Н.Р.БРИЛИНГ

133368

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

БІБЛІОТЕКА
ДІІТ

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ОНТИ – НКТП – СССР – 1935

621.43
Б-87

Проф. Н. Р. Брилинг

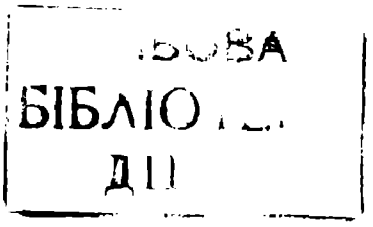
33368

Двигатели внутреннего сгорания

Издание третье, переработанное и дополненное

Утверждено ГУУЗ НКТП в качестве учебного пособия для машиностроительных втузов

45690





НКТП СССР
Объединенное научно-техническое издательство
Главная редакция энергетической литературы
Москва — 1935 — Ленинград

КВ УДУХТ (ДІТ)

ЭТ—45-5-2

Пр. ТКК № 52 от 3/VI

Рецензент ГУУЗ НКТП проф. *Л. К. Мартенс*

Редактор инж. *С. М. Лосев*

Техредактор *А. Д. Чаров*

Сдано в производство 8/III-35 г. Подписано к печати 15/VI-35 г. Уполном. Главлита № В-22535.
Энергоредакция № 18. Бум. листов 12 7/8. Тираж 20.000. Бумага 72×105/16.
Тип. зн. в 1 бум. л. 131 776. Авт. л. 44. Заказ № 335.

2-я типография ОНТИ имени Евгении Соколовой. Ленинград, просп. Красных Командиров, 20.

НБ УДУНТ (ДПТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Предлагаемое руководство предназначается, главным образом, для студентов втузов как основной курс для изучения этой отрасли знания. Анализ основной теории двигателей внутреннего сгорания лишь постольку опирается на высшую математику, поскольку этот метод позволяет сократить изложение основных положений. Параллельно те же положения иллюстрированы графическим методом, который по своей простоте и наглядности дает возможность лучше понять и усвоить основные положения теории. Вместе с тем наглядный графический метод делает в известной части этот труд доступным пониманию лиц, не знакомых с высшим анализом.

Курс разбит на две части: теорию и конструкцию двигателей, и составлен исключительно для стационарных установок. В первой части последовательно разбираются отдельные фазы рабочего процесса как для идеальной, так и для действительной машины с указанием поправочных коэфициентов, которыми необходимо задаваться при расчете. Изложение как идеальных, так и действительных циклов проведено при постоянных и переменных теплоемкостях из тех соображений, что, хотя принятие при расчете теплоемкостей постоянными, как это проведено в труде Гюльднера, противоречит всем последним изысканиям в этой области и не соответствует рабочему процессу двигателей, тем не менее ценность такого упрощенного изложения не теряется, так как оно позволяет наглядно выявить те параметры, которые, главным образом, обусловливают экономику машин. Расчет рабочего процесса в дальнейшем весь проведен при переменных теплоемкостях как в координатах давлений и объемов, так и температур и энтропий.

При расчете продувки двухтактных машин применен графоаналитический метод, составленный на основании общей теории истечения с учетом методов расчета, изложенных Шюле и Криглевским. В конце первой части приведены тепловой расчет двигателя и методы его регулирования. Весь первый отдел обильно пояснен примерами, облегчающими усвоение теоретических основ и их практическое применение при расчете двигателей. Предлагаемый труд составлен на основании литературных данных и личных опытов и исследований, проведенных мною как в лабораторной обстановке, так и на практических установках.

Вторая часть — конструкция двигателей — включает основные типы машин как русских, так и заграничных заводов, работающих по различным циклам на газообразных и жидких топливах. В курсе сохранены также некоторые устарелые конструкции, имеющие принципиальный интерес. Ввиду окончания составления этой книги в первой половине 1923 г. последние заграничные конструкции беском-

НБ УДУНТ (ДИТ)

прессорных дизелей, осмотренные мною за границей в 1923 г., в настоящий труд не вошли. Умышленно неосвещенными остаются динамика двигателей и расчет их на крепость. Все эти сведения имеются у Гюльднера. Параллельно с описанием конструкций двигателей приведены результаты их практических испытаний, каковые взяты как по литературным данным, так по личным исследованиям ряда установок.

При составлении и корректуре предлагаемого труда ценную помощь оказали мне Г. Г. Калиш и инженер С. И. Алексеев, которым приношу свою благодарность.

Москва, 1924 г.

Н. Брилинг

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

Первое издание предлагаемого курса составлялось в то время, когда после длительного перерыва, связанного с мировой и гражданской войнами, к нам только начала доходить заграничная техническая литература. В связи с этим достижения современного заграничного двигателестроения лишь в слабой степени смогли найти отражение в первом издании. Этот пробел в настоящем издании по возможности восполнен использованием богатого материала, опубликованного в иностранных технических журналах последних трех лет.

Бескомпрессорным двигателям Дизеля, конструктивное завершение которых привело к широкому их распространению, уделено должное внимание. В то время как в первом издании могли быть описаны лишь первые попытки создания подобных машин, в настоящем издании представлены основные уже вполне созревшие их модели.

Примеры конструкций компрессорных, калоризаторных и газовых машин дополнены характерными новыми конструкциями.

Ряд параграфов книги написан заново, а в главу IV введен новый параграф — заполнение рабочей смесью цилиндра двухтактного двигателя.

Последняя глава курса полностью переработана и развита в главу „Основные детали двигателей и их расчет", в которой приведены расчеты основных деталей двигателей, придерживаясь в общих чертах методов, данных Гюльднером.

Весь текст тщательно просмотрен, замеченные неясности изложения уточнены. Некоторый устаревший материал выпущен.

Как и при составлении данного курса, в подготовке к печати настоящего издания и корректирования большая доля работы выпала на моих постоянных помощников — инженеров Г. Г. Калиш и С. И. Алексеева, которым приношу здесь свою благодарность.

Ноябрь, 1926 г.

Проф. Н. Брилинг

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ПРЕДИСЛОВИЕ К ТРЕТЬЕМУ ИЗДАНИЮ

Третье издание „Двигателей внутреннего сгорания" выходит в свет значительно расширенным в сравнении с двумя предыдущими. За период времени, протекший со времени последнего издания, техника двигателестроения шагнула далеко вперед как в отношении конструктивных форм, так и в отношении познания термохимических процессов двигателя, обусловив возможность создания самого экономичного генератора мощности.

Внедрение научных методов, коими шло совершенствование двигателя внутреннего сгорания, в широкие технические круги специалистов явилось одной из основных задач автора, направленной к созданию и накоплению подготовленных кадров для развивающейся промышленности. Только уяснив научно-экспериментальную методологию исследования в приложении к практическим задачам двигателестроения на базе накопленного опыта возможен дальнейший прогресс в этой области. По этой причине изложению экспериментальной методики в настоящем издании уделяется значительно больше внимания, чем в предыдущих, подвергшихся основательной переработке под углом зрения новейших достижений.

Однако из педагогических соображений в новом издании сохранен ряд устаревших конструкций, имеющих в то же время глубокое принципиальное значение при решении отдельных конструктивных узлов.

Коренному изменению и дополнению подверглись, главным образом, нижеследующие разделы:

1. Термохимия и термодинамика.
2. Процессы сгорания и детонация.
3. Распыливание топлива в компрессорных и бескомпрессорных дизелях.
4. Теплопередача.
5. Продувка двухтактных двигателей.

Кроме того, увеличен объем конструктивного материала, пополненный новейшими образцами.

В заключение выражаю свою глубокую благодарность профессору инженеру А. В. Страхову за ценную помощь, оказанную мне в выполнении настоящего труда, а также профессорам Г. Г. Калиш и С. И. Алексееву, уделившим внимание этому труду.

Москва, 8/II-35 г.

Проф. Н. Брилинг

НБ УДУНТ (ДІІТ)

КРАТКИЙ ИСТОРИЧЕСКИЙ ОБЗОР

Первым новатором, наметившим принцип сжигания топлива непосредственно в рабочем цилиндре, можно назвать английского инженера Джона Барбера, который в 1791 г. изобрел двигатель, работающий смесью воздуха с газом, добываемым перегонкой угля, дров и нефти.

Далее, Лебон в 1801 г. изобрел двигатель двойного действия, работающий на светильном газе; своей работой он обеспечил будущность за двигателем. Лебон впервые применил для воспламенения рабочей смеси электрический запал, что сыграло важную роль в развитии двигателей внутреннего сгорания.

В 1815 г. Самуил Броун первый применил охлаждение цилиндров двигателя.

У всех вышеуказанных двигателей запал рабочей смеси происходил на $^1/_9$ хода поршня от крайнего мертвого положения, и заслуга Вельмана Райта в 1833 г. заключалась в том, что он впервые применил к своему двигателю запал в мертвом положении.

В 1838 г. Вильям Барнет впервые применил сжатие, подготовляя газ и воздух отдельными насосами, а Дегранд в 1858 г. предложил производить сжатие смеси в самом цилиндре двигателя непосредственно рабочим поршнем, а не особыми насосами, как практиковалось раньше.

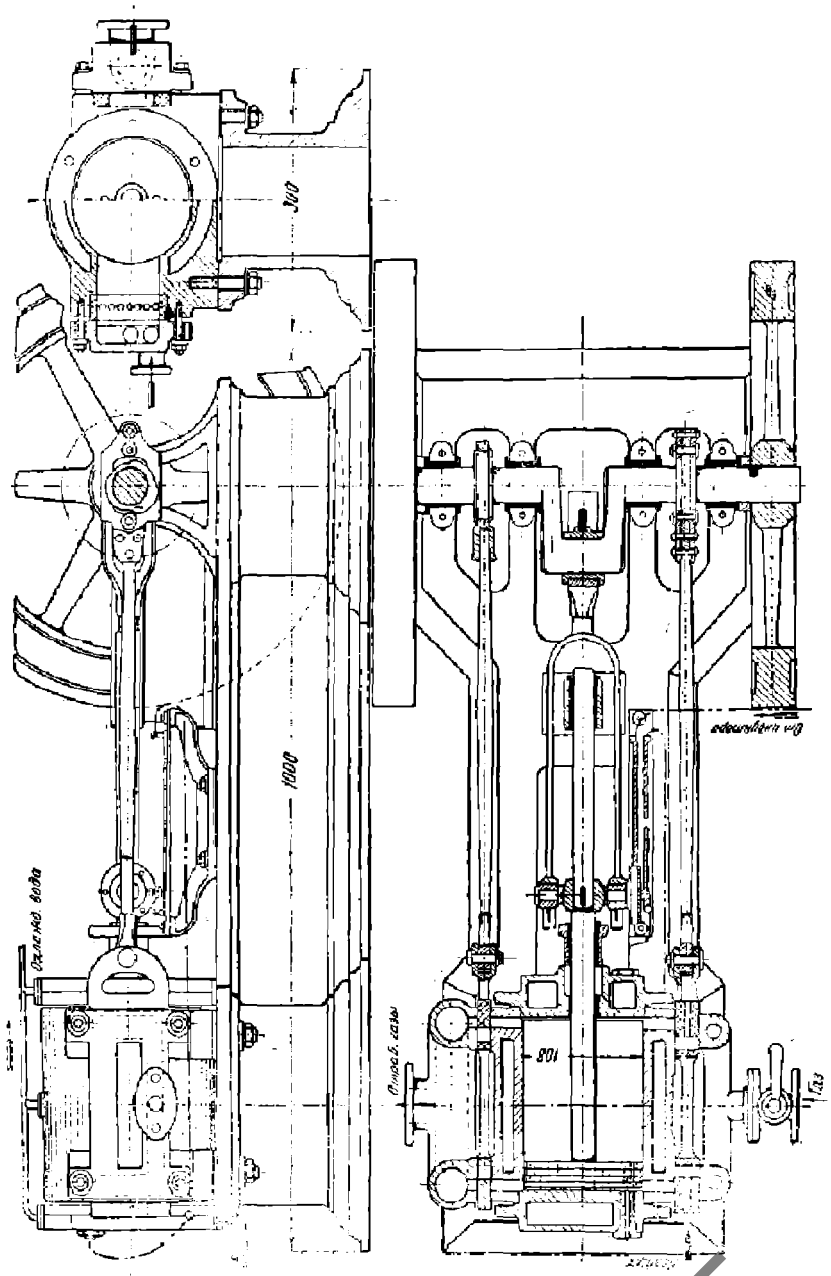
Все вышеуказанные двигатели не представляют большого интереса, и они не нашли практического применения; история же развития двигателей начинается собственно с 1860 г.

Но уже из этой краткой исторической справки выступают те главные принципы, которые должны были впоследствии послужить основанием для построения рационального теплового двигателя, а именно: предварительное сжатие рабочей смеси, воспламенение ее в мертвом положении, охлаждение цилиндра водой.

В 1860 г. французскому механику Ленуару удалось построить практически пригодную машину мощностью до 12 *л. с.*, нашедшую себе впоследствии применение (фиг. 1). Двигатель этот работал без сжатия; на половине хода поршень присасывал рабочую смесь, после чего она воспламенялась, доводя давление вспышки до 4 *ат* и имея в конце расширения избыточное давление 0,5 *ати*. Двигатель этот имел также ряд недостатков: ненадежный запал, неравномерный ход вследствие регулирования вручную и высокой температуры отходящих газов, столь сильно перегревавших выпускной золотник, что двигатель зачастую при большой нагрузке, проработав короткое время, садился и по снятии нагрузки с трудом преодолевал собственное трение; кроме того, он требовал большого количества смазочного материала и охлаждающей воды.

На фиг. 2 показана рабочая диаграмма двигателя Ленуара. Как видно из этой диаграммы, объем сгорания очень велик, и высокие температуры, действующие на большую поверхность, вызывают указанный большой расход охлаждающей воды. Кривая расширения идет значительно ниже адиабаты с показателем $n = 4$. Результаты испытаний двигателя Ленуара приведены в табл. 1. Среднее эффективное давление, как видно из таблицы, не превышает в лучшем случае 0,47 *кг/см*^{2}. Это и составляет характерный недостаток двигателя Ленуара, служа причиной его малой литровой мощности. Подобный двигатель большой мощности выходит очень громоздким.

НЕ ДЛЯ ПРОДАЖИ (ДЛТ)



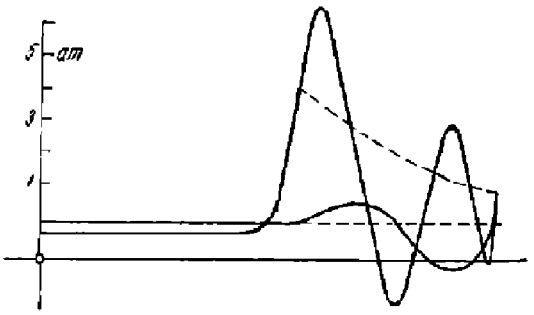
Фиг. 1. Двигатель Ленуара.

Экономичность этого двигателя выражается цифрой 4,65%, что не превосходит экономичности паровой машины того времени. Однако вследствие дешевизны в сравнении с паровой установкой этот двигатель нашел себе сбыт в мелких производствах, где расход топлива не является чувствительным фактором.

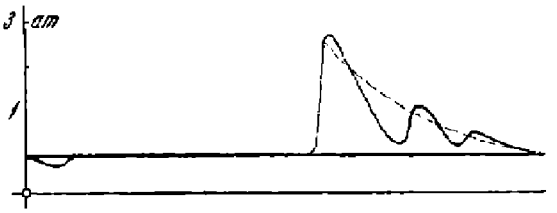
Неудачные стороны конструкции Ленуара старался обойти Гюгон, выступивший в 1864 г. со своим двигателем, в котором ненадежный электрический запал заменен был газовым пламенем; для понижения же температуры при вспышке, а вместе с тем и в конце расширения впрыскивалась в смесь вода. В двигателе Гюгона впускной и выпускной золотники удачно соединены в один.

Но всеми этими мерами экономичность двигателя не удалось поднять: лишь 5% располагаемого тепла могло быть обращено в механическую работу.

НБ УГНТУ (ДГТ)



Фиг. 2. Рабочая диаграмма двигателя Ленуара.



Фиг. 3. Диаграмма двигателя Бишопа.

Таблица 1

Испытание двигателя Ленуара

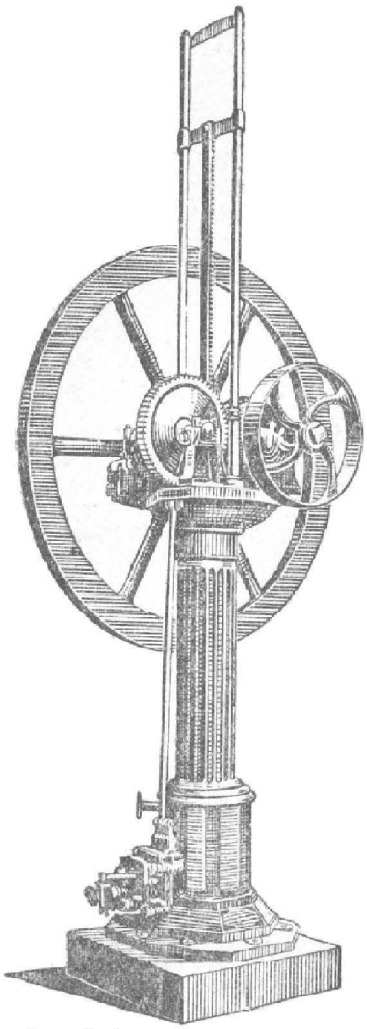
Серии опытов	1	2	3	4	5	6
Произведены	Tresca				Ind.-Ges. Mülhausen Els	Austher
Диаметр цилиндра (в *мм*)	300		160	180	180	260
Ход поршня (в *мм*)	300		300	100	300	480
Число оборотов в минуту	47		81	130	—	—
Эффективная мощность (в *л. с.*)	1,85	1,42	1,02	0,57	1,0	2,82
Расход газа на 1 *л. с.* в час (в *м*³)	2,71	3,43	2,88	3,48	2,98	—
Содержание газа в смеси (%)	8,3	—	—	10	10	—
Давление вспышки (в *at*)	6,0	6,0	6,0	4,37	5,0	—
Тепло, унесенное охлаждающей водой, на 1 *л. с.* в час (в *кал*)	—	17 600	17 100	11 000	12 000	—
Расход смазочного масла в час (в *кг*)	0,5	—	0,4	—	1,0	—
p_e (в *кг/см*²)	0,425	0,33	0,17	0,39	—	—
η_e (в %)	4,65	3,57	4,36	3,62	1,23	—

На фиг. 3 приведена диаграмма двигателя Бишопа; последний отличается от двигателя Ленуара только отсутствием охлаждения и дезаксиальным расположением кривошипного механизма. Кривая расширения идет также значительно ниже адиабаты.

В 1862 г. кельнский купец Отто, основываясь на трудах своих предшественников, пришел к той мысли, что правильное использование тепла возможно лишь при сжатии смеси перед запалом, при зажигании ее в мертвом положении кривошипа и при выполнении всасывания, сжатия и выталкивания в одном рабочем пространстве. Таким образом он пришел к тому принципу работы, который впоследствии лег в основу моторостроения.

Но большие практические трудности, главным образом, стуки во время работы, помешали Отто осуществить в полной мере свои идеи. Забросив на время свой двигатель, Отто вместе с Лангеном всецело занялся новым принципом рабочей схемы, получившим название принципа „атмосферной машины", появившейся в свет в 1864 г. (фиг. 4).

НВ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 4. Атмосферная машина. Общий вид.

Работа этой машины заключается в следующем: впущенная на 0,1 хода в цилиндр и подожженная затем смесь поднимает давление в рабочей камере до 4 *ат* и гонит поршень с большой быстротой вверх; давление падает во время расширения и вследствие инерции движущихся частей к концу рабочего хода под поршнем образуется разрежение. Под внешним давлением атмосферы и влиянием собственного веса поршень начинает опускаться и производить внешнюю работу. Передача работы от поршня на коренной вал осуществляется при помощи зубчатой рейки *l* (фиг. 5), соединенной с поршнем, которая при опускании поршня производит вращение зубчатого колеса *o* влево, последнее помощью шариковой муфты передает вращение валу *a*; при движении же поршня вверх зубчатое колесо вращается вправо, и шариковая муфта выключена.

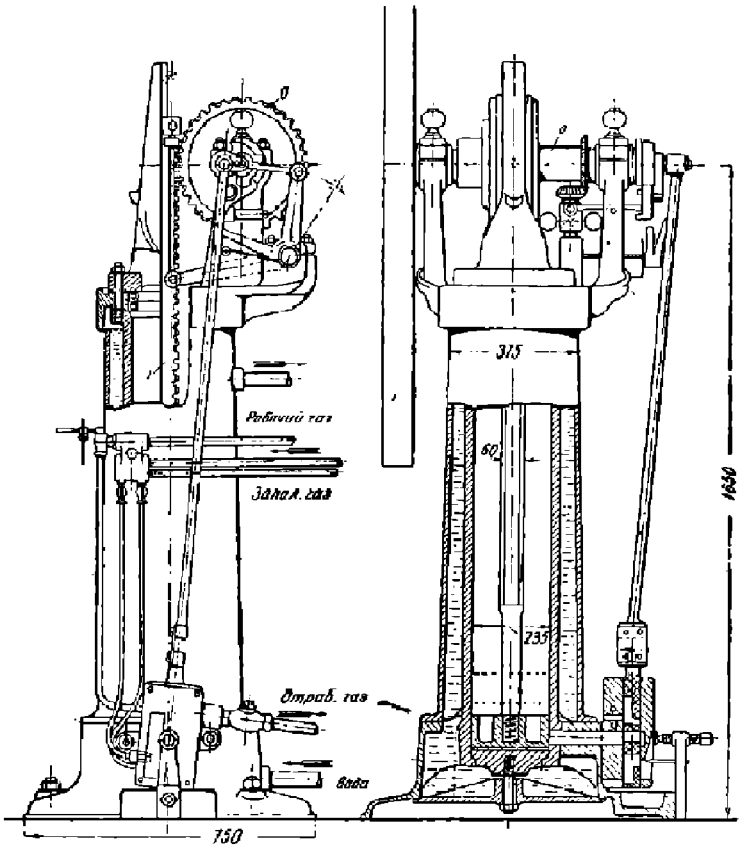
Первоначальная критика неблагоприятно отнеслась к атмосферной машине: большой шум от быстро движущейся рейки производил невыгодное впечатление. Однако термические исследования показали ее преимущество перед сконструированными до нее двигателями: ее экономичность достигала 14 — 15%, тогда как прежние двигатели давали лишь 4 — 5%. Среднее эффективное давление все же и у нее не превосходило 0,46 *кг/см*^{2} для малых мощностей. Машина не получила распространения вследствие своей относительной громоздкости и дороговизны. Цифровые данные испытаний атмосферной машины приведены в табл. 2.

Кратко описанный выше процесс работы атмосферной машины виден на диаграмме (фиг. 6). Заполнение смесью идет на $^1/_{10}$ хода поршня (до точки *b*) дальше линии сгорания *bc* и расширения *ce*, во время которых поршень стремительно поднимается сначала под влиянием давления в цилиндре, а в конце хода — по инерции, образуя с середины хода разрежение в цилиндре. Выталкивание продуктов сгорания начинается тогда, когда давление при опускании поршня становится вновь выше атмосферного. При подъеме поршня теплоотдача небольшая; при обратном же ходе ввиду малой скорости поршня и, следовательно, большой продолжительности теплообмена, внешнее охлаждение сильное.

В 1875 г. Жиль (Gilles) построил новый двигатель (фиг. 7), соединив в нем непосредственность действия с принципом атмосферной машины Отто-Лангена.

В этом двигателе имеется два поршня: один *c*, связанный с кривошипом коренного вала, и другой *a* — свободный. Между этими поршнями через золотник *e* вводится горючая смесь. После воспламенения смеси запальником давление сильно повышается, поршни быстро разгоняются в разные стороны, причем нижний поршень передает непосредственно давление вспышки на кривошипный вал, а верхний поршень, дойдя до своего крайнего положения, входит своим торцом в особую втулку *f* и удерживается от удара в крышку цилиндра образовавшейся пневматической подушкой, что предохраняет от стуков. Этот поршень схватывается зажимами *g* и на некоторое время остается в покое. В это время нижний поршень, дойдя до своего мертвого положения, благодаря образовавшемуся между поршнями разре-

КГТУ (ДИТ)



Фиг. 5. Атмосферная машина.

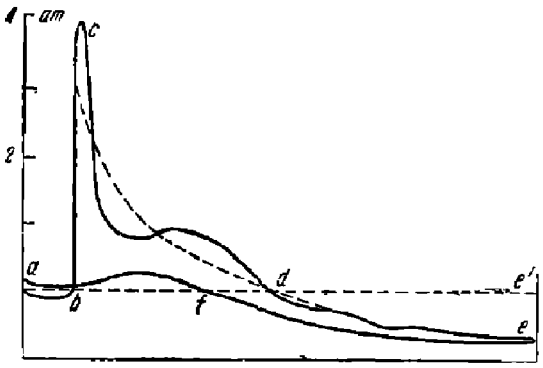
Таблица 2

Испытание атмосферной машины Отто

Серии опытов	1	2	3	4	5	6	7
Число оборотов вала в минуту . .	106	90	75	60	40	75	75
Число двойных ходов поршня в минуту .	42	37	34	29	20	13	29
Эффективная мощность { *кгм* .	47,7	44,5	40,1	35,5	26,4	13,4	13,4
Эффективная мощность { *л. с.*	0,635	0,59	0,54	0,47	0,35	0,18	0,18
Расход газа вместе с запал. в час . .	0,546	0,51	0,453	0,382	0,283	0,212	0,283
Расход газа на 1 *л. с.* в час (в $м^3$) .	0,835	0,83	0,81	0,757	0,742	0,993	1,39
Содержание газа в смеси (в %) .	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	8,6
p_e (в $кг/см^2$) . .	0,395	0,415	0,416	0,425	0,46	0,35	0,16
η_e (в %) . .	13,7	13,8	14,2	15,2	16,4	11,6	8,25

жению гонится атмосферой вверх, производя полезную работу. В конце его подъема особым приспособлением поршень *a* освобождается и, падая, выталкивает сгоревшие газы. Оставшаяся часть отработанных газов удерживает поршни от удара, и дви-

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 6. Рабочая диаграмма атмосферной машины.

гатель готов к повторению того же процесса. Жиль получил в своей машине несколько лучшее теплоиспользование, чем Отто-Ланген.

Лишь 15 лет спустя, в 1877 г. Отто возвращается к своему четырехтактному двигателю непосредственного действия, удачно использовав идею французского инженера Бо-де-Роша (Beau de Rochas). Этот двигатель дает уже более спокойный ход и то же теплоиспользование, что и первый двигатель Отто, но при большем среднем индикаторном давлении, т. е. при меньших размерах для той же мощности. Он является прототипом современных четырехтактных двигателей (фиг. 8). Выпуск отработавших газов производится в нем уже клапаном, впуск же смеси газа с воздухом — скользящим золотником, который впоследствии был тоже заменен клапаном. Оба они получают свое движение от распределительного вала, число оборотов которого вдвое меньше числа оборотов главного вала, через посредство кривошипа d и некруглой шайбы e. Когда поршень выходит из мертвого положения, через золотник b начинается всасывание одного только воздуха, который оттесняет остаточные газы; затем открывается газовый клапан g и начинается всасывание газовоздушной смеси. В конце всасывающего хода золотник перекрывает впускной канал i, и при обратном ходе поршня рабочая смесь сжимается, открывается запальный канал, и смесь воспламеняется. Получившееся рабочее давление гонит поршень обратно, и расширение газов производит внешнюю работу. За следующий ход поршня выпускной клапан c открывается и газы выталкиваются из цилиндра.

Регулируется двигатель тем, что при возрастании числа оборотов рычажок l не попадает на кулачок муфты m, связанной с регулятором, и не открывает газовый клапан g; в цилиндр подается лишь один воздух, и вспышка не происходит. Таким образом регулирование у этого двигателя осуществляется „пропусками".

Основной конструктивный недостаток двигателя Ленуара — сильно нагревающийся золотник — не вполне устранен в этой первой модели четырехтактного двигателя Отто: клапан применен только при выхлопе, впуск же управляется золотником.

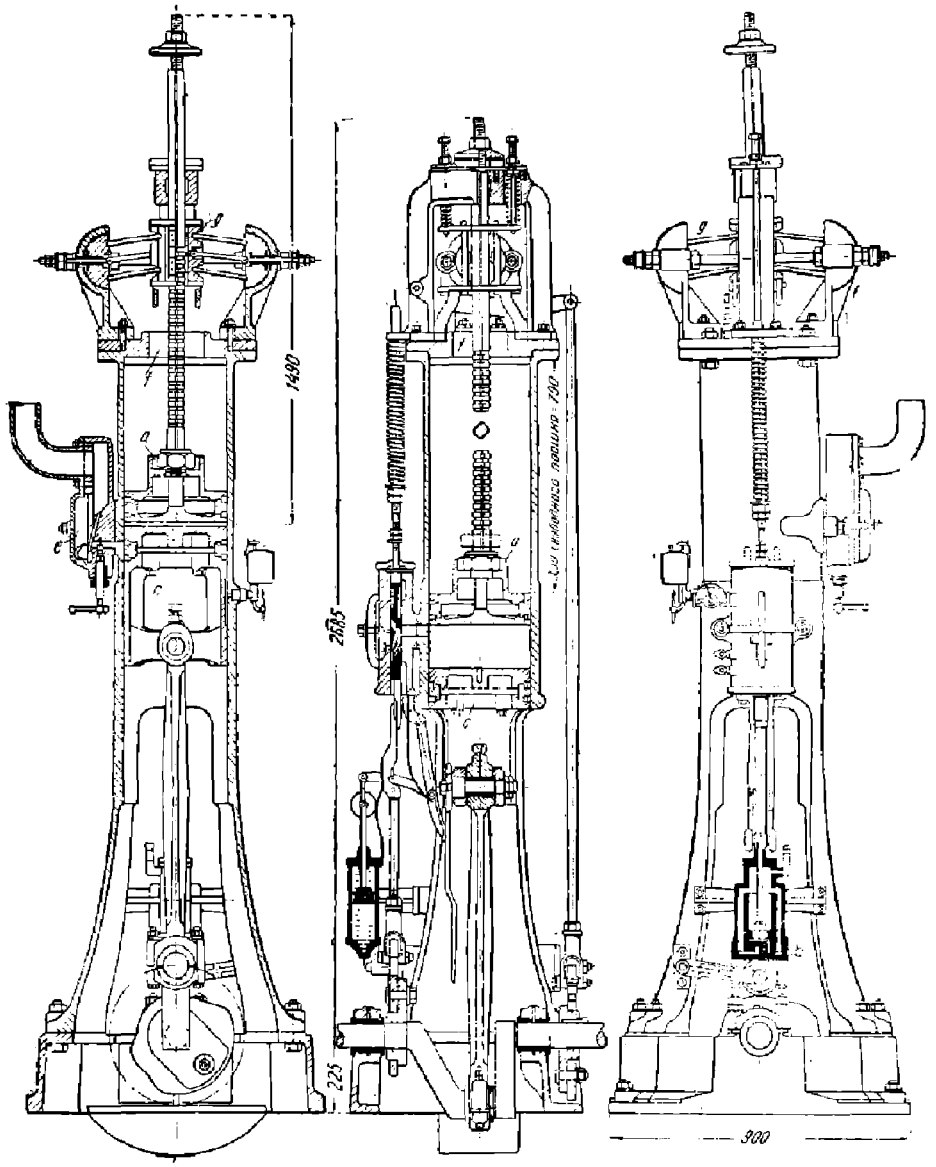
На фиг. 9 дана диаграмма работы нового двигателя Отто. Как видно из нее, линия расширения идет выше адиабаты ($n_2 = 1{,}3$), считая для адиабаты (при $c = \text{const}$) $k = 1{,}41$, что указывает на приток тепла в этот период, именно — на догорание. Отто даже добивался этого догорания, предполагая, что таким путем он может избежать стуков в машине. Догорание по его словам достигалось послойным расположением воздуха и газа, которое обусловливало недостаточно интенсивное перемешивание газа с воздухом до сгорания, и оно частью переносилось на период расширения. Благодаря этому давление во время вспышки не так быстро возрастало, и этим будто бы парализовались стуки [1]).

Параллельно конструктивному совершенствованию двигателей увеличивалась и их мощность. С четырехсильных двигателей в 1877 г. рыночные модели завода Отто-Дейтц дошли до 100-сильных в 80-х годах и с 1895 г., когда началось приспособление двигателя Отто к работе на доменном газе, пошли столь быстрым темпом вперед, что достигли мощностей до 1 000 *л. с.* и более.

Рост мощности двигателей вызвал настоятельную потребность в дешевом газе, что побудило завод Кросслей (в 1889 г.), а затем и завод Отто-Дейтц взяться

[1]) Эти соображения, в свое время приводимые проф. Слаби, не соответствуют современным взглядам на процесс сгорания.

НВ УДУНТ (ДІІТ)

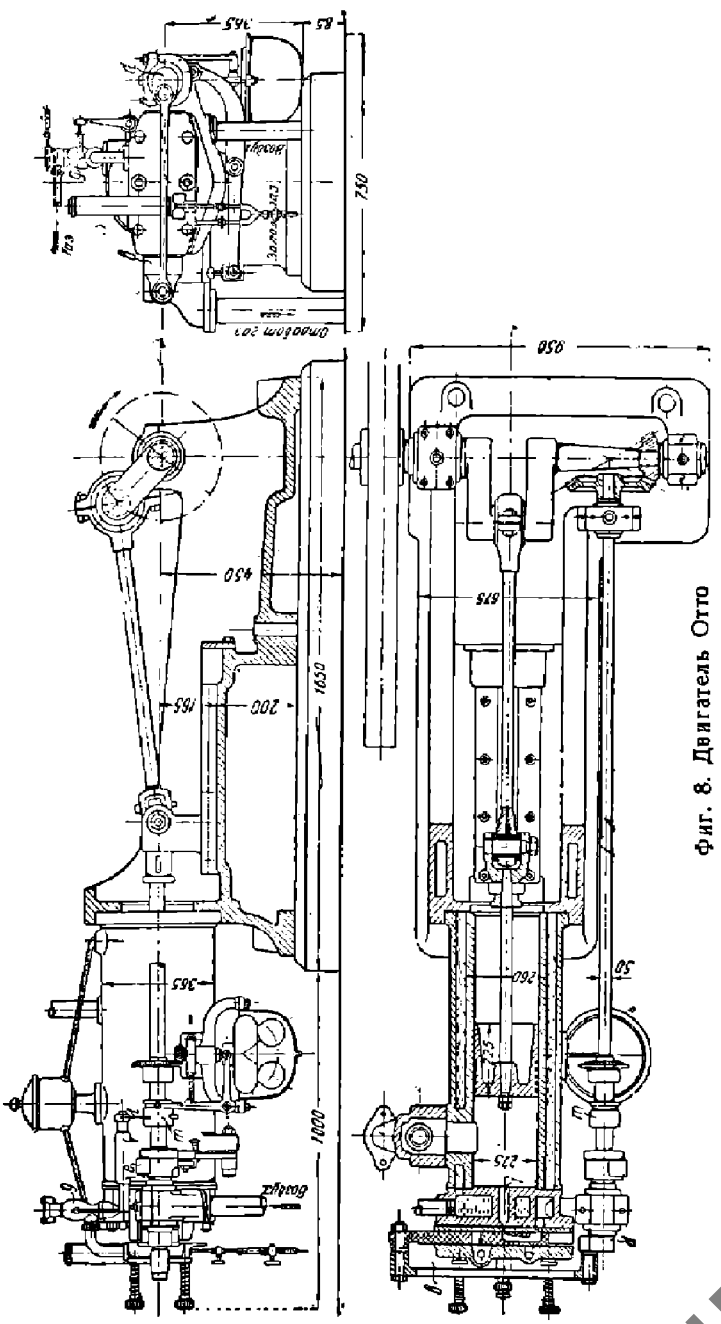


Фиг. 7. Двигатель Жиля.

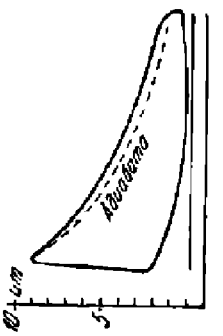
за конструктивную разработку газогенератора. Таким образом Отто, а затем завод Отто-Дейтц создали ту дешевую двигательную силу, которая и поныне по своей экономичности стоит вне конкуренции. Последователям Отто осталось лишь развить и усовершенствовать его идею.

Особый интерес возбудил в 1900 г. на Парижской выставке двигатель „Симплекс" (Simplex) (фиг. 10), построенный обществом Коккериль; двигатель этот был соединен с воздуходувной машиной. 1 000-сильный двигатель был осуществлен в одном цилиндре диаметра 1 300 *мм* и хода 1 400 *мм*; давление на поршневой шток в момент вспышки достигало 35 000 *кг*. В самых больших паровых машинах конструктору никогда не приходилось иметь дело с такими большими усилиями; но с этого момента конструкторов двигателей внутреннего сгорания больше не пугают величины единичной мощности. Стремление повысить литровую мощность двигателя и получить лучшую равномерность хода вызвало переход от четырех-

НБ УГНТУ (АТ)



Фиг. 8. Двигатель Отто

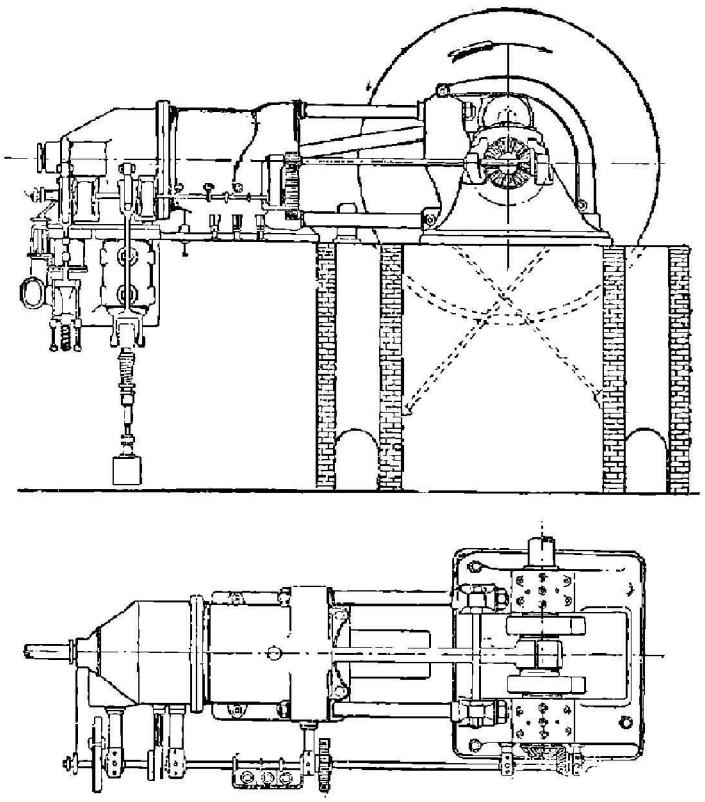


Фиг. 9. Рабочая диаграмма двигателя Отто.

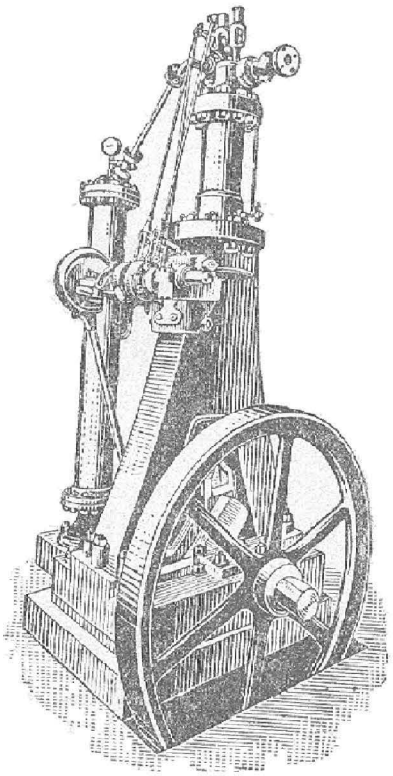
тактного к двухтактному циклу, идея которого принадлежит Клерку, а техническое разрешение конструктивных трудностей — заводам Бенье, Охельхейзер и Кертинг. Бесспорно, этому типу двигателей принадлежит будущность, особенно для больших мощностей, для которых важно получить компактный, легкий двигатель. Дальнейший переход к двигателям двойного действия дает возможность значительного укрупнения мощности в одном агрегате.

Одновременно с газовыми двигателями развивались также двигатели жидкого топлива; последние имели то преимущество перед первыми, что стоимость их ввиду отсутствия газогенератора была гораздо меньше. Но вследствие дороговизны топлива и несколько худшего его теплоиспользования для более дешевых сортов жидкого

НБ УДИНТ (АИТ)



Фиг. 10. Двигатель „Симплекс".



Фиг. 11. Первый опытный двигатель Дизеля.

топлива, как керосин и нефть, двигатели эти получили распространение лишь в виде мелких единиц.

Лишь с изобретением в 1893 г. двигателя Дизеля начинается широкое распространение применения жидкого топлива в двигателях внутреннего сгорания. Правда, надежда Дизеля на осуществление процесса сгорания по изотерме, как того требует цикл Карно, не оправдалась. Практика, наоборот, показала, что экономичность его двигателя возрастала с приближением линии сгорания не к изотерме, а к линии постоянного давления (изобаре). Также не оправдалась надежда Дизеля на возможность достичь удовлетворительной работы двигателя без применения охлаждения цилиндра, ибо сгорание, как указано выше, происходило не по изотерме, а по изобаре, при которой температура сильно повышается и охлаждение является неизбежным. На фиг. 11 представлен первый опытный двигатель Дизеля без охлаждения.

Вся конструктивная разработка двигателя Дизеля происходила на заводах — машиностроительном в Аугсбурге и Круппа, где выяснилась необходимость перейти от изотермы к изобаре. Уже первый 35-сильный двигатель, построенный заводом Круппа в 1898 г., по данным испытания проф. Шретера дал расход керосина на эффективную силу-час в 240 *г*, т. е. вдвое меньше, чем в двигателях быстрого сгорания того времени; в современных же двигателях Дизеля этот расход доходит до 180 *г* и ниже.

Попытки создания дешевого, экономичного двигателя вместе с желанием увеличить его надежность в эксплоатации и упростить уход за ним в результате упорной работы привели к осуществлению цикла Дизеля без помощи распыливания топлива сжатым воздухом. Эти бескомпрессорные дизели показывают расход топлива, понижающийся до 165—170 *г* на силу-час при полной нагрузке, и в этом отно-

НБ УДУНТ (ДГТ)

шении превосходят компрессорные машины. Условия должного протекания процесса сгорания ставили до последнего времени предел цилиндровой мощности, каковая доходила в серийном изготовлении до 80—100 *л. с.* в цилиндре. За последние годы все трудности на пути правильного распыливания и сгорания топлива преодолены, и в настоящее время для бескомпрессорных машин размер рабочего цилиндра не ограничен. Отсутствие компрессора дает для этого типа двигателей меньший вес на силу и удешевляет их производство.

Для малых мощностей и условий, требующих в первую очередь простоты конструкции и ухода, при низкой покупной стоимости широкое распространение нашли двухтактные двигатели жидкого топлива, работающие по циклу Отто, в особенности же калоризаторные двигатели, которые позволяют работать без впрыска воды. Расход топлива для подобного типа машин доведен до 240 *г/л. с. ч.*, что дает им определенные преимущества перед компрессорными дизелями в установках до 100 *л. с.*, как более дешевых в производстве и эксплоатации с учетом всех факторов, ее составляющих, как-то: меньшая затрата первоначального капитала, меньшая квалификация обслуживающего персонала и т. д. Однако мелкие бескомпрессорные двухтактные двигатели являются серьезным конкурентом калоризаторным нефтяным двигателям как по четкости работы, так и по стоимости, уступая им лишь в отношении простоты эксплоатации.

В начальной фазе развития двигателей, работающих на жидком топливе, имели распространение для стационарных установок машины, работающие на высокосортном, поддающемся карбюрированию топливе — бензине; однако благодаря высокой стоимости последнего они были вытеснены из этой области применения двигателями, более дешевыми в эксплоатации. Зато специфические особенности этих машин дали им возможность развиться в особую отрасль моторостроения и найти самое широкое распространение, особенно для транспорта — в виде моторов для автомобилей, аэропланов и тракторов.

В последнее время, однако, большое внимание уделено развитию бескомпрессорных дизелей, обещающих значительные термические выгоды по сравнению с карбюраторными двигателями.

Эти моторы, как не применяющиеся в стационарных установках, не включены в настоящий курс и являются предметом рассмотрения отдельных руководств.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ЧАСТЬ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ

45680

ЧБЛИО



НБ ДГТУ (ДГТ)

ГЛАВА ПЕРВАЯ

ТЕРМОХИМИЯ И ТЕРМОДИНАМИКА

1. ТОПЛИВО И РЕАКЦИИ СГОРАНИЯ

Прежде чем перейти к изложению рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания, необходимо сказать несколько слов о применяемом в них топливе. Топливо это бывает трех родов: газообразное, жидкое и твердое. Жидкое топливо при введении в двигатель перед сгоранием испаряется или распыливается в мелкий туман; твердое топливо путем разложения и частичного сгорания предварительно обращается в горючий газ, который вводится в цилиндр двигателя; продуктами сгорания всякого рода топлива являются также газы.

Основной состав. Основными химическими элементами, тепло сгорания которых используется в двигателях, являются углерод и водород. В то время как водород как газ, легко поддающийся окислению и выделяющий при сгорании большое количество тепла, может быть в механической смеси с другими газами непосредственно использован в двигателе, углерод как относительно инертный элемент лишь в соединении с водородом, кислородом при неполном сгорании или с тем и другим вместе приобретает ценные и необходимые свойства топлива для двигателей внутреннего сгорания, заключающиеся в его способности к химической реакции, к испарению и к диффузии.

Химические соединения углерода с водородом весьма многочисленны и носят общее наименование у г л е в о д о р о д о в.

Углерод C является четырехвалентным, т. е. имеет четыре свободных валентности, помощью которых он может быть связан с атомами или группой атомов как других элементов, так и своих собственных, образуя при этом либо цепные, либо кольцевые ряды.

Водород H одновалентен, т. е. имеет одну валентность, помощью которой может присоединяться к другим атомам.

Углеводороды могут быть предельными (насыщенными) и непредельными (ненасыщенными). В первом случае все свободные валентности углерода должны быть связаны с атомами водорода. Во втором случае некоторые валентности остаются свободными или идут на соответствующую двойную или тройную связь углерода с другими атомами, как это видно будет из дальнейшего.

Большинство непредельных углеводородов, слабо оводороженных, непосредственно в двигателях применяться не могут, так как неустойчивые соединения легко дают смолы, оседающие на рабочих органах двигателей, и лишь в специальных конструкциях форсунок они нашли себе за последнее время применение при сжигании совместно с предельными углеводородами. Подобными же мероприятиями достигнуто благоприятное сжигание и смол при высоких температурах, вызванных предварительным сжиганием предельных углеводородов (обычной нефти).

Все углеводороды по структуре своих молекул и своим физико-химическим свойствам (в особенности при сжигании в двигателях) делятся на три основные группы:

1. А л и ф а т и ч е с к и е, или цепные, углеводороды.

НБ УрГУНТ (ДГТУ)

2. Нафтеновые, или циклические, углеводороды.

3. Ароматические углеводороды.

Основным соединением группы алифатических углеводородов является метан CH_4, т. е. насыщенный углеводород, в котором все валентности углерода связаны с водородом (см. схему в табл. 3). Метан является чрезвычайно устойчивым углеводородом, распадаясь на составные части лишь при температуре 1 300° С.

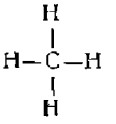
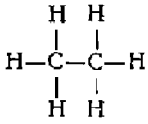
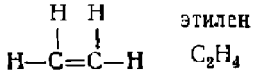
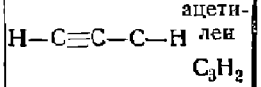
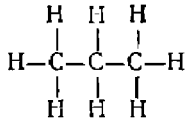
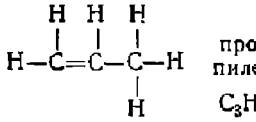
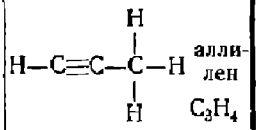
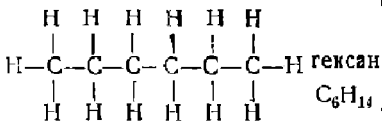
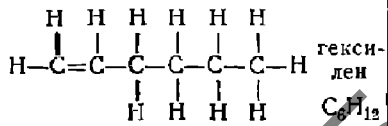
Из метана образуется ряд многочисленных углеводородов благодаря свойству алифатических топлив связываться друг с другом в цепные ряды, т. е. образовывать цепь атомов углерода С, связанных своими свободными валентностями с Н. Примеры таких цепных алифатических соединений приведены в табл. 3.

Алифатические углеводороды подразделяются в зависимости от степени их насыщения на:

а) Парафины C_nH_{2n+2} — насыщенные соединения, в которых все валентности имеют одинарную связь с углеродом или водородом; строения их молекул приведены в табл. 3, левый столбец.

Таблица 3

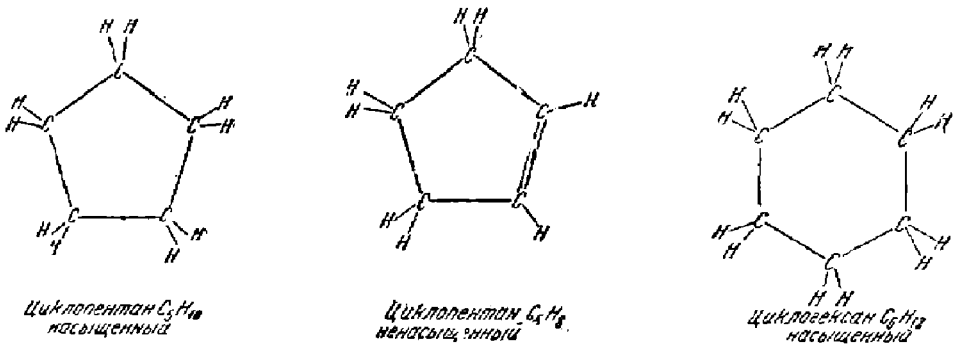
Строения молекул алифатических углеводородов

Парафины	Олефины	Ацетилены
 метан CH_4		
 этан C_2H_6	 этилен C_2H_4	 ацетилен C_3H_2
 пропан C_3H_8 и т. д.	 пропилен C_3H_6 и т. д.	 аллилен C_3H_4 и т. д.
 гексан C_6H_{14} и т. д.	 гексилен C_6H_{12} и т. д.	
— одинарная связь	= двойная связь;	≡ тройная связь

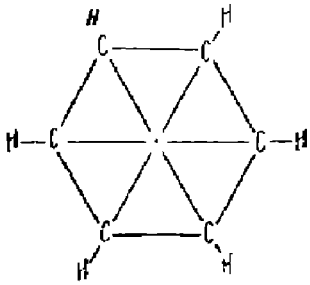
Наиболее употребительные парафины, как составные части топлив в двигателях, следующие:

метан	CH_4	гексан	C_6H_{14}
этан	C_2H_6	гептан	C_7H_{16}
пропан	C_3H_8	октан	C_8H_{18}
бутан	C_4H_{10}	тридекан	$C_{13}H_{23}$
пентан	C_5H_{12}	и т. д.	

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 12.



Фиг. 13. Бензол C_6H_6.

Первые соединения этого ряда являются при нормальных давлении и температуре газами, в то время как последующие с увеличением их атомности через жидкости переходят в твердые тела. Таким образом первые соединения, например, метан, этан, встречаются в газообразном топливе, тогда как в жидких топливах имеются более высокоатомные гомологи, как-то: гексан, гептан, октан и т. д.

b) Олефины C_nH_{2n} — ненасыщенные соединения, в которых два атома с цепи имеют друг с другом двойную связь, взамен двух соответствующих валентностей, не связанных с H Их основными представителями являются:

этилен	C_2H_4	пентилен	C_5H_{10}
пропилен	C_3H_6	гексилен	C_6H_{12}
бутилен	C_4H_8	и т. д.	

Строение молекул олефинов приведено в среднем столбце табл. 3

c) Ацетилены C_nH_{2n-2} — ненасыщенные соединения, в которых подобно олефинам два атома C цепи имеют друг с другом тройную связь, которая замещает отсутствующие две пары атомов водорода (см. правый столбец табл. 3).

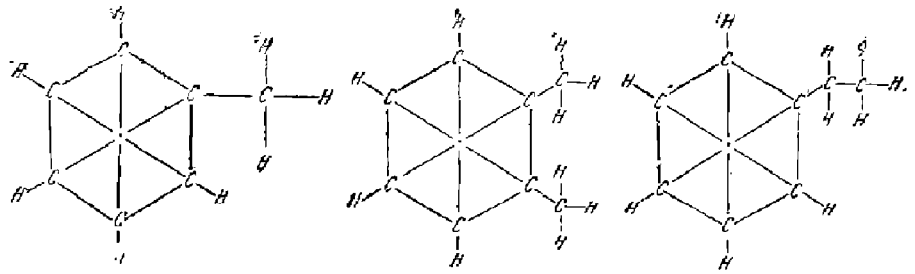
Двойная и тройная связи в олефинах и ацетиленах менее устойчивы, чем одинарная связь, следствием чего является склонность этих углеводородов к окислению, образованию смол, а также к распадению при сравнительно небольшом повышенки температуры.

Нафтеновые углеводороды. Структуру молекулы нафтенового углеводорода можно получить из алифатического, если концы цепи атомов углерода соединить в кольцо; получится кольцевой ряд, являющийся более устойчивым с точки зрения расщепления и окисления, чем алифатический. Так как при замыкании цепи в кольцо крайние атомы C связываются между собой, замещая соответствующие валентности, то два атома H становятся лишними; поэтому насыщенные нафтены имеют формулу C_nH_{2n} и носят название циклопарафинов. В соответствии с этим ненасыщенные нафтены делятся на циклоолефины C_nH_{2n-2} и т. д.

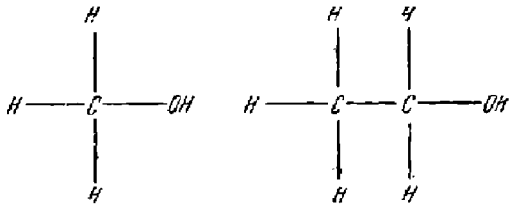
Структура молекул нафтенового соединения приведена на фиг. 12.

Ароматические углеводороды. Основным звеном всех ароматических углеводородов является бензольное ядро, представляющее кольцо из шести атомов углерода. В отличие от нафтенового кольца бензольное кольцо имеет особый „связующий центр", связывающий по одной валентности каждого атома углерода (фиг. 13). Такая структура обеспечивает особую устойчивость ароматических соединений в сравнении с остальными углеводородами и вызывает необходимость особых

НТБ УГНТУ (ДГТ)



Фиг. 14.



Фиг. 15.

мероприятий при их сжигании в двигателях (высокие температуры в камере сгорания).

Таким образом основным ароматическим соединением является бензол C_6H_6, структура молекулы которого приведена на фиг. 13.

Если в бензольном кольце свободную валентность одного или нескольких атомов С связать вместо Н с другим элементом или группой элементов, то получатся производные ароматики, из которых наиболее известны толуол C_7H_8 и ксилол C_8H_{10}.

Толуол получается, если в бензольном соединении один атом Н заменить через CH_3 (метил), и имеет химическую формулу $C_6H_5CH_3$ (метилбензол, фиг. 14, *а*).

Если в бензольном соединении две валентности бензольного кольца связать с CH_3 (вместо Н), то получается ксилол $C_6H_4(CH_3)_2$ (диметилбензол, фиг. 14, *б*).

Если одну валентность бензольного кольца связать с C_2H_5 (этил), то получается этилбензол $C_6H_5C_2H_5$ (фиг. 14, *в*) и т. д.

Алкоголи. Если в алифатическом углеводороде (парафинового ряда) заместить один атом водорода гидроксилом (водным остатком) ОН, то получим молекулу алкоголя. Соответственно метиловый алкоголь CH_3OH и этиловый алкоголь C_2H_5OH (фиг. 15) получаются из молекул метана и этилена:

Алкоголи или спирты находят себе применение в двигателях, главным образом как примеси к бензинам для повышения их качеств.

Эфиры. Молекула эфира получается из двух молекул алкоголя в случае выпадения одной молекулы воды по следующей схеме:

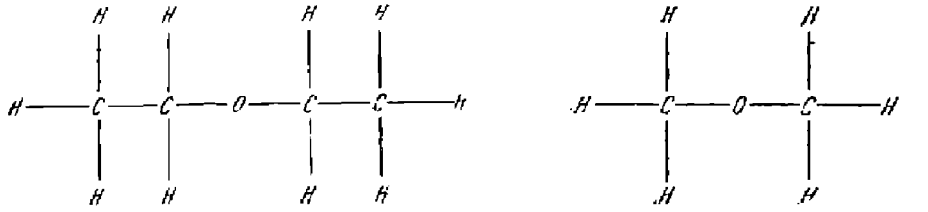
$$\begin{matrix} C_2H_5OH \\ + \\ C_2H_5OH \end{matrix} = \begin{matrix} C_2H_5 \\ \\ C_2H_5 \end{matrix}\!\!>\!O + H_2O$$

$$\left\{\begin{matrix}\text{2 молекулы} \\ \text{этилового алкоголя}\end{matrix}\right\} = \left\{\begin{matrix}\text{1 молекула} \\ \text{этилового эфира}\end{matrix}\right\} + \left\{\begin{matrix}\text{1 молекула} \\ \text{воды}\end{matrix}\right\}$$

При получении этилового эфира образующаяся вода поглощается серной кислотой, почему этиловый эфир носит также название „серного эфира". Подобным образом получается и метиловый (уксусный) эфир. Структура их молекул приведена на фиг. 16.

Эфиры являются жидкими углеводородами, легко испаряемыми, почему употребляются в качестве примесей к жидким топливам для повышения их испаряемости, а также служат иногда для заливки легких двигателей при пуске их в ход.

НБ ГГТУ (ДПТ)



Этиловый эфир $(C_2H_5)_2O$ *Метиловый эфир* $(CH_3)_2O$

Фиг. 16.

Кроме перечисленных основных соединений весьма ценным топливом является соединение углерода с кислородом при неполном его окислении в виде окиси углерода (CO).

Большинство жидких топлив составлены как смесь различных углеводородов разных точек кипения и потому не могут быть выражены простыми химическими формулами. Так, например, бензины состоят, главным образом, из алифатических углеводородов (преимущественно парафинов) с количеством атомов C от 5 до 11; керосин состоит по преимуществу из более тяжелых углеводородов с количеством атомов C от 9 до 18. Для таких топлив химическим анализом определяется процентное содержание по весу всех входящих в него элементов. Так, например, керосин, близко подходя по среднему химическому составу к тридекану $C_{13}H_{28}$, относящемуся к ряду парафинов, имеет в своем составе и более легкие погоны нефти, и лишь химическим анализом представляется возможным установить его точный состав по весу.

	C	H	O
Керосин .	86,32	13,24	0,44
Нефть .	85,9	13,03	1,07
Бензин . .	85,43	14,57	0,0

Так, по исследованию химической лаборатории б. Московского высшего технического училища имеем состав: (см. вышеприведенную таблицу.)

Далее приводятся данные по групповому составу некоторых нефтей СССР по результатам исследования НИИ Грознефти (см. табл. на стр. 24).

Химические реакции. Обратимся теперь к определению теоретически необходимого количества воздуха для полного сгорания топлива в двигателе. Процесс горения всякого топлива сводится к окислению его составных частей, и продуктами полного сгорания являются: углекислота CO_2 и водяные пары H_2O [1]). При этом замечается, что объемы газов вступающих в реакцию, до и после сгорания не остаются постоянными.

Примерами этого могут служить следующие реакции сгорания:

$$1\ м^3\ H_2 + 0{,}5\ м^3\ O_2 = 1\ м^3\ H_2O\ ^2), \quad (1)$$

$$1\ м^3\ CO + 0{,}5\ м^3\ O_2 = 1\ м^3\ CO_2, \quad (2)$$

$$1\ м^3\ CH_4 + 2\ м^3\ O_2 = 1\ м^3\ CO_2 + 2\ м^3\ H_2O. \quad (3)$$

---

[1]) Инертный азот остается без изменений.

[2]) По закону Авогадро: единица объемов всех газов при одних и тех же давлении (плотности) и температуре заключает одинаковое число молекул, откуда вытекает, что объем молекулы есть постоянная величина для всех газообразных тел.

На основании этого для газообразных топлив счет в килограмм-молекулах (*кг-мол*) равносилен счету в $м^3$.

НБ УПУНТ (ДПТ)

Групповой состав нефтей СССР

Место добычи	Температурные пределы выкипания °С	% содержание во фракциях углеводорода			Примечания
		ароматическая	нафтеновая	метановая	
Грозный	60 ÷ 95	4	34	62	Метановая
	95 ÷ 122	6	37	57	
	122 ÷ 150	9	30	61	
Эмбо-доссорская	60 ÷ 95	4	40	56	Нафтеновая
	95 ÷ 122	1	63	36	
	122 ÷ 150	4	57	39	
	150 ÷ 200	7	69	24	
Пермь	60 ÷ 95	20	41	39	Ароматическая
	95 ÷ 122	51	27	22	
	122 ÷ 150	62	18	20	
		—	—	—	
	347 ÷ 397	70	19	11	
Майкоп	150 ÷ 200	25	39	36	Метано-нафтеново ароматическая
	200 ÷ 250	28	36	35	
	250 ÷ 300	31	36	31	
Баку (Сураханы)	60 ÷ 95	—	76	24	Метано-нафтеновая группа
	95 ÷ 122	1	81	18	
	122 ÷ 150	6	51	43	
	150 ÷ 200	17	66	17	

Вообще если имеется углеводородное соединение вида C_mH_n, то для полного сгорания 1 $м^3$ его требуется $\left(m + \frac{n}{4}\right) м^3$ кислорода, причем реакция происходит по формуле

$$1\ м^3\ C_mH_n + \left(m + \frac{n}{4}\right) м^3\ O_2 = m\ м^3\ CO_2 + \frac{n}{2}\ м^3\ H_2O. \qquad (4)$$

В случае, если в самом топливе содержится кислород O_2 в количестве r атомов, то для полного сгорания 1 $м^3$ подобного топлива будем иметь формулу

$$1\ м^3\ C_mH_nO_r + \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right) м^3\ O_2 = m\ м^3\ CO_2 + \frac{n}{2}\ м^3\ H_2O. \qquad (5)$$

Зная количество теоретически необходимого кислорода, легко вычислить и теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{\left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right)}{0{,}21}\ м^3, \qquad (6)$$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

где 0,21 — доля содержания кислорода в воздухе по объему. Точнее брать цифру 0,209.

До реакции смесь горючего с воздухом может содержать количество последнего L больше теоретически необходимого. Отношение

$$\alpha = \frac{L}{L_0}$$

называется коэфициентом избытка воздуха.

Разницу в объемах газов (ΔV) до и после сгорания легко получить, вычитая из объема газов после сгорания объем их до сгорания.

Из формулы (5)

$$\Delta V = \left(m + \frac{n}{2}\right)м^3 - \left[1 + \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right)\right]м^3 = -\left(1 - \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right)м^3. \quad (7)$$

В случае если $r = 0$, то

$$\Delta V = -\left(1 - \frac{n}{4}\right)м^3. \quad (7а)$$

Отсюда видно, что изменение объемов не зависит от количества атомов углерода (m), входящих в состав данного соединения, а зависит лишь от числа атомов водорода (n) и кислорода (r).

Для газа, не содержащего кислорода,

если 1) $n = 4$, то $\Delta V = 0$ — нет изменения объема;

2) $n < 4$, то $\Delta V < 0$ — есть сокращение объема;

„ 3) $n > 4$, то $\Delta V > 0$ — есть увеличение объема.

Для жидкого топлива — бензина C_7H_{16}, нефти $C_{18}H_{26}$, находящегося в испаренном, газообразном состоянии, получаем увеличение объема.

Все полученные формулы действительны при одних и тех же температурах и давлениях до и после сгорания.

Если считать, что топливо вида $C_mH_nO_r$ до сгорания находится в жидком (или распыленном) состоянии, то, пренебрегая его объемом, получим реакции сгорания в виде:

1. В весовых долях (в *кг* на *кг* топлива):

$$C_mH_nO_r + \left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right)O_2 = m\,CO_2 + \frac{n}{2}H_2O,$$

$$(12m + n + 16r)\,кг\,C_mH_nO_r + 32\left(m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}\right)кг\,O_2 =$$

$$= 44m\,кг\,CO_2 + 9n\,кг\,H_2O, \quad (8)$$

или, относя к 1 *кг* топлива,

$$1\,кг\,C_mH_nO_r + 32\,\frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r}\,кг\,O_2 = \frac{44m}{12m + n + 16r}\,кг\,CO_2 +$$

$$+ \frac{9n}{12m + n + 16r}\,кг\,H_2O. \quad (9)$$

Отсюда теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 *кг* топлива получим

$$l_0 = \frac{32}{0{,}23}\,\frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r} = 139\,\frac{m + \frac{n}{4} - \frac{r}{2}}{12m + n + 16r}\,кг. \quad (10)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

2. В *кг-мол* на 1 *кг* топлива:

$$(12m+n+16r)\ кг\ C_mH_nO_r+\left(m+\frac{n}{4}-\frac{r}{2}\right)кг\text{-}мол\ O_2=$$

$$=m\ кг\text{-}мол\ CO_2+\frac{n}{2}\ кг\text{-}мол\ H_2O, \tag{11}$$

$$1\ кг\ C_mH_nO_r+\frac{m+\frac{n}{4}-\frac{r}{2}}{12m+n+16r}\ кг\text{-}мол\ O_2=\frac{m}{12m+n+16r}\ кг\text{-}мол\ CO_2+$$

$$+\frac{n}{2(12m+n+16r)}\ кг\text{-}мол\ H_2O. \tag{12}$$

Теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0''=\frac{1}{0{,}21}\cdot\frac{m+\frac{n}{4}-\frac{r}{2}}{12m+n+16r}\ кг\text{-}мол. \tag{13}$$

Изменение числа *кг-мол* при сгорании, если пренебречь объемом жидкого топлива, определится как разность

$$\Delta M=\frac{m}{12m+n+16r}+\frac{n}{2(12m+n+16r)}-\frac{m+\frac{n}{4}-\frac{r}{2}}{12m+n+16r}=$$

$$=\frac{\frac{n}{4}+\frac{r}{2}}{12m+n+16r}\ кг\text{-}мол. \tag{14}$$

Если топливо дано по своему элементарному химическому анализу, то количество необходимого для полного его сжигания воздуха удобно вначале определить в весовых, а затем перевести в нормальные объемные единицы. Принимая во внимание атомные веса отдельных элементов, получаем следующие соотношения при сгорании:

Для углерода

$$C+O_2=CO_2,$$

$$12\ кг\ C+32\ кг\ O_2=44\ кг\ CO_2,$$

$$1\ кг\ C+\frac{8}{3}\ кг\ O_2=\frac{11}{3}\ кг\ CO_2.$$

Для водорода

$$2H_2+O_2=2H_2O$$

$$4\ кг\ H_2+32\ кг\ O_2=36\ кг\ H_2O$$

$$1\ кг\ H_2+8\ кг\ O_2=9\ кг\ H_2O.$$

Вообще, когда нужно определить количество воздуха, необходимого для сгорания 1 *кг* топлива, состоящего из C *кг* углерода, H *кг* водорода, S *кг* серы, O *кг* кислорода, то количество это может быть определено из формулы

$$l_0=\frac{\frac{8}{3}C+8H+S-O}{0{,}23}\ кг\ воздуха, \tag{15}$$

где 0,23 — доля содержания кислорода в воздухе по весу (точнее 0,231).

НБ УДУНТ (ДІТ)

Зная удельный вес воздуха при 15° С и давлении 737,4 *мм* рт. ст. — $\gamma_0 = 1{,}188$ *кг/м*³, получаем об'ем теоретически необходимого количества воздуха для топлива данного состава в *м*³ при нормальных условиях:

$$L_0' = \frac{\frac{8}{3}\,C + 8H + S - O}{0{,}274}\ м^3 \text{ (при 15° С и 737,4 мм рт. ст.)}. \qquad (16)$$

Если для этого случая вести счет в *кг-мол* [1]), то реакции сгорания представятся в следующем виде:

$$12\ кг\ C + 1\ кг\text{-}мол\ O_2 = 1\ кг\text{-}мол\ CO_2,$$

$$C\ кг\ C + \frac{C}{12}\ кг\text{-}мол\ O_2 = \frac{C}{12}\ кг\text{-}мол\ CO_2,$$

$$2\ кг\ H_2 + \frac{1}{2}\ кг\text{-}мол\ O_2 = 1\ кг\text{-}мол\ H_2O,$$

$$H\ кг\ H + \frac{H}{4}\ кг\text{-}мол\ O_2 = \frac{H}{2}\ кг\text{-}мол\ H_2O.$$

Так как в самом топливе содержится O *кг* кислорода, соответствующих $\frac{O}{32}$ *кг-мол*, то теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 *кг* топлива будет

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}$$

и соответственно воздуха

$$L_0'' = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{C}{12} + \frac{H}{2} - \frac{O}{32}\right)\ кг\text{-}мол. \qquad (17)$$

Пренебрегая объемом жидкого топлива, получим изменение числа *кг-мол* при сгорании как разность

$$\Delta M = \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{2}\right) - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}\right) = \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\ кг\text{-}мол. \qquad (18)$$

Пример. Подсчет теоретически необходимого количества воздуха для сжигания нефти.

Химический состав нефти может быть принят $C_{15}H_{26}$. Для полного сгорания 1 *м*³ паров нефти необходимо $\left(m + \frac{n}{4}\right)\ м^3 O_2$; для нашего случая эта величина составит $13 + \frac{26}{4} = 19{,}5\ м^3\ O_2$.

Тогда

$$1\ м^3\ C_{15}H_{26} + 19{,}5\ м^3\ O_2 = 13\ м^3\ CO_2 + 13\ м^3\ H_2O$$

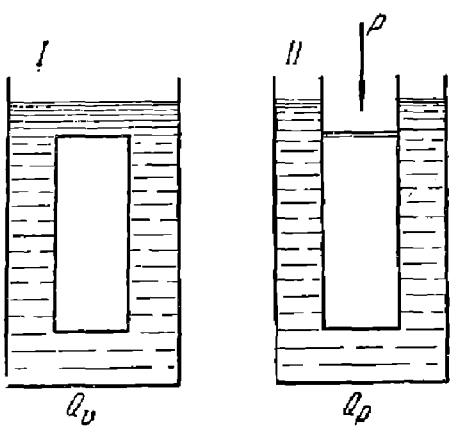
$$L_0 = \frac{19{,}5}{0{,}21} = 92{,}9\ м^3;$$

по формуле (10)

$$L_0 = 139\,\frac{13 + \frac{26}{4}}{12 \cdot 13 + 26} = 139\,\frac{19{,}5}{182} = 14{,}9\ кг.$$

[1]) Пренебрегая содержанием серы S в топливе.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 17.

Весовое процентное содержание каждого из составных элементов данного состава нефти выразится

$$C = \frac{12 \cdot 13}{182} = 0{,}857;$$

$$H = \frac{1 \quad 26}{182} = 0{,}143.$$

Подсчитывая для этого состава теоретически необходимое количество воздуха по формуле

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3}C + 8H}{0{,}23},$$

получим

$$l_0 = \frac{\frac{8}{3} \cdot 0{,}857 + 8 \cdot 0{,}143}{0{,}23} = 14{,}9 \text{ кг},$$

или, переводя в $м^3$,

$$L_0' = \frac{14{,}9}{1{,}188} = 12{,}5 \text{ } м^3.$$

Та же величина в *кг-мол* будет равняться

$$L_0'' = \frac{\frac{0{,}857}{12} + \frac{0{,}143}{4}}{0{,}21} = 0{,}51 \text{ кг-мол}.$$

Изменение числа *кг-мол* при сгорании

$$\Delta M = \frac{H}{4} = \frac{0{,}143}{4} = 0{,}0358.$$

Теплотворная способность топлива. Теплотворной способностью топлива H называется количество единиц тепла (калорий), выделяемое при полном сгорании его единицы (объемной или весовой) и определяемое калориметром Юнкерса или бомбой Крекера, т. е. при постоянном давлении или при постоянном объеме.

Если производить сжигание 1 $м^3$ CO в сосуде I (фиг. 17) так, чтобы объем сгорания оставался без изменения, а в сосуде — II так, чтобы поршень свободно перемещался под влиянием меняющегося объема сгорающих газов с сохранением одинакового давления, в том и другом случае приводя температуру продуктов сгорания к первоначальной и замеряя количество тепла, переданное через стенки воде, то во втором случае к теплу, выделенному из топлива, прибавится тепло от механической работы поршня.

Если за теплотворную способность считать тепло, выделившееся через стенки и замеренное по количеству охлаждающей воды и повышению ее температуры, то в случае реакций, дающих изменение объема, в двух указанных случаях получатся разные замеренные величины.

Ввиду того что при сгорании окиси углерода CO получается сокращение объема, работа поршня даст добавочное количество тепла, и $Q_p > Q_v$.

При сгорании газов, дающих увеличение объема, $Q_p < Q_v$; для газов же, не изменяющих своего объема (например, метан CH_4), $Q_p = Q_v$.

НВ УДУНТ (ДГТ)

Разницу в определяемых теплотворных способностях топлива при постоянном объеме и постоянном давлении можно учесть, исходя из первого принципа термодинамики.

Имеем $dQ = dU + A\,dL$. (Q — сообщаемое тепло; U — внутренняя энергия; L — внешняя работа; A — термический эквивалент работы).

При постоянном объеме все тепло идет на изменение внутренней энергии, т. е. после интегрирования $Q_v = U'' - U'$.

При постоянном давлении часть тепла идет на совершение внешней работы:

$$Q_p = U'' - U' + AL = Q_v + AL \tag{19}$$

(знак при AL следует понимать в алгебраическом смысле).

Величину AL подсчитываем, предполагая $p = 1$ *ата*; для нашего случая

$$AL = \frac{10\,000\,\Delta V}{427} = 23{,}4\,\Delta V \ \textit{кал}. \tag{20}$$

Пример.

а) 1 $м^3$ CO дает при сгорании сокращение объема $\Delta V = 0{,}5$ $м^3$. Отсюда

$$AL = 23{,}4 \cdot 0{,}5 \approx 12 \ \textit{кал}.$$

При теплотворной способности CO (H_u), равной 2 800 *кал*, видим, что разница между Q_p и Q_v не превышает 0,5%.

b) 1 $м^3$ H_2 при своем сгорании дает сокращение объема $\Delta V = 1{,}5$ $м^3$ (весь пар конденсируется в воду). Отсюда

$$AL = 23{,}4 \cdot 1{,}5 = 35 \ \textit{кал},$$

что по отношению к теплотворной способности водорода ($H = 2\,800$ *кал*) составляет 1,5%.

Из этих примеров видно, что разница между величинами Q_p и Q_v незначительна, и в дальнейшем мы ею будем пренебрегать.

В двигателях внутреннего сгорания нельзя использовать всего тепла, выделяемого топливом, из-за высоких температур отходящих газов, ибо часть его теряется в виде скрытой теплоты парообразования, затраченной на испарение воды, образующейся при горении.

В зависимости от этого отличают высшую теплотворную способность — без вычета этой затраты тепла — и низшую, или рабочую, учитывающую эту потерю.

Ввиду того что температуры отходящих газов в двигателях внутреннего сгорания высоки и, следовательно, вода, находящаяся в продуктах сгорания, уходит в виде пара, унося с собой скрытую теплоту парообразования, на практике приходится считаться только с низшей теплотворной способностью

Для тех родов топлива, которые не содержат водорода, разницы между высшей и низшей теплотворными способностями не существует; для топлив же, содержащих водород, эта разница растет вместе с количеством входящего в топливо водорода.

Теплотворную способность, отнесенную к весовым единицам, будем обозначать через h, причем низшую теплотворную способность — через h_u. Те же величины, отнесенные к 1 $м^3$, в дальнейшем будем обозначать через H и H_u.

Для водорода, находящегося в газообразном состоянии, высшая теплотворная способность, отнесенная к 1 *кг*,

$$h = 34\,100 \ \textit{кал}.$$

При сгорании 1 *кг* водорода получаем 9 *кг* воды.

Считая скрытую теплоту испарения $r \approx 600$ *кал/кг*, получаем из высшей теплотворной способности рабочую (низшую)

$$h_u = h - 9\,r; \tag{21}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

$h_u = 34\,100 - 9 \cdot 600 = 34\,100 - 5\,400 = 28\,700$. Низшая теплотворная способность водорода, находящегося в химическом соединении с углеродом, по Менделееву

$$h_u = 24\,600 \ кал/кг.$$

Если отнести эти величины к 1 $м^3$ при 15° С и 1 технической *ат*, то для газообразного состояния

$$H = 2\,800 \ кал/м^3$$

и

$$H_u = 2\,360 \ кал/м^3,$$

что можно показать на примере сгорания:

$$1 \ м^3 H_2 + 0{,}5 \ м^3 O_2 = 1 \ м^3 H_2O.$$

Удельный вес $\gamma_{H_2O} = \frac{m}{24{,}4} = \frac{18}{24{,}4}$

Теплота испарения 1 $м^3$ $r = 597 \quad \frac{18}{24{,}4} = 440 \ кал.$

$$H = 2\,800 \ кал, \ r = 440 \ кал, \ H_u = 2\,800 - 440 = 2\,360 \ кал.$$

На эту величину в 440 *кал* и отличается высшая теплотворная способность 1 $м^3$ водорода от низшей.

Для метана высшая теплотворная способность $H = 8\,700$ *кал* (1 $м^3$, 15° С, 737,4 *мм* рт. ст.).

При сгорании 1 $м^3$ метана образуется 2 $м^3$ H_2O, т. е. $r = 880$ *кал*,

и

$$H_u = 7\,820 \ кал.$$

Рассмотрим то количество тепла, которое выделяется различными родами топлива при их сгорании.

Положим, что мы имеем соединение C_nH_n, находящееся в газообразном состоянии:

1 *кг-мол* его весит $12n + 1 \ n = 13n$ *кг*,

1 *кг* С развивает 8 140 *кал*,

1 *кг* H_2 развивает 28 700 *кал*.

Отсюда теплотворная способность h_u 1 *кг* рассматриваемого топлива

$$h_u = \frac{(12 \cdot 8\,140 + 1 \cdot 28\,700)\,n}{13\,n} = 9\,722 \ кал/кг. \qquad (22)$$

Из этой формулы видно, что теплотворная способность 1 *кг* топлива группы C_nH_n не зависит от числа атомов С и Н [так как n в формуле (10) сокращается]. То же можно сказать и о теплотворной способности топлива группы C_nH_{2n}, что видно из следующего:

$$h_u = \frac{12n \cdot 8\,140 + 2n \cdot 28\,700}{14n} = \frac{(12 \cdot 8\,140 + 2 \cdot 28\,700)n}{14n} = 11\,077 \ кал/кг \qquad (23)$$

Углеводороды группы парафинов C_nH_{2n+2} дают теплотворную способность

$$h_u = \frac{12n \cdot 8\,140 + (2n+2) \cdot 28\,700}{12n + 1\,(2n+2)} = \frac{155\,080n + 57\,400}{14n + 2},$$

зависящую от числа атомов углерода n.

Например, для октана C_8H_{18}

$$h_u = \frac{155\,080 \cdot 8 + 57\,400}{114} = 11\,400.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Если же принять при определении теплотворной способности h_u жидкого топлива теплотворную способность водорода равной 24 600, то h_u получится равной 10 491 *кал* для группы C_nH_{2n}.

Указанный подсчет теплотворной способности топлива, состоящего из сложных молекул, не совсем точен, так как при образовании сложной молекулы необходимо или затратить или отнять тепло в зависимости от свойств реагирующих веществ. Так, например, при сжигании 1 *кг-мол* метана выделяется 213 500 *кал*, в то время как, если сжигать отдельно углерод и водород, входящие в состав метана, выделенное тепло составит 234 040 *кал*. Таким образом при образовании метана из углерода и водорода выделяется 20 540 *кал/кг-мол*.

Такие реакции с выделением тепла называются экзотермическими, в то время как некоторые соединения протекают с поглощением тепла; они называются эндотермическими. В этом случае теплотворная способность сложной молекулы будет больше теплотворной способности, подсчитанной по отдельным элементам. Однако для наших обычных топлив разница между теплотворной способностью сложной молекулы и ее отдельных составных частей (в сумме) незначительна.

Характеристические постоянные. Характеристическую постоянную после сгорания можно найти из изменения объемов до и после сгорания.

Имеем для начального состояния

$$P_1V_1 = G_1R_1T_1;$$

приведя продукты сгорания к первоначальным давлению P_1 и температуре T_1 получим после сгорания

$$P_1V_2 = G_1R_2T_1,$$

откуда путем деления

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{V_2}{V_1},$$

или, принимая во внимание, что газы приведены к первоначальному давлению p_1 и температуре T_1, получим изменение объема от химической реакции на ΔV, так что

$$V_2 = V_1 + \Delta V,$$

отсюда

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{V_1 + \Delta V}{V_1} = 1 + \frac{\Delta V}{V_1} = \mu_0, \text{ или } R_2 = \mu_0 R_1. \tag{24}$$

Величина μ_0 носит название химического коэфициента молекулярного изменения и является основной количественной характеристикой изменения химического состава газа при его сгорании.

Если объем после сгорания увеличивается ($\mu_0 > 1$), то ΔV берется со знаком +, если уменьшается ($\mu_0 < 1$), то со знаком —.

Пример. Пусть 1 $м^3$ окиси углерода сгорает в воздухе:

$$1\ м^3\ CO + 0{,}5\ м^3\ O_2 = 1\ м^3\ CO_2.$$

Теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0 = \frac{0{,}5}{0{,}21}\ м^3 = 2{,}38\ м^3.$$

Сокращение объема

$$\Delta V = -0{,}5\ м^3;$$

$$R_2 = R_1\left(1 - \frac{0{,}5}{2{,}38 + 1}\right) = R_1\left(1 - \frac{0{,}5}{3{,}38}\right) =$$

$$= R_1\ (1 - 0{,}148) = 0{,}852\ R_1;\ \mu_0 = 0{,}852.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

При сгорании жидких топлив характеристическое уравнение до сгорания можно писать лишь для газообразной части рабочей смеси (т. е. кислорода или воздуха) G_1, тогда как для продуктов сгорания прибавится еще 1 *кг* топлива, перешедший при сгорании в газообразное состояние, т. е. $G_2 = 1 + G_1$.

Отсюда найдем:

для начального состояния

$$P_1 V_1 = G_1 R_1 T_1,$$

после сгорания

$$P_1 V_2 = G_2 R_2 T_1, \text{ или } P_1 V_2 = (1 + G_1) R_2 T_1,$$

откуда путем деления

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1 + G_1}{G_1} \frac{R_2}{R_1}.$$

Обозначая

$$\frac{V_2}{V_1} = \mu_0,$$

находим

$$R_2 = \mu_0 \frac{G_1}{1 + G_1} R_1. \tag{25}$$

Таким образом в случае жидкого топлива при определении R_2 кроме множителя μ_0 при R_1 необходимо вводить поправочный коэфициент $\frac{G_1}{1 + G_1}$, учитывающий весовое изменение газообразной части рабочей смеси при реакции сгорания.

Пример. Пусть 1 *кг* C_7H_{16} сгорает в воздухе. По формуле (12) стр. 26.

$$1 \text{ кг } C_7H_{16} + \frac{7 + 4}{12 \cdot 7 + 16} \text{ кг-мол } O_2 = \frac{7}{12 \cdot 7 + 16} \text{ кг-мол } CO_2 +$$

$$+ \frac{16}{2(12 \cdot 7 + 16)} \text{ кг-мол } H_2O,$$

или

$$1 \text{ кг } C_7H_{16} + 0{,}11 \text{ кг-мол } O_2 = 0{,}07 \text{ кг-мол } CO_2 + 0{,}08 \text{ кг-мол } H_2O.$$

Пренебрегая объемом жидкости C_7H_{16} до сгорания, находим увеличение объема

$$\Delta M = (0{,}07 + 0{,}08) - 0{,}11 = 0{,}04 \text{ кг-мол.}$$

Теоретически необходимое количество воздуха

$$L_0'' = \frac{0{,}11}{0{,}21} = 0{,}524 \text{ кг-мол}; \; l_0 = 139 \cdot 0{,}11 = 15{,}29 \text{ кг}^{1}).$$

Отсюда

$$\mu_0 = 1 + \frac{0{,}04}{0{,}524} = 1{,}076,$$

$$R_2 = 1{,}076 \cdot \frac{15{,}29}{1 + 15{,}29} R_1 = 1{,}01 R_1.$$

Таким образом характеристическая постоянная продуктов сгорания жидкого топлива R_2 очень мало отличается от R_1 воздуха.

Средний химический состав наиболее употребительных газообразных топлив,

[1]) По формуле (10) стр. 25.

НБ УДУНТ (ДПТ)

их теплотворная способность, а также теоретически необходимое для их сгорания количество воздуха приведены в табл. 4, 5, 6 и 7.

Как видно из приведенных таблиц, главными составными частями этих газов являются: окись углерода CO, метан CH_4, водород H_2, углекислота CO_2 и в большом количестве инертный азот N_2.

Наибольшей теплотворной способностью H_u из этих газов обладает светильный газ, для которого она равна 5 066 *кал/м³* при 0° С и 760 *мм* рт. ст. Далее в этом отношении следует силовой газ из антрацита — $H_u = 1\,298$ *кал/м³*, затем силовой газ из кокса — $H_u = 1\,190$ *кал/м³*, и, наконец, доменный газ — $H_u = 910$ *кал/м³*, при тех же условиях.

Табл. 8 дает в калориях высшие и низшие теплотворные способности составных частей газообразного топлива, их молекулярные веса, плотности, теоретически необходимые количества кислорода и воздуха и, наконец, изменения объема при сгорании.

Основные величины для сгорания жидких топлив дает табл. 9.

Таблица 4[1])

Средние величины для светильного газа

Состав светильного газа	1 м³ газа содержит		H_u в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м³	кг		м³	кг
Водород H_2	0,435	0,0435	1 246,5	1,145	1,480
Болотный газ CH_4	0,350	0,2504	2 980,0	3,285	4,260
Окись углерода CO	0,070	0,0876	213,5	0,165	0,212
Тяжелые углеводороды C_nH_{2n}	0,045	0,0563	626,0	0,639	0,820
Углекислота CO_2	0,020	0,0393	—	—	—
Кислород O_2	0,0025	0,0036	—	0,012	0,015
Азот N_2	0,0275	0,0345	—	—	—
Отнесенные к 1 м³ светильного газа	1,0000	0,5152	5 066,0	5,222	6,757

Таблица 5[1])

Средние величины для силового газа из антрацита

Состав силового газа	1 м³ газа содержит		H_u в кал	Теоретически необходимое количество воздуха	
	м³	кг		м³	кг
Водород H_2	0,242	0,022	622	0,572	0,739
Болотный газ CH_4	0,020	0,014	170	0,188	0,243
Окись углерода CO	0,166	0,208	506	0,390	0,506
Углекислота CO_2	0,113	0,222	—	—	—
Азот N_2	0,459	0,576	—	—	—
По отношению к 1 м³ силового газа	1,000	1,042	1 298	1,[illegible]	1,488

[1]) Объемы исчислены при 0° С и 760 *мм* рт. ст.

133368
45680
НБ ГУПТ (ДПТ)

Таблица 6 [1])

Средние величины для силового газа из кокса

Состав силового газа	1 $м^3$ газа содержит		H_u в	Теоретически необходимое количество воздуха	
	$м^3$	$кг$	$кал$	$м^3$	$кг$
Водород H_2	0,070	0,005	180	0,165	0,214
Болотный газ CH_4	0,020	0,014	170	0,188	0,243
Окись углерода CO	0,276	0,346	840	0,649	0,837
Углекислота CO_2	0,048	0,095	—	—	—
Азот N_2	0,586	0,736	—	—	—
По отношению к 1 $м^3$ силового газа	1,000	1,197	1 190	1,002	1,294

Таблица 7 [1])

Средние величины для доменного газа

Состав доменного газа	1 $м^3$ газа содержит		H_u в	Теоретически необходимое количество воздуха	
	$м^3$	$кг$	$кал$	$м^3$	$кг$
Водород H_2	0,030	0,003	77	0,071	0,093
Болотный газ CH_4	0,005	0,004	42	0,005	0,006
Окись углерода CO	0,260	0,326	791	0,611	0,789
Водяной пар H_2O	0,050	0,041	—	—	—
Углекислота CO_2	0,095	0,187	—	—	—
Азот N_2	0,560	0,704	—	—	—
По отношению к 1 $м^3$ доменного газа	1,000	1,265	910	0,687	0,888

Теплотворная способность рабочих смесей. Так как в двигатель засасывается и к моменту воспламенения находится не чистое топливо, а смесь его с воздухом, обеспечивающим полное его сгорание, практически на количество тепла, выделяющегося за один рабочий цикл, оказывает влияние не теплотворная способность самого топлива, а та же величина, отнесенная к единице объема рабочей смеси.

Если на 1 $м^3$ газа для его сгорания тратится L $м^3$ воздуха, то теплотворная способность смеси будет

$$H_g = \frac{H_u}{1+L}, \qquad (26)$$

так как тепло 1 $м^3$ газа будет теперь заключаться уже в $(1+L)$ $м^3$ смеси.

Например, для светильного газа теплотворная способность 1 $м^3$ смеси будет, считая для 1 *ата* и 15°C (данные взяты по табл. 8),

$$H_g = \frac{4\,590}{1+5,21} = 739\ кал/м^3.$$

[1]) Объемы исчислены при 0°C и 760 *мм* рт. ст.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Таблица 8

Сгорание газов

	Молекулярный вес	Плотность	Теоретически необходимое количество кислорода для сжигания 1 $м^3$ газа	Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 $м^3$ газа	Изменение объема при сжигании 1 $м^3$ газа	Количество воды, образовавшейся при сжигании 1 $м^3$ газа при 15° С и давлении 1 *ат*	Высшая теплотворная способность 1 *кг* газа	Низшая теплотворная способность 1 *кг* газа	Высшая теплотворная способность 1 $м^3$ газа при 15° С и 1 *ат*	Низшая теплотворная способность 1 $м^3$ газа при 15° С и 1 *ат*
	m	δ	S_0 $м^3$	L_0 $м^3$	ΔV	W *кг*	h	h_u	H	H_u
Окись углерода CO	28	0,97	0,5	2,38	—0,5	0	2 440	2 440	2 800	2 800
Водород H_2	2	0,07	0,5	2,33	—0,5	0,74	34 100	28 700	2 800	2 360
Метан CH_4	16	0,554	2	9,52	0	1,47	13 250	11 900	8 700	7 820
Этан C_2H_6	30	1,035	3,5	16,7	+0,5	3,21	12 350	11 300	15 200	13 900
Пропан C_3H_8	44	1,52	5	23,8	+1	2,95	12 000	11 050	21 700	19 950
Бутан C_4H_{10}	58	2,00	6,5	31,0	+1,5	3,69	11 800	10 900	28 100	25 900
Этилен C_2H_4	28	0,965	3	14,3	0	1,47	12 000	11 250	13 800	12 920
Пропилен C_3H_6	42	1,45	4,5	21,4	+0,5	2,21	11 850	11 100	20 400	19 100
Бутилен C_4H_8	56	1,935	6	28,6	+1	2,95	11 600	10 870	26 600	24 850
Ацетилен C_2H_2	26	0,90	2,5	11,9	—0,5	0,74	12 000	11 600	12 800	12 360
Светильный газ	12,58	0,434	1,10	5,21	—0,275	0,91	9 960	8 900	5 135	4 590
Водяной газ	15,66	0,55	0,45	2,15	—0,45	0,369	3 930	3 580	2 520	2 300
Генераторный газ (силовой)	24,25	0,84	0,21	1,00	—0,21	0,133	1 180	1 100	1 175	1 095
Доменный газ	28,48	0,98	0,16	0,76	—0,16	0,022	768	757	896	885

НБ УДУНТ (ДНТ)

Таблица 9

Основные величины для сгорания жидких топлив

	Молекулярный вес	Удельный вес при 15° С	Температура кипения	Высшая теплотворная способность для 1 кг	Низшая теплотворная способность для 1 кг	Теоретически необходимое количество кислорода в м³ при 15° С и 1 *atm* для 1 кг	Теоретически необходимое количество воздуха в м³ при 15° С и 1 *atm* для 1 кг	При сгорании 1 кг получается м³ углекислоты при 15° С и 1 *atm*	При сгорании 1 кг получается м³ водяного пара при 15° С и 1 *atm*	То же в кг
	m	γ	t_s	h	$h_н$	S_0	L_0	CO_2	H_2O	H_2O
Алкоголь C_2H_6O .	46	0,794	78,3	7 100	6 400	1,59	7,6	1,06	1,59	1,174
Спирт 95 весов. %	—	0,809	78,5	6 740	6 000	1,51	7,2	1,01	1,58	1,165
90	—	0,823	78,7	6 390	5 630	1,43	6,8	0,956	1,57	1,157
80	—	0,849	79,2	5 680	4 860	1,27	6,1	0,850	1,54	1,139
Бензол C_6H_6 .	78	0,885	80,4	10 000	9 590	2,35	11,2	1,88	0,94	0,693
Нафталин $C_{10}H_8$ . . . . (точка плавления 80°)	128	0,977 (при 80°)	218	9 700	9 370	2,29	10,9	1,91	0,76	0,563
Пентан C_5H_{12}	72	0,627	37	11 750	10 850	2,71	12,9	1,7	2,03	1,500
Гексан C_6H_{14}	86	0,658	69	11 550	10 670	2,70	12,85	1,705	1,99	1,465
Гептан C_7H_{16}	100	0,683	98	11 520	10 660	2,69	12,8	1,71	1,95	1,440
Бензин	—	0,69—0,71	80—110	10 500—11 200	10 400	2,7	12,8	1,71	1,95	1,440
Керосин	—	0,79—0,82	200—250	10 500—11 000	9 800—10 200	2,7	12,8	1,73	1,87	1,380

НБ УДУНТ (ДИТ)

Если сгорает жидкое топливо, то объемом его в распыленном состоянии можно пренебречь, и выражение для теплотворной способности рабочей смеси принимает вид

$$H_g = \frac{h_u}{L'_0}.$$

Так, для нефти, 1 *кг* которой требует (при 15° С и 1 *ата*) для своего сгорания 12,5 $м^3$ воздуха, теплотворная способность 1 $м^3$ смеси будет при теоретически необходимом количестве воздуха, считая, что нефть находится в жидком, распыленном состоянии:

$$H_g = \frac{h_u}{0 + L'_0} = \frac{10\,000}{0 + 12{,}5} = \frac{10\,000}{12{,}5} = 8\,00\ кал/м^3.$$

Ниже даны величины низших теплотворных способностей в $кал/м^3$ некоторых смесей, приведенных к 15° С и 1 *ата* давления при теоретически необходимом количестве воздуха:

Водород	$H_g = \frac{2\,360}{1 + 2{,}38} = 698.$	
Окись углерода	$H_g = \frac{2\,800}{1 + 2{,}38} = 828.$	
Светильный газ	$H_g = \frac{4\,590}{1 + 5{,}21} = 739.$	
Силовой газ	$H_g = \frac{1\,095}{1 + 1} = 548.$	
Доменный газ	$H_g = \frac{885}{1 + 0{,}76} = 503.$	
Алкоголь	$H_g = \frac{6\,400}{0 + 7{,}6} = 842.$	
90° спирт	$H_g = \frac{5\,630}{0 + 6{,}8} = 827.$	
Бензин	$H_g = \frac{10\,400}{12{,}8} = 813.$	
Бензол	$H_g = \frac{9\,590}{0 + 11{,}2} = 856.$	
Нефть	$H_g = \frac{10\,000}{12{,}5} = 800.$	
Водород	$H_g = \frac{24\,600}{0 + 29{,}2} = 843$	в жидком
Углерод	$H_g = \frac{8\,140}{0 + 9{,}74} = 835$	соединении.

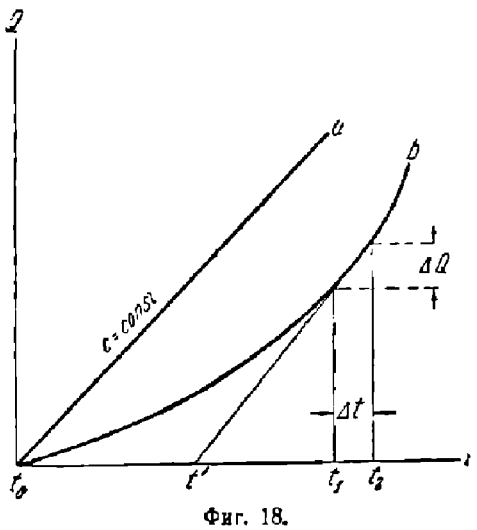
Два топлива, из которых одно имеет теплотворную способность больше, чем другое, не всегда дают такое же соотношение и для рабочей смеси.

Если рассмотреть теплотворную способность H_g смеси топлив с воздухом, например,

Для нефти	$h_u = 10\,000$	$H_g = 800$
„ 90° спирта	$h_u = 5\,630$	$H_g = 827$
„ окиси углерода	$H_u = 2\,800$	$H_g = 828$
„ светильного газа	$H_u = 4\,590$	$H_g = 739$

то из этих примеров видно, что иногда более бедное топливо оказывается выгоднее с точки зрения мощности, развиваемой двигателем, для работы вследствие того, что требует для своего сгорания меньшее количество воздуха. Таким образом мощность двигателей внутреннего сгорания при работе на разных топливах обусловливается теплотворной способностью не самого топлива, а его смеси с воздухом.

НБ УДИНТ (ДИИТ)



Фиг. 18.

2. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

До недавнего времени принято было думать, что теплоемкости газов и жидкостей не зависят от температур t и давлений p.

В действительности, как установлено из современных опытов, это предположение неверно не только для газов, но и для жидкостей. Если еще можно допускать постоянство теплоемкостей в пределах низких температур, то этого нельзя сказать при переходе к высоким температурам (1 000 — 2 000°), имеющим место в процессе двигателей внутреннего сгорания.

Малляр (Mallard) и Ле-Шателье (Le Chatelier) исследовали зависимость теплоемкостей c от температур и выразили ее математически.

Ланген (Langen) и Шребер (Schröber), подсчитавший результаты опытов Лангена, также установили эту зависимость, но нашли цифры Малляра и Ле-Шателье несколько преувеличенными.

По подсчетам Шребера средние молекулярные теплоемкости таковы:

теплоемкость при постоянном объеме

для простых газов $mc_v' = 4{,}625 + 0{,}00053\,T$
„ углекислоты $mc_v'' = 6{,}774 + 0{,}00189\,T$
„ водяного пара $mc_v''' = 6{,}855 + 0{,}00116\,T$

теплоемкость при постоянном давлении

для простых газов $mc_p' = 6{,}610 + 0{,}00053\,T$
„ углекислоты $mc_p'' = 8{,}759 + 0{,}00189\,T$
„ водяного пара $mc_p''' = 8{,}840 + 0{,}00116\,T$

Теоретически разницу между c_p и c_v можно вывести следующим образом: имеем

$$c_p - c_v = AR, \tag{27}$$

$$R = \frac{848}{m}, \quad A = \frac{1}{427}\ кал;$$

где

$$mc_p - mc_v = \frac{848}{427} = 1{,}985 \approx 1{,}99; \tag{28}$$

для 1 $м^3$ при 15° С и 1 $ат$

$$C_p - C_v = \frac{1{,}985}{24{,}4} = 0{,}0813$$

(24,4 $м^3$ — объем 1 *кг-мол* газов).

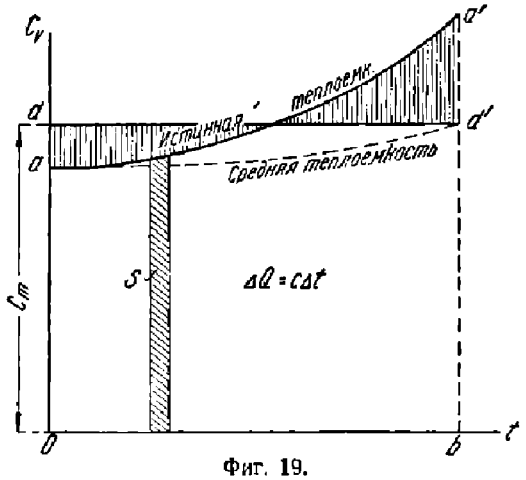
Для 1 *кг*

$$c_p - c_v = \frac{1{,}985}{m}. \tag{29}$$

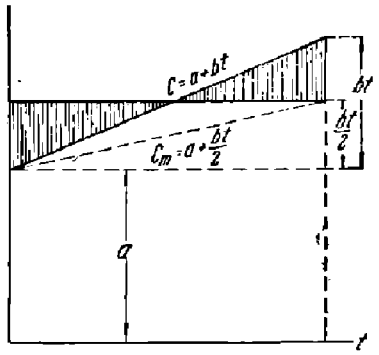
Зная разность $c_p - c_v$, всегда можно по одной из величин определить другую.

Если бы теплоемкость была величиной постоянной, то количество тепла Q при нагревании тела на одно и то же число градусов оставалось бы для всех пределов температур одинаковым, и зависимость Q от t в координатах Q, t выразилась

НБ УГУНТ (ДГТУ)



Фиг. 19.



Фиг. 20.

бы прямой линией a (фиг. 18). Теплоемкостью c при этом процессе в период нагревания от t_0° до t° будет

$$c = \frac{Q}{t - t_0}.$$

Если же теплоемкость является величиной переменной, то зависимость Q от t выразится не прямой, а некоторой кривой. В данном случае истинная теплоемкость, выражающаяся отношением бесконечно малого приращения тепла $\left(c' = \frac{\Delta Q}{\Delta t}\right)$ будет отличаться от средней теплоемкости c_m за весь период изменения температур $\left(c_m = \frac{Q}{t_1 - t_0}\right)$ и выражается тангенсом угла между касательной к кривой в точке, соответствующей данной температуре, и осью абсцисс. С возрастанием тангенса этого угла возрастает и теплоемкость.

(В обоих случаях Q есть сообщенное тепло при нагревании тела от t_0 до t_1).

Из фиг. 18 видно, что

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \frac{Q}{t_1 - t'}, \text{ или } c' = \frac{Q}{t_1 - t'}.$$

Сравнивая полученное выражение для истинной теплоемкости c' с таковым же для средней теплоемкости, приходим к заключению, что истинная теплоемкость c' будет больше средней c_m, так как знаменатель в выражении для истинной теплоемкости меньше знаменателя для средней теплоемкости.

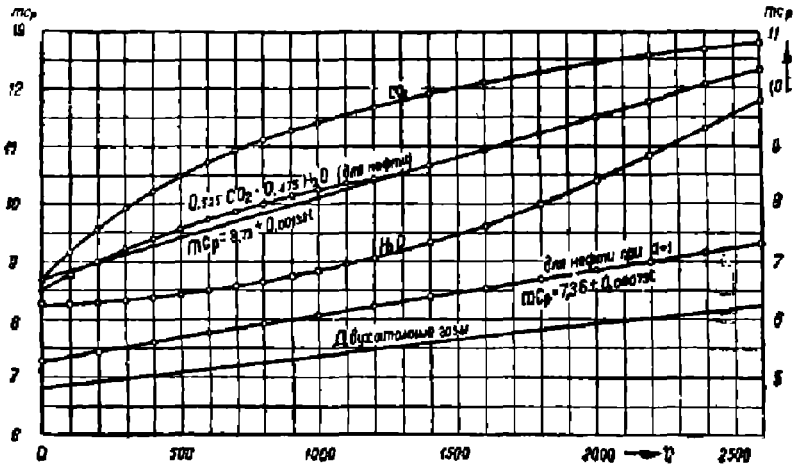
Во всех случаях, когда известен закон изменения теплоемкости, по кривой, выражающей этот закон, можно построить кривую, выражающую закон изменения средней теплоемкости.

Пусть кривая aa' (фиг. 19) выражает закон изменения истинной теплоемкости. Рассматривая заштрихованную элементарную площадь S, видим, что она равна $c\Delta t = \Delta Q$, откуда заключаем, что вся площадь $Oaa'b$ выражает количество тепла, сообщенное за весь период изменения температур. Заменяя площадь $Oaa'b$ равновеликой ей площадью $Odd'b$, найдем, что ордината bd' выражает среднюю теплоемкость за тот же период.

Находя таким путем ряд точек средней теплоемкости, можно построить кривую ad', выражающую закон ее изменения.

Если же закон изменения теплоемкости взять по Лангену (теплоемкость изменяется по закону прямой $c = a + bt$) (фиг. 20), то средняя теплоемкость c_m выражается тоже прямой, которая строится по предыдущему.

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 20а.

При этом уравнение прямой c_m выразится, как видно из построения,

$$c_m = a + \frac{bt}{2}. \tag{30}$$

К тому же выводу можно притти и аналитическим путем. Имеем $dQ = cdt$; интегрируя, получим

$$Q_0^t = \int_0^t cdt, \text{ но } c = a + bt.$$

$$Q_0^t = \int_0^t (a + bt)\, dt = \left| at + \frac{bt^2}{2} \right|_0^t = \left(a + \frac{bt}{2} \right) t. \tag{31}$$

Деля полученное Q на t, найдем выражение для средней теплоемкости, которое оказывается таким же, как мы нашли раньше.

Для подсчета количества тепла в определенных пределах температур удобно пользоваться следующим выражением (32).

Имеем:

$$dQ = cdT,$$

или, если изменение температур происходит от T_1 до T_2,

$$Q_{t_1}^{t_2} = a(T_2 - T_1) + \frac{b}{2}(T_2^2 - T_1^2) =$$

$$= (T_2 - T_1)\left[a + \frac{b}{2}(T_2 + T_1) \right] = (T_2 - T_1)\,[a + b_m(T_2 + T_1)], \tag{32}$$

где b_m — коэфициент средней теплоемкости.

Зная теплоемкости отдельных составных частей смеси и их количественное содержание в смеси, можно по общим термодинамическим выражениям определить и теплоемкость смеси.

Приведенные выше теплоемкости по Шреберу были приняты проф. В. И. Гриневицким при разработке им теплового расчета двигателя. Однако по новейшим исследованиям Партингтона и Шиллинга, Хольборна и Хеннинга, Пирра и др. принятие линейной зависимости теплоемкостей от температуры не является достаточно точным, в особенности для CO_2 и H_2O [1]).

[1]) Статья инж. Лурье в „Известиях Теплотехнического института" № 114 1926.

УДУНТ (ДИТ)

Проф. Шюле по этим данным построены кривые зависимости теплоемкости от температуры для двухатомных газов, CO_2 и H_2O [1]) (фиг. 20а).

Как видно, только для двухатомных газов кривую теплоемкости можно с достаточной точностью выразить уравнением прямой, что дает для средней молекулярной теплоемкости выражения:

$$\text{двухатомные газы} \begin{cases} mc_v = 4{,}90 + 0{,}00053\, t, \\ mc_p = 6{,}885 + 0{,}00053\, t, \end{cases} \tag{33}$$

или, пересчитывая на абсолютные температуры T [2])

$$\text{двухатомные газы} \begin{cases} mc_v = 4{,}610 + 0{,}00053\, T, \\ mc_p = 6{,}595 + 0{,}00053\, T. \end{cases} \tag{34}$$

Как видно из фиг. 20а, кривая зависимости теплоемкости CO_2 от температуры должна выражаться уравнением

$$mc = a_1 + b_1 t - c_1 t^2, \tag{35}$$

то же для H_2O:

$$mc = a_2 + b_2 t + c_2 t^2. \tag{36}$$

Однако пользование такими выражениями вызывает целый ряд практических неудобств. Поэтому проф. Е. К. Мазингом был предложен следующий метод приведения теплоемкостей CO_2 и H_2O к линейной зависимости от температуры [3]).

Учитывая взаимнопротивоположную кривизну кривых CO_2 и H_2O, можно предполагать, что кривая теплоемкостей суммы $CO_2 + H_2O$, взятых в той пропорции, как они содержатся в продуктах сгорания, должна иметь протекание, близкое к прямой линии.

Так для нефти элементарного состава по весу $C = 0{,}86$, $H = 0{,}13$, $O = 0{,}01$ отношение числа молей CO_2 и H_2O равно

$$M_{CO_2} : M_{H_2O} = \frac{C}{12} : \frac{H}{2} = 86 : 78 = 52{,}5\% : 47{,}5\%.$$

Из этого соотношения получаем кривую средней молекулярной теплоемкости $CO_2 + H_2O$, которую можно с достаточной точностью выразить уравнением прямой (фиг. 20а):

$$\text{для } CO_2 + H_2O \begin{cases} mc_v = 6{,}745 + 0{,}00138\, t, \\ mc_p = 8{,}730 + 0{,}00138\, t, \end{cases} \tag{37}$$

или в абсолютных градусах

$$\text{для } CO_2 + H_2O \begin{cases} mc_v = 5{,}990 + 0{,}00138\, T, \\ mc_p = 7{,}795 + 0{,}00138\, T. \end{cases} \tag{38}$$

Отсюда для продуктов сгорания нефти принятого состава при любом значении α находим

$$mc_v = \frac{0{,}412 + 2{,}425\,\alpha}{0{,}0327 + 0{,}495\,\alpha} + \frac{1}{1\,000}\,\frac{0{,}134 + 0{,}2625\,\alpha}{0{,}0327 + 0{,}495\,\alpha}\, t, \tag{39}$$

---

[1]) W. Schüle, Technische Thermodinamik, 1923, т. I, стр. 62.

[2]) Этот переход на абсолютные температуры надо понимать условно, так как от 0°C до 0° абс. теплоемкости меняются по совершенно иному закону (резко снижаются и с приближением к 0° абс. уменьшаются по кубу температур); поэтому пользоваться выражением теплоемкости через абсолютную температуру мы можем только тогда, когда в уравнение включена разность внутренних энергий в рассматриваемых пределах температур, исключающая влияние более низких температур; это и имеет место во всех последующих случаях расчета теплового процесса.

[3]) Проф. Е. К. Мазинг, Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Дополнительные статьи к переводу книги Г. Гюльднер, Двигатели внутреннего сгорания, изд. Макиз, 1928.

НБ УГЛТУ (ДГТ)

или

$$mc_v = \frac{0{,}339 + 2{,}282\,\alpha}{0{,}0327 + 0{,}495\,\alpha} + \frac{1}{1\,000}\,\frac{0{,}134 + 0{,}2625\,\alpha}{0{,}0327 + 0{,}495\,\alpha}\,T, \qquad (40)$$

$$mc_p = 1{,}985 + mc_v.$$

Так как состав нефти мало колеблется, то можно с достаточной практически точностью принимать эти выражения теплоемкостей при расчете рабочего процесса нефтяных двигателей

Аналогичные выражения могут быть получены и для газообразных топлив. При расчете рабочего процесса газовых двигателей мы будем базироваться на теплоемкостях Шребера, так как состав рабочего газа может сильно колебаться, и поэтому дать для него общее уравнение теплоемкости подобно нефти не представляется возможным.

3. ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

Теплотворная способность H топлива определяется практически по количеству тепла, выделившемуся в воду при его полном сгорании, путем охлаждения сгоревших газов до первоначальной температуры в бомбе Крекера или колориметре Юнкерса; она всегда меньше полного тепла химической реакции, ибо часть последнего идет на повышение внутренней энергии продуктов сгорания, имеющих большую теплоемкость, чем рабочая смесь. Эта разница благодаря зависимости теплоемкости от температуры будет изменяться с температурой, при которой ведется опыт, и будет тем больше, чем выше эта температура.

Такое уменьшение теплотворной способности становится ощутительным лишь при высоких температурах, а потому с достаточной для практики двигателей внутреннего сгорания точностью можно считать величину H_u постоянной.

Указанную разницу между теплом химической реакции и величиной H можно определить как разность внутренних энергий до и после сгорания при $t = 15°C$ по составу топлива и продуктов сгорания.

Определяя по реакциям сгорания состав продуктов сгорания в *кг-мол* (на 1 *кг* жидкого топлива или 1 *кг-мол* газообразного) (например, для $\alpha = 1$) и имея теплоемкости составных частей, найдем:

1. Для нефти состава C = 0,86, H = 0,13, O = 0,01 имеем

$$\Delta h = \frac{C}{12} mc_v'' T_0 + \frac{H}{2} mc_v''' T_0 \left(L_0' + \frac{H}{4} - \frac{C}{12} - \frac{H}{2}\right) mc_v' T_0 - L_0'' mc_v' T_0 =$$

$$= T_0 \left[\frac{C}{12} mc_v'' + \frac{H}{2} mc_v''' - \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4}\right) mc_v'\right],$$

где mc_v', mc_v'' и mc_v''' — соответственно молекулярные теплоемкости двухатомных газов, углекислоты и водяных паров.

Подставляя числовые значения, найдем

$$\Delta h = 288\,[0{,}072\,(6{,}674 + 0{,}00189 \cdot 288) + 0{,}065\,(6{,}855 + 0{,}00116 \cdot 288) -$$

$$- (0{,}072 + 0{,}0325)\,(4{,}625 + 0{,}00053 \cdot 288)] = 145\ кал/кг.$$

Принимая $h_u = 10\,000$ *кал/кг*, найдем, что Δh составит 1,45% от h_u.

Если же подсчитать Δh, пользуясь выражениями теплоемкостей по Мазингу, то величина $\Delta h = 110$ *кал/кг*, т. е. составит 1,1% от h_u.

НБ УГУНТ (ДГТ)

2. Для светильного газа (табл. 4) имеем

$$\Delta H^{m}\,^{1}) = (CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2)\,mc_v''T_0 + (H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4)\,mc_v'''T_0 +$$
$$+\left(1 + L_0 - \frac{3}{2}CO - \frac{3}{2}H_2 - 3CH_4 - 4C_2H_4 - CO_2\right) mc_v'\,T_0 - (1 + L_0)\,mc_v'\,T_0 =$$
$$= T_0\left[(CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2)\,mc_v'' + (H_2 + 2CH_4 + \right.$$
$$\left. + 2C_2H_4)\,mc_v''' - \left(\frac{3}{2}CO + \frac{3}{2}H_2 + 3CH_4 + 4C_2H_4 + CO_2\right) mc_v'\right]$$

(см. гл. VI, § 5).

После подстановки найдем

$$\Delta H^{m} = 288\,[0{,}53\,(6{,}774 + 0{,}00189 \cdot 288) + 1{,}275\,(6{,}855 + 0{,}00116 \cdot 288) -$$
$$- 1{,}5275\,(4{,}625 + 0{,}00053 \cdot 288)] = 1\,553 \text{ кал/кг-мол},$$
$$\Delta H = \frac{\Delta H^{m}}{24{,}4} = \frac{1\,553}{24{,}4} = 67{,}7 \text{ кал/м}^3.$$

Принимая $H_u = 4\,590$ *кал/м*^{3}, найдем, что ΔH составит 1,47% от H_u. Отсюда видно, что ошибки при замене тепла реакции теплотворной способностью H не превышает 1,5% и потому в дальнейшем ею можно пренебречь при практических расчетах.

Таким образом, если предположить, что процесс сгорания совершается при постоянном объеме, то все тепло реакции пойдет на приращение внутренней энергии за счет: 1) повышения температуры и 2) увеличения суммарной теплоемкости продуктов сгорания по сравнению с рабочей смесью вследствие изменения химического состава при сгорании.

Это может быть выражено уравнением

$$dQ = dU, \tag{41}$$

или, интегрируя, получим

$$Q = U_2 - U_1,$$
$$Q + (c_v)_{m_1} T_1 = (c_v)_{m_2} T_2, \tag{42}$$

где $(c_v)_{m_1}$ и $(c_v)_{m_2}$ — средние теплоемкости газов до и после сгорания.

Согласно вышеизложенному с достаточной для практики точностью Q может быть заменено через H.

Далее необходимо отметить, что часть тепла реакции Q, уносимая водяными парами в виде скрытой теплоты парообразования, не должна вводиться в тепловой баланс при сгорании, ибо в выражение внутренней энергии продуктов сгорания $(c_v)_{m_2} T_2$ эта величина не входит. Поэтому в уравнение сгорания должна быть введена низшая теплотворная способность H_u:

$$H_u + (c_v)_{m_1} T_1 = (c_v)_{m_2} T_2. \tag{43}$$

Если сгорание протекает при постоянном давлении, то все тепло реакции идет на повышение теплосодержания J.

Из основного уравнения

$$dQ = dJ - Av\,dp,$$

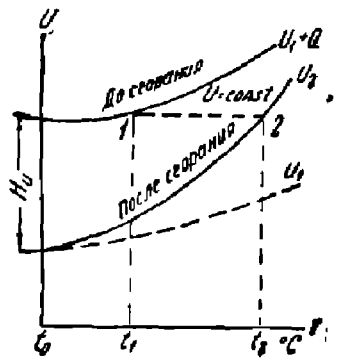
принимая $dp = 0$, найдем

$$dQ = dJ,$$

---

[1]) Индекс m означает, что теплотворная способность отнесена к 1 *кг-мол*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 21.

или, интегрируя,

$$Q = J_2 - J_1,$$

$$Q + (c_p)_{m_1} T_1 = (c_p)_{m_2}. \quad (44)$$

Заменяя Q согласно вышеизложенному через H_u, получаем

$$H_u + (c_p)_{m_1} T_1 = (c_p)_{m_2} T_2. \quad (45)$$

Считая средние теплоемкости зависящими от температур по закону:

$$(c_v)_m = a_v + b_m T,$$

$$(c_p)_m = a_p + b_m T,$$

уравнения (43) и (45) напишем в виде

$$H_u + (a_{v_1} + b_{m_1} T_1) T_1 = (a_{v_2} + b_{m_2} T_2) T_2 \quad \text{для сгорания по } v = \text{const}, \quad (46)$$

$$H_u + (a_{p_1} + b_{m_1} T_1) T_1 = (a_{p_2} + b_{m_2} T_2) T_2 \quad \text{„ } p = \text{const}. \quad (47)$$

Разрешение этих уравнений либо по правилу решения квадратных уравнений, либо подстановкой дает возможность определить температуру сгорания T_2.

Температура сгорания T_2 может быть определена также и графическим путем.

Если изобразить изменение внутренней энергии продуктов сгорания кривой U_2 (фиг. 21), затем отложить от нее вверх по оси ординат, соответствующей температуре t_0 (15° С), теплотворную способность данного топлива H_u и нанести потом кривую изменений суммы внутренней энергии до сгорания и тепла химической реакции $u_1 + Q$ [1], то получим две сходящиеся кривые.

Этого и следовало ожидать, так как теплоемкость сгоревшей смеси всегда больше теплоемкости рабочей и сильнее изменяется с температурой, а потому кривая U_2 пойдет круче кривой $u_1 + Q$. Однако пересечение кривых $U_1 + Q$ и U_2 не имеет практического значения, так как теоретически оно могло бы наступить лишь при очень высокой температуре, с которой в двигателях внутреннего сгорания встречаться не приходится.

Так как сумма термодинамической и термохимической энергии рабочей смеси остается без изменения за весь период сгорания (*1-2*), то можно, идя от точки *1* (начало процесса горения) по линии *1-2*, параллельной оси абсцисс ($U = \text{const}$), до точки *2* (конец горения), определить соответствующую этой точке температуру смеси после сгорания.

Построив ряд подобных кривых $U_1 + Q$ и U_2, легко графическим путем всякий раз заранее определить соответствующую температуру сгорания и теплоемкость.

Если процесс сгорания протекает при постоянном давлении (p=const), то все тепло идет на повышение теплосодержания J.

Построив в системе координат J, T кривые изменения: 1) теплосодержания рабочего тела после сгорания и 2) суммы теплосодержания до сгорания и тепла химической реакции (подобно фиг. 21), мы можем, идя по линии постоянного теплосодержания, графически определить температуру сгорания в каждом отдельном случае.

Кривые $J_1 + Q$ и J_2 практически никогда не могут встретиться, ибо еще ранее достижения высокой температуры, соответствующей точке пересечения кривых $J_1 + Q$ и J_2, произойдет диссоциация рабочих газов.

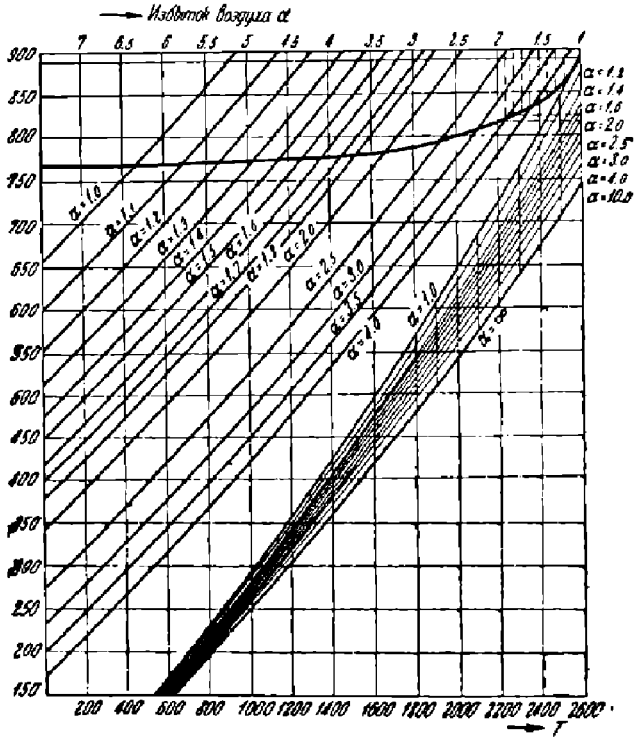
Для наглядности приводим ниже диаграмму кривых теплосодержания, полученную для двигателя Дизеля при разных избытках воздуха α, и укажем на примере, как определить по ней температуру конца сгорания (фиг. 22).

---

[1] За вычетом скрытой теплоты испарения воды.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Слева нанесен ряд эквидистантных кривых для рабочего воздуха при разных значениях α, а справа — расходящийся пучок соответствующих кривых для сгоревших газов.



Фиг. 22. Диаграмма JT для газов.

Предположим, что сжатая перед горением рабочая смесь имеет температуру 600 °С, идя от точки, соответствующей этой температуре, например, при $\alpha = 1{,}6$, по линии постоянного теплосодержания до соответствующей кривой $\alpha = 1{,}6$ продуктов сгорания и опускаясь по ординате вниз до пересечения с осью абсцисс, получим на ней искомую температуру смеси после сгорания $t_2 = 1\,880°$ С.

Примечание. Для бедной смеси (например, для жидкого топлива) разница теплоемкостей рабочей и сгоревшей смеси мало заметна; при переходе к более богатой смеси эта разница становится более ощутительной.

Имея характеристические уравнения рабочих газов до ($p_1 v_1 = R_1 T_1$) и после ($p_2 v_2 = R_2 T_2$) сгорания, можем для процесса сгорания определить соотношения объемов и давлений:

1) $v = \text{const}$

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2 R_2}{T_1 R_1}, \tag{48}$$

но

$$\frac{R_2}{R_1} = 1 + \frac{\Delta v}{v_1}, \tag{49}$$

отсюда

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{T_2}{T_1}\left(1 + \frac{\Delta v}{v_1}\right) = \mu_0 \frac{T_2}{T_1}, \tag{50}$$

2) $p = \text{const}$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2 R_2}{T_1 R_1}, \tag{51}$$

или по предыдущему

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{T_2}{T_1}\left(1 + \frac{\Delta v}{v_1}\right) = \mu_0 \frac{T_2}{T_1}, \tag{52}$$

где Δv — изменение объема от химической реакции.

На основании этих уравнений составлены табл. 10 и 11 для генераторного и светильного газов, по которым можно, зная начальную температуру t_1 и состав

НБ УДУНТ (ДПТ)

Таблица 10

Конечная температура t_2 и отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$ при сгорании генераторного газа ($H_u = 1095$) в замкнутом пространстве

t_1 \ $\frac{H_u}{1+L}$	300	350	400	450	500	550	600	650	700
0	1 315	1 480	1 640	1 790	1 940	2 060	2 180	2 295	2 405
	5,49	6,00	6,48	6,91	7,30	7,66	7,96	8,28	8,52
100	1 385	1 545	1 700	1 850	1 985	2 115	2 230	2 345	2 455
	4,19	4,55	4,90	5,21	5,48	5,73	5,95	6,15	6,34
200	1 450	1 610	1 765	1 910	2 040	2 170	2 285	2 395	2 505
	3,44	3,72	3,98	4,23	4,43	4,62	4,79	4,95	5,08
300	1 520	1 680	1 830	1 970	2 100	2 225	2 310	2 450	2 555
	2,95	3,18	3,39	3,58	3,75	3,91	4,05	4,17	4,27
400	1 599	1 750	1 895	2 030	2 160	2 280	2 395	2 505	2 605
	2,62	2,81	2,98	3,14	3,28	3,40	3,51	3,62	3,71
500	1 660	1 815	1 960	2 095	2 220	2 235	2 445	2 555	2 655
	2,36	2,53	2,67	2,80	2,92	3,02	3,12	3,21	3,30

Верхняя строчка — t_2. Нижняя строчка — отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$.

t_1 — начальная температура. H_u — низшая теплотворная способность газа. L — количество воздуха.

Таблица 11

Конечная температура t_2 и отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$ при сгорании светильного газа ($H_u = 4590$) в замкнутом пространстве

t_1 \ $\frac{H_u}{1+L}$	300	350	400	450	500	550	600	650	700
0	1 290	1 460	1 615	1 760	1 895	2 025	2 145	2 260	2 365
	5,62	6,22	6,74	7,25	7,71	9,14	8,53	8,91	9,27
100	1 365	1 525	1 675	1 820	1 955	2 080	2 195	2 310	2 415
	4,31	4,72	5,10	5,46	5,79	6,10	6,38	6,64	6,90
200	1 435	1 595	1 740	1 880	2 015	2 135	2 250	2 360	2 465
	3,54	3,86	4,16	4,43	4,69	4,92	5,14	5,33	5,54
300	1 505	1 660	1 805	1 945	2 075	2 190	2 305	2 415	2 515
	3,05	3,30	3,54	3,76	3,97	4,16	4,34	4,50	4,66
400	1 575	1 730	1 870	2 005	2 135	2 250	2 360	2 470	2 570
	2,70	2,91	3,11	3,29	3,47	3,63	3,78	3,92	4,05
500	1 650	1 800	1 940	2 070	2 195	2 310	2 420	2 525	2 620
	2,44	2,63	2,79	2,95	3,10	3,23	3,36	3,48	3,59

Верхняя строчка — t_2. Нижняя строчка — отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$.

t_1 — начальная температура. H_u — низшая теплотворная способность газа. L — количество воздуха.

НБ УДУНТ (ДИТ)

смеси, определить отношение давлений $\frac{p_2}{p_1}$ и, подставив его значение в уравнение (50), определить температуру t_2 после сгорания.

Из сравнения этих таблиц видно, что работа двигателя на светильном газе выгоднее, чем на генераторном. Действительно, при той же начальной температуре (например, 500° С) и той же теплотворной способности смеси (700 *кал*) светильный газ дает более низкую температуру t_2 (2 620° С) и большее отношение давлений $\frac{p_2}{p_1} = 3{,}59$.

Таким образом рассмотренное ранее влияние теплотворных способностей рабочих смесей не может считаться решающим в смысле максимальной мощности, которую двигатель разовьет на разных их сортах, и лишь с учетом физических свойств этих топлив могут быть выяснены характерные ценные особенности: топливо должно при данном соотношении смеси с воздухом давать возможно высшие давления и низшие температуры, — требования, соответствующие хорошему использованию в двигателе.

4. ОСНОВНЫЕ ПРОЦЕССЫ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Показатель адиабаты. Отношение $\frac{c_p}{c_v}$, т. е. показатель адиабаты k, для данного процесса при переменной теплоемкости не есть величина постоянная, а зависит от температуры.

Действительно, $k = \frac{c_p}{c_v}$; $c_p - c_v = \frac{1{,}985}{m}$, откуда $c_p = c_v + \frac{1{,}985}{m}$.

Разделив на c_v, получим

$$k = 1 + \frac{1{,}985}{mc_v} = 1 + \frac{1{,}985}{a_v + bT}. \tag{53}$$

Пример. Для двухатомных газов будет

$$k = 1 + \frac{1{,}985}{4{,}610 + 0{,}00106\,T}, \tag{53а}$$

где коэфициент при T взят для истинной теплоемкости.

Эта зависимость при построении дает кривую (фиг. 23), но последняя может быть с достаточной степенью точности заменена некоторой прямой, в особенности если ограничиться пределами изменения температур от 0 до 2 500°С, с каковыми, главным образом, приходится работать в двигателях внутреннего сгорания. В этом случае зависимость показателя адиабаты от температуры выразится уравнением

$$k = k_0 - rT, \tag{54}$$

и для двухатомных газов

$$k = 1{,}411 - \frac{0{,}583\,T}{10\,000}.$$

Энтропия. Влияние переменных теплоемкостей сказывается также на приращении энтропии S.

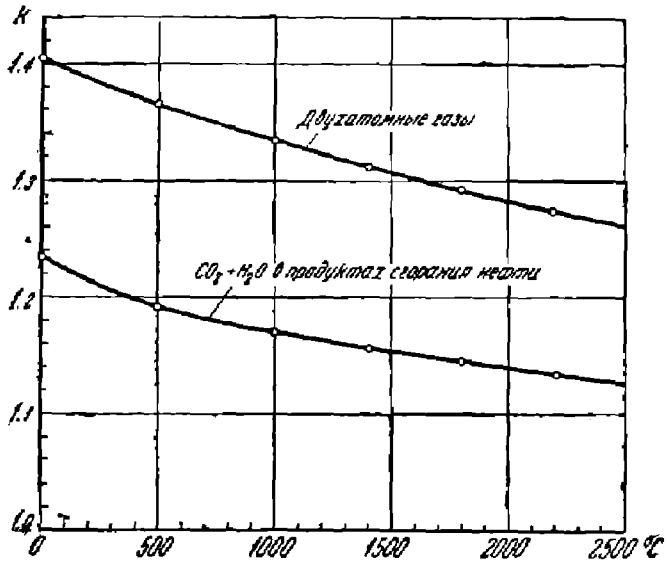
В случае постоянной теплоемкости мы имеем

$$\frac{dQ}{T} = dS = c_v \frac{dT}{T} + AR \frac{dv}{v}$$

или

$$dS = c_p \frac{dT}{T} - AR \frac{dp}{p}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 23. Изменение показателя K с температурой.

Если считать c_v и c_p переменными, т. е. $c_v = a_v + bT$ и $c_p = a_p + bT$, получим

$$dS = a_v \frac{dT}{T} + b\,dT + AR\frac{dv}{v}$$

и

$$dS = a_p \frac{dT}{T} + b\,dT - AR\frac{dp}{v}.$$

Интегрируя, будем иметь

$$\left.\begin{aligned} S - S_0 &= a_v \ln\frac{T}{T_0} + \\ &+ AR\ln\frac{v}{v_0} + b(T - T_0) \end{aligned}\right\} \quad (55)$$

и

$$\left.\begin{aligned} S - S_0 &= a_p \ln\frac{T}{T_0} - \\ &- AR\ln\frac{p}{p_0} - b(T - T_0). \end{aligned}\right\}$$

Итак, видим, что приращение энтропии в случае переменной теплоемкости больше, чем в случае постоянной, на величину $b(T - T_0)$.

Это увеличение энтропии не изменит, однако, характера взаимного протекания кривых изоплер и изобар в тепловой диаграмме (фиг. 24). (Так, например, эквидистантность по отношению к оси энтропии изоплер и изобар сохранится.)

Истинная молекулярная теплоемкость двухатомных газов выражается (для m кг)

$$mc_v = 4{,}610 + 0{,}00106T,$$
$$mc_p = 6{,}595 + 0{,}00106T$$

и

$$R = \frac{848}{m},$$

откуда

$$m(S - S_0) = 4{,}610\ln\frac{T}{T_0} + 0{,}00106(T - T_0) + 1{,}985\ln\frac{v}{v_0} \quad (56)$$

и

$$m(S - S_0) = 6{,}595\ln\frac{T}{T_0} + 0{,}00106(T - T_0) - 1{,}985\ln\frac{p}{p_0}. \quad (57)$$

Уравнение адиабаты. В зависимости от переменной теплоемкости изменяется и уравнение адиабаты:

$$dQ = c_v dT + Ap\,dv = 0; \quad c_v dT = -Ap\,dv;$$

но

$$pv = RT; \quad c_v dT = -ART\frac{dv}{v},$$

откуда

$$\frac{dT}{T} = -\frac{AR}{c_v}\frac{dv}{v}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Пользуясь уравнением

$$\frac{AR}{c_v} = k - 1,$$

получим

$$\frac{dT}{T} = -(k-1)\frac{dv}{v}. \qquad (58)$$

Для переменной теплоемкости $k = k_0 - rT$, следовательно,

$$\frac{dT}{T(k_0 - 1 - rT)} = -\frac{dv}{v};$$

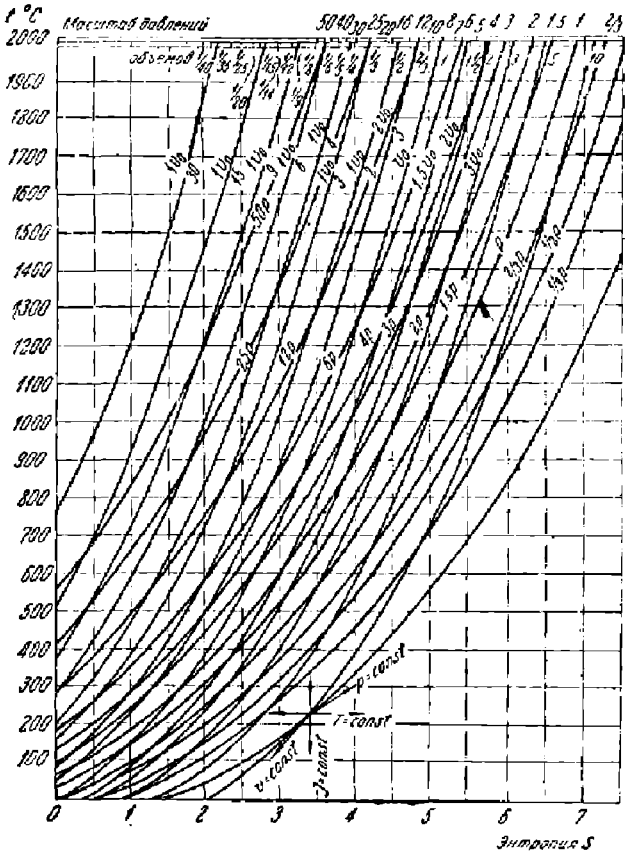
заменяя

$$\frac{1}{T(k_0 - 1 - rT)} \text{ через } \left(\frac{1}{T} + \frac{r}{k_0 - 1 - rT}\right)\frac{1}{k_0 - 1},$$

напишем

$$\frac{dT}{T} + \frac{r\,dT}{k_0 - 1 - rT} = -(k_0 - 1)\frac{dv}{v}.$$

Интегрируя



Фиг. 24. Энтропийная газовая диаграмма при $c \neq \text{const}$.

$$\int \frac{dT}{T} + (k_0 - 1)\int \frac{dv}{v} - \int \frac{d(-rT)}{k_0 - 1 - rT} = 0,$$

получим

$$\ln \frac{Tv^{k_0 - 1}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const},$$

следовательно, уравнение

$$\frac{Tv^{k_0 - 1}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const} \qquad (59)$$

представляет уравнение адиабаты при переменной теплоемкости в координатах T, v.

Из этого уравнения можем вывести и следующие два уравнения адиабатического процесса для двух состояний газа:

$$\frac{v_0}{v} = \left[\frac{T(k_0 - 1 - rT_0)}{T_0(k_0 - 1 - rT)}\right]^{\frac{1}{k_0 - 1}} \qquad (60)$$

$$\frac{T_0}{T} = \left(1 - \frac{rT_0}{k_0 - 1}\right)\left(\frac{v}{v_0}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_0}{k_0 - 1}. \qquad (61)$$

По этим двум уравнениям можно всегда, зная начальное состояние газов, определить конечное, и наоборот.

Уравнение политропы. Уравнение политропы при переменных теплоемкостях может быть выведено в той же форме, как уравнение адиабаты.

НБ УДУНТ (ДГТ)

На основании определения политропы обозначим количество тепла, идущее на повышение внутренней энергии, через ψQ. Остальное тепло $(1-\psi)Q$ идет на совершение внешней работы. Тогда из уравнения, выражающего первый принцип термодинамики

$$dQ = c_v dT + Ap\,dv,$$

подставляя

$$dQ = \frac{c_v dT}{\psi},$$

получим

$$\frac{1}{\psi} c_v dT = c_v dT + Ap\,dv,$$

откуда

$$\left(\frac{1}{\psi} - 1\right) c_v dT = Ap\,dv = AR\frac{dv}{v}T,$$

$$\left(\frac{1}{\psi} - 1\right)\frac{dT}{T} = \frac{AR}{c_v}\frac{dv}{v}.$$

Так как

$$\frac{AR}{c_v} = k - 1 = k_0 - rT - 1,$$

где k_0 и r — постоянные величины, то

$$\frac{dv}{v} = \left(\frac{1}{\psi} - 1\right)\frac{dT}{(k_0 - rT - 1)\,T},$$

но

$$\frac{1}{(k_0 - 1 - rT)\,T} = \frac{1}{k_0 - 1}\left(\frac{1}{T} + \frac{r}{k_0 - 1 - rT}\right).$$

Поэтому

$$\frac{dv}{v} = \frac{1-\psi}{\psi(k_0-1)}\left(\frac{dT}{T} + r\frac{dT}{k_0 - 1 - rT}\right),$$

$$\frac{dT}{T} + r\frac{dT}{k_0 - 1 - rT} = \frac{\psi(k_0-1)}{1-\psi}\frac{dv}{v}.$$

или

$$\frac{dT}{T} + r\frac{dT}{k_0 - 1 - rT} + \frac{\psi(k_0-1)}{\psi - 1}\frac{dv}{v} = 0.$$

Интегрируя, получим

$$\ln \frac{T v^{\frac{\psi}{\psi-1}(k_0-1)}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const};$$

следовательно,

$$\frac{T v^{\frac{\psi}{\psi-1}(k_0-1)}}{k_0 - 1 - rT} = \text{const}\ ^{1}). \qquad (62)$$

Из этого уравнения можно вывести следующие уравнения политропического процесса.

---

[1]) Уравнение выведено по моему указанию инж.-мех. И. Ш. Нейман (см. „Бюллетень Научного автомоторного института" № 4).

НБ УДУНТ (ДПТ)

Обозначим в этом уравнении $\frac{\psi}{\psi-1}(k_0-1)$ через $n-1$.

Тогда получим

$$\frac{Tv^{n-1}}{k_0-1-rT}=\text{const} \tag{63}$$

или

$$\frac{pv^n}{k_0-1-rT}=\text{const}. \tag{64}$$

Так как

$$n=\frac{1-\psi k_0}{1-\psi},$$

то

$$\frac{pv^{\frac{1-\psi k_0}{1-\psi}}}{k_0-1-rT}=\text{const}. \tag{65}$$

Наконец, для двух состояний газа имеем

$$\frac{T_0}{T}=\left(1-\frac{rT_0}{k_0-1}\right)\left(\frac{v}{v_0}\right)^{\frac{\psi}{\psi-1}(k_0-1)}+\frac{rT_0}{k_0-1}. \tag{66}$$

Уравнение адиабаты получается из данного уравнения политропы при $\frac{\psi}{\psi-1}=1$. Последнее неопределенное выражение можно определить из основного уравнения адиабаты: $\frac{c_v dT}{AdL}=-1$. Подставляя вместо $c_v dT$ его значение ψdQ и вместо AdL его значение $(1-\psi)\,dQ$, получим

$$\frac{c_v dT}{AdL}=\frac{\psi}{1-\psi}=-1 \quad \text{откуда} \quad \frac{\psi}{\psi-1}=1.$$

5. ПОСТРОЕНИЕ ПОЛИТРОПЫ

Зная величину показателя политропы n (при $c=\text{const}$) или имея кривую изменения n (при $c\neq\text{const}$), мы можем графически построить всю кривую, если заданы координаты какой-либо ее точки, по следующим методам:

1. Метод Брауера при $n=\text{const}$.

Даны оси координат p, v, точка A, через которую надлежит провести политропу, и показатель ее n (фиг. 25).

Из начала координат O проводим луч *1* под произвольным углом α к оси объемов v (чем больше $\angle\alpha$, тем дальше будут отстоять друг от друга точки кривой; всего удобнее брать α так, чтобы $\operatorname{tg}\alpha\approx 0{,}25$). Другой луч *2* проводим под $\angle\beta$ к оси давлений p, причем β определяется из соотношения

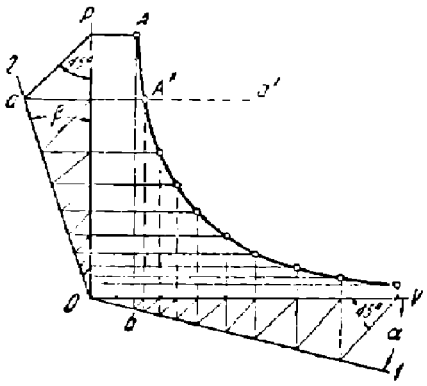
$$1+\operatorname{tg}\beta=(1+\operatorname{tg}\alpha)^n. \tag{67}$$

Построение политропы ведем следующим образом:

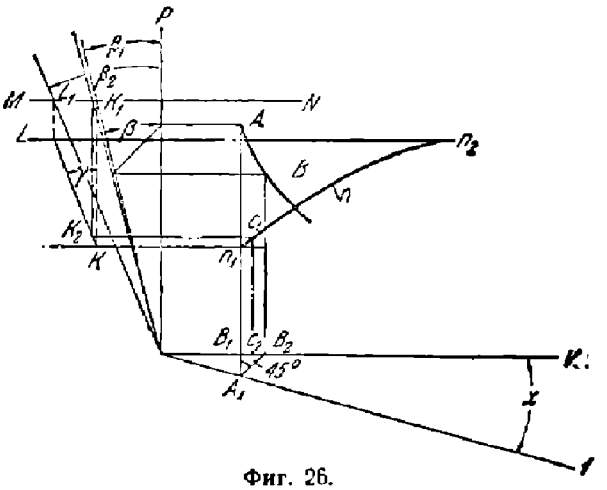
Из данной точки A проводим горизонталь до пересечения с осью p, из точки пересечения проводим прямую под углом в 45° к оси p до пересечения с лучом *2* в точке a, откуда ведем параллель aa' оси v; на ней и должна лежать искомая точка A'.

Далее, из точки A проводим вертикаль до пересечения с лучом *1* в точке b; из точки b проводим прямую под углом в 45° к оси v и из точки их пересечения — вертикаль, каковая в пересечении с прямой aa' и даст искомую точку кривой A'.

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 25.



Фиг. 26.

Построение следующих точек ведется таким же образом. Все построение должно быть выполнено возможно точно, так как все ошибки в следующих точках складываются.

2. Построение политропы при $n \neq \text{const}$.

Даны оси координат p, v, точка A политропы и кривая $n_1 n_2$ — значений показателя n (фиг. 26).

Пользуясь основным соотношением Брауера

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

видим, что при $n \neq \text{const}$ и β есть величина переменная. Обозначим $1 + \operatorname{tg}\alpha$ через a, причем при выбранном $\angle\alpha$ a есть величина постоянная, и прологарифмируем это выражение:

$$\lg(1 + \operatorname{tg}\beta) = n \lg a. \tag{68}$$

Вычислим $\angle\beta_1$ для значения n_1 (по кривой n) и построим соответствующий луч. Проводим произвольную горизонталь MN, и точку пересечения ее с этим лучом K_1 сносим на горизонталь, проходящую через n_1. Эту точку K примем за начало кривой $(1 + \operatorname{tg}\beta)$, осью абсцисс которой является вертикаль, отстоящая от оси p на расстоянии, равном 1. Если за ось абсцисс принять ось p, то искомая кривая есть кривая $\operatorname{tg}\beta$.

Построить эту логарифмику можно по уравнению (68), вычисляя соответствующие углы β; но этого вычисления можно избежать, зная, что для небольших пределов изменения числа пропорциональны своим логарифмам; тогда логарифмика для этих пределов может быть заменена прямой, проведенной под $\angle\gamma$ к вертикали, значение которого определится следующим образом:

Имеем

$$\frac{1 + \operatorname{tg}\beta_1}{n_1} = \frac{1 + \operatorname{tg}\beta_2}{n_2} = \ldots = \text{const} = \operatorname{tg}\gamma$$

или

$$\frac{a^{n_1}}{n_1} = \frac{a^{n_2}}{n_2} = \frac{a^{n_2} - a^{n_1}}{n_2 - n_1} = \text{const},$$

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{a^{n_2} - a^{n_1}}{n_2 - n_1} = \frac{\operatorname{tg}\beta_2 - \operatorname{tg}\beta_1}{n_2 - n_1}, \tag{69}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Такая замена логарифмики прямой для практических пределов изменения n вполне допустима и на протекании искомой политропы не отражается.

Отсюда получаем следующий метод построения политропы:

Проведя, как обычно, луч l, вычисляем углы β_1 и β_2 для значений n_1 и n_2 и строим соответствующие им лучи (фиг. 26); затем проводим произвольную горизонталь MN и точки пересечения ее с лучами — L_1 и K_1 — сносим на соответствующие горизонтали, проходящие через точки n_1 и n_2 кривой n. Соединив эти точки, получим искомую прямую LK, образующую с вертикалью угол γ.

Затем из точки A проводим вертикаль AA_1, из A_1 — прямую под $\angle 45°$ к оси v. Полученный отрезок B_1B_2 делим пополам и из точки C_2 проводим вертикаль до пересечения с кривой n в точке C_1, из C_1 ведем горизонталь до пересечения с KL в K_2 и обычным построением находим $\angle\beta$, соответствующий среднему значению n (точка C_1). Зная $\angle\beta$, находим точку B искомой политропы по методу Брауера. Построение следующих точек производится таким же порядком.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ВТОРАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДЛЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ И ДВУХТАКТНЫХ ЦИКЛОВ

Рабочий цикл современных двигателей внутреннего сгорания осуществляется по такой схеме, которая по своим основным фазам весьма близко подходит к циклу Карно.

Отличие от цикла Карно заключается, главным образом, как в способе сообщения, так и отдачи тепла холодному источнику.

Так, по циклу Карно получение и отдача тепла должны итти по изотермам, так как лишь при равенстве температуры источника с температурой рабочего тела возможно получить обратимый процесс с соответствующим максимальным использованием. Отступление от этого процесса практически неизбежно и необходимо, так как в действительности в двигателях внутреннего сгорания мы располагаем источником тепла не с постоянными температурами, а с переменными, и притом повышающимися в зависимости от количества сгоревшей смеси. Правда, сгорание могло бы быть так отрегулировано, чтобы процесс получения тепла шел при постоянной температуре, т. е. по изотерме, но в таком случае максимальная температура горячего источника соответствовала бы точке c, концу сжатия рабочей смеси, что термически невыгодно, так как всякое возможное дальнейшее повышение температуры, раздвигающее потенциалы, между которыми протекает рабочий процесс, должно в конечном счете обеспечить наилучшее превращение тепловой энергии в механическую работу.

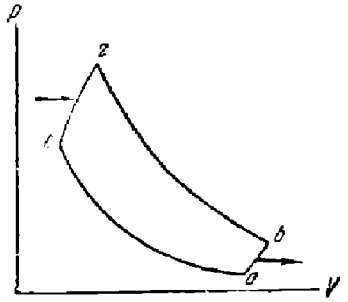
Таким образом рабочий цикл двигателей внутреннего сгорания будет состоять из двух произвольных линий, по которым получается тепло (линия cz) и отдается тепло (линия ba), и двух адиабат: адиабаты сжатия ac и адиабаты расширения zb (фиг. 27).

Все практически осуществленные циклы отличаются между собой характером протекания линий получения и отдачи тепла, причем сообщение тепла осуществляется или по изоплере (линии постоянного объема), или по изобаре (линии постоянного давления), или, наконец, частью по одной, частью по другой кривой; отдача тепла совершается по $p = \text{const}$ или по $v = \text{const}$.

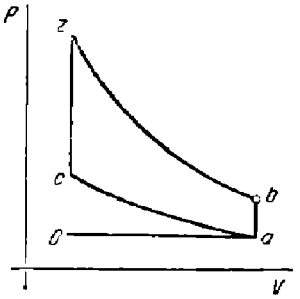
Далее, различают циклы четырехтактные и двухтактные. Четырехтактный цикл (фиг. 28 и 30) осуществляется следующим образом: по линии oa (1-й такт) происходит всасывание рабочей смеси (или чистого воздуха), по ac — сжатие ее (2-й такт); воспламененная в точке c смесь сгорает по линии постоянного объема или давления (cz). По zb происходит расширение сгоревших газов (3-й такт), по ba — уравнивание давлений с выпуском продуктов сгорания и, наконец, по ao (4-й такт) — выталкивание оставшихся продуктов сгорания в атмосферу.

В случае двухтактного цикла (фиг. 29 и 31) линии всасывания и выталкивания (1-й и 4-й такты) отпадают и заменяются линией продувки ao.

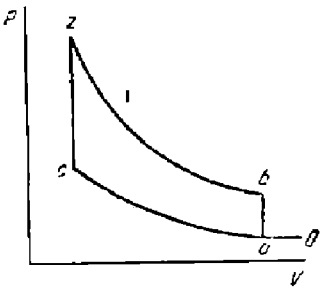
НБ БГУИР (ДИП)



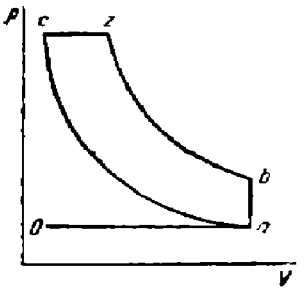
Фиг. 27.



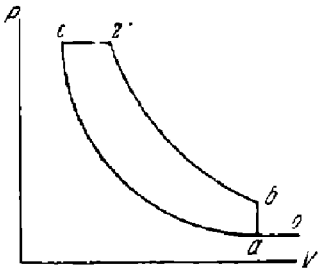
Фиг. 28.



Фиг. 29.



Фиг. 30.



Фиг. 31.

В дальнейшем для простоты сделаем предположение, что рабочий процесс осуществляется по обратимому циклу; в таком случае можно принять, что по линии *cz* происходит не сгорание, а простое сообщение тепла извне (без изменения химического состава рабочего тела), а по линии *ba* — не вытекание газов, а отдача тепла холодному источнику.

Такое предположение существенных отклонений от действительного цикла не дает за исключением линии *ba*, по которой изменяется количество газов вследствие вытекания, почему состояние рабочего тела по этой кривой не может быть определено из обычного характеристического уравнения.

Далее, предположим, что теплоемкости газов постоянны и не зависят от температуры.

Такой упрощенный подход, хотя и дает неточные результаты, однако позволяет наглядно выявить те параметры, которые имеют основное значение и которые в конечном итоге характеризуют экономику машины и дают возможность сравнения отдельных циклов между собой.

При термодинамическом исследовании теоретического цикла линии всасывания и выталкивания четырехтактного двигателя и линия продувки двухтактного двигателя могут быть исключены из рассмотрения, так как:

1) алгебраическая сумма работ газа, соответствующих этим тактам, равна нулю;

2) рабочий процесс в этот период протекает с переменным количеством рабочего тела и потому является необратимым.

Прежде чем рассматривать отдельные циклы, осуществляемые в двигателях внутреннего сгорания, введем обозначение и понятия, общие для всех циклов.

Рабочим объемом цилиндра V_h назовем объем, описываемый поршнем между его крайними мертвыми положениями. Объемом пространства сжатия V_c будем считать объем, в котором заключена рабочая смесь при положении поршня во внешней мертвой точке.

Сумму объемов $V_c + V_h$ обозначим через V_a.

НБ УАИНТ (ДГТ)

Степенью сжатия ε назовем отношение объемов в начале и в конце сжатия, т. е. $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$.

Объем и давление в конце сгорания обозначим соответственно через V_z и p_z.

Степенью увеличения давления при сгорании λ, если таковое имеет место, назовем отношение давлений в конце и начале сгорания, т. е. $\lambda = \frac{p_z}{p_c}$.

Степенью предварительного расширения ρ назовем отношение объемов в конце и начале сгорания, т. е. $\rho = \frac{V_z}{V_c}$.

Тогда степень расширения δ, представляющая отношение объемов в конце расширения и в конце сгорания, выразится

$$\delta = \frac{V_b}{V_z}.$$

2. ЦИКЛ ОТТО (при $c = \text{const}$)

Рабочий цикл двигателя быстрого сгорания, работающего по принципу Отто, теоретически осуществляется по схеме, изображенной на фиг. 32, и понятен из общих положений, приведенных в предыдущем параграфе.

Термический к. п. д. Определим термический к. п. д. этого цикла.

Вообще

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \tag{70}$$

где $Q_1 - Q_2$ есть тепло, обращенное в работу; Q_1 — сообщенное тепло; а Q_2 — тепло, отданное холодному источнику.

По первому принципу термодинамики

$$dQ = dU + Apdv;$$

но $dU = c_v dT$; если $v = \text{const}$, то $dv = 0$, и тогда

$$dQ = dU = c_v dT.$$

Интегрируя для Q_1 в пределах температур T_c и T_z, а для Q_2 — в пределах T_b и T_a, можем написать

$$Q_1 = c_v (T_z - T_c); \quad Q_2 = c_v (T_b - T_a).$$

Разделив, получим

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_b - T_a}{T_z - T_c} = \frac{T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1\right)}{T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right)}. \tag{71}$$

Из уравнений адиабат для начального и конечного состояний линий сжатия и расширения имеем

$$T_a V_a^{k-1} = T_c V_c^{k-1}; \quad T_b V_b^{k-1} = T_z V_z^{k-1}.$$

Приняв во внимание, что $V_a = V_b$ и $V_c = V_z$, и поделив второе уравнение на первое, получаем

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_z}{T_c}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

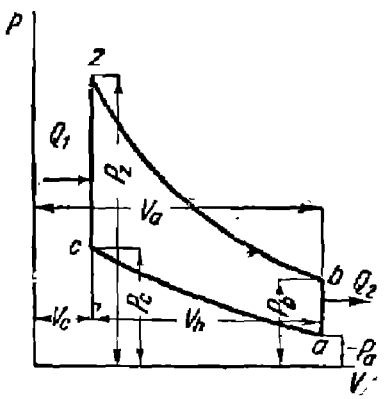
Вычитая из обеих частей уравнения по единице, получаем

$$\frac{T_b}{T_a} - 1 = \frac{T_z}{T_c} - 1.$$

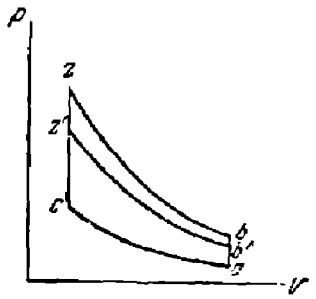
Сокращая уравнение (71) на равные части, находим

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{T_a}{T_c}, \text{ откуда}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{T_a}{T_c}. \quad (72)$$



Фиг. 32.



Фиг. 33.

Но из уравнения адиабаты *ac*

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{1-k} = \varepsilon^{1-k} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Окончательно

$$\eta_t = 1 - \varepsilon^{1-k} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (73)$$

Из полученного выражения для η_t, выведенного в предположении постоянных теплоемкостей, видно, что термический к. п. д. зависит исключительно от степени сжатия ε и показателя k, с повышением которых он растет.

Значение ε характеризуется конструктивными особенностями двигателя в зависимости от применяемого топлива, показатель же адиабаты k характеризуется физическими свойствами рабочего тела, осуществляющего данный цикл: для двухатомных газов $k = 1{,}41$ (1,4), для многоатомных газов k меньше.

Так, например, для перегретого пара $k = 1{,}3$, для метана CH_4 и углекислоты CO_2 $k = 1{,}28$, для этилена C_2H_4 $k = 1{,}25$.

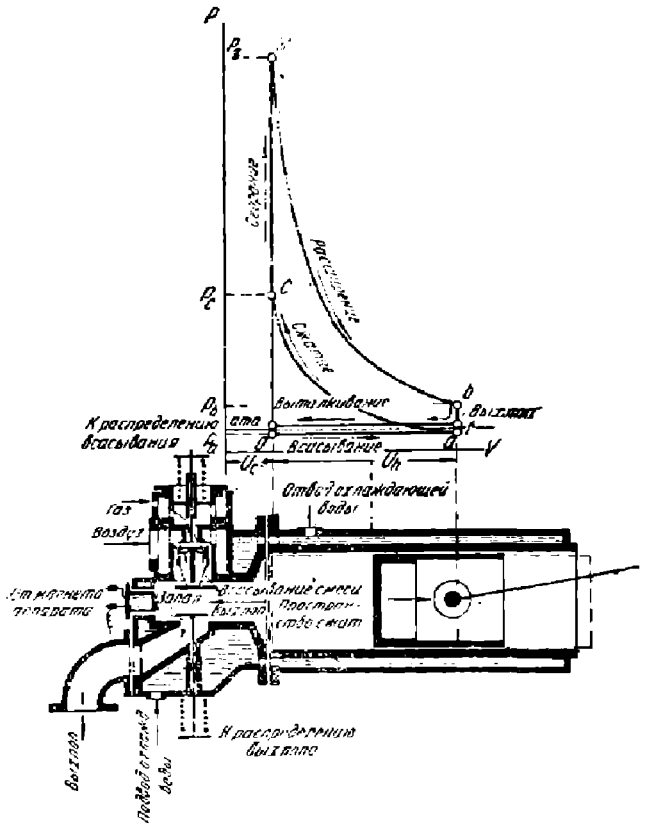
Простая связь термического использования с показателем адиабаты приводит к заключению что при данной степени сжатия термический к. п. д. двигателей является функцией физических свойств рабочего тела. Так как термический к. п. д. зависит лишь от степени сжатия, а не от максимальной температуры вспышки, то с изменением количества сообщаемого тепла Q_1, что соответствует изменению нагрузки машины, термическая отдача останется постоянной при любом сообщении тепла, т. е. при всех нагрузках двигателя.

На фиг. 33 представлена рабочая диаграмма для полной нагрузки *aczb* и уменьшенной *acz'b'*; к. п. д. для такой полной и дросселированной диаграмм остается без изменения, так как ε и k остались теми же.

Рабочие органы. На фиг. 34 изображена схема рабочих органов двигателя быстрого сгорания (цилиндр, поршень, всасывающий и выхлопной клапаны, запальники и т. д.).

Сверху помещена рабочая диаграмма, отдельные фазы которой при разных положениях поршня легко проследить. Точка *o* соответствует началу всасывания — поршень в мертвом положении; при переходе поршня в другую мертвую точку *a* верхний (всасывающий) клапан открыт; в точке *a* всасывание прекращается, поршень идет обратно, и всасывающий клапан закрывается; в точке *c* сжатая смесь или поджигается электрической искрой от разобщения контактов запальника, находящихся под током высокого напряжения, или в случае жидкого топлива воспламеняется от высокой температуры сжатия; благодаря вспышке давление поднимается до точки *z*, и поршень, идя вправо (3-й ход), совершает внешнюю работу. В точке *b* открывается выхлопной клапан, поршень совершает 4-й ход (влево), во время которого выхлопной клапан открыт, и происходит выталкивание сгоревших газов.

НБ УГАТУ (ДТ)



Фиг. 34. Схема рабочих органов и диаграмма двигателя Отто.

Исследование формулы η_t. Установленная зависимость η_t от ε и k показана в табл. 12.

Из нее видно, что с повышением k при одном и том же ε термический к. п. д. η_t возрастает.

Такая же зависимость существует между η_t и ε при одной и той же величине k.

Несмотря на повышение η_t двигателя с увеличением ε, итти далеко в направлении увеличения ε не следует.

Наглядно это видно при рассмотрении кривых на фиг. 35.

Значения η_t с возрастанием ε непрерывно увеличиваются, но вместе с увеличением ε растут конечное давление сжатия p_c и среднее давление p_r, соответствующее работе трения. Теоретическое среднее давление, развиваемое в рабочей диаграмме, пойдет как на преодоление работы трения, так и на внешнюю отдачу. Коэфициент η_m учитывает относительную потерю, пошедшую на работу трения исполненного механизма, и произведение его на η_t дает теоретически возможную отдачу двигателя (кривая η_e'). Как видно из протекания этой кривой, максимум экономичности лежит в пределах изменения ε от 10 до 12, и повышение ε свыше этих пределов повлекло бы за собой перерасход топлива.

Для реального представления о повышении термического использования с повышением степени сжатия, а следовательно, и большего получения работы при одинаковой затрате тепла, приведена на фиг. 36, 37 и 38 графическая связь между этими величинами.

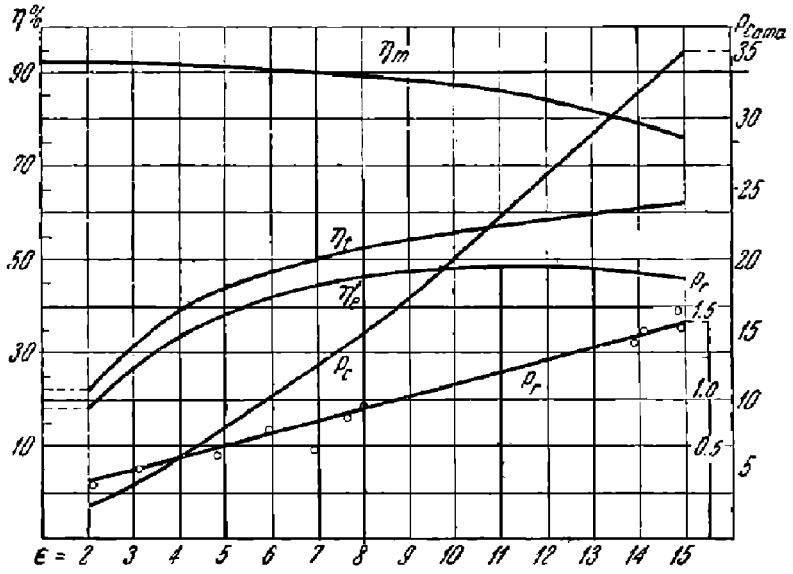
Таблица 12

Величины η_t для цикла быстрого сгорания (Отто) при различных ε и k

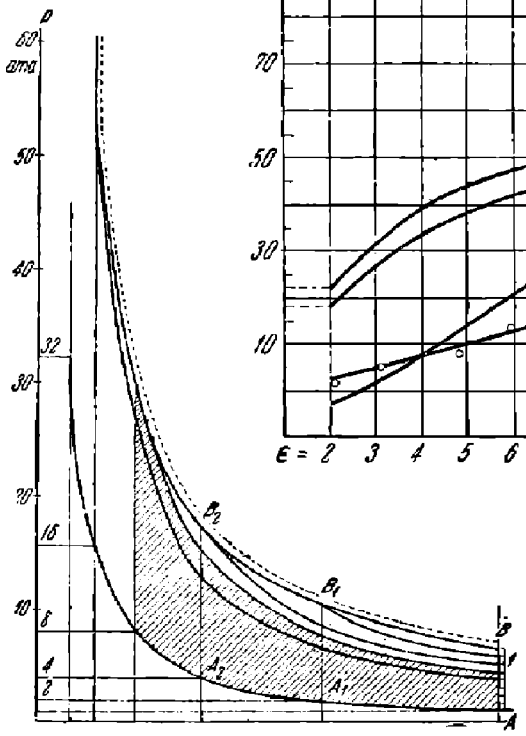
k \ ε	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0
1,20	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340	0,356	0,369
1,25	0,159	0,205	0,270	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405	0,423	0,438
1,30	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464	0,483	0,499
1,35	0,216	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517	0,537	0,553
1,40	0,248	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,610

На фиг. 36 приведены индикаторные диаграммы цикла Отто, построенные для разных степеней сжатия, причем рабочий объем всякий раз заполнялся одним и тем же составом смеси одинаковой теплотворной способности (например, для приведенного случая — 400 *кал* на 1 $м^3$).

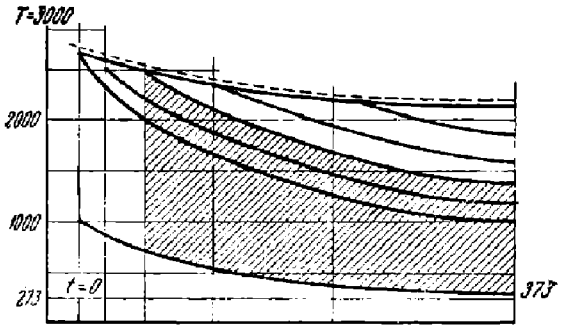
НБ УДУНТ (ДНТ)



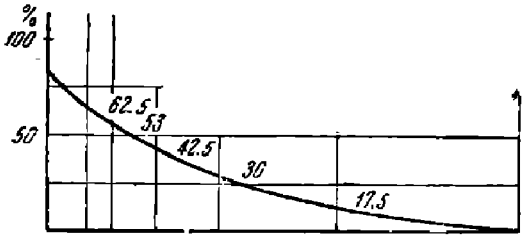
Фиг. 35.



Фиг. 36.



Фиг. 37.



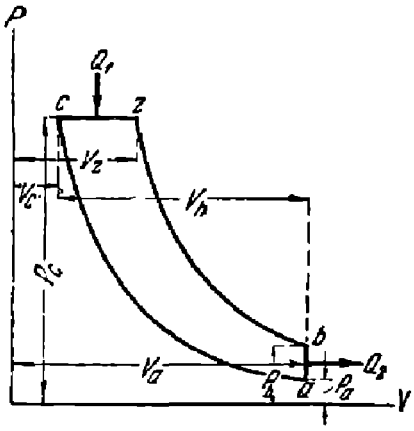
Фиг. 38

Если взять давление сжатия $p_c = 2$ *ата*, доведя сжатие до точки A_1, а затем сообщить смеси 400 *кал*, то получится рабочая площадь AA_1B_1B. При сжатии $p_c = 4$ *ата*, соответствующем точке A_2, рабочая площадь увеличивается и будет равна AA_2B_2 *1* и т. д.

По мере увеличения сжатия давления и температуры выхлопа будут уменьшаться.

Из кривых на фиг. 37 видно, что с повышением сжатия понижается температура выхлопа, что влечет за собой уменьшение потери тепла с отходящими газами; на той же фигуре показана зависимость температуры линии расширения от сжатия. С ростом сжатия при равных объемах, в которых заключены горячие газы, температура последних получается ниже, что благоприятно влияет в смысле лучшего теплоиспользования в двигателе, уменьшая потерю тепла в окружающую среду.

НБ КНИТ (ДТ)



Фиг. 39.

На фиг. 38 показано влияние сжатия и эквивалентной ему величины степени сжатия на экономичность двигателя, изображенное непосредственно в виде кривой к. п. д. (к. п. д. выражены в процентах).

Все вышеприведенные соображения находят себе полное подтверждение в практически исполненных моделях.

3. ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ (при $c = \text{const}$)

При рассмотрении рабочего цикла двигателя постепенного сгорания (Дизеля) кроме понятия степени сжатия ε войдут еще понятия степени предварительного расширения ρ и степени расширения δ. Таким образом будем иметь (фиг. 39):

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}; \quad \rho = \frac{V_z}{V_c}; \quad \delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V} : \frac{V_z}{V_c} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

Как видно из диаграммы на фиг. 39, цикл Дизеля отличается от цикла Отто тем, что сгорание совершается не по линии постоянного объема, а по линии постоянного давления.

Самый цикл Дизеля протекает следующим образом: сначала всасывается свежий воздух, сжимается по адиабате ac, причем температура сильно повышается; затем в точке c в сильно сжатый воздух вдувается жидкое топливо, распыливаемое воздухом, сжатым в особом компрессоре; происходит самовоспламенение смеси и сгорание по линии постоянного давления cz. Дальше, как и в двигателе быстрого сгорания (Отто), идет адиабатическое расширение по линии zb, выхлоп по линии постоянного объема ba и т. д.

Цикл Дизеля может осуществляться как по четырехтактной, так и по двухтактной схеме.

Степень сжатия в цикле Дизеля должна быть взята значительно выше, чем в цикле Отто, так как в конце сжатия необходимо получить температуру, достаточную для самовоспламенения вводимого топлива. Ввиду того что разные сорта топлива имеют разную температуру самовоспламенения, степень сжатия в обычно исполненных моделях меняется от 13 до 18.

Термический к. п. д. Определим термический к. п. д. цикла Дизеля.

Для случая сообщения тепла по линии $p = \text{const}$ мы имели (гл. I, § 3): $dQ = dJ$, где J выражает собой теплосодержание, и $dQ = c_p dT$.

Интегрируя в пределах от T_z до T_c, получаем

$$Q_1 = c_p (T_z - T_c).$$

Согласно § 2: $Q_2 = c_v (T_b - T_a)$.

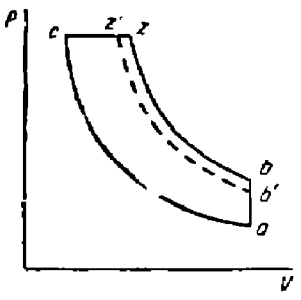
По общей формуле

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

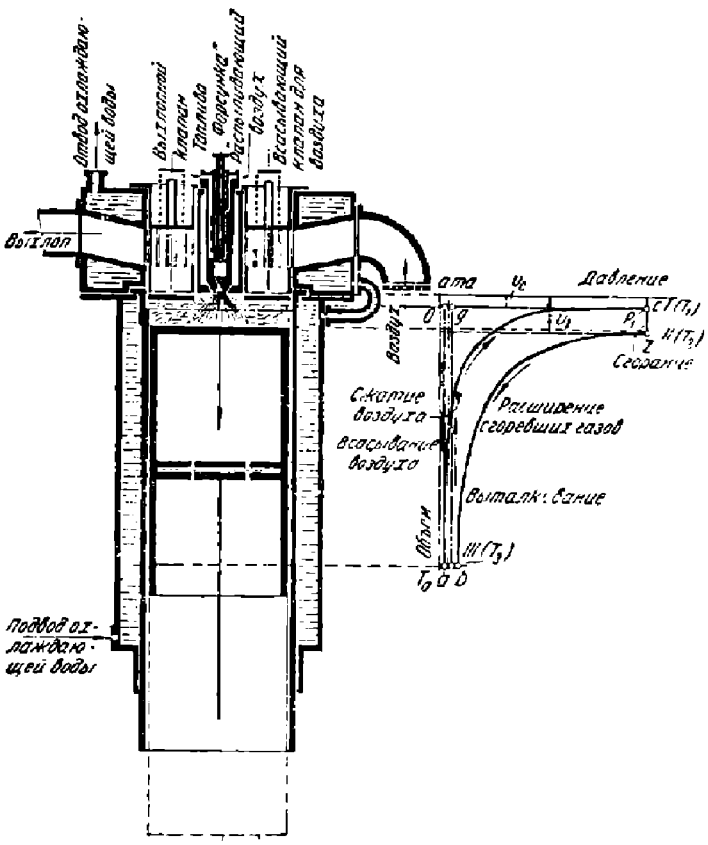
но

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{c_v (T_b - T_a)}{c_p (T_z - T_c)} = \frac{T_c \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right)}{k T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)} \qquad (74)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 40



Фиг. 41. Схема рабочих органов и диаграмма двигателя Дизеля.

На основании характеристического уравнения можно написать

$$\frac{T_z}{T_c} = \frac{V_z}{V_c} = \rho .$$

Из уравнений диабат zb и ac имеем

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{k-1} ; \quad T_a = T_c \left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{T_z}{T_c}\left(\frac{V_z}{V_c}\right)^{k-1} = \rho\rho^{k-1} = \rho^k ; \quad \frac{T_a}{T_c} = \varepsilon^{1-k} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

отсюда

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} . \qquad (75)$$

Итак, для двигателя Дизеля термический к. п. д. зависит кроме ε и k еще от степени предварительного расширения ρ. Чем больше ρ, тем меньше η_t, и так как ρ увеличивается с ростом нагрузки, то η_t дизеля повышается по мере убывания нагрузки.

Таким образом, если на фиг. 40 $aczb$ соответствует полной нагрузке двигателя, то при уменьшении нагрузки уменьшится величина ρ, диаграмма примет вид $acz'b'$ и термический к. п. д. η_t повысится.

НБ УГНТ (ДГТ)

Рабочие органы. Схема рабочих органов двигателя Дизеля видна на фиг. 41. К цилиндру прикреплена крышка, в центре которой монтируется форсунка для топлива и распыливающего его воздуха. По сторонам расположены всасывающий и выхлопной клапаны. Как цилиндр, так и крышка охлаждаются водой.

Соотношение между ходами поршня и фазами рабочей диаграммы можно проследить по чертежу аналогично тому, как это указано для двигателя Отто.

Распыливающий воздух поступает в цилиндр двигателя Дизеля обыкновенно под давлением 38—60 *ата* в зависимости от нагрузки машины. Давление в конце сжатия достигает обычно 32—36 *ата*.

Исследование формулы η_t. Зависимость η_t цикла Дизеля от ε, ρ и k приведена в табл. 13 и 14.

Таблица 13

Величины η_t для цикла Дизеля при различных ε, ρ и $k = 1{,}4$

ε \ ρ	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
12	0,597	0,580	0,566	0,553	0,541	0,528	0,517
13	0,609	0,593	0,580	0,567	0,555	0,543	0,537
14	0,621	0,605	0,592	0,579	0,567	0,556	0,546
15	0,631	0,615	0,603	0,591	0,579	0,568	0,558
16	0,641	0,625	0,613	0,601	0,590	0,579	0,569

Таблица 14

Величины η_t для цикла Дизеля при различных k, ρ и $\varepsilon = 16$

k \ ρ	1,5	1,75	2,0	2,25	2,5	2,75	3,0
1,3	0,535	0,522	0,510	0,498	0,487	0,477	0,470
1,35	0,593	0,580	0,567	0,554	0,543	0,532	0,522
1,4	0,641	0,625	0,613	0,601	0,590	0,579	0,569

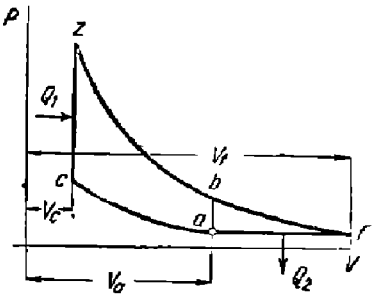
Сравнение табл. 13 и 14 с табл. 12 для двигателя Отто показывает, что одинаковая величина η_t при одном и том же k достигается в двигателе Отто при меньшем сжатии, чем в двигателе Дизеля; последнее указывает на отсутствие термического превосходства цикла Дизеля над циклом Отто. Однако благодаря тому, что в двигателе Дизеля раздельный впуск воздуха и топлива дает возможность доходить до значительно больших величин сжатия, цикл его практически оказывается экономичнее.

4. ЦИКЛ ГЕМФРИ

Цикл Гемфри отличается от двух предыдущих циклов Отто и Дизеля тем, что расширение у него доводится до атмосферы, в то время как для первых оно было выше атмосферы. Удлинять расширение для обычного двигателя с нор-

УДУНТ (ДИТ)

мальным кривошипным механизмом практически невыгодно, так как работа трения двигателей с удлиненным расширением поглощает термические выгоды такого процесса. И лишь тогда, когда Гемфри заменил кривошипный механизм качающимся водяным столбом в обычном трубопроводе, в котором работа трения весьма незначительна, явилась возможность использовать работу продолженного расширения. Если мы обозначим, как и прежде, отношение объемов в начале и в конце сжатия через ε (наз. степенью сжатия), а отношение объемов в конце и начале расширения — через δ (наз. степенью расширения), то в цикле Отто эти величины равны между собой, в то время как в цикле Гемфри они могут иметь разные значения. В зависимости от того, как идет линия сгорания, различают циклы со сгоранием при постоянном объеме и циклы со сгоранием при постоянном давлении.



Фиг. 42. Цикл Гемфри.

Цикл Гемфри со сгоранием по линии постоянного объема. На фиг. 42 начерчена диаграмма для цикла Гемфри. От точки a идет сжатие до точки c, по линии cz — сгорание, по линии zf — расширение, по линии fa — выхлоп. Как и в предыдущем случае, предположим, что по линии cz сообщается Q_1 калорий, а по линии fa отдается Q_2 калорий холодному источнику.

Имеем

$$\frac{V_a}{V_c}=\varepsilon;\quad \frac{V_f}{V_a}=\frac{V_f}{V_c}=\delta$$

Термический к. п. д. равен

$$\eta_t=1-\frac{Q_2}{Q_1},$$

где

$$\left.\begin{aligned} Q_1&=c_v(T_z-T_c),\\ Q_2&=c_p(T_f-T_a).\end{aligned}\right\} \qquad (76)$$

Выразим температуры T_c, T_z и T_f через T_a:

$$\left.\begin{aligned} \frac{T_c}{T_a}&=\left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{k-1}=\varepsilon^{k-1}\\ \frac{T_z}{T_f}&=\left(\frac{V_f}{V_c}\right)^{k-1}=\delta^{k-1}\\ \frac{T_f}{T_a}&=\frac{V_f}{V_a}=\frac{\delta}{\varepsilon}\end{aligned}\right\}\quad\left\{\begin{aligned} T_c&=T_a\varepsilon^{k-1}\\ T_z&=T_f\delta^{k-1}\\ T_f&=T_a\frac{\delta}{\varepsilon}\end{aligned}\right\}$$

Из двух последних уравнений:

$$T_z=T_a\frac{\delta^k}{\varepsilon};$$

подставив эти выражения в формулу (76), получаем:

$$Q_1=c_vT_a\left(\frac{\delta^k}{\varepsilon}-\varepsilon^{k-1}\right)=c_vT_a\left(\frac{\delta^k-\varepsilon^k}{\varepsilon}\right),$$

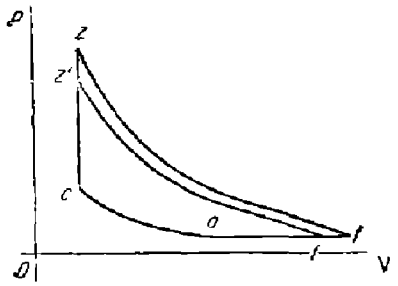
$$Q_2=c_pT_a\left(\frac{T_f}{T_a}-1\right)=c_pT_a\left(\frac{\delta}{\varepsilon}-1\right)=c_pT_a\left(\frac{\delta-\varepsilon}{\varepsilon}\right),$$

откуда термический к. п. д.

$$\eta_t=1-\frac{c_pT_a\left(\frac{\delta-\varepsilon}{\varepsilon}\right)}{c_vT_a\left(\frac{\delta^k-\varepsilon^k}{\varepsilon}\right)}=1-k\frac{\delta-\varepsilon}{\delta^k-\varepsilon^k}. \qquad (77)$$

Исследование η_t этого цикла. Из выражения (77) видно, что к. п. д. цикла Гемфри зависит от степени сжатия ε, степени расширения δ и показателя адиабаты

НБ УДУНТ (ДПТ)

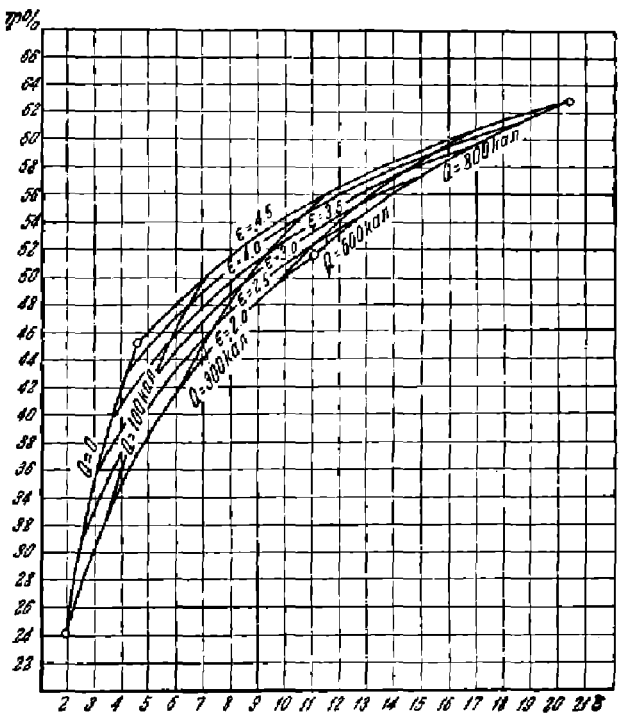


Фиг. 43.

Чем больше эти величины, тем выше термический к. п. д. машины.

На фиг. 43 начерчены рабочие диаграммы *aczf* для полной нагрузки и *acz'f'* для уменьшенной нагрузки.

Как видно из вышеприведенной формулы, термический к. п. д. для полной диаграммы ввиду большего δ больше, чем для дросселированной диаграммы, и чем сильнее грузить машину, тем высшее термическое использование можно получить.



Фиг. 44.

Если в вышеприведенном цикле Гемфри предположим что степень сжатия и степень расширения будут равны, $\varepsilon = \delta$, то мы получим нормальный цикл Отто *aczb* (фиг. 42). Для этого следует в уравнение (77) подставить ε вместо δ, но тогда значение термического к. п. д. получает неопределенное выражение: $\eta_t = 1 - \frac{0}{0}$. Откроем эту неопределенность, заменив числитель и знаменатель их первыми производными по δ при $\varepsilon = \text{const}$:

$$\eta_t = 1 - k\frac{1}{k\delta^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}},$$

и, подставив вместо δ равную ему величину ε, получим прежнее выражение термического к. п. д. цикла Отто

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

На фиг. 44 приведены значения к. п. д. в зависимости от изменения δ для разных степеней сжатия ε; кроме того, нанесены кривые η_t для определенных количеств тепла, сообщенных телу за рабочий цикл:

$$Q_1 = C_v T_a \left(\frac{\delta^k - \varepsilon^k}{\varepsilon}\right)^{1)}.$$

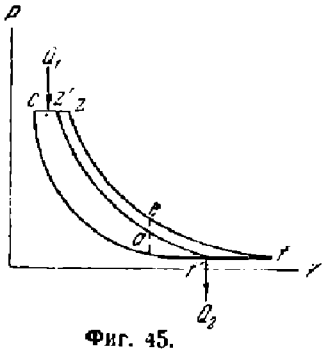
1) Отнесено к 1 $м^3$ рабочего тела при 15°C и 1 *ата*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Приняв для воздуха $C_v = 0{,}203$, $T_a = 300°$, получаем

$$Q_1 = 60{,}9\frac{\delta^k - \varepsilon^k}{\varepsilon}, \text{ откуда } \delta^k = \frac{Q_1\varepsilon}{60{,}9} + \varepsilon^k$$

Вставляя в это выражение для определенного Q_1 произвольные значения ε, получаем соответствующие данные для δ.



Фиг. 45.

Эта диаграмма (на фиг. 44) дает возможность ясно видеть те выгоды, которые имеет цикл Гемфри по сравнению с циклом Отто. При весьма малом сообщении тепла $Q \approx 0$ степень сжатия и степень расширения весьма близки друг к другу и в пределе могут быть приняты равными; тогда кривая на диаграмме при $Q = 0$ характеризует к. п. д. двигателя, работающего по циклу Отто, в котором η_t зависит от степени сжатия ε или равной ему величины δ.

При всяком другом Q δ будет больше ε, и мы получим цикл Гемфри

Так, например, при $\varepsilon = 2$ термический к. п. д., который можно получить по циклу Отто, равен $24{,}2\%$.

При сообщении 100 *кал* 1 $м^3$ рабочего тела, что соответствует $\delta = 3{,}562$, термический к. п. д. цикла Гемфри получается около 33%.

При дальнейшем увеличении Q до 300 *кал*, что соответствует $\delta = 6{,}074$, термический к. п. д. растет до 42% и т. д. При $Q_1 = 800$ *кал*, для которого $\delta = 11$, термический к. п. д. $\eta_t = 51{,}7\%$.

Таким образом, если для двигателя Отто недопустимо с точки зрения хорошего использования тепла работать с малой степенью сжатия, то для двигателя Гемфри столь незначительная степень сжатия не представляет никаких термических невыгод, если только машина будет полностью нагружаема, и лишь при недогрузке могут сказаться отрицательные стороны малого сжатия. Если для двигателя Отто с изменением степени сжатия от 2 до 4 термический к. п. д. изменился с 24% до примерно 43%, т. е. почти вдвое, то для двигателя Гемфри, работающего с полной нагрузкой, $Q_1 = 800$ *кал*, термический к. п. д. η_t в тех же пределах изменения ε увеличится с 51,7 до 63%, т. е. всего на 22% от первоначального значения.

Цикл Гемфри со сгоранием по $p = \text{const}$. Имеем (фиг. 45)

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

$$Q_1 = c_p(T_z - T_c) = c_p T_c\left(\frac{T_z}{T_c} - 1\right),$$

$$Q_2 = c_p(T_f - T_a) = c_p T_a\left(\frac{T_f}{T_a} - 1\right).$$

Так как

$$\frac{T_z}{T_a} = \frac{T_e}{T_f}$$

или

$$\frac{T_c}{T_e} = \frac{T_a}{T_f},$$

то, следовательно,

$$\frac{T_z}{T_c} - 1 = \frac{T_f}{T_a} - 1.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{c_p T_a \left(\frac{T_f}{T_a} - 1 \right)}{c_p T_c \left(\frac{T_z}{T_c} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_a}{T_c};$$

но

$$\frac{T_c}{T_a} = \varepsilon^{k-1}$$

и

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (78)$$

Таким образом термический к. п. д. цикла Гемфри со сгоранием по p=const выражается так же, как и для цикла Отто, т. е. зависит от степени сжатия и от показателя адиабаты.

Если из точки a провести изоплеру до точки b, то диаграмма $aczb$ представляет работу, которую можно получить по циклу Дизеля, площадь же aef дает дополнительную работу за счет продолженного расширения.

Как и в предыдущем случае, эта работа может быть использована на валу лишь в том случае, если работа трения с изменением объема с v_a до v_f будет меньше работы указанной площади, что, однако, не имеет места для нормального кривошипного механизма.

На фиг. 45 представлены диаграммы $aczf$ для полной нагрузки, $acz'f'$ для уменьшенной нагрузки. Коэфициент полезного действия циклов той и другой диаграммы одинаков.

Оба разобранных только что цикла с продолженным расширением могут найти себе применение при осуществлении газовой турбины, для которой нет никаких затруднений вести расширение до атмосферы.

Поэтому если бы удалось побороть все практические затруднения при осуществлении газовой турбины, то термический к. п. д., который можно ожидать от такого лопаточного механизма, будет значительно выше против нормального кривошипного механизма.

5. СМЕШАННЫЙ ЦИКЛ (САБАТЭ)

Для достижения более высокого термического использования, с одной стороны (Сабатэ), и упрощения конструкции, с другой стороны (Бронс и Блекстон), ряд заводов стал осуществлять рабочий процесс по смешанному циклу, в котором часть тепла сообщается по линии v = const и другая — по линии p = const.

Большинство бескомпрессорных двигателей Дизеля также работает по циклу Сабатэ, ибо первая порция впрыснутого топлива сгорает по v = const, а остальная часть — по p = const.

Термический к. п. д. На фиг. 46 изображен цикл Сабатэ: ac — адиабата сжатия, по линии cz' сообщено Q_1 калорий по v = const, по линии $z'z$ сообщено Q_2 калорий по p = const, линия zb — адиабата расширения, по линии ba отдано Q_2 калорий холодному источнику.

Всего сообщено $(Q_1 + Q_2)$ калорий, отсюда термический к. п. д.

$$\eta_{lt} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1 + Q_2}. \qquad (79)$$

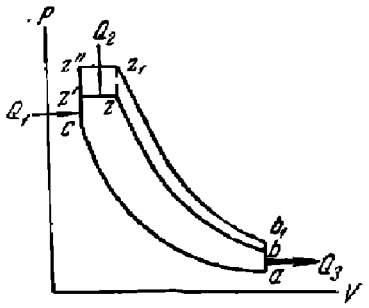
Согласно определениям в § 1 имеем

$$\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon; \quad \frac{p_{z'}}{p_a} = \lambda; \quad \frac{V_z}{V_c} = \rho.$$

НЕ УДУНТ (ДІІТ)

Выразим тепло через температуры и теплоемкости:

$$Q_1 = c_v(T_{z'} - T_c),$$
$$Q_2 = c_p(T_z - T_{z'}),$$
$$Q_3 = c_v(T_b - T_a);$$



Фиг. 46.

вставив эти выражения в уравнение (79), получим

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{T_{z'} - T_c + k(T_z - T_{z'})}. \qquad (80)$$

Выразим все температуры, входящие в это уравнение, через температуры T_a, пользуясь вышеприведенными обозначениями и уравнением адиабаты:

$$T_c = T_a \varepsilon^{k-1},$$
$$T_{z'} = \lambda T_c = \lambda \varepsilon^{k-1} T_a,$$
$$T_z = \rho T_{z'} = \rho\lambda \varepsilon^{k-1} T_a,$$
$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{k-1} = \rho^k \lambda T_a,$$

откуда после подстановки

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}. \qquad (81)$$

Таким образом термический к. п. д. цикла Сабатэ зависит от показателя адиабаты k, степени сжатия ε, степени предварительного расширения ρ и степени увеличения давления λ.

Исследование формулы η_t. Если в указанной формуле подставим $\rho = 1$, то смешанный цикл превращается в нормальный цикл Отто, если подставим $\lambda = 1$, то цикл превращается в нормальный цикл Дизеля. Действительно, произведя указанные подстановки, получаем:
для $\rho = 1$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

термический коэфициент цикла Отто;
для $\lambda = 1$

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)},$$

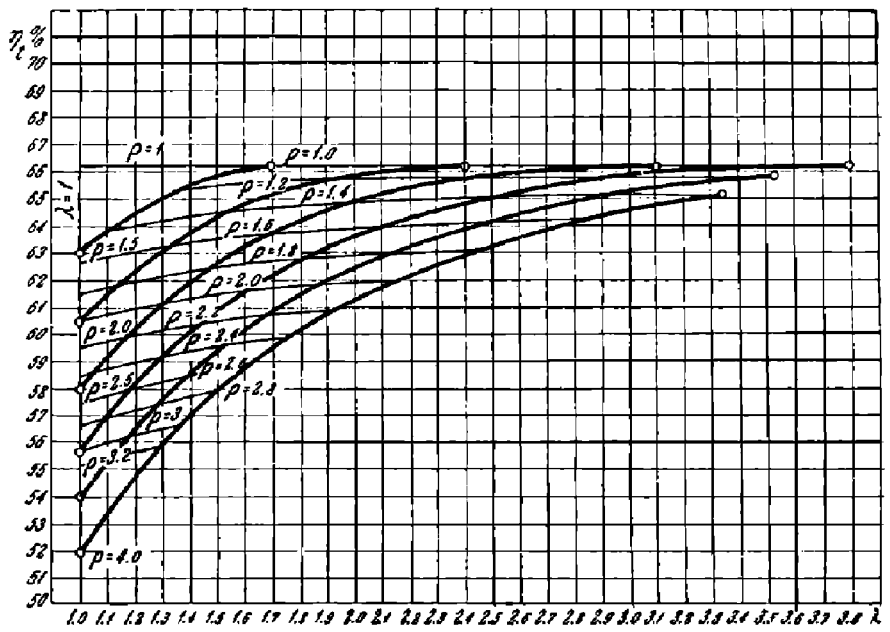
термический коэфициент цикла Дизеля.

Для того чтобы выявить влияние отдельных факторов на термический к. п. д. и их взаимные соотношения, необходимо проследить изменение термического к. п. д. в зависимости от одной лишь переменной в то время, когда другие величины получат какие-либо постоянные значения. Лишь при таком рассмотрении возможно будет достаточно ясно обрисовать влияние каждого отдельного фактора, входящего в выражение (81).

Основной вопрос, который возникает у исследователя, — тот, каким образом должно быть подведено тепло для того, чтобы обеспечить максимальное использование. В цикле Сабатэ это тепло состоит из тепла, сообщенного по $v = \text{const}$ и по $p = \text{const}$.

Предположим, что количество тепла $Q_1 + Q_2$ не меняется, а меняется лишь относительное значение этих теплот Q_1 и Q_2, так что сумма их $Q = Q_1 + Q_2 = \text{const}$, т. е. подведенное тепло остается постоянным.

НГТУ (ДИТ)



Фиг. 47.

Имеем

$$Q_1 = c_v(T_{z'} - T_c) = c_v T_c \left(\frac{T_{z'}}{T_c} - 1\right) = c_v T_c (\lambda - 1),$$

$$Q_2 = c_p(T_z - T_{z'}) = c_p T_{z'} \left(\frac{T_z}{T_{z'}} - 1\right) = c_p T_{z'} (\rho - 1),$$

$$Q_1 + Q_2 = c_v T_c (\lambda - 1) + c_p T_{z'} (\rho - 1) = \text{const},$$

$$\frac{Q_1 + Q_2}{c_v T_c} = \lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1) = \text{const}. \qquad (82)$$

При постоянной теплоемкости и постоянной степени сжатия c_v и T_c суть величины постоянные, и вся левая часть уравнения также постоянна.

Полученное выражение в правой части (82) позволяет при постоянном сообщении тепла определить связь между λ и ρ.

Задаваясь разными значениями для λ и определяя соответствующие им значения ρ при данном количестве сообщенного тепла $Q_1 + Q_2$ и подставляя полученные значения в формулу термического к. п. д. (81), найдем изменения η_t при вышеуказанных условиях, изображенные на фиг. 47. Здесь жирные кривые соответствуют термическому использованию при постоянном сообщении тепла в зависимости от изменения ρ и λ, а тонкие кривые — η_t при постоянном ρ в зависимости от изменения λ и количества сообщенного тепла. Эти кривые построены для степени сжатия $\varepsilon = 15$ и $k = 1{,}4$.

При $\lambda = 1$ получаем значения η_t для разных ρ, соответствующие нормальному циклу Дизеля. При $\rho = 1$ получаем значения η_t для цикла Отто. Таким путем с левой стороны диаграмма ограничена вертикальной прямой $\lambda = 1$, сверху ограничена прямой $\rho = 1$.

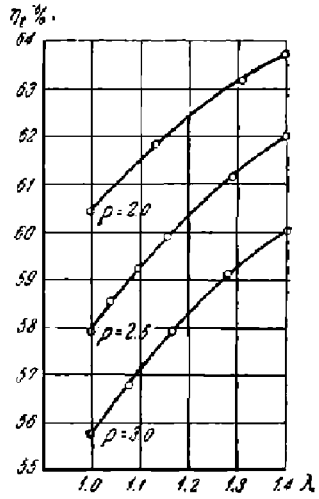
При постоянном количестве сообщенного тепла смешанный цикл по мере удаления от цикла Дизеля и приближения к циклу Отто повышает к. п. д. В пре-

НБ УДУНТ (ДПТ)

деле, когда все тепло сообщается по $v = \text{const}$, термический к. п. д. независимо от количества сообщенного тепла для всех кривых получится одинаковым.

Если при данной степени предварительного расширения ρ увеличить λ за счет большего сообщения количества тепла, то η_t последнего цикла несколько увеличится. Таким образом к. п. д. диаграммы $acz'zb$ меньше к. п. д. диаграммы $acz''z_1b_1$ (фиг. 46).

На диаграмме 48 представлены изменения к. п. д. в зависимости от практических изменений ρ и λ в пределах $\rho = 2{,}0—3{,}0$ и $\lambda = 1{,}0—1{,}4$, как они имеют место в двигателях, работающих по этому циклу.



Фиг. 48.

6. ЦИКЛ СО СГОРАНИЕМ ПО $T = \text{const}$

Определение к. п. д. Термический к. п. д. (фиг. 49).

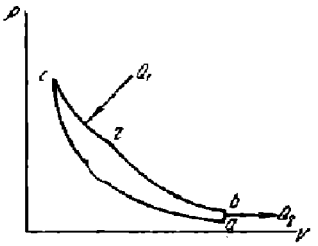
$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}.$$

Количество сообщенного тепла по изотерме, эквивалентное работе по этой кривой,

$$Q_1 = Ap_c v_c \ln \frac{p_c}{p_a} = ART_c \ln \frac{V_z}{V_c},$$

или

$$Q_1 = ART_c \ln \rho = (c_p - c_v) T_c \ln \rho.$$



Фиг. 49.

Количество тепла, отданного холодному источнику,

$$Q_2 = c_v (T_b - T_a).$$

Подставляя эти значения в формулу для η_t и сокращая на c_v, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{T_b - T_a}{(k-1) T_c \ln \rho} = 1 - \frac{\frac{T_b}{T_c} - \frac{T_a}{T_c}}{(k-1) \ln \rho}.$$

Как и для двигателя Дизеля, степень расширения $\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$. Выразим связь между температурами через ε и δ:

$$T_a = T_a \varepsilon^{k-1}; \quad T_c = T_z;$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{k-1}} = \frac{T_c}{\delta^{k-1}};$$

отсюда отношения

$$\frac{T_b}{T_c} = \frac{1}{\delta^{k-1}}; \quad \frac{T_a}{T_c} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}.$$

Подставляя эти выражения, получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{\frac{1}{\delta^{k-1}} - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}{(k-1) \ln \rho} = 1 - \frac{\frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}} - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}}{(k-1) \ln \rho},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$\tau\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1} - 1}{(k-1)\varepsilon^{k-1} \ln \rho}. \qquad (83)$$

Исследование формулы η_t. Термический к. п. д., вычисленный по этой формуле, при одинаковой степени сжатия по сравнению с циклом Дизеля дает меньшее значение.

Цифровое сравнение термического использования приведено ниже, здесь же необходимо отметить, что работа, получаемая при сгорании по $T = \text{const}$, ниже, чем для цикла Дизеля, вследствие невозможности сообщения большого количества тепла, и попытки Дизеля создать рациональный тип двигателя с сообщением тепла по принципу Карно кроме худшего использования повлекли за собой громоздкость конструкции вследствие малых средних давлений, развиваемых двигателем. Если сообщать тепло за $^1/_2$ рабочего хода при $\varepsilon = 12$, то по $T = \text{const}$ можно сообщить лишь 100 *кал* на 1 *кг* рабочего тела, при этом среднее индикаторное давление теоретического цикла — 2,3 *кг/см²*, в то время как по циклу Дизеля при том же сообщении тепла $p_i = 2{,}94$ и может быть при меньших ρ (по сравнению с $T = \text{const}$) теоретически поднято до 8—9 *кг/см²*. Аналогичные результаты получаются и для других степеней сжатия, что видно из прилагаемой табл. 15.

Таблица 15

$Q = 100$ *кал*	$\varepsilon = 12{,}68$		$\varepsilon = 16{,}33$	
	Дизель	$T = \text{const}$	Дизель	$T = \text{const}$
L *кгм*	25 200	20 200	27 600	23 100
p_i	2,94	2,3	3,15	2,63

7. ЦИКЛ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СЖАТИЯ

Определение к. п. д. Термический к. п. д. цикла (фиг. 50)

$$\tau_{\eta t} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1},$$

$$Q_1 = c_v (T_z - T_a) = c_v T_a \left(\frac{T_z}{T_a} - 1 \right).$$

Выразим отношение температур через отношение давлений; так как сгорание идет по $v = \text{const}$,

$$\frac{T_z}{T_a} = \frac{p_z}{p_a} = \frac{p_z}{p_b} = \delta^k,$$

где $\delta = \frac{V_b}{V_z}$ — степень расширения.

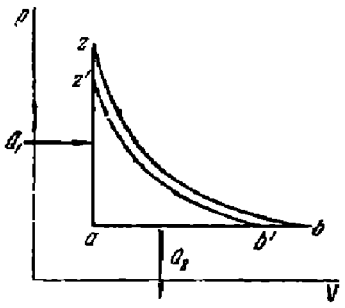
Подставляя, получаем количество сообщенного тепла

$$Q_1 = c_v T_a (\delta^k - 1).$$

Количество тепла, отданного холодному источнику,

$$Q_2 = c_p (T_b - T_a) = c_p T_a \left(\frac{T_b}{T_a} - 1 \right);$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 50.

но

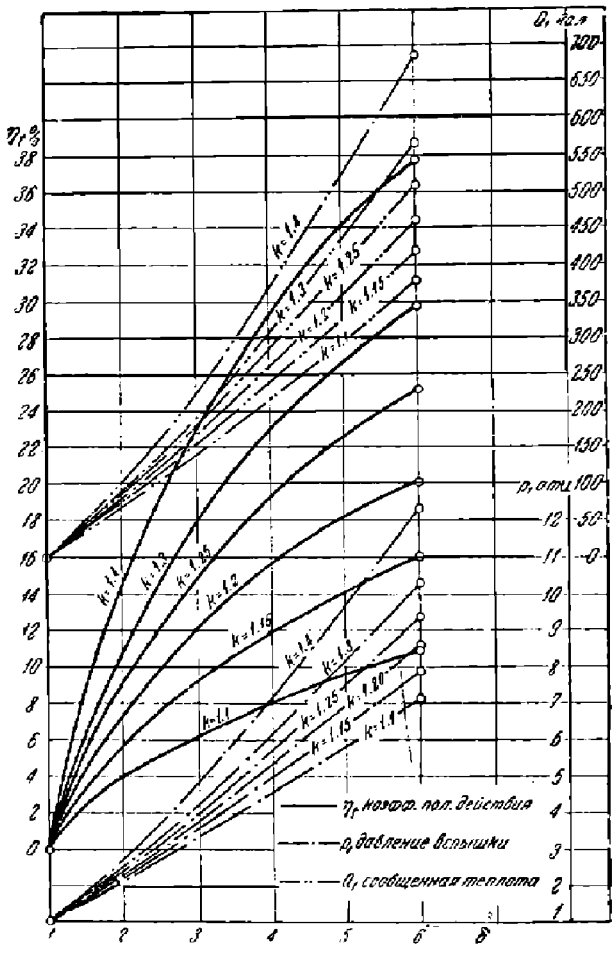
$$\frac{T_b}{T_a} = \frac{V_b}{V_a} = \delta,$$

откуда

$$Q_2 = c_v T_a (\delta - 1).$$

Подставляя вычисленные количества тепла в уравнение для η_t, сокращая на T_a и заменяя отношение $\frac{c_p}{c_v}$ через k, получаем окончательно

$$\eta_t = 1 - \frac{k(\delta - 1)}{\delta^k - 1}. \qquad (84)$$



Фиг. 51.

Исследование формулы η_t. Как видно из формулы (84), с увеличением показателя адиабаты k и степени расширения δ к. п. д. двигателя возрастает; степень расширения зависит от нагрузки и растет в прямой зависимости от последней, следовательно, к. п. д. сильно нагруженной машины, соответствующий диаграмме azb, больше к. п. д. при малой нагрузке, соответствующего диаграмме $az'b'$.

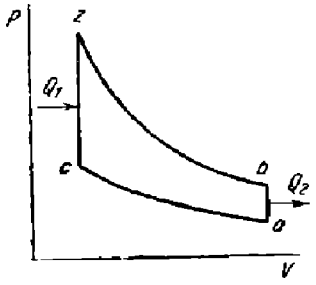
На диаграмме (фиг. 51) приведены термические к. п. д. двигателя в зависимости от степени расширения δ и показателя k. Тут же приведены соответствующие значения давлений при вспышке. Как видно, этот цикл при большом сообщении тепла в процессе сгорания может гарантировать термическое использование до 36%.

В первых газовых турбинах Хольцварда, работающих без предварительного сжатия, полностью осуществлялся рабочий процесс вышеуказанного цикла, давая 7% использования тепла, отнесенного к валу машины, т. е. лучшего использования, чем поршневые двигатели, построенные по типу Ленуара.

Если принять во внимание, что для хорошего образования рабочей смеси необходимо было работать с избытком воздуха и на 1 $м^3$ смеси подводить 300 *кал*, то (соответствующее $\delta \approx 4$ и $k \approx 1{,}28$ для сгоревших газов) термический к. п. д. получится 23%. При низком механическом к. п. д. осуществленной газовой турбины вполне объясняется эффективное использование в 7%.

Поршневые двигатели, не могущие по вышеуказанным причинам выгодно осуществлять рабочий процесс по этому циклу и принужденные работать с ограниченным расширением (двигатель Ленуара), имеют еще низшие цифры термического

НБ УНИТ (ДИТ)



Фиг. 52.

использования, не превышающие 5% превращения тепла в работу, отнесенного к валу машины.

Вышеприведенные формулы для η_t были найдены в предположении постоянства теплоемкостей; величины η_t изменятся, если принять теплоемкости переменными.

8. ЦИКЛ ОТТО (при $c \neq \text{const}$)

Даны Q_1, ε и состояние точки a (фиг. 52); рабочий цикл совершается двухатомным газом.

По уравнению адиабаты при $c \neq \text{const}$

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\frac{1}{\varepsilon^{k_0 - 1}} + \frac{rT_a}{k_0 - 1}, \tag{85}$$

определяем температуру в конце сжатия T_c.

Зная количество сообщенного тепла Q_1, определяем температуру вспышки T_z по уравнению

$$Q_1 + (a_v + b_m T_c)T_c = (a_v + b_m T_z)T_z \text{ [1]}, \tag{86}$$

причем все значения Q_1 и $(a_v + b_m T)$ могут быть взяты по отношению либо объемных, либо весовых единиц.

Температуру в точке b определяем по уравнению адиабаты

$$\frac{T_z}{T_b} = \left(1 - \frac{rT_z}{k_0 - 1}\right)\left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_z}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_z}{T_b} = \left(1 - \frac{rT_z}{k_0 - 1}\right)\varepsilon^{k_0 - 1} + \frac{rT_z}{k_0 - 1}. \tag{87}$$

Зная температуры рабочего цикла, находим термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{[a_v + b_m(T_a + T_b)](T_b - T_a)}{Q_1} \tag{88}$$

Пример. Определить к. п. д. при постоянных и переменных теплоемкостях для цикла Отто для степени сжатия $\varepsilon = 5$, при сообщении 500 *кал* тепла на 1 *кг* рабочего воздуха, при начальном состоянии воздуха, соответствующем точке a, 1 *ата* и 300° абс.

При $c = \text{const}$ $\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{5^{0,41}} = 1 - \frac{1}{1,943} = 0,483.$

При $c \neq \text{const}$ имеем

для воздуха $k = 1,411 - \frac{0,583}{10\,000}T$; $k_0 = 1,411$; $r = \frac{0,583}{10\,000}$;

$$\frac{300}{T_c} = \left(1 - \frac{0,583 \cdot 300}{0,411 \cdot 10\,000}\right)\frac{1}{5^{0,411}} + \frac{0,583 \cdot 300}{0,411 \cdot 10\,000};$$

$$\frac{300}{T_c} = 0,5366, \text{ откуда } T_c = 558° \text{ абс.}$$

[1] b_m относится к средней теплоемкости.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

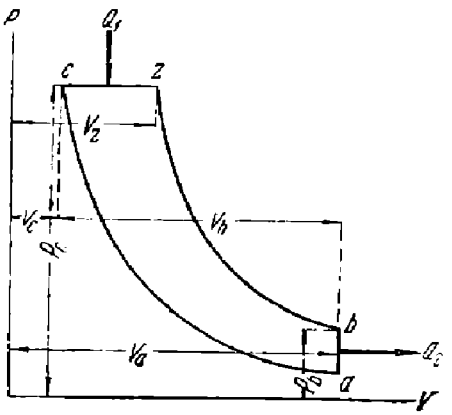
Пишем уравнение сгорания, относя все величины к 1 *кг-мол*.

Для воздуха ($m = 29$) имеем

$$Q_1 = m \cdot 500 = 29 \cdot 500;\ a_v + b_m T =$$
$$= 4{,}610 + 0{,}00053\ T;$$
$$500 \cdot 29 + (4{,}610 + 0{,}00053 \cdot 558)558 =$$
$$= (4{,}610 + 0{,}00053\ T_z)\ T_z,$$

откуда

$$T_z = 2\,830^\circ \text{ абс.}$$



Фиг. 53.

Для адиабаты расширения имеем

$$\frac{2\,830}{T_b} = \left(1 - \frac{0{,}583 \cdot 2\,830}{0{,}411 \cdot 10\,000}\right) 5^{0{,}411} +$$
$$+ \frac{0{,}583 \cdot 2\,830}{0{,}411 \cdot 10\,000};\ \frac{2\,830}{T_b} = 1{,}599.$$

$$T_b = 1\,814^\circ \text{ абс.}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{[4{,}610 + 0{,}00053\,(300 + 1\,814)]\,(1\,814 - 300)}{29 \cdot 500} = 0{,}402.$$

9. ЦИКЛ ДИЗЕЛЯ (при $c \neq$ const)

Даны ρ, ε и состояние точки a; цикл совершается двухатомным газом (фиг. 53).

Как и в цикле Отто, определяем последовательно характерные температуры T_c, T_z и T_b из следующих уравнений:

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\left(\frac{V_c}{V_a}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1},$$

или

$$\frac{T_a}{T_c} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\frac{1}{\varepsilon^{k_0 - 1}} + \frac{rT_a}{k_0 - 1};$$

$$T_z = \rho T_c. \tag{89}$$

$$\frac{T_a}{T_b} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1}, \text{ или } \frac{T_a}{T_b} = \left(1 - \frac{rT_a}{k_0 - 1}\right)\delta^{k_0 - 1} + \frac{rT_a}{k_0 - 1}.$$

На основании полученных температур термический к. п. д. двигателя выразится

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{[a_v + b_m(T_b + T_a)](T_b - T_c)}{[a_p + b_m(T_c + T_z)](T_z - T_c)}. \tag{90}$$

Пример. Определить к. п. д. для цикла Дизеля при постоянных и переменных теплоемкостях, при $\varepsilon = 15$, $\rho = 3$ и начальном состоянии воздуха 1 *ата* и 300° абс.

Имеем:

при $c = \text{const}$ $\eta_t = 1 - \dfrac{\rho^k - 1}{(\rho - 1)k \cdot \varepsilon^{k-1}} = 1 - \dfrac{3^{1{,}41} - 1}{2 \cdot 1{,}41 \cdot 15^{0{,}41}} =$

$$= 1 - \frac{4{,}7 - 1}{2 \cdot 1{,}41 \cdot 3{,}034} = 0{,}567;$$

при $c \neq \text{const}$ для воздуха $k = 1{,}411 - \dfrac{0{,}583}{10\,000}T;$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

молекулярная средняя теплоемкость

$$a_c + b_m T = 4{,}610 + 0{,}00053T$$

$$a_p + b_m T = 6{,}595 + 0{,}00053T$$

$$\frac{300}{T_c} = \left(1 - \frac{0{,}583 \cdot 300}{0{,}411 \cdot 10\,000}\right)\frac{1}{15^{0{,}411}} + \frac{0{,}583 \cdot 300}{0{,}411 \cdot 10\,000};$$

$$\frac{300}{T_c} = 0{,}3576,$$

откуда

$$T_c = 839 \text{ абс.},$$

$$T_z = \rho T_c = 3 \cdot 839 = 2\,517^\circ \text{ абс.},$$

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{3} = 5.$$

Для адиабаты расширения имеем

$$\frac{2\,517}{T_b} = \left(1 - \frac{0{,}583 \cdot 2\,517}{0{,}411 \cdot 10\,000}\right) \cdot 5^{0{,}411} + \frac{0{,}583 \cdot 2\,517}{0{,}411 \cdot 10\,000};$$

$$\frac{2\,517}{T_b} = 1{,}603; \quad T_b = 1\,570^\circ \text{ абс.}$$

Таким образом

$$\eta_t = 1 - \frac{[4{,}610 + 0{,}00053\,(1\,570 + 300)] \cdot (1\,570 - 300)}{[6{,}595 + 0{,}00053\,(839 + 2\,517)]\,(2\,517 - 839)} = 1 - 0{,}503 = 0{,}497.$$

10. СРАВНЕНИЕ ЦИКЛОВ ПРИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Зависимость величины η_t цикла Отто от состава рабочей смеси при постоянной и переменной теплоемкостях представлена графически на фиг. 54 и 55, причем фиг. 54 относится к случаю $c = \text{const}$, а фиг. 55 — к c переменному.

По оси абсцисс отложены величины теплотворных способностей смеси и соответствующие им отношения количества газа к воздуху, а по оси ординат отложены величины η_t, температур T и давлений p рабочего цикла.

Сравнивая кривые для η_t на этих диаграммах, видим, что для случая c переменного падение η_t по мере обогащения смеси резче, чем при c постоянном[1]).

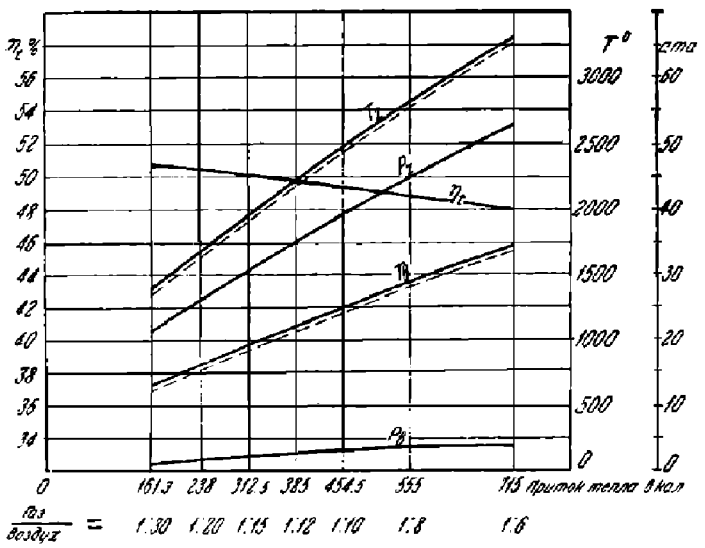
Для коэфициента смешения $^1/_{30}$ (соответствующего 161,3 *кал*) η_t для обоих случаев мало разнятся друг от друга (50,5% и 49%), тогда как для смеси богатой ($^1/_6$) разница эта достигает 7% (48% и 41%).

Из рассмотрения тех же диаграмм, каждой в отдельности, можно проследить зависимость p и T начала и конца расширения от состава смеси. По мере обогащения смеси p и T соответственно возрастают, вследствие чего увеличивается теплоемкость рабочей смеси, уменьшается k, понижающее термическое использование в двигателе, что видно и из выражений

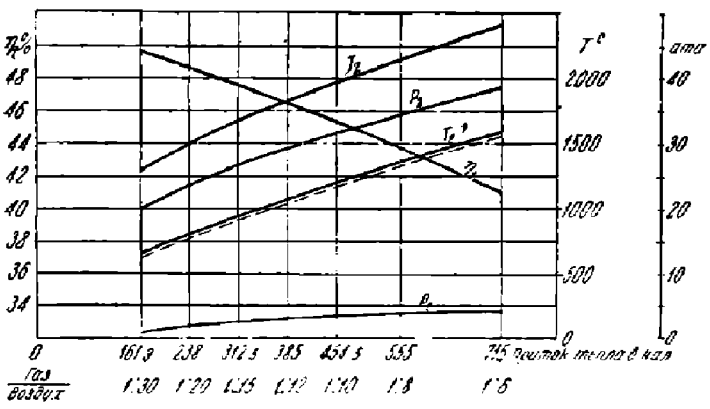
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad \text{Отто} \qquad \text{и} \qquad \eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}} \quad \text{Дизель}.$$

[1]) При $c = \text{const}$ η_t падает с обогащением рабочей смеси, так как при подсчете принята во внимание изменяемость продуктов сгорания с коэфициентом смешения, что повлияло на величину k.

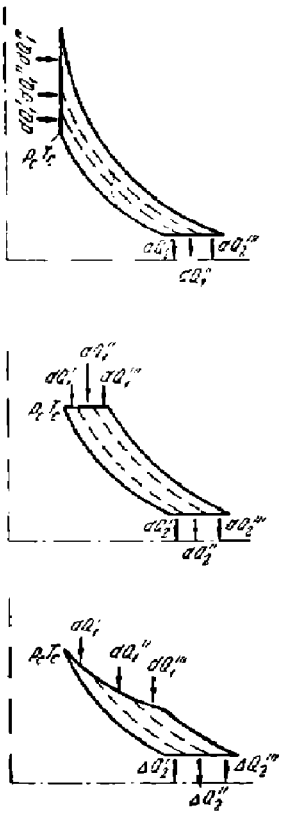
НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 54.



Фиг. 55.



Фиг. 56.

Следовательно, для данного рабочего тела коэфициент η_t стоит отчасти в обратной зависимости от температуры.

Таким образом и здесь подтверждается заключение, что при определенной наивыгоднейшей степени сжатия (ε) работать с бедной смесью лучше, чем с богатой.

11. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ РАБОЧИХ ЦИКЛОВ СО СГОРАНИЕМ $v = \text{const}$, $p = \text{const}$, $T = \text{const}$

До сих пор мы рассматривали влияние различных факторов на величину η_t. Теперь же посмотрим, какой из основных рабочих циклов является наиболее экономичным (фиг. 56). В выражении для η_t

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}$$

заменим отношение объемов ε отношением соответствующих давлений. Для бесконечно малых циклов, на которые мы можем разбить наши циклы, можно принять

НБ УДУНТ (ДИТ)

за постоянные давления и объемы в начале и в конце получения тепла так же, как в начале и в конце отдачи тепла.

Тогда для каждого из таких элементарных циклов η_t будет

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

(p_2 — давление при отдаче тепла, p_1 — при его получении).

Очевидно, что большее p_1 дает и больший η_t. Поэтому, если сравнивать три приведенных здесь термических цикла двигателей внутреннего сгорания при одинаковом давлении сжатия, в которых сгорание происходит при $v = \text{const}$, $p = \text{const}$ и $T = \text{const}$, то наиболее выгодным из них оказывается цикл Отто ($v = \text{const}$), так как в нем с каждым следующим элементарным циклом давление сгорания растет (p_2 — для всех трех циклов постоянно), а следовательно, и экономичность повышается.

Цикл Дизеля ($p = \text{const}$) оказывается менее выгодным ввиду того, что давления сгорания всех элементарных циклов у него остаются постоянными, но в свою очередь он все же экономичнее изотермического цикла, у которого давления сгорания падают и экономичность каждого следующего элементарного цикла понижается.

Если провести такое же сравнение циклов с отдачей тепла при постоянном объеме, а не при постоянном давлении, как это рассмотрено в предыдущем случае, то все элементарные циклы Отто в термическом отношении равноценны. Для двигателей Дизеля, а в особенности для цикла с сообщением тепла по $T = \text{const}$, каждый последующий цикл ухудшает рабочий процесс, что вполне соответствует раньше выведенной формуле.

Другая картина получилась бы, если вести сравнение при одинаковых максимальных давлениях сгорания. На практике это и имеет решающее значение, так как конструктивные размеры машины диктуются теми максимальными давлениями, которые развиваются в машине. С этой точки зрения двигатель Дизеля, могущий осуществлять рабочий процесс со значительно повышенными степенями сжатия против цикла Отто, имеет все преимущества в сравнении с другими системами.

Как из последующего будет ясно, отдача на валу машины стоит в прямой зависимости от среднего полезного давления, развиваемого рабочей диаграммой, и в обратной зависимости от средних давлений в процессе сжатия и расширения. Действительно, экономичны будут лишь те машины, которые при практически допустимых давлениях могут развить достаточную рабочую площадь по осуществляемому циклу. Ведение сгорания по $T = \text{const}$, требующее для получения экономичного цикла высоких давлений, дает слишком незначительную рабочую площадь диаграммы, в большей части своей поглощаемой трением самого механизма.

Сравнение термической экономичности основных циклов при одинаковой степени сжатия ε и одинаковом наивысшем давлении дано в табл. 16 и 17; последняя вычислена для максимального давления в 35, 50 и 100 *ата* при сообщении в процессе сгорания 100 *кал* тепла на 1 *кг* рабочего тела.

1. Для цикла со сгоранием по $p = \text{const}$ (цикл Дизеля): давление конца сжатия p_c равно давлению в конце сгорания.

Принимая для всех трех случаев начальную температуру $T_a = 300°$ абс. и показатель адиабаты $k = 1{,}4$, находим для $p_{max} = 50$ *ата* степень сжатия $\varepsilon = 16{,}33$ и степень предварительного расширения $\rho = 1{,}453$, откуда термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}} = 0{,}646.$$

2. Для цикла со сгоранием по $T = \text{const}$: максимальное давление соответ-

НБ УДУНТ (ДИТ)

ствует давлению в конце сжатия $p_c = 50$ *ата*, степень сжатия — та же, что и у предыдущего цикла, $\varepsilon = 16{,}33$. Степень предварительного расширения ρ_1 определим на основании уравнения

$$Q_1 = ART_c \ln \rho_1 = c_v (k-1)\, T_c \ln \rho_1.$$

$\rho_1 = 4{,}954$, откуда термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho_1^{k} - 1}{\varepsilon^{k-1}(k-1)\ln \rho_1} = 0{,}542.$$

3. Для цикла со сгоранием по $v = \text{const}$ (цикл Отто): задаваясь тем же максимальным давлением, соответствующим давлению вспышки $p_z = 50$ *ата*, определяем степень сжатия ε на основании двух уравнений:

$$Q_1 = c_v (T_z - T_c) \quad \text{и} \quad \frac{T_z}{T_c} = \frac{p_z}{p_c},$$

приводимых к виду

$$Q_1 \varepsilon = c_v T_a \left(\frac{p_z}{p_a} - \varepsilon^k \right), \tag{91}$$

откуда $\varepsilon = 10{,}9$, и термический к. п. д.

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 0{,}615.$$

Как видно, наивыгоднейшее использование дает сгорание по $p = \text{const}$, затем по $v = \text{const}$, и наименьшая экономия получается при сгорании по $T = \text{const}$.

Аналогичные вычисления проделаны для максимального давления в 35 и 100 *ата*. Результаты остаются те же.

Сравнительный цифровой материал, просчитанный при одинаковой степени сжатия для трех видов сгорания, при $\varepsilon = 6$ и $\varepsilon = 10$ помещен в табл. 16, 17; η_t вычислены на основании вышеприведенных формул.

При $\varepsilon = 10$ и сообщении 100 *кал* тепла термический к. п. д. для цикла Отто получился 0,603, для цикла Дизеля — 0,568 и для цикла со сгоранием по $T = \text{const}$ — 0,398, т. е. наилучшее использование соответствует сообщению тепла по $v = \text{const}$.

Те же соотношения получаем для $\varepsilon = 6$.

Таблица 16

Сравнительные величины η_t при одинаковой степени сжатия ε для различных рабочих циклов

	$\varepsilon = 6$; $Q_1 = 73{,}7$ *кал*			$\varepsilon = 10$; $Q_1 = 100$ *кал*		
	P_{max}	ρ	η_t	P_{max}	ρ	η_t
Цикл со сгоранием по $v = \text{const}$	21,0	1,0	0,512	44,8	1,0	0,603
$p = \text{const}$	12,3	1,5	0,467	25,18	1,473	0,568
$T = \text{const}$	12,3	5,85	0,289	25,18	7,0	0,398

НБ УДУНТ (ДГТ)

Таблица 17

Сравнительные величины η_t при одинаковом максимальном давлении для различных рабочих циклов

$Q_1 = 100$ *кал/кг* раб. тела	$p_{max} = 35$ *ат*			$p_{max} = 50$ *ат*			$p_{max} = 100$ *ат*		
		ρ	η_t		ρ	η_t		ρ	η_t
Цикл со сгоранием по $v = \text{const}$	8,15	1,0	0,568	10,9	1,0	0,615	19,3	1,0	0,694
Цикл со сгоранием по $p = \text{const}$	12,68	1,563	0,605	16,33	1,453	0,646	26,79	1,372	0,714
Цикл со сгоранием по $T = \text{const}$	12,68	5,902	0,473	16,33	4,954	0,542	26,79	3,715	0,648

Сопоставляя эти две таблицы, мы видим, что при одинаковом использовании в 60,5% максимальное давление для цикла Дизеля равно 35 *ата*, а для цикла Отто — 44,8 *ата*. При практическом осуществлении таких рабочих циклов максимальное давление для цикла Дизеля мало изменится, в то время как для цикла Отто понижение составит от 4 до 5 *ат*, и практически разница между двумя рабочими циклами, работающими с одинаковым использованием, не превзойдет 5 *ат*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

ТЕПЛОВЫЕ ДИАГРАММЫ

1. ПЕРЕНОС РАБОЧЕЙ ДИАГРАММЫ В ТЕПЛОВУЮ

Наиболее наглядное представление о протекании рабочего цикла в различные его периоды дает тепловая диаграмма, к рассмотрению которой мы и приступим.

Пусть имеем рабочую диаграмму (в координатах p, v) идеального цикла Отто (фиг. 57); при переносе ее в тепловую TS-диаграмму получим для адиабат ac и zb две прямые ac и zb, параллельные оси ординат T, а для кривых $v = \text{const}$ — cz и ba — две логарифмические кривые cz и ba (изоплеры).

Чтобы найти способ построения тепловой диаграммы, определим зависимость между энтропией, с одной стороны, давлением и объемом — с другой.

Мы имеем

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$

Пользуясь уравнениями

$$\begin{cases} dQ = c_v dT + A p dv, \\ pv = RT, \\ k = \dfrac{c_p}{c_v} \text{ и} \\ c_p - c_v = c_v (k-1) = AR, \end{cases}$$

получим

$$S = c_v \int \frac{dT}{T} + AR \int \frac{dv}{v};\ S = c_v \ln T + AR \ln v + \text{const};$$

$$S = c_v \ln \frac{pv}{R} + AR \ln v + \text{const} = c_v \ln pv + AR \ln v -$$

$$- c_v \ln R + \text{const} = c_v \ln pv + AR \ln v + \text{const}_1;$$

$$S = c_v \ln pv + c_v (k-1) \ln v + \text{const}_1;$$

отсюда

$$S = c_v \ln pv^k + \text{const}, \tag{92}$$

или, относя c_v и const к масштабу и переходя к десятичным логарифмам, $S = \lg pv^k$, откуда

$$S = \lg p + k \lg v. \tag{93}$$

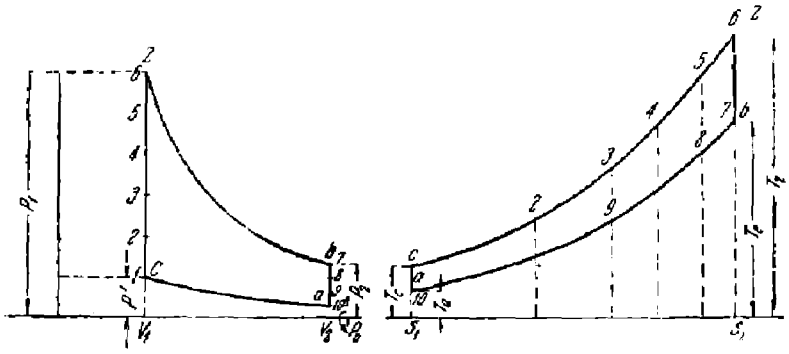
Но $pv = RT$, а потому

$$S = \lg \frac{RT}{v} + k \lg v,$$

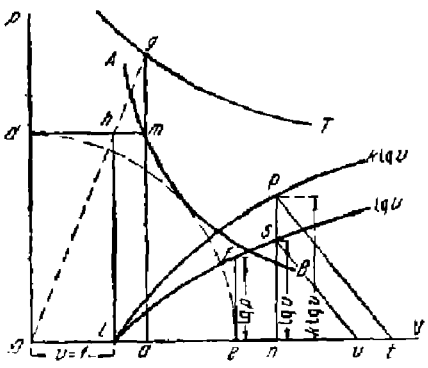
или

$$S = \lg R + \lg T + (k-1) \lg v. \tag{94}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 57.



Фиг. 58.

Имея два состояния газа при разных объемах и одинаковых температурах, получим приращение энтропии:

$$S_1 = \lg R + \lg T + (k-1)\lg v_1,$$
$$S_2 = \lg R + \lg T + (k-1)\lg v_2,$$
$$S_2 - S_1 = (k-1)\lg\frac{v_2}{v_1}. \qquad (95)$$

Как видно из уравнения (95), разница энтропий для двух изоплер не зависит от температуры, что указывает на эквидистантность изоплер в *TS*-диаграмме, считая по оси энтропий.

Такими же преобразованиями можно получить зависимость энтропии S от давлений p_1 и p_2.

Имея выведенные уравнения, нетрудно построить на основании рабочей диаграммы диаграмму тепловую.

Пусть имеем некоторую кривую AB (фиг. 58) в координатах p, v, для которой мы хотели бы найти S и T в тепловой диаграмме.

Возьмем на этой кривой какую-нибудь точку m и найдем для нее выражение

$$S = \lg p + k\lg v.$$

Логарифмическую кривую $\lg v$ строим так: по оси абцисс откладываем от начала координат $v = 1$; для этого значения v соответствующий логарифм будет равен нулю, и кривая $(\lg v)$ пересечет ось абсцисс в точке l. Беря ряд значений v и откладывая от соответствующих точек оси абсцисс ординаты, равные $\lg v$, получим ряд точек, соединив которые, нанесем кривую $\lg v$. Для того чтобы построить кривую $k\lg v$, поступаем следующим образом: проводим ординату для какой-нибудь точки s $(sn = \lg v)$. От точки n откладываем отрезок nv, равный 1, и отрезок nt, равный k. Соединив v с s и проведя $tp \parallel sv$, получим точку p, принадлежащую кривой $k\lg v$:

$$pn = \frac{nt \cdot ns}{nv} = k\lg v,$$

ряд таких построений дает нам кривую $k\lg v$. Кривую $\lg p$ можно построить так: из какой-нибудь точки m кривой AB проводим линию, параллельную оси абсцисс, и от точки d пересечения ее с осью ординат засекаем на оси абсцисс радиусом od точку e; абсцисса oe выражает в данном случае давление p точки m (в масштабе

НБ УДУНТ (ДНТ)

давлений). Рассматривая таким же образом ось абсцисс как ось давлений p, можем считать кривую $\lg v$ как логарифмическую кривую давлений ($\lg p$), но в ином масштабе. Сумма ординат $\lg p + k \lg v$, отложенная в диаграмме TS по оси S, и дает энтропию для любой точки рабочей диаграммы. Остается определить температуру какой-нибудь точки m кривой AB. Для этого из точки l ($ol = 1$) восставляем перпендикуляр до пересечения с линией dm в точке h; проведя луч oh и продолжив его до пересечения с ординатой точки m, получим ординату ag, которая и будет выражать температуру в определенном масштабе. Действительно, из характеристического уравнения, принимая R за единицу масштаба, имеем $T = pv$, и из треугольников ohl и oga найдем $ag = \dfrac{hl \cdot oa}{ol} = pv = T$. Найдя таким же путем T для ряда точек кривой AB, получим кривую температур T. Зная T и S, можно любую точку кривой AB перенести в тепловую диаграмму.

2. ПОСТРОЕНИЕ ИЗОБАРЫ, ИЗОПЛЕРЫ И ПОЛИТРОПЫ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ ПРИ ПОСТОЯННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Перенос в тепловую диаграмму политропических кривых может быть графически осуществлен при помощи изоплеры и изобары. Выведем для этого уравнения S политропы.

Имеем

$$pv^x = \text{const};$$

диференцируя

$$pxv^{x-1}\,dv + v^x dp = 0,$$

или

$$px\,dv + v\,dp = 0. \tag{96}$$

Из характеристического уравнения $pv = RT$ имеем

$$p\,dv + v\,dp = R\,dT. \tag{97}$$

Вычитая уравнение (96) из уравнения (97), получим

$$(1 - x)p\,dv = R\,dT. \tag{98}$$

По первому принципу термодинамики

$$dQ = c_v dT + Ap\,dv.$$

Пользуясь уравнением (98)

$$dQ = c_v dT + \frac{AR}{1-x}\,dT = c_v\left[1 + \frac{AR}{(1-x)c_v}\right]dT,$$

$$dQ = c_v\left(1 + \frac{k-1}{1-x}\right)dT = \frac{x-k}{x-1}\,c_v dT; \tag{99}$$

обозначая $\dfrac{x-k}{x-1} = \lambda_v$, получим

$$dQ = \lambda_v c_v dT, \tag{100}$$

или, выражая c_v через c_p, получим

$$dQ = \frac{x-k}{x-1}\,c_v dT = \frac{x-k}{k(x-1)}\,c_p dT = \lambda_p c_p dT,$$

где

$$\lambda_p = \frac{x-k}{k(x-1)}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Тогда выражение энтропии

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$

для случая политропы примет вид

$$S = \lambda_v c_v \ln T + \text{const}, \tag{101}$$

$$S = \lambda_p c_p \ln T + \text{const}. \tag{102}$$

Общий же вид выражения энтропии, как мы видели раньше,

$$S = c_v \left[\ln T + (k-1)\ln v\right] + \text{const}.$$

Откуда имеем частные выражения:

$$S = c_v \ln T + \text{const} \ \text{(изоплера)}, \tag{103}$$

$$S = c_p \ln T + \text{const} \ \text{(изобара)}. \tag{104}$$

Сравнивая эти выражения с выведенными нами выражениями энтропий политропических кривых, видим, что они могут быть легко получены простым умножением энтропии изобары или изоплеры соответственно на λ_p или λ_v.

Таким образом, имея или построив в тепловой диаграмме для данного случая изобару или изоплеру, мы легко можем построить по ним всякую политропу графическим умножением на соответственное λ.

3. ПОСТРОЕНИЕ ИЗОБАРЫ, ИЗОПЛЕРЫ И ПОЛИТРОПЫ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

Если принять величину теплоемкости переменной, то выражение для энтропии принимает несколько иной вид.

Имеем

$$dQ = c_v dT + Ap\, dv.$$

При $c \neq \text{const}$ $c_v = a + bT$. Отсюда

$$dQ = (a + bT)\, dT + Ap\, dv.$$

Энтропия

$$S = \int \frac{dQ}{T} = a \int \frac{dT}{T} + b \int dT + AR \int \frac{p\, dv}{pv}, \tag{105}$$

$$S = a \left[\ln T + \frac{b}{a} T + \frac{AR}{a} \ln v\right] + \text{const}.$$

Здесь $\frac{AR}{a}$ есть величина постоянная, соответствующая предельному значению теплоемкости c_v при условном понижении температуры до абсолютного нуля.

При постоянных теплоемкостях значение $\frac{AR}{c_v} = k - 1$.

Аналогичное выражение $\frac{AR}{a}$ при переменных теплоемкостях должно равняться предельному значению показателя адиабаты без единицы $(k_0 - 1)$ с понижением температуры также до абсолютного нуля, т. е. $\lim_{T=0} k = k_0$. Однако ввиду того, что кривые k заменены прямыми в пределах изменения температур от 500 до 2 000° С, значение для предельного k следует относить при построении тепловой диаграммы к температурам в 500° С.

НБ УГУНТ (ДГТ)

Заменяя $\frac{AR}{a}$ через предельное значение $k_0 - 1$, получим

$$S = a\left[\ln T + \frac{b}{a}T + (k_0 - 1)\ln v\right] + \text{const.} \qquad (106)$$

Отсюда для изоплеры и изобары получим

$$S = a\left(\ln T + \frac{b}{a}T\right) + \text{const (изоплера при } c \neq \text{const)},$$

$$S = ak_0\left(\ln T + \frac{b}{ak_0}T\right) + \text{const (изобара при } c \neq \text{const)}$$

Теперь выведем уравнение политропы при переменных теплоемкостях. Имеем по уравнению (98)

$$(1-x)\,p\,dv = R\,dT;\ c_v = a + bT,$$

$$dQ = c_v dT + Ap\,dv = (a + bT)\,dT + Ap\,dv,$$

$$dQ = \left(a + bT + \frac{AR}{1-x}\right)\,dT;\ k = k_0 - rT,$$

$$dQ = a\left(1 + \frac{b}{a}T + \frac{AR}{a}\,\frac{1}{1-x}\right)\,dT.$$

Заменяя согласно предыдущему $\frac{AR}{a}$ через $k_0 - 1$, получим

$$dQ = a\left(1 + \frac{b}{a}T + \frac{k_0 - 1}{1-x}\right)\,dT;\ dQ = a\left(\frac{x - k_0}{x-1} + \frac{b}{a}T\right)\,dT. \qquad (107)$$

Выражение энтропии примет вид

$$S = \int \frac{dQ}{T} = a\left(\frac{x - k_0}{x-1}\ln T + \frac{b}{a}T\right) + \text{const},$$

$$S = a\left(\lambda_v \ln T + \frac{b}{a}T\right) + \text{const}. \qquad (108)$$

Таким же образом

$$S = ak_0\left(\lambda_p \ln T + \frac{b}{ak_0}T\right) + \text{const}. \qquad (109)$$

Сравнивая эти выражения с выражениями, полученными выше для энтропии изоплеры и изобары при переменных теплоемкостях, видим, что построение политропы по изобаре или изоплере делается умножением на λ_p или λ_v кривой логарифмики температур.

Переходя к дальнейшему преобразованию уравнения (106), имеем

$$S = a\left(\ln Tv^{k_0-1} + \frac{b}{a}T\right) + \text{const};\ \text{но}\ Tv^{k_0-1} = pv^{k_0},$$

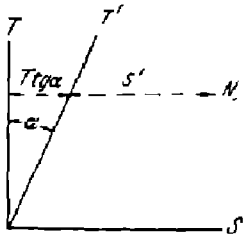
поэтому

$$S = a\left(\ln pv^{k_0} + \frac{b}{a}T\right) + \text{const}. \qquad (110)$$

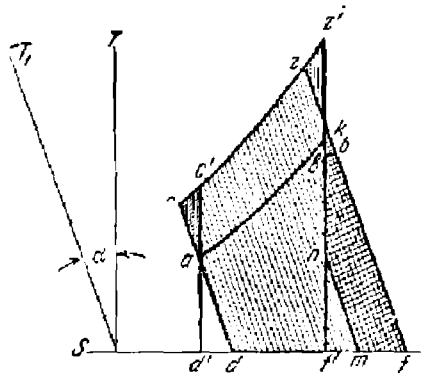
Переходя к десятичным логарифмам и относя a к масштабу, получим, что выражение энтропии в этом случае пропорционально

$$S = \lg p + k_0 \lg v + b'T, \qquad (111)$$

НБ УДУНТ (ДІТ)



Фиг. 59.



Фиг. 60.

где

$$b' = \frac{b}{a \ln 10}$$

Для постоянной же теплоемкости мы имеем

$$S = \lg p + k \lg v.$$

Как видим, S для переменной теплоемкости отличается от таковой же для постоянной теплоемкости на величину $b'T$.

Таким образом, чтобы построить тепловую диаграмму при переменных теплоемкостях, нужно, поступая по предыдущему (в случае $c = \text{const}$), строить логарифмические кривые от оси T' (фиг. 59), проведенной к оси T под углом α, тангенс которого равен b', и считать величины S от оси T.

Определить величину угла α легко. Для двух точек адиабаты получим

$$S_2 = S_1,$$

$$S'_1 + T_1 \operatorname{tg} \alpha = S'_2 + T_2 \operatorname{tg} \alpha,$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S'_2 - S'_1}{T_1 - T_2}. \qquad (112)$$

Чем богаче смесь, тем сильнее зависимость c от T и тем больше угол α.

4. СРАВНЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЦИКЛОВ ПРИ ПОСТОЯННОЙ И ПЕРЕМЕННОЙ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

На фиг. 60 изображена диаграмма идеального цикла Отто при переменной теплоемкости. В этом случае адиабаты пойдут по наклонным линиям параллельно оси T_1. Зная из опыта начальную температуру сжатия, мы из соответствующей ей точки a ведем сжатие по адиабате ac до температуры конца сжатия T_c (точка c). Из точки c идем по изоплере до точки z, определяемой тем условием, чтобы площадь $dczf$ соответствовала теплу, выделенному при сгорании. Из точки z спускаемся по адиабате до найденной из уравнения адиабаты температуры конца расширения (точка b), откуда по изоплере возвращаемся в точку a. Термический к. п. д. τ_t $\left(\text{равный } \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}\right)$ выразится в данном случае отношением

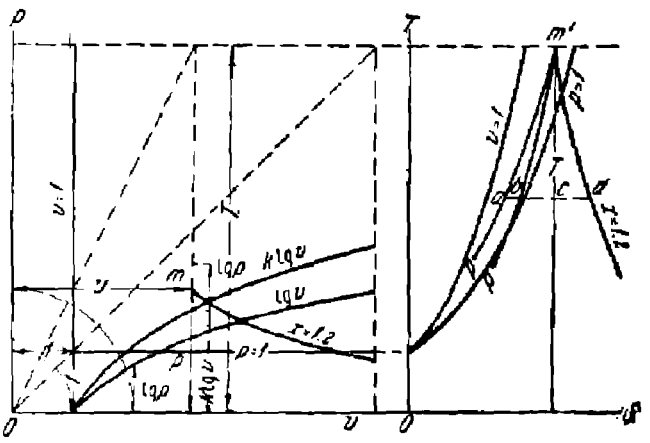
$$\frac{dczf - dabf}{dczf} = \frac{aczb}{dczf}.$$

НТБ УДУАТ (ДІІТ)

При постоянных же теплоемкостях тот же коэфициент выразился бы отношением площадей

$$\frac{ac'z'e'}{d'c'z'f'}.$$

Как видим, условия для коэфициента η_t более благоприятны в случае постоянных теплоемкостей, так как площади, соответствующие полученной работе, одинаковы [1]), а площадь, соответствующая теплу, отдаваемому холодному источнику, меньше, чем при переменной теплоемкости, на пл. $mnb'bf$.



Фиг. 61.

5. ПЕРЕНОС ЦИКЛОВ ОТТО И ДИЗЕЛЯ В ТЕПЛОВУЮ ДИАГРАММУ

На фиг. 61 сделан перенос рабочей диаграммы в тепловую с применением графического метода.

По построенным, как было указано раньше, логарифмическим кривым $\lg v$ и $k \lg v$ находим для точки m энтропию $(\lg p + k \lg v)$ и откладываем ее по оси абсцисс; дальше, также по указанному, определяем графически температуру и, проводя через точки, соответствующие в координатах S и T точке m, параллели осям координат, получаем в пересечении их искомую точку m' тепловой диаграммы. Для кривой $p = 1$ построение упрощается тем, что энтропия находится прямо по кривой $k \lg v$, так как $\lg p = 0$, а температуры измеряются отрезками ординат между осью абсцисс и лучом, проходящим через начало координат и точку $(p = 1;\ v = 1)$. Для кривой $v = 1$ построение еще проще: энтропия берется по кривой $\lg p$ $(k \lg v = 0)$, а температуры выражаются ординатами давлений.

Кривые $p = 1$ и $v = 1$ пересекаются в одной точке на ординате T. Эта точка $(p = 1;\ v = 1)$ имеет абсциссу $S = 0$ и ординату $T = p = 1$. Если построенные кривые $p = 1$ и $v = 1$ перемножим графически соответственно на λ_v или λ_p, то получим, например, для показателя $x = 1{,}2$ политропическую кривую в TS-диаграмме. Это графическое перемножение должно пониматься в том смысле, что за начало координат берется точка m', через которую надлежит провести политропу, и значения энтропии для изобары и изоплеры по отношению этих осей координат умножаются на соответствующие λ_p и λ_v.

Так, например, для $x = 1{,}2$ $(k = 1{,}4)$

$$\lambda_v = \frac{x - k}{x - 1} = \frac{1{,}2 - 1{,}4}{1{,}2 - 1} = -1.$$

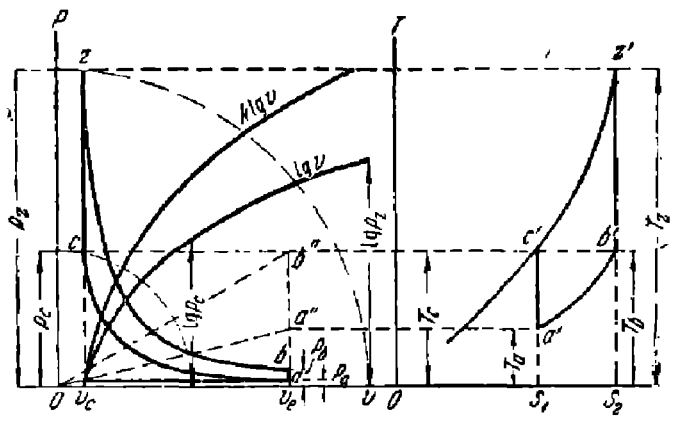
Значит, кривая из точки m' должна быть около оси ординат $m'c$ повернута на 180° таким образом, чтобы соответствующие отрезки были равны, например, $cb = cd$. Уклонение ее, считая от точки m', вправо от адиабаты (параллельной оси ординат) указывает на увеличение энтропии, т. е. на приток тепла, что и соответствует уменьшению показателя с 1,4 на 1,2; уклонение влево — на отдачу тепла.

На фиг. 62 показан перенос рабочей диаграммы Отто в тепловую, сделанный по указанным приемам.

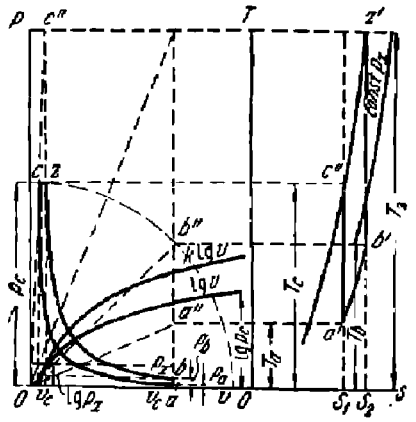
На фиг. 63 дан перенос в тепловую диаграмму рабочей диаграммы Дизеля.

[1]) Пл. $zz'k$ = пл. acc' + пл. $b'kb$, откуда пл. $aczb$ = пл. $ac'z'b'$.

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 62.



Фиг. 63.

6. СРАВНЕНИЕ К. П. Д. ЦИКЛОВ В ТЕПЛОВОЙ ДИАГРАММЕ

Весьма наглядно можно проследить использование тепла в теоретических циклах на тепловой диаграмме.

С повышением степени сжатия к. п. д. увеличивается, что видно на фиг. 64, где пл. $aczb$ соответствует полученной работе при данной степени сжатия. С повышением степени сжатия и соответственно температуры сжатия до точки c' весь избыток тепла $cc'z'z$, введенный в рабочий цикл дополнительно, идет на совершение работы.

Теоретические циклы, ограниченные двумя адиабатами и изоплерой отдачи тепла, при разных способах подвода тепла по $p = \text{const}$, $v = \text{const}$ и $T = \text{const}$ дают разные тепловые эффекты в зависимости от параметров.

За основной исходный параметр могут быть взяты либо постоянная степень сжатия, либо максимальное давление.

На фиг. 65 представлены три рабочих цикла с постоянной степенью сжатия при условии, что количество тепла, отданное холодному источнику, для всех трех циклов постоянно.

Наибольшему количеству тепла, обращенному в работу, равную площади acz_vb, соответствует сгорание по $v = \text{const}$, затем сгорание по $p = \text{const}$, соответствуя пл. acz_pb, и наименьшее использование тепла дает сгорание по $T = \text{const}$ (пл. acz_tb).

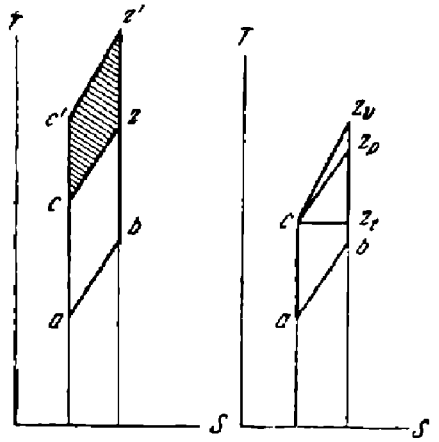
Такое же сравнение этих циклов можно произвести в предположении, что работа при всех трех видах сгорания получится одинаковая. На фиг. 66 пл. acz_vb_v соответствует теплу, обращенному в работу при сгорании по $v = \text{const}$, при этом холодному источнику отдано тепло, соответствующее пл. oab_vv. Чтобы получить ту же рабочую площадь по $p = \text{const}$, необходимо увеличить энтропию настолько, чтобы пл. $cz_vk = kz_pb_pb_v$; при этом количество тепла, отданное холодному источнику, будет на пл. vb_vb_pp больше, чем при сгорании по $v = \text{const}$, а следовательно, и термическое использование соответственно упадет. При сгорании по $T = \text{const}$ холодному источнику будет отдано тепло, соответствующее пл. oab_tt, большее, чем в предыдущих случаях, при получении той же работы.

Если сравнивать циклы при одинаковом максимальном давлении, предполагая, что количество тепла, отданное холодному источнику, для всех трех рабочих циклов одинаковое, то наибольшее количество тепла, обращенного в работу, обеспечивает сгорание по $p = \text{const}$, затем по $v = \text{const}$, и наихудший результат дает сгорание по $T = \text{const}$, что видно на фиг. 67.

Такое же сравнение можно произвести в предположении постоянства количества тепла, обращенного в работу, причем результаты получатся те же.

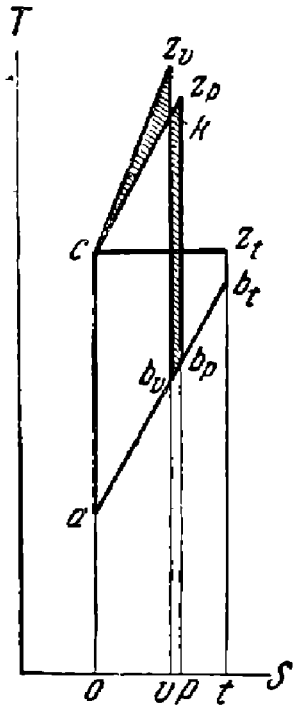
Сравнивая цикл Отто с циклом Гемфри, т. е. с продолженным расширением,

НЕ УЧЕБНИК (ДЛЯ)

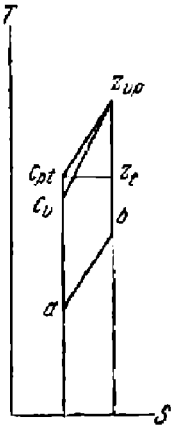


Фиг. 64.

Фиг. 65.



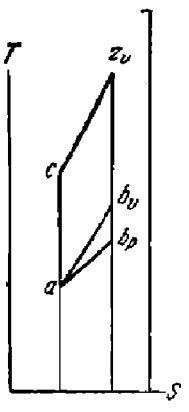
Фиг. 66.



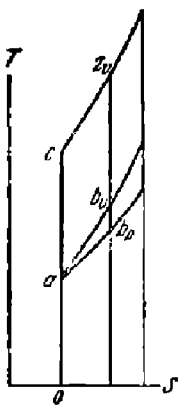
Фиг. 67.

видим, что за счет продолженного расширения получается излишек рабочей площади ab_vb_p при той же затрате тепла (фиг. 68).

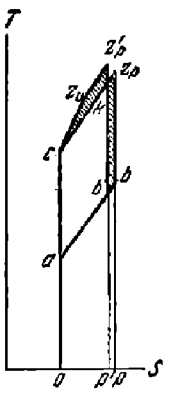
При сравнении нормального цикла Дизеля с циклом Дизеля, работающим с продолженным расширением, получается излишек площади ab_vb_p за счет продолженного расширения при той же затрате тепла, соответствующей пл. ocz_vp (фиг. 69). Коэфициент полезного действия цикла, ограниченного двумя изобарами, как видно из диаграммы, не зависит от нагрузки машины. Кроме того, из этой диаграммы видно, что выгодность продолженного расширения увеличивается с ростом нагрузки двигателя.



Фиг. 68.



Фиг. 69.



Фиг. 70.

При сравнении использования тепла по циклу Сабатэ (фиг. 70), у которого сгорание от точки c идет сначала по $v = \text{const}$ до точки z_v, а затем по $p = \text{const}$ до точки z_p', с циклом Дизеля со сгоранием по линии cz_p в предположении, что оба цикла должны дать одинаковую рабочую площадь, энтропия для цикла Дизеля должна быть увеличена настолько, чтобы пл. $cz_vz_p'k$ получилась равной пл. $b'kz_pb$, при этом количество тепла, отданное холодному источнику по смешанному циклу, эквивалентное пл. $oab'p'$, меньше количества тепла при сгорании по $p = \text{const}$, равного пл. $oabp$.

Аналогичные сравнения можно было бы произвести в тепловых диаграммах в предположении переменных теплоемкостей. Конечные результаты получились бы те же.

НБ УГАХТ (ДИТ)

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Ограничиваясь пока сказанным об идеальном цикле двигателей внутреннего сгорания, переходим к рассмотрению работы действительной машины. Весь действительный рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания состоит из шести периодов: всасывания, сжатия, сгорания, расширения, уравнивания давлений и выталкивания продуктов сгорания. Рассмотрим каждый из этих периодов.

1. ПЕРИОД ВСАСЫВАНИЯ ЧЕТЫРЕХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Определение основных элементов процесса всасывания. Когда кончается выталкивание сгоревших газов, в пространстве сжатия остается часть их с давлением, несколько большим атмосферного. При обратном ходе поршня давление остаточных газов начинает понижаться до атмосферного; затем падение давления продолжается, и начинается всасывание свежей смеси, продолжающееся до тех пор, пока поршень не придет в другую мертвую точку a (фиг. 71). Весь объем цилиндра V_a мы, однако, не в состоянии заполнить свежей смесью ввиду освобождения поршнем лишь рабочего объема цилиндра V_h, частичного заполнения цилиндра остаточными газами и сопротивления впускных органов. Назовем отношение количества засосанной рабочей смеси к теоретически возможному коэфициентом подачи η_v, считая теоретически возможным количеством таковое, которое заполняет рабочий объем цилиндра V_h при условиях окружающей атмосферы.

Следовательно, если объем V_h при давлении p_0 и температуре T_0 окружающей среды будет заполнен полностью, то коэфициент подачи такого двигателя равен 1. Количества будем измерять в молях.

Обозначим количество остаточных газов через M_r, количество свежепоступившей смеси через M_0 и количество газов в точке a через M_a. Предполагая, что в период всасывания не происходит нагрева рабочей смеси от горячих деталей, а имеет место только теплообмен между остаточными газами и свежепоступившей смесью, можно написать уравнение баланса тепла.

$$M_r mc_v'' T_r + M_0 mc_v' T_0 = M_a mc_v''' T_a \qquad (113)$$

и баланс количества газа

$$M_a = M_0 + M_r, \qquad (114)$$

где mc_v''' — молекулярная теплоемкость заряда (свежепоступившей смеси и остаточных газов).

По уравнению теплоемкости смеси имеем

$$mc_v''' = \frac{M_0 mc_v' + M_r mc_v''}{M_0 + M_r} = \frac{M_0 mc_v' + M_r mc_v''}{M_a},$$

ввиду чего

$$M_r mc_v'' T_r + M_0 mc_v' T_0 = M_0 mc_v' T_a + M_r mc_v'' T_a, \qquad (113')$$

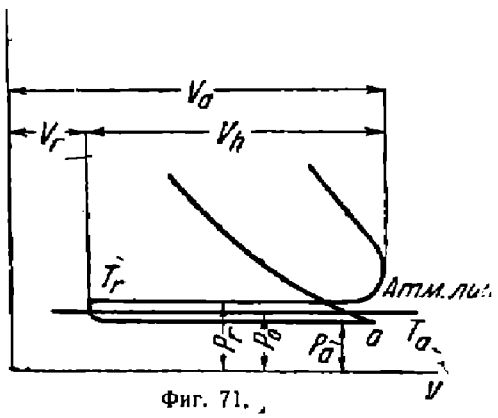
НБ УДУНТ (ДИТ)

Предполагая, что теплоемкости продуктов сгорания mc_v'' и свежепоступившей смеси mc_v' мало отличаются друг от друга (количество остаточных газов незначительно), и сокращая на это значение, получим уравнение

$$M_r T_r + M_0 T_0 = (M_0 + M_r) T_a = M_a T_a,$$

или

$$M_r (T_r - T_a) = M_0 (T_a - T_0). \qquad (115)$$



Фиг. 71.

Замена количеств M_r, M_0 и M_a из характеристического уравнения $PV = 848\ MT$ значениями

$$M_a = \frac{P_a V_a}{848 \cdot T_a},\quad M_r = \frac{P_r V_r}{848\ T_r},\quad M_0 = \eta_v \frac{P_0 V_h}{848\ T_0}$$

приводит уравнение (115) к виду

$$P_a V_a = P_r V_r + \eta_v P_0 V_h,$$

откуда получим

$$\eta_v = \frac{P_a V_a - P_r V_r}{P_0 V_h},$$

или, поделив числителя и знаменателя на V_r и приняв во внимание, что $\frac{V_a}{V_r} = \varepsilon$ (степень сжатия) и $\frac{V_h}{V_r} = \frac{V_a - V_r}{V_r} = \varepsilon - 1$, получим

$$\eta_v = \frac{1}{P_0 (\varepsilon - 1)} (\varepsilon P_a - P_r). \qquad (116)$$

Вводя в скобки выражение $(P_a - P_a)$, преобразуем данное уравнение в

$$\eta_v = \frac{1}{P_0 (\varepsilon - 1)} (\varepsilon P_a - P_a + P_a - P_r) = \frac{P_a (\varepsilon - 1) + P_a - P_r}{P_0 (\varepsilon - 1)} =$$

$$= \frac{P_a}{P_0} - \left(\frac{P_r}{P_0} - \frac{P_a}{P_0} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1}. \qquad (117)$$

Таким образом видим, что, если смесь за процесс всасывания не будет нагреваться о горячие стенки рабочих органов, то коэфициент подачи не зависит от температуры остаточных газов, а зависит лишь от относительного разрежения во время всасывания, относительного сопротивления во время выхлопа и от степени сжатия.

С повышением степени сжатия коэфициент подачи растет[1]), с увеличением сопротивлений во время всасывания и выталкивания он падает.

Называя коэфициентом остаточных газов γ отношение количества остаточных газов к количеству свежезасосанной смеси, выражая обе величины в молях, данную величину определяем

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0},$$

но

$$M_r = \frac{P_r V_r}{848\ T_r} \text{ и } M_0 = \eta_v \frac{P_0 V_h}{848\ T_0},$$

[1]) При подобранных фазах распределения может иметь место обратное явление: уменьшение степени сжатия ε может повлечь за собой увеличение η_v.

НБ УДУНТ (ДГТУ)

ввиду чего

$$\gamma = \frac{P_r V_r \cdot T_0}{T_r P_0 \eta_v V_h}.$$

Вводя соотношение

$$\frac{V_h}{V_r} = \varepsilon - 1,$$

получим

$$\gamma = \frac{P_r T_0}{P_0 \eta_v T_r (\varepsilon - 1)} = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{P_r T_0}{P_0 T_r}. \tag{118}$$

Подставляя η_v из формулы (116), получаем

$$\gamma = \frac{P_r T_0}{T_r (\varepsilon P_a - P_r)}. \tag{119}$$

Температура смеси в точке a начала сжатия определяется из формулы (115):

$$M_a = M_0 + M_r = M_0 (1 + \gamma M_0).$$

После обычных подстановок

$$M_r = \frac{P_r V_r}{848 T_r}, \quad M_0 = \eta_v \frac{P_0 V_h}{848 T_0} \quad \text{и} \quad M_a = \frac{P_a (V_h + V_r)}{848 T_a}$$

и замены из формул (116) и (119) η_v и γ, и используя соотношение

$$\frac{V_h}{V_a} = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon},$$

получаем

$$T_a = \frac{\varepsilon P_a T_0}{\varepsilon P_a - P_r \dfrac{T_r - T_0}{T_r}}. \tag{120}$$

Как видим, три основных величины процесса всасывания η_v, γ и T_a определяются через давления всасывания и выхлопа, условия окружающей среды и температуру остаточных газов.

Если предположить, что смесь в процессе всасывания нагревается о горячие стенки рабочих деталей, то коэфициент подачи будет зависеть кроме вышеуказанных факторов также и от относительной величины подогрева.

В данном случае можно связать лишь количества составляющих рабочую смесь газов

$$M_a = M_0 + M_r \tag{114}$$

и выразить количество остаточных газов

$$\gamma = \frac{M_r}{M_0}.$$

Последнее соотношение дает выражение

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{P_r T_0}{P_0 T_r}, \tag{118}$$

уже выведенное ранее, действительное и для случая наличия теплообмена через стенки, так как при его выводе не положено условие формулы (113).

Коэфициент подачи определится из нижеприводимой формулы. Выражение (114) дает связь коэфициента подачи η_v и температуры T_a, могущую быть разрешенной как в отношении одной, так и другой величины. Обычным путем получаем

$$\frac{P_a V_a}{848 T_a} = \frac{P_r \cdot V_r}{848 \cdot T_r} + \eta_v \frac{P_0 \cdot V_h}{848 T_0}. \tag{121}$$

НБ УАДИ (ДГТУ)

Производя сокращение и заменяя отношение объемов по предыдущему через ε и $\varepsilon - 1$, получаем

$$\eta_v = \left(\varepsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r}\right) \frac{T_0}{P_0 (\varepsilon - 1)};$$

прибавляя и вычитая из выражения в скобках $\frac{P_a}{T_a}$ и вынося $\frac{P_a}{T_a}$ за скобки, получаем

$$\eta_v = \left[\frac{P_a}{T_a}(\varepsilon - 1) + \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r}\right] \frac{T_0}{P_0 (\varepsilon - 1)} = \frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{T_a} + \left(\frac{P_a}{P_0} \frac{T_0}{T_a} - \frac{P_r}{P_0} \frac{T_0}{T_r}\right) \frac{1}{\varepsilon - 1},$$

или окончательно

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_a}\left[\frac{P_a}{P_0} - \left(\frac{P_r}{P_0} \frac{T_a}{T_r} - \frac{P_a}{P_0}\right) \frac{1}{\varepsilon - 1}\right]. \qquad (122)$$

Из этой формулы видно, что при всех прочих равных условиях понижение температуры T_a начала рабочего процесса влечет за собой увеличение коэфициента подачи. Сопоставляя эту формулу с формулой (117), из которой получена была независимость коэфициента подачи от температуры сгоревших газов, приходим к заключению, что отношение температур $\frac{T_a}{T_r}$, обусловливающее коэфициент подачи, зависит лишь от повышения температуры засасываемой смеси вследствие нагрева ее о горячие части двигателя.

Разрешая уравнение (121) относительно T_a, получаем

$$T_a = \frac{\varepsilon P_a T_0}{\eta_v P_0 (\varepsilon - 1) + P_r \frac{T_0}{T_r}}. \qquad (123)$$

Практически, имея диаграмму, снятую слабой пружиной, дающую P_r и P_a условия окружающей среды и задаваясь температурой остаточных газов, можем определить температуру T_a по формуле (120). Затем, учитывая подогрев от стенок и поршня некоторым повышением температуры ΔT_a и подставляя в формулу (122) вместо T_a значение $T_a' = T_a + \Delta T_a$, определяем коэфициент подачи η_v. Имея последнюю величину, по формуле (118) вычисляем коэфициент остаточных газов γ.

Величину ΔT_a можно брать в пределах 10—25°.

Обратно, если имеется коэфициент подачи исполненных машин в зависимости от конструкции распределительных органов и сопротивлений всасывания и выталкивания, определяем T_a начала рабочего процесса и γ.

Связь температуры остаточных газов и степени сжатия с начальной температурой T_a видна из табл. 18.

Влияние заранее принятой температуры T_r на начальную температуру T_a весьма незначительно, изменяя ее лишь на несколько градусов в пределах изменения $T_r = 700 - 1\,000°$.

Таблица 18

Пусть	Газовая машина $\varepsilon = 6$					Дизель $\varepsilon = 15$				
$T_0 = 290°$; $\frac{P_a}{P_0} = 0{,}9$	T_r	700	800	900	1 000	T_r	700	800	900	1 000
$\frac{P_r}{P_0} = 1{,}1$;	T_a	329	333	337	340	T_a	305	306	307	308

НБ УДУНТ (ДИТ)

Влияние на температуру T_a относительного разрежения во время всасывания $\frac{p_a}{p_0}$ и относительного противодавления во время выталкивания $\frac{p_r}{p_0}$ видно из табл. 19.

Таблица 19[1])

$T_0 = 290°$; $T_r = 800°$; $\varepsilon = 15$; $\frac{p_a}{p_0} = 0{,}9$;				$T_0 = 290°$; $T_r = 800°$; $\varepsilon = 15$; $\frac{p_r}{p_0} = 1{,}1$;				$T_0 = 290°$; $T_r = 800°$; $\varepsilon = 15$; $\frac{p_a}{p_0} = 0{,}9$.				$T_0 = 290°$; $T_r = 800°$; $\varepsilon = 15$; $\frac{p_r}{p_0} = 1{,}1$.			
$\frac{p_r}{p_0}$	1,1	1,15	1,20	$\frac{p_a}{p_0}$	0,9	0,85	0,8	$\frac{p_r}{p_0}$	1,1	1,15	1,20	$\frac{p_a}{p_0}$	0,9	0,85	0,8
T_a	306	307	308	T_a	306	307	308	η_v'	0,836	0,882	0,879	η_v	0,886	0,832	0,779

При выводе формулы (117) было предположено равенство теплоемкостей свежепоступившей смеси и остаточных газов и, кроме того, не учтено влияние подогрева рабочей смеси от горячих деталей. Если принять во внимание вышеуказанные влияния на коэфициент подачи η_v и обозначить отношение теплоемкостей через

$$\frac{mc^{\circ}}{mc'} = d,$$

а повышение температур за счет нагрева условно отнести к повышению температуры окружающей среды на ΔT, то равенство (113) примет вид

$$M_r(T_r - T_a)\,d = M_0[T_a - (T_0 + \Delta T)]. \qquad (124)$$

Производя алгебраические преобразования, как это было сделано при выводе формулы (117), получим

$$M_r T_r \cdot d + M_0(T_0 + \Delta T) = T_a(M_r \cdot d + M_0) = T_a M_r\left(d + \frac{1}{\gamma}\right). \qquad (125)$$

Выразим M_r в правой части уравнения (125) через M_a

$$M_a = \frac{M_r}{\gamma} + M_r = M_r\left(1 + \frac{1}{\gamma}\right),$$

откуда

$$M_r = \frac{M_a}{1 + \frac{1}{\gamma}}.$$

Вставляя последнее выражение в формулу (125), получим

$$M_r T_r \cdot d + M_0(T_0 + \Delta T) = T_a M_a \frac{d + \frac{1}{\gamma}}{1 + \frac{1}{\gamma}},$$

или

$$M_r T_r \cdot d = M_0(T_0 + \Delta T) = T_a M_a \frac{1 + d\gamma}{1 + \gamma}. \qquad (126)$$

[1]) Подсчитано при отсутствии подогрева.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Далее, заменяя соответствующие количества газов из характеристического уравнения, получим

$$P_r V_r \cdot d + P_0 V_h \cdot \eta_v \cdot \frac{T_0 + \Delta T}{T_0} = P_a V_a \frac{1 + \gamma d}{1 + \gamma}, \qquad (127$$

откуда η_v равняется

$$\eta_v = \frac{P_a V_a \cdot \frac{1 + \gamma d}{1 + \gamma} - P_r V_r \cdot d}{P_0 V_h} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}. \qquad (128.$$

Поделив и числителя и знаменателя на V_r и приняв во внимание, что

$$\frac{V_a}{V_r} = \varepsilon, \quad \text{а} \quad \frac{V_h}{V_r} = \varepsilon - 1,$$

получим

$$\eta_v = \frac{P_a \varepsilon \cdot \frac{1 + \gamma d}{1 + \gamma} - P_r d}{P_0 (\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_0 + \Delta T}. \qquad (129)$$

Последняя формула дает возможность непосредственно определить коэфициент подачи с учетом влияния подогрева смеси от горячих деталей двигателя и разных значений теплоемкостей. Если в формуле (129) отсутствует подогрев $\Delta T = 0$ и пренебречь разными значениями теплоемкостей $d = 1$, то она после подстановки обращается в формулу (116).

Хотя на коэфициент подачи не влияет состояние окружающей среды, мощность, развиваемая двигателем, зависит от давления и температуры наружного воздуха.

Ввиду возможных изменений барометрического давления в наших условиях с 720 *мм* рт. ст. до 770 *мм* на земле и температуры с —20 до +40° — мощность двигателя в этих двух указанных условиях окружающей среды 770 *мм*, —20° и 720 *мм*, +40° может измениться на 30%, что видно из подсчета отношения количеств засосанной смеси в том и другом случае:

$$\frac{770}{253} \cdot \frac{313}{720} = 1{,}322.$$

Поэтому за нормальную мощность двигателя надо принять мощность, соответствующую барометрическому давлению в 735,5 *мм* рт. ст. и температуре в +15 °С.

Особенно сильное падение мощности получается для авиационных двигателей при больших высотах полета, что видно из табл. 20, составленной с учетом падения температур с высотой.

Таблица 20

Мощность двигателей в зависимости от барометрического давления

Высота над землей в *м*	0	1 000	2 000	5 000
Барометрическое давление в *мм* рт. ст.	760	700	585	420
Относительная мощность	1	0,92	0,82	0,604

Двигатель, имеющий на земле мощность, равную единице, при подъеме на 5 000 *м* над уровнем земли теряет 40% своей мощности.

Для различных двигателей коэфициент подачи различен и находится в зависимости от конструкции рабочих органов и от числа оборотов: двигатели с прину-

НБ УДУНТ (ДГТ)

дительным движением клапанов по сравнению с двигателями с самодействующими клапанами, каковые, однако, в практике за последнее время почти не применяются, дают больший η_c; точно так же двигатели тихоходные по сравнению с двигателями быстроходными имеют больший η_v.

Табл. 21 (из Гюльднера) иллюстрирует эти положения.

Так, например, η_v, доходящий до 0,87—0,90 в тихоходных двигателях с принужденным впуском, падает до 0,80—0,85 при самодействующих клапанах у тех же двигателей.

На той же таблице можно проследить величины давления всасывания p_a и противодавления при выталкивании p_r.

Таблица 21

Опытные данные для p_r, T_r, p_a и η_v $\left(p = \frac{P}{10\,000}\ ata\right)$:		
$p_a = 0{,}88$ до $0{,}95$ *ata*	$\eta_v = 0{,}87$ до $0{,}90$	В тихоходных двигателях с управляемым впускным клапаном
$p_a = 0{,}85$ „ $0{,}90$	$\eta_v = 0{,}80$ „ $0{,}85$	В тихоходных двигателях с самодействующим впускным клапаном
$p_a = 0{,}80$ „ $0{,}85$	$\eta_v = 0{,}78$ $0{,}83$	В быстроходных двигателях с управляемым впускным клапаном
$p_a = 0{,}78$ „ $0{,}83$	$\eta_v = 0{,}65$ „ $0{,}75$	В быстроходных двигателях с самодействующим впускным клапаном
$p_a = 0{,}60$ „ $0{,}75$	$\eta_v = 0{,}50$ „ $0{,}65$	В быстроходных автомобильных двигателях с самодействующим впускным клапаном и охлаждением ребрами
		(Калоризаторы в двигателях жидкого топлива уменьшают η_v на 3—5%)
$p_r = 1{,}08$ — $1{,}15$ *ata* $T_r = 700$ — $800°$ абс.	При слишком раннем закрытии выпускного клапана, при слишком длинном или узком газоотводе эти величины могут быть значительно больше	

В указанной таблице интерес представляют, главным образом, значения p_a и η_v для тихоходных и быстроходных двигателей с управляемыми впускными клапанами, каковыми и снабжены все современные машины.

Цифры, указанные Гюльднером для быстроходных автомобильных двигателей, относятся только к устарелым конструкциям. Для автомобильных и авиационных двигателей с управляемыми клапанами коэфициент подачи меняется в пределах от 80 до 90% в зависимости от конструкции и оборотности двигателя. Температура сгоревших газов T_r для автомобильных и авиационных моторов $\approx 1\,000°$ абс.

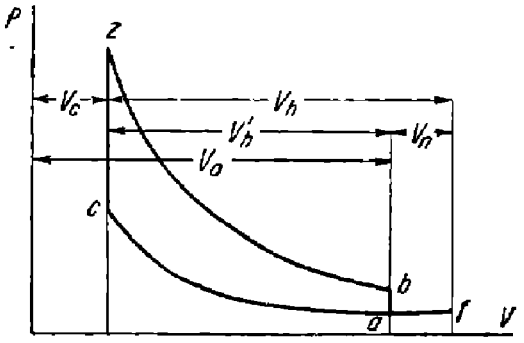
Влияние фаз распределения на коэфициент подачи. Теоретически открытие и закрытие впускного клапана должны происходить в мертвых точках. Но ввиду того, что во внешней мертвой точке в начале всасывания остаточные газы имеют избыток давления против атмосферы, всасывающий клапан должен открываться лишь после мертвой точки с таким опозданием, чтобы давление остаточных газов упало до атмосферного, так как в этом случае отношение давлений $\frac{p_r}{p_0}$ в формуле (117) уменьшится и коэфициент подачи увеличится. Чем быстроходнее двигатель, тем запаздывание открытия клапана больше.

В некоторых случаях выгодно выхлопной и всасывающий клапаны в начале всасывания держать открытыми, используя инерцию выхлопных газов в трубопроводе для отсасывания из камеры сгорания продуктов сгорания и даже подсасывания

НТБ УГАТУ (ДГТ)

свежей рабочей смеси, получая, таким образом, частичную продувку пространства сжатия.

Таким же образом закрытие всасывающего клапана не должно производиться во внутренней мертвой точке, когда засосанная смесь имеет давление ниже атмосферного. Так как скорость поршня около мертвой точки незначительна, то под влиянием атмосферного давления в двигатель может поступить добавочное количество рабочего тела.



Фиг. 72.

Для тихоходных двигателей закрытие всасывающего клапана производится от 20° до 30° после мертвой точки, в быстроходных автомобильных и авиационных двигателях оно доходит до 50° и выше.

2. ЗАПОЛНЕНИЕ РАБОЧЕЙ СМЕСЬЮ ЦИЛИНДРА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В двухтактных двигателях процесс заполнения цилиндра свежей смесью производится за счет работы особого продувочного насоса (для мелких двигателей, используя кривошипную камеру), сжимающего рабочую смесь до давления на 0,15—0,35 *am* выше давления окружающего воздуха.

Теоретически в точке *b* по прямой *ba* (фиг. 72) производится выхлоп газа, после чего через орган, управляющий продувкой, в цилиндр поступает рабочая смесь или воздух по линии *af*—*fa*, сжатая продувочным насосом, и вытесняет через выхлопной орган продукты сгорания; сжатие начинается с точки *a*, в которой закрываются все органы распределения. При выхлопе и продувке через щели, управляемые поршнем, точки *b* и *a* лежат на одной вертикали диаграммы. Таким образом из всего рабочего объема V_h теряется объем V_n и используется объем V_h'. Обозначая степень сжатия $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ из чертежа видим, что из геометрических размеров цилиндра машины может быть введено второе соотношение $\varepsilon' = \frac{V_f}{V_c}$, исчисленное по отношению ко всему ходу. Цикл и отдельные процессы его, естественно, должны просчитываться по величине $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$ с момента закрытия всех распределительных органов.

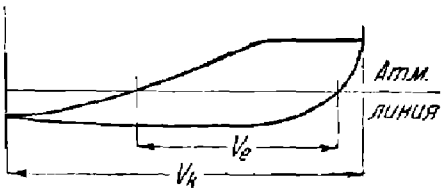
Связь между этими двумя величинами определяется следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{V_h' + V_c}{V_c}.$$

Обозначая $\frac{V_h'}{V_h} = \lambda$ (доля полезного хода), получаем

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{V_h\lambda + V_c}{V_c}; \quad \text{и} \quad \frac{V_h}{V_c} = \frac{\varepsilon - 1}{\lambda} \\ &= \frac{V_h + V_c}{V_c}; \quad \text{и} \quad \frac{V_h}{V_c} = \varepsilon' - 1 \end{aligned}\right\} \text{ откуда } \varepsilon' - 1 = \frac{\varepsilon - 1}{\lambda}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 73.

Таким образом переход от степени сжатия, отнесенной к полному ходу (ε'), к степени сжатия полезного хода и обратно определяется из выражения

$$\varepsilon' = 1 + \frac{\varepsilon - 1}{\lambda}, \tag{130}$$

$$\varepsilon = (\varepsilon' - 1)\lambda + 1. \tag{131}$$

Как и для четырехтактного двигателя, для процесса заполнения цилиндра двухтактной машины могут быть написаны соотношения при условии отсутствия теплообмена со стенками и поршнем машины:

$$M_a = M_\Theta + M_r \tag{114}$$

и

$$M_r(T_r - T_a) = M_0(T_a - T_0). \tag{124}$$

Коэфициент же остаточных газов непосредственно определен быть не может, ввиду чего необходимо ввести дополнительную опытную величину. С достаточной для практики точностью по данным индикаторных диаграмм продувочного насоса может быть определен его коэфициент подачи η_k, как отношение отрезков $\frac{V_r}{V_k} = \eta_k$ ввиду отсутствия подогрева засосанного воздуха из-за малых перепадов температур. Имея рабочий объем компрессора V_k (фиг. 73), его коэфициент подачи η_k и считая, что компрессор имеет то же число оборотов, что и двигатель, получаем объем воздуха в условиях окружающей среды, поданный за каждый оборот двигателя через продувочный орган машины

$$V_a = \eta_k V_k.$$

Учитывая долю рабочего воздуха, потерянную за процесс продувки вместе с продуктами сгорания через выхлопной орган, коэфициентом ψ (коэфициент утечки), получаем объем воздуха в условиях окружающей среды в начале сжатия

$$(1 - \psi)\eta_k V_k$$

и коэфициент подачи двигателя, отнесенный к объему V_h',

$$\eta_v = \frac{(1-\psi)\eta_k V_k}{V_h'} = \frac{(1-\psi)\eta_k V_k}{V_h \lambda}.$$

Считая, таким образом, коэфициент подачи известным, формулы (114) и (124) помощью обычных преобразований и соотношений можно привести к виду

$$M_a = M_0 + M_r,$$

$$\frac{P_a V_a}{848 T_a} = \frac{P_0 \eta_v V_h'}{848 T_0} + \frac{\gamma \cdot P_0 \cdot \eta_v \cdot V_h'}{848 T_0},$$

$$\frac{P_a V_a}{T_a} = (1+\gamma) \cdot \frac{P_0 \eta_v V_h'}{T_0}, \tag{132}$$

$$M_a T_a = M_0 T_0 + M_r T_r = M_0 T_0 + \gamma M_0 T_r,$$

$$P_a V_a = P_0 \eta_v V_h' + \gamma \frac{P_0 \eta_v V_h'}{T_0} T_r.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда определяется γ:

$$\gamma P_0 \eta_v V_h' \frac{T_r}{T_0} = P_a V_a - P_0 \eta_v V_h',$$

$$\gamma = \frac{P_a V_a - P_0 \eta_v V_h'}{P_0 \eta_v V_h'} \frac{T_0}{T_r} = \frac{T_0}{T_r}\left[\frac{P_a}{\eta_v P_0}\frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} - 1\right]. \qquad (133)$$

Определяя из формулы (132) величину T_a и подставляя из формулы (133) величину γ, получаем

$$T_a = \frac{T_0 P_a V_a}{(1+\gamma) P_0 \eta_v V_h'} = \frac{T_0 P_a V_a}{\left[1 + \frac{T_0}{T_r}\left(\frac{P_a \varepsilon}{\eta_v P_0 (\varepsilon - 1)} - 1\right)\right] P_0 \eta_v V_h'},$$

$$T_a = \frac{T_r}{1 + \frac{\eta_v P_0 (\varepsilon - 1)}{P_a \varepsilon}\left(\frac{T_r}{T_0} - 1\right)}. \qquad (134)$$

В случае имеющего место теплообмена со стенками цилиндра, формулы (131) и (133) силы не имеют, ввиду чего можно подойти к определению основных данных путем, аналогичным указанному выше для четырехтактного цикла: по формуле (134) определяется T_a в предположении отсутствия подогрева; теплообмен оценивается повышением температуры на ΔT_a; из формулы (132) подстановкой вместо T_a величины $T_a + \Delta T_a = T_a'$ определяется γ:

$$1 + \gamma = \frac{P_a V_a T_0}{T_a' P_0 \eta_v V_h'} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\frac{P_a}{\eta_v P_0}\frac{T_0}{T_a},$$

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\frac{P_a}{\eta_v P_0} \cdot \frac{T_0}{T_a'} - 1. \qquad (135)$$

Формулы (133), (134) и (135) действительны и для хода всасывания четырехтактного двигателя и отличаются от вышеприведенных формул (118) и (120) тем, что в них величина P_r элиминирована и введена величина коэфициента подачи η_v.

В случае продувки двухтактного двигателя при помощи центробежной коловратной воздуходувки или другой воздухоподающей машины, подача которой на один рабочий ход поршня двигателя с достаточной степенью точности оценена быть не может, коэфициент подачи не может рассматриваться как величина исходная при определении основных параметров начала сжатия. В этом случае легче оценить коэфициент остаточных газов γ, так как последняя величина при достаточном количестве продувочного элемента в основном зависит от осуществления органов продувки, от степени омывания потоком продувочного вещества всего объема цилиндра и степени перемешивания продувочного вещества с остаточными газами.

В этом случае в уравнении (133) известной величиной нужно считать величину γ, а искомой — η_v, так что

$$\eta_v = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{1}{\left(1 + \gamma \cdot \frac{T_r}{T_0}\right)}. \qquad (136)$$

Из уравнения (132) после подстановки только что выведенного выражения для η_v определяется температура начала сжатия

$$T_a = T_0 \frac{1 + \gamma \frac{T_r}{T_0}}{1 + \gamma}. \qquad (137)$$

НБ УДУНТ (ДГТУ)

Влияние подогрева можно учесть аналогично предшествующим случаям путем определения по формуле (137) величины T_a без учета подогрева и повышением температуры до значения

$$T_a' = T_a + \Delta T_a$$

и определения коэфициента подачи из уравнения (135).

3. ПЕРИОД СЖАТИЯ

В зависимости от сорта применяемого топлива, т. е. от его физико-химических свойств, от характера установленного теплового процесса и конструктивного оформления камеры сгорания выбирается соответствующая степень сжатия, которая гарантировала бы правильное протекание рабочего процесса с точки зрения получения наиболее экономичного расхода горючего при спокойной работе двигателя, однако, не допуская развития чрезмерно больших давлений, которые могли бы повлечь за собой значительное утяжеление кривошипного механизма и всего двигателя в целом.

Для двигателей, работающих по циклу Отто, основным требованием в определении величины степени сжатия является спокойное протекание процесса сгорания, не допускающее возникновения детонации.

Из этих соображений для газовых двигателей степень сжатия устанавливается обычно от $6 \div 7{,}5$; для двигателей (тракторных, автомобильных и авиационных), работающих с карбюрацией на легких погонах топлив, степень сжатия устанавливается:

a) для топлив с цепной структурой (парафины, олефины, ацетилен) $\varepsilon = (3{,}5 \div 4)$;
b) для нафтенов $\varepsilon = (4{,}5 \div 5)$;
c) для ароматиков (бензол, толуол, ксилол) $\varepsilon = (6 \div 7{,}5)$;
d) для спирта $\varepsilon = (6 \div 8)$;
e) для бензина $\varepsilon = (4{,}5 \div 5{,}5)$;
f) для смеси бензина с бензолом в зависимости от их соотношения $\varepsilon = (4{,}5 \div 7{,}5)$.

Для дизелей степень сжатия устанавливается из того расчета, чтобы обеспечить пуск в ход холодного двигателя, когда имеет место значительная отдача тепла в процессе сжатия, т. е. и при малых числах оборотов достигнуть самовоспламенения горючего. Из этого соображения для компрессорных двигателей, у которых распыливающий воздух охлаждает очаг сгорания, степень сжатия изменяется в пределах от $14 \div 16$. В случае применения тяжело воспламеняющихся горючих (смолы) степень сжатия доводится до 18. Для бескомпрессорных дизелей степень сжатия может быть понижена до $12 \div 14$ ввиду отсутствия распыливающего воздуха. Для нефтяных двигателей, работающих от калоризатора без впрыскивания воды внутрь рабочего цилиндра, доводят ε до 5 и со впрыскиванием воды — до 6 и выше.

В идеальном случае сжатие должно протекать по адиабате с переменным показателем. В действительном же процессе сжатие идет приблизительно по некоторой политропической кривой с постоянным показателем $n_1 = 1{,}35$, отличающимся от показателя адиабаты и вызывающим тепловые потери по кривой сжатия.

В конце всасывания температура рабочих стенок цилиндра выше температуры воздуха, и воздух получает в начале процесса сжатия приток тепла от последних. Для газовых машин температура в конце сжатия не должна быть выше температуры самовоспламенения смеси, т. е. для обычных сортов газообразного топлива не свыше 500° С; температура же рабочей стенки значительно ниже (около 100°), почему начнется теплоотдача от газов к стенкам, понижая показатель линии сжатия, который с повышением степени сжатия теоретически также падает.

НБ УБУНТ (ДГТУ)

Это уменьшение показателя с повышением сжатия, однако, компенсируется тем, что относительная поверхность охлаждения (отнесенная к постоянному весу) сокращается и воздух сжимается в камере сгорания, находясь близко от горячего лучеиспускающего поршня и выхлопного клапана, вследствие чего получается дополнительный приток тепла, повышающий показатель кривой сжатия.

Суммируя все эти теоретические и практические влияния на всю линию сжатия, проверенные многочисленными опытами, можно принять показатель линии сжатия соответствующим политропической кривой с постоянными теплоемкостями, и как основные элементы, влияющие на величину этого показателя, следует признать размер машины и скорость рабочего поршня. Чем больше объем цилиндра, тем меньше относительная площадь охлаждения; чем машина быстроходнее, тем меньше время соприкосновения рабочего тела с холодной стенкой. Оба эти фактора повышают показатель политропы.

Для двигателей Дизеля, работающих с большой степенью сжатия, указанное явление протекает в том же порядке.

Для двигателей, работающих с калоризатором, явление подогрева в конце сжатия идет еще более интенсивно.

Практически показатель политропы линии сжатия колеблется для нормально исполненных моделей от 1,35 до 1,38, достигая иногда и больших значений, до 1,4. Вообще же следует отметить, что влияние показателя политропы на развитие рабочей диаграммы весьма незначительно, что видно будет из последующего.

Впрыскивание воды в процессе сжатия для понижения температуры, конечно, уменьшает показатель, и для простых нефтяных двигателей, работающих с впрыскиванием воды, он колеблется от 1,2 до 1,25 за счет испарения воды.

4. ПЕРИОД СГОРАНИЯ

ГАЗООБРАЗНЫЕ ТОПЛИВА

Пределы воспламеняемости рабочей смеси. Предварительно необходимо сделать некоторые замечания о так называемом „пределе воспламеняемости смеси".

Таблица 22

Воспламеняемость чистых смесей горючих газов с воздухом

	Окись углерода	Водород	Водяной газ	Ацетилен	Светильный газ	Этилен	Алкоголь 95,1% по объему	Метан	Эфир	Бензол	Пентан	Бензин [1]
Низший предел воспламеняемости	16,50	9,45	12,40	3,35	7,90	4,10	3,95	6,10	2,75	2,65	2,40	1,50
На 1 объем газа приходится объемов воздуха	5,10	9,60	7,10	28,60	11,70	23,40	24,30	15,40	35,40	36,70	40,70	66,00
Высший предел воспламеняемости	74,95	66,40	66,75	52,30	19,10	14,60	13,65	12,80	7,70	6,50	4,90	5,9
На 1 объем газа приходится объемов воздуха	0,33	0,51	0,60	0,91	4,24	5,85	6,33	6,81	11,99	14,38	19,41	16,00

[1] По данным Burell и Gauger.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Не всякая рабочая смесь может воспламеняться: для каждого газа существуют высший и низший пределы воспламеняемости.

Высшим пределом воспламеняемости называется такой предел, при котором дальнейшее обогащение смеси газом служит уже причиной невоспламеняемости ее; низшим пределом воспламеняемости — при котором дальнейшее разбавление смеси воздухом или другим газом также служит причиной невоспламеняемости смеси.

Так, например, воспламеняемость смеси окиси углерода с воздухом лежит в пределах между 16 и 75% содержания ее в смеси. За пределами этих величин в ту или другую сторону смесь уже не может воспламеняться.

В таблице 22 приведены пределы воспламеняемости для смесей некоторых газов с воздухом. Наиболее широкие пределы имеют окись углерода CO и водород H_2; наиболее узкие — жидкие топлива. Пределы воспламеняемости меняются в зависимости от того, имеем ли мы смесь рабочих газов с воздухом или с каким-нибудь другим газом. Зависимость эту можно проследить по табл. 23.

Таблица 23

Воспламеняемость загрязненных смесей воздуха с горючими газами

Смесь из	15°C		100°C		200°C		300°C	
	низший предел	высший предел	низший предел	высший предел	низший предел	высший предел	низший предел	высший предел
Водорода и воздуха . .	9,5	64,7	9,5	68,2	9,6	72,1	9,6	79,3
Водорода и смеси углекислоты с кислородом (79% CO_2 + 21% O_2)	13,1	68,1	11,7	69,1	12,8	65,1	14,1	61,1
Окиси углерода и воздуха	14,3	74,6	13,2	77,2	12,5	80,4	21,0	57,4
Окиси углерода и смеси углекислоты с кислородом . . .	21,9	72,5	20,2	74,8	26 0	70,0	38,2	62,9
Метана и воздуха . . .	6,8	13,0	5,8	12,6	5,8	12,8	5,7	13,0
Метана и смеси кислорода с углекислотой	9,0	11,6	8,7	12,0	8,7	12,4	8,5	12,2
Светильного газа и воздуха	7,0	22,6	7,0	24,7	6,5	26,7	6,5	28,6
Светильного газа и смеси углекислоты с кислородом . .	8,7	24,2	8,0	26,5	9,1	21,7	9,4	18,0

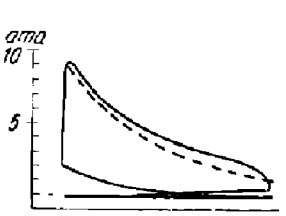
Так, для смеси водорода с воздухом низший и высший пределы воспламеняемости — 9,5 и 64,7, а для смеси водорода с углекислотой и кислородом (при том же процентном содержании водорода и кислорода в смеси, как и в смеси с воздухом) — те же пределы воспламеняемости 13,1 и 68,1.

Табл. 23 дает также зависимость пределов воспламеняемости от температуры смеси: так, для водорода низший предел почти не зависит от температуры, тогда как высший предел воспламеняемости при повышении температуры от 15 до 300° изменяется от 64,7 до 79,3; для метана зависимость имеет противоположный характер, а именно: в то время как высший предел не зависит от температуры, низший меняется довольно значительно с изменением последней.

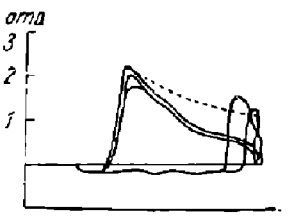
В двигателях, работающих по принципу Отто, сгорание при некоторых условиях переносится частью на линию расширения, т. е. происходит так называемое догорание (фиг. 74). Отто объяснял это явление послойным расположением в дви-

НГУ СТУДЕНТ (ДИТ)

гателе газа и воздуха. Слаби (Slaby) в свое время подтвердил эту точку зрения, получив из опытов с двигателем Отто показатель линии расширения $n = 1{,}3$ (k для адибиаты принималось им равным 1,4), так что линия расширения в этом случае шла выше адибиаты, что и указывало на приток тепла в этот период, т. е. на догорание.



Фиг. 74.



Фиг. 75.

Из 100% тепла рабочей смеси 56% выделялось по линии сгорания и 44% — по линии расширения.

В подтверждение правильности своего взгляда Слаби ссылался на пример двигателя Ленуара, в котором по его словам нет явления догорания ввиду отсутствия послойного расположения и линия расширения идет ниже адибиаты по политропе с показателем $n = 4$ (фиг. 75).

Слаби нашел также, что давление вспышки в двигателе Ленуара совпадает с теоретическим, в то время как в двигателе Отто оно меньше теоретического. Разница эта служит доказательством того, что по линии воспламенения происходит сгорание не всей рабочей смеси.

Диссоциация. Некоторые исследователи объясняют явление догорания не послойным расположением, а диссоциацией газов. Так, Клерк говорит, что при высоких температурах происходит разложение газов, на что требуется некоторая затрата тепла; в результате происходят охлаждение рабочих газов, их обратное соединение и сгорание, температура вновь повышается, и явление диссоциации снова повторяется и т. д.

Таблица 24

Опыты Нернста

t \ p ата	10	1,0	0,1	0,01
Диссоциация водяного пара в %				
1 000	$1{,}4 \cdot 10^{-5}$	$3{,}1 \cdot 10^{-5}$	$7{,}0 \cdot 10^{-5}$	$1{,}4 \cdot 10^{-4}$
1 500	$1{,}1 \cdot 10^{-2}$	$2{,}2 \cdot 10^{-2}$	$4{,}8 \cdot 10^{-2}$	0,11
2 000	0,26	0,56	1,2	2,6
2 500	1,0	3,4	7,2	14,7
Диссоциация углекислоты в %				
1 000	$9{,}8 \cdot 10^{-6}$	$2{,}1 \cdot 10^{-5}$	$4{,}5 \cdot 10^{-5}$	$9{,}8 \cdot 10^{-5}$
1 500	$1{,}9 \cdot 10^{-2}$	$4{,}0 \cdot 10^{-2}$	$8{,}6 \cdot 10^{-2}$	0,19
2 000	0,74	1,6	3,5	7,3
2 500	0,2	11,3	25,5	46,0

Как показывают опыты Нернста (табл. 24), диссоциация водяного пара и углекислоты при обычных температурах сгорания в двигателях (1 500 — 2 000°) чрезвычайно мала.

Для t от 1 500 — до 2 000° и для парциальных давлений CO_2 и H_2O от 3

НБ УПУНТ (ДПТ)

до 1,5 *ата*, обычных для конца сгорания в двигателях, диссоциация H_2O менее 0,5% и диссоциация CO_2 — менее 1,5% в худших случаях.

Из этих данных видно, что диссоциация слишком ничтожна для того чтобы ею можно было объяснить явление догорания. Основная причина последнего лежит в недостаточном перемешивании рабочей смеси и необходимости ее завихрения. Объяснения Слаби с современной точки зрения несостоятельны.

Температура самовоспламенения. Температура самовоспламенения определялась разными исследователями разными путями: так, Малляр и Ле-Шателье, Диксон определяли ее в длинных трубках, из которых был выкачан воздух и быстро введена рабочая смесь, состоявшая из топлива и чистого кислорода или топлива и воздуха; затем смесь в трубках подогревалась до температуры самовоспламенения. Основные выводы, к которым пришли авторы, заключались в том, что как кислородные, так и воздушные смеси дают приблизительно одну и ту же температуру самовоспламенения. Средние цифры, полученные этими исследователями, соответствуют данным нижеследующей табл. 25.

Таблица 25

Род газа	Температура самовоспламенения °С
H	585
CH_4	650
C_2H_4	520
CO	650

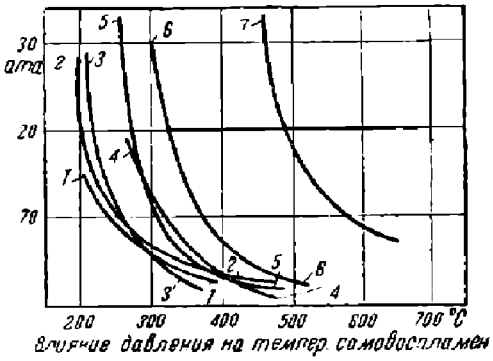
Таблица 26

Род топлива	Температура самовоспламенения °С
Бензин	415 ÷ 460
Керосин	380 ÷ 430
Газоль	350
Мазут	380
Машинное масло	380
Каменноугольная смола	500
Масло из каменноугольной смолы	580
Алкоголь	510
Бензол	520 ÷ 560
Толуол	516

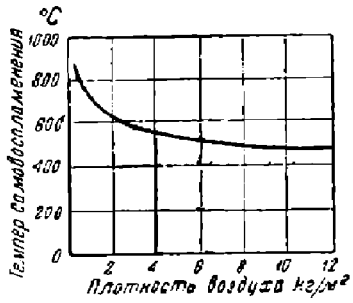
Аналогичные значения получили Воллерс и Эмке.

Для определения температуры самовоспламенения Фальк производил адиабатическое сжатие рабочей смеси в цилиндре до температуры самовоспламенения, подсчитывая ее по изменению объема в процессе быстрого сжатия. В основном его данные близко подходят к опытам Маллара и Ле-Шателье с тем, однако, отличием,

НБ УДУНТ (ДИТ)



1. Парафин.
2. Керосин.
3. Газойль.
4. Машинное масло.
5. Бензин.
6. Цилиндровое масло.
7. Бензол.



Фиг. 76. Фиг. 77.

что Фальк считает, что присутствие инертных газов повышает температуру самовоспламенения. Кроме того, опытами Малляра и Ле-Шателье было выяснено влияние состава рабочей смеси на температуру самовоспламенения. Наиболее низкая температура самовоспламенения получается при теоретически необходимом количестве воздуха; при обеднении и обогащении смеси она резко повышается, достигая, например, для водорода 700° С и выше.

По определению температуры самовоспламенения жидких топлив имеется значительное количество опытов, проведенных Констамом и Шлепфером, Хольмом, Мором, Воллерсом и Эмке. Объединяя все испытания этих исследователей, цифровой материал которых, однако, в некоторых случаях отличается друг от друга вследствие применения разных методов исследования, можно получить таблицу самовоспламенения жидких топлив (табл. 26).

Температуры самовоспламенения твердых тел по Хольму представлены в нижеследующей табл. 27:

Таблица 27

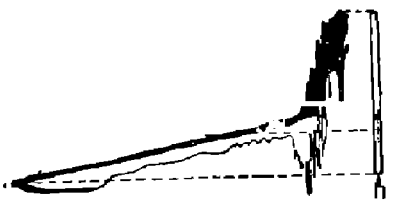
Род топлива	Температура самовоспламенения °С
Твердый парафин	310
Сухой торф	280
Бурый уголь	250
Каменный уголь	390
Антрацит	440

Как видно из вышеприведенных данных, наибольшую температуру самовоспламенения имеют газообразные тела и наиболее низкую — твердые топлива. Жидкие тела занимают среднее место. Так как некоторые сорта топлива могут быть использованы в двигателях как в жидком, так и в газообразном состояниях (бензин, керосин), то в зависимости от этого может меняться и температура их самовоспламенения. По опытам Воллерса и Эмке парафиновое масло в жидком состоянии имеет температуру самовоспламенения в 240° С, а в газообразном — свыше 600° С. Масло каменноугольной смолы в жидком состоянии имеет 445° С, а в газообразном 645° С; прочие сорта топлив дают примерно те же соотношения.

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 78.



Фиг. 79.

По опытам Фенинга сырые бензиновые смеси допускают меньшую степень сжатия, чем испаренные, что также следует отчасти отнести за счет состояния фазы, в которой находится топливо.

Кроме указанного, на температуру самовоспламенения оказывает также сильное влияние давление в конце сжатия: чем выше конечное давление, тем ниже температура самовоспламенения топлива.

На диаграмме фиг. 76 представлена эта связь для разных топлив по Таусу. Как видно (фиг. 76) из этой диаграммы, температура самовоспламенения, например, бензина меняется в пределах изменений давлений от 5 до 30 *ат* с 450 до 300° С.

Нейман дает связь температуры самовоспламенения с плотностью воздуха согласно фиг. 77 для двигателя Дизеля, работающего на газойле, из которой также видно значительное понижение температуры самовоспламенения с повышением давления сжатия.

Все эти явления состояния фаз топлив и давлений, под которым они находятся, объясняют тот разнородный материал, который получен разными исследователями по температурам самовоспламенения, и приведенные раньше значения температур самовоспламенения должны быть понимаемы условно с отнесением их, кроме того, к атмосферным условиям. С повышением давления весь цифровой материал получит более низкие значения.

Скорость сгорания и детонация. Первое определение скорости сгорания было проведено Малляром и Ле-Шателье в трубках с диаметром от 10 до 30 *мм* и длиной от 1 до 3 *м*. С одной стороны трубки были открыты, а с другой — запаяны. Смесь, заполнявшая трубки, поджигалась с открытого конца, и скорость распространения пламени по трубке определялась фотографированием ее по времени.

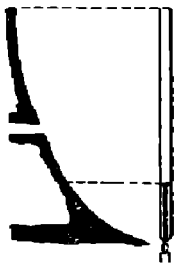
На диаграмме фиг. 78 дана фотография такого процесса сгорания; при длине трубки в 1 *м* и диаметре ее 30 *мм* процесс сгорания идет совершенно спокойно до прохождения фронтом пламени 0,4 *м* по длине трубки. После этого фронт пламени приходит в волнообразное колебание, примерно 100 колебаний и больше в 1 сек., и скорость сгорания резко нарастает. За первый период медленного сгорания скорость распространения пламени составляла 1,24 *м/сек*, а при колебательном сгорании — 22 *м/сек*.

При этом было найдено, что в зависимости от состава рабочей смеси (избытка воздуха или кислорода) или физико-химических свойств самого топлива могут получиться значительно повышенные скорости сгорания топлива против вышеуказанных, переходя в детонирующие взрывы с громадным повышением температуры и давления. Для медленно горящих смесей детонирующее сгорание вызывается, главным образом, значительным волнообразным колебанием горящей смеси за второй период, наступивший после спокойного сгорания (фиг. 79). Для сильно обогащенных смесей (сгорание в кислороде) детонирующие вспышки обычно появляются непосредственно вслед за спокойным сгоранием (фиг. 80). Найденные скорости распространения волны сгорания при зажигании смеси с открытого конца трубки за период спокойного сгорания дали постоянную скорость распространения фронта

НБ МГУИТ (ДГТУ)



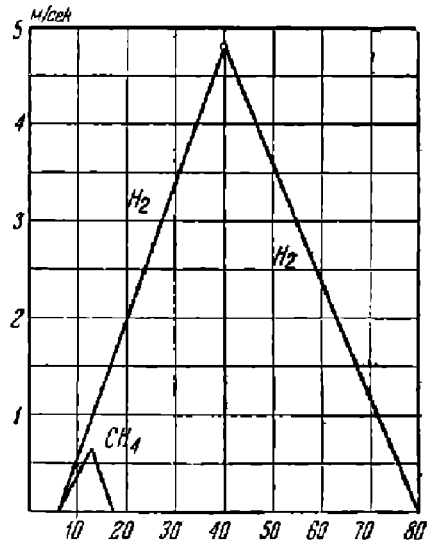
Фиг. 80.



Фиг. 81.

сгорания согласно фиг. 78, при зажигании же смеси с закрытого конца трубки скорость сгорания получилась равномерно ускоренной, что видно из фиг. 81 по тангенсу угла наклона.

По этим опытам скорости сгорания водорода и метана в воздухе получились за процесс спокойного сгорания согласно фиг. 82.



Фиг. 82. Скорости сгорания смеси в зависимости от объемного содержания метана и водорода в воздухе.

При наступлении же взрывных волн скорости сгорания могут повыситься до чрезмерно больших значений, вызывая одновременно громадные повышения температур и давлений, разрушительно действующих на стенки сосуда. Так, для некоторых сортов топлива, смешанных с теоретически необходимым количеством кислорода, скорость взрывной волны доходит до величин, значительно превышающих скорость распространения звука. Так, например,

для водорода	— 2 800	*м/сек*
„ окиси углерода	— 1 089	
„ метана	— 2 287	

Совершенно иной характер имеет процесс сгорания в замкнутом сосуде.

Опыты, проведенные Негелем, Пирром, Бьерум, а также Малляром и Ле-Шателье, дали в большинстве случаев совершенно спокойное сгорание, скорость распространения волны которого определялась повышением давления в бомбе по времени.

На фиг. 83 приведена подобная диаграмма для начального давления в 2 и 5,5 *am*; при этом выяснилось, что скорость распространения волны сгорания в бомбе больше, чем в трубке (период спокойного сгорания); так, например, для 10% смеси CH_4 с воздухом

$$v_{бомба} = 2{,}6 \ м/сек,$$

$$v_{трубка} = 0{,}4 \ м/сек.$$

Для 21 % водорода в воздухе:

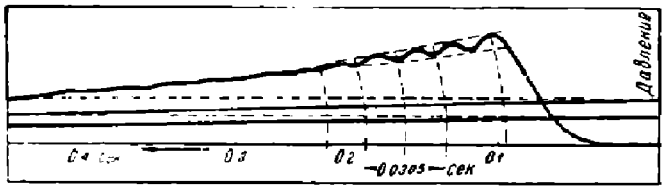
$$v_{бомба} = 7{,}82 \ м/сек,$$

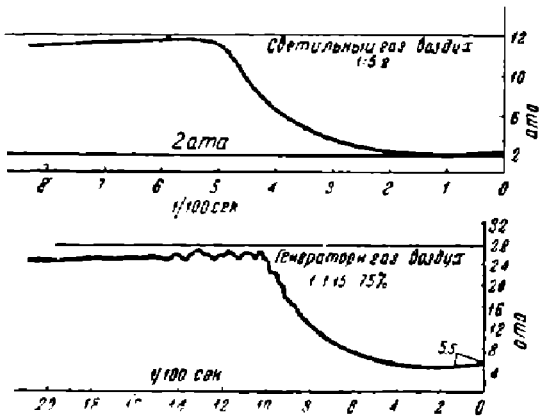
$$v_{трубка} = 2{,}0 \ м/сек.$$

Все опыты в бомбе производились при сравнительно низких начальных температурах и давлениях, и потому в большинстве случаев обеспечивалось спокойное сгорание.

Однако с повышением давлений и температур в начале сгорания это явле-

НБ УПУНТ (ДПТ)





Фиг. 83.



Фиг. 84.

ние может резко измениться и привести так же, как это имело место в трубке, к детонирующему сгоранию или даже к детонирующему взрыву.

Если смесь зажечь в центре бомбы, то температура в разных радиальных слоях должна быть разная, так как центральный сгоревший слой, сжимая к поверхности бомбы несгоревшие части смеси, в последующий период, когда воспламенится вся рабочая смесь, подвергнется дополнительному сжатию, а последние сгоревшие части — расширению, что повлечет за собой значительно более высокие температуры в центре бомбы, убывающие по направлению к ее периферии.

Так, по опытам Гопкинсона (фиг. 84) в цилиндрическом сосуде зарегистрированы следующие температуры в процессе сгорания:

$$T_a = 1\,900^\circ$$
$$T_b = 1\,700^\circ$$
$$T_c = 1\,200^\circ$$
$$T_d = 850^\circ$$

Такое явление может иметь место только в том случае, если вся смесь будет находиться в период сгорания в покое, если же ее привести в вихревое движение, что имеет место в цилиндре работающего двигателя, то такая разность температур внутри сгоревшей смеси наступить не может. Однако опыт Гопкинсона дает ясное представление о характере протекания самого процесса сгорания.

В камере сгорания двигателя наибольшее влияние на правильность протекания рабочего процесса будет иметь сама форма камеры сгорания, физико-химические свойства самого топлива и та скорость сгорания первой порции горючего, которая зависит, главным образом, от начальной температуры воспламенившейся смеси. Чем выше скорость сгорания первой порции смеси, тем большее количество тепла может пойти на нагревание еще несгоревшей порции, так как последняя располагает незначительным временем, чтобы передать нарастающую температуру в соседние несгоревшие слои смеси или даже стенки цилиндра.

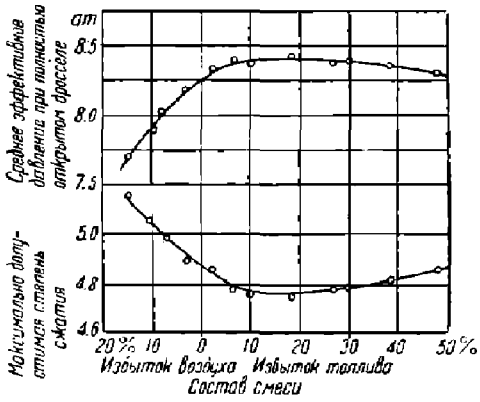
Особое нарастание скорости сгорания имеет место с приближением к температуре самовоспламенения смеси, так как в этих условиях дальнейшее повышение температуры на 3% может увеличить скорость химической реакции в три раза.

С обеднением рабочей смеси фронт пламени, естественно, холоднее, и скорость сгорания таких смесей уменьшается, что позволяет применять более повышенные степени сжатия.

В работающей машине при постоянном составе рабочей смеси ($\alpha = \text{const}$) температура сгорания должна так же зависеть от коэфициента остаточных газов γ, температура которых мало отражается на конечной температуре сжатия, а присут-

НБ УДУНТ (ДНТ)

ствие остаточных газов, разжижая рабочую смесь, тем самым снижает температуру сгорания и обеспечивает меньшую склонность к детонации; так, например, подсчеты дают при изменении γ на 1% (например с 3 до 4) понижение температуры сгорания T_z на 22°, что позволяет поднять степень сжатия с 4 до 5.



Фиг. 85.

На появление детонации оказывает также влияние давление в конце сжатия; увеличение последнего может происходить за счет повышения степени сжатия, при этом температура в конце сжатия тоже растет, и посредством увеличения наполнения; в последнем случае температура не меняется. Выше было выяснено, что чем выше давление, тем ниже температура самовоспламенения смеси и тем смесь при этом более склонна к детонации. Последнее явление протекает следующим образом: первоначально воспламенившаяся порция смеси вследствие своего расширения поджимает несгоревшие части смеси, в то же время процесс сгорания протекает с последовательно увеличивающейся скоростью распространения фронта пламени. Все это может довести сгорающую в последнюю очередь часть рабочей смеси до температуры самовоспламенения, если фронт пламени не успеет ее раньше воспламенить. И в том и другом случаях может произойти, что процесс сгорания ее благодаря всем создавшимся предварительно условиям перейдет через взрывной в детонационный, т. е. протекающий с максимально возможными скоростями распространения пламени сгорания, создающий высокие местные температуры и давления, вредно действующие на подверженные им детали двигателя.

Такие чрезмерные скорости сгорания вызывают детонацию, которая сказывается в металлических стуках о рабочие стенки цилиндра, перегреве самого двигателя, приводя к понижению его мощности, прогару поршней и порче ходовой части двигателя, главным образом, подшипников. Из приведенных соображений ясно, что чем больше диаметр двигателя, тем большую склонность он обнаруживает к детонации. Рикардо (Ricardo) дает для наибольшей допустимой степени сжатия на границе начала детонации в зависимости от размера цилиндра следующие данные (табл. 28):

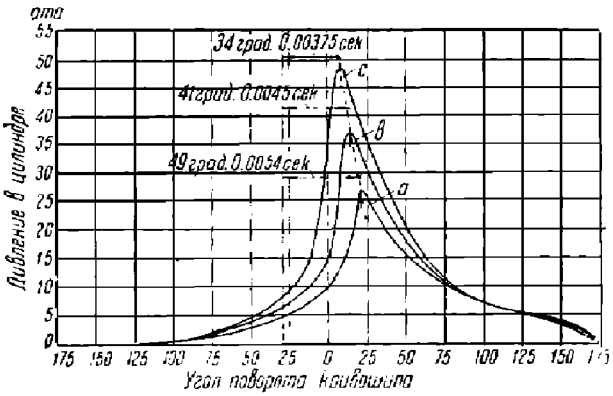
Таблица 28

Диаметр цилиндра в *мм*	69,85	88,9	139,7	215,9
Наибольшая допустимая степень сжатия	7,9 : 1	7,5 : 1	6,2 : 1	5,4 : 1

В зависимости от состава рабочей смеси допустимые степени сжатия и среднее эффективное давление, получаемое при них, даны на диаграмме фиг. 85.

Скорость спокойного сгорания в первую очередь зависит от интенсивности завихрения, и она может быть выражена величиной нарастания давления, отнесенной к 1° угла поворота кривошипа. Чем интенсивнее вихревые течения в камере сгорания, тем топливо скорее сгорит, распространяя процесс сгорания на всю рабочую смесь, так как скорости вихревых течений обычно превышают скорости перемещения фронта сгорания. То обстоятельство, что при повышенном завихрении очаг сгорания переносится на всю массу и процесс сгорания идет во многих точках, позволяет поднять степень сжатия двигателя, не вызывая детонации. Это явление

НБ УГТУ (ДГТ)



Фиг. 86.

можно уподобить тому наблюдению, которое имел Рикардо при проведении опытов с цилиндрами различных размеров, определяя для них допустимые степени сжатия. При этом расстояние, которое должен был пройти фронт пламени от каждого очага сгорания, уменьшалось и давало возможность поднять степень сжатия, не вызывая детонации. Аналогичное явление наблюдается при постановке двух и более свечей в камере сгорания, позволяющее поднять степень сжатия. Так, при искусственном завихрении рабочей смеси в камере сгорания в зависимости от интенсивности завихрения, которое выражается в скорости нарастания давления в атмосферах на 1° угла поворота кривошипа, Рикардо определил, что степень сжатия может быть поднята от $\varepsilon = 5{,}35$ до $\varepsilon = 7{,}15$, что видно из табл. 28а.

Таблица 28а

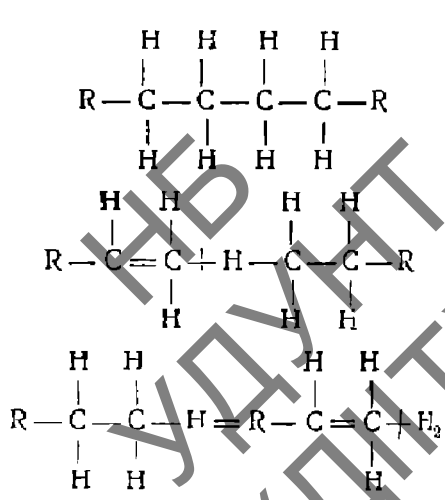
Интенсивность завихрения, выраженная в скорости нарастания давления в атм. на 1° угла поворота кривошипа	1,70	2,11	2,46	2,81	3,17	3,52	3,87	4,22
Наибольшая допустимая степень сжатия (бензин)	5,35	5,55	5,80	6,10	6,55	6,85	7,05	7,15

Однако данные этой таблицы указывают на то, что с интенсивностью завихривания скорости сгорания всей рабочей смеси значительно увеличиваются, что может вызвать в конечном счете жесткую работу двигателя. Применение чрезмерно больших вихревых течений не может быть допущено, поскольку необходимо поставить двигатель в режим спокойной работы, которая получается при нарастании давлений в пределах от 1,75 до 2,5 *ат* на 1° угла поворота кривошипа.

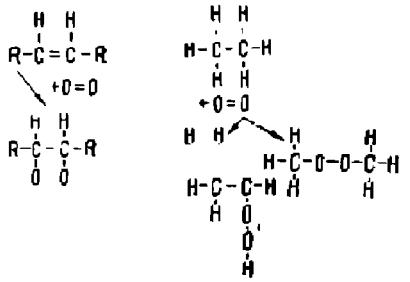
Скорость сгорания на основании вышеприведенных соображений должна также зависить от степени сжатия: чем она выше, тем больше скорость сгорания и тем меньше требуется завихрения рабочей смеси, что ясно видно из фиг. 86.

Как было указано ранее, допустимая степень сжатия для каждого сорта топлива разная в зависимости от его физико-химических свойств. Для выяснения этого положения необходимо рассмотреть, каким образом будет меняться химическая структура топлива при тех давлениях сжатия, при которых их используют обычно в двигателях. В топливе алифатического ряда с нормальной цепной структурой при повышении температуры происходит распад длинных цепей на более короткие (крекирование).

При больших давлениях распад такой цепи происходит примерно на середине, образуя однородные более легкие молекулы. При повышенных температурах и малых давлениях может отколоться небольшое конечное звено, образуя олефины и свободный водород согласно следующей схеме:



НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 87.

По такой схеме распадения молекул конечные продукты всегда менее насыщены водородом, чем исходные. С повышением температуры и давления углеводороды меняют свою степень насыщения, т. е. они выделяют водород, так как в этих условиях они перенасыщены. Если же они при нормальной температуре не насыщены, то при повышенной температуре они стремятся к насыщению. Таким образом степень насыщения углеводорода является понятием относительным, меняющимся с температурой и давлением. Для парафинов состояние перенасыщения водородом лежит при относительно низких температурах, и чем сложнее молекула, тем ниже эта температура. С повышением температуры в процессе сжатия и выделения водорода, вследствие перенасыщения углеводорода, освободившиеся валентности легко реагируют с кислородом воздуха, образуя пероксиды, т. е. быстро реагирующие соединения, скорость сгорания которых значительно больше, чем у нормальных углеводородов; присоединение кислорода за счет свободных валентностей не есть процесс сгорания, так как он идет с поглощением тепла, и лишь после окисления вновь образовавшейся молекулы и распада ее на CO_2 и H_2O выделяется тепло химической реакции топлива.

На фиг. 87 представлено образование пероксидов для насыщенного и ненасыщенного углеводородов.

Что касается ароматического ряда, то его степень насыщения также меняется с температурой. Так, по Таусу бензол C_6H_6 при нормальном давлении и 180° С является ненасыщенным и при дальнейшем повышении температуры, особенно в присутствии катализаторов, образует циклогексан C_6H_{12}.

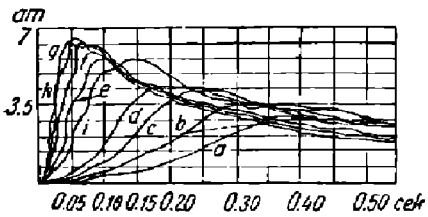
В интервале температур 180 и 300°С наступают различные условия равновесия между бензолом и образовавшимся циклогексаном.

При температурах выше 300°С бензол является перенасыщенным и выделяет один атом водорода, причем два бензольных ядра соединяются в дефенил $(C_6H_5)_2$. Свободный водород дает начало сгорания в присутствии кислорода. Этим объясняются высокие антидетонирующие качества этого топлива.

Чем выше температура сжатия, тем больше количество пероксидов может образоваться; чем меньше число оборотов двигателя, тем больше времени для образования пероксидов. Эти два положения обусловливают работу двигателя. Так, например, с повышением степени сжатия детонация в двигателе увеличивается; с понижением числа оборотов при всех прочих равных условиях детонация также усиливается. Так, при числе оборотов 1 200 в минуту допустимая степень сжатия была 4,45; при 1 600 об/мин и прочих равных условиях степень сжатия могла быть поднята до 5, не вызывая детонации.

Образование пероксидов было проверено Фенингом опытным путем на двигателе, который предварительно был прогрет на бензино-бензольной смеси, а затем при выключенном зажигании был переключен на ундекан; при этом было обнаружено, что при степени сжатия, равной 6, образовалось незначительное количество пероксидов; при степени сжатия, равной 8, пероксидов образовалось столь значительное количество, что вызвало воспламенение топлива с детонацией. Далее обнаружено, что при подмешивании пероксидов необходимо снизить степень сжатия для получения спокойной работы двигателя. Так, при подмешивании 0,75% устойчивого пероксида степень сжатия неоходимо было снизить на 4,7%; при 1,25% подмешивания пероксида степень сжатия снижается на 8,5%; при 4% — необходимо снижение ε на 15%. Эти опыты совершенно ясно подтвердили теорию Тауса и Каллендера о том, что одним из главных факторов появления детонации рабочей смеси в процессе сгорания является разложение сложных молекул в процессе сжатия и первоначального периода сгорания на более простые ненасыщенные ряды,

НБ УЭИНТ (ДП)



Фиг. 88

образующие в присутствии кислорода нестойкие взрывчатые соединения — пероксиды.

Эти соединения, взрываясь, активизируют окружающие молекулы, что ускоряет распространение фронта пламени в процессе сгорания, переводя его со взрывного на детонационный, причем это будет иметь место лишь в случае достижения определенной степени концентрации в рабочей смеси вышеуказанных нестойких соединений первоначального окисления типа пероксидов.

Как было упомянуто выше, скорость сгорания зависит от состава рабочей смеси, т. е. от коэфициента α, от хорошего ее перемешивания и, главным образом, от тех вихревых движений, которые вызваны в рабочей смеси.

Опыты, которые Клерк производил в цилиндре с диаметром $d = 180$ *мм* и ходом поршня $s = 250$ *мм*, вполне подтверждают эти положения.

Кривые	Смесь: газ, воздух в объемных долях (коэфициент смешения)
a	1 : 14
b	1 : 13
c	1 : 12
d	1 : 11
e	1 : 9
f	1 : 7
g	1 : 6
h	1 5
i	1 : 4

Самопишущий прибор дал кривые, изображенные на фиг. 88.

Эти кривые нарастания давления при сгорании даны в зависимости от коэфициента смешения. Как видно, скорость сгорания повышается с переходом от бедных смесей к богатым, достигая своего максимума. Дальнейшее обогащение смеси понижает скорость сгорания. Так, при коэфициенте смешения 1 : 6 продолжительность сгорания равна 0,05 сек., тогда как при коэфициенте смешения 1 : 14 она в 10 раз больше (0,5 сек.) и при коэфициенте смешения 1 : 4 достигает 0,15 сек.

Скорость сгорания зависит также от давления сжатия, под которым протекает сгорание. Те же опыты Клерка иллюстрируют это положение. Он получил в своем цилиндре ($d = 180$ *мм*, $s = 250$ *мм*) следующие результаты:

Скорость поршня $v = 5$ *м/сек*	Скорость сгорания	
	без сжатия	при сжатии = 25 *ата*
Богатая смесь .	22 *м/сек*	18 *м/сек*
Бедная . .	7 „	6,25 *м/сек*

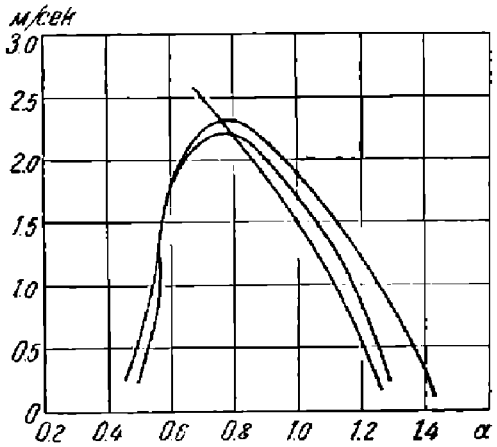
Негель (Nägel) проделал ряд опытов со светильным и генераторным газами, дающих зависимость скорости сгорания от температуры всасывания (или сжатия):

Род топлива	Скорость сгорания v — при 15°	Скорость сгорания v — при 75°
Светильный газ 16% . .	3,5 *м/сек*	3,8 *м/сек*
Генераторный газ 46,5% . .	1,95 „	2,1 „

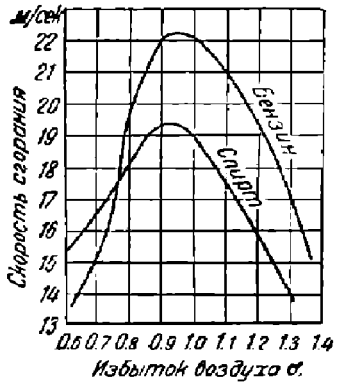
Эти цифры указывают на положительное влияние повышения температуры на скорость сгорания.

На фиг. 89 представлены скорости сгорания бензина в зависимости от состава смеси при исследовании этого процесса в бомбе по опытам Неймана, а на фиг. 90 —

НЕ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 89. Скорость сгорания в зависимости от состава смеси.



Фиг. 90.

соответствующие значения для бензиновых и спиртовых смесей — при работе на двигателе „Скрипс" в лаборатории быв. МВТУ.

Как видно, максимальная скорость сгорания для таких топлив получается для $\alpha \approx 0{,}8 \div 0{,}9$. Как с обеднением, так и с обогащением смеси скорость сгорания сильно падает.

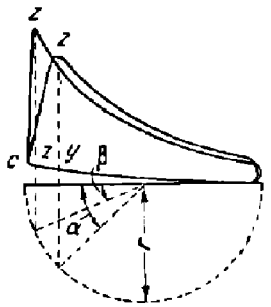
Если сравним цифровые значения скорости сгорания, полученные Клерком, Негелем, Нейманом и лабораторией МВТУ, то бросается в глаза их несоответствие: Клерком и лабораторией МВТУ получена цифра 22, а Негелем и Нейманом — всего 2,4 ÷ 3 *м/сек*. Объясняется это тем, что Клерк и лаборатория МВТУ производили свои опыты на работающем двигателе, тогда как Негель и Нейман — в бомбах.

Если предположить, что в закрытой бомбе газ с воздухом хорошо диффундировали в однородную смесь, то опыты Негеля дают действительную скорость сгорания, когда смесь находится в покое. Эти скорости недостаточны для того чтобы закончить сгорание даже за один рабочий ход: так, например, для автомобильного двигателя, делающего 1 800 об/мин, рабочий ход (сгорание и расширение) совершается в $\frac{60}{1\,800 \cdot 2} = \frac{1}{60}$ сек.; если ход поршня его равен 100 *мм*, то при скорости сгорания в 3 *м/сек* сгорание будет заканчиваться в начале всасывания. В действительных рабочих диаграммах, однако, мы видим, что двигатели развивают нормальную рабочую диаграмму с небольшим отклонением от $v = \text{const}$, соответствуя скорости сгорания 20—30 *м/сек* в зависимости от числа оборотов машины. С повышением числа оборотов увеличивается скорость вихревых потоков в рабочем цилиндре, и очаг сгорания быстро переносится на всю рабочую смесь, так как вихревые скорости значительно превосходят скорости распространения волны сгорания в покоящейся смеси. На это указывает и Кертинг, найдя из своих опытов нижеследующие цифры: для двигателя, делающего 62 об/мин, при скорости прохождения смеси, вызывающей эти вихревые движения, 15 *м/сек* продолжительность сгорания получилась равной 0,045 сек., тогда как при 155 об/мин, когда скорость прохождении смеси через клапан была равна 47,7 *м/сек*, продолжительность сгорания получилась равной 0,02 сек., т. е. сократилась больше чем вдвое. Для обеспечивания, однако, полноты сгорания в процесс видимого сгорания необходимо иметь хорошо диффундированную смесь, на что также требуется время.

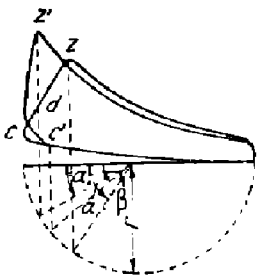
Что для диффузии действительно необходим довольно значительный период времени, видно уже из того, что, например:

1 *л* метана диффундирует с 1 *л* воздуха в течение 6 — 7 сек.
1 „ „ „ „ 6 „ „ „ 12 „

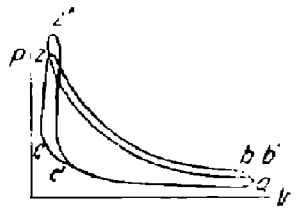
УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 91.



Фиг. 92.



Фиг. 93.

Особенно важен вопрос о хорошем диффундировании в быстроходных двигателях, в которых время для диффузии очень непродолжительно.

С целью улучшить условия диффузии Отто применяет в своих двигателях особые смешивательные камеры, в которых газ и воздух, поступая в перпендикулярных направлениях, предварительно хорошо перемешиваются.

Принимая подобные меры, мы получаем более полное сгорание и, таким образом, уменьшаем расход топлива.

Желание Дизеля осуществить свой рабочий процесс на газовом топливе встретило препятствие в слишком медленной диффузии. Отто, как указано, достигает хороших результатов на газовом топливе тем, что применяет предварительное перемешивание рабочего газа с воздухом. В двигателях же, работающих по принципу Дизеля, этого применить нельзя, ибо согласно этому принципу топливо подается в цилиндр лишь перед самым сгоранием, и на хорошую его диффузию при таких условиях рассчитывать невозможно.

Пусть имеем (фиг. 91) нормальную рабочую диаграмму двигателя Отто при числе оборотов n. Если в этом двигателе увеличить число оборотов вдвое, то время, в течение которого произойдет сгорание, соответственно уменьшится вдвое, и при прежнем запале теоретически, не считая влияния вихрей, должна получиться уже иная диаграмма: промежуток времени воспламенения смеси будет соответствовать уже иному углу поворота кривошипа α, и точка наибольшего давления z переместится вправо в точку z'. Для того же, чтобы получить хорошую диаграмму, надо период сгорания отнести к наименьшей скорости поршня, которая соответствует приблизительно одинаковым углам до и после мертвой точки, т. е. необходимо раньше зажечь смесь (предварение запала, фиг. 92), и происходящее с прежней скоростью сгорание закончится уже при меньшем угле кривошипа α_0, что передвинет точку максимального давления ближе к мертвой точке. Такое предварение запала не может вызвать значительной потери в рабочей площади, так как нарастание давления идет постепенно в зависимости от захватываемого объема рабочей смеси волной сгорания и в первый период сгорает незначительное ее количество. Площадь $dz'z$, потерянная за счет позднего зажигания, не компенсируется излишком площади над линией расширения при нормальном запале, и некоторое увеличение давления в конце расширения может вести лишь к перегреву выхлопного клапана.

Для легких двигателей, работающих с переменным числом оборотов, скорость сгорания, однако, не увеличивается прямо пропорционально числу оборотов, и с увеличением их необходимо несколько раньше поджигать рабочую смесь против тихих оборотов. В особенности это касается бедных смесей, для которых предварение запала доходит до 45 и более градусов до мертвой точки.

Если рабочую смесь поджечь слишком рано, то все тепло может выделиться до мертвой точки, и развитое высокое давление будет контрить работу машины.

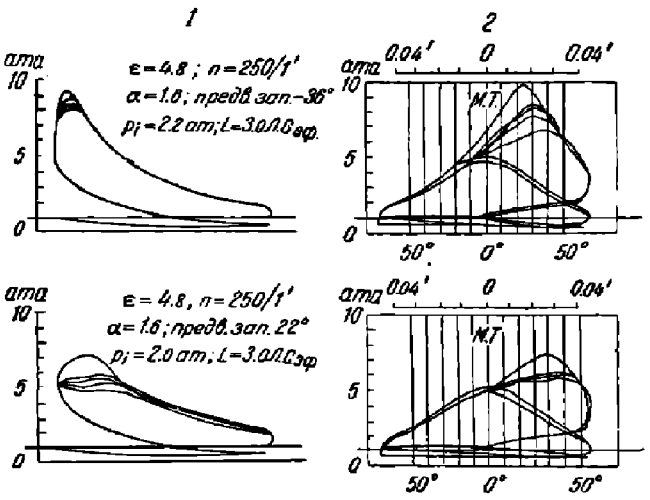
На фиг. 93 пл. *aczb* соответствует нормальному запалу, а пл. $ac'z'b'$ — слишком раннему запалу, получается наверху характерная петля для подобных ранних запалов, вызывающих стуки и неспокойный ход в двигателе.

НБ УЭУНТ (ДПТ)

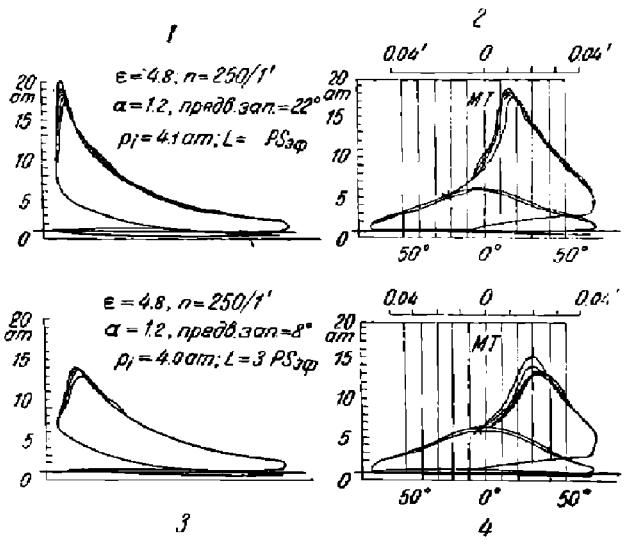
Получить хорошую диаграмму можно помимо предварения запала еще уменьшением пространства сжатия, т. е. увеличением степени сжатия ε, так как это увеличение уменьшает путь волны сгорания и приближает точку наивысшего давления к мертвому положению поршня.

Влияние предварения запала на скорость сгорания можно проследить на опытах лаборатории МВТУ. Результаты этих опытов нанесены в виде ряда диаграмм инж. Пугавко. Опыты производились с двигателем Кертинга на светильном газе.

I серия опытов проходила при нагрузке в 3 *л. с.* (фиг. 94) при одних и тех же $n = 250$ об/мин, $\alpha = 1{,}6$, $\varepsilon = 4{,}8$. Менялся только угол предварения запала (36° и 22°). Как видно из фиг. 94, изменение предварения запала существенно меняет вид самой диаграммы. Скорость сгорания видна на правой диаграмме, сдвинутой по фазе на 90°, причем движение индикатора пропорционально не ходу поршня, а углу поворота кривошипа. Разница в скоростях сгорания при перестановке запала в этом случае оказывается незначительной, и продолжительность сгорания $\approx 0{,}055$ сек. Это отчасти объясняется некоторой разницей в средних индикаторных давлениях ($p_i' = 2{,}2$ *ата* и $p_i'' = 2$ *ата*). Однородности диаграмм мешают волны в трубопроводе, которые и отражаются на виде диаграмм.



Фиг. 94.



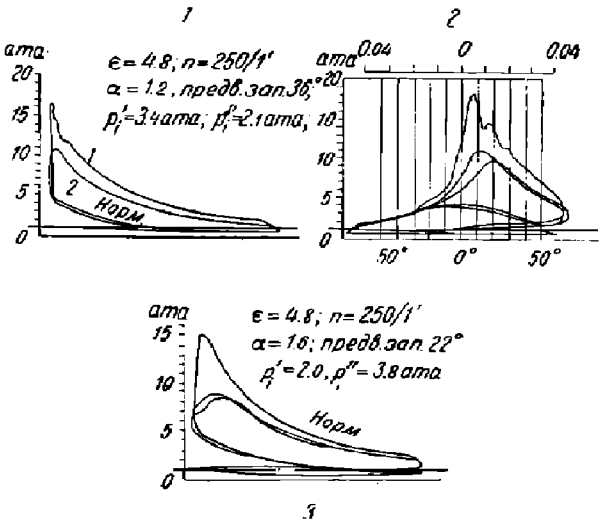
Фиг. 95.

II серия опытов была проведена при нагрузке в 9 *л. с.* с более богатой смесью ($\alpha = 1{,}2$) (фиг. 95). Изменению подвергался опять только запал (22° и 3° до мертвого положения). В соответствии с нашими предыдущими рассуждениями оказалось, что более богатая смесь имеет и бо́льшую скорость сгорания (0,028 сек.) и требует меньшего предварения запала (всего 3°), для того чтобы дать хорошую диаграмму.

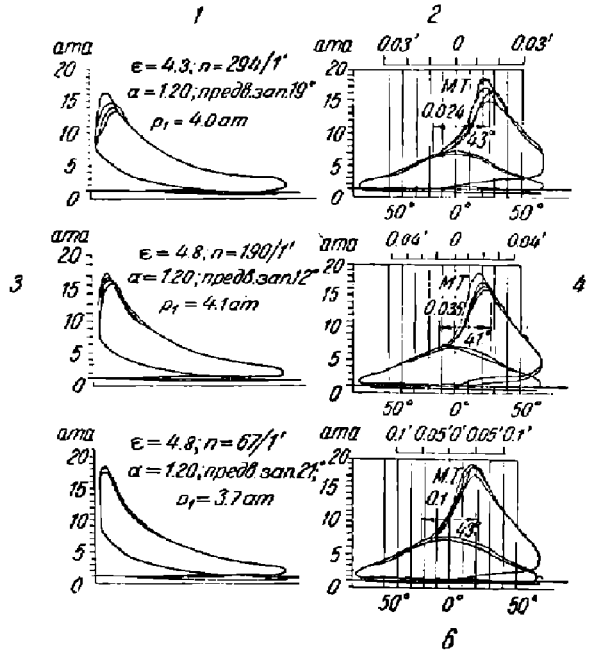
III серия опытов (фиг. 96) имела целью дать зависимость мощности двигателя и скорости сгорания от чистоты смеси.

На этой фигуре вверху даны рабочая диаграмма (слева) и диаграмма, сдвинутая по времени (справа). На левой диаграмме видны две линии расширения, из которых линия *2* соответствует нормальной рабочей диаграмме двигателя Кертинга при обычных условиях его работы. Линия же *1* получилась в результате следующих

РБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 96.



Фиг. 97.

операций: в работающей машине запал был на короткое время выключен, чем было достигнуто удаление остаточных газов и заполнение цилиндра и камеры сгорания чистой смесью, после чего запал вновь включался. Как оказалось, среднее индикаторное давление диаграммы *1* значительно выше, чем диаграммы *2* ($p'_i = 3{,}4$ *ата*, $p''_i = 2{,}1$ *ата*), что указывает на то, какое важное значение имеет для двигателя чистота рабочей смеси. Отсюда понятно стремление применять в двигателе полную или хотя бы частичную продувку. Влияние загрязнения смеси на скорость сгорания можно видеть по правой верхней сдвинутой диаграмме: время сгорания загрязненной смеси отстает на 0,01 сек. по сравнению с чистой смесью. Сравнивая, наконец, левую верхнюю рабочую диаграмму с нижней (фиг. 96), видим, что в случае бедной смеси ($\alpha = 1{,}6$) загрязнение больше влияет на сгорание, чем в случае более богатой смеси ($\alpha = 1{,}2$). Разница в среднем индикаторном давлении диаграмм *1* и *2* (т. е. при работе чистой смесью и загрязненной), как видно, больше для случая бедной смеси, чем богатой.

IV серия опытов (фиг. 97) дает зависимость скорости сгорания от числа оборотов двигателя. Результаты этой серии опытов следующие:

при числе оборотов в минуту	294	190	67
продолжительность сгорания в секундах была .	0,024	0,035	0,1

Эти опыты вполне подтверждают приведенные выше соображения Кертинга относительно влияния числа оборотов двигателя на скорость сгорания.

5. ПРОЦЕССЫ ОБРАЗОВАНИЯ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

Компрессорные двигатели. Распыление топлива и распределение его в рабочем заряде в компрессорном дизеле совершается за счет энергии сжатого воздуха, подготовляемого компрессором. Работа расширения распыливающего воздуха с давления в форсунке, примерно равного давлению в баллоне, до давления в цилиндре тратится:

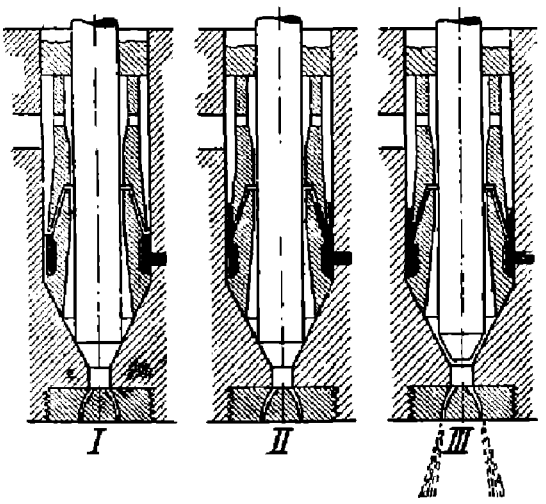
1. На раздробление топлива на мельчайшие частицы, его распыление.
2. На создание скорости топлива в выходном сечении форсунки.

НБ УГУНТ (ДПТ)

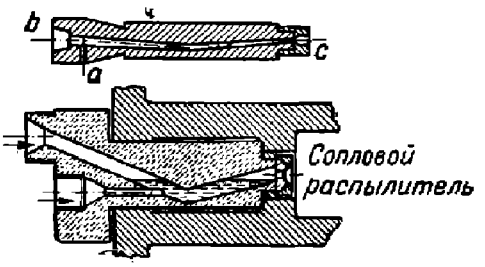
3. На преодоление внутренних сопротивлений форсунки.

4. На создание выходной скорости распыливающего воздуха.

Смешение топлива с распыливающим воздухом происходит в момент, когда воздух обладает определенной скоростью (в отверстиях пластинок, в пластинчатом распылителе или в узком сечении в щелевом распылителе). Частицы топлива, обладая определенной массой, не могут сразу приобрести скорости воздуха; имеющая место относительная скорость создает определенное силовое воздействие на поверхность частицы топлива, деформирующее ее. Взаимодействие динамического давления воздуха с силами поверхностного натяжения частиц топлива приводит к форме их, являющейся неустойчивой, вследствие чего частицы топлива распадаются на ряд более мелких. Распадение частиц прекращается, когда равновесие силы поверхностного натяжения и динамического воздействия воздуха создает устойчивую форму частицы. Чем больше относительная скорость воздуха, тем больше сила динамического воздействия воздуха, тем мельче частицы топлива, могущие выдержать это воздействие без распада.

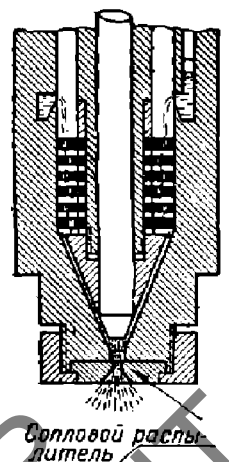


Фиг. 98. Действие форсунки у двигателя Дизель-Полир.



Фиг. 99. Открытая форсунка Кертинга.

Распыливание топлива может иметь место один раз, но может также происходить многократно, ступенями. К первому случаю относится распыление топлива в форсунках с щелевыми распылителями по системе Гессельмана, в которых смешение воздуха с топливом происходит в месте, где воздух обладает максимальной скоростью, а также в открытых форсунках (Литценмейера, Кертинга и др.), в которых смешение топлива с воздухом происходит в сопловой пластинке (фиг. 98, 99). Многоступенчатое распыливание имеет место в обычном пластинчатом распылителе (фиг. 100). Здесь первичное распыливание происходит в первой сверху пластинке, но благодаря тому, что топливо ложится на нее довольно толстым слоем, могут быть захвачены частицы топлива нежелательно большого размера. При резком изменении направления и скорости движения потока между первой и второй пластинками крупные частицы благодаря своей массе и инерции выделяются из струи и ложатся на вторую пластинку. Протекая, далее, к ее отверстиям, частицы вновь смешиваются с воздухом и распыливаются. То же явление имеет место и на всех последующих пластинках. Таким образом увеличение числа пластинок усиливает действие распылителя, но зато увеличивает сопротивление форсунки протеканию воздуха, что уменьшает скорость последнего. Если один из этих факторов улучшает качество работы форсунки, то другой ухудшает его. Поэтому взаимодействие этих факторов приводит к определенному наивыгоднейшему количеству пластинок, что



Фиг. 100. Форсунка с пластинчатым распылителем.

НБ УДУНТ (ДПТ)

было отмечено практикой, которая определила как наивыгоднейшее наличие 4—6 пластинок.

Вторичное распыливание может иметь место также при резком сужении сечения после происшедшего уже первичного распыливания, например, в проходном сечении иглы или в сопловой пластинке. Оно объясняется тем, что ускорение движения частичек топлива, взвешенных в воздухе, происходит под влиянием сил, возникающих от относительной скорости, получающейся при быстром ускорении воздуха. Если эти силы больше соответствующих предельному устойчивому состоянию частиц топлива данной массы, происходит дальнейший распад их на более мелкие.

Задача математического определения зависимости величины частичек от относительной скорости воздуха представляет большие трудности и до сих пор еще не разрешена. Как первое приближение Трибниг [1]) определил эту зависимость, исходя из условия равновесия давления в капельке жидкости и поверхностного натяжения, условно приравнивая давление жидкости динамическому давлению воздуха. Представляя себе шарообразную капельку рассеченной диаметральной плоскостью, получаем уравнение равновесия

$$\pi r^2 p = 2\pi r a \quad \text{и} \quad r = \frac{2a}{p}, \tag{138}$$

где p — давление в капельке в $кг/м^2$;
r — ее радиус в $м$;
a — поверхностное натяжение в $кг/м$.

Динамическое давление пропорционально квадрату относительной скорости и удельному весу воздуха и может быть выражено формулой

$$p = \psi \cdot \gamma \cdot v^2, \tag{139}$$

в которой v — относительная скорость;
γ — удельный вес воздуха;
ψ — коэфициент, зависящий от формы тела, обтекаемого воздухом.

Подставляя это выражение в формулу (138), получаем зависимость радиуса частицы от относительной скорости воздуха:

$$r = \frac{2a}{\psi \cdot \gamma \cdot v^2}. \tag{140}$$

Будучи по своему выводу неправильной, эта формула все же дает оправдываемую опытом зависимость размера частицы топлива от основных факторов, определяющих качество распыливания, и может быть как первое приближение принята в основу наших подсчетов.

В табл. 29 приведены для различных значений относительной скорости величины радиусов частиц топлива, вычисленные в предположении, что поверхность натяжения

$$a = 0{,}003 \ кг/м;$$

удельный вес воздуха

$$\gamma = \frac{p}{R \cdot T} = \frac{350\,000}{29{,}27 \cdot 288} = 41{,}5 \ кг/м^3$$

соответствует температуре 15° С и давлению 35 $кг/см^2$ (давление и температура распыливающего воздуха в момент смешения с топливом); коэфициент $\psi = 0{,}00408$.

Кривая, выражающая эту зависимость, нанесена на фиг. 101. Распыливание топлива связано с увеличением его поверхности, а следовательно, благодаря поверхностному натяжению — с затратой работы. Величина этой работы равна

$$L_p = a\Delta F, \tag{141}$$

[1]) H. Triebnigg, Der Einslase und Einspritzvorgang bei Dieselmaschinen, Wien, 1925.

НБ УАДИНТ (ДИТ)

где a — поверхностное натяжение,

ΔF — увеличение поверхности частиц топлива; хотя в момент распадения форма частиц топлива отличается от шаровой, а возвращение к таковой после уравнивания скоростей топлива и воздуха связано с уменьшением поверхности, мы как меру работы распыления можем принять энергию, затрачиваемую на увеличение поверхности с начальной до конечной, соответствующей сумме поверхностей шаровых частиц данного радиуса.

Таблица 29

v *м/сек*	100	150	200	250	300	350
r *мм*	0,00357	0,00157	0,00089	0,000571	0,000392	0,000289
F $м^3$	0,935	2,122	3,75	5,84	8,51	11,53
L_p *кгм*	$0{,}2805 \cdot 10^{-2}$	$0{,}637 \cdot 10^{-2}$	$1{,}126 \cdot 10^{-2}$	$1{,}752 \cdot 10^{-2}$	$2{,}553 \cdot 10^{-2}$	$3{,}46 \cdot 10^{-2}$

Суммарная поверхность раздробленных частиц для 1 *г* топлива внесена в табл. 29 в графы соответствующих относительных скоростей. Математическое определение ее производится путем подстановки в формулу суммарной поверхности частиц числа их, определяемого из условия равенства веса 1 *г*.

Обозначая через n число частиц, получаем:

суммарный вес

$$g = \frac{4}{3}\pi r^3 n\gamma;$$

суммарная поверхность

$$F = 4\pi r^2 n = \frac{3g}{r\gamma}.$$

Считая r в *мм* и желая определить поверхность F в $м^2$, получаем после подстановки $g = 1$ *г* и $\gamma = 0{,}9$ $г/см^3$

$$F = \frac{3{,}33}{r}. \qquad (142)$$

Начальной поверхностью, даже при скорости воздуха 100 *м/сек*, составляющей меньше 1% конечной, можно пренебречь.

При этом допущении работа распыливания

$$L_p = a \cdot F. \qquad (143)$$

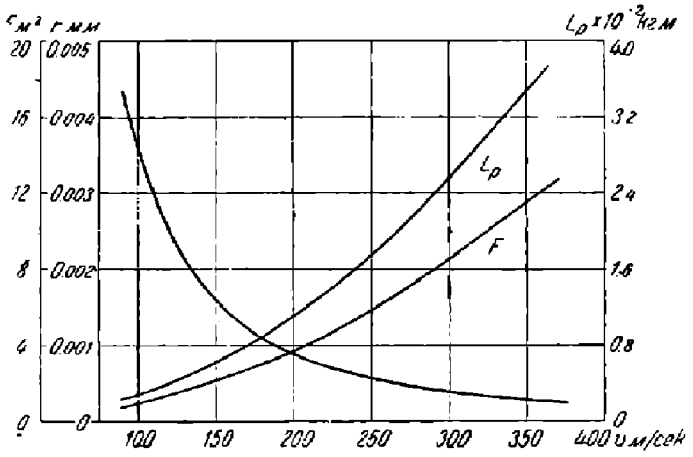
Для $a = 0{,}003$ *кг/м* значения L_p внесены в табл. 29 и графически представлены в диаграмме фиг. 101.

После последовавшего в момент соприкосновения воздуха с топливом распыливания частицы последнего должны приобрести скорость. Силой, ускоряющей движение частиц, является динамическое давление, обусловленное относительной скоростью, которая по мере увеличения абсолютной скорости топлива все уменьшается. Увеличение скорости топлива, а следовательно, и его живой силы связано с затратой некоторого количества энергии, определяемого по уравнению живых сил

$$L_m = \frac{mv^2}{2} = \frac{Gv^2}{2g}. \qquad (144)$$

Конечная скорость частиц топлива в момент выхода из форсунки обычно меньше выходной скорости воздуха. Последняя же может быть оценена лишь приблизительно по скорости, соответствующей адиабатическому процессу истечения из форсунки и коэфициенту скорости, обусловленному потерями на трение и гидрав-

РГБУДУТ (МИИТ)



Фиг. 101.

лическими сопротивлениями с учетом работы распыления и ускорения топлива.

В табл. 30 даны значения скорости адиабатического истечения, вычисленные для разных давлений распыливающего воздуха в форсунке при температуре, равной 50° С, и при давлении в цилиндре во время процесса распыливания $p = 34$ *кг/см²*.

Кинетическая энергия E_0 для 1 *кг* распыливающего воздуха приведена в той же таблице.

Для сравнения работы распыливания с той кинетической энергией, которой обладает распыливающий воздух при адиабатическом расширении, в той же таблице приведены цифровые значения работы распыливания, взятые из фиг. 101, но отне-

Таблица 30

P_a *кг/см²*	40	45	50	55	60
v *м/сек*	172,7	223,8	260,7	288,2	312
$E_0 = \frac{v^2}{2g}$ *кгм*	1 520	2 550	3 460	4 240	4 962
$\frac{G_m}{G_B}$	1	1	1	1	1
L_p *кгм/кг*	8,36	14,0	19,0	23,6	28,4
$\frac{L_p}{E_0}100\%$	0,55	0,55	0,55	0,56	0,57
v_m *м/сек*	122	158	184	204	221
L_m *кгм*	760	1 275	1 730	2 120	2 495

сенные к 1 *кг*, и цифры, дающие процентное отношение работы распыливания к кинетической энергии $\frac{L}{E_0}100$. Как видно, работа распыливания составляет лишь исчезающе малую долю кинетической энергии адиабатического истечения и влияет на скорость истечения из форсунки настолько слабо, что этим влиянием можно пренебречь. Для форсунки без динамических потерь и трения с щелевым распыливанием можно принять, что ускорение топлива начинается под влиянием полной скорости адиабатического истечения и что скорость топлива в момент выхода из форсунки равна скорости воздуха, что оправдывается малой величиной частичек топлива, обладающих малой массой по отношению к поверхности, благодаря чему путь, потребный для

НБ УЭУНТ (ДГТУ)

сообщения скорости, близкой к скорости воздуха, чрезвычайно мал. В этом случае можно, пренебрегая потерями, написать

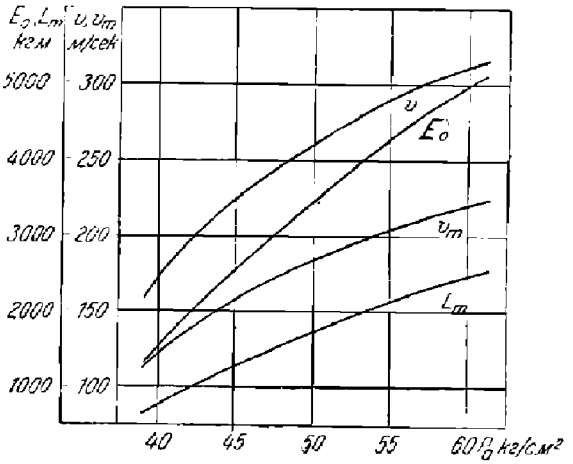
$$G_B \frac{v^2}{2g} = (G_m + G_B)\frac{v_m^2}{2g},$$

где v_m — скорость истечения топлива и воздуха из форсунки.

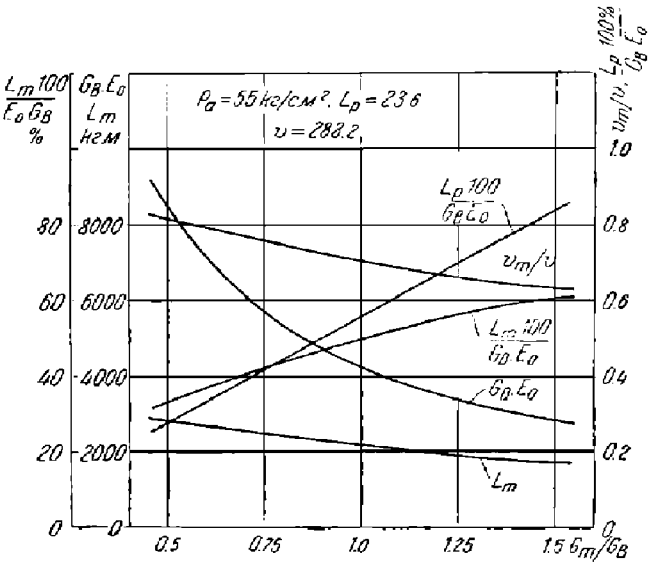
Это уравнение дает

$$v_m = \frac{v}{\sqrt{1 + \frac{G_m}{G_B}}}. \quad (145)$$

Цифровые значения v_m для различных давлений распыливания P_a при $\frac{G_m}{G_B} = 1$ внесены в табл. 30 так же, как и значения для кинетической энергии 1 *кг* топлива. Данные табл. 30 графически представлены на фиг. 102.



Фиг. 102.



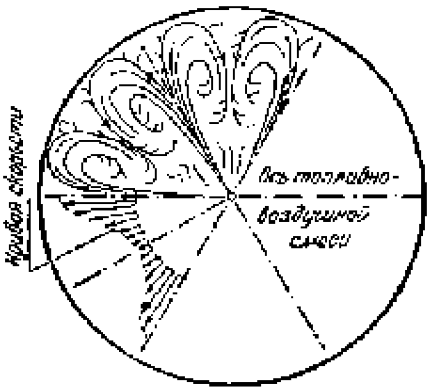
Фиг. 103.

Зависимость факторов распыливания от отношения количества топлива к количеству распыливающего воздуха выявлена в цифрах табл. 31 и фиг. 103, причем давление распыливания принято равным $P_a = 55$ *кг/см*². Все цифры определены для количества топлива $G_m = 1$ *кг*. Как видно из фигуры и таблицы, даже при относительно большом количестве топлива $\frac{G_m}{G_B} = 1{,}5$ работа распыливания составляет весьма малую долю кинетической энергии воздуха $G_B E_0$, в то время как работа, затрачиваемая на создание скорости топлива, составляет существенную часть энергии воздуха, доходящую до $\sim 60\%$ при $\frac{G_m}{G_B} = 1{,}5$.

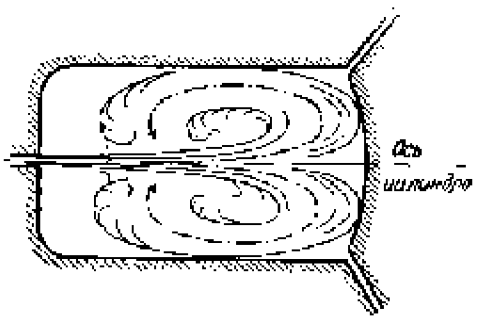
В действительной форсунке часть энергии воздуха тратится, кроме того, на преодоление сопротивлений форсунки и вихревые движения, возникающие при соприкосновении топлива с воздухом.

Поэтому выходная скорость воздуха и топлива меньше, чем указано в таблице. Данных, дающих возможность с известной точностью оценить эти потери, в настоящее время не имеется, но нужно считать, что форсунки с щелевым распыливанием должны давать результаты, более близкие к данным наших подсчетов, чем форсунки

НБ МГТУ (АТ)



Фиг. 104.



Фиг. 105.

Таблица 31

$P = 55$ *кг/см*²

$\frac{G_в}{G_т}$	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5
$G_B E_0$ *кгм*	8 460	5 650	4 240	3 390	2 830
L_p *кгм*	23,6	23,6	23,6	23,6	23,6
$\frac{L_p}{E_0 G_B}$ 100%	0,278	0,418	0,557	0,697	0,835
v *м/сек*	288,2	288,2	288,2	288,2	288,2
$\frac{v_m}{v}$	0,816	0,756	0,706	0,666	0,633
v_m *м/сек*	236	219	204	193	183
L_m *кгм*	2 840	2 445	2 120	1 900	1 708
$\frac{L_m}{E_0 G_B}$ 100%	68,5	43,3	50,0	56,0	60,3

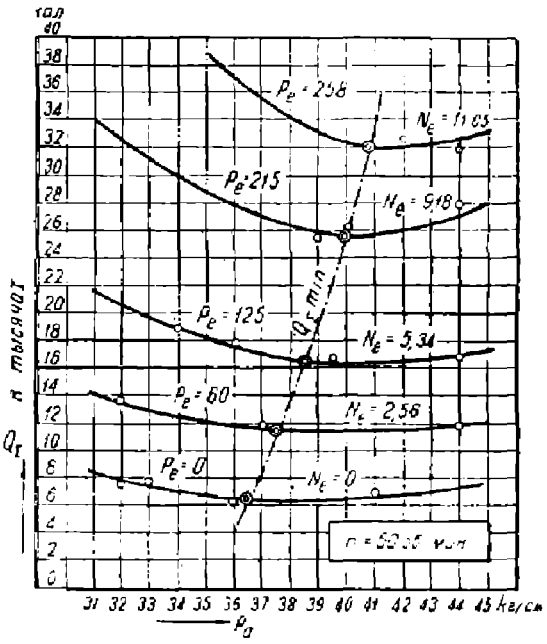
с пластинчатыми распылителями с их многократным дросселированием в отверстиях пластинок.

Выходящая из сопловой пластинки струя, состоящая из воздуха и топлива, обладает определенной кинетической энергией, равной в форсунках без потерь $\frac{G_B}{G_m} \cdot E_0$, а в действительности меньше этой величины. Эта энергия затрачивается на создание в камере сгорания вихревых движений, способствующих смешению топлива с воздухом рабочего заряда. Задачей конструктора при разработке формы камеры сжатия является придание ей таких очертаний, чтобы кинетическая энергия потока, выходящего из форсунки, в наибольшей степени использовалась для образования такого вихря, который подводил бы к выходному отверстию форсунки необходимый для сгорания топлива воздух и вместе с тем увлекал бы в это движение по возможности большую часть воздушного заряда. Вид основного вихря, образующегося в нормальных конструкциях вертикальных двигателей, представлен на фиг. 104, а для горизонтальных машин — на фиг. 105. Кроме этих основных вихрей образуются также и местные, имеющие беспорядочный характер. Чем большая доля энергии форсуночного потока идет на образование главного вихря, тем правильнее будет смешение

НБ УДУНТ (ДГТУ)

топлива с воздухом. С другой стороны, чем меньше объем мертвых углов, не захватываемых вихрем, тем большее количество топлива можно сжечь в воздухе рабочего заряда, что влечет за собой повышение среднего индикаторного давления.

Скорость вихря также оказывает влияние на процесс сгорания. Для получения наивыгоднейших условий сгорания необходимо, чтобы отношение $\frac{dG_m}{dL}$ элементарного количества поступающего за бесконечно малый промежуток времени топлива к количеству воздуха, подводимого вихрем к соплу форсунки, сохранялось за все время распыливания соответствующим наивыгоднейшему местному коэфициенту избытка воздуха. При слишком малой скорости вихря означенное отношение слишком велико, часть воздуха, несущая частицы топлива, переобогащена ими; сгорание делается замедленным или даже неполным. При слишком большой скорости вихря элементы его несут слишком мало частиц топлива, и последние порции топлива смешиваются с частью заряда, вторично подводимой к форсунке, следовательно, бедной кислородом, благодаря имевшему место сгоранию, а потому не могущей обеспечить должной скорости сгорания. Замедленное сгорание, далеко заходящее на линию расширения, связанное с понижением индикаторного к. п. д., имеет следствием повышение удельного расхода топлива. Так как скорость вихря зависит от энергии форсуночного потока и совершенства превращения этой энергии в энергию вихря, для каждого двигателя должно существовать давление распыливающего воздуха, соответствующее наивыгоднейшему течению процесса сгорания.



Фиг. 106. Минимальные расходы тепла, соответствующие наивыгоднейшему давлению распыливающего воздуха.

В обычных конструкциях дизелей, снабженных компрессорами, приводимыми в движение самым двигателем, на наивыгоднейшее давление распыливающего воздуха оказывает влияние также потребление энергии компрессором. С увеличением давления распыливающего воздуха увеличиваются скорости протекания воздуха через все сечения форсунки. Уменьшение при этом размера частиц топлива увеличивает работу распыливания, но, как это было выяснено выше, этот фактор не имеет существенного значения, так как величина этой работы относительно мала. С другой стороны, уменьшение частиц топлива увеличивает их суммарную поверхность, воспринимающую тепло, а следовательно, уменьшает промежуток времени между моментом поступления топлива в цилиндр и моментом нагрева его до температуры самовоспламенения, определяя тем самым продолжительность горения отдельной частицы. Увеличение скорости истечения с повышением давления вызывает увеличение расхода распыливающего воздуха, приходящегося на один рабочий ход. Если принять к тому же во внимание, что затрата работы на единицу количества воздуха увеличивается с повышением конечного давления сжатия, станет ясным, что повышение давления распыливания имеет следствием ухудшение механического к. п. д. двигателя. Совместное влияние изменения качества сгорания и механического к. п. д. в зависимости от давления распыливания определяет наивыгоднейшее значение этой величины. Опытное подтверждение этого положения можно видеть на фиг. 106.

УГЛТУ (ДИТ)

Изменение нагрузки обусловливается уменьшением подачи топлива насосом. Предполагая, что время открытия сечения иглы форсунки и давления распыливания остаются неизменными, получаем в начале процесса распыливания те же скорости воздуха, ту же степень распыливания, ту же скорость истечения, то же отношение количеств топлива и воздуха в потоке, вырывающемся из форсунки, следовательно, и одинаковые условия для образования вихря в камере сгорания. Расходование топлива по времени $\frac{dG_m}{dt}$ остается тем же; поэтому полное израсходование всей порции топлива при уменьшенных нагрузках происходит раньше, чем при полной нагрузке. С момента израсходования всего заряда топлива имеет место истечение одного лишь воздуха с полной скоростью, не уменьшенной затратой энергии на распыление и ускорение топлива. Поэтому сохранение постоянного давления распыливания при уменьшении нагрузки даст быстрое увеличение расхода распыливающего воздуха с увеличением расхода энергии на компрессор. Прекращение поступления топлива в цилиндр при последующем поступлении одного лишь воздуха влечет за собой, кроме того, следующее нежелательное явление: как доказали опыты, на правильность течения процесса сгорания имеет большое влияние воспламенение первых частиц поступающего в цилиндр топлива. Распыливающий воздух, имеющий в камере форсунки температуру около 50° С, расширяясь, поступает в цилиндр при температурах значительно более низких. Например, при отношении давлений $\frac{p_z}{p_a} = 0{,}584$ эта температура при адиабатическом расширении получается равной 4° С. Чтобы охлаждающее влияние этого воздуха в первый момент истечения было по возможности меньше, необходимо подавать первые порции воздуха возможно более насыщенными частицами топлива. При распределении процесса распыливания на все время открытия форсунки в ней в момент посадки иглы остается некоторое количество топлива, приставшего к стенкам. Между двумя последовательными вспышками это топливо, стекая по стенкам, скопляется у иглы форсунки и проталкивается в цилиндр в момент подъема иглы вместе с первыми частицами воздуха. Мало подверженная влиянию холодного распыливающего воздуха так называемая „воспламеняющая капля" легко вспыхивает, облегчая сгорание последующих частиц топлива.

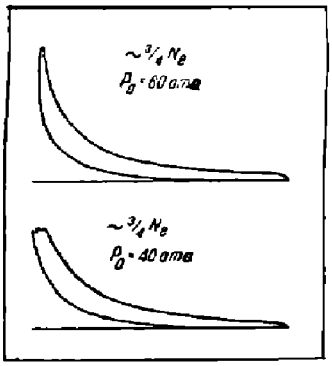
При отмеченном выше поступлении при малых нагрузках в конце процесса распыливания одного лишь воздуха форсунка начисто выдувается, запальная капля не образуется, и воспламениться должна основная порция топлива. Чем меньше нагрузка, тем труднее может начаться горение, а при малых нагрузках могут создаться условия, вызывающие пропуски вспышки. Это явление легко можно наблюдать при холостом ходе двигателя при высоких давлениях распыливания. Регулярное чередование вспышек может быть в таких случаях восстановлено понижением давления распыливания.

Таким образом сохранение при всех нагрузках постоянного давления распыливания, соответствующего наивыгоднейшему при полной нагрузке, влечет за собой увеличение расхода распыливающего воздуха, связанное с увеличением затраты работы на компрессор, и может вызвать при малых нагрузках пропуски вспышек, имеющих последствием неравномерный ход машины.

Уменьшением давления распыливания по мере уменьшения нагрузки можно добиться распределения процесса распыливания на все время открытия иглы при всех нагрузках. При этом уменьшается скорость истечения и расход воздуха, увеличивается размер частичек топлива, уменьшается энергия поступающей в цилиндр струи и увеличивается время, потребное на доведение частичек топлива до температуры самовоспламенения. Первое из указанных последствий уменьшает работу компрессора, а третье уменьшает интенсивность и скорость вихря. Как следствие более медленного поступления топлива $\left(\text{уменьшения } \frac{dG_m}{dt}\right)$ меняется ха-

УБИТ (ДИТ)

рактер линии сгорания. Последняя от линии примерно постоянного давления по мере уменьшения нагрузки благодаря все уменьшающемуся количеству выделяющегося в единицу времени тепла приближается к изотерме. Уменьшение скорости вихря уменьшает секундное количество воздуха, подводимого к выходному отверстию форсунки, но это явление не оказывает резко отрицательного влияния благодаря уменьшению секундного количества поступающего в цилиндр топлива, так что отношение количества топлива к количеству воздуха в части вихря, где уже имело место смешение топлива с воздухом, не слишком отступает от значения при полной нагрузке.

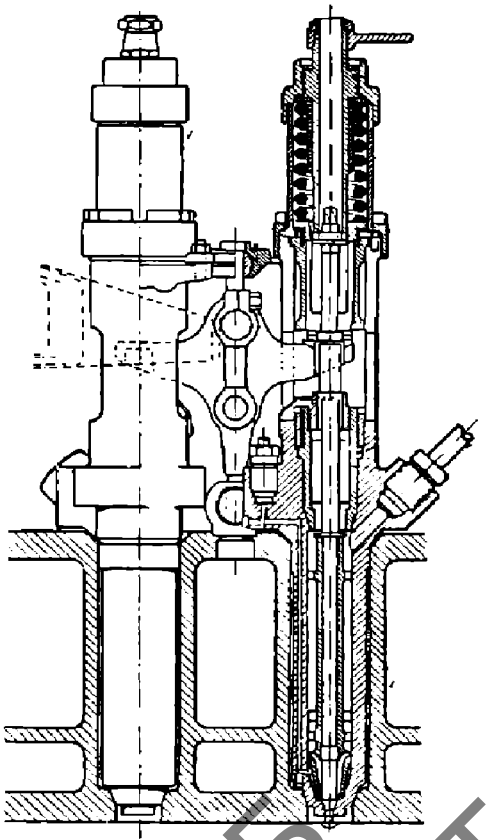


Фиг. 107.

В результате комбинированного воздействия всех этих явлений каждой нагрузке должно соответствовать определенное давление распыливания, дающее наименьший расход топлива. Опыт вполне подтверждает это положение, как это видно из фиг. 106. Изменение характера линии сгорания благодаря уменьшающемуся фактору $\frac{dG_m}{dt}$ и изменению размера частиц топлива может быть прослежено на индикаторных диаграммах, данных на фиг. 107.

Регулирование процесса распыливания может происходить не только путем изменения давления распыливающего воздуха, но и путем изменения распределения или подъема иглы. Наиболее рациональным было бы осуществление такого привода иглы форсунки, который допускал бы изменение момента посадки ее при фиксированных начале и высоте ее подъема.

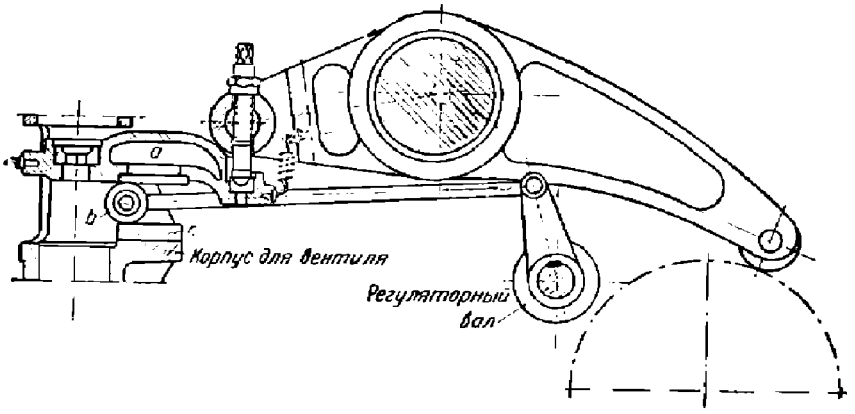
Такая форсунка давала бы при постоянном давлении одинаковые распыливание и вихреобразование при всех нагрузках, не прекращающиеся при различных положениях поршня в соответствии с изменением степени предварительного расширения. Конструктивные затруднения, стоящие на пути осуществления таких форсунок, препятствовали их практическому применению.



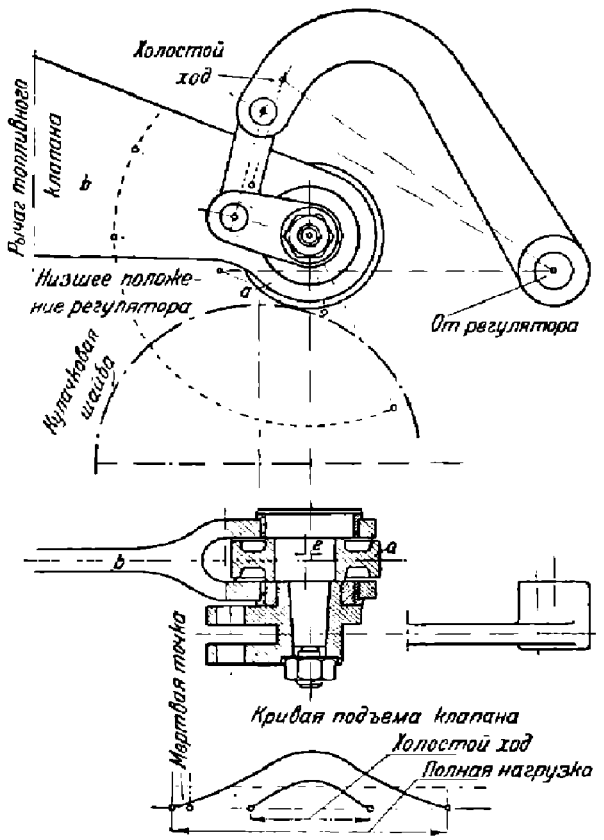
Фиг. 108. Сдвоенная форсунка завода МАН

На практике довольно широкое распространение получили форсунки, предусматривающие возможность изменения подъема иглы под влиянием регулятора или от руки. Ниже описаны конструкции форсунок фирмы МАН и Сабатэ с ограничением подъема иглы (фиг. 108 и 332). При такой конструкции начало и конец распыливания остаются фиксированными; уменьшающееся же проходное сечение в игле, создавая дополнительное сопротивление потоку, сокращает секундное количество протекающих топлива и воздуха, распределяя процесс распыливания на все время открытия иглы. Сужение проходного сечения в опорном конце иглы,

НБ УГНТУ (ДГТ)



Фиг. 109.



Фиг. 110.

оставляя максимальную скорость потока почти неизменной (в наиболее узком сечении), уменьшает скорость во всех остальных сечениях, в том числе и в месте распыливания, что связано с увеличением частичек топлива. Таким образом изменение подъема иглы оказывает на линию сгорания то же влияние, как и уменьшение давления распыливания.

Две другие конструкции механизмов для изменения подъема иглы представлены на фиг. 109 и 110. Первая из них использует для этой цели изменение отношения длин рычага, поднимающего иглу, и по своему воздействию на процесс вполне аналогична форсунке МАН, в то время как вторая дает возможность изменять зазор между кулачной шайбой и роликом клапанного рычага. Для этого последний посажен на эксцентричный валик, положение которого устанавливается регулятором совместно с подачей топлива насосом.

Как видно из диаграмм подъема иглы, данных на той же фигуре, такая система вызывает при малых нагрузках заметное смещение момента начала распыливания в сторону линии расширения.

Изменение числа оборотов двигателя вызывает обратно пропорциональное ему изменение время-сечения открытия иглы. Так как процесс истечения не связан со скоростным режимом двигателя и зависит исключительно от соотношений давлений и сечений потока, изменение числа оборотов ничем не скажется на процессах,

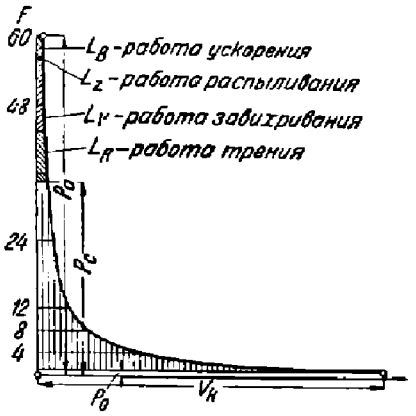
УНБ УНИТ (ДПТ)

происходящих в форсунке, и процесс распыливания при неизменном давлении распыливающего воздуха протекал бы совершенно одинаково при всех числах оборотов машины при условии достаточного промежутка времени для протекания необходимого количества воздуха с топливом.

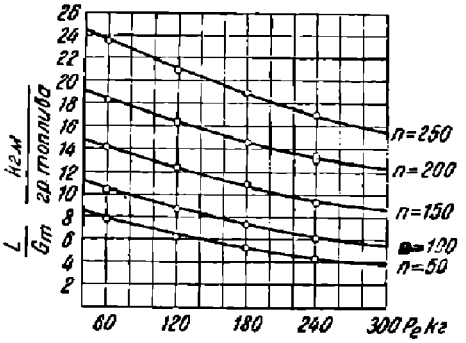
Чтобы обеспечить последнее положение, т. е. пропустить через форсунку необходимое количество топлива с распыливающим воздухом, возможно или увеличить сечение форсунки путем изменения подъема иглы или поднять давление распыливающего воздуха, т. е. изменить скорость протекания его через форсунку. В большинстве случаев практика останавливается на последнем решении, изменяя давление распыливающего воздуха как в зависимости от изменения величины крутящего момента, так и от скоростного режима двигателя.

Таким образом с повышением числа оборотов двигателя необходимо поднять перепад давления распыливающего воздуха (от давления компрессора P_a до давления в рабочем цилиндре P_c) пропорционально квадрату числа оборотов машины.

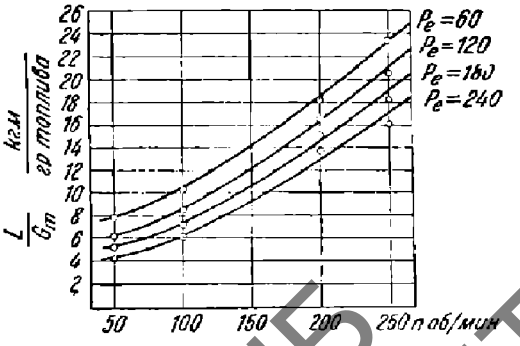
На практике, однако, такое резкое повышение давления распыливающего воздуха не является обязательным, так как оно влечет за собой чрезмерное увеличение работы компрессора, уменьшая вместе с тем механический к. п. д. двигателя.



Фиг. 111. Распределение работы компрессорного воздуха.



Фиг. 112. Относительный расход энергии в зависимости от нагрузки для разных чисел оборотов.

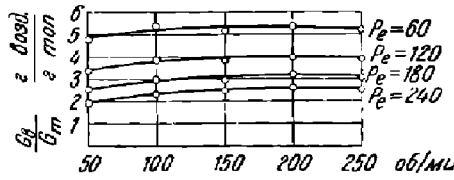


Фиг. 113.

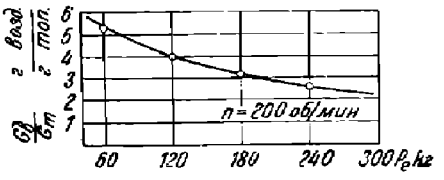
Экспериментальное исследование процесса распыливания. Графическое изображение распределения работ вместе со всей располагаемой работой компрессора, представленное на фиг. 111, дает значительный остаток работы, идущей на завихривание рабочего воздуха в цилиндре двигателя, уменьшая распыливающее действие нефти и повышая теплосодержание распыливающего воздуха за счет работы трения последнего в форсунке.

Основные моменты, характеризующие качество сгорания, должны быть отнесены к двум элементам в процессе вдувания топлива. Первый элемент — работа, затраченная на распыливание, L_s характеризует качество подготовленной смеси, второй же элемент, т. е. оставшаяся работа на завихривание, должен характеризовать процесс сгорания самого топлива внутри рабочего цилиндра. Взаимодействие обоих факторов обусловливает наивыгоднейшее условие экономического использования топлива. Если энергия распыливания недостаточна, то расщепление топлива

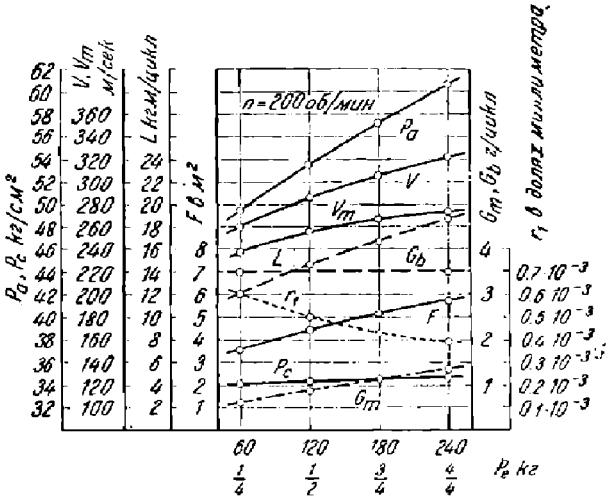
НБ ХПИ (ДГТУ)



Фиг. 114. Расход воздуха на 1 *кг* топлива.



Фиг. 115.



Фиг. 116. Изменение основных элементов распыливания в зависимости от нагрузки.

на мелкие капли невозможно, и сгорание их в рабочем цилиндре будет иметь затяжной характер, перенося догорание на линию расширения. При чрезмерно большой затрате работы на распыливание топлива сгорание чрезвычайно мелких частиц нефти пойдет слишком интенсивно и вызовет резкое повышение давлений, в особенности, если принять во внимание интенсивное образование вихревых течений, ускоряющих в свою очередь процесс сгорания. Таким образом хорошее распыливание топлива в обычной форсунке связано одновременно с повышенным вихреобразованием в камере сгорания, улучшающим процесс сгорания, но требующим большие затраты энергии, так как лишь $\sim 50\%$ компрессорной работы возвращается обратно в рабочий цилиндр двигателя, а остальная половина должна быть восстановлена за счет улучшенного качества сгорания, если желаем сохранить индикаторное использование неизменным; в противном же случае повышение энергии на процесс распыливания после определенного предела хотя и улучшает сгорание, но затраченная работа ухудшает в конечном счете отдачу машины.

Другие элементы, могущие также характеризовать процесс распыливания топлива в двигателе Дизеля, будут те, которые составляют работу распыливания, т. е. количество воздуха и давление последнего p_a. Определим работу и расход воздуха, идущие на распыливание 1 *г* топлива, а также расход воздуха, приходящийся на 1 рабочий цикл. Подсчет для разных нагрузок и разных чисел оборотов экспериментального двигателя, исследование которого было проведено автором, представлен на диаграммах фиг. 112 и 113, из которых видно, что с понижением нагрузки двигателя относительная работа на распыливание 1 *г* топлива растет, и в то же время она резко возрастает при одной и той же нагрузке с повышением числа оборотов двигателя. Так, например, при $n = 50$ об/мин и $P_e = 240$ *кг* (соотв. $\frac{4}{4}$ нагрузки) мы имеем $\frac{L}{G_m} = 4{,}3$ *кг* на 1 *г* топлива, в то время как при $\frac{1}{4}$ нагрузки $\frac{L}{G_m} = 7{,}8$ *кгм* на 1 *г* топлива. Переходя от этого пониженного числа оборотов к нормальному $n = 200$ об/мин, соответствующие значения в тех же пределах изменения нагрузки составляют $\frac{L}{G_m} = 13{,}0$ *кгм* и $\frac{L}{G_m} = 18{,}3$ *кгм* на 1 *г* топлива.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Рассматривая для идеального случая распыливание топлива в зависимости от изменения нагрузки и числа оборотов с постоянным подъемом иглы форсунки, Трибниг приходит к заключению, что величина $\frac{L}{G_m}$ при n=const не меняется с нагрузкой двигателя, а сама работа L меняется прямо пропорционально нагрузке, т. е. идет по тому же закону, как и топливо. Что же касается изменения как работы L, так и ее относительного значения $\frac{L}{G_m}$ в зависимости от числа оборотов, то таковые меняются (при условии постоянства расхода топлива G_m на рабочий цикл) пропорционально квадрату чисел оборотов. На основании этих предпосылок определяется закон изменения давления распыливающего воздуха при условии постоянства подъема иглы.

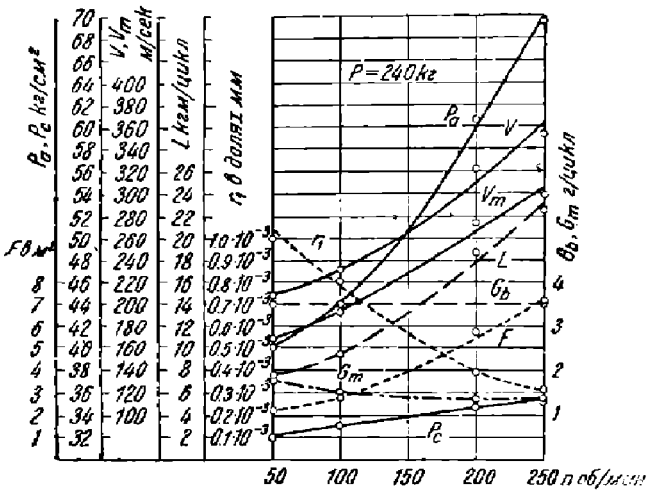
На диаграмме фиг. 114 нанесены отношения количества распыливающего воздуха к количеству распыливающего топлива $\frac{G_в}{G_m}$ в зависимости от числа оборотов для разных нагрузок двигателя и на диаграмме фиг. 115 те же значения, но в зависимости от нагрузки для n — 200 об/мин.

Из вышеприведенных предпосылок величина $\frac{G_в}{G_m}$ постоянна для данной нагрузки при переменном числе оборотов. Незначительные отклонения от прямой указанных кривых по диаграмме фиг. 114 достаточно близко подтверждают теоретические соображения Трибнига, в особенности, если принять во внимание, что расход топлива на цикл с понижением числа оборотов растет, в то время как Трибнигом эта зависимость не учитывалась. Что касается количественного значения распыливающего воздуха на 1 *г* топлива, то найденные значения колеблются в пределах от 2 до 5 *г* воздуха на 1 *г* топлива.

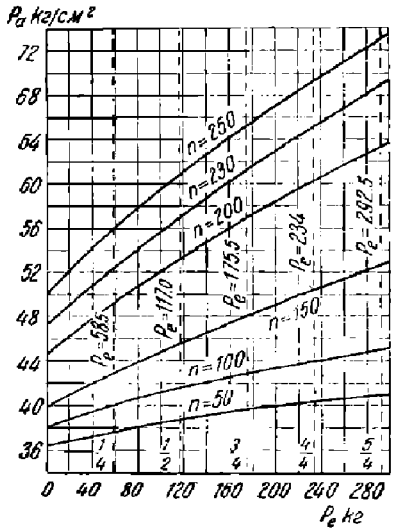
Эти значения $\frac{G_в}{G_m}$ больше обычных норм, спускающихся до 1 *г* воздуха на 1 *г* топлива при полной нагрузке двигателя и 4 *г* воздуха на 1 *г* топлива при малых нагрузках последнего, указывают на не совсем правильный подбор как сечения форсунки, так и размеров компрессора. Зная также давление в конце сжатия p_c для разных условий работы машины, мы можем подсчитать работу и теоретическую скорость при изотермическом расширении воздуха с давления p до давления p_c, далее найти понижение скорости за счет ускорения топлива, затем найти r — радиус распыленных частиц топлива и из него определить F (суммарную поверхность распыленных частиц топлива). Соответствующие подсчеты помещены на диаграммах фиг. 116, 117 для наивыгоднейшего давления распыливающего воздуха, при котором расход топлива является минимальным согласно фиг. 118. Из этих диаграмм видно, что как пониженное число оборотов, так и пониженная нагрузка двигателя влекут за собой увеличение радиуса распыленных частиц топлива, вызывая затяжное сгорание его, т. е. догорание по линии расширения, чем уменьшается коэфициент выделения тепла за процесс видимого сгорания.

Это последнее обстоятельство отзовется на относительном к. п. д. $\eta_{i_e} = \frac{\eta_i}{\eta_{i_t}}$, т. е. на отношении индикаторного коэфициента к термическому в смысле уменьшения его как с числом оборотов, так и с нагрузкой двигателя. Создать более выгодные условия для работы форсунок в двигателях, работающих на переменном режиме как нагрузки, так и числа оборотов, можно только за счет изменения время-сечения, тем самым уменьшая количество воздуха, проходящего через форсунку, но повышая давление распыливающего воздуха до того предела, когда получится должное уменьшение радиуса распыляемой частицы топлива. При этом нет оснований увеличивать число *кгм* энергии распыливающего воздуха, а оно может быть удержано в пределах проведенного опыта, поскольку вихреобра-

НБ УДУХТ (ДИТ)



Фиг. 117. Изменение основных элементов распыливания в зависимости от числа оборотов.



Фиг. 118 Наивыгоднейшие давления распыливающего воздуха.

зования в камере сгорания получаются достаточными. В пределе мы могли бы вовсе обойтись без распыливающего воздуха, как это имеет место в бескомпрессорных двигателях, где должное количество *кгм* на вихреобразование получается лишь за счет заряда нефти, проталкиваемой через форсунку с весьма повышенным давлением, доходящим до 400 *ат* и выше.

В компрессорных же двигателях, в которых из-за конструктивных затруднений не представляется возможным давление в компрессоре держать выше 60—80 *ат*, суммарная энергия на распыливание должна быть получена за счет добавочного тела — воздуха, весовое количество которого вместе с перепадом давления с p_a до p_c дает необходимую энергию для рационального распыливания и сжигания топлива, причем качество распыливания последнего обеспечивается потенциалом $\frac{p_a}{p_c}$, а качество сгорания — остаточной энергией, идущей на завихривание рабочего воздуха в камере сгорания.

Бескомпрессорные двигатели. В то время как в компрессорных двигателях Дизеля раздробление топлива и ускорение его частичек до выходной скорости происходит за счет скоростной энергии распыливающего воздуха внутри форсунки, в бескомпрессорных машинах ускорение топлива совершается за счет преобразования давления топлива в скоростную энергию в отверстии сопловой пластинки, а раздробление его получается под влиянием заряда воздуха.

Скорость истечения топлива может быть определена по известной формуле гидравлики:

$$v_m = \alpha \sqrt{2g \frac{P_2 - P_1}{\gamma_m}} = \alpha \sqrt{\frac{2g}{\gamma_m} \cdot p_u},$$

где v_m — выходная скорость топлива в *м/сек*,
α — скоростной коэфициент истечения;
g — ускорение силы тяжести в *м/сек²*;
γ_m — удельный вес топлива в *кг/м³*;
$P_u = P_2 - P_1$ — избыточное давление топлива в форсунке по отношению к давлению в цилиндре *кг/м²*.

Секундное количество вытекающей жидкости

$$G = \varphi \cdot f o_m \gamma_m,$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где φ — коэфициент сужения струи;

f — сечение выходного отверстия в $м^2$.

При разборе процесса безвоздушного распыливания примем процесс истечения происходящим из форсунки без потерь, т. е. такой, в которой как скоростной коэфициент, так и коэфициент сужения сечения равны единице.

В этом случае зависимость скорости истечения от избыточного давления определяется формулой

$$v_m = \sqrt{\frac{2g}{\gamma_m} p_u},$$

или при подстановке избыточного давления в $кг/см^2$ (p_u) и удельного веса в $кг/л$

$$v_m = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot 10\,000 \cdot p_u}{1\,000\ \gamma_m}} = 14 \sqrt{\frac{p_u}{\gamma_m}}. \qquad (146)$$

В табл. 32 приведены скорости истечения, подсчитанные для топлива, имеющего удельный вес $\gamma_m = 0{,}9$ $кг/л$.

Таблица 32

p_u $кг/см^2$	50	100	150	200	250	300	350
v_m $м/сек$ r $мм$	104,3 0,0105	147,5 0,00526	180,6 0,00352	208,5 0,00263	233,2 0,00210	255,3 0,00166	276,6 0,00150

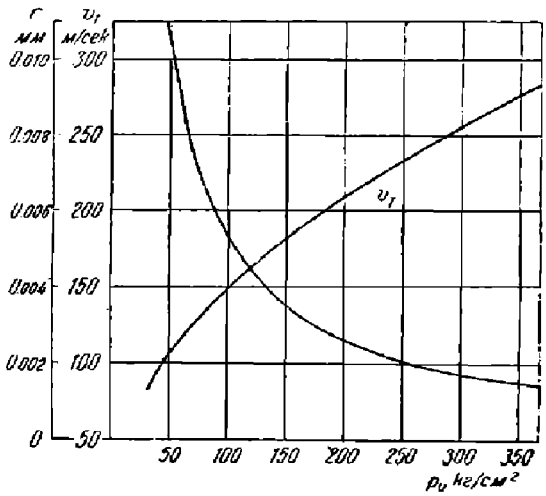
Эти цифры показывают, что получение скоростей истечения топлива, близких к значениям относительной скорости распыливающего воздуха в момент смешения с топливом в пневматической форсунке при полном использовании его теплопадения, обусловлено чрезвычайно высокими давлениями, под которыми должен работать насос. Так, получение в форсунке компрессорного двигателя скорости 260 $м/сек$ требует избыточного давления около $50 - 34 = 16$ $кг/см^2$ (табл. 30), в то время как для получения той же скорости при механическом распыливании избыточное давление должно быть равно 300 $кг/см^2$.

При истечении из идеальной форсунки без потерь и трения в безвоздушное пространство и диаметре отверстия, дающем струю, в которой поверхностное натяжение оказывает исчезающе малое влияние, последняя сохраняет свой сомкнутый вид и постоянное сечение до тех пор, пока не скажется влияние ускорения земного притяжения.

При очень малых размерах сечения силы поверхностного натяжения создают условия неустойчивого равновесия поверхности струи, вызывающие распад струи на отдельные капельки с нарушением правильной ее формы.

При истечении струи топлива в среду, оказывающую ее движению определенное сопротивление (сжатый воздух в цилиндре двигателя), соотношение между давлением в струе, вызываемым силами поверхностного натяжения из-за кривизны ее лобовой поверхности и динамическим давлением, возникающим под влиянием относительной скорости струи, создает условие равновесия, возможное лишь при радиусе кривизны поверхности жидкости, меньшем определенного значения, подобно тому, что мы имеем в пневматической форсунке в момент смешения топлива с распыливающим воздухом. Если диаметр струи больше, чем удвоенный радиус, соответствующий этому условию равновесия, получается неустойчивое состояние поверхности, ведущее к распаду струи на отдельные частицы, которые мы для первого приближения можем принять шаровыми и радиус которых должен быть не больше того, который соответствует радиусу кривизны предельного устойчивого состояния.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 119. Размеры частиц топлива и скорости их в зависимости от избыточного давления.

Принимая за меру размера частиц этот радиус и делая допущение Трибнига, подобно тому, как мы это сделали выше при разборе процесса распыливания в пневматической форсунке, что динамическое давление воздуха равно давлению в частице, вызываемому силами поверхностного натяжения, получаем по предыдущему связь между радиусом частицы и относительной скоростью воздуха

$$r = \frac{2a}{\psi \cdot \gamma_в \cdot v_m^2}. \qquad (147)$$

Допуская далее, что скорость в момент распада равна скорости истечения, получаем, пользуясь формулой (146), связь между размером частицы и избыточным давлением в форсунке:

$$r = \frac{2a \cdot \gamma_m}{\psi \cdot \gamma_в 196 \cdot p_u} = 0{,}0102 \quad \frac{a \cdot \gamma_m}{\psi \cdot \gamma_в \cdot p_u}. \qquad (148)$$

Чтобы выяснить порядок размера частиц при механическом распыливании, в табл. 32 приведены значения r в *мм* при ранее принятых значениях $a = 0{,}003$ и $\psi = 0{,}00408$. Удельный вес воздуха $\gamma_в$ определен для давления в цилиндре $p_c = 30$ *кг/см²* и температуры конца сжатия $T_c = 800°$ абс.

$$\gamma_в = \frac{p_c}{R \cdot T_c} = \frac{30 \cdot 10\,000}{29{,}27 \cdot 800} = 12{,}82 \ кг/м^3.$$

Графически связь размера частицы с избыточным давлением при принятых условиях дана на фиг. 119. На той же фигуре нанесена кривая скорости истечения.

Конструктор может влиять на размер частиц выбором соответствующих давлений распыливания.

Необходимостью получения достаточно малых частиц топлива объясняются те чрезвычайно высокие давления, доходящие до 400 *кг/см²* и выше, которые осуществляются в современных бескомпрессорных машинах.

После распадения струи частицы топлива движутся в камере сгорания в среде горячего заряда. Сопротивление последнего постепенно поглощает живую силу частицы, скорость которой все убывает, а энергия движения передается воздуху, вызывая турбулентное его движение. Для того чтобы получить представление о способности проникновения частиц топлива в заряд воздуха, рассмотрим движение изолированной частицы в среде, обладающей сопротивлением. Уравнение живых сил в диференциальной форме может быть написано для такой частицы в виде

$$d\left(\frac{mv^2}{2}\right) = -Wds \text{ или } mvdv = -Wds,$$

где W — сопротивление среды движению частицы, по предыдущему равное

$$\psi F v^2 \gamma_в.$$

Тогда

$$mvdv = -F \cdot \psi \cdot \gamma_в \cdot v^2 ds.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

В свою очередь

$$F = \pi r^2$$

и

$$m = \frac{4}{3}\frac{\pi r^3 \cdot \gamma_m}{g},$$

ввиду чего уравнение принимает вид

$$\frac{dv}{v} = -\frac{3}{4}\frac{g \cdot \psi \cdot \gamma_в}{\gamma_m}\frac{ds}{r};$$

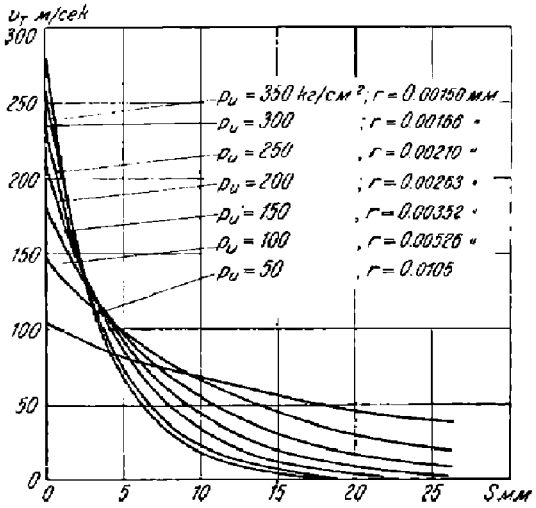
последнее выражение может быть проинтегрировано, давая

$$\ln\frac{v}{v_0} = -\frac{3}{4}\frac{g\psi\gamma_в}{\gamma_m r}(s - s_0) = -\frac{c}{r}(s - s_0),$$

где $$c = \frac{3}{4}\frac{g \cdot \psi \cdot \gamma_в}{\gamma_m};$$

при $s_0 = 0$

$$\ln\frac{v}{v_0} = -\frac{c}{r}s \qquad (149)$$



Фиг. 120. Зависимость пути частицы от скорости.

Полученная связь между путем, пройденным частицей, и скоростью ее графически представлена на фиг. 120, причем за исходные данные размера частицы и ее скорости приняты значения табл. 32, а для ψ, $\gamma_в$ и γ_m подставлены значения, принятые выше. Таким образом отдельные кривые представляют собой связь между скоростью и пройденным путем для давлений распыливания, принятых нами за исходные при исследовании.

Полученные кривые показывают, что повышение давления, увеличивая выходную скорость и уменьшая размер частицы, быстро уменьшает ее пробивную способность.

Полученная связь между скоростью частицы v и пройденным ею путем даст возможность установить зависимость пути частицы от времени.

Для этого напишем уравнение (149) в виде

$$\frac{v}{v_0} = e^{-\frac{cs}{r}}$$

или

$$v = \frac{ds}{dt} = v_0 e^{-\frac{cs}{r}}.$$

Разделяя переменные, получаем

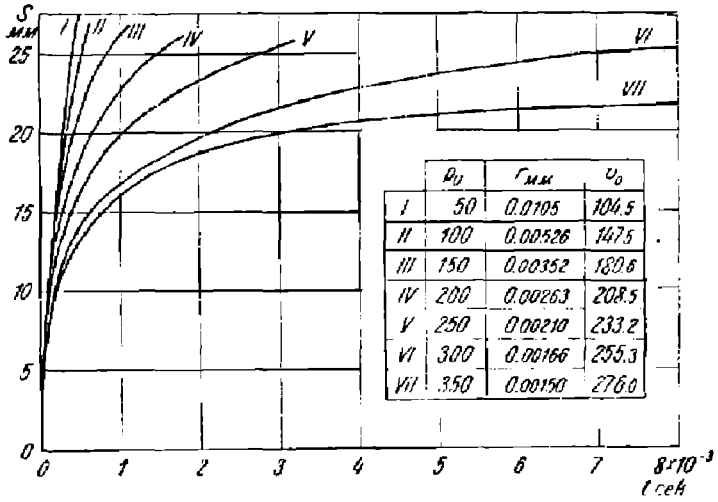
$$dt = \frac{1}{v_0}e^{\frac{cs}{r}}ds,$$

$$t = \frac{1}{v_0}\int_0^s e^{\frac{cs}{r}}ds = \frac{r}{v_0 c}\left(e^{\frac{cs}{r}} - 1\right),$$

или

$$s = \frac{r}{c}\ln\left(1 + \frac{v_0 c}{r}t\right). \qquad (150)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)



	p_0	$r_{мм}$	v_0
I	50	0.0105	104.5
II	100	0.00526	147.5
III	150	0.00352	180.6
IV	200	0.00263	208.5
V	250	0.00210	233.2
VI	300	0.00166	255.3
VII	350	0.00150	276.0

Фиг. 121. Зависимость пути частицы по времени.

Графически связь между временем и пройденным путем представлена на фиг. 121. Вычисления произведены при тех же значениях основных параметров и исходных данных для r и v_0, что и ранее. Диаграмма показывает, что повышение давления распыливания уменьшает путь, проходимый частицей, и следовательно, чрезмерное повышение давления, улучшая распыливание (уменьшая размер частиц), может иметь следствием скопление всех частиц близ выходного устья форсунки, связанное с местным недостатком воздуха для сгорания и неполным использованием кислорода заряда.

Топливо, поступившее в цилиндр в мелко раздробленном состоянии, должно прогреться до температуры самовоспламенения, воспринимая тепло от воздуха. Рассматривая опять этот процесс в упрощенном виде, предположим, что у нас имеется неподвижная изолированная частица, находящаяся в покоящемся воздухе. Считая, что слой воздуха, прилегающий к поверхности частицы, имеет ту же температуру, что и частица топлива, мы можем задачу определения количества тепла, воспринимаемого частицей, свести к задаче определения потока тепла, текущего из бесконечно распространенного изотропного тела, имеющего в бесконечно удаленной точке температуру t_0 (в нашем случае температура сжатого воздуха), к шаровой поверхности его, имеющей температуру t_m (температура топлива) и радиус r_m.

Обозначив через Q — количество тепла, поступающего в выделенную поверхность в единицу времени;

λ — теплопроводность среды (*кал/м час* °C);

q — количество тепла, проходящего через единицу поверхности в единицу времени;

τ — время;

t — температуру в произвольной точке среды;

r — расстояние произвольной точки до центра шаровой поверхности,

получим количество тепла, проходящего через всю выделенную шаровую поверхность за единицу времени,

$$Q = q 4\pi r^2.$$

По основному закону теплопроводности

$$q = \lambda \frac{dt}{dr}.$$

Подставляя это значение, получаем

$$Q = \lambda \frac{\partial t}{dr} 4\pi r^2,$$

откуда

$$dt = \frac{Q}{\lambda \cdot 4\pi} \cdot \frac{dr}{r^2}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Теплопроводность воздуха λ меняется с температурой. Для упрощения интегрирования примем $\lambda = \text{const}$, что допускает вынесение этого фактора за знак интеграла, ввиду чего интегрирование в пределах

$$t = t_m \quad \text{при} \quad r = r_m$$
$$t = t_c \quad \text{при} \quad r = \infty$$

дает

$$|t|_{t_m}^{t_c} = \frac{Q}{4\pi\lambda}\int_{r_m}^{\infty}\frac{dr}{r^2},$$

$$t_c - t_m = \frac{Q}{4\pi \cdot \lambda \cdot r},$$

откуда

$$Q = 4\pi\lambda r_m (t_c - t_m). \tag{151}$$

Выведенная формула дает количество тепла, притекшего за единицу времени к поверхности частицы топлива за бесконечно малый промежуток времени $d\tau$; количество тепла равно

$$dQ = 4\pi\lambda r_m (t_c - t_m)\, d\tau.$$

Это тепло идет на бесконечно малое повышение температуры частицы топлива, которое может быть определено по формуле

$$dQ = \frac{4}{3}\pi r_m^3 \gamma_m c_m dt,$$

где c_m — теплоемкость топлива.

Приравнивая значения dQ, получим

$$\frac{4}{3}\pi r_m^3 \gamma_m c_m dt = 4\pi\lambda r_m (t_c - t_m)\, d\tau$$

или

$$d\tau = \frac{r_m^2 \gamma_m c_m}{3\lambda}\cdot\frac{dt_m}{t_c - t_m}.$$

Принимая дальше, что поглощение тепла топливом настолько незначительно влияет на температуру воздуха, что t_c можно принять за постоянную величину, — предположение, оправдывающееся также тем, что впрыск топлива обычно происходит до мертвой точки и продолжающееся сжатие компенсирует понижение температуры воздуха за счет теплоотдачи топливу, а также принимая величины r_m, c_m, γ_m и λ за постоянные, мы можем проинтегрировать данное выражение, причем пределами интегрирования являются: $\tau_1 = 0$ и $\tau_2 = \tau_z$ для левой части и для правой

$t_m = t_{m_0}$ — температура топлива в момент впрыскивания, когда $\tau_1 = 0$;

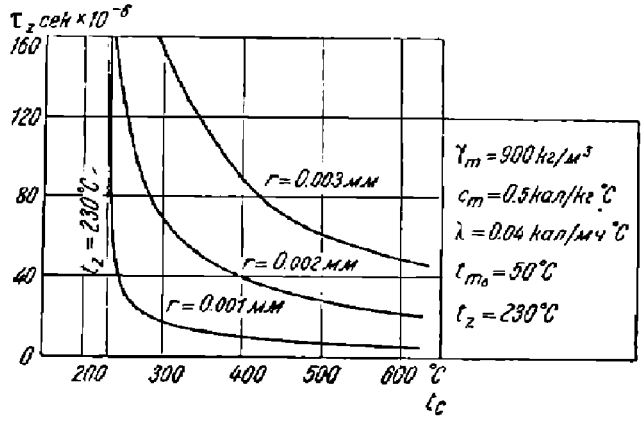
$t_m = t_s$ — температура самовоспламенения топлива, когда $\tau_2 = \tau_z$.

Интегрирование дает

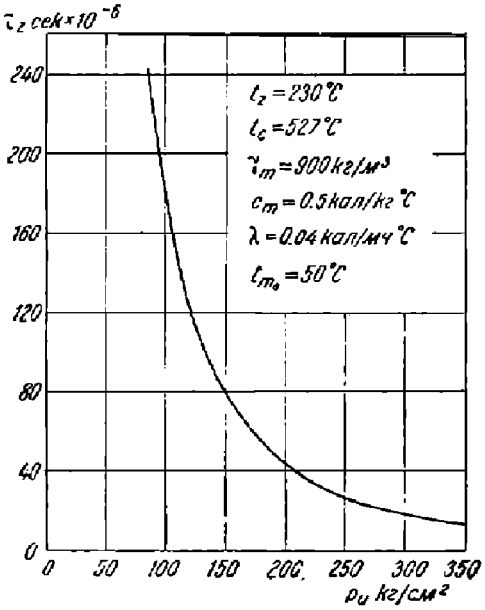
$$|\tau|_0^{\tau_z} = \frac{r^2\gamma_m c_m}{3\lambda}\int_{t_{m_0}}^{t_s}\frac{dt_m}{t_c - t_m} = \frac{r^2\gamma_m c_m}{3\lambda}\ln\frac{t_c - t_{m_0}}{t_c - t_s},$$

$$\tau_z = \frac{r^2\gamma_m c_m}{3\lambda}\ln\frac{t_c - t_{m_0}}{t_c - t_s}. \tag{152}$$

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 122.



Фиг. 123. Зависимость запаздывания вспышки от давления.

От интервала времени τ_z зависит так называемое запаздывание вспышки или промежуток времени между поступлением топлива в цилиндр и началом вспышки. Как видно из формулы 152, запаздывание вспышки прямо пропорционально квадрату радиуса частицы; таким образом качество распыливания весьма сильно влияет на запаздывание вспышки.

Далее, из той же формулы видно, что воспламенение топлива возможно лишь, когда температура воздуха выше температуры самовоспламенения топлива. При $t_c = t_s$ имеем $t_z = \infty$. Насколько разность температур $t_c - t_s$ влияет на запаздывание вспышки видно из фиг. 122, построенной для определенно выбранных остальных величин, числовые значения которых указаны в фигуре.

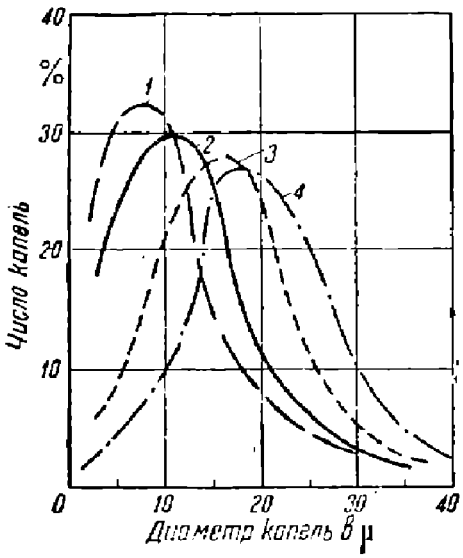
Зависимость запаздывания вспышки от давления распыливания дана на фиг. 123. Условия состояния топлива и воздуха и значения величин, характеризующих оба вещества, указаны непосредственно в диаграмме. Связь между давлением распыливания и размером частиц принята по табл. 32. Как видно из протекания кривой, давление распыливания имеет существенное влияние на запаздывание вспышки, и повышение его резко снижает запаздывание.

В предыдущих выводах был сделан ряд допущений, не соответствующих действительному протеканию процесса распыливания в машине.

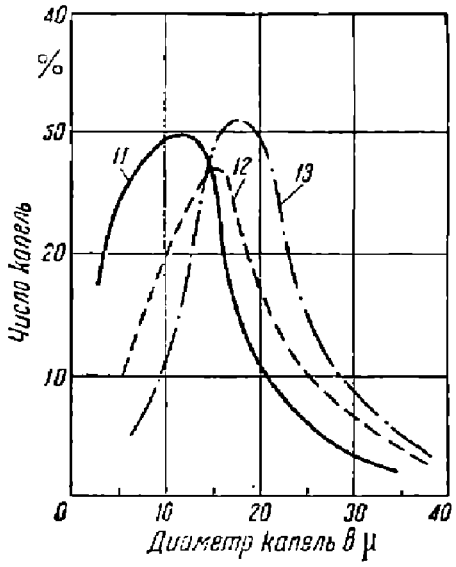
При определении размера частиц было предположено, что воздух находится в неподвижном состоянии. В действительности частицы топлива увлекают в своем движении окружающие их слои воздуха, так что последующие частицы топлива попадают в поток воздуха, движущегося с некоторой результативной скоростью, совпадающей по направлению со скоростью частичек. Относительная скорость получается поэтому меньше, в связи с чем размер частичек увеличивается. Скорость увлечения воздуха зависит от массы воздуха, приходящегося на единицу количества топлива, а последняя в свою очередь зависит от угла распыливания форсунки. Чем больше этот угол, тем больше воздуха находится в габарите конуса распыливания и тем больше получается относительная скорость.

Угол распыливания форсунки зависит от ее конструкции и от кинематических условий истечения. Имеется ряд мер, которыми угол распыливания может быть увеличен. К таковым относится: создание в форсунке движения топлива, дающего слагающую скорости, перпендикулярную оси конуса распыливания, при помощи направления топлива через винтовые или конические каналы в форсунке. Этим методом

НТБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 124. Качество распыливания в зависимости от давления. Давление впрыскивания для кривой *1*—350 *ата*; для *2*—280 *ата*; для *3*—220 *ата*; для *4*—150 *ата*.



Фиг. 125. Качество распыливания для разных чисел оборотов валика насоса (кривая *11* соответствует 90 об/мин; *12*—70 об/мин; *13*—45 об/мин.).

широко пользуются в калоризаторных двигателях; в некоторых новейших конструкциях этих двигателей изменением величины этой составляющей скорости регулируют угол распыливания, попадание топлива на более или менее нагретые части поверхности камеры сжатия, и в связи с этим регулируется момент вспышки. В бескомпрессорных двигателях этим методом пользуются редко, так как им вызывается недостаточная глубина проникновения топлива в сжатый воздух.

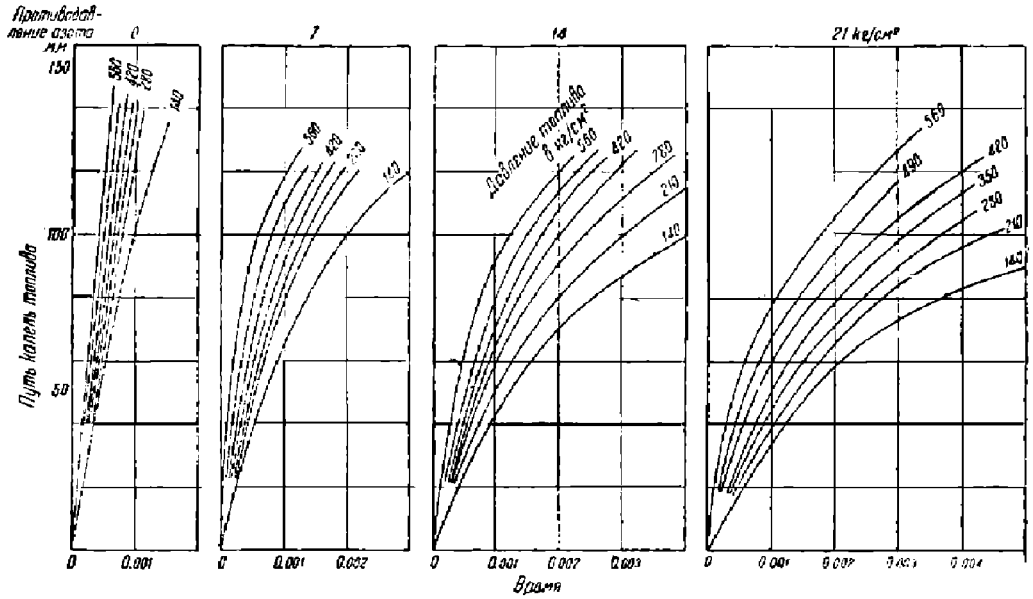
Кромка выходного отверстия форсунки также оказывает влияние на угол распыливания. Как ни мало сжимаемо жидкое топливо, оно везде, испытывая чрезвычайно быстрое падение давления, несколько расширяется и тем оказывает некоторые давления на стенки выходного сверления. В момент прохода мимо выходной кромки мгновенное прекращение противодействия стенки давлению струи вызывает отклонение крайних слоев и этим влияет на угол распыливания. От формы выходного отверстия зависит эффективность этого давления. Чем короче по отношению к диаметру выходного отверстия длина его, тем больше сказывается влияние кромки.

С другой стороны, влияние кромки зависит от закона движения плунжера топливного насоса. Плунжер насоса обычно приводится в движение при помощи кулака определенного очертания. Нагнетательное движение плунжера распадается на две фазы, причем во время первой фазы движение плунжера ускоренное, а во время второй—замедленное. Так как насос связан толстостенной трубкой с форсункой и все пространство насоса, трубки и форсунки, заполнено мало сжимаемой жидкостью, закон истечения струи топлива из форсунки почти точно следует закону движения плунжера и дает поэтому в начале ускоренное, а в конце замедленное движение струи топлива, если только вторая фаза движения не лежит за пределами полезной части хода плунжера, конец которой определяется моментом подъема отсечного клапана.

Во время ускоренного движения струи каждый последующий элемент ее, движущийся при прохождении через данное сечение быстрее предыдущего, стремится ускорить движение последнего. Поэтому даже в момент выхода струи из выходного сечения форсунки в струе имеется избыточное давление, тем большее, чем больше ускорение струи, прижимающее частицы топлива к стенкам к кромке сопла. Влияние выходной кромки сказывается поэтому особенно сильно.

При замедленном движении струи каждый последующий элемент движется

УДГТУ (ДПТ)



Фиг. 126. Дальнобойность струи топлива в сжатом кислороде для разных давлений и противодавлений.

медленнее предыдущего и замедляет движение последнего. Поэтому в струе в выходном сечении имеется некоторое разрежение по отношению к давлению в среде, в которую происходит истечение, струя стремится оторваться от стенок, и выходная кромка не оказывает своего действия.

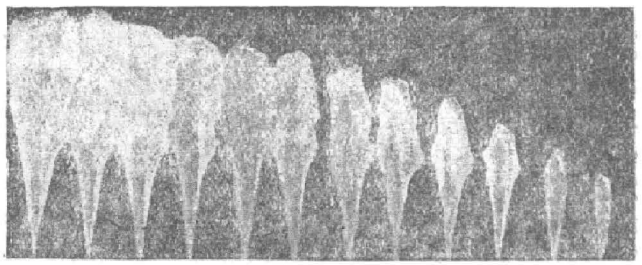
Ввиду этого можно считать, что распыливание при ускоренном движении плунжера насоса дает больший конус распыливания, меньший размер частиц и, следовательно, меньшую глубину проникновения топлива в сжатый заряд топлива и меньшее запаздывание вспышки, как выяснено выше, уменьшаясь довольно быстро с уменьшением размера частиц. Поэтому уменьшение давления распыливания, увеличивая пробивную способность частичек топлива, ухудшает условия сгорания благодаря увеличению запаздывания вспышки и удлинению периода сгорания более крупных частиц. Последнее сказывается на диаграмме заметным догоранием на линии расширения и нередко вызывает неполноту сгорания. Действительное протекание процесса распыливания, уменьшая относительную скорость топлива, увеличивает глубину проникновения. Конструкция форсунки и закон движения плунжера, увеличивающие угол распыливания, ухудшают условия смешения топлива, в то время как факторы, влияющие в сторону сужения струи, улучшают условия проникновения топлива в заряд воздуха.

Определение наивыгоднейшего давления распыливания, которое, обеспечивая достаточную глубину проникновения, не вызывает чрезмерного запаздывания вспышки, в настоящее время производится опытным путем, причем обычно приходится устанавливать давление распыливания из условия получения достаточно мелких частиц, а для смешения топлива с воздухом — прибегать к одному из методов, улучшающих смешение, как искусственное приведение рабочего воздуха в турбулентное движение внутри камеры сгорания

Экспериментальное исследование бескомпрессорного распыливания. Приведенные расчеты диаметра капелек распыленного топлива по Трибнигу дают вполне удовлетворительные результаты для нормальных условий, в которых протекает обычно тепловой процесс двигателя.

При распыливания топлива в среду с атмосферным давлением диаметр капелек топлива по Трибнигу получается значительно больше, чем это имеет место при непосредственном эксперименте, что было отмечено Зассом. Наиболее интересные опыты с определением диаметра капелек проведены Зассом методом подсчета коли-

чества капелек (в пределах определенного изменения диаметра) путем их распыливания в улавливающую жидкость, находящуюся от выходного сопла на расстоянии 200 *мм*.



Фиг. 127. Фотоснимок струи топлива по Миллеру и Бердслею, давление распыливания 560 *ат* и противодавление 21 *ат*

На диаграмме фиг. 124 дана связь количества капелек данного диаметра в зависимости от изменения последнего для разных давлений распыливания при противодавлении в 10 *ат*; диаграмма фиг. 125 дает те же данные для давления распыливания 280 *ат* и противодавления 10 *ат* для разных чисел оборотов. Чем выше давление распыла и больше число оборотов, тем больший процент капелек меньшего диаметра в поле зрения. Большое влияние на процесс сгорания имеет кроме всего вышеперечисленного глубина проникновения частиц топлива в камеру сгорания. Подсчет глубины проникновения луча топлива в камеру сгорания является затруднительным; однако возможо провести такой расчет для отдельной капельки, как это сделано выше.

Многочисленные опыты, проведенные по определению дальности проникновения топливной струи по времени на основе опытов Миллера и Бердслея, даны на фиг. 126 (на диаграмме давления даны в фунтах $дм^2$).

На фиг. 127 приведены кинематографические снимки изменения формы распыленной струи топлива, заснятые через каждые 1/2 000 доли секунды.

Как видно из диаграммы фиг. 126, для всех противодавлений максимальная глубина проникновения получается при наибольшем давлении в форсунке.

По последним опытам Бердслея, проведенных им на форсунках с сильными завихрителями, подтвердились все прежние выводы: чем больше противодавление, тем меньше глубина проникновения струи за определенную долю секунды, как это видно из диаграммы фиг. 128.

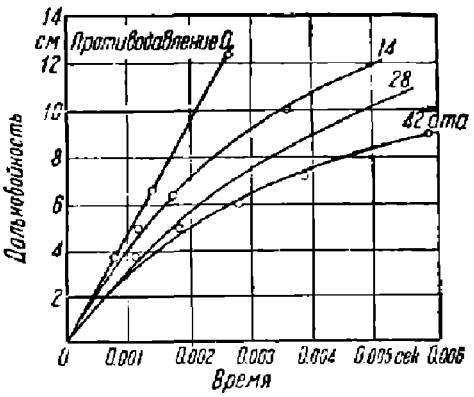
Удельный вес топлива также влияет на глубину проникновения струи: чем он больше, тем дальность проникновения частицы больше, что видно из диаграммы фиг. 129.

То же влияние на дальность проникновения имеет площадь поперечного сечения отверстия форсунки, что видно на фиг. 130: чем больше диаметр отверстий, тем получается большая глубина проникновений струи топлива в среду сжатого воздуха за то же время.

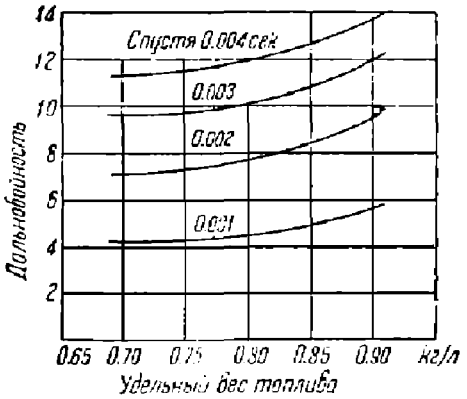
На фиг. 131 приведены дальности проникновения струи топлива при давлении 300 *ат* и противодавлении от 0 до 15 *ат*; там же приведены скорости движения топлива в зависимости от времени. При противодавлении, равном 0, за 0,002 сек. струя топлива проходит до 34 *см* при конечной скорости около 100 *м/сек*.

Сгорание в бескомпрессорных двигателях. В отличие от процесса сгорания газообразных топлив, работающих по циклу Отто, в которых время подготовки рабочей смеси распространено на ход сжатия и всасывания, в двигателе Дизеля весь процесс подготовки смеси происходит на протяжении $20 \div 30°$ угла поворота коленчатого вала; поэтому, как было указано выше, необходимо пневматически или механически тонко распылить топливо в туманообразное состояние с тем, чтобы увеличить его поверхность и тем самым способствовать возможно быстрому подогреву его до температуры самовоспламенения. Температура самовоспламенения топлива зависит от его физико-химических свойств, и чем она выше, тем больше потребуется времени для подогрева его с температуры t_0 до $t_з$ (температуры самовоспламенения). Далее, на коэфициент теплопередачи от горячего воздуха к частице топлива имеет влияние скорость последней в сжатой среде. Чем эта скорость больше, тем скорее нагреется частица топлива и тем будет меньше запаздывание ее воспламенения.

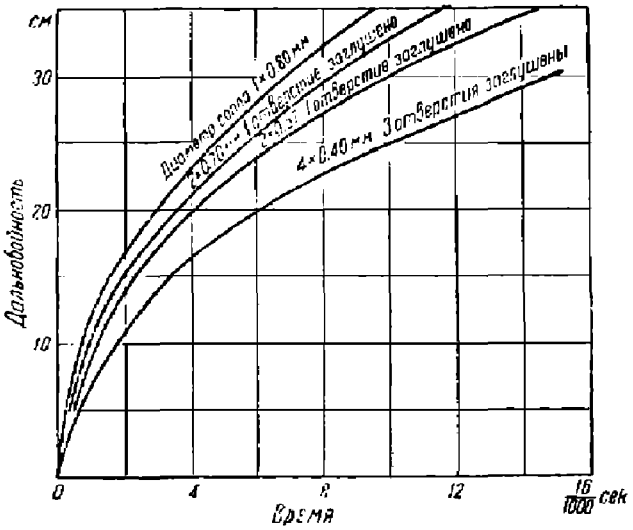
НБ УГЛТУ (ДГТ)



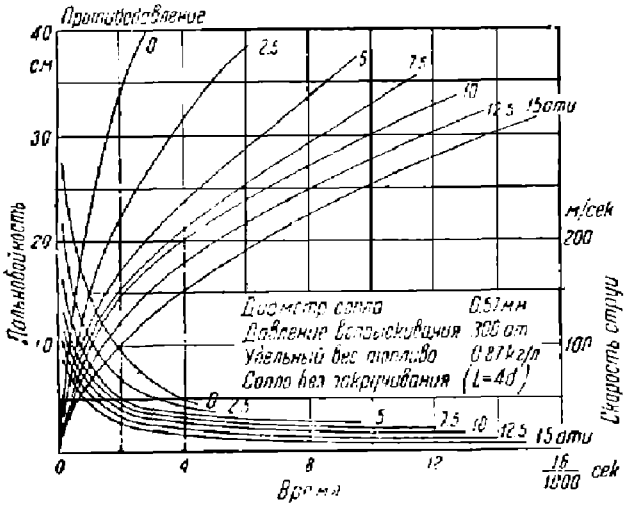
Фиг. 128. Влияние противодавления на пробивную способность струи; давление распыливания 560 *am.*



Фиг. 129. Влияние удельного веса топлива на пробивную способность; давление 560 *am*; противодавление 14 *am.*



Фиг. 130. Влияние поперечного сечения струи на дальнобойность; давление распыливания 300 *am*; противодавление 14 *am.*



Фиг. 131. Влияние противодавления на дальнобойность.

Большое влияние на уменьшение запаздывания самовоспламенения должна иметь как температура сжатого воздуха, так и его плотность, сказываясь в положительном смысле при повышении последних. Эти положения приводят к заключению, что для сокращения первоначальной фазы процесса сгорания возможно использовать следующие положения:

1. Температура самовоспламенения топлива должна быть возможно ниже.

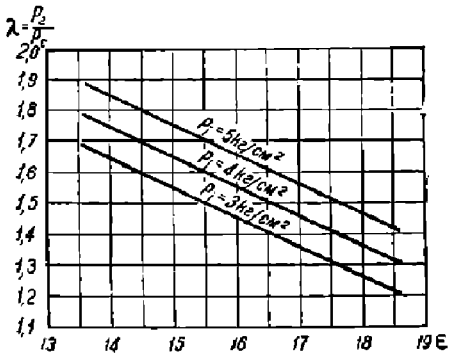
2. Температура сжатого воздуха должна быть достаточно высокой.

3. Частицы топлива должны быть сильно раздроблены на мельчайшие части и скорости их полета в горячей среде возможно большие.

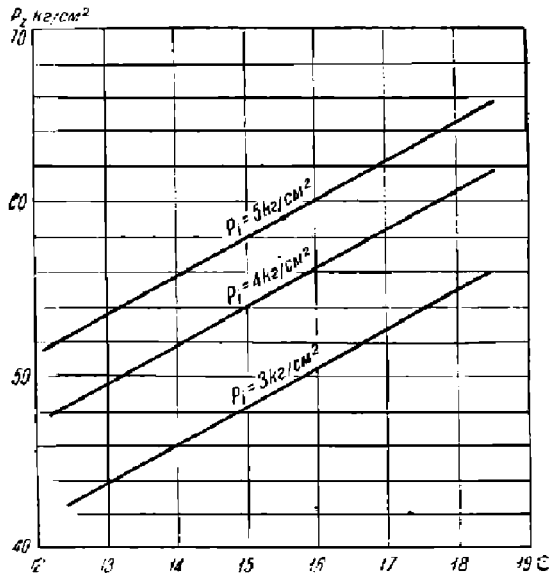
Это является первой фазой медленного сгорания в бескомпрессорном двигателе.

Из перечня указанных условий вытекает, что все те требования, которые были предъявлены к топливу, работающему по принципу карбюрирования смеси, для двигателя Дизеля имеют обратные значения: так, для двигателей, работающих на карбюрированном топливе, горючее выбирается такого свойства, которое допускало бы наибольшую степень сжатия без появления де-

РЕПОЗИТОРИЙ БГУТ (АТ)



Фиг. 132.



Фиг. 133. Зависимость максимального давления от степени сжатия.

тонации, т. е. топлива, имеющие высокую температуру самовоспламенения; для двигателей Дизеля наиболее подходящим топливом является такое, которое допускает наименьшую степень сжатия, т. е. обладающее низкой температурой воспламенения Опыты показали наилучшее протекание рабочего процесса для топлив парафинового ряда и неудовлетворительные результаты с топливом, имеющим ароматическую структуру. То же самое можно сказать и относительно температуры конца сжатия. Эти требования прямо противоположны тем, которые устанавливаются для двигателей, работающих на карбюрированном топливе.

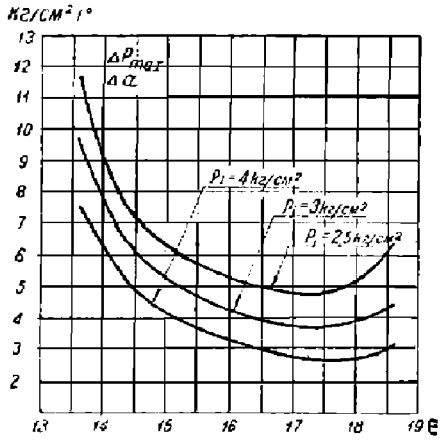
Вторая фаза горения. Когда топливо воспламенилось, то процесс сгорания его идет с определенной скоростью, значение которой зависит, главным образом, от тех вихревых движений, которые вызваны в камере сгорания за процесс всасывания в четырехтактной машине и за процесс продувки в двухтактном двигателе. Чем больше число оборотов двигателя, тем интенсивнее завихрение рабочего воздуха в камере сгорания, тем больше сама скорость сгорания. Можно считать доказанным, что скорость сгорания увеличивается пропорционально числу оборотов, как это имело место при рассмотрении процесса сгорания на газообразном или карбюрированном топливе, вследствие чего протекание линии сгорания во второй фазе будет одинаково для любого скоростного режима двигателя.

Однако необходимо принять во внимание следующее положение: ввиду того что продолжительность первой фазы с числом оборотов двигателя не меняется, а изменяется лишь время в зависимости от скорости вращения машины, то изменение числа оборотов повлечет за собой изменение количества топлива, поданного насосом в рабочий цилиндр к моменту наступления второй фазы сгорания; поэтому, чем выше число оборотов машины, тем больше количества топлива будет находиться в камере сгорания к моменту начала второй фазы и тем выше получится давление вспышки. Понизить давление вспышки можно путем уменьшения продолжительности первой фазы сгорания способами, указанными выше; поэтому некоторое повышение степени сжатия и вместе с ней температуры конца сжатия T_c может сократить время первого периода сгорания и вместе с тем понизить нарастание давления.

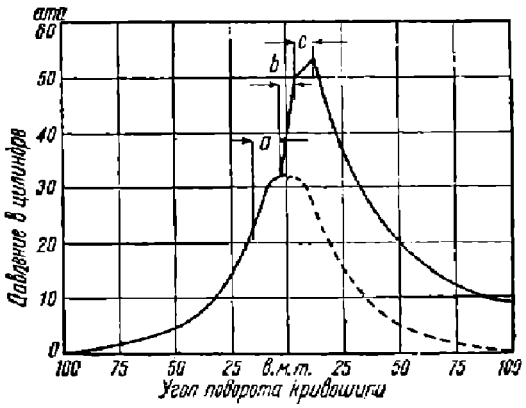
То обстоятельство, что повышение степени сжатия и температуры к началу подачи топлива в цилиндр может сократить период запаздывания вспышки и понизить степень повышения давления в процессе сгорания за вторую фазу, подтверждается опытами ЦИАМ на двухтактном двигателе Модаар-Крупп.

На фиг. 132 видно, что с увеличением степени сжатия степень повышения давления падает для всех средних индикаторных давлений, однако отсюда нельзя

НБ УАУНТ (ДПТ)



Фиг. 134. Влияние степени сжатия на повышение давления.



Фиг. 135. Фазы сгорания.

сделать вывода относительно максимального давления вспышки, которое зависит в свою очередь от степени сжатия двигателя.

Из фиг. 133 видно, что максимальное давление все время возрастает с повышением степени сжатия. При $\varepsilon = 13$, $P_z = 54$ *ата* и при $\varepsilon = 17$, $P_z = 62$ *ата*. Указанное обстоятельство приводит к выводу, что повышение степени сжатия до известного предела обеспечивает спокойную работу двигателя, так как скорость нарастания давления получается меньше (фиг. 134).

Как было сказано выше, скорость сгорания во второй фазе зависит от вихревых течений внутри камеры сгорания. Чем интенсивнее завихрение и чем оно беспорядочнее, тем скорее распространяется сгорание и тем скорее нарастает давление. При слишком быстром нарастании давлений работа двигателя становится жесткой и конечное давление чрезмерно большим. За меру интенсивности протекания этого процесса Рикардо предлагает считать нарастание давления, отнесенное к 1° угла поворота кривошипа. Спокойная работа двигателя при высокой ее экономичности получается при нарастании давления 2,5 *ат*/1° угла поворота кривошипа.

Третья фаза. За третью фазу сгорания можно принять тот процесс, когда после быстрого воспламенения первой порции нефти последующая подается в среду со столь повышенной температурой, что заряд горючего сгорает у устья самой форсунки. Этот процесс возможно точно отрегулировать путем соответствующей подачи необходимого количества топлива из расчета, чтобы дальнейшее повышение давления не имело места; это достигается соответствующим профилированием кулачка нефтяного насоса.

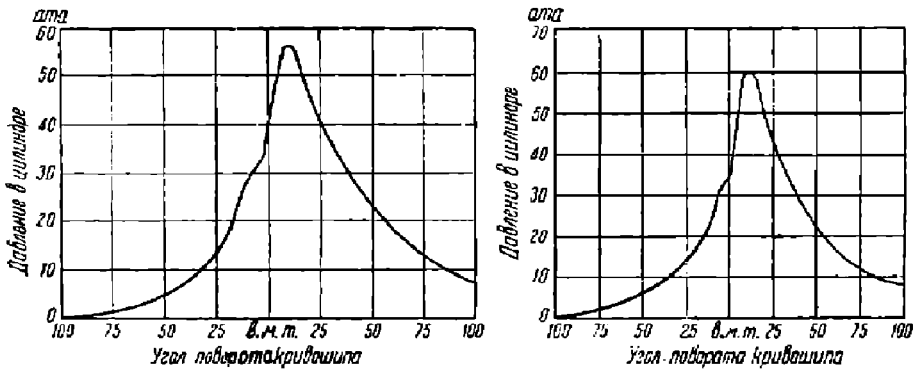
На диаграмме фиг. 135 представлены все три фазы горения топлива. По оси абсцисс отложен угол поворота кривошипа, по оси ординат — давление в цилиндре; наибольшее время приходится на первую фазу замедленного сгорания.

Для хороших двигателей количество топлива, сгорающего во второй фазе, составляет от 20 до 30%, остальное топливо сгорает в третьей фазе. На фиг. 136 даны диаграммы для опытных двигателей, снятых Рикардо индикатором Фарнборо по углу поворота кривошипа. При давлении конца сжатия в 33 *ат* конечное давление сгорания достигает 60 *ат*.

Уравнение сгорания. Вывод уравнения сгорания проведем для смешанного цикла с тем, чтобы из него иметь возможность получить цикл Дизеля и Отто, как это было выполнено при рассмотрении теоретического процесса.

Из всего располагаемого тепла, внесенного топливом, лишь часть будет обращена в полезное давление для двигателя Отто и соответствующее увеличение объема для двигатели Дизеля. Остальная часть пойдет в охлаждающую воду; часть топлива совершенно не сгорит, характеризуя неполноту сгорания; часть топлива

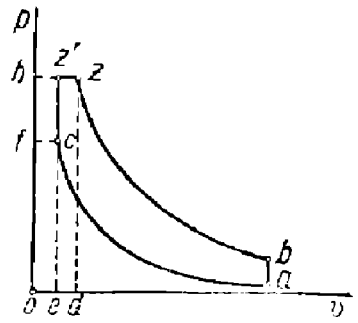
НБ УГТУ-ГПИ (ДГТ)



Фиг. 136

горит в процессе расширения, и некоторое влияние на теоретические давления и объемы окажет также диссоциация.

Назовем коэфициентом выделения тепла ξ ту долю от введенного тепла, которая выделяется в процессе видимого сгорания. Тогда при сгорании 1 *кг* топлива с теплотворной способностью h_u количество тепла, которое выделится в процессе видимого сгорания, будет $\xi \cdot h_u$.



Фиг. 137.

Для смешанного цикла значение ξ будем относить к точке z, когда закончится процесс видимого сгорания (фиг. 137). На основании первого принципа термодинамики можно написать

$$\xi h_u + Lmc_v' T_c + M_r mc_v'' T_c = (M + M_r)\, mc_v'' T_z + AL_{z'-z}^{1)} \qquad (153).$$

В этой формуле обозначают:

L — число молей сжимаемого воздуха (смеси);
M_r — „ „ остаточных газов;
M — „ „ продуктов сгорания;
h_u — низшая теплотворная способность 1 *кг* топлива;
$AL_{z'-z}$ — работа газов по линии $z'-z$.

Работа $AL_{z'-z}$ выразится разностью площадей прямоугольников $ohzd - ohz'e$; как нетрудно видеть из фиг. 137, площадь $ohz'e$ в λ раз больше площади $ofce$, тогда

$$AL_{z'-z} = 1{,}985(M + M_r)T_z - 1{,}985\,\lambda\,(L + M_r)T_c. \qquad (154)$$

Если подставить в предыдущее уравнение найденное значение для $AL_{z'-z}$, то получим, произведя перегруппировку членов,

$$\xi h_u + L(mc_v' + 1{,}985\,\lambda)\,T_c + M_r(mc_v'' + 1{,}985\,\lambda)\,T_c = (M + M_r)\,c_p''\,T_z.$$

Разделив на L обе части последнего уравнения, получим

$$\frac{\xi h_u}{L} + (mc_v' + 1{,}985\,\lambda)\,T_c + \gamma\,(mc_v'' + 1{,}985\,\lambda)\,T_c = \mu\,(1+\gamma)\,c_p''\,T_z, \qquad (155)$$

Имея в виду, что

$$\lambda \cdot \rho = \frac{P_z}{P_c} \cdot \frac{V_z}{V_c} = \mu \frac{T_z}{T_c}, \quad \text{получим} \quad \lambda = \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{T_z}{T_c}, \qquad (156)$$

---

1) Проф. Е. К. Мазинг, Дополнительные статьи к русскому изданию Гюльднера, Двигатели внутреннего сгорания.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Приняв это во внимание, получим искомое уравнение сгорания

$$\frac{\xi h_u}{L} + mc_v' T_c + \gamma mc_v'' T_c = \mu (1 + \gamma) \left(mc_p'' - \frac{1{,}985}{\rho} \right) T_z. \qquad (157)$$

Для цикла Отто при $\rho = 1$ уравнение (157) примет вид

$$\frac{\xi h_u}{L} + mc_v' T_c + \gamma mc_v'' T_c = \mu (1 + \gamma) c_v'' T_z. \qquad (158)$$

Для цикла Дизеля, полагая $\lambda = 1$, получим

$$\frac{\xi h_u}{L} + mc_p' T_c + \gamma mc_p'' T_c = \mu (1 + \gamma) mc_p'' T_z. \qquad (159)$$

При пользовании уравнениями (157), (158), (159) необходимо задаваться коэфициентом выделения тепла за период видимого сгорания ξ, значения которого зависят от многих факторов, как-то: от конструкции двигателя в целом, от формы очертания камеры сгорания, однородности смеси или способа распыливания топлива, от физико-химических свойств горючего и от числа оборотов машины; с повышением степени сжатия убывают потери в охлаждающую воду; совершенство диффузии и распыливания влечет за собой полноту сгорания; увеличение числа оборотов уменьшает теплоотдачу через стенки, но обычно увеличивает фактор догорания.

Практически для хорошо исполненных моделей коэфициент выделения тепла ξ колеблется в пределах от 0,75 до 0,95. Малое значение ξ явно указывает на догорание в процесс расширения, и при выборе значений для ξ необходимо их связывать с соответствующим значением показателя политропы расширения n_2: чем меньше ξ, тем меньше n_2.

Вообще следует отметить, что в большинстве двигателей может иметь место догорание за весь процесс расширения, и недовыделившееся тепло в процессе видимого сгорания отчасти используется в процессе расширения.

Значение ξ для разных типов двигателей можно для предварительного теплового расчета брать по табл. 33.

Таблица 33

Значения коэфициента выделения тепла ξ

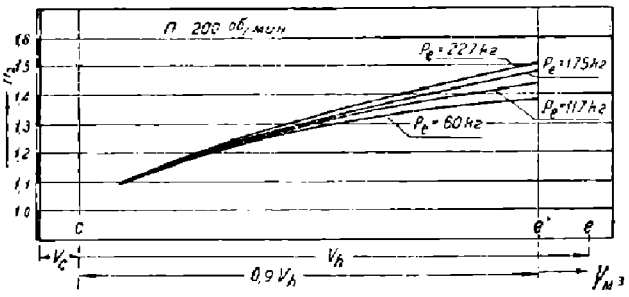
Двигатели Дизеля .	$\xi = 0{,}80 - 0{,}90$
Нефтяные двигатели .	$\xi = 0{,}75 - 0{,}85$
Газовые двигатели .	$\xi = 0{,}80 - 0{,}88$
Быстроходные автомобильные и авиационные двигатели .	$\xi = 0{,}85 - 0{,}95$

6. ПЕРИОД РАСШИРЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗООБРАЗНЫХ И ЖИДКИХ ТОПЛИВАХ

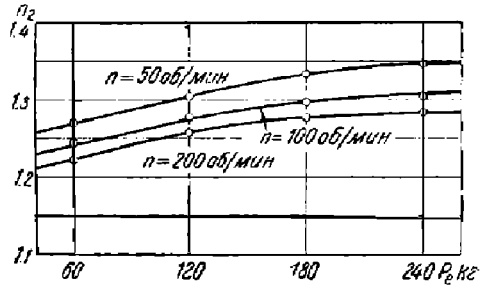
Теоретически адиабата линии расширения идет с переменным показателем, увеличивающимся по мере расширения газов в пределах от 1,25 до 1,32 в зависимости от нагрузки. Ввиду теплоотдачи через стенки кривая расширения должна итти круче адиабаты с большим показателем против нее. В свою очередь догорание компенсирует потерю на охлаждение, приближая действительную линию расширения к адиабатической кривой.

Практически при построении рабочей диаграммы принято рассматривать линию расширения идущей с постоянным показателем, что, однако, не соответствует

НБ УДУНТ (ДГТУ)



Фиг. 138. График истинных показателей линии расширения n_2.



Фиг. 139. Средние показатели линии расширения n_2.

действительному рабочему процессу, но дает значительное упрощение при сравнительно небольших неточностях.

Для хорошо исполненных моделей газовых двигателей n_2 колеблется в пределах 1,28—1,35 в зависимости от выбора коэфициента ξ, но может в неудачно исполненных моделях упасть даже до 1.

По опытам Герберга (Herberg) показатель линии расширения зависит, главным образом, от давления сжатия, что видно из нижеследующего сопоставления:

при давлении сжатия p_e в *atm* .	16	10	8	6	4	3
показатель линии расширения n_2	1,285	1,295	1,365	1,385	1,395	1,43

т. е. с повышением сжатия падает показатель линии расширения.

На показатель влияет, хотя не в сильной степени, и величина нагрузки. Герберг производил опыты при разных нагрузках, от больших до холостого хода, и нашел, что показатель при этом менялся в пределах от 1,28 до 1,33; для холостого хода он был равен 1,38. Такая зависимость показателя n_2 от нагрузки понятна: с уменьшением нагрузки уменьшается и количество рабочей смеси, поверхность же охлаждения остается та же самая, так что, несмотря на понижение температуры, относительная теплоотдача как бы увеличивается и показатель возрастает.

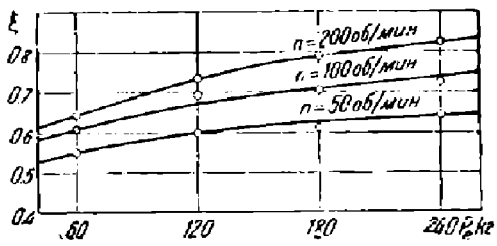
На величину показателя линии расширения влияет также и число оборотов двигателя: чем оно больше, тем короче время соприкосновения газов со стенками в период расширения, а значит, и теплоотдача в этот период меньше; следовательно, показатель n_2 уменьшается. Эту зависимость подтверждает и Клерк, который нашел колебания n_2 для разных чисел оборотов в пределах от 1,2 до 1,43.

Связь политропического показателя с коэфициентом выделения тепла. Выше было дано протекание показателя линии расширения как среднего значения за весь процесс расширения. На самом деле этот показатель n_2 по ходу расширения меняется как результат взаимодействия догорания и теплоотдачи. Автором для одного компрессорного экспериментального двигателя были найдены значения n_2 в зависимости от нагрузки двигателя при нормальных числах оборотов $n = 200$ об/мин по ходу расширения согласно диаграмме фиг. 138, из которой видно, что n_2 по ходу расширения для $^3/_4$ нагрузки ($P_e = 227$ *кг* на тормозном плече) изменяется в пределах от 1,1 до 1,5, что указывает на значительный приток тепла в начале расширения и большую относительную теплоотдачу в конце этого процесса.

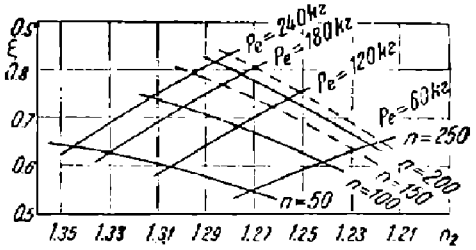
С уменьшением нагрузки процесс догорания увеличивается, уменьшая тем самым n_2.

Однако для упрощения теплового расчета двигателя обычно не считаются с переменными значениями n_2 по ходу расширения, а останавливаются на постоянном его значении, вычисленном таким образом, что работа под кривой с переменным показателем была бы равна соответствующей работе с постоянным показателем путем планиметрирования соответствующей площади. На диаграмме фиг. 139 дано протекание средних показателей линии расширения n_2 в зависимости от нагрузки для разных чисел оборотов двигателя.

УДХТ (ДИТ)



Фиг. 140. Изменение коэфициента выделения тепла ξ в зависимости от числа оборотов и нагрузки.



Фиг. 141. Связь между ξ и n_2.

Как видно, показатель линии расширения растет с нагрузкой двигателя для всех чисел оборотов, что же касается влияния скорости вращения при данной нагрузке, то кривые дают падение n_2 с повышением числа оборотов двигателя.

Полученные результаты должны найти свое объяснение в следующем: поскольку средний показатель линии расширения n_2 в большинстве диаграмм лежит ниже адиабаты, мы должны допустить, что это явление должно было получиться только лишь за счет значительного догорания на линии расширения. С другой стороны, за этот же рабочий процесс мы имеем усиленную теплоотдачу в воду. Сумма этих двух влияний обусловливает протекание среднего показателя n_2 действительной кривой линии расширения. Если рассматривать изменение среднего показателя n_2 для определенного числа оборотов в зависимости от изменения нагрузки, то приходим к заключению, что при разных нагрузках двигателя сумма влияний теплопередачи и догорания разная. При малых нагрузках двигателя показатель адиабатической кривой выше, чем при больших нагрузках, но поскольку мы имеем обратное протекание показателя действительной линии расширения, мы должны установить, что для разных нагрузок суммарное влияние указанных причин не будет одинаково. Повидимому, влияние догорания должно более резко сказаться при малых нагрузках двигателя. Что касается влияний числа оборотов на протекание среднего показателя политропы n_2, то здесь ясно выступает значение большей теплопередачи с понижением числа оборотов, повышающих показатель n_2. Для более ясного обоснования протекания показателя n_2 на линии расширения построена диаграмма коэфициента выделения тепла ξ в зависимости от нагрузки того же двигателя для разных чисел оборотов (фиг. 140). При меньших нагрузках коэфициент выделения тепла ξ меньше, это значит, что на линии расширения догорает топливо, отчего и получается пониженное значение n_2. С повышением числа оборотов ξ увеличивается, в то время как показатель линии расширения n_2 падает. Это может иметь место только в том случае, если при уменьшенных числах оборотов будет наблюдаться усиленная теплопередача, что на самом деле имеет место. Таким образом мы устанавливаем, что между n_2 и ξ имеется физическая связь, т. е. недовыделившееся тепло за процесс видимого сгорания выделяется на линии расширения и тем самым понижает показатель последней.

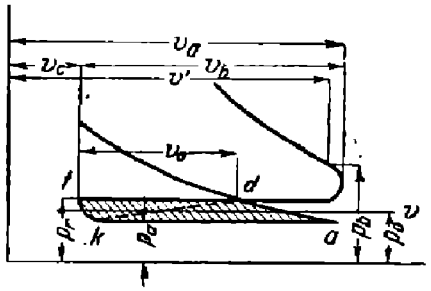
Влияние коэфициента выделения тепла ξ на протекание показателя линии расширения n_2 для разных нагрузок и чисел оборотов двигателя представлено на диаграмме фиг. 141, где за ось абсцисс приняты значения n_2, а на оси ординат отложены соответствующие значения ξ. Мы видим, что каждому ξ соответствуют вполне определенные значение n_2. Поэтому, если задаться каким-либо коэфициентом выделения тепла для вновь проектируемой машины, то ему должно соответствовать лишь одно вполне определенное значение n_2, конечно, только в том случае, если предположить полное сгорание топлива.

Диаграмма на фиг. 141 может служить для расчета вновь проектируемого двигателя, так как эти два параметра определяют как экономику, так и среднее индикаторное давление в полном соответствии с наивыгоднейшими условиями работы двигателя. Эти наивыгоднейшие условия далеко отходит от теоретических

РЕПОЗИТОРИЙ БГТУ (ДП)

предпосылок, давая в некоторых случаях более 40% догорания от введенного топлива на линии расширения и в лучшем случае за процесс видимого сгорания выделяется 85%.

Таким образом улучшением рабочего процесса на линии видимого сгорания можно ожидать увеличения экономичности, так как температуры во время расширения понизятся и тем в свою очередь уменьшат неизбежные потери в воду.



Фиг. 142.

В зависимости от размерности двигателя, его скоростного режима и качества сгорания может быть выбран коэфициент выделения тепла на линии видимого сгорания для разных типов машин согласно табл. 33, и для нахождения соответствующего ему показателя линии расширения n_2 воспользоваться диаграммой фиг. 141, интерполируя и экстраполируя в ее пределах путем нанесения дополнительных линий, согласованных с общим характером протекания всего семейства этих кривых.

Для удачно выполненных моделей процент догорающего топлива меньше, чем указано на диаграмме фиг. 141, и соответственно этому n_2 должно принять и большие значения.

7. ПЕРИОДЫ УРАВНИВАНИЯ ДАВЛЕНИЙ И ВЫХЛОПА

В теоретической диаграмме отдача тепла холодному источнику должна итти по $v = \text{const}$. Практически мы принуждены в двигателе удалять отработанные газы, и время удаления их будет зависеть от разности давлений и время-сечения. Поэтому заранее приходится отступать от $v = \text{const}$ и начинать процесс выхлопа до мертвой точки, подбирая предварение выхлопа таким образом, чтобы к мертвой точке большая часть рабочего тела была удалена из цилиндра. Ввиду того что давление в конце расширения при нормальной нагрузке колеблется от 2,5 до 4,5 *ат*, скорость истечения через открытый клапан вначале установится критическая, т. е. равная скорости звуковой волны, и лишь с понижением давления в цилиндре ниже 2 *ат* эта скорость постепенно падает в связи с понижением давлений и может быть вычислена по обычному термодинамическому уравнению:

$$w_c = \varphi \sqrt{2g\frac{k}{k-1}p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right]}, \qquad (160)$$

где φ — коэфициент истечения, равный $\sim 0{,}85$.

Влияние числа оборотов. Чем больше число оборотов и чем меньше размер клапана, тем раньше должен быть открыт выхлопной клапан. Практически предварение выхлопа колеблется в пределах от 55 до 30°.

После выравнивания давлений рабочий поршень выталкивает оставшиеся еще газы из цилиндра.

Пусть имеем нижнюю часть рабочей диаграммы, снятой слабой пружиной (фиг. 142). Процесс выталкивания требует некоторой затраты работы на преодоление избыточного над атмосферным давлением p_r, сопротивлений в клапанах и каналах. Эта затрата тем больше, чем больше число оборотов двигателя, так как в этот случае увеличение скорости выталкивания вызывает увеличение противодавления, и для его преодоления необходима и большая работа. Есть, однако, способ уменьшить затрату работы на преодоление сопротивления движения, состоящий в уменьшении давления выталкивания p_r и даже доведении его до величины меньшей атмосферного.

Влияние сопротивления трубопроводов. С этой целью пользуются длинной выхлопной трубой за выхлопным клапаном. Когда поршень в период выталкивания дойдет приблизительно до середины хода и начнет замедлять свое движение, столб

РЕПОЗИТОРИЙ УГТУ (ДГТУ)

газов, выталкиваемых в выхлопную трубу, благодаря силе инерции как бы опережает поршень и образует разрежение, действуя как инжектор. Этот способ важен не столько для уменьшения работы выталкивания, сколько для увеличения коэфициента подачи η_v, который зависит от относительного давления остаточных газов, и при сильном понижении давления p_r может оказать на него заметное влияние. Нередко случается, что линия выталкивания несколько раз пересекает атмосферную линию, что объясняется колебаниями газовых волн в выхлопной трубе.

В этом случае закрытие выхлопного клапана может произойти и в мертвой точке. В случае же наличия в конце выхлопа избытка давления выхлопных газов над атмосферным выхлопной клапан должен быть закрыт после мертвой точки, чтобы дать возможность вытечь части сгоревших газов в атмосферу.

При наличии прямого длинного выхлопного трубопровода выхлопной клапан может быть закрыт даже после открытия всасывающего клапана, что дает возможность воспользоваться инерцией движущего столба для подсасывания свежей рабочей смеси и более интенсивного удаления из пространства сгорания остаточных газов. Подобные мероприятия могут резко увеличить коэфициент подачи и мощность, развиваемую двигателем.

Вообще же следует отметить, что фазы распределения тем дальше отстоят от мертвых точек, чем больше машина делает оборотов.

Площадь *adfk* эквивалентна той работе, которая затрачивается двигателем на всасывание и выталкивание рабочего тела. Она повышается с увеличением числа оборотов машины и зависит от сопротивления трубопроводов и клапанов. В быстроходных двигателях для уменьшения этой потери сильно развиты всасывающие и выхлопные клапаны.

8. ПРОДУВКА ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В двигателях внутреннего сгорания, в частности в двухтактных, давление сгоревших газов в конце расширения равно от 2 до 5 *ат*. В момент открытия выхлопных окон сгоревшие газы с постоянной скоростью, равной скорости звуковой волны (соответственно показателю k и температуре), устремляются через выхлопные окна в атмосферу, причем с понижением давления в цилиндре ниже критического скорость истечения будет постепенно падать.

Обозначим давление внутри цилиндра через p_i; давление в выхлопном трубопроводе через p_a; тогда с падением давления в цилиндре наступит критическое отношение давлений

$$\left(\frac{p_i}{p_a}\right)_{kp} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \tag{161}$$

Для двухатомных газов ($k = 1{,}4$) это отношение равно 1,89.

Если начальное давление в цилиндре больше давления, соответствующего критическому значению, т. е.

$$p_0 > \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a,$$

то секундный вытекающий вес определяется из выражения

$$G_{сек} = \mu\psi_{max} f \sqrt{\frac{p_i}{v_i}}\, kz,$$

где f — площадь поперечного сечения окон; μ — коэфициент истечения; а ψ_{max} — постоянная величина, не зависящая от начального давления:

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1}}. \tag{162}$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

Если

$$p_0 < \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a,$$

то

$$G_{сек} = \mu f \psi \sqrt{\frac{p_t}{v_t}}\ кг,$$

где

$$\psi = \sqrt{2g\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_a}{p_t}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_a}{p_t}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}, \qquad (163)$$

и, следовательно, количество вытекающего газа зависит от постоянно падающего отношения давлений $\frac{p_t}{p_a}$.

Таким образом за время dt вытекает

$$dG = \mu\psi f \sqrt{\frac{p_t}{v_t}}\, dt. \qquad (164)$$

Предполагая, что процесс идет по закону политропы (с показателем m=1,25—1,35), и обозначая через p_0 и v_0 давление и удельный объем в начале рассматриваемого процесса, при p_t и v_t, меняющихся по времени, имеем

$$p_t v_t^m = p_0 v_0^m,$$

$$\frac{p_t}{v_t} = \frac{p_t}{v_0}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} = \frac{p_0}{v_0}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{1+\frac{1}{m}},$$

откуда

$$dG = \mu\psi f \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}} dt. \qquad (165)$$

Обозначим через G_0 начальный вес газа, через G_t — оставшееся количество газа в цилиндре (или ресивере) после истечения в течение t сек., тогда вытекающее количество будет $G = (G_0 - G_t)$ *кг*.

Но

$$G_0 = \frac{V_0}{v_0}$$

и

$$G_t = \frac{V_t}{v_t},$$

отсюда

$$G = \frac{V_0}{v_0} - \frac{V_t}{v_t}.$$

Дифференцируем это выражение:

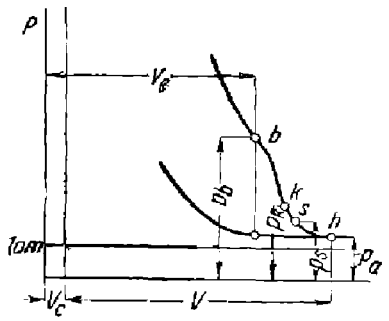
$$dG = -d\frac{V_t}{v_t} = -\frac{1}{v_0}\, d\left[\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} V_t\right].$$

Приравнивая это выражение выражению (165), находим

$$\mu\psi f \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}} dt = -\frac{1}{v_0}\, d\left[\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} V_t\right],$$

$$\frac{d\left[\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}} V_t\right]}{dt} = -\mu\psi f \sqrt{p_0 v_0}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}+\frac{1}{2m}}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 143.

После вычисления дифференциала и деления на $V_t\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{m}}$ получаем

$$\frac{1}{m}\frac{1}{\frac{p_t}{p_0}}d\left(\frac{p_t}{p_0}\right)=$$

$$=-\frac{\mu\psi f}{V_t}\sqrt{p_0v_0}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}dt-\frac{dV_t}{V_t}. \qquad (166)$$

В этом выражении переменными являются $\frac{p_t}{p_0}$, V_t, f, ψ и t. Интеграл его не может быть точно взят аналитическим путем.

Если пренебречь изменением объема цилиндра в процесс выхлопа и продувки, то $V_t=\text{const}=V$ и последний член $\frac{dV_t}{V_t}=0$; уравнение может быть написано

$$\frac{1}{m}\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}}d\left(\frac{p_t}{p_0}\right)=\frac{\mu\psi f}{V}\sqrt{p_0v_0}dt;$$

отсюда

$$fdt=-\frac{1}{m}\frac{V}{\mu}\frac{1}{\sqrt{p_0v_0}}\frac{\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}}}{\psi}d\left(\frac{p_t}{p_0}\right).$$

Интегрируя, получим

$$\int fdt=-\frac{1}{m}\frac{V}{\mu}\frac{1}{\sqrt{p_0v_0}}\int_{p_s}^{p_a}\frac{\left(\frac{p_t}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}}}{\psi}d\left(\frac{p_t}{p_0}\right). \qquad (167)$$

$\int fdt$ дает необходимое время-сечение для выхлопа и продувки цилиндра.

Очищение цилиндра от сгоревших газов идет по трем законам истечения (фиг. 143).

1. В момент, когда выхлопные окна открываются (точка b), устанавливается критическая постоянная скорость истечения вплоть до критического давления (т. k) и коэфициент ψ в этот период истечения (кривая bk) принимает постоянное значение ψ_{max}, равное для среднего состава продуктов сгорания (при $k=1{,}3$) до 2,09.

2. Затем, начиная с критического давления, в пределах низких давлений истечения (участок ks) скорости вытекания постепенно падают в зависимости от падения давления в цилиндре.

3. В тот момент, когда давление в цилиндре упадет до давления в ресивере или в продувочно-кривошипной камере p_s (точка s), открываются продувочные окна, и сгоревшие газы в цилиндре, с одной стороны, вытесняемые продувочным воздухом, с другой — под влиянием разности давлений в цилиндре и выхлопном трубопроводе, выталкиваются через выхлопные окна.

ПЕРИОД ВЫХЛОПА

Первый период (соответствует критической скорости). Для определения необходимого время-сечения в первый период выхлопа, т. е. при $\psi=\text{const}$, урав-

НБ УДУНТ (ДИТ)

нение (167) можно непосредственно проинтегрировать, причем интегрирование будем производить в пределах изменения давления p_i от p_0 до p_k.

$$\int f dt = -\frac{1}{m}\frac{V}{\mu\psi_{\max}}\frac{1}{\sqrt{p_0 v_0}}\frac{1}{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}+1}\left(\frac{p_i}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}+1} + \text{const} =$$

$$= \frac{2}{m-1}\frac{V}{\mu\psi_{\max}}\frac{1}{\sqrt{p_0 v_0}}\left(\frac{p_i}{p_0}\right)^{-\frac{1}{2}\frac{m-1}{m}} + \text{const}.$$

Вставляя значения пределов, получим

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt = \frac{2}{m-1}\frac{V}{\mu\psi_{\max}}\frac{1}{\sqrt{p_0 v_0}}\left\{\left[\left(\frac{p_0}{p_a}\right)\left(\frac{p_a}{p_k}\right)\right]^{\frac{m-1}{2m}} - 1\right\}, \qquad (168)$$

где

$$p_k = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} p_a.$$

Ввиду того что k в пределах истечения меняется для продуктов сгорания при полной нагрузке от 1,3 до 1,32, а показатель истечения m по практическим данным меняется от 1,25 до 1,35 и точное его значение экспериментально не найдено, примем $k = m = 1{,}3$; принимая коэфициент истечения $\mu = 0{,}825$, получим после подстановки

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt = 3{,}87\frac{V}{\sqrt{p_0 v_0}}\left\{0{,}932\left(\frac{p_0}{p_a}\right)^{0{,}115} - 1\right\}. \qquad (169)$$

Заменим помощью характеристического уравнения

$$p_0 v_0 = R T_0.$$

T_0 и p_0 соответствуют температуре и давлению конца расширения и согласно принятой терминологии могут быть заменены через T_b и p_b.

Принимая как среднее значение $R = 29{,}2$, $p_a = 1$ и понимая под V рабочий объем цилиндра (вместе с выхлопными окнами за счет объема пространства сжатия), получаем окончательную формулу для определения время-сечения до критического давления:

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt = 0{,}717\frac{V}{\sqrt{T_b}}\left(0{,}932 p_b^{0{,}115} - 1\right). \qquad (170)$$

Второй период (выхлоп ниже критической скорости). Аналитическое решение интеграла для области низких давлений ввиду переменности ψ невозможно, и решать его приходится графически. Для этой цели видоизменим несколько уравнение (167) таким образом, чтобы подинтегральное выражение вместо отношения $\frac{p_i}{p_0}$ было представлено как функция отношения $\frac{p_a}{p_i}$.

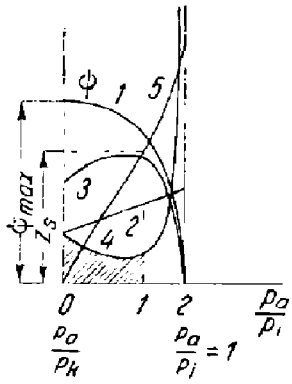
Имеем

$$\frac{p_i}{p_0} = \frac{p_i}{p_0}\frac{p_a}{p_a} = \left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{-1}\frac{p_a}{p_0}. \qquad (171)$$

Продифференцируем:

$$d\left(\frac{p_i}{p_0}\right) = -\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{-2}\frac{p_a}{p_0} d\left(\frac{p_a}{p_i}\right). \qquad (172)$$

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 144.

Возведем в степень $\left(\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}\right)$ обе части уравнения (171) и помножим на уравнение (172) и на $\frac{1}{\psi}$:

$$\frac{1}{\psi}\left(\frac{p_i}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{3}{2}} d\left(\frac{p_i}{p_0}\right)= = -\frac{1}{\psi}\left(\frac{p_a}{p_0}\right)^{\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}}\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{-\frac{1}{2m}-\frac{1}{2}} d\left(\frac{p_a}{p_i}\right). \qquad (173)$$

После подстановки уравнение (167) принимает вид

$$\int f dt=\frac{1}{m}\frac{V}{\mu}\frac{1}{\sqrt{p_0 v_0}}\left(\frac{p_0}{p_a}\right)^{\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}}\int_{p_0}^{p_a}\frac{1}{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}}\psi} d\left(\frac{p_a}{p_i}\right). \qquad (174)$$

Графическое интегрирование правой части этого уравнения произведем в пределах изменения p_i от p_k до p_s (где p_s — давление продувочного воздуха). На фиг. 144 представлены последовательные определения подинтегрального выражения в пределах изменения давления от p_k до p_a.

По оси абсцисс отложены значения отношения $\frac{p_a}{p_i}$, а по оси ординат — соответствующие значения ψ (кривая *1*). Возводя последовательно отношения $\frac{p_a}{p_i}$ в степень $\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}$, беря для выхлопа $m=1{,}3$, т. е. в степень 0,885, получим кривую *2*. Произведение кривых *1* и *2* даст кривую *3* и обратное ее значение — кривую *4*. Площадь под кривой *4* в определенных пределах изменения отношения $\frac{p_a}{p_i}$ дает искомый интеграл

$$\int\frac{1}{\left(\frac{p_a}{p_i}\right)^{\frac{1}{2m}+\frac{1}{2}}\psi} d\left(\frac{p_a}{p_i}\right),$$

линейное выражение которого представлено кривой *5*.

Таким образом при изменении отношения давлений от $\frac{p_a}{p_k}$ (точка *0*) до $\frac{p_s}{p_k}$ (точка *1*) ордината кривой *5* — Z_s и представит искомый интеграл в уравнении (174)

$$\int_{t_k}^{t_s} dt=\frac{1}{m}\frac{V}{\mu}\frac{1}{\sqrt{p_k v_k}}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}\left(\frac{1}{2}-\frac{1}{2m}\right)} Z_s. \qquad (175)$$

Принимая, как и выше, $k=m=1{,}3$ и $\mu=0{,}825$, найдем

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt=\frac{\sqrt{2(m+1)}}{2m}\frac{V}{\mu}\frac{1}{\sqrt{p_k v_k}} Z_s=0{,}825\frac{V}{0{,}825}\frac{1}{\sqrt{p_k v_k}} Z_s,$$

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt=\frac{V}{\sqrt{p_k v_k}} Z_s=0{,}185\frac{V}{\sqrt{r_k}} Z_s. \qquad (176)$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

где

$$T_k = T_b\left(\frac{p_k}{p_b}\right)^{\frac{m_1-1}{m}} = \frac{T_b}{p_b^{\frac{m-1}{m}}}\left[p_a\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{\kappa}{k-1}}\right]^{\frac{m-1}{m}} =$$

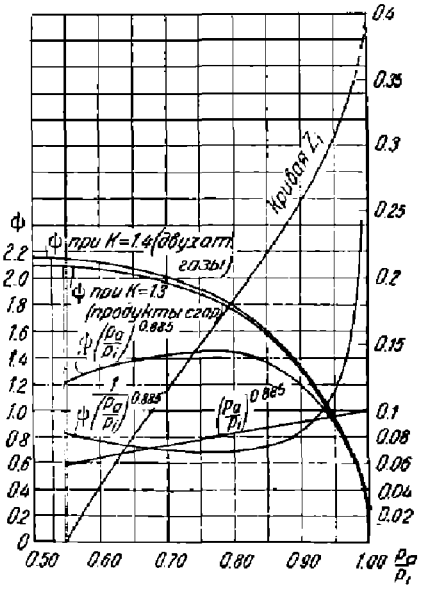
$$= T_b\left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}}\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k(m-1)}{(k-1)m}}.$$

Принимая $k = m = 1{,}3$, получим

$$T_k = 1{,}15T_a\left(\frac{p_a}{p_b}\right)^{0{,}231}$$

Подставляя это выражение в формулу (176), найдем

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = 0{,}173\frac{V}{\sqrt{T_b}}\left(\frac{p_b}{p_a}\right)^{0{,}115} Z_s. \qquad (177)$$



Фиг. 145.

Если принять, как и выше, $p_a = 1$, то

$$\int_{t_k}^{t_s} f dt = 0{,}173\frac{V}{\sqrt{T_b}}\, p_b^{0{,}115} Z_s. \qquad (178)$$

Суммарное время-сечение за период выхлопа до начала продувки получим

$$\int_{t_0}^{t_k} f dt + \int_{t_k}^{t_s} f dt = 0{,}173\frac{V}{\sqrt{T_b}}\,(3{,}86 - Z_s)p_b^{0{,}115} - 4{,}14. \qquad (179)$$

Все величины, входящие в эту формулу, известны из основной рабочей диаграммы, а Z_s определяется графически в зависимости от отношения давлений $\frac{p_a}{p_i}$ $\left(\text{для отношения } \frac{p_a}{p_s}\right)$ по диаграмме фиг. 145.

ПЕРИОД ПРОДУВКИ

В момент открытия продувочных окон давление в цилиндре равно давлению в ресивере p_s, и продувка цилиндра идет от продувочных окон к выхлопным, преодолевая сопротивление обоих этих окон.

Ввиду того, что выхлопные окна в начале продувки имеют значительно большее сечение против продувочных, уравнивание давлений в цилиндре пойдет быстрее, чем подача свежего воздуха в рабочий цилиндр через продувочные окна.

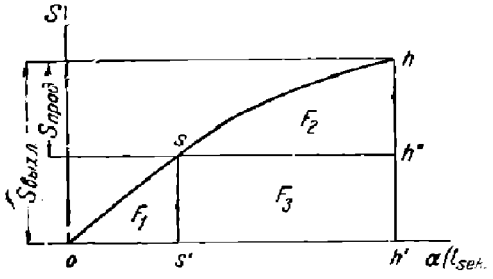
Предполагая для всего процесса продувки постоянное противодавление в рабочем цилиндре p_a и постоянное давление в ресивере p_s, определим необходимое время-сечение продувочных окон.

Количество воздуха, вытекающее за время dt,

$$dG = \mu\psi f\sqrt{\frac{p_s}{v_s}}\, dt; \quad f dt = \frac{dG}{\mu\psi\sqrt{\frac{p_s}{v_s}}};$$

$$\int f dt = \frac{G}{\mu\psi\sqrt{\frac{p_s}{v_s}}}. \qquad (180)$$

НГТУ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 146.

Выражение (180) включает два неизвестных: 1) время-сечение $\int fdt$ и 2) величину ψ, зависящую от давления в цилиндре p_z.

Для щелевой продувки, задаваясь началом открытия выхлопных окон и определяя начало открытия продувочных окон, тем самым получаем время-сечение для продувки и для всего выхлопа.

Определение время-сечения для продувки и выхлопа произведем графически, зная диаметр и ход поршня и отношение длины шатуна к радиусу кривошипа.

Для этой цели построим кривую зависимости хода поршня от угла поворота кривошипа с момента открытия выхлопных щелей (фиг. 146). По оси абсцисс откладываем угол поворота кривошипа α, а по оси ординат — соответствующий ему ход поршня S (от начала открытия выхлопных щелей), построенный по точкам.

Полученная интегральная площадь ohh' разбивается на три площади: F_1, F_2 и F_3, где F_1 соответствует время-сечению предварения выхлопа до уравнивания давления с ресивером, $2\ (F_2 + F_3)$ — время-сечению выхлопа за период продувки (учитывая обратный ход поршня), $2F_2$ — время-сечению продувки.

Определяя масштабы диаграммы, находим необходимое время-сечение продувки по указанной площади.

Из уравнения (180) определяем значение ψ:

$$\psi = \frac{G}{\mu \sqrt{\frac{p_s}{v_s}} A_1}, \tag{181}$$

где $A_1 = \int fdt$ (время-сечение продувки).

В этой формуле по фиг. 146 известно время-сечение, состояние продувочного воздуха в ресивере и его количество, которое для машин с отдельным продувочным насосом берется с избытком в 25—50% против рабочего объема цилиндра: $\varphi = 1{,}25—1{,}50$.

У двигателей с кривошипно-камерной продувкой $\varphi = 0{,}8 — 0{,}6$.

Имеем

$$G = \frac{V}{v_0}$$

и, подставляя это выражение в формулу (181), получаем

$$A_1 = \frac{V \cdot \varphi}{\mu \cdot \psi v_0 \sqrt{\frac{p_s}{v_s}}}. \tag{182}$$

Напишем характеристические уравнения для атмосферного воздуха $p_0 v_0 = RT_0$ и для воздуха, находящегося в ресивере, $p_s v_s = RT_s$; из их отношения найдем

$$v_0 = v_s \frac{T_0 p_s}{T_s p_0}$$

и после подстановки в уравнение (182)

$$A_1 = \frac{V \varphi T_s p_0}{\mu \cdot \psi \cdot p_s T_0 \sqrt{p_s v_s}} = \frac{V \varphi T_s p_0}{\mu \sqrt{R} \cdot \sqrt{T_s} \cdot T_0 \cdot p_s \psi}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Принимаем $\mu = 0{,}8$; откуда $\frac{1}{\mu\sqrt{R}} = 0{,}23$, получим окончательно

$$A_1 = \frac{0{,}23 \cdot V \cdot \varphi \sqrt{T_s} \cdot p_0}{\psi \cdot T_0 \cdot p_s}. \tag{183}$$

При начальном давлении $p_0 = 1$ *кг/см²* и температуре воздуха $T_0 = 288°$ абс. формула (183) получит вид

$$A_1 = \frac{0{,}8 \cdot 10^{-3} \cdot V \cdot \varphi \cdot \sqrt{T_s}}{\psi \cdot p_s}. \tag{184}$$

Произведя дальнейшее преобразование формулы (183), пользуясь уравнением политропы $T_s = T_0 \left(\frac{p_s}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}$, получаем

$$A_1 = \frac{0{,}23 \cdot V \cdot \varphi}{\psi \cdot \sqrt{T_0}} \left(\frac{p_0}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{185}$$

Если T_0 принять равным 288° абс. и $p_0 = 1$ *кг/см²*, то получим

$$A_1 = \frac{0{,}0136 \cdot V \cdot \varphi}{\psi \cdot p_s^{\frac{n+1}{n}}}. \tag{186}$$

При пользовании этим уравнением приходится задаваться давлением продувки p_s и показателем политропы n. Последний берется в зависимости от системы продувочного аппарата в пределах от 1,5÷2.

Этот показатель учитывает также подогрев воздуха о горячие стенки, и таким образом определяет состояние воздуха перед продувочными окнами.

В среднем для поршневого продувочного насоса показатель политропы может быть взят $n = 1{,}5$, а для центробежного насоса $n = 2$.

Все предыдущие выражения даны для объема цилиндров, вычисленного в *м³*; при выражении объема в *л* и давления в *кг/см²*, уравнения (184) и (186) примут вид

$$A_1 = \frac{0{,}8 \cdot 10^{-6} \cdot V_h \cdot \varphi \cdot \sqrt{T_s}}{\psi \cdot p_s} \tag{187}$$

и

$$A_1 = \frac{13{,}6 \cdot 10^{-6} \cdot V_h \cdot \varphi}{\psi \cdot p_s^{\frac{n+1}{2n}}}. \tag{188}$$

Из предыдущих же выражений может быть установлена следующая формула для продувки:

$$A_1 = \frac{230 \cdot 10^{-6} \cdot V_h \cdot \varphi}{\psi \cdot \sqrt{T_s} \cdot p_s^{\frac{1}{n}}}. \tag{189}$$

Температура продувочного воздуха поршневого насоса

$$T_s = T_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{p_s}{p_0}}$$

при $p_0 = 1$ *кг/см²*

$$T_s = T_0 \cdot \sqrt[3]{p_s}.$$

Для центробежного насоса

$$T_s = T_0 \cdot \sqrt{\frac{p_s}{p_0}}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

при $p_0 = 1$ *кг/см*^{2},

$$T_s = T_0 \sqrt{p_s}.$$

Выхлоп в период продувки. Предварительно определим среднюю температуру в рабочем цилиндре T_z из того условия, что имеет место полное смешение продувочного воздуха с продуктами сгорания, заполняющими рабочий цилиндр в начале продувки при их температуре и давлении T_r и p_r.

Обозначим через G_r вес продуктов сгорания, подлежащих удалению из рабочего цилиндра; $G_0 = G_s$ — вес продувочного воздуха; тогда сумма газов равна

$$G_z = G_s + G_r. \tag{190}$$

Заменяя веса через параметры характеристического уравнения, получим

$$G_s = \frac{p_s \cdot V_h \cdot \varphi}{R_s \cdot T_s} \quad \text{и} \quad G_r = \frac{p_r V_h}{R_r T_r}.$$

Предполагая, что смешение происходит при равных давлениях, так что разные температуры ресиверного воздуха и продуктов сгорания не изменят суммарного объема после смешения, который в этом случае должен равняться их сумме

$$V_h + \varphi V_h = V_h(\varphi + 1),$$

получим

$$\frac{p_z \cdot V_h(\varphi + 1)}{R_z \cdot T_z} = \frac{p_s V_h \cdot \varphi}{R_s \cdot T_s} + \frac{p_r V_h}{R_r \cdot T_r}. \tag{191}$$

Считая, что характеристические постоянные мало отличаются друг от друга и что смешение газов происходит при одинаковых давлениях (p_s в процессе продувки снижается до p_z), т. е. $p_s = p_r = p_z$; сокращая, получим

$$\frac{1 + \varphi}{T_z} = \frac{1}{T_r} + \frac{\varphi}{T_s},$$

откуда

$$T_z = \frac{(1 + \varphi) T_r \cdot T_s}{T_s + T_r \cdot \varphi}. \tag{192}$$

Это приближенное выражение имеет достаточную техническую точность. Если учесть, что продувочный воздух в процессе продувки рабочего цилиндра имеет дополнительный нагрев от горячих стенок, который не учтен в предыдущем выражении, то температуру T_s необходимо увеличить на ΔT_s, получив выражение

$$T_z = \frac{(1 + \varphi) \cdot T_r (T_s + \Delta T_s)}{T_s + \Delta T_s + T_r \cdot \varphi}. \tag{193}$$

Некоторые авторы принимают, что совместный процесс „продувка-выхлоп" идет по закону полного смешения части поступившего по времени продувочного воздуха со сгоревшими газами, так что каждый последующий выхлоп будет более обеднен сгоревшими газами и весь процесс будет протекать при переменной температуре, начиная с температуры T_r до температуры T_a начала сжатия.

Такой расчет дает, однако, незначительное отклонение от температуры T_z, вычисленной по уравнению (187).

Время-сечения выхлопных окон, соответствующее площади $(F_2 + F_3)$ 2, должно быть равно

$$\int f \cdot dt = \frac{G}{\mu\psi \sqrt{\frac{p_z}{v_z}}}.$$

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

Подставляя вместо G его значение $G = \frac{V \cdot \varphi}{v_s}$, получим

$$\int f \cdot dt = \frac{V \cdot \varphi}{\mu \cdot \psi \cdot \sqrt{p_s \cdot v_s}} = \frac{V\varphi}{\mu\psi\sqrt{R} \cdot \sqrt{T_s}}.$$

Учитывая потери скорости в рабочем цилиндре в процессе его продувки, принимаем коэфициент истечения в выхлопных окнах

$$\mu = 0{,}7.$$

Тогда будем иметь

$$\frac{1}{\mu\sqrt{R}} = 0{,}264$$

и, окончательно,

$$\int f \cdot dt = \frac{0{,}264 \cdot V \cdot \varphi}{\varphi\sqrt{T_s}}. \tag{194}$$

Здесь T_s находится по выражению (193), определяемому по избытку продувочного воздуха φ, температуре в ресивере T_s и температуре сгоревших газов T_r, находящихся в цилиндре во время продувки.

Последняя температура определяется в предположении, что расширение газов в цилиндре в момент открытия выхлопных окон идет по политропическому закону с показателем 1,5 до давления p_r, учитывая теплоотдачу в охлаждающие стенки цилиндра.

Тогда температура

$$T_r = T_s \cdot \left(\frac{p_r}{p_s}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

при $n = 1{,}5$

$$T_r = T_s \sqrt[3]{\frac{p_r}{p_s}}. \tag{195}$$

Качество продувки. При определении чистоты продувки проф. Нейман считает, что процесс идет путем полного смешения по времени поступающего продувочного воздуха в рабочий цилиндр с продуктами сгорания и соответствующего вытекания полученной смеси через выхлопные окна, что приводит его к выражению

$$\eta_{ls} = \frac{1}{1 + \frac{T_s}{T_r\left(c\frac{\varphi V_h}{V_{s0}} - 1\right)}} = \frac{1}{1 + \frac{T_s}{T_r(e^n - 1)}} \tag{196}$$

где

$$n = \frac{\varphi \cdot V_h}{V_{s0}}.$$

Здесь e — основание натурального логарифма;

T_s и T_r — температура воздуха в ресивере и остаточных газов;

φ — коэфициент избытка продувочного воздуха;

V_h — рабочий объем, приведенный к температуре и давлению в ресивере;

V_{s0} — объем, подлежащий продувке с учетом доли полезного хода λ и пространства сжатия V_c.

Из этих соображений показатель n равен

$$n = \frac{\varphi \cdot V_h \cdot T_s \cdot p_0}{T_0 \cdot p_s(\lambda \cdot V_h + V_c)}. \tag{197}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Для определения доли остаточных газов надо коэфициент качества продувки вычесть из единицы

$$\gamma = (1 - \eta_s). \tag{198}$$

В дальнейшем еще необходимо определить температуру начала сжатия, которую примем как среднюю величину между T_s и T_x, причем последняя определяется из выражения, по своему построению не требующего объяснения,

$$T_x = T_s\eta_s + T_r(1 - \eta_s). \tag{199}$$

Температура T_s по уравнению (192) и температура T_x по уравнению (199) дают крайние возможные температуры начала рабочего процесса, причем температура T_s характеризует рабочий процесс продувки при самых неблагоприятных условиях, когда имеет место полное смешение всего продувочного воздуха с остаточными газами. Температура T_x характеризует плавное протекание рабочего процесса с вытеснением остаточных газов продувочным воздухом.

В зависимости от системы продувки возможно путем оценки того или иного влияния установить температуру в начале сжатия по формуле

$$T_a = T_s \cdot \sigma + T_x(1 - \sigma), \tag{200}$$

где σ — коэфициент, зависящий от системы продувки и продувочных органов.

Для прямоточной продувки можно принять

$$\sigma = 0{,}35 \div 0{,}45.$$

Для петлевой продувки и фонтанной

$$\sigma = 0{,}55 \div 0{,}65.$$

Определенный по уравнению (196) коэфициент качества продувки η_s справедлив для прямоточной продувки и зависит, главным образом, от избытка продувочного воздуха: чем больше φ, тем больше η_s; для других типов продувки необходимо внести поправочный коэфициент в зависимости от конструкции машины в пределах от 0,95 до 0,97.

Чем больше давление продувочного воздуха, тем интенсивнее произойдет перемешивание продувочного воздуха со сгоревшими газами, и для такого случая будут справедливы все выражения, предложенные Нейманом как для определения качества продувки, так и температуры смеси, вытекающей через выхлопные окна.

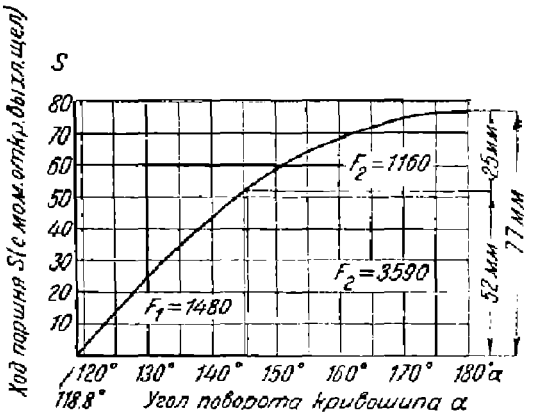
При малых значениях $p_s = (1{,}1 \div 1{,}15)$ *ата* может иметь место постепенное вытеснение сгоревших газов продувочным воздухом, и избыток последнего не будет иметь решающего влияния на качество продувки. Из этих соображений при определении продувочного воздуха приходится считаться со скоростным режимом двигателя. Чем быстроходнее двигатель, тем выше получается расчетное p_s, так как кроме уменьшения $\int fdt$ необходимо увеличить коэфициент избытка продувочного воздуха φ, ибо его значение, главным образом, определяет качество продувки. Для тихоходных машин величина p_s получается ниже как за счет большего времясечения, так и меньшего избытка продувочного воздуха, который в таком случае может дать более плавное вытеснение сгоревших газов продувочным воздухом, тем самым обеспечивая достаточное качество продувки.

Для тихоходных двигателей p_s держится в пределах $(1{,}1 \div 1{,}2)$ *ата* и φ $(1{,}15 \div 1{,}25)$; для быстроходных двигателей в зависимости от числа оборотов — от $(1{,}2 \div 1{,}4)$ *ата* и φ $(1{,}25 \div 1{,}4)$.

Чем больше давление p_s и коэфициент продувочного воздуха φ, тем больше будет затрачено энергии на продувку, тем ниже получится механический к. п. д. в целом и тем больше будет расход топлива на 1 *л. с. ч.*

НБ УДИТ (ДГТ)

При окончательном установлении p_s и φ необходимо произвести несколько предварительных просчетов потребного время-сечения $\int f \cdot dt$ путем изменения длины окна и остановиться на таком его значении, которое обеспечило бы наибольшее среднее давление p_e с учетом потери на продувку. Увеличивая длину продувочных окон, вместе с тем имеем возможность уменьшить p_s и φ, т. е. уменьшить работу продувочного насоса, но при этом проигрывается доля полезного хода двигателя λ.



Фиг. 147.

Пример. Рассчитать продувку двухтактного двигателя Дизеля по следующим данным:

$$D = 320 \text{ мм}; \quad S = 350 \text{ мм}; \quad n = 350 \text{ об/мин};$$

длина выхлопных щелей $S_{выхл} = 77$ мм (или 22% от полного хода поршня); число выхлопных щелей 7; ширина каждой щели 35 мм.

Определим рабочий объем цилиндра

$$V = \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi \cdot 0{,}32^2}{4} 0{,}35 = 0{,}02815 \text{ м}^3.$$

Общая ширина выхлопных щелей $B = 35 \cdot 7 = 245$ мм.

Принимаем для конца расширения (в момент открытия выхлопных щелей) $p_b = 3{,}5$ ата, $T_b = 1\,100°$ абс.

Задаваясь давлением продувочного воздуха $p_s = 1{,}2$ ата, по диаграмме фиг. (145) для $\frac{p_a}{p_s} = \frac{1}{1{,}2} = 0{,}833$ найдем

$$Z_s = 0{,}2065.$$

По формуле (179) определяем необходимое время-сечение для периода выхлопа (до открытия продувочных щелей):

$$\int_{t_0}^{t_k} f\,dt + \int_{t_k}^{t_s} f\,dt = 0{,}173 \frac{V}{\sqrt{T_b}} \left[(3{,}86 + Z_s)\, p_b^{0{,}115} - 4{,}14\right] =$$

$$= \frac{0{,}173 \cdot 0{,}02815}{31{,}6} \left[(3{,}86 + 0{,}2065)\, 3{,}5^{0{,}115} - 4{,}14\right) =$$

$$= \frac{0{,}173 \cdot 0{,}02815 \cdot 0{,}56}{31{,}6} = \frac{86{,}4}{10^6} \text{ м}^2\text{сек} = 86{,}4 \text{ мм}^2\text{сек}.$$

Далее строим диаграмму хода поршня (с момента открытия выхлопных щелей) в зависимости от угла поворота кривошипа α для отношения радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 1/5$ (фиг. 147) [1]).

Масштаб площадей диаграммы определится следующим образом:

ось абсцисс — 1 мм — 0,5° угла поворота кривошипа
„ ординат — 1 мм — 1 мм хода поршня

Так как углу поворота $\alpha = 1°$ соответствует время $\frac{1}{6n}$ сек. $= \frac{1}{6 \cdot 350} =$

[1]) Диаграмма против натуры уменьшена на $1/3$.

НБ УДУНТ (ДИТ)

$= \frac{1}{1\,100}$ сек., а ходу поршня в 1 *мм* соответствует площадь открытия окон: $1 \cdot B = 245$ *мм*², то имеем далее

$$1\ мм — \frac{0{,}5}{2\,100} = \frac{1}{4\,200}\ сек.$$

$$1\ мм — 245\ мм^2.$$

Отсюда 1 *мм*² площади диаграммы $— \frac{245}{4\,200} = \frac{1}{17{,}15}\ мм^2 сек$,

или

$$1\ мм^2 сек — 17{,}15\ мм^2.$$

Полученному выше время-сечению первого периода выхлопа будет соответствовать площадь диаграммы

$$F_1 = 17{,}15 \cdot 86{,}4 = 1\,480\ мм^2.$$

Эта величина площади дает на диаграмме фиг. 147 ординату в 52 *мм*. Следовательно, 52 *мм* есть длина открытия выхлопных щелей до начала продувки; отсюда длина продувочных щелей $S_{пр} = 77 — 52 = 25$ *мм*, что как раз соответствует выполненному размеру в рассматриваемом двигателе.

Для периода продувки имеем

$$2F_2 = 2\,320\ мм^2.$$

Принимая ширину продувочных щелей ту же, что и выхлопных, найдем располагаемое время-сечение

$$A_1' = \frac{2\,320}{17{,}15} = 135{,}2\ мм^2 сек = \frac{135{,}2}{10^6}\ м^2 сек.$$

Но так как в этом двигателе продувка идет через два ряда щелей, причем верхние щели (размером 27×245 *мм*²) за все время продувки открыты полностью, то соответствующее им время-сечение (за период продувки) будет

$$A_1'' = 2 \cdot 27 \cdot 245\,\frac{69}{4\,200} = 217\ мм^2 сек = \frac{217}{10^6}\ м^2 сек.$$

Отсюда суммарное время-сечение для продувки

$$A_1 = A_1' + A_1'' = \frac{135{,}2 + 217}{10^6} = \frac{352{,}2}{10^6}\ м^2 сек.$$

По формуле (186) определяем соответствующее ψ:

$$\psi = \frac{0{,}0136 \cdot V\varphi}{A_1 p_s^{\frac{n+1}{n}}}.$$

Считая $n = 1{,}5$; $p_s = 1{,}2$ *ата* и $\varphi = 1{,}6$, получим

$$\psi = \frac{0{,}0136 \cdot 0{,}02815 \cdot 10^6 \cdot 1{,}48}{352{,}2 \cdot 1{,}165} = 1{,}375.$$

По фиг. 145 находим соответствующее этому ψ (при $k = 1{,}4$) отношение

$$\frac{p_z}{p_s} = 0{,}89.$$

Отсюда $p_z = 1{,}2 \cdot 0{,}88 = 1{,}07$.

Для выхлопа в период продувки (фиг. 147) имеем

$$2(F_2 + F_3) = 9\,500\ мм^2.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда

$$\int f dt = \frac{9\,500}{17{,}15} = 553 мм^2 сек. = \frac{553}{10^6}\ м^2 сек.$$

Проверим по формуле (194), достаточно ли это время-сечение:

$$\int f dt = \frac{0{,}264 \cdot V \cdot \varphi}{\psi \sqrt{T_s}}. \qquad (194)$$

Для определения T_s предварительно найдем T_r и T_s:

$$T_r = T_b \sqrt[3]{\frac{p_r}{p_b}}.$$

$p_b = 3{,}5$ *ата*;
$p_r = 1$ *ата*.

$$T_r = 1\,000 \sqrt[3]{\frac{1}{3{,}5}} = 725^\circ \text{ и } T_s = T_0 \sqrt[3]{p_s} = 288 \sqrt[9]{1{,}2} = 306°\text{C}.$$

Подставляя эти значения в уравнение (193)

$$T_s = \frac{(1+\varphi)\, T_r \cdot T_s}{T_s + \varphi \cdot T_r} = \frac{2{,}6 \cdot 725 \cdot 306}{306 + 725 \cdot 1{,}6} = 394°\text{C}.$$

Для

$$\frac{p_a}{p_z} = \frac{1}{1{,}07} = 0{,}935 \text{ и } k = 1{,}3;$$

по фиг. 145 имеем $\psi = 1{,}1$.

Полученные выражения после подстановки в уравнение (194) дают необходимое время-сечение выхлопных окон за совместный период „выхлоп-продувка"

$$\int f \cdot dt = \frac{0{,}264 \cdot 0{,}02815 \cdot 1{,}48 \cdot 10^6}{1{,}1 \cdot 19{,}87} = 504\ мм^2 сек.$$

Так как располагаемое время-сечение несколько больше, чем необходимо, то весь процесс продувки и выхлопа будет протекать при давлениях, подсчитанных в этом примере.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ПЯТАЯ

ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЕ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

1. СХЕМА ТЕПЛОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

Обратимся к рассмотрению того, как используется двигателем располагаемое количество тепла, введенное топливом, и как оцениваются потери тепла в отдельные периоды рабочего цикла.

На фиг. 148 графически представлено распределение тепла в идеальной машине (слева) и в действительной машине (справа), работающей на газе.

Из всего располагаемого количества тепла Q_1 идеальная машина использует лишь $Q_1 - Q_2$, где Q_2 является потерей. Это использованное идеальной машиной тепло соответствует термическому к. п. д.

В действительной машине имеются еще другие потери, распределение которых показано на правой диаграмме. Как видно, большинство этих потерь вследствие охлаждения двигателя водой относится за счет тепла, подлежащего отдаче холодному источнику (потеря *1*), и лишь часть тепла уходит в воду за счет возможного термического использования. Такое распределение тепла в действительной машине хотя и влечет за собой некоторые термические потери, но имеет ту выгоду, что не все тепло Q_2, подлежащее отдаче холодному источнику, направляется в выхлоп, а лишь часть его (потеря *4*), предохраняя этим выхлопные органы от чрезмерного перегрева.

Таким образом соответствующая идеальной машине потеря тепла Q_2, отданного холодному источнику, распадается в действительной машине на три главные части:

Потеря *1* — в охлаждающую воду (30—35%) [1], потеря *3* — в окружающую среду, потеря *4* — отходящими газами.

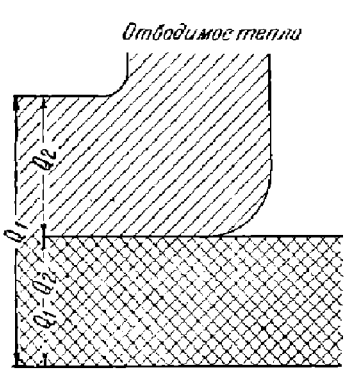
Но кроме этих потерь в действительной машине имеются еще следующие: потеря *8* — от неполноты горения; потеря *6* — от догорания; потеря *5* — от замедленной вспышки; потеря *7* — вследствие работы насосов и, наконец, потеря *9* — от работы трения, которая в большей части передается охлаждающей цилиндр воде и частью уходит в окружающую среду. Оставшаяся, таким образом, часть тепла *10* обращается в полезную работу двигателя.

При такой схеме теплораспределения является естественно вопрос: нельзя ли использовать хоть частью то тепло, которое двигатель теряет в охлаждающую воду и которое в небольших двигателях доходит до 40% от всего располагаемого тепла? Однако та доля этой потери, которая является потерей действительной машины (а не идеальной), как мы увидим далее, столь незначительна, что все попытки, направленные на ее уменьшение, не привели к желаемым результатам.

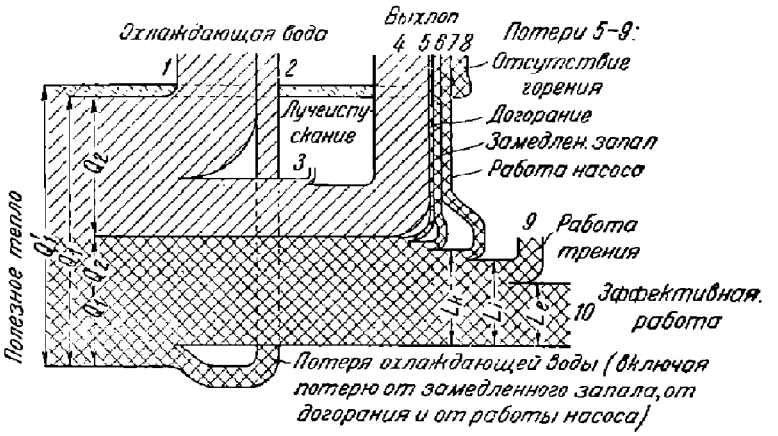
Иначе обстоит дело с потерей от неполноты сгорания, которая может быть доведена до минимума хорошей конструкцией двигателя; на эту-то потерю и должно быть, главным образом, обращено внимание конструктора.

[1] К этой потере следует еще в действительной машине отнести и потерю *2* — от работы трения поршня, отдающей тепло через стенки цилиндра в охлаждающую воду.

НБ УрФУ (ДПТ)



Фиг. 148а. Тепловой баланс идеальной машины.



Фиг. 148а. Тепловой баланс действительной машины.

2. КОЭФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

В зависимости от распределения тепла в двигателе различают нижеследующие к. п. д

1. Термическим к. п. д. η_t называется отношение тепла, обращенного в работу, AL_t, к затраченному теплу Q_1 — в идеальной машине, т. е. работающей без потерь. Вычисление его приведено было выше.

2. Отношение тепла, соответствующего действительной работе газов в цилиндре, учитывающей действительные потери в рабочем цикле (индикаторная работа L_i), ко всему затраченному теплу называется индикаторным к. п. д. η_i.

3. Отношение индикаторного к. п. д. к термическому называется относительным к. п. д., или степенью использования:

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} = \frac{L_i}{L_t}. \tag{201}$$

Этот коэфициент, таким образом, учитывает потери работы газов действительной машины по отношению к идеальной.

4. Работе L_i газов противодействует трение двигателя L_r, и действительная работа, полученная на валу машины, $L_e = L_i - L_r$.

Отношение количества тепла, обращенного в действительную работу на валу машины, к затраченному теплу называется действительным, или эффективным, к. п. д.

$$\eta_e = \frac{AL_e}{Q_1}. \tag{202}$$

5. Отношение эффективного к. п. д., или эффективной работы, к индикаторному к. п. д., или индикаторной работе, называется механическим к. п. д.

$$\eta_t = \frac{\eta_e}{\eta_i} = \frac{L_e}{L_i}. \tag{202а}$$

Механический к. п. д., таким образом, характеризует относительную работу трения механизма.

НБ УДУНТ (ДГТ)

Итак, связь между указанными к. п. д., характеризующими рабочий процесс действительной машины, следующая:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_m. \qquad (202b)$$

3. ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ И СОСТАВА СМЕСИ НА БАЛАНС ТЕПЛА

Табл. 34 дает на примере генераторного газа ($\alpha = 1{,}5$) распределение тепла (в процентах) в двигателе в зависимости от степени сжатия ε.

Таблица 34

	q_e	q_w	q_g	Остаток
3,63	21,5	50,4	22,7	5,4
4,58	24,0	49,9	21,6	4,5
6,58	27,9	48,5	18,3	5,3
8,16	29,3	45,6	19,3	5,8

Как видно из нее, чем больше ε, т. е. чем больше давление сжатия, тем больше тепла обращается в полезную работу q_e. Потеря тепла в воду q_w с увеличением ε несколько убывает, так же как и потеря в выхлоп q_g. Остаточный член, включающий потерю от неполноты сгорания и в окружающую среду, остается почти без изменения, что указывает на достаточную точность приведенных опытов.

Табл. 35 дает распределение тепла в двигателе в зависимости от коэфициента избытка воздуха α при определенной степени сжатия ($\varepsilon = 8{,}16$):

Таблица 35

	q_e	q_w	q_g	Остаток
1,1	23,7	41,1	14,7	20,5 [1]
1,3	26,5	47,9	16,5	9,1
1,7	29,3	43,3	19,3	8,0
1,9	29,7	41,1	19,9	9,0
2,2	30,0	38,5	21,7	9,8

Как видно, работа с бедной смесью ($\alpha = 2{,}2$) дает лучшие результаты в смысле количества обращенного в работу тепла ($q_e = 30\%$), что и подтверждает сделанные нами раньше выводы относительно выгодности бедной смеси. Потеря в воду при переходе к более бедным смесям убывает, потери же в выхлоп несколько растут; последнее обстоятельство объясняется тем, что при той же нагрузке количество отходящих газов относительно больше у бедной смеси, чем у богатой.

Табл. 36 и 37 показывают, что максимум обращенного в работу тепла получается при вполне определенном составе рабочей смеси и что при уклонении в ту или другую сторону от этой величины экономичность двигателя ухудшается.

[1]) Этот скачок указывает на то, что в случае очень богатой смеси часть ее (иногда 16—17%) совершенно не участвует в процессе горения.

НБ УДУНТ (ДПТ)

Таблица 36
($\varepsilon = 3{,}63$)

	q_e	q_w	q_g	Остаток
1,0	18,4	38,9	17,4	25,3
1,2	21,0	46,9	19,9	12,2
1,5	21,9	50,6	22,7	5,4
1,9	20,2	44,4	26,9	8,5
2,0	18,8	39,6	29,0	12,6

Таблица 37
($\varepsilon = 8{,}16$)

	q_e	q_w	q_g	Остаток
1,33	27,8	48,3	17,2	6,4
1,56	29,1	45,9	18,6	6,4
1,88	30,6	41,1	20,4	7,9
2,21	30,4	37,1	22,4	10,1
2,58	29,6	36,1	25,1	9,2

Так, на табл. 36 максимум q_e — при $\alpha = 1{,}5$, а на табл. 37 — при $\alpha = 1{,}88$. Разные значения наивыгоднейшего α в обоих приведенных примерах объясняются различными ε (3,63 и 8,16).

Таким образом видим, что для наиболее выгодного использования тепла в двигателе необходим определенный состав смеси, дающий наиболее полное сгорание.

Вопрос об удачном подборе состава рабочей смеси особенно важен при выборе системы регулирования двигателя.

Степень сжатия, как мы только что видели, влияет на величину индикаторной работы двигателя L_i, а следовательно, и на индикаторный к. п. д. η_i. Однако с увеличением степени сжатия повышается одновременно и к. п. д. идеальной машины η_t, а также растет количество теоретически возможной работы L_t. Поэтому степень теплоиспользования определенного двигателя

$$\eta_g = \frac{L_i}{L_t} = \frac{\eta_i}{\eta_t}$$

остается приблизительно постоянной.

Табл. 38, составленная по опытам Негеля, иллюстрирует это.

Таблица 38

p_e	η_t	η_i	η_g
5,87	0,352	0,23	0,65
8,21	0,40	0,264	0,66
13,5	0,483	0,306	0,634
18,4	0,507	0,328	0,647

Как видим, повышение давления сжатия с 5,87 до 18,4 *ата* дало повышение η_t от 0,35 до 0,50; индикаторный к. п. д., полученный непосредственно из

НБ УДУНТ (ДИТ)

опытов, поднялся с 0,23 до 0,328. Относительный же к. п. д. $\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t}$ остается приблизительно постоянным, колеблясь в пределах 64—66%.

Распределение тепла для бензиновой быстроходной машины может быть охарактеризовано по Рикардо данными табл. 39(a) и 39(b) в зависимости от числа оборотов и нагрузки двигателя; из таблиц видно, что изменение числа оборотов почти не влияет на экономичность машины и что часть тепла, отводимого охлаждающей водой, понижается с увеличением числа оборотов машины.

Таблица 39a

Топливо: бензин (сорт „A")
Степень сжатия: 3,8 : 1.

Число об/мин.	975	—	1 500	1 700
Скорость поршня *м/сек*	6,61	—	10,16	11,15
Часть тепла, превращенная в индикаторную работу (в %)	25,9	—	26,1	26,1
Часть тепла, отведенная охлаждающей водой (в %)	30,4	—	28,0	27,0
Часть тепла, потерянная в выхлоп, лучеиспусканием и т. д. (в %) .	43,7	—	45,9	46,9
Сумма .	100,0	—	100,0	100,0

Таблица 39b

Топливо: бензин (сорт „A")
Степень сжатия: 5,45 : 1
Число оборотов: 1 500 в минуту

Нагрузка (в %) . .	100	80	60	40
Часть тепла, превращенная в индикаторную работу (в %) . . .	33,5	34,0	34,1	33,5
Часть тепла, отведенная водой (в %)	26,5	28,2	31,8	35,5
Часть тепла, потерянная в выхлоп, лучеиспусканием и т. д. (в %) .	40,0	37,8	34,1	31,0
Сумма .	100,0	100,0	100,0	100,0

Таблица 40

Топливо: водород
Степень сжатия: 5,45 : 1
Число оборотов: 1 500 в минуту
Состав смеси при полной нагрузке: 10% недостатка горючего

Нагрузка (в %)	100	80	60	40
Часть тепла, превращенная в индикаторную работу (в %)	33,3	35,6	38,2	40,0
Часть тепла, отведенная охлаждающей водой (в %)	23,6	24,9	25,3	28,6
Часть тепла, потерянная в выхлоп, лучеиспусканием и т. д. (в %) . .	43,1	39,5	36,5	31,4
Сумма .	100,0	100,0	100,0	100,0

НБ УДУНТ (ДІТ)

С изменением нагрузки индикаторное использование остается также почти постоянным, однако количество тепла, переданное охлаждающей воде, увеличивается. Такие результаты получаются при регулировании количества рабочей смеси; при регулировании же на качество, проведенное Рикардо на водороде, индикаторное использование с обеднением смеси увеличивается (табл. 40).

4. ПОТЕРИ ТЕПЛА В РАЗНЫЕ ПЕРИОДЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА

Меркс, а до него Мейер, подсчитали потери тепла в отдельные периоды рабочего цикла двигателя, чтобы дать возможность судить об отклонениях от нормального цикла и по возможности их избежать.

Меркс нашел для двигателя ($D = 184{,}8$ *мм* и $S = 320$ *мм*), работающего на светильном газе при составе смеси 7,45 $м^3$ воздуха на 1 $м^3$ газа и $e = 6{,}867$, следующие значения:

$$\left.\begin{aligned}\eta_t &= 0{,}4206\\ \eta_i &= 0{,}3200\end{aligned}\right\} \quad \eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} = 0{,}76.$$

Таким образом разность между теоретическим и действительным индикаторным к. п. д. составляет $\eta_t - \eta_i = 0{,}4206 - 0{,}32 \approx 0{,}1$, т. е. потеря составляет 10% считая от располагаемого тепла.

Эта потеря, вообще говоря, еще может быть использована, остальная же часть потери в охлаждающую воду (≈30%) является неизбежной потерей.

Меркс нашел из ряда опытов, что указанная потеря (10%) распределяется следующим образом (табл. 41) по отдельным периодам:

Таблица 41

	Потеря в %	
	от тепла, могущего быть использованным	от всего располагаемого тепла
Потеря тепла при сжатии	— 0,07	— 0,03
„ „ в период видимого сгорания .	18,0	7,57
„ „ „ период расширения . .	6,7	2,82
„ „ от предварения выхлопа .	0,3	0,13
Всего. .	24,93	10,5

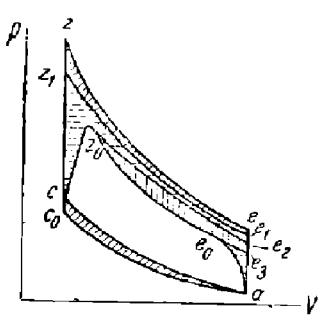
Общая сумма потерь, таким образом, ≈24%, остальное же количество тепла ≈76% является использованным. Это согласуется с полученной выше цифрой степени использования:

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} = 0{,}76.$$

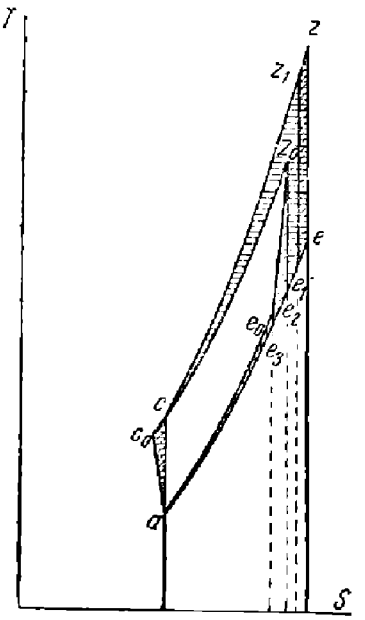
Если мы отнесем потери не к теоретически возможному использованию тепла, а ко всему абсолютно располагаемому теплу, то, как видно из второй графы табл. 41, сумма потерь составляет всего ≈10,5%, что опять-таки согласуется с полученной выше разностью $\eta_t - \eta_i = 0{,}1$.

То тепло, которое теряется в охлаждающую воду, в его большей части должно отдаваться и в идеальном цикле, и лишь сравнительно ничтожная доля этой потери — потеря во время расширения (составляющая в данном случае 2,82%) —

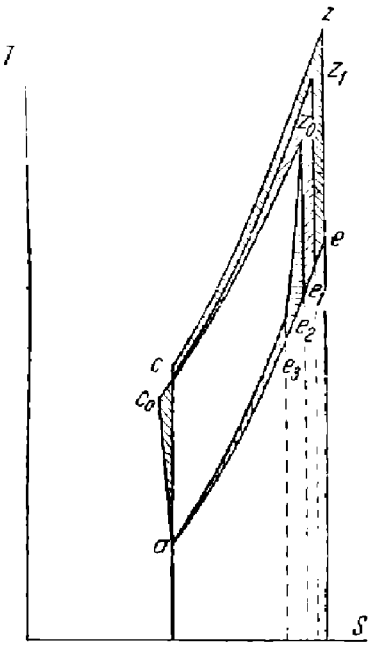
НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 149.



Фиг. 150.



Фиг. 151.

является потерей действительного рабочего цикла. Стремление уменьшить эту потерю дает мало ощутительные результаты, ибо, если уменьшить охлаждение в этот период, то это скажется на увеличении потери от выхлопа: менее охлажденные газы унесут с собой и больше тепла. Следовательно, улучшить теплоиспользование двигателя можно было бы в данном случае выбором более соответствующей степени сжатия ε и лучшим составом рабочей смеси.

Рабочие диаграммы. Потери тепла в разные фазы рабочего цикла можно проследить в рабочей индикаторной диаграмме применением метода исследования частичного идеального цикла по нижеприводимой схеме.

Этот метод заключается в том, что действительная рабочая диаграмма по своим отдельным фазам сравнивается с идеальной диаграммой, включая в рассмотрение последовательно каждую потерю.

На диаграмме фиг. 149 пл. *acze* соответствует идеальной машине, работающей без потерь; пл. $ac_0z_0e_0a$ — действительной рабочей индикаторной диаграмме.

Включим в идеальный рабочий цикл потерю от неадиабатичности сжатия; из точки c_0 поведем далее процесс по идеальному циклу. Вследствие уменьшения давления вспышки в частичной идеальной машине теперь достигнем точки z_1. Из точки z_1 по адиабате идем до точки e_1; из e_1 — по изоплере до точки a. Разность площадей $(z_1zee_1 - ac_0c)$ составит потерю от неадиабатичности сжатия.

Теперь прибавим к рассмотренной потере потерю в период видимого сгорания: из точки c_0 идем по действительному циклу до точки z_0, конца видимого сгорания, и из z_0 — по адиабате до e_2 и затем по изоплере до точки a. Заштрихованная пл. $c_0z_1e_1e_2z_0c_0$ соответствует потере в процессе видимого сгорания.

Включим потерю 3 — в период расширения, идя по действительной кривой расширения z_0e_0 к из e_0 по адиабате e_0e_3 и затем по изоплере до точки a. Пл. $z_0e_2e_3$ соответствует потере тепла в период расширения; наконец, пл. e_0e_3a — потере от предварения выхлопа.

Тепловые диаграммы. Подобное же рассмотрение потерь в различные фазы рабочего цикла проведено графически на фиг. 150 и 151 в тепловой диаграмме для двигателей быстрого (фиг. 150) и постепенного (фиг. 151) сгорания. Для ясности соответственные точки в рабочей и тепловой диаграммах обозначены одинаковыми буквами.

НБ УЛУНТ (ДГТ)

Такое графическое исследование, однако, не может дать количества тепла, действительно ушедшего в воду в рабочей машине за отдельные фазы, так как по линии расширения безусловно имеет место догорание, всецело отнесенное при таком рассмотрении к потере в процессе видимого сгорания. В машинах, имеющих незначительное догорание, подобный метод может дать ясное представление о теплоотдаче в стенки в разные периоды рабочего цикла.

5. ВЛИЯНИЕ СОСТАВА СМЕСИ И СТЕПЕНИ СЖАТИЯ НА ПОТЕРИ

В табл. 42 приведены результаты опытов Мейера зависимости потери от неполного сгорания от коэфициента избытка воздуха α для двух значений ε. Регулирование в данном случае качественное. С переходом к более бедным смесям (α больше) потеря от неполноты сгорания растет как при $\varepsilon = 4{,}98$, так и при $\varepsilon = 3{,}84$. Это не находится в противоречии с нашими прежними выводами о выгодности работы с более бедными смесями, так как потеря от неполноты сгорания, как это видно из таблицы ($\varepsilon = 3{,}84$), начинает вновь возрастать лишь с переходом за наивыгоднейший для данного случая состав смеси, т. е. с переходом к слишком бедным смесям, не обеспечивающим хорошего сгорания.

Таблица 42

Светильный газ

N_e	$\varepsilon = 4{,}98$	10,24	10,11	8,15	6,13
Коэфициент смешения		7,89	8,30	10,51	11,43
Избыток воздуха α		1,37	1,43	1,76	2,03
Потеря от неполного сгорания		3,2	3,2	8,8	15,1
N_e	$\varepsilon = 3{,}84$	10,36	8,30	8,24	6,19
Коэфициент смешения		8,88	10,96	8,44	11,11
Избыток воздуха α		1,51	1,61	1,56	1,74
Потеря от неполного сгорания		4,0	1,9	4,7	14,4

Таким образом выгода работы с очень бедными смесями, как видим, умаляется ухудшением процесса горения. Парализовать это вредное влияние частично можно улучшением конструкций смешивательных приборов.

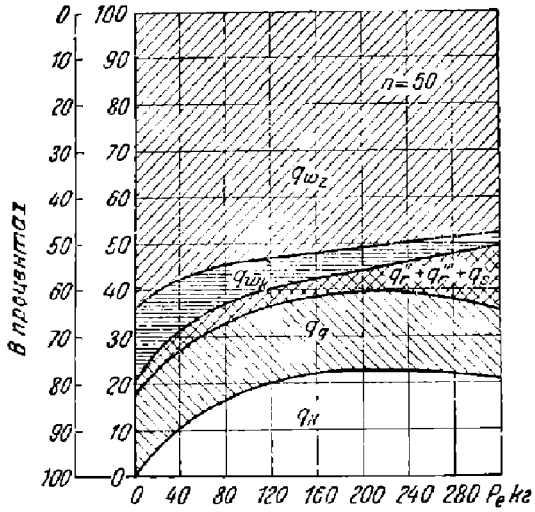
6. ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Баланс тепла при наивыгоднейших условиях работы двигателя Дизеля. На фиг. 152, 153 графически представлено распределение тепла в двигателе в зависимости от окружного усилия для чисел оборотов $n = 50$ об/мин и $n = 200$ об/мин. Снизу вверх отложены проценты тепла, обращенного в работу, q_N; над этой кривой построена кривая q_g, представляющая проценты тепла, ушедшего с отработавшими газами; сверху от 100% вниз — кривая q_{W_z} — тепло, ушедшее в воду двигателя, и от нее кривая q_{Wk}, выражающая проценты тепла, полученного в компрессорной охлаждающей воде. Заштрихованная накрест площадка — остаточный член, не учтенный в балансе.

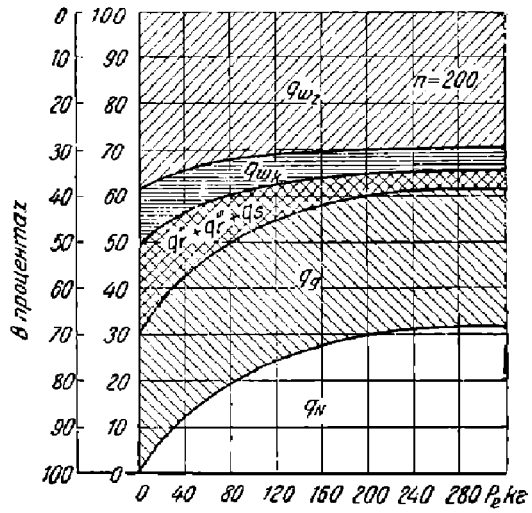
Чем больше нагрузка, тем меньший процент тепла уходит в охлаждающую воду как цилиндра и крышки двигателя, так и компрессора. Процент тепла, обращенный в полезную работу лишь вначале, начиная от нуля нагрузки, резко поднимается, затем его протекание идет с небольшим изменением в ту или другую сторону в зависимости от числа оборотов машины. Процент тепла, унесенный сгоревшими газами, сохраняет одно и то же значение при всех нагрузках для определенного числа оборотов, увеличиваясь с переходом от меньшей скорости вращения к большей.

Что касается остаточного члена, то его следует отнести за счет лучеиспу-

НЕ УЧЕБНИК (ДПТ)



Фиг. 152. Баланс тепла в зависимости от нагрузки.



Фиг. 153. Баланс тепла в зависимости от нагрузки.

скания в окружающую среду q_s и той работы трения, которая обычно неучитывается опытом.

Работа трения q_r слагается из трех величин:

$$q_r = q_r' + q_r'' + q_r'''.$$

Здесь q_r' — тот процент тепла, который перешел в охлаждающую воду от трения рабочего поршня с его кольцами в цилиндре, q_r'' — процент тепла, затраченный на вращение маховика в воздухе, коленчатого вала в трех коренных подшипниках и вращение распределительного вала через червячные шестерни. Наконец, q_r''' — тот процент тепла от трения всех прочих мелких частей двигателя, который излучается в окружающую среду и не подлежит обычно опытному наблюдению.

Под q_s разумеется тот процент тепла, который излучается в окружающую среду двигателем вследствие разности температур его стенок и внешней атмосферы. Так как абсолютные значения излученного тепла за час приблизительно постоянны независимо от нагрузки и числа оборотов, то относительные значения будут тем меньше, чем больше нагрузка, и если в диаграммах наблюдается, что эти значения имеют минимум и после определенного крутящего момента начинают во всех диаграммах увеличиваться, то это должно найти свое объяснение в неполноте сгорания при перегрузке машины. Особенно заметно увеличение этой доли тепла при перегрузке на фиг. 33, соответствующей минимальному числу оборотов, при котором получается еще устойчивая работа двигателя.

На диаграмме фиг. 154 приведен баланс тепла для $\frac{3}{4}$ нагрузки двигателя в зависимости от числа оборотов.

Для всех нагрузок процент тепла, обращенного в работу, q_N мало меняется с изменением числа оборотов в пределах устойчивой работы двигателя; изменение же q_g и q_w имеет противоположный характер. С повышением числа оборотов для всех нагрузок имеем возрастание q_g и убывание q_w. Таким образом вместе с увеличением числа оборотов машины при одном и том же крутящем моменте абсолютное и относительное значения Q_g и q_g имеют один и тот же характер протекания, в то время как те же значения Q_{we} и q_{we} имеют противоположный характер.

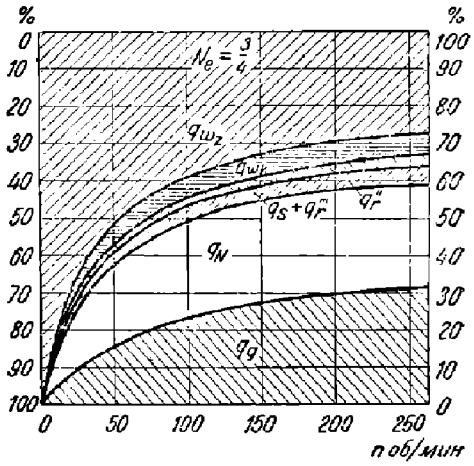
Особое значение имеет протекание кривой q_{we}, так как для последующих выводов о коэфициенте теплопередачи правильная оценка значений q_{we} является решающей.

УГБ (ДГТ)

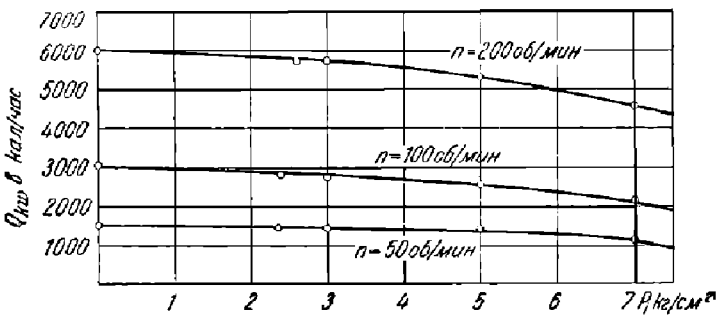
Что касается надежности машины в работе, то малое число оборотов должно обеспечить большую долговечность выхлопного клапана, так как относительное значение и абсолютное количество тепла, уносимого сгоревшими газами, с понижением числа оборотов сокращается. Если клапан тихоходной машины работает удовлетворительно, то клапан тех же размеров для быстроходной машины может и не удовлетворить надежной долговременной эксплоатации.

Для установок, в которых расход воды для охлаждения имеется в ограниченном количестве, следует иметь в виду, что относительный расход тепла, уходящего в воду, для быстроходной машины меньше, чем для тихоходной того же размера цилиндра. Так, при полном окружном усилии при $n=100$ об/мин q_{w_2} составляет 37,5% в то время, как для $n=250$ об/мин для той же степени нагрузки $q_{w_2}=26{,}5\%$, т. е. понижение на 11% от общего расхода тепла.

Такое же положение имеет место и для других нагрузок машины.



Фиг. 154. Баланс тепла в зависимости от числа оборотов.



Фиг. 155. Тепло, выделившееся от трения поршня в *кал/час*.

Часовые количества тепла, отданные воде при разных нагрузках и при разных числах оборотов двигателя, представляют сумму теплот, состоящую, во-первых, из тепла, перешедшего в воду за час от рабочих газов, во-вторых, из тепла, внесенного работой трения поршня за то же время, и, наконец, из тепла, переданного рабочими газами в выхлопной патрубок крышки уже после завершения рабочего процесса.

Тепло от работы трения. Путем вращения двигателя от электромотора и его индицирования возможно определить тепло, выделенное в воду цилиндра двигателя от трения рабочего поршня для разных нагрузок и скоростных режимов. На диаграмме фиг. 155 дана эта связь в зависимости от среднего индикаторного давления для трех чисел оборотов.

Как с повышением числа оборотов двигателя, так и с уменьшением его нагрузки работа трения поршня растет. Понижение работы трения с увеличением p_i находит свое объяснение в уменьшении вязкости смазочного масла вследствие повышения температур рабочего цикла.

В табл. 43 приведены проценты тепла, ушедшего в воду, отнесенные ко всей часовой работе трения двигателя, которые, как видно, дают

Таблица 43

Работа трения поршня, переданная воде, в процентах от общего трения $\frac{Q_{hw}}{Q_r}\cdot 100$

p_i кг/см²	n об/мин		
	50	100	200
0 (холост. ход)	55,5	54,3	49,0
~ 2,5	54,6	52,3	47,5
3	54,6	51,2	47,5
5	53,6	50,3	45,8
7	46,0	45,3	42,0

НБ УГУНТ (ДГТ)

понижение процентов часовой работы трения поршня как с нагрузкой машины, так и с числами оборотов, меняясь в пределах от 55,5 до 42,0%.

Таким образом необходимо из суммарного количества тепла, найденного в воде, вычесть, по крайней мере, при полной нагрузке 40% от общей работы трения двигателя, и лишь полученный остаток считать как тепло, перешедшее в воду от горячих газов в цилиндр и в выхлопной патрубок.

Тепло, выделенное в патрубок крышки рабочими газами после завершения рабочего процесса. Если рассмотреть член, относящийся к теплопередаче в выхлопном патрубке, то для него не представляется возможным из экспериментальных данных непосредственно установить точное количественное значение, каковое попытаемся впоследствии выяснить по балансу выхлопа. Что же касается качественного значения этой теплопередачи, то она может быть уяснена, если принять во внимание следующие положения: во-первых, теплопередача резко растет с увеличением скорости газов, и, во-вторых, за процесс предварения выхлопа значительная часть выхлопных газов покидает цилиндр двигателя с критическими скоростями и повышенными температурами, а остальная доля газов проходит через патрубок в период выталкивания сгоревших газов поршнем, имея пониженные скорости и пониженную температуру.

Таким образом, если рассмотреть двигатель при двух крайних числах оборотов, но при одном и том же среднем индикаторном давлении, то можно утверждать, что скорость выхлопа в начале открытия (предварения) выхлопного клапана до критического отношения давления, которое равно отношению давления внутри цилиндра к давлению в трубопроводе, будут почти одинаковыми (разница их будет лишь за счет небольшого изменения температур газов), и количество теплоты, переданное выхлопными газами в патрубке за период предварения выхлопа, не будет зависеть от числа оборотов двигателя, так как время соприкосновения горячих газов со стенками патрубка, а также и скорости выхлопных газов за этот период будут почти одинаковы. При дальнейшем понижении давления ниже критического, поскольку скорости истечения через выхлопной клапан в патрубок превышают скорости выхода в процессе выталкивания, и поскольку выравнивание давления перед процессом выталкивания закончилось вне зависимости от числа оборотов, необходимо признать, что и это количество вытекающего газа передаст почти одинаковое количество тепла патрубку при разных числах оборотов, если пренебречь незначительной разностью противодавлений при различных скоростях вращения машины.

Что касается самого выталкивающего хода, то тепло, передаваемое выхлопному патрубку, примем также независимым от оборотов на основании следующих соображений: время соприкосновения выхлопных газов со стенками патрубка за цикл обратно пропорционально числу оборотов двигателя, в то время как коэфициент теплопередачи возрастает с повышением скорости газов в патрубке, а сами скорости газов пропорциональны числу оборотов двигателя. Принимая к тому же во внимание меньшее количество тепла, заключенное в газах за этот период из-за пониженных давлений и температур после уравнивания давлений, а также одновременное охлаждение их в рабочем цилиндре за вес процесс выталкивания, можно принять, что тепло, передаваемое газами и за этот третий период, мало будет зависеть от числа оборотов двигателя при одинаковых средних индикаторных давлениях. Это ясно будет также из того момента, когда примем во внимание пониженные температуры газов при пониженных числах оборотов двигателя за счет большей теплопередачи в рабочем цилиндре за ход выталкивания.

Таким образом за все три рассматриваемые периода можно принять, что при различных числах оборотов двигателя тепло, воспринятое патрубком, зависит, главным образом, лишь от нагрузки и мало зависит от числа оборотов двигателя. Независимо от вышеприведенных соображений определим тепло, выделенное в патрубке, на основании баланса тепла за период выхлопа и выталкивания, начиная с момента открытия выхлопного клапана до конца выталкивающего хода.

Для составления этого баланса за вышеуказанный процесс, который происходит

с переменным количеством газов, не представляется возможным применить основное уравнение термодинамики, выраженное первым принципом, так как явление это необратимое, и весь баланс подведем по тому количеству тепла, которое найдено будет в отдельных частях машины. Таковыми являются следующие элементы: из всего количества тепла в начале выхлопа, определяемого внутренней энергией в точке b' (предварение выхлопа), по мере истечения сгоревших газов и выталкивания их поршнем часть тепла остающихся газов теряется в цилиндре через теплопередачу в охлаждающую воду. Сохранившееся в газах тепло после некоторого охлаждения их в рабочем цилиндре при проходе через выхлопной патрубок частично выделяется в охлаждающую последний воду и остаток уже вносится в калориметр [1]), в котором и поглощается (избыток тепла против окружающей среды за калориметром отнесен к последнему) за исключением той части, которая в виде кинетической энергии покидает выхлопной трубопровод за калориметром. Так как величиной $U_{b'}$ мы определили полное количество внутренней энергии в точке b' с включением внутренней энергии остаточных газов, а в калориметр поступает лишь количество газов, соответствующее рабочему ходу без остаточных газов, то внутреннюю энергию последних необходимо также ввести в рабочий баланс по выхлопу. Также балансом учитывается работа $AL_{b'b}$ за процесс $b'b$, т. е. от момента начала предварения выхлопа до момента, соответствующего крайнему положению поршня в точке b, или, что то же, за процесс предварения выхлопа.

Такое составление баланса не грешит неточностями и вполне применимо к необратимому процессу. Для определения тепла, ушедшего в патрубок, должны быть известны все остальные элементы, которые в большинстве непосредственно измеряются или вычисляются из индикаторных диаграмм за исключением тепла, переданного в рубашку рабочего цилиндра за процесс выхлопа, каковое определяется по теплопередаточной функции за процесс выхлопа. Таким образом количественное значение тепла, выделенного в патрубке, может быть определено из следующего уравнения баланса:

$$U_{b'} = q_g + U_0 + q_n + q_w + q_e + q_1 + AL_{b'b}, \qquad (202)$$

где $q_g = \frac{Q_g}{30 \cdot n}$ *кал/цикл*, причем q_g есть отдача тепла выхлопными газами в калориметре за цикл, а Q_g есть то же, но за час;

U_0 — внутренняя энергия сгоревших газов от абсолютного нуля градусов до температуры опыта в *кал/цикл*;

q_n — тепло в *кал/цикл*, отданное патрубку сгоревшими газами;

q_w — кинетическая энергия выхлопных газов за калориметром, выраженная в *кал/цикл*;

q_e — тепло, переданное воде в рабочем цилиндре за период выхлопа и выталкивания газов в *кал/цикл*;

q_1 — тепло выхлопных газов, оставшееся в рабочем цилиндре к концу выталкивающего хода в *кал/цикл*;

$AL_{b'b}$ — тепло в *кал/цикл*, соответствующее работе за процесс предварения выхлопа.

Экспериментальное определение каждого отдельного члена, входящего в уравнение (202), приводит к сводной таблице тепла q_n в процентах от всего введенного тепла за цикл (табл. 44).

Как видно из табл. 44 процент тепла, переданного в патрубке, по отношению к введенному теплу за то же время несколько растет с повышением числа оборотов за счет большей экономики двигателя

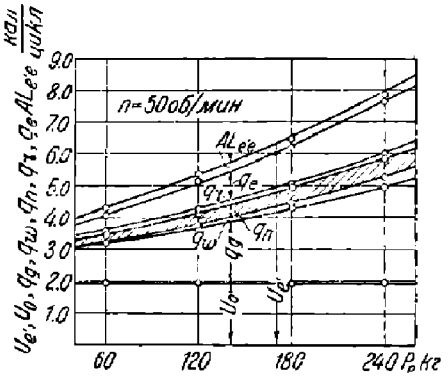
Таблица 44

Тепло q_n в процентах от всего введенного тепла за цикл

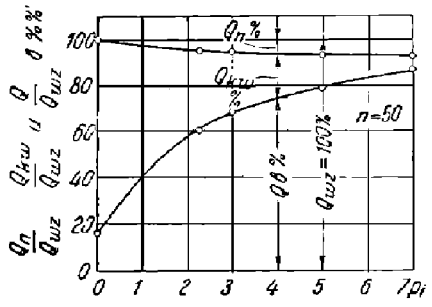
Окружное усилие на тормозе P_e кг	Число оборотов n об/мин		
	50	100	200
60	2,67	3,15	2,95
120	3,28	3,85	3,98
180	3,5	4,4	4,87
240	3,5	4,4	5,28

[1] Калориметр включен для определения количества тепла, уносимого отходящими газами.

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 156. Баланс тепла за процесс выхлопа



Фиг. 157. Распределение тепла, перешедшего в воду от трения поршня, ушедшего в патрубок и от горячих газов.

при больших скоростях вращения последнего и вместе с тем растет с нагрузкой. Средний процент при полной нагрузке двигателя при всех оборотах составляет 4,3% от введенного тепла.

Произведенный анализ позволяет для всех режимов двигателя составить баланс тепла по уравнению (202), представленный для 50 об/мин в зависимости от нагрузки двигателя на фиг. 156. При построении диаграммы фиг. 156 от оси абсцисс последовательно отложены: внутренняя энергия выхлопных газов U_0, исчисленная от абсолютного нуля градусов до температуры окружающей среды, тепло, поглощенное калориметром, вычисленное тоже до температуры окружающей среды, и тепло, соответствующее кинетической энергии выхлопных газов. Над этими значениями отложено тепло, поглощенное выхлопным патрубком q_{ω}, определенное как остаточный член (представлен заштрихованной площадкой). В дальнейшем отложены: тепло остаточных газов q_T и тепло q_e, выделенное в охлаждающую воду цилиндра и крышки двигателя за процесс выхлопа и выталкивания и работа $AL_{b'b}$.

Сумма всех этих теплот балансируется с внутренней энергией выхлопных газов $U_{b'}$ в момент открытия выхлопного клапана. Таким образом определены два необходимых элемента: во-первых, тепло, выделенное от трения рабочего поршня, и, во-вторых, тепло, выделенное в выхлопной патрубок, после чего представляется возможным выяснить тепло, перешедшее от горячих газов в рабочий цилиндр за четыре фазы рабочего процесса.

Теплопередача от рабочих газов. Для определения количества тепла, перешедшего от рабочих газов к воде, необходимо из суммарного количества вычесть тепло, внесенное работой трения поршня, и тепло, ушедшее в выхлопной патрубок.

На диаграмме фиг. 157 даны распределения этих теплот в зависимости от изменения среднего индикаторного давления при $n = 50$ об/мин.

При малых нагрузках двигателя основное тепло, выделенное в воду, относится к работе трения поршня, с повышением же нагрузки теплопередача от рабочих газов превалирует над всеми остальными членами.

На табл. 45 даны распределения этих теплот в процентах от всего количества, ушедшего в воду, для различных средних индикаторных давлений и для трех чисел оборотов.

При полной нагрузке двигателя $p_i \approx 7 кг/см^2$ и при $n = 50$ об/мин 86,5% составляет тепло, перешедшее от горячих газов, 6,4% перешло от горячих газов в патрубок и 7,1% от трения рабочего поршня.

Те же значения, но при $n = 200$ об/мин составляют 63,4% от горячих газов, 17,0% перешло в патрубок и от работы трения поршня — 19,6%. С понижением нагрузки до $p_i = 3$ $кг/см^2$ тепло, введенное в воду от трения рабочего поршня

НБ УДУНТ (ДПТ)

Таблица 45

Теплоты Q_{kw}, Q_n, Q в процентах от всего количества тепла, ушедшего в воду

Среднее индикаторное давление p_i кг/см²		Число оборотов n об/мин		
	В %	50	100	200
холостой ход ~ 2,5	$\frac{Q_{kw}}{Q_{wa}}100$	35,8	44,0	54,7
	$\frac{Q_n}{Q_{wa}}100$	4,1	5,6	6,3
	$\frac{Q}{Q_{wa}}100$	60,1	50,4	38,8
$p_i = 3$	$\frac{Q_{kw}}{Q_{wa}}100$	26,9	36,1	49,8
	$\frac{Q_n}{Q_{wa}}100$	4,4	6,5	8,4
	$\frac{Q}{Q_{wa}}100$	68,7	57,4	41,8
$p_i = 5$	$\frac{Q_{kw}}{Q_{wa}}100$	14,8	22,1	32,2
	$\frac{Q_n}{Q_{wa}}100$	6,0	10,0	13,7
	$\frac{Q}{Q_{wa}}100$	79,2	67,9	54,1
$p_i = 7$	$\frac{Q_{kw}}{Q_{wa}}100$	7,1	12,0	19,6
	$\frac{Q_n}{Q_{wa}}100$	6,4	11,2	17,0
	$\frac{Q}{Q_{wa}}100$	86,5	76,8	63,4

при $n = 200$ об/мин, составляет 49,8%, в то время как от горячих газов поступило 41,8% и через выхлопной патрубок 8,4%.

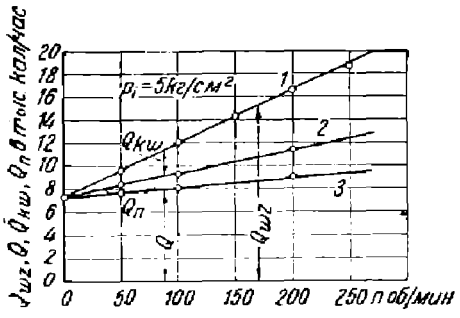
Наглядную картину тепла, полученного водой: во-первых, от трения рабочего поршня, во-вторых, от рабочих газов как в патрубке, так и в полости цилиндра, получим, если нанести эти значения для каждого среднего индикаторного давления в зависимости от числа оборотов машины.

На диаграмме фиг. 158, 159 прямые (*1*) представляют суммарное тепло, перешедшее в воду, отрезки же между прямыми (*1*) и (*2*) дают тепло, перешедшее от трения рабочего поршня, а отрезки между прямыми (*2*) и (*3*) — тепло, ушедшее в патрубок, и, наконец, остаток между прямыми (*3*) и осью абсцисс определяет тепло, перешедшее от горячих газов.

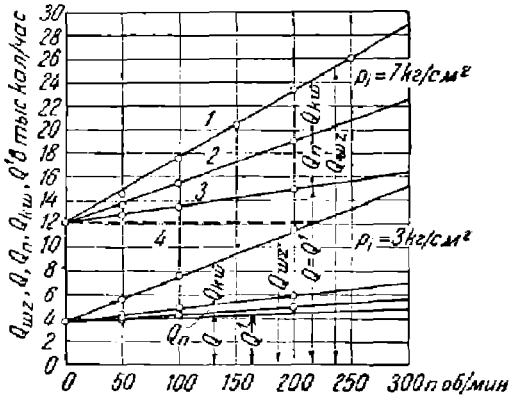
Как видим, для всех трех средних индикаторных давлений $P_i = 3—5—7$ кг/см² протекание всех значений в зависимости от числа оборотов прямолинейно. Экспериментом определились точки только до $n = 50$ об/мин, но поскольку мы имеем прямолинейное протекание суммарного тепла, ушедшего в воду, в зависимости от оборотов, мы в праве продолжать эту прямую до $n = 0$ об/мин, представляющую начало для всех остальных значений линии второй и линии третьей. Что это так, подтвердил и опыт над теплом, полученным от трения поршня при вращении двигателя от электромотора, где имеем аналогичное прямолинейное протекание.

Таким образом, если из начала, откуда исходят эти прямые, провести прямую (*4*), параллельную оси абсцисс, то отрезки, заключенные между ней и осью абсцисс,

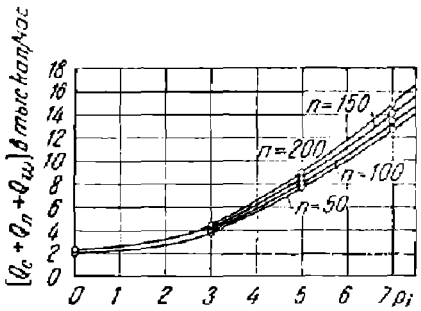
УИ НТ (ДНТ)



Фиг. 158. Теплопередача от горячих газов.



Фиг. 159. Теплопередача от горячих газов.



Фиг. 160. Теплопередача от горячих газов.

дают то постоянное количество тепла, которое при данном среднем индикаторном давлении независимо от числа оборотов двигателя передается от горячих газов воде. Тепло, представленное отрезками между прямыми (3) и (4), увеличивающееся пропорционально оборотам, получено за счет повышающейся скорости вращения двигателя. Искомые значения теплопередачи в указанных координатах дают прямые линии, позволяющие для данного среднего индикаторного давления, для которого построена эта прямая, определить суммарное тепло и при других числах оборотов.

На диаграмме фиг. 160 нанесены значения непосредственной теплопередачи в рабочем цилиндре от горячих газов как функция среднего индикаторного давления при разных скоростях вращения двигателя и в зависимости от числа оборотов машины для разных p_i.

При анализе тех факторов, которые определяют теплопередачу от горячих газов к воде, нужно признать, что наиболее достоверный закон установлен Нуссельтом, который дает связь между температурами, давлениями, поверхностями, омываемыми газами, и соответствующим временем. Построение формулы Нуссельта дано для трех видов теплопередачи: во-первых, тепло, перешедшее в воду от лучеиспускания, которое пропорционально разности четвертых степеней температур лучеиспускающих источников, времени и рабочей поверхности, во-вторых, тепло, перешедшее от непосредственного соприкосновения горячих газов, которое прямо пропорционально коэфициенту теплопередачи, разности температур, времени и рабочей поверхности, и третий фактор, определяющий тепло, переданное за счет вихрей, берется пропорционально средней скорости рабочего поршня и всех значений, выражающих теплопередачу от соприкосновения.

Что касается коэфициента теплопередачи, то он в свою очередь зависит для 2-го и 3-го членов уравнения (203) от температуры и давления для каждого рассматриваемого момента. Эта формула, экспериментально определенная автором на основании теоретических выводов Нуссельта, имеет следующее алгебраическое выражение для теплопередачи за время Δt:

$$Q = 0{,}362\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right]F + \left\{ + 0{,}99\sqrt[3]{p^2 T_g}(1 + 1{,}45 + 0{,}185\, w)(T_g - T_w)F \right\} \text{ кал/час} \quad (203)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

где T_g — температура газов;
T_w — температура стенки;
F — поверхность, омываемая газами в данный момент;
p — давление в цилиндре;
w — средняя скорость поршня;
Δt — элементарный отрезок времени; коэфициент 1,45 характеризует теплопередачу от вихревых течений, вызванных во время распыливания топлива.

Если рассматривать двигатель при определенном числе оборотов и при определенном среднем индикаторном давлении p_i, обозначая через $Л$ — тепло, воспринятое водой через лучеиспускание и через C — тепло, перешедшее в воду за счет соприкосновения газов со стенками, то количество тепла, которое перейдет в воду от газов, может быть выражено в общем виде

$$Q = Л + C + 0{,}185\ w \cdot C\ кал/час. \tag{204}$$

Если отнести это количество тепла к одному рабочему циклу путем деления всего уравнения на 30 n, то получаемое тепло от горячих газов выразится в общем виде

$$q = \frac{Л}{30n} + \frac{C}{30n} + 0{,}185\frac{w \cdot C}{30n} = \frac{Л}{30n} + \frac{C}{30n} + D\ кал/цикл, \tag{205}$$

где $Л$. $0{,}362 \cdot \sum\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right] \cdot F \cdot \Delta t,$

C . $0{,}99 \sum \sqrt[3]{p^2 \cdot T_g} \cdot (T_g - T_w) \cdot F \cdot \Delta t \cdot 2{,}45,$

D . $0{,}185 \cdot C \cdot \frac{S}{900}.$

Если с числом оборотов двигателя рабочая диаграмма не изменит своего вида, т. е. каждому элементу времени Δt будут соответствовать одинаковые значения давлений и температур, что близко к положению одинаковости среднего индикаторного давления, как мы это увидим дальше, то общий вид формулы говорит, что теплопередача за цикл от горячих газов путем лучеиспускания и непосредственного соприкосновения при одинаковых средних индикаторных давлениях будет обратно пропорциональна числу оборотов машины, а последний член, выражающий влияние вихревых потоков в двигателе, даст постоянное значение, не зависящее от оборотов машины.

Для бензиновых и газовых двигателей, в которых за процесс всасывания поступает готовая рабочая смесь и, таким образом, отсутствуют вихревые течения, вызываемые распылом топлива, коэфициент 1,45 в формуле (203) отпадает, и формула принимает вид

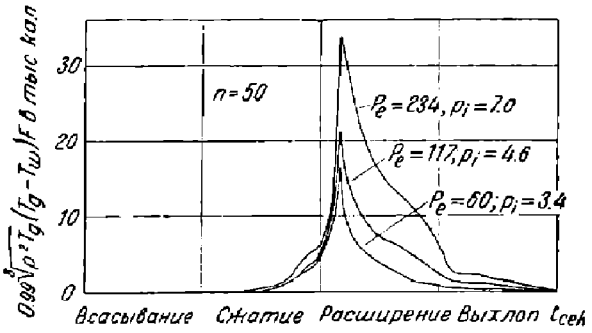
$$Q = 0{,}362\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right]F + 0{,}99\sqrt[3]{p^2 \cdot T_g}(1 + 0{,}185\ w)(T_g - T_w)F\ кал/час. \tag{206}$$

Для дизелей уравнение имеет вид в окончательной форме

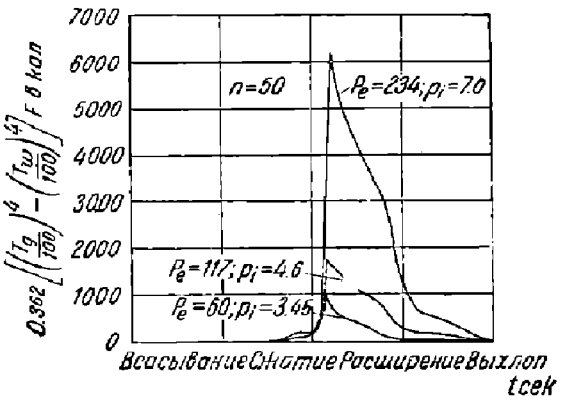
$$Q = 0{,}362\left[\left(\frac{T_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4\right]F + 0{,}99\sqrt[3]{p^2 T_g}(2{,}45 + 0{,}185\ w)(T_g - T_w)F\ кал/час. \tag{207}$$

Здесь T_g и T_w — соответствующие значения температур газов и стенки, между которыми происходит обмен тепла в абс. град.;

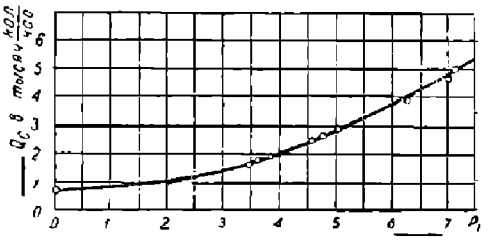
НБ УДУНТ (ДПТ)



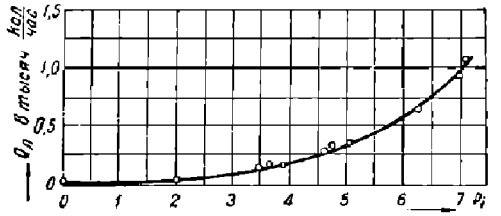
Фиг. 161. Теплопередаточная функция от соприкосновения горячих газов.



Фиг. 162. Теплопередаточная функция лучеиспускания.



Фиг. 163. Теплопередаточная функция от соприкосновения для всех чисел оборотов.



Фиг. 164. Теплопередаточная функция лучеиспускания для всех чисел оборотов.

F — соответствующая этим моментам поверхность, омываемая газами в $м^2$;

p — давление газов по индикаторной диаграмме в рассматриваемые моменты, по которым определена температура газов, в $кг/см^2$;

w — средняя скорость рабочего поршня в $м/сек$.

На диаграммах фиг. 161, 162 даны теплопередаточные функции, развернутые по времени за процесс сжатия, расширения и выхлоп для разных средних индикаторных давлений, причем фиг. 161 дает тепло, переданное горячими газами за рабочий цикл от соприкосновения, а фиг. 162 — от лучеиспускания. Как видно, наибольшая потеря в воду относится к процессу сгорания и расширения, за процесс сжатия и выталкивания она незначительна и за процесс всасывания совсем неощутима. Для того чтобы избежать построения теплопередаточных функций по точкам индикаторной диаграммы и тем самым значительно сократить расчетную работу, необходимо было бы знать теплопередаточную функцию для какого-либо испытанного двигателя. На фиг. 163, 164 даны такие теплопередаточные функции для двигателя, имеющего следующие размеры:

$D = 310$ *мм*; $S = 460$ *мм*; $V_h = 34{,}7$ *л*; $V_c = 2{,}63$ *л*, развивающего при 200 об/мин 40 *л. с.* Поверхность охлаждения двигателя равна 0,631 $м^2$. Отношение поверхности охлаждения к рабочему объему $\frac{F}{V_h} = a_0 = 18{,}35$.

При среднем индикаторном давлении $p_i = 7$ $кг/см^2$ значения отдельных членов теплопередачи представлены на табл. 46.

Для определения количества тепла, перешедшего от горячих газов к воде, для двигателя иной размерности и иного скоростного режима можно воспользоваться диаграммами фиг. 163 и 164, подсчитанными для суммарной поверхности охлаждения, равной $f = 0{,}631$ $м^2$, изменяя значения этих кривых в указанных диаграммах в отношении новой поверхности охлаждения F в рассматриваемом двигателе при соответствующих средних индикаторных давлениях. Так как числовые значения этих кривых по фиг. 163 и 164 не зависят от числа оборотов машины, то их можно

НБ УДУНТ (ДГТУ)

Таблица 46

Значение отдельных членов теплопередачи при $p_i = 7$ *кг/см²* для $n = 50-100-200$ об/мин

1	Число оборотов двигателя . . . . . n об/мин	50	100	200
2	Теплопередача от горячих газов . . . . . q *кал/цикл*	8,53	4,48	2,465
3	Теплопередача от непосредственного соприкосновения . . . . . q_c *кал/цикл*	3,13	1,565	0,78
4	Теплопередача лучеиспусканием . . . . . $q_л$ *кал/цикл*	0,667	0,333	0,167
5	Суммарное тепло, переданное от непосредственного соприкосновения и лучеиспускания $(q_c + q_л)$ *кал/цикл*	3,797	1,898	0,947
6	Остающаяся теплопередача от вихрей . . . . . $q - (q_c + q_л)$ *кал/цикл*	4,723	2,583	1,518
7	Теплопередача от вихрей, зависящая от скорости поршня . . . . . q_w' *кал/цикл*	0,453	0,453	0,453
8	Теплопередача от вихрей, не зависящая от скорости поршня q_w'' *кал/цикл*	4,270	1,130	1,065

будет использовать как для быстроходных, так и тихоходных двигателей, изменяя отрезки, выражающие тепло для равных средних индикаторных давлений двух рассматриваемых машин пропорционально F/f.

Для определения теплопередачи от вихрей полученное тепло от соприкосновения умножаем для дизелей на $(1{,}45 + 0{,}185\ w)$, а для газовых машин и двигателей, работающих на карбюрированном топливе, на $0{,}185\ w$, где w — средняя скорость поршня в *м/сек*.

Найденная, таким образом, сумма трех членов дает теплопередачу от горячих газов для нового двигателя при разных средних индикаторных давлениях.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ШЕСТАЯ

РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

1. РАСЧЕТ ПО КОЛИЧЕСТВУ РАБОЧЕГО ВОЗДУХА И СРЕДНЕМУ ДАВЛЕНИЮ

Расчет двигателя по заданной мощности сводится к определению рабочего объема его цилиндров V_h, а по последнему — диаметра D и хода поршня S.

Исходными параметрами кроме мощности N_e и числа оборотов коленчатого вала в минуту служат или количество рабочего воздуха, задаваемое на основании тех опытных данных, которые получены с двигателями данного типа, работающими на данном топливе, или среднее индикаторное давление p_i; эта величина или выбирается опять-таки на основании опытных данных (см. ниже) или определяется из теплового расчета, впервые предложенного проф. В. И. Гриневецким.

Если двигатель работает на топливе с теплотворной способностью H_u (в *кал* на 1 $м^3$ газообразного топлива нормального состояния при 15° С и 1 *ата*) или h_u (в *кал* на 1 *кг* жидкого топлива) и на 1 $м^3$ его мы даем L $м^3$ воздуха (при жидком топливе—на 1 *кг*—L' $м^3$ воздуха нормального состояния), то тепло, выделяемое всей рабочей смесью при полном ее сгорании, будет

$$\frac{H_u}{1+L} V_h.$$

Принимая во внимание, что рабочая смесь, засосанная двигателем, будучи приведена к условиям окружающей среды, займет лишь часть рабочего цилиндра, мы должны в полученное выражение внести поправку на температуру T_0 и давление P_0 окружающей среды и умножить его на коэфициент подачи η_v. Получим

$$\frac{288}{T_0} \frac{P_0}{10\,000} \frac{H_u}{1+L} V_h \eta_v.$$

Если двигатель делает n об/мин, то для случая четырехтактного цикла это выражение надо умножить на $\frac{n}{2}$ (за два оборота — один рабочий ход), а для двухтактного цикла — умножить на n. На основании этого мощность двигателя выразится

$$N_e = \frac{H_u}{1+L} V_h \eta_v \frac{288\,P_0}{10\,000\,T_0} \frac{n}{2} \frac{427}{60 \cdot 75} \eta_e \text{ л. с.}, \qquad (208)$$

где η_e — эффективный к. п. д. двигателя. Отсюда рабочий объем

$$V_h = \frac{10\,000 \cdot 2 \cdot 60 \cdot 75}{288 \cdot 427} \frac{N_e (1+L)}{H_u \eta_v \eta_e n} \frac{T_0}{P_0} \; м^3.$$

Для четырехтактных двигателей

$$V_h = 732 \frac{T_0}{P_0} \frac{N_e (1+L)}{H_u \eta_v \eta_e n} \; м^3. \qquad (209)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

Для двухтактных двигателей

$$V_h = 366 \frac{T_0}{P_0} \frac{N_e(1+L)}{H_u \eta_v \eta_i n} \text{ м}^3. \quad (210)$$

Итак, если известен η_i для данного типа двигателей, то, задаваясь определенным S, можно из этих формул определить и D. Из полученных формул можно бы сделать вывод, что мощность четырехтактного двигателя при одних и тех же размерах и том же использовании вдвое меньше мощности двигателя двухтактного.

Основные размеры двигателя можно также подсчитать, зная из практики среднее эффективное давление для данного типа двигателей.

По уравнению работы пишем для четырехтактного двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{2 \cdot 60 \cdot 75} = \frac{P_e V_h n}{9\,000}, \quad (211)$$

или

$$V_h = \frac{9\,000 N_e}{P_e n}. \quad (212)$$

Здесь N_e — в *л. с.*, P_e — в *кг/м*^{2}; V_h — в *м*^{3}.

Для двухтактного двигателя

$$N_e = \frac{P_e V_h n}{4\,500}, \quad (213)$$

откуда

$$V_h = \frac{4\,500 N_e}{P_e \cdot n} \quad (214)$$

Если V_h выражено в *л* и p_e в *кг/см*^{2}, то

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{900} \text{ л. с} — \text{для четырехтактных двигателей.} \quad (215)$$

$$N_e = \frac{p_e V_h n}{450} \text{ л. с.} — \text{для двухтактных двигателей.} \quad (215б)$$

Обе выведенные формулы для определения основных размеров должны дать одни и те же результаты. Приравнивая уравнения (208) и (212), можем написать

$$732 \frac{T_0}{P_0} \frac{N_e(1+L)}{H_u \eta_v \eta_i n} = \frac{9\,000 N_e}{P_e n}.$$

Заменяя здесь P_e через P_i η_m, получим

$$0{,}0813 \frac{T_0}{P_0} \frac{1+L}{H_u \eta_i \eta_m \eta_v} = \frac{1}{P_i \eta_m},$$

откуда

$$\eta_i = 0{,}0813 \frac{T_0}{p_0} \frac{p_i(1+L)}{H_u \eta_v}. \quad (217)$$

Для жидкого топлива, объемом которого для стационарных двигателей обычно пренебрегают, получим

$$\eta_i = 0{,}0813 \frac{T_0}{p_0} \frac{p_i L'}{h_u \eta_v} \quad (218)$$

(здесь p_i и p_0 в *кг/см*^{2}).

Из выведенных формул мы видим, что индикаторный к. п. д. η_i зависит при прочих равных условиях от среднего индикаторного давления p_i, и чем оно больше, тем двигатель экономичнее. Из выражения для η_i становится понятным влияние качественного и количественного регулирования на к. п. д. двигателя: давая смеси

НБ УДУНТ (ДНТ)

больше воздуха, т. е. увеличивая L, мы тем самым понижаем p_i; произведение же $p_i(1+L)$ остается приблизительно постоянным, и η_i сохраняет свою величину. При количественном регулировании с изменением p_i меняется коэфициент подачи η_v, и отношение этих значений мало влияет на изменение индикаторного к. п. д. Это справедливо, конечно, если отвлечься от влияния регулирования на потери в рабочем цикле.

2. РАСХОД ТОПЛИВА

Обозначая через C_i расход топлива на индикаторную силу-час в *кг*, имеем

$$\eta_i = \frac{632}{C_i H_u} \tag{219}$$

(632 *кал* — термический эквивалент силы-часа).

Приравнивая это выражение полученному нами выше, пишем

$$\frac{632}{C_i H_u} = 0{,}0813 \frac{T_0}{p_0} \frac{p_i(1+L)}{H_u \eta_v}.$$

Отсюда

для газообразного топлива $$C_i = \frac{7\,780\, p_0 \eta_v}{T_0 p_i (1+L)} \tag{220}$$

и для жидкого топлива (для стационарных двигателей)

$$C_i' = \frac{7\,780\, p_0 \eta_v}{T_0 p_i L'}. \tag{221}$$

Как видим, расход топлива при прочих равных условиях тем меньше, чем больше p_i, и Гюльднер, повышая среднее индикаторное давление до 7 *ата*, значительно понижает этим расход топлива в своем двигателе.

Табл. 47 дает величины среднего индикаторного давления для разного типа двигателей при работе разным топливом.

Таблица 47

Опытные данные для двигателей

Прикято $\eta_m = 0{,}80$	p_i *кг/см²*	p_e *кг/см²*	Сравнительно с двигателем Дизеля
Двигатели светильного газа	3,0—7,0	4,0—5,6	0,71—1,0
„ силового	4,5—6,0	3,6—4,8	0,64—0,86
„ доменного	4,0—5,0	3,2—4,0	0,57—0,71
Бензиновые двигатели	5,0—6,0	4,0—4,8	0,71—0,86
Керосиновые „	4,0—5,0	3,2—4,0	0,57—0,71
Двигатели Дизеля с пневматическим распыливанием	7,0	5,6	1,0
Бескомпрессорные двигатели Дизеля	5,5—6,5	4,4—5,2	0,79—0,93
Спиртовые двигатели	4,5—5,5	3,6—4,4	0,64—0,79
Легкие „ [1]	6,0—11,0	4,8—8,8	0,86—1,57
Двухтактные нефтяные двигатели с малым сжатием	2,5	2,0	0,36
Двухтактные нефтяные двигатели с повышенным сжатием и с впрыском воды	3,5	2,8	0,5
Четырехтактные нефтяные двигатели	4,5	3,6	0,64

[1] В легких двигателях, благодаря особенностям конструкции, величина η_m может иметь и более высокое значение, достигая в удачно исполненных моделях современного типа значения 0,9 и тем повышая p_e.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Таблица 48

Теплотворная способность, расход воздуха и степень использования топлива для двигателей

Поставленные в скобках единицы в заголовках от 1 до 9 относятся к жидким (и твердым) родам топлива	1	2	3	4		5		6		7		8			
	Рабочая теплотворн. способн. 1 м³ (кг) H_u ккал	Расход воздуха		Расход топлива C_e (на э. с. ч. при 737,4 мм рт. ст. и 15° С) при нормальной мощности двигателя N_e =											
		теоретич. L_0 на 1 м³ (кг) в м³	практич. L на 1 м³ (кг) в м³	5 л. с.		10 л. с.		25 л. с.		50 л. с.		100 л. с.		200 л. с. и более	
				C_e м³ (кг)	η_e	C_e м³ (кг)	η_e	C_e м³ (кг)		C_e м³ (кг)	η_e	C_e м³ (кг)	η_e	C_e м³ (кг)	η_e
Светильный газ — бедный	4 500	5,0	7,5	0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,525	0,27	0,5	0,28	0,485	0,29
Светильный газ — обыкновенный	5 000	до	до	0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,47	0,27	0,45	0,28	0,435	0,29
Светильный газ — богатый	5 500	6,0	9,0	0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,43	0,27	0,42	0,28	0,40	0,29
	6 000			0,475	0,22	0,41	0,24	0,40	0,26	0,39	0,27	0,4	0,28	0,365	0,29
Силовой газ — отнесено к антрац. [1]	7 500	—	—	—	—	0,58	0,15	0,50	0,17	0,45	0,19	0,40	0,21	0,38	0,22
Силовой газ — к его газу	1 250	0,9–1,1	1,5	—	—	2,7	0,19	2,4	0,21	2,2	0,23	2,1	0,24	2,0	0,26
Силовой газ — к коксу [2]	7 000	—	—	—	—	0,65	0,14	0,55	0,16	0,50	0,18	0,45	0,20	0,41	0,22
Силовой газ — к его газу	1 150	0,85–1,0	1,25	—	—	2,9	0,19	2,6	0,21	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
Силовой газ — брикетам бурого угля [3]	4 800	—	—		—	—	—	0,73	0,18	0,67	0,20	0,63	0,21	0,60	0,22
Силовой газ — к его газу	1 150	0,9–1,0	1,3	—	—	—	—	2,5	0,22	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
Доменный газ	950	0,75	0,9–1,0	—	—	—	—	—	—	2,8	0,24	2,65	0,25	2,55	0,26
Газ коксовальных печей	4 500	5,3	7,0	—	—	—	—	—	—	0,6	0,23	0,55	0,26	0,53	0,27
Керосин	10 200	12,8	16–22	0,55	0,11	0,50	0,12	0,46	0,13	—	—	—	—	—	—
Сырая нефть (двигатель Дизеля компрессорный)	10 000	12,5	20–25	0,24	0,26	0,22	0,29	0,20	0,32	0,19	0,33	0,185	0,34	0,185	0,34
Сырая нефть (двигатель Дизель бескомпрессорный)	10 000	12,5	20–25	0,18	0,35	0,18	0,35	0,175	0,36	0,175	0,36	0,170	0,37	0,170	0,37
Сырая нефть (двухтактный двигатель с калориз.)	10 000	12,5	25–38	0,3	0,21	0,27	0,23	0,26	0,24	0,25	0,25	—	—	—	—
Бензин	10 400	12,8	11–15	0,29	0,19	0,26	0,21	0,25	0,23	—	—	—	—	—	—
Сырой спирт 90% по объему	5 700	6,0	8–12	0,48	0,23	0,45	0,25	0,43	0,26	—	—	—	—	—	—

[1]) Для газогенераторных установок со включением 8–12% полного дневного расхода на растопку и прогорание.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Из этой таблицы видно, что максимум работы для газообразного топлива можно извлечь при работе на светильном газе. Плохие результаты дает нефть, и только двигатель Дизеля в этом отношении составляет исключение, давая $p_i = 7$ *ата* и соответственно высокий η_i.

Если p_i неизвестно, а известны расход топлива на индикаторную силу-час и состав смеси, то мы можем определить p_i.

Табл. 50 дает цифры расхода топлива для современных конструкций двигателей при разных мощностях. Тут же даны теоретический и практический расходы воздуха при нормальной мощности, а также опытные величины для экономического к. п. д. η_e.

Как видно из таблицы, возрастание η_i с увеличением мощности двигателя не так заметно. Наибольший η_i дает двигатель Дизеля, и для больших мощностей он доходит до 34% для компрессорных, а для бескомпрессорных он достигает 37%.

3. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ

(По Гриневецкому)

Для определения размеров двигателя в предыдущем параграфе мы пользовались практическими величинами или 1) среднего эффективного давления или 2) эффективного к. п. д. (или, что то же, расходом топлива на силу-час). Эти два значения в свою очередь связывают третий важный элемент в расчете двигателей — коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{1}{7\,780}\frac{T_0}{p_0} C_i p_e (1 + L). \qquad (222)$$

В тех случаях, когда проектируется новая машина, для которой возможна оценка частных коэфициентов рабочего цикла по аналогии с отдельными деталями уже существующих двигателей, является желательным произвести полный тепловой расчет, выявляющий точную термодинамическую связь основных величин, входящих в расчетное уравнение (222).

Обозначим через L_0 — теоретически необходимое количество воздуха (в *кг-мол*) для сжигания 1 *кг-мол* газообразного топлива и через L_0'' — то же количество его в *кг-мол* для сжигания 1 *кг* жидкого топлива. Тогда действительное количество воздуха, введенного в рабочий процесс, будет:

для газообразного топлива $L = L_0 \alpha$ *кг-мол*;

для жидкого топлива $L'' = \frac{l}{28{,}95} = L_0'' \alpha$ *кг-мол*.

(Здесь l выражено в *кг* на 1 *кг* жидкого топлива, а 28,95 — вес 1 *кг-мол* воздуха).

Остаточный коэфициент γ, выраженный через коэфициент подачи η_v, согласно § 1 и 2 главы IV будет:

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)}\frac{p_r}{p_0}\frac{T_0}{T_r} \qquad \text{для четырехтактных двигателей;}$$

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\frac{1}{\eta_v}\frac{p_a}{p_0}\frac{T_0}{T_a'} - 1 \qquad \text{для двухтактных двигателей.}$$

Принимая во внимание наличие остаточных газов, учитываемых коэфициентом γ, получим число *кг-мол* в цилиндре перед началом сгорания:

для газообразного топлива $(1 + L)(1 + \gamma)$ *кг-мол*;

жидкого $\frac{l}{28{,}95}(1 + \gamma)$ *кг-мол*.

Во время сгорания изменяется число *кг-мол* введенной смеси на ΔM, на основании чего коэфициент молекулярного изменения β определяется из выражений:

НБ УДУНТ (ДИТ)

для газообразного топлива $\beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1+L)(1+\gamma)}$; (223)

жидкого $\beta = 1 + \frac{\Delta M}{\frac{l}{28{,}95}(1+\gamma)}$. (224)

Напишем отношение числа *кг-мол* остаточных газов к числу *кг-мол* продуктов сгорания (без остаточных газов):

для газообразного топлива $\frac{(1+L)\gamma}{1+L+\Delta M}$; (225)

жидкого $\frac{\frac{l}{28{,}95}\gamma}{\frac{l}{28{,}95}+\Delta M}$. (226)

Из выражений (223) и (224) для β имеем

$$1+L+\Delta M = \beta(1+L)(1+\gamma) - (1+L)\gamma;$$

$$\frac{l}{28{,}95} + \Delta M = \beta\frac{l}{28{,}95}(1+\gamma) - \frac{l}{28{,}95}\gamma.$$

Подставляя эти значения соответственно в выражения (225) и (226), получим:

$$\frac{(1+L)\gamma}{\beta(1+L)(1+\gamma)-(1+L)\gamma} = \frac{\gamma}{\beta(1+\gamma)-\gamma} = \frac{\gamma}{\beta-\gamma(1-\beta)},$$

$$\frac{\frac{l}{28{,}95}\gamma}{\beta(1+\gamma)\frac{l}{28{,}95}-\gamma\frac{l}{28{,}95}} = \frac{\gamma}{\beta(1+\gamma)-\gamma} = \frac{\gamma}{\beta-\gamma(1-\beta)}.$$

Ввиду незначительности γ и близости β к 1 последний член в знаменателе выведенного выражения может быть откинут, и все отношение остаточных газов к сгоревшим, выраженным в *кг-мол*, можно приравнять $\frac{\gamma}{\beta}$.

Полученное выражение дает возможность упростить уравнение сгорания путем определения числа *кг-мол* остаточных газов как кратного значения от числа *кг-мол* сгоревших газов.

Для составления этого уравнения необходимо определить суммарные теплоемкости свежей рабочей смеси и сгоревших газов, отнеся их к числу *кг-мол* рабочего тела согласно вышеуказанному. Такой подход позволяет нам последнюю величину выявить как сумму произведений числа *кг-мол* отдельных газов на их молекулярные теплоемкости:

$$c_m = M'mc' + M''mc'' + M'''mc'''. \quad (227)$$

В этой формуле M', M'' и M''' — числа *кг-мол* простых газов, углекислоты CO_2 и водяных паров H_2O, mc', mc'' и mc''' — соответствующие молекулярные теплоемкости.

Из всего введенного в рабочий цикл тепла H_u^m [1]) на 1 *кг-мол* газообразного топлива или h_u — на 1 *кг* жидкого топлива — за фазу видимого сгорания используется ξH_u^m (ξh_u), где ξ — коэфициент выделения тепла. К этой термохимической

[1]) $H_u^{m} = 24{,}4\ H_u$.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

энергии должна быть прибавлена термодинамическая энергия в конце сжатия рабочей смеси $(A' + B'T_c)\,T_c$ и остаточных газов, составляющих долю $\frac{\gamma}{\beta}$ от сгоревших газов: $\frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)\,T_c$ [1]).

После сгорания теплоемкости остаточных газов и сгоревших газов одинаковы, и необходимо суммарную теплоемкость сгоревших газов отнести ко всей сумме сгоревших газов + остаточные, т. е. увеличить $A'' + B''T_z$ в $\left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)$ раз. Тогда уравнение сгорания примет вид

$$\xi H_u^m\ ^{2}) + (A' + B'T_c)\,T_c + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A'' + B''T_z)\,T_z. \quad (228)$$

В этом уравнении теплоемкости берутся согласно рабочему процессу: для цикла Отто — теплоемкости при постоянном объеме, для цикла Дизеля — при постоянном давлении.

Из уравнения (228), зная температуру в конце сжатия T_c, определяемую из уравнения политропы

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (229)$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (230)$$

находим температуру сгорания T_z.

Для определения давления вспышки p_z для цикла Отто имеем следующее соотношение:

$$p_z = \beta p_c \frac{T_z}{T_c} \quad (231)$$

где β — коэфициент молекулярного изменения, т. е. $\beta = \frac{R_2}{R_1}$

Для определения степени предварительного расширения ρ для цикла Дизеля имеем соотношение

$$\rho = \beta \frac{T_z}{T_c}, \quad (232)$$

где

$$\beta = \frac{R_2}{R_1}\left(1 + \frac{1}{l}\right), \quad (233)$$

причем R_1 относится к чистому воздуху + остаточные газы, а R_2 — к продуктам сгорания. Поправка $\left(1 + \frac{1}{l}\right)$ у отношения характеристических постоянных обусловливается изменением количества рабочего тела после сгорания на величину введенного 1 *кг* топлива.

Наконец, определяем значения в конце политропического расширения:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}; \quad T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}}, \quad (234)$$

где δ — степень расширения $\left(\text{для цикла Отто } \delta = \varepsilon, \text{ а для цикла Дизеля } \delta = \frac{\varepsilon}{\rho}\right)$.

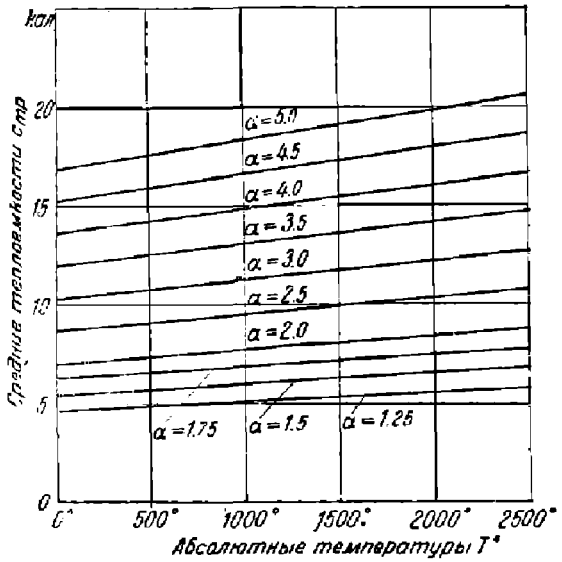
На основании полученных давлений и изменений объемов определяются средние теоретические индикаторные давления:

---

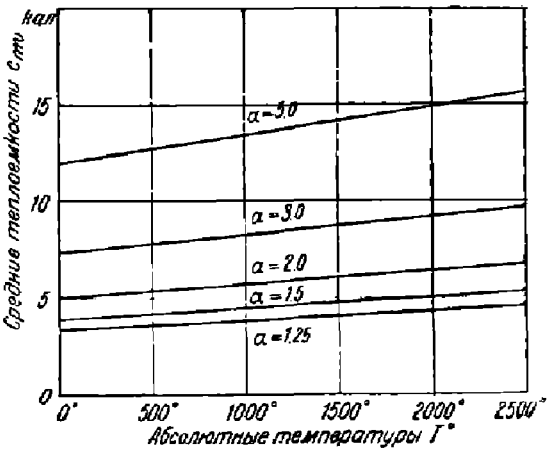
[1]) $A'' + B''T$ — суммарная средняя теплоемкость продуктов сгорания, полученных при сгорании 1 *кг-мол* газообразного топлива или 1 *кг* жидкого топлива; $A' + B'T$ — та же величина для рабочей смеси.

[2]) Для жидкого топлива вместо ξH_u^m войдет ξh_u).

НБ УГЛТУ (ДГТ)



Фиг. 165.



Фиг. 166.

для двигателей быстрого сгорания

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\frac{p_z}{p_c}\,\frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right\}; \qquad (235)$$

для двигателей Дизеля:

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\rho\,\frac{n_2-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{n_1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right\}. \qquad (236)$$

Для бескомпрессорного двигателя, работающего по смешанному циклу,

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\lambda(\rho-1) + \frac{\lambda\cdot\rho}{n_2-1}\left(1-\frac{1}{\delta^{n_2-1}}\right) - \frac{1}{n_1-1}\left(1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}\right)\right]. \qquad (237)$$

Действительные средние индикаторные давления получаются из теоретических путем помножения на поправочный коэфициент φ — полноты диаграммы и за вычетом отрицательной работы на всасывание и выталкивание Δp:

$$p_i' = \varphi p_i - \Delta p. \qquad (238)$$

На основании полученного среднего индикаторного давления можно определить по вышеприведенным формулам индикаторный к. п. д. η_i и расход топлива на индикаторную силу в час C_i, а задаваясь механическим к. п. д. η_m — те же значения, отнесенные к работе на валу машины.

$$\left.\begin{aligned} \eta_i &= 0{,}0813\,\frac{T_0}{p_0}\,\frac{p_i'(1+L)}{H_u\eta_v} \\ C_i &= 7\,780\,\frac{p_0}{T_0}\,\frac{\eta_v}{p_i'(1+L)}\ м^3/и.\,с.\,ч. \end{aligned}\right\}$$

для газообразного топлива, где H_u — теплотворная способность 1 $м^3$ топлива, при 1 $ат$ и 15° С.

НБ УДУНТ (ДПТ)

$$\eta_i = 0{,}0813 \frac{T_0}{p_0} \frac{p_i' L'}{h_u \eta_v}$$

$$C_i = 7\,780 \frac{p_0}{T_0} \frac{\eta_v}{p_i' L'} \text{ кг/и. с. ч.}$$

} для жидкого топлива, где $L' = 24{,}4\ L'' = 0{,}843\ L$.

$$p_e = p_i' \eta_m;\ \eta_e = \eta_m \eta_i;\ C_e = \frac{C_i}{\eta_m}.$$

Для упрощения теплового расчета приведены диаграммы (фиг. 165 и 166) средних теплоемкостей при постоянном давлении и постоянном объеме для сгоревших газов, отнесенных к 1 *кг* сгоревшей нефти состава: C = 0,86, H = 0,13; O = 0,01 в зависимости от температур для разных составов рабочей смеси от $\alpha = 1{,}25$ до $\alpha = 5{,}0$.

Вследствие изменения выражений для этих теплоемкостей в зависимости от α показатель адиабаты $k = k_0 - rT$ для разных составов сгоревших газов в пределах изменения температур от 500 до 2 500° абс., соответствующих действительному рабочему процессу по линиям сгорания и расширения, меняется согласно нижеприведенным значениям:

$$\alpha = 1{,}25 \ldots k = 1{,}362 - \frac{0{,}56}{10\,000} T$$

$$\alpha = 1{,}5 \ldots . k = 1{,}375 - \frac{0{,}58}{10\,000} T$$

$$\alpha = 2{,}0 \ldots . k = 1{,}380 - \frac{0{,}60}{10\,000} T$$

$$\alpha = 3{,}0 \ldots . k = 1{,}386 - \frac{0{,}60}{10\,000} T$$

$$\alpha = 5{,}0 \ldots . k = 1{,}40 - \frac{0{,}60}{10\,000} T.$$

Значение k для двухатомных газов (воздуха) в пределах изменения температур $T = 300—1\,000°$ абс., соответствующих действительным температурам на линии сжатия, равно

$$k = 1{,}422 - \frac{0{,}72}{10\,000} T.$$

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕФТЯНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕМЕННЫХ ТЕПЛОЕМКОСТЯХ

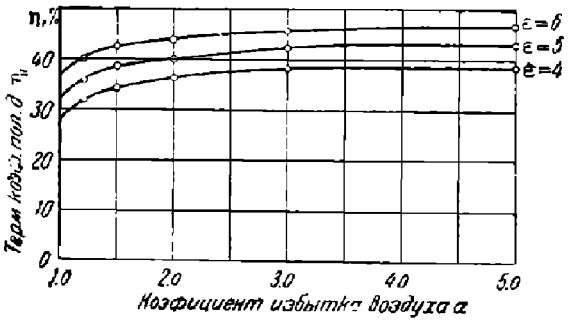
Для определения термического к. п. д. идеальной машины, работающей с разным составом смеси, учитывая переменность теплоемкостей в зависимости от температуры каждого компонента и изменение химического состава после сгорания, необходимо произвести вышеуказанный тепловой расчет с учетом остаточных газов, предполагая отсутствие потерь по всем фазам цикла, т. е. принимая

$$p_0 = p_r = p_a = 1;\ \eta_v = 1;\ \xi = 1,$$

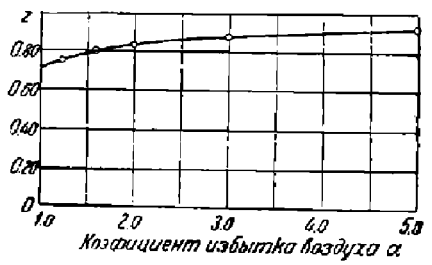
сжатие и расширение — адиабатические с переменным k. Из найденных температур T_a, T_c, T_z и T_b и теплоемкостей по вышеприведенным формулам определяется термический к. п. д. η_t.

Как видно из вышеизложенного, для определения η_t необходимо произвести ряд сложных вычислений, и является вопрос, нельзя ли использовать основное уравнение, выведенное при постоянных теплоемкостях, следовательно, и для неиз-

НТБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 167.



Фиг. 168.

меняющегося состава, для подсчета η_t путем введения поправочных коэфициентов при каком-либо из значений, входящих в это уравнение.

Под моим руководством инженером С. И. Алексеевым произведены нижеприводимые изучения возможности построения упрощенных формул для удобного практического пользования [1]).

Рассмотрим сначала цикл Отто для двигателей, работающих на нефти вышеуказанного состава. Его термический к. п. д. η_t в зависимости от изменения α от 1 до 5 для трех степеней сжатия $\varepsilon = 4, 5, 6$ приведен на диаграмме (фиг. 167), вычисленной на основании точного теплового расчета.

Термический к. п. д. при постоянных теплоемкостях выражался формулой

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \text{ при } k = 1{,}4. \tag{239}$$

Самое простое решение было бы, если дать поправочный коэфициент z для всего выражения η_t:

$$\eta_t = z\left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}\right), \; k = 1{,}4 \text{ (1-й вариант)}. \tag{240}$$

Графически этот поправочный коэфициент z представлен на диаграмме (фиг. 168) для тех же значений α и ε.

Вычисленные η_t по формуле (240) дают точность до второго знака, что практически надо признать достаточным.

Вторым приближенным решением могло бы быть нахождение связи между показателем k и α в зависимости от нагрузки машины, так как таковая связь фактически имеет место между этими значениями. На диаграмме (фиг. 169) представлены значения для k в зависимости от изменения α от 1,0 до 5,0 при изменении ε от 4 до 6.

Так как кривая k в пределах изменения $\alpha = 1{,}5 - 5{,}0$ может быть принята за прямую, то в этих пределах его изменения

$$k = 1{,}282 + 0{,}0165\,\alpha. \tag{241}$$

Подставляя это выражение в формулу для η_t,

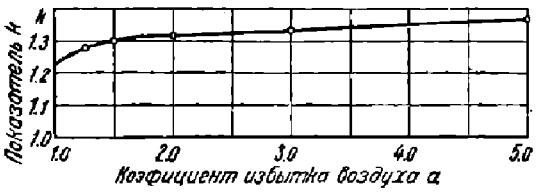
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \; k = 1{,}282 + 0{,}0165\,\alpha \text{ (2-й вариант)}, \tag{242}$$

получаем к. п. д., выраженный с точностью до второго знака.

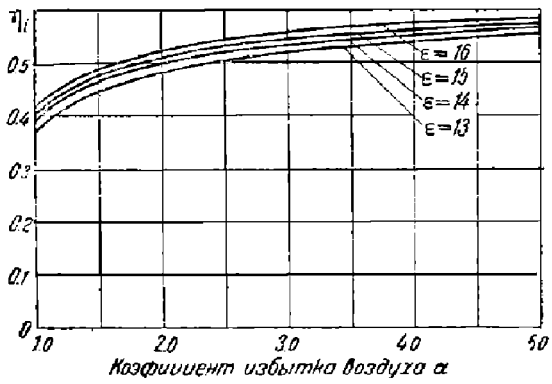
---

[1]) См. инж.-мех. С. И. Алексеев, Термическое использование нефтяных двигателей при переменных теплоемкостях, Труды Научного автомоторного института НТО ВСНХ № 39, вып. 5, 1921.

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 169.



Фиг. 170.

Например, для $\varepsilon = 5$, $\alpha = 3{,}0$ значения для η_t:

по точному тепловому расчету . $\eta_t = 0{,}415$
„ формуле (240) . $\eta_t = 0{,}417$
„ „ (242) . . . . . $\eta_t = 0{,}414$
„ „ (239) при $c = \text{const}$. $\eta_t = 0{,}476$

Как видно приближенные формулы дают достаточную практически точность, и значения η_t, определенные из теплового расчета и по приближенным формулам, резко отличаются от значений η_t, определенных при постоянных теплоемкостях.

Для двигателей Дизеля для того же состава нефти термический к. п. д., вычисленный на основании точного теплового расчета для значений $\varepsilon = 13$, 14, 15, 16, в зависимости от α представлен на диаграмме (фиг. 170).

Термический к. п. д. при постоянных теплоемкостях

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k\,(\rho - 1)\,\varepsilon^{k-1}}, \qquad k = 1{,}4. \tag{243}$$

Для вывода упрощенных формул η_t, построенных по той же зависимости, возможно одно из значений, входящих в это уравнение, представить как функцию нагрузки машины, так как эта связь обусловливает влияние как состава, так и температур на использование.

На диаграмме (фиг. 171) представлены те фиктивные значения ρ_ϕ, которые необходимо подставить в уравнение (243), чтобы в пределах изменения $\alpha = 1{,}0$—$5{,}0$ и $\varepsilon = 13$—16 получить одинаковые значения для η_t с тепловым расчетом.

В пределах действительного изменения ρ от 1,5 до 3,0 фиктивные ρ_ϕ, подлежащие быть подставленными в формулу (243), меняются приблизительно по прямолинейной зависимости по уравнению

$$\rho_\phi = 2{,}6\,\rho - 1{,}6. \tag{244}$$

Подставляя это выражение в формулу (243), получаем

$$\eta_t = 1 - \frac{(2{,}6\rho - 1{,}6)^k - 1}{2{,}6\,k\,(\rho - 1)\,\varepsilon^{k-1}}, \quad k = 1{,}4 \text{ (1-й вариант)}. \tag{245}$$

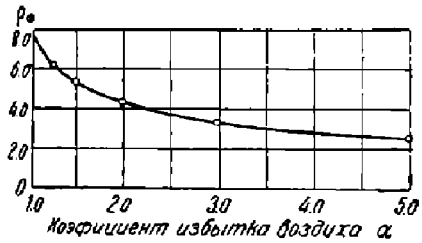
На диаграмме (фиг. 172) дан термический к. п. д. η_t, определенный по тепловому расчету в зависимости от изменения ρ в пределах от 1,5 до 3,0. Графики для η_t в указанных пределах изменения ρ для разных ε получаются близкими к пучку параллельных прямых, могущих быть выраженными уравнением

$$\eta_t = 0{,}005\,\alpha + 0{,}145 + 0{,}0965\,\rho, \tag{246}$$

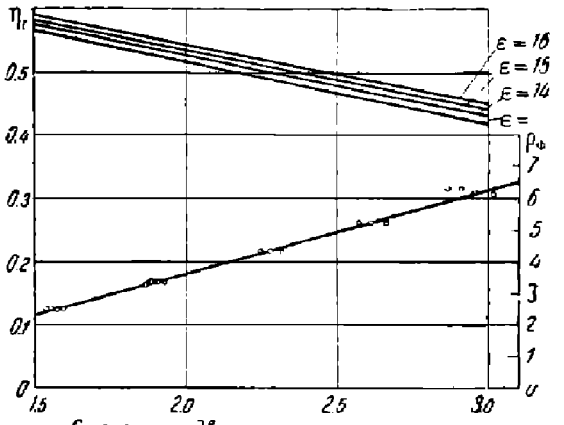
где α в зависимости от степени сжатия ε представлено на диаграмме (фиг. 173) меняющееся также прямолинейно:

$$\alpha = 91 + 1{,}7\,\varepsilon. \tag{247}$$

УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 171.

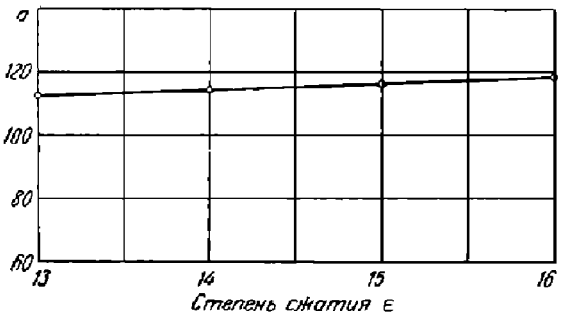


Фиг. 172.

Подставляя это выражение в уравнение (246), получим

$$\eta_t = 0{,}6 + 0{,}0085\,\varepsilon - 0{,}0965\,\rho \text{ (2-й вариант).} \quad (248)$$

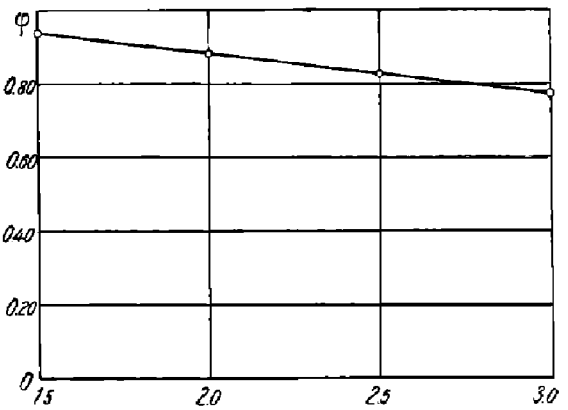
Эта формула, крайне упрощенная, без степенной зависимости, позволяет быстро и достаточно точно определить термический к. п. д. двигателя в указанных пределах изменения ε и ρ.



Фиг. 173.

Аналогично выводу приближенной формулы для цикла Отто (1-й вариант) представляется возможным и для цикла Дизеля подыскать переменный поправочный коэфициент к теоретической формуле (243) при постоянных теплоемкостях, дающий одинаковые результаты с точным тепловым расчетом.

На фиг. 174 представлен этот поправочный коэфициент φ при изменении ρ от 1,5 до 3,0 для значений ε от 13 до 16:



Фиг. 174.

$$\varphi = 1{,}08 - 0{,}096\,\rho; \quad (249)$$

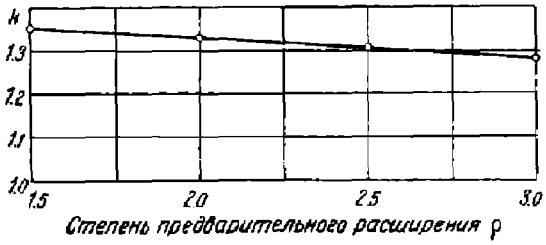
$$\eta_t = (1{,}08 - 0{,}096\,\rho)\left[1 - \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}}\right] \text{ (3-й вариант).} \quad (250)$$

На тех же основаниях на диаграмме фиг. 175 представлены значения для k в зависимости от ρ в уравнении

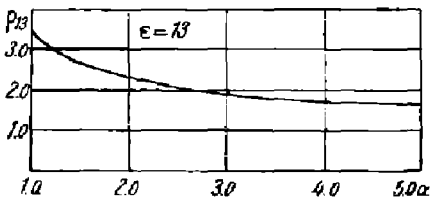
$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)\varepsilon^{k-1}}, \text{ где } k = 1{,}43 - 0{,}05\,\rho \text{ (4-й вариант).} \quad (251)$$

На табл. 49 приведены значения η_t, вычисленные по точному тепловому расчету, по четырем приближенным формулам и при $c = \text{const}$, $k = 1{,}4$.

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 175.



Фиг. 176.

Таблица 49

		ρ	η_t из теплового расчета	η_t по формуле (245)	η_t по формуле (248)	η_t по формуле (250)	η_t по формуле (251)	η_t при $c=\text{const}$ по формуле (243)
13	5,0	1,59	0,557	0,554	0,557	0,558	0,557	0,603
15	3,0	1,89	0,542	0,544	0,545	0,547	0,547	0,609
16	1,5	2,59	0,487	0,492	0,486	0,487	0,485	0,585

Как видим, все четыре варианта дают с точностью до второго знака согласованные результаты с точным тепловым расчетом в указанных пределах изменения ε и α (или ρ), соответствующих действительным условиям работы двигателей Дизеля.

Если по условиям работы машины известен коэфициент избытка воздуха α, то величину ρ для теоретического цикла можно определить из следующих соображений.

На фиг. 176 дана кривая изменения ρ в зависимости от α при $\varepsilon = 13$, полученная вышеприведенным исследованием. Для других значений ε кривые имеют аналогичное протекание, причем при определенном α с увеличением ε ρ немного падает. Эта связь ρ с α и ε может быть выражена приближенным уравнением

$$\rho = 1{,}025 + \frac{3{,}88 - 0{,}07\,\varepsilon}{0{,}25 + \alpha}. \qquad (252)$$

5. ПРИМЕРЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА

Тепловой расчет газового двигателя, работающего на светильном газе при нормальной нагрузке ($\alpha = 1{,}4$)

Данные цикла Отто

Состав светильного газа:

$H_2 = 0{,}485$	$м^3$ на 1 $м^3$ светильного газа или *кг-мол* на 1 *кг-мол* светильного газа
$CH_4 = 0{,}35$	
$CO = 0{,}07$	
$C_2H_4 = 0{,}045$	
$CO_2 = 0{,}02$	
$O_2 = 0{,}0025$	
$N_2 = 0{,}0275$	
1,0	

$H_u = 4\,590$ *кал* $м^3$
$\alpha = 1{,}4$ $\varepsilon = 6$
$T_0 = 290°$ абс.
$p_0 = 1{,}0$

Оцениваем:

$p_a = 0{,}9$
$p_r = 1{,}07$
$T_r = 700°$ абс. (т-ра остат газов)
$n_1 = 1{,}32$, $n_2 = 1{,}30$
$\xi = 0{,}85$
n_1 — показатель линии сжатия
n_2 — показатель линии расширения

НБ УГХТ (ДГТ)

Определим теоретически необходимое количество воздуха L_0 для сжигания 1 *кг-мол* светильного газа:

$$l_0 = \frac{\frac{H_2}{2} + 2CH_4 + \frac{CO}{2} + 3C_2H_4 - O_2}{0{,}21} \text{ кг-мол.}$$

Тогда действительное количество воздуха

$$L = \frac{\frac{1}{2}(H_2 + CO) + 2CH_4 + 3C_2H_4 - O_2}{0{,}21} \alpha \text{ кг-мол на 1 кг-мол светильного газа.}$$

Подставляя, получим

$$L = \frac{0{,}5\,(0{,}485 + 0{,}07) + 2 \cdot 0{,}35 + 3 \cdot 0{,}045 - 0{,}0025}{0{,}21} 1{,}4 = 7{,}43 \text{ кг-мол.}$$

Определим числа *кг-мол* составных частей сгоревших газов:

M' — двухатомных газов;
M'' — углекислоты CO_2;
M''' — водяных паров H_2O и
ΔM — изменение общего числа *кг-мол* после сгорания.

Из основных реакций сгорания имеем

$$M'' = CH_4 + CO + 2C_2H_4 + CO_2;$$
$$M''' = H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4;$$
$$\Delta M = -\frac{H_2}{2} - \frac{CO}{2} = -\frac{1}{2}(CO + H_2);$$
$$M' = 1 + L + \Delta M - (M'' + M''').$$

Подставляя, получим

$$M'' = 0{,}35 + 0{,}07 + 2 \cdot 0{,}045 + 0{,}02 = 0{,}53 \text{ кг-мол};$$
$$M''' = 0{,}485 + 2 \cdot 0{,}35 + 2 \cdot 0{,}045 = 1{,}275 \text{ кг-мол};$$
$$\Delta M = -0{,}5\,(0{,}07 + 0{,}485) = -0{,}2775 \text{ кг-мол};$$
$$M' = 1 + 7{,}43 - 0{,}2775 - (0{,}53 + 1{,}275) = 6{,}3475 \text{ кг-мол.}$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 *кг-мол* светильного газа, имеем

$$c_{mv} = M' mc_v' + M'' mc_v'' + M''' mc_v''',$$
$$c_{mv} = A'' + B''T = 6{,}3475\,(4{,}625 + 0{,}00053\,T) + 0{,}53\,(6{,}774 + 0{,}00189\,T) + 1{,}275\,(6{,}855 + 0{,}00116\,T) = 41{,}7 + 0{,}00585\,T.$$

Для определения теплоемкости свежей рабочей смеси считаем теплоемкость метана CH_4 как двухатомных газов, а теплоемкость тяжелых углеводородов C_2H как углекислоты CO_2.

Тогда число *кг-мол* простых газов (включая CH_4) — 8,365 *кг-мо.*
CO_2 и C_2H_4 — 0,065 „

Теплоемкость свежей рабочей смеси, отнесенная к 1 *кг-мол* светильного газа,

$$A' + B'T = 8{,}365\,(4{,}625 + 0{,}00053\,T) + 0{,}065\,(6{,}774 + 0{,}00189\,T) = 39{,}09 + 0{,}004553\,T.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Теплотворная способность 1 *кг-мол* светильного газа

$$H_u^m = 24{,}4 \cdot H_u = 24{,}4 \cdot 4\,590 = 112\,000 \text{ кал/кг-мол.}$$

По формуле

$$T_a' = \frac{\varepsilon p_r T_0}{\varepsilon p_a - p_r \dfrac{T_r - T_0}{T_r}}$$

определяем температуру начала сжатия без учета нагрева от стенок цилиндра:

$$T_a' = \frac{6 \cdot 0{,}9 \cdot 290}{6 \cdot 0{,}9 - 1{,}07 \dfrac{700-290}{700}} = 329^\circ \text{ абс.}$$

Оценивая нагрев от стенок повышением температуры начала сжатия на величину $\Delta T_a = 11^\circ$, получим температуру начала сжатия

$$T_a = 329 + 11 = 340^\circ \text{ абс.}$$

Коэфициент подачи

$$\eta_v = \frac{T_0}{p_0(\varepsilon - 1)}\left(\frac{\varepsilon p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r}\right) = \frac{290}{1 \cdot 5}\left(6\,\frac{0{,}9}{340} - \frac{1{,}07}{700}\right) = 0{,}836.$$

Коэфициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{1}{\eta_v(\varepsilon - 1)}\,\frac{p_r}{p_0}\,\frac{T_0}{T_r} = \frac{1}{0{,}836 \cdot 5}\,\frac{1{,}07}{1}\,\frac{290}{700} = 0{,}1061.$$

Коэфициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1+L)(1+\gamma)} = 1 - \frac{0{,}2775}{8{,}43 \cdot 1{,}1061} = 0{,}9702;\ \frac{\gamma}{\beta} = 0{,}1095.$$

Затем определяем температуру и давление конца сжатия T_c и p_c:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1};\ p_c = p_a \varepsilon^{n_1};$$

$$T_c = 340 \cdot 6^{0{,}32} = 603^\circ \text{ абс.};\quad p_c = 0{,}9 \cdot 6^{1{,}32} = 9{,}58 \text{ ата.}$$

Напишем уравнение сгорания:

$$\xi H_u^m + (A' + B'T_c)\,T_c + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)\,T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A'' + B''T_z)\,T_z$$

Подставляя, получим

$$0{,}85 \cdot 112\,000 + (39{,}09 + 0{,}004553 \cdot 603)\,603 + 0{,}1095\,(41{,}7 + 0{,}00585 \cdot 603)\,603 =$$
$$= 1{,}1095\,(41{,}7 + 0{,}00585\,T_z)\,T_z,$$
$$111\,300 = (41{,}7 + 0{,}00585\,T_z)\,T_z.$$

Определение T_z из этого уравнения ввиду малого значения коэфициента при T_z^2 удобно производить путем двойной подстановки приближенного значения. Отсюда температура конца сгорания $T_z = 2\,070^\circ$ абс.

Давление вспышки

$$p_z = \beta p_c \frac{T_z}{T_c};\quad p_z = 0{,}9702 \cdot 9{,}58\,\frac{2\,070}{603} = 31{,}9 \text{ ата}$$

Температура и давление конца расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}},\quad T_b = \frac{2\,070}{6^{0{,}8}} = 1\,210^\circ \text{ абс.}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}; \quad p_b = \frac{31{,}9}{6^{1{,}3}} = 3{,}11 \ ama.$$

Среднее индикаторное давление p_i определяется по формуле

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\frac{p_z}{p_c}\,\frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1 - 1}\right\},$$

$$p_i = \frac{9{,}58}{5}\left\{\frac{31{,}9}{9{,}58}\,\frac{1 - \frac{1}{6^{0{,}3}}}{0{,}3} - \frac{1 - \frac{1}{6^{0{,}32}}}{0{,}32}\right\} = 6{,}23 \ кг/см^2.$$

Оцениваем: $\mu = 0{,}95$; $\Delta p = 0{,}15$.
Тогда

$$p_i' = 0{,}95 \cdot 6{,}23 - 0{,}15 = 5{,}77 \ кг/см^2.$$

Индикаторный к. п. д. η_i определяется по формуле

$$\eta_i = 0{,}0813\,\frac{T_0}{p_0}\,\frac{p_i'(1+L)}{H_u \eta_v},$$

$$\eta_i = 0{,}0813\,\frac{290}{1{,}0}\,\frac{5{,}77 \cdot 8{,}43}{4590 \cdot 0{,}836} = 0{,}299.$$

Расход топлива на индикаторную силу-час

$$C_i = 7\,780\,\frac{p_0}{T_0}\,\frac{i_n}{p_i'(1+L)} \ м^3/и.\ с.\ ч.,$$

$$C_i = 7\,780\,\frac{1{,}0}{290}\,\frac{0{,}836}{5{,}77 \cdot 8{,}43} = 0{,}462 \ м^3/и.\ с.\ ч. \text{ (при } 15^\circ\text{C и } 1 \ ama).$$

Оценивая $\eta_m = 0{,}82$, получим:
среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i' = 0{,}82 \cdot 5{,}77 = 4{,}73 \ кг/см^2;$$

экономический к. п. д.

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0{,}82 \cdot 0{,}299 = 0{,}245;$$

расход топлива на эффективную силу-час

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0{,}462}{0{,}82} = 0{,}563 \ м^3/э.\ с.\ ч.$$

Тепловой расчет двигателя Дизеля при нормальной нагрузке. Пример просчитаем как для пневматического, так и для механического распыливания.

Данные:

Общие		Механич. распылив.	Пневматич. распылив.
Состав нефти: C = 0,86, H = 0,13, O = 0,01, 1,00 — *кг* на 1 *кг* топлива	$h_u = 10\,200$ *кал/кг* $\varepsilon = 15$; $\alpha = 1{,}85$ $T_0 = 288^\circ$ абс.; $p_0 = 1{,}03$ *ата* $T_z = 800^\circ$ абс.; $\Delta T_a = 17^\circ$ $n_1 = 1{,}33$; $n_2 = 1{,}3$ $p_a = (p_0 - 0{,}07)$ *ата* $p_z = (p_0 + 0{,}07)$ „ $\mu = 0{,}95$; $\Delta p_i = 0{,}12$	$\xi = 0{,}9$ $\eta_m = 0{,}86$	$\xi = 0{,}92$ $\eta_m = 0{,}78$

НВ УДУНТ (ДІІТ)

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 *кг* нефти

$$L_0 = \left(\frac{C}{12} + \frac{H - \frac{O}{8}}{4}\right)\frac{1}{0{,}21} \text{ кг-мол},$$

$$L_0 = \left(\frac{0{,}86}{12} + \frac{0{,}13 - \frac{0{,}01}{8}}{4}\right)\frac{1}{0{,}21} = 0{,}495 \text{ кг-мол}.$$

Действительное количество рабочего воздуха в *кг-мол* на 1 *кг* нефти

$$L'' = 1{,}85 \cdot 0{,}495 = 0{,}916 \text{ кг-мол/кг нефти}.$$

То же в *кг*:

$$L' = 0{,}916 \cdot 28{,}95 = 26{,}5 \text{ кг/кг нефти}.$$

Определим числа *кг-мол* составных частей продуктов сгорания (отнесенные к 1 *кг* нефти) M', M'', M''' и изменение числа *кг-мол* ΔM:

$$M'' = \frac{C}{12}, \quad M''' = \frac{H}{2}, \quad \Delta M = \frac{H^{1})}{4};$$

$$M' = (L'' + \Delta M) - (M'' + M''').$$

Подставляя в эти формулы, находим

$$M'' = \frac{0{,}86}{12} = 0{,}072 \text{ кг-мол} \qquad \Delta M = \frac{0{,}13}{4} = 0{,}033 \text{ кг-мол};$$

$$M''' = \frac{0{,}13}{2} = 0{,}065 \text{ кг-мол} \qquad M' = 0{,}495\,\alpha - 0{,}072 - 0{,}033 = 0{,}495\,\alpha - 0{,}105.$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 *кг* нефти, получим

$$c_{mp} = M' mc_p' + M'' mc_p'' + M''' mc_p''';$$

$$c_{mp} = A'' + B''T = (0{,}495\,\alpha - 0{,}105)(6{,}610 + 0{,}00053\,T) + 0{,}072\,(8{,}759 + 0{,}00189\,T) + 0{,}065\,(8{,}840 + 0{,}00116\,T) =$$

$$= (0{,}512 + 3{,}27\,\alpha) + (0{,}155 + 0{,}262\,\alpha)\frac{T}{1\,000}.$$

При $\alpha = 1{,}85$

$$c_{mp} = A'' + B''T = 6{,}567 + 0{,}00064\,T.$$

Далее ведем расчет для механического распыливания.

Так как в процессе сжатия участвует чистый воздух (и остаточные газы), то его теплоемкость, отнесенная к процессу сжатия,

$$A' + B'T = 0{,}916\,(6{,}610 + 0{,}00053\,T).$$

На основании вышеизложенного определяем последовательно следующие величины:

$$p_a = 1{,}03 - 0{,}07 = 0{,}96 \text{ ата}$$

$$p_r = 1{,}03 + 0{,}07 = 1{,}10 \text{ "}$$

---

[1]) Влиянием кислорода топлива на ΔM, выражающимся величиной $\frac{O}{32}$, пренебрегаем

НБ УДУНТ (ДИТ)

Температура в начале сжатия без учета подогрева от стенок и днища поршня

$$T'_a = \frac{\varepsilon p_a T_0}{\varepsilon p_a - p_r \dfrac{T_r - T_0}{T_r}} = \frac{15 \cdot 0{,}96 \cdot 288}{15 \cdot 0{,}96 - 1{,}1 \cdot \dfrac{800 - 288}{800}} = 303^\circ \text{ абс.}$$

Учитывая подогрев повышением температуры начала сжатия на $\Delta T_a = 17^\circ$, получаем

$$T_a = T'_a + \Delta T_a = 303 + 17 = 320^\circ \text{ абс.}$$

Коэфициент подачи

$$\eta_v = \left(\varepsilon \frac{p_a}{T_a} - \frac{p_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{p_0 (\varepsilon - 1)} = \left(15 \frac{0{,}96}{320} - \frac{1{,}1}{800} \right) \frac{288}{1{,}03 \cdot 14} = 0{,}87.$$

Остаточный коэфициент

$$\gamma = \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v} \frac{p_r}{p_0} \frac{T_0}{T_r} = \frac{1{,}1 \cdot 288}{14 \cdot 0{,}87 \cdot 1{,}03 \cdot 800} = 0{,}0316.$$

Коэфициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L''(1+\gamma)} = 1 + \frac{0{,}033}{0{,}916 \cdot 1{,}0316} = 1{,}035,$$

$$\frac{\gamma}{\beta} = 0{,}0306.$$

Температура и давление в конце сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 320 \cdot 15^{0{,}33} = 782^\circ \text{ абс.},$$

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0{,}96 \cdot 15^{1{,}33} = 34{,}1 \ ama.$$

Уравнение сгорания

$$\xi h_u + L''(A' + B'T_c)T_c + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)T_c = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A'' + B''T_z)T_z,$$

$$0{,}9 \cdot 10\,200 + 0{,}916\,(6{,}610 + 0{,}00053 \cdot 782)782 +$$

$$+ 0{,}0306\,(6{,}567 + 0{,}00064 \cdot 782) + 782 = 1{,}0306\,(6{,}567 + 0{,}00064 T_z)T_z,$$

$$13\,940 = (6{,}567 + 0{,}00064\,T_z)\,T_z,$$

откуда

$$T_z = 1\,805^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \beta \frac{T_z}{T} = 1{,}035 \cdot \frac{1\,805}{782} = 2{,}39.$$

Степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{2{,}39} = 6{,}28.$$

Температура и давление в конце расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2 - 1}} = \frac{1\,805}{6{,}28^{0{,}3}} = 1\,040^\circ \text{ абс.};$$

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{34{,}1}{6{,}28^{1{,}3}} = 3{,}13 \ ama.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\rho\frac{n_2 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right\} =$$

$$= \frac{34{,}1}{14}\left\{2{,}39\cdot\frac{1{,}3 - \frac{1}{6{,}28^{0{,}3}}}{0{,}3} - \frac{1{,}33 - \frac{1}{15^{0{,}33}}}{0{,}33}\right\} = 7{,}25\ кг/см^2.$$

Оценивая $\mu = 0{,}95$ и $\Delta p_i = 0{,}12$, находим

$$p_i' = \mu p_i - \Delta p_i = 0{,}95\cdot 7{,}25 - 0{,}12 = 6{,}88 - 0{,}12 = 6{,}76\ ama.$$

Расход воздуха в $м^3$ на 1 *кг* нефти

$$L' = 24{,}4\quad L'' = 24{,}4\cdot 0{,}916 = 22{,}4\ м^3/кг$$ (при 15°С и 1 *ama*).

Расход топлива на индикаторную силу-час

$$C_i = 7\,780\,\frac{p_0\eta_v}{T_0 p_i' L'} = 7\,780\cdot\frac{1{,}03\cdot 0{,}87}{288\cdot 6{,}76\cdot 22{,}4} = 0{,}16\ кг/и.\ с.\ ч. = 160\ г/и.\ с.\ ч.$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{C_i h_u} = \frac{632}{0{,}16\cdot 10\,200} = 0{,}387.$$

Для $\eta_m = 0.86$ получаем: среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i' = 0{,}86\cdot 6{,}76 = 5{,}8\ кг/см^2,$$

расход топлива на эффективную силу-час

$$C_e = \frac{160}{0{,}86} = 186\ г/э.\ с.\ ч.$$

и экономический к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i\eta_m = 0{,}387\cdot 0{,}86 = 0{,}332.$$

В случае пневматического распыливания во время процесса сгорания вводится некоторое количество воздуха. Определяем это количество некоторой долей r от всего воздуха, введенного в цилиндр к концу сгорания, и оцениваем $r = 0{,}05$. Тогда, имея в виду, что полученное выше из данного избытка воздуха α значение L'' относится ко всему воздуху, участвующему в процессе сгорания, получаем количество его во время процесса сжатия

$$L_1'' = (1 - r)L'' = 0{,}95\cdot 0{,}916 = 0{,}870\ кг\text{-}мол.$$

Общее изменение количества *кг-мол* во время сгорания сложится из вышеуказанного ΔM от реакции сгорания и количества *кг-мол* распыливающего воздуха:

$$\Delta M' = \Delta M + rL'' = 0{,}033 + 0{,}05\cdot 0{,}916 = 0{,}079,$$

и коэфициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M'}{L_1''(1+\gamma)} = 1 + \frac{0{,}079}{0{,}87\cdot 1{,}0316} = 1{,}088.$$

Остаточный коэфициент γ, как зависящий только от ε, p_r, p_0, η_v, T_r и T_r, остается без изменения, и

$$\frac{\gamma}{\beta} = \frac{0{,}0316}{1{,}088} = 0{,}029.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Температура и давление в конце сжатия попрежнему равны:

$$T_c = 782^\circ \text{ абс.}$$

$$p_c = 34{,}1 \text{ ата.}$$

Уравнение сгорания, считая, что распыливающий воздух поступает в цилиндр с температурой T_0, принимает вид

$$\xi h_u + L_1''(a_2 + bT_c)T_0 + \frac{\gamma}{\beta}(A'' + B''T_c)T_c + rL''(a_2 + bT_0)T_0 =$$

$$= \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right)(A'' + B''T_z)T_z,$$

где $a + bT$ — средняя молекулярная теплоемкость воздуха.

$$0{,}92 \cdot 10\,200 + 0{,}87(6{,}61 + 0{,}00053 \cdot 782)782 + 0{,}029(6{,}567 + 0{,}00064 \cdot 782)782 +$$
$$+ 0{,}046(6{,}61 + 0{,}00053 \cdot 288)288 = 1{,}029(6{,}567 + 0{,}00064T_z)T_z;$$

$$14\,160 = (6{,}567 + 0{,}00064T_z)T_z,$$

откуда

$$T_z = 1\,830^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \beta\frac{T_z}{T_c} = 1{,}088 \cdot \frac{1\,830}{782} = 2{,}55.$$

Степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{15}{2{,}55} = 5{,}89.$$

Температура и давление в конце расширения:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1\,830}{5{,}89^{0{,}3}} = 1\,076^\circ \text{ абс.}$$

и

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{34.1}{5{,}89^{1{,}3}} = 3{,}4 \text{ ата.}$$

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left\{\rho\frac{n_2 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2 - 1} - \frac{n_1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1 - 1}\right\} =$$

$$= \frac{34{,}1}{14}\left\{2{,}55 \cdot \frac{1{,}3 - \frac{1}{5{,}89^{0{,}3}}}{0{,}3} - \frac{1{,}33 - \frac{1}{15^{0{,}3}}}{0{,}33}\right\} = 7{,}94 \text{ кг/см}^2.$$

Оценивая $\mu = 0{,}95$ и $\Delta p_i = 0{,}12$, находим

$$p_i' = \mu p_i - \Delta p_i = 0{,}95 \cdot 7{,}94 - 0{,}12 = 7{,}42 \text{ кг/см}^2.$$

Объем воздуха, засосанного машиной на 1 *кг* топлива,

$$L_1' = 24{,}4L_1'' = 24{,}4 \cdot 0{,}87 = 21{,}2 \text{ м}^3.$$

Расход топлива на индикаторную силу-час:

$$C_i = 7\,780\frac{p_0\eta_v}{T_0 p_i' L_1'} = 7\,780\frac{1{,}03 \cdot 0{,}87}{288 \cdot 7{,}42 \cdot 21{,}2} = 0{,}154 \text{ кг/и. с. ч.} = 154 \text{ г/и. с. ч.}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{C_i h_u} = \frac{632}{0{,}154 \cdot 10\,200} = 0{,}402.$$

Оценивая $\eta_m = 0{,}78$, получим среднее эффективное давление

$$p_e = \eta_m p_i' = 0{,}78 \cdot 7{,}42 = 5{,}79 \ кг/см^2.$$

Экономический к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0{,}402 \cdot 0{,}78 = 0{,}314,$$

и расход топлива на эффективную силу-час

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0{,}154}{0{,}78} = 0{,}195 \ кг/э.\ с.\ ч. = 195 \ г./э.\ с.\ ч.$$

Для определения термического к. п. д. η_t воспользуемся формулой (248):

$$\eta_t = 0{,}6 + 0{,}0085\varepsilon - 0{,}0965\rho.$$

Здесь ρ определится по формуле (252):

$$\rho = 1{,}025 + \frac{3{,}88 - 0{,}07\varepsilon}{0{,}25 + \alpha};$$

$$\rho = 1{,}025 + \frac{3{,}88 - 0{,}07 \cdot 15}{0{,}25 + 1{,}85} = 2{,}37.$$

Получаем

$$\eta_t = 0{,}6 + 0{,}0085 \cdot 15 - 0{,}0965 \cdot 2{,}37 = 0{,}499.$$

Отсюда относительный к. п. д.

1) для механического распыливания $\eta_g = \frac{0{,}387}{0{,}499} = 0{,}775$,

2) для пневматического распыливания $\eta_g = \frac{0{,}402}{0{,}499} = 0{,}805$.

Тепловой расчет двухтактного нефтяного двигателя с кривошипно-камерной продувкой при нормальной нагрузке

Данные

Топливо		Оцениваем:
нефть состава:		
C = 0,86 H = 0,13 O = 0,01	кг на 1 кг топлива	$h_u = 10\,200$ кал/кг $\alpha = 2{,}2$; $\varepsilon = 5{,}2$ $T_0 = 290°$ абс.; $p_0 = 1$ ат	$p_a = 1{,}1$ ат; $T_r = 650°$ абс. $n_1 = 1{,}25$; $n_2 = 1{,}3$ $\xi = 0{,}88$; $\Delta T_a = 15°$ $\eta_k = 0{,}7$; $\varphi = 0{,}12$; $\lambda = 0{,}2$ $w = 1$ кг/кг (впрыскиваемой воды в цилиндр)
1,00		

Формулы сгорания те же, что и в примере расчета цикла двигателя Дизеля, следовательно,

$$L_0'' = 0{,}495 \ кг\text{-}мол,$$

$$M'' = 0{,}072 \ кг\text{-}мол.$$

Учитывая впрыскиваемую воду $w = 1$ кг на 1 кг топлива, получаем количество водяных паров в продуктах сгорания

$$M''' = \frac{H}{2} + \frac{w}{18} = 0{,}065 + 0{,}0555 = 0{,}1205 \ кг\text{-}мол.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Считая, что к концу сжатия вода еще находится в жидком состоянии и парообразование полностью происходит в процессе сгорания,

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{w}{18} = 0{,}033 + 0{,}0555 = 0{,}0885.\ кг\text{-}мол,$$

$$L'' = \alpha L_0'' = 2{,}2 \cdot 0{,}495 = 1{,}09\ кг\text{-}мол,$$

$$M' = (L'' + \Delta M) - (M'' + M''') = 0{,}986\ кг\text{-}мол.$$

Суммарная теплоемкость продуктов сгорания

$$c_{mv} = M'mc_v' + M''mc_v'' + M'''mc_v''' = 0{,}986\,(4{,}625 + 0{,}00053\,T) +$$
$$+ 0{,}072\,(6{,}774 + 0{,}00189T) + 0{,}1205\,(6{,}855 + 0{,}00116T) = 5{,}874 + 0{,}000798T.$$

Коэфициент подачи, отнесенный к полезному ходу поршня,

$$\eta_v = \frac{(1-\psi)\eta_k}{\lambda} = \frac{0{,}88 \cdot 0{,}7}{0{,}8} = 0{,}77.$$

Температура в начале сжатия при условии отсутствия подогрева

$$T_a = \frac{T_r}{1 + \frac{\eta_v p_0(\varepsilon - 1)}{p_a \varepsilon}\left(\frac{T_r - T_0}{T_0}\right)} = \frac{650}{1 + \frac{0{,}77 \cdot 1 \cdot 4{,}2}{1{,}1 \cdot 5{,}2}\,\frac{360}{290}} = 381^\circ\ абс.$$

Учитывая подогрев $\Delta T_a = 15^\circ$, находим

$$T_a' = T_a + \Delta T_a = 381 + 15 = 396^\circ\ абс.$$

Коэфициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}\,\frac{p_a}{\eta_v p_0}\,\frac{T_0}{T_a'} - 1 = \frac{5{,}2}{4{,}2}\,\frac{1{,}1}{0{,}77 \cdot 1}\,\frac{290}{396} - 1 = 1{,}296 - 1 = 0{,}296.$$

Коэфициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L''(1+\gamma)} = 1 + \frac{0{,}0885}{1{,}09 \cdot 1{,}296} = 1{,}063.$$

Ввиду значительной величины γ и заметного отклонения β от единицы для отношения числа *кг-мол* остаточных газов к числу *кг-мол* продуктов сгорания пользуемся выражением:

$$\frac{\gamma}{\beta - \gamma(1-\beta)} = \frac{0{,}296}{1{,}063 + 0{,}296 \cdot 0{,}063} = 0{,}274.$$

Температура и давление в конце сжатия равны

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 396 \cdot 5{,}2^{0{,}25} = 598^\circ\ абс.$$

и

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 1{,}1 \cdot 5{,}2^{1{,}25} = 8{,}63\ ата.$$

Уравнение сгорания с учетом тепла на испарение впрыскиваемой воды принимает вид:

$$\xi h_u - 600w + (A' + B'T_c)T_c + \frac{\gamma}{\beta - \gamma(1-\beta)}(A'' + B''T_c)T_c =$$

$$= \left(1 + \frac{\gamma}{\beta - \gamma(1-\beta)}\right)(A'' + B''T_z)T_z,$$

$$A' + B'T = 1{,}09\,(4{,}625 + 0{,}00053T) = 5{,}04 + 0{,}000578T.$$

$$0{,}88 \cdot 10\,200 - 600 + (5{,}04 + 0{,}000578 \cdot 598)598 + 0{,}274(5{,}874 + 0{,}000798 \times 598)598 =$$
$$= 1{,}274\,(5{,}874 + 0{,}000798T_z)\,T_z;\quad 9\,925 = (5{,}874 + 0{,}000798T_z)T_z.$$

НБ УДУНТ (ДИТ)

откуда

$$T_z = 1\,416^\circ \text{ абс.}$$

Давление в конце сгорания

$$p_z = p_c \frac{T_z}{T_c} = 8{,}63 \cdot 1{,}063 \cdot \frac{1\,416}{598} = 21{,}7 \ \textit{ата}.$$

Давление и температура в конце расширения

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{21{,}7}{5{,}2^{1{,}3}} = 2{,}54 \ \textit{ата}$$

и

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{1\,416}{5{,}2^{0{,}3}} = 864^\circ \text{ абс.}$$

На основании полученных данных среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1}\left[\frac{p_z}{p_c}\,\frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}}}{n_2-1} - \frac{1-\frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}}}{n_1-1}\right] =$$

$$= \frac{8{,}63}{4{,}2}\left[\frac{21{,}7}{8{,}65}\,\frac{1-\frac{1}{5{,}2^{0{,}3}}}{0{,}3} - \frac{1-\frac{1}{5{,}2^{0{,}25}}}{0{,}25}\right] = 3{,}95 \ \textit{кг/см}^2.$$

Задаваясь $\varphi = 0{,}95$,

$$p_i' = 0{,}95 \ \ p_i = 0{,}95 \cdot 3{,}95 = 3{,}75 \ \textit{кг/см}^2.$$

Относя p_i' ко всему ходу поршня, получаем

$$p_i'' = p_i' \lambda = 3{,}75 \cdot 0{,}8 = 3{,}0 \ \textit{кг/см}^2.$$

Эффективное давление, считая $\eta_m = 0{,}8$, получается

$$p_e = p_i'' \eta_m = 3{,}0 \cdot 0{,}8 = 2{,}4 \ \textit{кг/см}^2.$$

Расход воздуха в $м^3$ на 1 *кг* нефти

$$L' = 24{,}4 \ \ L'' = 24{,}4 \cdot 1{,}09 = 26{,}6 \ \textit{м}^3/\textit{кг}.$$

Расход нефти на индикаторную силу-час

$$C_i = 7\,780 \cdot \frac{1 \cdot 0{,}77}{290 \cdot 3{,}75 \cdot 26{,}6} = 0{,}207 \ \textit{кг/и. с. ч.} = 207 \ \textit{г/и. с. ч.}$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{632}{h_u C_i} = \frac{632}{10\,200 \cdot 0{,}207} = 0{,}299.$$

Расход нефти на эффективную силу-час

$$C_e = \frac{C_i}{\eta_m} = \frac{0{,}207}{0{,}8} = 0{,}259 \ \textit{кг/э. с. ч.} = 259 \ \textit{г/э. с. ч.}$$

Эффективный к. п. д.

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0{,}299 \cdot 0{,}8 = 0{,}239.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

РЕГУЛИРОВАНИЕ

1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Задачей регулирования является поддерживать соответствие между нагрузкой машины и количеством тепла топлива, преобразуемого в механическую энергию. В случае если нагрузка машины зависит только от числа оборотов, как это имеет место, например, в машинах морского транспорта, действующих непосредственно на гребной винт, регулирование количества энергии, поступающей в машину в виде химической энергии топлива, производится от руки машинистом, и тем устанавливается число оборотов и мощность двигателя. Автоматический регулятор в данном случае ограждает машину лишь от чрезмерного увеличения числа оборотов при случайном резком падении нагрузки.

В стационарных установках обычно двигатель работает при постоянном числе оборотов, причем органы регулирования находятся под воздействием автоматического регулятора.

В отношении регулирования двигатели внутреннего сгорания отличаются от паровой машины. В то время как в последней паровой котел, представляющий собой аккумулятор энергии, позволяет подавать в цилиндр большее или меньшее количество рабочего тела независимо от числа оборотов машины, в двигателях внутреннего сгорания, подобного аккумулятора нет; подготовка горючей смеси происходит в двигателе перед самым сгоранием, ввиду чего регулирование обладает меньшей гибкостью и пределы его более ограничены.

Регулирование двигателей внутреннего сгорания, работающих на газовом или карбюрированном жидком топливе, бывает качественное, количественное и смешанное.

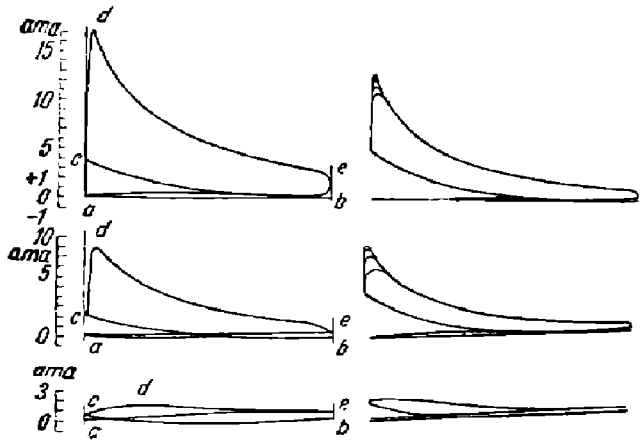
Качественное регулирование состоит в изменении состава рабочей смеси; количественное — в изменении степени наполнения смесью цилиндра при сохранении одного и того же ее состава и, наконец, регулирование смешанное представляет собой комбинирование качественного и количественного регулирования.

К количественному регулированию можно отнести и регулирование „пропусками", состоящее в полном прекращении подачи топлива при возрастании числа оборотов двигателя. Этот способ регулирования является с термической стороны наиболее выгодным, ибо неизменяемость состава смеси, выбранного заранее, обеспечивает полноту горения, и рабочая смесь после пропуска не загрязнена остаточными газами. Однако отсутствие вспышек во время пропусков ведет к большой неравномерности хода двигателя, что влечет за собой необходимость иметь большие маховики. Поэтому регулирование пропусками применяется только в двигателях малой мощности.

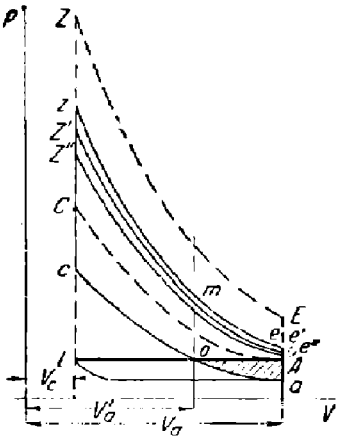
2. КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Количественное регулирование достигается двумя способами (на фиг. 177 даны рабочие диаграммы, получающиеся при количественном регулировании).

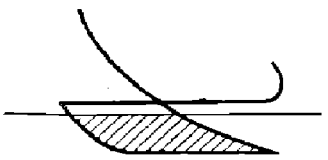
УДУТ (ДИТ)



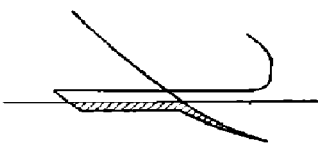
Фиг. 177.



Фиг. 180.



Фиг. 178. Регулировка дросселированием.



Фиг. 179. Регулирование отсечкой.

Первый способ состоит в том, что во время всасывания вводится сопротивление в виде дроссельной заслонки во впускном канале, чем достигается уменьшение количества всосанной смеси; при втором способе сопротивление отсутствует, уменьшение же количества смеси достигается тем, что в определенный момент всасывающего хода газовый и воздушный клапаны закрываются.

Первый способ дает диаграмму фиг. 178.

Второй способ — диаграмму фиг. 179.

Оба способа количественного регулирования при переходе от больших нагрузок к малым ведут к понижению давления сжатия.

Первый способ является более чувствительным при изменении нагрузки двигателя, так как сопротивление заслонки, а вместе с ней и отрицательная работа (заштрихованная площадь) довольно резко возрастают.

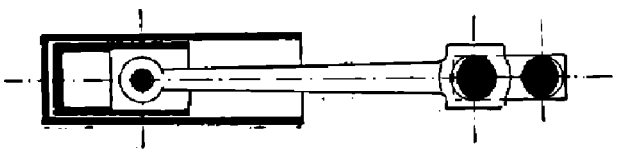
С термодинамической стороны первый способ дает более высокие температуры цикла, так как температура в конце всасывания в этом случае несколько выше, чем во втором, где с момента закрытия впускного клапана происходит расширение, а, следовательно, и понижение температуры смеси; соответственно этому температура конца сжатия при первом способе тоже несколько выше, что отзывается на повышении температуры вспышки.

Если сравнить диаграмму при регулировании тем или другим из указанных двух способов с полной нерегулированной диаграммой того же рабочего цикла (например, цикла Отто, фиг. 180), то увидим, что к. п. д. регулированной диаграммы получится приблизительно такой же, как у полной. Действительно, пусть имеем полную рабочую диаграмму *ACZE* (для простоты полагаем, что выталкивание идет по атмосферной линии); в этой диаграмме давления выталкивания и начала сжатия совпадают. В диаграмме же регулированной, *acze*, давление начала сжатия (точка *a*) ниже давления выталкивания (точка *A*), так что эта диаграмма не дает замкнутого цикла.

Данное нами раньше выражение термического к. п. д. $\eta_t = 1 - \varepsilon^{1-k}$ имеет место лишь для замкнутого цикла. Поэтому для сравнения полной и регулированной диаграмм нужно последнюю взять не целиком, а лишь часть ее — *czmo*, являющуюся циклом замкнутым. Сравнивая эту часть с полной диаграммой *ACZE*,

НБ УДУНТ (ДНТ)

видим, что η_t полной диаграммы больше, ибо у нее больше степень сжатия: для полной диаграммы $\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$, для регулированной же $\varepsilon = \frac{V'_a}{V_c}$. Если разбить регулированную диаграмму на ряд элементарных циклов $zee'Z'$, $Z'e'e''Z''$ и т. д., то видим, что невыгодность регулированной диаграммы несколько покрывается удлиненным расширением верхних циклов за линией *mo*. В конечном счете разницу в к. п. д. в сторону невыгодности регулированной диаграммы дает лишь площадка отрицательной работы *oAa*, но и она делается значительной лишь при малых нагрузках, когда сильное дросселирование увеличивает отрицательную работу.



Фиг. 181.

Недостаток количественного регулирования заключается в том, что при малых нагрузках получается слишком малое давление сжатия, инерционные усилия будут больше давления сжатия, в результате чего кривошипный механизм под влиянием сил инерции будет прижат в конце сжатия к частям вкладышей, поршневого болта, шатунной головки и коренного подшипника, как показано на схеме фиг. 181. В момент вспышки при быстром увеличении давления в цилиндре рабочее давление будет передаваться на противолежащие стороны вкладышей и ввиду наличия трех зазоров эта перемена давления произойдет при большой скорости поршня, что вызовет стуки в кривошипном механизме. Избежать этих стуков при малых нагрузках можно применением более бедных смесей, для чего потребуется при той же нагрузке большее наполнение цилиндра, вследствие чего давление в конце сжатия повысится до величины, большей силы инерции, т. е. частичным переходом к качественному регулированию.

3. КАЧЕСТВЕННОЕ И СМЕШАННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Качественное регулирование по сравнению с количественным обладает тем достоинством, что сжатие при нем остается неизменным. Недостатком же его является то, что при малых нагрузках, т. е. при пользовании бедными смесями, можно выйти из пределов воспламеняемости данного топлива и не получить вспышки. Кроме того, при качественном регулировании для получения правильной диаграммы приходится для разных нагрузок переставлять запал.

Желание избегнуть недостатков качественного и количественного регулирования и воспользоваться их достоинствами привело к третьему типу смешанного регулирования, при котором в зависимости от величины нагрузки пользуются то количественным регулированием, то качественным.

Смешанное регулирование выполняется различно. Рейнгардт например, в своем регулировании впускает сначала воздух, а затем газовую смесь постоянного состава. Рабочая смесь пропускается предварительно через смешивательный прибор, что обеспечивает хорошую диффузию смеси, подлежащей сжиганию, оставляя заранее всосанный воздух инертным.

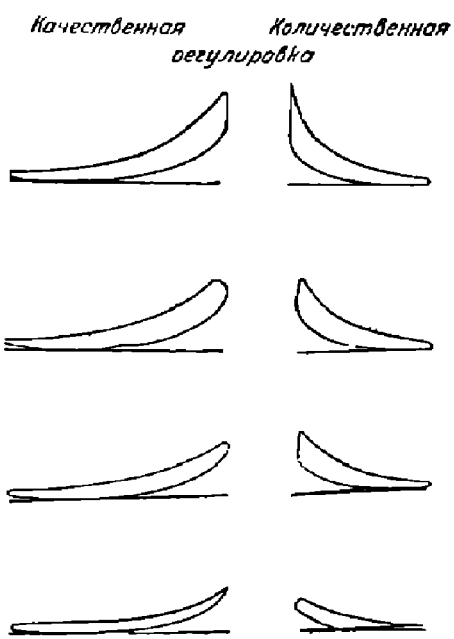
Во многих других способах смешанного регулирования при больших нагрузках пользуются регулированием качества смеси, при переходе же к малым нагрузкам — регулированием количества ее.

4. СРАВНЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ РЕГУЛИРОВАНИЯ

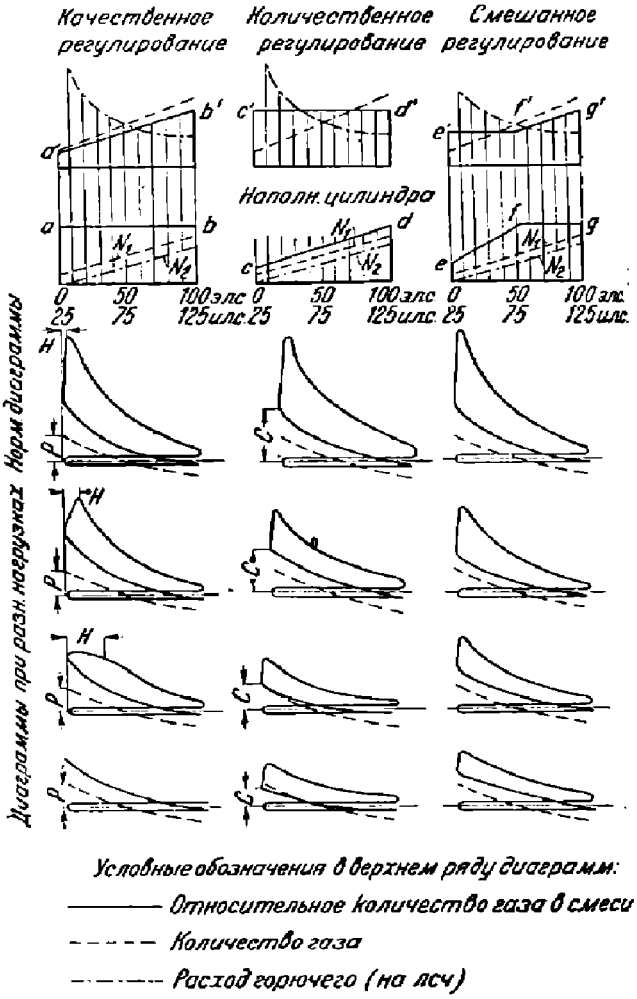
На фиг. 182 даны рабочие диаграммы двигателя при качественном и количественном регулировании. Правые диаграммы относятся к количественному регулированию, левые — к качественному.

Как видно из диаграмм, давление сжатия при количественном регулировании изменяется, при качественном же — остается неизменным.

НБ УГАХТ (ДГТ)



Фиг. 182.



Фиг. 183.

На фиг. 183 даны схемы регулирования и рабочие диаграммы всех трех типов регулирования. Графически схема качественного регулирования может быть иллюстрирована прямой *ab*, указывающей, что наполнение рабочего цилиндра при всех нагрузках есть величина постоянная. Для количественного регулирования наполнение возрастает вместе с нагрузкой по линии *cd*; в смешанном регулировании при малых нагрузках наполнение возрастает с нагрузкой от холостого хода машины до определенной доли нормальной нагрузки по линии *ef*, и затем наполнение остается постоянным; состав же рабочей смеси для всех трех типов регулирования характеризуется линиями *a'b'*, *c'd'* и *e'f'g'*. Количество газа, вводимого в рабочий процесс при определенной нагрузке по этим трем типам регулирования, теоретически должно оставаться неизменным, и практические диаграммы в зависимости от вышеперечисленных потерь могут потребовать разное количество тепла на силу-час при малых нагрузках, что видно из указанных схем. Пунктирные линии на рабочих диаграммах показывают удельное давление инерционных усилий движущихся масс.

Если обратить внимание на диаграммы слева, относящиеся к качественному регулированию, то видим, что при переходе к малым нагрузкам диаграммы показывают замедленное сгорание, что ухудшает индикаторное использование. При холостом же ходе (нижняя диаграмма) при слишком обедненных смесях работа двигателя становится неустойчивой, получаются диаграммы без воспламенения, и двигатель работает как бы с пропусками, имея однако, тот недостаток, что при такой работе не используется засосанное топливо. Инерционные усилия при качественном регулировании все время меньше, чем давление сжатия, которое остается неизменным, и

НБ УЭИНТ (ДГТУ)

вкладыши кривошипного механизма за все время ходов сжатия и расширения будут прижаты той же частью своих рабочих поверхностей.

Переходя к диаграммам (средним) при количественном регулировании, видим, что давление сжатия с уменьшением нагрузки падает, что в свою очередь вызывает уменьшение давления по линии сгорания. Линия инерционных усилий при малых нагрузках приближается к линии сжатия и даже ее пересекает, что может сказаться в виде стуков во время работы.

Таким образом видим, что с приближением к холостому ходу оба регулирования — качественное и количественное — оказываются неудовлетворительными, что и обусловливает необходимость смешанного регулирования.

Диаграммы смешанного регулирования (правые) показывают, что даже при малых нагрузках рабочие диаграммы получаются достаточно полные с хорошей линией сгорания и, кроме того, инерционные усилия остаются все время меньше давления сжатия.

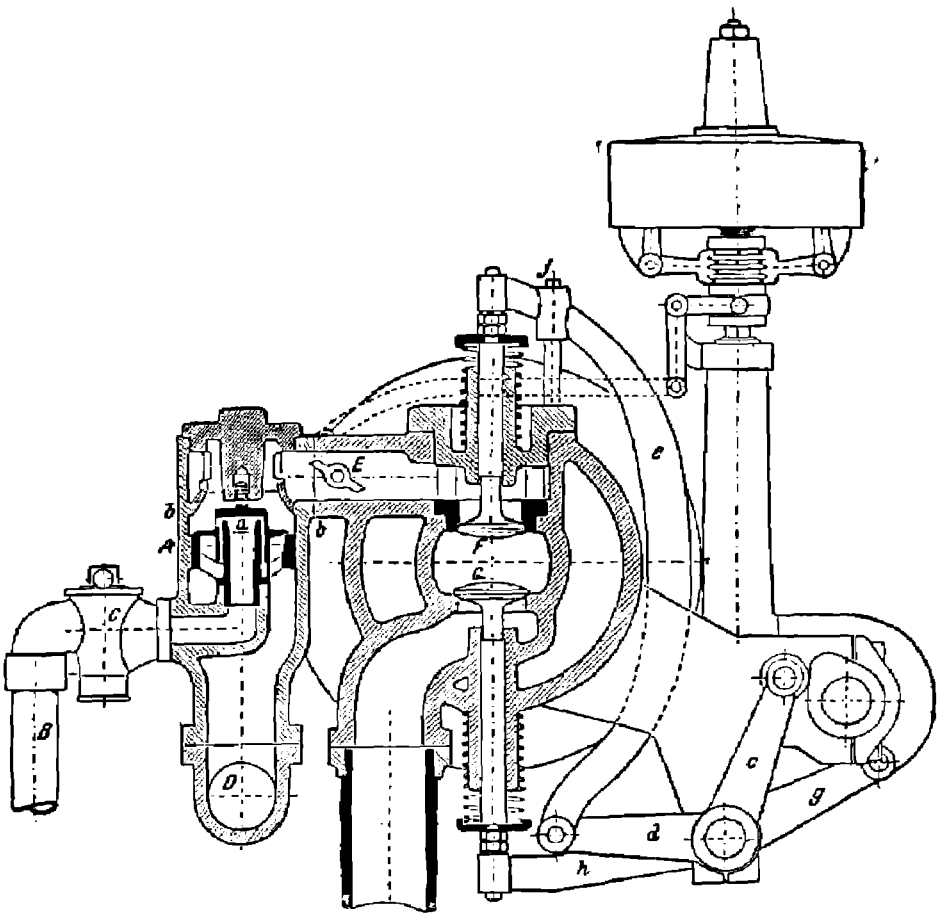
Рассмотренные методы регулирования относятся к двигателям, работающим на газообразном и карбюрированном жидком топливах. При работе же на жидком топливе при непосредственном впрыскивании его в цилиндр применяется либо регулирование пропусками, либо качественное изменением количества впрыскиваемого топлива в зависимости от нагрузки; количество же засосанного воздуха остается постоянным. Для двигателей, работающих по циклу Отто, характер линии сгорания не будет меняться от количества впрыскиваемого топлива, так как последнее не распределяется по всему заряду воздуха, а горит по поверхности соприкосновения с воздухом. Распыленное топливо захватывает как раз то количество воздуха, которое соответствует его химической характеристике. При малых нагрузках будет использована небольшая доля находящегося в цилиндре воздуха, причем сгорание сосредоточено в зоне распыленного топлива. С увеличением количества впрыскиваемого топлива эта зона расширяется. Те же соображения имеют силу и для двигателей, работающих по циклу Дизеля, однако вследствие простой конструкции их форсунок правильное протекание сгорания по линии $p = \text{const}$ при разных нагрузках может быть достигнуто лишь путем соответствующего изменения давления распыливающего воздуха, причем при малой нагрузке и холостом ходе диаграммы дают запоздалое сгорание, которое может быть устранено лишь при изменении подъема форсуночной иглы, но такая конструкция не предусмотрена в нормальных типах дизелей, а встречается только в некоторых специально разработанных системах.

5. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

КОЛИЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Количественное регулирование бр. Кертинг. Одной из типичных конструкций количественного регулирования является конструкция бр. Кертинг.

Как видно из фиг. 184, газ поступает по трубе B через вентиль C в смесительную камеру A, куда также входит по трубе D воздух в направлении, перпендикулярном движению газа. Этим устройством достигается хорошее перемешивание. Из смесительной камеры рабочая смесь поступает в цилиндр двигателя по каналу E, в котором помещается дроссельная заслонка, управляемая регулятором. Клапан G служит для выпуска газов, клапан F — для впуска. Оба клапана — впускной F и выпускной G — работают от распределительного вала с помощью кулачковых шайб. При увеличении числа оборотов дроссельная заслонка в канале E, уменьшая свободный проход рабочей смеси, изменяет количество ее, поступающее в цилиндр; качество же смеси остается все время неизменяемым ввиду наличия двухопорного клапана, открывающего при разных подъемах пропорциональные сечения для протока газа и воздуха, и может быть изменено лишь вручную



Фиг. 184. Количественное регулирование бр. Кертинг.

путем изменения открытия газового крана *C*. На фиг. 185 дано распределение Кертинг для крупных двигателей. Здесь применены два запала вместо одного на случай неоднородности смеси для более быстрого и спокойного окончания периода сгорания ввиду удлиненной формы камеры сгорания. Иногда для этого делают до четырех запалов, обеспечивающих протекание рабочего процесса без появления детонации. Оба клапана помещены в одной коробке сбоку цилиндра, что значительно облегчает возможность ремонта и ухода. Регулирование производится так же, как и в малых моделях, путем дросселирования смеси.

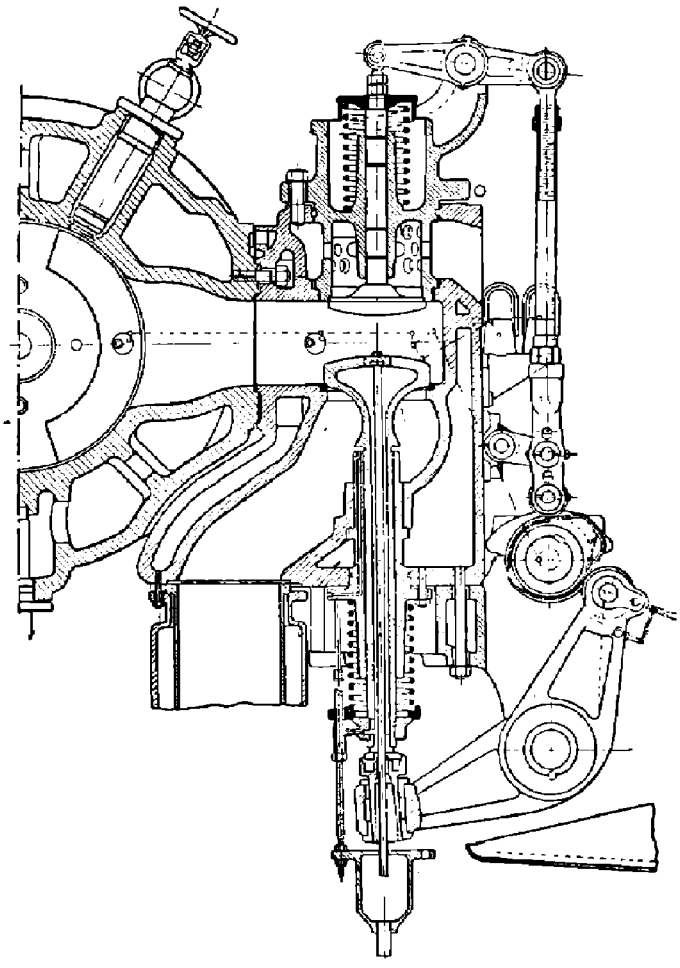
Количественное регулирование завода Дейтц. Типичной конструкцией количественного регулирования является конструкция завода Дейтц.

Как видно из фиг. 186, регулирование происходит следующим образом: кулак *d* действует на ролик *f*, укрепленный на длинной штанге, и через криволинейный рычаг *g* передает движение двухопорному клапану *ab*, управляющему впуском газа и воздуха. При изменении числа оборотов двигателя регулятор посредством системы рычагов поворачивает коленчатый рычаг *h* вокруг точки *O* с сидящим на нем роликом, меняющим соответственно этому точку опоры рычага *g*, чем и достигается изменение соотношения его плеч и в зависимости от последнего — большее или меньшее открытие клапана.

Конструкция эта на практике оказалась очень удачной и в несколько измененном виде применяется также и для двигателей больших мощностей. Подобная конструкция помещена на фиг. 187. В отличие от только что описанной смеси-

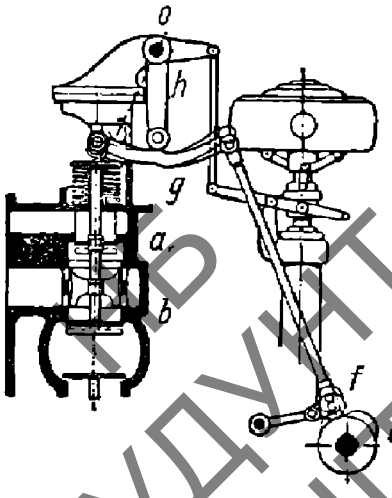
НВ УДУНТ (ДИТ)

тельный прибор здесь во избежание перегрева и для более удобного ухода монтирован отдельно. Регулятор действует только на смесительный прибор; подъем же всасывающего и выхлопного клапанов остается постоянным. Газ и воздух все время кроме периода всасывания разобщены. Впуск воздуха начинается несколько ранее открытия газового клапана; воздух, таким образом, обгоняет газ и, как бы окружая его, устраняет возможность преждевременного воспламенения. Для остановки двигателя имеется особое приспособление у регулятора, закрывающее газовый канал. Недостатком этой конструкции, как и вообще количественного регулирования, является необходимость ставить очень сильные пружины на всасывающем и выхлопном клапанах, так как при малых нагрузках, т. е. при малом количестве рабочей смеси, в цилиндре образуется разрежение, доходящее иногда до 0,5 *ата*, и выхлопной клапан может открыться под влиянием разрежения; сильные пружины в свою очередь вызывают сильные удары клапана о седло и быстрое его изнашивание. В позднейшей конструкции (фиг. 188) завод Дейтц устранил эти недостатки: он сделал принужденными все движения открытия впускного и выхлопного клапанов, достигнув этой управляемости помощью системы ломанных рычагов.



Фиг. 185. Распределение двигателя Кертинга.

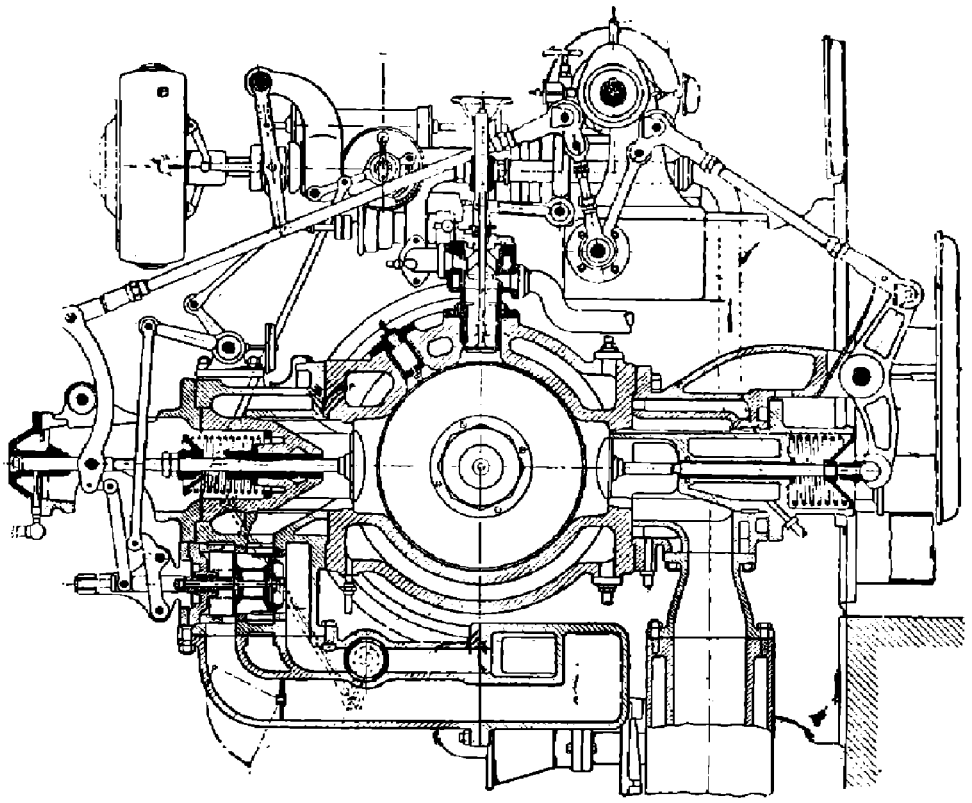
Схематически эти рычаги представлены на фиг. 189. Начальное давление ролика на рычаги, несмотря на большое противодавление, от 2 до 4 *ата*, при начале подъема клапана незначительно вследствие податливости ломающегося рычага, и подъем клапанов происходит плавно.



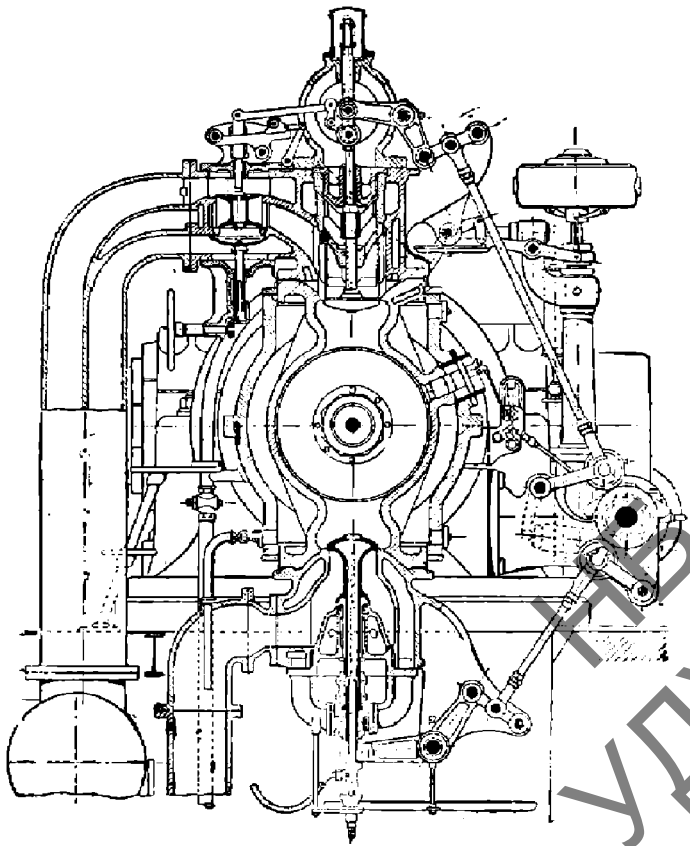
Фиг. 186. Количественное регулирование двигателя Дейтца.

Количественное регулирование Нюрнбергского завода. Завод Аугсбург-Нюрнберг для двигателей средней мощности применяет количественное регулирование, аналогичное конструкции завода Дейтц, путем изменения подъема

УДУНТ (ДИТ)

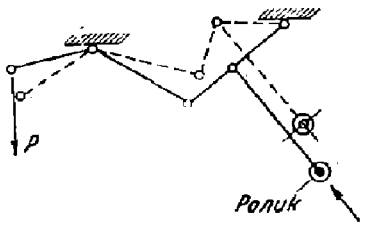


Фиг. 187. Количественное регулирование завода Дейтц для крупных машин.



Фиг. 188. Количественное регулирование завода Дейтц с принужденным движением.

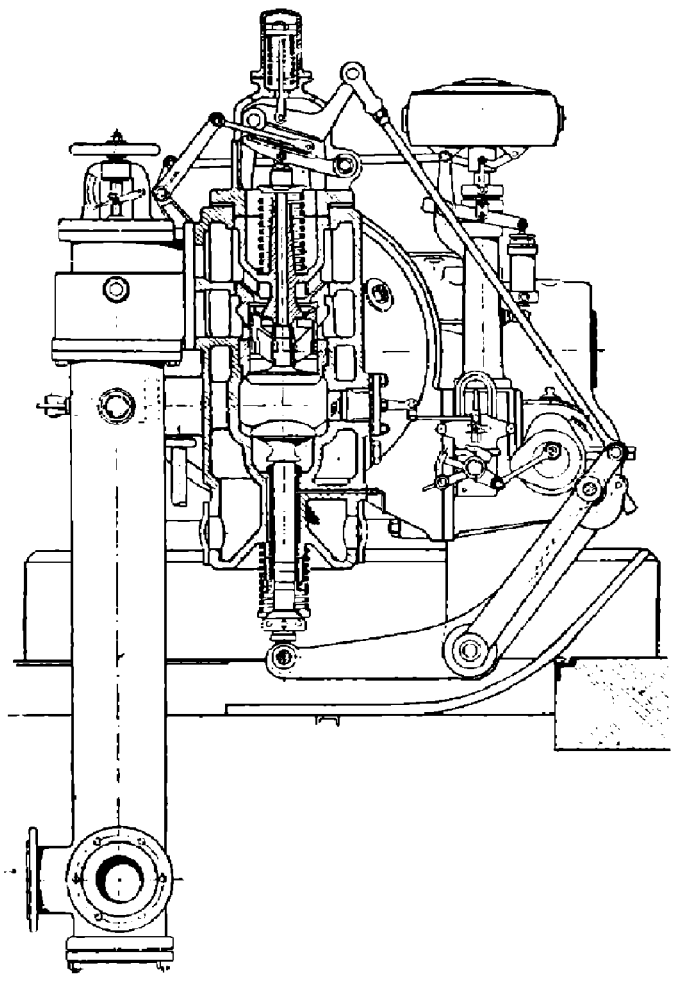
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 189.

всасывающего клапана (фиг. 190). Со всасывающим клапаном связан управляемый золотник, открывающий пропорциональные сечения протоку газа и воздуха. При закрытом клапане золотник полностью перекрывает газовый впускной канал. Регулятор воздействует на камень, изменение положения которого меняет соотношение плеч рычага, передающего движение всасывающему клапану, изменяя его подъем.

Количественное регулирование Герлицкого машиностроительного завода. Регулирование производится таким путем, что перемещение камня вызывает изменение подъема всасывающего клапана при неизменной продолжительности его открытия. Регулятор воздействует на камень через масляный сервомотор (фиг. 191 и 192).



Фиг. 190. Количественное регулирование Нюренбергского завода.

В стержень, передвигающий камень, введена плоская пружина. Во время всасывающего хода перемещение камня невозможно из-за давления пружины клапана. Происходящие за это время перемещения регулирующего механизма воспринимаются пружиной и передаются камню, как только клапан сядет на свое седло.

Газовый вентиль и воздушный золотник сидят на шпинделе всасывающего клапана.

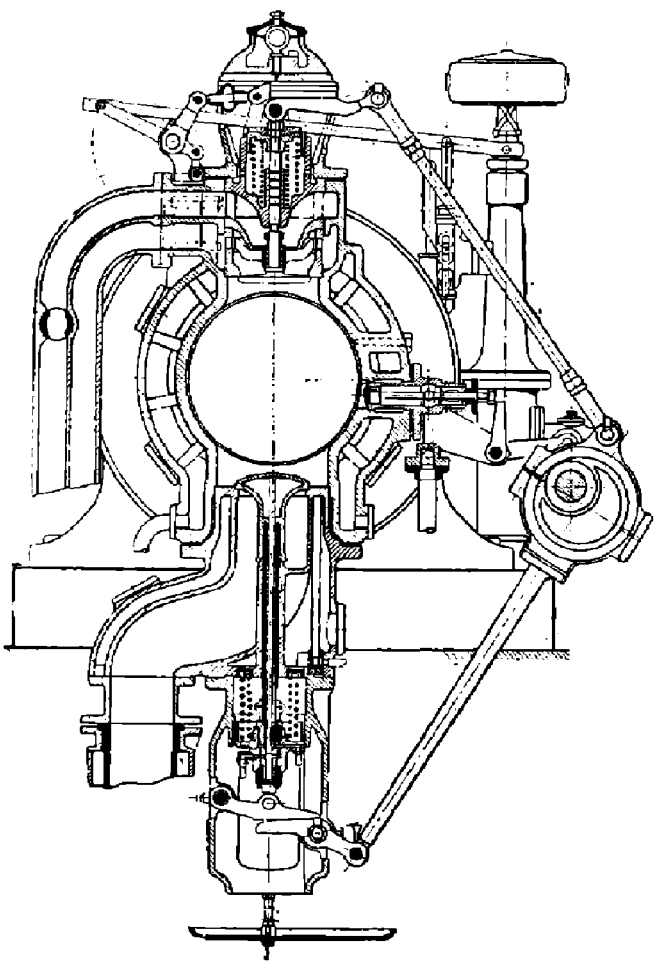
Особой формой воздушных каналов достигается обогащение смеси при малых нагрузках.

Количественное регулирование завода Вестингауз (фиг. 193). Смесительный орган в виде круглого золотника с окнами для воздуха и газа сидит на шпинделе всасывающего клапана. Регулирование достигается поворачиванием круглого золотника, чем изменяется сечение прохода для газа и воздуха. Регулятор воздействует на золотник через сервомотор.

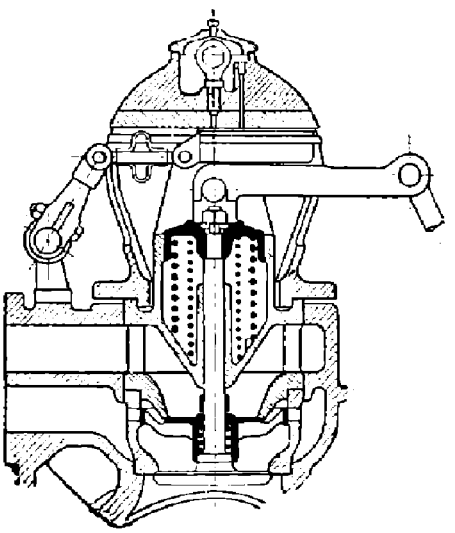
Применение смесительных золотников, связанных с всасывающим клапаном, возможно только при очень хорошо очищенном газе или при принужденном движении клапана из-за возможности заедания золотника.

Количественное регулирование на отсечку Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 194 дан разрез через клапанную головку

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 191. Регулирование Герлицкого завода.



Фиг. 192. Регулирование Герлицкого завода.

с видом на распределение и регулирование газовсасывающего горизонтального двигателя Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. Всасывающий и выхлопной клапаны приводятся в движение от кулачков распределительного вала помощью рычагов и толкающих штанг. Отсечной золотник в виде двухопорного клапана, посаженный на трубчатой штанге, получает свой подъем через двуплечий рычаг *a*, штангу *b* и угловой рычаг *c* от кулачка *d*, посаженного на обойме эксцентрика *e*, сидящего на распределительном валу, точка *f* которой через штангу *g* связана с муфтой регулятора. С изменением числа оборотов регулятор поворачивает шайбу эксцентрика и тем изменяет момент соскакивания ролика с кулачка *d* и закрытия отсечного золотника. С момента закрытия последнего происходит расширение засосанной смеси без дросселирования ее, и линия сжатия совпадает с линией предшествовавшего расширения, как это видно на диаграмме холостого хода, снятой слабой пружиной с этого двигателя (фиг. 195).

КАЧЕСТВЕННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Наиболее простыми и удачными конструкциями качественного регулирования являются конструкции заводов Нюрнбергского и Тиссен, применяемые для крупных двигателей.

Качественное регулирование Нюрнбергского завода. На фиг. 196 показана конструкция Нюрнбергского завода.

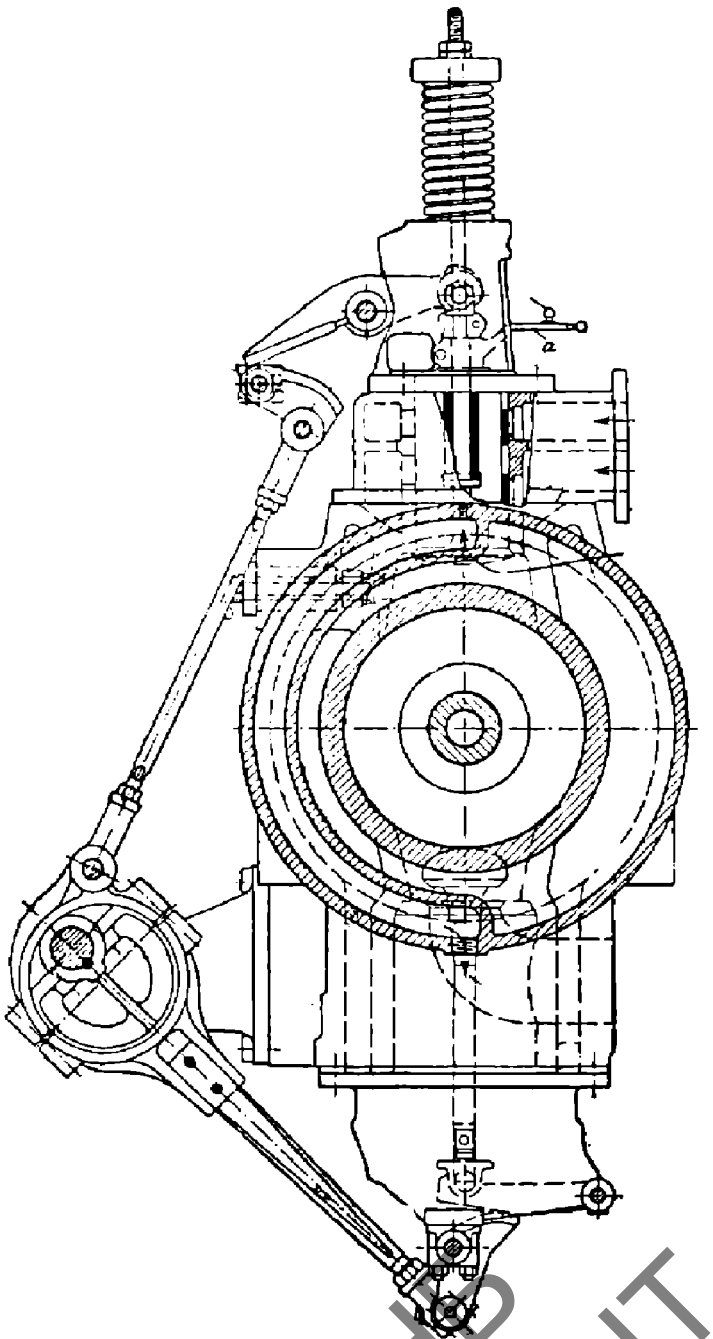
Здесь дросселируется только один газ; впуск же воздуха остается постоянным. Самый процесс регулирования происходит таким образом: эксцентриковая штанга *b* помощью ножа *b'* перемещает рычаг *a*, который поднимает или опускает газовый клапан. Рычаг *a* катится по подушке рычага *d*, перемещаемого от регулятора посредством ломаного рычага *e*. Перемещение рычага *d* меняет точку опоры рычага *a*, в зависимости от чего изменяется момент

НБ УГНТУ (ДИТ)

начала подъема клапана. С рычагом *a* связан воздушный тормоз *f*, способствующий более плавной посадке клапана на седло. К этому буферу прикреплен ролик *c*, который размыкает нож *b'* от рычага *a* в момент окончания процесса всасывания.

Качественное регулирование завода Тиссен. На фиг. 197 дана конструкция качественного регулирования завода Тиссен.

От распределительного вала через длинную штангу движение передается рычагу, действующему на шпиндель, на котором сидят: круглый золотник *a* с окнами для впуска воздуха и двухопорный клапан *b* для впуска газа. Когда газовый клапан закрыт, воздушные окна немного открываются, и воздух, проходя в них, устремляется через канал *c* вокруг газового клапана и через отверстия в самом клапане в пространство под этим клапаном. В начале всасывающего хода открывается газовый клапан, воздушные же окна продолжают дальше открываться, и благодаря тому, что газ и воздух поступают как через отверстия в самом клапане, так и через пространство между телом клапана и клапанной коробкой, получается хорошее перемешивание рабочей смеси; последнее повторяется еще раз под клапаном благодаря притоку воздуха через канал *c*.



Фиг. 193. Количественное регулирование завода Вестингауз.

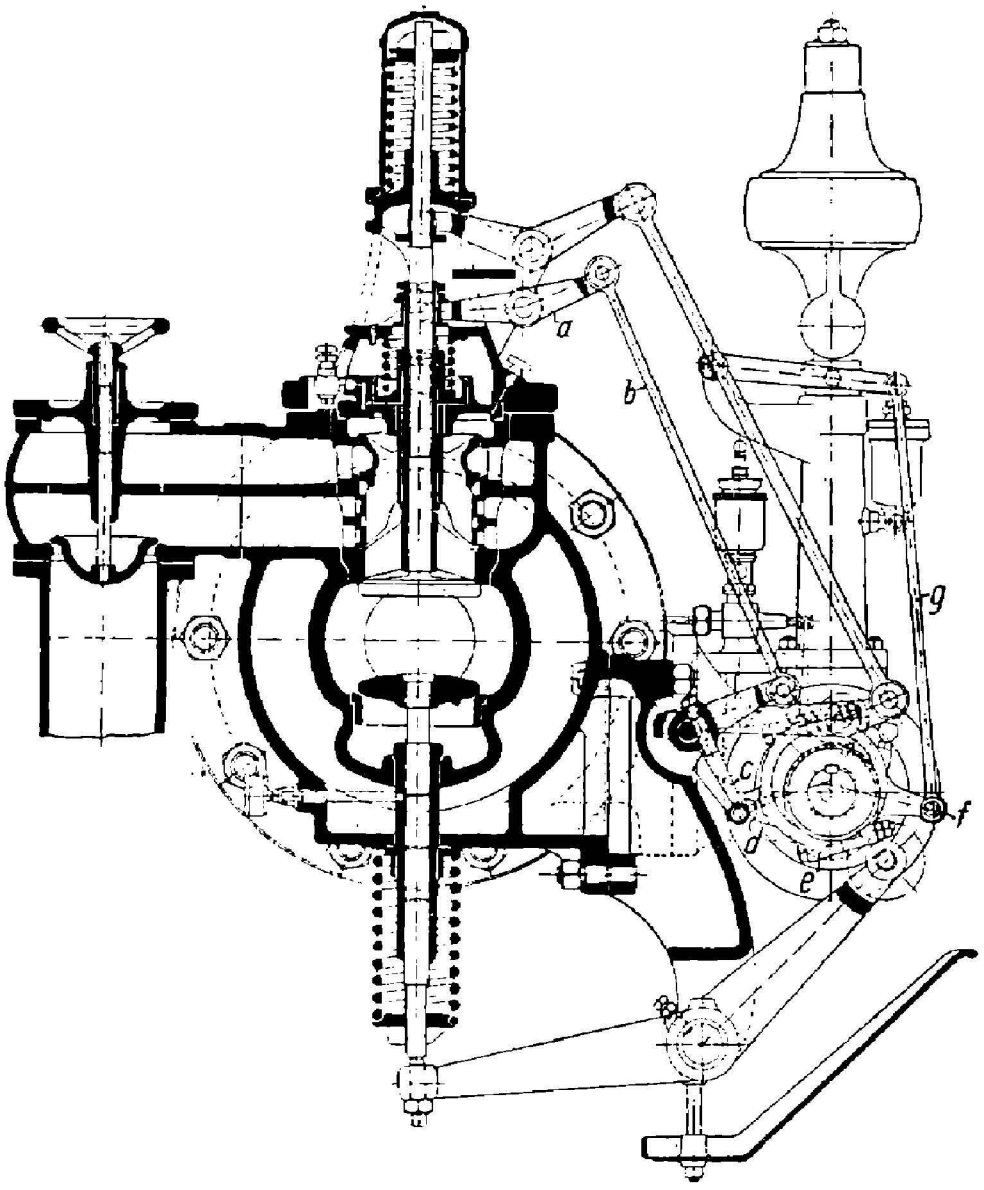
При полной нагрузке клапан открывается до, а закрывается после мертвой точки. С уменьшением нагрузки открытие клапана наступает позднее, а закрытие — ранее.

СМЕШАННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ

Смешанное регулирование Рейнгардта. На фиг. 198 дана конструкция смешанного регулирования Рейнгардта.

Впуском газа и воздуха в смесительный прибор здесь управляет круглый

НБ УДУНТ (ДПТ)

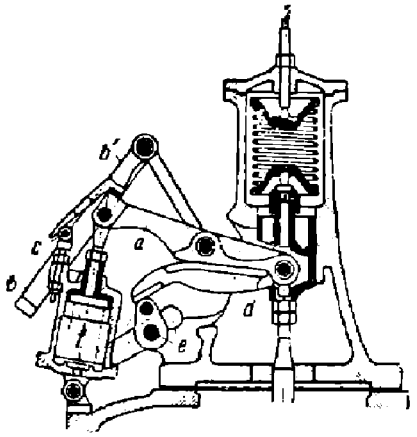


Фиг. 194. Количественное регулирование Вихтертурского завода.

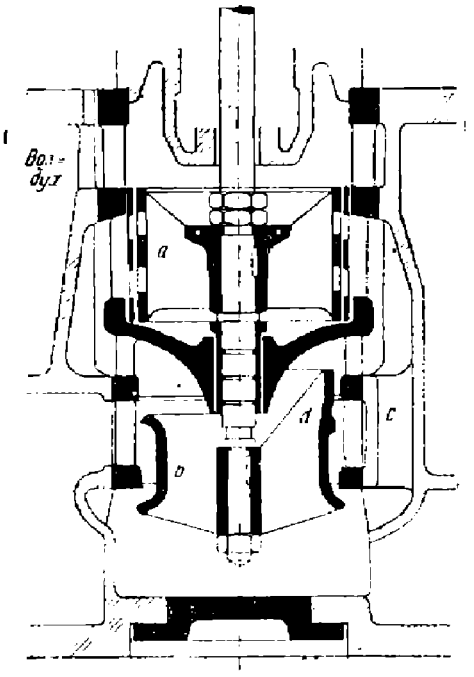
золотник, перекрывающий три ряда окон: верхние c и нижние a — для воздуха и средние b — для газа; нижний ряд окон a служит для предварительного впуска воздуха. Кроме того, имеются еще две дроссельные заслонки e и d в воздушном и газовом трубопроводах. Перед началом всасывающего хода круглый золотник находится в нижнем положении, и открыты только верхние два ряда окон, но газ и воздух в них не поступают, так как дроссельные заслонки перекрывают впуск. Когда всасывающий клапан действием эксцентриковой штанги открывается, то золотник, связанный с другой штангой от того же эксцентрика, начинает подниматься и, закрывая средний и верхний ряды окон, открывает нижние окна a, через которые входит чистый воздух, устремляющийся в цилиндр и оттесняющий остаточные газы. При дальнейшем своем движении золотник особым роликом разобщается со штангой и под действием пружины идет вниз, открывая верхние два ряда окон и закрывая нижний ряд для предварительного впуска воздуха. К этому



Фиг. 195.



Фиг. 196. Качественное регулирование Нюренбергского завода.



Фиг. 197. Качественное регулирование Тиссена.

времени дроссельные заслонки, связанные с всасывающим клапаном, уже открыты, и через верхние окна поступают газ и воздух, перемешиваются и входят в цилиндр. В конце хода всасывания всасывающий клапан закрывается так же, как и дроссельные заслонки, золотник снова соединяется со штангой, и все готово к следующему процессу.

Итак, в цилиндр поступает сначала переменное количество чистого воздуха, а в конце — соответствующее количество газовой смеси постоянного состава. Наполнение цилиндра продолжается в течение всего всасывающего хода, почему давление сжатия все время и остается постоянным.

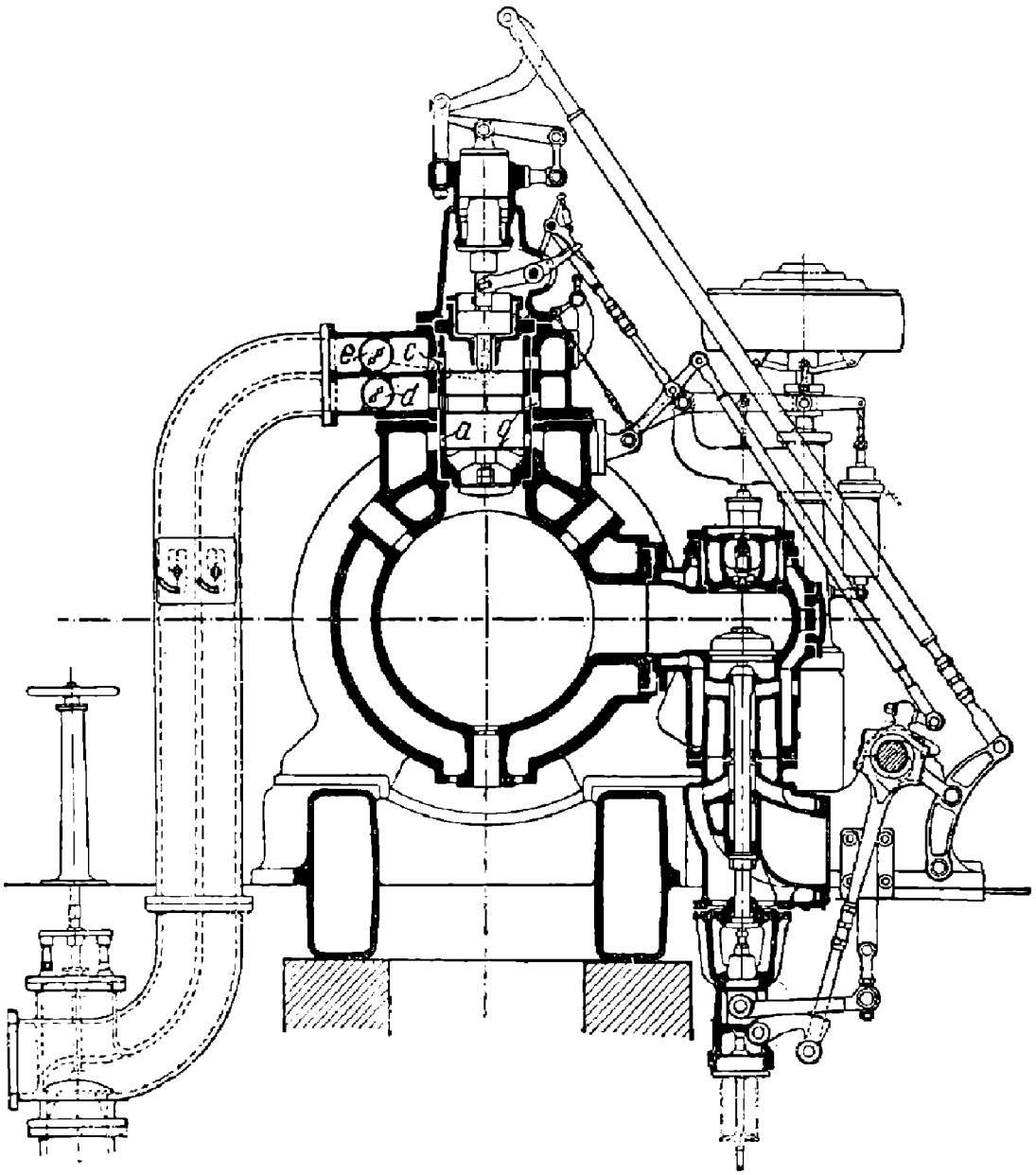
Таким образом регулирование производится путем изменения момента открытия окон для составных частей рабочей смеси. Конец всасывания рабочей смеси при всех нагрузках постоянен.

Достоинством регулирования Рейнгардта является то, что предварительно впущенный воздух, отгоняя остаточные газы, сам мало перемешивается с впущенной вслед за ним в цилиндр рабочей смесью, благодаря чему к моменту сгорания мы всегда имеем чистую однородную смесь наивыгоднейшего состава. Схематическое представление о расположении воздуха и смеси при регулировании Рейнгардта дано на фиг. 199. Таким образом недостаток качественного регулирования — плохое воспламенение при малых нагрузках — здесь устранен.

При переменных нагрузках зона, разделяющая чистый воздух от рабочей смеси, меняет свое положение, и при полной нагрузке в цилиндр поступает только рабочая смесь.

В этой конструкции выхлопной клапан монтирован сбоку, что облегчает возможность хорошего охлаждения и уменьшает глубину конструкции, но, с другой стороны, является недостатком в термическом отношении, так как пространство сгорания получается вытянутым в виде трубы и ухудшает сгорание.

РЕПОЗИТОРИЙ БНТУ (ДИТ)



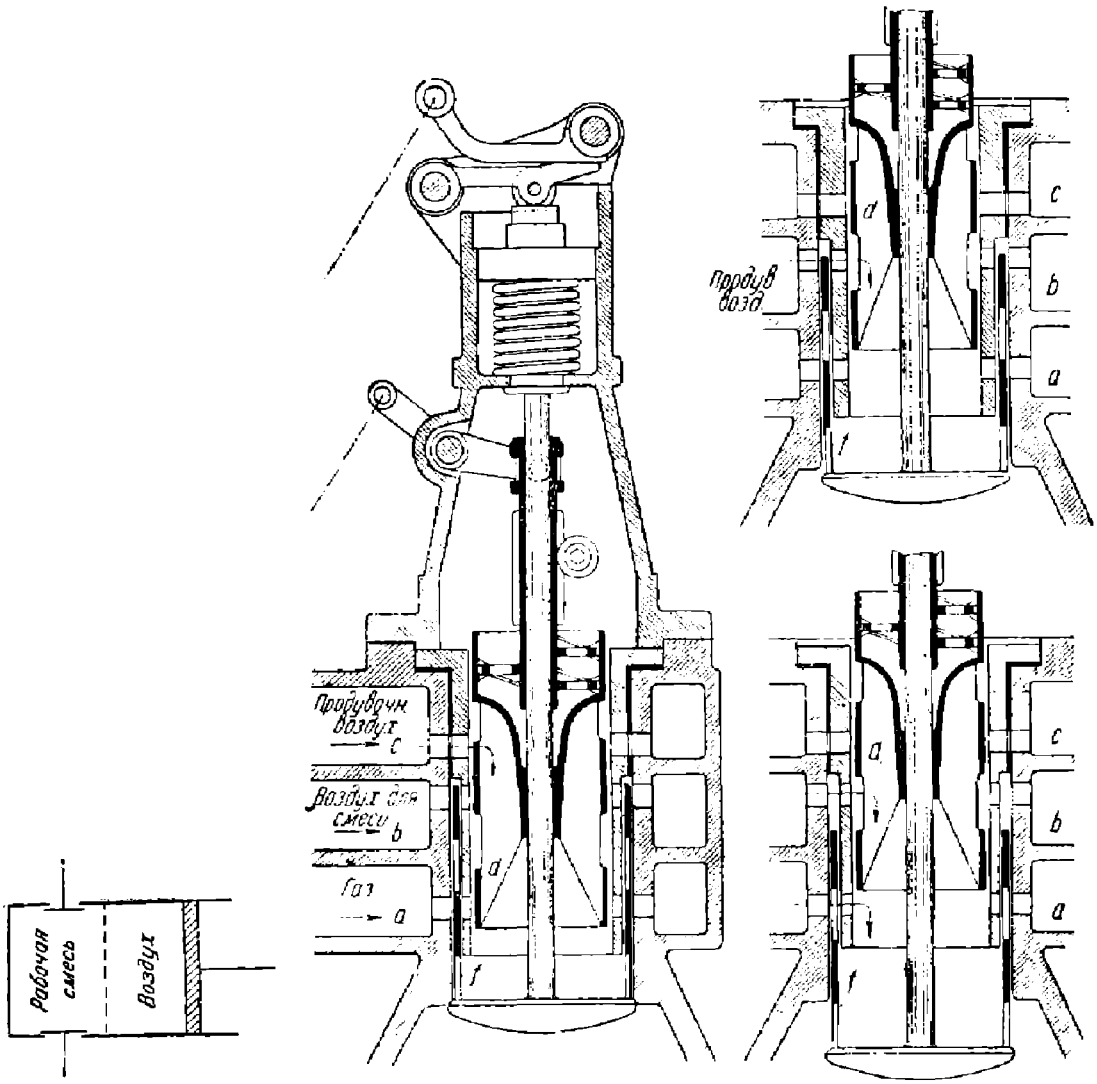
Фиг. 198. Смешанное регулирование Рейнгардта.

Смешанное регулирование Гельмана. Аналогичной конструкции Рейнгардта является конструкция смешанного регулирования Гельмана, показанная на фиг. 200 в разные моменты положения всасывающего клапана.

Здесь также имеется круглый золотник с двумя прорезами, перекрывающий три ряда окон: верхние окна — для предварительного впуска воздуха, средние и нижние — для впуска воздуха и газа рабочей смеси.

Роль дроссельных заслонок конструкции Рейнгардта здесь выполняет второй круглый золотник, связанный со всасывающим клапаном. Весь процесс заполнения цилиндра происходит так же, как у Рейнгардта. Когда ход выталкивания кончается, окно для предварительного впуска воздуха уже открыто, что дает возможность очистить смешивательную камеру от остатков рабочей смеси и при следующем

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 199. Фиг. 200. Смешанное регулирование Гельмана.

всасывании частично заполнить цилиндр чистым воздухом. Как и у Рейнгардта, в конструкции Гельмана наполнение рабочего цилиндра и давление сжатия остаются постоянными.

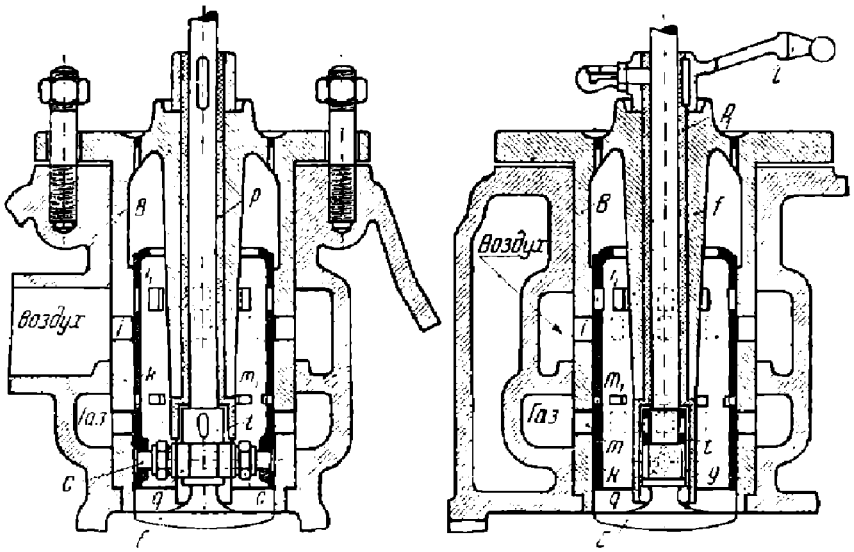
Регулятор воздействует на внутренний золотник путем изменения момента начала его подъема и тем самым — на количество засасываемой смеси.

Смешанное регулирование Месса. На несколько ином принципе основана конструкция смешанного регулирования Месса (фиг. 201—203).

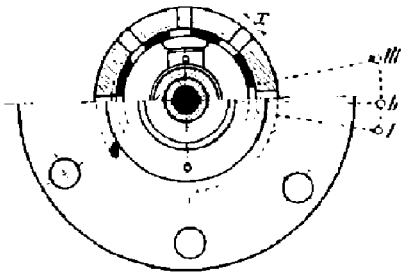
При переходе от больших нагрузок к малым качественное регулирование становится невыгодным, так как с переходом к более бедным смесям воспламенение, а с ним и теплоиспользование ухудшаются. Поэтому является более выгодным в целях сохранения хорошего теплоиспользования при малых нагрузках переходить к количественному регулированию. Это и делает Месс в своей конструкции регулирования, сохраняя при этом определенный наивыгоднейший для данного топлива состав смеси.

Со шпинделем всасывающего клапана связан при помощи пальца q поршневой золотник k с двумя рядами окон i_1 и m_1, открывающими соответственно воздушный

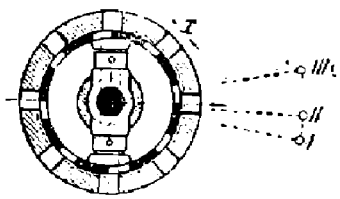
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 201. Смешанное регулирование Месса



Фиг. 202. Смешанное регулирование Месса.



Фиг. 203. Смешанное регулирование Месса.

канал i и газовый канал m. Шпиндель клапана движется в трубке p_1, связанной вверху при помощи шарнира l с регулятором и получающей от него вращательное движение, которое она передает, захватывая внизу палец q, поршневому золотнику k. Окна поршневого золотника расположены таким образом, что газовый канал начинает перекрываться, а окна для впуска воздуха остаются еще некоторое время открытыми полностью. Лишь при малых нагрузках (положение *III* на фиг. 202 и 203) вместе с газовыми окнами начинают перекрываться и окна для воздуха, т. е. дросселируются одновременно и газ и воздух, и регулирование из качественного становится количественным — при наилучшем качестве смеси, установленном заранее. Положение *I* на фиг. 202 и 203 соответствует положению при перегрузке двигателя, когда газовые окна x открыты наиболее полно и в цилиндр поступает богатая смесь. Положение *II* соответствует нормальной нагрузке.

Регулирование Месса дало на практике хорошие результаты.

Все разобранные выше конструкции регулирования далеко не исчерпывают всего материала, который выдвинула практика в этой области. Однако для ориентирования в основных принципах регулирования двигателей внутреннего сгорания указанные конструкции, являясь наиболее типичными, могут служить достаточным руководством.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

НБ УДУНТ (ДІІТ)

КЛАССИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

По характеру рабочего цикла, как мы уже выше указывали, двигатели внутреннего сгорания разделяются на два типа: 1) работающие по принципу Отто и 2) работающие по принципу Дизеля; оба типа могут работать по четырехтактному циклу и по двухтактному. С конструктивной же стороны классификация двигателей более разнообразна: по роду сжигаемого топлива они делятся на газовые и на двигатели жидкого топлива; по количеству рабочих полостей — на двигатели простого и двойного действия; по количеству цилиндров — на одно-, двух-, трехцилиндровые и т. д., по расположению цилиндров — в ряд или друг за другом по типу тандем, работающих на один кривошипный механизм. Двигатели могут быть: горизонтальные и вертикальные; все разновидности могут быть осуществлены как четырехтактными, так и двухтактными.

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

ГЛАВА ВОСЬМАЯ

ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

1. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Двигатель завода Лютер. Простое конструктивное решение горизонтального четырехтактного одноцилиндрового газовсасывающего двигателя простого действия дает завод Лютер (фиг. 204).

Цилиндр заключен в рубашке, которая для удобства отливки и возможности свободных деформаций при нагревании отлита отдельно от цилиндра в одно целое с рамой двигателя. В противоположность паровой машине здесь, как и в большинстве двигателей внутреннего сгорания, крейцкопф отсутствует, причем нормальные усилия от кривошипа на поршень воспринимаются боковой поверхностью поршня, длина которого ввиду этого значительно увеличена. Клапанная головка охлаждается водой, всасывающий клапан расположен вверху, выхлопной — внизу. С главным валом соединен распределительный вал с числом оборотов, вдвое меньшим числа оборотов двигателя. На этом валу сидят две шайбы с двумя кулачками, которые при помощи роликов, штанги *d* и рычага *b* управляют открытием впускного и выхлопного клапанов. На чертеже ясно видно приспособление для электрического запала: при вращении кривошипа, сидящего на конце распределительного вала, связанная с ним собачка зацепляется за крест, вращает его, а вместе с ним и якорь электромагнита, сидящий на оси креста; возбуждаемый при этом ток идет к контактам, которые при размыкании дают электрическую искру.

Двигатель завода Дейтц. На фиг. 205 представлен двигатель завода Дейтц, четырехтактный, двойного действия, спаренный на общий кривошипный вал. Сквозной шток помощью сальников уплотняется против прорывов газов из камеры сгорания и через крейцкопф передает работу на кривошипный вал. Шток и поршень охлаждаются водой, поступающей и отходящей из свободного торца штока, опирающегося на дополнительную направляющую.

Разница температур стенок цилиндра, обогреваемых горячими газами, и рубашки довольно значительна, вследствие чего для свободного удлинения первых относительно последних завод Дейтц делает среднюю часть рубашки вставной в виде широкого разъемного по длине кольца.

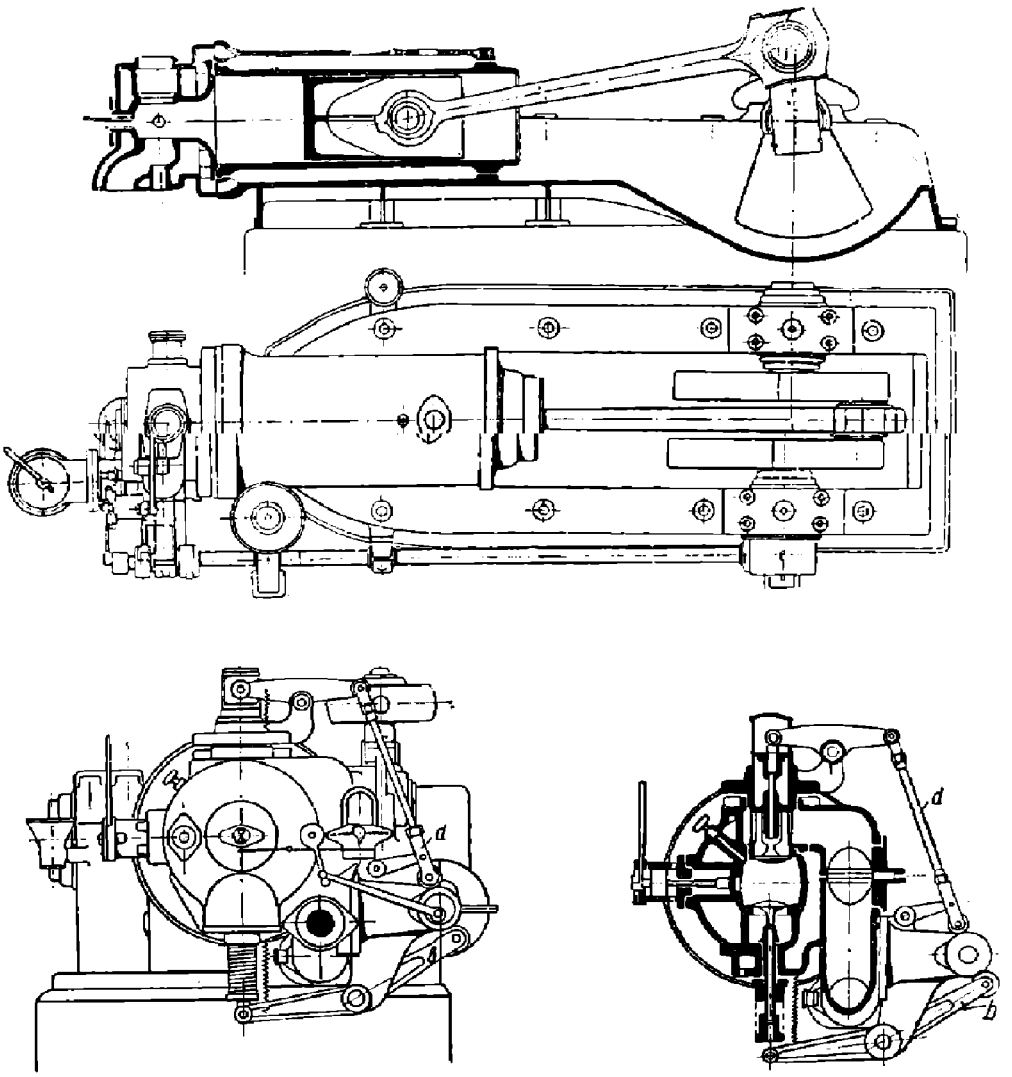
Выхлопная труба для обезврежения температурных деформаций присоединена не прямо к клапанной коробке, а к особому промежуточному патрубку; ввиду высоких температур выхлопная труба охлаждается водой.

Регулирование машины производится перестановкой от регулятора камня, действующего на величину открытия газовоздушного внутреннего золотника.

Двигатель Нюрнбергского завода. Более сложным по своей конструкции является изображенный на фиг. 206 и 207 двигатель тандем двойного действия Нюрнбергского машиностроительного завода.

Как видно из чертежа, и в этом двигателе имеется крейцкопф для направления движения шатуна, так как цилиндр работает двумя полостями. Поршень и скалка охлаждаются водой. Скалке в этом случае дается предварительный изгиб в такой

НБ УДУНТ (ДНТ)

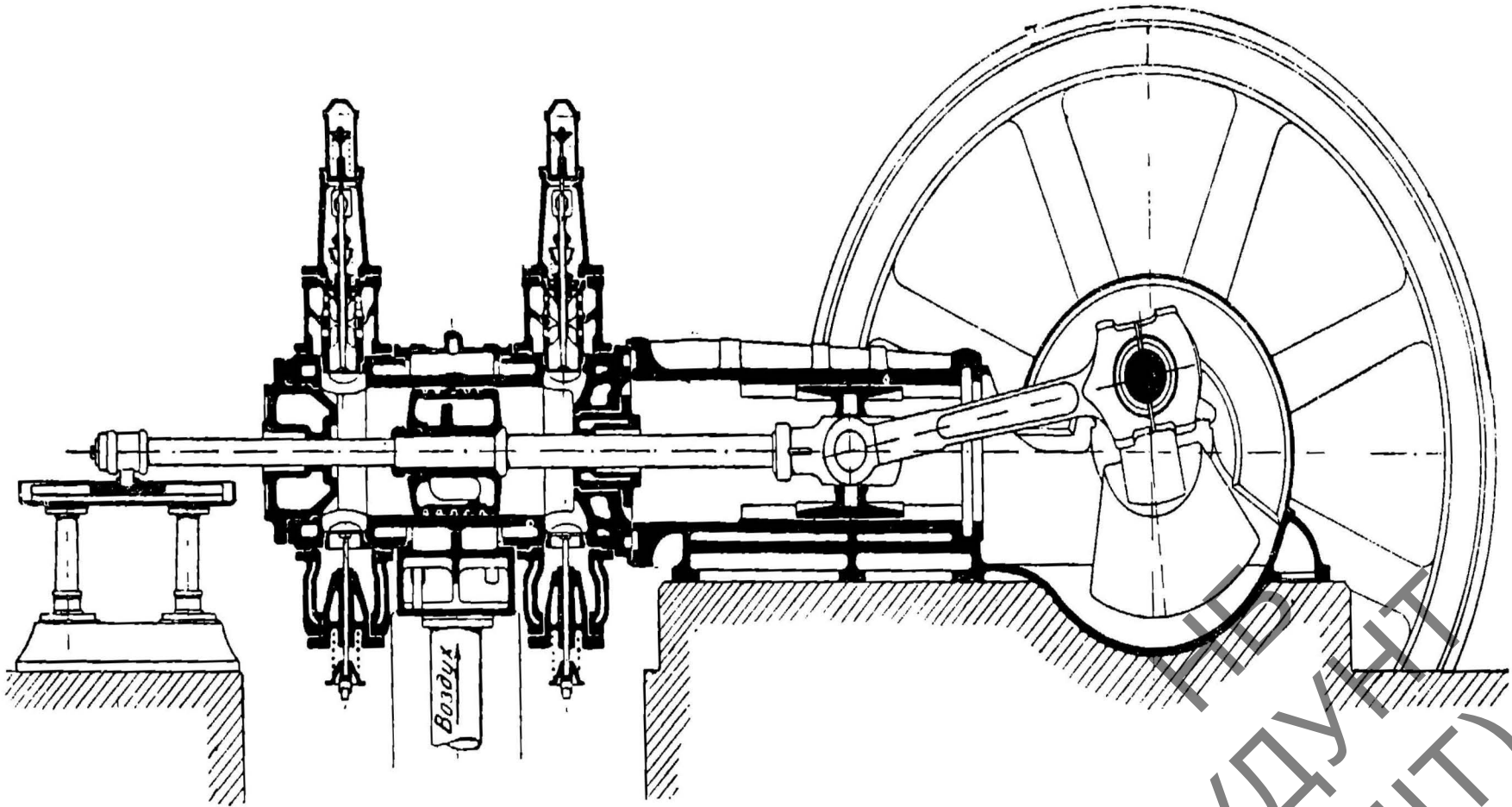


Фиг. 204. Газовый двигатель завода Лютер.

мере, чтобы под действием собственного веса, веса поршня и веса охлаждающей воды скалка эта во время работы получила такой же обратный прогиб. Это дает возможность избежать излишнего изнашивания сальников, через которые проходит скалка. Крупная выгода двигателей тандем двойного действия перед одноцилиндровыми двигателями заключается в том, что диаграммы всех его четырех рабочих полостей не совпадают, так что максимальные давления на поршневой шток не превышают в этом случае таковых же при работе лишь одной полостью. Ввиду этого размеры рабочих органов двигателя остаются такими же, и только ввиду большего количества тепла, отводимого в этом случае с трущихся частей, размеры эти берутся с некоторым запасом на нагревание. Подвод охлаждающей шток и оба поршня воды производится через средний ползун. Вода направляется из середины, разветвляется по сверлению в штоке на охлаждение обоих поршней и возвращается по внутренней трубке с правого поршня к левому, где вода с обоих поршней выводится по сверлению в штоке через крайний ползун.

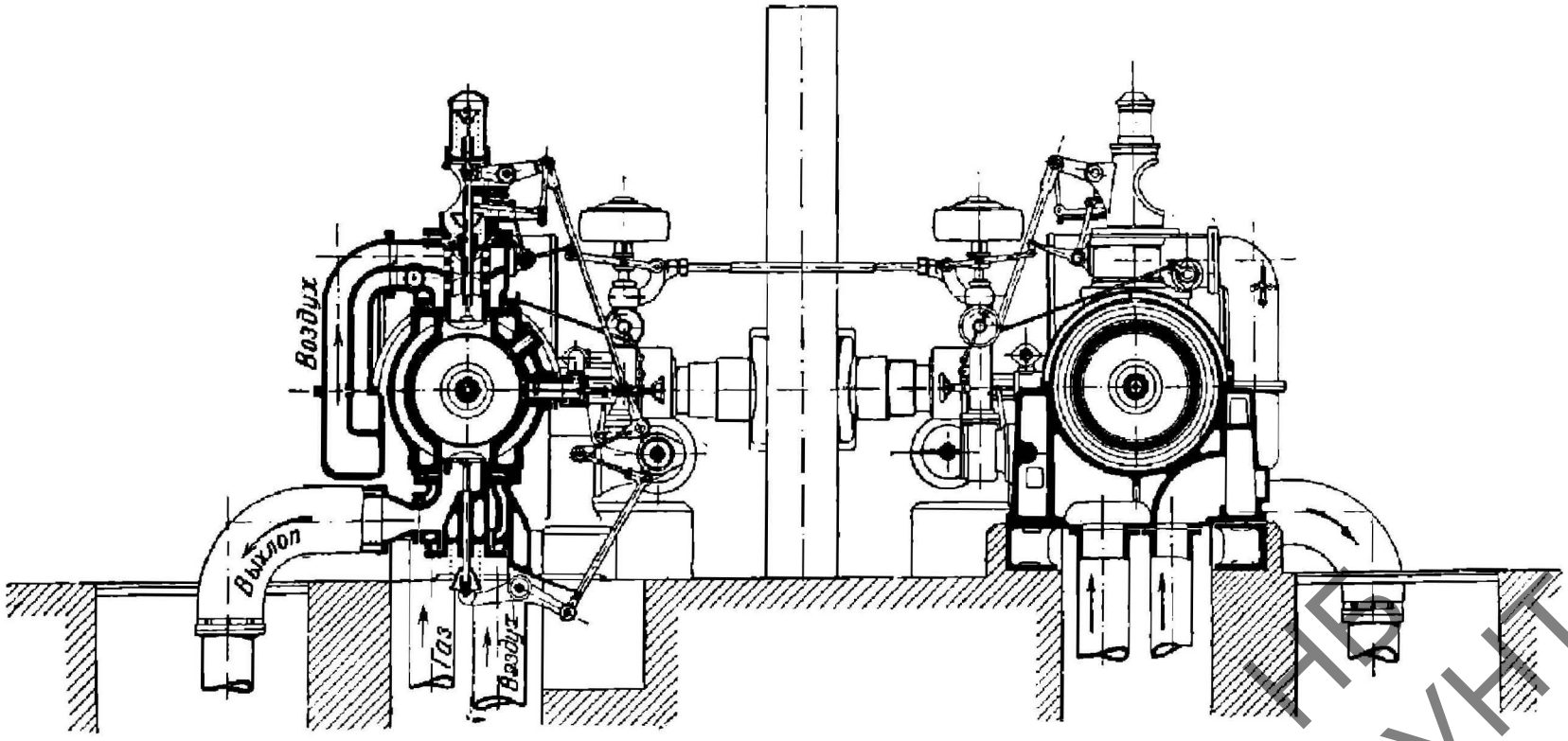
Цилиндры отлиты в одно целое с рубашкой и клапанными гнездами. Какие-

НБ УДУНТ (ДНТ)



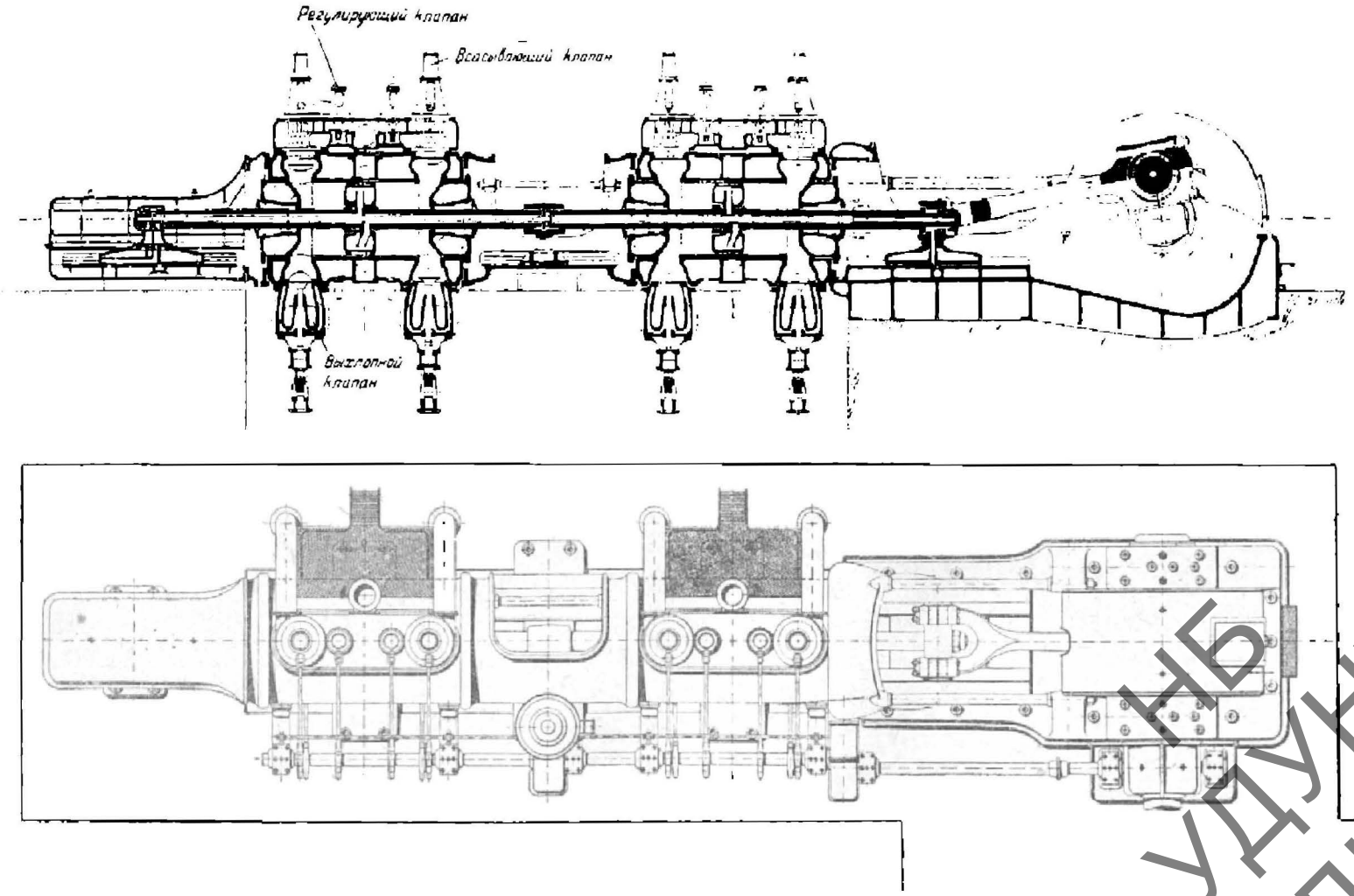
Фиг. 205. Газовый двигатель завода Дейтц. Продольный разрез.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



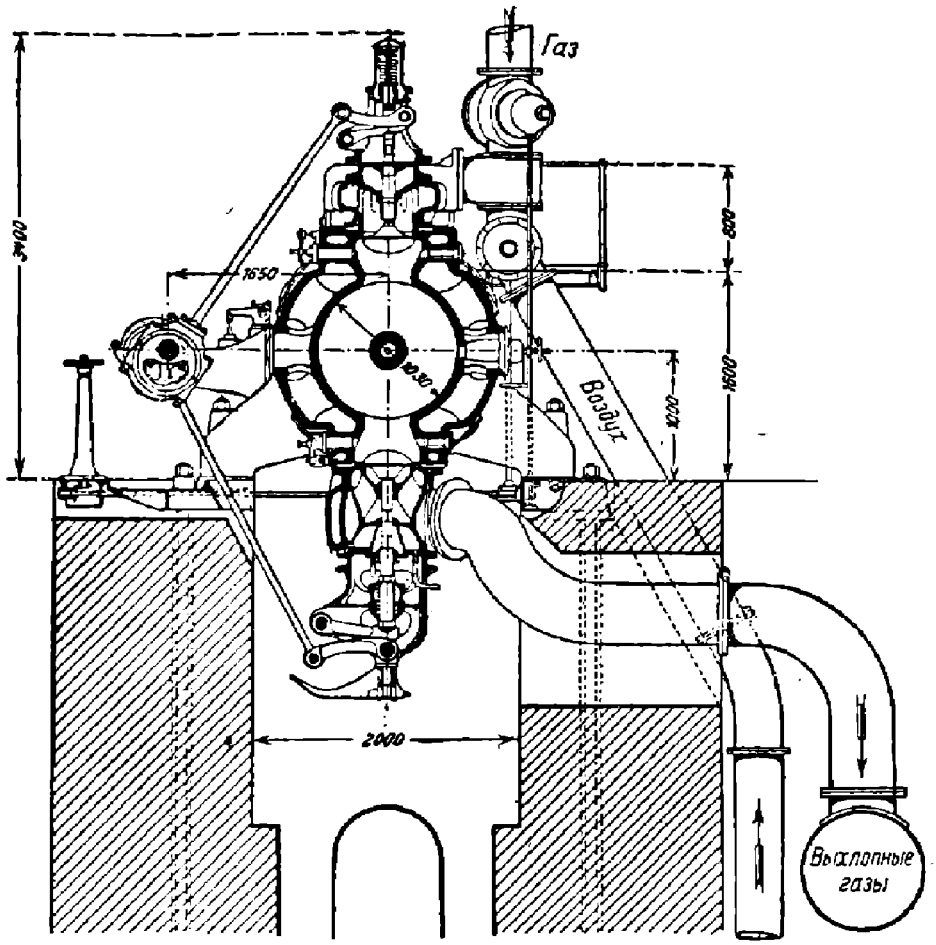
Фиг. 205. Газовый двигатель завода Дейтц. Поперечный разрез.

ЧВУНТ
УДУНТ
(ДІІТ)



Фиг. 206. Продольный разрез и план двигателя Нюренбергского завода (тандем двойного действия).

НБ УДУНТ (ДІІТ)



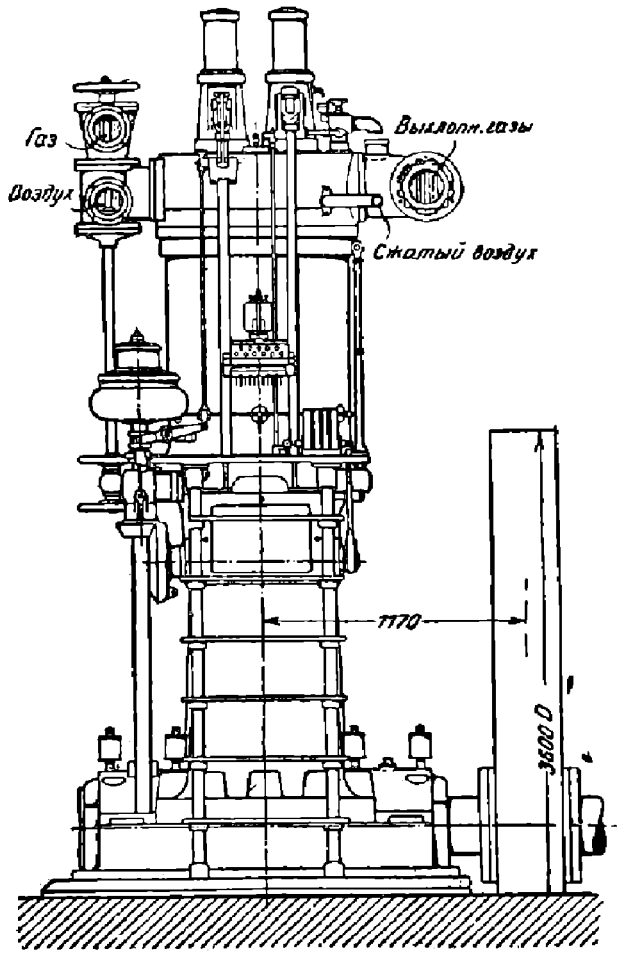
Фиг. 207. Поперечный разрез двигателя Нюрнбергского завода.

либо большие приливы для поддерживания цилиндров отсутствуют — рубашка и цилиндр, связанные клапанными гнездами, представляют однородное тело вращения с равномерным распределением металла, позволяющим применить такую конструкцию для крупных двигателей. Лапки, поддерживающие цилиндровые группы двигателя, прилиты к среднему и боковым фонарям машины, поддерживая цилиндры навесу.

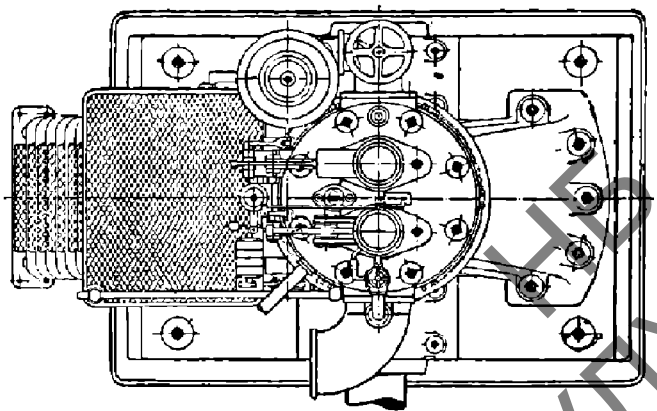
Конструктивное выполнение регулирования двигателя Нюрнбергского завода указано в отделе конструкций качественного регулирования (стр. 210).

Двигатель Гюльднера. На фиг. 208 и 209 указан тип вертикального четырехтактного одноцилиндрового двигателя — газогенераторный двигатель Гюльднера.

Его внешний вид напоминает двигатель Дизеля. Всасывающий и выхлопной клапаны расположены в крышке двигателя. Сбоку представлен вентиль для ручного регулирования качества смеси. Вообще же двигатель Гюльднера регулируется количественно, что достигается при помощи особого камня, движущегося между неподвижной плоскостью и рычагом впускного клапана; то или иное положение камня обусловливает соответствующее открытие впускного клапана (фиг. 210). На впускном клапане помещена круглая заслонка, перекрывающая проход для газа. В начале открытия впускного клапана в двигатель поступает лишь воздух, служащий для частичной продувки пространства сгорания путем использования инерции выхлопных газов. Всасывающий и выхлопной клапаны за это время открыты совместно. По мере увеличения подъема всасывающего клапана в двигатель поступает смесь постоянного

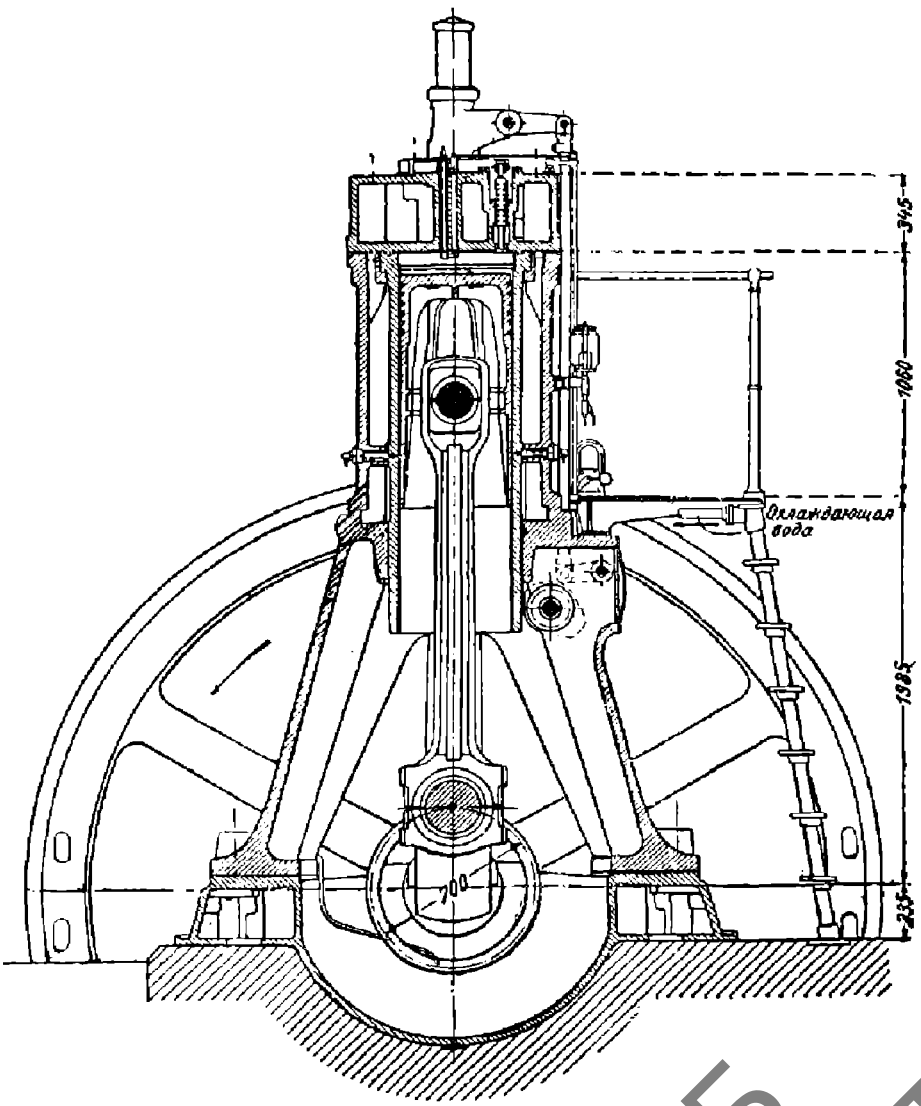


Фиг. 208. Одноцилиндровый газовый двигатель Гюльднера.



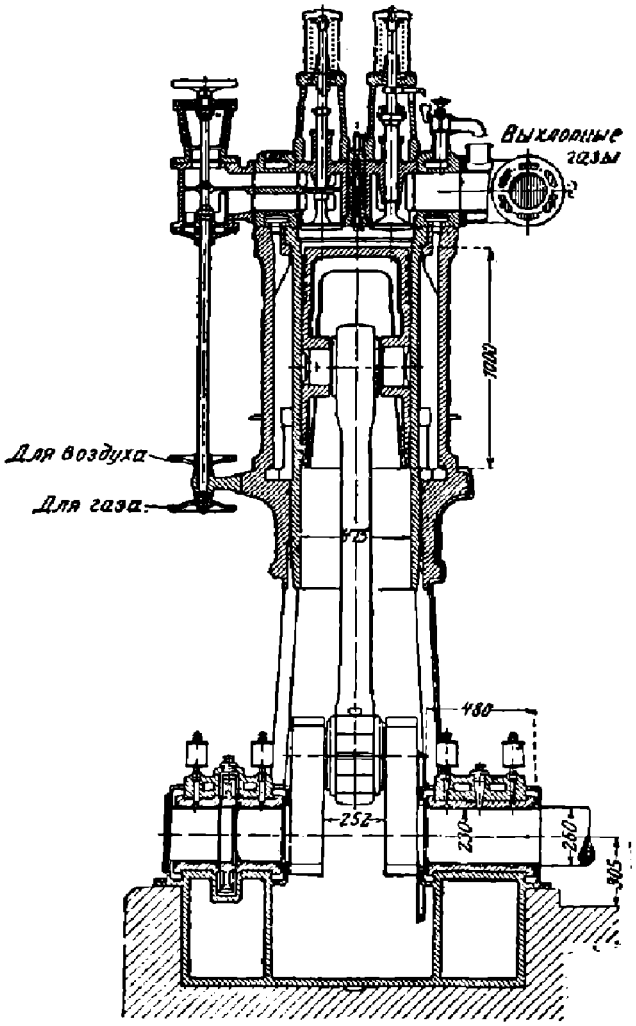
Фиг. 208а. Одноцилиндровый газовый двигатель Гюльднера.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

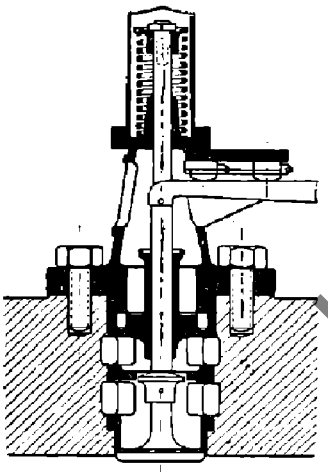


Фиг. 209. Одноцилиндровый газовый двигатель Гюльднера.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

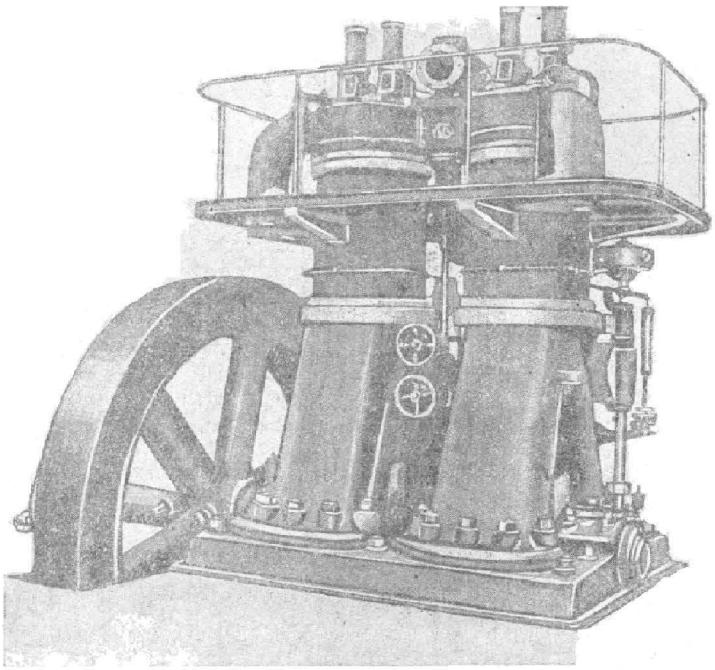


Фиг. 209а. Одноцилиндровый газовый двигатель Гюльднера.

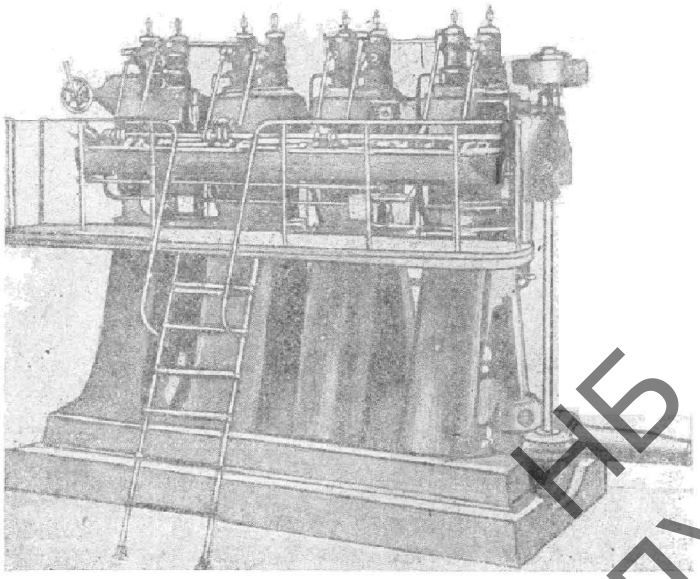


Фиг. 210. Всасывающий клапан двигателя Гюльднера.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

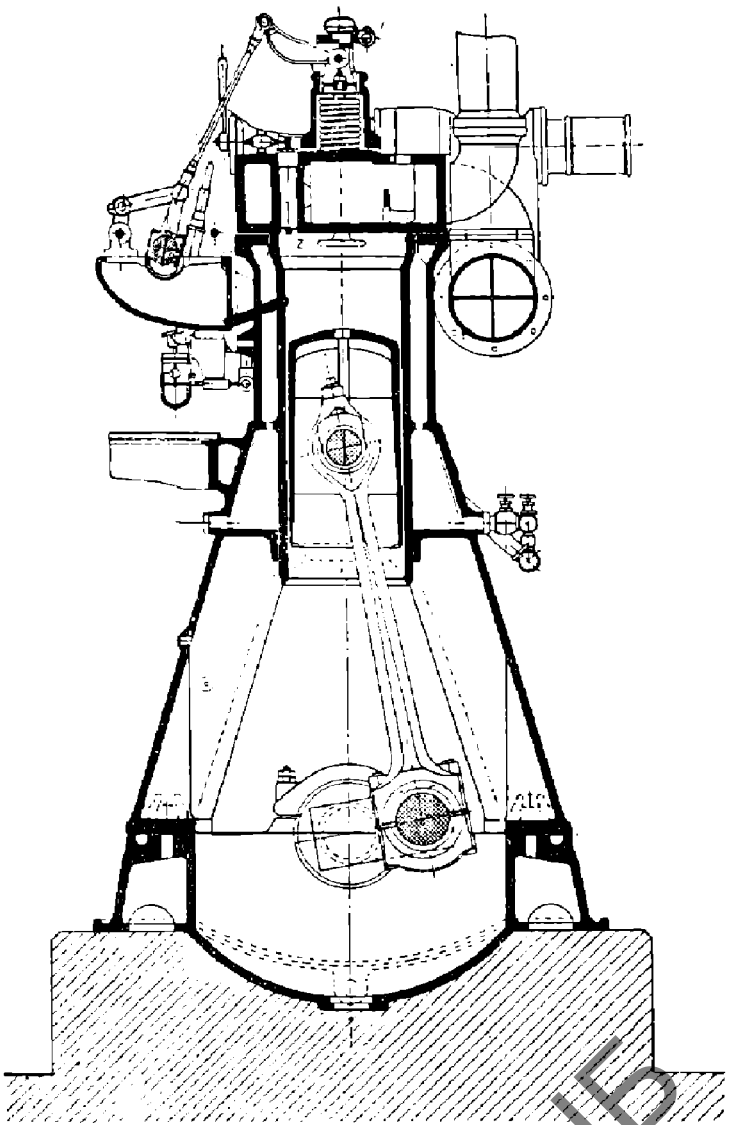


Фиг. 211. Внешний вид двигателя Гюльднера.



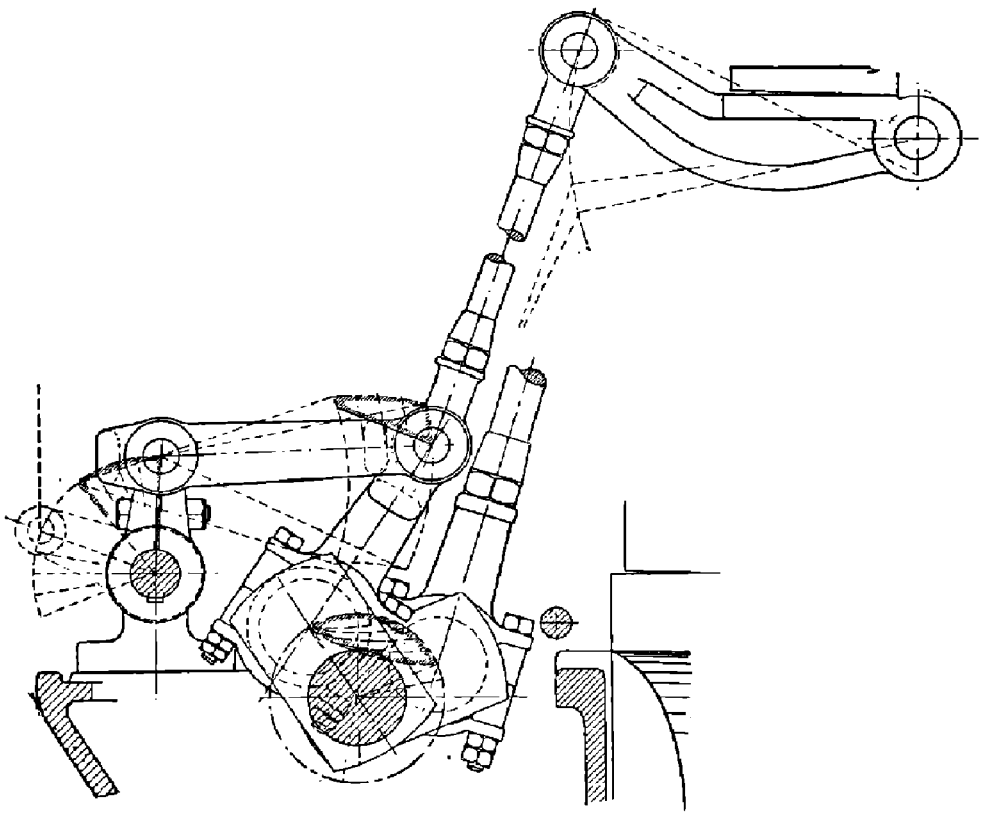
Фиг. 212. Вертикальный газовый двигатель Винтертурского завода мощностью в 250 *л. с.*

НБ УДУНТ (ДІІТ)

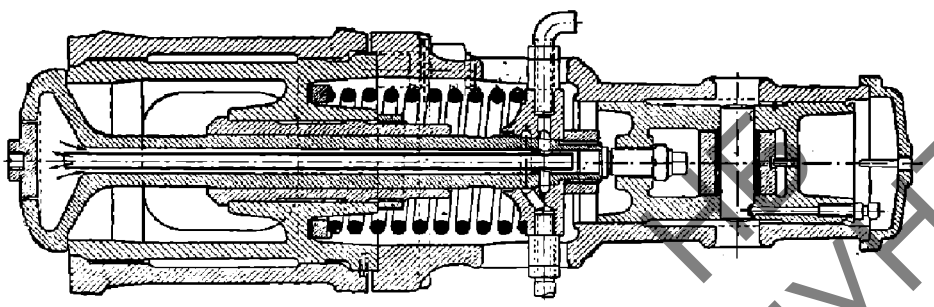


Фиг. 213. Разрез газового двигателя Винтертурского завода в 250 *л. с.*

НТБ УДУНТ (ДІІТ)

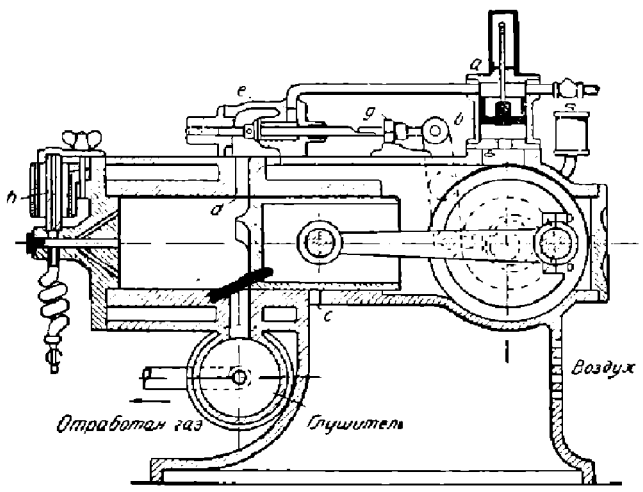


Фиг. 214. Схема регулирования газового двигателя Винтертурского завода.



Фиг. 215. Охлаждаемый выхлопной клапан газового двигателя Винтертурского завода.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 216. Двигатель Мица и Вейса.

состава. В этом двигателе охлаждается весь цилиндр, включая верхние фланцы. На охлаждение фланцев, соединяющих крышку с цилиндром вертикальных газовсасывающих двигателей, должно быть обращено особое внимание, так как перегрев этих частей может повести к преждевременному воспламенению рабочей смеси. Органы распределения в двигателе Гюльднера (штанга, кулаки, распределительный вал и другие) монтированы не в крышке, как в двигателе Дизеля обычной конструкции, а сбоку на середине станины, что значительно облегчает уход за ними. Сбоку же имеется еще клапан для пуска двигателя в ход при помощи сжатого воздуха. Отдельные части распределения Гюльднер выполняет легкими из стального литья, чем уменьшаются их силы инерции, и можно употреблять менее громоздкие пружины.

Распределительный вал закрыт, и кулачки расположены в масляной ванне, что уменьшает их изнашивание.

На фиг. 211 дан общий вид двухцилиндрового двигателя Гюльднера.

Здесь каждый цилиндр смонтирован самостоятельно и снабжен отдельным распределением. Двигатель этот является, таким образом, простым соединением двух отдельных машин на общей раме. Регулятор общий для обоих цилиндров. Смазка рабочих органов производится под давлением.

Двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 212 изображен четырехцилиндровый четырехтактный вертикальный газовсасывающий двигатель 250 *л. с.* постройки данного завода, а на фиг. 213 — его разрез. Четыре А-образные станины смонтированы на общей плите, имея общий коленчатый распределительный вал, получающий движение от главного вала через вертикальный промежуточный, на котором сидит регулятор. Всасывающий и выхлопной клапаны открываются помощью толкающих штанг и катящихся рычагов, причем воздействие регулятора на количество засасываемой смеси происходит путем излома шарнирного толкающего рычага, как показано на фиг. 214, чем меняется подъем всасывающего клапана. Выхлопной клапан охлаждается водой, как это видно на фиг. 215.

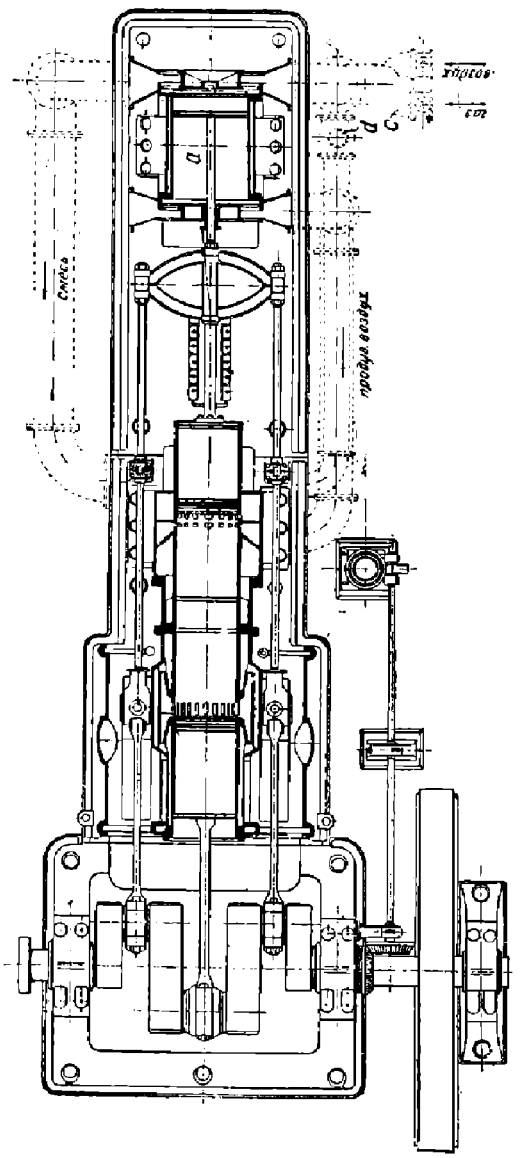
2. ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Двигатель Миц и Вейс. На фиг. 216 представлен двухтактный газовый двигатель Миц и Вейс.

Двигатель этот работает следующим образом: в конце рабочего хода (вправо) поршень открывает сначала выхлопные окна *f*, а затем продувочные *d*; воздух, сжатый в кривошипной камере, куда он поступает через окна *c*, продувает цилиндр через окна *d*, очищая его от отработавших газов. Полукруглые выступы на днище рабочего поршня служат для направления струи поступающего в цилиндр продувочного воздуха. Над кривошипной камерой расположен вертикальный цилиндр *a* с небольшим поршеньком *b*. При сжимающем ходе, когда в кривошипной камере образуется разрежение, поршенек *b* опускается и всасывает в верхнюю часть цилиндра *a* из газопровода определенный заряд газа. При обратном ходе рабочего

НБ УДУНТ (ДПТ)

поршня под влиянием повышенного в кривошипной камере давления поршенек *b* поднимается и нагнетает присосанный газ через канал *e* в цилиндр. Регулируется этот двигатель пропусками от главного вала при помощи ударника *g*. Ударник этот ходит по наклонной плоскости и при возрастании числа оборотов не попадает на зуб, управляющий открытием канала *e*, и присасываемый газ отсасывается обратно. Запал производится запальной трубкой. Конструкция эта является устарелой, но она послужила образцом для развития на этом принципе мелких двухтактных нефтяных двигателей.

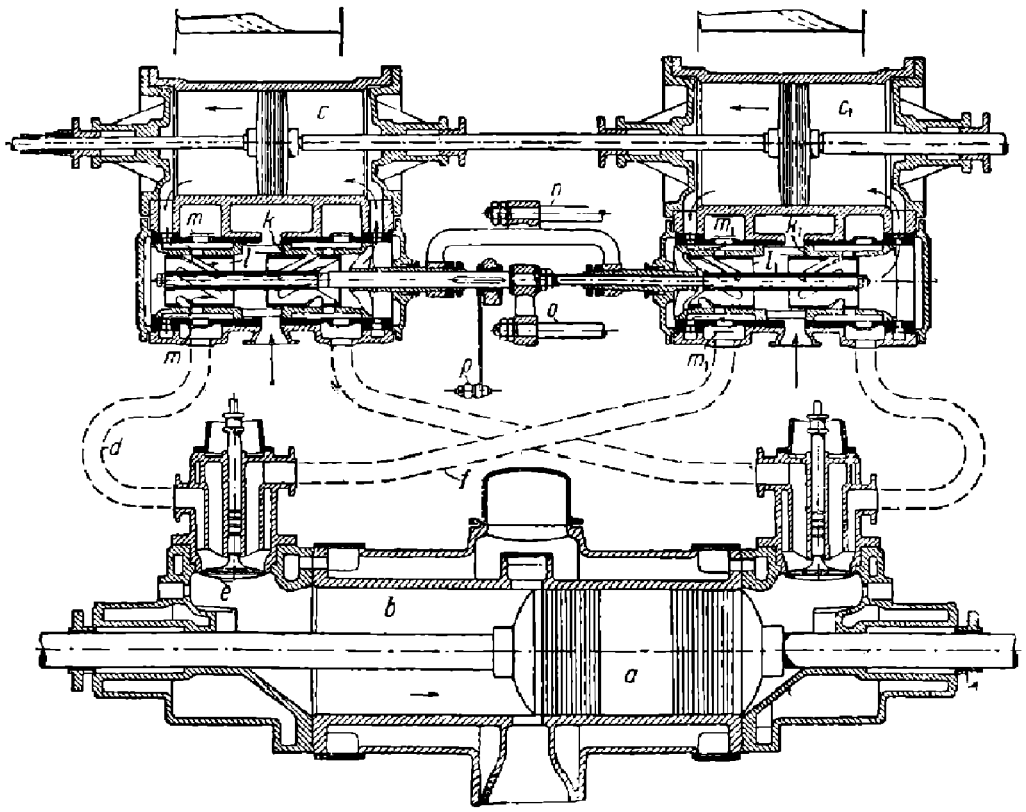


Фиг. 217. Двигатель Охельхейзера.

Двигатель Охельхейзера. На фиг. 217 дана оригинальная конструкция двухтактного газового двигателя Охельхейзера.

Здесь работают два поршня: один поршень действует на главный вал через шатун и кривошип, другой действует на тот же вал помощью траверсы и длинных штанг. Последний поршень приводит в действие воздушный насос *a*. Когда поршни под влиянием вспышки сжатой между ними газовоздушной смеси устремляются в разные стороны, то в конце этого хода левый поршень открывает выхлопные окна, давление падает до атмосферного, и вслед за этим правый поршень открывает окна для впуска свежего воздуха. Происходит продувка и заполнение цилиндра рабочей смесью. Рядом с воздушными окнами находятся и окна для впуска газа. Открытие окон для воздуха раньше окон для газа делается с целью устранить возможность загрязнения смеси остаточными газами и преждевременного воспламенения. Заполнение производится в течение времени поворота кривошипа от 100° до 110°. Этого вполне достаточно, так как скорость входящей смеси равна около 150 *м/сек*. Практика показала, что эту скорость нужно стремиться получать возможно меньшей в целях более спокойной продувки и устранения вихревых движений, дающих перемешивание свежей смеси с остаточными газами, что достигается небольшим давлением продувочного воздуха (1,1—1,2 *ата*). Достоинство двигателя Охельхейзера состоит в отсутствии надобности в тяжелом фундаменте. Это объясняется тем, что силы инерции двух поршней, движущихся в противоположные стороны, взаимно уравновешиваются. Регулируется двигатель качеством смеси при небольших колебаниях нагрузок и количеством смеси при колебаниях более значительных. Достигается это действием регулятора на газовый клапан *c* и на перепускной *d*, который в слу-

НБ УДУНТ (ДНТ)

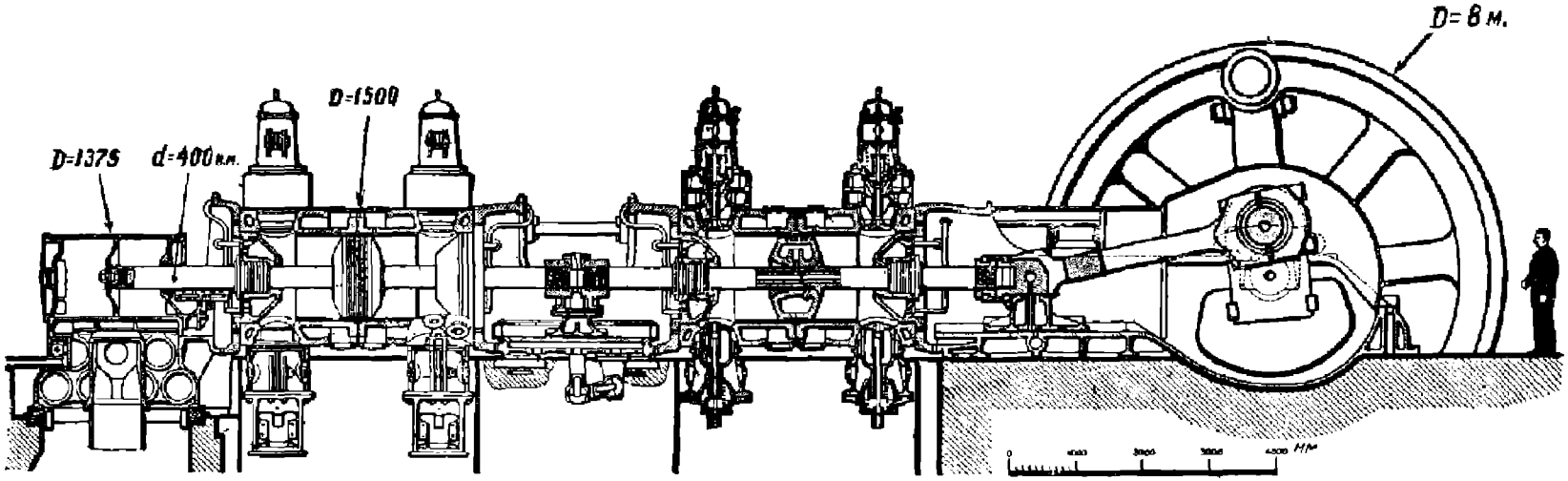


Фиг. 218. Двухтактный горизонтальный газовый двигатель Кертинга.

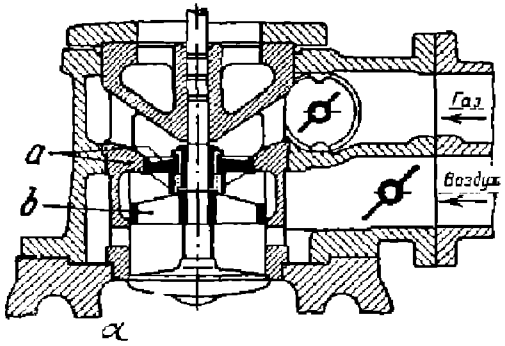
чае надобности возвращает часть смеси обратно во всасывающую трубу. Запал производится электрическим запальником.

Двигатель бр. Кертинг. На фиг. 218 показана конструктивная схема двухтактного газового двигателя двойного действия бр. Кертинг.

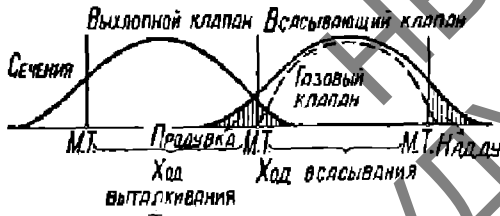
В цилиндре двигателя движется охлаждаемый водой поршень, длина которого равна почти его ходу; для газа и воздуха имеются отдельные насосы, приводимые в движение общими штангами от кривошипа, сидящего на главном валу. Кривошип этот работает с опережением главного кривошипа на 100°—110°. Впуском смеси в цилиндр управляет клапан *e*, выпуском — ряд окон в середине цилиндра. В момент открытия клапана *e* в цилиндр подается лишь воздух из воздушного насоса c_1. Доступ газа в цилиндр из газового насоса *c* осуществляется золотником *l* с некоторым запозданием по отношению к воздушному насосу, чем парализуется возможность утечки рабочей смеси во время продувки через выхлопные окна. Продувка и заполнение цилиндра продолжаются до конца хода поршней насосов, что соответствует моменту закрытия выхлопных окон. Дальше смесь сжимается до 10—12 *ата* и поджигается двумя запальниками в разных местах, что обеспечивает хорошее сгорание. Регулирование в этом двигателе — качественное, что достигается перепусканием части газа из нагнетательной трубы газового насоса во всасывающую. Раньше это же достигалось дросселированием газа в нагнетательной трубе, но этот способ вредно отзывается на работе насоса. Необходимо обращать внимание на интенсивное охлаждение выхлопных окон, которые легко подвержены под влиянием высоких температур выхлопных газов перегреванию и даже прогоранию. Конструктивная компановка газового двигателя бр. Кертинг впоследствии получила свое развитие в крупных двухтактных бескомпрессорных двигателях Дизеля двойного действия завода МАН.



Фиг. 219. Горизонтальный газовый двигатель завода Эргардт и Земер.

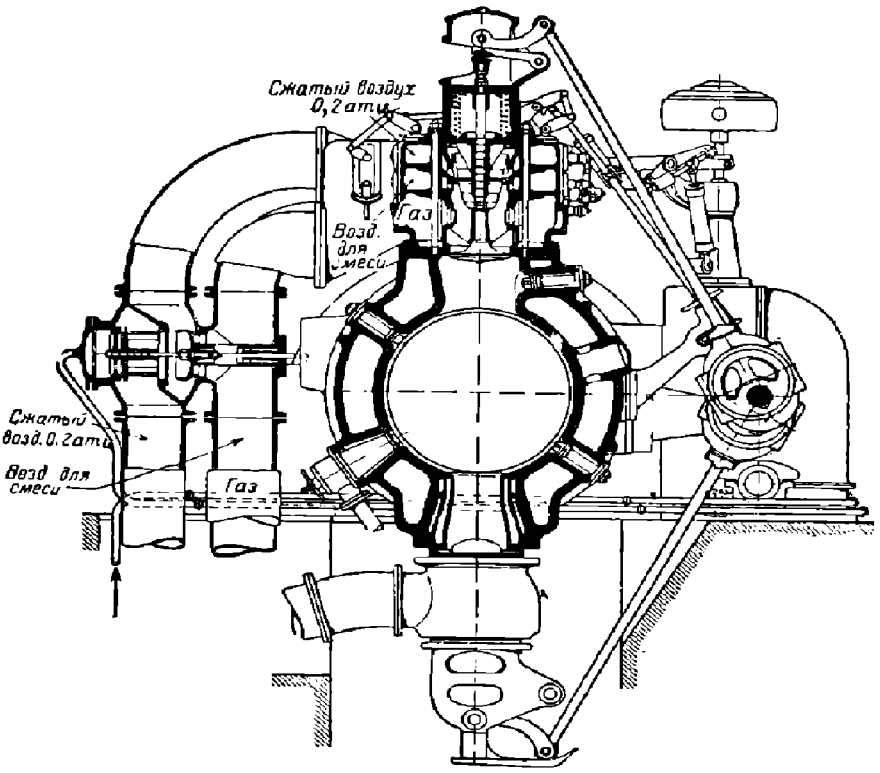


Фиг. 220. Всасывающий клапан газового двигателя завода Эргард и Земер.

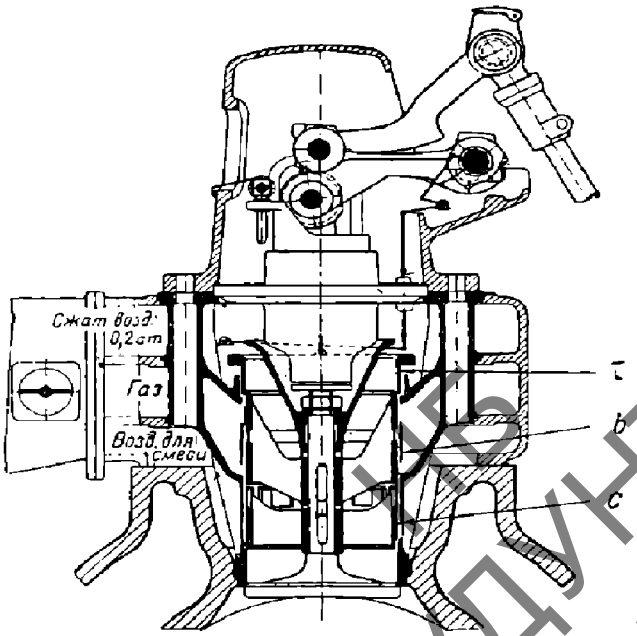


Фиг. 221.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



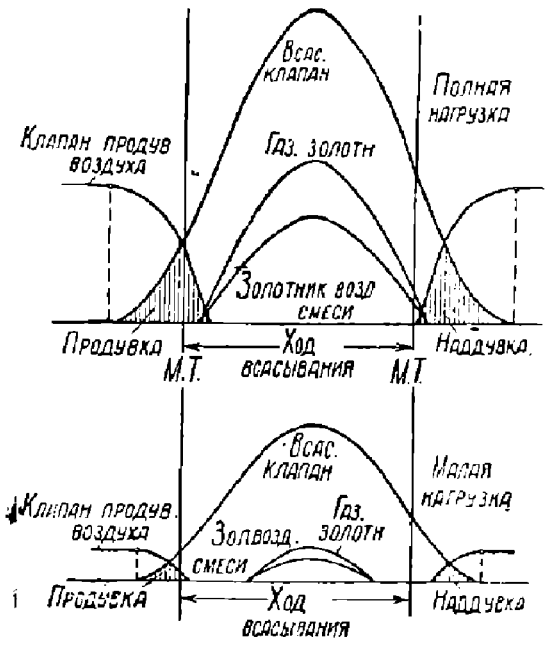
Фиг. 222. Газовый двигатель завода Тиссен.



Фиг. 223. Всасывающий клапан газового двигателя завода МАН.

УДУНТ (ДИТ)

3. КРУПНЫЕ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ С ПРОДУВКОЙ И НАДДУВОМ



Фиг. 224.

Среднее индикаторное давление в четырехтактных газовых двигателях большой мощности при нормальной нагрузке обычно достигало величины около 4,5 *ата*. С целью поднять это значение и тем увеличить удельную мощность двигателя, что влечет за собой снижение его удельной стоимости, подобные машины за последнее время выполняются с продувкой и наддувом, и этой мерой среднее индикаторное давление смогло быть доведено до 5,5 *кг/см*^{2}.

Газовый двигатель завода Эргардт и Земер. На фиг. 219 представлен продольный разрез четырехтактного двигателя двойного действия тандем $Ne = 6\,000$ *л. с.* при 84 об/мин с основными размерами $D = 1\,500$ *мм* и $S = 1\,800$ *м* для работы на доменном газе. Сжатый воздух для продувки и наддува подается особым поршневым компрессором с $D = 1\,375$ *мм* двойного действия, сидящим на конце штока. Осуществление процесса видно на фиг. 219. Воздух подается в машину сжатым до избыточного давления 0,2—0,25 *ат*. На стержне всасывающего клапана укреплены клапан, управляющий газом, *a* (фиг. 220) и золотник, могущий перекрывать окна для воздуха, *b*. Движения всасывающего и выхлопного клапанов скоординированы со значительным перекрытием (фиг. 221). При закрытом всасывающем клапане канал для воздуха полностью открыт. В начале открытия всасывающего клапана (в середине хода выталкивания) сжатый воздух, проникая в цилиндр, вытесняет остаточные газы, производя продувку. В мертвой точке открывается газовый клапан, и при дальнейшем движении всасывающего клапана происходит дросселирование воздуха, так что в цилиндр поступает богатая по своему составу смесь. При закрытии всасывающего клапана происходит увеличение сечения проходного канала для воздуха, и по закрытии газового клапана за оставшийся ход главного клапана происходит наддув сжатым воздухом.

Газовый двигатель завода Тиссен. Тот же принцип продувки и наддува осуществляет завод Тиссен, подводя к смесительной камере три канала (фиг. 222), по которым подводятся сжатый воздух, воздух для рабочей смеси и газ. Управление щелями всех трех каналов достигается тремя цилиндрическими золотниками, насаженными на стержне всасывающего клапана.

При закрытом всасывающем клапане канал для сжатого воздуха полностью открыт и закрывается при подъеме клапана примерно в мертвой точке, когда открываются щели для газа и воздуха рабочей смеси. При посадке на седло закрытие щелей происходит в обратном порядке. Регулирование при уменьшении мощности происходит так, что вначале перекрывается дроссель в канале для сжатого воздуха, так что двигатель работает без продувки и наддува, а в дальнейшем происходит дросселлирование газа и воздуха.

Газовый двигатель завода МАН. Также с тремя каналами осуществляются машины с наддувом Аугсбург-Нюрнбергского завода (фиг. 223). В данной конструкции органом распределения сжатого воздуха является клапан *a*, в то время

НБ УДУНТ (ДНТ)

как для газа и воздуха для смеси — цилиндрические золотники *b* и *c*. Так как эти машины работают с переменным в зависимости от нагрузки подъемом клапана, для сохранения правильности отсечки продувочного воздуха пришлось ввести механизм, изменяющий относительное положение седла и клапана.

На фиг. 224 представлены диаграммы свободных сечений для продувочного воздуха, газа, воздуха рабочей смеси и всасывающего клапана для полной и малой нагрузок.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ДВИГАТЕЛИ ЖИДКОГО ТОПЛИВА, РАБОТАЮЩИЕ ПО ЦИКЛУ ОТТО

1. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Двигатели жидкого топлива осуществляются работающими как по циклу Дизеля, так и по циклу Отто. В случае работы на легко испаряемом топливе, в достаточной мере однородном и с узкими пределами температур кипения составных частей, лежащими в пределах до 150—200° С, например бензин, бензол, при некоторых дополнительных условиях и спирт, а также смеси указанных топлив, рабочая смесь образуется в особо выделенном приборе — карбюраторе — и во время хода всасывании поступает в цилиндр. Ввиду дороговизны топлив, удовлетворяющих указанным условиям, в стационарных установках подобные двигатели широкого применения не имеют и работают, главным образом, как транспортные машины (автомобильные и авиационные двигатели), к которым предъявляется требование возможного снижения единичного веса, достижимого лишь в этих двигателях. Ввиду вышеуказанного этот тип машин нами не рассматривается.

В стационарных установках с двигателями внутреннего сгорания жидким топливом служат более дешевые тяжелые погоны нефти и продукты перегонки каменных углей, а также натуральная нефть. В случае машин, работающих по циклу Отто, к концу хода сжатия в пространстве сгорания должна находиться рабочая смесь. Из всех возможных методов осуществления этого требования в настоящее время применяется подача топлива в распыленном состоянии в цилиндр во время хода сжатия, причем испарение его достигается включением в пространство сжатия неохлаждаемой водой накаленной поверхности (калоризаторной головки), на которую направляется струя распыленного топлива.

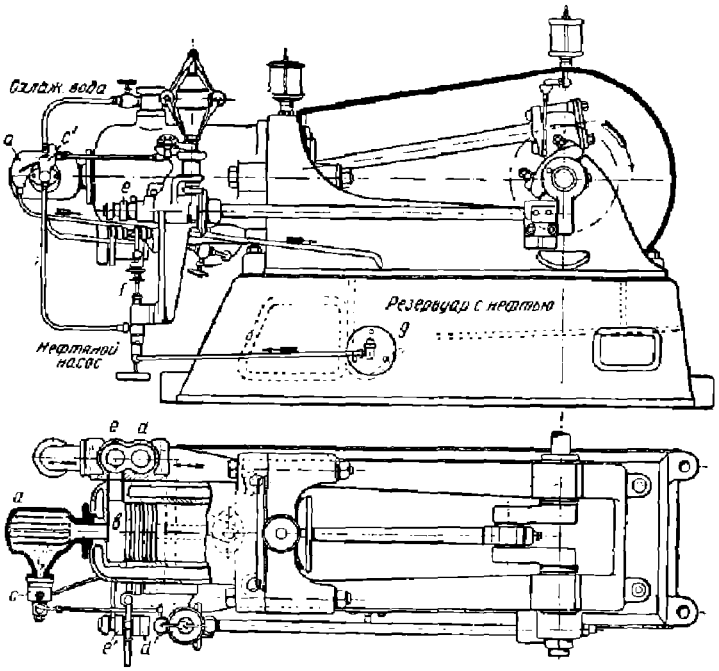
2. КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Подобно газовым двигателям двигатели жидкого топлива работают как по четырехтактному, так и по двухтактному циклу.

Двигатель Горнсби. На фиг. 225 изображен четырехтактный нефтяной двигатель Горнсби, работающий по циклу Отто, и на фиг. 226—горизонтальный разрез через головку двигателя того же типа несколько измененной конструкции.

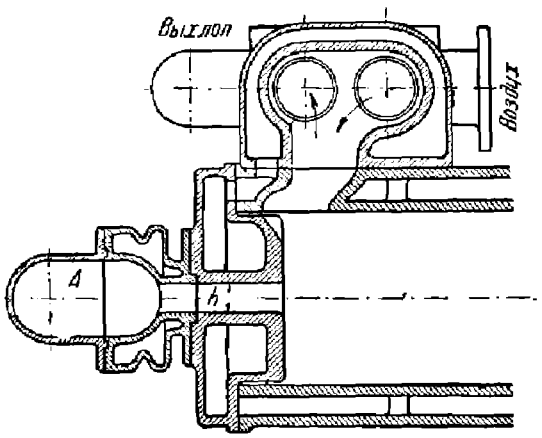
Распределительный вал, на котором находятся два кулачка e' и d', при посредстве рычагов действует соответственно на всасывающий клапан d и выхлопной e. Одним из этих кулачков приводится также в действие нефтяной насос f, расположенный внизу и вбрызгивающий нефть через форсунку c в калоризатор a в начале всасывающего хода поршня, где она испаряется, соприкасаясь с его ребристыми раскаленными стенками, и перемешивается во время сжатия с нагнетаемым в калоризатор воздухом. Воспламенение смеси от соприкосновения с раскаленными стенками калоризатора происходит несколько раньше конца сжатия. Узкая горловина,

НБ УГАНТ (ДГТ)



Фиг. 225. Двигатель Горнсби.

соединяющая пространство сжатия с калоризатором, вызывает вихревые движения подаваемого в калоризатор *a* воздуха, вследствие чего получается интенсивное перемешивание рабочего воздуха с топливом, повышающее скорость сгорания. При неполной нагрузке, когда требуется для сгорания меньше нефти, часть ее, подаваемая нефтяным насосом, возвращается через особый клапанок *c'*, связанный с регулятором, обратно в резервуар. Таким образом мы имеем частичное регулирование качества смеси. Нефть распыливается в калоризатор под давлением 50 ÷ 70 *ата*. В более поздних моделях данного двигателя момент вспышки регулируют охлаждением шейки, соединяющей калоризатор с цилиндром, как видно из фиг. 226. Давление сжатия двигателя Горнсби — 3—5 *ат*. Как и другие двигатели с калоризатором, этот двигатель работает вхолостую и при малых нагрузках ненадежно, ибо теплота сгорания в этом случае вследствие малого количества подаваемой нефти недостаточна для нагрева стенок калоризатора. При перегрузке же получается слишком интенсивная вспышка вследствие воспламенения по всей поверхности калоризатора, и двигатель работает со стуком, избежать который можно, подавая внутрь цилиндра воду.



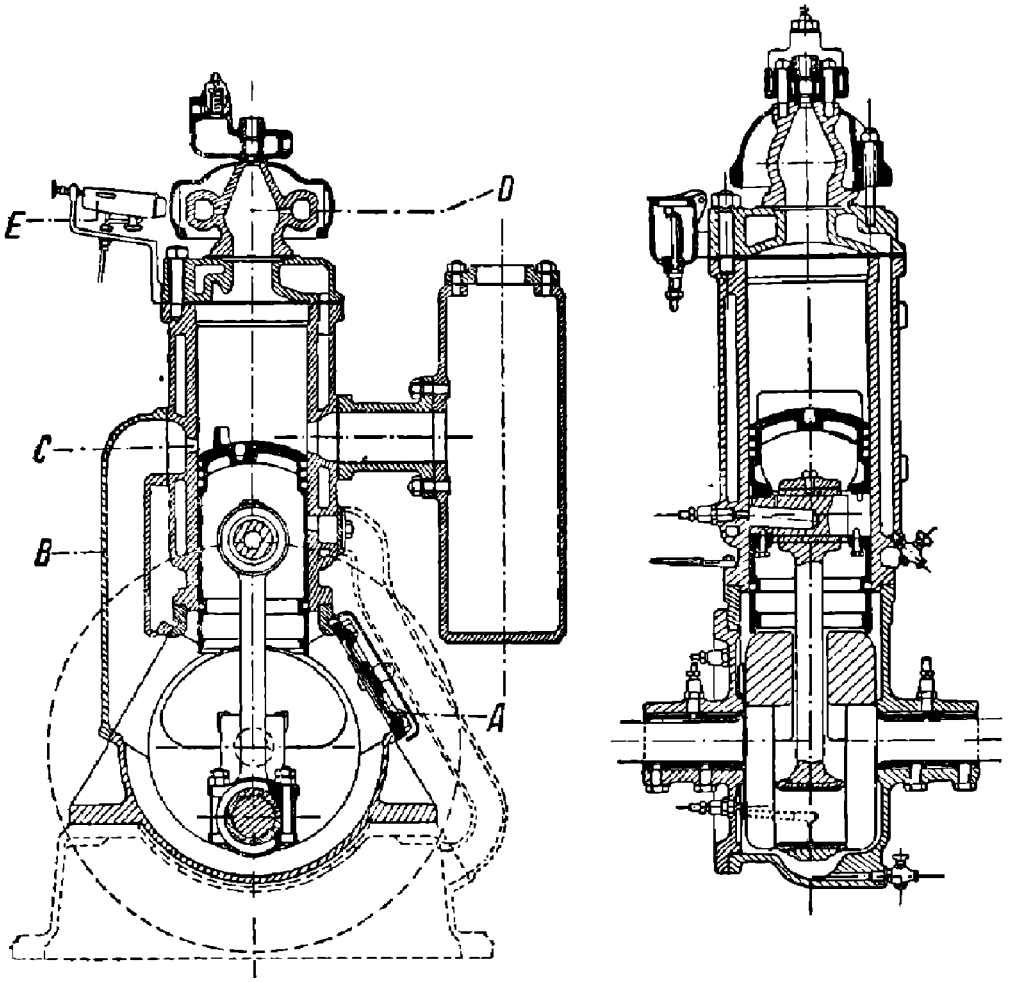
Фиг. 226. Головка двигателя Горнсби.

Конструкция этой фирмой разработана и для двигателей большей мощности. Испытанные модели дают расход нефти около 300 *г/э. с. ч.* при среднем индикаторном давлении от 4 до 4,5 *кг/см²*.

Двигатель Аванс. На фиг. 227 дана конструкция нефтяного двигателя Аванс, работающего также по принципу Отто, но по двухтактному циклу.

Как и другие двухтактные двигатели, он значительно проще четырехтактных двигателей в конструктивном отношении ввиду отсутствия клапанов и замены их простыми окнами в стенках цилиндра. Кривошип и шатун заключены в камеру, которая служит компрессором для воздуха, поступающего в нее через отверстие в раме и в нижней части самой камеры. Работа этого двигателя происходит следующим образом: когда поршень под влиянием вспышки идет вниз, он сжимает воздух в кривошипной камере до 1,1—1,2 *ата*. В конце этого хода поршень откры-

НБ УДУНТ (ДНТ)



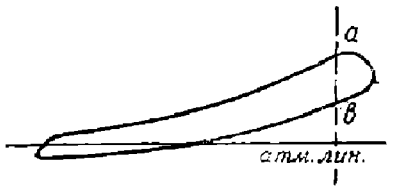
Фиг. 227. Вертикальный двигатель Аванс.

вает выхлопные окна, через которые устремляются отработанные газы. Вслед за этим открываются окна, соединяющие рабочую полость цилиндра с кривошипной камерой, и воздух под влиянием избытка давления устремляется в цилиндр, отклоняясь особым отростком на днище поршня, выгоняет отработавшие газы и заполняет цилиндр. При следующем ходе поршня вверх этот воздух сжимается, причем в определенный момент хода сжатия вбрызгивается насосиком нефть, которая испаряется и воспламеняется к концу хода сжатия, получается вспышка и затем повторение описанного процесса.

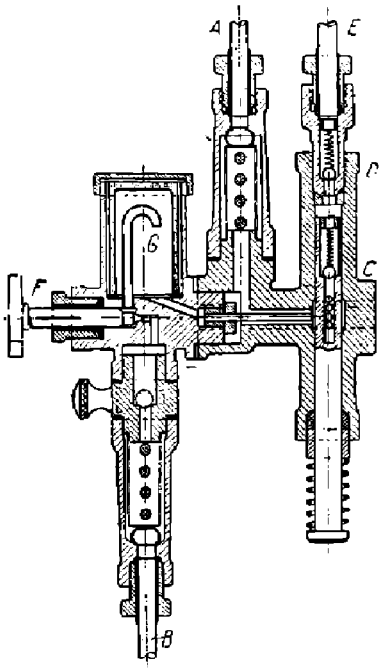
Во время впрыскивания топлива в цилиндр подается вода, которая понижает температуру сжатия и количеством которой регулируется момент вспышки при разных нагрузках мотора. Теплота, необходимая для испарения вводимой воды, понижает показатель политропы сжатия до 1,2 и даже 1,1. Количество впрыснутой воды доходит до 2 *кг* на 1 *кг* израсходованного топлива; подача воды часто вызывает ржавление поршневых колец и стенок.

На фиг. 228 дана индикаторная диаграмма продувочного насоса двигателя, подобного двигателю Аванс. Как видно из этой диаграммы, продувка цилиндра начинается в точке a при давлении $\sim 1{,}17$ *ата*. Начало продувки в точке a — за 10% до мертвой точки поршня, конец в точке b — 10% после мертвой точки поршня.

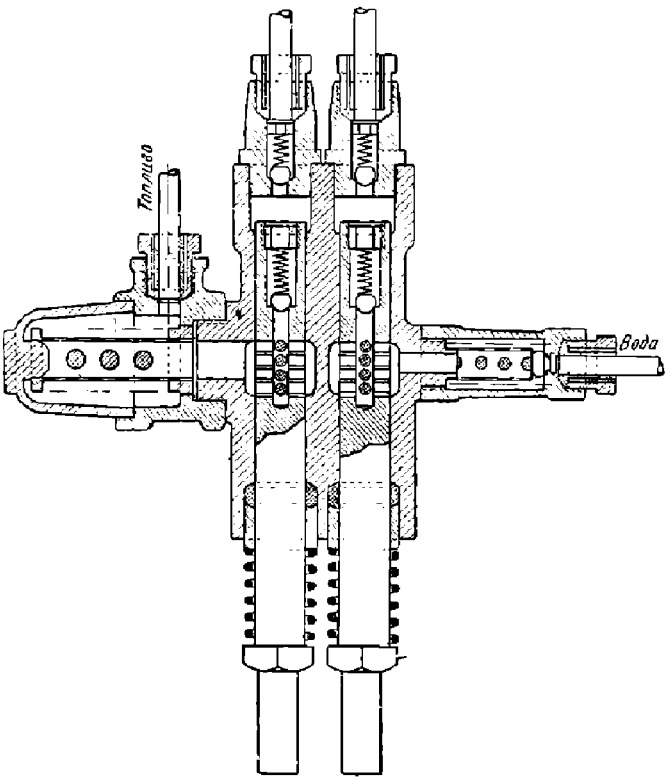
НБ УГУНТ (ДГТ)



Фиг. 228. Индикаторная диаграмма продувочного насоса.



Фиг. 229. Разрез топливного насоса двигателя Аванс.



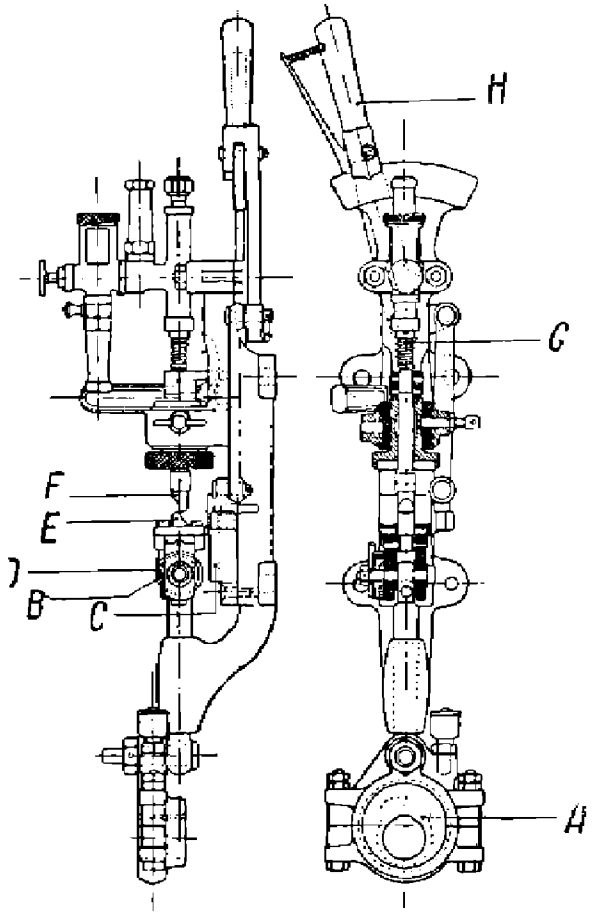
Фиг. 230. Насос двигателя Аванс с двумя раздельными скалками.

когда давление в насосе упало приблизительно до 1,08 *ата*. Среднее индикаторное давление насоса — около 0,08 *кг/см*^{2} при коэфициенте подачи 0,55—0,65.

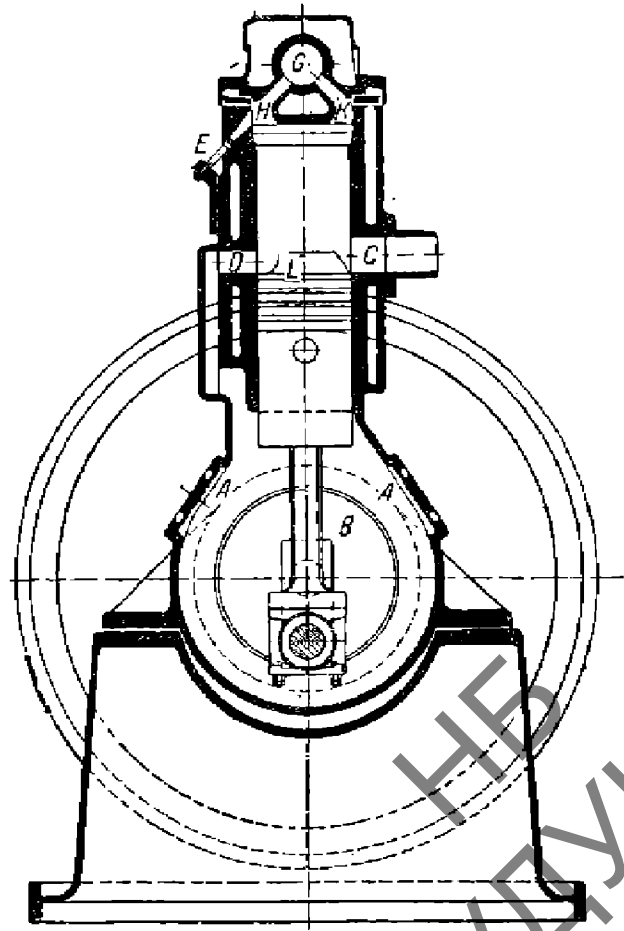
Подача воды в цилиндр позволяет повышать давление сжатия подобных двигателей до 8 *ат*, но ввиду несовершенства продувки за недостатком воздуха, подаваемого кривошипной камерой, вследствие применения упрощенной системы всасывающего органа среднее индикаторное давление не может быть поднято выше 3 *ат*.

Пространство сжатия почти полностью перенесено в головку и калоризатор грушевидной формы. Охлаждаемая водой форсунка смонтирована вертикально вверху калоризатора, чем достигается хороший обхват струей распыленного топлива объема пространства сжатия и использование большего количества рабочего воздуха. Вода впрыскивается в цилиндр вместе с топливом через форсунку, причем подача топлива и воды производится либо одной и той же, либо двумя раздельными скалками насоса. На фиг. 229 дан разрез топливного насоса с совместной подачей воды и топлива. Топливо поступает по трубке *A*, а вода — по трубке *B*. Топливо и вода во время всасывающего хода насоса через отверстия в скалке и шаровой клапан *C* засасываются в рабочую полость и через клапан *D* и трубку *E* во время нагнетательного хода подаются в форсунку. Регулирование количества воды производится от руки игольчатым клапаном F_1 и контроль ее расхода — через смотровое стекло *G*. Насос с двумя раздельными скалками для топлива и воды представлен на фиг. 230. Изменение относительного количества подаваемой воды производится от руки изменением хода скалки, подающей воду.

НТБ УГАТУ (ДПТ)

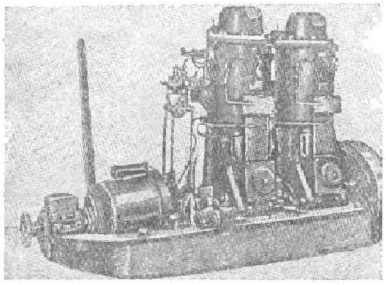


Фиг. 231. Топливный насос с приводом двигателя Аванс.



Фиг. 232. Вертикальный двигатель Болиндер, в. д. с.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 233. Общий вид двигателя Болиндер.

На фиг. 231 представлен собранный топливный насос с одной скалкой. На коленчатом валу заклинен эксцентрик A, приводящий в качательное движение маятник B, имеющий зуб E. Маятник спиральной пружиной D прижимается к пластинке C, снабженной уступом. При рабочем ходе зуб E попадает в зуб F, связанный со скалкой насоса, и производит нагнетательный ход насоса. Всасывающий ход происходит под влиянием пружины G. Если число оборотов двигателя превышает нормальные пределы, маятник под влиянием сил инерции, вызываемых движением по уступу пластинки C, откидывается влево настолько, что зуб E не попадает в зуб F, и происходит пропуск подачи. Рукояткой H достигается изменение числа оборотов двигателя путем смещения положения пластинки C.

При пуске в ход калоризатор двигателя прогревается лампой E (фиг. 227) в течение 5 мин., после чего более мелкие машины пускаются от руки раскачиванием маховика и подкачкой топлива в калоризатор, в то время как машины большей мощности пускаются сжатым воздухом.

Указанными конструктивными мероприятиями удалось довести количество впрыскиваемой воды до $^1/_2$—1 *кг* на 1 *кг* топлива и расход топлива снизить до 275 *г/э. с. ч.*

Двигатель Болиндер. На фиг. 232 представлен разрез двигателя Болиндер, 8 *л. с.* Двигатель — двухтактный, вертикальный и работает с кривошипно-камерной продувкой, причем воздух засасывается через отдельные клапаны A, а не через окна в рабочем цилиндре, открываемые поршнем, как это имело место в двигателях той же фирмы более ранней конструкции. Несмотря, однако, на такую конструкцию, среднее индикаторное давление в этом двигателе не поднято свыше 3 *ат* при полной нагрузке при расходе топлива 287 *г/э. с. ч.*

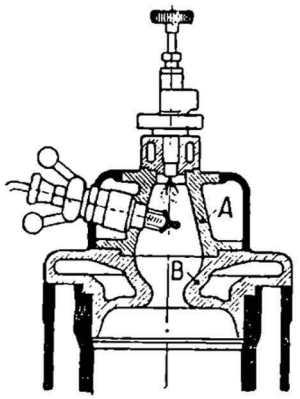
На фиг. 233 представлен общий вид двухцилиндрового судового реверсивного двигателя Болиндер, работающего через фрикционную муфту.

В последних моделях двигателей Болиндер форсунка перенесена в верхнюю часть калоризатора, как это видно из фиг. 234, причем особой регулировкой может изменяться ее угол распыливания. При малых нагрузках вся нефть попадает на горячие неохлажденные стенки калоризатора при большом угле распыливания. При больших нагрузках угол распыливания суживается и топливо направляется на переходную часть горловины, охлажденную водой. Благодаря этим мероприятиям впрыскивание воды в цилиндр делается излишним, так как с охлаждаемых стенок топливо испаряется медленнее, и вместе с тем задерживается мгновенное сгорание всего впрыснутого топлива.

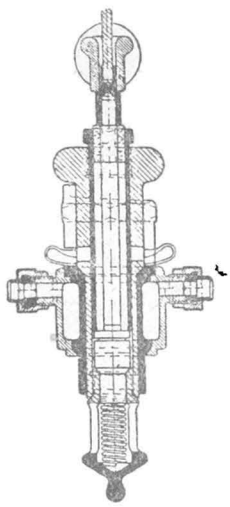
Пуск в ход этих машин производится при помощи электрического пускового приспособления, изображенного на фиг. 235, гарантирующего немедленный пуск в ход. Электрический запальник ввертывается в калоризатор. При пуске в ход спиральная проволока накаливается электрическим током от аккумулятора, патрон с проволокой выдвигается из корпуса свечи, причем герметичность обеспечивается конической заточкой, играющей роль клапана в верхней части корпуса. После пуска машины в ход, когда калоризатор достаточно прогреется, ток выключается, и патрон со спиральной проволокой втягивается в корпус. В таком положении герметичность достигается конусной заточкой в нижней части корпуса. Для предохранения свечи от перегрева корпус ее охлаждается водой.

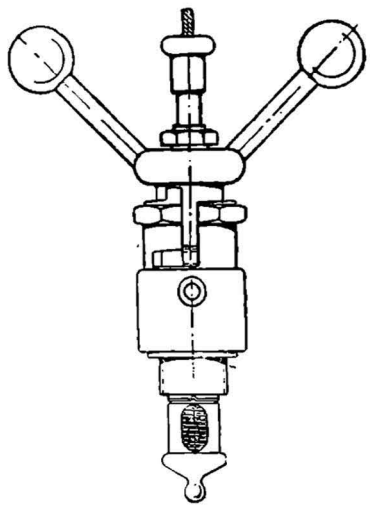
Двигатель Русь. На фиг. 236 представлен двухтактный нефтяной двигатель Русь с кривошипно-камерной продувкой, с точным качественным регулированием, а на фиг. 237 — его нефтяной насос. Последний получает свое движение от главного вала машины помощью кулачка c. Регулятор действует помощью рычага n на положение рычага p, который дополнительно вручную может быть отрегулирован уста-

НТБ УДУНТ (ДГТ)



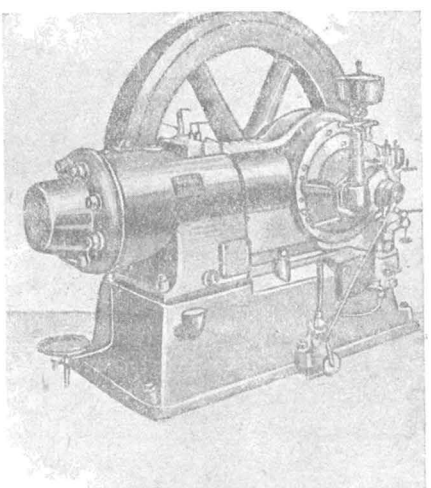
Фиг. 234. Головка двигателя Болиндер.





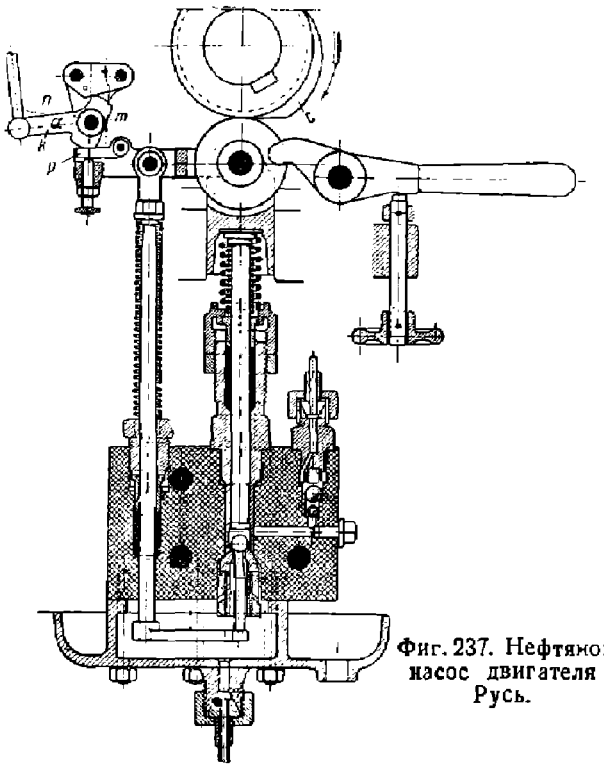
Фиг. 235. Электрическая пусковая свеча двигателя Болиндер.

ковительным винтом. В верхнем положении плунжера всасывающий шаровой клапан приподнят и садится на седло лишь после того, как плунжер пройдет некоторую долю своего хода. Благодаря этому часть засосанного топлива переходит обратно в топливный резервуар. С уменьшением нагрузки конец *p* рычага повышается и держит всасывающий клапан большее время открытым во время нагнетательного хода насоса, чем уменьшается количество подаваемого в форсунку топлива. Такая конструкция почти не дает возвратного действия на регулятор и обеспечивает весьма спокойную работу двигателя. Эта система регулирования перенесена с нормального типа двигателя Дизеля, осуществляемого и теперь в большинстве конструкций. Видимый на чертеже справа рычаг служит для подкачивания нефти вручную при пуске в ход машины и для остановки двигателя путем подвинчивания винта, поддерживающего рычаг в верхнем положении, чем разобщается плунжер насоса от действия кулачка. Другой отличительной особенностью двигателя Русь является автоматическое регулирование количества подаваемой в цилиндр воды. В то время как во всех прочих конструкциях впрыска воды количество ее регулируется или вручную путем большего или меньшего открытия иглы в капельнике, причем вода увлекается в процессе продувки, или помощью впрыска воды специальным насосом, находящимся под контролем регулятора, у двигателя Русь количество подаваемой воды связано с величиной давления вспышки. Первый способ регулирования затруднителен при переменных нагрузках, так как требует весьма тщательного и бдительного ухода обслуживающего персонала, который вручную должен для каждой нагрузки устанавливать количество впрыскиваемой воды. Подача воды насосом, находящимся под влиянием регулятора, имеет тот недостаток, что в случае чрезмерного охлаждения калоризатора водой из-за излишнего ее количества может произойти вялая вспышка или даже пропуск, отчего число оборотов машины упадет,

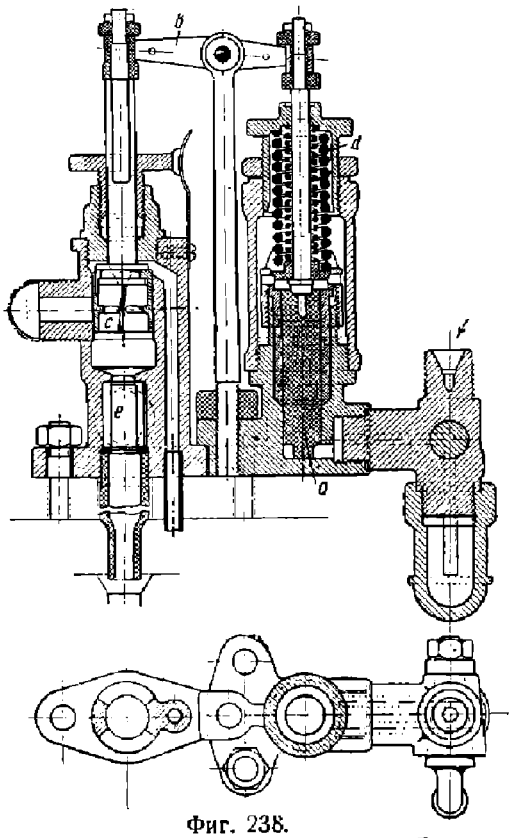


Фиг. 236. Двигатель Русь.

УДГТ (ДГТ)



Фиг. 237. Нефтяной насос двигателя Русь.



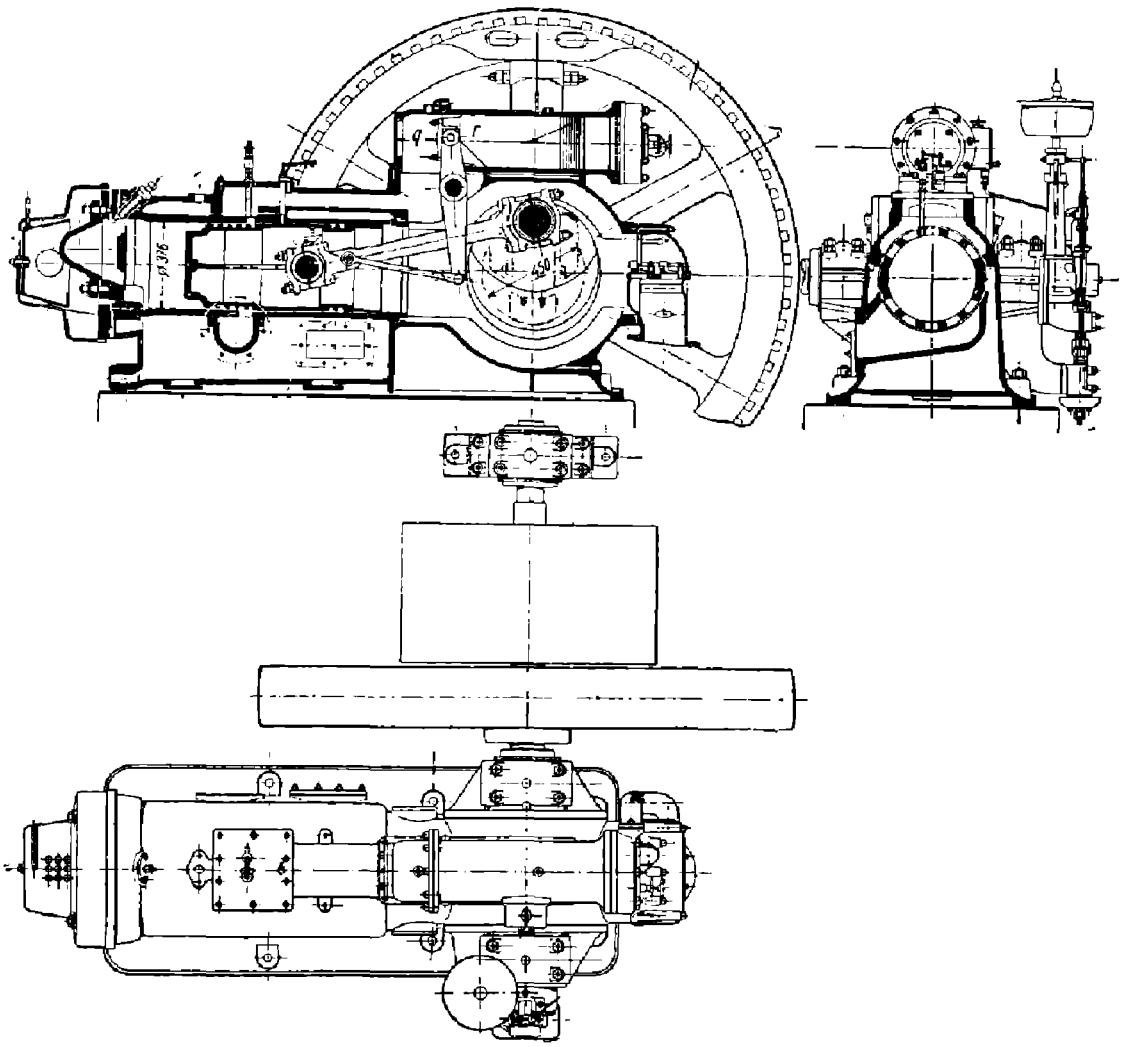
Фиг. 238.
Регулятор подачи воды двигателя Русь.

и насос подаст усиленную порцию воды, еще более охладит калоризатор и вызовет остановку двигателя. Все эти недостатки устраняются в двигателе Русь, конструкция регулятора которого представлена на фиг. 238. Здесь поршень *a*, нагруженный сильной пружиной, напряжение которой может быть изменено подвинчиванием гайки, находится под давлением в цилиндре и действует через рычаг *b* на поршенек, пропускающий в цилиндр впрыскиваемую воду. С увеличением давления вспышки поршенек открывает и большие сечения для протока воды.

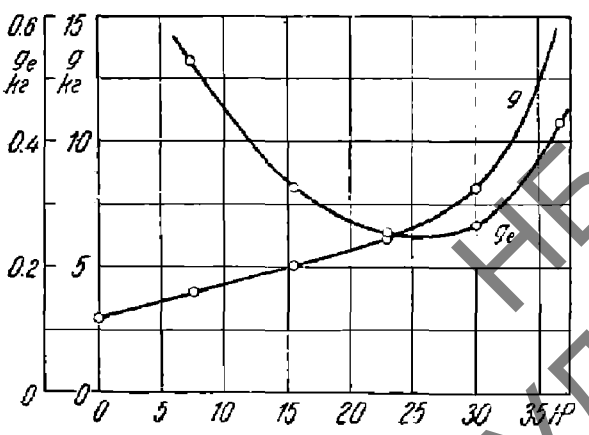
На фиг. 239 представлен разрез более крупного двигателя Русь в 50 *л. с.* нормальной нагрузки, могущего продолжительно развивать мощность до 60 *л. с.*, со специальным приспособлением для накачивания сжатого воздуха, служащего для пуска машины в ход и для увеличения количества продувочного воздуха. Этот дополнительный компрессор приводится в движение от главного шатуна при помощи двух серег, действующих на балансирный рычаг. Правая сторона компрессора служит для накачивания воздуха до 15 *ат* для пуска в ход машины, а левая сторона — для засасывания и сжатия продувочного воздуха в помощь кривошипной камере. Это приспособление позволяет среднее индикаторное давление довести до 3,2 *ат*. Весьма удачно сконструирован в этом типе двигателей калоризатор, соединенный с цилиндром помощью двух окон. Продувочный воздух, отклоняемый выемкой в днище поршня по направлению к калоризатору, продувает последний и очищает его от продуктов сгорания. Распыливаемая в калоризаторе нефть захватывает почти весь рабочий воздух, так как последний почти целиком вытесняется за процесс сжатия в калоризатор.

Насколько все подобные мелкие конструктивные изменения двигателя улучшили его качество, видно из следующего сравнения: в то время как двигатель Русь в 10—12 *л. с.*, регулируемый пропусками с иной формой калильной головки, дал

НБ УГУНТ (АТ)

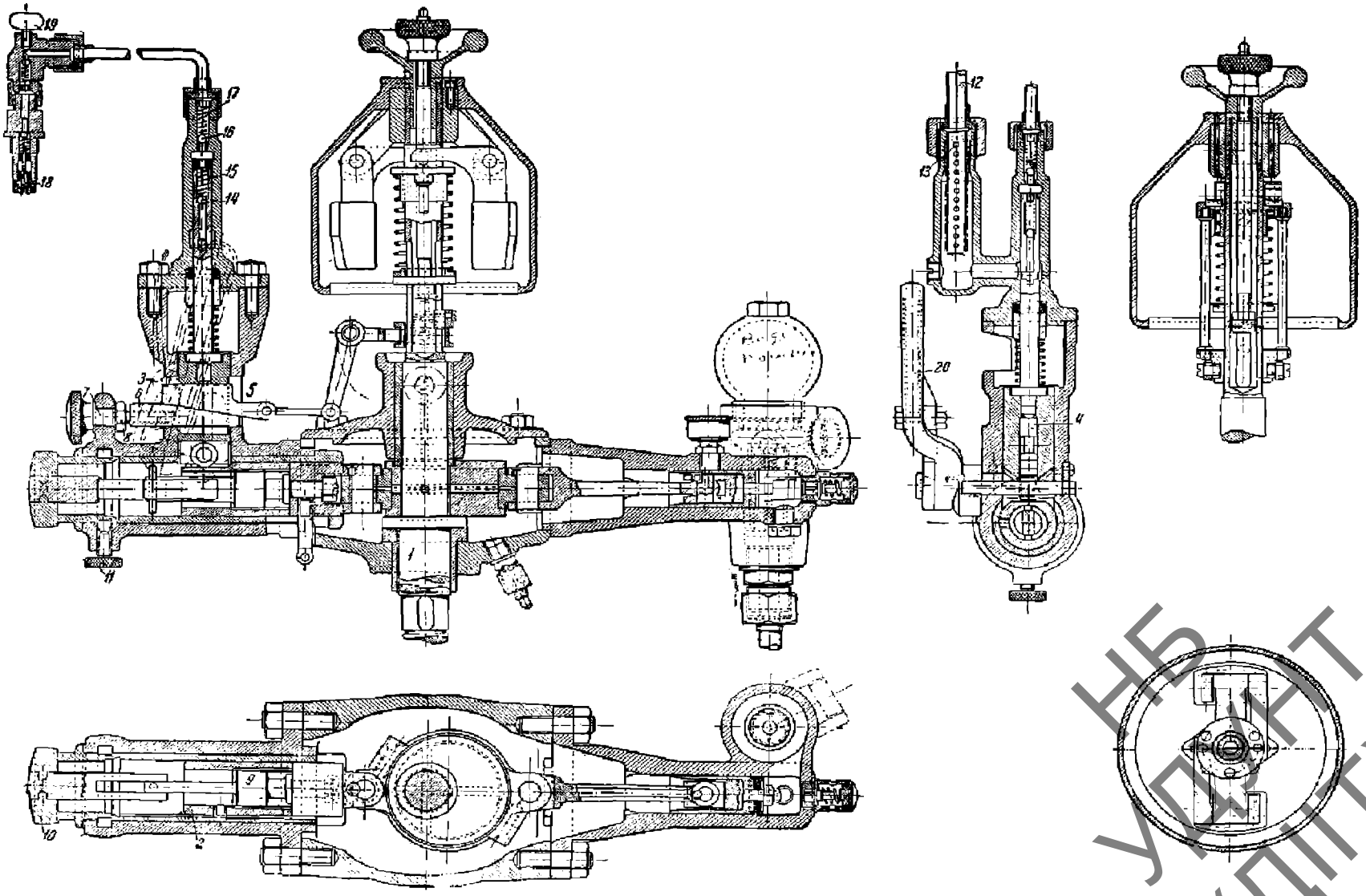


Фиг. 239. Разрез и план двигателя Русь в 50 *л. с.*



Фиг. 240. g — часовой расход топлива; g_e — расход на эффективную силу-час в зависимости от нагрузки двигателя.

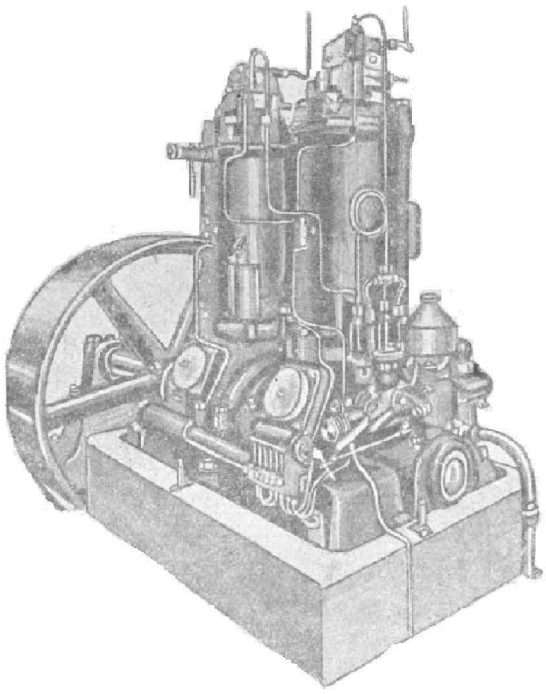
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 241—242. Регулятор, топливный насос и форсунка двигателя „Гамма".

НБ УКМТ (ДПТ)

расход топлива в 365 *г/э. с. ч.* при среднем индикаторном давлении в 2,7 *ат*, 25—30-сильная модель того же завода с прецизионным регулированием дала расход топлива в 250 *г* при нагрузке в 25 *л. с.* согласно графику фиг. 240. По опытам в лаборатории двигателей внутреннего сгорания б. МВТУ двигатель Русь в 10—12 *л. с.* с нормальной кривошипно-камерной продувкой дает коэфициент подачи продувочного насоса до 0,75; при этом количество воздуха, используемого двигателем, составляет 65%.



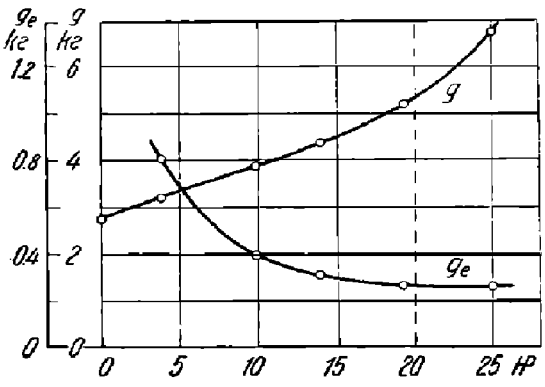
Фиг. 243. Двухцилиндровый вертикальный двигатель „Гамма".

Двигатель Гамма. По общему типу постройки и верхнему расположению калоризатора, охлаждаемого специальной камерой, этот двигатель напоминает вертикальный двигатель Аванс, имея, однако, ряд существенных отличий от последнего. Двигатель снабжен прецизионным регулированием количества подаваемого топлива в зависимости от нагрузки машины и специальным приспособлением для изменения подачи нефти. Это последнее обстоятельство имеет весьма существенное значение для работы машины, позволяя уменьшать количество впрыскиваемой воды, в особенности при больших нагрузках двигателя, путем установки более поздней подачи топлива.

Большое количество подаваемой в цилиндр воды, доходящее до 4 *кг* на 1 *кг* сгоревшего топлива в большинстве прочих систем, не может быть испарено в процессе сжатия ввиду плохого распыливания и испаряется частью в процессе сгорания и расширения, ухудшая тем термическое использование машины, а частью неиспаренное осаждается на рабочих стенках цилиндра и кольцах поршня, смывая смазку и вызывая быстрый износ двигателя. Изменение же момента подачи топлива позволяет резко сократить количество впрыскиваемой воды и тем создать более экономичную и долговечную машину.

На фиг. 241-242 представлен в трех проекциях разрез через регуляторную систему и топливный насос с приспособлением для изменения момента подачи топлива в форсунку. Регуляторный вертикальный вал *1* получает свое движение от главного вала через пару конических шестерен и приводит в движение помощью эксцентрика водяную помпу для охлаждения двигателя и нефтяной насос. Эксцентрик приводит в горизонтально-колебательное движение втулку *2*, имеющую лыску на части своей длины, о которую опирается ролик толкателя *3* и плунжера *4* нефтяного насоса. При движении втулки по направлению к ролику последний наскакивает на имеющийся на втулке подъем, чем приводит в движение нефтяной насос. Регулятор воздействует на клин *5*, опирающийся на неподвижный клин *6*, устанавливаемый вручную помощью установительного винта *7* и контргайки *8* при первоначальном отрегулировании машины. Оба клина во время движения толкателя и плунжера насоса остаются в покое и ограничивают в зависимости от нагрузки полезный ход насоса. Для регулирования момента подачи топлива относительное положение втулки *2* и эксцентрика может быть изменено помощью

НБ ЭНИН (ДГТУ)



Фиг. 244. g — часовой расход топлива; g_e — расход на эффективную силу-час.

винтовой пары *9*, приводимой в движение от руки установительной головкой *10*. При ввинчивании эксцентриковой тяги *9* во втулку *2* увеличивается предварение впуска нефти. Для определенной нагрузки положение установительной головки фиксируется установительным винтом. Подвод нефти к насосу производится по трубке *12* через фильтр *13*, и нефть попадает в насос через сверление в плунжере, в конце которого смонтирован всасывающий клапан (шарик) *14*, прижатый к своему седлу слабой пружиной *15*. Над ним в корпусе насоса расположен нагнетательный клапан (шарик) *16*, прижатый к седлу пружиной *17*. Отсюда нефть направляется в форсунку, имеющую два обратных шариковых клапана. Форсунка снабжена внитовым распылителем *18* перед диафрагмой. Сверху размещен стопорный винт *19* для спуска воздуха, могущего попасть в нефтяной трубопровод. Для ручной подкачки нефти при пуске двигателя в ход и остановки его имеется рукоятка *20*.

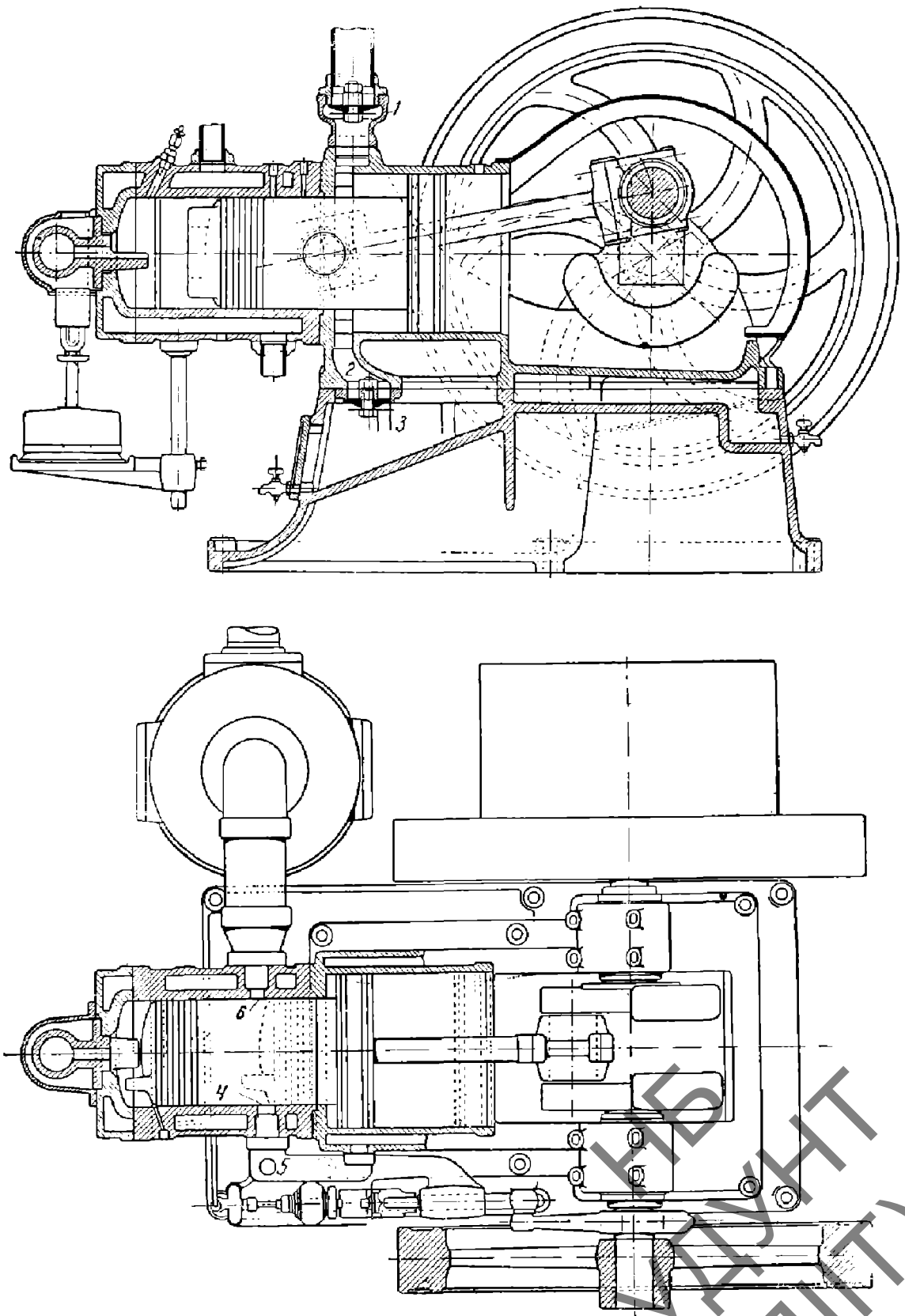
На фиг. 243 представлен внешний вид двухцилиндрового двигателя Гамма. Как видно из рисунка, двигатель снабжен двумя рядом стоящими нефтяными насосами, подача нефти которыми устанавливается от общего регулятора при помощи связанных между собой клиньев по вышеописанной конструктивной схеме с тем, однако, изменением, что оба толкателя насосов опираются на две втулки, посаженные на правую и левую резьбу по отношению к механизму, устанавливающему момент подачи топлива, и имеющие срезы, направленные в разные стороны, согласно расположению кривошипов под углом 180°. Таким образом момент подачи топлива устанавливается одновременно для обоих цилиндров. На диаграмме (фиг. 244) даны кривые расхода топлива вертикального двигателя Гамма в 20 *л. с.*, испытанного автором. При нормальной нагрузке расход нефти получился равным 260 *г/э. с. ч.* Двигатель легко выдерживал продолжительную перегрузку на 25%, причем расход топлива поднялся лишь до 275 *г/э. с. ч.* Для более мощных двигателей расход нефти падает до 240—230 *г/э. с. ч.*

Двигатель Мунктель. На фиг. 245 представлен нефтяной двухтактный двигатель Мунктель.

Недостатком двухтактных двигателей типа Аванс с кривошипно-камерной продувкой является неудовлетворительное протекание этого процесса; это объясняется тем, что кривошипная камера, служащая воздушным насосом, теоретически может дать количество воздуха лишь в размере объема рабочего цилиндра. Учитывая, что коэфициент подачи кривошипно-камерного насоса с его неизбежно большим вредным пространством в практически исполненных моделях не превосходит 0,75 как вследствие указанной причины, так и вследствие сопротивлений в клапанах и нагрева воздуха о горячие части двигателя, в особенности поршня, необходимо признать, что количество продувочного воздуха недостаточно для продувки двигателя и очищения его от сгоревших газов. Для полной продувки в зависимости от конструкции двигателя объем продувочного воздуха должен быть взят с избытком.

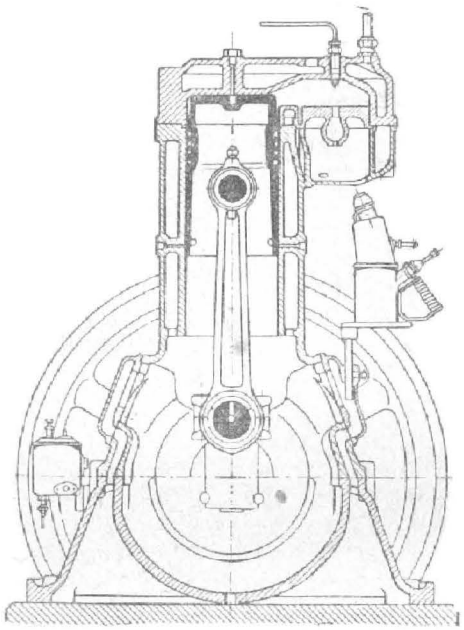
Для получения необходимого количества продувочного воздуха в двигателе Мунктель более ранних моделей применяется диференциальный поршень; кольцевое пространство, образуемое им и рабочим цилиндром, является продувочным насосом. Воздух засасывается через самодействующий клапан *1* и нагнетается через канал *2* и нагнетательный клапан в ресивер *3*, образуемый рамой машины. Когда поршень открывает продувочное окно *4*, сжатый воздух из ресивера устремляется через канал *5* в рабочий цилиндр и выгоняет сгоревшие газы через выхлопное

НБ УДУНТ (ДПТ)

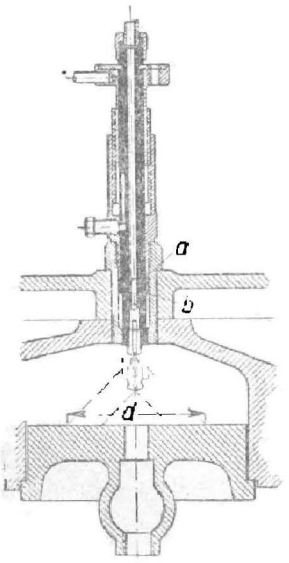


Фиг. 245. Двигатель Мукктель.

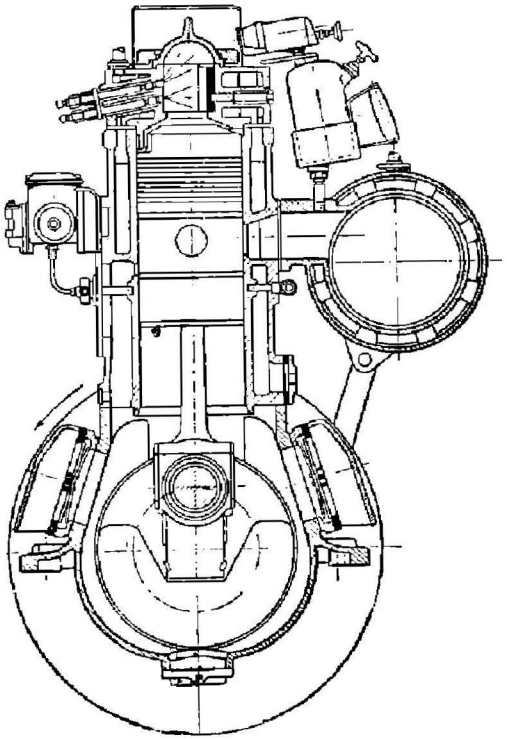
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 246. Разрез двигателя Климакс.



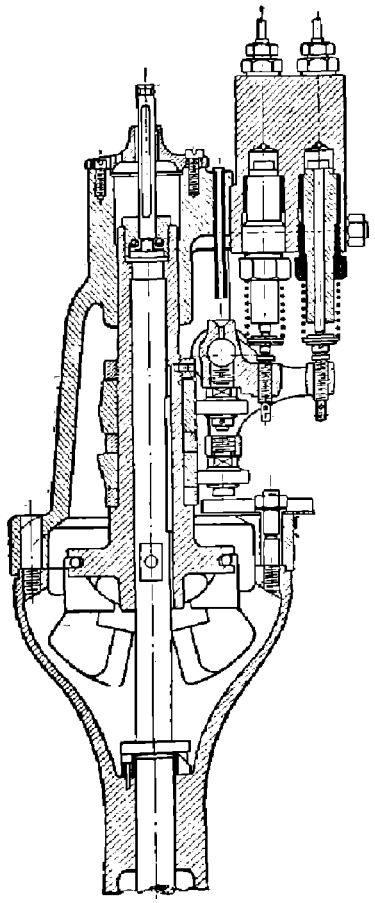
Фиг. 247. Форсунка двигателя Климакс.



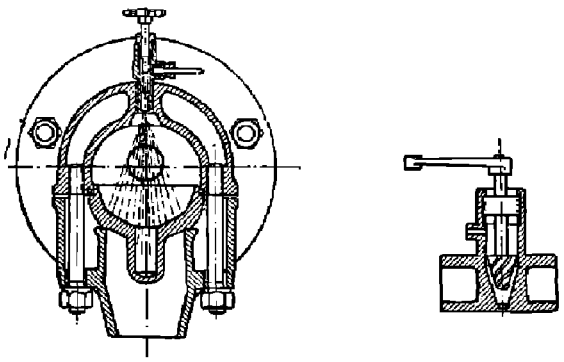
Фиг. 248. Двигатель завода Дейтц.

окно. *6*. Избыток воздуха для продувки мелких типов двигателей берется в 15% рабочего объема цилиндра. При таком избытке продувочного воздуха максимальное среднее индикаторное давление равно 4,5 *ат*. Расход топлива, однако, для этого типа двигателей получился чрезмерно большим — 0,5 *кг/э. с. ч.* Объясняется это неудачной конструкцией камеры сгорания, получающейся частью в калоризаторе, частью между поршнем и днищем цилиндра. Соединение цилиндра с калоризатором помощью узкой горловины не позволяет продувочному воздуху очистить калоризатор от продуктов сгорания, и главная часть впрыскиваемого топлива, отраженная языком калоризатора, попадает в его внутреннюю полость, заполненную большим количеством остаточных газов. Пространство сгорания, образуемое поршнем и днищем цилиндра, представляет узкую цилиндрическую щель, перерезанную языком калоризатора, так что весь воздух, находящийся под языком, не может быть захвачен форсункой. Таким образом в то время как большая часть рабочего воздуха находится в цилиндрической щели, большая часть топлива устремляется в калоризатор и, не встречая там нужного для сгорания воздуха, неполностью используется двигателем.

НВТ УНИТ (ДГТ)



Фиг. 249. Насос двигателя Дейтца.



Фиг. 250. Головка двигателя „Бульдог".

Двигатель Климакс. Вертикальный двигатель Климакс имеет камеру сгорания, смещенную горизонтально от оси цилиндра, охлаждаемую сверху и снабженную снизу грушевидным калоризатором, над которым вертикально расположена форсунка.

При изменении нагрузки наконечник форсунки может быть перемещен с помощью ручного управления на разное расстояние от устья калоризатора (фиг. 246 и 247).

С увеличением нагрузки форсунка отодвигается от калоризатора, что уменьшает количество топлива, попадающего в более горячую грушевидную полость и, следовательно, позволяет регулировать момент вспышки.

Выбранная же форма камеры сгорания позволяет получить хорошее завихривание смеси благодаря полному вытеснению последней из рабочей полости цилиндра в верхней мертвой точке, так что перетекание смеси происходит с большей скоростью, способствующей завихрению.

Двигатель Дейтц. Изображенный на фиг. 248 двигатель завода Дейтц также обходится без впрыскивания воды в цилиндр, регулирование же момента вспышки производится за счет работы двух форсунок, работающих от отдельных плунжеров топливного насоса. Струя топлива верхней форсунки направлена на поверхность калоризатора, в то время как нижняя форсунка направляет струю на охлаждаемую поверхность.

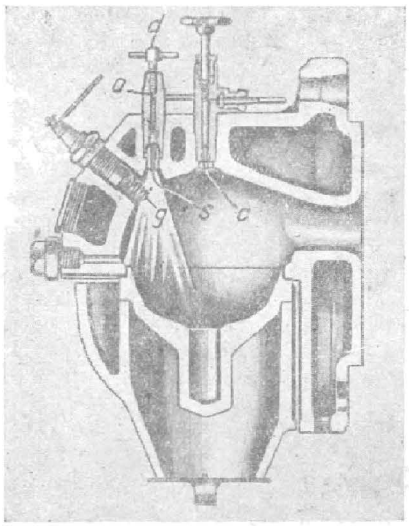
Кулачные шайбы насоса, изображенного на фиг. 249, могут перемещаться регулятором по валу последнего, с которым они и вращаются.

Профили кулаков выбраны такими, что с изменением нагрузки изменяется помимо общего количества топлива также и распределение его по форсункам; при холостом ходе и малых нагрузках работает, главным образом, верхняя форсунка, в чем больше нагрузка двигателя, тем большая часть топлива приходится на долю нижней форсунки.

Данное устройство отличается полной автоматичностью регулирования при любых колебаниях нагрузки, что, несмотря на сложность конструкции, является большим успехом в развитии калоризаторных двигателей. В остальном двигатель почти не отличается от обычных конструкций.

Двухтактный нефтяной двигатель „Бульдог" с калоризаторной головкой. Двигатель „Бульдог" системы Ланц представляет двухтактный агрегат с кривошипно-камерной продувкой и калоризаторной головкой без впрыска воды в рабочую

НТБ УНИТ (ДПТ)



Фиг. 251. Головка двигателя „Бульдог". Продольный разрез.

камеру. Головка двигателя в первоначальном выполнении представлена на фиг. 250, из которой видно, что калоризатор имеет полый насадок, в котором происходит сгорание вводимого топлива и который поддерживает температуру головки, достаточную для работы двигателя на холостом ходу.

Топливо вводится в головку через форсунку, распылитель которой поворотом рукоятки может перемещаться в осевом направлении и тем самым изменять угол распыливания.

Коэфициент подачи кривошипной камеры на холостом ходу достигает 64%, а на полной нагрузке — 48%, что нужно признать очень низким.

Избытки воздуха следующие:

При полной нагрузке $\alpha = 1{,}5$
„ нормальной „ $\alpha = 2{,}3$
На холостом ходу $\alpha = 7 \div 8$

Расход топлива 270 *г/л. с. ч.*

В настоящее время фирма Ланц выполняет машину в 28 *л. с.* для тракторов с электрическим пусковым запалом, питаемым от особой аккумуляторной батареи. На следующей фиг. 251 электрический запал обозначен буквой *g*.

Для более легкого пуска служит особая форсунка *s*; после того как мотор достигает состояния нормальной рабочей температуры, воспламенительная форсунка выключается, и начинает работать главная форсунка *c*.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

КОМПРЕССОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ КОМПРЕССОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ

Свое окончательное конструктивное оформление двигатель Дизеля получил к концу прошлого столетия в результате упорной многолетней работы двух заводов: Аугсбургского машиностроительного завода и завода Крупп. Конструкция, разработанная ими, являлась образцом, с которого все остальные заводы путем незначительных переделок выполняли свои модели. Так, подготовка сжатого воздуха отдельным компрессором и его конструкция, регулировка топливного насоса, пуск в ход двигателя, расположение клапанов, тип смазки, А-образная станина для вертикальных двигателей, конструкция цилиндра и крышки, конструкция форсунки оставлены во всех дизелях, строящихся разными заводами, почти без существенных изменений. В зависимости от промышленного задания, как-то: размера помещения, условий грунта, условий обслуживания, мощности машины, числа рабочих часов ее и т. д., двигатель Дизеля осуществляется быстроходным или тихоходным, вертикальной или горизонтальной конструкции, одно- или многоцилиндровым, простого или двойного действия. Для многоцилиндровых вертикальных машин расположение может быть в ряд путем монтажа нескольких А-образных станин, поставленных на общую основную плиту, в которой расположен коленчатый вал, или же путем монтажа соответствующего числа цилиндров через картерную станину на ту же плиту. Горизонтальный тип машины в многоцилиндровом выполнении встречается с расположением в ряд или друг за другом типа тандем. Все указанные разновидности осуществляются как по четырех-, так и по двухтактному циклу, причем для последних типов предвиден специальный продувочный насос.

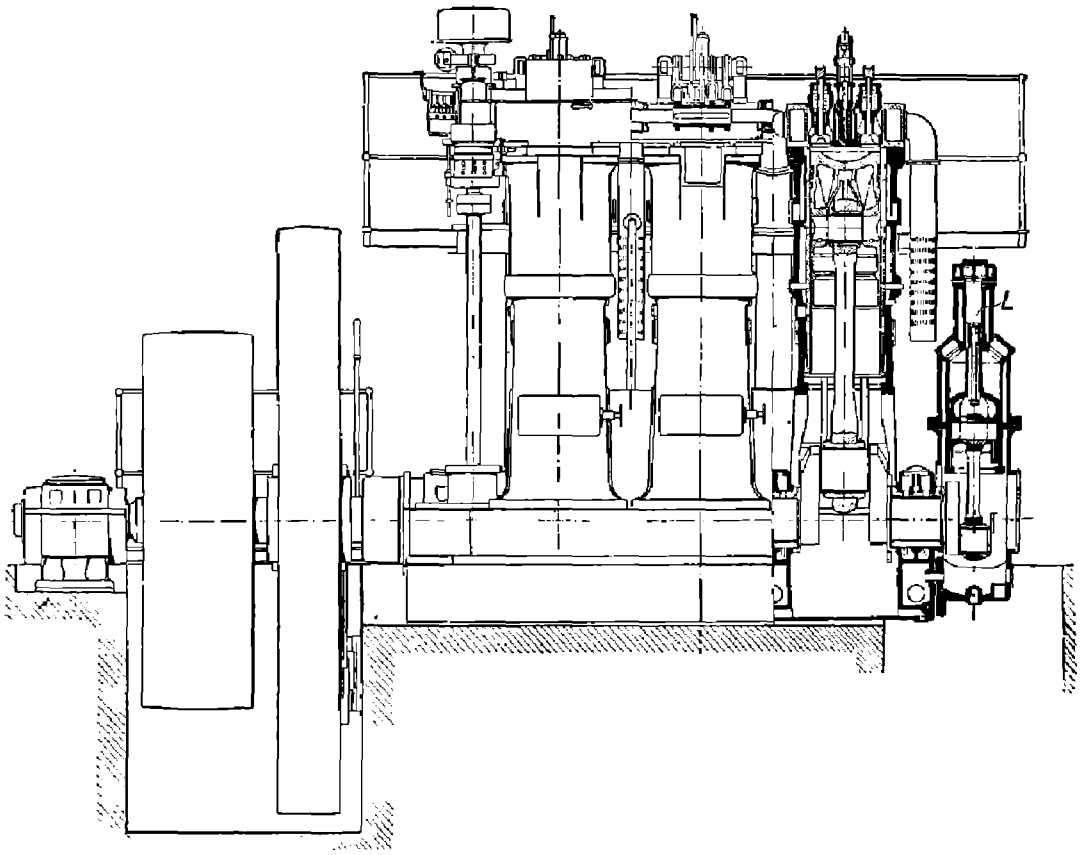
Желание обойти патент Дизеля породило целый ряд мелких отклонений от основной конструкции, сводящихся, главным образом, к методам подачи топлива, его распыливании и подготовки сжатого воздуха. Сюда относятся патенты Литценмейера — с его открытой форсункой, Тринклера — со специальным поршеньком для пневматического распыливания топлива, расположенным в крышке цилиндра, Бронса — с его внутренней чашечкой для предварительной вспышки, служащей для дальнейшего распыливания главной массы топлива, и др.

Разработанные отдельными фирмами бескомпрессорные дизели с механическим распыливанием топлива получили всеобщее признание как для применения их в стационарных промышленных установках, так и для транспортирующих машин, в особенности для речного и морского судоходства. Весьма существенный вопрос о применении двигателя Дизеля для железнодорожной тяги обещает дать громадную экономию эксплоатационных средств при удачном разрешении этой проблемы.

Перейдем теперь к описанию типовой конструкции двигателя Дизеля, как он был создан Аугсбургским машиностроительным заводом.

Двигатель имеет вертикальную конструкцию (фиг. 252). На основной плите

НБ УГЛТУ (ДИТ)



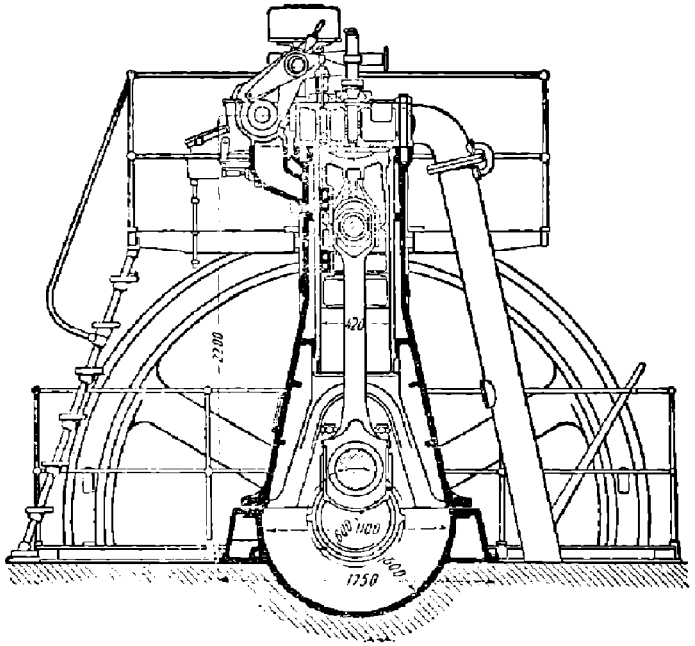
Фиг. 252. Двигатель Дизеля завода МАН.

в плоскости вращения кривошипов монтируются А-образные станины, отлитые в одно целое с водяными охлаждающими рубашками. Рабочую поверхность цилиндра составляет запрессованная в станину чугунная втулка. Коленчатый вал расположен внизу и опирается на подшипники, нижняя часть которых отлита в одно целое с основной плитой. Кривошипный механизм выполнен без направляющих, и боковые усилия от конечной длины шатуна передаются поршнем непосредственно на цилиндр. На станине сбоку укреплен двухступенчатый компрессор *L*, обеспечивающий двигатель сжатым воздухом, необходимым для распыливания топлива и пуска его в ход. Распределительный вал укреплен на станине на уровне крышки и получает вращение с числом оборотов вдвое меньшим, чем коренной вал, помощью двух пар винтовых шестерен через вертикальный промежуточный вал, на котором смонтирован регулятор.

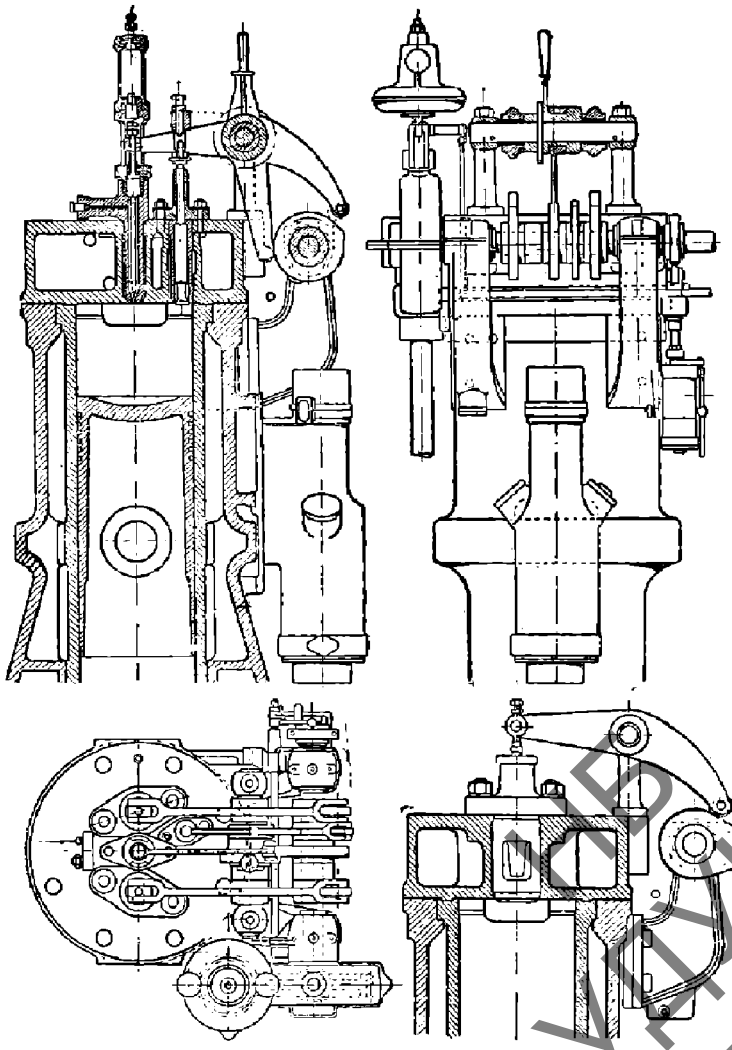
На фиг. 253 даны цилиндр и крышка двигателя со всеми клапанами и распределительными органами.

Все клапаны расположены в крышке цилиндра; в центре находится форсунка, являющаяся органом, распыливающим жидкое топливо помощью сжатого воздуха. По бокам форсунки находятся клапаны; всасывающий — для рабочего воздуха и выхлопной — для отработавшего газа, а также пусковой клапан. Все клапаны работают от кулачных шайб, сидящих на распределительном валу. Два рычага — пусковой и форсуночный — посажены на эксцентрике таким образом, что по желанию могут быть включены или пусковой рычаг *e* (фиг. 254, схема *I*), или форсуночный — *c* (схема *II*), или выключены оба рычага, что соответствует остановке двигателя. При пуске машины в ход включают при помощи рукоятки пусковой клапан, через ко-

УДХТ НБ (ДГТ)

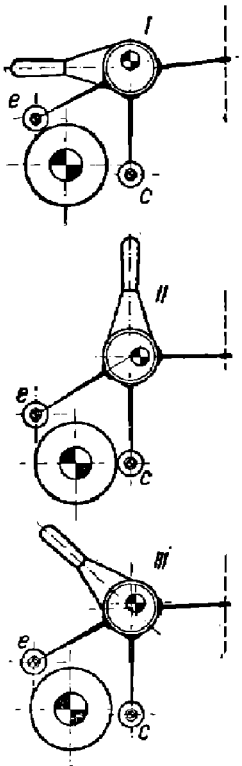


Фиг. 252а. Поперечный разрез двигателя Дизеля завода МАН.



Фиг. 253. Разрез и вид по цилиндру и головке двигателя Дизеля.

УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 254. Различные положения пусковой рукоятки.

торый сжатый предварительно компрессором воздух поступает в цилиндр и приводит в действие машину. После нескольких оборотов пусковой клапан выключается, и обратным поворотом рукоятки включается форсуночный.

Двигатель работает по четырехтактному циклу: при первом ходе поршня вниз засасывается чистый воздух, который при обратном ходе сжимается до 30 — 34 *ат*. За 8 — 9° до верхней мертвой точки открывается игла для распыливающего воздуха, и поданное несколько раньше топливо вдувается в цилиндр, распыливается и воспламеняется от соприкосновения со сжатым горячим воздухом. Подъем иглы и время открытия (40 — 50°) остаются постоянными при всяких нагрузках. Когда поршень идет вниз (3-й такт), происходит сгорание и расширение газов и за последний ход поршня вверх (4-й такт) — выталкивание продуктов сгорания.

Современные машины снабжаются компрессорами двух- или трехступенчатыми, засасывающими воздух непосредственно из машинного здания. Размеры компрессора, который делается обычно двухступенчатым, должны быть достаточны для подачи необходимого количества воздуха. В малых двигателях объем ступени низкого давления берется около 1/15 объема цилиндра, в больших — около 1/20.

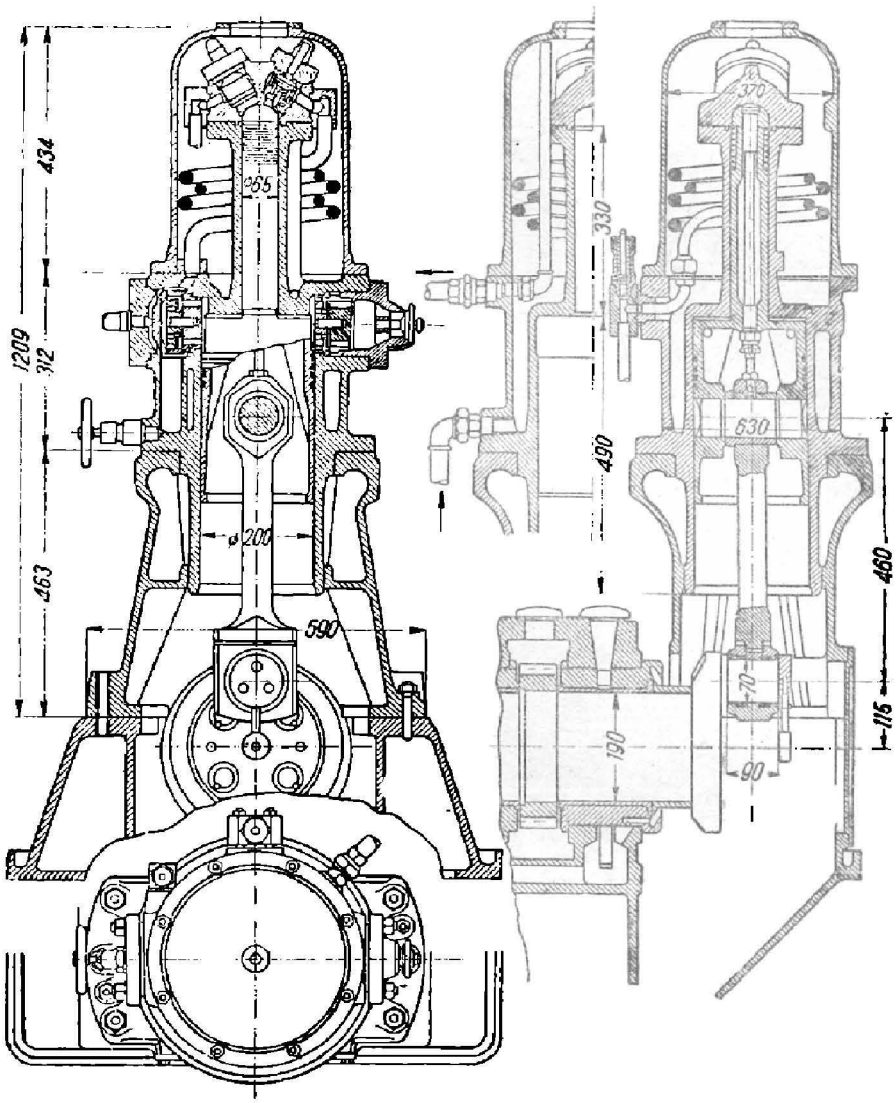
Компрессор старинной стационарной машины выполняется обычно в виде отдельного агрегата, монтируемого на конце машины в линию с рабочими цилиндрами с приводом от особого кривошипа коренного вала.

Для избежания опасных взрывов увлекаемых паров масла и облегчения условий работы клапанов, а также для уменьшения работы сжатия воздух после каждой ступени интенсивно охлаждается в особых холодильниках.

Двухступенчатый компрессор трехцилиндрового двигателя с размерами цилиндра $p = 320$ *мм* и $s = 500$ *мм* при $n = 250$ об/мин представлен на фиг. 255. Клапаны обеих ступеней сделаны пластинчатыми. Холодильники обеих ступеней выполнены в виде змеевиков, охватывающих цилиндр высокого давления, и помещены в просторной рубашке этой ступени. Количество воздуха, подаваемого компрессором, регулируется дросселированием проходного сечения перед всасывающим клапаном низкой ступени при помощи маховичка, видного на левой фигуре. Часто холодильники выделяются в особые горшки, монтируемые отдельно.

Как видно, цилиндр двигателя делается со вставной отлитой отдельно втулкой, которая при нагревании во время работы удлиняется вниз, и температурные деформации, таким образом, не опасны. Кроме того, это дает возможность применять для цилиндра и рубашки разные материалы соответственно предъявляемым к ним требованиям. Охлаждающая вода подводится снизу в рубашку двигателя, затем через перепускной канал в крышку цилиндра, откуда отводится через верхний фланец. Диаметр поршня вверху несколько уменьшен, чтобы избежать возможности заклинивания при сильном нагреве (зазор 1 — 2%). Крышка, в которой расположены клапаны, сделана довольно высокой как из соображения прочности, так и из-за могущих возникнуть температурных деформаций, а также для более удобного размещения впускного и выпускного каналов.

Форсунка дизеля состоит из медной трубки, через которую проходит стальная игла. На трубке насажены кольца с отверстиями, просверленными так, что на четных кольцах они расположены по периферии, а на нечетных — внутри. Кольца покоятся на медном конусе, по образующим которого нанесены продольные канавки (фиг. 256). Подаваемое топливо ложится на эти кольца и при вдувании распыливающего воздуха, когда игла поднимается, устремляется через отверстия по



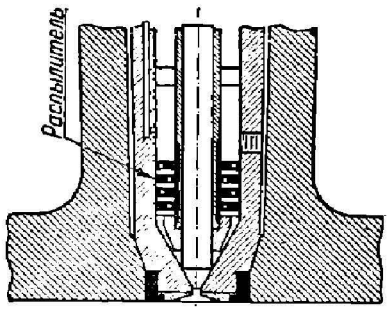
Фиг. 255. Двухступенчатый компрессор.

синусоидальным линиям, струи пересекаются под углом и интенсивно распыливаются. Игла форсунки прижата к седлу сильной пружиной, рассчитанной на давление в 100 *am*, чем обеспечивается плотное прилегание ее к седлу.

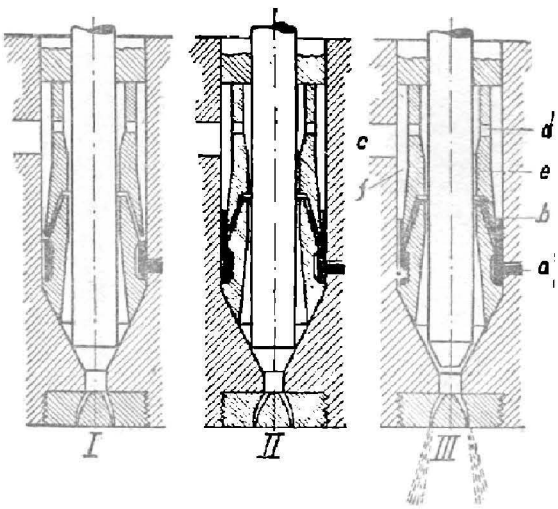
Регулирование производится изменением количества подаваемого топлива, количество же рабочего воздуха, подъем и время открытия иглы остаются постоянными при всякой нагрузке. Таким образом меняется состав смеси.

Кроме нормальной форсунки, полный разрез которой дан на фиг. 257, а пластины и распыливающий конус приведены детально на фиг. 258, широкое применение, имеют форсунки с так называемым щелевым распылителем, впервые введенным в практику дизелестроения шведским инж. Гессельманом. Принцип действия форсунки Гессельмана можно себе уяснить по фиг. 259; перед подачей свежей порции оставшееся от предыдущей вспышки топливо покоится в кольцевом пространстве согласно схеме I. Свежеподанная порция топлива, поступившая через канал *a*, располагается согласно схеме II. Статическое давление распыливающего воздуха передается через кольцевое пространство *f* на уровень топлива; протекающий же

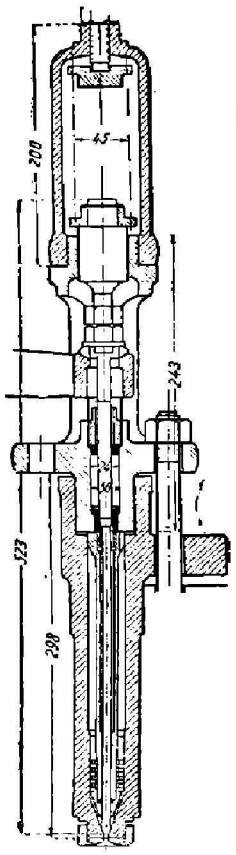
УГЛТУ (ДГП)



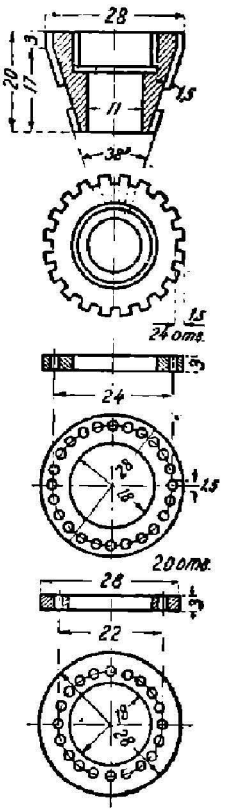
Фиг. 256. Форсунка Дизеля.



Фиг. 259. Форсунка Гессельмана.



Фиг. 257. Разрез форсунки с пластинчатым распылителем.



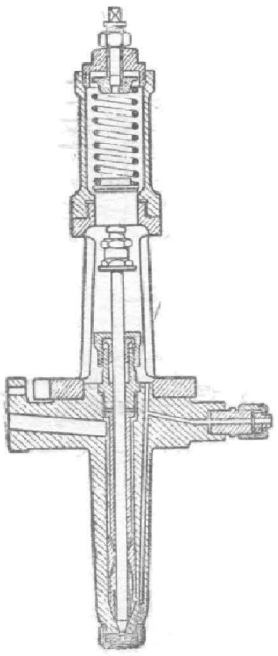
Фиг. 258. Пластины и распыливающий конус.

во время открытия иглы с большой скоростью через форсунку воздух через окна *d* по кольцевому пространству *e* имеет в наиболее узком сечении пониженное давление, за счет которого топливо поднимается по каналам *b*, примешиваясь к воздуху и подвергаясь за счет большой относительной скорости мелкому распыливанию.

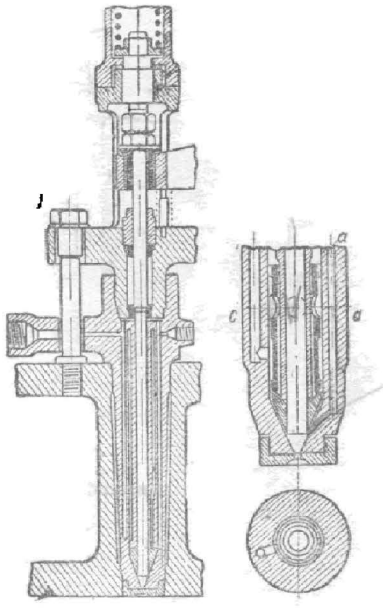
Разрез через форсунку Гессельмана приведен на фиг. 260.

Из новейших конструкций форсунок с щелевым распыливанием здесь приведена на фиг. 261 форсунка конструкции фирмы МАН. Данная форсунка интересна также тем, что она приспособлена для работы на трудносжигаемой каменноугольной смоле при помощи введения в цилиндр с первыми порциями распыливаемого воздуха небольшого количества запального топлива, в качестве которого применяется газовое масло, соляровое масло и другое высококачественное легковоспламеняющееся топливо. Запальное топливо подводится по сверлению *a* в корпусе форсунки непосредственно к седлу нижнего конуса, в то время как основное топливо подается к распылителю через отверстия на уровне сечения *cd*. В нижней части гильзы распылителя сделан поясок, расстояние между которым и стенкой корпуса образует щель, через которую должно пройти топливо, чтобы смешаться с распыливающим воздухом. Последний же может пройти внутрь гильзы и выйти под конусом через узкую наклонную щель. При проходе через эту щель за счет получающейся скорости вызывается понижение давления. Давящее сверху полное статическое давление воздуха проталкивает топливо через щель между пояском гильзы и кор-

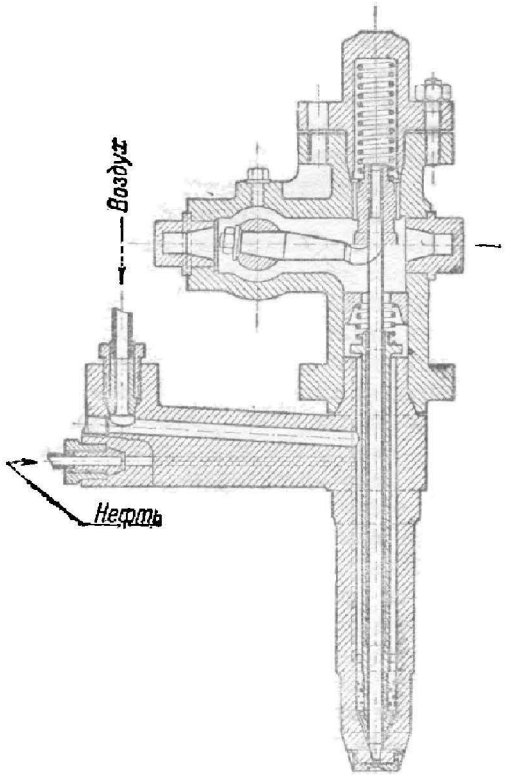
НБ УГНТУ (ДГТ)



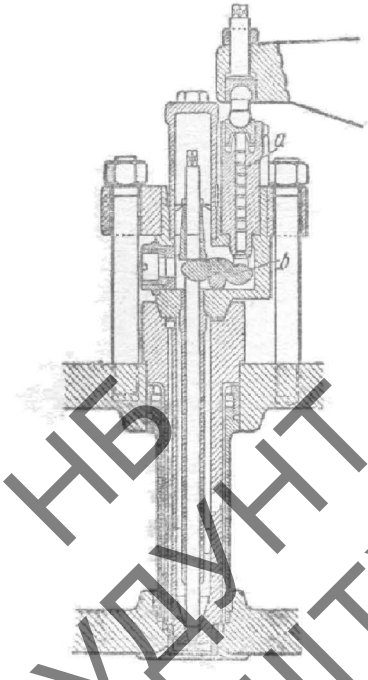
Фиг. 260. Разрез форсунки Гессельмана.



Фиг. 261. Форсунка завода МАН со щелевым распыливанием.

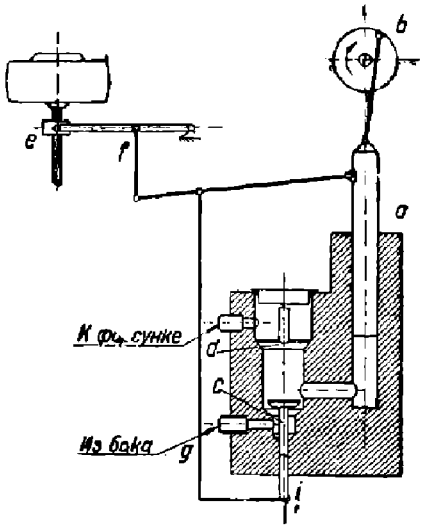


Фиг. 262. Форсунка завода Зульцер.

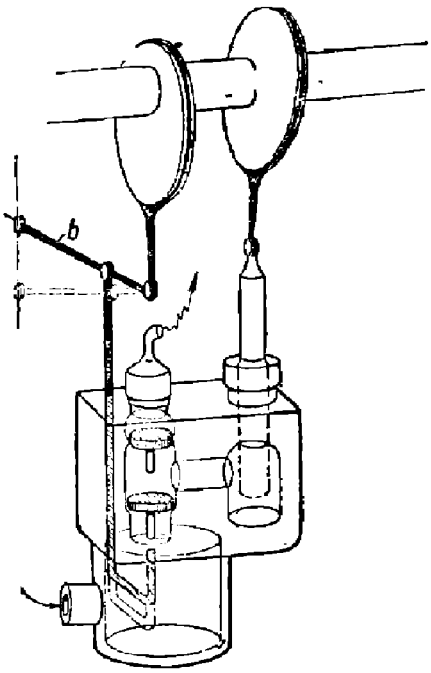


Фиг. 263. Форсунка завода Този.

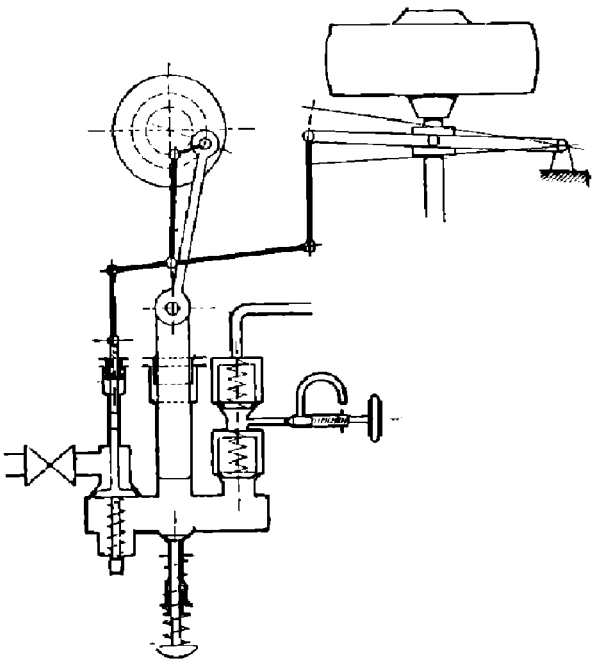
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фиг. 264. Схема топливного насоса Дизеля.



Фиг. 266. Схема топливного насоса Дизеля.

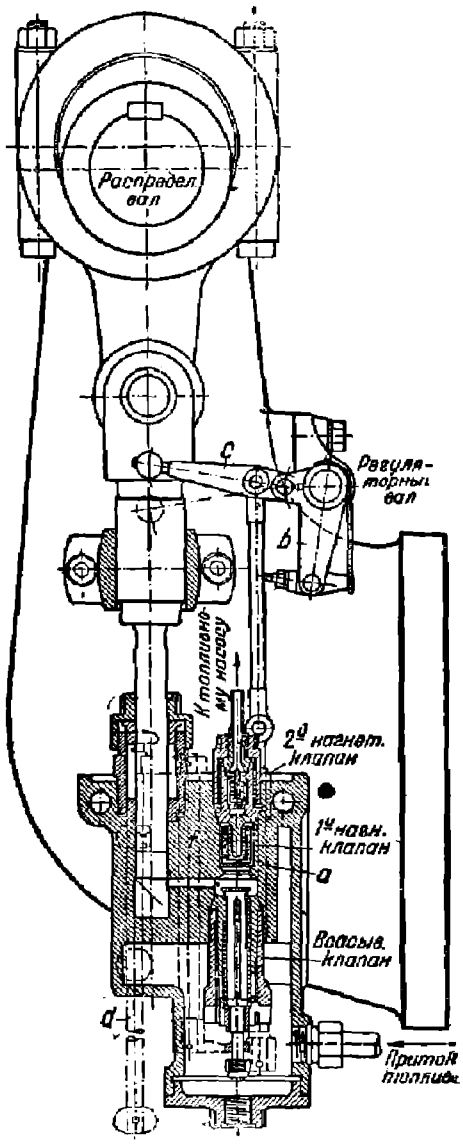


Фиг. 265. Схема топливного насоса Дизеля.

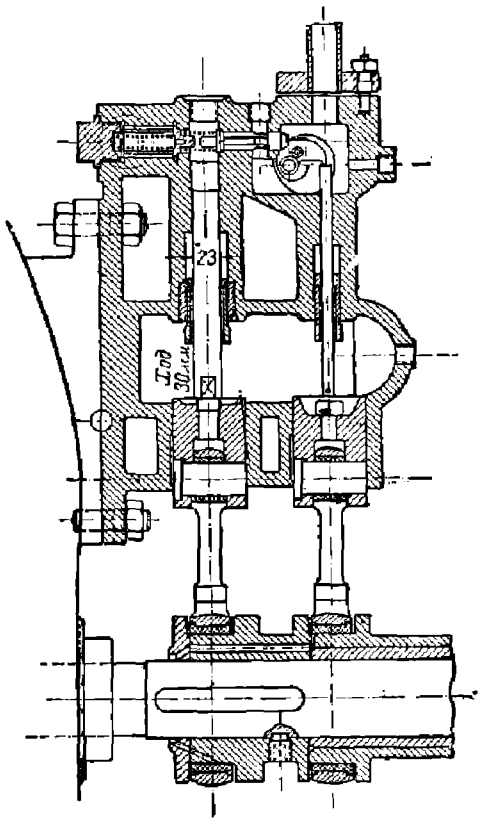
пусом, топливо смешивается с воздухом в месте, где последний имеет максимальную скорость, распыливается и через конус попадает в цилиндр.

Все разобранные выше форсунки имеют иглу, выходящую из корпуса в атмосферу, и требуют потому весьма тщательного уплотнения в месте выхода иглы. Вместе с тем уплотнение не должно затруднять движение иглы, так как заедание ее может служить причиной весьма тяжелых аварий. В качестве уплотнения в настоящее время применяется металлическая набивка из специальных мягких сплавов. Хорошо набитый сальник должен обеспечивать полную герметичность места выхода иглы и вместе с тем допускать настолько свободное движение иглы, что поднятая игла должна плавно опуститься на свое седло под влиянием собственного веса. Некоторые заводы считают наличие сальника с осевым движением в нем иглы одним из наиболее нежелательных элементов форсунки. Поэтому появилось несколько конструкций форсунок, в которых эти сальники отсутствуют. К таким конструкциям относятся форсунки завода бр. Зульцер (фиг. 262), в которых сальник перенесен на ось горизонтального валика, несущего рычаг, поднимающий иглу с заменой осевого перемещения уплотняемого стержня вращением его, и форсунка завода Този (фиг. 263), в которой сальник совсем отсутствует. В последней конструкции движение от рычага передается игле через толкатель *a* и качающийся рычаг *b*. Нижняя часть толкателя *a* развита в небольшой клапан, уплотняющий внутреннюю полость форсунки в то время, когда игла сидит на своем седле. В момент же распыливания, когда игла поднята со своего седла, достаточным уплотнением служат лабиринтные заточки на стержне толкателя.

НТБ УГТУ (ДИП)



Фиг. 267. Конструктивное оформление топливного насоса Дизеля.



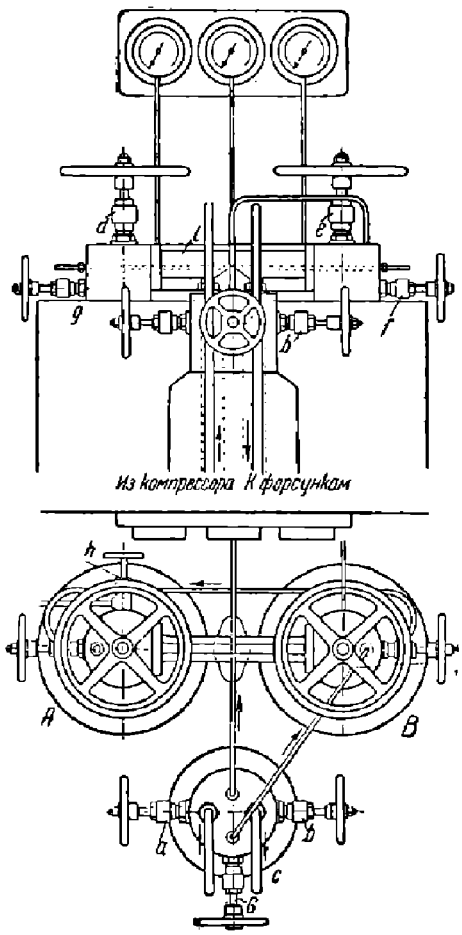
Фиг. 268. Нефтяной насос Зульцера.

Топливные насосы. На фиг. 264 дана схема топливного насоса Дизеля. Самый процесс регулирования осуществляется следующим образом: плунжер *a*, работающий от эксцентрика или пальца *b* на распределительном валу, имеет все время один и тот же размах. При подъеме плунжера *a* топливо присасывается через клапан *c*, при опускании же оно нагнетается через клапан *d*. Нагнетание начинается с того момента, когда клапан *c* сядет на седло. При возрастании числа оборотов регуляторная муфта *e* поднимается, тянет связанные с ней рычаги *f* и *g*, благодаря чему выступ *i* рычага *g* упирается в клапан *c* и не дает ему сесть на седло, пока плунжер *a*, опускаясь, не отведет рычаг *g*. Чем больше число оборотов, тем выше поднимается муфта *e*, тем дольше будет открыт клапан *c*, и следовательно, тем больше топлива возвратится через него в резервуар.

На фиг. 265 представлена схема регулирования топливного насоса с самостоятельным приводом рычага, поддерживающего всасывающий клапан. На фиг. 266 — схема такого же регулирования насоса помощью самостоятельного эксцентрика, воздействующего на всасывающий клапан независимо от главного эксцентрика, приводящего в движение плунжер. Регулятор воздействует на положение рычага *b*, чем влияет на момент посадки всасывающего клапана.

Топливные насосы почти без исключения регулируются на начало подачи,

НБ УлГТУ (ДИТ)



Фиг. 269. Воздушные баллоны.

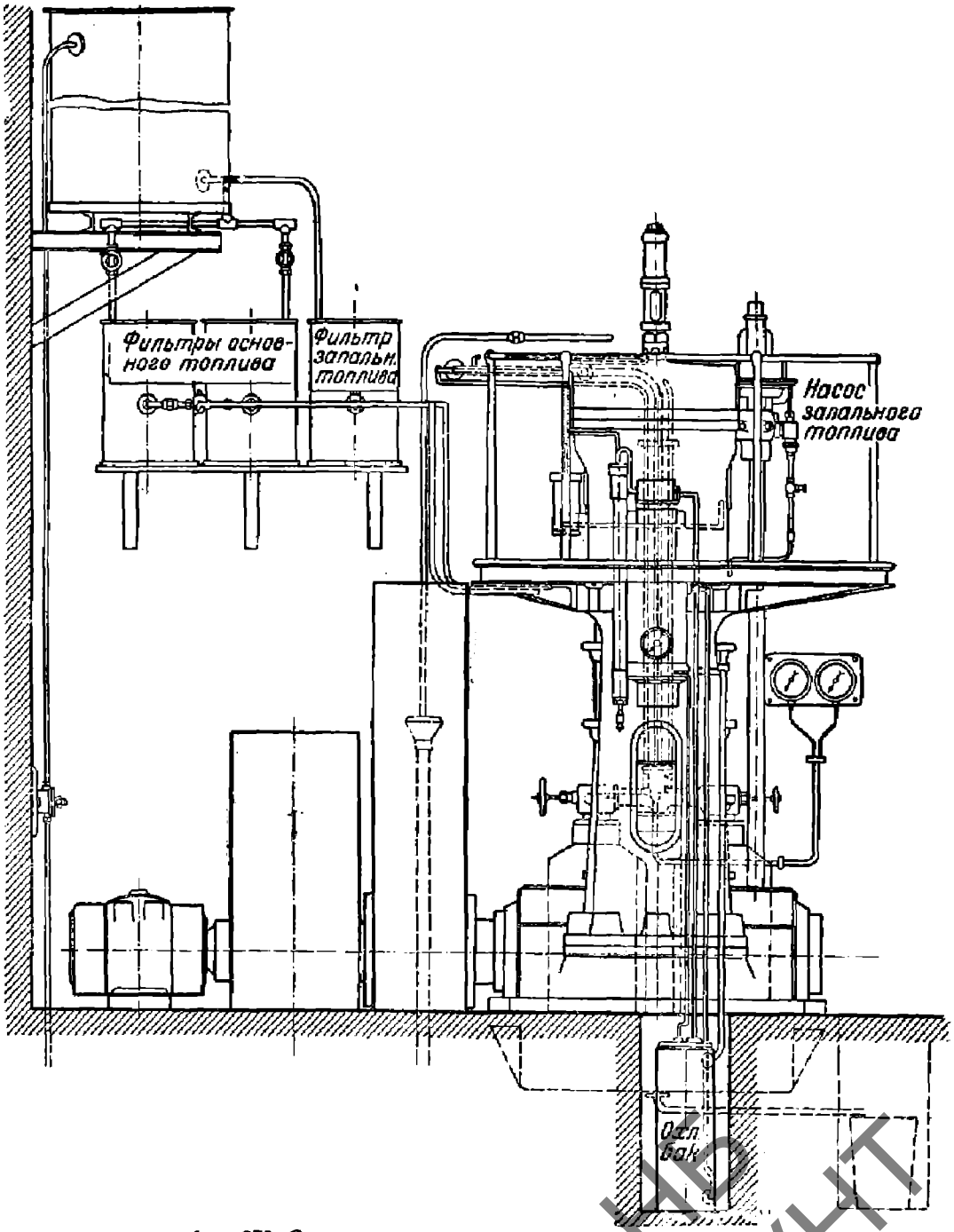
Каждый цилиндр обычно имеет отдельный плунжер, нередко все плунжеры работают в одном корпусе насоса, образуя многоскальчатый насос, причем широкий интервал времени, располагаемый для подачи топлива в форсунки, позволяет давать всем или нескольким цилиндрам синхронное движение от общей подвижной траверсы, связанной с одним эксцентриком. Движение для плунжера берется либо от распределительного вала, либо от промежуточного вертикального. В последнем случае на каждый рабочий цикл обычно приходится два нагнетательных хода плунжера. Осуществлявшаяся многими заводами конструкция топливного насоса представлена на фиг. 267.

Работа насоса полностью соответствует схеме фиг. 264. Регуляторный вал, вращаемый регулятором, смещает левый шарнир ломаного рычага *b*, меняя тем положение по высоте точки вращения рычага *c*, передающего движение тяге *a* отсекателя и смещая момент посадки всасывающего клапана. Для выключения насоса при остановке двигателя служит вычерченная пунктиром рукоятка *d*, которая удерживает всасывающий клапан в поднятом положении при помощи тяги *f* и ушка, охватывающего штифт отсекателя. В многоцилиндровых машинах часто все плунжеры работают в одном корпусе, благодаря чему упрощается механизм привода насоса.

При работе от промежуточного вертикального валика насосу придается горизонтальная конструкция по схеме на фиг. 268. Изменение момента посадки всасывающего клапана достигается либо перемещением оси качания камня, либо изменением угла заклинивания второго эксцентрика, который в последнем случае связывается с осевым регулятором.

Воздушные баллоны, служащие для аккумулирования воздуха для распыливания и пуска двигателя в ход, представлены на фиг. 269. Из компрессора воздух поступает по левой вертикальной трубке через вентиль *a* в передний „рабочий" баллон *C* меньшего размера. Два больших баллона *A* и *B* служат пусковыми. Для наполнения пусковых баллонов служит перепускная трубка, соединяющая головки баллонов *B* и *C*. Для перепуска необходимо открыть вентиль *G*. Поступление воздуха в тот или иной пусковой баллон зависит от того, какой из двух вентилей *f* или *g* открыт. К форсунке ведет правая трубка рабочего баллона, запираемая вентилем *b*, а к пусковому клапану — среднее ответвление трубы *l*, соединяющее оба пусковых баллона. Для открытия доступа воздуха к пусковому клапану служат вентили *d* и *e* пусковых баллонов. Вентиль *h* служит для удаления из пусковых баллонов воды и масла, увлекаемых компрессорным воздухом. Для этого внутри баллонов проведена трубка, почти доходящая до дна. При открывании вентиля *h* и одного из вентилей *g*, *f* и *G* скопившаяся грязь давлением воздуха выдувается через вентиль *h*. Для контроля работы воздушной системы служат три манометра, из которых левый присоединен к холодильнику первой ступени компрессора, средний к головке рабочего баллона, к воздухопроводу, ведущему к форсунке, после

УДК (ДИП)

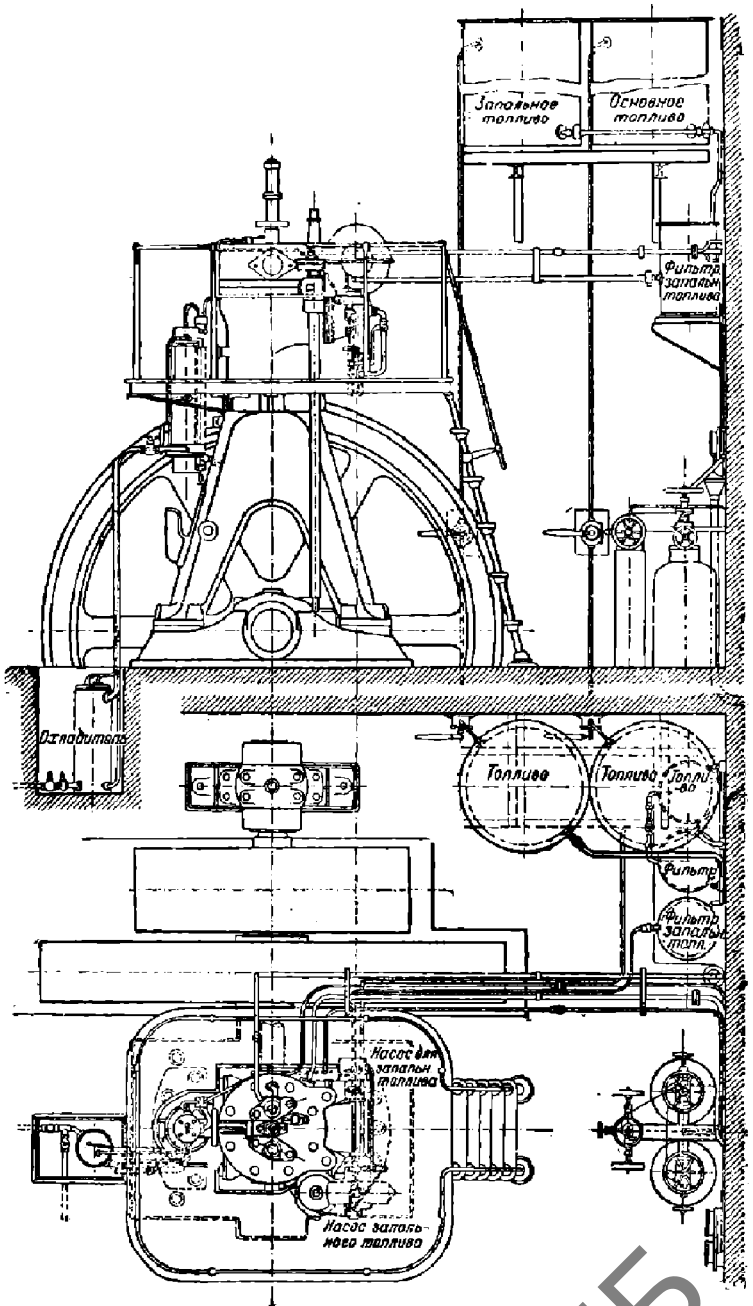


Фиг. 270. Схема установки одноцилиндрового двигателя.

вентиля a, давая, таким образом, давление распыливания, а третий — к головке баллона B, причем при помощи его можно замерить давление в любом из трех баллонов в зависимости от того, какой вентиль, G, g или f, в данный момент открыт. В случае трехступенчатого компрессора присоединяется еще четвертый манометр, показывающий давление в холодильнике средней ступени.

Схема установки одноцилиндрового двигателя с указанием трубопроводов приведена на фиг. 270 для двигателя, работающего на каменноугольной смоле с за-

НБ УДУНТ (ДПТ)

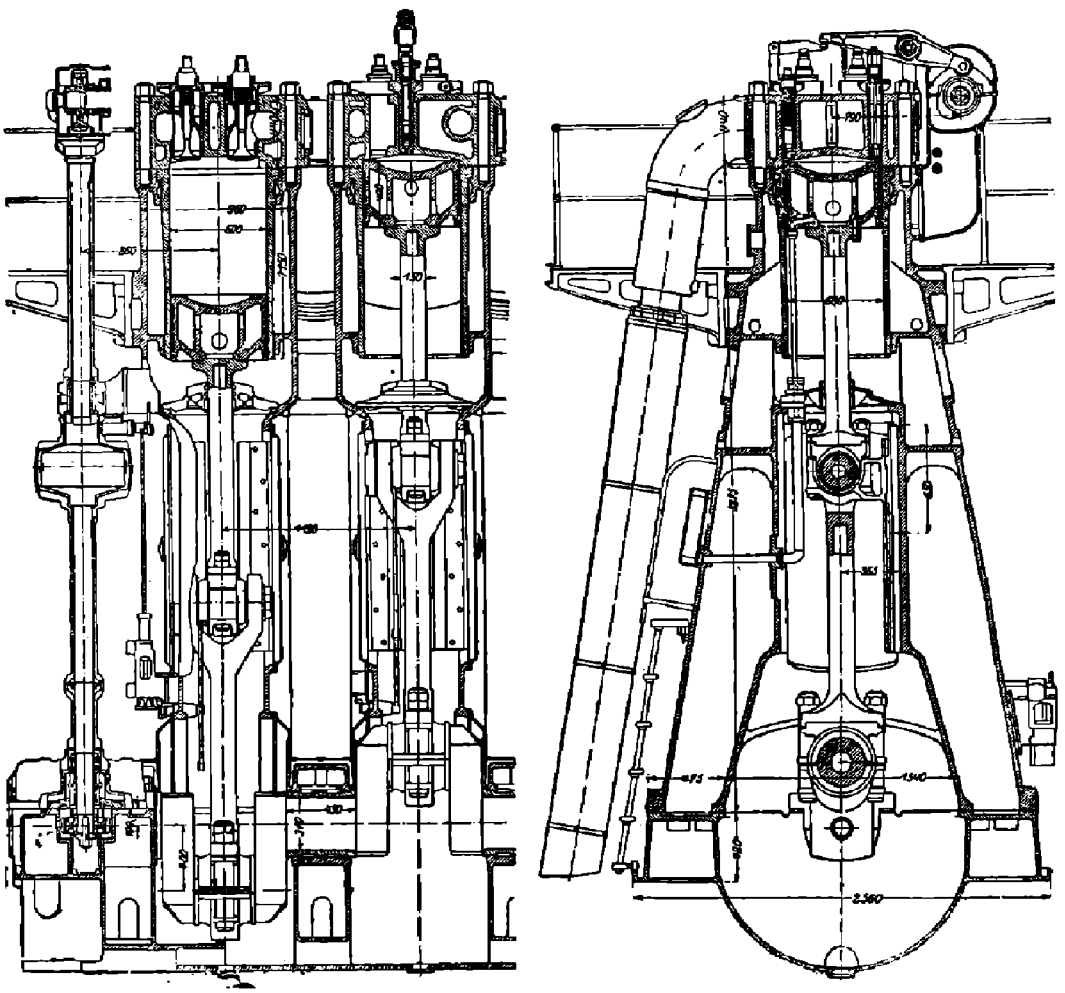


Фиг. 270а. Схема установки одноцилиндрового двигателя.

пальным топливом. При работе на высококачественном топливе, естественно, отпадают бак и фильтр для запального топлива с соответствующими трубопроводами.

Для машин крупной цилиндровой мощности некоторые заводы применяют крейцкопфную конструкцию, что несколько увеличивает надежность машины в работе и ее долговечность. В качестве примера на фиг. 271 приведен двигатель Грацского машиностроительного завода. Наличие крейцкопфа освобождает поршень от нормальных давлений на зеркало цилиндра, в связи с чем поршень выполнен коротким.

НБ БГУНТ (ДИТ)



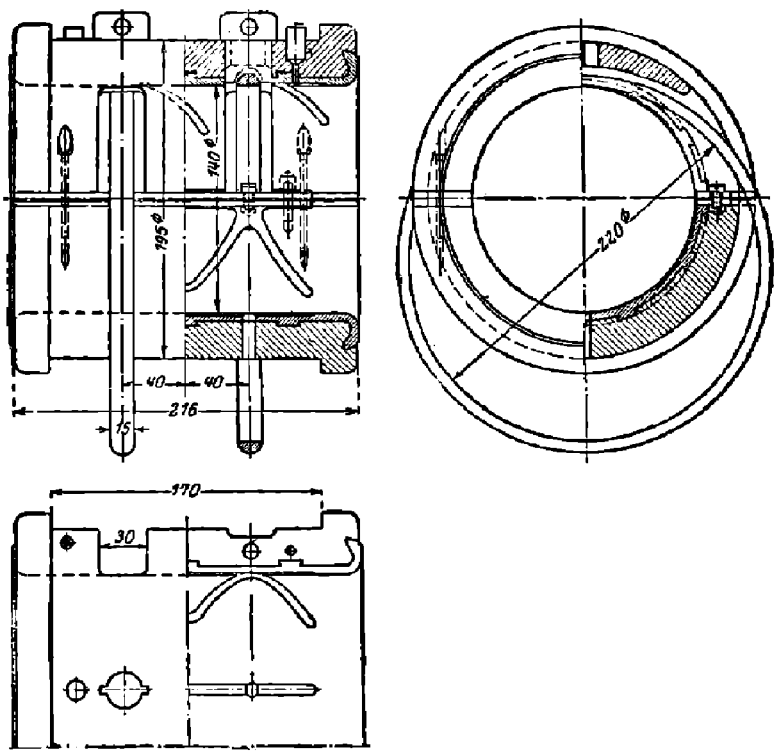
Фиг. 271. Двигатель Грацского машиностроительного завода.

На фигуре виден также подвод воды для охлаждения поршня при помощи телескопических труб. Для предохранения кривошипного пространства станины от попадания воды из-за возможных неплотностей в системе охлаждения поршня выше крейцкопфа предусмотрена разделяющая стенка с деталью, играющей роль сальника. Интересно отметить также в данной конструкции привод клапанов, количество которых равно четырем на цилиндр, и чехлы, перекрывающие промежутки между станинами, служащие для предохранения от разбрызгивания смазки, которая выполнена циркуляционного типа.

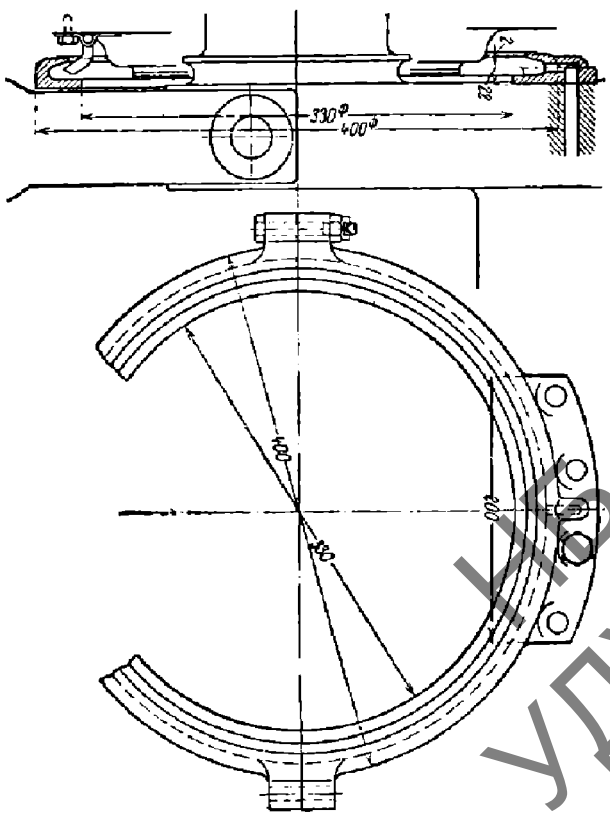
Смазка. Нормальным для станинных двигателей является выполнение коренных подшипников с кольцевой смазкой (фиг. 272). При этом кривошипная шейка имеет центробежную смазку. На плече кривошипа привертывается кольцо (фиг. 273), в которое по трубке подводится масло. Канавка кольца связана с продольным сверлением кривошипной шейки и с радиальным сверлением, выводящим масло на ее рабочую поверхность.

Под влиянием центробежной силы масло вытекает на рабочую поверхность и смазывает ее. Особого внимания требует смазка цилиндра и пальца поршня. Масло подается к смазываемым поверхностям особым масляным прессом (Моллерупа, Фридмана и т. п.) и распределяется по окружности цилиндра при помощи нескольких штуцеров (до шести). Подвод масла производится на высоте, соответ-

НБ УДУНТ (ДИТ)

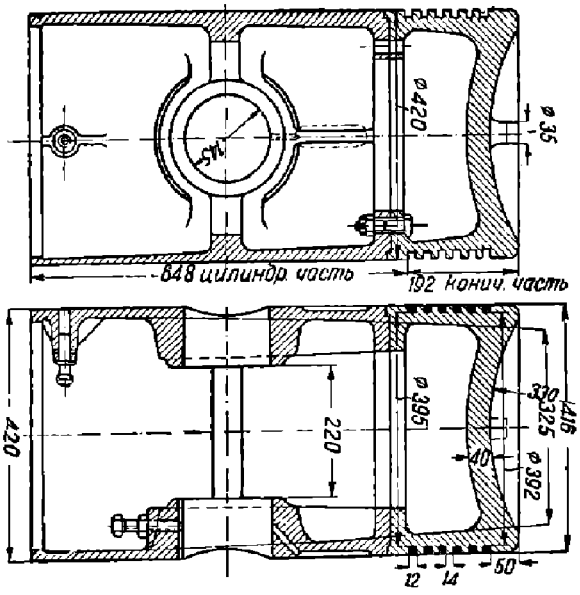


Фиг. 272. Подшипник с кольцевой смазкой.

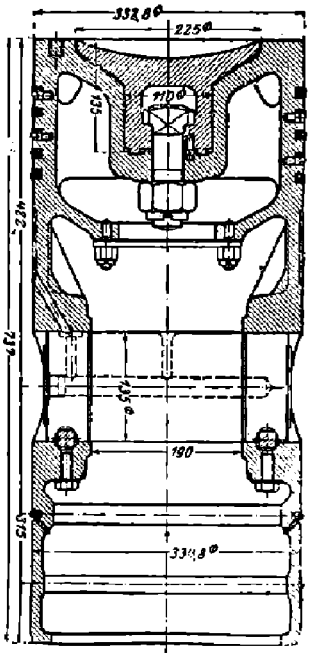


Фиг. 273. Смазочное кольцо.

УГЭ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 274.



Фиг. 275.

ствующей положению первого или второго поршневого кольца в нижней мертвой точке.

Для смазки поршневого пальца масло подводится либо отдельной трубкой, идущей по шатуну и питаемой от шипа коленчатого вала, или масло отбирается с рабочего зеркала цилиндра через сверления в бабышке поршня и соответствующих сверлений в пальце согласно фиг. 274, 275.

За последнее время нередко применяется циркуляционная система смазки (впервые осуществленная в быстроходных машинах и описанная дальше при разборе этого класса двигателей), что позволяет сократить длину рабочих шеек и всего двигателя.

Станинные двигатели. Как было уже отмечено, вертикальная станинная конструкция двигателя Дизеля, разработанная Аугсбургским машиностроительным заводом к началу текущего столетия, до настоящего времени осталась основной для стационарных установок, претерпев изменения в отдельных своих элементах, но сохранив большинство своих характеристических особенностей.

Число оборотов этих машин колеблется от 150 до 250 в зависимости от цилиндровой мощности, причем с увеличением размерности цилиндров число оборотов падает. При работе на генераторы переменного тока число оборотов должно быть увязано с числом пар полюсов электрогенератора и принятым числом периодов тока. Для нормальной частоты тока в 50 пер/сек число оборотов двигателя в зависимости от числа пар полюсов осуществляется согласно табл. 50.

Таблица 50

Число пар полюсов электрогенератора	12	14	16	18	20
Число оборотов двигателя в минуту	250	214,3	187,5	166,5	150

НБ УДУНТ (ДИТ)

Для возможности использования тех же типов машин (включая и регулятор) для условий работы на привод и генераторы постоянного тока выбираются числа оборотов, выражающиеся круглыми цифрами, ближайшие к указанным, т. е. $n = 250$, 215, 185, 165 и 150 в минуту.

Цилиндровая мощность редко выходит за пределы 50—400 *л. с.* на цилиндр.

Число цилиндров обычно от одного до восьми, что позволяет охватить пределы мощности от 50 до 3 200 *л. с.* в агрегате.

Среднее эффективное давление в рассматриваемых машинах допускается сравнительно низкое, что имеет целью увеличение надежности за счет понижения теплового напряжения и обычно заключается в пределах $4{,}8 \div 5$ *кг/см*^{2}.

Средняя скорость поршня редко доводится до значения 5 *м/сек*, обычными значениями являются $4{,}3 \div 4{,}8$ *м/сек*.

Вес машины колеблется в довольно широких пределах в зависимости от числа цилиндров и веса маховика, выбираемого в связи с требующейся равномерностью вращения; как грубо ориентировочные цифры можно принять, что вес двигателя получается от 80 до 120 *кг/л. с.* Использование рабочего объема цилиндра, характеризующееся мощностью, получаемой с 1 *л.*, как среднее значение равно $\frac{N_e}{V_h} = \frac{P_e n}{900} = \frac{5 \cdot 200}{900} = 1{,}1$ *л. с./л* с отклонениями в ту или иную сторону до 25%.

Двигатели картерного типа. В двигателях картерного типа отдельные станины заменены общей коробчатого типа, к которой привертываются отдельные цилиндры или отливка (блок), заключающая несколько цилиндров. Иногда картер отливается заодно с рубашками цилиндров или с фундаментной плитой. При такой конструкции достигается облегчение двигателя, большая жесткость всей конструкции и хорошая защита кривошипного механизма.

Закрытое расположение кривошипных механизмов допускает работу с большим числом оборотов и с циркуляционной смазкой без разбрасывания последней. В остальном конструкция основных элементов остается той же, что и у станинных машин.

Меньший вес и значительная жесткость конструкции вызвали частое применение этого типа дизелей и на судах в качестве главных машин (при условии применения особых реверсивных устройств) и вспомогательных для привода динамомашин и других механизмов.

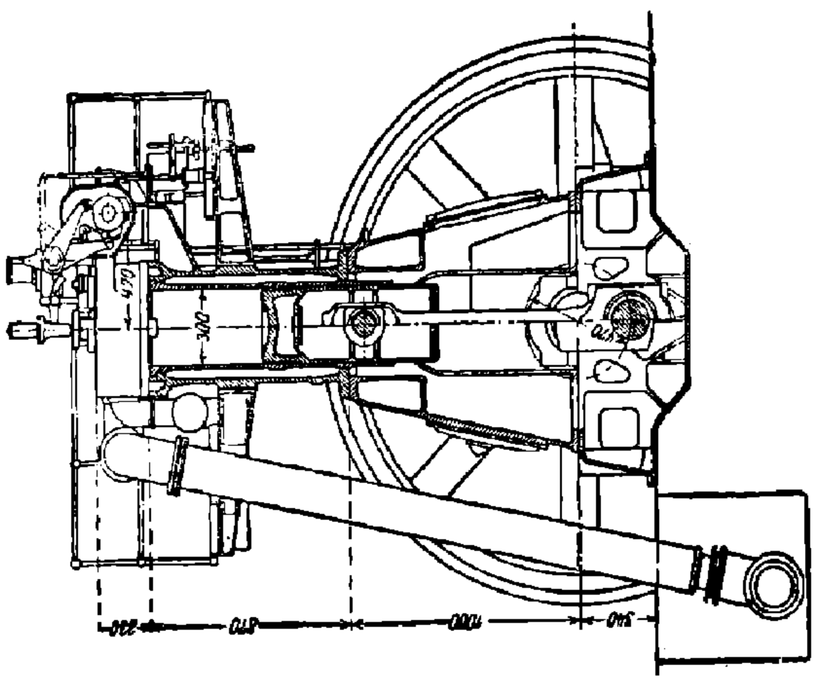
Число оборотов картерных стационарных двигателей выполняется обычно в пределах 300 — 400 при значениях среднего эффективного давления, не отличающихся от таковых для станинных машин, поэтому литражная мощность станинных машин увеличивается до значения

$$\frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e \cdot n}{900} = \frac{5 \cdot 400}{900} = 2{,}2 \text{ } л.\ с./л.$$

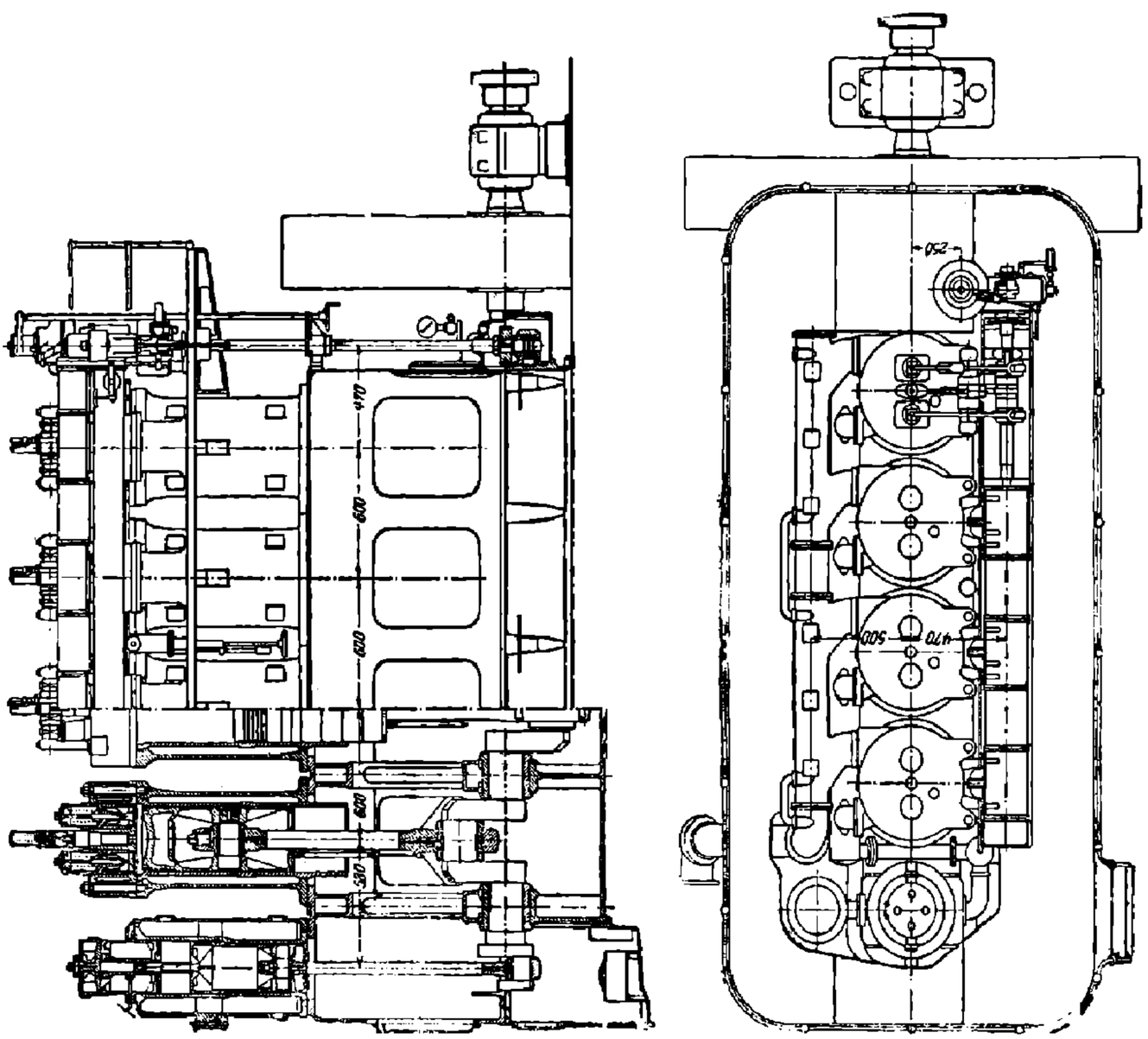
На фиг. 276 даны три проекции картерного двигателя фирмы бр. Зульцер. На общем коробчатом картере укреплены отдельные цилиндры. Для доступа к кривошипному механизму картер имеет по обеим сторонам большие окна, закрывающиеся откидными крышками. Компрессор ставится на тот же картер в одну линию с цилиндрами.

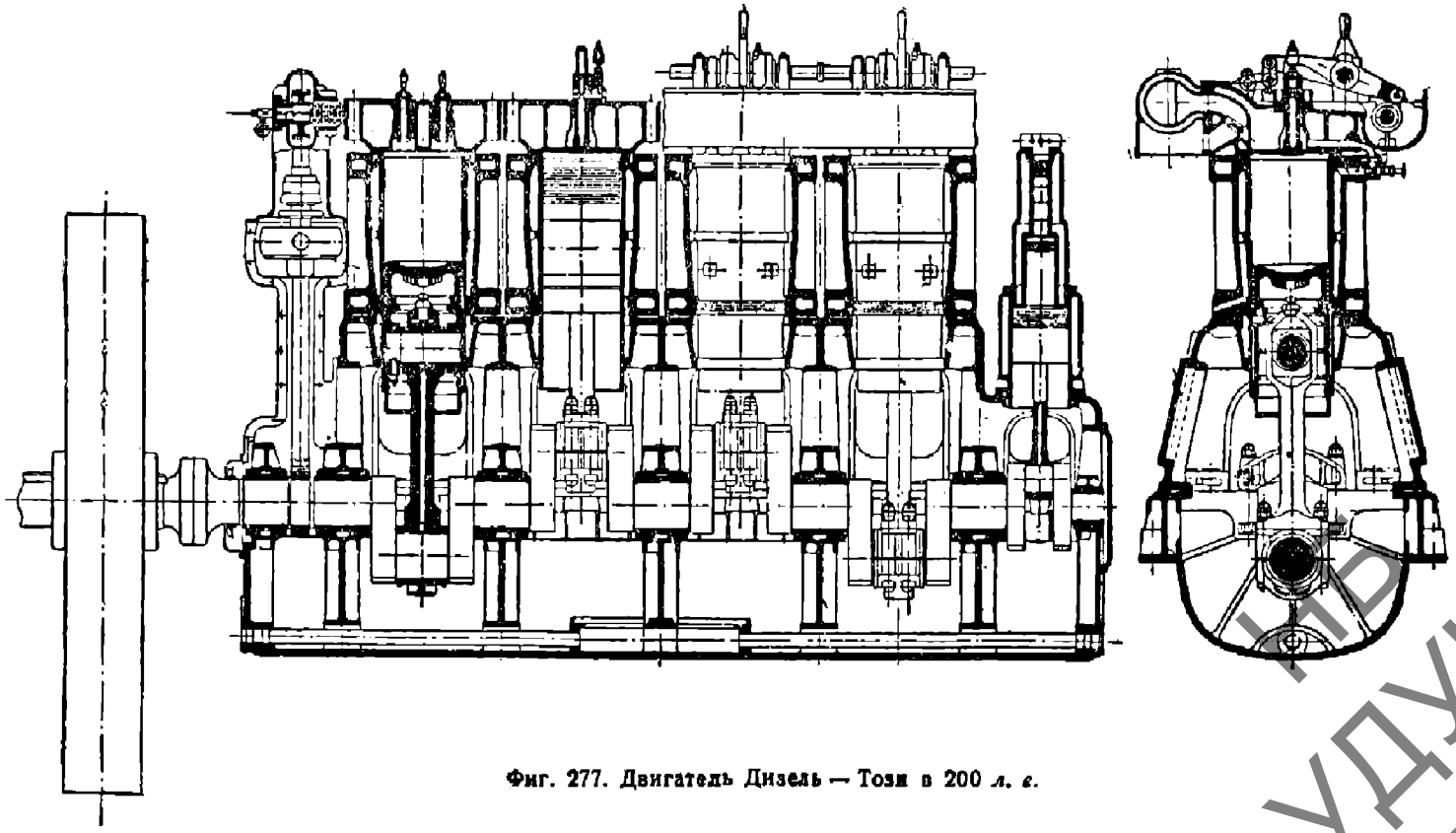
На фиг. 277 представлены разрезы через двигатель завода Този. В данной машине интересна идея использования для всасывания и выхлопа тех же клапанов, благодаря чему клапан менее нагревается, чем выхлопной клапан нормальной конструкции, так как он охлаждается при каждом всасывающем ходе потоком засасываемого холодного воздуха. Подробнее механизм распределения виден на фиг. 278 и 278а. Для переключения всасывающего клапана *a*, открытого с начала выхлопа до конца всасывания, в момент смены процессов от выхлопного трубопровода на всасывающий служит качающаяся заслонка *b*, приводимая в движение эксцентриком, сидящим на распределительном валу.

НВ УДГТ (ДИП)



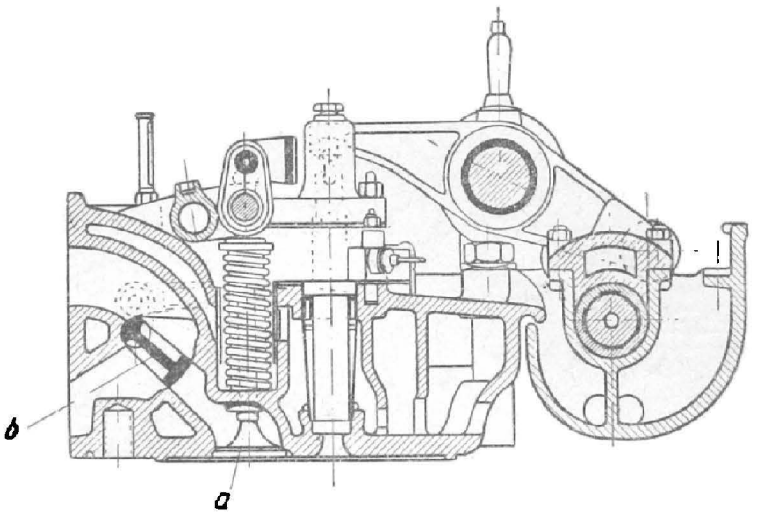
Фиг. 276. Картерный двигатель фирмы бр. Зульцер.





Фиг. 277. Двигатель Дизель — Тоэи в 200 *л. с.*

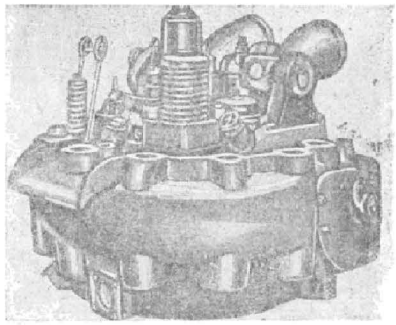
УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 278. Разрез через крышку двигателя Този:
a — всасывающий клапан; *b* — качающаяся заслонка.

Быстроходные двигатели. Этот класс машин развился во время войны 1914—1918 гг. и имел специальное назначение для подводных лодок. В связи с этим машине предъявлялись особо высокие требования в смысле жесткости конструкции, быстроходности, малого веса, габарита и литровой мощности. Их конструкция является весьма напряженной; для деталей применялись либо особо прочные, либо особо хорошо заполняющие формы литые материалы. Так картеры и рубашки цилиндров нередко выполнялись из бронзы, а для ответственных стальных деталей применялась высококачественная легированная сталь. Число оборотов выбиралось весьма высоким (400 ÷ 450 об/мин), в связи с чем средняя скорость поршня c_m достигала 6,5 ÷ 6,7 *м/сек*, а среднее эффективное давление $p_e = 6{,}0$ *кг/см*². Отсюда подсчитывается литровая мощность

$$\frac{N_e}{V_h} = \frac{p_e \cdot n}{900} = \frac{6 \cdot 400}{900} = 2{,}7 \text{ л. с./л.}$$



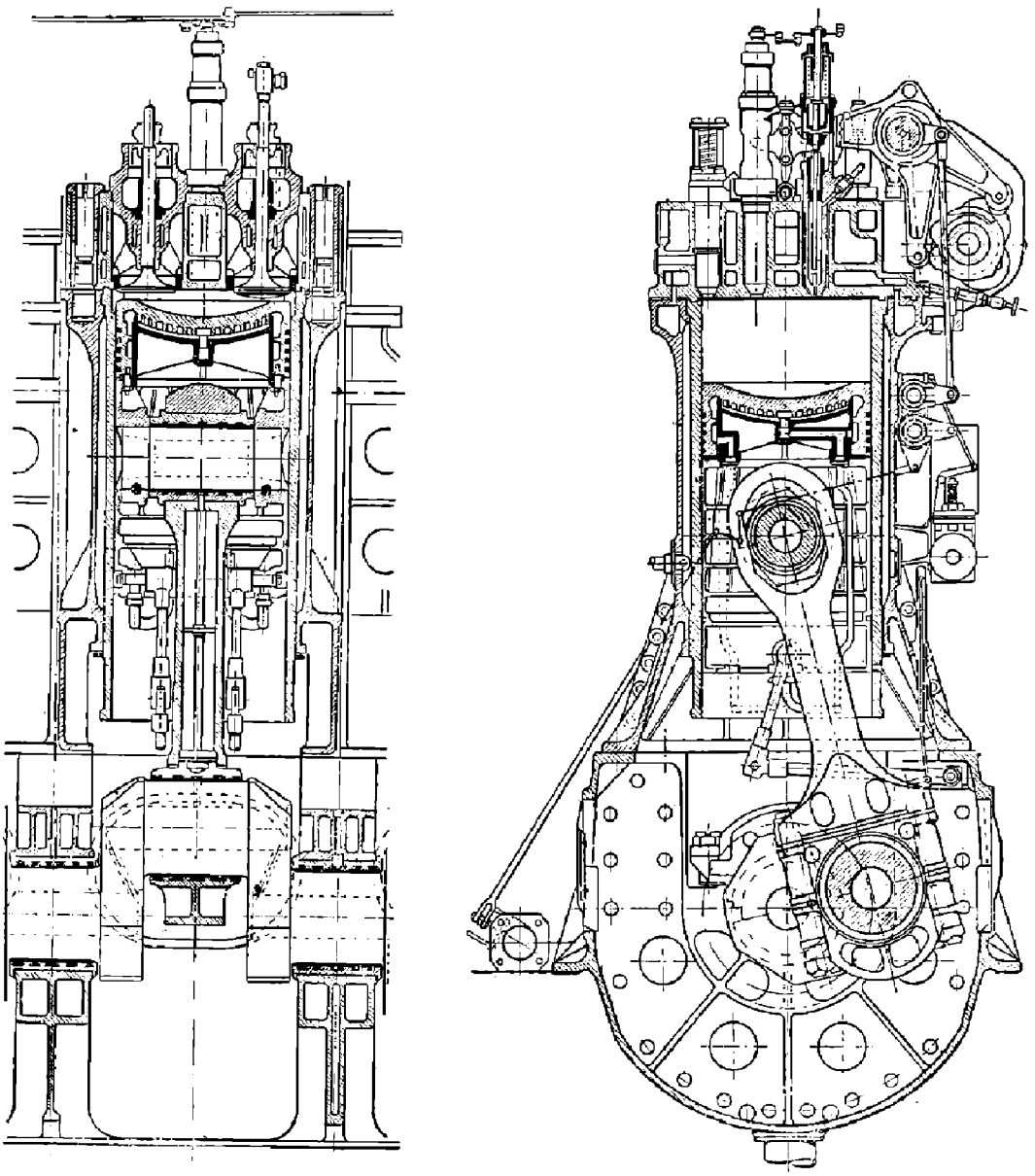
Фиг. 278а. Крышка Този.

Вес удавалось снижать до 25 *кг/э. л. с.*

После войны подобные двигатели нередко применялись для стационарных установок в торговом мореплавании и сухопутном транспорте (например, на тепловозах). Естественно, что столь напряженные машины не смогли удовлетворить условиям коммерческой эксплоатации в отношении долговечности и надежности. Поэтому в этих условиях им давались пониженные скорости вращения и средние эффективные давления. Так, например, двигатель МАН как двигатель подводной лодки, характеризующийся данными $c_m = 6{,}7$ *м/сек* и $p_e = 5{,}93$ *кг/см*², при использовании с коммерческими целями имел $c_m = 4{,}42$ *м/сек* и $p_e = 5{,}14$ *кг/см*², что приближало его к нормальным стационарным машинам.

На фиг. 279 видны разрезы по одному цилиндру двигателя МАН, представляющего этот класс двигателей последнего периода империалистической войны. Характеристические данные этого двигателя приведены выше. Мощность одного цилиндра 300 *л. с.*, что дает в десятицилиндровом выполнении 3 000 *л. с.* в одном агрегате.

НБ УГНТУ (ДИТ)



Фиг. 279. Цилиндр двигателя MAH в разрезе.

За последние годы для специальных целей отдельным фирмам удалось создать еще более облегченные модели путем тщательного оформления конструкции, применения высокосортных материалов и повышения скоростного режима.

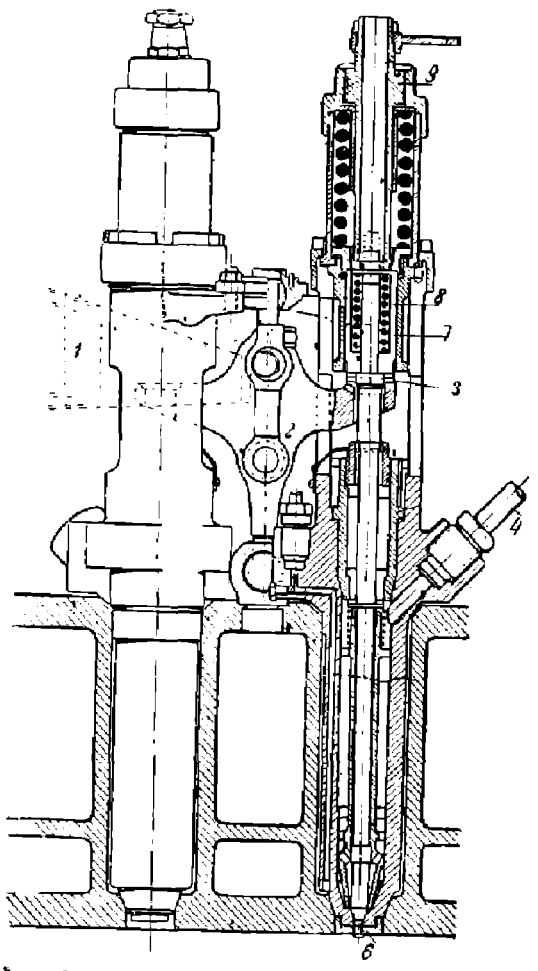
Так, фирмой MAH удельный вес двигателя доведен до 14 *кг/л.с.*, а применяя вместо литых деталей сварные конструкции, этот вес удалось довести до 6 *кг/л.с.*

Выбранное из соображений уменьшения высоты машины отношение хода к диаметру $\frac{S}{D} = 1$ привело к плоскому и широкому пространству сжатия, которое не могло быть охвачено одной форсункой, ввиду чего на каждый цилиндр смонтировано по две форсунки (фиг. 280), подъем игл которых совершается одновре-

УДУНТ (ДИТ)

менно рычагом *1* через промежуточную крестообразную деталь *2*, направляемую в своем движении.

Топливо по трубке *3* и сверлениям в теле корпуса форсунки подается к распылителю, расположенному в непосредственной близости к конусу иглы. Распыливающий воздух, подводимый по трубке *4*, при подъеме иглы имеет доступ к седлу форсунки по двум путям: по сверлениям внутри распылителя и вне его через узкую щель под распылителем, подхватывая поданное топливо и распыливая его в массе воздуха, идущего первым путем. Диафрагма *6* разбивает поток воздуха с распыленным топливом на несколько струй и распределяет его по пространству сжатия. Необходимость работать при широких пределах изменения числа оборотов вызвала введение в конструкцию возможности изменения подъема иглы форсунки, для чего движение передается не непосредственно игле, а втулке *7*, в свою очередь передающей движение игле через пружину *8*. Подъем иглы продолжается до тех пор, пока игла не упрется в упор *9*, положение которого находится под управлением машиниста. Дальнейший ход втулки *7* совершается за счет сжатия пружины *8*. Относительно большая поверхность поршня, образующая часть пространства сгорания, интенсивно охлаждается водой.



Фиг. 280. Парные форсунки двигателя МАН.

Таблица 1

Стандарты двигателей Дизеля, тихоходные двухтактные, простого действия

№	Число оборотов	Мощность в одном цилиндре в *л. с.*	Число цилиндров								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
			Мощность в агрегате в *л. с.*								
1	850	6	6	12	—	—	—	—	—	—	—
2	750	10	10	20	30	—	—	—	—	—	—
3	650	15	15	30	45	60	—	—	—	—	—
4	550	25	25	50	75	100	—	—	—	—	—
5	430	35	—	70	105	140	—	210	—	—	—
6	375	60	—	120	180	240	—	360	—	—	—
7	250	100	—	—	—	400	—	600	—	—	—
8	250	125	—	—	—	500	—	750	—	—	—
9	187	265	—	—	—	1 060	—	1 600	—	—	—
9a	135	200	—	—	—	800	—	1 200	—	—	—
10	167	500	—	—	—	2 000	—	3 000	—	4 000	—
10a	135	400	—	—	—	1 600	2 000	2 400	—	3 200	—

НБ УДУНТ (ДИТ)

Продолжение.

№	Число оборотов	Мощность в одном цилиндре в *л. с.*	Число цилиндров								
			1	2	3	4	5	6	7	8	9
			Мощность в агрегате в *э. л. с.*								
Двухтактные двигатели двойного действия											
11	167	900	—	—	—	—	—	5 400	—	7 200	9 000
11а	125	675	—	—	—	2 700	3 375	4 050	4 725	5 400	6 750
11б	125	800	—	—	—	3 200	4 000	4 800	5 600	6 400	8 000
Четырехтактные двигатели простого действия											
12	450	375	—	—	110	150	—	225	—	—	—
13	375	60	—	120	180	240	—	360	—	—	—
14	300	85	—	—	—	340	—	500	—	—	—
15	250	125	—	—	—	500	—	750	—	—	—
16	187	265	—	—	—	1 060	—	1 600	—	2 100	—

Примечание. Индекс „а" означает двигатель того же типа, что и основной, но с пониженным числом оборотов.

Индекс „б" означает двигатель того же типа, что и основной, но с пониженным числом оборотов и с удлиненным ходом поршня.

1. Отношение хода поршня к диаметру $\frac{S}{D}$. 1,25—1,85
2. Средняя скорость поршня c_m:
   а) для четырехтактных двигателей не ниже 5 *м/сек*
   б) „ двухтактных „ „ „ 3,75 „
3. Среднее эффективное давление p_e:
   а) для четырехтактных двигателей не ниже 5,2 *кг/см²*
   б) „ двухтактных „ „ „ . . . . . 4 „
   в) „ „ „ с кривошипно-камерной продувкой — не ниже 2,5

Удельный вес двигателя:
   а) для четырехтактных двигателей не выше . . . 75 *кг/э. л. с.*
   б) „ двухтактных, тронковых, нереверсивных не выше 55 „
   в) „ „ крейцкопфных, простого действия, стационарных — не выше 60
   г) для двухтактных, крейцкопфных, простого действия, судовых — не выше 70

Таблица II

Двигатели Дизеля с повышенной скоростью поршня

№	Число оборотов в минуту	Мощность в одном цилиндре в *л. с.*	Число цилиндров					
			1	2	3	4	6	8
			Мощность в агрегате в *э. л. с.*					
17	1 000	10	10	20	—	40	60	—
18	1 000	15	15	30	45	60	90	—
19	1 000	20	—	—	—	80	120	—
20	1 000	25	—	—	—	100	150	—
21	1 000	35	—	—	—	—	210	—
22	750	50	—	—	—	—	300	—
23	650	80	—	—	—	—	480	—
24	600	100	—	—	—	—	600	—
25	550	150	—	—	—	—	900	1 200
26	500	250	—	—	—	—	1 500	2 000
27	450	400	—	—	—	—	2 400	3 200

НБ УДУНТ (ДИТ)

Примечание:

1. $\frac{S}{D}$ — отношение хода поршня к диаметру поршня не ниже 1,0—1,5
2. c_m — средняя скорость поршня:
   а) для четырехтактных двигателей не ниже . . . . . 6,5 *м/сек*
   б) „ двухтактных „ „ . . . . . 5,5 „
3. p_e — среднее эффективное давление:
   а) для четырехтактных двигателей не ниже . . . . . 4,5 *кг/см²*
   б) „ двухтактных „ „ „ . . . . . 3,5 „
4. Удельный вес двигателя:
   а) для четырехтактных двигателей не выше . . . . . 35 *кг/э. л. с.*
   б) „ двухтактных „ „ „ . . . . . 25 „

Допускается изменение мощности двигателей путем повышения или понижения числа оборотов в ±15% от основного.

Таблица III

Газовые двигатели

Двигатели на генераторном газе

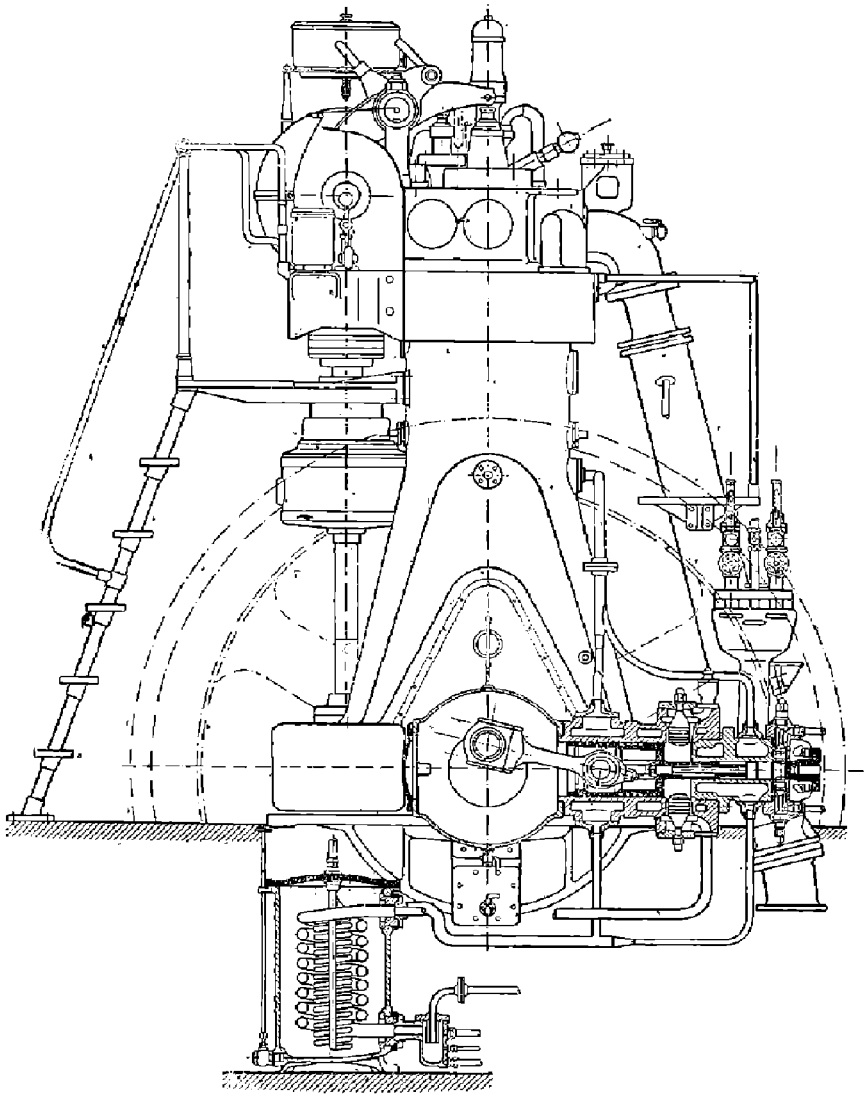
№	Число оборотов в минуту	Мощность в одном цилиндре в э. л. с.	Число цилиндров				
			1	2	3	4	6
			Мощность в агрегате в *э. л. с.*				
1	750	10	10	20	30	—	—
2	650	15	15	30	45	60	—
3	450	28	—	56	85	112	—
4	375	45	—	90	135	180	270
5	300	63	—	—	190	250	375
6	250	95	—	—	—	380	570
7	187	200	—	—	—	860	1 200
		Двигатели на природном газе					
1	750	14	14	28	42	—	—
2	650	20	20	40	60	80	—
3	450	37,5	—	75	110	150	—
4	375	60	—	120	180	240	360
5	300	85	—	—	255	340	500
6	250	125	—	—	—	500	750
7	187	265	—	—	—	1 060	1 6000

1. $\frac{S}{D}$ — отношение хода поршня к диаметру поршня . . . . 1,25—1,65
2. c_m — средняя скорость поршня не ниже . . . . . 5 *м/сек*
3. p_e среднее эффективное давление:
   а) для двигателей на природном газе не ниже . . . . . 5 *кг/см²*
   б) „ „ „ генераторном „ „ . . . . . 3,5 „
4. Степень сжатия:
   а) для двигателей на природном газе не ниже 4,5
   б) „ „ „ генераторном „ „ „ 7,0
5. Удельный вес:
   а) для двигателей на природном газе не ниже . . . . . 75 *кг/э. л. с.*
   б) „ „ „ генераторном „ „ „ . . . . . 100 „

Типы 1 и 2 выполняются только как газовые. Для двигателей всех остальных типов используются конструкции типового ряда четырехтактных двигателей Дизеля простого действия.

Число оборотов может меняться в пределах ±15%, в зависимости от чего будет изменяться мощность двигателя.

НБ УГУНТ (ДГТ)



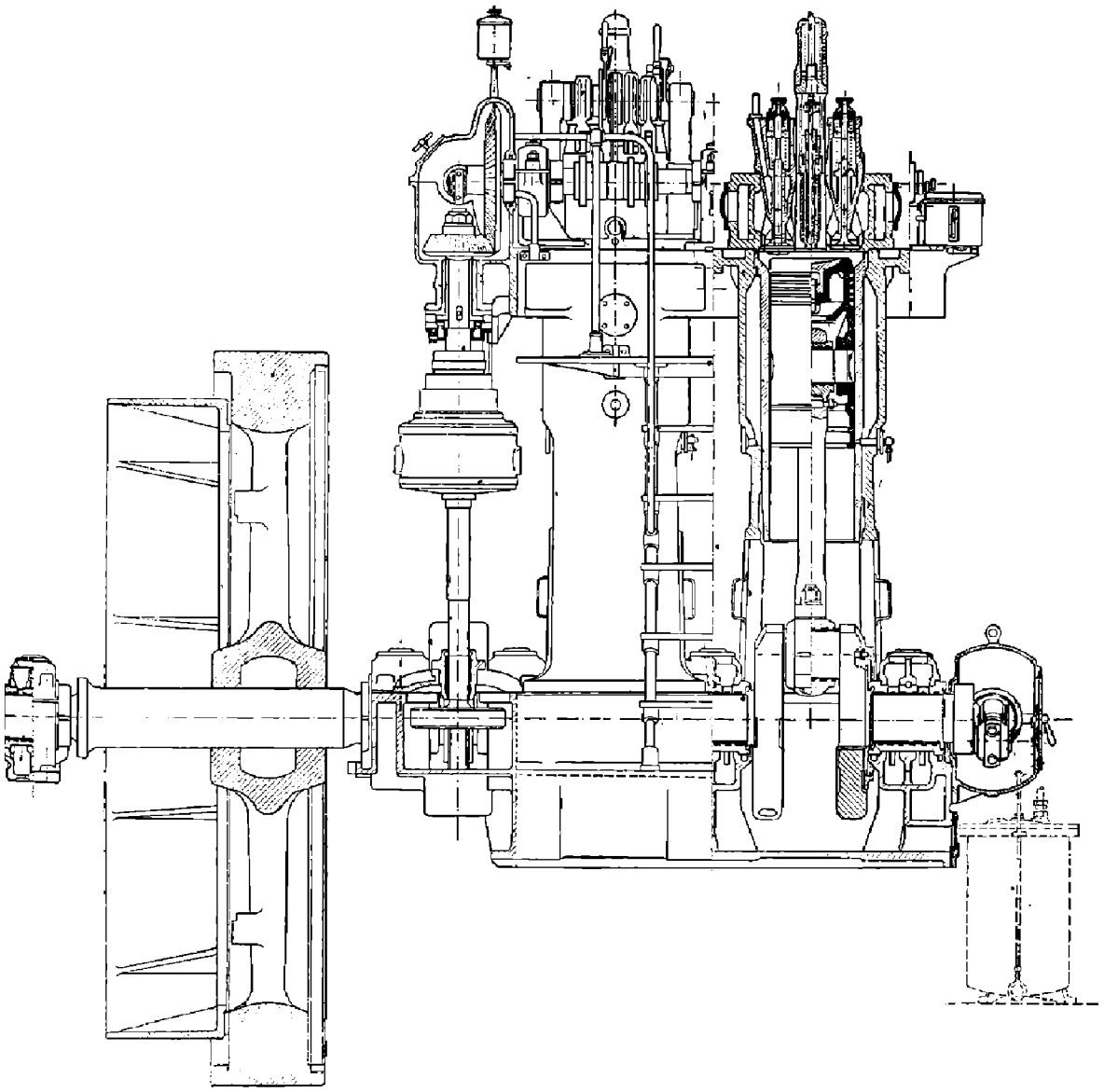
Фиг. 281. Четырехтактный двигатель Крупна; 100 *л. с.*; 200 об/мин.

Указанное выше подразделение двигателей в зависимости от конструкции и оборотности относится, главным образом, к дизелям, находящимся в эксплоатации. В настоящее время в СССР утверждены стандарты, согласно которым будет развиваться в дальнейшем дизелестроение. Эти стандарты распространяются на бескомпрессорные двигатели Дизели, тихоходные и с повышенной скоростью поршня до 8,5 *м/сек*, с вертикальным расположением цилиндров.

Выше в табл. I и II и в примечаниях к ним даны основные параметры для тихоходных двигателей Дизеля и для двигателей с повышенной скоростью поршня. В табл. III приведены соответствующие стандарты для газовых двигателей при работе их на генераторном и природном газах.

Как общее положение можно указать, что новые стандарты повышают число оборотов машины, за счет чего снижается удельный вес двигателя; это соответствует и современным течениям в американской и европейской промышленности.

НБ УДИНТ (ДИТ)



Фиг. 282. Четырехтактный двигатель Круппа; 100 *л. с.*; 200 об/мин.

2. КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

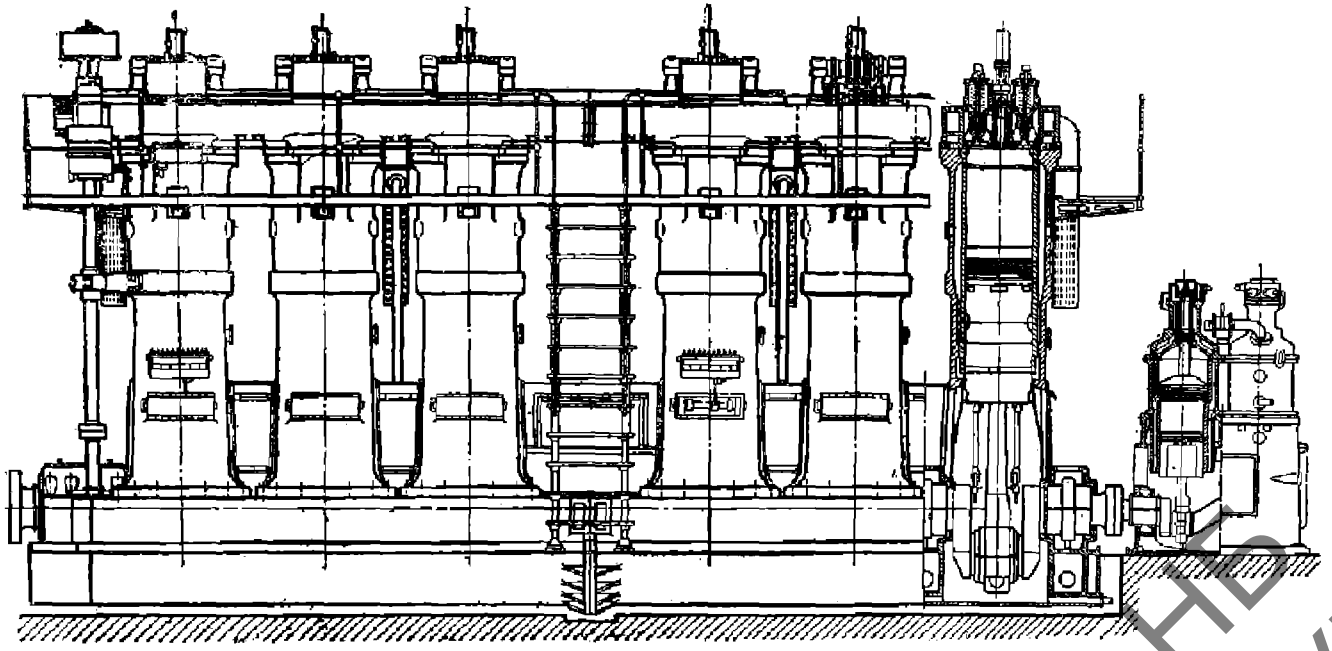
А. ЧЕТЫРЕХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

I. Вертикальные

Четырехтактный двигатель Круппа. На фиг. 281 и 282 приведен четырехтактный двигатель Круппа, работающий с пневматическим распыливанием, развивающий при $D = 335$ *мм* и $S = 500$ *мм*, 200 об/мин. и 100 *л. с.*

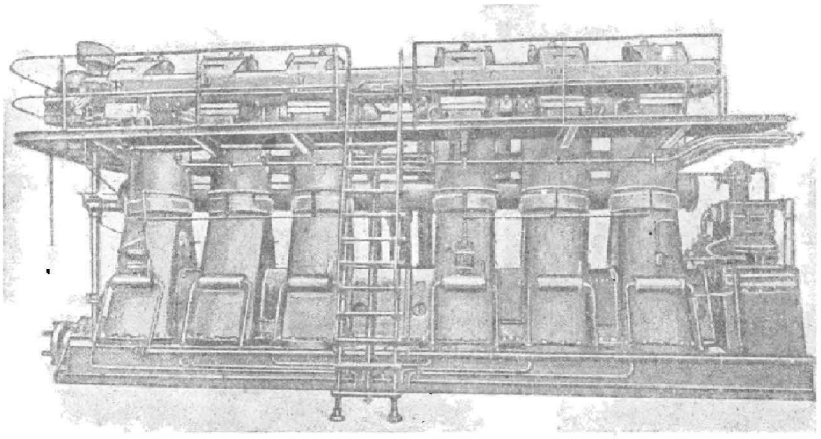
Поршни снабжены вставными „грибками" из жароупорного металла и в отличие от обычной конструкции распределительный вал получает свое движение от вертикального вала через коническую зубчатую передачу, разгруженную от осевых усилий

НБ УДУНТ (ДИТ)

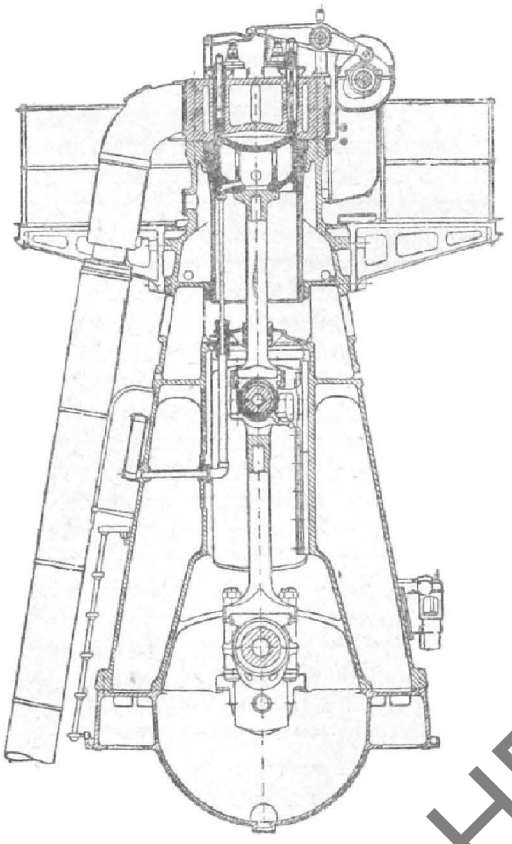


Фиг. 283. Четырехтактный двигатель МАН; $N_e = 1\,500$ *л. с.* $n = 150$ об/мин.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 284. Общий вид двигателя МАН.



Фиг. 285. Четырехтактный двигатель Грацского завода.

путем соответствующего профилирования зубьев. Коренные подшипники снабжены кольцевой смазкой. Шатунные подшипники смазываются посредством уловительного пальца. Двухступенчатый компрессор расположен горизонтально. В нижней части чертежа размещен воздушный охладитель с водоотделителем. Вертикальный трубопровод ведет к баллону форсуночного воздуха; верхний горизонтальный трубопровод

НБ МДУНТ (ДНТ)

подводит воздух от цилиндра низкого давления, который поступает, пройдя холодильник, в компрессор высокого давления по нижней горизонтальной трубе.

Таким образом внутренний змеевик служит для охлаждения воздуха, поступающего из цилиндра высокого давления, а внешний — из цилиндра низкого давления.

Двигатель МАН 1 500 *л. с.* На фиг. 283 представлен четырехтактный двигатель МАН мощностью 1 500 *л. с.* при 150 об/мин, $D = 640$ *мм*, $S = 900$ *мм*. Этот двигатель предназначается для работы при постоянной длительной нагрузке и выполняется также без крейцкопфа. Поршни этого двигателя имеют водяное охлаждение. На продолжении машины расположены два трехступенчатых компрессора для обеспечения работы двигателя в случае аварии одного компрессора.

На фиг. 284 представлен общий вид такого двигателя с А-образными раздельными станинами.

Двигатель Грацского вагоно-машиностроительного завода. На следующей фиг. 285 представлен четырехтактный двигатель Грацского завода с крейцкопфом, развивающий в одном цилиндре 250 *л. с.* при 187 об/мин, $D = 600$ *мм*, $S = 800$ *мм*. Развитая А-образная станина воспринимает на себя растягивающие усилия без дополнительного крепления анкерными болтами, а также и нормальные усилия от крейцкопфа на параллель, расположенную в самой станине. На высоте нижнего конца цилиндровой втулки каждая станина с обеих сторон имеет строганые рабочие плоскости, позволяющие посредством промежуточных вставок достигнуть необходимой связи отдельных станин в одно целое.

Короткий поршень охлаждается водой и снабжен сменными башмаками.

Крышка цилиндра снабжена двумя всасывающими и двумя выхлопными клапанами, приводимыми в движение попарно одним кулачком согласно фиг. 285.

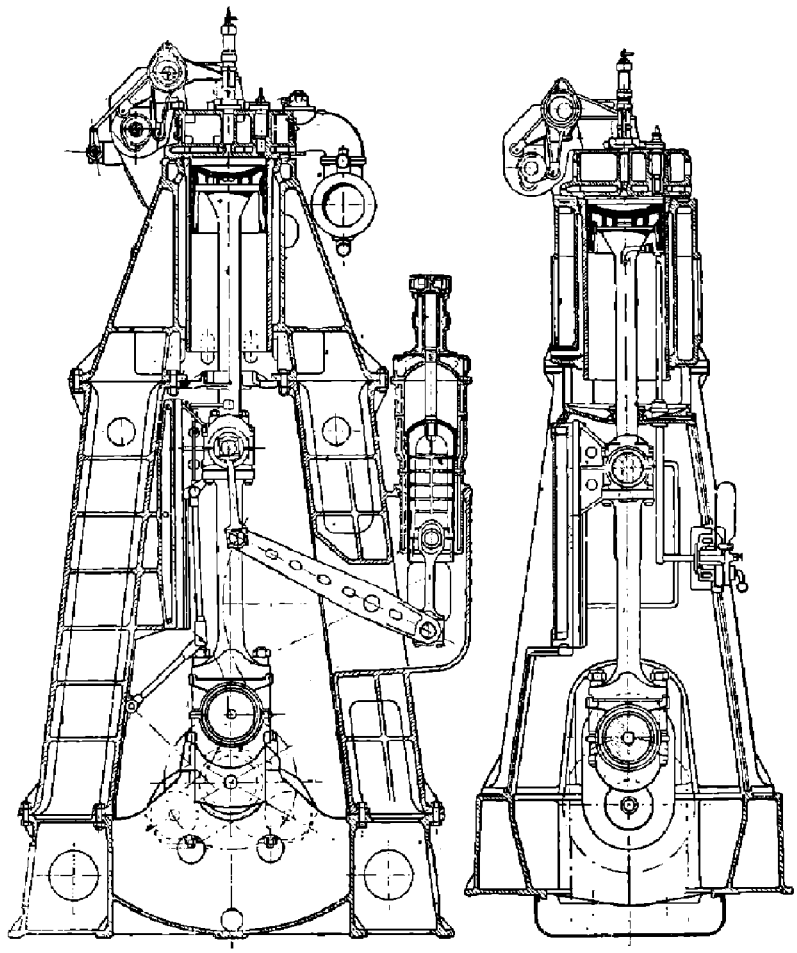
Тихоходный четырехтактный судовый двигатель внутреннего сгорания Аугсбургского машиностроительного завода. Высокая экономичность двигателей внутреннего сгорания по сравнению с паровыми двигателями вызвала усиленное применение этих машин в морском транспорте. Условия работы машин данного назначения оказали влияние на конструктивную их разработку; так, можно отметить большую единичную мощность, наличие не меньше шести цилиндров, что вызывается условиями уравновешивания движущихся масс и пуска в ход с любого положения кривошипного вала, низкое число оборотов при работе непосредственно на гребной винт из условия экономичности работы последнего, выполнение кривошипного механизма с отдельной направляющей, обеспечивающее высокую надежность работы и реверс машины. Подобные двигатели последних годов показывают значительные достижения в смысле уменьшения габаритных размеров, — что видно из фиг. 286, дающей в одном и том же масштабе поперечные разрезы двух машин одинаковой мощности Аугсбургского машиностроительного завода старой и новой конструкции, — за счет переноса колонн, поддерживающих цилиндры, из плоскости вращения кривошипа в плоскость коренных подшипников.

Как типовую конструкцию опишем шестицилиндровую машину Аугсбургского машиностроительного завода мощностью 2 000 *л. с.* с размерами цилиндра $D = 700$ *мм* и $S = 1\,400$ *мм* при нормальном числе оборотов $n = 108$ в минуту и соответствующем среднем эффективном давлении $p_e = 5{,}17$ *ат*.

Три основных внешних вида и главные разрезы по цилиндру видны на фиг. 287

На основной чугунной плите, свернутой из двух частей, при помощи восьми пар литых колонн смонтированы два блока, также свернутые между собой, в каждый из которых запрессованы по три гильзы, образующих цилиндры. Вся конструкция стянута длинными анкерными болтами, воспринимающими давление вспышки и разгружающими от таковых колонны и блоки, благодаря чему вся конструкция выдержана относительно легкой. Цилиндровые крышки, для каждого цилиндра отдельная крепятся к блоку восемью длинными болтами, проходящими через крышку, особое кольцо, охлаждающее верхнюю часть втулки, и блок. В промежутке между группами цилиндров смонтированы компрессор и передача к верхнему распределительному валу, осуществленная при помощи пары цилиндрических, двух пар конических

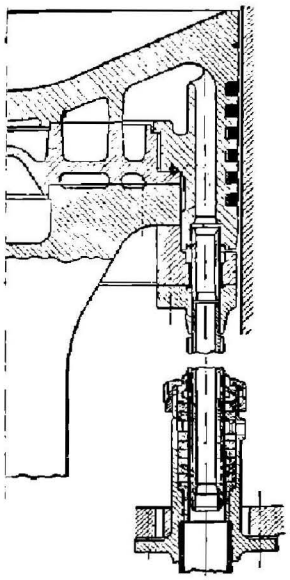
НБ УДУНТ (ДНТ)



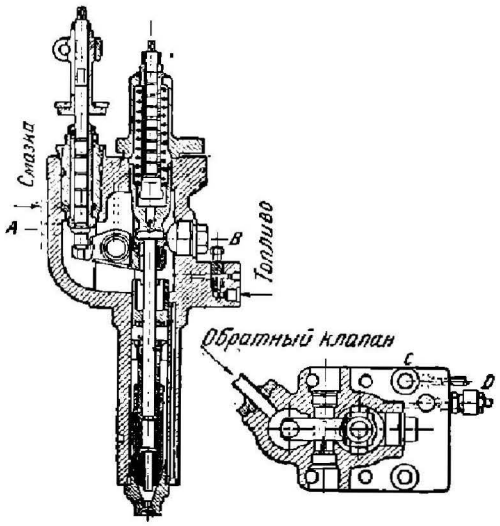
Фиг. 286. Двигатель МАН.

шестерен и промежуточного вертикального вала, а также топливный насос. Тут же находятся все рычаги управления и контрольные приборы. Особое внимание уделено вопросу охлаждения; кроме отмеченного выше специального кольца для охлаждения верхней части втулки в крышке имеется сплошная горизонтальная стенка, делящая ее по высоте на две части; протекающая с большой скоростью по нижней части охлаждающая вода вызывает интенсивное ее охлаждение. Поршень также охлаждается водой, подводимой и отводимой по двум трубкам, ходящим в сальниках в неподвижной части трубопровода (фиг. 288). Ребра в поршне, увеличивая скорость протекания воды, улучшают охлаждение. Чтобы воспрепятствовать проникновению охлаждающей воды в основную плиту и циркулирующее масло, поршневой шток пропущен через сальник в глухой горизонтальной стенке. Смазка основных деталей— циркуляционная под давлением. Отработанное масло фильтруется, охлаждается и вновь направляется в подшипники. Все клапаны и форсунки расположены в крышке. Форсунка (фиг. 289) по типу завода Този осуществлена без сальниковых уплотнений. Кривошипные механизмы закрыты щитами, по снятии которых могут быть осмотрены. Расход топлива, считая на теплотворную способность 10 000 *кал*, достигнут $g_e = 180$ *г/э. с. ч.* и расход масла — 0,6 — 0,9 *г/э. с. ч*

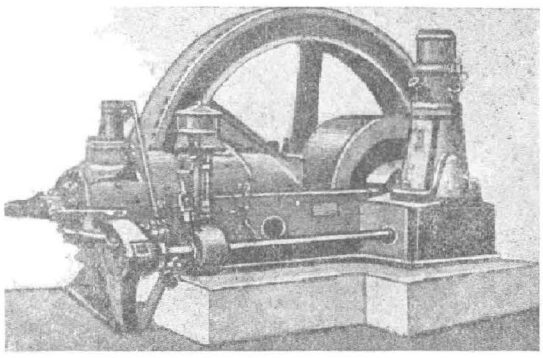
НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 288. Охлаждаемый поршень.



Фиг. 289. Форсунка по плану завода Този.

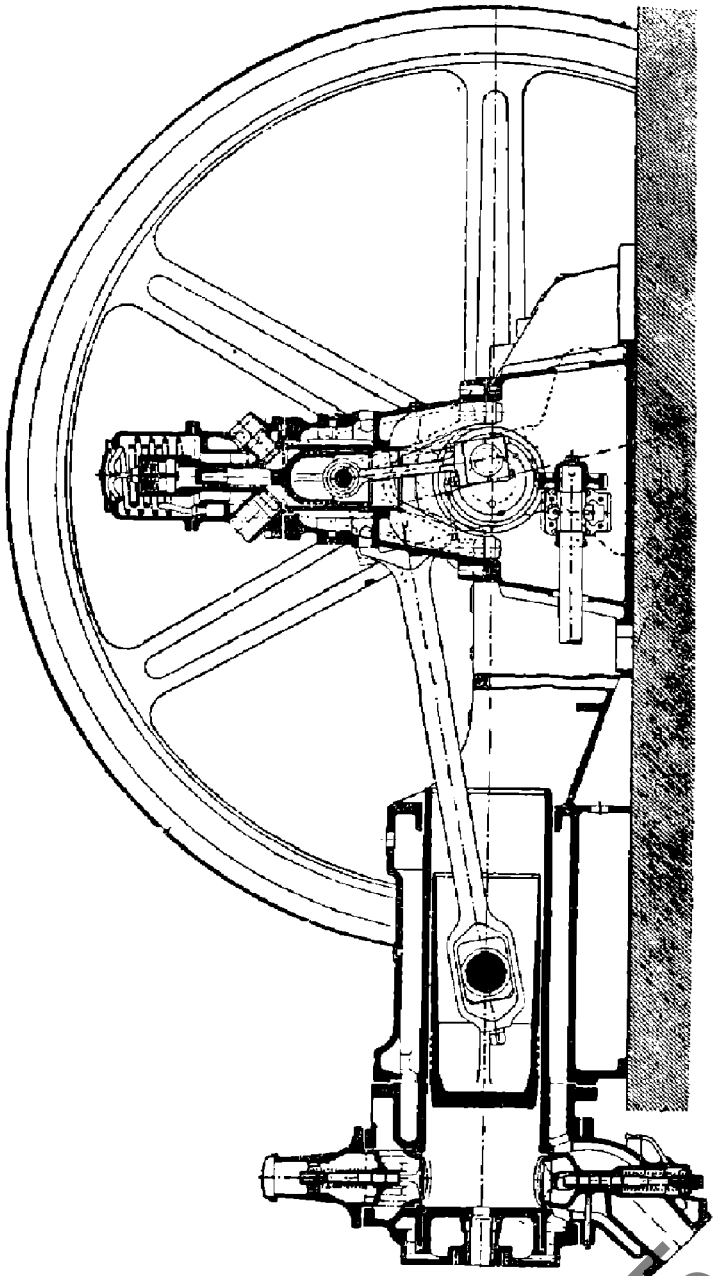


Фиг. 290. Общий вид горизонтального дизеля Швейцарского паровозостроительного завода.

II. Горизонтальные двигатели

Двигатель Швейцарского паровозостроительного завода в Винтертуре. На фиг. 290 и 291 представлены общий вид и вертикальный разрез горизонтального 50-сильного дизеля Швейцарского паровозостроительного завода. Компрессор установлен вертикально на общей раме двигателя и приводится в движение от дополнительного кривошипа. Продольный горизонтальный распределительный вал приводит в движение топливный насос и его регулятор и помощью кулачковых шайб — всасывающий и выхлопной клапаны. Расположенный на торце распределительного вала кулачок приводит в движение иглу форсунки и пусковой клапан, смонтированные в крышке цилиндра (фиг. 292). Этот двигатель интересен тем, что при горизонтальном расположении цилиндра и вертикальных клапанах пространство сгорания получается того же благоприятствующего сгоранию вида, как и в вертикальном дизеле, для чего в головке поршня имеются срезы или карманы, необходимые для свободного движения клапанов. Переключение с пускового положения на рабочее производится от одной рукоятки так же, как и в вертикальном двигателе. Пусковая рукоятка вращает два эксцентрика; один из них посажен на одном валу с рукояткой и действует на форсуночный рычаг, а другой, связанный с рукояткой при помощи тяги, — на пусковой рычаг. На торцевой шайбе распределительного вала расположен ступенчатый кулачок, обеспечивающий правильное открытие форсунки и пускового клапана. Сама форсунка и пусковой клапан — нормальной конструкции. Подобному же конструктивному изменению с сохранением основного метода регулирования и кинематической схемы подверглось регулирование подачи топливного насоса, приведенное на фиг. 293. Топливный насос непосредственно приводится в движение от

НБ УрГУПС (ДИТ)

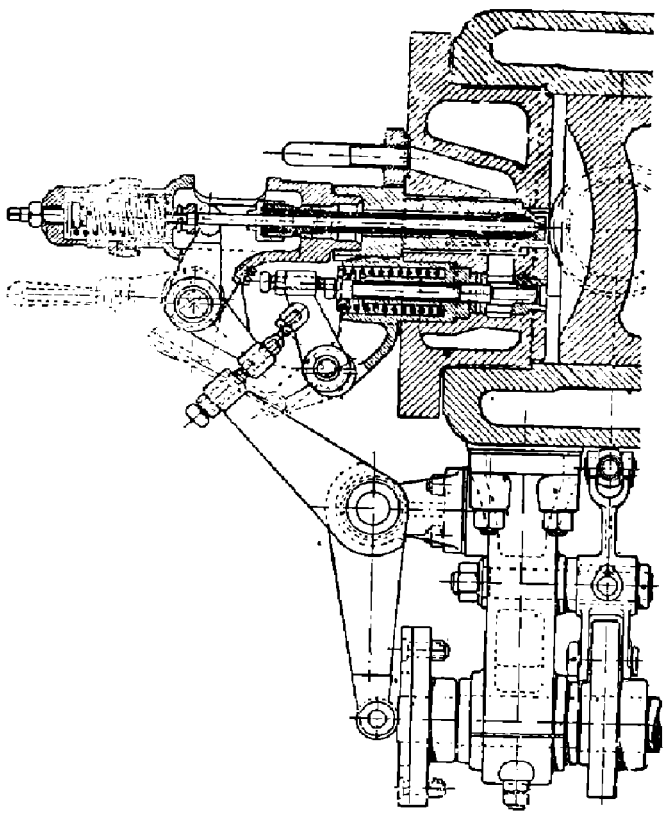


Фиг. 291. Горизонтальный двигатель Дизеля Винтертурского завода.

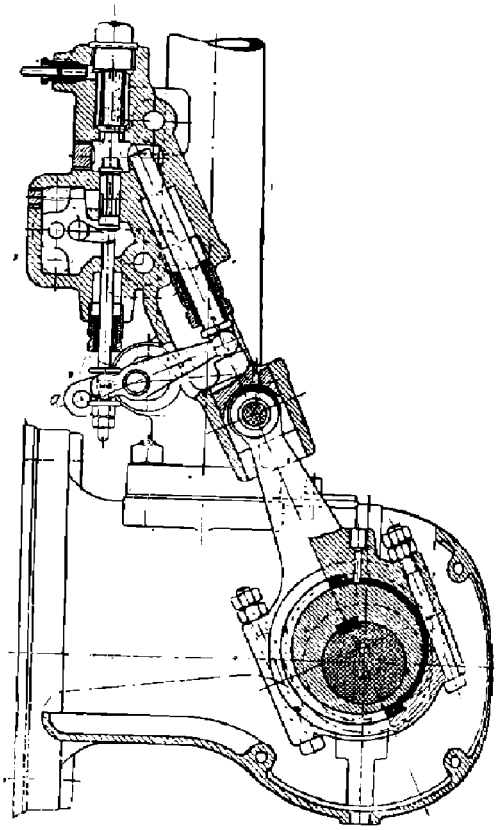
эксцентрика, сидящего на распределительном валу. Регулятор поворачивает точку опоры качающегося рычага, действующего на всасывающий клапан насоса, меняя тем момент его посадки на седло в зависимости от нагрузки машины. На том же чертеже виден рычаг для остановки машины, поднимающий всасывающий клапан насоса.

Горизонтальные двигатели Дизеля с открытыми форсунками. Желание обойти конструктивное решение подачи топлива под большим давлением распыливающего воздуха, как это имеет место в обычных дизелях, где форсунка перекрыта специальной иглой, породило весьма жизненное и упрощенное решение задачи распыливания топлива, предложенное Литценмайером и нашедшее затем рациональную

УДУТ (ДИТ)



Фиг. 292. Крышка цилиндра с приводом форсуночной иглы и пускового клапана.

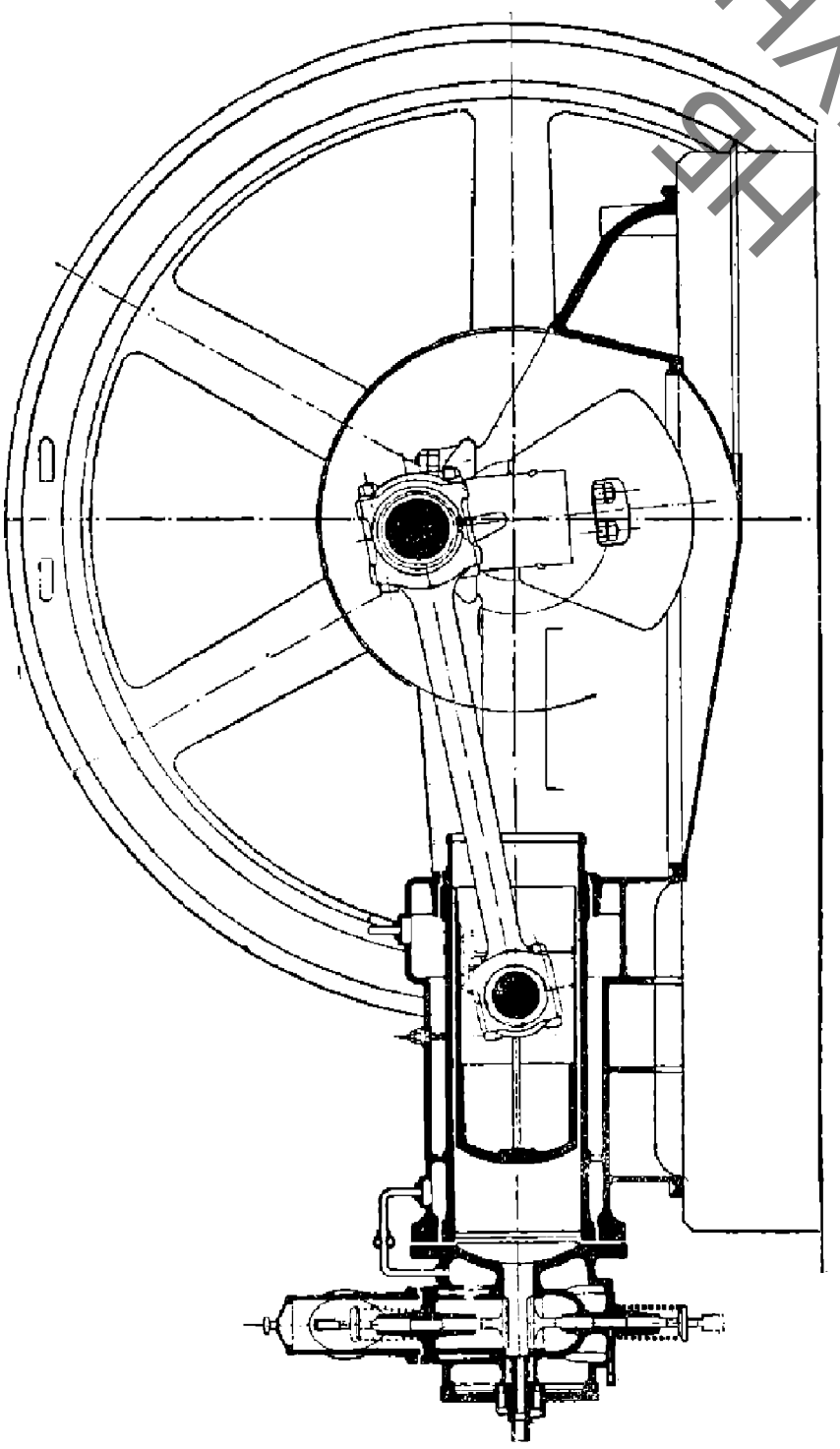


Фиг. 293. Нефтяной насос горизонтального двигателя завода Винтертур.

разработку крупными заводами по постройке двигателей, как-то: заводы Кертинг, Динглер, Пражский, б. Бромлей, в Москве, Сормовский и др. Идея Литценмейера заключается в том, чтобы разгрузить топливный насос от противодавления распыливающего воздуха, как это имеет место в нормальных форсунках, и тем упростить систему регулирования, для чего топливо подается в особый канал, сообщенный с цилиндром через диафрагму, в период всасывания, так что насос работает лишь на сопротивления трубопроводов и клапанов. В конце сжатия открывается дополнительный клапан, помещенный в форсунке и далеко отстоящий от пространства сгорания, и направляет струю сжатого воздуха в канал с топливом, чем достигается распыливание его в рабочем воздуке. Эта конструкция устранила загар форсуночной иглы, имевший место в выпущенных первых моделях Аугсбургского завода. Идея регулирования подачи топлива заключается в том, что эксцентрик приводит в движение плунжер через регулирующий механизм, включающий холостой ход. Таким образом, в то время как эксцентрик имеет постоянный ход, полезный ход плунжера меняется от регулятора.

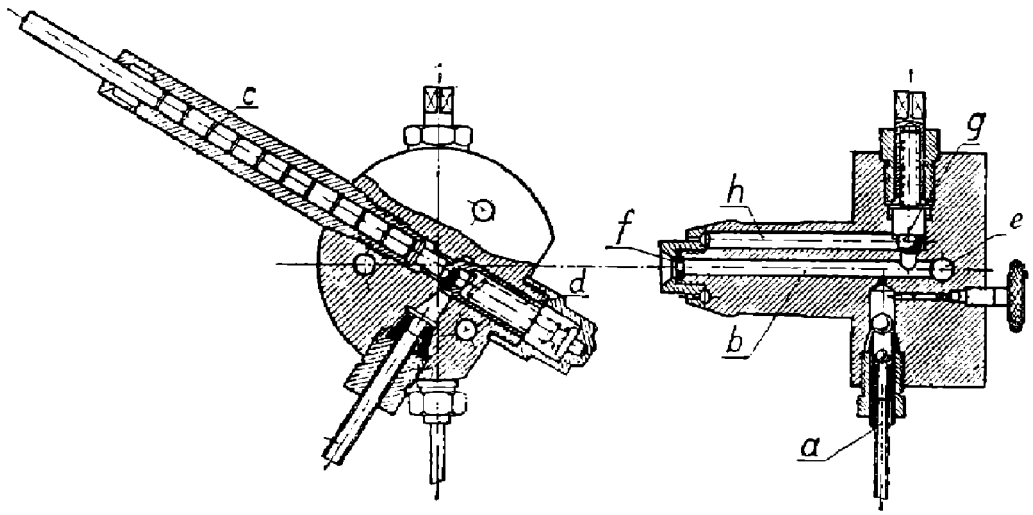
На фиг. 294 представлен продольный разрез двигателя Литценмейера. Двигатель имеет нормальную конструктивную разработку газовсасывающей машины. Рубашка цилиндра отлита заодно со станиной двигателя, и в нее вставлена рабочая букса, образующая цилиндр. К фланцу рубашки привернута головка, в которой заключены всасывающий и выхлопной вертикальные клапаны, приводимые в движение через штанги и рычаги от горизонтального распределительного вала, при помощи распределительных кулачков. Форсунка, смонтированная в торце головки, представлена на фиг. 295. Нефть, подаваемая в процессе всасывания через трубку *a* в канал *b*, располагается в нем по всей его длине. В конце сжатия шток *c*, имею-

НБ УГЛТУ (ДГТУ)

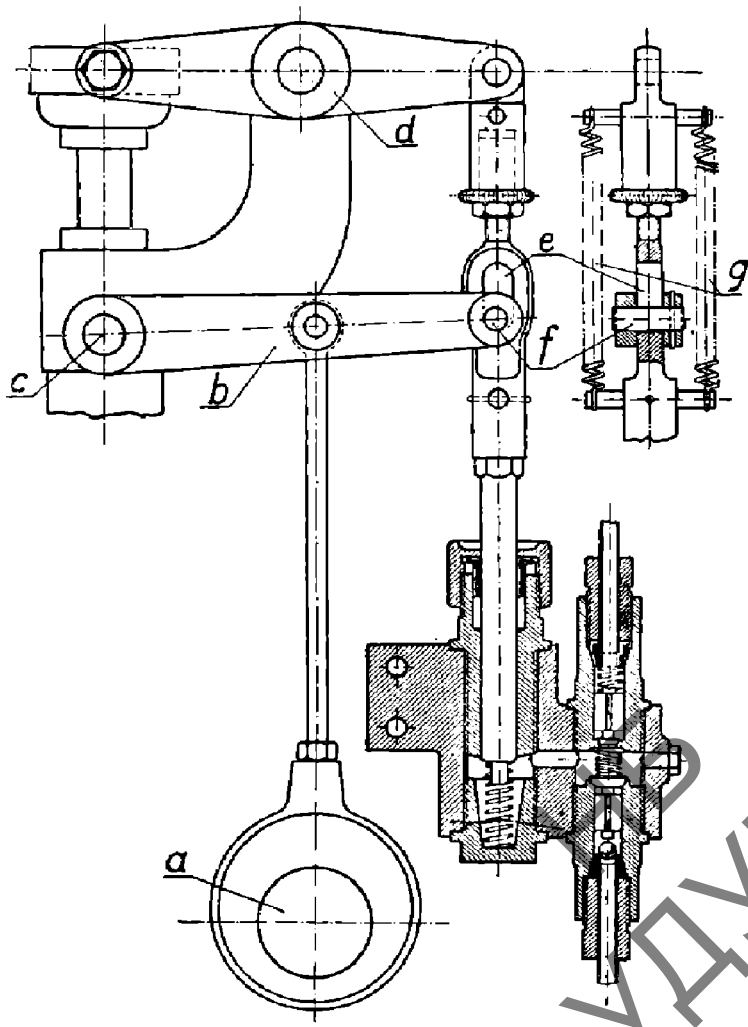


Фиг. 294. Продольный разрез двигателя Литценмайера.

РЕПОЗИТОРИЙ ГГТУ

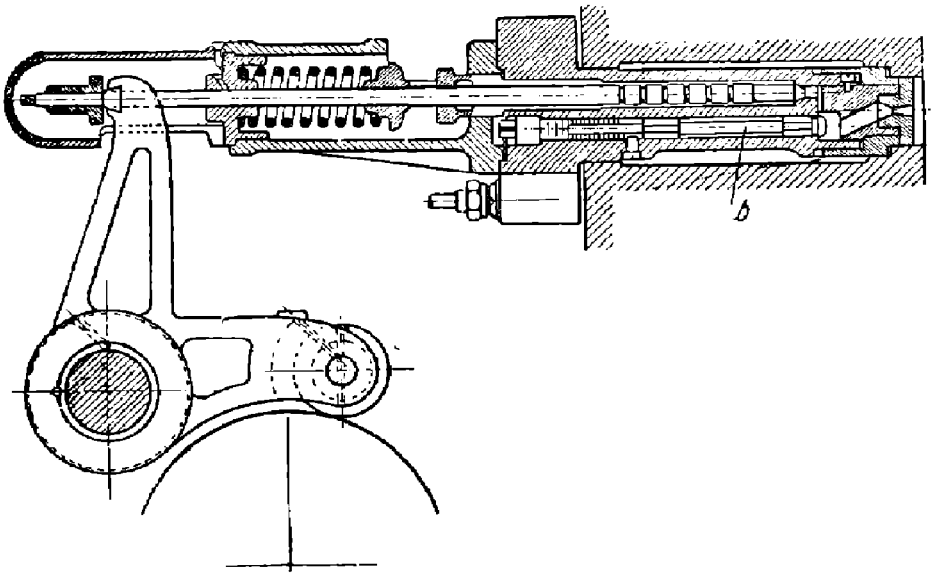


Фиг. 295. Открытая форсунка Литценмайера.

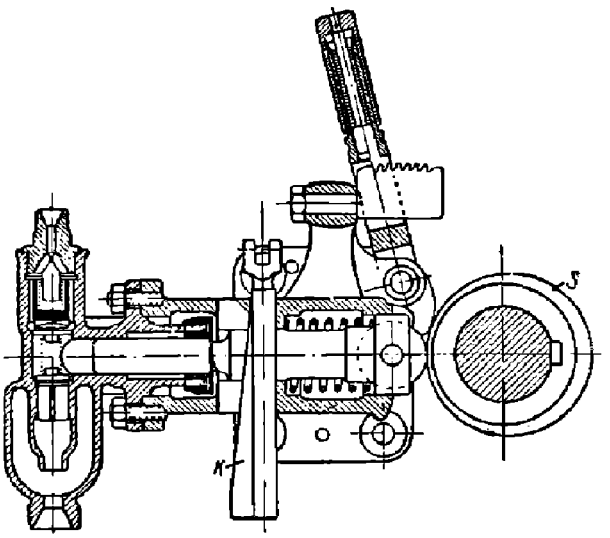


Фиг. 296. Нефтяной насос Литценмайера.

УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 297. Форсунка двигателя Кертинга.

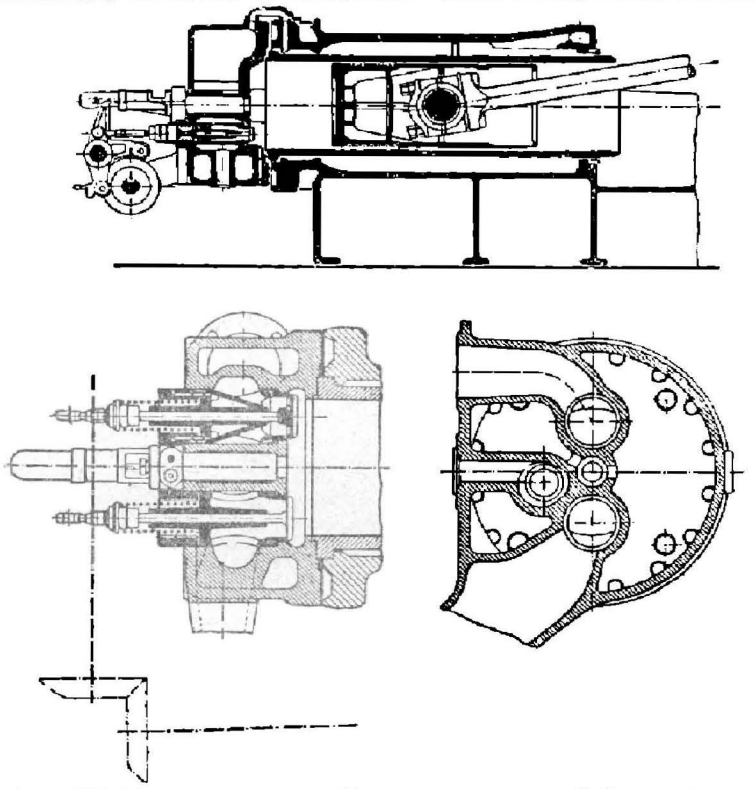


Фиг. 298. Топливный насос двигателя Кертинга.

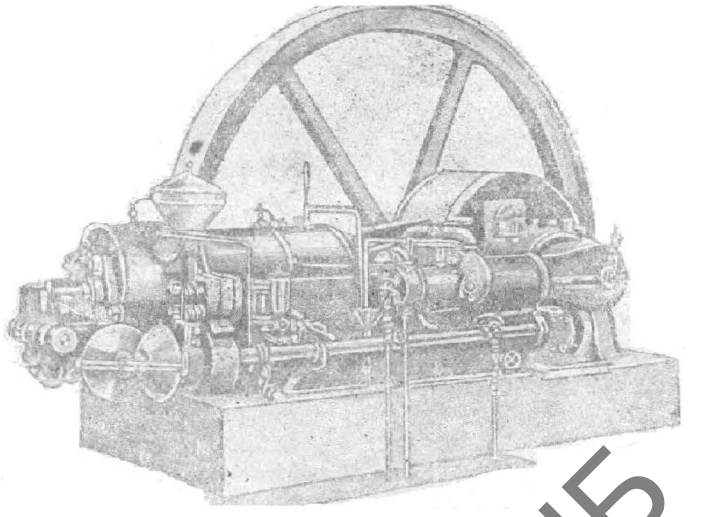
щий лабиринтное уплотнение, открывает воздушный клапан *d*, и сжатый воздух, поступающий через канал *e*, подхватывает нефть из канала *b*, распыливая ее через диафрагму *f*. При пуске двигателя в ход открывается запорный вентиль *g*, и сжатый воздух кроме канала *b* направляется в цилиндр через более широкий канал *h*. Как для пуска в ход, так и для рабочего положения служит тот же шток *c*, открывающий воздушный клапан *d*. Ввиду того что время открытия клапана при пуске в ход и при работе двигателя неодинаково, форсуночный ролик переводится с рабочего кулачка на пусковой с соответствующим большим временем открытия.

На фиг. 296 дана конструкция нефтяного насоса завода б. Бромлей. Эксцентрик *a* качает рычаг *b*, имеющий неподвижную точку *c*. Правый конец рычага, обхватывающий прорез штока нефтяного насоса *e*, связан с последним сквозным болтом *f* таким образом, что имеет возможность свободно качаться в прорезе. Регулятор воздействует на рычаг *d*, другой конец которого связан двумя длинными

НБ УДУНТ (ДПТ)



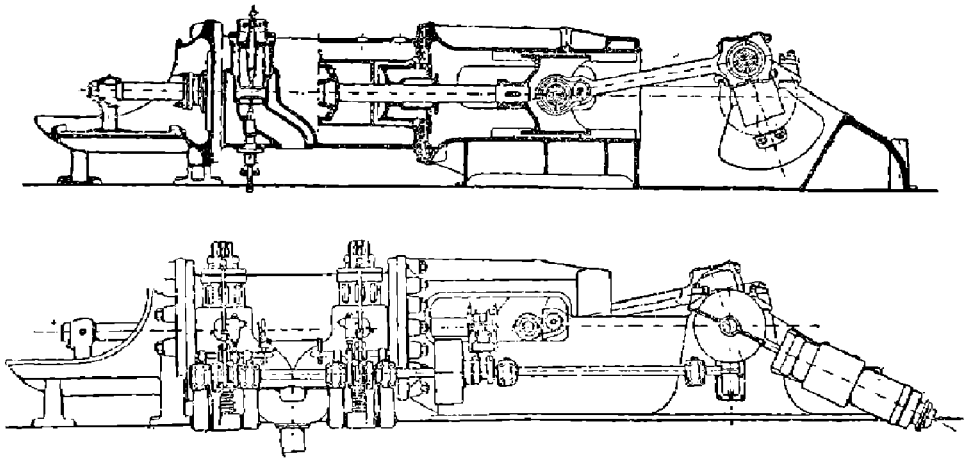
Фиг. 299. Разрез двигателя Кертинга с открытой форсункой.



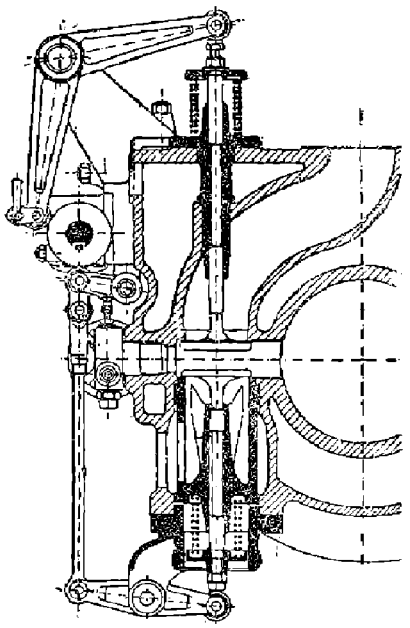
Фиг. 300. Общий вид двигателя Кертинга.

боковыми пружинами g с нефтяным штоком и изменяет положение прореза e относительно качающегося рычага. При холостом ходе, когда втулка регулятора стремится в верхнее положение, прорез занимает свое низшее положение, и сквозной болт бо́льшую часть хода совершает вхолостую. Чем выше прорез будет поставлен регулятором, тем больше полезный ход насоса. Таким образом подъем плунжера производится двумя пружинами g, а полезный ход — от рычага b через сквозной болт f и прорез.

НБ УДУНТ (ДИП)



Фиг. 301. Двигатель Пражского завода.



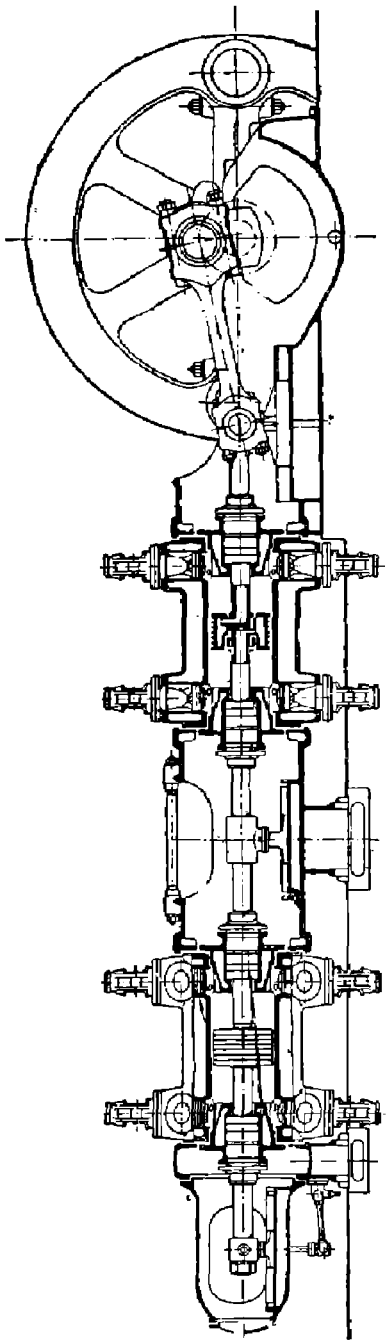
Фиг. 302. Клапанная головка двигателя Пражского завода.

На фиг. 297 и 298 представлены форсунка и топливный насос горизонтального дизеля с открытой форсункой завода Кертинг. Нефть, подаваемая через возвратный клапан *b* форсунки, ложится в нижнюю часть наклонного канала. Игла, перекрывающая доступ сжатому воздуху, уплотненная против давления сжатого воздуха лабиринтом и сальником, прижата к своему седлу сильной пружиной, напоминая в этой части конструкцию нормальной форсунки дизеля с той разницей, что конус иглы не приходит в соприкосновение с горячими газами. В момент открытия иглы сжатый воздух подхватывает нефть и распыливает ее через диафрагму. Нефтяной насос (фиг. 298) приводится в движение от эксцентрика *s*. Регулятор, воздействуя на положение клина *k*, меняет полезный ход насоса. Возвратный ход всасывания плунжера, так же как и в конструкции завода б. Бромлей, совершает пружина. Ручка служит для остановки двигателя и для подкачки нефти при пуске его в ход. На фиг. 299 представлен продольный разрез двигателя Кертинга. Второй распределительный вал, получающий вращение от пары конических шестерен, приводит в движение помощью кулачков всасывающий и выхлопной горизонтальные клапаны, расположенные в крышке цилиндра. В центре крышки монтированы форсунка и под ней пусковой клапан. Этот горизонтальный двигатель по расположению своих частей напоминает опрокинутый нормальный дизель. Горизонтальное расположение клапанов принуждает седло клапана выполнять без конических заточек.

На фиг. 300 представлен общий вид рассматриваемой машины.

Двигатель двойного действия Пражского машиностроительного завода. На фиг. 301 представлены продольный разрез и общий вид четырехтактного двигателя двойного действия Пражского машиностроительного акционерного о-ва, работающего с открытой форсункой, в конструктивной разработке мало отличающейся от бромлеевской форсунки. Компрессор расположен под углом и приводится в движение от самостоятельного кривошипа. Поршневой шток, охлаждаемый водой, подвешен на двух ползунах. Клапанная коробка (фиг. 302) вынесена сбоку цилиндра

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 303. Двигатель тандем Аугсбургского завода.

и заключает к концу сжатия весь рабочий воздух, в который распыливается топливо при помощи размещенной в торце коробки форсунки. Такое расположение сокращает высоту установки и длину всех передаточных частей распределения, а кроме того, предохраняет сальники штока от высоких температур в процессе сгорания. Как всякий двигатель с открытой форсункой, эта машина требует более высокого давления распыливающего воздуха, вследствие чего давление в процессе сгорания повышается на 5 — 10 *ат*.

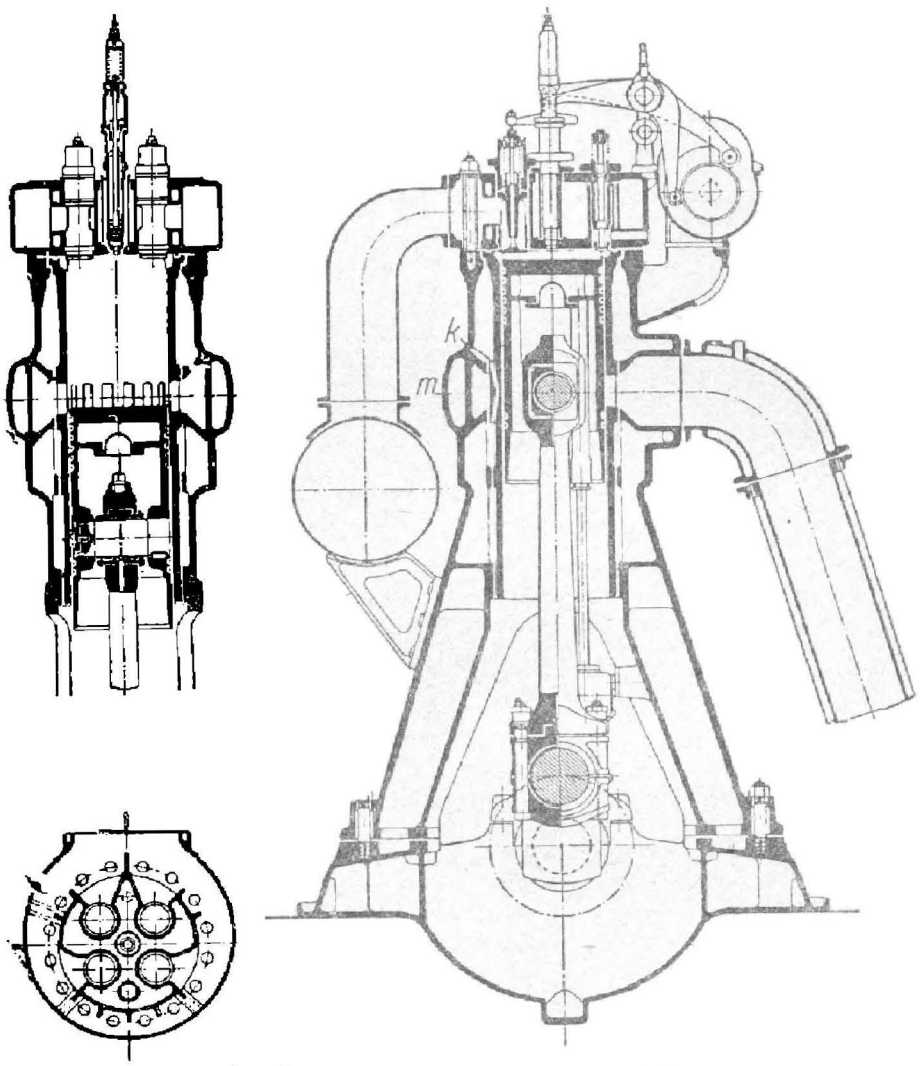
Двигатель тандем двойного действия Аугсбургского машиностроительного завода. По принципу крупных газовсасывающих двигателей Аугсбургским машиностроительным заводом разработан четырехтактный двигатель Дизеля тандем двойного действия, представленный на фиг. 303. Сквозной шток, несущий два рабочих поршня, опирается на три ползуна. Всасывающий и выхлопной клапаны в каждой полости расположены вертикально и приводятся в движение от распределительного вала через толкающие штанги и качающиеся рычаги при помощи кулачковых шайб. Сжатый воздух размещается в двух пространствах у всасывающего и выхлопного клапанов, в которые помощью двух форсунок на каждую рабочую полость распыливается нефть. Рядом с нижней форсункой расположен пусковой клапан. Как и газовый, этот нефтяной двигатель покоится на трех фонарях, из которых правый составляет одно целое с рамой двигателя, представляя, таким образом, систему подвещенных цилиндров. Форсунки и пусковой клапан — нормальной конструкции Аугсбургского завода, с соответствующим изменением кинематической связи.

Б. ДВУХТАКТНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

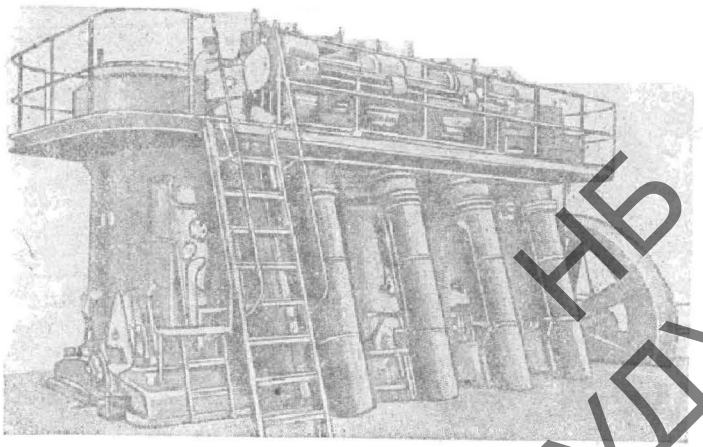
I. Двухтактные двигатели простого действия

Двигатель завода Зульцер. Большую заслугу в разработке двухтактных дизелей имеет завод Зульцер в Винтертуре и Людвигсгафене. Строящиеся им двухтактные дизели — вертикальные, простого действия. А-образная станина (фиг. 304), в которую вставлена гильза, служащая цилиндром двигателя, имеет кольцевой канал, охлаждаемый водой, через который отводятся выхлопные газы, направляющиеся из цилиндра через щели в буксе, расположенные по всей окружности последней. Уплотнение вставной буксы в месте выхлопных каналов достигается медными кольцами при посадке ее в рубашку. Для предохранения простенков между щелями от прогара последние охлаждаются водой через каналы *k*. Продувочный воздух, подаваемый компрессором двойного действия, монтированным на общей станине с двигателем, поступает в общий сборник, а оттуда в цилиндр через четыре продувочных клапана, расположенных в крышке цилиндра. В ней же расположены форсунка и пусковой клапан. Все клапаны приводятся в движение от кулачков,

НВ УКЦ (ДИ)

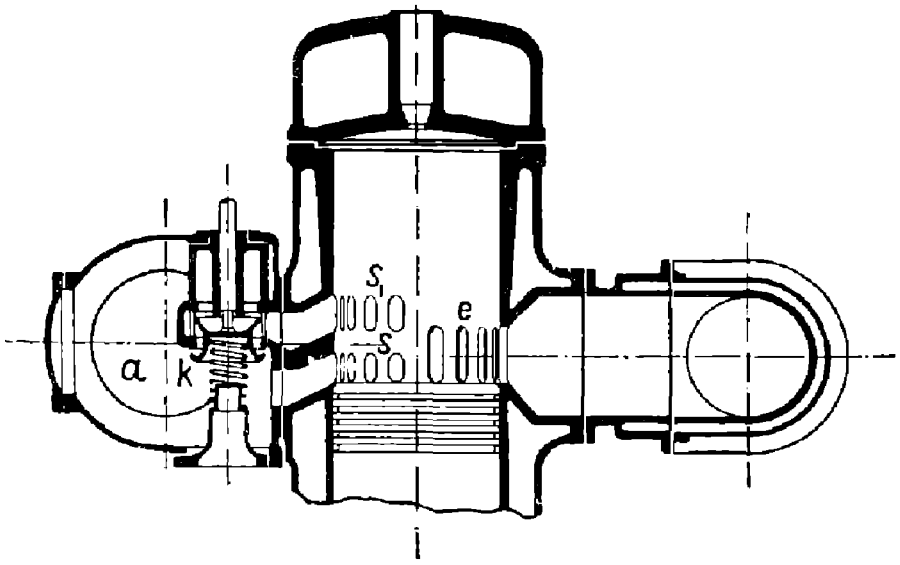


Фиг. 304. Разрез двухтактного двигателя Зульцера.

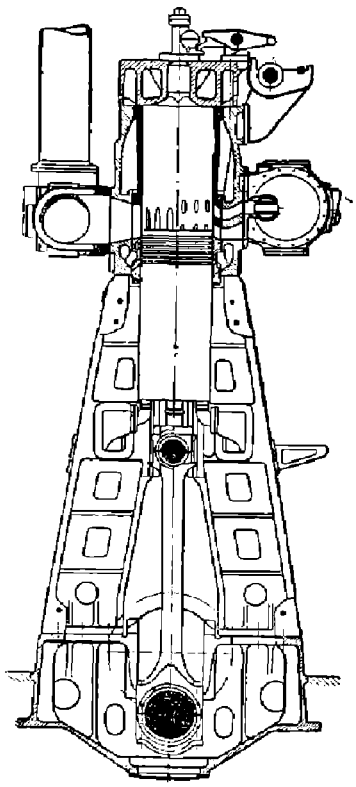


Фиг. 305. Общий вид двухтактного двигателя Зульцера. 2400 *л. с.*

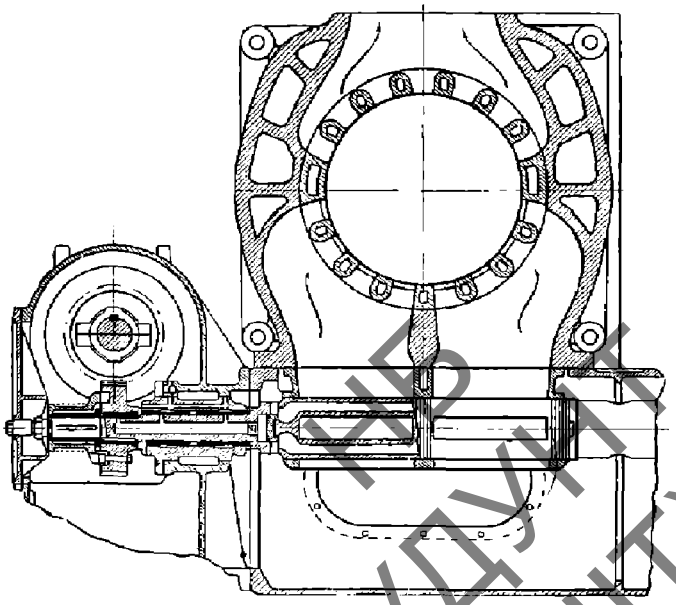
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 306. Цилиндр двигателя Зульцера со щелевой продувкой.



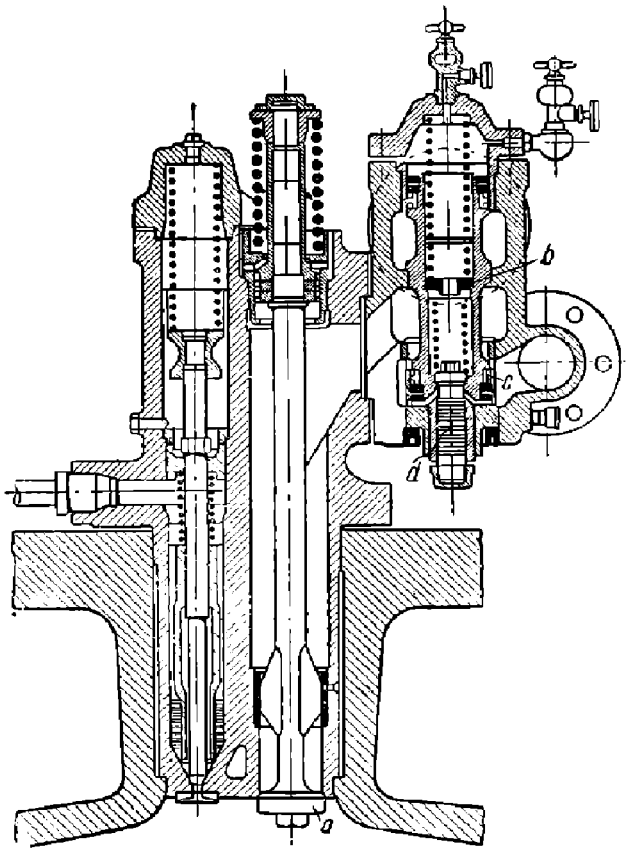
Фиг. 307. Разрез судового двигателя Зульцера с наддувом.



Фиг. 308. Разрез через окна и вращающийся золотник.

НЕ УДУЧИТ (ДПТ)

сидящих на горизонтальном распределительном валу, получающем свое движение от главного вала через промежуточный вертикальный. Поршень охлаждается водой. На фиг. 305 представлен общий вид двухтактного четырехцилиндрового двигателя простого действия в 2 400 *л. с.* Мощность такой конструкции двухтактных двигателей доведена заводом Зульцер до 2 000 *л. с.* в одном цилиндре. Применяемая прямоточная продувка весьма совершенно очищает цилиндры от остаточных газов и требует не более 30—40% избытка воздуха по отношению к рабочему объему цилиндров. Среднее индикаторное давление, отнесенное ко всему рабочему ходу, — около 6,8 *ат* при расходе топлива 200 *г/э. л. с. ч.*



Фиг. 309. Форсунка и пусковой клапан двигателя Зульцера.

Для упрощения конструкции и повышения среднего индикаторного давления заводом Зульцер разработана щелевая продувка с наддувом через дополнительные окна, управляемые специальным клапаном (фиг. 306). Когда поршень опускается, верхние продувочные окна s_1 перекрыты клапаном k, и лишь по удалении продуктов сгорания через окна e продувочный воздух поступает через окна s и s_1 из ресивера a. При обратном ходе поршня, когда перекроются выхлопные окна, продувочный воздух производит наддув через окна s_1 и тем увеличивает количество подаваемого воздуха, а с ним и среднее индикаторное давление. Форсунка и пусковой клапан расположены, как обычно, в крышке цилиндра.

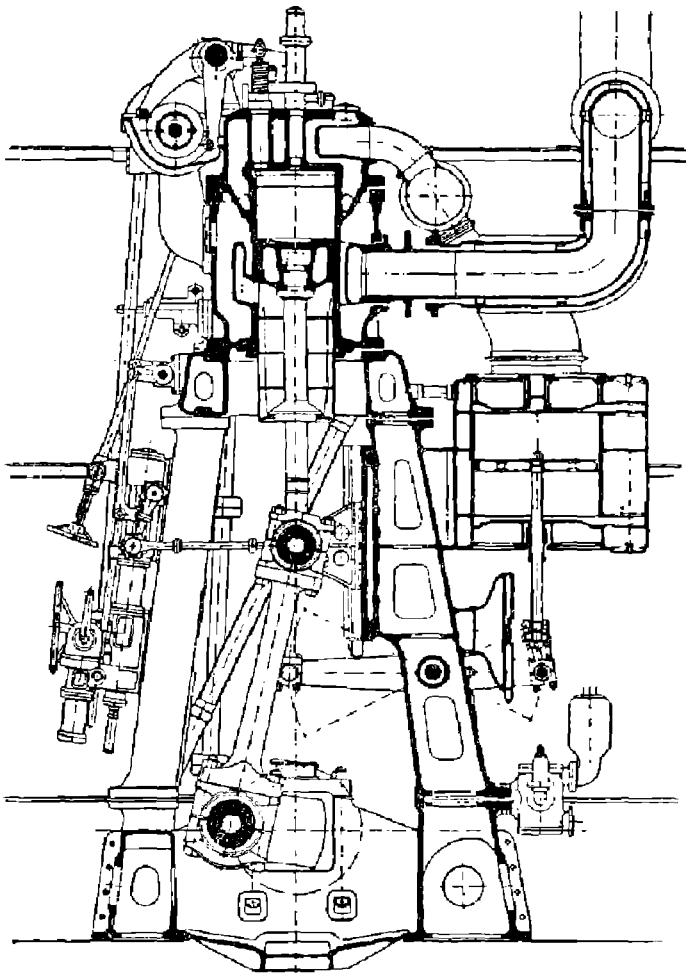
В дальнейшем развитии данной конструкции заводом Зульцер клапан k заменен вращающимся золотником, выполняющим ту же функцию. На фиг. 307 дан разрез судового двигателя Зульцер с наддувом, а на фиг. 308 — поперечный разрез через окна и вращающийся золотник.

В последних конструкциях управляемый золотник заменен автоматическими пластинчатыми клапанами с большим проходным сечением для воздуха, что упрощает конструкцию из-за отсутствия привода.

Форсунка и пусковой клапан (фиг. 309) смонтированы в одну деталь, укрепляемую по оси крышки цилиндра. Такая конструкция допускает выполнение крышки в виде тела вращения с центральным отверстием, хорошо противостоящего термическим воздействиям.

Система пускового клапана имеет некоторые особенности. Клапан a открывается на все время пуска в ход, и органом распределения является клапан b. Нижняя часть клапана b развита в золотник. Во время хода сжатия воздух из цилиндра через щели c отводится в ресивер продувочного воздуха. В начале воздействия пускового рычага на клапан b снизу открывается дополнительный клапан d, разгружающий клапан b от давления на него воздуха. При подъеме клапана b перекрываются нижние окна, соединяющие пространство сжатия с ресивером продувочного

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 310. Разрез двигателя завода Крупп.

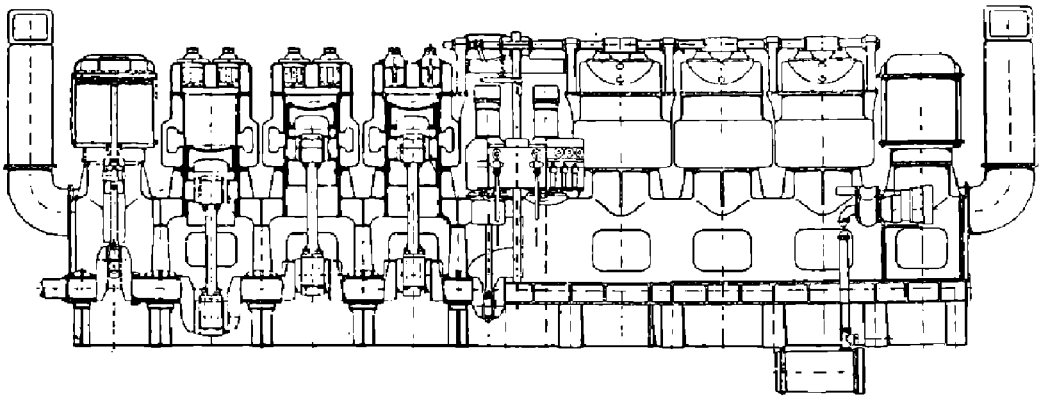
воздуха, и пусковой воздух получает доступ в цилиндр. За счет подобной конструкции облегчается пуск в ход при более низких давлениях пускового воздуха; двигатель за счет уменьшенной работы сжатия и увеличения объема пространства сжатия быстрее забирает обороты, и во время работы достигается возможность разборки и ремонта основных органов пуска в ход, что является весьма важным для судовых машин с их частыми маневрами.

Двигатели завода Круппа. На фиг. 310 представлен разрез вертикального двухтактного двигателя простого действия завода Круппа. Продувка происходит через клапаны, расположенные в крышке цилиндра, и выхлопные щели, размещенные по всей окружности цилиндра. Кривошипный механизм снабжен крейцкопфом, скользящим по направляющей, расположенной в литой станине. Для равномерного распределения давлений основная кривошипная плита связана с цилиндром помощью колонны. Продувочные насосы двойного действия расположены сбоку цилиндров и приводятся в движение от крейцкопфа через балансир. Другие ползуны многоцилиндровой машины приводят в движение компрессоры распыливающего и пускового воздуха. В крышке цилиндра размещены форсунка и пусковой клапан. Поршни охлаждаются водой через крейцкопф и шток.

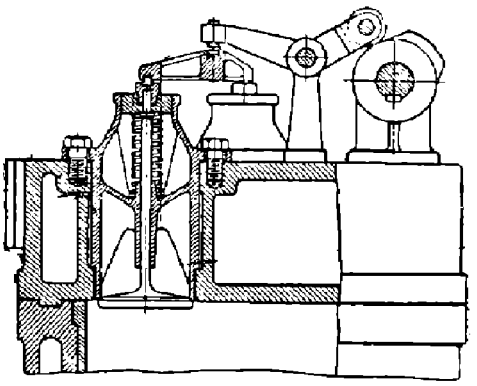
Быстроходный двигатель того же завода исполняется с картерной станиной, причем цилиндры, продувочный насос и компрессор расположены в ряд. На фиг. 311 представлен реверсивный шестицилиндровый быстроходный двигатель для подводных лодок в 900 *л. с.* По концам линии цилиндров расположены продувочные насосы, посредине, между двумя группами по три цилиндра, — компрессоры для распыливающего воздуха. Привод продувочных клапанов помощью трех пальцев от одного кулачка через рычаг представлен на фиг. 312.

Двигатель завода Нобель. На фиг. 313 дан поперечный разрез вертикального судового четырехцилиндрового двухтактного двигателя завода Нобель. Как и у большинства судовых машин большой мощности с малым числом оборотов, обусловленным непосредственной работой на винт, этот двигатель выполняется с крейцкопфами и поршнем, охлаждаемым водой через шток, в который вода подается помощью шарнирно связанных труб. Конструкция поршня осуществлена из двух частей, из которых верхняя воспринимает действующие силы, а нижняя служит для

НЕ ДЛЯ ПРОДАЖИ (ДЛЯ УЧЕБНЫХ ЦЕЛЕЙ)



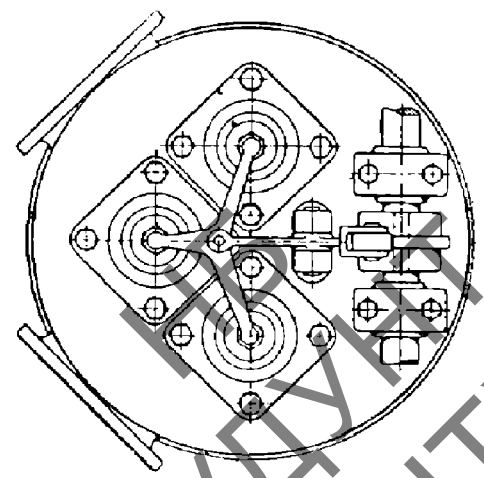
Фиг. 311. Быстроходный двигатель завода Крупп.



перекрытия выхлопных и продувочных окон. Две чугунные колонны связывают каждый цилиндр с кривошипной плитой, свернутой из двух частей. По бокам двух средних цилиндров размещены два продувочных насоса двойного действия, приводимые в действие от крейцкопфов через балансиры. Такими же балансирами приводится в движение трехступенчатый компрессор, расположенный у двух крайних цилиндров с разбивкой ступени низкого давления от ступеней среднего и высокого давления.

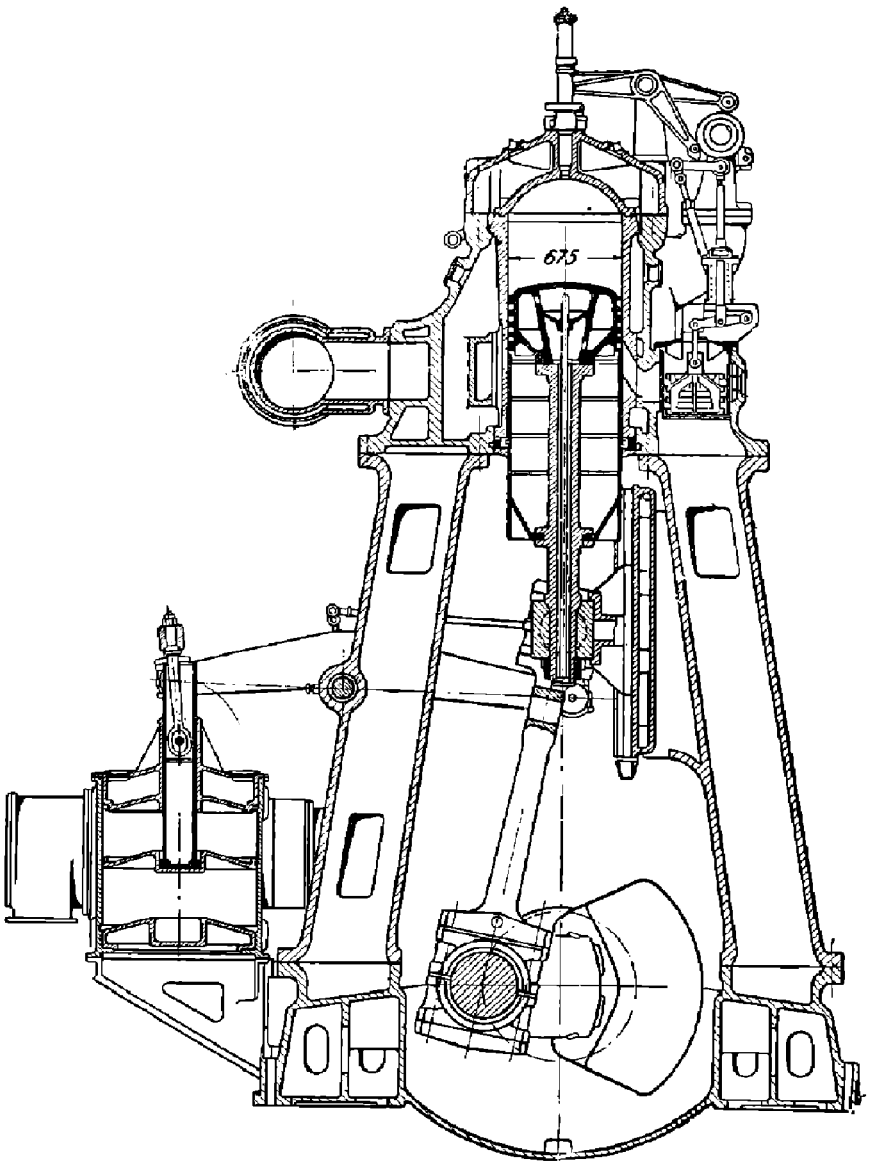
Продувка производится через щели расположенные в нижней части цилиндра под углом к оси цилиндра, причем продувочные окна поставлены выше выхлопных, и весь продувочный воздух регулируется специальным золотником (фиг. 314). В конце хода расширения, когда открываются продувочные окна, золотник закрыт и предохраняет ресивер от поступления в него продуктов сгорания, и лишь когда после выхлопа давление в цилиндре упадет, открывается золотник для продувки цилиндра. Такой конструкцией более упрощенно достигается наддув, чем в двигателе Зульцер. Форсуночный и пусковой клапаны монтированы в стальной головке и приводятся в движение от кулачков, сидящих на общем распределительном валу, от которого получает свое движение и продувочный золотник. Для предохранения двигателя от чрезмерных давлений случайного характера пусковой клапан снабжен предохранителем (фиг. 315).

Произведенные проф. Росбергом испытания дали результаты, приведенные в табл. 51.



Фиг. 312. Продувочные клапаны двигателя завода Крупп.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

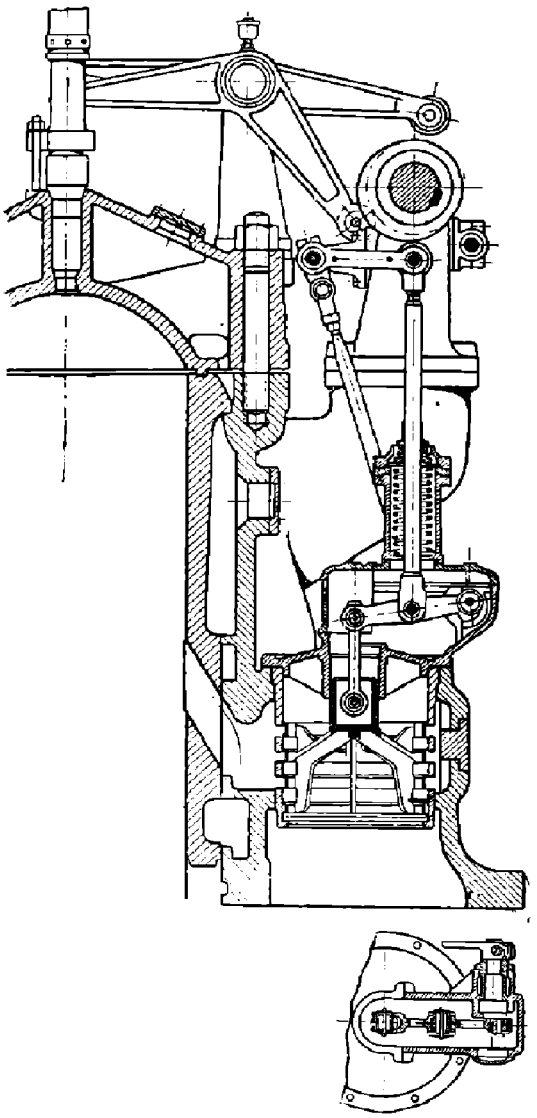


Фиг. 313. Разрез двигателя завода Нобель.

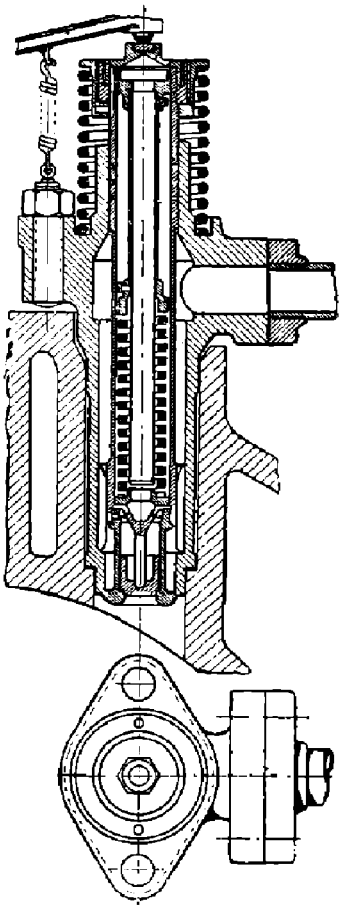
Таблица 51

	Единица измерения	Нормальная нагрузка	5/4 нормальной нагрузки
Среднее индикаторное давление p_i .	*кг/см²*	6,48	7,58
Механический к. п. д. η_m .	%	80,5	81,5
Расход топлива на эффективную силу-час .	*г*	179,3	191,4
Избыточное давление продувочного воздуха .	*мм* вод. ст.	1 150	1 280
Температура продувочного воздуха . .	°C	30	28
Температура выхлопных газов .	°C	305	352

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 314. Специальный золотник для регулирования подачи продувочного воздуха.

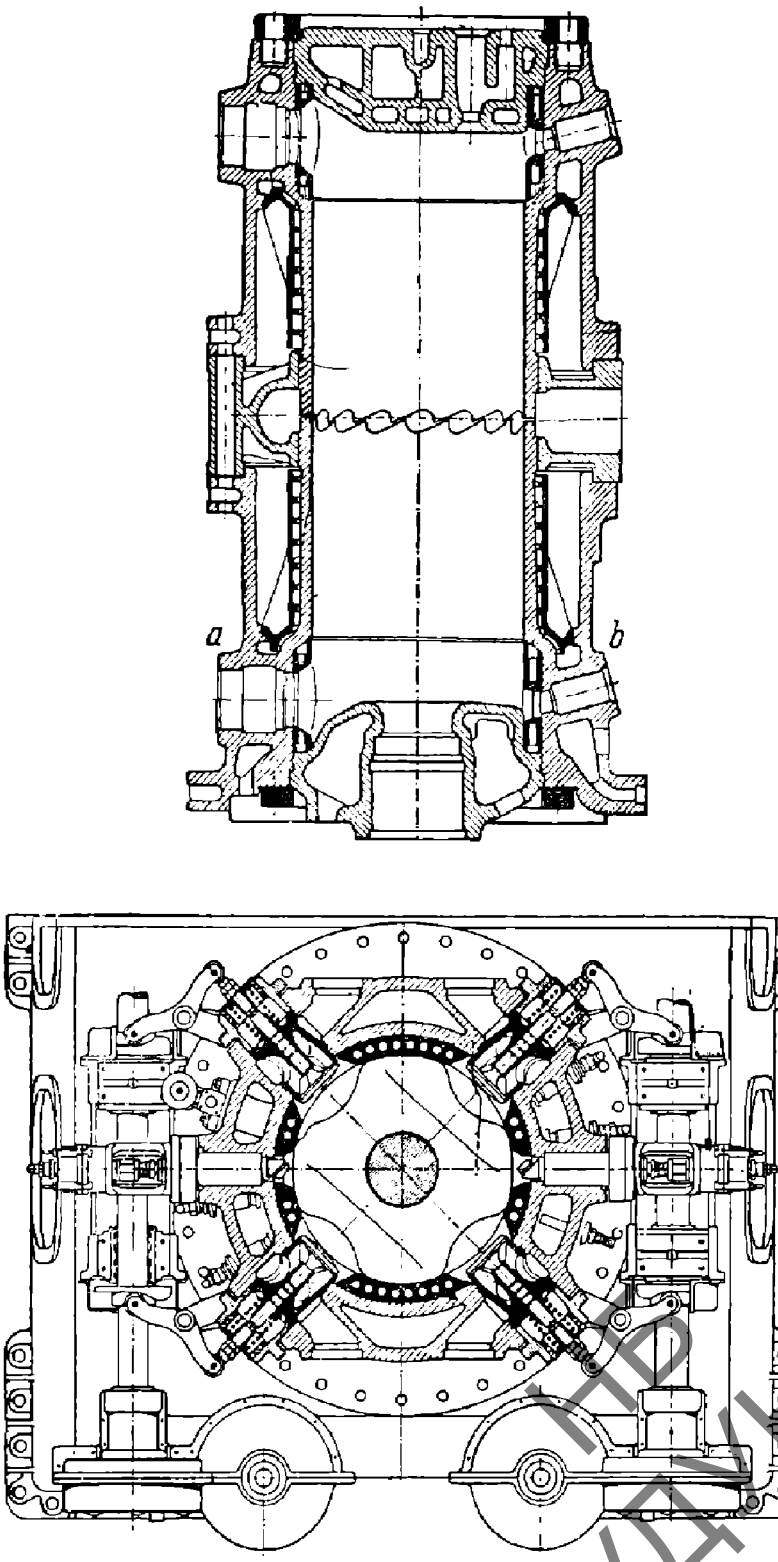


Фиг. 315. Пусковой клапан.

II. Двухтактные двигатели двойного действия

Двигатели заводов МАН и Круппа. Стремление дать двигатель максимальной мощности направило мысль наиболее мощных дизелестроительных заводов МАН и Круппа на осуществление двухтактных машин двойного действия. С 1910 по 1917 г. оба эти завода по заказу германского морского ведомства упорно работали над машинами, которые должны были дать в шести цилиндрах 12 000 *л. с.*, т. е. по 2000 *л. с.* в цилиндре. Главные затруднения, как и следовало ожидать, встретились в области безболезненного восприятия термических напряжений, с которыми вполне удалось справиться заводу МАН, в то время как заводу Круппа до конца довести свою работу не удалось. Обе машины по требованию Версальского договора были уничтожены. В то время как завод Круппа остановился на чисто щелевой продувке, завод МАН выполнил свою машину с продувкой через клапаны.

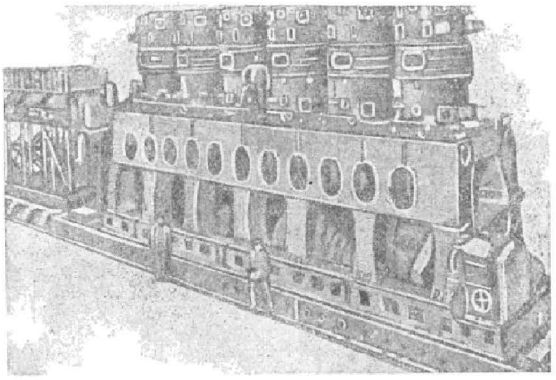
Как видно из фиг. 316, заводу МАН для должного охлаждения цилиндра и головок и обезвреживания термических деформаций пришлось принять ряд дополнительных мер, к которым относится увеличение скорости протекания воды непосред-



Фиг. 316. Цилиндр двухтактного двигателя двойного действия завода МАН. $N_e = 2000$ *л. с.* на цилиндр.

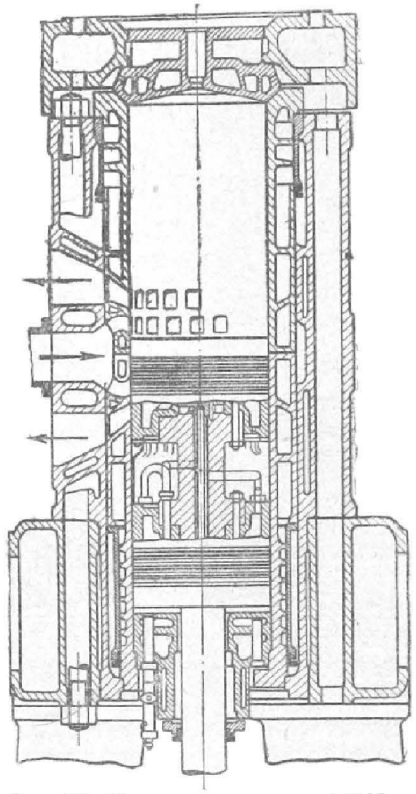
НТБ УГХТ (ДИТ)

ственно у стенок путем введения двухступенчатого охлаждения и применения разрезных цилиндров, допускающих свободные деформации. Продувочные клапаны расположены радиально по четыре на каждую рабочую полость цилиндра. Форсунки — по две на каждую полость. Общий вид машины дан на фиг. 317.



Фиг. 317. Общий вид двигателя завода МАН; 12 000 *л. с.*

Опыт, накопленный Аугсбургским машиностроительным заводом во время работы над 12 000-сильным двухтактным двигателем двойного действия, нашел себе применение в разработанной им за последние годы новой конструкции двухтактного двигателя двойного действия для больших мощностей, цилиндр которого в разрезе представлен на фиг. 318. Как видно, и здесь должны были быть приняты особые меры для интенсивного охлаждения цилиндра, головок и поршня. Особый интерес представляет осуществленная в данной конструкции система продувки. Выхлопные и продувочные окна расположены по одной стороне цилиндра. Продувочный воздух направляется сначала на вогнутый поршень, затем по противоположной стенке цилиндра — к головке и вытесняет по стороне, где расположены окна, продукты сгорания. Такой метод продувки дал вполне удовлетворительные результаты, и находит себе применение при постройке крупных двигателей; в настоящее время находится в постройке машина, которая в девяти цилиндрах должна дать 15 000 *л. с.*



Фиг. 318. Цилиндр двигателя МАН.

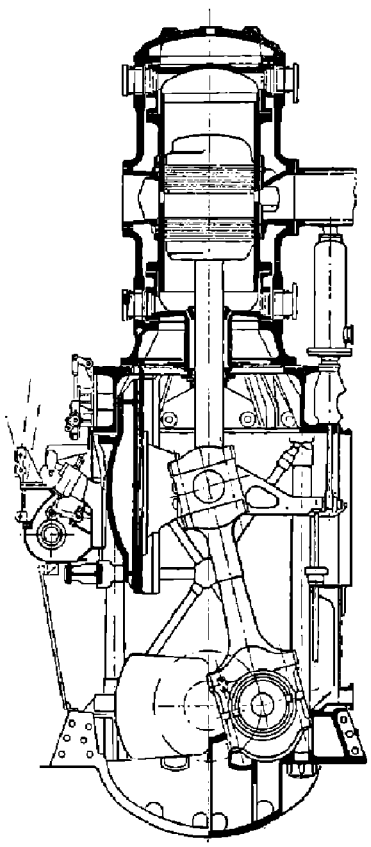
Машина завода Круппа показана на фиг. 319.

Судовой двигатель Круппа. Оригинальная система продувки применена фирмой Круппа в двухтактном крейцкопфном дизеле простого действия, построенном для нефтеналивного судна „Harry G. Seidel". Этот двигатель имеет четыре рабочих цилиндра $D = 680$ *мм* и $S = 1\,300$ *мм*. Первый и четвертый цилиндры имеют около себя по цилиндру продувочного насоса, поршни которых соединены штоками с соответствующими крейцкопфами рабочих цилиндров, как показано на фиг. 320.

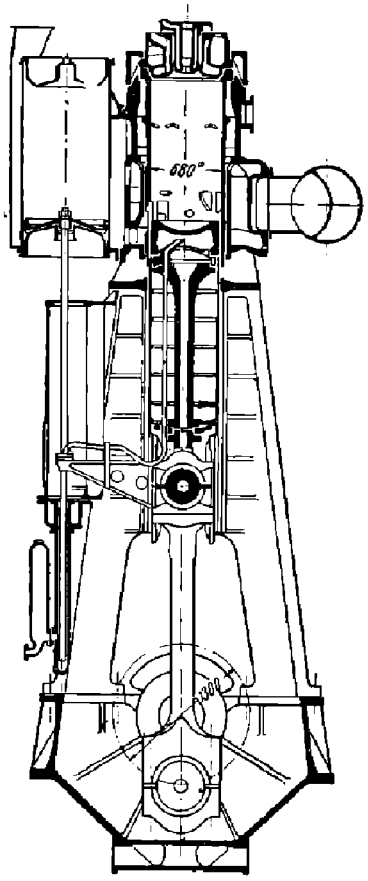
Поршни продувочных цилиндров имеют диаметр несколько больший, нежели рабочие поршни, что благодаря двустороннему их действию обеспечивает избыток воздуха около 32% по отношению к объему рабочих цилиндров. Как видно из чертежа, выхлопные окна, расположенные с правой стороны цилиндра, открываются поршнем значительно раньше продувочных (слева).

Верхние кромки последних сильно скошены вверх для лучшего отклонения продувочного воздуха к крышке цилиндра. Поверх продувочных окон имеется маленькое щелевидное окно, соединенное с выхлопным трубопроводом.

НВ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 319. Двигатель завода Круппа.



Фиг. 320. Судовой двигатель Круппа.

Во время выхлопа часть газов и незначительное количество свежего воздуха благодаря низкому давлению в выхлопном трубопроводе устремляются в маленькое окно, отклоняют при этом поток продувочного воздуха ближе к левой стенке цилиндра и заставляют его подняться до крышки цилиндра и вытеснить оттуда оставшиеся газы, хорошо промыв все пространство цилиндра.

Описанный способ продувки дал весьма удовлетворительные результаты. При нормальной мощности двигателя 2 000 *л. с.* расход топлива составил 178 *г/э. с. ч.* при расходе на 1 *и. л. с. ч.* в 136 *г*.

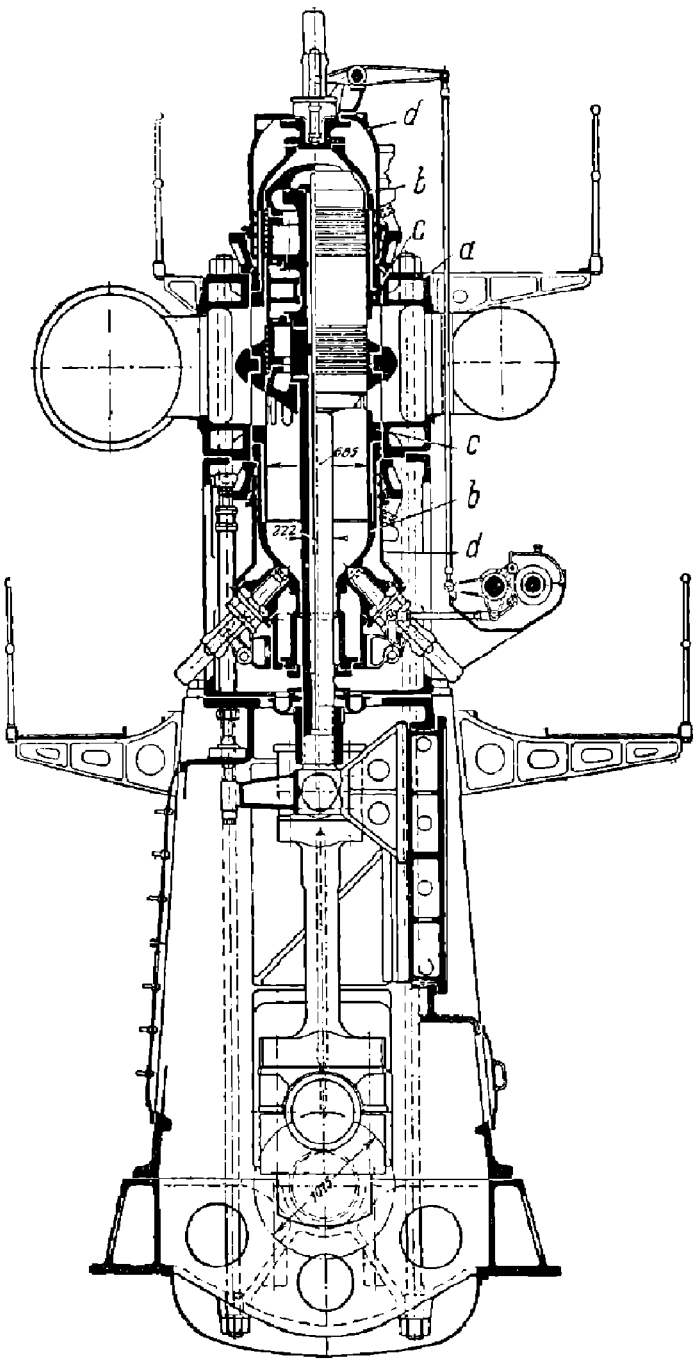
Двухтактный двигатель двойного действия завода Вортингтон. В Америке заводом Вортингтон разработана конструкция двухтактного двигателя двойного действия, представленная на фиг. 321. Продувка осуществлена чисто щелевая; органом распределения служит поршень. Особые меры приняты для обеспечения свободы термических деформаций цилиндра, состоящего из трех основных частей.

Средняя часть *a* содержит впускные и выхлопные каналы, и к ней привертываются верхняя и нижняя стальные части *b* цилиндра с впрессованными чугунными рабочими втулками *c*, снабженными окнами. Рубашку цилиндра составляют две чугунные детали с сальниковыми уплотнениями. Благодаря такой конструкции обеспечивается свобода расширения к концам цилиндра. Для усиления охлаждения рубашки выполнены с винтовыми ходами для воды.

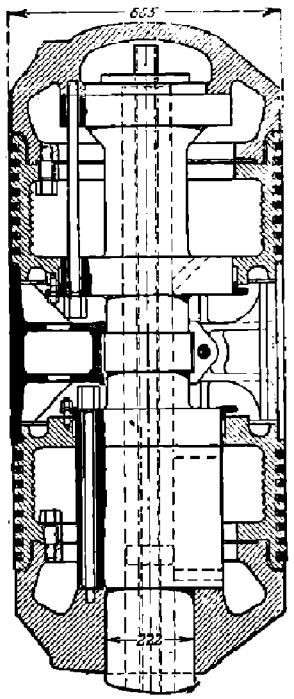
Верхняя рабочая полость снабжена одной форсункой, в то время как нижняя — двумя.

Поршень (фиг. 322) также состоит из трех основных частей, причем крайние фиксированы у концов и имеют свободу расширения к середине

РЕПОЗИТОРИЙ УДУТ (ДГТ)



Фиг. 321. Двухтактный двигатель Дизеля завода Вортингтон.



Фиг. 322. Поршень двигателя завода Вортингтон.

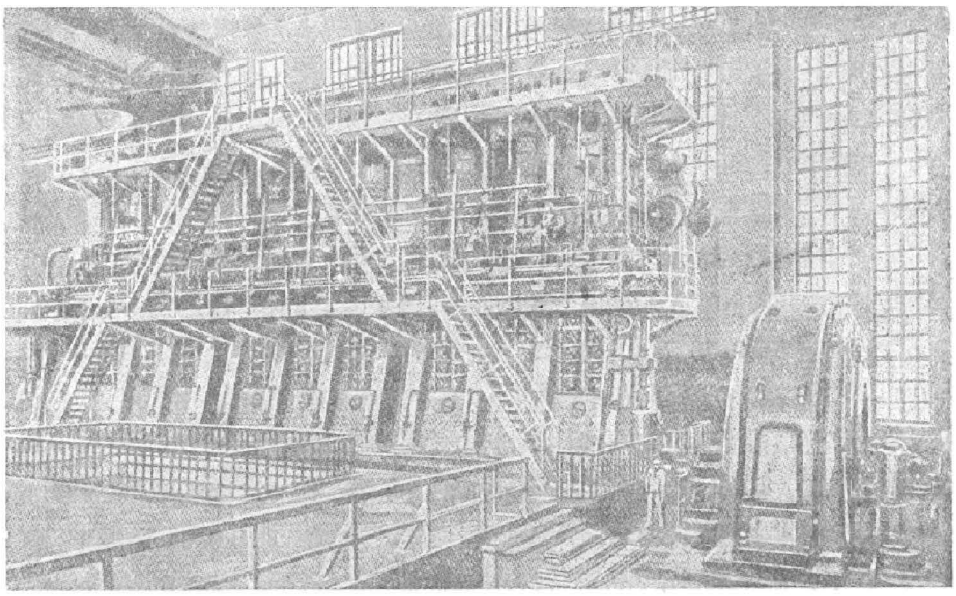
При диаметре цилиндра $D = 685$ *мм* и ходе поршня $S = 1\,015$ *мм* одноцилиндровая опытная машина подобной конструкции развивала 624 *л. с.* при расходе топлива 191,4 *г/э. с. ч.*, механическом к. п. д. 0,79 и числе оборотов $n = 90$ в минуту. По этим данным среднее эффективное давление получается $p_e = 4{,}41$ *кг/см*^{2}.

Двигатель Блома и Фосса в Гамбурге. Построенный заводом Blohm & Voss в Гамбурге двухтактный двигатель двойного действия, выполнявшийся по чертежам MAN, представлен на фиг. 323.

Этот девятицилиндровый двигатель развивает при 94 об/мин 15 000 *л. с.* при диаметре 860 *мм* и ходе поршня 1 500 *мм*. Длина двигателя 23,4 *м*, ширина 4,3 *м*, высота 11,8 *м*. В общем ряду с цилиндрами смонтированы два трехступенчатых компрессора высокого давления для распыливания топлива и пуска двигателя в ход. Продувка двигателя производится двумя центробежными компрессорами, подающими каждый 1 800 *м*^{3} продувочного воздуха в минуту при давлении 1,3 *ат*.

На фиг. 324 представлен внешний вид двигателя. Чугунное литье свертной

НБ УГАТУ (ДГТ)



Фиг. 324. Внешний вид двигателя завода Блом и Фосс.

станины разгружено от растягивающих усилий помощью анкерных болтов, проходящих вдоль оси каждого цилиндра, стягивая верхнюю траверсу четырьмя болтами около каждого цилиндра с фундаментной плитой двигателя; этот двигатель высокой экономичности, доходящей при полной нагрузке до 178 *г/л. с. ч.* и при 3/4 нагрузки до 176 *г/л. с. ч.*; характерно также весьма малое нарастание расхода с понижением до половинной нагрузки, при которой расход топлива составляет 187 *г/л. с. ч.*

На табл. 52 и 52а приведен баланс тепла и мощности.

Рабочий цилиндр, представленный на фиг. 316, снабжен двумя втулками, вставленными с каждой стороны цилиндра таким образом, чтобы иметь возможность свободной деформации вдоль оси цилиндра, т. е. его торцы не соприкасаются, а выполнены зигзагообразной формы, обеспечивающей правильную работу колец.

При помощи байонетного затвора крышки цилиндров крепятся к траверсе.

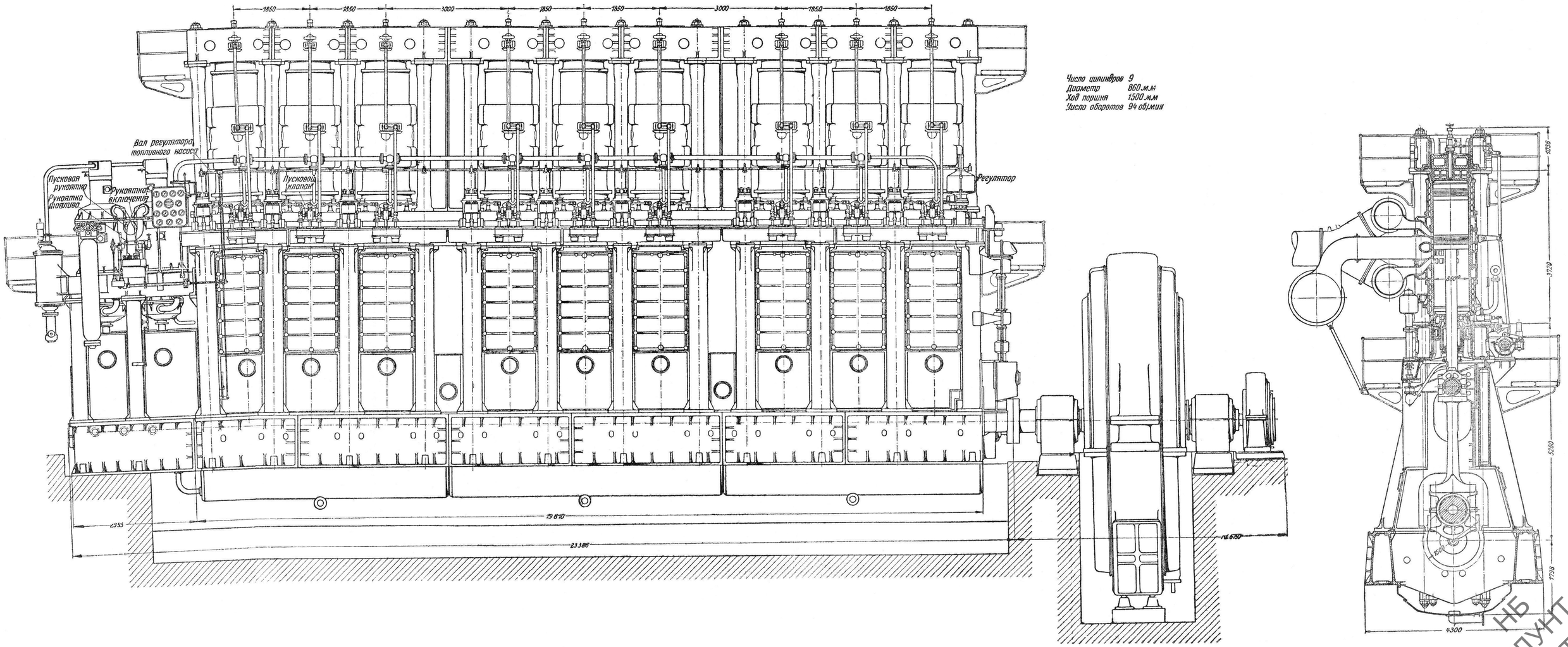
Особое конструктивное внимание уделено охлаждению крышек, сальников и рабочих цилиндров.

Таблица 52

Баланс тепла

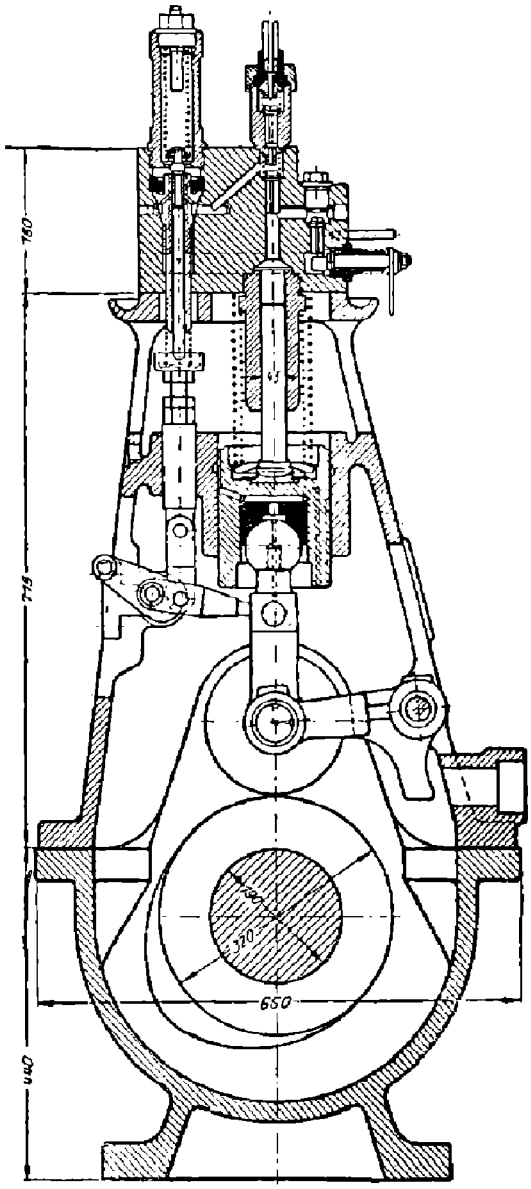
	кал/л. с. ч.		В процентах	
	Без продувочного насоса	С продувочным насосом	Без продувочного насоса	С продувочным насосом
Тепло, внесенное с топливом	1 683	1 772	100	100
Тепло, отведенное водой	439	461	26,1	26
Тепло, унесенное в выхлоп	490	518	29,1	29,2
Тепло трения	70	74	4,2	4,2
Тепло, обращенное в работу	632	632	37,5	35,7
Тепло работы продувочного насоса	—	32	—	1,8
Тепло работы компрессора	52	55	3,1	3,1

НЕ ДЛЯ УДУНТ (ДИТ)

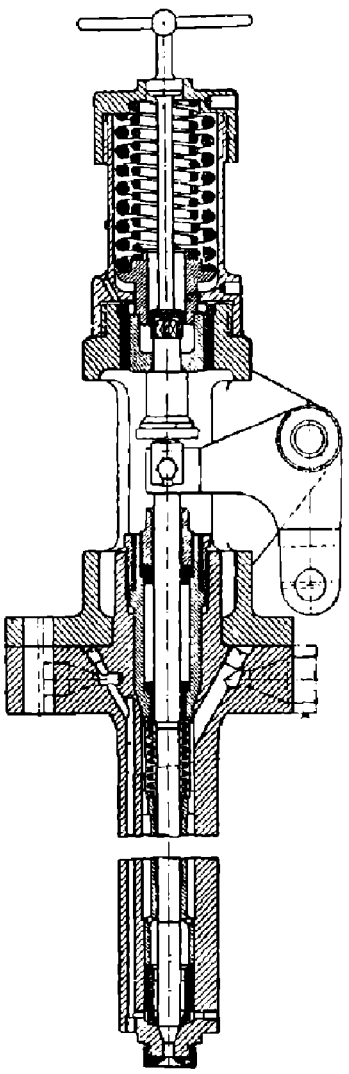


Фиг. 323. Двигатель Блома и Фосса мощностью 15 000 *л. с.*

НБ УДУНТ (ДІП)



Фиг. 325. Нефтяной двухскальчатый насос.



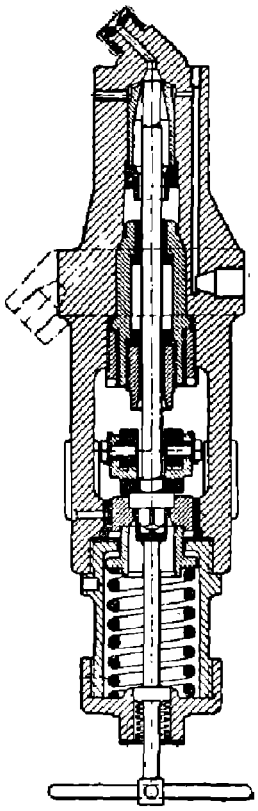
Фиг. 326. Форсунка двигателя Блома и Фосса для верхней полости

Таблица 52а

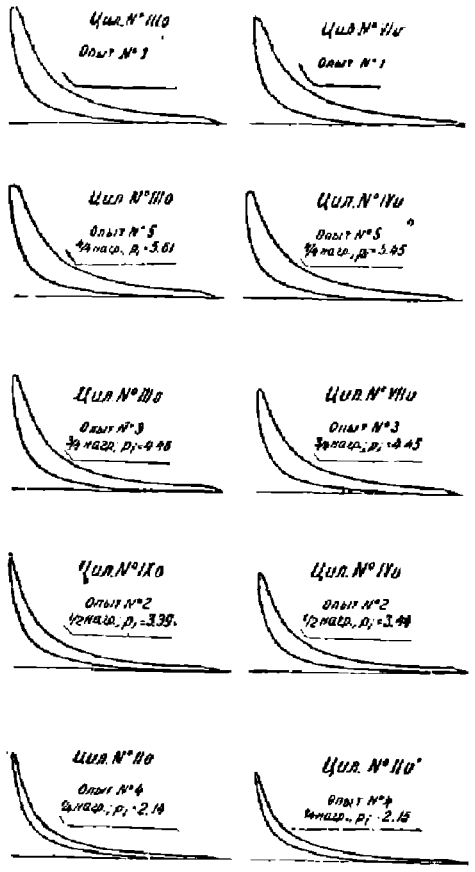
Баланс мощности

Среднее индикаторное давление в *кг/см²*	5,63
Число оборотов в минуту	94
Индикаторная мощность	17 450 *л. с.*
Полезная мощность	14 640 *л. с.*
Мощность холостого хода	2 810 *л. с.*
Мощность компрессора	728 *л. с.*
Механический к. п. д. без компрессора	0,84
Механический к. п. д. с компрессором	0,80

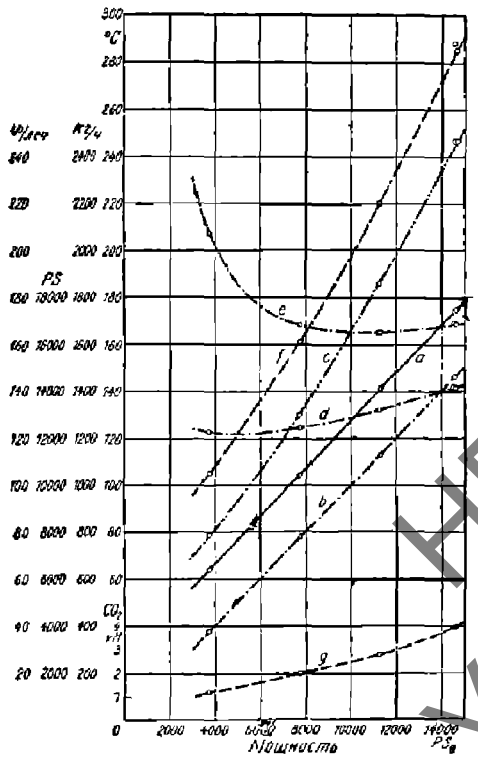
НБ УНУНТ (ДІІТ)



Фиг. 327. Форсунка двигателя Блома и Фосса для нижней полости.

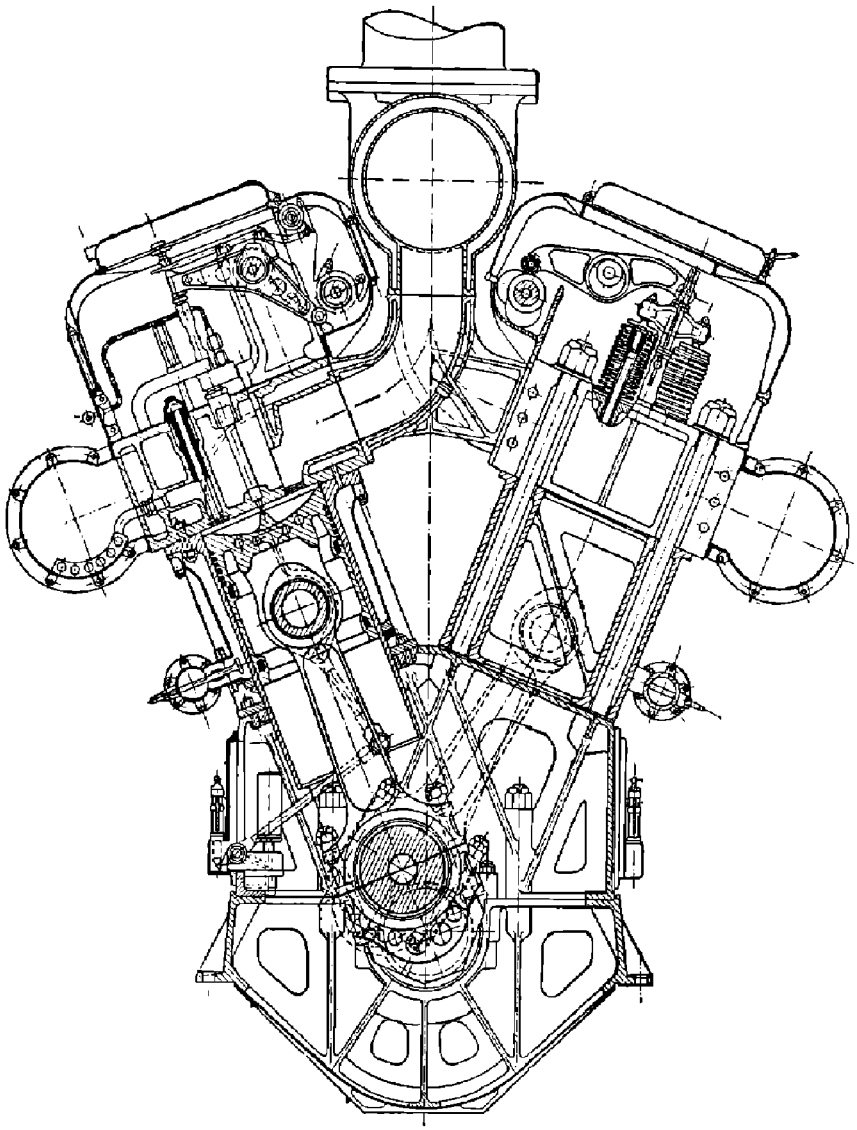


Фиг. 328. Индикаторные рабочие диаграммы двигателя Блома и Фосса.



Фиг. 329. Характеристики двигателя Блома и Фосса.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 330. Двигатель системы Трейбер 3 000 *л. с.*

Каждый цилиндр обслуживается самостоятельным нефтяным двухскальчатым насосом для верхней и нижней полостей (фиг. 325).

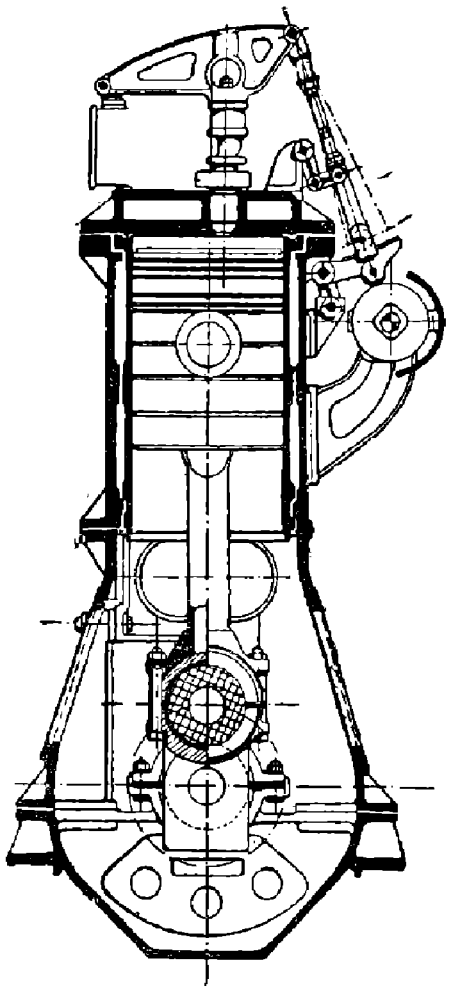
На фиг. 326 представлена форсунка, обслуживающая верхнюю полость, а на фиг. 327 — нижнюю полость.

Снятые во время испытания индикаторные диаграммы этого двигателя для разных цилиндров и при разных нагрузках даны на диаграмме фиг. 328.

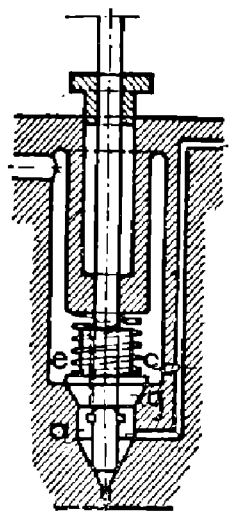
На фиг. 329 дана основная характеристика двигателя.

Двигатель Трейбера. На фиг. 330 дан разрез четырехтактного бескомпрессорного двигателя системы Трейбер, развивающего 3 000 *л. с.* при $D = 405$ *мм* и $S = 405$ *мм*. Число оборотов вала равно 700 в минуту. Среднее эффективное давление $p_e = 6{,}3$ *кг/см*^{2}. Число цилиндров 12, расположение цилиндров под углом 45°. Шатуны противолежащих цилиндров действуют на общую шейку кривошипа, будучи поставлены рядом. Картер из стального литья; блоки цилиндров и крышки из алюминия со стальными буксами с твердостью по Бринеллю 275.

НБ УКНТ (ДИТ)



Фиг. 331. Двигатель Сабатэ.



Фиг. 332. Форсунка двигателя Сабатэ.

Цилиндр и головки связаны анкерными болтами и обеспечивают жесткость конструкции.

Коленчатый вал и шатуны изготовлены из хромо-ванадиевой стали.

Поршень из алюминиевого сплава; днище поршня снабжено рядом отверстий для циркуляционного масляного охлаждения. Наибольшая длина двигателя 6 *м*, ширина 2,7 *м* при общем весе 27 *т*, что дает 9 *кг/л. с.*

Двигатель Сабатэ. Недостатки нормального двигателя Дизеля, как запоздалое сгорание при малых нагрузках вследствие чрезмерного открытия форсуночной иглы, необходимость вручную регулировать всасывающий клапан компрессора для получения должного давления распыливающего воздуха, устранены во французском двигателе Сабатэ, представленном на фиг. 331.

Регулятор воздействует на положение форсуночного рычага, меняя этим подъем иглы форсунки, как это показано на той же фиг. 331. Через другую тягу, не показанную на чертеже, регулятор одновременно изменяет ход всасывающего клапана компрессора. Для осуществления рабочего процесса по смешанному циклу завод Сабатэ применяет форсунку с двойной подачей топлива согласно фиг. 332. Топливо, подаваемое через правый канал, частью попадает в пространство a над иглой (10 — 15% его количества), а главная масса — через канал c в пространство над дополнительным клапаном g. В начале подъема иглы воздух, проходящий по продольной канавке клапана, распыливает топливо из пространства a в цилиндр, заставляя его сгорать по процессу $v = \text{const}$. При дальнейшем открытии иглы поднимается клапан g помощью чеки на игле, и остальная масса топлива распыливается в цилиндр, сгорая по $p = \text{const}$. Количество топлива, поступающее в пространство a, постоянно при всех нагрузках, отчего получается правильная диаграмма при всех условиях нагрузки, причем при холостом ходе получается почти нормальная диаграмма двигателя Отто. Многоцилиндровые двигатели этого завода выполняются с кар-

НТБ УГТУ (ДГТУ)

терной станиной. Для восприятия нормального давления на цилиндр и уменьшения работы трения поршень снабжается подушкой из баббита, залитой на периферии поршня, воспринимающей это давление.

Практические испытания этого двигателя дают при нормальной нагрузке те же средние индикаторные давления и расходы топлива, что и нормальные дизель-моторы, показывая, однако, лучшее использование при недогрузке машины. Этот тип машины — старого образца.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

1. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ БЕСКОМПРЕССОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ И РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ

В течение двух десятилетий конструкция двигателя Дизеля, разработанная Аугсбургским заводом, служила образцом, все элементы которого лишь с отдельными незначительными конструктивными изменениями встречались в машинах других заводов. Дальнейший путь упрощения конструкции, повышения надежности работы и облегчения ухода за двигателем заключался в осуществлении цикла Дизеля с распыливанием топлива без помощи сжатого воздуха, благодаря чему отпадал компрессор, работающий на высокое давление, служивший причиной частых неполадок и затруднений в эксплоатации, т. е. был создан бескомпрессорный двигатель Дизеля. Лишь за последнее десятилетие эту задачу удалось разрешить в полном объеме, причем пришлось преодолеть ряд весьма серьезных затруднений. Основным из них было добиться получения удовлетворительного сгорания топлива и участия всего находящегося в пространстве сжатия воздуха в сгорании. В компрессорном двигателе Дизеля распыливание топлива и распределение его в сжатом в цилиндре заряде воздуха производится за счет энергии сжатого компрессором воздуха; в бескомпрессорном же двигателе надо создать тот источник энергии, который взял бы на себя вышеуказанные функции сжатого воздуха. В этом отношении можно отметить следующие мероприятия, давшие вполне удовлетворительные результаты и еще повысившие экономичность двигателей Дизеля, главным образом, за счет увеличения механического к. п. д. при существенном упрощении их конструкции и увеличении надежности в эксплоатации и тем открывшие им широкий путь к дальнейшему развитию как в области стационарных установок, так и в области транспортирующих машин, в особенности в применении к автомобильному и авиационному делу, где компрессор являлся существенным препятствием к введению этого рода двигателя.

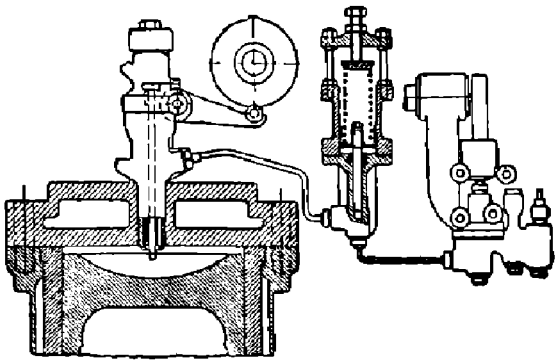
Распыление и распределение заряда топлива в сжатом в цилиндре воздухе путем повышения давления распыливания. В этом случае энергия сжатого воздуха заменяется энергией находящегося под высоким давлением топлива, и работа распыливания совершается топливным насосом, причем давление топлива в насосе может достигать нескольких сот атмосфер. Примерами машин, работающих по этому принципу, являются бескомпрессорные двигатели Дизеля заводов Виккерс и Аугсбургского машиностроительного. На фиг. 333 и 334 даны схемы топливоподачи машин этих заводов.

В машине фирмы Виккерс топливо насосом подается в стальной аккумулятор, где оно находится под давлением сильной пружины. Форсунка имеет иглу, управляемую от распределительного вала (тип закрытой форсунки). Давление распыливания зависит от силы пружины в аккумуляторе.

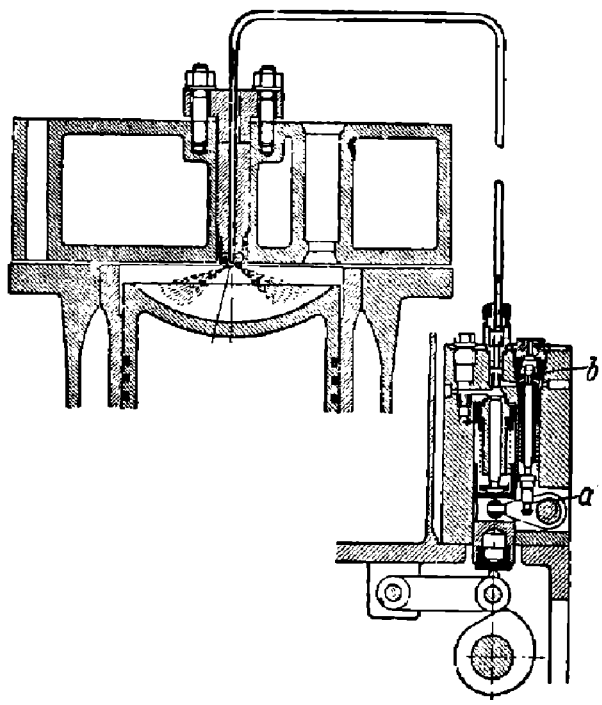
Схема топливоподачи бескомпрессорных машин Аугсбургского машиностроительного завода поражает своей простотой. Форсунка, выполненная без всяких подвижных деталей, имеет несколько весьма малого диаметра отверстий, распреде-

НБ УДИНТ (ДИТ)

ляющих струи топлива по объему пространства сжатия. Форсунка соединена коротким трубопроводом с топливным насосом. Распределение по времени момента впрыска топлива производится насосом, из-за чего пришлось отказаться от общепринятого в компрессорных дизелях метода регулирования количества подаваемого топлива за счет изменения момента начала подачи насоса и, оставив постоянным момент начала подачи топлива, изменять его количество за счет изменения момента конца подачи. Конструктивно изменение момента конца подачи топлива достигается путем перепускного клапана, открываемого толкателем, связанным с плунжером насоса. Момент открытия перепускного клапана регулируется путем изменения благодаря эксцентрику положения неподвижной точки рычага, связанного с одной стороны с плунжером насоса, а с другой — с толкателем *a*, открывающим перепускной клапан *b*.



Фиг. 333. Схема топливоподачи бескомпрессорных двигателей завода Виккерс



Фиг. 334. Схема топливоподачи бескомпрессорных двигателей завода МАН.

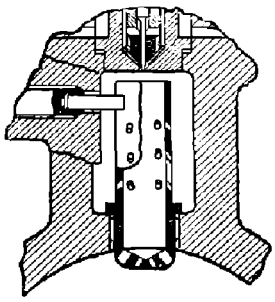
Распыление топлива за счет частичной вспышки в особой камере, составляющей часть пространства сжатия. (Двигатели с предварительной камерой — Vorkammermaschinen, фиг. 335). Пространство сжатия в моторах этого типа разделено на две части: основную, содержащую большую часть рабочего воздуха, и камеру предварительной вспышки. Последняя, смотря по конструкции машины, либо полностью, либо частично охлаждается водой и соединяется с основной частью пространства сжатия каналами относительно узкого сечения. Топливо впрыскивается в предварительную камеру, где частично сгорает, и за счет повышения давления в камере происходит распыливание несгоревшей части топлива в основной массе воздуха.

По этому принципу работают бескомпрессорные двигатели завода Кертинг, несколько конструкций завода Дейтц, Зульцер и т. д.

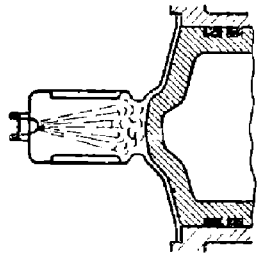
Описанный принцип подачи топлива осуществляется как с открытой, так и с закрытой форсункой.

Распределение топлива в воздухе за счет энергии вихревого движения воздуха. Засосанный в цилиндр воздух за процесс заполнения цилиндра или сжатия приводится в энергичное вихревое движение. Поступающее из форсунки топливо подхватывается воздухом и распределяется последним (фиг. 336).

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 335. Предкамера Эльве.



Фиг. 336. Схема камеры сгорания завода Дейтц.

Достижение удовлетворительного сгорания за счет полного охвата всего рабочего воздуха струей распыленного топлива благодаря соответствующим формам пространства сжатия и расположению форсунки (процесс Прайса). Осуществление этот принцип получил в двигателях фирмы De la Vergne, имеющих распространение в Америке. В означенных двигателях пространству сжатия придана форма двух конусных поверхностей, сложенных основаниями (фиг. 337). В вершинах конусов расположены друг против друга форсунки. Все формы пространства сжатия и угол распыливания форсунки подобраны так, чтобы охват струей топлива пространства сжатия был возможно полным.

Процесс бескомпрессорного двигателя значительно отступает от теоретического цикла Дизеля по линии сгорания. Обычно в начале этой фазы сгорание происходит по линии постоянного объема с значительным повышением давления с постепенным переходом на сгорание при постоянном давлении. Повышение давления зависит от процесса и получается в пределах $15 \div 25$ *ат*, а для быстроходных еще больше. Таким образом процесс подходит под цикл Сабатэ. Степень сжатия осуществляется значительно ниже, чем в нормальных компрессорных дизелях, и колеблется в пределах 11—14, ввиду чего давление сжатия получается около 25—28 *ат* против 30 — 34 *ат*, обычно встречающихся у компрессорных машин, что, как показал опыт, вполне обеспечивает вспышку даже у холодных машин при пуске их в ход. Объясняется это явление отсутствием влияния холодного распыливающего воздуха, для парализования которого и получения надежной вспышки в компрессорных машинах температуру воздуха в конце сжатия пришлось доводить до уровня, значительно превышающего температуру самовоспламенения обычно применяемых топлив. Однако в последнее время, в особенности в быстроходных дизелях, применяются повышенные степени сжатия.

Благодаря отсутствию компрессора механический к. п. д. бескомпрессорных двигателей значительно превышает таковой компрессорных машин и достигает значений $\eta_m = 0{,}85$ против $\eta_m = 0{,}72$—$0{,}80$. Расход топлива на индикаторную силу у машин того и другого типа получается примерно равным, но за счет улучшенной механической отдачи расход на эффективную силу у бескомпрессорных машин заметно ниже, и опубликованные результаты испытаний неоднократно давали цифры в пределах $g_e = 165$ — — 170 *г/э. с. ч.*, что соответствует экономическому к. п. д. $\eta_e = 37{,}5$—$38{,}7\,\%$.

Пуск в ход бескомпрессорных машин обычно производится сжатым воздухом из пускового баллона, подготовляемым либо небольшим отдельным компрессором, включаемым лишь на время пополнения убыли воздуха во время пуска, либо полученным перепуском в баллон части засосанного в цилиндр и сжатого воздуха и сгоревших газов (для машин малой мощности).

2. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ И ФОРСУНКИ

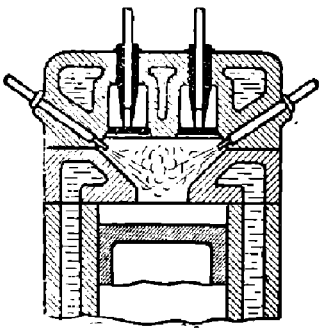
Большое значение для правильной и экономичной работы бескомпрессорного двигателя имеют совершенство выполнения и рациональность конструкции топливных насосов и форсунок.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Задача топливного насоса состоит в точной дозировке подаваемого топлива и введении такового под давлением нормально около 300 *am* в цилиндр двигателя.

Дозировка подаваемой нефти в бескомпрессорных двигателях осуществляется путем изменения доли полезного хода плунжера насоса посредством подъема в определенный момент всасывающего или отсечного клапанов

Вообще говоря, работа топливного насоса бескомпрессорных двигателей отличается от работы таковых для компрессорных машин вследствие значительно большего давления впрыска в первых и одновременности движения плунжера с процессом впрыскивания.



Фиг. 337. Схема камеры сгорания завода Виккерс.

Регулирование количества подаваемого топлива может совершаться или:

a) изменением момента окончания впрыскивания топлива;

b) изменением момента начала впрыскивания топлива;

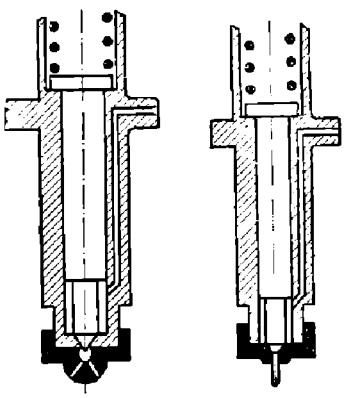
c) изменением момента начала и окончания вспрыскивания топлива.

К конструкции насоса предъявляются нижеследующие требования:

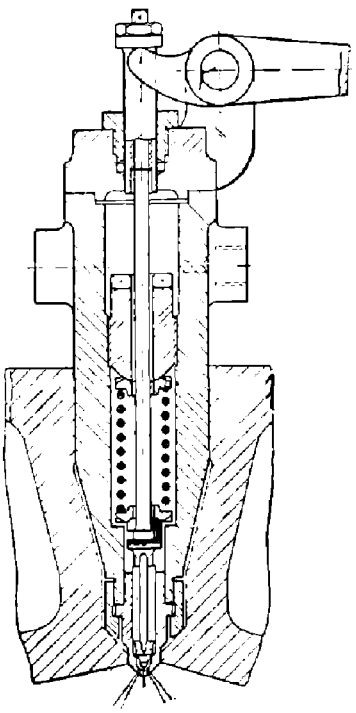
1. Точность дозировки подаваемого топлива.

2. Простота конструкции.

3. Возможность осуществления изменения начала и конца впрыскивания.



Фиг. 338. Фиг. 339. Форсунки с диференциальной иглой.



Фиг. 340. Управляемая форсунка системы Виккерс.

4. Точная пришлифовка плунжера.

5. Минимальные усилия в регулировочном механизме.

6. Одинаковость подачи топлива при многоплунжерном выполнении.

7. Разгрузка от давления нагнетательного трубопровода при отсечке.

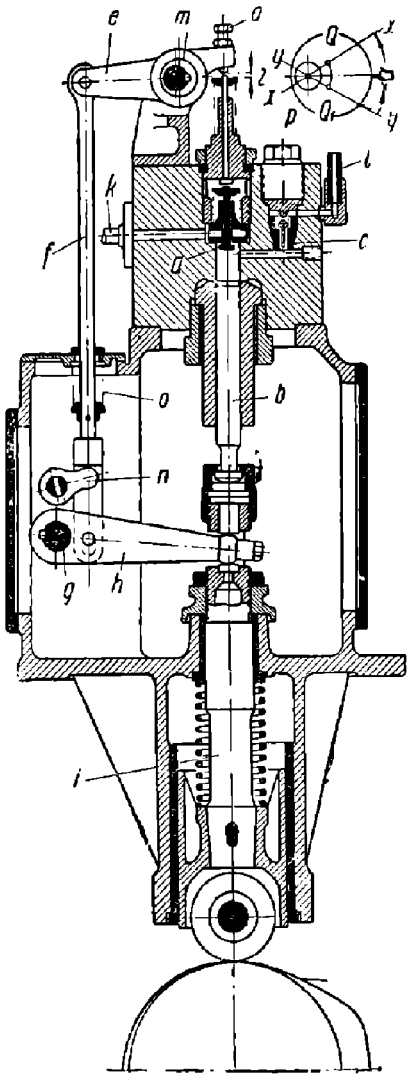
Форсунки бескомпрессорных двигателей выполняются:

1) закрытого типа с иглой, причем подъем иглы производится или от распределительного вала при помощи рычага (завод Виккерс) или за счет давления топлива, создаваемого насосом. В последнем случае игла выполняется в виде диференциального поршенька (фиг. 338 и 339); момент подъема иглы определяется равенством усилия пружины давлению топлива на кольцевую поверхность иглы;

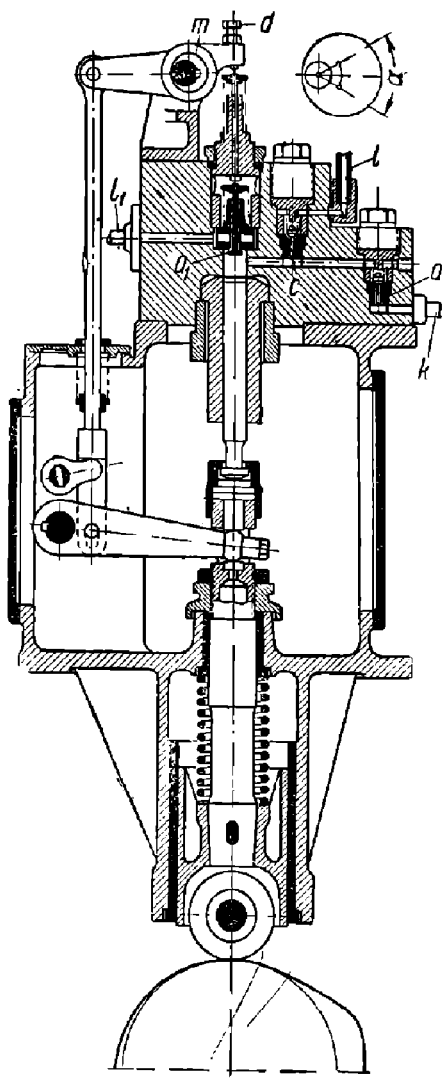
2) открытого типа.

В механически управляемых форсунках подъем иглы осуществляется от особого привода — см. фиг. 340, на которой представлена управляемая форсунка системы Виккерс.

НЕ ЗДУНТ (ДНТ)



Фиг. 341. Топливный насос с регулированием конца подачи.



Фиг. 341а.

А. ТОПЛИВНЫЕ НАСОСЫ

Рассмотрим действие нефтяных насосов соответственно видам применяемого регулирования.

В случае регулирования на момент окончания впрыскивания последнее осуществляется или принудительным подъемом всасывающего клапана или же через отсечной клапан, дополнительно устанавливаемый в корпусе насоса.

Способ регулирования момента конца впрыскивания нашел применение как в двигателях, работающих с постоянным числом оборотов, так и в судовых машинах, где число оборотов вала двигателя меняется с изменением нагрузки.

На фиг. 341 представлена схема топливного насоса при регулировании конца подачи открытием всасывающего клапана. Насос обычно рассчитывается на двойную подачу.

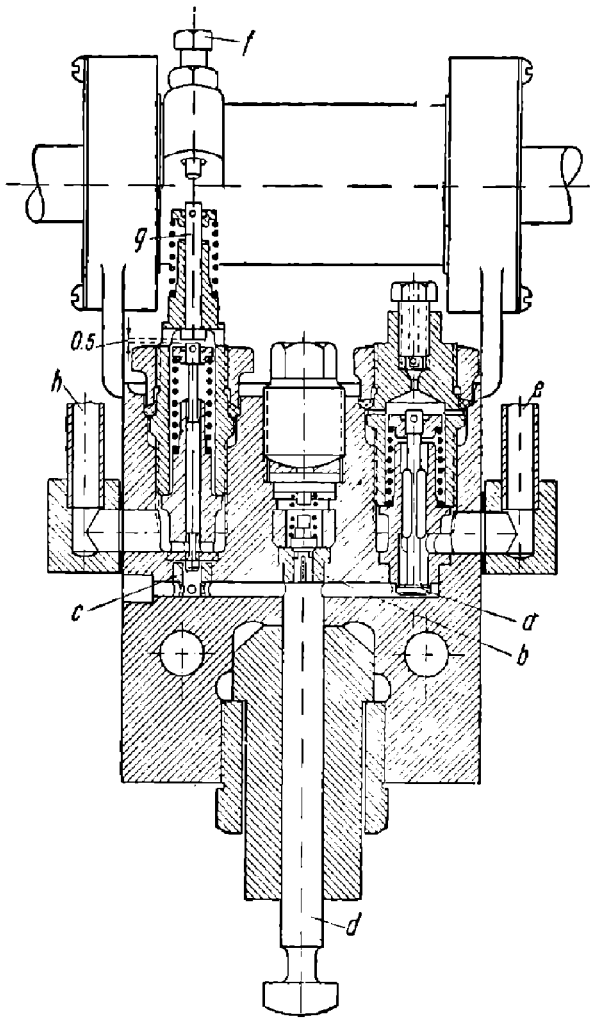
Всасывающий клапан *a* при полной нагрузке поднимается в тот момент, когда плунжер *b* проходит половину своего хода. Клапан поднимается ударником *d*, сидящим на рычаге *e*. Движение последнему сообщается через тягу *f* и рычаг *h*; на остальной части хода плунжер *b* вытесняет топливо через открытый клапан во всасывающую

линию k; в это время давление топлива, находящегося в нагнетательной линии l, удерживает нагнетательный клапан c закрытым.

Назначение рычага e, имеющего опорой эксцентрик m, заключается в изменении количества подаваемого топлива.

Точки p и Q соответственно являются осью вращения эксцентрика и центром последнего. Полной нагрузке соответствует направление линии эксцентриситета PQ по $x—x$. Для случая поворота эксцентрика m около его оси вращения p на некоторый угол α точка Q перейдет в положение Q_1 и прямая $x—x$ займет положение $y—y$; осью качания рычага e является точка Q. При перемещении точки Q в положение Q_1 точка d рычага опускается. Эксцентрик m может поворачиваться около оси p как при неподвижном, так и работающем двигателе; зазор z между ударником d и всасывающим клапаном a уменьшается, и всасывающий клапан на большей части хода плунжера остается открытым, вследствие чего количество подаваемого топлива уменьшается.

Насос с регулированием конца подачи открытием отсечного клапана представлен на фиг. 341а.



Фиг. 342. Топливный насос с регулированием конца впрыскивания.

Эта конструкция насоса отличается от предыдущей только лишь дополнительно установленным отсечным клапаном a_1. В момент открытия отсечного клапана a_1 давление в насосе быстро падает; под влиянием разности давлений в трубопроводе до и после нагнетательного клапана последний удерживается закрытым и плунжер вытесняет нефть обратно во всасывающий трубопровод.

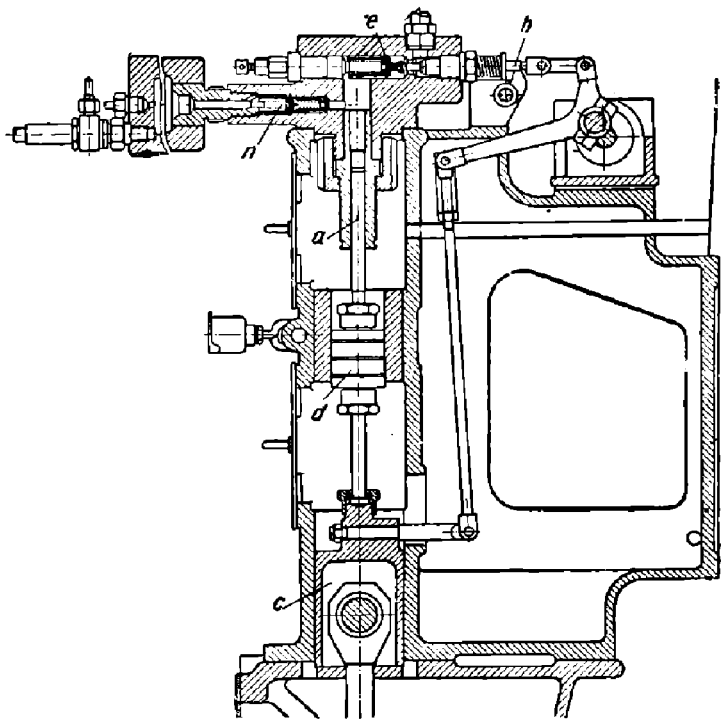
Перемещая эксцентрик m к более раннему или позднему открытию отсечного клапана a_1, изменяют количество впрыскиваемого топлива. Выполнение топливного насоса, работающего по упомянутому принципу, приведено на фиг. 342.

В корпусе насоса рядом расположены: неуправляемый всасывающий клапан a, управляемый отсечной клапан c и нагнетательный клапан b.

Топливо поступает по всасывающему трубопроводу e через клапан всасывания a в насосную камеру; при ходе нагнетания топливо направляется через нагнетательный клапан к форсунке; подача происходит до тех пор, пока отсечной клапан остается закрытым.

При открывании клапана c ударником f и толкателем g топливо направляется через упомянутый клапан в перепускную линию h, понижая давление в камере насоса. Благодаря избытку давления клапан b закрывается.

НБ УГЛНТ (ДГТУ)



Фиг. 343. Топливный насос системы Доксфорд.

Регулирование подачи изменением начала впрыскивания осуществляется, как показано на фиг. 343, представляющей топливный насос системы Доксфорд.

Подобная система применима при наличии механического привода форсунки.

Скалка *a* насоса плунжера приводится в действие от эксцентрикового привода и направляется в своем движении двумя крейцкопфами *c* и *d*. Всасывающий клапан *e* периодически поднимается и опускается штоком *h*, приводимым в движение от нижнего крейцкопфа *c* посредством тяг и углового рычага; подача топлива начинается в тот момент, когда клапан *e* при опускании штока сядет на свое седло; в нагнетательную систему топливо поступает через нагнетательный клапан *n*.

Нормально подача топлива начинается за 25 до мертвой точки и кончается при 25° после мертвой точки. Давление в насосе достигает 700 *атм*. Насос изготовляется с четырьмя плунжерами, работающими каждый от своего эксцентрика.

Комбинированный метод регулирования подачи, т. е. изменением момента начала и конца впрыскивания, можно проследить по фиг. 344.

Управление моментами регулирования производится двумя рычажными системами, расположенными по обе стороны оси насоса *hgfe*, а также $h_1g_1f_1e_1$.

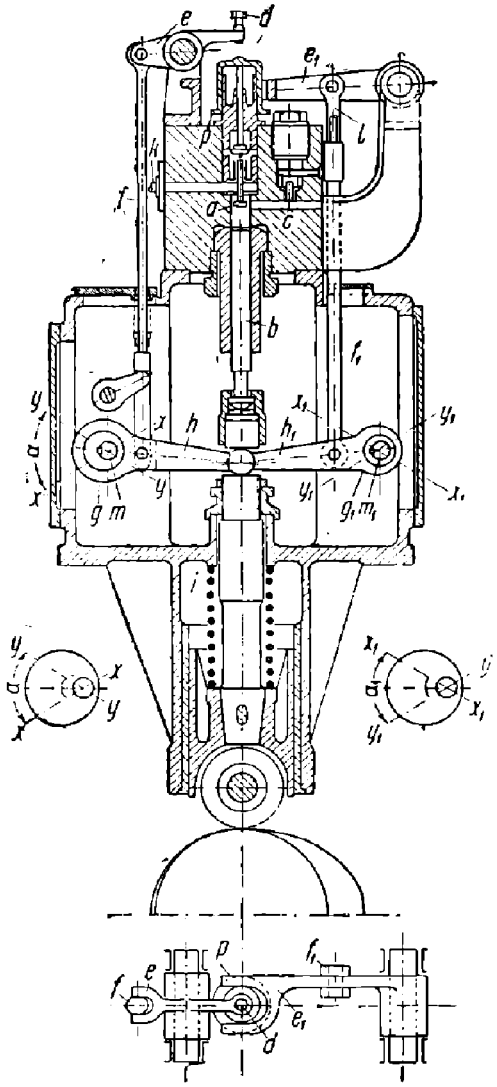
Первая система рычагов *hgfe* влияет на конечный момент впуска, в то время как система $h_1g_1f_1e_1$ на начальный момент. Конец рычага e_1, нажимая на колпак *p*, поднимает клапан с седла, вследствие чего в начале хода плунжера *b* не происходит подачи топлива. При отходе рычага e_1 кверху клапан садится на свое гнездо, и в этот момент начинается нагнетание топлива. Система рычагов *hgfe* действует подобно изложенному ранее.

Кроме схем насосов, указанных выше для двигателей завода МАН, нашли себе применение схемы по фиг. 344a и 344b. В обеих этих схемах начало подачи топлива фиксировано и не изменяется при изменении количества его. По схеме фиг. 344a изменение количества подаваемого топлива достигается путем аксиального перемещения от регулятора кулачковой шайбы, имеющей косой кулак. По схеме фиг. 344b, кроме всасывающего и нагнетательного клапанов имеется дросселирующая игла. Последняя помещена в канале, соединяющем обе камеры. Количество поданного топлива находится в зависимости от положения упомянутой иглы, управляемой от руки или регулятора.

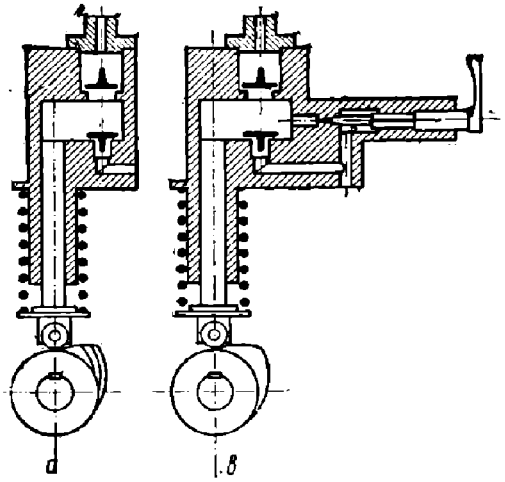
Насос, работающий по последней схеме, представлен на фиг. 345.

Упомянутый насос построен заводом Motorenwerke Mannheim и предназначен для бескомпрессорных двигателей. Изменение количества подаваемого топлива про-

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 344. Топливный насос с комбинированной системой подачи.



Фиг. 344a. Фиг. 344b.

исходит за счет большего или меньшего открытия регулирующей иглы, при этом небольшое количество топлива подается обратно в топливный бак.

Насос Боша. Большое распространение получил насос системы Бош, представленный на фиг. 346.

Способ действия названного насоса легко уясняется из фиг. 346 и 347.

Поршень насоса *d*, могущий поворачиваться около своей оси под влиянием зубчатой штанги *n*, имеет спирально срезанную кромку, служащую для регулирования конца нагнетания.

Когда поршень насоса находится в нижней мертвой точке, то полость цилиндра насоса двумя радиальными сверлениями сообщается с камерой всасывания последнего, вследствие чего происходит ее заполнение нефтью.

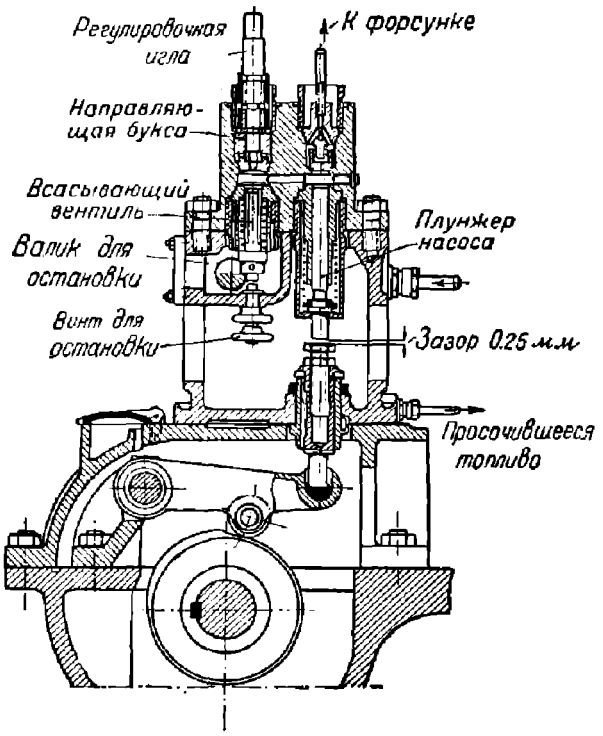
При нагнетательном ходе плунжера некоторая доля топлива перетекает обратно из полости цилиндра насоса в нагнетательную камеру через те же отверстия до тех пор, пока эти отверстия не будут полностью перекрыты плунжером. С этого момента начинается нагнетание топлива к форсунке двигателя через нагнетательный клапан *m* насоса. Последний в большем масштабе представлен на фиг. 348.

Подача топлива прекращается, как только кромка *b* (фиг. 347) пройдет правое радиальное сверление в цилиндре; в этот момент нагнетательная и всасывающая камеры будут находиться в сообщении, как это нетрудно видеть на фигуре.

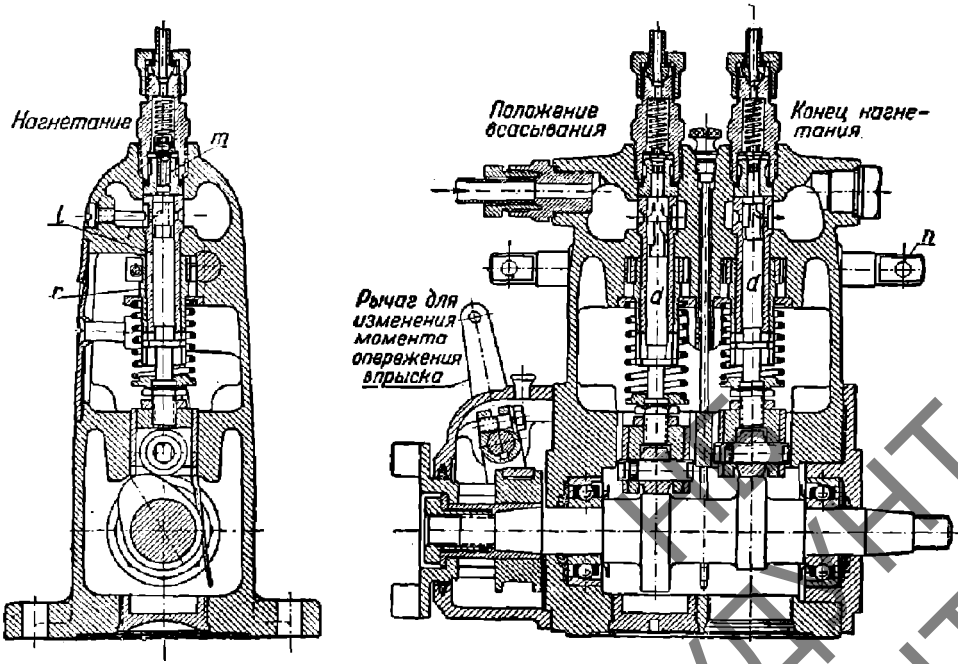
Две левые схемы представляют положение насоса при максимальном нагнетании; в этом случае спиральная кромка плунжера совершенно не откроет правого отверстия. Положение плунжера в случае промежуточной подачи показано на двух смежных схемах, и наконец, последняя крайняя правая схема представляет положение, при котором подачи происходить вовсе не будет.

Поворачивая поршень насоса около своей вертикальной оси с помощью зубчатой рейки *n* (фиг. 346), можно изменять момент конца нагнетания соответственно положению спиральной кромки на плунжере насоса.

НБ УДУНТ (ДНТ)



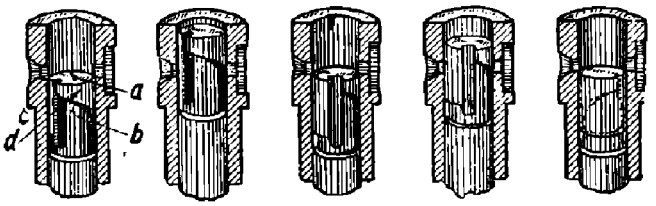
Фиг. 345.



Фиг. 346. Насос Боша.

УДИНТ (ДІІТ)

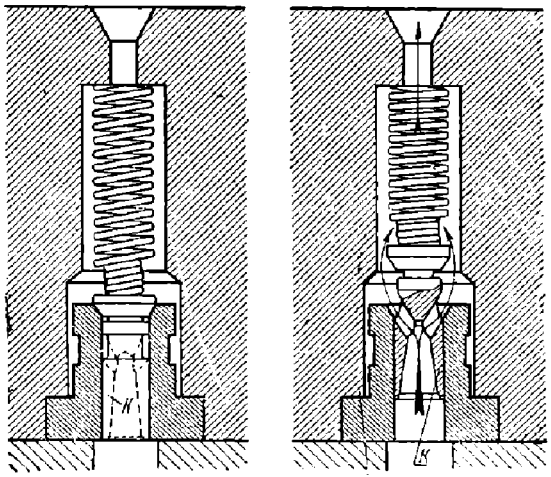
Для осуществления упомянутого вращения плунжера на цилиндре *l* свободно насажена втулка *r*, имеющая в верхней части зубчатый венец, находящийся в зацеплении с рейкой *n*, приводимой в движение или от руки или от регулятора. В вертикальном прорезе нижней части втулки ходит радиальная поперечина плунжера, посредством которой и осуществляется поворачивание последнего.



Фиг. 347. Различные положения скалки насоса Боша.

Моменты подачи топлива могут меняться в пределах до 8° угла поворота кривошипа винтовым механизмом.

Для того чтобы закрытие форсунки происходило достаточно быстро, а также для устранения подтекания топлива в цилиндр двигателя в случае открытой форсунки, упомянутый выше нагнетательный клапан насоса устроен нижеследующим образом (фиг. 348): хвост *k* нагнетательного клапана имеет внутренний цилиндрический канал и наклонные сверления, через которые поступает топливо в процессе нагнетания, минуя кольцевую выточку и цилиндрическую заточку, точно пригнанную к седлу. В момент закрытия нагнетательного клапана цилиндрическая заточка входит в свое гнездо и, увеличивая емкость топливной магистрали, снижает давление в последней.



Фиг. 348. Нагнетательный клапан насоса Боша.

В. ФОРСУНКИ

Для лучшего охвата воздухом камеры сгорания поступающего топлива струи последнего при впрыскивании должны направляться радиально, что требует устройства многодырчатых форсунок. Если в предкамерных двигателях ограничиваются постановкой однодырчатой форсунки, то при осуществлении прямого распыливания прибегают к форсункам, снабженным несколькими отверстиями.

Приведем примеры выполненных конструкций форсунок.

На фиг. 349 представлена форсунка, выполненная по системе Бош как закрытая с одним отверстием.

К торцевой шлифованной поверхности внизу корпуса держателя с помощью гайки прижимается сопло форсунки.

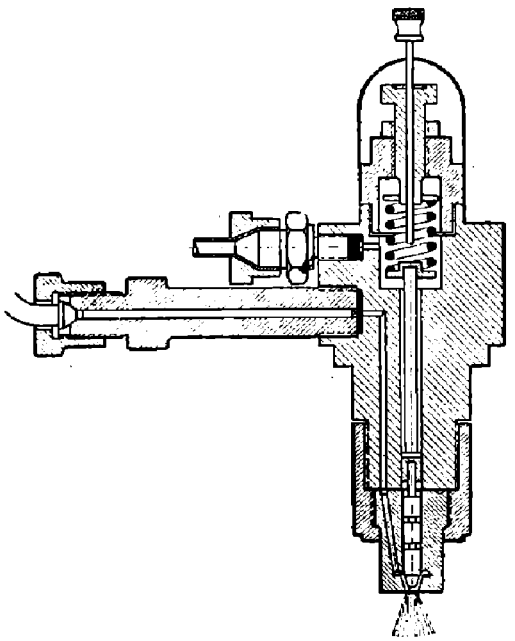
Параллельно оси форсунки в корпусе держателя просверлен канал, оканчивающийся кольцевой канавкой, выточенной на верхней торцевой поверхности форсунки.

На иглу форсунки давление пружины передается с помощью промежуточного стержня. При помощи установительного винта, расположенного в верхней части корпуса, возможно регулировать натяжение пружины.

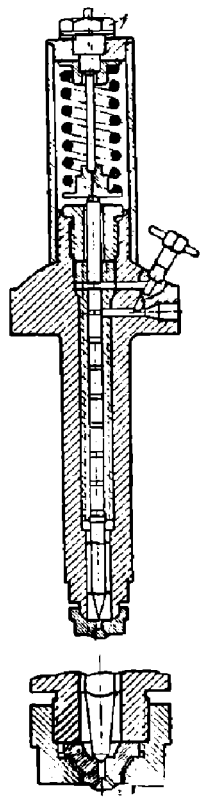
Для проверки правильности функционирования форсунки сквозь установительный винт проходит контрольный штифт, дающий возможность при нажатии контрольного штифта чувствовать легкие толчки, характеризующие правильное функционирование форсунки.

Верхний ниппель трубопровода монтирован для отвода топлива, могущего просочиться вдоль стержня; нижнее присоединение — нагнетательная магистраль.

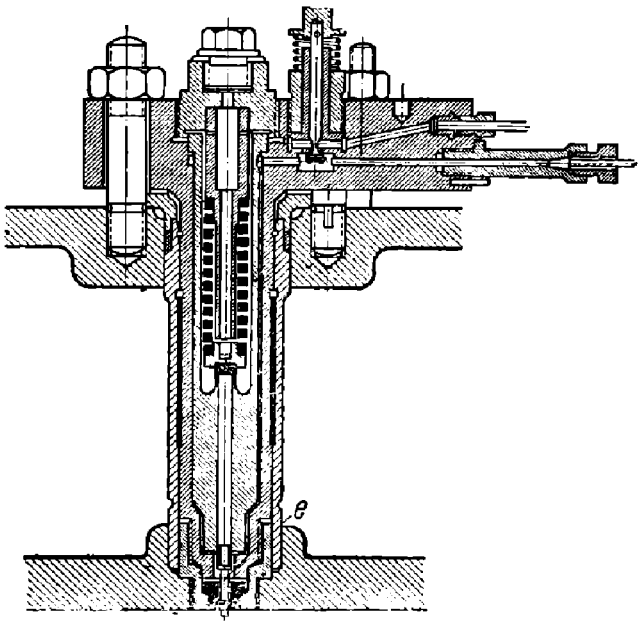
НБ УДУНТ (ДНТ)



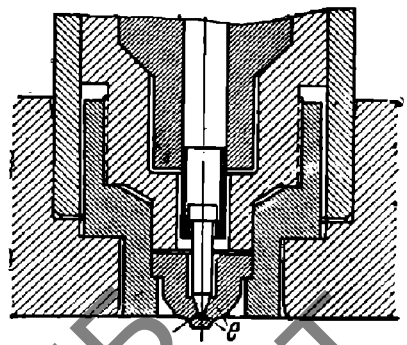
Фиг. 349. Форсунка Боша.



Фиг. 350. Закрытая форсунка Дейтца.



Фиг. 351. Форсунка Круппа.



Фиг. 352. Центровка иглы форсунки Круппа.

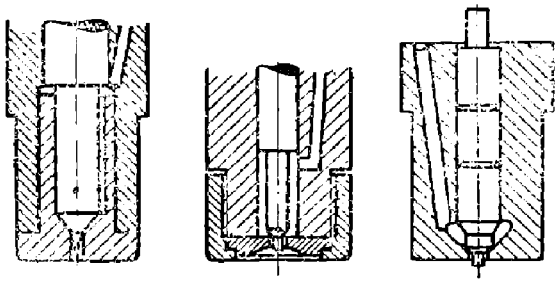
На фиг. 350 представлена форсунка закрытой системы Дейтц.

Как видно из приведенного чертежа, седло, выточенное в теле сопла *e*, перекрывается иглой форсунки: игла должна быть хорошо притерта и тщательно центрирована.

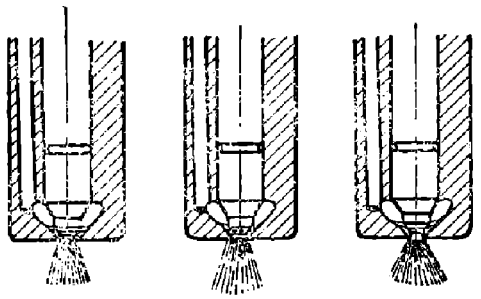
Следующая фиг. 351 представляет форсунку системы Круппа с иглой, самоцентрирующейся в своей нижней части. Для облегчения веса игла изготовляется короткой. Более подробно — см. фиг. 352.

Для получения топливной струи в форме полого конуса фирмами Бош, Бенц

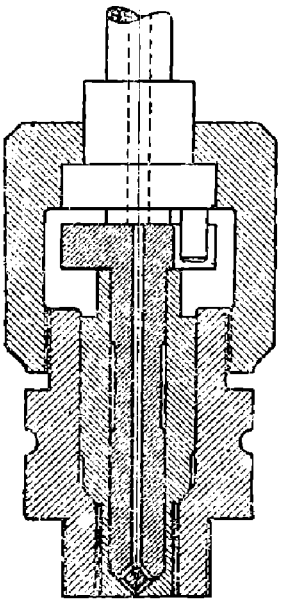
НБ УИУНТ (ДГТУ)



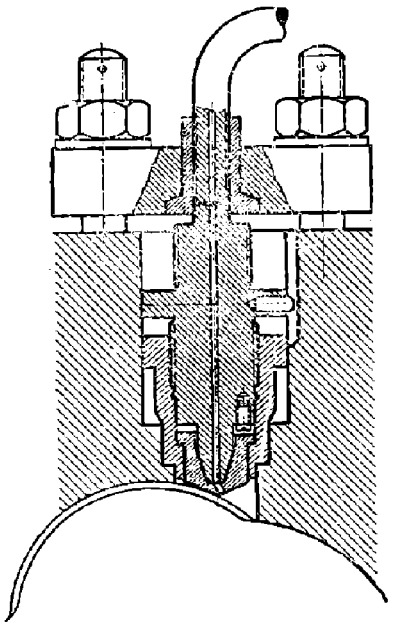
Фиг. 353. Штифтовые форсунки Бенца, Дейтца и Боша.



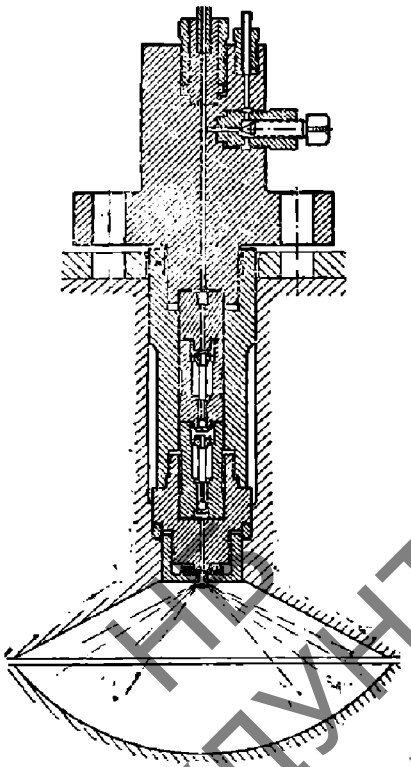
Фиг. 354. Различные формы штифта.



Фиг. 355. Открытая форсунка Юнкерса.

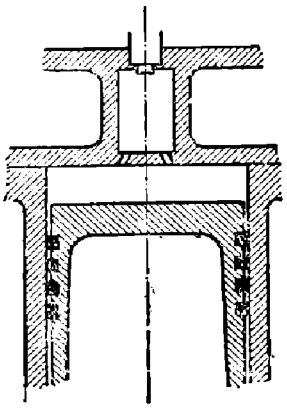


Фиг. 356. Открытая форсунка системы МАН.



Фиг. 357. Многодырчатая форсунка Leobersdorfer Werke.

НТБ ХПУНТ (ДІТ)



Фиг. 358. Схема предкамеры.

и др. применяются так называемые штифтовые форсунки. В нижней части иглы затачивается по цилиндру выступ, входящий в выходное отверстие. Посадка иглы в гнезде происходит поверхностью нижнего конуса, в то время как верхний конус иглы является местом приложения сил давления при подъеме иглы (фиг. 353).

Штифт, как это видно из следующей фиг. 354, может иметь различную конфигурацию: конической, цилиндрической или ступенчатой формы.

Фирма Бош изготовляет штифтовые форсунки для различных углов распыливания: 4°, 8°, 15° и 30° применительно к форме камеры сгорания.

Диаметр штифта	1 и 1,5 *мм*;	2 *мм*;	3 *мм*
„ иглы	5 „	6 „	7 „

Приведем несколько типов форсунок открытого типа. На фиг. 355 представлена открытая форсунка Юнкерса. По осевому сверлению форсунки подводится топливо; в нижней части имеются два отверстия, через которые, минуя два прореза, расположенные под углом 90°, топливо попадает в цилиндр в виде широкого неплотного веера.

Следующая фиг. 356 представляет открытую форсунку системы МАН. Выходное сверление форсунки расположено наклонно к оси. Форсунка работает в горизонтальном положении. Примером многодырчатой форсунки может служить форсунка системы Leobersdorfer Werke (фиг. 357).

Канал, подводящий топливо и просверленный в корпусе держателя, имеет возможно малый диаметр при относительно толстых стенках корпуса, вследствие чего исключается возможность расширения канала под влиянием давления нагнетания. Для устранения влияния сжимаемости нефти и подтекания корпус форсунки имеет два обратных клапана. Эти клапаны расположены около отверстия форсунки и открываются при достижении определенного давления.

Форсунки этого типа изготовляются с четырьмя и пятью отверстиями.

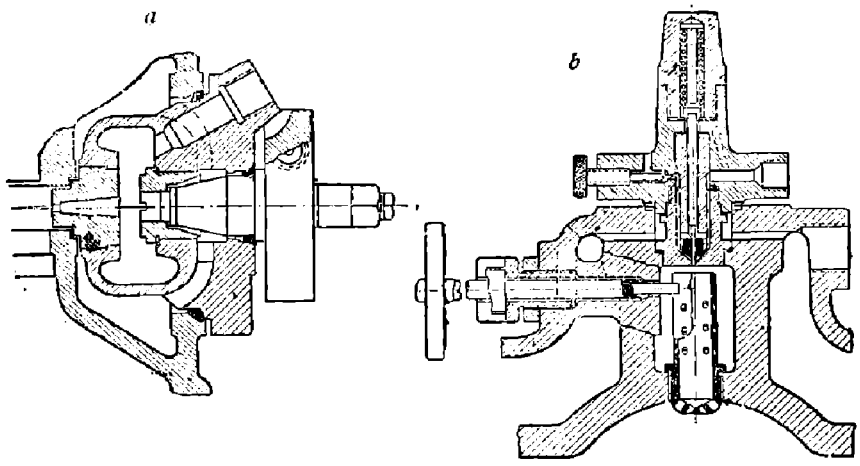
3. ПРЕДКАМЕРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ

По сравнению с двигателями непосредственного (струйного) распыливания несколько особняком стоят в отношении процессов смесеобразования и сгорания двигатели предкамерного типа. В машинах этого рода объем сгорания разделен на две части, одна из которых — предкамера (по немецкой терминологии — Vorkammer), занимающая 25—35% от общего объема сгорания, соединена с главным пространством сгорания одним или несколькими отверстиями. Проходное сечение этих отверстий составляет 0,15—0,5% площади поршня. Топливо впрыскивается непосредственно в предкамеру.

На фиг. 358 дано схематическое изображение камеры сгорания предкамерного двигателя, а на фиг. 359 — конструктивное выполнение камер сгорания разными фирмами.

Вследствие незначительной площади проходного сечения между главным пространством сгорания и предкамерой во время хода сжатия имеет место интенсивное перетекание в предкамеру сжимаемого воздуха, которое вызывает образование вихрей в предкамере. Топливо, впрыскиваемое в относительно незначительный объем предкамеры, образует там сильно обогащенную смесь, поэтому в предкамере не может произойти полного сгорания всего впрыснутого количества. Часть частиц топлива, незначительно испарясь с поверхности, сгорает в предкамере, причем происходит неполное сгорание с образованием как углекислого газа CO_2, так и окиси углерода CO. Это предварительное сгорание части топлива вызывает повышение давления в предкамере по сравнению с главным пространством сгорания; в результате

НБ УГНТУ (ДИ)

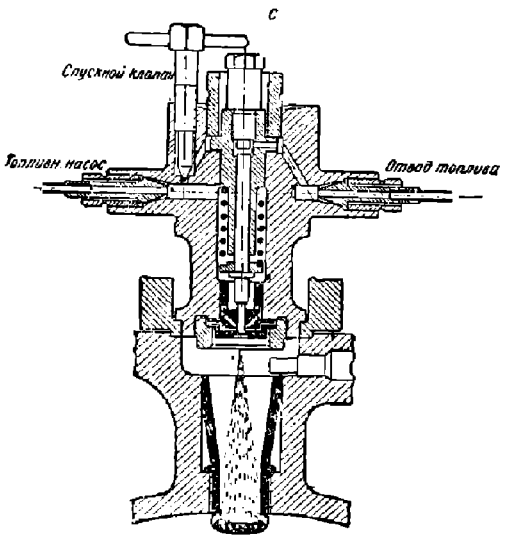


смесь продуктов неполного сгорания с несгоревшими частицами топлива выбрасывается через проходные каналы в главное пространство сгорания, где и сгорает окончательно.

Топливо, не сгоревшее в предкамере, частично испаряется, но очень быстрое протекание процесса не позволяет произойти полному испарению всех частиц.

При воспламенении топлива в главном пространстве сгорания происходит повышение давления, которое в отдельных случаях может превосходить давление в предкамере. Результатом этого является пульсация давления, которая наблюдается в некоторых предкамерных двигателях в первой части хода расширения (главным образом в предкамере и в меньшей степени — в главном пространстве сгорания).

При такой пульсации имеет место перетекание горящей смеси попеременно из главного пространства сгорания в предкамеру и обратно.



Фиг. 359. Конструкции камер сгорания фирм: Кертинга (*a*), Эльве (*b*) и Бенца(*c*).

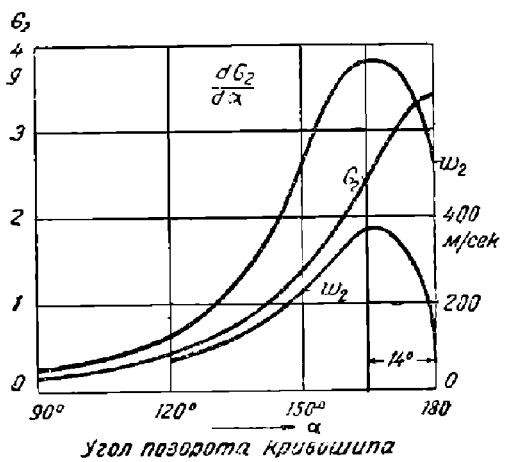
Описанное протекание процесса в предкамерном двигателе показывает, что основная масса впрыснутого в цилиндр горючего распыливается и перемешивается с воздухом в главном пространстве сгорания за счет той энергии, которая развивается в предкамере при предварительной вспышке части впрыснутого топлива. Это дает существенное преимущество предкамерным двигателям по сравнению с машинами струйного распыливания, потому что позволяет производить впрыскивание топлива под более низким давлением (порядка 80—120 *am*).

Следствием этого являются больший диаметр распыливающего отверстия форсунки (которая в предкамерных двигателях выполняется однодырчатой), меньший износ и большая долговечность топливоподающей системы.

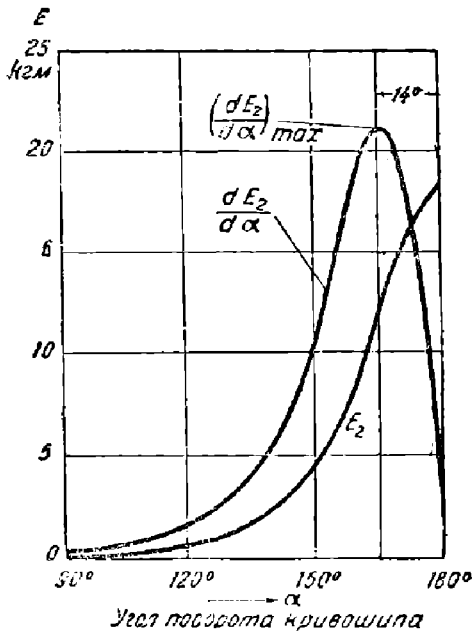
Кроме того, максимальное давление вспышки в главном пространстве сгорания имеет меньшие значения, чем в двигателях со струйным распыливанием; и это благоприятно отражается на работе двигателя в смысле мягкости хода и напряженности деталей кривошипного механизма.

Необходимо отметить, что угол опережения впрыскивания в предкамерных

НБ УДУНТ (ДГТУ)



Фиг. 360.



Фиг. 361.

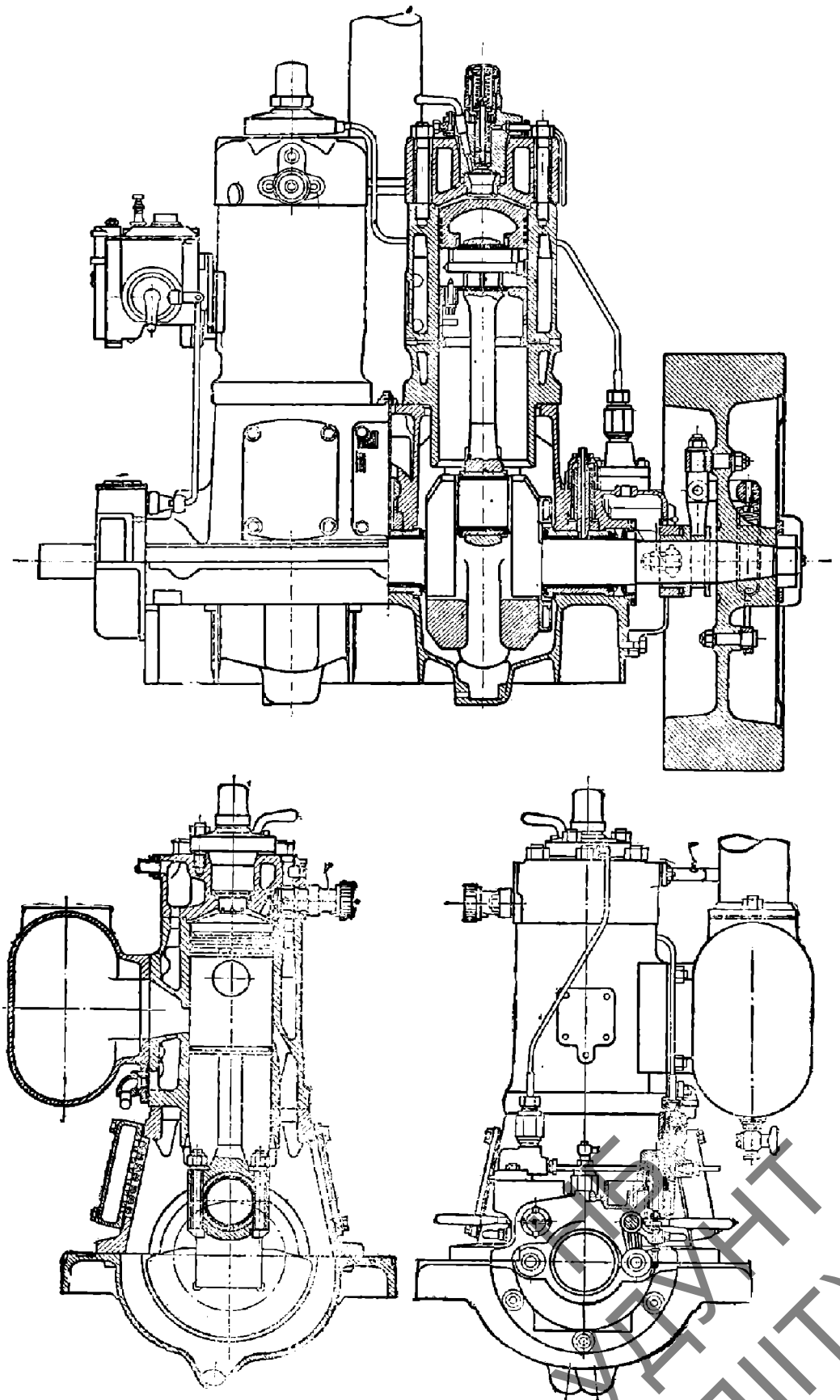
двигателях значительно меньше, чем в двигателях иного типа (порядка 10°—15° до верхней мертвой точки). Объяснение этому нужно искать в том, что вследствие затрудненной продувки предкамеры еще до начала впрыскивания топлива, в период хода сжатия, в предкамере находится некоторое количество несгоревшего топлива, оставшееся от предыдущего процесса сгорания. Это небольшое остаточное количество, нагреваясь в процессе сжатия, облегчает воспламенение впрыскиваемого топлива и заметно сокращает тем самым период первой фазы сгорания (запаздывание вспышки).

Сокращение этого периода в сочетании с более свободными проходными сечениями распыливающих органов является причиной того, что двигатели предкамерного типа менее требовательны к сорту горючего. В них удовлетворительно сгорает даже топливо ароматического ряда, которое в двигателях струйного распыливания не находит себе применения.

Интересные выводы по протеканию процесса сжатия в предкамерном двигателе получил проф. К. Нейман, произведший исследование предкамерного процесса на горизонтальном четырехтактном двигателе фирмы Кертинг (18 *л. с.* при 350 об/мин). На фиг. 360 приведены кривые изменения скорости перетекания воздуха в предкамеру и количество перетекшего воздуха по углу поворота коленчатого вала при 311 об/мин. Кривые эти получены расчетным путем по индикаторным диаграммам, снятым с цилиндра двигателя и с предкамеры. Диаграмма показывает, что как скорость перетекания w_2, так и количество перетекшего воздуха G_2 значительно возрастают только на второй половине хода сжатия; при этом скорость перетекания имеет явно выраженный максимум 14° до верхней мертвой точки, после которого начинается довольно резкое ее падение. В полном соответствии с этим находится закон изменения энергии E_2, которую приобретает перетекающий воздух (фиг. 361).

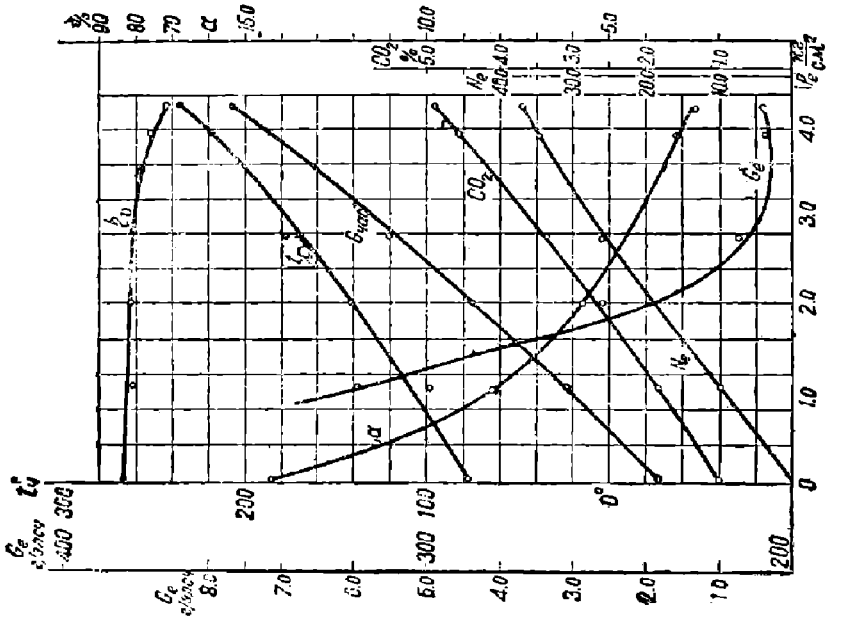
Подобно скорости w_2 максимум нарастания энергии по углу поворота коленчатого вала $\frac{dE_2}{d\alpha}$ имеет место за 14° до верхней мертвой точки. Эта величина характеризует собой интенсивность вихреобразования в предкамере, поэтому совершенно естественно, что у исследованного двигателя наивыгоднейший угол опережения впрыска топлива равен 13° до верхней мертвой точки, т. е. почти точно совпадает с тем моментом, когда $\frac{dE_2}{d\alpha}$ получает максимальное значение.

НТБ УПУНТ (ДГТУ)

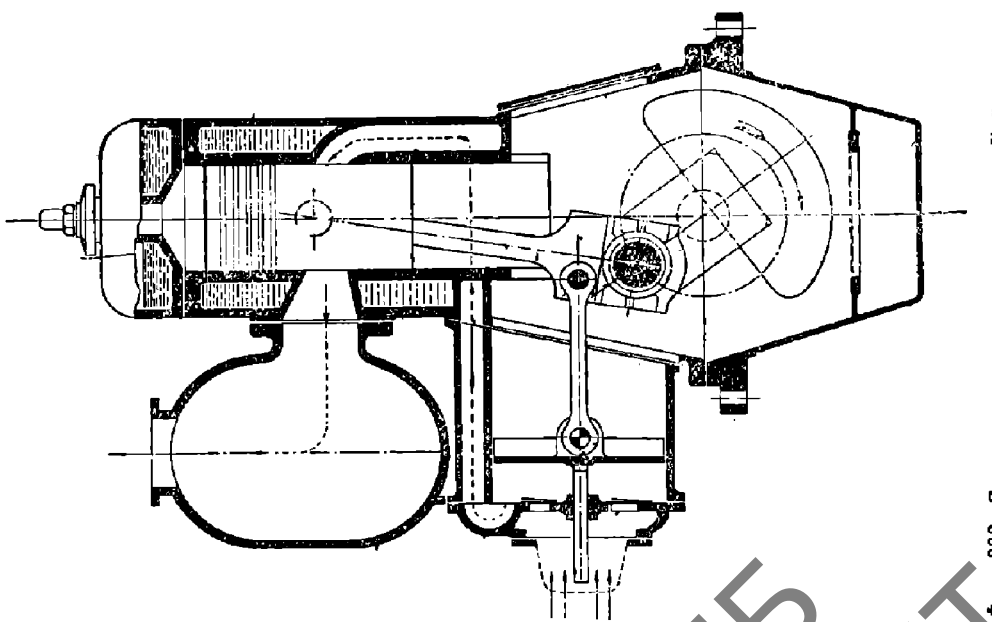


Фиг. 362. Предкамерный двухтактный двигатель Дейтца.

РЕПОЗИТАРИЙ ДГТУ (ДГТУ)



Фиг. 364. Результаты испытания двигателя Дейтца.

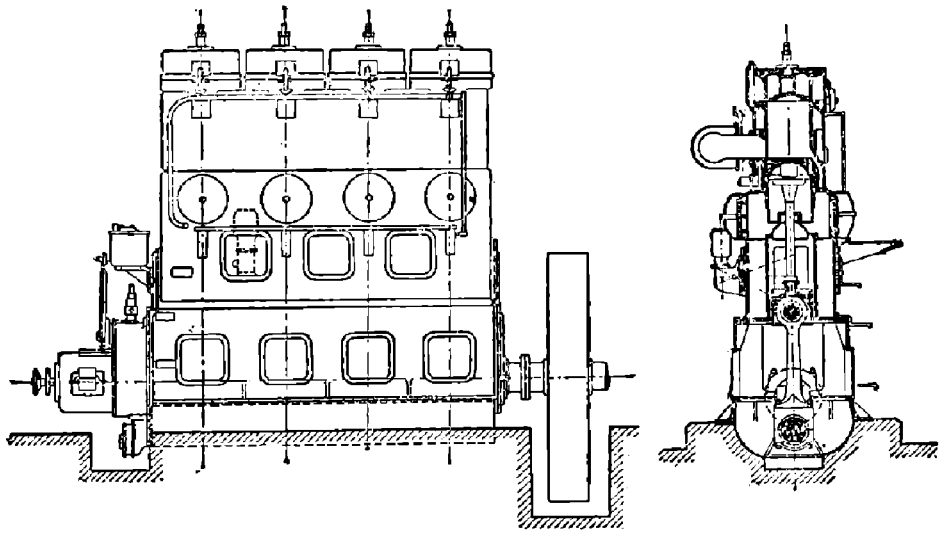


Фиг. 363 Схема двухтактного двигателя Дейтца с продувочным насосом

Расход топлива на 1 *э. с. ч.* у предкамерных двигателей обычно превышает таковой у других двигателей на 4—5%. Причина повышенного расхода топлива заключается в том, что наличие малого проходного сечения между главным пространством сгорания и предкамерой увеличивает механические потери двигателя на 15—20% (если механические потери понимать как сумму потерь на трение и гидродинамических), необратимый процесс перетекания части сжимаемого воздуха в предкамеру требует дополнительной затраты энергии при сжатии.

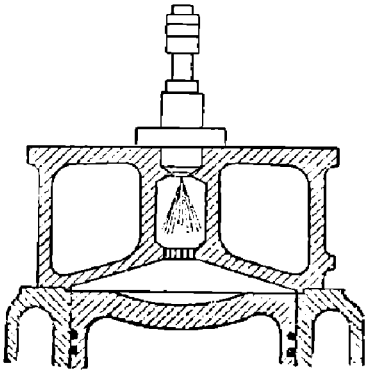
Дросселирующее влияние проходных каналов предкамеры вызывает понижение температуры конца сжатия в предкамере, и особенно сильно это понижение сказы-

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 365. Предкамерный двухтактный двигатель Зульцера.

вается при первом проворачивании холодного двигателя во время пуска, т. е. первая вспышка топлива не обеспечивается температурой конца сжатия. Поэтому во всех предкамерных двигателях отмечается затрудненный пуск в ход. Для устранения этого недостатка приходится применять искусственное воспламенение первых порций впрыснутого топлива от какого-либо постороннего источника тепла. Таким источником тепла служит обычно либо патрон с бумагой, пропитанной раствором селитры, либо электрическая спираль накала. Во всяком случае затрудненный пуск является существенным недостатком двигателей предкамерного типа.



Фиг. 366. Предкамера завода Зульцера.

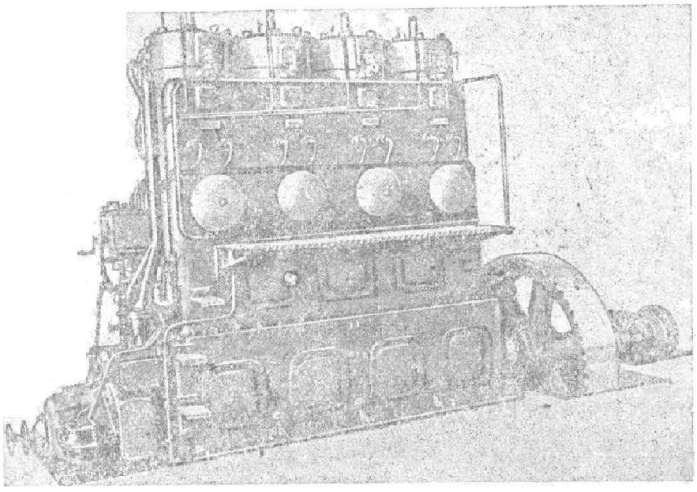
Несмотря на это, указанные раньше преимущества двигателей подобного рода (пониженные требования к сорту топлива и низкое давление распыливания) являются причиной довольно широкого распространения предкамерных двигателей, особенно в качестве машин малых и средних мощностей стационарного и судового типа и в качестве быстроходных дизель-моторов авто-тракторного типа.

Двигатель Дейтца. На фиг. 362 представлена конструкция предкамерного двухтактного двигателя фирмы Дейтц с кривошипно-камерной продувкой (марка РМ-130). Машины этой марки выполняются цилиндровой мощностью в 20 — 25 *л. с.* при 340—430 об/мин общей мощностью до 100 *л. с.*

Предкамера, расположенная центрально в крышке цилиндра, составляет 28—30% от общего объема сжатия и соединена с главным пространством сгорания 12 отверстиями диаметром по 4,5 *мм*.

Топливо впрыскивается в предкамеру под давлением 100—110 *ат* из закрытой форсунки с диференциальной иглой. Диаметр распыливающего отверстия 0,7 *мм*. Топливный насос приводится в действие от косого кулачка, связанного с регулятором 344а; перемещение косого кулачка вдоль оси вала дает переменный ход плунжера и тем самым изменяет количество впрыскиваемого топлива. При такой конструкции отпадает надобность в специальном отсечном клапане. Для обеспечения первой вспышки при пуске холодного двигателя в предкамеру вставляется запальный патрон с тлеющей селитровой бумагой.

НБ УДУНТ (ДИТ)



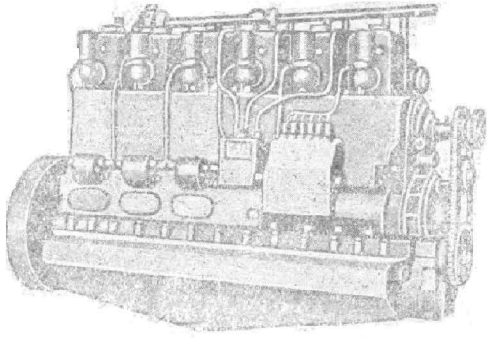
Фиг. 367. Общий вид двигателя Зульцера.

Другая модель той же фирмы, представленная на фиг. 363, отличается только тем, что кривошипно-камерная продувка заменена в ней продувкой от поршневого продувочного насоса, смонтированного на двигателе. Это позволило создать значительный избыток продувочного воздуха

$$\left(\frac{V_s}{V_h} = 1{,}47\right)$$

и поднять цилиндровую мощность с 25 до 35 *л. с.* при тех же размерах цилиндра и при том числе оборотов (n=430 об/мин).

Результаты испытания двигателя Дейтца приведены на фиг. 364 [1]).



Фиг. 368. Двигатель Мерседес-Бенца 100 *л. с.*

Двигатель Зульцера. На фиг. 365 и 366 даны разрез двухтактного предкамерного двигателя Зульцера типа RK-30 (50 *л. с.* в цилиндре при 300 об/мин.) и схема его предкамеры. Продувочный воздух сжимается под поршнем в особой камере, отделенной сальником от кривошипной полости; благодаря этому исключается загрязнение продувочного воздуха маслом из картера. Такое устройство вызвало необходимость в применении крейцкопфа, что несколько утяжелило двигатель и увеличило его высоту.

Предкамера составляет одно целое с крышкой двигателя, интенсивно охлаждается водой и имеет вставной распылитель из огнестойкого материала. Топливо впрыскивается через закрытую форсунку топливным насосом с переменным ходом плунжера. Однако в отличие от двигателя Дейтца изменение хода плунжера связано в этой машине с изменением момента начала подачи.

Для подкачки в пусковой баллон сжатого воздуха имеется небольшой компрессор; который приводится в движение через балансир от крейцкопфа; этот компрессор включается только для подкачки воздуха, в остальное же время компрессор работает вхолостую, для чего отжимается его всасывающий клапан.

На фиг. 367 дан общий вид четырехцилиндрового двигателя Зульцера.

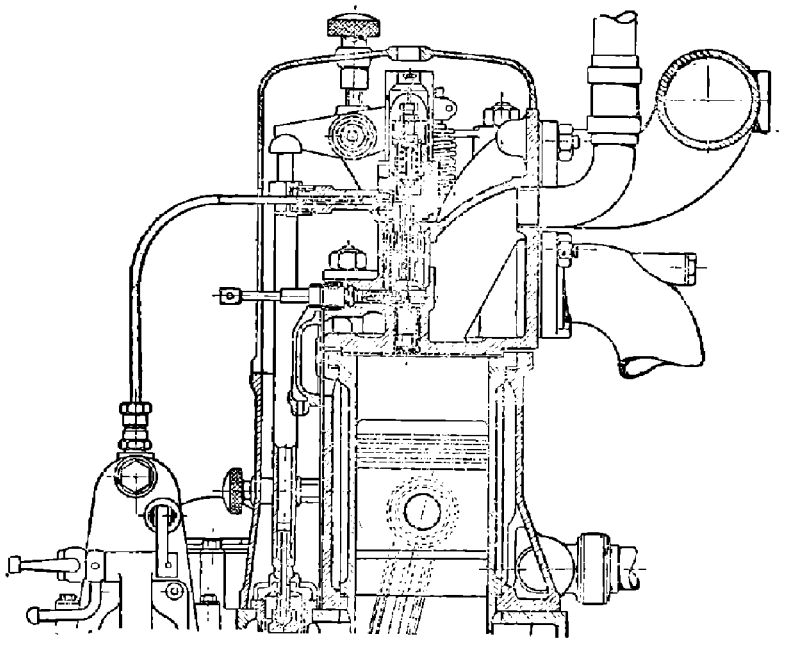
Двигатель Мерседес-Бенц. Двигатель фирмы Мерседес-Бенц судового типа (для катеров, небольших теплоходов, мотовозов и т. п.) представлен на фиг. 368. Четырехтактный шестицилиндровый двигатель развивает 100 *л. с.* при 800 об/мин. работая со средним эффективным давлением

$$p_e = 6{,}5 \ кг/см^2.$$

На фиг. 369 дан разрез по камере сгорания этого двигателя. Предкамера, составляющая 28,1% от общего объема сжатия, имеет вставной распылитель, три

[1]) Получены в лаборатории двигателей внутреннего сгорания ММИ.

НВ УДУИТ (ДИТ)



Фиг. 369. Разрез по камере сгорания двигателя Мерседес-Бенца.

отверстия которого диаметром по 3,3 *мм* расположены под углом в 45° к оси цилиндра.

Топливные насосы связаны с регулятором, который может быть устанавливаем на различное число оборотов в пределах 300—800 об/мин. Изменение числа оборотов двигателя производится рукояткой с поста управления.

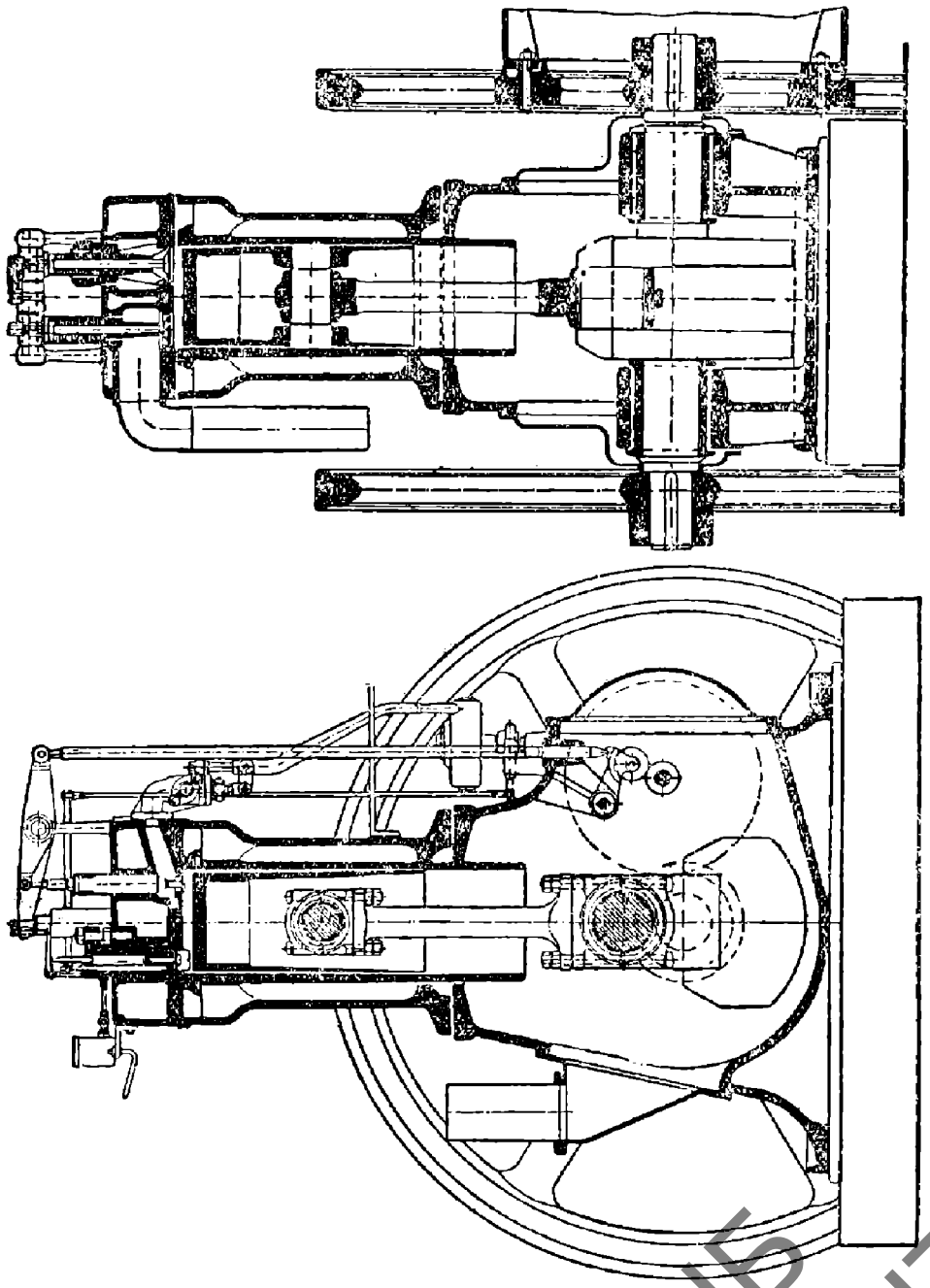
Цилиндры отлиты попарно в три блока, которые крепятся на верхнем картере.

Пуск двигателя производится сжатым воздухом на трех цилиндрах с запалом селитровой бумагой.

Облегченная конструкция позволила довести вес этого двигателя до 18 *кг/л. с.*

Двигатель Бронса. Первую удачную конструкцию бескомпрессорного двигателя Дизеля осуществил завод Дейтц по патенту Бронса. Вертикальный четырехтактный двигатель с расположением в крышке всасывающего и выхлопного клапанов и форсунки представлен на фиг. 370. Распределительный вал в одной горизонтальной плоскости с главным валом помощью кулачков и трубчатых штанг приводит в движение клапаны. Форсунка этого двигателя дана на фиг. 370а. Нефть, подаваемая самотеком под постоянным давлением в клапан *a*, в момент всасывания, когда рычаг всасывающего клапана нажмет на рычаг *c* форсуночного клапана *b*, под влиянием образовавшегося в цилиндре разрежения попадает в распыливающую чашечку *d*, внизу которой по периферии имеется ряд отверстий. В конце сжатия, когда температура сжатого воздуха, проникшего в чашечку, воспламенит небольшую часть нефти, от происшедшего внутри чашечки взрыва произойдет распыливание главной оставшейся массы нефти в камеру сгорания; получается, таким образом, пневматическое распыливание без компрессора со сгоранием 10—20% количества топлива по процессу $v = \text{const}$ и остальной части по $p = \text{const}$. Регулятор воздействует на клапан *a*, изменяя его сечение для протока нефти. Недостатки такого рода распыливания состоят в том, что давление продуктов сгорания от предварительной вспышки и количество, распыливающее главную часть топлива, остаются постоянными независимо от нагрузки двигателя, в то время как затрата энергии на распыливание должна быть функцией нагрузки. Поэтому затруднительно отрегулировать распыливатель на бездымное сгорание при различных нагрузках. Макси-

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 370. Двигатель Бронса.

мальное давление, получающееся в процессе сгорания, доходит до 40—45 *ат*. Сжатие доводится до 28 — 32 *ат*. Пуск в ход производится сжатым воздухом в 15 *ат*, получаемым компрессором, смонтированным отдельно.

Горизонтальный двигатель Кертинга. Значительный интерес представляет выполнение горизонтальной бескомпрессорной машины большой мощности в одном цилиндре конструкции завода Кертинг (фиг. 371).

Конструктивные формы его напоминают нормальное выполнение газовых двигателей.

В четырехцилиндровом выполнении при диаметре $D = 620$ *мм* и ходе поршня

НБ УИУНТ (ДПТ)

$S = 900$ *мм* двигатель развивает 1000 *л. с.* на 150 об/мин., что соответствует $p_i = 5{,}5$ *кг/см²*. Цилиндры двигателя отлиты попарно. Рабочий поршень состоит из двух частей и интенсивно охлаждается водой. Также обращено особое внимание на клапанную головку в отношении разгрузки тепловых напряжений, вследствие чего эта головка выполнена также из отдельных отливок. Выхлопной клапан охлаждается через шланги, причем отвод горячей воды производится через открытую воронку.

Давление впрыскивания равно 80 *ат*, что не предъявляет особо серьезных требований к нефтяному насосу.

Двигатель системы Вортингтон. На фиг. 372 представлены продольный и поперечный разрезы быстроходного двигателя Вортингтона, которые строятся трех размеров, а именно:

$$\frac{D}{S} = \frac{260}{267};\quad \frac{D}{S} = \frac{318}{327};$$

$$\frac{D}{S} = \frac{387}{406}$$

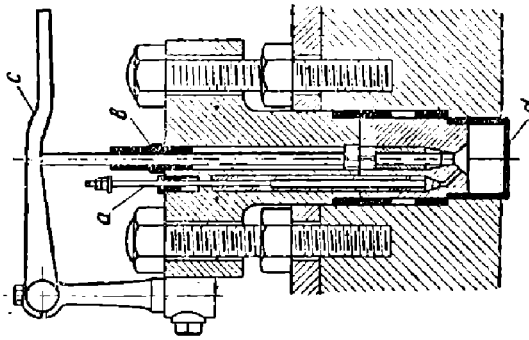
при $n = 375$ об/мин;

325 об/мин; 275 об/мин.

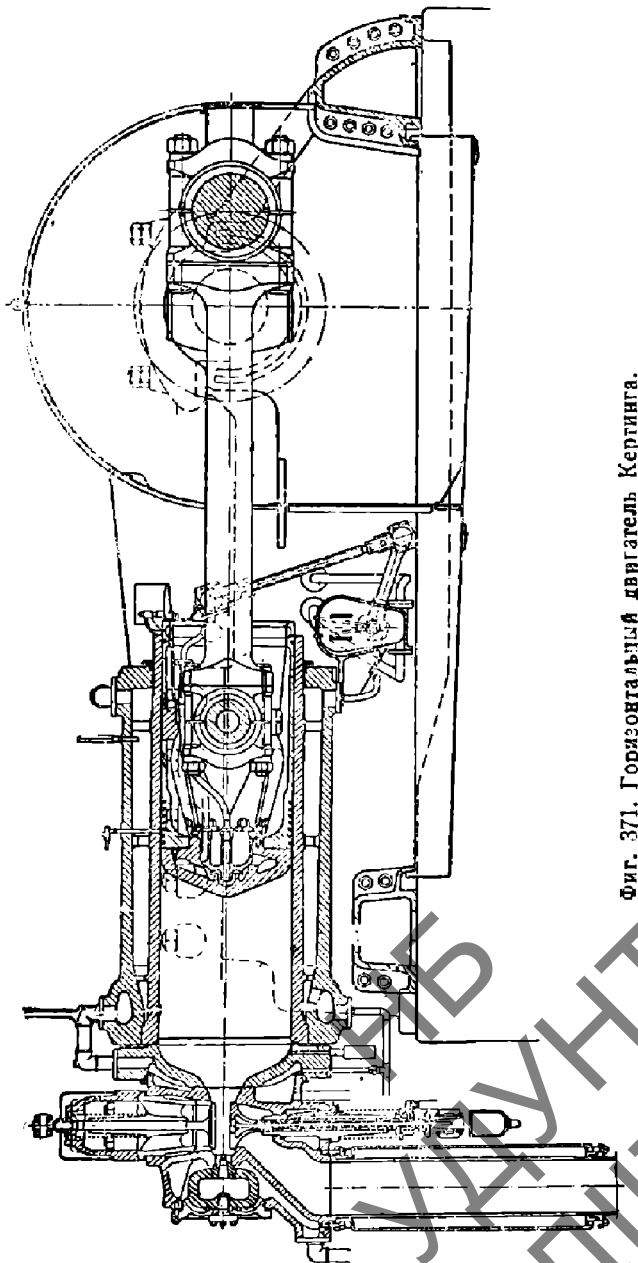
Развиваемая мощность в одном цилиндре	30 *л. с.*	50 *л. с.*	75 *л. с.*
Среднее эффективное давление	$p_e = 2{,}57$ *кг/см²*	2,64 *кг/см²*	2,6 *кг/см²*

Начиная с 50 *л. с.* на цилиндр поршни имеют масляное охлаждение; масло подводится через пустотелый шток. Машина работает с предкамерой с закрытой форсункой, управляемой гидравлически.

Продувочный воздух подается нижней полостью ра-

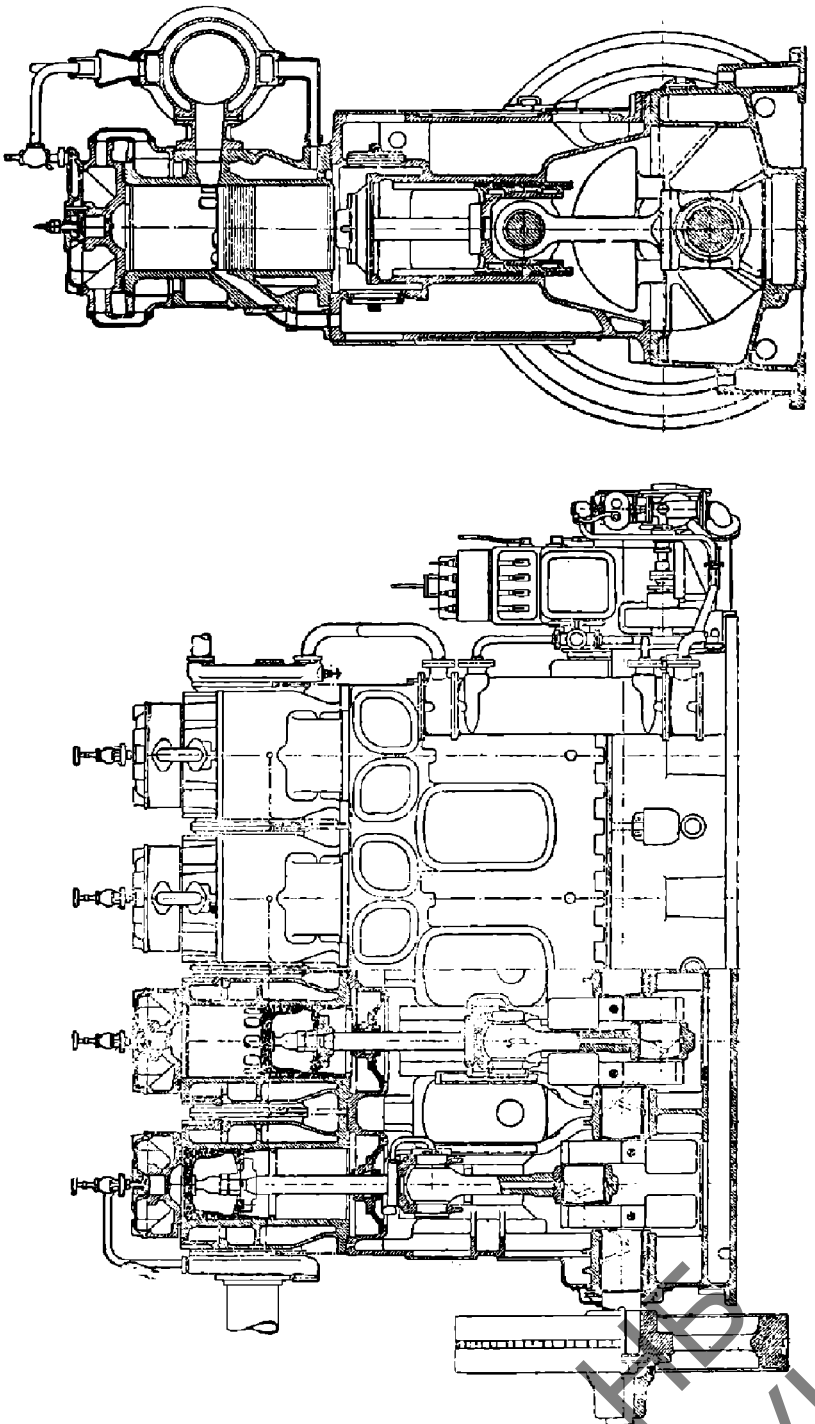


Фиг. 370а. Форсунка двигателя Бронса.



Фиг. 371. Горизонтальный двигатель Кертинга.

НТБ УДУНТ (ДІТ)



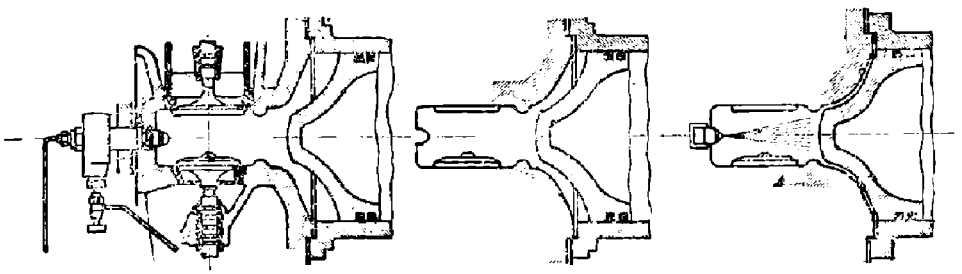
Фиг. 372. Двигатель Вортингтона.

бочего поршня, в картерную станину через самодействующие клапаны, видные на фиг. 372.

4. ДВИГАТЕЛИ СО СПЕЦИАЛЬНЫМИ КАМЕРАМИ

Вихревая камера с вытеснителем завода Дейтц. В своих горизонтальных бескомпрессорных дизелях завод Дейтц, достигая должного распределения топлива

НТБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 373. Камера горизонтального двигателя завода Дейтц.

в заряде воздуха, создает к моменту начала сгорания в пространстве сжатия интенсивное вихревое движение воздуха.

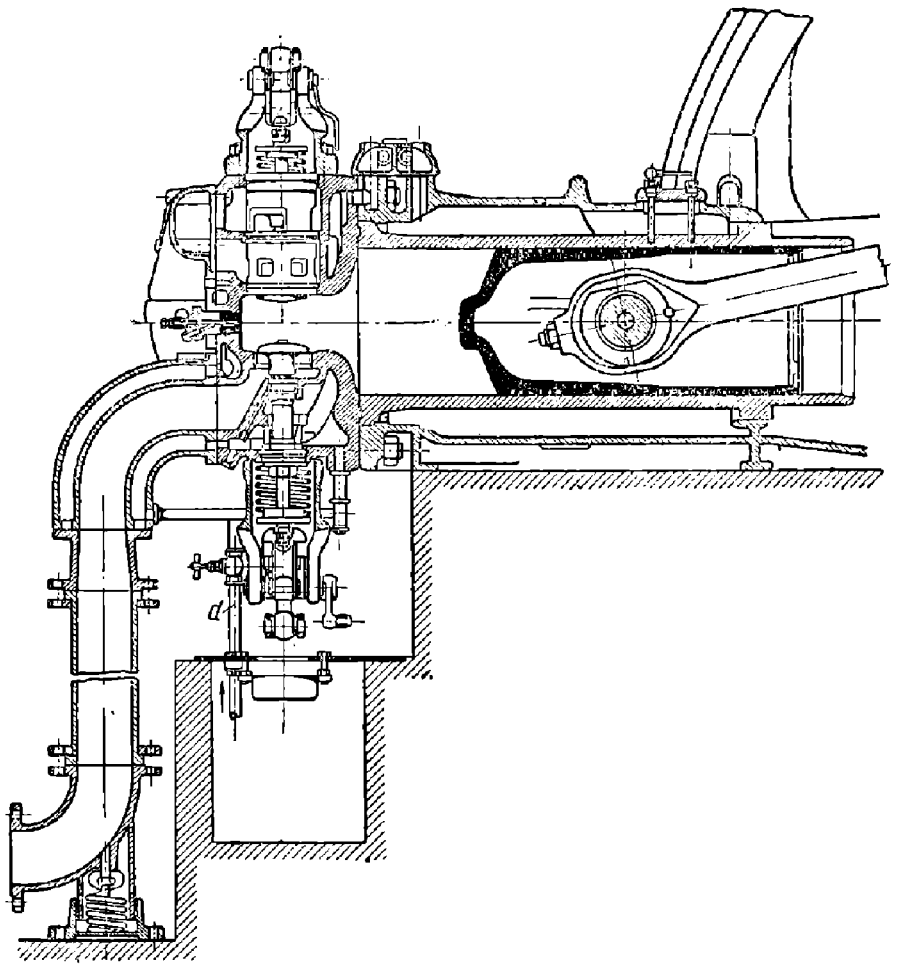
На фиг. 373 представлен разрез через клапанную головку и поршень 30-сильного бескомпрессорного горизонтального дизель-мотора завода Дейтц. Всасывающий и выхлопной клапаны расположены вертикально, как и в нормальной газовой машине, причем пространство сжатия имеет также аналогичную форму. С торца головки расположена форсунка. Особо важное значение имеет очертание днища поршня и переходной части от цилиндра к пространству сжатия. Зазор между крышкой цилиндра и рабочим поршнем должен иметь для получения экономичной работы вполне определенную величину. Как увеличение, так и уменьшение его ведет к дымному сгоранию и повышению расхода топлива. Такое же значение имеют длина и диаметр центрального выступа на поршне, так как их правильный подбор обеспечивает должное завихрение воздуха в камере сгорания. Когда поршень подходит к крайнему мертвому положению, воздух в зазоре между днищем поршня и крышкой получает бо́льшее давление, чем в пространстве сгорания, так как узкая кольцевая щель, образуемая выступом на поршне, не успевает уравнять давление между этими двумя пространствами, и под влиянием избытка давления в щели рабочий воздух будет приведен в вихревое движение. Насколько серьезно влияние правильного очертания указанных частей и их взаимной размерности, видно из двух нижеследующих табл. 53 и 54. С увеличением площади кольцевой щели между выступом поршня и крышкой расход тепла на эффективную силу-час увеличился с 1 950 до 2 810 *кал/э.с.ч.*, перейдя от бездымного сгорания на сгорание с черным дымом. Уменьшение длины центрального насадка также повело к подобным результатам.

Таблица 53

№	Сечение щели в $мм^2$	Расход тепла	Выхлоп
1	945	1 950	Чистый
2	1 530	2 230	Слабо дымный
3	2 670	2 410	Сильно дымный
4	Выступ сточен на конус	2 810	Черный

При нормальной конструкции двигатель дает эффективный к. п. д. до 32%, совершенно приближаясь к экономичности нормального дизеля и имея давление сжатия 25 *ат*.

НБ УДУНТ (ДГТ)



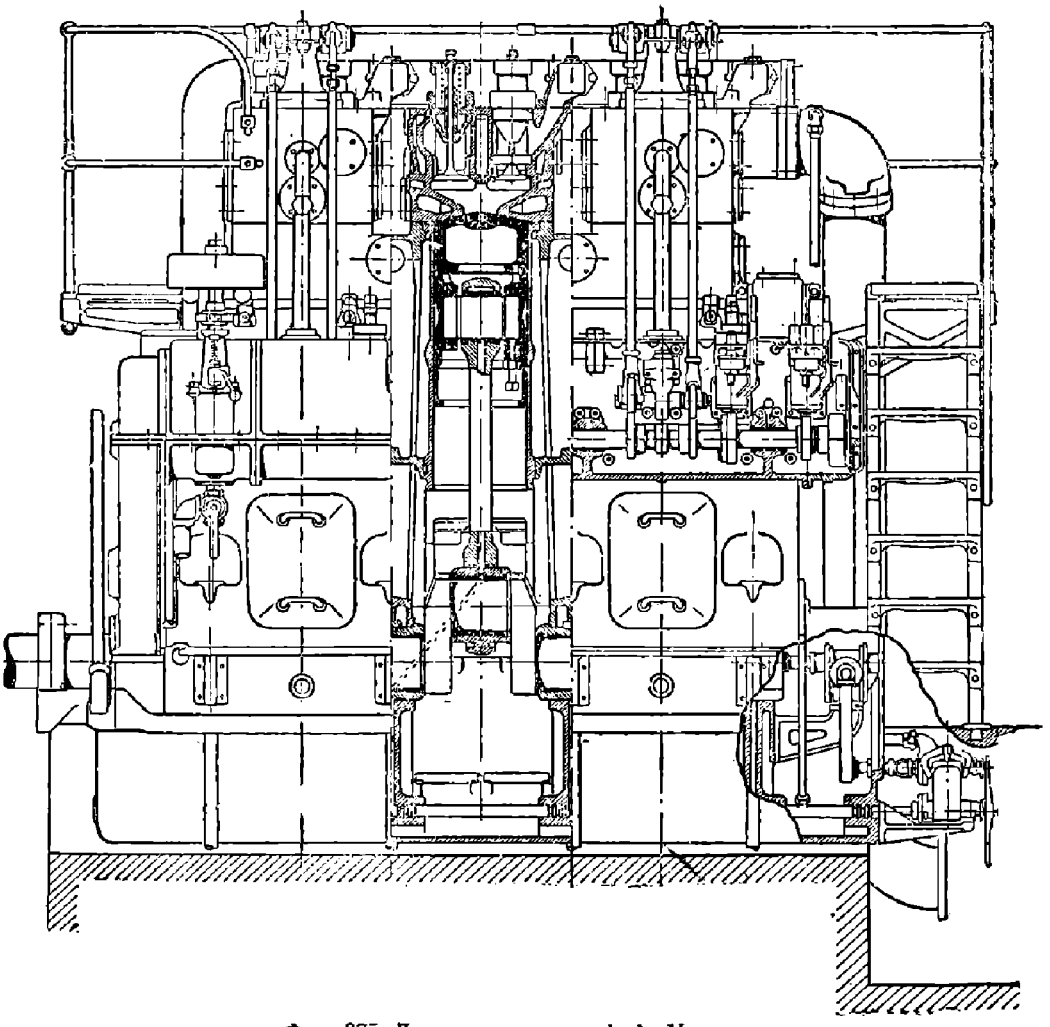
Фиг. 374. Двигатель Дейтца.

Таблица 51

№	Длина выступа	Расход тепла	Выхлоп
1	Нормальная	1 950	Чистый
2	$^2/_3$ нормальной	2 330	Заметно дымный
3	$^1/_3$ нормальной	2 450	Очень сильно дымный
4	Отсутствует	2 810	Черный

На фиг. 374 представлен 100-сильный двигатель универсального типа, работающий с весьма небольшими переделками на разнообразных сортах газообразных и жидких топлив. При работе на газообразном топливе во всасывающее сечение

НБ УДУНТ (ДПТ)

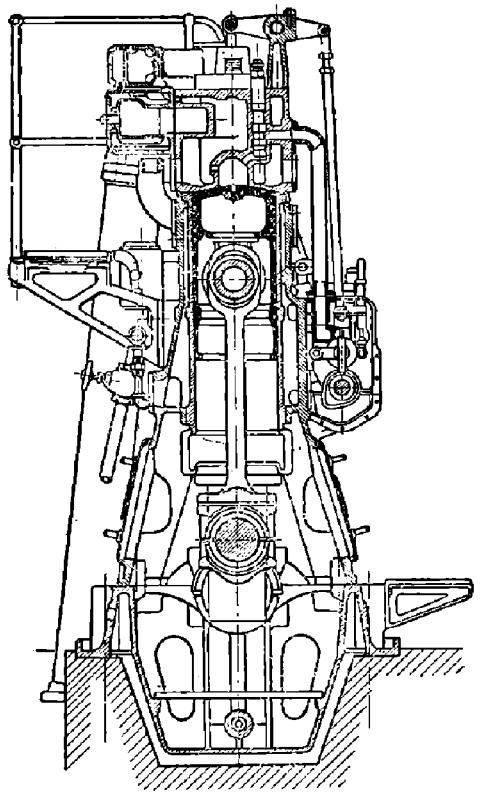


Фиг. 375. Двигатель завода de la Vergne.

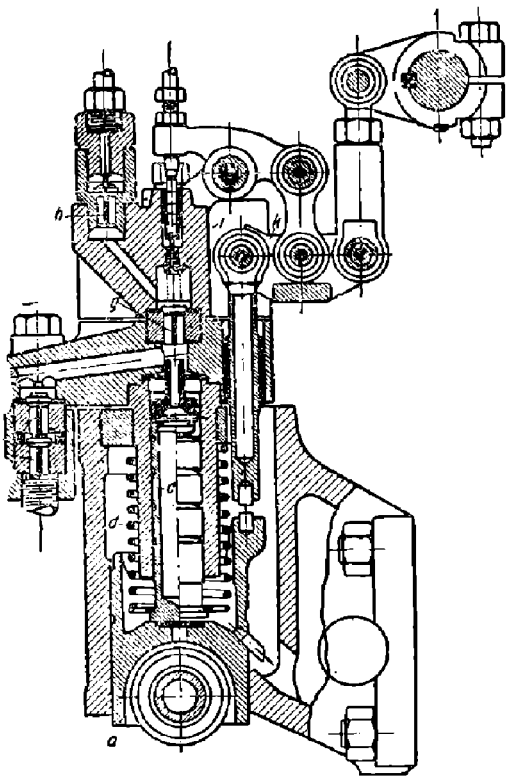
вставляется смесительный клапан, электрический запальник занимает место форсунки, регулятор действует на подъем всасывающего клапана. При работе на жидком топливе монтируется нормальный всасывающий клапан, форсунка ставится на место, и штанга того же регулятора переключается на перепускной клапан топливного насоса. Изменение степени сжатия в зависимости от работы на том или ином топливе производится путем изменения толщины подкладок под шатунную головку. Такие двигатели изготовляются заводом от 16 до 125 *л. с.* в одном цилиндре и до 500 *л. с.* в многоцилиндровых моделях.

Двигатель De la Vergne. Бескомпрессорные дизели этого завода строятся как горизонтального, так и вертикального типа, мощностью от 65 до 180 *л. с.* в одном цилиндре и до 700 *л. с.* — в многоцилиндровом исполнении. На фиг. 375 и 375а представлен вертикальный трехцилиндровый двигатель этого завода. Как видно из чертежа, пространство сгорания образовано двумя конусами, основания которых сходятся в горловине, соединяющей пространство сгорания с рабочим цилиндром (фиг. 376). Две форсунки на каждый цилиндр расположены в вершинах этих конусов, а в горизонтальном уширении — всасывающий и выхлопной клапаны. В конце сжатия весь рабочий воздух вытесняется поршнем через горловину в камеру сгорания, и распыленное в двух форсунках топливо, сталкиваясь в середине камеры

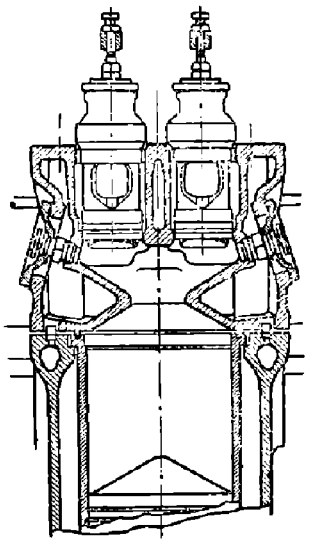
НТБ УДУНТ (ДГТУ)



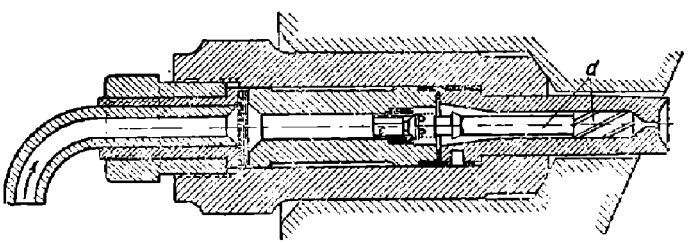
Фиг. 375а.



Фиг. 377. Топливный насос de la Vergne.



Фиг. 376. Камера сгорания двигателя de la Vergne.



Фиг. 378. Форсунка двигателя de la Vergne.

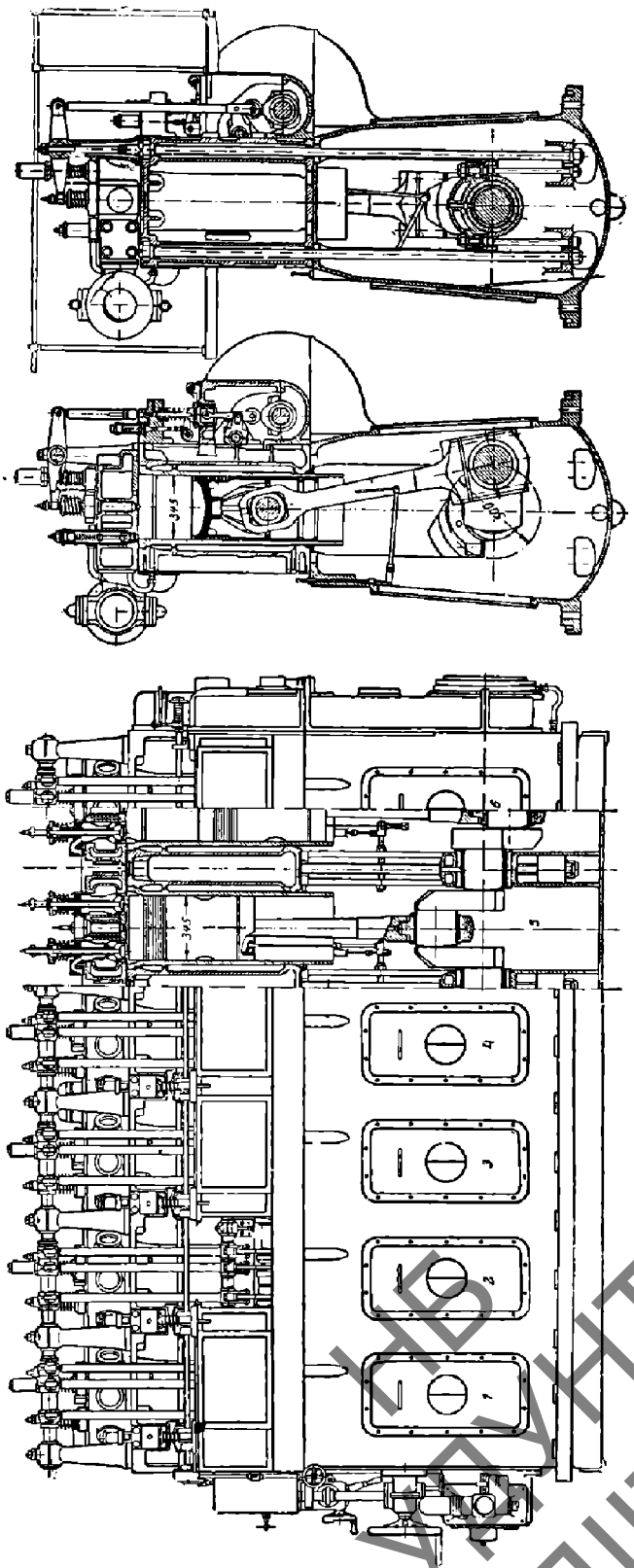
сгорания, захватывает весь рабочий воздух. Распределительный вал с кулачками, расположенный сбоку на середине высоты двигателя, передает помощью штанг и рычагов движение верхним клапанам. На фиг. 377 дан топливный насос, а на фиг. 378 — форсунка этого двигателя. Плунжер *c* насоса получает свое движение от кулачка через направляющую *a* с роликом. Два всасывающих клапана *f* и два нагнетательных *g* и *h* подводят топливо к форсунке. Обратный ход насоса получается от пружины *d*. Регулирование количества подаваемого топлива производится при помощи перепускного клапана *i*, момент открытия которого находится под влиянием регулятора. Справа имеется регуляторный вал, своим вращением изменяющий точку опоры рычага *k*, получающего движение от толкателя, движение которого связано

с ходом плунжера. Начало подачи топлива при всякой нагрузке остается постоянным, приблизительно за 40° до мертвой точки, и в зависимости от открытия перепускного клапана меняются конец подачи и с ним — количество подаваемого топлива. Насос рассчитывается на двойную подачу против теоретически необходимой из соображений использования наибольшей скорости плунжера к концу процесса нагнетания в форсунку. Перепускной клапан расположен в наивысшей точке насоса, чтобы в момент перепуска удалять случайно попавший в топливо воздух и тем обеспечить необходимое давление нагнетания.

Форсунка (фиг. 378) состоит из двух внутренних гильз, монтированных в общий корпус и закрепленных в нем гаечным уплотнителем. Внутри гильз размещены винтовой распыливатель *d* и обратный клапан *c*. Внутренняя трубка заканчивается тонким отверстием, через которое распыливается топливо.

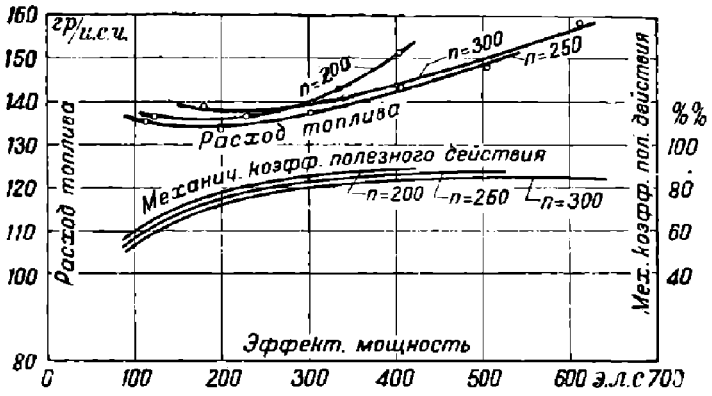
Давление насоса при нормальной нагрузке достигает 175 *ат* и меняется в зависимости от нагрузки от 70 *ат* при холостом ходе до 200 *ат* при перегрузке. Форсуночное отверстие для разных моделей берется от 0,6 до 1,5 *мм*; скорость топлива в этом сечении получается от 45 до 130 *м/сек*.

Среднее индикаторное давление для нормальной нагрузки в зависимости от размера машины колеблется от 4,5 до 5 *ат*,

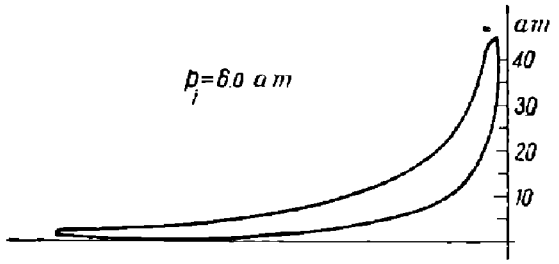


Фиг. 379. Бескомпрессорный двигатель MAN в 300 *л. с.*, $n = 180$ об/мин.

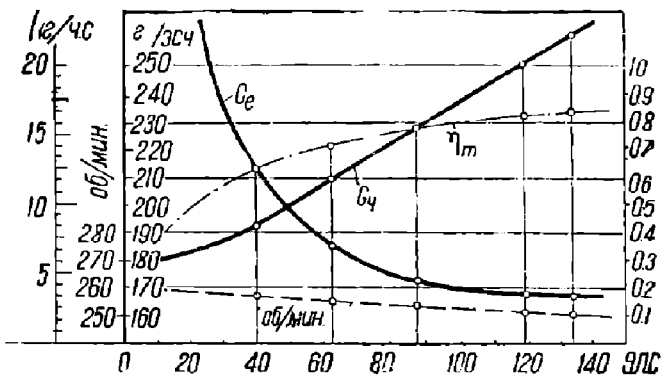
НВ УПУНТ (ДІІТ)



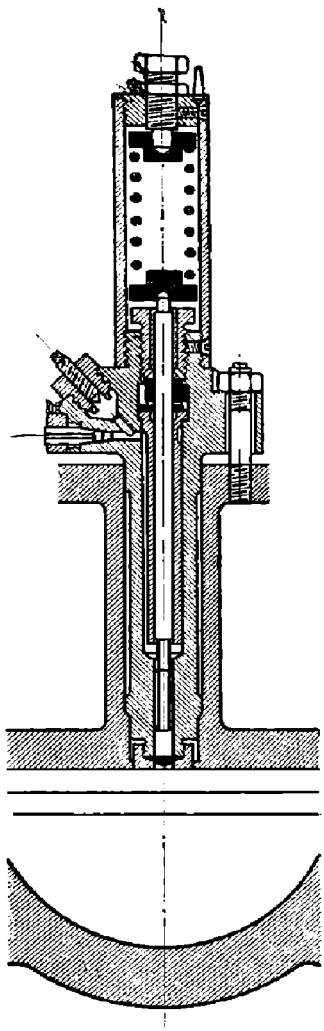
Фиг. 380. Результаты испытания двигателя МАН.



Фиг. 381. Индикаторная диаграмма.



Фиг. 383. Результаты испытаний.



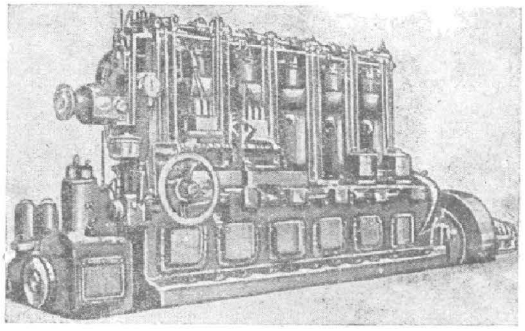
Фиг. 382. Форсунка двигателя Дейтца.

доходя при перегрузке до 6 *ат* при расходе топлива от 185 до 195 *г/э. с. ч.* Хорошо приработанные машины дали расход топлива в 181 г, т. е. предельную цифру расхода топлива при пневматическом распыливании, но с меньшим давлением сжатия — в 26 *ат* против 34 *ат* нормального дизеля.

5. ПРЯМОСТРУЙНЫЕ БЕСКОМПРЕССОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ ДИЗЕЛЯ

Двигатель Аугсбургского машиностроительного завода. В бескомпрессорных двигателях Аугсбургского машиностроительного завода бескомпрессорное распыливание топлива осуществлено за счет повышенного давления в топливном насосе.

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 384. Двигатель завода Дейтц. Общий вид.

На фиг. 379 представлен шестицилиндровый двигатель в 300 *л. с.* при 180 об/мин. Общая конструкция примыкает к таковой компрессорных машин того же завода, причем в разработке заметно влияние опыта, полученного в производстве двигателей для подводных лодок. Так, можно отметить высокую картерную станину, дающую всей машине жесткость в продольном направлении, и длинные анкерные болты, воспринимающие давления вспышек и непосредственно передающие на основную плиту, разгружая тем рубашки цилиндра и картер. Поршень выполнен вогнутым, что придает пространству сжатия весьма благоприятную для сгорания форму. Распределительный вал, расположенный посредине высоты двигателя, получает движение от кривошипного вала помощью цилиндрических зубчатых колес. Сбоку цилиндров монтированы топливные насосы по одному на каждом цилиндре. Схемы насоса и форсунки даны на фиг. 334. Нагнетательный ход скалки совершается под влиянием кулачка, сидящего на распределительном валу, всасывающий ход — под влиянием пружины. С движением скалки связано движение качающегося рычага a, имеющего опору на эксцентрике, находящемся под воздействием регулятора и в своем движении открывающем перепускной клапанок. Момент открытия перепускного клапана определяет окончание подачи топлива насосом и изменяется регулятором в зависимости от нагрузки. Короткой толстостенной трубкой насос соединен с форсункой, по которой подает топливо непосредственно к распыливающей диафрагме; последняя имеет несколько мелких отверстий через которые распыленное топливо распределяется по пространству сжатия.

Результаты испытаний, перечисленные на топливо теплотворной способности $h_u = 10\,000$ *кал* при различных числах оборотов, представлены на фиг. 380. Как видно, машина в широких пределах чисел оборотов дала весьма высокую экономичность, и минимальные измеренные расходы топлива были: 134,7 *г/и. с. ч.* при 250 об/мин и 167,5 *г/и. с. ч.* при 200 об/мин. Обращает на себя внимание весьма высокий механический к. п. д., достигающий величины

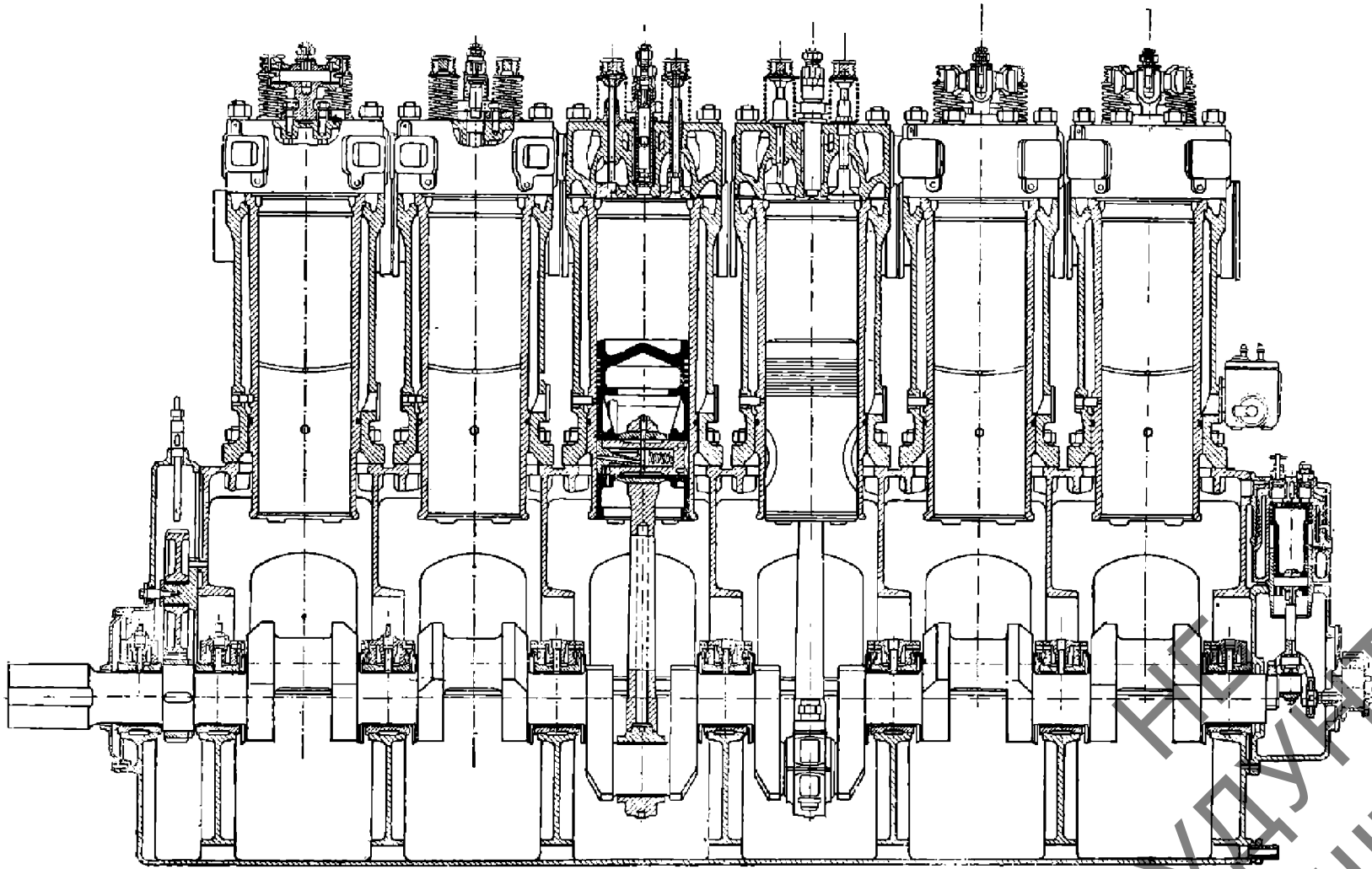
$$\eta_m = 0{,}875.$$

Индикаторная диаграмма фиг. 381 при нагрузке, близкой к нормальной, показывает линию сгорания при значительном повышении давления. Сжатие достигает ~ 30 *ат* и в процессе сгорания давления повышается до ~ 43 *ат*. При перегрузке среднее индикаторное давление доводилось до 7,5 *ат* при удовлетворительном сгорании.

Двигатели завода Дейтц. Завод Дейтц одним из первых занялся разработкой конструкций бескомпрессорных дизелей и выпустил несколько их типов, работающих по различным принципам. Для малых мощностей, как было указано выше, завод применяет принцип камеры предварительной вспышки, в то время как для средних мощностей им осуществляется принцип, близкий к положенному заводом МАН в его бескомпрессорных машинах.

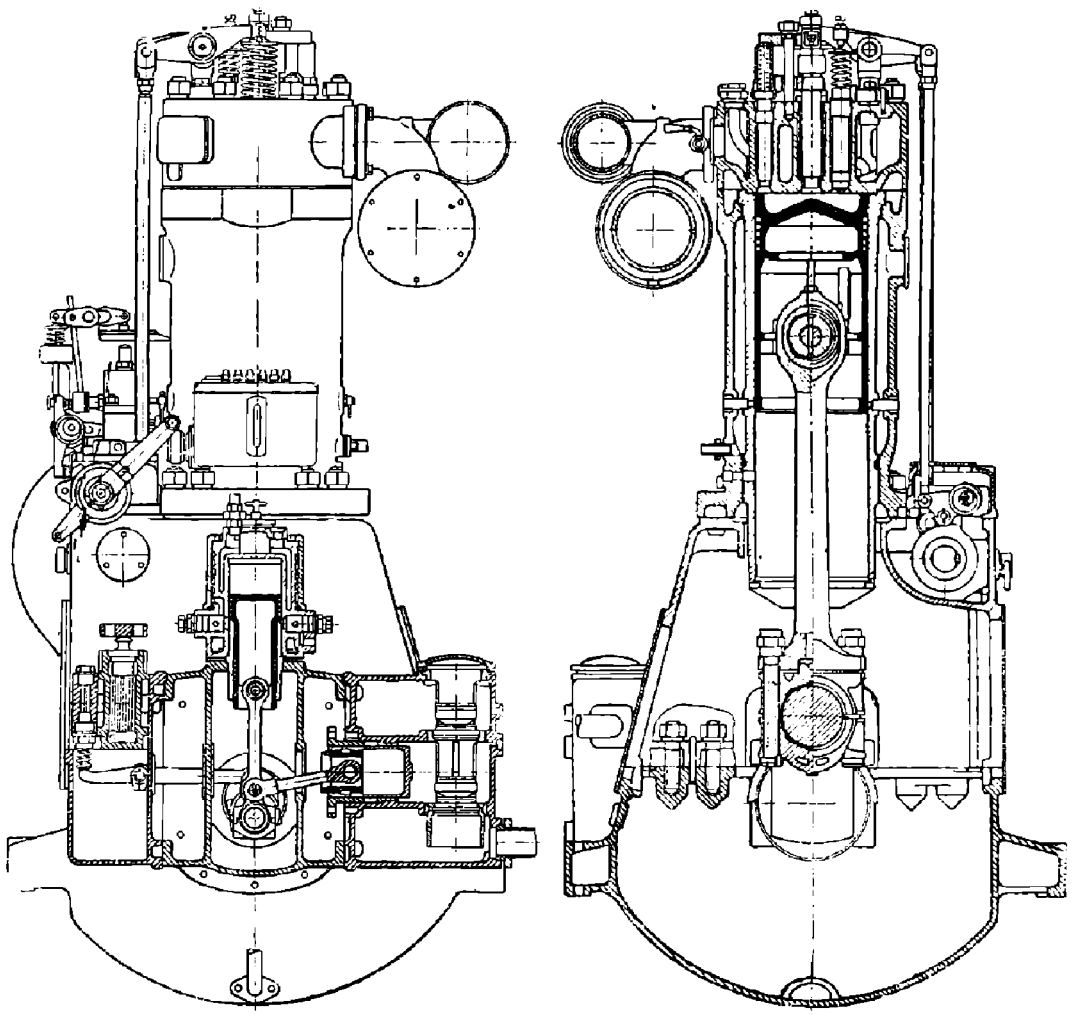
Для мощностей от 40 до 100 *л. с.* в цилиндре завод строит машины второго типа, форсунка и форма пространства сжатия которых представлены на фиг. 382 и распыливание топлива в которых достигается за счет давления, создаваемого насосом. И здесь форсунка осуществлена закрытого типа. Данные на фиг. 383 результаты испытаний трехцилиндровой машины с размерами $D = 280$ *мм* и $S = 450$ *мм* при числе оборотов $n = 250$ в минуту показывают весьма экономичный расход топлива, спускающийся до 168 *г/э. с. ч.*, и механический к.п.д., достигающий при перегрузке

НЕ ДЛЯ КОММЕРЧЕСКОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ (ДГТУ)



Фиг. 385. Быстроходный бескомпрессорный двигатель Грацского машиностроительного завода.

НЕ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 385а. Быстроходный бескомпрессорный двигатель Граицского завода.

значения $\eta_m = 0{,}83$. На фиг. 384 дан внешний вид подобной шестицилиндровой машины.

Двигатель Граицского машиностроительного завода. На фиг. 385 и 385а представлен быстроходный бескомпрессорный двигатель вагоностроительного завода в Граце.

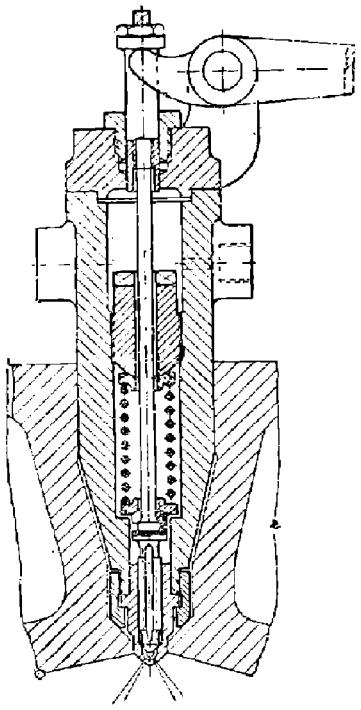
Рабочая камера образована по типу Гессельмана. На картерную станину привернуты шесть рабочих цилиндров, распределительный вал размещен вдоль всей машины в верхней части картерной станины и передает движение к клапанам через толкающие штанги. В конце машины расположен двухступенчатый компрессор для подкачки пускового воздуха. От его шатуна берет движение помпа, питающая нефтяной насос высокого давления через фильтр. Давление в нагнетательной системе 300 *am*.

Для получения необходимого завихрения рабочего воздуха всасывающие клапаны имеют заширмление.

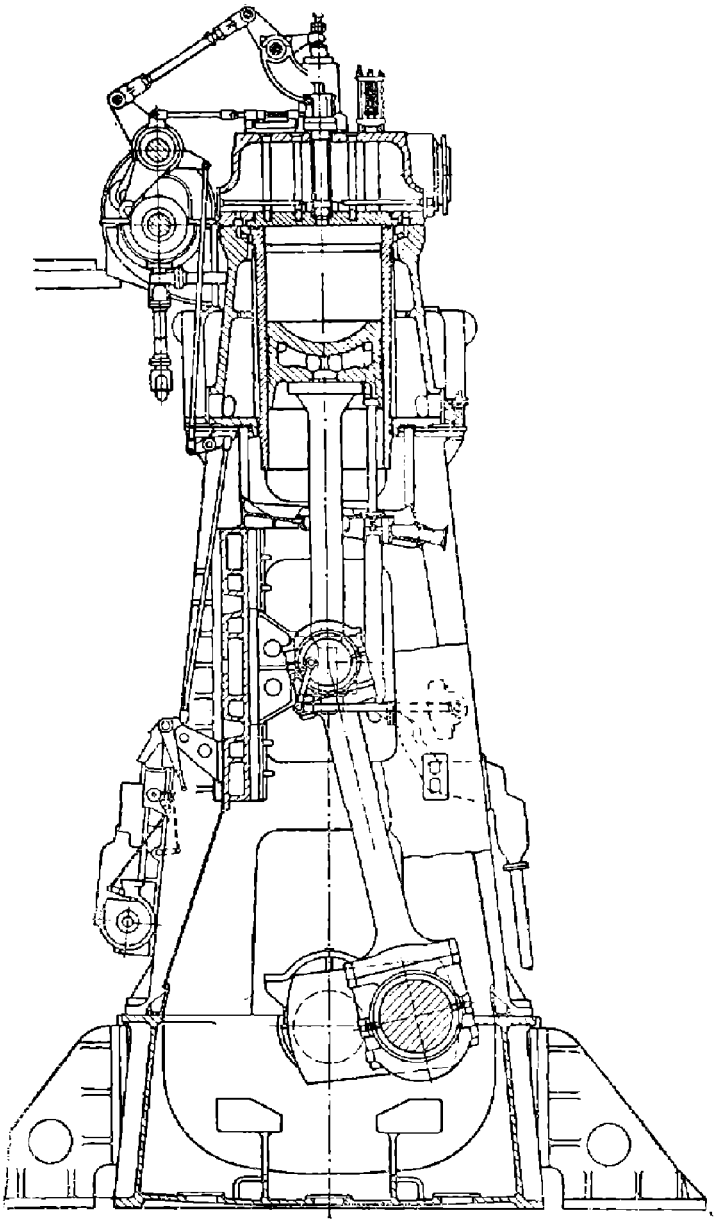
Двигатель Виккерса. В отличие от обычной системы форсунок, в которых подъем иглы осуществляется под влиянием давления горючего, в двигателе Виккерса таковой осуществляется механически согласно фиг. 386.

Нефтяной насос обслуживает несколько цилиндров, нагнетая топливо в специальный резервуар под давлением, откуда производится питание всех форсунок.

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 386.



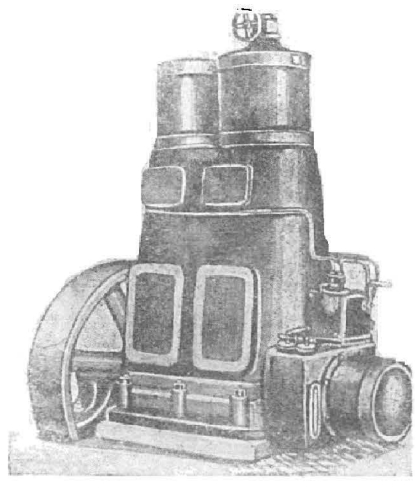
Фиг. 387. Разрез четырехтактного четырехцилиндрового двигателя Виккерса 1 360 *л. с.*

Регулирование количества подаваемого горючего осуществляется посредством изменения продолжительности впрыскивания; кроме того, особый рычажный механизм воздействует на всасывающий клапан насоса, изменяя количество подаваемого топлива; при таком регулировании давление распыливания остается постоянным при всех нагрузках двигателя. На фиг. 387 дан разрез четырехтактного двигателя Виккерса, развивающего в одном цилиндре 340 *л. с.* Для такой мощности короткий поршень, разгруженный от боковых усилий вследствие крейцкопфной конструкции, имеет водяное охлаждение.

Бескомпрессорный двухтактный двигатель Юнкерса. Новую по сравнению с ранее выпущенными моделями, значительно более компактную и упрощенную благодаря применению бескомпрессорного распыливания топлива, конструкцию двухтактного двигателя дал завод Юнкерс. Внешний вид машины представлен на фиг. 388 и основные разрезы — на фиг. 389. Вертикальный двухцилиндровый двигатель имеет по два поршня на цилиндр, из которых верхний управляет продувочными окнами, а нижний — выхлопными. Верхний поршень, связанный помощью траверсы и двух длинных шатунов с кривошипными шейками, развит в верхней

НБ УГТУНТ (ДИТ)

своей части в поршень продувочного насоса нецилиндрической формы, позволяющей разместить в нем траверсу и два нагнетательных клапана. На одном из продувочных насосов смонтирован компрессор для пускового воздуха. Для большего наполнения цилиндра кривошипы нижнего и верхнего поршней смещены против угла в 180° по кривошипу на 15°. Инерционные силы отдельных поршней, имеющих различный вес, уравновешиваются за счет различных радиусов кривошипов. Все усилия передаются через кривошипные механизмы, так что станина нагружена только боковым усилием из-за конечной длины шатунов. Полость вокруг продувочного насоса и герметически закрытый картер являются ресивером для продувочного воздуха. В каждую камеру сгорания, благоприятствующей полному сгоранию формы и с относительно малой охлажденной поверхностью, топливо распыливается двумя форсунками. Для лучшего распределения топлива в заряде воздуха последний за процесс продувки получает вращательное движение вокруг оси цилиндра благодаря наклонному по отношению к радиусу положению продувочных щелей (фиг. 390).



Фиг. 388. Общий вид двухтактного двигателя Юнкерса.

Вся совокупность условий, благоприятствующих экономичности работы машины, довела расход топлива до 165 *г/э. с. ч.*, что для двухтактного двигателя следует признать весьма высоким достижением. На фиг. 391 даны основные кривые результатов испытаний двухцилиндровой машины в 120 *л. с.*

Двигатель Доксфорда. Фирма Доксфорда строит бескомпрессорные двигатели по системе Юнкерса как двухтактные с расходящимися поршнями, из которых один управляет выхлопом, а другой — продувкой. На фиг. 392 представлены поперечный и продольный разрезы четырехцилиндрового двухтактного двигателя, развивающего 3 400 *л. с.* на 120 об/мин при диаметре цилиндра 600 *мм* и ходе поршня, равном 1 040 *мм* для верхнего и 760 *мм* для нижнего поршней.

Продувочный насос двойного действия имеет диаметр цилиндра 1 580 *мм* при ходе поршня 880 *мм*, обеспечивая давление продувки в 0,13 *ат* и избыточное количество воздуха, соответствующее 1,3 V_h; две форсунки на каждый цилиндр расположены друг против друга и работают под давлением в 500—700 *ат*, иглы которых приводятся в движение механически от кулачка согласно фиг. 393.

На табл. 55 приведены результаты испытания этого двигателя при двух числах оборотов.

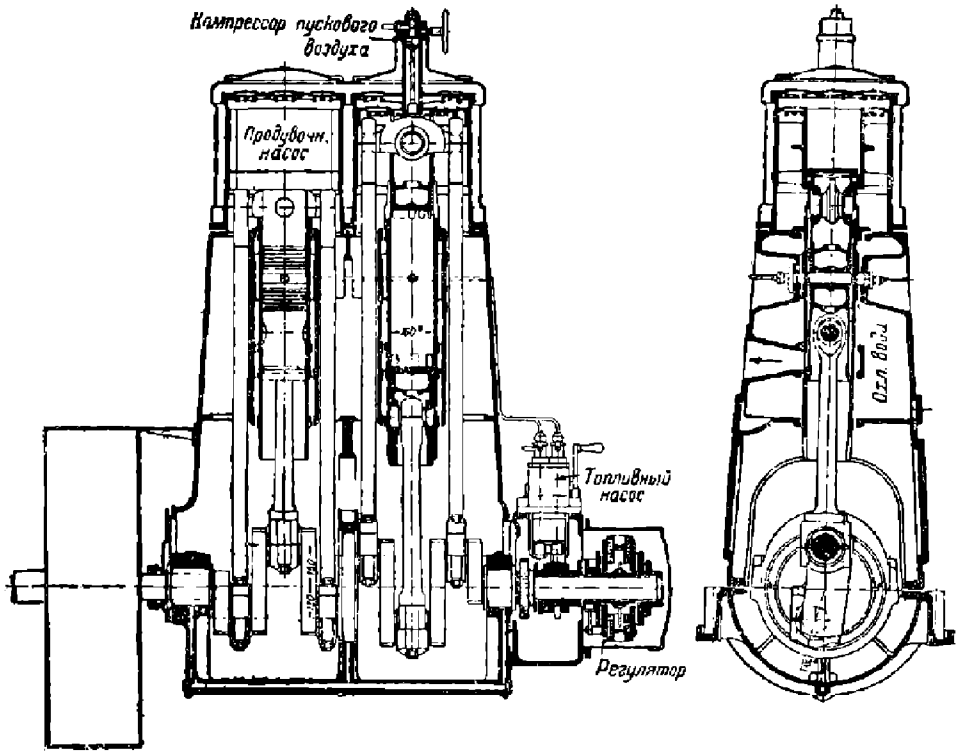
Таблица 55

Число об/мин	Среднее эффективное давление в *кг/см²*	N_i	N_e	η_m %	Расход топлива *г/л. с. ч.*	Давление насоса в *ат*	Выхлоп °С
110,2	6,7	3 286	2 850	87	158	450	270
119	7,45	3 850	3 415	89	157	600	300

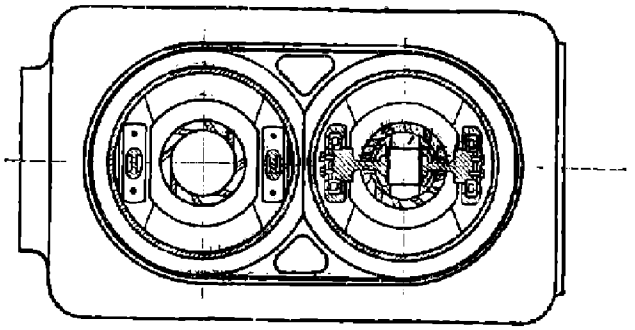
Интересно отметить, что этот двигателе работает с пониженной степенью сжатия, так что максимальное давление сжатия соответствует 19 *ат* при давлении вспышки от 38÷42 *ат* в зависимости от нагрузки.

Двигатель AEG. Фирма AEG в сотрудничестве с Гессельманом впервые указала, что принцип безвоздушного распыливания применим для цилиндров неограни-

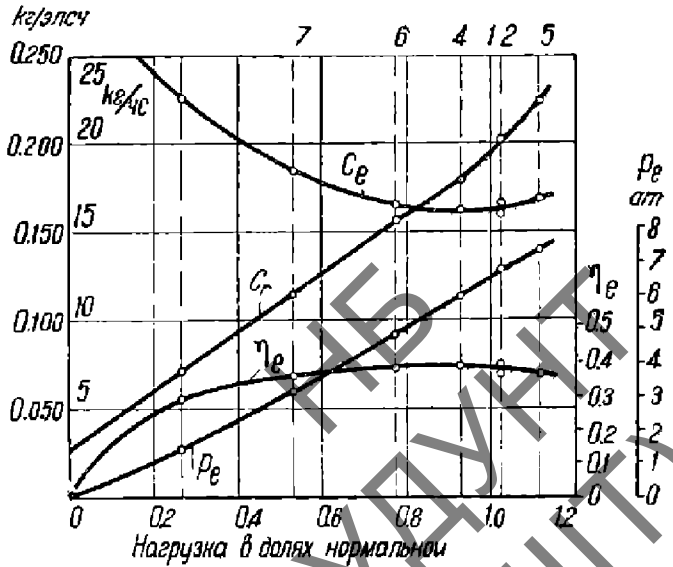
НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 389. Бескомпрессорный двигатель Юнкерса 120 *л. с.*

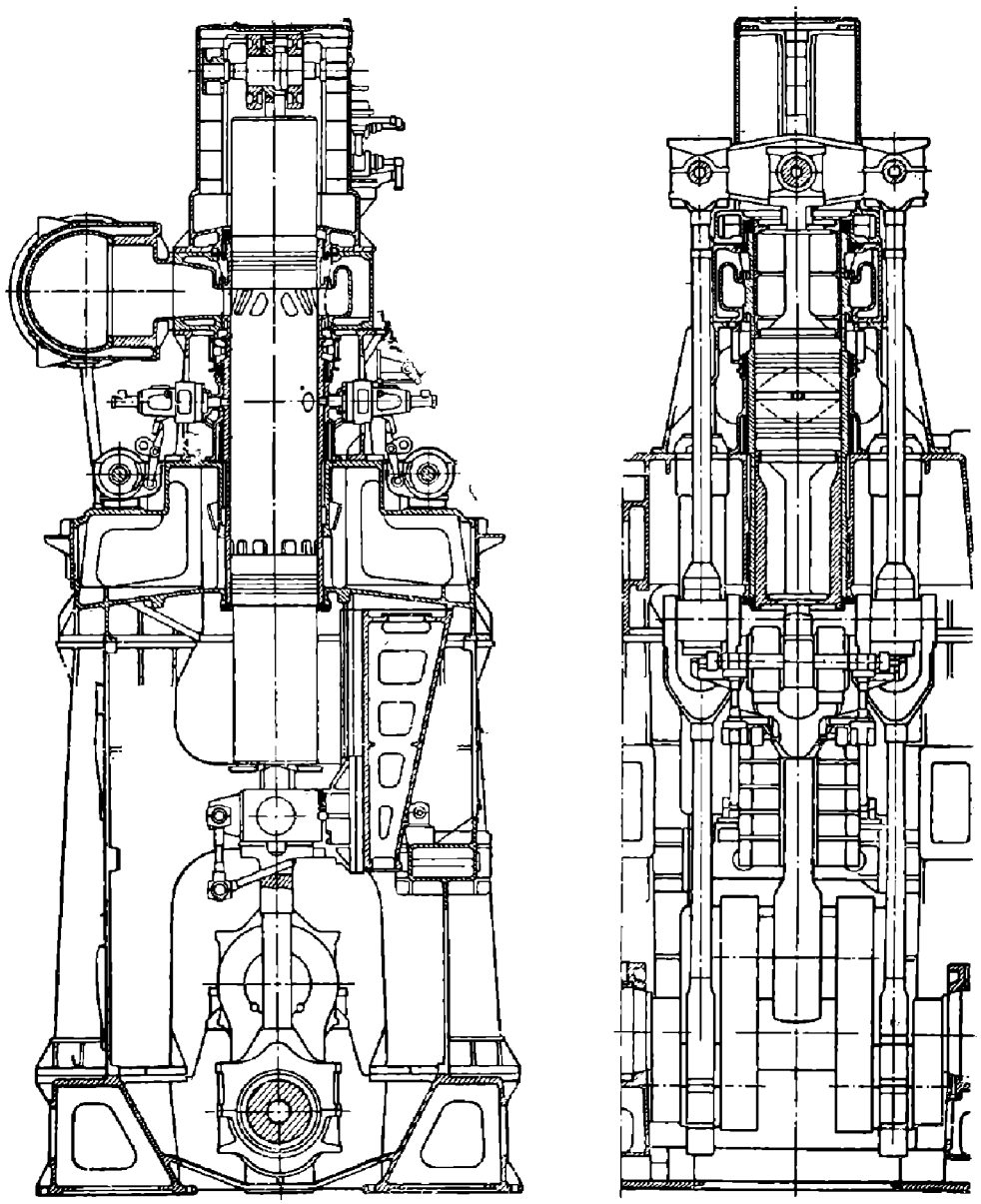


Фиг. 390. Разрез по продувочным окнам двигателя Юнкерса.



Фиг. 391. Графики испытаний двигателя Юнкерса.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 392. Разрез двигателя Доксфорда.

ченных размеров в противовес установившемуся мнению, что удовлетворительное сгорание может получиться только в цилиндрах незначительного размера.

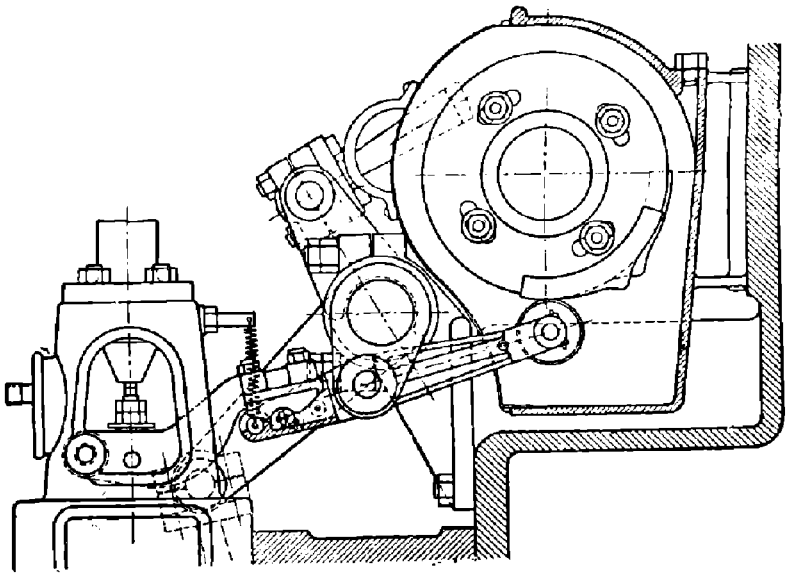
В бескомпрессорном двигателе AEG с закрытой форсункой искусственное завихрение воздуха достигается установкой „козырька" (ширмы) на всасывающем клапане, представленном на фиг. 394.

Скорость завихрения воздуха в цилиндре должна быть вполне определенной, которая обеспечила бы наилучшее сгорание топлива; при уменьшении или увеличении ее рабочий процесс идет с догоранием.

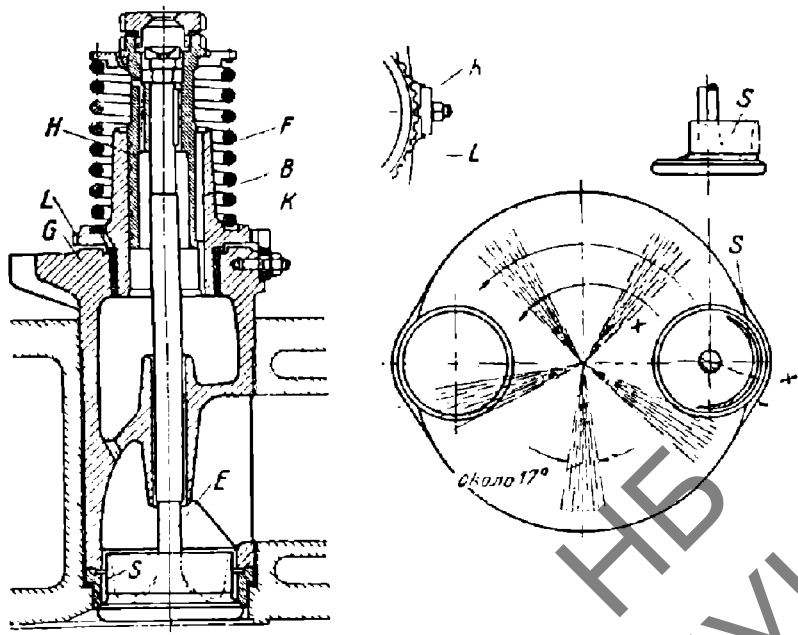
Если прямоструйная форсунка имеет m отверстий, то угол между двумя струями будет соответственно равен

$$\alpha = \frac{360}{m}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 393. Привод к форсункам.



Фиг. 394.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

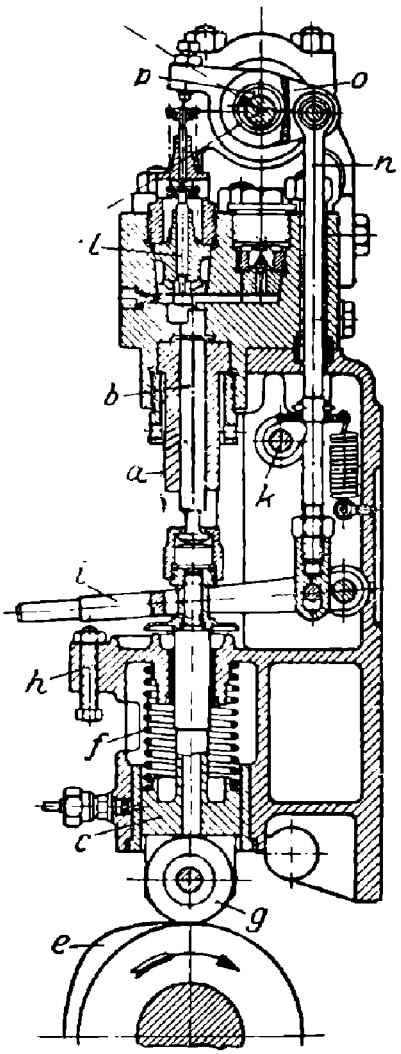
При скорости поршня c *м/сек* и угле β, соответствующим периоду впрыскивания, скорость завихренного воздух в цилиндре должна быть равна

$$V = \frac{a}{\beta} c \text{ м/сек.}$$

Необходимая скорость завихрения воздуха определяется экспериментально путем поворачивания в соответствующее положение заширмленного клапана. Топливный насос двигателя представлен на фиг. 395.

Плунжер a приводится в движение от распределительного валика посредством кулачка e, действующего на ролик g; обратный ход плунжера обеспечивает пружина f; для установления определенного зазора между роликом и кулачком служит установительный винт h.

Конец подачи горючего определяется открытием всасывающего клапана l, управляемого помощью штанги n и рычага o, на центр вращения которого действует регулятор, поворачивающий буксу p, расположенную эксцентрично. Рукоятка i служит для подкачивания нефти вручную. Кулачковый валик k — для выключения насоса.



Фиг. 395. Топливный насос двигателя AEG.

На фиг. 396 даны поперечные и продольные разрезы 500-сильного быстроходного четырехтактного двигателя с размерами $D = 290$ *мм* и $S = 360$ *мм* при числе оборотов в минуту 400. Давление сжатия равно 29 *ат* и давление вспышки 40 ÷ 44 *ат*. На фиг. 396 ясно видны анкерные болты, разгружающие литье от растягивающих усилий.

На табл. 56 приведены результаты испытания аналогичного двигателя завода AEG размерностью $D = 380$ *мм* и $S = 540$ *мм*. Необходимо отметить, что при полной нагрузке среднее эффективное давление равно 6,02 *кг/см*^{2} при механическом к. п. д., равном 82,5% и расходе топлива 169,5 *г/л. с. ч.*

Такие значения не могут быть получены в компрессорной машине.

На фиг. 397 дан аналогичный четырехтактный двигатель большой размерности, а именно: $D = 630$ *мм* и $S = 1\,300$ *мм* с крейцкопфом, развивающий в шести цилиндрах при 120 об/мин 1 900 *л. с.*, что соответствует среднему эффективному давлению 5,9 *ат*.

Удовлетворительное осуществление процесса сгорания при прямоструйном распыливании для двигателей столь значительных размеров привело к развитию крупных двухтактных двигателей двойного действия, конструкция которых приведена на фиг. 398. Двигатель развивает в одном цилиндре 1 000 *л. с.* при 120 об/мин при $D = 680$ *мм* и $S = 1\,200$ *мм*.

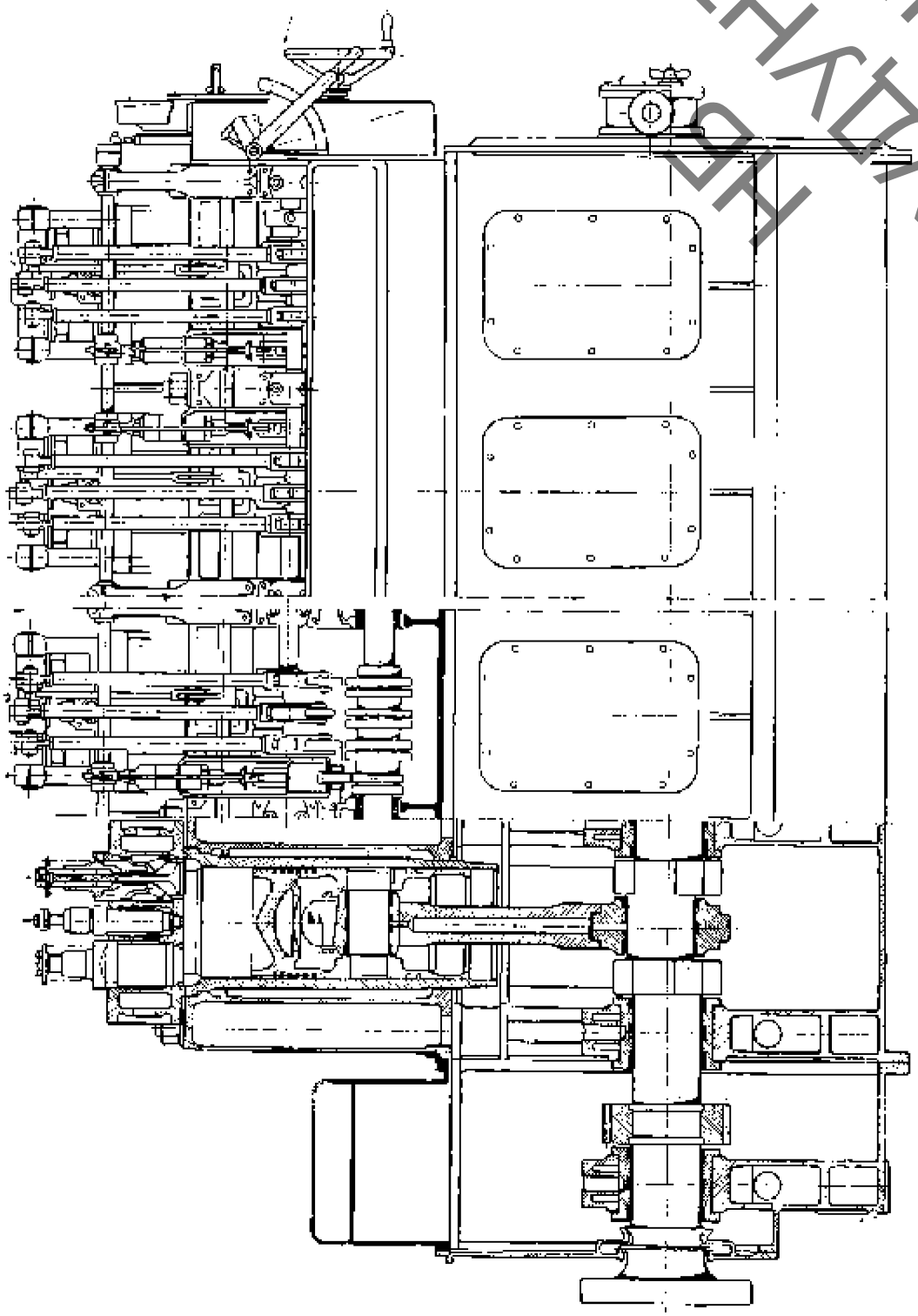
Завихрение воздуха достигается путем постановки продувочных окон под определенным углом как в вертикальной, так и горизонтальной плоскости по отношению оси цилиндра; наивыгоднейшие углы должны быть определены экспериментально.

На табл. 57 приведены результаты испытания опытного одноцилиндрового

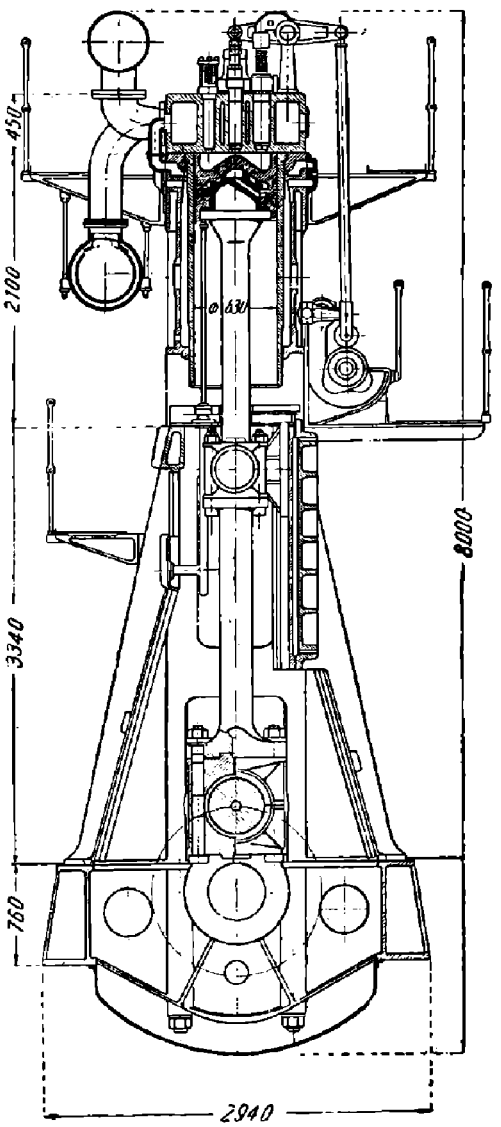
НБ УДУНТ (ДПТ)

Фиг. 396. Поперечный разрез четырехтактного двигателя AEC 590 *л. с.*

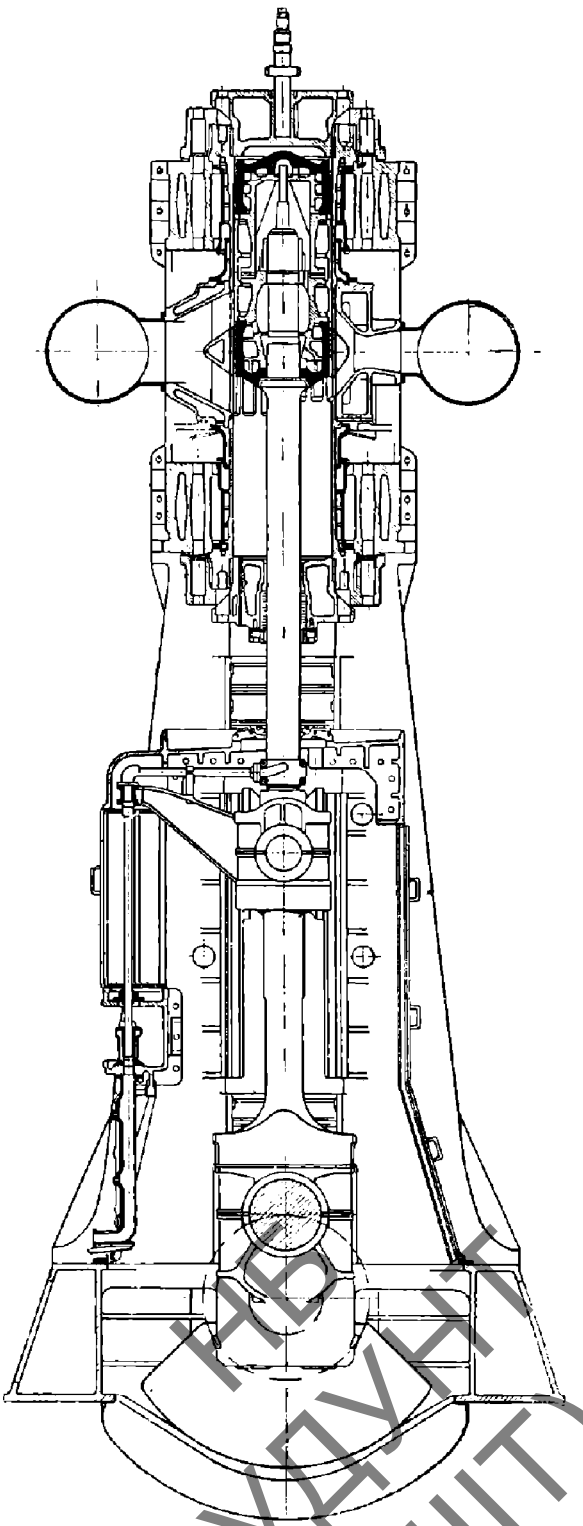
НБ УДУНТ (ДІТ)



Фиг. 395. Продольный разрез четырехтактного двигателя AEG 500 л. с.

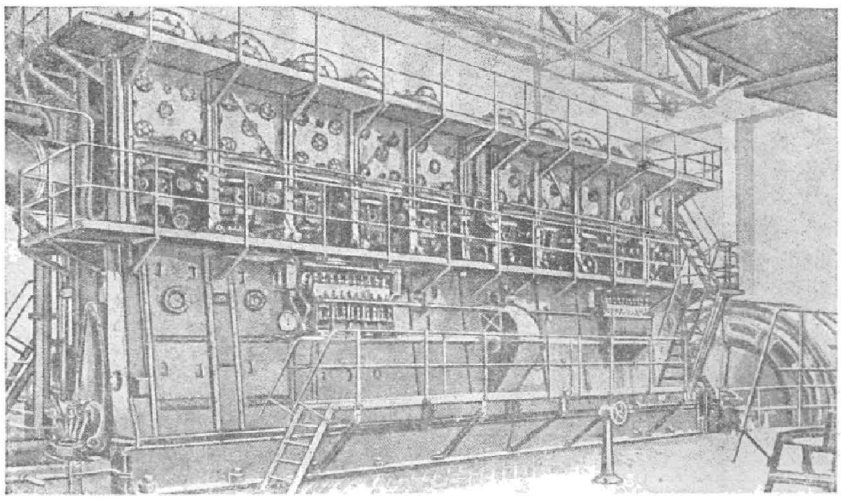


Фиг. 397. Четырехтактный двигатель AEG 1 900 *л. с.*



Фиг. 398. Двухтактный двигатель двойного действия 1 000 *л. с.* в одном цилиндре.

НВ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 399. Двухтактный двигатель завода МАН 12 000 *л. с.*

Таблица 56

Нагрузка	110%	100%	75%	50%	25%	—
Число об/мин .	250 443	252 409	250 304	250 211	250 105	250 0
Среднее эф. давление . *кг/см²*	6,51	6,02	4,47	3,1	1,54	—
Механич. коэфициент полезного действия %	82,4	82,5	80	71,2	57	—
Расход топлива . *г/л. с. ч*	172,5	169,5	170,5	176,5	215	—
Температура выхлопа °С	495	455	304	275	190	120
Характер выхлопа		невидимый			слегка голубой	слегка голубовато-серый

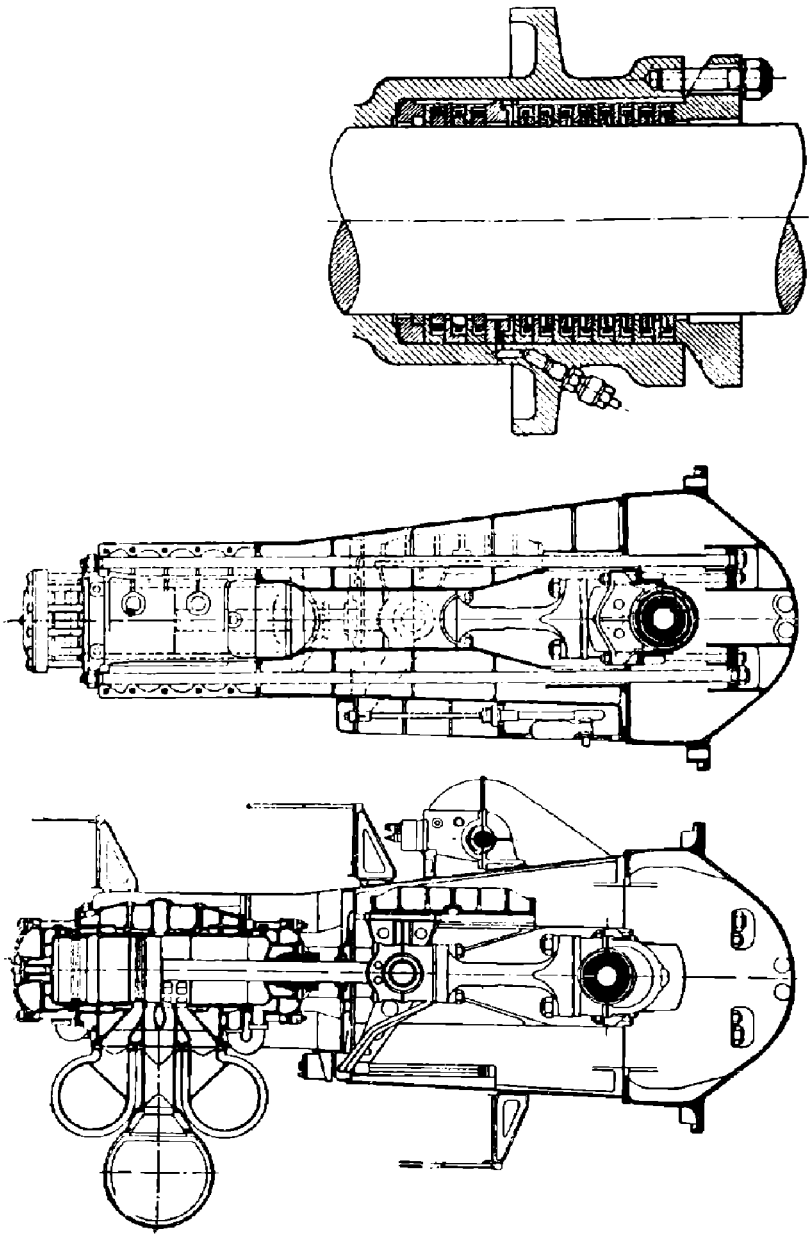
Таблица 57

Нагрузка	110%	100%	75%	50%	25%	—
Число об/мин	126	121	108	95	78	120
Индикаторная мощность N_i .	1 287	1 150	893	680	456	165
Эффективная мощность N_e	1 132	1 005	757	518	215	—
Среднее индикаторное давление *кг/см²*	5,61	5,24	4,53	3,93	3,22	0,75
Среднее эффективное давление . *кг/см²*	4,94	4,58	3,84	2,99	1,87	—
Механический к. п. д. . . . . %	88	87,4	84,8	76,2	58,1	—
Расход топлива . . *г/л. с. ч.*	173	160,4	159,5	165,1	213,0	—
Температура выхлопа . °С	337	228	220	163	112	50

двигателя, который при полной нагрузке имеет расход топлива 160,4 *г/л. с. ч.* при механическом к. п. д., равном 87,4%.

Так же необходимо отметить низкую температуру выхлопа. В то время как для четырехтактного двигателя малых размеров температура выхлопа согласно

НТБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 400. Двигатель МАН в разрезе: $N_e = 11\,700$ *л. с.*; 10 цилиндров. Справа в увеличенном масштабе показано уплотнение цилиндра.

табл. 56 равнялась 455°, для двухтактной машины крупных размеров она составляла 228° вследствие значительного количества продувочного воздуха.

Двухтактный двигатель МАН 12 000 *л. с.* Фирма МАН построила крупнейший бескомпрессорный дизель, внешний вид которого представлен на фиг. 399

Двигатель работает по двухтактному циклу с щелевой продувкой. Поршень открывает своей кромкой сначала выхлопные окна, а затем расположенные под ними продувочные. Продувочный воздух направляется по днищу поршня, отклоняясь затем стенкой цилиндра, противоположной продувочным окнам, поднимается вверх по стенке до головки и, как бы описывая петлю, вытесняет отработавшие газы.

Двигатель имеет 10 цилиндров двойного действия диаметром 600 *мм* и ходом поршня 900 *мм*; при 215 об/мин мощность всей машины равна 11 700 *л. с.*, длина машины около 14 *м*, вес 292 *т*; выполнение стационарное для электростанции.

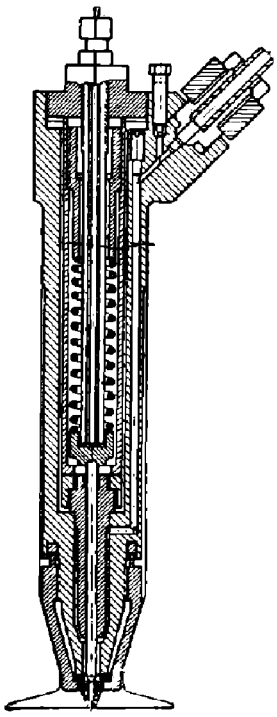
НБ УГЛТ (ДГТУ)

На поперечных разрезах фиг. 400 видно расположение продувочных и выхлопных окон и крейцкопфного механизма. Станина разгружена сквозными анкерными болтами, идущими от коренных подшипников до головки. Подобное устройство разгружает станину от растягивающих усилий, что сильно облегчает ее, уменьшая тем самым вес двигателя.

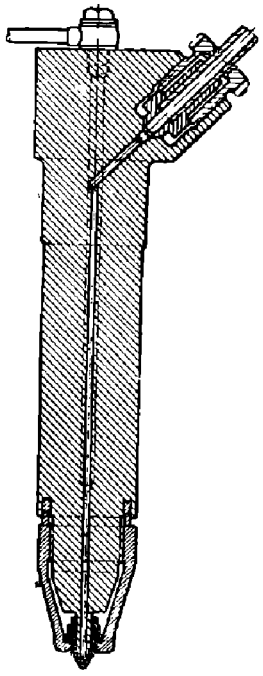
Верхняя сторона цилиндра имеет одну центрально расположенную форсунку закрытого типа, показанную на фиг. 401. Нижняя полость благодаря наличию поршневого штока имеет две форсунки открытого типа (фиг. 402).

Питание производится от особого тройника, соединенного одним концом с насосом.

Поперечный разрез топливного насоса изображен на фиг. 403. Кулачок воздействует на ролик, укрепленный в качающемся рычаге, который давит на плунжер через дно стакана, ограждающего пружину обратного хода плунжера. Над плунжером расположен двойной нагнетательный клапан, слева от него — всасывающий, справа — перепускной. Последний изменяет начало своего открытия с помощью регулятора, воздействующего через специальный сервомотор на эксцентрик оси качания рычага, который своим левым концом давит на перепускной клапан, а правым — соединен с главным качающимся рычагом. На диаграмме фиг. 404 даны результаты испытания этого двигателя, а на фиг. 405 — представлен баланс тепла в зависимости от нагрузки двигателя.



Фиг. 401. Закрытая форсунка двигателя МАН.



Фиг. 402. Открытая форсунка двигателя МАН.

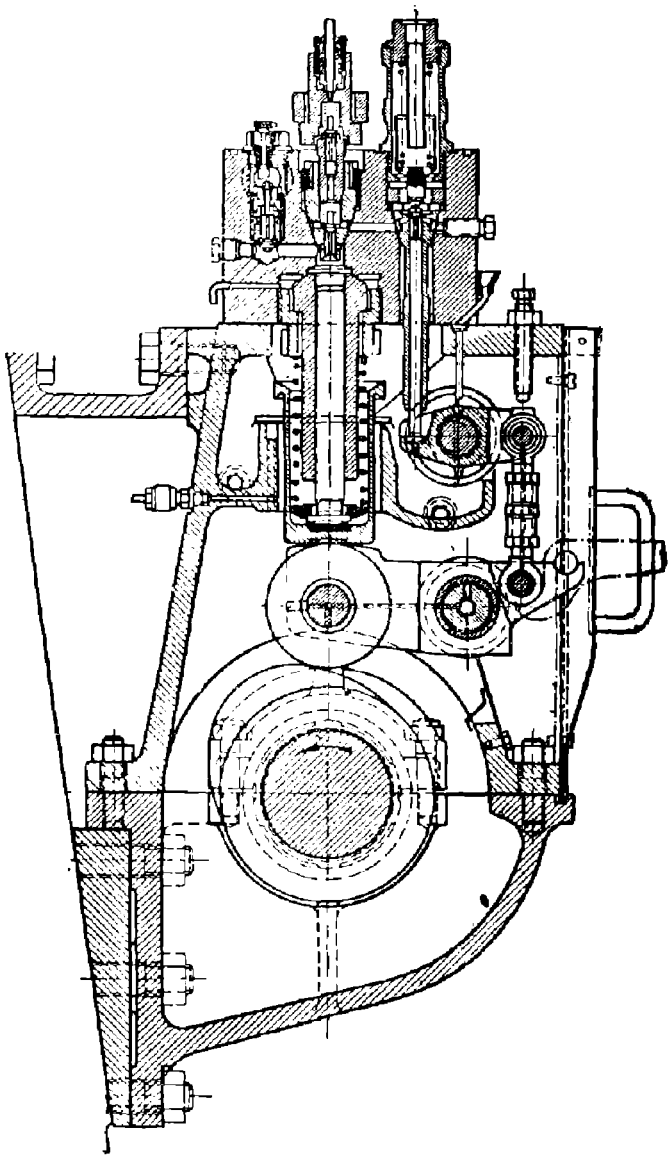
В табл. 58 приведены сравнительные конструктивные данные этого двигателя

Таблица 58

	Дизель в Генигсдорфе	Дизель в Неухофе
Мощность на валу в *л. с.*	11 700	15 000
Электрическая отдача в *квт*	7 500	10 000
Число цилиндров	10	9
Диаметр рабочего цилиндра в *мм*	600	860
Ход поршня в *мм*	900	1 500
Число оборотов в минуту	215	94
Наибольшая длина в *м*	13,85	23,4
Высота, включая клапаны верхней крыши над центром вала, в *м*	5,75	10
Вес в *т*	292	1 150

с компрессорной машиной, установленной в Неухофе этой же фирмой, из которой видно, какие серьезные успехи в отношении сокращения габаритов и веса имеет бескомпрессорная машина в сравнении к компрессорной.

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 403. Поперечный разрез топливного насоса.

Двухтактный двигатель Бурмейстра и Вайна. Удачные результаты прямоточной продувки в двухпоршневом двигателе Юнкерса побудили некоторые фирмы применить тот же принцип в своих конструкциях.

Одним из таких примеров может служить двухтактный двигатель двойного действия конструкции датской фирмы Бурмейстр и Вайн.

На фиг. 406 представлен поперечный разрез такого шестицилиндрового двигателя с диаметром цилиндра 620 *мм* и ходом поршня 1 400 *мм*. Двигатель этот предназначен для крупного судна и при 100 об/мин развивает 7 300 *л. с.* Цилиндр, снабженный посредине продувочными окнами, замкнут с обоих концов подвижными золотниками, исполненными в виде поршней, с меньшим диаметром, нежели главный рабочий поршень. Последний соединен с крейцкопфом при помощи штока, проходящего через нижний золотник.

В то время как в одной полости цилиндра происходит сжатие, по другую сторону поршня мы имеем рабочий ход, в конце которого золотник *c* открывает выхлопное окно *b*. К моменту открытия продувочных окон *a* давление газов успевает снизиться до давления продувочного воздуха в ресивере, после чего поршень открывает продувочные окна.

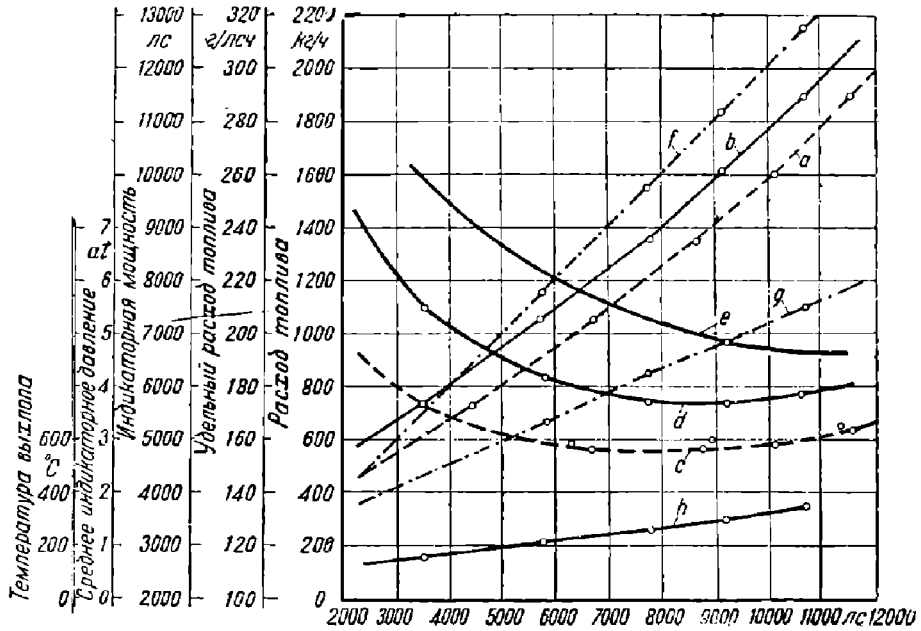
Продувочный воздух с давлением 0,2 *am*, подаваемый коловратным продувочным насосом, показанным на фиг. 407, будучи равномерно распределенным по всему рабочему пространству, вытесняет отработавшие газы.

Золотник *c* приводится в движение через штангу, соединенную с качающимся треугольником *d*, в свою очередь соединенным через шатун *e* с вспомогательным коленчатым валом, который приводится во вращение цепной передачей от главного вала.

Крейсерский двигатель МАН. Заводом МАН разработаны три типа двигателей для быстроходных крейсеров, в которых обращено особое внимание на облегчение веса. Для этой цели применяются как специальные материалы, так и, главным образом, сварные конструкции и, кроме того, повышен скоростной режим.

В табл. 59 приведены основные данные трех типов двигателей, установленных

НБ УДУНТ (ДГТУ)



Фиг. 404. Результаты испытаний двигателя МАН.

a — расход топлива в зависимости от нагрузки на валу в *кг/час*; *b* — расход топлива в зависимости от полезной мощности в *кг/час*; *c* — расход топлива в зависимости от мощности на валу в *г/л. с. ч.*; *e* — гарантированный расход топлива +5% в зависимости от полезной мощности в *г/л. с. ч.*; *f* — индикаторная мощность в зависимости от полезной мощности в *л. с.*; *g* — среднее индикаторное давление в зависимости от полезной мощности в *am*; *h* — температура выхлопа в зависимости от полезной мощности в °C.

Таблица 59

	„Лейпциг"	„Бремзе"	„Дейтшланд"
Главные двигатели			
Суммарная мощность на винте	12 000	26 000	54 000
Число главных двигателей	4	8	8
Мощность одного двигателя	3 100	3 550	7 100
Рабочий процесс	Бескомпрессорный двойного действия двухтактный		
Число рабочих цилиндров	7	8	9
Диаметр цилиндров в *мм*	300	300	420
Ход поршня в *мм*	440	440	580
Число оборотов в минуту	600	600	450
Средняя скорость поршня *м/сек*	8,8	8,8	8,7
Среднее давление в *ат*	5,7	5,75	5,2
Литровая мощность *л. с/литр.*	7,38	7,38	5,14
Вспомогательные двигатели			
Число оборотов	750	530	425
Число вспомогательных моторов	2	4	4
Рабочий процесс	Бескомпрессорный двухтактный двойного действия.		
Число рабочих цилиндров	7	4	5
Диаметр цилиндра в *мм*	230	300	420
Ход поршня в *мм*	340	440	580

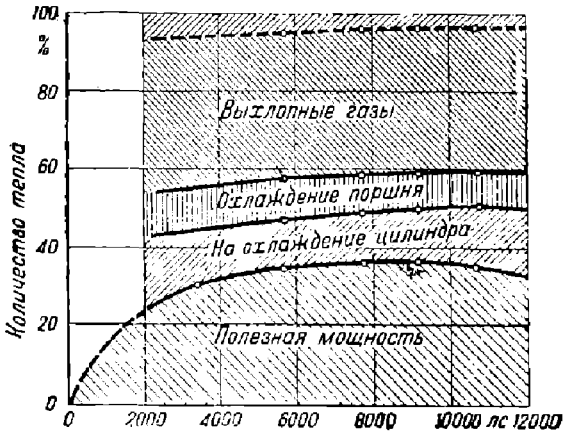
на крейсерах „Лейпциг", „Бремзе" и „Дейтшланд".

Все двигатели двухтактные двойного действия бескомпрессорные прямого распыла.

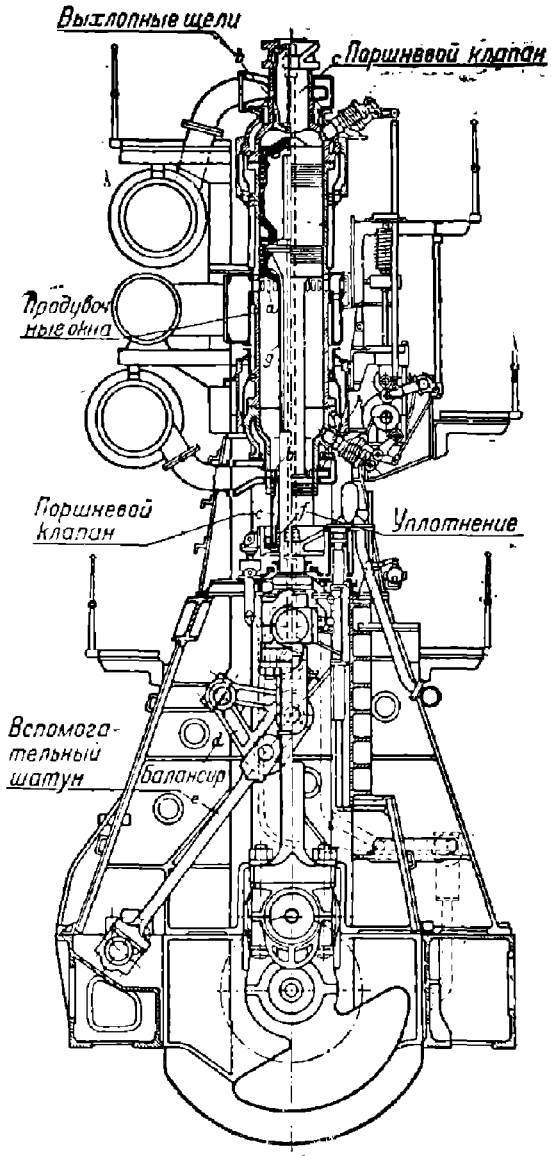
Рабочий процесс и общая конструктивная компановка ясны из фиг. 408.

Внешний вид девятицилиндрового двигателя 7 100 *л. с.* представлен на фиг. 409, а семицилиндрового в 3 100 *л. с.* — на фиг. 410. Все три типа двигателей в основе имеют одинаковую конструкцию.

НЕТ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 405. Тепловой баланс двигателя в зависимости от нагрузки



Анкерные болты разгружают станину от растягивающих усилий, причем они сдвинуты к центру оси цилиндра настолько, что одновременно крепят подвеску коренных подшипников к верхней картерной станине.

Нижняя часть представляет лишь кожух для предохранения кривошипа и является масляной ванной циркулирующего масла. Вся эта конструкция напоминает нормальный быстроходный легкий двигатель с подвесным валом.

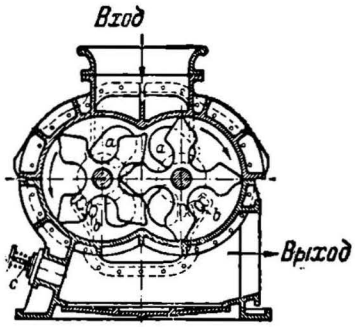
Анкерные болты соединяют основную станину со средней частью рабочего цилиндра, отлитого из высококачественного чугуна. Промежуточная станина выполняется для двигателей в 3 100 и 3 550 *л. с.* также из высококачественного чугуна; для двигателя в 3 700 *л. с.* таковая является сварной. Таким образом рабочие цилиндры состоят из трех частей; в средней части, скрепленной анкерными болтами, расположены всасывающие продувочные окна, в то время как верхняя и нижняя части цилиндра представляют колпаки, выточенные из стали и снабженные наварными рубашками (фиг. 411).

Таким образом эти колпаки, воспринимающие основные давления газов, являются весьма прочными и разгруженными от каких-либо температурных напряжений

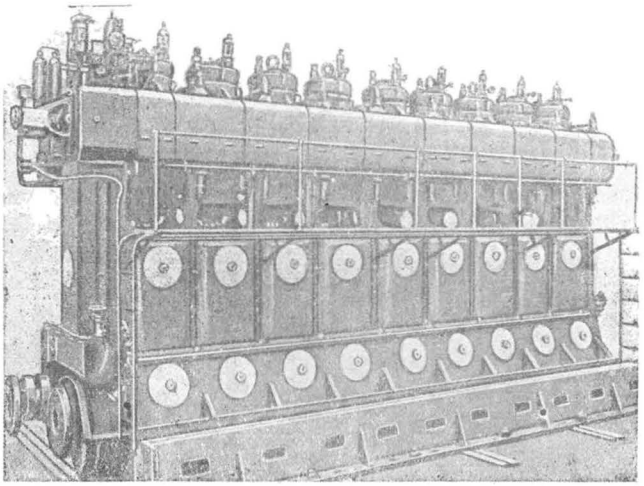
Для того чтобы по возможности уменьшить долю потерянного хода двухтактной машины и обеспечить ее наддув, в ранних конструкциях применено перекрытие выхлопа золотниками в тот момент, когда поршень перекрывает продувочные окна. С этого момента утечка свежего воздуха прекращается и увеличивается наполнение цилиндра. На фиг. 412 даны диаграммы продувки и выхлопа. Справа горизонтально заштрихованная площадь дает уменьшение время-сечения выхлопа, обусловленного перекрытием выхлопного трубопровода золотником.

Фиг. 406. Разрез двухтактного двигателя Бурмейстра и Вайна 7 300 *л. с.*

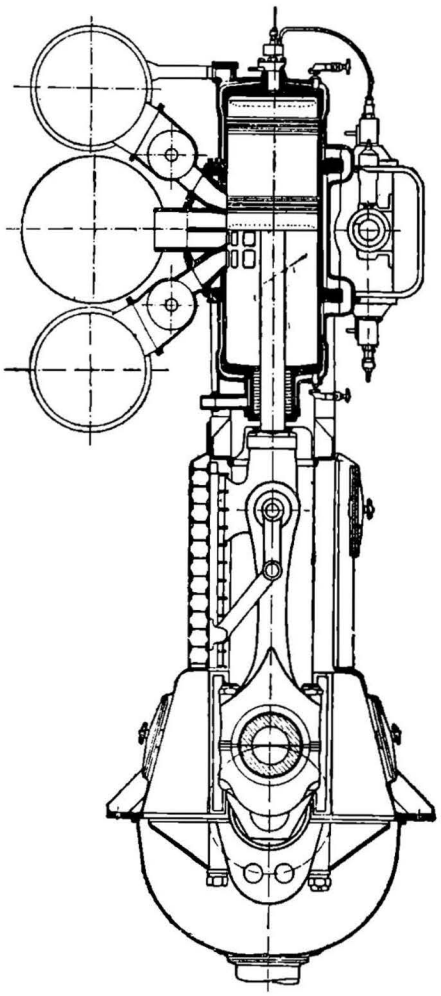
НТБ УАИИТ (ДПТ)



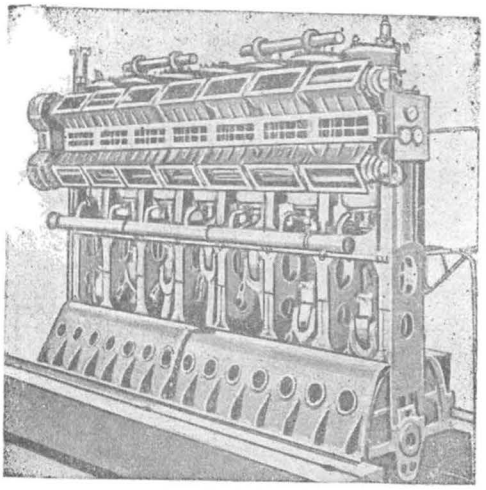
Фиг. 407. Коловратный продувочный насос



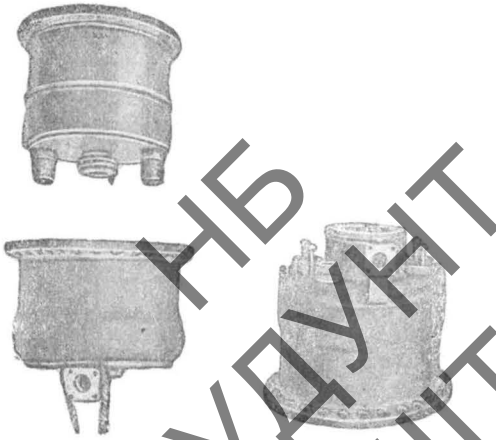
Фиг. 409. Общий вид крейсерского двигателя МАН.



Фиг. 408. Крейсерский двигатель МАН в разрезе.

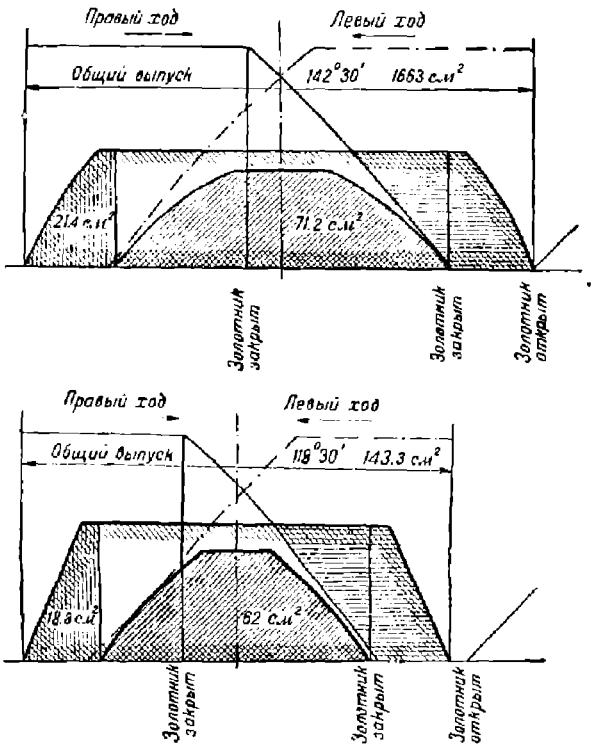


Фиг. 410. Семицилиндровый двигатель МАН в 3 100 *л. с.*

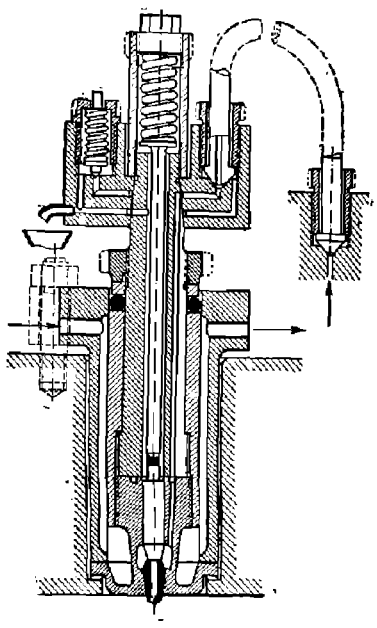


Фиг. 411. Колпаки цилиндра двигателя МАН.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 412. Диаграммы продувки и выхлопа.



Фиг. 413. Разрез форсунки двигателя.

На фиг. 413 показана форсунка. Для того чтобы избежать коксования топлива в ее нижней части, через соответствующие сверления подведена охлаждающая вода.

Каждый цилиндр в верхней полости снабжен одной форсункой, а в нижней полости — двумя, расположенными таким образом, что распыливающее топливо не попадает на поршневой шток.

Особое внимание уделено охлаждению сальника, имеющего внутреннее масляное охлаждение кроме наружного водяного. Цилиндры и выхлопные трубы охлаждаются обычно забортной водой, в то время как поршни, выхлопные золотники и сальники — смазочным маслом.

На фиг. 414 приведен центробежный нагнетатель для продувки двигателя. Рабочее колесо имеет двухсторонний впуск воздуха и делает 3 150 об/мин; привод в движение осуществляется от главного вала через зубчатую передачу.

Веса двигателей, включая продувочный насос и прочие вспомогательные механизмы, составляют для:

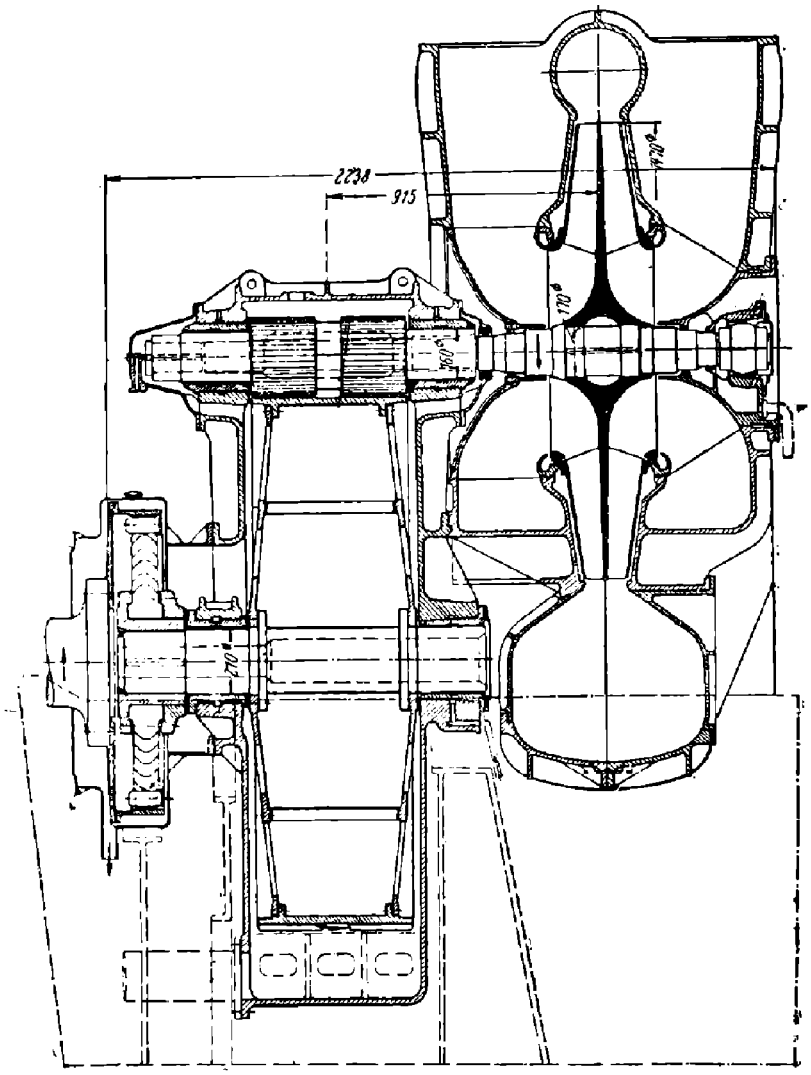
a) „Лейпцига" . 5,5 *кг/л. с.*
b) „Бремзе" . . . 6,4 „
c) „Дейтшланд" . 8 „

На фиг. 414a приведены сравнительные расходы топлива и к. п. д. двигателя в зависимости от среднего индикаторного давления для пяти машин:

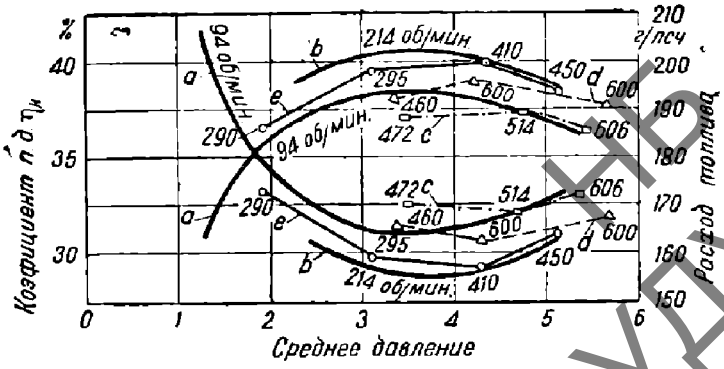
a) 15 000 *л. с.*, установленной в Гамбург-Нейгофе
b) 12 000 „ „ в Генигсдорфе
c) 3 100 „ для „Лейпцига"
d) 3 550 „ „ „Бремзе"
e) 7 100 „ „ „Дейтшланд"

Как видно из приведенных графиков, наименьший расход топлива имеет машина в 12 000 *л. с.* как бескомпрессорная и имеющая не слишком повышенное

НБ УДУНТ (ДИТ)

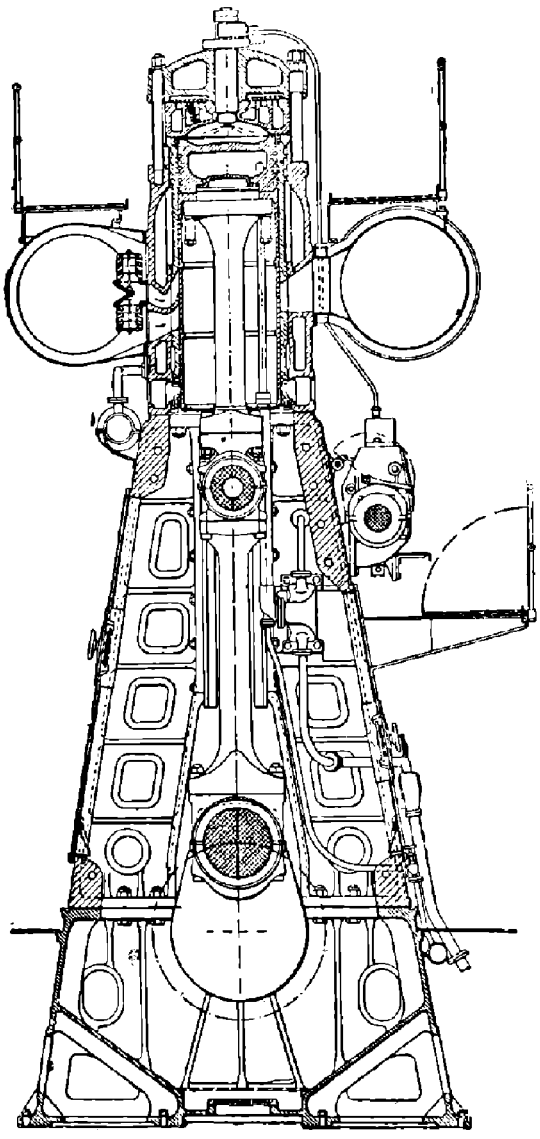


Фиг. 414. Центробежный нагнетатель.



Фиг. 414а. Графики результатов испытания двигателей МАН.

НТБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 415а. Двигатель Зульцера в 5 500 *л. с.*

число оборотов. Двигатель в 15 000 *л. с.* как компрессорный имеет расход выше при всех средних индикаторных давлениях. Между этими двумя кривыми располагается кривая *c* для двигателя в 7 100 *л. с.*

Для этого двигателя расход топлива при среднем давлении в 4,5 *кг/см²* несколько ниже 160 *г/л. с. ч.*

Это сравнение представляет интерес постольку, поскольку все шесть типов двигателей, построенных заводом МАН, являются двухтактными двойного действия и имеют одинаковую систему продувки.

Судовой реверсивный двигатель Зульцера в 5 500 *л. с.* при 126 об/мин. Особый интерес представляет последний тип двигателя Зульцера ввиду его высокой экономичности, не достигнутой ни в одной выполненной до сих пор модели. На фиг. 415а дан поперечный разрез этой модели, а на фиг. 415б общий вид двигателя. Двигатель двухтактный, простого действия, крейцкопфный с нормальной продувкой и наддувом, выполняемыми в обычных конструкциях этой фирмой.

Основные данные двигателя следующие:

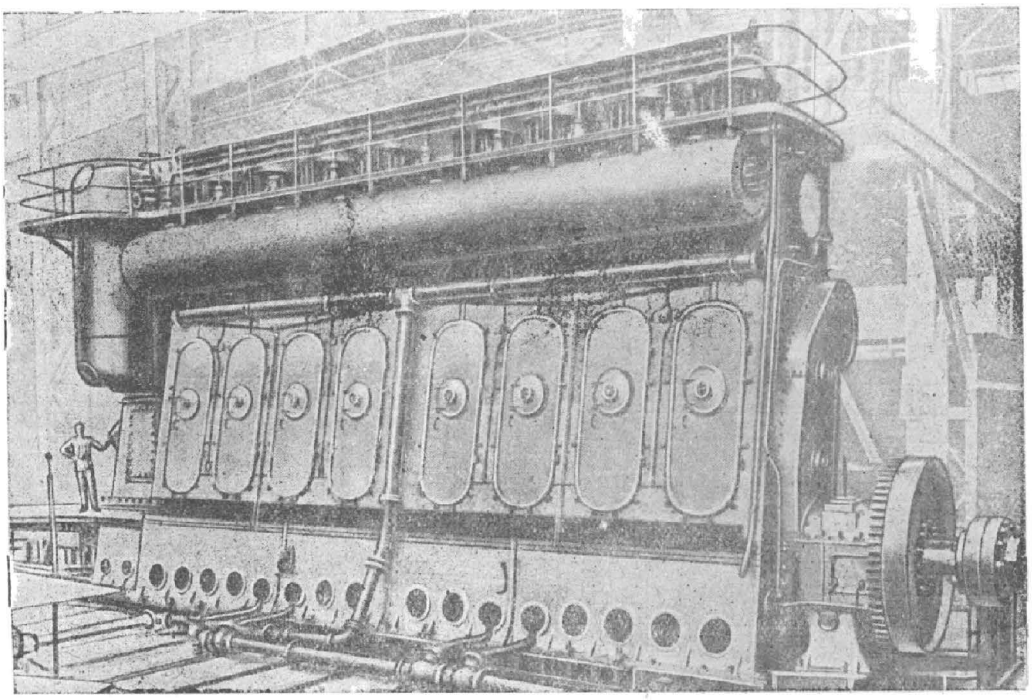
Число цилиндров	8
Диаметр цилиндра .	720 *мм*
Ход поршня . . .	. 1250 *мм*
Число оборотов	126 об/мин.
Нормальная мощность .	5 500 *л. с.*

Продувка осуществляется двумя поршневыми насосами двойного действия тандем, приводимыми в движение непосредственно от коленчатого вала, с диаметром цилиндра 1 660 *мм* и ходом поршня 750 *мм*. Избыток продувочного воздуха составляет 1,59 от общего объема рабочих цилиндров. С учетом коэфициента подачи коэфициент избытка продувочного воздуха составляет $\varphi = 1{,}35$.

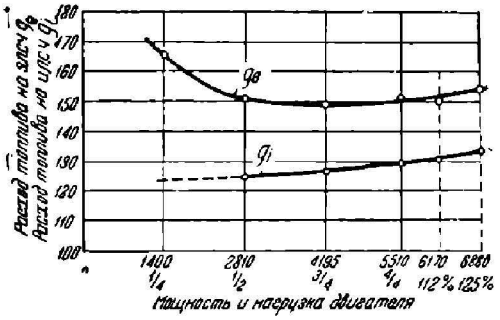
На диаграмме фиг. 415в дан расход топлива на эффективную и индикаторную л. с. ч. в зависимости от нагрузки. При полной нагрузке расход топлива составляет всего 150 *г/э. л. с. ч.* и меньше 130 *г/и. л. с. ч.* Такой малый расход топлива объясняется совокупностью следующих причин: форма камеры сгорания и многодырчатая форсунка с десятью отверстиями обеспечивают превосходное сгорание при всех нагрузках, повышенный механический к. п. д., доходящий до 87% с учетом работы продувочного насоса, который поглощает всего 5% от мощности двигателя, и, наконец, повышенная скорость поршня 5,24 *м/сек*, частично снижающая потерю тепла в охлаждающую воду.

Основная характеристика двигателя по гребному винту представлена на фиг. 415г. Здесь нанесены: среднее эффективное давление двигателя p_e, индикатор-

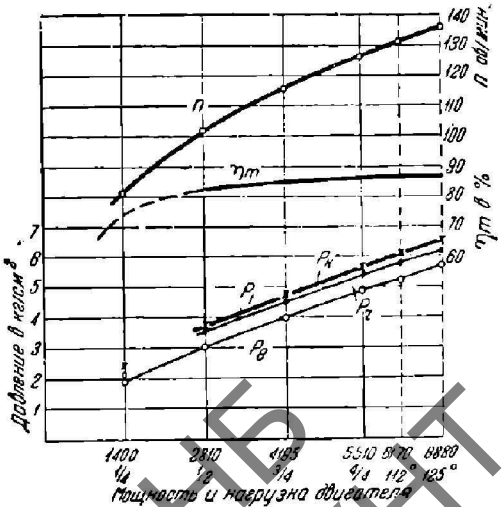
НБ УГАТУ (ДИТ)



Фиг. 415б. Двигатель Зульцера в 5500 *л. с.*



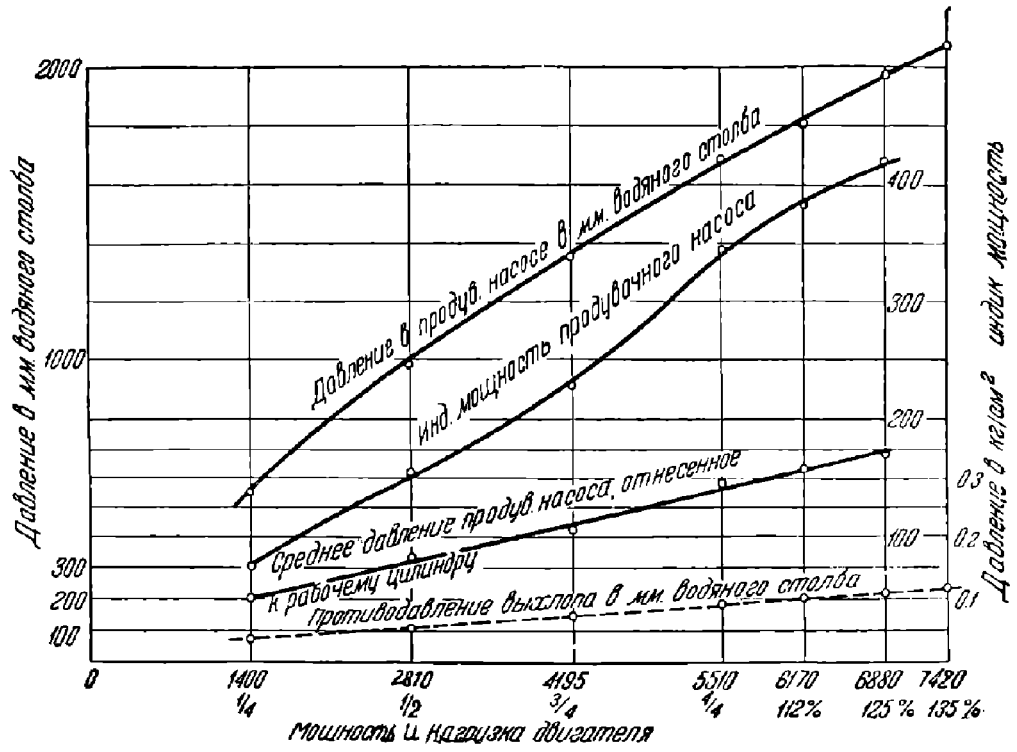
Фиг. 415в.



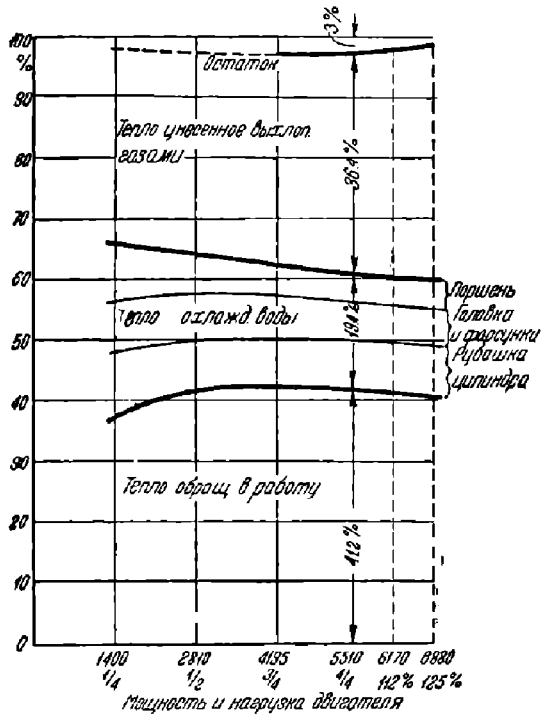
Фиг. 415г.

ное давление p_i, и соответствующие средние давления, затраченные на продувочный насос p_k и на работу трения p_r. Тут же даны изменения числа оборотов двигателя и его механического к. п. д. в зависимости от нагрузки двигателя. Как видно, двигатель допускает перегрузку свыше 25% за счет повышения числа оборотов и повышения среднего давления на 16%

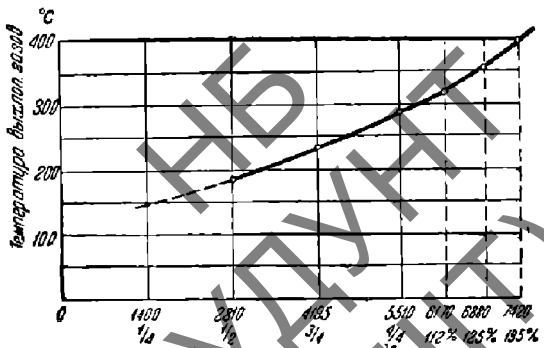
НВ УПУАТ (ДИТ)



Фиг. 415д.



Фиг. 415е.



Фиг. 415ж.

НБ УДУНТ (ДГТУ)

Результаты испытаний продувочного насоса даны на фиг. 415д, полученные также по винтовой характеристике двигателя. Как видно из этой диаграммы, при нормальной нагрузке продувочный насос берет всего 340 *л. с.* при среднем давлении продувки 0,17 *ати*, что соответствует среднему давлению, перечисленному на рабочий поршень, около 0,28 *ати*.

На фиг. 415е дан баланс тепла этого двигателя. При полной нагрузке двигатель обращает в работу 41,2%, в охлаждающую воду отдается 19,4% и охлаждающими газами уносится 36,4%. Невязка по балансу составляет 3%. Тут же дано подразделение тепла, уносимого водой: на тепло, пошедшее на охлаждение 1) поршня, 2) головки с форсункой и на охлаждение 3) самого цилиндра.

На фиг. 415ж дана температура отходящих газов в зависимости от нагрузки двигателя. При полной нагрузке температура отходящих газов за счет полного сгорания топлива и достаточного коэфициента избытка продувочного воздуха составляет всего 285° С.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ГЛАВА ДВЕНАДЦАТАЯ

ОСНОВНЫЕ ДЕТАЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ РАСЧЕТ

1. СТАНИНЫ И РАМЫ

Станины и рамы изготовляются из крепкого, плотного чугуна или стального литья, иногда употребляются литые станины с железными подпорками. Вкладыши коренных подшипников в мелких двигателях делаются из фосфористой бронзы, в более крупных — чугунные или стальные с заливкой баббитом.

При расчете на прочность напряжения берутся сравнительно низкими: для чугуна на изгиб $\not> 220 — 250$ *кг/см*^{2}, причем расчет ведется по давлению сгорания p_z.

Станиной обычно называется остов вертикальных двигателей, а рамой — горизонтальных.

СТАНИНЫ ВЕРТИКАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Картерные станины получают за последнее время все большее распространение, и благодаря низкому расположению коленчатого вала такие формы особенно удобны при большом числе оборотов и непосредственном сцеплении с динамомашиной.

Форма картерной станины уже сама по себе дает достаточную жесткость конструкции при выполнении ее из чугуна. При отливке же из стали система укрепляется рядом ребер с внутренней стороны.

На фиг. 416 представлен образец такой станины. Высота центра подшипника над плитой обычно равна $0{,}7 — 1{,}0\ S$, полная высота — $5{,}5 — 6{,}5\ S$, длина стороны основной плиты — $3{,}5 — 4{,}5\ D$, где S — ход поршня, а D — диаметр цилиндра.

Толщина стенки станины s принимается равной:

для $D =$	125	175	225	275	325	375 *мм*
$s =$	13	14	15	16	18	20 *мм*

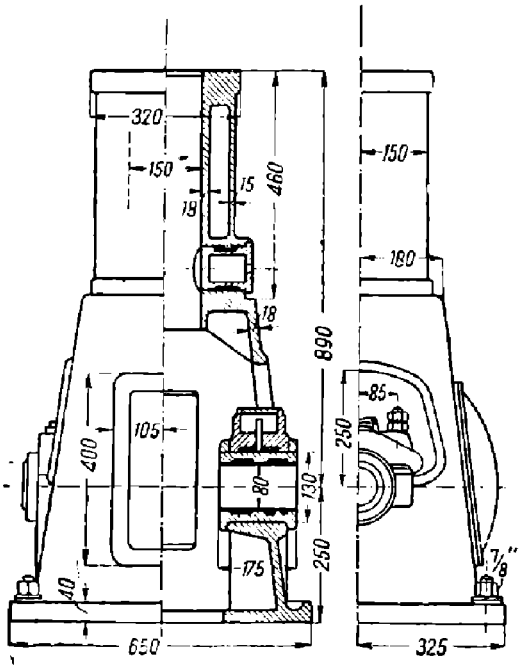
Расчет на прочность ведется по давлению сгорания p_z и заключается в определении: 1) напряжения растяжения в наименьшем горизонтальном сечении картерной станины и 2) напряжения изгиба в наиболее сильно нагруженных сечениях коренных подшипников.

Пример. На фиг. 417 изображен коренной подшипник вертикального двигателя с диаметром цилиндра $D = 300$ *мм*, а на фиг. 418 — опасное сечение этого подшипника.

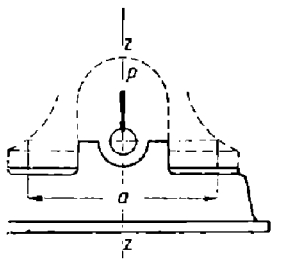
Пусть для данного случая $a = 120$ *см*, а $p_z = 30$ *кг/см*^{2}. Тогда

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_z = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \quad 30 = 21\,200 \text{ кг}.$$

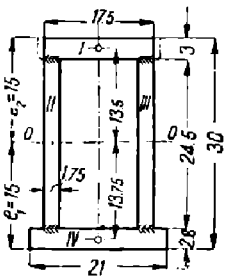
НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 416. Картерная станина.



Фиг. 417. Коренной подшипник вертикального двигателя.



Фиг. 418. Опасное сечение подшипника.

Давление на один подшипник

$$P = \frac{P_z}{2} = 10\,600 \ кг.$$

$$M_b = \frac{10\,600 \cdot 120}{4} = 318\,000 \ кгсм.$$

Момент инерции сечения составится из:

$$\left.\begin{aligned} J_I &= \frac{17{,}5 \cdot 3^3}{12} + 17{,}5 \cdot 3 \cdot 13{,}5^2 = 9\,640 \ см^4 \\ J_{II} = J_{III} &= \frac{1{,}75 \cdot 24{,}5^3}{12} = 2\,150 \ см^4 \\ J_{IV} &= \frac{21 \cdot 2{,}5^3}{12} + 21 \cdot 2{,}5 \cdot 13{,}75^2 = 10\,000 \ см^4 \end{aligned}\right\} \ J = 23\,940 \ см^4.$$

Модуль сопротивления $W = \frac{23\,940}{15} = 1\,596 \ см^3.$

Напряжение изгиба $\sigma_b = \frac{31\,800}{1\,596} = 200 \ кг/см^2.$

А-образные, или двуногие, станины встречаются в двигателях средней мощности (150 — 200 *л. с.* в одном цилиндре).

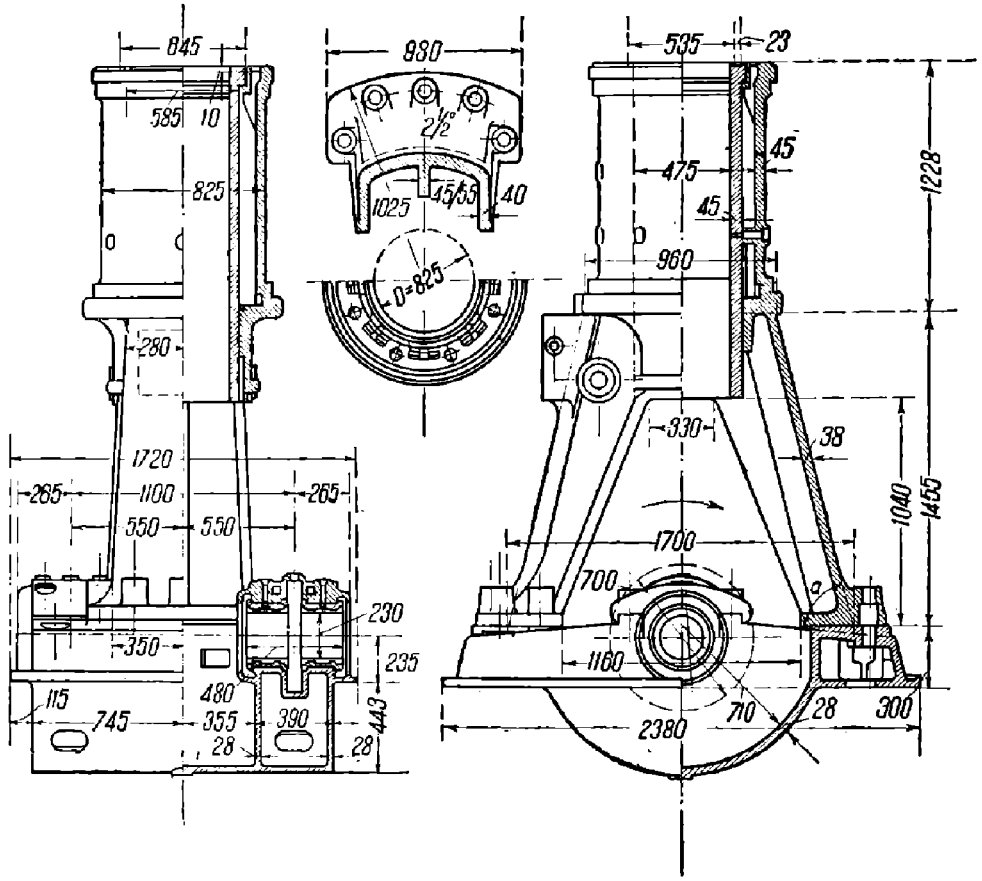
При расчете на прочность такой станины необходимо считать, что скрепление ее с основной плитой не является вполне жестким и стык несколько подвижен.

На фиг. 419 и 420 приведена станина вертикального двигателя Гюльднера.

Расчет на прочность ведется следующим образом:

Каждая нога станины нагружена силой $P = \frac{P_z}{2}$, которая разлагается на две

НБ УДУНТ (ДПТ)



Фиг. 419. Станина вертикального двигателя Гюльднера.

составляющих: $P_n = \frac{P_a}{2} \sin \alpha_1$, действующую центрально по оси ноги и вызывающую растяжение ее, и $P_b = \frac{P_a}{2} \cos \alpha_1$, изгибающую ногу (фиг. 420).

Для опасного сечения $a-a$ имеем:

напряжение на разрыв $\sigma_p = \frac{P_n}{f_a}$ *кг/см²*; (253)

напряжение на изгиб $\sigma_b = \frac{P_b l}{W}$ *кг/см²*; (254)

суммарное напряжение $\sigma = \sigma_p + \sigma_b$. (255)

Угол наклона наружной стенки ноги α (фиг. 419) принимается в 70° — 75°, а наклон осевой линии $\alpha_1 = 68° - 73°$.

Пример. Для А-образной станины сечение $a-a$ имеет форму и размеры, изображенные на фиг. 421; $P_a = 12\,000$ *кг*, изгибающее плечо $l = 50$ *см* и угол $\alpha_1 = 70°$.

Тогда

$$P = 6\,000 \text{ кг}; \; P_n = P \cdot \sin \alpha_1 = 6\,000 \cdot \sin 70° = 5\,640 \text{ кг};$$

$$P_b = P \cos \alpha_1 = 6\,000 \cdot \cos 70° = 2\,040 \text{ кг}.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Площадь сечения $f = 172$ *см*^{2}.

Напряжение растяжения $\sigma_p = \frac{P_n}{f} = \frac{5\,640}{172} = 32{,}8$ *кг/см*^{2}.

Момент инерции сечения сложится из:

$$J_I = \frac{15 \cdot 4^3}{12} + 15 \cdot 4 \cdot 6{,}3^2 = 2\,460 \text{ см}^4,$$

$$J_{II} = J_{III} = \frac{3{,}5 \cdot 16^3}{12} + 3{,}5 \cdot 16 \cdot 3{,}7^2 = 1\,960 \text{ см}^4,$$

$$J = J_I + J_{II} + J_{III} = 6\,380 \text{ см}^4.$$

Модуль сопротивления $W = \frac{6\,380}{8{,}3} = 770$ *см*^{3}.

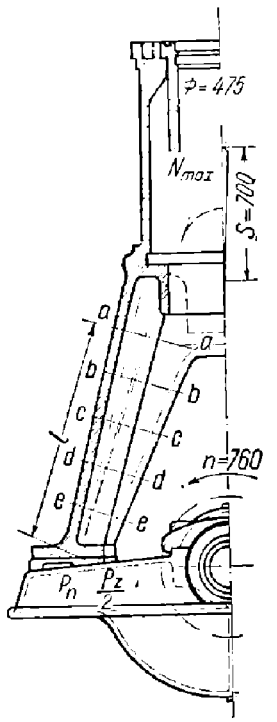
$$M_b = P_b l = 2\,040 \cdot 50 = 102\,000 \text{ кгсм},$$

$$\sigma_b = \frac{102\,000}{770} = 132{,}5 \text{ кг/см}^2.$$

Суммарное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_b = 32{,}8 + 132{,}5 = 165{,}3 \text{ кг/см}^2.$$

Поверка опасного сечения $z - z$ основной плиты ведется так же, как и для случая картерной станины (фиг. 417).



Фиг. 420. Станина вертикального двигателя Гюльднера.

РАМЫ ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рамы горизонтальных двигателей конструируются двоякой формы: с массивными стенками и свободно висящим цилиндром и пустотелые с постелью для цилиндра. Второй тип обладает значительно большей жесткостью и прочностью и потому в крупных машинах имеет исключительное применение, вытесняя за последнее время первый тип и в мелких двигателях.

Высота центров подшипников и цилиндра в мелких двигателях берется не меньше 700 *мм* в целях удобства обслуживания, а в крупных — не больше 1 200—1 500 *мм* преимущественно из соображений прочности.

При расчете на прочность опасным является одно из сечений, перпендикулярных оси цилиндра, между цилиндром и коренными подшипниками.

В этом сечении кроме растяжения имеет место изгиб, обусловливаемый расстоянием между осью цилиндра и центром тяжести сечения. Кроме этого сильно нагруженными и подлежащими поверке являются средние вертикальные сечения коренных подшипников и место соединения рамы с цилиндром.

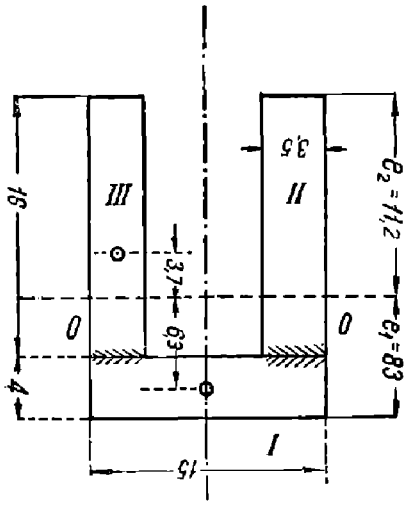
Для уменьшения момента, изгибающего раму, надо так подбирать сечения ее, чтобы центр тяжести их лежал возможно ближе к оси цилиндра, а также делать высокие боковые стенки.

При расчете на прочность момент инерции сечения определяется, как и в вышеприведенных примерах, разложением его на площадки, а общее напряжение складывается из напряжения растяжения и изгиба:

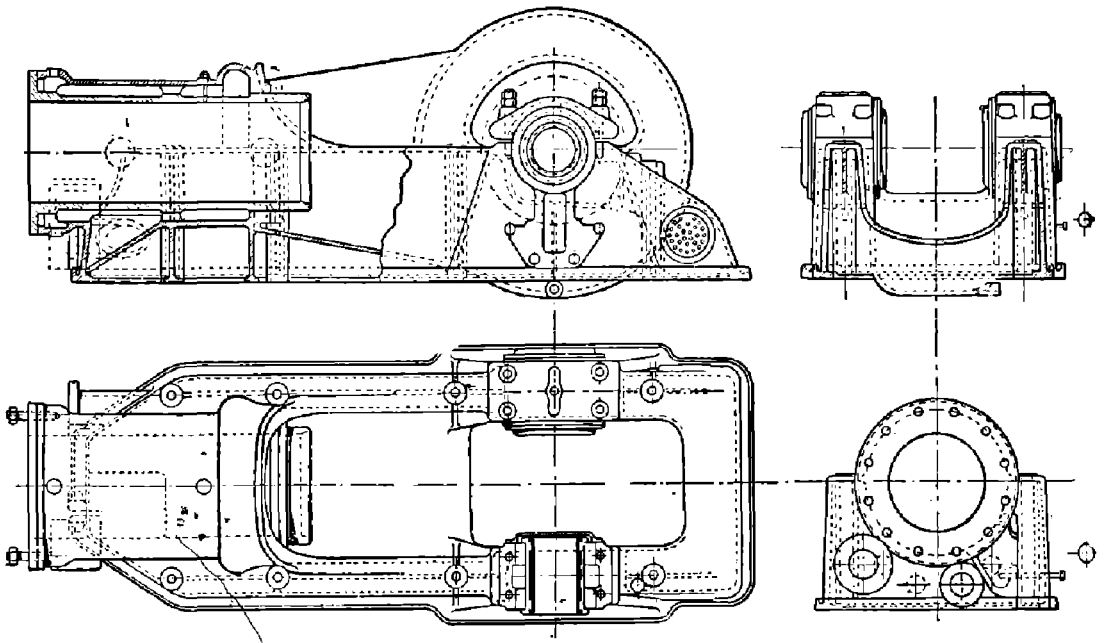
$$\sigma = \sigma_p + \sigma_b.$$

В рамах со свободно висящим цилиндром значительный изгибающий момент может давать нормальное давление поршня N. Так как максимум этого давления, доходящий до $0{,}12\,P$, имеет место на 10% хода поршня от его крайнего внешнего

НГТУ (ДПТ)



Фиг. 421. Сечение А-образной станины по $a - a$.



Фиг. 422. Рама горизонтального газогенераторного двигателя.

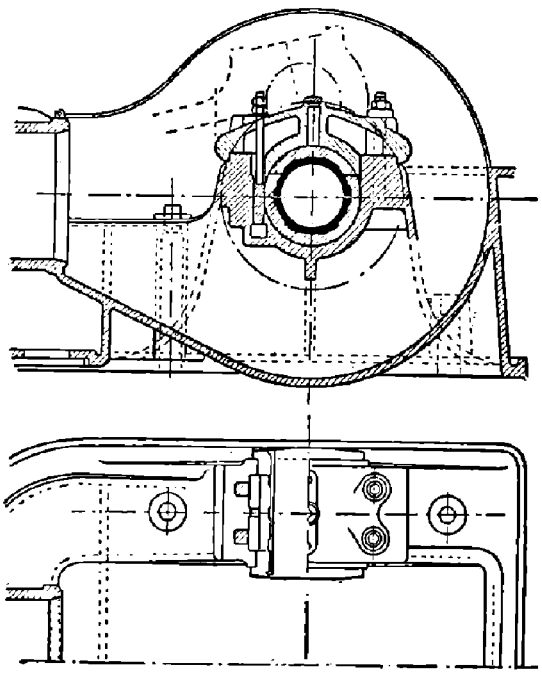
положения, то точка приложения его лежит гораздо ближе к головке цилиндра, чем к открытому его концу, и плечо изгиба получается значительным.

На фиг. 422 представлена рама горизонтального газогенераторного двигателя в 80 *л. с.*

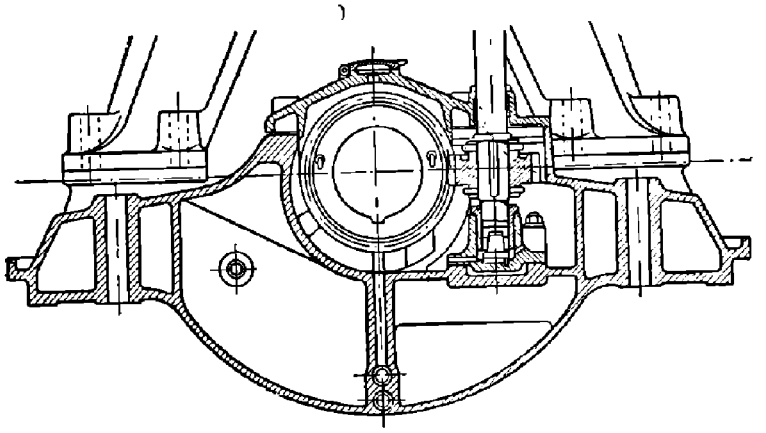
КОРЕННЫЕ ПОДШИПНИКИ

В горизонтальных двигателях коренные подшипники конструируются таким образом, чтобы сила давления газов P_z воспринималась телом подшипника, а не его крышкой; это требование осуществимо в том случае, когда плоскость разъема или горизонтальна или наклонена внутрь. Наиболее распространенной в настоящее время конструкцией является такая, где стык между основанием и крышкой под-

РБ УИУНТ (ДИТ)



Фиг. 423.



Фиг. 424. Подшипник вертикального двигателя Дизеля.

шипника расположен горизонтально (фиг. 423), причем усилие P_z воспринимается целиком основанием.

В вертикальных двигателях усилие P_z всегда передается через нижние вкладыши на основание, крышка же и болты нагружаются в конце хода выталкивания действием сил инерции. На фиг. 424 изображен такой подшипник для вертикального двигателя Дизеля в 100 *л. с.*

Вкладыши подшипников для средних размеров диаметра вала d (до 125 *мм*) изготовляются из фосфористой бронзы, и толщина их стенок определяется из эмпирической формулы

$$s = \frac{d}{15} + 5 \text{ мм}. \qquad (256)$$

НБ УДУНТ (ДГТУ)

Для больших диаметров берутся чугунные вкладыши с заливкой баббитом, причем толщина стенки (без заливки) определяется следующей формулой:

$$s' = \frac{d}{10} + 10 \text{ мм}. \tag{257}$$

При необходимости иметь малый внешний диаметр вкладышей употребляется стальное литье с заливкой баббитом, причем толщина стенок определяется по формуле для бронзы.

Для надежного укрепления баббита в теле вкладыша протачивается достаточное количество дорожек формы ласточкина хвоста и, кроме того, перед заливкой поверхность вкладыша лудят.

2. ЦИЛИНДРЫ

Правильное конструктивное выполнение рабочего цилиндра двигателей внутреннего сгорания представляет весьма трудную задачу, так как кроме напряжений, возникающих от рабочих усилий, должны быть предвидены температурные деформации, имеющие своей причиной значительную разность температур между стенками рабочей поверхности цилиндра и рубашкой, и остающиеся при отливке напряжения. Отдельные заводы создали конструкции, в которых различными мерами вредное влияние этих напряжений парализовано.

Материалом для цилиндров двигателей служит обычно крепкий плотный чугун с достаточной мягкостью, причем при составной конструкции рабочая букса делается из более твердого, а рубашка — из более мягкого сорта.

Напряжения в случае достаточной жесткости конструкции и отсутствия в литье лобавочных напряжений берутся высокими (250 — 300 *кг/см*²) во избежание утолщения стенок, затрудняющего отвод тепла в охлаждающую воду.

В мелких дешевых двигателях (с диаметром цилиндра до 200 *мм*) цилиндр отливается заодно с рубашкой. В двигателях среднего размера рабочая букса делается вставной. В крупных же машинах, особенно двойного действия, употребляется опять цельная конструкция, что вызывается необходимостью размещать клапанные штуцеры между обеими стенками цилиндра. Основные преимущества вставной буксы заключаются в том, что такая конструкция облегчает литье рубашки, дает возможность устранить остающееся напряжение при литье и уменьшить температурные деформации, появляющиеся вследствие неодинакового нагрева стенок цилиндра и рубашки в процессе работы двигателя. Кроме того, при ремонте двигателя вставную буксу удобно расточить или заменить новой.

Расчет цилиндра на прочность ведется по максимальному давлению p_z в период сгорания. Толщина стенки цилиндра в этом случае определяется по известной формуле Баха, отнесенной к расчетному сечению по образующей цилиндра:

$$R_a = R_i \sqrt{\frac{k_z + 0{,}4p_z}{k_z - 1{,}3p_z}}, \tag{258}$$

откуда

$$s = \frac{D}{2}\left(\sqrt{\frac{k_z + 0{,}4p_z}{k_z - 1{,}3p_z}} - 1\right), \tag{259}$$

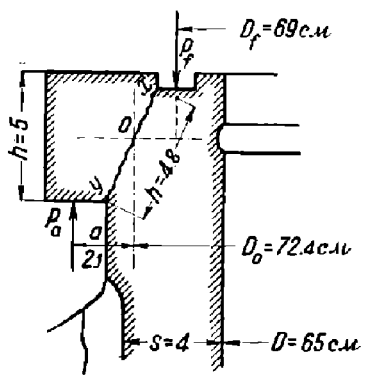
где R_a и R_i — наружный и внутренний радиусы цилиндра; s — толщина его стенки и k_z — допускаемое напряжение на растяжение. Так как давление p_z действует лишь в части цилиндра, прилегающей к головке и укрепленной фланцами и другими приливами, то k_z принимается высоким, для чугуна — 225 — 250 *кг/см*².

Принимая $k_z = 235$ *кг/см*² и p_z для двигателей быстрого сгорания — 25 *кг/см*², а для двигателей Дизеля — 35 *кг/см*², получим

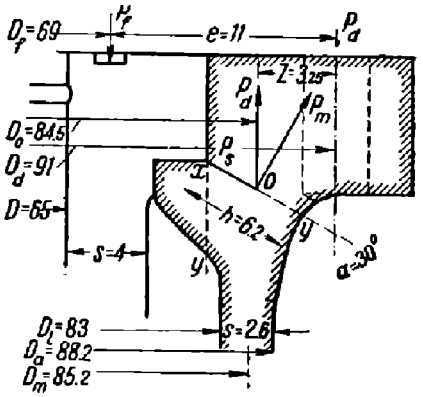
для первых: $s = 0{,}050D$,

для вторых: $s = 0{,}085D$.

НБ УДИТ (ДГТУ)



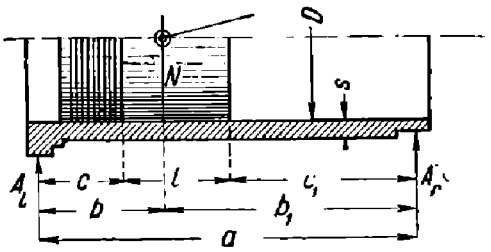
Фиг. 425.



Фиг. 426.

К этому делается прибавка в 0,5—1 *см* на случай расточки после износа в работе.

Техника литья накладывает низший предел на толщину стенки s, так что $s \geqslant 1{,}8$ *см* — при цельноотлитом цилиндре и $s \geqslant 1{,}5$ *см* — при вставной рабочей буксе.



Фиг. 427.

Расчет цилиндра на осевое растяжение ведется по следующей формуле:

$$\sigma_z = \frac{P_z}{f} = \frac{p_z F}{f} = \frac{p_z \pi D^2}{4\pi (D+s)s} = \frac{p_z}{4}\frac{D^2}{(D+s)s} \quad кг/см^2, \tag{260}$$

которая дает значения σ_z примерно в два раза меньше, чем при расчете по формуле Баха.

В случае отдельного вставного цилиндра осевое растяжение воспринимается целиком рубашкой, и так как внутреннее давление в ней значительно ниже p_z, то осевые напряжения могут получиться значительными, особенно в сечениях, добавочно нагруженных и ослабленных. В этом случае букса рассчитывается на разрыв по образующей по формуле Баха, а рубашка — на полное осевое растяжение, которое выразится формулой

$$P_k = \frac{\pi D_f^2}{4} p_z \quad кг, \tag{261}$$

где D_f — диаметр середины стыка (фиг. 425).

Сечение рубашки по фиг. 426 выразится

$$f' = \frac{\pi}{4}(D_a^2 - D_i^2) = \pi D_m s' \quad см^2,$$

и напряжение растяжения

$$\sigma_z = \frac{p_z D_f^2}{4 D_m s'} \quad кг/см^2, \tag{262}$$

откуда

$$s' = \frac{p_z D_f^2}{4 D_m k_z}. \tag{263}$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

Принимая для рубашки $k_s = 125$ *кг/см*², находим:

для двигателей быстрого сгорания $s' \geqslant \frac{25 \cdot D_f^2}{4 \cdot 125 \cdot D_m} \approx \frac{D_f^2}{20 D_m}$ *см*, (264)

Дизеля $s' \geqslant \frac{35 \cdot D_f^2}{4 \cdot 125 \cdot D_m} \approx \frac{D_f^2}{13 D_m}$ *см*, (265)

для мелких двигателей $s' \leqslant 1$ *см*,
„ крупных „ $s' \leqslant 1{,}3$ *см*.

Вставной цилиндр в двигателях с длинным ходом должен быть проверен на деформацию от нормального давления поршня, и если таковая получится значительной, необходимо увеличить жесткость его при помощи ребер или надлежащей опорой внешней поверхности.

Пусть на фиг. 427 положение поршня соответствует максимальному значению N. Тогда, предполагая, что сила N распределяется равномерно по рабочей длине поршня l, получим

$$M_{max} = A_l \left(c + \frac{lA}{2N} \right) \leqslant W k_b, \tag{266}$$

где

$$A_l = N \frac{2c_1 + l}{2a} \text{ кг}.$$

Если взять самый невыгодный случай, предполагая, что сила N сосредоточена в средней плоскости поршневого пальца, то получим

$$M_b = N \frac{bb_1}{a} \text{ кгсм}, \tag{267}$$

и необходимое W будет

$$W = N \frac{bb_1}{ak_b}. \tag{268}$$

Если J — момент инерции проверяемого сечения, а E — модуль упругости, то стрела прогиба в точке приложения силы N будет

$$f = N \frac{b^2 b_1^2}{3aJE} \text{ см}. \tag{269}$$

В случае цилиндра с вставной гильзой во фланце на его конце вызываются от затяжки крышечных болтов сильные напряжения, стремящиеся оторвать фланец по xy (фиг. 425).

Сила затяжки болтов для обеспечения плотности стыка должна быть всегда больше максимального давления на крышку:

$$P_k = p_z \frac{\pi D_f^2}{4}.$$

При хорошем выполнении стыка и надежных прокладках принимают

$$P_f = P_a = 1{,}2 P_k. \tag{270}$$

На эту силу необходимо рассчитать фланец.

По фиг. 425 изгибающий момент в сечении xy равняется

$$M_b = P_a a \text{ кгсм}$$

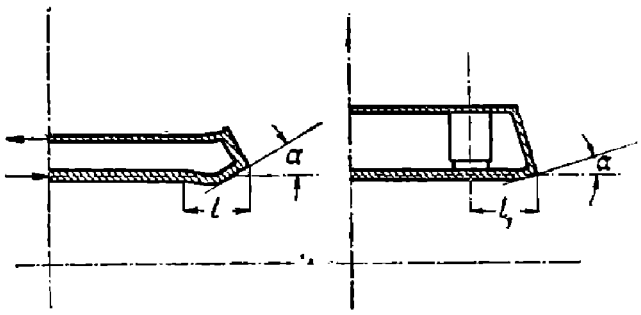
НБ УДУНТ (ДПТ)

Модуль сопротивления для этого сечения

$$W = \frac{\pi D_0 h^2}{6},$$

откуда наибольшее напряжение изгиба

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6P_a a}{\pi D_0 h^2}. \quad (271)$$



Фиг. 428.

Для указанных на фиг. 425 размеров

$$P_a = 1{,}2 \cdot P_k = 1{,}2 \cdot 25 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 69^2 = 112\,000 \text{ кг},$$

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot 112\,000 \cdot 2{,}1}{\pi \cdot 72{,}4 \cdot 4{,}8^2} = 270 \text{ кг/см}^2.$$

Фланец рубашки испытывает изгиб, растяжение и срез в месте перехода его в цилиндрическую часть и тем больше, чем дальше отстоит окружность центров крышечных болтов от окружности среднего диаметра сечения рубашки. На фиг. 426 показана рубашка вставного цилиндра фиг. 425.

Для сечения xy имеем:

$$P_n = P_f \cos\alpha;\ P_d = P_f;\ P_s = P_f \sin\alpha;$$

$$f = \pi D_0' h;\ W = \frac{1}{6}\pi D_0' h^2;$$

$$M_b = P_d Z;\ \sigma_b = \frac{M_b}{W};\ \sigma_s = \frac{P_n}{f};\ \tau = \frac{P_s}{f};$$

$$\sigma_1 = \sigma_s + \sigma_b;$$

$$\sigma_r = 0{,}35\sigma_1 + 0{,}65\sqrt{\sigma_1^2 + 4(\alpha_0\tau)^2}. \quad (272)$$

В сечении xy_1 напряжение среза получится

$$\tau' = \frac{P_f}{f'}.$$

Для размеров, указанных на фиг. 426, принимая $p_s = 25$ кг/см², получим

$$P_n = 97\,000 \text{ кг};\ P_d = 112\,000 \text{ кг};\ P_s = 56\,000 \text{ кг};$$

$$f = \pi \cdot 84{,}5 \cdot 6{,}2 = 1\,640 \text{ см}^2;$$

$$W = \frac{1}{6}\pi \cdot 84{,}5 \cdot 6{,}2^2 = 1\,700 \text{ см}^3,$$

$$M_b = 112\,000 \cdot 3{,}25 = 364\,000 \text{ кгсм};$$

$$\sigma_b = 214 \text{ кг/см}^2;\ \sigma_s = 59 \text{ кг/см}^2;\ \tau = 84 \text{ кг/см}^2;$$

$$\sigma_1 = 59 + 214 = 273 \text{ кг/см}^2.$$

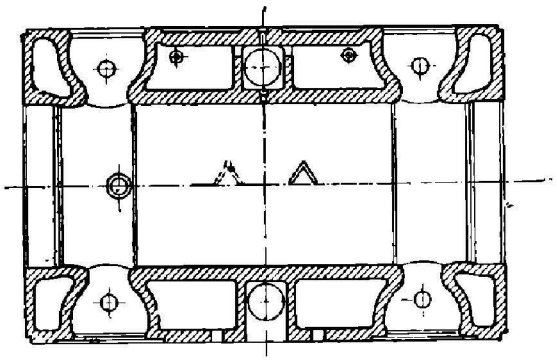
Принимая $k_s = k_c$, найдем

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1{,}3k_s} = 0{,}77,$$

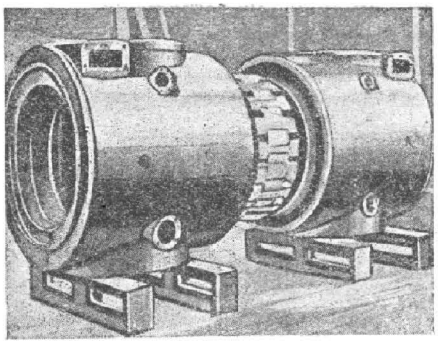
откуда

$$\sigma_r = 276 \text{ кг/см}^2.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 429. Цилиндр Нюренбергского завода.



Фиг. 430. Цилиндр двигателя завода Вестингауз.

Если цилиндр отлит в одно целое с рубашкой, то внутренний цилиндр рассчитывается на разрыв по образующей по формуле Баха вышеуказанным способом; напряжением же растяжения вдоль оси можно пренебречь.

В этом случае плотность стенок внутреннего цилиндра проверяется гидравлической пробой, причем стенки должны при однократной пробе выдержать давление $1{,}5p_s$. Принимая $p = 40$ *ат* и $k_b = 650$ *кг/см*^{2}, получим

$$s' \geqslant 0{,}025D_a \text{ см}. \tag{273}$$

Необходимо проверить рубашку на изгиб от силы N так же, как и для вставного цилиндра.

Если цилиндр располагается на весу, то опасное сечение от действия силы N находится около фланца, соединяющего цилиндр с рамой. Размеры этого фланца определяются осевым давлением на крышку:

$$P_k = \frac{\pi}{4} D_f^2 p_s,$$

и напряжения в опасных сечениях определяются, как и для фланца вставного цилиндра.

Отливка в одно целое дает возможность разместить крышечные болты по средней окружности водяного пространства близко к внутренней поверхности рубашки; напряжения изгиба во фланце получаются очень незначительными.

В цельноотлитых цилиндрах при работе двигателя благодаря разности температур рубашки и цилиндра в его наиболее нагретой части, около головки, появляются сильные температурные напряжения (фиг. 428), которые могут быть учтены следующим образом:

Если средняя температура цилиндра выше температуры рубашки на $t°$, то удлинение цилиндра

$$\Delta l = \beta t l,$$

где l — первоначальная длина; $\beta = 0{,}000011$ (для чугуна) — коэфициент линейного расширения.

Соответствующая этому удлинению растягивающая сила $P_a = \beta E t f$, где f — площадь поперечного сечения внутреннего цилиндра; $E = 800\,000$ *кг/см*^{2} — модуль упругости для чугуна.

Подставляя значения β и E, найдем

$$P_a = 8{,}8tf, \tag{274}$$

при $f = 1$ и при $t =$ 40° 50° 65° 80°

$$P_a = 350\ 440\ 560\ 700 \text{ кг}.$$

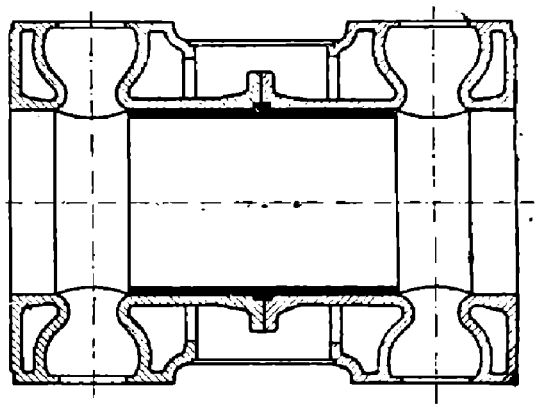
НБ УДУНТ (ДІІТ)

Наконец, в случае отдельной или разрезанной посредине рубашки внутренний цилиндр должен быть рассчитан на полное напряжение от осевых и касательных усилий.

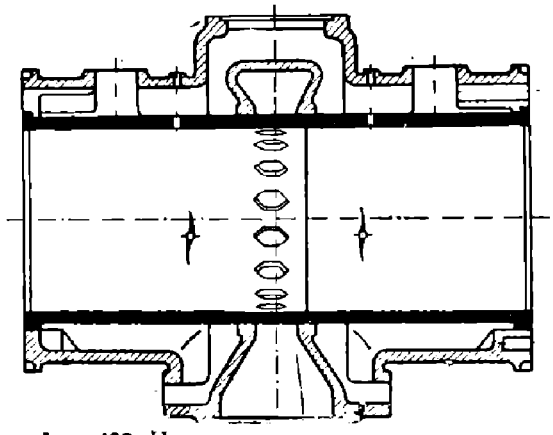
Болты, скрепляющие цилиндр с рамой, изготовляются из мягкого литого или сварочного железа и допускают напряжение до 350 *кг/см²* на площадь внутреннего диаметра резьбы.

На фиг. 429 представлен цилиндр Нюрнбергского завода, в котором цилиндр и рубашка отлиты в одно целое. Для уменьшения остающихся после отливки напряжений заводом обращено особое внимание на правильное распределение массы чугуна, и самый процесс отливки подобного цилиндра весом в 11 — 12 *т* производится в 30 — 35 сек., чем достигается равномерное остывание всей детали.

Той же цели — уничтожения остающихся после отливки напряжений — завод Вестингауз в Америке достигает в своих крупных двигателях составлением цилиндра из двух частей, плоскость стыка которых пришлифована. Промежуток между частями охлаждающей рубашки перекрывается железным кожухом. Внешний вид подобного цилиндра со снятым кожухом представлен на фиг. 430.



Фиг. 431. Цилиндр завода Эргард и Земер.



Фиг. 432. Цилиндр двухтактного двигателя Кертинга завода Клейн.

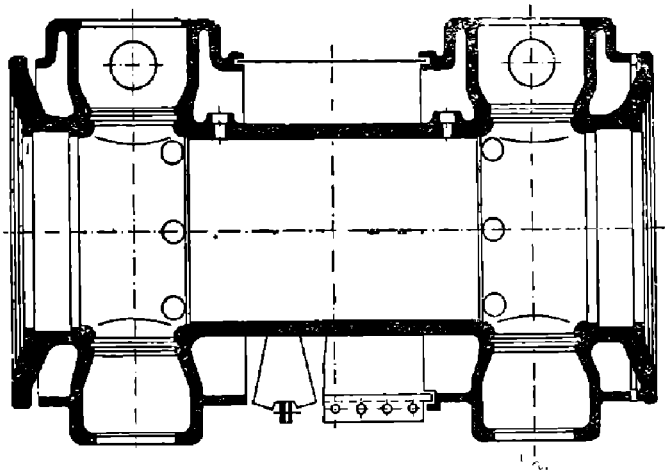
Подобно заводу Вестингауз, завод Ehrhardt & Sehmer выполняет цилиндры (фиг. 431) свертными из двух частей, но рабочая поверхность их образована отдельной вставной втулкой из твердого чугуна. Сам цилиндр выполняется из более мягкого чугуна.

Положение втулки фиксируется внешним выступом, зажимаемым половинами цилиндра и уплотняющим стык от просачивания воды. Втулка имеет возможность свободно расширяться по направлению оси и предохраняет цилиндр от высоких температур. Водяное пространство рубашки между половинами цилиндра замыкается железным кожухом.

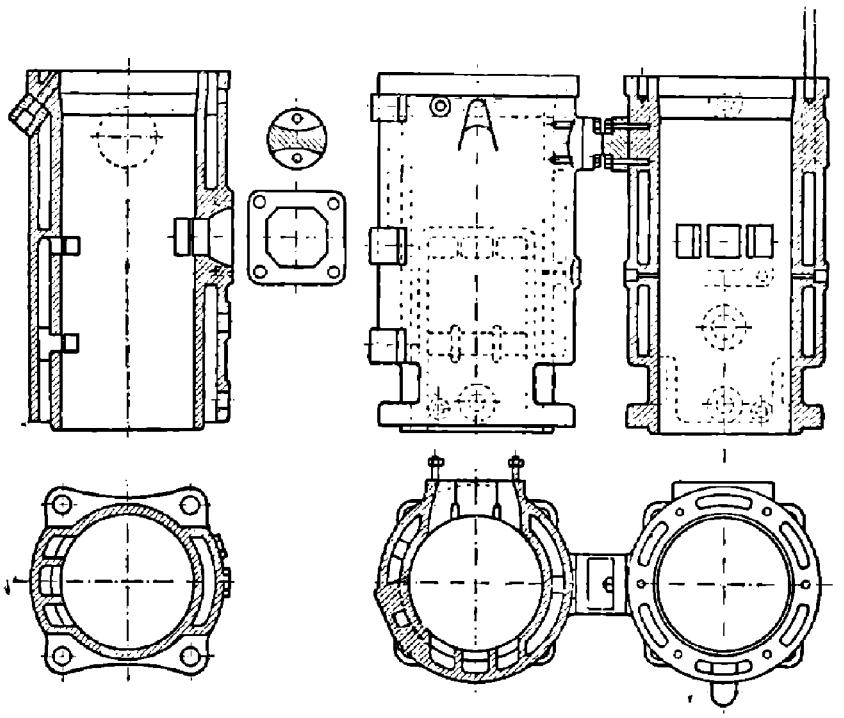
На фиг. 432 дана конструкция цилиндра двухтактного двигателя системы Кертинг в исполнении завода бр. Клейн. В цилиндр, выполненный в одно целое, с двух сторон вставлены две втулки, зазор между которыми выполняется таких размеров, чтобы при удлинении, наступающем во время работы, свободное пространство между втулками оказалось замкнутым. Для воспрепятствования вытеканию масла через выхлопные отверстия последние отсутствуют по нижней образующей цилиндра.

В двигателях Рейхенбаха (фиг. 433) цилиндры выполняются с составной рубашкой, дополнительно разделенной близ фланцев цилиндра. Такая конструкция уничтожает температурные и остающиеся при отливке напряжения, но создает два дополнительных уплотняемых стыка. Стенка данного цилиндра выполняется более толстой, чем в случае отливки в одно целое цилиндра с рубашкой, так как усилия на крышку цилиндра в данном случае передаются исключительно через эту стенку, в то время как во втором — в передаче этих усилий участвует, главным образом, рубашка.

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 433. Цилиндр двигателя Рейхенбахера.



Фиг. 434. Цилиндр вертикального нефтяного двигателя Свидерского

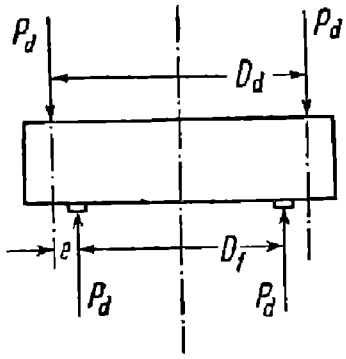
Цилиндры мелких газовых и нефтяных двигателей, а также двигателей Дизеля небольшой мощности отливаются в одно целое с рубашкой. На фиг. 434 дан цилиндр вертикального нефтяного двигателя Свидерского. Цилиндры более крупных двигателей Дизеля как вертикального, так и горизонтального типа выполняются со вставной рабочей втулкой, как это видно в вышеприведенных примерах их конструкций.

3. ЦИЛИНДРОВЫЕ КРЫШКИ И ГОЛОВКИ

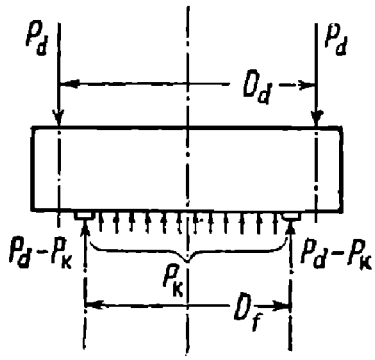
Для цилиндровых крышек и головок обычно употребляются мягкий и плотный чугун, а также стальное литье.

При возможности точного определения действующих усилий допускаемое на-

НБ УДУНТ (ДНТ)



Фиг. 435.



Фиг. 436.

пряжение для чугуна принимается 150 *кг/см*², и эта величина понижается для головок сложной формы, не поддающихся точному аналитическому расчету. Такому расчету поддаются лишь крышки простой формы, как-то: представляющие плоскую плиту и имеющие два днища с вертикальной цилиндрической стенкой, водяным пространством, отверстиями для клапанов и каналами для газов.

Расчет на прочность такого рода крышек производится следующим образом:

На фиг. 435 изображена схема нагружения цилиндровой крышки от затяжки крышечных болтов. Как выше было указано, сила этой затяжки должна быть больше силы от давления газов P_k для того, чтобы в момент вспышки не нарушалась плотность стыка (на диаметре D_f).

Таким образом в сечении по диаметру крышки будет действовать изгибающий момент

$$M_b = \frac{P_d}{2}\xi_1 - \frac{P_d}{2}\xi_2, \tag{275}$$

где ξ — расстояние центра тяжести полуокружности от центра круга, $\xi = \frac{D}{\pi}$.

$$M_b = \frac{P_d}{2}\left(\frac{D_d}{\pi} - \frac{D_f}{\pi}\right) = \frac{P_d e}{\pi}\ кгсм. \tag{276}$$

Обозначая

$$P_d = \lambda P_k = \lambda p_s \frac{\pi D_f^2}{4},$$

где $\lambda > 1$ — характеризует предварительную затяжку болтов по сравнению с силой давления на крышку во время сгорания P_k, получим

$$M_b = \frac{\lambda}{4} p_s D_f^2 e.$$

Вводя по Баху поправочный коэфициент μ, равный для чугуна $\frac{6}{5}$, получим напряжение изгиба, вызванное затяжкой крышечных болтов,

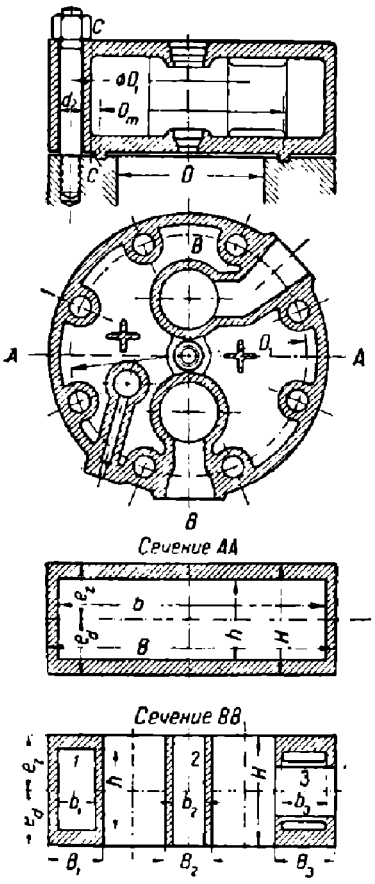
$$\sigma_b = \frac{6}{5\pi}\frac{P_d e}{W}\ кг/см^2, \tag{277}$$

или

$$\sigma_b = \frac{0{,}3\lambda p_s D_f^2 e}{W}\ кг/см^2. \tag{278}$$

Схема нагружения при действии давления сгорания p_s изображена на фиг. 436. В этом случае сила давления P_k разгружает стык до силы нажатия $(P_d - P_k)$ и,

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 437. Крышка двигателя Дизеля.

кроме того, дает равномерную разгрузку, стремящуюся выгнуть крышку. В расчетном сечении по диаметру получим изгибающий момент

$$M_b' = \frac{P_d}{2}\frac{D_d}{\pi} - \frac{P_d - P_k}{2}\frac{D_f}{\pi} - \frac{P_k}{2}\frac{4}{3}\frac{D_f}{2\pi},$$

где $\frac{4}{3}\frac{D_f}{2\pi}$ — расстояние центра тяжести площади полукруга от центра.

Имеем далее после преобразований:

$$M_b' = \frac{P_d}{\pi}e + \frac{P_k}{6\pi}D_f = \frac{P_k}{\pi}\left(\lambda e + \frac{1}{6}D_f\right), \quad (279)$$

$$M_b' = p_e\frac{\pi D_f^3}{4\pi}\left(\lambda e + \frac{1}{6}D_f\right) =$$

$$= \frac{p_e}{8}\left[\lambda D_d D_f^2 - \left(\lambda - \frac{1}{3}\right)D_f^3\right]. \quad (280)$$

Вводя $\mu = \frac{6}{5}$, получим напряжение изгиба

$$\sigma_b' = \frac{6\ P_k(\lambda e + 1/6\ D_f)}{5\pi W} =$$

$$= \frac{3p_e[\lambda D_d D_f^2 - (\lambda - 1/3)\ D_f^3]}{20W}\ кг/см^2. \quad (281)$$

Пример. Рассчитать крышку двигателя Дизеля, изображенную на фиг. 437. Расчетными сечениями являются:

AA — по водяной рубашке и
BB — через клапаны и каналы.

Имеем:

$$D = 37{,}5\ см,$$
$$D_f = D_m = 43{,}6\ см,$$
$$D_d = D_1 = 58\ см.$$

Для сечения AA имеем:

$$B = 69\ см;\ b = 63{,}8\ см,$$
$$H = 27\ см;\ h = 19{,}4\ см.$$

Примем

$$p_e = 35\ кг/см^2;\quad \lambda = 1{,}3;$$

по формуле (280) получаем изгибающий момент

$$M'_b = \frac{35}{8}[1{,}3 \cdot 58 \cdot 43{,}6^2 - (1{,}3 - 0{,}33)\ 43{,}6^3] = 268\,000\ кгсм.$$

Модуль сопротивления

$$W = \frac{BH^3 - bh^3}{6H},$$

откуда

$$W = \frac{69 \cdot 27^3 - 63{,}8 \cdot 19{,}4^3}{6 \cdot 27} = 5\,520\ см^3.$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Отсюда напряжение изгиба

$$\sigma_b = \frac{268\,000}{5\,520} = 48{,}5 \ кг/см^2.$$

Для сечения BB имеем:

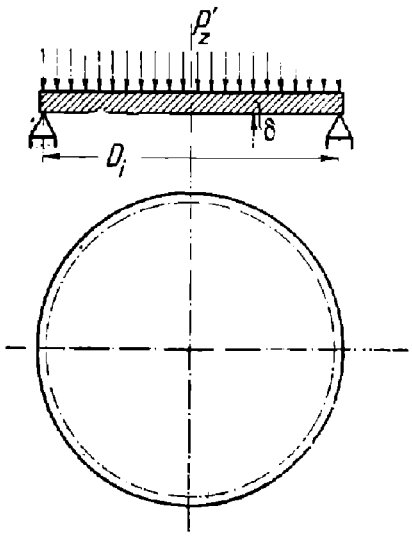
$$\begin{cases} B_1 = B_3 = 13{,}2 \ см, \\ b_1 = b_2 = b_3 = 8{,}6 \ см, \\ B_2 = 12{,}6 \ см, \end{cases}$$

$$M'_b = 268\,000 \ кгсм.$$

Модуль сопротивления:

$$W = \frac{B_1 H^3 - b_1 h^3}{6H} + \frac{B_2 - b_2) H^2}{6} + \frac{B_3 H^3 - b_3 h^3}{6H},$$

$$W = 2 \cdot \frac{13{,}2 \cdot 27^3 - 8{,}6 \cdot 19{,}4^3}{6 \cdot 27} + \frac{(12{,}6 - 8{,}6)\,27^2}{6} = 2\,930 \ см^3.$$



Фиг. 438.

Отсюда

$$\sigma_b = \frac{268\,000}{2\,930} = 91{,}5 \ кг/см^2.$$

(Допускаемая величина — от 75 до 110 $кг/см^2$).

Поверка крышечных болтов. Восемь болтов внешнего диаметра $2^1/_4''$ (внутренний диаметр — 49 $мм$).

Сила затяжки болтов

$$P_d = 1{,}3\, p_z \frac{\pi D_f^2}{4}.$$

Эту величину при расчете самых болтов обычно увеличивают до $1{,}6\,P_z$ за счет скручивания болта при его затяжке. Тогда будем иметь

$$P'_d = 1{,}6 \cdot 35 \cdot \frac{\pi \cdot 43{,}6^2}{4} = 83\,700 \ кг.$$

Напряжение на разрыв

$$\sigma_s = \frac{83\,700 \cdot 4}{\pi \cdot 4{,}9^2 \cdot 8} = 555 \ кг/см^2.$$

(Допускаемая величина — от 400 до 600 $кг/см^2$).

4. ПОРШНИ

Поршни двигателей внутреннего сгорания в большинстве случаев служат не только для передачи давления газов на кривошипный механизм, но и выполняют роль крейцкопфа. Поэтому рабочая длина их должна быть такой, чтобы давление их на единицу трущейся поверхности не превосходило допускаемой величины.

Наибольшая величина нормального давления обычно не превосходит 8 — 10% давления вспышки P_z.

НБ УДУНТ (ДП)

Если L — полная длина поршня, а D — его диаметр (фиг. 439), то получим

$$\frac{N_{max}}{DL} \leqslant k, \tag{282}$$

где

$$k \leqslant 1{,}25 \ кг/см^2.$$

На основании изложенного находим

$$L \geqslant \frac{0{,}1\,P_z}{kD} = \frac{\pi D^2 p_z}{40k} \ см. \tag{283}$$

Расчет поршневого днища производится в предположении, что оно представляет круглую плиту, опирающуюся по окружности внутреннего диаметра поршня D_i и нагруженную равномерно давлением p_z (фиг. 438).

В опасном сечении, расположенном по диаметру круга, действуют два момента:

1) от силы давления P_z'

$$M_{b1} = \frac{P_z'}{2}\frac{4}{3}\frac{R_i}{\pi} = \frac{\pi R_i^2}{2} p_z \frac{4}{3}\frac{R_i}{\pi} = \frac{2}{3} R_i^3 p_z;$$

2) от реакции опоры

$$M_{b2} = \frac{P_z'}{2}\frac{2R_i}{\pi} = \frac{\pi R_i^2}{2} p_z \frac{2R_i}{\pi} = R_i^3 p_z;$$

отсюда

$$M_b = M_{b2} - M_{b1} = \frac{1}{3} R_i^3 p_z. \tag{284}$$

Для плоского днища толщиной δ

$$W = \frac{1}{6} D_i \delta^2,$$

так что

$$\frac{1}{3} R_i^3 p_z \leqslant \frac{1}{3} R_i \delta^2 k_b,$$

откуда

$$\delta = R_i \sqrt{\frac{p_z}{k_b}}, \tag{285}$$

или

$$\sigma_b = \frac{p_z R_i^2}{\delta^2}. \tag{286}$$

Величину k_b принимают:

для чугуна . . . . . 375 $кг/см^2$
„ стального литья . . . 500 „

Для пересчета R_i на диаметр поршня D обычно принимают

$$2R_i \approx 0{,}85\,D. \tag{287}$$

Если днище укреплено ребрами, то в уравнение изгиба следует вводить и соответствующий модуль сопротивления.

Толщина цилиндрической части стенки поршня принимается по формуле

$$\delta_1 \approx \frac{D}{30} + t + 1{,}0 \ см, \tag{288}$$

где t — глубина гнезда поршневого кольца (фиг. 439).

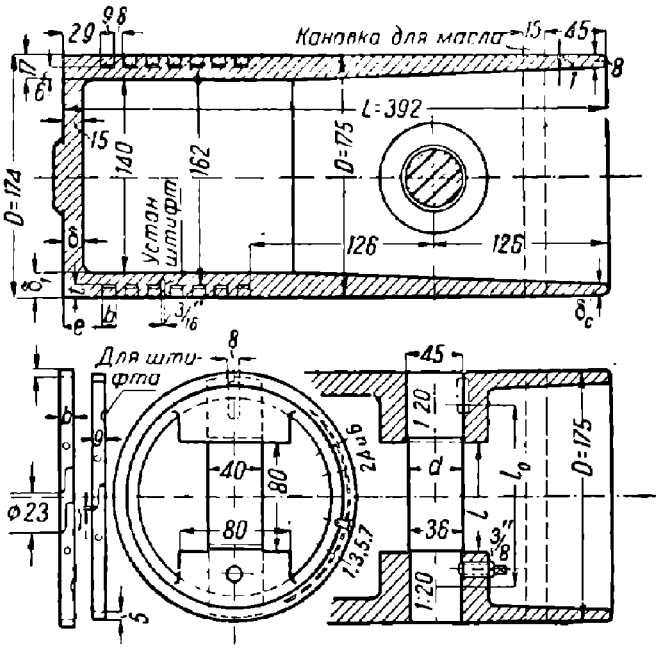
К открытому концу поршня толщина его стенки обычно уменьшается из соображений понижения веса и увеличения места для размаха шатуна.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Однако это уменьшение может начинаться лишь за последним гнездом кольца, и величина δ_0 на самом конце может быть взята от $^1/_2$ до $^1/_3\ \delta_1$ в зависимости от системы ребер и положения поршневого болта.

Ввиду более сильного нагрева части поршня, обращенной внутрь рабочего цилиндра, и большего вследствие этого расширения во время работы двигателя выполняют диаметр в его наиболее нагретой части:

$$D_1 = 0{,}995\,D \text{ до } 0{,}99\,D.$$



Фиг. 439.

Поршневые кольца, служащие для достижения герметичности рабочей полости, в целях их надежного охлаждения и предотвращения заклинивания и загорания должны быть размещены по части поршня, охлажденной с открытой стороны воздухом или водой. Поэтому для первого гнезда расстояние от кромки поршня $e \geqslant 1{,}2\,\delta$ до $1{,}5\,\delta$.

Промежуток между кольцами должен быть больше ширины кольца, чтобы иметь возможность в дальнейшем растачивать гнезда.

Глубина гнезда t должна обеспечивать небольшой зазор между кольцом и дном канавки в рабочем положении при разогревшемся в работе поршне.

Расчет поршневого болта производится в предположении, что он свободно лежит на опорах в поршневых гнездах и нагружен в середине сосредоточенным грузом P_z. Тогда (фиг. 439).

$$M_b = \frac{P_z l_0}{4} = \frac{\pi D^2}{16} l_0 p_z.$$

Для сплошного круглого болта

$$W \approx 0{,}1\ d^3,$$

откуда

$$0{,}1\ d^3 k_b \geqslant M_b$$

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{10\,M_b}{k_b}}, \tag{289}$$

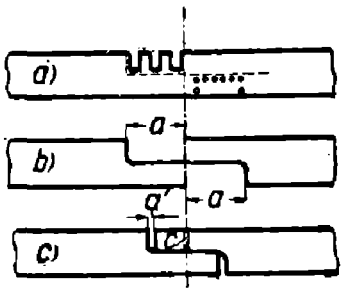
или

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{10}{16}\frac{\pi D^2 l_0 p_z}{k_b}}. \tag{290}$$

Принимая для литой стали $k_b = 800$ *кг/см²*, получим

$$d \geqslant \sqrt[3]{\frac{p_z D^2 l_0}{400}}\ см, \tag{291}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 440.

Обычно сила P_z распределяется по рабочей длине пальца l, и в таком случае изгибающий момент будет меньше

$$M_b = \frac{P_z}{2}\left(\frac{l_0}{2} - \frac{1}{4}\right).$$

При расчетах принимают $l = 0{,}7\,l_0$, откуда $l_0 = 1{,}43\,l$ и

$$M_b = 0{,}5\,P_z\left(\frac{1{,}43\,l}{2} - \frac{1}{4}\right) \approx 0{,}23\,lP_z,$$

или

$$d = \sqrt[3]{\frac{2{,}3\,lP_z}{k_b}} = \sqrt[3]{\frac{p_z D^2 l}{360}}\ см. \qquad (292)$$

Длина шейки определяется из соображений напряжения изнашивания; эта последняя величина в момент сгорания должна быть не больше 125—130 *кг/см²*. Таким образом

$$l \geqslant \frac{P_z}{dk_{max}}. \qquad (293)$$

Поршневые болты изготовляются из литой стали с поверхностной закалкой.

Поршневые гнезда и соответственные поверхности болта делаются либо слегка коническими, либо цилиндрическими, а самый поршневой болт закрепляется помощью нажимных винтов или специальными нажимными приспособлениями.

Поршневые кольца выполняются в виде самопружинящих чугунных колец небольшой ширины.

Если внешний диаметр кольца, вставленного в цилиндр, будет $D = 2r$ *см*, средний радиус его $r_m = \frac{D-s}{2}$ и допускаемое напряжение материала — k_b *кг/см²*, то толщина кольца s определится из соотношения

$$\frac{r}{s} = \frac{D}{2s} = \sqrt{\frac{k_b}{12\,p}} + 0{,}5,$$

откуда

$$s = \frac{0{,}5\,D}{\sqrt{\frac{k_b}{12\,p}} + 0{,}5}. \qquad (294)$$

Допустимое напряжение k_b относится к опасному сечению, расположенному против стыка кольца, и принимается от 800 до 1 200 *кг/см²*.

Давление p кольца на стенки цилиндра принимается от 0,25 до 0,5 *кг/см²* и находится в обратной зависимости от скорости поршня.

Наибольшее напряжение появляется в кольце при его надевании на поршень. Это возможно, когда

$$\frac{r_m}{s} \geqslant \sqrt{\frac{E}{2{,}5\,k_b}}, \qquad (295)$$

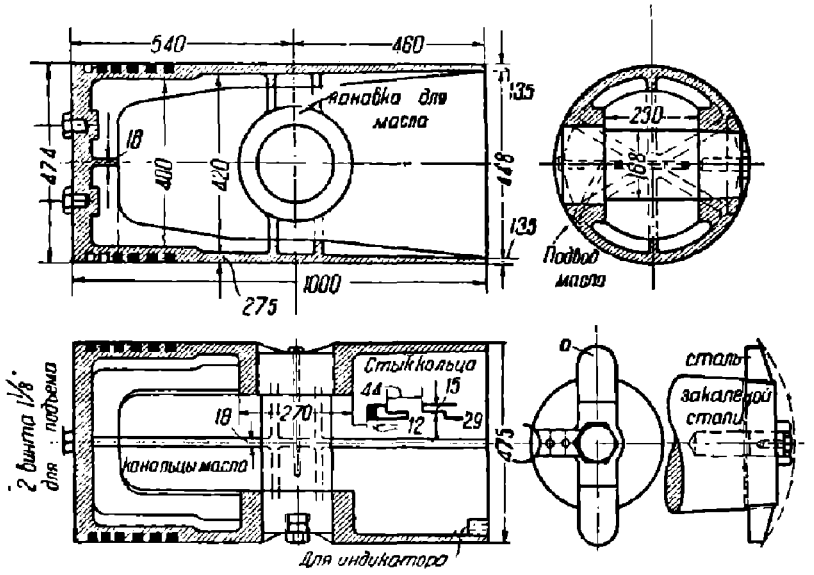
откуда, принимая для чугуна $E = 800\,000$ *кг/см²*,

$$s \geqslant r_m \frac{\sqrt{k_b}}{560}. \qquad (296)$$

Длина выреза кольца

$$a = 9{,}5\ r_m \frac{rk_b}{sE} \qquad (297)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 441. Поршень двигателя Гюльднера.

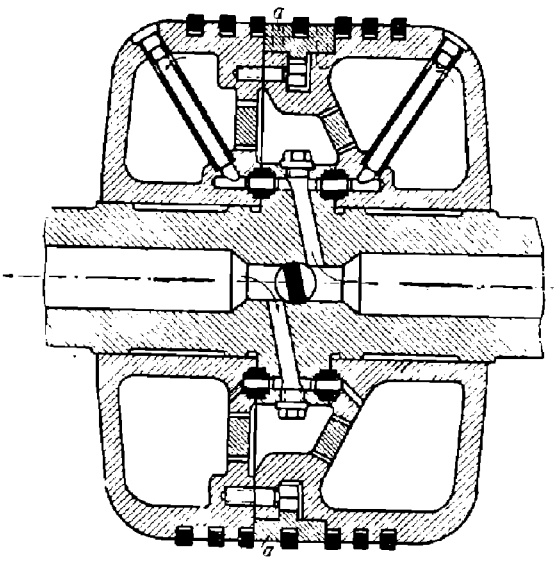
в свободном состоянии (фиг. 439, 440). Ширина кольца принимается

$$b = 1{,}5\,s \text{ до } 0{,}75\,s \qquad (298)$$

в зависимости от числа колец.

При вставленном кольце должен быть предвиден зазор на расширение от нагревания a', который принимается

$$a' = 0{,}006\,D \text{ до } 0{,}0075\,D. \qquad (299)$$

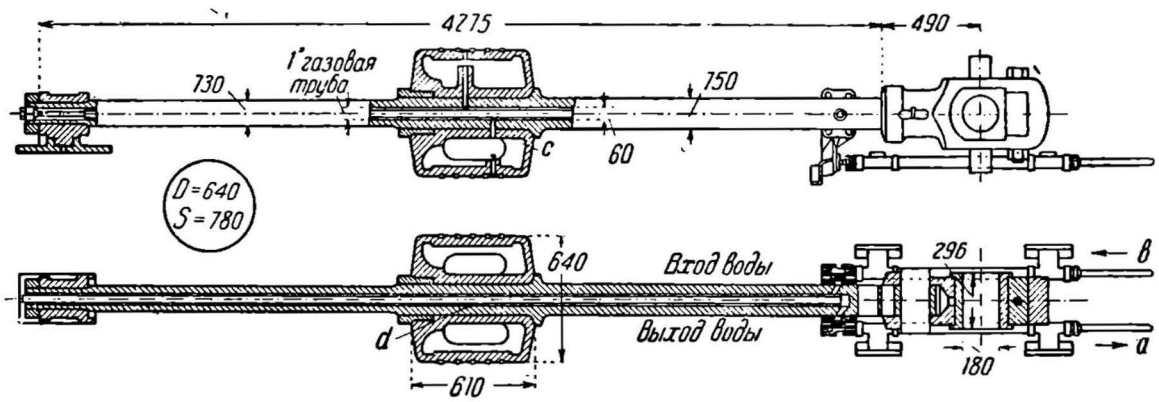


Фиг. 442. Охлаждаемый поршень двигателя завода Рейнгардт.

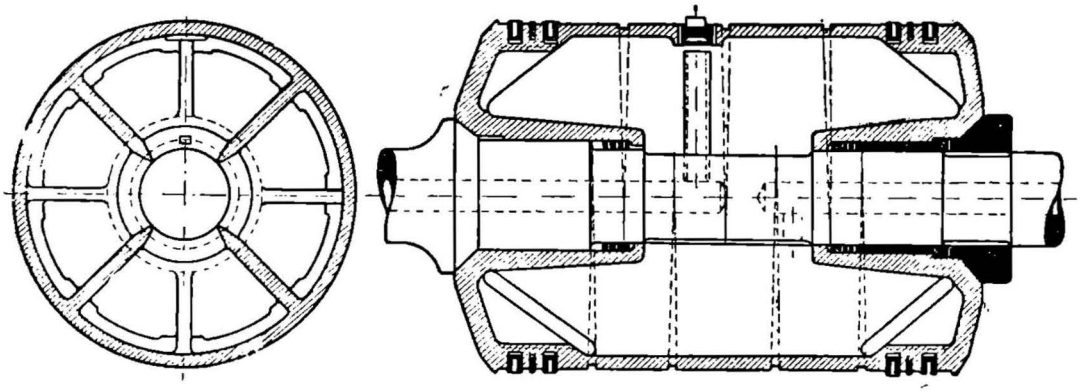
Примером выполнения поршня, непосредственно связанного с шатуном, может служить поршень 100-сильного вертикального газового двигателя Гюльднера, представленный на фиг. 441. Для восприятия крутящего момента поршневого пальца, возникающего от сил трения шатуна, в конструкции предусмотрена щеколда a, входящая в тело поршневого болта и поршня. Достаточное охлаждение подобных поршней достигается воздухом, омывающим поршень со стороны коленчатого вала. В двигателях двойного действия, где поршень является лишь уплотняющим органом, длина его делается значительно меньше. В данном случае необходимо искусственное охлаждение поршня и штока водой.

На фиг. 442 дан охлаждаемый поршень четырехтактного двигателя двойного действия завода Рейнгардт. Поршень для удобства съемки со скалки составлен из двух частей, стянутых болтами. Для предохранения головок болтов от действия высоких температур они прикрыты разъемным кольцом a, привернутым к телу поршня несколькими шурупами. Охлаждающая вода подается, с одной стороны, по полому штоку, затем по наклонному каналу подводится к обеим половинам поршня и через две наклонные трубки отводится через другую часть штока.

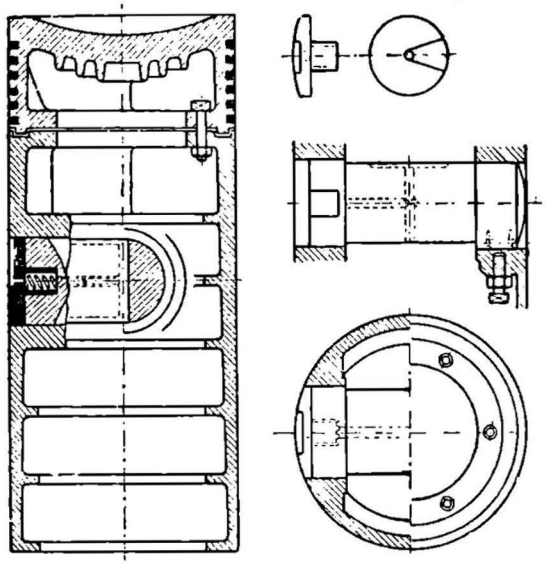
В двигателях Дейтца двойного действия охлаждающая поршень и шток вода подводится и отводится с одной стороны поршня у крейцкопфа, для чего в полый



Фиг. 443. Охлаждаемый поршень завода Дейтц.



Фиг. 444. Поршень двухтактного двигателя Кертинга.



Фиг. 445. Составной поршень двигателя Дизеля.

шток вставлена отводная трубка (фиг. 443). Вода поступает по трубке *b* в полость штока, откуда по отверстиям *c* в штоке и поршне — в полость последнего. Далее вода переходит в полость левой части штока, отделенной помощью уплотнения *d* от полости его правой части, откуда отводится по вставленной трубке и отводной трубке *a*. Поршень закрепляется на штоке помощью конуса и гайки.

В двухтактном двигателе двойного действия Кертинга длина поршня (фиг. 444), являющегося вместе с тем распределительным органом, выполняется значительно большей, чем в описанных конструкциях поршней двигателей двойного действия. При креплении в поршне вызываются напряжения сжатия, дающие возможность выдерживать силы инерции заключенной значительной массы воды. Видимые на чертеже ребра служат для придания поршню достаточной жесткости и для направления воды в наиболее горячие его части.

РЕПОЗИТОРИЙ УГТУ (ДГТУ)

Поршни небольших двигателей Дизеля простого действия выполняются подобно поршню, показанному на фиг. 441.

В более крупных машинах того же типа поршень (фиг. 445) выполняется составным; днище является легко сменной частью.

5. ШАТУНЫ

Шатуны крупных машин выполняются либо с круглым, иногда полым, сечением из литой стали, либо с фасонным сечением (двутавровым), полученным отливкой из стального литья или ковкого чугуна.

Стержень шатуна рассчитывается на продольный изгиб по формуле Эйлера:

$$P = \frac{1}{\sigma} P_z = \frac{\pi^2 EJ}{\sigma L^2} \text{ кг}, \tag{300}$$

где P_z — разрушающая нагрузка;

σ — степень надежности, принимаемая в пределах 15—20;

E — модуль упругости материала;

L — длина шатуна между осями шейки вала и поршневого (крейцкопфного) болта;

J — наименьший экваториальный момент инерции сечения шатуна;

P — максимальное усилие по оси шатуна, имеющее место за цикл двигателя.

Принимая для литой стали $E = 2\,000\,000$ *кг/см*^{2}, $\sigma = 20$, $\pi^2 = 10$ и считая максимальную силу $P = P_z$, получим формулу

$$P_z = \frac{\pi^2 EJ}{\sigma L^2} = \frac{10 \cdot 2\,000\,000\, J}{20 \cdot L^2} \approx \frac{10^6 \cdot J}{L^2} \text{ кг}. \tag{301}$$

Для круглого сечения, имеющего $J = \frac{\pi d^4}{64} \approx \frac{d^4}{20}$,

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{20 P_z L^2}{10^6}} \approx \sqrt[4]{\frac{P_z L^2}{50\,000}} \text{ см}. \tag{302}$$

Приближенные формулы для двигателей с нормальными диаграммами принимают вид:

для двигателей, работающих по циклу Отто [$p_z = 25$ *ат*; $P_z = 20\ D^2$],

$$d = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{2\,500}} = \sqrt{\frac{DL}{50}} \text{ см}, \tag{303}$$

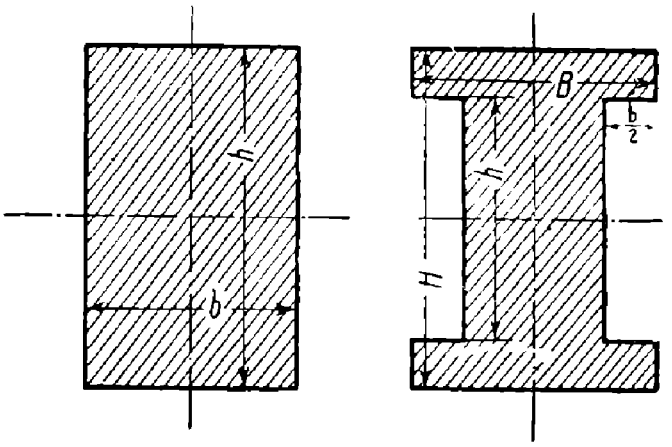
для двигателей Дизеля [$p_z = 35$ *ат*; $P_z = 30\ D^2$]

$$d = \sqrt[4]{\frac{D^2 L^2}{1\,570}} \approx \sqrt{\frac{DL}{40}} \text{ см}. \tag{304}$$

Определенный по вышеприведенным формулам диаметр должен быть осуществлен на расстоянии 2/5 длины шатуна, считая от кривошипной головки. К поршневой головке диаметр стержня шатуна уменьшается до 0,75 d. К кривошипной головке диаметр увеличивается в зависимости от конструкции таковой.

Для прямоугольных сечений шатуна (фиг. 446) $J_{\min} = \frac{b^3 h}{12}$, причем отношение $\frac{h}{b}$ выбирается в пределах от 1,7 до 2. Для случая $\frac{h}{b} = 1{,}9$ формула (301)

НБ УДУНТ (ДИТ)



Фиг. 446.

принимает вид

$$P_z = \frac{83\,500\,b^3h}{L^2} \approx 160\,000 \cdot \frac{b^4}{L^2}, \tag{305}$$

откуда

$$b = \sqrt[4]{\frac{P_z L^2}{160\,000}}\ см, \tag{306}$$

а для нормальных диаграмм для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_z = 25\ am$),

$$b = \sqrt[4]{\frac{D^2L^2}{8\,000}} \approx \sqrt{\frac{DL}{90}}, \tag{307}$$

и для двигателей Дизеля ($p_z = 35 - 38\ am$)

$$b = \sqrt[4]{\frac{D^2L^2}{5\,350}} \approx \sqrt{\frac{DL}{75}}. \tag{308}$$

Для двутавровых сечений (фиг. 446) экваториальные моменты инерции получаются по формулам:

$$J_{max} = \frac{BH^3 - b^3h}{12}\ см^4 \tag{309}$$

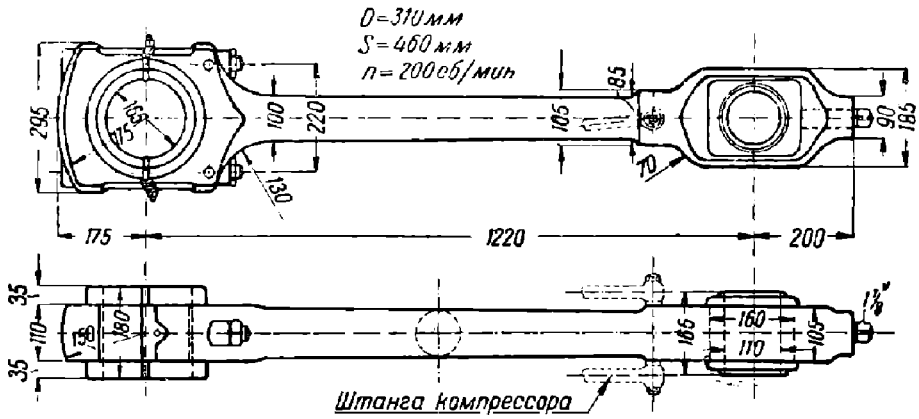
и

$$J_{min} = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{12}\ см^4. \tag{310}$$

Поверка прочности шатуна производится по J_{min}. Сечение, надежное на продольный изгиб силой P_z, получается достаточно прочным на растяжение той же силой в двигателях двойного действия.

Крышечные болты шатуна в двигателе простого действия нагружаются силами инерции поступательно движущихся частей, силами трения, разрежением всасывания и предварительной затяжкой, а в двигателях двойного действия еще и давлением на поршень со стороны вала. В двухтактных двигателях простого действия крышечные болты в условиях нормальной работы испытывают только усилия от предварительной затяжки, так как на поршень действует все время давление газов в цилиндре, превышающее в нормальном выполнении направленные обратно силы инерции. Лишь при отсутствии сжатия (заевший клапан, открытый индикаторный кран и пр.) могут появиться усилия, растягивающие болты. Ввиду больших разрушений, вызываемых обрывом шатунных болтов, последние рассчитывают с большим запасом прочности, придавая им размеры, достаточные для выдерживания усилия,

НГТУ (АТ)



Фиг. 447. Шатун вертикального двигателя Дизеля.

равного давлению на поршень в 15 *ат*[1] для двигателей простого действия. Ввиду возможности ударного действия нагрузки материалом берется либо литое железо лучшего качества, либо мягкая сталь. Напряжение на разрыв для надежности допускается не свыше 500 *кг/см²* для стали и 350 *кг/см²* для железа. Выполнение крышечных болтов должно быть самое тщательное, не допускающее каких-либо перекосов от неправильного прилегания головки и гайки. Резьба нарезается мелкая ленточная или мелкая треугольная. Фёппль (Föppl) дает нижеследующую таблицу для резьбы шатунных болтов.

Таблица 69

Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1″	Внутренн. диаметр в *мм*	Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1″	Внутренн. диаметр в *мм*	Внешний диаметр в дюймах	Число ниток на 1″	Внутренн. диаметр в *мм*
1	11	23,0	2	7	46,3	3	6	71,6
1 1/8	10	25,8	2 1/8	6	48,6	3 1/8	5	73,5
1 1/4	9	28,4	2 1/4	6	52,6	3 1/4	5	76,5
1 3/8	8	30,9	2 3/8	6	55,6	3 3/8	5	79,5
1 1/2	8	34,9	2 1/2	6	58,6	3 1/2	5	82,5
1 5/8	7	37,3	2 5/8	6	61,6	3 5/8	5	86,5
1 3/4	7	40,3	2 3/4	6	64,6	3 3/4	5	89,5
1 7/8	7	43,3	2 7/8	6	68,6	3 7/8	4,5	91,8
						4	4,5	94,8

Гайки должны снабжаться надежными замками.

Вкладыши кривошипной головки обычно изготовляются из чугуна или стального литья с заливкой баббитом, вкладыши поршневой головки — из фосфористой бронзы.

На фиг. 447 представлен шатун вертикального двигателя Дизеля в 40 *л. с.*

Стержень шатуна — круглый, кризошипная головка — разъемная (на двух болтах), поршневая головка — цельная.

[1] Гюльднер рекомендует болты всех двигателей рассчитывать на нагрузку P_z.

НБ УДУНТ (ДПТ)

6. КОРЕННЫЕ ВАЛЫ

Коренные валы нагружены силами давления газов, передающимися через шатун, силами инерции поступательно движущихся частей шатуна, противовеса и весом маховика. Обычно при учете сил инерции шатуна его массу распределяют по его двум головкам, относя две трети ее к цапфе кривошипа и одну треть к поступательно движущимся частям. При определении сил инерции воспользуемся графическим методом исследования.

Если OBA (фиг. 448) представляет кривошипный механизм, уменьшенный в k раз, то, приняв отрезок BO за вектор, представляющий скорость точки B, получим скорость точки A из треугольника (плана) скоростей πBO в виде отрезка πO. Масштаб плана скоростей равен $\frac{\omega k}{10^3}$, где ω — угловая скорость вращения кривошипа. Построив планы скоростей для ряда положений кривошипного механизма и отложив векторы скоростей точек A на соответствующих их положениях, получаем диаграммы скоростей поршня. Масштаб путей 1 *мм* $= \frac{k}{10^3}$ *м* и скоростей 1 *мм* $-\frac{\omega \cdot k}{10^3}$ *м/сек.*

Ускорения точки A получаем из треугольников (планов) ускорений, построение которых дано на фиг. 449. В плане ускорений OBa BO — вектор, представляющий ускорение точки B, а aO — вектор, дающий ускорение точки A. Масштаб плана ускорений $-\frac{\omega^2 k}{10^3}$. Откладывая соответствующие векторы ускорений точки A, считая положительными — ускорения, а отрицательными — замедления, получим диаграмму ускорения точки A.

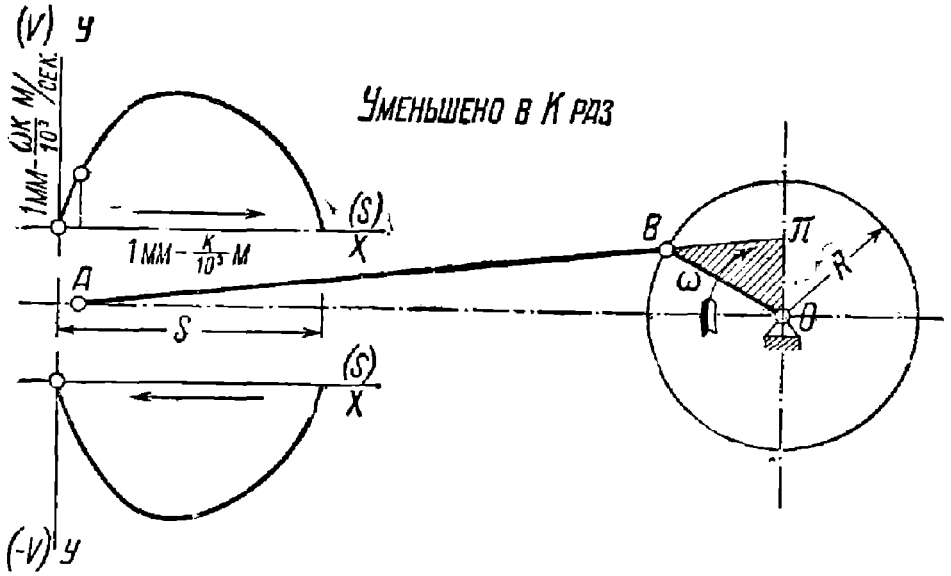
Из соотношения $P = -mj$, где P — сила инерция, j — ускорения, а m — масса ускоряемого тела, видно, что диаграмма ускорений (фиг. 449), взятая с обратным знаком, дает в новом масштабе диаграмму сил инерции поступательно движущихся деталей.

Как выше было указано, в массу поступательно движущихся частей включается от $^1/_3$ до $^1/_2$ массы шатуна.

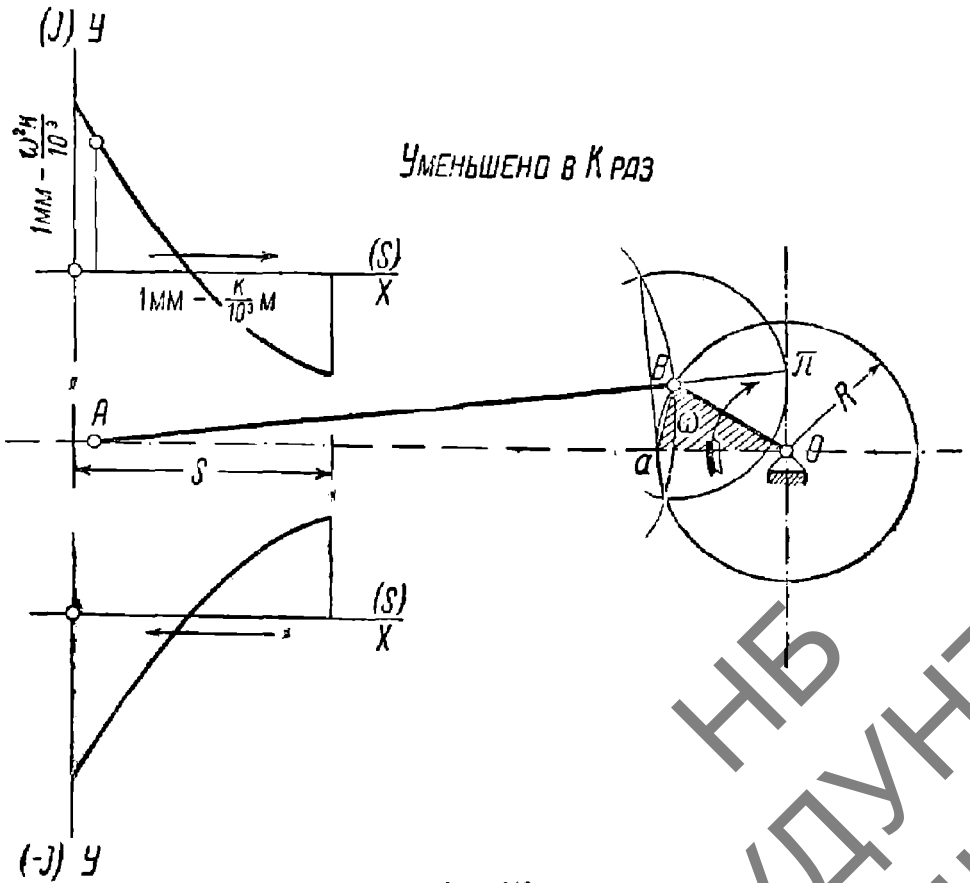
Таблица 61

Типы машин	Двигатели, работающие по циклу Отто	Двигатели Дизеля
I. Двигатели простого действия		
без крейцкопфа $S < 1{,}5\ D$	0,4 —0,6	0,4 —0,6
„ „ $S > 1{,}5\ D$	0,6 —0,75	0,7 —0,8
с крейцкопфом ($S = 1^1/_2 - 1^1/_3\ D$)	0,9 —1,2	1,0 —1,3
Двухцилиндровые тандем	1,25—1,5	1,35—1,6
II. Двигатели двойного действия		
Одноцилиндровые без задних параллелей	1,0 —1,25	—
Одноцилиндровые с задними параллелями	1,2 —1,4	1,3 —1,5
Двухцилиндровые тандем	1,5 —1,8	1,6 —1,0
Трехцилиндровые (1 цил. воздуходувки)	2,0	—

НБ УДУНТ (ДІТ)

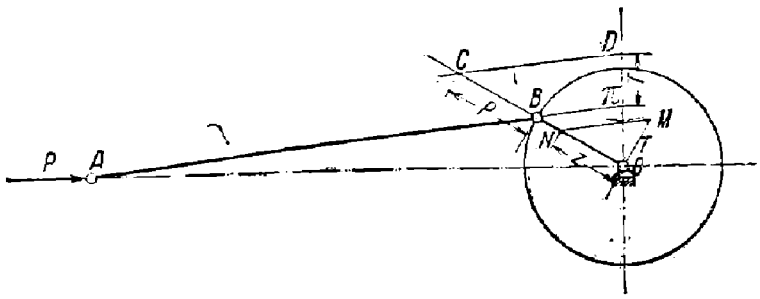


Фиг. 448.

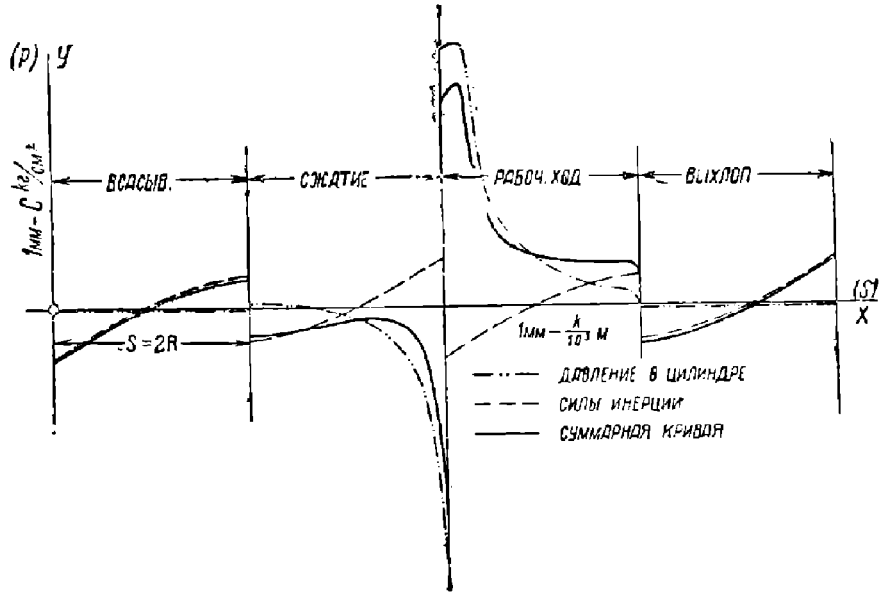


Фиг. 449.

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 450.



Фиг. 451. Диаграмма усилий на поршень.

Гюльднер дает вес поступательно движущихся частей, отнесенный к 1 *см* площади поршня, согласно табл. 61.

Масштаб диаграммы сил инерции поступательно движущихся частей, отнесенных к 1 $см^2$ площади поршня, называемых также давлениями сил инерции (диаграмма ускорений, взятая с обратным знаком), получается

$$1\ мм = \frac{G_0}{g}\frac{\omega^2 \cdot k}{10^3} = m_0\frac{\omega^2 k}{10^3}\ кг/см^2,$$

где G_0 — вес поступательно движущихся частей, отнесенный к 1 $см^2$ площади поршня,

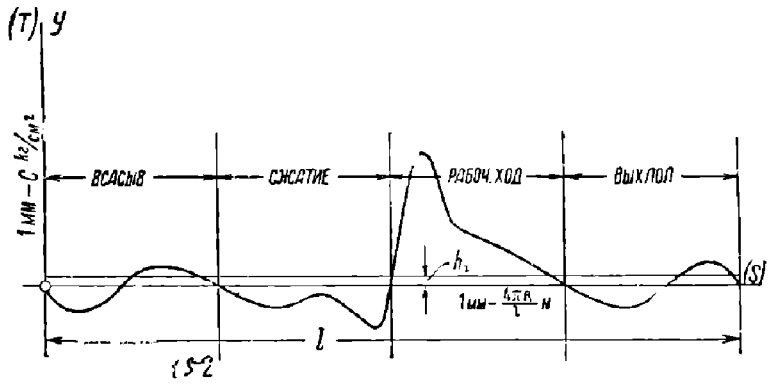
g — ускорение силы тяжести;

m_0 — масса поступательно движущихся частей на 1 $см^2$ поршня.

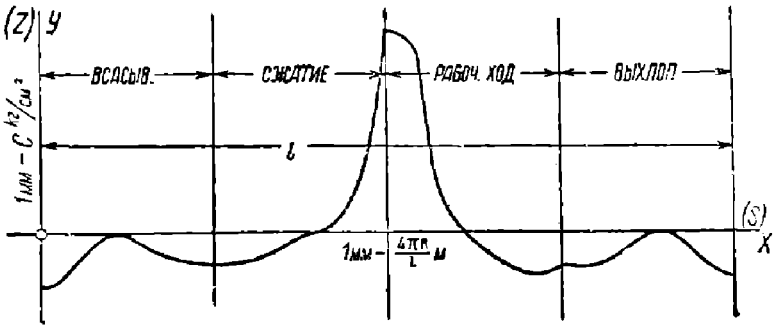
Как видно, масштаб диаграммы давлений сил инерции, а следовательно, и величина силы инерции, возрастает с квадратом угловой скорости или с квадратом числа оборотов.

Шатун передает на коленчатый вал усилие, равное алгебраической сумме силы давления газов и силы инерции поступательно движущихся частей. Силу,

НБ УДУНТ (ДГТ)



Фиг. 452. Диаграмма тангенциальных усилий.



Фиг. 453. Диаграмма нормальных усилий.

действующую на коленчатый вал, разлагают на две — тангенсиальную и нормальную- рассматривая действие той и другой в отдельности. Графическое определение тангенсиального усилия указано на фиг. 450. На той же диаграмме указано определение нормального усилия. В основу построения положено условие равенства секунд, ных работ сил, приложенных в точках A и B:

$$Pv_A = Tv_B; \tag{311}$$

отложив на продолжение радиуса OB отрезок BC, представляющий усилие, действующее на точку A, и проведя CD параллельно направлению шатуна, получаем на вертикали через ось вращения кривошипа отрезок πD, представляющий в том же масштабе тангенсиальное усилие. Правильность построения вытекает из параллельности прямых CD и $B\pi$ и свойства треугольника скоростей $BO\pi$:

$$\frac{CB}{BO} = \frac{D\pi}{\pi O};\ CB \cdot \pi O = D\pi \cdot BO;\ Pv_A = Tv_B.$$

Построение нормального усилия ясно из фиг. 450.

Произведя указанное построение для ряда последовательных положений кривошипного механизма, получаем диаграммы тангенсиальных и нормальных усилий на коленчатый вал. Сложение давлений газов на поршень с давлениями сил инерции производится на диаграмме усилий на поршень, построенный по развернутому пути его, в которой те и другие силы наносят в одном и том же масштабе, считая силы, направленные по скорости, положительными, и наоборот. На фиг. 451, 452 и 453 дано построение указанных диаграмм для одноцилиндрового четырехтактного двигателя Дизеля в предположении, что вес поступательно движущихся частей составляет $G_0 = 0{,}6$ *кг/см²*.

НБ УГНТ (ДГТ)

РАСЧЕТ ШЕЕК КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА СМЯТИЕ И НАГРЕВ

Допускаемое удельное давление смятия на проекцию поверхности шейки ограничено условием сохранения слоя смазки между шейкой и подшипником. Расчет ведется по формуле

$$P = kdl, \tag{312}$$

где P — давление на шейку в *кг*;
d — диаметр шейки в *см*;
l — ее длина в *см*.

Нагрев шеек происходит за счет работы трения на их поверхности, равной

$$A = P\mu v \ кгм/сек,$$

где P — среднее усилие на шейку;
μ — коэфициент трения;
v — средняя скорость поверхности шейки по отношению к подшипнику.

Относя работу трения к единице проекции шейки, получаем

$$A_r = \frac{P}{dl}\mu v = kv\mu \ кгм/сек \cdot см^2. \tag{313}$$

Для практических расчетов поверку шейки на нагрев производят по величине kv. Допустимый предел этой величины зависит от нагрузки, качества выполнения, смазки, материала трущихся частей и интенсивности отвода тепла. Расчетная формула принимает вид

$$kv = \frac{P}{dl}\frac{\pi dn}{60 \cdot 100} = \frac{P\pi n}{6\,000\,l}. \tag{314}$$

Как видно, kv не зависит от диаметра шейки.

Цапфа кривошипа. На смятие расчет ведется по формуле (312), считая по максимальному давлению вспышки:

$$k = \frac{P_z}{dl} = \frac{p_z \cdot 0{,}785\,D^2}{dl} \leqslant 100 \ кг/см^2. \tag{315}$$

Расчет на нагрев по формуле 258 должен вестись по среднему давлению на цапфу P_m. С достаточной степенью точности среднее давление может быть определено по средней величине индикаторных давлений за отдельные такты цикла:

$$P_m = 0{,}785\,D^2 p_m, \tag{316}$$

где

$$p_m = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + p_4}{4} \ кг/см^2 \tag{317}$$

для четырехтактного цикла.

Гюльднер дает величины p_m и P_m при нормальной нагрузке: для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_i = 5{,}8 \ ат$),

$$p_m = 4{,}25 \ кг/см^2; \ P_m = 4{,}25 \cdot 0{,}785\,D^2 \approx 3{,}5\,D^2 \ кг, \tag{318}$$

для двигателей, работающих по циклу Дизеля ($p_i = 6{,}5 \ ат$),

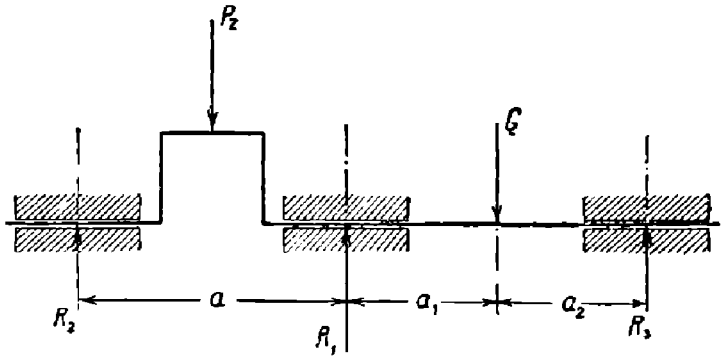
$$p_m = 5{,}25 \ кг/см^2; \ P_m = 5{,}25 \cdot 0{,}785\,D^2 \approx 4{,}2\,D^2 \ кг. \tag{319}$$

Расчетные формулы принимают вид

$$kv = \frac{P_m\pi n}{6\,000\,l} \approx \frac{P_m n}{1\,900\,l} \approx \frac{p_m D^2 n}{2\,400\,l}; \ l_{\min} = \frac{p_m D^2 n}{2\,400\,kv} \ см, \tag{320}$$

или для нормальных диаграмм:

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 454.

для двигателей, работающих по циклу Отто,

$$kv = \frac{4{,}25\,D^2n}{2\,400\,l} \approx \frac{D^2n}{550\,l}\ кгм/сек, \tag{321}$$

и

$$l \geqslant \frac{D^2n}{550\ kv}\ см; \tag{322}$$

для двигателей Дизеля

$$kv = \frac{5{,}25\,D^2n}{2\,400\,l} \approx \frac{D^2n}{450\,l}\ кгм/сек, \tag{323}$$

и

$$l \geqslant \frac{D^2n}{450\ kv}\ см. \tag{324}$$

Для стационарных двигателей с обычным выполнением подшипника и смазки kv можно доводить до 30—35 *кгм/сек*. При циркуляционной смазке и особых мерах для охлаждения шейки kv может достигать значений, значительно превышающих указанный предел.

Шейки коренных подшипников. Расчет шеек коренных подшипников на смятие и нагрев производится на основании тех же положений, что и расчет шатунных шеек. Сила, действующая на каждый подшипник, определяется как реакция опоры коленчатого вала, считая наиболее неблагоприятную схему нагрузки (одинаковое направление действия силы давления газов и веса маховика). Размеры определяются по наиболее нагруженному подшипнику, прилегающему к маховику; остальные коренные подшипники обычно выполняются тех же размеров. Тогда по схеме фиг. 454 усилие в момент давления вспышки на подшипник будет:

для вала без выносного подшипника

$$R_1 = 0{,}5\ \ P_z + G\ \frac{a + a_1}{a}, \tag{325}$$

для вала с выносным подшипником

$$R_1 = 0{,}5\ P_z + G\ \frac{a_2}{a_1 + a_2}; \tag{326}$$

где G — вес маховика. Формула для расчета на смятие

$$k = \frac{R_1}{dl};\ k \leqslant 100\ кг/см^2. \tag{327}$$

Для расчета на нагрев средняя сила принимается равной для указанных двух схем нагрузки:

$$R_m = 0{,}5\,P_m + G\ \frac{a + a_1}{a} \tag{328}$$

НБ УДУНТ (ДПТ)

и

$$R_m = 0{,}5P_m + G\,\frac{a_2}{a_1 + a_2}; \qquad (329)$$

$kv \leqslant 15$ для обычно выполняемой кольцевой смазки.

В выносном подшипнике обычно k не превышает 30 $кг/см^2$.

РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ НА КРЕПОСТЬ

Валы одноцилиндровых двигателей. Поверка прочности валов одноцилиндровых двигателей производится для двух положений кривошипного механизма:

1. В мертвом положении в момент вспышки по максимальному давлению вспышки. Силы инерции во внимание не принимаются, так как при малом числе оборотов двигателя во время пуска в ход они крайне незначительны.

2. В момент максимального крутящего момента, обычно наступающего после мертвой точки через 35—36° для двигателей, работающих по циклу Отто, и 32—35° для двигателей Дизеля. В данном положении нормальные силы Z и тангенсиальные силы T для обычных диаграмм достигают значений:

Двигатели, работающие по циклу Отто	Двигатели, работающие по циклу Дизеля
$T = 0{,}4\ P_z$;	$T = 0{,}6\ P_z$;
$Z = 0{,}48\ P_z$;	$Z = 0{,}7\ P_z$.

(330)

Расчет ведется в предположении совершенной жесткости вала и приложения сил по геометрической оси элементов, например, силы шатуна считаются приложенными по его оси, а реакции опор — посредине рабочей длины шеек.

ВАЛЫ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ БЕЗ ВЫНОСНОГО ПОДШИПНИКА

Коленчатые валы одноцилиндровых двигателей без выносных подшипников, выполняющиеся для небольших мощностей — до 15—20 *л. с.*, поддаются исследованию как статически определенные системы. По действующим силам — усилию по шатуну, весу маховика (весом ременного шкива и натяжением ремня пренебрегаем) — обычным способом легко определяются реакции подшипников. По данным силам ведется расчет основных сечений.

1. Напряжения в мертвой точке при давлении вспышки p_z.

Цапфа кривошипа. Цапфа кривошипа нагружается:

от поршневого усилия P_z — изгибающим моментом M_{b1};
от веса маховика G — изгибающим моментом M_{b2}.

В горизонтальных машинах цапфа, кроме того, нагружается крутящим моментом от веса G маховика.

На фиг. 455 даны схемы действия сил на вал горизонтального и вертикального двигателей.

Реакции опор равны:

$$R_p = \frac{P}{2},$$

$$R_{gI} = G\,\frac{a_1}{a},$$

$$R_{gII} = G\,\frac{a + a_1}{a}$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

и указанные моменты получаются:

$$M_{b1} = \frac{P_z a}{4} \quad кгсм$$

$$M_{b2} = \frac{R_{gI} a}{2}$$

и

$M_d = R_{gI} r$ (в горизонтальных двигателях).

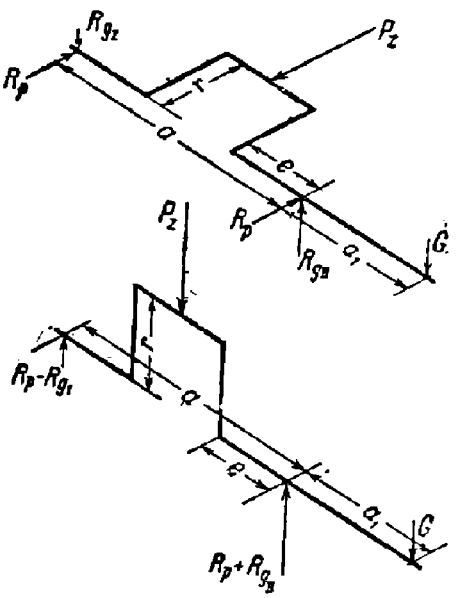
В вертикальных двигателях с обычным расположением (цилиндр над валом) эти моменты вычитаются, и результирующий (суммарный) момент

$$M_r = M_{b1} - M_{b2}. \qquad (331)$$

В горизонтальных машинах моменты M_{b1} и M_{b2} действуют в двух взаимноперпендикулярных плоскостях. Равнодействующий момент

$$M_b = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{b2}^2} \quad кгсм. \qquad (332)$$

Моменты M_b и M_d можно сложить по формуле Баха в результирующий момент:



Фиг. 455.

$$M_r = 0{,}35\, M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + \alpha M_d^2} \quad кгсм. \qquad (333)$$

Коэффициент $\alpha = \frac{k_b}{1{,}3 k_d}$; для стали с $k_b \approx 900$ кг/см² и $k_d \approx 700$ кг/см² $\alpha = \frac{900}{1{,}3 \cdot 700} \approx 1$, и его можно не вводить.

По результирующему моменту M_r определяется напряжение в шейке на изгиб:

$$\sigma_b = \frac{M_r}{W} \quad кг/см^2,$$

где

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1\, d^3,$$

$$\sigma_b = \frac{10\, M_r}{d^3}. \qquad (334)$$

Расчет на один лишь изгибающий момент M_{b1} дает приближенную формулу

$$\sigma_b = \frac{M_{b1}}{W} = \frac{P_z a}{4W} = \frac{2{,}5\, P_z a}{d^3} \quad кг/см^2. \qquad (335)$$

При $\sigma_b = 1\,000$ кг/см²,

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_z \cdot a \cdot 2{,}5}{1\,000}} = \sqrt[3]{\frac{P_z a}{400}} \quad см. \qquad (336)$$

Для $a = 2{,}2\, D$ — обычное соотношение размеров — получаем примерный размер шейки вала:

для двигателей, работающих по циклу Отто ($p_z = 25$ *ат*; $P = 20\, D^2$),

$$d = \sqrt[3]{\frac{20 \cdot D^2 \cdot 2{,}2 \cdot D}{400}} \approx 0{,}48\, D, \qquad (337)$$

для двигателей Дизеля ($p_z = 38$ *ат*; $P_z = 30\, D^2$)

$$d = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot D^2 \cdot 2{,}2 \cdot D}{400}} \approx 0{,}55\, D. \qquad (338)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

Плечи колен. В момент вспышки в мертвой точке плечи колена подвергаются сжатию и изгибу, а в горизонтальных машинах — еще и кручению. Напряжением сжатия ввиду его незначительности можно пренебречь. Более нагруженным является плечо, ближайшее к маховику. Действующие моменты будут:

изгибающий от силы P_z

$$M_{b1} = \frac{P_z}{2} e;$$

изгибающий от R_{gI}

$$\begin{cases} M_{b2} = R_{gI}\ (a - e) — \text{вертикальный двигатель,} \\ M_{b2} = R_{gI}\ r — \text{горизонтальный двигатель.} \end{cases}$$

В горизонтальных машинах, кроме того, крутящий момент от R_{gI}

$$M_d = R_{gI}\ (a - e).$$

В вертикальных машинах моменты M_{b1} и M_{b2} действуют в одной плоскости, при обычном выполнении вычитаясь один из другого, давая суммарный момент

$$M_b = M_{b1} - M_{b2}$$

Наиболее напряженной является широкая сторона сечения плеча

$$\sigma_b = \frac{M_b}{\frac{1}{6} b^2 h}.$$

В плече колена горизонтальных машин вызываются напряжения:
изгиба от M_{b1}

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b1}}{\frac{1}{6} b^2 h}$$ — в широкой стороне сечения плеча колена;

изгиба от M_{b2}

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{b2}}{\frac{1}{6} h^2 b}$$ — в узкой стороне сечения плеча колена,

кручения от M_d

$$\tau = \frac{M_d}{\frac{2}{9} b^2 h}$$ — в середине широкой стороны сечения плеча колена

(b — толщина плеча — размер в направлении оси коленчатого вала; h — ширина плеча — размер в плоскости вращения).

Таким образом в отдельных точках сечения суммируются напряжения:
в двух наиболее напряженных углах сечения $\sigma_b = \sigma_{b1} + \tau_{b2}$.
в середине широкой стороны плеча σ_{b1} и τ,
„ узкой σ_{b2} и $\tau_1 = \tau \frac{b}{h}$.

Нормальные и тангенсиальные напряжения дают результирующее сложное нормальное напряжение.

По формуле Баха

$$\sigma_r = 0{,}35\sigma_b + 0{,}65\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}. \qquad (339)$$

Толщина плеча b (меньший размер сечения) для машин с маховиком на весу берется

$$b \geqslant 0{,}75d \qquad (340)$$

НБ УДУНТ (ДГТ)

(d — диаметр шейки).

Ширина плеча $h = 1\frac{1}{4}\ d$ до $1\frac{1}{3}d$. (341)

Отношение $\frac{h}{b}$ колеблется от 2,2 до 2,5.

2. Напряжения при наибольшей величине крутящего момента

Положение кривошипа и величины тангенсиальных и нормальных усилий при максимальном крутящем моменте для нормальных диаграмм даны выше [формулы (330)].

Цапфа кривошипа подвергается действию:

изгибающего момента от силы T

$$M_{b1} = \frac{Ta}{4},$$

изгибающего момента от силы Z

$$M_{b2} = \frac{Za}{4};$$

крутящего момента от реакции силы T

$$M_d = R_T l$$

$$\left(R_T \text{— реакция подшипника от силы } T;\ R_T = \frac{T}{2}\right)$$

Моментами от веса маховика пренебрегаем ввиду его относительно незначительного влияния на результирующие напряжения.

Моменты M_{b1} и M_{b2}, действующие в двух взаимноперпендикулярных плоскостях, дадут в сумме момент

$$M_b = \sqrt{M_{b1}^2 + M_{b2}^2}.$$

Напряжения на изгиб

$$\sigma_b = \frac{10 M_b}{d^3}\ кг/см^2$$

и на кручение

$$\tau = \frac{5 M_d}{d^3}\ кг/см^2 \qquad (342)$$

дают результирующее сложное напряжение

$$\sigma_r = 0{,}35\,\sigma_b + 0{,}65\sqrt{\sigma_b^2 + 4\tau^2}$$

Плечи колен. Крутящий момент обычно передается через одно плечо, обращенное к маховику. В данном случае напряжением сжатия от силы $\frac{Z}{2}$ можно пренебречь.

На плечо действуют:

изгибающий момент от силы Z

$$M_{b1} = R_z e = \frac{Z}{2} e,$$

дающий напряжение

$$\sigma_{b1} = \frac{M_{b1}}{\frac{1}{6} b \cdot h^2}\ кг/см^2;$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

изгибающий момент от силы T

$$M_{b2} = Tr,$$

дающий напряжение

$$\sigma_{b2} = \frac{M_{b2}}{\frac{1}{6} bh^2} \text{ кг/см}^2;$$

крутящий момент реакции подшипника от силы T

$$M_d = R_T e,$$

дающий напряжение

$$\tau = \frac{M_d}{\frac{2}{9} b^2 h}.$$

Полные напряжения будут слагаться:

в двух наиболее напряженных ребрах $\sigma_b = \sigma_{b1} + \sigma_{b2}$,

в середине широкой стороны плеча из напряжений σ_{b1} и τ,

в середине узкой стороны плеча из напряжений σ_{b2} и $\tau_1 = \tau \frac{b}{h}$.

Нормальные и тангенсиальные напряжения σ и τ слагаются по формуле Баха,

Шейка коренного подшипника, расположенного к маховику, через которую обычно передается весь крутящий момент, нагружается изгибающим моментом от свободно висящего маховика и полным крутящим моментом

$$M_b = Ga_1;$$

$$M_d = Tr$$

Эти моменты могут быть сведены к результирующему сложному моменту

$$M_r = 0{,}35 M_b + 0{,}65 \sqrt{M_b^2 + M^2},$$

по которому определяется результирующее напряжение

$$\sigma_r = \frac{M_r}{W} = \frac{10 M_r}{d^3}.$$

Из условий изготовления и обработки вала обе шейки выполняются обычно одинакового диаметра.

ВАЛЫ ОДНОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВЫНОСНЫМ ПОДШИПНИКОМ

Валы одноцилиндровых двигателей с выносным подшипником как системы с тремя точками опоры, а потому статически неопределимые, могут поддаваться расчету на прочность введением к основным условиям равновесия дополнительных, выведенных на основании упругой линии оси вала при определенных, заранее принятых, условиях жесткости опор. Ввиду неопределенности последних и больших отклонений действительных напряжений от теоретически подсчитанных вследствие невозможности осуществления абсолютно жестких опор в практике с достаточной надежностью расчет можно вести, предполагая вал разрезным по оси подшипника, ближайшего к маховику, и считая каждый отрезок вала как тело, лежащее на двух опорах, сводя тем задачу к статически определенной. Ход расчета колена сохраняется тот же, что и для вала со свободно висящим маховиком, с той разницей, что вес маховика не создает момента в колене вала. Отрезок вала под маховиком и шкивом рассчитывается на момент от силы тяжести сидящих на этом отрезке деталей и усилий от передаточного механизма (ремень, канаты) и максимального крутящего момента. Дополнительно проверяется по обычной формуле сопротивления материалов стрела прогиба данного отрезка вала. Величина стрелы прогиба

НБ УДУНТ (ДНТ)

не должна превышать $f = 0{,}5$ *мм*. Максимальная допустимая стрела прогиба вала, на котором непосредственно сидит ротор динамомашины, задается фирмами, изготовляющими последний.

ВАЛЫ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Валы многоколенчатые обычно рассчитываются в предположении разрезного вала, т. е. жесткости вала и опор между коленами, и тогда пользуются методами и формулами, приведенными выше для одноцилиндровых машин.

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ИНЕРЦИИ МАХОВИКА

Диаграмма тангенсиальных усилий на цапфу кривошипа может рассматриваться построенной или по времени, считая, что вращение кривошипа равномерное или по пути. В последнем случае площадь диаграммы, заключенная между кривой тангенсиальных усилий и осью абсцисс, взятая для каждого участка с соответствующим знаком, представляет собой работу, совершаемую на кривошипе за полный цикл, отнесенную к единице площади поршня. При пуске двигателя в ход без нагрузки вся эта работа идет на увеличение живой силы вращающихся частей (маховика и вала). При нормальной же работе на постоянном числе оборотов эта работа идет на преодоление полезного сопротивления машин, приводимых в движение двигателем. Это сопротивление может быть представлено тангенсиальной силой P_τ, приложенной к цапфе кривошипа. Обозначим эту силу, отнесенную к единице площади поршня, через p_τ:

$$p_\tau = \frac{P_\tau}{F}.$$

При работе двигателя на привод или электрический генератор сила p_τ может быть принята постоянной; в случае периодических закономерных изменений силы сопротивлений (работа двигателя непосредственно на воздуходувку, поршневой насос и пр.) изменение может быть представлено в виде диаграммы тангенсиальных усилий сопротивления. Разность тангенсиальных действующих усилий и сопротивлений дает свободные усилия в каждый данный момент, работа которых за данный путь идет на увеличение живой силы движущихся частей механизма двигателя и, следовательно, на изменение угловой скорости вращения кривошипа.

Для постоянной тангенсиальной силы сопротивления величина ее может быть определена из диаграммы тангенсиальных усилий по условию равенства работ сил сопротивлений и тангенсиальных усилий, а отрезок в диаграмме в соответствующем масштабе — по условию

$$\sum f = h_\tau l,$$

где h_τ — ордината диаграммы тангенсиальной силы сопротивления;

l — длина диаграммы;

Σf — алгебраическая сумма площадок диаграммы.

Так как все построение диаграммы проведено в предположении отсутствия трения, величина силы сопротивления может быть определена также из среднего индикаторного давления, исходя из того же равенства работ сил сопротивления и газов в цилиндре:

$$p_\tau \pi r i = p_i 2r,$$

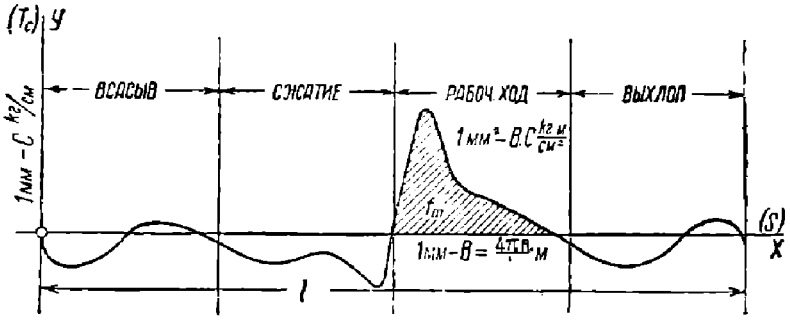
откуда

$$p_\tau = \frac{2p_i}{\pi i},$$

где i — тактность двигателя.

Для частных случаев имеем:

НБ УДУТ (ДІІТ)



Фиг. 456. Диаграмма сводных тангенциальных усилий.

для двухтактного двигателя

$$p_r = \frac{p_i}{\pi};$$

для четырехтактного двигателя

$$p_r = \frac{p_i}{2\pi}$$

на каждую рабочую полость двигателя.

Графическое вычитание из тангенсиального усилия постоянной силы сопротивления удобно производить сносом оси абсцисс на отрезок, равный h_r, или просто принятием в диаграмме тангенсиальных усилий за новую ось абсцисс линии, представляющей тангенсиальную силу сопротивления. Полученную новую диаграмму назовем диаграммой свободных тангенсиальных усилий (фиг. 456).

Как выше было указано, работа свободных тангенсиальных сил идет на изменение живой силы движущихся частей:

$$A = \frac{J_0}{2}(\omega^2_2 - \omega^2_1), \tag{343}$$

где A — работа свободных тангенсиальных сил за данный угловой путь кривошипа,
J_0 — момент инерции движущихся частей (для простоты расчета за J_0 считается только момент инерции маховика).

Так как за отдельные участки диаграммы свободных тангенсиальных сил работа $A \neq 0$, вращение кривошипа не может быть равномерным, и лишь соответствующим подбором момента инерции маховика могут быть обеспечены определенные пределы колебания угловой скорости, характеризующиеся степенью неравномерности маховика δ:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega}, \tag{334}$$

тогда

$$A_m = \frac{J_0}{2}(\omega^2_{max} - \omega^2_{min}) = \frac{J_0}{2}(\omega_{max} + \omega_{min})(\omega_{max} - \omega_{min}) =$$

$$= J_0 \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} \omega \frac{(\omega_{max} - \omega_{min})}{\omega}.$$

Принимая $\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \omega$ — средней скорости вращения кривошипа, имеем

$$A_m = J_0 \omega^2 \delta, \tag{345}$$

где A_m — работа свободных тангенсиальных сил за участок диаграммы, в котором площадка $f_m = \Sigma f_+ - \Sigma f_-$ имеет максимальное значение.

НБ УДУНТ (ДИТ)

Для четырехтактного одноцилиндрового двигателя площадка заштрихована на фиг. 456:

$$A_m = B \cdot C \cdot f_m \cdot F, \tag{346}$$

где F — площадь поршня.

Для машин определенного назначения должна быть обеспечена определенная степень неравномерности, так:

для работы на трансмиссию	$\delta = 1/30 - 1/40$
„ „ „ динамо:	
постоянного тока, прямое соединение . .	$\delta = 1/100 - 1/120$
„ через ременную передачу	$\delta = 1/70 - 1/80$
переменного прямое соединение . .	$\delta = 1/175 - 1/200$
„ через ременную передачу	$\delta = 1/125 - 1/150$

Таким образом диаграммой свободных усилий и степенью неравномерности при заданной угловой скорости определяется момент инерции маховика.

Считая, что весь момент инерции создается ободом маховика, вес его при радиусе окружностей центров тяжести сечений обода R получаем из равенства

$$J_0 = \frac{G}{g} R^2; \quad G = \frac{J_0 g}{R^2},$$

и связь веса обода со степенью неравномерности для данного двигателя выразится уравнением

$$G = \frac{A_m g}{R^2 \omega^2 \delta} = \frac{A_m g}{\delta v^2}, \tag{347}$$

где v — скорость центра тяжести сечения обода.

Обратно, степень неравномерности для данного двигателя, снабженного маховиком данных размера и веса,

$$\delta = \frac{A_m g}{v^2 G}. \tag{348}$$

С уменьшением нагрузки двигателя с прецизионным регулированием величина избыточной площади f_m уменьшается, что указывает на улучшение равномерности хода машины с приближением к холостой нагрузке. Ввиду этого проверку степени неравномерности или определение момента инерции маховика надо производить по максимальной индикаторной диаграмме, развиваемой двигателем.

Для приближенных расчетов маховиков одноцилиндровых четырехтактных двигателей Гюльднер дает формулы:

$$G = \frac{(0{,}75 + \rho) \cdot 90\,000 \cdot N_i}{\delta \cdot v^2 \cdot n} \text{ кг}, \tag{349}$$

$$\delta = \frac{(0{,}75 + \rho) \cdot 90\,000 \cdot N_i}{G \cdot v^2 \cdot n}, \tag{350}$$

в которых $\rho = \frac{p_c}{p_i}$ — отношение среднего давления сжатия к среднему индикаторному давлению.

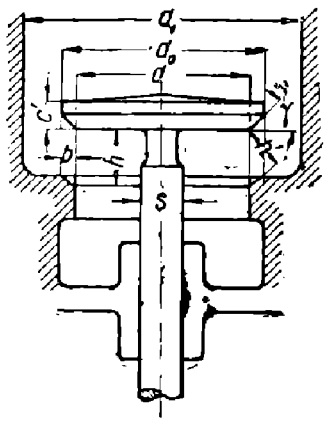
Значения ρ для различных типов двигателей даны в табл. 62 (по Гюльднеру).

Таблица 62

Значения $\rho = \frac{p_c}{p_i}$

Двигатель светильного газа .	$\rho = 0{,}25 - 0{,}35$
„ силового газа .	$\rho = 0{,}35 - 0{,}45$
Двигатели Дизеля . .	$\rho = 0{,}48 - 0{,}52$

НБ УДУНТ (ДІІТ)



Фиг. 457.

В машинах с регулированием пропусками условия равномерности хода ухудшаются с уменьшением нагрузки. Для обеспечения заданного предела колебания угловых скоростей практически необходимо брать вес маховика вдвое больший, чем получающийся из условия работы без пропуска вспышек.

Для двигателей двойного действия и многоцилиндровых расчет массы (веса) маховика производится аналогичным образом, строя для одного цикла ряд диаграмм тангенсиальных усилий одной рабочей полости, сдвигая их на угол между последовательными вспышками и производя графическое сложение полученных кривых. По суммарной кривой определяются обычным способом максимальная избыточная площадь f_m и основные данные маховика.

8. КЛАПАНЫ

Размеры сечений, необходимых для пропуска данного секундного количества газа определяются по допустимой скорости потока. В клапанах сечениями с возможными наибольшими скоростями являются кольцевое пространство с диаметром d (фиг. 457) и круговая щель между грибком и седлом клапана. Предельное условие равенства скоростей потока в этих двух сечениях приводит к соотношению

$$\pi dh' = \frac{\pi d^2}{4},$$

или

$$h' = \frac{d}{4}. \qquad (351)$$

Для конических клапанов $h' = h\cos\gamma$, ввиду чего максимальный рационально допустимый подъем клапана

$$h = \frac{d}{4\cos\gamma}. \qquad (352)$$

Секундный объемный расход газов через всасывающий клапан в данный момент определяется по скорости и площади сечения поршня:

$$V_{сек} = Fc,$$

где c — скорость поршня.

Если скорость потока через щель клапана — v, то

$$vf = Fc.$$

Как видно, скорость в клапане пропорциональна скорости поршня в каждый данный момент в предположении несжимаемости газа и постоянства сечения клапана.

Обычно расчет сечения ведется по средней скорости поршня

$$c_m = \frac{Sn}{30}\ м/сек,$$

и средняя скорость потока в клапане в стационарных двигателях допускается до 40—45 *м/сек*.

Тогда

$$f = \pi dh' = \frac{\pi D^2}{4}\ \frac{Sn}{30v_m},$$

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Фиг. 458.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

или

$$dh' = \frac{D^2 Sn}{120 v_m} \approx \frac{D^2 Sn}{5\,000} \; см^2. \tag{353}$$

Толщина грибка берется по формуле

$$\delta = \sqrt{\frac{p_z (0{,}5\, d_0)^2}{450}} \; см. \tag{354}$$

Ширина b опорной поверхности седла определяется по эмпирической формуле

$$b = 0{,}01d + 0{,}4 \; см. \tag{355}$$

Угол конуса γ выдерживается около 45°; в крупных клапанах величину угла уменьшают до 30°. В горизонтально расположенных клапанах седло клапана лучше делать плоским из-за возможного одностороннего износа направляющей, нарушающего герметичность конического клапана.

Размер стержня клапана s берется по эмпирической формуле

$$s = \frac{1}{8} d + 0{,}5 \text{ до } \frac{1}{8} d + 0{,}8 \; см. \tag{356}$$

В выхлопных клапанах этот размер желательно иметь еще больше для лучшего отвода тепла и меньшего износа направляющей.

Наименьший внутренний размер клапанной коробки получается из условия

$$0{,}785(d_1^2 - d_0^2) > 0{,}785 d^2. \tag{357}$$

Натяжение клапанных пружин определяется по возможному разрежению в цилиндре, доходящему до 0,4 — 0,5 $кг/см^2$, а в двигателях с количественным регулированием — до 0,8 $кг/см^2$. В случае если ускорение клапана и механизма распределения в период посадки клапана создается за счет натяжения пружины, последняя должна преодолевать силы инерции всех движущихся под ее влиянием деталей.

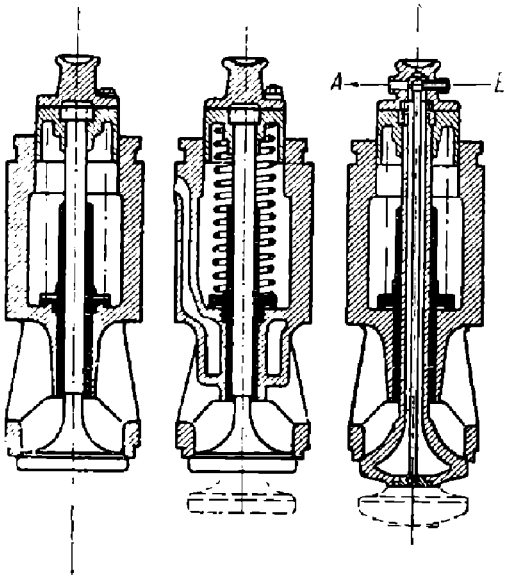
Ускорения клапана и приводного механизма зависят от принятой формы кулака. В стационарных машинах последняя берется обычно в виде двух касательных и окружности из центра кулачной шайбы с радиусом, обеспечивающим требуемый максимальный подъем клапана, связанных двумя закруглениями меньшего радиуса. Для определения ускорений клапана строится по данному размеру ролика рычага траектория движения центра ролика, по которой вычерчивается диаграмма подъемов клапана по времени. Двойное диференцирование этой диаграммы дает кривые скоростей и ускорений клапана. На фиг. 458 проведены полностью указанные построения, причем применен метод графического диференцирования.

Из клапанов в охлаждении, главным образом, нуждается выхлопной. Всасывающий клапан в достаточной мере охлаждается свежей смесью и воздухом. Для двигателей малой мощности можно еще обходиться без охлаждения, так как поглощаемое клапаном тепло успевает уходить через шпиндель и седло, не нагревая самого клапана за пределы допустимого; для средних же и больших мощностей охлаждение водой является уже необходимым.

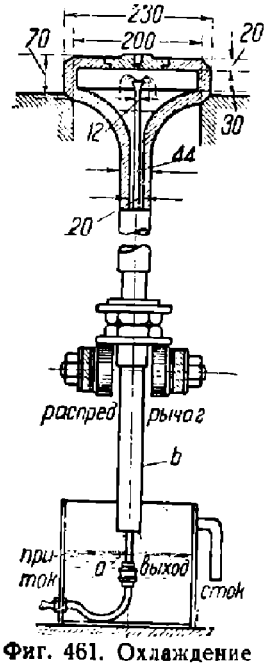
На фиг. 459 даны конструкции клапанов двигателей Дизеля без охлаждения, с охлаждением направляющей и с охлаждением самого клапана. Второй тип является промежуточным по интенсивности охлаждения и применяется в двигателях средней мощности (40 — 100 сил в цилиндре). В третьем типе вода поступает по трубке E, опускается по вставленной в полый шпиндель трубке, омывает тарелку клапана и отводится через полость шпинделя по трубке A.

На фиг. 460 дано охлаждение выхлопного клапана конструкции Нюренбергского завода. Тарелка клапана выполнена в виде отдельной детали, скрепленной со шпинделем при помощи резьбы. Вода подводится через прорезы a, поднимается вверх и по внутренней трубке идет вниз в пространство b, откуда отводится по трубке. Подобная конструкция требует уплотнения шпинделя в двух местах.

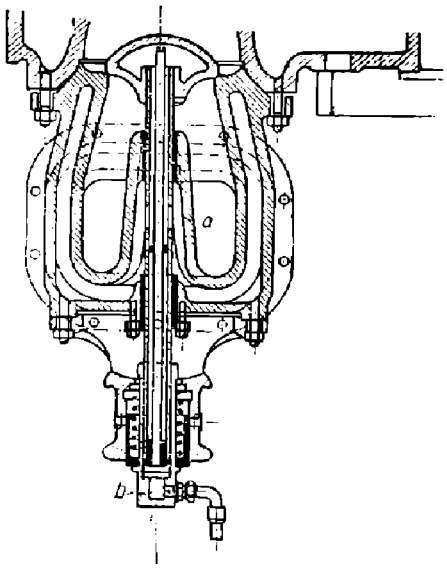
НБ МГТУ (ДГТУ)



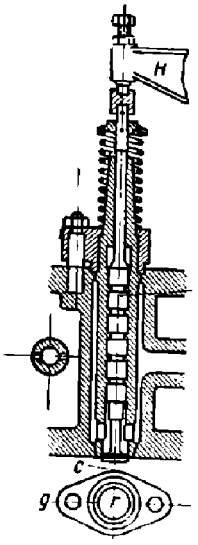
Фиг. 459. Типы клапанов двигателей Дизеля.



Фиг. 461. Охлаждение клапана по системе Павликовского.



Фиг. 460. Охлаждаемый выхлопной клапан Нюренбергского завода.

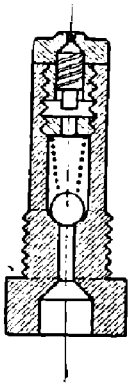


Фиг. 462. Пусковой клапан двигателя Дизеля.

В вышеприведенных примерах конструкции охлаждаемых клапанов требуется либо гибкое соединение клапана с подводящим и отводящим охлаждающую воду трубопроводами, либо уплотнение шпинделя. Без этих конструктивных затруднений выполняется охлаждение клапанов по системе Павликовского (фиг. 461). В этой конструкции трубка *a* в движении клапана не участвует. Вода подводится по трубке *a* и сливается по полости шпинделя в сосуд, откуда она удаляется по сливной трубке.

Нормальная конструкция пускового клапана двигателя Дизеля дана на фиг. 462. Пришлифованный шпиндель уплотняется помощью лабиринтного уплотнения. Рычаг *H* приводится в движение от пускового кулачка.

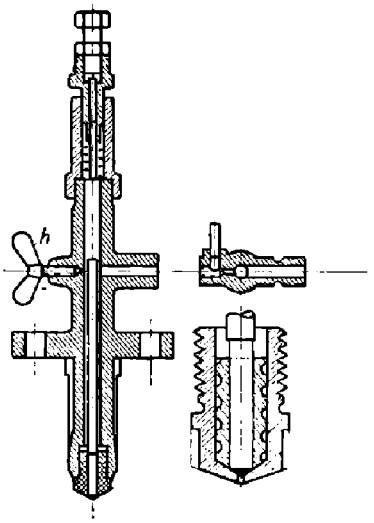
НВ УДУАТ (ДИТ)



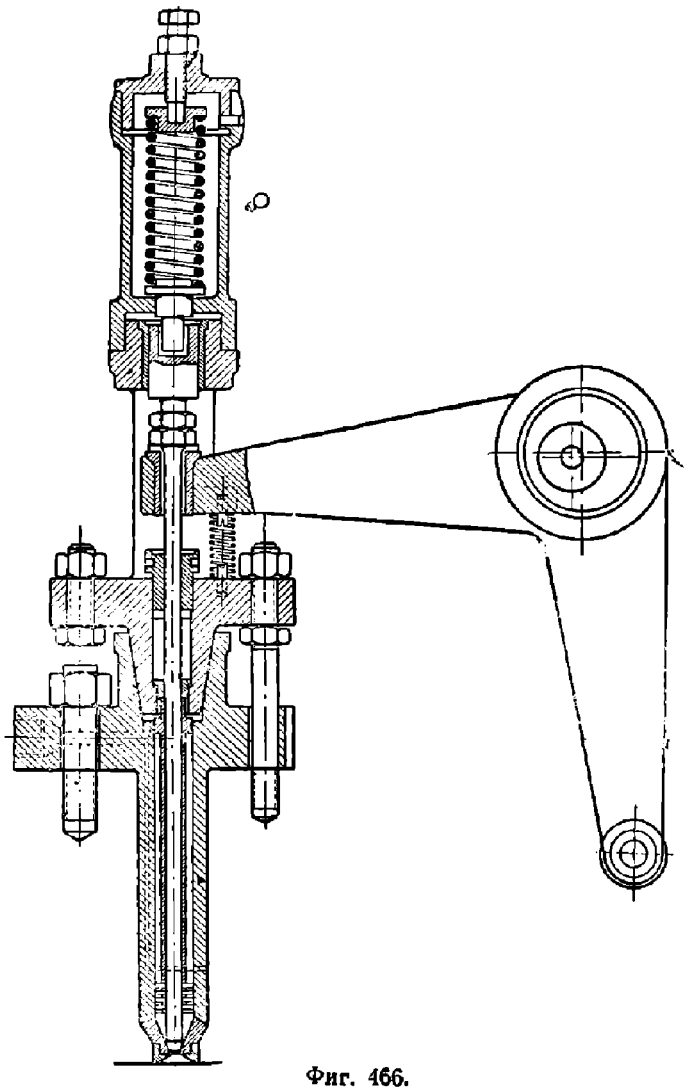
Фиг. 463. Форсунка нефтяного двигателя с механическим распыливанием топлива.



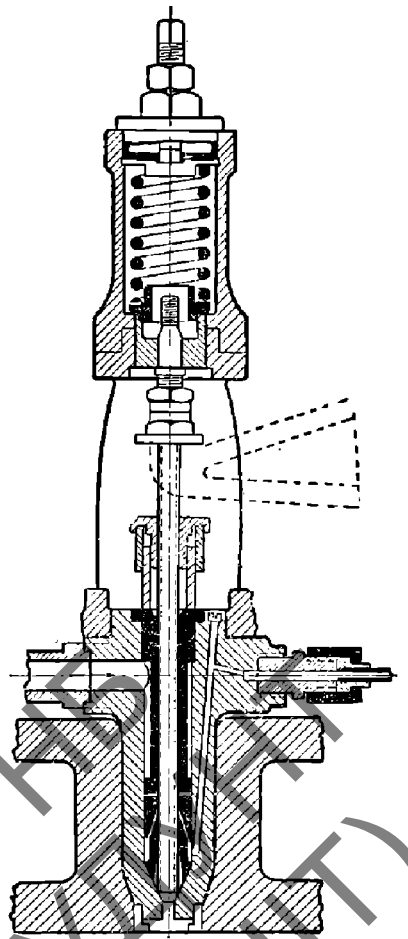
Фиг. 464. Форсунка нефтяного двигателя.



Фиг. 465. Форсунка завода Виганд.

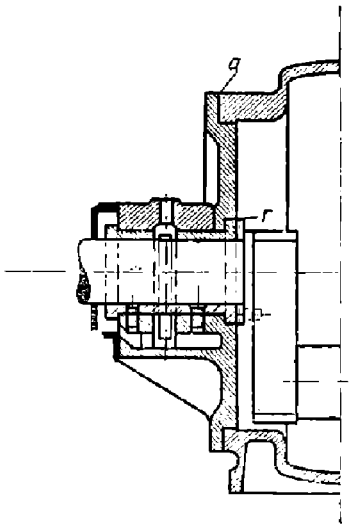


Фиг. 466.

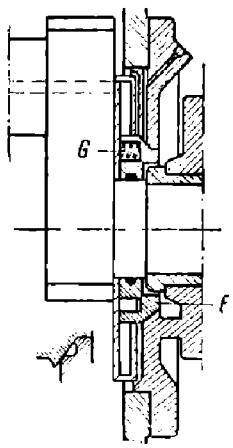


Фиг. 467. Форсунка Гессельмана в собранном виде.

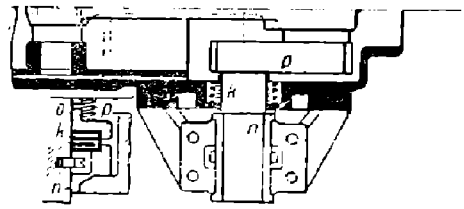
НБ УГТУ (ДГТ)



Фиг. 468. Уплотнение подшипника бронзовым кольцом.



Фиг. 470. Способ уплотнения.



Фиг. 469. Способ уплотнения.

9. ФОРСУНКИ

На фиг. 463 представлены распыливатель и диафрагма форсунки нефтяных двигателей с механическим распыливанием топлива. Во время нагнетательного хода нефтяного насоса топливо прогоняется по винтовым канавкам распыливателя *m* и с большой скоростью проходит через отверстие *l* диафрагмы. Шарик *k* служит обратным клапаном. В конце рабочего хода нефтяного насоса скорость движения топлива через распыливатель уменьшается, что ухудшает распыливание. Для избежания этого нежелательного явления применяется конструкция форсунок, представленная на фиг. 464. Топливо подается в форсунку через отверстие *r* и своим давлением приподнимает стержень *k*, нагруженный пружиной *W*. В конце подачи топлива стержень *k*, опускаясь, действует как дополнительный поршень и ускоряет движение топлива через распыливатель и диафрагму. Натяжение пружины *W* регулируется винтом *V*.

Скопляющееся в нижней части форсунки под иглой топливо просачивается через диафрагму и, обугливаясь, вызывает загорание форсунки. Это явление уничтожается в форсунке завода Виганд (фиг. 465) стержнем, проходящим через распыливатель и перекрывающим непосредственно диафрагму. Барашек *h* служит для открытия сливного отверстия при прокачивании нефти через насос и трубопровод с целью заполнения их топливом и удаления могущих быть пузырьков воздуха.

Распыливатели пневматических форсунок к двигателям Дизеля нормальной конструкции и по системе Гессельмана даны были на фиг. 256 и 259. На фиг. 466 и 467 даны те же форсунки в собранном виде.

10. УПЛОТНЕНИЯ КРИВОШИПНОЙ КАМЕРЫ В ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С КРИВОШИПНО-КАМЕРНОЙ ПРОДУВКОЙ

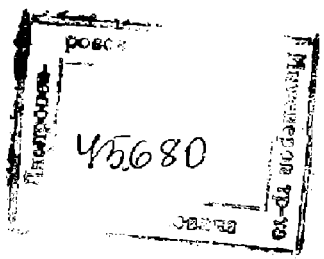
В двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой должно быть обращено внимание на тщательное уплотнение подшипников во избежание просачивания сжатого воздуха и выдувания смазки.

В конструкции, данной на фиг. 468, уплотнение достигается помощью бронзового кольца *r*, сидящего на валу и прилегающего к торцу вкладыша. В стык *a* прокладывается несколько слоев бумаги, которая по мере снашивания трущихся поверхностей кольца и вкладыша удаляется, чем сохраняется герметичность уплотнения.

РБ УДУНТ (ДИТ)

Уплотнение на фиг. 469 выполнено отдельно от вкладыша. Кольцо *n*, свободно сидящее на валу, своей конической частью уплотняет внутренность кривошипной камеры от окружающего воздуха. Просачиванию воздуха вдоль вала препятствуют несколько слоев кожи *k*, прижатых к кольцу *n* кольцом *o* и пружиной *p*.

В конструкции уплотнения, представленной на фиг. 470, уплотняющим органом является кольцо, своей конической частью уплотняющее крышку кривошипной камеры. Уплотнение вала достигается вложенным кожаным кольцом. Достаточное прилегание кольца *E* к крышке вызывается пружинами *G*. Эта конструкция занимает сравнительно мало места по оси кривошипного вала.


45680

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ОГЛАВЛЕНИЕ

Стр.

Предисловие к первому изданию 3
Предисловие ко второму изданию 5
Предисловие к третьему изданию 6
Краткий исторический обзор. 7

ЧАСТЬ ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ

Глава I. **Термохимия и термодинамика**

1. Топливо и реакции сгорания 19
   Основной состав . . . . . —
   Химические реакции 23
   Теплотворная способность топлива 28
   Характеристические постоянные 31
   Теплотворная способность рабочих смесей 33
2. Теплоемкость 38
3. Процесс сгорания 42
4. Основные процессы при переменных теплоемкостях 47
   Показатель адиабаты . . . . . —
   Энтропия . . . . . —
   Уравнение адиабаты 48
   „ политропы 49
5. Построение политропы 51

Глава II. **Теоретические циклы двигателей внутреннего сгорания**

1. Общие положения для четырехтактных и двухтактных циклов 54
2. Цикл Отто (при $c = \text{const}$) 56
3. Цикл Дизеля (при $c = \text{const}$) 60
4. Цикл Гемфри 62
5. Смешанный цикл (Сабатэ) 66
6. Цикл со сгоранием по $T = \text{const}$ 69
7. Цикл без предварительного сжатия 70
8. Цикл Отто (при $c \neq \text{const}$) 72
9. Цикл Дизеля (при $c \neq \text{const}$) 73
10. Сравнение циклов при постоянной и переменой теплоемкостях 74
11. Термодинамическое сравнение циклов со сгоранием по $v = \text{const}$, $p = \text{const}$ и $T = \text{const}$ 75

Глава III. **Тепловые диаграммы**

1. Перенос рабочей диаграммы в тепловую 79
2. Построение изобары, изоплеры и политропы в тепловой диаграмме при постоянных теплоемкостях 81
3. Построение изобары, изоплеры и политропы в тепловой диаграмме при переменных теплоемкостях 82
4. Сравнение термического использования циклов при постоянной и переменной теплоемкостях. 84
5. Перенос циклов Отто и Дизеля в тепловую диаграмму 85
6. Сравнение к. п. д. циклов в тепловой диаграмме 86

Глава IV. **Действительные рабочие циклы двигателей внутреннего сгорания**

1. Период всасывания четырехтактного двигателя 88
   Определение основных элементов процесса всасывания . . . . . —
   Влияние фаз распределения на коэфициент подачи 94

НБ УДУНТ (ДИТ)

Стр.

2. Заполнение рабочей смесью цилиндра двухтактных двигателей 95
3. Период сжатия . 98
4. Период сгорания . . 99
Газообразные топлива
Пределы воспламеняемости рабочей смеси . —
Диссоциация 101
Температура самовоспламенения . 102
Скорость сгорания и детонация . . . 104
5. Процессы образования рабочей смеси 114
Компрессорные двигатели . . . . . —
Экспериментальное исследование процесса распыливания 125
Бескомпрессорные двигатели 128
Экспериментальное исследование бескомпрессорного распыливания 136
Сгорание в бескомпрессорных двигателях . 137
Уравнение сгорания 140
6. Период расширения в двигателях, работающих на газообразных и жидких топливах 142
Связь политропического показателя с коэфициентом выделения тепла 143
Периоды уравнивания давления и выхлопа 145
Влияние числа оборотов . . . —
Влияние сопротивления трубопровода . —
8. Продувка двухтактных двигателей . 146
Период выхлопа
1. Выхлоп; первый период (соответствующий критической скорости) 148
2. Выхлоп ниже критической скорости 149
Период продувки
3. Выхлоп в период продувки 154
4. Качество продувки . 155

Глава V. **Теплоиспользование в двигателях внутреннего сгорания**

1. Схема теплораспределения . . 160
2. Коэфициенты полезного действия 161
3. Влияние степени сжатия и состава смеси на баланс тепла 162
4. Потери тепла в различные периоды рабочего цикла 165
Рабочие диаграммы . 166
Тепловые диаграммы . . . . . —
5. Влияние состава смеси и степени сжатия на потери . 167
6. Теплопередача . . . . . —
Баланс тепла при наивыгоднейших условиях работы двигателя Дизеля —
Тепло от работы трения 169
Тепло, выделенное в патрубок крышки рабочими газами после завершения рабочего процесса 170
Теплопередача от рабочих газов 172

Глава VI. **Расчет двигателя**

1. Расчет по количеству рабочего воздуха и среднему давлению 178
2. Расход топлива 180
3. Тепловой расчет двигателя 182
4. Определение термического использования нефтяных двигателей при переменных теплоемкостях . 186
5. Примеры теплового расчета . 190
Тепловой расчет газового двигателя . 190
Тепловой расчет двигателя Дизеля 193
Тепловой расчет двухтактного нефтяного двигателя. 198

Глава VII. **Регулирование**

1. Общие соображения 201
2. Количественное регулирование . . —
3. Качественное и смешанное регулирования . . 203
4. Сравнение различных методов регулирования . . . . . —
5. Конструктивное выполнение регулирования газовых двигателей 205
Количественное регулирование:
Регулирование завода бр. Кертинг —
„ „ Дейтц 206
„ Нюренбергского завода . 207

НБ УДУНТ (ДГТ)

Стр.

Регулирование Герлицкого завода . 209
„ завода Вестингауз . . . —
„ Винтертурского завода . —
Качественное регулирование:
Регулирование Нюренбергского завода 210
„ завода Тиссен . 211
Смешанное регулирование:
Регулирование Рейнгардта —
Гельмана 214
Месса 215

ОСНОВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Классификация двигателей 219

Глава VIII. **Газовые двигатели**

1. Четырехтактные двигатели 220
Двигатель завода Лютер —
„ „ Дейтц . . . . . —
Двигатель Нюренбергского завода —
„ Гюльднера 225
Двигатель Винтертурского завода 232
2. Двухтактные двигатели —
Двигатель Миц и Вейс . —
„ Охельхейзера 233
„ бр. Кертинг 234
3. Крупные четырехтактные газовые двигатели с продувкой и наддувом . 237
Газовый двигатель завода Эргардт и Земер —
„ Тиссен . —
„ МАН . —

Глава IX. **Двигатели жидкого топлива, работающие по циклу Отто**

1. Общие соображения 239
2. Конструкции двигателей жидкого топлива —
Двигатели Горнсби . —
„ Аванс . . 240
„ Болиндер 244
Русь —
Гамма . . 249
Мунктель 250
Климакс . 253
Дейтц . —
„Бульдог" —

Глава X. **Компрессорные двигатели Дизеля**

1. Основные положения конструкции компрессорных двигателей Дизеля . 255
Компрессор 258
Форсунка . . . —
Топливные насосы 263
Воздушные баллоны 264
Смазка 267
Станинные двигатели . . . 269
Двигатели картерного типа 270
Быстроходные двигатели 273
2. Конструктивное выполнение двигателей 279
А) Четырехтактные двигатели . —
1. Вертикальные
Четырехтактный двигатель Круппа —
„ „ МАН 282
„ „ Грацского завода —
Судовой двигатель МАН . —
2. Горизонтальные двигатели
Двигатель Винтертурского завода 284
„ Дизеля с открытыми форсунками (Литценмейера, Кертинг) 285
двойного действия Пражского завода 291
тандем двойного действия Аугсбурского завода 292

НБ УДУНТ (ДИТ)

Стр.

Б. Двухтактные двигатели . . . . . —
I. Двухтактные двигатели простого действия
Двигатель завода Зульцер . —
„ „ Круппа 294
„ „ Нобель . . . . . —
II. Двухтактные двигатели двойного действия заводов МАН и Круппа
Двигатели заводов МАН и Круппа 298
Судовой двигатель Круппа . 301
Двигатель Вортингтон . 302
„ Blohm & Voss 303
„ Трейбера 307
„ Сабатэ 309

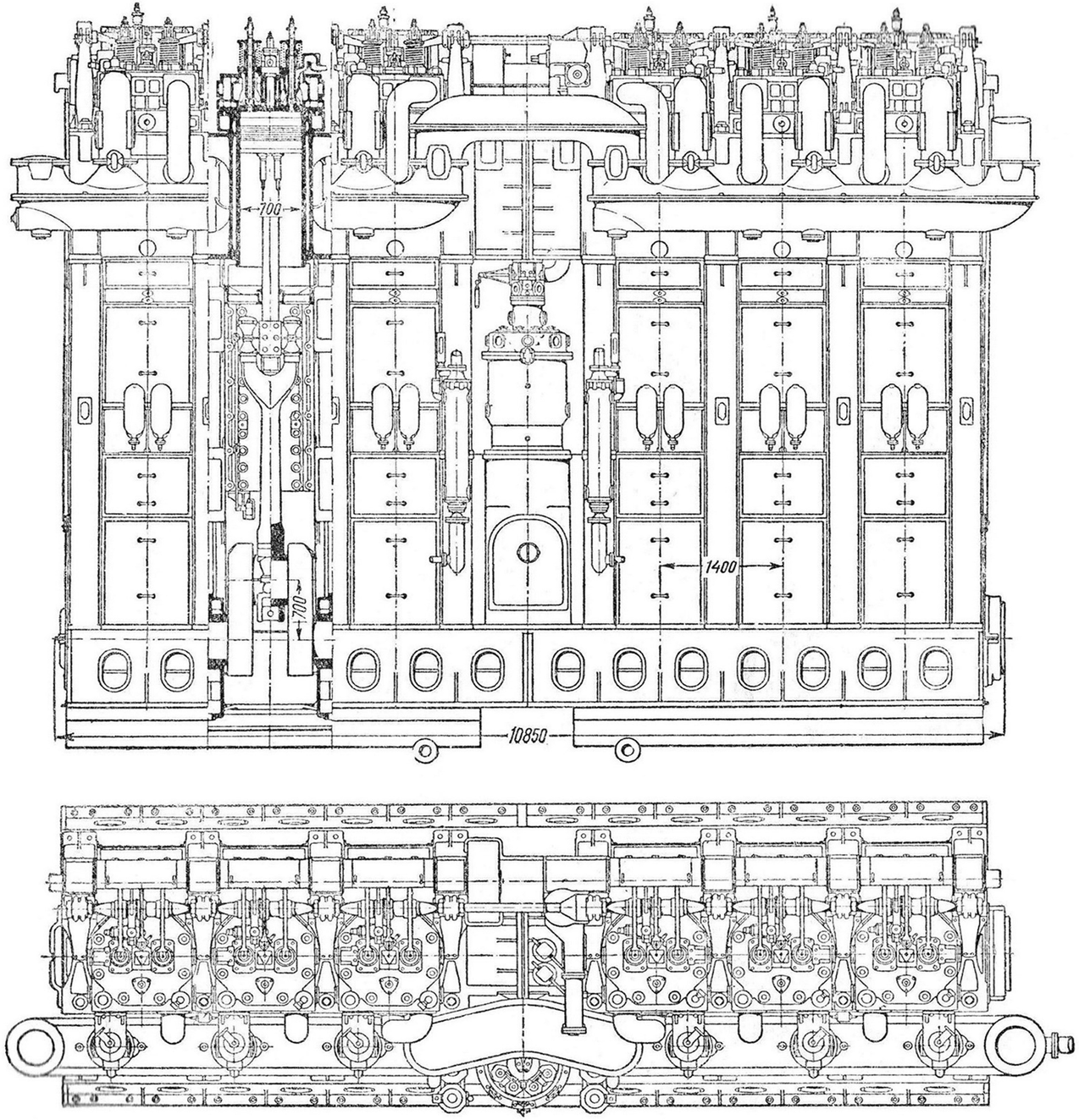
Глава XI. **Бескомпрессорные двигатели Дизеля**

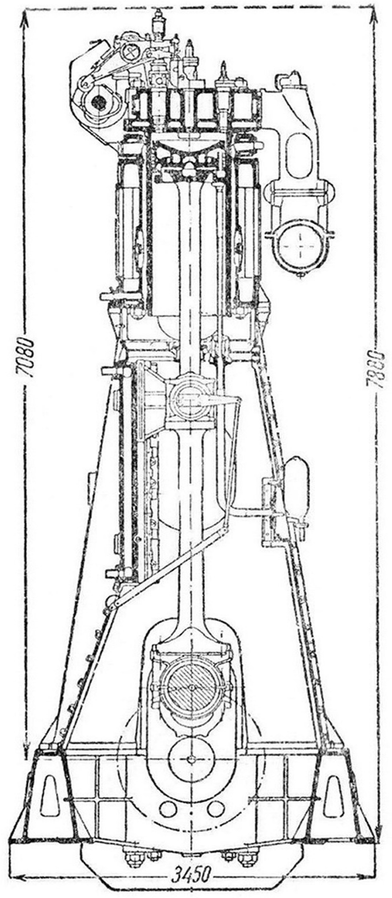
1. Основные принципы работы бескомпрессорных дизелей и рабочие процессы . 310
2. Топливные насосы и форсунки 312
3. Предкамерные двигатели 322
Двигатель Дейтца 327
„ Зульцера . 328
„ Мерседес-Бенц —
„ Бронса 329
Горизонтальный двигатель Кертинга 330
Двигатель Вортингтон . . 331
4. Двигатели со специальными камерами 332
Вихревая камера с вытеснителем завода Дейтц —
Двигатель De la Vergne 335
5. Прямоструйные бескомпрессорные двигатели Дизеля . . 338
Двигатель Аугсбурского машиностроительного завода —
Дейтц 339
Грацского машиностроительного завода 341
Виккерса . —
Юнкерса . 342
Доксфорда 343
AEG . . . —
„ МАН 12000 *л. с.* . 352
„ Бурмейстр и Вайн 354
Крейсерский двигатель МАН . . . . . —
Судовой реверсивный двигатель Зульцера 360

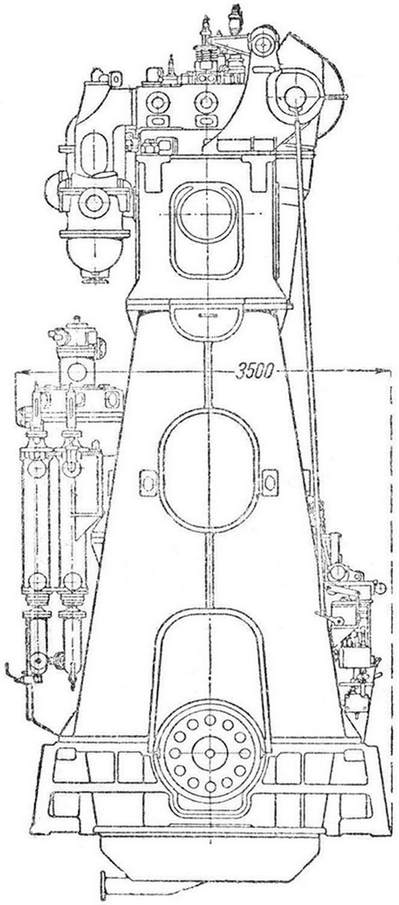
Глава XII. **Основные детали двигателей и их расчет**

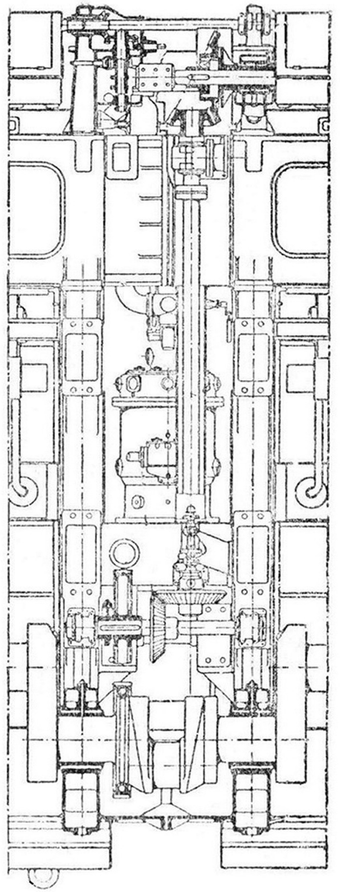
1. Станины и рамы 364
Станины вертикальных двигателей
Картерные станины . . . . . —
А-образные или двуногие станины 365
Рамы горизонтальных двигателей 367
Коренные подшипники 368
2. Цилиндры 370
3. Цилиндровые крышки и головки 376
4. Поршни 379
5. Шатуны . . 385
6. Коренные валы 388
Расчет шеек коленчатого вала на смятие и нагрев . 392
Расчет коленчатых валов на крепость 394
Валы одноцилиндровых двигателей без выносного подшипника . —
Валы одноцилиндровых двигателей с выносным подшипником 398
Многоколенчатые валы 399
7. Определение момента инерции маховика . —
8. Клапаны . 402
9. Форсунки 407
10. Уплотнения кривошипной камеры в двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой —

НБ УДУНТ (ДІІТ)









Фиг. 287. Тихоходный четырехтактный двигатель МАН.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

ОПЕЧАТКИ

Страница	Строки: Сверху	Строки: Снизу	Напечатано	Должно быть
30	—	9	в формуле (10)	в формуле (22)
42	—	10	$+\frac{H}{2} mc_v''' T_0 \left(L_0'' +$	$+\frac{H}{2} mc_v''' T_0 + \left(L_0'' +$
116	—	8	*кг/м*	*кг/м*³
154	—	4	(187).	(193).
168	—	14	фиг. 33,	фиг. 152,
195	—	11	$+0{,}00064 \cdot 782) + 782$	$+0{,}00064 \cdot 782) \cdot 782$
275	фиг. 280		Цифра *3* поставлена неверно	Должна стоять слева от форсуночной иглы, на уровне труб *4*
276	стандарт № 12 3 графа		375	37,5
277	—	7	не ниже	не выше
282	—	11	фиг. 287	фиг. 287 (см. в конце книги
284	подпись к фиг. 289		по плану	по типу

Зак. 836.

Р. Бриллинг. Двигат. внутр. сгорания.

НБ УДУНТ (ДІІТ)

Цена 7 руб., пер. 1 р.

ЭТ-45-5-2

НБ
УДУНТ
(ДІІТ)

Сканувала Шевченко О.Г.