

286 97

С $\frac{197}{39}$

С. И. ДОНДОВ и А. Б. ГЕНИН

СУДОВЫЕ ГАЗОСИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

39

СУДОВЫЕ
ГАЗОСИЛОВЫЕ
УСТАНОВКИ

З. А. ХАНДОВ и А. Б. ГЕНИН

С 197
39

Обязательный экземпляр

СУДОВЫЕ ГАЗОСИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ

*Допущено
ГУУЗом Министерства Речного Флота СССР
в качестве учебного пособия
для институтов инженеров водного транспорта*



ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИНИСТЕРСТВА РЕЧНОГО ФЛОТА СССР
Москва 1951 Ленинград

Государственная
Библиотека
СССР
им. В. И. Ленина

51-51301

Редактор Л. В. Арнольд

Техн. редактор К. М. Волчок

Подписано к печати 23/VII 1951 г.

М-37575.

Бумага 60x92¹/₁₆.

Бум. л. 11,625.

Печ. л. 23,25.

Уч. изд. л. 24,0.

Изд. № УВ-ЛО-293.

Тираж 3000.

Зак. 561.

8 Типография Речиздата, Ленинград, ул. Герцена, 37,

ПРЕДИСЛОВИЕ

Экономия жидкого топлива и рациональное использование богатейших ресурсов местных твердых видов топлива — дело большой государственной значимости.

Судовые газосиловые установки в институтах инженеров водного транспорта читаются в небольшом объеме в общем курсе двигателей внутреннего сгорания. Это, естественно, не может удовлетворить все возрастающий интерес студентов, желающих глубже изучить вопросы теории и проектирования газовых двигателей и газогенераторных установок.

Стремление помочь студентам при курсовом и дипломном проектировании, а также инженерно-техническим работникам в их практической работе и побудило авторов написать данное пособие, в которое, наряду с общетеоретическими сведениями, включены и практические данные, отражающие достижения Советского Союза в области судовых газосиловых установок.

Учитывая, что систематизированное описание судовых газосиловых установок, сравнительно новой для речного транспорта отрасли техники, выпускается впервые, авторы допускают, что составленное пособие не лишено некоторых недостатков. Авторы будут признательны всем читателям, которые пришлют свои критические замечания по пособию.

Авторы выражают благодарность проф. И. А. Пономареву и проф. Н. В. Шишакову за ценные указания, которые ими были сделаны при чтении рукописи настоящего пособия, а также проф. Л. В. Арнольду за редактирование работы.

Часть I и § 49 части III составлены А. Б. Гениным. Часть II и § 48 части III составлены З. А. Хандовым. §§ 44, 45, 46 и 47 части III составлены совместно.

Авторы

ГЛАВА I

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ НА РЕЧНОМ
ТРАНСПОРТЕ§ 1. НАРОДНОХОЗЯЙСТВЕННОЕ ЗНАЧЕНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ
ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА НА РЕЧНЫХ СУДАХ

Развитие авиации, широкое применение легких двигателей внутреннего сгорания и дизелей в промышленности, сельском хозяйстве и на транспорте ежегодно увеличивают потребление нефтепродуктов. Учитывая крайне ограниченные мировые запасы нефти (около 0,2% от общего топливного баланса), к тому же сосредоточенные в нескольких местах, уже давно был поставлен в порядок дня вопрос о различного рода заменителях нефти и продуктов ее перегонки.

Работы по замене жидкого горючего в капиталистических странах, не имеющих своих нефтяных месторождений, местным — «национальным» топливом, вызываются, главным образом, стремлением к независимости в военное время от стран, экспортирующих нефть.

В недрах Советского Союза находится нефти больше, чем в любой другой стране мира.

В результате значительного перевыполнения первой послевоенной пятилетки добыча нефти в СССР в 1950 г. на 22% превысила довоенный уровень. При этом удельный вес восточных районов СССР в общей добыче нефти увеличился с 12% в 1940 г. до 44% в 1950 г. Однако, нефтяные богатства нашей страны не освобождают и нас от работ по замене жидкого горючего местными, менее ценными, видами твердого топлива. Наша страна, как известно, богата не только нефтью, но и всеми видами твердого топлива — дровами, торфом, сланцами, бурыми и каменными углями, антрацитом. Рациональное и экономное расходование всех топливных ресурсов страны вытекает, прежде всего, из планового и социалистического характера экономики Советского Союза.

Одним из наиболее простых и освоенных способов замены нефтепродуктов в силовых установках является перевод двигателей на генераторный газ, полученный при газификации твердого топлива. В. И. Ленин, еще в 1913 г., в статье «Одна из великих побед техники», по поводу подземной газификации писал: «Газ приводит в движение газовые моторы, которые дают возможность использовать вдвое большую долю энергии, заключающейся в каменном угле, чем это было при паровых машинах».¹

В настоящее время любой четырехтактный двигатель внутреннего сгорания может быть переведен на питание генераторным газом по газовому или газожидкостному циклу.

Газификация древесного топлива, торфа, бурых углей, каменноугольного полукокса и антрацита значительно освоена в транспортных условиях, что позволяет создать газогенераторную установку для питания газом двигателя любой мощности. Причины того, что стационарные двигатели продолжают работать на жидком топливе, что медленно ведутся работы по подготовке к переводу судовых дизелей на генераторный газ следует искать в недооценке народнохозяйственного значения экономии жидкого топлива.

При решении вопроса о рентабельности замены жидкого топлива на речных теплоходах нельзя исходить из топливной конъюнктуры сегодняшнего дня, при этом необходимо руководствоваться следующим указанием товарища Сталина: «На рентабельность нельзя смотреть торгашески, с точки зрения данной минуты. Рентабельность надо брать с точки зрения общенародного хозяйства в разрезе нескольких лет. Только такая точка зрения может быть названа действительно ленинской, действительно марксистской».²

Ни одно государство в мире не имеет такой широко разветвленной сети рек, как Советский Союз. Примерно 520 тыс. км наших рек могут быть освоены для судоходства, из них в настоящее время регулярно используется для этой цели только пятая часть — около 110 тыс. км. Наибольшая часть судоходных водных путей эксплуатируется Министерством речного флота.

Большую часть пока еще не судоходных водных путей составляют малые реки, освоение которых растет с каждым годом.

К навигации 1949 г. только в РСФСР судоходство уже было организовано на двухстах малых реках, общая протяженность которых составляет более 27 тыс. км. Малые реки имеют большое значение для связи крупных городов с населенными пунктами, расположенными вдали от железнодорожных магистралей и шоссе дорог, и для освоения природных богатств наиболее отдаленных районов Советского Союза.

¹ В. И. Ленин, т. 19, изд. IV, стр. 41—42.

² И. В. Сталин. Вопросы ленинизма, изд. 11, стр. 383.

Не случайно начало развития газоходного флота в нашей стране совпало с началом планомерного освоения малых рек.

Газоходы небольших мощностей при серийной постройке на базе тракторных двигателей «имеют строительную стоимость на 35—40% ниже, чем пароходы, требуя, в частности, вдвое меньше расхода металла на постройку. Равным образом, по расходу топлива и эксплуатационному содержанию суда с газогенераторными установками, приспособленными для работы на местных видах твердого топлива, значительно экономичнее пароходов».¹

Постройка первых серий только мелкосидящих газоходов мощностью 50—110 л. с. породила неверный взгляд, будто газоходы не могут быть больших мощностей и что газоходы предназначены, якобы, только для малых рек.

Применение газогенераторных установок на судах мощностью 300—500 л. с. и больше не вызовет даже увеличения состава машинной команды, так как загрузка топлива, удаление золы и шлака легко могут быть механизированы, что еще больше повысит экономический эффект от замены жидкого топлива твердым.

Для поощрения лиц, обслуживающих газосиловые установки, в Постановлении Совнаркома, опубликованном 1 марта 1938 г., сказано: «Разрешить хозяйственным организациям, эксплуатирующим газогенераторные автомашины, тракторы и газоходы, установить шоферам, трактористам и мотористам повышенные на 15% ставки против установленных для тех же категорий, работающих на бензиновых и лигроиновых двигателях».

Партия и правительство придают большое значение развитию газосиловых установок, что нашло особое отражение в третьем пятилетнем плане в решениях XVIII съезда ВКП(б) и первом послевоенном пятилетнем плане.

Из сказанного выше ясно, что при решении вопроса о замене жидкого топлива генераторным газом надо учитывать общую народнохозяйственную эффективность и повышение обороноспособности страны.

Народнохозяйственное значение замены жидкого топлива в силовых установках (стационарных и транспортных) определяется:

а) необходимостью максимальной экономии нефти и продуктов ее переработки, являющихся важнейшим стратегическим сырьем;

б) необходимостью более широкого освоения местных топливных ресурсов и других природных богатств наиболее отдаленных районов страны;

¹ З. А. Шашков. Речной транспорт в новой Сталинской пятилетке. 1947 г., стр. 41.

в) разгрузкой транспорта от нерациональной переброски нефтепродуктов на большие расстояния.

Для того, чтобы полностью выполнить решение XVIII съезда ВКП(б) и действительно «широко внедрить газогенераторные установки на речных судах», необходимы прежде всего кадры, критически освоившие имеющиеся достижения в области газоходов и способные двигать вперед газогенераторную технику.

§ 2. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА НА РЕЧНЫХ СУДАХ

Первый 30-сильный винтовой катер-газоход в Советском Союзе был построен в 1931 г. На катере был установлен тракторный двигатель, газогенератор с фильтром автомобильного типа и скруббер для охлаждения газа водой. В газогенераторе газифицировались древесные чурки.

С 1934 г. сначала Московская судостроительная верфь (МСВ), а затем и Центральный научно-исследовательский институт водного транспорта (ЦНИИВТ) начали разработку отечественных конструкций судовых газогенераторов, работающих на древесных чурках, применительно к серийным тракторным двигателям СХТЗ и ЧТЗ.

В конце навигации 1935 г. из Москвы в Горький вышли в первый опытный пробег 6 буксирных газоходов: один колесный с двумя двигателями ЧТЗ-60 и пять винтовых, из которых один с двигателем СХТЗ-30 и 4 газохода с двигателями ЧТЗ-60.

В Горьком колонна разделилась: колесный и два винтовых газохода с двигателями ЧТЗ-60 и газогенераторными установками МСВ направились обратно в Москву, остальные три катера с газогенераторными установками ЦНИИВТ-2 пошли через Мариинскую систему в Ленинград.

Путь от Москвы до Горького, протяженностью около 1150 км, был пройден за 109 ходовых часов, а путь от Горького до Ленинграда, длиной около 1650 км, пройден за 170 ходовых часов. Весь пробег проходил в тяжелых осенних условиях с малообученными кадрами, а участок Горький—Ленинград, кроме того, еще и на топливе повышенной влажности. Пробег выявил, с одной стороны, недостатки отдельных конструктивных узлов газогенераторных установок, а с другой стороны — доказал преимущества газоходов как наиболее экономичных самоходных судов небольшой мощности.

В 1936 г. после упомянутого пробега Наркомвод приступил к постройке первой крупной серии газоходов с одним и двумя двигателями ЧТЗ-60 с газогенераторными установками МСВ-84, ЦНИИВТ-3, а впоследствии и завода «Красный Дон». Строительство газоходов производилось также в организациях лесной и рыбной промышленности. За исключением нескольких десят-

ков газоходов, эксплуатировавшихся в Доно-Кубанском пароходстве на антраците, все остальные газоходы работали на древесном топливе.

Эксплоатация газоходов, сосредоточенных в небольшие и к тому же находившиеся в значительном удалении друг от друга группы естественно повлекло организацию только небольших топливных баз с полумеханизированной или ручной разделкой дров на чурки. Последнее значительно повысило стоимость газогенераторного топлива.

В целях упрощения разделки и снижения стоимости древесного газогенераторного топлива, встал вопрос о замене на газоходах древесных чурок полуметровыми дровами — швырком. Наряду с попытками самостоятельного разрешения вопроса газификации швырка в транспортных газогенераторах небольшой производительности, Наркомвод, через Машиноимпорт, обратился к ряду иностранных фирм с предложением принять заказ на поставку судовых газогенераторов, работающих на полуметровых дровах. Заказ не был принят, при этом некоторые фирмы в своих ответах писали, что в мире еще нет транспортного газогенератора, который бы работал на дровах такой длины; другие фирмы рекомендовали газифицировать древесный уголь или чурки твердых лиственных пород — дуб, граб с небольшой примесью хвойных. Однако вопреки мнению иностранных специалистов, несмотря на имевшиеся трудности при решении поставленной задачи, газификация полуметровых дров была практически решена советскими специалистами в 1938 г. и завершилась созданием судовых газогенераторов ЦНИИВТ-6 на 110 л. с. и ЦНИИВТ-7 на 60 л. с.

Дальнейшее усовершенствование судовых газогенераторов привело к созданию газогенератора, известного под маркой ЦНИИРФ-12, для двигателей мощностью 60—75 л. с., в котором, как показали испытания, можно газифицировать полуметровые дрова влажностью до 45%.

В газогенераторе ЦНИИРФ-12, в связи с наличием гидравлического затвора в зольнике, очистка его от золы и угольной мелочи может производиться на ходу при работе двигателя на газе. Таким образом, газогенератор превратился в непрерывно действующий агрегат.

В 1939—40 гг. на верфях речного флота строилась вторая крупная серия газоходов с одним и двумя двигателями МГ-17.

Следует отметить, что в 1941 г. Советский Союз имел самый большой по числу судов газоходный флот. Только в системе речного флота к этому времени было 470 газоходов, со средней мощностью около 70 л. с.

За время Великой Отечественной войны погибла часть газоходов, имевшихся в пароходствах Главюгофлота. Восстановление же газоходного флота в первые годы после войны

протекало крайне медленно. В 1945—1946 гг. речной флот пополнился газоходами (буксирами и сухогрузными самоходными судами), мощностью в 300—450 л. с. Газогенераторы на этих газоходах стационарного типа с механизацией загрузки топлива и удаления шлака, приспособленные к работе на полукоксе, коксе и антраците. На 1 января 1948 г. число газоходов в системе Министерства речного флота было все еще несколько меньшим, чем на 1 января 1938 г., но средняя мощность одного газохода возросла с 67,5 до 73,6 л. с. Это объясняется отчасти тем, что при выделении малых рек и рек местного значения из системы МРФ в республиканские транспортные управления был выделен и имевшийся на этих реках флот, в значительной части состоявший из газоходов.

Наличие и темпы развития газоходного флота, имеющие место в настоящее время, не могут удовлетворить возросшие запросы великой речной державы — Советского Союза. Постройка нового газоходного флота тесно связана с созданием новых типов судовых газогенераторов, работающих на кусковом торфе, бурых углях, торфяных и буроугольных брикетах. Решение этой задачи должно идти не по линии перенесения и приспособления стационарных газогенераторов к судовым условиям, а по линии создания специальных судовых мощных газогенераторов, согласованных по своей конструкции со всей газосиловой установкой судна.

§ 3. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ СУДОВЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Силовая газогенераторная установка служит для получения из твердого топлива генераторного газа, пригодного для питания двигателей внутреннего сгорания.

Условия эксплуатации газогенераторной установки на судне занимают среднее положение между условиями эксплуатации стационарных и автотранспортных установок. Менее жесткие требования, чем на автотранспорте в отношении габаритов и весов способствуют созданию простых по конструкции и надежных в эксплуатации судовых газогенераторных установок.

По режиму эксплуатации, а на мощных газоходах и по конструкции, судовая газогенераторная установка имеет много общего со стационарными силовыми газогенераторными установками. Наличие воды и площади удобной для размещения газогенераторного оборудования в машинном отделении судна значительно облегчают охлаждение и очистку газа и обслуживание установки.

Всякая газосиловая установка включает следующие четыре элемента: производство генераторного газа, его охлаждение, его

очистка и, наконец, образование рабочей газозоудной смеси, которая засасывается и сгорает в цилиндрах двигателя.

На газоходах речного флота Советского Союза эксплуатируются различные по конструкции газогенераторы и охлаждающе-очистительные устройства, работающие по следующим общим типовым схемам:

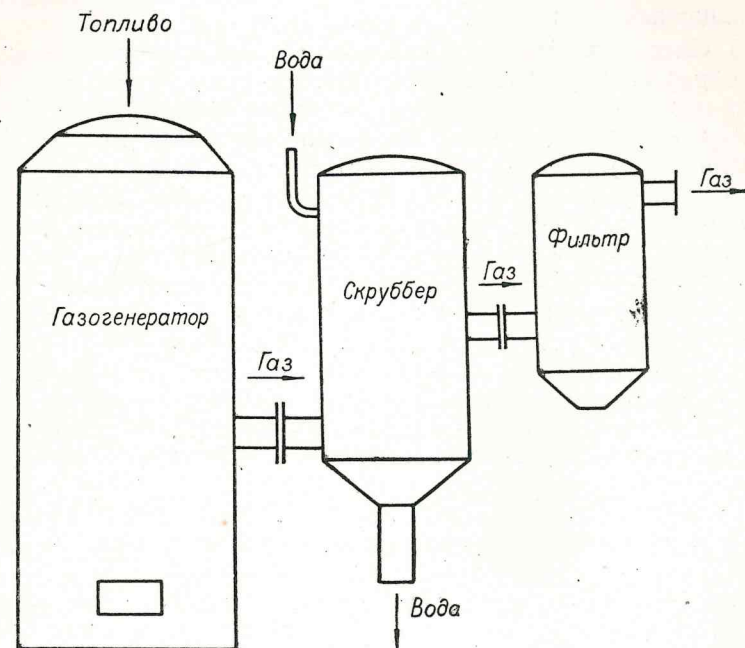


Рис. 1. Принципиальная схема судовой газогенераторной установки для одновальных газоходов малой мощности.

1. Схемы судовых газогенераторных установок малой мощности. На рис. 1 приведена схема судовой газогенераторной установки малой производительности (100—250 м^3 газа в час) с одним двигателем внутреннего сгорания. Как видно из рис. 1, установка имеет:

1) Газогенератор, в котором твердое топливо при взаимодействии с кислородом воздуха и водяным паром превращается в горючий газ. На судах устанавливаются газогенераторы прямого процесса — для газификации полукокса и антрацита и газогенераторы обратного процесса — для газификации древесного топлива. Газ при выходе из генератора имеет высокую температуру, загрязнен механическими и химическими примесями, поэтому не может быть в таком состоянии использован в двигателе. Из генератора газ по трубопроводу поступает в скруббер.

2) Скруббер, служащий для охлаждения и предварительной очистки газа путем непосредственного соприкосновения его с проточной водой, подаваемой насосом. Теплая загрязненная вода из скруббера через гидравлический затвор стекает за борт, а газ направляется в фильтр тонкой очистки.

3) Фильтр, служащий для тонкой очистки газа от твердых частиц и капель воды, увлеченных из скруббера. Охлажденный и очищенный газ поступает в смеситель.

4) Смеситель, монтируемый обычно на двигателе, служащий для образования рабочей газозооной смеси, сжигаемой в цилиндрах двигателя.

Засасывание воздуха в газогенератор и движение газа в газосиловых установках небольшой мощности происходит обычно под действием вакуума, создаваемого двигателем. Чем меньше гидравлические сопротивления приходится преодолевать газу на своем пути, тем меньше будет разрежение перед всасывающими клапанами двигателя, а следовательно, тем больше будет наполнение цилиндров и мощность двигателя.

На двухвальных газоходах небольшой мощности, в целях получения аварийного резерва, часто устанавливаются две газогенераторные установки. Независимое питание газом каждого двигателя не будет отражаться на управлении судном, если состав газа и сопротивление установок будут мало отличаться между собой.

Имеются двухвальные газоходы небольшой мощности и с одним газогенератором. Одновременное и независимое питание газом двух двигателей от одного газогенератора, работающего под разрежением, может быть осуществлено двумя способами:

а) При наличии в установке одного скруббера и фильтра, охлажденный и очищенный газ по выходе из фильтра по расходящемуся трубопроводу направляется к обоим двигателям. Для того чтобы работа или остановка одного двигателя не отражалась на пуске и работе другого двигателя, на газопроводе перед каждым двигателем устанавливается обратный клапан, чем достигается одновременное и независимое питание газом двух двигателей от одного газогенератора. Такая схема осуществлена на нескольких газоходах, плавающих на р. Енисее, где от одного газогенератора ЦНИИВТ-6 обращенного процесса, в котором газифицируются полуметровые дрова, питаются два двигателя ЧТЗ-60.

По такой же схеме работала установка первого газохода на р. Аму-Дарье, где от газогенератора ЦНИИРФ-10 прямого процесса, работавшего на Сулюктинском буром угле, питались два двигателя СХТЗ.

б) При наличии в установке двух комплектов охлаждающе-очистительных устройств.

В этом случае газ непосредственно из генератора подводится к двум скрубберам, а отсюда к фильтрам тонкой очистки и далее к смесителям. Установка обратных клапанов при этом является излишней, так как скрубберы и фильтры выполняют эти функции, отключая неработающий двигатель от газогенератора.

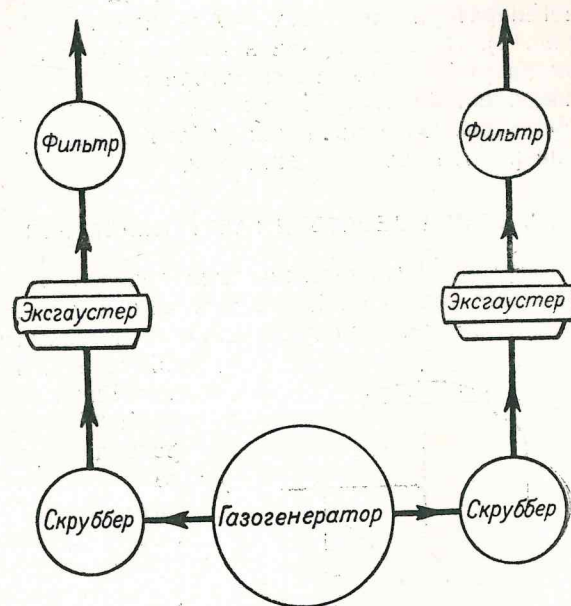


Рис. 2. Принципиальная схема судовой газогенераторной установки для двухвальных газоходов повышенной мощности.

По такой схеме работают двухвальные газоходы, плавающие на р. Урал, где один газогенератор ЦНИИРФ-15 прямого процесса, работающий на полукорксе, питает газом одновременно два двигателя ЧТЗ-60.

2. Схемы судовых газогенераторных установок повышенной мощности. В установках мощностью от 200 л. с. и выше после скруббера включают газосос (эксгаустер), который засасывает охлажденный и предварительно очищенный газ и нагнетает его через фильтр к смесителю двигателя.

В газососе происходит дальнейшая очистка газа от твердых механических примесей, а при газификации топлива, содержащего серу, в газососе производится также и частичная очистка газа от сернистых соединений путем поглотительного раствора.

Судовые газогенераторные установки на двухвальных газоходах повышенной мощности могут быть двух типов:

а) При одновременном питании газом двух двигателей от одной газогенераторной установки. В этом случае газопровод после фильтра тонкой очистки разветвляется и подводится к каждому двигателю. В связи с тем, что газопровод после фильтра находится под положительным давлением, обратные клапаны являются излишними.

б) При одновременном питании газом двух двигателей от одного газогенератора и двух охлаждающе-очистительных устройств (рис. 2). В этом случае в газогенераторе имеется два газоотборных патрубка. Газ из генератора отводится к двум параллельно включенным скрубберам, за которыми установлены газососы и фильтры. Остановка или работа одного двигателя не отражается на работе второго двигателя.

§ 4. СХЕМЫ ДЕЙСТВИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

В зависимости от физико-химических свойств твердого топлива и технических требований, предъявляемых к качеству генераторного газа, газификация осуществляется по схемам прямого, обращенного или горизонтального процесса.

1. **Схема газогенератора прямого процесса** (рис. 3). Газогенератор прямого процесса характеризуется противотоком газифицируемого топлива и паровоздушной и парогазовой смеси в слое.

Топливо загружают в газогенератор сверху, откуда оно опускается вниз, по мере газификации нижних слоев.

Паровоздушная смесь подводится снизу под решетку,

а образовавшийся генераторный газ, вместе с продуктами сухой перегонки топлива, отводится из слоя сверху.

Следуя преобладающим в литературе воззрениям, процесс газификации твердого топлива может быть, условно, разделен на следующие четыре зоны.

В верхних слоях, вскоре после загрузки топлива, за счет физической теплоты генераторного газа начинается испарение влаги, т. е. происходит подсушка твердого топлива.

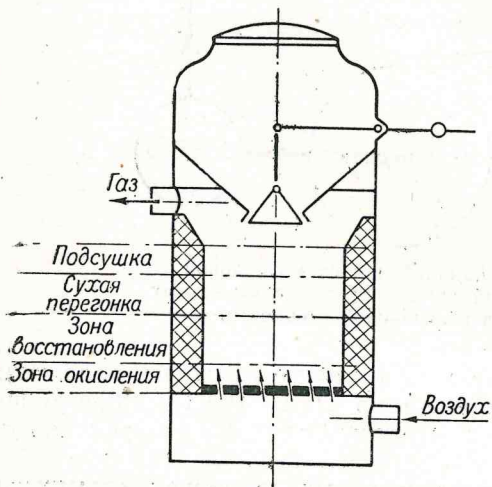


Рис. 3. Схема газогенератора прямого процесса.

Величина зоны сушки изменяется в зависимости от сорта и влажности топлива, размера кусков, плотности слоя, температуры и скорости движения газового потока.

Вследствие принятой схемы противотока по окончании сушки происходит дальнейший нагрев топлива, вызывающий разложение органической массы топлива, сопровождающийся образованием и выделением газообразных и парообразных продуктов. Указанные физико-химические изменения топлива принято называть процессом сухой перегонки. По окончании сухой перегонки топливо почти лишено летучих и состоит преимущественно из углерода с небольшими остатками кислорода и водорода.

Опускаясь ниже, топливо попадает в зону восстановления, где продукты сгорания — углекислый газ (CO_2) и водяной пар (H_2O), поступающие снизу из зоны окисления, взаимодействуют с углеродом при высокой температуре. При этом CO_2 частично восстанавливается, а H_2O разлагается с образованием окиси углерода и водорода.

В транспортных установках в газогенераторах прямого процесса освоена газификация топлива, мало или вовсе не содержащего смолы. К таковым относятся: антрацит, кокс, полукочк, а также сулюктинский и карагандинский бурые угли.

2. **Схема газогенератора обращенного процесса** (рис. 4). Газогенератор обращенного процесса характеризуется прямотоком газифицируемого топлива и воздуха и газа в слое.

Топливо загружают в газогенератор сверху, откуда оно спускается под действием силы тяжести вниз по мере расходования нижележащих слоев.

Воздух, необходимый для газификации, подводится с периферии или в центральную часть газогенератора на некоторой высоте от решетки.

Зона окисления находится вблизи мест подвода воздуха.

Обугленные и частично обгоревшие куски топлива опускаются вниз, образуя зону восстановления.

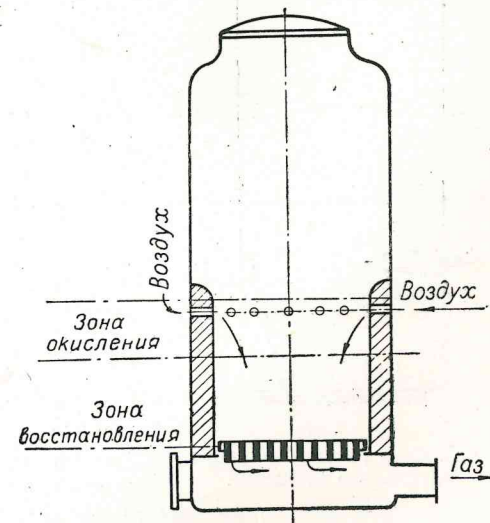


Рис. 4. Схема газогенератора обращенного процесса.

Продукты газификации отводятся из слоя топлива снизу.

Отличие схемы газогенератора обращенного процесса от схемы газогенератора прямого процесса не только в том, что зона восстановления расположена под зоной окисления.

Существенной особенностью газогенераторов обращенного процесса является совмещение во времени и пространстве в зоне окисления также и тех химических изменений топлива, которые характерны для зон сушки и сухой перегонки газогенераторов прямого процесса. Выделившиеся при нагревании топлива в зоне окисления водяной пар и продукты сухой перегонки направляются вниз и участвуют в процессе газификации. Смола сгорает или разлагается под действием высоких температур на газообразные вещества.

Бессмольный генераторный газ является единственным продуктом газификации битуминозного топлива (дров и торфа) в газогенераторах обращенного процесса. Незначительные потери имеют место в виде угольной мелочи и углерода в золе и шлаке.

3. Схема газогенератора горизонтального процесса (рис. 5). Газогенератор горизонтального процесса характеризуется взаимноперпендикулярным направлением потоков топлива и воздуха — газа в слое.

Топливо загружается в газогенератор сверху и опускается вниз, по мере того как расходуются нижележащие слои.

Воздух или паровоздушная смесь подводится в слой с боку на некоторой высоте от днища газогенератора.

Продукты газификации движутся перпендикулярно к направлению перемещения слоя топлива.

Газификация топлива по горизонтальному процессу при определенных скоростях и температуре позволяет получить значительный процент CO в газе.

В транспортных условиях по схеме горизонтального процесса газифицируют топливо мало или вовсе не содержащее смолы — древесный уголь, кокс и антрацит.

4. Газогенераторы с наклонными фурмами. По литературным данным в зарубежных странах получили распространение несимметричные газогенераторы с наклонными охлаждаемыми фурмами. По своей схеме газогенераторы с наклонными фурмами занимают промежуточное положение между газогенераторами об-

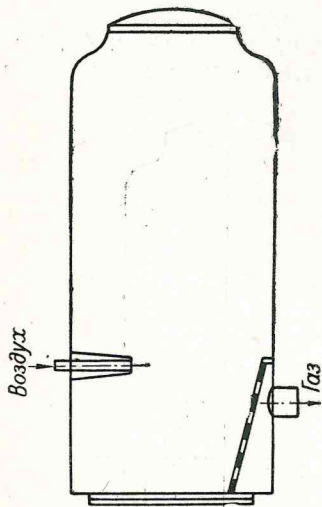


Рис. 5. Схема газогенератора горизонтального процесса.

ращенного и горизонтального процессов. Газогенераторы цилиндрической формы имеют одну фурму, а газогенераторы прямоугольной формы снабжены несколькими фурмами.

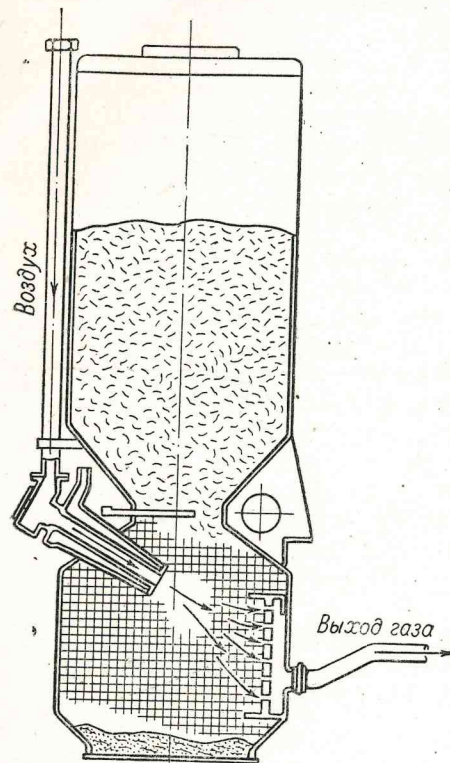


Рис. 6. Схема газогенератора с наклонными фурмами и зажимной решеткой.

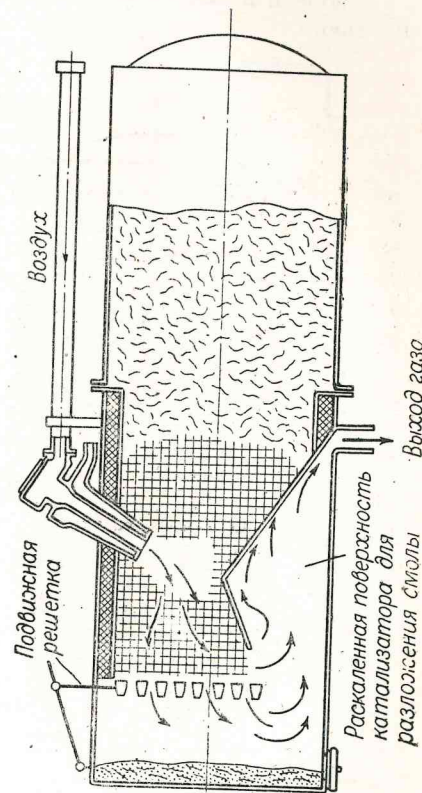


Рис. 7. Схема газогенератора с наклонными фурмами и зажимной стенкой.

Как видно из рис. 6 и 7, для зажатия слоя и уменьшения уноса мелочи применяются вертикальная решетка, либо наклонная стенка. В последнем случае образовавшееся свободное пространство заполняют керамикой, которая при высокой температуре способствует разложению смолы.

5. Комбинированные схемы газогенераторов. На рис. 8 и 9 изображены комбинированные схемы газогенераторов, построенных на сочетании прямого и горизонтального процессов, либо прямого процесса с наклонным подводом воздуха.

В транспортных условиях такого типа двухзонные газогенераторы могут быть использованы для газификации только бессмольных топлив.

Назначение нижней зоны может быть двойное: для повышения производительности газогенератора при газификации мало-зольного топлива или вспомогательное для уменьшения недожога в золе и шлаке, при газификации топлива с повышенной зольностью.

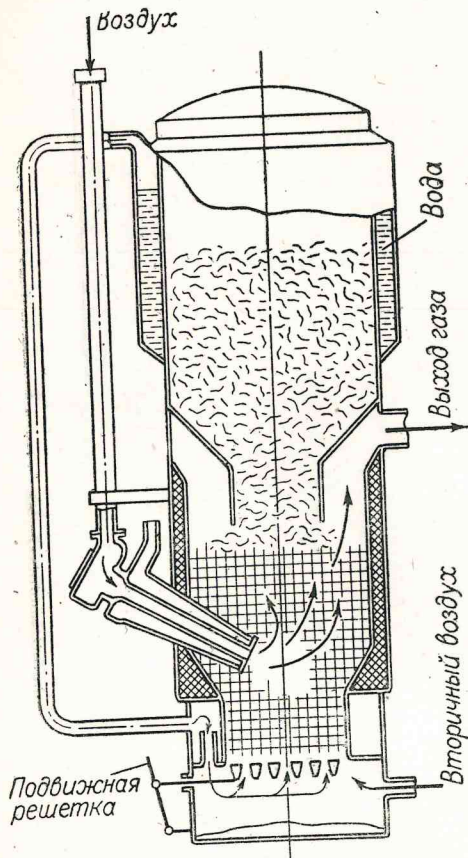


Рис. 8. Комбинированная схема газогенератора с наклонными фурмами и прямым процессом.

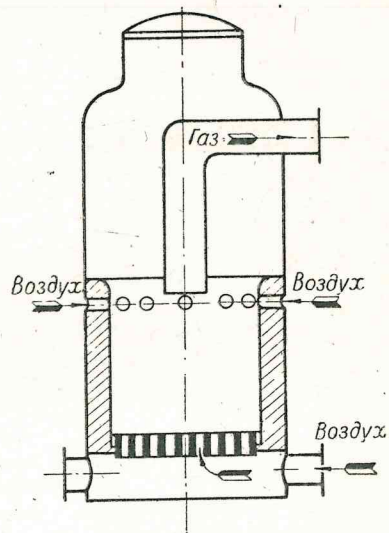


Рис. 9. Комбинированная схема газогенератора горизонтального и прямого процесса.

На рис. 10 изображена комбинированная схема газогенератора, сочетающая прямой и обращенный процессы газификации. Наличие обращенного процесса позволяет в таком типе газогенератора газифицировать древесное топливо, бурогольные и торфяные брикеты.

Нормальное газообразование в такого типа газогенераторах возможно при соблюдении следующих основных условий:

- 1) Скорость обугливания топлива в верхней зоне должна обеспечивать расход угля как в верхней, так и в нижней зоне.
- 2) Высота расположения газоотборного патрубка от решетки должна быть настолько большой, чтобы исключить попадание свободного кислорода в горячий газ.

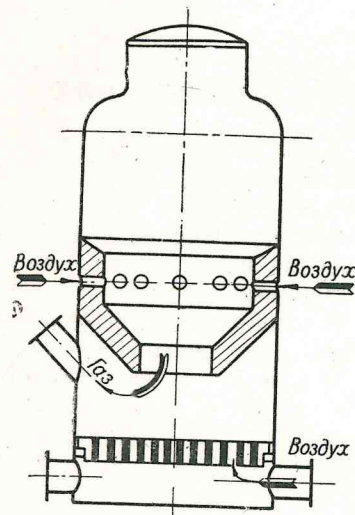


Рис. 10. Комбинированная схема газогенератора обращенного и прямого процесса.

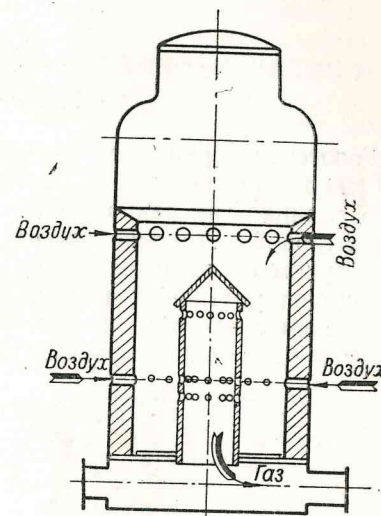


Рис. 11. Комбинированная схема газогенератора обращенного и горизонтального процесса.

На рис. 11 изображена комбинированная схема газогенератора, включающая обращенный и горизонтальный процессы газификации.

В случае газификации древесного топлива, и в данном случае скорость обугливания древесины по схеме обращенного процесса в верхней зоне должна обеспечить бесперебойное питание углем нижней зоны. При несоблюдении этого условия возможен пророск паров смолы в газ.

ГЛАВА II

СОСТАВ И СВОЙСТВА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОХОДОВ

Газогенераторная техника позволяет газифицировать любой вид твердого топлива от высоковлажного торфа до многозольного сланца. Так как основным назначением транспортной газогенераторной установки является бесперебойное питание двигателя сухим очищенным газом, то к твердому топливу в целях упрощения установки предъявляются повышенные требования в отношении влажности, зольности, содержания серы и т. д. Поэтому в дальнейшем рассматриваются лишь те виды твердого

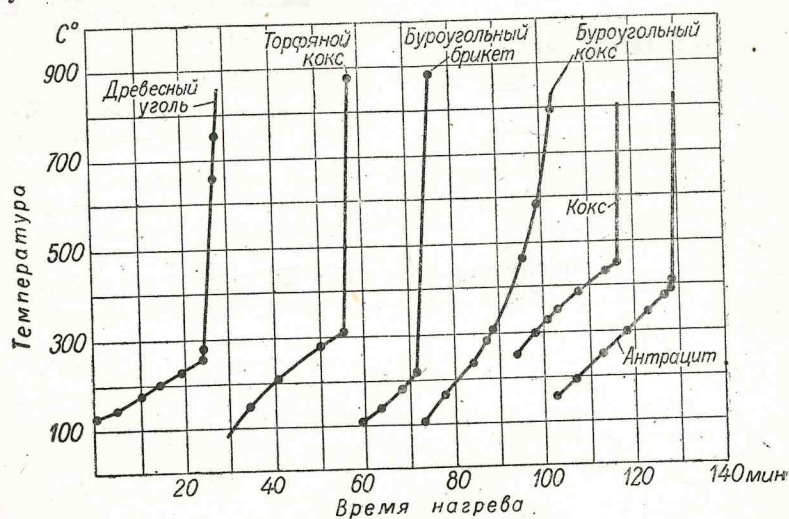


Рис. 12. Кривые температур воспламенения твердых топлив.

топлива, которые применяются или могут применяться на газоходах.

Газификационные свойства топлива включают как физические характеристики — теплоемкость, теплопроводность, температуру воспламенения и др., так и химическую «активность» в реакциях окисления и восстановления, т. е. реакцию способность.

Под реакционной способностью топлива понимается то количество кислорода, которое может вступить в реакцию с горючим (углеродом) на определенной поверхности и при определенной температуре в единицу времени.

На рис. 12 приведены результаты исследования по определению температур воспламенения твердых топлив. При этих исследованиях нагревали некоторое количество топлива, помещенное в трубке, пропуская над ним воздух. Скачок кривой, выражающей зависимость температуры от времени, показывает температуру воспламенения топлива. Наименьшее время нагревать пришлось древесный уголь, тогда как антрацит потребовалось наибольшее время нагревать до воспламенения, хотя температура воспламенения у антрацита и несколько меньше, чем у кокса.

Кривые воспламенения качественно характеризуют различные физико-химические свойства углерода данного вида топлива.

Кривые, приведенные на рис. 12, позволяют также сравнивать различные виды твердого топлива в отношении продолжительности пускового периода газогенератора от холодного состояния.

§ 5. ДРЕВЕСИНА КАК ТОПЛИВО

СССР по лесным богатствам занимает первое место в мире, обладая общей площадью лесов в 950 млн. га, из которых изучено и обследовано около 500 млн. га.

Древесина лесных фондов СССР состоит на 82,6% из хвойных пород и на 17,4% из лиственных пород.

1. **Химический состав древесины.** Основной частью абсолютно сухой древесины являются органические вещества, в состав которых входят углерод, водород, кислород и азот. Элементарный состав органической массы для наиболее распространенных пород приведен в табл. 1.

Таблица 1

Порода дерева	Состав органической массы %		
	C°	H°	O° + N°
Дуб	50,0	6,05	43,95
Береза	49,4	6,30	44,30
Сосна	50,5	6,00	43,50
Ель	49,6	6,40	44,00
Среднее	50,0	6,00	44,00

По данным Д. И. Менделеева содержание азота в органической массе древесины составляет около 0,3%.

Если разделить процентное содержание углерода, водорода и кислорода на их атомные веса (углерод на 12, водород на 1, кислород на 16), то получатся цифры, обозначающие отношения, в которых атомы соединились в молекулу древесины. Эти цифры для среднего состава древесины таковы: 4,2—С; 6,0—Н; 2,8—О. Умножив все цифры на 10, получим расчетную формулу химического состава органической массы древесины $C_{42}H_{60}O_{28}$, которая в дальнейшем явится основой для расчета состава генераторного газа.

Помимо органической массы в сухой древесине содержится зола, причем количество ее меняется в зависимости от породы дерева, условий и места произрастания. В коре и листьях золы больше, чем в самой древесине.

Среднее содержание золы в отдельных частях сухого дерева, по данным С. В. Вяхирева, составляет: в листьях 7,12%, в средних ветвях 0,13%, в стволе 0,28%.

Древесная зола имеет ясно выраженные щелочные свойства вследствие сильного преобладания щелочных и щелочно-земельных углекислых солей. Примерный состав золы в процентах приведен в табл. 2.

Таблица 2

K_2O+Na_2O	CaO	MgO	MnO	Fe_2O_3	Al_2O_3	SiO_2	SO_3	P_2O_5	CO_2
16	35	7	5	3	3	2	5	4	20

13—25% веществ, входящих в состав древесной золы (пота, сода), растворяются в воде. К нерастворимым веществам золы относятся: известь, магнезия, соли, железа и кремневая кислота.

2. О строении древесины. На поперечном разрезе любого дерева видно следующее строение: в центре находится сердцевина, затем идет ядро, заболонь и наружная часть — кора.

Основной структурной единицей древесной ткани является клетка. В наиболее простом случае клеточные стенки построены из целлюлозы ($C_6H_{10}O_5$). Целлюлоза представляет бесцветное эластичное вещество, проницаемое для воды и некоторых растворов.

Наиболее характерными для строения древесины являются волокна — клетки удлиненной формы, основная масса которых своими суженными концами расположена параллельно оси ствола. Масса древесины на 90—95% состоит из мертвых клеток, лишенных протоплазмы и ядра, внутренние полости которых наполнены водой или воздухом. Для лиственных пород характерно наличие сосудов, расположенных в древесных стволах вер-

тикальными рядами. Сердцевинные лучи образуются радиально расположенными тканями и занимают в среднем у хвойных пород 7,7%, а у твердых лиственных пород 17% от объема древесины.

3. Удельный и объемный вес древесины. Удельный вес самого вещества древесины, который колеблется от 1,49 до 1,57 и в среднем для наших пород составляет величину близкую к 1,55, не следует смешивать с объемным весом. На величину объемного веса древесины влияет пористость, которая у различных пород колеблется от 50 до 80% объема. В табл. 3 приведены средние величины объемного веса для абсолютно сухой древесины наиболее распространенных пород.

Таблица 3

Порода дерева	Вес плотной сухой древесины, кг/м ³	Объем твердого вещества, %	Низшая теплотворность сухой древесины	
			ккал/кг	ккал/м ³
Дуб	650	43,4	4490	2900 · 10 ³
Береза	560	37,4	4460	2500 · 10 ³
Осина	440	28,6	4400	1940 · 10 ³
Сосна	460	30,7	4560	2100 · 10 ³
Ель	420	28,0	4500	1900 · 10 ³

Объемный вес воздушно сухой древесины дуба составляет 780, березы 640 и ели 480 кг/м³.

4. Теплоемкость и теплопроводность древесины. Теплоемкость древесины в абсолютно сухом состоянии почти не зависит от породы дерева и в пределах температур от 0° до 106°С постоянна и равна 0,327 ккал/кг °С.

Для определения теплоемкости древесины при любой ее влажности можно пользоваться следующей формулой:

$$C_W = \frac{26,6 + 0,116t + W_p}{100 + W_p} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где: C_W — теплоемкость древесины при заданной влажности;

W_p % — влажность древесины;

t °С — температура древесины.

Коэффициент теплопроводности древесины незначительно изменяется в зависимости от породы, но значительно различается в зависимости от направления волокон. Так, например, коэффициент теплопроводности: для дуба вдоль волокон 0,35, поперек волокон 0,18 ккал/м. час °С; для сосны и ели вдоль волокон 0,30, поперек волокон 0,14 ккал/м. час °С.

5. Теплотворность древесины. Теплотворность, отнесенная к единице веса абсолютно сухой древесины различных пород, колеблется незначительно, что видно из табл. 3 и 4.

Таблица 4

Порода древесины	Высшая теплотворность абсолютно сухой древесины в ккал/кг по данным:			
	Мюллера-Сте- панова	Кирша	Астафьева	Маржецкого
Береза	4907	4919	4800	4831
Дуб	—	4857	4717	—
Сосна	4907	5064	4884	4922
Ель	4857	—	4706	5088

Маржецкий в результате своих исследований по теплотворности древесины пришел к следующим выводам:

1) Теплотворность древесины в одном и том же дереве изменяется по диаметру ствола, причем у сосны максимум теплотворности наблюдается в слоях между периферией и ядром.

2) Теплотворность древесины в одном и том же дереве изменяется по высоте ствола; у сосны теплотворность убывает к вершине дерева, а у березы и сосны наоборот.

Теплотворность древесины незначительно изменяется от содержания золы и в сильной степени зависит от влажности.

Определение нижней теплотворности рабочей массы дров смешанных пород может производиться по уравнению:

$$Q_p^H = 4440 - 50,4 W^P \text{ ккал/кг.} \quad (2)$$

6. Влагосодержание древесины. Содержание влаги снижает теплотворность и ценность дров как топлива.

Влажность топлива измеряется в весовых единицах и выражается обычно в процентах либо по отношению к весу первоначально взятого образца (относительная влажность), либо по отношению к абсолютно сухой древесине (абсолютная влажность).

Согласно ОСТ 6671 дрова по относительной влажности делятся — на сухие влажностью до 25%, полусухие влажностью от 25 до 35% и сырые влажностью 35—50%.

Содержание влаги в древесине зависит от породы, возраста, времени рубки, климатических условий, почвы и т. д. Содержание воды в растущем дереве значительно изменяется не только в течение года, но даже в течение суток. Вода, находящаяся в древесине, состоит из капиллярной, заполняющей полости клеток, коллоидальной, заключенной в оболочках клеток, и химически связанной, входящей в состав живых веществ клеток. Основную массу воды растущего дерева составляет капиллярная и

коллоидальная вода. Количество химически связанной воды невелико. У хвойных пород количество капиллярной воды несколько больше, чем у лиственных.

В табл. 5 приведены средние приближенные данные, характеризующие относительную влажность древесины при естественной сушке в поленищах.

Таблица 5

Порода дерева	Влажность при срубке в январе (в %)	Влажность (%) после срубки через			Потеря влажности (%) по прошествии		
		6 мес.	12 мес.	18 мес.	6 мес.	12 мес.	18 мес.
Сосна	54,4	29,3	18,5	15,8	25,1	35,9	38,6
Ель	42,0	28,6	16,7	14,8	13,4	25,3	27,2
Береза	44,3	25,3	18,1	16,0	19,0	26,2	28,3
Осина	50,0	31,0	21,6	15,9	19,0	28,4	34,1
Дуб	39,0	29,6	23,8	20,7	9,4	15,2	18,3

7. Естественная воздушная сушка. Так как дрова при заготовке имеют повышенную влажность, то их необходимо до употребления высушить.

Скорость сушки после срубки будет различна в зависимости от того, являются ли дрова полностью, частично или вовсе не окоренные. Длина и толщина полен также отражаются на скорости сушки.

Скорость высыхания в период естественной воздушной сушки древесины при одинаковой величине полен и плотности укладки зависит от метеорологических условий (температуры и относительной влажности воздуха), скорости и направления ветра, величины штабеля и местоположения древесины в самом штабеле. Более старая древесина сохнет равномернее молодой. Хвойные породы сохнут быстрее лиственных, а лиственные мягкие породы быстрее, чем твердые.

При высыхании древесины в первую очередь испаряется капиллярная вода, а затем коллоидальная. Небольшая часть коллоидальной и химически связанной воды остается в древесине даже после искусственной сушки при температуре 100—105°С.

Влажность древесины в момент полного испарения капиллярной воды и начала испарения коллоидальной воды соответствует точке насыщения древесного волокна. Влажность, соответствующая насыщению волокна древесины, для сосны и ели составляет около 29%. Начиная с точки насыщения волокон, дальнейшая сушка сопровождается уменьшением объема куска древесины, т. е. усушкой. В связи с тем, что клетки имеют форму пластинок, расположенных параллельно оси ствола, величина усушки

разная в различных направлениях. Средняя усушка для пород, наиболее распространенных в Советском Союзе, при переходе древесины от свежесрубленной до абсолютно сухого состояния составляет по длине волокон около 0,1%, в радиальном направлении 3—5% и в тангентальном — 6—10%.

Древесные породы по их объемной усушке делятся на три группы:

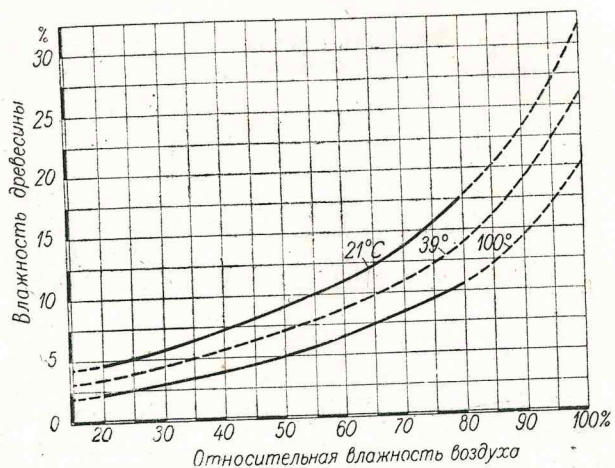


Рис. 13. Зависимость влажности древесины от относительной влажности и температуры воздуха при равновесном состоянии.

1. Сильно усыхающие (5—11%) — дуб, бук, береза.
2. Умеренно усыхающие (3—5%) — сосна, осина.
3. Мало усыхающие (2—4%) — ель, лиственница.

При естественной воздушной сушке предельная минимальная влажность древесины зависит от влагосодержания и температуры окружающей среды.

Эта минимальная влажность соответствует равновесному состоянию, при котором температура высушиваемого материала и давление пара испаряемой влаги равны температуре и парциальному давлению пара окружающего воздуха.

При большой влажности древесины и относительно малом влагосодержании воздуха будет происходить процесс выделения влаги из древесины в атмосферу. Наоборот, при понижении температуры воздуха и увеличении влагосодержания будет иметь место увлажнение ранее высушенных дров.

На рис. 13 приведены кривые равновесного состояния влажности древесины в зависимости от относительной влажности воздуха при температуре воздуха в 21°, 39° и 100° С.

Свойство древесины поглощать водяные пары из воздуха называется гигроскопичностью. Под этим понимают процесс, сопро-

вождаемый, кроме адсорбции, еще и перемещением влаги от поверхности внутрь образца. Проникновение влаги внутрь происходит довольно медленно и зависит, главным образом, от формы и длины куска. Мелкоизмельченная древесина (опилки, щепа, чурки) сравнительно быстро способна изменять свою влажность, тогда как древесина более крупных размеров медленно изменяет свою влажность под действием температуры и влажности воздуха.

8. Древесное топливо транспортных газогенераторов. Согласно ГОСТ 2720-44 древесное топливо для газогенераторных автомашин и тракторов разделяется на три группы:

I группа — береза, бук, граб, ясень, клен, вяз, ильм и лиственница.

II группа — сосна.

III группа — осина, ольха, липа, кедр и пихта.

Применение чурок из древесины III группы допускается только в смеси с чурками I группы, причем содержание чурок III группы в смеси не должно превышать 50% по весу.

Размеры чурок: длина от 4 до 7 см, толщина и ширина от 3 до 6 см. Форма поперечного сечения чурок может быть любая. Чурки должны быть воздушно-сухие с влажностью не более 22% абс.

Объем чурок определяется посредством мерных ящиков или посредством измерения пространства, занимаемого насыпанной чуркой.

Единицей измерения чурок служит насыпной кубический метр. Для перевода насыпных кубических метров в плотные кубические метры для чурки устанавливается переводной коэффициент 0,5. Допускается учет чурок по весу. При этом вес одного насыпанного кубического метра воздушно-сухой чурки в зависимости от породы древесины принимается следующий:

Граб, ясень	360 кг/м ³
Клен, бук, лиственница, береза, вяз, ильм	320 "
Сосна	250 "
Ольха, осина, липа, пихта, кедр, ель	220 "

В судовых газогенераторах успешно применяются чурки и полуметровые дрова любых пород как в смеси, так и отдельно из древесины пород III группы.

9. Древесный уголь. Состав и свойства древесного угля зависят от температуры и способа выжигания, а также от породы древесины.

Уголь, получаемый при выжиге древесины в пределах температур от 280 до 600° С, называется черным. Выжиг при температурах до 380° С дает хрупкий и маркий уголь. Повышение температуры выжигания до 600° придает углю прочность, увеличивает процентное содержание углерода, при одновременном сни-

жении выхода угля по весу. Влияние температуры выжигания на содержание в нем летучих и теплотворность горючей массы видно из табл. 6.

Таблица 6

Температура выжигания	С°	400	500	600	700
Содержание летучих	%	32,10	16,79	10,24	6,42
Теплотворность горючей массы 1 кг угля высшая	ккал/кг	7150	7982	8013	8221

Увеличение температуры выжигания выше 600° С заметного улучшения качества угля не вызывает.

Технические условия на древесный уголь, полученный путем выжигания и сухой перегонки древесины и предназначенный для автотракторных газогенераторов, определяется по ГОСТ 4635-49.

По древесным породам уголь так же как и чурки разделяется на три группы, согласно ГОСТ 2720-44. Уголь в изломе должен быть блестящим, черного цвета с ясно видимой структурой древесины.

По содержанию летучих угли делятся на два класса:

I класс 8—12% летучих и II класс 13—25% летучих. Содержание влаги не должно быть более 12%, а золы на рабочую массу не более 3%.

По размерам кусков древесный уголь разделяется на мелкий и крупный: мелкий — размер кусков от 6 до 20 мм, крупный — от 20 до 40 мм.

Мелкий уголь предназначается для газогенераторов горизонтального процесса, а крупный для газогенераторов прямого и обращенного процессов.

Содержание мелочи, в первом случае размером менее 6 мм, а во втором менее 20 мм, не должно превышать 5%.

§ 6. ТОРФ И ТОРФЯНЫЕ БРИКЕТЫ

Торф в СССР является распространенным видом топлива: на Украине, в Белоруссии, в Латвии и Эстонии, в центральных и северных областях Европейской части РСФСР, на Дальнем Востоке и Сибири имеются большие залежи торфа. По мощности торфяных запасов наша страна занимает первое место в мире, располагая почти 50% мировых ресурсов торфяного топлива, которые исчисляются цифрой в 300 млрд. т.

Законом о пятилетнем плане на 1946—1950 гг. предусмотрено: «...увеличить добычу торфа в 1950 г. по сравнению с довоен-

ным уровнем на 39% и довести добычу торфа в 1950 г. до 44,3 млн. т. Обеспечить широкое развитие торфодобычи в центральных и западных районах СССР».

Газификация торфа в стационарных условиях осуществляется в СССР уже давно. Около 50 лет работает на торфе газогенератор Выксунского завода. В 1929 г. была пущена большая газогенераторная станция на торфе на стекольном заводе в Гусь-Хрустальном.

1. Образование, состав и основные свойства торфа. Торф в естественном состоянии представляет собой насыщенное водой отложение различных растительных остатков той флоры, которая в течение многих тысяч лет произрастала на месте торфяного болота и, погибая, наслаивалась постепенно, слой за слоем, образовав в конце концов общий торфяной массив, достигающий, в зависимости от возраста, до 7,5 м. толщины.

В зависимости от исходного растительного материала, из которого образовался торф, делят его на моховой (или верховой), луговой (или низинный) и переходный (или боровой).

Содержание углерода в торфе повышается с увеличением глубины залегания, а следовательно и его возраста, что видно из табл. 7.

Таблица 7

Состав органической массы	Глубина залегания, м				
	0,5	1,5	3,5	5,5	7,5
С°	56,30	56,70	57,20	58,6	61,40
Н°	5,33	5,85	5,55	5,72	5,71
Н°	2,35	2,39	2,40	2,58	3,05
О°	35,99	35,08	34,83	33,14	29,85

Степень разложения торфа является одним из важных показателей его качества. Под степенью разложения понимают соотношение между разложившейся органической частью растения (гумусом) и растительными остатками еще не разложившимися. Степень разложения зависит от интенсивности биохимического распада, а не от геологического возраста.

В зависимости от степени разложения, торф меняет свой вид: от волокнистой рыхлой массы светлорыжевого или желтого цвета при малой степени разложения до однородного пластичного тела, темнокоричневого, почти черного цвета, при высоких степенях разложения. Воздушно-сухой торф представляет все переходы от малоразложившейся рыхлой и объемисто-упругой

массы до плотного, твердого, как дерево, хорошо разложившегося торфа.

По мере увеличения степени разложения торфа, удельный вес сухого вещества снижается, в его составе растет количество углерода и уменьшается содержание кислорода, растет количество битуминозных веществ (разложившиеся смолы, воски) и повышается теплотворность торфа, что видно из табл. 8.

Степень разложения торфа, применяемого в транспортных газогенераторах, должна быть не менее 25%.

Таблица 8

Степень разложения торфа	Состав горючей массы, %					Удельный вес сухой массы	Теплотворность горючей массы, ккал/кг
	C ^r	H ^r	O ^r	N ^r	S ^r		
Малоразложившийся	47—54	5,9—7,5	46,4—37,1	0,7—1,4	—	1,6	4050—4250
Средне разложившийся	54—58	5,9—6,5	39,3—32,9	0,7—1,4	0,1—0,2	—	4680—5440
Хорошо разложившийся	58—62	5,9—7,5	35,3—20,9	0,7—1,4	0,1—0,2	1,3	5230—6220

Наличие серы в торфе обуславливается разложением органических веществ, содержащих белковые соединения и главным образом разложением сульфатов минерального происхождения, поступающих в торфяник с грунтовыми водами. Поэтому низинный торф содержит серы больше, чем верховой. Так, среднее содержание серы в торфе низинного типа колеблется от 0,3 до 2,27%, а в верховом торфе — от 0,15 до 0,41%. Зольность торфа изменяется в значительных пределах: верховой торф содержит 1,5—5% золы, а низинный торф 6,0—20,0% золы и выше.

Минеральные вещества торфа не отличаются той определенностью состава, которая свойственна древесной золе. Состав торфяной золы всецело зависит от условий образования торфа и от состава заиливающих веществ. Зола может быть сильно кислой, с содержанием $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3$ до 90% и ничтожным количеством CaO , MgO и щелочей; но может быть и основной, с содержанием CaO и MgO до 35% и умеренным количеством (до 30%) $\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3$. Но никогда в торфе, а следовательно, и в золе не бывает значительного количества щелочей, так как они извлекаются и уносятся водой, омывающей торфяные образования. Для торфяной золы характерно присутствие значительного количества Fe_2O_3 , сообщающего ей желтобурый цвет.

Для приближенного суждения о плавкости торфяной золы ЦНИИАТ предлагает учитывать окраску золы. Окраска и соответствующие ей температуры плавления золы приведены в табл. 9.

Таблица 9

Окраска золы	Температура плавления °С
Краснобуряя	950—1050
Бледнорозовая	1050—1150
Светлосоломенная	1200—1300

2. О торфяных брикетах. Законом о пятилетнем плане предусмотрено «увеличить производство торфяных брикетов в 1950 г. до 1,2 млн. т.», т. е. в 15 раз против довоенного уровня, в том числе по РСФСР — 670 тыс. т.

Применение торфобрикетов на газоходах целесообразней, чем кускового торфа. Технические требования на торфобрикеты для газогенераторных автомобилей приведены в табл. 10. Эти же требования удовлетворяют и судовым условиям.

Таблица 10

№ № п. п.	Показатели	Размерность	Значение
1	Размеры брикета	мм	50×30×20
2	Сопrotивление раздавливанию минимальное	кг/см ²	60
3	Содержание влаги максимальное	%	15
4	Содержание летучих в пределах	%	8—20
5	Содержание золы максимальное	%	8
6	Содержание серы максимальное	%	0,7
7	Температура плавления золы минимальная	°С	1200

Гипроместтоппромом разработаны брикетные установки с производительностью 5—25 тыс. т брикетов в год. Затраты на сооружение таких установок сравнительно невелики.

Оборудование установки на 5 тыс. т состоит из сушильного барабана и штемпельного пресса. Такая установка может обеспечить газоходный флот мощностью 4000 л. с. в течение навигации.

Приведем данные по торфяным брикетам Орехово-Зуевского завода.

1) Характеристика торфа, поступающего на брикетирование: фрезерный торф низинный или переходного массива со степенью разложения не ниже 30% и влажностью 35—45%. Перед брикетированием торф подвергается сушке.

Зольность $A^z = 8-10\%$.

Брикетирование производилось без каких-либо связующих добавок при давлении 1000—1500 кг/см².

2) Характеристика торфобрикетов:

Влажность	12—14%.
Зольность на сухую массу	6,0—9,0%.
Длина брикета	185 мм.
Ширина средней части	65 мм.
Ширина у концов	30 мм.
Толщина	20—30 мм.
Средний вес 1 штуки выпускаемого брикета	450 г.
Насыпной вес	600—800 кг/м ³ .
Укладочный вес	1000—1200 кг/м ³ .
Теплотворность	4200—4500 ккал/кг.

Данная форма и величина торфобрикетов не отвечают полностью требованиям, предъявляемым топливу для транспортных газогенераторов. Брикеты приходится рубить на 2—3 части, при этом образуется и мелочь. Более желательной является овальная форма торфобрикета размером 35×25 мм или призматические брикеты с размерами 60×60×30 мм.

При добавке связующих присадок — торфяного пека и др. брикеты получают значительно более влагостойкими и термически более прочными.

Образцы торфобрикетов, приготовленные при давлении в 325 кг/см², без добавок, имеют сопротивление раздавливанию в 50 кг/см², а при добавке 10% торфяного пека сопротивление раздавливанию повышается до 75 кг/см².

§ 7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ, МЕХАНИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ И ТЕРМИЧЕСКОЙ СТОЙКОСТИ МИНЕРАЛЬНОГО ТОПЛИВА

1. Рассматривая топливо как механическую смесь влаги, золы и горючей массы, теплоемкость твердого топлива можно определить по следующей формуле:¹

$$C = C^v \frac{W^p}{100} + C^a \frac{A^p}{100} + C^r \frac{100 - W^p - A^p}{100} \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

где: C^v , C^a и C^r ккал/кг $^\circ\text{C}$ — теплоемкость воды, золы и горючей массы топлива;

W^p % — влажность рабочей массы топлива;

A^p % — зольность рабочей массы топлива.

¹ Л. И. Гладков и А. Н. Лебедев — теплоемкость твердого топлива и угольной пыли. Известия ВТИ № 8, 1948.

Средняя теплоемкость золы твердых углей в интервале температур от 0° до 500°С с точностью $\pm 0,02$ ккал/кг $^\circ\text{C}$ может быть представлена следующим уравнением:

$$C^a = 0,17 + \frac{0,12}{1000} t \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}, \quad (4)$$

где: t $^\circ\text{C}$ — температура топлива.

Изменение средней теплоемкости горючей массы топлива от температуры и содержания летучих может быть представлено одним общим уравнением в интервале температур от t_1 до t_2 :

$$C^r = 0,2 + 9 \cdot 10^{-6} (13 + J^r) [130 + (t_2 + t_1)] \text{ ккал/кг } ^\circ\text{C}. \quad (5)$$

В интервале температур от 0° до 250°С уравнение дает хорошую сходимость с опытными данными, а в интервале температур 250—500°С приближенные значения.

Средняя теплоемкость воды условно принимается $C^v = 1$ ккал/кг $^\circ\text{C}$.

В интервале температур от 0° до 160°С ошибка от такого усреднения не превышает 1%.

2. В приложениях к ГОСТ 3846-47 приведены временные инструкции по определению механической прочности и термической стойкости газогенераторных каменных углей и антрацитов, разработанные Донецким научно-исследовательским угольным институтом.

В обоих случаях перед опробованием определяют характеристику антрацита по внешнему виду, после чего в пробу отбирают от сорта с фракциями 100—50 мм или от рядового угля или антрацита 10 кусков, размером 100—60 мм каждый, характерных по своему строению. Соотношение количества кусков различного строения в пробе должно отвечать соотношению их в испытуемом топливе. Пробу взвешивают с точностью до 0,1 кг.

Определение механической прочности производится следующим образом:

1) Каждый отобранный в пробу кусок сбрасывают свободным падением от одного до трех раз с высоты 2 м на металлическую плиту толщиной не менее 15 мм, шириной 900 мм и длиной 1200 мм, с металлическими или деревянными бортами высотой 200 мм.

При сбрасывании возможны следующие случаи: кусок сохраняет свою форму, кусок разбивается на 2—3 куска, кусок рассыпается (распадается на куски менее 25 мм). Если после первого сбрасывания кусок разбивается на 2—3 куска, то каждый полученный кусок вновь сбрасывают. Если при этом куски рассыпаются, то дальнейшего сбрасывания их не производят, если же они разбиваются на куски размером 25 мм и более, то

такие куски подвергаются дальнейшему, но уже последнему сбрасыванию.

Если после первого сбрасывания кусок сохраняет свою форму, то его сбрасывают второй и третий раз с таким расчетом, чтобы непосредственному удару подвергались различные стороны куска (продольные, поперечные).

Каждый кусок пробы целиком или по частям сбрасывают таким образом не более трех раз.

2) После того, как испытание первого куска закончено, его убирают с плиты и испытывают все остальные куски, указанным выше способом.

3) Антрацит или каменный уголь, собранный после испытания всех кусков, просеивают сквозь горизонтально поставленное сито с квадратными отверстиями 25×25 мм встряхиванием сита два раза.

4) Оставшийся на сите антрацит или каменный уголь взвешивают с точностью до 0,1 кг и вычисляют процент к общему весу набранной пробы. Полученное число называется «индекс разбивания» или «индекс механической прочности угля в холодном состоянии».

3. Определение термической стойкости производится следующим образом:

1) В лаборатории отобранную пробу антрацита или угля делят на порции с таким расчетом, чтобы вес каждой порции составил примерно 1 кг. Каждую порцию поочередно помещают в муфельную печь с температурой 900°С. Прокаливание при этой температуре каждой порции продолжается 15 минут.

2) После прокаливании порцию антрацита или угля помещают на железный противень и дают остыть.

3) Остывшую порцию антрацита или угля помещают в барабан специального аппарата для определения прочности угля, который вращается в течение 5 мин. со скоростью 50 об/мин.

4) После того как все порции антрацита или угля пропущены через муфель и барабаны и собраны на противень, испытываемую пробу просеивают сквозь горизонтально поставленное сито с квадратными отверстиями 25×25 мм, встряхиванием сита два раза. Оставшийся на сите антрацит или уголь взвешивают с точностью до 0,1 кг и вычисляют процент к общему весу порций.

Полученное число называется «индекс термической стойкости» или «индекс механической прочности угля после его нагревания».

§ 8. БУРЫЕ УГЛИ И БУРОУГОЛЬНЫЕ БРИКЕТЫ

В Советском Союзе имеются большие залежи бурых углей как в Европейской части (Подмосковный бассейн, Боровичское,

Челябинское и другие месторождения), так и в Азиатской части (Сулюктинское, Кизылкия, Карагандинское, Райчихинское и др.).

Добыча бурых углей в Советском Союзе растет как относительно, так и абсолютно. Так, если в 1940 г. добыча бурых углей составила 15,6% общего количества всех добытых углей, то в 1945 г. удельный вес бурых углей составил уже 40% от угледобычи.

1. Состав и особенности некоторых бурых углей. Физико-химические свойства бурых углей чрезвычайно разнообразны. Однако имеются особенности, характерные для всех бурых углей. К ним относятся: высокая влажность и зольность, сильная подверженность воздействию атмосферных агентов и термическая неустойчивость. При длительном лежании в штабеле бурый уголь превращается в мелочь и разрушается при нагревании.

Влажность и зольность бурых углей колеблются в широких пределах. При газификации бурых углей некоторые практически совсем не выделяют смолы, как например сулюктинский, другие же дают незначительный выход смолы, как например, райчихинский — 0,7%, богословский — 1,0%, карагандинский — 1,3%. Молодые бурые угли дают значительный выход смолы, как например, угли Правобережья УССР и Башкирской АССР 12—17%.

Характеристики состава сулюктинского и карагандинского углей, применяющихся в транспортных газогенераторах, приведены в табл. 11.

Таблица 11

Компоненты, %	Сулюктинский			Федор. пласт Караганды		
	горючая масса	сухая масса	рабочая масса	горючая масса	сухая масса	рабочая масса
Углерод	78,5	68,9	55,0	75,8	68,3	51,2
Водород	3,8	3,4	2,7	4,5	4,1	3,1
Кислород	16,1	14,1	11,2	17,7	16,0	12,0
Азот	0,8	0,7	0,6	0,9	0,8	0,6
Сера ¹	1,2	1,1	0,9	1,1	1,0	0,8
Зола	—	11,8	9,4	—	9,8	7,3
Влага	—	—	20,2	—	—	25,0
Выход летучих %	28,5	—	—	39,0	—	—

Плавление золы сулюктинского и карагандинского углей в полувосстановительной газовой среде характеризуется температурами, приведенными в табл. 12.

¹ Бурые угли обычно содержат серу в виде органических соединений.

Таблица 12

Бурые угли	Начало деформации, °С	Переход в пластическое состояние, °С	Переход в расплавленное состояние, °С
Суюктинский Карагандинский	1040—1290 1200	1120—1300 1220	1180—1370 1330

2. О бурогольных брикетах. Как уже отмечалось, подавляющее большинство бурых углей отличается слабой механической прочностью и дает большой процент мелочи. В связи с этим исключительно важное значение приобретает брикетирование как метод превращения механически непрочных углей в высококачественное топливо.

В законе о пятилетнем плане на 1946—1950 гг. записано: «Широко организовать производство угольных брикетов и довести выпуск их в 1950 г. до 7,4 млн. т».

Молодые бурые угли могут брикетироваться без добавления связующих веществ. Перед брикетированием влажность углей должна быть не выше 15—16%. Для получения хороших брикетов без связующих веществ необходимо высокое давление прессования (1200—1600 кг/см²). Брикеты бурых углей, полученные без добавления связующих веществ, обладают хорошей горючестью, но отличаются влагоемкостью и нестойкостью при хранении.

Приведем краткие сведения о брикетировании украинских и башкирских углей.

Брикетирование производилось при следующих условиях:

Крупность зерна	0—6 мм.
Содержание влаги	12—14 %.
Температура прессования	40—50° С.
Давление прессования	до 1000 кг/см ² .

В результате получены брикеты со следующими показателями механической прочности:

Прочность на изгиб	12—14 кг/см ² .
Прочность на раздавливание	120—130 кг/см ² .
Остаток от испарения	80—90%.

Брикеты имели хорошую влагостойкость — остаточная прочность на изгиб после 24-часового пребывания в воде составляла около 6 кг/см².

Опыты по сжиганию показали, что брикеты загораются через 6—10 мин. и горят высоким (14—16 см) пламенем до полного сгорания через 40—50 мин.

§ 9. КАМЕННОУГОЛЬНЫЙ ПОЛУКОКС И КОКС

1. Характеристика топлив, идущих на полукоксование. Полукокс есть остаточный продукт термической переработки твердого топлива без доступа воздуха при нагреве до температуры 500—550° С. При полукоксовании возгоняются газообразные и парообразные продукты сухой перегонки. Из последних получают жидкое горючее и смазочные вещества.

В Советском Союзе для полукоксования применяются слабо-спекающиеся угли Журицкого месторождения и угли Черемховского бассейна.

Угли Журицкого и Поджурицкого пласта Ленинского месторождения Кузнецкого бассейна относятся к длиннопламенным, марки Д, и дают не спекающийся или слабо спекающийся механически малопропрочный полукокс. Журицкие угли сами являются термически мало устойчивыми, поэтому при полукоксовании сильно измельчаются. Малая прочность полукокса делает его нетранспортабельным и ограничивает район потребления.

Согласно ГОСТ 3681-47 угли Черемховского бассейна, предназначенные для полукоксования, должны удовлетворять следующим качественным показателям:

Содержание влаги не более 12,5%;

Содержание золы не более 19,5%;

Выход смолы не менее 12,0%.

Размер кусков более 25 мм.

Содержание видимой породы не более 2,5%.

2. Состав и характеристика полукокса.

Средний состав горючей массы полукокса в проц.	Журицкого	Черемховского
C ^r	91,2	89,3—90,4
H ^r	2,2	2,7—2,8
O ^r	3,5	6,0—6,9
N ^r	2,3	
S ^r	0,6	0,9—1,0
Выход в летучих Л ^r %	8—10	6—7
Влажность W ^p %	8	4,5—5,0
Зольность A ^c %	7—8	24,0—27,0
Плавление золы в полувосстановительной среде:		
Начало деформации t ₁	1050°	1185—1240°
Переход в пластическое состояние, t ₂	1165°	1355—1390°
Переход в жидкоплавкое состояние t ₃	1180°	1385—1410°

3. Характеристика пористости журицкого полукокса. В лаборатории топлива и смазки ЦНИИРФА проведены опыты по увлажнению и сушке журицкого полукокса.

При длительном содержании кусков полукокса в воде предельное увлажнение составило 33,7% по отношению к сухому топливу или 25% (относительных).

При сушке влажного полукокса при температуре 100—105° в первые 30 мин. испарилось до 29,6% воды, через 1 час — 59%, через 2 часа — 85%. При сушке предельно влажного полукокса при 50°С в первые 5 часов испарилось 75% воды. Изменение скорости сушки полукокса через каждые 3 часа характеризуется следующими данными: 57%, 23%, 14% и 2,5% воды.

Из динамики сушки полукокса видно, что около 3% воды может быть отнесено к связанной.

Значительная разность между предельной влажностью и связанной водой может служить качественной характеристикой величины пор полукокса.

4. Технические требования к газогенераторному полукоксу. ГОСТ 4597-49 определяют требования к каменноугольному полукоксу, поставляемому для автотракторных газогенераторов.

В полукоксе допускают влаги не более 9,0%, золы не более 8,0% и общей серы на сухую массу не более 1,0%, при этом содержание видимой породы не должно превышать 1%. Температура плавления золы t_3 не ниже 1100°С. Показатель температуры плавления золы является гарантийным со стороны поставщика и определяется не реже одного раза в месяц.

Выход летучих веществ не должен превышать 9,0%, при этом недопал полукокса не допускается.

Для определения недопала отбирают пробу полукокса, которую доводят до воздушно-сухого состояния, после чего постепенно высыпают в ванну, наполненную водой (температура 10—20°С). Высыпанный полукокс разравнивают ровным слоем по поверхности воды и перемешивают, с тем, чтобы вся поверхность кусков полукокса хорошо смочилась водой. Через две минуты после высыпания пробы полукокса все плавающие куски отделяют, а затем выбирают утонувшие куски полукокса. Из утонувшего полукокса готовят аналитическую пробу и определяют выход летучих веществ. Если выход летучих веществ более 9%, то это указывает на наличие недопала в полукоксе.

Размер кусков полукокса 10—40 мм, при этом, содержание мелочи (куски размером менее 10 мм) не должно превышать 5,0%.

5. Кокс. Для газификации в транспортных газогенераторах могут быть использованы некондиционные сорта кокса, т. е. с большим содержанием золы и куски меньше 25 мм.

В табл. 13 приведен примерный состав и теплотворность горючей массы кокса разной крупности.

Таблица 13

Сорт	Размер кусков, мм	Элементарный состав, %					Q_H^r ккал/кг
		C ^r	H ^r	N ^r	O ^r	S ^r	
Кокс	> 25	96,5	0,3	1,3	1,3	0,6	7760
Коксик	15—25	96,0	0,4	1,4	1,7	0,5	7660
Коксовая мелочь	0—15	92,0	2,2	1,6	3,6	0,6	7910

§ 10. АНТРАЦИТЫ

Антрациты составляют 38,2% от разведанных углей Донбаса. При добыче антрацита часть его измельчается.

Соотношение потребности и ресурсов отдельных сортов антрацита по крупности кусков к концу 1950 г. характеризуется следующими величинами:

Размер кусков, мм	Потребность, %	Ресурсы, %
65—25	52,3	24,8
25—13	16,2	17,0
13—6	4,0	17,9
6—0	27,5	40,3

Для газификации обычно применяют средние сорта размерами кусков 25—6 мм, ресурсы которых значительно превосходят имеющуюся потребность. Поэтому, из народнохозяйственных интересов следует всемерно расширять потребление антрацитов для целей газификации.

Антрациты являются разновидностью гумусовых и гумусово-сапропелитовых каменных углей, отличающихся высоким содержанием углерода и незначительным (не более 2%) количеством водорода.

При газификации антрацит не выделяет смолистых веществ, не спекается и образует порошкообразный кокс.

В газообразных продуктах сухой перегонки антрацита почти совершенно нет углеводородов: горючая часть их состоит преимущественно из водорода и окиси углерода.

Ничтожный выход летучих и отсутствие смолы намного упрощает схему очистки газа, что имеет существенное значение для судовой установки. Этим объясняется стремление освоить и применить антрацит для получения силового газа, несмотря на трудности газификации, вызванные малой реакционной способностью антрацита.

1. Состав антрацитов. Средний химический состав донецких антрацитов по трестам приведен в табл. 14.

Таблица 14

Трест	Горючая масса, %						Q_H^r ккал/кг	Сухая масса		Рабочее топливо	
	C^r	H^r	N^r	O^r	$S_{орг}^r$	L^r		A^c	$S_{общ}$	W^p %	Q_H^p ккал/кг
Шахтантрацит	94,0	1,7	0,9	1,1	0,8	3,0	7950	12,0	2,1	5,5	6580
Несветайантрацит	94,0	1,6	0,9	1,1	0,8	3,0	7915	9,5	2,3	5,5	6730
Свердловуголь	94,0	1,6	0,9	1,1	0,8	3,0	7905	11,0	2,2	5,0	6650
Боквантрацит	93,5	1,7	1,0	1,9	0,8	3,0	7950	13,5	1,7	4,5	6540
Донбассантрацит	93,0	2,0	1,0	2,3	0,8	3,5	8040	12,0	1,6	4,0	6770
Снежанантрацит	93,0	2,0	1,0	2,5	0,8	3,5	8035	9,0	1,5	5,0	6910
Чистяковантрацит	93,0	2,3	1,1	1,9	0,8	5,0	8045	11,0	1,6	5,0	6770
В среднем по Донбассу	93,5	1,8	1,0	1,8	0,8	3,5	7975	11,0	1,8	5,0	6710

Сера в каменных углях и антраците встречается в форме следующих сернистых соединений: а) в виде сульфидов, главным образом пирита (Cu_2S) или марказита (FeS_2) называемых также колчеданами — S_k ; б) в виде сульфатов (Ca и Na) — S_a и в) в виде органических соединений — $S_{орг}$. Сумма этих трех видов серы составляет общую серу $S_{общ}$.

С практической точки зрения принято также делить серу на горючую и негорючую.

При газификации топлива часть серы переходит в газ в виде сероводорода (H_2S) и сернистого ангидрида (SO_2).

2. Изменение термических констант антрацита в зависимости от температуры. Теплоемкость антрацита и полукокса, подсчитанная по формуле (3) для интервала температур 0—500°C при среднем содержании влаги, золы и летучих приведена в табл. 15.

Таблица 15

Наименование топлива	Температура в °C						W^p %	A^p %	L^r %
	0	100	200	300	400	500			
Антрацит	0,253	0,27	0,28	0,295	0,31	0,32	5,0	10,5	3,5
Полукок	0,27	0,29	0,31	0,326	0,34	0,36	6,0	8,0	10,0

Изменение термических констант антрацита в зависимости от температуры термической обработки приведено в табл. 16, заимствованной у В. В. Померанцева.¹

Таблица 16

Температура термической обработки °C	Теплопроводность λ ккал/м час °C	Температуропроводность $a \cdot 10^4$ м ² /сек	Теплоемкость C ккал/кг °C
Необработанные	0,128	6,4	0,25
300	0,14	7,0	0,25
500	0,14	7,0	0,25
700	0,16	8,7	0,23
900	0,21	11,9	0,22
1100	0,216	12,8	0,21

3. Плавкость золы антрацитов. Соотношение между отдельными минеральными частями, входящими в состав золы разных

¹ В. В. Померанцев. Термические константы твердого топлива. Сборник «Исследование процесса горения натурального топлива», под редакцией Г. Ф. Кнорре. 1948.

сортов антрацита, не является постоянным, что находит отражение в различной температуре плавления золы.

Среди золы донецких антрацитов встречается зола различной степени плавкости. Это позволяет разделить ее на три категории, приведенные в табл. 17.

Таблица 17

Категория золы	Начало деформации t_1 °C	Переход в пластическое состояние t_2 °C	Переход в расплавленное состояние t_3 °C	Интервал плавления Δt °C
Легкоплавкая	1050—1090	1100—1150	1130—1200	25—60
Средней плавкости	1060—1100	1150—1180	1225—1300	80—100
Тугоплавкая	1125—1200	1200—1300	1325—1460	100—160

4. Классификация и свойства антрацитов. В табл. 18 приведена принятая классификация антрацита по сортам в зависимости от крупности кусков, согласно ГОСТ 222-49.

Таблица 18

Наименование сортов	Условн. обознач.	Размер кусков в мм	Предельное содержание мелочи в %	Размер мелочи в мм
Плита	АП	>100	5,0	<100
Крупный орех	АК	100—25	7,0	<25
Мелкий орех	АМ	25—13	8,0	<13
Семечко	АС	13—6	12,0	<6
Семечко со штыбом	АСШ	13—0	60,0	—
Штыб	АШ	6—0	—	—
Рядовой без плиты	АРШ	100—0	—	—

По внешнему виду антрациты отличаются от каменных углей блеском и структурой. Цвет антрацитов черный с различными оттенками — до сероватого.

Несмотря на почти одинаковый элементарный состав, антрациты значительно разнятся по структуре и физическим свойствам. Некоторые сорта антрацитов имеют строение крупнозернистое, другие мелкозернистое, иногда слоистое и чешуйчатое.

Наибольшей прочностью обладают антрациты с малым содержанием водорода. Эти антрациты имеют обычно зернистый излом.

Микроскопический анализ показывает, что антрациты состоят из сплошной, большей частью бесструктурной массы, в которую

местами вкраплены различные включения и которую иногда пересекают продольные и поперечные трещины. Экспериментальное исследование антрацитов 40 шахт выявило, что значение пористости колеблется в пределах от 0 до 20%.

В связи с невозможностью непосредственно определить удельный вес органической массы антрацита для нахождения ее числового значения, применяют эмпирическую формулу:

$$\gamma_{орг} = \gamma_p - \frac{A_p}{100}, \quad (6)$$

где: $\gamma_{орг}$ — удельный вес органической массы;

γ_p — удельный вес взятой пробы;

A_p — процентное содержание золы в пробе.

Вычисление среднего значения удельного веса органической массы, произведенное для 80 антрацитных шахт Донбасса, показало колебание удельного веса от 1,30 до 1,65.

На основании исследования М. П. Лонской предложена классификация антрацитов по удельному весу органической массы, приведенная в табл. 19.

На основании данных этой таблицы можно сделать следующие заключения:

1) Рост удельного веса органической массы связан с увеличением содержания углерода в антраците и уменьшением содержания водорода.

2) С увеличением удельного веса органической массы, уменьшаются выход летучих и теплотворность антрацита, а термическая устойчивость растет.

Таблица 19

Класс	$\gamma_{орг}$	Состав органической массы, %			L^r %	Q_6^r ккал/кг	Термическая устойчивость
		C°	H°	N°+O°			
I	1,3—	91,5—	3,8—	4,7—	9,5—	8600—	Рассыпающиеся
	1,4	93,5	2,8	3,7			
II	1,4—	93,5—	2,8—	3,7—	5,5—	8400—	Раскальвающиеся
	1,5	95,0	1,9	3,1			
III	1,5—	95,0—	1,9—	3,1—	3,0—	8300—	Переходные
	1,6	96,5	1,4	2,1			
IV	1,6—	96,5—	1,4—	2,1—	2,5—	8150—	Устойчивые ¹
	1,65	97,5	1,0	1,5			

¹ Исключение составляют лишь антрациты этого класса, дающие чешуйчатую мелочь и имеющие пониженную устойчивость.

Классификация антрацита по удельному весу органической массы дает лишь приближенную относительную характеристику термической устойчивости, так как она не охватывает все факторы, влияющие на поведение антрацита в слое. Лабораторная оценка термической устойчивости антрацитов, основывающаяся на удельном весе их органической массы, далеко не всегда совпадает с реальным поведением антрацитов в газогенераторе.

Антрациты отличаются различной степенью горючести и неодинаковой температурой плавления золы. Эти два показателя имеют весьма важное значение для оценки антрацитов, как топлива для газификации. Поэтому, ряд исследователей применяет иные принципы классификации.

Так, ВНИИ Путей Сообщения рекомендует делить антрациты на три группы по следующим признакам:

I группа — антрациты с тугоплавкой золой ($t_3 > 1350^\circ \text{C}$), термически устойчивые и с хорошей горючестью.

II группа — антрациты со средней температурой плавления золы ($t_3 = 1200—1350^\circ \text{C}$), со средней термической устойчивостью и горючестью.

III группа с низкоплавкой золой ($t_3 < 1200^\circ \text{C}$), термически неустойчивые и тугогорючие.

Проф. Н. В. Шишаков делит антрациты на три группы по степени трудности газификации в особенности в связи со шлакованием.

I группа — антрациты, легко газифицирующиеся и допускающие изменение парового режима в широком диапазоне.

II группа — антрациты, не вызывающие осложнений при газификации.

III группа — антрациты, трудно газифицирующиеся.

Согласно ГОСТ 3846-47 антрациты для стационарных газогенераторов характеризуются качественными показателями, приведенными в табл. 20.

Таблица 20

Наименование показателя	1-й сорт	2-й сорт
Содержание золы (A^c), %	менее 12	от 12 до 20
Содержание серы ($S^c_{\text{общ.}}$), %	менее 2	от 2 до 4
Механическая прочность, индекс разбивания	выше 70	от 70 до 65
Термическая стойкость	выше 60	
Температура плавления золы	выше 1250 °C	

По размеру кусков антрациты делятся на 4 класса: 100—50 мм, 50—25 мм, 25—13 мм и 13—6 мм.

Содержание мелочи в каждом классе устанавливается не более 8—13%.

Для автотракторных газогенераторов ГОСТ 4578-49 ограничивает содержание золы в антраците для 1-го сорта 7,0% и для 2-го сорта 10,0%, а содержание серы соответственно 1,0% и 1,5%. По размерам кусков антрациты по ГОСТ 4578-49 делятся на два класса: 25—13 мм и 13—6 мм. Содержание мелочи (куски размером менее 6 мм) устанавливается 5—8%. В остальных технических условиях на антрациты для транспортных газогенераторов те же, что и для стационарных.

Определение содержания золы и серы производится по каждой отгружаемой партии антрацита; определение содержания мелочи производится в тех случаях, когда ее фактическое содержание вызывает сомнение.

За партию принимается количество антрацита, погруженного в течение суток с данной шахты.

Показатели механической прочности, термической стойкости, а также температура плавления золы являются гарантийными со стороны поставщика и определяются не реже одного раза в три месяца, за исключением показателя механической прочности, определяемого ежемесячно.

Для судовых газогенераторов применимы антрациты, предназначенные для автотракторных газогенераторов как 1-го, так и 2-го сорта.

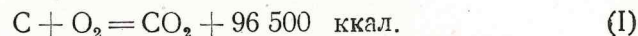
ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА

§ 11. ХИМИЧЕСКИЕ И ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕОРИИ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ УГЛЕРОДА ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Углерод — основа всех видов твердого топлива. Следовательно, механизм и процесс газификации углерода есть главное, что определяет газификацию любого твердого топлива.

1. Реакции взаимодействия между углеродом и кислородом. В литературе известны три основные гипотезы о химическом взаимодействии углерода с кислородом.

По первой, устаревшей, гипотезе при горении углерода в слое топлива образуется исключительно двуокись углерода по реакции:



Содержащаяся в генераторном газе окись углерода согласно этой гипотезе есть продукт вторичной реакции восстановления двуокиси углерода по реакции:



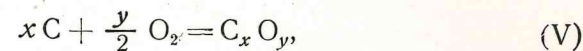
Согласно второй гипотезе первичным продуктом взаимодействия углерода с кислородом является исключительно окись углерода:



Двуокись углерода есть результат вторичного окисления углерода по реакции:



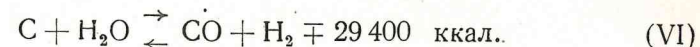
Авторы третьей, более современной, гипотезы считают, что окисление углерода сопровождается образованием неустойчивого физико-химического комплекса $C_x O_y$ по схеме:



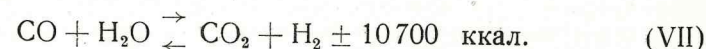
который при распаде дает CO и CO₂.

2. Реакции получения водяного газа. По вопросу образования водяного газа также нет единой общепризнанной гипотезы.

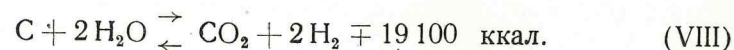
Некоторые исследователи считают, что химическое взаимодействие углерода с водяным паром протекает по реакции:



Наличие в газе значительных количеств двуокиси углерода объясняют протеканием реакции между образовавшейся окисью углерода и водяным паром:

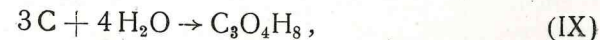


Другие считают, что образование двуокиси углерода происходит непосредственно при взаимодействии водяного пара с углеродом по реакции:

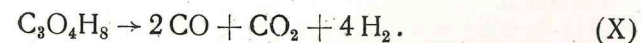


На основании более поздних исследований допускается одновременное образование CO и CO₂ при разложении водяного пара.

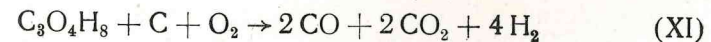
Согласно З. Ф. Чуханову водяной пар реагирует с углеродом по схеме, аналогичной процессу окисления углерода кислородом воздуха с образованием поверхностного комплекса:



который, разлагаясь, дает:

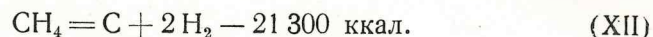


В присутствии кислорода разложение комплекса протекает более интенсивно в связи с непосредственным окислением последнего по реакции:

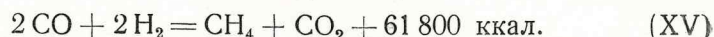
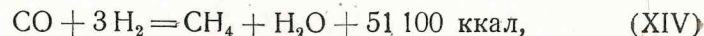


3. Реакции образования метана. Метан, содержащийся в генераторном газе, полученном по прямому процессу, является,

главным образом, продуктом сухой перегонки топлива. При высоких температурах (выше 500°С) метан мало устойчив и распадается по уравнению:



Метан, содержащийся в небольших количествах (до 3%) в силовом древесном и торфяном газе, главным образом является продуктом вторичных экзотермических реакций, протекающих в зоне восстановления при понижении температуры процесса:



4. Общее представление о газогенераторном процессе. Сложность газогенераторного процесса не дает возможности вскрыть и проследить протекание первичных химических реакций на углеродной поверхности и вблизи нее.

Результаты попыток непосредственного определения первичных продуктов газобразования характеризуют скорей специфику условий опыта, а не продукты, получаемые в результате первичного взаимодействия углерода с кислородом и водяным паром.

Наблюдаемая при эксперименте устойчивость протекания процесса, в какой-то части слоя, есть суммарный эффект большого числа частных эффектов взаимодействия молекул между собой и с твердым углеродом. Для составления теплового баланса безразлично, по каким промежуточным реакциям протекал процесс, так как согласно закону русского академика Г. И. Гесса тепловой эффект химической реакции при постоянном объеме или постоянном давлении зависит лишь от начального и конечного состояния веществ. Однако для решения ряда технических вопросов по проектированию новых или повышению производительности действующих газогенераторов последовательный ход суммарного эффекта реакций, протекающих при газификации, является крайне важным.

На основе последних работ советских исследователей кинетика газификации углерода твердого топлива представляется в следующем виде.

При воздушном дутье больше половины кислорода расходуется вблизи входа в слой на расстоянии 1—2 средних диаметров частиц и идет на образование главным образом CO_2 и частично CO . Максимальное количество CO_2 в продуктах горения имеет место при дальнейшем расходовании кислорода в зоне окисления, и соответствует уменьшению кислорода до

2—3%, вслед за этим концентрация CO_2 начинает интенсивно снижаться, а концентрация CO возрастает, соответствуя скорости убывания CO_2 .

Максимальная температура в слое достигается в конце кислородной зоны и, как правило, соответствует максимуму CO_2 . Вслед за тем температура значительно снижается, следуя кривой убывания CO_2 , подтверждая тем самым наличие эндотермической реакции восстановления CO_2 (II).

При добавлении водяного пара к воздуху происходит снижение концентрации кислорода в дутье, которое сказывается на уменьшении интенсивности окислительных реакций, замедляя главным образом скорость образования CO_2 . Уменьшение концентрации кислорода в дутье приводит также к снижению максимума CO_2 и температуры в конце кислородной зоны.

Скорость эндотермических реакций восстановления CO_2 и разложения водяного пара начинает возрастать в конце кислородной зоны. При снижении температуры процесса образование водорода, по видимому, протекает в большей мере по реакциям (VII) и (VIII), чем по реакции (VI), так как одновременно с увеличением содержания водорода наблюдается рост CO_2 .

Для обратимых реакций, имеющих место при газификации топлива, ведущих к установлению динамического равновесия, за меру химического сродства принимается максимальная работа или свободная энергия реакции, протекающей при постоянном объеме. В табл. 21 приведены значения свободной энергии реакций.¹

Реакции (I) и (III) практически идут до конца и равновесие их непосредственно не может быть изучено. Реакции (II) и (IV) — обратимы. При низких температурах реакция (IV) имеет максимальную свободную энергию, а при температурах выше 700°С — более низкую, чем реакции (I) и (III).

Реакция (III) до 700° имеет более низкую свободную энергию, чем реакции (I) и (IV), а при температуре выше 700° более высокую. Энергия реакции (I) мало изменяется с температурой. В равновесной смеси системы углерод — кислород при низких температурах должна получаться преимущественно двуокись углерода, а при высоких — окись углерода. При температуре в 700°С реакции (I), (III) и (IV) имеют почти равные положительные величины свободных энергий.

Свободная энергия реакции (II) при температурах ниже 700°С отрицательная, в этом интервале температур реакция протекает справа налево, т. е. из окиси углерода образуется двуокись углерода и выделяется углерод, а при температурах выше 700°С — реакция протекает слева направо.

Свободные энергии реакций (VI) и (VIII) мало отличаются

¹ Д. Б. Гинзбург. Газогенераторные установки, ч. I 1936.

между собой по абсолютным значениям, а их изменение происходит по одному закону.

При низких температурах обе реакции протекают справа налево, сопровождаемые образованием H_2O и выделением углерода.

Разложение водяного пара углеродом начинается при температуре около $700^\circ C$.

Реакция (VII) является как бы итоговой для всего процесса газификации.

Таблица 21

Значение свободных энергий реакций

Т° абсол.	$C+O_2 \rightleftharpoons CO_2$ I	$2C+O_2 \rightleftharpoons 2CO$ III	$2CO+O_2 \rightleftharpoons 2CO_2$ IV	$C+CO_2 \rightleftharpoons 2CO$ II	$C+H_2O \rightleftharpoons CO+H_2$ VI	$C+2H_2O \rightleftharpoons CO_2+2H_2$ VIII	$CO+H_2O \rightleftharpoons CO_2+H_2$ VII
	298	+94011	+64764	+123258	-29247	-22145	-15042
500	+93838	+73312	+114364	-20526	-16526	-10525	+5282
1000	+93371	+94537	+92205	+1116	+1532	+1897	+915
1500	+92912	+115343	+70481	+22431	+18898	+15365	-2744
2000	+92430	+135636	+49224	+43206	+36159	+29112	-5671
2500	+91322	+154407	+28215	+63096	+52492	+41888	-9260

Таблица 22

Удельный вес и теплотворность компонентов газообразного топлива

Наименование компонента	Химическая формула	Молекулярный вес	Вес 1 nm^3 при $0^\circ C$ и 760 мм рт. ст.	Теплотворность			
				ккал/ nm^3		ккал/моль	
				высшая	низшая	высшая	низшая
Водород	H_2	2,016	0,0899	3048	2580	60330	57805
Окись углерода	CO	28,000	1,250	3045	—	68300	—
Метан	CH_4	16,032	0,717	9505	8562	213000	191902
Этан	C_2H_6	30,05	1,341	16923	15510	379250	347603
Этилен	C_2H_4	28,03	1,261	15239	14297	341500	320402
Сероводород	H_2S	34,09	1,539	5995	5524	134290	123741

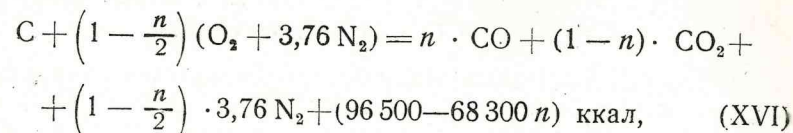
5. Идеальные генераторные газы. В литературе идеальным генераторным газом принято называть газовую смесь, состоя-

щую только из горючих компонентов. Однако практически при газификации углерода кислородом воздуха к горючим компонентам добавляется неизбежный балласт — азот воздуха.

Рассмотрение идеальных процессов газификации позволяет сравнивать и оценивать степень совершенства практических методов газификации топлива.

а) Воздушный газ — продукт реакции взаимодействия углерода с сухим воздухом.

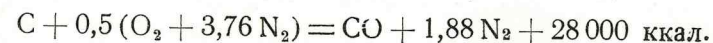
Реакция образования воздушного газа в общем виде на 1 моль углерода будет:



где 96 500 ккал/моль — теплотворность углерода,

68 300 ккал/моль — теплотворность окиси углерода из табл. 22,

n — коэффициент; для идеального газа $n = 1$, тогда реакция (XVI) может быть написана в следующем виде:



Объемный состав идеального воздушного газа выразится величинами:

$$\begin{aligned} CO - 1 \text{ моль} &= 34,7\% \\ N_2 - 1,88 \text{ моля} &= 65,3\% \end{aligned}$$

$$\text{Итого } 2,88 \text{ моля} = 100,0\%$$

Теплотворность идеального газа по данным табл. 22

$$Q_r = 3\,045 \cdot 0,347 = 1\,057 \text{ ккал}/nm^3.$$

Объем идеального воздушного газа, который мог бы образоваться с 1 кг углерода

$$V^r = \frac{2,88 \cdot 22,4}{12} = 5,38 \text{ } nm^3/\text{кг},$$

где 22,4 nm^3 — объем одного моля газа, 12 — молекулярный вес углерода.

Отношение теплотворности моля CO к теплотворности моля углерода есть к. п. д. процесса газификации

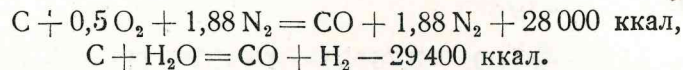
$$\eta_r = \frac{68\,300}{96\,500} \cong 0,71.$$

При отсутствии внешних потерь тепла, и при условии что воздух поступает при $t = 0^\circ C$, температура продуктов реакции составит $\sim 1285^\circ C$.

б) Полуводяной или смешанный газ — продукт реакции взаимодействия углерода с паровоздушной смесью.

Идеальным процессом получения смешанного газа называется такой, при котором вся теплота экзотермической реакции образования окиси углерода затрачивается на протекание эндотермической реакции разложения водяного пара, при этом к. п. д. газификации $\eta_r = 1$.

Следовательно идеальный состав полуводяного газа определяется реакцией (XVI) при $n = 1$ и реакцией (VI).



При $\eta_r = 1$ на 1 моль углерода газифицируемого кислородом воздуха может быть газифицировано $28\,000 : 29\,400 = 0,95$ моля углерода водяным паром. При этом объемный состав газа будет следующий:

$$\begin{array}{l} CO - 1,95 \text{ моля} = 40,8\% \\ H_2 - 0,95 \text{ »} = 20,0\% \\ N_2 - 1,88 \text{ »} = 39,2\% \\ \hline 4,78 \text{ моля} = 100,0\% \end{array}$$

Теплотворность газа $Q_r^H = 1760 \text{ ккал/нм}^3$.

Выход газа с 1 кг углерода $V^r = 4,57 \text{ нм}^3$.

Расход водяного пара при условии полного его разложения составляет:

$$q_n = 0,49 \text{ моль/моль углерода или } \sim 0,75 \text{ кг/кг.}$$

6. Термодинамическое равновесие обратимых реакций. Для количественного выражения зависимости между константой равновесия и температурой при постоянном давлении служит уравнение Вант-Гоффа

$$\frac{d \ln K}{dT} = \frac{Q_r}{RT^2}, \quad (7)$$

где: K — константа равновесия,

T °К — температура процесса,

Q_r ккал/моль — тепловой эффект реакции,

R — газовая постоянная, равная 2 ккал/моль °С.

Зависимость теплового эффекта реакции от температуры выражается формулой Кирхгофа:

$$Q_r = Q_0 + \sum C_0^i T, \quad (8)$$

где: Q_0 — тепловой эффект реакции при абсолютном нуле;

$\sum C_0^i$ — алгебраическая сумма средних теплоемкостей в пределах температур от 0 до T для начальных и конечных веществ.

Если предположить, что теплоемкость образующихся при реакции веществ равна теплоемкости исходных веществ, т. е. что Q_r не зависит от температуры, что является допустимой погрешностью для практических расчетов, и подставить значение газовой постоянной в уравнение (8), тогда после интегрирования уравнения (7) получим:

$$\int d \ln K = \frac{Q_r}{2} \int \frac{dT}{T^2} \quad (9)$$

или:

$$\ln K + \frac{Q_r}{2T} - C = 0. \quad (10)$$

Соотношение между содержанием CO и CO₂ в газе при равновесном состоянии иллюстрируется рис. 14.

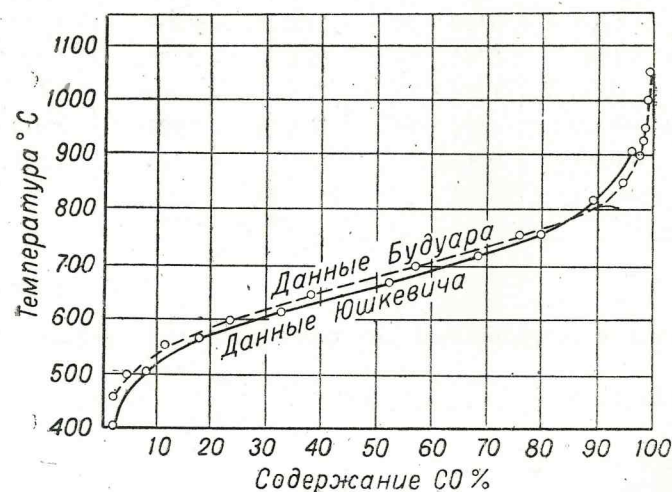


Рис. 14. Кривые равновесия $CO_2 + C \rightleftharpoons 2CO$.

Для более точных значений константы равновесия можно пользоваться данными табл. 23.

Значения константы равновесия реакции (VII) приведены в табл. 24.

В реальных условиях при газификации натурального топлива в газогенераторах не наступает динамического равновесия. Фактическое соотношение между компонентами генераторного газа определяется эмпирической константой. Для реакции (VII) эмпирическая константа равновесия по данным различных исследователей колеблется в пределах от 1,5 до 3,0, в зависимости от количества пара в дутье (0,4—0,6 кг/кг) и степени его разложения.

Таблица 23

Изменение константы равновесия реакции $\text{CO}_2 + \text{C}_{\text{граф}} \rightleftharpoons 2 \text{CO}$;

$$K_p = \frac{P_{\text{CO}}^2}{P_{\text{CO}_2}} \text{ в зависимости от температуры}$$

$t^\circ\text{C}$	$\lg K_p$	K_p	$t^\circ\text{C}$	$\lg K_p$	K_p
300	-6,363	$4,335 \cdot 10^{-7}$	800	+0,923	8,375
350	-5,101	$7,925 \cdot 10^{-6}$	850	+1,289	$1,945 \cdot 10$
400	-4,027	$9,397 \cdot 10^{-5}$	900	+1,623	$4,198 \cdot 10$
450	-3,101	$7,925 \cdot 10^{-4}$	950	+1,933	$8,570 \cdot 10$
500	-2,299	$5,023 \cdot 10^{-3}$	1000	+2,208	$1,614 \cdot 10^2$
550	-1,595	$2,541 \cdot 10^{-2}$	1050	+2,466	$2,924 \cdot 10^2$
600	-0,973	$1,064 \cdot 10^{-1}$	1100	+2,704	$5,058 \cdot 10^2$
650	-0,420	$3,082 \cdot 10^{-1}$	1150	+2,925	$8,414 \cdot 10^2$
700	+0,075	0,5623	1200	+3,131	$1,352 \cdot 10^3$
750	+0,520	3,311			

Таблица 24

Изменение теоретической константы равновесия реакции (VII)

$$\text{в зависимости от температуры } K = \frac{P_{\text{CO}} \cdot P_{\text{H}_2\text{O}}}{P_{\text{CO}_2} \cdot P_{\text{H}_2}}; \text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}_2.$$

$t^\circ\text{C}$	$\lg K_p$	K_p	$t^\circ\text{C}$	$\lg K_p$	K_p
300	-1,601	$2,506 \cdot 10^{-2}$	800	-0,022	$9,506 \cdot 10^{-1}$
350	-1,308	$4,920 \cdot 10^{-2}$	850	+0,050	1,122
400	-1,069	$8,531 \cdot 10^{-2}$	900	+0,115	1,303
450	-0,866	$1,361 \cdot 10^{-1}$	950	+0,175	1,496
500	-0,694	$2,023 \cdot 10^{-1}$	1000	+0,228	1,690
550	-0,543	$2,864 \cdot 10^{-1}$	1050	+0,278	1,897
600	-0,411	$3,882 \cdot 10^{-1}$	1100	+0,322	2,099
650	-0,296	$5,058 \cdot 10^{-1}$	1150	+0,362	2,301
700	-0,194	$6,397 \cdot 10^{-1}$	1200	+0,398	2,500
750	-0,104	$7,870 \cdot 10^{-1}$			

Очевидно, что чем совершенней будет протекать процесс газификации, тем меньше будет разность между константой динамического равновесия и эмпирической константой.

7. Коэффициент полезного действия газогенератора и газогенераторного процесса. Для оценки степени совершенства действительного процесса газификации и целесообразности конструкции газогенератора может служить его коэффициент полезного действия. Под последним понимают отношение полезно используемой энергии, содержащейся в продуктах газификации, к энергии топлива и паровоздушной смеси, которые поступают в газогенератор.

В силовых установках, где полезным продуктом является только генераторный газ, к. п. д. принято определять как отношение низшей теплотворности газа к низшей теплотворности твердого топлива, из которого данный объем газа образовался:

$$\eta_x = \frac{Q_{н.г} V^r}{Q_p^H}, \quad (11)$$

где: $Q_{н.г}$ ккал/нм³ — низшая теплотворность газа,

Q_p^H ккал/кг — низшая теплотворность твердого топлива,

V^r нм³/кг — выход сухого газа.

Из приведенного определения и формулы (11) видно, что η_x есть термохимический к. п. д. процесса газификации, так как он показывает, какая часть химического потенциального тепла топлива переведена в потенциальное же тепло газа.

К. п. д. газогенератора (η_r) может быть выражен отношением низшей теплотворности газа к низшей теплотворности твердого топлива + физическое тепло топлива (q_1), воздуха (q_2) и пара (q_3), поступающих в газогенератор

$$\eta_r = \frac{Q_{н.г} V^r}{Q_p^H + q_1 + q_2 + q_3}. \quad (12)$$

§ 12. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ИНТЕНСИВНОСТЬ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

1. Реакции химического взаимодействия между раскаленным твердым углеродом и парогазовыми реагентами (H_2O , O_2 , CO_2) протекают на поверхности раздела между твердой и газообразной фазами, поэтому являются гетерогенными (неоднородными) реакциями.

Скорость гетерогенной реакции определяется количеством вещества, вступившим во взаимодействие на единице поверхности в единицу времени.

Гетерогенная реакция представляет собой результат двух процессов: транспорта (диффузии) газа к поверхности твердой фазы и химической реакции на ее поверхности.

В зависимости от того, что лимитирует ведение процесса газификации, гетерогенная реакция может протекать в диффузионной, кинетической и промежуточной областях.

В диффузионной области (при высокой температуре и малой скорости газового потока) фактическая скорость гетерогенной реакции определяется скоростью диффузии реагирующего газа к поверхности. Все реакции в этой области могут быть условно отнесены к реакциям первого порядка, считая по парциальному давлению реагирующего газа, так как концентрацию последнего на поверхности можно считать приблизительно равной нулю. Скорость диффузии определяется уравнением, которое в общем виде имеет следующее выражение:

$$dm = -DF \frac{dC}{dx} d\tau, \quad (13)$$

где: dm — количество вещества, диффундирующего в промежуток времени $d\tau$ через слой толщиной dx к поверхности F при разности концентрации dC ,

D — коэффициент диффузии.

Для газификации углерода уравнение (13) может быть представлено в следующем виде:

$$dm = -DF \frac{C_0 - C_w}{\delta} d\tau, \quad (14)$$

где: F — поверхность углерода,

δ — толщина пограничного слоя,

C_0 и C_w — концентрация O_2 , CO_2 или H_2O соответственно в газовом потоке и на поверхности углерода.

Толщина пограничного слоя около твердой поверхности (для случая цилиндрической поверхности) определяется следующей зависимостью:

$$\delta = ad \cdot Re^{-0,8}, \quad (15)$$

где a — постоянная,

d — диаметр цилиндра,

Re — число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega d \rho}{\mu}, \quad (16)$$

где ω м/сек. — скорость газа,

ρ кг. сек.²/м⁴ — плотность газа,

d м — линейный размер,

μ кг. сек/м² — динамическая вязкость газа.

Скорость газового потока сильно влияет на скорость диффузии. С увеличением скорости газового потока толщина погранич-

ного слоя уменьшается пропорционально увеличению скорости газа в степени 0,6—0,8.

Зависимость скорости реакции от температуры в диффузионной области невелика и определяется изменением величины физических констант (коэффициентов диффузии, кинематической вязкости и пр.) с температурой.

Изменение коэффициента диффузии с температурой определяется уравнением:

$$D = D_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^n, \quad (17)$$

где: T и T_0 °К — температура,

n изменяется в пределах от 1,5 до 2.

В кинетической области процесс лимитируется скоростью самой химической реакции (низкие температуры и достаточный подвод реагирующего газа к поверхности). В кинетической области концентрация реагирующего газа на поверхности практически равна концентрации в газовом потоке, а зависимость константы скорости реакции от температуры определяется уравнением Аррениуса:

$$\ln K = -\frac{E}{R} \frac{1}{T} + \ln K_0, \quad (18)$$

где E — энергия активации, т. е. энергия, которой должна обладать молекула, чтобы вступить в реакцию,

R — газовая постоянная,

T — абсолютная температура,

K_0 — константа максимальной скорости реакции, когда все молекулы обладают необходимой энергией для вступления в химическую реакцию.

Наиболее сложны зависимости в переходной области, в которой скорость химического взаимодействия реагирующих веществ с углеродом и скорость диффузии этих веществ к поверхности углерода близки между собой. В результате обоих процессов устанавливается некоторое динамическое равновесное состояние, при котором количество подводимого вещества (в единицу времени и на единицу поверхности) равно скорости химической реакции. При этом на поверхности раздела фаз устанавливается характерная для данных условий (T , P , Re , C_0 , формы поверхности) концентрация реагирующего газа.

Приведенное выше деление процесса газификации на кинетическую, переходную и диффузионную области для очень пористых топлив (древесный уголь, полукокс, кокс) является условным и недостаточным, так как не учитывает протекание процесса в порах.

2. Продукты газификации углерода CO , CO_2 , H_2 вступают также во взаимодействие между собой и подведенными извне H_2O и O_2 . Химические реакции, протекающие между парогазо-

выми компонентами, являются гомогенными (однородными) реакциями. Скорость гомогенной реакции определяется количеством вещества, вступившим в взаимодействие в единице объема за единицу времени. Скорость реакции представляет собой изменение концентрации вещества за единицу времени, т. е. производную от концентрации по времени

$$\omega = \frac{dC}{d\tau} \quad (19)$$

Зависимость скорости реакции от концентрации веществ выражается обычно уравнением

$$\omega = K C_A^{n_A} C_B^{n_B} \dots, \quad (20)$$

где: ω — скорость реакции,

$C_A, C_B \dots$ — концентрации веществ A, B, \dots , участвующих в реакции,

$n_A, n_B \dots$ — показатели порядка реакции по веществу, суммарный порядок реакции равен сумме всех показателей.

K — константа скорости реакции, зависящая только от температуры и определяемая уравнением Аррениуса.

Влияние температуры на скорость реакции является центральным вопросом в кинетике химических реакций, имеющим не только теоретический интерес, но и большое практическое значение. Как правило, с повышением температуры скорость химических реакций повышается. В большинстве случаев при повышении температуры на 10° скорость гомогенной реакции увеличивается в 2—4 раза.

Отношение коэффициентов скоростей данной реакции при температурах $t^\circ + 10$ и t° , т. е. $\frac{K_{t+10}}{K_t}$, называется температурным коэффициентом скорости реакции. В среднем для гомогенных химических реакций $\frac{K_{t+10}}{K_t} = 3$. Это значит, что при изменении температуры на 100° скорость реакции изменяется в $3^{10} = 59\,049$ раз, а при изменении температуры на 200° — приблизительно в $3,5 \cdot 10^9$ раз. Температурный коэффициент скорости гетерогенной реакции в 2—2,5 раза меньше гомогенной.

Таблица 25

Температурный интервал в $^\circ\text{C}$	Значения $\frac{K_{t+10}}{K_t}$	Во сколько раз увеличивается скорость реакции
900—950	1,44	6,2
950—1000	1,36	4,6
1000—1050	1,27	3,3
1050—1100	1,13	1,86

Как видно из табл. 25, при повышении температуры с 900° до 1100°C , скорость гетерогенной реакции восстановления двуокси углерода древесным углем возрастает приблизительно

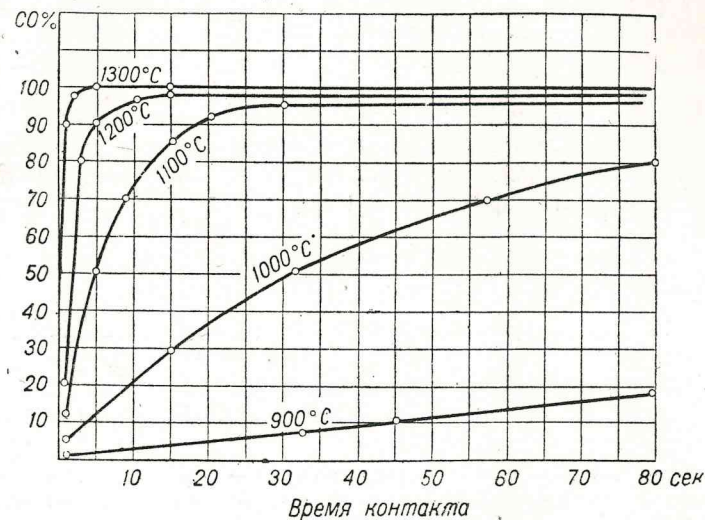
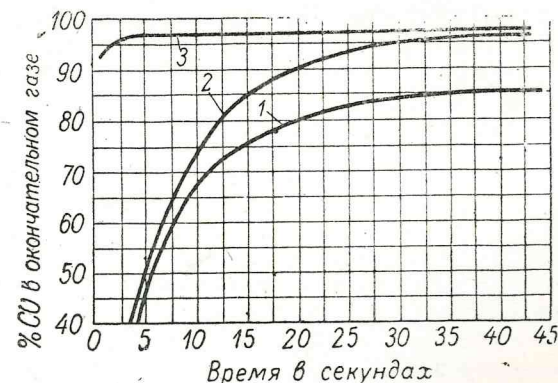


Рис. 15. Скорость восстановления двуокси углерода углеродом кокса при разных температурах.

в 175 раз. Влияние времени соприкосновения (контакта) и температуры на количество восстановленной CO_2 коксом приведено

Рис. 16. Скорость восстановления двуокси углерода при 1100°C углеродом антрацита (1), кокса (2) и древесного угля (3).

на рис. 15. Скорость восстановления CO_2 в CO при данной температуре зависит также от структуры и качества поверхности углерода, что видно из рис. 16.

Из изложенного вытекает, что газификация углерода включает в себя три процесса: подвод парогазовых реагентов путем диффузии к поверхности углерода, гетерогенную реакцию парогазовых реагентов с углеродом на его поверхности и гомогенную реакцию между веществами, образовавшимися по гетерогенной реакции и парогазовыми реагентами, подводимыми извне.

3. В практике интенсивность процесса газификации выражают количеством прогазифицированного топлива или объемом сухого газа или химическим теплом газа, отнесенными к 1 м² сечения камеры газификации в 1 час.

Данные по интенсивности процесса газификации некоторых видов топлива в полумеханизированных стационарных газогенераторах диаметром 3 м приведены в табл. 26.

Таблица 26

Вид топлива	Интенсивность процесса		
	по топливу кг/м ² час	по газу нм ³ /м ² час	по теплу газа тыс. ккал/м ² час
Кокс	160—200	500—650	650—800
Антрацит	160—200	670—850	800—1000
Каменный уголь	240—280	800—900	1100—1300
Бурый уголь	240—260	500—550	700—800
Торф кусковой ($W^p = 30\%$)	340—360	470—500	700—800
Древесина (щепа $W^p = 30\%$)	480—520	600—700	1000—1100

С изменением интенсивности процесса газификации изменяется и истинная скорость газового потока в слое, влияющая на процесс диффузии парогазовых реагентов к поверхности углерода.

Скорость газового потока определяется по формуле:

$$\omega_t = \frac{GV^t(1 + \alpha t)}{3600 m S_k} \text{ м/сек,} \quad (21)$$

где: G кг/час — расход топлива;

V^t нм³/кг — выход газа; в данном случае учитывается и объем неразложившегося водяного пара;

t° С — средняя температура газа;

m — порозность слоя;

S_k м² — сечение камеры газификации.

Если принять следующие средние значения величин: $V^t = 4,5$ нм³/кг, $t = 819^\circ$ С, $m = 0,5$ или $t = 600^\circ$ С, $m = 0,4$, то, при интенсивности газификации в 100 кг/м² час, $\omega_t = 1$ м/сек.

При повышении интенсивности газификации антрацита в промышленных газогенераторах до 200 кг/м² час не наблюдалось

изменения состава газа, так как процесс оставался в диффузионной области.

На основании своих опытов В. С. Альтшулер пришел к выводу, что при восстановлении СО₂ углеродом антрацита переход реакции в кинетическую область наблюдается при скоростях газового потока равных 5—6 м/сек.

Если допустить, что не только восстановление СО₂, но и другие реакции газообразования переходят в кинетическую область при этих скоростях, то даже при интенсивности газификации антрацита в 300—400 кг/м² час, процесс будет протекать еще в диффузионной области. Достижению таких форсировок препятствует главным образом содержащаяся в топливе зола.

При газификации зольного топлива на поверхности куска остаются минеральные включения, образующие зольную оболочку. В этом случае процесс диффузии складывается из двух последовательных этапов: транспорта парогазовых реагентов к внешней поверхности топлива и их диффузии через зольную оболочку. Влияние зольной оболочки на скорость процесса выжигания углерода, находящегося под оболочкой, может быть значительным не только для многозольного топлива. Наряду с количеством золы, решающее влияние на процесс газификации имеют состав и пористость золы, сила сцепления минеральных примесей с горючей массой топлива и плавкость золы.

4. Минеральные части, входящие в состав золы, влияют на процесс окисления коксового остатка как катализаторы.

По степени каталитического действия минеральные части золы делят на три группы:

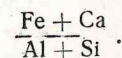
- а) сильные — железо, кальций и калий;
- б) слабые — магний и марганец;
- в) отрицательные — алюминий и кремневая кислота.

Активирующее действие окиси железа основано на взаимодействии окиси железа с углеродом в твердой фазе.

В результате проведенного исследования влияния минеральных частей на реактивность кокса Р. Н. Головатый пришел к следующим выводам:

1) окись железа, кальций и марганец повышают реактивность кокса с повышением температуры с 600 до 1000°, а кремневая кислота заметно понижает реактивность только до 800°;

2) реактивность кокса увеличивается с увеличением отношения



Опыты зарубежных исследователей также показали большое влияние составных частей золы на окисление углерода кокса

при относительно невысоких температурах, основанное на ускорении прямого действия водяного пара на углерод. Каталитическое влияние составных частей золы на реакцию водяного газа признается всеми исследователями, хотя влияние золы на установление динамического равновесия при данной температуре некоторыми исследователями оспаривается.

5. Плавкость золы характеризуется температурами, соответствующими некоторым условным степеням подвижности шлака, и зависит от состава золы и газовой среды, в которой она находится.

Процесс изменения физико-химических свойств золы начинается еще в твердой фазе.

Начальная стадия процесса протекает при температурах порядка 350—450°С и сопровождается потерей гидратной воды. В интервале температур 450—650°С происходит восстановление железа из окиси, а между 600—900°С наступает разложение карбонатов. После 800°С, при температуре лежащей ниже температуры плавления золы, окислы железа, кальция и магния вступают во взаимодействие с солями алюминия, а затем и с солями кремния. Эти экзотермические реакции сопровождаются значительным повышением температуры золы, приводящим к ее спеканию. Щелочные соединения, плавящиеся между 800 и 1000°С, решающего значения при шлаковании золы не имеют. Опыты с плавкой смесью хлористого кальция и кремневой кислоты показали, что после улетучивания щелочей оставалась тугоплавкая кремневая кислота. Этот опыт подтверждает мнение о способности щелочей вызывать процесс только промежуточного размягчения. С повышением температуры происходит уменьшение вязкости образовавшегося шлака, что, в свою очередь, ускоряет течение происходящих реакций и процессов растворения. Вязкость сплава, состоящего из смеси силикатов, повышается с увеличением содержания в нем кремния. Вязкость же основных сплавов уменьшается с увеличением содержания окислов железа. Избыток оснований или кислот, какими обычно в золе являются окись кальция или кремневая кислота, повышают температуру плавления золы.

Процесс отдачи скрытой теплоты плавления и кристаллизации шлака происходит в момент его затвердения. При быстром охлаждении, времени для процесса кристаллизации бывает недостаточно, в связи с чем получается остеклование шлака. Скрытая теплота плавления при этом полностью не выделяется и шлак остается вязким в широких пределах температур.

Влияние серы на плавкость золы обычно не учитывается, между тем как в действительности сера, при увеличенном ее содержании, в заметной степени понижает температуру плавления золы.

Температура плавления золы определяется обычно лабора-

торным путем, однако приближенное представление о ней можно иметь по соотношениям:

$$1) \frac{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3}{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO}}; \quad 2) \frac{\text{Al}_2\text{O}_3}{\text{SiO}_2}; \quad 3) \frac{\text{Al}_2\text{O}_3}{\text{CaO} + \text{MgO}}.$$

Чем выше эти соотношения, тем более высокая температура плавления золы (соотношения берутся в молекулярных процентах).

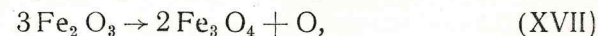
Средние значения соотношений для золы различной плавкости приведены в табл. 27.

Таблица 27

Степень плавкости золы	Температура плавления °С	$\frac{\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3}{\text{Fe}_2\text{O}_3 + \text{CaO} + \text{MgO}}$	$\frac{\text{Al}_2\text{O}_3}{\text{SiO}_2}$	$\frac{\text{Al}_2\text{O}_3}{\text{CaO} + \text{MgO}}$	Содержание Fe
Легкоплавкая	1160	4,75	0,28	1,05	9
Средней плавкости	1350	5	0,35	1,45	6
Тугоплавкая	1350—1500	5	0,4	1,50	5
Практически не плавящаяся	свыше 1500	11	0,4	3,00	4

Одна из причин различной плавкости золы (при одном и том же составе) приписывается содержащемуся в ней железу. Последнее может находиться в золе в виде металлического железа Fe, закиси железа FeO, магнитного железняка Fe₃O₄ и окиси железа Fe₂O₃.

В окислительной среде при 1350° Fe₂O₃ распадается по схеме:



и далее реагируя с кремнеземом, образует шлаки с очень высокой температурой плавления.

В полувосстановительной атмосфере водорода и окиси углерода окись железа Fe₂O₃ восстанавливается в закись железа FeO, образующую кремнекислые плавки с несколько более низкой температурой плавления.

Обратимая реакция взаимодействия между окисью углерода и закисью железа:



до 850° протекает слева направо и сопровождается восстановлением закиси железа до металла, а выше 850° реакция идет в обратном направлении и начинается восстановление двуокиси углерода.

При полном восстановлении закиси до металлического железа, последнее не участвует в реакции и шлак получается более тугоплавким.

§ 13. РАСЧЕТ СОСТАВА СМЕШАННОГО ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА ИЗ АНТРАЦИТА И ПОЛУКОКСА

Состав генераторного газа, образующегося при газификации коксового остатка паровоздушной смесью, как известно, зависит от температурного режима, скорости парогазового потока в слое и скорости реакции парокислородной смеси с углеродом.

Однако при любом составе генераторного газа между его компонентами существует вполне определенная взаимозависимость, которая может быть выражена математически.

Наиболее распространенными в литературе методами расчета состава газа является система уравнений Моллье¹ и метод проф. Н. Н. Доброхотова².

Опуская подробное рассмотрение и анализ указанных методов, отметим лишь общие моменты и принципиальный подход Моллье и Доброхотова к решению вопроса.

Оба автора незначительным содержанием метана пренебрегают.

Наряду с уравнениями материальных балансов углерода, водорода и кислорода Моллье и Доброхотов составляют уравнение теплового баланса. При этом по Моллье необходимо задаться к. п. д. газификации, а по Доброхотову температурой выхода влажного газа из газогенератора и потерями тепла в окружающую среду, что также определяется величиной к. п. д.

Особенность разработанного автором метода расчета состава газа заключается в том, что в качестве дополнительных условий, необходимых для определения состава силового газа, служат соотношения между содержанием в газе CO и CO₂ и количеством разложенного водяного пара.

А. Вывод расчетных уравнений для антрацита. Элементарный состав горючей массы антрацита (табл. 14) для дальнейших расчетов принимается следующий:

углерод C ^r	93,5%
водород H ^r	1,8%
кислород O ^r	1,8%.

Незначительным содержанием азота и органической серы можно пренебречь, что практически не отражается на расчете состава газа.

Для нахождения расчетной формулы химического состава горючей массы антрацита делим весовые проценты углерода, водорода и кислорода на их атомные веса с точностью до 0,1:

$$C^r - 93,5 : 12 = 7,8; \quad H^r - 1,8 : 1 = 1,8; \quad O^r - 1,8 : 16 = 0,1$$

¹ Хютте — Справочник для инженеров, техников и студентов, т. I. Отд. 4. Изд. 15, 1933. Стр. 742.

² Н. Н. Доброхотов. Расчет генераторов и генераторного процесса. 1922.

Умножая полученные величины на 10, получим расчетную химическую формулу горючей массы антрацита: C₇₈H₁₈O.

Обозначим число молей компонентов генераторного газа полученного при газификации одного моля горючей массы антрацита указанного состава:

Углекислый газ	CO ₂
Окись углерода	CO
Метан	CH ₄
Водород	H ₂
Азот	N ₂

Для безостаточной газификации или при условии, что элементарный состав потерь топлива не отличается от элементарного состава горючей массы, будут справедливы следующие уравнения:

1. Уравнение баланса углерода. Сумма молей углеродосодержащих компонентов равна числу атомов углерода, содержащихся в одном моле горючей массы антрацита:

$$CO_2 + CO + CH_4 = 78. \quad (22)$$

2. Уравнение баланса водорода. Содержание водорода в газе в молях равно числу молей разложившегося водяного пара плюс водород горючей массы

$$H_2 + 2CH_4 = 78(W - H_2O) + H_2^r, \quad (23')$$

где: W — подведенный в газогенератор водяной пар в молях на моль углерода;

H₂O — неразложившийся водяной пар в молях на моль углерода;

H₂^r — водород горючей массы антрацита в молях. В данном случае H₂^r = 18 : 2 = 9.

Для воздушного газа при условии, что водород горючей массы не окислился в воду:

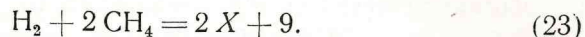
$$W - H_2O = 0; \quad H_2 + 2CH_4 = 9. \quad (23'')$$

При паровоздушном дутье происходит разложение водяного пара, что увеличивает содержание водорода в газе. Известно, что каждые 2 моля воды при своем разложении выделяют 1 моль кислорода.

Если обозначить через X число удвоенных молей воды, разложенных углеродом при газификации, то справедливо будет следующее уравнение материального баланса процесса разложения водяного пара:

$$W - H_2O = \frac{2}{78} X = 0,026 X \text{ молей пара/моль углерода.} \quad (24)$$

Подставив значение $(W - H_2O)$ и H_2^I в уравнение (23') получим уравнение баланса водорода для антрацитового газа:



Данные по газификации кокса паровоздушной смесью в стационарных газогенераторах показали, что оптимальное количество подводимого водяного пара составляет примерно 0,5—0,65 кг/кг или около 0,4—0,5 моля на моль углерода. При этом подвергается разложению 43—47% водяного пара.

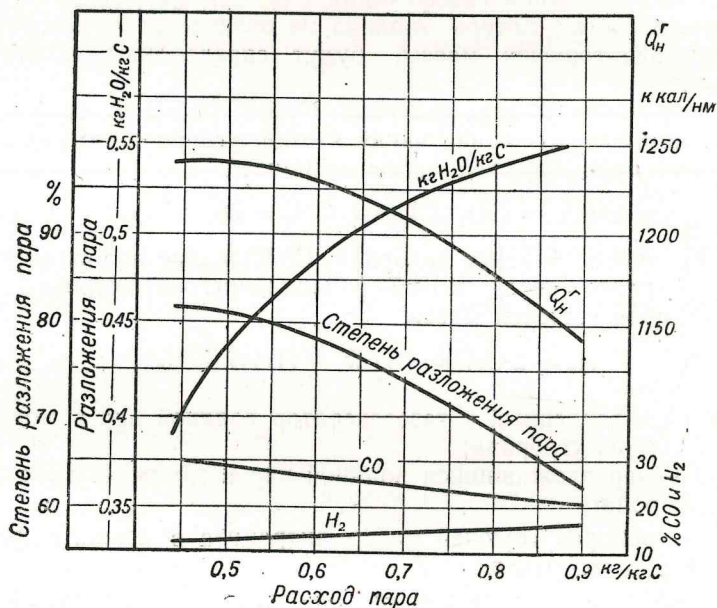


Рис. 17. Изменение степени разложения пара, содержания горючих компонентов и теплотворности сухого газа в зависимости от расхода пара при газификации антрацита (АС) с интенсивностью 150 кг/м²час.

На рис. 17 приведены изменения показателей газификации антрацита АС при расходе пара 0,5—0,9 кг/кг, что соответствует примерно 0,4—0,7 моля пара на моль углерода. При этом степень разложения пара составляет 80—60%, а значение X изменялось в пределах:

$$X = \frac{0,4 \cdot 0,8}{0,026} \cong 12,0; \quad X = \frac{0,7 \cdot 0,6}{0,026} = 16,0.$$

Обычно для антрацитового газа значение X колеблется в пределах 6—11. Повышенное значение X , взятое в отрыве от других

компонентов, не может служить показателем высокой эффективности процесса, так как разложение водяного пара могло сопровождаться увеличением CO_2 в газе.

3. Изменение отношения кислорода к азоту. При получении воздушного газа из углерода отношение кислорода к азоту в газе будет такое же, как и в воздухе, а именно:

$$\frac{\Sigma O_2}{N_2} = \frac{21}{79} = 0,266.$$

Учитываем содержание кислорода в антраците; тогда в антрацитовом воздушном газе это отношение будет равно 0,269. Разложение водяного пара сопровождается увеличением кислорода в сухом газе и это отношение будет расти согласно следующему уравнению:

$$\frac{CO_2 + 0,5 CO}{N_2} = 0,269 + KX. \quad (25)$$

Согласно проведенным расчетам материальных балансов автором установлено, что для значений $X = 6—11$, значение $K = 0,012$.¹

Для определения шести искомых переменных (пяти компонентов генераторного газа — CO_2 , CO , CH_4 , H_2 , N_2 и величины X) недостаточно трех составленных ранее уравнений.

В качестве дополнительных условий, необходимых для решения поставленной задачи, следует принять на основании опытных данных:

- Величину X .
- Величину отношения объемов или числа молей окиси углерода к числу молей углекислого газа:

$$\frac{CO}{CO_2} = m. \quad (26)$$

При газификации кокса и антрацита в стационарных газогенераторах по прямому процессу в составе смешанного газа отношение CO к CO_2 колеблется в пределах от 3 до 5 и выше.

в) Содержание метана в газе. В смешанном генераторном газе из антрацита содержание метана составляет примерно 0,5—1,0%.

Пересчет процентного содержания метана в газе в моли может быть произведен по формуле:

$$CH_4 = 2,25 (\% CH_4). \quad (27)$$

¹ А. Б. Генци. Определение эффективности работы газогенератора по газовому анализу. Труды ЦНИИРФА, в. II — «Судовые силовые установки речного флота». 1949.

Примерный расчет состава газа из антрацита.

Для расчета принимаем:

- 1) Величину $X = 9$.
 - 2) Величину $m = 5$.
 - 3) Содержание метана в газе равным $0,8\%$.
- По уравнению (27) находим:

$$\text{CH}_4 = 2,25 \cdot 0,8 = 1,8 \text{ моля.}$$

Решая совместно уравнения (22) и (26), определяем CO_2 и CO

$$\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} = 5; \quad \text{CO} = 5 \text{ CO}_2,$$

откуда:
$$\text{CO}_2 = \frac{78 - 1,8}{5 + 1} = 12,7 \text{ моля.}$$

$$\text{CO} = 63,5 \text{ моля.}$$

Подставляя значения полученных величин в уравнение (23), определяем число молей водорода:

$$\text{H}_2 = 2 \cdot 9 - 2 \cdot 1,8 + 9 = 23,7 \text{ моля.}$$

Из уравнения (25) находим число молей азота:

$$\text{N}_2 = \frac{12,7 + 0,5 \cdot 63,5}{0,269 + 0,012 \cdot 9} = 118 \text{ молей.}$$

По числу молей определяем состав газа в объемных процентах:

Наименование компонента	Обозначение	Состав сухого газа	
		в молях	в %
Углекислый газ	CO_2	12,7	5,8
Оксид углерода	CO	63,5	28,8
Метан	CH_4	1,8	0,8
Водород	H_2	23,7	10,8
Азот	N_2	118,0	53,8
Итого:		219,7	100,0

Б. Балансовые уравнения для расчета состава генераторного газа из полукокса и кокса. Пользуясь приведенным методом, при сохранении принятых ранее обозначений, система основных расчетных уравнений может быть записана в следующем виде:

1) Для Журинского полукокса:

а) Уравнение баланса углерода

$$\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 = 76. \quad (28)$$

б) Уравнение баланса водорода

$$\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 = 2X + 11. \quad (29)$$

в) Отношение кислорода к азоту

$$\frac{\text{CO}_2 + 0,5 \text{ CO}}{\text{N}_2} = 0,271 + 0,012 X. \quad (30)$$

2) Для Черемховского полукокса:

а) Уравнение баланса углерода

$$\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 = 75. \quad (28')$$

б) Уравнение баланса водорода

$$\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 = 2X + 14. \quad (29')$$

в) Отношение кислорода к азоту

$$\frac{\text{CO}_2 + 0,5 \text{ CO}}{\text{N}_2} = 0,281 + 0,012 X. \quad (30')$$

3) Для среднего состава коксовой мелочи:

а) Уравнение баланса углерода

$$\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4 = 80. \quad (31)$$

б) Уравнение баланса водорода

$$\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4 = 2X + 2. \quad (32)$$

в) Отношение кислорода к азоту

$$\frac{\text{CO}_2 + 0,5 \text{ CO}}{\text{N}_2} = 0,27 + 0,012 X. \quad (33)$$

Дополнительные условия остаются те же, что и для антрацита.

В. Нормы по газификации антрацита и кокса. Производственные нормы, рекомендуемые режимные параметры и контрольно-типовые показатели газификации антрацита и коксовой мелочи в стационарных газогенераторах, принятые первым Всесоюзным совещанием по эксплуатации газогенераторных станций в 1940 г., приведены в табл. 28.

Таблица 28

Наименование показателей	Размерность	А н т р а ц и т				Коксовая мелочь
		АК	АМ	АС	АЗ	
Влажность W^P	%	5	5	6	6	16
Зольность A^P	%	5	11	12	18	16
Интенсивность газификации, отнесенная к сечению шахты ¹	кг/м ² час	180—200	180—200	180—200	120—130	160—200
Низшая теплотворность сухого газа	ккал/нм ³	1240—1260	1220—1240	1220—1240	1170—1180	1240—1260
Горючих в шлаке	%	15	15	15	20	15
К. п. д. газификации	%	77	76	75	70	74
Температура паровоздушной смеси	°С	50—55	50—55	55—58	58—60	55—58
Расход воздуха	нм ³ /кг	2,92	2,80	2,64	2,41	2,22
Высота слоя топлива	мм	1200	1000	900	900	1000
Состав сухого газа	СО ₂	5,0	5,5	6,0	6,5	5,0
	Н ₂ S	0,15	0,17	0,2	0,1	0,2
	O ₂	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
	СО	28,5	27,5	27,0	26,0	28,5
	H ₂	13,0	13,5	14,0	14,0	13,0
	СН ₄	0,5	0,5	0,6	0,3	0,7
	N ₂	52,6	52,6	52,0	52,9	52,4
Выход сухого газа	нм ³ /кг	4,4	4,2	4,0	3,6	3,2
Выход уноса	%	3,8	3,8	4,0	5,0	5,0
Углерода в газе	%	95,0	93,5	93,0	89,3	91,0
Углерода в шлаке	%	1,5	3,0	3,0	6,3	3,5
Углерода в уносе	%	3,5	3,5	4,0	4,4	5,5

§ 14. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ДРЕВЕСНОГО ТОПЛИВА И ТОРФА ПРИ ГАЗИФИКАЦИИ И МЕТОД РАСЧЕТА СОСТАВА СИЛОВОГО ГАЗА

1. Физико-химические изменения древесины при прямом процессе газификации. Последовательность изменения древесины при газификации легче всего проследить, если начать с рассмотрения прямого процесса. Вследствие противотока, происходит интенсивный теплообмен и нагрев дров за счет физической теплоты генераторного газа. В верхних горизонтах слоя вскоре после загрузки топлива происходит испарение влаги древесины. Длительность процесса сушки зависит от породы и влажности дров, длины кусков, плотности и высоты слоя, температуры и скорости движения газового потока. Весь процесс сушки дров в газогенераторе может быть разделен на два периода.

¹ Всесоюзное совещание по газификации твердых топлив 1949 г. рекомендовало повысить интенсивность газификации антрацита до 250 кг/м² час.

а) Период постоянной скорости сушки, когда испаряется вода, заполняющая поры; подобен испарению воды со свободной поверхности — внешняя диффузия лимитирует процесс. При испарении воды с поверхности кусков создается неравномерное распределение влаги с большим или меньшим градиентом в разных точках, что вызывает движение влаги из внутренних слоев к поверхности куска. Объем и форма куска остаются неизменными.

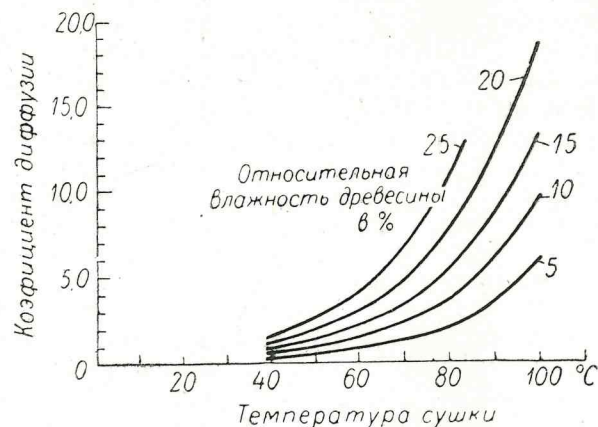


Рис. 18. Коэффициент диффузии для сосны при радиальном движении влаги.

б) Период замедленной скорости сушки, совпадающий с началом испарения коллоидальной воды, т. е. влажности, соответствующей точке насыщения древесного волокна. Процесс лимитируется скоростью внутренней диффузии влаги к поверхности испарения.

Влажность, соответствующая переходу от постоянной к замедленной скорости сушки при 20°С, может быть принята для сосны и дуба равной 23%.

Величина коэффициента диффузии для древесины зависит от многих факторов и прежде всего от влажности древесины и ее температуры.

На рис. 18 дана зависимость коэффициента диффузии от температуры и влажности сосны в радиальном направлении. С увеличением температуры растет величина коэффициента диффузии, увеличивается скорость продвижения влаги изнутри древесины к поверхности и сокращается время, необходимое для сушки.

Нагрузка объема зоны сушки древесины по испаренной влаге характеризуется следующими средними величинами:

- а) для первого периода сушки 120—160 кг/м³час;
- б) для второго периода сушки 4—5 кг/м³ час.

Усыхающие наружные части сжимают более влажные внутренние, сами подвергаясь в то же время растяжению, что по достижении определенного предела приводит к разрыву древесины и образованию трещин. Так как в тангентальном направлении усушка, как это указано выше, в два раза больше, чем в радиальном, то наибольшие напряжения возникают в радиальных плоскостях, по которым и происходит растрескивание кусков дерева. Расширение же дерева с повышением температуры настолько незначительно, что не может противодействовать напряжениям, вызываемым усушкой.

По мере опускания слоя дрова соприкасаются с более горячим газовым потоком, что приводит к дальнейшему прогреву и полной просушке кусков топлива. С дальнейшим повышением температуры наступает процесс пирогенетического разложения древесины, с образованием газообразных и парообразных продуктов и древесного угля. Газообразные продукты сухой перегонки представляют собой смесь углекислого газа (CO₂), окиси углерода (CO), метана (CH₄), водорода (H₂) и углеводорода (C_nH_m). К парообразным продуктам сухой перегонки относятся вода, уксусная кислота, метиловый спирт, ацетон и смола.

Разложение древесины в процессе сухой перегонки начинается при температурах даже несколько ниже 100°С. Однако, в пределах до 200°С процесс протекает очень медленно и из древесины выделяются, главным образом, пары воды. При дальнейшем повышении температуры до 275°С выделяются CO₂ и CO. До 275°С древесина остается нагретой ниже температуры внешнего источника тепла, так как химические изменения происходят с поглощением тепла. При 275°С наступает начало экзотермической реакции, сопровождающейся выделением около 6% тепла от теплотворности абсолютно сухой древесины и быстрым повышением температуры древесины.

В пределах нагрева древесины 280—380°С наступает стадия образования уксусной кислоты, спирта и начало выделения смолы.

В пределах температур от 380° до 500°С происходит, главным образом, образование тяжелой смолы.

Указанная последовательность процессов газификации древесины подтверждается полученным из опыта составом и выходом продуктов разложения сосновой древесины, приведенным в табл. 29.

Из таблицы видно, что общий выход газа с ростом температуры в интервале температур 200—500°С резко увеличивается. При этом процентное содержание углекислого газа непрерывно

убывает, а суммарное процентное содержание водорода и углеводородов возрастает с момента начала их выделения. Содержание же окиси углерода в процентах по объему возрастает и достигает максимума при температуре в 330°С, а затем падает с ростом температуры процесса. При температуре выше 500°С протекает разложение продуктов сухой перегонки под действием раскаленного угля.

Выход продуктов сухой перегонки зависит от породы и влажности древесины, температурного режима и скорости обугливания.

Сильное нагревание и связанный с этим быстрый ход реакции всегда дает большое количество газов при небольшом сравнительно количестве смолы, уксусной кислоты, древесного спирта и угля.

Таблица 29

Температура процесса обугливания °С	Уголь %	Парообразные продукты в %		Газ в л	Состав газа ¹ в объемных %				
		легкие	тяжелые		CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	C _n H _m
200	93,0	7,0	0	2	75	25	—	—	—
275	81,7	14,0	1,8	14	75	25	—	—	—
290	79,1	16,1	1,8	16	60	40	—	—	—
310	53,9	32,9	4,7	50	—	—	—	—	—
320	48,7	34,4	5,0	70	—	—	—	—	—
330	—	—	—	—	49	42	—	9	—
380	—	35,4	6,2	—	41,2	25,6	—	—	—
400	38,1	40,0	6,6	90	—	—	—	—	—
450	—	—	—	—	25,8	25,8	10,8	33,3	4,3
480	—	41,5	7,0	106	—	—	—	—	—
510	—	—	—	—	24,8	8,0	—	67,2	—
515	31,0	41,2	7,0	122	24,8	8,6	21,3	48,3	—
545	27,5	45,3	7,4	—	18,3	8,0	26,9	41,1	5,7

При равных условиях проведения процесса сухой перегонки хвойные породы дают больший выход угля и смолы и меньше уксусной кислоты и спирта, что иллюстрируется выходом продуктов сухой перегонки в процентах, приведенным в табл. 30. Взятые для исследования образцы древесины содержали от 7 до 9% влаги.

Средние значения материального и теплового баланса процесса пирогенетического разложения измельченной абсолютно сухой древесины хвойных пород приведены в табл. 31.

¹ За исключением кислорода и азота.

Таблица 30

Материальный баланс сухой перегонки в проц.

Наименование продуктов	Порода дерева			
	сосна	ель	береза	бук
Уголь	37,83	37,81	31,80	34,97
Газ (всего)	14,69	14,88	13,01	15,79
В том числе:				
1) Углекислый газ CO ₂	10,13	10,30	9,96	10,90
2) Окись углерода CO	3,74	3,76	3,32	4,22
3) Метан CH ₄	0,59	0,62	0,54	0,47
4) Эгилен C ₂ H ₄	0,23	0,20	0,19	0,20
Вода H ₂ O	22,27	25,70	27,81	26,58
Смола нерастворимая	11,79	8,08	7,93	8,11
Растворимая смола и другие органические вещества	8,03	7,75	8,15	5,89
Уксусная кислота (CH ₃ COOH)	3,50	3,19	7,08	6,04
Метилловый спирт (CH ₃ OH)	0,88	0,96	1,06	2,07
Ацетон (CH ₃ COCH ₃)	0,18	0,20	0,19	0,20
Метилацетат (CH ₃ COOCH ₃)	0,01	0,02	0,02	0,03
Потери по разности	0,82	1,41	1,41	0,32

Таблица 31

№ п.п.	Наименование продуктов сухой перегонки	Выход %	Теплотворность, ккал/кг	Теплотворность компонента	
				ккал.	%
1	Древесный уголь	31,0	7605	2360	50,5
2	Смола	13,0	7260	945	20,2
3	Швельгаз	27,0	3610	975	20,9
4	Кислоты (в пересчете на уксусную)	2,8	1500	42	0,9
5	Спирты	0,8	5300	42	0,9
6	Альдегиды, эфиры, кетоны	0,9	3640	33	0,7
7	Зола	0,5	—	—	—
8	Вода разложения (по разности)	24,0	—	—	—
9	Тепло разложения (по разности)	—	—	273	5,9
	Итого:	100,0	—	4670	100,0

Исследования В. А. Коробкина, данные которого приведены в табл. 32, показывают, что чем выше температура выжигания древесного угля, тем более однородным является он по своему химическому составу и тем больше в нем содержится углерода.

Таблица 32

Температура перегуливания °C	Данные В. А. Коробкина			Температура перегуливания °C	Данные В. А. Коробкина		
	C %	H ₂ %	O ₂ +N ₂ %		C %	H ₂ %	O ₂ +N ₂ %
110	50,58	6,24	43,18	450	84,86	3,07	12,07
150	51,68	5,87	42,45	500	88,99	2,85	8,16
200	54,50	5,30	40,20	600	94,34	2,19	3,47
250	60,50	4,88	34,62	700	95,53	1,63	2,84
300	72,78	4,27	22,95	800	96,94	1,25	1,81
350	76,11	3,93	19,96	900	97,32	0,95	1,77
400	80,18	3,51	16,31	1000	97,65	0,58	1,73

Резюмируя изложенное, можно сделать следующий вывод: независимо от начальной влажности древесины при прямом процессе газификации в зоне горения во взаимодействие с кислородом вступает раскаленный древесный уголь, состоящий из углерода и небольшого количества водорода и кислорода.

Для газификации, помимо состава угля, большое значение имеют его физико-химические и механические свойства.

Под давлением верхних слоев топлива происходит значительное измельчение угля, так как древесный уголь довольно хрупок и подвержен истиранию. Прочность угля зависит от скорости и температуры обугливания. Медленное переугливание способствует получению более плотного и механически прочного угля. Наиболее прочный уголь образуется из твердых лиственных пород: дуб, бук, граб. Из мягких лиственных пород получается уголь также более прочный, чем из хвойных пород. Если принять прочность березового угля за 100%, то прочность соснового угля составит 58%, осинового 46%, елового 43%.

Древесный уголь в газогенераторе подвергается давлению, ударам и трению, поэтому испытание только на раздавливание не отражает полностью действительных условий эксплуатации.

Реакции окисления углерода, восстановления углекислого газа и т. д. — протекают на поверхности кусков угля. Древесный уголь, благодаря своей пористости и разветвленной внутренней поверхности, является наиболее реакционно способным твердым топливом. Реакционная способность древесного угля объясняется прежде всего его большой адсорбционной способностью, которая падает с повышением температуры газовой

среды. Древесный уголь будет тем менее реакционно способным, чем выше была температура его выжиги и чем больше времени он находился в сфере высоких температур.

2. Физико-химические изменения древесины при обратном процессе газификации. При обратном процессе подсушка топлива в бункере может быть осуществлена путем использо-

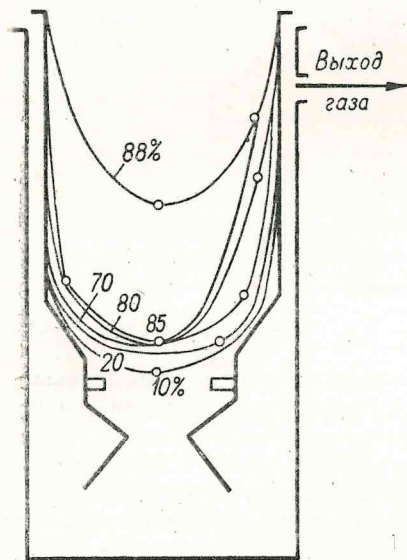


Рис. 19. Кривые равных содержаний летучих в древесном топливе в камере газификации газогенератора «Имберт».

Наглядное представление о ходе подсушки и сухой перегонки древесных чурок в газогенераторе «Имберт» дает рис. 19. Все точки, лежащие на одной кривой, соответствуют одинаковому содержанию летучих в древесном топливе.

Подсушка и сухая перегонка происходят несколько интенсивнее у стенок бункера, благодаря наружному обогреву его горячими продуктами газификации, однако процесс сухой перегонки в осевой части слоя газогенератора заканчивается только непосредственно над зоной горения.

Продукты сухой перегонки и пары воды, выделившиеся из топлива, направляются вниз в зону газификации и там нагреваются до максимально возможной температуры. Под действием углерода при высоких температурах в зоне окисления эти продукты подвергаются разложению (полному или частичному)

или сгорают. Следовательно, наименование зон подсушки и сухой перегонки при обратном процессе является чисто условным и существенно отличным от зон подсушки и сухой перегонки при прямом процессе газификации.

Если градиент температуры древесины и температуры наружного источника тепла очень велик, например если он достигает величины в 300° и выше, возможно только наружное обугливание древесины без прогрева внутренних частей ее даже до 100° С. Таким образом при обратном процессе не полностью подготовленное топливо поступает в зону горения, а следовательно, в этой зоне параллельно с процессом горения углерода происходят те изменения топлива, которые характерны для зон подсушки и сухой перегонки в прямом процессе.

При достаточной плотности слоя топлива и неравномерном подводе воздуха в камеру газификации влияние теплоизлучения сказывается только на небольшом расстоянии от зоны окисления. Наблюдения за эксплуатацией судовых газогенераторов показывают, что часть влаги, испарившейся вблизи зоны окисления, поднимается кверху и конденсируется на более холодной верхней части бункера и крышке и стекает вниз. При загрузке дров различной влажности более сухие дрова даже несколько увлажняются в бункере.

При достаточной плотности слоя топлива и неравномерном подводе воздуха в камеру газификации влияние теплоизлучения сказывается только на небольшом расстоянии от зоны окисления.

При достаточной плотности слоя топлива и неравномерном подводе воздуха в камеру газификации влияние теплоизлучения сказывается только на небольшом расстоянии от зоны окисления.

Схема разложения древесины при обратном процессе газификации может быть представлена в следующем виде: сушка и пирогенетическое разложение на поверхности закончились, затем протекает бурное экзотермическое разложение и горение, в то время как во внутренних слоях по мере нагревания началось или уже идет пирогенетическое разложение и подсушка. Образовавшиеся трещины способствуют выходу газообразных продуктов сухой перегонки. Последние частью сгорают, частью разлагаются под действием углерода при высоких температурах. Обугленное и раскаленное с поверхности топливо опускается в нижнюю часть камеры газификации (зона восстановления), где протекают эндотермические реакции восстановления углекислого газа в окись углерода и частичное разложение водяного пара. Температура слоя топлива в зоне восстановления непрерывно снижается по мере удаления от зоны окисления. При низких температурах в зоне окисления и недостаточно развитой поверхности топлива, в зону восстановления может попасть часть топлива, в котором еще не закончилось полностью пирогенетическое разложение — следствием чего явится неполное разложение паров смолы.

Так как наличие в генераторном газе паров смолы, как известно, вызывает нарушение нормальной работы двигателя, то в обратных газогенераторах из-за совмещения во времени и в пространстве ряда физико-химических процессов, требуется наличие высоких температур в зоне окисления и большой активной поверхности топлива.

Высокие температуры в газогенераторах с обратным процессом обеспечиваются применением сухого топлива и предварительным подогревом воздуха и топлива. Предельная относительная влажность древесного топлива для автотракторных газогенераторов составляет $18-20\%$, а для судовых доходит до $20-25\%$.

При увеличении влажности древесного топлива уменьшается теплотворность газа и газозоудушной смеси, а это вызывает падение мощности двигателя. Опытные данные Ленинградской Лесотехнической Академии им. С. М. Кирова с автомобильным газогенератором, приведенные в табл. 33, являются наглядной иллюстрацией зависимости мощности двигателя от влажности топлива.

Таблица 33

Влажность чурок, %	13	18	23	30	38
Эффективная мощность двигателя, л. с.	42	40	36	32	28

В ряде конструкций газогенераторов осуществлен наружный подогрев топлива в бункере за счет физического тепла отбираемого газа, отвод водяных паров из генератора, и подогрев воздуха, что способствует интенсификации процесса газификации и позволяет применять дрова повышенной влажности.

Увеличение наружной поверхности древесного топлива достигается измельчением на мелкие чурки или щепу.








Выше уже отмечалось, что состав древесины зависит от породы и возраста дерева, климата и почвы, на которой оно произрастало. Время года, в котором топливо заготавливалось, способ транспортировки, хранения также отражаются на рабочем составе древесины.

Однако есть ряд свойств, обусловленных самой структурой древесины. Структурой объясняется количественное различие физических констант древесины в продольном, радиальном и тангентальном направлениях, широко известное в практике, которое, однако, до сих пор недостаточно учитывается при изучении процесса газификации.

В качестве примера укажем, что коэффициент теплопроводности у сосны и ели вдоль волокон, как это было отмечено выше (§ 5), примерно в два раза больше, чем поперек волокон. Иными словами поверхность, перпендикулярная к оси ствола, примерно в два раза более тепловосприимчива, чем боковая поверхность. Следовательно, при оценке формы куска древесного топлива необходимо учитывать не только всю поверхность, но и ее торцовую, более активную, часть. Величина торцовой поверхности кусков для основных геометрических фигур приведена в табл. 34.

«Активность» торцовой поверхности не ограничивается только скоростью тепловосприятия. Коэффициент диффузии

Таблица 34
Зависимость общей и торцовой поверхностей древесного топлива от формы куска

Геометрические формы древесного топлива	Объем V	Общая поверхность S_n	Торцов. поверхность S_T	Относительная поверхность $S_n : V$	Относительный объем $V : S_n$	Отношение торцовой поверхности к общему объему	
						к общей поверхности $S_T : S_n$	к общему объему $S_T : V$
Куб ($a = 1$) 	1,00	6,00	2,00	6,0	0,166	0,33	2,0
0,5 куба (раскол пополам) 	0,50	4,00	1,00	8,0	0,125	0,25	2,0
0,25 куба (раскол на 4 части) 	0,25	2,50	0,50	10,0	0,100	0,20	2,0
Цилиндр ($h = d = 1$) 	0,785	4,71	1,57	6,0	0,166	0,33	2,0
0,5 цилиндра 	0,392	3,355	0,785	8,3	0,12	0,23	2,0
0,25 цилиндра 	0,196	2,177	0,392	11,1	0,09	0,18	2,0
Шар ($d = 1$) 	0,523	3,14	3,14	6,0	0,166	1,0	6,0

в тангентальном направлении на 15—20% меньше, чем в радиальном, и в 10—50 раз меньше, чем в продольном направлении.

Таким образом, грани куба, выпиленного из древесины, при сушке нагружены испаряющейся влагой различно. Через торцовые поверхности в продольном направлении влаги испаряется примерно в 5—25 раз более, чем через тангентальные и радиальные поверхности вместе.

Вследствие наибольшей скорости испарения с торца, трещины на нем возникают особенно легко. Обилие трещин в несколько раз увеличивает свободную поверхность куска топлива. При этом отличие свойства торцовой поверхности от свойств других поверхностей еще больше возрастает.

Скорость, с которой совершается пирогенетическое разложение, зависит от скорости тепловосприятия. Среди факторов, повышающих скорость тепловосприятия, наряду с температурой стоит и отношение свободной поверхности к объему. Для древесного же топлива скорость тепловосприятия зависит, кроме того, и от удельной величины торцовой поверхности.

Таким образом, скорость термического разложения древесины при одной и той же температуре, породе и влажности топлива целиком зависит от формы и размера кусков, от величины свободной и торцовой поверхностей.

Как видно из табл. 34, измельчение древесины вдоль волокон увеличивает лишь общую поверхность кусков, не обеспечивая при этом большей свободной поверхности в слое, величина же торцовой поверхности при этом не изменяется, а удельное значение ее даже снижается.

Размельчение дров посредством колки на очень тонкие куски ниже некоторого предела даже вредит процессу газификации, так как уменьшает прочность угля, что ведет к повышенному измельчению угля и забиванию мелочью активного слоя топлива.

Наибольшее значение для повышения интенсивности процесса газификации имеет измельчение древесины поперек волокон, так как при этом увеличение общей поверхности кусков происходит исключительно за счет торцовой поверхности.

Однако оценивать древесное топливо только по величине наружной поверхности технически неверно. Высокая реакционная способность древесины объясняется, главным образом, ее внутренней разветвленной поверхностью, которая в сотни раз превосходит величину наружной поверхности, ее высокой адсорбционной способностью и условиями диффузии газовых реагентов.

Законы диффузии еще недостаточно изучены в условиях газификации твердого топлива, между тем как они в данном случае определяют не только скорость сушки и сухой перегонки древесины, но и газификацию древесного угля. Движущей силой

процесса диффузии, как уже отмечалось, является разность концентраций газовых компонентов.

В зоне окисления при обратном процессе в древесине происходит движение паров воды, смолы, уксусной кислоты, спирта и других продуктов, направленное к наружной поверхности куска топлива. По тем же капиллярам, сосудам, каналам и трещинам внутрь куска топлива диффундирует кислород воздуха и углекислый газ, вследствие разности парциальных давлений. Время диффузии зависит от пути пробега молекул — длины капилляров и сосудов, поэтому, чем короче дрова, тем меньше время диффузии, тем активнее топливо.

В зоне восстановления твердое топливо более однородно по своему химическому составу, поэтому реакционная способность древесного угля может быть объяснена исключительно его структурой.

Образовавшийся древесный уголь продолжает сохранять анизотропию. По данным исследования В. А. Коробкина, приведенным в табл. 35, сопротивление раздавливанию древесного угля вдоль волокон в 6—10 раз больше, чем перпендикулярно волокнам.

Таблица 35

Древесный уголь	Сопротивление раздавливанию в кг/см ²					
	угли большой прочности		угли крепкие		угли посредственной прочности	
	параллельно волоконам	перпендикулярно волоконам	параллельно волоконам	перпендикулярно волоконам	параллельно волоконам	перпендикулярно волоконам
Березовый	334	43,5	284	37,5	195	20,9
Осиновый	171	21,7	143	17,5	113	12,0
Сосновый	169	26,0	115	19,8	103	12,2
Еловый	131	16,5	105	12,5	59	9,0

3. Некоторые особенности газификации швырка по обратному процессу. Наименьшим практическим размером древесных чурок считается размер в объеме спичечной коробки, т. е. длиной около 50 мм и площадью поперечного сечения около 6 см². Пределом в большую сторону, который обычно не переходят, является длина 120 мм и сечение 50 см².

Газификация дров более длинных размеров считалась невозможной и почти неразрешимой задачей в газогенераторах небольшой производительности.

Трудности, встретившиеся при первых попытках газифицировать дрова длиной 330—500 мм, — а именно застревание поленьев. Зак. 561.

в бункере, неравномерное горение и газообразование, повышенное измельчение угля в камере газификации, казались непреодолимыми. Были даже «теории» о неизбежном ухудшении состава газа и понижении мощности двигателя при замене чурок швырком. Трудности действительно вызываются удлинением кусков древесного топлива, так как при этом уменьшается более активная торцовая поверхность. Следует отметить, что даже при древесных чурках для камер газификации диаметром в 300—400 мм не при любых скоростях и порозности слоя чурок периферийный подвод воздуха обеспечивает равномерное горение по всему сечению, что приводит к образованию в центре непрогорающего слоя и возможности засмоления двигателя. Один центральный подвод воздуха также не обеспечивает равномерное горение по сечению при значительных диаметрах камеры. Из изложенного ясно, что решение вопроса о рациональном подводе воздуха в газогенератор и о его равномерном распределении по сечению, в особенности при переходе от чурок к швырку, является важнейшей задачей. При решении этой задачи встретился ряд серьезных затруднений.

Попытки газификации длинных дров в газогенераторах цилиндрической формы при произвольной загрузке поленьев или связанных шпагатом мелких пучков не дали положительных результатов. Дрова застревали, заклинивались в бункере, а образовавшиеся своды с трудом разрушались при шуровке ломом. Необходимо было организовать загрузку дров в газогенератор, чтобы добиться плавного и равномерного опускания их в шахту. Опыт ЦНИИРФ показывает, что плавная подача топлива в камеру газификации может быть осуществлена двумя способами:

- а) горизонтальной укладкой дров полено к поленью в случае прямоугольного сечения бункера и камеры газификации;
- б) вертикальной загрузкой дров вязанками одновременно по всему сечению бункера в случае цилиндрической формы камеры газификации.

В обоих случаях дрова поступают в камеру в довольно плотной укладке, что значительно уменьшает величину свободной поверхности кусков топлива и затрудняет проникновение воздуха в центр. Форма камеры газификации должна обеспечивать некоторое разрыхление слоя на уровне фурм, что предусмотрено в специальных конструкциях силовых газогенераторов, разработанных Центральным научно-исследовательским институтом речного флота.

При вертикальной загрузке дров, поленья, попадая в зону высоких температур торцами, быстро подсушиваются, обугливаются и воспламеняются с одного конца. Нагрев, подсушка и обугливание распространяются вдоль поленьев вверх по мере их

опускания в зону горения. Зазоры между поленьями, образовавшиеся вследствие разной скорости распространения горения вдоль поленьев, способствуют проникновению воздуха в центр камеры газификации.

При прямоугольной форме газогенератора проникновение воздуха в центр почти вовсе исключено. Воздух, выходящий из фурм, обращенных к боковым поверхностям дров, ударившись о близлежащее полено, меняет свое направление и устремляется вдоль стенки к месту отбора газа. В связи с этим имеет место неравномерное распределение воздуха по сечению, что ведет к образованию периферийного газа, и неполному разложению паров смолы. Обгорание поленьев начинается с боковых поверхностей с образованием шейки и последующего излома в средней части.

Предварительный подогрев воздуха, подсушка топлива, а также аккумуляция тепла футеровкой самой камеры ускоряют процесс газификации швырка и являются непременным условием для нормального протекания процесса газообразования.

Опыт эксплуатации газогенераторов конструкции ЦНИИРФ доказал возможность получения бессмольного газа при газификации швырка хвойных пород. Отсюда следует, что с удлинением кусков при переходе от чурок к швырку, хотя и уменьшается величина свободной и торцовой поверхности топлива, однако это не лимитирует процессы сушки и сухой перегонки в зоне окисления. Химический анализ древесного генераторного газа не выявил разницы в составе и теплотворности газа, полученного от газификации чурок и швырка.

4. Физико-химические изменения торфа при прямом процессе газификации. Для понимания особенностей газификации торфа по обращенному процессу следует также сперва проследить физико-химические изменения торфа при медленном нагреве по прямому процессу.

При нагреве торфа до 100°С происходит его подсушка. При дальнейшем нагревании происходит разложение с образованием газообразных и парообразных продуктов сухой перегонки и торфяного кокса. Различные виды торфа дают различные выходы продуктов сухой перегонки, отличающихся по своему составу и свойствам.

Продукты сухой перегонки торфа занимают среднее положение между продуктами сухой перегонки древесины и бурых углей. Молодой торф по продуктам сухой перегонки приближается к древесине, а старый — к бурым углям. При нагреве торфа до температуры превышающей 100°С выделяется двуокись углерода и вода разложения, при нагреве до 120°С выделяется также адсорбционная влага. Начиная со 150°С процесс разложения протекает очень интенсивно. Процесс выделе-

ния смолы начинается при температуре выше 200° С, а интенсивное протекание его происходит при 300—350° С. Выход смолы может колебаться для торфа одного и того же массива.

При температуре процесса до 300° С идет выделение метилового спирта. Выделение уксусной кислоты начинается при температуре порядка 200—250° С и заканчивается при температуре около 550° С. До 300° С выделение газообразных веществ протекает не интенсивно. Горючие газы выделяются преимущественно при температуре порядка 350—450° С.

При более высоких температурах (300—700° С) появляются аммиак (максимум выделения аммиака имеет место при более высокой температуре) и дистилляты щелочного характера.

Дальнейшее повышение температуры ведет лишь к выделению метана и водорода из полукокса, не сказываясь на выходе смолы. Таким образом, процесс обугливания торфа в основном заканчивается при температуре в 550—600°.

Выход кокса составляет в среднем около 35% от начального веса воздушно-сухого торфа.

В табл. 36 приведены данные о выходе различных продуктов разложения торфа в процентах в зависимости от конечной температуры нагрева.

Таблица 36

Наименование продукта	Размерность	Температура обугливания, °С		
		525	710	850
Смола	%	10,4	11,0	10,3
Газ	%	19,3	24,9	27,6
Вода	%	29,5	28,0	27,5
Аммиак	%	0,2	0,3	0,4
Уксусная кислота	%	0,6	0,6	0,6
Метанол	%	0,1	0,1	—
Кокс	%	39,9	35,1	33,6
Элементарн. состав торфококса				
С	%	73,34	—	81,27
Н	%	3,85	—	1,55
О	%	11,85	—	3,97
N	%	1,36	—	1,41
Зола	%	9,60	—	11,80

Процесс сухой перегонки протекает с выделением тепла, которое составляет на 1 кг сухого торфа (с содержанием кислоты 35%) 140—220 ккал.

5. Некоторые особенности газификации кускового торфа в газогенераторах обращенного процесса. Исследования процесса

газификации кускового торфа влажностью 20—30% в транспортных газогенераторах показали, что торф в бункере увлажняется конденсирующимся водяным паром, поднимающимся из слоя, находящегося вблизи фурм. По мере распаривания торф превращается в сплошную трудно опускающуюся массу с «непрогорающей» центральной частью. Для борьбы с этим явлением в тракторных газогенераторах типа «Инсторф-НАТИ» и ВИМТа¹ наряду с фурменным подводом воздуха имеется и центральная воздухоподводящая труба, оканчивающаяся внизу соплом.

Труба центрального подвода воздуха путем установки эжектора в верхней части ее используется одновременно и для отсоса паров воды из бункера в зону окисления. Таким образом производится частичная подсушка торфа и уменьшается его набухание, причем одновременно снижается температура в зоне окисления.

Газогенератор с центральным и периферийным подводом воздуха работает ровнее и устойчивее, а двигатель развивает большую мощность, чем с одним фурменным подводом воздуха.

Опыты, проведенные в ВИМТе, показали, что нижний конец центрального сопла должен быть расположен над плоскостью осей фурм периферийного подвода воздуха на высоте 50—140 мм. При более низком положении сопла оно быстро обгорает, а при более высоком — наблюдалось нарушение нормального хода газогенератора и снижение теплотворности газа.

При влажности торфа до 18% газогенератор может работать и без центрального подвода воздуха. Это подтверждается также составом газа, полученным в автотракторных газогенераторах на древесных чурках и торфе, приведенным в табл. 37.

Таблица 37

Тип газогенера- тора	Наименование топлива	Состав газа в объемных %					Теплотвор- ность, ккал/м ³
		CO	CH ₄	H ₂	CO ₂	N ₂	
Автомобильный ЗИС-21	Древесные чурки	19,5	2,9	15,0	10,0	52,6	1230
	Торфобрикеты	22,0	2,7	14,1	8,1	53,1	1265
Тракторный Г-19-Т2Г	Чурки-смесь 50% березы и 50% сосны	20,9	2,8	16,0	11,7	48,6	1285
	Малозольный торф	21,2	2,2	17,2	10,0	49,4	1270

¹ Всесоюзный Научно-исследовательский институт механизации торфяной промышленности.

Украинский институт торфа в 1937 г. провел сравнительные испытания судового газогенератора обращенного процесса МСВ-84 на древесных чурках и кусковом торфе. Показатели этих испытаний приведены в табл. 38, они также подтверждают возможность газификации сухого кускового малозольного торфа в газогенераторе, предназначенном для газификации древесного топлива.

Таблица 38

Показатели	Единица измерения	Древесные чурки	Кусковой торф	
Зольность A_c	%	1,1	8,6	
Влажность W_p	%	10,7	17,7	
Теплотворность топлива	ккал/кг	3950	3630	
Расход топлива за испытание	кг	190	320	
Интенсивность газификации	кг/м ² час	605	650	
В составе сухого газа	$\left\{ \begin{array}{l} \text{CO}_2 \\ \text{CO} \\ \text{H}_2 \end{array} \right.$	%	11,0—14,8	11,4—13,4
		%	11,9—15,4	10,5—17,1
		%	6,2—13,3	8,6—12,1
K_p д. газогенератора	—	0,62	0,65	

По сравнению с газом, получаемым при газификации древесного топлива, генераторный газ из торфа содержит больше твердого уноса, смолы и влаги. Хотя частицы золы торфа мельче, чем частицы древесной золы, и легче уносятся потоком газа из генератора, все же сопротивление слоя топлива в газогенераторе при работе на торфе примерно на 60% больше, чем на чурках.

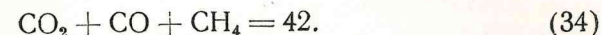
При газификации торфобрикетов получают прочные и крупные куски кокса. Мелочь, пыль и зола относительно легко проходят сквозь слой кокса и собираются в зольнике или уносятся газовым потоком в очистительную систему. Если брикеты содержат небольшое количество тугоплавкой золы, их газификация не вызывает каких либо затруднений.

6. Расчет состава силового генераторного газа из древесины. Для расчета состава газа по рекомендуемому методу за основу принимается горючая масса топлива.

Расчетная химическая формула моля органической массы древесины ($O_{42}H_{60}O_{28}$) была указана ранее.

Допустим, что при газификации органическая масса древесины полностью превращается в генераторный газ или что угольная мелочь, уносимая газовым потоком, такого же состава, что и органическая масса, тогда будут справедливы следующие балансовые уравнения, отражающие связь между составом древесины и составом древесного генераторного газа:

1) Уравнение баланса углерода. Пользуясь ранее принятыми обозначениями (§ 13) имеем:



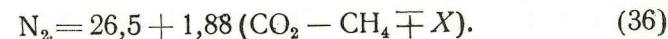
2) Уравнение баланса водорода. Содержание водорода в газе в молях равно числу молей водорода горючей массы древесины $\pm X$, где X — количество водорода (в молях)¹, выделившегося при разложении влаги рабочего топлива (знак $+$) или количество водорода горючей массы древесины, окислившегося в воду (знак $-$)



3) Уравнение баланса азота. Число молей азота определяется расходом кислорода на образование CO и CO_2 за вычетом кислорода топлива, а также величиной X со знаком, обратным знаку в уравнении баланса водорода.

Минимальный расход кислорода воздуха будет в случае окисления всех 42 атомов углерода до CO . Учитывая кислород, содержащийся в топливе, расход кислорода воздуха составит для древесины $42 - 28 = 14$ атомов. При этом одновременно с кислородом из воздуха поступит азота $3,76 \cdot \frac{14}{2} = 26,3$ моля, а учитывая содержание азота в горючей массе древесины, число молей азота увеличится до 26,5. Действительный расход кислорода воздуха будет больше минимального на число атомов углерода, окисленных до углекислого газа (CO_2) и меньше на число молей метана (CH_4).

Суммируя изложенное, уравнение баланса азота будет иметь следующий вид:



Для определения шести переменных (пяти компонентов генераторного газа — CO_2 , CO , CH_4 , H_2 , N_2 и X) недостаточно приведенных трех уравнений материальных балансов. В качестве дополнительных условий служат отношения между компонентами генераторного газа, значения для которых принимаем на основе эмпирических данных, в зависимости от влажности дров и типа газогенератора. Аналогично произведенному выше (§ 13) выводу расчетных уравнений для определения состава генераторного газа из антрацита, примем за известные величины:

¹ В отличие от значения X равного двум молям при расчете состава газа по прямому процессу из антрацита, кокса и полукокса.

а) Отношение объемов (молей) окиси углерода к углекислому газу:

$$\frac{CO}{CO_2} = m. \quad (26)$$

Величина m для древесного силового газа по опытным данным изменяется в пределах от 1,1 до 1,7. С увеличением температуры в зоне газификации при сухом топливе, интенсивном подогреве воздуха (200—300° С) и топлива отношение стремится к 1,7. При повышенной влажности дров (30—35%), т. е. при низких температурах, величина m будет ближе к 1,1.

б) Отношение суммы объемов (молей) углеродосодержащих компонентов (уравнение 34) к общему объему водорода в газе (уравнение 35):

$$\frac{CO_2 + CO + CH_4}{2CH_4 + H_2} = \frac{42}{30 \pm X} = n. \quad (37)$$

Значение n для силового древесного газа также в значительной мере зависит от температурного режима процесса газификации и практически колеблется от 1,3 до 1,8.

В частном случае, когда содержание водорода в древесном газе, выраженное в молях, равно числу молей водорода в горючей массе древесины, т. е. когда $X = 0$, тогда параметр $n = 1,4$.

В случае, если в балансе процесса газификации, вследствие разложения части влаги древесины, содержание водорода в газе увеличилось, n будет меньше 1,4. В практике получения силового древесного газа в транспортных газогенераторах в большинстве случаев n больше 1,4, отсюда следует, что содержание водорода в газе меньше, чем в горючей массе древесины ($-X$).

На основе обработки данных большого числа анализов состава генераторного газа автору удалось, хотя и приближенно, установить зависимость параметров m и n от влажности дров для некоторых типов газогенераторов.

Эмпирические уравнения, приводимые в табл. 39, справедливы для древесного топлива с относительной влажностью от 15 до 35%.

Для решения приведенной системы уравнений необходимо одно переменное исключить или задаться им. В целях большей точности расчета состава газа задаемся объемом метана, содержащегося в значительно меньших количествах в генераторном газе, чем другие компоненты.

На основе лабораторных данных можно считать установленным, что содержание метана в древесном силовом газе не пре-

вышает 3%, а в среднем составляет 2%. Путем ряда предварительных подсчетов нами установлено соотношение между процентным содержанием и числом молей метана (в силовом газе) в зависимости от величины параметров m и n . Полученные за-

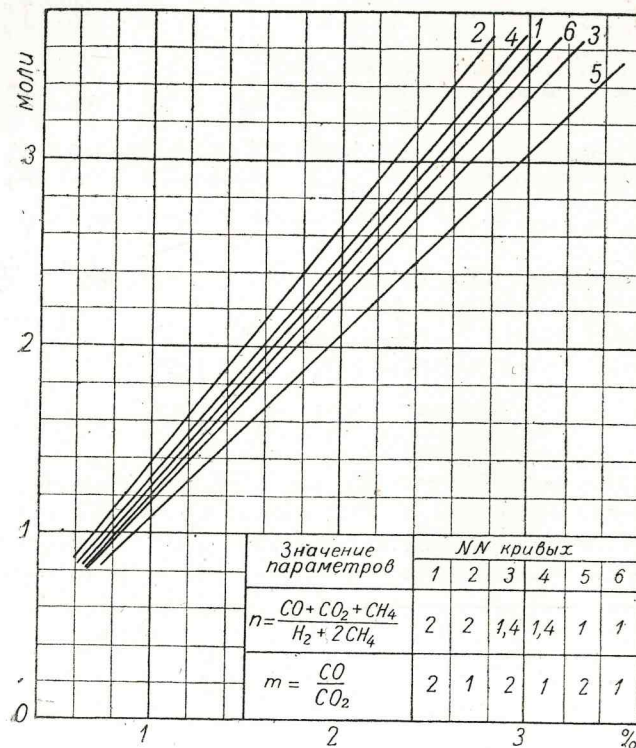


Рис. 20. Кривые для перевода процентного содержания метана в силовом генераторном газе из древесины в моли.

висимости выражены графически на рис. 20, где по оси абсцисс отложены объемные проценты, а по оси ординат число молей метана.

Примерный расчет состава газа из древесины.

Для расчета принимаем: содержание метана в газе $CH_4 = 2\%$.
Влажность топлива $W_p = 30\%$.

Газогенератор типа ЦНИИРФ-12.

Таблица 39

Тип газогенератора	Вид уравнения
Судовой с кирпичной футеровкой на швырке с подогревом воздуха типа ЦНИИВТ-7.	$\left\{ \begin{array}{l} m = 1,55 - 0,01 W_p \\ n = 1,35 + 0,01 W_p \end{array} \right.$
Судовой с футеровкой, подогревом воздуха и швырка в бункере типа ЦНИИРФ-12.	$\left\{ \begin{array}{l} m = 2,15 - 0,03 W_p \\ n = 1,35 + 0,01 W_p \end{array} \right.$
Автомобильный, типа „Имберг“, НАТИ, ГАЗ, ЗИС на чурке	$\left\{ \begin{array}{l} m = 2,555 - 0,037 W_p \\ n = 1,55 + 0,01 W_p \end{array} \right.$

По формулам табл. 39 находим, что при $W_p = 30\%$ для данного типа газогенератора:

$$m = 2,15 - 0,03 \cdot 30 = 1,25,$$

$$n = 1,35 + 0,01 \cdot 30 = 1,65.$$

Пользуясь кривой 4 рис. 20, как наиболее близкой к определенным выше значениям m и n , находим, что 2% содержания метана в газе соответствуют, примерно, $CH_4 = 2,5$ молям.

Решая совместно уравнения (26) и (34), определяем:

$$CO_2 + CO = 42 - CH_4 = 39,5 \text{ моля,}$$

$$m = \frac{CO}{CO_2} = 1,25$$

$$CO = 1,25 CO_2.$$

Отсюда:

$$CO_2 = \frac{39,5}{2,25} = 17,5 \text{ моля,}$$

$$CO = 22,0 \text{ моля.}$$

Из уравнения (37) находим величину X :

$$X = \frac{42 - 30 \cdot 1,65}{1,65} = -4,5 \text{ моля.}$$

Количество водорода определится из уравнения (35):

$$H_2 = 30 - 2CH_4 - X = 20,5 \text{ моля.}$$

Подставляя полученные значения в уравнение (36), находим число молей азота:

$$N_2 = 26,5 + 1,88(17,5 - 2,5 + 4,5) = 63,1 \text{ моля.}$$

Зная сумму молей, определяем состав газа в процентах по объему:

Наименование компонента	Обозначения	Состав сухого газа	
		в молях	в %
Углекислый газ	CO ₂	17,5	14,0
Окись углерода	CO	22,0	17,5
Метан	CH ₄	2,5	2,0
Водород	H ₂	20,5	16,3
Азот	N ₂	63,1	50,2
Итого:		125,6	100,0

7. Расчет состава силового генераторного газа из торфа. Учитывая, что горючая масса торфа и торфяного газа, полученного в транспортных газогенераторах, мало отличается от горючей массы древесины и древесного силового газа, воспользуемся ранее изложенным методом и для расчета силового газа из торфа.

По литературным данным средний состав горючей массы торфов Советского Союза может быть принят следующий:

углерод C ^г	58,3%
водород H ^г	5,8%
кислород O ^г	33,0%
азот N ^г	2,6%
сера общая S ^г _{общ}	0,3%

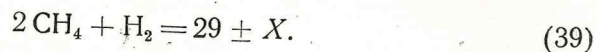
Расчетная химическая формула моля органической массы торфа, при указанном составе его, будет C₄₉H₅₃O₂₁.

Уравнения материальных балансов будут иметь следующий вид:

1) Уравнение баланса углерода:

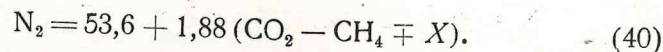
$$CO_2 + CO + CH_4 = 49. \quad (38)$$

2) Уравнение баланса водорода:



3) Уравнение баланса азота.

Следуя рассуждениям, приведенным при выводе уравнения баланса азота для древесного силового газа, для рассматриваемого случая получим:



4) Для генераторного торфяного газа величина

$$m = \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2} \quad (26)$$

практически колеблется от 1,1 до 2,0 в зависимости от влажности торфа, температуры подогрева воздуха, наличия или отсутствия футеровки аккумулирующей тепло. С увеличением температуры в зоне газификации m стремится к 2, а при низких температурах к 1,1.

5) Отношение суммы объемов (молей) углеродосодержащих компонентов (уравнение 36) к общему объему водорода в газе (уравнение 37)

$$\frac{\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4}{2\text{CH}_4 + \text{H}_2} = \frac{49}{29 \pm X} = n \quad (41)$$

В частном случае, когда $X = 0$; $n = 1,7$.

По опытным данным значение величины n изменяется от 1,3 до 2,0. Из опубликованных в литературе анализов силового газа видно, что в большинстве случаев n больше 1,7. Отсюда следует, что содержание водорода в газе меньше, чем в горючей массе торфа, так как часть водорода окисляется и переходит во влагу газа.

6) Для пересчета процентного содержания метана в моли, можно пользоваться эмпирической формулой:

$$\% \text{CH}_4 = K \text{CH}_4 \quad (42)$$

Значения K в формуле (42) в зависимости от отношения n и процента содержания метана в газе даны в табл. 40.

Таблица 40

n	Содержание метана в газе, %			
	0,5—0,7	1,1—1,5	1,8—2,3	2,5—3,1
2,0	0,56 — 0,60	0,58 — 0,64	0,57 — 0,65	0,625 — 0,675
1,7	0,575 — 0,63	0,59 — 0,65	0,61 — 0,66	0,625 — 0,7

Примерный расчет состава сухого генераторного газа из торфа ранее принятого состава.

Для расчета принимаем:

1) Отношение

$$\text{CO} : \text{CO}_2, \text{ т. е. } m = 1,5.$$

2) Отношение

$$\frac{49}{29 \pm X}, \text{ т. е. } n = 1,8.$$

3) Содержание метана в газе $\text{CH}_4 = 2\%$.

Из табл. 40 находим, что более близким значением K в данном случае будет 0,62. По формуле (42) определяем число молей метана:

$$\text{CH}_4 = \frac{2}{0,62} = 3,2 \text{ моля.}$$

Решая совместно уравнения (26) и (38), находим:

$$\text{CO}_2 + \text{CO} = 49 - 3,2 = 45,8 \text{ моля,}$$

$$\text{CO} = m \text{CO}_2 = 1,5 \text{CO}_2.$$

Отсюда

$$\text{CO}_2 = \frac{45,8}{2,5} = 18,3 \text{ моля,}$$

$$\text{CO} = 27,5 \text{ моля.}$$

Из уравнения (41) $n = \frac{49}{29 \pm X} = 1,8$ определяем значение X :

$$X = \frac{49 - 29 \cdot 1,8}{1,8} = -1,8 \text{ моля.}$$

Зная X , легко найти число молей водорода из уравнения (39):

$$\text{H}_2 = 29 - 2 \cdot 3,2 - 1,8 = 20,8 \text{ моля.}$$

Подставив в уравнение (40) значение величин, получим число молей азота:

$$\text{N}_2 = 53,6 + 1,88(18,3 - 3,2 + 1,8) = 85,4 \text{ моля.}$$

Зная сумму молей, определяем состав газа в процентах по объему.

Наименование компонента	Обозначения	Состав сухого газа	
		в молях	в %
Углекислый газ	CO ₂	18,3	11,8
Окись углерода	CO	27,5	17,8
Метан	CH ₄	3,2	2,0
Водород	H ₂	20,8	13,4
Азот	N ₂	85,4	55,0
Всего:		155,2	100,0

§ 15. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТОПЛИВА И СОСТАВ ГАЗА ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМ ПРОЦЕССЕ ГАЗИФИКАЦИИ

Последовательность изменения топлива и характер зоны газификации при горизонтальном процессе схематически показаны на рис. 21.

В начале работы зона окисления занимает незначительный объем. Температура в слое по мере удаления от фурмы резко падает, а сама фурма окружена еще частью топлива, сохранившей первоначальную реакционную способность.

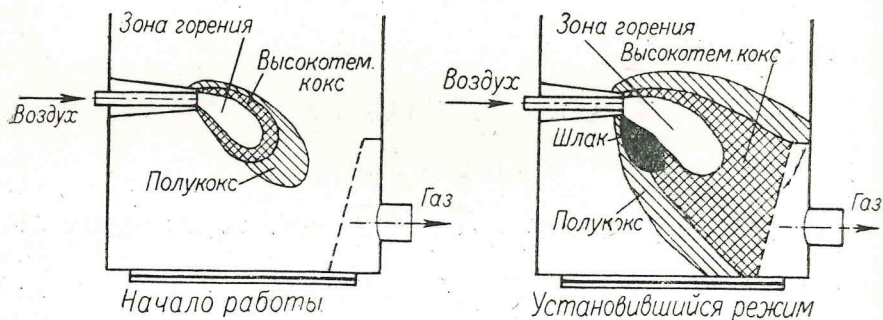


Рис. 21. Расширение зоны газификации и изменение качества топлива в газогенераторе горизонтального процесса.

В процессе работы зона окисления — зона максимальной температуры все более расширяется, при этом увеличивается и количество высокотемпературного кокса, следствием чего является уменьшение реакционной способности топлива и теплотворности газа, так как чем выше температура коксования и чем больше времени топливо находится в сфере высоких температур, тем оно ближе по структуре углерода к графиту.

Непрерывное обновление слоя топлива около фурм при небольших габаритах газогенератора и скоростном режиме газификации будет способствовать сохранению первоначальных реакционных свойств топлива.

Вследствие высоких температур при воздушном дутье вблизи фурмы шлак переходит в жидко-плавкое состояние. Для характеристики температурного режима, можно указать, что даже тугоплавкая древесная зола давала крупные плотные куски шлака при газификации древесного угля.

Автором были произведены исследования газификации журинского полукокса в экспериментальном газогенераторе по горизонтальному процессу при наличии ряда фурм, расположенных в одной плоскости¹. Расстояние между фурмами равнялось 180 мм, диаметр фурм — 13 мм. Отбор газа производился из центра газогенератора посредством трубы с пароводяной рубашкой. В связи с этим наклонная решетка, часто прогорающая в автомобильных газогенераторах, оказалась ненужной вовсе.

Исследование проводилось с топливом, отгрохоченным на ситах, диаметром отверстий 6 и 20 мм, при длине зоны газификации 150 и 300 мм. Так как в составе газа не было заметной разницы, приведем только состав газа, полученный при длине зоны в 150 мм при различном подводе пара в дутье (табл. 41).

Таблица 41

Показатели	Размерность	Значение величин			
		0	0,15	0,15	0,15
Влажность топлива	кг/кг. С	0	0,15	0,15	0,15
Влага в дутье	кг/кг. С	0	0	0,4	0,7
CO ₂	%	4,7	4,9	5,2	5,6
CO	%	26,5	26,8	27,6	27,8
CH ₄	%	0,5	0,3	0,4	0,2
H ₂	%	4,0	6,8	8,6	12,2
N ₂	%	64,3	61,2	58,2	54,2
Степень разложения пара	%	—	—	50	43
Выход газа	нм ³ /кг	4,7	4,6	4,4	4,4
Теплотворность	ккал/нм ³	956	1020	1098	1178
К. п. д. процесса	—	0,69	0,72	0,74	0,8

Основные данные по газификации журинского полукокса, полученные в ЦНИИАТе, на однофурменном газогенераторе горизонтального процесса, как видно из табл. 42, мало отличаются от показателей, полученных нами при рассредоточенной кислородной зоне.

¹ А. Б. Генин. Исследования газификации журинского полукокса по горизонтальному процессу. Труды ЦНИИРФа, в. VIII 1951 г.

Таблица 42

Влага в дутье кг/кг топлива	Состав сухого газа в объем- ных проц.					Выход газа, нм ³ /кг	Теплотвор- ность, ккал/нм ³
	CO ₂	CO	CH ₄	H ₂	N ₂		
0	2,3	29,2	0,6	3,5	64,4	4,6	1055
0,4	3,1	30,2	0,6	8,7	57,4	4,4	1195

Результаты испытаний, приведенные в табл. 41 и 42, полностью не сопоставимы, так как в данных испытаний ЦНИИАТа не указана влажность топлива, существенно влияющая на состав газа.

В отличие от прямого процесса при взаимно-перпендикулярном перемещении топлива и газового потока сушка топлива происходит вблизи окислительной зоны, снижая температуру в последней. Снижение температуры чувствительно сказывается на изменении реакции разложения водяного пара, при этом одновременно с водородом образуется не CO, а CO₂, что было выявлено нами при газификации увлажненного полукокса только воздухом.

Сравнивая показатели газификации увлажненного полукокса воздухом и более сухого полукокса паровоздушной смесью при одинаковом суммарном количестве водяного пара, участвовавшем в процессе, можно сделать следующие выводы:

1) Содержание водорода в газе почти одинаково в обоих случаях.

2) Содержание в газе окиси углерода больше, а двуокиси углерода меньше при газификации подсушенного полукокса паровоздушной смесью, чем при газификации увлажненного полукокса воздухом. Поэтому для суждения о процессе газификации, а также при определении степени разложения водяного пара следует учитывать не только пар, подводимый с воздухом, но и влагу, содержащуюся в самом топливе.

§ 16. ТЕХНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

Интенсивность процесса газификации и его равномерное протекание в значительной мере зависит от аэродинамических характеристик слоя топлива. Исследований аэродинамических характеристик горящего вертикально перемещающегося слоя зольного топлива, насколько нам известно, не проводилось.

При исследовании горящего слоя топлива не представляется возможным количественно учесть влияние большого числа раз-

личных факторов, определяющих поведение слоя и изменение его аэродинамических характеристик. Действительно, горение слоя происходит при переменных размерах частиц и их поверхности, структуры слоя, температуры газового потока и т. д. В связи с этим приходится ограничиваться большей частью только качественными характеристиками с учетом особенностей основных схем действия газогенераторов.

I. Неподвижный слой топлива при изотермическом газовом потоке

1. Геометрическая форма и величина частиц. Химические реакции при газификации топлива протекают на поверхности кусков. Для интенсификации процесса газификации надо стремиться к тому, чтобы удельная поверхность частиц была максимальной. Величина удельной поверхности определяется отношением поверхности куска (F) к его объему (V). Чем меньше частица топлива, тем больше ее удельная поверхность.

Предел, до которого допустимо уменьшение размера кусков топлива, определяется величиной уноса их из газогенератора.

Следует различать влияние формы и объема кусков топлива на процесс теплопередачи и на процесс химического взаимодействия топлива с газовыми реагентами.

Теплопередача от поверхности к центру происходит тем быстрее и равномернее, чем меньше разность между расстоянием отдельных точек поверхности и центром и чем меньше средний путь от поверхности к центру. Шаровая форма частиц топлива более благоприятная, чем кубическая. Цилиндрическая форма частиц занимает промежуточное положение.

Так как химическое взаимодействие куска топлива с газовыми реагентами происходит на поверхности, то чем больше поверхность куска при одинаковом объеме, тем больше углерода вступит во взаимодействие с газовым потоком. С этой точки зрения форма куба более благоприятна, чем форма шара. Цилиндрическая форма и в данном случае занимает среднее положение. Таким образом, отношение поверхности частицы топлива к его объему не полностью отражает влияние поверхности, как фактора, интенсифицирующего процесс газификации.

Газификации подвергается не отдельно взятый кусок, а слой топлива, в котором отдельные куски соприкасаются друг с другом. Физико-химические процессы протекают не на всей поверхности кусков, а лишь на ее свободной части. Свободная поверхность, обтекаемая газовым потоком в слое из кусков топлива в форме куба меньше полной поверхности всех кусков топлива, вследствие слеживания их и соприкасания по граням. Свободная поверхность кусков топлива непостоянна и неравномерно распределена в слое.

В слое топлива из кусков шаровой формы вся поверхность является свободной, так как касание шаров между собой происходит в отдельных точках.

Цилиндрическая форма кусков топлива при высоте цилиндра, равной диаметру основания, занимает промежуточное положение между шаровой и кубической формами кусков топлива того же объема. Для кусков топлива цилиндрической формы общая поверхность куска больше, чем общая поверхность у шара, но меньше, чем у куба, а свободная поверхность слоя меньше, чем у кусков шаровой, но больше чем у кусков кубической формы.

2. Слой из шаров равных диаметров. Экспериментальные данные различных авторов по исследованию слоя топлива чрезвычайно сильно расходятся между собой. Причиной этого расхождения является, главным образом, крайне сложная, с гидродинамической точки зрения, структура слоя топлива.

Характеристика реального слоя топлива станет более доступной, если этому будет предшествовать рассмотрение идеального слоя, состоящего из кусков топлива шаровой формы, при равных диаметрах шаров.

а) **Порозность и живое сечение.** Введем следующие обозначения:

V_1 — полный объем слоя;

V_2 — объем шаров;

V_3 — объем межкусковых пространств

$$V_3 = V_1 - V_2. \quad (43)$$

Отношение межкусковых пространств ко всему объему слоя, т. е.

$$m = \frac{V_3}{V_1} \quad (44)$$

называется порозностью.

Так как все шары одинакового диаметра, то расстояние между центрами любых двух соприкасающихся шаров равно их диаметру. Следовательно, центры каждого восьми соприкасающихся шаров могут быть расположены только в вершинах ромбоэдра, каждая грань которого есть ромб. Различные расположения шаров колеблются между двумя крайними случаями, из которых один соответствует наиболее тесному расположению шаров, а другой — их наиболее свободному расположению (при условии взаимного соприкосновения). Угол Θ ромба, из которого образованы грани ромбоэдра, изменяется в пределах от $\Theta = 90^\circ$ до $\Theta = 60^\circ$. Порозность слоя, состоящего из одинаковых шарообразных частиц, не зависит от их диаметра, а зависит только от их расположения в слое, т. е. от величины угла Θ .

Крайним значениям угла Θ ромба соответствуют крайние значения порозности $m = 0,259$ ($\Theta = 60^\circ$); $m = 0,476$ ($\Theta = 90^\circ$).

б) **Суммарная поверхность частиц.** Пусть в слое топлива объема V_1 содержится N_1 одинаковых шаровых частиц диаметром d . Объем всех шаров равен:

$$V_2 = N_1 \frac{\pi d^3}{6}, \quad (45)$$

а суммарная поверхность всех шаров равна

$$\Sigma F = N_1 \pi d^2. \quad (46)$$

Подставляя $V_2 = (1 - m) V_1$ в (45), получим:

$$V_1 = N_1 \frac{\pi d^3}{6(1 - m)}. \quad (47)$$

Следовательно, объем межкускового пространства

$$V_3 = m V_1 = N_1 \frac{m \pi d^3}{6(1 - m)}. \quad (48)$$

Приняв $V_1 = 1$, получаем формулу для определения числа N частиц топлива в виде шаров с диаметром d , содержащихся в единице объема слоя.

$$N = \frac{6(1 - m)}{\pi d^3}. \quad (49)$$

Суммарная поверхность этих N частиц равна:

$$\Sigma F = \frac{6(1 - m)}{d}. \quad (50)$$

3. Реальный неподвижный слой. При протекании газа через межкусковое пространство слоя топлива устанавливается своеобразный характер движения потока, отличный как от характера движения газа внутри труб, так и от характера внешнего обтекания газом единичного тела. Куски топлива, беспорядочно расположенные в слое, создают извилистые каналы неправильной формы и переменного сечения, многократно соединяющиеся между собой. Характер движения газа через слой топлива зависит:

от геометрических свойств отдельных частиц, понимая под этим форму частиц (шар, куб и т. п.), определяющий размер частицы (удельная поверхность, приведенный диаметр), состоящие поверхности частицы (шероховатость);

от характеристики слоя, как геометрической системы, понимая под этим взаимное расположение частиц (порозность), величину эквивалентного диаметра каналов, величину поверхности единицы объема слоя;

от физических свойств газа, т. е. от его плотности и вязкости;

от режима течения потока: ламинарный или турбулентный.

В целях обобщения опытных данных, характеризующих сопротивление слоя, величину коэффициента сопротивления λ обычно выражают в функции безразмерного критерия — числа Рейнольдса:

$$\lambda = f(\text{Re}), \quad (51)$$

где:

$$\text{Re} = \frac{V_{\Gamma} d_{\text{ср}} \rho}{\mu},$$

V_{Γ} м³/м² сек — расход газа, проходящего через 1 м² полного сечения слоя,

μ кг. сек /м² — динамическая вязкость газа,

ρ кг. сек²/м⁴ — плотность газа,

$d_{\text{ср}}$ м — диаметр среднего зерна.

Введением в расчет сопротивления слоя величины диаметра среднего зерна, слой реального топлива, состоящий из зерен различного размера, заменяется фиктивным слоем из зерен шаровой формы одинакового диаметра.

Если принять, что объем и число зерен шаровой формы фиктивного слоя остаются равными объему и количеству зерен реального слоя, то для подсчета среднего диаметра зерна в пределах одной фракции зерен пользуются формулой:

$$d_{\text{ср}} = \sqrt[3]{\frac{2d_1^2 d_2^2}{d_1 + d_2}}, \quad (52)$$

где: d_1 и d_2 — диаметры отверстий сит, соответствующие верхнему и нижнему пределу рассматриваемой фракции.

Для подсчета величины сопротивления слоя пользуются известной из гидравлики формулой:

$$\Delta p = \lambda \frac{\gamma V_{\Gamma}^2 H}{2g a} \quad (53)$$

где: H м — высота слоя топлива,

Δp мм вод. ст. — разность статических давлений до слоя и за ним.

В ЦКТИ¹ проведены две серии опытов по определению зависимости коэффициента сопротивления λ от числа Re . Опыты производились в области малых значений числа Re (от 1 до 50) и больших значений Re (от 200 до 400).

¹ В. В. Померанцев, А. И. Крюков, С. М. Каган и З. М. Святский. Определение аэродинамических характеристик твердого топлива в слое. 1936.

Опыты в области малых чисел Re производились с гипсовыми шарами $d = 16,5$ мм, с фарфоровыми шарами $d = 15,6$ мм и на засыпке из антрацита с фракциями от 7 до 12 мм.

Опыты в области больших чисел Re проводились с гипсовыми шарами $d = 16,5$ мм при различной укладке шаров в слое (тетра-октаэдрическая и октаэдрическая укладки).

Результаты опытных продувок таких слоев представлены на рис. 22 и 23 в координатах $\lambda = f(\text{Re})$.

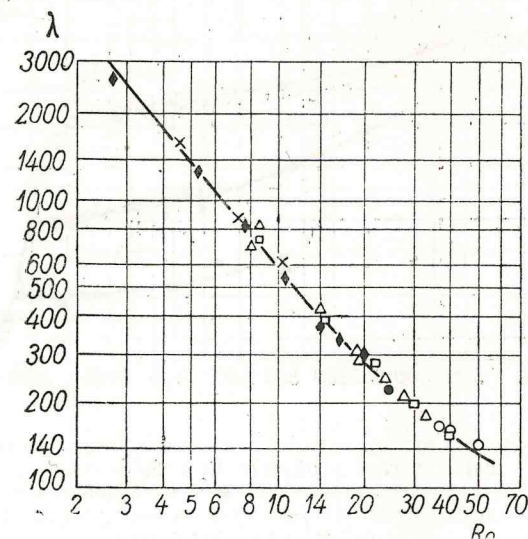


Рис. 22. Зависимость $\lambda = f(\text{Re})$ для различных засыпок в области $\text{Re} = 1 \div 50$.

□ — гипсовые шары, $m = 0,283$;
 Δ — фарфоровые шары, $m = 0,27$; антрацит (фракция 7 : 12): ◆ — $m = 0,41$;
 × — $m = 0,36$; ○ — $m = 0,45$; ● — антрацит (фракция 1 ÷ 2) $m = 0,48$ ÷ 0,49.

На рис. 22 видно, что при малых числах Re кривые сопротивления для шаров с порозностью $m = 0,27$ и $m = 0,283$ практически совпали с кривыми сопротивления слоя антрацита с порозностью $m = 0,36$ и $n = 0,41$.

Порозность для антрацита определялась по формуле

$$m = 1 - \frac{\gamma_{\text{нас}}}{\gamma_{\text{каж}}};$$

$\gamma_{\text{нас}}$ кг/м³ — насыпной удельный вес слоя,
 $\gamma_{\text{каж}}$ кг/м³ — кажущийся удельный вес кусков материала включая внутренние поры.

Следовательно, в переходной зоне от ламинарного режима к турбулентному сопротивление мало зависит от порозности. При больших значениях Re слои с близкими величинами порозности $m = 0,27$ и $m = 0,283$, но с различным расположением шаров в слое, дают резкое различие значений коэффициента сопротивления, что видно из рис. 23.

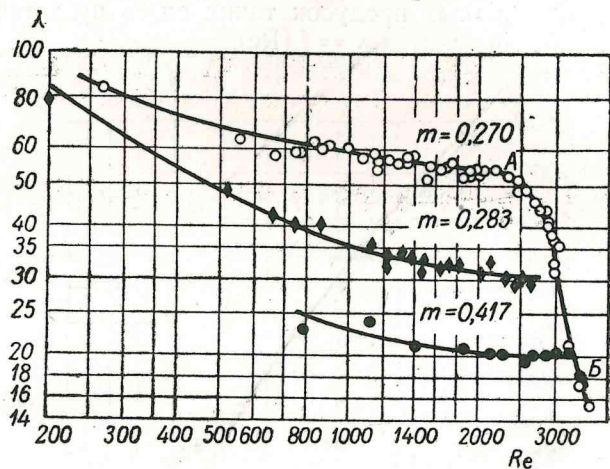


Рис. 23. Зависимость $\lambda = f(Re)$ от взаимного расположения шаров в слое в области $Re = 200 \div 4000$.

○ — тетра-октаэдрическая укладка; ◆ — октаэдрическая укладка;
● — гидравлическая засыпка, полученная разрушением тетра-октаэдрической укладки.

Проф. Н. М. Жаворонков¹ за определяющие размеры принимает эквивалентный диаметр пор ($d_{экр}$) и действительную скорость газа при его движении по площади свободного сечения слоя. В этом случае уравнение для определения сопротивления при движении газа через слой примет следующий вид:

$$\Delta p = \frac{4 f' \gamma \omega^2}{2 g} \frac{H}{d_{экр}}, \quad (54)$$

где: f' — безразмерный коэффициент сопротивления;

$d_{экр}$ м — эквивалентный диаметр пор между кусками топлива,

ω м/сек — действительная скорость потока в свободном сечении.

На основе своих экспериментальных данных Н. М. Жаворонков установил следующие зависимости коэффициента f' от числа Re :

¹ Н. М. Жаворонков. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах, 1944.

для области турбулентного режима:

$$f' = \frac{3,8}{Re^{0,2}}, \quad (55)$$

для области ламинарного режима:

$$f' = \frac{100}{Re}. \quad (56)$$

Эквивалентный диаметр для слоя, состоящего из шаров одинакового диаметра, определяется по формуле:

$$d_{экр} = \frac{4m}{\Sigma F} = \frac{2}{3} \frac{m}{1-m} d, \quad (57)$$

где: d — диаметр шара;

$$\Sigma F = \frac{6(1-m)}{d} \text{ м}^2/\text{м}^3$$

поверхность частиц в единице объема слоя.

II. Качественные характеристики слоя топлива при газификации

1. Общие положения. По мере прогрева кусков происходит подсушка, а затем возгонка летучих и газификация коксового остатка.

При выжиге углерода увеличивается пористость и уменьшается размер частиц, которые покрываются зольной оболочкой. В зависимости от температуры, характера газовой среды и состава зола может плавиться и образовывать куски шлака разной крупности, но может оставаться и в естественном состоянии, как, например, древесная зола при обратном газогенераторном процессе.

Одновременно с уменьшением размера частиц топлива изменяется их форма и характер поверхности. Частицы топлива становятся более округленные, за исключением рассыпающихся и раскалывающихся антрацитов, а их поверхность более шероховатой, в связи с протеканием реакций в порах. С изменением размера и формы частицы топлива, изменяется и структура слоя топлива, его порозность, а следовательно и величина гидравлического сопротивления. Однако на структуре горящего слоя продолжает сказываться первоначальная структура холодного слоя, определяемая ситовой характеристикой топлива и конструкцией топливозагрузочного устройства.

Известно, что при загрузке частиц неправильной формы, но близких по своим размерам, в какую-либо емкость образуется слой, имеющий различную порозность в центре и по периметру.

Указанная неравномерная газопроницаемость слоя в различных точках поперечного сечения газогенератора увеличивается еще естественной сепарацией топлива при загрузке.

Для более равномерной завалки топлива внутри газогенераторов больших диаметров имеется распределительный конус, на который падают частицы из топливпитателя. Наблюдения показали, что крупные куски падают на большее расстояние от основания конуса, чем мелкие. Мелочь падает почти вертикально, а крупные куски по параболе.

Существующие механизированные топливозагрузочные устройства в газогенераторах больших диаметров не всегда обеспечивают сохранение исходного ситового анализа топлива по площади слоя. Уменьшение естественной сепарации при загрузке может быть достигнуто сортировкой топлива по крупности на мелкие фракции до загрузки в газогенератор.

Устойчивость залегания частиц в слое является важным условием правильной работы топливного слоя, особенно при повышенной форсировке, в связи с увеличением скорости газового потока и повышением уноса мелочи.

Уменьшение скоростей газа над слоем может быть достигнуто увеличением проходного сечения для газа и уменьшением температуры выходящего газа.

Если при изотермическом газовом потоке гидравлическое сопротивление слоя численно выражает количество энергии, затрачиваемой на преодоление силы трения в слое, то при не изотермическом потоке появляется добавочное сопротивление, вызванное изменением вязкости и плотности газа при движении через горящий слой.

Изменение гидравлического сопротивления, вызванное изменением скорости парогазового потока с повышением температуры и объема, может быть определено следующим образом:

Паровоздушная смесь с начальной скоростью ω_0 входит в слой топлива в зону газификации. Под действием температуры начальный объем паровоздушной смеси V_0 расширится до объема

$$V_1 = V_0(1 + \alpha t),$$

одновременно с этим будут протекать преимущественно экзотермические реакции газообразования, сопровождающиеся некоторым увеличением объема. Парогазовый поток до максимальной температуры будет двигаться с некоторым ускорением, затем по мере протекания эндотермических реакций температура газового потока будет снижаться, а вместе с этим будет уменьшаться и скорость движения газового потока до выхода из слоя топлива.

Расчеты процесса газификации показывают, что объем парогазового потока, выходящего из генератора, в м^3 , примерно на

30% больше объема паровоздушной смеси, подводимой в газогенератор, в м^3 .

Если считать, что уравнение Бернулли в этом случае справедливо, то величина напора, необходимая только на ускорение газового потока в первой части слоя до максимальной температуры, будет выражаться формулой

$$\Delta p = \frac{\rho_{\text{ср}}}{2} (\omega_1^2 - \omega_0^2). \quad (58)$$

Выразив потерю напора через первоначальную скорость и максимальную температуру, получим:

$$\Delta p = \frac{\rho_{\text{ср}}}{2} [(1 + \alpha t_1)^2 \cdot 1,3^2 - 1] \omega_0^2, \quad (59)$$

где: t_1 °C — максимальная температура в зоне окисления; принимаем $t_1 = 1540$ °C.

$\rho_{\text{ср}}$ кг. сек²/м⁴ — плотность газа при средней температуре; при $t_{\text{ср}} = 800$ °C, $\rho_{\text{ср}} = 0,033$ кг сек²/м⁴,

α — коэффициент объемного расширения газа,

ω_0 — начальная скорость входа паровоздушной смеси в слой может быть принята равной 1,0 м/сек.

1,3 — поправочный коэффициент, учитывающий увеличение объема газа при газификации.

Подставив значения величин в формулу (59), получим:

$$\Delta p = \frac{0,033}{2} \left[\left(1 + \frac{1813}{273} \right)^2 \cdot 1,3^2 - 1 \right] \cdot 1^2 \cong 1,6 \text{ мм вод. ст.}$$

Произведенный расчет показывает, что увеличение сопротивления, вызванное ростом температуры и объема газового потока в слое при газификации, является незначительным.

2. Особенности поведения слоя топлива в газогенераторе прямого процесса. В газогенераторах прямого процесса следствием большей газопроницаемости и меньшей высоты слоя по периметру имеет место образование периферийного низкокалорийного газа. Чем меньше диаметр газогенератора, тем больше удельное значение периферийного газа.

В стационарных газогенераторах для выравнивания высоты слоя топлива часто применяют различного рода мешалки.

В газогенераторах прямого процесса большого диаметра начальное распределение паровоздушной смеси, а следовательно и газового потока создается вращающейся решеткой, через центральную часть которой подводится паровоздушная смесь. Однако и при этом не удается достигнуть равномерного распределения потока по сечению. Последнее зависит как от высоты и порозности шлаковой подушки, так и от величины пути в радиальном направлении, т. е. разности радиусов камеры газификации и решетки. Практически высота слоя шлака, необходимая

для выравнивания потока паровоздушной смеси при размерах кусков 15—25 мм, близка к разности радиусов камеры газификации и решетки в местах выхода паровоздушной смеси.

С высокой шлаковой подушкой весьма затруднительно вести процесс в связи со шлакованием в слое, трудностями обслуживания нижней части слоя и излишним сопротивлением. Некоторая неравномерность паровоздушного потока при входе в слой топлива всегда имеет место, причем степень неравномерности зависит от конструкции решетки, от крупности и высоты слоя шлака.

Практически из-за неправильного хода газогенератора, что часто бывает в эксплуатации, образуются более крупные куски шлака с большими зазорами между ними, поэтому выравнивание потока паровоздушной смеси происходит при меньшей высоте слоя, чем разность радиусов.

Гидравлическое сопротивление газогенератора прямого процесса практически равно сопротивлению слоя, так как сопротивление движению парогазового потока через зазоры решетки составляет незначительную величину. На сопротивлении горящего слоя существенно сказывается фильтрующее действие слоя. Чем больше скорость газового потока, тем больше уносится угольной пыли, мелочи и золы из зоны окисления вверх и оседает между кусками топлива. Фильтрующее действие будет несколько меньше, если скорость опускания слоя топлива будет больше.

На рис. 24 приведена кривая, выражающая изменение сопротивления слоя антрацита (АС) высотой 1000 мм в зависимости от интенсивности газификации по данным проф. Н. В. Шишкова.

3. Особенности поведения слоя топлива в газогенераторе обращенного процесса. Почти во всех газогенераторах обращенного процесса имеет место фурменный подвод воздуха с периферии. Скорость движения воздуха в фурмах составляет около 30—50 м/сек.

По выходе из фурм воздушный поток, ударяясь о куски топлива, изменяет свою скорость и направление.

Следовательно, общее гидравлическое сопротивление газогенератора обращенного процесса включает в себя помимо сопротивления самого слоя еще значительные сопротивления на пути движения воздуха до входа в слой. Последние состоят из сопротивления фурм, измеряемого разностью гидростатического давления воздуха до и после фурм, и расхода энергии при ударе потока о слой топлива по выходе из фурм.

Абсолютная величина потери напора из-за трения струи воздуха о стенки фурм, определяется формулой:

$$\Delta p = \frac{\omega_0^2}{2g} \left(\frac{\omega_1^2}{\omega_0^2} - 1 \right), \quad (60)$$

где: ω_0 — действительная скорость воздуха в устье фурм,
 ω_1 — теоретически возможная скорость струи при отсутствии трения.

По данным исследования И. С. Мезина расход энергии на трение в фурмах составляет около 3—5% от энергии выходящей струи воздуха.

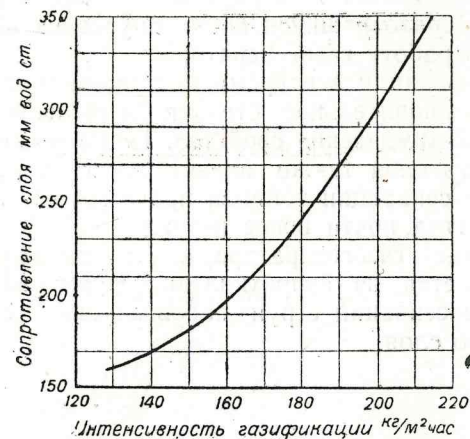


Рис. 24. Изменение сопротивления слоя антрацита (АС) высотой 1000 мм в зависимости от интенсивности газификации.

Расход энергии воздушной струи при ударе о частицы топлива расчетом определить не представляется возможным, так как не известны характеристика и форма потока после рассеивания; ее определяют экспериментально. Чем больше скорость воздуха при выходе из фурм и чем меньше порозность слоя, тем больше будет абсолютное значение энергии, затрачиваемой непроизводительно при ударе воздушного потока о слой топлива.

Наглядное представление о состоянии слоя древесного топлива в верхней части газогенератора автомобильного типа дает рис. 19. Все точки, лежащие на одной кривой, соответствуют одинаковому содержанию летучих в топливе при установившемся режиме. С достаточной точностью приближения кривые равного содержания летучих можно рассматривать и как изотермы.

Состояние слоя топлива в зоне газификации (окисления и восстановления) газогенераторов обращенного процесса существенно отличается от состояния слоя в газогенераторах прямого процесса, так как измельченные частицы топлива и зола из зоны окисления уносятся газовым потоком вниз, заполняя зазоры между кусками топлива, повышая тем сопротивление слоя.

Этот как и некоторые другие недостатки газогенераторов обращенного процесса с верхней загрузкой топлива устраняются в предложенной нами новой схеме обращенного газогенератора с нижней подачей топлива.

4. Особенности поведения слоя топлива в газогенераторе горизонтального процесса. При расположении подвода паровоздушной смеси и отвода газового потока на одном уровне, выделившаяся неоплавленная зола сдувается и легко уносится газовым потоком. Образовавшийся шлак, опускаясь вниз, не влияет на дальнейшую работу газогенератора.

В зону газификации все время поступают частицы топлива, сохранившие в значительной степени первоначальный состав, форму и физико-химические свойства. При горизонтальном процессе порозность слоя также влияет на протекание реакций, однако влияние сепарации топлива при загрузке и образование периферийного газа почти вовсе исключено.

Сопротивление газогенератора, как и при обращенном процессе, складывается из сопротивления фурм, затраты энергии при ударе и рассеивании струи паровоздушной смеси и сопротивления самого слоя.

ГЛАВА IV

КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

Двигатели газоходов первых серий, построенных до Великой Отечественной войны, работали, главным образом, на древесном газе, полученном в газогенераторах обращенного процесса и частично на антрацитовом газе, полученном в газогенераторах прямого процесса.

В последние годы в связи с применением в пароводствах Восточных бассейнов каменноугольного полукокса, число газогенераторов прямого процесса возросло.

В послевоенные годы речной флот пополнился газоходами мощностью 300—450 л. с., имеющих механизированные газогенераторы прямого процесса. Конструкция мощных газогенераторов существенно отличается от конструкции газогенераторов прямого процесса небольшой производительности, поэтому их рассмотрение производится отдельно.

§ 17. СУДОВЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ ПРЯМОГО ПРОЦЕССА ДЛЯ ГАЗОХОДОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

На газоходах небольшой мощности, работающих на антраците, получил распространение газогенератор завода «Красный Дон». На газоходах, переводимых с древесных чурок на полукокс, устанавливается преимущественно газогенератор ЦНИИРФ-15.

Так как отдельные элементы конструкции газогенераторов Московского судостроительного и судоремонтного завода МССЗ-1 и ЦНИИРФ-9, хотя в свое время и не получивших распространение, представляют несомненный практический интерес, их описание также приводится ниже.

1. Газогенератор «Красный Дон». Основными частями газогенератора завода «Красный Дон», изображенного на рис. 25, являются следующие.

Вверху находится бункер 1, куда периодически загружается топливо. Бункер заканчивается конусом, который с помощью фланцев соединяется с верхним патрубком питателя. Барабанный питатель 2 с четырехлопастной крылаткой приводится во

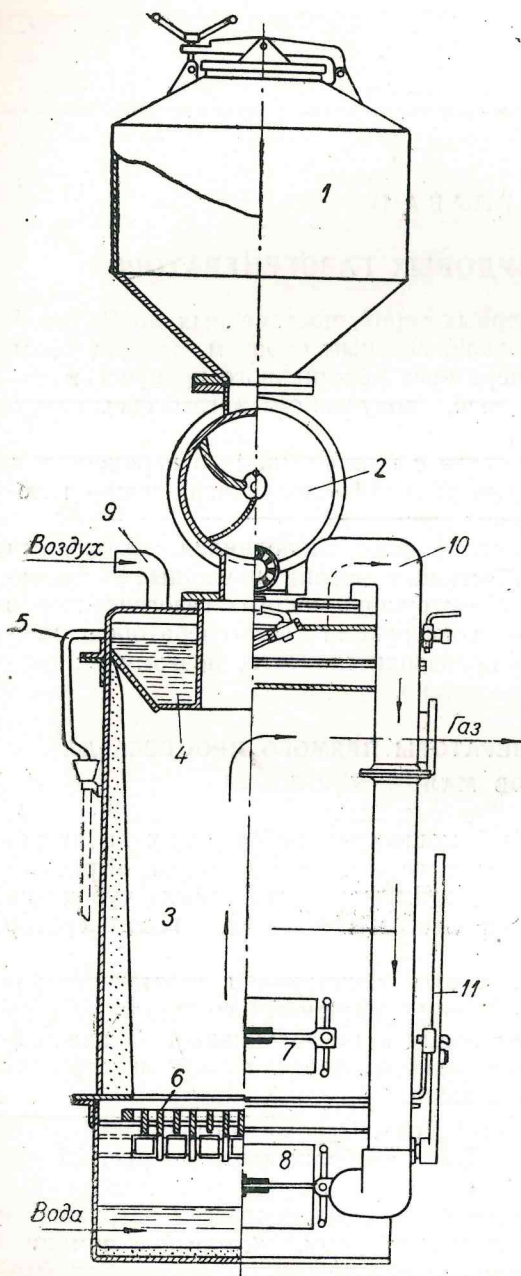


Рис. 25. Газогенератор завода «Красный Дон».

вращение вручную. При вращении крылатки происходит дозировка топлива в камеру газификации.

Камера газификации 3 внутри имеет футеровку из смеси мелко дробленного шамотного кирпича, огнеупорной глины и песка, выполненную в виде конуса с сужением к низу. В верхней части камеры под крышкой находится испарительный бак 4, заполняемый водой. Уровень воды фиксируется сливной трубой 5. Внизу к камере газификации примыкает зольник с горизонтальной решеткой 6, у которой часть колосников может вращаться с помощью рукоятки 7. Остальные колосники установлены неподвижно. В зольнике и над решеткой имеются люки 8 для очистки газогенератора от золы и шлака.

Воздух засасывается из помещения по трубе 9 в испаритель, а отсюда паровоздушная смесь по трубе 10 подводится в зольник под решетку. Так как образующегося в испарителе пара недостаточно, то в зольнике предусмотрена емкость для дополнительного количества воды. При встряхивании подвиж-

ных колосников в зольник проваливаются горячие куски шлака, которые в момент попадания их в воду вызывают добавочное парообразование.

Газогенератор ДКУРПа отличается от газогенератора «Красный Дон» второстепенными деталями — увеличена высота бункера за счет нижнего конуса, предусмотрен наружный изоляционный кожух вокруг камеры с естественным движением воздуха. Газогенератор ДКУРП предназначен для более мощного двигателя МГ-17, его габариты соответственно увеличены. Основные характеристики газогенераторов приведены в табл. 43.

2. Газогенератор ЦНИИРФ-9М. На рис. 26 показан продольный разрез газогенератора ЦНИИРФ-9М.

Бункер 1, имеющий форму усеченной пирамиды, обращенной своим узким сечением к низу, к барабанному питателю 2, в котором находится четырехлопастная крылатка 3. Порционная подача топлива в камеру газификации производится вращением крылатки. Для предотвращения переполнения отсеков барабана топливом на стенке, расположенной против направления вращения крылатки, наклонно приварен щиток 4. Ось вращения крылатки смещена

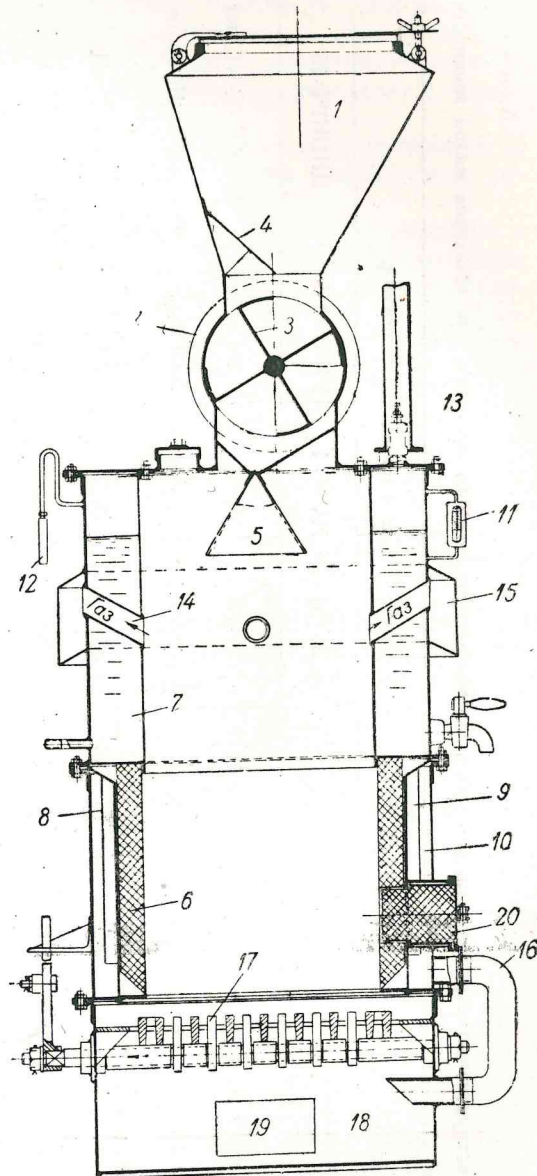


Рис. 26. Газогенератор ЦНИИРФ-9М.

Основные конструктивные характеристики судовых газогенераторов прямого процесса для газоходов малой мощности

№ п/п	Наименование показателя	Размерность	Тип и марка газогенератора				
			«Красный Дов»	ДКУРП	МССЗ-1	ЦНИИРФ-9М	ЦНИИРФ-15
1	Для какого двигателя	—	ЧТЗ-60	МГ-17	МГ-17	МГ-17	ЧТЗ-60
2	Вид топлива	—	Антрацит	Антрацит	Антрацит	Антрацит	Полукокс
3	Расчетная производительность по топливу	кг/час	26	32,5	32,5	32,5	60
4	Диаметр камеры газификации	мм	425	520	500	500	650
5	Интенсивность газификации	кг/м ² час	180	150	165	165	210
6	Высота от решетки до выхода газа из слоя	мм	700	710	650	830	650
7	Удельный объем зоны газификации	л/кг-час	3,9	4,6	4,0	5,1	3,0
8	Наружный диаметр	мм	600	650	740	730	750
9	Высота газогенератора	мм	2500	3000	2200	2500	3000

на 45 мм относительно диаметральной плоскости камеры газификации в сторону, противоположную вращению. Для более равномерной загрузки топлива под барабанным питателем расположен распределительный конус 5, ось которого совпадает с вертикальной осью газогенератора.

Камера газификации в нижней половине имеет футеровку 6, из шамотного кирпича, а сверху расположена пароводяная рубашка 7.

Пространство между наружным кожухом газогенератора и футерованной частью камеры газификации разделено цилиндрической перегородкой 8 на две части. Пространство 9, образованное перегородкой и кожухом футеровки, используется как сухопарник, а пространство 10 между перегородкой и наружным кожухом как воздушная изоляция.

Пароводяная рубашка находится под давлением 0,5 ати. Уровень воды в рубашке контролируется водомерным стеклом 11, а давление манометром 12. В рубашке имеется паровой предохранительный клапан 13. Газ из слоя отбирается по трем слегка наклонным трубам 14, проходящим через рубашку и омываемым снаружи водой. Вокруг рубашки имеется газовый коллектор 15.

Воздух, засасываемый с палубы по двум трубам, не показанным на рисунке, подводится тангенциально в наружную воздушную камеру 10. Пар из рубашки вводится в пространство 9 между воздушной камерой и кожухом футерованной части, также по касательной, но в направлении обратном движению воздуха. Количество пара регулируется вентилем по температуре паровоздушной смеси.

В нижней части, где оканчивается перегородка, осушенный пар смешивается с подогретым воздухом. Паровоздушная смесь по трубе 16 подводится под решетку 17 в зольник 18.

Рыхление шлака производится вращением подвижных колозников, при этом часть шлака измельчается и проваливается в зольник, откуда периодически удаляется через люк 19. Для возможной очистки генератора от топлива и подрезания шлака, находящегося на решетке, имеется люк 20 такой же как и в зольнике.

3. Газогенератор МССЗ-1. Как видно из рис. 27, газогенератор состоит из следующих основных частей. Вверху находится бункер 1, у которого имеется второй затвор колокольного типа 2, предотвращающий попадание воздуха в газоотводящий патрубок 3 при загрузке топлива. Вес колокола и топлива, находящегося в бункере, уравнивается грузом противовесом 4, который может перемещаться по рычагу и стопорится болтом.

Камера газификации в нижней части футерована шамотным кирпичем 5. В верхней части над футеровкой располагается пароводяная рубашка 6.

Вода в рубашке поддерживается на постоянном уровне с помощью сливной трубы.

Воздух по трубе 7 подводится в паровое пространство, откуда паровоздушная смесь по трубе 8 поступает в зольник 9 под решетку 10. Количество пара в смеси регулируется количеством

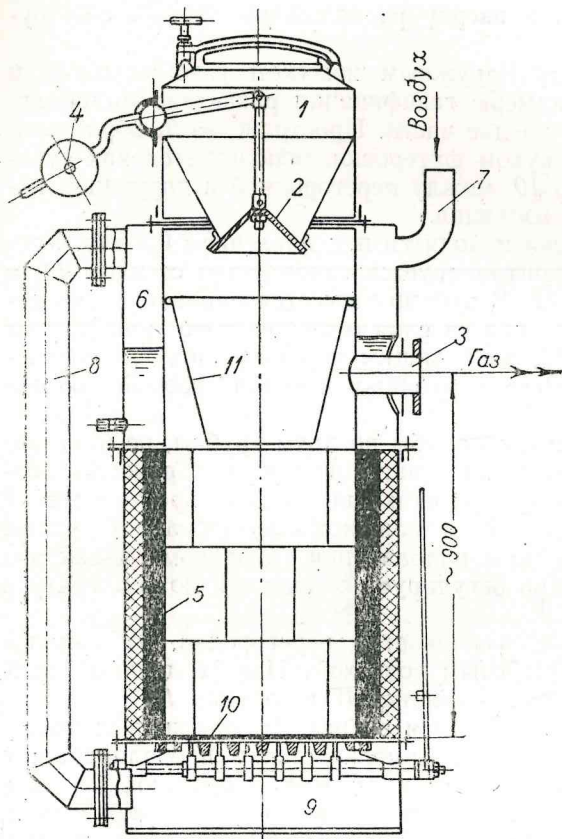


Рис. 27. Газогенератор МССЗ-1.

4. Газогенератор ЦНИИРФ-15. Газогенератор ЦНИИРФ-15 был спроектирован на базе использования корпуса имеющихся газогенераторов МСВ-84, с целью экономии металла при переводе газоходов с древесных чурок на полукокс. Этим объясняются его большие габариты и некоторая примитивность отдельных узлов.

Опыт Уральского пароходства, где он впервые был внедрен, показывает, что один генератор обеспечивает одновременное питание газом и два двигателя ЧТЗ-60.

воды, пропускаемой через рубашку. Такая регулировка не дает устойчивого состава смеси, что отрицательно отражается на работе газогенератора и составе газа.

Для уменьшения уноса частиц топлива в верхней части камеры газификации установлен конус 11, в связи с чем образуется пространство между конусом и рубашкой. Газоотборный патрубок расположен на 900 мм от решетки и проходит через водяную рубашку. Фактическая высота зоны газификации определяется углом естественного откоса топлива.

Колосниковая решетка такого же типа, как и в газогенераторах «Красный Дон» и ЦНИИРФ-9М.

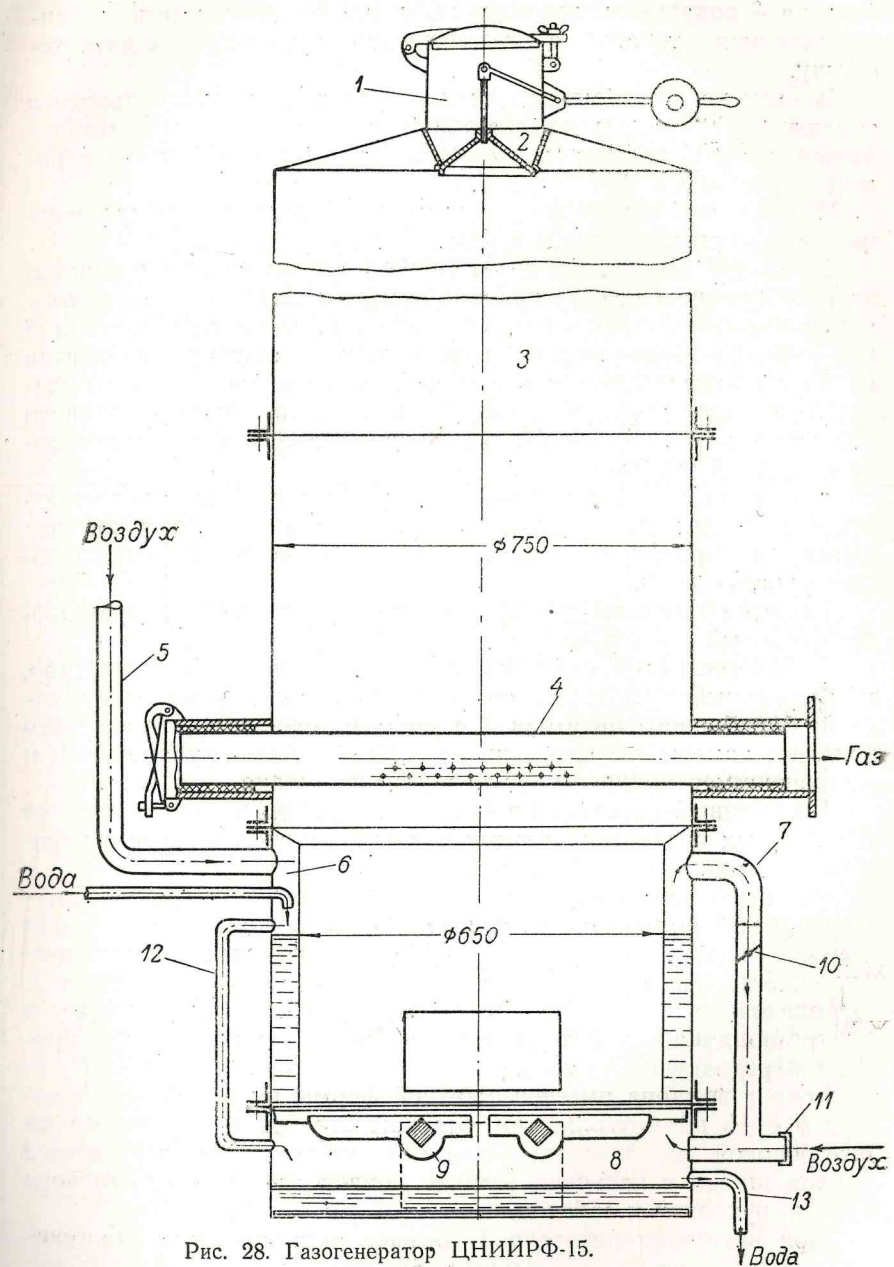


Рис. 28. Газогенератор ЦНИИРФ-15.

Как видно из рис. 28, сверху газогенератора имеется загрузочная коробка 1 с колокольным затвором 2. Диаметр и высота

бункера 3 сохранены имеющиеся, что позволяет иметь значительный запас топлива, а следовательно и реже производить загрузку.

В отличие от обычных газогенераторов прямого процесса топливо в данном случае в верхней части почти не подготавливается, в связи с отбором горячего газа из средней части с помощью трубы с отверстиями 4.

Интенсивный нагрев полуккокса способствует некоторому уменьшению содержания смолы в газе.

Воздух засасывается по трубе 5 в паровое пространство водяной рубашки 6, окружающей камеру газификации. Образующаяся паровоздушная смесь по трубе 7 подводится в зольник 8 под решетку 9. Регулировка паровоздушной смеси производится по показаниям термометра с помощью заслонки 10, путем выпуска лишнего пара в атмосферу и подвода дополнительного воздуха через патрубок 11, приваренный к нижнему колену паровоздушной трубы.

Вода из общей магистрали подается в рубашку непрерывно. Излишняя вода по трубе 12 перетекает в зольник, в котором имеется контрольная сливная труба 13, фиксирующая предельный уровень воды.

Решетка такой же конструкции, как и в газогенераторе завода «Красный Дон».

5. Газогенератор с вращающимся поддоном. Газогенератор, изображенный на рис. 29, состоит из следующих основных частей: барабанного питателя 1 с ручным приводом для загрузки топлива; камеры газификации 2 с пароводяной рубашкой 3 и вращающимся поддоном 4 для удаления шлака.

Барабанный питатель по своей конструкции не отличается от барабанных питателей мощных судовых газогенераторов с механическим приводом, подробно описанных ниже.

Основной особенностью газогенератора является вращающийся конусный поддон с тремя изогнутыми ребрами на нем для выгребания шлака. Внизу поддона имеется зубчатая цилиндрическая шестерня, приводимая в движение с помощью червяка 7. Передаточное отношение червячной передачи 1:64. Вверху в центре поддона находится съемный чепец 5 с вырезами для прохода паровоздушной смеси.

Вокруг поддона имеется сложной формы чугунный литой кожух 6 с 18 прямоугольными отверстиями, расположенными по его боковой поверхности; через эти отверстия осуществляется проход шлака в зольник. Ручной привод состоит из храпового колеса, рукоятки и собачки.

При вращении питателя 1 топливо загружается в газогенератор периодически небольшими порциями.

Водяной пар из бачка 8 по трубе 9 направляется вниз. По пути к пару примешивается воздух, засасываемый по трубе 10.

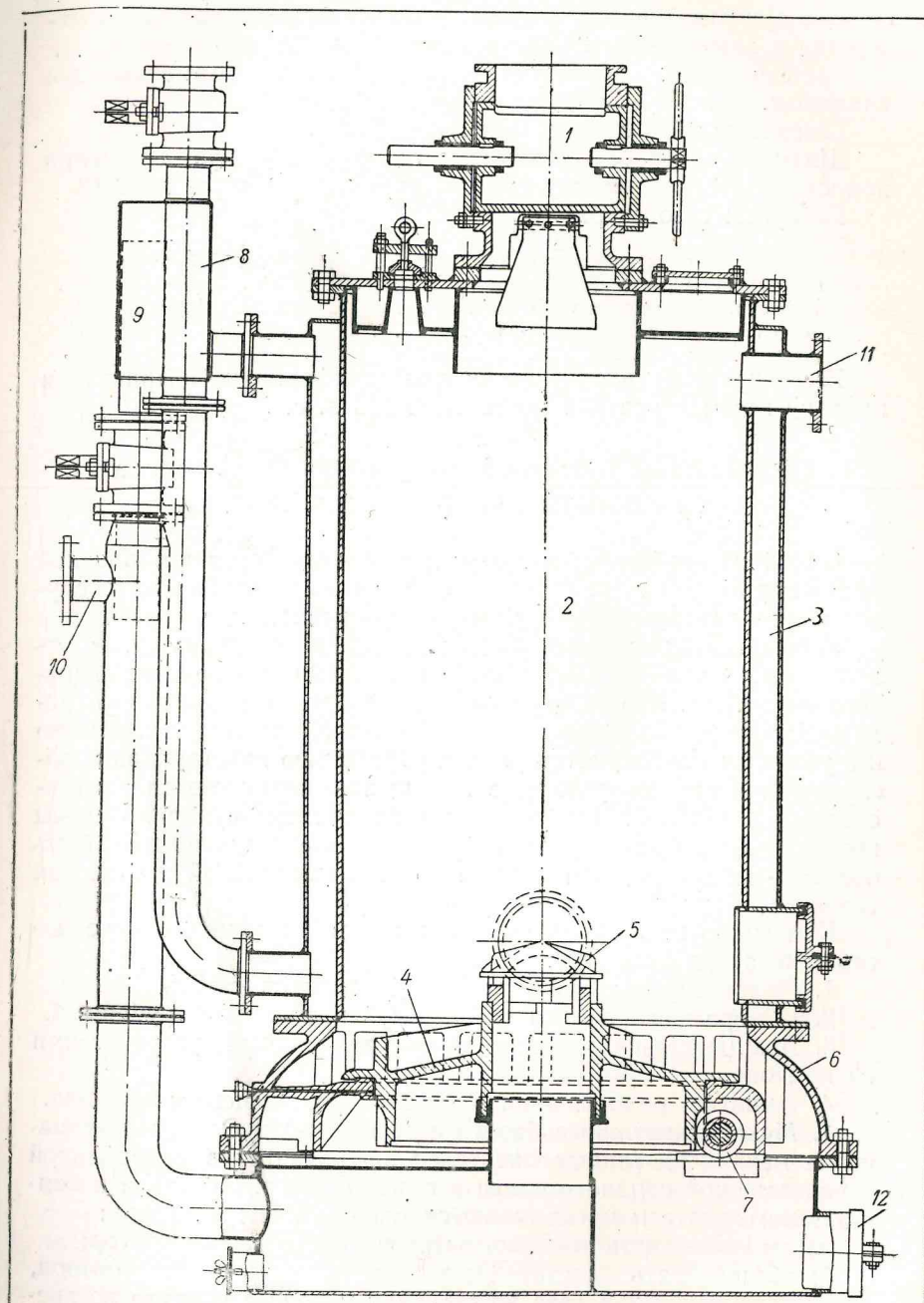


Рис. 29. Газогенератор с вращающимся поддоном.

Паровоздушная смесь поступает под чепец, а оттуда через отверстия в камеру газификации.

Уровень воды в рубашке поддерживается автоматическим клапаном.

Генераторный газ отводится по трубе 11.

Шлак выгребается из камеры газификации при вращении поддона и периодически удаляется из зольника через люк 12.

Габариты газогенератора:

диаметр камеры газификации	800 мм
наружный диаметр пароводяной рубашки	950 "
максимальная высота слоя топлива	1000 "
общая высота газогенератора	2300 "

Газогенератор предназначен для газификации антрацита и питания газом двигателя мощностью 120 л. с.

§ 18. СУДОВЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ ПРЯМОГО ПРОЦЕССА ДЛЯ ГАЗОХОДОВ ПОВЫШЕННОЙ МОЩНОСТИ

Одной из особенностей судовых газогенераторов повышенной мощности от 200 л. с. и выше является механизация их обслуживания — загрузки топлива и удаления шлака.

Условия эксплуатации мощного газогенератора на судне отличаются от условий эксплуатации промышленного газогенератора на заводе. Это отличие состоит не только в различного рода ограничениях (габариты, вес, переменный режим и т. д.), но и в условиях, благоприятствующих упрощению конструкции и обслуживания газогенератора, в повышении технико-эксплуатационных показателей. Газогенератор на мощном судне по своим конструктивным элементам и тепловому режиму должен быть составным неразрывным звеном всей теплосиловой установки газохода.

Как видно из рис. 30, основными частями мощного судового газогенератора являются:

1. Механизированный барабанный топливопитатель.
2. Камера газификации с наружной пароводяной рубашкой.
3. Вращающаяся чаша со шлакоудаляющими устройствами на поддоне.
4. Решетка, размещенная в центре вращающегося поддона.

1. Механизированные барабанные питатели. Основное назначение механизированных питателей заключается в непрерывной и равномерной подаче топлива в газогенератор. При этом к конструкции питателя предъявляются следующие требования:

- а) не измельчать топливо, загружаемое в газогенератор;
- б) обеспечивать достаточную герметичность газогенератора, исключая выход газа на стоянках и подсос воздуха во время работы;

в) иметь минимальную поверхность трения, в целях уменьшения как износа движущихся частей, так и усилия необходимого для проветывания барабана питателя.

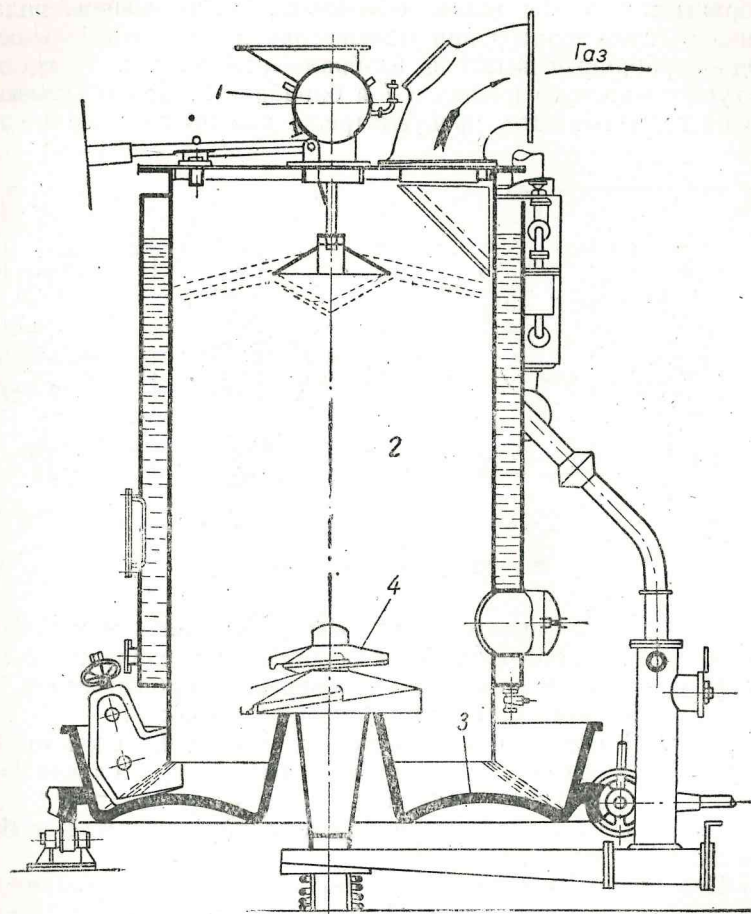


Рис. 30. Схема судового газогенератора повышенной мощности с механизированным обслуживанием.

В стационарных газогенераторах иногда применяются двухбарабанные питатели, вращающиеся в одном направлении. При этом верхний барабан меньшего диаметра служит для дозировки топлива, во избежание переполнения нижнего барабана большего диаметра, который подает топливо в газогенератор. Высота двухбарабанных питателей составляет около 1,5—2 м, что является существенным препятствием для установки их на судовых газогенераторах. В стационарных и судовых газогенерато-

рах большее распространение получили однобарабанные питатели.

Размеры барабана и скорость его вращения должны быть подобраны так, чтобы была обеспечена непрерывная подача топлива в газогенератор при максимальной производительности.

Однобарабанный питатель, изображенный на рис. 31, состоит из чугунного корпуса питателя 1 и барабана 2. Для обеспечения большей герметичности, предусмотрены две продольные медные

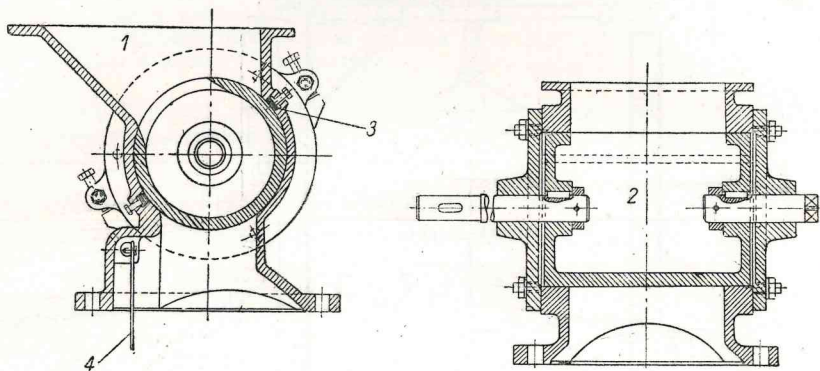


Рис. 31. Барабанный питатель.

или латунные уплотнительные полосы 3, вставленные в канавки и подтягиваемые болтами. Иногда барабаны снаружи стачивают на конус и по мере того, как барабан срабатывается, его подают внутрь, чем достигается большая плотность.

На рис. 31 слева внизу помещен щиток 4, соединяемый с автоматом для отключения привода барабана, в случае переполнения газогенератора топливом.

Подача топлива из бункера судна в питатель может быть осуществлена двумя способами:

а) Периодически скиперными подъемниками, подымаемыми вверх электрической или ручной лебедкой.

б) Непрерывно ковшевой норией; в этом случае число и размер ковшей и скорость перемещения ленты должно быть строго согласовано с числом оборотов и емкостью барабана питателя.

2. Камера газификации и пароводяная рубашка. О процессах, которые протекают в камере газификации, достаточно подробно изложено в главе III, поэтому ограничимся рассмотрением основных конструктивных элементов камеры и их соответствия судовым условиям.

Интенсивность газификации антрацита в стационарных и судовых газогенераторах с механизированным шлакоудалением составляет в среднем 180—200 кг/м²час. Камеры газификации

судовых газогенераторов повышенной мощности, как правило, не имеют футеровки. Толщину стенки кожуха камеры газификации принимают равной 12—15 мм.

Пароводяная рубашка в газогенераторе имеет двойное назначение:

а) получение водяного пара в количестве, необходимом для процесса газификации топлива;

б) охлаждение кожуха камеры газификации, с целью удлинения его срока службы.

Газогенераторная станция на заводе, расположенная на значительном удалении от основных цехов и от котельной, сама себя обеспечивает водяным паром. Паросъем в рубашке может значительно колебаться в зависимости от состояния слоя топлива, шлака и толщины накипи в рубашке. Для выравнивания расхода и обеспечения необходимого количества пара, вне зависимости от паросъема в данный момент, на газогенераторных станциях устанавливают один сухопарник на несколько газогенераторов.

На мощных теплоходах отечественной постройки имеются утилизационные паровые котлы, работающие на выхлопных газах двигателей.

Наличие утилизационного котла на судне, переводимом на генераторный газ, позволяет значительно упростить и улучшить эксплуатацию газогенератора.

Пар, получаемый в рубашке газогенератора, влажный, с температурой около 100°С. Розжиг топлива после длительных стоянок бывает продолжительным, главным образом, из-за отсутствия пара в рубашке. Работа же без пара вызывает сильное шлакование и нарушение нормального хода генератора. Возможность использования пара утилизационного котла для целей газификации уменьшает зависимость всей газосиловой установки от инерции слоя топлива в газогенераторе и сокращает время розжига после длительной стоянки судна.

Наличие на судне сухого пара под давлением 4 ати дает возможность инжектировать воздух и нагнетать паровоздушную смесь в газогенератор. Нагнетание паровоздушной смеси приведет к уменьшению затраты энергии на привод газососа и снижению вакуума в верхней части газогенератора. Последнее скажется на уменьшении подсоса воздуха в газовое пространство через неплотности, неизбежные в механизированных питателях и при открывании шуровочных отверстий, расположенных в крышке газогенератора.

Наконец, наличие пара под давлением позволяет устроить паровую завесу в шуровках, чтобы вовсе устранить при открывании пробок проникновение воздуха на ходу и выход газа на стоянках.

Использование пара утилизационного котла исключает необходимость в получении пара в рубашке газогенератора. Превращение пароводяной рубашки в водяную рубашку с проточной водой значительно упрощает ее обслуживание.

Для того, чтобы не увеличивать паропроизводительность котла, на некоторые бытовые нужды (душ, прачечную и даже отопление) можно подавать горячую воду из рубашки газогенератора. Правильное использование отбросного тепла на судне должно привести к уменьшению поверхности нагрева утилизационного котла и установки воздухоподогревателя, что улучшит протекание процесса газификации антрацита.

Расход пара регулируется вручную или автоматически термостатом по температуре паровоздушной смеси. Подвод предварительно подогретого воздуха повысит величину оптимального разложения пара, а следовательно и химический КПД процесса газификации. Увеличение количества водяного пара, подводимого в зону газификации, как уже отмечалось, уменьшит шлакообразование.

3. Вращающиеся колосниковые решетки и шлакоудаляющие устройства. Вращающиеся решетки с поддонами и шлакоудаляющими устройствами стационарных и мощных судовых газогенераторов выполняют одновременно три функции:

- 1) служат опорой для слоя шлака и топлива;
- 2) обеспечивают подвод паровоздушной смеси в слой топлива;
- 3) производят рыхление, дробление и удаление шлака.

Механическое удаление шлака из газогенератора складывается из следующих трех последовательных стадий:

- а) подвод шлака к зазору между нижней кромкой фартука и поддоном;
- б) прохождение шлака через этот зазор;
- в) удаление шлака из чаши.

Вращающиеся решетки, в зависимости от того, как выполняются указанные выше функции, могут быть разделены на две основные группы.

К первой группе относятся решетки, у которых шлакоудаление производится самими колосниками. Одна из таких решеток изображена на рис. 32.

Ко второй группе относятся центральные решетки с фрезами на поддоне для удаления шлака. Одна из таких решеток изображена на рис. 33.

В решетках первой группы для возможности удаления шлака не только из центра, но и с периферии наружный диаметр нижних колосников решетки не намного меньше внутреннего диаметра камеры газификации. Одним из недостатков решеток первой группы является то, что при большом диаметре решетки

создаются условия, способствующие образованию периферийного низкокалорийного газа.

Для того, чтобы колосники дробили и удаляли шлак, конус, образующийся колосниками, смещен по отношению к оси газогенератора и вращающейся чаши на 90—100 мм. В отдельных

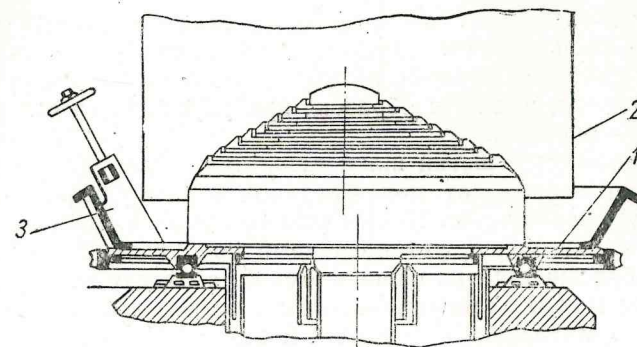


Рис. 32. Механизированная решетка с эксцентриситетом.

случаях эксцентриситет составляет 150 мм. Основание решетки центрировано по отношению к оси газогенератора. Поддоны решеток могут быть плоскими (1) или конусными.

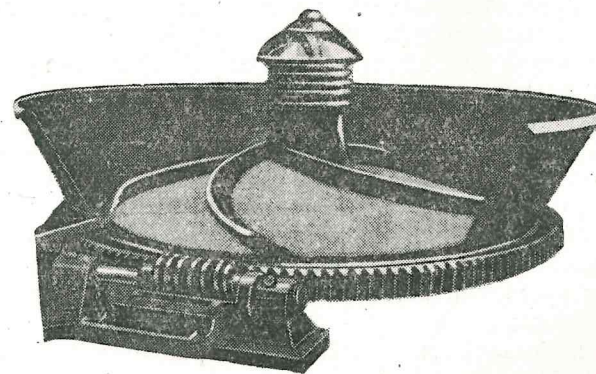


Рис. 33. Центральная механизированная решетка.

Процесс удаления шлака в подобного типа решетках состоит в следующем. При вращении чаши слой шлака, лежащий на нем, захватывается силой трения и, вращаясь, увлекает за собой вышележащий слой шлака и топлива. Так как сила трения между частицами, лежащими непосредственно на решетке, больше чем сила трения между вышележащими частицами, полу-

чается относительное смещение нижних частиц по отношению к верхним.

Одновременно с удалением шлака и весь столб топлива получает некоторое смещение по отношению к неподвижным стенкам камеры газификации.

Благодаря эксцентриситету решетка при вращении чаши оказывает воздействие по окружности, диаметр которой больше диаметра самой решетки. Решетка сдавливает шлак, лежащий в чаше, и сдвигает его к ее краям чаши. Крупные куски шлака раздавливаются, и, таким образом, предупреждается сильное зашлакование решетки.

Под нажимом решетки шлак движется по спирали от центра к периферии и проходит под фартуком 2, погруженным в воду, в наружную часть чаши. Продолжая вращаться вместе с чашей, шлак встречает нож 3, установленный под углом 30—45°, которым и выбрасывается из чаши в желоб, а оттуда за борт. Шлаковый нож может устанавливаться на разной высоте при помощи ручного маховичка с червячным ходом. Поднимая или опуская нож, можно регулировать количество удаляемого шлака.

Детальное исследование процесса удаления шлака при горячем ходе газогенератора не представляется возможным, поэтому такого рода исследования производились на моделях решеток, либо на промышленных газогенераторах в холодном состоянии.

Условия схода шлака с решетки при холодных испытаниях в известной мере отличаются от условий при горячем ходе газогенератора, однако результаты проведенных исследований могут служить основой для качественной характеристики работы шлакоудаляющих устройств.

При холодном испытании шлакоудаления колосниками решетки с небольшим эксцентриситетом в газогенераторе диаметром 3 м на отсортированном шлаке крупностью 10—70 мм выявилось, что часть шлака, лежащая на решетке, вращается с ней, оставаясь неподвижной относительно решетки. Высота этой части шлака составляет примерно 100 мм. Остальная часть шлака при вращении решетки перемещается к периферии камеры газификации и вниз к поддону.

Перед шлакоудаляющим ножом образуется небольшой подпор шлака, затрудняющий выход его в чашу. Скорость вращения чаши, значительно изменяя производительность по шлаку, не оказывает заметного влияния на профиль шлаковой подушки. Установка на фартуке газогенератора трех плугов (вертикальных подрезных ножей) и четырех фрез на поддоне способствовала значительному увеличению производительности чаши по шлаку и равномерности схода шлака, в особенности плуги.

Подрезные ножи, отгребавшие шлак из камеры газификации в чашу, бывают неподвижные или привертываемые к краю фартука газогенератора и регулируемые винтом.

Диаметр центральной решетки равен примерно 0,2 от диаметра камеры газификации. Удаление шлака производится специальными ребрами, — фрезами, имеющимися на поддоне, что видно на рис. 33.

Отсутствие эксцентриситета обеспечивает большую устойчивость всей зольной чаши и меньший износ роликов. Устраняется также опасность перекосов чаши. Ребра не разбивают, а подрезают шлак, в связи с чем создается равномерное опускание всего слоя топлива и выталкивание шлака на периферию, на нож.

Холодные испытания геометрической модели центральной решетки (масштаб 1:10) также подтвердили, что скорость вращения чаши, в довольно широких пределах, не оказывает влияния на количество шлака, удаляющегося за один оборот. При испытании было установлено, что конструкция поддона не влияет на сход шлака, который в сильной степени зависит от качества шлака. На производительность механизма шлакоудаления влияет ширина зазора между нижней кромкой фартука и поддоном и высота слоя шлака в чаше вне шахты.

В зарубежной практике последнее время наблюдается применение комбинированных решеток, у которых колосники несколько отличны от колосников центральных решеток, а на поддоне имеются укороченные фрезы.

Колосники решеток стационарных газогенераторов стягиваются болтом, квадратная головка которого находится внутри чепца, а гайка снизу под перекладной. Такое крепление в судовых условиях для замены чепца или колосника потребовало бы демонтаж всего газогенератора, так как нет доступа к гайке.

В судовых газогенераторах чепец и колосники один с другим скрепляются посредством прорезей и приливов так, чтобы при вращении решетки они не могли выйти из зацепления. Высота бортов чаши принимается до 600 мм, а угол наклона бортов 60°. Плотное прилегание трубы, по которой подводится паровоздушная смесь, к вращающейся нижней части решетки в судовых газогенераторах осуществляется двумя способами:

а) сухим сальником и пружиной, которая находится под газовоздушной трубой, как на рис. 30;

б) гидравлическим затвором, высота уровня воды в котором должна уравнивать вакуум, или давление, создаваемое под решеткой во время работы.

Число оборотов чаши составляет от 0,2 до 5 в час. Поддон вращается от червячного привода (рис. 34), соединенного чаще всего с индивидуальным мотор-редуктором. Вращение передается через червячный венец, укрепленный на наружном ободе поддона (рис. 30). С червячным венцом находится в зацеплении чугунный червяк 1, сидящий на валу между двумя подшипниками. Нижняя часть червяка опущена в коробку, заполненную густой смазкой. На консольной части вала насажено

храповое колесо 2, приводимое во вращение при помощи собачек, находящихся на штоке эксцентрика или кривошипа, как на рис. 34. Эксцентрик насаживается на вал, приводимый во вра-

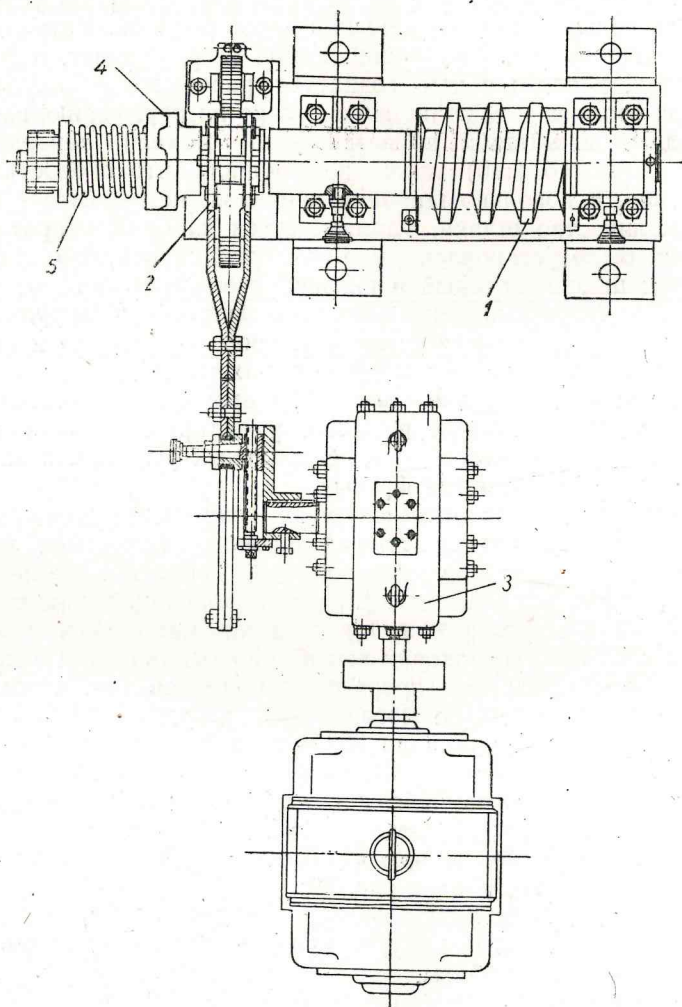


Рис. 34. Червячный привод чаши с храповым колесом.

щение от мотора посредством зубчатого редуктора 3. Собачки соединены со штоком эксцентрика при помощи рычага и шарнирной оси, которая может передвигаться при помощи установочного винта. Изменением расстояния между собачками и остью меняется радиус качания собачек, а следовательно и число обо-

ротов храпового колеса и червяка. Для того чтобы получить за-скакивание собачек на не целое число зубцов, на рычаг сажают две собачки, различающиеся друг от друга по длине на полшага зубцов храпового колеса. Следовательно, при работе на 1,5 зуба зашелкивание будет производиться попеременно обеими собачками. Таким образом, в эксплуатации можно регулировать длину дуги поворота червячного вала и зубчатого венца с поддоном, а следовательно и интенсивность золоудаления.

На практике действие решеток не всегда протекает так бесперебойно, как выше описано. Усилие, которое надо приложить к ободу чаши, в особенности для решеток с эксцентриситетом, чтобы раздробить шлак, может резко меняться в зависимости от прочности и крупности кусков. Бывают моменты при неправильном ходе газогенератора, когда приложенное усилие является недостаточным, чтобы раздробить или протолкнуть шлак, в результате чего решетка заклинивается. Во избежание полома зубцов или других деталей контрпривода предусмотрено автоматическое отключение поддона предохранительной муфтой 4, сжимаемой пружиной 5. Усилие пружины регулируется гайкой из расчета передачи наклонными зубьями муфт вращающего момента, соответствующего максимальному усилию на червячном венце поддона. Теоретический подсчет усилий крайне сложен и не дает точных величин, поэтому при расчете привода рекомендуется руководствоваться данными табл. 44.

Таблица 44

Диаметр камеры газификации, м	Усилие на червячном ободу, кг	Мощность электромотора, квт
1,2 — 1,5	2500	2,0
1,5 — 2,0	3000	2,1
2,0 — 2,5	4000	2,25
2,5 — 3,0	5000	2,5

На некоторых мощных газоходах вместо храпового колеса насажено фрикционное колесо 9 (рис. 35), которое поворачивается посредством колодок 4 и 5. При обратном ходе эксцентрика 2 колодки свободно скользят по ободу фрикциона. Возможность обратного проворачивания фрикционного колеса устраняется при помощи тормозных колодок 10.

Регулировка числа оборотов фрикционного колеса производится винтом 12, передвигающим ползун 3 по плечу рычага 13.

Фрикционная передача позволяет более плавно регулировать скорость вращения чаши, чем храповая передача, при которой изменение скорости вращения происходит скачкообразно на 1—

2 зуба. При фрикционном приводе нет необходимости в предохранительной муфте, так как при заклинивании решетки колодки будут пробуксовывать. Склонность фрикционного колеса к пробуксовыванию при срабатывании колодок и попадании воды на обод колеса является недостатком фрикционного привода.

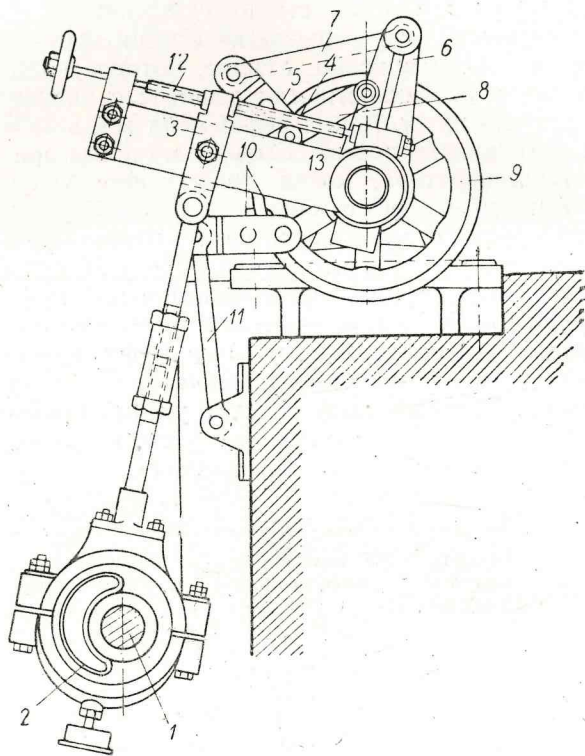


Рис. 35. Фрикционный приводной механизм системы Газогенераторострой.

Так как вращение чаши бывает едва заметно для глаза, то заклинивание решетки и пробуксовывание фрикционного колеса может быть не сразу обнаружено. В этом отношении храповый привод является более надежным. Расход мощности у обоих приводов одинаковый.

В стационарных газогенераторах роликовая опора состоит из опорных и упорных роликов. В судовых газогенераторах применяются ролики с ребрами (рис. 36), заменяющие упорные ролики.

Открытая чаша, заполненная водой, в которую погружен фартук газогенератора, является непригодной для газоходов, эксплуатирующихся на озеровидных бьефах. При качке судна вода из чаши выливается, нижняя кромка фартука обнажается и воздух устремляется внутрь вдоль кожуха. В лучшем случае это ведет к резкому уменьшению теплотворности газа, а зачастую вызывает и полную остановку двигателя.

Для газоходов эксплуатирующихся на озерах, а также для морских судов следует применять сухое шлакоудаление.

На рис. 37 изображена схема устройства низа генератора с сухим шлакоудалением.

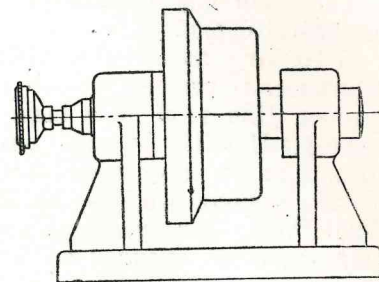


Рис. 36. Ролик с ребордой.

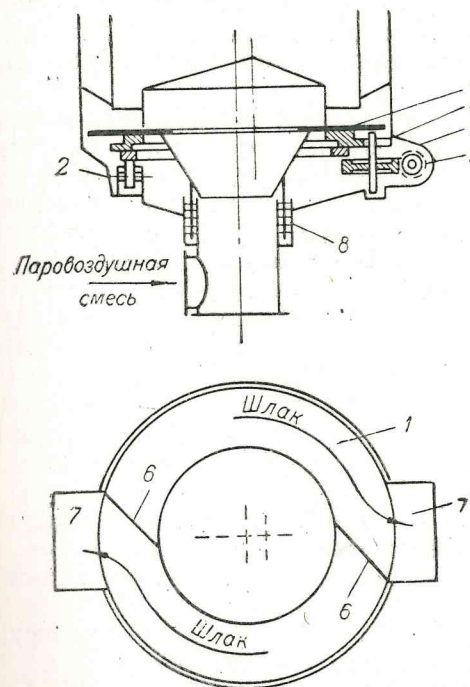


Рис. 37. Схема механизированного сухого шлакоудаления.

Опорная плита решетки 1, опорные ролики 2 и привод для вращения плиты и решетки 3, 4 заключены в герметический корпус 5. При вращении решетки шлак посредством скребков 6, прикрепленных к кожуху генератора, сбрасывается вниз в зольные карманы 7, откуда периодически выгружается. Емкость обоих карманов определяется с учетом особенностей их размещения в корпусе судна и удобства очистки. Зольные скребки устанавливаются вертикально и передвигают в направляющих при помощи рычага с ползуном, вынесенным наружу.

§ 19. СУДОВЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ ОБРАТНОГО ПРОЦЕССА

В системе Министерства Речного Флота наибольшее распространение получили газогенераторы типа МСВ (Моссудоверфь) для двигателей мощностью 60 л. с. и в мень-

шей степени газогенераторы ЦНИИВТ-3, разработанные в 1935 г. в двух вариантах для двигателей мощностью 60 и 30 л. с.

Топливом для газогенераторов МСВ и ЦНИИВТ-3 служат древесные чурки.

В 1938 г. автором в ЦНИИВТе (затем в ЦНИИРФе) был практически решен вопрос газификации полуметровых дров швырка. Для этой цели были разработаны специальные газогенераторы ЦНИИВТ-6 прямоугольной формы для одновременного питания газом двух двигателей ЧТЗ-60 и ЦНИИРФ-7 для двигателя мощностью 60—75 л. с. В дальнейшем газогенератор ЦНИИРФ-7 был усовершенствован: устроен подогрев и подсушка топлива, усилён подогрев воздуха, что позволило повысить предел допустимой влажности газифицируемого швырка, разработан съёмный наружный кожух и зольник с гидравлическим затвором. Усовершенствованный газогенератор известен под маркой ЦНИИРФ-12.

В системе Наркомлеса на газоходах получили значительное распространение газогенераторы прямоугольной формы конструкции ЦНИИ Лесосплава Ш-6 на полуметровых дровах для двигателя ЧТЗ-60 и Ш-Ц на дровах длиной 330 мм для двигателей СХТЗ-30.

1. Газогенератор МСВ-84. Газогенератор МСВ-84, как видно из рис. 38, снаружи имеет три разъема по фланцам и состоит из бункера 1, воздушной камеры 2, газовой камеры 3 и зольника 4.

Внутри к нижней кромке бункера примыкает металлический конус 5 для направления топлива в зону газификации — топливник 6. Топливник представляет собой металлический цилиндр 7, выложенный внутри керамическими кольцами 8. Снаружи к топливнику приварено кольцо из углового железа, которое с помощью болтов крепится к опорной плите, иногда называемой диафрагмой. Опорная плита отделяет воздушную камеру от газовой. Форма камеры газификации характерна размещением фурм 9 в наименьшем сечении и небольшим выступом у нижней кромки футеровки. Для возможной смены колец фурмы устроены выдвигаемые.

Газовая камера образуется подвесной частью топливника и наружным кожухом 10, который изнутри изолируется асбестом.

Древесные чурки загружаются в бункер, откуда поступают в камеру газификации.

Воздух подводится по двум трубам 11 в воздушную камеру, затем, через фурмы попадает внутрь камеры газификации.

Отбор газа производится патрубком 12.

Часть золы и угольной мелочи уносится с газом, остальная часть проваливается через зазоры между колосниками 13 в зольник, откуда периодически удаляется при стоянках газохода.

Характеристика конструктивных элементов газогенератора приводится ниже в табл. 45.

Таблица 45
Технико-эксплуатационные и конструктивные характеристики судовых газогенераторов обращенного процесса на древесном топливе для двигателя мощностью 60 л. с.

№ № п. п.	Наименование показателей	Размерность	Значения в единицах				
			МСВ-84 50×60×100 Произвольн.	ЦНИИВТ-3 50×60×100 Произвольн.	Ш-6 60×70×500 Горизонт. укладка	ЦНИИРФ-7 60×70×500 Вертикально—вызакнами	ЦНИИРФ-12 60×70×500
1	Тип и марка газогенератора	—	20	25	20	30	45
2	Размер кусков топлива	мм	Нет	Практически отсутствует	Нет	До 1600—1800	Имеется
3	Способ загрузки топлива	—	Нет	До 1000—1200	Нет	Усеченные конуса, сопряженные меньшими основаниями.	До 2000—2300
4	Предельная влажность топлива	%	Нет	Цилиндрич.	Усеченные пирамиды	Верх. ряд 485 Нижн. ряд 405	Усеченные конуса, сопряженные меньшими основаниями.
5	Подсушка топлива в бункере	°С	300	370	530×400	Средняя 380	440
6	Подогрев воздуха	—	845	545	286	350	400
7	Форма камеры газификации	—	300	12×10	360×230	24×10	350
8	Диаметр камеры на уров. фурм	мм	16×8	940	22×10	1830	18×8
9	Интенсивность газификации	кг/м ² час	13,5	15,6	1730	31	900
10	Диаметр минимального сечения	мм	510	500	600	Среднее 560	530
11	Число и диаметр фурм	шт. мм	0,06	0,054	0,076	0,062	0,06
12	Суммарное сечение фурм	мм ²	1,0	0,9	1,3	1,0	1,0
13	Удельное сечение фурм	мм ² /кг	750	820	760×640	Бункер 520 камера 750	860
14	Расстояние от фурм до нижней кромки камеры	мм	2860	2500	2600	2500	3160
15	Объем камеры газификации	м ³	600	370	—	500	600
16	Удельный объем камеры	л/кг	—	—	—	—	—
17	Наружный диаметр газогенерат.	мм	—	—	—	—	—
18	Высота газогенератора	мм	—	—	—	—	—
19	Вес газогенерат. ориентировочн.	кг	—	—	—	—	—

1 Удельный расход топлива условно принят для всех газогенераторов равным 1 кг/э. л. с. час.

Отсутствие подогрева воздуха и топлива является существенным недостатком газогенератора, сильно ограничивающим предельную влажность древесных чурок. Испытания показали, что при газификации древесных чурок влажностью 20—30% в газогенераторе МСВ-84 каждый процент влажности топлива вызывает понижение мощности двигателя ЧТЗ-60 на 1 л. с.

К основным конструктивным недостаткам газогенератора МСВ-84 могут быть отнесены:

1. Неплотность соединения направляющего конуса сверху с бункером и внизу с керамическим фурменным кольцом.

Как видно из рис. 38, к верхней кромке конуса приварено цилиндрическое кольцо. Зазор между кольцом и кожухом уплотняется асбестовой набивкой. Снаружи к конусу, в нижней части, также приварено цилиндрическое кольцо, образующее конусную канавку, в которую входит верхняя кромка фурменного керамического кольца. Перед сборкой канавка набивается мокрой асбестовой массой. Конус прижимается к футеровке только под действием своего веса и веса топлива.

В эксплуатации имели место случаи выкрашивания части асбеста после высыхания, следствием чего являлось проникновение воздуха и горение топлива в бункере, а иногда и прогорание стенки самого бункера.

Кроме того, просоры воздуха через неплотности в местах соединения конуса вызывают уменьшение скорости воздуха в фурмах, что ведет к образованию периферийного малокалорийного газа, «мертвого» слоя в середине камеры газификации и неполному разложению смолы.

Подсос воздуха в бункер можно устранить отборговкой или надваркой верхней части направляющего конуса, с тем чтобы зажать его в общий фланец, соединяющий бункер с воздушной камерой.

2. Расположение фурм в наиболее узком сечении, характерное для данного типа газогенератора, является причиной заклинивания топлива — образования сводов. В ряде пароходств в процессе эксплуатации сужение футеровки было устранено, в особенности при замене специальных керамических колец — кирпичом. Увеличение диаметра камеры на уровне фурм и придание ей цилиндрической формы в значительной мере уменьшило образование сводов.

3. Вначале применялась тонкая (1 мм) листовая сталь в газовом поясе для поддержания асбестовой изоляции, при этом наблюдалось коробление и прогорание металла и осыпание асбеста. Следствием этого являлся сильный нагрев наружного кожуха и скружающего воздуха. Применением стали толщиной 4—5 мм срок службы пояса соответственно удлиняется.

4. Устройство бокового лючка в газовой камере, предназначенного по предположениям конструкторов для досыпки дре-

весного угля с целью удлинения зоны восстановления, оказалось нецелесообразным, поскольку через указанный лючок имели ме-

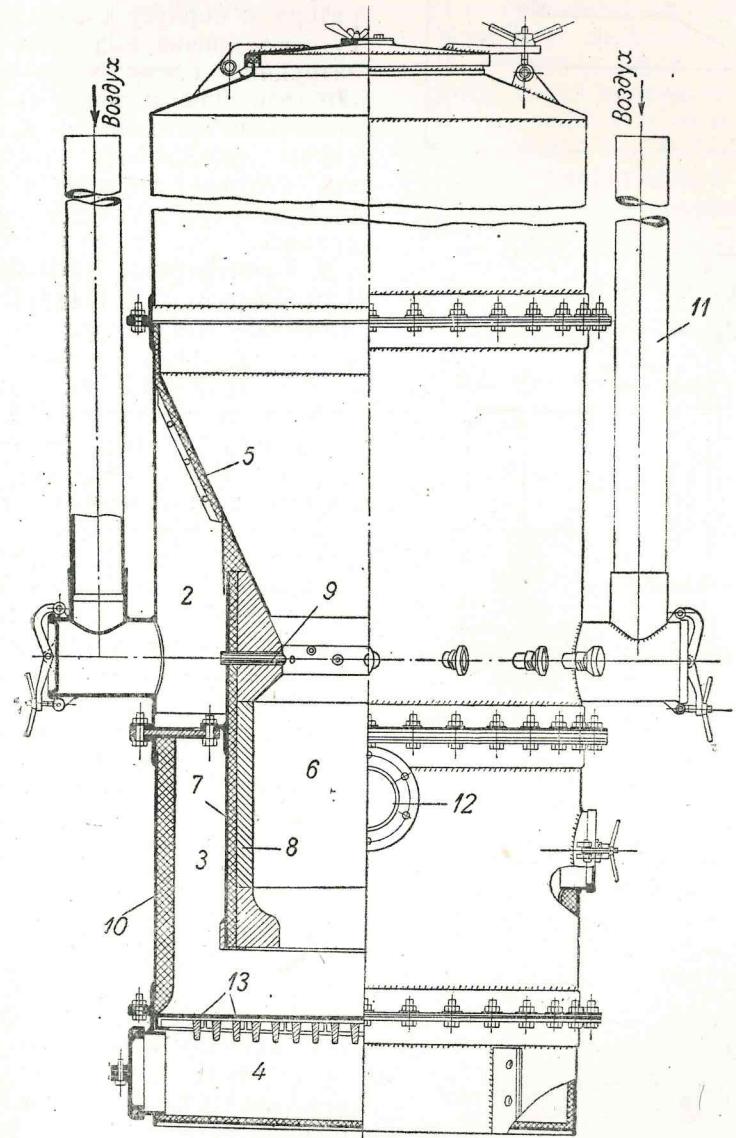


Рис. 38. Газогенератор МСВ-84.

сто подсосы воздуха в газовую среду. Горение газа в генераторе ведет к уменьшению теплотворности рабочей газозвушной смеси и мощности двигателя.

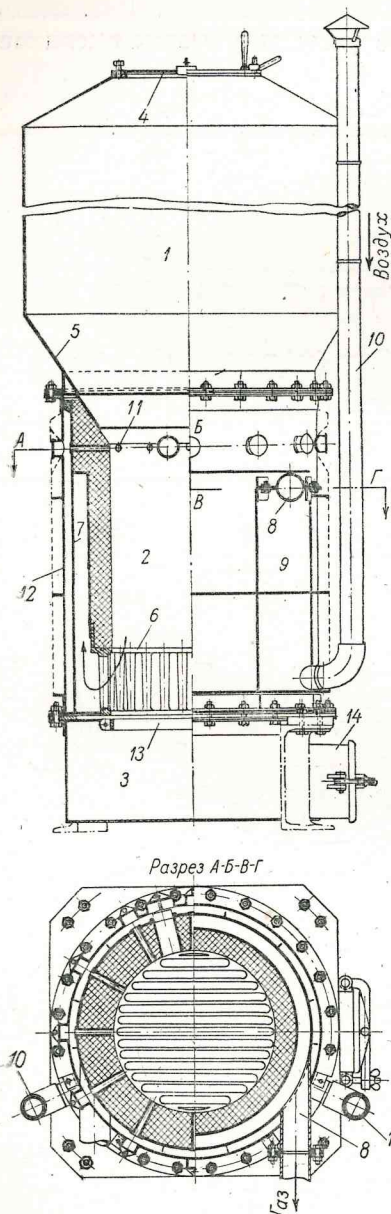


Рис. 39. Газогенератор ЦНИИВТ-3.

конусом, чтобы предотвратить ее разрушение при шуровке и сползании топлива.

Стальной кожух камеры газификации в его верхней части

5. Приварка уголков к зольнику для крепления газогенератора к корпусу судна и отсутствие лючка над решеткой затрудняет смену колосников. Отбалчивание зольника и приподнимание газогенератора для смены прогоревших колосников вызывает излишний простой газохода в навигационном ремонте.

2. Газогенератор ЦНИИВТ-3. Газогенератор ЦНИИВТ-3, изображенный на рис. 39, состоит из трех основных частей — бункера 1, камеры газификации 2 и зольника 3.

Бункер 1 цилиндрической формы сверху оканчивается загрузочным люком и крышкой 4. В центре крышки — шуровочное отверстие с пробкой. В нижней части бункера имеется конус 5, который служит для направления древесных чурок в камеру газификации.

Диаметр бункера принят больше наружного диаметра камеры газификации с целью увеличения запаса топлива. В бункере газогенератора ЦНИИВТ-3 вмещается около 180 кг, что составляет 2,5-часовой запас.

Камера газификации 2 внутри выложена стандартным шамотным кирпичом, опирающимся на вертикальную чугунную решетку 6. Решетка свободно стоит на стальной плите, в которой имеются вырезы для провала золы и мелкого угля в зольник. Футеровка камеры сверху покрыта металлическим

при помощи приваренного кольца соединен со средним кожухом 7, образуя газовое пространство.

К среднему кожуху приварены два газоотборных патрубка 8. Последнее вызвало необходимость в устройстве вырезов — окон в наружном кожухе для возможности монтажа. Окона прикрываются щитками 9, к которым в нижней части подведены воздушные трубы 10. Вверху к верхней части среднего кожуха приварены фуры 11, проходящие через футеровку внутрь камеры газификации. К нижней части среднего кожуха приварен фланец, посредством которого камера газификации соединяется с зольником.

В наружном кожухе против фуры имеются глазки и лючок для розжига газогенератора по схеме обращенного процесса с помощью двигателя или вентилятора.

Наружный кожух 12 сверху соединен с бункером, а внизу совместно со средним кожухом сбалчивается с зольником. Между указанными кожухами, т. е. вокруг камеры газификации образуется воздушная прослойка.

К наружному кожуху по окружности приварены горизонтальные полосы для поддержания слоя асбестита, которым изолируется камера газификации с целью уменьшения выделения тепла в окружающую среду и увеличения подогрева воздуха.

Слой топлива внизу ограничен горизонтальной чугунной решеткой 13, которая соединяется посредством шарниров с опорной плитой и стопорится двумя болтами из зольника, что позволяет производить полную очистку газогенератора от угля через люк зольника 14.

Газогенератор посредством четырех лап, расположенных под углами опорной плиты, крепится к корпусу судна.

Характеристика конструктивных элементов приведена в табл. 45.

Газогенератор ЦНИИВТ-3, как и МСВ-84, в значительной степени является устаревшим. В нем так же нет предварительной подсушки топлива в бункере.

К числу отдельных конструктивных недостатков относится:

1. Недостаточная плотность прилегания крышки загрузочного люка к бункеру, что вызывало просос воздуха в зону газификации помимо фуры и перемещение самой зоны вверх выше футеровки.

2. Относительная сложность конструкции откидывающейся горизонтальной решетки и возможность подсоса воздуха в зольник через резьбу во втулках.

3. Газогенератор ЦНИИРФ-7. Газогенератор ЦНИИРФ-7 (рис. 40) цилиндрической формы, сварной из листовой стали. Снаружи газогенератор имеет два разъема по фланцам, которыми соединяются между собой верхняя часть — бункер 1, сред-

няя — воздушная камера 2 и нижняя — газовая камера 3 с зольником 4.

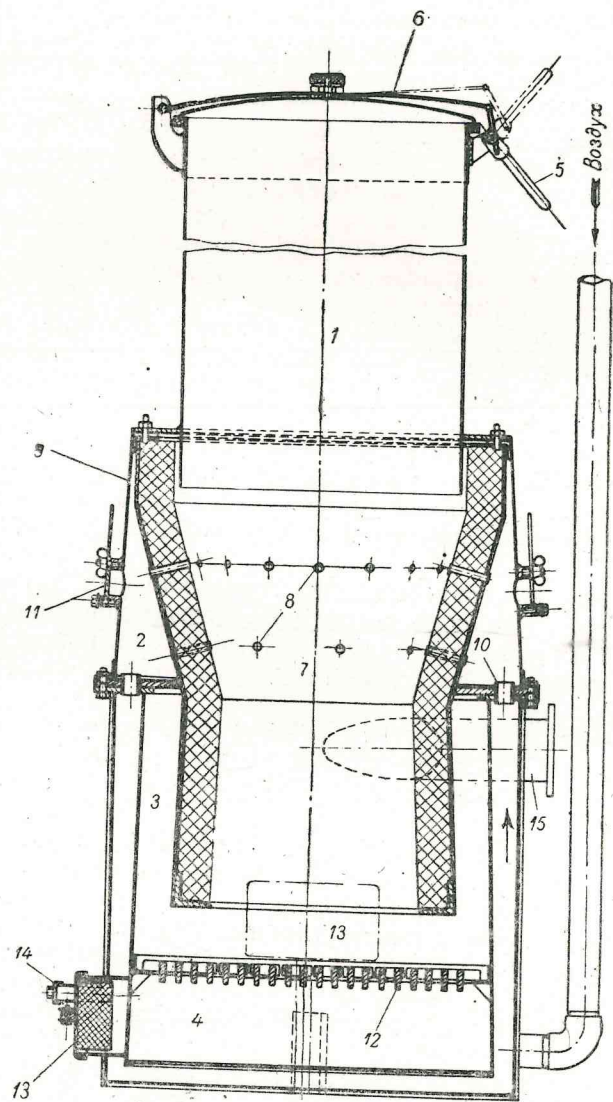


Рис. 40. Газогенератор ЦНИИРФ-7.

Крышка бункера прижимается с помощью серьги с рукояткой 5 и рессоры 6, которая с одной стороны закреплена на шарнире, а на другой слегка загнутый конец накидывается серьга.

Для создания большей герметичности крышки у верхней кромки бункера имеется канавка, уплотняемая асбестом.

В крышке бункера имеется лючок для замера высоты слоя топлива в газогенераторе.

Внутри газогенератора находится камера газификации 7, выложенная шамотным кирпичом, который опирается на приваренное кольцо из уголкового железа.

Форма камеры газификации представляет собой два усеченных конуса, сопряженных меньшими основаниями.

В верхней части камеры газификации в свету диаметр 540 мм, уменьшающийся, примерно, к середине до 350 мм, с последующим увеличением внизу до 385 мм.

Воздушные фурмы 8 сварены в верхний конус и расположены в двух рядах — в верхнем 16 шт. и в нижнем — 8 шт.

С помощью приваренной плиты камера газификации опирается и крепится к фланцу нижней части.

Снаружи камеры газификации имеется съемный кожух 9, образующий воздушную камеру.

Нижняя часть газогенератора состоит из двух цилиндрических кожухов с днищами и с общим широким приварным фланцем, перекрывающим сверху воздушное пространство, образующееся между кожухами.

Воздух, подведенный в самый низ газогенератора, омывая внутренний кожух, нагревается до 150—200°C за счет физического тепла генераторного газа. Подогретый воздух, подымаясь вверх, проходит через сваренные в фланец трубки 10 в воздушную камеру, а оттуда через фурмы в камеру газификации.

Для наблюдения за ходом генератора имеются два глазка 11, расположенные на наружной части воздушной камеры против фурм.

Слой топлива внизу ограничен горизонтальной решеткой 12, опирающейся на кольцо из уголкового железа.

Колосниковая решетка литая чугунная, состоит из восьми секций.

Для удобства смены отдельных секций решетки предусмотрен лючок 13, расположенный над решеткой, равный по своим размерам лючку зольника.

Во избежание открывания лючка зольника, что необходимо для поддержания горения при непродолжительных стоянках судна, в крышку лючка вварена труба с заглушкой 14, через которую происходит подвод воздуха под решетку.

Отбор газа производится над решеткой через патрубок 15 из пространства за подвесной частью камеры газификации.

Крепление газогенератора к корпусу судна производится посредством лап, привариваемых по месту.

Для уменьшения выделения тепла в окружающую среду

съемный кожух и нижняя часть газогенератора изолируются слоем асбестита толщиной 20—25 мм.

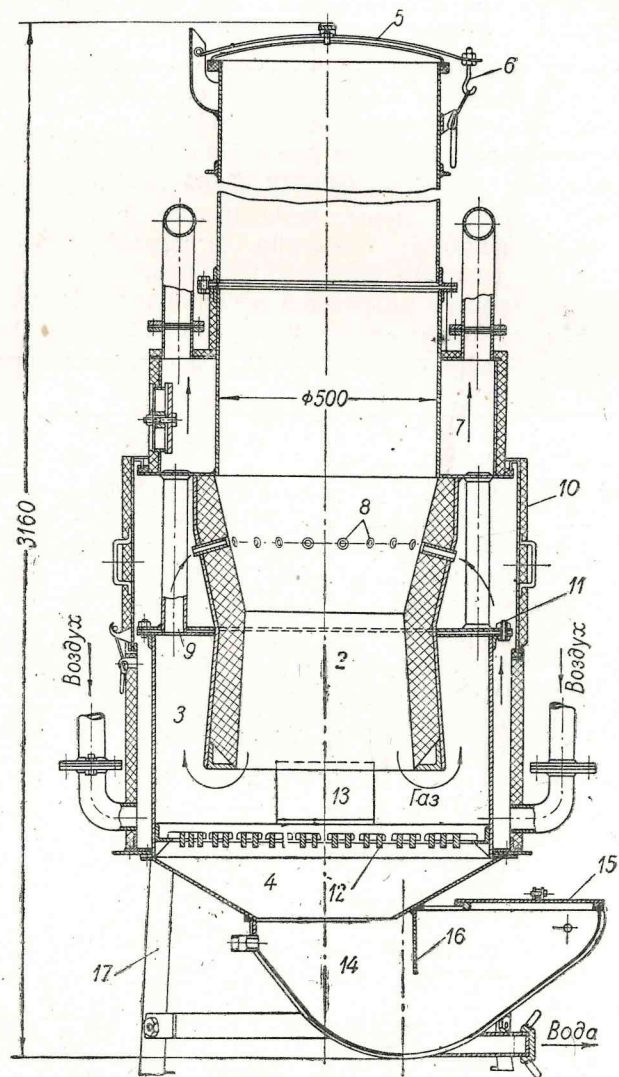


Рис. 41. Газогенератор ЦНИИРФ-12.

Характеристика конструктивных элементов газогенератора приведена в табл. 45.

4. Конструктивные особенности газогенератора ЦНИИРФ-12.
Газогенератор ЦНИИРФ-12 (рис. 41) имеет цилиндрическую

форму, он изготавливается из листовой стали. По высоте газогенератора имеются три фланцевых разъема, из которых один в бункере 1, второй соединяет подвесную часть камеры газификации 2 посредством плиты с кожухом нижней газовой камеры 3 и третий крепит зольник 4 к нижней части газогенератора.

Отфланцованная часть крышки бункера входит в уплотнительную канавку и прижимается к ней с помощью пружины 5 из рессорной стали. Пружина с одной стороны крепится к бункеру на шарнире, а с другой стороны — скобой, накидываемой на крюк 6 с регулировочными гайками, позволяющими изменять натяжение пружины. В крышке бункера имеется лючок для замера высоты слоя топлива в газогенераторе.

Нижняя часть бункера является одновременно внутренней стенкой газовой камеры 7.

Камера газификации состоит из двух стальных сваренных между собой усеченных конусов, выложенных внутри шамотным кирпичом.

Футеровка опирается на кольцевой угольник, приваренный к нижнему конусу.

В верхний конус вварены воздушные фурмы 8.

Для равномерного отбора газа из нижней газовой камеры 3, предусмотрен ряд труб 9, которые с одной стороны вварены в опорную плиту, а с другой в газовую камеру бункера.

Съемный кожух камеры для подогрева воздуха 10 представляет собой цилиндр с двумя разъемами.

Верхняя часть крепится к нижней с помощью уплотнительной канавки и трех замков аналогично крышке загрузочного люка бункера и может быть снята во время работы двигателя для осмотра наиболее ответственных швов и частей газогенератора. Нижняя часть наружного кожуха крепится болтами к плите, к которой приболчивается и зольник. В случае необходимости осмотра или ремонта кожуха газовой камеры нижняя часть воздушного кожуха может быть легко снята при остановке двигателя без нарушения остальных узлов.

С целью уменьшения толщины воздушного слоя и повышения температуры подогрева воздуха наружный кожух почти вплотную прилегает к фланцу у опорной плиты, а для прохода воздуха в болтах 11 высверлены отверстия.

В верхней части зольника находится чугунная колосниковая решетка 12, состоящая из восьми секций. Для возможности смены отдельных секций и полной очистки газогенератора от угля имеется над решеткой лючок 13.

Кольцо из уголкового железа, на которое опираются колосники, приварено к кожуху газовой камеры, а для увеличения стойкости при высокой температуре снизу к кольцу приварены ребра жесткости.

Зольник состоит из двух частей: конуса и выгнутой трубы 14 квадратного сечения. К конусу приварен фланец, посредством которого зольник крепится к корпусу газогенератора. Наружный конец трубы 14 закрывается крышкой 15.

Во избежание проникновения воздуха в газовую камеру, что может иметь место при чистке зольника во время работы двигателя, в трубе 14 приварена пластина 16, образующая гидравлический затвор при заполнении нижней части зольника водой.

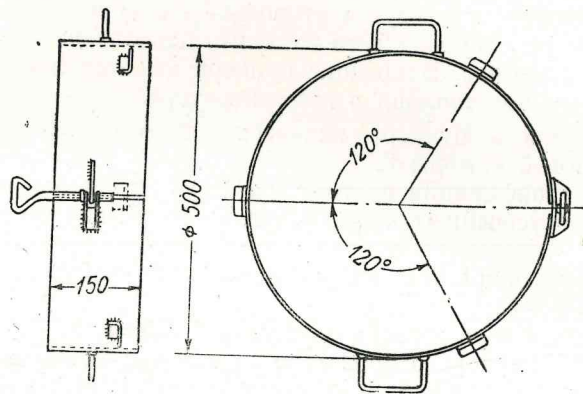


Рис. 42. Кольцо для загрузки дров.

Газогенератор крепится к фундаменту посредством четырех стоек 17 из углового железа, приваренных к зольнику, а верхняя часть бункера крепится к палубе помощью фланца.

Схема действия газогенератора ЦНИИРФ-12. Топливо — дрова швырок длиной 500 мм предварительно плотно уложенные в разъемное кольцо (рис. 42), по диаметру близкое к диаметру бункера, загружается через верхний люк в бункер, откуда под действием силы тяжести опускается вниз по мере газификации нижних слоев.

При полной загрузке бункера топливом, над уровнем фурм укладываются четыре вязанки, что составляет, примерно, двухчасовой запас при работе двигателя с максимальной нагрузкой.

Во время пребывания топлива в бункере, оно подогревается — подсушивается. Около 50% поленьев плотно прилегает к кожуху бункера. Особенно интенсивный нагрев дров происходит в последние 30 минут до поступления в зону газификации, за счет физического тепла генераторного газа, проходящего через газовую камеру. При этом из древесины выделяются не только пары воды, но и часть газообразных летучих. Поленья, прикасающиеся к кожуху, обугливаются.

Путь движения воздуха следующий: с палубы воздух по двум трубам подводится в нижнюю часть камеры воздухоподо-

грева. Поднимаясь вверх, воздух проходит через отверстия в болтах и зазор между фланцем и наружным кожухом и далее через фурмы в камеру газификации.

На пути движения воздух нагревается до температуры в 200—230° С за счет охлаждения кожуха газовой камеры и газоотборных трубок.

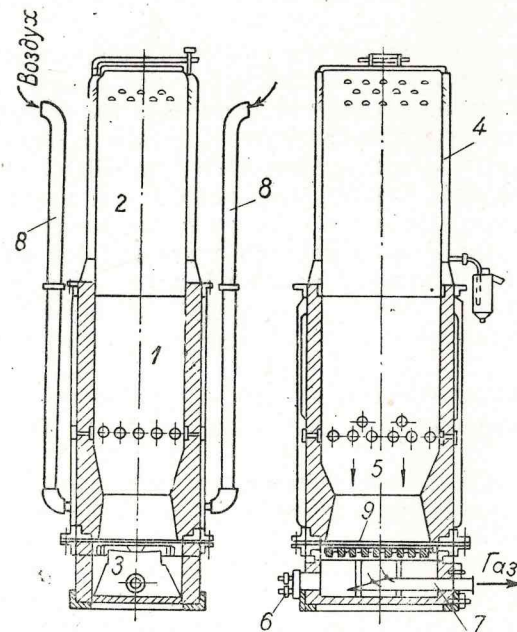


Рис. 43. Газогенератор Ш-6.

Генераторный газ направляется вниз, огибает подвесную часть камеры газификации и, направляясь вверх, проходит через трубки в газовую камеру бункера, откуда по двум трубам, сходящимся в один патрубок, направляется в охлаждающе-очистительные устройства.

Зола и угольная мелочь, провалившиеся сквозь зазоры колосниковой решетки, периодически удаляются из зольника скребком во время работы двигателя. Зола и мелочь, унесенные газовым потоком, частично выделяются в газовой камере, откуда выгребаются через боковые лючки, остальная часть увлекается газом в скруббер, где отделяется водой и уносится за борт. Характеристика конструктивных элементов газогенератора приведена в табл. 45.

5. Газогенератор Ш-6. Газогенератор Ш-6, как видно из рис. 43, призматической формы, имеет снаружи два фланцевых

разъема, соединяющих камеру газификации 1 сверху с бункером 2 и внизу с зольником 3.

Бункер — прямоугольного сечения с двойными стенками, образующими камеру конденсации пара 4. В верхней части внутренних стенок имеются вырезы для прохода выделившегося водяного пара. Для спуска сконденсировавшегося пара в наружной стенке вварена труба, опущенная в бачок, образующий гидравлический затвор.

Камера газификации внутри выложена шамотным кирпичом. Футеровка опирается на приваренный внизу уголок. Высота футеровки над фурмами составляет около 500 мм. Несколько ниже фурм сечение камеры начинает уменьшаться с 530×400 мм до 360×230 мм, затем опять увеличивается до 410×280 мм у зольника. Форма камеры газификации ниже фурм представляет собой две усеченные пирамиды, сопряженные между собой меньшими основаниями. Высота верхней пирамиды 160 мм, а нижней 250 мм. Снаружи к кожуху камеры газификации приварен второй кожух. Между стенками кожухов образуется воздушная прослойка, уменьшающая выделение тепла в окружающую среду.

Фурмы 5 расположены в одном ряду по пять — в стенках, обращенных к торцам, и в других по четыре на высоте 500 мм от решетки.

Зольник внутри выложен шамотным кирпичом. В зольнике устроен люк 6 для выгребания золы и угольной мелочи и патрубок 7 для отбора газа.

Схематично действие газогенератора может быть представлено в следующем виде.

Дрова-швырок длиной 500 мм загружаются в бункер в горизонтальном положении и опускаются в камеру по мере газификации нижних слоев.

Воздух засасывается по двум трубам 8 в нижнюю часть воздушной камеры и оттуда, поднимаясь вверх, проходит через фурмы внутрь газогенератора в зону газификации. Генераторный газ отсасывается из зольника под решеткой. Сконденсировавшийся водяной пар стекает из рубашки бункера в бачок, а оттуда за борт.

Газогенератор Ш-Ц по своей конструкции не отличается от газогенератора Ш-6. Разница лишь в габаритах, в соответствии с производительностью газогенератора Ш-Ц.

В связи с уменьшением длины полен с 500 мм до 330 мм в газогенераторе Ш-Ц оказалось возможным выполнить квадратное сечение бункера и камеры газификации.

Характеристики конструктивных элементов газогенераторов приведены в табл. 45.

Не касаясь особенностей прямоугольной формы сечения, отрицательно влияющих на процесс газификации швырка, в част-

ности при небольшой производительности газогенератора, отметим основные недостатки конструкции газогенераторов данного типа.

1. Отсутствие подогрева воздуха и топлива сильно ограничивает предельную влажность газифицируемого топлива. При загрузке швырка повышенной влажности температура в зоне газификации будет относительно невысокой, не обеспечивающей получение калорийного газа и полного разложения паров смолы.

2. Как показали наблюдения, при газификации швырка в газогенераторах прямоугольного сечения при периферийном подводе воздуха поленья обгорают и обугливаются вначале с боковых поверхностей. В связи с этим уменьшение размера камеры газификации по длине полен является нерациональным, так как вызовет застревание топлива ниже фурм, где шуровка не предусмотрена и невозможна.

3. Отбор газа под решеткой из зольника имеет следующие особенности, отрицательно влияющие на работу газогенератора:

а) сравнительно более быстрое прогорание колосников;

б) повышенные сопротивления слоя в связи с проходом газа через плотный слой угля и мелочи с золой;

в) необходимость монтировать между газогенератором и скруббером трубы длиной 1—1,5 м с двумя коленами в связи с тем, что газоподводящий патрубок скруббера должен находиться значительно выше ватерлинии во избежание заливания газогенератора водой.

6. Газогенератор ЦНИИВТ-6. Газогенератор ЦНИИВТ-6 (рис. 44) имеет призматическую форму. Снаружи имеются два разъема по фланцам. Верхний соединяет воздушную фурменную коробку 1 с бункером 2, а нижний соединяет ту же коробку с газовой камерой 3.

Бункер — прямоугольного сечения. К стенкам бункера, обращенным к торцам полен, приварены ребра жесткости, выполненные из уголков 4. Вверху бункера имеется люк прямоугольного сечения для завалки дров. Люк закрывается крышкой 5, кромки которой входят в канавку, наполняемую мокрым асбестом. Крышка прижимается двумя рессорами 6, каждая из которых с одной стороны шарнирно укреплена к бункеру, а на другой загнутый конец накидывается серьга, скрепленная с нажимной рукояткой 7.

Ниже бункера внутри газогенератора находится камера газификации 8, выложенная шамотным кирпичом.

Расстояние между стенками камеры газификации, обращенными к торцам полен, уменьшается с 550 до 500 мм на уровне нижнего ряда фурм и далее книзу до 490 мм.

Стенки камеры газификации, обращенные к боковым поверхностям полен, сужаются от 780 до 500 мм, образуя с вертикальной осью угол в 25° . В каждой стенке вварены по два лючка,

служащие для шуровки топлива и разрушения образующихся сводов из дров.

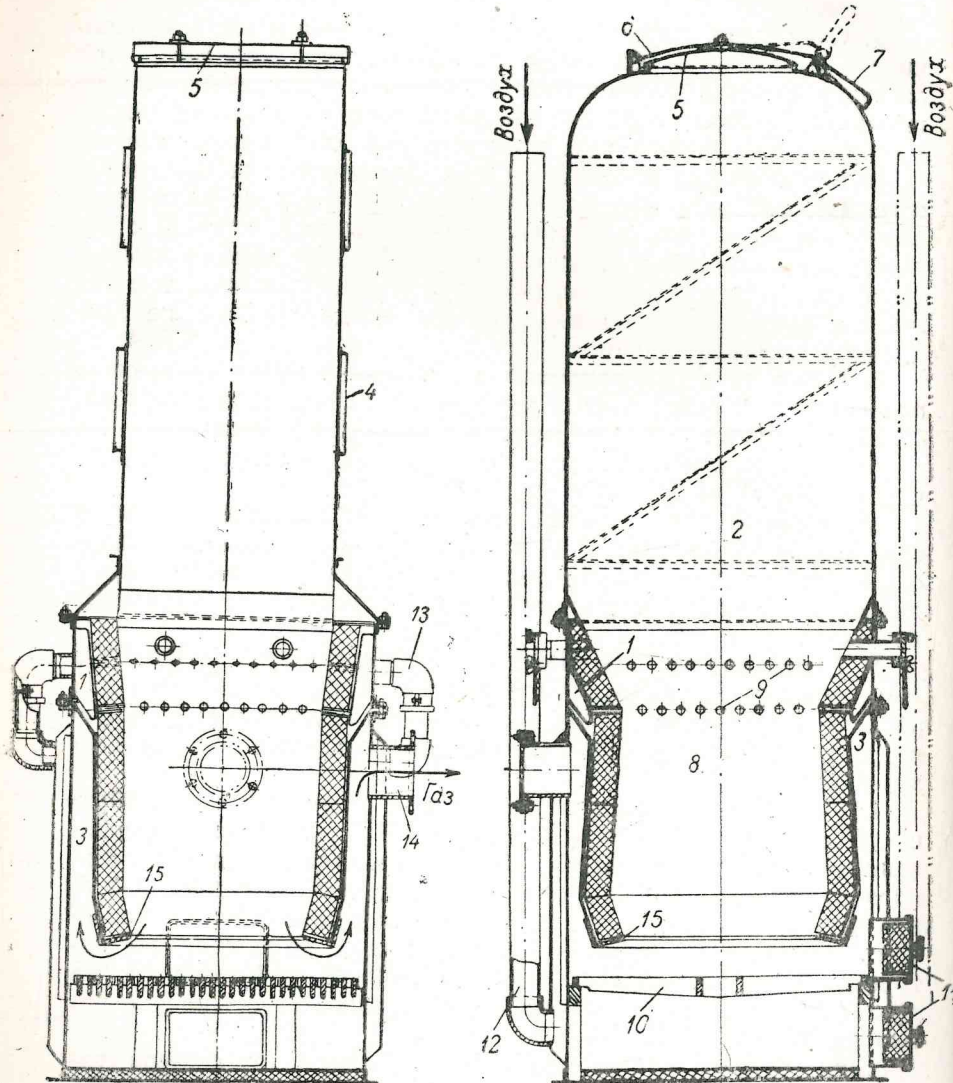


Рис. 44. Газогенератор ЦНИИВТ-6.

Верхняя часть футеровки камеры газификации опирается на воздушную фурменную коробку, в которой приварены два ряда фурм 9. Второй нижний ряд расположен в наиболее узком сечении.

Нижняя часть футеровки опирается на уголки 15, приваренные к отвесным стенкам, сваренным из листовой стали.

Несколько ниже опорных уголков футеровки в зольнике расположена литая чугунная решетка 10, состоящая из 12 одинаковых колосников.

Над решеткой расположен прямоугольный люк для выгребания угля из камеры газификации. Под решеткой устроен такой же люк 11 для очистки зольника. Оба люка закрываются крышками, прижимающимися рычагами с помощью откидных болтов с гайками-барашками.

К стенкам внутреннего кожуха сверху приварен фланец из уголкового железа, а внизу приварено днище, служащее одновременно днищем зольника.

Для большей жесткости и увеличения теплообмена к стенкам внутреннего кожуха приварены прямые ребра из полосовой стали.

Наружный кожух камеры воздухоподогрева представляет собой коробку прямоугольного сечения, верхний и нижний края которой загнуты внутрь до соприкосновения с внутренним кожухом, где и приварены.

В двух противоположных наружных стенках внизу вварены по два колена, в которые ввинчиваются воздухоподводящие трубы 12. В двух других стенках имеются четыре воздухоперекрестные трубы 13.

Вверху, в двух смежных стенках, вварены по одному газоотборному патрубку 14. Газ может отбираться одновременно по двум патрубкам или по одному.

Технико-эксплуатационная характеристика и конструктивные элементы газогенератора ЦНИИВТ-6.

1. Мощность двигателя, питаемого газом, 110 л. с.
2. Процесс газификации — обращенный.
3. Топливо — древесина разных пород.
4. Размер кусков топлива $60 \times 70 \times 500$ мм.
5. Способ загрузки топлива — горизонтальная укладка.
6. Производительность по топливу, с относительной влажностью 18%, $G = 110$ кг/час.
7. Предельная влажность дров 25%.
8. Подсушка топлива в бункере отсутствует.
9. Подогрев воздуха до $160-180^\circ \text{C}$.
10. Форма камеры газификации — прямоугольная.
11. Размеры камеры на уровне фурм:
 - а) верхнего ряда 610×530 мм,
 - б) нижнего ряда 500×505 мм.
12. Среднее сечение камеры в плоскости фурм — $0,29 \text{ м}^2$.
13. Интенсивность газификации, по топливу влажностью 22% абс, $\sigma = 400 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$.
10. Зак. 561.

14. Размеры минимального сечения 500×505 мм.
15. Отношение площадей минимального сечения к сечению на уровне фурм $\frac{f}{F} = 0,83$.
16. Среднее расстояние от фурм до нижней кромки камеры ~ 600 мм.
17. Объем камеры газификации $V_k = 165$ л.
18. Удельный объем камеры газификации $\frac{V_k}{G} = 1,5$ л/кг.
19. Число и диаметры фурм $76 \text{ шт.} \times 8$ мм.
20. Суммарное сечение фурм $S_\phi = 3820$ мм².
21. Удельное сечение фурм $\frac{S_\phi}{G} = 35$ мм²/кг.
22. Наружные размеры в плане 1000×995 мм.
23. Высота газогенератора 2750 мм.
24. Вес, подсчитанный по чертежам, 570 кг.

§ 20. РАСЧЕТ СУДОВОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ПОВЫШЕННОЙ МОЩНОСТИ НА АНТРАЦИТЕ

Исходные данные

1. Мощность дизеля, конвертируемого для работы по газожидкостному циклу, принимаем равной 800 л. с.
2. Расход жидкого запального топлива составляет 10%.
3. Удельный расход антрацита C'_e принимаем равным 0,4 кг/л. с. час, считая на мощность, развиваемую дизелем за счет энергии генераторного газа.
4. Содержание золы и серы в антраците принимаем по ГОСТ 4578-49 для 2-го сорта. При этом средний рабочий состав донецкого антрацита будет следующий:

углерод C^p	80,3%
водород H^p	1,5%
кислород O^p	1,5%
азот N^p	0,8%
сера общая $S^p_{\text{общ}}$	1,4%
зола A^p	9,5%
влага W^p	5,0%

А. Расчет среднего состава сухого генераторного газа. Во избежание повторения расчета состава газа, воспользуемся составом антрацитового газа, определенным расчетом в § 13.

Б. Расчет рабочего процесса газогенератора. Для определения расхода воздуха, влагосодержания газа и т. д. необходимо определить выход сухого генераторного газа с 1 кг рабочего топлива.

1. Выход сухого генераторного газа с 1 кг топлива определяется как отношение весового количества углерода, содержащегося в рабочем топливе, за вычетом углерода, теряемого со шлаком, к углероду, содержащемуся в газе. Весовое содержание углерода в 1 нм³ сухого газа определяется по формуле:

$$C_r = \frac{G_m}{V_m} (CO + CO_2 + CH_4) \text{ кг}, \quad (61)$$

где: G_m кг — вес одного моля углерода,
 V_m нм³ — объем 1 моля газа,
 CO, CO₂, CH₄ — объемное содержание соответствующих компонентов в 1 нм³ сухого газа.

Отношение $\frac{G_m}{V_m} = \frac{12}{22,4} = 0,536$ кг/нм³ является величиной постоянной, независящей от состава газа. Таким образом, выход сухого газа определяется по формуле:

$$V_r = \frac{C^p - C_{\text{шл}}}{C_r} = \frac{C^p - C_{\text{шл}}}{0,536 (CO + CO_2 + CH_4)} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (62)$$

Все величины, входящие в формулу (62), выражены в процентах.

$C_{\text{шл}}$ — потеря углерода в шлаке в процентах от рабочего топлива. Эта потеря может быть принятой равной 3%.

По формуле (62) получим:

$$V_r = \frac{80,3 - 3,0}{0,536 \cdot 35,4} \cong 4,3 \text{ нм}^3/\text{кг}.$$

2. Расход воздуха для газификации 1 кг рабочего топлива определяется по азотному балансу.

а) Количество азота, поступившего в газ из воздуха, определяется по формуле:

$$N_b = \frac{M}{V_m} N_2 V_r - N^p \text{ кг/кг}, \quad (63)$$

где: M кг — молекулярный вес азота,
 V_m нм³ — объем одного моля газа,
 N_2 — объемное содержание азота в 1 нм³ газа,
 N^p — весовое содержание азота в кг топлива.

По формуле (63) получим:

$$N_b = \frac{28}{22,4} \cdot 0,538 \cdot 4,3 - 0,008 = 3,008 \text{ кг/кг}.$$

б) Соответствующее количество кислорода, поступившее в газ из воздуха:

$$O_b = \frac{23}{77} N_b = \frac{23}{77} \cdot 3,008 \cong 0,9 \text{ кг/кг}. \quad (64)$$

Таким образом, расход воздуха на 1 кг антрацита составляет:

$$G_B = N_B + O_B = 3,008 + 0,9 = 3,908 \text{ кг/кг.}$$

или, разделив на удельный вес воздуха, получим:

$$V'_B = \frac{3,908}{1,293} \cong 3,0 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

3. Состав паровоздушной смеси.

Удельный расход водяного пара принимаем $g_n \cong 0,6$ кг/кг, или, разделив на удельный вес водяного пара, $\gamma_{H_2O} = 0,804$ кг/нм³ получим $\sim 0,75$ нм³/кг.

При расходе воздуха $V'_B = 3,0$ нм³/кг содержание пара в паровоздушной смеси по объему составит:

$$\frac{0,75 \cdot 100}{3,0 + 0,75} = 20\%.$$

4. Влагосодержание газа по выходе из генератора определяется по водородному балансу, составленному для 1 кг топлива:

а) в газ и во влагу, содержащуюся в газе, поступило водорода:

$$1) \text{ из сухой части топлива } H_p : 100 = 0,015 \text{ кг,}$$

$$2) \text{ из влаги топлива } \frac{W_p}{100 \cdot 9} = \frac{5}{100 \cdot 9} = 0,006 \text{ кг,}$$

$$3) \text{ из водяного пара } g_n : 9 = 0,6 : 9 = 0,066 \text{ кг}$$

$$\text{Всего} - \Sigma H = 0,087 \text{ кг/кг.}$$

б) Весовое содержание водорода в сухом газе может быть определено по формуле:

$$H_r = \frac{M}{V_m} (H_2 + 2CH_4) V_r \text{ кг/кг.} \quad (65)$$

где: H_2 и CH_4 — объемное содержание соответствующих компонентов в 1 м³ газа,

M — молекулярный вес водорода.

По формуле (65) получим:

$$H_r = \frac{2}{22,4} (0,108 + 2 \cdot 0,008) \cdot 4,3 \cong 0,046 \text{ кг/кг.}$$

в) По разности между количеством водорода, поступившим в газ и во влагу, содержащуюся в газе и количеством водорода в сухом газе, определяется число кг водорода, оставшегося во влаге газа:

$$H_n = \Sigma H - H_r, \quad (66)$$

$$H_n = 0,087 - 0,046 = 0,041 \text{ кг/кг.}$$

г) Весовое содержание влаги в газе будет в 9 раз больше, чем определенное выше количество водорода, и в данном случае составит:

$$W_2 = 0,041 \cdot 9 = 0,37 \text{ кг/кг.}$$

или, разделив на выход газа,

$$W_1 = W_2 : V_r = 0,37 : 4,3 = 0,086 \text{ кг/нм}^3,$$

что составляет 0,107 м³/м³.

Температура точки росы, соответствующая парциальному давлению пара, равняется $\sim 45^\circ \text{C}$.

5. Содержание связанного кислорода в сухом газе определяется по формуле:

$$O_r = \frac{M}{V_m} (CO_2 + 0,5 CO), \quad (67)$$

где CO_2 и CO — объемное содержание соответствующих компонентов в 1 нм³ газа,

M — молекулярный вес кислорода.

Следовательно:

$$O_r = \frac{32}{22,4} (0,058 + 0,5 \cdot 0,288) \cdot 4,3 = 1,23 \text{ кг/кг.}$$

6. Правильность приведенных расчетов проверяем составлением материального баланса процесса газификации 1 кг рабочего топлива.

Материальный баланс (в кг/кг).

Наименование статей	C	H ₂	O ₂	N ₂	A+S	Всего
П р и х о д						
1. Сухая часть антрацита	0,803	0,015	0,015	0,008	0,109	0,95
2. Влага топлива	—	0,006	0,044	—	—	0,05
3. Воздух	—	—	0,900	3,000	—	3,90
4. Водяной пар	—	0,066	0,534	—	—	0,60
Итого	0,803	0,087	1,493	3,008	0,109	5,50
Р а с х о д						
1. Сухой газ	0,773	0,046	1,230	3,008	—	5,057
2. Влага газа	—	0,041	0,329	—	—	0,370
3. Зола и недожог	0,030	—	—	—	0,109	0,139
Итого	0,803	0,087	1,559	3,008	0,109	5,566
Невязка			-0,066			-0,066

Точность, вполне допустимая для практических расчетов. Тепловой баланс процесса газификации на 1 кг рабочего топлива.

Приход тепла. 1. Низшую теплотворность рабочего топлива определяем по формуле Менделеева

$$Q_p^H = 81 C + 246 H - 26(O - S) - 6 W. \quad (68)$$

Подставив значения величин для ранее принятого состава антрацита, получим:

$$Q_{pH} = 81 \cdot 80,3 + 246 \cdot 1,5 - 26(1,5 - 1,4) - 6 \cdot 5 \cong 6835 \text{ ккал/кг.}$$

2. Теплосодержание паровоздушной смеси при 60° С, считая на 0,6 кг пара ~ 375 ккал/кг.

Итого: $\Sigma Q = 7210$ ккал/кг.

Расход тепла. 1. Теплотворность сухого генераторного газа, пользуясь данными табл. 22, может быть определена по формуле:

$$Q_{n.g} = 30,45 CO + 25,8 H_2 + 85,6 CH_4. \quad (69)$$

Подставив в формулу (69) процентное содержание горючих компонентов, имеем:

$$Q_{n.g} = 30,45 \cdot 28,8 + 25,8 \cdot 10,8 + 85,6 \cdot 0,8 \cong 1225 \text{ ккал/нм}^3$$

или, умножив на выход

$$Q_{n.g} = 1225 \cdot 4,3 \cong 5270 \text{ ккал/кг.}$$

2. Теплотворность углерода, оставшегося в шлаке

$$Q_{шл} = 8100 \cdot 0,03 = 243 \text{ ккал.}$$

3. Расход тепла на парообразование.

Как правило в газогенераторах без футеровки, при сравнительно небольшом их диаметре пара образуется больше, чем необходимо для газификации, поэтому паропроизводительность рубашки принимаем из расчета 0,7 кг/кг. Избыток пара конденсируется в теплообменнике, а конденсат возвращают в рубашку или пар выпускают в атмосферу. При этом расход тепла на парообразование будет равен:

$$Q_n = (i'' - t_b C_b) \cdot 0,7 = (639 - 20 \cdot 1) \cdot 0,7 = 433 \text{ ккал/кг,}$$

где t_b °С — температура воды, поступающей в пароводяную рубашку; $t_b = 20$ °С.

C_b ккал/кг °С — теплоемкость воды.

i'' — теплосодержание сухого насыщенного пара при 1 ата, 639 ккал/кг.

4. Тепловыделение в окружающую среду составляет около 30% от тепла, выделившегося при газификации. В данном случае $Q_{вн} = 510$ ккал/кг.

Оставшееся физическое тепло газа и водяного пара, определяемое по разности между приходом и расходом и равное $Q_{г.п} = 754$ ккал/кг подлежит выделению в скрубберах при охлаждении газа водой.

Оставшееся физическое тепло определяет температуру парогазового потока на выходе из генератора, которая может быть высчитана по уравнению:

$$t_g = \frac{Q_{г.п} - W_1 i'' + 100 C_n W_1}{C_g V_g + C_n W_1}, \quad (70)$$

где: C_g — средняя теплоемкость сухого газа, 0,34 ккал/нм³°С.
 C_n — средняя теплоемкость перегретого водяного пара, 0,48 ккал/кг°С,

$$t_g = \frac{754 - 0,37 \cdot 639 + 100 \cdot 0,48 \cdot 0,37}{0,34 \cdot 4,3 + 0,48 \cdot 0,37} \cong 350 \text{ °С.}$$

Коэффициенты полезного действия:

1. Термо-химический к. п. д. процесса:

$$\eta_k = \frac{Q_{n.g} V_g}{Q_p^H}, \quad (71)$$

$$\eta_k = \frac{1225 \cdot 4,3}{6835} \cong 0,77.$$

2. К. п. д. газогенератора:

$$\eta_g = \frac{Q_{n.g} V_g}{\Sigma Q}, \quad (72)$$

$$\eta_g = \frac{1225 \cdot 4,3}{7210} \cong 0,73.$$

В. Расчет конструктивных элементов газогенератора. Для расчета конструктивных элементов газогенератора, наряду с составом генераторного газа, необходимо знать и максимальное количество газа, потребляемого двигателем данной газосиловой установки. Поэтому расчет рабочего цикла двигателя на генераторном газе должен быть произведен ранее, чем конструктивный расчет самого газогенератора.

1. В данном случае определение производительности газогенератора по сухому газу и твердому топливу произведем согласно ранее принятым данным:

а) удельный расход антрацита $C'_e = 0,4$ кг/э. л. с. час;

б) расход жидкого топлива для воспламенения газозвдушной смеси в двигателе равен 10% от расхода при работе двигателя на жидком топливе.

Мощность, развиваемая двигателем за счет энергии генераторного газа

$$N_{э.г} = 800 \cdot 0,9 = 720 \text{ э. л. с.}$$

Следовательно, количество топлива, которое необходимо газифицировать, составит

$$G_A = C_e' N_{э.г}, \quad (73)$$

откуда $G_A = 0,4 \cdot 720 = 288 \text{ кг/час.}$

Производительность газогенератора по сухому газу определяется уравнением:

$$V = G_A V_r. \quad (74)$$

Подставим значения величин, тогда

$$V = 288 \cdot 4,3 = 1240 \text{ м}^3/\text{час.}$$

2. Определение размеров барабана питателя.

Для расчета принимаем:

1) Насыпной вес антрацита $\gamma_n = 700 \text{ кг/м}^3$.

2) Число оборотов барабана $n_6 = 1 \text{ об/мин.}$

3) Коэффициент наполнения барабана топливом $\varphi_6 = 0,7$.

При этих данных объем барабана в свету определится формулой

$$V_6 = \frac{G_A}{\gamma_n n_6 \varphi_6}. \quad (75)$$

Подставив в формулу (75) значения величин, получим:

$$V_6 = \frac{288}{700 \cdot 60 \cdot 0,7} = 0,01 \text{ м}^3.$$

Из конструктивных соображений длину барабана в свету принимаем $l_6 = 250 \text{ мм}$, тогда сечение барабана будет:

$$S_6 = \frac{V_6}{l_6} = \frac{0,01}{0,25} = 0,04 \text{ м}^2,$$

что соответствует диаметру $D_6 = 225 \text{ мм}$.

3. Определение диаметра камеры газификации.

Принимаем среднюю интенсивность газификации $\sigma = 200 \text{ кг/м}^2\text{час.}$ Тогда сечение камеры газификации будет:

$$S_k = \frac{G_A}{\sigma} = \frac{288}{200} = 1,44 \text{ м}^2,$$

что при цилиндрической форме соответствует диаметру камеры 1355 мм.

Принимаем диаметр камеры $D_k = 1300 \text{ мм}$. Максимальная расчетная интенсивность газификации будет:

$$\sigma = \frac{G_A}{0,785 \cdot 1,3^2} = \frac{288}{0,785 \cdot 1,69} = 215 \text{ кг/м}^2\text{час.}$$

4. Определение главных размеров инжектора для нагнетания паровоздушной смеси в камеру газификации¹ (рис. 45). Давление паровоздушной смеси, которое может быть получено при применении паровоздушного инжектора, зависит от количества инжектирующего пара и инжектируемого воздуха. Как было определено ранее,

удельный расход пара $q_p = 0,6 \text{ кг/кг антрацита}$;
удельный расход воздуха $q_b = 3,9 \text{ кг/кг}$

Следовательно, коэффициент инжекции должен быть равен:

$$u = \frac{q_b}{q_p} = \frac{3,9}{0,6} = 6,5.$$

Адиабатический тепловой перепад сухого пара с начальным давлением $P_1 = 5 \text{ ата}$ до давления $P_2 = 1 \text{ ата}$ равен $\Delta t = 61 \text{ ккал/кг}$.

Скорость истечения пара при применении расширяющегося сопла будет равна:

$$\omega_p = 91,5 \varphi \sqrt{\Delta t} = 91,5 \cdot 0,95 \sqrt{61} = 680 \text{ м/сек,}$$

где: φ — коэффициент потери скорости, равный 0,95.

Скорость движения паровоздушной смеси в горловине диффузора определяется скоростью истечения пара и зависит от коэффициента инжекции:

$$\omega_{см} = \frac{\omega_p}{1+u} = \frac{680}{1+6,5} \cong 90,5 \text{ м/сек.}$$

Пренебрегаем скоростью паровоздушной смеси на выходе из диффузора; тогда создаваемый напор может быть выражен следующей формулой:

$$h = \frac{\omega_{см}^2 \eta}{2g V_{см}} \text{ кг/м}^2, \quad (76)$$

где $g = 9,8 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести.

η — к. п. д. диффузора, который может быть принят равным 0,7.

$V_{см}$ — удельный объем смеси, определенный по диаграмме $I-S$. В данном случае без учета конденсации части пара при смешении $V_{см} \cong 0,9 \text{ м}^3/\text{кг}$.

¹ Г. А. Аронс. Струйные аппараты. 1948.

Подставляя в формулу (76) значения величин, получим:

$$h = \frac{90,5^2 \cdot 0,7}{2 \cdot 9,8 \cdot 0,9} \cong 320 \text{ кг/м}^2 \text{ или } 320 \text{ мм вод. ст.}$$

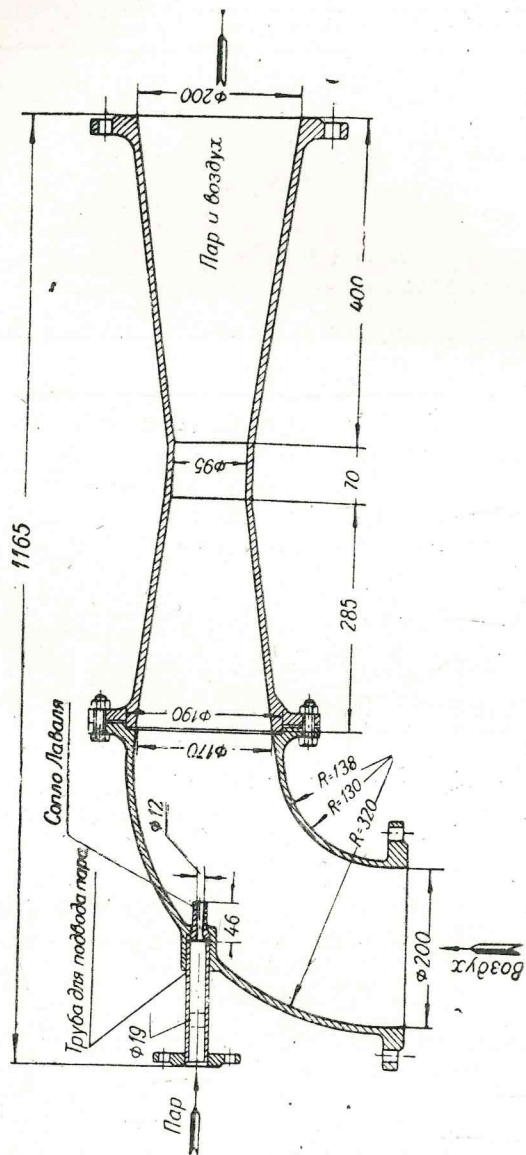


Рис. 45. Паровоздушный инжектор.

Учитывая возможную неравномерность в работе утилизацонного котла, рабочий напор, создаваемый инжектором, принимаем равным $h_p = 160$ мм вод. ст.

Секундный расход пара через расширяющееся сопло:

$$G_n = q_n G_A = 0,6 \cdot 288 = 173 \text{ кг/час или } 0,048 \text{ кг/сек.}$$

Минимальное сечение сопла определяем по общеизвестной формуле:

$$f_1 = \frac{G_n}{2,09 \sqrt{\frac{P_1}{V_1}}} = \frac{0,048}{2,09 \sqrt{\frac{50\,000}{0,382}}} \cong 63,6 \text{ мм}^2,$$

где: P_1 кг/м² — давление пара, а

V_1 м³/кг — удельный объем пара перед соплом.

Сечению f_1 соответствует диаметр сопла $d_1 = 9,0$ мм.

Выходное сечение сопла находим из равенства:

$$f_2 \omega_n = G_n V_2', \quad (77)$$

откуда

$$f_2 = \frac{G_n V_2'}{\omega_n} = \frac{0,048 \cdot 1,53}{680} = 1,08 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2,$$

где V_2' — удельный объем пара после адиабатического расширения в сопле, равный $V_2' = 1,53$ м³/кг, определяется по диаграмме $I-S$.

Сечению f_2 соответствует диаметр выходного сечения сопла, равный $d_2 = 12,0$ м. Длина сопла определяется по формуле:

$$l \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2}, \quad (78)$$

где: α — угол расхождения конуса.

Во избежание отрыва струи от стенок сопла необходимо, чтобы $\alpha \leq 10^\circ$.

При $\alpha = 10^\circ$ длина сопла $l = 17$ мм.

Сечение горловины диффузора определяется по формуле:

$$f_3 \omega_{см} = G_n V_2' + G_B V_B, \quad (79)$$

откуда:

$$f_3 = \frac{G_n V_2' + G_B V_B}{\omega_{см}} = \frac{0,048 \cdot 1,53 + 0,048 \cdot 6,5 \cdot 0,77}{50} = 0,006 \text{ м}^2,$$

где G_B кг/сек — расход воздуха,

V_B м³/кг — удельный объем воздуха.

Следовательно, диаметр горловины будет: $d_3 \cong 88$ мм.

5. Определение производительности шлакоудаляющих устройств.

Согласно ранее принятому:

а) зольность рабочего топлива $A^p = 9,5\%$;

б) потеря углерода в шлаке $C_{шл} = 3,0\%$ от рабочего топлива.

Следовательно производительность шлакоудаляющих устройств должна быть:

$$G_{\text{шл}} = G_A (A^P + C_{\text{шл}}) : 100. \quad (80)$$

Подставив значения величин, найдем:

$$G_{\text{шл}} = \frac{288 (9,5 + 3,0)}{100} \approx 36 \text{ кг/час.}$$

§ 21. КЛАССИФИКАЦИЯ И РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ ОБРАЩЕННОГО ПРОЦЕССА

До настоящего времени не разработан метод расчета транспортного газогенератора обращенного процесса, в котором были бы увязаны между собой все его конструктивные элементы в целом, поэтому приходится ограничиваться лишь расчетом отдельных его элементов. Прежде всего следует рассмотреть принципиальные вопросы, относящиеся к обоснованию выбора конструктивных элементов камеры газификации.

1. Форма поперечного сечения и конфигурация камер газификации. В практике отечественных транспортных газогенераторов известны две формы поперечного сечения камеры газификации: круглая и прямоугольная. Круглая форма является наиболее распространенной и применяется для газификации древесных чурок и швырка в случае вертикальной загрузки вязанками одновременно по всему сечению бункера. Прямоугольная форма сечения применяется при газификации швырка в случае горизонтальной укладки полн и только в этом случае прямоугольная форма является рациональной, так как при произвольной загрузке полн или чурок образовались бы мертвые углы, нарушающие нормальный ход газификации.

Все известные разнообразные конфигурации камер газификации транспортных газогенераторов обращенного процесса могут быть разделены на три основных класса, в каждый из которых включаются камеры как круглого, так и прямоугольного сечения.

Класс I: камеры цилиндрические и призматические.

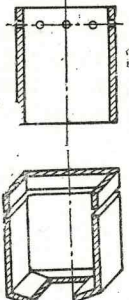
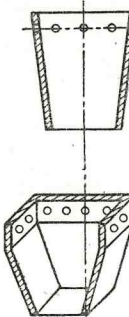
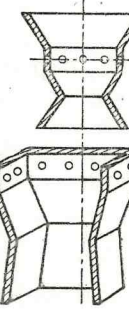
Класс II: камеры конические и пирамидальные в виде усеченного конуса или усеченной четырехгранной пирамиды, обращенные меньшими сечениями к низу.

Класс III: камеры специальной формы. В большинстве случаев это — камеры, представляющие собой сопряженные меньшими основаниями два усеченных конуса или две четырехгранные пирамиды.

В табл. 46 приведены основные типы и марки газогенераторов, относящиеся к каждому классу, и характерные признаки их конструкций.

Таблица 46

Классификация камер газификации транспортных газогенераторов обращенного процесса.

Сечение и форма камеры газификации	Основные типы и марки газогенератор.	Материал камеры газификац.	Система подвода воздуха		Предварительный подогрев.		Вид газифик. топлива
			периферийная	центральный.	воздуха	топлива	
I класс 	Ц	НАУ-6 ЦНИИВТ-3	футеровка	фурмы			древесная чурка
	П	ОКБ-8 В-3	шамот или шамотный кирпич	щель	труба с отверстиями, подвод сверху	незначительный	
II класс 	УК	инж. Володина проф. Карпова	сталь	фурмы	груша	нет	древесный уголь
	УП	СВК-9 ЦНИИ Лесосплава	шамотный кирпич	фурмы		незнач.	
III класс 	2УК	НАТИ ЗИС. ГАЗ. ЦНИИРФ-7	сталь	фурмы		отсутст.	чурка
	2УП	ЦНИИРФ-12 Ш-6, ШЦ ЦНИИ Лесосплава	шамотн. кирпич		имеется	имеется	

Газогенераторы, отнесенные к первому классу, являются в значительной мере устаревшими и характеризуют период искания рациональных конструктивных форм.

Отвод газа из слоя топлива производится обычно снизу по периметру камеры газификации, поэтому при цилиндрической форме и фурменном подводе воздуха частично образуется низкокалорийный периферийный газ и непрогорающий слой в центре. Образование периферийного газа еще в большей степени происходит при прямоугольном сечении камеры и щелевом подводе воздуха (подкласс I—II). Уменьшение сечения за счет выступа внизу не устраняет указанный дефект. Основной особенностью обращенного процесса, как отмечалось выше, является проток газа и топлива в камере газификации, что ведет к заполнению угольной мелочью и пылью зазоров между кусками, уменьшению свободной поверхности и повышению сопротивления слоя. Уменьшение сечения камеры способствует уплотнению слоя, что нарушает нормальное протекание процесса газификации. В связи с этим камеры конической и пирамидальной формы, отнесенные ко II классу, следует также признать неудачными. Камеры современных автомобильных и судовых газогенераторов по своей конфигурации относятся к III классу.

Уменьшение диаметра верхнего конуса и образование горловины направлено к уменьшению непрогорающего слоя и устранению возможности протекания в газ неразложившихся паров смолы.

Верхний конус, воспринимая на себя давление вышележащего столба топлива, предохраняет нижние слои угля от дальнейшего измельчения.

Отношение минимального диаметра камеры к диаметру ее на уровне фурм $\frac{a_{\min}}{D} = 0,45 - 0,6$ в газогенераторах, предназначенных для газификации чурок, а при газификации швырка это отношение несколько больше:

$$\frac{a_{\min}}{D} = 0,8.$$

Проведенные автором исследования газификации швырка показали, что при цилиндрической форме камеры и вертикальной загрузке обгорание поленьев начинается с торца, обращенного вниз, и распространяется вверх по мере их опускания в камеру.

При прямоугольной форме камеры и горизонтальной укладке дров обгорание поленьев начинается с боковой поверхности и сопровождается образованием тонкой шейки и изломом в средней части. Так как в первый период газификации длина поленьев уменьшается, то равномерное уменьшение сечения в камерах газификации прямоугольной формы (подкласс II—УП) вызывает застревание поленьев и местные прогары. Незначительное уменьшение сечения за счет сближения стенок камеры, обращенных

к боковым поверхностям поленьев, следует признать правильным, так как образовавшиеся заплечики в камере газификации, воспринимая давление вышележащего столба топлива, сохраняют угол от сильного измельчения. Увеличение сечения нижнего конуса или пирамиды способствует опусканию угля и рыхлому состоянию слоя.

2. Выбор основных величин для расчета камер газификации газогенераторов обращенного процесса. а) Основной характеристикой камеры транспортного газогенератора является интенсивность процесса, выраженная в кг/час и отнесенная к 1 м^2 сечения камеры на уровне фурм. По литературным данным интенсивность газификации древесного топлива колеблется в судовых газогенераторах в пределах 300—600 кг/м²час. При этом часто не указывается, при какой влажности топлива определено или принято значение интенсивности газификации.

Удельный расход топлива при неизменной влажности меняется (хотя и незначительно) в зависимости от степени нагрузки двигателя. Удельный расход древесного топлива в кг/эл.с.-час, меняется в значительных пределах в зависимости от влажности. Так, при изменении влажности топлива с 5 до 35% удельный расход соответственно изменяется с 0,87 до 1,45 кг/эл.с.-час. Предельная влажность древесных чурок (согласно ГОСТ 2720-44) составляет 22% абс. или 18% относительных. При указанной влажности средний удельный расход топлива для легких двигателей может быть принят равным 1 кг/эл.с.-час.

Влажность древесного топлива, равная 22% абс., и удельный расход 1 кг/эл.с.-час принимаются как стандартные, для расчета транспортных газогенераторов.

б) Процесс газификации протекает не только на уровне фурм, но и в слое топлива, поэтому второй характеристикой камеры газификации служит высота. Однако в связи с тем, что камеры могут иметь различную форму поперечного сечения и конфигурации, высота камеры не может полностью характеризовать активный слой топлива. Более полно работа камеры газификации характеризуется объемом, поэтому для сравнения различных камер между собой удобнее пользоваться величиной удельного объема, являющейся отношением объема камеры к часовой производительности газогенератора по твердому топливу при стандартных условиях в л/кг-час.

В судовых газогенераторах удельный объем камеры колеблется от 0,8 до 1,3 л/кг, а в автомобильных от 0,16 до 0,36 л/кг. Столь большая разница в величине удельных объемов также объясняется тем, что удельный объем определен по максимальной производительности.

в) В зависимости от влажности древесного топлива изменяется состав газа, а следовательно, и расход воздуха для газификации. Скорость воздуха в фурмах при данном диаметре и

числе фурм зависит от расхода и температуры предварительного подогрева воздуха. Поэтому для большей сравнимости отдельных конструкций газогенераторов между собой можно рекомендовать для пользования параметр, — удельное сечение фурм, выражение в мм²/кг-час. Этот параметр является отношением суммарного сечения всех фурм к производительности газогенератора по твердому топливу при стандартных условиях: в судовых газогенераторах цилиндрической формы удельное сечение фурм составляет около 15 мм²/кг-час, что соответствует скорости воздуха ~ 30 м/сек. (0°,760 мм).

При периферийном подводе воздуха выбор числа фурм следует производить, учитывая размеры камеры газификации в плоскости фурм. В целях более равномерного и конструктивного распределения фурм по периметру, рекомендуется при выборе фурм пользоваться данными табл. 47.

Таблица 47

Диаметр камеры в мм	160—200	200—250	250—300	300—400
Число фурм	8	10	12	16

Скорость воздуха в фурмах транспортных газогенераторов практически колеблется от 20 до 50 м/сек. По числу фурм и принятой скорости также можно определить диаметр фурм.

§ 22. РАСЧЕТ ТРАНСПОРТНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА НА ДРЕВЕСНОМ ТОПЛИВЕ

На примерном расчете газогенератора судового типа проследим порядок и последовательность расчета рабочего процесса и конструктивных элементов транспортного газогенератора по методическим указаниям, приведенным в предыдущих главах.

Исходные данные для расчета:

1. Процесс газификации — обратный.
2. Топливо:
 - дрова смесь разных пород;
 - швырок размером 500×65×65 мм;
 - относительная влажность дров $W_p = 30\%$;
 - зольность рабочего топлива $A_p = 1,0\%$;
3. Газогенератор судового типа ЦНИИРФ-12:
 - с кирпичной футеровкой,
 - с подогревом воздуха до 200° С;
 - с подсушкой топлива в бункере.
4. Мощность двигателя на газе $N_g = 30$ л. с.

Исходный состав рабочего топлива.

Балласт — вода и зола в сумме составляют 31%.

Элементарный состав рабочей массы топлива:

углерод . . .	$C^P = C^r (1 - 0,31) = 50,0 \cdot 0,69 = 34,5\%$
водород . . .	$H^P = H^r (1 - 0,31) = 6,0 \cdot 0,69 = 4,1\%$
кислород . . .	$O^P = O^r (1 - 0,31) = 43,7 \cdot 0,69 = 30,2\%$
азот	$N^P = N^r (1 - 0,31) = 0,3 \cdot 0,69 \cong 0,2\%$
влага	$W^P = 30,0\%$
зола	$A^P = 1,0\%$
	100,0%

Низшая теплотворность рабочего топлива, определяемая по формуле Менделеева (68)

$$Q_p^H = 81 \cdot 34,5 + 246 \cdot 4,1 - 26 \cdot 30,2 - 6 \cdot 30 = 2845 \text{ ккал/кг.}$$

Исследования автора по газификации древесины в виде древесных чурок и швырка в судовых газогенераторах показали, что смола в генераторном газе почти полностью отсутствует. Отходами процесса газификации являются зола и измельченный древесный уголь в виде пыли.

На основе опытных данных принимаем потери топлива в виде угольной мелочи равными $C_{ун} = 2\%$.

А. Расчет среднего состава сухого генераторного газа. Во избежание повторения расчета состава газа воспользуемся составом древесного газа, определенного расчетом в § 14, тем более, что исходные данные (влажность топлива и тип газогенератора) одни и те же.

Б. Расчет рабочего процесса газогенератора. Весовое содержание углерода в 1 м³ сухого газа определяется по формуле (61).

Подставив в формулу (61) значения известных величин, получим:

$$C_r = \frac{12}{22,4} (0,175 + 0,14 + 0,02) \cong 0,18 \text{ кг/м}^3.$$

Выход сухого газа определяется по формуле (62), как отношение разности углерода в рабочем топливе и в уносе к содержанию углерода в генераторном газе:

$$V_r = \frac{C_p - C_{ун}}{C_r} \text{ м}^3/\text{кг.}$$

В данном случае выход сухого газа составляет:

$$V_r = \frac{0,345 - 0,02}{0,18} \cong 1,9 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Расход воздуха для газификации 1 кг рабочего топлива определяется по азотному балансу.

Весовое содержание азота в сухом газе определим по формуле (63)

$$N_B = \frac{28}{22,4} \cdot 0,502 \cdot 1,9 - 0,002 = 1,18 \text{ кг/кг.}$$

Соответствующее количество кислорода, поступившее в газ из воздуха

$$O_B = \frac{23}{77} \cdot 1,18 = 0,35 \text{ кг/кг.}$$

Таким образом, расход воздуха на 1 кг топлива составляет:

$$G_B = N_B + O_B = 1,18 + 0,35 = 1,53 \text{ кг/кг}$$

или:

$$V_B' = 1,53 : 1,293 = 1,18 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Аналогично предыдущему, по формуле (67) находят весовое содержание кислорода в сухом газе:

$$O_G = \frac{32}{22,4} (0,140 + 0,5 \cdot 0,175) \cdot 1,9 = 0,61 \text{ кг/кг.}$$

Влагосодержание газа определяется по водородному балансу. В газ и во влагу, содержащуюся в газе, поступило водорода:

$$\Sigma H = H_p + \frac{W_p}{G} \text{ кг/кг} \quad (81)$$

Подставляя значение известных величин в формулу (81), имеем:

$$\Sigma H = 0,041 + 0,033 = 0,074 \text{ кг/кг.}$$

Содержание водорода в сухом газе определяется по формуле (65)

$$H_G = \frac{2}{22,4} (0,163 + 2 \cdot 0,02) \cdot 1,9 \cong 0,034 \text{ кг/кг.}$$

По разности водорода, поступившего в газогенератор, и его содержанию в сухом газе определяем количество водорода, оставшегося во влаге газа:

$$H_n = 0,074 - 0,034 = 0,04 \text{ кг/кг.}$$

Весовое содержание влаги в газе будет в 9 раз больше, чем определенное выше количество водорода:

$$W_2 = 0,04 \cdot 9 = 0,36 \text{ кг/кг,}$$

что составляет на 1 м³ сухого генераторного газа:

$$W_1 = W_2 : V_G = 0,36 : 1,9 \cong 0,19 \text{ кг/м}^3 \text{ или } 0,236 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Температура точки росы водяного пара $\sim 59^\circ \text{C}$.

Правильность расчета проверяем составлением материального баланса процесса газификации на 1 кг рабочего топлива.

Наименование статей	C	H ₂	C ₂	N ₂	A	Всего
П р и х о д						
1. Сухая часть топлива	0,345	0,041	0,302	0,002	0,01	0,70
2. Влага топлива	—	0,033	0,267	—	—	0,30
3. Воздух	—	—	0,350	1,180	—	1,53
Итого:	0,345	0,074	0,919	1,182	0,01	2,53
Р а с х о д						
1. Сухой газ	0,345	0,034	0,610	1,182	—	2,171
2. Влага газа	—	0,040	0,320	—	—	0,360
3. Зола	—	—	—	—	0,01	0,010
Итого:	0,345	0,074	0,930	1,182	0,01	2,541
Невязка		—	0,011		—	0,011

Расхождение в материальном балансе имеет место только по кислороду в 0,011 кг/кг, что составляет около 0,4% от всего баланса. Точность вполне допустимая не только в практических расчетах.

Тепловой баланс процесса газификации на 1 кг рабочего топлива.

Приход тепла: 1. Низшая теплотворность 1 кг топлива $Q_p^H = 2845$ ккал/кг.

2. Физическое тепло, подводимое в камеру газификации при нагреве и подсушке древесного топлива в бункере.

В запас расчета допускаем, что только 50% топлива, непосредственно прилегающего к стенкам бункера, подогревается и подсушивается за счет наружного обогрева генераторным газом:

$$Q' = 0,5 (C_d t_1 + i W_p) \text{ ккал/кг,} \quad (82)$$

где: C_d — теплоемкость древесного топлива, равная 0,3 ккал/кг °C;

t_1 — температура нагретого топлива, 100° C;

i — теплосодержание сухого насыщенного пара при 1 ата — 639 ккал/кг,

W_p — влажность топлива кг/кг.

По формуле (82) получим:

$$Q' = 0,5 (0,3 \cdot 100 + 639 \cdot 0,30) = 111 \text{ ккал/кг.}$$

3. Теплосодержание воздуха при 200° С:

$$Q'' = C_v V_v t_2 \text{ ккал/кг,} \quad (83)$$

где: C_v — средняя теплоемкость воздуха при постоянном давлении, равная 0,32 ккал/м³ °С;

t_2 °С — температура нагрева воздуха.

Подставив значения величин, имеем:

$$Q'' = 0,32 \cdot 1,18 \cdot 200 \cong 75 \text{ ккал/кг.}$$

Общее количество тепла, поступающего в газогенератор, составляет:

$$\Sigma Q = 2845 + 111 + 75 = 3031 \text{ ккал/кг.}$$

Расход тепла. Низшая теплотворность сухого газа, определенная по формуле (69):

$$Q_r^H = 30,45 \cdot 17,5 + 25,8 \cdot 16,3 + 85,6 \cdot 2 \cong 1125 \text{ ккал/нм}^3.$$

Следовательно, теплотворность сухого газа, полученного с 1 кг топлива

$$Q_r' = 1125 \cdot 1,9 = 2138 \text{ ккал/кг.}$$

2. Тепло, выделившееся при газификации по разности между ΣQ и Q_r'

$$Q''' = 893 \text{ ккал/кг.}$$

Степень использования выделившегося тепла зависит от конструкции газогенератора.

На основании предварительных расчетов и экспериментальных данных можно принять, что около 25% выделившегося при газификации тепла теряется в окружающей среде. В данном случае это составляет $Q_1 = 225$ ккал/кг. Часть физического тепла генераторного газа возвращается в зону газификации посредством подогрева воздуха и подсушки топлива. Согласно произведенному ранее расчету, теплота подсушки топлива $Q' = 111$ ккал/кг, теплота подогрева воздуха $Q'' = 75$ ккал/кг. Физическое тепло влажного газа при выходе из газогенератора по разности составит $Q_{п.г} = 482$ ккал/кг, а температура газового потока по формуле (70)

$$t_r = \frac{Q_{п.г} - (i - 100 C_n) W_1}{C_r V_r + C_n W_1},$$

где: C_r — средняя теплоемкость сухого газа, равная 0,34 ккал/нм³ °С,

C_n — средняя теплоемкость перегретого водяного пара, равная 0,48 ккал/кг °С,

i ккал/кг — теплосодержание сухого насыщенного водяного пара при 1 ата.

Подставив значения величин, имеем:

$$t_r = \frac{482 - (639 - 100 \cdot 0,48) \cdot 0,36}{0,34 \cdot 1,9 + 0,48 \cdot 0,36} \cong 290 \text{ °С.}$$

Коэффициенты полезного действия по формулам (71) и (72):
1) термохимический к. п. д. процесса:

$$\eta_x = \frac{Q_{п.г} V_r}{Q_p^H} = \frac{1125 \cdot 1,9}{2845} \cong 0,75.$$

2) к. п. д. газогенератора

$$\eta_r = \frac{Q_{п.г} V_r}{\Sigma Q} = \frac{1125 \cdot 1,9}{3031} \cong 0,71.$$

В. Расчет конструктивных элементов газогенератора.

1) Определение производительности газогенератора по рабочему топливу. Производительность газогенератора должна соответствовать максимальному потреблению охлажденного газа двигателем данной силовой установки. Расход газа на питание четырехтактного двигателя может быть приближенно определен по эффективной мощности двигателя на газе.

Учитывая, что 1 л. с.-час эквивалентна 632 ккал., удельный расход древесного топлива может быть определен по формуле:

$$q_r = \frac{632}{\eta_{эф} Q_r^H V_r} \text{ кг/э.л.с.-час;} \quad (84)$$

$\eta_{эф}$ — для четырехтактных легких двигателей, работающих на генераторном газе, колеблется от 0,24 до 0,26.

Подставив значения величин, находим:

$$q_r = \frac{632}{0,24 \cdot 1125 \cdot 1,9} = 1,25 \text{ кг/э.л.с.-час,}$$

что вполне согласуется с опытными данными.

При мощности двигателя $N_s = 30$ л. с., производительность газогенератора по древесному топливу составит:

$$G_r = q_r N_s = 1,25 \cdot 30 = 37,5 \text{ кг/час.}$$

Практический расход топлива с учетом потерь угольной мелочи составит $37,5 \cdot 1,02 \cong 38,3$ кг/час.

2) Определение габаритов камеры газификации.

а) *Определение диаметра камеры.* Интенсивность газификации, считая на стандартное топливо влажностью 22% абс., принимаем 400 кг/м² час. Как указывалось выше, при влажности древесного топлива 22% абс. удельный расход составляет ~1,0 кг/э. л. с. час, следовательно, расход стандартного топлива был бы равен в данном случае $Q_c = 1 \cdot 30 = 30$ кг/час.

Отсюда определяем площадь поперечного сечения камеры газификации, измеренную на уровне фурм:

$$S_k = \frac{30}{400} = 0,075 \text{ м}^2,$$

что соответствует диаметру камеры $D_k = 310$ мм.

При этом сечении камеры интенсивность газификации для древесного топлива влажностью 30% составит:

$$\sigma = \frac{G_T}{S_k} = \frac{37,5}{0,075} = 500 \text{ кг/м}^2 \text{ час.}$$

Удельный объем камеры газификации принимаем равным по стандартному топливу 1 л/кг. Следовательно, общий объем камеры $V_k = 30$ л.

Отношение диаметра минимального поперечного сечения к диаметру поперечного сечения на уровне фурм для судовых газогенераторов на швырке может быть принято равным:

$$\frac{d_{\min}}{D_k} = 0,8$$

$$d_{\min} = 0,8 \cdot 310 \cong 250 \text{ мм.}$$

б) *Определение высоты верхнего и нижнего конуса.* Отношение объема верхнего конуса камеры газификации $V_{\text{вк}}$ к объему всей камеры газификации V_k принимаем равным 0,3. Следовательно, $V_{\text{вк}} = 0,3 \cdot 30 = 9$ л.

По объему и диаметрам оснований легко найти высоту верхнего усеченного конуса, которая является одновременно расстоянием плоскости фурм до минимального сечения:

$$h = \frac{3V}{\pi(R^2 + r^2 + rR)} \quad (85)$$

где R и r — соответственно радиус большего и меньшего сечения конуса.

Подставляя значения величин, находим $h_1 = 175$ мм.

Общая высота камеры газификации судовых газогенераторов составляет, примерно, 500 мм, при этом высота нижнего конуса (h_2) будет равна 325 мм.

По формуле (85) легко найти радиус основания нижнего конуса камеры, зная его объем, высоту и радиус минимального сечения.

В данном случае $R_n = 170$ мм.

в) *Определение диаметра фурм.* Удельное сечение фурм на стандартное топливо принимаем:

$$S_{\phi} : G_c = 15 \text{ мм}^2/\text{кг},$$

откуда:

$$S_{\phi} = 15 G_c = 15 \cdot 30 = 450 \text{ мм}^2.$$

По табл. 47 принимаем число фурм равным 12.

При этом диаметр фурмы будет равен:

$$d_{\phi} = \sqrt{\frac{S_{\phi} \cdot 4}{\pi \cdot 12}} = \sqrt{\frac{450 \cdot 4}{3,14 \cdot 12}} \cong 7 \text{ мм.}$$

Проверим скорость воздуха в фурмах.

Расход воздуха:

$$V_b = V'_b G_T = 1,18 \cdot 37,5 = 44,3 \text{ м}^3/\text{час} (0^\circ, 760 \text{ мм}).$$

Секундный объем воздуха при температуре подогрева $t = 200^\circ \text{C}$

$$V_b^t = \frac{44,3 (273 + 200)}{3600 \cdot 273} \cong 0,021 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Скорость воздуха в фурмах:

$$\omega_b = \frac{0,021}{0,00045} \cong 47 \text{ м/сек},$$

что в пределах допустимого.

3) Проверочные расчеты бункера, зольника и поверхности теплообмена. После определения внутренних габаритов камеры газификации приступают к составлению эскиза газогенератора. Размеры бункера и зольника обычно принимают по конструктивным соображениям с учетом условия монтажа и удобства обслуживания газогенератора.

а) Габариты бункера автотранспортных газогенераторов на чурке выбирают исходя из условия максимального увеличения времени между двумя загрузками топлива. В судовых установках указанное условие не имеет решающего значения.

Высоту бункера цилиндрического газогенератора на швырке принимают из расчета расположения не меньше четырех вязанок

дров выше уровня фурм, что обеспечивает устойчивую работу двигателя под нагрузкой при открытии крышки бункера. Зная насыпной вес древесных чурок или вес штырка в одной вязанке и расход топлива, можно легко определить запас топлива в бункере и время между загрузками.

б) Высота зольника зависит от продолжительности непрерывной работы установки и способа отбора газа — под решеткой или над решеткой. В последнем случае значительная часть золы, пыли и угольной мелочи уносится газом в очистительные устройства.

в) В целях повышения к. п. д. установки и устойчивости процесса газификации при изменении влажности топлива, физическое тепло генераторного газа следует использовать для подогрева воздуха и подсушки топлива, находящегося в бункере.

Поверхность теплообмена может иметь различное конструктивное оформление — в виде труб или цилиндрического кожуха. По составу и температуре влажного газа при выходе из камеры газификации и по известной поверхности теплообмена можно определить пользуясь известными формулами по теплопередаче, температуру подогрева воздуха и топлива до зоны газификации.

Г Л А В А V

ОХЛАЖДЕНИЕ И ОЧИСТКА ГАЗА

Как уже отмечалось, газ по выходе из генератора, прежде чем поступать в цилиндры двигателя, должен быть охлажден и очищен от механических и вредных химических примесей.

Наличие воды на судне позволяет значительно проще и надежней осуществлять охлаждение и предварительную очистку газа, чем в автомобильных газогенераторных установках.

Охлаждение газа в судовых установках производится путем непосредственного соприкосновения газа с водой в скрубберах.

§ 23. О СКРУББЕРНОМ ПРОЦЕССЕ

1. Скрубберы широко применяются во многих отраслях промышленности не только для охлаждения, но и для абсорбции (поглощения) газа жидкостью. Судовые скрубберы служат одновременно теплообменниками и абсорберами. Для лучшего соприкосновения газа с водой скрубберы заполняют различного рода насадками — керамическими или металлическими кольцами, кусками кокса, кварца и др.

В табл. 48 приведены характеристики некоторых видов скрубберных насадок.

Скрубберная насадка должна обладать максимальной поверхностью в единице объема, максимальной порозностью и минимальным гидравлическим сопротивлением движению газового потока.

Кусковая насадка обладает относительно малой поверхностью в единице объема, имеет малый свободный объем, и оказывает относительно большое сопротивление газовому потоку, а в связи с этим допускает малые предельные нагрузки скруббера по газу и жидкости.

По сравнению с другими кусковыми материалами, кокс обладает некоторыми преимуществами — малый вес, дешевизна и доступность.

Развитая, благодаря высокой пористости, поверхность единицы объема сухого кокса не используется для контакта газа с водой, так как во время работы поры заполняются водой. При

Характеристики скрубберных насадок

№ п. п.	Вид насадки	Характеристика элемента насадки				Количество элементов в 1 м ³ объема заполн. насадкой	Свободный объем м ³ /м ³ V _{св}	Площадь поверхности, м ² /м ³ S	Вес, кг/м ³	Гидравлический радиус	
		размеры, мм	объем см ³	площадь поверхности см ²	вес, г					каналов	с учетом поверхности стенок скруббера
1	Кольца из фарфора	8×8×1,5	0,246	3,88	0,4	1 465 000	0,64	570	600	0,00112	0,00110
2	Кольца из керамики	15×15×2	1,2	13,2	2,8	250 000	0,70	330	690	0,00212	0,00204
3	То же	25×25×3 (24×26×3)	4,9	38,4	10,0	53 200	0,74	204	532	0,00363	0,0034
4	"	35×35×4 (33×33×3,5)	10,7	69,5	24,5	20 200	0,78	140	505	0,00555	0,0051
5	"	50×50×5 (49×48×5,5)	36,0	146,0	88,0	6 000	0,785	87,5	530	0,00900	0,0078
6	Кольца стальные	35×35×2,5	8,9	77,2	28,9	19 000	0,83	147	—	0,0093	—
7	То же	50×50×0,5	4,8	160	37,0	6 500	0,97	104	240	0,0093	0,00825
8	Кокс.										
9	кусков.	42,6 (52×40,3×35,5)	32,6	55	32,5	14 000	0,56	77	455	0,0073	0,00625
10	То же	40,8 (47,6×41,5×33,4)	29,8	56	38,5	15 250	0,545	86	585	0,00633	0,0055
11	"	28,6 (35,6×28,8×21,2)	16,8	40	23,8	27 700	0,535	110	660	0,00485	0,00435
12	"	24,4 (29,6×25,8×18)	7,2	18,6	9,3	64 800	0,532	120	600	0,00455	0,004

заполнении скруббера кусками кокса разных размеров без предварительной сортировки его, объем свободного пространства резко сокращается, а сопротивление слоя увеличивается.

Насадка, состоящая из кусков одинаковой крупности, менее подвержена засорению, чем насадка, состоящая из кусков разной крупности.

Высота насадки определяет время контакта газа с водой, а поперечное сечение обуславливает пропускную способность скруббера, т. е. количество генераторного газа, которое можно пропустить при заданных плотности орошения и скорости газа.

Под плотностью орошения понимают количество орошающей жидкости в м³/час, отнесенное на 1 м² общего поперечного сечения скруббера.

2. Предел нагрузки скруббера наступает тогда, когда большая часть поступающей на орошение насадки воды начинает уноситься с газом. Явление интенсивного выброса жидкости проф. Жаворонков называет «захлебыванием» скруббера.¹

Каждой скорости газового потока соответствует определенная плотность орошения насадки жидкостью, при которой наступает «захлебывание» скруббера. Наоборот, при любой плотности орошения имеется определенная скорость газа, соответствующая «захлебыванию». «Захлебывание» скруббера зависит от типа и размера применяемой насадки.

Физическая сущность явления «захлебывания» состоит в том, что при определенной нагрузке скруббера по газу и жидкости прекращается движение жидкости в насадке сверху вниз и начинается унос ее вместе с газом. Этому предшествует подвигание орошающей жидкости в насадке и быстрое накопление ее, сопровождающееся интенсивным бурлением. Вследствие уменьшения живого сечения повышается скорость газа, вызывающая обратное течение жидкости.

3. Для орошения насадки в судовых скрубберах применяют форсунки (скруббер МСВ-87), лейки обычные и перевернутые (скруббер ЦНИИРФ-7).

Недостатками форсунок являются малая производительность, легкая засоряемость, необходимость подачи воды под напором 2—3 ати, что связано с повышенной затратой энергии на привод насоса. Для орошения насадки скруббера нет необходимости в предварительном тонком распылении воды, так как в самой насадке вода течет в виде непрерывных струек или тонких пленок, поэтому работа, затраченная на распыление воды, в данном случае не улучшает контакт воды с газом. Тонкое распыление воды над насадкой способствует большому уносу воды из скруббера с выходящим газовым потоком. Устройство в верхней

¹ Н. М. Жаворонков. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. 1944.

части скруббера специальных отбойников для капель не всегда обеспечивает полное выделение из газового потока увлеченной им воды.

Основное требование, которое следует предъявлять судовому скрубберному распылителю, это равномерное орошение всего сечения при минимальном расстоянии от распылителя до слоя насадки. Этому требованию отвечает перевернутая лейка, о которой подробно будет изложено ниже при рассмотрении скруббера ЦНИИРФ-7.

4. В скруббере одновременно с охлаждением происходит предварительная очистка газа.

Газ со скоростью 10—20 м/сек. подводится к скрубберу. При входе в скруббер скорость резко падает, вследствие увеличения сечения для прохода газа, а в связи с этим из газового потока происходит выпадение наиболее крупных и тяжелых частиц.

Насадка скруббера, предназначенная для увеличения поверхности теплообмена, выполняет одновременно и функции фильтра. В насадке происходит дальнейшая очистка газа от механических примесей. Выделившаяся зола и мелкий уголь смывается водой и уносится из скруббера за борт.

Для того, чтобы иметь представление о порядке величин тех примесей, которые уносятся газовым потоком из генератора и выделяются в скрубберах, приведем данные анализа скрубберной воды при промывке древесного газа, полученного по описанному процессу.

Наименование вещества	Содержалось в воде, г/л	Пересчет на сухой газ, г/м ³
Смола взвешенная	0,015	0,07
Механические примеси	0,476	2,3
Золы в механических примесях		43,86 %
Сухой остаток после отделения механических примесей	0,156	0,75
Потери при прокаливании сухого остатка		28,59 %

§ 24. СКРУББЕР КАК ТЕПЛООБМЕННИК

Температура и влагосодержание газа при выходе из генератора колеблются в больших пределах: в газогенераторах обработанного процесса, — в зависимости от влажности газифицируемого топлива; прямого и горизонтального процесса — в зависимости от состава паровоздушной смеси.

Водяной пар, выходящий из газогенератора, находится в перегретом состоянии. В связи с этим, процесс охлаждения парогазовой смеси по выходе из газогенератора следует разделить

на две фазы охлаждения, соответствующие перегретому и насыщенному состоянию водяного пара.

В первой фазе охлаждения парогазовой смеси не сопровождается изменением агрегатного состояния теплоносителя. Коэффициент теплопередачи в первой фазе является сложной функцией скоростей потоков, физических свойств и температур газа и воды.

Количество тепла, передаваемого в единицу времени, пропорционально поверхности соприкосновения и средней логарифмической разности температур парогазового потока и воды.

Температура перехода газового потока при охлаждении газом водой из первой фазы во вторую, необходимая для расчета теплообмена, может быть определена следующим путем.

Количество тепла, подлежащее отбору от парогазового потока в скруббере, определяется разностью между теплосодержанием газового потока при входе в скруббер (Q_1) и при выходе из скруббера (Q_2).

Если расчет вести на 1 м³ сухого газа, то

$$Q_1 = C'_r t'_r + W_1 [i'' + (t'_r - 100) C_n] \text{ ккал/м}^3, \quad (86)$$

где t'_r , °С — температура газового потока при входе в скруббер,

W_1 кг/м³ — влагосодержание газа, определенное экспериментально или расчетом по материальному балансу,

i'' ккал/кг — теплосодержание сухого водяного пара при 1 ата.

C'_r ккал/м³ °С — теплоемкость сухого газа средняя,

C_n ккал/кг °С — теплоемкость перегретого водяного пара.

Если для упрощения задачи пренебречь незначительным выделением тепла нижней частью поверхности скруббера в окружающую среду и незначительным нагревом протекающей в скруббере воды в первой фазе, то количество физического тепла, содержащегося в парогазовом потоке до температуры перехода во вторую фазу, может быть принято величиной постоянной. Охлаждение парогазового потока в первой фазе сопровождается испарением воды, следовательно изменится лишь распределение тепла, содержащегося в сухом газе и водяном паре, количество которого в конце первой фазы охлаждения достигает максимума.

Изложенное может быть выражено следующим уравнением:

$$Q_1 = C'_r t_x + (W_1 + X) i''_x \text{ ккал/м}^3 \quad (87)$$

где t_x , °С — температура перехода из первой фазы охлаждения во вторую,

i''_x ккал/кг — теплосодержание водяного пара при температуре t_x ,

$W_1 + X$ кг/м³ — максимальное содержание влаги в газе на границе перехода из первой фазы во вторую,

X кг/м³ — количество испарившейся воды.

Из теплового баланса находим значение X :

$$X = \frac{(C'_r + W_1 C_p)(t'_r - t_x)}{i''_x - C_v t_v} \text{ кг/м}^3 \quad (88)$$

где t_v °С — температура проточной воды, которая принята равной температуре воды при выходе из скруббера,

C_v ккал/кг °С — теплоемкость воды.

Методом подбора находят значение величины X , а следовательно и температуру t_x .

Процесс охлаждения газа, насыщенного парами воды, водой в скруббере при непосредственном соприкосновении парогазовой и жидкой фаз является более сложным и протекает с изменением агрегатного состояния основного теплоносителя — водяного пара.

Процесс конденсации водяного пара происходит не на твердой поверхности насадки, а на пленке жидкости.

Коэффициент теплопередачи в данном случае зависит не только от указанных выше факторов, но и от содержания пара в парогазовой смеси и характера насадки.

Для расчета судовых скрубберов могут быть использованы коэффициенты теплопередачи, полученные проф. Жаворонковым при охлаждении воздуха водой (табл. 49) и паровоздушной смеси водой (табл. 50). Данные по гидравлическому сопротивлению 1 м высоты некоторых скрубберных насадок в мм вод. ст. приведены в табл. 51. Скорость воздуха в этих таблицах принята условная, считая на общее сечение скруббера, незаполненного насадкой.

Вычисление необходимой поверхности теплопередачи производится по формуле

$$S = \frac{Q}{K \Delta t}, \quad (89)$$

где K ккал/м² час °С — коэффициент теплопередачи;

Q ккал/час — количество тепла, передаваемого от воздуха (газа), к воде;

S м² — поверхность теплопередачи (поверхность насадки плюс поверхность стенок скруббера);

Δt — средняя логарифмическая разность температур в случае противотока, подсчитывается по формуле:

$$\Delta t = \frac{t_1 - t_2}{2,3 \lg \frac{t_1}{t_2}}, \quad (90)$$

Таблица 49

Значения коэффициентов теплопередачи для различных скрубберных насадок при охлаждении воздуха водой

Скорость воздуха в м/сек. при 0° и 760 мм рт. ст.	Плотность орошения м ³ /м ² час	ккал/м ² час °С				ккал/м ³ час °С				
		Керамические кольца загруженные навалом в мм			Кокс 40,8 мм	Скруббер без насадки	Керамические кольца загруженные навалом в мм			Кокс 40,8 мм
		50×50	35×35	25×25			50×50	35×35	25×25	
0,66	3,5	10,4	9,55	9,45	—	172	935	1400	1890	—
0,46	3,5	8,45	8,35	8,05	—	176	760	1060	1600	—
0,23	3,5	5,28	5,65	5,1	—	184	475	815	1000	—
0,167	3,5	4,8	4,4	3,7	—	432	432	635	720	—
0,66	5	14,75	13,4	11,2	20,0	266	1330	1890	2240	1900
0,46	5	11,4	10,8	9,3	15,7	207	1025	1485	1860	1490
0,23	5	6,35	5,8	7,3	9,8	163	561	812	1260	930
0,167	5	4,53	4,53	4,4	7,8	—	407	625	860	741
0,66	10	24,1	22,1	—	—	448	2170	3450	—	—
0,46	10	17,05	17,1	—	—	394	1535	2670	—	—
0,23	10	10,2	10,8	—	—	356	917	1690	—	—
0,167	10	8,2	8,0	—	—	—	735	1250	—	—

Таблица 50

Значения коэффициентов теплопередачи в ккал/м² час при охлаждении паровоздушной смеси водой при разных отношениях воздух : пар.

Скорость воздуха в смеси в м/сек. при 0°, 760 мм рт. ст.	Плотность орошения м ³ /м ² час	Воздух : пар=1:1		Воздух : пар=2:1		Воздух : пар=3:1	
		Кольца в мм		Кольца в мм		Кольца в мм	
		25×25	35×35	25×25	35×35	25×25	35×35
0,625	5	—	—	63,1	65,5	51,5	45,9
0,46	5	57,5	76,5	51,2	65,5	43,0	51,5
0,23	5	54,5	63,5	53,1	51	37,3	26,2
0,167	5	64,5	65,0	45,6	45	—	—
0,625	10	—	—	119	118	89,0	82,2
0,46	10	—	—	106	107	69,5	70,0
0,23	10	—	—	65,6	65	44,8	43,5
0,167	10	—	—	—	42	—	—
0,625	15	—	—	—	207	128,5	127,5
0,46	15	233	220	—	151	85,5	99,0
0,23	15	177	175	—	75	—	86,5
0,167	15	74,5	94	—	54	—	—
0,625	25	—	—	—	231	—	—
0,46	25	247	259	—	189	—	—
0,23	25	119	158	—	81,5	—	—
0,167	25	—	108	—	71,0	—	—

Таблица 51

Гидравлическое сопротивление 1 м высоты слоя скрубберных насадок в мм вод. ст. в зависимости от скорости газа и плотности орошения

Скорость воздуха в м/сек. при 0° и 760 мм рт. ст.	Плотность орошения м ³ /м ² час	Керамические кольца загруженные навалом			Кокс 40,8 мм
		50×50 мм	35×35 мм	25×25 мм	
0,66	3,5	9,75	—	17,56	—
0,46	3,5	4,23	—	9,17	—
0,23	3,5	1,89	2,82	2,45	—
0,167	3,5	1,17	1,95	—	—
0,66	5	8,9	16,6	25,9	16,5
0,46	5	4,44	7,8	14,1	8,14
0,23	5	1,39	2,96	4,65	2,22
0,167	5	1,17	2,02	—	1,14
0,66	10	9,34	17,35	28,2	—
0,46	10	4,51	9,4	15,2	—
0,23	10	1,23	2,98	5,2	—
0,167	10	1,18	2,24	—	—

$$t_1 = t_1^r - t_2^b; t_2 = t_2^r - t_1^b,$$

где: t_1^r °C — начальная температура газа;

t_2^r °C — конечная температура газа;

t_1^b °C — начальная температура воды;

t_2^b °C — конечная температура воды.

§ 25. СКРУББЕР КАК АБСОРБЕР И ОЧИСТКА ГАЗА ОТ СЕРНИСТЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Вопросы абсорбции газа водой выпадают обычно из поля зрения при конструировании судовых скрубберов, между тем как это имеет не только теоретическое, но и практическое значение.

На рис. 46 и 47 приведены кривые изменения растворимости некоторых газов в воде в зависимости от температуры. Из кривых усматривается, что растворимость CO_2 в воде значительно выше, чем растворимость других компонентов генераторного газа.

Приведенные данные следует рассматривать, как предельные значения, которые достижимы не при всяких условиях. Чем больше поверхность и время соприкосновения газа с водой, тем больше успеет раствориться газа. И в данном случае так же как

и при охлаждении газа противоточная схема движения газа и воды дает больший эффект, чем прямоточная.

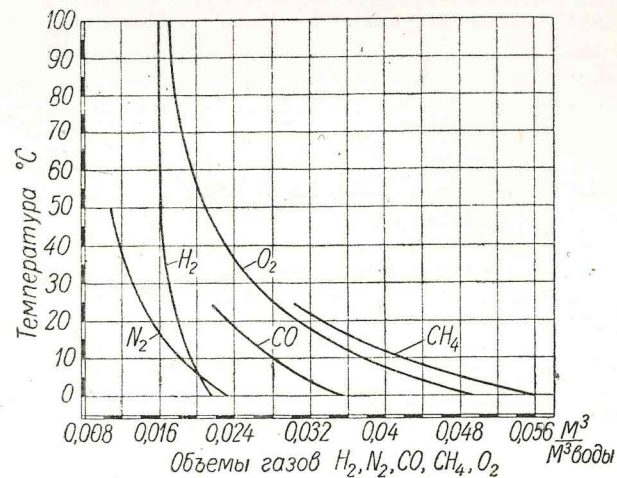


Рис. 46. Изменение коэффициентов растворимости газов в воде в зависимости от температуры.

Количество абсорбируемого водой вещества растет с увеличением интенсивности орошения и скорости газового потока.

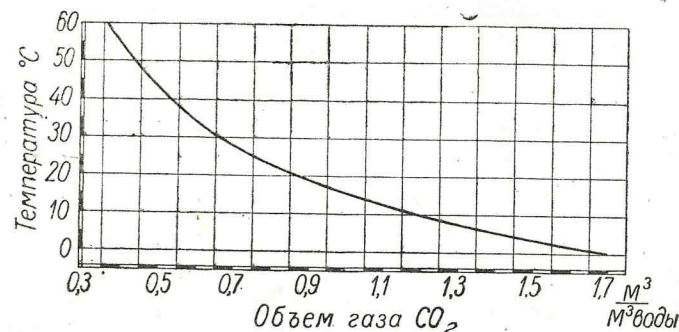


Рис. 47. Изменение коэффициента растворимости CO_2 в зависимости от температуры.

В связи с применением на судах минерального топлива, наибольшее значение приобретает растворимость в воде сернистого ангидрида (SO_2) и сероводорода (H_2S).

По практическим данным, в газ переходит в среднем от 60 до 80% серы, содержащейся в топливе, из которых 80—85% 12. Зак. 561.

в виде H_2S , а 15—20% в виде SO_2 . Как H_2S , так и SO_2 являются вредными химическими примесями.

Сероводород, воздействуя на металл газопровода и арматуры, образует сернистое железо и постепенно разрушает их. Сернистое железо разлагается кислородом и парами воды, содержащимися в генераторном газе, с выделением свободной серы и с образованием основных солей закиси и окиси железа.

Растворимость H_2S , SO_2 и CO_2 в воде в г/л при общем давлении (газа и паров воды) 760 мм рт. ст. в зависимости от температуры приведена в табл. 52.

Таблица 52

Газ	0°C	10°C	20°C	30°C	40°C	50°C	60°C
H_2S	7,07	5,1Г	3,85	2,98	2,36	1,88	1,48
SO_2	228	162	113	78	54	—	—
CO_2	33,5	23,2	16,9	12,5	9,7	7,6	5,8

Как видно из табл. 52, SO_2 растворяется в 20—30 раз больше в воде, чем H_2S , поэтому при охлаждении газа в скруббере SO_2 практически полностью вымывается водой.

Содержание сероводорода в генераторном газе составляет около 2,0 г/нм³. По данным табл. 52 для растворения 2 г сероводорода, содержащегося в 1 нм³ газа при 30° С, достаточно 1 л воды. К сожалению, не имеется опытных данных относительно необходимого времени и поверхности соприкосновения, чтобы достигнуть полного насыщения воды сероводородом.

При охлаждении газа расход воды составляет 8—10 л/нм³, однако при этом удается лишь небольшую часть сероводорода из газа поглотить водой.

При увеличении расхода воды до 20—30 л/нм³ газа и хорошем соприкосновении газа с водой степень очистки газа от сероводорода может заметно возрасти.

Отмывка сероводорода водой заманчива по своей простоте и экономичности, однако при этом хотя и незначительно будет отравляться вода рек.

Таким образом, специальная очистка газа от сернистых соединений фактически сводится к очистке его от сероводорода.

Сущность процесса очистки газа заключается во взаимодействии содержащегося в газе сероводорода с тем или иным поглотителем, который затем подвергается регенерации.

В зависимости от агрегатного состояния поглотителя существующие способы сероочистки делятся на две основные группы:

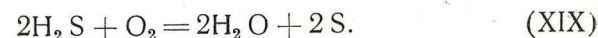
- 1) сухая очистка газа,
- 2) мокрая очистка газа.

В первом случае извлечение сероводорода производится путем пропускания газа через слои твердых поглотительных масс, во втором случае — путем промывки газа различными поглотительными растворами.

1. Сухая очистка газа. Промышленное распространение получили следующие два способа сухой очистки газа:

- 1) очистка гидратом окиси железа (болотной рудой);
- 2) очистка активированным углем.

В первом случае газ, подлежащий очистке со скоростью 5—9 мм/сек., пропускается через очистительную массу гидрокиси железа, которая связывает сероводород, превращаясь при этом в сернистое железо. Во втором случае используется свойство активированных углей адсорбировать сероводород и каталитически воздействовать на его окисление до элементарной серы. Газ, подлежащий очистке, пропускается в смеси с необходимым количеством воздуха через слой активированного угля. При этом сероводород поглощается развитой поверхностью угля и взаимодействует с кислородом воздуха по реакции:



Отлагающаяся элементарная сера забивает поры угля и снижает его активность. В зависимости от сорта угля он может адсорбировать 50 до 150% серы от собственного веса, после чего подлежит регенерации.

Достоинством сухих способов очистки газа является практически полное извлечение сероводорода.

Основными недостатками сухих способов очистки газа является громоздкость аппаратуры, периодичность процесса и значительные первичные капитальные затраты. Отмеченные недостатки не позволяют применить сухие способы очистки газа на газоходах.

2. Мокрая очистка газа. В промышленности насчитывается около 20 освоенных способов мокрой очистки газа, отличающихся между собой составом поглотительного раствора. По технологической схеме и конструктивному оформлению многие способы мокрой очистки газа подобны друг другу.

Достоинствами мокрой очистки газа являются компактность, простота обслуживания и непрерывность процесса.

В зависимости от характера использования серы и способа регенерации отработанного раствора мокрые способы очистки газа могут быть разделены на три группы:

1. Мокрая очистка газа с выделением концентрированного сероводорода. Регенерация раствора производится нагревом и возгонкой поглотителя.

2. Мокрая очистка газа с получением элементарной серы при

регенерации раствора воздухом повышенного давления. Сюда стносится мышьяково-содовый способ и др.

3. Мокрая очистка газа без утилизации серы. Регенерация раствора производится воздухом низкого давления с выпуском в атмосферу разбавленного сероводорода. Характерным представителем этой группы является наиболее простой содовый способ.

К первой группе относятся сравнительно новые способы — фенолятный, алкацидный и этаноламиновый.

На мощных газоходах за рубежом для очистки газа от сероводорода применяются алкациды.

Достигаемая степень извлечения H_2S (90—95%) примерно одинаковая для всех способов первой группы при прочих равных условиях — интенсивности орошения, величины поверхности контакта реагирующих фаз.

Процесс мокрой очистки охлажденного газа основан на использовании обратимой реакции: поглотитель + сероводород \rightleftharpoons поглотитель, насыщенный сероводородом.

При низких температурах реакция идет слева направо, а при нагреве реакция протекает в обратном направлении — справа налево.

а) *Фенолятный способ.* Фенолятный способ получил применение при очистке природных и крекинг-газов с относительно большим содержанием сероводорода и ничтожным содержанием CO_2 . Наличие в очищаемом газе значительных количеств CO_2 вызывает большой расход поглотительного раствора фенолята натрия (C_6H_5ONa) и затруднения в проведении самого процесса.

Алкацидный способ. При алкацидном способе возможна как раздельная, так и совместная очистка газа от сероводорода и двуокиси углерода. Для поглощения H_2S применяется алкацидный раствор, представляющий собой калиевую соль диметиламиноуксусной кислоты NCH_3CH_2COOK .

Для одновременного поглощения H_2S и CO_2 применяется раствор монометил- α -аминопропионовокислого калия $NHCH_3CH_2CHCOOK$.

Синтез этих веществ довольно сложен.

Алкацидный способ базируется на более дорогом и частично менее доступном сырье, чем фенолятный и этаноламиновый способы.

Этаноламиновый способ. В стационарных установках в Советском Союзе для очистки газа от сероводорода и двуокиси углерода все большее применение находит 25—30% водный раствор этаноламина.

Моноэтаноламин $NH_2CH_2CH_2OH$ — бесцветная жидкость со специфическим запахом и температурой кипения $171^\circ C$.

Диэтаноламин $NH(CH_2CH_2OH)_2$ — густая жидкость без запаха с температурой кипения $217^\circ C$ (при 150 мм рт. ст.).

Триэтаноламины $N(CH_2CH_2OH)_3$ — это бесцветные легкоплавкие кристаллы с температурой кипения 277° (при 150 мм рт. ст.).

Этаноламины легко смешиваются с водой в любых отношениях. Их водные растворы представляют собой вязкие жидкости с легким запахом, напоминающим аммиак.

Поглотительная способность моноэтаноламина в 2,5 раза больше, чем триэтаноламина, а стоимость моноэтаноламина в 3,5 раза больше, чем триэтаноламина.

Моноэтаноламины более летучи; они легко проникают через малейшие неплотности в соединениях и обладают повышенной склонностью уноситься с газом.

Триэтаноламины имеют гораздо более низкую упругость паров и их потери в процессе очистки газа и регенерации раствора значительно меньше, чем моноэтаноламинов.

Диэтаноламины занимают промежуточное положение. Иногда в практике очистки газа применяются смеси этаноламинов.

Процесс очистки газа от сероводорода этаноламинами не вызывает затруднений в судовых условиях и может быть осуществлен в газососе либо в дополнительном скруббере. Трудности связаны с регенерацией этаноламинового раствора на судне.

Регенерационная установка состоит в основном из отгонной колонны, трех трубчатых теплообменников, конденсатора и сепаратора. Установка является относительно громоздкой и для судовых условий не может быть рекомендована, а на газоходах, где нет утилизационных паровых котлов, вообще не может быть применена, так как для нагрева раствора необходим водяной пар.

На данном этапе развития сероочистительной техники на газоходах придется, повидимому, ограничиться применением содового раствора.

г) Содовый способ очистки газа. Содовый способ очистки газа от сероводорода является наиболее простым из всех известных мокрых способов сероочистки газа.

В основе процесса лежит обратимая реакция взаимодействия между кальцинированной содой и сероводородом:



В стационарных установках технологический процесс осуществляется по следующей принципиальной схеме.

В нижнюю часть обычного скруббера, заполненного насадкой, поступает газ, подлежащий очистке от сероводорода. Сверху насадка орошается содовым раствором. В результате взаимодействия сероводород связывается раствором. Приведенная выше об-

ратимая реакция (XX) протекает слева направо. Газ, очищенный от сероводорода, отводится из верхней части скруббера, а отработанный содовый раствор стекает в нижнюю часть скруббера, откуда циркуляционным насосом нагнетается в регенератор.

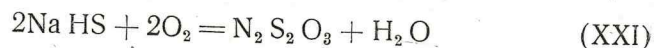
В судовых условиях очистку газа содовым раствором можно производить в газососе (экспаустере).

Регенератор по своей конструкции представляет собой скруббер с насадкой, аналогичный тому, в котором осуществляется очистка газа.

Регенерация отработанного подогретого содового раствора в стационарных условиях производится следующим образом.

В нижнюю часть регенератора высотой 24—28 м вентилятором подается воздух, а сверху навстречу воздуху стекает раствор. В токе воздуха происходит регенерация раствора и реакция (XX) протекает справа налево. Сероводород вместе с продувочным воздухом выпускается по трубе в атмосферу. Регенерированный раствор другим циркуляционным насосом возвращается в скруббер для очистки газа, замыкая цикл своего кругооборота.

Теоретически сода в процессе очистки газа не расходуется. Практически потери соды имеются и вызваны в основном побочной реакцией образования гипосульфита в процессе регенерации раствора воздухом:



В результате реакции (XXI) щелочность раствора снижается. Для того, чтобы сохранять необходимую щелочность и недопустить нарастание гипосульфита периодически часть раствора отводят из системы, добавляя одновременно некоторое количество свежей соды.

Чем выше щелочность раствора, тем труднее его регенерация, тем интенсивнее протекает реакция (XXI) образования гипосульфита, тем больше расход соды. Оптимальным считается 2—3% раствор Na_2CO_3 .

Процесс очистки газа раствором соды в стационарных условиях характеризуется следующими средними показателями:

при содержании H_2S в исходном газе 0,5—1% по объему,
 степень очистки газа 80—90%,
 конечное содержание в газе H_2S 0,3—0,6 г/нм³,
 интенсивность орошения газа 6—8 л/нм³,
 температура циркулирующего раствора 25—30 °С,
 расход соды 0,2—0,5 кг/кг поглощенного H_2S ,
 расход воздуха 2—3 м³/м³ газа,
 расход энергии 2—3 квт·ч/1000 м³ газа,
 содержание H_2S в отдувочном воздухе ~ 0,2% по объему.

Расходы, связанные с содовым способом очистки газа от сероводорода, в основном складываются из стоимости соды, которую приходится добавлять в раствор, стоимости вентилятора, производительность которого должна быть в 2—3 раза больше, чем пропускная способность очистительной установки и стоимости энергии на привод вентилятора.

В целях повышения экономичности содового способа очистки газа следует использовать выхлопные газы двигателя для регенерации раствора вместо продувочного воздуха.

Предварительные расчеты показывают, что на каждый м³ генераторного газа, израсходованного в двигателе, работающем по газожидкостному циклу, образуется 2,6—3 нм³ выхлопных газов. Следовательно, отпадает необходимость в мощном вентиляторе с приводом. В связи с тем, что содержание кислорода в выхлопных газах в 2,5—3 раза меньше, чем в воздухе, есть основание ожидать уменьшения потери соды при протекании побочной реакции образования гипосульфита.

Температура выхлопных газов равна 300—400 °С, в связи с чем имеет место кипение раствора внизу регенератора, что значительно повышает интенсивность процесса возгонки сероводорода. Испытания показали, что при применении выхлопных газов высота регенератора может быть снижена до 3,5—4 м.

§ 26. КОНСТРУКЦИЯ СУДОВЫХ СКРУББЕРОВ

1. Охладитель МСВ-84. Охладитель МСВ-84, как видно из рис. 48, снаружи имеет два фланцевых разъема. В верхней части охладителя помещается водяная камера 1 куда вода подается насосом. Сверху камеры имеется люк для ее очистки, плотно закрываемый крышкой на шпильках. В днище камеры имеются три пучка отверстий с небольшими футорками 2 по четыре в каждом пучке, через которые вода вытекает тонкими струями в нижерасположенную газовую камеру 3. Сбоку газовой камеры расположен патрубок для подвода газа 4, а против него устроен цилиндрический люк 5 для очистки камеры. Люк плотно закрывается крышкой на болтах. В днище газовой камеры находятся три диффузора 6 большого размера — по одному под каждым пучком футорок в водяной камере. Выходные концы диффузоров погружены в бачок 7, расположенный в нижней части очистителя, образуя водяной затвор. В центре днища очистителя вварена газоотборная труба 8, которая проходит через водяной бачок и заканчивается под днищем газовой камеры. К верхней части трубы приварен стакан 9. В кольцевое пространство между трубой и стаканом входит цилиндр 10, приваренный к днищу газовой камеры. В нижней части очистителя сбоку приварен патрубок 11 для стока воды, а в днище очистителя вблизи патрубка

имеется небольшой лючок 12 с заглушкой для спуска воды и прочистки патрубка.

Схема действия охладителя. Газ по патрубку 4 поступает в среднюю газовую камеру 3. Резкое уменьшение скорости движения газа и изменение направления сопровождается

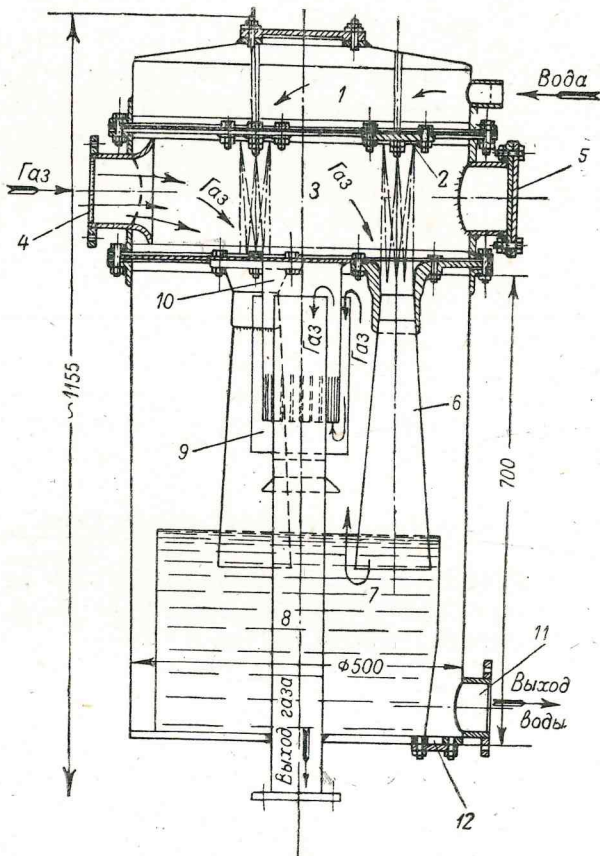


Рис. 48. Охладитель МСВ-84.

ся выделением значительного количества механических примесей — золы и угля.

Влажная среда способствует слеживанию выделившихся частиц и засорению газовой камеры, что препятствует нормальному движению газа. Периодическая очистка от золы и мелкого угля производится вручную через лючок 5.

Газ увлекается струями воды в диффузоры 6. При этом происходит дальнейшее охлаждение и очистка газа. Вода стекает в

бачок 7; переливается через край бака и далее вытекает через боковой патрубок 11 за борт. Охлажденный газ барботирует (пробулькивает) через водяной затвор и, направляясь вверх, проходит зазор между стаканом 9 и цилиндром 10 и далее по газоотборной трубе 8 направляется в фильтр тонкой очистки.

Охладитель МСВ-84 — инжекционного типа. Для того чтобы газ засасывался водой в диффузоры, расход и давление воды должны значительно превышать расход и давление воды обычных скрубберов. Для обычных скрубберов, заполненных насадкой, давление в водяной системе составляет около 0,3 атм, в то время как для нормальной работы охладителя МСВ-84 давление должно быть не меньше 2 ати. В связи с этим и расход мощности на привод водяного насоса выше в 3—4 раза по сравнению с обычными скрубберами.

К недостаткам охладителя МСВ-84, выявленным в эксплуатации, относится также наличие двух фланцевых разъемов с 64 болтами, что вызывает повышенный простой газохода во время навигации при профилактических осмотрах и «промывках», не говоря уже о необходимости смены прокладок и части болтов при демонтаже.

Технико-эксплуатационные характеристики скруббера приведены в табл. 53.

2. Скруббер ЦНИИВТ-3. Скруббер ЦНИИВТ-3, схема которого изображена на рис. 49, состоит из наружного цилиндрического корпуса 1 и конуса 2, расположенного внутри корпуса.

Пространство между цилиндром и конусом заполняется коксом, опирающимся на решетку 3. Для выгребки кокса в нижней части корпуса имеются два лючка 4. В верхней части конуса по касательной к внутренней поверхности сварен газоподводящий патрубок 5. Конус сверху прикрывается крышкой, в центре которой проходит водоподводящая труба, заканчивающаяся лейкой.

Орошение коксовой насадки водой производится из кольцевой трубы 7 с отверстиями.

В верхней части скруббера находится подвесной цилиндр 8 с отверстиями на боковой поверхности. В центре цилиндра установлена труба 9 с высверленными по боковой поверхности ее отверстиями. Пространство между цилиндром и трубой заполнено коксом, а сверху закрывается крышкой с уплотнительными канавками.

Газоотборный патрубок 10 приварен к корпусу скруббера в верхней части. Вверху скруббера имеется крышка с асбестовым уплотнением, прижимающаяся тремя откидными болтами с барашками.

Днище скруббера представляет собой конус, оканчивающийся грязевым лючком 11. Снизу к днищу приварена водоотводящая труба 12.

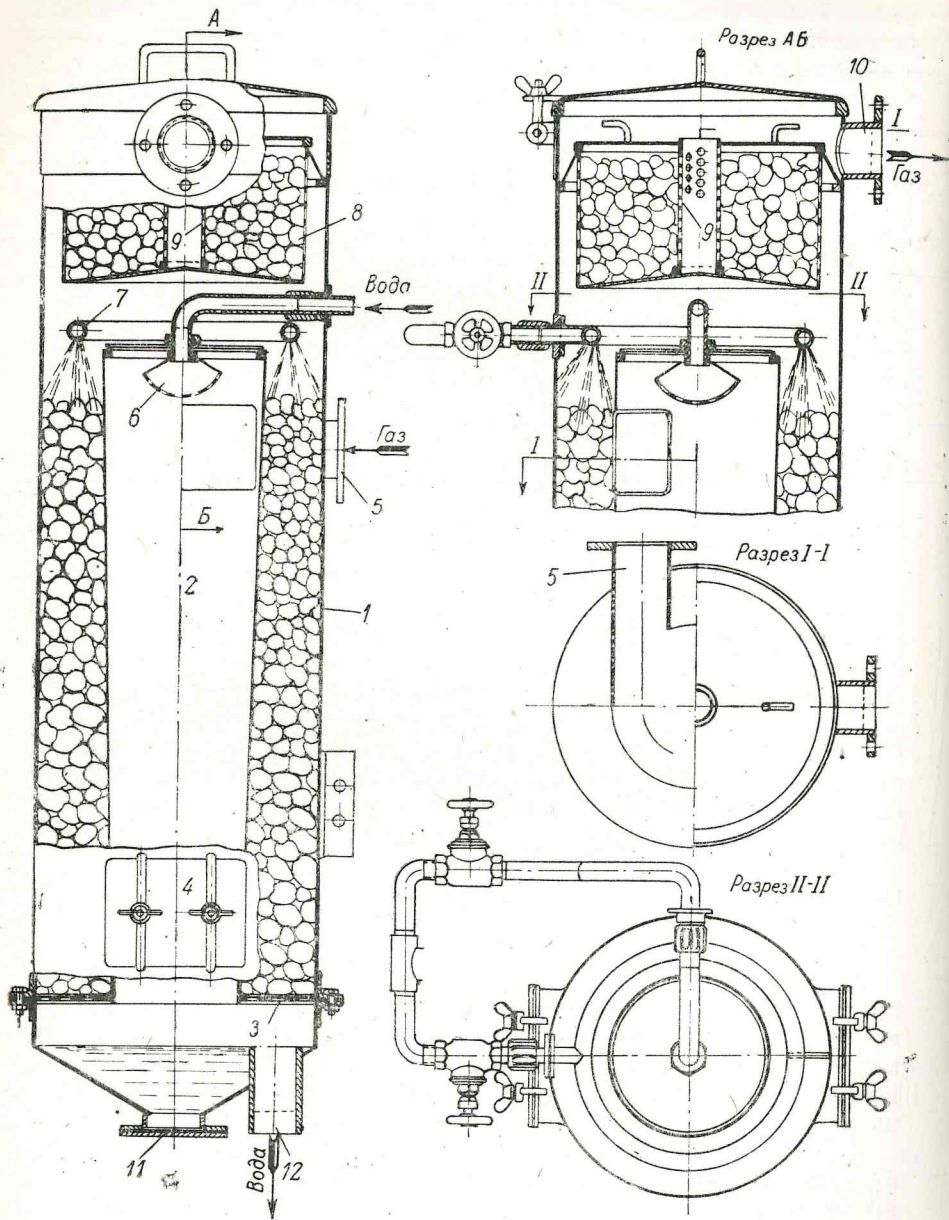


Рис. 49. Скруббер ЦНИИВТ-3.

Схема действия скруббера. Газ из генератора по трубе 5 подводится внутрь конуса 2. Тангенциальный подвод газа вызывает вращательное движение потока и благодаря этому под действием центробежной силы из газа выделяются наиболее тяжелые частицы, которые смываются водой, разбрызгиваемой из лейки 6.

Предварительно в некоторой мере уже охлажденный и очищенный газ движется вниз, проходит через решетку 3 и далее двигаясь вверх проходит через коксовую насадку. Навстречу газу течет вода из оросительного кольца 7. Благодаря противотоку газа и воды и большой величине поверхности коксовой насадки, газ охлаждается почти до температуры воды. Кокс служит одновременно фильтрующим материалом, где происходит дальнейшая очистка газа от механических примесей.

В подвешенном цилиндре 8 происходит отделение от газа капель воды, унесенных потоком.

Газ движется с периферии цилиндра через слой кокса к центру к трубе 9, а выделившаяся вода стекает вниз. По верхнему патрубку 10 газ отводится из скруббера для дальнейшей очистки. Вода с золой и мелочью отводится по трубе 12 за борт.

В скруббере предусмотрены две ступени охлаждения, соответствующие перегретому и насыщенному состоянию газа, а также регулировка расхода воды на каждую ступень. Как показал опыт эксплуатации, относительная сложность конструкции не оправдывается необходимостью. Основным недостатком скруббера является засорение отверстий оросительного кольца и лейки и затруднительность доступа для их очистки.

3. Скруббер Ш-6. Скруббер ЦНИИ Лесосплава типа Ш-6 (рис. 50) представляет собой цилиндрический сосуд, имеющий один фланцевый разъем в верхней части, и заканчивается сверху и внизу конусными днищами с патрубками в центре их.

В середине скруббера вварен газоподводящий патрубок 1, на который внутри навинчен угольник, а в угольник ввернута труба,

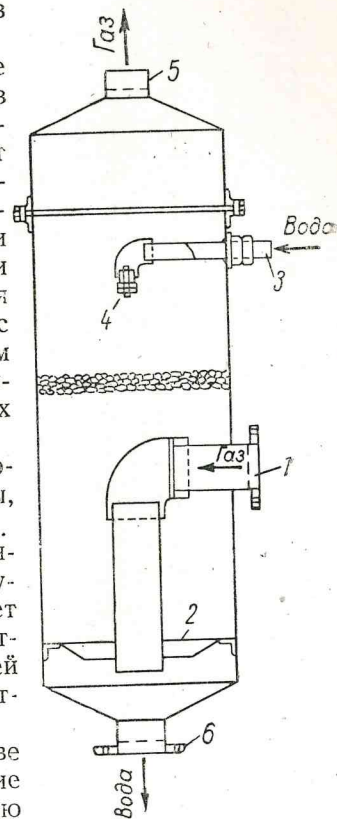


Рис. 50. Скруббер Ш-6.

направленная вниз. В нижней части скруббера находится решетка 2, на которой расположена коксовая насадка. В верхней части скруббера ввинчена водоподводящая труба 3, оканчивающаяся конусной форсункой 4.

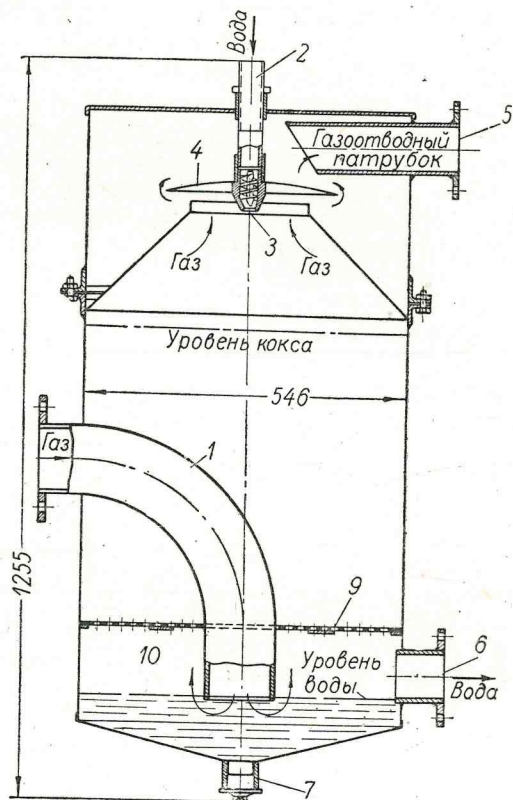


Рис. 51. Скруббер МСВ-87.

Схема действия скруббера. Газ подводится в скруббер по патрубку 1 вниз под решетку 2. Затем газ движется вверх, проходя через слой кокса и встречая на пути стекающие вниз струи воды, разбрызгиваемые форсункой.

Через верхний патрубок 5 газ выходит из скруббера. Вода стекает за борт через нижний патрубок 6.

4. Скруббер МСВ-87. Скруббер МСВ-87 (рис. 51) состоит из цилиндрического корпуса, верхнего плоского днища и конического нижнего днища. К средней части корпуса приварен газоподводящий патрубок 1, к верхней части — газотводящий патрубок 5 и к нижней части — водосточный патрубок 6.

Через верхнее плоское днище проходит водоподводящая труба 2, заканчивающаяся форсункой 3 со спиральным распылителем.

Над форсункой находится отбойник 4, перекрывающий горловину газонаправляющего конуса. В нижнее днище вварена труба 7 с заглушкой на резьбе для спуска воды и осевших механических примесей.

При эксплуатации выяснилось, что несмотря на наличие отбойника, влага, увлеченная газовым потоком, в скруббере почти не отделяется.

Как видно из описания и рисунков скрубберы МСВ-87 и Ш-6 по своей конструкции существенно не отличаются друг от друга, обладая одними и теми же недостатками. В обоих скрубберах доступ к форсунке, подверженной засорению, затруднен, так как при этом необходимо отболтывать и снять верхнюю часть скруббера, предварительно отъединив от скруббера газопровод, а у скруббера МСВ-87 еще и водопровод.

При эксплуатации имеет место повышенный унос воды газовым потоком из скруббера. В скруббер Ш-6 каплеотделитель отсутствует вовсе, а в скруббере МСВ-87 предусмотрен сферический козырек, который оказался мало эффективным.

5. Скруббер ЦНИИРФ-7. Скруббер ЦНИИРФ-7, как видно из рис. 52, представляет собой сварной цилиндр с фланцевым разъемом внизу, оканчивающийся конусным днищем с водосточным патрубком в центре.

В нижней части скруббера по касательной приварен газопод-

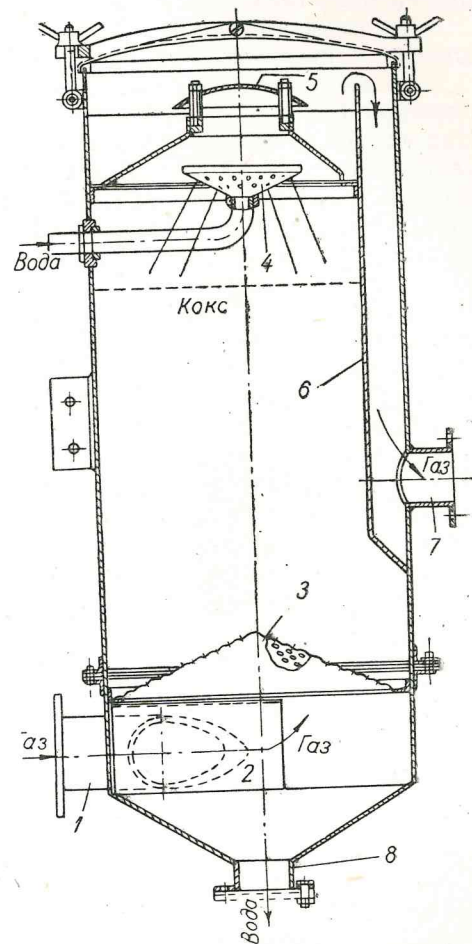


Рис. 52. Скруббер ЦНИИРФ-7.

водящий патрубок 1. Для прижатия газового потока к стенке и придания ему вращательного движения против входного отверстия приварен вертикальный направляющий козырек 2. Сечение от козырька до кожуха перекрыто пластиной, что предохраняет газовый патрубок от попадания воды и от преждевременного рассеивания газа при входе.

Над газоподводящим патрубком на кольцевом угольнике находится коническая решетка 3, поддерживающая слой кокса.

Орошение кокса производится перевернутой лейкой 4, на конической боковой поверхности которой просверлены отверстия. Над лейкой помещен каплеотбойник 5. Для отвода газа вертикальной перегородкой 6 отделена часть скруббера, в нижней части которой приварен газоотводящий патрубок 7.

Крышка скруббера съемная, уплотняется асбестом, набитым в канавку и прижимается рычагом с помощью двух откидных болтов с барашками.

Схема действия скруббера. Газ в скруббере подводится внизу по касательной и получает вращательное движение, при котором выделяется основная масса механических примесей.

Поднимаясь вверх, газ проходит конусную решетку 3 и слой кокса, встречая на своем пути струи воды, разбрызгиваемые лейкой 4. Пройдя каплеотбойник 5, газ направляется в пространство за перегородкой 6 и по патрубку 7 отводится для тонкой очистки. Вода по нижнему патрубку 8 стекает за борт, пройдя гидравлический затвор.

Отличительными особенностями скруббера являются:

1) Тангенциальный ввод газа, сообщающий вращательное движение газовому потоку, при котором основная масса механических примесей выделяется в нижней части до входа в слой кокса. Подобное расположение газоподводящего патрубка кроме того позволяет максимально приблизить скруббер к газогенератору, уменьшив этим площадь, занимаемую установкой, и сократить длину горячего газопровода.

2) Коническая решетка обладает большим живым сечением, чем плоская, и одновременно является более жесткой. Коническая решетка кроме того преследует цель несколько выравнять сопротивление столба кокса в центре и по периферии, так как кокс лежит более плотно в центре и менее плотно по окружности в местах соприкосновения с корпусом скруббера.

3) Обращенная лейка, обеспечивающая более равномерное распределение воды по сечению скруббера и лучшее орошение периферии. Благодаря большому количеству отверстий, насверленных в конической части, лейка менее подвержена засорению. Лейка расположена так, что легко доступна для осмотра и очистки.

6. Скруббер ЦНИИВТ-6. Скруббер ЦНИИВТ-6, как видно из рис. 53, представляет собой сварной цилиндр с фланцевым разъ-

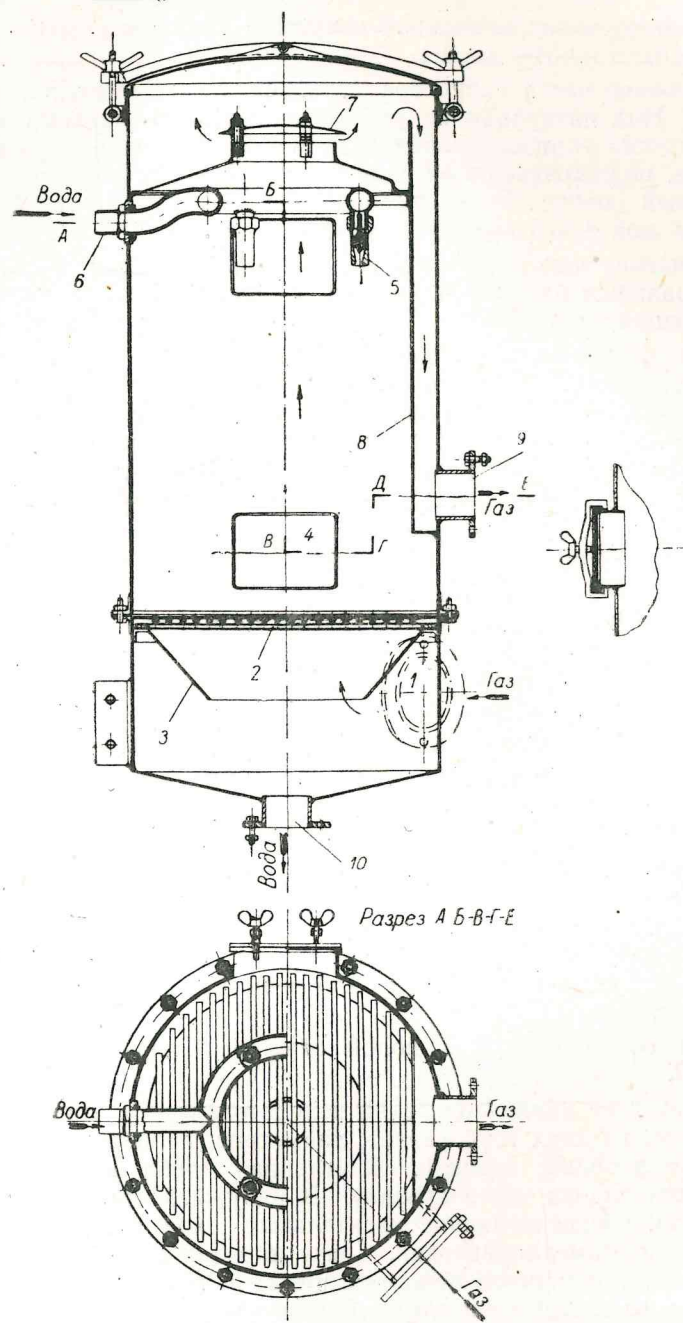


Рис. 53. Скруббер ЦНИИВТ-6.

емом внизу, оканчивающийся конусным днищем с водосточным патрубком в центре днища.

К нижней части скруббера приварен газоподводящий патрубок 1. Над патрубком на уровне фланцевого разъема внутри расположена горизонтальная решетка 2, сваренная из стальных прутков, поддерживающая слой кокса. Под решеткой находится усеченный конус 3 из листовой стали; над решеткой сбоку имеется люк 4 для выгребка кокса.

Орошение кокса производится посредством трех форсунок 5 со спиральным распылителем, присоединенных к кольцевой водопроводящей трубе 6.

Над форсунками размещен каплеотбойник 7. Для отвода газа вертикальной перегородкой 8 отделена часть скруббера, в нижней части которой приварен патрубок 9. Крышка скруббера съемная, уплотняется асбестом, набитым в канавку, и прижимается рычагом с помощью двух откидных болтов с барашками.

Схема действия скруббера. Газ в скруббер подводится внизу. Огибая кромки конуса 3 и пройдя водяную завесу, газ направляется вверх через решетку 2 и слой кокса. Пройдя каплеотбойник 7, газ направляется в пространство, отделенное хордовой перегородкой 8, и по патрубку 9 отводится для тонкой очистки.

Вода по нижнему патрубку 10 направляется в гидравлический затвор, а оттуда за борт.

Отличительными особенностями скруббера являются:

1) Применение трех форсунок для равномерного орошения сечения скруббера.

2) Расположение конуса под решеткой.

7. Скруббер ЦНИИРФ-16. Скруббер ЦНИИРФ-16 (рис. 54) цилиндрической формы, сварной, без наружных фланцевых разъемов.

В нижней части находится плоская решетка 1, служащая опорой для слоя кокса. Сбоку над решеткой имеется люк 2 для выгребка кокса.

Для орошения кокса водой служат четыре перевернутые лейки 3.

В качестве каплеуловителей использованы мультициклоны 4, состоящие из двух труб разных диаметров, приваренных концентрически к общей крышке. Внутренняя труба меньшего диаметра пропущена через крышку. В наружной трубе вырублены два окна, обеспечивающие касательный вход газа и вращение потока в одном направлении. Снизу наружная труба закрывается съемным колпачком, неплотно, чтобы выделившиеся в циклоне капли воды могли стечь. Мультициклонов четыре.

Схема действия скруббера ясна из рисунка.

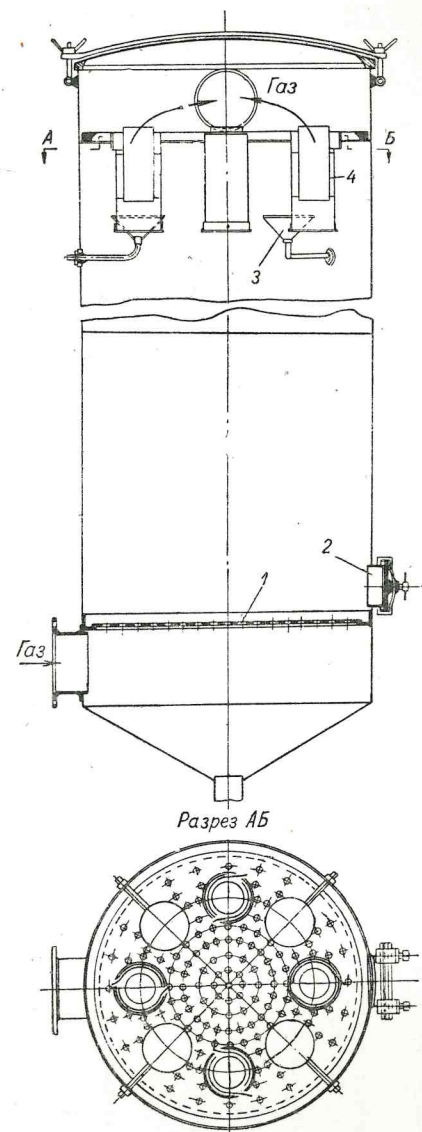


Рис. 54. Скруббер ЦНИИРФ-16.

Основные технико-эксплуатационные характеристики судовых скрубберов.

№ п. п.	Наименование показателей	Размерность	Тип и марка скруббера						
			МСВ-84	ЦНИИВТ-3	Ш-6	МСВ-87	ЦНИИФ-7	ЦНИИВТ-6	ЦНИИФ-16
1	Расчетная пропускная способность по сухому газу	нм ³ /час	120	120	120	120	120	240	200
2	Диаметр скруббера	мм	500	400	350	550	450	550	600
3	Условная скорость газа (0°, 760 мм, на все сечение)	м/сек.	0,17	0,27	0,35	0,14	0,21	0,28	0,12
4	Способ орошения	—	Соплами	Кольцом и лейкой	Форсункой	Форсункой	Обращенной лейкой	Тремя форсунками	Тремя обращенными лейками
5	Характеристика насадки	—	Нет	Кокс	Кокс	Кокс	Кокс	Кокс	Кокс
6	Высота слоя	мм	—	650	500	500	650	600	1000
7	Удельный объем насадки	л/нм ³ газа час	—	0,68	0,4	1,0	0,9	0,6	1,5
8	Высота скруббера	мм	1150	1500	1200	1050	1250	1400	1400
9	Удельный объем скруббера	л/нм ³ газа час	1,9	1,6	1,0	2,0	1,7	1,4	~ 2,0
10	Вес с коксом	кг	85	100	—	—	105	140	—

§ 27. РАСЧЕТ СКРУББЕРА КАК ТЕПЛОБМЕННИКА

Исходные данные.

1. В целях согласования с ранее проведенными расчетами расчет скруббера произведем для охлаждения антрацитового газа в соответствии с производительностью газогенератора. Учитывая удобства размещения оборудования в машинном отделении двухвального судна принимаем к установке два параллельно включенных скруббера. Тогда нагрузка одного скруббера по сухому газу:

$$V = 620 \text{ нм}^3/\text{час.}$$

2. Температура газа:

а) при входе в скруббер $t'_r = 350^\circ \text{C}$; ранее определена расчетом.

б) при выходе из скруббера принимаем $t''_r = 30^\circ \text{C}$.

3. Температура воды на основании практических данных может быть принята следующая:

а) забортной $t'_в = 25^\circ \text{C}$,

б) сточной из скруббера $t''_в = 45^\circ \text{C}$,

4. Влажосодержание газа:

а) при выходе из генератора (ранее определено расчетом) $W_1 = 0,086 \text{ кг/нм}^3$;

б) при выходе из скруббера $W_2 = 0,035 \text{ кг/нм}^3$ по табл. 54 при 30°C .

5. Теплоемкость газа средняя:

а) для температур $0^\circ - 300^\circ \text{C}$; $C'_r = 0,34 \text{ ккал/нм}^3 \text{ }^\circ \text{C}$;

б) для температур $0^\circ - 30^\circ \text{C}$; $C''_r = 0,32 \text{ ккал/нм}^3 \text{ }^\circ \text{C}$.

А. Тепловой расчет охлаждения газа водой в скруббере.

1. Количество тепла, подлежащее отводу от газового потока к воде.

а) Теплосодержание газового потока при входе в скруббер по формуле (86)

$$Q_1 = V \{ C'_r \cdot t'_r + W_1 [i'_r + (t'_r - 100) C_n] \} = \\ = 620 \{ 0,34 \cdot 350 + 0,086 [639 + (350 - 100) \cdot 0,48] \} = 114 260 \text{ ккал/час.}$$

б) Теплосодержание газового потока при выходе из скруббера

$$Q_2 = V (C''_r t''_r + i''_2 W_2) \quad (91)$$

где i''_2 ккал/кг — теплосодержание водяного пара при 30°C ($i''_2 = 608,9$).

Упругость водяных паров и влажность газа при насыщении его водяными парами Таблица 54

Температура в °С t	Упругость насыщенного пара в мм рт. ст.	Влагосодержание в г			Температура в °С t	Упругость насыщенного пара в мм рт. ст.	Влагосодержание в г		
		в 1 м³ газа		на 1 нм³ сухого газа			в 1 м³ газа		на 1 нм³ сухого газа
		при t °С	при 0 °С и 760 мм рт. ст.				при t °С	при 0 °С и 760 мм рт. ст.	
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
0	4,58	4,8	4,8	4,9					
1	4,93	5,2	5,2	5,2	41	58,34	53,6	61,7	66,8
2	5,29	5,6	5,5	5,6	42	61,50	56,4	65,0	70,8
3	5,69	6,0	6,0	6,1	43	64,80	59,2	68,5	74,9
4	6,10	6,4	6,4	6,5	44	68,26	62,2	72,2	79,3
5	6,54	6,8	6,9	7,0	45	71,88	65,2	76,0	84,0
6	7,01	7,3	7,4	7,5	46	75,65	68,5	80,0	88,8
7	7,51	7,7	7,9	8,0	47	79,60	71,8	84,2	94,0
8	8,05	8,3	8,5	8,6	48	83,71	75,3	88,5	99,5
9	8,61	8,8	9,1	9,2	49	88,02	78,9	93,1	105,0
10	9,21	9,4	9,7	9,9	50	92,51	82,7	97,8	111,0
11	9,84	10,0	10,4	10,5	51	97,20	86,6	103	118
12	10,52	10,7	11,1	11,3	52	102,1	90,7	108	125
13	11,23	11,3	11,9	12,1	53	107,2	94,9	113	132
14	11,99	12,0	12,7	12,9	54	112,5	99,3	119	140
15	12,79	12,8	13,5	13,8	55	118,0	104	125	148
16	13,63	13,6	14,4	14,7	56	123,8	109	131	156
17	14,53	14,5	15,4	15,7	57	129,8	114	137	166
18	15,48	15,4	16,4	16,7	58	136,1	119	144	175
19	16,48	16,3	17,4	17,8	59	142,6	124	151	186
20	17,54	17,3	18,5	19,0	60	149,4	130	158	197
21	18,65	18,3	19,7	20,2	61	156,4	135	165	208
22	19,83	19,4	21,8	21,5	62	163,8	141	173	221
23	21,07	20,5	22,3	22,9	63	171,4	147	181	234
24	22,38	21,8	23,7	24,4	64	179,3	154	190	248
25	23,76	23,0	25,1	26,0	65	187,5	160	198	263
26	25,21	24,3	26,7	27,6	66	196,1	167	207	280
27	26,74	25,7	28,3	29,3	67	205,0	174	217	297
28	28,35	27,2	30,0	31,1	68	214,2	181	226	315
29	30,04	28,7	31,8	33,1	69	223,7	189	236	335
30	31,82	30,3	33,6	35,1	70	233,7	197	247	357
31	33,70	32,0	35,6	37,3	71	243,9	205	258	380
32	35,66	33,7	37,7	39,6	72	254,6	213	269	405
33	37,73	35,6	39,9	42,0	73	265,7	222	281	432
34	39,90	37,5	42,2	44,5	74	277,2	231	293	461
35	42,18	39,5	44,6	47,3	75	289,1	240	306	493
36	44,56	41,6	47,1	50,1	76	301,4	249	319	528
37	47,07	43,8	49,8	53,1	77	314,1	259	332	566
38	49,69	46,1	52,5	56,2	78	327,3	269	346	608
39	52,44	48,5	55,4	59,6	79	341,0	280	361	654
40	55,32	51,0	58,5	63,1	80	355,1	290	375	705

Продолжение

Температура в °С t	Упругость насыщенного пара в мм рт. ст.	Влагосодержание в г			Температура в °С t	Упругость насыщенного пара в мм рт. ст.	Влагосодержание в г		
		в 1 м³ газа		на 1 нм³ сухого газа			в 1 м³ газа		на 1 нм³ сухого газа
		при t °С	при 0 °С и 760 мм рт. ст.				при t °С	при 0 °С и 760 мм рт. ст.	
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
81	369,7	301	391	761	91	546,1	433	577	2050
82	384,9	313	407	825	92	567,0	448	600	2360
83	400,6	325	424	896	93	588,6	464	622	2760
84	416,8	337	441	976	94	610,9	480	646	3290
85	433,6	350	458	1070	95	633,9	497	670	4040
86	450,9	363	477	1170	96	657,6	514	695	5160
87	468,7	376	496	1290	97	682,1	532	721	7040
88	487,1	389	515	1440	98	707,3	550	748	10800
89	506,1	404	535	1600	99	733,2	569	775	22000
90	525,8	418	556	1800	100	760,0	588	804	—

Подставив значения величин в формулу (91), получим:

$$Q_2 = 620 (0,32 \cdot 30 + 608,9 \cdot 0,035) \approx 19\,160 \text{ ккал/час.}$$

в) Разность теплосодержаний газового потока составит

$$Q_1 - Q_2 = 114\,260 - 19\,160 = 95\,100 \text{ ккал/час.}$$

2. Количество испарившейся воды и температура газа соответствующая полному насыщению водяным паром при следующих допущениях.

а) Потери тепла в окружающую среду в первой фазе равны нулю.

б) Все физическое тепло парогазового потока затрачивается на испарение воды.

в) Температура воды, протекающей в нижней части скруббера, равна температуре сточной воды.

Путем подбора определяем температуру перехода из первой фазы охлаждения во вторую. В данном случае $t_x \approx 66^\circ \text{C}$. По формуле (88) находим количество испаряющейся воды:

$$X = \frac{(0,34 + 0,086 \cdot 0,48)(350 - 66)}{639 - 1 \cdot 45} \approx 0,182 \text{ кг/нм}^3;$$

при этом максимальное влагосодержание газа будет равно

$$W_1 + X = 0,086 + 0,182 = 0,268 \text{ кг/нм}^3,$$

что соответствует, как видно из табл. 54, температуре точки росы $t_x \cong 66,0^\circ \text{C}$.

3. Расход воды на охлаждение газа в скруббере и плотность орошения. При принятых сходных данных общий расход воды на скруббер составит:

$$G_B = \frac{Q_1 - Q_2}{t_B'' - t_B'} = \frac{95 \cdot 100}{45 - 25} = 4755 \text{ кг/час,}$$

или, округленно, $4,8 \text{ м}^3/\text{час}$.

По конструктивным соображениям и удобству размещения на судне принимаем диаметр скруббера равным $1,0 \text{ м}$. При этом условная скорость сухого газа (0° , 760 мм) на свободное сечение скруббера будет:

$$\omega_r = \frac{V \cdot 4}{3600 \pi D^2} = \frac{620}{3600 \cdot 0,785} \cong 0,22 \text{ м/сек,}$$

а плотность орошения, считая на все сечение скруббера

$$\omega_B = \frac{G_B \cdot 4}{\pi D^2} = \frac{4,8}{0,785} = 6,1 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{час.}$$

4. Определение поверхности теплообмена и высоты коксовой насадки.

а) Для первой фазы охлаждения. При данной плотности орошения и скорости газа коэффициент теплопередачи от газа к воде по данным проф. Жаворонкова, выведенным для условий близких к вышеупомянутым, можно принять $K_1 = 40 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$.

Средняя логарифмическая разность температур между газом и водой при противотоке определится по формуле (90):

$$\Delta t_1 = \frac{t_1 - t_2}{2,3 \lg \frac{t_1}{t_2}} = \frac{305 - 21}{2,3 \lg \frac{305}{21}} \cong 106^\circ \text{C,}$$

где:

$$t_1 = t_r' - t_B' = 350 - 45 = 305^\circ\text{C,}$$

$$t_2 = t_x - t_B'' = 66 - 45 = 21^\circ\text{C.}$$

Необходимая поверхность теплообмена для первой фазы может быть определена по уравнению:

$$S_1 = \frac{V(C_r + W_1 C_n)(t_r' - t_x)}{K_1 \Delta t} \quad (92)$$

Подставив в уравнение (92) значения величин, получим

$$S_1 = \frac{620(0,34 + 0,086 \cdot 0,48)(350 - 66)}{40 \cdot 106} \cong 15,8 \text{ м}^2.$$

б) Для второй фазы охлаждения. Значение коэффициента теплопередачи K_2 для газа насыщенного водяным паром при непосредственном теплообмене с водой по данным проф. Жаворонкова, принимаем равным $120 \text{ ккал/м}^2\text{час}^\circ\text{C}$.

Средняя логарифмическая разность температур во второй фазе:

$$\Delta t_2 = \frac{t_3 - t_4}{2,3 \lg \frac{t_3}{t_4}} = \frac{21 - 5}{2,3 \lg \frac{21}{5}} \cong 11^\circ \text{C,}$$

где

$$t_3 = t_x - t_B'' = 66 - 45 = 21^\circ,$$

$$t_4 = t_r'' - t_B' = 30 - 25 = 5^\circ.$$

Следовательно, необходимая поверхность теплообмена будет равна:

$$S_2 = \frac{Q_1 - Q_2}{K_2 \Delta t_2} = \frac{95 \cdot 100}{120 \cdot 11} \cong 72 \text{ м}^2.$$

Полная поверхность теплообмена:

$$S = S_1 + S_2 = 15,8 + 72 = 87,8 \text{ м}^2.$$

При удельной поверхности кокса $v_k = 86 \text{ м}^2/\text{м}^3$, объем коксовой насадки составит:

$$v_k = \frac{S}{v_k} = \frac{87,8}{86} \cong 1,02 \text{ м}^3.$$

Высота коксовой насадки при диаметре скруббера $D = 1,0 \text{ м}$ будет равна:

$$h_k = \frac{1,02}{0,785} = 1,3 \text{ м.}$$

Б. Расчет основных конструктивных элементов

1. Диаметр газоподводящего патрубка скруббера равен диаметру газоотводного патрубка генератора, равному 200 мм .

2. Определение диаметра газоотборного патрубка.

а) Объем парогазового потока при выходе из скруббера определяем по формуле:

$$V_{r''} = V(1 + W_2 : 0,804)(1 + \alpha t_r'') \text{ нм}^3/\text{час} \quad (93)$$

Подставляя значения величин, получим:

$$V_{r''} = 620(1 + 0,035 : 0,804) \left(\frac{273 + 30}{273} \right) \cong 713 \text{ нм}^3/\text{час.}$$

б) Скорость газового потока в патрубке принимаем равной 8,0 м/сек., тогда сечение газоотводного патрубка будет:

$$S_{п} = \frac{713}{3600 \cdot 8} = 0,0247 \text{ м}^2,$$

что соответствует диаметру 175 мм.

3. Определение размеров каплеотделителей — мультициклонов.

а) Число и диаметры труб каплеотделителей.

Скорость движения газового потока во внутренних трубах каплеотделителей не следует принимать больше, чем скорость газа в газоотводном патрубке скруббера.

Из конструктивных соображений принимаем четыре каплеотделителя. Скоростью газового потока во внутренних трубах задаемся в 6 м/сек., тогда сечение внутренней трубы каплеотделителей в свету будет:

$$S_{тр} = \frac{713}{3600 \cdot 4 \cdot 6} = 0,008 \text{ м}^2,$$

что соответствует примерно $D_{вн} = 100$ мм.

Оптимальный диаметр циклона определяем из соображений равенства проходных сечений циклона и внутренней трубы. В данном случае диаметр циклона, с учетом толщины стенки внутренней трубы, $D_{ц} = 150$ мм.

б) Определение размеров газовых окон в мультициклонах.

В каждом каплеотделителе имеются два окна для входа газового потока по касательной.

Скорость входа газового потока принимаем равной $v_{г} = 15$ м/сек., тогда сечение окна будет:

$$S_{ок} = \frac{713}{3600 \cdot 4 \cdot 2 \cdot 15} \cong 0,0016 \text{ м}^2 (1600 \text{ мм}^2).$$

Ширина входного окна определяется и равна разности радиусов труб. В данном случае ширина

$$a = \frac{150 - 110}{2} = 20 \text{ мм.}$$

Следовательно, высота окна:

$$b = \frac{1600}{20} = 80 \text{ мм.}$$

в) Определение минимального диаметра капель воды, выделяемой в мультициклоне.

Определение минимального диаметра капли производим по формуле:

$$d_{\min} = 3 \sqrt{\frac{\mu g (R - r)}{\pi n v_{г} \gamma}} \text{ см,} \quad (94)$$

где: μ — вязкость газа в пуазах; для генераторного газа при 30°C $\mu = 1,87 \cdot 10^{-4}$ пуаз;

g см/сек² — ускорение силы тяжести;

R и r см — соответственно радиус циклона и радиус газоотводной трубы;

n — число оборотов газового потока в циклоне; в среднем принимают $n = 1,5$;

$v_{г}$ см/сек — окружная скорость;

γ г/см³ — удельный вес частицы.

Подставляя в формулу (94) значения величин, находим

$$d_{\min} = 3 \sqrt{\frac{1,87 \cdot 981 (7,5 - 5,5)}{10^4 \cdot 3,14 \cdot 1,5 \cdot 1500 \cdot 1}} \cong 0,022 \text{ см (0,22 мм).}$$

§ 28. ТОНКАЯ ОЧИСТКА ГАЗА ОТ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИМЕСЕЙ И КОНСТРУКЦИЯ ОЧИСТИТЕЛЕЙ

Очистку газа в скруббере можно рассматривать как предварительную, так как газовый поток уносит из скруббера часть сажи, летучей золы и капли воды.

Наиболее эффективной тонкая очистка газа бывает в очистителях, в которых сочетается принцип циклона с последующим барботажем (пробулькиванием) через масло и фильтрацией через слой кенафа-пеньки.

Для заполнения нижней части очистителей обычно используется отработанное масло от двигателя.

При очистке газа, содержащего сероводород, в установках небольшой производительности в очиститель вместо масла следует заливать вещества, поглощающие сероводород: раствор соды, или этаноламинов, а в качестве первого фильтрационного слоя использовать крупные стальные стружки или обрезки мелких труб в виде цилиндров, высота которых равна наружному диаметру.

В больших установках, где очистка газа от серы производится в газососе, в целях сохранения поглотительного раствора очиститель не заполняется маслом, а выделившиеся из газового потока капли раствора, по мере накопления, спускают обратно в резервуар для регенерации.

1. Сухой фильтр МСВ-84. Сухой фильтр МСВ-84 (рис. 55) представляет собой цилиндрический сосуд, закрывающийся крышкой с уплотнительными канавками и конусным днищем со сливной трубкой в центре.

Крышка прижимается рычагом, закрепленным с одной стороны на шарнире, а с другой откидным болтом с барашком. Внутри очистителя находятся три плоские решетки. На нижней решетке 1 укладывается кокс, а на средней решетке 2 кенаф или трава. Верхняя решетка 3 предохраняет от уноса фильтрующего материала в двигатель.

В днище вварены две трубы с фланцами. Из них газоподводящая труба 4 доходит только до средней решетки и с торца заглушена, а газоотводящая труба 5 проходит за верхнюю решетку.

В части газоподводящей трубы между нижней и средней решеткой насверлены отверстия. На трубу с торца надет металлический стакан 6, несколько большего диаметра, чем диаметр трубы. Газ в фильтр подводится по трубе снизу. Поднимаясь вверх, газ проходит через отверстия в трубе и по пространству между трубой 4 и стаканом 6 опускается вниз под решетку 1. Изменив направление, газ проходит последовательно через слой кокса и кенафа. Из пространства, ограниченного верхней решеткой 3 и крышкой, газ отводится по трубе 5 к смесителю двигателя.

Подвод газа в фильтр снизу вначале согласовывался с общей схемой газогенераторной установки МСВ-84 и, в частности, с охладителем, в котором газоотборная труба была направлена вниз через днище. При этом расположение обоих газовых патрубков внизу вызывало неудобства при монтаже установки на судне и увеличивало число колен, а следовательно, и сопротивление движению газа.

При замене охладителя МСВ-84 скруббером МСВ-87, в котором отвод газа устроен вверх, подвод газа в фильтр снизу оказался вовсе нерациональным. Засорение отверстий во входном патрубке и трудность доступа к ним также является недостатком данного фильтра.

В процессе эксплуатации выявилось, что газ в фильтре недостаточно очищается от сажи и капель воды.

2. Масляный очиститель ЦНИИВТ-3. Масляный очиститель ЦНИИВТ-3 (рис. 56) представляет собой цилиндрический сосуд, внутри которого находятся три плоские решетки. На нижней решетке 1 укладывается металлический волос или стружка, а на средней 2 кенаф или пенка. Верхняя решетка 3 предохраняет от уноса фильтрующего материала в двигатель. Внизу под решетками расположен концентрический газоподводящий патрубок 4, а сверху приварен газоотводящий патрубок 5.

На конусное днище наливают отработанное масло; для контроля уровня масла служит кран 6. Спуск накапливающейся воды производится через трубку 7, приваренную сбоку днища. Крышка очистителя уплотняется асбестом и прижимается откидными болтами с барашками. Газ в очиститель подводится снизу.

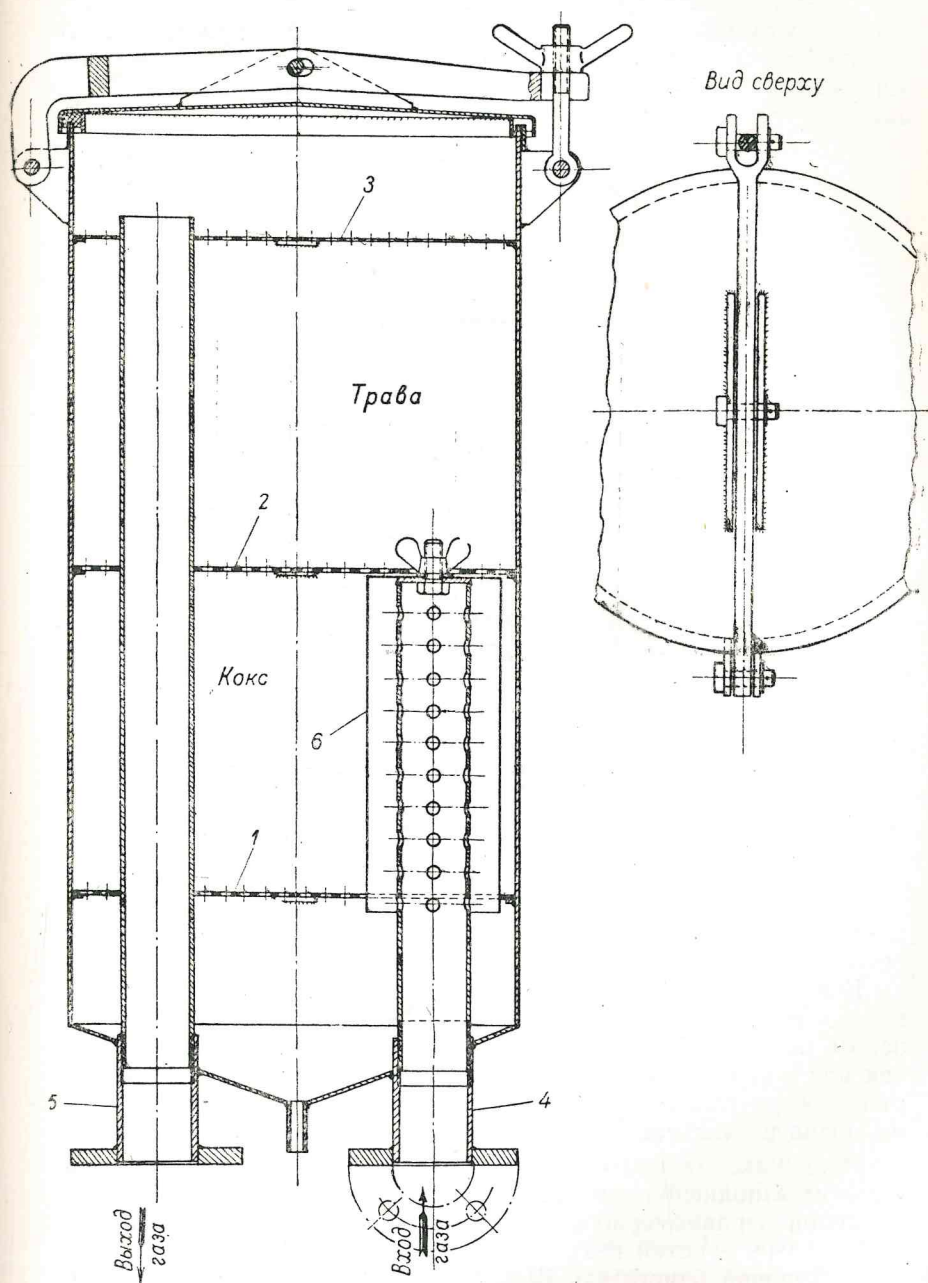


Рис. 55. Сухой фильтр МСВ-84.

Предполагалось, что выйдя из концентрического патрубка 4, газовый поток ударится о поверхность масла, теряя при этом часть летучей золы и сажи. Изменив свое направление, газ фильтруется последовательно через металлическую стружку и кенаф, где выделяются капли увлеченного масла и воды.

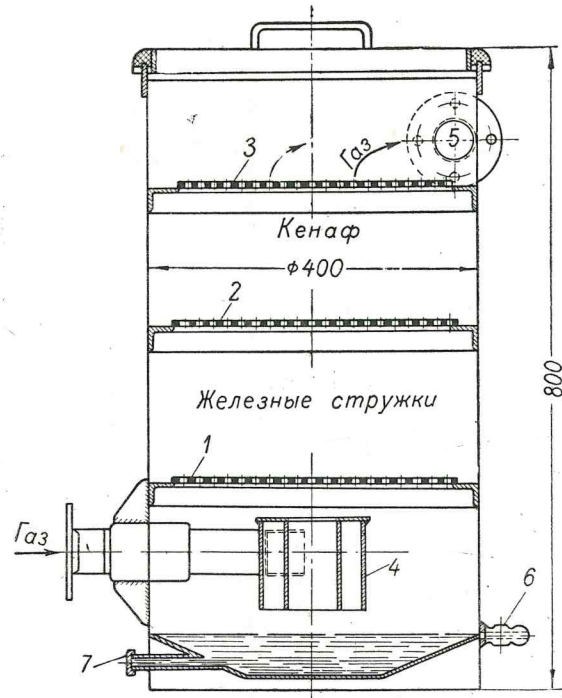


Рис. 56. Масляный очиститель ЦНИИВТ-3.

Из очистителя газ по верхнему патрубку направляется в смеситель двигателя.

К недостаткам очистителя следует отнести то, что газ не очищается маслом. Предполагавшийся при проектировании удар газового потока о поверхность масла, повидимому, не имеет места, так как под концентрическим патрубком в масле образуется феррическое углубление во время движения газа. Повышение уровня масла в очистителе незначительно улучшило очистку газа.

Неодинаковая плотность фильтрующих слоев, при невнимательном заполнении очистителя стружкой и кенафом является причиной неравномерного движения газового потока, понижающая степень очистки газа.

3. Водяной очиститель Ш-6. Очиститель Ш-6 (рис. 57) представляет собой цилиндр с тремя фланцевыми разъемами, окан-

чивающимися конусным днищем с водосточным патрубком 1 в центре.

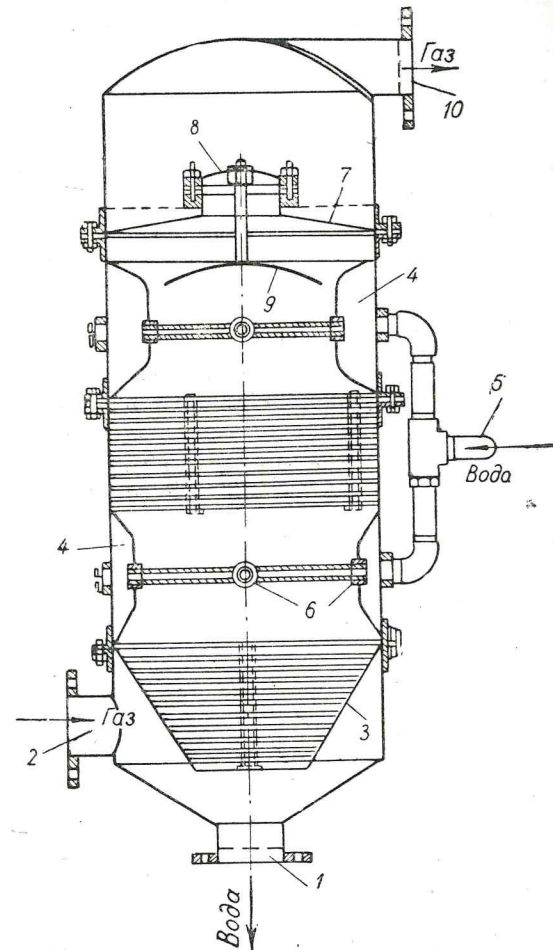


Рис. 57. Водяной очиститель Ш-6.

Над днищем сбоку приварен газоподводящий патрубок 2. В нижней части очистителя установлен конус 3 с 10 решетками, соединенными между собой при помощи болта и распорных труб.

В средней части очистителя находится еще 10 решеток, так же соединенные между собой как и нижние, но вплотную прилегающие к стенкам очистителя. Верхние решетки имеют отвер-

ствия меньшего диаметра, чем нижние. Над обеими секциями решеток в очистителе устроены кольцевые водяные бачки 4, к которым вода подводится по трубе 5.

В каждый бачок вварены по четыре сопла 6, обращенные выходными отверстиями к центру, попарно одно против другого. Для распыления воды используется живая сила струи при встрече струй в центре. Вода орошает решетки и стекает вниз, а навстречу через отверстия решеток поднимается газ.

Над верхними соплами установлен конус-отбойник 7, предназначенный для отделения влаги от газа. К верхней кромке конуса приварено кольцо с двумя бобышками, в которые ввертываются шпильки. На шпильки надеваются шайбы, с помощью которых регулируется зазор для прохода газа. Конус прикрывается сферической крышкой 8.

В центре крышки пропущен болт, на конце которого закреплен выпуклый диск 9, приходящийся над верхними соплами, и предназначенный для задерживания капель воды.

Очиститель заканчивается сферической крышкой, в которую вварен газоотборный патрубок 10.

Не касаясь конструктивных недостатков способа распыла воды и др., отметим, что использование воды для тонкой очистки газа в практике газосиловых установок встречается впервые и вряд ли оно оправдывает себя.

Одно несомненно, что за очистителем потребуется установить сухой фильтр для отделения влаги, во избежание попадания ее в двигатель.

4. Тонкий очиститель ЦНИИРФ-7. Очиститель ЦНИИРФ-7 (рис. 58) представляет собой цилиндр, в центре которого проходит газоотводная труба, вваренная в днище.

В нижней части очистителя помещен подвесной цилиндр 1 с тремя решетками. На днище наливается отработанное масло. Для измерения уровня масла служит мерная линейка 2, установленная в вертикальной трубке. Для спуска выделившейся воды приварена горизонтальная труба 3 с пробкой. На верхнюю решетку 4 подвесного цилиндра укладывается кенаф или пенка.

Для предотвращения уноса фильтрующего материала в смеситель, в верхней части очистителя имеется решетка 5, через которую проходит конец газоотводной трубы 6.

Крышка очистителя съемная, уплотняется асбестом, набитым в канавку, и прижимается рычагом с помощью двух откидных болтов с барашками.

Для удаления масла, загрязненного механическими примесями, служит боковой люк 7.

В основу схемы очистителя положен принцип циклона в сочетании с масляной очисткой и фильтрацией газа.

Газ подводится в средней части очистителя по касательной в пространство, образованное наружным корпусом и подвесным

цилиндром, где выделяется основная часть влаги и сажи. Направляясь вниз, газ барботирует через слой масла, где происходит окончательная очистка от сажи. Изменив направление, газ

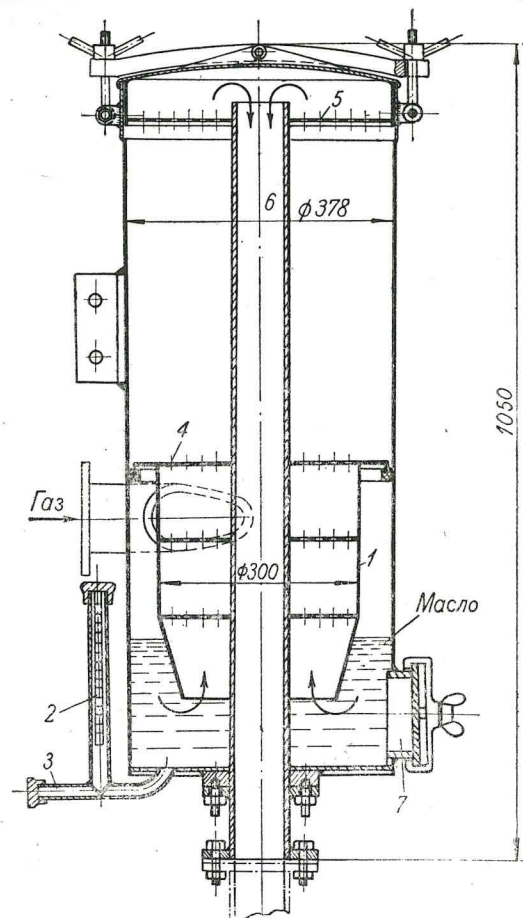


Рис. 58. Тонкий очиститель ЦНИИРФ-7.

поднимается вверх, проходя через решетки, где выделяется часть масла, увлеченного газовым потоком. Окончательное отделение масла происходит в слое кенафа, затем по центральной трубе газ направляется вниз, из очистителя к смесителю двигателя.

Очиститель ЦНИИРФ-7 принят к установке на газоходах с двигателями ЧТЗ-60 и МГ-17.

5. Тонкий очиститель ЦНИИВТ-6. Очиститель ЦНИИВТ-6 (рис. 59) действует по той же схеме, что и очиститель ЦНИИРФ-7, незначительно отличаясь от последнего по конструкции.

Фланцевый разъем в середине очистителя дает возможность заполнить нижнюю часть 1 фильтрующим материалом — металлическими стружками. В связи с этим оказалось необходимым и в середине газоотборной трубы 2 устроить разъем.

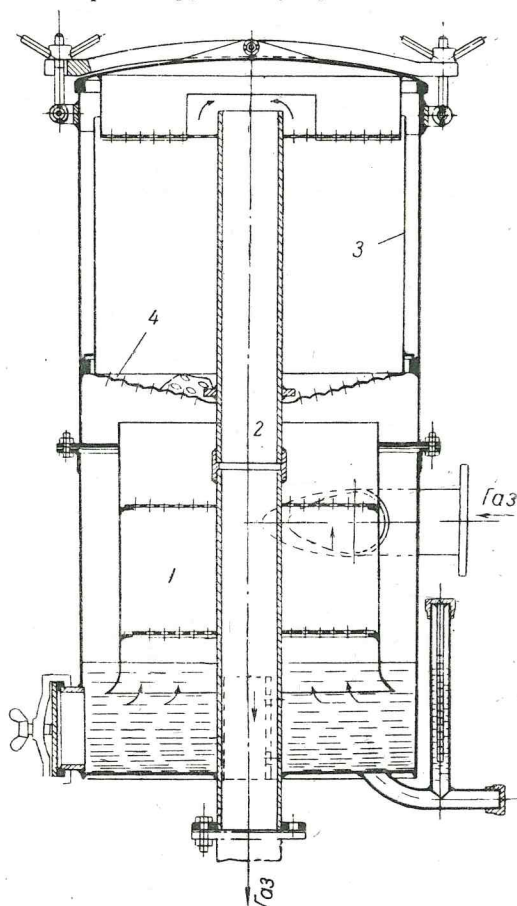


Рис. 59. Тонкий очиститель ЦНИИВТ-6.

Для одновременного удаления верхней фильтрующей массы последняя помещается в цилиндр 3, оканчивающийся конусной решеткой 4.

Очиститель ЦНИИВТ-6 спроектирован для газосиловой установки мощностью в 110 л. с.

Как видно из рисунков и описания очистителей ЦНИИВТ-6 и ЦНИИРФ-7, оба очистителя построены на принципе сочетания циклона с масляной очисткой и фильтрацией газа, что значительно повышает степень очистки.

Расположение газоотводящей трубы в центре способствует равномерному движению газа по сечению очистителя, а вывод трубы из днища позволяет направить газопровод по кратчайшему пути к двигателю при минимуме колен до соединения со смесителем.

§ 29. ГАЗСОСЫ-ОЧИСТИТЕЛИ

В стационарных газогенераторных установках для тонкой очистки газа от взвешенных частиц (пыли и смолы) наибольшее распространение получили два типа очистителей — механические (центробежные) и электростатические (электрофильтры).

В мощных судовых установках применяются только механические центробежные очистители, в которых наряду с очисткой газа от взвешенных частиц осуществляется очистка газа от сероводорода.

Газ, предварительно охлажденный водой до 25—30° С, поступает в газосос, куда отдельной центробежной помпой подается поглотительный раствор для поглощения H_2S .

В силовых установках газосос не только засасывает газ, но и нагнетает его через сухой фильтр к двигателю. Напор, создаваемый газососом, должен быть почти равен гидравлическому сопротивлению всей газогенераторной установки. Давление в газопроводе перед двигателем должно быть равно ± 10 —15 мм вод. ст.

Отработанный раствор стекает в бак, а оттуда на регенерацию или замену уже регенерированным поглотительным раствором.

На рис. 60 изображен газосос центробежного типа, применяемый на газоходах. Вал рабочего колеса 1 проходит через изогнутый всасывающий патрубок 2 и опирается на два шариковых подшипника 3. По ходу газа в патрубке вставлена труба 4 диаметром 12 мм, служащая для подвода поглотительного раствора. Рабочее колесо 5 состоит из двух конусных дисков и восьми лопаток, приклепанных к дискам. Диски и лопатки стальные, патрубки и корпус газососа чугунные.

Определение необходимого напора. Напор, который должен обеспечить газосос, будет равен сумме сопротивлений всех агрегатов и газопровода газогенераторной установки, если воздух или паровоздушная смесь не нагнетается в газогенератор.

Если принять следующие средние значения сопротивлений: газогенератора 300 мм вод. ст., скруббера 100 мм вод. ст., сухого фильтра 80 мм вод. ст. и газопровода 30 мм вод. ст., тогда сопротивление газогенераторной установки будет равно 510 мм вод. ст. Учитывая принятый напор, создаваемый инжектором паровоздушной смеси, равный 160 мм вод. ст. получим, что напор, создаваемый газососом, равен

$$H = 510 - 160 = 350 \text{ мм вод. ст.}$$

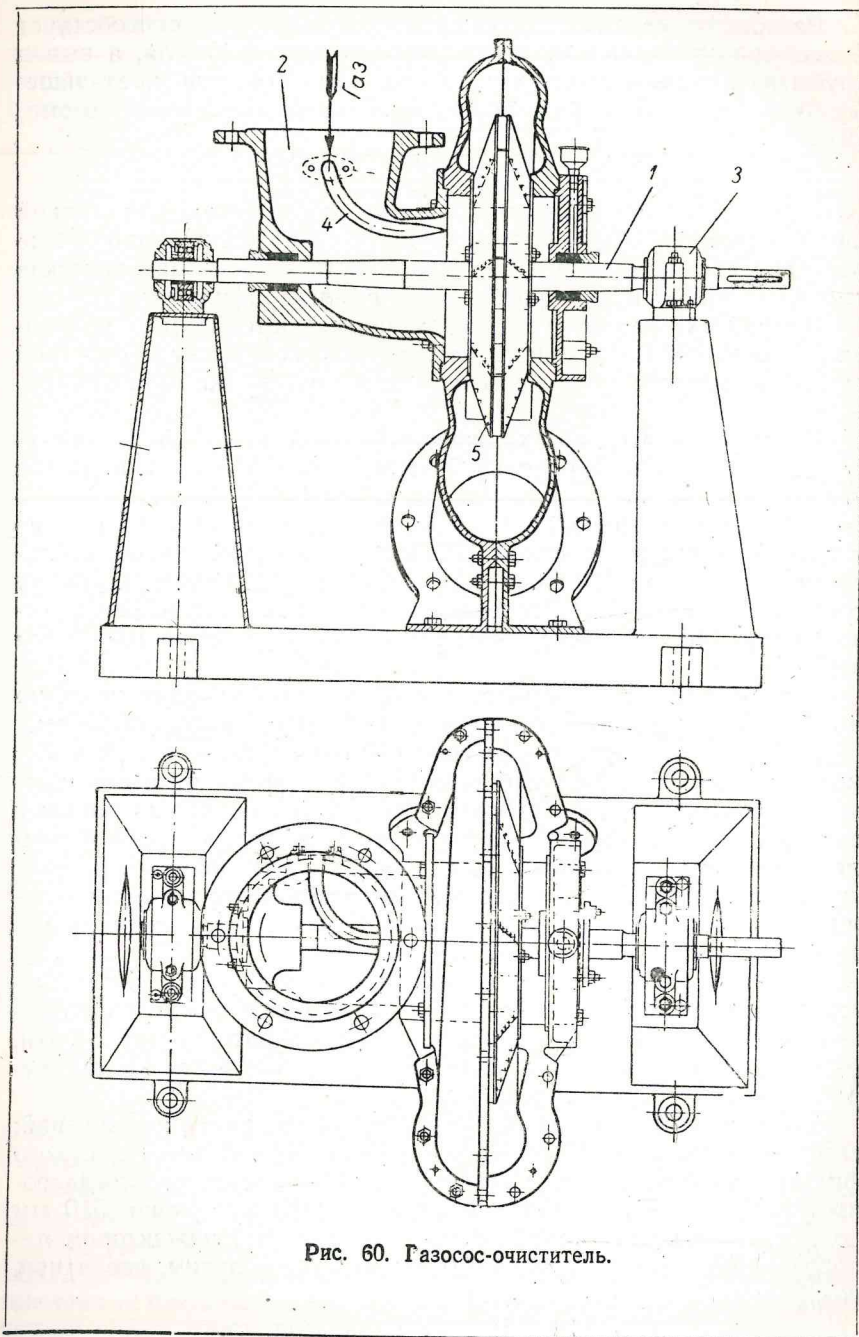


Рис. 60. Газосос-очиститель.

Определение мощности мотора для привода газососа. Мощность, потребляемая центробежным газососом, определяется по формуле:

$$N = \frac{VH\gamma_r}{75\eta}, \quad (95)$$

где V $\text{м}^3/\text{сек.}$ — объемный расход газа;

H мм вод. ст. — напор;

γ_r $\text{кг}/\text{м}^3$ — удельный вес газа;

η — к. п. д. газососа, достигающий 80% лишь в самых благоприятных условиях, и обыкновенно не превосходящий 40—50%.

Для установки производительностью 1240 $\text{м}^3/\text{час}$ при наличии двух параллельно работающих скрубберов целесообразно установить и два газососа, тогда мощность мотора каждого газососа будет равна:

$$N = \frac{1240 \cdot 350 \cdot 1,15}{3600 \cdot 2 \cdot 75 \cdot 0,5} \cong 1,9 \text{ л. с.}$$

Принимаем мощность мотора $N = 2,0$ л. с.

ГЛАВА VI

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ СМЕСИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРОЙ

§ 30. ПРОЦЕССЫ ЗАРЯДКИ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Газовыми называются такие двигатели внутреннего сгорания, для которых топливом служит горючий газ. У нас в Советском Союзе в судовых установках пока получил широкое использование генераторный газ, процесс получения которого в судовых газогенераторах был рассмотрен ранее. Газовые двигатели, получившие применение в судовых установках, работают по четырехтактному способу, как наиболее экономичному процессу. При работе двигателя в два такта, с продувкой цилиндра газовой смесью, неизбежна утечка горючего газа через выпускные органы двигателя и вследствие этого понижается экономичность его. При раздельной же зарядке цилиндра двухтактного двигателя воздухом и генераторным газом значительно усложняются как конструкция двигателя, так и вся силовая установка в целом. В дальнейшем рабочий процесс двигателя, работающего на генераторном газе, мы будем рассматривать только при работе по четырехтактному способу. При этом рабочий цикл осуществляется следующим образом (рис. 61): 1-й такт — при движении поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ), цилиндр двигателя заполняется рабочей смесью (линия 1—2 в системе координат P—V) через впускной клапан, расположенный в крышке цилиндра; 2-й такт — сжатие рабочей смеси. Поршень, двигаясь от НМТ к ВМТ, сжимает заряд рабочей смеси, поступившей в цилиндр двигателя (линия 2—3). Впускной и выпускной клапаны, расположенные в крышке цилиндра, при этом закрыты. 3-й такт — горение рабочей смеси и расширение продуктов сгорания (рабочий ход поршня). Рабочая смесь в конце процесса сжатия воспламеняется электрическим запалом и повышается при этом давление газов вызывает движение поршня от ВМТ к НМТ (линия 3—4). При дальнейшем движении поршня происходит расширение продуктов

сгорания (линия 4—5). 4-й такт — выпуск продуктов сгорания (отработавших газов). В конце процесса расширения открывается выпускной клапан и начинается выпуск продуктов сгорания из цилиндра, продолжающийся при движении поршня от НМТ к ВМТ (линия 5—6).

Таким образом весь цикл совершается за четыре хода поршня, из которых только один (3-й такт) является рабочим,

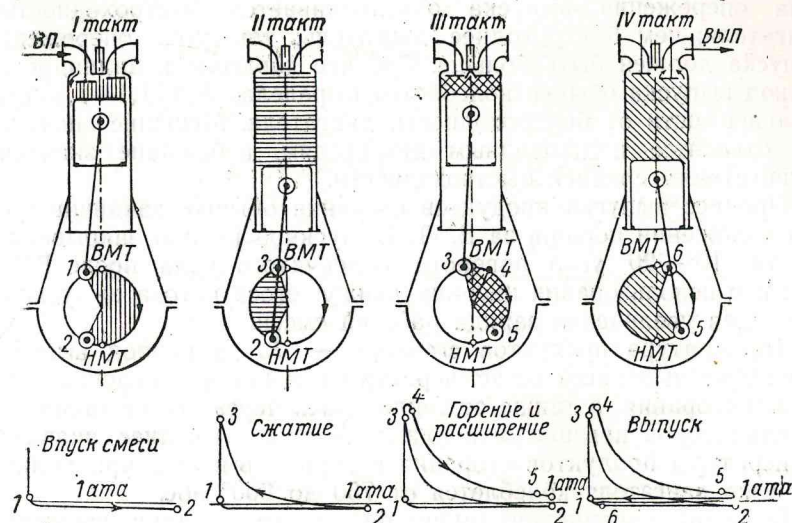


Рис. 61. Схема четырехтактного газового двигателя.

так как только в течение этого такта производится полезная работа процесса расширения продуктов сгорания. Остальные хода поршня совершаются за счет работы других цилиндров и инерции вращающихся частей двигателя.

Образование рабочей смеси в газовых двигателях осуществляется или путем непосредственного смешения газа с воздухом в газовых смесителях, до поступления смеси в цилиндр двигателя, или смешение происходит непосредственно в цилиндре двигателя. В последнем случае газ и воздух подводятся к впускному клапану двигателя раздельным путем. При этом впускной клапан применяется особой конструкции, выполняющей функции и газосмесительного клапана.

Процесс зарядки цилиндра рабочей смесью так же, как и у двигателей, работающих на жидком топливе, разделяется на два периода: 1) выпуск продуктов сгорания, 2) заполнение цилиндра воздухом и газом.

Выпуск продуктов сгорания производится через выпускной клапан, открывающийся распределительным механизмом в конце процесса расширения (в конце рабочего хода поршня).

Давление в цилиндре за период выпуска продуктов сгорания изменяется от 2,5—4,5 ата до давления, определяющегося сопротивлением движению отработавших газов в газовомпускном тракте (выпускной клапан, трубопровод и глушитель). С целью уменьшения среднего давления за процесс выпуска — P_r выпускной клапан открывается при положении мотыля до НМТ на 40—60° угла поворота коленчатого вала двигателя. Величина угла опережения выпуска обуславливается быстроходностью двигателя; чем быстроходнее двигатель, тем угол опережения выпуска должен быть больше. Среднее давление в цилиндре за период выпуска обычно колеблется в пределах $P_r = 1,1—1,15$ ата, в зависимости от быстроходности двигателя. Меньшие значения P_r относятся к тихоходным двигателям, а большие значения к двигателям средней быстроходности.

Процесс выпуска продуктов сгорания обычно заканчивается при положении поршня за ВМТ. Выпускной клапан закрывается спустя 10°—20° угла поворота коленчатого вала после ВМТ, с целью использования инерции движущегося потока выпускных газов для увеличения заряда рабочей смеси.

Температура продуктов сгорания — T_r за период выпуска изменяется и зависит от температуры в конце расширения продуктов сгорания, а также от теплоотдачи через стенки цилиндра и цилиндрической крышки охлаждающей воде. Среднее значение температуры продуктов сгорания в период выпуска при полной нагрузке двигателя колеблется от 750 до 800° абс.

В период заполнения цилиндра двигателя (при движении поршня от ВМТ к НМТ) газом и воздухом давление в цилиндре всегда меньше давления P_0 окружающей среды, вследствие сопротивления, оказываемого движению газоздушного потока в газогенераторе, в очистителях газа, в трубопроводе и наконец впускном клапане. При этом давление в цилиндре P_a изменяется незначительно, а поэтому давление в начале сжатия принимают равным — P_a .

Наибольшее сопротивление газоздушный поток имеет в щели впускного клапана, величина которого зависит от скорости протекания газовой смеси. Скорость же протекания газовой смеси в щели впускного клапана в свою очередь зависит от скорости поршня двигателя. Для установившегося потока газовой смеси в щели впускного клапана, применяя условие сплошности, можно написать:

$$C_1 = C_{\max} \frac{F}{f} = 1,57 C_m \frac{F}{f}, \quad (96)$$

где: C_m м/сек — средняя скорость поршня,

F м² — площадь поршня,

f м² — проходное сечение клапана,

C_1 м/сек. — наибольшая скорость протекания газовой смеси через впускной клапан.

Свободное сечение впускного клапана обуславливается величиной диаметра клапана и высотой его подъема. Величина диаметра клапана ограничивается возможностью размещения его в цилиндрической крышке, а высота подъема ограничивается допустимой величиной инерции приводного механизма клапана.

Отношение $\frac{F}{f}$ у судовых газовых двигателей обычно равно 6 ÷ 10.

Скорость истечения газа определяется по общеизвестной формуле:

$$C = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек,}$$

где: k — показатель адиабаты истечения,

P_1 ата — давление среды, откуда вытекает газ,

P_2 ата — давление среды, куда втекает газ,

V_1 м³/кг — удельный объем газа при давлении P_1 .

Для малых перепадов давлений приведенная формула принимает вид:

$$C_1 = \sqrt{2g R T_1 \left(1 - \frac{P_a}{P_1} \right)}, \quad (97)$$

где: R — газовая постоянная газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя,

T_1 — температура газовой смеси перед впускным клапаном,

P_1 — давление газовой смеси перед впускным клапаном.

Если принять газовую постоянную газовой смеси равной газовой постоянной воздуха $R = 29,27$ и учесть вредные сопротивления истечению, найдем скорость истечения газовой смеси:

$$\begin{aligned} C_1 &= \varphi \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 29,27 T_1 \left(1 - \frac{P_a}{P_1} \right)} = \\ &= 24 \varphi \sqrt{T_1 \left(1 - \frac{P_a}{P_1} \right)}, \end{aligned} \quad (98)$$

где: φ — коэффициент истечения, равен 0,6 ÷ 0,7.

Зная максимальное значение скорости протекания газовой смеси через впускной клапан, которое можно определить по отношению $\frac{F}{f}$ и средней скорости поршня (формула 96), из выражения (98) определяется давление смеси в начале сжатия:

$$P_a = \left(1 - \frac{C_1^2}{24^2 \varphi^2 T_1} \right) P_1 \quad (99)$$

или, принимая $\varphi = 0,7$, будем иметь:

$$P_a = \left(1 - \frac{C_1^2}{282 T_1} \right) P_1. \quad (100)$$

Давление газовой смеси перед впускным клапаном двигателя зависит от сопротивления движению газа в газогенераторе, в очистителях газа, в трубопроводе и в газовом смесителе. Обычно P_1 колеблется от 0,95 до 0,96 ата. При наличии же в установке эксгаустера, который нагнетает генераторный газ после его очистки в газовый коллектор двигателя, давление газовой смеси перед впускным клапаном $P_1 \cong 1$ ата.

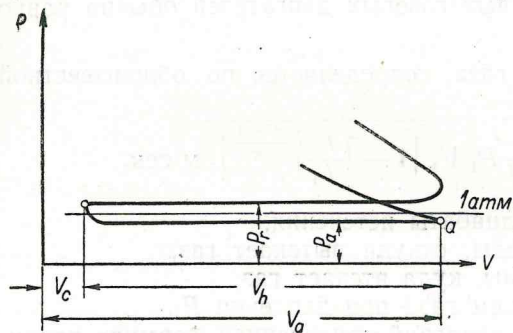


Рис. 62. Процессы впуска и выпуска четырехтактного двигателя.

Поступающая в цилиндр двигателя свежая газовая смесь вступает в теплообмен с остаточными газами (с продуктами сгорания, остающимися в камере сжатия цилиндра) и подвергается нагреву от стенок цилиндра, крышки и доньшка поршня.

Вследствие падения давления газовой смеси при заполнении цилиндра и указанного выше нагрева ее, количество свежей смеси, поступающей в цилиндр, будет меньше того количества, которое могло бы заполнить весь объем цилиндра при давлении и температуре окружающей среды. Совершенство заполнения цилиндра смесью оценивается коэффициентом наполнения η_v , которым называется отношение веса свежей газовой смеси G_g , поступившей в цилиндр, к весу свежей газовой смеси G_a , который мог бы поместиться в рабочем объеме цилиндра V_h (объеме, описываемом поршнем за один ход) при температуре T_0 и давлении P_0 окружающей среды (рис. 62). Чем выше будет коэффициент наполнения, тем больше будет введено газовой смеси в цилиндр и, следовательно, тем больше будет мощность двигателя. Значение коэффициента наполнения может быть выражено через параметры процесса зарядки цилиндра смесью:

$$\eta_v = \frac{G_g}{G_a}; \quad G_g = G_a - G_r, \quad (101)$$

где: G_a — вес смеси при давлении P_a и температуре в начале сжатия T_a , состоящей из свежей газовой смеси и остаточных газов в полном объеме цилиндра V_a ,

G_r — вес остаточных газов при давлении P_r и температуре T_r в объеме камеры сжатия цилиндра V_c .

Применяя уравнение состояния идеального газа, находим:

$$G_r = \frac{V_c P_r}{R_r T_r}; \quad G_a = \frac{V_a P_a}{R_a T_a}; \quad G_0 = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g}$$

$$G_g = \eta_v G_0 = \eta_v \frac{V_h P_0}{T_0 R_g},$$

где: R_r ; R_g и R_a — газовые постоянные: остаточных газов, свежей газовой смеси генераторного газа и воздуха, поступающей в цилиндр, и смеси генераторного газа, воздуха и остаточных газов.

С достаточной точностью можно принять:

$$R_g = R_a = R_r.$$

Подставляя значения G_r , G_a и G_g в выражение (101), определим η_v .

$$\eta_v \frac{V_h P_0}{T_0 R_g} = \frac{V_a P_a}{R_a T_a} - \frac{V_c P_r}{R_r T_r}; \quad \eta_v = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{V_a P_a}{T_a} - \frac{V_c P_r}{T_r} \right) \frac{1}{V_h}.$$

Так как отношение $\frac{V_a}{V_c} = \varepsilon$ есть степень сжатия газовой смеси, а рабочий объем цилиндра равен

$$V_h = V_a - V_c = V_c \left(\frac{V_a}{V_c} - 1 \right) = V_c (\varepsilon - 1),$$

то окончательно находим:

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{V_a P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{V_c}{V_h} = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad (102)$$

Из полученного выражения следует, что с увеличением абсолютной температуры T_a в начале сжатия и с увеличением давления выпуска P_r , значение коэффициента наполнения уменьшается. С увеличением давления в начале сжатия P_a и степени сжатия смеси ε коэффициент наполнения увеличивается, так как T_r и P_r при этом уменьшаются. Коэффициент наполнения главным образом зависит от давления P_a и температуры смеси T_a . При увеличении давления смеси P_a в начале сжатия и уменьшении ее температуры T_a , вес свежего заряда смеси возрастает, а поэтому и увеличивается коэффициент наполнения.

Температура газовой смеси в начале сжатия зависит от температуры генераторного газа и воздуха, поступающих в цилиндр, и повышения их температуры вследствие теплообмена с остаточными газами и со стенками цилиндра.

В современных судовых газогенераторных установках температура генераторного газа после очистки и охлаждения близка к температуре наружного воздуха в машинном отделении судна.

Поэтому температуру смеси T_1 генераторного газа и воздуха можно принимать равной температуре наружного воздуха в машинном отделении судна.

Обычно $T_1 = 295\text{--}300^\circ$ абс.

Вследствие нагрева от стенок впускного клапана и цилиндра, как это было ранее указано, температура газовой смеси, поступающей в цилиндр, будет равна:

$$T'_1 = T_1 + \Delta T,$$

где ΔT — повышение температуры, поступающей в цилиндр смеси, вследствие нагрева ее впускным клапаном и стенками цилиндра; ΔT — составляет $10\text{--}20^\circ$ и $T'_1 = 305\text{--}315^\circ$ абс.

Поступившая в цилиндр свежая газовая смесь, смешиваясь с остаточными газами, нагревается от температуры T'_1 до температуры в начале сжатия — T_a , а остаточные газы охлаждаются от температуры T_r до температуры T_a . На основании этого можно написать:

$$G_r (T_r - T_a) C_1 = G_g (T_a - T'_1) C_2.$$

Принимая теплоемкость остаточных газов C_1 и газовой смеси C_2 равными, получаем:

$$T_a (G_g + G_r) = G_g T'_1 + G_r T_r. \quad (103)$$

Подставляя в полученное выражение (103) значения:

$$G_g = \frac{V_h P_0}{T_0 R_g} \eta_v; \quad G_r = \frac{V_c P_r}{T_r R_r}; \quad G_a = \frac{V_a P_a}{R_a T_a}$$

и принимая $R_g = R_r = R_a$ находим:

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0 V_h T'_1} (V_a P_a - V_c P_r) = \frac{T_0}{P_0 (\epsilon - 1) T'_1} (\epsilon P_a - P_r). \quad (104)$$

Приравняв правые части уравнений (102) и (104), находим температуру газовой смеси в начале сжатия T_a :

$$\frac{T_0 (\epsilon P_a - P_r)}{P_0 (\epsilon - 1) T'_1} \frac{1}{\epsilon - 1} = \frac{T_0}{P_0 (\epsilon - 1) T'_1} (\epsilon P_a - P_r) \\ T_a = T'_1 \frac{\epsilon P_a}{\epsilon P_a - P_r \left(1 - \frac{T'_1}{T_r}\right)}. \quad (105)$$

Из полученного выражения (105) видно, что температура смеси в начале сжатия главным образом зависит от температуры смеси, поступающей в цилиндр T'_1 . С повышением температуры T'_1 , температура T_a повышается.

Пользуясь формулой (105), на рис. 63 дана зависимость температуры газовой смеси в начале сжатия T_a от температуры

смеси, поступающей в цилиндр — T'_1 и от давления в начале сжатия P_a , при постоянных величинах: степени сжатия $\epsilon = 8$, давления и температуры выпускных газов $P_r = 1,1$ ата, $T_r = 750^\circ$ абс.

Из рассмотрения рис. 63 следует, что с повышением давления P_a и с понижением температуры T'_1 , температура смеси в начале сжатия падает, а следовательно, и увеличивается коэффициент наполнения.

На рис. 64 приведена зависимость (по выражению (102) коэффициента наполнения от температуры газовой смеси T'_1 , по-

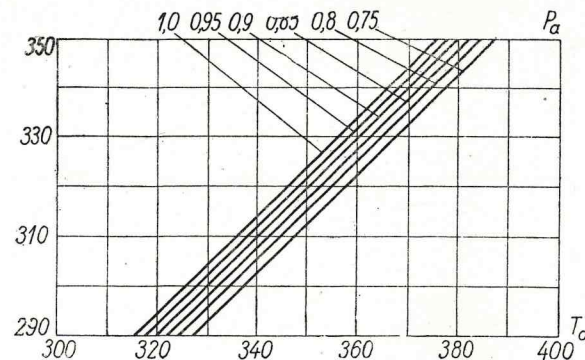


Рис. 63. Зависимость температуры смеси в начале сжатия от температуры поступающей смеси в цилиндр и от давления смеси в начале сжатия.

ступающей в цилиндр двигателя, и от давления смеси в начале сжатия — P_a при постоянных: $\epsilon = 8$, $P_r = 1,1$, $T_0 = 290^\circ$ абс. и $P_0 = 1$ ата. Приведенная зависимость наглядно показывает, что с повышением давления смеси в начале сжатия P_a и с понижением температуры поступающей смеси в цилиндр коэффициент наполнения увеличивается. Произведенные подсчеты коэффициента наполнения по формуле (102) показывают, что при постоянных значениях давления смеси в начале сжатия P_a и температуры смеси — T'_1 коэффициент наполнения возрастает при повышении степени сжатия смеси. Такое повышение коэффициента наполнения, очевидно, обуславливается при этом понижением температур: смеси в начале сжатия T_a и выпуска — T_r . Таким образом, из рассмотрения зависимостей, представленных на рис. 63 и 64, и формул (102), (103), (104) и (105) следует, что на значение величин температуры и давления в начале сжатия, а следовательно, на величину коэффициента наполнения и весового заряда газовой смеси главным образом влияет температура и давление генераторного газа перед впускным клапаном. Понижение температуры и повышение давления газа (путем нагнетания газа эксгаустером), а также повышение степени сжатия.

смеси ϵ увеличивает: коэффициент наполнения цилиндра двигателя, весовой заряд газовой смеси и, следовательно, мощность двигателя. Кроме рассмотренных факторов, совокупность которых определяет наполнение цилиндра четырехтактного двигателя, коэффициент наполнения зависит также от фаз распределения, т. е. от моментов открытия и закрытия впускных и вы-

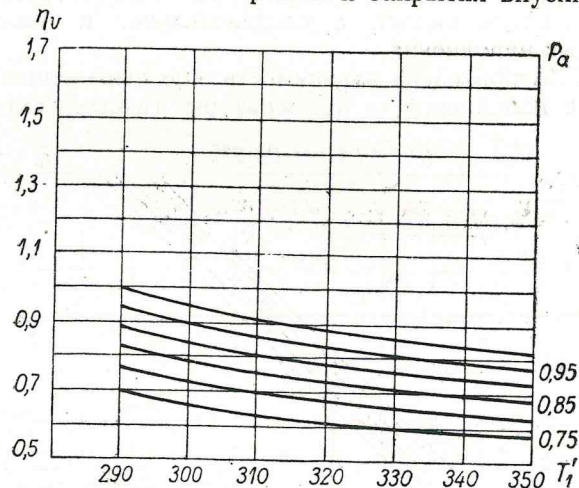


Рис. 64. Зависимость коэффициента наполнения четырехтактного двигателя от температуры смеси, поступающей в цилиндр, и от давления смеси в начале сжатия.

пускных клапанов. Все вышеприведенные соотношения, определяющие собою коэффициент наполнения, были получены в предположении, что закрытие и открытие клапанов происходит в мертвых точках. В действительности моменты открытия и закрытия клапанов не совпадают с положением поршня в мертвых точках. Как это указывалось ранее, закрытие выпускного клапана после ВМТ обеспечивает, с одной стороны, достаточное время — сечение для истечения газов из цилиндра в конце хода выпуска, а с другой стороны, благодаря этому дополнительно вытекает некоторое количество отработавших газов и тем самым уменьшается количество остаточных газов. При этом представляется возможным использовать инерционное движение газов в выпускном трубопроводе после того, как давление P_1 будет меньше давления перед впускным клапаном P_1 , для увеличения весового заряда свежей газовой смеси и для более полной очистки цилиндра от остаточных газов.

При определенных соотношениях между длиной выпускного трубопровода и числом оборотов двигателя колебания давления отработавших газов, возникающие за выпускным клапаном, мо-

гут распространяться так, что за клапаном в момент прихода поршня в ВМТ будет возникать значительное разрежение. Наличие такого разрежения позволяет открыть впускной клапан раньше положения поршня в ВМТ. Вследствие опережения открытия впускного клапана и запаздывания закрытия выпускного клапана, создается так называемое перекрытие клапанов, т. е. некоторое время одновременно остаются открытыми впускной и выпускной клапаны. В этот период времени, несмотря на то, что поршень уже движется от ВМТ, отработавшие газы не меняют своего направления и продолжают вытекать в выпускной патрубок, а через впускной клапан начинает поступать в цилиндр свежая газовая смесь, поступление которой еще облегчается подсасывающим действием отработавших газов. Правильное установление угла перекрытия клапанов очень важно. При большом угле перекрытия клапанов, за счет раннего открытия впускного клапана, неизбежно будет происходить проникновение горячих отработавших газов во впускной патрубок и вследствие этого взрыв газовой смеси там. При позднем закрытии выпускного клапана свежая газовая смесь вытекает из цилиндра вместе с отработавшими газами.

Закрывается впускной клапан обычно после НМТ, т. е. с запаздыванием. Выполняется это с целью увеличения заряда газовой смеси, так как, во-первых, при этом увеличивается проходное сечение впускного клапана в конце хода наполнения, а во-вторых, вследствие того, что в начале сжатия давление в цилиндре меньше давления смеси перед впускным клапаном, то через открытый впускной клапан будет продолжаться дополнительное поступление свежей газовой смеси. Кроме того, инерция потока впускаемой газовой смеси позволяет несколько продлить процесс наполнения даже в том случае, когда давление в цилиндре уже превысило давление перед впускным клапаном. Величина опережения открытия впускного клапана и запаздывания закрытия зависит от быстроходности двигателя и колеблется в пределах 10° — 5° до ВМТ и 15° — 20° после НМТ.

Указанные явления, обуславливаемые правильно установленными фазами распределения, увеличивают коэффициент наполнения цилиндра двигателя и, следовательно, способствуют повышению мощности двигателя.

§ 31. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

В процессе сжатия рабочая смесь, поступившая в цилиндр двигателя, готовится к эффективному сгоранию. Процесс сжатия служит как бы для создания тех необходимых условий, которые обеспечили бы наиболее эффективное протекание процесса сгорания газовой смеси. В связи с этим, требования

предъявляемые к процессу сжатия, могут быть различны и определяются принятым смесеобразованием в двигателе и способом воспламенения газовой смеси.

В процессе сжатия газовая смесь за счет выделяющегося тепла нагревается, молекулы горючих компонентов газовой смеси готовятся к вступлению в химическую реакцию окисления. При внутреннем смесеобразовании к процессу сжатия предъявляются дополнительные требования, которые сводятся к обеспечению равномерного перемешивания газа и воздуха в цилиндре двигателя. При внешнем смесеобразовании газа и воздуха, в процессе сжатия должно происходить дополнительное перемешивание смеси для повышения однородности ее состава по всему объему цилиндра.

Параметры в конце процесса сжатия также должны собою обеспечивать нормальное протекание процесса сгорания газовой смеси. При воспламенении смеси электрическим запалом, температура в конце процесса сжатия не должна достигать температуры самовоспламенения генераторного газа. В противном случае может произойти преждевременное самовоспламенение смеси, нарушающее нормальное протекание процесса сгорания.

Температурой самовоспламенения топлива принято называть минимальную температуру, при которой топливо загорается пламенем («горячим» и обычно светящимся), без постороннего источника огня. Температура самовоспламенения не является постоянной физической величиной и зависит от целого ряда факторов.

Обычно температуру самовоспламенения газообразных топлив определяют при постепенном нагреве от какой-либо поверхности. В момент самовоспламенения рабочей смеси, нагретой от соприкосновения с этой поверхностью, замеряют минимальную температуру последней или рабочей смеси, которую и принимают за температуру самовоспламенения данного топлива. При таком способе определения значение температуры самовоспламенения будет зависеть от следующих факторов: теплоотдачи системы, давления рабочей смеси, теплового эффекта окислительной реакции, скорости диффузии, скорости реакции, реакционного объема и каталитического влияния системы. Поэтому правильнее говорить здесь о некотором, в известной степени условном, температурном интервале.

Из нижеприведенной табл. 55 температур самовоспламенения водорода видно влияние этих факторов на величину температуры самовоспламенения.

Опытные определения температур самовоспламенения были выполнены главным образом только для отдельных горючих газов: водорода, метана, окиси углерода. Опытных же данных по определению температуры самовоспламенения горючих смесей с примесью инертных газов имеется мало. Автором были прове-

Таблица 55

Наблюдатели	Температура самовоспламенения водорода °С
Гвоздов	600—630
Бунзен	743,6
Митчерлих	671

дены опыты по определению температур самовоспламенения генераторного газа следующего состава в процентах по объему: $\text{CO} = 19,05$; $\text{H}_2 = 14,62$; $\text{CH}_4 = 1,95$; $\text{CO}_2 = 11,93$; $\text{O}_2 = 0,48$; $\text{N}_2 = 51,97$.

Результаты определения минимальной температуры самовоспламенения смесей при атмосферном давлении приведены в табл. 56.

Таблица 56

Состав смеси	Минимальная температура самовоспламенения, °С	
Смесь генераторного газа с воздухом при коэффициенте избытка воздуха:	$\alpha_1 = 1$	580
	$\alpha_1 = 1,1$	575
	$\alpha_1 = 1,2$	568

Из табл. 56 видно, что коэффициент избытка воздуха при горении в пределах $\alpha_1 = 1 \div 1,2$ мало влияет на температуру самовоспламенения.

Период между введением топлива (газовой смеси) в нагретую среду и самовоспламенением его называют «задержкой самовоспламенения». В этот период, как показали опыты, происходит не только нагрев газовой смеси, но и происходит процесс предварительного окисления горючих газов, входящих в состав рабочей газовой смеси. Процесс предварительного окисления характеризуется тем, что часть горючих газов, входящих в смесь, вступает в соединение с кислородом воздуха, при этом происходит некоторое повышение температуры смеси. Быстрота изменения температуры смеси в этот период зависит от интенсивности процесса предварительного окисления. В свою очередь, с повышением температуры смеси интенсивность процесса предварительного окисления повышается и при достижении некоторой температуры наступает самовоспламенение смеси. Таким образом, продолжительность задержки самовоспламенения газовой смеси зависит от интенсивности роста температуры

смеси. С повышением интенсивности роста температуры смеси задержка самовоспламенения уменьшается и, наоборот, с понижением интенсивности роста температуры смеси задержка самовоспламенения увеличивается.

Опыты показывают, что самовоспламенение смеси генераторного газа с воздухом, сжимаемой в цилиндре газового двигателя, вследствие незначительной имеющейся продолжительности задержки самовоспламенения происходит только при достижении температуры к концу сжатия не ниже 850—1300°С. При этом процесс сжатия газовой смеси сопровождается процессом предварительного окисления горючих газов, входящих в смесь.

Для выявления предварительного окисления в процессе сжатия газовой смеси в цилиндре двигателя нами были проведены опыты. Указанные опыты проводились с газовым четырехтактным двигателем, имеющим диаметр цилиндра 320 мм, цилиндрическую мощность 60 э. л. с., степень сжатия смеси $\epsilon = 8,5$ и число оборотов вала 375 об/мин. Для этой цели при работе двигателя с полной нагрузкой с установившимся тепловым режимом у одного из цилиндров выключался электрический запал и после этого одновременно производился забор генераторного газа, подводимого к двигателю, и выхлопных газов этого цилиндра. Коэффициент избытка воздуха в газовой смеси, поступившей в цилиндр двигателя, определялся по анализу газов. Результаты анализа газов, пробы которых отбирались в разное время, приведены в табл. 57.

Таблица 57

№ замера	Состав газа в процентах по объему												Коэффициент избытка воздуха в смеси
	поступившего в цилиндр двигателя в смеси с воздухом						после сжатия в цилиндре						
	CO ₂	CO	CH ₄	H ₂	O ₂	N ₂	CO ₂	CO	CH ₄	H ₂	O ₂	N ₂	
1	5,43	7,95	0,41	6,08	11,5	68,63	6,4	7,3	0,0	5,3	10,5	70,5	1,29
2	5,34	7,88	0,46	7,32	11,5	67,5	6,5	7,1	0,0	5,3	10,5	70,4	1,3
3	5,22	7,75	0,66	7,1	11,8	67,47	7,0	7,5	0,0	5,5	11	69	1,3

Следует заметить, что для исключения влияния нагретых электродов свечи на процесс окисления газа, отбор газа производился спустя некоторое время после выключения зажигания. Некоторое несовпадение материального баланса газовой смеси объясняется допустимой неточностью анализа.

Результаты анализов генераторного газа до сжатия в цилиндре и после сжатия действительно показывают, что еще до начала воспламенения смеси электрической искрой в процессе сжатия смеси образуются окислительные реакции горючих компонентов генераторного газа. Как это видно из табл. 57, в газе после сжатия совершенно отсутствует метан, количество водоро-

да уменьшается в среднем на 21% от его первоначального количества в смеси и окись углерода уменьшается в среднем на 7%.

Температура в конце сжатия, при которой происходит самовоспламенение смеси, и определяет собою максимально допустимую степень сжатия. Как известно, процесс сжатия протекает в цилиндре двигателя с изменяющимся распределением внешнего тепла на изменение внутренней энергии сжимаемого рабочего тела и на затрачиваемую механическую работу. Поэтому принять его политропическим можно только условно. Процесс протекает с переменным показателем политропы. В начальный период сжатия температура смеси, заполнившей цилиндр, ниже температуры стенок цилиндра, поршня и крышки цилиндра (при установившемся тепловом режиме двигателя). Поэтому тепловой поток в этот период процесса направлен от стенок цилиндра к сжимаемой смеси, а следовательно, показатель политропы любого элементарного участка процесса в начале сжатия больше показателя адиабаты $n > k$. По мере повышения температуры сжимаемой смеси в процессе сжатия передача тепла от стенок к смеси уменьшается и уменьшается значение показателя политропы. При дальнейшем сжатии температура смеси становится выше температуры окружающих стенок цилиндра и тепловой поток изменяет направление на обратное.

В двигателях жидкого топлива при сжатии в цилиндре воздуха такое направление теплового потока сохраняется до конца хода сжатия. При этом показатель политропы меньше показателя адиабаты. В газовых же двигателях, вследствие образования реакций предварительного окисления горючих газов, отдача тепла стенкам цилиндра к концу процесса сжатия становится меньше, чем выделяемое тепло реакций предварительного окисления. А поэтому в этот период сжатия для любого элементарного участка процесса показатель политропы становится больше показателя адиабаты.

Таким образом, процесс сжатия протекает с значительно изменяющимся показателем политропы: в начале сжатия $n > k$, примерно в средней части процесса $n < k$ и к концу процесса вновь $n > k$. Опытные данные позволяют сделать следующие выводы: среднее значение показателя политропы сжатия n_1 тихоходных газовых двигателей колеблется в пределах 1,58—1,60.

Основными факторами, которые влияют на показатель n_1 , являются интенсивность охлаждения двигателя, число оборотов коленчатого вала, размеры цилиндра и интенсивность реакций предварительного окисления горючих газов в период сжатия смеси. При более интенсивном охлаждении стенок и крышки цилиндра температура их понижается и увеличивается отвод тепла от сжимаемой смеси, а поэтому среднее значение показателя политропы сжатия понижается. Так как продолжительность теплообмена за процесс сжатия обратно пропорциональна числу обо-

ротов коленчатого вала, то с увеличением числа оборотов средний показатель политропы сжатия увеличивается. В то же время число оборотов вала двигателя обуславливает продолжительность реакций предварительного окисления. При большом числе оборотов указанное время будет незначительным, что повлечет за собою уменьшение количества выделенного тепла реакциями предварительного окисления, а следовательно, и уменьшение среднего показателя политропы. Отсутствие опытных данных по определению n_1 быстроходных газовых двигателей не позволяет количественно оценить эту зависимость. Однако можно считать, что в быстроходных газовых двигателях среднее значение показателя политропы сжатия n_1 будет приближаться к среднему значению адиабаты 1,38—1,40.

Относительная поверхность охлаждения, приходящаяся на 1 м^3 газовой смеси, находящейся в цилиндре, изменяется обратно пропорционально диаметру цилиндра двигателя. Вследствие этого двигателя с большими диаметрами цилиндра среднее значение показателя политропы сжатия будут иметь несколько выше. Интенсивность реакций предварительного окисления зависит от нагрузки двигателя и от степени сжатия смеси. При изменении нагрузки двигателя, если при этом изменяется коэффициент избытка воздуха в газовой смеси, изменяется концентрация горючих газов в смеси. Вследствие изменения концентрации горючих газов, изменяется интенсивность реакций предварительного окисления и, следовательно, показатель политропы сжатия. При увеличении коэффициента избытка воздуха в смеси — α_1 концентрация газов уменьшается, среднее значение показателя политропы сжатия будет уменьшаться. С изменением степени сжатия смеси изменяется температура смеси к концу сжатия, а следовательно, меняется интенсивность реакций предварительного окисления и показатель политропы сжатия. При увеличении степени сжатия среднее значение показателя политропы сжатия также будет увеличиваться.

Принимая процесс сжатия политропическим с постоянным показателем, равным среднему значению, можно написать:

$$\frac{P_c}{P_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} \quad \text{и} \quad \frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1 - 1},$$

где: P_c и T_c — давление и абсолютная температура газовой смеси в конце сжатия.

Отсюда находим:

$$P_c = P_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = P_a \varepsilon^{n_1} \quad (106)$$

$$T_c = T_a \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1 - 1} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (107)$$

Из полученных выражений (106) и (107) видно, что с повышением степени сжатия и среднего значения показателя политропы

сжатия, давление и температура смеси в конце сжатия увеличиваются. Повышение температуры в конце сжатия способствует лучшему развитию процесса горения газовой смеси, а поэтому повышение ее в допустимых пределах необходимо. Как это было указано ранее, допустимая температура смеси в конце сжатия колеблется в пределах $T_c = 850—1300^\circ \text{ абс.}$ и соответственно этой температуре при значениях n_1 , приведенных выше, допустимая степень сжатия смеси газового двигателя колеблется от 9 до 11.

§ 32. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ И РАСШИРЕНИЯ

За период сгорания и расширения продуктов сгорания в цилиндре двигателя происходит превращение химической энергии горючего газа в тепловую с последующим частичным превращением ее в механическую работу. Указанные процессы являются основными, определяющими собою экономичность рабочего цикла двигателя.

Процесс сгорания в газовом двигателе, как это было показано ранее, начинается еще на линии сжатия (до ВМТ) и протекает во времени как при переменном объеме, так и при изменяющемся давлении, подчиняясь определенным физико-химическим закономерностям.

На рис. 65 представлена схема развернутой индикаторной диаграммы газового двигателя, работающего с зажиганием смеси от электрической свечи. Запал рабочей смеси происходит в момент, показанный на диаграмме точкой 1 при положении поршня φ° угла поворота коленчатого вала до ВМТ. Этот угол носит название угла опережения зажигания.

Исследования рабочего процесса газового двигателя показали, что процесс сгорания протекает следующим образом. На участке индикаторной диаграммы от точки 1' до точки 2 происходит первая или начальная фаза процесса сгорания. Здесь происходят реакции предварительного окисления горючих газов, входящих в рабочую смесь. За этот период в сжимаемой смеси образуются небольшие очаги реакций горения, которые по истечении некоторого времени после электрического запала, необхо-

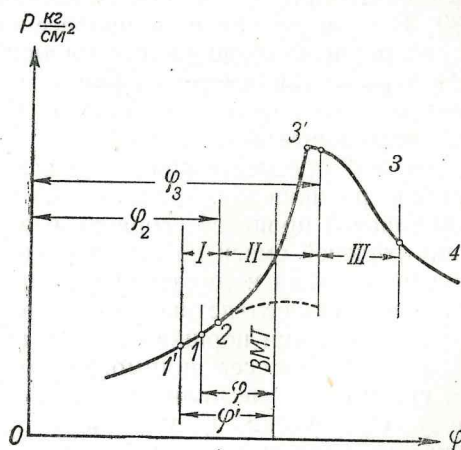


Рис. 65. Процесс горения газовой смеси в цилиндре двигателя.

димого для их развития, вызывают так называемый процесс видимого сгорания.

Начальная фаза процесса сгорания, или, как ее называют, период скрытого сгорания, протекает с повышением давления, происходящим только вследствие сжатия смеси. Процесс же видимого сгорания — вторая фаза процесса сгорания (участок на индикаторной диаграмме между точками 2 и 3) протекает с резким повышением давления в цилиндре. Точка 3 на индикаторной диаграмме является концом второй фазы процесса сгорания и соответствует положению поршня за ВМТ. Давление в цилиндре в этот момент является максимальным. В двигателях с цилиндровой мощностью 50 л. с. и выше, вследствие более продолжительного сгорания смеси, конец процесса видимого сгорания протекает почти при постоянном давлении (участок между точками 3—3'). В этом случае весь процесс видимого сгорания приближается к процессу смешанного сгорания теоретической диаграммы.

За период видимого сгорания фронт пламени постепенно охватывает основную массу сжатой газовой смеси, находящейся в цилиндре двигателя.

В точке 3 процесс сгорания не заканчивается и продолжается на линии расширения. Указанный период сгорания является третьей фазой процесса сгорания и называется процессом «догорания» горючей смеси на линии расширения. В этот период сгорания (участок на индикаторной диаграмме 3—4) давление в цилиндре падает вследствие быстрого увеличения объема цилиндра при движении поршня от ВМТ вниз.

В период процесса видимого сгорания пламя распространяется от свечи в объеме цилиндра по концентрическим поверхностям, образуя сферический фронт. Перед фронтом пламени находится сжатая рабочая смесь, а за фронтом пламени продукты сгорания смеси. Скорость распространения фронта пламени зависит от температуры и давления сжатой смеси и от температуры, развивающейся в процессе сгорания, а также от коэффициента избытка воздуха в газовой смеси и наличия завихрений смеси в цилиндре.

Продолжительность протекания процесса сгорания характеризуется скоростью сгорания и скоростью горения или, иначе, скоростью распространения фронта пламени. Скоростью сгорания называется количество сгораемого в секунду газа, и измеряется в моль/сек. или м³/сек. О скорости сгорания можно судить по скорости нарастания давления, т. е. по приращению давления на линии горения на 1° поворота коленчатого вала двигателя. Согласно рис. 65, средняя скорость нарастания давления за период видимого сгорания будет равна:

$$C = \frac{P_3 - P_2}{t} \text{ атм/сек}$$

или

$$C' = \frac{P_3 - P_2}{\varphi_3 - \varphi_2} \text{ атм/гр. пов. кол. вала,}$$

где: P_2 и P_3 — давления в начале и в конце процесса видимого сгорания,

t — время в секундах поворота коленчатого вала двигателя на угол $(\varphi_3 - \varphi_2)$, т. е. продолжительность протекания процесса видимого сгорания в секундах или в градусах угла поворота вала.

Скорость горения смеси или скорость распространения фронта пламени в цилиндре, измеряется в м/сек. или см/сек.

Для суждения о процессе сгорания пользуются понятием о средней скорости горения. Под ней подразумевается отношение длины участка от места запала до наиболее удаленной точки объема цилиндра за период видимого сгорания ко времени продолжительности процесса видимого сгорания.

Опытные данные показывают, что скорость распространения пламени не одинакова для различных точек камеры сгорания и возрастает по мере удаления от места запала смеси.

Теплота, выделяющаяся при распространении пламени, вызывает расширение продуктов сгорания позади фронта пламени и сжатие несгоревшей части рабочей смеси перед фронтом пламени. Вследствие сжатия смеси давление и температура ее возрастают, а поэтому создаются более благоприятные условия для дальнейшего развития процесса распространения фронта пламени. Благодаря этому и увеличивается скорость распространения пламени по мере удаления от запала смеси. При приближении же фронта пламени к стенкам камеры сгорания, вследствие охлаждения пламени воздействием стенок, скорость распространения фронта пламени замедляется. Вследствие переменной скорости распространения фронта пламени, процесс сгорания протекает с переменной интенсивностью и со значительным догоранием газа на линии расширения. Создание завихрений газовой смеси в цилиндре двигателя путем установки на впускном клапане экрана (подобно тому как это делают в дизелях) способствует выравниванию температуры смеси в объеме цилиндра и уменьшению догорания газа и температуры отработавших газов. Проведенные автором опыты показали, что при работе газового двигателя (средней бытстроходности) с завихрением смеси путем экранирования впускного клапана температура отработавших газов снижается на 20% и процесс догорания заканчивается при положении поршня 60° за ВМТ. При отсутствии же завихрений газовой смеси процесс догорания исследуемого двигателя продолжался почти в течение всего такта расширения.

Как указывалось, скорость сгорания смеси обуславливает нарастание давления в цилиндре в период сгорания. Слишком большое нарастание давления вызывает повышение динамических нагрузок на поршень, на головные, мотылевые и рамовые подшипники. Такая работа двигателя называется «жесткой» и не может быть признана нормально допустимой. На жесткость работы дви-

гателя. влияет не только скорость нарастания давления за период сгорания смеси, но и характер перехода линии сжатия в линию видимого сгорания. При плавном переходе указанных линий двигатель работает мягче. Наличие реакций предварительного окисления в процессе сжатия и опережения зажигания смеси способствует плавному переходу процесса сжатия в процесс сгорания. При этом следует заметить, что чем меньше скорость сгорания рабочей смеси, тем больше должен быть угол опережения зажигания для получения наибольшего значения среднего индикаторного давления. Оптимальное значение угла опережения также зависит от числа оборотов двигателя, при увеличении числа оборотов угол опережения возрастает. Обычно оптимальное значение угла опережения зажигания, обуславливающее максимальное значение среднего индикаторного давления, определяется из опыта путем снятия с двигателя так называемой характеристики по зажиганию. Для этой цели определяется мощность двигателя при различных углах опережения зажигания, но с постоянным числом оборотов вала двигателя. Угол опережения зажигания, соответствующий максимуму мощности двигателя, при данном числе оборотов и является наиболее выгодным углом опережения зажигания.

Скорость сгорания смеси генераторного газа с воздухом в основном зависит от состава смеси и от температуры и давления. При увеличении концентрации горючих газов в смеси и температуры смеси скорость сгорания повышается.

Опыты показывают, что при значительном повышении содержания водорода в смеси увеличение скорости сгорания вызывает жесткую работу двигателя. В практике такое явление часто наблюдается при повышении температуры паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор, выше 75°C . Объясняется это тем, что при введении паровоздушной смеси с высокой температурой в газогенератор, вследствие повышенного содержания паров воды в воздухе, увеличивается содержание водорода в генераторном газе, образовавшегося за счет разложения паров воды в газогенераторе. Повышение степени сжатия увеличивает температуру смеси и повышает скорость сгорания смеси. Однако значительное повышение степени сжатия (выше 10—12) вызывает жесткую работу двигателя и при этом нормальный процесс сгорания может нарушаться. Такой процесс сгорания может перейти в детонационное сгорание смеси. Детонационное сгорание смеси, сопровождающееся большой скоростью, внешне проявляется:

- 1) появлением в цилиндрах сильного стука металлического характера;
- 2) появлением в отработавших газах двигателя «хлопков» черного дыма;
- 3) неустойчивой работой двигателя;
- 4) падением мощности и перегревом двигателя.

Следует отметить, что детонационное сгорание происходит только после зажигания смеси. Преждевременное же самовоспламенение происходит до зажигания смеси, которое внешне сопровождается глухими стуками в цилиндре. Звонкий стук в цилиндре двигателя при детонационном сгорании смеси объясняется вибрацией стенок цилиндра и донышка поршня, вследствие удара о них волн повышенного давления, движущихся со скоростью звука. Индикаторные диаграммы, снятые при этом, имеют на участке конца сгорания зазубренный характер (пики). Выбрасываемые с отработавшими газами «хлопки» черного дыма указывают на выпадение при сгорании свободного углерода. Это происходит вследствие значительного повышения температуры в местах детонационного сгорания, при котором CO_2 и H_2O не только диссоциируют в CO , H_2 и O_2 , но даже происходит выделение свободного углерода.

Как показали исследования, не все горючие компоненты генераторного газа одинаково участвуют в процессе горения. В начальный период горения больше всего сгорает водорода и меньше окиси углерода. На линии расширения относительная скорость сгорания значительно уменьшается и в связи с этим процесс догорания продолжается почти на всей линии расширения.

Все это создает весьма сложную картину протекания реакции сгорания генераторного газа в цилиндре двигателя и затрудняет расчет параметров рабочего процесса с помощью физико-химических соотношений. Рассмотрение процесса горения по результирующим скоростям сгорания значительно упрощает изучение процесса преобразования химической энергии в теплоту.

Принимая генераторный газ, как химическое соединение, можно механизм сгорания газа рассматривать, как реакцию соединения молекулы газа и молекулы кислорода. Принятое допущение позволяет к расчету кинетики процесса сгорания газа применить физико-химические уравнения. Считая реакцию сгорания газа, как наиболее вероятную, бимолекулярной, согласно кинетическим представлениям, скорость сгорания будет определяться так:

$$-\frac{dc}{dt} = K C_{\text{r}} C_{\text{O}_2} = K_0 C_{\text{r}} C_{\text{O}_2} e^{-\frac{E}{RT}}$$

где: $\frac{dc}{dt}$ моль/м³ сек. — скорость сгорания,

K м³/моль-сек. — константа скорости реакции,

K_0 моль/м³ сек. — константа по столкновениям,

C_{r} моль/м³ — концентрация газа,

C_{O_2} моль/м³ — концентрация кислорода,

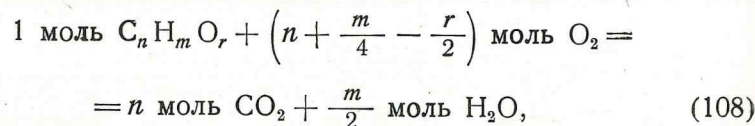
E ккал/моль — энергия активации — энергия, которой должны обладать молекулы для получения реакции при их столкновении.

R — газовая постоянная газа,
 T — температура смеси.

Исследования показывают, что как константы скорости и по столкновениям, так и энергия активации зависят от температуры, развивающейся в процессе сгорания. Максимальное значение энергии активации в зависимости от состава смеси (т. е. от концентрации различных горючих компонентов генераторного газа) колеблется в узких пределах от 50 000 до 55 000 ккал/моль.

Вопрос об изменении константы скорости реакции сгорания генераторного газа, вследствие недостаточного экспериментального материала, еще не является достаточно разработанным. В силу этих причин метод расчета процесса сгорания генераторного газа в цилиндре двигателя с применением законов физической химии пока не получил практического применения.

Термохимия процесса сгорания. Для химического соединения вида $C_n H_m O_r$ реакцию сгорания можно написать так:



так как для полного сгорания одного моля углерода требуется один моль кислорода, а для сгорания одного моля водорода надо полмоля кислорода.

На основании этого количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 м³ или 1 моля генераторного газа, будет равно:

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} [0,5 (CO + H_2) + 2CH_4 - O_2] \text{ м}^3/\text{м}^3, \quad (109)$$

где: CO, H₂, CH₄ и O₂ — содержание окиси углерода, водорода, метана и кислорода по объему в генераторном газе.

В действительности, как известно, в цилиндр двигателя для обеспечения полного сгорания топлива вводят избыток воздуха.

Отношение:

$$\alpha_1 = \frac{L^r}{L_0^r} \quad (110)$$

называется коэффициентом избытка воздуха, где L^r м³ — действительное количество воздуха, вводимое в цилиндр двигателя на 1 м³ газа, или в молях на 1 моль газа.

В газовых двигателях коэффициент избытка воздуха при работе с полной нагрузкой колеблется от 1,05 до 1,2.

Для генераторного газа состава по объему или иначе — в молях: CO — окиси углерода, H₂ — водорода, CH₄ — метана,

CO₂ — углекислоты, O₂ — кислорода и N₂ — азота, согласно формуле (108) состав продуктов сгорания при полном сгорании будет определяться:

$$\left. \begin{aligned} M_{CO_2} &= CO + CH_4 + CO_2 \text{ молей на моль газа} \\ M_{H_2O} &= H_2 + 2CH_4 \quad \text{ " " " " } \\ M_{O_2} &= 0,21 (\alpha_1 - 1) L_0^r \quad \text{ " " " " } \\ M_{N_2} &= 0,79 \alpha_1 L_0^r + N_2 \quad \text{ " " " " } \end{aligned} \right\} (111)$$

Общее количество продуктов сгорания 1 моля генераторного газа в молях:

$$M = CO + H_2 + CO_2 + N_2 + 3CH_4 + (\alpha_1 - 0,21) L_0^r$$

или, так как

$$CO + H_2 + CH_4 + CO_2 + O_2 + N_2 = 1,$$

то

$$M = 1 + 2CH_4 - O_2 + (\alpha_1 - 0,21) L_0^r \quad (112)$$

За период выпуска продукты сгорания вытесняются поршнем из цилиндра четырехтактного двигателя через выпускной клапан, но часть их, заполняющая пространство сжатия, остается в цилиндре. Оставшиеся продукты сгорания смешиваются с поступающей в цилиндр свежей газовой смесью. Отношение веса G оставшихся в цилиндре продуктов сгорания к весу G_g поступившей газовой смеси называется коэффициентом остаточных газов

$$X = \frac{G_r}{G_g}.$$

Подставляя ранее найденные значения

$$G_r = \frac{V_c P_r}{R_r T_r} \text{ и } G_g = \eta_v \frac{V_h P_o}{T_o R_g}$$

находим, принимая $R_r \cong R_g$

$$X = \frac{V_c P_r T_o}{V_h P_o T_r \eta_v} = \frac{P_r T_o}{(\epsilon - 1) T_r P_o \eta_v} \quad (113)$$

Как видно из полученной формулы (113), коэффициент остаточных газов с увеличением степени сжатия и коэффициента наполнения уменьшается. Повышение коэффициента остаточных газов ухудшает условия сгорания газовой смеси в цилиндре двигателя. В газовых двигателях низкого сжатия ($\epsilon = 6 \div 8$) величина коэффициента остаточных газов достигает

$$X = 0,06 \div 0,10$$

Для сгорания 1 м³ газа в цилиндр поступает $\alpha_1 L_0^r$ м³ воздуха. Смесь $(1 + \alpha_1 L_0^r)$ м³ на 1 м³ газа (или молей на 1 моль газа) смешивается с остаточными газами. Следовательно, за период сжатия в цилиндре будет сжиматься смесь в молях:

$$M_1 = (1 + \alpha_1 L_0^r) + M_r \text{ молей на 1 моль газа,}$$

где: M_r — количество остаточных газов в молях на 1 моль газа.

Если принять коэффициент остаточных газов как отношение количества продуктов сгорания в молях, оставшихся в цилиндре, к количеству поступившей газовой смеси в молях, то:

$$X = \frac{M_r}{1 + \alpha_1 L_0^r}$$

$$M_1 = (1 + \alpha_1 L_0^r) + X(1 + \alpha_1 L_0^r) = (1 + X)(1 + \alpha_1 L_0^r) \quad (114)$$

После сгорания газа в цилиндре двигателя продукты сгорания M молей смешиваются с остаточными газами в количестве M_r молей. Общее количество молей смеси после сгорания:

$$M_2 = M + M_r \text{ молей.}$$

Весовое количество продуктов сгорания равно сумме весов воздуха и топлива до сгорания, количество же молей продуктов сгорания в общем случае не равно количеству молей смеси до сгорания, т. е. происходит изменение объема. Происходит это вследствие распада молекул топлива в процессе сгорания и образования новых молекул — продуктов сгорания.

Изменение числа молей при сгорании равно:

$$\Delta M = M_2 - M_1$$

Для газовых двигателей, работающих на генераторном газе, подставляя значения M_2 , M_1 и M (формула 112), находим:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = M + M_r - (1 + \alpha_1 L_0^r) - M_r = M - (1 + \alpha_1 L_0^r) =$$

$$= 1 + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 + (\alpha_1 - 0,21) L_0^r - 1 - \alpha_1 L_0^r = 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 - 0,21 L_0^r.$$

Подставляя значение L_0^r , будем иметь:

$$\Delta M = 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 - 0,5(\text{CO} + \text{H}_2) - 2\text{CH}_4 + \text{O}_2$$

$$\Delta M = -0,5(\text{CO} + \text{H}_2) \text{ молей на 1 моль газа.} \quad (115)$$

Из выражения (115) следует, что при сгорании генераторного газа происходит уменьшение числа молей, т. е. уменьшение объема ($\Delta M < 0$), которое зависит от содержания окиси углерода и водорода в генераторном газе.

Отношение количества смеси газов в молях после сгорания к количеству смеси газов в молях до сгорания (с учетом оста-

точных газов) называется коэффициентом молекулярного изменения смеси при горении:

$$\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{M + M_r}{(1 + \alpha_1 L_0^r) + M_r} = \frac{\frac{M}{1 + \alpha_1 L_0^r} + \frac{M_r}{1 + \alpha_1 L_0^r}}{1 + \frac{M_r}{1 + \alpha_1 L_0^r}} =$$

$$= \frac{\beta_0 + X}{1 + X}; \quad \beta_0 = \frac{M}{1 + \alpha_1 L_0^r}$$

где: β_0 — отношение количества продуктов сгорания (в молях) к количеству смеси газа с воздухом (в молях) до сгорания (без учета остаточных газов) называется химическим коэффициентом молекулярного изменения при горении

$$\beta_0 = \frac{M}{1 + \alpha_1 L_0^r} = \frac{(1 + \alpha_1 L_0^r) + \Delta M}{1 + \alpha_1 L_0^r} = 1 + \frac{\Delta M}{1 + \alpha_1 L_0^r}.$$

При работе двигателя на генераторном газе, подставляя значение ΔM (формула 115), β_0 будет равно:

$$\beta_0 = 1 - \frac{0,5(\text{CO} + \text{H}_2)}{1 + \alpha_1 L_0^r} \quad (116)$$

где CO и H_2 — содержание окиси углерода и водорода в молях в генераторном газе.

Таким образом, химический коэффициент молекулярного изменения при горении генераторного газа меньше единицы.

Для определения состава продуктов сгорания с учетом остаточных газов выразим отношения $\frac{M_2}{M}$ через X и β_0

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} = \frac{\frac{M_2}{M}}{(1 + \alpha_1 L_0^r) + M_r} = \frac{\frac{M_2}{M}}{1 + \alpha_1 L_0^r + \frac{M_r}{M}}$$

Отсюда:

$$\frac{M_2}{M} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} \left(\frac{1 + \alpha_1 L_0^r}{M} + \frac{M_r}{M} \right)$$

Имея в виду, что

$$\frac{1 + \alpha_1 L_0^r}{M} = \frac{1}{\beta_0}, \text{ а } \frac{1 + \alpha_1 L_0^r}{M} \cdot \frac{M_r}{1 + \alpha_1 L_0^r} = \frac{X}{\beta_0}$$

находим:

$$\frac{M_2}{M} = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} \left(\frac{1}{\beta_0} + \frac{X}{\beta_0} \right) = \frac{\beta_0 + X}{\beta_0} = 1 + \frac{X}{\beta_0}$$

$$M_2 = \left(1 + \frac{X}{\beta_0} \right) M \quad (117)$$

Принимая состав остаточных газов таким же, как и продуктов сгорания, определим состав продуктов сгорания 1 моля генераторного газа с учетом остаточных газов при полном сгорании.

Число молей углекислоты

$$M_{\text{CO}_2} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4)$$

» » водяных паров

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (\text{H}_2 + 2\text{CH}_4)$$

» » кислорода

$$M_{\text{O}_2} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) [0,21 (\alpha_1 - 1) L_0^r]$$

» » азота

$$M_{\text{N}_2} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (0,79 \alpha_1 \cdot L_0^r + \text{N}_2)$$

(118)

Общее количество продуктов сгорания и остаточных газов в молях:

$$M_2 = M_{(\text{CO}_2)} + M_{(\text{H}_2\text{O})} + M_{(\text{O}_2)} + M_{(\text{N}_2)}$$

Уравнение сгорания. Тепловая энергия, выделяющаяся при сгорании топлива в цилиндре двигателя, используется на совершение механической работы и на повышение внутренней энергии заряда. Выделяющееся тепло не все используется, так как часть тепла в период сгорания топлива и последующего расширения продуктов сгорания теряется. Исследования показывают, что видимый процесс сгорания на действительных индикаторных диаграммах тихоходных газовых двигателей большой мощности (цилиндровая мощность 50 э. л. с. и выше), как указывалось ранее, больше приближается к процессу сгорания смешанного цикла. Это изложено было и ранее. Поэтому для составления термодинамического процесса сгорания в общем виде примем, что в начале процесс сгорания совершается при $V = \text{const}$, а в конце при $P = \text{const}$, т. е. по циклу смешанного сгорания. За период сгорания, на участке диаграммы (рис. 66) от точки С до точки Z, тепло, используемое на совершение механической работы и на изменение внутренней энергии, не равно теплотворности заряда, вследствие того, что часть выделившегося тепла за этот период передается через стенки цилиндра охлаждающей воде, часть тепла совершенно не выделится по причине того, что не все топливо сгорает на рассматриваемом участке C—Z и, наконец, часть тепла, как это было изложено ранее, выделяется за период процесса сжатия, т. е. до точки С, при предварительном окислении горючих составляющих генераторного газа. Следует указать, что при наличии диссоциации продуктов сгорания потеря тепла, связанная с этим, также уменьшает использование тепла.

Таким образом, на участке процесса сгорания C—Z на каждый моль газа используется только $\zeta_z Q'_{\text{нг}}$ калорий теплоты, где $Q'_{\text{нг}}$ теплотворность 1 моля газа и ζ_z — коэффициент, определяющий собой ту долю теплотворности топлива, которая за рассматриваемый период процесса сгорания идет на увеличение внутренней энергии газа (рабочего тела) и на совершение механической работы. Коэффициент ζ называется коэффициентом использования тепла. Величина коэффициента использования тепла газовых двигателей зависит от подготовки смеси к горению за процесс сжатия (температура, давление в конце сжатия), от равномерности перемешивания газа с воздухом, от наличия завихрений в смеси, от коэффициента избытка воздуха в смеси, от состава генераторного газа и скорости сгорания смеси, от способа зажигания смеси и от быстротходности двигателя.

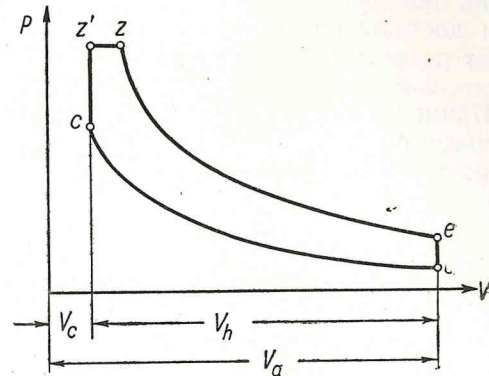


Рис. 66. Теоретическая диаграмма двигателя.

Величина коэффициента ζ_z для генераторного газа колеблется от 0,5 до 0,75. Если участок сгорания принимается, как процесс $V = \text{const}$, то ζ_z приближается к нижнему пределу, в случае же смешанного процесса сгорания ($V = \text{const}$ и $P = \text{const}$) ζ_z приближается к верхнему пределу.

Для любого участка процесса сгорания, рассматривая его от момента начала процесса сгорания, можно написать следующее уравнение:

$$\zeta Q'_{\text{нг}} = \psi Q'_{\text{нг}} - Q_w,$$

где: ψ есть доля теплотворности топлива, которая выделяется на рассматриваемом участке процесса сгорания.

Величина ψ называется коэффициентом выделения тепла, которая позволяет определить количество сгоревшего топлива (газа) на различных участках процесса сгорания.

Q_w — количество теплоты, которое отдается стенкам цилиндра на том же участке процесса сгорания.

На участке процесса сгорания C—Z коэффициент выделения тепла возрастает, достигая максимума $\psi = 1$. Однако, при наличии догорания газа на линии расширения, коэффициент выде-

ления тепла достигает своего максимума $\psi = 1$ только в процессе расширения. Начиная с момента начала сгорания топлива, величина ψ непрерывно возрастает, до конца сгорания на линии расширения. Количество теплоты Q_w , отданное стенкам от начала сгорания, также непрерывно растет до самого конца расширения (точка e). В результате этого коэффициент использования тепла ζ в процессе сгорания и расширения изменяется. При достижении того момента, когда отдача теплоты стенкам будет равна выделяемому теплу от догорания топлива, коэффициент ζ будет иметь максимальное значение.

Применяя первый закон термодинамики к рассматриваемому процессу сгорания $C-Z$ одного моля генераторного газа, можно написать:

$$(\zeta_z - \zeta_c) Q'_{нт} = U_z - U_c + AL_{cz} \quad (119)$$

где ζ_z — коэффициент использования тепла в конце рассматриваемого процесса сгорания (точка Z);

ζ_c — коэффициент использования тепла в конце процесса сжатия газовой смеси.

Величина коэффициента ζ_c зависит от интенсивности реакций предварительного окисления горючих составляющих смеси в период сжатия. При оценке среднего значения показателя полноты сжатия n_1 с учетом тепла, выделяемого реакциями предварительного окисления, коэффициент $\zeta_c > 0$ и для тихоходных и средней быстроходности газовых двигателей ζ_c колеблется от 0,15 до 0,25. Вполне понятно, что если в процессе сжатия смеси тепло, выделяемое реакциями предварительного окисления, имеет незначительную величину и на среднее значение показателя полноты сжатия мало повлияло, то $\zeta_c = 0$.

$U_z - U_c$ — изменение внутренней энергии рабочего тела (газовой смеси) за процесс сгорания,

AL_{cz} — внешняя механическая работа, совершаемая рабочим телом (газовой смесью) за процесс сгорания (A — тепловой эквивалент механической работы).

Изменение внутренней энергии газовой смеси за процесс сгорания равно:

$$U_z - U_c = C''_v M_2 T_z - C'_v M_1 T_c \quad (120)$$

где: C'_v — средняя молекулярная теплоемкость рабочей газовой смеси и остаточных газов при постоянном объеме, в зависимости от абсолютной температуры;

C''_v — средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания 1 моля газа и остаточных газов при постоянном объеме, в зависимости от абсолютной температуры;

T_z — абсолютная температура в конце сгорания (точка Z),

T_c — абсолютная температура в конце сжатия.

Теплоемкости C'_v и C''_v определяются, как теплоемкости газовых смесей. Теплоемкости газов, входящих в смесь: CO , CO_2 , H_2 , N_2 , O_2 , CH_4 и паров воды — H_2O , наиболее точно могут быть определены в зависимости от температуры, пользуясь современными таблицами, составленными по спектроскопическим данным Вукаловичем, Кириллиным и Тимофеевым. При определении теплоемкости по этим таблицам температурой T_z необходимо задаваться.

С достаточной точностью зависимость теплоемкости от температуры может быть принята линейной по спектроскопическим данным:

для воздуха и всех двухатомных газов

$$C_v(R) = 4,620 + 0,00053 T, \quad (121)$$

для углекислоты

$$C_v(CO_2) = 7,82 + 0,00125 T, \quad (122)$$

для сильно перегретых водяных паров

$$C_v(H_2O) = 5,49 + 0,00112 T. \quad (123)$$

Средняя молекулярная теплоемкость при постоянном давлении в зависимости от теплоемкости при постоянном объеме, как известно, определяется так:

$$C_p = C_v + AR = C_v + 1,99.$$

Рассматривая продукты сгорания горючих газов, как смесь, состоящую из CO_2 , H_2O и двухатомных газов, теплоемкость этой смеси при постоянном давлении определяется по следующей формуле:

$$C_p = \frac{1}{M_2} [M_{(R)} C_p(R) + M_{(CO_2)} C_p(CO_2) + M_{(H_2O)} C_p(H_2O)] \quad (124)$$

где:

$$M_{(R)} = M_{(O_2)} + M_{(N_2)}$$

$$M_2 = M_{(R)} + M_{(CO_2)} + M_{(H_2O)}$$

Механическая работа, совершаемая за процесс сгорания, равна:

$$L_{cz} = (V_z - V_{z'}) P_z = P_z V_z - V_c \sigma P_c,$$

где σ — степень увеличения давления при горении

$$\sigma = \frac{P_z}{P_c}; P_z = \sigma P_c.$$

Применив уравнение состояния газа для начала и конца процесса сгорания, будем иметь:

$$\begin{aligned} P_c V_c &= 848 M_1 T_c \\ P_z V_z &= 848 M_2 T_z \\ L_{cz} &= 848 M_2 T_z - 848 \sigma M_1 T_c \end{aligned}$$

Подставляя в (119) значения $U_z - U_c$ и L_{cz} , получим:

$$(\zeta_z - \zeta_c) Q'_{\text{нг}} = C_v'' M_2 T_z - C_v' M_1 T_c + A \cdot 848 M_2 T_z - A \cdot 848 \sigma M_1 T_c.$$

Учитывая, что

$$\frac{M_2}{M_1} = \beta,$$

получим окончательный вид термодинамического уравнения сгорания для смешанного цикла:

$$\begin{aligned} (C_v' + 1,99 \sigma) T_c + \frac{(\zeta_z - \zeta_c) Q'_{\text{нг}}}{M_1} &= \beta T_z (C_v'' + 1,99) \\ C_v'' + 1,99 &= C_p'' \\ (C_v' + 1,99 \sigma) T_c + \frac{(\zeta_z - \zeta_c) Q'_{\text{нг}}}{M_1} &= \beta T_z C_p''. \end{aligned} \quad (125)$$

Из уравнения (125) можно определить температуру T_z в конце процесса сгорания. Значение σ , входящей в это уравнение, определяется по выбранному максимальному давлению в цилиндре P_z

$$\sigma = \frac{P_z}{P_c}$$

В газовых двигателях $P_z = 25-38$ ата. Температура T_z определяемая из уравнения (125) при значениях ζ_z и ζ_c , указанных ранее, колеблется от 1700° до 2000° абс.

Объем в точке Z , т. е. в конце видимого процесса сгорания V_z определяется следующим образом:

$$\delta = \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_2 T_z P_c}{M_1 T_c P_z} = \frac{\beta T_z}{\sigma T_c} \quad (126)$$

$$V_z = \delta V_c, \quad (127)$$

где: δ — степень предварительного (изобарического) расширения.

В газовых двигателях различной цилиндрической мощности величина δ колеблется в пределах 1,1—1,3. Двигатели с цилиндрической мощностью 50 л. с. и больше имеют δ близким к 1,3.

Для газовых двигателей с цилиндрической мощностью менее 50 л. с. процесс сгорания смеси может быть принят как процесс протекающий при $V = \text{const}$, а поэтому уравнение сгорания для этого случая получим из выражения (119), положив $AL_{cz} = 0$:

$$\begin{aligned} (\zeta_z - \zeta_c) Q'_{\text{нг}} &= U_z - U_c = C_v'' M_2 T_z - C_v' M_1 T_c \\ C_v' M_1 T_c + (\zeta_z - \zeta_c) Q'_{\text{нг}} &= C_v'' M_2 T_z. \end{aligned} \quad (128)$$

При этом $\delta = 1$; $V_z = V_c$.

Процесс расширения газов. В процессе расширения, кроме охлаждения, происходит догорание топлива и диссоциация газов. Как показывают исследования рабочего процесса газовых двигателей, догорание генераторного газа на линии расширения является довольно продолжительным, а иногда продолжается в течение всего процесса расширения, как это указывалось выше. Диссоциация же продуктов сгорания генераторного газа, вследствие невысокой их температуры, происходит в незначительной степени и может быть неучитываема.

Интенсивность охлаждения газовой смеси в процессе расширения зависит: от разности температур между смесью и стенками цилиндра, от величины поверхности охлаждения и от времени теплообмена. В течение процесса расширения происходит уменьшение разности температур между газовой смесью и стенками цилиндра, увеличение поверхности охлаждения и изменение продолжительности теплообмена для различных участков хода расширения, вследствие движения поршня с переменной скоростью. Уменьшение количества газовой смеси в процессе расширения, вследствие возможных неплотностей, также по ходу горения неодинаково, так как давление газов в цилиндре уменьшается, по мере удаления поршня от ВМТ. Все это вместе создает весьма сложный характер протекания процесса расширения. Для определения параметров в конце расширения (точка e) принимают обычно процесс расширения политропическим с постоянным показателем n_2 для всего хода расширения, равным среднему значению.

Величина n_2 зависит главным образом от степени догорания на линии расширения и от интенсивности охлаждения смеси. Догорание на линии расширения определяется скоростью сгорания смеси, числом оборотов двигателя и способом зажигания смеси. С увеличением скорости сгорания (зависимость которой была рассмотрена ранее) увеличивается количество газа, сгораемого за период видимого процесса сгорания, и уменьшается количество газа, догораемого на линии расширения. Коэффициент использования тепла за период видимого сгорания — ζ_z при этом и показатель политропы — n_2 будут возрастать. При уменьшении скорости сгорания увеличивается догорание газа и, следовательно, будут уменьшаться ζ_z и n_2 . Таким образом, величина коэффи-

циента выделения тепла — ζ_z обуславливает собою значение среднего показателя политропы расширения — n_2 . При увеличении числа оборотов двигателя уменьшается время сгорания смеси, скорость же сгорания, с одной стороны, вследствие усиления завихрений смеси, повышается, а с другой стороны, уменьшается по причине уменьшения коэффициента наполнения цилиндра и увеличения остаточных газов.

Опыты показывают, что при оборотах вала выше 1200 об/мин. в итоге скорость сгорания уменьшается и догорание на линии расширения усиливается.

Число электрических запалов и диаметр цилиндра влияют на скорость распространения фронта пламени и на процесс догорания смеси. При увеличении диаметра цилиндра, вследствие возрастания различия температур в газовой смеси, скорость распространения фронта пламени непостоянна и догорание газа возрастает. Одновременно с этим, увеличение объема цилиндра при постоянном отношении хода поршня к диаметру цилиндра уменьшает поверхность охлаждения, а следовательно, среднее значение показателя политропы расширения — n_2 при этом уменьшается.

По опытным данным n_2 равно: для газовых двигателей большой цилиндровой мощности (выше 50 л. с.) и быстроходных 1,15—1,18; для газовых двигателей малой цилиндровой мощности 1,25—1,30.

Принимая процесс расширения политропическим с показателем — n_2 , определим температуру и давление в конце расширения:

$$T_e = T_z \left(\frac{V_z}{V_e} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{V_c}{V_e} \right)^{n_2-1} = T_z \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2-1} \quad (129)$$

при $\delta = 1$

$$T_e = T_z \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{n_2-1} \quad (130)$$

$$P_e = P_z \left(\frac{V_z}{V_c} \right)^{n_2} = P_z \left(\frac{\delta}{\epsilon} \right)^{n_2} \quad (131)$$

при $\delta = 1$

$$P_e = P_z \left(\frac{1}{\epsilon} \right)^{n_2} \quad (132)$$

ГЛАВА VII

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ ПО ГАЗОЖИДКОСТНОМУ ЦИКЛУ

§ 33. ПРОЦЕССЫ ЗАРЯДКИ И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Начиная с 1941 г. горючие газы и, главным образом, генераторный газ, начинают получать практическое применение в качестве топлива для дизелей. Использование горючих газов (генераторного) в качестве топлива для дизелей представляет большой практический интерес как в силу возможности использования в них местного твердого топлива и освобождения дефицитного жидкого топлива для других нужд промышленности, так и вследствие их большей экономичности по сравнению с обычными газовыми двигателями низкого сжатия.

Осуществление рабочего процесса дизеля при работе на газе связано, однако, с большими трудностями и поэтому задача до сих пор в полной мере не разрешена. Проведенные за последние годы опыты показывают, что использование небольшого количества жидкого топлива в качестве «запального» практически позволяет осуществить работу дизеля на газе по газожидкостному циклу. При этом жидкое топливо служит не только для воспламенения газовой смеси, но и для стабилизации процесса горения ее.

Двигатели, работающие на газе по газожидкостному циклу, развивают большую мощность и более высокую экономичность, чем при работе по циклу быстрого сгорания. К эксплуатационным преимуществам работы по газожидкостному циклу следует отнести быструю возможность перевода двигателя с одного вида топлива на другой.

Практически работа двигателя по газожидкостному циклу может производиться двумя способами: по первому способу цилиндр заполняется воздухом, необходимым для горения газа, а газ в сжатом состоянии вдувается в цилиндр через форсунку в конце такта сжатия в смеси с жидким запальным топливом. Жидкое топливо в среде сжатого нагретого воздуха самовоспламеняется и воспламеняет газ. Данный способ получил малое распространение и является эффективным только при работе двигателя на газах с высокой теплотворностью. Поэтому в дальнейшем этот способ работы двигателя на газе рассматривать не будем. Судовые двигатели работают на генераторном газе по газожидкостному циклу по второму способу.

По второму способу в цилиндр четырехтактного двигателя так же, как и при работе только по газовому циклу, поступает газовая смесь (1-й такт), которая затем сжимается за ход сжатия (2-й такт) до температуры выше температуры самовоспламенения жидкого топлива, но ниже температуры самовоспламенения генераторного газа. Вслед за этим подаваемое в цилиндр распыленное жидкое топливо в небольшом количестве поступает в среду нагретой, сжатой газовой смеси и самовоспламеняется. Горение начальных и последующих капель топлива производит воспламенение газовой смеси. Таким образом, в течение рабочего хода поршня (3-й такт) происходит горение жидкого «запального» топлива, газовой смеси и последующее расширение продуктов сгорания. 4-й такт (движение поршня от НМТ к ВМТ) — выпуск продуктов сгорания.

Параметры, характеризующие процесс зарядки газожидкостного цикла: коэффициент наполнения — η_v , температура и давление смеси в начале сжатия — T_a , P_a , температура и давление выпускных газов — T_r , P_r и коэффициент остаточных газов — определяются формулами, полученными ранее (формулы 99, 100, 102, 105, 113). При работе двигателя по газожидкостному циклу для получения надежного самовоспламенения жидкого «запального» топлива необходимо сжатие газовой смеси в цилиндре с повышенной степенью сжатия. Обычно степень сжатия в таких двигателях применяется от 12,5 до 15. Более высокие значения $\epsilon = 14 \div 15$ применяются в быстроходных двигателях. Повышенное значение степени сжатия смеси, по сравнению со степенью сжатия, с которой работают газовые двигатели с воспламенением смеси от электрической искры, улучшает процесс зарядки цилиндра смесью.

Как это было ранее установлено, с повышением степени сжатия понижаются температуры в начале сжатия — T_a и выпуска — T_r , а коэффициент наполнения вследствие этого повышается. Поэтому коэффициент наполнения четырехтактных газовых двигателей низкого сжатия имеет более низкие значения, чем коэффициент наполнения двигателей, работающих по газожидкостному циклу. При работе же дизеля на генераторном газе по газожидкостному циклу значение коэффициента наполнения несколько меньше, чем при работе на жидком топливе, вследствие более низкого давления смеси в начале сжатия — P_a .

§ 34. ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

Давление и температура смеси в конце сжатия газожидкостного цикла определяются по обычным формулам:

$$\begin{aligned} P_c &= P_a \epsilon^\kappa \\ T_c &= T_a \epsilon^{\kappa-1} \end{aligned}$$

В двигателях, работающих по газожидкостному циклу, газовая смесь поступает в цилиндр обычно с большим коэффициентом избытка воздуха ($\alpha_1 = 1,4 \div 2,0$; более подробные пояснения об этом даны дальше при рассмотрении процессов горения). Вследствие этого, реакции предварительного окисления протекают с малой интенсивностью и на величину среднего показателя политропы сжатия — n_1 мало влияют. Главным образом этим и объясняется отсутствие преждевременного самовоспламенения газовой смеси при ее сжатии в цилиндре двигателя, работающего по газожидкостному циклу с высокой степенью сжатия, но с большим коэффициентом избытка воздуха в газовой смеси. Независимо от этого, для предотвращения преждевременного самовоспламенения смеси при работе двигателя по газожидкостному циклу должны отсутствовать причины, вызывающие чрезмерное нагревание каких-либо частей камеры горения. Такими частями камеры горения обычно являются выступы на днище поршня, острые кромки выемок для клапанов в цилиндрической втулке и в крышке. Наиболее целесообразная с этой точки зрения форма камеры горения — без каких-либо выступающих частей. Среднее значение показателя политропы сжатия при работе двигателя по газожидкостному циклу (с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 = 1,4 \div 2,0$) колеблется в пределах $n_1 = 1,36 \div 1,38$.

§ 35. ПРОЦЕССЫ ГОРЕНИЯ

Как ранее указывалось, распыленное жидкое топливо, попадая в цилиндр двигателя, заполненный сжатой газовой смесью, нагревается и самовоспламеняется. Таким образом, процессу горения газовой смеси предшествует процесс нагрева и испарения капель жидкого топлива с последующим самовоспламенением и горением паров жидкого топлива.

Горение паров жидкого топлива воспламеняет во многих местах газовую смесь, находящуюся в камере сжатия цилиндра. После воспламенения рабочей газовой смеси горение паров жидкого топлива и газовой смеси будет протекать одновременно. Конец горения жидкого топлива зависит от конца подачи его в цилиндр двигателя. Конец же горения газовой смеси зависит от скорости распространения пламени по всему пространству сгорания цилиндра двигателя.

Величина задержки самовоспламенения жидкого топлива влияет на момент воспламенения газовой смеси и, следовательно, на характер протекания процесса горения как жидкого топлива, так и газа.

Вопросы управления процессом самовоспламенения и горения топлива в двигателях до настоящего времени являются нерешенными.

Воздействие на процессы самовоспламенения и горения топлива осуществляется в двух направлениях:

1) улучшение процессов смесеобразования путем конструктивного оформления камеры сгорания двигателя, надлежащего распыления жидкого топлива и перемешивания как жидкого, так и газового топлива с воздухом и

2) увеличение активизации топлива и рабочего воздуха путем различных добавок как жидких, так и газообразных.

При работе двигателя на генераторном газе с применением жидкого топлива в качестве запального, процесс самовоспламенения и сгорания жидкого топлива протекает в среде смеси генераторного газа с воздухом. Таким образом, процесс самовоспламенения и сгорания жидкого топлива происходит с добавками к воздуху как горючих газов (H_2 , CO , CH_4), так и инертных газов (N_2 , CO_2). Продукты сгорания впрыснутой порции жидкого топлива в цилиндре двигателя примешиваются к рабочей газовой смеси и увеличивают в ней содержание инертных газов.

По опытам проф. Вырубова и других, уменьшение концентрации кислорода в воздухе увеличивает задержку самовоспламенения жидкого топлива, а скорости сгорания растут пропорционально концентрации кислорода в рабочей смеси.

По этой причине уменьшение кислорода в рабочей смеси при работе двигателя на горючем газе будет увеличивать величину задержки самовоспламенения жидкого топлива и уменьшать скорость сгорания его.

Наличие водорода в рабочей газовой смеси также влияет на процессы сгорания жидкого топлива. Согласно исследованиям Неймана и Соколика, добавка водорода вызывает существенное увеличение задержки самовоспламенения и повышения температуры самовоспламенения газовых смесей.

По данным проф. Вырубова, добавка водорода к воздуху повышает задержку самовоспламенения жидкого топлива, вследствие замедления процесса окисления. По тем же данным, при добавках водорода в смеси до 3%, скорость нарастания давления возрастает, причем это возрастание вполне аналогично влиянию изменения угла опережения подачи топлива в цилиндр двигателя. При больших добавках водорода, когда водородо-воздушная смесь достигает предела воспламеняемости, нарастание давления идет быстро, что приводит к жесткой работе двигателя.

Нормально концентрация водорода в смеси генераторного газа с воздухом не достигает нижнего предела воспламеняемости водородо-воздушной смеси, при котором водорода в воздухе должно быть 10%. Следовательно, небольшое содержание водорода в смеси генераторного газа с воздухом мало повлияет на скорость нарастания давления при горении. При большом содержании водорода в генераторном газе, как это и указывалось ранее, двигатель начинает работать жестко. Таким образом,

опытные исследования по горению газовых смесей и влиянию газовых добавок к воздуху на процесс горения жидкого топлива в дизелях позволяют сделать следующие выводы:

1) меньшее содержание кислорода в газовой смеси, чем в воздухе, увеличивает задержку самовоспламенения и уменьшает скорость сгорания жидкого топлива в цилиндре, заполненном указанной смесью;

2) содержание водорода в газовой смеси меньше нижнего предела воспламеняемости мало влияет на повышение скорости нарастания давления при горении жидкого топлива в данной смеси;

3) задержка самовоспламенения жидкого топлива в смеси генераторного газа с воздухом больше, чем при самовоспламенении жидкого топлива в воздухе при равных степенях сжатия двигателя, причем тем больше она возрастает, чем меньше коэффициент избытка воздуха в рабочей смеси. Задержка самовоспламенения пропорциональна концентрации водорода в смеси генераторного газа с воздухом.

Таким образом, на основании экспериментальных работ можно установить, что длительность периода запаздывания самовоспламенения жидкого топлива (индукционный период) при работе дизеля по газожидкостному циклу больше, чем при работе только на жидком топливе. Следовательно, к моменту самовоспламенения в камере сжатия цилиндра двигателя накапливается некоторое количество паров жидкого топлива. В момент воспламенения газовой смеси камера сжатия будет заполнена смесью горючего газа, воздуха, паров жидкого топлива и продуктов сгорания сгоревшей части паров жидкого топлива и остаточных газов.

Накопление паров жидкого топлива в камере сжатия вызовет образование большого количества очагов горения и, как результат этого, повышение температуры газовой смеси.

На основании этого можно сделать заключение, что увеличение периода задержки самовоспламенения жидкого запального топлива вызывает повышение скорости горения газовой смеси.

Продукты сгорания жидкого топлива CO_2 и пары воды примешиваются к газовой смеси и тем самым увеличивают в смеси концентрацию инертных газов. Опытты показывают, что инертные газы, находящиеся в смеси с горючим газом, действуя в качестве разбавителей, уменьшают скорость повышения давления при горении смеси, а равно и скорость распространения пламени. Таким образом, продукты сгорания сгоревшей части жидкого запального топлива способствуют уменьшению скорости горения газовой смеси и скорости повышения давления. Индикаторные диаграммы при работе дизеля на газе также показывают, что жидкое запальное топливо устраняет взрывной характер горения

газовой смеси. При работе дизеля на газе без запального жидкого топлива (самовоспламенением газа) индикаторные диаграммы имеют волнистую линию горения, что объясняется, очевидно, взрывным характером горения газовой смеси.

Увеличение периода задержки самовоспламенения жидкого запального топлива, очевидно, в меньшей степени сказывается

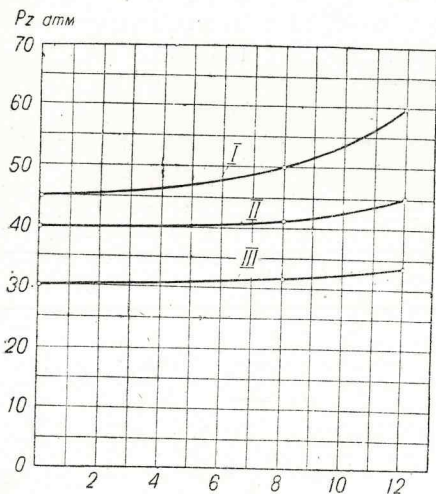


Рис. 67.

Проведенные автором испытания тихоходного компрессорного дизеля (число оборотов 220 об/мин.) на генераторном газе по газожидкостному циклу также подтверждают зависимость скорости сгорания и скорости повышения давления от коэффициента избытка воздуха в газовой смеси.

На рис. 67 по данным испытаний дизеля представлена зависимость $P_z = f(\varphi)$ максимального давления цикла от угла опережения подачи жидкого топлива. Кривая I показывает такую зависимость при работе двигателя с коэффициентом избытка воздуха в смеси $\alpha_1 = 1,2$. Как видно, давление P_z при $\varphi = 12^\circ$ достигало 60 атм. и при $\varphi = 0^\circ$ — 45 атм. Работа двигателя при этом сопровождалась «стуками» в цилиндрах. Такое повышение давления в цилиндре для данного двигателя, естественно, нельзя считать допустимым.

Кривая II показывает эту же зависимость с коэффициентом избытка воздуха в смеси $\alpha_1 = 1,8$. Зависимость по кривой II показывает, что давление в цилиндре P_z при тех же значениях угла φ значительно ниже, чем при работе двигателя с $\alpha_1 = 1,2$. При этом следует указать, что стуки в цилиндрах не наблюдались.

на повышении скорости горения газовой смеси, чем противоположное влияние продуктов сгорания запального топлива.

Как показывают опыты, скорость горения газовой смеси также зависит от коэффициента избытка воздуха в смеси. Опыты по сжиганию смесей генераторного и доменного газов с воздухом в закрытых сосудах и опыты на двигателе показывают, что чем меньше коэффициент избытка воздуха в смеси (α_1), тем больше скорость горения, при значениях α_1 больше единицы.

Таким образом, данные испытания (кривая II) двигателя на газе показывают вполне нормальную работу двигателя при углах опережения подачи жидкого запального топлива от 0° до 8° . При этом коэффициент избытка воздуха α_1' в цилиндре по данным газового анализа продуктов сгорания был равен 1,2 при 30% расхода жидкого запального топлива. Подсчет показывает, что коэффициент избытка воздуха в газовой смеси был равен 1,8.

На кривой III дана зависимость $P_z = f(\varphi)$ при работе двигателя на жидком топливе, из которой следует, что максимальное значение P_z при угле $\varphi = 12^\circ$ равняется 33 атм., а при $\varphi = 0^\circ$ $P_z = 30$ атм.

Из сопоставления зависимостей по кривой II и III следует, что повышение давления P_z при работе на газе для всех значений угла φ , примерно, постоянно и равно 10 атм.

Проведенные испытания двигателя на газе показали, что повышение максимального давления цикла, а также скорости нарастания давления в цилиндре зависят от имеющегося количества воздуха в рабочей газовой смеси, т. е. от коэффициента избытка воздуха в смеси.

Чем беднее смесь, тем меньше скорость горения газовой смеси, тем меньше скорость нарастания давления при этом, а следовательно, меньше величина повышения давления при повороте вала на один градус.

Исходя из допустимого повышения давления при горении, величина коэффициента избытка воздуха в газовой смеси при работе двигателя по газожидкостному циклу с полной нагрузкой колеблется в пределах $\alpha_1 = 1,3 \div 1,8$.

При таком большом избытке воздуха в газовой смеси интенсивность реакций предварительного окисления в период сжатия снижается и вследствие этого увеличивается индукционный период процесса горения газовой смеси, а скорость сгорания уменьшается. Таким образом, суммарный период процесса задержки самовоспламенения жидкого топлива и газа при работе

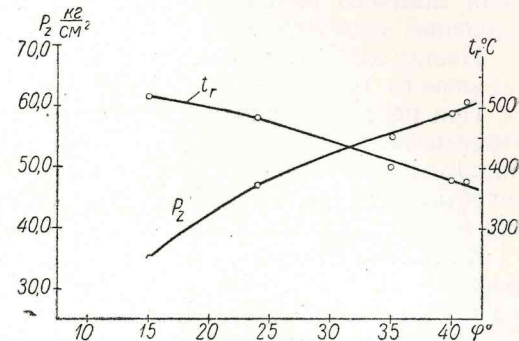


Рис. 68. Изменения максимального давления в цилиндре и температуры отработавших газов двигателя ЗДб в зависимости от угла опережения подачи жидкого запального топлива при работе по газожидкостному циклу с полной нагрузкой.

двигателя по газожидкостному циклу (при $\alpha_1 = 1,3 \div 1,8$) больше, чем при работе дизеля на жидком топливе.

На величину максимального давления в цилиндре и на скорость сгорания газовой смеси также влияет опережение подачи жидкого запального топлива. Чем больше угол опережения подачи жидкого запального топлива, тем больше максимальное давление в цилиндре и скорость сгорания смеси.

Наивыгоднейшее значение угла опережения подачи жидкого запального топлива — φ определяется опытным путем.

При переводе тихоходных дизелей на газ угол φ приходится уменьшать, а при переводе быстроходных дизелей на газ увеличивать. Увеличение угла φ в быстроходных дизелях вызывается недостатком времени на индукционный период процесса сгорания жидкого топлива и газа.

На рис. 68 показано изменение максимального давления в цилиндре — P_z и температуры выпускных газов судового четырехтактного быстроходного дизеля марки ЗД6 в зависимости от угла опережения подачи жидкого топлива при работе по газожидкостному циклу. Двигатель при этом развивал мощность около 125 э. л. с. при $n = 1275$ об/мин. (число цилиндров двигателя $z = 6$). Как это видно на рис. 68, с увеличением угла φ максимальное давление в цилиндре возрастает, а температура выпускных газов падает.

Изменение температуры выпускных газов двигателя (при постоянном коэффициенте избытка воздуха в цилиндре) показывает, что при увеличении угла опережения подачи жидкого топлива скорость сгорания газовой смеси возрастает. Индикаторный к. п. д. двигателя при этом растет. Наивыгоднейший угол опережения подачи жидкого топлива двигателя ЗД6 при коэффициенте избытка воздуха в газовой смеси $\alpha_1 = 1,75$ равен 40° до ВМТ. Максимальное давление в цилиндре при этом около 60 атм, допустимое давление для этого двигателя — до 85 атм. При работе дизеля ЗД6 на жидком топливе угол опережения подачи топлива принят равным 24° до ВМТ.

По данным испытаний тихоходного дизеля ($n = 240$ об/мин.) марки 6БК-43 при работе на генераторном газе по газожидкостному циклу следует, что максимальное давление в цилиндре при угле опережения подачи топлива $\varphi = 25^\circ$ до ВМТ достигает недопустимой величины 75 кг/см². При уменьшении угла опережения φ до 15° давление P_z снизилось до 45 кг/см². При этом температура выпускных газов не превышала температуру выпускных газов при работе двигателя на жидком топливе.

Таким образом, опытные данные подтверждают, что наивыгоднейшая величина угла опережения подачи жидкого запального топлива обуславливается коэффициентом избытка воздуха в газовой смеси α_1 , быстроходностью двигателя и величиной допустимого максимального давления в цилиндре двигателя.

Термохимия процесса сгорания. Введем обозначения:

$Q_{нг}$ ккал/нм³ — теплотворность газа,

$Q_{нж}$ ккал/кг — теплотворность жидкого топлива.

Состав жидкого топлива в весовых долях: углерода — С, водорода — Н и кислорода — О.

V_h м³ — рабочий объем цилиндра двигателя,

n — число оборотов вала двигателя в минуту,

z — число цилиндров двигателя,

k — коэффициент тактности двигателя,

N_e — эффективная мощность двигателя.

Остальными обозначениями будем пользоваться введенными в предыдущей главе книги.

Низшая теплотворность смеси газа, воздуха и жидкого запального топлива — q определяется следующим образом:

$$q = \frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_o^r} + g Q_{нж} \text{ ккал/нм}^3 \quad (133)$$

где: g — расход жидкого запального топлива в кг на 1 м³ газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя,

L_o^r — теоретическое количество воздуха в м³, потребное для сгорания 1 м³ газа, определяется по формуле (109),

α_1 — коэффициент избытка воздуха в газовой смеси.

Расход жидкого запального топлива на 1 нм³ газовой смеси равен:

$$g = \frac{C_e N_e}{G_c} = \frac{C_e N_e}{V_h \eta_v n k z \cdot 60 \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033}} \quad (134)$$

Здесь: C_e — расход жидкого запального топлива в кг/э. л. с. час.

G_c нм³/час — расход двигателем газовой смеси,

$$G_c = V_h \eta_v n z k \cdot 60 \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033} \quad (135)$$

Для четырехтактных двигателей $k = 0,5$.

Расход жидкого запального топлива можно выразить и через расход газа двигателем в час $V_{час}$:

$$V_{час} = \frac{V_h \eta_v n \cdot 60 z k}{1 + \alpha_1 L_o^r} \cdot \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033} \text{ нм}^3/\text{час} \quad (136)$$

(Здесь и в дальнейшем нм³ обозначает при 0°C и 760 мм рт. ст.)

Подставляя

$$V_h \eta_v n k z \cdot 60 \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033} = V_{час} (1 + \alpha_1 L_o^r)$$

в формулу (134), получим:

$$g = \frac{C_e N_e}{V_{час} (1 + \alpha_1 L_o^r)} \text{ кг/м}^3 \quad (137)$$

Подставляя значение расхода жидкого запального топлива в формулу (133), найдем низшую теплотворность смеси газа, воздуха и жидкого топлива:

$$q = \frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_o^r} + \frac{C_e N_e}{V_{час} (1 + \alpha_1 L_o^r)} Q_{нж}$$

или

$$q = \frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_o^r} + \frac{C_e}{V_e (1 + \alpha_1 L_o^r)} Q_{нж} \quad (138)$$

где: $V_e = \frac{V_{час}}{N_e}$ — расход газа в $\text{нм}^3/\text{э.л.с.}\cdot\text{час}$.

Из формулы (138) следует, что теплотворность смеси при работе двигателя по газожидкостному циклу зависит от теплотворности газа и жидкого топлива, от коэффициента избытка воздуха в газовой смеси и от удельных расходов газа и жидкого топлива. Отметим, что теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания генераторного газа L_o^r мало изменяется с изменением состава газа.

При работе двигателя с коэффициентом избытка воздуха в газовой смеси в пределах $\alpha_1 = 1,4 \div 1,6$ теплотворность смеси газожидкостного цикла больше, чем теплотворность смеси при работе дизеля на жидком топливе с коэффициентом избытка воздуха в пределах $\alpha_1 = 1,8 \div 2,2$.

Так, например:

$$Q_{нг} = 1230 \text{ ккал/нм}^3; \alpha_1 = 1,6; L_o^r = 1,02 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_e = 1,5 \text{ нм}^3/\text{э.л.с. час}; C_e = 0,030 \text{ кг/э.л.с. час}$$

$$Q_{нж} = 10\,000 \text{ ккал/кг.}$$

$$q = \frac{1230}{1 + 1,6 \cdot 1,02} + \frac{0,030}{1,5(1 + 1,6 \cdot 1,02)} 10\,000 = 544 \text{ ккал/нм}^3.$$

При работе дизеля на жидком топливе:

$$Q_{нж} = 10\,000 \text{ ккал/кг}; \alpha_1 = 2,0; L_o' = 11,6 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

теплотворность смеси будет равна:

$$q_{ж} = \frac{Q_{нж}}{\alpha_1 L_o'} = \frac{10\,000}{2 \cdot 11,6} \cong 431 \text{ ккал/нм}^3,$$

Следовательно, в рассматриваемом примере при работе двигателя по газожидкостному циклу теплотворность смеси на 26% больше теплотворности смеси при работе дизеля на жидком топливе.

Тепловой заряд цилиндра двигателя складывается из тепла, вводимого горючим газом, и тепла, вводимого жидким запальным топливом.

Доля тепла, вводимая жидким топливом, от всего тепла, вводимого в двигатель, равна:

$$m = \frac{C_{час} Q_{нж}}{V_{час} Q_{нг} + C_{час} Q_{нж}} \quad (139)$$

Здесь: $C_{час}$ — расход двигателем жидкого топлива в час в кг.

Величина m обычно колеблется при нормальной мощности двигателя в пределах от 0,06 до 0,20 и главным образом зависит от теплотворности генераторного газа и от равномерной работы топливных насосов двигателя при минимальной подаче жидкого топлива. Топливные насосы с большими размерами подачи жидкого топлива за цикл. Неравномерная подача жидкого топлива вызывает пропуски вспышек в цилиндрах двигателя. Для избежания этого иногда на двигатель устанавливают два топливных насоса: один для работы двигателя на жидком топливе, а другой с малыми размерами скалок для работы на газе. Расход жидкого топлива в кг на 1 моль сжигаемого в двигателе газа равен

$$g_m = \frac{22,4 C_{час}}{V_{час}}$$

Выразим $\frac{C_{час}}{V_{час}}$ через величину m из формулы (139)

$$m = \frac{\frac{C_{час}}{V_{час}} Q_{нж}}{Q_{нг} + \frac{C_{час}}{V_{час}} Q_{нж}}; m Q_{нг} + m \frac{C_{час}}{V_{час}} Q_{нж} = \frac{C_{час}}{V_{час}} Q_{нж}$$

Отсюда:

$$\frac{C_{час}}{V_{час}} = \frac{Q_{нг} m}{Q_{нж} (1 - m)}$$

и

$$g_m = 22,4 \frac{Q_{нг}}{Q_{нж}} \cdot \frac{m}{1 - m} \quad (140)$$

или

$$g_m = \frac{Q'_{нг}}{Q_{нж}} \cdot \frac{m}{1 - m} \quad (141)$$

где $Q'_{нг}$ — теплотворность 1 моля газа.

При работе двигателя по газожидкостному циклу в цилиндре расходуется воздух на горение газа и жидкого топлива. При выполнении расчетов рабочего процесса двигателя величиной m надо задаваться в пределах, указанных выше. Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива, равно:

$$L_o^ж = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) \text{ мол./кг.} \quad (142)$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 моля газа с присадкой жидкого запального топлива, будет равно:

$$L_o^{гж} = L_o^r + g_m \cdot L_o^ж \quad (143)$$

Если коэффициент избытка воздуха в газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя — α_1 , то в процессе сгорания коэффициент избытка воздуха α_1' будет меньше, так как часть воздуха расходуется на сгорание жидкого топлива.

Зависимость между α_1 и α_1' определяется из уравнения:

$$\alpha_1 L_o^r = \alpha_1' L_o^{гж}$$

откуда

$$\alpha_1' = \alpha_1 \frac{L_o^r}{L_o^{гж}} \quad (144)$$

и

$$\alpha_1 = \alpha_1' \left(\frac{L_o^{гж}}{L_o^r} \right) = \alpha_1' \left(\frac{L_o^r + g_m L_o^ж}{L_o^r} \right) = \alpha_1' \left(1 + g_m \frac{L_o^ж}{L_o^r} \right) \quad (145)$$

Количество смеси газа с воздухом и остаточных газов в молях до горения на 1 моль газа равно:

$$M_1 = (1 + X) (1 + \alpha_1 L_o^r) \quad (146)$$

где X — коэффициент остаточных газов.

Количество продуктов сгорания складывается из продуктов сгорания газа и жидкого топлива.

Состав в молях продуктов сгорания 1 моля генераторного газа:

$$\left. \begin{aligned} M_{(CO_2)} &= \left(1 + \frac{X}{\beta_0} \right) (CO_2 + CO + CH_4) \\ M_{(H_2O)} &= \left(1 + \frac{X}{\beta_0} \right) (H_2 + 2CH_4) \\ M_{(O_2)} &= \left(1 + \frac{X}{\beta_0} \right) [0,21 (\alpha_1 - 1) L_o^r] - 0,21 L_o^ж g_m \\ M_{(N_2)} &= \left(1 + \frac{X}{\beta_0} \right) [N_2 + 0,79 \alpha_1 L_o^r] \end{aligned} \right\} \quad (147)$$

где β_0 — химический коэффициент молекулярного изменения при горении генераторного газа определяется по формуле (116),

$0,21 L_o^ж g_m$ — потребное количество кислорода для сжигания g_m жидкого топлива, расходуемого на 1 моль газа.

Суммарное количество продуктов сгорания в молях на 1 моль генераторного газа:

$$M_2 = M_{(CO_2)} + M_{(H_2O)} + M_{(O_2)} + M_{(N_2)} \quad (148)$$

Состав продуктов сгорания жидкого запального топлива, расходуемого g_m кг на 1 моль газа, допуская, что для жидкого топлива $\beta_0 = 1$

$$\left. \begin{aligned} M'_{(CO_2)} &= \frac{C}{12} (1 + X) g_m \\ M'_{(H_2O)} &= \frac{H}{2} (1 + X) g_m \end{aligned} \right\} \quad (149)$$

Суммарное количество продуктов сгорания жидкого топлива:

$$M'_2 = M'_{(CO_2)} + M'_{(H_2O)} \quad (150)$$

Уравнение сгорания. Опытные данные показывают, что видимый процесс сгорания газовой смеси и жидкого топлива продолжается за ВМТ при изменяющихся давлении и объеме.

На рис. 69, 70, 71 и 72 показаны развернутые индикаторные диаграммы, снятые электропневматическим индикатором четырехтактного двигателя ЗД6 при работе по газожидкостному циклу. Диаграммы сняты при различных углах опережения подачи жидкого топлива при $n = 1275$ об/мин. и полной мощности двигателя. Наивыгоднейший угол опережения, как это указывалось ранее, равен 40° .

Невысокая температура выпускных газов при этом угле ($380^\circ C$) показывает, что процесс сгорания протекает с незначительным догоранием на линии расширения. На диаграммах отчетливо виден характер протекания процесса сгорания за ВМТ. После повышения давления процесс протекает в конце видимого сгорания с незначительным изменением давления. Причем с увеличением угла опережения подачи жидкого топлива конец процесса сгорания приближается к ВМТ.

При составлении уравнения процесса сгорания газожидкостного цикла для определения теоретической температуры конца видимого процесса сгорания — T_z допустим, что процесс сгорания вначале протекает при $V = \text{const.}$ и в конце сгорания при $P = \text{const.}$

Иными словами, уравнение сгорания составим применительно к циклу смешанного сгорания.

В общем виде это уравнение можно написать так:

$$(\zeta_z - \zeta_c) (Q'_{нт} + g_m Q_{жж}) = C''_v (M_2 + M'_2) T_z - C'_v M_1 T_c + AL_{cz} \quad (151)$$

Обозначения в этом уравнении приняты теми же, что и при составлении уравнения (125). Так как газовая смесь в процессе сжатия имеет большой коэффициент избытка воздуха, то коэффициент выделения тепла к концу сжатия можно принять $\zeta_c = 0$.

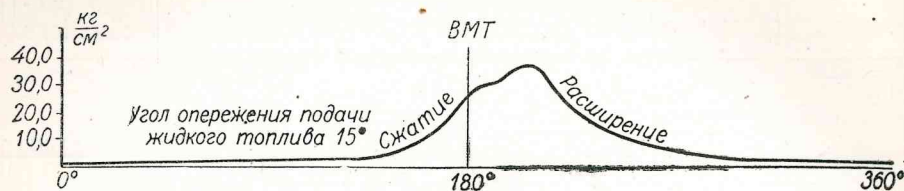


Рис. 69. Индикаторная диаграмма двигателя ЗД6 при работе по газожидкостному циклу с углом опережения подачи жидкого запального топлива 15° до ВМТ.

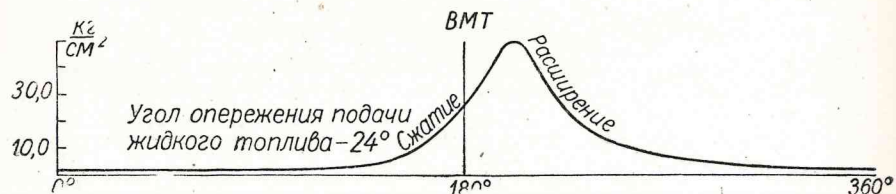


Рис. 70. Индикаторная диаграмма двигателя ЗД6 при работе по газожидкостному циклу с углом опережения подачи жидкого запального топлива 24° до ВМТ.

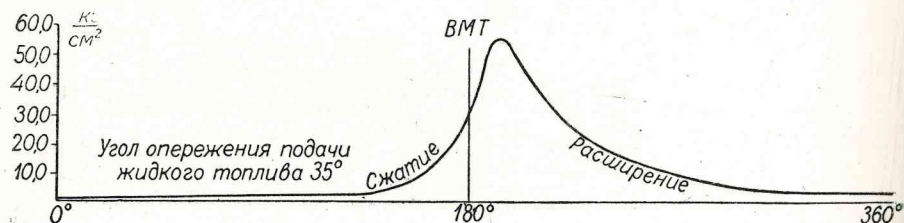


Рис. 71. Индикаторная диаграмма двигателя ЗД6 при работе по газожидкостному циклу с углом опережения подачи жидкого запального топлива 35° до ВМТ.

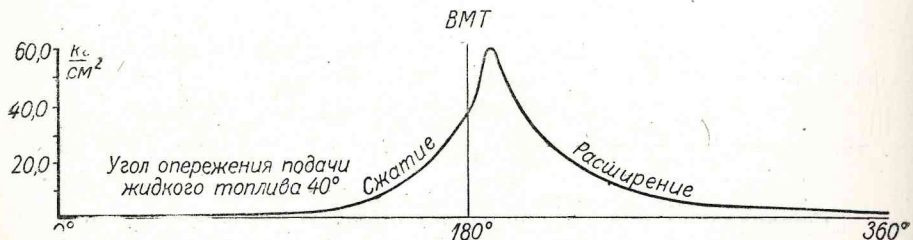


Рис. 72. Индикаторная диаграмма двигателя ЗД6 при работе по газожидкостному циклу с углом опережения подачи жидкого запального топлива 40° до ВМТ.

Подставляя значение механической работы за процесс сгорания в уравнение (151), будем иметь:

$$\zeta_z (Q'_{нг} + g_m Q_{нж}) = C_v'' (M_2 + M_2') T_z - C_v' M_1 T_c + \frac{848}{427} (M_2 + M_2') T_z - \frac{848}{427} \sigma M_1 T_c$$

$$\zeta_z \frac{(Q'_{нг} + g_m Q_{нж})}{M_1} = C_v'' \frac{(M_2 + M_2')}{M_1} T_z - C_v' T_c + 1,99 \frac{M_2 + M_2'}{M_1} T_z - 1,99 \sigma T_c$$

Величина $\frac{M_2 + M_2'}{M_1} = \beta'$ есть коэффициент молекулярного изменения при горении газа и жидкого запального топлива.

$$\zeta_z \frac{(Q'_{нг} + g_m Q_{нж})}{M_1} = (C_v'' + 1,99) \beta' T_z - (C_v' + 1,99 \sigma) T_c$$

Так как $C_v'' + 1,99 = C_p''$, то окончательно получим:

$$C_p'' \beta' T_z - (C_v' + 1,99 \sigma) T_c - \zeta_z \frac{(Q'_{нг} + g_m \cdot Q_{нж})}{M_1} = 0 \quad (152)$$

Значения теплоемкостей, входящих в полученное уравнение, даны в предыдущей главе.

Из уравнения (152) можно определить температуру конца процесса сгорания T_z . Испытания дизелей при работе по газожидкостному циклу позволяют считать, что коэффициент выделения тепла в конце процесса сгорания — ζ_z примерно, имеет такие же значения, как при работе дизеля на жидком топливе: 0,75—0,85. Причем величина ζ_z зависит не только от состава газовой смеси, завихрений ее, количества запального жидкого топлива, степени сжатия смеси, но и от угла опережения подачи жидкого запального топлива коэффициент выделения тепла — ζ_z возрастает. При определении температуры T_z из уравнения (152) величиной ζ_z задаются. Значение σ определяется по выбранному давлению — $P_z = 45$ —65 атм.

Степень предварительного (изобарического) расширения:

$$\delta = \beta' \frac{T_z}{\sigma T_c} \quad (153)$$

изменяется от 1,2 до 1,5.

§ 36. ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

Общие положения, изложенные в предыдущей главе о процессе расширения газовых двигателей, остаются справедливыми и для процесса расширения при работе двигателя по газожидкостному циклу. Следует только дополнительно указать, что вслед-

ствии более высоких степеней сжатия смеси в цилиндре двигателя при работе по газожидкостному циклу и большого количества очагов горения, образуемых жидким топливом, скорость сгорания газовой смеси больше, чем в газовых двигателях низкого сжатия. Догорание газа на линии расширения главным образом зависит от коэффициента избытка воздуха в газовой смеси, от количества присадки запального жидкого топлива и от угла опережения подачи жидкого топлива. При меньших значениях α_1 и наимыгоднейшем угле опережения подачи жидкого топлива процесс горения смеси протекает при более высоких скоростях горения. Очевидно, в этом случае догорание газа на линии расширения незначительное. Догорание жидкого запального топлива возможно только при большой присадке его (больше 20%).

Невысокое значение температуры выпускных газов при работе по газожидкостному циклу свидетельствует об отсутствии значительного догорания рабочей смеси на линии расширения. Принимаемая процесс расширения политропическим с постоянным показателем политропы — n_2 (равным его среднему значению) температура и давление в конце расширения будут равны:

$$T_e = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \quad (154)$$

$$P_e = P_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2} \quad (155)$$

Среднее значение $n_2 = 1,24 \div 1,30$.

ГЛАВА VIII

МОЩНОСТЬ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 37. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА МОЩНОСТЬ И ЭКОНОМИЧНОСТЬ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Индикаторная мощность двигателя внутреннего сгорания определяется по общеизвестной формуле

$$N_i = \frac{V_h P_i n z k \cdot 10^4}{75 \cdot 60} \text{ л. с.} \quad (156)$$

где: V_h м³ — рабочий объем цилиндра,

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

D м — диаметр цилиндра,

S м — ход поршня,

P_i кг/см² — среднее индикаторное давление,

n об/мин — число оборотов вала двигателя,

z — число цилиндров двигателя,

k — коэффициент тактности; для четырехтактных двигателей $k = 0,5$, для двухтактных $k = 1$.

При постоянном числе оборотов двигателя индикаторная мощность зависит только от величины среднего индикаторного давления.

При расчете рабочего процесса двигателя определяют среднее давление расчетного цикла или среднее теоретическое индикаторное давление P'_i . Для этого определяется работа за весь расчетный цикл — $L_{\text{ц}}$ кгм.

$$P'_i = \frac{L_{\text{ц}}}{V_h \cdot 10^4} \text{ кг/см}^2$$

После подстановки вместо $L_{\text{ц}}$ его значения среднее давление расчетного цикла смешанного сгорания будет равно:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left\{ \frac{\sigma \delta}{n_2-1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] + \sigma (\delta-1) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\}. \quad (157)$$

При $\delta = 1$ получим среднее давление расчетного цикла быстрого сгорания:

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left[\frac{\sigma}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right]. \quad (158)$$

Определение P'_i не учитывает отклонение теоретической диаграммы от действительной, фактически процесс горения не протекает при $V = \text{const}$ и $p = \text{const}$ и, кроме того, площадь действительной диаграммы уменьшается, вследствие предварения выпуска. Действительное среднее индикаторное давление P_i поэтому будет меньше среднего давления расчетного цикла. Для учета этого уменьшения вводят так называемый коэффициент полноты диаграммы — φ :

$$P_i = \varphi P'_i. \quad (159)$$

Величина коэффициента φ газовых двигателей колеблется от 0,94 до 0,96.

Потери двигателя на процессы зарядки и выпуска относят к механическим потерям двигателя.

Рассмотрение формул (157) и (158) показывает, что с повышением: степени сжатия ε , степени повышения давления σ и степени предварительного расширения δ среднее индикаторное давление двигателя возрастает. Повышение n_1 вследствие реакций предварительного окисления в процессе сжатия газовой смеси также способствует повышению среднего индикаторного давления. Уменьшение n_2 не дает повышения P_i , как это следует из формулы (157) при постоянных прочих величинах, а обычно происходит падение P_i , вследствие догорания газа на линии расширения и уменьшения при этом δ . Среднее индикаторное давление четырехтактных газовых двигателей с электрическим зажиганием смеси колеблется при полной мощности от 4,5 до 6,5 атм., а при работе по газожидкостному циклу от 6,0 до 8 атм.

Выражение среднего индикаторного давления и индикаторной мощности можно представить и в другом виде, более удобном для установления влияния различных параметров рабочего процесса на мощность газового двигателя.

Расход газа двигателем в час равен:

$$V_{\text{час}} = V_i N_i = V_i \frac{V_h P_i nzk}{0,45} \text{ нм}^3/\text{час}. \quad (160)$$

Здесь: V_i — расход газа на 1 и.л.с. в час в нм³.

Этот же расход газа определяется по расходу смеси согласно формуле (136) так:

$$V_{\text{час}} = \frac{V_h \eta_v nzk \cdot 60}{1 + \alpha_1 L_o^r} \cdot \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \text{ нм}^3/\text{час}.$$

Приравнявая правые части этих двух выражений, будем иметь:

$$V_i \frac{V_h P_i nzk}{0,45} = \frac{V_h \eta_v nzk \cdot 60}{1 + \alpha_1 L_o^r} \cdot \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (161)$$

Расход газа на 1 и.л.с. час — V_i выразим через индикаторный к.п.д. двигателя — η_i . При работе двигателя по газожидкостному циклу индикаторный к.п.д. будет равен:

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{\text{нг}} + C_i Q_{\text{нж}}}, \quad (162)$$

где: C_i — расход жидкого запального топлива на 1 и.л.с. час в кг.

При работе двигателя только на газе:

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{\text{нг}}}. \quad (163)$$

Согласно выражению (139), доля тепла, вводимого жидким запальным топливом, от всего тепла, вводимого в двигатель, равна:

$$m = \frac{C_i Q_{\text{нж}}}{V_i Q_{\text{нг}} + C_i Q_{\text{нж}}}.$$

Отсюда:

$$m V_i Q_{\text{нг}} + m C_i Q_{\text{нж}} = C_i Q_{\text{нж}}$$

$$C_i Q_{\text{нж}} = \frac{m}{1-m} V_i Q_{\text{нг}}.$$

Значение $C_i Q_{\text{нж}}$, выраженное через m , подставим в формулу (162):

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{\text{нг}} + \frac{m}{1-m} V_i Q_{\text{нг}}} = \frac{632}{V_i Q_{\text{нг}} \left(\frac{1}{1-m} \right)} \quad (164)$$

Отсюда находим:

$$V_i = \frac{(1-m) \cdot 632}{\eta_i Q_{\text{нг}}}. \quad (165)$$

При работе двигателя только на газе $m = 0$:

$$V_i = \frac{632}{\eta_i Q_{\text{нг}}}.$$

Из уравнения (161) найдем среднее индикаторное давление, подставив туда значение V_i из формулы (164):

$$\frac{(1-m) \cdot 632}{\eta_i Q_{\text{нг}}} \cdot \frac{V_h P_i nzk}{0,45} = \frac{V_h \eta_v nzk \cdot 60}{1 + \alpha_1 L_o^r} \cdot \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033}$$

$$P_i = \frac{27}{632(1-m)} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{Q_{\text{нг}}}{1 + \alpha_1 L_o^r} \cdot \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033}$$

$\frac{Q_{\text{нг}}}{1 + \alpha_1 L_o^r}$ — есть низшая теплотворность газовой смеси, поступающей в двигатель.

Обозначая $\frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_o^r} = q_r$, получим окончательный общий вид выражения среднего индикаторного давления газового двигателя:

$$P_i = \frac{27}{632(1-m)} \eta_v \eta_i q_r \cdot \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033} \quad (166)$$

Для частного случая, когда двигатель работает только на газе (с воспламенением смеси электрической искрой) $m = 0$ и P_i будет равно:

$$P_i = \frac{27}{632} \eta_v \eta_i q_r \frac{273 P_o}{T_o \cdot 1,033} \quad (167)$$

Полученное нами выражение (167) показывает, что среднее индикаторное давление зависит: от теплотворности газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя, от индикаторного к.п.д. двигателя, от коэффициента наполнения цилиндра и от доли тепла, вносимого жидким топливом, если двигатель работает по газожидкостному циклу. С увеличением их, т. е. q_r , η_i , η_v и m среднее индикаторное давление, а следовательно и мощность двигателя возрастает. С повышением

степени сжатия смеси — ϵ увеличивается не только коэффициент наполнения η_v , но и индикаторный к.п.д. двигателя. Поэтому повышение ϵ в пределах до 10 значительно повышает среднее индикаторное и среднее эффективное давление двигателя — P_e

$$P_e = P_i \eta_m,$$

η_m — механический к.п.д. двигателя.

На рис. 73 по данным НАТИ показано изменение среднего эффективного давления различных двигателей, при работе на генераторном газе, в зависимости от изменения степени сжатия.

При повышении температуры газа, поступающего в двигатель, и при понижении его давления, как это было показано ранее, коэффициент наполнения уменьшается, а следовательно, и уменьшается мощность двигателя.

На рис. 74 представлено изменение тепла в процентах, вносимого за цикл генераторным газом и жидким запальным топливом, при работе двигателя ЗД6 по газожидкостному циклу с по-

стоянным числом оборотов вала. Кривая Q_r показывает изменение подведенного тепла генераторным газом за цикл в процентах от всего тепла, подведенного за цикл. Кривая $Q_{ж}$ показывает изменение подведенного тепла жидким топливом, также в процентах от всего подведенного тепла за цикл, а кривая $Q'_{ж}$ показывает расход жидкого топлива в процентах от расхода при работе двигателя на жидком топливе. Двигатель при этом работал с неизменными: коэффициентом избытка воздуха в газовой смеси α_1 , составом генераторного газа, коэффициентом наполнения η_v и числом оборотов n вала. Как видно на рис. 74, в подтверждение формулы (165) при постоянных η_v , η_i и q_r повышение среднего индикаторного давления и мощности двигателя происходит только за счет повышения доли тепла, вносимого жидким топливом. Иными словами, повышение мощности двигателя выше 130 э.л.с. согласно данным рис. 74 возможно только за счет увеличения присадки жидкого топлива.

Мощность, развиваемая одним литром рабочего объема цилиндра, называемая литровой, как известно, для четырехтактных двигателей выражается:

$$n_e = \frac{N_e}{z V_h} = \frac{P_e n}{900} \text{ э.л.с./л.}$$

Эта величина является одним из основных параметров двигателя и имеет большое значение, как показатель совершенства его.

Как следует из приведенной формулы, литровая мощность пропорциональна среднему эффективному давлению и числу оборотов. Иными словами, литровая мощность зависит от числа оборотов двигателя и совершенства процессов сгорания смеси при этом. Тихоходные газовые двигатели при работе на генераторном газе имеют литровую мощность от 1,2 до 1,75 э.л.с./л,

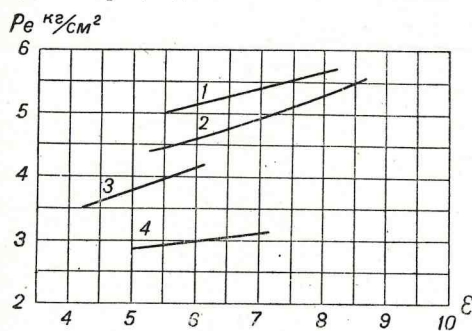


Рис. 73.

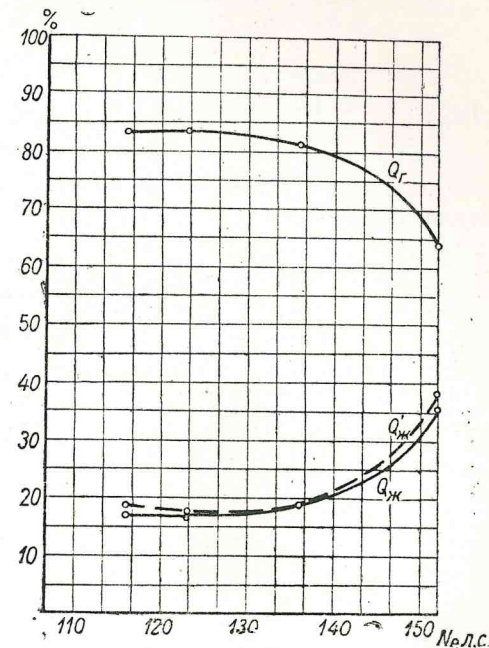


Рис. 74. Расход тепла двигателем ЗД6 при работе по газожидкостному циклу.

быстроходные от 3 до 9,8 э.л.с./л. Для двигателей, подобных по показателям тепловой нагрузки и прочности имеем:

$$N_e = \text{const} \cdot D^2$$

а поэтому литровая мощность:

$$n_e = \frac{N_e}{V_h} = \text{const} \cdot \frac{D^2}{D^3} = \frac{\text{const}}{D} \text{ э.л.с./л.}$$

Таким образом, для подобных двигателей литровая мощность обратно пропорциональна диаметру цилиндра.

Литровая мощность не может служить в качестве исходного параметра для определения главных размеров вновь проектируемого двигателя. Такой величиной может служить мощность двигателя, получаемая путем деления цилиндрической мощности на площадь поршня:

$$n_y = \frac{N_e}{z \frac{\pi D^2}{4}} = \frac{\frac{\pi D^2}{4} S P_e k n \cdot 10^4}{z \frac{\pi D^2}{4} \cdot 60 \cdot 75 \cdot 10^2} = \frac{S P_e n}{90} \text{ э.л.с./дцм}^2.$$

или, так как средняя скорость поршня

$$C_m = \frac{S n}{30} \text{ м/сек,}$$

то

$$n_y = \frac{P_e C_m}{3} \text{ э.л.с./дцм}^2.$$

Из полученной формулы следует, что мощность, приходящаяся на 1 дцм² площади поршня, характеризует собой тепловую и динамическую напряженность двигателя и не зависит от геометрических размеров цилиндра двигателя:

Для тихоходных газовых двигателей

$$n_y \cong 6 \div 6,8 \text{ э.л.с./дцм}^2$$

и для быстроходных

$$n_y \cong 9 \div 10 \text{ э.л.с./дцм}^2.$$

Выражение индикаторного к.п.д. двигателя (164)

$$\eta_i = \frac{632}{1-m} V_i Q_{нг}$$

справедливо как при работе двигателя только на одном газе, так и при работе по газожидкостному циклу.

При работе двигателя только на газе ($m=0$) получим:

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{нг}}.$$

Величина индикаторного к.п.д. двигателя главным образом зависит от степени сжатия и от коэффициента избытка воздуха при горении. Потери тепла с выпускными газами двигателя и с охлаждающей водой обуславливают величину индикаторного к.п.д.

При повышении степени сжатия и при уменьшении коэффициента избытка воздуха при горении до минимального значения, но обеспечивающего полное сгорание смеси, индикаторный к.п.д. газового двигателя увеличивается. Двигатели, работающие по газожидкостному циклу, благодаря высокой степени сжатия смеси имеют индикаторный к.п.д. не ниже, чем у дизелей: $\eta_i = 0,42 \div 0,48$. Газовые же двигатели с воспламенением смеси от электрической искры, со степенью сжатия $\varepsilon = 6 \div 8$, имеют индикаторный к.п.д. $\eta_i = 0,32-0,35$.

Значение механического к.п.д. двигателя

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

зависит от конструкции и типа машины, степени быстроходности, максимального давления в цилиндре, точности изготовления и степени обработки трущихся поверхностей, качества сборки и пригонки подвижных деталей, системы и качества смазки, мощности вспомогательных механизмов, установленных на двигателе, и сопротивлений при зарядке цилиндра и выпуске продуктов сгорания. При плохой очистке генераторного газа от механических примесей увеличивается работа трения поршневых колец о стенки цилиндра и механический к.п.д. двигателя при этом уменьшается.

Длинный газовый трубопровод от газогенератора до двигателя, малый диаметр этого трубопровода и отсутствие эксгаустера в установке понижает механический к.п.д. двигателя. В судовых установках длину газового трубопровода делают минимально возможной, а диаметр из такого расчета, чтобы скорость газа не превышала 6—10 м/сек. Повышенное сопротивление газовому потоку в скрубберах и в сухих газовых фильтрах, вследствие их засоренности, также вызывает увеличение насосных потерь двигателя и, следовательно, уменьшение механического к.п.д. При наличии эксгаустера в установке с независимым приводом в действие (от электромотора), указанные сопротивления обычно не вызывают увеличения насосных потерь двигателя, так как газ в этом случае к двигателю нагнетается эксгаустером под давлением. В этом случае давление газа перед смесителем $\cong 1$ ата.

Судовые газовые двигатели имеют следующие значения механического к.п.д.:

$$\begin{array}{ll} \text{тихоходные} & \eta_m = 0,80-0,85, \\ \text{быстроходные} & \eta_m = 0,78-0,82. \end{array}$$

Величина эффективного к.п.д. обуславливается значениями индикаторного и механического к.п.д. двигателя, так как

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

По известному расходу газа η_e определяется способом аналогичным определению η_i .

Для двигателей, работающих по газожидкостному циклу:

$$\eta_e = \frac{632}{V_e Q_{нг} + C_e Q_{жж}}, \quad (168)$$

где: V_e — расход газа в нм^3 на 1 э.л.с.час,
 C_e — расход жидкого запального топлива в кг на 1 э.л.с.час.

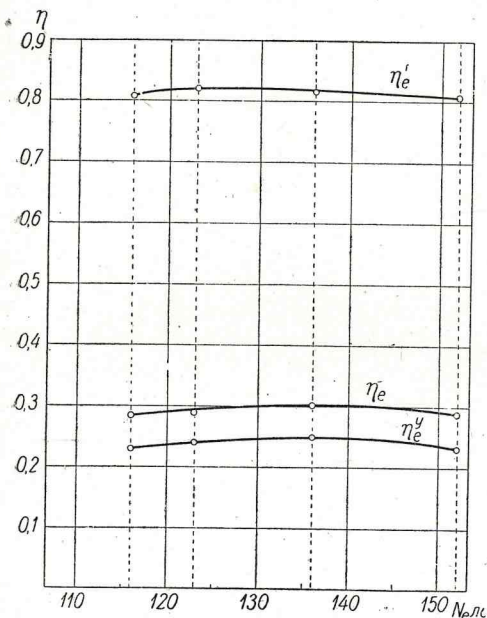


Рис. 75. Эффективный к. п. д. двигателя ЗД6 — η_e , газогенератора η_e^r и всей установки η_e^y при работе по газожидкостному циклу.

Двигатели, работающие по газожидкостному циклу, имеют:

$$\eta_e = 0,30 \div 0,38.$$

На рис. 75 показано по данным стендовых испытаний в лаборатории ЦНИИРФа изменение эффективного к.п.д. двигателя

Выражая расход тепла, вносимого жидким топливом, в долях от всего теплового заряда, как это было сделано ранее, получим:

$$\eta_e = \frac{632}{\frac{1}{1-m} V_e Q_{нг}} \quad (169)$$

Для двигателей, работающих только на газе, $m = 0$

$$\eta_e = \frac{632}{V_e Q_{нг}} \quad (170)$$

Значение эффективного к.п.д. газовых двигателей низкого сжатия с воспламенением смеси от электрической искры колеблется:

$$\eta_e = 0,24 \div 0,26.$$

ЗД6 при работе по газожидкостному циклу (кривая η_e) в зависимости от мощности при числе оборотов двигателя 1250 об/мин. На этом же рисунке дано изменение к.п.д. газогенератора (кривая η_e^r) и к.п.д. всей установки (кривая η_e^y). На рис. 76 приведено изменение расхода генераторного газа в $\text{нм}^3/\text{э.л.с.час}$ (кривая V_e), расхода жидкого запального топлива в $\text{г}/\text{э.л.с.}$

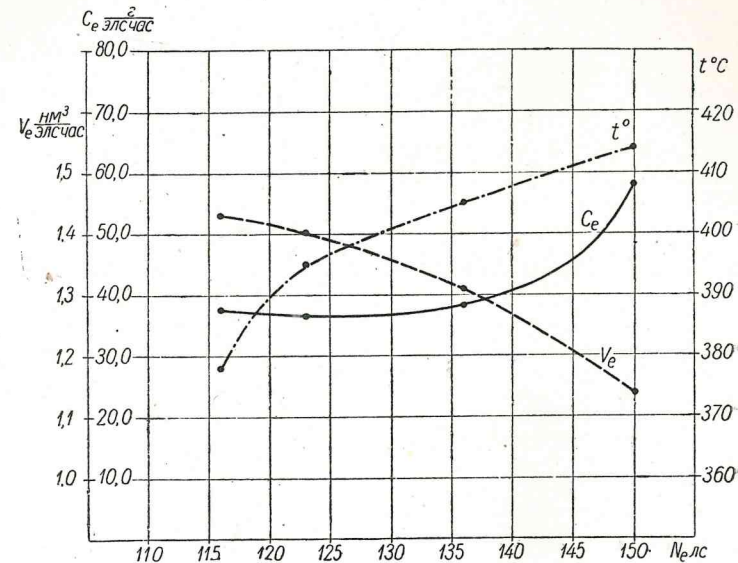


Рис. 76. Результаты испытаний двигателя ЗД6 на генераторном газе по газожидкостному циклу: кривая V_e — расход генераторного газа, $\text{нм}^3/\text{э.л.с.час}$, кривая C_e — расход жидкого запального топлива $\text{г}/\text{э.л.с.час}$; кривая t° — температура отработавших газов двигателя.

час (кривая C_e) и температуры отработавших газов двигателя (кривая t°).

Для сравнения на рис. 77 показано изменение мощности по винтовой характеристике, эффективного к.п.д. и температуры отработавших газов двигателя ЗД6 при работе на жидком топливе. Как видно из сравнения этих рисунков, эффективный к.п.д. двигателя ЗД6 при работе на генераторном газе по газожидкостному циклу имеет, примерно, такие же значения, как и при работе на жидком топливе. Температура отработавших газов двигателя при работе по газожидкостному циклу меньше, чем при работе на жидком топливе с одинаковой мощностью. Падение удельного расхода газа V_e с возрастанием мощности двигателя объясняется тем, что часовой расход газа на двигатель и коэф-

коэффициент избытка воздуха в газовой смеси при всех мощностях в диапазоне 115 э.л.с.—150 э.л.с. оставались постоянными. Повышение мощности двигателя в диапазоне от 130 до 150 э.л.с. происходило только за счет увеличения присадки жидкого топлива.

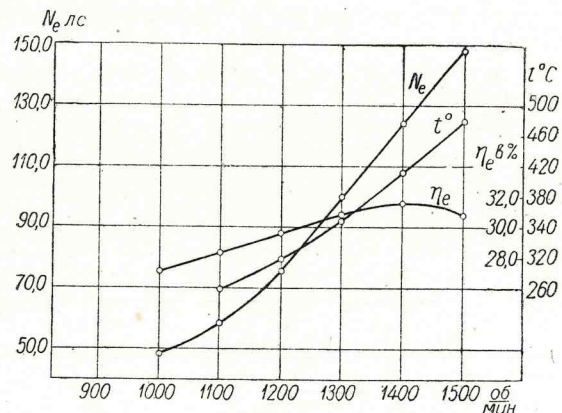


Рис. 77. Результаты испытаний двигателя ЗД6 на жидком топливе.

Расход газа двигателем. Для сжигания 1 м^3 газа в цилиндр двигателя вводится $\alpha_1 L_o^r \text{ м}^3$ воздуха. Следовательно, на каждый м^3 газа образуется смесь газа с воздухом $(1 + \alpha_1 L_o^r) \text{ м}^3$. Для того чтобы засосать это количество смеси в цилиндр четырехтактного двигателя, поршень должен описать объем:

$$V_0 = \Sigma V_h = \frac{1 + \alpha_1 L_o^r}{\eta_v} \text{ м}^3.$$

Так как при этом число всасывающих ходов поршня соответствует числу рабочих ходов поршня за тот же промежуток времени, то поступившая в цилиндр смесь объемом $V_0 \text{ м}^3$ при сгорании совершает работу: $V_0 P_i \cdot 10^4$ кгм или в тепловых единицах:

$$Q_i = \frac{V_0 P_i \cdot 10^4}{427} \text{ ккал.}$$

Таким образом, при сгорании 1 м^3 газа совершается полезная индикаторная работа Q_i ккал, а поэтому индикаторный к.п.д. двигателя будет равен:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_{нг}} = \frac{V_0 P_i \cdot 10^4}{427 Q_{нг}} = \frac{(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i \cdot 10^4}{427 \eta_v Q_{нг}}$$

Приравнивая полученное выражение для η_i со значением индикаторного к.п.д., определяемого по формуле (164), находим расход газа в м^3 на 1 и.л.с. в час при 0°C и 760 мм рт. ст.

$$\frac{V_0 P_i \cdot 10^4}{427 Q_{нг}} = \frac{632}{1 - m} V_i Q_{нг}$$

$$V_i = \frac{632 \cdot 427 \eta_v (1 - m) \cdot 273 P_o}{(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i \cdot 10^4 T_o \cdot 1,033} = 7130 \frac{(1 - m) \eta_v P_o}{(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i T_o} \quad (171)$$

При работе двигателя только на газе $m = 0$ и поэтому

$$V_i = 7130 \cdot \frac{\eta_v P_o}{(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i T_o} \text{ нм}^3/\text{и.л.с. час.} \quad (172)$$

где: P_o и T_o — давление и температура в абсолютных градусах наружного воздуха.

Расход газа на 1 э.л.с.час:

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} \text{ нм}^3/\text{э.л.с. час} \quad (173)$$

Расход твердого топлива на 1 э.л.с.час:

$$C_e' = \frac{V_e}{V^r} \text{ кг}/\text{э.л.с. час} \quad (174)$$

где: V^r нм³/кг — выход генераторного газа из 1 кг твердого топлива был определен ранее.

При повышении коэффициента наполнения произведение $(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i$, входящее в знаменатель формулы (171) и (172), растет более быстро, чем η_v , а поэтому расход газа на 1 и.л.с.час при этом будет уменьшаться. При уменьшении коэффициента избытка воздуха в газовой смеси α_1 среднее индикаторное давление P_i возрастает, а поэтому изменение расхода газа на 1 и.л.с.час — V_i при этом зависит от интенсивности роста среднего индикаторного давления. При нормальном протекании процесса сгорания смеси в цилиндре двигателя с малым α_1 , расход газа на 1 и.л.с.час уменьшается при уменьшении коэффициента избытка воздуха при горении.

Из формулы (171) следует, что при постоянных: коэффициенте избытка воздуха α_1 в газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя, и коэффициенте наполнения, с увеличением доли тепла m , вводимого жидким запальным топливом, расход газа на 1 и.л.с.час уменьшается, так как при этом с увеличением m среднее индикаторное давление P_i увеличивается.

На рис. 76 такое уменьшение расхода газа — V_e мы и наблюдаем при одновременном росте C_e , а следовательно и m .

Судовые газовые двигатели имеют следующие средние значения расхода генераторного газа, твердого топлива и жидкого запального на 1 э.л.с.час (табл. 62).

Таблица 62

Тип двигателя	Твердое топливо	Горючий газ	V_e м ³ /э. л. с. час	C'_e кг/э. л. с. час	C_e кг/э. л. с. час
Четырехтактные газовые двигатели	Древесное	Генераторный газ	2—2,2	0,95—1,1	—
То же	Антрацит	„	2,1—2,25	0,45—0,50	—
Четырехтактные двигатели, работающие по газожидкостному циклу	Древесн.	„	1,2—1,6	0,55—0,80	0,035—0,020
То же	Антрацит	„	1,25—1,65	0,30—0,38	0,035—0,020

§ 38. ПРИЧИНЫ УМЕНЬШЕНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕВОДЕ ИХ НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ И МЕТОДЫ СТАБИЛИЗАЦИИ МОЩНОСТИ

Перевод четырехтактных двигателей внутреннего сгорания для работы на генераторном газе возможен двумя способами:

- 1) путем переделки двигателя для работы по газовому циклу,
- 2) путем переделки двигателя для работы по газожидкостному циклу.

По первому способу могут быть переведены как карбюраторные двигатели, так и дизели. По второму способу, естественно, могут быть переведены только дизели.

Изменения в конструкции двигателя при переводе его на генераторный газ определяются принятым способом перевода. При переводе для работы по газовому циклу с воспламенением смеси от электрической искры, двигатель дополняется газоподводящим трубопроводом, коллекторами газа и газовой смеси, газовыми смесителями и органами регулирования расхода газа и воздуха. Двигатель должен быть оборудован системой электрического воспламенения смеси (свечи, магнето или аккумуляторы). Карбюраторные двигатели такое зажигание имеют, а поэтому они используются при переводе на газ.

Степень сжатия смеси должна быть установлена в соответствии с условиями, налагаемыми на параметры конца сжатия ($\epsilon = 6 \div 10$).

Степень сжатия у карбюраторных двигателей при этом повышается, а у дизелей понижается. Моменты открытия и закрытия впускных клапанов должны быть установлены оптимальными для работы на газе.

При переводе для работы по газожидкостному циклу двигатель дополняется газоподводящим трубопроводом, коллекторами газа и газовой смеси, газовыми смесителями и органами регулирования расхода газа и воздуха. Изменяются опережение подачи жидкого топлива в соответствии с условиями работы по газожидкостному циклу и моменты открытия и закрытия впускных клапанов двигателя. Топливные насосы и форсунки, а также степень сжатия в большинстве случаев остаются без изменений. Преимущества и недостатки того и другого способа перевода двигателей на генераторный газ изложены в дальнейшем.

Подставляя значение среднего индикаторного давления согласно формуле (166) в выражение (156), получим индикаторную мощность двигателя, развиваемую при работе по газожидкостному циклу:

$$N_i = \frac{60}{632(1-m)} q_r \eta_v \eta_i V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (175)$$

Для четырехтактного двигателя $k = 0,5$, а поэтому:

$$N_i = \frac{30}{632(1-m)} q_r \eta_v \eta_i V_h n z \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (176)$$

Индикаторная мощность двигателя при работе только на газе ($m = 0$):

$$N_i = \frac{60}{632} q_r \eta_v \eta_i V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (177)$$

или, так как для четырехтактного двигателя $k = 0,5$:

$$N_i = \frac{30}{632} q_r \eta_v \eta_i V_h n z \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (178)$$

Аналогичным путем можно найти следующее выражение индикаторной мощности двигателя при работе на жидком топливе:

$$N_i^{\text{ж}} = \frac{60}{632} q_{\text{ж}} \eta_v^{\text{ж}} \eta_i^{\text{ж}} V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (179)$$

или при $k = 0,5$

$$N_i^{\text{ж}} = \frac{30}{632} q_{\text{ж}} \eta_v^{\text{ж}} \eta_i^{\text{ж}} V_h n z \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (180)$$

Здесь: $q_{ж}$ ккал/нм³ — низшая теплотворность рабочей смеси при работе двигателя на жидком топливе.

Пренебрегая объемом жидкого топлива, ввиду его малости:

$$q_{ж} = \frac{Q_{нж}}{\alpha_1 L_0'}$$

L_0' — теоретическое количество воздуха в м³, необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива.

$\eta_v^{ж}$ и $\eta_i^{ж}$ — коэффициент наполнения и индикаторный к.п.д. двигателя при работе на жидком топливе.

Соответственно эффективная мощность двигателя при работе: по газожидкостному циклу, только на газе и на жидком топливе будет равна:

$$N_e = \frac{60}{632(1-m)} q_{г} \eta_v \eta_i \eta_m V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (181)$$

$$N_e = \frac{60}{632} q_{г} \eta_v \eta_i \eta_m V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (182)$$

$$N_e = \frac{60}{632} q_{ж} \eta_v^{ж} \eta_i^{ж} \eta_m^{ж} V_h n z k \frac{273 P_0}{T_0 \cdot 1,033} \quad (183)$$

Из двух уравнений (181) и (183) находим эффективную мощность двигателя, переведенного на газ при работе по газожидкостному циклу, выраженную через мощность двигателя, развиваемую на жидком топливе:

$$N_e = N_e^{ж} \cdot \frac{1}{1-m} \cdot \frac{q_{г}}{q_{ж}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_v^{ж}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_m^{ж}} \quad (184)$$

Эффективная мощность двигателя, переведенного на работу только на газе, находится из уравнений (182) и (183):

$$N_e = N_e^{ж} \frac{q_{г}}{q_{ж}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_v^{ж}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_m^{ж}} \quad (185)$$

Здесь: $\eta_m^{ж}$ — механический к.п.д. двигателя при работе на жидком топливе.

Полученные выражения (184) и (185) позволяют сопоставить мощности, развиваемые двигателем при работе на газе и при работе на жидком топливе.

Развиваемая двигателем мощность на газе будет равна мощности при работе на жидком топливе при условии:

$$\frac{1}{1-m} \cdot \frac{q_{г}}{q_{ж}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_v^{ж}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_m^{ж}} = 1,$$

когда двигатель работает по газожидкостному циклу и

$$\frac{q_{г}}{q_{ж}} \cdot \frac{\eta_v}{\eta_v^{ж}} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_m^{ж}} = 1$$

когда двигатель работает только на газе.

При работе двигателя на генераторном газе теплотворность смеси — $q_{г}$ несколько больше, чем теплотворность рабочей смеси тихоходных дизелей, работающих с большим α_1 , но значительно меньше теплотворности рабочей смеси карбюраторных двигателей и современных быстроходных дизелей, работающих с малым α_1 . Так, например: низшая теплотворность рабочей смеси двигателя, работающего на генераторном газе с воспламенением смеси от электрической искры, принимая средние значения:

$$Q_{нг} = 1200 \text{ ккал/нм}^3 \quad \alpha_1 = 1,1 \quad L_0^g = 1,02 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$q_{г} = \frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_0^g} = \frac{1200}{1 + 1,1 \cdot 1,02} \cong 565 \text{ ккал/нм}^3.$$

Низшая теплотворность рабочей смеси тихоходного дизеля при $\alpha_1 = 2,0$, $L_0' = 11,6 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$q_{ж} = \frac{Q_{нг}}{\alpha_1 L_0'} = \frac{10000}{2 \cdot 11,6} = 432 \text{ ккал/нм}^3.$$

То же быстроходного дизеля при $\alpha_1 = 1,5$, $L_0' = 11,6 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$q_{ж} = \frac{Q_{нж}}{\alpha_1 L_0'} = \frac{10000}{1,5 \cdot 11,6} = 575 \text{ ккал/нм}^3$$

и карбюраторного двигателя при $\alpha_1 = 1,1$, $L_0' = 12,2 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$q_{ж} = \frac{10400}{1,1 \cdot 12,2} = 775 \text{ ккал/нм}^3.$$

При работе двигателя на генераторном газе по газожидкостному циклу низшая теплотворность смеси с учетом тепла, вносимого жидкого запальным топливом при $\alpha_1 = 1,5$ и $m = 0,12$

$$\frac{1}{1-m} \cdot \frac{Q_{нг}}{1 + \alpha_1 L_0^g} = \frac{1}{0,88} \cdot \frac{1200}{1 + 1,5 \cdot 1,02} = 540 \text{ ккал/нм}^3.$$

Отсюда следует, что при переводе карбюраторных двигателей на генераторный газ низшая теплотворность рабочей смеси понижается на 25—30%, а соответственно и мощность двигателя. При переводе же тихоходных дизелей, работавших на жидком топливе с большим α_1 , на генераторный газ низшая теплотворность рабочей смеси повышается до 25%.

Итак, для карбюраторных двигателей, переводимых на генераторный газ,

$$\frac{q_r}{q_{ж}} \cong 0,70 - 0,75,$$

для дизелей:

$$\frac{1}{1-m} \cdot \frac{q_r}{q_{ж}} \cong 0,98 - 1,25.$$

Вследствие сопротивления, возникающего в газовом тракте (газогенератор, очистители и смеситель), коэффициент наполнения, как это было показано ранее, при переводе двигателя на генераторный газ уменьшается.

Температура генераторного газа мало оказывает влияния на уменьшение коэффициента наполнения, так как современные очистительные устройства судовых газогенераторных установок обеспечивают охлаждение газа почти до температуры наружного воздуха. При наличии в установке эксгаустера указанные сопротивления на коэффициент наполнения не влияют, а поэтому в этом случае $\eta_v \cong \eta_v^{ж}$. На величину коэффициента наполнения при переводе двигателя на газ влияют также моменты открытия и закрытия впускного клапана. Обычно при переводе дизелей с жидкого топлива на генераторный газ полный угол впуска несколько уменьшается (за счет уменьшения угла перекрытия клапанов) и поэтому коэффициент наполнения незначительно уменьшается; при переводе же карбюраторных двигателей полный угол впуска несколько увеличивают, что способствует повышению коэффициента наполнения. Повышение степени сжатия смеси при переводе карбюраторных двигателей на генераторный газ также увеличивает коэффициент наполнения. Наконец, если применить перевод двигателя на газ с наддувом, то очевидно, что коэффициент наполнения можно довести до значения выше единицы.

Все изложенное показывает, что при переводе на генераторный газ как карбюраторных двигателей, так и дизелей, можно иметь:

$$\frac{\eta_v}{\eta_v^{ж}} \cong 1.$$

Приведенные нами ранее опытные значения индикаторного к. п. д. различных газовых двигателей показывают, что карбюраторные двигатели имеют индикаторный к. п. д. меньше, чем газовые. Объясняется это тем, что карбюраторные двигатели имеют меньшую степень сжатия. При переводе карбюраторных двигателей на генераторный газ с целью стабилизации мощности степень сжатия повышают до $\epsilon = 6 \div 8$, путем уменьшения вы-

соты камеры сжатия. Таким образом, для карбюраторных двигателей, переводимых на генераторный газ за счет повышения степени сжатия, значение $\frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} > 1$. При переводе дизелей на генераторный газ по газожидкостному циклу, как это было показано раньше, степень сжатия мало изменяется, а поэтому $\frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} \cong 1$. При переводе же дизелей на генераторный газ

с воспламенением смеси электрической искрой степень сжатия приходится уменьшать до $\epsilon = 8 \div 10$, а вследствие этого индикаторный к. п. д. уменьшается и поэтому

$$\frac{\eta_i}{\eta_i^{ж}} < 1.$$

Опытные данные показывают, что значение механического к. п. д. двигателей при переводе их на генераторный газ остается практически без изменений, т. е.

$$\frac{\eta_m}{\eta_m^{ж}} \cong 1.$$

Таким образом, анализ параметров, определяющих мощность газового двигателя и опытные данные, позволяют сделать следующие выводы:

1. При переводе карбюраторных двигателей на генераторный газ мощность без принятия специальных мер к ее восстановлению понижается на 25—40%.

2. Путем повышения степени сжатия смеси до $\epsilon = 6 \div 8$ и увеличения полного угла открытия впускных клапанов понижение мощности карбюраторного двигателя при переводе на генераторный газ уменьшается до 15—25%.

Уменьшение высоты камеры сжатия для повышения степени сжатия целесообразнее делать путем подрезания высоты цилиндрической крышки или фланца цилиндра. Увеличение высоты поршня для этой цели нецелесообразно, так как при этом возрастают силы инерции поступательно движущихся частей двигателя.

3. При переводе дизелей на генераторный газ с воспламенением рабочей смеси в цилиндре электрической искрой, вследствие уменьшения степени сжатия снижается индикаторный к. п. д. и мощность двигателя до 80—85%. Уменьшение мощности двигателя при этом еще зависит от степени использования объема цилиндра при работе на жидком топливе, т. е. от значения коэффициента избытка воздуха при горении, с которым работал двигатель на жидком топливе. Кроме этого, следует указать, что

перевод дизеля на генераторный газ с воспламенением смеси электрической искрой конструктивно сложен.

Увеличение объема камеры сжатия, установка аппаратуры электрического зажигания (свечи, магнето) и управления регулированием расхода газа вызывают большие переделки двигателя.

4. При переводе дизеля на генераторный газ по газожидкостному циклу мощность и экономичность его примерно сохраняются. Опытные данные как тихоходных двигателей, так и быстроходных показывают, что можно получить устойчивую работу двигателя при расходе жидкого запального топлива в пределах 10—12% от всего теплового заряда при удовлетворительном состоянии топливной аппаратуры, применявшейся на двигателе для работы на жидком топливе. Для обеспечения устойчивой работы двигателя (без пропусков вспышек) при меньшем расходе жидкого запального топлива необходима установка дополнительного топливного насоса малых размеров для работы двигателя на газе. В этом случае топливный насос нормальных размеров остается для работы двигателя только на жидком топливе.

Перевод дизеля по газожидкостному циклу конструктивно прост и не требует больших переделок его. На двигатель устанавливаются коллекторы газа и газовой смеси, газовые смесители и управление регулированием расхода газа. Важными эксплуатационными преимуществами работы дизеля по газожидкостному циклу являются: возможность работы двигателя как на газе, так и на жидком топливе и быстрота пуска установки в ход. Двигатель пускается в ход на жидком топливе и постепенно переводится на газ, а поэтому газогенератор в случае необходимости может разжигаться даже на ходу судна. При колебании состава генераторного газа постоянство теплового заряда цилиндра двигателя сохраняется за счет автоматического изменения расхода жидкого запального топлива, тем самым обеспечивается и постоянство мощности, развиваемой двигателем. При работе двигателя на генераторном газе это обстоятельство является очень важным.

Недостатком работы двигателей на генераторном газе по газожидкостному циклу, а также и метода перевода дизелей на газожидкостный цикл, является необходимость применения жидкого топлива в качестве запального.

Примеры расчета рабочего цикла газовых двигателей

а) Четырехтактный газовый двигатель с воспламенением рабочей смеси электрической искрой. Расчету рабочего цикла газового двигателя должен предшествовать расчет состава генераторного газа и рабочего процесса газогенератора, в результате которого определяется состав и выход газа.

Конструктивный же расчет газогенератора выполняется по данным произведенного расчета рабочего цикла двигателя.

Произведем расчет рабочего цикла четырехтактного судового газового двигателя с воспламенением рабочей смеси электрической искрой (постороннее воспламенение) и основных размеров его по следующим данным: эффективная мощность $N_e = 375$ л.с., число цилиндров $z = 6$, число оборотов в минуту $n = 375$. Топливо: генераторный газ из антрацита. Состав газа в процентах по объему (см. примерный расчет газогенератора): $\text{CO}_2 = 5,5\%$, $\text{CO} = 27,5\%$, $\text{H}_2 = 10,4\%$, $\text{CH}_4 = 0,8\%$ и $\text{N}_2 = 55,8\%$.

Теплотворность газа:

$$Q_{\text{нг}} = 25,8 \text{ H}_2 + 30,45 \text{ CO} + 85,17 \text{ CH}_4 = 25,8 \cdot 10,4 + 30,45 \cdot 27,5 + 85,17 \cdot 0,8 = 1175 \text{ ккал/нм}^3.$$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 моля генераторного газа, принятого состава, определим по формуле (109):

$$L_0^r = \frac{1}{0,21} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \text{CH}_4 - \text{O}_2] = \frac{0,5 (0,275 + 0,104) + 2 \cdot 0,008}{0,21} = 0,978 \text{ моль|моль}$$

Действительное количество воздуха:

$$L^r = \alpha_1 L_0^r = 1,05 \cdot 0,978 = 1,03 \text{ моль|моль}$$

Коэффициент избытка воздуха в газовой смеси принимаем

$$\alpha_1 = 1,05.$$

Теплотворность рабочей смеси

$$q_r = \frac{Q_{\text{нг}}}{1 + \alpha_1 L_0^r} = \frac{1175}{1 + 1,03} = 578 \text{ ккал|нм}^3.$$

Теплотворность одного моля газа

$$Q_{\text{нг}} = 22,4 Q_r = 22,4 \cdot 578 = 26300 \text{ ккал|моль}$$

Температуру генераторного газа после очистки и охлаждения принимаем равной $T = 300^\circ$ абс., а температуру смеси газа и воздуха (рабочей смеси) T_1 , поступающей в цилиндр двигателя, определим из уравнения баланса тепла при теплообмене между газом и воздухом:

$$T_1 = \frac{T(1 + \alpha_1 L_0^r)}{1 + \frac{T \alpha_1 L_0^r}{T_0}} = \frac{300(1 + 1,03)}{1 + \frac{300 \cdot 1,03}{293}} = 297^\circ \text{ абс.}$$

Здесь: T_0 — температура наружного воздуха, принята 293° абс.

Температура смеси с учетом нагрева от стенок цилиндра:

$$T_1' = T_1 + \Delta T = 297 + 15 = 312^\circ \text{ абс.}$$

Среднюю скорость поршня двигателя принимаем равной

$$C_m = 5,5 \text{ м/сек.}$$

Наибольшая скорость поршня будет равна

$$C_{\max} = 1,57 \cdot 5,5 = 8,62 \text{ м/сек.}$$

Принимая отношение площади поршня к проходному сечению впускного клапана $\frac{F}{f} = 8$, максимальную скорость протекания рабочей смеси через впускной клапан определим по формуле (96):

$$C_1 = C_{\max} \frac{F}{f} = 8,62 \cdot 8 = 69 \text{ м/сек.}$$

Давление смеси в начале сжатия по формуле (99)

$$P_a = \left(1 - \frac{C_1^2}{24^2 \varphi^2 T_1}\right) P_1 = \left(1 - \frac{69^2}{24^2 \cdot 0,65^2 \cdot 297}\right) \cdot 0,97 = 0,90 \text{ ата.}$$

Здесь коэффициент истечения принят $\varphi = 0,65$, а давление смеси перед впускным клапаном $P_1 = 0,97$ ата, так как в установке предполагается наличие эксгаустера, нагнетающего генераторный газ в газовый коллектор двигателя. Температуру смеси в начале сжатия определим по формуле (105)

$$T_a = T_1' \frac{\varepsilon P_a}{\varepsilon P_a - P_r \left(1 - \frac{T_1'}{T_r}\right)} = 312 \cdot \frac{9 \cdot 0,90}{9 \cdot 0,90 - 1,05 \left(1 - \frac{312}{760}\right)} = 330^\circ \text{ абс.}$$

Степень сжатия для данного двигателя принята $\varepsilon = 9$, а температура и давление газов в цилиндре за период выпуска $T_r = 760^\circ \text{ абс.}$ и $P_r = 1,05$ ата.

Коэффициент наполнения по формуле (102)

$$\eta_v = \frac{T_o}{P_o} \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{293}{1} \left(\frac{9 \cdot 0,90}{330} - \frac{1,05}{760} \right) \frac{1}{8} = 0,845.$$

Коэффициент остаточных газов по формуле (113)

$$X = \frac{P_r T_o}{(\varepsilon - 1) T_r P_o \eta_v} = \frac{1,05 \cdot 293}{(9 - 1) \cdot 760 \cdot 1 \cdot 0,845} = 0,06.$$

Количество рабочей смеси в молях до сгорания на один моль генераторного газа согласно выражению (114) будет равно

$$M_1 = (1 + X) (1 + \alpha_1 L_o^r) = (1 + 0,060) (1 + 1,05 \cdot 0,978) = 2,15 \text{ молей.}$$

Так как рабочая смесь (газовая) будет сжиматься с повышенным значением степени сжатия и с малым коэффициентом избытка воздуха, то реакции предварительного окисления газа в период сжатия будут иметь интенсивный характер. Согласно опытным данным, учитывая тепло, выделяемое реакциями предварительного окисления, среднее значение показателя политропы сжатия принимаем $n_1 = 1,58$.

Давление и температура смеси в конце сжатия по формулам (106) и (107) будут равны:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,90 \cdot 9^{1,58} = 29 \text{ ата.}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 338 \cdot 9^{0,58} = 1200^\circ \text{ абс.}$$

Химический коэффициент молекулярного изменения при горении по формуле (116):

$$\beta_0 = 1 - \frac{0,5(\text{CO} + \text{H}_2)}{1 + \alpha_1 L_o^r} = 1 - \frac{0,5(0,275 + 0,104)}{1 + 1,05 \cdot 0,978} = 0,907.$$

Коэффициент молекулярного изменения при горении:

$$\beta = \frac{\beta_0 + X}{1 + X} = \frac{0,907 + 0,06}{1 + 0,06} = 0,913.$$

Количество продуктов сгорания 1 моля генераторного газа с учетом остаточных газов:

$$M_2 = \beta M_1 = 0,913 \cdot 2,15 = 1,962 \text{ моля.}$$

Состав продуктов сгорания с учетом остаточных газов определим по формуле (118).

Число молей углекислоты

$$M_{(\text{CO}_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4) = \left(1 + \frac{0,06}{0,907}\right) (0,275 + 0,055 + 0,008) = 0,361.$$

Число молей водяных паров

$$M_{(\text{H}_2\text{O})} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (\text{H}_2 + 2 \text{CH}_4) = \left(1 + \frac{0,06}{0,907}\right) (0,104 + 2 \cdot 0,008) = 0,128.$$

Число молей кислорода

$$M_{(O_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) [0,21 (\alpha_1 - 1) L_0^r] = \\ = \left(1 + \frac{0,06}{0,907}\right) (0,21 \cdot 0,05 \cdot 0,978) = 0,0110.$$

Число молей азота

$$M_{(N_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (0,79 \alpha_1 L_0^r + N_2) = \\ = \left(1 + \frac{0,06}{0,907}\right) (0,79 \cdot 1,05 \cdot 0,978 + 0,558) = 1,462.$$

Общее число молей продуктов сгорания $M_2 = 1,962$.

Теплоемкость рабочей смеси будем считать, как смеси, состоящей из двухатомных газов по формуле (121)

$$C_v' = 4,620 + 0,00053 T_c = 4,625 + 0,00053 \cdot 1200 = \\ = 5,262 \text{ ккал/моль } ^\circ\text{C}.$$

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания 1 моля генераторного газа и остаточных газов при постоянном давлении

$$C_p'' = \frac{1}{M_2} [M_{(R)} C_p(R) + M_{(CO_2)} C_p(CO_2) + M_{(H_2O)} C_p(H_2O)] = \\ = \frac{1}{1,962} [1,473 (6,615 + 0,00053 T_z) + 0,361 (8,764 + 0,00189 T_z) + \\ + 0,128 (8,845 + 0,00116 T_z)] = 7,17 + 0,000822 T_z^1$$

Температуру конца видимого процесса сгорания определим из уравнения (125) смешанного цикла:

$$(C_v' + 1,99 \sigma) T_c + \frac{(\zeta_z - \zeta_c) Q'_{нг}}{M_1} = \beta T_z C_p''.$$

Принимаем максимальное давление в цилиндре $P_z = 38$ ата, отсюда:

$$\sigma = \frac{P_z}{P_c} = \frac{38}{29} = 1,31.$$

Согласно опытным данным и учитывая принятое значение показателя политропы n_1 , коэффициент выделения тепла в конце

¹ Теплоемкости углекислоты и паров воды здесь приняты равными:

$$C_{p(CO_2)} = 8,764 + 0,00189 T,$$

$$C_{p(H_2O)} = 8,845 + 0,00116 T.$$

сжатия принимаем $\zeta_c = 0,25$, а в конце видимого процесса сгорания $\zeta_z = 0,75$.

$$(5,262 + 1,99 \cdot 1,31) \cdot 1200 + \frac{(0,75 - 0,25) 26300}{2,15} = 0,913 (7,17 + \\ + 0,000822 T_z) T_z$$

$$0,00075 T_z^2 + 6,55 T_z - 15570 = 0.$$

$$T_z = \frac{-6,55 + \sqrt{6,55^2 + 4 \cdot 15570 \cdot 0,00075}}{2 \cdot 0,00075} = 1940^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного (изобарического) расширения по формуле (126)

$$\delta = \frac{\beta T_z}{\sigma T_c} = \frac{0,913 \cdot 1940}{1,31 \cdot 1200} = 1,13.$$

Среднее значение показателя политропы расширения примем в соответствии с выбранным значением коэффициента выделения тепла, равным $n_2 = 1,15$.

Давление и температура в конце расширения по формулам (129) и (131):

$$P_e = P_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{n_2} = 38 \left(\frac{1,13}{9}\right)^{1,15} = 3,5 \text{ ата.}$$

$$T_e = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} = 1940 \left(\frac{1,13}{9}\right)^{0,15} = 1410^\circ \text{ абс.}$$

Среднее давление расчетного цикла:

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{\sigma \delta}{n_2 - 1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} \right] + \sigma (\delta - 1) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\} = \\ = \frac{29}{9-1} \left\{ \frac{1,31 \cdot 1,13}{0,15} \left[1 - \left(\frac{1,13}{9}\right)^{0,15} \right] + \right. \\ \left. + 1,31 \cdot 0,13 - \frac{1}{0,58} \left(1 - \frac{1}{9^{0,58}} \right) \right\} = 5,75 \text{ атм.}$$

Учитывая уменьшение площади индикаторной диаграммы, вследствие скругления углов на линии горения и в конце расширения, действительное среднее индикаторное давление будет равно по формуле (159)

$$P_i = \varphi P_i' = 0,98 \cdot 5,75 = 5,65 \text{ атм.}$$

Коэффициент полноты диаграммы принят $\varphi = 0,98$.

Расход генераторного газа на 1 и. л. с. час определяем по формуле (172):

$$V_i = 7130 \cdot \frac{\eta_v P_o}{(1 + \alpha_1 L_o^r) P_i T_o} =$$

$$= 7130 \cdot \frac{0,845 \cdot 1}{(1 + 1,05 \cdot 0,978) 5,65 \cdot 293} = 1,79 \text{ нм}^3/\text{и.л.с. час.}$$

Индикаторный к.п.д. двигателя

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{нг}} = \frac{632}{1,79 \cdot 1175} = 0,301.$$

Принимая механический к.п.д. двигателя $\eta_m = 0,85$, эффективный к.п.д. будет равен

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,301 \cdot 0,85 = 0,256.$$

Расход газа на 1 э. л. с. час

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} = \frac{1,79}{0,85} = 2,1 \text{ нм}^3/\text{э.л.с. час.}$$

Расход антрацита на 1 э. л. с. час по формуле (174):

$$C_e' = \frac{V_e}{V_r} = \frac{2,1}{4,4} = 0,48 \text{ кг/э.л.с. час.}$$

Выход генераторного газа из 1 кг антрацита принят равным $V_r = 4,4 \text{ нм}^3/\text{кг.}$

Среднее эффективное давление двигателя

$$P_e = P_i \eta_m = 5,65 \cdot 0,85 = 4,8 \text{ атм.}$$

Диаметр цилиндра двигателя

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{52,3 P_e \cdot C_m i}} = \sqrt{\frac{375}{52,3 \cdot 4,8 \cdot 5,5 \cdot 3}} = 0,300 \text{ м.}$$

Ход поршня

$$S = \frac{30 C_m}{n} = \frac{30 \cdot 5,5}{375} = 0,440 \text{ м.}$$

Отношение хода поршня к диаметру цилиндра

$$\rho = \frac{S}{D} = \frac{440}{300} \cong 1,47$$

соответствует допустимому значению.

б) Четырехтактный газовый двигатель, работающий по газожидкостному циклу. Произведем расчет рабочего цикла четырехтактного судового газового двигателя при работе по газожидкостному циклу с определением основных размеров его по следующим данным: эффективная мощность $N_e = 125 \text{ л. с.}$, число цилиндров $z = 6$, число оборотов в минуту $n = 1250$. Топливо — генераторный газ из антрацита и жидкое запальное — дизельное топливо (ГОСТ 305-42) среднего элементарного состава в процентах по весу: водорода $H = 12,8$, углерода $C = 86,7$ и кислорода $O = 0,50$. Состав газа в процентах по объему: $CO_2 = 5,5\%$, $CO = 27,5\%$; $H_2 = 10,4\%$, $CH_4 = 0,8\%$ и $N_2 = 55,8\%$.

По данным расчета предыдущего примера теплотворность газа $Q_{нг} = 1175 \text{ ккал/нм}^3$ и теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 моля генераторного газа принятого состава $L_o^r = 0,978 \text{ моль/моль.}$

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг жидкого топлива, определяем по формуле (142):

$$L_o^* = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) =$$

$$= \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,867}{12} + \frac{0,128}{4} - \frac{0,005}{32} \right) = 0,496 \text{ моль/кг}$$

Долю тепла, вносимого жидким запальным топливом, примем равной $m = 0,12$.

Расход жидкого запального топлива в кг на один моль сжигаемого в двигателе генераторного газа определим по формуле (141):

$$g_m = \frac{Q'_{нг}}{Q_{нж}} \cdot \frac{m}{1-m} = \frac{26300}{10000} \cdot \frac{0,12}{0,88} = 0,358 \text{ кг/моль.}$$

Здесь теплотворность жидкого топлива принята $Q_{нж} = 10000 \text{ ккал/кг}$, а теплотворность одного моля генераторного газа $Q'_{нг}$ была подсчитана в предыдущем примере.

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 моля газа с присадкой жидкого топлива по формуле (143):

$$L_o^{гж} = L_o^r + g_m L_o^* = 0,978 + 0,358 \cdot 0,496 = 1,156 \text{ моль/моль}$$

Примем коэффициент избытка воздуха при горении рабочей смеси (газ и жидкое топливо) равным $\alpha_1' = 1,4$, а коэффициент избытка воздуха в газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя α_1 определим по формуле (145)

$$\alpha_1 = \alpha_1' \left(1 + g_m \frac{L_o^*}{L_o^r} \right) = 1,4 \left(1 + 0,358 \frac{0,496}{0,978} \right) = 1,65$$

Температуру генераторного газа после очистки и охлаждения принимаем равной $T = 300^\circ$ абс., а температуру смеси газа и воздуха — T_1 , поступающей в цилиндр двигателя, определим так же, как и в предыдущем примере:

$$T_1 = \frac{T(1 + \alpha_1 L_0^r)}{1 + \frac{T \alpha_1 L_0^r}{T_0}} = \frac{300(1 + 1,65 \cdot 0,978)}{1 + \frac{300 \cdot 1,65 \cdot 0,978}{293}} = 296^\circ \text{ абс.}$$

Температура наружного воздуха $T_0 = 293^\circ$ абс.

Температура смеси с учетом нагрева от стенок цилиндра

$$T_1' = T_1 + \Delta T = 296 + 15 = 311^\circ \text{ абс.}$$

Среднюю скорость поршня двигателя принимаем равной

$$C_m = 7,5 \text{ м/сек.}$$

Наибольшая скорость поршня будет равна

$$C_{\max} = 1,57 C_m = 1,57 \cdot 7,5 = 11,78 \text{ м/сек.}$$

Отношение площади поршня к проходному сечению впускных клапанов принимаем $\frac{F}{f} = 6,5$. Для уменьшения сопротивления поступлению потока газовой смеси в цилиндр двигателя принимаем два впускных клапана. Максимальная скорость протекания смеси через впускные клапаны по формуле (96) будет равна:

$$C_1 = C_{\max} \frac{F}{f} = 11,78 \cdot 6,5 = 76,5 \text{ м/сек.}$$

Давление смеси в начале сжатия по формуле (99):

$$P_a = \left(1 - \frac{C_1^2}{242 \varphi^2 T_1}\right) P_1 = \\ = \left(1 - \frac{76,5^2}{242 \cdot 0,65^2 \cdot 296}\right) \cdot 0,965 = 0,885 \text{ ата.}$$

Здесь коэффициент истечения принят $\varphi = 0,65$, а давление смеси перед впускным клапаном $P_1 = 0,965$ ата. В газовый коллектор двигателя генераторный газ нагнетается эксгаустером.

Температуру смеси в начале сжатия определим по формуле (105):

$$T_a = T_1' \cdot \frac{\varepsilon P_a}{\varepsilon P_a - P_r \left(1 - \frac{T_1'}{T_r}\right)} = \\ = 311 \frac{14 \cdot 0,885}{14 \cdot 0,885 - 1,1 \left(1 - \frac{311}{733}\right)} = 328^\circ \text{ абс.}$$

Для обеспечения надежного пуска в ход двигателя и сокращения индукционного периода процесса сгорания смеси в цилиндре степень сжатия для данного двигателя принимаем $\varepsilon = 14$.

На основании опытных данных (см. результаты испытаний двигателя ЗД6) температуру и давление отработавших газов принимаем:

$$T_r = 733 \text{ и } P_r = 1,1 \text{ ата.}$$

Коэффициент наполнения определяется по формуле (102)

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \left(\frac{\varepsilon P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} = \frac{293}{1} \left(\frac{14 \cdot 0,885}{328} - \frac{1,1}{733} \right) \frac{1}{13} = 0,818.$$

Коэффициент остаточных газов по формуле (113)

$$X = \frac{P_r T_0}{(\varepsilon - 1) T_r P_0 \eta_v} = \frac{1,1 \cdot 293}{13 \cdot 733 \cdot 1 \cdot 0,818} \cong 0,04$$

Количество рабочей смеси в молях до горения на один моль генераторного газа равно по формуле (114):

$$M_1 = (1 + X)(1 + \alpha_1 L_0^r) = \\ = (1 + 0,04)(1 + 1,65 \cdot 0,978) = 2,72 \text{ моля.}$$

В связи с тем, что двигатель быстроходный и газовая смесь сжимается с большим избытком воздуха, влияние реакций предварительного окисления газа на величину среднего показателя политропы сжатия незначительное. Принимаем $n_1 = 1,38$. Давление и температура смеси в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,885 \cdot 14^{1,38} = 33,6 \text{ ата.}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 328 \cdot 14^{0,38} = 892^\circ \text{ абс.}$$

Химический коэффициент молекулярного изменения при горении по формуле (116) равен:

$$\beta_0 = 1 - \frac{0,5(\text{CO} + \text{H}_2)}{1 + \alpha_1 L_0^r} = 1 - \frac{0,5(0,275 + 0,104)}{1 + 1,65 \cdot 0,978} = 0,928.$$

Состав продуктов сгорания 1 моля генераторного газа с учетом остаточных газов определим по формуле (147):

Число молей углекислоты

$$M_{(\text{CO}_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4) = \\ = \left(1 + \frac{0,04}{0,928}\right) (0,275 + 0,055 + 0,008) = 0,353.$$

Число молей водяных паров

$$M_{(H_2O)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (H_2 + 2CH_4) = \\ = \left(1 + \frac{0,04}{0,928}\right) (0,104 + 2 \cdot 0,008) = 0,125.$$

Число молей кислорода

$$M_{(O_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) [0,21(\alpha_1 - 1)L_o^r] - 0,21L_o^* g_m = \\ = \left(1 + \frac{0,04}{0,928}\right) [0,21 \cdot 0,65 \cdot 0,978] - 0,21 \cdot 0,496 \cdot 0,358 = 0,102$$

Число молей азота

$$M_{(N_2)} = \left(1 + \frac{X}{\beta_0}\right) (0,79\alpha_1 L_o^r + N_2) = \\ = \left(1 + \frac{0,04}{0,928}\right) (0,79 \cdot 1,65 \cdot 0,978 + 0,558) = 1,915.$$

Суммарное количество продуктов сгорания 1 моля генераторного газа

$$M_2 = M_{(CO_2)} + M_{(H_2O)} + M_{(O_2)} + M_{(N_2)} = 2,495 \text{ моля.}$$

Состав продуктов сгорания жидкого запального топлива g_m кг расходуемых на 1 моль газа определим по формуле (149).

Число молей углекислоты

$$M'_{(CO_2)} = \frac{C}{12} (1 + X) g_m = \frac{0,867}{12} 1,04 \cdot 0,358 = 0,0269,$$

число молей водяных паров

$$M'_{(H_2O)} = \frac{H}{2} (1 + X) g_m = \frac{0,128}{2} \cdot 1,04 \cdot 0,358 = 0,0238.$$

Суммарное количество продуктов сгорания g_m кг жидкого топлива

$$M_2' = M'_{(CO_2)} + M'_{(H_2O)} = 0,0269 + 0,0238 = 0,0507 \text{ моля.}$$

Коэффициент молекулярного изменения при горении газа и жидкого запального топлива

$$\beta' = \frac{M_2 + M_2'}{M_1} = \frac{2,495 + 0,0507}{2,72} = 0,938.$$

Средняя молекулярная теплоемкость газовой смеси в процессе сжатия, принимая смесь, состоящую только из двухатомных газов, будет равна (121)

$$C_v' = 4,620 + 0,00053 T_c = 4,625 + 0,00053 \cdot 892 = 5,098.$$

Средняя молекулярная теплоемкость продуктов сгорания 1 моля генераторного газа и g_m кг жидкого топлива с учетом остаточных газов при постоянном давлении равна:

$$C_p'' = \frac{1}{M_2 + M_2'} [M''_{(R)} C_p(R) + M''_{(CO_2)} C_p(CO_2) + M''_{(H_2O)} C_p(H_2O)] = \\ = \frac{1}{2,546} [2,017(6,615 + 0,00053 T_z) + 0,3799(8,764 + 0,00189 T_z) + \\ + 0,1488(8,845 + 0,00116 T_z)] = 7,06 + 0,000770 T_z.$$

Здесь:

$$M''_{(CO_2)} = M_{(CO_2)} + M'_{(CO_2)} = 0,353 + 0,0269 = 0,3799,$$

$$M''_{(H_2O)} = M_{(H_2O)} + M'_{(H_2O)} = 0,125 + 0,0238 = 0,1488.$$

Температуру конца видимого процесса сгорания определим из уравнения (152)

$$C_p'' \beta' T_z - (C_v' + 1,99\sigma) T_c - \zeta_z \frac{(Q'_{нг} + g_m Q_{нж})}{M_1} = 0.$$

Принимаем максимальное давление в цилиндре $P_z = 60$ ата. Отсюда

$$\sigma = \frac{P_z}{P_c} = \frac{60}{33,6} = 1,785.$$

Согласно опытным данным коэффициент выделения тепла в конце видимого процесса сгорания принимаем $\zeta_z = 0,80$;

$$(7,06 + 0,000770 \cdot T_z) T_z \cdot 0,938 - (5,098 + 1,99 \cdot 1,785) 892 - \\ - 0,80 \left(\frac{26300 + 0,358 \cdot 10^4}{2,72} \right) = 0$$

$$0,000722 T_z^2 + 6,63 T_z - 16498 = 0$$

$$T_z = \frac{-6,63 + \sqrt{6,63^2 + 4 \cdot 16498 \cdot 0,000722}}{2 \cdot 0,000722} \cong 2030^\circ \text{ абс.}$$

Степень предварительного расширения

$$\delta = \frac{\beta' T_z}{\sigma T_c} = \frac{0,938 \cdot 2030}{1,785 \cdot 892} = 1,2.$$

Среднее значение показателя политропы расширения примем в соответствии с выбранным значением коэффициента выделения тепла равным $n_2 = 1,28$.

Давление и температура в конце расширения

$$P_e = P_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2} = 60 \left(\frac{1,2}{14} \right)^{1,28} = 2,58 \text{ ата,}$$

$$T_e = T_z \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} = 2030 \left(\frac{1,2}{14} \right)^{0,28} = 1020^\circ \text{ абс.}$$

Среднее давление расчетного цикла

$$P_i' = \frac{P_c}{\varepsilon-1} \left\{ \frac{\sigma\delta}{n_2-1} \left[1 - \left(\frac{\delta}{\varepsilon} \right)^{n_2-1} \right] + \sigma(\delta-1) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right\} = \frac{33,6}{13} \left\{ \frac{1,785 \cdot 1,20}{0,28} \left[1 - \left(\frac{1,20}{14} \right)^{0,28} \right] + 1,785(1,20-1) - \frac{1}{1,38-1} \left(1 - \frac{1}{14^{0,38}} \right) \right\} = 6,5 \text{ атм.}$$

Действительное среднее индикаторное давление, принимая коэффициент полноты диаграммы $\varphi = 0,96$, будет равно

$$P_i = \varphi P_i' = 0,98 \cdot 6,5 = 6,37 \text{ атм.}$$

Расход генераторного газа на 1 и.л.с. в час определим по формуле (171)

$$V_i = 7130 \frac{(1-m) \eta_v P_0}{(1+\alpha_1 L_0^r) P_i T_0} = 7130 \frac{0,88 \cdot 0,818 \cdot 1}{(1+1,65 \cdot 0,978) 6,37 \cdot 293} = 1,05 \text{ нм}^3/\text{и.л.с. час.}$$

Механический к.п.д. двигателя примем $\eta_m = 0,78$.
Расход газа на 1 э.л.с.-час

$$V_e = \frac{V_i}{\eta_m} = \frac{1,05}{0,78} = 1,35 \text{ нм}^3/\text{э.л.с. час.}$$

Расход антрацита на 1 э.л.с.-час по формуле (174)

$$C_e' = \frac{V_e}{V^r} = \frac{1,35}{4,35} = 0,310 \text{ кг/э.л.с. час.}$$

Выход генераторного газа из 1 кг антрацита принят равным

$$V^r = 4,35 \text{ нм}^3/\text{кг}$$

Индикаторный к.п.д. двигателя определим по формуле (164)

$$\eta_i = \frac{632}{V_i Q_{\text{нг}} \left(\frac{1}{1-m} \right)} = \frac{632}{1,05 \cdot 1175 \cdot \frac{1}{0,88}} = 0,45.$$

Эффективный к.п.д. двигателя

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,45 \cdot 0,78 = 0,35.$$

Среднее эффективное давление двигателя

$$P_e = P_i \eta_m = 6,37 \cdot 0,78 = 4,98 \text{ атм.}$$

Диаметр цилиндра двигателя

$$D = \sqrt{\frac{N_e}{52,3 P_e C_m i}} = \sqrt{\frac{125}{52,3 \cdot 4,98 \cdot 1,5 \cdot 3}} = 0,148 \text{ м,}$$

округляем до 150 мм.

Ход поршня

$$S = \frac{30 C_m}{n} = \frac{30 \cdot 7,5}{1250} = 180 \text{ мм.}$$

Отношение

$$\rho = \frac{S}{D} = \frac{180}{150} = 1,2$$

является допустимым для быстроходного двигателя.

КОНСТРУКЦИИ СУДОВЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

§ 39. ОРГАНЫ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Образование рабочей смеси, т. е. смешение генераторного газа с воздухом, необходимым для горения газа, осуществляется в так называемых газовых смесителях. Для многоцилиндровых двигателей небольшой цилиндровой мощности (меньше 20—25 л.с. на цилиндр) газовый смеситель устанавливается общим (один) для всего двигателя или для группы цилиндров (один на два или на три цилиндра). Для двигателей большой цилиндровой мощности (больше 25 л.с.) применяются индивидуальные газовые смесители, т. е. отдельные для каждого цилиндра.

Применение одного, общего, газового смесителя дает следующие преимущества:

- а) Простота устройства газосмесительного органа.
- б) Простота управления регулированием расхода газа и воздуха.
- в) Упрощение схемы трубопровода распределения газа по цилиндрам.
- г) Равномерность состава рабочей смеси по цилиндрам, так как газосмешение происходит в одном смесителе для всех цилиндров.
- д) Более простая ручная регулировка газового смесителя.

Наряду с указанными преимуществами общее газосмешение имеет следующие существенные недостатки:

- а) Наличие большого объема горючей смеси, которая заполняет весь тракт от смесителя до впускных клапанов двигателя. Вследствие обеднения состава рабочей смеси по причине ухудшения состава генераторного газа или по причине увеличения коэффициента избытка воздуха в смеси (неправильно отрегулировано качество смеси) процесс догорания на линии расширения значительно возрастает и повышается при этом температура и давление продуктов сгорания за процесс выпуска. В период перекрытия впускного и выпускного клапанов при этом образуется прорыв горячих продуктов сгорания через впускной клапан в трубопровод и в коллектор, заполненный рабочей смесью.

Горячие продукты сгорания воспламеняют там рабочую смесь с образованием взрыва. При наличии большого объема горючей рабочей смеси во всасывающем тракте образование взрывов (хлопков) нарушает нормальное смесеобразование и наполнение цилиндра, и в результате мощность двигателя значительно падает, вплоть до полной остановки.

б) Неравномерное заполнение цилиндров рабочей смесью, вследствие неодинакового давления в коллекторе газовой смеси по длине его.

в) Уменьшение чувствительности двигателя на воздействие регулятора по причине амортизационного влияния большого объема газовой смеси.

Применение индивидуальных газовых смесителей отдельно для каждого цилиндра дает следующие преимущества:

а) Возможность установки смесителя в непосредственной близости к впускному клапану каждого цилиндра. Вследствие этого объем готовой горючей (рабочей) смеси, могущий воспламениться по причинам, указанным выше, сводится до минимума. Образующиеся при этом взрывы (хлопки — обратные вспышки смеси) вызывают меньшие нарушения смесеобразования и наполнения цилиндра и соответственно быстрее проходящие нарушения режима работы двигателя.

б) Более равномерное заполнение цилиндров смесью и возможность индивидуальной качественной регулировки смеси и коэффициента наполнения по цилиндрам.

в) Большая чувствительность двигателя к воздействию регулятора.

К недостаткам применения индивидуальных смесителей относятся более сложная система регулирования расхода газа и воздуха, а также большая стоимость смесительных и регулировочных устройств двигателя.

Принципиальные схемы газосмесительных устройств показаны: при общем (одном) смесителе на рис. 78 и при индивидуальных смесителях на рис. 79.

Генераторный газ после очистки и охлаждения поступает в газовый коллектор 1, выполняющий роль ресивера. Периодичность тактов наполнения двигателя и неравномерное движение поршня вызывают колебание давления во всем газоподводящем тракте. Эти колебательные явления создают не только понижение коэффициента наполнения цилиндра двигателя и его мощности, но в некоторых случаях вызывают неустойчивую работу двигателя и выталкивание газа через воздушный патрубок смесителя в атмосферу. Установка газового коллектора (ресивера) перед двигателем уменьшает колебания давления газа в газоподводящем трубопроводе, в очистителях и в скруббере, и тем самым устраняется вредное их влияние на работу двигателя. Согласно опытным данным объем газового коллектора должен

быть равен 6—10 рабочим объемам цилиндра двигателя. Для устранения выталкивания газа в атмосферу на воздушных патрубках смесителя устанавливают легкие пластинчатые невозвратные клапаны.

Вследствие создаваемого при работе двигателя разрежения, генераторный газ из коллектора 1 (рис. 78) поступает в газовый смеситель, туда же поступает и воздух из атмосферы. Регулирование расхода газа и воздуха осуществляется заслонками 3 и 4.

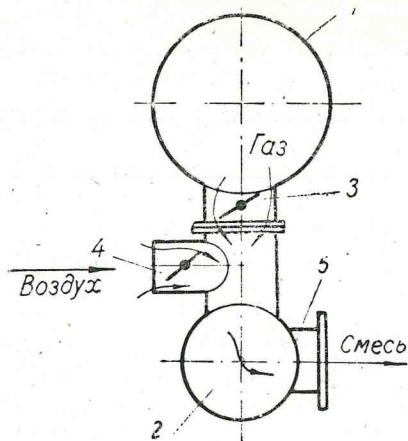


Рис. 78.

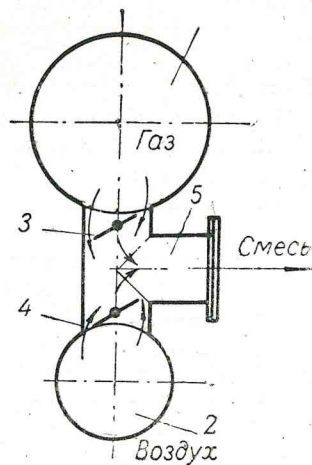


Рис. 79.

Образовавшаяся в смесителе рабочая газовая смесь поступает в коллектор газовой смеси 2, а оттуда уже по отдельным патрубкам 5 подводится к впускным клапанам и заполняет цилиндр двигателя в период всасывающего такта. Движение газовой смеси по направлению к впускным клапанам с большой скоростью обуславливается разрежением, создаваемым всасывающим ходом поршня.

При индивидуальных смесителях (рис. 79) коллектор газовой смеси отсутствует. Газовая смесь занимает всего небольшой объем патрубка 5. Воздух из машинного отделения или с палубы судна поступает в воздушный коллектор 2, а генераторный газ в газовый коллектор 1. Смешение газа и воздуха происходит в смесителях, расположенных между коллекторами газа и воздуха. Из смесителей рабочая смесь подводится по отдельным патрубкам 5 к впускным клапанам двигателя. В двигателях большой цилиндровой мощности иногда смешение газа с воздухом осуществляется непосредственно над впускным клапаном.

В этом случае патрубок 5 и подводящий канал в цилиндровой крышке двигателя делится вдоль сплошной перегородкой и поэтому воздух и газ не смешиваются, а отдельными путями подводятся к впускному клапану. Впускной клапан при этом является газосмесительным клапаном и применяется особой конструкции. Описание устройства такого клапана приводится в дальнейшем.

Для предотвращения проникновения воздуха в газовый коллектор 1 в период интервалов между последовательными тактами всасывания, в некоторых конструкциях при входе газа в смеситель устанавливают невозвратные пластинчатые клапаны. Если же генераторный газ в газовый коллектор нагнетается эксгаустером, то разрежение в нем обычно составляет не больше 20—50 мм вод. ст., а поэтому опасность проникновения в газовый коллектор воздуха отпадает, а следовательно, отпадает и необходимость установки пластинчатых клапанов, разъединяющих полость смесителя и газового коллектора.

Требования, предъявляемые к газовому смесителю, аналогичны требованиям, предъявляемым к карбюратору карбюраторного двигателя. При всех режимах работы двигателя газовый смеситель должен обеспечить оптимальный состав рабочей смеси. Существует мнение, что конструкция смесителя должна также обеспечивать завихрение газа и воздуха с целью их перемешивания и получения равномерного состава рабочей смеси. Проведенные испытания в НАТИ различных смесителей показали их практическую равноценность с точки зрения совершенства перемешивания газа и воздуха. Усложнение конструкции смесителя с целью искусственного создания вихревых потоков для улучшения смесеобразования вызывает повышение сопротивления смесителя и связанное с этим падение мощности двигателя.

Газовые смесители в зависимости от взаимного направления потоков воздуха и газа при входе в смеситель делятся на следующие группы:

- 1) с пересекающимися потоками воздуха и газа;
- 2) с параллельными потоками воздуха и газа;
- 3) с вихревым движением потоков воздуха и газа.

На рис. 80 слева показана схема газового смесителя с пересекающимися потоками воздуха и газа, так называемого тройникового типа. Такой смеситель как по своей схеме, так и по конструкции является наиболее простым типом смесителя. Проведенные испытания показали, что такие смесители дают удовлетворительное перемешивание газа и воздуха и наименьшее сопротивление движению газа и воздуха.

На рис. 80 справа показана схема смесителя также с пересекающимися потоками газа и воздуха, но так называемого струйного типа. Воздух поступает в смеситель под прямым углом к по-

току газа по всей окружности через ряд отверстий отдельными струйками.

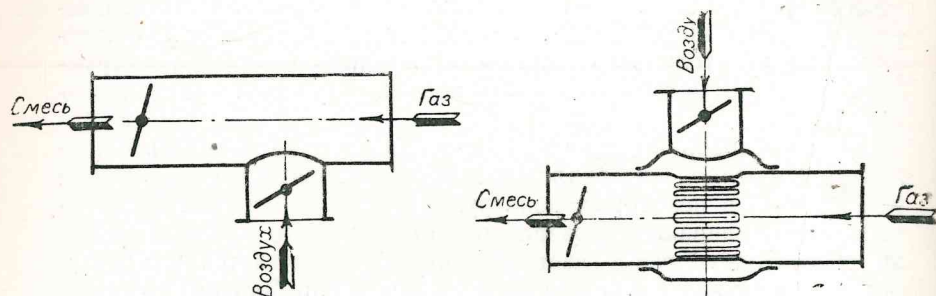


Рис. 80.

На рис. 81 показаны схемы газовых смесителей с параллельными потоками воздуха и газа.

Для получения параллельности потоков один из патрубков (на рис. 81 слева газовый, а справа воздушный) вводится внутрь

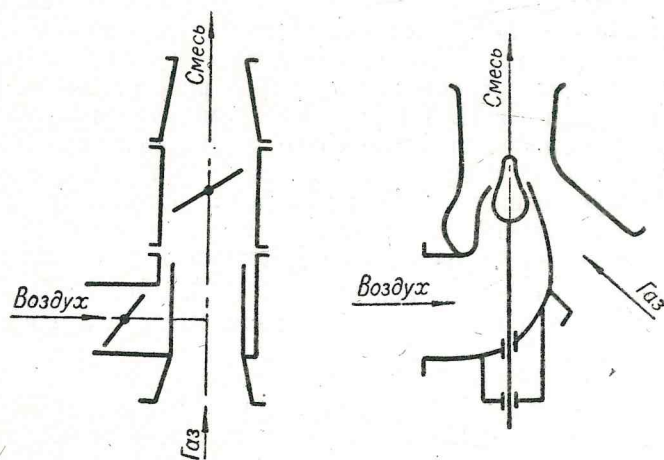


Рис. 81.

смесительной камеры. На рис. 81 справа показана схема инжекционного смесителя. Избыточное давление воздуха, преобразующееся при выходе из сопла в скоростной напор, производит инжектирующее действие на газовый поток.

Проходные сечения воздушного, газового и газовой смеси патрубков смесителя определяются по скорости принимаемой до 25 м/сек по среднему расходу за такт всасывания.

Диаметр выходного патрубка смесителя для газовой смеси определяется из следующего уравнения (без учета сужения струи)

$$d_{см} = \sqrt{\frac{4 V_c}{3600 \pi C_{см}}} \text{ м,}$$

где: $d_{см}$ м — диаметр патрубка смесителя для выхода газовой смеси;
 $C_{см}$ м/сек. — скорость смеси в рассматриваемом патрубке смесителя;

$$V_c = V_h \eta_v n z k \cdot 60 \text{ м}^3/\text{час}$$

— расход газовой смеси двигателем в час при общем (одном) смесителе.

Для индивидуального смесителя

$$V_c = V_h \eta_v n k \cdot 60 \text{ м}^3/\text{час}$$

Диаметр газового патрубка смесителя определяется аналогично:

$$d_r = \sqrt{\frac{4 V_{час}}{3600 \pi C_r}} \text{ м}$$

где: $V_{час}$ — расход газа в час при общем смесителе:

$$V_{час} = \frac{V_h \eta_v n z k \cdot 60}{1 + \alpha_1 L_o^r} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Для индивидуального смесителя

$$V_{час} = \frac{V_h \eta_v n k \cdot 60}{1 + \alpha_1 L_o^r} \text{ м}^3/\text{час.}$$

C_r м/сек. — скорость газа в рассматриваемом патрубке смесителя.

Сечение воздушного патрубка смесителя должно обеспечивать нормальное соотношение газа с воздухом при некотором прикрытии заслонки, что позволяет путем изменения угла открытия заслонки найти оптимум рабочей смеси.

Скорость воздуха при входе в пространство смешения равна

$$C_b = \sqrt{\frac{2 g \Delta p}{\gamma_{cp} (1 + \zeta_b)}} \text{ м сек.}$$

где Δp — перепад давления воздуха в воздушном патрубке в мм вод. ст., равный разрежению газа перед входом в камеру смешения смесителя.

В зависимости от того, имеет ли установка эксгаустер, как это указывалось ранее, Δp колеблется от 100 до 500 мм вод. ст. $\gamma_{\text{ср}}$ — средний удельный вес воздуха; можно принять

$$\gamma_{\text{ср}} = 1,20 \text{ кг/м}^3; g = 9,81 \text{ м/сек.}$$

$\zeta_{\text{в}}$ — коэффициент сопротивления воздушной заслонки смесителя.

При угле открытия заслонки:

40°	$\zeta_{\text{в}} = 10,8$
45°	$\zeta_{\text{в}} = 18,7$
50°	$\zeta_{\text{в}} = 32,6$
55°	$\zeta_{\text{в}} = 58,8$
60°	$\zeta_{\text{в}} = 118.$

Диаметр воздушного патрубка смесителя

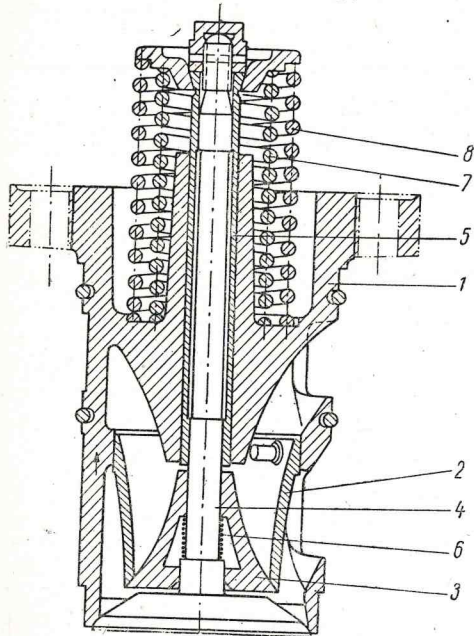


Рис. 82. Впускной газосмесительный клапан.

$$d_{\text{в}} = \sqrt{\frac{4 V_{\text{в}}}{3600 \pi \zeta_{\text{в}}}} \text{ м}$$

где $V_{\text{в}}$ — расход воздуха в час;

$$V_{\text{в}} = V_{\text{с}} - V_{\text{час}} \text{ м}^3/\text{час}$$

На рис. 82 показана конструкция впускного газосмесительного клапана. К клапану воздух и газ подводятся раздельным путем, смешение происходит непосредственно внутри клапана.

Для этой цели корпус клапана 1 имеет раздельные каналы, верхние для газа и нижние для воздуха. На штоке клапана 4 свободно сидит газовый клапан 3, прижимающийся к седлу 2 пружиной 6. При движении клапана 4 вниз, газовый клапан 3

вначале будет закрыт, так как свободно сидит на штоке клапана. Таким образом, в начальный период хода всасывания в цилиндр двигателя будет поступать только воздух, необходимый для продувки камеры сжатия, кроме того, этим устраняется возможность попадания газа в выпускной коллектор. При дальнейшем ходе клапана втулка 5, перемещаясь вместе с клапаном, упрется в газовый клапан 3 и будет открывать его, вследствие

чего газ будет поступать в цилиндр двигателя. При обратном движении клапана вверх, под действием пружин 8 и 7 (закрытие клапана), раньше закроется газовый клапан 3, а потом клапан 4. Такое устройство впускного клапана позволяет осуществлять работу газового двигателя с углом перекрытия впускного или выпускного клапанов без опасения образования взрывов во всасывающем или выпускном трубопроводе. Таким образом, сложность конструкции впускного клапана оправдывается более надежной работой двигателя при переменных режимах.

§ 40. ОРГАНЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Автоматическое регулирование подачи газообразного топлива в цилиндры двигателя, так же как и при работе на жидком топливе, производится центробежным регулятором.

Регуляторы судовых двигателей применяются предельные и скоростные. Роль предельного регулятора сводится к ограничению максимального (предельного) числа оборотов двигателя. Воздействие предельного регулятора на подачу топлива в цилиндры происходит лишь при повышении числа оборотов двигателя свыше нормального на 10%.

Скоростной регулятор поддерживает число оборотов двигателя постоянным, вне зависимости от изменения нагрузки двигателя, причем регулятор может быть установлен ручным приводом на любое число оборотов двигателя. При изменении нагрузки на двигатель скоростной регулятор путем воздействия на подачу топлива число оборотов двигателя поддерживает постоянным.

Регулирование мощности двигателя может быть: количественным, качественным и смешанным. Количественное регулирование, когда изменение мощности двигателя достигается изменением количества смеси, поступающей в цилиндр двигателя за один цикл. В этом случае регулятор изменяет открытие дроссельного органа, расположенного на пути газовой смеси после смесителя, или изменяет ход впускного газосмесительного клапана. Недостатком такого регулирования является увеличение разрежения в цилиндре двигателя в процессе наполнения с уменьшением нагрузки, а следовательно, увеличение потерь двигателя на зарядку цилиндра.

Качественное регулирование, когда изменение мощности двигателя достигается изменением качества (состава) смеси поступающей в цилиндр двигателя. Для уменьшения мощности двигателя регулятор действует на состав смеси, уменьшая долю газа в смеси. Осуществляется это обычно прикрыванием дросселя в газовой трубке смесителя, открытие же воздушных патрубков остается неизменным. При таком методе регулирования происходит обеднение рабочей смеси при малых нагрузках

двигателя, вследствие чего скорость сгорания уменьшается и увеличивается догорание газа на линии расширения. Значительное догорание газа на линии расширения вызывает вспышки рабочей смеси в коллекторе смеси и пропуски воспламенения.

Смешанное регулирование достигается изменением количества и качества смеси. В области высоких нагрузок изменение мощности двигателя производится путем изменения качества смеси, а в области малых нагрузок путем изменения количества смеси. Такой метод регулирования является наиболее совершенным и применяется в газовых двигателях с электрическим воспламенением смеси.

При работе двигателя по газожидкостному циклу качественное регулирование смеси не так сильно влияет на ухудшение процессов сгорания, протекающих в цилиндре при малых нагрузках двигателя, как при работе двигателя только на газе.

Жидкое запальное топливо, как это указывалось ранее, стабилизирует процесс сгорания газовой смеси, производит устойчивое воспламенение бедных смесей и повышает их скорость сгорания.

Количественное же регулирование смеси понижает давление в конце сжатия при малых нагрузках двигателя, вследствие чего ухудшаются условия самовоспламенения жидкого запального топлива. Поэтому при работе двигателя по газожидкостному циклу целесообразнее применять качественное регулирование смеси с ручной подрегулировкой воздуха. Ручной регулировкой воздуха путем дросселирования его на пути к смесителю достигается оптимальное соотношение между количеством газа и воздуха, поступающим в цилиндр двигателя, и выравнивание состава смеси по цилиндрам. Благодаря этому осуществляется обогащение смеси при малых нагрузках двигателя. При этом регулятор двигателя связан с дросселирующим органом газового потока. Подача жидкого запального топлива не регулируется, т. е. остается постоянной, регулятор с топливным насосом не связан.

Простейшим типом дросселирующего органа является так называемая дроссельная заслонка, представляющая собою пластину, форма которой соответствует сечению канала. Поворот этой заслонки вокруг своей оси изменяет проходное сечение канала (патрубка). Обычно газовая дроссельная заслонка устанавливается в газовом патрубке смесителя. Недостатком указанной дроссельной заслонки как регулирующего органа является не прямопропорциональное изменение углу поворота заслонки сопротивления протеканию газа. Относительное изменение сопротивления при одном и том же угле поворота не одинаково при разных степенях открытия заслонки. При большом открытии заслонки необходимы большие углы поворота заслонки, чем при

малом ее открытии для достижения одного и того же регулирующего эффекта.

Для устранения этого недостатка иногда применяют более сложные заслонки с козырьками, кромка которых образована некоторой кривой. При такой заслонке характеристика открытия ее приближается к прямой линии. На рис. 83 показана схема газовой дросселя с козырьками.

При работе двигателя на газе с воспламенением смеси электрической искрой, движение муфты регулятора непосредственно с помощью системы рычагов передается дроссельной заслонке газовой смеси или впускному газосмесительному клапану. В двигателях большой мощности изменение угла открытия дросселя или изменение хода впускного газосмесительного клапана достигается с помощью сервомотора. В этом случае движение муфты регулятора передается золотнику сервомотора.

При работе судового двигателя по газожидкостному циклу система автоматического регулирования мощности должна удовлетворять следующим требованиям:

1. Возможность пуска в ход и работы двигателя на жидком топливе.
2. Для избежания разгона двигателя должно быть обеспечено быстрое автоматическое выключение подачи жидкого запального топлива. Это особенно важно, когда расход жидкого запального топлива относительно велик.
3. Постоянство теплового заряда за цикл при неизменной нагрузке на двигатель.

Указанные требования определяют собою следующие принципиальные схемы связи регулятора с регулирующими органами:

1. Регулятор непосредственно воздействует на газовые дроссели. Связь регулятора с отсечным устройством топливных насосов осуществляется через упругое звено, позволяющее ограничить вручную максимальное количество подаваемого за цикл жидкого запального топлива, но не препятствующее воздействию регулятора на уменьшение подачи жидкого топлива, до полного его выключения в случае разгона двигателя.

2. Теплотворность генераторного газа при длительной непрерывной работе газогенератора несколько колеблется. В периоды загрузки газогенератора топливом (при периодической загрузке)

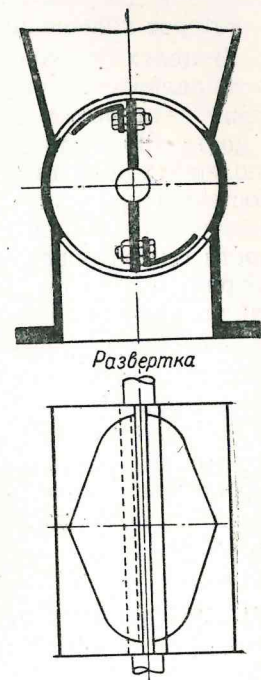


Рис. 83. Газовая заслонка.

при изменении отсортированности топлива (антрацита) или влажности его (древесное топливо) теплотворность генераторного газа понижается. При постоянном расходе жидкого запального топлива, тепловой заряд за цикл в эти периоды работы двигателя будет уменьшаться, вследствие чего мощность и число оборотов двигателя также уменьшатся. Иными словами, будет некоторое колебание мощности и числа оборотов гребного вала.

В целях устранения такого колебания мощности двигателя, устанавливается связь регулятора только с топливными насосами, а открытие газового дросселя производится вручную с поста управления двигателем. При полной нагрузке двигателя (полный ход судна) газовые дроссели открыты постоянно полностью и при изменении теплотворности газовой смеси, поступающей в цилиндр двигателя вследствие изменения теплотворности генераторного газа, постоянство теплового заряда за цикл сохраняется за счет автоматического изменения подачи жидкого запального топлива.

В периоды падения теплотворности газовой смеси, расход жидкого запального топлива автоматически возрастает, чем и обеспечивается постоянство мощности, развиваемой двигателем. Во время маневренного хода судна двигатель переводится на жидкое топливо, доступ генераторного газа к двигателю устраняется перекрытием подводящего газового трубопровода задвижкой, управление которой следует выводить к посту управления двигателем.

§ 41. ДВИГАТЕЛИ С ПРИНУДИТЕЛЬНЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ СМЕСИ (ВОСПЛАМЕНЕНИЕ СМЕСИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ИСКРОЙ)

В речном флоте Советского Союза газоходы получили широкое применение, начиная с 1936 г. Газоходы постройки первой серии выпускались небольшой мощности (около 60 и 120 л. с.) с использованием для газификации, главным образом, древесного топлива.

На рис. 84 показана силовая установка такого газохода: газогенератор 1, работающий на древесной чурке, скруббер 5, сухой газовый фильтр 3, двигатель марки ЧТЗС-60 6, реверсивная муфта и центробежный насос 2 для подачи охлаждающей воды в скруббер.

На газоходе малой мощности устанавливались газовые двигатели автотракторного типа.

Основные данные этих двигателей приведены ниже в табл. 63.

Наибольшее применение получил тракторный двигатель марки ЧТЗС-60 отечественного производства. Данный двигатель хорошо зарекомендовал себя в эксплуатации на газоходах.

Таблица 63

Марка двигателя	ГАЗ-42	МГ-17	ЧТЗС-60	ГС-ХТЗ-НАТИ
Мощность	32	65	60	45
Число оборотов вала в минуту	2200	850	650	1250
Диаметр цилиндра, мм	98,4	155	165	125
Ход поршня, мм	108	205	216	152
Число цилиндров	4	4	4	4
Степень сжатия	3,28	8,5	5,8	8,25

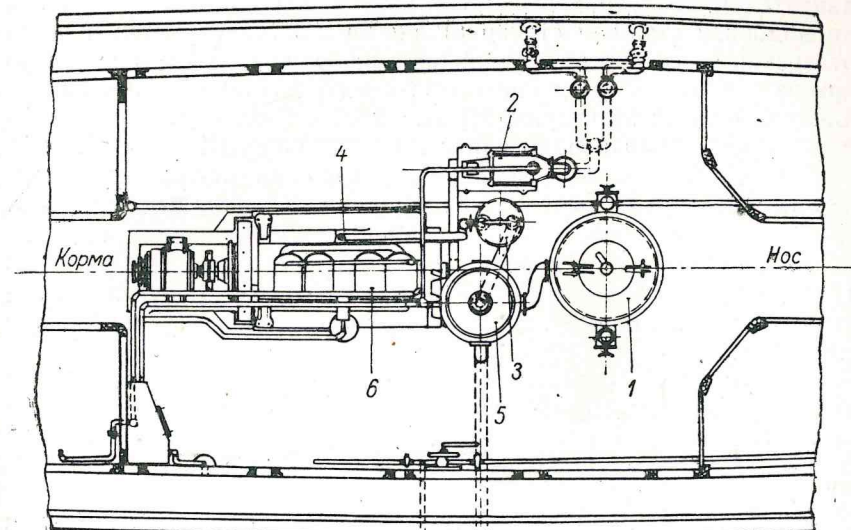


Рис. 84. Силовая установка винтового буксирного газохода.

Основные данные двигателя ЧТЗС-60:

Число цилиндров	4
Число тактов	4
Диаметр цилиндра	165 мм
Ход поршня	216 "
Рабочий объем цилиндра	4,61 л

Нормальная мощность двигателя ЧТЗС-60 на газе при степени сжатия 5,8 и числе оборотов в минуту 650 колеблется от 50 до 55 л. с.

Общий вид двигателя ЧТЗС-60 показан на рис. 85.

Зажигание: магнето СС-4 правого вращения с автоматическим действующим ускорителем. Порядок зажигания: 1—3—4—2, диаметр свечи 22 мм.

Рама и станина двигателя отлиты из чугуна за одно целое в виде коробки, которая в трех точках крепится к судовому фундаменту. Цилиндры — чугунные, вертикальные, крепятся болтами к станине. Каждый цилиндр имеет съемную цилиндрическую крышку, отлитую из чугуна, в которой расположены: впускной, выпускной клапаны и наклонно расположенная одна свеча.

Цилиндры и крышки охлаждаются забортной водой, которая подается центробежным насосом, приводимым в действие самим двигателем. Холодная вода поступает в нижнюю часть рубашки цилиндров, охлаждая стенки цилиндра, поступает вверх и через отверстия во фланцах цилиндра переходит в цилиндрическую крышку, а оттуда в сливной трубопровод. Поршни рабочих цилиндров отлиты из чугуна, имеют плоское днище, четыре уплотнительных кольца и одно внизу маслосъемное. Шатуны штампованные, двутаврового сечения, с бронзовыми втулками в верхних головках, а мотылевые подшипники без вкладышей, имеют заливку баббитом в стальные половины подшипника.

Коленчатый вал штампованный, опирается на три рамовых подшипника, вкладыши которых отлиты из серого чугуна, залитые баббитом, задний конец вала имеет фланец для крепления маховика.

Распределительный вал расположен в картере двигателя на шести опорах, передача вращения от коленчатого вала осуществляется зубчатыми колесами. Кулачковые шайбы распределительного вала помощью штанги и клапанных рычагов производят открытие клапанов.

Смазка двигателя комбинированная, рамовые подшипники и через сверления в коленчатом вале мотылевые подшипники смазываются под давлением 1,3—1,8 ати, создаваемым масляным шестеренчатым насосом, приводимым в действие от распределительного вала. Смазка цилиндров, поршневых колец, подшипников распределительного вала и кулачковых шайб осуществляется разбрызгиванием масла. Для пуска двигателя в ход на бензине установлен карбюратор «Энсайн» модель «ААс».

Так как двигатель ЧТЗС-60 не реверсивный, поэтому для изменения направления вращения гребного вала на газоходу установлена зубчатая реверсивная муфта.

Круговая диаграмма распределения приведена на рис. 86, из которой можно установить: впускной клапан открывается позже ВМТ на 10° , закрывается позже НМТ на 40° ; выпускной клапан открывается раньше НМТ на 35° , закрывается позже ВМТ на 10° .

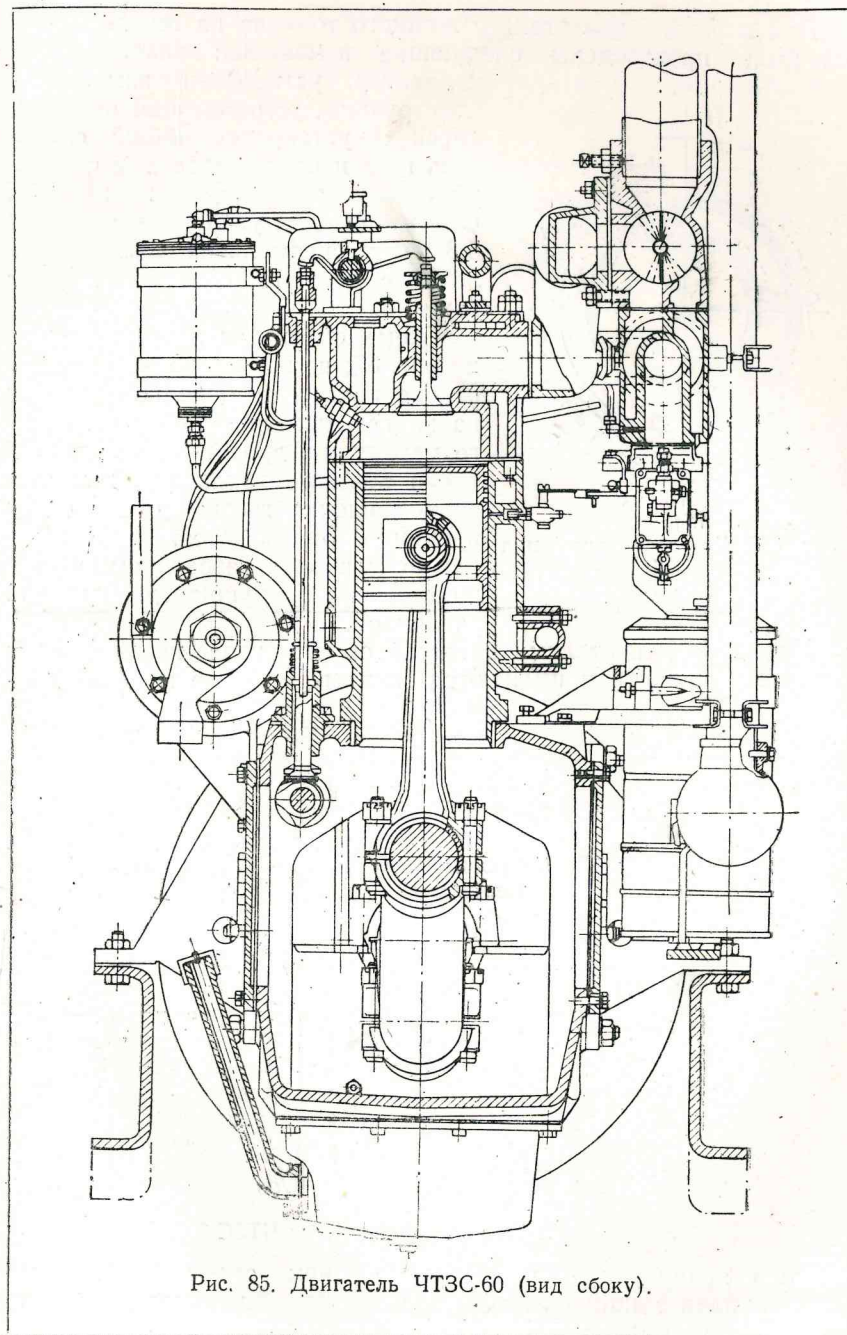


Рис. 85. Двигатель ЧТЗС-60 (вид сбоку).

При переводе двигателя с жидкого топлива на генераторный газ, были произведены следующие изменения: всасывающий коллектор установлен измененной конструкции, устраняющий подогрев смеси и установлен общий смеситель газа и карбюратор для первичного запуска двигателя на бензине. Степень сжатия увеличена с 3,96 до 5,8 путем специальной отливки головок с меньшим объемом камеры горения.

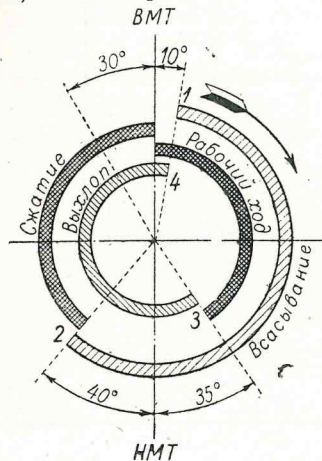


Рис. 86. Круговая диаграмма газораспределения двигателя ЧТЗС-60.

Наряду с двигателями автотракторного типа на газоходах большой мощности применяются мощные судовые газовые дви-

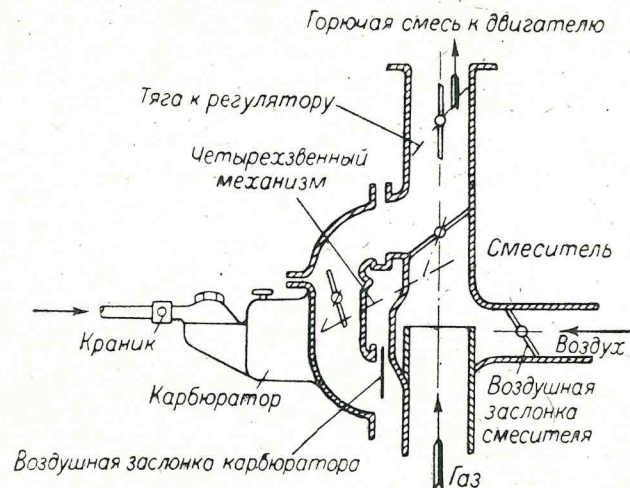


Рис. 87. Газовый смеситель двигателя ЧТЗС-60.

гатели с принудительным воспламенением смеси. На рис. 88 показан план машинного отделения грузового газоэлектрохода грузоподъемностью 650 т.

Размеры машинного отделения равны: длина 9500 мм и ширина 8150 мм. Вследствие удачного расположения всех механизмов, размеры машинного отделения судна получились небольшие,

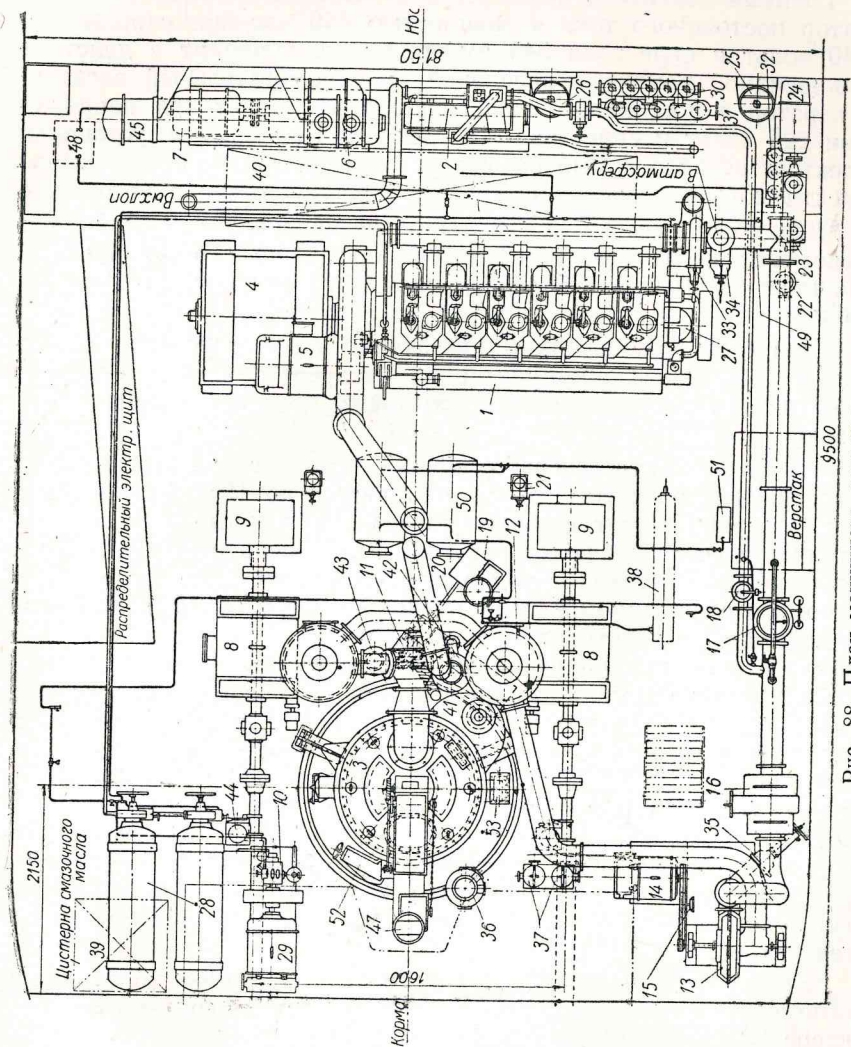


Рис. 88. План машинного отделения газоэлектрохода.

при достаточной свободной площади для обслуживания, сборки и разборки всех механизмов установки.

На чертеже плана машинного отделения показаны: главный двигатель 1, газовый четырехтактный, шестицилиндровый, реверсивный мощностью 375 э.л.с., с числом оборотов 375 об/мин., 20*

расположенный поперек судна; вспомогательный газовый двигатель 2, шестицилиндровый, четырехтактный, мощностью 90 э.л.с. при 1250 об/мин. и газогенератор 3.

Главный двигатель приводит в действие электрический генератор постоянного тока 4 мощностью 240 квт при напряжении 440 вольт и силе тока 545 ампер, он же приводит в действие клиновидной ременной передачей и вспомогательный электрогенератор 5 постоянного тока мощностью 29 квт при напряжении 225 вольт и силе тока 129 ампер. При работе установки электрогенератор 5 вырабатывает электроэнергию, необходимую электромоторам, обслуживающим газогенераторную установку.

Вспомогательный газовый двигатель приводит в действие два вспомогательных электрогенератора постоянного тока: один (6) мощностью 60 квт, 225 вольт, другой (7) мощностью 11,5 квт, 105 вольт.

При остановке главного двигателя, электрогенератор 7 служит для зарядки аккумуляторной батареи, а электрогенератор 6 — для питания током электромоторов газогенераторной установки.

Главный электрогенератор 4 обеспечивает электроэнергией два гребных электромотора 8 мощностью по 125—145 квт. Передача вращения от гребных моторов на гребные валы осуществляется через зубчатый редуктор 9 с передаточным числом 6. Гребные валы проходят под электромоторами. Двухступенчатый вспомогательный компрессор пускового воздуха 10 приводится в действие от электромотора 29. Пусковой воздух нагнетается компрессором при давлении до 30 атм. в два баллона 28 емкостью 250 л каждый. Газогенераторная установка имеет: два скруббера 12, сухой фильтр 16, эксгаустер 13, приводимый в действие от электромотора 14, регуляторы давления газа 17 и 18, вентилятор для розжига газогенератора 42 и электромотор к нему 41, электромотор 19 и червячная передача от него для вращения колосниковой чаши газогенератора 20, ковшевую норию 46 для загрузки топлива в газогенератор и электромотор для приведения в действие нории 47, конденсатор 36 для конденсации избытка пара, образующегося в водяной рубашке газогенератора.

Кроме того, машинное отделение судна имеет следующие вспомогательные механизмы: центробежный трюмно-пожарный насос 23 и электромотор к нему 24, центробежный насос 25 и холодильник 45 для осуществления замкнутой системы охлаждения двигателя и газогенератора (центробежный насос 25 служит для подачи воды в скрубберы), распределительные коробки к ним 30, 31, 32 и компрессор пускового воздуха 27, навешанный на двигатель. На этом же чертеже нанесены газовый и воздушный трубопроводы.

Главный двигатель установки имеет следующие основные данные:

Диаметр цилиндра	320 мм
Ход поршня	450 "
Число цилиндров	6
Число оборотов в минуту	375
Средняя скорость поршня	5,6 м/сек.

Степень сжатия 8,5. Поперечный разрез двигателя представлен на рис. 89. Двигатель выполнен на базе дизельной конструкции.

Отдельная чугунная фундаментная рама двигателя крепится к судовому фундаменту. Поперечные стенки фундаментной рамы являются опорами рамовых подшипников коленчатого вала. Станина и блок цилиндров имеют общую отливку. Цилиндры имеют вставные рабочие втулки, уплотнение которых в нижней части достигается резиновыми кольцами.

В цилиндрической чугунной крышке расположены: впускной 4, выпускной, пусковой 12 клапаны и в центре одна электрическая свеча для воспламенения газовой смеси. Впускной и выпускной клапаны, между ними электросвеча, расположены в диаметральной плоскости цилиндра. По одну сторону двигателя, противоположную посту управления, расположены: газовый коллектор 9, воздушный коллектор 2 и выпускной 10. Пост управления находится сбоку двигателя, около маховика и имеет ручки: пусковую, газовую и воздушную. Распределительный вал расположен внутри картера двигателя. Открытие клапанов осуществляется с помощью штанг 11 и рычагов 6 и 7. Для изменения хода клапанов на двигателе установлен масляный сервомотор 5, и регулятор для сохранения постоянного числа оборотов двигателя. Регулятор действует через систему рычагов на золотник масляного сервомотора. Шатун круглого сечения отъемный от мотылевого подшипника и имеет центральный продольный канал для нагнетания смазки к головному подшипнику. Поршень двигателя имеет отъемную головку из алюминиевого сплава, а направляющую часть (тронк) — чугунную. Направляющая часть поршня соединяется с головкой четырьмя шпильками. Головка поршня отлита из алюминиевого сплава, с целью увеличения теплоотдачи к стенкам цилиндра, а следовательно, для понижения температуры доньшка поршня и увеличения срока его службы. Чугунная же направляющая часть поршня позволяет, в отличие от алюминиевого сплава, иметь небольшой зазор между поршнем и стенками цилиндра при холодном двигателе. При больших диаметрах цилиндра это обстоятельство является существенным, а поэтому такую конструкцию поршня следует признать рациональной.

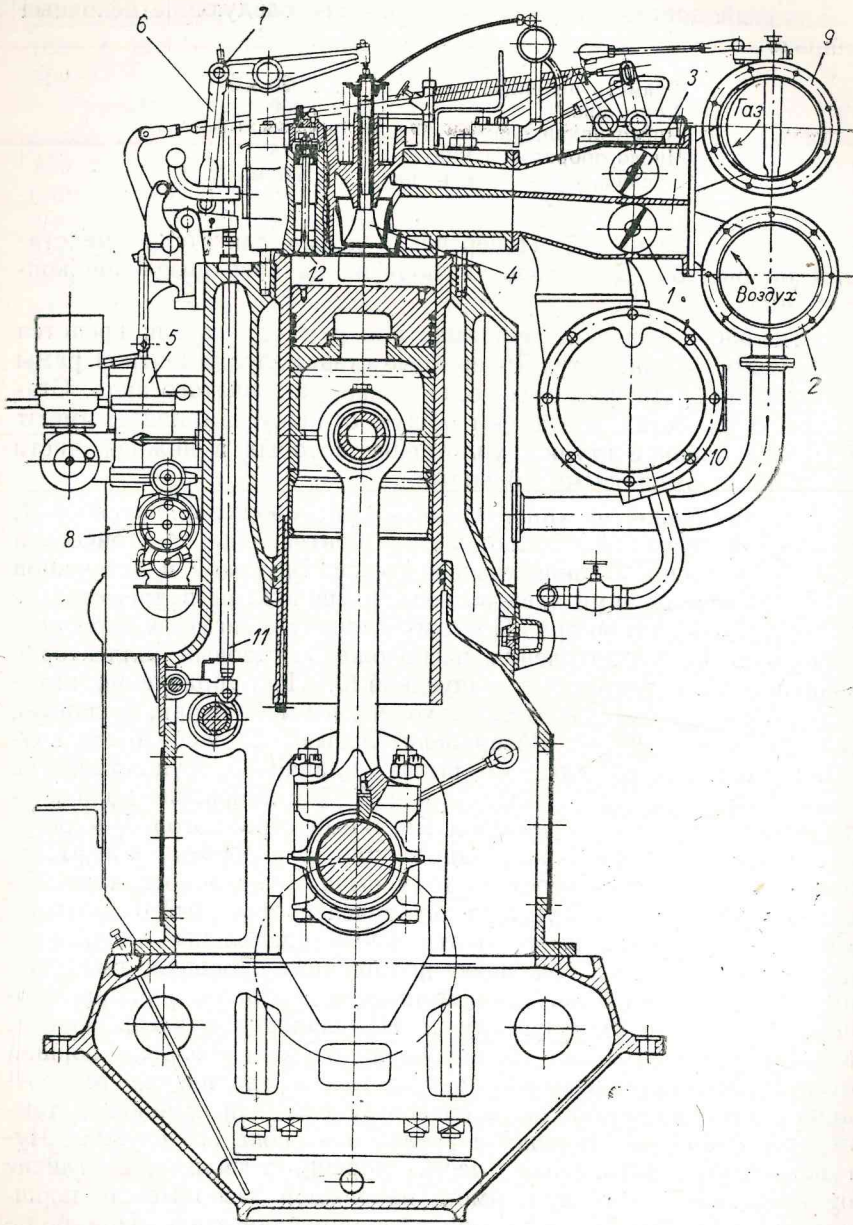


Рис. 89. Общий вид четырехтактного газового двигателя мощностью 375 э. л. с.

Головка поршня имеет четыре уплотнительных кольца, а направляющая часть имеет два маслосъемных кольца, расположенных в верхней и нижней части ее. Впускной клапан выполнен в виде газосмесительного клапана. К клапану воздух и газ подводятся раздельным путем, смесеобразование происходит непосредственно над клапаном. Выпускной клапан устроен с водя-

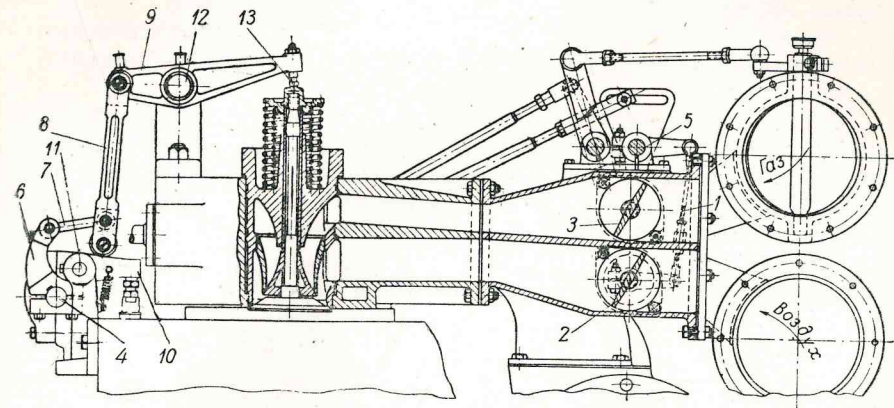


Рис. 90. Общий вид органов регулирования газовой смеси.

ным охлаждением тарелки клапана. Соединение водяного трубопровода со штоком клапана осуществляется резиновыми шлангами. Шток клапана имеет уплотнительные чугунные кольца. Поток отработанных газов с температурой около 500°C и выше, в состав которых при работе двигателя на антрацитовом генераторном газе входят сернистые соединения, разъедает рабочую поверхность клапана.

В связи с этим на притирочной поверхности клапана образуются раковины, нарушающие плотность его. Охлаждение тарелки клапана понижает ее температуру и способствует уменьшению коррозирующего воздействия отработанных газов на клапан, увеличивая тем самым срок службы его.

Как уже отмечалось, газ и воздух подводятся к впускному клапану раздельным путем, смесеобразование происходит непосредственно над клапаном.

Регулирование расхода воздуха, необходимого для горения газа, производится вручную с поста управления двигателя. Поворотом воздушного рычага и через систему рычагов валика 5 производится изменение открытия воздушных заслонок 2, установленных в воздушных каналах патрубков, соединяющих коллекторы с цилиндрическими крышками (рис. 90).

Поворот валика 5 производит одновременное изменение открытия воздушных заслонок для всех цилиндров двигателя.

Индивидуальная регулировка производится путем изменения длины тяги 1 посредством талрепного соединения.

Газовая регулировка осуществляется вручную с поста управления газовым рычагом. При повороте этого рычага поворачивается заслонка, установленная в газовом коллекторе. Первоначальная регулировка расхода газа по цилиндрам производится путем индивидуальной установки газовых заслонок 3.

Кроме ручной регулировки, двигатель имеет автоматическую регулировку расхода газа и воздуха от регулятора с помощью сервомотора.

Муфта регулятора при своем перемещении передвигает золотник масляного сервомотора, вследствие чего поршень его будет перемещаться вверх или вниз. Шток поршня сервомотора соединен шарнирно с рычагом, который закреплен на валу 4 (рис. 90), а поэтому при перемещении поршня сервомотора будет поворачиваться вал 4. Поворот вала 4 вызовет поворот рычага 6, закрепленного на этом валу, и перемещение тяги 7 и рычага 8.

Штанга, идущая от ролика кулачной шайбы впускного клапана, при набегании ролика на выступ шайбы, поворачивает рычаг 10 вокруг оси 11, а поэтому рычаг 8 будет подниматься и поворачивать рычаг 9 вокруг оси 12, в результате чего впускной клапан будет открываться.

Таким образом, при перемещении поршня сервомотора рычаг 8 своим нижним концом, на котором закреплен ролик, будет перемещаться по криволинейной поверхности рычага 10 и, следовательно, будет изменяться ход впускного клапана.

Изменение хода впускного клапана автоматически позволяет осуществлять количественное регулирование смеси, а следовательно, сохранять постоянное число оборотов двигателя при различных нагрузках; при этом регулировании изменяется не только ход клапана, но и время его открытия, так как при перемещении рычага 8 изменяется величина зазора между нажимным болтом 13 и штоком клапана.

Величина этого зазора при полной нагрузке двигателя равна 1,2 мм, а при минимальной 1,75 мм.

Круговая диаграмма газораспределения двигателя, снятая соответственно различным нагрузкам двигателя, показана на рис. 91. Как видно из диаграммы, при полной нагрузке двигателя полный угол впуска равен 204° при угле перекрытия клапанов 22° , а при минимальной нагрузке полный угол впуска равен только 117° .

Воспламенение газовой смеси в цилиндре двигателя производится электрической искрой, проскакивающей между контактами обычной 18-миллиметровой автомобильной электросвечи.

Ввиду значительной высоты цилиндрической крышки на свечи навертываются стальные удлинители. Источником электроэнергии

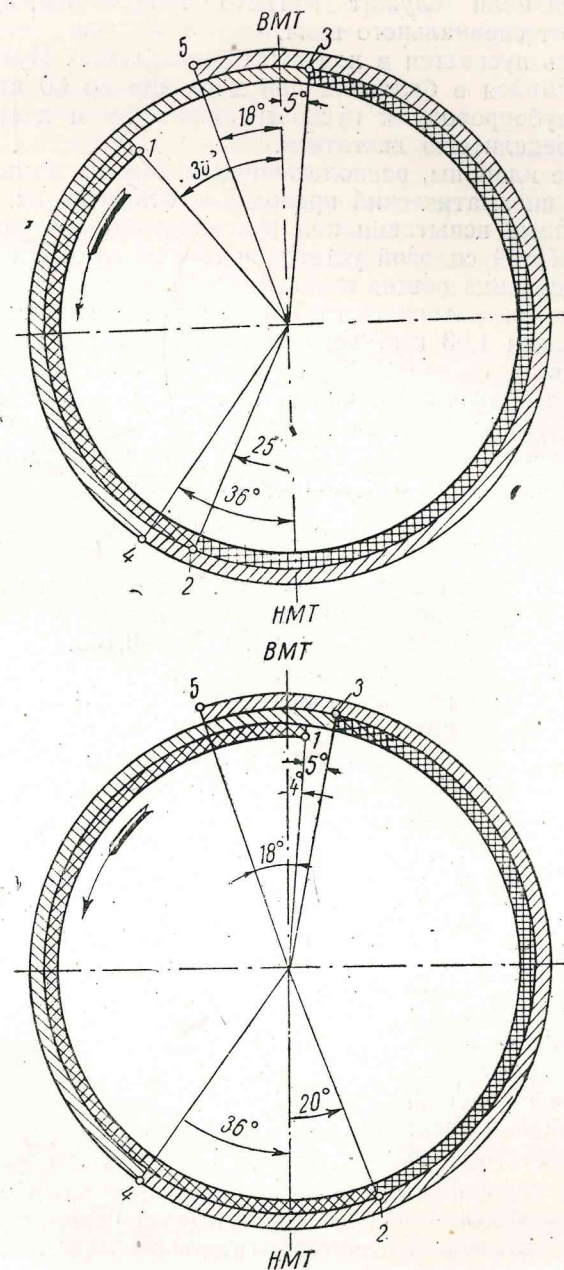


Рис. 91. Круговая диаграмма газораспределения.

гии для этой цели служит магнето типа «Бош», приводимое в действие от специального вала.

Двигатель пускается в ход сжатым воздухом. Пусковой воздух, находящийся в баллонах при давлении до 30 атм., подводится по трубопроводу к пусковым клапанам и к пневматическому распределителю двигателя.

Пусковые клапаны, расположенные в каждой крышке цилиндра, имеют пневматический привод для открытия их.

Проведенные испытания под руководством автора и наблюдения за работой силовой установки газозлектрохода позволяют сделать следующие общие выводы:

1. Расход генераторного газа на 1 и.л.с. при полной нагрузке двигателя равен 1,93 м³/час, чему соответствует индикаторный к.п.д. двигателя $\eta_i = 0,327$ и если принять механический к.п.д. $\eta_m = 0,76$, то экономический к.п.д. двигателя будет равен $\eta_e = 0,25$. Коэффициент полезного действия газогенератора при полной нагрузке равен $\eta_r = 0,76$, следовательно экономический к.п.д. силовой установки судна будет равен:

$$\eta_e^v = \eta_e \eta_r = 0,25 \cdot 0,76 = 0,19,$$

а с учетом потерь электрической передачи мощности на гребной вал, к.п.д. которой примерно равен 0,85, экономический к.п.д. установки будет равен: $\eta_e^v = 0,19 \cdot 0,85 = 0,163$.

Таким образом экономичность силовой установки газозлектрохода меньше чем экономичность дизельных установок, работающих по газожидкостному циклу, но в то же время такая установка значительно более экономична, чем установки с паровыми машинами, применяемыми на судах речного флота.

2. Работа двигателя при полной нагрузке сопровождается повышенной температурой отработавших газов, вследствие значительного догорания газовой смеси на линии расширения. Наличие только одной электрической запальной свечи при данном диаметре цилиндра (320 мм) не обеспечивает нормального протекания процесса горения газовой смеси в цилиндре двигателя.

3. Расход антрацита при полной нагрузке двигателя равен 0,352 кг/и.л.с. час, или примерно 0,460 кг/э.л.с. час, если принять, что механический к.п.д. двигателя будет равен 0,76.

4. Наименьший расход топлива двигатель имеет примерно при нагрузке равной $\frac{3}{4}$ от полной.

5. Применение электрической передачи мощности на гребные валы упрощает управление судном и его силовой установкой.

Простота управления судном значительно сокращает эксплуатационные расходы. В установке отсутствует реверсивная муфта, которая для тихоходного двигателя большой мощности была бы сложна по конструкции и отличалась бы громоздкостью. Реверсирование гребных валов при помощи реверсивной муфты зна-

чительно сложнее, а особенно при управлении муфтой из штурвальной рубки. Непосредственное же реверсирование газового двигателя значительно усложняет его конструкцию и не является в то же время вполне надежным.

Применение электрической передачи мощности на гребные валы позволяет произвести выбор числа оборотов газового двигателя независимо от наимыгоднейшего числа оборотов гребного вала. Изложенное позволяет рекомендовать применение электропередачи для газовых установок большой мощности.

К недостаткам электрической передачи мощности на гребные валы относятся: увеличение первоначальной стоимости судна и незначительное повышение веса силовой установки.

6. Автоматическое регулирование механизированной загрузки топлива в газогенератор и возможности изменения числа оборотов гребных электромоторов и их реверсирования из штурвальной рубки судна, а также наличие в установке контрольно-измерительных приборов позволяет сократить число машинной команды на вахте до одного вахтенного механика. Опыт эксплуатации показал, что при надлежащей организации топливоснабжения, силовая установка мощного газохода является вполне эффективной и эксплуатационно надежной. Однако следует заметить, что газогенератор, установленный на судне, может удовлетворительно работать только на антраците сорта АС. Указанное обстоятельство для многих речных бассейнов не должно вызывать существенных затруднений в эксплуатации таких судовых установок.

§ 42. ДВИГАТЕЛИ, РАБОТАЮЩИЕ ПО ГАЗОЖИДКОСТНОМУ ЦИКЛУ

В последние годы в речном флоте Советского Союза получил применение быстроходный дизель марки ЗД6 отечественного производства. Малый вес, небольшие габаритные размеры и невысокая стоимость его при массовом производстве являются существенным преимуществом этого типа двигателя. В связи с установкой двигателей на теплоходах возник вопрос о переводе их на генераторный газ. Центральный научно-исследовательский институт речного флота в период 1948 и 1949 гг. осуществил перевод двигателя ЗД6 на генераторный газ по газожидкостному циклу.

Основные данные двигателя ЗД6.

Тип двигателя: четырехтактный, бескомпрессорный, быстроходный, работающий по газожидкостному циклу.

Эффективная мощность двигателя при работе на газе на фланце реверс-редуктора 125—129 э.л.с. при $n = 1250$ об/мин.

Расход жидкого запального топлива при этом составляет 12—15% от расхода при работе двигателя на жидком топливе.

При работе на жидком топливе двигатель развивает 150 э.л.с. на фланце реверс-редуктора при $n = 1500$ об/мин., расходует около 205 г/э.л.с. час жидкого топлива.

При работе по газожидкостному циклу двигатель расходует около 345 г/э.л.с. час антрацита сорта АС и около 26 г/э.л.с. час дизельного топлива (ГОСТ 305-42).

Размерения:

Диаметр цилиндра . . .	150 мм
Ход поршня	180 мм
Степень сжатия	14—15
Число цилиндров	6
Порядок работы цилиндров	1—5—3—6—2—4

Конструкция двигателя ЗД6. Общий вид двигателя (поперечный разрез) показан на рис. 92.

Картер двигателя состоит из двух основных частей — верхней и нижней, отливаемых из алюминиевых сплавов.

Верхняя часть картера (иначе — верхний картер) является несущей. В ее перегородках располагаются семь гнезд для рамовых подшипников с вкладышами, в которых вращается коленчатый вал.

Крышки этих подшипников (подвески) крепятся к верхнему картеру на шпильках.

Вкладыши стальные, разъемные залиты свинцовистой бронзой и расточены после постановки в картер.

Один из вкладышей (последний, считая со стороны передачи) упорный, имеет бурты, также залитые свинцовистой бронзой, образующие упор от осевых смещений коленчатого вала. Верхняя горизонтальная площадка верхнего картера служит для установки блока цилиндров, который крепится к картеру четырнадцатью анкерными шпильками. В шесть окон на этой площадке входят выступающие из блока нижние части цилиндровых втулок. Торцы картеров обработаны и ошпильены. У одного из торцов имеются расточки для размещения подшипников передачи двигателя и сверления для подвода смазки к ним. На этот торец картера крепится крышка центрального подвода масла. На противоположный торец картера крепится литой из алюминиевого сплава кожух маховика и приставка, несущая разъемный корпус уплотнения выходящего к маховику конца коленчатого вала. По бокам верхнего картера расположены лапы для крепления масляного фильтра электрогенератора и стартера.

Кроме того, на наклонной обработанной площадке прикреплены два кронштейна для установки топливного насоса. На нижнем картере крепятся масляный насос, водяная помпа, топливоподкачивающая помпа и располагаются детали передач к ним.

Коленчатый вал изготовлен из хромоникельвольфрамовой стали и имеет шесть колен, расположенных в трех плоскостях

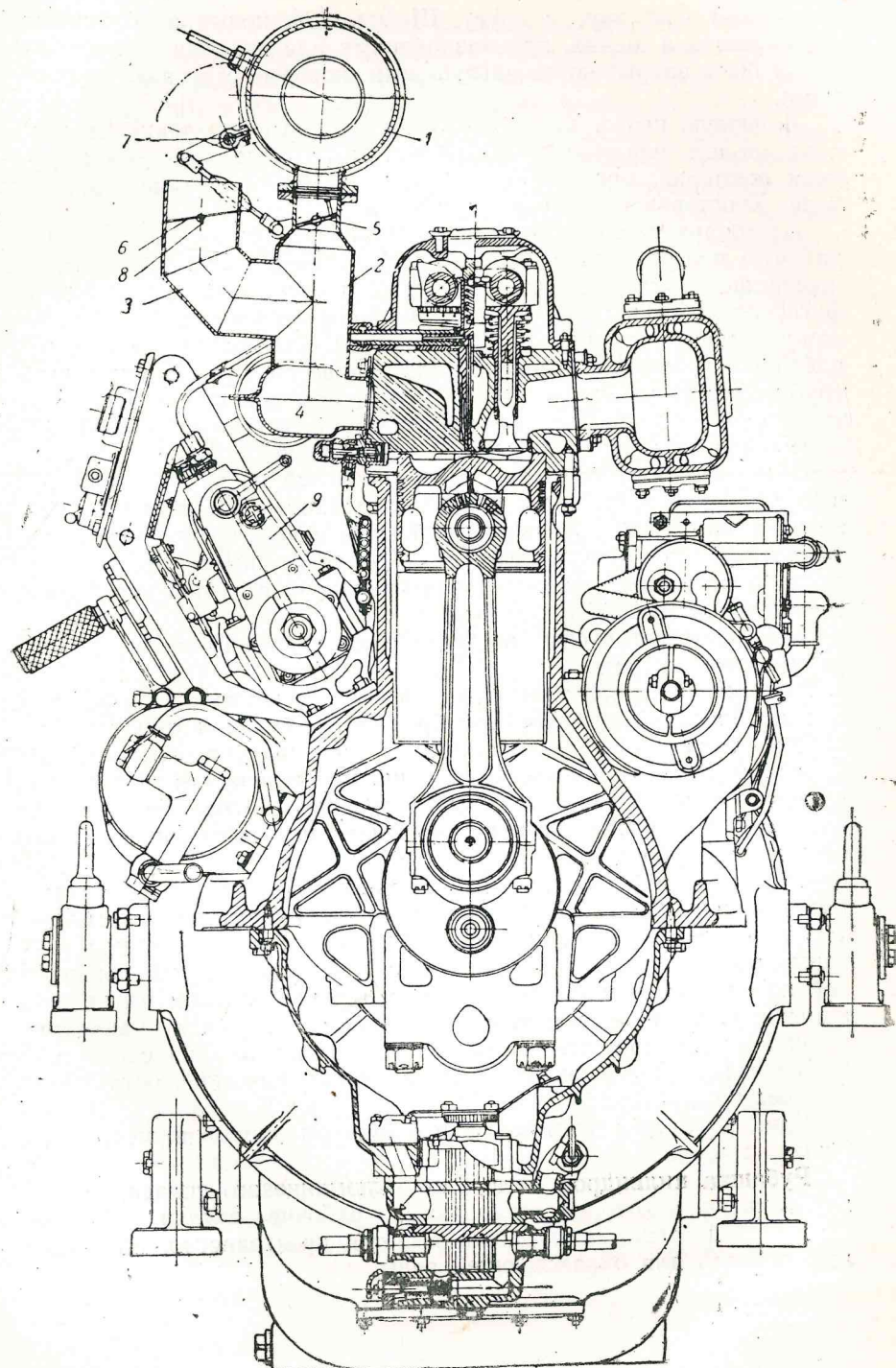


Рис. 92. Общий вид двигателя ЗД6, переведенного на генераторный газ.

под углом 120° друг к другу. Шейки вала полые и соединены сверлениями в щеках, предназначенных для прохода масла. Полости шеек закрываются заглушками, которые стягиваются болтами.

В первую шейку вала (считая со стороны передачи) запрессован полый хвостовик со шлицами, на которые садится коническая шестерня, приводящая во вращение всю передачу двигателя. Хвостовик застопорен штифтами.

Благодаря специальному расположению каналов в валу на рабочую поверхность первой рамовой шейки попадает масло, прошедшее полость первой мотылевой шейки, где оно центрофугируется. Также центрофугирование совершается в полости каждой мотылевой шейки. В отверстия, выводящие масло на рабочую поверхность шеек вала запрессованы специальные трубки. На конец последней, седьмой, рамовой шейки вала напрессован стальной фланец, имеющий маслосгонную резьбу.

Фланец застопорен штифтами. На фланец насаживается и крепится болтами маховик. Изготовленный из чугуна маховик имеет деление в градусах для регулирования двигателя. На маховик напрессован стальной зубчатый венец, предназначенный для запуска двигателя стартером. Маховик имеет посадочные места и резьбовые отверстия для крепления ведущей части соединительной муфты.

Шатуны изготовлены из хромоникельвольфрамовой стали и обработаны кругом.

Стержни шатунов имеют двутавровое сечение. В верхнюю головку шатуна запрессована бронзовая втулка, которая работает по пальцу поршня. Нижняя головка шатуна — разъемная. Ее ребристая крышка крепится к шатуну шпильками и центрируется кольцевой заточкой. В расточенном отверстии нижней головки зажат разъемный стальной шатунный вкладыш, залитый свинцовистой бронзой.

Поршни отштампованы из алюминиевого сплава. Верхний торец днища фигурный, приспособленный к наилучшему смесеобразованию. Поршень имеет две бобышки с отверстиями, в которые входит полый цементированный и полированный поршневой палец, ограничиваемый от перемещений в осевом направлении заглушками из алюминиевого сплава. В пяти канавках поршня сидят поршневые кольца, изготовленные из специального чугуна. Два верхних кольца цилиндрические, остальные конические.

Блок цилиндров состоит из рубашки цилиндров и шести чугунных втулок.

Рубашка цилиндров литая из алюминиевого сплава, имеет шесть гнезд, в которые вставляются рабочие втулки. Между втулками и стенками рубашки имеется пространство, образующее полость для охлаждающей воды.

На боковой стороне рубашки расположен фланец с патрубком для подвода воды в блок. Верхняя и нижняя плоскости рубашки обработаны. Для прохода анкерных шпилек имеется 14 сквозных отверстий, кроме того на верхней плоскости имеются отверстия для прохода воды в цилиндрическую крышку. Цилиндрическая крышка общая на все шесть цилиндров. В верхней части втулки имеются фланцы, которые опираются на соответствующие выточки рубашки и уплотняют водяное пространство сверху. Внизу втулка имеет уступ, где располагаются резиновые кольца, уплотняющие нижний пояс. На верхние торцы фланцев втулок ложится общая алюминиевая уплотнительная прокладка, прижимаемая цилиндрической крышкой двигателя.

Вода в цилиндрическую крышку проходит по трубкам, уплотненным резиновыми кольцами. Цилиндрическая крышка двигателя литая из алюминиевого сплава. Она имеет шпильки для монтажного соединения с рубашкой, отверстия для прохода воды из рубашки и отверстия для прохода анкерных шпилек, притягивающих крышку и рубашку к картеру.

Шесть цилиндрических выточек на нижней поверхности крышки образуют вместе с днищами поршней камеру сгорания. Днище цилиндрической крышки в местах каждой камеры сгорания соединяется каналами с впускными окнами на одной стороне крышки и с выпускными окнами на противоположной ее стороне. В местах выхода этих каналов в камеру сгорания запрессованы и зачеканены стальные седла клапанов. Соосно с седлами в специальных расточках запрессованы чугунные направляющие клапанов.

По центру каждой камеры сгорания расположена ступенчатая расточка для постановки форсунки. На верхнюю плоскость цилиндрической крышки устанавливаются семь разъемных подшипников распределительных валов. Крышка на боковой стороне всасывания имеет шесть бронзовых втулок для пусковых клапанов. Кроме того, на ее плоскостях стоит ряд литейных заглушек.

Над каждым цилиндром расположено по два выпускных и впускных клапана. Клапаны составные, они имеют вворачиваемые на резьбе тарелки, на верхнюю полированную поверхность которых непосредственно действуют кулачки распределительных валов.

Подъем каждого клапана осуществляется двумя пружинами. Пружины прижимают зубцы замка клапанной тарелки к зубцам самой тарелки и таким образом стопорят ее от выворачивания.

Выпускные клапаны изготавливаются из жаростойкой стали и имеют меньший диаметр, чем впускные.

Полые распределительные валики имеют по 7 шеек и 12 кулачков с цементированной поверхностью. На шлицевых концах распределительных валиков имеются шлицевые втулки, на кото-

рых сидят шестерни: на распределительном вале выпускных клапанов — цилиндрическая, на вале впускных клапанов — цилиндрическая заодно с конической. Цилиндрические шестерни — находятся во взаимном зацеплении, коническая получает вращение от шестерни валика привода распределительных валов.

Втулки, на которых сидят шестерни, имеют по наружной и по внутренней поверхности шлицы, позволяющие менять относительное расположение распределительных валов и таким способом производить регулировку газораспределения.

Система жидкого топлива состоит из топливного насоса, форсунок, топливоподкачивающей помпы, топливного фильтра и трубопроводов.

Топливоподкачивающая помпа коловратного типа. Она крепится на нижнем картере и приводится во вращение от расположенной на нем передачи.

Назначение этой помпы — подать топливо из бака через фильтр к топливному насосу. Топливный фильтр, расположенный на сварном штампованном кронштейне, прикрепленном к торцу головки двигателя, предназначается для очистки топлива, поступающего в топливный насос, от механических примесей. Фильтрация осуществляется при проходе топлива через набор фетровых пластин.

Топливный насос золотникового типа служит для подачи точно дозированных порций топлива к форсункам под высоким давлением. Насосные пары плунжера с гильзами расположены в общем корпусе, отлитом из алюминиевого сплава.

Движение плунжером вверх передается от кулачкового вала с шестью кулачками через толкатели с роликами. Кулачковый вал получает вращение от передачи через муфту с текстолитовой шайбой.

Кулачковый вал вращается в двух шариковых подшипниках (по концам) и в одном скользящем. Движение плунжеров вниз осуществляется за счет пружин, прижимающих нижние тарелки пружин плунжеров к толкателям, а последние — к кулачкам вала насоса. Величина подачи топлива зависит от относительного расположения плунжера и гильзы, поворотом плунжера достигается изменение подачи топлива, и, следовательно, мощности двигателя.

Поворот плунжеров производится общей зубчатой рейкой, находящейся в зацеплении с шестью зубчатыми венчиками. Венчики зажаты на поворотных гильзах, центрирующихся по наружным поверхностям гильз плунжеров. Они имеют пазы, в которые входят прямоугольные выступы, имеющиеся на плунжерах насосов.

Топливо, нагнетаемое плунжером, проходит через нагнетательный клапан, расположенный над плунжерной парой, в трубку высокого давления, подводящую топливо к форсунке.

Максимальная величина подачи топлива определяется положением регулируемого упора рейки. Детали топливного насоса изготовляются с особой точностью.

Пара плунжер—гильза и нагнетательный клапан—седло доводятся совместно. Поэтому топливный насос очень чувствителен к загрязнениям и требует особенно тщательного ухода. Смазка насоса осуществляется залитым в его корпус маслом. Прецизионные пары смазываются проходящим через них топливом.

Форсунка закрытого типа предназначена для впрыскивания в камеру сгорания порций топлива в мелко распыленном виде.

К нижней части стального корпуса форсунки с помощью гайки крепится цементированный стальной распылитель, имеющий семь сопловых отверстий диаметром 0,25 мм. Топливо, поданное насосом, проходит по каналам в корпусе форсунки и распылителя.

Пуск двигателя осуществляется электростартером, шестеренка которого входит в зацепление с зубчатым венцом маховика. Стартер получает питание от аккумуляторных батарей.

В качестве дублирующего средства для воздушного запуска двигатель снабжен пусковыми клапанами, размещенными в цилиндрической крышке и распределителем сжатого воздуха, установленным на корпусе привода топливного насоса. Сжатый воздух к воздухоподделителю поступает из баллона.

Вращающийся от валика передачи золотник распределителя в нужные моменты подает воздух по трубкам к пусковым клапанам и в цилиндры.

Охлаждение двигателя осуществляется замкнутой водяной системой при помощи центробежного водяного насоса. Водяной насос расположен на нижнем картере и получает вращение от передачи. Из насоса вода поступает по трубе в блок двигателя, проходит в цилиндрическую крышку и выходит через патрубок.

Все основные подшипники двигателя смазываются под давлением, поршни, втулки верхних головок шатунов, поршневые пальцы — разбрызгиванием.

Для смазки графитированных сальников валика водяного насоса на нижнем картере установлен автоматический штауфер, подающий солидол под действием усилия пружины, нажимающей на его поршень. Выступающий наружу стержень штауфера показывает степень его заполнения солидолом и необходимость дозаправки.

Масло подается под давлением от шестеренчатого масляного насоса. Масляный насос состоит из разъемного алюминиевого корпуса, трех стальных шестерен, сидящих на ведомом валике, и трех шестерен, вращающихся свободно на неподвижной оси.

Одна пара шестерен является нагнетающей секцией и подает 21. Зак. 561.

масло из бака через масляный фильтр в масляную систему двигателя под давлением 6—9 атм. Постоянство давления обеспечивается регулируемым редукционным клапаном. Вытекающее из подшипников масло стекает в нижний картер. Из переднего и заднего сборников картера масло откачивается двумя откачивающими секциями маслососа и по общему штуцеру подается в масляный бак. По пути в бак масло должно пройти масляный холодильник и охладиться в нем.

Проволочно-щелевой масляный фильтр состоит из литого кожуха с крышкой и трех концентричных вставных фильтрующих секций. Фильтрующие секции имеют на цилиндрической поверхности продольные гофры. На них намотана специально профилированная латунная проволока. Масло проходит через щели, образованные витками проволоки, при этом механические примеси задерживаются на поверхности проволочной обмотки, а очищенное масло проходит по выемкам гофров и далее, через трубы, поступает во внутреннюю систему. Маслофильтр снабжен шариковым клапаном, перепускающим масло, минуя фильтрующие секции в случае их чрезмерного засорения.

Регулятор двигателя относится к числу всережимных центробежных, механических, непосредственного действия. Его назначение обеспечивать устойчивую работу двигателя при малых нагрузках, поддерживать в известных пределах заданное число оборотов при изменении нагрузки и ограничивать максимальное число оборотов двигателя.

Регулятор крепится к топливному нососу и составляет с ним один узел.

В целях минимальных конструктивных изменений двигателя и сохранения мощности его, перевод на генераторный газ был осуществлен по газожидкостному циклу. При переводе на газ степень сжатия двигателя не изменена ($\varepsilon = 14-15$), топливная аппаратура (насосы и форсунки) для подачи запального топлива использована имеющаяся на двигателе, без каких-либо конструктивных изменений. Связь скоростного (всережимного) регулятора двигателя с топливными насосами и ручное управление подачей жидкого топлива оставлены также без изменений.

Для работы на газе на двигатель установлены газосмесительные органы: газовый коллектор 1 (рис. 92), газовые смесители 2 и коллектор газовой смеси 4. С целью получения одинаковых условий зарядки отдельных цилиндров двигателя газовой смесью и предотвращения образования взрывов во всасывающей системе установлено три газовых смесителя. На каждые два цилиндра двигателя — один газовый смеситель тройникового типа. Коллектор всасываемого воздуха при переводе двигателя на газ поделен на три самостоятельных коллектора и использован как коллектор газовой смеси. Генераторный газ после очи-

стки и охлаждения нагнетается эксгаустером в газовый коллектор 1. Из газового коллектора газ поступает в смесители, а от туда уже смесь газа с воздухом засасывается в коллекторы смеси и дальше смесь подводится к впускным клапанам двигателя. Воздух поступает в смеситель по воздушному патрубку 3, вследствие разрежения в смесителе создаваемого при работе двигателя. Как показали испытания, разрежение в газовом коллекторе при полной нагрузке двигателя колебалось от 25 до 40 мм вод. ст., а в коллекторе смеси (т. е. после смесителя) разрежение составляло 200—250 мм вод. ст. Регулирование газовой смеси качественное и количественное осуществляется дроссельными заслонками 5 и 6, расположенными в газовых и в воздушных патрубках смесителей. Ручное управление дроссельными заслонками с помощью валиков 7 и 8 сблокировано и выведено к посту управления двигателем.

Первые, пробные, испытания двигателя производились при неизменном газораспределении, установленном для работы двигателя на жидком топливе, с опережением угла подачи жидкого топлива 24° до ВМТ. Устойчивой работы двигателя при этом не было. При нагрузках, близких к полной, происходили взрывы газовой смеси в коллекторах с выбрасыванием пламени через воздушные патрубки газовых смесителей. Двигатель при этом снижал число оборотов до полной остановки. Происходило это вследствие большого угла перекрытия впускного и выпускного клапанов. Впускной клапан имел открытие 20° до ВМТ, а выпускной — закрытие 20° за ВМТ. При работе двигателя с нагрузкой, вследствие повышенного разрежения в коллекторах смеси, при таком угле перекрытия клапанов происходило забрасывание горячих продуктов сгорания через впускные клапаны и воспламенение смеси во всасывающем тракте.

Указанные взрывы в дальнейшем были устранены путем изменения начала открытия впускных клапанов. Для этой цели зазор между затылком кулачной шайбы впускных клапанов и нажимной тарелкой штока клапана увеличен с 2,34 мм до 4,08 мм. В соответствии с этим, начало открытия впускного клапана стало позже на 20° , т. е. в ВМТ поршня. Полный угол впуска уменьшился на 40° и составляет 208° вместо 248° при работе на жидком топливе.

С целью выявления наивыгоднейшего значения угла опережения подачи жидкого запального топлива были проведены испытания двигателя на газе с полной нагрузкой и с постоянным числом оборотов при значениях угла опережения 15° , 24° , 35° , 40° и 42° до ВМТ. Опыты производились при постоянной температуре паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор, 65°C . Проведенные испытания показали, что при угле опережения в 24° до ВМТ (который был установлен для работы на жидком топливе) максимальное давление в цилиндре — P_z не 21*

Время и дата		13/IX 10-00	12-00	14-00	16-00	18-00
Число оборотов двигателя	n об/мин	1197	1213	1234	1228	1222
Мощность двигателя	N_e э.л.с.	127,5	129,0	131,0	130,5	130,0
Расход газа	нм^3 /э.л.с. час	1,62	1,520	1,605	1,53	1,61
Расход жидкого топлива	C_e кг/э.л.с. час	0,0323	0,0232	0,0224	0,0226	0,0224
Теплотворность газа	$Q_{\text{нг}}$ ккал/нм ³	1041	1146	1144	1155	1145
Теплотворность жидкого топлива	ккал/кг	10000	10000	10000	10000	10000
Эффективный кпд двигателя	η_e	0,315	0,320	0,306	0,317	0,306
Выход газа с 1 кг твердого топлива (антрацита)	V^r нм ³ /кг	Среднее за 48 проработанных часов 4,45				
Расход твердого топлива (антрацита)	C_m кг/э.л.с. час	Среднее за 48 проработанных часов 0,345				
Теплотворность твердого топлива (антрацита)	Q_p^H ккал/кг	6700	6700	6700	6700	6700
Химический кпд процесса газификации	$\eta_e^r = \frac{V^r Q_{\text{нг}}}{Q_p^H}$	0,69	0,76	0,759	0,767	0,76
Эффективный кпд газосиловой установки	$\eta_e^y = \eta_e \eta_e^r$	0,217	0,243	0,232	0,243	0,233
Расход жидкого запального топлива в % от расхода при работе двигателя на жидком топливе при $N_e = 150$ л.с.	%	15,7	11,3	10,9	11,0	10,9
Расход тепла за цикл, вносимого газом	ккал/цикл	1,00	1,032	1,08	1,043	1,087
Расход тепла за цикл, вносимого жидким топливом	ккал/цикл	0,191	0,135	0,132	0,133	0,132
Расход тепла за цикл, вносимого газом	%	84,0	88,45	89,1	88,7	89,2
Расход тепла за цикл, вносимого жидким топливом	%	16,0	11,55	10,9	11,3	10,8

Таблица 64

20-00	22-00	14-IX 2-00	6-00	8-00	10-00	12-00	14-00	16-00	20-00	22-00	24-00
1197	1222	1228	1228	1213	1197	1228	1222	1197	1213	1213	1228
127,5	130,0	130,5	130,5	129,0	127,5	130,5	130,0	127,5	129,0	129,0	130,5
1,58	1,63	1,60	1,48	1,50	1,51	1,64	1,58	1,565	1,71	1,71	1,79
0,0277	0,0258	0,0236	0,0333	0,0278	0,0300	0,0238	0,0248	0,0378	0,0284	0,0285	0,0250
1159	1126	1071	1147	1143	1128	1135	1116	996	1061	1042	1090
10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000	10000
0,300	0,301	0,323	0,311	0,316	0,314	0,300	0,314	0,326	0,301	0,306	0,287
Среднее за 48 проработанных часов 4,45											
Среднее за 48 проработанных часов 0,345											
6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700	6700
0,77	0,746	0,711	0,762	0,760	0,750	0,754	0,741	0,662	0,705	0,693	0,724
0,231	0,225	0,230	0,237	0,240	0,235	0,226	0,233	0,216	0,212	0,212	0,208
13,5	12,6	11,5	16,2	13,5	14,6	11,6	12,1	18,4	13,8	13,9	12,2
1,08	1,085	1,011	1,002	1,011	1,008	1,100	1,038	0,922	1,075	1,075	1,150
0,164	0,153	0,139	0,197	0,177	0,178	0,141	0,146	0,224	0,168	0,169	0,148
86,8	87,6	87,9	83,6	85,1	85,0	88,6	87,7	80,5	86,5	86,4	88,6
13,2	12,4	12,1	16,4	14,9	15,0	11,4	12,3	19,5	13,5	13,6	11,4

Продолжение

Время и дата		15-IX 2-00	4-00	6-00	9-30
Число оборотов двигателя	n об/мин	1197	1197	1228	1197
Мощность двигателя	N_e э.л.с.	127,5	127,5	130,5	127,5
Расход газа	$\text{м}^3/\text{э.л.с. час}$	1,78	1,80	1,76	1,79
Расход жидкого топлива	C_e кг/э.л.с. час	0,0252	0,0234	0,0395	0,025
Теплотворность газа	$Q_{\text{нг}}$ ккал/м ³	1103	1114	1107	1220
Теплотворность жидкого топлива	ккал/кг	10000	10000	10000	10000
Эффективный кпд двигателя	η_e	0,285	0,282	0,270	0,260
Выход газа с 1 кг твердого топлива (антрацита)	V^r м ³ /кг	Среднее за 48 проработанных часов 4,45			
Расход твердого топлива (антрацита)	C_m кг/э.л.с. час	Среднее за 48 проработанных часов 0,345			
Теплотворность твердого топлива (антрацита)	Q_p^H ккал/кг	6700	6700	6700	6700
Химический кпд процесса газификации	$\eta_e^r = \frac{V^r Q_{\text{нг}}}{Q_p^H}$	0,733	0,740	0,735	0,810
Эффективный кпд газосиловой установки	$\eta_e^y = \eta_e \eta_e^r$	0,209	0,209	0,198	0,210
Расход жидкого запального топлива в % от расхода при работе двигателя на жидком топливе при $N_e = 150$ л. с.	%	12,3	11,4	19,2	12,2
Расход тепла за цикл, вносимого газом	ккал/цикл	1,161	1,175	1,150	1,293
Расход тепла за цикл, вносимого жидким топливом	ккал/цикл	0,149	0,138	0,234	0,148
Расход тепла за цикл, вносимого газом	%	88,6	89,5	83,1	89,7
Расход тепла за цикл, вносимого жидким топливом	%	11,4	10,5	16,9	10,3

превышает 46—48 атм (при работе на жидком топливе с этим углом опережения давление $P_z = 55$ атм.). Температура выпускных газов двигателя при этом составляла около 480°C.

Снятые индикаторные диаграммы показывают, что процесс горения смеси в цилиндре двигателя происходит в основном за ВМТ и протекает с видимым на диаграммах догоранием на линии расширения. Значения максимального давления в цилиндре P_z и температуры выпускных газов t , при различных углах опережения подачи жидкого запального топлива показали, что с увеличением угла опережения подачи жидкого запального топлива максимальное давление в цилиндре возрастает, а температура выпускных газов уменьшается. При угле опережения 40° максимальное давление в цилиндре составляет около 60 атм., которое для данного двигателя может быть вполне допустимым. Температура же выпускных газов около 380°C, т. е. ниже, чем при работе двигателя на жидком топливе. Индикаторные диаграммы также показывают, что процесс видимого сгорания при угле опережения 40° заканчивается наиболее близко к ВМТ.

На основании изложенного наивыгоднейший угол опережения подачи жидкого запального топлива был установлен 40° до ВМТ. Все последующие испытания двигателя проводились при угле опережения 40° и при измененном газораспределении, указанном ранее. Результаты длительных испытаний установки приведены в табл. 64, из которой видно, что непрерывная работа установки в течение 48 часов имеет хорошие показатели. Повышение расхода жидкого запального топлива в периоды падения теплотворности генераторного газа происходило в моменты чистки золотника газогенератора и было непродолжительным. Средний расход жидкого топлива за 48 часов работы двигателя равен 0,026 кг/э.л.с. час., что составляет около 12% от расхода при работе двигателя только на жидком топливе. Среднее значение эффективного к.п.д. двигателя близко к 0,31. В речном флоте также получили применение установки с тихоходными дизелями, переведенными на генераторный газ для работы по газожидкостному циклу. На рис. 93 показан план машинного отделения грузового судна, имеющего размеры:

Длина (общая)	67 м
Ширина	8,2 "
Осадка	2,08 "
Грузоподъемность	700 т

Основные данные главного двигателя:

Число оборотов в минуту	400
Мощность	400 э. л. с.
Число цилиндров	6
Диаметр цилиндра	285 мм
Ход поршня	420 "

Степень сжатия у двигателя после конвертации на газ равна 12,2. Двигатель четырехтактный, бескомпрессорный, реверсивный. Реверс двигателя осуществляется только при работе на жидком топливе. Пуск двигателя в ход производится сжатым

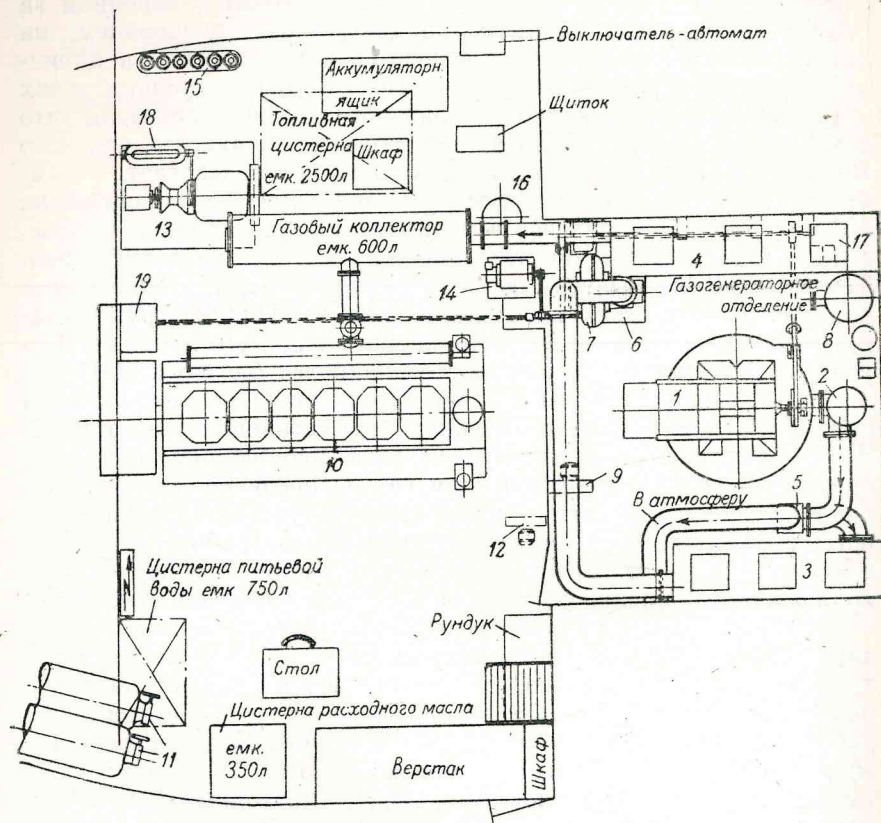


Рис. 93. План машинного отделения грузового газохода.

воздухом. Газогенератор прямого процесса работает на антраците сорта АС. Загрузка топлива в газогенератор и шлакоудаление механизированы с приводом в действие от главного двигателя. Очистка генераторного газа осуществляется скруббером и сухим фильтром, выполненными в форме прямоугольных цистерн с внутренними перегородками. Кроме того, газ на пути между скруббером и сухим фильтром имеет специальную очистку от смолы и сернистых соединений.

На рис. 93 представлены: газогенератор 1, стойк для предварительного охлаждения газа 2, скруббер 3, сухой фильтр 4, га-

зовый клапан 5, предназначенный для перепуска газа в атмосферу при розжиге газогенератора и остановке двигателя, цистерна с эмульсией 6, которая служит для очистки газа от сернистых соединений и смолы, центробежный насос (экспаустер) 7, кингстон забортной воды 8, вентилятор розжига 9, главный двигатель 10, баллоны пускового сжатого воздуха 11, отсасывающий газовый вентилятор 12, дизель-компрессор 13, динамомашинка 14, клапанная коробка осушительной системы 15, регулятор давления газа 16, водяной фильтр 17, центробежный водяной насос 18 и зубчатый редуктор 19, установленный для передачи вращения от вала двигателя к эксгаустеру, к колосниковой решетке и к топливному питателю (дозатору) газогенератора. На этом же рисунке показан трубопровод подвода газа от газогенератора к двигателю. Направление движения газа в трубопроводе показано стрелками.

Общий вид двигателя представлен на рис. 94. Двигатель имеет одну блочную чугунную отливку цилиндров и станину. Отдельная чугунная фундаментная рама 1 крепится к судовому фундаменту. Поперечные стенки фундаментной рамы служат опорами рамовых подшипников коленчатого вала. Станина 2 картерного типа имеет прямоугольные отверстия для осмотра, сборки и разборки мотылевых и рамовых подшипников. При работе двигателя эти отверстия закрываются крышками 3. Цилиндры имеют вставные рабочие втулки 4, уплотнение которых в нижней части достигается резиновыми кольцами 5. Чугунный поршень 6 имеет пять уплотнительных колец и одно маслоотъемное. Донышко поршня вогнутое. До конвертации двигателя на газ объем камеры сжатия его складывался из объема предкамеры, расположенной в крышке цилиндра, и собственного объема камеры сжатия. Для работы двигателя на газе в предкамеру 7 вставлена форсунка 8, которая закрывает канал для соединения предкамеры с цилиндром. Таким образом, форсунка подает запальное жидкое топливо непосредственно в цилиндр двигателя, при этом объем предкамеры исключен из общего объема камеры сжатия. Для сохранения необходимого объема камеры сжатия между крышкой цилиндра и рабочей втулкой вставлено промежуточное кольцо 9. Высота кольца 9 мм. Шатун 10 круглого сечения с высверленным каналом 11 для подачи масла к головному подшипнику. Головной подшипник выполнен из неразъемной бронзовой втулки 12. Мотылевый подшипник 13 состоит из двух стальных половинок, рабочие поверхности которых залиты баббитом. В цилиндрической чугунной крышке расположены впускной, выпускной, топливный, пусковой и предохранительный клапаны. Впускной и выпускной клапаны расположены в диаметральной плоскости цилиндра, а форсунка от диаметральной плоскости сдвинута в сторону. Три сопловых отверстия форсунки (диаметр сопла 0,25 мм) на-

правляют струи жидкого топлива поперек цилиндра с небольшим наклоном вниз.

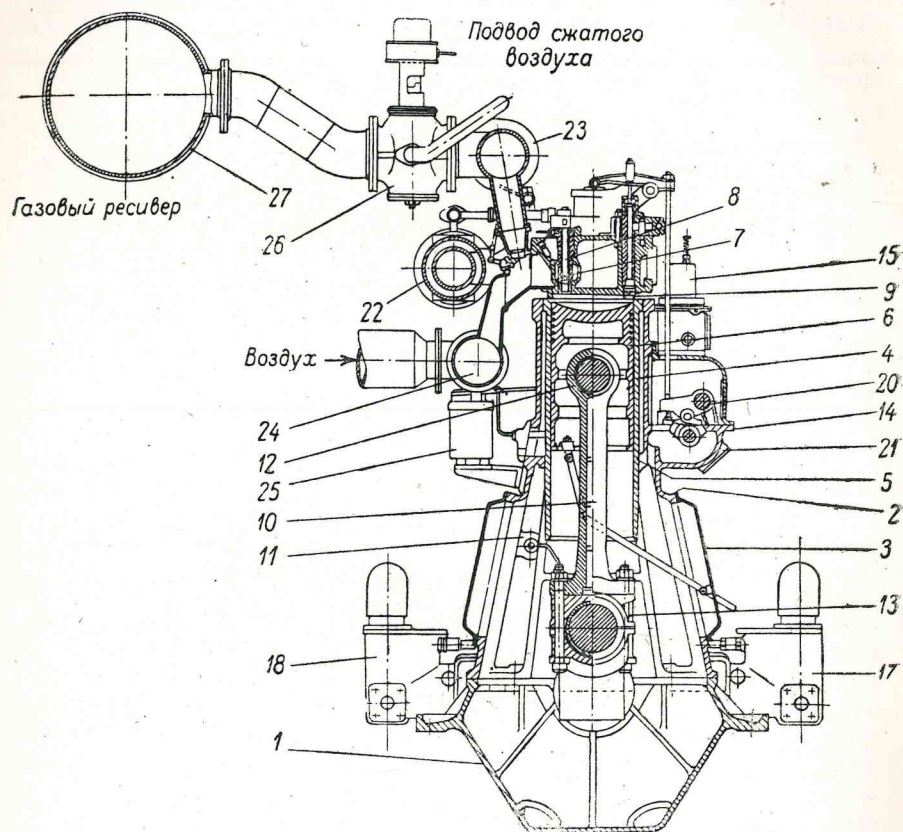


Рис. 94. Общий вид четырехтактного двигателя, работающего по газожидкостному циклу.

Для определения температуры отработавших газов в выпускных каналах цилиндрических крышек установлены термомпары. Установка термомпар позволяет в условиях эксплуатации определить в любой момент температуру выхлопных газов, а следовательно, степень нагрузки каждого цилиндра двигателя. Для замера температуры охлаждающей воды, уходящей из двигателя, установлены термометры.

Пост управления двигателем расположен на торцевой стороне двигателя. Здесь же установлены компрессор пускового воздуха 16 и насосы охлаждающей и трюмной воды 17—18. На левой боковой стороне двигателя со стороны поста управления находится распределительный вал 14 с толкателями и рычагами

для приведения в действие впускных, выпускных и пусковых клапанов. От распределительного же вала приводится в действие и топливный насос 15. Топливные насосы выполнены двублочными, по три насоса в каждом блоке. В случае «разноса» двигателя подача топлива к форсункам выключается предельным регулятором. Распределительный вал приводится во вращение от коленчатого вала с помощью цилиндрических зубчатых колес. Распределительный вал и регулировочный вал 20 помещаются в коробку 21, в нижней корытообразной части которой находится масло, смазывающее трущиеся поверхности кулачных шайб топливного насоса, выпускного, пускового и впускного клапанов.

На правой боковой стороне двигателя расположены: выпускной коллектор 22, газовый коллектор 23 и воздушный коллектор 24. С этой же стороны расположен насос 25 для подачи масла в цилиндры двигателя.

На торцевой стороне двигателя, противоположной посту управления, установлен маховик и регулятор двигателя.

Подвод газа и воздуха в цилиндр двигателя показан на рис. 95. Воздух с палубы судна засасывается в коллектор 24 (рис. 94), а генераторный газ, при открытом газовом кране 26, засасывается из газового ресивера 27 в коллектор газа 23. Газ и воздух из коллекторов поступают в смесители газа 1 (рис. 95), где происходит смешение газа с воздухом, необходимым для горения газа. Из смесителя газовая смесь по каналу, расположенному в цилиндрической крышке, при открытии впускного клапана 2, засасывается в цилиндр двигателя. Расход газа регулируется клапаном 3. Открытие или закрытие клапана производится вручную с поста управления двигателем. При увеличении открытия клапана 3 расход газа повысится, а следовательно, газовая смесь будет более богатая, коэффициент избытка воздуха в рабочей смеси будет уменьшаться. Такое регулирование расхода газа позволяет осуществлять так называемое качественное регулирование рабочей смеси. Газ при работе двигателя нагнетается эксгаустером 7 (рис. 94), и поэтому нормальное разрежение в газовом коллекторе не превышает 5—10 мм вод. ст. Фазы распределения открытия и закрытия клапанов следующие:

Клапаны	Открытие	Закрытие
Впускной Выпускной	17° до ВМТ 40° до НМТ	16° после НМТ 22° после ВМТ

Как видно из приведенных данных, угол перекрытия впускного и выпускного клапанов равен 39°. Несмотря на сравнительно

большой угол перекрытия, как показали испытания установки, взрывов смеси в смесителе не наблюдалось.

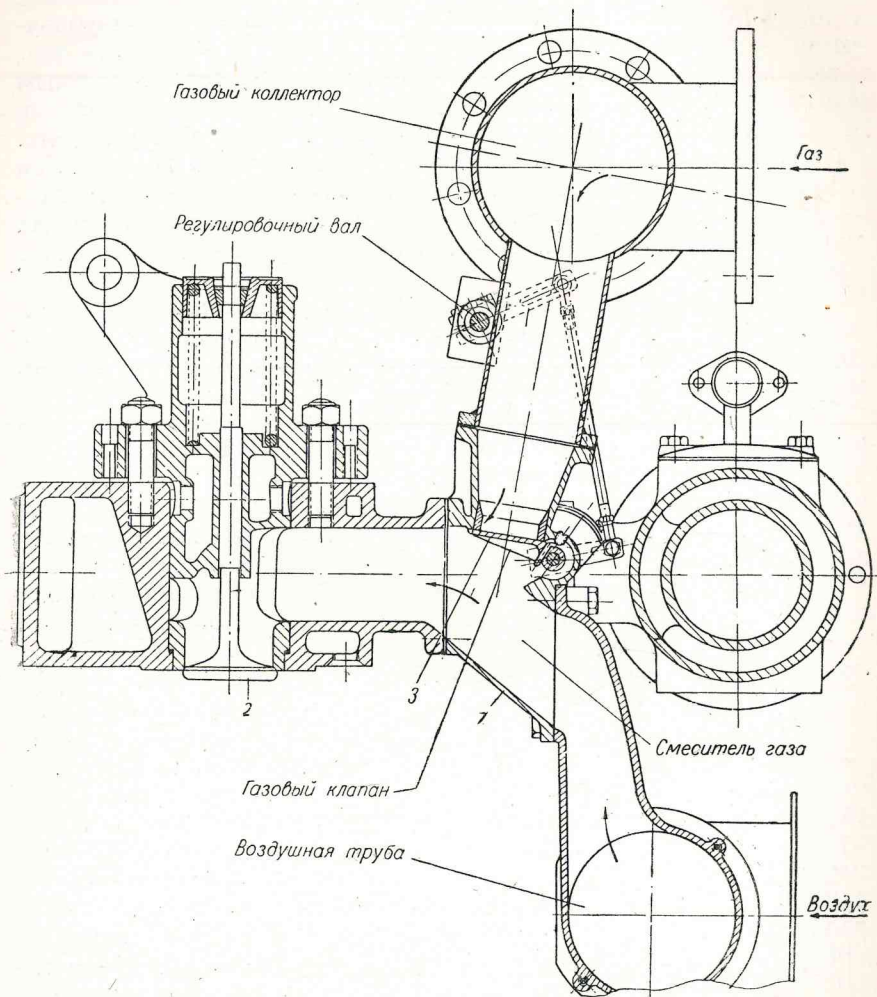


Рис. 95.

Для предотвращения повышения давления во всасывающих коллекторах во время взрыва газовой смеси на боковых фланцах коллекторов установлены предохранительные клапаны.

При работе двигателя на жидком топливе трехходовой газовый кран 26 и клапан 3 закрываются, а следовательно, в цилиндр двигателя будет засасываться только один воздух. При переводе работы двигателя с газа на жидкое топливо автомати-

чески включается в действие вентилятор 12 (рис. 94), отсасывающий газ из газового коллектора в атмосферу. Для поддержания постоянного давления газа в газовом ресивере установлен пневматический регулятор давления газа 16 (рис. 94).

Изменение давления газа в ресивере вызывает перемещение резинового поршня в регуляторе, вследствие чего поворачивается дроссельная заслонка в газовом трубопроводе перед ресивером. В случае избыточного давления газа в ресивере, которое может произойти, например, при переводе двигателя с полного хода на малый, дроссельная заслонка, приводимая в действие регулятором, будет прикрываться, а следовательно, давление газа за заслонкой будет падать до нормального. При падении давления газа заслонка будет открываться, пока давление в ресивере не установится нормальным.

Разрежение в газовом ресивере при нагнетании газа эксгаустером изменяется в пределах 5—10 мм вод. ст. и контролируется установленными пьезометрами.

Перевод двигателя с жидкого топлива на газ или обратно производится на ходу двигателя. При работе на газе жидкое топливо используется как запальное.

При работе двигателя на газе опережение подачи жидкого запального топлива для данного двигателя находится, примерно, 10° до ВМТ. Запальное топливо подается насосом, установленным для работы двигателя на жидком топливе. Расход жидкого запального топлива устанавливается минимальным. Для этой цели регулировочная ручка ставится как можно ближе к положению «стоп», чтобы при этом пропусков вспышек в цилиндрах двигателя не наблюдалось. В случае появления пропусков вспышек в нескольких цилиндрах двигателя, необходимо регулировочной ручкой расход жидкого топлива увеличить. Если же пропуски вспышек наблюдаются только в одном цилиндре, то увеличивается подача топлива только в этот цилиндр путем индивидуальной регулировки.

Контроль равномерности распределения нагрузки между цилиндрами двигателя производится по температуре выпускных газов. Разница в температуре выпускных газов различных цилиндров при полной нагрузке двигателя не должна превышать $40—45^\circ$. Форсунка представляет собой обычную конструкцию закрытой форсунки бескомпрессорных дизелей. Пружина, прижимающая иглу к соплу форсунки, утоплена в корпус форсунки. Натяжение пружины регулируется болтом, закрепленным в верхней части корпуса форсунки. Давление топлива, при котором игла форсунки открывается, находится в пределах $180—200 \text{ кг/см}^2$. Проверка этого давления выполняется специальным ручным насосом. Расположение форсунки в цилиндровой крышке показано на рис. 96. Двигатель пускается в ход на

жидком топливе. Как только двигатель даст первые вспышки, сразу же пусковой рычаг переводится в положение «работа», а регулировочный рычаг ставится на малые обороты двигателя.

Схема подвода пускового воздуха к пусковым клапанам двигателя показана на рис. 97. Воздух из баллонов по трубам 7 и 8

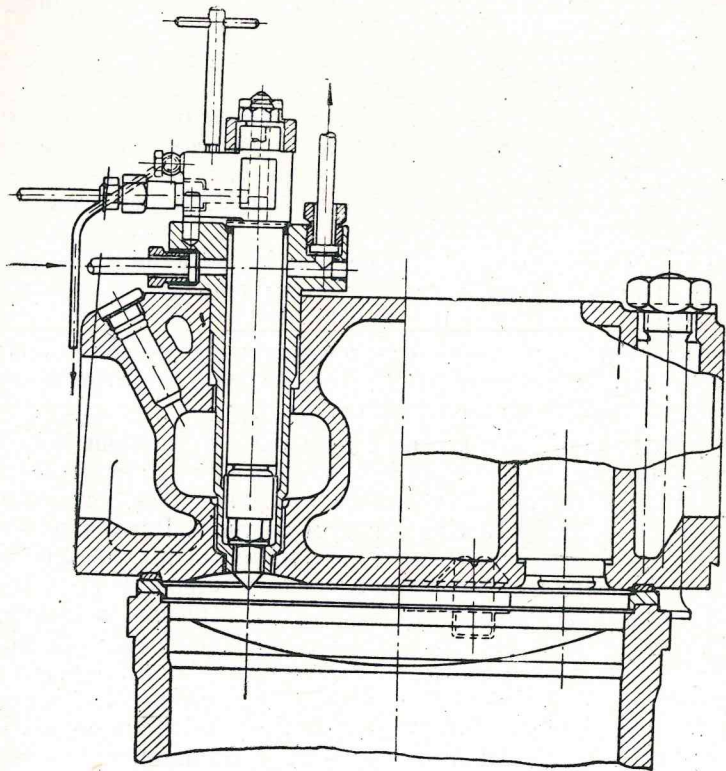


Рис. 96. Цилиндрическая крышка предкамерного двигателя, переведенного на работу по газожидкостному циклу.

подводится к главному пусковому клапану, который открывается при переводе пусковой ручки 15 в положение «пуск». При открытом клапане 1 воздух по трубе 9 подводится к пусковым клапанам, расположенным в цилиндрических крышках. При набегаании же ролика пускового клапана на выступ кулачной шайбы, пусковой клапан откроется и воздух из трубы 9 будет поступать в цилиндр двигателя. По трубам 10 и 6 воздух подводится к перепускному клапану 3 и по трубе 11 к воздушному сервомотору. Перепускной клапан служит для управления пневматическим открытием и закрытием газового крана 4. Воздух от перепускного клапана подводится и отводится от газового крана по

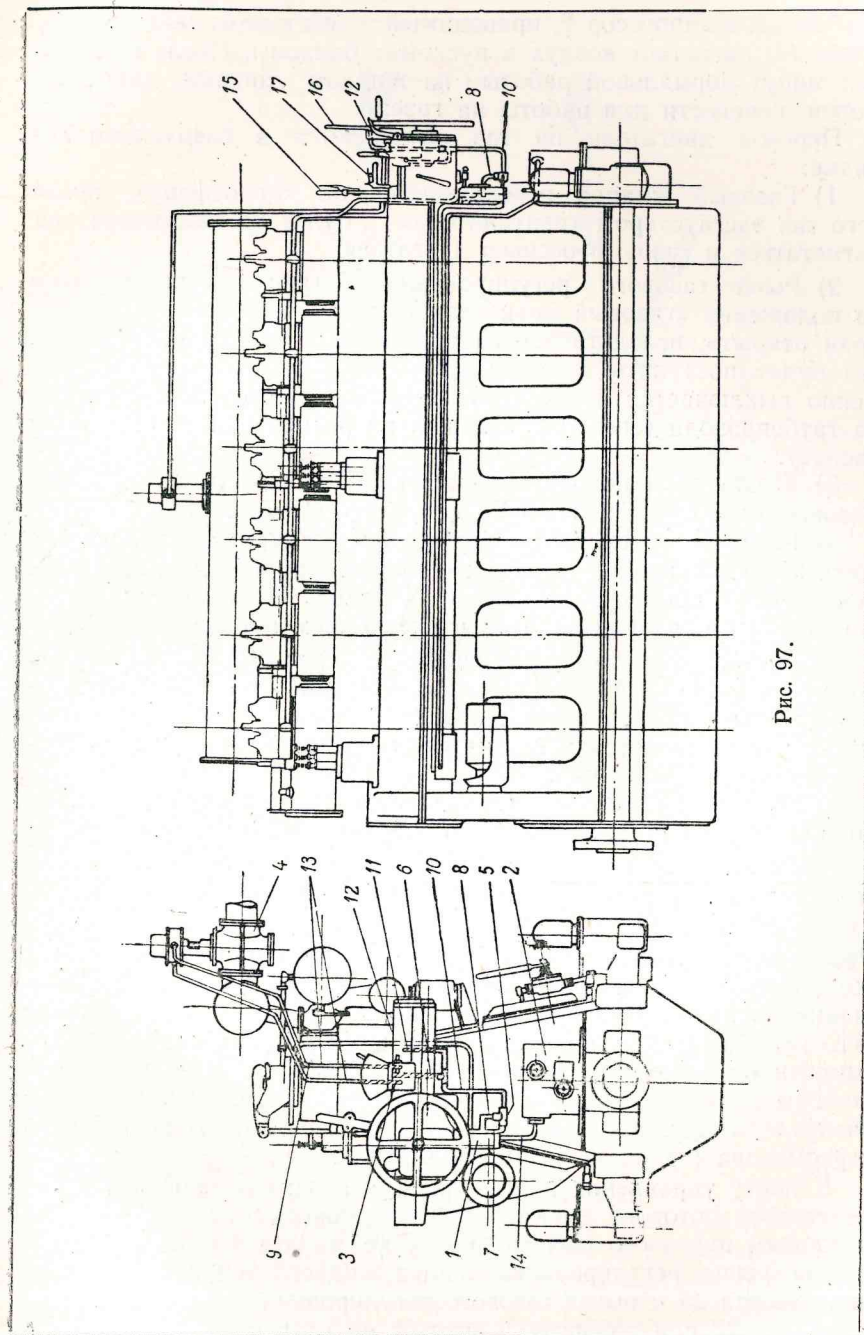


Рис. 97.

трубам 13. Компрессор 2, приводимый в действие от двигателя по трубе 14, нагнетает воздух в пусковые баллоны. После нескольких минут нормальной работы на жидком топливе, двигатель можно перевести для работы на газе.

Перевод двигателя на газ выполняется в следующем порядке:

1) Газовый клапан перекрывается на «атмосферу», после чего газ эксгаустером (вентилятором) будет из газогенератора нагнетаться в газовый ресивер двигателя.

2) Рычаг газового регулирования 16 (рис. 97) переводится из положения «газовый кран закрыт» в положение «газовый кран открыт», вследствие чего трехходовой кран 4 откроется и газ будет поступать в газовый коллектор двигателя. Одновременно выключается из действия вентилятор, отсасывающий газ из трубопровода (сигнальная лампа на распределительном щите гаснет).

3) Медленным поворотом рычага 16 производится открытие газовых клапанов 3 (рис. 95) до полного их открытия.

4) Рычагом регулирования подачи жидкого топлива 17 (рис. 97) уменьшается подача запального топлива до минимума, при котором пропусков вспышек не будет наблюдаться. Остановка двигателя производится в следующем порядке:

1) Рычаг газового регулирования 16 (рис. 97) переводится в положение «газовый кран закрыт», в результате чего трехходовый газовый кран закрывается, а отсасывающий вентилятор автоматически включается и газ из газового коллектора будет отсасываться в атмосферу.

2) Пусковой рычаг 15 переводится из положения «работа» в положение «стоп» и после этого двигатель останавливается.

3) Газовый клапан открывается на «атмосферу», после чего газ из газогенератора будет выходить в атмосферу.

Схема реверсивного устройства двигателя показана на рис. 98. Реверс осуществляется только после перевода двигателя на одно жидкое топливо. Реверс двигателя основан на принципе перемещения распределительного вала вдоль своей оси, в результате чего ролики штанг клапанов и топливных насосов будут в зависимости от положения этого вала перекачиваться по кулачным шайбам переднего или заднего хода двигателя. Передвижение распределительного вала производится с помощью воздушного сервомотора (на схеме не показан).

К посту управления двигателем выведены: пусковой рычаг 22, на секторе которого имеются три прорези, соответствующие положениям пускового рычага при пуске, работе и остановке двигателя, рычаг регулирования подачи жидкого топлива 15, маховик реверса 25 и рычаг газового регулирования 27.

Рычаг 27 при повороте действует на воздушный перепускной

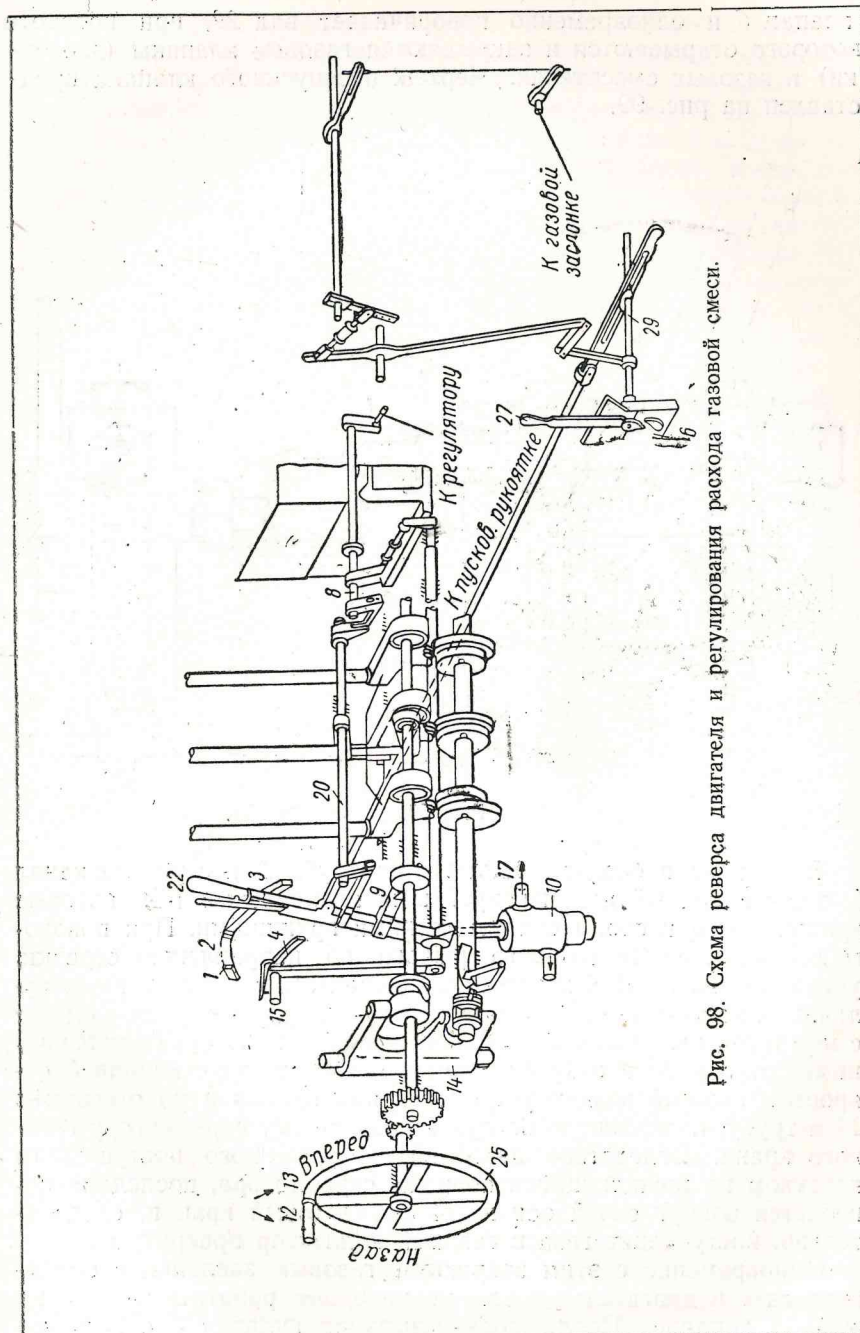


Рис. 98. Схема реверса двигателя и регулирования расхода газовой смеси.

клапан 6 и одновременно поворачивает вал 29, при повороте которого открываются и закрываются газовые клапаны (заслонки) в газовых смесителях. Чертеж перепускного клапана представлен на рис. 99.

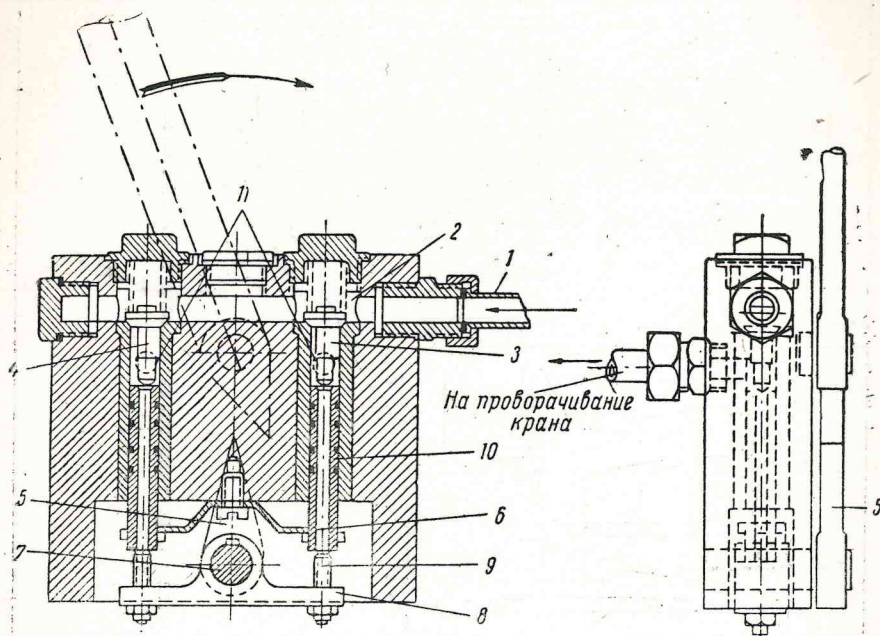


Рис. 99.

Воздух из пускового баллона по трубе 1 поступает в канал 2, расположенный над перепускными клапанами 3 и 4, которые прижимаются к своим седлам легкими пружинами. При повороте регулировочного газового рычага по направлению стрелки, указанной на рис. 99, заостренный конец его отжимает влево кулачок 5, закрепленный на валу 7, вал 7 поворачивается, а вместе с ним и двухплечный рычаг 8, при повороте которого болт 9 поднимет втулку 10 и откроет клапан 3. Как только клапан 3 откроется, сжатый воздух устремится под клапан и по отверстию 11 в трубу, подводящую воздух к воздушному сервомотору газового крана. Вследствие давления, оказываемого поступившим воздухом на вращающийся поршень сервомотора, последний повернется вокруг своей оси и закроет газовый кран и, следовательно, поступление газа в газовый коллектор прекратится.

Одновременно с этим закроются газовые заслонки в смесителе газа и двигатель после этого будет работать только на жидком топливе. После соскальзывания кулачка 5 с газового

рычага давлением пружины 6 втулка 10 переместится вниз, нажмет на болт 9 и вследствие этого повернет двухплечий рычаг 8 и вал 7 в обратную сторону; кулачок 5 встанет в прежнее положение, показанное на чертеже. При повороте же газового рычага в обратную сторону (влево) откроется клапан 4 и сервомотор откроет газовый кран, вследствие чего газ будет поступать в газовый коллектор. При дальнейшем повороте газового рычага будут открываться газовые заслонки смесителя газа и газ будет засасываться в смеситель, а оттуда в цилиндр двигателя.

Вал газового регулирования 29 (рис. 98), на котором закреплен рычаг 27, заблокирован с пусковым рычагом 22. Рычаг газового регулирования 27 можно повернуть на включение газа или на выключение только тогда, когда пусковой рычаг находится в положении «работа». В свою очередь, пусковой рычаг можно перевести из положения «работа» в положение «стоп» только при выключенном положении рычага газового регулирования.

Таким образом, наличие такого блокировочного устройства устраняет возможность недопустимого пуска в ход и реверса двигателя на газе.

Кроме этого, пусковой рычаг 22 соединен с пусковым валом 20, который приводит в действие: пусковые клапаны, регулировочный валик топливных насосов 8 и автоматический затвор 9.

Наличие этого затвора позволяет осуществить поворот реверсивного вала 19 только в том случае, когда пусковой рычаг находится в положении «стоп», предохраняя тем самым от несвоевременного реверсирования двигателя.

Для выполнения реверса двигателя, пусковой рычаг переводится из положения «работа» в положение «стоп» (прорезь на секторе 1), при этом выключается подача жидкого топлива в цилиндры двигателя и двигатель останавливается. Одновременно автоматический затвор 9 освобождает реверсивный вал 19.

Рычаг регулирования подачи жидкого топлива 15 устанавливается на небольшую подачу топлива.

Вращением маховика 25 в ту или иную сторону, в зависимости от перемены хода двигателя, поворачивается реверсивный вал 19, и ролики впускного, выпускного, пускового клапанов и топливных насосов отходят от своих кулачных шайб. После того, как ролики поднимутся, рычаг 14 начнет поворачиваться вокруг своей оси и передвинет распределительный вал 18 на ширину кулачной шайбы. При дальнейшем вращении маховика 25 рычаг 14 остается на месте, а эксцентрики, сидящие на валу 19, приходят в первоначальное положение и ролики всех клапанов и топливных насосов опускаются на кулачные шайбы обратного хода. Затем при переводе пускового рычага 22 в пусковое положение (прорезь на секторе 3) откроется главный пусковой клапан 10, и пусковой воздух по трубе 17 будет поступать к пусковым клапанам двигателя.

Так как при любом положении коленчатого вала пусковой клапан какого-либо цилиндра будет открыт, то пусковой воздух поступает в этот цилиндр и двигатель начнет вращаться в сторону обратного хода. Как только двигатель даст первые вспышки, пусковой рычаг переводится в положение «работа» (прорезь на секторе 2), при этом повернется вал 20, посредством рычагов ролики пусковых клапанов отождутся от своих кулачных шайб, и пусковые клапаны всех цилиндров закроются. Одновременно закрывается главный пусковой клапан. Таким образом, после перевода пускового рычага в положение «работа» двигатель начнет работать на жидком топливе в направлении требуемого хода («вперед» или «назад»).

Результаты испытаний показывают, что при работе на газе двигатель развивает мощность такую же, примерно, как и на жидком топливе, причем расход жидкого запального топлива составляет 10,4% от расхода при работе двигателя на жидком топливе.

На рис. 100 показан план машинного отделения буксирного теплохода, переведенного на генераторный газ.

Размеры судна:

Длина общая	32,4 м
Ширина	6,65 »
Высота борта	2,00 »
Осадка	1,8 »

Основные данные двигателя. Двигатель четырехтактный, бескомпрессорный, реверсивный. Газогенератор — прямого процесса — работает на антраците сорта АС. Загрузка топлива в газогенератор и шлакоудаление механизированы с приводом в действие от электромотора. Очистка генераторного газа производится двумя скрубберами и одним сухим фильтром, заполненными кольцами Рашига. Кроме того, газ на пути между скрубберами и сухим фильтром имеет специальную очистку от смолы и сернистых соединений. На рис. 100 представлены: главный двигатель 1, газогенератор 2, скруббер 3, сухой фильтр 4, дизельдинамо 5, газовый вентилятор (экспаустер) 6, электрокомпрессор 7, водяной пожарный насос 8 с приводом от электромотора, водяная помпа 9, динамомашина 10, приводимая в действие от главного двигателя, баллоны пускового воздуха 11, механизм для вращения колосниковой решетки 12 с электромотором 13, ковшевая нория для подачи угля в газогенератор 14, топливный питатель (дозатор) 15 и регулятор давления газа 16.

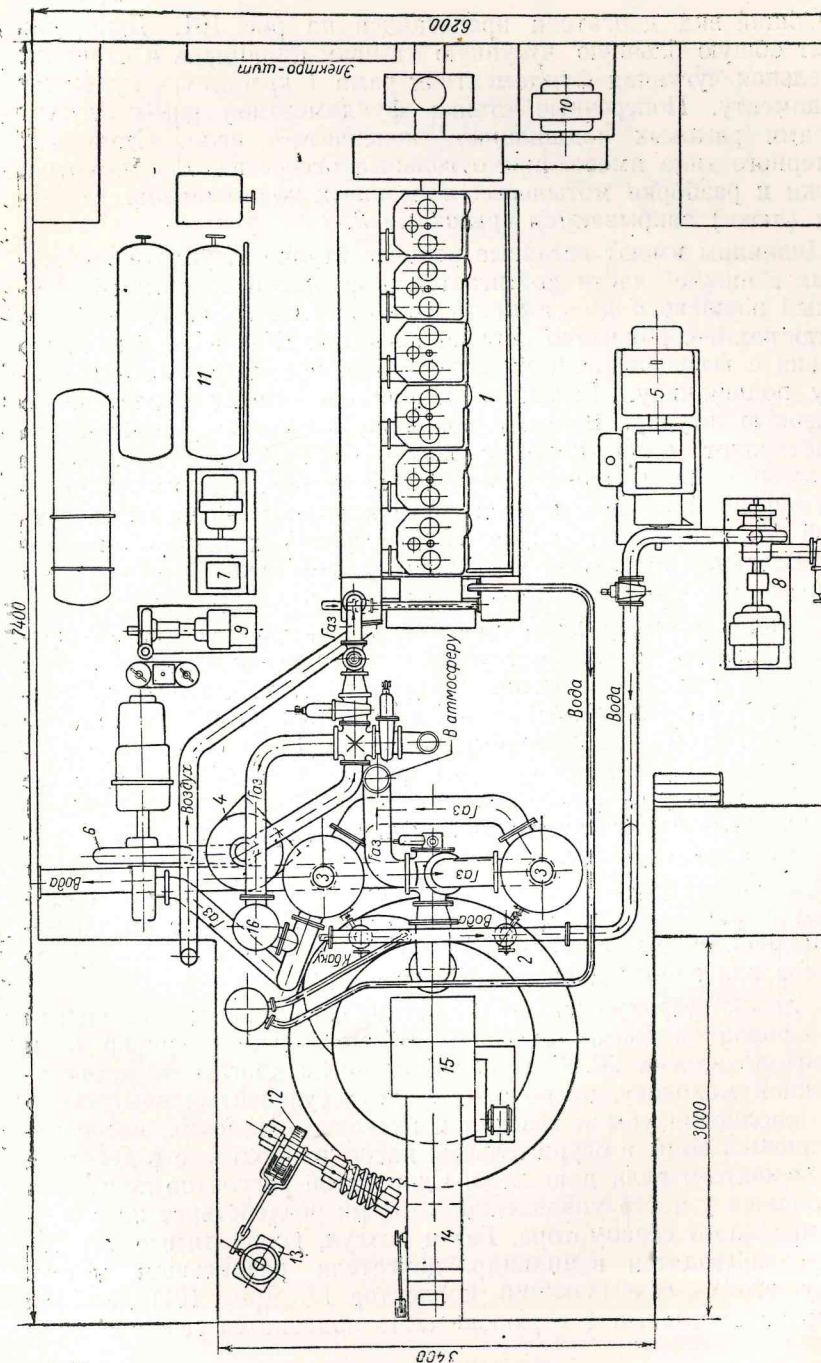


Рис. 100. План машинного отделения буксирного газохода.

Общий вид двигателя представлен на рис. 101. Двигатель имеет общую блочную чугунную отливку цилиндров и станины. Отдельная чугунная фундаментная рама 1 крепится к судовому фундаменту. Поперечные стенки фундаментной рамы служат опорами рамовых подшипников коленчатого вала. Станина 2 картерного типа имеет прямоугольные отверстия для осмотра, сборки и разборки мотылевых и рамовых подшипников. Отверстия (люки) закрываются крышками 3.

Цилиндры имеют вставные рабочие втулки 4, уплотнение которых в нижней части достигается резиновыми кольцами 5. Чугунный поршень 6 имеет шесть уплотнительных колец и одно маслосъемное. Доньшко поршня вогнутое. Шатун 7—фасонного сечения с высверленным каналом 8 для подачи масла к головному подшипнику. Головной подшипник имеет неразъемную бронзовую втулку. Верхняя половина мотылевого подшипника представляет одно целое с шатуном. Рабочие поверхности мотылевого подшипника залиты баббитом. В цилиндрической чугунной крышке расположены клапаны: впускной 9, пусковой 10, выпускной, топливный (форсунка) и предохранительный. Впускной и выпускной клапаны с форсункой между ними расположены в диаметральной плоскости цилиндра.

По одну сторону цилиндрических крышек расположен газовый впускной коллектор 12. Пост управления двигателем расположен сбоку со стороны коллектора газа и воздуха. Распределительный вал 13 расположен со стороны маховика по правую сторону двигателя. Толкатели впускных клапанов 14 приводят в действие клапаны через промежуточные рычаги 15 и 16, позволяющие изменять высоту открытия клапана.

Двигатель имеет два топливных насоса, приводимых в действие от специального вала 17.

Один насос служит для подачи топлива в цилиндры двигателя при работе на жидком топливе, другой насос с небольшими размерами скалок служит для подачи жидкого запального топлива при работе двигателя на газе.

С левой стороны двигателя расположен распределительный трубопровод охлаждающей воды 18, масляный резервуар 19 и маслохолодильник 20. С торцевой стороны двигателя, противоположной маховику, расположены: двухступенчатый компрессор для пополнения убыли воздуха в пусковых баллонах, насос охлаждающей воды и осушительный насос, приводимые в действие от коленчатого вала двигателя. Скоростной регулятор двигателя расположен у поста управления, который воздействует на золотник масляного сервомотора. Газ и воздух, необходимые для горения, подводятся в цилиндр двигателя отдельным путем. Ввиду этого, всасывающий коллектор 11 (рис. 101) разделен вдоль на две части: в верхнюю часть подводится газ, а в ниж-

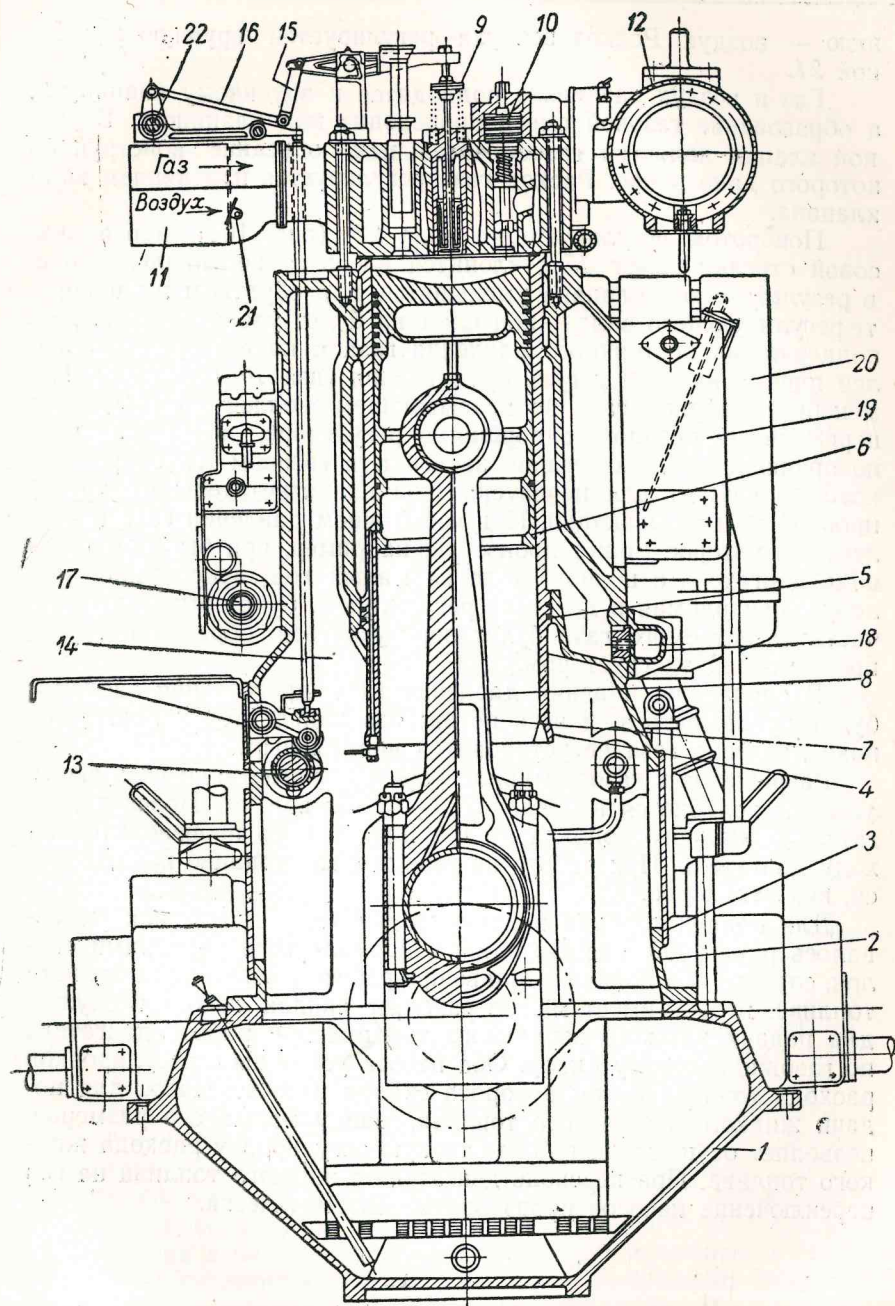


Рис. 101. Общий вид двигателя, переведенного на работу по газожидкостному циклу.

ною — воздух. Расход воздуха регулируется вручную заслонкой 21.

Газ и воздух отдельно подводятся к впускному клапану 9, а образование газовой смеси происходит над клапаном. Впускной клапан является газосмесительным, описание конструкции которого дано ранее. Расход газа регулируется изменением хода клапана.

Поворотом регулирующего вала 22 (рис. 101) против часовой стрелки рычаг 15 отклонится влево от вертикальной оси, в результате ход клапана уменьшится, при обратном же повороте регулирующего вала — ход клапана будет увеличиваться. Для поддержания постоянного давления газа в коллекторе установлен пневматический регулятор давления газа 16 (рис. 100). Изменение давления газа во всасывающем коллекторе вызывает перемещение резинового поршня в регуляторе, вследствие чего поворачивается дроссельная заслонка в газовом трубопроводе, который служит для перепуска газа из нагнетательного трубопровода во всасывающий. При избыточном давлении газа в коллекторе, которое может произойти, например, при быстром переводе двигателя с полного хода на малый ход, дроссельная заслонка, приводимая в действие регулятором, будет открываться, и часть нагнетаемого газа будет перепускаться обратно в трубопровод перед эксгаустером.

В случае же падения давления газа дроссельная заслонка будет прикрываться, и весь поток газа направится к двигателю пока давление газа не установится нормальным.

Разрежение в газовом коллекторе при нагнетании газа эксгаустером колеблется в пределах 5—10 мм вод. ст. Перевод двигателя с жидкого топлива на газ или обратно производится на ходу двигателя. При работе на газе жидкое топливо используется, как запальное.

Для подачи топлива в цилиндр двигатель имеет, как указывалось ранее, два насоса: один, с нормальными размерами скалок, служит для подачи топлива при работе двигателя на жидком топливе; второй имеет малые размеры скалок насоса и служит для подачи жидкого запального топлива при работе двигателя по газожидкостному циклу. Оба насоса устроены с регулировкой расхода топлива путем поворота скалок насоса. Насос для подачи жидкого запального топлива, ввиду малых его размеров, позволяет осуществлять более точную регулировку расхода жидкого топлива. При переводе двигателя с жидкого топлива на газ переключение насосов производится автоматически.

ГЛАВА X

ПРИМЕНЕНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В СУДОВЫХ УСТАНОВКАХ

§ 43. СХЕМА И ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Все виды газообразных горючих можно подразделить на три основных группы: 1) высококалорийные (теплотворность 6000 ккал/нм³ и выше); 2) среднекалорийные (теплотворность 3500—5500 ккал/нм³ и 3) низкокалорийные (теплотворность 900—1300 ккал/нм³).

К низкокалорийным газам относится генераторный газ, широкое использование которого в судовых установках было рассмотрено выше. К среднекалорийным газам относятся, главным образом, светильный газ и коксовый. Высококалорийными газами являются природные газы, добываемые из недр земли и, так называемые, промысловые нефтегазы, получаемые при эксплуатации нефтескважин.

Использование среднекалорийных и высококалорийных горючих газов в качестве топлива для судовых установок возможно только при обеспечении требуемого запаса газа. В автомобильных установках, где такие газы уже нашли применение, с целью увеличения запаса газа, последний сохраняется под высоким давлением.

Показателем возможности использования горючего газа в качестве топлива для судовых двигателей является его низшая теплотворность, так как она обуславливает необходимый запас газа для обеспечения определенного радиуса действия судна.

С этой точки зрения наибольшего внимания заслуживают природные газы, имеющие наивысшую теплотворность. Вопрос использования природного газа в качестве топлива для судовых установок пока еще не получил практического разрешения. Однако наличие запасов природного газа в районе гг. Саратова и Куйбышева и наличие газопровода между Саратовом и Москвой выдвигает необходимость применения природного газа на судах, эксплуатируемых на Волге, на канале им. Москвы и на Москва-реке.

Природный газ Саратовского и Куйбышевского месторождений имеет различный химический состав, изменяющийся главным образом за счет изменения количества метана и азота. Богатый природный газ почти состоит из одного метана и имеет низшую теплотворность около 8400 ккал/нм^3 . Минимальное содержание метана в природном газе около 80% (остальное — главным образом азот), при этом низшая теплотворность газа равна 6500 ккал/нм^3 .

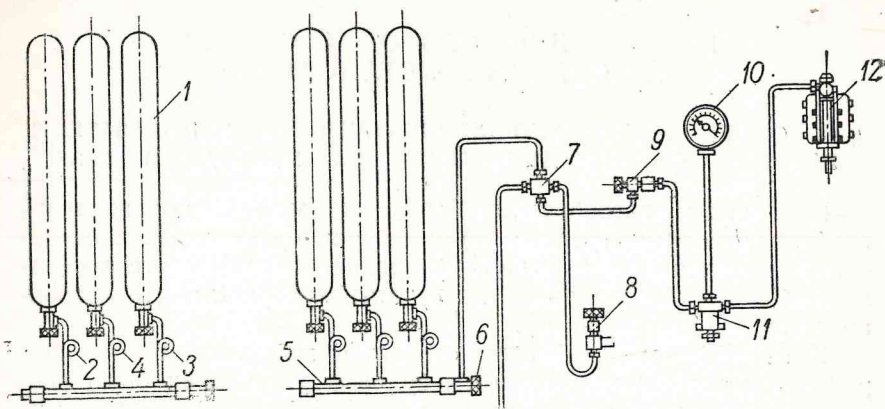


Рис. 102. Принципиальная схема газобаллонной установки.

Работа двигателя на природном газе принципиально не отличается от работы его на генераторном газе. При работе двигателя с принудительным воспламенением смеси цилиндр двигателя также заполняется смесью газа и воздуха. Рабочий процесс двигателя при этом протекает примерно с такими же параметрами, как и при работе на генераторном газе.

Высокая теплотворность природного газа позволяет осуществить зарядку цилиндра при работе двигателя по газожидкостному циклу в конце процесса сжатия. В процессе наполнения в цилиндр поступает при этом только воздух, газ же вводится в цилиндр отдельно от воздуха под некоторым давлением в период такта сжатия. Такая схема зарядки позволяет повысить мощность двигателя, а при работе по двухтактному способу снизить и расход газа, так как устраняется утечка газа с выпускными газами в период очистки цилиндра.

Принципиальная схема установки при работе двигателя на природном газе показана на рис. 102. Баллоны 1 каждой секции трубками 2 с компенсационными витками 3 присоединяются к коллекторам 5. Каждый баллон имеет свой вентиль 4, а каждый коллектор для включения или отключения секции баллонов имеет вентиль 6.

При открытом вентиле 6 у одного из коллекторов газ высокого давления через крестовину 7 подводится к магистральному вентилю 9. В период работы двигателя вентиль 9 открыт, а поэтому газ далее поступает через фильтр 11 к редукционному клапану 12. Манометр 10 показывает давление в системе до редуктора. Наполнение баллонов газом осуществляется через вентиль 8. Давление газа в трубопроводе до редукционного клапана равно давлению газа в баллонах. В начальный момент это давление равно 200 ати. В редукционном клапане давление газа снижается до разрежения 20—40 мм вод. ст. при работе двигателя с заполнением цилиндра двигателя газом в период такта всасывания. В случае же подачи газа в цилиндр в период такта сжатия давление в редукционном клапане устанавливается в зависимости от требуемого давления подачи газа в цилиндр. Давление же подачи определяется периодом подачи газа в цилиндр, т. е. в начале или в конце процесса сжатия.

Баллоны являются основным, наиболее ответственным элементом питания двигателя природным газом. Вес и габаритные размеры баллона обуславливают собою возможный запас газа в установке для работы двигателя. Конструкция же баллона определяет надежность и безопасность работы всей установки. Стандартные промышленные баллоны для кислорода и водорода, рассчитанные на давление 150 ати, чрезмерно тяжелы и недостаточно вместительны. Запас газа на судне при оборудовании силовой установки такими баллонами не обеспечивает большого радиуса действия судна. Для автомобилей давление газа в баллонах принято стандартным 200 ати. На это давление изготовляются баллоны облегченного типа из легированной стали. Применяются также наиболее легкие баллоны из легких сплавов с проволочной оплеткой. Материалом для таких баллонов является алюминиевый сплав следующего состава: Mg — 7,5%, Mn — 0,5%; Fe — 0,2%; Si — 0,15% и Al — 91,65%.

Этот сплав после термической обработки имеет следующие механические свойства: предел прочности $3500\text{--}3700 \text{ кг/см}^2$; предел пропорциональности — 2400 кг/см^2 ; удлинение — 20%; твердость по Бринеллю — 70—75%; удельный вес — 2,63.

Материал оплеточной проволоки — нелегированная высокоуглеродистая сталь.

Проведенные испытания показали, что баллоны, изготовленные из алюминиевого сплава, безопаснее стальных благодаря большей величине удлинения материала стенок и наличию продольных проволочных оплеток, разрыв которых всегда предшествует разрыву баллона и тем самым сигнализирует о возникновении опасных напряжений в стенках баллона.

Сравнительные характеристики баллонов для сжатых газов даны в табл. 65.

Таблица 65

Тип баллона	Рабочее давление, атм	Длина, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Емкость по воде, л	Приведенный объем газа, м³ V	Вес, кг G	$K = \frac{G}{V}$ кг/м³
Стандартный баллон А-50 из углеродистой стали	150	1700	219	8,0	50	7,5	83	11,10
Баллон из низколегированной стали производства завода им. К. Либкнехта	200	1700	219	6,5	52	10,4	65	6,25
Баллон из алюминиевого сплава с оплеткой из стальной проволоки	200	2300	100	3,25	15	3,0	9,5	3,20
Баллон из углеродистой стали с оплеткой из стальной проволоки	200	1820	203	4,5	50	10,0	50	5,0

Основным показателем конструкции баллонов является величина $K = \frac{G}{V}$ кг/м³, показывающая отношение веса баллона к полному объему содержащегося в нем газа, приведенного к нормальным условиям.

Как видно из приведенной таблицы, наибольшее значение величины K имеют стандартные баллоны из углеродистой стали и наименьшее значение баллоны из алюминиевого сплава. Чем меньше величина K , тем больше может быть запас газа на судне, а следовательно, тем больше радиус действия судна.

На основании произведенного расчета рабочего процесса четырехтактных двигателей в табл. 66 и 67 приведены ориентировочные расходы природного газа, потребное число баллонов и их вес для двигателей мощностью от 50 э.л.с. до 250 э.л.с. При составлении табл. 66 принята работа двигателей по чисто газовому циклу, а при составлении табл. 67 — по газожидкостному циклу. Расход жидкого запального топлива при этом был принят равным 10% по тепловому заряду.

Баллоны приняты двух стандартных типов: А-50 (из углеродистой стали) и из низколегированной стали производства завода им. К. Либкнехта.

В табл. 68 приведены примерные площади машинных отделений судов, в зависимости от мощности установки, площади, за-

Таблица 66

Мощность двигателя э. л. с.	Расход природного газа на 1 элс в час в м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.	Расход природного газа в м³ при 0°C и 760 мм рт. ст.		Потребное число станд. баллон. для суточного запаса природного газа		Вес баллонов, кг	
		в час двигателем	в сутки двигателем	рабочее давление 150 атм	рабочее давление 200 атм	рабочее давление 150 атм.	рабочее давление 200 атм
50	0,315	15,75	378	40	30	3320	1950
60	0,315	18,90	454	49	36	4070	2340
75	0,315	23,60	567	61	45	5070	2920
100	0,315	31,50	755	81	60	6740	3900
125	0,30	37,50	900	96	72	8000	4670
150	0,30	45,00	1080	116	87	9000	5650
200	0,30	60,00	1440	155	115	12800	7500
250	0,30	75,00	1800	194	144	16100	9350

нимаемые баллонами, при суточном запасе газа, в м² (числитель дроби) и в процентах от площади машинного отделения судна (знаменатель дроби).

Таблица 67

Мощность двигателя э.л.с.	Расход топлива на 1 э.л.с. час		Расход топл. в час двигат.		Расход топл. в сутки		Потребное число баллонов для суточн. запаса газа		Вес баллонов, кг		Вес баллон. и суточного зап. жидк. топлива, кг	
	жидкого, кг/эл.с. час.	природн. газа, м³/эл.с.ч. при 0° и 750 мм рт. ст.	жидкого, кг	природного газа в м³ при 0° и 760 мм рт. ст.	жидкого, кг	природного газа в м³ при 0° и 760 мм рт. ст.	рабоч. давл. 150 атм.	рабоч. давл. 200 атм.	рабочее давл. 150 атм.	рабочее давл. 200 атм.	рабочее давл. 150 атм.	рабочее давл. 200 атм.
50	0,0180	0,21	0,900	10,5	21,5	252,0	27	20	2240	1300	2260	1320
60	0,0180	0,21	1,08	12,6	26,0	302,0	32	24	2650	1560	2676	1586
75	0,0180	0,21	1,35	15,8	32,4	380,0	41	31	3400	2000	3432	2032
100	0,0180	0,21	1,80	21,0	43,2	505,0	55	40	4560	2600	4600	2643
125	0,0180	0,21	2,25	26,2	54,0	630,0	67	51	5550	3320	5600	3374
150	0,0180	0,21	2,70	31,5	65,0	755,0	80	61	6640	3960	6700	4020
200	0,0180	0,21	3,60	42,0	100,0	1000,0	107	80	8880	5200	8980	5300
250	0,0180	0,21	4,50	52,5	126,0	1260,0	135	100	12000	6500	12126	6626

Возможный запас газа на судне определяется весовым и объемным показателями баллонов, потребных для хранения сжатого газа. Допустимый вес баллонов будет зависеть от макси-

мально предельной осадки судна, а допустимый суммарный объем баллонов определяется возможностью размещения их на судне как в машинном отделении, так и вне его.

На основании данных, приведенных в табл. 66, 67 и 68, можно сделать следующие выводы:

Таблица 68

Мощность двигателя э. л. с.	Удельн. площадь машинного отделения, м ² /э. л. с.	Площадь машинного отделения, м ²	Площадь баллонов для суточного запаса природного газа		Мощность двигателя э. л. с.	Удельн. площадь машинного отделения, м ² /э. л. с.	Площадь машинного отделения, м ²	Площадь баллонов для суточного запаса природного газа	
			четырёхтактного двигателя по газожидкост. циклу	четырёхтактн. двиг. по газожидкост. циклу				четырёхтактного двигателя по газожидкост. циклу	четырёхтактн. двиг. по газожидкост. циклу
50	0,35	17,5	1,4 8 %	0,925 5,3%	125	0,25	31,0	3,33 10,1 %	2,33 7,5 %
60	0,35	21,0	1,66 8 %	1,1 5,3 %	150	0,22	32,0	4,00 12,5 %	2,8 8,8%
75	0,35	26,0	2,60 8,1 %	1,4 5,4%	200	0,20	40,0	5,35 13,4 %	3,7 9,5%
100	0,30	30,0	2,78 9,2%	1,85 6,2%	250	0,18	45,0	6,65 14,8 %	4,65 10,3%

1. Наименьший расход газа имеют четырехтактные двигатели при работе по газожидкостному циклу.

2. С повышением мощности установки площадь, занимаемая баллонами, в процентах от площади машинного отделения, возрастает. При суточном запасе природного газа площадь, занимаемая баллонами, при мощности установки до 250 э.л.с. не превышает 20% площади машинного отделения судна, осадка судна при этом возрастает незначительно. Выполненные проекты показывают, что для существующих теплоходов с мощностью до 250 э.л.с. возможно разместить на судне баллоны с суточным запасом природного газа, при этом осадка судна будет незначительно больше осадки газоходов такой же мощности, работающих на генераторном газе с трехсуточным запасом твердого топлива.

Часть III

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ГАЗОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 44. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К СУДОВЫМ ГАЗОСИЛОВЫМ УСТАНОВКАМ

Соблюдение правил технической эксплуатации обеспечивает работу судовых газосиловых установок без аварий и повреждений при сохранении нормальной мощности и экономичности в течение длительного времени. Судовые газосиловые установки, так же как и судовые двигатели, работающие на жидком топливе, в отличие от береговых установок, имеют специфические условия эксплуатации.

К таким специфическим условиям можно отнести:

- непрерывную работу на полной мощности в течение длительного времени;
- большой диапазон изменений чисел оборотов двигателя и режимов нагрузки;
- работу при крене, дифференте и качке судна;
- быстроту пуска двигателя в ход и розжига газогенератора;
- пуск двигателя в ход под нагрузкой и при низкой температуре воздуха в машинном помещении;
- работа двигателя при выключенном одном или двух цилиндрах;
- эксплуатация установки в стесненных условиях машинного помещения судна при повышенной температуре окружающего воздуха.

В соответствии с условиями эксплуатации, к судовым газосиловым установкам предъявляются следующие основные требования: а) теплотворность генераторного газа должна быть не ниже 1100 ккал/м³; б) устойчивость режима работы газогенератора; в) совершенная очистка генераторного газа; газ после очистки и охлаждения должен содержать минимальное количество смолы, сернистых соединений и механических примесей; допустимое содержание смолы и механических примесей в генераторном газе не больше 0,02—0,03 г/м³; г) температура генераторного газа после охлаждения не должна быть выше, чем на 5—8°С температуры охлаждающей воды, поступающей в скруббер; д) температура наружных стенок газогенератора не должна превышать 70—80°С; е) отсутствие значительного нагарообразования и налетов смолы в рабочих цилиндрах двигателя;

ж) недопустимость повышенных износов трущихся частей двигателя; з) устойчивая работа двигателя при различных скоростных режимах от полного числа оборотов до $\frac{1}{3}$ от нормального; и) быстрый и надежный пуск двигателя, к) надежность блокировки органов управления двигателем; л) отсутствие запретных зон чисел оборотов двигателя для нормальных режимов работы; м) отсутствие сильной вибрации и по возможности уравновешивание сил инерции 1-го и 2-го порядков и их моментов; н) длительность срока службы установки; о) наличие контрольно-измерительных приборов в установке. Наряду с этим, одним из основных требований, предъявляемых к судовым газосиловым установкам, является экономичность установки. Экономичность установки характеризуется главным образом расходом топлива и смазки и их стоимостью на 1 э.л.с. час.

При размещении газогенераторного оборудования на судне надо учитывать как удобство обслуживания установки, так и правильное распределение весовых нагрузок на корпус. На двухвалльных судах оборудование должно располагаться симметрично, в особенности при питании газом двух двигателей от одного газогенератора. Однако при всем этом число колен и длина газопровода должны быть минимальными. В пределах данной длины газопровод горячего газа должен быть минимально возможным. Последнее может быть достигнуто, если скруббер будет расположен вблизи газогенератора. При монтаже скруббера на судне, кроме того, следует предусмотреть беспрепятственный сток теплой загрязненной воды за борт непосредственно из сточного трубопровода или через гидравлический затвор.

Уровень сточной воды в нижней части скруббера во время работы установки будет превышать уровень воды в бачке гидравлического затвора, а при отсутствии последнего уровень забортной воды на величину разрежения в этой части установки.

Во избежание попадания воды в газогенератор при нарастании вакуума во время эксплуатации, газоподводящий патрубок в скруббере должен находиться на 600—800 мм выше уровня воды в гидравлическом затворе или за бортом.

Высоту ватерлинии на самоходных грузовых судах следует принимать при максимальной осадке судна.

На мощных газоходах с небольшим изменением осадки судна газопровод, соединяющий газоотборный патрубок генератора с газоподводящим патрубком скруббера, может быть использован как стояк для предварительного охлаждения газа. При этом слив воды со стояка может производиться непосредственно за борт, но может вместе с газом поступать в скруббер и далее вытекать со скрубберной водой. Последняя схема является более простой.

Газососы монтируются обычно над баками для поглотительных растворов, причем так, что параллельно с ними имеется

газопровод, по которому газ может поступать к двигателю при отключении газососа.

Фильтры тонкой очистки монтируются возможно ближе к двигателям, на такой высоте, чтобы был обеспечен непрерывный сток или периодический спуск выделившегося поглотительного раствора и воды.

§ 45. ПОДГОТОВКА УСТАНОВКИ К ПУСКУ

Организация службы на газоходах является такой же, как и на теплоходах. Ответственность за состояние всех механизмов и соблюдение порядка в машинном отделении лежит на судовом механике. Так же, как и на теплоходе, для составления материальной отчетности и характеристики состояния и работы механизмов газохода, на судне должен вестись машинный журнал. Механик должен обращать особое внимание на сорт и соответствующее качество топлива, принимаемого на судно, а также и смазочных масел. При несоответствующем твердом топливе, применяемом для газификации на судне (повышенная влажность, засоренность, неотсортированность и т. п.), ухудшается состав генераторного газа, увеличивается удельный расход его и понижается мощность двигателя.

После продолжительного бездействия силовой установки судна тщательная подготовка к пуску в ход является необходимым условием безаварийной и надежной ее работы. Подготовка к пуску в ход установки является подготовкой к работе главных двигателей, газогенератора, очистительных устройств генераторного газа, вспомогательных механизмов и судовых систем. Подготовка газового двигателя к пуску в ход: внешний его осмотр, проверка соединений отдельных деталей и приводов к клапанам, проверка клапанов, проверка плотности трубопроводов, проверка форсунок, топливных насосов, приборов электрического зажигания смеси, подготовка и проверка масляной, воздушной и водяного охлаждения систем производится такими же методами, как для двигателей жидкого топлива. При подготовке к пуску главных двигателей и газогенераторной установки руководствуются заводскими инструкциями.

Испытание газопровода и всех агрегатов установки на плотность производится воздухом при удвоенном рабочем давлении, но не ниже 500 мм вод. ст. с промазыванием швов и соединений мыльной водой.

Пароводяные рубашки газогенераторов и паросборники подвергаются гидравлическому испытанию при давлении 3 ати в течение 5 минут. При отсутствии пропусков воды давление снижают до 0,7—0,8 ати и производят тщательный осмотр.

Испытанию на плотность давлением воздуха до 200 мм вод. ст. с промазкой всех уплотнений и соединений мыльной водой подвергают также автоматические питатели газогенераторов и бункера ручной загрузки. Плотность прилегания конуса бункера газогенератора испытывают наливом керосина.

Автоматические питатели газогенератора проверяют при работе вхолостую в течение 8 часов и при подаче топлива в течение 8 часов. При этом наблюдают температуру подшипников, плавность вращения, наличие стука. До установки привода чаша должна проворачиваться усилием одного человека. Плотность всех фланцевых соединений чаши проверяется наливом воды до уровня краев чаши. Привод решетки после тщательного наружного осмотра подвергается пробному пуску на различных скоростях, при этом проверяют плавность вращения, отсутствие перекосов, заедания, стука и нагрева трущихся поверхностей.

По окончании монтажа газогенераторного оборудования необходимо постепенным нагреванием в течение 2—3 часов просушить газогенератор, его футеровку и фланцевые соединения, если таковые монтировались на мокром асбесте. Просушка лучше всего осуществляется путем загрузки в камеру газификации небольшого количества древесного угля и розжига его факелом, помещенным в зольник, и отводом газа через крышу или трубу в атмосферу. По мере просушки необходимо проверять и, в случае надобности, подтянуть болты на фланцах. После просушки приступают к горячему опробованию всей установки с целью выявления дефектов изготовления и монтажа, не обнаруженных при предварительном осмотре и холодном опробовании. При горячем опробовании необходимо выявить: не имеет ли место затекание воды из скруббера в газогенератор, а также увлечение значительного количества воды газовым потоком из скруббера, герметичность прилегания крышек бункера, зольника, скруббера и фильтра.

Плотность прилегания крышек и фланцевых соединений может быть проверена двумя способами:

1) во время работы установки к местам, подлежащим проверке, подносят горящую свечу; при наличии неплотности пламя будет отклоняться на всасывающей линии к аппарату, а при положительном давлении — от аппарата;

2) закрыв плотно воздухоподводящие трубы, останавливают отсасывающий агрегат — вентилятор, газосос, двигатель; выход генераторного газа, содержащего водяной пар, через неплотности будет ясно виден.

§ 46. ПУСК УСТАНОВКИ В ХОД

Розжиг газогенератора обращенного процесса с «холодного» состояния может быть осуществлен при помощи естественной

тяги или применением газодувки. При розжиге естественной тягой в газогенератор загружается древесный уголь на 200—300 мм выше уровня фурм, после чего поджигают концы, сухие щепки или бумагу, помещенные в зольник, и открывают крышку бункера для выхода продуктов горения. Через 10—15 минут производится досыпка в газогенератор мелкого древесного топлива отдельными порциями, по мере разогрева газогенератора. Появление раскаленного угля на уровне фурм свидетельствует о готовности газогенератора к работе. После этого догружают газогенератор сухими мелкими чурками, закрывают люк зольника, крышку бункера и пускают газодувку.

При отсутствии древесного угля розжиг естественной тягой может быть осуществлен при помощи сухих древесных чурок.

Розжиг с помощью вентилятора, отсасывающего газ из установки, производится следующим образом: загрузив древесный уголь до уровня фурм, закрывают зольниковый люк и крышку бункера, а затем подносят горящие факелы к смотровым лючкам, которые служат и для розжига. Под действием разрежения, образующегося вентилятором, пламя горящего факела засасывается через фурмы в камеру газификации, где происходит постепенный розжиг топлива. Досыпка топлива в генератор производится небольшими порциями, по мере разгорания ранее загруженных древесных чурок.

Розжиг вентилятором, отсасывающим газ, на древесных чурках производить нельзя, так как может произойти засмоление трубопровода и вентилятора. При розжиге вентилятором должна быть обязательно включена вода для охлаждения газа в скруббере. Готовность генератора к работе определяется зажиганием газа в свече после вентилятора. Если газ горит светлым пламенем, то это свидетельствует о том, что генератор готов к работе. В дальнейшем в газогенератор загружаются древесные чурки или швырок нормальной влажности. Горячее опробование при работе двигателя на газе проводится в течение 2—3 часов, во время которых производятся следующие контрольные измерения:

1) температур генераторного газа по выходе из генератора с помощью термопары и после его охлаждения в скруббере — термометром;

2) давления в водяной магистрали с помощью манометра, температуры воды, поступающей в скруббер для охлаждения газа, и сточной воды из скруббера — термометром;

3) разрежение в системе — после газогенератора, скруббера и фильтра с помощью пьезометров.

Незначительные колебания температур и давления в системе являются доказательством относительно устойчивого режима газификации.

Отсутствие местных перегревов кожуха газогенератора или

горячего газопровода подтверждает достаточную плотность электросварных швов и фланцевых соединений.

Перед розжигом антрацита или полукокса в газогенератор прямого процесса для предохранения колосников решетки и более равномерного распределения дутья по всему сечению камеры газификации загружают куски шлака величиной 30—50 мм. Нормальная высота шлаковой подушки составляет 100—150 мм. На шлаковую подушку накладывают достаточный слой сухих дров, которые затем поджигают в нескольких местах, используя для этого легко горючие материалы (древесные стружки, промасленные концы и проч.). Сверх дров загружают сперва небольшой слой полукокса или антрацита, а затем по мере сгорания дров продолжают догружать и следить за тем, чтобы топливо раскалялось равномерно по всему сечению.

Если топливо рассыпается неравномерно по зеркалу горения, его выравнивают штангой, вводимой через шуровочные отверстия. При наличии раскаленного слоя топлива высотой 150—200 мм в генератор дают пар и на некоторое время включают газосос, из которого газ выбрасывают в атмосферу. В зависимости от времени, отведенного на розжиг, его производят естественной тягой или газососом. Устойчивое горение газа в свече — первый признак готовности генератора для образования горючего газа.

Проверка плотности прилегания крышек и фланцевых соединений производится так же, как и в установке с газогенератором обратного процесса.

Пуск двигателя в ход. В соответствии с предъявляемыми требованиями пуск в ход судовых газовых двигателей осуществляется сжатым воздухом или от электростартера. Работа двигателя от момента пуска в ход до развития нормального числа оборотов вала так же, как и при работе на жидком топливе может быть разделена на два периода: 1) от момента страгивания коленчатого вала пусковым устройством до получения первых вспышек в цилиндрах; 2) работа двигателя при постепенно повышающемся числе оборотов вала до нормального.

Как известно, пусковой период работы двигателя характеризуется неустановившимся тепловым режимом и наибольшими износами трущихся частей его. Нормально пусковой период двигателя длится от 3 до 6 сек. Продолжительность пускового периода двигателя зависит от состава генераторного газа, на котором пускается двигатель в ход — при увеличении содержания водорода в газе продолжительность пускового периода двигателя сокращается. Содержание водорода в генераторном газе обуславливается температурой паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор. При работе газогенератора на антраците температура паровоздушной смеси должна быть около 70—75°С.

При более высокой температуре паровоздушной смеси, т. е. при большем содержании водорода в газе значительно увеличивается жесткость работы двигателя и максимальное давление в цилиндре. Продолжительность пускового периода двигателя так же зависит от величины степени сжатия, от состояния поршневых колец, от температуры генераторного газа после охлаждения, от температуры воздуха в машинном отделении и охлаждающей двигатель воды, от интенсивности электрической искры, воспламеняющей рабочую смесь в цилиндре, и от скорости вращения двигателя в период пуска. Двигатели с более высокой степенью сжатия имеют меньшую продолжительность пускового периода. При низкой степени сжатия, плохом состоянии поршневых колец (износ, загорание) пуск двигателя в ход более затруднителен. При высокой температуре генераторного газа после охлаждения вследствие повышенного содержания паров воды в газе пусковой период двигателя возрастает и запуск двигателя в ход значительно затрудняется. При воздушном пуске газовых двигателей в ход расход пускового воздуха нормально не превышает расхода воздуха для пуска двигателей жидкого топлива.

Продолжительность периода работы двигателя от первой вспышки в цилиндре до развития нормального числа оборотов при нагрузке определяется продолжительностью «прогрева» двигателя, т. е. временем, необходимым для стабилизации теплового состояния двигателя. Продолжительность этого периода зависит от степени быстроходности двигателя, от его конструкции и мощности. Быстроходные двигатели имеют более легкую конструкцию и меньший период прогрева, более чувствительны к изменению режима работы. В период пуска и прогрева быстроходных двигателей требуется наиболее внимательное обслуживание и точное выполнение заводских инструкций.

Ниже приводятся основные неполадки, возникающие при пуске газового двигателя в ход.

Неисправность	Возможная причина	Устранение
Двигатель не запускается воздухом.	Низкое давление пускового воздуха. Впускной и выпускной клапаны заедают. Двигатель не в пусковом положении. Повреждения и неисправности пускового устройства	Пополнить баллоны пускового воздуха. Устранить заедание клапанов. Провернуть вал двигателя. Устранить повреждения.

Продолжение

Неисправность	Возможная причина	Устранение
<p>Электростартер не проворачивает вала двигателя.</p> <p>Двигатель не запускается на газе.</p>	<p>Низкое напряжение тока, питающего стартер.</p> <p>Заедание поршней в цилиндрах двигателя.</p> <p>Бедный газ.</p> <p>Контакты электросвечей покрыты влагой и маслом.</p> <p>Нарушен порядок зажигания.</p> <p>Слабая искра в свечах.</p> <p>Неправильная регулировка состава рабочей смеси.</p> <p>Низкое давление пускового воздуха и двигатель не развивает на воздухе необходимого числа оборотов.</p> <p>Электростартер не развивает необходимого числа оборотов двигателя.</p> <p>Высокая температура генераторного газа после охлаждения.</p> <p>(Наличие в газе большого количества водяных паров).</p>	<p>Зарядить аккумуляторную батарею.</p> <p>Установить причину заедания и устранить ее.</p> <p>Чтобы убедиться в этом, поджечь газ у пробного краника. Розжиг газогенератора продолжать.</p> <p>Свечи вывернуть и просушить.</p> <p>Проверить и установить правильно.</p> <p>Проверить зазор в свечах. Проверить достаточное ли напряжение тока и исправность магнето.</p> <p>Установить правильно.</p> <p>Пополнить баллоны пускового воздуха.</p> <p>Зарядить аккумуляторную батарею.</p> <p>Наладить охлаждение газа в скруббере.</p>

§ 47. ОБСЛУЖИВАНИЕ УСТАНОВКИ ВО ВРЕМЯ РАБОТЫ

При обслуживании газовых двигателей во время работы так же, как и при работе двигателей на жидком топливе необходимо обращать особое внимание на смазку и охлаждение частей двигателя. Давление циркуляционного масла должно строго соответствовать указаниям инструкции. Обычно это давление лежит в пределах 2,5—6 кг/см² в зависимости от типа двигателя. Следует заметить, что избыток смазки цилиндров двигателя вызывает коксование масла и пригорание поршневых колец. Очистка циркуляционного масла производится фильтрами, работа которых контролируется манометрами, устанавливаемыми до и после фильтра. При разности давлений до и после фильтра больше, чем рекомендуется инструкцией, масло переключается на другой парный фильтр, а работавший ранее вскрывается для очистки.

Температура масла, вытекающего из двигателя и по выходе из масляного холодильника, не должна быть выше указанной в инструкции. Обычно температура по выходе из двигателя не должна быть выше 55°C в тихоходных двигателях и 65°C в быстроходных, а после охлаждения температура масла не должна быть выше 35°C. В период работы двигателя также необходимо проверять уровень масла в сточной цистерне. Нормально этот уровень должен быть не ниже половины высоты цистерны и не выше $\frac{3}{4}$ ее высоты, так как при остановке двигателя в цистерну стекает значительное количество масла из трубопровода и картера двигателя. Быстрое падение уровня масла в сточной цистерне показывает на утечку его в трюм или в охлаждающую воду в масляном холодильнике. В том и в другом случае образовавшиеся неплотности в трубопроводе или повреждения следует срочно устранить. Попадание воды в масло повышает уровень его в сточной цистерне. В этом случае двигателя необходимо остановить, неплотности водяного охлаждения устранить, а масло в сточной цистерне сменить. Температура охлаждающей воды, выходящей из цилиндрических крышек, должна быть постоянной и одинаковой для всех цилиндров при полной нагрузке двигателя. Величина этой температуры зависит от быстроходности двигателя и системы охлаждения. В тихоходных двигателях с охлаждением непосредственно забортной водой температура охлаждающей воды, выходящей из цилиндрических крышек, не должна быть выше 50—60°C при полной нагрузке двигателя. В быстроходных двигателях при замкнутой системе охлаждения температура выходящей охлажденной воды допускается до 75—85°C. Изменение температуры охлаждающей воды, вытекающей из отдельных цилиндров двигателя, указывает на недогрузку или перегрузку соответствующих цилиндров. Повышение температуры охлаждающей воды отдельных цилиндров при нормальной нагрузке их может происходить вследствие отложения большого количества накипи и осадков в охлаждающей полости крышки и сужения проходов для воды. В этом случае полости цилиндрической крышки должны быть очищены или нагрузка цилиндра до очистки крышки должна быть уменьшена. При работе двигателя с малой нагрузкой температура охлаждающей воды не должна быть ниже указанной в инструкции. В этом случае забортную воду подогревают отходящей горячей водой, часть которой подводится к приемной трубе циркуляционного насоса.

Равномерность нагрузки цилиндров двигателя и характер протекания процесса сгорания рабочей смеси контролируется по температуре выпускных газов. Температура выпускных газов четырехтактных газовых двигателей при полной нагрузке обычно не превышает 480°C—500°C, при этом температура по отдельным цилиндрам не должна отличаться более, чем на 40° от средней температуры для всех цилиндров. При работе двигателя по газо-

жидкостному циклу температура выпускных газов при полной нагрузке нормально не превышает 450°C. Измерение температуры выпускных газов по отдельным цилиндрам позволяет судить о степени нагрузки отдельных цилиндров двигателя и о совершенстве протекания процесса сгорания газовой смеси в цилиндре двигателя. Чрезмерное повышение температуры выпускных газов показывает значительное догорание газа на линии расширения и некоторую перегрузку данного цилиндра. Низкая температура выпускных газов показывает недогрузку данного цилиндра вследствие недостаточного теплового заряда цилиндра. Значительное же повышение температуры выпускных газов может вызвать перегрев, заедание и обгорание выпускных клапанов, перегрев цилиндров и заедание поршней. Большое догорание газа на линии расширения при полной нагрузке двигателя или даже при неполной нагрузке может быть вследствие позднего опережения зажигания смеси или позднего опережения подачи жидкого запального топлива при работе двигателя по газожидкостному циклу. Наряду с измерением температуры выпускных газов, для контроля развиваемой мощности по цилиндрам двигателя в период его работы снимаются индикаторные диаграммы и измеряется максимальное и среднее индикаторное давление. Для проверки равномерности распределения нагрузки по цилиндрам удобнее определить среднее давление по времени, пользуясь прибором пиметр. При точном соблюдении инструкций по обслуживанию, работа силовой установки всегда будет протекать нормально и безаварийно. Обычно неисправности в работе возникают от неправильного обслуживания двигателя и газогенераторной установки.

Ниже приводятся наиболее характерные и часто встречающиеся неисправности в период работы судовых газовых двигателей, их причины и способы устранения.

Неисправность	Возможная причина	Устранение
Один из цилиндров не работает.	Свеча не дает искры Малы зазоры между толкателями и рычагами клапанов. Впускной или выпускной клапаны не плотны. Отсутствует подача жидкого запального топлива в данный цилиндр. Поршневые кольца изношены или пригорели. Слишком бедная смесь поступает в данный цилиндр.	Двигатель остановить. Свечу сменить или просушить. Зазоры увеличить. Двигатель остановить. Клапаны притереть. Топливный насос отрегулировать, подачу топлива увеличить. Поршневые кольца сменить или очистить. Произвести индивидуальную газовую регулировку цилиндра.

Продолжение

Неисправность	Возможная причина	Устранение
Труба пускового воздуха сильно нагрета. Стуки в цилиндрах.	Пусковой клапан пропускает. Высокая температура поступающей в газогенератор паровоздушной смеси. При работе двигателя по газожидкостному циклу мал избыток воздуха в газовой смеси или раннее опережение подачи жидкого запального топлива.	Клапан притереть. Температуру смеси снизить до 70—75°C. Увеличить угол открытия воздушных заслонок газовых смесителей. Опережение подачи жидкого запального топлива уменьшить. Двигатель остановить.
Стуки в одном из цилиндров.	Происходит заедание поршня. Большой зазор в головном подшипнике.	Установить нормальный зазор путем смены втулки головного подшипника. Снизить нагрузку данного цилиндра. Усилить охлаждение его.
Высокая температура отходящей воды одной из цилиндрических крышек. Двигатель не развивает нормально числа оборотов вала.	Цилиндр работает с перегрузкой. Бедный газ. Высокая температура генераторного газа после очистки и охлаждения. Газ влажный.	Проверить температуру генераторного газа, расположение зон в газогенераторе. В зависимости от этого отрегулировать подачу топлива и шлакоудаление из газогенератора. Установить нормальную температуру паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор. Наладить подачу воды в скруббер. При первой же остановке судна проверить набивку сухого фильтра и при необходимости сменить. Обнаружить место подсоса и устранить. Проверить соединение тяг, идущих к органам регулирования газа и устранить повреждения. См. выше.
Взрывы в выхлопном коллекторе двигателя.	В одном из цилиндров смесь не воспламеняется.	

Продолжение

Неисправность	Возможная причина	Устранение
Взрывы в газовых смесителях.	Большой угол перекрытия впускного и выпускного клапанов. Бедная рабочая смесь. Позднее зажигание смеси.	Угол перекрытия клапанов уменьшить путем увеличения зазора впускного клапана. Состав генераторного газа улучшить (см. выше). Уменьшить избыток воздуха в газовой смеси. Установить нормальное опережение зажигания. Клапаны притереть.
Двигатель при работе по газожидкостному циклу дымит.	Пропускают впускные клапаны двигателя. Большая подача жидкого запального топлива.	Уменьшить подачу жидкого топлива до возможного минимума. Если же при этом число оборотов двигателя будет значительно падать, то причиной этому является бедный состав генераторного газа.

Обслуживание газогенератора заключается в поддержании условий нормального протекания процесса, обеспечивающих получение соответствующих показателей газификации. Последние зависят также от состояния слоя топлива и действия охлаждающе-очистительных устройств. Суждение о ходе газогенератора составляется на основании наблюдения за показанием контрольно-измерительных приборов, а также глазомерными наблюдениями.

В процессе эксплуатации возможны нарушения нормального режима газификации, а также охлаждения и очистки газа. Газовщик должен научиться возможно быстрее выявлять перебои и устранять их причины.

1) Увеличение температуры газа на выходе из генератора, что видно по нагреву трубы до стояка и повышенному парообразованию в рубашке, свидетельствует о снижении слоя топлива в газогенераторе по причинам:

- а) накопления значительного количества шлака,
- б) несвоевременной загрузки топлива,
- в) прогара топлива в отдельных местах.

2) Увеличение температуры газа по выходе из скруббера, что чувствуется по нагреву трубы между скруббером и газодувкой.

Недостаточное охлаждение газа может быть вызвано двумя причинами:

а) уменьшилась подача в скруббер, вследствие падения давления в водяном трубопроводе, при этом и температура сточной воды возрастает;

б) засорение отверстий в одной-двух лейках, что может быть подтверждено ощупыванием рукой стенки скруббера. В том месте, где не орошается водой коксовая насадка, стенка будет более нагрета, чем в остальных местах. В данном случае повышения температуры сточной воды может и не быть.

3) Увеличение разрежения после газогенератора может быть вызвано:

а) загрузкой в газогенератор слишком мелкого топлива, засоренного пылью;

б) накоплением значительного количества шлака, в особенности при легкоплавкой золе.

4) Увеличение разрежения после скруббера. Если после скруббера разрежение увеличилось, то причинами этого могут быть:

- а) подача слишком большого количества воды через лейки;
- б) измельчение кокса от длительного размывания водой;
- в) засорение насадки мелким углем и пылью.

В этом случае скруббер следует перебрать и заполнить свежим коксом: внизу более крупными кусками, а сверху более мелкими.

5) Давление после сухого фильтра уменьшилось. Это может быть вызвано двумя причинами:

а) если одновременно с этим уменьшилось и разрежение после скруббера — это свидетельствует о том, что газодувка меньше прокачивает газа;

б) если одновременно с этим разрежение после скруббера не изменилось — это свидетельствует о засорении фильтра.

§ 48. ИСПЫТАНИЕ ГАЗОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Испытания судовых газосиловых установок разбиваются на заводские (стендовые) и испытания на судне.

Стендовые испытания двигателя и газогенераторной установки проводятся по программе, в соответствии с техническими условиями заказа.

Стендовые испытания имеют целью: установление основных показателей двигателя, газогенератора и очистительных устройств, а также выявление надежности их конструкции и тщательности изготовления и сборки отдельных узлов и деталей. Подготовка к пуску в ход всей установки производится в обычном порядке, изложенном ранее. Устанавливаются измерительные приборы, необходимые для испытания, и производится проверка правильности их действия. Перед пуском двигателя в ход измеряются

зазоры между роликами и кулачными шайбами впускных и выпускных клапанов и заносятся в паспорт двигателя.

После гидравлических испытаний отдельных узлов и соединений и после проверки плотности сварных швов, газогенераторная установка (газогенератор, очистители и трубопровод) монтируется на испытательном стенде. При этом длина газового трубопровода между газогенератором и двигателем должна быть примерно равна длине газового трубопровода при размещении данной установки на судне.

После розжига газогенератора и готовности газа производится тщательный внешний осмотр как газогенератора, так и очистительных устройств. Обнаруженные дефекты газогенераторной установки должны быть исправлены и только после этого двигатель пускается в ход.

Испытание газогенераторной установки производится на топливе, сорт и физико-химические свойства которого должны удовлетворять требованиям заказа.

Программа стендовых испытаний должна предусматривать:

- 1) Испытание по определению времени, необходимого на безотказный пуск холодного двигателя в ход.
 - 2) Длительный режим испытаний при полной нагрузке двигателя.
 - 3) Кратковременные испытания при долевых нагрузках двигателя ($\frac{3}{4}$, $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{4}$ нагрузки и холостой ход) при различных числах оборотов двигателя.
 - 4) Определение минимально устойчивого числа оборотов.
 - 5) Определение наивыгоднейшего угла опережения зажигания смеси в цилиндре двигателя.
 - 6) Определение наивыгоднейшей температуры паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор.
 - 7) Определение времени розжига газогенератора.
- При работе двигателя по газожидкостному циклу, кроме этого (за исключением п. 5), определяется:
- 8) Наивыгоднейший угол опережения подачи жидкого запального топлива.
 - 9) Угол перекрытия впускного и выпускного клапанов, обеспечивающий устойчивую работу двигателя при различных нагрузках его.
 - 10) Режим работы двигателя, соответствующий минимальному расходу жидкого запального топлива.
 - 11) Минимальная подача жидкого запального топлива топливными насосами, обеспечивающая работу двигателя без пропусков вспышек в цилиндрах.

В результате стендовых испытаний установки составляются внешняя, винтовая и экономическая характеристики двигателя.

После окончания стендовых испытаний отдельные части дви-

гателя, газогенератора и очистительных устройств разбираются с целью осмотра и выявления надежности и правильности их работы. Осмотр рабочих полостей цилиндров двигателя, поверхностей поршней, клапанов и цилиндрических крышек следует наиболее тщательно производить, для того, чтобы убедиться в отсутствии трещин, разъеданий и отложений смолистых соединений. Наличие смолистых отложений на указанных поверхностях, а также на стенках газового трубопровода после сухого фильтра недопустимо.

Тщательному осмотру подлежат также: внутренние поверхности газогенератора, колосниковая решетка его, сварные швы, лейки, подводящие воду в скруббер, коксовые насадки и набивка сухих фильтров.

По окончании установки двигателя, газогенератора, очистительных устройств газа и всех вспомогательных механизмов и трубопроводов производятся швартовые и ходовые испытания на судне. Целью швартовых испытаний является проверка сборки всей силовой установки и валопровода. При этом ограничиваются только кратковременными режимами испытаний, доводя нагрузку двигателя до полной. При работе на швартовах двигатель будет иметь полную нагрузку при числе оборотов вала, равном 80—90% от нормального.

Испытания проводятся на топливе, сорт и физико-химические свойства которого должны удовлетворять требованиям заказа.

Программа ходовых испытаний должна включать:

- 1) Испытание при нормальной нагрузке (нормальное число оборотов и нормальное среднее индикаторное давление) в продолжении не менее 24 часов.
- 2) Испытание при долевых нагрузках двигателя с числом оборотов двигателя, соответствующим экономическому ходу судна, 80 и 63% от нормального числа оборотов двигателя продолжительностью не менее 2 часов.
- 3) Определение минимально-устойчивого числа оборотов двигателя продолжительностью 30 минут.
- 4) Испытание на задний ход.
- 5) Испытание по определению: времени пуска двигателя в ход и реверса его, расхода воздуха на один пуск или реверс, если двигатель имеет воздушный пуск в ход, числа пусков или реверсов, возможных без пополнения пусковых баллонов и минимального давления в пусковых баллонах, достаточного для пуска.
- 6) Продолжительность периода перехода от одного режима испытаний к другому определяется временем, необходимым для достижения установившегося состояния работы двигателя и газогенераторной установки.

При переводе двигателя, установленного на судне, с жидкого топлива на генераторный газ в программу швартовых и ходовых

испытаний включаются пункты: 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 программы стендовых испытаний.

По окончании ходовых испытаний производится осмотр двигателя и газогенераторной установки и по требованию Регистра разборка отдельных частей и вспомогательных механизмов.

При проведении испытаний, указанных в пп. 2, 3, 4, 5, 9, 10, 11 программы стендовых испытаний и в пп. 1, 2, 3, 4 программы ходовых испытаний, производятся следующие измерения и определения: число оборотов в минуту, индикаторная мощность в л. с., эффективная мощность в л. с. (только при стендовых испытаниях), расход твердого и жидкого топлива двигателем и расход генераторного газа, расход масла на смазку рабочих цилиндров двигателя, состав генераторного газа и его теплотворность, физические свойства твердого и жидкого топлива (теплотворность, удельный вес, влажность, механические примеси, вязкость), температура генераторного газа по выходе из газогенератора и перед двигателем, температура паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор, температура и состав отработавших газов двигателя, температура охлаждающей воды двигателя, температура масла в циркуляционной смазочной системе двигателя, температура воздуха в машинном отделении, давление в газовом тракте установки после газогенератора, после скруббера, после сухого фильтра и в газовом коллекторе двигателя, максимальное давление в цилиндре и давление сжатия, давление масла в смазочной системе двигателя до и после фильтра, давление охлаждающей воды, поступающей в скруббер, и барометрическое давление.

При проведении испытаний, указанных в пп. 1 и 7 программы стендовых испытаний, измерению подлежат: время, затраченное на пуск двигателя в ход, число оборотов двигателя в период пуска, давление воздуха в пусковых баллонах после каждого пуска двигателя в ход, если двигатель имеет воздушный пуск, температура воздуха в машинном отделении, время с момента начала розжига газогенератора, до момента готовности генераторного газа и состав генераторного газа. Все применяемые при испытаниях измерительные приборы должны быть проверены и иметь сертификаты или пломбы проверки.

Индикаторная и эффективная мощность двигателя определяется так же, как и при работе двигателей на жидком топливе. Мощность в отдельных цилиндрах двигателя не должна отличаться более, чем на $\pm 5\%$ от среднего ее значения. Определение расхода твердого и жидкого топлива при испытании на стенде должно производиться только по весу. При испытании на судне расход топлива определяется по объему специальными мерными баками небольшой емкости. Расход генераторного газа двигателем при испытании на стенде определяется по перепаду

давления газового потока в измерительной диафрагме, устанавливаемой в прямолинейном участке газового трубопровода после сухого фильтра. Длина этого участка трубопровода должна быть не меньше 10 диаметров трубы до диафрагмы и не меньше 5 диаметров после диафрагмы. При испытании на судне расход генераторного газа двигателем может быть определен по выходу газа из 1 кг твердого топлива, газифицируемого в газогенераторе. Отбор твердого и жидкого топлива для анализа должен производиться согласно правилам ОСТ 10602. Определение теплотворности топлива производится в калориметре. Генераторный газ и отработавшие газы двигателя для анализа данного опыта забираются в аспиратор. Анализ забранной в аспиратор средней пробы газа должен быть выполнен в тот же день. Генераторный газ забирается в аспиратор из газового трубопровода на пути к двигателю после сухого фильтра. Место отбора проб отработавших газов двигателя должно быть возможно далее от выпускного коллектора двигателя. Давление генераторного газа в газовом тракте измеряется водяными U-образными манометрами, которые рекомендуется устанавливать на одной общей доске. Температура генераторного газа по выходе из газогенератора и температура отработавших газов двигателя замеряется ртутными термометрами со шкалой до 500—600°C или электрическими пирометрами. Температура отработавших газов двигателя замеряется в общей выпускной трубе двигателя на расстоянии 5 диаметров трубы от выпускного коллектора, а также в выпускных патрубках каждого цилиндра. Температура генераторного газа после охлаждения в скруббере и перед двигателем измеряется ртутными термометрами. Для измерения температуры паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор, и сохранения постоянства ее состава рекомендуется устанавливать в трубопроводе паровоздушной смеси дистанционный жидкостный или металлический термостат. Температура охлаждающей воды и смазка двигателя измеряется термометрами, удобнее дистанционными, а давление — манометрами.

Определение давления сжатия в рабочем цилиндре двигателя производится по индикаторной диаграмме, снятой при выключенном электрическом зажигании смеси или при выключенной подаче жидкого запального топлива в случае работы двигателя по газожидкостному циклу. Максимальное давление горения в цилиндре определяется по индикаторным диаграммам.

Наивыгоднейшая температура паровоздушной смеси, поступающей в газогенератор, определяется по оптимальному составу генераторного газа при наиболее высокой теплотворности его.

Наивыгоднейший угол опережения электрического зажигания смеси, а также наивыгоднейший угол опережения подачи жидкого запального топлива определяются по максимальной мощно-

сти, развиваемой двигателем при допустимых максимальном давлении в цилиндре и температуре отработавших газов, при данном составе генераторного газа и коэффициенте избытка воздуха в газовой смеси. Угол перекрытия впускного и выпускного клапанов, обеспечивающий устойчивую работу двигателя, устанавливается в период стендовых испытаний путем изменения зазора между роликом и кулачной шайбой впускного клапана.

Все отсчеты по приборам должны производиться в регулярные промежутки времени: при непродолжительных испытаниях через каждые 10 минут, а при испытаниях продолжительностью несколько часов, через каждые 30 минут. Показания всех приборов заносятся в журнал наблюдений, а также все ненормальности работы двигателя и газогенераторной установки.

Индикаторных диаграмм в продолжение каждого режима испытаний снимается не менее четырех, на каждой диаграмме должны быть помечены: дата, время, масштаб пружины, номер индикатора и номер цилиндра. Подсчеты главнейших результатов испытаний рекомендуется производить в течение режима испытаний с целью проверки правильности работы установки и наблюдений по приборам.

§ 49. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ОХРАНЕ ТРУДА И ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ОБСЛУЖИВАНИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Для того, чтобы при работе газосиловой установки не вызвать взрыва и пожара, не получить ожога и отравления, необходимо выполнять правила технической эксплуатации, знать и соблюдать правила по охране труда и технике безопасности, основные положения которых приводятся ниже.

1. Отравляющее действие компонентов генераторного газа.

Оксись углерода — бесцветный горючий газ со слабым запахом (угар). Примесь в воздухе в количестве 0,06% по объему вызывает головокружение; при 0,2% — потеря сознания, а 1% достаточно, чтобы в несколько минут вызвать смерть.

По существующим нормам охраны труда содержание окиси углерода в воздухе рабочих помещений не должно превышать 0,03 мг/л, что соответствует примерно 0,03% по объему.

Сероводород — бесцветный газ с характерным запахом гнилых яиц, очень ядовит. Присутствие в воздухе всего 0,1% вызывает смерть. Однако, запах его так силен, что случаи отравления им очень редки. Присутствие в воздухе 0,0001% сероводорода уже может быть обнаружено по его неприятному запаху. 1 м³ сероводорода весит 1,52 кг, т. е. тяжелее воздуха в 1,175 раза.

Сернистый ангидрид бесцветный и крайне ядовитый газ, обладающий удушливым запахом. В охлажденном генера-

торном газе содержится в незначительных количествах, так как хорошо растворим в воде. Сернистый ангидрид содержится в выхлопных газах, как продукт сжигания сероводорода. 1 м³ сернистого ангидрида весит 2,857 кг, т. е. тяжелее воздуха в 2,21 раза.

2. Газовоздушная смесь может взорваться только при условии, если концентрация газа в смеси не превышает или не ниже определенного предела. Эти пределы объемной концентрации газа в смеси различны для разных газов. Так, для водорода они составляют соответственно 4,1 и 74,0%. Это значит, что смесь, содержащая водорода по объему меньше 4,1% и больше 74%, не взрывоопасна. Для окиси углерода эти цифры составляют 12,4 и 75,0%, для метана 2,5 и 81,0%, для этилена 3,0 и 34,0%.

Во избежание несчастных случаев при обслуживании газогенераторных установок необходимо соблюдать меры предосторожности, которые в основном сводятся к следующему:

а) На ходу.

1) Не допускать снижения высоты слоя топлива в газогенераторах ниже установленного инструкцией, предотвращая тем самым перегрев кожуха и повышение температуры газа на выходе.

2) Не пользоваться шуровками, не включив прежде пар в паровой завесе.

3) В газогенераторах прямого процесса с ручным периодическим шлакоудалением перед встряхиванием решетки и до выгреба шлака охладить его, залив некоторую часть воды в зольник. Перед выгребом шлака из лючка над решеткой должен быть подложен железный лист, приготовлено ведро с водой и надеты предохранительные очки.

4) Следить за тем, чтобы в пьезометрах всегда находилась вода. Воду из пьезометров иногда выбивает, в особенности в пусковой период. Отсутствие воды на всасывающей линии вызовет подсос воздуха и сгорание части газа, а на газопроводе после газососа будет выходить газ в помещение и отравлять его.

5) Лучше всего, если загрузка топлива в газогенераторы производится с палубы, в противном случае помещение должно вентилироваться.

б) На стоянках.

1) При остановке двигателя, газ, содержащийся в газопроводе, должен быть стравлен в атмосферу.

2) При розжиге газогенератора естественной тягой, а также при поддержании горения топлива на стоянках продукты горения и газификации должны выпускаться из трубы на высоте, превышающей средний рост человека, считая от палубы.

3) Перезарядка скрубберов и тонких фильтров может производиться после отключения их от газогенератора и вентиляции от содержавшегося газа.

4) Ремонт газогенераторов может производиться только после их охлаждения и очистки от топлива.

5) В газогенераторах обратного процесса не открывать люк зольника, не открыв прежде крышку бункера.

6) После ночной стоянки газохода прежде, чем входить в машинное газогенераторное помещение, необходимо его провентилировать, включив вытяжную вентиляцию. Не вносить и не разводить открытый огонь.

ЛИТЕРАТУРА

1. Д. Б. Гинзбург. Газогенераторные установки, ч. I, ч. II. 1937 г.
2. Н. И. Никитин. Краткий очерк физических и химических свойств древесины. Сборник «Лесохимические производства», 1938 г.
3. Сборник статей по вопросам двигателей внутреннего сгорания. Изд. «Водный транспорт», 1940 г.
4. Горение углерода — опыт построения физико-химических основ процесса. Изд. Академии наук СССР, 1949 г.
5. А. Б. Генин. Расчет теплохимического процесса получения силового газа из древесины. Сборник статей «Перевод на газ мощных двигателей Дизеля», 1945 г.
6. А. Б. Генин. Метод расчета состава силового торфяного газа. Журн. «Торфяная промышленность», № 8, 1946 г.
7. Н. И. Жаворонков. Гидравлические основы скрубберного процесса и теплопередача в скрубберах. 1944 г.
8. З. А. Хандов. Работа судовых дизелей по газожидкостному циклу. Журн. «Речной транспорт», № 5, 1947 г.
9. З. А. Хандов. Судовые газогенераторные установки. Сборник статей «Современные силовые установки и устройства речных судов», Речиздат, 1948 г.
10. З. А. Хандов. Результаты испытания силовой установки газозлектрохода. Труды ЦНИИРФА, вып. I, 1949 г.
11. З. А. Хандов. Исследование рабочего процесса судового газового двигателя. Труды ЦНИИРФА, вып. II, 1949 г.
12. С. Е. Лебедев. Расчет газожидкостного процесса. Сборник статей «Перевод двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо». МВТУ, изд. Машгиз, 1946 г.
13. А. А. Попов. Современное состояние перевода на газ двигателей Дизеля. Сборник статей «Перевод на газ мощных двигателей Дизеля», изд. Наркомречфлота, 1945 г.
14. И. А. Пономарев. Судовые двигатели внутреннего сгорания, изд. «Морской транспорт», 1948 г.
15. Н. В. Петровский. О воспламенении рабочей смеси в газонефтяном дизеле. Сборник трудов ЛОНИТОВТА, 1948 г.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
-----------------------	---

Часть I.

СУДОВЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Глава I. Газогенераторные установки на речном транспорте

§ 1. Народнохозяйственное значение применения генераторного газа на речных судах	5
§ 2. Состояние и перспективы применения генераторного газа на речных судах	8
§ 3. Принципиальные схемы судовых газогенераторных установок	10
§ 4. Схемы действия газогенераторов	14

Глава II. Состав и свойства твердого топлива для газоходов

§ 5. Древесина как топливо	21
§ 6. Торф и торфяные брикеты	28
§ 7. Определение теплотемкости, механической прочности и термической стойкости минерального топлива	32
§ 8. Бурые угли и бурогольные брикеты	34
§ 9. Каменноугольный полукок и кокс	37
§ 10. Антрациты	39

Глава III. Основы теории и расчет газогенераторного процесса

§ 11. Химические и физические основы теории процесса газификации углерода твердого топлива	46
§ 12. Факторы, влияющие на интенсивность процесса газификации твердого топлива	55
§ 13. Расчет состава смешанного генераторного газа из антрацита и полукокса	64
§ 14. Физико-химические изменения древесного топлива и торфа при газификации и метод расчета состава силового газа	70
§ 15. Физико-химические изменения топлива и состава газа при горизонтальном процессе газификации	94
§ 16. Технические основы процесса газификации твердого топлива	96

Глава IV. Конструкция судовых газогенераторов

§ 17. Судовые газогенераторы прямого процесса для газоходов малой мощности	109
§ 18. Судовые газогенераторы прямого процесса для газоходов повышенной мощности	118
§ 19. Судовые газогенераторы обращенного процесса	129
§ 20. Расчет судового газогенератора повышенной мощности на антраците	146
§ 21. Классификация и расчет элементов конструкции транспортных газогенераторов обращенного процесса	156
§ 22. Расчет транспортного газогенератора на древесном топливе	160

Глава V. Охлаждение и очистка газа

§ 23. О скрубберном процессе	169
--	-----

§ 24. Скруббер как теплообменник	172
§ 25. Скруббер как абсорбер и очистка газа от сернистых соединений	176
§ 26. Конструкция судовых скрубберов	183
§ 27. Расчет скруббера как теплообменника	195
§ 28. Тонкая очистка газа от механических примесей и конструкция очистителей	201
§ 29. Газососы-очистители	209

Часть II.

СУДОВЫЕ ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава VI. Рабочий процесс двигателей, работающих на генераторном газе с воспламенением смеси электрической искрой

§ 30. Процессы зарядки и смесеобразования	218
§ 31. Процесс сжатия	221
§ 32. Процессы горения и расширения	227

Глава VII. Рабочий процесс двигателей, работающих на генераторном газе по газожидкостному циклу

§ 33. Процессы зарядки и смесеобразования	245
§ 34. Процесс сжатия	246
§ 35. Процессы горения	247
§ 36. Процесс расширения	259

Глава VIII. Мощность и коэффициенты полезного действия газовых двигателей

§ 37. Факторы, влияющие на мощность и экономичность газовых двигателей	261
§ 38. Причины уменьшения мощности двигателей при переводе их на генераторный газ и методы стабилизации мощности	272
Примеры расчета рабочего цикла газовых двигателей	278

Глава IX. Конструкции судовых газовых двигателей

§ 39. Органы смесеобразования	292
§ 40. Органы регулирования мощности двигателя	299
§ 41. Двигатели с принудительным воспламенением смеси (воспламенение смеси электрической искрой)	302
§ 42. Двигатели, работающие по газожидкостному циклу	315

Глава X. Применение природного газа в судовых установках

§ 43. Схема и технико-эксплуатационные показатели работы судовых двигателей на природном газе	345
---	-----

Часть III

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ГАЗОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

§ 44. Требования, предъявляемые к судовым газосиловым установкам	351
§ 45. Подготовка установки к пуску	353
§ 46. Пуск установки в ход	354
§ 47. Обслуживание установки во время работы	358
§ 48. Испытание газосиловых установок	363
§ 49. Основные положения по охране труда и технике безопасности при обслуживании газогенераторных установок	368
Литература	370

Замеченные опечатки

Страница	Строка	Напечатано	Следует читать
36	7 снизу	испарения	истириания
91	11 снизу	O _r	C _r
163	Табл. гр. 4	C ₂	O ₂
175	Табл. 50 заголовков	ккал/м °С	ккал/м ² °С

Зак. 561