 , тогда относительная толщина стенки будет

$$r_a = \frac{25}{833} = 0,03.$$

Температурный множитель уменьшится до

$$m_i = -0,0470 \text{ и } m_i = +0,0446.$$

Разность температур понизится при толщине стенки $\delta = 0,03 \cdot 0,6 = 0,018 \text{ м}$ до

$$t_i - t_a = \frac{74\,300 \cdot 0,018}{50} = 26,75^\circ\text{Ц},$$

но множитель σ_0 изменится вследствие более значительной жесткости материала, характеризуемой модулем упругости E :

$$\sigma_0 = \frac{2\,200\,000 \cdot 0,000012 \cdot 26,75}{0,063} = 11\,200 \text{ кг/см}^2.$$

Температурные напряжения получатся на внутренней стенке $\sigma_i = -11\,200 \cdot 0,047 = -527 \text{ кг/см}^2$, результирующее напряжение на внутренней стенке $833 - 527 = 306 \text{ кг/см}^2$; на наружной стенке $+11\,200 \cdot 0,0446 + 833 = +1205 \text{ кг/см}^2$, что трудно допустимо.

Какой же материал наиболее подходит для стенок цилиндрической гильзы? Для ответа на поставленный вопрос напишем следующие равенства

$$r_a = \frac{25}{k},$$

где k — средняя величина статического напряжения, и

$$\sigma_t = \frac{E\alpha(t_i - t_a)m_t}{2,1\rho_a}$$

Как мы уже видели, множитель m_t приблизительно равен $m_t = 1,5 \cdot \rho_a$. Следовательно,

$$\sigma_t = 0,715 E\alpha(t_i - t_a).$$

Наконец,

$$t_i - t_a = \frac{Q}{\lambda} \rho_a R_i,$$

так что

$$\sigma_t = 0,715 \frac{25 E\alpha R_i}{k\lambda} = 17,86 \frac{E\alpha}{k\lambda} R_i.$$

Свойства материала выражены в множителе

$$h = \frac{E\alpha}{k\lambda},$$

который можно назвать *характеристикой материала*; чем он больше при одном и том же радиусе цилиндра, тем больше температурное напряжение. Поэтому при выборе сортов цилиндрического чугуна, по нашему мнению, надо стремиться к уменьшению именно этой характеристики. Хороший чугун должен иметь:

- 1) возможно малый модуль упругости E ,
- 2) возможно малый коэффициент расширения от нагревания α ,
- 3) возможно высокий коэффициент теплопроводности λ и
- 4) возможно высокое допускаемое напряжение k .

Сравним, например, чугун, у которого $E = 750\,000$; $\alpha = 0,00001$; $\lambda = 56$ и $k = 350$ с чугуном $E = 1\,050\,000$; $\alpha = 0,000015$; $\lambda = 48$ и $k = 200$. Для первого характеристика

$$h_1 = \frac{750\,000 \cdot 0,00001}{56 \cdot 350} = 0,0003815,$$

для второго

$$h_2 = \frac{1\,050\,000 \cdot 0,000015}{48 \cdot 200} = 0,001541$$

т. е. в 4,3 раза больше. Следовательно, сознательным выбором сорта чугуна нельзя пренебрегать в деле борьбы с трещинами цилиндров, крышек и поршней двигателей внутреннего сгорания.

Посмотрим, какова характеристика стали при $E = 2\,000\,000$ кг/см²; $\alpha = 0,000012$; $\lambda = 50$ и $k = 1000$ кг/см².

$$h = \frac{2\,000\,000 \cdot 0,000012}{50 \cdot 1000} = 0,00048.$$

Ничего особенного сталь как материал не представляет, если не подобрать особенный, „качественный“ сорт стали, вроде инвара, для которого α близко нулю и в котором вследствие этого температурные напряжения будут ничтожны. Однако существуют сорта чугуна, характеристика которых в 1,25 раза лучше характеристики обычной стали.

Наконец, в деле борьбы с трещинами не надо упускать из вида и таких мер, при помощи которых уменьшается Q — количество теплоты, передаваемое газами стенке. Так например, полировка или лужение поверхностей будет уменьшать количество тепла, передаваемое лучеиспусканием. Или, например, щитовые тонкие перфорированные пластинки,

покрывающие места, опасные по образованию трещин, могут удерживать холодный слой газа между щитком и стенкой и предохранять ее от усиленной теплопередачи. На опыте эти средства, кажется, еще не испытаны.

Трудности в конструировании цилиндров мощных газовых двигателей возникают только при больших размерах диаметра цилиндра, ибо температурное напряжение пропорционально R_i . При диаметрах менее метра трещины наблюдаются реже. Поэтому имеем еще одно средство борьбы с трещинами — уменьшение R_i , например, посредством увеличения числа оборотов и числа рабочих полостей двигателя.

§ 11. Расчетный тепловой баланс

Составим теперь расчетный тепловой баланс газового двигателя, т. е. баланс, основанный на произведенном тепловом расчете двигателя и поэтому предположительный. Его надо отличать от теплового баланса, полученного на основании экспериментальных измерений, произведенных на уже осуществленном и работающем двигателе.

а) Расход газа

В § 4 при расчете всасывания были указаны методы определения коэффициента подачи газозадушной смеси. Для каждого рабочего цикла всасывается $\eta_v V_0$ н. м³ газозадушной смеси. Из таблицы 6 для расчетного коэффициента избытка воздуха α находим пропорцию газа g , а следовательно знаем расход доменного газа для каждого рабочего цикла $g\eta_v V_0$ н. м³ с теплотворной способностью $\eta_v V_0 E$ кал на цикл. Величины E читаются в той же таблице 6. Таким образом быстро вычисляется расход газа и расход теплоты в топливе на один цикл.

Пусть двигатель имеет k рабочих полостей и делает n об/мин. Если он работает по четырехтактному циклу, то число рабочих циклов в минуту будет

$$\frac{nk}{2}$$

Следовательно, часовой расход газа будет

$$G = \frac{60 \eta_v g V_0 nk}{2} \text{ н. м}^3/\text{ч.}$$

Часовой расход тепла будет

$$Q = \frac{60 \eta_v V_0 E nk}{2} \text{ кал/ч.}$$

Из теоретической индикаторной диаграммы находим среднее индикаторное давление p_i и индикаторную мощность (§ 8).

$$N_i = \frac{10}{9} p_i V_0 nk \text{ и. л. с.}$$

Отсюда легко вычисляется проектный удельный расход газа и тепла на 1 и. л. с.-ч.

$$g_i = \frac{G}{N_i} = 27 \frac{g\eta_v}{p_i} \text{ н. м}^3/\text{и. л. с.-ч.};$$

$$q_i = \frac{Q}{N_i} = 27 \frac{\eta_v E}{p_i} \text{ кал/и. л. с.-ч.}$$

Далее, если известен механический коэффициент полезного действия η_m двигателя, то можно вычислить удельные расходы газа и тепла на 1 *д.л.с.-ч* из уравнений:

$$g_d = \frac{g_i}{\eta_m} = 27 \frac{g \eta_V}{\eta_m p_i} \text{ н. м}^3/\text{д. л. с. - ч.};$$

$$q_d = \frac{q_i}{\eta_m} = 27 \frac{\eta_V E}{\eta_m p_i} \text{ ккал/д. л. с. - ч.}$$

Наконец, для газодинамо на 1 *квт-ч* пересчет состоит в умножении на 1,36 *л.с./квт-ч* и делении на η_e — коэффициент полезного действия электрогенератора

$$g_e = \frac{1,36 g_d}{\eta_e} = 38,7 \frac{g \eta_V}{\eta_m \eta_e p_i} \text{ н. м}^3/\text{квт-ч.};$$

$$q_e = \frac{1,36 q_d}{\eta_e} = 38,7 \frac{\eta_V E}{\eta_m \eta_e p_i} \text{ ккал/квт-ч.}$$

б) Механическая работа

Здесь ставим обратную задачу: если на 1 *н. л.с.-ч* израсходовано q_i *ккал*, то какая доля этой тепловой энергии превращена двигателем в механическую работу? Ответ получается без труда, если вспомнить, что 1 *л.с.-ч* эквивалентна 632 *ккал*, а 1 *квт-ч* — 860 *ккал*. Тогда доля полезной индикаторной работы η_i равна

$$\eta_i = \frac{632}{q_i} = \frac{632}{27} \cdot \frac{p_i}{\eta_V E} = \frac{23,4 p_i}{\eta_V E} \text{ долей/н. л. с. - ч.}$$

На 1 *д.л.с.-ч* будет равна

$$\eta_d = \frac{23,4 \eta_m p_i}{\eta_V E} \text{ долей/д. л. с. - ч.}$$

На 1 *квт-ч* получим

$$\eta_e = \frac{18,37 \eta_m \eta_e p_i}{\eta_V E} \text{ долей/квт-ч.}$$

Если тепловой баланс составляется не удельный (на единицу мощности), а за какой-либо промежуток времени, например, за 1 час, то количество тепла, превращенное в работу, вычисляется умножением мощности в лош. силах (индикаторной N_i , а затем действительной N_d) или в *квт-ч* N_e ; в первом случае на 632, во втором — на 860.

Доля тепловой энергии, израсходованная на трение в механизме двигателя, равна разности

$$\eta_i - \eta_d = (1 - \eta_m) \frac{23,4 p_i}{\eta_V E} \text{ долей/д. л. с. - ч.}$$

Доля тепловой энергии, рассеянная электрогенератором, равна

$$(1 - \eta_e) \frac{18,37 \eta_m p_i}{\eta_V E} \text{ долей/квт-ч.}$$

в) Потеря в тепле выхлопных газов

Объем выхлопных газов, выбрасываемых двигателем после каждого рабочего хода, приведенный к нормальным условиям (0,760), равен

$$\mu \eta_V V_0 \text{ н. м}^3.$$

Следовательно, в час имеем

$$\frac{60 \mu \eta_V V_0 n k}{2} \text{ к.м}^3/\text{ч.}$$

Количество теплоты, содержащееся в этих газах, зависит от температуры t_a , которая была определена в § 8; теплосодержание $\mu \text{ к.м}^3$ выхлопных газов при этой температуре проще всего определить по таблице 11 путем интерполирования в строке соответственной величины α . Так, например, для $\alpha = 1,4$ теплосодержание при 500°Ц $i_1 = 161,0 \text{ кал}$, а при 600°Ц $i_2 = 195,3 \text{ кал}$, значит при температуре 555°Ц $\mu \text{ к.м}^3$ продукты сгорания содержат $i = 179,9 \text{ кал}$, а теплосодержание часового количества выхлопных газов

$$Q_a = \frac{60 \eta_V V_0 n k}{2} i \text{ кал/ч.}$$

Разделив это количество тепла на индикаторную мощность N_i , найдем потерю на 1 *к.л.с.*-ч.

$$q_{ai} = \frac{Q_a}{N_i} = 27 \frac{\eta_V i}{p_i} \text{ кал/к.л.с.-ч.}$$

на 1 *д.л.с.*-ч.

$$q_{ad} = 27 \frac{\eta_V i}{\eta_m p_i} \text{ кал/д.л.с.-ч.}$$

на 1 *квт*-ч

$$q_{ae} = 38,7 \frac{\eta_V i}{\eta_m \eta_e p_i} \text{ кал/квт-ч.}$$

В долях от теплоты, подведенной двигателю в виде горючего газа, потеря в выхлопных газах получится как частное от деления Q_a на Q

$$q_a = \frac{Q_a}{Q} = \frac{i}{E} \text{ долей.}$$

г) Потеря в охлаждающей воде

Как мы видели в § 9, исчисление охлаждения имеет пока только ориентировочное значение. Точно эта потеря определяется на работающей машине замером количества охлаждающей воды и повышения ее температуры. В § 9 указаны два метода расчета. Термодинамический метод привел к формуле

$$q_0 = \frac{\eta_V + \frac{\partial}{\mu}}{\eta_V} \cdot \frac{n-k}{n-1} \cdot \frac{u_n - u_a}{E} \text{ долей.}$$

Второй метод исчисления охлаждения дает количество теплоты на рабочий цикл, отводимое холодными стенками. Деление на $\eta_V V_0 E$ определяет потерю охлаждения в долях подведенной теплоты. Методы иллюстрированы примерными расчетами.

Зная q_0 — потерю охлаждения в долях, легко вычислить часовую потерю Q_0 умножив на Q :

$$Q_0 = q_0 Q \text{ кал/ч.}$$

Таким образом находим и часовое количество охлаждающей воды W кг, если задаться разностью температур Δt выходящей и входящей воды (теплоемкость воды принимаем равной 1) из уравнения

$$Q_0 = W \Delta t \text{ кал/ч.}$$

Отсюда

$$W = \frac{q_0 Q}{\Delta t} \text{ кг/ч.}$$

Второй метод исчисления охлаждения позволяет отдельно рассчитать количество воды, необходимое для охлаждения каждой части поверхности охлаждения. В этом его ценность.

д) Остаточный член

Баланс, конечно, не сойдется, подобно тому как не сходится и баланс работающей машины вследствие неточности измерений и ряда трудно учитываемых потерь. Назовем главные из них:

- 1) охлаждение различных частей двигателя атмосферным воздухом;
- 2) потеря от неполноты горения;
- 3) потеря от неплотности поршней, клапанов и сальников.

В экспериментальных исследованиях величина остаточного члена часто достигает 10 %. В ориентировочном расчетном тепловом балансе он может быть положительным и отрицательным, т. е. остаточный член может быть $\pm 5\%$; его величина характеризует неточность нашего расчета охлаждения.

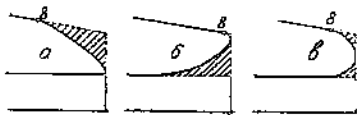
ИСПЫТАНИЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 12. Контрольные испытания

Уже построенный и работающий двигатель многократно испытывается — при пуске в ход, а затем через определенные сроки (каждый месяц, каждый квартал, при каждой неполадке и т. п.) для того, чтобы убедиться в правильном протекании тепловых процессов в нем, чтобы исправить нецелесообразно протекающие явления и чтобы обеспечить наиболее экономичное расходование горючего. Основным прибором для этих исследований служит индикатор.

а) Индикаторные диаграммы

Устройство индикатора и правила снятия индикаторных диаграмм считаем известными; во всяком случае здесь не будем повторять то, что составляет содержание курса „Контрольно-измерительные инструменты“. Необходимо однако восстановить в памяти все правила наладки и проверки индикатора прежде, чем приступить к индицированию, для чего указываем литературу [1].



Фиг. 11. Индикаторные диаграммы слишком раннего, слишком позднего и наилучшего начала выпуска

По индикаторной диаграмме газового двигателя прежде всего видим правильность сборки распределительного механизма. Так, например, слишком большое предваренное выпуск обнаруживается на индикаторной диаграмме резким переломом кривой расширения, необходимым в двухтактных машинах, но излишним в четырехтактных. Регулировка предварения выпуска и здесь сводится к тому, чтобы площадь индикаторной диаграммы была возможно полнее. На фигуре 11 изображен конец индикаторной диаграммы: *a* с слишком ранним началом выпуска, *б* с слишком поздним и *в* — с наилучшим.

Остальные моменты распределения не обнаруживаются ясно на индикаторной диаграмме и должны быть точно определены другими методами; например, буксуем машину из мертвой точки и точно устанавливаем момент начала открытия или закрытия клапана, измеряем перемещение поршня из мертвой точки, а затем, по соотношению длин кривошипа и шатуна, находим и угол.

б) Индикаторная работа

Индикаторная диаграмма позволяет определить среднее индикаторное давление p_i данной полости, а затем, по геометрическим размерам машины, и индикаторную мощность. Проще всего определить среднее индикаторное давление при помощи планиметра, например, Амслера.

Один обвод индикаторной диаграммы от отмеченной на диаграмме произвольно взятой начальной точки до этой же точки позволяет отсчитать в определенном масштабе на циферблатиках площадь индикаторной диаграммы, например в кв. миллиметрах. Разделив полученную площадь на длину, изображающую на диаграмме ход поршня (на длину основания диаграммы), найдем среднюю высоту диаграммы, т. е. среднее индикаторное давление p_i . Для проверки правильности масштаба площади изображаем прямоугольник, высота которого равна p_i , а основание — длине хода поршня в масштабе диаграммы, и обводим его той же иглой планиметра. На циферблатиках должна получиться та же площадь, как и для индикаторной диаграммы, если обвод в обоих случаях был произведен достаточно тщательно. Если нет планиметра Амслера или какого-либо другого (например, еще более точного дискового планиметра Корадни), то можно в каждой мастерской построить планиметр-топорик [2].

Наконец, среднее индикаторное давление легко вычислить как среднюю ординату индикаторной диаграммы. Для этого делят основание диаграммы на произвольное число k равных отрезков, через полученные точки проводят перпендикулярно к основанию прямые линии, измеряют длину ординат между верхней и нижней линией диаграммы и выписывают в вертикальный столбец. Нулевой и последней ординатам вписывают половинную длину, прибавляют все остальные и делят на число делений основания k ; результат и есть средняя ордината, вычисленная по формуле трапеций

$$p_i = \frac{0,5 p_0 + p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_{k-1} + 0,5 p_k}{k}$$

При выводе этой формулы каждая из k площадок с криволинейной верхней и нижней линиями принимается за трапецию, поэтому степень точности невелика. Более точная формула предложена Симпсоном. Верхняя и нижняя линии заменяются не прямыми, как в правиле трапеций, а дугами парабол. Число отрезков, на которое делят основание, обязательно брать четным $2k$. Нулевая и последняя ордината выписываются в первый вертикальный столбец и складываются (первая сумма). Ординаты с нечетным номером — (первая, третья и т. д.) выписываются во второй столбец, складываются и результат умножается на 4 (вторая сумма). Ординаты с четными номерами выписываются в третий столбец, складываются и результат умножается на 2^2 (третья сумма). Полученные три числа складываются и результат делится на утроенное число делений основания $3(2k)$. Для десяти делений ($2k = 10$) формула Симпсона пишется так:

$$p_i = \frac{(p_0 + p_{10}) + 4(p_1 + p_3 + p_5 + p_7 + p_9) + 2(p_2 + p_4 + p_6 + p_8)}{30}$$

Более сложные формулы приближенных квадратур (Лагранжа, Котеса, Чебышева, Гаусса) не применяются.

Когда найдено среднее индикаторное давление p_i , то вычисляют постоянный множитель N_p , равный для четырехтактных машин

$$N_p = \frac{10}{9} \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) n S,$$

где D — диаметр полости цилиндра в метрах;

d — диаметр штока в метрах;

S — ход поршня в метрах;

n — число оборотов в минуту.

Мощность этой полости будет

$$N_{i1} = N_p p_i \text{ и. л. с.}$$

Затем по индикаторным диаграммам второй, третьей и т. д. полостей вычисляем их мощности N_{i2} , N_{i3} и т. д. Складывая их все, находим полную мощность газового двигателя.

В зависимости от отрегулированности распределительных органов и от работы запальников мощности отдельных полостей более или менее отличаются друг от друга. Причины значительного отклонения мощности какой-либо полости от нормы должны быть выяснены и по возможности устранены.

в) Определение коэффициента подачи по индикаторной диаграмме

В § 4 были даны формулы для вычисления коэффициента подачи при различных циклах. Так, например, для обыкновенного четырехтактного цикла была выведена формула

$$\eta_v = \frac{264,2 p_{oc}}{273 + t_{oc}} \left[1 - c \left(\frac{p_{oc}}{p_{ac}} \cdot \frac{273 + t_{ac}}{273 + t_{oc}} - 1 \right) \right].$$

Для работающего двигателя можно воспользоваться этой формулой для определения η_v на основании индикаторной диаграммы, снятой мягкой пружиной (1 ата = 30 мм). Для этого измеряем на индикаторной диаграмме давление в мертвой точке остаточных продуктов сгорания p_{oc} , а во второй мертвой точке M_2 давление конца всасывания p_{ac} . Затем пирометром измеряем температуру выхлопных газов в колене выпускного клапана этой полости и принимаем температуру остаточных продуктов сгорания t_{oc} равной этой температуре (в действительности она немного выше вследствие охлаждения колена водой и вследствие расширения продуктов горения до атмосферного давления; нетрудно внести соответственные поправки). Наконец, измеряем температуру подаваемых доменного газа и воздуха, по ним определяем t_p , а затем вычисляем и t_{ac} .

Величина объема камеры сжатия cV_0 м³ должна быть измерена заливанием ее водой через вынутый впускной клапан. Выпускной клапан, поршень и сальник обмазываем салом или мадней, чтобы достигнуть абсолютной их плотности для воды напора до 1,5 м. Берем лейку, наполняем дистиллированной водой, измеряем температуру воды, которая не должна значительно отличаться от температуры стенок камеры сжатия, взвешиваем лейку вместе с водой и затем через резиновый шланг переливаем воду в камеру сжатия. Когда уровень воды подходит к какой-либо впадине в стенке, например, к верхнему запальнику, при помощи остроконечной стеклянной трубочки с резиновым сифоном выводим из углублений воздух, наблюдая затем, чтобы отсасываемая вода попала обратно в лейку.

По окончании наполнения камеры сжатия и после каждого опорожнения лейки взвешиваем лейку с остатками воды в ней и вычитанием находим вес воды, перелитой в камеру сжатия. Наполнение считаем законченным, когда свободная поверхность уровня поднимется до горизонта закрытого впускного клапана (если он выпуклый, то заранее по чертежу поперечного разреза выпуклости определяем положение равновеликого горизонта). Для дистиллированной воды вес 1 м³ при температурах от 0 до 10°С равен 1000 кг, а при 20°С — 998 кг/м³. Для недистиллированной воды, содержащей соли и механические загрязнения, уд. вес может быть немного больше и должен быть измерен хотя бы простым ареометром.

Деля вес воды, наполняющей камеру сжатия, на вес 1 м³ воды, определим объем $V_c = cV_0$ камеры сжатия в куб. метрах, а деля этот последний на рабочий объем поршня V_0 , найдем относительный размер камеры сжатия

$$c = \frac{V_c}{V_0}.$$

Таким образом определяются все величины, входящие в правую часть уравнения, и получается возможность определить приближенную величину η_V .

Знание коэффициента подачи η_V и коэффициента избытка воздуха α дает возможность ориентировочно определить расход газа. В самом деле, для каждого рабочего цикла всасывается $\eta_V V_0 n$ н. м³ газовой смеси, содержащей в себе по объему g долей газа (табл. 6). Следовательно, расход газа на один цикл равен $g \eta_V V_0 n$ н. м³, а в час расходуется

$$G = \frac{60 g \eta_V V_0 n}{2} \text{ н. м}^3/\text{ч}$$

для рассматриваемой полости. Точно таким же образом находим часовые расходы газа остальных полостей, а суммированием — общий часовой расход газа всей машины. Деля его на индикаторную мощность N_i машины, найдем удельный индикаторный расход газа g_i , а затем, деля на механический коэффициент полезного действия η_m и на электрический коэффициент полезного действия η_e , определим удельные расходы на 1 д.л.с.-ч и на 1 квт.-ч (см. § 11).

Как увидим впоследствии, этот способ определения расхода газа, при всей его неточности и при современном нашем незнании величин t_{oc} и t_{oc} , все же очень ценен, так как другие методы еще менее точны.

Недостатком только что описанного метода определения коэффициента подачи является пользование формулой, при выводе которой лишь ориентировочно учтено влияние подогрева газовой смеси горячими стенками двигателя. Воспользуемся для определения коэффициента подачи мертвыми точками 5 и 1 индикаторной диаграммы; для этих точек по прежнему обозначим температуру продуктов горения буквой t_{oc} . Напишем характеристическое уравнение для точки 5:

$$P_5 (1 + c) V_0 = GR (273 + t_{oc}).$$

Вес продуктов сгорания G мы знаем, так как он должен определяться суммой:

1) веса остаточных продуктов горения = $\delta \gamma_0 V_0$, где γ_0 — удельный вес продуктов сгорания при 0,760 мм рт. ст., и

2) веса вновь образовавшихся продуктов горения.

Объем засасываемой в течение каждого хода газовой смеси при 0,760 равен

$$\eta_V V_0 \text{ н. м}^3.$$

При коэффициенте сжатия μ объем продуктов горения будет

$$\mu \eta_V V_0 \text{ н. м}^3,$$

а вес

$$\mu \eta_V \gamma_0 V_0 \text{ кг.}$$

Итак,

$$G = \delta \gamma_0 V_0 + \mu \eta_V \gamma_0 V_0 \text{ кг.}$$

Поставив G в характеристическое уравнение для точки 5, получим:

$$P_5 (1 + c) V_0 = \mu \eta_V \gamma_0 V_0 R (273 + t_{oc}) + \delta \gamma_0 V_0 R (273 + t_{oc}).$$

Чтобы исключить отсюда δ , напишем характеристическое уравнение для начала всасывания, для точки 1 индикаторной диаграммы:

$$P_1 c V_0 = \delta \gamma_0 V_0 R (273 + t_{oc}).$$

Подставляя δ в предыдущее уравнение, будем иметь:

$$\mu \eta_V \gamma_0 V_0 R (273 + t_{oc}) = [P_5 (1 + c) - P_1 c] V_0.$$

Сокращая в обеих частях равенства V_0 , получим далее

$$P_5 + c(P_5 - P_1) = \mu \eta_V \gamma_0 R (273 + t_{oc}).$$

Кроме того по известной формуле (§ 3)

$$R = \frac{37,85}{\gamma_0},$$

так что имеем окончательно

$$\eta_V = \frac{P_5 + c(P_5 - P_1)}{37,85\mu(273 + t_{oc})}.$$

Зная коэффициент избытка воздуха по таблице 6, находим μ ; давления P_1 и P_5 в мертвых точках (P_5 на продолжении кривой расширения) берем с индикаторной диаграммы, снятой мягкой и жесткой пружинами; величину c измеряем, как было указано; температура выхлопных и остаточных газов t_{oc} измеряется почти во всех испытаниях как температура в выхлопном трубопроводе или в соответственном колене выхлопного клапана.

Возможен еще и третий метод в том случае, когда машина имеет котел-утилизатор. В этом случае, позаботившись о плотности всей выхлопной линии и котла, измеряем диафрагмой, установленной за подогревателем воды, где пульсация потока незначительна, объем протекающих в единицу времени продуктов сгорания V н. м³/ч. Психрометром определяем объемное влагосодержание w продуктов сгорания и вычисляем расход сухих продуктов

$$G V_c = V(1 - w) \text{ н. м}^3/\text{ч.}$$

Но по выведенному нами видоизменению формулы Бунте (см. § 13) объем сухих продуктов сгорания на 1 н. м³ сожженного газа равен

$$V_c = \frac{CO + CH_4 + 2C_2H_4 + CO_2}{u + z + m + 0,1867\sigma} \text{ н. м}^3/\text{н. м}^3.$$

Следовательно часовой расход газа равен

$$G = \frac{V(1 - w)(u + z + m + 0,1867\sigma)}{CO + CH_4 + 2C_2H_4 + CO_2}.$$

С другой стороны,

$$G = \frac{60g\eta_V V_0 nk}{2}.$$

Сравнивая оба выражения, найдем

$$\eta_V = \frac{V(1 - w)(u + z + m + 0,1867\sigma)}{30 V_0 g nk (CO + CH_4 + 2C_2H_4 + CO_2)}.$$

г) Коэффициент избытка воздуха

Вторым чрезвычайно важным показателем теплового процесса газовой машины является величина α — коэффициент избытка воздуха. Температура горения доменного газа, а следовательно и давление являются функцией α ; чем больше α , тем меньше температура горения вследствие того, что количество продуктов сгорания на единицу объема горючего газа при этом больше. Приблизительно так же зависит от α и температура горения при постоянном объеме. А если уменьшается температура горения, то уменьшается и давление взрыва и та мощность, которую можно получить из 1 н. м³ доменного газа. Отсюда ясно, какое важное значение имеет точное

определение величины α для экономичной эксплуатации большой газовой машины.

Обычным, самым дешевым и простым методом определения является метод газового анализа прибором Орса или одним из многочисленных его видоизменений. Будем считать устройство прибора Орса и способ производства газового анализа известными [3]. В результате мы знаем содержание углекислоты u %, кислорода k % и окиси углерода z % в единице объема сухих продуктов сгорания. Кроме того нам должен быть известен, хотя бы приблизительно, состав горючего газа (обозначения § 3). Коэффициент избытка воздуха может быть определен тремя способами:

- 1) по балансу углекислоты;
- 2) по балансу кислорода и
- 3) по балансу азота.

Рассмотрим их поочередно.

д) Баланс углекислоты

Обозначим буквой V_t н.м.³ объем при нормальных условиях сухих продуктов сгорания, получающихся от сжигания 1 н.м.³ горючего газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$; процентное содержание углекислоты будет при этом максимальное u_{max} ; объем углекислоты будет равен

$$u_{max} \cdot V_t.$$

Если же горение происходит с коэффициентом избытка воздуха $\alpha > 1$, то объем сухих продуктов горения V н.м.³ будет больше, чем V_t , а процентное содержание углекислоты станет меньше, вследствие разбавления избыточным воздухом. Объем углекислоты uV на 1 н.м.³ газа должен однако остаться неизменным, если в обоих случаях имело место полное сгорание газа, т. е.

$$uV = u_{max} \cdot V_t,$$

откуда

$$\frac{u}{u_{max}} = \frac{V_t}{V}.$$

Для данного состава горючего газа составляем таблицу 6 (или для 1 н.м.³ газа подобно таблице 5, но для различных α), из которой видно, что 1 н.м.³ газозадушной смеси при $\alpha = 1$ содержит g_t долей по объему горючего газа и дает 0,211 н.м.³ углекислоты и 0,658 н.м.³ азота, а всего 0,869 н.м.³ сухих продуктов сгорания. Обозначим этот объем буквой μ_s и найдем суммированием объемы сухих продуктов сгорания μ_s и при других коэффициентах избытка воздуха α . Результаты сопоставлены в таблице 17. Зная величины μ_s и g , легко определить величины V_t и V .

ТАБЛИЦА 17
Процентное содержание углекислоты в продуктах горения
среднего доменного газа

α	Газа g	Сухих продуктов μ_s (н.м. ³)	CO ₂ (%)	$\frac{V_t}{V} = \frac{u}{u_{max}}$
1,0	0,564	0,869	24,28	1,0
1,2	0,518	0,878	22,10	0,964
1,4	0,480	0,888	20,26	0,833
1,6	0,447	0,896	18,64	0,769
1,8	0,418	0,902	17,30	0,714
2,0	0,393	0,909	16,17	0,666

В самом деле, если g н.м.³ газа при полном сгорании дают μ_s н.м.³ сухих продуктов, то очевидно 1 н.м.³ газа даст сухих продуктов

$$V = \frac{\mu_s}{g}; \quad V_t = \frac{\mu_{st}}{g_t}.$$

Деление дает:

$$\frac{V_t}{V} = \frac{g}{g_t} \cdot \frac{\mu_{st}}{\mu_s} = \frac{u}{u_{max}}.$$

В пятом столбце таблицы 17 сопоставлены значения этого отношения для среднего состава доменного газа. Следовательно, если такая таблица составлена, то путем интерполирования в столбце 5 или непосредственно по столбцу 4 легко определить коэффициент избытка воздуха α .

Однако главным недостатком этого метода является предположение полного сгорания газа, что при правильном отрегулировании двигателя и достаточном количестве запальников и должно иметь место. Тогда вполне рациональна была бы установка на выхлопном трубопроводе автоматических газоанализаторов (Моно; Раярекс и т. п.). В формулу и в таблицу можно внести поправки как на неполное горение, так и на отклонение состава доменного газа от среднего.

е) Баланс кислорода

Если бы при полном сгорании 1 н.м.³ газа коэффициент избытка воздуха α равнялся 1, то необходимо было бы засосать L_t н.м.³ (§ 3) воздуха. В продуктах сгорания содержание кислорода было бы равно нулю. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$ надо засосать воздуха L н.м.³, больше чем L_t , причем получится V н.м.³ сухих продуктов сгорания, содержащих $k\%$ по объему кислорода. Объем кислорода, неизрасходованного в процессе горения на 1 н.м.³ газа, будет с одной стороны равен

$$0,21 (L - L_t) \text{ н.м.}^3,$$

а с другой стороны, по объему продуктов горения

$$\frac{kV}{100} \text{ н.м.}^3.$$

Сравнивая эти величины

$$21 (L - L_t) = kV$$

и деля это уравнение почленно на $21 L_t$, получим

$$\frac{L}{L_t} = 1 + 0,048 \cdot \frac{V}{L_t}.$$

Обозначим соотношение между объемом сухого дыма V и объемом 1 н.м.³ горячего газа плюс L н.м.³ воздуха—объемом газоздушной смеси—буквой s :

$$s = \frac{V}{1+L} \quad \text{или} \quad V = s (1+L).$$

Тогда наше уравнение примет вид

$$21 (L - L_t) = ks (1+L).$$

Решая его относительно L , получим:

$$L = L_t \frac{21 + \frac{ks}{L_t}}{21 - ks}.$$

Отсюда коэффициент избытка воздуха равен

$$\alpha = \frac{L}{L_t} = \frac{21 + \frac{ks}{L_t}}{21 - ks} = 1 + \left(1 + \frac{1}{L_t} \right) \left(\frac{ks}{21} + \frac{k^2 s^2}{441} + \frac{k^3 s^3}{9260} + \dots \right).$$

В этом ряде величина s несколько меньше μ и меньше единицы; величина $\frac{k}{21}$ тоже всегда правильная дробь. Поэтому ряд этот сходится.

Для того чтобы ознакомиться с быстротой его сходимости для доменного газа, вычислим сначала величину s . Для 1 н.м³ газовойвоздушной смеси в таблице 17 нами уже вычислена величина μ_s и мы знаем

$$V = \frac{\mu_s}{g},$$

Количество израсходованного воздуха на 1 н.м³ горючего газа при $\alpha = 1$ равно

$$L_t = \frac{l_t}{g_t} = \frac{1 - g_t}{g_t} = \frac{0,436}{0,564} = 0,774 \text{ н.м}^3,$$

как это и должно быть согласно таблице 5. Подобным же образом ищем:

$$L = \frac{1 - g}{g}; \quad 1 + L = \frac{1}{g}.$$

Подставляя в выражение для s , получим:

$$s = \frac{V}{1 + L} = \frac{\mu_s g}{g} = \mu_s.$$

Следовательно, величина $s = \mu_s$; для нашего среднего доменного газа она известна и уже вычислена нами в столбце 3 таблицы 17; она увеличивается с возрастанием α от $\mu_s = 0,869$ до $\mu_s = 0,909$; при $\alpha = \infty$ величина $\mu_s = 1$.

Решив несколько примеров, можно убедиться в том, что ряд сходится медленно; так например, при α около 1,8 необходимо принимать во внимание член, содержащий k^3 . Гораздо удобнее для ориентировочных подсчетов пользоваться более грубой формулой, пригодной для определенного газа; например для доменного газа формула $\alpha = 1 + 0,18 k$ дает несколько преувеличенные значения при $\alpha < 1,4$ и преуменьшенные при $\alpha > 1,4$.

Баланс азота рассмотрим в следующем параграфе.

§ 13. Контрольное уравнение и коэффициент избытка воздуха.

а) Количество продуктов сгорания

Количество выхлопных газов на 1 н.м³ сгоревшего газа легко определяется, если известен их состав.

Будем предполагать, что для ответственного испытания газовый анализ произведен более полно, с дожиганием, так что сухая часть дыма содержит по объему

углекислоты	$w^0/0$
окиси углерода	$z^0/0$
метана	$m^0/0$
водорода	$h^0/0$
кислорода	$k^0/0$
азота	$n^0/0$
	Итого . 100%0

Кроме того, на 1 н.м³ дыма приходится σ г углерода в виде летучей сажи; ее объем можно считать равным нулю.

Составим баланс углерода в горючем газе и в продуктах горения, пренебрегая ничтожным количеством углекислоты, содержащейся в воздухе. Количество углекислоты, образующееся при полном сгорании 1 н.м³ сухого газа, равно:

$$0,01 (\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2) \text{ н.м}^3$$

Если объем сухих продуктов, приведенный к 0 и 760, обозначить V н.м³, то в продуктах сгорания будем иметь углекислоты

$$\frac{u}{100} V \text{ н.м}^3.$$

Кроме того, углерод содержится еще в $\frac{zV}{100}$ н.м³ окиси углерода и в $\frac{mV}{100}$ н.м³ метана

Если бы мы дожгли оба эти газа, то получили бы еще дополнительно равные объемы углекислоты, т. е. *

$$\frac{(z+m)V}{100} \text{ н.м}^3.$$

Наконец σV г сажи дали бы при полном сгорании $0,001867 \sigma V$ н.м³ углекислоты.

Следовательно, на основании этого подсчета, общий объем углекислоты при полном сжигании был бы:

$$\frac{(u+z+m)V}{100} + 0,001867 \sigma V \text{ н.м}^3.$$

Приравнивая его к ранее найденному количеству углекислоты, получим уравнение:

$$\frac{\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2}{100} = \frac{(u+z+m)V}{100} + \frac{0,1867 \sigma V}{100}.$$

Решая это уравнение относительно V , находим

$$V = \frac{\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2}{u+z+m+0,1867 \sigma} \text{ н.м}^3$$

на 1 н.м³ сухого газа. Умножением на $(1 - 0,01w)$ определим объем сухого дыма на 1 н.м³ влажного газа с объемным влагосодержанием w %.

б) Контрольное уравнение

Как и при выводе общезвестного контрольного уравнения для твердых топлив, воспользуемся балансом азота для вывода нового контрольного уравнения при неполном горении газообразных топлив. Такое контрольное уравнение необходимо, так как не все составные части продуктов горения могут быть определены непосредственным измерением. Азот с трудом поглощается какими-либо реактивами, поэтому его количество находится как дополнение до 100% всех остальных составных частей. Таким образом как бы плохо или неполно ни был произведен газовый анализ, нет критерия оценки степени его неточности.

Только контрольное уравнение, дающее зависимость между всеми составными частями продуктов сгорания, кроме азота, и составом топлива, позволяет произвести подобную оценку.

В дыме, полученном от неполного горения 1 н.м³ горючего газа в количестве V н.м³ (сухая часть), содержится азота

$$\frac{nV}{100} = \frac{(100 - u - z - m - h - k)V}{100} \text{ н.м}^3.$$

Согласно балансу азота, который в процессе горения не претерпевает химических изменений, это количество азота должно равняться тому количеству азота 0,01 N н.м³, которое содержалось в газе, плюс азот, вовлеченный с кислородом воздуха.

Это последнее количество легче всего определить по кислороду, израсходованному на неполный процесс горения, плюс азот, вовлеченный вместе с избыточным кислородом.

Начнем с последней величины.

Количество кислорода в дымовых газах равно

$$\frac{kV}{100} \text{ н.м}^3.$$

Так как в среднегодовом воздухе содержится 20,8% кислорода, 77,3% азота, 0,9% аргона (остальное водяной пар и углекислота), то на единицу объема кислорода приходится азота и аргона:

$$\frac{78,2}{20,8} = 3,76 \text{ ед. объема.}$$

Следовательно, с 1 н.м³ избыточного кислорода вовлекается $\frac{3,76}{100}$ н.м³ азота и аргона.

Если бы горение было полное, то кислорода было бы израсходовано K н.м³ (см. § 3); вследствие же химической неполноты горения расход кислорода в действительности меньший, так как не сгорело $\frac{zV}{100}$ н.м³ окиси углерода и ввиду этого не израсходован вдвое меньший объем кислорода, т. е.

$$\frac{0,5zV}{100} \text{ н.м}^3.$$

Точно так же не было сожжено $\frac{hV}{100}$ н.м³ водорода и не израсходовано $\frac{0,5hV}{100}$ н.м³ кислорода.

Кроме того, не сожжено $\frac{mV}{110}$ н.м³ метана и не израсходовано $\frac{2mV}{100}$ н.м³ кислорода.

Наконец не сожжено σV г сажи и не израсходовано 0,001867 σV н.м³ кислорода.

В результате кислорода израсходовано меньше на

$$\frac{0,5(z + h) + 2m + 0,1867 \sigma}{100} \cdot V \text{ н.м}^3.$$

Действительный расход кислорода равен

$$K - \frac{0,5(z + h) + 2m + 0,1867 \sigma}{100} \cdot V \text{ н.м}^3.$$

Количество вовлеченного азота равно:

$$3,76 \cdot \left[K - \frac{0,5(z+h) + 2m + 0,1867\sigma}{100} \right] V_{н.м^3}$$

Уравнение баланса азота принимает вид

$$\frac{100 - u - z - m - h - k}{100} \cdot V = \frac{N}{100} + \frac{3,76 k V}{100} +$$

$$+ 3,76 \left[K - \frac{0,5(z+h) + 2m + 0,1867\sigma}{100} \cdot V \right]$$

Сокращением на 100 и делением почленно на V , получим:

$$100 = 4,76 \cdot k + (u + z + m) + \frac{3,76 \cdot K + N}{V} - 1,88 z - 0,88 h -$$

$$- 7,52 m - 0,705 \sigma$$

Подставляя ранее найденные выражения для K и V , найдем:

$$100 = 4,76 k + (u + z + m) \left[1 + \frac{N + 3,76 (0,5 H + 0,5 CO + 2 CH_4 + 3 C_2H_4 - O)}{CO + CH_4 + 2 C_2H_4 + CO_2} \right] +$$

$$+ 0,1867 \sigma \left[1 + \frac{N + 3,76 (0,5 H + 0,5 CO + 2 CH_4 + 3 C_2H_4 - O)}{CO + CH_4 + 2 C_2H_4 + CO_2} \right] -$$

$$- 1,88 z - 0,88 h - 7,52 m - 0,705 \sigma$$

Сокращая почленно на 4,76 и обозначая буквой δ контрольную характеристику газообразного топлива:

$$\delta = 0,21 \left[1 + \frac{N + 3,76 (0,5 H + 0,5 CO + 2 CH_4 + 3 C_2H_4 - O)}{CO + CH_4 + 2 C_2H_4 + CO_2} \right],$$

получим контрольное уравнение горения газов:

$$21 = k + u\delta + z(\delta - 0,395) + m(\delta - 1,58) - 0,185 h - 0,1867\sigma(\delta - 0,79)$$

Если произведен полный и точный газовый анализ, то это уравнение, после подстановки в него найденных из опыта величин k, u, z, m, h, σ , и характеристики δ , должно обратиться в тождество.

Поблагая, что в этом уравнении $k = z = m = h = \sigma = 0$, найдем максимальное возможное по составу газа объемное содержание углекислоты в продуктах горения:

$$u_{max} = \frac{21}{\delta}$$

Приравняв нулю другие пять величин, кроме одной, определим таким же образом максимальное содержание последней: например, для окиси углерода получим:

$$z_{max} = \frac{21}{\delta - 0,395}$$

Если газовый анализ неполный, то этим уравнением можно воспользоваться для вычисления недостающего члена, например, σ или суммы нескольких недостающих членов.

Содержание в дыме сажи σ может быть найдено теми же ¹ методами, при помощи которых определяется пыльность газов. До сих пор ее еще не определяли. Можно полагать, что при горении бедных газов (доменного, генераторного) сажа не образуется, и принимать, если нет опытных данных, $\sigma = 0$. При горении жирных газов (светильного, коксовального) пламя непрозрачно, ярко светится, вследствие присутствия в точке горящей сажи, образующейся от диссоциации метана и других углеводородных многоатомных газов. Если нет опытных данных, то можно воспользоваться контрольным уравнением для вычисления σ по формуле:

$$\sigma = \frac{21 - k - u\delta - z(\delta - 0,395) - m(\delta - 1,58) - 0,185 h}{0,1867 \delta - 0,1474}$$

При коэффициенте избытка воздуха более 1,2 величина σ обыкновенно близка нулю.

Интересно отметить, что если характеристика газа $\delta < 1,266$, то знаменатель и числитель отрицательны; как раз для доменного газа мы имеем величину δ около 0,85; образование сажи здесь мало вероятно.

в) Коэффициент избытка воздуха

Теперь уже легко воспользоваться балансом азота, написав его в другом виде, для определения коэффициента избытка воздуха α : сумма объемов азота в действительно израсходованном количестве воздуха αL_1 и азота, содержащегося в горючем газе, равна объему азота, содержащемуся в дыме. Согласно ранее принятых обозначений получим уравнение:

$$0,782 \alpha L_1 + 0,01 N = 0,01 nV$$

(0,782 — содержание азота и аргона в воздухе среднегодовой влажности).

Остается только найти формулу, которая выражала бы теоретически необходимый объем воздуха для полного сжигания того же газа, предполагая однако, что состав газа неизвестен, а известен состав продуктов горения и характеристики газа.

Найдем прежде всего количество азота в дыме в случае неполного горения без избытка воздуха; тогда в дыме отсутствовал бы избыточный воздух, количество которого может быть определено по содержанию кислорода в дымовых газах: кислорода $\frac{kV}{100}$ н.м.³, а азота $3,76 \frac{kV}{100}$ н.м.³.

Следовательно, искомое количество азота равно

$$N_1 = 0,01 nV - 0,0376 kV \text{ н.м.}^3$$

При полном горении окись углерода, оставшаяся в дыме, дала бы равный объем углекислоты и дополнительно вовлекла бы

$$\frac{0,5 zV}{100} \cdot 3,76 \text{ н.м.}^3 \text{ азота.}$$

Точно так же дожигание водорода прибавило бы

$$\frac{1,88 hV}{100} \text{ н.м.}^3 \text{ азота.}$$

Дожигание метана дало бы равный объем углекислоты с вовлечением

$$\frac{7,52 mV}{100} \text{ н.м.}^3 \text{ азота.}$$

¹ Подробнее см. статью *Отрошко Н. Т.*, Балласт доменного газа и способы его измерения, „Энергетика“, 1932, № 11-12, стр. 34-39.

Наконец, при дожигании сажи было бы вовлечено $3,76 \cdot 0,001867 \cdot \sigma = 0,007019 \text{ с н.м}^3$ азота.

Водяной пар не учитываем, так как нас интересует сухая часть дыма. Теперь составим баланс азота для случая полного горения газа с теоретическим количеством воздуха L_t при $\alpha = 1$; до сжигания азот воздуха и газа имел объем:

$$0,782 L_t + 0,01 N \text{ н.м}^3.$$

Вследствие дожигания, к ранее найденной величине N_1 прибавится азота:

$$\frac{V}{100} (1,88 z + 1,88 h + 7,52 m + 0,7019 \sigma) \text{ н.м}^3.$$

Уравнение азотного баланса получает вид:

$$0,782 L_t + 0,01 N = (0,01 n - 0,0376 k + 0,0188 z + 0,0188 h + 0,0752 m + 0,7019 \sigma) V.$$

Определяя отсюда $0,782 L_t$ и подставляя его в первое уравнение азотного баланса, получим:

$$\alpha [(0,01 n - 0,0376 k + 0,0188 z + 0,0188 h + 0,0752 m + 0,7019 \sigma) \cdot V - 0,01 N] = 0,01 n V - 0,01 N.$$

Умножая это равенство почленно на 100, подставляя V и $n = 100 - u - z - m - h - k$, определим α :

$$\alpha = \frac{\frac{100 - u - z - m - h - k}{u + z + m + 0,1867 \sigma} (\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2) - N}{100 - (u + z + m) - k - h - 3,76 k + 1,88 z + 1,88 h + 7,52 m + 70,19 \sigma} \times \frac{N}{u + z + m + 0,1867 \sigma} \times (\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2) - N$$

Обозначая для сокращения письма вторую характеристику газа буквой ε , а именно:

$$\varepsilon = 1 + \frac{N}{\text{CO} + \text{CH}_4 + 2\text{C}_2\text{H}_4 + \text{CO}_2},$$

получим окончательно после простых преобразований

$$\alpha = \frac{100 - \varepsilon(u + z + m) - k - h + 0,1867 \sigma}{100 - \varepsilon(u + z + m) - 4,76 k + 1,88 z + 0,88 h + 7,52 m + 0,1867 \sigma (4,76 - \varepsilon)}.$$

Если в продуктах сгорания не содержится сажи, водорода и метана, т. е. $m = h = \sigma = 0$, то получим более простую формулу

$$\alpha = \frac{100 - \varepsilon(u + z) - k}{100 - \varepsilon(u + z) - 4,76 k + 1,88 z}.$$

Контрольное уравнение в этом случае имеет вид

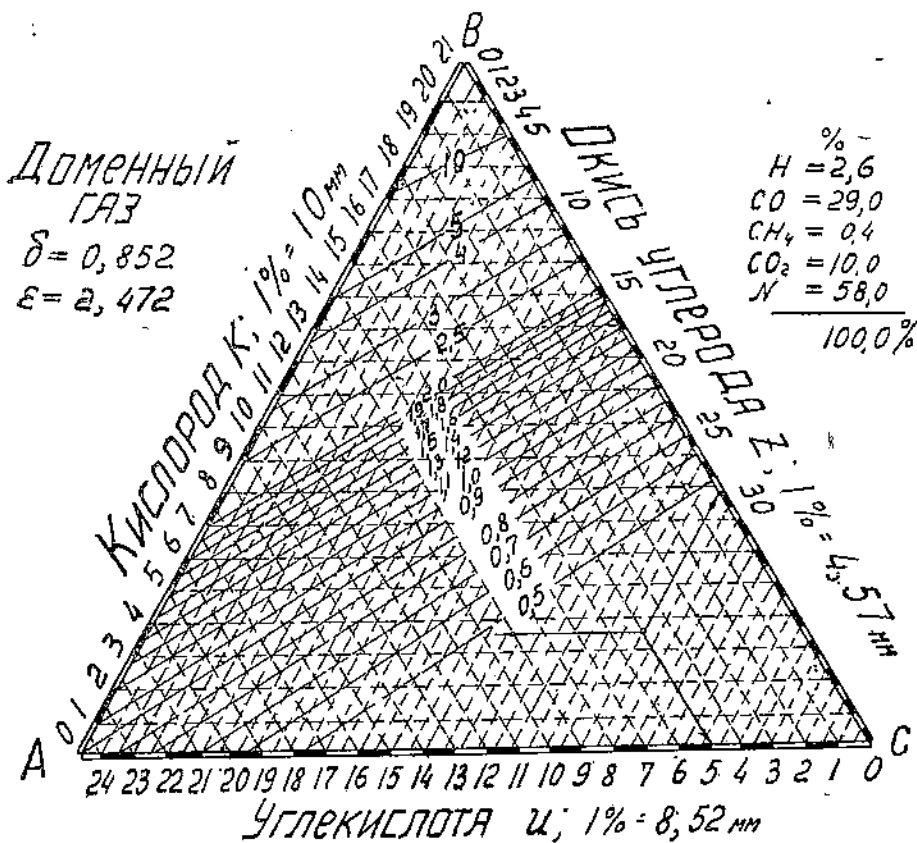
$$21 = k + \varepsilon(u + z) - 0,395 z.$$

г) Равносторонние диаграммы

При наиболее распространенном в практике сокращенном анализе продуктов горения прибором Орса контрольное уравнение и уравнение для коэффициента избытка воздуха дают возможность построить очень простые равносторонние диаграммы для быстрого отчета коэффициента избытка воздуха только по двум составным частям: углекислоте $w\%$ и кислороду $k\%$.

Построим правильный равносторонний треугольник, сторона которого равна, например 21 см (фиг. 12); на стороне AB нанесем деления количества кислорода в масштабе $1\% k = 10$ мм; наибольшее возможное содержание кислорода в дыме при бесконечно большом α будет $k_{max} = 21\%$. На основании CA нанесем деления количества углекислоты $u\%$. Так как наибольшее возможное количество u_{max} при полном сгорании доменного газа с теоретическим количеством воздуха

$$u_{max} = \frac{21}{8},$$



Фиг. 12. Равносторонняя диаграмма горения доменного газа.

то при $\delta = 0,852$ (вычислим по составу доменного газа) получим $u_{max} = 24,65\%$, и деления должны быть нанесены в масштабе $1\% u = 8,52$ мм. Наконец, на стороне BC наносим деления окиси углерода $z\%$ в масштабе $1\% z = 4,57$ мм, так как

$$z_{max} = \frac{21}{\delta - 0,395} = \frac{21}{0,457}.$$

Проведя пунктирную сетку и ориентировочные направления, нанесем линии равных коэффициентов избытка воздуха с начала в области $\alpha > 1$. Для этого найдем содержание кислорода в дыме k_0 при полном сгорании ($z = 0$). Контрольное уравнение в этом случае примет вид:

$$21 = k_0 + u_0.$$

Уравнение коэффициента избытка воздуха напишется

$$100(\alpha - 1) - \varepsilon u(\alpha - 1) = (4,76\alpha - 1)k_0.$$

Исключив из этих совместных уравнений u , найдем k_0 :

$$k_0 = \frac{(\alpha - 1)(100\delta - 21\varepsilon)}{(4,76\delta - \varepsilon)\alpha + (\varepsilon - \delta)}.$$

С другой стороны, найдем содержание окиси углерода z_0 , когда количество углекислоты $u = 0$, для чего исключим k из совместных уравнений:

$$21 = k + z_0(\delta - 0,395)$$

и

$$100(\alpha - 1) - \varepsilon z_0(\alpha - 1) + 1,88 z_0 \alpha = k(4,76\alpha - 1).$$

Получим

$$z_0 = \frac{79}{(4,76\delta - \varepsilon)\alpha + (0,395 + \varepsilon - \delta)}.$$

Задаваясь различными значениями α , найдем для данного состава газа (δ и ε) величины k_0 и z_0 и полученные точки соединим прямыми линиями, написав на них соответственные значения α .

Точно так же и в области $\alpha < 1$ сначала задаемся $k = 0$ и, исключив z , определяем u_0 :

$$u_0 = \frac{39,5 - (100\delta - 21\varepsilon) \cdot (1 - \alpha)}{(1,88\delta - 0,395\varepsilon)\alpha + 0,395\varepsilon};$$

потом задаемся $u = 0$ и, исключив k , определяем z_0 :

$$z_0 = \frac{79}{(4,76\delta - \varepsilon)\alpha + \varepsilon + 0,395 - \delta}.$$

В таблице 18 вычислены значения u_0 , z_0 и k_0 для газа с характеристиками $\delta = 0,852$, $\varepsilon = 2,472$, а на фигуре 12 представлена полученная равносторонняя диаграмма горения этого доменного газа.

Пусть, например, по прибору Орса $u = 20\%$, $k = 3\%$; по диаграмме читаем $\alpha = 1,1$; $z = 2\%$.

ТАБЛИЦА 18

Разметка равносторонней диаграммы для среднего доменного газа

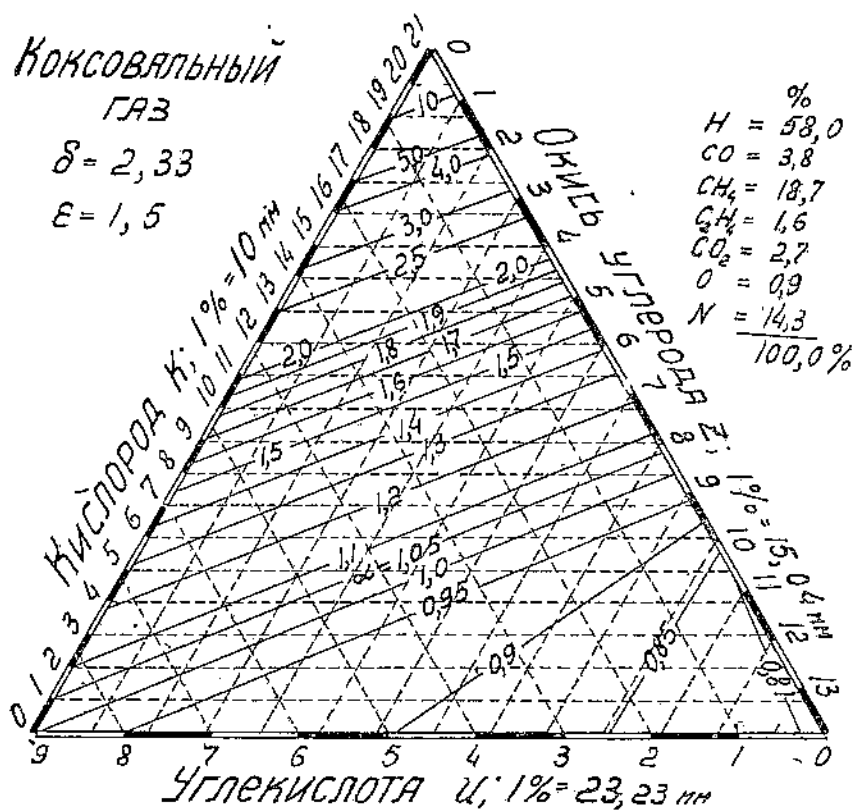
$\alpha =$	10	5	4	3	2,5	2,0	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4
$z_0 =$	4,43	7,96	9,47	11,68	13,22	15,24	15,72	16,24	16,78	17,37	17,99	18,71
$k_0 =$	17,16	13,96	12,55	10,45	8,950	6,955	6,471	5,957	5,403	4,809	4,167	3,470
$\alpha =$	1,3	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	
$z_0 =$	19,39	20,17	21,02	21,95	22,97	24,07	25,30	26,65	28,15	29,85	31,62	
$k_0 =$	2,715	1,891	0,990	0; $u_0 =$	23,5	22,26	20,87	19,38	17,73	15,92	13,91	

На фигуре 13 изображена равносторонняя диаграмма горения коксовального газа состава (без влаги) $H = 58,0\%$; $CO = 3,8\%$; $CH_4 = 18,7$; $C_2H_6 = 1,6$; $CO_2 = 2,7$; $O_2 = 0,9$; $N = 14,3\%$ по объему.

Характеристики этого газа $\delta = 2,33$; $\varepsilon = 1,50$.

Интересно на диаграмме значительное количество несгоревшей окиси углерода (больше, чем ее было в горючем газе) при коэффициентах избытка воздуха менее 0,93. Это надо, вероятно, понимать так, что кроме окиси углерода при этом будут и метан, и водород, и сажа, т. е. что диаграмма уже не выражает действительного процесса горения.

Итак, определение коэффициента избытка воздуха при горении газов представляет собой поле, еще неглубоко разработанное в экспериментальном отношении. Как это ни странно, почти ни в одном из опытов



Фиг. 13. Равносторонняя диаграмма горения коксового газа.

со взрыванием газозвудушных смесей в закрытых сосудах не приводится результатов газового анализа продуктов сгорания, и вообще экспериментальный исследовательский материал по горению газов сравнительно беден.

§ 14. Измерение расхода газа и воздуха

а) Метод Неймана

Для непосредственного измерения расхода газа и воздуха в опубликованных до сих пор исследованиях мощных газовых машин применялись два способа:

- 1) по опусканию колокола газгольдера и
- 2) посредством диаграммы, сопла, трубы Вентури или трубки Прандтля. Газовые часы применимы только для мелких двигателей.

Из косвенных методов надо назвать метод определения коэффициента подачи (см. § 12) и метод Неймана [1], который базируется на тепловом балансе.

Обозначим часовой расход газа двигателем G в $\text{м}^3/\text{ч}$, теплотворную его способность γQ в $\text{кал}/\text{н.м}^3$. Так как, согласно опытам, на неучитываемые потери (остаточный член—охлаждение наружным воздухом, потери через неплотности и пр.) приходится от 3 до 9%, помножим теплоту-брутто на коэффициент $\eta =$ от 0,91 до 0,97. Эта теплота превратилась:

1) В полезную работу, причем расчет можно вести как на полезную работу в *квт-ч.* или в воздухоудной мощности, так и на индикаторную работу; пусть индикаторная мощность двигателя будет N_i л.с., тогда в механическую работу перешло $632 N_i$ кал/ч.

2) В теплоту охлаждающей воды; пусть W обозначает часовой расход воды в килограммах какой-либо части двигателя, t_k — температура холодной воды, подводимой к этой части, а t_w — температура нагретой воды при выходе из нее в градусах Цельсия. Принимая теплоемкость воды равной единице, найдем теплоту охлаждающей воды, суммируя произведения для всех охлаждаемых водою частей

$$\sum W(t_w - t_k) \text{ кал/ч.}$$

3) В теплоту выхлопных газов; пусть газовым анализом установлен коэффициент избытка воздуха α и по составу горючего газа вычислен теоретический расход воздуха

$$L_1 \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Тогда приведенный к 0,760 объем выхлопных газов будет

$$\mu G(1 + \alpha L_1) \text{ н.м}^3/\text{ч.}$$

Измерив температуру выхлопных газов t_{ac} и вычислив (табл. 11) теплосодержание i кал μ н.м³ продуктов сгорания, можем вычислить и часовую теплоту выхлопных газов

$$G(1 + \alpha L_1) i \text{ кал/ч.}$$

Эта же величина может быть выражена еще иначе — с меньшей затратой труда на вычисления и с меньшей вероятностью ошибок. По формуле Бунте, объем сухих продуктов сгорания на 1 н.м³ газа равен

$$V_c = \frac{CO + CH_4 + 2C_2H_4 + CO_2}{u + z + m + 0,1867\sigma} \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Принимая $m = \sigma = 0$ и учитывая приблизительно влажность продуктов сгорания w (напр. 4% от объема сухих газов), найдем

$$V = \frac{CO + CH_4 + 2C_2H_4 + CO_2}{u + z} (1 + w) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3.$$

Здесь CO, CH₄ и пр. — содержание углерод составные части горючего газа в процентах по объему. Тогда часовая теплота выхлопных газов равна

$$GV \frac{i}{\mu} \text{ кал/ч.}$$

4. От теплоты-брутто должна быть еще вычтена потеря от химической неполноты горения, равная

$$\frac{30,5z}{u + z} GV \text{ кал/ч.}$$

Итак, часовой тепловой баланс двигателя, в нашей интерпретации, выразится уравнением

$$\eta G(\gamma Q) - \frac{30,5z}{u + z} GV = 632 N_i + \sum W(t_w - t_k) + GV \frac{i}{\mu}.$$

Решая это уравнение относительно G , найдем:

$$G = \frac{632 N_i + \sum W(t_w - t_k)}{\eta(\gamma Q) - \left(\frac{i}{\mu} + \frac{30,5z}{u + z} \right) V}.$$

Теплотворную способность γQ 1 н.м³ газа для каждого испытания было бы правильно определять измерением, например, посредством калориметра Юнкера.

Выведенная формула ясно показывает не особенно большую точность этого метода: знаменатель представляет собой разность двух величин, из которых вычитаемое составляет 25—30% от уменьшаемого. Уменьшаемое включает множитель η , который неизвестен точно, а должен быть принят ориентировочно с возможной погрешностью $\pm 5\%$. Следовательно, возможная погрешность результата G также будет $\pm 5\%$. Тем не менее, этот метод вместе с методом коэффициента подачи сравнительно просты и если не дают точных цифр и непригодны для проверки гарантий, то незаменимы для сравнительных исследований при оценке какого-либо изменения конструкции или режима двигателя при прочих равных условиях, так как обе сравниваемые цифры будут преувеличены или преуменьшены приблизительно в одинаковой мере.

б) Метод газгольдера

Если металлургический завод имеет хотя бы небольшой газгольдер для доменного газа, то им можно воспользоваться, как газомером. Для этого принимают меры для наполнения газгольдера к моменту начала испытания. По геометрическим размерам внутренней полости газгольдера тарируем его высоты, т. е. вычисляем, сколько куб. метров газа необходимо подать в газгольдер или выпустить из газгольдера для того, чтобы средняя арифметическая величина из показаний трех указателей высоты подъема, расположенных на одинаковых приблизительно расстояниях друг от друга по окружности газгольдера изменялась на 1 см.

Еще лучше проверить вычислительную тарировку опытами, наполняя сначала газгольдер через газопровод с диафрагмой, с соплом или с трубой Вентури и сравнивая показания протекшего объема газа с показаниями высотометров. Все потребители газа из газгольдера при таком тарировочном испытании должны быть тщательно отключены; уровни воды должны поддерживаться на постоянной высоте, словом, все изменения объемов должны тщательно учитываться. Вместо наполнения газгольдера тарировку высотометров можно производить и его опорожнением через трубу с диафрагмой, соплом или трубой Вентури.

Тарировка продельвается раз навсегда и записывается в особый журнал. Она может служить основанием для измерений расхода газа любого двигателя, печи или вообще потребителя, если его можно приключить к газгольдеру: тарированный газгольдер есть заводской газомер.

Испытание доменно-газового двигателя по газомеру описано проф. Ридлером [2] на заводе Феникс в Рурской области (Германия). Газодинамической мощности 1200 и. л. с. имела газгольдер емкостью 1000 м³. Смотря по нагрузке, эта емкость хватала для испытания продолжительностью от 15 до 50 мин. Расход тепла оказался при нагрузке 90% около 2000 кал/и. л. с.-ч. Второе испытание, описанное в той же книге, было произведено на Ромбахском заводе, также с двигателем 1200 и. л. с. но с газгольдером емкости 2500 м³. Удельный расход тепла оказался при нагрузке 98,8% равным 1880 кал/и. л. с.-ч.

Кроме того, нам известно более подробное описание испытания двигателя MAN DT-13 при 97 об/мин. рудника Bergmannsglück [3] на коксовальном газе теплотворной способности 3729 кал/и. м³ с газгольдером емкости 25 000 м³, позволившем произвести шестичасовое испытание. Каждые четверть часа измерялись:

- 1) температура газа в газгольдере;
- 2) температура газа при входе в двигатель;
- 3) температура выхлопных газов за двигателем;
- 4) температура выхлопных газов перед котлом-утилизатором;

- 5) температура газов перед экономайзером;
- 6) температура газов за экономайзером;
- (для измерения температур пользовались ртутными проверенными термометрами);
- 7) содержание углекислоты и кислорода в выхлопных газах по прибору Орса;
- 8) изменение высоты расположения каждого из трех колоколов газгольдера в трех местах, для учета возможных перекосов (измерение высоты производилось определением длины отвесов до уровня воды в трех сосудах, сообщающихся между собой);
- 9) расход охлаждающей воды по диафрагме;
- 10) расход питательной воды котла-утилизатора взвешиванием;
- 11) давление в котле-утилизаторе;
- 12) температура перегретого пара;
- 13) температура питательной воды;
- 14) индикаторные диаграммы всех четырех полостей;
- 15) электрическая мощность газодинамо минус возбудитель;
- 16) расход электроэнергии на насосы охлаждающей воды;
- 17) удельный вес горячего газа по прибору проф. Шиллинга;
- 18) теплотворная его способность по калориметру проф. Юнкера.

Результат: при мощности 5389 *и.л.с.* и полезной электрической мощности 3361 *квт* часовой расход газа оказался 2871 *и.м³/ч.* Этому соответствует расход тепла в газе 1987 *кал/и.л.с.-ч.*, 3185 *кал/квт-ч.*; расход охлаждающей воды оказался равным около 32,5 *л/и.л.с.-ч.*, а расход смазочного масла—40,6 *кг* в 24 часа.

Котел-утилизатор испарял 3239 *кг/ч* при среднем давлении 10,3 *ата* и средней температуре пара 356° Ц (температура питательной воды 10° Ц). Котел испарял около 9 *кг/м²-ч* или около 0,6 *кг/и.л.с.-ч.*, чему соответствовало 0,964 *кг/квт-ч* полезной электрической мощности. Испытание проводилось при очень высоком коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,2$.

в) Метод диафрагмы. Пульсирующий поток

Почти все измерения расхода жидкостей, газов и паров, протекающих по трубам установившимся потоком, производятся в настоящее время посредством незначительного торможения струи вставленным в трубу местным сужением ее поперечного сечения. Дешевле всего и удобнее установка диафрагмы-диска, центральное круглое отверстие которого имеет в свету площадь, равную определенной доле (0,4—0,7) поперечного сечения трубопровода. Вследствие сужения сечения образуется разность давлений по обе стороны диафрагмы. Объем протекшего в единицу времени вещества, расход, равен произведению корня квадратного из точно измеренной разности давлений, площади отверстия диафрагмы и коэффициента расхода, зависящего главным образом от степени сужения сечения. Этот коэффициент расхода для стандартных диафрагм (таких, толщина стенки и профиль краев которых подчиняется установленным правилам) наперед известен из многочисленных, весьма точных испытаний, произведенных германской и параллельно американской палатами мер и весов [4—10].

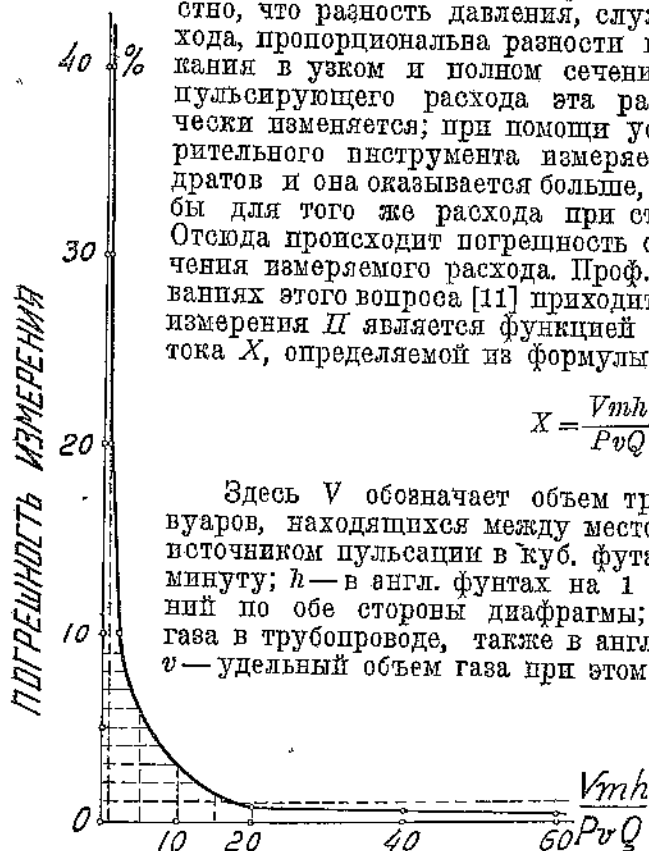
Особые правила определяют также то наименьшее расстояние от возмущающего поток пункта (тройника, колена, задвижки, вентиля и т. п.), где поток опять можно считать установившимся в каждой точке поперечного сечения и где можно уже ставить диафрагму. Следовательно, установившийся расход потока газа к топке какой-либо печи, пара к паровой турбине, воздуха от вентилятора или турбовоздуходувки и т. п. может быть измерен сравнительно простыми средствами.

Однако поток, расход которого должен быть измерен при исследовании поршневой паровой машины, поршневого газового двигателя, поршне-

вой воздуходувной машины или поршневого компрессора, не имеет постоянной установившейся скорости движения газа. Когда поршень находится в мертвой точке, скорость всасывания или выталкивания равна нулю, а в середине хода она наибольшая; характеризуем такое движение называем *пульсирующий поток*.

Насколько точны измерения посредством дроссельных приборов (диафрагмой, соплом и пр.) расхода пульсирующего потока, скорость которого периодически изменяется от некоторой минимальной величины (например, от нуля) до некоторого максимума? Из теории диафрагмы известно, что разность давления, служащая для вычисления расхода, пропорциональна разности квадратов скоростей протекания в узком и полном сечении трубопровода. В случае пульсирующего расхода эта разность квадратов периодически изменяется; при помощи успокоителя колебаний измерительного инструмента измеряется средняя разность квадратов и она оказывается больше, чем та, которая получалась бы для того же расхода при строго стационарном потоке. Отсюда происходит погрешность обычно в сторону преувеличения измеряемого расхода. Проф. Ходжсон в своих исследованиях этого вопроса [11] приходит к выводу, что погрешность измерения X является функцией особой характеристики потока X , определяемой из формулы

$$X = \frac{Vmh}{PvQ}$$



Фиг. 14. Диаграмма Ходжсона погрешностей измерения пульсирующего расхода диафрагмами.

Здесь V обозначает объем трубопровода и всех резервуаров, находящихся между местом установки диафрагмы и источником пульсации в куб. футах; m — число пульсаций в минуту; h — в англ. фунтах на 1 кв. дюйм разность давлений по обе стороны диафрагмы; P — абсолютное давление газа в трубопроводе, также в англ. фунтах на 1 кв. дюйм; v — удельный объем газа при этом давлении в куб. футах на 1 англ. фунт; Q — англ. фунтов в секунду — ожидаемый при измерении расход. Эта характеристика не имеет размерности, следовательно вместо куб. футов можно везде ставить куб. метры, а давления выражать в кг/см^2 или в мм водяного столба. Только число пульсаций учитывается в 1 мин., а расход в 1 сек.

Посмотрим, какова характеристика потока доменного газа, подаваемого к мощной газовой машине, например DT-13 — газопровод диаметра 300 мм при длине его от места установки диафрагмы: от места пульсации до первого цилиндра около 6 м, до второго около 10 м — имеет емкость 0,42 до 0,7 м³ (соответственно до первого и второго цилиндра).

В среднем примем $V=0,56$ м³ число пульсаций в минуту при 80 оборотах будет $m=160$ (4 полости в 4 такта). Примем $h=100$ мм вод. ст. и $P=10$ 100 мм вод. ст. (около 1 атм). Наконец, расход $Q=1$ м³/сек и удельный объем $v=0,878$ м³/кг (при 30°C $\gamma=1,266 \frac{273}{303}=1,14$).

$$X = \frac{0,56 \cdot 160 \cdot 100}{10 \cdot 100 \cdot 0,878 \cdot 1} = 1,03$$

По диаграмме проф. Ходжсона (фиг. 14) этому соответствует погрешность до $H=30\%$. Диафрагму надо было бы установить на расстоянии около 160 м от машины, тогда характеристика была бы равна 20, а погрешность измерения около 1%. Либо надо было бы запроектировать газосборник от магистрали до машины при средней длине около 8 м, диаметром 1300—1400 мм. При диаметре газосборника 900 мм, как это установлено на многих машинах, характеристика X около 10, а погрешность H около 4%.

Возможно, что приводимые проф. Ходжсоном цифры погрешностей измерены им и справедливы только в одном частном случае при обстановке его опытов и что в других случаях погрешности будут меньше. Без тщательной экспериментальной проверки правильности его диаграммы нельзя при пульсирующем потоке гарантировать точность измерений расхода посредством диафрагмы, а к испытаниям мощных газовых двигателей с измерением расхода посредством диафрагмы надо отнестись с некоторой осторожностью.

Необходимость контроля расходования воздуха пневматическими инструментами в угольных и алмазных копях и вообще в горной промышленности привела к изобретению и выпуску на рынок значительного количества вольдухомеров. Однако, по нашему мнению, ни один из известных нам приборов не может считаться гарантирующим удовлетворительную точность. Лишь широко поставленное научное экспериментальное исследование может на испытаниях показать, насколько справедливы ожидания и обещания изобретателей; при испытании должна быть проверена погрешность измерения при различных частотах и различных типах пульсации потока и при одновременном изменении среднего его расхода в пределах хотя бы 50—10%.

Все сказанное относительно простой диафрагмы относится в равной мере и к сопловому дросселю, и к трубе Венгури, и к трубке Пито-Прандтля

г) Прочие методы

Из уже применявшихся методов следует назвать метод английского проф. Каллендар, примененный Моссом [12] для измерения расхода воздуха авиационным мотором на больших высотах. Этот метод калориметрический. Прибор состоит из электрической грелки, расположенной между двумя круглыми сетками, состоящими из большого количества термоэлектрических пар, включенных последовательно.

Измеряемый газ проходит сначала первую сетку, установленную поперек трубы; таким образом точно измеряется температура входящего газа. Затем газ омывает грелку, температура его повышается и измеряется второй сеткой, установленной поперек трубопровода за грелкой. Значительное количество термопар в сетке обеспечивает точное измерение средней температуры газового потока. Расход тепла электрической грелкой легко определяется по амперметру и вольтметру. Разделив его на произведение из теплоемкости газа на повышение температуры, вычислим расход газа за тот же промежуток времени, для которого был измерен расход тепла. Тарировать и проверять прибор можно на стационарном потоке. Пульсации не могут влиять на результат измерения, так как сетка для измерения температур вследствие инертности нагрева дает среднюю температуру потока, а коэффициент теплопередачи пропорционален приблизительно первой степени скорости.

Вторым электрическим измерителем скорости движения газов является электрический щуп, примененный Циммом [14] в его исследованиях загущения струи газа в воздухе. Аккумуляторная батарея нагревает электрический щуп, представляющий собой тоненькую платиновую проволочку, намотанную на звездочку из непроводника электричества. Интен-

сивность охлаждения щупа потоком газа приблизительно пропорциональна скорости течения газа, поэтому и электрическое сопротивление тем меньше, а сила тока тем больше, чем выше скорость газа.

Прибор тарируется на стационарном потоке, но должен правильно показывать среднюю скорость пульсирующего потока, поскольку теплопередача пропорциональна скорости, а не ее квадрату. Прибор показывает без труда и очень малые скорости при подборе целесообразных размеров. Так как прибор все равно надо тарировать, то применение дорогой платины, обладающей к тому же и малым температурным коэффициентом электропроводности (0,0024), ничем не оправдывается; серебро (0,0036), алюминий (0,0037), красная медь (0,004), железо или сталь (0,0045 — 0,005) могут также дать недурные результаты при соответственной конструкции прибора. Для измерений расхода газа в трубопроводе щуп лучше выполнить в виде круглого кольца из непроводника (картона); через отверстия на внутреннем его краю протянута густыми зигзагами тончайшая проволочка требуемой длины. Нагревание ее будет соответствовать средней скорости газового потока в данном сечении.

Итак, начав в § 12 с контрольных испытаний, мы постепенно рассмотрели главные измерения и прямо-сдаточные испытания, поскольку они отличаются при испытании газового двигателя от обычных, общеизвестных методов измерения. Не рассмотрены нами измерения небольших разностей давления и измерения температур, так как это значило бы вносить в книгу о газовых двигателях все то, что составляет содержание книг о контрольно-измерительных приборах. Вопросы об измерении быстро изменяющихся температур газа в самом двигателе или в его стенках мы не будем касаться, так как подобные измерения производятся лишь в редких случаях научно-исследовательскими организациями.

§ 15. Примеры испытаний

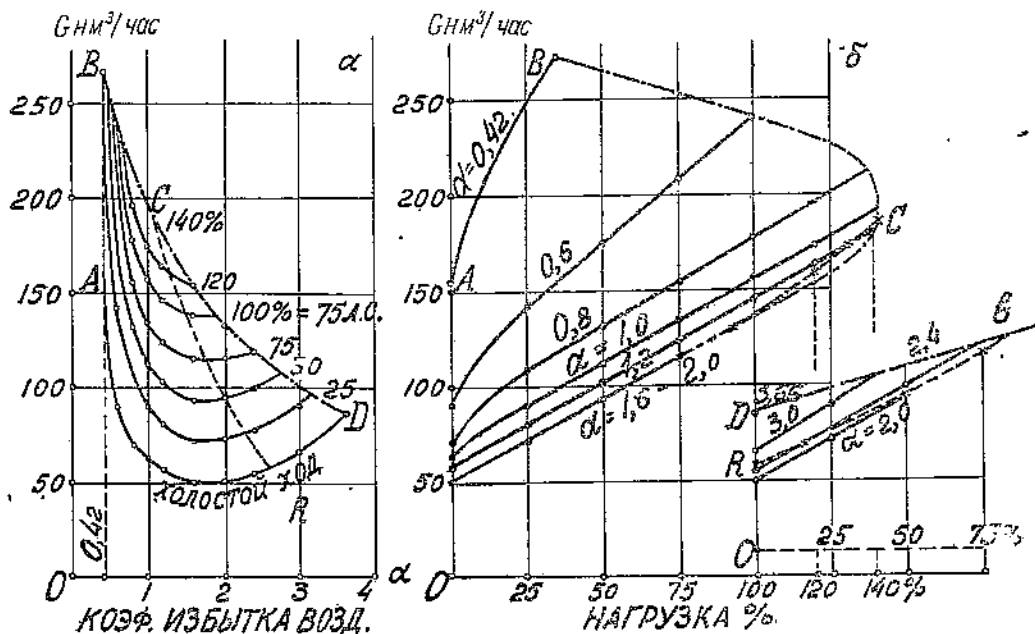
а) Испытания Шнюрле

Так как в технической литературе опубликовано сравнительно незначительное количество испытаний больших газовых машин и притом нет ни одного всеобъемлющего, дающего полную картину, то мы начнем с описания испытаний Шнюрле [10] и не будем останавливаться на устаревших лабораторных исследованиях мелких газовых двигателях Мейера [1], Нэгеля [2] и Грамберга [3], так как испытания Шнюрле произведены на более мощной машине (75 л. с.), на генераторном, а не на светильном газе, и само исследование полнее.

Шнюрле исследовал газогенераторный одноцилиндровый двигатель простого действия, диаметр цилиндра 410 мм, ход 600 мм, 215 об/мин., фирмы Отто Дейц в Кельне, номинальной мощности 75 л. с., приводивший в движение динамомашину посредством ремня. Посредством диафрагм измерялся расход газа и расход воздуха; о величине газосборника и воздухоборника цифр не дано, но они имелись. Заставляя газовый двигатель вращаться с нормальным числом оборотов от динамомашин, было установлено, что при изменении давления сжатия в пределах от 8 до 18 *ата* нижний и верхний пределы взрываемости газозооушной смеси почти постоянны, т. е. отношения воздуха к газу изменяются для нижнего предела от 0,4 до 0,44, а для верхнего — от 4,05 до 4,25. Так как не исключены случайные влияния, то практически надо считать пределы взрываемости не зависящими от давления. На шести индикаторных диаграммах, снятых при одинаковом опережении зажигания в 30° и при одинаковой нагрузке 60 л. с., но при все возрастающем отношении количества воздуха к количеству газа (от 0,53 до 1,98), ясно видно замедление воспламенения с возрастанием избытка воздуха.

Однако самой ценной частью исследования Шюрле является его диаграмма расхода газа в функции коэффициента избытка воздуха, изображенная на фигуре 15, а.

Из диаграммы а (фиг. 15) ясно видно, как резко повышается расход газа при неизменной мощности двигателя, как только коэффициент избытка воздуха становится меньше $\alpha = 1,2$; что наиболее выгодным коэффициентом избытка воздуха при мощности $N = 56,75$ л.с. является $\alpha = 1,5$ (горизонтальная касательная к кривой); что при дальнейшем уменьшении мощности наиболее выгодное $\alpha > 1,5$; что при повышении мощности сверх нормальных 75 л.с. наиболее выгодный коэффициент избытка воздуха лежит на кривой предела мощности, определяемого коэффициентом подачи η (около 0,81) при совершенно открытых дросселях; что двигатель выносил перегрузку на 40% (до 106 л.с.) при понижении коэффициента избытка воздуха до 1,125.



Фиг. 15. Диаграммы часового расхода газа в зависимости от коэффициента избытка воздуха и от нагрузки по опытам Шюрле.

Придадим диаграмме Шюрле вид диаграммы Парсонса (фиг. 15, б), для чего по оси ординат попережнему отложим расход газа n , л³/ч, а по оси абсцисс — мощность двигателя, вернее нагрузку в процентах от номинальной, соединяя точки с одинаковым коэффициентом избытка воздуха пометченными линиями. На этой диаграмме ясно, как мал перерасход газа, если мы, например, при нагрузке в 75 л.с. переходим от коэффициента избытка воздуха $\alpha = 1,6$ к $\alpha = 1,2$. Собственно, построить надо две диаграммы: б для коэффициентов избытка воздуха $\alpha < 1,6$ и в — для $\alpha > 1,6$. На первой диаграмме линии Парсонса искривлены; линия $\alpha = 0,42$ есть предельная линия диаграммы по воспламеняемости от точки А до В. Затем кривая ВС есть предельная линия мощности при указанных α по коэффициенту подачи газозвоздушной смеси; для точек, лежащих на ВС, дроссели открыты так, что достигается наибольший коэффициент подачи около $\eta_v = 0,8$.

Точно так же и предельная линия CD (фиг. 15, в) для коэффициентов $\alpha > 1,6$ дает пределы мощности двигателя при соответственных α по наибольшему возможному коэффициенту подачи $\eta_v = 0,8$.

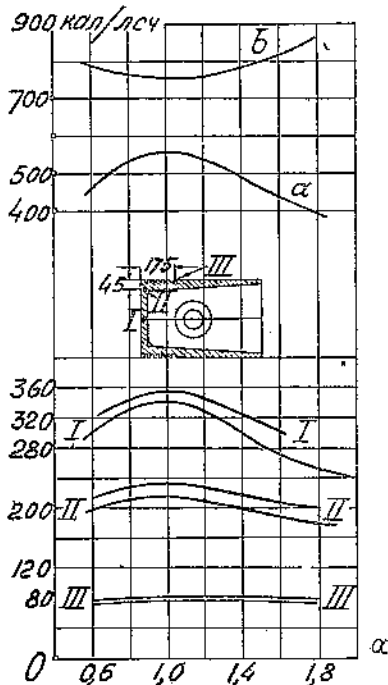
Диаграмма очень поучительна в том отношении, что ясно указывает на трудности получения наощупь, без газоанализаторов или других приборов, дающих указание относительно коэффициента избытка воздуха, высоких нагрузок (80—110%) от газовых двигателей. Одно из двух: либо машинист должен иметь приборы (например, газоанализатор), чтобы по инструкциям сознательно управлять тепловым процессом, либо управление дросселями должно быть устроено так, чтобы каждой нагрузке двигателя соответствовало совершенно определенное положение как газового, так и воздушного дросселя для получения заранее невыгоднейшим образом установленного коэффициента избытка воздуха.

Как пример такой рациональной установки, Шнюрле приводит автоматическую регулировку двигателей Отто Дейц; на фигуре 15, *a* линия *CE* изображает закон изменения α при изменении нагрузки от нуля до 140%. Из диаграммы видно, что приблизительно при 80—90% нагрузки α подобрано так, чтобы расход газа был возможно наименьший при данной нагрузке. При нагрузках более 90% невыгоднейшие расходы газа лежат на предельной кривой при предельном коэффициенте подачи; небольшой перерасход газа в этом случае для обеспечения надежности работы неизбежен, но не имеет большого практического значения, так как перегрузки редки. Точно так же при нагрузках менее 70% регулировочная кривая обуславливает небольшие перерасходы газа (все же до 25%) по сравнению с невыгоднейшим коэффициентом избытка воздуха. Из этого ясно видно, как много еще может дать научно-экспериментальное исследование невыгоднейших условий работы газовых машин, так как исследованная машина построена фирмой, имеющей пятидесятилетний опыт в построении именно таких двигателей.

На фигуре 16 внизу указана зависимость средней температуры в точках *I*, *II* и *III* охлаждаемого с одной стороны воздухом открытого поршня этого двигателя от коэффициента избытка воздуха α .

Из диаграммы видно, что наименьшая температура около 356° Ц в средней точке дна поршня получается при коэффициенте избытка воздуха около $\alpha = 1,1$, так как при этом коэффициенте получается, очевидно, наиболее высокая температура горения и расширения в двигателе. Как при возрастании, так и при убывании α температуры понижаются. То же самое получается и на верхней части диаграммы, где диаграмма α показывает потерю тепла с охлаждающей водой; наибольшую величину эта потеря имеет приблизительно при $\alpha = 1,05$.

Наоборот, потеря с теплом выхлопных газов (*b*) при $\alpha = 1,0$ наименьшая и в обе стороны как с увеличением, так и с уменьшением α она увеличивается. Это можно объяснить замедлением горения газозадушной смеси в обоих этих случаях и вследствие этого более высокой температурой выхлопных газов. Потеря от химической неполноты горения не исследована, но, очевидно, при $\alpha > 1,2$ она близка нулю, а по мере уменьшения $\alpha < 1,2$ все увеличивается, вызывая все больший перерасход газа.



Фиг. 16. Температуры трех точек поршня и главные потери тепла в зависимости от коэффициента избытка воздуха по опытам Шнюрле.

б) Испытания Штеффса

Почти все испытания мощных газовых машин, опубликованных в послевоенной технической литературе, произведены на металлургическом заводе в Бельвале (Люксембург) инж. Marcel Steffes. Им испытаны следующие машины:

1. Газодинамо фирмы MAN установки 1911 г., типа DT-13, диаметр цилиндров 1150 мм с альтернатором Сименс-Шуккерт. К ней в 1922 г. был пристроен котел-утилизатор с поверхностью нагрева перегревателя 15 м², котла 120 м² и подогревателя воды 60 м² [4].

2. Газодинамо, состоящая из одвоенного газового двигателя тандем, фирмы MAN типа ZDT-14, установки 1926 г., с продувкой и дозарядкой, диаметр цилиндров 1350 мм, 91 об/мин. 7250 д. л. с., из альтернатора фирмы Шнейдер 5200 квт и из котла утилизатора фирмы DEMAG с поверхностью нагрева перегревателя 20 м², котла 180 м² и подогревателя воды 88 м² [5].

3. Газодинамо, состоящая из газового двигателя тандем, фирмы Шкода, типа DT-16, установки 1930 г. с продувкой и дозарядкой, диаметр цилиндров 1450 мм, 94 об/мин., 5000 д. л. с., из альтернатора фирмы Шнейдер 3500 квт и из котла-утилизатора фирмы DEMAG с поверхностью нагрева перегревателя 35 м², котла 280 м² и подогревателя воды 140 м². Это единственное описанное в литературе подробное испытание мощного газового двигателя с продувкой и дозарядкой. Продувочный насос представлял собой одноколесную центробежную воздухоподувку, делающую 6300 об/мин., приводимую во вращение электродвигателем 5050 в, 3000 об/мин.

В испытаниях № 1—5 (см. таблицу 19) газовый двигатель работал простым четырехтактным циклом; для нагрузок выше 80% пускают в ход продувочный насос; в испытаниях № 6, 7 и 8 подача воздуха этим насосом была соответственно 6600, 7500 и 9000 н. м³/ч, давление в нагнетательном штуцере 0,25, 0,245 и 0,240 атм, температура 55, 52,5 и 50° Ц, расход энергии на электродвигатель 98, 106 и 120 квт или 4,05, 3,12 и 3,33% от мощности альтернатора [6].

4. Газовоздуходувка тандем фирмы MAN, типа DT-13, установки 1911 г., диаметр цилиндра 1150 мм, до 80 об/мин., 1500 д. л. с. — 1750 и. л. с. [7].

5. Газовоздуходувка тандем фирмы Кокерилль, типа DT-13, установки 1911 г., диаметр цилиндра 1200 мм, до 80 об/мин., 1875 д. л. с. = 2200 и. л. с. [8].

6. Газовоздуходувка одвоенный тандем фирмы Шкода в Пильзене (Чехословакия), типа ZDTG-16, установки 1932 г., диаметр цилиндра 1450 мм, штока 360 мм, до 85 об/мин.; индикаторная мощность воздухоподувки при 81 об/мин., избыточном давлении 2,6 атм и подаче 1960 м³ (15° Ц, 735 мм) в минуту 7500 д. л. с. Это самая мощная воздухоподувная машина во всем мире; добавленной продувки и дозарядки мощность этой машины могла бы быть еще увеличена [9].

В таблице 19 мы сводим испытания газодинамо. Из таблицы виден ничтожный прогресс компактности газомоторостроения за период с 1911 г. по настоящее время. В самом деле, машина фирмы MAN, установки 1911 г. [4], имела рабочий объем одной полости $V_0 = 1,258 \text{ м}^3$, а в четырех полостях — 5,032 м³ и развивала 2486 и. л. с. На 1 м³ рабочего объема приходилось 494 и. л. с. В газодинамо Шкода [6], установки 1930 г. (приблизительно через 20 лет) при рабочем объеме четырех полостей 9,917 м³ развивается с продувкой и дозарядкой индикаторная мощность 5440 и. л. с. На 1 м³ рабочего объема при значительном осложнении эксплуатации машины продувкой и дозарядкой приходится 548 и. л. с. или на 10% больше.

В таблице 20 сведены испытания газовоздуходувок. Сравнение газовоздуходувки Кокерилль [8], установки 1911 г. с газовоздуходувкой без продувки и дозарядки Шкода [9] дает для первой 403 и. л. с. в газовом

ТАБЛИЦА 19

Результаты испытаний газодинамо, произведенных Steffes

№	Характеристики газозового двигателя	MAN-1911; DT-18; Ø=1150мм. Аль-тернатор 50 пер., 5000 в, 2300 квт, 1480 квт. "Revue de Metallurgie", 1928, № 11.										Школа-1930; Д.1-16; Ø=1450 мм. Альтернатор Швейдер 50 пер., 5000 квт., 8600 квт, "Die Wäglе", 1933, № 37, 38.					
		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	7	8		
1	№ испытаний	1,0	2,5	1,5	1,5	2,0	2,5	0,25	1,17	2,0	2,5	1,5	1,75	2,5	1,5		
2	Продолжительность испытания (часов)	93,6	98,0	97,0	95,0	95,0	94,2	540	2600	3440	4880	4740	3820	5140	5440		
3	Оборотов в минуту	302	1484	1950	2250	2400	2426	0	1480	2160	2820	3080	2420	3400	3600		
4	Индикаторн. мощность двигателя (л. с.)	786	733	783	783	796	739	785	735	734	731	733	785	735	733		
5	Электрическая мощность (квт)	10,0	4,5	4,0	12,5	10,5	11,5	30	31	23	27	30	34	33	32		
6	Атм. баром. давл. (мм рт. ст.)	749	746	745	751	750	753	740,5	742,4	742,5	738,8	733,1	739,0	738,3	744,8		
7	Температура атмосферы (°C)	29	22	20,5	29	28,5	29,5	27	28	26	25	29	28	28	30		
8	Абс. давл. домен. газа (мм рт. ст.)	2170	3850	460	4990	5150	5800	3600	6500	7900	9600	10800	8700	11400	12000		
9	Температура доменного газа (°C)	7,19	2,68	2,36	2,22	2,09	2,33	7,04	2,50	2,29	2,18	2,17	2,28	2,22	2,21		
10	Расход доменного газа, приведен к 1000 кв.м./ч	24,1	24,2	24,2	24,1	23,2	24,1	—	21,0	23,2	23,6	23,8	21,1	22,5	22,6		
11	Уд. расход. привед. д. г. м³/л. с. ч.	0,8	0,5	0,85	0,57	1,6	0,95	—	4,0	2,5	1,9	1,8	3,9	3,0	2,7		
12	Содержание в продуктах сгорания по объему	0,8	0,6	0,75	0,72	0,25	1,30	—	0	0	0	0	0	0	0		
13	CO₂ (%)	1,0	1,02	1,04	1,02	1,16	1,02	—	1,4	1,3	1,2	1,1	1,4	1,3	1,2		
14		0,56	0,57	0,58	0,58	0,58	0,58	—	0,62	0,64	0,60	0,67	0,64	0,67	0,67		
15	CO (%)	43200	49700	56200	65900	68400	82000	—	125000	130000	146000	147000	170000	180000	180300		
16		21,5	19,5	20,0	21,5	21,5	24,5	—	28	28	27	26,5	30,5	29	28		
17	Температура выходящей воды (°C)	38,0	39,0	39,0	39,5	38,5	38,5	—	38	40	40	40	40	40,5	40,5		
18	Температура входящей воды (°C)	0	0,742	0,765	0,807	0,810	0,798	0	0,774	0,851	0,876	0,884	0,862	0,899	0,900		
19	Механ. электр. к. п. д. %	8,7	23,6	26,7	28,5	30,2	27,0	9	25,3	27,5	28,9	29,1	27,7	28,5	28,6		
20	Индик. термич. двигателя к. п. д. %	32,6	25,5	23,7	23,7	22,6	20,0	—	19,2	19,8	19,7	19,3	18,5	18,2	18,8		
21	Потеря тепла с охлаждающей водой %	31,0	32,6	35,2	35,1	37,5	35,8	—	44,6	44,3	43,7	42,3	46,0	45,5	44,9		
22	Потеря в выхлопн. газех (%)	4,1	2,9	3,8	3,7	1,4	7,0	—	0	0	0	0	0	0	0		
23	Потеря химич. неоплодотв. гор. (%)	23,6	15,4	10,6	8,7	8,3	10,2	—	10,9	8,3	7,7	9,	7,8	7,8	7,7		
24	Остаточный злен (%)																

Характеристики газового двигателя и
воздуходувки

Шкода—1932, четырехтактн.; ДТ-16; 4 ц. $\varnothing=1450$ мм, диам. штока 360 мм, $c=0,1875$, 8400 об. м. с. Воздуходувка 2 охл. цил. $\varnothing=2300$ мм, диам. штока 300 мм, 7500 об/с. Охл. вод. цилиндров расход воды 16 м³/ч, темп. входа 30°, выхода 34—39 °С, Chateau et Industrie № 173, сент. 1934 г.

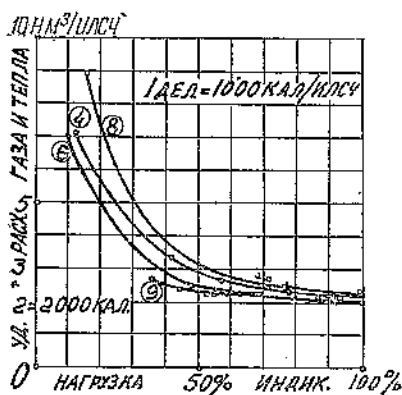
№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Номер испытаний	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Продолжительность испытания (ч)	50	50	4000	4630	4450	4950	6000	6240	5750	6850	7750	8400
Оборотов в минуту	2980	3850	4000	4250	3750	4350	5280	5650	4800	5950	6900	7500
Индик. мощн. двигателя (л. с.)	736	786	786	786	786	786	785	785	785	785	785	785
Инд. мощн. воздуходувки (л. с.)	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
Атм. баром. давление мм рт. ст.	744,5	744,8	744,8	742,3	742,6	741,2	743,8	741,6	742,0	738,7	742,0	740,9
Температура атмосферы (°С)	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25	25
Абс. давл. домен. газа (мм рт. ст.)	8000	9000	10100	10600	10600	11500	13200	13600	13000	14500	16300	17200
Температура доменного газа (°С)	2,71	2,40	2,30	2,27	2,38	2,32	2,20	2,17	2,26	2,12	2,10	2,05
Расход дом. газа, привед. к 1000 (кг/л. м ³ . ч)	21,9	22,4	22,9	22,6	21,7	21,4	22,5	21,5	22,2	22,3	22,5	22,0
Уд. расход прив. дом. газа (л. м ³ /л. м ³ . ч)	3,3	2,8	2,5	2,6	3,3	3,5	2,8	3,7	3,1	2,9	2,3	3,2
Содержание в продуктах сгора. газа по объему	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
CO ₂ (%)	1,36	1,32	1,26	1,30	1,38	1,41	1,30	1,41	1,33	1,32	1,29	1,36
O ₂ (%)	550	575	595	605	570	575	605	610	600	625	645	655
CO (%)	265	280	285	285	265	270	285	285	265	265	285	285
Температура воздуха	30,0	30,0	29,5	29,0	29,5	29,0	29,0	29,0	30,0	29,5	29,5	29,0
Температура вхл. газ. (°С)	40,0	40,0	40,0	40,0	40,5	40,5	41,0	41,0	41,5	41,5	41,5	41,5
Температура вхл. воды (°С)	1294	1240	1148	1129	1080	1007	1494	1458	2090	2000	1860	1797
Всасываем. воздуходувной (л. м ³)	2,0	2,5	3,2	3,5	2,0	2,5	3,2	3,5	2,0	2,5	3,2	3,6
Абс. давл. нагнетан. (кг/см ²)	80	95	100	180	80	105	120	185	95	105	125	140
Температура нагнетания (°С)	0,865	0,895	0,910	0,915	0,845	0,875	0,880	0,905	0,835	0,870	0,875	0,895
Механ. коэф. ползан. действия	23,4	26,4	27,5	27,7	26,5	27,2	28,7	29,1	28,0	29,7	30,1	30,8
Индик. термич. к. п. д. двигателя (%)	33,0	31,0	29,6	29,6	27,6	26,9	26,0	25,2	23,4	21,8	21,0	20,7
Потери тепла с охл. водой (%)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Потери от химич. неполн. горения (%)	37,3	38,4	39,0	40,1	38,9	39,7	40,1	42,3	40,2	41,9	42,9	44,7
Потери неучтенные (%)	6,3	4,2	3,9	2,5	7,0	6,2	5,2	3,4	8,4	6,6	6,0	3,8

двигателе (не достигнутые при испытании) на 1 м^3 рабочего объема, а для второй 423 и.л.с./м^3 . Возрастание за 35 лет на 5%. Причина ясна всякому, познакомившемуся с предлагаемой нами тепловой теорией газовой машины: для повышения мощности на 1 м^3 рабочего объема $k\%$ (k — число полостей) есть только два средства:

- 1) повышение числа оборотов n (оно за 35 лет не повысилось) и
- 2) повышение среднего индикаторного давления изменением цикла.

Продувка и дозарядка позволяют, как это видно из результатов испытаний, повысить удельную индикаторную мощность незначительно. Мощное средство — переход к рациональному двухтактному циклу — не разрабатывается в капиталистических странах.

Расход доменного газа измерялся в рассматриваемых испытаниях методом диафрагмы [4], причем никаких указаний относительно установки и емкости газосборных труб не дано. Поэтому степень точности измерений не может быть выяснена; несомненно, она различна при испытании каждой полости каждой машины при различных нагрузках, так как чем меньше длина газосборника и чем меньше расход при прочих одинаковых условиях, тем меньше и амплитуда пульсаций.



Фиг. 17. Зависимость удельного расхода газа и тепла от нагрузки по испытаниям Штеффса.

соответствует удельный расход от 1,2 до 1,4 от наимыгоднейшего; нагрузке 25% от 2 до 3. Цифры испытаний различных машин не дают плавных линий, так как на расход газа большое влияние, согласно испытаниям Шнюрле, оказывает коэффициент избытка воздуха α . В своих первых опытах Штеффс отрегулировал процесс горения на малые коэффициенты избытка воздуха 1,02 — 1,04. В последних опытах α уже достигает 1,41, а потеря от химической неполноты горения уже равна бую; для машин Шкода это находит объяснение в более значительном α и в большем количестве запальников — 8 штук на полость.

в) Испытания в СССР

Довоенная литература по мощным газовым двигателям на русском языке преследовала только цель познакомить металлургов с достоинствами и экономическими преимуществами этого типа двигателей. Понятно, что вопросов испытаний она не касалась. Поэтому умолчим о ней.

Послеоктябрьская литература усердно занималась вопросом о сравнении газового двигателя большой мощности с паровой турбиной, о чем мы говорили в § 1, а также вопросами конструкции и теории газовых двигателей большой мощности [1] и только в ничтожной степени описывала результаты испытаний этих двигателей. Значительное количество испытаний, произведенных нашими научно-исследовательскими институтами, осталось неопубликованным, вероятно, по причине недоверия к точности измерения пульсирующего расхода газа посредством диафрагмы и трубки Прадтля.

В 1926 году были опубликованы испытания, произведенные на металлургическом заводе им. Г. И. Петровского в Днепропетровске проф. А. А. Беликовым [2]. Испытаны были газовоздуховные машины № 1 фирмы MAN типа DTG-12 в 1350 л.с. с диаметром цилиндра 970 мм, ход 1200 мм и № 6 в 1750 л.с. с диаметром 1070 мм, ход 1300 мм. Хотя машины могут делать до 80 об/мин., но испытывались они при 60—75 об/мин. Тем не менее и при этом пониженном числе оборотов они развивали мощность от 76 до 103% номинальной, что показывает умение использовать двигатель. Однако механический коэффициент полезного действия оказался в среднем на 5% ниже, чем в испытаниях почти тождественной машины Штеффса (см. выше пункт б); следовательно уход за машинной был хуже, чем в Бельгии во время испытания. Термический коэффициент полезного действия также оказался от 5 до 8% ниже, на чем однако настаивать нельзя вследствие спорности методики измерения обоими исследователями.

Наконец, в конце 1934 года из печати вышла книга Н. М. Глаголева [3], посвященная теории, методике и примерам испытания мощных газовых двигателей. В книге приведены результаты испытания двух газодинамо по 3000 кет, приводимых в движение двигателями Эрхардт и Земер DT-16 с продувкой и дозарядкой, 83 об/мин., двух газовоздуховных машин DTG-16 той же фирмы по 5000 и. л. с. и двух газовоздуховных машин DTG-15 завода Тиссен по 4700 и. л. с. с обычным четырехтактным циклом. Мы здесь не будем излагать ход и результаты этих испытаний, потому что интересующиеся легко познакомятся с ними по оригиналу.

В заключение сделаем еще одно замечание, относящееся вообще к измерению коэффициента избытка воздуха двигателей, работающих по циклу с продувкой или по двухтактному циклу. Коэффициент избытка воздуха интересен и важен лишь постольку, поскольку он характеризует процесс горения в цилиндре, поэтому лишено всякого смысла определять коэффициент избытка воздуха смеси продуктов сгорания с продувочным воздухом в случае отбора газа из выхлопной трубы или выхлопного колена. Коэффициент избытка воздуха получается громадным (около 2) и не характеризующим процесса горения в цилиндре. Необходимо особое и довольно сложное приспособление для отбора продуктов горения непосредственно из цилиндра (например, через продувочный кран) в момент, предшествующий выпуску продуктов сгорания из цилиндра в конце расширения. Для этого аспиратор должен быть плотно соединен трубкой с продувочным краном, а кран должен управляться от распределительного эксцентрика так, чтобы цилиндр сообщался с аспиратором не надолго — только перед самым выпуском.

§ 16. Действительный тепловой баланс

В § 11 мы ознакомились с тепловым балансом газового двигателя, как он рисуется по тепловому его расчету. Испытание уже работающего двигателя дает возможность выяснить действительный тепловой его баланс.

а) Термический и механический коэффициент полезного действия

Пусть при испытании двигатель развил N_i и. л. с., N_d в. л. с. или N_e кет. Так как 1 л. с. эквивалентна 632 кал, а 1 кет-ч — 860 кал, то это значит, что в механическую работу или электроэнергию превращено соответственно 632 N_i , 632 N_d или 860 N_e кал. Если расход газа в час был равен G м³, при теплотворной способности газа γQ кал/м³, то легко найти, какая доля тепла превращена в работу. Отношение количества тепла, превращенного в работу, к израсходованному теплу называется

термическим коэффициентом полезного действия двигателя. Будем различать индикаторный термический коэффициент полезного действия η_i , равный

$$\eta_i = \frac{632 N_i}{\gamma Q G},$$

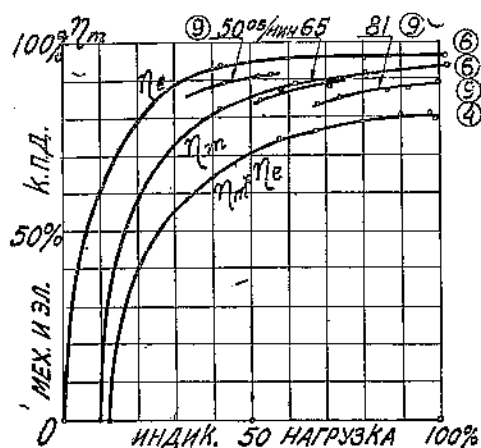
эффективный термический коэффициент полезного действия η_d , равный

$$\eta_d = \frac{632 N_d}{\gamma Q G},$$

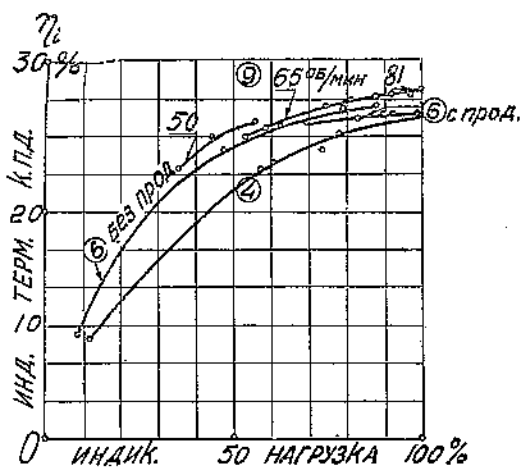
и электрический

$$\eta_e = \frac{860 N_e}{\gamma Q G}.$$

Соотношение между вторым и первым есть *механический коэффициент полезного действия*. Когда газовый двигатель приводит в движение воздухоподувку, то за эффективную работу принимается всегда индикаторная



Фиг. 18. Зависимость механического и электрического коэффициента полезного действия от нагрузки.



Фиг. 19. Зависимость индикаторного термического коэффициента полезного действия от нагрузки.

мощность воздухоподувных цилиндров, так что механический коэффициент полезного действия равен в этом случае отношению индикаторной мощности воздухоподувных цилиндров к индикаторной мощности цилиндров газового двигателя. Механический коэффициент полезного действия зависит для данной машины при данном уходе прежде всего от ее нагрузки, а для машин, число оборотов которых меняется значительно (например, для воздухоподувок), кроме того, в слабой степени и от числа оборотов. На фигуре 18 изображены величины механического коэффициента полезного действия газовых двигателей большой мощности, испытанных Штеффсом в функции нагрузки. Как и прежде, цифрами помечен литературный источник. Как видно из диаграммы, механический коэффициент полезного действия при уменьшении нагрузки сначала медленно, а затем быстро падает; при холостом ходе он равен нулю.

На диаграмме (фигура 19) изображены величины индикаторного термического коэффициента полезного действия η_i в функции нагрузки и коэффициента избытка воздуха для машин, испытанных Штеффсом. И здесь с уменьшением нагрузки η_i падает сначала медленно, затем быстро. Число оборотов двигателя, если оно изменяется в значительных пределах, влияет на замедление горения и также может отражаться на величине η_i .

б) Потеря в тепле выхлопных газов и от химической неполноты горения

На величину потери в выхлопных газах нагрузка не оказывает существенного влияния. Главное влияние здесь оказывает конструкция двигателя, именно величина камеры сжатия s . Чем меньше s , тем выше теоретический коэффициент полезного действия цикла, тем холоднее должны быть выхлопные газы, тем меньше рассматриваемая потеря. В таблицах 19 и 20 это явление не выступает совершенно ясно, так как условия воспламенения различны; в старых двигателях вследствие неинтенсивного воспламенения горение очень замедленное (цикл Сабатэ), а в новых двигателях Шкода горение быстрее вследствие более значительного количества запальников. Для всех испытанных двигателей потеря в выхлопных газах получалась в пределах от 31 до 46%.

Какое громадное влияние оказывают условия зажигания на процесс горения, ясно показывают таблицы 19 и 20. В новых двигателях Шкода, независимо от коэффициента избытка воздуха (α от 1,1 до 1,41), в продуктах сгорания окись углерода не обнаруживается и потеря от химической неполноты горения равна нулю. В двигателе MAN DT-13 средний коэффициент избытка воздуха для 6 испытаний (табл. 19) равен $\alpha = 1,04$, т. е. ниже предельно-малого $\alpha = 1,1$, а средняя потеря от химической неполноты горения равна 3,8%. В двигателе Кокерилль DT-13 средний коэффициент избытка воздуха для 13 испытаний (таблица 19) равен $\alpha = 1,68$ выше нормального, тем не менее средняя величина потери от химической неполноты горения оказалось равной 3,2%, а в одном испытании (холостой ход) при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,6$ она достигла поразительной цифры 33,9%.

в) Потеря тепла с охлаждающей водой

Изучая эту потерю по цифрам таблиц 19 и 20, не находим в них ясных закономерностей, но видим лишь отличительные черты различных машин. Средняя потеря с охлаждающей водой для машины Кокерилль равна 23,5%, для машины MAN — 24,7, для четырехтактной газозооудвонной машины Шкода — 26,3, для машины Шкода, работающей с продувкой и дозарядкой, — 18,5%, а когда та же машина работает без продувки и дозарядки — 19,5%. Если такое охлаждение не вызывает перерасхода цилиндрического смазочного масла, то это интересный результат.

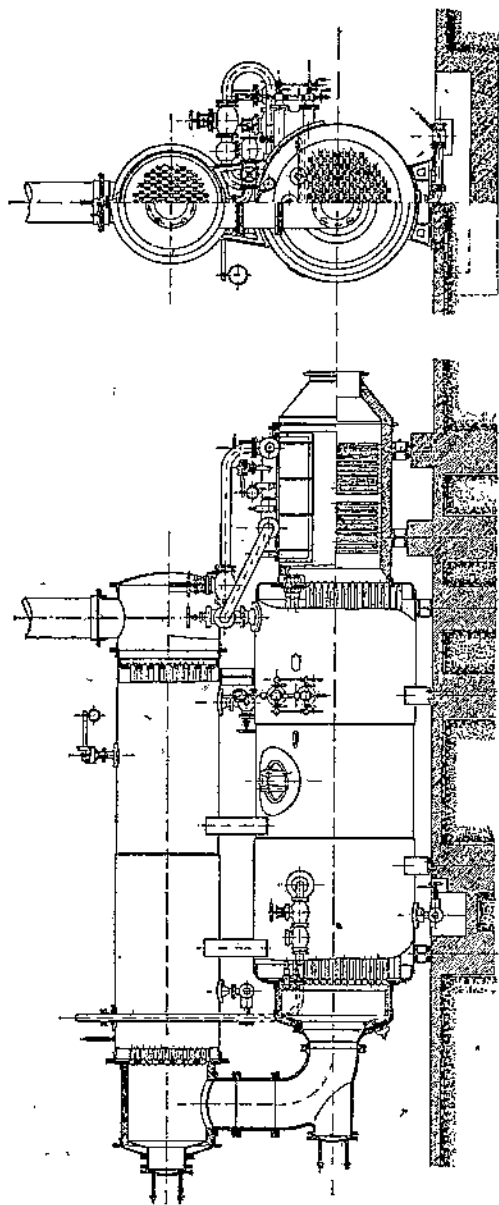
§ 17. Использование теплоты выхлопных газов

а) Конструкция котлов-утилизаторов

С 1910 г. начата разработка вопроса об использовании теплоты выхлопных газов дизель-двигателей, а затем и газовых машин. Хотя любой тип парового котла может быть применен для этой цели, но стремление достигнуть возможно более высоких скоростей движения выхлопных газов, для того чтобы повысить коэффициент теплопередачи от газов к поверхности нагрева и этим повысить паросъем с 1 м², привело к победе котла с дымогарными трубками.

На фигуре 20 изображена конструкция котла фирмы Тиссен (Рур). Опишем сходную конструкцию фирмы DEMAG. Котельную установку составляют три отдельных части: перегреватель пара, собственно котел и подогреватель питательной воды. Выхлопные газы подводятся к котлу по выхлопному трубопроводу с тепловой изоляцией. Змеевики перегревателей труб расположены в конце трубопровода возле котла. Выхлопные газы входят затем в нижнюю половину особого футерованного изнутри чугуна кожуха, закрывающего все днище и разделенного горизонтальной перегородкой на две половины. Из нижней половины этого кожуха горячие газы переходят в нижние дымогарные трубки парового котла,

выходят из них во второй кожух, закрывающий заднее днище котла, входят затем в верхние дымогарные трубки парового котла и выходят в верхний отсек первого кожуха. Отсюда, по вертикальному штуцеру, газы переходят в передний кожух подогревателя воды, проходят через дымогарные трубки подогревателя воды в задний его кожух, а отсюда по вертикальной трубе в атмосферу.



Фиг. 20. Котел-утилизатор тепла выхлопных газов.

Примерные размеры парового котла поверхностью нагрева 240 м^2 ; диаметр обичаек $2,5 \text{ м}$, длина дымогарных трубок $4,4 \text{ м}$, первый газоход составляют 85 дымогарных трубок диаметра $76/70 \text{ мм}$ и 22 (всего 107) анкерных трубки диаметра $76/62 \text{ мм}$; поверхность нагрева первого газохода равна 124 м^2 ; второй газоход составляют 78 дымогарных и 22 анкерных трубки (в сумме 100) тех же диаметров с поверхностью нагрева 116 м^2 . Кроме того имеется четыре стальных болта между трубными досками.

Поверхность нагрева экономайзера 116 м^2 ; диаметр обичаек $1,7 \text{ м}$, 95 дымогарных, 19 анкерных труб. тех же диаметров. Живое сечение первого газохода $0,48 \text{ м}^2$, второго $0,45$, подогревателя воды $0,42 \text{ м}^2$. Водяное пространство котла $11,35 \text{ м}^3$, паровое его пространство $3,71 \text{ м}^3$; водяное пространство подогревателя воды $7,11 \text{ м}^3$. Установка предназначена для двигателя ДТ-16 около 5000 л. с. Выхлопной трубопровод диаметра 750 мм , длины 20 м . Над подогревателем воды выхлопная труба диаметра 750 мм , высоты $8,5 \text{ м}$. Шиберы позволяют выключить котельную установку, направив выхлопные газы через обводной трубопровод непосредственно в атмосферу.

б) Результаты испытаний котлов-утилизаторов

Получно с испытанием газовых двигателей Штеффс (см. § 15) в работах [4] и [6] произвел также испытания и котлов утилизаторов, которыми оборудованы эти двигатели. Сводку результатов испытаний приводим в таблице 21. Из таблицы 21 видно, что котел-утилизатор к машине ДТ-13 дает при нормальной ее нагрузке около $1,5 \text{ т}$ пара в час, а к машине ДТ-16 от $3,5$ до $4,0 \text{ т/ч}$. Паросъем на единицу поверхности нагрева невысок— $10—14 \text{ кг/м}^2$ —вследствие низкой сравнительно температуры используемого нагревающего газа ($500—600^\circ \text{ Ц}$). Удельный паросъем, т. е. количество подаваемого котлом перегретого пара, приходящееся на 1 и. л. с. ч

ТАБЛИЦА 21

Результаты испытаний котлов-утилизаторов

№	Характеристика котельной установки	MAN, ДТ-18, 25С0 и. л. с. Перегрев. 15 м ² . Котел 120 м ² . Подогрев. воды 60 м ² . "Revue de Metallurgie", 1923, № 11, стр. 712-723										Школа ДТ-16, 5400 и. л. с. Перегрев. 35 м ² . Котел-280 м ² . Подогрев. воды-140 м ² . "Die Wärme", 16-IX 1933, № 37, стр. 595-597									
		1	2	3	4	5	6	2	3	4	5	6	7	8							
1	Номер испытания	302	1434	1950	2250	2460	2486	2600	3440	4280	4740	3820	5140	8							
2	Индикаторн. моще. двигателя (и. л. с.)	405	960	1275	1450	1570	1680	2400	3000	3700	4000	3400	4450	5440							
3	Паропроизводит. котла (кг/ч)	18,1	18,1	18,4	18,2	18,1	18,1	12	12	12	12	12	12	12							
4	Давление в котле (атм)	336	338	334	338	340	365	365	365	365	365	365	365	365							
5	Температура перегрева (°Ц)	(23)	(23)	(23)	(23)	(23)	(23)	80	30	30	30	30	30	30							
6	Температура воды, вход. в подогр. (°Ц)	(189,1)	(191,2)	(183,7)	(187,6)	(191,8)	(191,9)	185	140	145	145	145	150	155							
7	Температура воды, входящей в котел (°Ц)	497	535	569	574	568	573	560	580	600	600	580	610	615							
8	Температура газов, вход. в пароперегреватель (°Ц)	(454)	(489)	(526)	(525)	(520)	(518)	(499)	(516)	(524)	(543)	(517)	(543)	(548)							
9	Температура газов, вход. в паровой котел (°Ц)	281	252,5	263	269,5	273,5	273	(301)	(211)	(221)	(227)	(218)	(230)	(238)							
10	Температура газов, вход. в подогреватель воды (°Ц)	150	163	174	178	182	182	140	145	150	155	150	155	160							
11	Температура выходящих в трубу газов (°Ц)	62	122	177	215	301	307	125	170	230	280	225	370	400							
12	Избыточное давление газов при входе в перегреватель (мм рт. ст.)	6	13	19	18,5	22	20,5	95	50	70	50	65	105	120							
13	Изб. давление газов при выходе из подогревателя (мм рт. ст.)	3,38	3,00	10,62	12,08	13,08	14,00	8,57	10,72	13,22	14,29	12,14	15,90	16,48							
14	Паросъем с 1 м ² котла (кг/м ² -ч)	1,34	0,670	0,654	0,645	0,633	0,676	0,923	0,872	0,845	0,844	0,890	0,866	0,846							
15	Уд. паросъем (кг на 1 и. л. с. двигателя)	—	1,22	1,16	1,09	1,07	1,15	1,62	1,39	1,31	1,30	1,41	1,31	1,28							
16	Уд. паросъем на полезн. электр. мощн. (кг/квт)	12,5	18,2	19,3	21,4	22,4	21,6	27,1	27,6	28,1	28,3	28,5	28,6	27,9							
17	Использовано утилизатором тепла, подв. двиг. (%)	45,3	57,2	59,9	61,7	60,8	62,2	67,6	69,2	70,8	73,0	69,0	68,1	68,4							
18	Использовано подведенного к перегреват. (%)	28,7	29,0	28,7	30,4	30,0	29,6	22,7	25,1	23,1	22,5	24,5	23,3	23,9							
19	Потери в выхлопн. газах за подогревателем (%)	26,0	13,8	11,4	7,9	8,2	9,2	9,7	5,7	6,1	4,5	6,5	8,6	7,7							
20	Остаточный член (%)	13,5	35,7	40,3	44,4	46,9	43,0	46,7	51,2	53,4	54,1	52,4	54,2	53,7							
21	Общий к.п.д. двигателя и котла-утилизатора (%)																				

двигателя, в первом испытании около 0,65 кг/ч. л. с.-ч, во втором около 0,85 кг/ч. л. с.-ч. Удельный паросъем на 1 квт-ч полезной электрической мощности двигателя в первом испытании около 1,1 кг/квт-ч, во втором около 1,35 кг/квт-ч.

Количество тепла, использованное подогревателем воды, котлом и перегревателем, составляет в среднем 50—70% от теплоты выхлопных газов, выбрасываемых машиной. Если же относить это количество тепла к теплоте-брутто, подведенной к двигателю в виде горючего газа, то котел-утилизатор использует 20—28% теплоты-брутто. Если эта теплота полностью используется в какой-либо отопительной или нагревательной установке, так что конденсат охлаждается до температуры питательной воды (23 и 30° Ц), то общий коэффициент полезного действия установки (газового двигателя и котла-утилизатора) будет 43 и 53%. Это значит, что около половины всей теплоты газа может быть использовано, причем около половины использованной теплоты переходит в эквивалентную механическую работу газового двигателя, а другая половина может быть использована в качестве отопительного или нагревательного пара.

Гораздо ниже получится использование теплоты горючего газа в чисто энергетической установке, когда пар котлов-утилизаторов (12 ата 350° Ц) используется не для отопления, а в конденсационных паровых турбинах для производства электрической энергии. В идеальной турбине при давлении в конденсаторе 0,05 ата используемое количество теплоты не будет уже равно 730 кал, как в отопительной установке, а всего лишь около 230 кал или 31% от теплоты, использованной котлом-утилизатором; в пересчете на теплоту-брутто это составит всего лишь 6 и 8%. В действительной же турбине в электрическую энергию переходит лишь около 70% от 230 кал, т. е. около 161 кал, чему соответствует удельный расход пара (12 ата 350° Ц) около 3,93 кг/л. с.-ч или около 5,4 кг/квт-ч. В работу газового двигателя и паровой турбины вместе будет в этом случае превращено 22+4=26% и во второй установке 25+6=31% теплоты горючего газа.

Другой способ расчета ведется на 1 н. м³ горючего газа приведенной теплотворной способности 1000 кал/н. м³. В первой установке газовый двигатель превращает в работу около 22% его теплоты, т. е. 220 кал/н. м³; из 1 н. м³ доменного газа получаем, следовательно, в первом газовом двигателе $\frac{220}{632} = 0,348$ л. с.-ч; во втором $\frac{25}{632} = 0,395$ л. с.-ч.

Кроме того, от 6 до 8% теплотворной способности в 1000 кал, т. е. 60—80 кал, в паровой турбине дадут

$$\frac{60}{632} = 0,095 \text{ до } \frac{80}{632} = 0,126 \text{ л. с.-ч.}$$

Всего, следовательно, 1000 кал/н. м³ доменного газа может дать в газовом двигателе, котле-утилизаторе и паровой турбине от 0,443 до 0,521 л. с.-ч. Следовательно, в такой установке расход тепла в топливе на 1 л. с.-ч будет

$$\frac{1000}{0,443} = 2256 \text{ б. кал и } \frac{1000}{0,521} = 1920 \text{ б. кал.}$$

Путем повышения давления в котлах-утилизаторах до 30 ата и температуры перегрева до 400° Ц можно было бы достигнуть незначительного улучшения этих цифр. Однако конструкция котла-утилизатора должна быть в этом случае изменена, так как котел с дымогарными трубками и диаметром обичаек 2—2,5 м для высоких давлений непрактичен (слишком толсты будут стенки). Не представит особенного труда разработать недорогие конструкции водотрубных котлов-утилизаторов повышенного и даже высочайшего давления.

Просматривая строки таблицы 21, замечаем, что для двигателя ДТ-13 в строках 6, 7 и 9 цифры заключены в скобки для того, чтобы указать, что цифры эти не измерены на испытании и приняты нами ориентировочно для полноты картины. Мы воспользовались диаграммой Штеффса, в которой указаны изменения температуры питательной воды перед подогревателем в одном из испытаний, и распространили среднюю цифру 23° Ц на все испытания. Так как температура воды, переходящей из подогревателя в котел, и ее теплосодержание q_k не измерены, но измерена температура выхлопных газов, переходящих из котла в подогреватель t_k , выходящих из подогревателя в трубу t_b и входящих в перегреватель t_a , то, принимая среднюю теплоемкость в интервале 150—600° Ц неизменной и пренебрегая потерями охлаждения дымовых газов атмосферой в переходных кожухах, можем написать уравнения для количеств теплоты, переданных с одной стороны нагреваемой воде и пару при часовой паропроизводительности D кг/ч, а с другой стороны отнятых от выхлопных газов, протекающих мимо поверхностей нагрева в количестве G кг/ч:

$$1) \text{ для всего котла-утилизатора: } D(i - 23) = Gc_p(t_a - t_b);$$

$$2) \text{ для подогревателя воды: } D(q_k - 23) = Gc_p(t_k - t_b).$$

Деля второе уравнение на первое, получим

$$\frac{t_k - t_b}{t_a - t_b} = \frac{q_k - 23}{i - 23}.$$

Здесь i кал/кг обозначает теплосодержание перегретого пара. Таким образом были вычислены теплосодержания q_k воды, переходящей в котел, а затем по паровым таблицам подобраны и температуры воды.

Точно таким же способом вычислены и температуры газов, переходящих из перегревателя в котел, в предположении, что влажность пара, переходящего в перегреватель, равна 2% по весу. Находим для каждого испытания теплоту перегрева, а затем и температуру выхлопных газов перед котлом.

Такие же вычисления позволили дополнить ориентировочными цифрами и строки 9 и 10 испытаний котла при машине Шкода ДТ-16. Затем нами были вычислены средние логарифмические температурные напоры для перегревателя и подогревателя воды, а по ним найдены коэффициенты теплопередачи. Так, например, для четвертого испытания первого двигателя оказалось: общий коэффициент теплопередачи перегревателя около 32, котла около 36 и подогревателя воды около 50 кал/м²°Ц·ч.

Для второй машины, установленной той же фирмой, но через десять лет, котел-утилизатор имеет уже более высокие коэффициенты теплопередачи, а именно: перегреватель около 43, котел 52,0 и подогреватель воды около 52 кал/м²°Ц·ч. Дальнейшее повышение коэффициентов теплопередачи посредством повышения скорости течения выхлопных газов по дымогарным трубкам или вообще по поверхностям нагрева вполне возможно, однако оно имеет предел, так как, повышая скорость, повышаем противодавление двигателя во время такта выхлопа, понижаем коэффициент подачи и мощность двигателя.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ
БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 18. Общие сведения

До последнего времени в СССР не было своего налаженного производства больших газовых машин. Все установленные на наших предприятиях большие газовые машины являются импортными. Для освобождения от необходимости импортировать дорого стоящие большие газовые машины, налаживание и освоение собственного производства поручено Краматорскому машиностроительному заводу. Основными иностранными фирмами, занимающимися изготовлением газовых машин, трудами которых на протяжении более трех десятилетий создан современный тип мощной газовой машины, — являются:

1. Ehrhardt und Sehmer (теперь Maschinenbau Aktiengesellschaft vormals E. u. S.) в Saarbrücken'e, Германия.
2. Maschinenfabrick Augsburg—Nürnberg (сокращенно MAN) в Nürnberg'e, Германия.
3. Thyssen (теперь Demag-Thyssen) в Mühlheim—Ruhr, Германия.
4. Cockerill в Seraing'e—Бельгия.
5. Škoda в Pilsen'e, Чехословакия.

Целый ряд других иностранных фирм также от случая к случаю строили большие газовые машины (например, Deutz, Körting, Haniel Lueg и т. д.), но они занимают второстепенное положение в газомоторостроении. Вышеназванные пять фирм выпускают газовые машины в основном схожие между собой по типу, отличающиеся друг от друга главным образом конструкцией подводящих газ и воздух устройств и другими деталями.

Современный тип больших газовых машин представляет горизонтальную, четырехтактную тандем-машину, двойного действия. Наиболее мощная из построенных машин определяется следующими основными данными: диаметр газовых цилиндров 1500 мм, ход—1600 мм, число оборотов 80—95 об/мин., мощность на валу машин при 95 об/мин. — 5000—5100 л.с., а для двукратной машины 10 000 л.с. Среднее индикаторное давление 5,6—6,25 кг/см² при цикле с продувкой и дозарядкой.

Для различных типов газовых машин существуют сокращенные обозначения. Например:

- DT — двойного действия тандем-газовая машина,
- DTZ — двойного действия тандем-двукратная машина,
- DTG — двойного действия тандем-воздуходувная машина,
- DTD — двойного действия тандем-динамомашина.

Приставка к этим обозначениям величины хода поршня, выраженного в дециметрах, определяет размер и мощность машины; например, DTG-16 — обозначает двойного действия тандем-воздуходувную машину с ходом поршня 1600 мм.

Более мощных газовых двигателей пока не построено.

Однако, дальнейшее увеличение мощности газового двигателя еще возможно. Фирмы MAN, Demag—Thyssen и Škoda делали предложения на постройку газового двигателя мощностью в 13—15 тыс. л.с. с размерами цилиндров — диаметр 1650 — 1700 мм и ход поршня 1800 мм. Такой мощности газовые двигатели не были осуществлены вследствие отсутствия заказов на них, что объясняется мировым кризисом, масштабами европей-

Технические характеристики современных газовых двигателей большой мощности
1. Газовоздушные

Фирма	Тип	Прозводительность по воздуху в л ³ /мин	Давление воздуха (нормальная в снм)	Число об/мин.	Индикаторная мощность в л. с.	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Средняя скорость поршня в м/сек	Расход тепла в ккал/л.с.ч.	Мех. к. п. д. агрегата в %	Вес агрегата в кг (с максимумом)
Ehrhardt u. Sehmmer	DTG-16	1800	1,1	80	5150	1500	1600	4,27	2000+5%	75	780
MAN	DTG-16	1800	1,2	85	5000	1500	1500	4,25	2000+5%	80	785
Demag-Thyssen	DTG-15	1800	1,1	80	4700	1500	1500	4,0	2100+5%	75	680
	DTG-15	1920	1,1	84	5000	1500	1500	4,2	2100+5%	75	680
Škoda	DTG-16	2000	1,2	85	5260	1450	1600	4,53	2000+5%	88	522

Примечание. Мех. к. п. д. относится к двигателю, воздуху и продувочному компрессору для всех агрегатов, кроме MAN и Škoda, для которых он дан только для двигателя и воздухоуловителя.

2. Газодинамо

Фирма	Тип	Мощность газодинамо в кВт	Число об/мин.	Диаметр цилиндра в мм	Ход поршня в мм	Средняя скорость поршня в м/сек	Расход тепла в ккал/л.с.ч.	Мех. к. п. д. двигателя в %
Allis-Chalmers	ZDT	6800	81,3	1524	1620	4,5	2000	85
Demag-Thyssen	DT-15	3500	94	1500	1500	4,7	2100+5%	—
MAN	DT-15	3500	94	1500	1500	4,7	2000+5%	85
Ehrhardt u. Sehmmer	DT-16	3500	94	1500	1600	5,0	2000+5%	—
	DT-16	3100	83	1500	1600	4,43	2000+5%	83
Škoda	DT-16	3600	94	1600	1600	5,0	2000+5%	87

Примечание. Мех. к. п. д. относится только к газовому двигателю, кроме двигателя фирмы Ehrhardt u. Sehmmer, для которого он дан общим с продувочным компрессором.

ской металлургии, в редких случаях предъявляющей требования на такие мощные агрегаты, а также конкуренцией со стороны паротурбинных установок, которым отдается предпочтение ввиду более низкой их начальной стоимости, несмотря на худшую тепловую экономичность.

В настоящее время приходится констатировать, что построение газовых двигателей большой мощности переживает кризис, так как современный тип мощного газового двигателя благодаря своей высокой стоимости, громоздкости и сложности, а также ограниченности агрегатной мощности, не удовлетворяет металлургию.

Литражная мощность газового двигателя имеет чрезвычайно низкое значение, равное около 0,45 и. л. с./литр. Дальнейшее развитие построения газовых двигателей большой мощности должно пойти в направлении увеличения литражной мощности, для чего следует отказаться от современного типа газового двигателя и перейти к быстрходным, многоцилиндровым, вертикальным конструкциям, с применением двухтактного цикла и повышенного давления дозрядки.

Чрезвычайно большие размеры газовых двигателей и возможность появления больших внутренних напряжений в отдельных деталях создают повышенные требования к конструированию, изготовлению и к качеству материалов, применяемых для изготовления машины.

Ниже помещаются веса отдельных материалов, израсходованных при постройке газовой машины типа DTG-16, фирмы Ehrhardt u. Sehmer.

Вес необработанных деталей

Чугунное литье	700	т
Стальная поковка	114	"
Железо	88	"
Стальное литье	16	"
Бронза	1	"
Бабит	4	"
Арматура	5,5	"

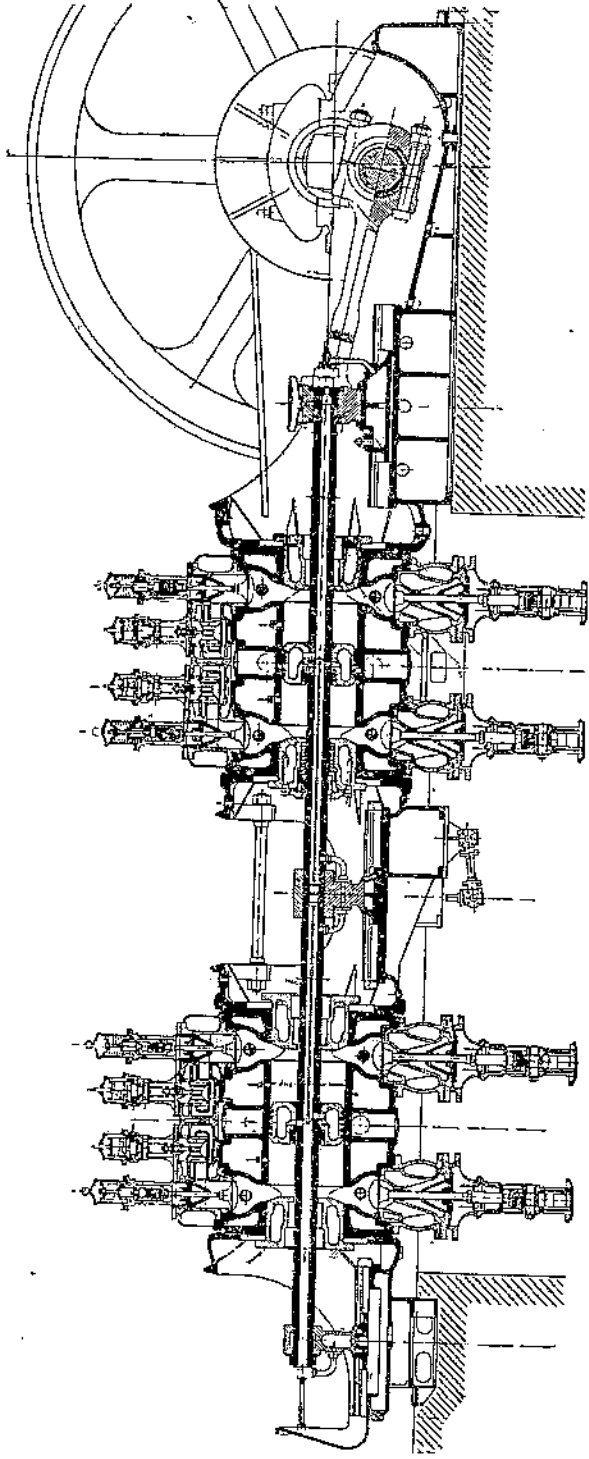
Всего . . . 922,5 т

Вес готовой машины составляет 730 т, что дает при эффективной мощности 3860 л. с.—190 кг на 1 э. л. с.

Эта таблица показывает, что чугунное литье составляет 75 % от веса всей машины. В газовых машинах фирмы Skoda удельное значение чугунного литья несколько меньше, около 65—66%, так как эта фирма применяет стальные цилиндры вместо чугунных. Большие размеры и сложность формы деталей газовой машины, а также трудные условия работы создают необходимость введения повышенных технических условий на качество чугуна литья. Чугунное литье должно быть по возможности гладко, однородно, плотно, не иметь трещин, пузырей, пористых или губчатых мест. Исправление или устранение пористых мест или пустот допускается только в тех случаях, когда это исправление и способ его выполнения не отражаются на прочности. Изготовление деталей машин всегда должно сопровождаться контролем качества металла.

Наблюдение за работой установленных на наших металлургических заводах газовых машин показывает, что изготавливаемые нашими заводами, как машиностроительными („Красный Профинтерн“ в Бежице, ХПЗ, Краматорский завод), так и металлургическими, запасные части заставляют пока еще желать много лучшего. Недолгая служба сальниковых и поршневых колец, выпускных клапанов, появление трещин в цилиндрах и т. п. говорят о том, что наши заводы не имеют еще достаточного опыта в изготовлении качественных запасных частей.

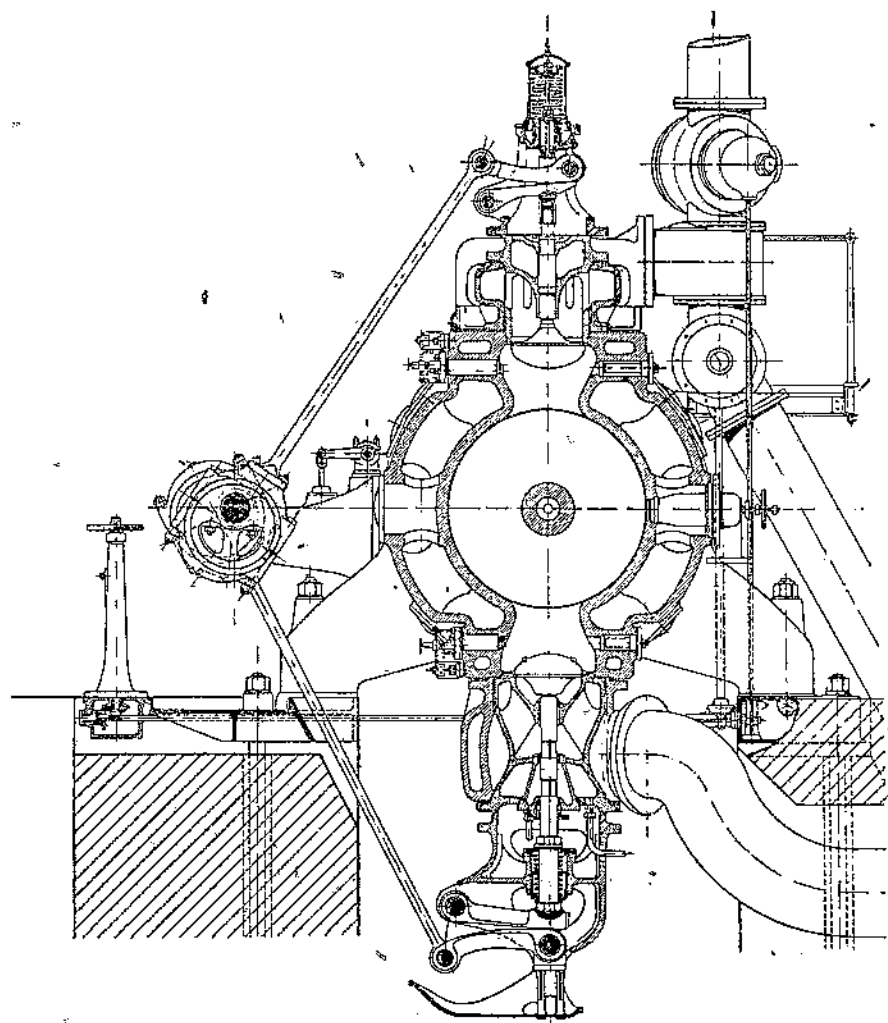
Все детали газовой машины могут быть разделены на: 1) неподвижные и 2) подвижные.



Фиг. 21. Продольный разрез газового двигателя фирмы MAN типа ДТ-13, старой конструкции.

Описание будем вести, распределив их на три группы:

- 1) Общие детали газовой машины: коренная рама, цилиндры, соединительные рамы (фонари), цилиндрические крышки, сальники, поршни, поршневые штоки, кривокопф, шатун, коренной вал, маховик, фундамент.
- 2) Специальные детали: внешние распределительные органы, органы регулирования, впускной и выпускной клапаны, пусковые приборы, зажигание, устройство для продувки и дозарядки.



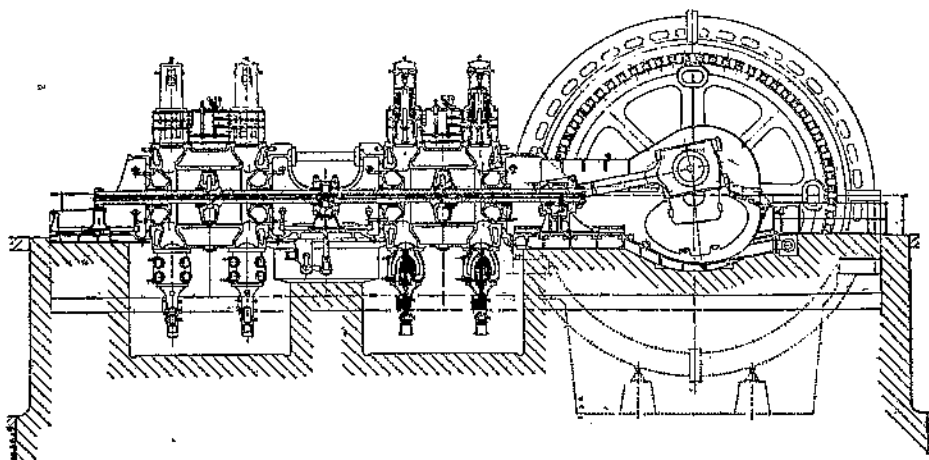
Фиг. 22. Поперечный разрез газового двигателя фирмы MAN типа DT-13, старой конструкции.

3. Дополнительные и вспомогательные части: охлаждение машины, насосы, водопроводы, фильтры для воды; резервуары для сжатого воздуха, компрессоры; газопроводы, водяные затворы, задвижки, водоотделители, воздухопроводы; выпускной трубопровод, компенсаторы, глушители; смазка, масляные насосы, резервуары для масла, маслоохладитель, фильтры для масла, моллерулы, масленки; аккумуляторные батареи и умформеры для зажигания; подъемные приспособления.

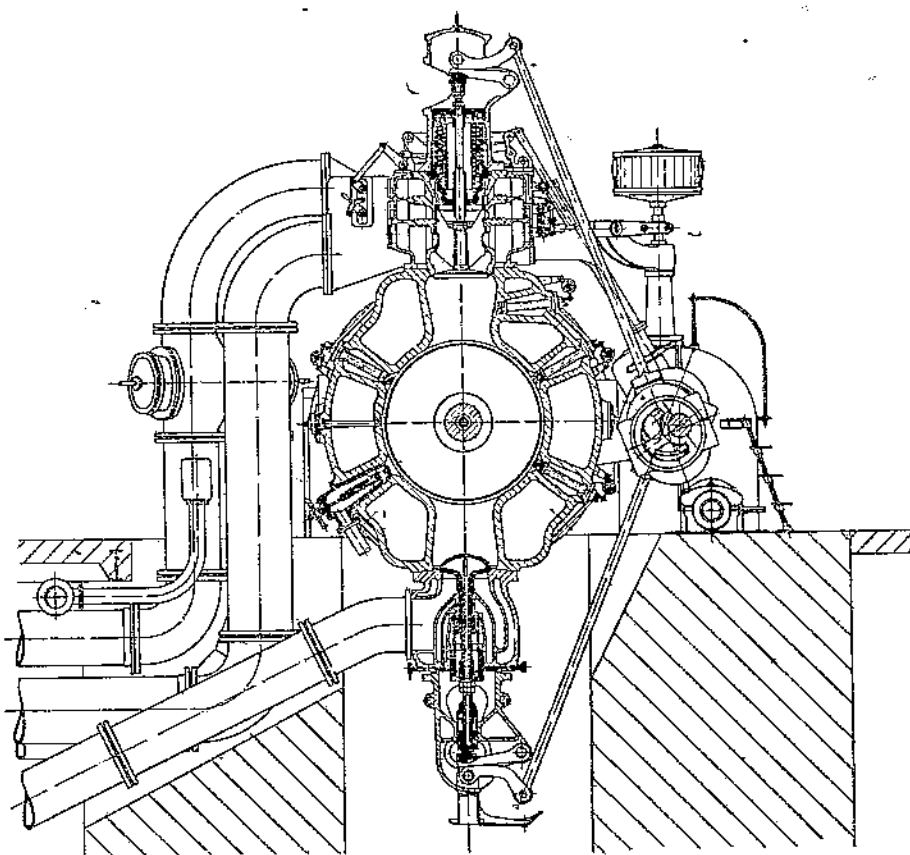
Приведенная разбивка деталей на три группы не является строго установленной, и распределение деталей по этим группам сделано так, как нам казалось целесообразным.

На фигурах 21 и 22 показаны продольный и поперечный разрезы газовой машины фирмы MAN, типа DT-13, старой конструкции (1912 г.).

Отличительными особенностями этой машины являются: цельные цилиндры и наличие кроме впускных еще и смешивающих клапанов.



Фиг. 23. Продольный разрез по газовому двигателю Demag-Thyssen типа ДТ-15.



Фиг. 24. Поперечный разрез газового двигателя Demag-Thyssen типа ДТ-15

На фигурах 23 и 24 представлена в двух разрезах, продольном и поперечном, газовая машина фирмы Demag-Thyssen типа ДТ-15 с продувкой и дозарядкой, но с цельными цилиндрами, имеющими большие горловины для впускных и выпускных клапанов.

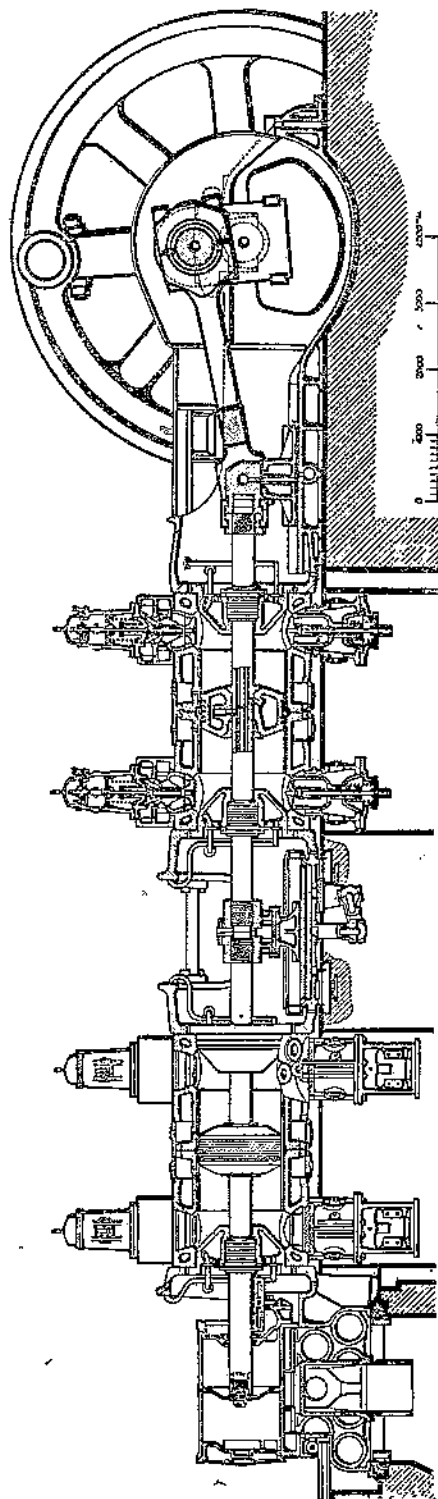
Фигуры 25 и 26 дают представление о большой современной газовой машине фирмы Ehrhardt u. Sehmer типа ДТ-16, с продувкой и дозарядкой, цилиндры у этой машины составные, причем отсутствуют большие горловины для впускных и выпускных клапанов.

Как видно из приведенных чертежей общее расположение машины и общее устройство деталей сохранилось таким же, как и в машинах старых типов. Но по мере увеличения мощности машины совершенствовалась и конструкция отдельных деталей; выявившиеся недостатки конструкции или изготовления толкали конструкторскую мысль на отыскание новых, более совершенных форм.

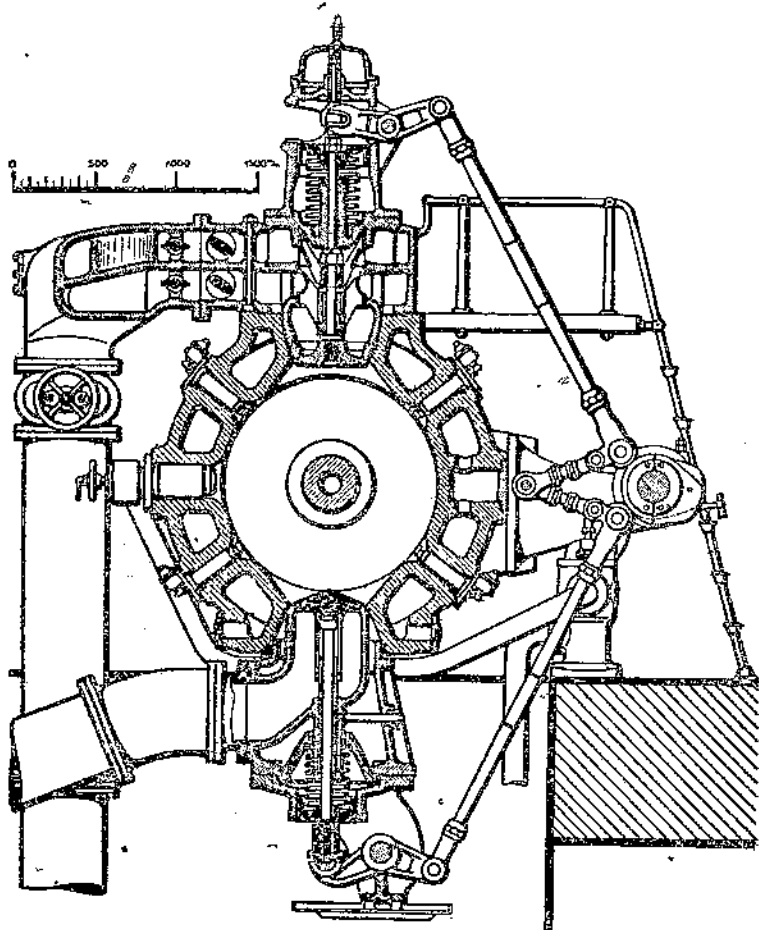
Каждая деталь газовой машины прошла длинный путь изменений и усовершенствований; и этот путь будет продолжаться до тех пор, пока будет применяться газовая машина. В дальнейшем мы займемся более подробным рассмотрением устройства каждой из основных деталей газовой машины.

Необходимо еще указать, что по общему расположению различаются левые газовые машины и правые. Такое различие вызывается относительным расположением маховика и распределительного вала.

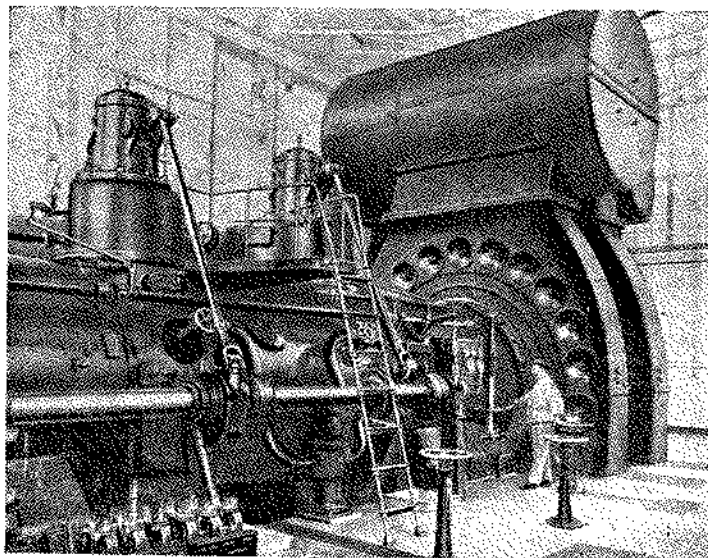
Левой газовой машиной называется такая машина, у которой маховик расположен по левой стороне оси машины, если смотреть в сторону коренного вала; если маховик расположен по правую сторону от оси машины (распределительный вал при этом будет с левой стороны оси машины), то машина называется правой. Для наглядности на фигуре 28 показано относительное расположение цилиндров газовой машины, маховика и распределительного вала для левой и правой газовой машин. Какой из двух газовых цилиндров называть первым, а какой вторым — на этот счет не имеется общепринятого установления. Можно встретить обозначения первым цилиндром — цилиндр, лежащий ближе к коренному валу, но чаще первым цилиндром называют — первый цилиндр, если смотреть в сторону коренного вала, т. е. цилиндр первый от машиниста. Условимся первым цилиндром называть цилиндр, близкий к машинисту, а вторым — цилиндр, близкий к коренному валу (см. обозначения на фиг. 28).



Фиг. 25. Продольный разрез по газовому двигателю фирмы Ehrhardt und Sehmer типа ДТ-16.



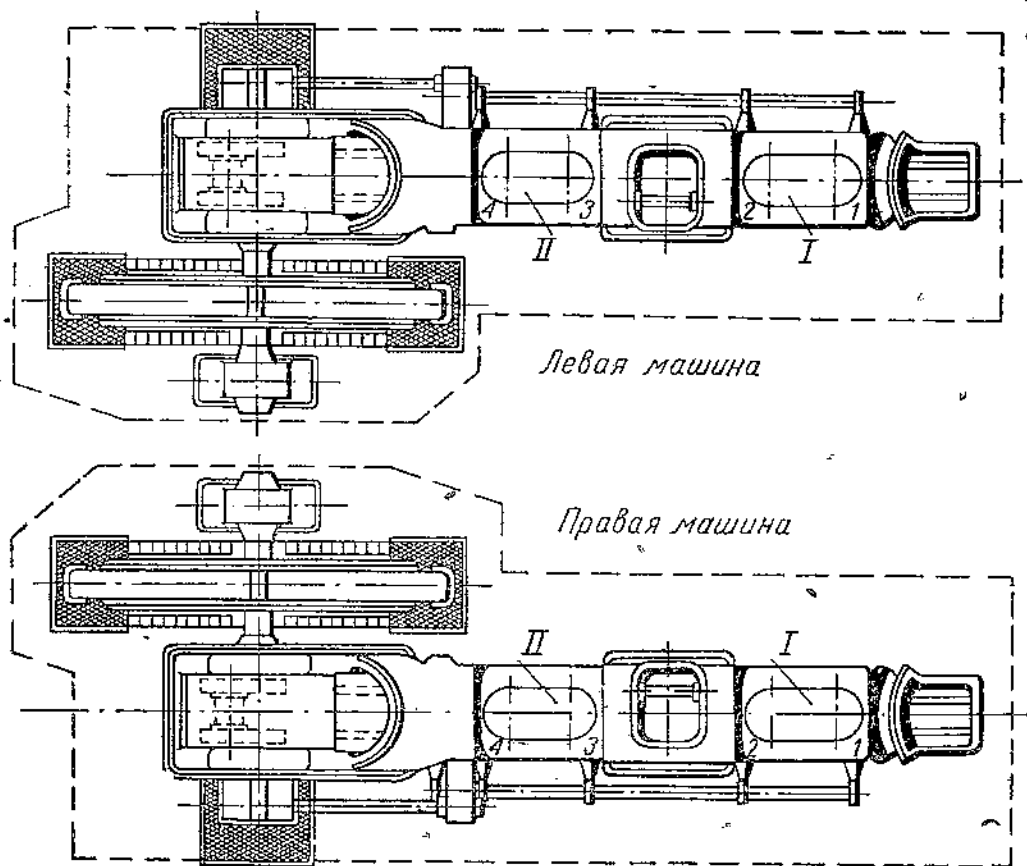
Фиг. 26. Поперечный разрез газового двигателя фирмы Е. и С. типа ДТ-16.



Фиг. 27. Место управления газовой воздуходувной машиной.

В соответствии с этим стороны (полости) цилиндров обозначаются: на первом цилиндре первая и вторая сторона, а на втором — третья и четвертая.

Кроме того, принято называть концы деталей машины или положения движущихся деталей, лежащие ближе к коренному валу, — передними,



Фиг. 28. Расположение маховиков для левой и правой машины.

а лежащие ближе к концу машины, т. е. к машинисту, — задними. В соответствии с этим у горизонтальных машин одно крайнее положение поршня называется положением в задней мертвой точке, а другое — в передней мертвой точке. Движение поршня от задней мертвой точки к передней называется прямым ходом, а обратное, от передней мертвой точки к задней — обратным ходом поршня.

ОБЩИЕ ДЕТАЛИ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 19. Рама

Остов горизонтальных двигателей называется рамой, а вертикальных — станиной. Так как для больших газовых машин применяется только горизонтальное расположение цилиндров, то их остов мы в дальнейшем будем называть рамой. Материалом для рамы служит крепкий, плотный чугун; средний анализ чугуна рамы имеет следующее содержание отдельных элементов¹: C = 3,4; Si = 1,6; Mn = 0,65; Ph = 0,5; S = 0,12. Твердость по Бринеллю = 190 кг/мм²; $K_{из} = 40$ кг/мм².

Распространенный в паровых машинах тип байонетной рамы в газовых машинах не нашел распространения. Байонетные рамы можно встретить только у некоторых выпусков газовых машин бельгийской фирмы Sockerill и американской фирмы Allis-Chalmers. Исключительное применение получили рамы вильчатого типа, открытые сверху для облегчения ухода за крейцкопфом. Причины этого вполне понятны: в байонетной раме главный коренной подшипник воспринимает полное усилие от поршня; кроме того, байонетная рама подвергается значительному изгибу в горизонтальной плоскости, вследствие одностороннего воздействия на нее кривошипно-шатунного механизма.

Назначение рамы заключается в том, чтобы соединить цилиндр, коренной вал и другие части газовой машины, удерживать их в определенном положении относительно друг друга и сообщить им надежную устойчивость на фундаменте, передавая фундаменту возникающие во время работы усилия. Эти усилия для больших газовых машин достигают 300—400 т; поэтому к конструированию и изготовлению рамы предъявляются весьма серьезные требования — рама должна иметь достаточную прочность и жесткость при простой внешней форме.

Наиболее опасными сечениями в раме являются:

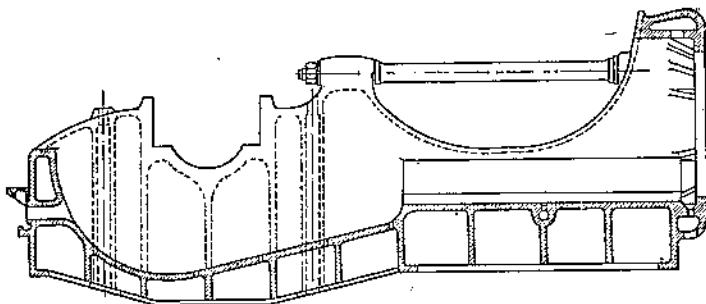
1) одно из перпендикулярных к оси машины сечений между коренным подшипником и цилиндром; здесь изгибающий момент достигает наибольшего значения, зависящего от расстояния между осью цилиндра и центром тяжести сечения рамы; изгибающий раму момент будет тем меньше, чем ближе к оси цилиндра центр тяжести сечения рамы.

2) средние вертикальные сечения коренных подшипников, особенно ближнего к маховику, вес которого прибавляется к давлению от рабочих усилий;

¹ Приводимые здесь и в дальнейшем данные о составе и свойствах материалов, применяемых для изготовления деталей газовых машин, представляют средние данные из сообщенных немецкой фирмой E. u. S. анализов и испытаний образцов материала при выполнении ею в 1927—1928 гг. большого заказа Торгпредства СССР в Германии на газовые машины для южных металлургических заводов. Эти данные были сообщены фирмой Торгпредству в порядке инспектирования Торгпредством выполнения заказа.

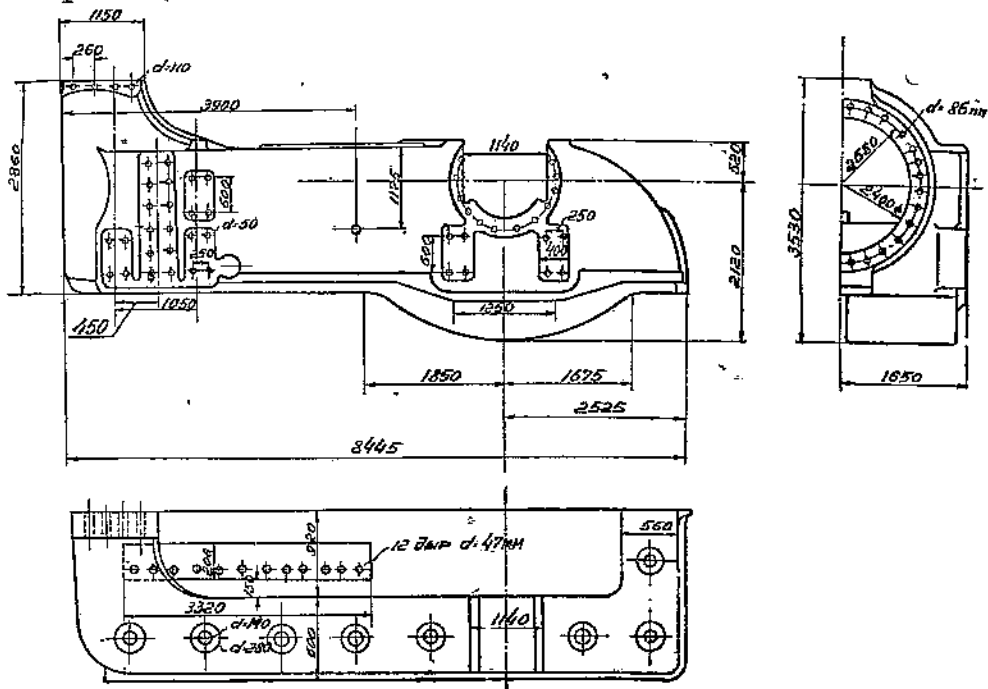
3) отогнутый внутрь рамы фланец, служащий для соединения рамы с цилиндром.

Хорошими образцами должны считаться рамы с высокими боковыми стенками, дающими центральное распределение сил, и с равномерно распределенным материалом по сечению без скопления больших масс чугуна у опорной площади рамы. Чем выше боковые стенки, тем центральнее передача сил и тем меньше изгибающий раму момент.



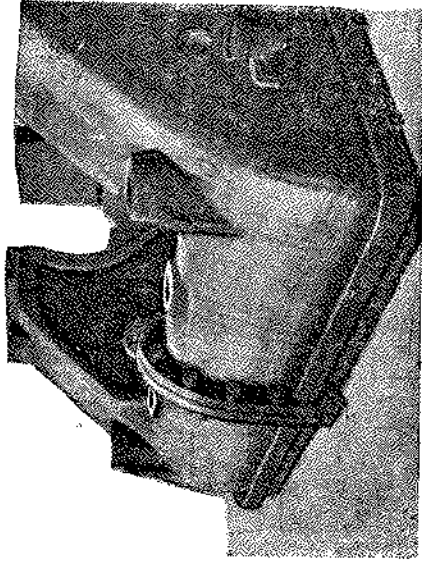
Фиг. 29. Коренная рама с низкими боковыми стенками в выполнении фирмы MAN.

На фигуре 29 представлена коренная рама с низкими боковыми стенками в выполнении фирмы MAN. Центральная передача сил достигается путем соединения коренных подшипников с цилиндром стальными распорками (связями) выше средней плоскости. Эта конструкция требует

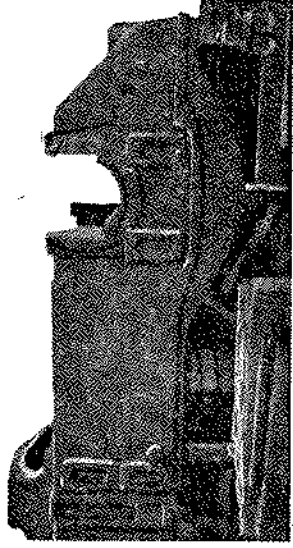


Фиг. 30. Коренная рама современной большой газовой машины в выполнении Е. и S.

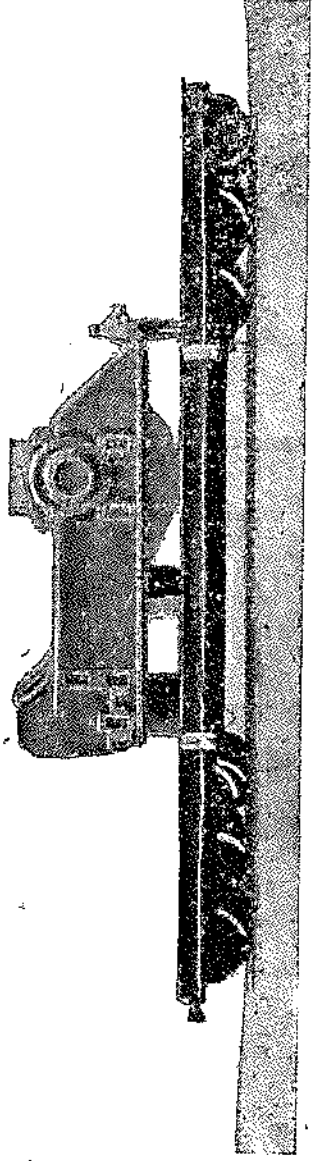
очень точного выполнения, чтобы получить при монтаже надлежащую затяжку связей; от этой затяжки, учесть которую точно невозможно, зависит распределение осевых усилий между сечениями рамы и связями. Рамы с пониженными боковыми стенками являются устарелой конструкцией, применявшейся для машин сравнительно небольшой мощности. На фигуре 30 изображена коренная рама большой газовой машины в выполнении



Фиг. 31. Вид коренной рамы большой газовой машины Е. и. С. с передней стороны.



Фиг. 32. Боковой вид коренной рамы для газовой машины Е. и. С. типа ДГ-16.



Фиг. 33. Коренная рама, погруженная на железнодорожную платформу

фирмы Ehrhardt u. Sehmer. Как видно из чертежа, боковые стенки этой рамы подняты выше средней плоскости цилиндра и коренных подшипников, что позволило отказаться от распорок (связей). Фотографии фигур 31 и 32 показывают эту коренную раму в процессе сборки, а фотография фигуры 33 изображает раму этого же типа, но меньшего размера, погруженную на большегрузную платформу.

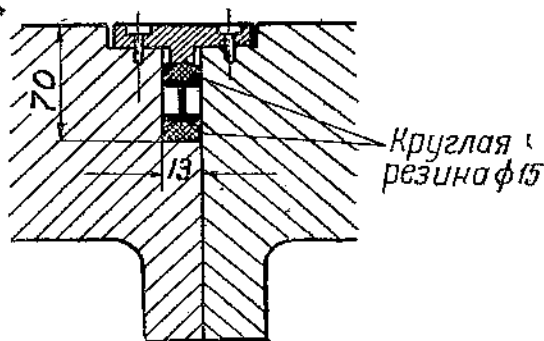
Необходимо здесь отметить, что первые крупные газовые двигатели, построение которых принадлежит фирме Coskerill, имели своеобразную конструкцию рамы, вызванную исключительно желанием осуществить центральную передачу рабочих давлений. Коренные подшипники этих первых двигателей представляли самостоятельную часть, связанную с цилиндром двигателя при помощи четырех болтов по 195 мм в диаметре. Рабочий цилиндр двигателя кроме этих болтов никаких других связей с коренными подшипниками не имел и опирался своими лапами на плиту. При этом способе передачи давлений уничтожались напряжения от изгибающего момента в сечении, перпендикулярном к оси двигателя. Однако отсутствие достаточной жесткости явилось серьезным недостатком этого типа рамы, и в последующих выпусках газовых двигателей, когда завод перешел к цилиндрам двойного действия и необходимо было применить крейцкопф, рама была переработана и соединительные болты исчезли навсегда.

Вес рамы большой газовой машины последних моделей ДТ-16 достигает огромной величины, равной 82 т. Такая рама получается самой тяжелой деталью машины, намного превышающей вес других тяжелых частей, что вызывает значительное увеличение грузоподъемности монтажного крана. Внешние очертания такой рамы выходят за установленные железнодорожные габариты подвижного состава.

Вследствие этих причин тяжелые рамы больших газовых машин выполняются из двух половин, имеющих плоскость соединения вдоль продольной оси машины. Коренная рама одновременно с выполнением основного своего назначения является направляющей для ползуна крейцкопфа; поэтому вся внутренняя поверхность рамы во время работы машины бывает залита маслом. Чтобы не допустить проникновения масла через фланцевое соединение половин рамы на фундамент, фланцевое соединение уплотняется и плотность соединения проверяется гидравлическим давлением на 4 ат. Схема уплотнения фланцевого соединения половин рамы показана на фигуре 34.

На дно простроганной канавки кладется круглая резина диаметром, несколько большим ширины канавки; сверху резина прижимается железной планкой Γ сечения, сверху планки кладется опять такая же круглая резина, в свою очередь зажимаемая сверху планкой. При опробовании на плотность в просветы, образуемые планкой Γ сечения и стенками канавки, наливается вода, которая сжимается гидравлическим прессом до требуемого давления. Плотность проверяется по показанию манометра.

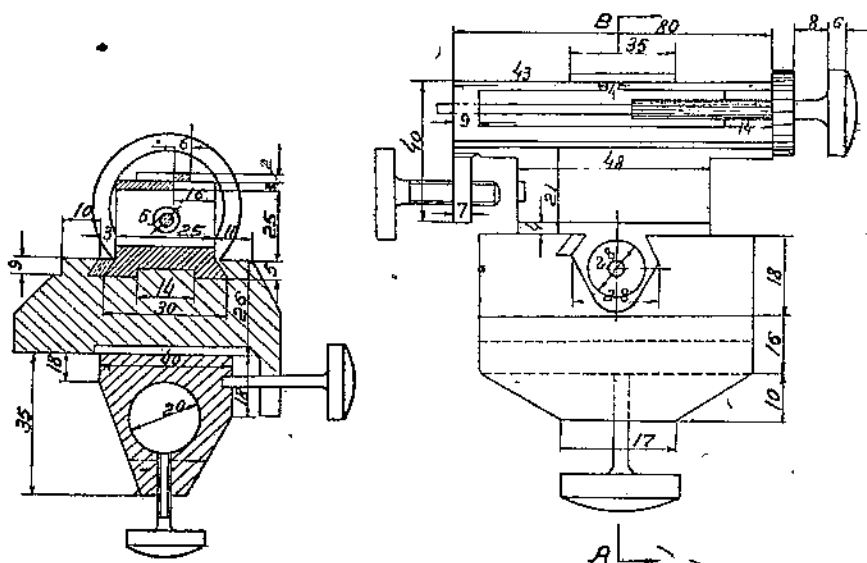
При монтаже машины на месте ее установки одной из основных задач стоящих перед монтажниками, является строго горизонтальная и правильная установка оси рамы; все остальные части машины прикрепляются одна за другой к раме и, следовательно, положение оси всей машины определяется установкой оси рамы. Выверка осей (продольной и поперечной для коренного вала) производится обычно при помощи суппорта, устройство



Фиг. 34. Схема уплотнения фланцевого соединения разрезной коренной рамы.

которого показано на фигуре 35. В качестве нитей применяют тонкую стальную проволоку или крепкую шелковую нить.

Коренная рама является единственной частью машины, скрепленной с фундаментом; все остальные части только стоят на фундаменте, не будучи с ним скреплены. Применявшееся раньше прикрепление болтами фонарей и цилиндров к фундаменту теперь отброшено совершенно и вся

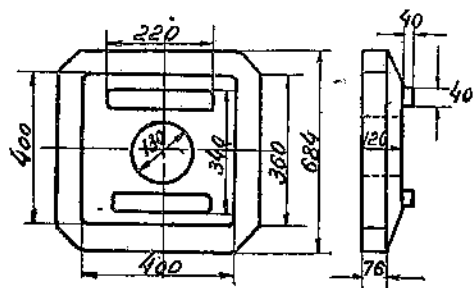


Фиг. 35. Суппорт для проверки осей двигателя.

машина получила возможность свободного удлинения в осевом направлении (конструктивное выполнение подвижных опор, см. § 21). Осевое удлинение газовой машины в рабочем состоянии по сравнению с машиной в холодном состоянии вызывается тремя причинами:

- 1) температурными удлинениями всех частей машины от нагревания;
- 2) удлинениями материала частей машины от рабочих усилий;
- 3) возможной недостаточной жесткостью некоторых из большого числа фланцевых соединений элементов газовой машины.

Общее удлинение большой газовой машины типа DTG-16 можно наблюдать до 10 мм, а переменное-возвратное смещение конца машины относительно фундамента при каждом обороте до 3 мм.

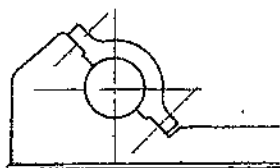


Фиг. 36. Плита фундаментного болта.

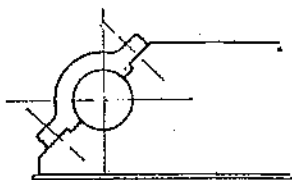
внутри фундамента, к фундаментным плитам (см. § 27). Так как коренная рама представляет полную двухстенную отливку, то внутренние пустоты заливаются цементным раствором (цемент + чистый крупнозернистый песок в отношении 1:1); таким образом фундамент и коренная рама образуют одно монолитное целое. Колодцы для болтов принято засыпать песком, но не заливать бетоном.

Отметим влияние формы коренных подшипников на конструкцию рамы. Коренные подшипники газовых машин отливаются вместе с рамой, как одно органическое целое, и могут быть либо с наклонным внутрь разрезом (фиг. 37), либо с разрезом направленным наружу (фиг. 38), либо с горизонтальным разрезом (фиг. 39).

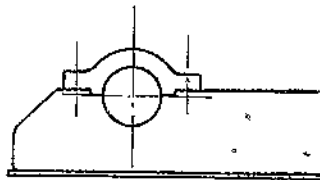
Разрез, направленный наружу, нерационален, так как при этом максимальное давление от поршня передается на крышку подшипника и её болты, а вал все время работает по нижнему стыку вкладышей. Преимущество этих подшипников — свободный выбор высоты боков рамы — далеко отстает перед указанными недостатками. При разрезе, наклонном



Фиг. 37. Разрез коренного подшипника, наклонный внутрь.



Фиг. 38. Разрез коренного подшипника, направленный наружу.



Фиг. 39. Горизонтальный разрез коренного подшипника.

внутри, давление от поршня передается на основание подшипника; но эта форма обуславливает малую высоту стенок рамы, что, как указывалось ранее, вызывает большой изгибающий момент и непригодно для крупных машин. Поэтому в больших газовых машинах нашли применение подшипники с горизонтальным разрезом.

§ 20. Цилиндры

Условия работы цилиндра газовой машины предъявляют очень высокие требования как к конструкции цилиндра, так и к материалу и способу его изготовления. В материале стенок цилиндра возникают напряжения трех родов.

1. Статические напряжения от давления внутри цилиндра, принимаемого $p_{max} = 25 \text{ атм}$

2. Температурные напряжения, вызываемые неравномерным нагреванием внутренних и внешних стенок цилиндра. Величина этих температурных напряжений зависит от величины разности температур внутренней и внешней стенок цилиндра, которая в свою очередь зависит от охлаждения цилиндра, от толщины его стенок и от характеристики материала стенок $\alpha = \frac{\alpha E}{k \lambda}$.

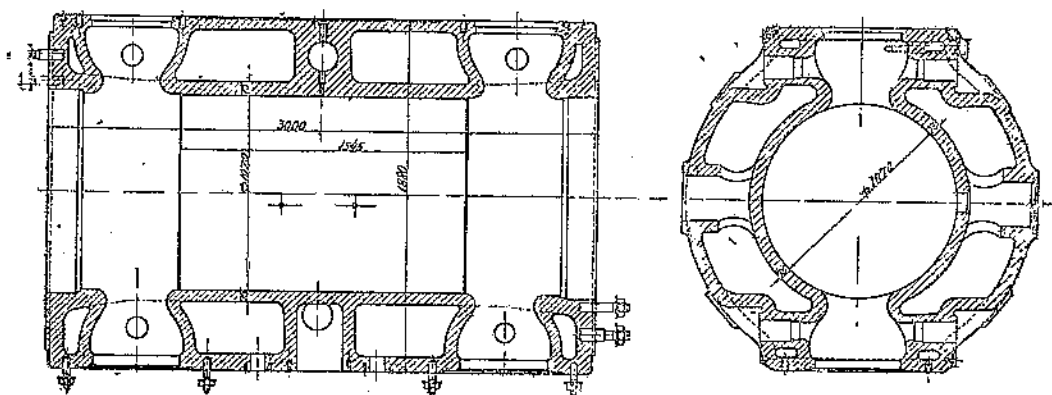
Внутренний цилиндр нагревается сильнее всего в части, прилегающей к месту сгорания; получающаяся там наибольшая температура постепенно уменьшается как по направлению оси цилиндра, так и в направлении радиуса. Несомненно, что средняя температура внутренних стенок значительно выше температуры стенок рубашки. Внутренний цилиндр расширяется поэтому сильнее и производит при этом значительное растягивающее действие на стенки рубашки; в самом же внутреннем цилиндре возникают усилия сжатия.

Если принять разницу температур внутренних и наружных стенок только в 50°C , то и тогда напряжения материала от неодинакового удлинения стенок достигают значений в несколько раз (в три раза) больших тех, которые вызываются рабочим давлением газов внутри цилиндра.

3. Значительные затруднения при изготовлении цилиндров больших газовых машин вызываются большими размерами цилиндра и сложностью его формы. При отливке цилиндров цельными, вследствие большого веса

отливки и сложности формы двухстенной отливки с отверстиями по концам цилиндра для впускных и выпускных клапанов, появляются значительные литейные напряжения; эти напряжения не могут быть с уверенностью устранены даже хорошо продуманной конструкцией и искусной техникой литья.

Как во всякой отливке с двойными стенками, в цельном цилиндре под действием усадки получают растягивающие напряжения на внутренних стенках и сжимающие на внешних и тем больше, чем крупнее размеры цилиндра. Величина и местонахождение литейных напряжений всегда неизвестны; они могут обнаружиться уже в черном литье в виде коробления внешней формы, трещин в клапанных горловинах и прочих стенках, соединяющих внутренние и внешние стенки. При работе машины может произойти известное уравнивание этих вредных напряжений, так как от нагревания внутреннего цилиндра в нем возникают сжимающие усилия; этим может быть объяснен известный факт, что нередко цилиндры



Фиг. 40. Продольный и поперечный разрезы цельного цилиндра газовой машины MAN типа ДТ-13.

дают трещины только после остановки машины, т. е. уже в холодном состоянии. Но, несмотря на указанное уравнивание напряжений, литейные напряжения остаются в так называемых критических местах (горловинах, штуцерах, местах с неравномерно распределенным металлом) и к ним присоединяются напряжения температурные и от рабочих усилий.

При отливке цельных цилиндров больших размеров невозможно достигнуть чугуной отливки совершенно равномерной плотности: нижняя часть отливки получается более плотной, а верхняя менее плотной; это различие тем больше, чем выше отливка, т. е. чем длиннее цилиндр.

Вес цилиндра и его длина значительно возрастают с увеличением диаметра цилиндра, как это видно из таблицы 22.

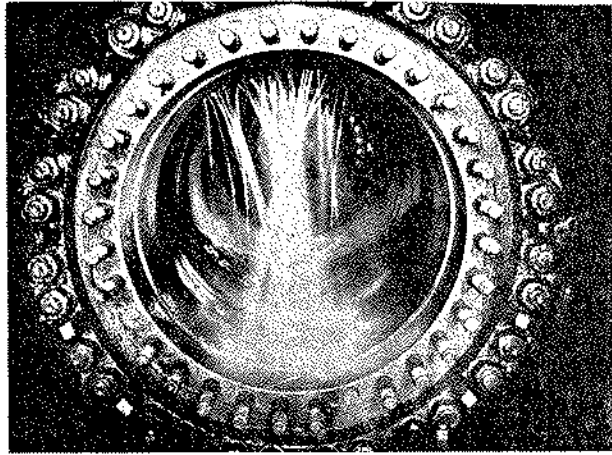
ТАБЛИЦА 22

Диаметр цилиндра D (мм)	Полная длина l (мм)	Вес необработанной отливки G (т)
1000	2600	14
1200	3100	24
1300	3500	31
1400	3600	35
1500	4000	40

Вследствие этого цилиндрам цельной отливки ставится предел, определяемый в настоящее время машиностроительными фирмами диаметром 1000 мм. Цельные цилиндры с диаметром больше 1000 мм являются уже

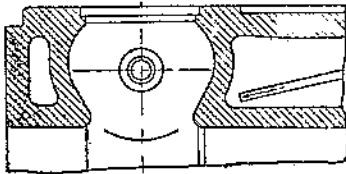
ненадежными, часто дают трещины и имеют короткий срок службы. Цилиндры диаметром больше 1600 мм делаются в настоящее время всеми фирмами составными из нескольких частей по типу цилиндров, введенных впервые фирмой Ehrhardt и Sehmer.

Типичным представителем цельных цилиндров может служить цилиндр фирмы MAN, старой конструкции, продольный и поперечный разрезы которого даны на фигуре 40. Особенно слабым местом этих цилиндров являются изгибы горловин для впускных и выпускных клапанов, где почти невозможно избежать местных скоплений чугуна. Стенки этих мест работают в весьма тяжелых условиях, подвергаясь действию очень высоких температур и слабому охлаждению. Поэтому в этих местах чаще и скорее всего появляются трещины.



Фиг. 41. Испытание цельного цилиндра с трещинами гидравлическим давлением.

Наглядное представление о трещинах в цилиндрах дает помещаемый здесь фотографический снимок (фиг. 41), произведенный на заводе им. Петровского в Днепропетровске с цельного цилиндра старой конструкции фирмы MAN; на фотографии видны сильные струи воды, выбивающие из трещин при опробовании цилиндра гидравлическим давлением в 1,5—2 атм.



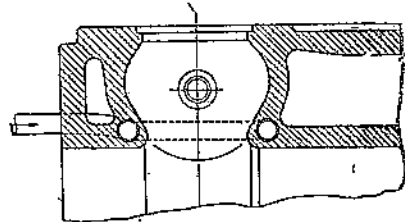
Фиг. 42. Дополнительный подвод воды к горловинам цельных цилиндров для усиления охлаждения.

Не отказываясь от конструкции цельных цилиндров, машиностроительные фирмы и заводы, эксплуатирующие машины, пытались различными мерами улучшить условия работы наиболее нагруженных мест цилиндра — горловин для впускных и выпускных клапанов. Самой простой мерой является усиление охлаждения горловин. Это достигается путем подвода к ним холодной воды по особой трубке, проходящей через водяную рубашку (фиг. 42),

либо путем залитых в стенке горловины трубок для охлаждающей воды (фиг. 43, способ Bonte).

Мерой другого порядка является стягивание всего цилиндра сильными стяжными болтами или же стягивание отдельных, наиболее слабых мест (горловин) железными кольцами, воспринимающими в первую очередь термические напряжения и тем улучшающие условия работы материала стенок цилиндра.

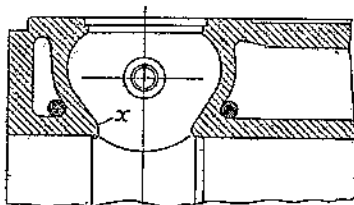
На фигуре 44 показано укрепление горловины железным кольцом, которое, будучи хорошо омываемо водой по большей части своей поверхности, мало нагревается во время работы машины и, следовательно, мало расширяется и воспринимает на себя значительную часть усилий от температурных деформаций стенки горловины. Однако все эти меры не давали



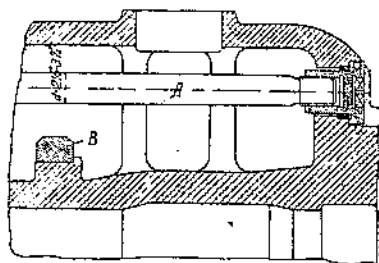
Фиг. 43. Охлаждение стенок горловины по способу Bonte.

гарантии в надежной работе. Попутно следует указать на встречающиеся в некоторых старых конструкциях цилиндров неудачные и непродуманные переходы, образующие в горловинах скопления плохо охлаждаемого металла с резкими изгибами. Типичный пример показан на фигуре 44, где неудачный переход от цилиндрической части к горловине отмечен *ж*. В таких местах появляются трещины обычно после короткого срока работы.

Более совершенным способом улучшения условий работы горловин для впускных и выпускных клапанов, по нашему мнению, должно явиться отделение горловины от наружной стенки цилиндра кольцевым разрезом.



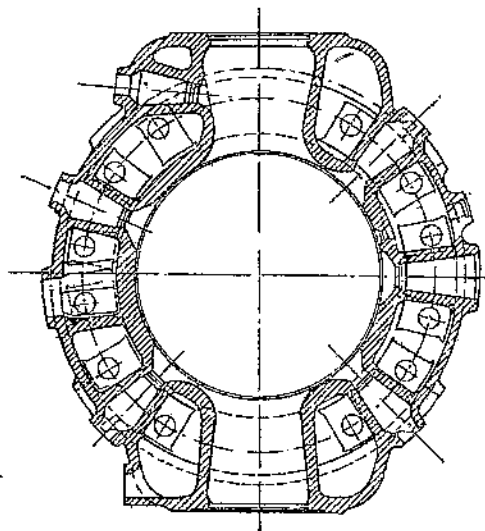
Фиг. 44. Укрепление горловины стяжным железным кольцом.



Фиг. 45. Укрепление цельных цилиндров при помощи стяжных болтов.

В таком случае горловины получают возможность свободно деформироваться вместе с внутренней стенкой и должны почти целиком освободиться от температурных напряжений.

Разрез уплотняется круглой резиной и нажимным кольцом, чтобы не вытекла вода. Рекомендуем такую меру, мы должны указать, что ни одна из фирм еще не применяла этого способа в выполненных конструкциях цельных цилиндров.¹



Фиг. 46. Поперечный разрез газового цилиндра Coskerill.

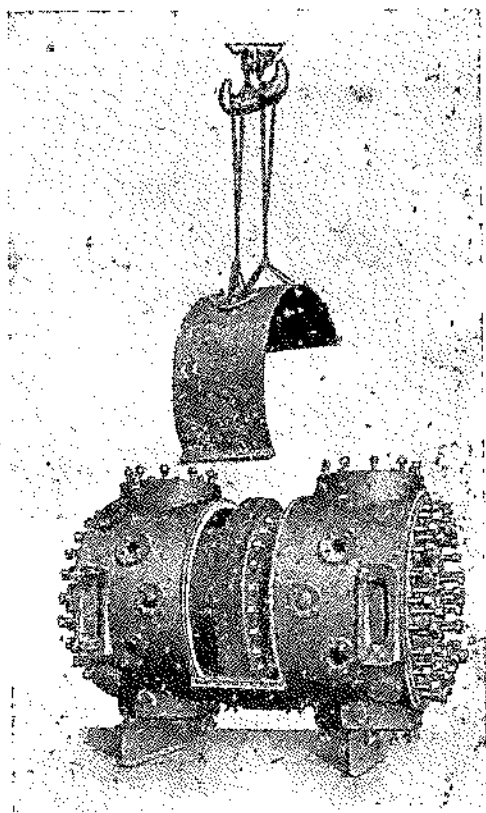
Особенно удачным оказался способ стягивания цельных цилиндров, разработанный фирмой Coskerill, позволивший ей применять для своих газовых машин большой мощности цельный цилиндр до самого последнего времени. После обработки цилиндр двигателя стягивается при помощи нескольких сильных сквозных болтов *А* (фиг. 45), проходящих в водном пространстве цилиндра между внешней и внутренней стенками. Перед затяжкой цилиндра стяжные болты предварительно прогреваются в ванне с кипящей водой и в нагретом

уже состоянии затягиваются. Таким образом цельный цилиндр фирмы Coskerill получается значительно стянутым силой затяжки болтов и усилениями, вызываемыми укорочением их при охлаждении.

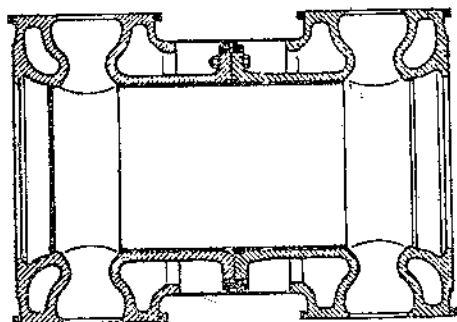
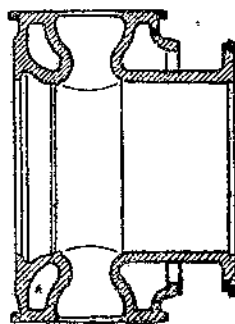
¹ Аналогичный способ применен фирмой E. и S. в последней модели составных цилиндров для отделения втулок запальников от наружной стенки головки цилиндра.

Благодаря такому способу затяжки цилиндра, литейные напряжения в материале стенок значительно ослабляются, а надежность и прочность цельного цилиндра повышается. Таким образом цельный цилиндр газовых машин фирмы Sockerill разгружен от опасных напряжений, что и является его характерной особенностью и важным преимуществом перед цельными цилиндрами других заводов. На фигуре 46 представлен поперечный разрез газового цилиндра фирмы Sockerill.

Для затяжки цилиндра в старых конструкциях применялось по 20 стяжных болтов; в более поздних выпусках число болтов уменьшено и берется от 8 до 12, в зависимости от диаметра цилиндра.



Фиг. 47. Внешний вид составного газового цилиндра.



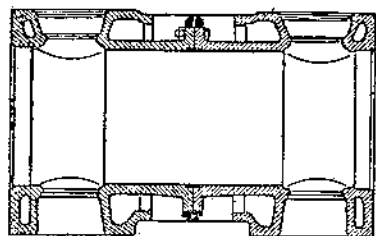
Фиг. 48. Составной цилиндр с горловинами. Наверху отдельно показана головка цилиндра.

Рассмотренный тип газового цилиндра фирмы Sockerill пользовался хорошей репутацией надежного цилиндра, несмотря на то, что он применяется даже для двигателей больших мощностей; это показывает, что принятый способ затяжки цельного цилиндра сквозными болтами является достаточной мерой против разрывов цилиндра и обеспечивает большую надежность в работе, чего не удается получить в цельных цилиндрах других фирм, не применяющих описанной затяжки.

Недостатки цельных цилиндров, особенно выявившиеся при увеличении размеров машины, заставили все фирмы применить цилиндр, состоящий из нескольких частей. Такая конструкция обеспечивала плотное литье без напряжений, свободные удлинения в работе и возможность замены отдельных частей.

Цилиндр состоит, как это видно из фигур 47 и 48, из пяти частей: двух головок, втулки и рубашки из двух половин.

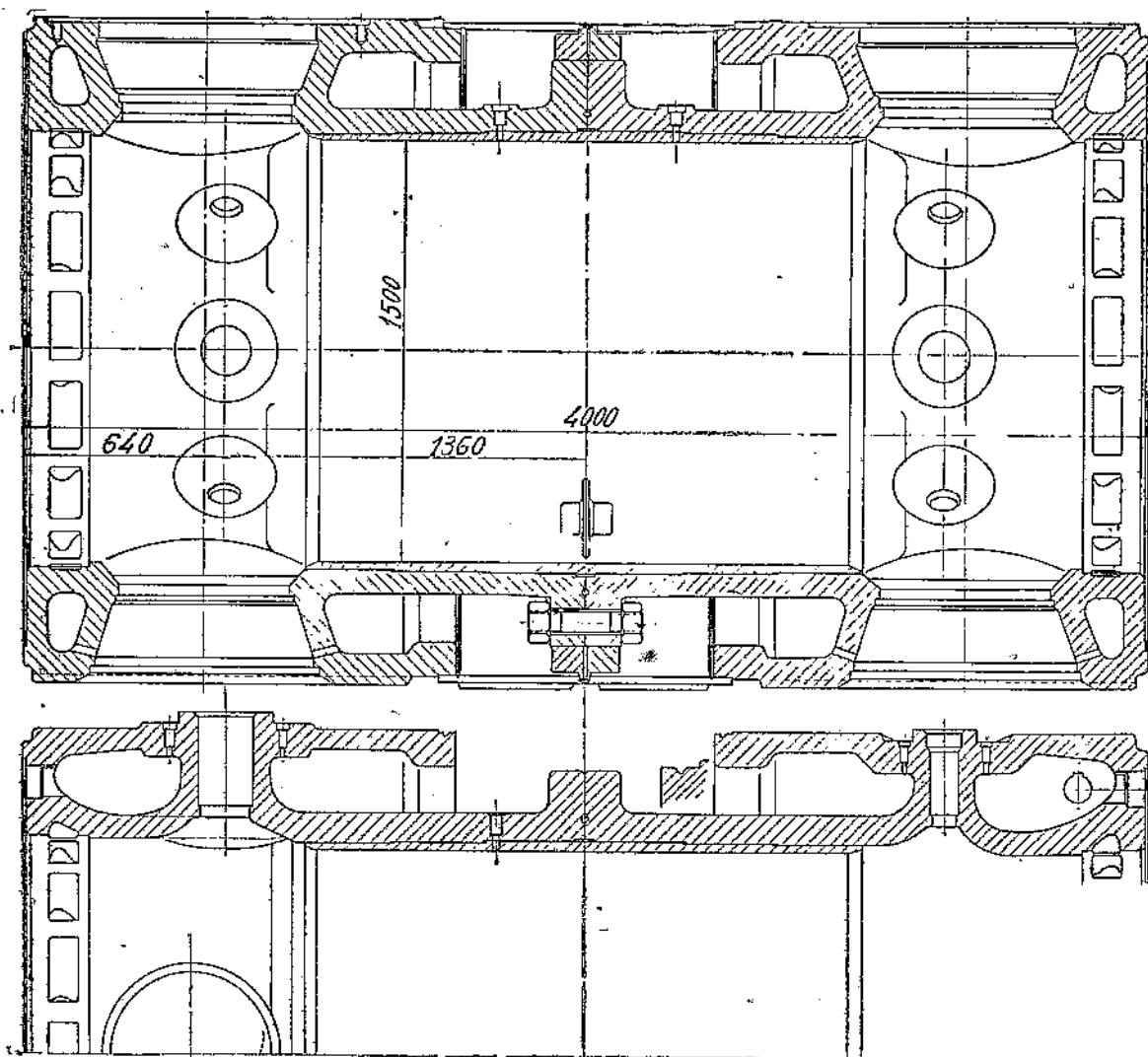
Подобные составные конструкции цилиндра поддаются уже более точному расчету на прочность, так как неизвестные напряжения от литья и неравномерного нагрева в них не могут быть велики.



Фиг. 49. Составной цилиндр с горловинами.

Составной цилиндр, изображенный на фигуре 49, имеет еще горловины для впускных и выпускных клапанов и, следовательно, все свойственные этой конструкции недостатки. В последнее время конструкция цилиндра подверглась значительной переработке; отливка его получилась значительно упрощенной, с более спокойными переходами в изгибах, горловины отпали, так как клапаны удалось посадить глубже, на уровень внутренней стенки цилиндра. На фи-

гурах 50 и 51 дается продольный и поперечный разрезы такого составного цилиндра без горловины в выполнении фирмы Ehrhardt u. Seimer для машин типа ДТ-16.



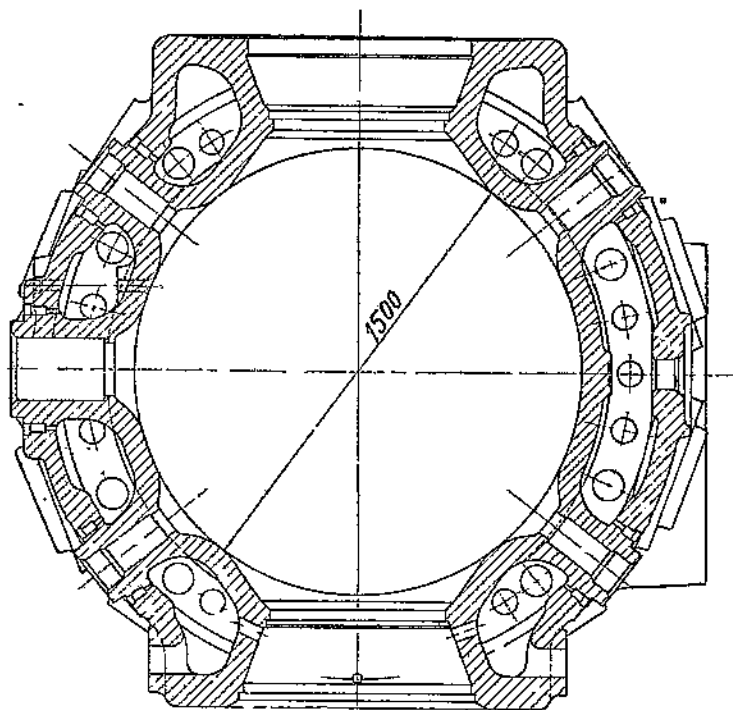
Фиг. 50. Продольный разрез составного цилиндра без горловины фирмы E. u. S. типа ДТ-16.

Втулка цилиндра подвержена истиранию, делающемуся особенно заметным при проседании поршня или неправильной установке поршня относительно оси машины. Поэтому втулка изготавливается из чугуна перлитовой структуры, обладающего хорошей стойкостью против истирания. В случае износа втулка может быть заменена новой. Сборка составных цилиндров производится различно на различных заводах.

1. Завод Ehrhardt u. Sehmer насаживает головки на втулку в холодном состоянии при помощи давления, делая втулку конусной от середины к обоим концам.

2. Нюрнбергский завод фирмы MAN собирает цилиндры, нагревая головки при помощи пара.

3. Завод фирмы Thyssen тоже нагревает головки, но газом, в специально устроенном для этой цели колодце (нагрев до 300—350° Ц). Можно



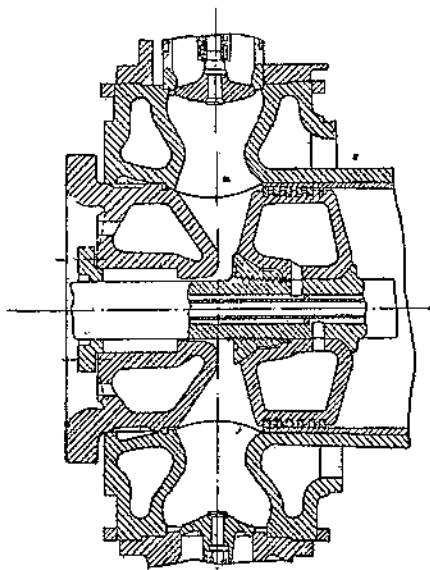
Фиг. 51. Поперечный разрез составного цилиндра E. u. S.

полагать, что самым неудобным способом сборки цилиндров является способ, применяемый фирмой Ehrhardt u. Sehmer. При запрессовке головки на втулку всегда возможны настолько сильные местные давления на стенку втулки (от незначительного перекоса или неправильности формы), что стенка втулки может легко прогнуться или же дать трещину. Насаживание головки на втулку в горячем состоянии также является весьма тонкой операцией, требующей навыка, точности и быстроты действия.

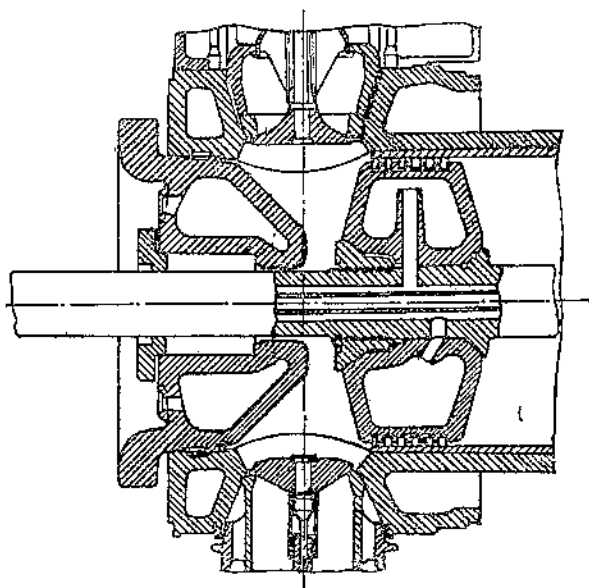
Фирма Ehrhardt u. Sehmer разделяет водяную рубашку на две части, в то время как все остальные фирмы осуществляют водяную рубашку цельной. Фирма E. u. S. выполняет разделение следующим образом: обе головки цилиндра соединяются на фланцах (с прокладкой из мягкой красной меди); так как на фланцах имело место появление трещин, то в последних конструкциях поверх фланцев насаживаются в горячем состоянии стальные кольца. Рубашка, состоящая из двух половин, плотно, на резиновой прокладке прилегает к этим кольцам и разделяет охлаждающее пространство на две части. У машин фирмы Thyssen соединяющие обе головки цилиндра фланцы делаются с радиальными

прорезами в нескольких местах по окружности для уменьшения напряжений и избежания появления трещин. Для очистки водяного пространства от грязи и отложений в рубашке предусматривается достаточное количество соответствующим образом расположенных люков, позволяющих производить очистку водяного пространства без разборки рубашки.

Как уже упоминалось, последние конструкции цилиндра освободились от головки для впускных и выпускных клапанов. Горловины цилиндров и сильно вынесенная посадка клапанов на уровне внешней рубашки являлись большим недостатком цилиндров. При высоких горловинах камера сжатия и воспламенения получается очень неправильной формы, с большими пространствами или карманами, значительно отнесенными от оси цилиндра. Вследствие такой формы камеры сжатия, в углублениях ее при выпуске задерживаются продукты сгорания, которые, с



Фиг. 52. Разрез по камере сжатия цилиндра с горловинами.



Фиг. 53. Разрез по камере сжатия цилиндра без горловины.

одной стороны, загрязняют свежую рабочую смесь, а с другой — повышают начальную температуру смеси, что, вместе взятое, вызывает повышение мощности двигателя. Кроме того, длинные изогнутые стенки горловин, постоянно находящиеся под действием очень высоких температур, подвергаются значительным температурным напряжениям, что влечет появление трещин, особенно на изгибах.

На фигурах 52 и 53 представлены разрезы по камерам сжатия цилиндра с горловинами и без горловин. Из этих разрезов ясно видно, что цилиндры без горловин дают значительно более правильную форму камеры сжатия, обеспечивающую более быстрый охват всей массы заряда пламенем после момента зажигания и, следовательно, более высокие давления конца сгорания. Таким образом в составном цилиндре без горловин устранены все основные недостатки прежнего типа и цилиндр получил конструктивные формы, отличающиеся значительной простотой и высокой надежностью.

Несмотря на законченные конструктивные формы такого газового цилиндра, фирма Ehrhardt и Sehmer, которой принадлежит заслуга создания составного цилиндра без горловин, для последних выпусков цилиндров больших машин (1932 г.) внесла дальнейшие улучшения:

1. Для увеличения прочности цилиндра, составной цилиндр стянут сквозными болтами, проходящими в водяном пространстве так, как это делала фирма Sockerill для цельных цилиндров.

2) С целью получения полной возможности свободного удлинения внутренней стенки при нагревании и освобождения от температурных напряжений, стенки отверстий для размещения запальников делаются отделенными от наружной стенки головки, а разрез уплотняется круглой резиной с нажимным кольцом, чтобы не вытекала вода. Эти конструктивные изменения явно целесообразны и нужно полагать, что они придадут еще большую прочность газовому цилиндру.

Материалом для цилиндров служит крепкий, плотный чугун. При составной конструкции втулка изготавливается из чугуна перлитовой структуры, отличающегося высокими механическими качествами и хорошей стойкостью при повторных нагревах. Средний состав чугунов, по многочисленным анализам, дает следующие результаты (табл. 23):

ТАБЛИЦА 23

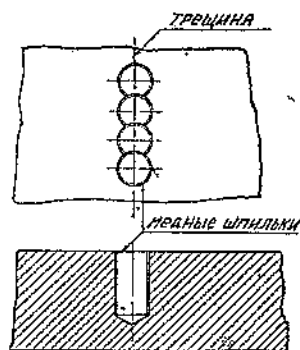
Средний состав чугуна цилиндра и втулки

Название детали	Химический состав					Твердость по Бринеллю (кг/мм ²)	Сопротивление изгибу (кг/мм ²)
	C	Si	Mn	Ph	S		
Цилиндр	3,1	1,0	0,75	0,14	0,1	200	45
Втулка цилиндра	3,0	0,9	0,75	0,44	0,1	210	47

Совершенно особняком от общепринятого германского типа газовых машин по своей конструкции стоят машины фирмы Škoda в Чехословакия. Škoda изготавливает цилиндры из литой стали и делает их тоже составными из нескольких частей: двух симметричных стальных головок, соединенных на фланцах посередине, рубашки и втулки, изготавливаемой из чугуна перлитовой структуры, толщиной около 40 мм. Эта втулка омывается непосредственно водой, чем обеспечивается хорошее охлаждение внутренней поверхности стенки, хорошая смазка, малая срабатываемость и возможность увеличения числа оборотов машины.

Стальной цилиндр допускает значительное повышение напряжений в его стенках и, следовательно, опасность появления трещин в цилиндре меньше. Применение стали уменьшает вес машины. Стремление уменьшить вес машины, уменьшить вес двигающихся вперед и назад масс и увеличить за счет этого число оборотов машины — является вторым отличительным признаком газовых машин Škoda. Преимущество цилиндров из литой стали — большая прочность материала. Имеется возможность строить цилиндры весом около половины веса соответствующего чугунного цилиндра, не переходя допустимых напряжений. Однако, при малой толщине стенок рабочие усилия вызовут осевое удлинение немного большее, чем у чугунных цилиндров.

Способы заделки трещин. Большой интерес и большое значение в эксплуатации машин имеет заделка трещин. Нередки случаи, когда цилиндры с удачно заделанными трещинами продолжают исправно работать в течение нескольких лет, не принося никаких беспокойств.¹ Часто применяется способ заделки трещин, заключающийся в постановке ряда шпилек по всей длине трещины так, что одна шпилька заходит в другую (фиг. 54). Материалом для шпилек служит железо или медь; лучшим материалом является медь, так как она имеет почти в два раза



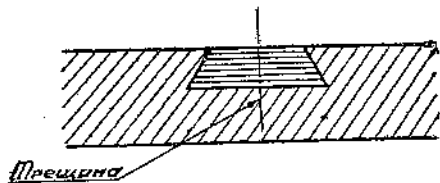
Фиг. 54. Заделка трещины в стенке цилиндра медными шпильками.

¹ Stahl u. Eisen, 1927, № 17, стр. 703.

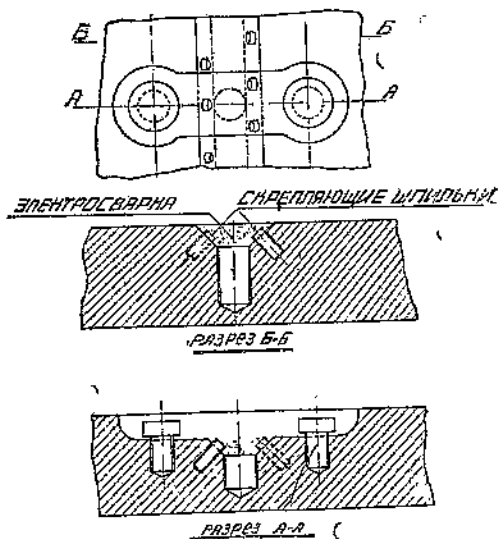
больший коэффициент линейного расширения при нагревании, чем чугун, в то время как коэффициент линейного расширения железа только незначительно превышает таковой для чугуна. Благодаря этому свойству меди достигается большая плотность заделанной трещины во время работы цилиндра, чем при железных шпильках.

Приведенный способ заделки трещин в газовых цилиндрах не разрешает полностью задачу, так как он дает только плотность и совершенно не разрешает вопроса о прочности; ничем не скрепленная трещина удлиняется, расширяется и поставленные шпильки перестают уплотнять трещину и должны заменяться другими, большего диаметра. При коротких трещинах часто вместо шпилек ставят медную латку, для чего в стенке по трещине вырубывается канавка в виде ласточкина хвоста и заполняется слоями мягкой листовой меди (фиг. 55). Этот способ мало чем отличается от первого.

Необходимая прочность подобных уплотнений трещин, препятствующая дальнейшему образованию трещины, может быть достигнута постановкой поперек трещины на определенном расстоянии друг от друга анкерных креплений. Анкерные крепления представляются железные вкладыши, вставляемые в нагнетом состоянии в канавку в стенке цилиндра, точно соответствующую по очертаниям вкладышу. Эти вкладыши стягивают трещину и препятствуют ее дальнейшему развитию. Хорошие результаты, удовлетворяющие требованиям прочно-



Фиг. 55. Заделка трещины в стенке цилиндра медной латкой.



Фиг. 56. Заделка трещины в стенке цилиндра электросваркой.

сти и плотности, должна давать заделка трещин в цилиндрах при помощи электросварки (холодная сварка).

Этот способ состоит в следующем (фиг. 56): по всей длине трещины вырубается канавка, по низу которой ставится ряд коротких медных шпилек, диаметром около 1". При помощи этих шпилек достигается плотность трещины. Сверху шпилек кладется тонкая железная пластинка, а канавка заполняется сваркой. Для большей надежности, по сторонам канавки ставятся в разбежку железные шпильки, способствующие скреплению чугунных стенок со сварочным металлом. Необходимая прочность такого шва, препятствующая дальнейшему образованию трещины, достигается здесь также постановкой анкерных креплений, причем анкерные крепления в этом случае могут быть также образованы заполнением вырубленной канавки металлом при помощи электросварки, как это показано на фиг. 56. Следует заметить, что при заварке необходимо стремиться, чтобы электроды были расположены вертикально вниз; работа на вертикальной стенке или при потолочном шве не даст хорошего заполнения канавки металлом, так как последний будет стекать под действием собственного веса.

Составной цилиндр должен работать нормально без трещин не менее семи лет.

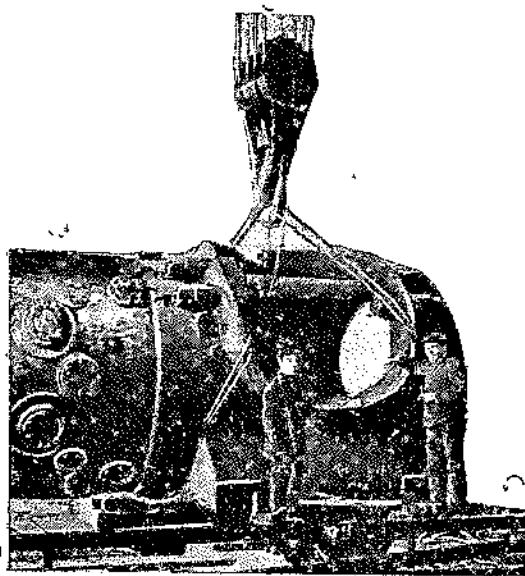
§ 21. Соединительная часть (фонарь)

Соединительная часть между цилиндрами машины типа тандем, а также между первым газовым цилиндром и цилиндром воздухоподувки, называется фонарем. Фонари являются опорами для цилиндров и одновременно служат направляющими для ползунов. Фонарь воспринимает полностью осевое усилие от давления внутри цилиндра на крышку и, кроме того, испытывает еще изгиб от веса цилиндров и давления ползуна на параллели. Поэтому для фонаря требуется солидная и возможно жесткая конструкция. Особенно ответственным местом являются снабженные центрирующими выточками фланцы, на выполнение которых должно обращать особое внимание.

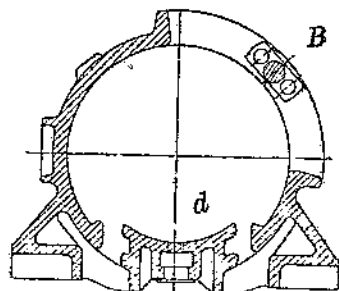
Для обслуживания муфтовых соединений штоков, сальниковых уплотнений и крышек, а также для ремонтных работ, в фонаре предусматривается отверстие (окно), достаточно большое, чтобы принести крышку газового цилиндра и залезть человеку. Поэтому вырез делается не по бокам,

что было бы наиболее благоприятно в смысле достижения центральной передачи усилий, а косо вверх, и это одностороннее ослабление компенсируется одной-двумя толстыми стальными связями. Края выреза усиливаются сильным фланцем.

Хорошо выполненные конструкции фонарей должны обла-



Фиг. 57. Общий вид фонаря при сборке.



Фиг. 58. Поперечный разрез фонаря двигателя E и S.

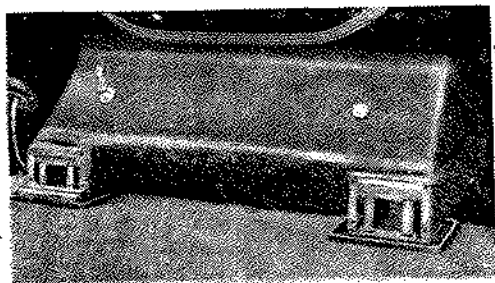
дать равномерным распределением материала по окружности и иметь ровную бочкообразную форму без местных скоплений металла и крупных перегибов.

Направляющие для ползуна, поддерживающего поршневой шток, растачиваются по настолько большому радиусу, чтобы можно было передвигать крышку по штоку и протаскивать через фонарь поршень со штоком.

Соединение фонаря с цилиндром выполняется всеми фирмами при помощи шпилек, ввернутых в торец цилиндра. Нарезка шпилек на внутреннем конце делается более крупной, так как мелкая резьба непригодна для нарезки в чугунах, а внешняя нарезка для железных гаек может быть мельче, для удобства сильной затяжки гаек. При соединении фонаря с цилиндром шпильки должны быть равномерно затянуты, так как неравномерность затяжки вызывает передачу усилий главным образом через более сильно затянутые шпильки, что влечет обычно обрыв шпилек.

Материалом для фонаря служит чугун такого же качества, как и для рамы, т. е.: C=3,4; Si=1,6; Mn=0,65; Ph=0,5; S=0,12; твердость по Бринеллю = 190 кг/мм²; K_{из}=40 кг/мм².

Фотография фигуры 57 дает общий вид фонаря, подвешенного к крюку крана при сборке машины. На фигуре 58 представлен поперечный разрез фонаря в выполнении фирмы E. u. S. В этой конструкции одностороннее ослабление возмещено сильной стяжкой. В нижней своей части, где находится параллель для ползуна, стенка фонаря представляет двустенную

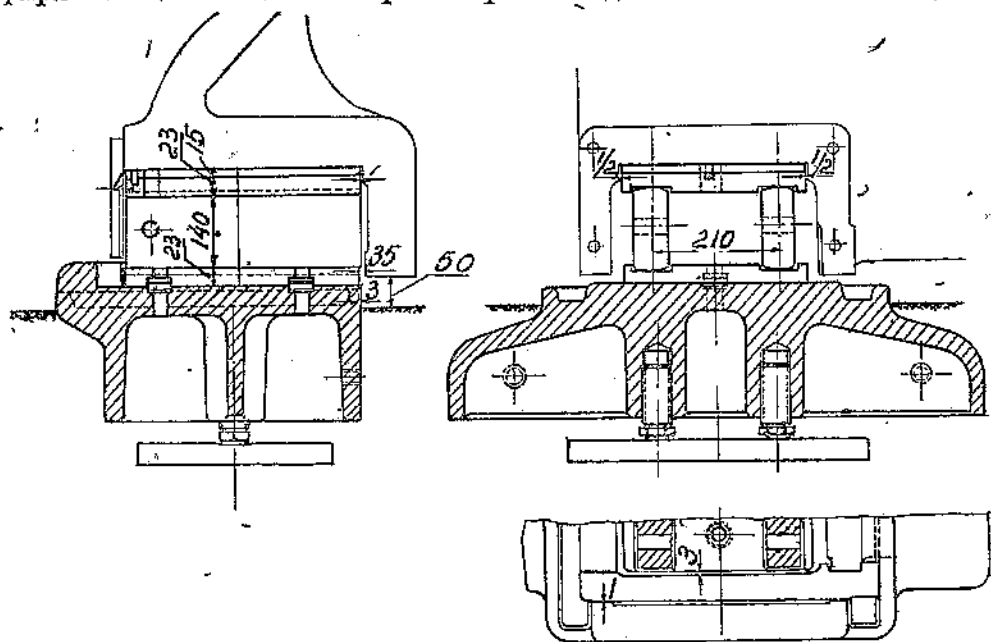


Фиг. 59. Внешний вид опор фонаря E. u. S.

отливку, образующую сплошной канал под параллелью. Этот канал заполнен маслом до уровня выхода отверстий *d*. При движении башмака ползуна по параллели вызывается колебание уровня масла. Масло выступает через отверстия *d* и смазывает поверхность параллели. По обеим сторонам параллели имеются просветы, оставленные для прохода движущихся, шарнирно сочлененных труб, по которым подводится вода для охлаждения штоков и поршней.

Для свободного удлинения машины от действия нагревания и рабочих усилий фонарь свободно ставится на фундамент; он может опираться своими лапами:

1) на строганные параллельные брусья, дающие надежное направление вдоль оси; поверхность опор смазывается и имеет канавки для смазки (фирма MAN выполняет опоры из бронзы и делает их заменяемыми);



Фиг. 60. Качающиеся опоры E. u. S.

2) на цилиндрические катки, не требующие смазки и устраняющие возможность заедания;

3) на качающиеся плиты, обточенные по цилиндрической поверхности.

Последняя конструкция, в выполнении фирмы E. u. S., показана на фигурах 59 и 60.

Таким образом при всех перечисленных конструктивных типах опор фонарь имеет возможность беспрепятственного перемещения относительно фундамента. Газовая машина имеет только одну деталь, скрепленную с фундаментом и образующую с последним одно целое — коренную раму.

Все остальные детали не скреплены с фундаментом и опираются на него при помощи лап фонарей.

Общее тепловое удлинение большой газовой машины при переходе из холодного состояния в рабочее достигает 10 мм, а удлинение от упругих деформаций и от недостаточной жесткости отдельных фланцевых соединений — от 1 до 3 мм.

§ 22. Цилиндровые крышки

Разница в понятиях „цилиндровая крышка“ и „головка“ состоит в том, что в крышке помещается только сальник для штока и она имеет более простую форму по сравнению с головкой, в которой размещаются клапаны, придающие головке более сложную форму.

Все существующие конструкции газовых машин имеют клапаны (впускные и выпускные), размещенные на стенках по концам цилиндра в осевой вертикальной плоскости и освобождают тем самым крышку исключительно для сальников. Можно встретить старые конструкции газовых машин (например, фирмы Sockerill), у которых на крышке помещался добавочный запальник, но последние модели всех фирм размещают запальники только на концах цилиндра. Поэтому для газовых машин крышка получилась сравнительно простой формы.

При конструировании крышки предъявляют три требования:

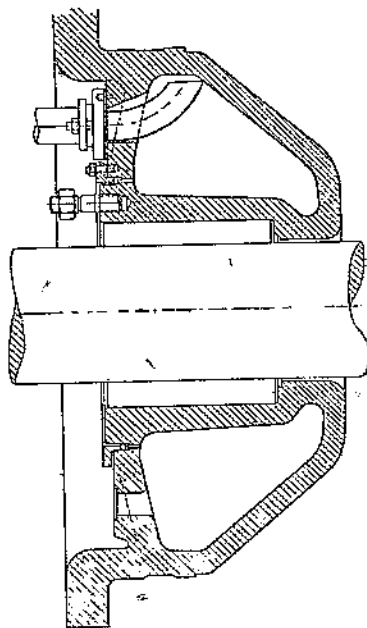
1. Крышка должна сообщить камере сжатия такую форму, при которой пути для распространения горения были бы возможно короткими, отсутствовали бы мертвые места и не было бы плохо охлаждаемых углов или выступов. Слишком разветвленная поверхность увеличивает отнятие тепла охлаждением и понижает температуру сжатия.

2. Крышка должна иметь податливую конструкцию, устраняющую литейные напряжения и позволяющую внутренним стенкам, всегда более нагретым, чем наружные, свободно расширяться. Необходимо поэтому избегать местных скоплений чугуна и резких переходов и не допускать жестких соединений внутренней и наружной стенок (например, при помощи ребер).

3. Охлаждение крышки должно быть равномерным и везде достаточным, чтобы не оставалось глухих мест, лишенных циркуляции воды или чтобы не образовывались воздушные мешки. Водяная рубашка должна иметь, где нужно, достаточно большие люки, чтобы можно было вполне удалить формовочную землю, а в эксплуатации периодически очищать рубашку от грязных осадков. Хорошо выполненная конструкция показана на фиг. 61.

Подобная крышка вполне удовлетворяет поставленным требованиям. Для того, чтобы внутренняя стенка могла свободно деформироваться при нагревании, она отделена от наружной при помощи кольцевого разреза, уплотненного посредством круглой резины и нажимного уголка.

Охлаждающая вода подводится в нижнюю часть крышки и отводится трубкой на самой верхней точке водяной полости, что устраняет возникновение воздушных мешков. На фигуре 62 дан внешний вид такой крышки.



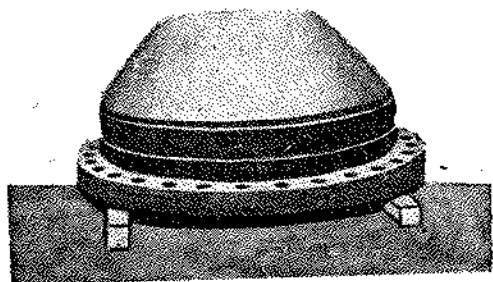
Фиг. 61. Крышка цилиндра конструкции E. u. S.

Старый тип крышки фирмы Cockerill показан на фигуре 63. Эта крышка значительно отличается от описанной современной конструкции фирмы E. и S.

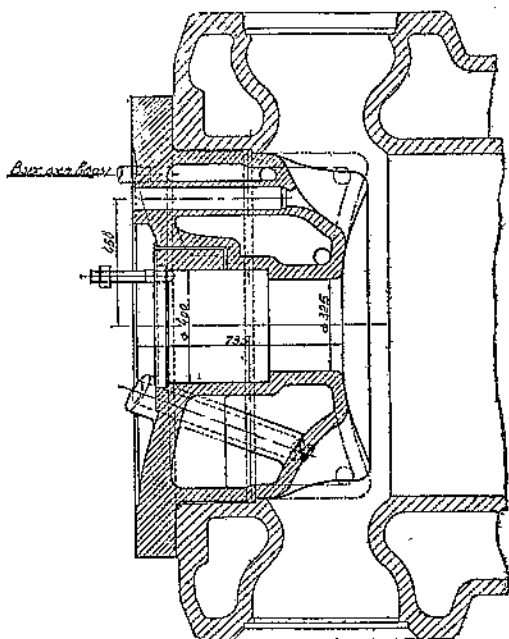
1. Камера сжатия имеет разветвленную поверхность и более сложную форму.

2. Наружная и внутренняя стенка соединены ребрами, что придает всей конструкции жесткость; неподатливость такой крышки для температурных деформаций еще более усиливается наличием гнезд для заваривания, связывающих дополнительно стенки крышки.

Уплотнение стыка крышки и цилиндра осуществляется прокладками из такого материала, который выдерживает высокие температуры и давления. Чаще всего для этой цели применяется мягкая, отожженная медь. Попутно след. ет упомянуть, что изменением толщины медной прокладки



Фиг. 62. Внешний вид крышки цилиндра.]



Фиг. 63. Крышка цилиндра фирмы Cockerill старой конструкции.

часто пользуются для небольшого изменения величины мертвого пространства (камеры сжатия).

Цилиндровые шпильки (крышечные болты) выполняются из мягкого железа, причем внешний конец снабжается мелкой резьбой, дающей то преимущество, что при мелкой резьбе удобнее сильно затянуть гайку, а глухому концу шпильки, вворачиваемому в чугунную стенку цилиндра, дается обыкновенная крупная резьба, чтобы витки нарезки в чугуне не срезались и не выкрашивались.

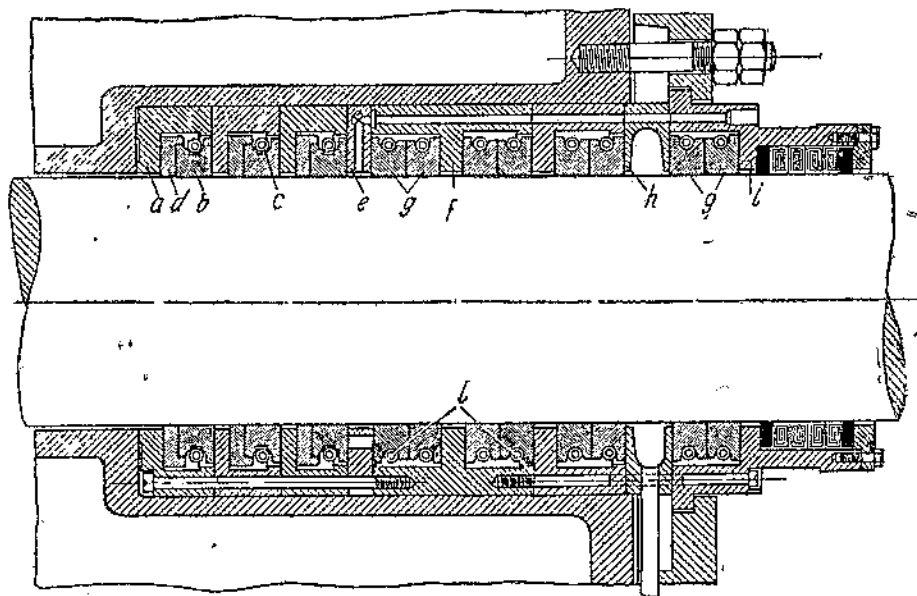
Материалом для крышек служит чугун такого же качества, как и для цилиндров ($C=3,1$; $Si=1,0$; $Mn=0,75$; $Ph=0,14$; $S=0,1$; твердость $=200 \text{ кг/мм}^2$; $K_{из}=45 \text{ кг. мм}^2$).

§ 23. Сальники

К конструкции сальников для газовых машин предъявляются весьма серьезные требования, так как в данном случае приходится иметь дело с большими давлениями (20—30 атм) и высокими температурами (1000—1600°C). Первоначальные конструкции сальников с применением мягких металлов (бabbит), асбеста и пр. не дали удовлетворительных результатов. После долгих поисков выработалась конструкция удовлетворительно работающего, долговечного сальника, состоящая из набора разрезных чугунных колец.

Сальник служит только для уплотнения и ни в коем случае не для опоры или направления. Поэтому между штоком и стенкой сальниковой коробки должен существовать зазор в 10—12 мм.

Сальник представляет собой сменяемую деталь машины и, следовательно, создавая необходимое уплотнение, сальниковые кольца должны легче поддаваться истиранию, чем материал штока. Отсюда понятна необходимость большого внимания к подбору материала сальниковых колец. Материал колец не должен содержать каких-либо посторонних включений (песок, иллак), могущих задрать или поцарапать шток. Поддаваясь в первую очередь истиранию, материал сальниковых колец должен быть достаточно прочным, чтобы обеспечить длительный срок работы сальниковых колец (3—5 лет). Для сальниковых колец применяется чугуун, близкий по составу и качеству к материалу втулки цилиндра (перлитовый чугуун), но более мягкий: $C=2,9$; $Si=0,85$; $Mn=0,75$; $Ph=0,15$; $S=0,1$; твердость — $160—200 \text{ кг/мм}^2$. Для обеспечения штоков от задиров кольцами, материал последних не должен содержать свободного цементита и сернистого марганца.



Фиг. 64. Конструкция сальника системы Schwabe.

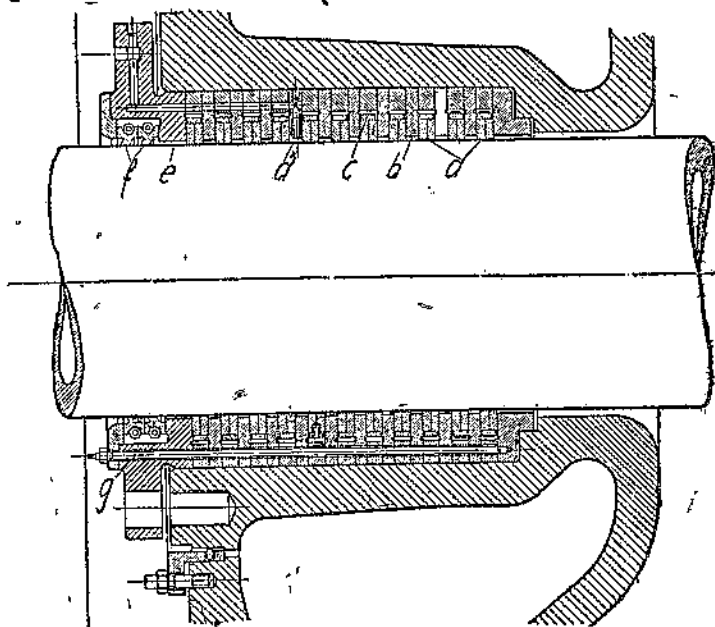
На фигуре 64 показана одна из старых конструкций сальника сист. Schwabe.¹ На дно сальниковой камеры сначала укладываются три угловых кольца *a*. Внутри угловых колец помещаются по одному сальниковому кольцу *b*, состоящему из трех частей и стянутому спиральной пружиной *c* и по одному защитному кольцу *d*. Защитные кольца *d* охватывают сальниковые кольца и, по замыслу конструктора, должны защищать спиральные пружины и сальниковые кольца от вредного действия нагретых газов. Чтобы по возможности уменьшить нагрев пружин, они опираются на специальные ребра, сделанные на поверхности сальниковых колец. За этими тремя угловыми кольцами помещается кольцо *e*, через которое подводится к штоку масло под давлением, а за ним—кольцо *f*, образующее три камеры, в каждой из которых помещается по два сальниковых кольца, стягиваемых также спиральной пружиной. Кольцо *h* служит для отвода в атмосферу проникающих сюда (особенно при преждевременных вспышках) газов. Затем следует крышка *i*, образующая камеру еще для двух сальниковых колец *g* и камеру для мягкой набивки, служащей не так для уплотнения, как для снятия масляных брызг, попадающих на шток. Эта мягкая набивка дела-

¹ R. Schöttler, Die Gasmachine, 1909. Verlag von J. Springer, Berlin, V Auflage.

ется из асбестового шнура, пропитанного графитом. Для удобства и облегчения ремонтных работ все кольца соединены болтами *l*, ввинчиваемыми с обоих концов до среднего кольца *f*. Таким образом можно, скрепив сальник с крейцкопфом или муфтой, вытащить сальник из гнезда крышки.

Так как первые (внутренние) кольца требуют более частого ремонта, то вывинчивание только задних болтов *l* позволяет производить эти ремонты без разборки всего сальника.

Этот сальник отличается большой сложностью, имеет много различных деталей и поэтому неудобен для ремонтов. Последние конструкции сальников значительно проще в выполнении и дают вполне удовлетворительные результаты. Для примера приведем конструкцию сальника, примененного фирмой E. u. S., (фиг. 65).



Фиг. 65. Конструкция сальника E. u. S.

Сальник состоит из одиннадцати пар колец *a*, каждое кольцо разрезано на три тождественных сегмента, обхваченных плоской пружиной *c*. Между каждой парой сальниковых колец наводится дистанционное кольцо *b*; одно из таких колец *d* служит для подвода масла к штоку. За сальниковыми кольцами помещается крышка *e*, образующая камеру для двух фасонных колец *f*, служащих для снмания со штока брызг масла. Весь сальник стягивается тремя общими болтами *g*.

Хорошая работа сальников зависит не только от их конструкции, но в еще большей степени от качества изготовления, сборки и от качества материала сальниковых колец. При рассмотрении вопросов о работе сальников, не следует забывать, что искривление главной оси машин, перекос цилиндрических крышек, неправильная установка поршней, неравномерная выработка штоков и т. п. влияют самым отрицательным образом на работу сальников.¹ Условия работы сальниковых колец все же значительно проще, чем условия работы поршневых колец. Во-первых, от сальниковых колец не требуется несвойственная для чугуна способность пружинить, так как они делаются разрезанными на несколько частей

¹Ижж. Д. Е. Суворов, Сальники газовых двигателей большой мощности, „Вестник металлпромышленности“ 1930, №9-10, стр 91-105.

(обычно три части), и необходимое нажатие кольца на шток (в пределах $0,2—0,5 \text{ кг/см}^2$) получается от специальных стальных пружин. Во-вторых сальниковые кольца меньше чем поршневые подвергаются действию высоких температур и работают в лучших условиях смазки. Кроме того, вес и размер барабанов, служащих для изготовления сальниковых колец, во много раз меньше, чем для изготовления поршневых колец, а, следовательно, приготовление форм, процесс отливки и остывания для них также проще.

§ 24. Поршни и поршневые штоки

Материалом для поршней газовых машин служит плотный чугун такого же состава и качества, как и для цилиндров и крышек. Реже применяется для изготовления поршней литая сталь. Так как большие газовые машины выполняются в виде горизонтальных, четырехтактных машин двухстороннего действия, то поршни выполняются в виде диска, закрепленного на сквозном штоке. Шток опирается концами на ползуны, расположенные вне цилиндра. Высокие температуры вызывают необходимость специального охлаждения поршня и штока, которое осуществляется водой, подводимой и отводимой через осевое сверление штока. Двигаясь внутри цилиндров, поршни воспринимают на себя давление рабочих газов. Чтобы предотвратить перетекание газов по другую сторону поршней, они должны быть уплотнены вдоль стенки цилиндра. Герметичность достигается поршневыми кольцами, а поршни выполняются несколько меньшего диаметра, чем диаметр цилиндра. Необходимый зазор между стенкой цилиндра и свободно висящим поршнем в горизонтальных машинах зависит от прогиба поршневого штока и должен быть не меньше утроенной величины прогиба, получаемой из расчета для самого невыгодного положения поршня.¹ Для больших газовых машин этот зазор составляет $2—5 \text{ мм}$ на сторону.

На поршень действуют следующие силы.

1. Давление p рабочего газа, равномерно распределенное по торцевой поверхности с площадью F . У машин двойного действия оно действует то на одну, то на другую сторону поршня; направление действия силы получается таким образом переменное. Для больших газовых машин наибольшее значение p в нормальных условиях составляет около 25 кг/см^2 . При преждевременных вспышках давление может возрасти на $50—80\%$, сопровождаясь явлением удара.

2. Силы инерции.

3. Силы тяжести, вызываемые собственным весом поршня.

4. Трение поршневых колец о стенки цилиндра, которое при неправильной установке штока может быть односторонним и может производить изгиб поршневого штока.

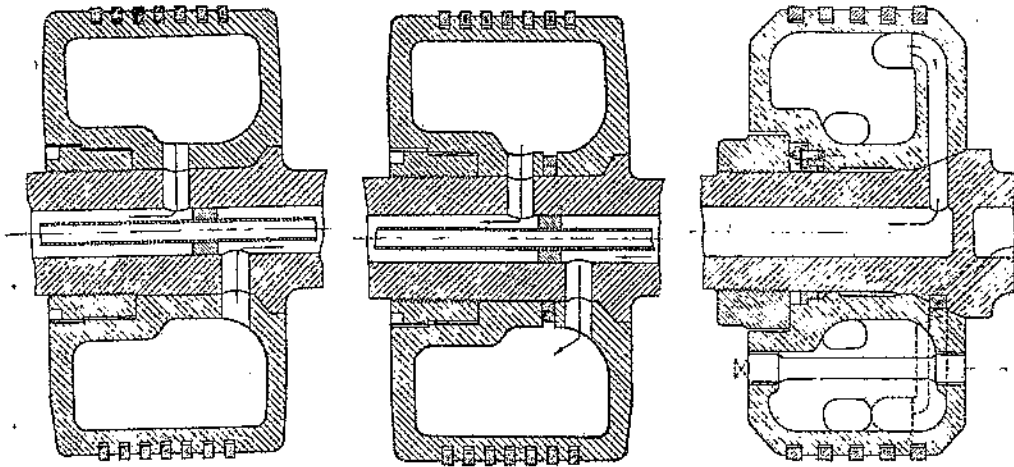
5. Давление воды, охлаждающей поршень, составляет несколько атмосфер ($4—5 \text{ кг/см}^2$), чтобы преодолеть силы инерции воды при возвратно-поступательном движении поршня.

В исключительных случаях поршень может подвергаться очень большим напряжениям от водяного удара, если пространство между поршнем и крышкой окажется заполненным водой, проникшей через трещины в стенке цилиндра или через неплотность в соединении поршня со штоком. В результате такого удара разрушается (или повреждается) наиболее слабая из частей машины, на которые передается действие водяного удара (поршень, крышка, шток, ползуны, кривошипно-шатунный механизм и т. д.). Точно так же может произойти удар, подобный водяному удару, при попадании между крышкой и поршнем постороннего предмета (забытый болт, инструмент, отломившаяся часть и т. п.).

¹ Ф. Ретшер, Детали машин. т. I, Госмашгиздат, 1934, стр. 634

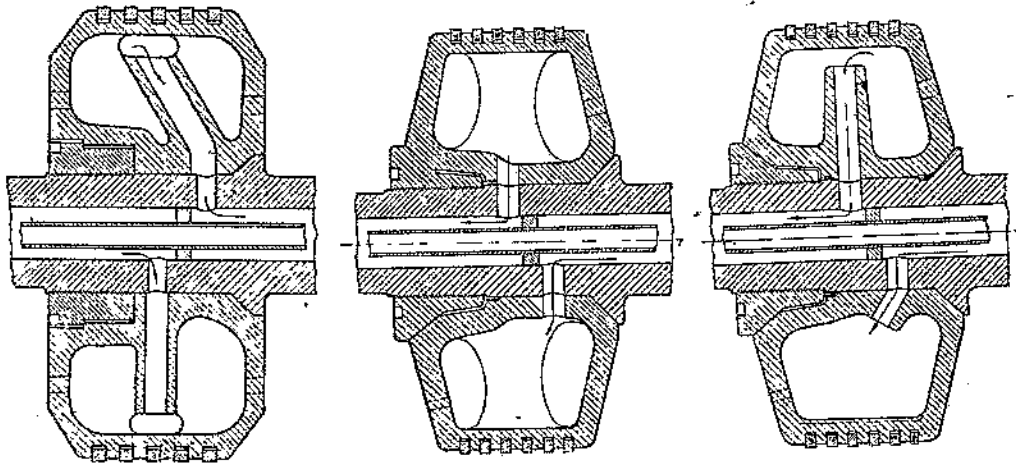
Различные конструктивные исполнения поршней больших газовых машин показаны на фигурах 66—73.

Поршень представляет двустенную полую отливку, закрепляемую на штоке при помощи конического выступа и конической потайной гайки. Такое закрепление преследует цель надежной передачи усилий от поршня



Фиг. 66—68. Разрез поршня газового двигателя.

к штоку и взаимное центрирование этих деталей. Внешние очертания стенок поршня не должны давать острых краев и углов, так как в таких местах материал стенок подвергается большему нагреванию, на них оседает нагар и пыль из доменного газа, которые, раскаляясь, могут выз-



Фиг. 69 и 70.
- Разрез поршня газового двигателя.

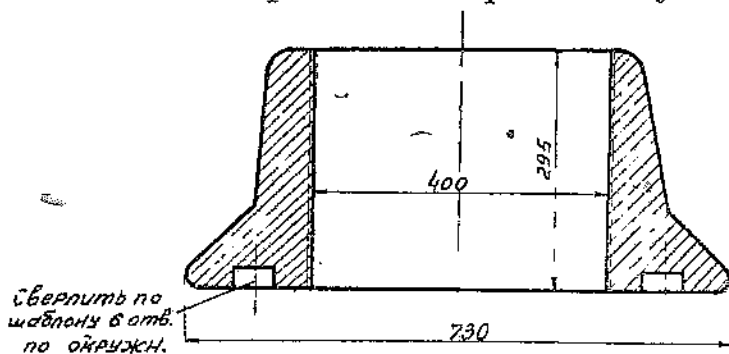
Фиг. 71-а. Разрез поршня
газового двигателя E. u. S.

вать преждевременные вспышки. Поэтому все углы делают хорошо закругленными, а поршневые гайки — потайными. Для предохранения гаек от самопроизвольного отвинчивания служат шпильки (фиг. 72).

Скрепление поршня со штоком должно быть плотным, чтобы вода, охлаждающая поршень, не проходила в рабочие полости цилиндра. Плотность достигается тем, что до скрепления поршень притирается на конусе, а под гайку в некоторых конструкциях закладывается круглая резина и нажимное кольцо (фиг. 68, 70—72).

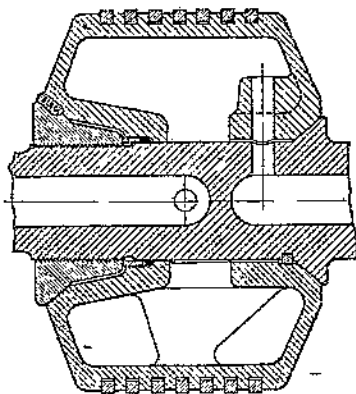
Для того, чтобы радиальные сверления в штоке для подвода и отвода воды совпадали с соответствующими сверлениями во втулке поршня, последний может быть закреплен на штоке только в определенном положении благодаря наличию на штоке небольшой шпонки (фиг. 71, 72).

Поршни с коническими лобовыми стенками (фиг. 70—72) предпочтительнее поршней с прямыми стенками, так как они находятся в более благоприятных условиях в отношении прочности, позволяют поршню продвигаться за клапаны без вырезов в теле поршня и без усложнения фор-

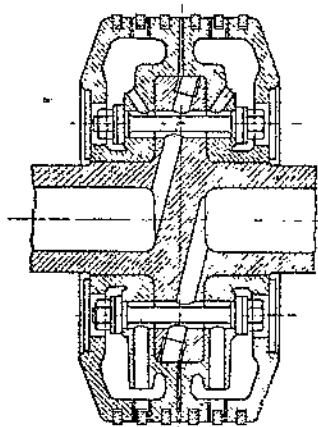


Фиг. 71-6. Поршневая гайка газового двигателя Е. и С.

мы камеры сжатия и кроме всего имеют меньший вес, чем поршни с прямыми стенками. Длина поршней газовых машин двойного действия обуславливается, с одной стороны, необходимой надежностью закрепления поршня на штоках посредством втулки, через которую проходят каналы, подводящие и отводящие воду, а с другой—необходимой длиной для размещения поршневых колец, число которых выбирается от 5 до 8.



Фиг. 72. Разрез поршня газового двигателя.



Фиг. 73. Составной поршень Coskerill.

Длину поршней стремятся ограничить насколько возможно, чтобы уменьшить движущиеся массы и строительную длину машины.

Некоторые конструкции поршней предусматривали устройство внутренних ребер для придания лобовым стенкам большей жесткости (фиг. 68—70), а также распорных железных болтов (фиг. 68), имеющих то же назначение. Наличие внутренних ребер жесткости едва ли может увеличить прочность поршня.

Наружные стенки, подвергающиеся прямому действию высоких температур внутри цилиндра, нагреваются сильнее чем ребра, которые омываются со всех сторон охлаждающей водой и сохраняют температуру

неизменной. Возникающие температурные напряжения могут служить причиной образования трещин, следовательно, ребра являются скорее недостатком конструкции.

При правильно выполненном охлаждении поршней вода поступает в нижнюю часть поршня, а отводится из наивысшей точки, чтобы предупредить образование воздушных мешков (фиг. 68, 69, 71-а).

Вполне удовлетворительная конструкция поршня, показавшая надежную работу и простое обслуживание, дана на фигуре 71-а.

В отличие от принятого всеми фирмами (MAN, E. u. S., Thyssen, Škoda) типа цельного цилиндра, фирма Cockerill выполняет поршни составными, разрезая их на две половины плоскостью, перпендикулярной к оси машины. Это обстоятельство изменяет способ закрепления поршня на штоке и улучшает распределение напряжений в стенках поршня. Поршень фирмы Cockerill изображен на фигуре 73.

Поршневые кольца¹ делаются исключительно в виде самопружинящихся чугуновых колец. Давление от колец на стенки цилиндра допускается от $p=0,25$ до $p=0,5$ кг/см². По этому давлению определяется толщина кольца:

$$S = \frac{0,5D}{\sqrt{\frac{K_{из}}{12p} + 0,5}} \text{ см.}$$

Ширина кольца не имеет влияния ни на давление, ни на $K_{из}$ и обыкновенно составляет: $b=1,5 S$ до $0,75 S$. Кольца делают небольшой ширины, так как широкие кольца, не улучшая уплотняющих свойств, занимают много места. Число колец, как уже упоминалось, принимается от 5 до 8, чаще всего 6.

Материалом для поршневых колец является чугун перлитовой структуры. Материал колец должен быть такого качества по сравнению с материалом стенок цилиндра, чтобы изнашивались легко сменяемые поршневые кольца, а стенки цилиндра сохранялись. Состав и свойства чугуна для поршневых колец: C=2,9; Si=0,85; Mn=0,75; Ph=0,15; S=0,1; твердость по Бринеллю=180—210 кг/мм²; сопротивление изгибу 45—50 кг/мм². Самопружинящиеся чугуновые кольца изготавливаются из нижней части барабана (обичайки), отлитого вертикально с большой прибылью, чтобы получить плотный, бездуристый материал.

Изготовление поршневых колец производится следующим порядком.

1. Чугунный барабан грубо обрабатывается снаружи и изнутри до диаметров, несколько больших, чем нужно.

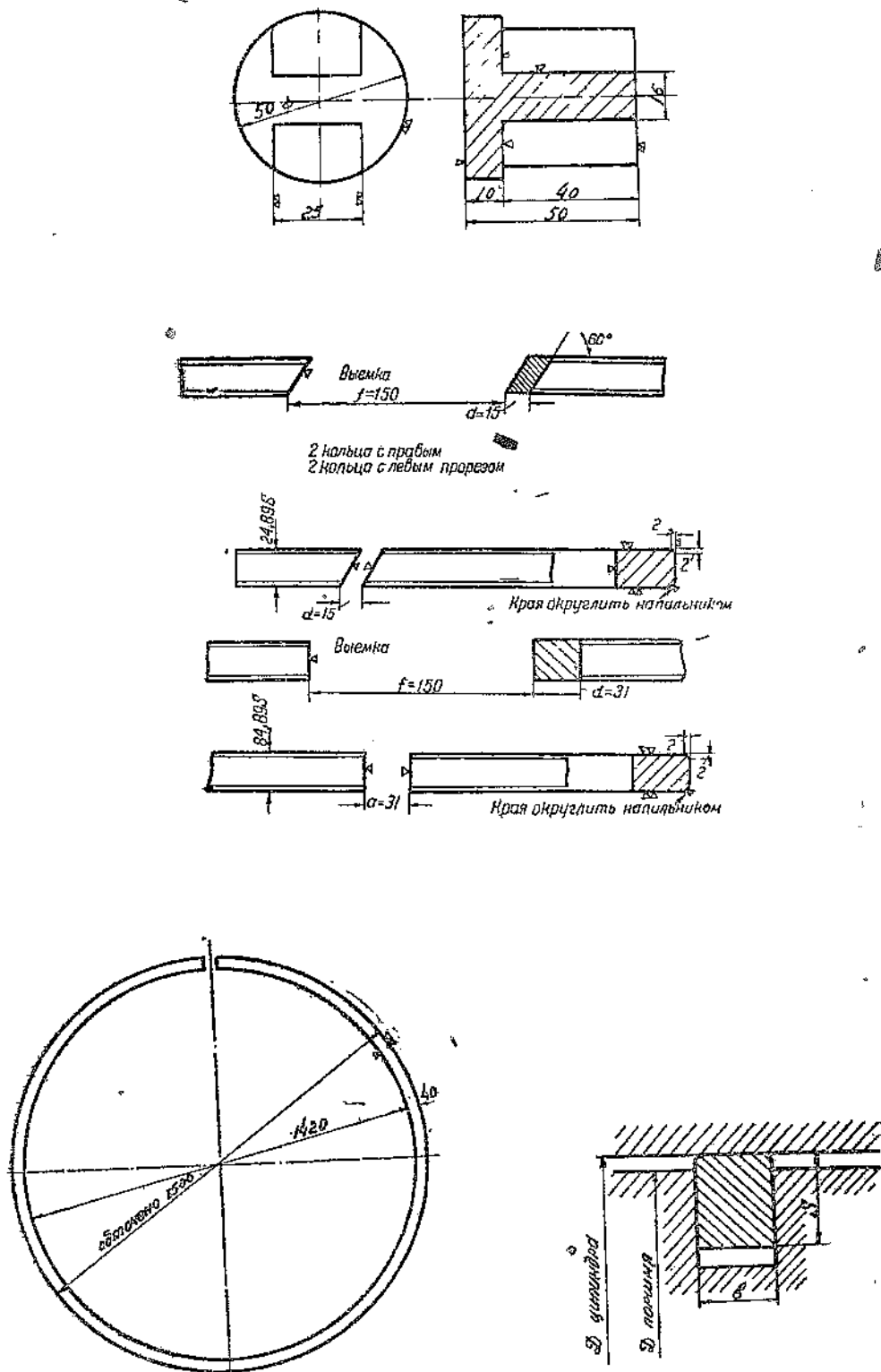
2. Из ободранного барабана нарезаются отдельные кольца, причем ширина колец берется окончательная, чтобы после шлифовки боковых плоскостей кольца, его можно было вставить в канавку поршня.

3. Вырезывается кусок кольца с длиной дуги $a \approx \frac{1}{10} D$, чтобы начерно обточенное кольцо можно было сжать до нужного диаметра и чтобы кольцо давало необходимое нажатие на стенки цилиндра. Для применяемых диаметров цилиндра у газовых машин от 1000 до 1500 мм длина вырезаемого куска составляет $a =$ от 100 до 150 мм.

4. Кольцо стягивается и разрез соединяется штифтом или плавками; после этого кольца окончательно обтачиваются до требуемого внешнего диаметра, равного внутреннему диаметру цилиндра. Обточка колец может производиться или по одиночке или сразу обтачивается набор из 5—10 колец на оправке.

5. У окончательно обработанного кольца выпиливается в стыке зазор, равный 10—15 мм, который позволяет кольцу свободно удлиняться, когда

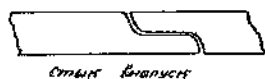
¹ Г. Гольднер, Двигатели внутреннего сгорания, т. I, ГНТИ, 1930 г. Инж. Суворов, По вопросу о поршневых кольцах газовых двигателей, „Уголь и железо“, ноябрь 1923, № 33.



Фиг. 74. Поршневые кольца для газового двигателя с диаметром цилиндра 1500 мм.

оно при работе нагревается сильнее, чем поршень или цилиндр. Углы кольца округляются напильником. Пример кольца для газовой машины с диаметром цилиндра 1500 мм дан на фигуре 74.

Наиболее применимые стыки — косые и внапуск (фиг. 75). Стыки колец в горизонтальных газовых машинах целесообразно располагать в нижней трети окружности поршня, так как в этом месте, благодаря собирающемуся маслу, облегчается уплотнение. Стыки располагаются вразбежку,



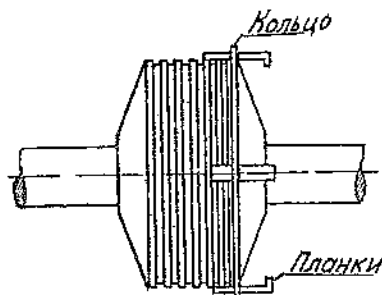
Фиг. 75. Стыки поршневых колец.

чтобы избежать сквозной щели, получающейся при расположении стыков на одной линии, один за другим. Чтобы кольца не сдвинулись во время работы, они укрепляются в своем положении при помощи штифтов, боковых выступов и пр. Но все эти приспособления ни в коем случае не должны мешать пружинению колец. При надевании поршневых колец на поршень, сначала закла-

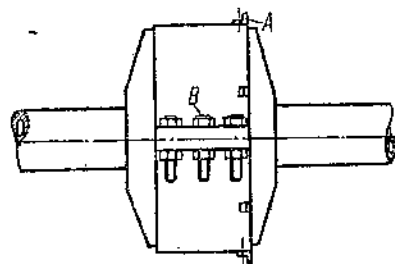
дываются кольца в средние канавки, а затем в крайние. Для этого на поршень накладывается несколько плашек по окружности, на них надевается кольцо и пересовывается по планкам до той канавки, в которую должно быть вставлено кольцо (фиг. 76).

Для того, чтобы вставить поршень с набранными кольцами в цилиндр, на него предварительно надевается хомут из тонкого листового железа, при помощи которого путем стягивания болтов кольца вдавливаются в канавки на поршне (фиг. 77).

При затаскивании поршня в цилиндр, уголки А задерживают хомут, который сдвигается с поршня, а поршень с кольцами свободно заходит в цилиндр. Хорошие кольца должны быть строго цилиндрической формы и должны давать по возможности равномерное нажатие на стенки цилиндра по окружности.



Фиг. 76. Вставка колец в канавки на поршне.



Фиг. 77. Поршень с надетым хомутом для вставки в цилиндр.

Кольца, изготовленные описанным способом, имеют везде одинаковую толщину и прилегают к цилиндру с различным нажатием; они могут поэтому вызывать неравномерный износ. Сохранение круглого сечения цилиндра однако имеет большее значение при замене колец, чтобы новые кольца могли сразу давать хорошее уплотнение. Поэтому применяют наклепку внутренней поверхности кольца ударами молотка, после того как кольца обточены точно по диаметру и разрезаны. Удары молотка следует постепенно ослаблять по мере приближения к замку, чтобы достигнуть равномерного нажима и прилегания пружинящего кольца по всей окружности.

Эксцентрически обточенные кольца, которые имеют в замке меньшую толщину, чем посередине (0,7 S), непосредственно после изготовления прилегают к цилиндру с равномерным нажимом. Но, вследствие ряда причин, из которых основными являются: неудобство изготовления (так как тре-

буется перестановка при обточке), большие мертвые пространства в канавках, если только канавки не обточены также эксцентрично, и неравномерный износ по торцевой поверхности, — кольца эти не применяются для больших газовых машин. Боковые поверхности поршневых колец пришабриванием точно пригоняются без зазора по ширине канавки, но так, чтобы давлением или легким ударом рукояткой молотка оно передвигалось в канавке. Слишком свободно сядящие кольца при возвратно-поступательном движении поршня стучат и разрушают канавки. Срок службы поршневых колец зависит также, помимо качества материала и изготовления, от состояния поверхности цилиндра, отсутствия неравномерной выработки, от смазки и от содержания пыли в газе.

Поршневые штоки у газодинамо передают действующие на поршень усилия кривокопфу и через него кривошипно-шатунному механизму; у газовазодувоков поршневые штоки передают эти усилия воздушному поршню. Поршневые штоки газовых машин изготавливаются или из высокопроцентной никелевой стали, вязкой и нечувствительной к действию нагрева, или же из хорошей сиенс-мартееновской стали, без присадок никеля и хрома.

Чаще применяется хорошая сиенс-мартееновская сталь, так как при огромных размерах болванки для штоков (весом около 5—7 т) изготовление штоков из специальных сортов стали (никелевых и хромоникелевых) встречает затруднения, вызываемые необходимостью очень внимательного отношения к температурным условиям при нагреве и поковке.

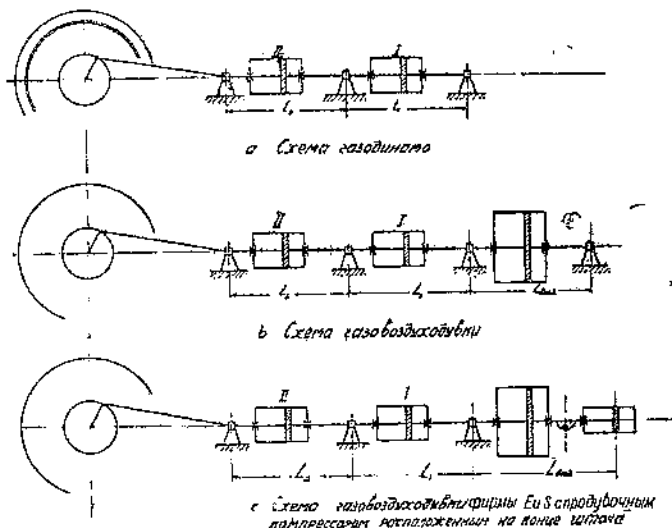
Анализ слитков для поршневых штоков из сиенс-мартееновской стали: $C = 0,3 - 0,35$; $Mn = 0,6 - 0,7$; $Si = 0,25 - 0,35$; $Ph = 0,015 - 0,020$; $S = 0,02 - 0,03$.

Механические свойства: сопротивление на разрыв $50 - 60 \text{ кг/мм}^2$; предел упругости $30 - 35 \text{ кг/мм}^2$; удлинение 20% .

Газовая машина нормального типа, т. е. двухцилиндровая, двустороннего действия, тандем-машина, в случае привода в движение генератора тока, имеет два штока: первый для первого газового цилиндра и второй для второго газового цилиндра; штоки соединяются между собой при помощи особых муфт, которые обычно опираются на ползуну, подеряживающие штоки.

Второй шток соединяется при помощи кривокопфа с кривошипно-шатунным механизмом. В случае же привода в движение воздуходувной машины первый шток соединяется муфтой со штоком воздушного цилиндра (фиг. 78). Штоки газовых машин высверливаются внутри по оси для подвода и отвода охлаждающей воды. Шток воздушного цилиндра делается также полым, кольцеобразного сечения, но не для охлаждения, а с целью облегчения веса движущихся частей.

Штоки газовых машин рассчитываются, соответственно действующим на них силам, на продольный изгиб, а также и на достаточно малый



Фиг. 78. Схемы расположения цилиндров газовых двигателей.

прогиб. Из соображений однообразия деталей газовой машины и их взаимозаменяемости (поршни, сальники, поршневые кольца, муфты и др.) поршневые штоки делаются одинакового диаметра на всех участках.

Приближенный расчет штоков на продольный изгиб ведется обыкновенно по формуле Эйлера. Если через P обозначим наибольшую нагрузку, появляющуюся в процессе работы, то момент инерции сечения должен быть настолько большим, чтобы опасность разрушения от продольного изгиба или значительной деформации наступила только при усилении, в несколько (σ) раз большем, чем рабочая нагрузка. Соответственно этому момент инерции определяется по уравнению:

$$J = \frac{L^2 \cdot \sigma \cdot P}{\pi^2 \cdot E}.$$

Для полых штоков момент инерции равняется:

$$J = \frac{\pi}{64} (d^4 - d_s^4).$$

В этих выражениях отдельные величины обозначают:

σ — запас прочности, принимаемый от 15 до 20. Такой большой запас прочности принимается вследствие необходимости учитывать: добавочные напряжения от нагрева наружных слоев металла штока горячими газами; напряжения на изгиб, вследствие одностороннего трения поршня о стенку цилиндра, возникающего при неправильном монтаже машины. Кроме этих добавочных напряжений большой запас прочности учитывает то обстоятельство, что штоки вследствие собственного веса, веса укрепленных на них поршней и веса охлаждающей воды прогибаются и не остаются вполне прямыми, так что силы действуют на шток не центрально, как предполагается в формуле Эйлера, а эксцентрично, что еще более увеличивает прогиб.

L — длина штока. По исследованиям Mies'a, при пользовании обычной формулой Эйлера для расчета сквозных штоков машина типа тандем, под длиной штока необходимо понимать расстояние между направляющими шток ползунами, т. е. от крейцкофа до среднего ползуна или от среднего ползуна до заднего. При таком значении длины штока L формула Эйлера дает пригодные размеры и для сквозных штоков машин тандем.

P — сумма давлений, действующих на оба поршня, включая и силы инерции.

E — модуль упругости для мягкой стали — 2100 000 кг/см².

d и d_s — наружный и внутренний диаметры полого штока.

В больших газовых машинах, имеющих сквозные штоки с ползунами по обоим концам и свободно висящие поршни, необходимо привить в расчет прогиб от действия веса движущихся частей; этот прогиб должен быть меньше зазора между телом поршня и стенкой цилиндра и должен быть достаточно малым, чтобы обеспечить хорошую работу сальников, которые вынуждены приспособляться к различным величинам стрелы прогиба штока при перемещении его относительно сальника.

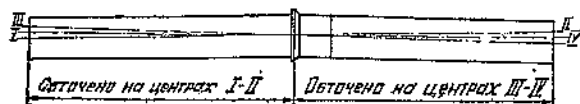
Если обозначить через $G_{шт}$ — вес штока с водой, а через $G_{порш}$ — вес поршня с водой, который принимаем за сосредоточенную нагрузку, через L — длину штока между ползунами, то прогиб f для штока одинакового сечения по всей длине определится из равенства:

$$f = \frac{L^3}{48} \cdot \frac{\frac{5}{8} G_{шт} + G_{порш}}{E \cdot J}.$$

Указанное влияние прогиба штока на износ сальников поршневых колец и стенок цилиндра требует возможного уменьшения стрелы прогиба.

С этой целью Кольман предложил устранять прогиб штока тем, что шток закрепляется на токарном станке и предварительно нагружается грузом, равным весу поршня в том месте, где должен находиться поршень; затем нагруженный шток обтачивается вращающейся вокруг него резцовой головкой. Изготовленный таким способом шток получается вполне прямым во время действия машины. Для устранения прогиба штока фирма MAN применяет более простой способ обработки штоков (фиг 79).

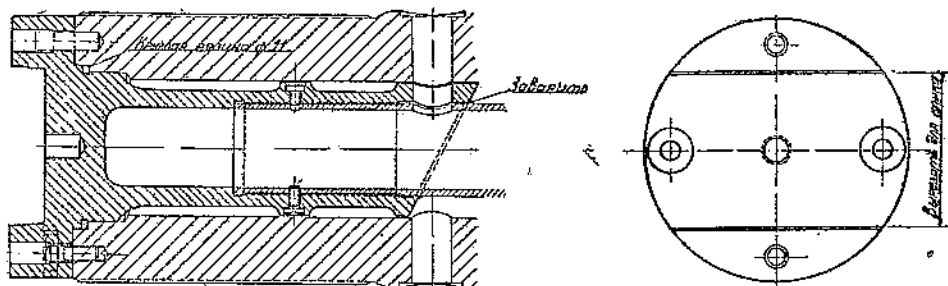
Сначала обтачивается левая часть штока вокруг оси I—II, а затем правая — вокруг III—IV. Таким образом после обработки шток получает предварительный выгиб вверх. Оси I—II и III—IV должны быть выбраны таким образом, чтобы после посадки на шток поршня и наполнения штока и поршня водой средняя линия штока стала прямой. Естественно, что в том и другом случае должно быть обращено внимание на правильную установку штока при сборке машины, а именно, чтобы предварительный выгиб был направлен вверх.



Фиг. 79. Обработка штока для получения предварительного прогиба вверх.

Таким образом встречаются два типа штоков для больших газовых машин.

1. Прямые штоки с сильным сечением (с большим моментом инерции) и малой стрелой прогиба.
2. Предварительно изогнутые вверх штоки, выпрямляющиеся под действием силы веса поршня и охлаждающей воды; эти штоки труднее для ремонта, чем прямые.

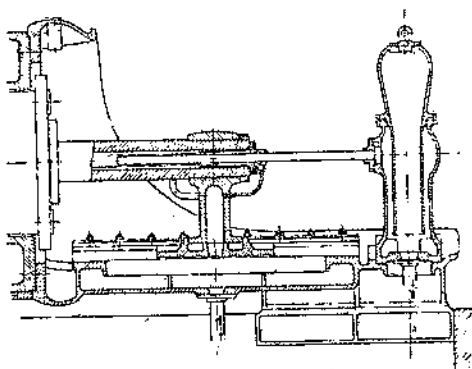


Фиг. 80. Крепление конца трубки в штоке E. и S.

Поршни со штоками должны непрерывно охлаждаться, причем давление воды составляет обычно 4—5 ат, чтобы преодолеть силы инерции при возвратно-поступательном движении и обеспечить непрерывность течения охлаждающей воды. Подвод воды к штокам осуществляется через средний ползун или через конец штока.

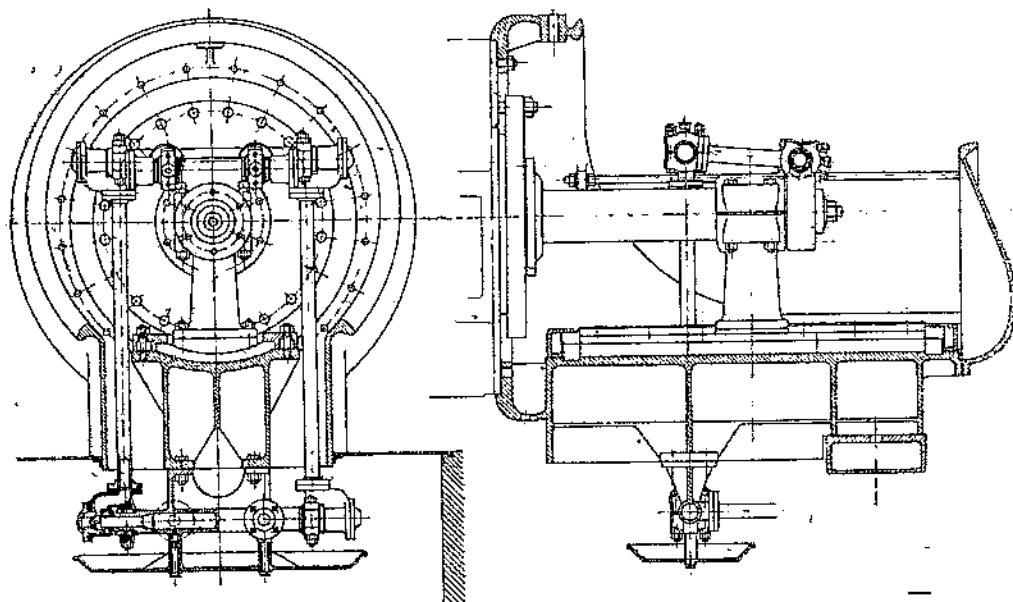
Первый способ подвода воды применяется в настоящее время всеми машиностроительными фирмами, за исключением фирмы Cockerill, применяющей второй способ. При подводе воды через средний ползун различают последовательное движение охлаждающей воды через оба штока и параллельное движение воды по обоим штокам; в обоих случаях отвод воды из штоков производится через тот же средний ползун. При подводе воды через конец штока, штоки охлаждаются последовательно. Отвод воды может быть либо через противоположный конец штока, либо через тот же конец, в который подводилась вода, — в последнем случае во внутреннее сверление штока вставляется трубка, образующая второй канал, необходимый для обратного течения воды. Пример закрепления конца трубки в штоке дан на фигуре 80.

На фигуре 81 показана конструкция подвода воды через конец штока при помощи прямой телескопической трубы, а на фигуре 82 — подвод воды при помощи качающихся сочленений из труб.¹ В обоих случаях



Фиг. 81. Подвод охлаждающей воды через конец штока при помощи телескопической трубы.

вода подводится и отводится через один и тот же конец штока. Эти старые конструктивные типы в настоящее время не применяются для больших газовых машин. Более целесообразна конструкция подвода воды через конец штока, применяемая фирмой Sockerrill (фиг. 82): вода подводится при помощи телескопической трубы к одному концу штоков, а отводится



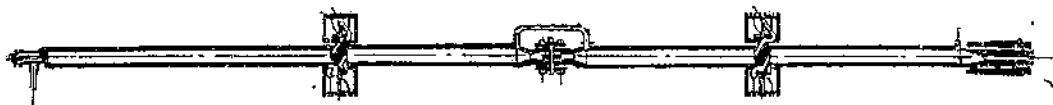
Фиг. 82. Подвод охлаждающей воды к концу штока при помощи качающихся сочленений из труб.

от другого конца. На конце штока предусмотрен пружинный обратный клапан, который не позволяет воде вытечь из штока при прекращении подвода.

Подвод воды через средний ползун в выполнении фирмы MAN показан на фигурах 84, 85 и 86.

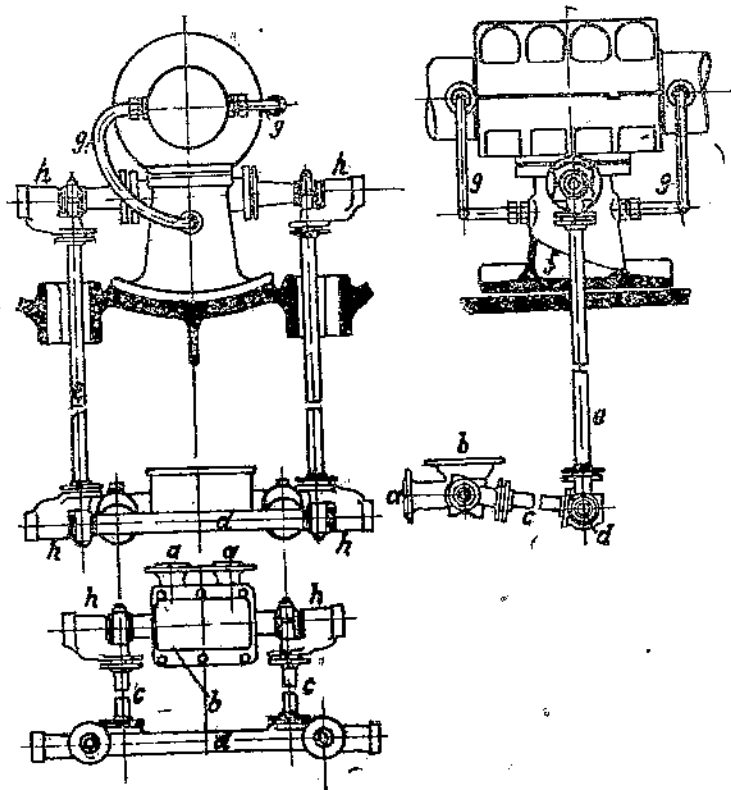
¹ А. Riedler, Grossgasmaschinen, 1905, Verlag von Oldenburg.

Вода подводится через один из штуцеров *aa* (например, левый, фиг. 84) в патрубок *b*, который внутренней стенкой разделен на две части; отсюда вода поступает через качающиеся трубы *cde* в полый ползун *f*. Труба *d* и внутрен-



Фиг. 83. Подвод воды через конец штока Cockerill.

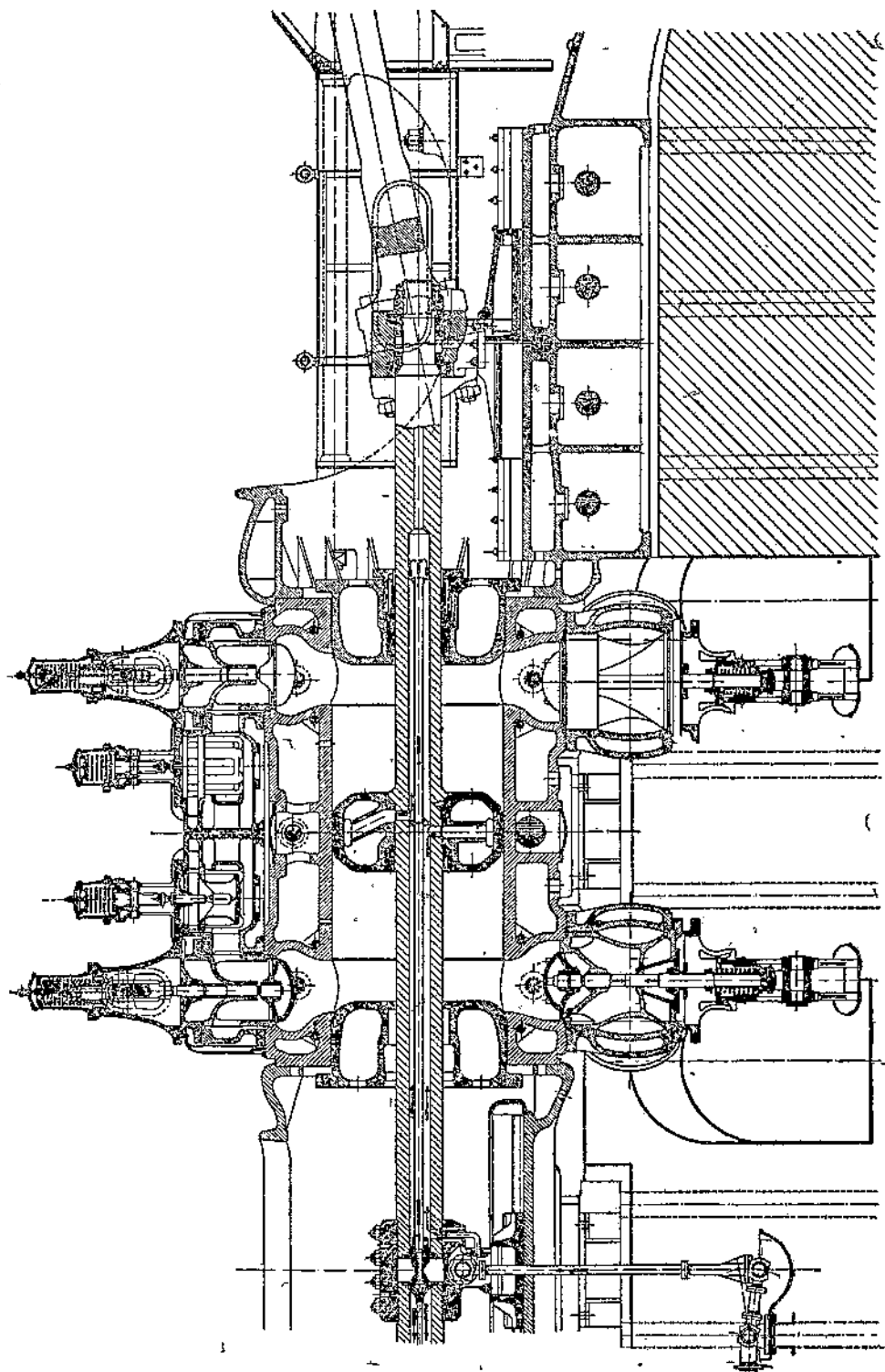
няя полость ползуна *f* разделены тоже на две части. Из ползуна вода поступает по трубке *g* в первый шток, где она проходит по кольцевому каналу, образованному стенкой штока и трубкой, вставленной внутрь сверления штока, до поршня; здесь вода встречает перегородку и проходит через радиальное сверление в штоке в нижнюю половину поршня, омывает его и отводится из верхней половины опять в кольцевой канал внутри штока (фиг. 85). По этому каналу вода доходит до конца штока



Фиг. 84. Подвод воды через средний ползун MAN

и по внутренней трубке возвращается назад. При помощи внешней обводной трубки *g* вода переходит во второй шток, по внутренней трубке доходит до конца штока, переходит в кольцевой канал, омывает поршень, возвращается в ползун и отводится через второе (правое) подвижное сочленение из труб *edc*. Таким образом в данном случае штоки и поршни охлаждаются последовательно. Когда же устраивается параллельное охлаждение, то вода поступает из ползуна сразу в оба штока и возвращается аналогично из обоих штоков в ползун. Пример такого охлаждения в выполнении фирмы Ehrhardt u. Sehmer дан на фигурах 87 и 88.

В этой конструкции вода подводится не к ползуну, а к специальным приливам на нижней половине муфтового соединения, а от него к обоим

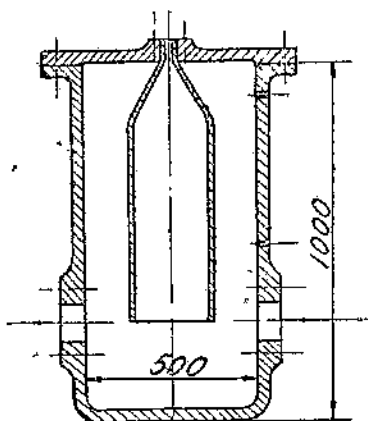


Фиг. 85. Подвод воды через средний ползун МАН.

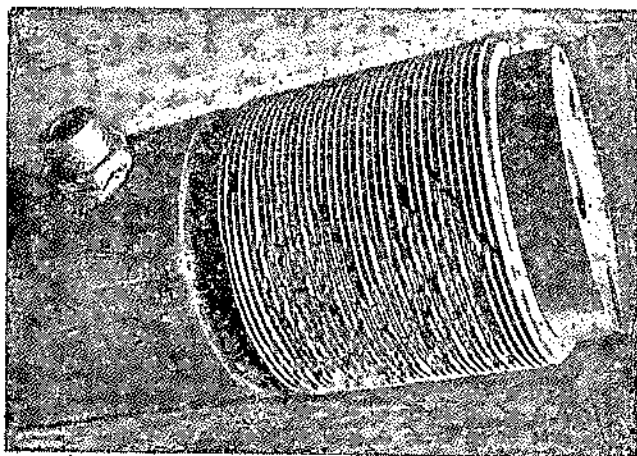
штокам. Так как, при движении от среднего ползуна по штокам в разных направлениях, вода испытывает различные сопротивления, если учесть силы инерции массы воды при возвратно-поступательном движении, то для обеспечения охлаждения каждого из штоков, подвод и отвод воды для каждого штока делается самостоятельным. С этой целью подвижные трубы выполняют двойными (см. фиг. 87, разреза по *aa*).

Чтобы смягчить водяные удары при возвратно-поступательном движении штоков, на подводящих трубах часто ставят воздушные колпаки (фиг. 81 и 89).

Концы штоков газовых машин типа тандем, соединяемые муфтами, и конец второго штока, соединяемый с кресткопфом, делаются на 5—10 мм тоньше в диаметре, чем сам шток. Вызывается это тем, что в процессе работы шток подвергается истиранию при движении в сальниках и для восстановления правильной цилиндрической формы его обтачивают. После такого ремонта шток должен проходить концами через сальники.



Фиг. 89. Воздушный колпак на подводящем водопроводе.

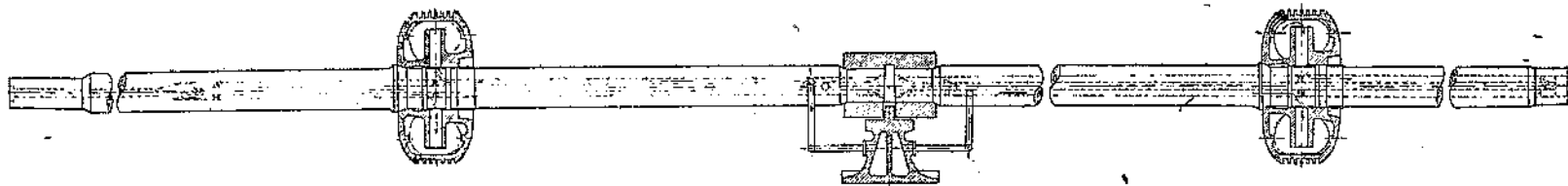


Фиг. 90. Шток газовой машины MAN с сорванной нарезкой.

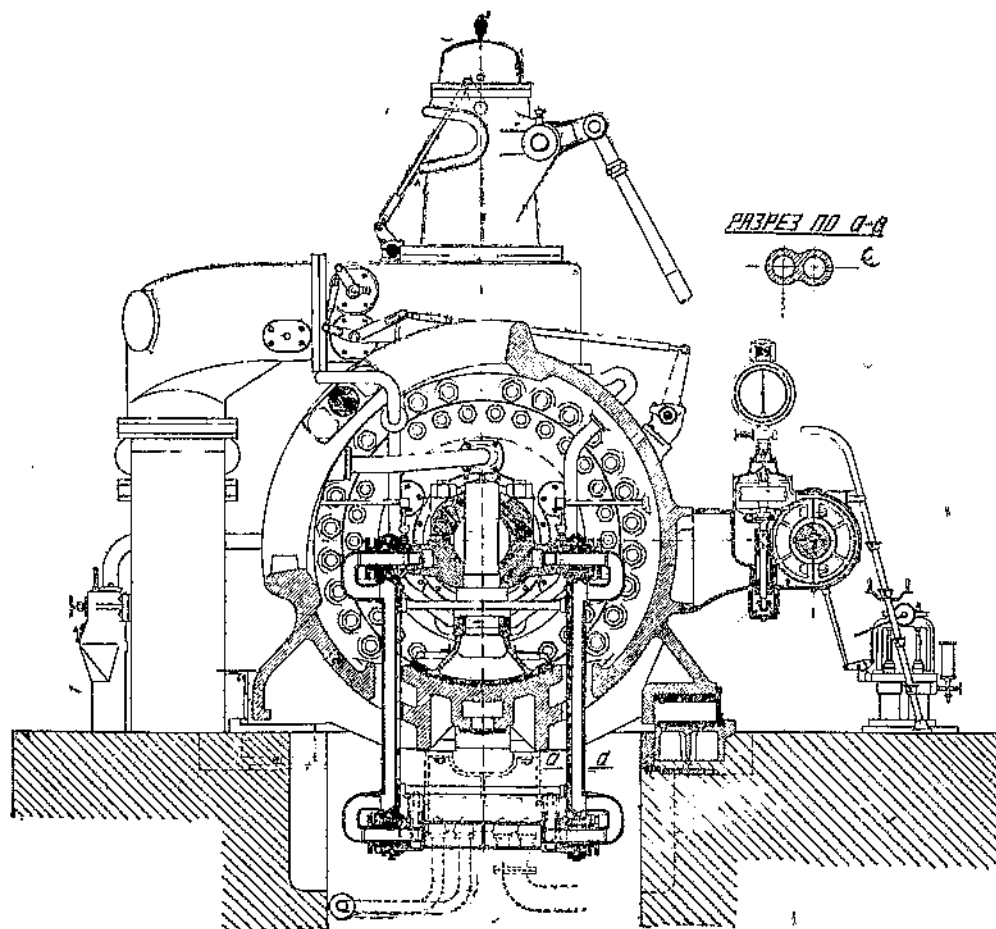
Закрепление штока в кресткопфе и соединение штоков выполняется в больших газовых машинах почти всегда на резьбе, так как это соединение по сравнению с другими типами (например, клиновым) дает большую площадь для снятия осевыми силами, не ослабляет сечения штока и легче разбирается. Кроме того, соединение на резьбе позволяет в некоторых, небольших пределах изменять длину штока и тем изменять величину камеры сжатия по сторонам цилиндра. Для этих соединений, а также и для закрепления поршня на штоке при помощи гайки применяется обычно треугольная крупная нарезка. Нарезка должна выполняться с большой тщательностью и точностью, чтобы нагрузка передавалась на всю длину нарезки и чтобы все витки участвовали в работе.

Незначительные неточности в обработке или небрежность сборки, а также неравенство упругих деформаций в различных сечениях соединяемых деталей могут вызывать перенапряжение в отдельных витках и их срыв. Срыв части нарезки на штоках довольно частое явление для больших газовых машин (фиг. 90).

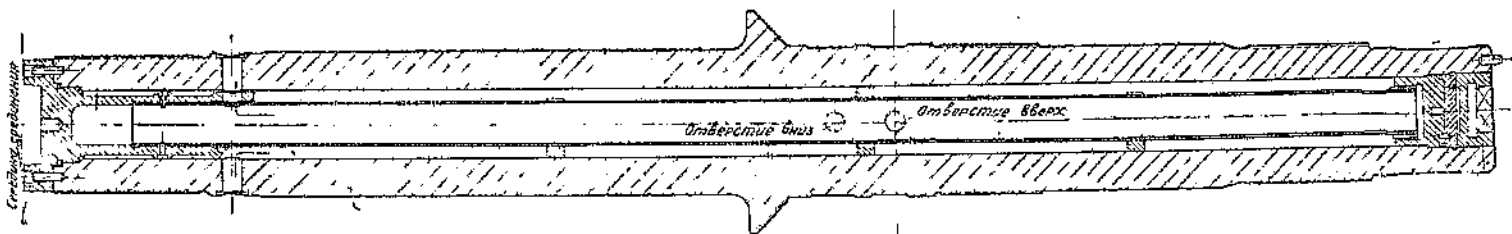
Это обстоятельство явилось причиной того, что в последних моделях больших газовых машин (выпуска 1932 г.) фирма E. u. S. применила для штоков особую эластичную нарезку, эскиз которой дан на фигуре (91). В данном случае, вследствие двусторонней передачи сил, соединение имеет нарезку с зубьями одинаковой высоты. В тех же случаях, когда сила имеет одностороннее направление, например, для поршневых гаек



Фиг. 86. Последовательное охлаждение штоков MAN.

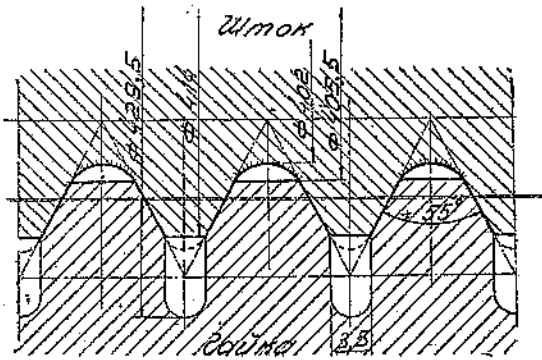


Фиг. 87. Подвод охлаждающей шток воды через среднее муфтовое соединение у двигателей E. и S.

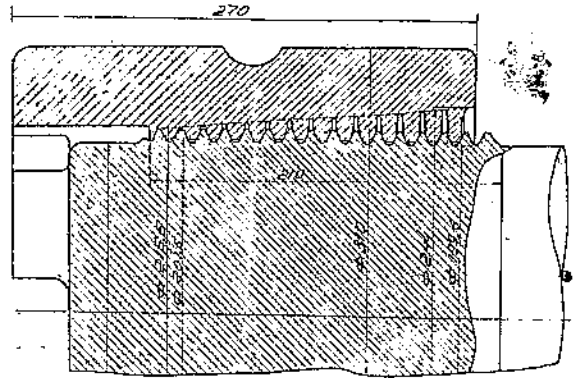


Фиг. 88. Охлаждение штока E. и S.

или для больших болтов подшипников шатуна, где гайки должны быть затянуты с большой силой, чем передаваемые напряжения, та же фирма устраивает нарезку с переменной высотой зубьев на гайке. На том конце,



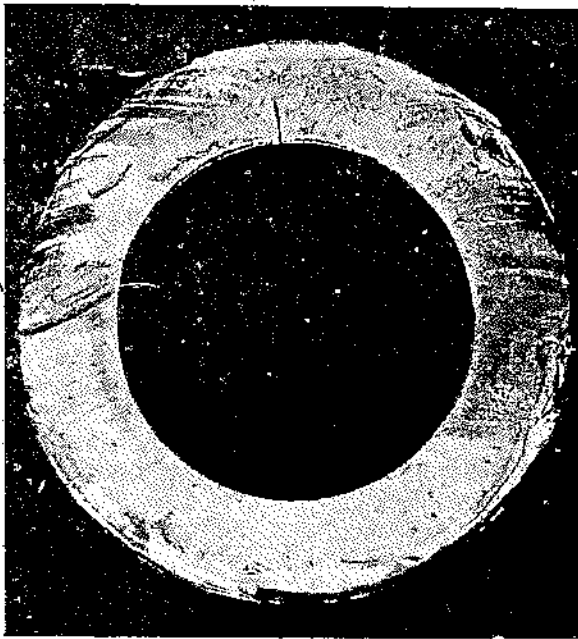
Фиг. 91. Эластичная нарезка на гайке штока, газовых машин E. и S.



Фиг. 92. Эластичная нарезка на гайках болтов подшипников шатуна газовых машин E. и S.

где через болт передается полное усилие, высота зубьев гайки делается увеличенной для облегчения деформации, а к другому концу высота зубьев гайки постепенно уменьшается до нормальной величины (фиг. 92).

Разрыв штока может быть вызван разными причинами: недостатками материала штока, конструкции, неправильным монтажом машины, неправильностями эксплуатации и т. д. Причины разрыва штока в каждом отдельном случае могут быть установлены только путем тщательного анализа всех обстоятельств, предшествовавших и сопровождавших аварию. Разрыв штока может повлечь за собой поломку ряда других деталей газовой машины, как то: крышки цилиндра, поршня, ползуна и поэтому всегда представляет крупное бедствие. Нам известны несколько случаев разрыва штока на современных больших машинах; все эти случаи совершенно идентичны и имели место на газовой воздуховодных машинах фирмы E. и S., типа ДТ-16.

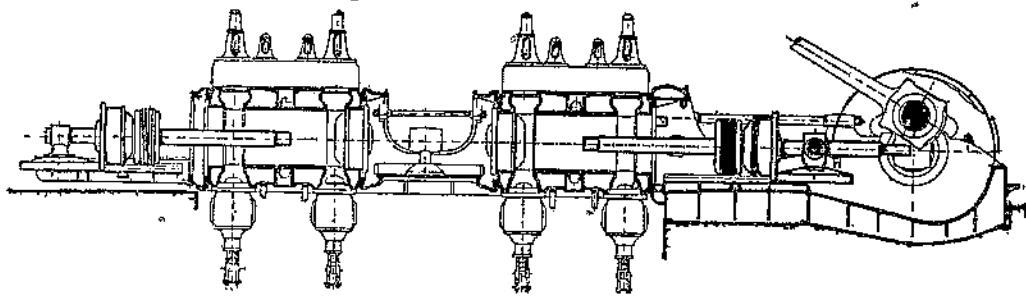


Фиг. 93. Обрыв штока большой газовой воздуховодной машины E. и S.

Как видно из фигуры 78, с эта машина имеет за воздуховодным цилиндром на общем штоке еще поршневой компрессор для подачи в газовые цилиндры воздуха для продувки и дозарядки. Задняя опора для штока выполнена фирмой в виде качающегося подшипника, по которому скользит шток. Вследствие большого веса воздуховодного поршня, этот качающийся подшипник сильно нагружен и поэтому подвержен значительному срабатыванию. Учитывая тяжелые условия работы, фирмой предусмотрено охлаждение подшипника;

а кроме того предусмотрена возможность поднимания подшипника для получения центрального положения оси штока. Являясь слабым местом, этот подшипник, естественно, требует самого внимательного наблюдения во время работы машины; он вызвал несколько случаев весьма тяжелых аварий.

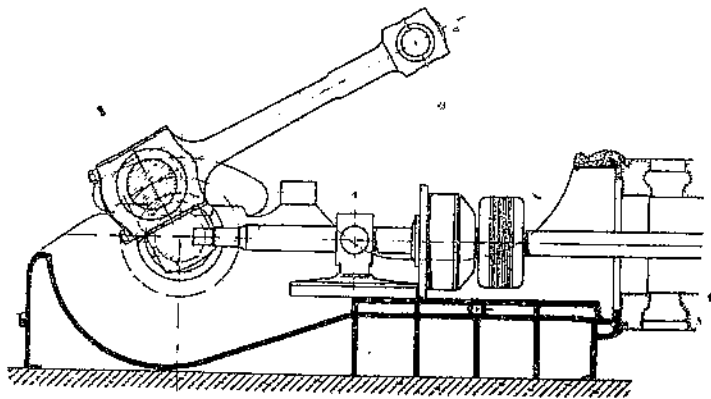
При срабатывании баббитовой вставки подшипника шток получал нецентральное положение и при своем движении давал при каждом обороте переменные изгибы у конца закрепленного в муфте ползуна. Как видно из фигуры 93, излом штока имеет ясно выраженные признаки усталости металла, и разрыв штока произошел не мгновенно, а начался задолго до



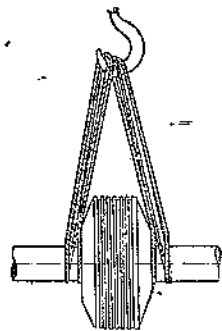
Фиг. 94. Вставка и вынимание поршней со штоками у газодинамо.

момента аварии. Трещина от усталости постепенно распространялась по сечению штока, и к моменту аварии шток работал небольшой частью своего сечения.

Во время катастрофы оторвавшийся шток получил ряд ударов от другого конца штока, вследствие чего были разбиты воздуходувный поршень, крышка воздуходувного цилиндра и крышка продувочного компрессора. Кроме того, под действием сил инерции, возникших при



Фиг. 95. Вставка и вынимание поршня со штоком через открытую коренную раму у газовоздуховок.

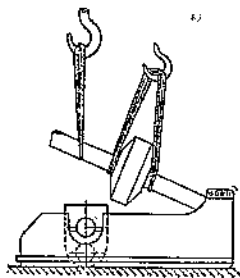


Фиг. 96. Увязка поршня со штоком при переноске краном.

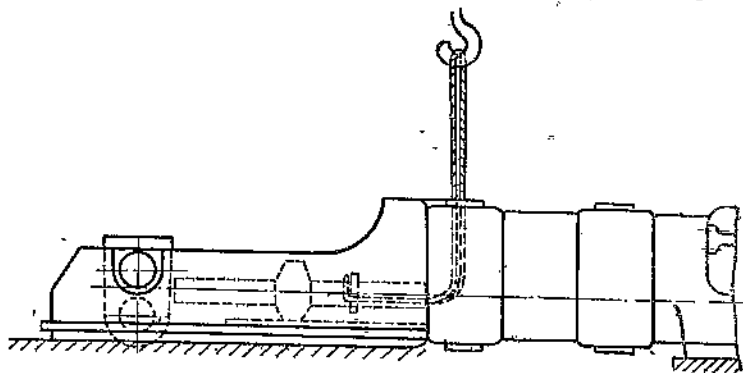
ударе о конец штока после его разрыва, был разрушен крейцкопфный ползун и слегка согнут по направлению вверх передний конец переднего штока газовой машины.

При суждении о качестве машины большое значение имеет простота и удобство монтажных и ремонтных работ. Сборка поршней и штоков, а также их ремонт производится почти всегда вне машины (притирка поршня по конусу штока, закрепление гайкой, сборка поршневых колец), так что поршень со штоком вставляется в цилиндр в собранном виде. Если газовая тандем-машина приводит в движение генератор тока, то вынимание и вставка поршней производится так, как показано на фигуре 94: поршень первого цилиндра вынимается в одну сторону, а поршень второго цилиндра

в другую, через коренную раму. Для газовой машины, имеющей свади первого цилиндра на одной с ним оси воздушный цилиндр, этого сделать нельзя не разбирая воздушного цилиндра, и поэтому оба поршня



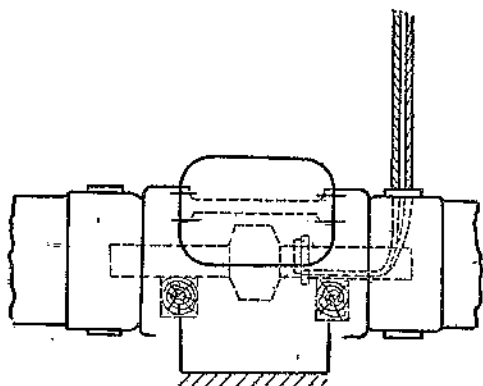
Фиг. 97. Вставка поршня со штоком в цилиндр при помощи двух крюков крана.



Фиг. 98. Затаскивание поршня со штоком во второй цилиндр.

газовой машины протаскиваются в сторону коренного вала и вынимаются через открытую коренную раму; при сборке машины вставка поршней производится в обратном направлении. Шатун предварительно отбрасывается (фиг. 95).

Увялка поршня при переноске краном показана на фигуре 96; вставка поршня большой газовой машины в цилиндр с помощью второго крюка крана — на фигуре 97; затаскивание поршня во второй цилиндр (первый от коренного вала) при помощи канатов, пропущенных через отверстие для впускного клапана, — на фигуре 98; затаскивание поршня в первый цилиндр газовой машины (второй от коренного вала) — на фигуре 99.



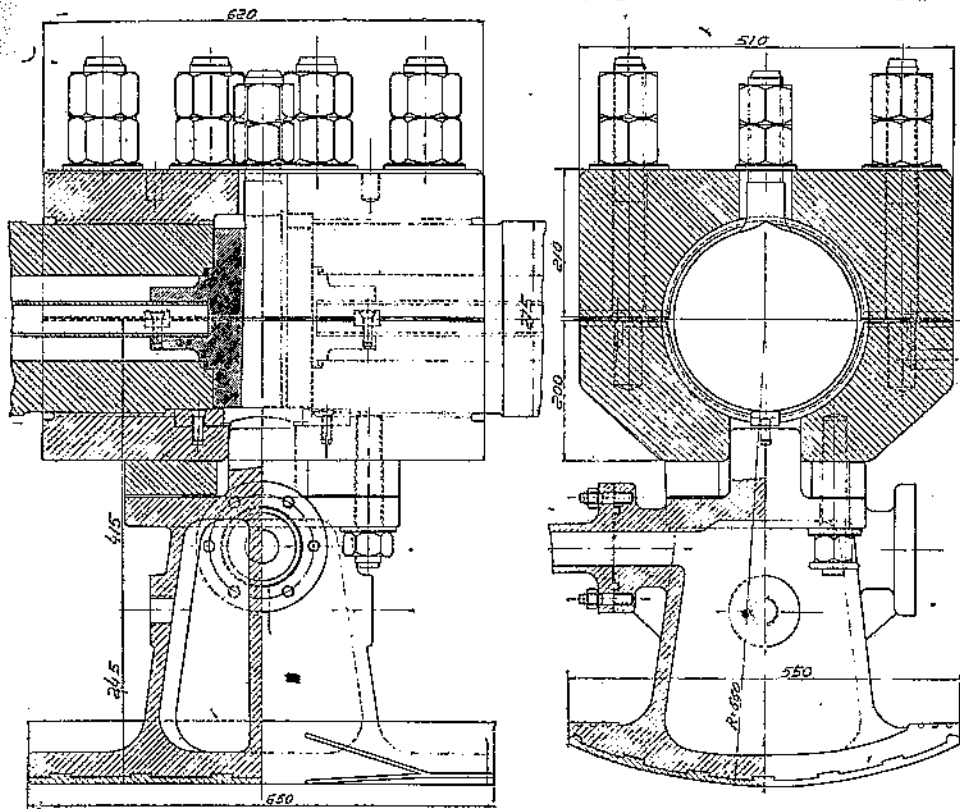
Фиг. 99. Затаскивание поршня со штоком в первый цилиндр газовой машины.

§ 25. Муфтовые соединения, ползуны и крейцкопфы

Раньше уже указывалось, что соединение штоков и закрепление штока в крейцкопфе у больших газовых машин выполняется почти всегда на резьбе. Муфта выполняется из двух половин, стягиваемых болтами; нижняя половина муфты опирается на ползун (фиг. 100 и 101). Обработка

концов соединяемых штоков и муфты должна быть самая тщательная; диаметр нарезанной части штоков должен быть одинаковым, точно так же, как и диаметр нарезки на муфте; при этом разница в отклонении диаметров соединения концов двух штоков не должна быть больше 0,3—0,4 мм. Можно рекомендовать при монтаже делать проверку точности обработки муфтового соединения. Такая проверка производится при надетой муфте только на один из концов соединяемых штоков; измеряется промежуток между половинками муфты и это измерение повторяется для второго конца штока. Эти измерения должны совпадать или давать разницу, не превосходящую указанной величины; если это не имеет места, соединение должно быть вторично обработано, так как большие отклонения в диаметрах недопустимы с точки зрения прочности.

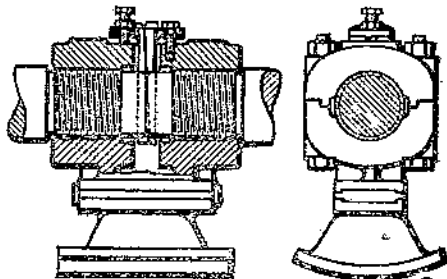
Муфтовое соединение должно быть максимально жестким. С этой целью между концами штоков вставляется клин, который с силой затягивается и распирает соединение. При сборке муфты сначала, конечно, стягиваются при помощи болтов половинки муфт, а затем уже затягивается распорный клин. Газовые машины фирмы Skoda имеют муфтовые



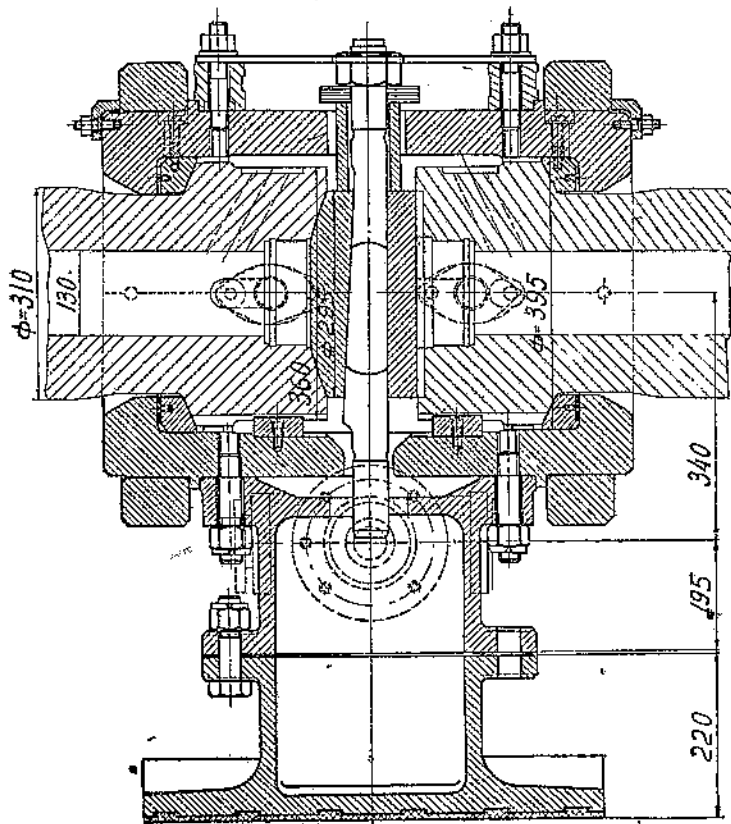
Фиг. 100. Муфтовое соединение штоков MAN.

соединения без резьбы. Муфта из двух половин также распирается клином, но усилия передаются здесь через коническое кольцо (фиг. 102).

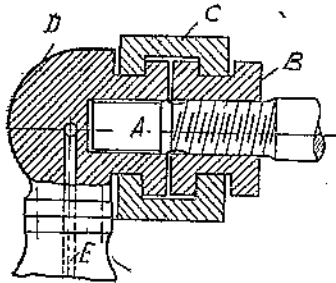
Пример соединения штока с крейцкопфом показан на схеме фигуры 103, детали этого соединения — на фигурах 104 и 105, а крейцкопф — на фиг. 106. Гладкий конец штока *A* вставляется в выточку крейцкопфа; на крейцкопф *D* и гайку *B* надевается соединительная муфта *C*, состоящая из двух половин, стягиваемых болтами (фиг. 104). Гайки *B* вращают на штоке так, что конец штока *A* входит в выточку и упирается в дно. После этого гайка с силой затягивается, чтобы соединение было вполне жестким. Масло для смазки крейцкопфных подшипников шатуна подается под давлением через сверление в коренной раме, и далее через канал ползуна и сверления в крейцкопфе поступает на подшипники. Такой способ подвода масла возможен, если длина ползуна больше хода поршня, чтобы ползун при обоих крайних положениях перекрывал сверление в коренной раме для подвода масла (фиг. 109).



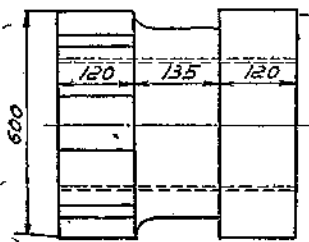
Фиг. 101. Муфтовое соединение штоков E. u. S.



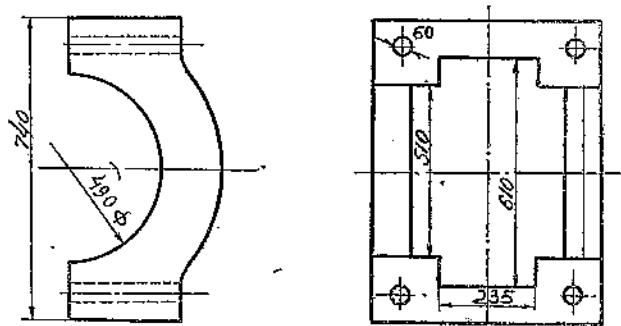
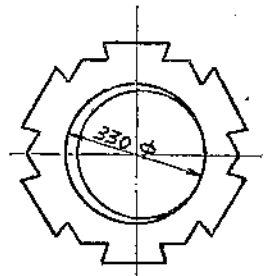
Фиг. 102. Муфтовое соединение Skoda.



Фиг. 103. Схема соединения штока с крейцкофом.

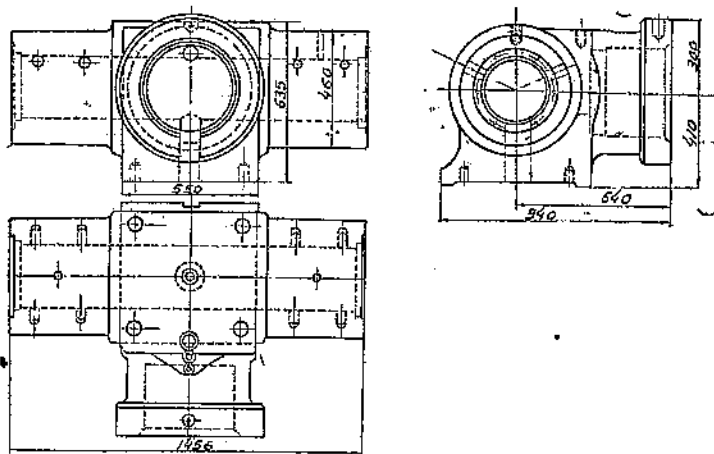


Фиг. 104. Гайка крейцкофного соединения.



Фиг. 105. Половина муфты крейцкофного соединения.

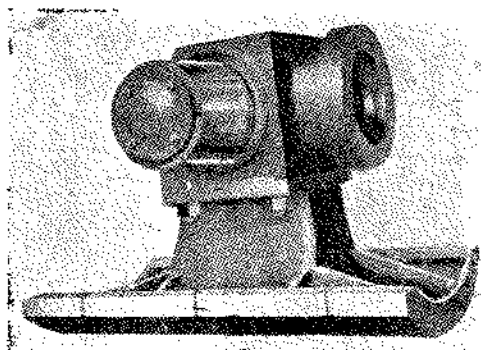
Вследствие того, что центр тяжести ползуна не совпадает с центром штока и лежит ниже, силы инерции вызывают изгибающий момент с плечом, равным расстоянию центра тяжести ползуна от центра штока.



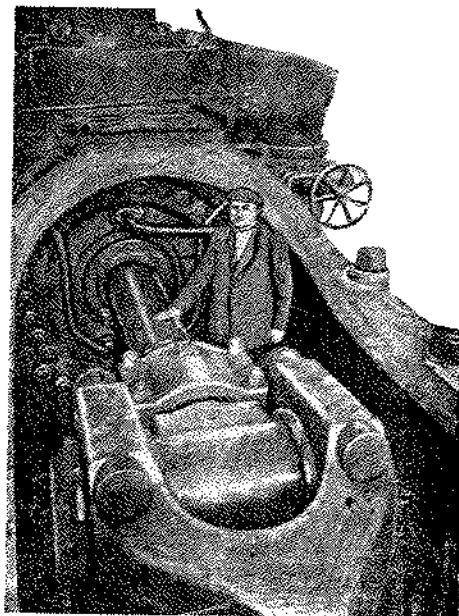
Фиг. 106. Крейцкопф газовой машины E. u. S.

Для уменьшения этого момента ползуны следует делать по возможности легким.

Ползуны отливаются чаще всего из чугуна, трущиеся поверхности обтачиваются и заливываются баббитом. Применение стали для отливки ползунов больших газовых машин также вполне оправдывается, так как при толчках (контрвыпрыжке) вышеупомянутый изгибающий момент может приобрести настолько большое значение, что вызовет разрушение ползуна. Заливка удерживается с помощью канавок с профилем в виде ласточкина



Фиг. 107. Внешний вид крейцкопфа с ползуном.



Фиг. 108. Крейцкопфное соединение газовой машины E. u. S.

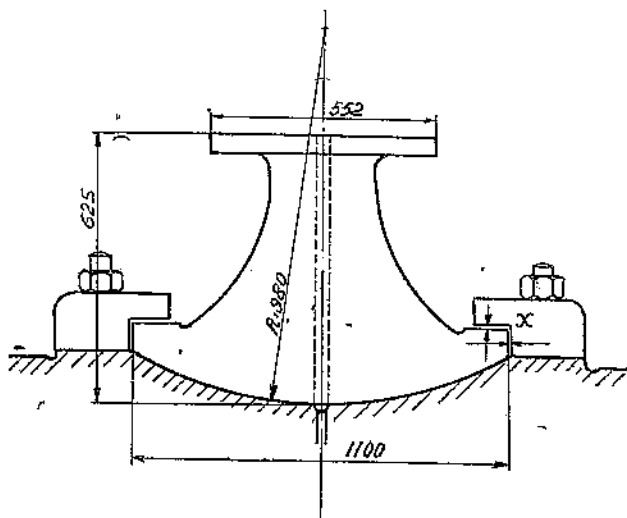
хвоста. Для удержания оси штока на постоянной высоте, при срабатывании баббита пользуются тонкими прокладками, закладываемыми между ползуном и телом крейцкопфа. Трущаяся поверхность ползунов крейцкопфа получает большие размеры по сравнению с трущейся поверхностью поддерживающих ползунов, так как кроме веса поршня со штоком для

него прибавляется часть веса шатуна ($\sim 0,4$ от веса шатуна) и вертикальная составляющая передаваемых усилий. Удельное давление, во избежание быстрого изнашивания, выбирается около 2 кг/см^2 . Вертикальная составляющая

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \psi = P \frac{R \cdot \sin \varphi}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \varphi}}$$

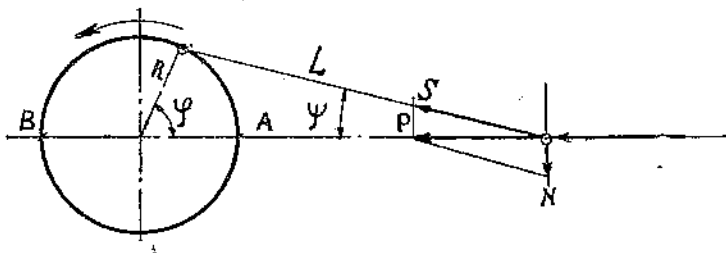
достигает при наибольшем отклонении шатуна, т. е. при $\varphi = 90^\circ$, величины

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \psi = P \frac{R}{\sqrt{L^2 - R^2}}$$



Фиг. 109. Ползун крестковфного соединения.

У горизонтальных машин давление должно восприниматься нижней направляющей, к которой ползун прижимается действием своего веса. Этим определяется направление, по которому должен вращаться двигатель. На фигуре 110 направление вращения показано стрелкой, т. е. от задней мертвой точки A вверх.



Фиг. 110. Направление вращения двигателя.

Приподнимание ползуна крестковфа от направляющей может произойти при замедлении скорости вращения, т. е. в моменты, когда маховое колесо отдает работу. Для предотвращения приподнимания одностороннего ползуна устраивают накладки по обеим сторонам. Между накладками и телом ползуна дается небольшой зазор $x \leq 1 \text{ мм}$ (фиг. 109). У больших газовых машин преимущественное применение получили односторонние ползуны, так как они позволяют иметь открытые коренные рамы и более удобные условия для монтажных и ремонтных работ. Высота ползуна H определяется тем, что крышка цилиндра и поршень должны выниматься

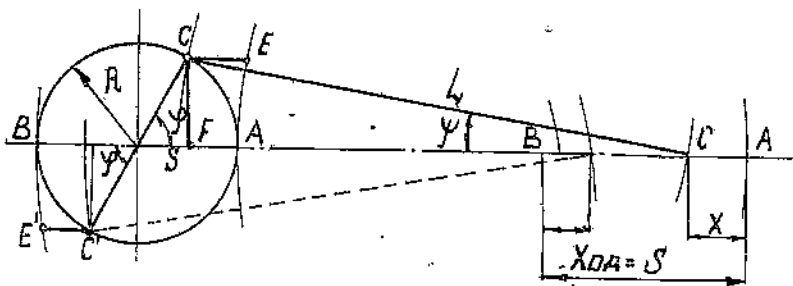
и проходить над направляющими (фиг. 94 и 95). Скользящей поверхности ползуна придается чаще всего цилиндрическая форма и, реже, плоская. Расточенная по цилиндру направляющая дает центральную установку поршня со штоком и гарантирует от бокового перемещения. Плоская поверхность ползуна особых преимуществ не имеет, но обходится дороже в изготовлении. Конструкция с двумя боковыми ползунами, применявшаяся фирмой Cockerill, устарела, тяжела и дорога.

§ 26. Шатун, коренной вал и маховик

При помощи шатунного механизма у двигателей производится преобразование прямолинейного, переменного-возвратного движения во вращательное и происходит передача на вал сил, воспринимаемых поршнем. Если ось цилиндра и поршневого штока проходит через ось вращения коленчатого вала, то получается нормальный (симметричный) шатунный механизм, наиболее часто применяемый вообще; большие газовые машины имеют всегда нормальный шатунный механизм.

а) Определение длины пути поршня

Длину пути поршня x от крайнего положения для любого угла φ поворота кривошипа проще всего найти следующими способами.



Фиг. 111. Определение перемещения поршня.

1) Радиусом, равным длине шатуна L (фиг. 111), из центра пальца кривошипа делается засечка на линии пути поршня; точка пересечения определит длину отрезка x , равного перемещению поршня при данном угле φ поворота кривошипа.

2) Радиусом, равным длине шатуна L , проводится окружность, касательная к окружности, описываемой пальцем кривошипа в точке A ; тогда отрезок CE , проведенный через точку C параллельно пути поршня, определит длину его перемещения при повороте кривошипа на данный угол φ . Одинаковым углом φ , но диаметрально противоположным положениям пальца кривошипа, например C и C' , соответствуют различные перемещения поршня. Для прямого хода величина перемещения больше, а для обратного меньше.

Аналитически имеем:

$$x = \overline{FA} \pm \overline{GF} = R(1 - \cos \varphi) \pm L(1 - \cos \varphi),$$

причем знак $+$ относится к прямому ходу поршня, а знак $-$ к обратному. Если угол φ выразить через угол ψ , т. е. подставить: $L \sin \psi = \overline{CF} = R \sin \varphi$, то получим:

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

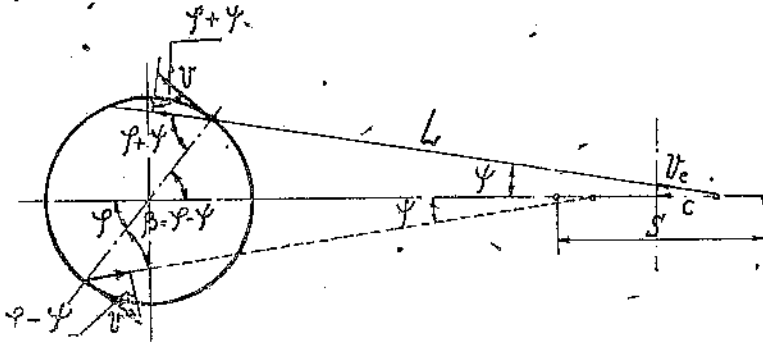
Угол ϕ тем меньше, чем меньше отношение $\frac{R}{L}$, т. е. отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. В пределе, когда $L = \infty$, угол $\phi = 0$ и перемещение поршня равно:

$$x = R(1 - \cos \varphi).$$

В этом случае проекция центра пальца кривошипа на линию пути поршня определит величину перемещения поршня, одинаковую для прямого и обратного хода при равных углах φ поворота кривошипа. Отношение $\frac{R}{L}$ у горизонтальных машин, в том числе и у больших газовых машин, равно около $\frac{1}{5}$.

б) Определение скорости движения поршня

Разложим окружную скорость пальца кривошипа при прямом ходе на две составляющих: по направлению оси шатуна и по направлению



Фиг. 112.

перпендикулярному к этой оси (фиг. 112). Составляющая скорости по направлению оси шатуна получится из выражения

$$v_c = v \cdot \sin(\varphi + \phi).$$

Рассматривая v_c как составляющую скорости поршня c , для последней получим выражение

$$c = \frac{v_c}{\cos \phi} = \frac{v \cdot \sin(\varphi + \phi)}{\cos \phi}.$$

Для обратного хода получим

$$c_1 = \frac{v \sin(\varphi - \phi)}{\cos \phi}.$$

Таким образом скорость поршня зависит от угла поворота кривошипа φ и от угла отклонения шатуна ϕ , т. е. от отношения $\frac{R}{L}$. Значения величин

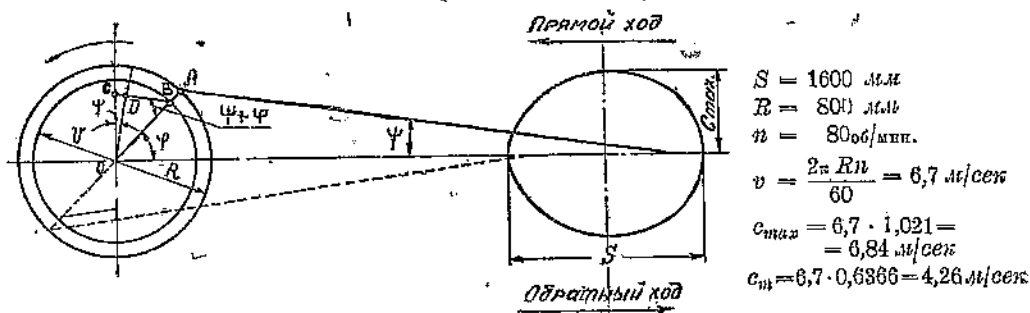
$\frac{\sin(\varphi \pm \phi)}{\cos \phi}$ даны в таблице 24 для углов φ через каждые 10° при $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$.

Скорость поршня можно определить графически (фиг. 113). Для этого описывают окружность радиусом равным v м/сек в определенном масштабе

и через точку пересечения этой окружности с осью кривошипа, расположенной под углом φ к горизонтالي, проводят прямую, параллельную оси шатуна, до пересечения с вертикалью, проходящей через центр окружности O . Полученный отрезок OC и будет представлять скорость поршня c для данного угла поворота кривошипа φ . Если на прямую BC опустим перпендикуляр из центра окружности O , то в треугольнике ODB противолежащий этому перпендикуляру угол будет $(\varphi + \psi)$, а с вертикалью OC этот перпендикуляр составит угол ψ . Отсюда следует, что:

$$OD = v \cdot \sin(\varphi + \psi) \text{ и } OC = \frac{v \cdot \sin(\varphi + \psi)}{\cos \psi} = c.$$

Следовательно, если на перпендикулярах из точек, определяющих положение поршня, отложить при прямом ходе — вверх, а при обратном ходе — вниз соответствующие величины c , то получим диаграмму изменения скоростей движения поршня. Скорость поршня c достигает своего максимума c_{max} при прямом ходе до среднего положения поршня и при обратном — после среднего положения. Для обратного хода поршня кри-



Фиг. 113. Графическое определение скоростей поршня для газового двигателя типа ДТ-16 и $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$.

вая зависимости скорости от положения поршня симметрична кривой для прямого хода.

Если взять шатун бесконечной длины, т. е. угол $\psi = 0$, то скорость поршня будет $c' = v \cdot \sin \varphi$. В этом случае скорость поршня будет изменяться по эллиптической кривой, и будет иметь наибольшее значение v при $\varphi = 90^\circ$.

Средняя скорость движения поршня равна: $c_m = \frac{2nS}{60}$ м/сек, а отношение средней скорости поршня к окружной скорости пальца кривошипа:

$$\frac{c_m}{v} = \frac{\frac{2nS}{60}}{\frac{2\pi Rn}{60}} = \frac{2}{\pi} = 0,6366 = \frac{1}{1,5708}.$$

в) Определение ускорений

Для определения ускорения поршня $j = \frac{dc}{dt}$ в выражение для скорости:

$$c = v \frac{\sin(\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} = v \left(\sin \varphi \pm \frac{\cos \varphi \cdot \sin \psi}{\cos \psi} \right)$$

подставим значение

$$\sin \psi = \frac{R \cdot \sin \varphi}{L} \text{ (фиг. 111);}$$

вредных сопротивлений по сравнению с полезными, будем считать эквивалентную касательную силу вредных сопротивлений машины постоянной на протяжении всего оборота. Силы полезного и силы вредного сопротивлений можно учитывать вместе.

4) Силы инерции движущихся масс; они зависят от величины ускорения и от величины массы движущихся частей машины и представляют переменную величину, зависящую от положения поршня. Силы давлений на поршень можно легко определить, если иметь ввиду, что для двухцилиндровых, двусторонних газовых тандем-машин, работающих по четырехтактному процессу, в каждой из полостей обоих цилиндров одновременно могут быть только разные такты. Например, если в первой полости рабочий такт (расширение), то в это время во второй — выталкивание, в третьей — всасывание, а в четвертой — сжатие; или же если в первой полости — расширение, то во второй — сжатие, в третьей — всасывание, а в четвертой — выталкивание. Для любого положения поршня избыточное давление, передаваемое на шток, равно:

$$P = p_1 F_1 + p_3 F_3 - p_2 F_2 - p_4 F_4 \text{ для прямого хода,}$$

$$P = p_2 F_2 + p_4 F_4 - p_1 F_1 - p_3 F_3 \text{ для обратного хода.}$$

В том случае, когда площади поршней и площади сечений штоков одинаковы для обоих цилиндров, эти выражения переписутся так:

$$p \cdot F = F (p_1 + p_3 - p_2 - p_4) \text{ для прямого хода,}$$

$$p \cdot F = F (p_2 + p_4 - p_1 - p_3) \text{ для обратного хода;}$$

или

$$p = p_1 + p_3 - p_2 - p_4 \text{ для прямого хода,}$$

$$p = p_2 + p_4 - p_1 - p_3 \text{ для обратного хода,}$$

где p — результирующее избыточное давление в кг/см² полезной площади поршня;

p_1, p_2, p_3, p_4 — давление на соответствующих сторонах поршней в кг/см².

Величины p , найденные для всех положений, позволяют вычертить диаграмму давлений и противодавлений в зависимости от положения поршня.

Для удобства дальнейших вычислений будем величины давлений на поршень находить для определенных углов поворота кривошипа. Для этого из центра, лежащего на середине линии хода поршня S , описывают окружность и делят ее на некоторое число равных частей, например, 18 или 36, что соответствует углам поворота кривошипа 20 и 10°. Затем определяют перемещение поршня, соответствующее этим углам поворота кривошипа, делая засечки радиусом, равным длине шатуна; на линии хода поршня. Через полученные точки проводят ординаты, равные величине избыточных давлений для данных положений поршня.

К найденным таким образом движущим силам избыточных давлений на поршни газовой машины должны быть прибавлены силы инерции возвратно движущихся масс. Величина силы инерции P_j равна произведению на массы $\frac{G}{g}$ частей с переменнo-возвратным движением на ускорение j и направлена противоположно ускорению.

Здесь G — сумма весов: поршней, штоков, ползунов, муфт, кривокопфа, охлаждающей штоки и поршни воды, а также от $\frac{1}{3}$ до $\frac{1}{2}$ веса шатуна, так как движение кривошипного конца шатуна может быть принято, как почти вращательное.

$$P_j = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2 \varphi \right).$$

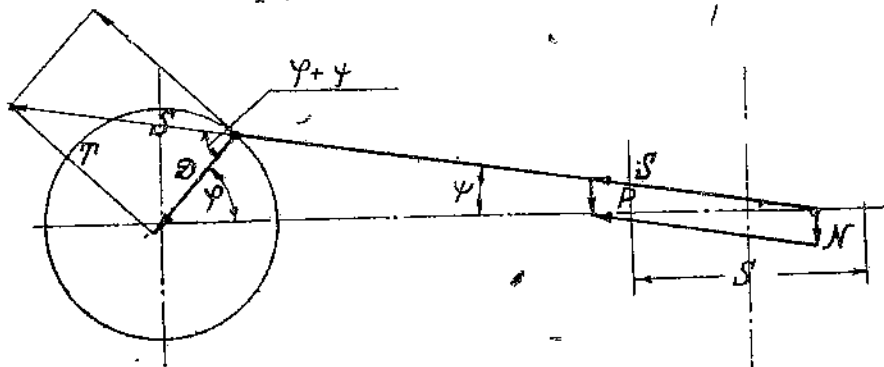
или, относя силы инерции к 1 см² полезной площади поршня газовой машины

$$P_I = \frac{G}{F \cdot g} \cdot \frac{v^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right) = \frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \left(\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2\varphi \right).$$

Здесь $q = \frac{G}{F}$ — вес 'возвратно движущихся частей, приходящийся на 1 см² площади поршня.

При вычислениях сперва находят величину $\frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ (или $\frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$) и умножают на величину, заключенную в скобки, которую берут из таблицы 24 для различных углов поворота кривошипа.

Силы инерции при увеличении скорости направлены в сторону, противоположную результирующему давлению на поршни; при уменьшении скорости силы инерции увеличивают результирующее давление на поршни. Влияние сил инерции тем значительнее, чем больше массы и чем



Фиг. 115. Силы, действующие в нормальном шатунном механизме.

быстроходнее машина. Если в какой-нибудь момент сила, действующая на оси штока с учетом сил инерции, равна P кг, то величина силы, действующей на оси шатуна, равна

$$S = \frac{P}{\cos \psi} \text{ кг};$$

величина силы, действующей нормально к поверхности скольжения' ползуна, равна

$$N = P \operatorname{tg} \psi \text{ кг};$$

величина силы, действующей по направлению радиуса кривошипа, равна

$$D = S \cdot \cos (\varphi \pm \psi) = P \frac{\cos (\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ кг};$$

величина силы, действующей в направлении касательной, равна

$$T = S \cdot \sin (\varphi \pm \psi) = P \frac{\sin (\varphi \pm \psi)}{\cos \psi} \text{ кг}.$$

Знак + относится к прямому ходу, а знак — к обратному (фиг. 115). Сила D не производит полезной работы, тогда как сила T вращает вал. Сила T может быть получена по кривой избыточных давлений с учетом сил инерции для любого угла поворота кривошипа; при этом величину $\frac{\sin (\varphi \pm \psi)}{\cos \psi}$ находят из таблицы 24.

Обыкновенно величины силы T откладываются на перпендикулярах, проходящих через равные деления развернутой полуокружности $\frac{\pi S}{2}$, описываемой пальцем кривошипа. Таким образом, принимая во внимание силы инерции, получают кривую касательных или вращающих сил.

Из сказанного видно, что, даже при установившемся режиме работы газовой машины, вращение в течение одного оборота не может быть вполне равномерным. Вращающее усилие всегда переменное, так как в мертвых точках оно равно нулю, а между мертвыми точками не равно нулю. Величина и закон изменения сопротивления для случая газодинамо и для воздухоудвки не может совпадать с величиной и законом изменения движущих усилий, а это несоответствие влечет за собой неравномерность вращения. В зависимости от назначения газовой машины может быть допущена большая или меньшая неравномерность вращения: для газозоудвки она может быть большей, а для газодинамо — должна быть меньшей.

Неравномерность вращения в течение одного оборота оценивается так называемым коэффициентом неравномерности δ , который представляет отношение разности между наибольшей угловой скоростью машины ω_{max} и наименьшей ω_{min} к средней величине угловой скорости $\omega_m = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}$,

$$\text{т. е. } \delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m} = 2 \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{max} + \omega_{min}} = \frac{v_{max} - v_{min}}{v_m} = \frac{n_{max} - n_{min}}{n_m}.$$

Приняты следующие еще допустимые значения коэффициента неравномерности:

для газозоудвок (при пониженном числе оборотов)

$$\delta = \frac{1}{20} - \frac{1}{30} = 0,05 - 0,033;$$

для осветительных динамомашин постоянного тока

$$\delta = \frac{1}{150} = 0,0067;$$

для динамомашин переменного тока, работающих параллельно

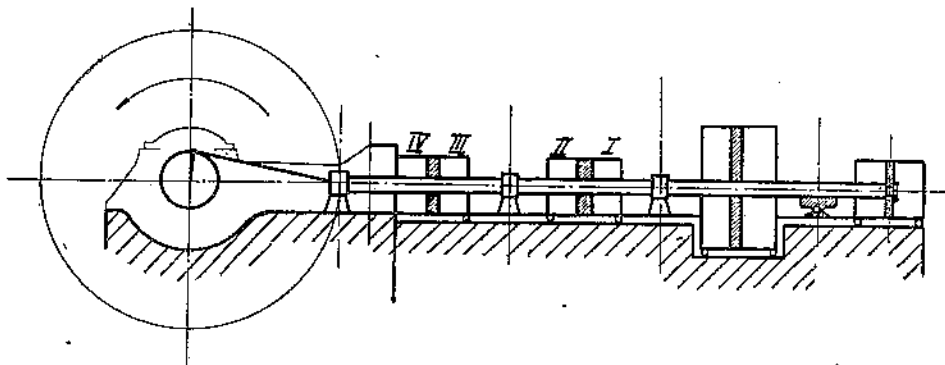
$$\delta = \frac{1}{250} - \frac{1}{300} = 0,004 - 0,0033.$$

В каждый данный момент разница между переменным вращающим усилием и постоянным сопротивлением газодинамо выражается графически отклонением друг от друга соответствующих кривых, причем положение кривой тангенциальных усилий выше кривой сопротивлений указывает на некоторый избыток работы, а обратное соотношение — на недостаток. Этот недостаток в работе, как известно, покрывается живой силой маховика, которая сообщается его массе в период избытка работы. Обмен энергии между шатуном механизмом и маховиком происходит, следовательно, при условии изменения угловой скорости кривошипа. Наибольшая скорость пальца кривошипа получается в том месте, где кривая тангенциальных усилий, понижаясь, пересекает кривую сопротивлений. Отсюда начинается уменьшение скорости, достигающей наименьшего значения в той точке, где поднимающаяся кривая тангенциальных усилий опять пересечет кривую сопротивлений. В том случае, когда газовая машина приводит в движение воздухоудвку, расположенную на одной оси с газовой машиной, то производимая энергия передается через шток для сжатия воздуха. В данном случае через шатунный механизм передается к

маховику только избыточная энергия, которая возвращается от маховика в периоды недостатка движущей силы.

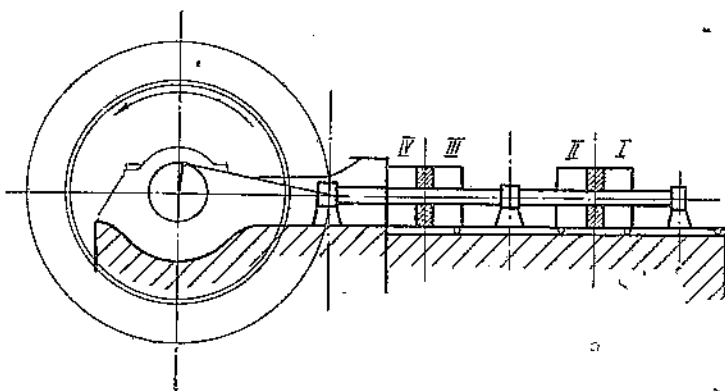
В качестве примера возьмем газовую машину фирмы E. u. S. типа ДТ-16 и произведем параллельный расчет для случая газодинамо и для случая газовой продувки.

На фиг. 116 и 117 показаны схемы устройства газовой продувки и газодинамо. На фигурах 118- а, б, в, г даны действительные индикаторные диаграммы газовых и воздушного цилиндра, а также компрессора



Фиг. 116. Схема газовой продувки E. u. S. типа ДТ-16.

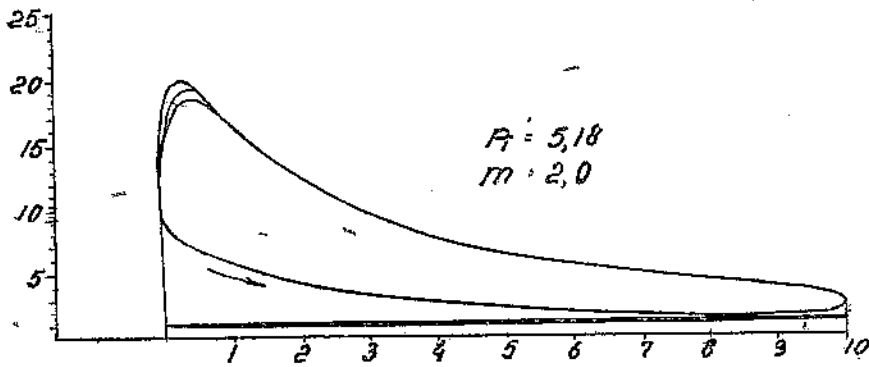
для продувки. По индикаторным диаграммам всех четырех полостей газовых цилиндров строим диаграмму избыточных давлений на поршне газовой машины для прямого и обратного хода (фиг. 119). В точке *A* для прямого хода и в точке *B* для обратного хода суммарное давление на обе



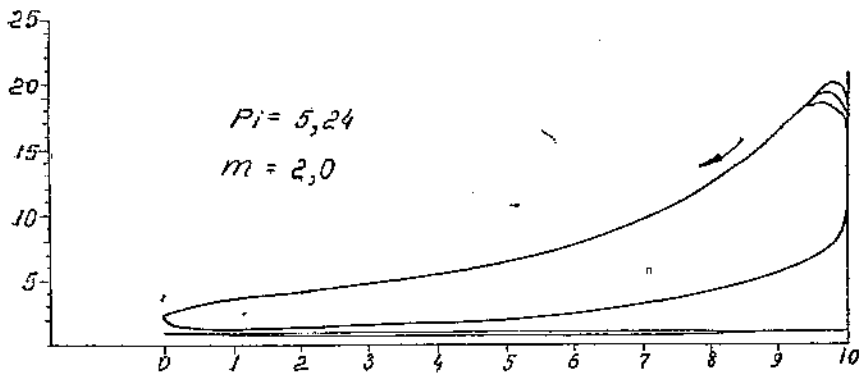
Фиг. 117. Схема газодинамо E. u. S. типа ДТ-16.

стороны обеих поршней равно нулю. За точками *A* и *B* на протяжении пути поршня до крайнего положения — давление отрицательно; следовательно, в точках *A* и *B* происходит изменение направления давления. Часть диаграммы, расположенная вниз от оси абсцисс для прямого хода и вверх от оси абсцисс для обратного хода, дает представление о силах, которые необходимо передавать с вала на поршень при помощи шатунного механизма; эти силы получаются за счет энергии, накопленной в маховике.

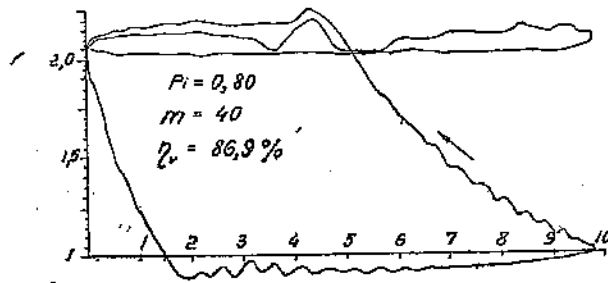
Точно так же в случае газовой продувки строятся по индикаторным диаграммам воздушного цилиндра и цилиндра продувочного компрессора диаграммы сил сопротивления для прямого и обратного хода (фиг. 124).



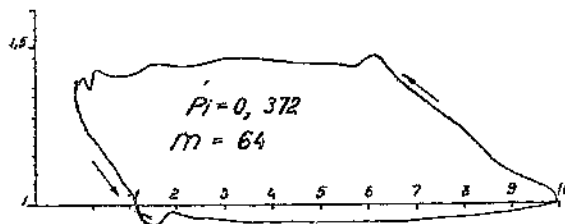
Фиг. 118 а.



Фиг. 118-б.



Фиг. 118-в.

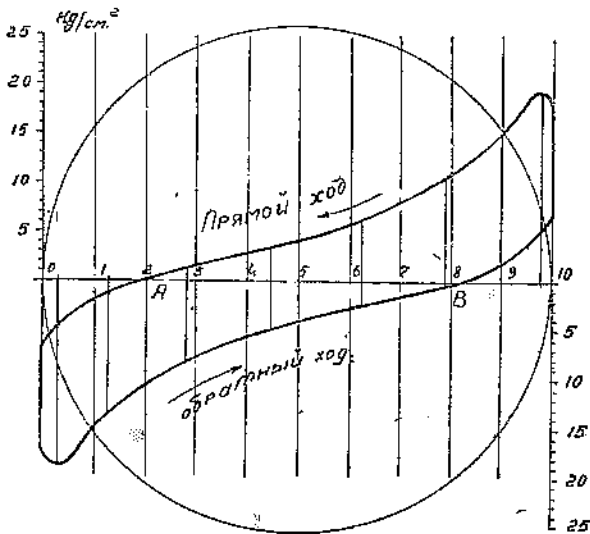


Фиг. 118-г.

Фиг. 118-а—118-г. Индикаторные диаграммы газового двигателя, воздухоподводяного цилиндра и продувочного компрессора.

В машинах, показанных на схемах фигур 116 и 117, части с перемен-
но-возратным движением имеют следующий вес (кг)

<i>Газодинамо:</i>	2 поршня	$2 \times 2500 = 5000$
	Вода в них	$2 \times 500 = 1000$
	2 поршневых штока, длиной 7,4 м	$2 \times 5800 = 11600$
	Вода в них	$2 \times 500 = 1000$
	Крейцкопф с ползуном	$= 2900$
	Средний ползун	$= 2500$
	Задний ползун	$= 820$
	Часть веса шатуна	$4200 \times 0,4 = 1680$
	Всего	$= 26500$



Фиг. 119. Диаграмма избыточных давлений на поршни газового двигателя Е. и. S. типа ДТ-16.

Газовоздуходувки. К перечисленным частям газодинамо с перемен-
но-возратным движением следует добавить веса (кг)

Поршневой шток воздуходувки	5300
Поршень воздуходувки	7280
Продувочный поршень	520
Всего	13100

Тогда получим вес движущихся частей для газовой воздуходувки типа
ДТ-16 $= 26500 + 13100 = 39600$ кг.

Относя вес движущихся частей к 1 см^2 площади поршня газовой
машины, получим для газодинамо:

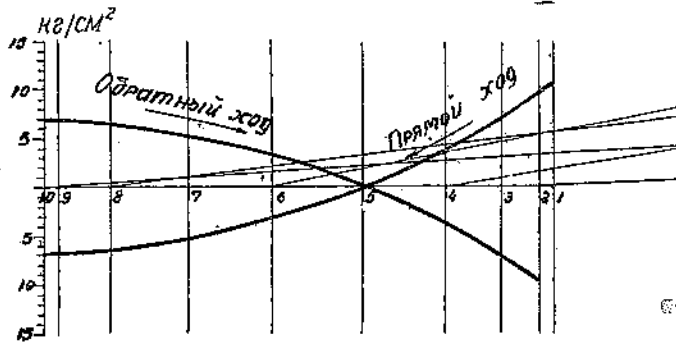
$$q_a = \frac{26500}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} = \frac{26500}{\frac{3,14}{4}(150^2 - 40^2)} = \frac{26500}{16415} = 1,61 \text{ кг/см}^2$$

и для газовой воздуходувки

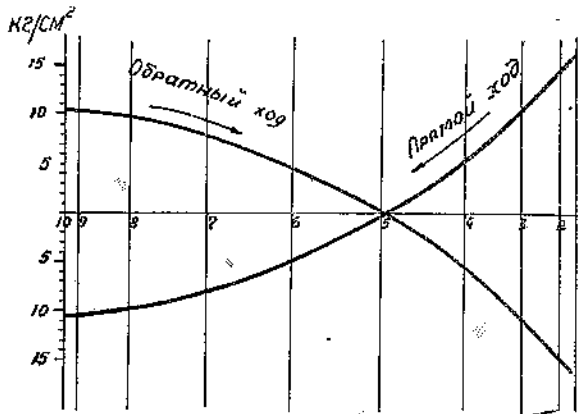
$$q_a = \frac{39600}{16415} = 2,4 \text{ кг/см}^2.$$

Пользуясь данными фигуры 114, вычисляем значение сил инерции

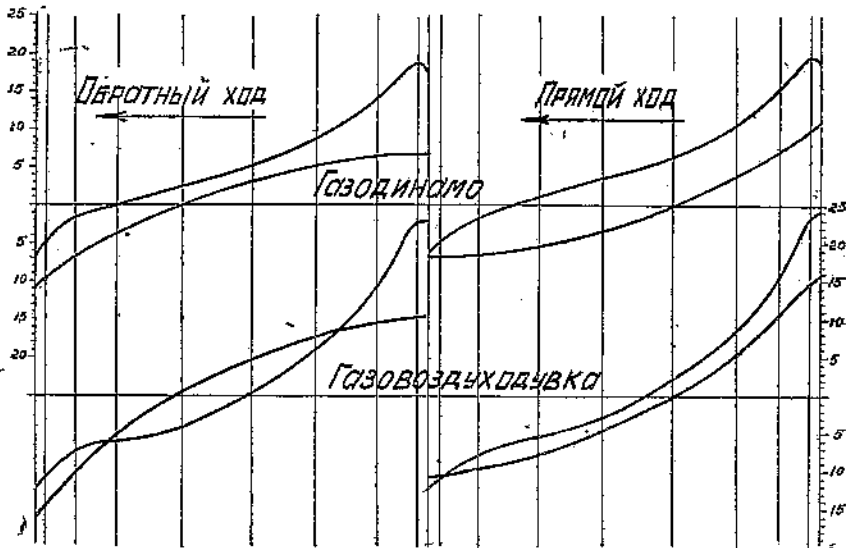
$$P_j = \frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{R} (\cos \varphi \pm \frac{R}{L} \cos 2 \varphi).$$



Фиг. 120. Диаграмма сил инерции для газодинамо Е. и С. типа ДТ-16.



Фиг. 121. Диаграмма сил инерции для газозавдувки Е. и С. типа ДТ-16.



Фиг. 122 и 123. Диаграмма избыточных давлений с учетом сил инерции для газодинамо и для газозавдувки Е. и С. типа ДТ-16.

для определенных углов поворота кривошипа и полученные значения наносим в виде диаграммы отдельно для газодинамо (фиг. 120) и отдельно для газовоздуходувки (фиг. 121). Силы эти при увеличении скорости направлены в сторону, противоположную давлению на поршень; при уменьшении скорости они увеличивают давление на поршень. Так как вся энергия, накопленная движущимися массами за период ускорения их, при замедлении опять освобождается, то площадь верхней части диаграммы сил инерции за время ускорения должна быть равна площади нижней части за время замедления. В рассматриваемых примерах наибольшее значение сил инерции для газодинамо — 174 т и для газовоздуходувки 262,6 т.

По диаграммам избыточных давлений и сил инерции находим результирующее давление в осевом направлении, передаваемое штоком патунному механизму. При подсчете этого результирующего давления для газовоздуходувки одновременно учитываются силы сопротивления, представляющие в данном случае силы давления сжимаемого воздуха на поршни воздушного цилиндра и продувочного компрессора, но отнесенные к 1 см^2 площади поршня газового цилиндра.

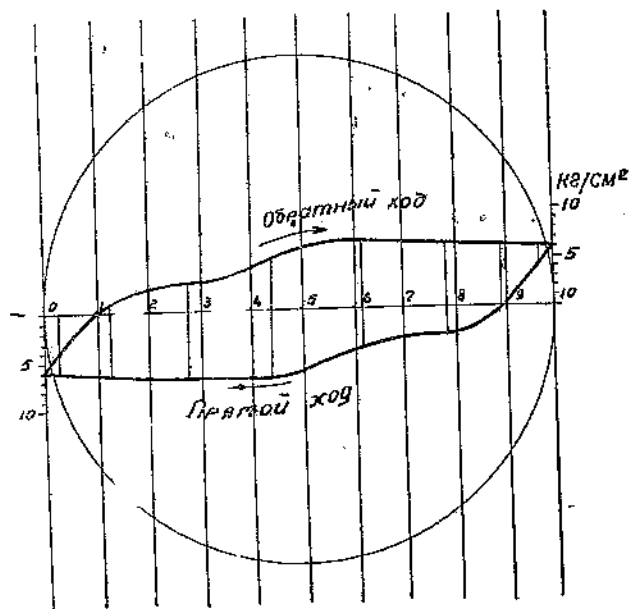


Fig. 124. Диаграмма сил сопротивления для газовоздуходувки ДТ-16.

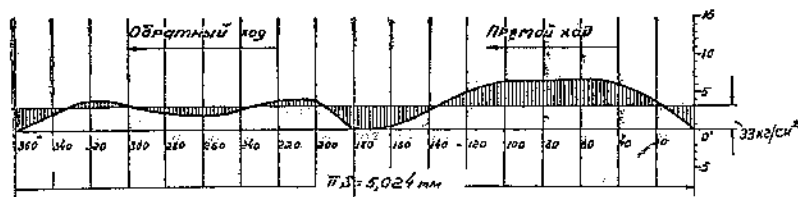


Fig. 125. Диаграмма касательных сил для газодинамо Е. и. С. типа ДТ-16

На фигуре 122 представлена диаграмма результирующих давлений для газодинамо, а на фигуре 123 — такая же диаграмма для газовоздуходувки. Для построения диаграммы касательных сил при прямом и обратном ходе берем в качестве основания развернутую окружность, описываемую пальцем кривошипа, и делим ее на равное число частей, например, 18 или 36, чему будут соответствовать равные углы поворота кривошипа в 20° и 10° . На перпендикулярах через полученные точки отложим величину касательной силы, соответствующую данному углу поворота кривошипа. На фигуре 125 показана построенная таким образом диаграмма касательных сил для газодинамо ДТ-16, которая дает среднюю ординату $3,3 \text{ кг/см}^2$, что соответствует для принятых чисел оборотов $n = 80 \text{ об/мин}$.

индикаторной мощности машины

$$N_t = \frac{16415 \cdot 3,3 \cdot 3,14 \cdot 1,6 \cdot 80}{60 \cdot 75} = 4840 \text{ и. л. с.}$$

Диаграмма касательных сил для газозовдуховки ДТ-16 показана на фигуре 126; средняя ордината этой диаграммы равна $0,52 \text{ кг/см}^2$, что дает индикаторную мощность машины

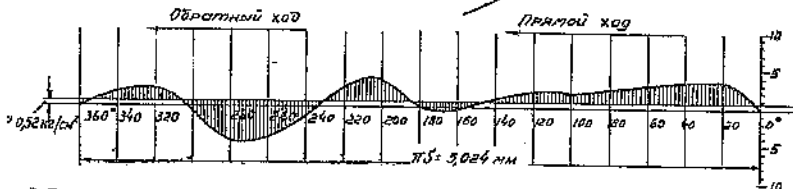
$$N_t = \frac{16415 \cdot 0,52 \cdot 3,14 \cdot 1,6 \cdot 80}{60 \cdot 75} = 760 \text{ и. л. с.,}$$

которая расходуется на преодоление сил вредных сопротивлений. Найденной величине вредных сопротивлений соответствует механический коэффициент полезного действия

$$\eta_m = \frac{4840 - 760}{4840} = 0,85.$$

д) Определение веса махового колеса¹

При расчете веса махового колеса исходят всегда из наибольшего получающегося во время одного оборота избытка или недостатка энергии. Наибольший избыток или недостаток энергии в зависимости от формы



[Фиг. 126. Диаграмма касательных сил для газозовдуховки Е. и. С. типа ДТ-16.

диаграммы касательных сил может измеряться одной площадкой (фиг. 125) или суммой нескольких площадок, если однотипные площадки прерываются меньшей противоположного знака (фиг. 126).

Наибольший избыток энергии по фигуре 125 составляет 34470 кгм , а по фигуре 126 — 55150 кгм .

Действие маховых колес используется только между предельными числами оборотов n_1 и n_2 или угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , которые определяются заданным значением коэффициента неравномерности δ . Поэтому энергия A , поочередно поглощаемая и отдаваемая колесом, будет равна разности живых сил:

$$A = A_2 - A_1 = \frac{J}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{J \pi^2}{2 \cdot 30^2} (n_2^2 - n_1^2) = \frac{J}{182,4} (n_2^2 - n_1^2).$$

Если момент инерции J заменить произведением из массы M на квадрат радиуса инерции R , то будем иметь

$$A = \frac{M \cdot R^2}{2} (\omega_2^2 - \omega_1^2) = \frac{M \cdot R^2}{182,4} (n_2^2 - n_1^2) = \frac{M}{2} (v_2^2 - v_1^2),$$

где v_2 и v_1 — скорости на окружности радиуса инерции и могут быть заменены для маховых колес с массивным ободом и спицами через расстояние центра тяжести сечения обода от оси вращения.

¹ Проф. К. Э. Рериг, Маховое колесо и периодическая неравномерность вращения машин, 1916.

Последнее выражение можно преобразовать, заменив $(v_2^2 - v_1^2)$ через

$$(v_2 + v_1)(v_2 - v_1) = 2v_m \cdot \frac{v_2 - v_1}{v_m}, \quad v_m = 2v_m^2 \cdot \delta,$$

где величина $\frac{v_2 + v_1}{2}$ принята равной средней скорости v_m , а величина $\frac{v_2 - v_1}{v_m}$ означает коэффициент неравномерности δ .

Следовательно, имеем:

$$A = \frac{M}{2} \cdot 2 \cdot v_m^2 \cdot \delta = M \cdot v_m^2 \cdot \delta.$$

Из всей массы $M = \frac{A}{v_m^2 \cdot \delta}$, необходимой для махового колеса, около 0,9 обыкновенно бывает сосредоточено в ободе. Отсюда получаем вес обода:

$$G = 0,9 M \cdot g = 0,9 \cdot 9,81 \frac{A}{v_m^2 \cdot \delta} = 8,83 \frac{A}{v_m^2 \cdot \delta}.$$

Диаметр маховика, отнесенный к окружности центра тяжести сечения обода, обыкновенно равняется $D = (4-5)S$, что для машин с ходом 1,6 м дает $D = 6,4-8,0$ м.

Наибольшая величина диаметра маховика ограничивается наибольшей допускаемой окружной скоростью; для чугунных маховых колес, по соображениям прочности, берут окружные скорости не больше 32—35 м/сек.

Большие газовоздуховные машины типа ДТ-16 имеют диаметр маховика = 8 м, что при 80 об/мин. дает на диаметре центра тяжести сечения обода окружную скорость $\cong 30$ м/сек. Проверим вес махового колеса для наших примеров.

Вес обода махового колеса газодинамо ДТ-16 при $\delta = \frac{1}{250}$

$$G_g = 8,83 \cdot \frac{34,470}{30^2 \cdot 0,004} = 84,5 \text{ т.}$$

Вес обода махового колеса газовоздуховки ДТ-16 при максимальном числе оборотов $n_{\max} = 80$ об/мин. и $\delta = \frac{1}{150}$

$$G_{\text{возд}} = 8,83 \cdot \frac{55,150}{30^2 \cdot 0,0066} = 81 \text{ т.}$$

При том же весе обода махового колеса, но при наименьшем числе оборотов газовоздуховки $n_{\min} = 30$ об/мин. получим коэффициент неравномерности

$$\delta = \frac{8,83 \cdot 55,150}{11,25^2 \cdot 81} = 0,0475 \left(\sim \frac{1}{20} \right),$$

т. е. еще достаточный для устойчивости вращения.

При перемене знака вращающего усилия не только в мертвых точках, когда сжимающие шатун усилия переходят в растягивающие, но также и во всех других моментах, когда вест машину начинает маховик, могут возникнуть удары в подшипниках шатуна, если между пальцем и вкладышами подшипника имеется большой зазор. На силу удара имеет влияние качество смазки; достаточно небольшого увеличения давления смазочного масла, чтобы сильно уменьшить удар. Когда вест машину начинает маховик, то нормальная составляющая $N = P \cdot \operatorname{tg} \phi$ меняет свое направление и стремится приподнять крейцкопф с параллелью. Если эта

нормальная составляющая N больше веса крейцкопфа вместе с относящейся сюда частью шатуна, то при наличии большого зазора между телом ползуна и накладками (фиг. 109) возможен удар.

При выборе размеров махового колеса необходимо иметь ввиду, чтобы коэффициент неравномерности махового колеса был меньше степени чувствительности регулятора (для газодинамо) во избежание подпрыгивания последнего при каждом обороте. Кроме того, при параллельной работе машины переменного тока требуется, чтобы отклонение угла не превосходило определенных границ, так как иначе, вследствие различного положения обмоток якоря относительно полюсов, может получиться значительное перераспределение нагрузки и машины могут выйти из синхронизма. Далее, если на сети трехфазного тока работают параллельно несколько машин, то число собственных колебаний системы, состоящей из колеса с валом, для каждой машины не должно совпадать с числом периодов сети трехфазного тока и не должно быть кратным ему ($n, 2n, 3n\dots$), так как иначе при наступлении резонанса машины могут выпасть из такта. Для ослабления этого неприятного явления, в ротор газодинамо укладываются особые медные стержни — демпферы, либо шины отдельных машин соединяются дроссельными шпупами.

е) Уравновешивание масс кривошипного механизма

Вращающиеся массы газовой машины — колена, палец и от 0,55 до 0,6 веса шатуна — уравновешиваются при помощи противовесов, расположенных противоположно кривошипу. В этом случае центр тяжести вращающихся масс переходит в центр вала и таким образом воздействие на вал центробежных сил при вращении этих деталей исключается.

При помощи тех же противовесов частично уравновешивают также возвратно-движущиеся массы. Чтобы упростить представление о действии сил инерции возвратно-движущихся масс, вообразим, что массы поршней, штоков и т. д. сосредоточены в пальце кривошипа; тогда к кривошипу будет приложена фиктивная центробежная сила $= MR\omega^2$. Составляющая ее в осевом направлении равна $MR\omega^2 \cdot \cos \varphi$, т. е. равна силе инерции возвратно-движущихся масс при бесконечной длине шатуна; а составляющая в вертикальном направлении равна $MR\omega^2 \sin \varphi$. Если расположить противовес массы M_1 на противоположной стороне относительно кривошипа и на таком расстоянии R_1 , чтобы $MR\omega^2 = M_1 R_1 \omega^2$, то горизонтальная составляющая будет действительно уравновешена.

Однако надо иметь ввиду, что вертикальная составляющая центробежной силы противовеса будет реально существовать, а сила инерции возвратно-движущихся масс в действительности дает только горизонтальную слагающую. Следовательно, при помощи противовеса может быть уничтожена сила инерции по оси цилиндра, но зато появляется вертикальная составляющая, величина которой колеблется в тех же пределах, что и величина горизонтальной составляющей.

Таким образом это уравновешивание обуславливает поворот сил инерции на 90° и, естественно, может быть приемлемо в тех случаях, когда новое направление действия сил инерции приносит меньший вред, например, для горизонтальных машин, где направленные вертикально вниз силы воспринимаются непосредственно фундаментом, а направленные вертикально вверх — уничтожаются долей веса махового колеса и коренного вала. Противовесы ставят обычно на обоих плечах колена; практически полнота уравновешивания зависит от наличия свободного места для вращения противовесов между коренными подшипниками. При конечной длине шатуна совершенное уравновешение сил инерции движущихся прямолинейно масс при помощи вращающихся противовесов недостижимо. Полное уравновешение сил инерции первого и второго порядка может быть достигнуто только в многокривошипных машинах соответственным расположением цилиндров и кривошипов.

ж) Конструктивное выполнение

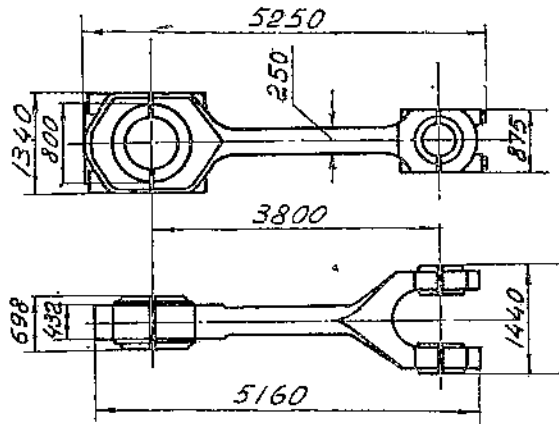
Шатуны больших газовых машин изготавливаются из литой прокованной стали. Поперечное сечение стержня шатуна чаще всего имеет форму полного круга с отфрезерованными боками у головок или круга, срезанного с боков. Коленчатые валы больших газовых машин допускают только открытые кривошипные (наружные) головки шатуна, которые выполняются большей частью по типу так называемой „пароходной“ головки; крейцкопфная (внутренняя) головка выполняется у больших газовых машин всегда вильчатой и большей частью также открытой.

Для регулирования зазора в открытых головках, между шатуном и крышкой, ставятся в стыке прокладки из листов латуни; вполне достаточны четыре листочка толщиной 1 мм, один лист в 0,5 мм и пять — толщиной в 0,1 мм. Прокладки целесообразно накладывать друг на друга, надевая их на два винченные во вкладыш штифта. Вкладыши крейцкопфных и кривошипного подшипников делаются стальными с баббитовой заливкой (80% баббит). При срабатывании баббитовой заливки удаляют некоторое количество прокладок и подтягивают вкладыши; после удаления прокладок общая длина шатуна (расстояние между осями пальцев) уменьшается. У газовых машин, имеющих сравнительно большую камеру сжатия, такое относительно небольшое уменьшение длины шатуна вполне допустимо и не требует каких либо компенсаций. Если же газовый двигатель приводит в движение воздуходвижную машину, соединенную с ним посредством поршневого штока, то приходится заботиться о сохранении необходимых зазоров между поршнем и крышкой воздуходвижного цилиндра, которые бываюи невелики; получение требуемого зазора всегда возможно путем перестановки муфтового соединения между штоками.

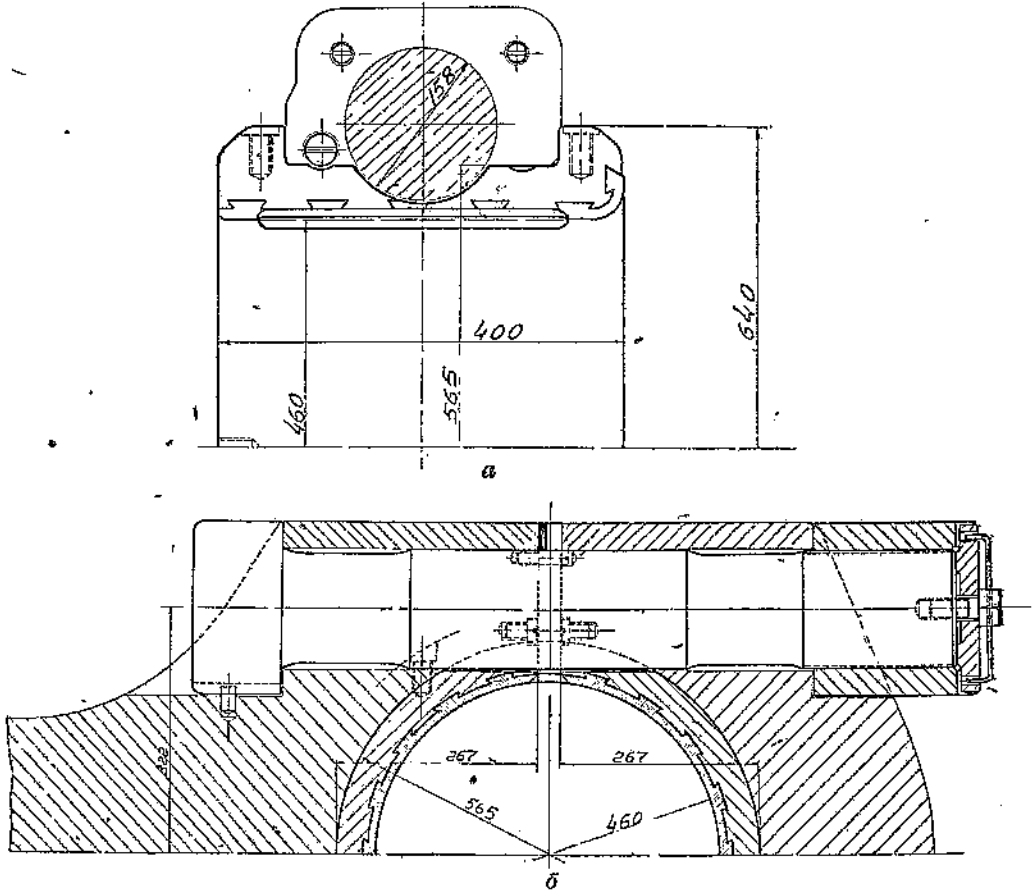
Открытые головки допускают быструю и удобную разборку шатунов, а также смену вкладышей; недостатком этой конструкции является то, что все действующие усилия передаются на крышечные болты. Поэтому крышечные болты являются очень ответственной деталью: они вытачиваются из цельных кусков материала (никелевая сталь или железо лучшего качества), обработка на токарном станке должна быть весьма точной и самой тщательной, затяжка всех болтов подшипника должна быть равномерной, нарезка предпочтительнее мелкая, чтобы сила затяжки могла хорошо чувствоваться, и т. п.

Следует упомянуть, что фирма E. u. S. делает нарезку у болтов подшипников шатуна эластичной, с переменной высотой зуба (см. § 24). При расчете шатуна на продольный изгиб за наибольшую сжимающую силу принимают $P = F \cdot p_{max}$, которая исчисляется по давлению при взрыве $p_{max} = 25 \text{ кг/см}^2$ и по полезной площади поршня F . Для газовых машин с диаметром цилиндра 1,5 м и диаметром штока 0,4 м эта сила равна 410 т. Во время нормальной работы сила, передаваемая шатуном, никогда не достигает полной величины $P = F \cdot p_{max}$, особенно для тандем-машин двойного действия, каковыми являются обычно большие газовые машины; тяжелые части механизма ускоряются непосредственно давлением вспышки, а в конце хода замедляются упругим действием сжимаемой смеси. Но необходимо иметь в виду, что при пуске в ход скорости бываюи значительными, а следовательно, и силы инерции малыми; кроме того, могут иметь место преждевременные вспышки, которые повышают давление далеко за пределы нормального.

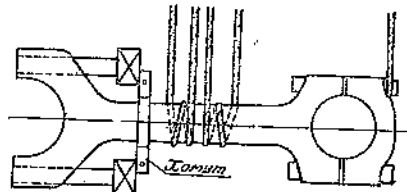
Пример конструктивного выполнения шатунов дан на фиг. 127, на которой изображен шатун с открытыми головками; на фиг. 128 дан разрез этого шатуна по головке; фиг. 129 показывает увязку этого же шатуна при переноске; на фигуре 130 показан шатун, имеющий головку, открывающуюся на нижней стороне; крышка выполнена из одного куска вместе со стержнем, чтобы избежать сильно нагруженных болтов; подтяжка вкладышей производится при помощи клина. На фотографии фигуры 131 показана сборка передней головки шатуна у большой газовой машины.



Фиг. 127. Шатун с головкой открытого типа для газовой машины ДТ-16.

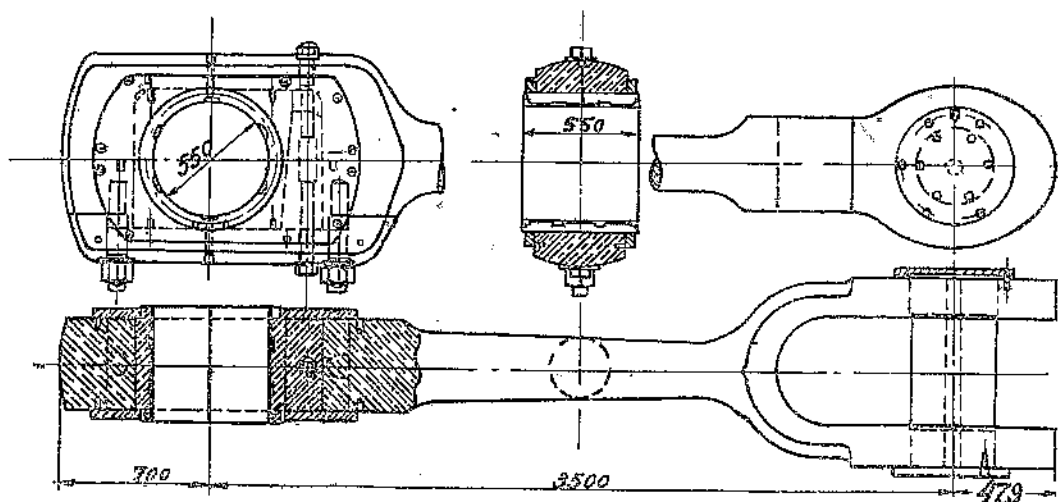


Фиг. 128 а и б. Разрез шатуна по головке



Фиг. 129. Увязка шатуна при переноске его краном.

Коренные валы у больших газовых машин с расположением цилиндров по системе тандем выполняются обычно в виде одноколенчатых валов на трех подшипниках; значительно реже встречаются коренные валы с концевым кривошипом (например у машин фирмы Cockerill и у американских машин фирмы Allis-Chalmers).



Фиг. 130. Шатун с головкой закрытого типа.

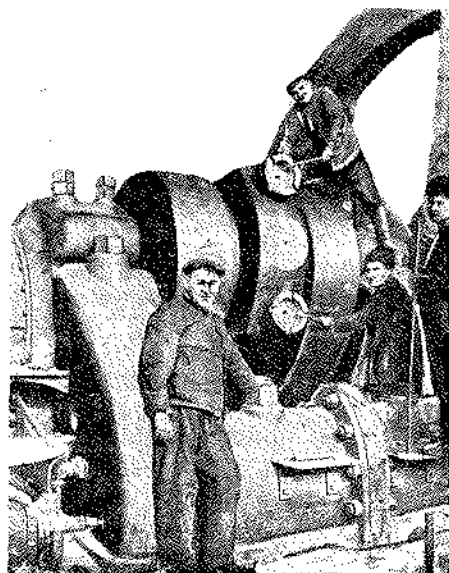
Материалом для изготовления коренных валов служит вязкая сименс-мартеновская сталь или, реже, специальная сталь. Ряд заводов держится того взгляда, что при изготовлении таких больших поковок лучше име более простой материал, чем всякого рода специальные сорта стали (никелевые, хромоникелевые). Все специальные сорта стали требуют чрезвычайно внимательного отношения к температурным условиям при нагреве и поковке.

Анализ слитков для коленчатых валов из сименс-мартеновской стали в изготовлении завода Круппа: $C = 0,28$; $Mn = 0,72$; $Ph = 0,03$; $S = 0,03$; $Si = 0,35$.

Результаты механических испытаний образцов из материала коленчатых валов в выполнении различных заводов даны в табл. 25.

Огромные размеры коренных валов больших газовых машин (D до 1,0 м, L до 9,0 м) приводят к тому, что валы состояются из отдельно заготовленных и окончательно обработанных частей: пальца кривошипа, щека (плеч), прямых участков. Отдельные части соединяются затем в один готовый вал путем насаживания в нагретом состоянии. В местах горячей посадки диаметр пальца берется несколько большим для возможности закругления трущихся поверхностей шейки.

Для экономии в весе и для исследования металла тяжелые валы высверливаются примерно на $0,4 D$; по высверленной части, например, с помощью зеркала, вводимого в отверстие, можно обнаружить пустоты, раковины или иные пороки металла. Сверления используются для подвода смазки к пальцу кривошипа.

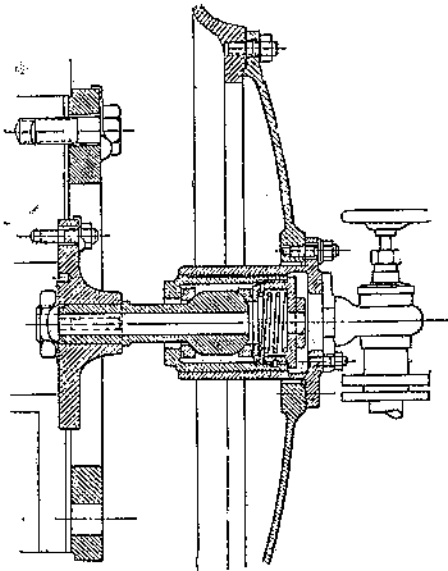


Фиг. 131. Сборка головки шатуна.

ТАБЛИЦА 25

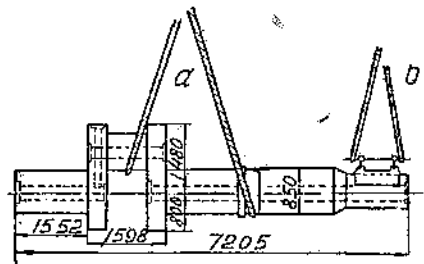
Завод-изготовитель	Сопротивление на разрыв (кг/мм ²)	Удлинение (%)	Механич. условия поставки
Dortmunder Union	46,0 — 50,0	22,5 — 23,5	Сопротивление на разрыв 45 — 50 кг/мм ² . Удлинение — 20%
Noerder Verein	47,0 — 50,5	22,0 — 24,0	
Bochumer Verein	47,8 — 48,4	23,0 — 24,5	
Skodawerke, Pilsen	47,8 — 50,9	21,0 — 23,0	

На фигуре 132 дан разрез в плоскости коренного вала большой газовой машины фирмы E. u. S. На чертеже показан подвод смазки к коренному валу, смазка коренных подшипников и расположение противовесов. Подвод масла к вращающемуся коренному валу для смазки пальца кривошипа изображен отдельно, на фигуре 133.



Фиг. 133. Подвод масла для смазки пальца кривошипа через торец коренного вала.

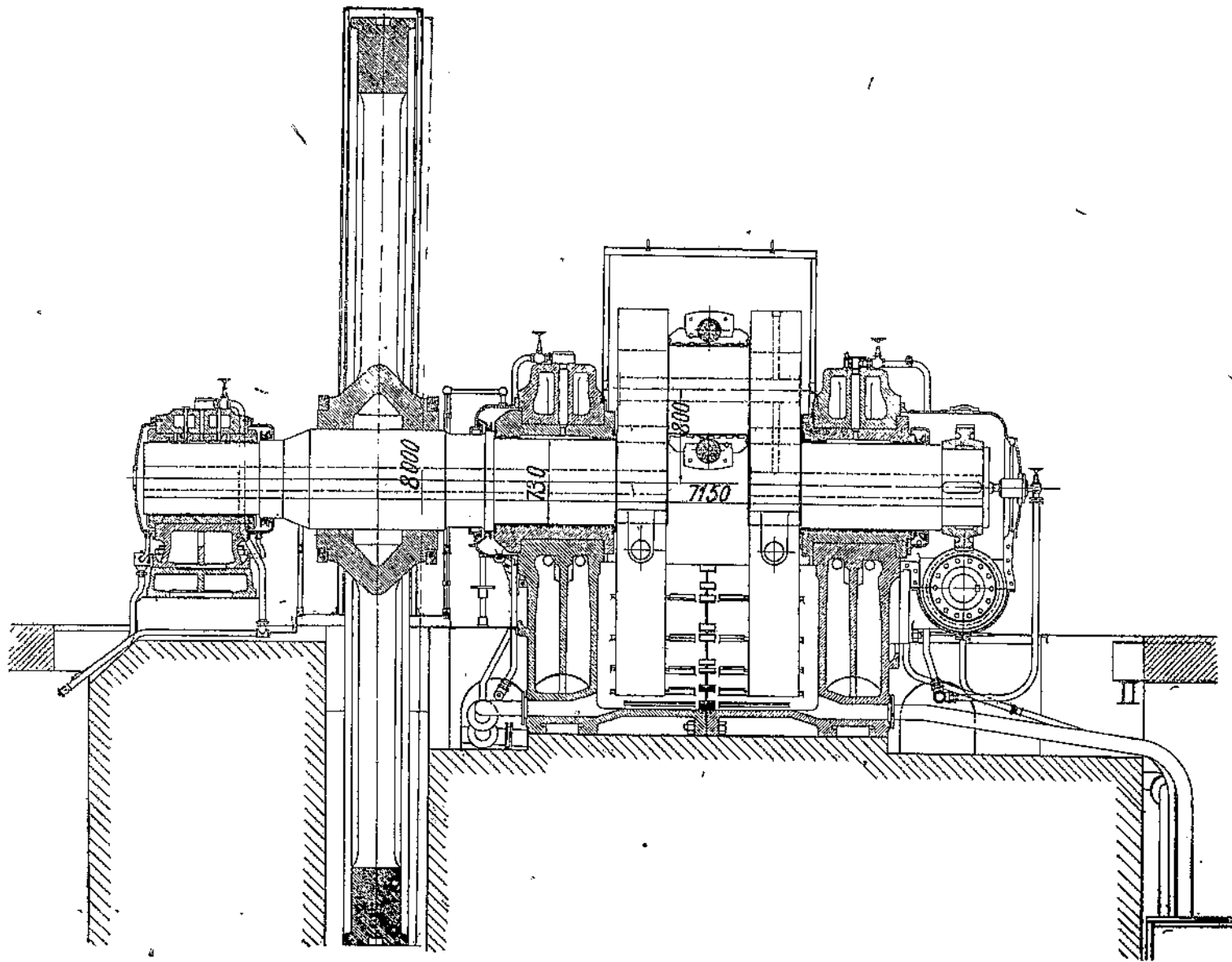
Ни один машиностроительный завод, строящий большие газовые машины, не имеет в своем распоряжении доменного газа и, следовательно,



Фиг. 134. Увязка коренного вала для переноски; притирка вкладышей коренных подшипников.

никогда не производит у себя в мастерской испытаний или пробных пусков машины. Обыкновенно договоры на поставку машин предусматривают окончательное приемочное испытание на месте установки, спустя шесть месяцев после пуска машины. Поэтому предварительная сборка всей газовой машины на машиностроительных заводах производится без укладки коренного вала и без принабровки его подшипников. Предварительная пригонка вкладышей подшипников производится по кольцевым калибрам, однако без окончательной шабровки. Окончательное принабравание подшипников производится только при укладке коренного вала, что делается при сборке машины на фундаменте по месту установки. На фигуре 134 изображена увязка коренного вала для переноски (а); там же показана притирка вкладышей коренных подшипников (b).

Следует обратить внимание на то, что коленчатые валы на трех или на четырех опорах весьма чувствительны к изменениям положения своих опор. Если, например, у газовой машины будут неправильно собраны коренные подшипники (с отклонением от оси в какую-либо сторону) или же произойдет во время работы машины неравномерная выработка баббитовой заливки подшипников, то коленчатый вал получит большое добавочное напряжение, в результате которого может возникнуть поломка кривошипа. Для предупреждения этого следует внимательно проверять правильность положения коренного вала на опорах во время первоначального монтажа газовой машины и во время капитальных ремонтов.

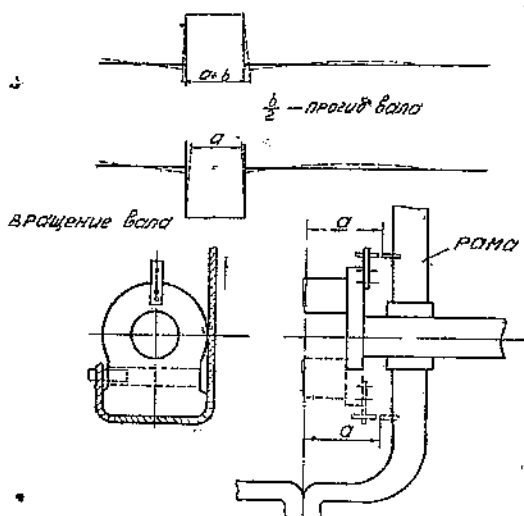


Фиг. 132. Разрез в плоскости коренного вала большого газового двигателя Е. и. С.

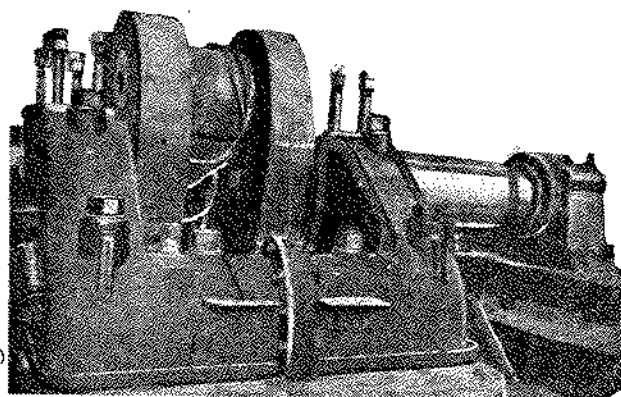
Распространенный способ проверки правильности положения коренного вала заключается в следующем (фиг. 135). Вал поворачивается и устанавливается сначала пальцем кривошипа книзу; измеряется расстояние между щеками при помощи штангмасса. Затем вал поворачивается на 180° и делается опять замер расстояния между щеками при положении кривошипа пальцем вверх. Аналогично этому можно произвести сравнительные измерения при обоих горизонтальных положениях кривошипа, т. е. во внутренней и во внешней мертвой точке; для этого укрепляют на щеке планку со штифтом и определяют расстояние между штифтом и особыми выверенными площадками на раме машины при обоих мертвых положениях пальца кривошипа.

Разница описанных измерений позволяет судить о правильности положения коренного вала на подшипниках и о могущих быть искривлениях оси вала.

Маховые колеса больших газовых машин выполняются всегда из хорошего чугуна, такого же качества, как и для отливки коренной рамы. Применение чугуна объясняется желанием удешевить стоимость машины, но ограничивает допустимые окружные скорости на ободу махового колеса пределом $30-35 \text{ м/сек}$. В отношении наружного радиуса обода существует практическое правило: его следует брать в пять раз больше радиуса кривошипа. Например, для газовых машин типа ДТ-16 радиус кри-



Фиг. 135. Проверка правильности положения коренного вала.

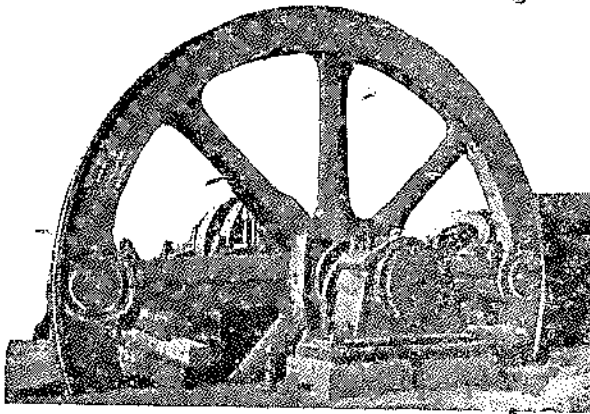


Фиг. 136. Коренной вал газовой машины при установке.

вошипа $0,8 \text{ м}$; следовательно, диаметр махового колеса равен $2 \cdot 5 \cdot 0,8 = 8,0 \text{ м}$, что мы и имеем у выполненных машин. Большой диаметр маховых колес газовых машин обуславливает выполнение их разъемными, обычно из двух половин, имея ввиду возможность перевозки по железной дороге, а также удобство и надежность изготовления. Обод махового колеса обычно обтачивается по наружной и боковым поверхностям. Если маховые колеса одновременно используются и для закрепления полюсов динамомашин, то полюсы, изготавливаемые отдельно, соединяются с ободом при помощи

болтов или же полюсы вставляются в канавки с сечением в форме ласточкина хвоста.

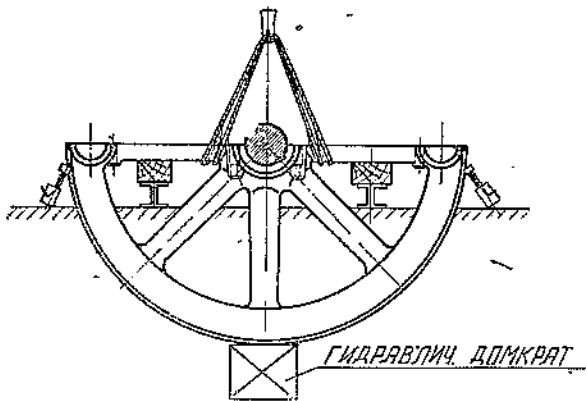
Плоскость разреза у маховых колес устраивается всегда по спицам, так как при разрезе махового колеса между спицами в ободке возникают значительные напряжения от действия центробежных сил. Скрепление половинок маховика между собой выполняется при помощи стальных вкладышей, закладываемых в горячем состоянии в соответствующие выемки



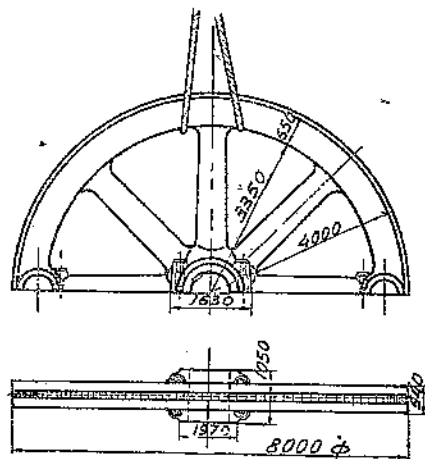
Фиг. 137. Вид маховика колеса газовой машины ДТ-16 в сборе.

на стыке обода; по другой конструкции половинки обода соединяются в стыке сильными стяжными кольцами, надеваемыми с обеих сторон обода в горячем состоянии. Втулка махового колеса также стягивается сильными кольцами. Имеющиеся болты на втулке и вблизи обода в основном служат для соединения и стягивания половинок махового колеса, перед надеванием колец. На валу колесо закрепляется тангенциальными шпонками; на фигуре 137 показан общий вид махового колеса большой газовой машины, а на фигуре 138 и 139 — приемы сборки такого колеса.

Обод колеса делается обычно таврового сечения, а спицы овальными с расположением большей оси овала в плоскости колеса; спицы делаются суженными к ободу (обычно отношение сечений 3:4). При вращении в воздухе колеса встречают сопротивление, которое может быть значительно уменьшено путем обшивки колес с боков.



Фиг. 138. Установка нижней половины махового колеса.



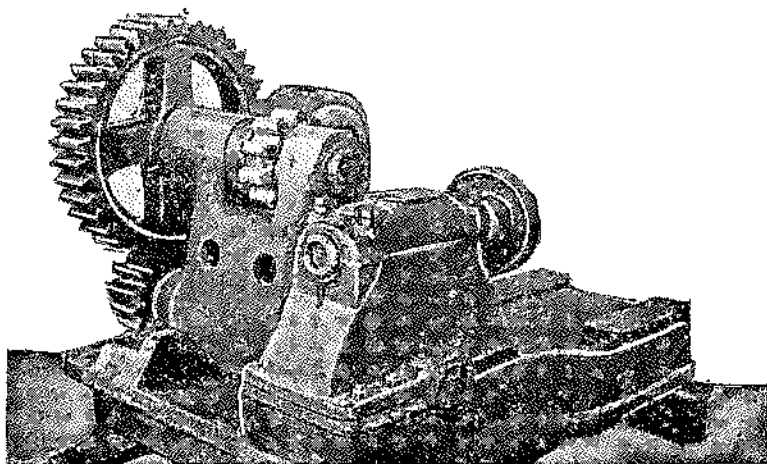
Фиг. 139. Установка верхней половины махового колеса.

Для установки в определенное положение кривошипа и поршней газовой машины, что бывает необходимо при ремонтных работах и при пуске машины, предусматриваются специальные приспособления, которые при надобности приводятся в зацепление с ободом махового колеса. Эти аппараты для поворачивания махового колеса приводятся в движение электрическим током и выводятся автоматически из зацепления, как только

маховое колесо начнет самостоятельно вращаться. Один из таких аппаратов показан на фигуре 140.

Для предохранения от несчастных случаев маховые колеса заключаются в ограждения. Ограждения должны иметь достаточную высоту и должны быть построены таким образом, чтобы через них нельзя было проникнуть к вращающемуся маховику.

При внезапном снятии нагрузки газовый двигатель развивает число оборотов больше нормального. В этом отношении более опасны газоздуходовки, работающие с переменным числом оборотов, которые строятся с ручным управлением, без автоматического регулятора. Для предупреждения разрушения махового колеса при чрезмерном возрастании



Фиг. 140. Приспособление для поворачивания газовой машины (кантовальный аппарат).

числа оборотов, а следовательно и напряжений, которые растут пропорционально квадрату числа оборотов, все газовые машины имеют регулятор безопасности, который выключает зажигание при наибольшем допустимом числе оборотов.

§ 27. Фундамент

Фундамент имеет назначение принять на себя не только вес двигателя, но также и неуравновешенные силы инерции возвратно-движущихся масс, которые целиком передаются фундаменту. Так как большие газовые машины строятся в виде однокривошипных машин, то силы инерции в них могут быть уравновешены противовесом только частично.

Противовес, расположенный на коренном валу противоположно кривошипу, делается в виде двух одинаковых сегментов из чугуна, прикрепленных к каждой из шек вала. Противовес должен развивать такую центробежную силу, которая уравновешивала бы центробежные силы колен, пальца и 0,55—0,6 веса шатуна.

Если, помимо уравновешивания вращающихся масс, задаться целью уравновесить силы инерции возвратно-движущихся масс (поршни, штоки, ползуны, крейцкопф и 0,45—0,4 веса шатуна), то при помощи противовеса может быть совершенно уничтожена сила инерции по оси цилиндра, но зато образуется сила инерции, перпендикулярная к оси и такой же величины.

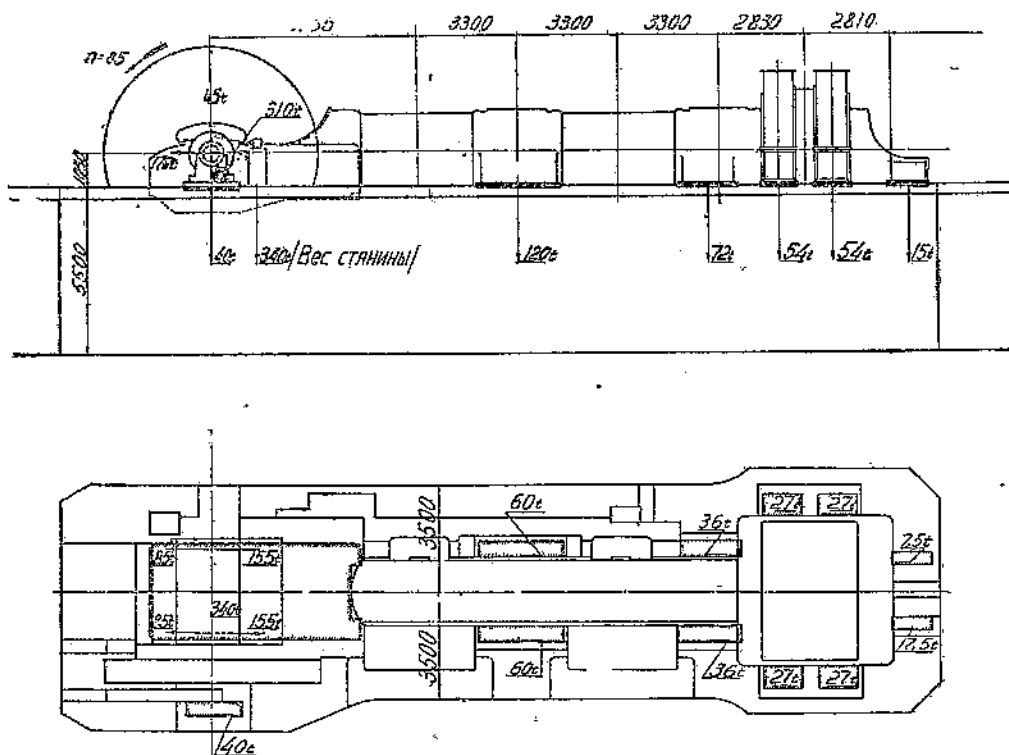
Размеры противовесов ограничиваются имеющимся свободным местом между коренными подшипниками и поэтому возвратно-движущиеся массы уравновешиваются лишь в небольшой степени.

Для примера можно привести значения величин нагрузок на фундамент для газовоздуходувной машины фирмы E. u. S. типа ДТ-16 (80 об/мин.) и газовоздуходувной машины фирмы MAN типа ДТ-15 (85 об/мин.)

ТАБЛИЦА 26

	Газовоздуходувка E. u. S. ДТ-16	Газовоздуходувка MAN ДТ-15
Вес машины (т)	780	655
Центробежная сила на валу машины, направленная вверх или вниз . . (т)	50	45
Горизонтальная сила, направленная от цилиндра к коренному валу . . (т)	178	170
Горизонтальная сила, направленная от коренного вала к цилиндру . . (т)	300	310

Распределение нагрузок на фундамент газовоздуходувной машины фирмы MAN показано на фигуре 141.



Фиг. 141. Распределение нагрузок на фундамент газовоздуходувной машины MAN типа ДТ-15.

Выполненные установки больших газовых машин дают соотношения (см. табл. 27) между мощностью, весом машины и весом или объемом фундамента, которыми можно пользоваться для ориентировочных расчетов, например, при составлении смет и т. п.

Глубина фундамента определяется длиной фундаментных болтов, равной (4—5) диаметрам рабочей части цилиндра.

Площадь основания фундамента зависит от габаритных очертаний машины, а также от свойств грунта, на котором предполагается возведение фундамента. При заведомо слабых грунтах прибегают к закладке бетонной плиты, которая является основанием для фундамента. В тех случаях, когда приходится иметь дело с очень слабым грунтом, при обилии

ТАБЛИЦА 27

Тип двигателя	Мощность (эл.л.с.)	Количество цилиндров	Число оборотов в ми- нуту	Вес дви- гателя (кг/эл.л.с.)	Отноше- ние ве- са бетон, фунда- мента к весу дви- гателя	Объем бетон, фунда- мента на 1 э.л.с. (м ³ /эл.л.с.)
Горизонтальная, четырех- тактная, газозаво- душная машина, типа ДТ-16	3880— 4000	2 газовых и 1 воздушно-	80 — 85	190 — 160	9 — 8	0,6 — 0,7
Горизонтальная, четырех- тактная газодинамо типа ДТ-15	5000	2	93,75	120 — 150	9 — 8	0,5 — 0,6

подпочвенных вод, необходимо прибегать к уплотнению грунта при помощи забивки свай. Забивка свай ведется от центра котлована к краям, но не наоборот, во избежание большого уплотнения грунта у центра и затруднительности дальнейшей забивки. Головки забитых свай связываются сплошной бетонной плитой. Германская фирма A. Wolfsholz устраивает сваи, заливая бетон в буровые скважины, которые располагаются рядами с наклоном в 20° в разные стороны.¹

Поршневая машина воздействует на фундамент следующим образом: она стремится сдвинуть фундамент один раз в прямом направлении, а при втором ходе в обратном направлении.

Эти толчки вызывают смещение слоев почвы, лежащих под фундаментом, что может вызвать при слабых грунтах осадку всего фундамента. Особенно сильные и опасные осадки фундамента могут происходить вследствие наличия в непосредственной близости от фундамента каналов для воды (стоки вод от станции и пр.) с трещинами в стенках. В этих случаях может происходить постепенное вымывание почвы и вынос ее из-под фундамента. Такое же действие производит частое колебание уровня грунтовых вод. Особенно сильно сказывается действие воды на некоторые виды грунтов, например, на лесс, который теряет при смачивании водой свои механические свойства. К устройству плиты под фундамент газовой машины прибегают и при более или менее удовлетворительных грунтах, желая усилить фундамент. Если в станции устанавливается несколько машин в один ряд, то плита под ними может быть общей для всех машин или же разрезной, для каждой машины отдельно.

Встречаются установки как с общей плитой, так и с разрезной. Можно однако рекомендовать общую плиту из соображений увеличения массы, воспринимающей толчки.

Материалом для фундаментов под современные большие газовые машины служит железобетон. Можно встретить у газовых машин сравнительно небольшой мощности (1200—2000 э.л.э) также фундаменты, выложенные из хорошо обожженного кирпича, так называемого железняка, или из шлакового кирпича (кирпич из шлаков доменных печей) на цементном растворе (одна часть цемента и две-три части чистого речного песка). Несомненные преимущества бетона, как материала для больших фундамен-

¹ A. Wolfsholz, Fundamente für Grosskraftmaschinen, Z. d. V. D. I. 1922, № 31/32, стр. 773 — 776.

тов, заключающиеся в 1) большей и равномерной прочности и плотности, 2) нечувствительности к воде (такой же нечувствительностью обладает и кладка из шлакового кирпича на цементном растворе) и 3) возможности быстрого изготовления фундаментов, — привели к почти исключительному его применению.¹

При выполнении фундаментов из бетона требуется более квалифицированное наблюдение, так как качество бетонной кладки зависит как от методов выполнения работ, так и от тщательности перемешивания и трамбования.

Для плиты применяют бетон состава 1:3:4¹/₂, а для собственно фундамента выбирают более жирный бетон, состава 1:2:4. Консистенция в том и в другом случае — пластичная, т. е. промежуточная между литым бетоном и трамбованным. Кладка фундаментов из пластичного бетона должна производиться слоями толщиной не больше 200 — 300 мм. При возобновлении работы после перерывов следует, для лучшего схватывания слоев между собой, смывать водой или цементным раствором поверхности старых слоев, а также соскабливать их стальными щетками.

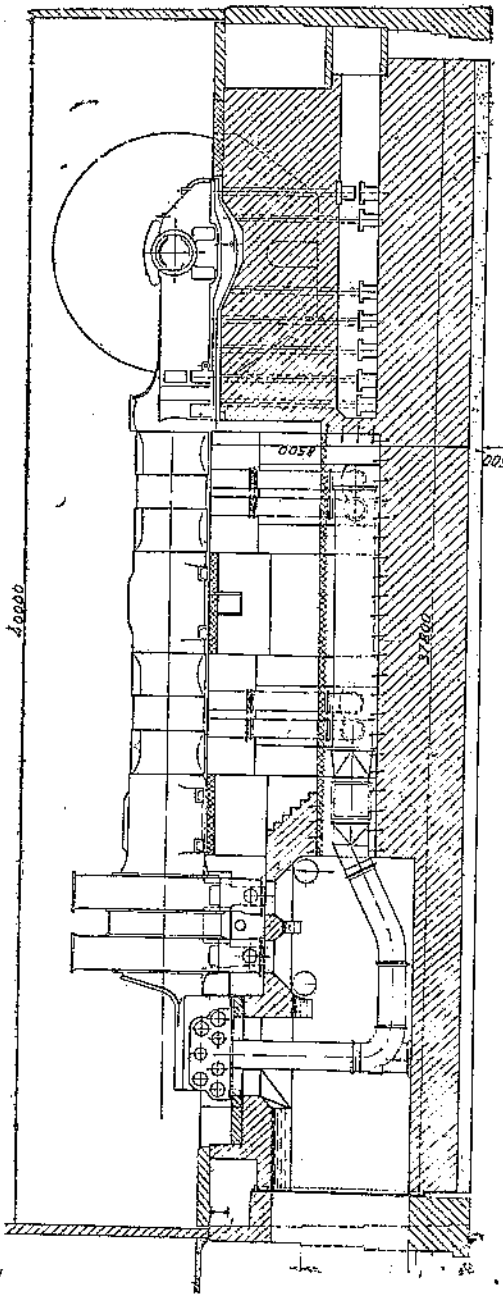
Для контроля качества бетона необходимо периодически и регулярно брать пробу бетона непосредственно из бетономешалки и из нее набивать три кубика размером 20×20×20 см. Один кубик предназначается для испытания через 7 дней после набивки, другой через 28 дней, а третий оставляется для дальнейших испытаний, как контрольный. При набивке кубиков, их хранении и испытании должны точно соблюдаться существующие технические условия и нормы для возведения железобетонных сооружений. Результаты испытаний бетонных кубиков размеров 20×20×20 см, взятых из замесов в разное время производства работ при постройке фундаментов под большие газовые машины на одном из южных металлургических заводов, даны в таблице 28.

ТАБЛИЦА 28

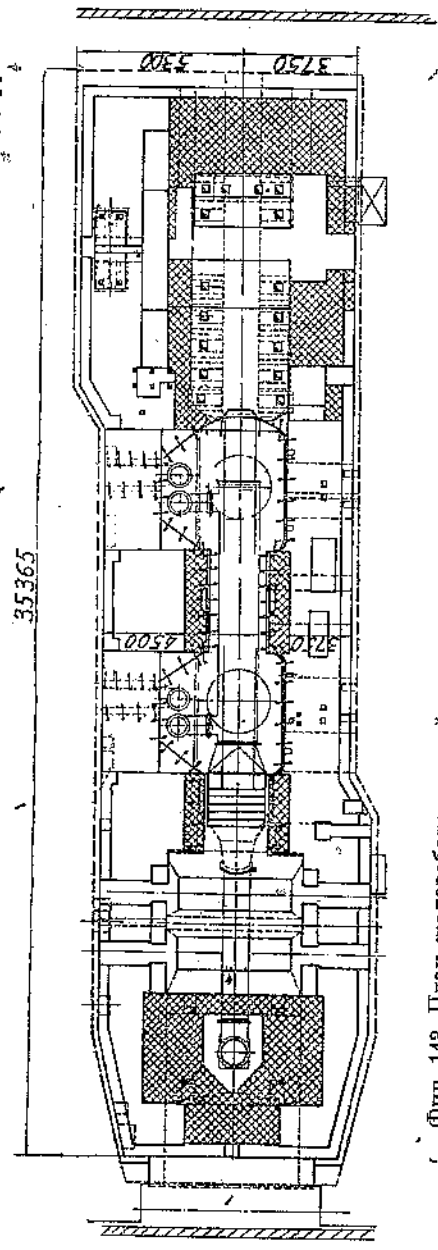
Номер кубиков	Возраст в сутках	Состав	Напряжение при 1-й трещине (кг/см ²)	Времен. сопротивление разрыву (кг/см ²)	Номер кубиков	Возраст в сутках	Состав	Напряжение при 1-й трещине (кг/см ²)	Времен. сопротивление разрыву (кг/см ²)
3	7	1:3:4 ¹ / ₂	64	64	1	28	1:3:4 ¹ / ₂	60	68
4	7	1:3:4 ¹ / ₂	36	39	5	28	1:3:4 ¹ / ₂	49	86
8	7	1:3:4 ¹ / ₂	43	55	9	28	1:3:4 ¹ / ₂	72	85
13	7	1:3:4 ¹ / ₂	41	43	14	28	1:3:4 ¹ / ₂	90	100
17	7	1:3:4 ¹ / ₂	71	75	18	28	1:3:4 ¹ / ₂	104	143
22	7	1:2:4	108	112	23	28	1:2:4	150	218
28	7	1:2:4	96	131	29	28	1:2:4	102	178
35	7	1:2:4	76	100	36	28	1:2:4	178	238
42	7	1:2:4	96	103	41	28	1:2:4	130	170

Необходимо отметить, что фактическая прочность бетона возрастает со временем против цифр, получаемых при испытании в возрасте 28 суток; увеличение прочности можно ожидать не менее 50%. Приведенные составы бетонов не являются строго установленными для фундаментов больших

¹ Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten, Z. d. V. D. I, 1912, № 38 стр. 1546—1549.



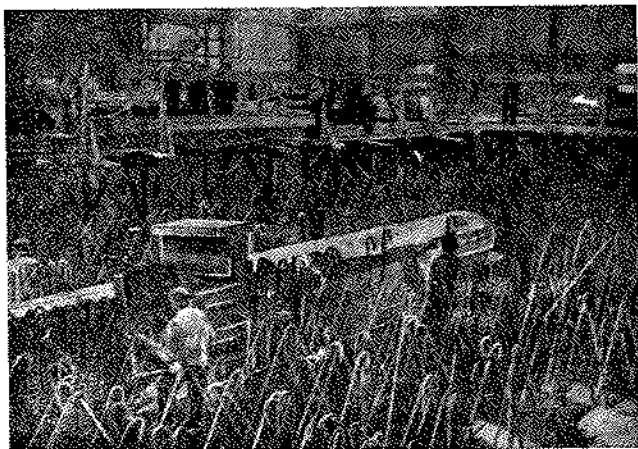
Фиг. 142. Продольный разрез железобетонного фундамента газосудуховки Е. и. С. типа ДТ-16.



Фиг. 143. План железобетонного фундамента газосудуховки Е. и. С. типа ДТ-16

машин; часто можно встретить применение более бедных составов, например, для плиты не бетона, а шлакобетона.

Железная арматура должна обеспечивать монолитность фундаментов и предупреждать образование трещин как от динамического воздействия машины, так и от осадок почвы; арматура фундамента рассчитывается обычно в произвольном предположении, что под подошвой фундамента произошла неравномерная осадка грунта, а именно, что отдельные участки фундамента совсем не поддерживаются грунтом. Фундамент двигателя должен представлять монолитное целое, вполне изолированное от стен и фундаментов здания. Получающийся при этом зазор кругом фундамента полностью выполняет свою роль только при скалистом грунте; пластичная почва имеет способность передавать сотрясения фундамента дальше, иногда на большое расстояние — до 1 км. Поэтому работающие газовые машины могут вызвать сотрясения не только здания станции, но и близлежащих строений. Эти сотрясения внешне проявляются в виде покачивания дверей, окон, дрожания мебели и пр.¹



Фиг. 144. Один из моментов производства работ по сооружению железобетонного фундамента газовой воздуходувной машины.

Для предупреждения сотрясений зданий могут быть применены следующие меры:

1) Полное уравнивание сил инерции машины первого и второго порядка; эта мера требует добавления специального уравнивающего механизма и связана с ухудшением механического коэффициента полезного действия газовой машины.

2) Большие массы фундаментов и большая площадь опоры. Часто рекомендуемое при установке мелких двигателей устройство упругих прокладок под фундаментом из войлока, пробки и т. п. — для больших машин себя не оправдало.

На фигурах 142 и 143 дан продольный разрез и план железобетонного фундамента для газовой воздуходувной машины типа ДТ-16, а на фигуре 144 показан один из моментов производства работ по сооружению такого железобетонного фундамента.

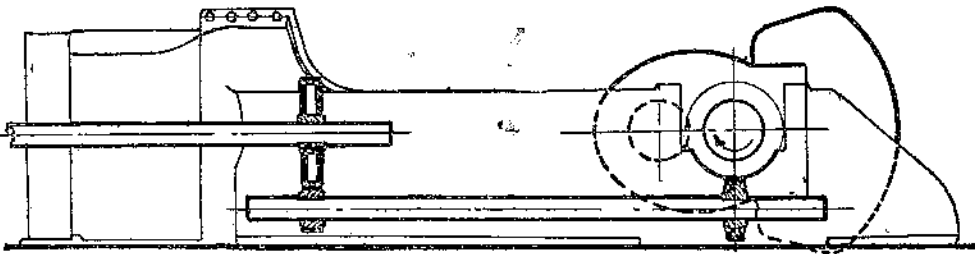
¹ Dr. Ing. I. Geiger, Störende Fernwirkungen von ortsfesten Kraftmaschinen, insbesondere Verbrennungsmaschinen, Z. d. V. D. I., 1923, № 30, стр. 736—739.

СПЕЦИАЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 28. Распределение

а) Кулачковое, эксцентриковое и гидравлическое распределение

Основной задачей распределения является своевременное наполнение цилиндров машины газозоудшной смесью и своевременное удаление из цилиндров продуктов сгорания; почти всегда органы распределения выполняют также и другие функции, например, приводят в движение детали для зажигания и регулирования.



Фиг. 145. Схема передачи движения от коренного вала к распределительному.

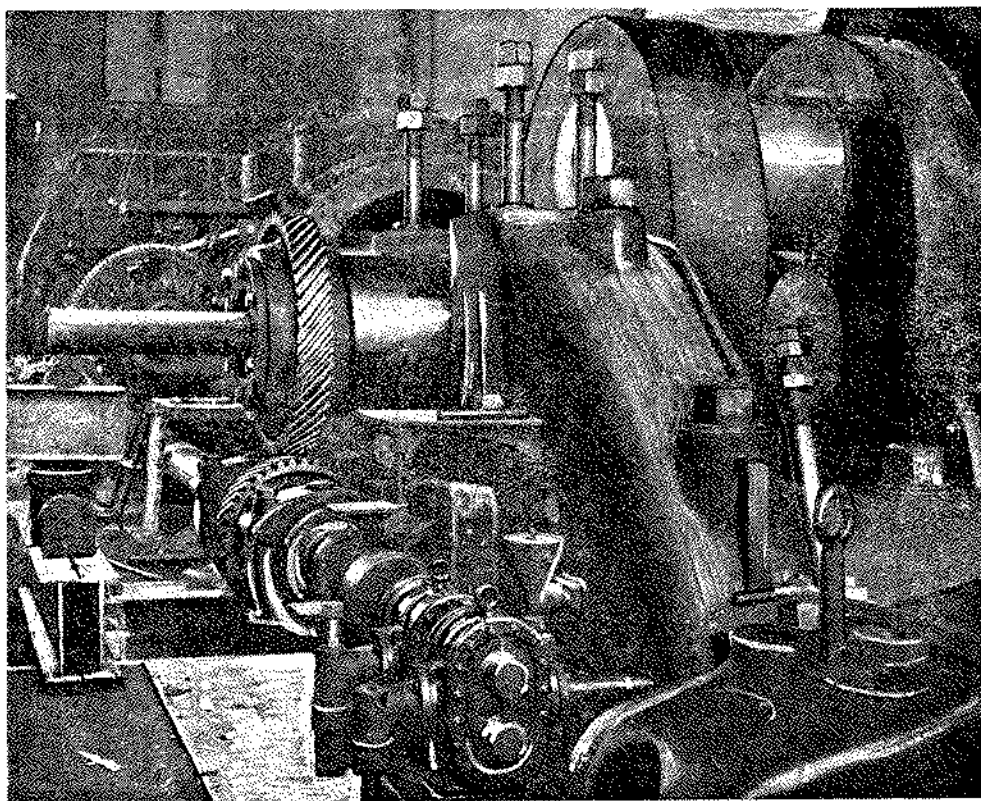
Установленные для четырехтактных газовых машин движения распределительных органов должны совершаться один раз за два оборота коренного вала. Проще всего это можно осуществить, если органы распределения будут получать движения от особого распределительного вала, который делает в два раза меньшее число оборотов по сравнению с коренным валом.

Нормальная схема передачи движения от коренного вала к распределительному показана на фигуре 145. При помощи пары винтовых колес (сталь по бронзе) вращение коренного вала передается промежуточному, а от него через цилиндрические шестерни (чугун по чугуну) передается распределительному валу. Общее передаточное отношение между коренным и распределительным валами должно быть равно 2:1. Для уменьшения износа и увеличения надежности обе пары зубчатых колес помещаются в масляной ванне. Промежуточный вал используется обычно для привода в движение различных вспомогательных устройств, как насосы для масла, компрессор для воздуха (у машин фирмы MAN, заменившей сжатым воздухом пружины для посадки клапанов), которые располагаются на внешнем конце промежуточного вала (фиг. 146).

На распределительном валу заклинены эксцентрики или некруглые шайбы (кулаки), от которых получают движение впускные и выпускные клапаны (фиг. 147).

В больших газовых машинах эксцентриковое и кулачковое распределения имеют одинаковые применения.

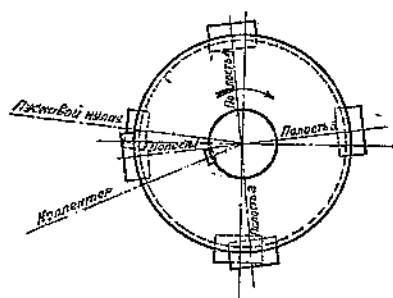
В том случае, когда клапаны получают движение от эксцентриков, каждый впускной и выпускной клапан обычно имеет свой отдельный эксцентрик. Такое распределение выполняется для машин с продувкой и дозарядкой и для машин, работающих по простому циклу. Если же привод



Фиг. 146. Передача вращения от коренного вала к промежуточному у двигателя E. u. S.

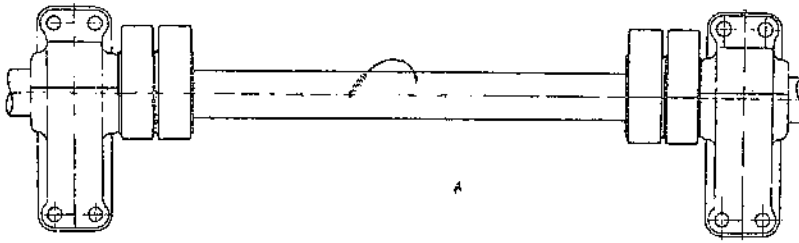
клапанов осуществляется от кулачков, то для машин, работающих по простому циклу, можно встретить применение только одного кулачка для каждой полости цилиндра, т. е. для впускного и выпускного клапанов вместе. Такое устройство можно видеть у некоторых типов газовых машин фирмы

Socckerill. Совершенно очевидно, что в этом случае, продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов будет одинакова. Для получения разной продолжительности открытия впускного и выпускного клапанов необходимо осуществлять движение каждого из них от своего кулачка. Поэтому газовые машины с продувкой и дозарядкой и с приводом клапанов от кулачков имеют отдельные кулачки для впускного и для выпускного клапана (например, газовые машины E. u. S.)

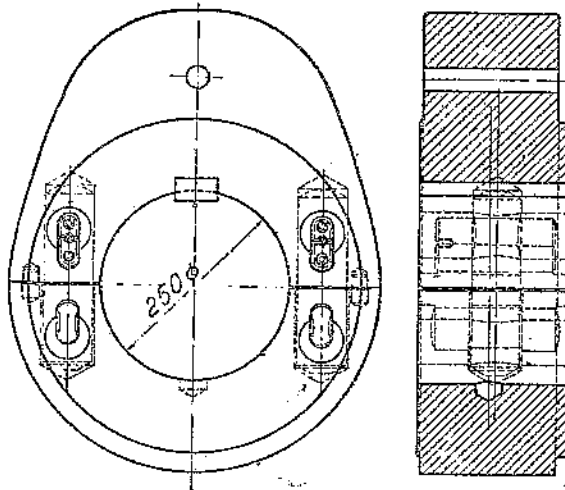


Фиг. 147. Схема заклинки кулачков (или эксцентриков) на распределительном валу.

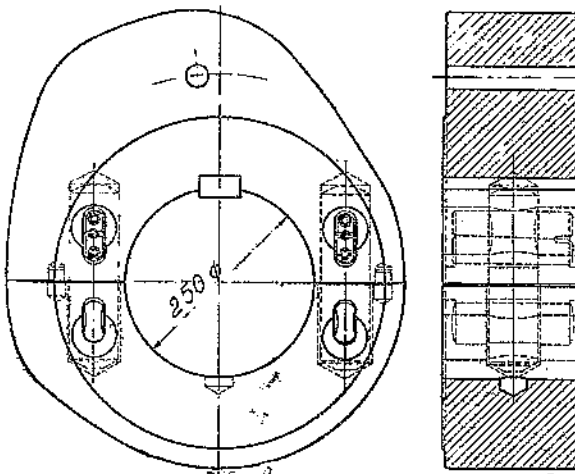
На фигуре 149 показан чертеж простого кулачка, применяемого для выпускных клапанов и для впускных клапанов при простом цикле; на фигуре 150 дан чертеж кулачка со ступенчатым подъемом клапана, применяемого фирмой E. u. S. для впускного клапана у машин с продувкой и дозарядкой; на фигуре 151 представлено взаимное расположение кулачков для впускного и выпускного клапанов у той же машины.



Фиг. 148. Расположение подшипников распределительного вала.

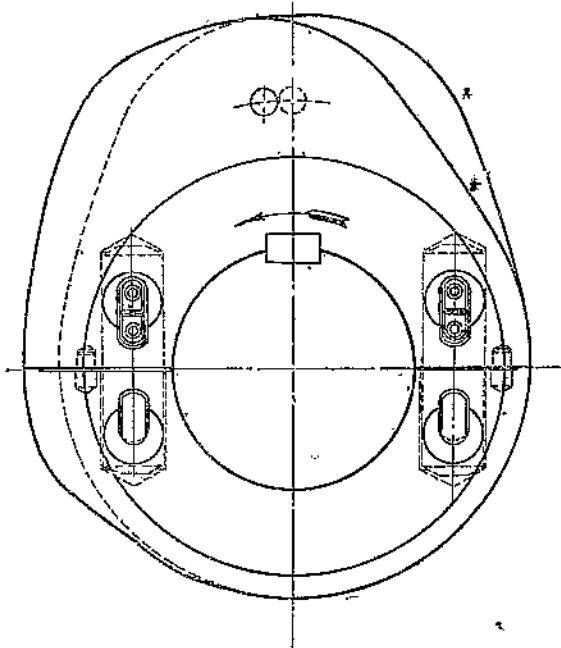


Фиг. 149. Нормальный кулак для впускных и выпускных клапанов.



Фиг. 150. Кулак со ступенчатым подъемом клапана, применяемый фирмой E. u. S. для впускных клапанов у машин с продувкой и дозарядкой.

В эксцентриковых и кулачковых передачах принужденно производится только подъем клапана, а посадка достигается с помощью сильной пружины. Для получения замкнутой кинематической цепи необходимо, чтобы сила пружины была больше силы инерции клапана и других, связанных с ним подвижных частей. Силы инерции, определяемые величиной ускорения движущихся масс, приведенных к оси клапана обуславливаются характером движения клапана, который зависит от профиля кулака или от величины эксцентриситета при эксцентриковых распределениях, а также от основных размеров передаточного механизма.

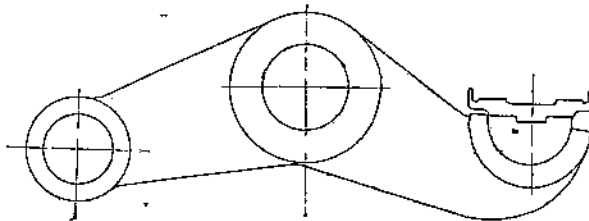


Фиг. 151. Взаимное расположение кулаков для впускного и выпускного клапанов у машин Е. и. С.

Распределительный вал укрепляется на достаточно большом числе подшипников, чтобы получилась вполне жесткая конструкция и не возникали дрожания распределительного вала, которые всегда влекут за собой беспокойный ход машины и расстройство регулирования (фиг. 148).

Передача движений от кулаков или эксцентриков к клапанам производится при помощи системы передаточных рычагов и тяг. Простые клапанные рычаги (фиг. 152) встречаются преимущественно при распределениях кулаками; при эксцентриковых

распределениях, требующих системы рычагов с большим мертвым ходом отдельных звеньев, применяются перекатывающиеся рычаги (фиг. 153). Поверхностям катания придается такая форма, чтобы полностью устранялось взаимное скольжение рычагов и чтобы движение рычагов сводилось к простому перекатыванию одного рычага по другому.



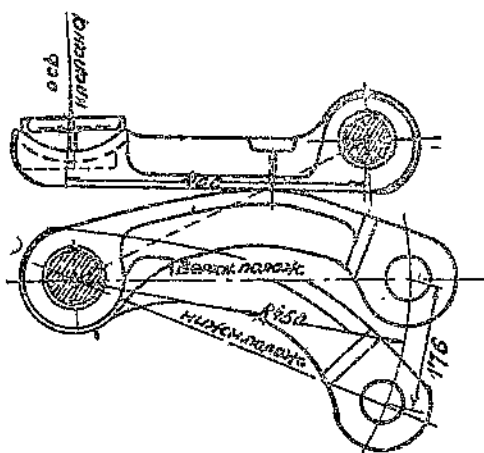
Фиг. 152. Простой клапанный рычаг.

Впускные и выпускные клапаны у газовых машин располагают всегда вертикально, имея ввиду точную работу и надежное сохранение герметичности, что при других положениях клапана нарушается вследствие одностороннего изнашивания направляющих. У газовых машин каждая полость имеет всегда один впускной клапан и один выпускной. Впускные и выпускные клапаны всегда открываются внутрь; открывание наружу потребовало бы очень сильных пружин для удержания клапана на седле в моменты наличия высоких давлений в цилиндре, а следовательно и больших усилий для его открытия. Клапан, открывающийся внутрь, прижимается избыточным давлением в цилиндре к седлу и поэтому держит плотно при высоких давлениях; плотность клапана при малых давлениях и при разрежении во время всасывания обеспечивается пружиной, монти-

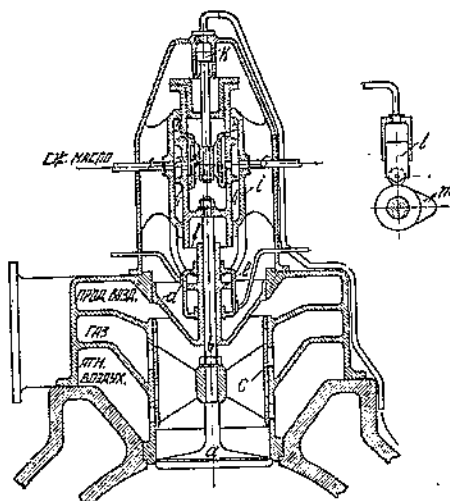
руемой в несколько сжатом состоянии. Для открытия клапана необходимо, следовательно, преодолеть давление пружины и избыточное давление в цилиндре на тарелку клапана.

Громоздкость эксцентриковых и кулачковых передач у больших газовых машин, определяемая наличием длинного распределительного вала, тяг, рычагов и пр., уже давно вызвала стремление освободиться от этих сравнительно дорого стоящих и тяжелых деталей путем применения гидравлического управления движением клапанов. Внешне газовая машина получает при этом более простую форму, облегчается расположение трубопроводов для газа и воздуха, а кроме того упрощается обслуживание ввиду отсутствия ряда трущихся деталей, требующих наблюдения, смазки и ремонта.

Гидравлическое распределение практически вполне разработано и осуществлено для безкомпрессорных двигателей Дизеля. Насколько нам известно, практического применения для больших газовых машин гидравлическое распределение пока еще не получило. Выполняемые конструкции



Фиг. 153. Перекачивающиеся рычаги.



Фиг. 154. Схема гидравлического распределения для больших газовых машин

больших газовых машин ограничиваются заменой сжатым воздухом пружин для посадки клапанов, как это сделала фирма MAN, или же применяется масляное регулирование вместо рычажного, как у машин Škoda, но все выполненные конструкции сохранили эксцентриковый или кулачковый привод для управления движением клапанов.

Заслуживает внимания предложение на гидравлическое распределение для больших газовых машин, сделанное еще в 1922 г. фирмой MAN. Хотя это распределение или подобное ему, по нашим сведениям, не получило практического осуществления, но мы на нем остановимся, так как считаем, что гидравлическое распределение для газовых машин имеет все основания для вытеснения кулачкового и эксцентрикового распределений.

Устройство гидравлического распределения для больших газовых машин по предложению фирмы MAN показано на фигуре 154.¹ Здесь: *a* — собственно впускной клапан, на шпинделе *b* которого укреплен золотник *c*, открывающий и закрывающий проходы для газа и воздуха, идущего на образование смеси. Воздух для продувки и дозарядки регулируется золотником *d*, движущимся вдоль шпинделя клапана *b*. Передвижение золотника *d* производится силовым поршнем *e*, который действует от давления сжатого масла.

¹ Схема устройства гидравлического распределения взята из реферата И. П. Черногоубовского, „Вестник металлпромышленности“, 1931, № 7, стр. 112 — 117.

Конеч шпинделя b соединен с днищем полого поршня f , движущегося в неподвижном цилиндре i . Внутри полого поршня f помещен цилиндрический золотник j , на шпинделе которого расположен пассивный поршень k . К неподвижному цилиндру i подводится масло под давлением и устроен отвод масла в сборник. Пассивный поршень k получает движение от активного поршенька l через масло, заполняющее всю систему между поршеньками k и l ; активный поршень l передвигается под воздействием кулака m , расположенного на небольшом распределительном валу.

Рассмотрим положение, соответствующее фигуре 154, когда клапан закрыт и поршень f вместе с золотником j находятся в верхних своих положениях.

Масло под давлением поступает через отверстие 1 и далее через 2 и 3 в пространство внутри цилиндрического золотничка; при верхнем положении золотничка нижние его кромки образуют щели в окнах и масло проходит в нижнее кольцевое пространство $4-4$, а верхнее кольцевое пространство $5-5$ окажется соединенным со спускным маслопроводом 6 . Давление масла в нижнем кольцевом пространстве $4-4$ передается на кольцевую площадку поршня и прижимает клапан к седлу, обеспечивая надежное и плотное закрытие клапана.

При вращении распределительного вала активный поршень l поднимается вверх, давление масла передается на пассивный поршень k , который переместится вниз вместе с цилиндрическим золотником. Нижние кромки золотника перекроют нижние окна и одновременно откроют верхние окна для прохода сжатого масла. Давление масла в пространстве $5-5$ передается на кольцевую площадку поршня и заставит поршень опуститься вниз; вместе с поршнем опустится впускной клапан a .

Обратное движение клапана начинается тогда, когда активный поршень начнет сходить с кулака на распределительном валу; вслед за ним пассивный поршень поднимется вверх и цилиндрический золотничок откроет нижние окна. В результате давления на кольцевую площадку поршень начинает двигаться вверх и клапан закроется.

Отдельные размеры окон, кольцевых площадок, а также профиль кулака должны быть подобраны так, чтобы выполнялась определенная кривая подъема клапана.

Описанная конструкция является только схемой, так как она обладает весьма существенными недостатками, при наличии которых не может быть обеспечена нормальная и бесперебойная работа машины:

1. При обегании ролика с кулака ничем не обеспечивается опускание активного поршенька и следование за ним цилиндрического золотничка, так как в описанной схеме отсутствует постоянная сила, направленная снизу вверх, поднимающая золотничок и прижимающая ролик активного поршенька к кулаку.

2. При утечке масла из системы между поршеньками k и l или при его сильном нагреве, а также при наличии в масле пузырьков воздуха, — действие распределения нарушится и расстроится ход машины.

б) Диаграммы распределения газовых машин

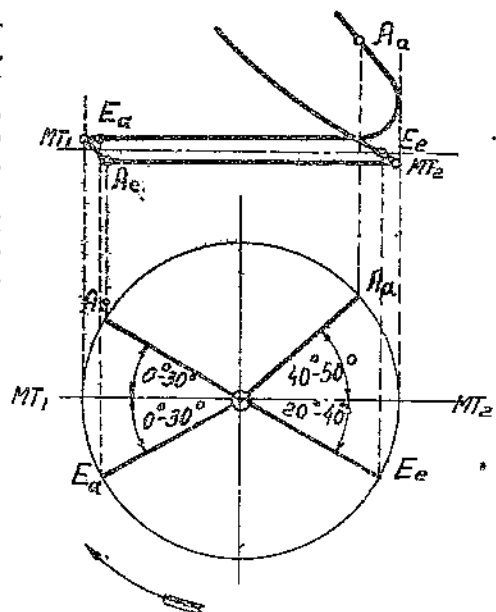
Если взять круг, описываемый пальцем кривошипа, и нанести на нем положения пальца, соответствующие моментам открытия и закрытия распределительных органов, то получим так называемую диаграмму распределения двигателя.

На фигуре 155 дана такая диаграмма распределения для газовой машины, работающей по простому циклу, и связанная с ней нижняя часть индикаторной диаграммы, снятая слабой пружинной (для упрощения построения на диаграмме не учтено влияние конечной длины шатуна на положение поршня).

Диаграмма распределения соответствует двум оборотам кривошипа; MT_1 и MT_2 — мертвые положения пальца кривошипа; A_a и A_e — положения

пальца кривошипа; соответствующие моментам открытия и закрытия выпускного клапана; E_a и E_e — то же для выпускного клапана.

Выпускной клапан, в целях понижения давления в конце хода поршня, открывается до мертвого положения поршня в точке A_a ; этому „предварению выпуска“ соответствует путь пальца кривошипа $A_a - MT_2$. Закрывается выпускной клапан несколько позже мертвой точки, при положении пальца кривошипа A_e ; такое запаздывание имеет целью лучшую очистку цилиндра от продуктов горения, так как при открытом клапане продукты горения выходят из цилиндра в силу инерции и после перемены направления движения поршня, а через открывающийся впускной клапан в это время входит газоздушная смесь. Впускной клапан открывается или в мертвом положении поршня MT_1 или несколько раньше, в положении пальца кривошипа E_a ; при таком „предварении впуска“ клапан будет более или менее открыт, когда поршень придет в мертвую точку и откроется полностью, благодаря чему уменьшается мятые всасываемого заряда, т. е. увеличивается коэффициент подачи η . Закрытие впускного клапана происходит в положении пальца кривошипа E_e , т. е. после мертвой точки MT_2 ; делается это опять-таки с целью возможного увеличения коэффициента подачи η ; в силу инерции своей массы газоздушная смесь продолжает поступать в цилиндр и после перемены направления движения поршня и тем самым уплотняет заряд.



Фиг. 155. Диаграмма распределения четырехтактного газового двигателя, работающего по простому циклу.

На диаграмме распределения (фиг 155) даны пределы применяемых значений отдельных углов опережения и запаздывания для газовых машин, работающих по простому циклу. Из этой диаграммы видно, что выпуск происходит в действительности на пути пальца кривошипа $220-260^\circ$, а впуск на пути $200-250^\circ$, а не 180° , как принимается при теоретических соображениях.

При наличии предварения впуска на пути пальца кривошипа $E_a - A_e$ одновременно открыты впускной и выпускной клапаны. Следовательно, имеется опасность воспламенения поступающей газоздушной смеси от выталкиваемых продуктов сгорания, имеющих достаточно высокую температуру. Возможность воспламенения устраняется в таких случаях тем, что поступление газа в период всасывания прекращается раньше, чем воздуха, так что в конце всасывания через клапан поступает только воздух; таким образом после закрытия впускного клапана пространство над ним заполнено или воздухом или газоздушной смесью с большим избытком воздуха и потому не воспламеняющейся. В качестве примера в таблице 29 приведены значения углов опережения и запаздывания для газовой машины Е. и С. типа ДТ-12 с кулачковым распределением.

Данные этого примера, отнесенные к распределительному валу, представлены в виде диаграммы распределения на фигуре 156; такой диаграммой удобно пользоваться при проверке или установке распределения.

В качестве второго примера в табл. 30 приведены значения углов опережения и запаздывания для газовой машины Škoda типа ДТ-14 с эксцентриковым распределением.

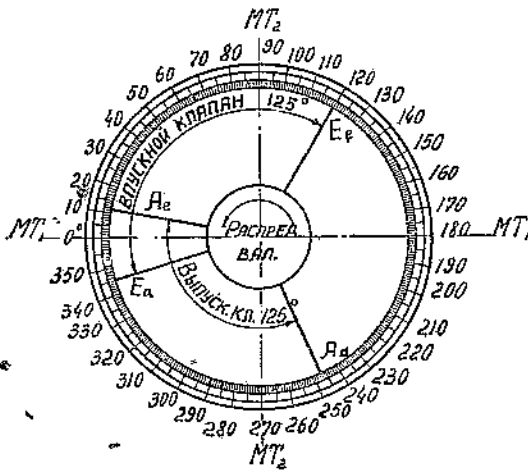
ТАБЛИЦА 29

	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	Передняя сторона	Задняя сторона	Передняя сторона	Задняя сторона
Начало открытия	30° перед <i>MT</i> (5,5% хода)	30° перед <i>MT</i> (8% хода)	47,5° перед <i>MT</i> (19% хода)	47,5° перед <i>MT</i> (13,5% хода)
Закрытие	40° после <i>MT</i> (18,8% хода)	40° после <i>MT</i> (9,6% хода)	22,5° после <i>MT</i> (8,1% хода)	22,5° после <i>MT</i> (4,6% хода)

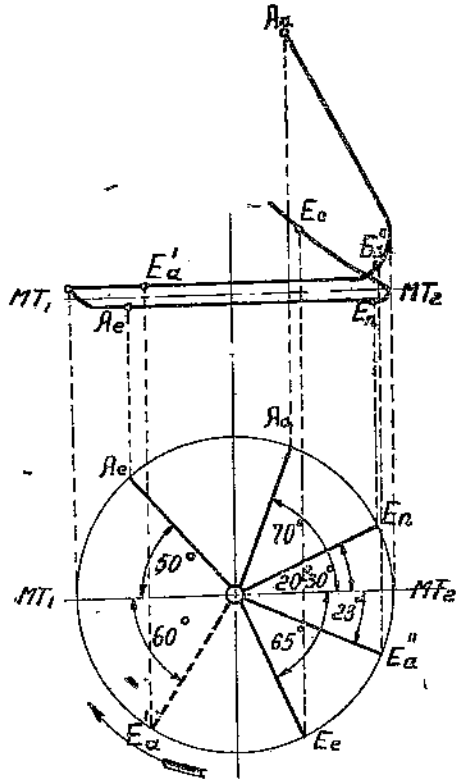
ТАБЛИЦА 30

	Впускной клапан		Выпускной клапан	
	Передняя сторона	Задняя сторона	Передняя сторона	Задняя сторона
Начало открытия	32° перед <i>MT</i> (6% хода)	32° перед <i>MT</i> (9% хода)	49° перед <i>MT</i> (20,8% хода)	49° перед <i>MT</i> (14,5% хода)
Закрытие	53° 16' после <i>MT</i> (23,5% хода)	53° 16' после <i>MT</i> (16% хода)	34° 16' после <i>MT</i> (7% хода)	34° 16' после <i>MT</i> (10,5% хода)

Большие газовые машины повышенной мощности, работающие по циклу с продувкой и дозарядкой, имеют диаграмму распределения, существенно отличающуюся от только что описанной (фиг. 157). При наличии продувки, впускной клапан открывается у одних машин с укороченной продувкой за 20—25% до конца хода выхлопа (машины MAN, Demag-Thyssen), а у других газо-



Фиг. 156. Диаграмма распределения газового двигателя, работающего по простому циклу.



Фиг. 157. Диаграмма распределения газового двигателя, работающего по циклу с продувкой и дозарядкой.

вых машин с удлиненной продувкой за 95% до конца хода выхлопа, т. е. впускной клапан открыт на протяжении почти всего хода выталкивания (машины E. u. S.).

Моменту открытия впускного клапана при укороченной продувке соответствует положение пальца кривошипа E_a' и такая же точка на ин-

дикаторной диаграмме, а при удлиненной продувке — положение пальца кривошипа E_a'' . Через открывшийся впускной клапан поступает в цилиндр продувочный воздух под давлением 1,2—1,3 *атм* и вытесняет из камеры сгорания часть остаточных продуктов сгорания. Продувочный воздух не только вытесняет остаточные газы, но и охлаждает стенки камеры и рабочую смесь и тем самым увеличивает коэффициент подачи η . В точке A_c перекрываются сечения для прохода продувочного воздуха и открываются проходы для газа и воздуха, идущего на образование смеси. Засасывание более или менее богатой газовой смеси происходит до положения пальца кривошипа, изображаемого точкой E_n . В этой точке закрывается проход для газа и для воздуха, идущего на образование смеси, и снова открывается сечение для продувочного воздуха. Дозарядка, т. е. уплотнение засосанной богатой газовой смеси одним чистым воздухом, происходит на пути пальца кривошипа $E_n - E_c$; в точке E_c впускной клапан закрывается и дальнейшее протекание рабочего процесса идет в обычном порядке. Выпускной клапан, так же как и в простом цикле, открывается с некоторым „предварением выпуска“ в точке A_a . Выпускной клапан должен закрываться в момент, когда прекращается продувка, т. е. при положении пальца кривошипа в точке A_c .

На диаграмме (фигура 157) даны в качестве примера значения углов положения пальца кривошипа, при которых происходит открытие или закрытие различных проходов в распределительных органах для большой газовой машины E. u. S. типа ДТ-16. Как видно, выпускной клапан открыт на протяжении поворота коренного вала на 300° , а впускной клапан (включая и период продувки) на протяжении 402° ; при этом впускной и выпускной клапаны бывают одновременно открыты на протяжении 207° . Если продолжительность открытия впускного и выпускного клапанов выразить углами поворота распределительного вала, то получим значения углов в два раза меньшие.

Применяемая фирмой E. u. S. удлиненная продувка, происходящая на 95% всего хода выталкивания, не может рассматриваться как эффективное мероприятие в отношении повышения коэффициента подачи η . В начале хода выталкивания поршень, двигаясь, сам выталкивает продукты сгорания, а продувочный воздух проходит через камеру сгорания прямо в выпускной трубопровод вместе с выталкиваемыми поршнем продуктами сгорания, не захватывая основной массы остаточных газов в цилиндре. Лишь в конце хода, когда поршень подойдет к крайнему положению и замедлит скорость движения, очистка камеры сгорания от остаточных газов продувочным воздухом становится весьма эффективной. Поэтому применяемая рядом заводов, строящих большие газовые машины, укороченная продувка (точка E_a' на диаграмме распределения, фиг. 157) не дает сколько-нибудь существенного отличия в отношении совершенства очистки камеры сгорания от остаточных газов по сравнению с удлиненной продувкой.

Преимуществом удлиненной продувки является большее охлаждение стенок камеры сгорания, понижающее температуру заряда и тем увеличивающее коэффициент подачи η ; надо полагать, что охлаждение стенок и раскаленных частиц (например, твердых отложений) служит предохранением также от преждевременных взрывов. Недостатком удлиненной продувки является увеличенный расход воздуха на продувку. В смысле влияния на коэффициент подачи η дозарядка имеет гораздо большее значение и более эффективна, чем продувка.

в) Диаграммы движения клапанов

Если известен профиль кулака или эксцентриситет эксцентрика, а также известны основные размеры передаточного механизма, то тем самым определяется характер движения клапана, т. е. величина его подъема для определенного угла поворота распределительного вала, величина скорости,

а следовательно и ускорение. Если развернуть дугу, представляющую путь пальца кривошипа за время открытия клапана, в прямую линию и, разделив ее на равное число частей, нанести в точках делений в виде ординат величины перемещений клапана, то получим кривую $s = f(t)$ — *диаграмму подъемов клапана* (фиг. 158 и след.).

Графическим дифференцированием, определяя угловые коэффициенты касательных в отдельных точках этой кривой, могут быть найдены значения скорости клапана; если нанести значение скорости в любом масштабе

на прежних абсциссах, то получим кривую $v = \frac{ds}{dt}$ — *диаграмму скоростей клапана*.

Наконец, повторным дифференцированием, определяя угловые коэффициенты касательных в различных точках кривой скоростей, находим соответствующие значения ускорения и, нанося их тем же порядком, получим кривую $j = \frac{dv}{dt}$ — *диаграмму ускорения клапана*.

Диаграмма подъемов клапана позволяет рассчитать сечение для прохода газа и воздуха в цилиндр, а диаграмма ускорений служит для нахождения усилий, действующих на клапан, и для расчета по ним пружин клапана, рычагов, тяг, ролика и пр.



Фиг. 158. Кривые подъема впускного и выпускного клапанов для простого цикла.

Мы не останавливаемся на вопросах построения кривой подъема клапана по заданному профилю кулака или по эксцентрику и по известным основным размерам передаточного механизма или на решении обратных задач (профилировании кулаков,

рычагов и пр. по заданной кривой подъема клапана), так как эти вопросы разбираются в курсах кинематики механизмов и рассмотрение их отклонило бы нас в сторону. Ограничимся выявлением характера кривой подъема клапана в зависимости от рабочего цикла газовой машины.

Рабочий цикл в газовых машинах выполняется по трем схемам:

- 1) простой цикл, с засасыванием воздуха в цилиндр из атмосферы;
- 2) цикл с обыкновенной укороченной продувкой и с дозарядкой;
- 3) цикл с удлиненной продувкой и с дозарядкой.

По конструктивному выполнению впускных клапанов циклы с продувкой и дозарядкой осуществляются:

- 1) при помощи впускных клапанов с двумя каналами (E. u. S.) или
- 2) при помощи впускных клапанов с тремя каналами (Thyssen, MAN,

Škoda).

При двухканальной системе пользуются сжатым воздухом не только для процессов продувки и дозарядки, но и для образования газозвушной смеси: по одному из каналов клапана и по подходящему к нему трубопроводу поступает горючий газ, а по другому — сжатый воздух.

При трехканальной системе к впускному клапану подходят три трубопровода: по одному поступает сжатый воздух для продувки и дозарядки, по другому — атмосферный воздух для образования смеси, по третьему — горючий газ.

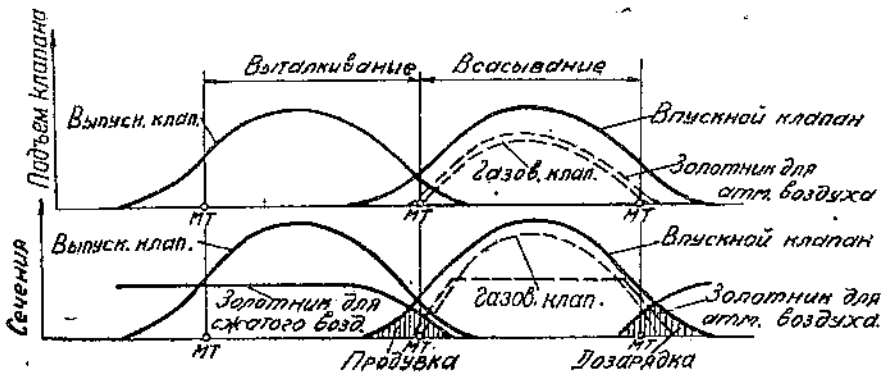
На фигуре (158) представлены кривые подъема впускного и выпускного клапанов для простого цикла в соответствии с диаграммой распределения на фигуре 155; на фигурах 159 и 160 приведены диаграммы подъема клапанов и изменения сечений для двух случаев рабочего цикла с продувкой и дозарядкой: на фигуре 159 — для цикла с обыкновенной продувкой и дозарядкой, осуществленного по трехканальной системе впускных клапанов, а на фигуре 160 — для цикла с удлиненной продувкой и дозарядкой, осуществленного с двухканальными впускными клапанами.

Для характеристики фаз распределения у различных машин приведем основные данные для впускных клапанов (табл. 31)

ТАБЛИЦА 31

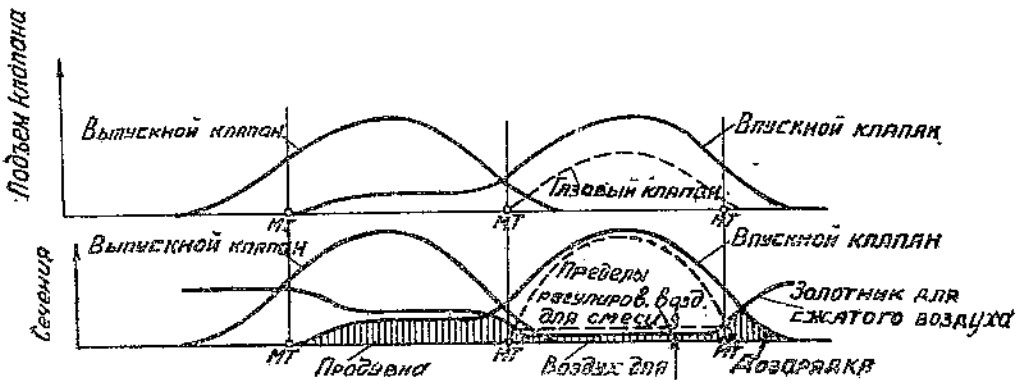
	Простой цикл. Газовая машина типа ДТ-12	Цикл с обыкновенной продувкой и с дозарядкой. Трехканальный клапан. ДТ-15	Цикл с удлиненной продувкой и с дозарядкой. Двухканальный клапан. ДТ-16
Начало подъема в град. до MT_1 .	30	60	153
Закрытие в град. после MT_2 . . .	40	60	65
Подъем клапана в течение удлиненной продувки (мм)	—	—	34
Подъем клапана в MT_1 (мм) . . .	14,5	47	51,5
Подъем клапана в MT_2 (мм) . . .	22	48,5	61
Максимальный подъем клапана (мм)	75	120	120

Основным отличием цикла фигуры 160 от цикла фигуры 159, помимо продолжительности продувки, является применение сжатого воздуха для



Фиг. 159. Диаграмма подъема клапанов и изменения сечений для цикла с обыкновенной продувкой и дозарядкой.

образования горючей смеси. При наличии продувки и дозарядки сжатым воздухом в период всасывания в цилиндр должна поступать при нормальных нагрузках машины очень богатая газоздушная смесь. Это объясня-



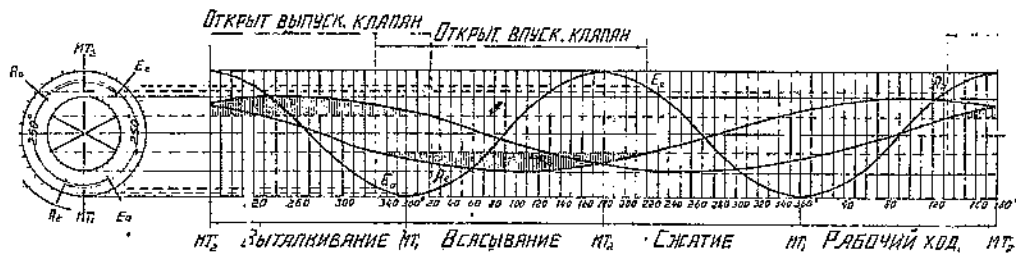
Фиг. 160. Диаграмма подъема клапанов и изменения сечений для цикла с удлиненной продувкой и дозарядкой.

ется тем, что при продувке и при дозарядке в цилиндр поступает настолько большое количество воздуха, что в период собственно всасывания должен подаваться почти чистый газ, чтобы получилась смесь с нормальным избытком воздуха.

Наблюдения над работой газовых машин на доменном газе подтверждают эти соображения. Если небольшое количество воздуха, засасываемое в цилиндр одновременно с газом, будет поступать из каналов продувочного воздуха после соответствующего дросселирования, то это не будет иметь почти никакого влияния на механический коэффициент полезного действия машины. Количество воздуха, поступающего в смеси с газом, должно поддаваться регулированию, как это указано на фигуре 160.

Применение продувочного воздуха для образования горючей смеси значительно упрощает конструктивное выполнение впускных клапанов, так как вместо трех трубопроводов (для газа, для атмосферного воздуха и для сжатого воздуха) достаточно двух — для газа и для сжатого воздуха.

Ясное сопоставление движений кривошипного и эксцентрикового распределительного механизма дает „синусоидальная диаграмма распределения“ (фиг. 161). Построение синусоидальных диаграмм для газовых машин аналогично построению их для паровых машин; только для четырехтактных газовых машин, у которых эксцентрики вращаются в два раза медленнее кривошипа, построение синусоиды эксцентрика отличается тем, что при одинаковом числе делений кривошипного и эксцентрикового кругов



Фиг. 161. Синусоидальная диаграмма распределения газового двигателя.

каждая ордината-синусоиды эксцентрика получается через одно деление на оси абсцисс. При построении синусоидальных диаграмм взято то же значение углов опережения и запаздывания, что и для диаграммы распределения (фиг. 156).

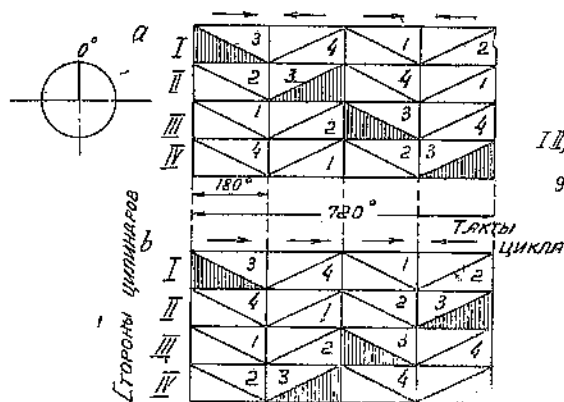
На фигуре 161 построены синусоиды для впускного и для выпускного клапанов; для упрощения построение выполнено в предположении бесконечной длины шатуна и тяг эксцентрикового механизма. Из синусоидальных диаграмм непосредственно видны взаимные положения кривошипа и распределительных эксцентриков, продолжительность замыкания рычажного механизма клапанов и отношение полезного хода распределения к полному ходу эксцентрика.

§ 29. Распределение вспышек по отдельным сторонам цилиндров

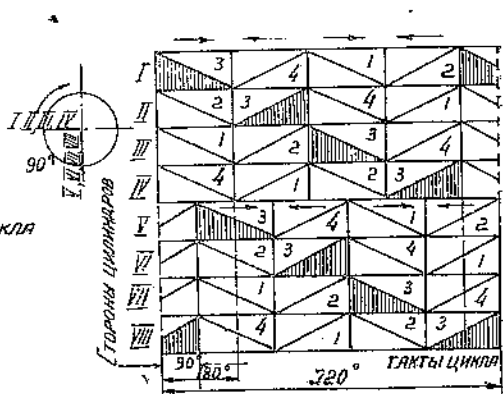
Для машин с несколькими полостями установка распределения должна производиться отдельно для каждой полости, принимая во внимание распределение вспышек по сторонам цилиндров. Так как работа передается на вал только во время такта расширения, то в целях получения возможно большей равномерности хода двигателя, распределение вспышек по сторонам должно быть тоже равномерным. Распределение вспышек находится в тесной зависимости от углов между кривошипами. Уже указывалось, что нормальным типом современной большой газовой машины является четырехтактная тандем-машина двустороннего действия (ДТ), у которой углы между кривошипами равны 0° . Сдвоенная машина такого типа (ДТЗ) исполняется с углом между кривошипами в 90° . В одной полости четырехтактного двигателя вспышки (рабочий ход) имеют место один раз за два оборота коренного вала, т. е. за четыре хода поршня. Таким образом вспышки следуют друг за другом через каждые 720° поворота кривошипа.

Рассмотрим возможные чередования вспышек по сторонам цилиндров четырехтактной газовой машины типа ДТ.

Если принять для полости *I* рабочий ход (третий такт цикла), то для полости *III* может быть только ход всасывания (первый такт цикла), для полости *II* может быть либо ход сжатия (второй такт цикла), либо ход выталкивания (четвертый такт цикла), а для полости *IV* — либо ход выталкивания, либо ход сжатия. Другими словами, возможны два варианта распределения тактов по сторонам, которые и представлены на диаграмме (фиг. 162, *a* и *b*). В следующий ход для полости *I* должно быть выталкивание, для полости *III* — сжатие, а для полостей *II* и *IV* по варианту *a* — расширение и всасывание, а по варианту *b* — всасывание и расширение; точно так же определяем такты цикла по сторонам цилиндров для третьего и четвертого хода. Таким образом вариант *a* дает следующий порядок вспышек по сторонам цилиндров: *I—II—III—IV*, а вариант *b* *I—IV—III—II*. В обоих случаях двигатель работает с равномерно распределенными вспышками через каждые 180° поворота кривошипа.



Фиг. 162. Диаграмма чередования вспышек по сторонам цилиндров четырехтактных газовых машин типа ДТ.



Фиг. 163. Диаграмма чередования вспышек по сторонам цилиндров четырехтактных газовых машин типа ДТ.

Для четырехтактной газовой машины типа ДТЗ порядок вспышек дан на фигуре 163 для варианта *a*: *I—V—II—VI—III—VII—IV—VIII*; для варианта *b* порядок вспышек был бы: *I—V—IV—VIII—III—VII—II—VI*. Возможно также для машины типа ДТЗ комбинирование вариантов *a* и *b*, например: *I—V—II—VIII—III—VII—IV—VI* или *I—VII—II—VI—III—V—IV—VIII* и т. д., что приводит к большому разнообразию порядка зажигания.

Как видно из диаграммы (фигура 163), вспышки следуют равномерно друг за другом через каждые 90° поворота коренного вала, т. е. за один оборот имеют место четыре вспышки.

В соответствии с порядком вспышек производится установка распределения, т. е. заклинивание на распределительном валу кулачков или эксцентров должно быть выполнено так, чтобы при вращении распределительного вала получился желательный порядок чередования тактов по отдельным полостям цилиндров. Например, схема заклинки кулачков на распределительном валу, показанная на фигуре 147, дает порядок вспышек: *I—II—III—IV*.

§ 30. Регулирование

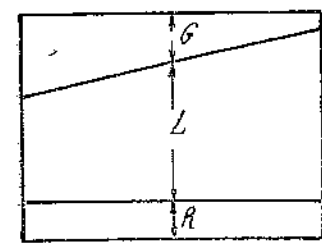
Регулирование газовых машин может быть качественное, количественное и смешанное.

Качественное регулирование состоит в изменении состава рабочей смеси. При уменьшении нагрузки количество горючего газа в заряде

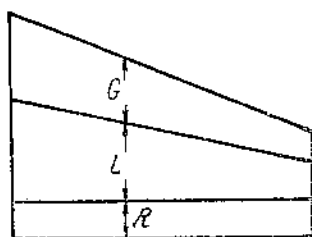
уменьшается, а количество воздуха увеличивается, так что смесь становится беднее; общее же количество смеси остается постоянным при всех нагрузках (см. фиг. 164, где N_{max} — максимальная индикаторная мощность, N_0 — индикаторная мощность холостого хода, R — количество остаточных продуктов сгорания, L — количество воздуха, G — количество горючего газа).

Так как обеднение смеси затягивает процесс сгорания, то применение качественного регулирования для получения правильной индикаторной диаграммы было бы рационально связать с изменением предварения вспышки при значительных уменьшениях нагрузки. Однако это не осуществляется вследствие сложности. Практически регулирование осуществляется тем, что изменяется величина сечения для прохода газа или сечения для прохода воздуха. При малых нагрузках, т. е. при работе машины на бедной смеси, можно выйти за пределы воспламеняемости газовой смеси и не получить вспышки.

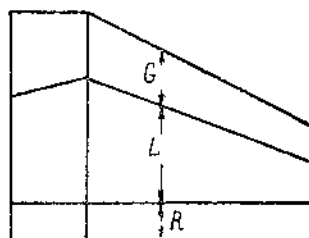
Количественное регулирование состоит в изменении коэффициента подачи η_v при сохранении того же состава (фиг. 165). Это регулирование осуществляется тем, что одновременно и в равной степени изменяются сечения как для прохода газа, так и для прохода воздуха; благодаря этому меняется давление всасывания, а следовательно и величина коэффициента подачи η_v . Тот же результат можно получить путем изменения



Фиг. 164. Схема качественного регулирования.



Фиг. 165. Схема количественного регулирования.



Фиг. 166. Схема смешанного регулирования.

величины подъема впускного клапана, что и применяется в некоторых конструкциях впускных клапанов с эксцентриковым распределением и с перекатывающимися рычагами.

Отрицательной чертой количественного регулирования является невозможность перегрузки двигателя; перегрузка возможна лишь в том случае, если двигатель при нормальной мощности работает с пониженным давлением в конце всасывания.

Смешанное регулирование представляет собой комбинацию качественного и количественного регулирования. Обычно смешанное регулирование выполняется таким образом, что в пределах больших нагрузок изменяется качество смеси, а при малых нагрузках регулируется количество смеси (фиг. 166). Благодаря этому при определенных размерах двигателя увеличивается его возможная максимальная мощность (возможность перегрузки), а при понижении нагрузок воспламеняемость смеси и качество процесса горения не ухудшаются.

В современных больших газовых машинах применяется чаще всего смешанное регулирование.

В виду того, что впускные клапаны полностью или частично осуществляют также задачи регулирования газовых машин, конструктивное выполнение регулирования будем рассматривать одновременно с разбором конструкций впускных клапанов.

В зависимости от назначения газовой машины регулирование выполняется или ручным или автоматическим от центробежного регулятора. Ручное регулирование применяется для газозавоздуховных машин, которые

работают с переменным числом оборотов, произвольно меняющимся в зависимости от хода производственных процессов. Газовоздуходувные машины строятся обычно без центробежного регулятора; небольшой центробежный регулятор, которым они снабжаются, выполняет функции только регулятора безопасности, ограничивающего верхний предел числа оборотов путем выключения зажигания.

Некоторые конструкции газовоздуходувок, например, фирмы Škoda, имеют центробежный регулятор постоянства числа оборотов, с возможностью изменять таковое от руки; у этих машин регулятор воздействует на масляное реле и регулирование осуществляется при помощи масла под давлением.

Газодинамо требуют автоматического регулирования постоянства числа оборотов, что нормально выполняется при помощи центробежного регулятора путем изменения качества или количества поступающей в цилиндры газовоздушной смеси.

§ 31. Впускные и выпускные клапаны. Регулирование

Вследствие тяжелых условий работы при высоких температурах и больших давлениях, у газовых машин применяются исключительно тарельчатые клапаны простейшей конструкции с коническими седлами, имеющими наклон образующей 45° . В особенно неблагоприятных условиях работают выпускные клапаны, потому что они постоянно подвержены действию высокой температуры и особенно на протяжении рабочего хода и хода выхлопа. Протекающие через него с значительной скоростью отработавшие газы энергично нагревают его почти до температуры выхлопа, если нет охлаждения. По сравнению с ними впускные клапаны находятся в значительно лучших условиях, так как они охлаждаются газовоздушной смесью, а также и продувочным воздухом.

В особенности необходимо хорошее охлаждение седлам клапанов, причем охлаждение должно быть равномерным по всей окружности седла. В противном случае возникающие деформации будут иметь своим последствием неплотность и местное повреждение седел и тарелок (разъедание режущим пламенем при вспышках).

В целях улучшения условий работы, некоторые конструкции выпускных клапанов выполняются с охлаждением изнутри водой.

Конструктивное выполнение впускных клапанов отличается большим разнообразием. Введение продувки и дозарядки внесло усложнение конструкций впускного клапана; поэтому рассмотрим отдельно некоторые наиболее часто встречающиеся конструкции впускного клапана для машин, работающих по простому циклу и для машин с продувкой и дозарядкой.

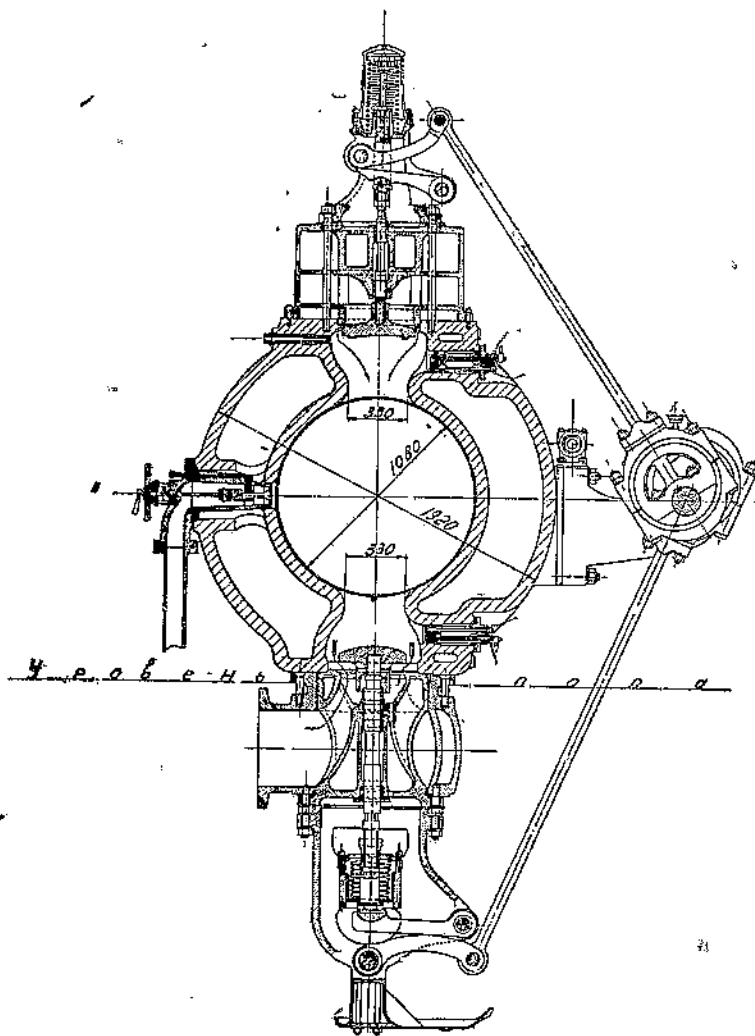
Прежде всего отметим, что конструкция каждого впускного клапана должна предусматривать отделение газопровода от воздухопровода во избежание перетекания газа в воздухопровод или воздуха в газопровод (для машин с продувкой и дозарядкой) на протяжении тех трех тактов, когда нет всасывания. Вследствие этого впускной клапан представляет всегда соединение двух отдельных клапанов—собственно впускного клапана и газового, либо двух этих клапанов, расположенных на одном шпинделе, либо соединение собственно впускного клапана с золотниками для газа и воздуха.

а) Конструкции клапанов для машин, работающих по простому четырехтактному циклу

I. На фигурах 167 и 168 даны поперечные разрезы по клапанам цилиндра газовой машины MAN старой конструкции (1910 г.), работающей на доменном газе по простому четырехтактному циклу. Газовый двигатель для привода в движение воздуходувной машины и имеет поэтому

ручное регулирование. Второй разрез сделан по газовому (смешивающему) клапану, а первый по собственно впускному.

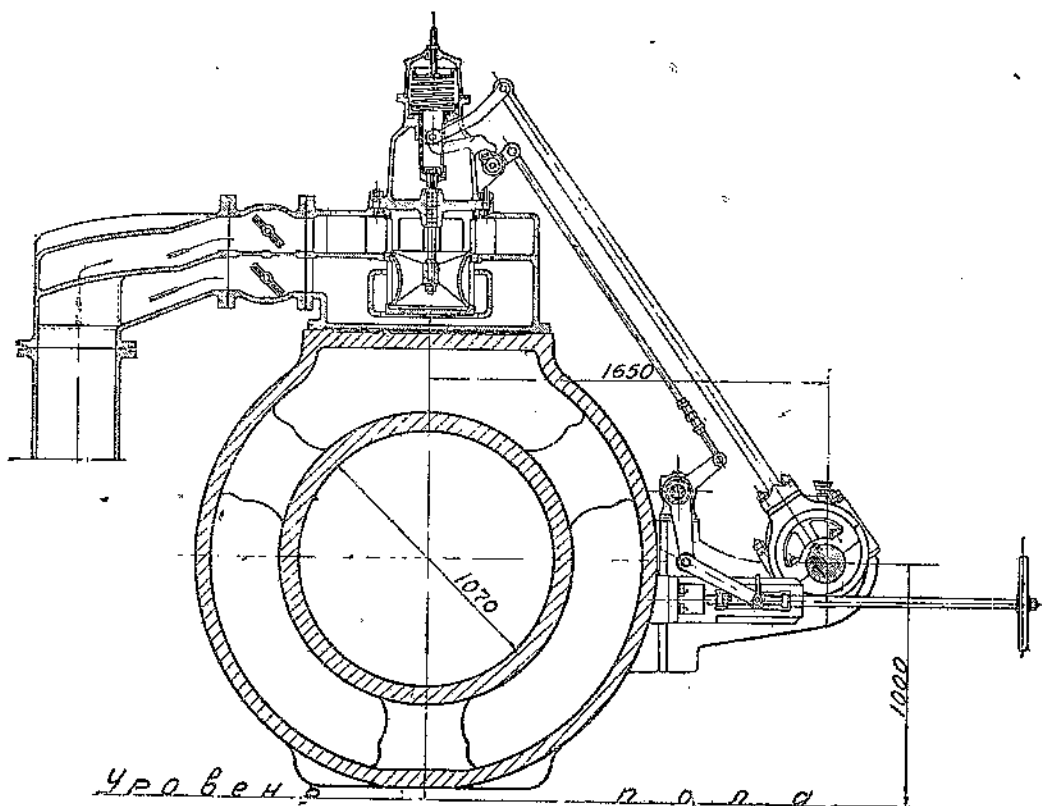
Как видно из чертежей, работа клапанов протекает следующим образом: газ поступает сначала к смешивающему клапану, который открывается во время всасывания и пропускает газ к собственно впускному клапану; воздух же поступает непосредственно к последнему. Таким образом в течение тех трех ходов, когда впускной клапан закрыт (сжатие,



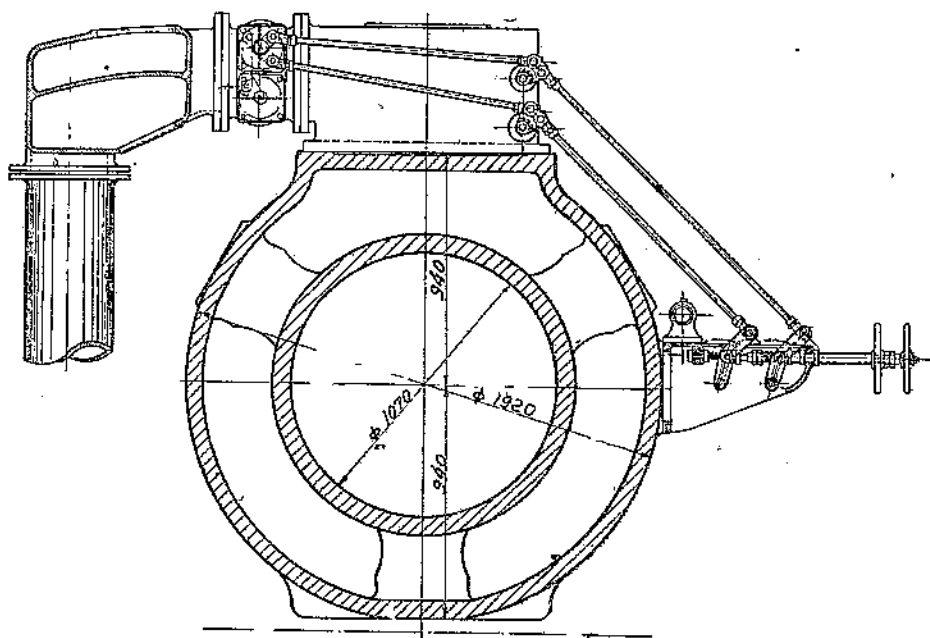
Фиг. 167. Поперечный разрез по клапанам газового двигателя MAN старой конструкции.

рабочий ход и выталкивание), смешивающий клапан закрывает проход для газа и не допускает перетекания газа, находящегося под некоторым избыточным давлением (обычно 50—200 мм вод. ст.), в трубопровод атмосферного воздуха. Каждый из этих клапанов открывается и закрывается под действием своего эксцентрикового механизма; эксцентрики заклинены на общем распределительном валу. Смешивающий клапан должен открываться приблизительно одновременно с впускным, а закрываться несколько раньше, чтобы над тарелкой впускного клапана находился чистый воздух или сильно разбавленная газоздушная смесь.

Величина подъема смешивающего клапана регулируется посредством изменения положения нижнего рычага распределения: подъем нижнего рычага увеличивает ход смешивающего клапана, а опускание — уменьшает.

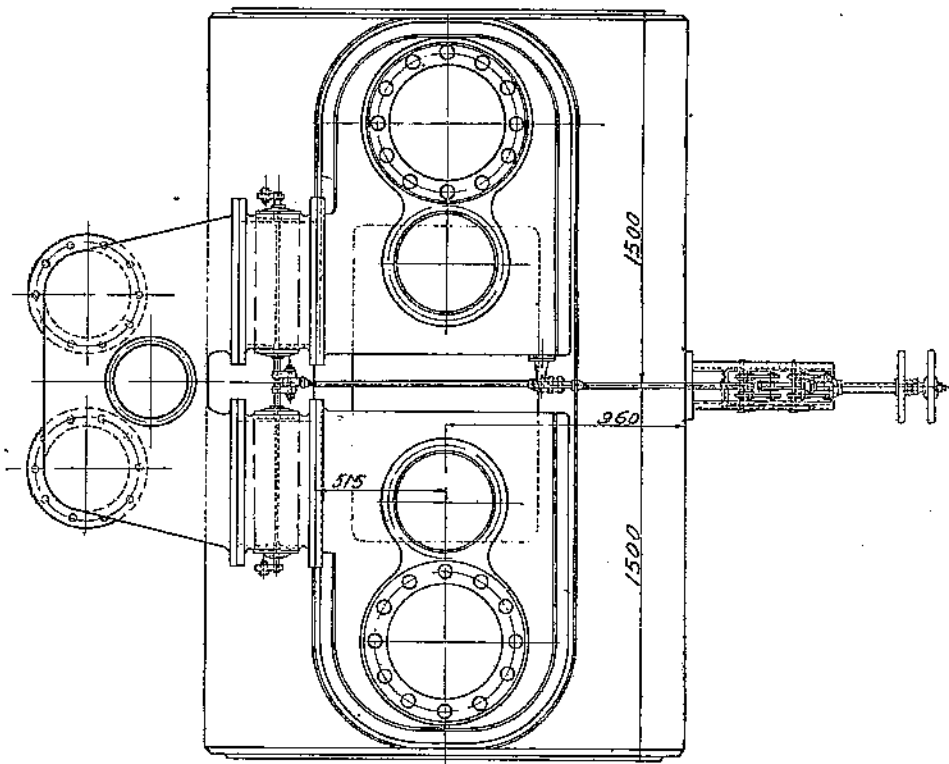


Фиг. 168. Разрез по смешивающему клапану газового двигателя MAN старой конструкции.



Фиг. 169. Регулирование газового двигателя MAN старой конструкции.

Изменение подъема клапана приводит к регулированию качества смеси и этим регулированием пользуются при больших нагрузках. Собственно впускной клапан имеет постоянный ход от своего эксцентрика (фиг. 167) Своевременная посадка клапанов на седло обеспечивается спиральными пружинами, смонтированными на конце шпинделя клапана. В проходах для газа и воздуха перед смешивающим клапаном вставлены два дроссельных клапана (фиг. 169 и 170), переставляемых вручную при помощи системы тяг, действующих одновременно на обе полости цилиндра. Дроссельные клапаны для воздуха и для газа открываются независимо друг от друга; если произвести перестановку дроссельных клапанов только для газа или только для воздуха, то получится качественное изменение засасываемой смеси, если переставить одновременно дроссельные клапаны для газа и для воздуха, то произойдет количественное изменение засасываемой смеси.



Фиг. 170. План расположения впускных и смешивающих клапанов газового двигателя MAN старой конструкции

Такое устройство должно быть признано излишне усложненным и неудобным для регулирования машины; было бы значительно проще и целесообразнее, если бы дроссельные клапаны для газа и для воздуха переставлялись одновременно, в одном направлении и от одной системы тяг, т. е. если бы дроссельные клапаны осуществляли только количественное регулирование.

Из чертежа фигуры 167 видно также устройство выпускного клапана этой машин. Чугунная, не охлаждаемая тарелка клапана прочно соединена на резьбе со стальным шпинделем, который движется в смазываемых направляющих. Чтобы предохранить шпиндель клапана от ударного действия выхлопных газов, он защищен в той части, которая выступает из направляющих, специальной „юбкой“, закрепленной между тарелкой клапана и выступом на шпинделе. Седло клапана выполнено в виде отдельной детали, представляющей сложную пустотелую и охлаждаемую водой деталь, которая вставляется внутрь корпуса клапана, тоже пустотелого и

тоже охлаждаемого. Несмотря на стремление улучшить охлаждение опорных поверхностей, эта конструкция показала себя недостаточно надежной в работе из-за появления трещин на опорных поверхностях и в ребрах седла. Кроме того, такая конструкция отличается сложностью устройства.

II. На фигуре 171 дан поперечный разрез в плоскости клапанов газодинамо фирмы Sockerill старой конструкции, работающей на доменном газе. Движение впускного и выпускного клапанов осуществляется от одного и того же кулака на распределительном валу при помощи простых качающихся рычагов. Впускной клапан выполнен следующим образом: воздух поступает по трубопроводу непосредственно к тарелке впускного клапана, а газ отделяется от него специальным газовым клапаном. Этот газовый клапан свободно насажен на шпindel впускного клапана и получает движение от отдельного рычага, связанного через воздушный катаракт с качающимся рычагом впускного клапана. В течение того периода, когда всасывание не происходит, газовый клапан прижат к седлу и удерживается в этом положении при помощи собачки, сцепленной с концом рычага.

Проследим работу впускного клапана. При набегании ролика на кулак, качающийся рычаг поворачивается вокруг своей оси, нажимает на шпindel впускного клапана и клапан открывается внутрь цилиндра. Величина хода клапана не может изменяться и остается всегда постоянной. В это же время поднимающееся внешнее плечо качающегося рычага тянет за собой перпендь воздушного катаракта, но цилиндр катаракта остается на месте, удерживаемый собачкой.

Таким образом в первое время после открытия впускного клапана газовый клапан еще закрыт и в цилиндр может поступать один чистый воздух. Как только собачка выйдет из зацепления с концом рычага, газовый клапан быстро открывается под действием разрежения в воздушном катаракте и газ начинает поступать в цилиндр. При обратном ходе первым закрывается газовый клапан, так что над тарелкой клапана к моменту закрытия впускного клапана находится чистый воздух и исключается возможность вытекания при последующем открывании впускного клапана.

Возможность более раннего закрытия газового клапана обеспечивается наличием на полом шпинделе газового клапана небольшой спиральной пружины над обоймой рычага, которая сжимается при дальнейшем движении обоймы рычага и прижимает газовый клапан к седлу; кроме того, наличие такой пружины делает клапан нечувствительным к удлинению шпинделей клапанов вследствие нагревания при работе.

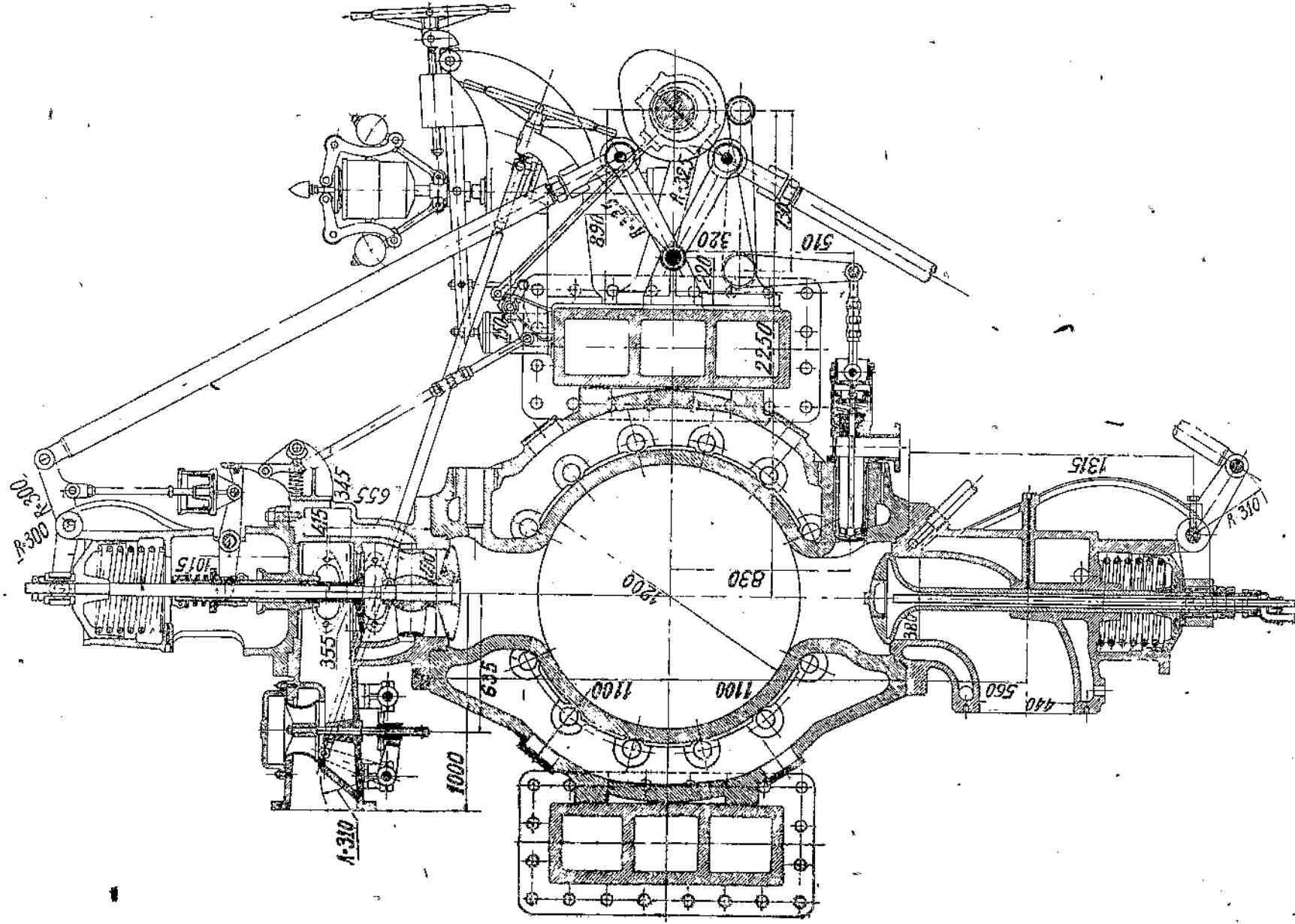
Отклонение собачки и вывод ее из зацепления с рычагом газового клапана производится небольшим кулачком, который качается на своей оси под действием системы рычагов от специального эксцентрика, насаженного на распределительный вал рядом с кулаком. Под действием пружины собачка всегда прижата своим роликом к управляющему ею кулачку.

Посадка впускного клапана на седло производится спиральной пружинной (не показанной на чертеже).

Как видно из чертежа (фиг 171), регулирование осуществляется двумя способами:

1 На подводящем газопроводе и на воздухопроводе перед клапаном установлены двухседельные дроссельные клапаны — один для газа, а другой для воздуха, — которые могут переставляться вручную при помощи двух отдельных систем рычагов и штурвалов, вынесенных к месту управления двигателем.

2 Момент начала открытия газового клапана, а следовательно, и количество поступающего в цилиндр газа, может изменяться под действием центробежного регулятора, который переставляет при изменении числа оборотов машины кулачок, управляющий собачкой, и тем самым поддерживает постоянное число оборотов газодинамо.



Фиг. 171. Поперечный разрез газодинамо Соскерн.

Описанное устройство впускного клапана и органов регулирования показало в условиях длительной эксплуатации достаточно надежную и и вполне удовлетворительную работу.

Выпускной клапан у машин Coskerill выполнен в виде пустотелого, охлаждаемого изнутри, терельчатого клапана, изготовленного из никелевой стали совместно со шпинделем. Внутри полого шпинделя проходит трубка, поднимающаяся по возможности до верха внутреннего сверления, по которой поступает охлаждающая вода. Вода отводится из клапана по кольцевому сечению между трубкой и стенкой клапана. Подвод и отвод воды из движущегося клапана производится при помощи гибких шлангов. Корпус клапана представляет цельную пустотелую отливку, охлаждаемую изнутри водой. Посадка клапана на седло производится также при помощи спиральной пружины (не показанной на чертеже). Конструкция такого выпускного клапана в целом довольно проста и сравнительно надежна в работе. Следует однако отметить сложность изготовления стальных полых клапанов и неудобство подвода воды к движущемуся вверх и вниз концу шпинделя клапана.

б) Конструкции клапанов для современных газовых машин, работающих с продувкой и дозарядкой

Введение продувки и дозарядки, позволившее значительно повысить мощность газовой машины при тех же размерах цилиндров (на 25 — 30%), привело в настоящее время к почти полному вытеснению газовых машин, работающих по простому четырехтактному циклу. Поэтому ограничимся приведенным описанием двух машин, работающих по простому циклу, и перейдем к разбору конструкций впускных и выпускных клапанов у современных газовых машин повышенной мощности.

Применение продувки и дозарядки, помимо необходимости устройства при газовых машинах специальных компрессоров (поршневых или центробежных) для получения сжатого воздуха, вызвало некоторое усложнение конструкций распределительных органов. Особенно усложнилась схема регулирования для тех машин, у которых сжатый воздух расходуется только для целей продувки и дозарядки, а воздух, необходимый для образования смеси при всасывании газа, берется из атмосферы. У этих машин впускной клапан развился в трехканальный клапан и появились различные добавочные устройства и приспособления для работы с продувочным воздухом и без него, для предохранения от опасности взрыва при проникновении газа в воздухопроводы, для регулирования машины и т. д.

Рассмотрим конструкции впускных и выпускных клапанов у газовых машин с продувкой и дозарядкой в выполнении основными газомоторостроительными фирмами. Одновременно будем рассматривать также и регулирование этих машин.

III. На фигуре 172 представлен поперечный разрез по впускному и выпускному клапанам газовой воздуходувной машины типа ДТ-16 завода Ehrhardt u. Sehmer. По нижнему каналу подается к впускному клапану доменный газ, а по верхнему — сжатый до давления 0,2—0,3 *атм* воздух. Этот сжатый воздух идет не только для продувки и дозарядки, но также и на образование горючей смеси. Таким образом в этой конструкции впускного клапана нет необходимости в устройстве дополнительного (третьего) трубопровода и она выгодно отличается компактностью и сравнительной простотой устройства. Привод клапанов производится от кулаков, насаженных на распределительном валу. На шпинделе впускного клапана свободно насажен двухседельный клапан, закрывающий проход для газа, а выше закреплен золотник для воздуха, имеющий ряд окон по окружности. Свободно сидящий двухседельный клапан для газа прижимается к седлу небольшой пружиной, расположенной во втулке этого клапана; такое закрепление клапана смягчает посадку его на седло и обеспечивает надежность перекрытия прохода для газа при возможном удлинении шпинделя клапана от нагревания.

Описанное устройство впускного клапана и органов регулирования показало в условиях длительной эксплуатации достаточно надежную и вполне удовлетворительную работу.

Выпускной клапан у машин Coskerill выполнен в виде пустотелого, охлаждаемого изнутри, терельчатого клапана, изготовленного из никелевой стали совместно со шпинделем. Внутри полого шпинделя проходит трубка, поднимающаяся по возможности до верха внутреннего сверления, по которой поступает охлаждающая вода. Вода отводится из клапана по кольцевому сечению между трубкой и стенкой клапана. Подвод и отвод воды из движущегося клапана производится при помощи гибких шлангов. Корпус клапана представляет цельную пустотелую отливку, охлаждаемую изнутри водой. Посадка клапана на седло производится также при помощи спиральной пружины (не показанной на чертеже). Конструкция такого выпускного клапана в целом довольно проста и сравнительно надежна в работе. Следует однако отметить сложность изготовления стальных полых клапанов и неудобство подвода воды к движущемуся вверх и вниз концу шпинделя клапана.

б) Конструкции клапанов для современных газовых машин, работающих с продувкой и дозарядкой²⁷

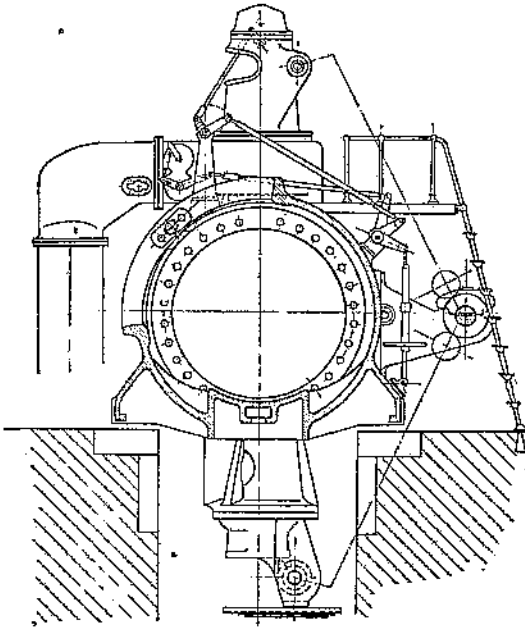
Введение продувки и дозарядки, позволившее значительно повысить мощность газовой машины при тех же размерах цилиндров (на 25 — 30%), привело в настоящее время к почти полному вытеснению газовых машин, работающих по простому четырехтактному циклу. Поэтому ограничимся приведенным описанием двух машин, работающих по простому циклу, и перейдем к разбору конструкций впускных и выпускных клапанов у современных газовых машин повышенной мощности.

Применение продувки и дозарядки, помимо необходимости устройства при газовых машинах специальных компрессоров (поршневых или центробежных) для получения сжатого воздуха, вызвало некоторое усложнение конструкций распределительных органов. Особенно усложнилась схема регулирования для тех машин, у которых сжатый воздух расходуется только для целей продувки и дозарядки, а воздух, необходимый для образования смеси при всасывании газа, берется из атмосферы. У этих машин впускной клапан развится в трехканальный клапан и появились различные добавочные устройства и приспособления для работы с продувочным воздухом и без него, для предохранения от опасности взрыва при проникновении газа в воздухопроводы, для регулирования машины и т. д.

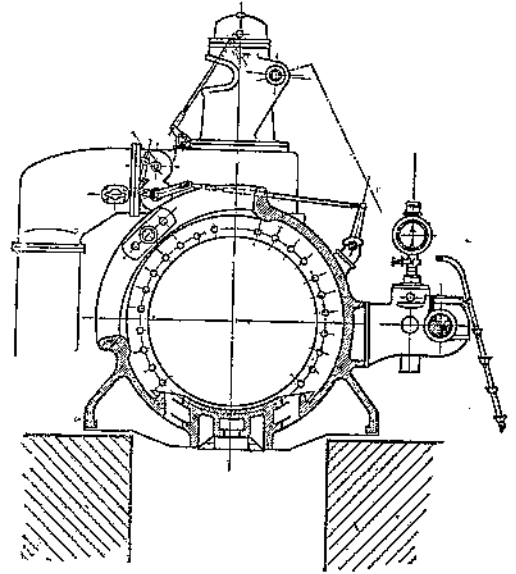
Рассмотрим конструкции впускных и выпускных клапанов у газовых машин с продувкой и дозарядкой в выполнении основными газомоторостроительными фирмами. Одновременно будем рассматривать также и регулирование этих машин.

III. На фигуре 172 представлен поперечный разрез по впускному и выпускному клапанам газовой воздуходувной машины типа ДТ-16 завода Ehrhardt u. Sehmer. По нижнему каналу подается к впускному клапану доменный газ, а по верхнему — сжатый до давления 0,2—0,3 *атм* воздух. Этот сжатый воздух идет не только для продувки и дозарядки, но также и на образование горючей смеси. Таким образом в этой конструкции впускного клапана нет надобности в устройстве дополнительного (третьего) трубопровода и она выгодно отличается компактностью и сравнительной простотой устройства. Привод клапанов производится от кулаков, насаженных на распределительном валу. На шпинделе впускного клапана свободно насажен двухседельный клапан, закрывающий проход для газа, а выше закреплен золотник для воздуха, имеющий ряд окон по окружности. Свободно сидящий двухседельный клапан для газа прижимается к седлу небольшой пружиной, расположенной во втулке этого клапана; такое закрепление клапана смягчает посадку его на седло и обеспечивает надежность перекрытия прохода для газа при возможном удлинении шпинделя клапана от нагревания.

Регулирование машины производится с помощью дроссельных клапанов, расположенных в каналах для газа и для воздуха; оба дроссельных клапана связаны вместе и приводятся в движение в одноименном направлении от общей системы регулировочных тяг. Пользование этим регулированием дает таким образом изменение засасываемой смеси по количеству.

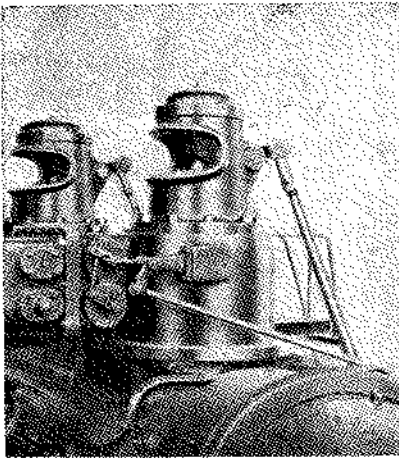


Фиг. 173. Регулирование газозвоздуховодной машины Е. и S. типа ДТ-16.



Фиг. 174. Регулирование газозвоздуховодной машины Е. и S. типа ДТ-16.

Изменение качества смеси осуществляется посредством поворота всего шпинделя клапана вместе с закрепленным на нем золотником; поворачивание золотника изменяет перекрытие окон для прохода воздуха и тем самым может быть изменено качество засасываемой смеси. Для облегчения поворота шпиндель клапана подвешен на шариковой опоре.



Фиг. 175. Внешний вид впускных клапанов газовой машины Е. и S.

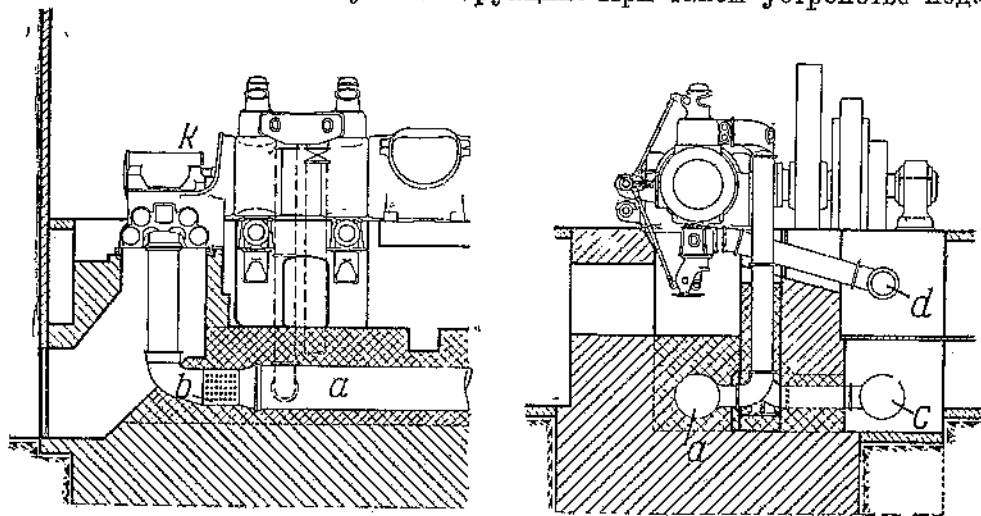
Управление дроссельными клапанами и поворотом шпинделя клапана вынесено к месту машиниста и перестановка их производится одновременно, при помощи одного штурвала, для всех четырех полостей. В случае желанья или необходимости (возникновение преждевременных вспышек) выключить одну из полостей, не останавливая двигателя, достаточно закрыть проход для газа на эту полость при помощи ручного дроссельного клапана, установленного перед регулировочным дроссельным клапаном (см. фиг. 172).

Системы передач от штурвалов управления к дроссельным клапанам и к механизму поворота шпинделя впускного клапана показаны на фигурах 173, 174 и 175 и не нуждаются в дальнейших пояснениях.

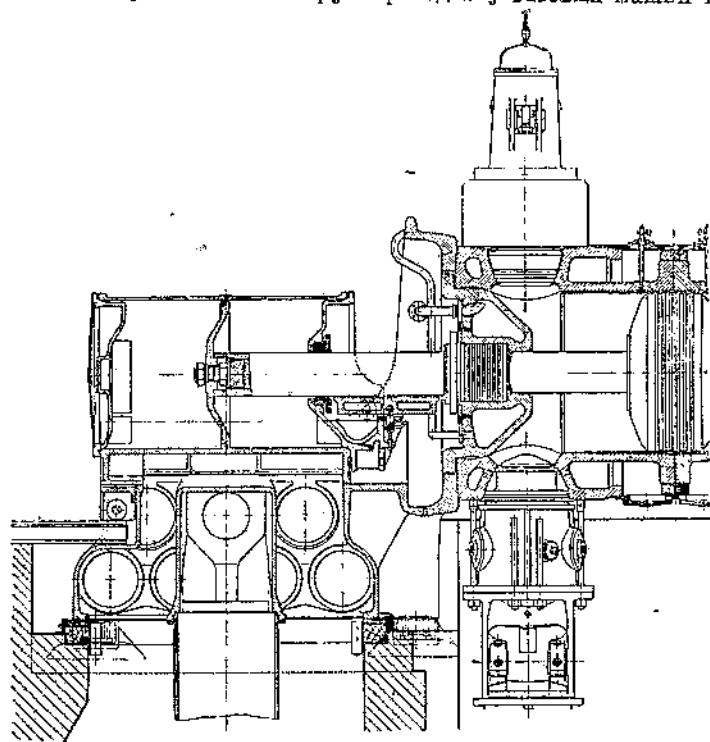
На фигуре 176 дано общее расположение трубопроводов для воздуха, газа и для отработанных газов у машины Е. и S. Здесь К — продувочный ком-

прессор, *a* — воздухопровод, *b* — холодильник для воздуха, *c* — газопровод и *d* — выхлопной трубопровод.

Продувочный компрессор *K* приводится в движение от штока машины, что дает весьма компактную конструкцию. При таком устройстве подача



Фиг. 176. Общее расположение трубопроводов у газовых машин E. u. S.



Фиг. 177. Расположение продувочного компрессора у газовых машин E. u. S.

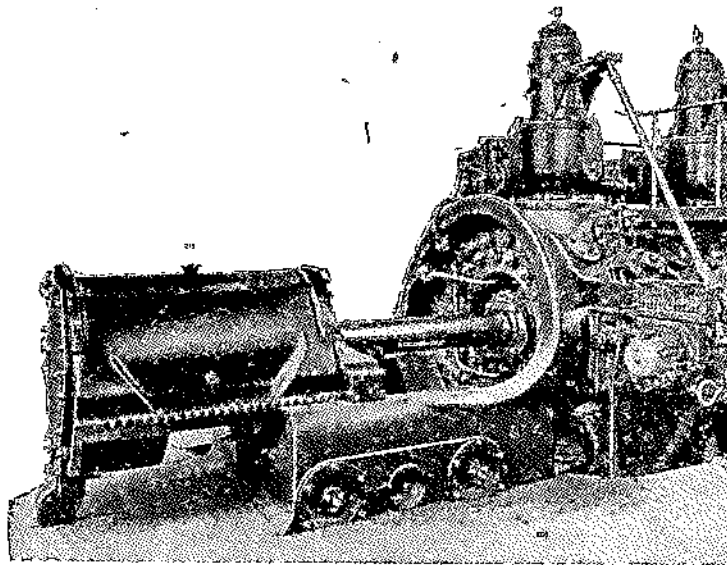
воздуха будет находиться в полном соответствии с числом оборотов двигателя, а при остановке двигателя — подача воздуха тоже прекращается. Вследствие этого отпадает надобность в дополнительных устройствах, увязывающих работу двигателя с работой продувочного компрессора, что упрощает конструкцию машины и ее эксплуатацию.

На фигуре 177 показан разрез этой машины по продувочному компрессору. Как видно из чертежа, эта конструкция имеет серьезное

осложнение с опорой и направлением для штока: шток опирается на специально сконструированную охлаждаемую опору, которая имеет возможность качаться в плоскости чертежа и принимать направление штока, а кроме того может быть подтянута вверх или опущена вниз.

Тяжелые условия работы этой опоры требуют большого внимания к ней во время эксплуатации машины, тщательного наблюдения за обильной смазкой и интенсивным охлаждением; недостатки ухода за этой опорой могут привести к тяжелым авариям (разрыв штока), что и имело место на ряде наших металлургических заводов.

На основании этого можно с полным основанием считать, что конструкция опоры для штока в виде качающейся подушки является слабым местом в принятом фирмой E. u. S. расположении продувочного компрессора на конце штока газовой машины.



Фиг. 178. Продувочный компрессор газовой машины E. u. S. в отодвинутом положении.

Описанное расположение продувочного компрессора делает недоступным сальник газового цилиндра. Поэтому продувочный компрессор устроен так, что он может быть без больших затруднений сдвинут в сторону и открывает свободный доступ к сальнику (Фиг. 178).

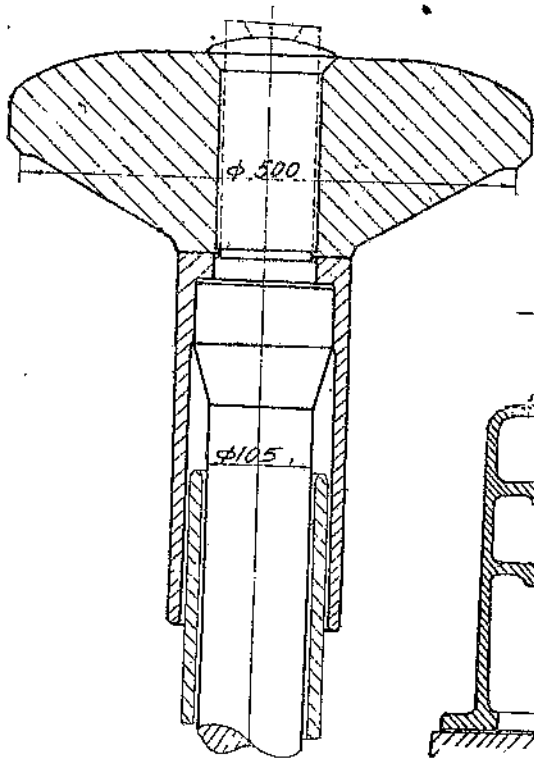
Необходимо также заметить, что вряд ли имеется какой-либо смысл в устройстве продувочных компрессоров при каждом двигателе, если речь идет об установке в станции нескольких газовых машин. В этом случае гораздо целесообразнее сжатие воздуха производить в отдельно стоящих турбовоздуходувках, рассчитанных на обеспечение воздухом всей станции. Целесообразный выбор приводных двигателей (электромотор и паровая турбина, питающаяся паром от котлов на отходящих газах) и наличие резервного агрегата вполне могут обеспечить совершенно надежное и экономичное снабжение газовых машин воздухом.

Для понижения температуры заряда и увеличения коэффициента подачи η_v следует применять охлаждение сжатого воздуха перед его поступлением в газовый цилиндр.

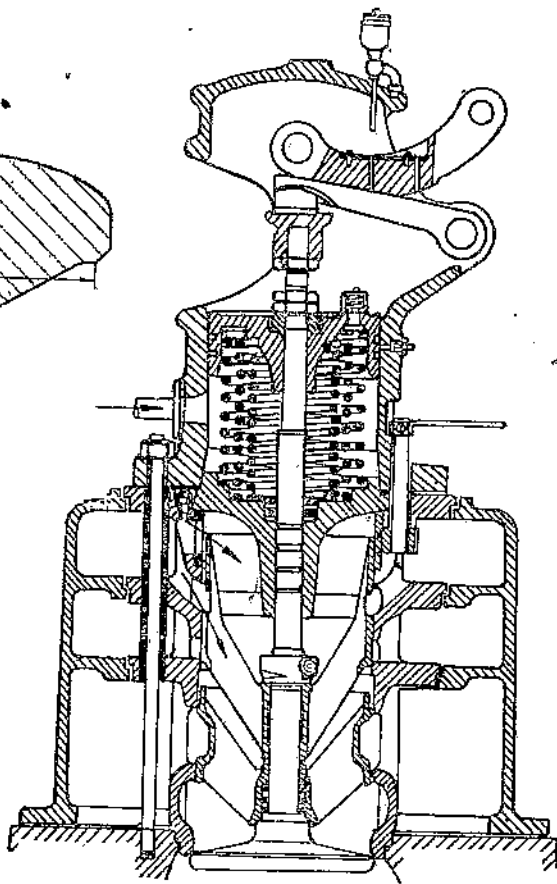
Иногда можно встретить у газовой турбоустановки осуществление продувки и дозарядки сжатым воздухом из нагнетательного воздухопровода воздухоудовки через редукционный вентиль. Однако такой способ не может быть рекомендован вследствие произвольных изменений давления дутья и высокой температуры дутьевого воздуха (80—100°С) вследствие его неэкономичности (потеря работы при дросселировании воздуха от

1,0—1,4 *атм* до 0,2—0,3 *атм*); этот способ может быть применен только как резерв на случай выхода из строя продувочного агрегата.

Конструкция выпускного клапана фирмы E. u. S. видна из фигуры 172, на фигуре 179 дана конструкция тарелки клапана и ее крепление на шпинделе. Представленный выпускной клапан отличается большой простотой и продуманностью. Особенное внимание обращено на седло клапана (место посадки клапана); устранены местные скопления металла и обеспечено хорошее охлаждение. Корпус клапана выполнен в виде цельной, простой формы, двустенной отливки. Вода поступает в полость охлаждения корпуса сбоку, поднимается вверх и уходит через отверстия



Фиг. 179. Конструкция тарелки клапана и ее крепление на шпинделе.



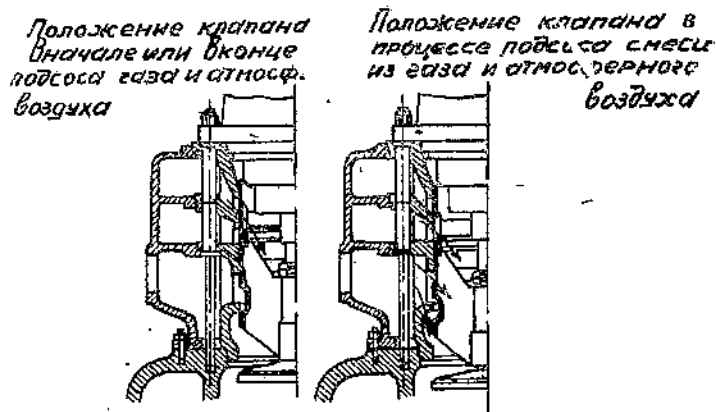
Фиг. 180. Впускной клапан Demag-Thyssen.

в стенке цилиндра в полость охлаждения цилиндра. Весь клапан в собранном виде крепится к цилиндру при помощи длинных шпилек, которые для большей надежности при затяжке обычно прогреваются. В качестве прокладок со стороны полости цилиндра применяется красная медь, а с наружной стороны — круглая резина, уплотняющая полость охлаждения. Описанный выпускной клапан E. u. S. показал вполне хорошие качества в длительной эксплуатации, большую надежность и нетребовательность в уходе.

IV. На фигуре 180 показан поперечный разрез по впускному клапану фирмы Demag (б. Thyssen) для последних моделей газовой машины типа ДТ-15, работающей на доменном газе (см. также фиг. 23 и 24, на которых изображена более старая конструкция впускного клапана этой фирмы). Клапан приводится в движение от эксцентрикового механизма с катящимися рычагами.

Впускные клапаны у машин Demag выполняются с тремя каналами, что делает их устройство несколько более сложным и громоздким, чем устройство впускных клапанов с двумя каналами фирмы E. u. S.

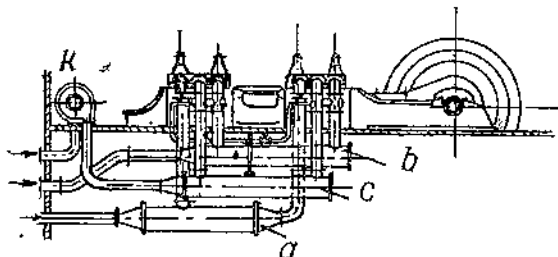
На шпинделе клапана свободно насажены двуседалистый клапан для газа и двойной золотник для атмосферного и сжатого воздуха. При закрытом положении впускного клапана двуседалистый клапан прижимается к седлу при помощи спиральной пружины, помещенной внутри



Фиг. 181. Различные положения впускного клапана Thyssen.

втулки этого клапана. В этом положении двойной золотник полностью закрывает проход для сжатого воздуха. При движении клапана вниз проход для сжатого воздуха закрывается, а когда клапан опустится на величину перекрыш у двуседалистого клапана и у золотника для атмосферного воздуха — продувка прекращается и начнется всасывание газозоудушной смеси.

На фигуре 181 показаны различные положения клапана: в начале (или в конце) засасывания газозоудушной смеси и при полном открытии клапана. Тарелка клапана прижимается к седлу тремя вставленными друг в друга спиральными пружинами, имеющими разное направление витков для устранения односторонних деформаций.



Фиг. 182. Схема общего расположения трубопроводов газовой машины Thyssen.

Большой вес движущихся частей впускного клапана при трехканальной системе вызывает надобность в применении очень сильных пружин с диаметром прута в 25 — 30 мм и длиной прута в развернутом виде до 20 м. Изготовление таких пружин и в особенности термическая обработка их представляет значительные трудности. Поэтому вполне естественно стремление фирмы Demag уменьшить размеры пружины путем получения части необходимой силы для надежной посадки клапана на седло от другого упругого тела. С этой целью тарелка пружины выполнена как поршень с уплотняющими кольцами и под нее подведен продувочный воздух с давлением 0,3 атм.

Регулирование машины производится дроссельными клапанами, установленными в каналах для газа и для атмосферного воздуха. Кроме того, имеется возможность изменять площади проходов для продувочного воздуха: золотник для продувочного воздуха охватывается поворотным золотником с прорезами, который приводится во вращение от тяги посредством шестеренки, сцепляющейся с зубчатым сектором на золотнике.

На фигуре 182 дана схема общего расположения трубопроводов для двигателей этого типа. Здесь *K* — отдельно стоящий продувочный агрегат, *a* — трубопровод для газа, *b* — трубопровод для атмосферного воздуха, *c* — трубопровод для сжатого воздуха.

При независимом от работы двигателя сжатии воздуха для продувки и дозарядки в отдельно стоящей турбовоздуходувке, необходимо увязать работу газовой машины с работой этой продувочной турбовоздуходувки, чтобы предотвратить некоторые эксплуатационные опасности, свойственные такой схеме. Эти опасности заключаются в следующем:

1) при неожиданной остановке двигателя и продолжающейся работе продувочного агрегата имеется возможность прохода сжатого воздуха в канал для газа и в газопровод;

2) при неожиданной остановке продувочного агрегата имеется возможность попадания газа в канал для продувочного воздуха и в воздухопровод.

Для предотвращения этих возможных явлений воздухопроводы для сжатого и атмосферного воздуха снабжены специальным устройством; схема которого изображена на фигуре 183.

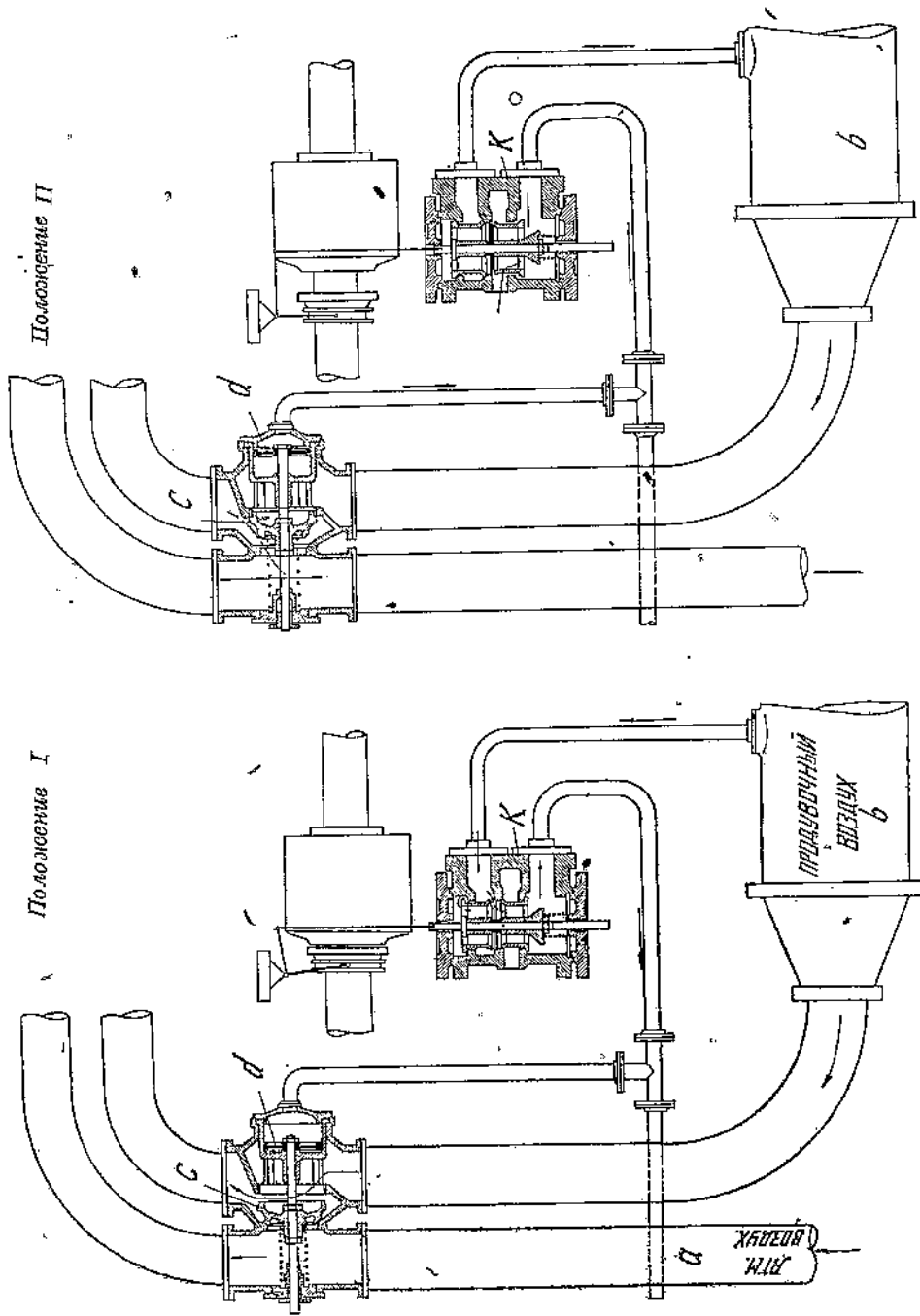
Трубопровод для атмосферного воздуха *a* и для сжатого воздуха *b* соединены между собой отверстием, закрываемым клапаном *c*; клапан *c* прижат к левому седлу, когда имеется давление продувочного воздуха над поршеньком *d*, сидящим с ним на одном шпинделе. К пространству над поршнем *d* продувочный воздух подводится через двойной клапан *K*. Общий шпиндель обоих клапанов соединен с муфтой регулятора и когда муфта регулятора находится в положении, указанном на фигуре 183 — *I*, что соответствует нормальному числу оборотов газовой машины, проход для сжатого воздуха к поршеньку *d* открыт и давление продувочного воздуха, преодолевая упругость пружины, прижимает клапан *c* к седлу. Трубопроводы для сжатого и для атмосферного воздуха в этом случае отделяются друг от друга и рабочий процесс газовой машины протекает нормальным порядком.

При значительном уменьшении числа оборотов или при остановке газовой машины, когда муфта регулятора сместится в положение, указанное на фигуре 183 — *II*, двойной клапан *K* опускается вниз; верхний клапан садится на седло, разобщая трубопровод для сжатого воздуха от пространства над поршеньком *d*, а нижний клапан снимается с седла и сообщает это пространство с атмосферой. Тогда пружина клапана *c* отжимает его от левого седла и прижимает к правому; трубопровод для сжатого воздуха оказывается отключенным от впускных клапанов газовой машины, а проходы для сжатого воздуха получают сообщение с атмосферным воздухом. Таким образом при низких числах оборотов двигатель работает без продувки и дозарядки.

Аналогично этому, при остановке продувочной воздуходувки, когда само по себе исчезает избыточное давление над поршеньком *d*, пружина отжимает клапан к правому седлу и производит отключение воздухопровода для сжатого воздуха.

Выпускные клапаны газовых машин фирма Demag-Thyssen выполняет с внутренним охлаждением тарелки клапана (фиг. 23 и 24) и неохлаждаемыми, с выпуклой формой тарелки, имеющей целью уменьшить напряжение при различных температурах. Последние типы своих машин повышенной мощности фирма Demag-Thyssen снабжает выпускными клапанами с неохлаждаемыми тарелками, которые значительно проще охлаждаемых и при правильной конструктивной форме вполне надежны в работе.

V. Мы уже отмечали, что большой вес сложных впускных клапанов при трехканальной системе требует применения весьма сильных пружин, чтобы обеспечить правильную работу клапана. В рассмотренной перед этим конструкции впускного клапана Demag-Thyssen уже намечилось стремление уменьшить размеры пружины путем частичной замены ее силой упругости продувочного воздуха. В последней конструкции газовых машин типа ДТ-15 фирмы MAN в Нюрнберге совершенно отказалась от



Фиг. 183. Схема предохранительного устройства Грессел.

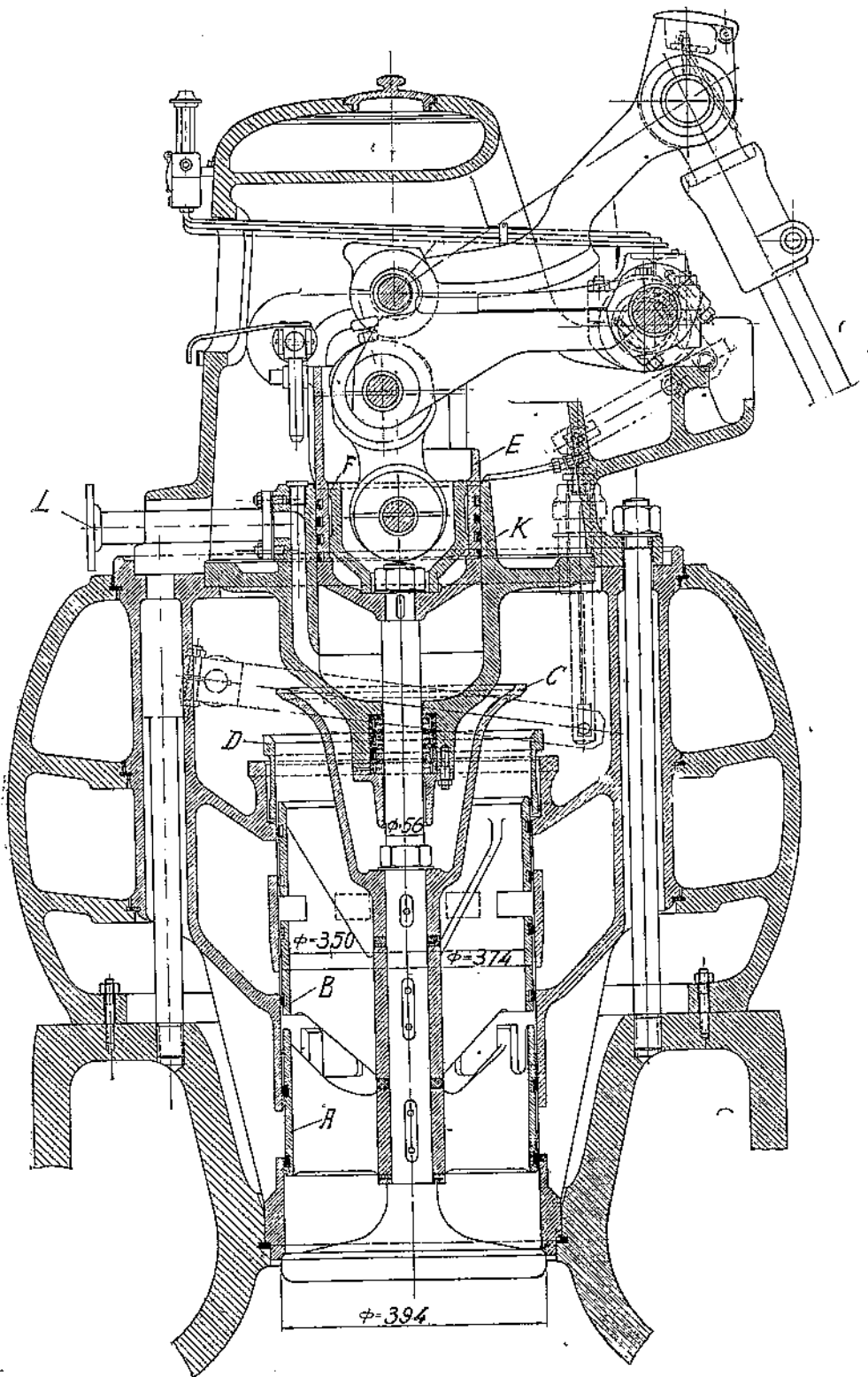
применения пружин для своих впускных клапанов, выполняемых также по трехканальной системе. Разрез этого клапана дан на фигуре 184.

На шпинделе клапана жестко закреплены золотник для атмосферного воздуха *A*, золотник для доменного газа *B* и воронкообразный клапан *C* для сжатого воздуха. Седло *D* для клапана *C* выполнено подвижным и может опускаться или подниматься при помощи системы рычагов, действующих от эксцентрично расположенной оси нижнего катящегося рычага распределения. На верхнем конце шпинделя клапана неподвижно укреплен открытый сверху поршень *E*, удлиненная часть которого служит для поворачивания шпинделя с целью изменения величины площади проходов для атмосферного воздуха в золотнике *A*. Необходимость вращения шпинделя клапана вызвала наличие в конструкции вставки *F*, имеющей направление в теле поршня *E* и соединенной при помощи серьги с нижним катящимся рычагом. Поршень *E* уплотнен поршневыми кольцами и может перемещаться в неподвижном цилиндре *K*, в которому подводится по трубе *L* воздух, сжатый до давления 4—5 *ати*. Этого давления воздуха должно быть достаточно, чтобы, при соответствующих размерах поршня, получить плотную посадку клапана и его надежное действие. Сжатый воздух получается от небольшого поршневого компрессора, приводимого в движение промежуточным валом газовой машины, расположенным между коренным и распределительным валами.

Величина подъема впускного клапана может изменяться, так как нижний катящийся рычаг, благодаря эксцентричному закреплению на регулировочном валике, может быть опущен или приподнят; в соответствии с этим изменяется величина холостого хода эксцентрикового распределения, а следовательно, и величина подъема клапана. Одновременно с изменением величины подъема клапана в том же направлении изменяется положение седла воронкообразного клапана *C*: если подъем впускного клапана уменьшается, седло *D* поднимается вверх и наоборот.

Рабочий процесс газовой машины с впускными клапанами этой конструкции протекает следующим образом. Когда впускной клапан закрыт, то проходы для газа и атмосферного воздуха полностью закрыты, а проход для сжатого воздуха полностью открыт, таким образом пространство над впускным клапаном заполнено чистым воздухом. При опускании впускного клапана вначале происходит продувка цилиндра, затем проход для сжатого воздуха закрывается, а проходы для газа и атмосферного воздуха открываются и происходит засасывание газозадушной смеси и т. д., т. е. работа клапана рассматриваемой конструкции аналогична работе клапанов Demag-Thyssen, рассмотренных перед этим.

Регулирование газовой машины MAN повышенной мощности развилось в довольно сложную схему с применением сжатого масла, давлением 5—6 *ати*. Схема регулирования представлена на фигуре 185 для случая газозадушки. Масло подается в систему маслопроводов регулирования шестеренным насосом *1*, вращающимся от промежуточного вала газовой машины. Для поддержания постоянного давления масла к нагнетательному трубопроводу присоединен грузовой аккумулятор *3*, воспринимающий все отклонения в расходе сжатого масла по сравнению с подачей масла шестеренным насосом. В случае, когда расход масла мал, поршень аккумулятора поднимается вверх до крайнего положения и открывает отверстие в стенке цилиндра для выпуска излишков масла через маслоохладитель *4* в сборный бак; если по каким-либо причинам (например неисправность аккумулятора) давление масла поднимется выше определенного предела, открывается обратный клапан *5* и выпускает масло из нагнетательного трубопровода в сборный бак. Если вследствие каких-либо ненормальностей в системе регулирования расход масла увеличится настолько, что аккумулятор опустится до своего нижнего положения, — автоматически включается рубильник *6* и начинает работать центробежный масляный насос *2*; этот же центробежный насос служит для подачи масла при пуске и остановке газовой машины, когда шестеренный насос



Фиг. 184. Впускной клапан новой конструкции завода MAN в Нюрнберге

не работает. Таким образом в системе маслопроводов регулирования всегда обеспечивается постоянное давление масла.

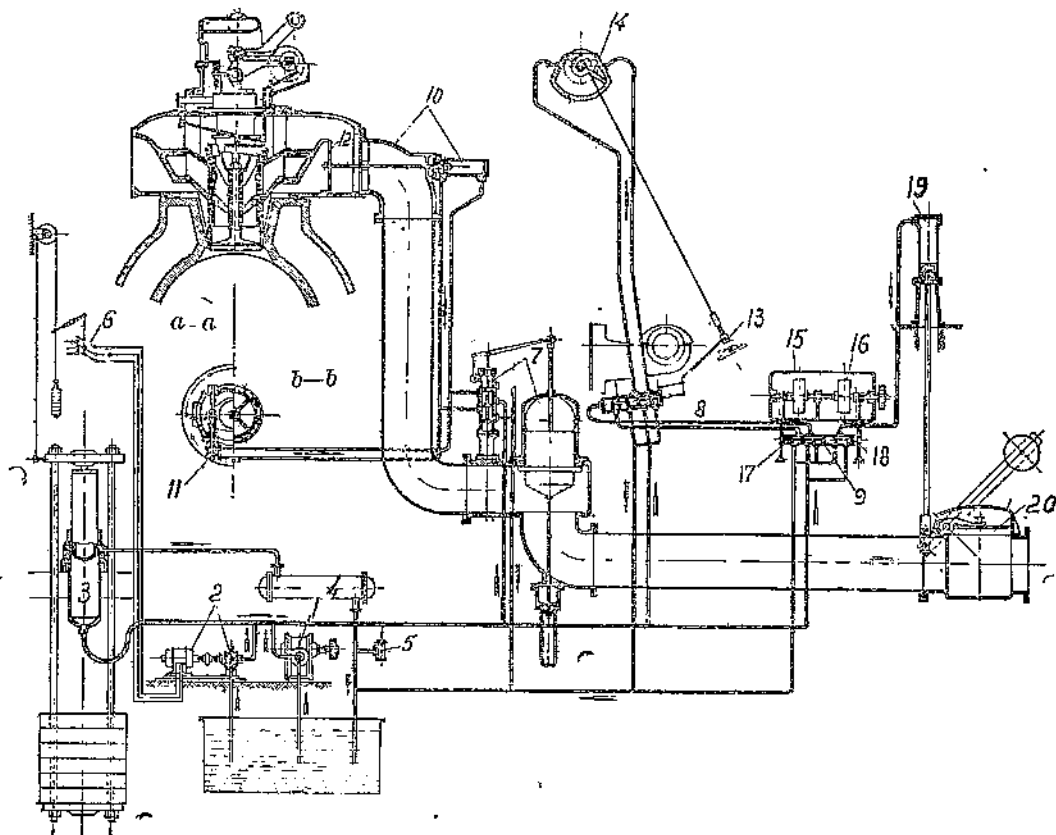
От насоса масло подается к трем золотникам:

1) к золотнику 7, переключающему двигатель на работу по простому циклу в случае отсутствия продувочного воздуха;

2) к сервомотору 8 для регулирования от руки работой газовой машины;

3) к золотнику 9, регулирующему двигатель при максимальном и минимальном числах оборотов.

Рассмотрим в отдельности действие каждого из этих трех регулирований и их связь между собой.



Фиг. 185. Схема регулирования газовой машины MAN повышенной мощности.

1. При нормальной работе газовой машины с большой нагрузкой по циклу с продувкой и деаэрировкой продувочный воздух поднимает вверх поплавки, расположенный внутри трубопровода для продувочного воздуха, и держит его прижатым к верхнему седлу в положении, указанном на схеме. При помощи системы рычагов, соединенной со штангой поплавка, последний устанавливает масляный золотник 7 в такое положение, что масло из маслопровода под давлением проходит через золотник в верхний маслопровод и направляется к двум силовым поршням 10 и 11. Силовой поршень 10 под давлением масла сдвигается в крайнее левое положение и прижимает клапан 12 к левому седлу, благодаря чему проход для продувочного воздуха во впускном клапане оказывается отделенным от прохода для атмосферного воздуха. Силовой поршень 11, как видно из двух приведенных на схеме разрезов впускного клапана *a—a* и *b—b*, перемещаясь под давлением масла, поворачивает шпиндель впускного клапана и закрепленный на нем золотник для атмосферного воздуха в таком напри-

влении, что площадь проходов для атмосферного воздуха уменьшается (положение золотника показано на разрезе $b-b$). Таким образом при работе газового двигателя с продувкой и дозарядкой будет происходить засасывание обогащенной газовой смеси.

Если прекратится работа продувочного агрегата или если двигатель будет умышленно переведен при малых нагрузках на работу по простому циклу, то поплавки внутри продувочного воздухопровода опустятся на нижнее седло и переместят золотник 7; масло под давлением пойдет через золотник в нижний маслопровод, а верхний — соединится с боковым маслопроводом. В этом случае силовой поршень 10 отойдет в крайнее правое положение и прижмет клапан 12 к правому седлу; продувочный воздухопровод окажется выключенным, а проходы во впускном клапане, служившие для продувочного воздуха, будут соединены с проходами для атмосферного воздуха. Одновременно с этим силовой поршень 11 повернет шпindel впускного клапана и увеличит сечение окон для прохода атмосферного воздуха. С произведенными переключениями впускной клапан будет осуществлять рабочий процесс газового двигателя по простому циклу, что при малых нагрузках (до 70—75%) представляется экономически более выгодным, так как отпадает расход энергии на сжатие продувочного воздуха.

2. Регулирование числа оборотов газовой продувки, работающих в условиях часто меняющейся нагрузки в зависимости от давления дутья, у машин MAN производится при помощи ручного маховичка 13, перемещающегося по резьбе на тяге, соединенной эксцентрично с регулировочным валом машины. Со втулкой маховичка 13 соединена при помощи вилки рычажная передача, перемещающая внутренние поршеньки сервомотора 8.

Положение регулирующих органов, изображенное на схеме, соответствует полной нагрузке машины и, следовательно, максимальному подъему впускного клапана; нижний катящийся рычаг находится в своем верхнем положении, а силовой поршень 14, вращающий регулировочный вал, занимает крайнее правое положение. При уменьшении нагрузки, чтобы сохранить прежнее число оборотов двигателя, вращают от руки маховичек 13 таким образом; что он, передвигаясь вверх, перемещает внутренние поршеньки сервомотора 8 вправо; масло под давлением направляется в правый трубопровод, давит на силовой поршень 14 и поворачивает его влево; левая полость цилиндра вращающегося поршня соединена в это время со сточным маслопроводом. Так как силовой поршень 14 заклинен на регулировочном валу, то при его повороте влево опускаются нижние катящиеся рычаги и подъем впускного клапана уменьшается; одновременно с этим поднимается подвижное седло воронкообразного клапана и уменьшается сечение для прохода продувочного воздуха.

Вращение силового поршня 14 влево вызовет перемещение вниз тяги и маховичка 13, так как они нигде не закреплены; вследствие этого, внутренние поршеньки сервомотора 8 станут в прежнее положение и вращение силового поршня 14 прекратится.

Если произведенное перемещение маховичка 13 по резьбе штанги было недостаточным и число оборотов двигателя опять превышает требуемое, повторяют описанные манипуляции в том же направлении; если же число оборотов двигателя станет меньше требуемого числа оборотов, маховичек 13 вращают в обратном направлении.

3). Чтобы предохранить двигатель от опасности разноса при увеличении числа оборотов выше предельного, конструкция газовых машин MAN предусматривает наличие регулятора максимального числа оборотов 15; он выполняется в виде небольшого центробежного регулятора, рассчитанного таким образом, что муфта его начинает перемещаться только после достижения определенного числа оборотов, соответствующего максимальному числу оборотов двигателя.

Кроме того, газовые машины MAN снабжаются регулятором минимального числа оборотов 16, который переводит газовую машину с работы по

циклу с продувкой и дозарядкой на простой цикл при уменьшении числа оборотов ниже определенного предела (35—40 об/мин.), а также автоматически выключает продувочный воздух при остановках машины. Этот регулятор тоже выполнен в виде небольшого центробежного регулятора, у которого перемещение муфты начинается только после снижения числа оборотов до определенного значения. Оба эти регулятора смонтированы на общем валике, вращающемся от газовой машины и каждый из них воздействует на свой масляный золотник. Конструктивно оба золотника 17 и 18 осуществлены в общем кожухе.

Действие регулятора максимального числа оборотов 15 состоит в следующем: если число оборотов превысит максимальное для данной машины значение (85 об/мин.), муфта регулятора отойдет влево и передвинет в том же направлении золотник 17. Масло под давлением пойдет через золотник по нижнему маслопроводу и передвинет поршень сервомотора 8 влево. Этот поршень соединен стержнем с золотничком, охватывающим внутренние поршеньки; таким образом, одновременно с передвижением поршня сдвинется влево золотничок и откроет проход для масла под давлением в правый маслопровод, ведущий к вращающемуся силовому поршню 14. Силовой поршень 14 повернется влево, в результате чего уменьшится подъем впускного клапана, уменьшится коэффициент подачи η_v и число оборотов двигателя упадет. Вследствие этого муфта регулятора 15 передвинется вправо, т. е. станет на прежнее место, и под действием изменившегося направления давления масла поршень и золотничок сервомотора 8 станут тоже на свое место. Если после этого число оборотов газовой машины опять возрастет выше предельного, описанное действие регулятора максимального числа оборотов повторится снова; другими словами, регулятор максимального числа оборотов не позволит двигателю перейти за максимально допустимое число оборотов.

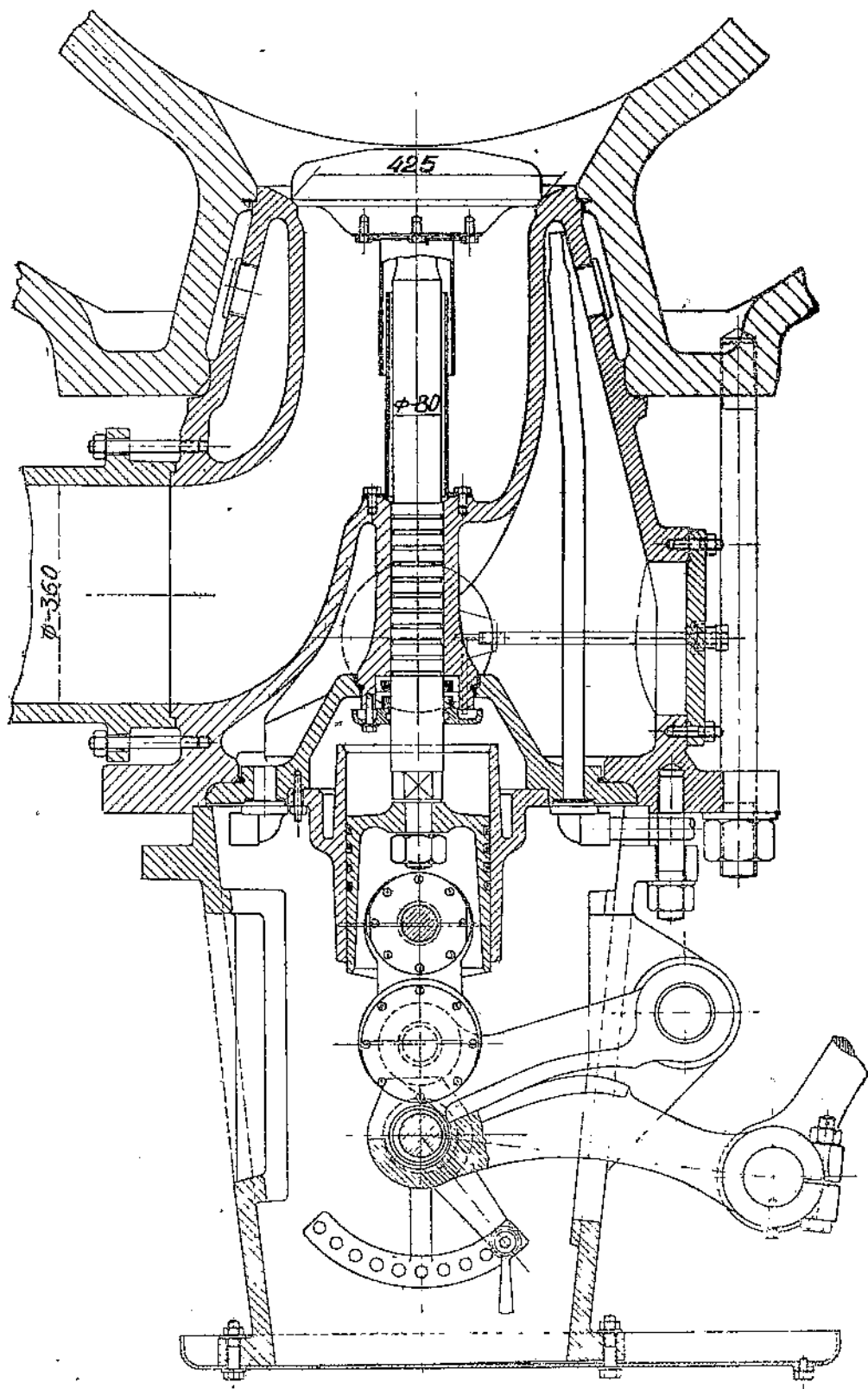
Действие регулятора минимального числа оборотов значительно проще и заключается в следующем: при работе на малых числах оборотов муфта регулятора 16 передвинется влево, передвинет золотничок 18 и закроет проход для сжатого масла; так как силовой поршень 19 окажется соединенным со сточным маслопроводом, то под действием силы тяжести груза клапан 20 быстро закроется и прекратит поступление продувочного воздуха к машине. Вследствие этого поплавков, находящийся внутри продувочного воздухопровода, опустится на нижнее седло, переставит золотник в нижнее положение и произойдет переключение двигателя с цикла с продувкой и дозарядкой на простой цикл.

При увеличении числа оборотов, что может быть осуществлено путем вращения вручную маховичка 13, муфта регулятора минимального числа оборотов 16 отойдет вправо в прежнее положение, масло под давлением пойдет в цилиндр силового поршня 19 и откроет клапан 20. Давлением продувочного воздуха поплавков поднимается вверх, переставит золотник в верхнее положение и т. д., т. е. произойдет обратный поревод двигателя на работу по циклу с продувкой и дозарядкой.

На фигуре 186 представлена конструкция современного выпускного клапана газовой машины MAN. Устройство его вполне понятно из чертежа. Следует отметить две особенности, не встречающиеся в конструкциях других фирм.

1) Посадка выпускного клапана на седло производится, так же как и посадка на седло впускного клапана, при помощи сжатого воздуха с давлением 4—5 атм; сжатый воздух подается под поршень, снабженный уплотняющими кольцами и закрепленный на шпинделе выпускного клапана.

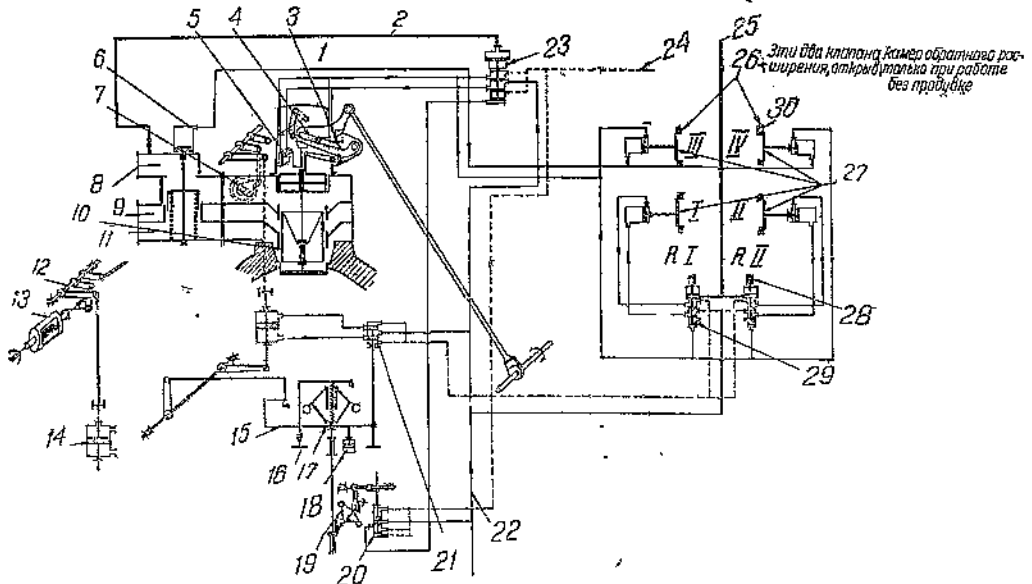
2) Конструкция этого клапана предусматривает также возможность изменения подъема клапана и изменение начала выхлопа, путем поворачивания валика, на котором эксцентрично закреплен один из концов нижнего качающегося рычага; при опускании нижнего рычага подъем клапана уменьшается и уменьшается предваренне выхлопа, а при подъеме нижнего рычага — наоборот. Обычно это приспособление, будучи раз устано-



Фиг. 186. Выпускной клапан новой конструкции завода MAN в Нюрнберге.

влено при монтаже газовой машины, в дальнейшей эксплуатации не используется персоналом, обслуживающим машину, и, следовательно, практически является необязательным и несущественным.

VI. Регулирование газовой воздуходувной машины повышенной мощности фирмы Škoda (Чехословакия) показано на схеме фигура 187. Это регулирование также осуществляется при помощи сжатого масла и имеет много общего с разобранный в п. V настоящего параграфа схемой регулирования газовой воздуходувной машины MAN: впускной клапан выполняется по трехканальной системе с эксцентриковым приводом и с регулируемой величиной подъема; устройство впускного клапана и схема регулирования



Фиг. 187. Схема регулирования газовой воздуходувной машины повышенной мощности фирмы Škoda:

- 1—газовый двигатель,
- 2—воздух для продувки 0,3 атм.
- 3—сервомотор золотника продувочного воздуха,
- 4—сухарь для регулирования подъема клапана,
- 5—сервомотор регулиров. воздуха для горения,
- 6—сервомотор переключ. клапана,
- 7—дрессельный клапан,
- 8—воздух для продувки 0,3 атм,
- 9—газ,
- 10—золотник впускного клапана,
- 11—атмосферный воздух,
- 12—регуляров. вал,
- 13—дрессельный клапан,
- 14—главный сервомотор,
- 15—рычаги регулятора,
- 16—приспособление для переменного числа оборотов,
- 17—главный центробежный регулятор,
- 18—масляный тормоз,
- 19—центробежный регулятор максимального числа оборотов,
- 20—реле максимального числа оборотов,

- 21—реле главного регулятора,
- 22—масло под давлением от насоса,
- 23—реле для переключения двигателя простого цикла на цикл с продувкой и дозарядкой,
- 24—отстойный маслопровод,
- 25—воздух для дутья,
- 26—воздуходувка,
- 27—клапан камеры обратного расширения,]
- 28—реле клапана II,
- 29—реле клапана I,
- 30—воздуходувка.

Примечание. Начерченные отрезки указывают направление движения масла при разгр. двигателя при работе с продувкой и при давлении дутья до 1,8 атм.

Клапан I открывается при давлении воздуха 1,2 атм.

Клапан II открывается при давлении воздуха 1,4 атм или при работе без продувки.

Клапан III и IV открываются при работе без продувки.

позволяют двигателю работать как по простому циклу, так и по циклу с продувкой и дозарядкой. Особенностью регулирования газовой воздуходувных машин фирмы Škoda является:

1. Автоматическое управление добавочными камерами мертвого пространства у воздуходувного цилиндра, которые включаются и выключаются в зависимости от величины давления дутья или выключаются при работе без продувки и дозарядки.

2. Наличие центробежного регулятора постоянства числа оборотов с изменением числа оборотов от руки.

Имея в виду указанное уже сходство с принципиальной схемой регулирования MAN, мы, чтобы не повторяться, дадим здесь более краткое описание схемы регулирования фирмы Škoda. Масло под давлением посту-

пает к реле главного центробежного регулятора постоянства числа оборотов, к реле для переключения двигателя с простого цикла на цикл с продувкой и дозарядкой, к реле ограничителя максимального числа оборотов и к реле для включения и выключения добавочных камер мертвого пространства у воздуходувного цилиндра.

Рассмотрим действие каждого из реле и их связь друг с другом.

1. Допустим, что число оборотов машины по какой-либо причине возросло; в этом случае муфта регулятора поднимется вверх и передвинет в том же направлении поршеньки масляного реле. Масло под давлением соединится с верхней полостью цилиндра сервомотора, а нижняя полость соединится со сточным маслопроводом. Поршень сервомотора пойдет вниз и произведет при помощи показанной на схеме системы рычагов двойное действие: во-первых, прикроет дроссельный клапан, стоящий в канале для продувочного воздуха, а, во-вторых, выдвинет клиновидный сухарь, помещающийся между нижним и верхним катящимися рычагами, вследствие чего уменьшится подъем впускного клапана. Дросселирование продувочного воздуха и уменьшение хода впускного клапана повлекут уменьшение числа оборотов машины до установленной величины; таким образом машина будет сохранять число оборотов постоянным. Необходимо отметить, что плавная, спокойная работа регулирования достигается здесь обратной связью перемещения поршня сервомотора с перемещением золотника масляного реле (см. схему). Установка регулирования на заданное число оборотов, а также изменение числа оборотов достигается путем изменения от руки натяжения пружины регулятора.

2. Реле для переключения двигателя с простого цикла на цикл с продувкой и дозарядкой состоит из масляного золотника, соединенного общим штоком с воздушным поршнем, на который с одной стороны давит продувочный воздух, а с другой стороны—спиральная пружина.

Возьмем для примера такой случай, когда по каким-либо причинам прекращается подача продувочного воздуха. Тогда под действием спиральной пружины воздушный поршень поднимется вверх и переместит золотник масляного реле так, что полость цилиндра сервомотора, приводящего в движение переключающий клапан для воздуха, окажется соединенной со сточным маслопроводом; под действием пружины переключающий клапан сядет на верхнее седло, закроет продувочный воздухопровод и соединит с атмосферным воздухом каналы во впускном клапане, служившие ранее для продувочного воздуха. Одновременно с этим масло под давлением пройдет через реле к сервомотору, регулирующему воздух для горения газа, и переместит поршень сервомотора в таком направлении, что вызванный этим перемещением поворот шпинделя впускного клапана увеличит сечение для прохода атмосферного воздуха. В результате этого двигатель окажется переключенным на работу по простому циклу. Кроме того, это же реле для переключения двигателя с простого цикла на цикл с продувкой и дозарядкой распределяет масло к сервомоторам, включающим добавочные камеры I, II, III и IV мертвого пространства воздуходувного цилиндра.

При работе двигателя по простому циклу эти добавочные камеры мертвого пространства (по две камеры с каждой стороны воздуходувного цилиндра) все время оказываются соединенными с воздуходувным цилиндром и уменьшают нагрузку двигателя. При работе же двигателя по циклу с продувкой и дозарядкой добавочные камеры мертвого пространства III и IV будут все время отсоединены от сторон цилиндра, а камеры I и II соединяются с цилиндром при достижении определенных давлений дутья: камера I соединяется с цилиндром при достижении давления дутья 1,2 *ати*, а камера II при давлении 1,4 *ати*. Включение камер I и II происходит автоматически от масляного реле, соединенного общим стержнем с поршнем, который с одной стороны нагружен давлением воздуха для дутья, а с другой—грузом определенного веса (см. схему фиг. 187).

3. Реле, служащее для ограничения максимального числа оборотов двигателя, соединено при помощи системы рычагов с регулятором максимального числа оборотов; когда число оборотов двигателя достигнет максимального значения, золотники реле будут передвинуты вверх и масло под давлением направится под добавочный поршень, сидящий на общем штоке с золотниками реле для переключения двигателя с одного рабочего цикла на другой. Под давлением масла золотники этого реле передвинутся вверх и произойдет описанный уже перевод машины на работу по простому циклу.

§ 32. Зажигание

Воспламенение горючей смеси в требуемый момент производится в газовых двигателях исключительно при помощи электрической искры. Причем, в виду небольшого числа оборотов (80 — 120 об/мин.) и работы на бедных газах (доменный газ), у больших газовых машин применяется „отрывное“ зажигание, пользующееся постоянным током низкого напряжения (50 — 100 вольт) и дающее сильную, устойчивую искру, способную воспламенить даже бедные смеси.

Для воспламенения заряда требуется определенный промежуток времени, зависящий от скорости распространения пламени и расстояния от места запала наиболее удаленных частиц заряда. Если u — скорость распространения пламени в м/сек и l — длина пути пламени в метрах, то время в секундах, необходимое для воспламенения всего заряда $t = \frac{l}{u}$

Для лучшего использования энергии необходимо, чтобы при крайнем положении поршня рабочая смесь была бы максимально воспламенена и получалась бы максимальная площадь индикаторной диаграммы. Поэтому желательно, чтобы t было возможно меньше. Уже указывалось, что уменьшение t может быть получено путем придания простой и целесообразной формы камере сжатия и путем применения большого числа мест запала (встречается до восьми мест запала на каждой стороне цилиндра) и их соответственным расположением. Обыкновенно точки зажигания располагаются по бокам цилиндра в плоскости клапанов; встречающиеся у газовых машин с цельными цилиндрами расположение точек зажигания в горловинах впускного и выпускного клапанов должно быть признано нецелесообразным, вследствие переменного состава смеси как раз в этих местах, а также вследствие затрудненности распространения пламени; расположение точек зажигания в крышке газового цилиндра удачно в смысле быстрого охвата пламенем газовой смеси, но усложняет конструкцию крышки, делая ее трудно выполнимой.

Промежутку времени t соответствует угол поворота кривошипа в градусах:

$$\alpha = \frac{360 \cdot n}{60} \cdot t = 6n \cdot \frac{l}{u},$$

где n — число оборотов двигателя в минуту.

Очевидно, что для получения полной индикаторной диаграммы, т. е. для получения наибольшего давления в цилиндре тотчас же за мертвым положением поршня, вспышка должна начинаться до мертвого положения на ходу сжатия; другими словами, необходимо некоторое опережение зажигания.

Отсутствие опережения зажигания или недостаточное опережение затягивает распространение пламени на весь заряд, так что процесс сгорания при известных условиях может даже не закончиться во время такта расширения и часть горючей смеси будет уходить в выхлопную трубу неиспользованной; максимальное давление на индикаторной диаграмме понижается, а вместе с этим понижается и мощность.

Из сказанного видно, что чем больше число оборотов двигателя, тем больше должно быть опережение зажигания. При пуске газовой машины в ход, когда она проворачивается с малой угловой скоростью, опережение совершенно не требуется и даже нежелательно, так как может повести к тому, что в результате происшедшей до мертвого положения вспышки поршень неожиданно пойдет обратно. Поэтому момент зажигания нужно переставлять в зависимости от числа оборотов, а также в зависимости от состава газозадушной смеси, который всегда подвержен некоторым колебаниям: при лучше воспламеняющихся, содержащих больше водорода, смесях опережение зажигания должно быть уменьшено, а при бедных смесях — увеличено. Эта перестановка опережения зажигания производится обыкновенно вручную.

Для больших газовых машин, работающих на доменном газе, угол опережения зажигания в зависимости от числа оборотов двигателя имеет следующие ориентировочные значения (перед MT , в градусах).

При числе оборотов:

$$n = 80 - 95 \text{ об/мин.} \dots\dots\dots 45^\circ$$

$$n = 60 - 80 \text{ об/мин.} \dots\dots\dots 42^\circ$$

$$n = 40 - 60 \text{ об/мин.} \dots\dots\dots 35^\circ$$

$$\text{холостой ход } n < 40 \text{ об/мин.} \dots\dots\dots 0^\circ$$

(при пуске машины, во избежание толчка в обратную сторону, зажиганию дается запоздание на несколько градусов),

Таким образом момент зажигания должен регулироваться в очень широких пределах и распределитель тока для зажигания (распределительная головка) не нуждается в точной установке на распределительном валу. Установка распределения производится отдельно для каждой полости цилиндров, принимая во внимание порядок зажигания по сторонам, обуславливаемый числом и взаимным расположением цилиндров. Установка момента искры в цилиндре, соответствующего определенному углу поворота кривошипа, является чисто практической задачей, разрешаемой путем рассмотрения индикаторных диаграмм, эффективных мощностей и расхода горючего.

В качестве источника тока могут служить аккумуляторные батареи, умформеры, сеть проводов, а также магнето, в которых ток возбуждается самим двигателем. Зажигание от магнето можно встретить только у машин старых типов; современные установки больших газовых машин получают ток для зажигания обычно от центральной аккумуляторной батареи и имеют в качестве резерва умформер.

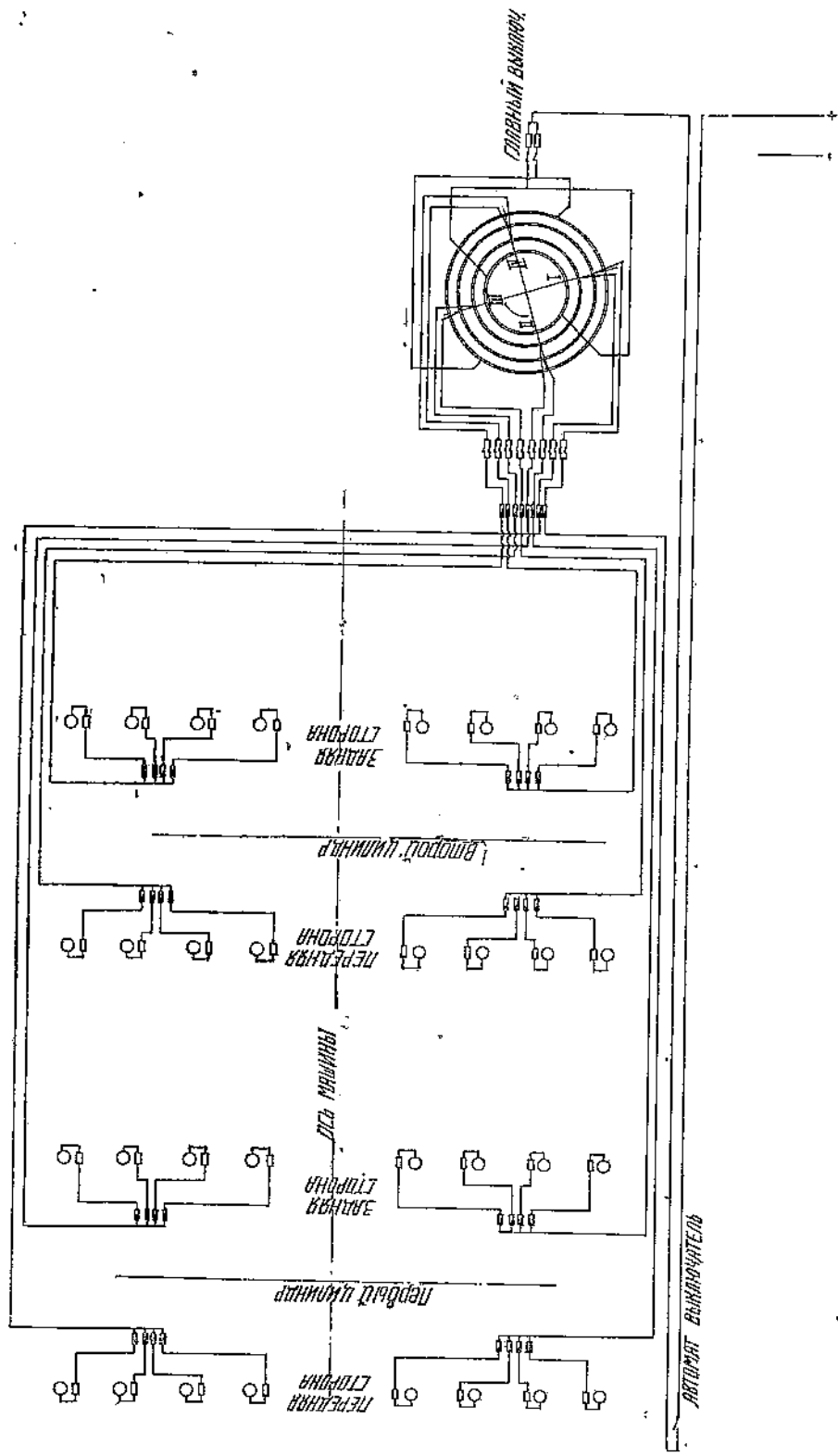
Преимуществами такого центрального снабжения током аппаратов для зажигания являются:

1) независимость интенсивности искрообразования от хода машины (возможность получения искры даже при стоянке машины);

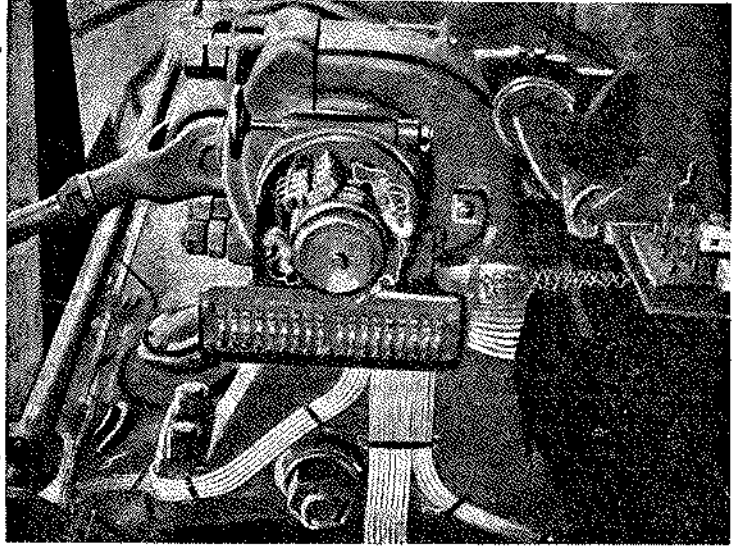
2) большая надежность работы, в особенности при наличии резерва.

Ток от аккумуляторной батареи подводится к распределительной головке, насаженной на конец распределительного вала и вместе с ним вращающейся; от распределительной головки ток разводится к точкам запала. Изменения опережения зажигания производится посредством перестановки щеток на распределительной головке. Здесь же, возле распределительной головки, обычно монтируются на общей доске рубильники, предохранительные пробки и переключатели.

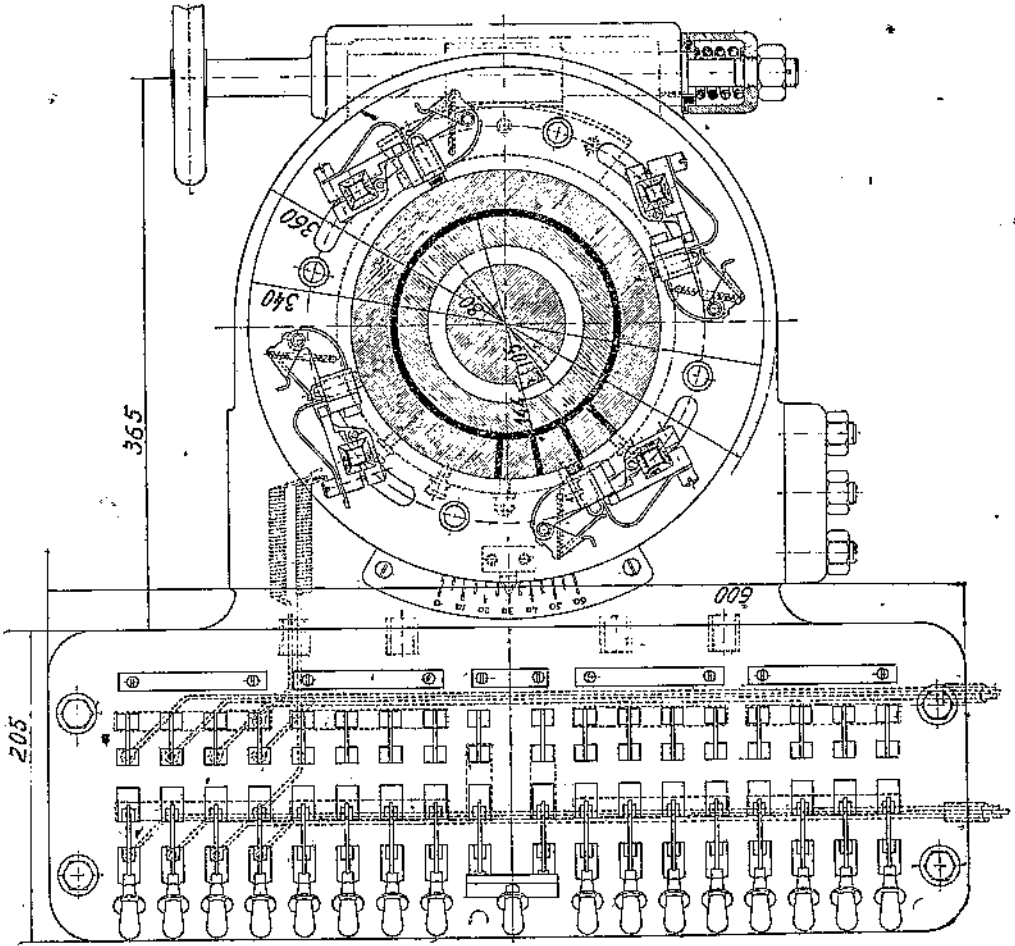
На фигуре 188 изображена схема зажигания газового двигателя Škoda. Фотография фигуры 189 показывает внешний вид распределительной головки и общее расположение механизма для поворота щеток, доски с рубильниками, подводков и отводов тока к каждому запальнику у газовых двигателей В. у. С.



Фиг. 188. Схема зажигания газового двигателя Škoda.



Фиг. 189. Внешний вид распределительной головки у двигателя Е. и С.

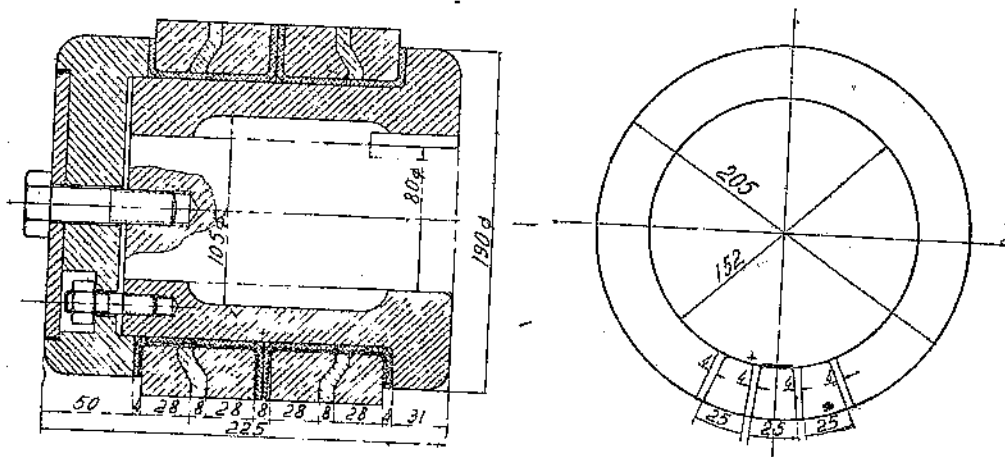


Фиг. 190. Общее расположение распределительной головки.

На фигуре 190 дан чертеж общего расположения этих устройств, а на фигуре 191 — чертеж распределительной головки. На чертеже фигуры 190 показано направление вращения вала и положение щеток для каждой полости. Относящиеся к каждой полости щетки, которые подводят ток к четырем запальникам (точкам зажигания), смещены относительно друг друга на 90° .

При помощи ручного маховичка и червячной передачи щеткодержатель может быть сдвинут на 60° для установки момента зажигания в соответствии с условиями работы двигателя. Электрический ток подводится через щетки к двум наружным цельным кольцам, помещенным на распределительной головке, и отводится от обоих средних колец, в которые вставлено по три сегмента. Средние из этих сегментов соединены медными пластинками с цельными кольцами, в то время как крайние сегменты совершенно изолированы и служат для предупреждения образования искр на щетках. В качестве материала для изолирующих прослоек применен вулканизированный асбест.

Для всего двигателя предусмотрен главный выключатель; отдельные запальники могут выключаться посредством своих выключателей, показанных на фигуре 190.

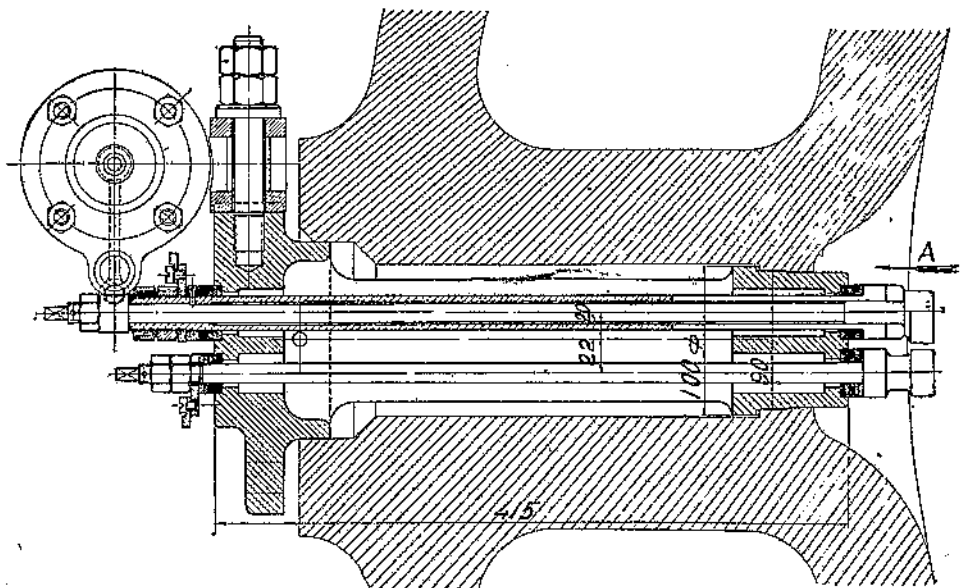


Фиг. 191. Распределительная головка.

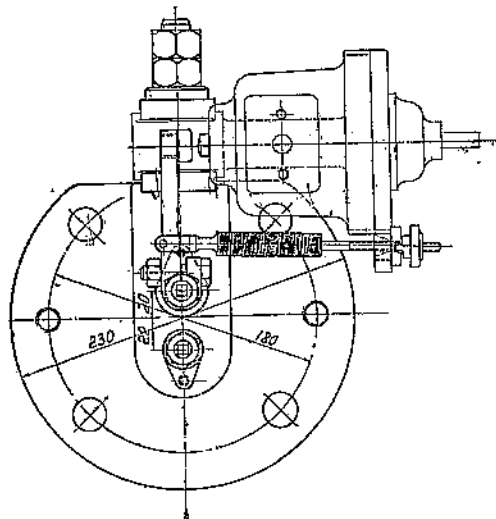
От распределительной головки ток отводится к запальникам, снабженным для быстрого размыкания цепи электромагнитным ударным устройством. Чертеж запальника дан на фигуре 192, а чертеж ударника — на фигуре 193. Ударное устройство состоит из электромагнита, к которому в момент зажигания подводится ток от распределительной головки. При этом ток последовательно проходит через ударник и через стержни запальника. При прохождении тока, через обмотку катушки электромагнита внутрь катушки втягивается сердечник, и отрывает контактный рычаг от неподвижного стержня запальника, изолированных от стенок цилиндра. В момент разрыва цепи между контактным рычагом и неподвижным стержнем проскакивает искра, длина которой зависит от скорости, с которой прерван ток. Поэтому удары сердечника электромагнита должны быть резкими, а плечо контактного рычага должно иметь достаточную длину. После обрыва тока под действием пружин сердечник выходит из катушки, а контактный рычаг накладывается опять на неподвижный стержень запальника. Через четыре хода машины действие устройства повторяется снова.

Таким образом зажигание централизовано для всех точек, а установка ударников независима от места положения источника тока.

Возможностью выключить все зажигание одним рубильником пользуются для ограничения максимального числа оборотов при помощи регулятора безопасности. Так как двигатель после выключения зажигания

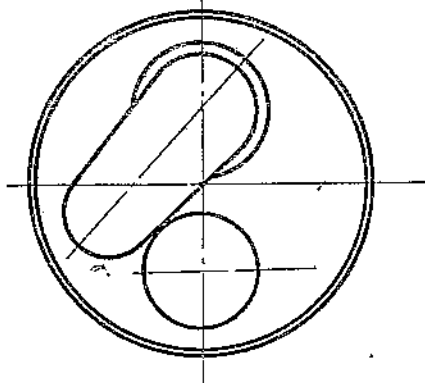


Фиг. 192-а.



Фиг. 192-б.

ВИД ПО СТРЕЛКЕ А

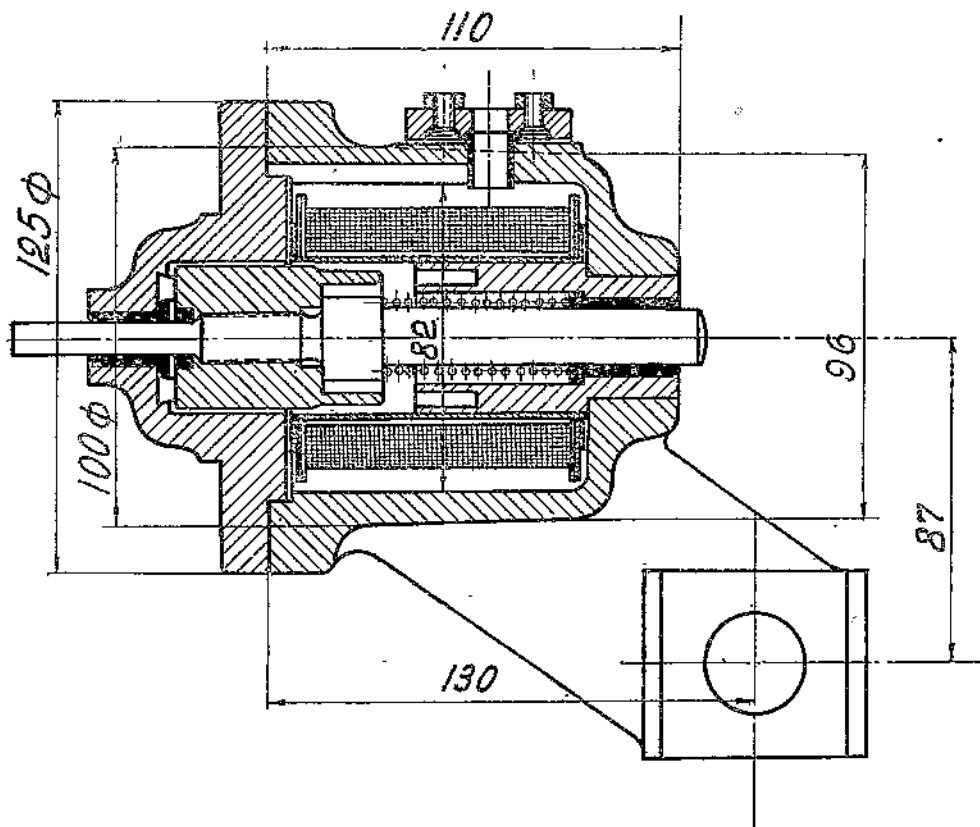


Фиг. 192-в.

Фиг. 192-а — 192-в. Запальник.

всегда продолжает вращаться еще некоторое время, причем свежая смесь выталкивается из цилиндра в выхлопной трубопровод, то, если зажигание опять будет введено при понижении числа оборотов, возникает опасность воспламенения этой смеси в выхлопном трубопроводе и возникновения хлопка.] -

В месте, где возникает искра, контактный рычаг подвержен значительному износу; поэтому желательно иметь запасные комплекты запальников, которыми заменяют работающие для зачистки или смены наконечников. При описанном зажигании на „отрыв“, вода, проникающая в цилиндр



Фиг. 193. Ударник.

через неплотности поршня или трещины в стенках, может вызвать короткое замыкание на контактных рычагах запальников; равным образом может нарушиться контакт от покрывания поверхностей сажей или нагаром (например, пыль доменного газа); в обоих случаях прекращается искрообразование и нарушается работа двигателя.

§ 33. Пусковые приборы

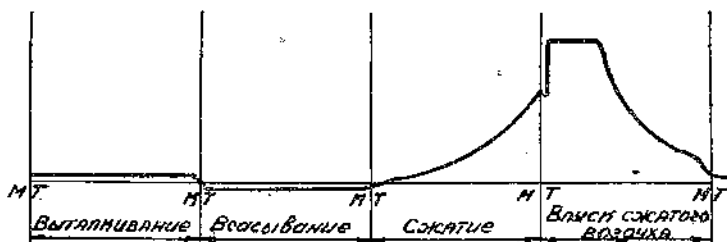
Большие газовые машины пускаются в ход исключительно сжатым воздухом таким образом, что во время первых оборотов двигатель работает как воздушный мотор.

Во время пуска впускной и выпускной клапаны управляются обычным образом и, следовательно, пусковой воздух должен быть введен в цилиндр только во время рабочего хода, чтобы во время следующего за ним хода выхлопа пусковой воздух мог быть вытолкнут. Таким образом у четырехтактных газовых машин воздух может поступать только в течение каждого четвертого хода (фиг. 194); подвод сжатого воздуха по двухтактному принципу потребовал бы изменения распределения впуска и выпуска.

Двухцилиндровые двухстороннего действия тандем-машины снабжаются пусковыми приборами только на двух полостях. Если в таком двигателе пусковые приборы имеются на обеих сторонах только одного цилиндра, то, согласно § 29, после двух пусковых следуют два холостых хода. Если сжатый воздух подводится к одноименным сторонам двух цилиндров (например, I и III или II и IV), то пусковой и холостой ходы будут между собой чередоваться.

Такой пуск газовых машин сжатым воздухом только на половинном числе полостей применяется для газодинамо и для газовых воздуходувок, несмотря на то, что сопротивление холостого хода у газовоздуходувок больше, чем у газодинамо. Для полной уверенности в том, что двигатель начинает вращаться в требуемом направлении, сжатый воздух должен вводиться в цилиндр тогда, когда кривошип повернется на несколько градусов от мертвого положения в направлении вращения.

Для других двух полостей сразу включается зажигание, и как только двигатель разовьет достаточную скорость вращения (приблизительно $\frac{1}{5}$ от полной), необходима для образования способной к воспламенению смеси, ¹ начинаются вспышки; пусковой воздух выключается, включается зажигание и дается газ на все четыре полости.



Фиг. 194. Диаграмма давлений на поршень при пуске двигателя в ход сжатым воздухом.

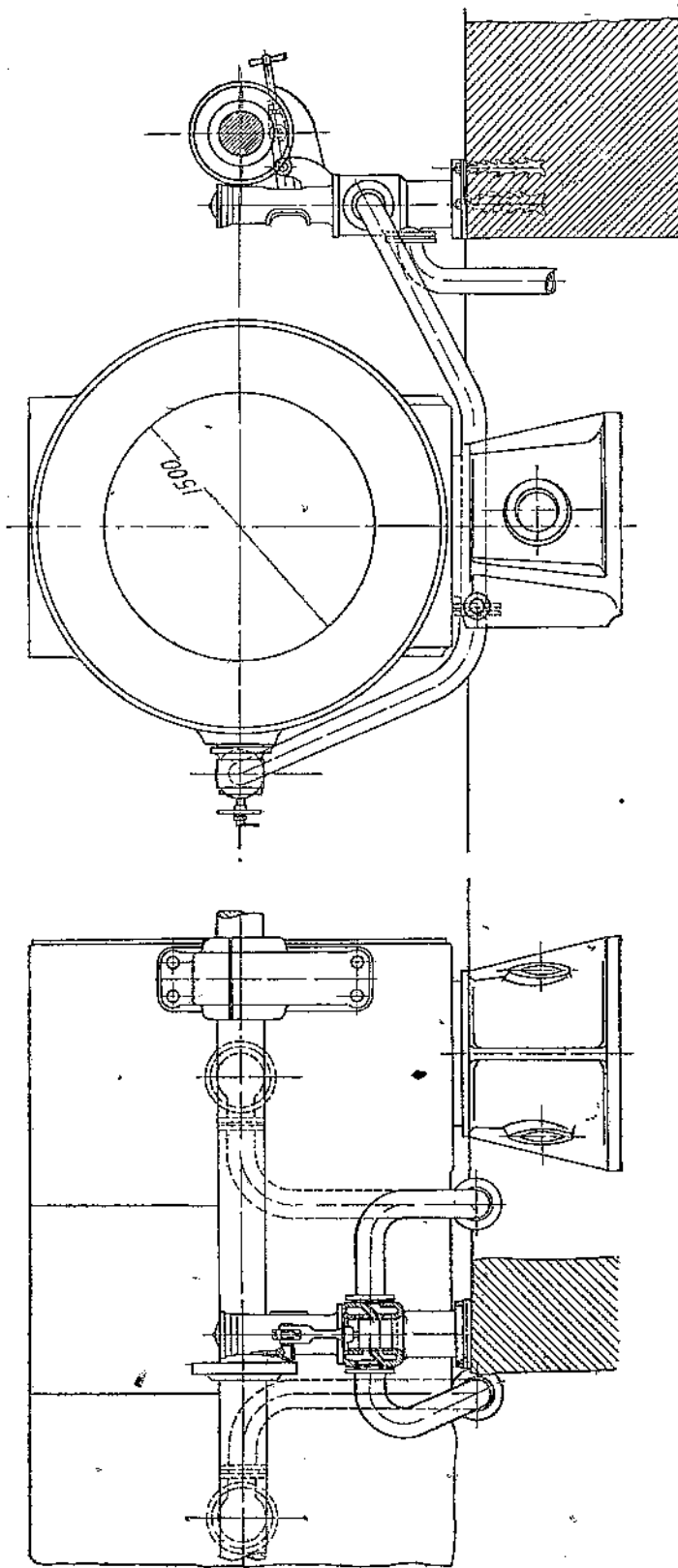
Давление сжатого воздуха для пуска газовых машин применяется от 18 до 25 *атм.* Наполнение сжатым воздухом составляет 20—35%. Пуск двигателя сжатым воздухом требует наличия относительно большого резервуара для сжатого воздуха, чтобы давление воздуха не уменьшалось значительно при последующих оборотах двигателя. При хорошо подготовленной к пуску машине (правильная смесь, правильно установленное зажигание и положение кривошипа) пуск ее в ход обычно удается с первого раза. Если же пуск в ход машины не удается, то в случае повторного отказа машины, воздух из резервуара может быть израсходован и требуется возобновление запаса.

То же самое может произойти при неожиданной потере давления воздуха в резервуаре от утечек через неплотности, от недосмотра и пр. Поэтому привод пускового компрессора делается от постороннего источника, независимым от газовой машины.

На фигуре 195 представлен пусковой распределительный клапан большого газового двигателя с подводом пускового воздуха к двум полостям одного цилиндра, а на фигуре 196 — обратный клапан для каждой полости. Расположение пусковых клапанов на цилиндрах машины показано также на фигурах 22, 24, 171 и 172.

При помощи рукоятки (фиг. 195) палец рычага вставляется в паз диска, сидящего на распределительном валу; паз имеет такую форму, что при вращении распределительного вала цилиндрический клапан, получающий движение от рычага, попеременно открывает проход воздуха то на одну, то на другую сторону цилиндра. Так как число оборотов

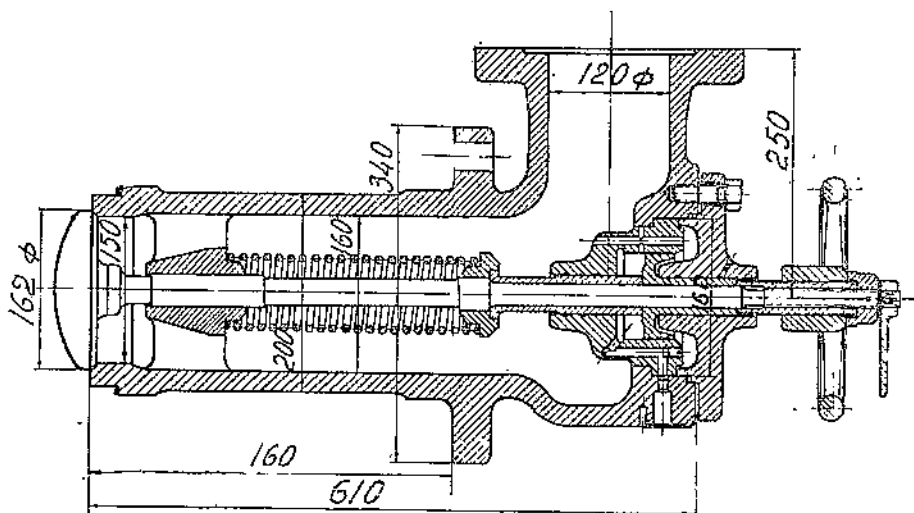
¹ P. Meyer, Das Anlassender Verbrennungskraftmaschinen, Z. d. V. D. I., 1908, № 15, стр 575 — 579.



Фиг. 195. Пусковой распределительный клапан газового двигателя Е. и. С. с подводом пускового воздуха в двум полостям одного цилиндра.

распределительного вала в два раза меньше числа оборотов машины, то двум впускам сжатого воздуха в цилиндр соответствуют два оборота машины и после двух пусковых ходов следуют два холостых хода.

Если машина установлена в пусковое положение, то при открытии запорного вентиля перед распределительным клапаном сжатый воздух устремляется по трубопроводу к обратному клапану (фиг. 196), сидящему на камере сжатия цилиндра и открывающемуся внутрь цилиндра, входит в цилиндр и толкает поршень. Обратный клапан автоматически под действием пружины закрывается, если рабочее давление в цилиндре достигнет величины давления пускового воздуха. После пуска машины палец рычага выводится из паза в диске распределительного вала, запорный вентиль закрывается, а обратный клапан посредством маховичка



Фиг. 196. Обратный пусковой клапан.

притягивается к седлу и закрепляется в выключенном положении. Так как обратный клапан находится в действии очень редко, то легко могут произойти заедания; поэтому перед пуском необходима проверка действия обратного клапана путем проворачивания его в гнезде при помощи рукоятки.

Для установки кривошипа и поршней газовой машины в определенном положении, что бывает необходимо не только перед пуском, но и для проверки и установки распределения при монтажных и ремонтных работах, газовые машины снабжаются приспособлениями для проворачивания, пример устройства которого был дан на фигуре 140. Этим устройством пользуются перед пуском машины не только для установки ее в пусковое положение, но и для предварительного проворачивания ее с целью удаления из цилиндров воды, скопляющейся в них при наличии трещин в стенках и неплотностей в соединениях. В газодинамо приспособления для проворачивания позволяют обследовать все части динамомшины и даже обтачивать сработавшийся коллектор. В газовых машинах нацели применение приспособления для проворачивания исключительно с приводом от электромотора.

ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 34. Трубопроводы

К дополнительным и вспомогательным устройствам больших газовых машин нами отнесены устройства, служащие:

1) для отвода охлаждающей воды и для ее подачи к различным, требующим охлаждения, деталям (насосы, водопроводы, фильтры для воды, брызгала и т. д.);

2) для получения и транспортировки пускового воздуха (компрессоры, воздухопроводы, резервуары для сжатого воздуха);

3) для подвода к двигателю горючего газа (газопроводы со всеми относящимися к ним аппаратами, арматурой и пр., как то: водоотделители, водоотводчики, водяные затворы, задвижки, приспособления для продувки);

4) для вывода из здания в атмосферу отработавших газов (выхлопной трубопровод с компенсаторами и с задвижками, если есть котлы-утилизаторы, и глушитель);

5) для подвода к двигателю продувочного воздуха и атмосферного воздуха (воздухопроводы и иногда холодильники для воздуха);

6) для смазки движущихся деталей машины (масляные насосы, резервуары для масла, маслоохладители, фильтры для масла, маслопроводы, моллеруны, масленки);

7) для получения и подвода тока к аппаратам зажигания (аккумуляторные батареи, умформеры и проводка);

8) для подъема и переноски частей машины при монтажных и ремонтных работах (мостовой электрический кран).

Во всей своей совокупности перечисленные устройства со сложной схемой трубопроводов представляют обширное и в техническом отношении очень серьезное оборудование, требующее при проектировании и выполнении тщательности и знания эксплуатационных условий. Все трубопроводы должны быть по возможности прямолинейными, с наименьшим количеством закруглений, которые должны быть возможно плавными; трубопроводы следует располагать так, чтобы имелся безопасный и легкий доступ к местам соединений, должны быть учтены термическое расширение и сотрясения, возможность выпуска воды, воздуха, возможность разборки, ремонта и т. д.

В эксплуатационных условиях имеет большое значение, чтобы разные трубопроводы были окрашены в условные цвета, так как это обстоятельство значительно упрощает наблюдение за состоянием соединений трубопроводов и предохраняет от ошибок при обслуживании. Например, можно пользоваться следующей скалой цветов¹: зеленый — для водопроводов, желтый — для маслопроводов, голубой — для атмосферного воздуха,

¹ В виду отсутствия общепринятой скалы цветов настоящая скала взята из книги Г. Гольднера (т. I, стр. 456) с небольшими изменениями.

синий — для сжатого воздуха, красный — для газа, коричневый — для отходящих газов, серый — для окраски проводки тока в бергмановских трубах к аппаратам зажигания.

Пример общего расположения трубопроводов дан на фигурах 197 и 198, представляющих план расположения трубопроводов для газовой воздуходувной машины фирмы MAN типа ДТ-15 с продувкой и дозарядкой и с использованием тепла выхлопных газов.

Не разбирая подробно перечисленных дополнительных и вспомогательных устройств, остановимся только на тех особенностях их, которые вызываются свойствами рассматриваемого класса двигателей внутреннего сгорания.

Эти особенности в основном относятся к устройствам для подачи охлаждающей воды, для подвода газа, к выхлопному трубопроводу и отчасти к устройствам для смазки движущихся деталей машины. Устройства для подвода атмосферного и продувочного воздуха уже были в общих чертах рассмотрены в § 31. Пусковые компрессоры представляют собой нормальную компрессорную установку с приводом от электромотора, причем резервуары для сжатого воздуха предпочтительно располагать в непосредственной близости к машине, чтобы получить большее давление впускаемого в цилиндр воздуха.

Относительно проводки для зажигания необходимо отметить, что для увеличения надежности работы двигателей следует проводку от источника тока к машине выполнять двойной на случай обрыва или заземления одной из линий, а также необходимо обеспечить возможность быстрого переключения зажигания машинистом с одной линии на другую.

Большой вес отдельных деталей у мощных газовых машин исключает применение иного способа подъема и переноски деталей, кроме мостового крана; поэтому при монтаже машины или крупных ремонтах весьма часто срок выполнения работы определяется имеющимися грузоподъемными средствами. Для большей гибкости в работе и ускорения отдельных операций при переноске деталей, мостовой электрический кран снабжается тележкой с двумя подъемными: одной, тихоходной, для больших грузов (до 50 т), а другой, быстроходной, для малых (до 10 т); кроме того, в отдельных случаях бывает необходимо пользоваться обоими подъемными одновременно (фиг. 97 и 129).

а) Охлаждение газовых машин

Чтобы предохранить стенки отдельных деталей от опасного перегрева, применяется охлаждение их водой. В газовых двигателях охлаждению подвергаются цилиндры, крышки цилиндров, выпускные клапаны, штоки и поршни. Уже указывалось, что для охлаждения цилиндров, крышек и выпускных клапанов достаточно давление 1—2 *атм*, тогда как для охлаждения поршней и штоков требуется давление 4—6 *атм*.

Испытания показывают (см. § 11 и 16), что потеря тепла с охлаждающей водой составляет от 800 до 1000 *ккал/э. л. с.-ч.*; если принять подогрев воды равным 20—25°С, то получим ориентировочный расход охлаждающей воды, равный 40 *кг/э. л. с.-ч.* Охлаждение поршня со штоком дает потерю тепла $\approx 25\%$ от общего количества теряемого тепла с охлаждением. Таким образом можно ориентировочно считать, что расход охлаждающей воды на 1 *э. л. с.-ч.* составляет: вода с давлением 1—2 *атм* — 30 *кг/э. л. с.-ч.*, вода с давлением 4—6 *атм* — 10 *кг/э. л. с.-ч.*

Для мощной газовой машины 4000 *э. л. с.* расход воды в час составит: вода с давлением 1—2 *атм* — 120 *т/ч.*, вода с давлением 4—6 *атм* — 40 *т/ч.* Чистота охлаждающей воды имеет здесь не менее важное значение, чем для питания паровых котлов. Если образование твердой накипи возможно только на некоторых, сильно нагреваемых поверхностях со слабой циркуляцией охлаждающей воды, то различные земляные примеси способны прочно оседать на поверхностях охлаждения и давать

корки, затрудняющие теплопередачу. Вследствие этого можно советовать при пользовании водой, содержащей механические примеси, обязательно подвергать ее очистке в фильтрах.

В случае образования накипи в охлаждающих рубашках и затруднительности ее удаления механическим путем, она должна быть удалена раствором соляной кислоты в пропорции — одна часть кислоты на три части воды, с последующей промывкой полостей охлаждения чистой водой.

Область применения больших газовых машин в настоящее время ограничена металлургической промышленностью, а так как металлургические предприятия всегда располагают мощным водяным хозяйством, снабжение водой газовых машин составляет часть общего водоснабжения завода. Поэтому подача воды для охлаждения цилиндров газовых машин (давление 1—2 *атм*) в некоторых случаях может происходить от общезаводских насосных станций, а в других случаях, при замкнутом цикле охлаждения газовых машин, от специальных насосов, установленных либо в здании газомоторной станции, либо вне его. Подача воды для охлаждения штоков и поршней производится всегда при помощи специальных насосов, так как давление воды в общезаводской сети на территории газомоторной станции обычно меньше 4—6 *атм*. В некоторых конструкциях газовых машин эти насосы выполняются поршневыми и приводятся в движение от самих машин (например, старый тип машин MAN, Sockeril и др.). Однако значительно проще и надежнее выполнять насосы для подачи охлаждающей воды в штоки и поршни в виде центробежных, отдельно стоящих насосов, с приводом от электромоторов или паровых турбиннок.

В условиях металлургических заводов вода после охлаждения газовых машин, нагретая до 35—45° Ц, может быть с успехом использована для других заводских надобностей в тех местах, где небольшое повышение температуры (от 15—20° до 35—45° Ц) не имеет существенного значения, например, для охлаждения фурм, шахты и горна доменных печей, для охлаждения валков прокатных станов и пр.

В тех же случаях, когда вода после газовых машин не подвергается дальнейшему использованию в металлургических установках, обычно устраивают градирни или охладители с брызгалами; в этом случае имеется замкнутый цикл: насос — газовая машина — охладитель — насос, и свежая вода расходуется только для покрытия потерь от испарения и утечек, составляющих 10—15% от общего расхода охлаждающей воды.

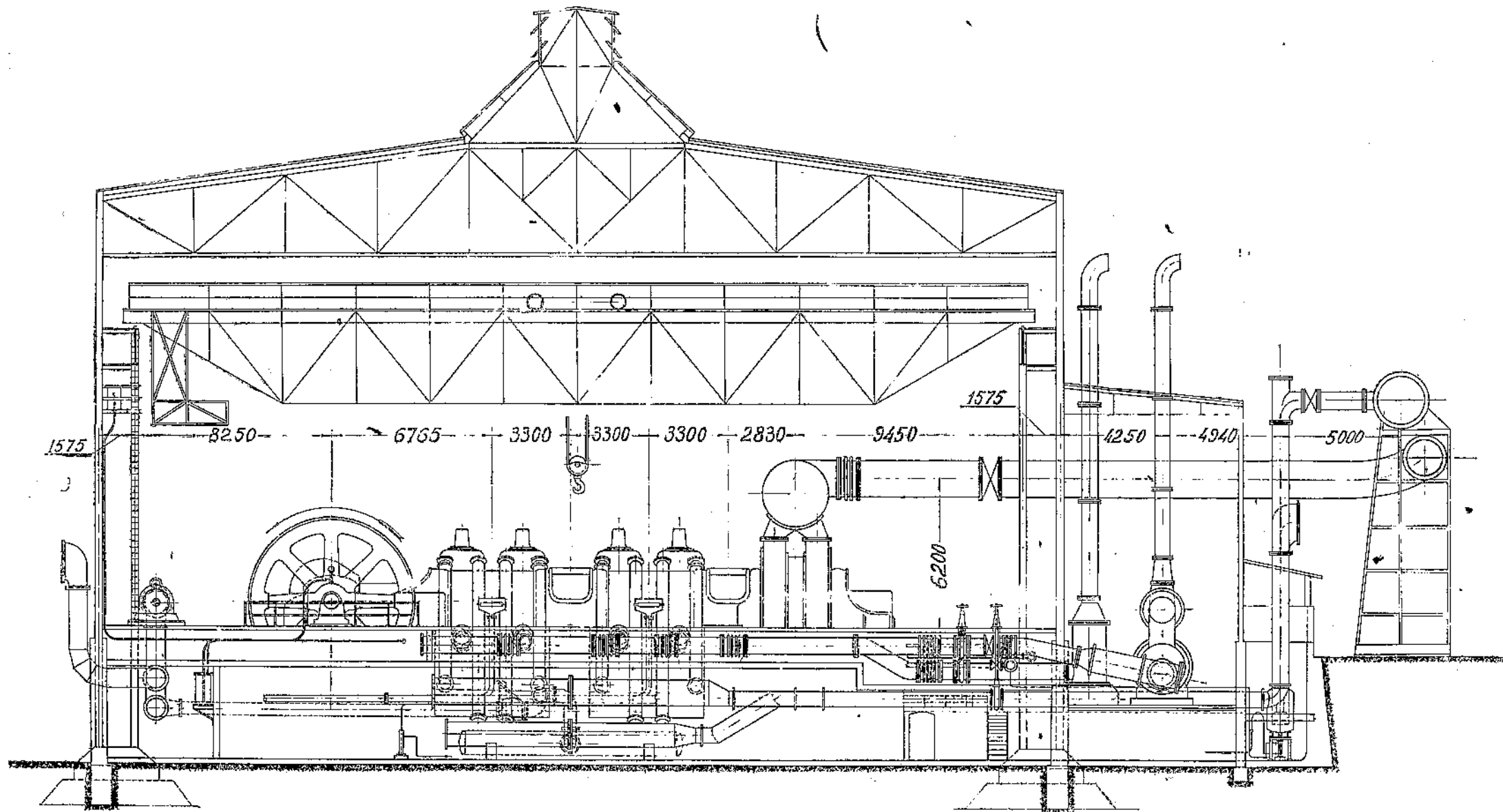
б) Подвод газа и техника безопасности

Газопровод к двигателю делают с небольшим уклоном в сторону двигателя, чтобы вода, выпадающая из газа, увлекалась его движением и легко удалялась в конце газопровода при помощи водоотводчиков. Газопровод заканчивается более или менее объемистым газосборником, помещаемым обыкновенно непосредственно возле машины, от которого отходят отрезки к каждой полости двигателя.

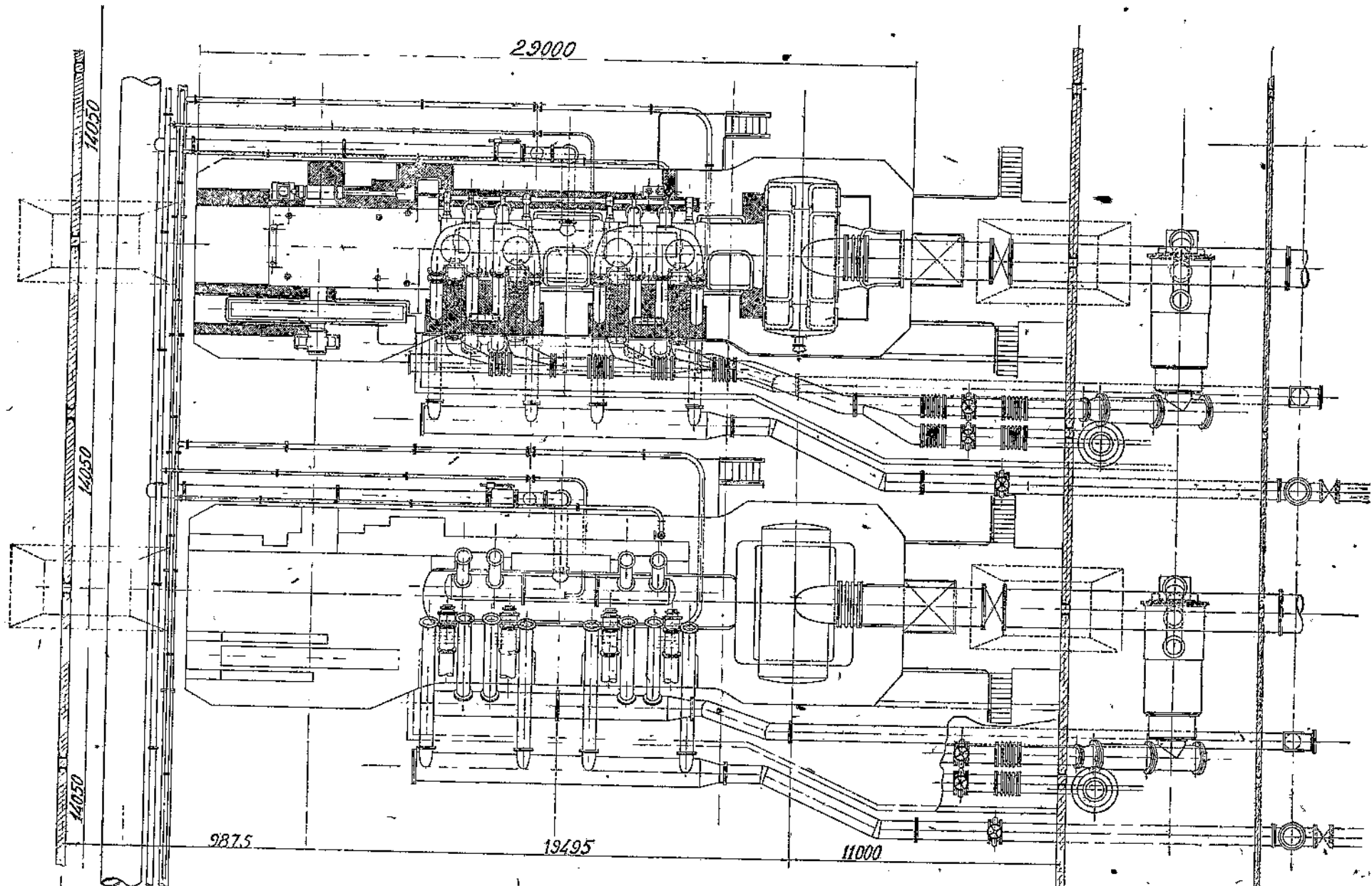
Основной целью такого газосборника, имеющего важное значение для правильной работы газовой машины, является уравнивание колебаний скорости и давления во всасывающем трубопроводе и возможное ограничение их влияния на количество газа, всасываемого за отдельный ход. О колебании давления и скорости во всасывающем трубопроводе (пульсирующий поток) см. § 14, в.

Второстепенное значение газосборника заключается в улучшении отделения воды из газа.

Для заполнения газопровода газом, в конце его предусматривается продувная труба ($d = 3—4''$), через которую выталкивается воздух, а затем газоздушная смесь из газопровода. Эта труба для продувки всегда выводится наружу из здания и поднимается выше крыши.



Фиг. 197. Поперечный разрез по зданию газозаводушной станции, оборудованной машинами MAN типа ДТ-15 с продувкой и дозарядкой.



Фиг. 198. План расположения трубопроводов для газозаводушной машины MAN типа ДТ-15 с продувкой и дозарядкой.

Для газовых машин, работающих на доменном газе, к устройствам для подвода газа предъявляются особые требования техники безопасности, так как доменный газ относится к одним из самых ядовитых, отравляющих газов. Хорошо очищенный доменный газ не имеет ни цвета, ни вкуса, ни запаха. Поэтому его присутствие совершенно незаметно для работающего. Удельный вес доменного газа почти равен удельному весу воздуха и, попадая в помещение, доменный газ равномерно распространяется по всему помещению. Грязный доменный газ менее опасен, чем очищенный, так как он забивает пылью неплотности в газопроводе, а кроме того он более заметен.

Встречаемое иногда предположение, что доменный газ после сухой очистки более опасен, чем после мокрой, мало достоверно, так как газ и после сухой и после мокрой очистки оказывается одинаково опасным для живого организма и отравление сопровождается одинаковыми симптомами и последствиями. Способ очистки доменного газа не имеет влияния на опасность отравления. Отравление доменным газом по сути является отравлением окисью углерода, содержание которой в доменном газе равно 29—31%. Отравляющее действие окиси углерода заключается в том, что при вдыхании окиси углерода гемоглобин крови вступает с ней в соединение, образуя карбооксигемоглобин, причем это соединение возникает значительно (в 250 раз) легче, чем соединение гемоглобина с кислородом. Поэтому окись углерода быстро вытесняет кислород из оксигемоглобина, в то время как в обратном направлении кислород вытесняет окись углерода из гемоглобина очень медленно.

Установлено, что смерть человека наступает при переходе 80% всего гемоглобина в карбооксигемоглобин. Это наступает, если человек пробудет в атмосфере с содержанием 0,3—0,4% окиси углерода около 40—60 мин. (в зависимости от дыхания). Даже при содержании окиси углерода 0,1% при долгом пребывании человека в таком воздухе, наступает отравление. Концентрация содержания окиси углерода около 0,03% и меньше считается не опасной для жизни, но такая атмосфера все же вредна для здоровья людей, которые по своей профессии долгое время должны в ней находиться. Произведенные исследования установили, что у людей, способных спокойно выдерживать содержание окиси углерода в воздухе 0,07% через час пребывания в такой атмосфере 25% окиси гемоглобина переходит в карбооксигемоглобин.

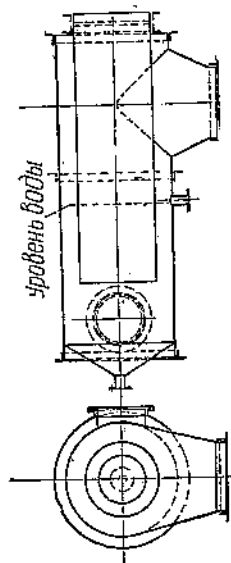
Приводимые здесь цифры являются средними, так как действие окиси углерода на человеческий организм зависит от его индивидуальных особенностей: возраста, питания, полнокровия, деятельности органов дыхания и психического состояния. Симптомами отравления доменным газом служат: шум в ушах, головокружение и потеря устойчивости, затем потеря сознания. Никакой боли при этом человек не чувствует. Последствием отравления доменным газом бывает тяжелое нервное состояние, проходящее со временем.

В виду той опасности, какую представляет доменный газ для человеческой жизни, обязанность каждого руководителя заботиться о том, чтобы газ не мог проникнуть в помещение, где работают люди. Поэтому проектирование и производство работ по постройке газопроводов и эксплуатации газовых машин должны производиться с учетом всех особенностей доменного газа, могущих вызвать отравление персонала станции.

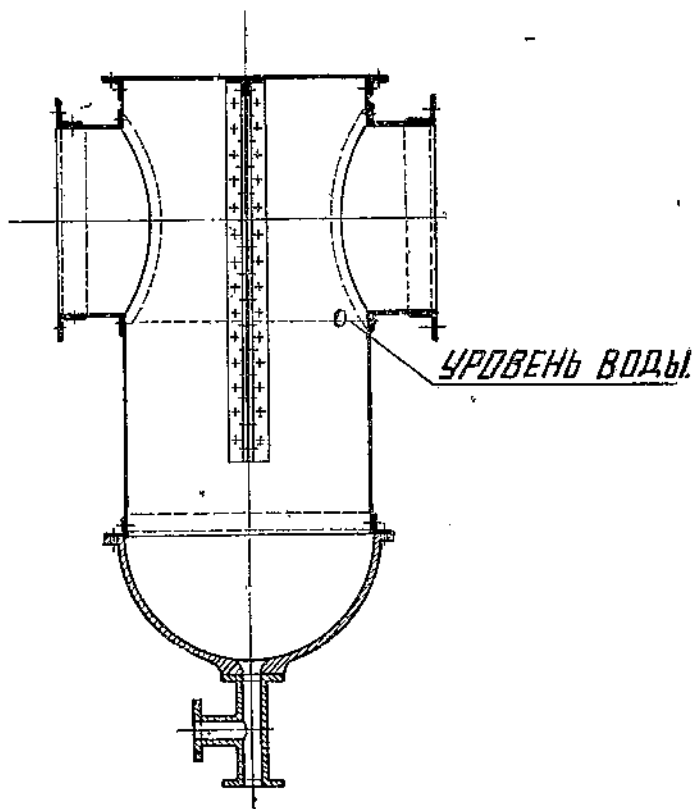
Основные требования техники безопасности по доменному газу сводятся к следующему.

1. Газопроводы должны быть абсолютно плотными. Поэтому газопроводы, которые находятся внутри помещения, лучше всего изготовлять сварными, а фланцевые соединения делать не из углового железа, а литыми, с обработкой. Во всех случаях новые газопроводы в закрытых помещениях, перед пуском газа, должны испытываться на плотность давлением. Вследствие этого нужно стремиться иметь как можно меньше газопроводов, проходящих в закрытых помещениях станции.

2. Запорные устройства, т. е. задвижки, клапаны и водяные затворы, должны обеспечивать совершенно плотное закрытие газопровода. При этом перед газовой машиной, как правило, необходимо ставить два запорных устройства. Имеющиеся дроссельные клапаны в счет не идут и всегда должны рассматриваться как регулирующее устройство для изменения лишь количества протекающего газа. Одним из запорных устройств перед газовой машиной должен являться водяной затвор, а другим — один из типов механических задвижек. При устройстве водяного затвора необходимо давать такую толщину слоя воды, которая предусматривает



Фиг. 199. Водяной затвор.



Фиг. 200. Водяной затвор.

надежное закрытие прохода газа при всех возможных в практике давлениях с учетом резких колебаний в давлении и, следовательно, колебаний уровня воды в затворе. Водяной затвор рекомендуется устраивать с $2\frac{1}{2}$ — 3-кратным запасом высоты слоя воды.

Встречающиеся типы водяных затворов даны на фигурах 199, 200 и 201. Весьма часто водяной затвор выполняется в виде колена достаточных размеров на газопроводе.¹

3. При остановке газовой машины на ремонт, требующий работы внутри цилиндров, для надежности, как правило, следует закрывать заглушкой из листового железа подвод газа.

4. Строго запрещается работать на газопроводах одному человеку; работы всегда должны производиться под наблюдением старшего, не участвующего непосредственно в них. В опасных случаях обязателен вызов медицинской помощи на место работ или же заблаговременное предупреждение заводского пункта первой помощи; при наличии в заводе спасательной команды, опасные работы на газопроводах под газом (присоединение

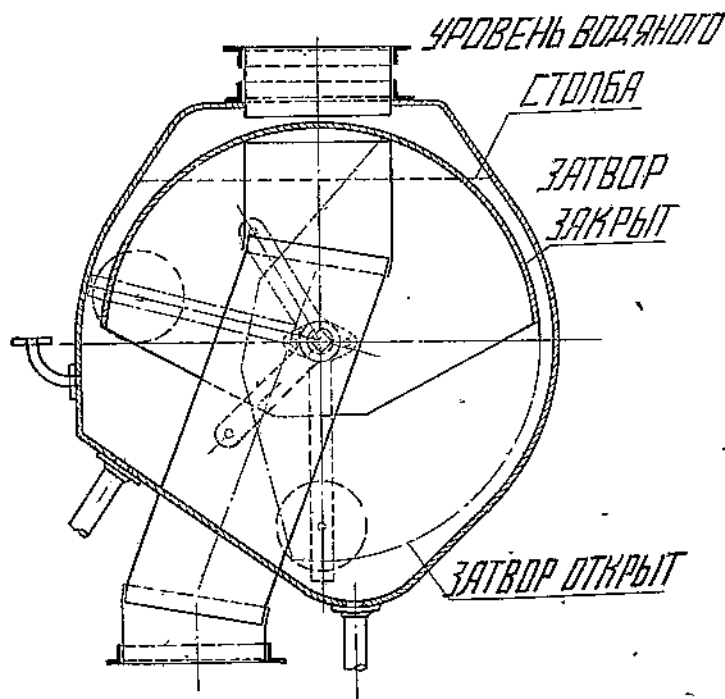
¹ Подробные сведения о водяных затворах и водоотводчиках можно найти в статье К. Schwantke, Wasserverschlüsse in Gasleitungen, „Stahl und Eisen“, 1932, № 34, стр. 825—830.

газопровода, -выключение газопровода и т. п.) рекомендуется поручать для исполнения обученному и снабженному противогазовыми аппаратами персоналу команды.

5. Газовые машины, как и всякий другой потребитель газа, в условиях металлургического завода должны быть снабжены звуковыми и световыми сигналами, связанными с центральным диспетчерским пунктом по газовому хозяйству.

Противогазовые аппараты, защищающие органы дыхания от газа, можно разделить на три группы.

1. Закрытые аппараты, при применении которых рабочий носит на себе необходимый для дыхания кислород. Эти аппараты делают рабочего совершенно независимым от окружающего воздуха, но ограничивают продолжительность его действия на работе запасенным объемом кислорода (аппарат Dreger'a).



Фиг. 201. Водяной затвор.

2. Закрытые аппараты с подводом воздуха под небольшим давлением или без давления со стороны посредством гибкой шланги. Эти аппараты применимы только для тех мест работы, которые расположены недалеко от источника чистого воздуха для дыхания.

3. Газовые маски (открытые аппараты), при применении которых пользуются для дыхания воздухом, загрязненным ядовитыми газами, очищая его в специальных фильтрах (противогазовые маски Degea).

Газовые маски могут быть применимы только тогда, если содержание кислорода в окружающем воздухе достаточно для дыхания; они не поставляют сами кислорода, а только делают окружающий воздух пригодным для дыхания.

Принципы действия аппаратов первых двух групп (закрытых) ясны без каких-либо дополнительных пояснений.

Действие газовых масок основывается на применении катализаторов, позволяющих дожигать окись углерода при обычных температурах в неядовитую углекислоту по уравнению: $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2$. Область применения газовых масок ограничивается допустимым содержанием окиси

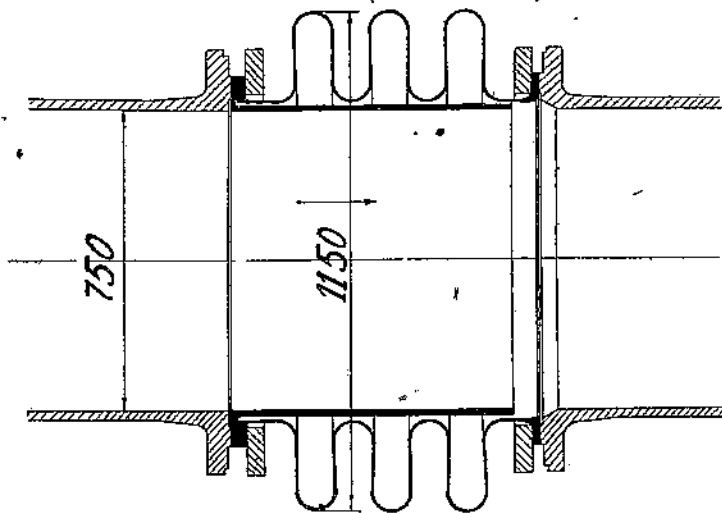
углерода в воздухе не больше 6% по объему. Это обуславливается во-первых тем, что содержание в воздухе углекислоты, образовавшейся от горения окиси углерода, не должно превышать определенного процента (6%), а во-вторых тем, что для преобразования CO в CO₂ расходуется кислород воздуха, необходимый для дыхания. Для того, чтобы дыхание было возможно, содержание кислорода в загрязненном воздухе не должно быть меньше 17%. Некоторое расширение указанных границ применения газовых масок может быть достигнуто поглощением образовавшейся углекислоты.

Так как катализатор при употреблении довольно быстро теряет свои свойства, а кроме того фильтр засоряется пылью, то время действия газовой маски весьма ограничено, что и затрудняет распространение газовых масок в промышленности.

Наиболее надежными для защиты дыхания от газа являются кислородные аппараты Dreger'a, получившие повсеместное распространение в металлургической промышленности для работ в атмосфере, отравленной доменным газом.

в) Выхлопной трубопровод

Выхлопной трубопровод больших газовых машин делается из литых стальных или чугунных труб; при выполнении выхлопного трубопровода из чугуна, к качеству последнего предъявляются повышенные требования, заключающиеся в способности выдерживать высокие и переменные температуры. Отводы выхлопных газов от каждой полости газового двигателя соединяются в одну общую выхлопную трубу, располагаемую



Фиг. 202. Компенсатор для выхлопного трубопровода.

в подвальном помещении станции. Выхлопные трубы необходимо располагать возможно дальше от воздухо- и газопроводов, чтобы тепло, излучаемое стенками выхлопного трубопровода, не могло подогревать последних, что влечет уменьшение мощности, развиваемой газовым двигателем. Вследствие этого в некоторых установках выхлопной трубопровод располагается на одной стороне фундамента, а газо- и воздухопроводы на другой. Если достаточное взаимное удаление этих труб невозможно, то выхлопной трубопровод желательно отделить от газо- и воздухопроводов стенкой или перекрытием.

При всяком расположении выхлопного трубопровода, его необходимо покрыть слоем теплоизоляционного материала, чтобы уменьшить нагревание воздуха в помещении станции. В настоящее время большие газовые двигатели почти всегда работают с котлами для использования

отходящего тепла, служащими одновременно и глушителями. Поэтому встречавшееся раньше охлаждение выхлопного трубопровода водой в современных установках не имеет места. Установки больших газовых машин с котлами-утилизаторами должны давать возможность выключать котел по желанию и работать на выхлоп, минуя котел; с этой целью выхлопной трубопровод разветвляется на два направления: одно идет к котлу-утилизатору, а другое — к выхлопному горшку и дальше в атмосферу. На каждом из этих ответвлений устанавливаются задвижки, управление которыми лучше всего сохранить в помещении машинного зала.

Вследствие довольно высокой температуры отходящих газов (700—400°C) выхлопной трубопровод удлиняется от нагрева; это удлинение достигает 4—5 мм на 1 м длины и поэтому весь выхлопной трубопровод должен иметь возможность осевого расширения на каждом участке, чтобы изменение длины его от колебаний температуры не вызвало добавочных напряжений. Это удлинение от нагревания воспринимается компенсаторами, нормальная конструкция которых показана на фигуре 202; подвижные и неподвижные опоры даны на чертежах фигур 203 и 204.

§ 35. Смазка

Места смазки газового двигателя могут быть разделены на две общие группы.

1. Места смазки, позволяющие повторное использование смазочного масла, которое принудительно циркулирует в замкнутой системе или собирается по местам смазки для вторичного использования. К таким местам смазки относятся: коренные подшипники, подшипники шатуна, крейцкопфа, ползунов, шпинделя клапанов и др.

2. Места смазки, расходующие смазку без возврата. Такими местами являются цилиндры и сальники.

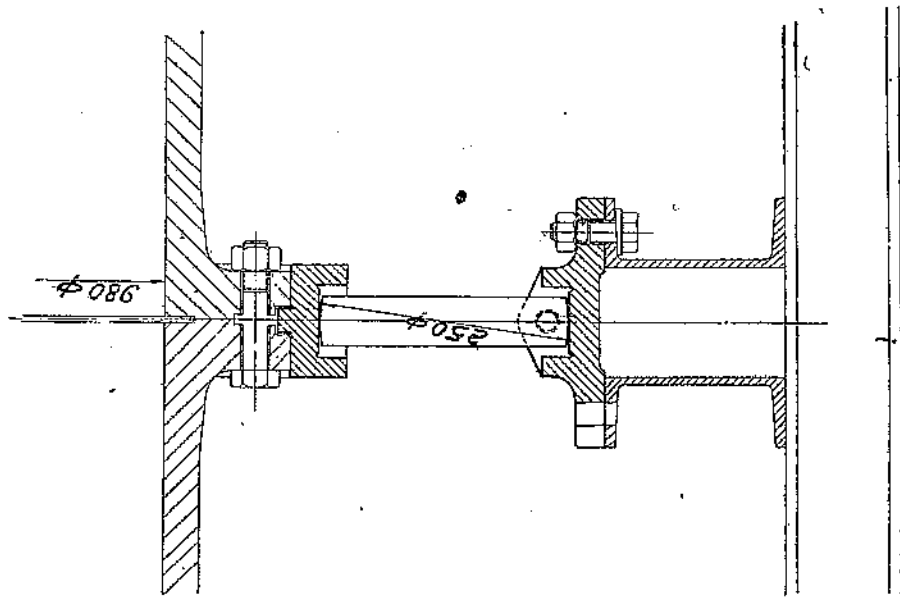
В зависимости от подвода масла к смазываемым местам двигателя смазка может быть централизованной и индивидуальной. Вполне понятно, что большое число мест смазки в газовом двигателе требует для упрощения обслуживания применения в основном централизованной смазки под давлением. Индивидуальная смазка при помощи капельных масленок, а также масленок Штауфера, сохраняется главным образом для рычагов, роликов и эксцентриков распределительного механизма. Централизованная смазка каждого газового двигателя осуществляется по двум системам (см. фиг. 205).

1. Из высоко расположенного бака масло подводится к коренным подшипникам, проходит через отверстие, просверленное в валу и в щеках колена, к подшипнику головки шатуна, а кроме того подводится через сверления в коренной раме и в ползуне к подшипникам крейцкопфа. Стекающее масло собирается в углублении коренной рамы, а отсюда стекает в масляный бак. Из масляного бака масло забирается насосом, проходит через холодильник и вновь подается в верхний бак для повторения описанного цикла.

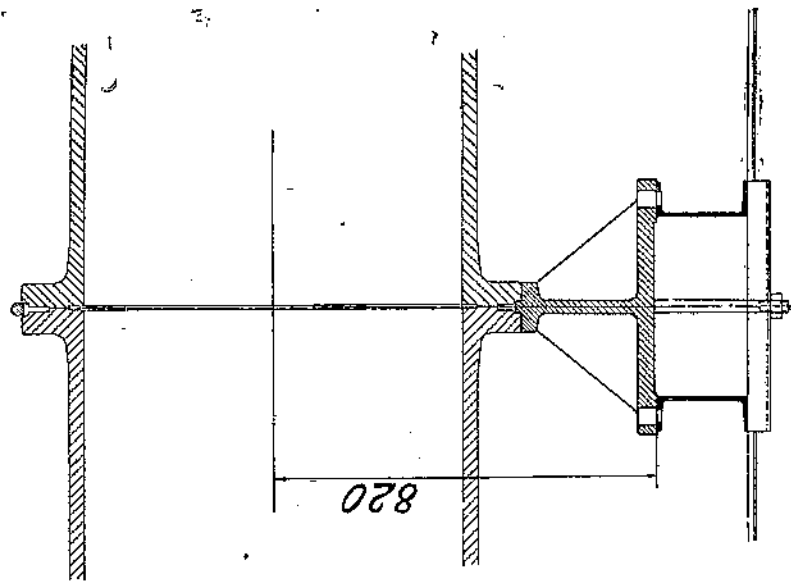
2. Масло для смазки цилиндров, сальников, шпинделей клапанов подается от центрального масляного пресса; плунжеры масляного пресса приводятся в действие одним общим устройством от распределительного вала машины. Для равномерного распределения смазки желательно, чтобы каждый плунжер подавал масло к одному, а не к нескольким смазываемым местам.

Общесоюзным стандартом установлены три сорта моторных масел, получаемых из нефти и применяемых для смазки цилиндров и прочих частей двигателей внутреннего сгорания: моторное Л, моторное М и моторное Т, с характеристиками, показанными в табл. 32.

Для смазки цилиндров газовых машин и циркуляционной смазки следует применять моторное масло М для приработавшихся двигателей



Фиг. 208. Подвижная опора для выхлопного трубопровода.



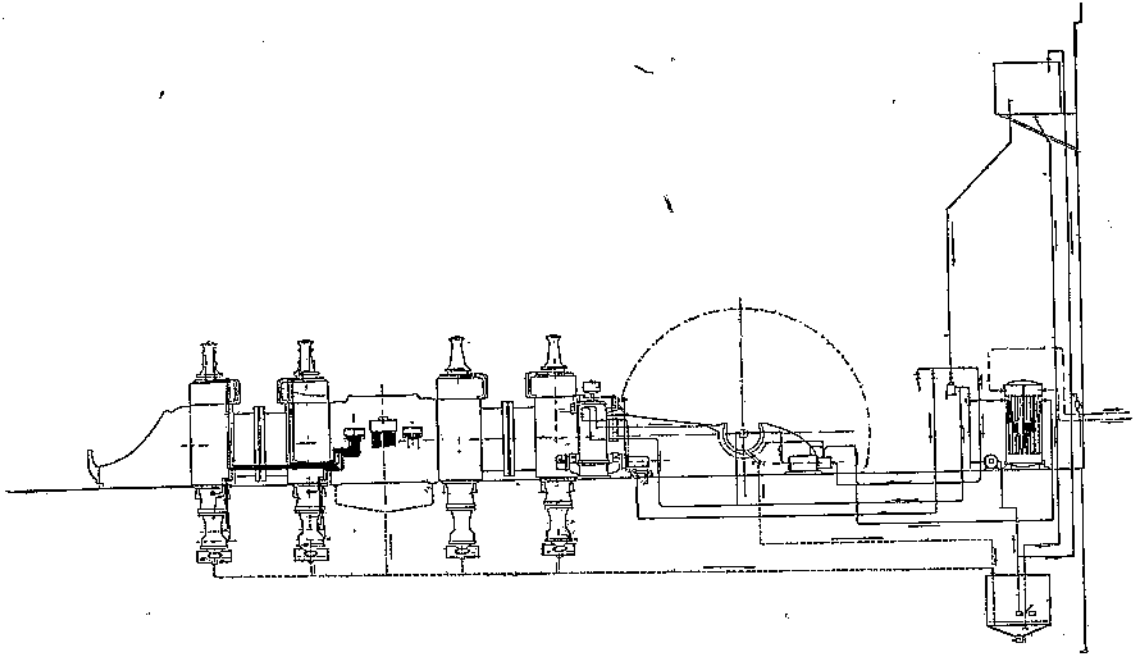
Фиг. 204. неподвижная опора для выхлопного трубопровода.

ТАБЛИЦА 32

Физико-химические свойства и внешний вид	Моторное Л, буро-желтого цвета	Моторное М, буро-желтого цвета	Моторное Т, вишнево-крас- ного цвета
Удельный вес при 15°Ц	0,890 — 0,905	0,890 — 0,910	0,895 — 0,920
Температура вспышки по Бренкену не ниже (°Ц)	180	200	210
Вязкость по Энглеру при 15°Ц	3,3 — 3,8	6,0 — 6,5	8,2 — 8,7
Содержание золы не более (‰)	0,05	0,05	0,05
Температура застывания не выше (°Ц)	— 10	— 8	— 5
Механических примесей, в том числе воды	н е т		
Свободных минеральных кислот и ще- лочей	н е т		

или моторное масло Т для новых или сильно изношенных; для смазки прочих деталей можно применять моторное масло Л.

Расход масла в значительной степени зависит от внимательности обслуживающего персонала, от наличия фильтров или центрифуг для очистки отработанного масла и повторного его использования. Поэтому



Фиг. 205. Схема смазки газового двигателя Škoda.

не представляется возможным дать строго установленные нормы расхода смазочного масла. Для общего представления о количестве потребного масла ниже даются цифры расхода, полученные при испытаниях газовых машин (см. таблицу 33).

На основании многолетних производственных записей расхода смазочных материалов для газовойоздушных машин инж. Н. Frottzheim¹ дает следующие цифры расхода масла: на смазку цилиндров газовой машины — 0,39 г/э.л.с.-ч, на смазку цилиндра воздухоудвки — 0,063 г/э.л.с.-ч и на смазку подшипников — 0,24 г/э.л.с.-ч.

¹ Н. Frottzheim, „Stahl und Eisen“, 1931, №47.

ТАБЛИЦА 33

Расход смазочных материалов газовыми машинами

Фирма	Тип машины	Диаметр цилиндра	Расход цилиндрического масла				Расход машинного масла на машину (%/ч)	Содержание пыли в газе (г/м ³)	Сорт масла	
			на цилиндры (%/ч)	на салы-ни (%/ч)	на 1 э.л.с. (в граммах)	грамм на 1 м ³ пов. цил. час			Температура воспла-менения (°C)	Вязкость при 50°C по Энглери
Газодинамо										
MAN	ДТ-12	1000	0,385	0,166	0,531	0,0087	0,339	0,015	200	6—7
MAN	ДТ-14	1300	0,35	0,20	0,460	0,0058	0,260	0,02	202	6,5
MAN	ДТ-13	1150	0,425	0,142	0,692	0,0056	—	0,012	200	9—10
Thyssen	ДТ-15	1500	0,840	0,110	0,406	0,0071	0,250	0,02	220	12
Thyssen	ДТ-14	1300	0,442	0,254	0,475	0,0079	0,280	0,02	230	6,8
Е. и. С.	ДТ-14	1300	0,729	0,104	0,681	0,0050	0,104	0,03	193	4,5
Газовозду-ходувки										
Е. и. С.	ДТ-15	1375	0,906	0,113	0,750	0,0085	0,583	0,03	193	4,5
Thyssen	ДТ-14	1300	0,585	0,10	0,554	0,0074	0,125	0,015	180	5,8
Thyssen	ДТ-13	1100	0,355	0,075	0,546	0,0058	0,125	0,015	180	5,8
MAN	ДТ-12	1000	0,75	0,125	0,925	0,0079	0,054	0,03	200	4,2
MAN	ДТ-13	1250	0,25	0,15	0,400	0,0072	0,300	0,02	230	6,8

ОБСЛУЖИВАНИЕ БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 36. Пуск и остановка газовой машины

Конструктивные особенности разных типов газовых машин, различное выполнение вспомогательного оборудования и отличия в расположении оборудования — не позволяют дать точных правил пуска и остановки газовой машины, которые были бы пригодны для всех установок. Поэтому здесь мы ставим целью дать общие, недетализированные правила пуска и остановки газовой машины, которые надлежит в каждом отдельном случае уточнить применительно к особенностям данной установки и в соответствии с инструкциями и правилами ухода, даваемыми заводом, строившим газовую машину.

а) Пуск газовой машины

1. Проверить, имеется ли достаточное давление пускового воздуха (15—25 кг/см², в зависимости от типа и состояния газовой машины) и ток для зажигания; проверить открытие водяного затвора и исправность водоотводчиков на газопроводе.

2. Пустить охлаждающую воду на цилиндр и штоки с поршнями.

3. Проверить отсутствие воды в цилиндрах, например, при помощи индикаторных краников, и во всех случаях провернуть газовую машину не менее чем на два оборота, чтобы имеющаяся в цилиндрах вода могла быть удалена через выпускные клапаны. Особенная внимательность должна быть уделена полостям, имеющим трещины и заделки цилиндров.

4. Открыть капельные масленки, открыть кран (вентиль) центральной смазки; смазчик должен накачивать масло в верхний бак ручным насосом, чтобы верхний резервуар был наполнен (наблюдается указатель уровня масла).

5. Проверить, идет ли масло на все подшипники.

6. Установить машину в пусковое положение по отметкам на маховике и по пусковому кулачку распределительного вала.

7. Установить регулирование смесью и зажигание соответственно пусковому положению; включить зажигание на те стороны цилиндров, на которых нет подвода пускового воздуха; общий рубильник от батареи остается невключенным.

8. Наложить рычаг пускового аппарата на кулачок распределительного вала и проверить, свободно ли двигается пусковой клапан.

9. Открыть главную газовую задвижку и продувочный вентиль на газопроводе; после заполнения газопровода газом продувочный вентиль закрывается (главная газовая задвижка открывается предварительно в том случае, если есть задвижки на подводах к каждой полости).

После того как последовательно одна за другой успешно произведены все перечисленные подготовительные операции, дается сигнал пуска.

10. Открыть пусковой воздух.

11. После 5—8 оборотов двигателя включить общий рубильник зажигания от батареи.

12. Медленно открывать газ на те стороны, где нет подвода пускового воздуха.

13. После появления вспышки закрыть пусковой воздух, выключить рычаг пускового аппарата и затянуть обратные пусковые клапаны на цилиндре.

14. Включить зажигание на те стороны, на которые подведен пусковой воздух, и дать газ на эти стороны.

15. Осмотреть двигатель и смазку, проверить уровень масла в верхнем резервуаре; проверить регулирование.

б) Остановка газовой машины

1. Снимается нагрузка и двигатель переводится на холостой ход; зажигание и регулирование устанавливается соответственно холостому ходу.

2. Совершенно закрываются газовые регулировочные дроссели, закрываются задвижки на подводах газа к каждой полости и главная газовая задвижка; открывается продувочный вентиль на подводе газа.

3. Выключается зажигание.

4. Закрывается кран (вентиль) центральной смазки и капельницы; уровень масла в верхнем резервуаре поддерживается ручным насосом.

5. Медленно закрывается вода для охлаждения.

6. При остановке машины на продолжительный срок заливается водой водяной затвор.

7. В случае необходимости быстрой и внезапной остановки машины, выключается сразу зажигание с последующим выполнением пп. 2, 4, 5 и 6.

§ 37. Уход за машиной во время ее работы

1. Наблюдать за уровнем масла в верхнем резервуаре, контролировать вытекающее масло из подшипников (температура вытекающего масла 30—35° Ц), наличие масла в масляных прессах, в капельницах и мадчи в масляных Штауфера; смазка штоков при помощи шприца необходима, если на штоке появятся черные полосы.

2. Следить за манометрами для охлаждающей воды, для продувочного воздуха (если машина работает по циклу с продувкой и дозарядкой) и за манометром пускового воздуха.

3. Температура уходящей охлаждающей воды из цилиндров и штоков не должна быть слишком высокой; она не должна превышать для жесткой воды 45° Ц. В случае упуска воды или повышения ее температуры выше 70° Ц, воспрещается сразу пускать большое количество холодной воды во избежание появления трещин; в таких случаях следует увеличивать подачу воды постепенно.

4. Следить за вольтметром зажигания, за отсутствием искр на распределительной головке зажигания, проверять работу запальников.

5. Если газовая машина начинает бить (преждевременные вспышки), увеличивается избыток воздуха по мере надобности, пока машина получит спокойный ход; зажигание при этом остается без изменения. При возникновении преждевременной вспышки на какой-либо стороне цилиндра прикрывается ручной клапан для газа, пока охладится коробка впускного клапана. При первой же возможности эта сторона цилиндра должна быть почищена.

6. Если зажигание в порядке, а стрелка тахометра колеблется, то это является признаком загрязнения дроссельных клапанов для газа; при ближайшей остановке они должны быть почищены.

7. Проверять исправность водоотводчиков на газопроводе; периодически выпускать воду и масло из резервуаров пускового воздуха.

8. Через каждые полчаса осматривать и ошупывать все главные доступные части двигателя: подшипники, эксцентрики и пр.

9. Регулировать состав или количество рабочей смеси в зависимости от нагрузки. Для газовых двигателей воздуходушных машин, работающих с переменным числом оборотов, изменять опережение зажигания соответственно заданному числу оборотов.

10. Помещение станции и двигателя должны содержаться в чистоте.

11. Фундамент двигателя, во избежание его разъедания, должен быть оберегаем от загрязнения маслом.

12. Для каждой газовой машины должна вестись книга для записей ремонтов, в которую вносятся: основные данные о машине, основные монтажные, регулировочные и эксплуатационные данные, как то: фазы распределения, зазоры в механизмах распределения, подъем клапанов, линейная величина (зазор) пространства сжатия, выработка цилиндра, наличие, величина и расположение трещин, диаметр штока, состояние клапанов и пр., а также время и описание проведенных ремонтов или смены отдельных деталей.

13. Для каждой газовой машины должен вестись машинный журнал по определенной форме, в котором все записи заносятся дежурным машинистом и в котором оформляется сдача и приемка машинистами смены.

14. Для каждой газовой машины должен вестись альбом индикаторных диаграмм, снимаемых во время регулировки и работы двигателя.

15. Уход за газовыми машинами может поручаться только знающим и опытным лицам соответствующей квалификации, прошедшим курсы или сдавшим испытания на право обслуживания двигателей внутреннего сгорания и отличающимся внимательностью, трезвостью и аккуратностью. Должно проводить также повышение квалификации обслуживающего газовые машины персонала во время работы на предприятиях.

16. При необходимости отлучиться от газового двигателя во время его работы, дежурный машинист должен быть замещен другим лицом, хорошо знакомым с уходом за двигателями.

§ 38. Текущие ремонтные работы

Камера сгорания цилиндров, впускные и дроссельные клапаны на подводах газа должны прочищаться от пыли и отложений каждые 3—6 мес., в зависимости от чистоты доменного газа. Очистка только дроссельных клапанов для газа может производиться и чаще, смотря по обстоятельствам и независимо от прочистки цилиндра.

Одновременно с очисткой камеры сгорания должна производиться очистка рубашки от грязи и твердых отложений из воды (котельного камня). Удаление котельного камня может вызвать необходимость применения раствора соляной кислоты. Нормально достаточно для очистки полостей охлаждения цилиндров, крышек и выпускных клапанов только промывание струей воды. Для удаления грязи из рубашки открываются нижние люки для очистки; другие люки, расположенные сверху, открываются по необходимости. Особое значение имеет очистка части рубашки цилиндра, прилегающей к выпускным и впускным клапанам (горловины цилиндров).

Перед тем как поставить на место впускной клапан после произведенной очистки камеры сгорания, проверяется плотность поршня, кожанка выпускного клапана и цилиндра, так как попадание воды в цилиндр вызывает большое срабатывание поршневых колец и стенок цилиндра и нарушает работу запальников. Кроме того, проверяется положение штоков относительно оси машины и износ поршневых колец. При сборке впускного клапана проверяют наличие нужного зазора между роликом и кулаком для машин с кулачным распределением, а для машин с эксцентриковым распределением — величину мертвого хода верхнего кляшегося рычага. Замена запальников нормально должна производиться через каждые 6—8 недель. Лучше всего иметь полный комплект запасных запальников,

которыми заменяются работавшие, а снятые запальники осматриваются и ремонтируются во время работы машины.

Если машина, вышедшая из прочистки, будет давать при работе опять колебания стрелки тахометра, то в этом случае неравномерность хода машины вызывается неравенством работы сторон и машину надо проиндицировать. Неравенство работы сторон может быть вызвано тем, что, при большом загрязнении дроссельного клапана до чистки, тяги регулирования с силой растягивались и поэтому их нужно дополнительно отрегулировать.

Замена масла центральной смазки производится обычно через каждые 6—12 мес., в зависимости от состояния масла. Можно рекомендовать подвергать машину каждые 1—2 года большой ревизии. Поршни должны быть разобраны и прочищены; в случае надобности заменяются поршневые кольца. При замене поршневых колец необходимо обратить внимание на то, чтобы канавки на поршне давали кольцам правильную игру, около 0,1—0,2 мм. Сальники должны быть разобраны и очищены; если кольца сальника (сегменты) сработались, то стыки сегментов необходимо подпилить. При сборке сальников следует обратить внимание на то, чтобы снимающие масло края внешних колец приходились наружу, соответственно чертежу. Все подшипники должны быть открыты и при необходимости пришабрены. Игра в подшипниках дается от 0,1 до 0,3 мм.

Если газовая машина приводит в движение воздуходушку, то одновременно производят осмотр, очистку и промывку керосином нагнетательных и всасывающих клапанов; разбитые клапаны заменяются новыми, которые должны всегда иметься в запасе. При обратной постановке на место клапанов необходимо наблюдать за тем, чтобы гайки шпинделей были соразмерно затянуты и не давали перенапряжений в клапанной коробке. Во время разборки клапанов проверяется правильность работы поршня воздуходушки, его центральное положение.

Корпус выпускного клапана снимается только тогда, когда это становится необходимым вследствие выработки седла клапана или же тогда, когда требуется очистка стенок охлаждения от котельного камня. При установке корпуса выпускного клапана особое внимание должно быть обращено на то, чтобы он был притянут равномерно по всей окружности и строго вертикально. Само собой понятно, что выпускной клапан после сборки испытывается на плотность.

При смене штоков проверяется точность пригонки муфтового соединения. Это производится следующим образом: муфта надевается только на один из концов соединяемых штоков и измеряется промежуток между половинками муфты; такое измерение повторяется для второго конца соединяемых штоков. Разница этих измерений, другими словами, отклонение в диаметрах нарезки соединяемых штоков, не должно быть больше 0,3—0,4 мм. Если это отклонение превышает 0,3—0,4 мм, то штоки должны быть вторично обработаны, так как большие отклонения в диаметрах недопустимы с точки зрения прочности соединения. При стягивании муфты нужно иметь в виду, что сначала затягивают болты, а затем уже распорный клин. После соединения штоков проверяется правильность положения поршней в цилиндре, для чего измеряется щупами зазор между стенкой цилиндра и телом поршня. Поршень должен находиться при правильной сборке в середине цилиндра.

Затем проверяются зазоры между штоками и сальниками с целью получения центрального положения обоих штоков; неравные зазоры влекут нагрев и быстрое (одностороннее) срабатывание сальниковых колец. Точно так же должны быть проверены величины камеры сжатия на каждой стороне обоих цилиндров. Величина камеры сжатия проверяется при помощи куска свинца, закладываемого в цилиндр через отверстие для впускного клапана между поршнем и крышкой, который сдавливается при проворачивании газовой машины.

При сборке подшипников шатуна нужно выдержать правильные зазоры в подшипниках. Зазоры в крейцкопфных подшипниках могут быть определены при помощи щупов, но зазоры в кривошипном подшипнике должны определяться путем опробования, а именно: после того как зазор в подшипнике определен приблизительно при помощи свинцовой проволоки, удаляют столько прокладок из подшипника, пока подшипник не перестанет давать сдвиги при нажиме на него ломиком. Это будет соответствовать зазору = 0. Подшипник открывают еще раз и вкладывают одну прокладку толщиной 0,3 мм (в холодном состоянии шейки вала). Если после пуска машины будет иметь место стук в кривошипном подшипнике, то нужно остановить машину и вынуть еще одну прокладку толщиной 0,2 мм или заменить прокладку толщиной 0,3 мм прокладкой 0,2 мм. На силу затяжки болтов подшипников шатуна должно быть обращено самое большое внимание.

Для получения достаточно сильной затяжки крейцкопфных болтов к плечу ключа прикрепляют стальной канат, который натягивается большим крюком монтажного крана. После этого по плечу ключа бьют барсом, подвешенным к ферме мостового крана до тех пор, пока гайка не перестанет вращаться. Если переставлялся подшипник коренного вала, то после пуска этот подшипник должен подвергаться особому вниманию.

При каждой остановке машины на ремонт следует проверять горизонтальность оси коренного вала, а болты крышек подшипников подтягивать. Во время большой ревизии цилиндры газовой машины должны быть осмотрены изнутри и промерены; если имеются трещины, то они заделываются (см. § 20), а после окончания ремонта цилиндр испытывается на плотность. При наличии неравномерной выработки, цилиндр может быть на месте расточен. В случае негодности цилиндра для дальнейшей работы, он заменяется запасным. Срок службы цилиндров газовых машин колеблется в больших пределах. Хорошие составные цилиндры без горловин выдерживают непрерывную эксплуатацию в течение 12—15 лет. Средний срок службы цилиндров газовых машин можно считать 7—8 лет.

ЛИТЕРАТУРА

§ 1

1. Металлургические заводы юга России, Ред.-изд. отдел УСНХ, Харьков 1928, стр. 236 и 287.
2. Проблемы энергетики к пятилетнему плану, Москва, 1929, стр. 250.
3. *Mejer*, Die Grossgasmaschinen in der deutschen Kraftwirtschaft, VDI, 1927, стр. 1336.
4. Betriebsergebnisse von Hochofengaskraftmaschinen, VDI, 1932, № 14, стр. 350.
5. *Wolf*, Gasmaschine oder Dampfturbine, Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1927, (1), № 4, стр. 285—296.
- Реферат *Е. А. Даничек*, „Домез“, 1929, № 6, стр. 149—167
6. *А. А. Великов*, Сравнение газовой машины с паровой турбиной, Труды III Всес. теплотехн. съезда, том III, вып. 1, стр. 63—92, а также „Вестник металлопромышленности“, 1929 г., № 7, стр. 40—51. См. по тому же вопросу:
7. *Домов М.*, Выбор типа двигателя для металлургического завода, „Вестник металлопромышленности“, 1928 год, № 10, стр. 25—42.
8. *Домов*, Газомоторы большой мощности, „Вестник металлопромышленности“, 1924 г., № 7—9, стр. 34—47.
9. *Великов А. А.*, Производство больших газовых машин и применяемые материалы, Известия теплотехн. инст. № 1, (44) 1929 г., стр. 118—131.
10. *Глаголев Н. М.*, Место газомоторов на металлургических заводах, Харьков 1932, Энергоиздав. Под редакцией проф. Я. М. Майера.
11. *Великов А. А.*, Сравнение газовой машины с паровой турбиной в условиях каменноугольной промышленности, „Вестн. металлпромышл.“, 1929 г. № 7, стр. 40—51.
12. *Домов Мих.*, Силовые направления siderургии, „Уголь и железо“, № 32, 1928 год, май, стр. 75—89.
13. *Левитский М. Н.*, Энергетика металлургических заводов, Бюллетени Гипромега за 1929 г., № 7 и 8 и 1930 г. № 1, 2, 5.

§ 2

- Первым двигателем внутреннего сгорания надо считать модель, построенную до 1824 г. *Ньепсом* и работавшую сжиганием внутри цилиндра аптечного порошка—ликподия (мельчайшие споры плауна). См.:
1. *С. Карно*, Размышления о движущей силе огня, Классики естествознания № 7, М., ГИЗ, 1923. См. также заметку:
 2. *Ш. В.*, Сади Карно о воздушных газовых двигателях, Вестник общества технологов, 1898, № 10, стр. 361—362.
- Идея двигателя внутреннего сгорания была на время забыта и возрождена затем в 1860 г. *Ленуаром* в его газовом двигателе без сжатия заряда и затем в 1867 г. *Отто* и *Лангеном*, введшими сжатие газозвоздушной смеси. Мощный толчок развитию теории и распространению в промышленности двигателей внутреннего сгорания был дан в 1895 г. *Р. Дизелем*, пытавшимся осуществить цикл *Карно* п помощью двигателя внутреннего сгорания.
3. *Р. Дизель*, Теория и конструкция рационального термического двигателя, перев. Л. Борович, Вестник общества технологов, 1898, № 11—12, стр. 439—462, 1899, № 1, 3, 4, 5 и 6, стр. 45—55; 117—124; 153—156; 202—215; 253—264.
- Двухтактный цикл в двигателях внутреннего сгорания применяется приблизительно с 1905 года, а цикл с продувкой и дозарядкой с 1912 года, см. *Ausspülverfahren von Ehrhardt und Sehmer für Gasmaschinen*, VDI, 1913, стр. 948.
- С 1902 г. и до сих пор продолжают безуспешные попытки осуществить не поршневого, а турбинный двигатель внутреннего сгорания. См.:
4. *Stodola*, Dampf und Gasturbinen, Berlin Springer, 1922, стр. 968—1054.
 5. *Holzwarth*, Die Gasturbine, 1912.
 6. *Gentsch*, Untersuchungen über die Gas- und Oel-Gleichdruckturbinen, 1925.
 7. *Eyermann und Schulz*, Die Gasturbinen, ihre geschichtliche Entwicklung, Theorie und Bauart, 1920.
 8. Проф. *В. М. Маковский*, Опыт исследования турбин внутреннего сгорания с постоянным давлением сгорания, 212+IV стр. Атлас 16 листов диаграмм, ГИЗ, Укр. 1925.

В настоящее время вопрос об осуществлении турбины внутреннего сгорания оживленно обсуждается советской технической общественностью, а научно-исследовательские организации ведут подготовительную разработку. Нетрудно доказать, что коэффициент полезного действия турбинного двигателя не будет выше, чем поршневого, зато воодушевляет надежда построить сверхмощный двигатель с высоким числом оборотов.

§ 3

1. *Стрижов*, Естественный газ.
2. *Шагназаров*, Естественный газ, его добыча и утилизация, 2 части, ГОНТИ, 1932 г.
3. *Соколов*, Методы исследования природных газов, Нефт. изд., 1932.
4. *Стопневич*, Природные газы в России; Естественные производительные силы России, 1920, т. IV, вып. 37, Ленинград.
5. Многие подсчеты по сжиганию газов упрощаются при пользовании книгой: Нормы расхода энергии в черной металлургии, Энергоиздат, 1933, раздел IX, таблицы 116, 117, 118 и т. д., стр. 121—127.

§ 4

Из старейшей литературы можно указать:

1. *Hellenschmidt*, Gemischbildungen der Gasmaschinen, Berlin, Springer, 1911, стр. 52.
2. *Magg*, Zeichnerische Untersuchung der Gemischbildung in Gasmaschinen, VDI, 1913, № 18, стр. 698—702.
3. *Schöttler*, Der Mischungsvorgang in Gas- und Oel-Maschinen, Die Wärme, 1924, № 22 и 23, стр. 249—254 и 265—269.

Из новейшей литературы:

4. *Stier*, Leistungsberechnung der Viertakt-Grossgasmaschinen mit und ohne Leistungssteigerung, VDI, 1933, № 26, стр. 698—700.
5. *Черноубовский*, Повышение мощности четырехтактных газовых двигателей, «Вестник металлопромышленности», 1933, № 6 и 7, стр. 3—14 и 3—15.

По двухтактным двигателям:

6. *Гельд*, Судовые двигатели Дизеля, 1922, ч. 1, стр. 220. В книге даны основные расчеты выхлопа и продувки в зависимости от времени.
7. *Willmer*, Ladevorgang und Regelung der Körtingschen Zweitaktmaschine, VDI 1908, № 7, стр. 261—263.
8. *Bertram*, Weiterentwicklung der Zweitaktgrossgasmaschine, Stahl und Eisen, 1920, № 40, стр. 1335—1341.

Новейшие исследования относятся главным образом к быстроходным автомобильным двухтактным двигателям:

9. *Mater u. Lutz*, Die Spülung von Zweitaktmotoren, Berichte aus dem Laboratorium für Verbrennungskraftmaschinen der technischen Hochschule Stuttgart, Heft 2, 1933. Stuttgart, Wittwer по рефератам в VDI, 1931, стр. 1115 и VDI 1933, стр. 1124—1125.
10. *Neumann*, Die thermodynamischen Grundlagen des Spül- und Ladevorganges bei Zweitaktmaschinen, Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1931, N 8, стр. 273—286; реферат VDI, 1932, № 79, стр. 463—469.

§ 5

1. *Waldeck*, Frühzündungen an Hochofengasgebläsemaschinen und ihre Ursachen, Stahl und Eisen, 1915, № 3, стр. 65—71.
2. *Kreuzer*, Vorzündungen an Gasmaschinen bei Abstichen des Hochofens, Stahl und Eisen, 1926, № 38, стр. 1288—1290.

§ 6

1. *Михельсон*, О нормальной скорости воспламенения гремучих газовых смесей. Собрание сочинений, Москва, 1930, т. I, стр. 87—164.
2. *Passauer*, Die normale Verbrennungsgeschwindigkeit stickstoffreicher Gase (Generatorgase, Gichtgase), Feuerungstechnik, 1929, № 1, 2 и 3, стр. 5—8; 15—21. 28—31. *Passauer*, Verbrennungsgeschwindigkeit und Verbrennungstemperatur bei Vorwärmung von Gas und Luft, Gas- und Wasserfach, 1930, № 14, 15 и 16, стр. 313—319, 343—348 и 369—372.
3. Техническая энциклопедия. Справочник физических, химических и технологических величин, Москва, 1929, т. III, стр. 455—469. Имеются литературные указания и несколько сырая сводка результатов.
4. *Nägel*, Versuche über die Zündgeschwindigkeit explosibler Gasgemische. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, VDI, Heft 54. Извлечение см. журнал VDI, 1908, № 7, стр. 244—253. Образцом современной постановки исследования скорости воспламенения в закрытом сосуде может служить работа *Klissner*, Untersuchungen zur Dynamik des Zündvorganges Forschungsheft, VDI, № 309. Перевод на русский язык см.: Процессы горения и детонация. Сборник переводных статей под ред. *Редок*. Научно-исследовательский дизельный институт, Ленинград, 1934, вып. 4. Еще выше измерительная техника в исследовании проф. *Nägel*, Versuche an schnelllaufenden Dieselmotoren, VDI, 1932, № 50, стр. 1213—1217.
5. *Nusselt*, Die Zündgeschwindigkeit brennbarer Gasgemische, 1915, VDI, стр. 872. Исходя из общих физико-химических законов и упрощающих допущений, автор дока-

зывает, что скорость воспламенения возрастает пропорционально корню квадратному из давления.

6. *Stevens*, Nat. Adv. Comm. Aeronaut Rep. № 372, Вашингтон. Цитируем по реферату: *Lindner*, Einfluss des Druckes auf die Zündgeschwindigkeit von brennbaren Gemischen, VDI, 1931, № 40, стр. 1260 — 1261.

7. *Crowe and Newey*, Philosophical Magazine, 1925, т. 49, стр. 1112—1131.

8. *Kuchner*, Elektrische Messung der Zündgeschwindigkeit in einer Verbrennungskraftmaschine, Forschung, 1931, № 2, стр. 197, извлечение в VDI, 1931, № 40, стр. 1261 — 1262; перевод на русский язык в вышеупомянутом сборнике под ред. *Ребов*: Процессы горения и детонация, Ленинград, 1934; стр. 87 — 99. См. также *Соколик*, Горение и детонация в газах, изд. Проблемы новейшей физики, вып. 25, ГТТИ, 1934 стр. 152. Книга *Endres*, Der Verbrennungsvorgang im Gas- und Vergasemotor, Berlin, Springer 1928, 80 + VI, стр. 29 фиг.; посвящена главным образом теоретическому определению скорости воспламенения.

§ 7

Предлагаемый здесь метод построения индикаторной диаграммы газового двигателя несколько отличается от общепринятого, основанного на допущении быстрого сгорания газозоудной смеси при постоянном объеме. Вместо цикла Отто в основу расчета положен цикл Сабата (см. § 2), что несколько приближает теоретическую индикаторную диаграмму к действительной. Рекомендуем все же для сравнения параллельно проработать и общепринятый метод расчета по одному из следующих руководств:

1. *Гюльднер*, Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование. Перев. с нем. т. I и II с приложением.

Мазинг, Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, ГТИ, 1930.

2. *Дуббель*, Двигатели внутреннего сгорания стационарные и судовые. Перев. с нем ГТИ, 1932.

3. *Бриллинг*, Двигатели внутреннего сгорания, ГТИ, 1935 г.

4. *Квасников*, Тепловой расчет двигателей внутреннего сгорания, Энергоиздат, 1933.

5. *Дфлаум*, IS — диаграммы продуктов сгорания и применение их для расчетов двигателей внутреннего сгорания. Перев. с нем., Энергоиздат, 1933. Листы 5, 6, 7 и 8 для доменного газа.

6. *Шюле*, Новые таблицы и диаграммы для технических топочных газов. Перев. с нем., Энергоиздат, 1933.

Уже после написания этого параграфа и составления таблиц появилось новое исследование: *Justi*, Spezifische Wärme technischer Gase und Dämpfe в журнале Forschung, 1934, № 3, стр. 130, в котором на основании новых экспериментальных исследований пересмотрены величины теплоемкостей газов при высоких температурах. Автор приходит к гораздо более высоким значениям для теплоемкости углекислоты и водяного пара, чем *Шюле*. См. также *Schwarz*, реф. „Сов. металлургия“ 1934, № 3, стр. 34.

7. *Махов*, Влияние диссоциации на процесс горения газов доменного и коксовального, Металлург., 1934, № 2, стр. 6-21.

8. *Eichelberg, Gröber, Jakob, Nusselt, Richter*, Wärmedurchgang bei einfachen Körpern und Maschinen Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, № 300, статья *Eichelberg*, Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragung im Dieselmotor, стр. 61 — 66. Исследование было проведено на заводе бр. Зульнер в Вантертуре. Диаметр цилиндра 600 мм, ход 1060 мм, 100 об/мин., толщина стенки цилиндра 50 мм. Цилиндр и крышки имели 30 отверстий для установки термомпар. См. также: Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmaschinen, VDI, 1926, стр. 429.

§ 9

1. Проф. *Бриллинг*, Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе Дизель, М., ОГИЗ, 1931, VIII + 320 стр.

2. Проф. *Дуббель*, Двигатели внутреннего горения, стационарные и судовые, ГОНТИ, М. 1932, § 6, стр. 88 — 92.

3. *Шан*, Теплопередача в промышленных установках, ОНТИ, Энергоиздат, 1933, стр. 179 — 217.

4. *Schmidt*, Messung der Gesamtstrahlung des Wasserdampfes bei 1 bis 1000° C, Forschungen auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, VDI, 1932, № 2, стр. 57 — 70.

5. *Landoldt - Bernstein*, Physikalisch — Chemische Tabellen, 5 Aufl., 1923, т. I.

6. *Телмическая энциклопедия*. Справочник физических, химических и технологических величин, Москва, ОГИЗ, 1931, т. VII, стр. 443 — 451.

7. Проф. *Шюле*, Таблицы и диаграммы для топочных газов, ОНТИ, Энергоиздат, 1933.

8. *Schmidt*, Ueber die Anwendung der Differenzenrechnung auf technische Anheiz- und Abkühlungsprobleme. Föppl's Festschrift, Springer 1924, стр. 179 — 189.

9. *Eichelberg*, Zeitlicher Verlauf der Wärmeübertragung im Dieselmotor. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens hsg VDI, 1928, № 300, стр. 61 — 66.

См. также Forschungsarbeiten № 263 и журнал VDI, 1926, стр. 429; 1930, стр. 1487; 1932, стр. 897.

§ 10

1. *С. П. Тимошенко*, Сопротивление материалов, ч. II, Г. техн-теор. изд., 1932, § 30 и § 34, стр. 134 — 139 и стр. 156 — 161. В подстрочных примечаниях к этим параграфам см. ссылку на английскую литературу.

2. Впервые анализ температурных напряжений дан в статье проф. *Lorenz*, Temperaturspannungen in Hohlzylindern, VDI, 1907, № 19, стр. 743 — 747; дополняющие письма в редакцию *Duffing* и проф. *A. Förppl*, стр. 844.

3. *Sulzer*, Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmaschinen, VDI, 1926, № 13, стр. 429 — 436.

§ 12

1. *Грамберг*, Технические измерения и испытания машин в производстве, Моск. Ак. изд., т. I, вып. 5, Индикатор; т. II, вып. 5, Двигатели внутреннего сгорания. Готовится перевод с нового немецкого издания.

2. *Зейферт*, Испытание паровых машин, котлов, турбин и двигателей внутреннего сгорания, ГИЗ, 1931.

3. *Гриневецкий*, Теория индикатора и обращения с ним, Москва, 1912.

4. *Малеев*, Испытание индикатора, СПб, 1905. Индицирование прокатных и других двигателей с быстро изменяющейся нагрузкой производится либо интегрирующими индикаторами, восящими название счетчиков мощности —

5. *Böttcher*, Leistungszähler für Kolbenmaschinen, VDI, 1910, № 30, стр. 1233 — 1241, либо индикаторами, показывающими или регистрирующими среднее индикаторное давление пи-метрами, см.:

6. *Gümbel*, Planimetrierender Indikator, VDI, 1922, стр. 298.

7. *Geiger*, Mitteldruckindikator, VDI, 1926, стр. 509 — 513.

8. *Lehmann*, Die unmittelbaren Anzeigen des mittleren indizierten Kolbendruckes. Archiv für Wärmewirtschaft, 1930, № 8, стр. 288 — 289. Индицирование очень быстроходных двигателей требует индикаторов без инерции.

9. *Mader*, Der Mikroindikator zur Untersuchung schnelllaufender Maschinen. Dinglers Polytechnisches Journal, 3 Juli 1912, стр. 420 — 424; Вест. мет. пром. 1925, № 1—2, стр. 80 — 98.

10. *Bock*, Neuere Indikatoren für hohe Drehzahlen und Drücke, VDI, 1923, стр. 814. В последнее время для этого применяют электрические индикаторы — Elektrischer Indikator für schnelllaufende Maschinen, VDI, 1921, стр. 973; 1927, стр. 1309; 1930, стр. 576, 579, 587 и 1066.

11. А. А. Н. *Крылов*, Лекции о приближенных вычислениях, Изд. Ак. Наук СССР, 1933, § 26, 37, 38 и 40.

12. *Мовшович*, Газоанализаторы, ГИЗ, 1930.

Темкин, Контроль работы котельных установок, Эн. изд., 1933.

Когда эта книга была уже подготовлена к печати, появился в продаже труд:

13. *Глаголев Н. М.*, Испытания газовых двигателей (теория и методика). ГОНТИ Укр. 1934. См. также:

14. Нормы испытания тяжелых двигателей внутреннего сгорания и пояснительная записка, Известия Теплотехнич. института № 1 (34), 1928 г., стр. 13 — 27.

15. Правила для испытания двигателей внутреннего сгорания (стационарных и судовых с жидким и газообразным топливом), Изв. Теплотехн. инст., № 5 (28) 1927 г., стр. 49 — 54.

§ 13

Кроме изложенного здесь графического метода одно время был распространен метод инж. *Wo. Ostwald* (не академик), Beiträge zur graphischen Feuerungstechnik, Leipzig Spamer, 1920. В книге построены для нескольких топлив косоугольные треугольники, из которых можно по анализу продуктов горения определить обратную величину коэффициента избытка воздуха $\frac{1}{\alpha}$. В статье *Seufert*, Berechnung von Schaubildern zur Abgasanalyse, VDI, 1920, стр. 505 и 1096; 1923, стр. 404, показана также точность применения подобных треугольников в случае доменного газа. Более значительное распространение имеет изложенная в Хütte теория проф. *Mollter*, Die Gleichungen des Verbrennungsvorganges, VDI, 1921, стр. 1095, несколько громоздкая и не учитывающая недожога метана, водорода и сажи.

§ 14

1. *Neumann und Pause*, Die Bestimmung des Gasverbrauches aus den Wärme und Energie-Ausgaben, Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1932, № 6, стр. 13 — 16.

2. *Riedler*, Grossgasmaschinen, München, Oldenburg, 1905, гл. IX.

3. *Ebel*, Abnahmeprüfung einer Grossgasmaschine mit Abwärmeverwertung, Glückauf, 18-IX 1920, № 38, стр. 741—746.

4. *Jakob und Kretschmer*, Die Durchflusszahlen von Normaldüsen und Normalstaurändern von 100 bis 1000 mm Durchmesser. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesen, № 311, 1929. Извлечение см. Archiv für Wärmewirtschaft, 1930, № 11, стр. 220.

5. *Jakob*, Amerikanische Grossversuche an Gasmessern, журнал Forschungen auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, 1931, № 11, стр. 418—419.

6. *Euler*, Formeln, Beispiele und Unterlagen zur Berechnung durchfliessender Mengen auf Grund der neuesten Versuche und Berichte, Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1931, № 5, стр. 231—249. Оттиски в отдельной продаже, как Mitteilung der Wärmestelle Düsseldorf № 156. На русском языке в переводе *Низлова и Фадеева*, издан Укр. научно-иссл. инст. промыш. энергетики, Энергоиздат, 1932.

7. *Euler*, Blenden für die Strömungsmessung, Archiv für das Eisenhüttenwesen, 1932, № 3, стр. 95—104. Mitteilung der Wärmestelle, Düsseldorf, № 167.

8. *Euler*, Einteilige Blenden schmalere Einbaubreite für die Mengemessung, Archiv für das Eisenhüttenwesen. 9-III 1933, № 9, стр. 375—377.

9. *Schmidt*, Der Staurost — neues Messgerät mit geringem Druckabfall für Durchflussmessungen, VDI, 1931, стр. 1535.

10. *Рубинштейн*, Нормы (правила) измерения расхода жидкостей, газов и пара при помощи дроссельных приборов, М., Энергоиздат, 1933.

Правила для измерения расходов нормальными (VDI) соплами и диафрагмами, Энергетика, 1932, № 4—6. Сокращенно — Известия Теплотехнического института, 1930, № 6 (59), стр. 128—134.

11. *Hogdson*, On the metering of steam Proceedings of the Institution of naval architects, 1922. Прочитать это сочинение нам не удалось. Цитируем по выступлению Ходжсона в дискуссии к докладу *Wilson*, Repair and upkeep of pneumatic tool. Proceedings of the Institution of mechanical engineers, 1924, № 2, стр. 183—191. *Hogdson*, The calculation and measurement of air flow in mines, Engineering, Vol. 122; 9-VII 1926 г., № 3156, стр. 58—59; 23-VII 1926. № 3157, стр. 122. *Sauer*, Sbaudruckmessung bei pulsierenden Stoffströmen. Halle an der Saale, Knapp, 1930.

12. *Moss*, The relationship of air consumption to brake horse-power in internal combustion engines; road and flight tests, Proceedings of the Institution of mechanical engineers, 1924, № 3, стр. 345—390.

13. *King*, The measurement of air flow. The Callendar hot wire anemometer, Engineering, Vol. 117, 1924, первая половина стр. 136—137; 249—251; стр. 314, письмо Ходжсон, стр. 502, 507.

14. *Zimm*, Ueber die Strömungsvorgänge im freien Luftstrahl, Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, № 234—1921.

§ 15

1. *Meyer*, Untersuchungen am Gasmotor, Mitteilungen über Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens. Heft 3 или в журнале VDI. 1903.

2. *Nägel*, Versuche an der Gasmaschine über den Einfluss des Mischungsverhältnisses. Mitteilungen über Forschungsarbeiten, № 54 (вторая статья), или в журнале VDI, 1907, № 36 и 37, стр. 1405—1413; 1460—1468; 1586 и 1723.

3. *Грациберг*. Технические измерения и испытания машин в производстве, том II, вып. 5. Испытание двигателей внутреннего сгорания. Моск. акад. изд. 1927.

4. *Steffes*, Etude sur la récupération des chaleurs d'échappement des moteurs à gaz à la station centrale de l'usine de Belval de la Société métallurgique des Terres Rouges, Revue de Métallurgie, 1928, № 11, стр. 712—723.

5. *Steffes*, Essais comparatifs d'un groupe électrogène à gaz et d'un turboalternateur à vapeur, Chaleur et Industrie, № 131, март 1931, стр. 103—108.

6. *Steffes*, Stufenversuche an einer Hochofengasmaschine mit Spüllufttrieb und Abhitzeverwertung, Die Wärme, 16-IX 1933, № 37, стр. 595—597. Диаграммы напечатаны по ошибке в № 38.

7. *Steffes*, Betriebsversuche an einer Gasgebläsemaschine, VDI, 1923, № 7, стр. 151—153. См. также проф. А. А. *Великов*, Испытание больших газовых машин, „Уголь и железо“, декабрь 1926, № 15, стр. 95—112.

8. *Steffes et Graff*, Essais industriels effectués sur la groupe soufflet-moteur à gaz Cockerill № 2 installée à la station centrale des soufflantes à gaz de l'usine de Belval appartenant à la Société métallurgique des Terres Rouges, „Chaleur et Industrie“, июль 1928, № 99, стр. 391—410.

9. *Steffes*, Essais de réception d'une soufflante d'acierie Skoda commandée par moteur à gaz, „Chaleur et Industrie“, сентябрь 1934, № 173, стр. 221—228.

10. *Ломов М.* Газомоторы большой мощности. „Вестник металлопромышленности“, 1924 г., № 7—9, стр. 37—47.

11. *Наумов В. С.*, Большие газовые двигатели М АН. „Вестник мет.пром“, 1925 г. № 5—6, стр. 5—18.

12. *Наумов В. С.*, Большие газовые двигатели завода о-ва Кокерилль, „Вестник мет.пром“, 1925 г. № 11—12, стр. 7—23.

13. *Наумов В. С.*, Газовые двигатели завода Эрхардт и Земер, „Вестник мет.пром“, 1926 г., № 3—4, стр. 18—33.

14. *Наумов В. С.*, Газовые двигатели завода Тиссен, „Вестник мет.-пром“, 1927 г. № 9, стр. 5—19.

15. *Цветков В. Т.*, Современное положение паротурбостроения и газомоторостроения. Труды I Всеур. энергетич. съезда, Харьков, 1 29 год, стр. 137—157.

16. *Беликов А. А.*, Производство больших газовых машин и материалы употребляемые при этом, Известия Всесоюз. теплотехнического института, № 1 (44) стр. 118—131.

17. *Беликов А. А.*, Испытания больших газовых машин, „Уголь и железо“, декабрь 1926 г. № 15, стр. 95—112. Примеры 38 испытаний собственных и по литературным источникам различных газовых двигателей.

18. *Глаголев Н. М.*, Испытания газовых двигателей (теория и методика) ОНТИ, Харьков, 1934.

§ 17

1. *Cochand-Hottinger*, Versuche an einer Sulzer'schen 300 PS Dieselmotorenanlage mit Abwärmeverwertung. VDI, 1912, № 12, стр. 458—463.

2. Abwärmeverwertung bei Grossgasmaschinen, Industrieöfen und Gasgeneratoren. DEMAG-Nachrichten, апрель, 1923, стр. 31—33.

3. Литературные ссылки (4) и (б) к § 15.

4. *Deladrière*, Influence sur le rendement des moteurs à gaz des chaudières chauffées au moyen des gaz d'échappement, Chaleur et Industrie, июль 1923, № 39, стр. 381—384.

§ 18—26

1. *Г. Гюльбнер*. Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование. Перев. т. I и II с приложением.

2. *Дуббель*, Двигатели внутреннего сгорания стационарные и судовые. Перевод с немецкого, ГТИ, 1932.

3. *Бриллинг*, Двигатели внутреннего сгорания, 1935.

4. *Schöttler*, Die Gasmaschine, 1909, Verlag von I. Springer, Berlin, V Auflage.

5. *A. Riedler*, Grossgasmaschinen, 1905, Verlag von Oldenburg.

6. Stahl und Eisen, 1927, № 17, стр. 703.

7. *Drawe*, Konstruktive Einzelheiten an doppelt-wirkenden Viertaktgasmaschinen. VDI, 1910 г., № 7 и 8, стр. 260—265 и 302—307.

8. *Беликов М. П.*, Конструкция и работа цилиндров больших газовых машин, „Уголь и железо“, 1929 г., № 47 и 48.

9. *Шмиго и Гранов*, Результаты эксплуатации и недостатки конструкции цилиндров газозовоздуховых машин фирмы Эргардт-Земер, „Вестник металлопромышленности“, 1935, № 6, стр. 25—35.

10. *Наумов В.*, Большие газовые машины. „Вестник металлопромышленности“, 1925 г. № 11—12; 1926 г. № 3—4; 1927. № 9.

11. *Суворов Д.* Сальники газовых двигателей большой мощности, „Вестник металлопромышленности“, 1930, № 9—10, стр. 91—103.

12. *Суворов Д.* По вопросу о поршневых кольцах газовых двигателей, „Уголь и железо“, ноябрь 1928, № 38.

13. *Ф. Ретшер*, Детали машин, т. I и II, Госмашметиздат, 1931.

14. *Рерих К. Э.*, Маховое колесо и периодическая неравномерность вращения машины, 1916.

15. *Davves, Kamp—Holthaus*, Zur Entstehung der Brüche an wassergekühlten Kolbenstangen von Dieselmotoren, VDI, 1934, № 36, стр. 1065—1067.

16. *Свечников и Стародубов*, Исследование поршневых и сальниковых колец газозовоздуховых машин, „Вестник металлопромышленности“, 1927, № 1—2, стр. 43—49.

17. *Салтыковский*, Основные тенденции развития газовых двигателей. Дизель-строение, 1935 г., № 4, стр. 22—25.

18. *Becker*, Kolbenstangen doppeltwirkenden Zweitaktmaschinen. Mitt. aus den Forschungsanstalten des Gutehoffnungshütte—Konzerns, Bd. III, Heft 1.

19. *Schöttler*, Konstruktionen aus dem Oel- und Gasmaschinenbau, 1929.

20. The journal of the Iron and Steel Institute, 1906, vol LXXI, № 3, London (Доклады о состоянии газомоторостроения в Германии, Бельгии и Англии).

§ 27

1. *Синярев*, К вопросу о рациональном исполнении фундаментов под тяжелые горизонтальные поршневые машины, Тепло и Сила, 1928 г., № 12, стр. 1—5.

2. *Parry*, Foundations for gas and oil engines and other machinery. Книга 136 стр., 49 иллюстр., 1930 г.

3. *Schürp*, Fundamentschäden, VDI, 1919 г., стр. 969, 1074, 1239, 1291; VDI, 1922 г., стр. 262.

4. *Памм*, Теоретические основания расчета машинных фундаментов, „Вестник металлопром.“, 1932 г., № 1, стр. 89—95.

5. Z. d. V. D. I., 1922, № 81/32, стр. 773—776, *A. Wolfsholz*, Fundamente für Grosskraftmaschinen.

6. Anwendung von Beton zu Maschinenfundamenten. Z. d. V. D. I., 1912 г., № 38, стр. 1546—1549.

7. *Geiger*, Störende Fernwirkungen von ortfesten Kraftmaschinen insbesondere Verbrennungsmaschinen. Z. d. V. D. I., 1923, № 30, стр. 736—739.

8. *Gerb. W.*, Die Verübertragung von Bodenerschütterungen bei Maschinen mit hin und her gehenden Massen, VDI, 1920, стр. 759.

§ 28—33

1. Черногубовский, „Вестник металлопромышленности“, 1931, № 7, стр. 112—117, (реферат).
2. P. Meyer, Das Anlassen der Verbrennungskraftmaschinen. Z. d. V. D. I. 1908, № 15, стр. 575—579.
3. Ignition equipment for a 7500 HP gas engine Lodge Brothers. Engineering, Vol. 117 (1924 г.—I), № 3039, стр. 394—395.
4. Mugg, Steuerungen der Verbrennungsmaschinen (книга не была использована, т. к. авторы не имели ее в своем распоряжении).

§ 34—38

1. Проф. И. С. Новосильцев, Рудничные пожары и спасательное дело, ДВОУ, 1931, второе издание.
2. C. v. Hoff, Prüfung der Kohlenoxidbindenden. Degea-Patrone, Glückauf, 1928 № 42.
3. E. Wollin, Über die Anwendung des Degea-CO-Gerätes in Gaswerken, Gas-und-Wasserfach, 1929, Heft 9.
4. E. Bunte, Eine Gasmaske zum Schutz gegen Kohlenoxid. Das Gas- und Wasserfach, 1926, Heft 38.
5. Шишко и Гранов, Изготовление компенсаторов для выхлопных трубопроводов газовых машин. Сталь, 1933, № 7, стр. 79—81.
6. Ломов М., Взрыв доменного газопровода, „Вестник металлопромышленности“, 1925, № 3—4, стр. 49—55.
7. Schwantke, Wasserverschlüsse in Gasleitungen, Stahl und Eisen, 1932, № 34, стр. 825—830.
8. Hoffman, Maschinenwirtschaft in Hüttenwerken, VDI, 1912, № 12, стр. 464.
9. Baum, Der Schmiermittelbedarf eines Eisenhüttenwerkes, Archiv f. d. Eisenhüttenwesen, 1929.
10. Froitzheim, Stahl und Eisen, 1931, № 47.
11. Кузнецов, Эксплуатация двигателей внутреннего сгорания, т. I и II. 1932.
12. Макаревич, Монтаж и обслуживание стационарных двигателей внутреннего сгорания, изд. Кубуча, Ленинград. 1932.
13. Прокофьев, Стационарные установки двигателей внутреннего сгорания. Энергоиздат. 1934.
14. Томсен, Смазочное дело (перевод американского издания) 1932.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
§ 1. Введение	4
а) Распространенность мощных газовых двигателей	—
б) Себестоимость 1 л.с.-ч	6

Часть I. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ

Глава I. ТЕПЛОВЫЕ ЯВЛЕНИЯ В ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

§ 2. Цикл Отто и цикл Сабате	11
а) Основные понятия	—
б) Работа	12
в) Коэффициент полезного действия	13
г) Потери энергии цикла Отто. Потеря от неполного расширения	14
д) Потери действительного цикла. Потеря от охлаждения стенок	15
е) Потери от замедленного горения; цикл Сабате	16
ж) Видоизменения цикла Отто	18
§ 3. Горение газоздушных смесей	—
а) Горючие газы	—
б) Доменный газ	20
§ 4. Всасывание	21
а) Обозначения	—
б) Коэффициент подачи	22
в) Температура заряда	23
г) Влияние отдельных факторов	24
д) Элементы распределения	25
е) Цикл с продувкой и дозарядкой	—
ж) Двухтактный цикл	27
§ 5. Сжатие	28
а) Показатель адиабаты	—
б) Давление и температура в конце сжатия	29
§ 6. Зажигание	30
а) Скорость воспламенения	—
б) Скорость взрыва в закрытых сосудах	32
§ 7. Индикаторная диаграмма в период взрыва	33
а) Повышение давления при мгновенном сгорании	—
б) Учет замедления горения	36
§ 8. Расширение	39
а) Давление и температура	—
б) Второй метод вычисления работы	40
§ 9. Охлаждение	41
а) Термодинамический расчет	—
б) Теплопередача излучением	42
в) Теплопередача соприкосновением	44
§ 10. Температурные напряжения	50
а) Статические напряжения	—
б) Температурный напор в стенке	52
в) Температурные напряжения	53
г) Характеристика материала	55

§ 11. Расчетный тепловой баланс	58
а) Расход газа	—
б) Механическая работа	59
в) Потеря в тепле выхлопных газов	—
г) Потеря в охлаждающей воде	60
д) Остаточный член	61

Глава II. ИСПЫТАНИЕ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 12. Контрольные испытания	62
а) Индикаторные диаграммы	—
б) Индикаторная работа	—
в) Определение коэффициента подачи по индикаторной диаграмме	64
г) Коэффициент избытка воздуха	66
д) Баланс углекислоты	67
е) Баланс кислорода	68
§ 13. Контрольное уравнение и коэффициент избытка воздуха	69
а) Количество продуктов сгорания	—
б) Контрольное уравнение	70
в) Коэффициент избытка воздуха	78
г) Равносторонние диаграммы	74
§ 14. Измерение расхода газа и воздуха	77
а) Метод Неймана	—
б) Метод газгольдера	79
в) Метод диафрагмы. Пульсирующий поток	80
г) Прочие методы	82
§ 15. Примеры испытаний	83
а) Испытания Шнюрле	—
б) Испытания Штеффса	86
в) Испытания в СССР	90
§ 16. Действительный тепловой баланс	91
а) Термический и механический коэффициент полезного действия	—
б) Потеря в тепле выхлопных газов и от химической неполноты горения	93
в) Потеря тепла с охлаждающей водой	—
§ 17. Использование теплоты выхлопных газов	—
а) Конструкция котлов - утилизаторов	—
б) Результаты испытаний котлов - утилизаторов	94

Часть II. КОНСТРУКЦИИ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 18. Общие сведения	101
--------------------------------	-----

Глава III. ОБЩИЕ ДЕТАЛИ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 19. Рама	110
§ 20. Цилиндры	115
§ 21. Соединительная часть (фонарь)	125
§ 22. Цилиндровые крышки	127
§ 23. Сальники	128
§ 24. Поршни и поршневые штоки	131
§ 25. Муфтовые соединения, ползуны и крейцкопфы	146
§ 26. Шатун, коренной вал и маховик	151
а) Определение длины пути поршня	—
б) Определение скорости движения поршня	152
в) Определение ускорений	153
г) Силы, действующие в шатунном механизме	155
д) Определение веса махового колеса	164
е) Уравнивание масс кривошипного механизма	166
ж) Конструктивное выполнение	167
§ 27. Фундамент	173

Глава IV. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ДЕТАЛИ БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 28. Распределение	179
а) Кулачковое, эксцентриковое и гидравлическое распределение	—

б) Диаграммы распределения газовых машин	184
в) Диаграммы движения клапанов	187
§ 29. Распределение вспышек по отдельным сторонам цилиндров	190
§ 30. Регулирование	191
§ 31. Впускные и выпускные клапаны. Регулирование	193
а) Конструкции клапанов для машин, работающих по простому четырех- тактному циклу	—
б) Конструкции клапанов для современных газовых машин, работающих с продувкой и дозарядкой	193
§ 32. Зажигание	215
§ 33. Пусковые приборы	221

Глава V. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 34. Трубопроводы	225
а) Охлаждение газовых машин	226
б) Подвод газа и техника безопасности	227
в) Выхлопной трубопровод	231
§ 35. Смазка	232

Глава VI. ОБСЛУЖИВАНИЕ БОЛЬШИХ ГАЗОВЫХ МАШИН

§ 36. Пуск и остановка газовой машины	236
а) Пуск газовой машины	—
б) Остановка газовой машины	237
§ 37. Уход за машиной во время ее работы	—
§ 38. Текущие ремонтные работы	238
Литература	241



КНИГОСБЫТ ОНТИ

ИМЕЕТ НА СВОИХ СКЛАДАХ И В МАГАЗИНАХ ИЗДАНИЯ
ОНТИ-ГНТИУ НА РУССКОМ И УКРАИНСКОМ ЯЗЫКАХ
ПО СЛЕДУЮЩИМ ВОПРОСАМ:

Технико-теоретическая литература

(Математика, физика, механика астрономия).

Энергетика

(Теплотехника, электротехника, гидротехника).

Машиностроение и металлообработка

(Теоретические вопросы; испытание материалов; машиностроение, тракторостроение; конструкция, расчет, использование станков, технология металлов, инструментальное, слесарное, кузнечное дело).

Металлы

(Металловедение, металлургия чугуна, стали; ферросплавы, чугунолитейное дело, прокатка и волочение).

Горно-рудное дело

(Уголь, торф, руда; проходка шахт; эксплуатация месторождений; механизация горных работ; обогащение).

Строительное дело

(Стройматериалы, конструкции, основания и фундаменты, строительная механика, санитарная техника, водоснабжение).

Кокс и химия

(Неорганическая, органическая, коллоидная, аналитическая химия; основная химическая промышленность; коксохимическая промышленность).

Транспорт

(Железнодорожный и безрельсовый транспорт—эксплуатация, ремонт, постройка дорог).

Связь

(Телеграф, телефон—эксплуатация, ремонт; линейные сооружения; радиотехника).

**ЗАКАЗЫ НАПРАВЛЯТЬ В МЕСТНЫЕ ОТДЕЛЕНИЯ
КНИГОСБЫТА ОНТИ**