

3 р. 10 к.



ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА
Ленинград, ул. Дзержинского, 10

789262
ЦНИДИИ

ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
И ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ
УСТАНОВКИ

34

МАШГИЗ • 1958

ГЛАВНИИПРОЕКТ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР
ЦЕНТРАЛЬНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ДИЗЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ
ЦНИДИ

ДВИГАТЕЛИ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
И ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ
УСТАНОВКИ

34

Под редакцией А. А. ФАДИНА



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
МОСКВА 1958. ЛЕНИНГРАД

В сборнике помещены работы ЦНИДИ, посвященные исследованию смены заряда в поршневых двигателях методом газового анализа и изучению особенностей работы газового двигателя ГЧ 18/22 при повышенных степенях сжатия.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников дизелестроения.

Редколлегия;

*А. А. Фадин (председатель), Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллеров,
А. А. Коробцов, М. И. Левин, М. Д. Никитин*

ЛЕНИНГРАДСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА

Редакция литературы по конструированию
и эксплуатации машин

Заведующий редакцией инж. *Ф. И. Фетисов*

О. Г. Кедрин

ИССЛЕДОВАНИЕ СМЕНЫ ЗАРЯДА ПРИ ПОМОЩИ АНАЛИЗА ГАЗА

В статье рассматриваются вопросы, связанные с исследованием смены заряда в поршневых двигателях методом газового анализа. Приводится описание нового приспособления для отбора увеличенной пробы газа и отмечаются некоторые особенности методики расчета и анализа.

Введение

В настоящее время результаты изучения процессов смены заряда в цилиндре двигателя методом стробоскопического отбора проб газа и его анализа не могут удовлетворять исследователей. Основной причиной этого является невысокая точность метода, которая позволяет получить лишь качественную картину изменения параметров продувки-наполнения в зависимости от режимов работы двигателя. Анализ проб газа, отобранных работающим по стробоскопическому принципу клапаном (порциями в $0,5-1,5 \text{ см}^3$), характеризует, как правило, местный состав газа. В то же время в расчетах по газовому анализу принимается, что состав проб соответствует среднему составу содержимого цилиндра. Возникающая вследствие этого ошибка усугубляется в результате неточного анализа малых содержаний компонентов, характерных для проб, отобранных в процессе сжатия.

При исследованиях газообмена двигателей с воспламенением от сжатия обычно принимают, что вся неполнота сгорания топлива в цилиндре выражается в виде свободного углерода — сажи.

Часто, однако, исследования должны проводиться на двигателях с еще недостаточно отработанным процессом сгорания, а также на двигателях, работающих в особых условиях и на специальных режимах, характеризующихся низкими значениями α и повышенными противодавлениями на выпуске. В этих случаях возникает необходимость в проведении более полных анализов газов, причем значительно усложняется обработка результатов испытаний.

Улучшение существующей методики стробоскопического отбора и анализа может быть достигнуто путем значительного увеличения

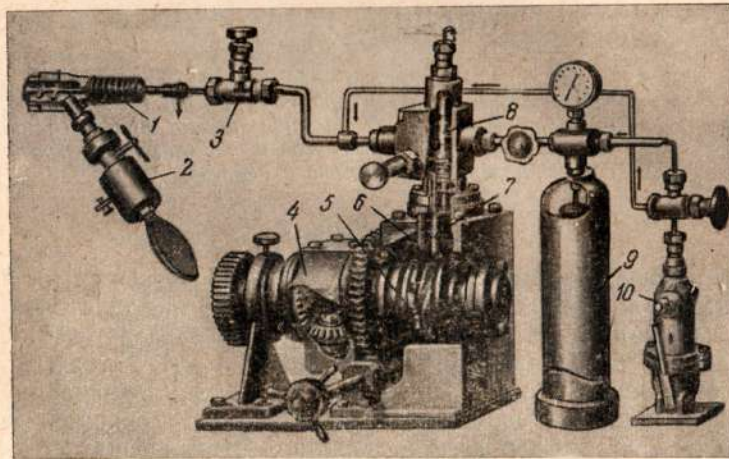
объема отбираемой пробы, применением более точных способов анализа и тщательной оценкой характера сгорания.

Ниже дается описание приспособления для отбора увеличенной пробы газа, приводятся некоторые замечания по обработке данных, основанных на результатах анализа газа, а также рассматриваются способы определения малых содержаний CO_2 и CO в пробе.

1. Газоотборочное приспособление

Методика получения большой пробы газа для последующего анализа существенно отличается от стробоскопического отбора.

Объем пробы должен быть максимально возможным, а сам отбор производится в течение одного из ряда последовательных циклов.



Фиг. 1. Приспособление для отбора газа:

1 — газоотборочный клапан; 2 — приемник газа; 3 — вентиль; 4 — привод кулачка; 5 — винтовой кулачок привода; 6 — пусковой штифт; 7 — толкатель; 8 — управляющий золотник; 9 — аккумулятор высокого давления; 10 — плунжерный насос.

Принципиально новым является способ «улавливания» газа, выходящего из цилиндра, так как обычно применяющийся перепуск газа в аспиратор непригоден для большой пробы.

Газоотборочное приспособление, описание которого приводится ниже, предназначено для отбора увеличенной пробы газа из цилиндра двигателя в период сжатия или расширения при исследовании продувки различных типов двух- и четырехтактных двигателей.

Приспособление (фиг. 1) состоит: из газоотборочного клапана 1, привода кулачка 4, управляющего золотника 8, аккумулятора высокого давления 9, плунжерного насоса 10 и трубок высокого давления, соединяющих отдельные узлы привода.

Корпус газоотборочного клапана ввертывается в одно из отверстий камеры сгорания двигателя. Однократное открытие клапана происходит под действием давления жидкости (обычно дизельного

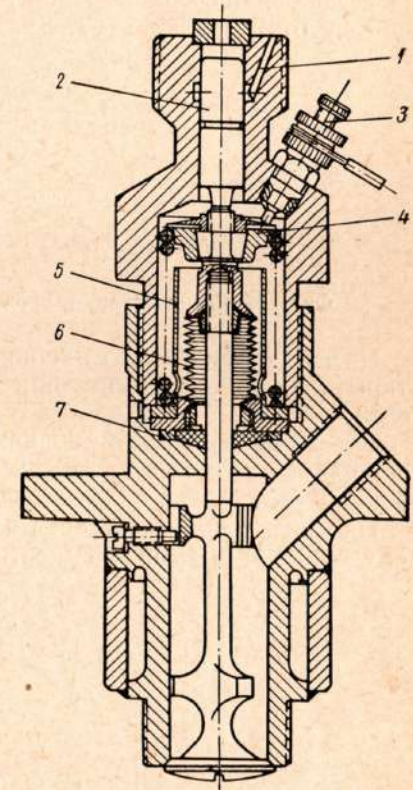
топлива), которое создается в аккумуляторе давления при ручной подкачке плунжерным насосом. Продолжительность и начало открытия клапана определяются перепуском рабочей жидкости из аккумулятора через кольцевую проточку управляющего золотника. Последний совершает однократное возвратно-поступательное движение при воздействии на него толкателя 7 винтового кулачка 5 привода. Набегание кулачка на толкатель происходит только после включения от руки пускового штифта 6. Кулачок в свою очередь приводит в движение через дифференциальную передачу от коленчатого или кулачкового вала двигателя. Дифференциальный механизм привода служит для установки момента открытия клапана в любой точке линии сжатия и расширения при работе двигателя.

Приемником для газа, выходящего из цилиндра при открытии клапана, служит специальный баллон, из которого перед отбором пробы откачивается воздух. Приемник 2 состоит из металлического баллона и эластичной резиновой камеры. В металлическом баллоне «гасится» кинетическая энергия струи выходящего газа, и тем самым эластичная камера предохраняется от разрыва. Из баллона проба перепускается в аспиратор для последующего анализа.

Необходимым условием четкой работы клапана является полное удаление воздуха из соединительных трубок привода. Для этого служит вентиль 3, который открывается при заполнении и прокачке трубок.

Устройство газоотборочного клапана показано на фиг. 2.

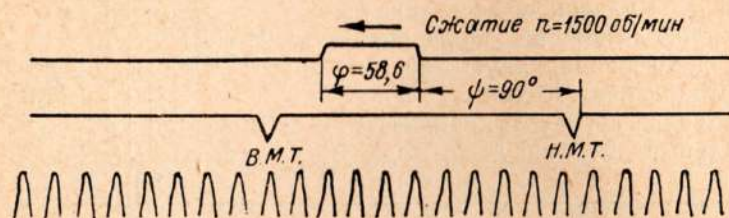
Уплотнение полости клапана достигается с помощью эластичного сильфона 6. Бурты сильфона зажаты между гайками, верхние из которых накручены на конец штока клапана. Прокладки 7 между двумя половинами корпуса устраняют возможность проникновения воздуха снаружи вдоль штока клапана. Тонкостенная стальная втулка 5 предохраняет сильфон от повреждения пружиной и одновременно служит ограничителем хода клапана, когда тарелка 4 доходит до торца втулки. Плунжер 2 клапана, передающий давление



Фиг. 2. Газоотборочный клапан:

1 — косые сверления корпуса; 2 — плунжер; 3 — контактный винт; 4 — тарелка; 5 — стальная втулка; 6 — сильфон; 7 — прокладки.

рабочей жидкости в трубопроводе на шток клапана, в нижнем своем положении открывает доступ жидкости в косые сверления 1 корпуса, вследствие чего происходит сброс давления в трубопроводе. Дальнейшая разгрузка трубопровода, необходимая для беспрепятственной посадки клапана на седло, обеспечивается перепуском топлива наружу в самом управляющем золотнике (фиг. 1). Начало подъема и посадки клапана могут фиксироваться на пленке осциллографа, подключенного к контактному винту 3 (фиг. 2), изолированному от массы корпуса.

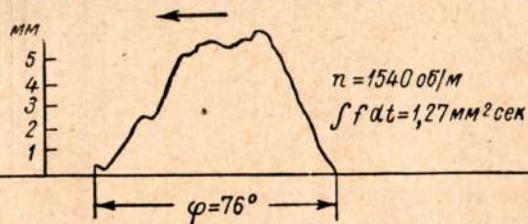


Фиг. 3. Осциллограмма продолжительности открытия клапана.

На фиг. 3 приведена типичная осциллограмма продолжительности открытия клапана, снятая при отборе пробы на одном из двигателей.

Объем проб газа, отобранных клапаном диаметром в 23 мм, составляет в среднем 600—250 см³ соответственно при 500—1500 об/мин.

На фиг. 4 показана одна из осциллограмм подъема клапана, полученная с помощью емкостного датчика для больших переме-



Фиг. 4. Осциллограмма «время—сечение» открытия клапана.

щений. При осциллографировании на газоотборном приспособлении был применен трубопровод клапана длиной около 2 м. Практически это представляет интерес при экспериментировании на двигателях, на которых привод не может быть установлен близко от клапана.

Осциллограммы показывают, что подъем и посадка клапана совершаются с большими скоростями. Волнистость верхней части диаграммы подъема клапана обнаруживает существование колебаний клапана, которые, однако, сравнительно мало отражаются на величине общего «время—сечения» открытия клапана.

Проведенные испытания приспособления для отбора большой пробы газа свидетельствуют о надежности его конструкции.

2. Обработка данных анализа и определение малых содержаний компонентов пробы

При определении коэффициентов, характеризующих сгорание и газообмен в двигателях по составу газов, принимаются различные предположения о неполноте сгорания топлива [1, 2, 3].

Затруднительность проведения полных анализов, а также сложность последующих расчетов вынуждают принимать упрощающие допущения относительно неполноты сгорания. Выбор этих допущений при исследовании двигателей находится в тесной связи с теми задачами, которые ставятся в исследовании. Применительно к газам, отбираемым из выпускного коллектора или цилиндра в процессе расширения, могут быть приняты одни допущения, к газам, взятым из цилиндра в процессе сжатия, — другие.

В общем случае сухие продукты горения характеризуются присутствием CO₂, CO, C, CH₄, C_nH_mO_r, H₂, N₂, O₂. Кроме того, если жидкое топливо содержит серу и азот, то продукты горения дополнительно будут включать SO₂ и N₂.

В жидких топливах, употребляемых в настоящее время для быстроходных и средней быстроходности дизелей (ГОСТ 305—42, 4749—49, 1661—51), содержание серы не превышает 0,2%, а в топливах для тихоходных двигателей (моторные топлива ДТ-1, ДТ-2, ДТ-3, ГОСТ 1667—51) содержание ее — не более 0,5%. При таких содержаниях серы присутствием SO₂ в газах вполне можно пренебречь, так как практически это не вносит погрешности в подсчеты. Образовавшееся небольшое количество SO₂ при газовом анализе интенсивно поглощается водой и едким кали, и суммарное содержание SO₂ и CO₂ обычно может быть принято как содержание только CO₂. В топливах, вырабатываемых промышленностью из сернистых нефтей, содержание серы (по ГОСТ) может достигать 1,9%, а в топливах для тихоходных дизелей — до 2,5%. Пренебрежение столь значительным количеством серы уже недопустимо. Содержание окислов серы должно определяться газовым анализом и учитываться соответствующими формулами для установления неполноты сгорания.

Рядом научно-исследовательских работ по анализу выпускных газов двигателей установлено, что неполнота сгорания углерода сопровождается и неполнотой горения водорода. Зависимость между объемным содержанием H₂ и CO оказывается близкой к линейной, с коэффициентом пропорциональности в среднем около 0,5. Объемное содержание метана CH₄ по отношению ко всему объему сухих продуктов сгорания было определено независимым от коэффициента избытка воздуха. В исследованиях [4, 5] указывается, что при работе двигателей на бензинах, а также на дизельных топливах с отношением $\frac{H}{C} \cong 0,170 \div 0,183$, содержание CH₄ в газах имело почти неизменное значение, составлявшее около 0,20% по объему. Найденные экспериментальные соотношения хорошо согласуются с расчетами, но требуют дополнительной проверки при других

соотношения водорода и углерода в топливах. Небольшие колебания отношения $\frac{H}{C}$ в применяемых дизельных топливах при наличии определенной зависимости между H_2 и CO избавляют от необходимости выполнения полных анализов. Кроме того, представляется возможным ориентировочно оценить погрешность, вносимую в расчеты, когда содержание H_2 и CH_4 в газе не учитывается.

Точные опыты по определению состава выпускных газов и топлива обнаруживают, что между продуктами сгорания и топливом, из которого образовались эти продукты, нет полного соответствия.

Отношение $\frac{H}{C}$ в процессе горения, вследствие потерь части углерода или водорода, нарушается. Потери в виде сажи или альдегидов непосредственно газовым анализом не определяются, но могут быть найдены последующими расчетами. Пренебрегая присутствием в продуктах сгорания окислов серы и углеводородными соединениями типа C_2H_2 , C_2H_4 , количество которых практически ничтожно, на основании стехиометрических соотношений можно найти зависимость между характеристикой топлива и характеристикой продуктов сгорания.

Обозначая через « χ » характеристику продуктов сгорания и сохраняя обычную индексацию, будем иметь

$$\chi = \frac{N_2 - 0,79 + 0,395 \left[CO + 3H_2 + 4CH_4 + \left(2 - r + \frac{m}{2} \right) C_nH_mO_r \right]}{CO_2 + CO + CH_4 + n \cdot C_nH_mO_r}$$

Тогда, как известно, характеристика топлива будет

$$\beta_T = \chi (1 + \varphi_c).$$

Последнее выражение можно использовать для определения присутствия свободного углерода в продуктах сгорания.

Равенство $\beta_T = \chi$ указывает на отсутствие сажи в продуктах сгорания, позволяет установить аналитические связи между количеством различных составляющих в продуктах сгорания и определить любую из них, если известны все остальные.

Выражения, позволяющие определить коэффициент избытка воздуха α , долю несгоревшего углерода и т. д., выведенные в предположении содержания кислорода и азота в воздухе соответственно равными 21% и 79% по объему, становятся недействительными при другом их содержании. В практике испытаний известны случаи, когда при заборе двигателем воздуха из машинного помещения и засорении воздуха выпускными газами содержание кислорода оказывалось на 0,1—0,3% ниже стандартного. Возможны и обратные случаи, когда приходится иметь дело с воздухом, переобогащенным кислородом.

Характеристика топлива:

$$\beta_T = \frac{3 \cdot 0,79}{C} \left(H + \frac{S - O}{8} \right),$$

включающая множитель 0,79, в этих случаях должна быть заменена характеристикой, не зависящей от содержания кислорода. За характеристику топлива удобно принять выражение

$$\vartheta = \frac{3}{C} \left(H + \frac{S - O}{8} \right)$$

или

$$(1 + \vartheta) = \delta,$$

поскольку здесь существует зависимость исключительно от состава топлива.

Если через K обозначить объемное содержание кислорода в воздухе, то, как известно, теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания одного кг топлива можно представить в виде выражения

$$L_0 = \frac{C}{12K} (1 + \vartheta);$$

и, следовательно, действительное количество воздуха для сгорания

$$\alpha L_0 = \frac{\alpha C}{12K} (1 + \vartheta).$$

Содержание азота в воздухе и выпускном газе (поскольку содержанием азота в топливе можно пренебречь) определится из выражения

$$\frac{(1 - K) \alpha C}{12K} (1 + \vartheta).$$

Учитывая малую вероятность появления в сухих продуктах сгорания дизелей больших количеств газов, кроме CO_2 , CO , O_2 , N_2 , предполагают, что из трех элементарных составляющих топлива C , H и O водород топлива сгорает полностью в H_2O , а углерод может находиться в следующих соединениях: а) полностью сгорать в CO_2 ; б) частично сгорать в CO_2 и выделяться в виде сажи; в) сгорать в CO_2 и CO ; 4) сгорать в CO_2 и CO с одновременным выделением сажи. Более близким к действительности в двухтактных двигателях следует считать процесс сгорания, соответствующий последнему случаю. При неполном сгорании, предполагая, что доля углерода, сгорающая в CO , равна нулю, значения α получаются наименьшими; α , вычисленные в предположении сгорания углерода в CO_2 и CO без выделения сажи дают наибольшие значения. В более общем случае сгорания (в CO_2 , CO и сажу) значения α будут лежать между этими крайними значениями.

Вычисление α по результатам газового анализа, при неполноте сгорания в виде CO и сажи, производится по известной формуле С. Е. Лебедева:

$$\alpha = \frac{0,21 \vartheta N_2}{(1 + \vartheta) (N_2 - 0,79 + 0,395 CO)}$$

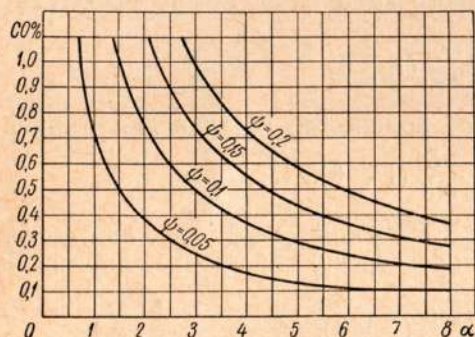
На фиг. 5 представлена зависимость коэффициента избытка воздуха α от CO при различной неполноте сгорания φ в виде окиси углерода. Здесь φ означает долю углерода, сгоревшую в окись углерода.

Как видно из графика, при достаточно хорошем сгорании приходится определять очень небольшие количества СО. Если, согласно принятой предпосылке, неполнота сгорания выражается только в СО, а в действительности имеет место сажеобразование, то доля содержания СО будет еще меньше, чем это следует из расчета, а значение α выше истинного. Погрешность в определении СО значительно сказывается на величине коэффициента избытка воздуха.

Определение коэффициента остаточных газов γ_2 требует отбора и анализа пробы на линии сжатия и расширения и поэтому представляет наибольшую сложность.

Влияние изменения γ_2 на коэффициент наполнения и в целом на протекание процесса в двигателе, резко возрастает с уменьшением α и ростом противодавления на выпуске.

Независимо от принятого предположения о характере сгорания, для определения γ_2 целесообразно использовать зависимость между γ_2 и CO_2 , установленную Е. К. Мазингом. При газовом анализе продукты сгорания не содержат водяного пара, поэтому количество сухих продуктов



Фиг. 5. Зависимость содержания СО в пробе от α при различной неполноте сгорания углеорода.

Количество водяного пара W и образующегося при несовершенном сгорании водорода получается меньше, чем при полном, так как часть водорода затрачивается на образование H_2 , CH_4 , $C_nH_mO_r$.

Для распространенного случая несовершенного сгорания топлива только в виде СО и сажи будем иметь

$$W = 0,5H;$$

$$M_{га} = \alpha L_0 + \frac{0,79\alpha L_0}{2N_2} \cdot CO + \frac{H}{2} + \frac{O}{32} \cdot \alpha L_0 \left(1 + \frac{0,79CO}{2N_2} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \right).$$

Выражение в скобках представляет коэффициент молекулярного изменения μ_0 . Поэтому $M_{га} = \alpha L_0 \mu_0$.

Используя выражение для W и $M_{га}$, получим известную формулу Е. К. Мазинга для определения коэффициента остаточных газов:

$$\frac{CO_2^c}{CO_2^c - CO_2^c} = \gamma_r \left(1 - \frac{0,5H}{\alpha L_0 \mu_0} \right).$$

Сложность проведения полных анализов газов, как уже упоминалось, служит одной из причин принятия упрощающих допущений

о характере и неполноте сгорания топлива. Выражение неполноты сгорания только в виде окиси углерода и сажи не избавляет от необходимости определения СО при помощи химического анализа.

Наиболее распространенными способами определения содержания окиси углерода следует считать: а) предварительное окисление СО до CO_2 и последующее определение CO_2 в надежных реактивах и б) поглощение окиси углерода аммиачным раствором однохлористой меди или — лучше — суспензией закиси меди в концентрированной серной кислоте с бета-нафтолом.

При анализах СО в количествах приблизительно 0,1—0,5% хорошие результаты дает кондуктометрический способ, основанный на изменении электропроводности реактива при поглощении им определяемого компонента. При исследовании двигателей этот способ анализа, однако, неудобен из-за сложности прибора, необходимости иметь большие пробы газа и невозможности одновременно определять содержание кислорода в пробе.

Эффективным окислителем СО является пятиокись иода. Реакция окисления $J_2O_5 + 5CO \rightarrow 5CO_2 + J_2$ с хорошо обезвоженной пятиокисью иода происходит при температуре 110—120° С.

Обработанная серной кислотой порошкообразная пятиокись иода позволяет производить окисление СО при значительно более низкой температуре в течение непродолжительного времени. Процесс окисления не вызывает изменения объема газа, поэтому объемное содержание СО определяется поглощением образовавшегося CO_2 раствором едкого кали.

В последнее время для дожигания окиси углерода начинают применять платиновые или палладиевые катализаторы с активной поверхностью, изготовленные на керамической основе. Преимущество таких специально обработанных катализаторов заключается в низкой температуре окисления газов над ними и достаточно полном поглощении окиси углерода.

Небольшие содержания образовавшегося CO_2 (до 1%) во всех случаях удобно определять титрованием барита соляной кислотой.

Одним из наиболее совершенных методов анализа многокомпонентных смесей является масс-спектральный анализ, который при специальной тарировке позволяет свести относительные ошибки определения до 1%. В то же время установка для масс-спектрального анализа очень сложна, требует высокой специализации, имеет большие габариты и поэтому в настоящее время применима в основном в лабораторных условиях.

Упомянутыми выше способами определения малых содержаний СО и CO_2 по существу ограничиваются употребляемые методы анализа пробы при испытаниях двигателей.

Опробование различных способов анализа в процессе проведения экспериментов на двигателях, а также опыт других исследований указывают на то, что определение СО в многокомпонентных смесях остается еще слабым местом в анализе.

Предпочтение следует отдать методу дожигания СО над платиновым катализатором с последующим определением образовавшегося

СО₂ титрованием барита соляной кислотой. В этом случае простая титрометрическая установка используется одновременно для определения СО₂ в «бедных» смесях газов, отобранных из цилиндра двигателя в процессе сжатия. Титрование позволяет значительно уменьшить погрешность в определяемых по газовому анализу значениях коэффициентов остаточных газов.

Заклучение

Газовый анализ до последнего времени остается практически единственным экспериментальным методом, который позволяет более полно определить комплекс величин, характеризующих процесс смены заряда в двигателях.

Недостаточная точность результатов экспериментов, вызванная отбором «местной» пробы и неточным химическим анализом, может быть значительно повышена.

Отбор увеличенной по объему одноразовой пробы удобно производить универсальным приспособлением, подобным описанному.

Для химического анализа целесообразно использовать газоанализатор ВТИ2 в соединении с установкой для титрования.

Методика отбора большой пробы и последующий уточненный анализ могут применяться для исследования газообмена существующих двух- и четырехтактных двигателей, а также при доводке новых образцов двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев С. Е., Применение газового анализа при испытании двигателей внутреннего сгорания, КрМММИ им. Н. Э. Баумана, М., 1938.
2. Мазинг Е. К., Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания, НТИ, М — Л, 1937.
3. Орлин А. С., Калиш Г. Г. и др., Двигатели внутреннего сгорания, т. I, Машгиз, М., 1951.
4. D'Alleva V. A. and Lovell W. G., Relation of exhaust gas composition to air-fuel ratio, «SAE»-Journal, March, 1936.
5. Gerrisch H. C. and Tessmann A. M., Relation of hydrogen and methane to carbon-monoxide in exhaust-gases from internal combustion engines, NASA-Report, № 476.

М. Е. Нижник

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ СТЕПЕНЯХ СЖАТИЯ

В статье приведены результаты испытаний опытного отсека двигателя ГЧ 18/22 с искровым зажиганием на генераторном газе при степенях сжатия 10 ÷ 14,5.

Описаны характеристики и особенности работы двигателя при повышенных степенях сжатия.

Введение

Быстрый рост добычи в Советском Союзе природного, попутного и других газов в сочетании с широким размахом строительства газопроводов создают перспективу широкого внедрения в народное хозяйство газовых двигателей.

Применение газовых двигателей в различных отраслях народного хозяйства страны имеет большое значение для экономии жидкого топлива. Кроме того, некоторые сорта газообразного топлива, при использовании их в двигателях, по своим свойствам не уступают жидким.

Выпускаемые отечественной дизелестроительной промышленностью газовые двигатели по основным показателям (мощности и экономичности) отстают от показателей дизелей, а также технически более совершенных образцов газовых двигателей, применяемых за рубежом.

Улучшение этих показателей, учитывая современные достижения мировой техники в данной области, является неотложной задачей. Она не может быть успешно решена без проведения научно-исследовательских работ по изучению и определению рациональных методов улучшения рабочего процесса газового двигателя.

Одним из возможных методов увеличения мощности и экономичности газового двигателя с искровым зажиганием является повышение степени сжатия. В табл. 1 приводятся степени сжатия для некоторых газовых стационарных двигателей и газомотокомпрессоров и их основные параметры.

Из таблицы видно, что двигатели с низкими степенями сжатия имеют большой удельный расход тепла и сравнительно низкие значения среднего эффективного давления. Двигатели с повышенными

степенями сжатия имеют среднее эффективное давление и удельный расход тепла, не уступающий значениям этих параметров дизелей.

Таблица 1

Основные параметры стационарных газовых двигателей с искровым зажиганием

Марка двигателя	Размерность в мм	Степень сжатия	Мощность в э. л. с.	Число оборотов в об/мин.	Средне-эффективное давление в кг/см ²	Удельный расход газа в ккал	Газообразное топливо и его теплотворность в ккал/м ³
						э. л. с.-час	
4ГЧ 42,5/60	425×600	7	480	250	5,1	2600	Природный 8500
10ГК-1*	355×356	4,7	1000	300	4,26	2700	Природный 8500
8ГК-3	285×318,13	5,6	300	350	4,0	2900	Природный 8500—9000
4ГЧ 18/26	180×260	9,2	90	750	4,1	2500	
Вортингтон ДР-5	336,35×444,7	12	550	450	5,6	—	Генераторный 1100
Вортингтон ДР-5 с наддувом	336,35×44,7	12	825	450	8,4	1650	Природный
Националь МЧ А4	152,4×216	Дизельная	110	1000	6,33	1700	То же
Купер-Бессемер LSV-16-5G	393,7×559	Высокого сжатия	3700	327	9,35	1600	"
Фербенкс Морзе* 38DS 8 ¹ / ₈	206,37×254	Дизельная	1200	900	5,9	—	"

* Двигатели двухтактные

Значение повышенных степеней сжатия не исчерпывается ростом мощности и экономичности газового двигателя.

Применение степеней сжатия, равных или близких дизельным, позволяет провести более полную унификацию газовых двигателей и дизелей, чем это возможно при низких значениях ϵ . Как известно, применение в газовом двигателе степени сжатия в пределах $5 \div 9$ при переводе дизеля на газ требует значительного увеличения камеры сжатия. Обычно это приводит к изменению конструкции поршня, крышки цилиндра и некоторых других деталей, не связанных с установкой на двигатель специальных узлов топливоподачи и электрооборудования.

Освоение повышенных степеней сжатия в газовом двигателе дает возможность осуществить перевод дизелей на газ с минимальными переделками, в основном относящимися к переоборудованию специальных узлов топливоподачи, регулирования и зажигания. Это особенно важно для быстрой организации на дизелестроительных заводах производства газовых двигателей с искровым зажиганием наряду с дизелями, а также для перевода дизелей, находящихся в эксплуатации, на газ.

Несмотря на большие потенциальные возможности улучшения конструкции и параметров газовых двигателей за счет применения повышенных степеней сжатия, этому вопросу у нас не уделялось достаточного внимания.

В этой области среди выполненных следует отметить работу З. И. Хандова [1], содержащую некоторые данные о влиянии степени сжатия на рабочий процесс газового двигателя с искровым зажиганием, и работу М. Г. Маханько [2], в которой приведен экспериментальный материал по применению комбинированного зажигания газового двигателя, работающего на генераторном газе с $\epsilon = 14$. Работа двигателя при данной степени сжатия осуществлялась с искровым зажиганием на малых нагрузках $\sim 70\%$ от номинальной ($P_e = 3,8 \text{ кг/см}^2$), а на повышенной и номинальной нагрузках — по газожидкостному циклу.

В периодической литературе по газовым двигателям содержатся рекомендации степени сжатия для газовых двигателей с искровым зажиганием $\epsilon = 9 \div 11$. Однако эти рекомендации не подкрепляются всесторонне проверенными экспериментальными данными об особенностях работы газового двигателя и его специальных узлов при повышенном сжатии, а также данными количественных преимуществ в отношении мощности и экономичности при указанных степенях сжатия.

В учебной и периодической литературе в основном преобладают данные о степени сжатия для газовых двигателей с искровым зажиганием $5 \div 9$.

Л. К. Коллеров [3] приводит значения допустимых степеней сжатия для газовых двигателей с искровым зажиганием $10 \div 12$.

В иностранной периодической литературе по двигателям внутреннего сгорания также содержатся данные о применении газовых двигателей со степенями сжатия $10 \div 12$.

Учитывая приведенные соображения, в ЦНИДИ были начаты работы по выявлению возможности увеличения мощности и экономичности газового двигателя с искровым зажиганием за счет повышения степени сжатия в сочетании с различными формами камеры сгорания на разных газах.

Ниже приводятся результаты испытаний двигателя при работе на генераторном газе¹ со степенями сжатия $10 \div 14,5$. Испытания проводились на четырехтактном одноцилиндровом отсеке дизеля

¹ Опыты будут продолжены на сланцевом, пропано-бутановом и природном газах.

Ч 18/22, переоборудованном для работы на генераторном газе с искровым зажиганием.

Особенностью конструкции двигателя является применение поршня с камерой, размещенной в его головке.

Такая конструкция поршня принята для выявления особенностей работы газового двигателя с камерой сжатия полуразделенного типа, а также для унификации его с дизелем.

В двигателе предусмотрена возможность изменения степени сжатия. Расположение клапанов — верхнее. Подвод смеси и выпуск отработавших газов осуществлен с противоположных сторон крышки цилиндра.

Переоборудование двигателя на газообразное топливо выполнено следующим образом.

1. Топливная аппаратура дизеля заменена системой зажигания, состоящей из магнето М-55 и свечи АС-170. Свеча расположена в центре крышки цилиндра на месте форсунки.

2. Установлен газовый смеситель с регулирующими дроссельными заслонками на смесь, газ и воздух.

3. Установлен трубчатый холодильник для охлаждения присадочных выхлопных газов, которые применялись для устранения детонации.

Генераторный газ при испытаниях имел следующий средний состав:

CO_2 — 10,45%; C_nH_m — 0%; O_2 — 0,75%; CO — 20,0%;
 H_2 — 19,2%; CH_4 — 0,85%; N_2 — 48,75%;
 $Q_n = 1167$ ккал/нм³.

Теплотворность генераторного газа в процессе опыта изменялась в пределах $Q_n = 1100 \div 1200$ ккал/нм³.

Параметры дизельного отсека:

номинальная мощность	25 э. л. с.
число оборотов	750 об/мин.
удельный расход дизельного топлива	165÷170 г/э. л. с.-час
среднее эффективное давление	5,4 кг/см ²
температура выпускных газов	400°С
максимальное давление сгорания	62—65 кг/см ²
степень сжатия	14,5

Число оборотов и основные размеры дизеля при переводе его на газ были сохранены, остальные параметры предстояло определить при испытании.

Необходимо отметить, что проектная мощность для газогенераторного отсека двигателя при $\epsilon = 9$ была задана в 20 э. л. с. при $n = 750$ об/мин.

Исследования работы двигателя велись при степенях сжатия 14,5; 13; 11,6; 10. Параметры рабочего процесса определялись из индикаторных диаграмм, которые снимались пневмоэлектрическим индикатором «Фарнборо».

— Перед снятием характеристик двигатель на установленной степени сжатия регулировался по катодному осциллографу с пьезокварцевым датчиком посредством визуального наблюдения формы индикаторной диаграммы и замера максимальных давлений сгорания по тарировочным шкалам.

По углу опережения зажигания и по составу смеси при каждой степени сжатия строились зависимости основных параметров двигателя и рабочего процесса, по которым определялись оптимальные значения угла опережения зажигания и коэффициента избытка воздуха.

Результаты испытаний

Результаты испытаний двигателя при повышенных степенях сжатия 10 ÷ 14,5 отражены в приведенных ниже регулировочных характеристиках по углу опережения зажигания и составу смеси, а также в таблицах, характеризующих параметры двигателя при различных степенях сжатия.

Характеристики по углу опережения зажигания. Анализ снятых при степенях сжатия 14,5; 13; 11,6; 10 регулировочных характеристик по углу опережения зажигания (фиг. 1, 2, 3, 4) позволяет отметить следующие их особенности.

1. Узкий диапазон изменения угла опережения зажигания для всех степеней сжатия, увеличение которого ограничивается возникновением детонации при степенях сжатия 14,5; 13; и 11,6 и ростом P_z при степени сжатия 10. Нижний предел опережения зажигания $\theta = 13^\circ$ до ВМТ при степени сжатия 10 был ограничен неустойчивой работой двигателя из-за пропусков вспышек и появления обратных «хлопков».

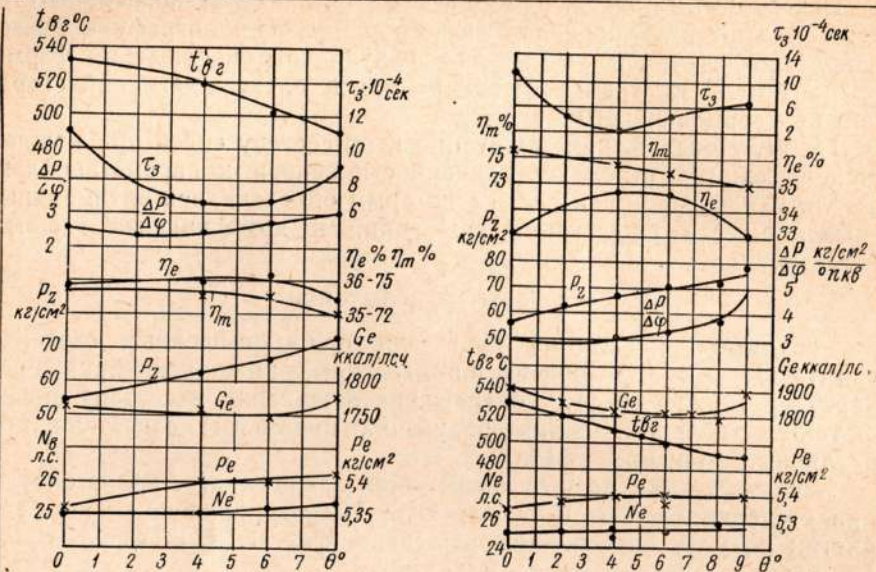
2. Сравнительно малое изменение параметров N_e , P_e , g_e , η_e во всем диапазоне изменения опережения зажигания при всех степенях сжатия, вследствие чего определяющими наивыгоднейший угол опережения зажигания приняты допустимые максимальные давления сгорания P_z и температура выхлопных газов $t_{g.z.}$, которые выбираются, исходя из допустимых на двигателях механических и термических нагрузок.

3. Уменьшение угла опережения зажигания при повышении степени сжатия.

В табл. 2 приведены, принятые за наивыгоднейшие, значения опережения зажигания при степенях сжатия 14,5; 13; 11,6; 10 и соответствующие им параметры двигателя и рабочего процесса. В данной таблице через ϕ обозначен интервал изменения угла опережения зажигания по характеристике.

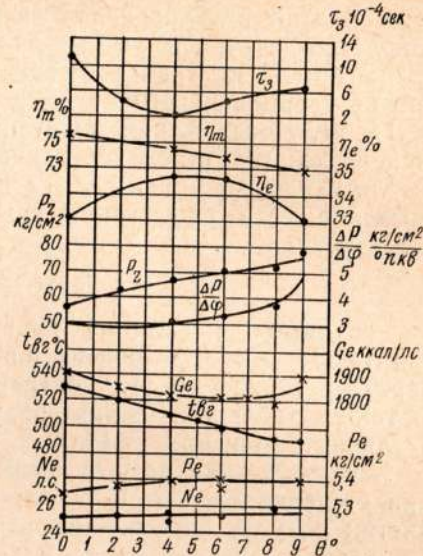
Из таблицы видно, что при снижении степени сжатия угол опережения зажигания приходится увеличивать. Несколько большее опережение зажигания при степени сжатия 14,5, чем при $\epsilon = 13$, объясняется более пологим ростом P_z при работе двигателя с присадкой охлажденных выхлопных газов к генераторному газу.

Увеличение угла опережения зажигания желательно при всех ϵ . Это ведет к снижению температуры выхлопных газов, т. е.



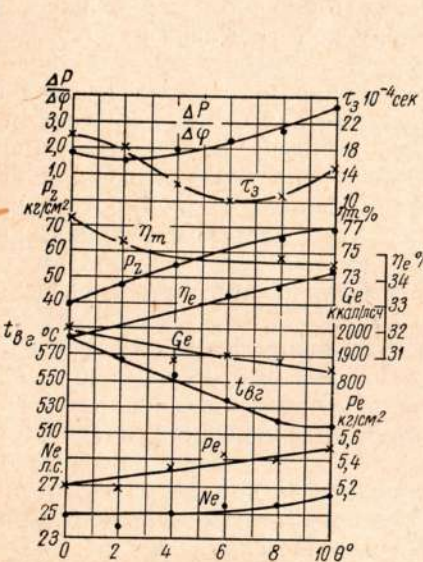
Фиг. 1. Характеристика по углу опережения зажигания:

$\epsilon = 14,5$; $n = 750$ об/мин.; $Q_H = 1200$ ккал/лм³; $\alpha = 1,17 \div 1,18$; (с присадкой выпускных газов).



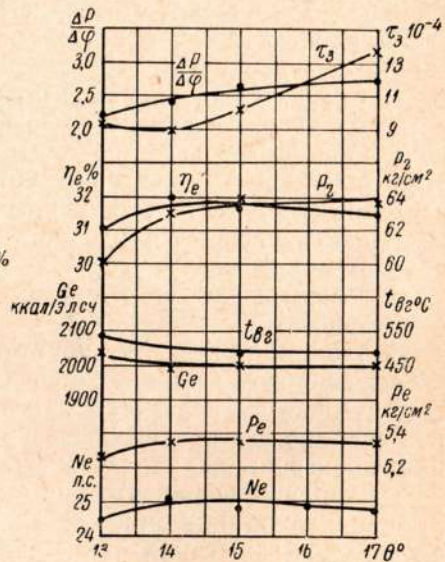
Фиг. 2. Характеристика по углу опережения зажигания:

$\epsilon = 13$; $n = 750$ об/мин.; $Q_H = 1240$ ккал; $\alpha = 1,42 \div 1,5$.



Фиг. 3. Характеристика по углу опережения зажигания:

$\epsilon = 11,6$; $n = 750$ об/мин.; $Q_H = 1150$ ккал/лм³ (средняя за опыт); $\alpha = 1,36 \div 1,45$.



Фиг. 4. Характеристика по углу опережения зажигания:

$\epsilon = 10$; $n = 750$ об/мин.; $Q_H = 1100 \div 1200$ ккал/лм³; $\alpha = 1,1 \div 1,2$.

к более полному использованию тепла от сгорания топлива в цилиндре.

Характерной особенностью работы двигателя при повышенных степенях сжатия является малое опережение зажигания ($4,5 \div 15^\circ$ до ВМТ) по сравнению с применяемым на газогенераторных двигателях с пониженными значениями степени сжатия. Экономичность двигателя с уменьшением ϵ , по данным табл. 2, снижается с 1750 ккал/э. л. с.-час при $\epsilon = 14,5$ до 2000 ккал/э. л. с.-час при $\epsilon = 10$, т. е. на 14,3%.

Таблица 2

Изменение параметров двигателя при различных степенях сжатия в зависимости от угла опережения зажигания

ϵ	φ°	θ°	N_e	P_e	$t_{в.г}$	G_e	η_e	η_m	P_z	$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$	$\tau_3 \cdot 10^{-4}$	α	Примечание
—	до ВМТ	до ВМТ	э. л. с.	кг/см²	°С	кг/л. с.-час	%	%	кг/см²	кг/см²	сек.	—	
14,5	0 ÷ 8	6	25,2	5,4	500	1750	36,0	73,0	66	2,7	6,7	1,2	С присадкой выпускных газов
13,0	0 ÷ 9	4,5	25,3	5,43	510	1820	34,7	73,5	67	2,9	2,4	1,6	
11,6	0 ÷ 10	7,5	25,2	5,4	520	1880	33,6	74,2	65	2,7	10,2	1,35	
10	13 ÷ 17	14	25,0	5,35	525	2000	31,8	75,6	63	2,3	9,0	1,2	

Характеристики по составу смеси. Регулировочные характеристики по составу смеси при работе двигателя при степенях сжатия 14,5; 13; 11,6; 10, приведенные на фиг. 5, 6, 7, 8, представляют интерес с точки зрения определения условий наиболее рационального использования газообразного топлива в двигателе.

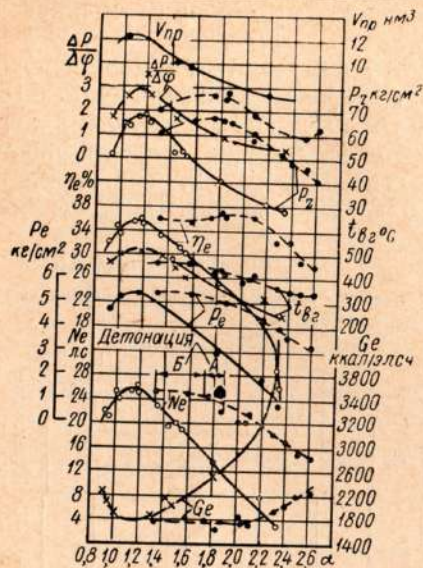
Исходя из анализа этих характеристик, работа двигателя при переменных коэффициентах избытка воздуха и повышенных степенях сжатия характеризуется следующими особенностями:

1. Возникновением детонационного сгорания в цилиндре двигателя при обогащении смеси при степенях сжатия 14,5 и 13.

На фиг. 5 и 6 изображена зависимость мощности от α и указаны границы А и Б возникновения детонационных стуков при работе двигателя без присадки продуктов сгорания.

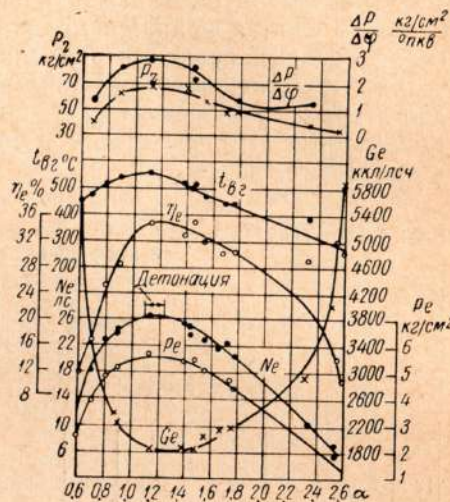
При степени сжатия 14,5 явление детонации наблюдается при $\alpha = 1,8 \div 1,9$, а при степени сжатия 13 — при $\alpha = 1,1 \div 1,2$, т. е. при большем обогащении смеси. Это свидетельствует о том, что скорости распространения фронта пламени и температурные пределы воспламенения смеси, обуславливающие явление детонации, при разных степенях сжатия возникают при различном составе смеси.

Возникновение и развитие детонации, наблюдаемое по экрану катодного осциллографа при степени сжатия 14,5, происходит примерно в нижеописанном порядке.



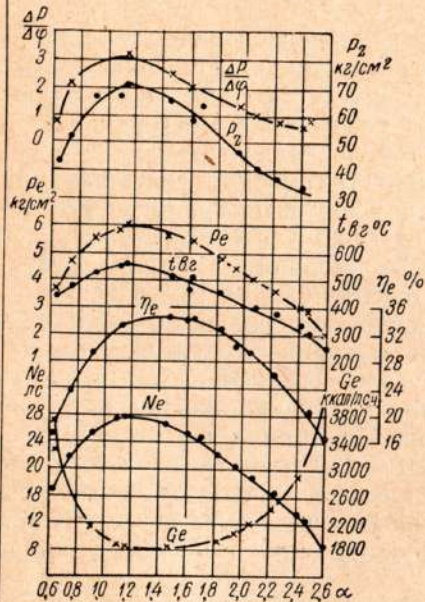
Фиг. 5 Характеристика по составу смеси:

$\epsilon = 14,5; \theta = 6^\circ$ до ВМТ; $Q_H = 1100 \div 1200$ ккал/нм³; — с присадкой выхлопных газов; - - - без присадки выхлопных газов.



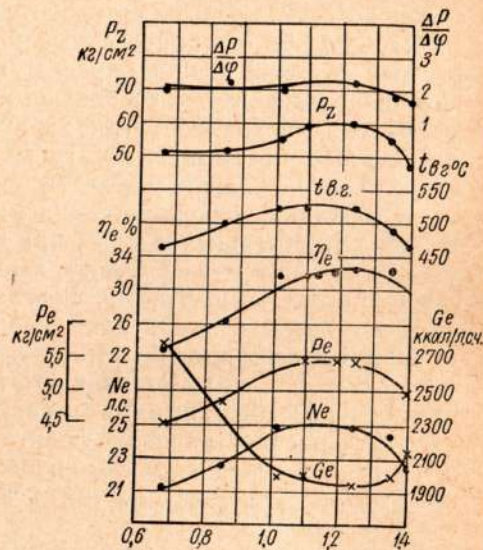
Фиг. 6. Характеристика по составу смеси:

$\epsilon = 13; \theta = 4,5^\circ$ до ВМТ; $Q_H = 1150 \div 1200$ ккал/нм³.



Фиг. 7. Характеристика по составу смеси:

$\epsilon = 11,6; \theta = 7,5^\circ$ до ВМТ; $Q_H = 1100 \div 1200$ ккал/нм³.



Фиг. 8. Характеристика по составу смеси:

$\epsilon = 10; \theta = 14^\circ$ до ВМТ; $Q_H = 1100 \div 1200$ ккал/нм³.

Нормальная работа двигателя (без детонационных стуков) возможна с нагрузкой до 22,5 э. л. с. при 750 об/мин. и $\alpha = 1,95$. При этом осциллограмма давлений в цилиндре двигателя (фиг. 9) характеризуется смещением вершины диаграммы на 12° поворота коленчатого вала после ВМТ при $P_z = 64$ кг/см². На осциллограмме заметны небольшие колебания линии сгорания у вершины и, частично, на линии расширения, что является следствием гидравлических колебаний давления при перетоках газа через канал датчика индикатора и в полостях камеры сжатия. Аналогичные колебания (зубцы) на индикаторной диаграмме наблюдаются при работе и дизельного варианта отсека, что подтверждает нетдетонационный характер зубцов на осциллограмме (фиг. 9).

Повышение мощности двигателя за счет обогащения смеси до $\alpha = 1,9 \div 1,8$ приводит к возникновению отдельных циклов с характерными для детонационного сгорания всплесками давления до 70 ÷ 72 кг/см², сопровождающимися резким металлическим стуком внутри цилиндра и колебаниями повышенной амплитуды у вершины индикаторной диаграммы, которые постепенно затухают на линии расширения (фиг. 10). Вершина диаграммы при этом располагается за 10 ÷ 11° после ВМТ.

При увеличении нагрузки двигателя в зоне А такие циклы учащаются. При работе двигателя с единичными детонационными циклами падения мощности, перегрева двигателя, роста температуры отходящих газов не наблюдалось.

Нарушение нормальной работы двигателя при этом проявляется в возникновении единичных циклов с преждевременным воспламенением и редких обратных хлопков во впускном патрубке двигателя.

При дальнейшем повышении нагрузки двигателя за счет обогащения смеси (фиг. 5, зона Б) до $\alpha = 1,7$, единичные детонационные циклы учащаются до сильно развитой детонации от цикла к циклу с одновременным изменением формы индикаторной диаграммы (фиг. 11) вследствие прогрессирующего преждевременного воспламенения смеси, по-видимому, от местного перегрева в стенках камеры сжатия.

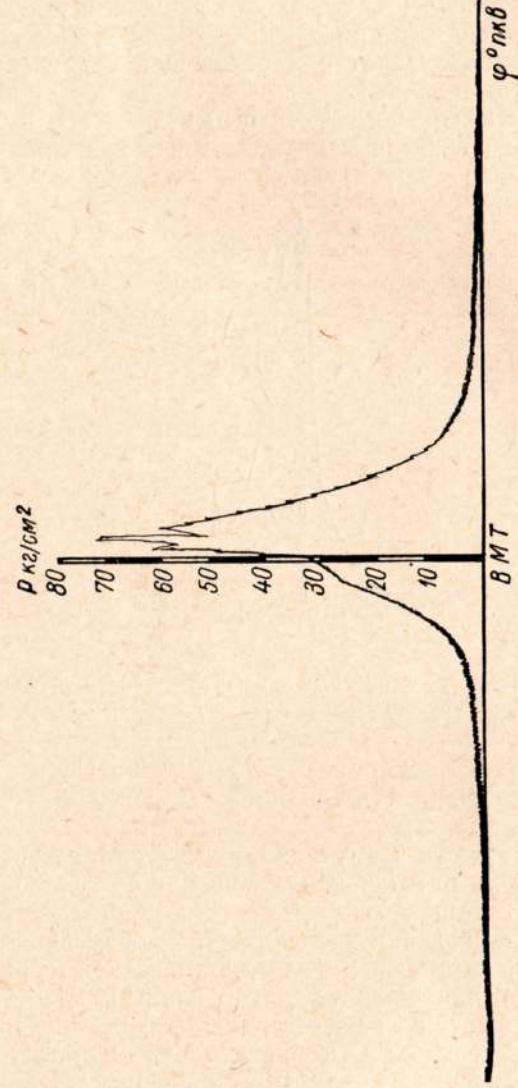
Вершина индикаторной диаграммы располагается до ВМТ, а максимальное давление сгорания достигает 77 ÷ 78 кг/см². Работа двигателя при этом характеризуется резкими металлическими стуками внутри цилиндра, перегревом двигателя, судя по повышению температур отходящей воды и масла, снижением мощности и оборотов до полной его остановки.

Падение мощности и оборотов двигателя при развитой детонации объясняется прогрессирующим преждевременным воспламенением смеси, происходящим от разогрева источника преждевременного воспламенения при детонации.

Из осциллограммы давлений в цилиндре двигателя (фиг. 11) видно, что сгорание смеси происходит на ходу поршня до ВМТ. Это увеличивает отрицательную и уменьшает полезную работу цикла. В результате роста отрицательной работы на ходу сжатия, при



Фиг. 9. Осциллограмма давлений в цилиндре двигателя при нормальной работе.

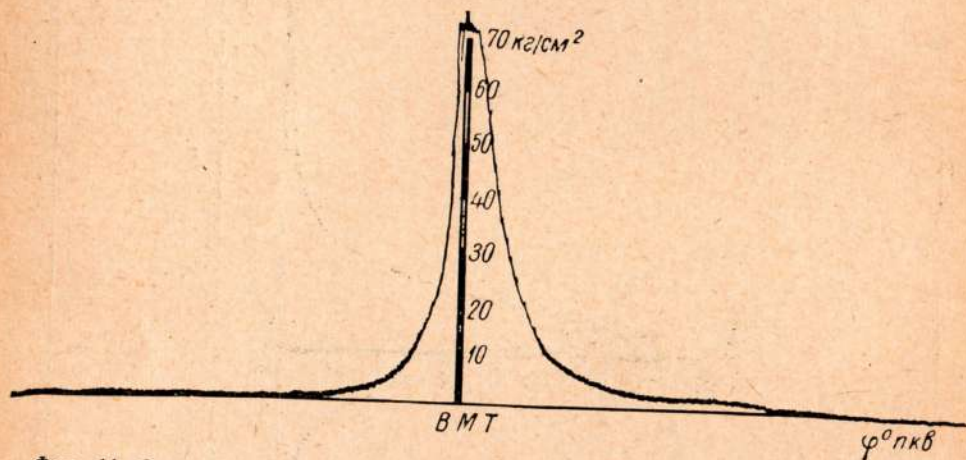


Фиг. 10. Осциллограмма давлений в цилиндре двигателя при работе с детонацией.

прогрессирующем преждевременном воспламенении смеси, происходит падение мощности и оборотов и остановка двигателя.

Граница возникновения детонации по мощности, как показали опыты, зависит от температурного режима охлаждения двигателя. Путем изменения температуры входящей в двигатель и выходящей из него воды установлено, что работа двигателя без детонации при степени сжатия 14,5 (без присадочных газов) возможна с нагрузкой в 22,5 э. л. с. при температурах отходящей из двигателя воды до 60°С и входящей в двигатель до 50°С.

Повышение температуры отходящей воды до 70°С вызывало при данной нагрузке преждевременные вспышки и детонацию в единичных циклах.



Фиг. 11. Оциллограмма давлений в цилиндре двигателя при работе с детонацией и преждевременным воспламенением.

При повышении температуры воды до 80°С работа двигателя сопровождалась развитой детонацией с преждевременным воспламенением смеси.

Снижение мощности двигателя до 21,3 э. л. с. устраняло детонацию, и двигатель работал нормально при температуре отходящей воды 80°С и входящей 70°С.

Природа возникновения детонации в газовом двигателе находит свое объяснение в современной гидродинамической теории детонации, основанной на возникновении ударных волн [4,5].

При степени сжатия 13 работа двигателя при обогащении смеси ниже $\alpha = 1,1$ и обеднении ее выше $\alpha = 1,2$ не вызывала возникновения детонационных стуков, а при степени сжатия 14,5 работа была возможна лишь при обеднении смеси выше $\alpha = 1,8 \div 1,9$.

2. Добавление углекислоты (CO_2) или охлажденных выпускных газов к генераторному газу, поступающему в двигатель, обеспечивает его работу без детонации во всем диапазоне коэффициента избытка воздуха при степенях сжатия 14,5 и 13.

Первоначально, для устранения детонационных стуков в двигателе при степени сжатия 14,5, были проведены опыты с присадкой к поступающей в двигатель смеси углекислоты, которая подводилась в газообразном состоянии в газовый патрубок двигателя из баллона через двухступенчатый кислородный редуктор.

В результате опыта была достигнута максимальная мощность двигателя без детонации в 27,7 э. л. с. при температуре выхлопных газов 520°С. Последующие опыты по устранению детонации проводились с применением присадки к рабочей смеси охлажденных выхлопных газов, получение которых связано со сравнительно небольшими конструктивными дополнениями в газозооной системе двигателя. Эти дополнения в основном заключаются в установке между выхлопной и всасывающей системой двигателя соединительного патрубка с промежуточным холодильником для охлаждения выхлопных газов и дросселя для регулирования их количества. Поступление выхлопных газов во всасывающую систему двигателя осуществляется вследствие перепада давлений в выхлопном и всасывающем трубопроводах. Присадка выхлопных газов совершенно безвредна для работы двигателя, так как они состоят в основном из углекислоты и азота, которые не оказывают разрушающего воздействия на металл и свободны от механических примесей, способствующих износу трущихся деталей поршневой группы.

Все это, с учетом результатов опытов, приведенных ниже, представляет интерес для практического использования охлажденных выхлопных газов в целях устранения детонации. На фиг. 5 изображены основные параметры работы двигателя с присадкой продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха при степени сжатия 14,5.

Характерным является то, что с присадкой охлажденных продуктов сгорания не только устранялось явление детонационных стуков, но и обеспечивалось повышение мощности до 25 э. л. с., за счет дальнейшего обогащения смеси, до значений $\alpha = 1,1 \div 1,2$. Количество присадочных газов при нагрузке двигателя в 25 э. л. с. составляло 30% от расхода генераторного газа при температуре 20—30°С. С изменением нагрузки количество присадочных газов менялось без внешнего воздействия за счет изменения противодавления выхлопу в выпускном и разрежения во впускном трубопроводах.

В табл. 3 приведены данные по составу рабочей смеси без присадки продуктов сгорания и с присадкой, из которых видно, что теплотворность рабочей смеси, вследствие понижения α , изменилась очень мало. Это обеспечивает возможность увеличения мощности двигателя.

Заметно изменяются в смеси концентрации кислорода и углекислоты, которые в основном и определяют условия устранения детонации, проявляющиеся в снижении интенсивности процесса сгорания и изменении температурных пределов воспламенения смеси.

По индикаторным диаграммам конец сгорания смеси в цилиндре двигателя с присадочными газами наступает позже, чем без при-

садки. Разница составляет $5 \div 10^\circ$ п. к. в. (поворота коленчатого вала).

Некоторое увеличение температуры выхлопных газов и снижение экономичности объясняется повышенным уносом тепла с выхлопными газами вследствие большой концентрации CO_2 , обладающей повышенной теплоемкостью.

3. Повышение степени сжатия допускает широкий диапазон изменения коэффициента избытка воздуха без нарушения устойчивости работы двигателя при соответствующих нагрузках.

Для степени сжатия $\epsilon = 14,5$, при работе двигателя с присадочными газами, коэффициент избытка воздуха изменяется в пределах $\alpha = 0,9 \div 2,4$, а без присадочных газов — в пределах $\alpha = 2,6 \div 1,9$. Дальнейшее обогащение смеси без присадки ограничено возникновением детонации.

Таблица 3

Изменение состава смеси при добавлении продуктов сгорания

№	CO	H ₂	O ₂	CH ₄	CO ₂	N ₂	Q _H	Примечание
	%	%	%	%	%	%	$\frac{\text{ккал}}{\text{н.л.}^3}$	
1	7,72	7,41	13,18	0,39	4,04	67,32	458	—
2	7,6	7,4	10,52	0,32	6,71	67,38	450	С присадкой выхлопных газов

Пределы изменения коэффициента избытка воздуха для $\epsilon = 11,6$ и $\epsilon = 13$ составляют $\alpha = 0,6 \div 2,6$, причем при $\epsilon = 13$ и $\alpha = 1,1 \div 1,2$ при максимальной нагрузке возникают детонационные стуки.

Для степени сжатия 10 диапазон устойчивой работы двигателя по α резко сокращается до $\alpha = 0,68 \div 1,4$, что является следствием неустойчивости рабочего процесса появления обратных хлопков при обеднении или обогащении рабочей смеси.

Ниже приводятся таблицы, отражающие результаты испытаний двигателя при работе с переменными α при разных степенях сжатия.

В табл. 4 приведены максимальные мощности из характеристик по составу смеси при степенях сжатия 14,5; 13; 11,6; 10.

Двигатель на всех указанных нагрузках работал без детонации. Наибольшая нагрузка двигателя $N_e = 27,6$ э. л. с. была получена при степени сжатия 11,6 и коэффициенте избытка воздуха 1,15. Работа двигателя на этом режиме характеризуется повышенной температурой выхлопных газов $t_{в.г.} = 550^\circ\text{C}$.

Максимальная мощность при степени сжатия 13 зафиксирована в 26,6 э. л. с. Однако, вследствие появления детонационных стуков при $N_e = 26,6$ э. л. с., за максимальную мощность принята нагрузка в 26,2 э. л. с., при которой не возникают стуки. Максимальная мощ-

ность в 25,2 э. л. с. при $\epsilon = 14,5$, с присадкой продуктов сгорания, достигнута при значительном обогащении смеси $\alpha = 1,15$, что является характерной особенностью работы двигателя с присадочными газами.

Работа двигателя с максимальной мощностью в 25 э. л. с. при степени сжатия 10 и $\alpha = 1,1$ показывает, что при понижении степени сжатия максимальная мощность достигается при большем обогащении смеси. Характерно при этом снижение экономичности работы двигателя с 1750 ккал/э. л. с.-час при $\epsilon = 14,5$ до 1980 ккал/э. л. с.-час при $\epsilon = 10$, т. е. на 13% (табл. 4).

Таблица

Изменение параметров двигателя при различных степенях сжатия в зависимости от коэффициентов избытка воздуха, соответствующих максимальной мощности

ϵ	α	N_e	P_e	$t_{в.г.}$	g_e	η_e	η_m	η_l	P_z	$\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$	θ	η_v	Примечание	
—	—	э. л. с.	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{н.л.}^2}$	$^\circ\text{C}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{э. л. с.-час}}$	—	—	—	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{н.л.}^2}$	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{н.л.}^2}$	$^\circ\text{пкв до ВМТ}$	—		
14,5	1,15	25,2	5,4	510	1780	0,355	0,74	0,485	67	2,8	6	0,83	С присадкой выхлопных газов	
14,5	1,95	22,4	4,8	420	1750	0,36	0,73	0,48	64	2,4	6	0,85		—
13	1,3	26,2	5,6	530	1800	0,35	0,75	0,467	67	2,8	4,5	0,82		—
11,6	1,15	27,6	5,9	550	1860	0,34	0,76	0,447	70	3,0	7,5	0,78		—
10	1,1	25,0	5,35	525	1980	0,32	0,756	0,423	60	2,3	14	0,77		—

Исходя из допустимых на двигателе температур и более благоприятного сочетания других параметров, в табл. 5 приведены значения допустимых мощностей.

Для принятых значений мощности коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,4$ при степени сжатия 13 меньше, чем $\alpha = 1,5$ при степени сжатия 11,6. Это объясняется отрицательным влиянием малого опережения зажигания при $\epsilon = 13$. Все приведенные в табл. 5 параметры находятся в допустимых для работы двигателя пределах.

С целью выявления преимуществ применения повышенных степеней сжатия по данным, характеризующим экономичность работы двигателя, составлена табл. 6.

Из таблицы можно проследить изменение приведенных параметров в зависимости от снижения степени сжатия с 14,5 до 10:

1. Снижение коэффициента избытка воздуха с $\alpha = 1,95$ при $\epsilon = 14,5$ до $\alpha = 1,4$ при $\epsilon = 10$, т. е. одна и та же мощность достигается при более бедных смесях путем повышения степени сжатия.

2. Повышение температуры выхлопных газов с 420°C при $\epsilon = 14,5$ до 465°C при $\epsilon = 10$, что свидетельствует о меньшем уносе тепла с выхлопными газами при работе на бедных смесях, так как при обеднении смеси теплоемкость продуктов сгорания снижается. Последнее подтверждается работой двигателя при $\epsilon = 14,5$ с присадочными газами, где наблюдается рост температуры отходящих газов до 480°C за счет значительного увеличения в продуктах сгорания CO_2 .

Таблица 5

Изменение допустимых параметров двигателя в зависимости от коэффициентов избытка воздуха при различных степенях сжатия

ϵ	α	N_e	P_e	$t_{в.г}$	g_e	η_e	η_m	η_i	P_z	$\frac{\Delta P}{\Delta \phi}$	θ	Примечание
—	—	э. л. с.	кг/см ²	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{ккал}}{\text{э. л. с. - час}}$	—	—	—	кг/см ²	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{°пкв}}$	$^{\circ}\text{пкв}$ до ВМТ	
14,5	1,26	24,4	5,24	500	1780	0,355	0,74	0,48	64	2,5	6	С присадкой выхлопных газов
14,5	1,95	22,4	4,8	420	1750	0,36	0,73	0,493	64	2,4	6	
13	1,4	25,2	5,4	510	1800	0,35	0,755	0,464	65	2,6	4,5	
11,6	1,5	26,2	5,6	510	1840	0,343	0,75	0,457	65	2,4	7,5	
10	1,2	24,8	5,3	520	1950	0,322	0,76	0,424	60	2,3	14	

Таблица 6

Изменение параметров двигателя в зависимости от степени сжатия при постоянной мощности

ϵ	α	N_e	P_e	$t_{в.г}$	g_e	η_e	η_m	η_i	P_z	$\frac{\Delta P}{\Delta \phi}$	θ	Примечание
—	—	э. л. с.	кг/см ²	$^{\circ}\text{C}$	ккал/э. д. с.	—	—	—	кг/см ²	$\frac{\text{кг/см}^2}{\text{°пкв}}$	$^{\circ}\text{пкв}$ до ВМТ	
14,5	1,35	22,4	4,8	480	1840	0,344	0,73	0,47	61	2,3	6	С присадкой выхлопных газов
14,5	1,95	22,4	4,8	420	1750	0,36	0,73	0,493	64	2,4	6	
13	1,65	22,4	4,8	460	2000	0,316	0,734	0,43	52	1,8	7,5	
11,6	1,8	22,4	4,8	450	1920	0,33	0,736	0,45	53	1,7	7,5	
10	1,4	44,4	4,8	465	2140	0,295	0,74	0,4	48	1,72	14	

3. Повышение удельного расхода тепла с $1750 \text{ ккал/э. л. с. - час}$ при $\epsilon = 14,5$ до $2140 \text{ ккал/э. л. с. - час}$ при $\epsilon = 10$, т. е. на 22,3%, что с учетом снижения индикаторного к. п. д. характеризует ухудшение рабочего процесса двигателя при снижении степеней сжатия.

Полученный при степени сжатия 13 удельный расход тепла — несколько больше, чем при степени сжатия 11,6, что явилось следствием отрицательного влияния на рабочий процесс малого опережения зажигания, которое все больше проявляется с уменьшением нагрузки двигателя.

Нагрузочная характеристика. Для выявления основных показателей работы газового двигателя, при степени сжатия 14,5 с частичными нагрузками, были сняты нагрузочные характеристики двигателя с присадкой и без присадки выхлопных газов при количественном регулировании смеси и постоянном числе оборотов 750 в мин.

Из рассмотрения характеристик (фиг. 12) видно, что удельный расход тепла во всем диапазоне нагрузок, при работе двигателя с присадочными газами, больше, чем без присадочных газов, что обусловливается повышенным уносом тепла с выхлопными газами.

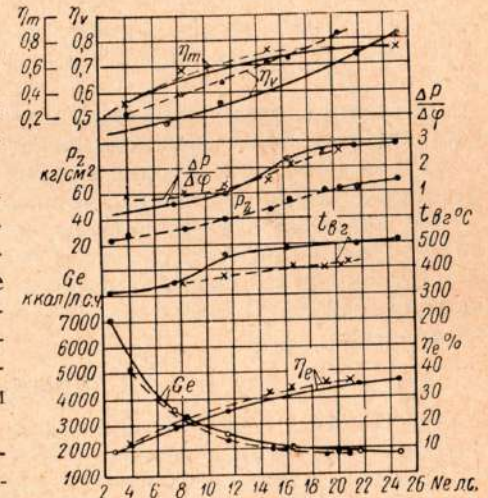
Изменение удельного расхода тепла происходит относительно плавно до $N_e = 8 \text{ э. л. с.}$. При дальнейшем снижении нагрузки наблюдается более быстрый его рост.

Несмотря на сравнительно небольшое опережение зажигания (6° до ВМТ), экономичность работы двигателя на малых нагрузках находится в допустимых пределах.

При работе двигателя с присадочными газами коэффициент наполнения при дробных нагрузках значительно ниже, чем без присадки. Это следует объяснить перераспределением сопротивлений в газозвушных трубопроводах при изменении коэффициента избытка воздуха с $\alpha = 2 \div 2,2$ без присадки выхлопных газов до $\alpha = 1,1 \div 1,2$ с их присадкой.

Одинаковая мощность при разном наполнении цилиндра двигателя достигается за счет обогащения смеси при работе с присадочными газами.

Остальные параметры по характеристикам не требуют пояснения. **Аппаратура зажигания.** Известно, что одной из причин, затрудняющих применение повышенных степеней сжатия в газовых дви-



Фиг. 12. Нагрузочная характеристика:

$\epsilon = 14,5$; $\theta = 6^{\circ}$ до ВМТ; $Q_H = 1150 \div 1200 \text{ ккал/л.с.ч}$; — с присадкой выхлопных газов. - - без присадки выхлопных газов.

гателях с искровым зажиганием, является отсутствие соответствующей электрической аппаратуры зажигания.

Как показывают проведенные нами опыты, правильный выбор аппаратуры зажигания имеет большое значение для обеспечения качественной работы газового двигателя. Первоначально примененное нами магнето М24 со свечей АС-170 обеспечивало нормальный запуск и работу двигателя при степени сжатия $\epsilon = 9$. При установке на двигателе степени сжатия $\epsilon = 14,5$ это магнето не обеспечивало надежного пуска двигателя, а работа двигателя на режимах сопровождалась пропусками вспышек, нестабильностью рабочего процесса от цикла к циклу.

Мощность и пробивное напряжение магнето были недостаточны для зажигания смеси повышенной плотности, так как давление сжатия в цилиндре на повышенных степенях сжатия доходит до $25 \div 30 \text{ кг/см}^2$.

В связи с этим нами была применена аппаратура зажигания, состоящая из более мощного магнето М55 при той же свече АС-170 с зазором между электродами свечи $0,25 \div 0,3 \text{ мм}$. Эта аппаратура отработала при повышенных степенях сжатия ~ 150 час.

По предварительным данным, она в указанный срок обеспечивала нормальный пуск двигателя и его работу на режимах.

Для определения пригодности аппаратуры зажигания при повышенной степени сжатия несомненно требуется более длительная ее проверка.

Выводы

Проведенные испытания одноцилиндрового двигателя ГЧ 18/22 на генераторном газе позволяют сделать следующие выводы:

1. Установлена возможность повышения мощности и экономичности двигателя, работающего на генераторном газе с искровым зажиганием, за счет применения повышенных степеней сжатия $\epsilon = 10 \div 14,5$.

2. Максимальная мощность двигателя $N_e = 27,6 \text{ э. л. с.}$ при $P_e = 5,9 \text{ кг/см}^2$ и удельном расходе тепла $g_e = 1840 \div 1860 \text{ ккал/э. л. с.-час}$ ($\eta_e = 34\%$) достигнута при степени сжатия $\epsilon = 11,6$. Работа двигателя при этом проходит без детонационных стуков во всем диапазоне мощностей.

3. На степени сжатия $\epsilon = 14,5$ возможна работа двигателя без детонации при $N_e = 22,5 \text{ э. л. с.}$, $P_e = 4,83 \text{ кг/см}^2$ и $g_e = 1750 \text{ ккал/э. л. с.-час}$. Дальнейшее повышение мощности ограничено возникновением детонационных стуков.

4. Присадка охлажденных выхлопных газов в количестве 30% от поступающего в двигатель генераторного газа теплотворностью $1100 \div 1300 \text{ ккал/нм}^3$ позволяет осуществить работу двигателя без детонации при $\epsilon = 14,5$ с максимальной нагрузкой в $25,2 \text{ э. л. с.}$ при $P_e = 5,4 \text{ кг/см}^2$ и $g_e = 1780 - 1800 \text{ ккал/э. л. с.-час}$.

5. Максимальная экономичность двигателя на генераторном газе достигается при степени сжатия $\epsilon = 14,5$. При этом без присадки продуктов сгорания минимальный удельный расход тепла

в $1750 \text{ ккал/э. л. с.-час}$ ($\eta_e = 36\%$) достигнут при мощности двигателя в $22,4 \text{ э. л. с.}$, а с присадкой выхлопных газов он составляет $1780 \text{ ккал/э. л. с.-час}$ ($\eta_e = 35,5\%$) при мощности двигателя в $24,4 \text{ э. л. с.}$

6. Установлена практическая возможность перевода дизеля, без изменения степени сжатия, для работы на генераторном газе с искровым зажиганием без замены основных его деталей (крышки цилиндра и поршня).

Переоборудование дизеля при этом осуществляется путем замены топливной аппаратуры аппаратурой электрического зажигания и установки на двигатель органов внешнего смесеобразования и регулирования.

Некоторое увеличение камеры сжатия при $\epsilon = 13$ и $\epsilon = 11,6$ достигнуто за счет применения прокладок толщиной $1,5; 3 \text{ мм}$ между крышкой цилиндра и блоком.

7. По предварительным данным, электрооборудование двигателя, состоящее из магнето М55 и электрической свечи АС-170, обеспечивают удовлетворительный пуск и работу.

8. Максимальное давление сгорания $P_z = 65 \text{ кг/см}^2$ и средняя скорость нарастания давления $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 2,4 \div 2,5 \text{ кг/см}^2 \text{ } ^\circ\text{пкв}$, соответствующие допустимым максимальным мощностям $N_e = 24,4 \text{ э. л. с.}$ при $\epsilon = 14,5$ (с присадкой выхлопных газов) и $N_e = 26,2 \text{ э. л. с.}$ при $\epsilon = 11,6$, находятся в допустимых пределах и примерно соответствуют дизельным.

Температура выхлопных газов при этом составляет $500 - 510^\circ \text{C}$, т. е. на 100°C выше температуры выхлопных газов при работе на дизельном варианте отсека, что для газового двигателя следует считать нормальным.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хандов З. А., Исследование рабочего процесса судового газового двигателя, Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, Институт инженеров водного транспорта, Л., 1954.
2. Маханько М. Г., Способы перевода двигателей внутреннего сгорания на газообразное топливо, Трансжелдориздат, 1956.
3. Коллеров Л. К., Газовые двигатели, Машгиз, М — Л., 1955.
4. Зельдович Я. Б., Теория горения и детонации газов, АН СССР, М., 1944.
5. Войнов А. Н., О детонации и воспламенении в двигателе с искровым зажиганием, Труды конференции по поршневым двигателям, АН СССР, М., 1956.

С. Н. Соловьев

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ОЧИСТКИ И ОХЛАЖДЕНИЯ МОТОРНОГО ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА¹

В статье приводятся результаты исследования параметров очистки и охлаждения моторного газа газогенераторной установки ЦНИДИ ОГ-16 для торфа и дров, показавшие возможность повышения коэффициента очистки газа.

Получены данные по качественной характеристике загрязнений газа.

Введение

Для нормальной работы газомоторных установок существенное, а иногда и решающее значение имеют надлежащая очистка и охлаждение генераторного газа.

Загрязненность газа механическими примесями абразивного характера вызывает износ поршневой группы и других деталей двигателей и сокращает их моторесурс, а повышенное смолосодержание в газе приводит к нарушению работы регулирующих устройств, клапанов, поршневой группы и может вызвать заклинивание клапанов и заклинивание поршней. От чистоты газа зависят сроки технического ухода по переборке и чистке газовых двигателей.

Недостаточное охлаждение газа прямым образом влияет на мощность двигателя.

Для стационарных газогенераторных установок моторного газа производительностью до $\sim 1000 \text{ нм}^3/\text{час}$, работающих по обращенному или двухзонному процессу, когда имеет место крекинг смол в самом газогенераторе и не требуется специальной очистки газа от смолы, широкое распространение получили системы очистки и охлаждения газа, состоящие из двух ступеней: орошаемого насадочного скруббера и сухого очистителя.

Это следует объяснить простым и эффективным способом охлаждения газа в данных системах, удовлетворительной очисткой газа

¹ Работа проводилась при консультации В. В. Салтыковского, участия инженеров Ю. В. Рубинина и Н. А. Иванова, техника Е. Н. Смирновой и механиков М. Ф. Цыбзова, А. А. Мохова и В. В. Пучкова.

Дисперсность механических примесей была определена в лаборатории пылевлавления ЦКТИ под руководством канд. техн. наук Е. Ф. Кирпичева.

от механических примесей, относительно небольшим сопротивлением системы, а также дешевизной и простотой устройства.

Однако, несмотря на важное значение очистки и охлаждения генераторного газа, эти вопросы применительно к стационарным газогенераторным установкам совершенно еще не исследованы, и отечественная зарубежная литература не содержит почти никаких данных экспериментально-исследовательского характера.

Работы, посвященные теории и расчетам процессов, протекающих в скрубберах, касаются лишь вопросов охлаждения газа и почти совершенно не затрагивают вопросов его очистки.

Эксплуатационные данные и рекомендуемые параметры по очистке моторного генераторного газа для стационарных установок весьма разноречивы.

Такое положение послужило причиной постановки настоящих исследований в лаборатории газомоторных установок ЦНИДИ. Однако, поскольку такая работа проводится впервые, она, естественно, не претендует на достаточную полноту и ставит своей задачей получить некоторый экспериментальный материал и в известной степени восполнить существующий пробел, положив начало исследованиям по созданию эффективных систем очистки и охлаждения моторного генераторного газа.

В ходе работы изучались следующие факторы, влияющие на очистку и охлаждение газа:

- тип орошаемой насадки;
- плотность орошения и расход воды;
- высота слоя орошаемой насадки;
- скорость газа в очистителе.

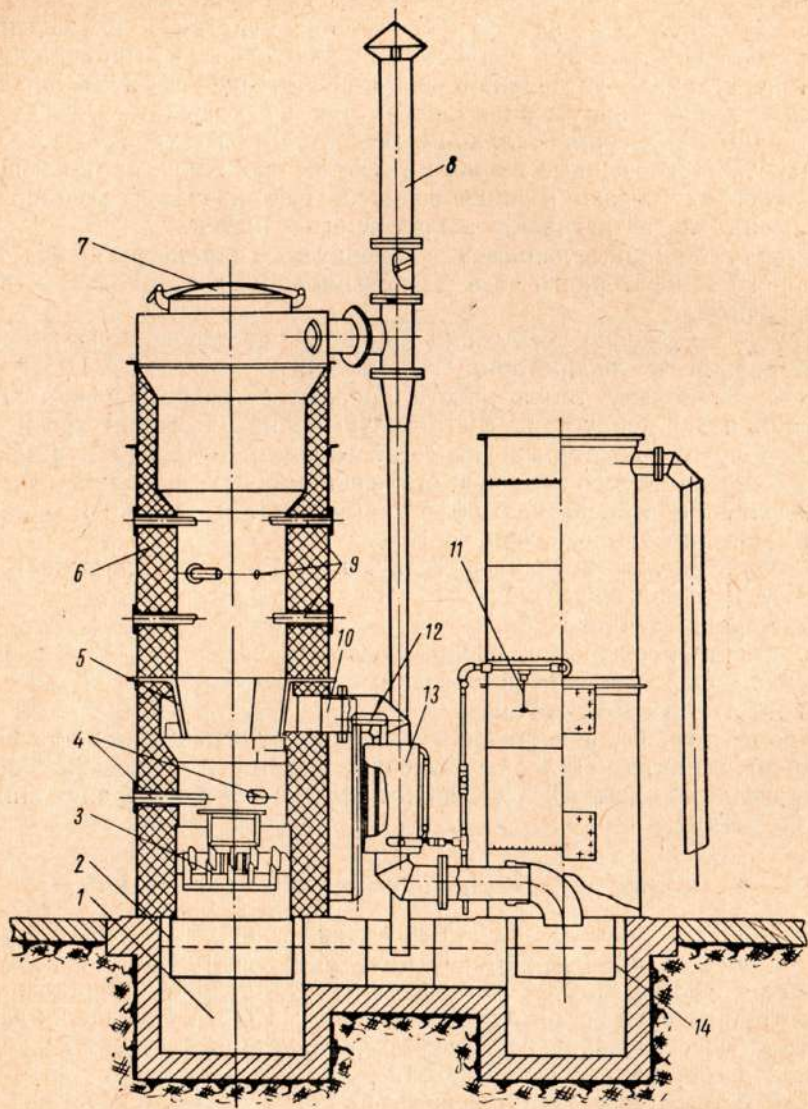
Кроме того, была поставлена задача получить данные по качественной характеристике загрязнений, как-то: дисперсный состав механических примесей, их абразивные свойства, фракционный состав смолы.

1. Объект исследования и методика испытаний

Работа по исследованию параметров очистки генераторного газа производилась на установке ОГ-16 с газогенератором двухзонного процесса для торфа и древесной чурки. Схемы установки и испытательного стенда представлены на фиг. 1 и 2. Описание их дано в статье «Исследование газогенераторной установки ОГ-16», помещенной в сборнике № 30 ЦНИДИ.

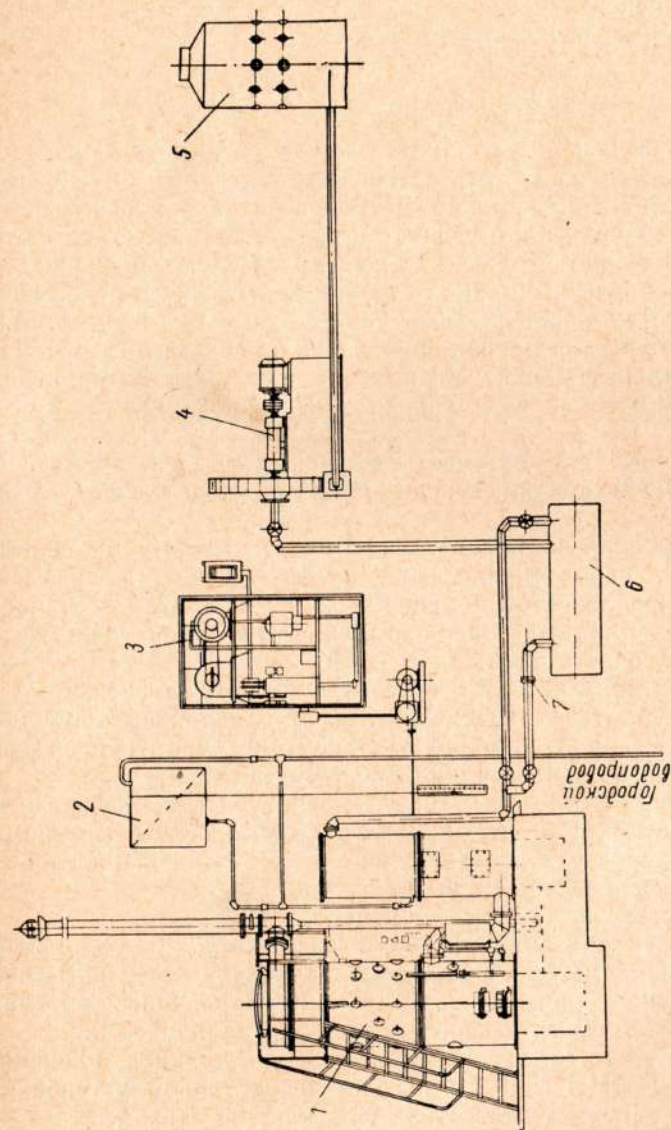
Параметры газа, поступающего в систему очистки установки ОГ-16, следующие:

расход газа	190—200 $\text{нм}^3/\text{час}$
температура газа	500—600°C
теплотворная способность газа	900—1100 $\text{ккал}/\text{нм}^3$
содержание в газе:	
а) влаги	60—120 $\text{г}/\text{нм}^3$
б) механических примесей	0,6—1,0 $\text{г}/\text{нм}^3$
в) смолы	0,1—0,2 $\text{г}/\text{нм}^3$



Фиг. 1. Схема газогенераторной установки ОГ-16:

1 — гидравлический затвор; 2 — «юбка» газогенератора; 3 — колосниковая решетка; 4 — фурмы розжига; 5 — газоотборный конус; 6 — кирпичная футеровка газогенератора; 7 — топливо-загрузочный люк; 8 — вытяжная труба; 9 — фурмы для подачи воздуха; 10 — газоотборный патрубок; 11 — водоразбрызгивающее устройство; 12 — патрубок подачи пара; 13 — паробразователь; 14 — «юбка» комбинированного очистителя.



Фиг. 2. Схема испытательного стенда:

1 — газогенераторная установка ОГ-16; 2 — водный бак для замера расхода воды; 3 — автоматический калориметр с самописцем; 4 — центробежный вентилятор; 5 — печь для сжигания газа; 6 — газовый ресивер; 7 — диафрагма для замера расхода газа.

Система очистки и охлаждения газа газогенераторной установки ОГ-16, носящая название комбинированного очистителя, и схема контроля ее работы изображены на фиг. 3.

Как видно, комбинированный очиститель состоит из мокрой и сухой ступеней очистки.

Его основные размеры:

диаметр 900 мм
 высота 2900 мм

Мокрая ступень представляет собой орошаемый насадочный скруббер, насадкой для которого может служить кусковая или фасонная набивка. Высота орошаемой насадки равна 0,7 м. Сухая ступень содержит фильтрующую насадку, состоящую из металлических и древесных стружек. Общая высота сухой насадки — 1 м.

Вода для орошения мокрой ступени подводится к разбрызгивающему устройству — четырем форсункам с диаметром отверстий 5 мм. Струя воды из этих форсунок направлена на подвешенные с помощью 2 штанг стальные диски. Ударяясь о них, вода разбрызгивается в стороны и вверх в виде капель и частично стекает струями на насадку.

Неочищенный газ поступает снизу очистителя и, проходя вверх через мокрую и сухую ступени очистки, уходит через выходной патрубок.

Комбинированный очиститель имеет гидрозатвор — бетонированную яму, наполненную водой, куда опущена так называемая «юбка», прикрепленная с помощью фланца к нижней обечайке.

В яме скапливается периодически удаляемый унос из газа, задержанный очистителем.

Места контроля работы очистителя указаны на фиг. 3.

Температура газа перед очистителем замерялась хромель-алюмелевой термопарой, температура внутри очистителя — газовыми манометрическими дистанционными термометрами.

Температура газа на выходе и температура воды на входе и выходе из очистителя контролировалась ртутными термометрами.

Сопротивление отдельных элементов комбинированного очистителя измерялось водяными пьезометрами.

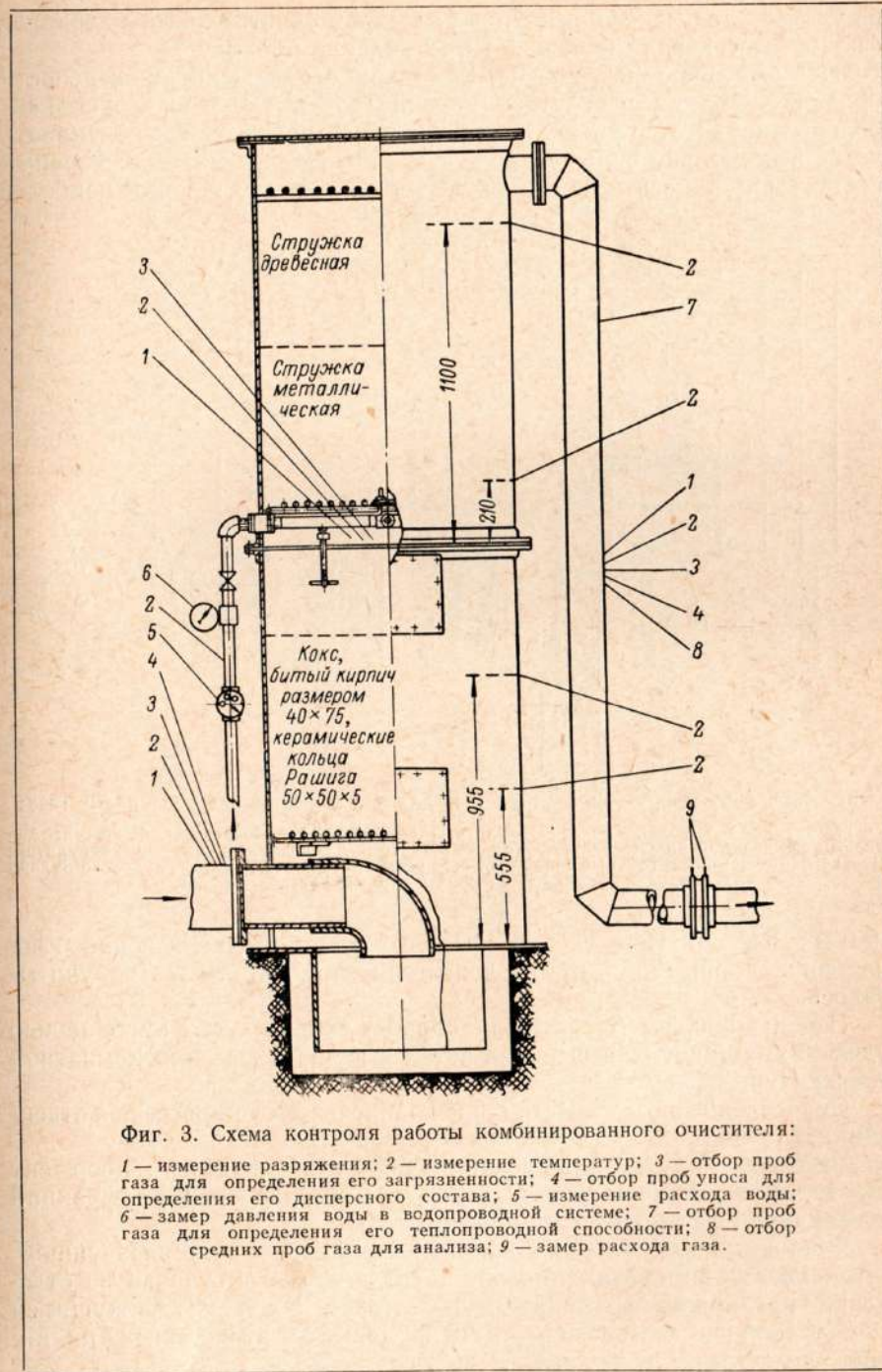
Расход воды учитывался с помощью водомера.

Расход газа замерялся шайбой, рассчитанной и установленной согласно правилам № 169 Главного Управления Мер и Весов.

Теплотворная способность газа контролировалась автоматическим калориметром и подсчитывалась по анализу газа.

Загрязненность газа определялась по методике, описанной в сборнике № 27 ЦНИДИ [1]. Схема лабораторной установки для определения загрязненности газа показана на фиг. 4.

Забор пыли для определения дисперсного состава перед очистителем производился с помощью циклона и фильтра, сконструированных в лаборатории пылеулавливания Центрального котлотурбинного института им. Ползунова. Внешний вид циклона и фильтра показан на фиг. 5. Пыль после очистителя этим способом отобрать

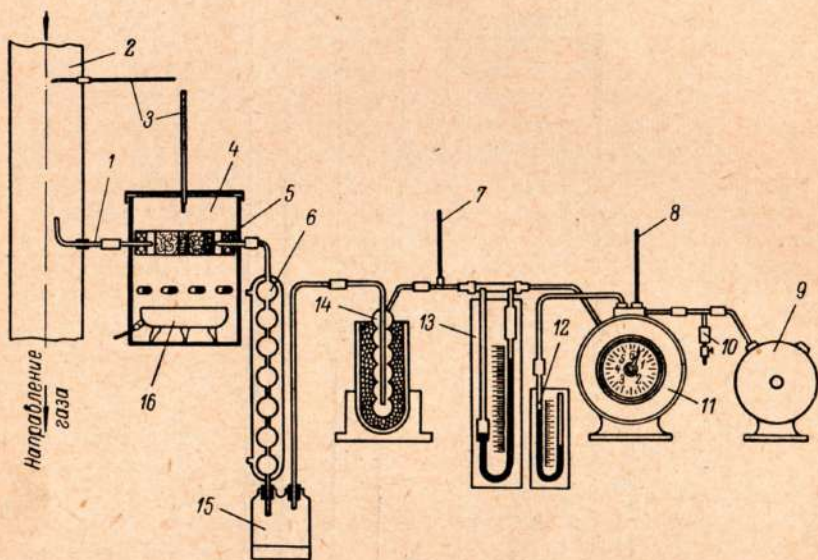


Фиг. 3. Схема контроля работы комбинированного очистителя:

1 — измерение разряжения; 2 — измерение температур; 3 — отбор проб газа для определения его загрязненности; 4 — отбор проб уноса для определения его дисперсного состава; 5 — измерение расхода воды; 6 — замер давления воды в водопроводной системе; 7 — отбор проб газа для определения его теплопроводной способности; 8 — отбор средних проб газа для анализа; 9 — замер расхода газа.

не удалось, так как, увлажненная в мокром очистителе, она забивала фильтр и создавала большое сопротивление проходу газа.

Поэтому унос после очистителя для определения дисперсности брался со стенок изогнутого колена трубы, где осаждалось наибольшее количество уноса. Мельчайшие частицы могли проскакивать далее в несколько большем количестве, и определенный дисперсный состав мог показать несколько заниженное количество наиболее



Фиг. 4. Схема лабораторной установки для определения загрязненности газа:

1 — газозаборная трубка; 2 — газопровод; 3 — термометр; 4 — обогревающий кожух; 5 — фильтр; 6 — водяной холодильник; 7 и 8 — термометры; 9 — воздуходувка; 10 — регулятор; 11 — газовые часы; 12 — ртутный манометр; 13 — реометр; 14 — конденсатор глубокого охлаждения; 15 — приемник для конденсата; 16 — электроплитка.

мелких частиц. При оценке вредного влияния загрязнений газа на износ поршневой группы двигателя это обстоятельство учитывалось.

Перед анализом проба пыли обрабатывалась ацетоном с целью удаления смолистых веществ, а затем высушивалась при комнатной температуре.

Определение дисперсности производилось методом рассева и отвеивания.

Рассевом — путем пропускания пробы пыли через набор сит с известным размером ячеек — определялась дисперсность фракций с величиной частиц от 43μ и выше.

Фракции пыли от 43μ и ниже определялись методом воздушного отвеивания в аппаратах типа Гоннеля. Этот метод основан на отделении различных фракций пыли потоком воздуха, движущимся с известной скоростью в ряде специальных вертикальных цилиндров различных диаметров.

Экспериментальная работа заключалась в определении коэффициентов очистки как для орошаемой насадки, так и общего для комбинированного очистителя. При этом значение исследуемого фактора, влияющего на коэффициент очистки, изменялось, а все остальные факторы, также влияющие на очистку, оставались постоянными.

Необходимо при этом отметить, что проба газа на загрязненность до орошаемой насадки бралась нами во входном патрубке, как показано на фиг. 3, по выходе из которого газ ударяется о зеркало воды в гидрозатворе и после этого проходит орошаемую насадку.

Естественно, часть примесей из газа при этом выпадает.

Однако надежно взять среднюю пробу газа на загрязненность непосредственно перед орошаемой насадкой весьма затруднительно вследствие завихрения потока.

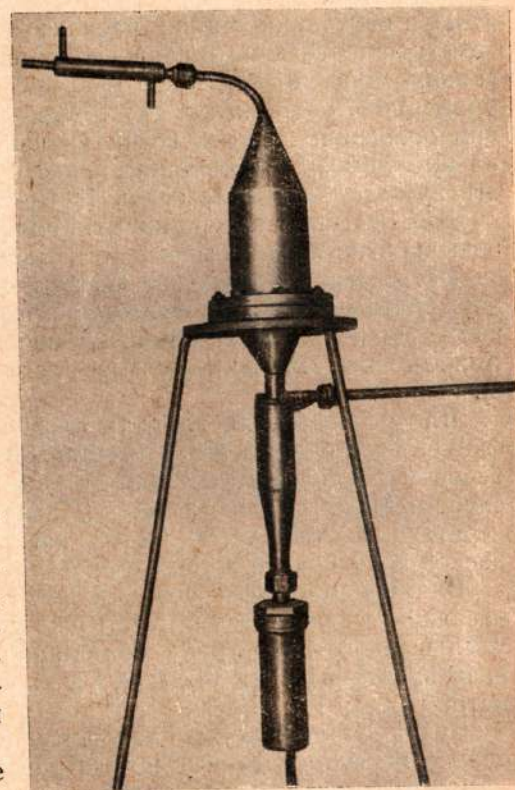
Поэтому коэффициент очистки, определенный нами для орошаемой насадки, является несколько завышенным и характеризует работу всей мокрой ступени очистки.

Но поскольку влияние этого фактора является постоянным, оно не может отразиться на изучении других факторов, влияющих на степень очистки газа.

В качестве топлива для газификации применялся гидроторф Назиевского торфопредприятия влажностью 22—40% с содержанием золы 13—17%.

Основываясь на результатах испытаний, полученных в ходе предыдущих работ, можно было констатировать, что гидроторф по сравнению с машиноформовочным торфом дает повышенный унос в очищенном газе. При испытании очистителя это позволило более четко отметить влияние различных факторов на его коэффициент очистки, что и послужило в проведенной нами работе причиной выбора гидроторфа в качестве топлива для газификации.

Режим работы газогенератора поддерживался постоянным. Расход газа во время опытов при отборе его вентилятором колебался



Фиг. 5. Внешний вид циклона и фильтра.

в пределах 190—210 $л/час$, что примерно соответствовало потреблению газа двигателем 4ГЧ 18/26 при его номинальной мощности 90 л. с. Постоянство режима работы газогенератора обеспечивало стабильность параметров загрязненности газа при поступлении его в очиститель, что при исследовании работы последнего является необходимым.

При изучении влияния расхода воды на коэффициент очистки газа, расход воды из водопроводной системы при давлении 1—2 $атм$ варьировался в пределах 1000—4000 $л/час$, что соответствовало примерно 4,5—18 $л/м^3$ газа. Для сравнения проводились опыты при орошении насадки водой из напорного бачка, установленного на высоте 5 м. Максимальный расход воды, который мог быть достигнут при этом, был равен 1500—1600 $л/час$.

Для выяснения влияния системы разбрызгивания орошающей воды на очистку газа был испытан разбрызгиватель гирляндного типа.

Исследовались два типа орошаемой насадки: кусковая насадка двух видов—битый кирпич и кокс с размером кусков 75 мм и фасонная — из керамических колец Рашига размером 50 × 50 × 5 мм. Каждый вид насадки испытывался при нескольких плотностях орошения.

Для исследования влияния скорости газа в скруббере на коэффициент его очистки было изготовлено несколько вариантов скрубберов с различным сечением, чтобы получить несколько кратных скоростей газа в очистителе без изменения расхода газа в газогенераторе. В этих опытах высота насадки оставалась без изменений, расход воды брался в тех же пределах.

Влияние высоты насадки, а вместе с этим и удельного объема насадки исследовалось в очистителе установки ОГ-16 и в скруббере уменьшенного диаметра. В комбинированном очистителе испытывалась высота насадки 0,7 и 0,5 м, в скруббере уменьшенного диаметра — 0,7; 1,4; 2,1 м.

Сухой очиститель специально исследованию не подвергался, однако некоторые данные по его работе были получены.

Всего было произведено 45 опытов.

В сводных таблицах приводятся усредненные данные 2—4 опытов по каждому исследуемому фактору, влияющему на очистку газа.

2. Экспериментальная часть

Влияние вида орошаемой насадки на очистку газа. В литературе имеются сведения, что эффективность насадки в насадочных орошаемых скрубберах для охлаждения газа зависит от ее удельной (рабочей) поверхности, которая в свою очередь зависит от формы и размера отдельных элементов насадки.

О влиянии удельной поверхности насадки на очистку газа в литературе нет определенных указаний.

С целью восполнения этого пробела были поставлены работы по исследованию очистительных свойств вышеуказанных видов орошаемой насадки с различной удельной поверхностью.

Последняя для исследуемой кусковой насадки (кокс, битый кирпич) с размером кусков 75 мм равна 42 $м^2/м^3$, для керамических колец Рашига размером 50 × 50 × 5 мм — 88 $м^2/м^3$.

Завод им. 25 Октября, выпускающий газомоторные установки, не поставлял потребителям для набивки скрубберов кокс. Потребители делали запросы о возможности замены кокса другим видом доступной по местным условиям насадки. С целью выяснения этого вопроса ЦНИДИ в установке ОГ-16, имеющейся в лаборатории газомоторных установок, произвел набивку скруббера не коксом, а битым кирпичем, при этом видимого ухудшения очистки не последовало.

Испытание двух указанных видов кусковой насадки небезынтересно потому, что характер поверхности их несколько различен, и это в какой-то мере могло отразиться если не на охлаждении, то на очистке газа.

Полученные результаты испытаний по определению коэффициента очистки газа для указанных видов насадки приводим для двух, как это будет показано ниже, наиболее характерных расходов воды — 2000 и 3000 $л/час$ или 10 и 15 $л/м^3$ газа (табл. 1).

Таблица 1

Степень очистки газа в зависимости от вида орошаемой насадки

Режим газогенератора				Содержание примесей в газе ($г/м^3$)						Коэффициент очистки (%)				
Влажность топлива W_p в %	Производительность в $л/м^3/час$	Температура газа на выходе в $°C$	Теплотворность газа в $ккал/м^3$	Вид орошаемой насадки	До очистителя		После орошаемой насадки		После сухой насадки		По механическим примесям		По смоле	
					механических	смолы	механических	смолы	механических	смолы	для мокрой насадки	общий	для мокрой насадки	общий
Расход воды 10,0 $л/м^3$														
20	205	630	967	Битый кирпич	0,920	0,110	0,265	0,051	0,22	0,040	71,2	76,0	53,5	64,0
31	202	520	985	Кокс	0,551	0,106	0,141	0,060	0,133	0,040	74,3	76,0	52,8	62,2
31	196	530	938	Кольца Рашига	0,550	0,240	0,125	0,107	0,087	0,078	77,0	84,0	55,3	67,5
Расход воды 15,0 $л/м^3$														
19	203	560	880	Битый кирпич	0,815	0,220	0,175	0,105	0,138	0,082	78,5	83,0	52,0	62,
31	199	555	980	Кокс	0,532	0,108	0,115	0,049	0,100	0,037	78,3	81,5	54,7	65,7
31	202	550	930	Кольца Рашига	0,770	0,200	0,140	0,065	0,113	0,045	82,0	86,5	67,5	77,5

Оценивая общую степень очистки газа и, в частности, от механических примесей, следует констатировать, что она значительно ниже полученной нами в предыдущей работе [1] при испытании

этой же установки ОГ-16 на машиноформочном торфе Янинского торфопредприятия. Это, очевидно, следует объяснить количеством и различным дисперсным составом уноса при газификации машиноформовочного торфа и гидроторфа. Есть основания полагать, что дисперсность уноса при газификации гидроторфа выше, чем при газификации машиноформовочного торфа, с чем и связано снижение коэффициента очистки. К сожалению, нами тогда не был определен дисперсный состав уноса для янинского торфа, чтобы сравнить его с определенным в настоящей работе для гидроторфа. Дисперсный состав уноса и его абразивность будут приведены ниже для неочищенного и очищенного газа.

Как видно из табл. 1, кусковые насадки из битого кирпича и кокса не показали заметной разницы в коэффициенте очистки газа как по механическим примесям (пыли), так и по смоле.

При увеличении степени орошения с 10 до 15 л/нм³ улучшилась в большей степени очистка от механических примесей. Так, например, при насадке из битого кирпича коэффициент очистки по механическим примесям для орошаемой насадки, равный 71,2%, и общий коэффициент (после сухого очистителя), равный 76%, увеличились соответственно до 78,5 и 83%.

Для коксовой насадки эти коэффициенты увеличились с 74,3 и 76% до 78,3 и 81,5%.

Коэффициенты очистки по смоле также почти не отличаются для обеих кусковых насадок. С изменением расхода воды они также практически не изменяются. И коэффициенты очистки по смоле для орошаемой насадки и общий коэффициент равны примерно 55 и 65%.

Следует заметить при этом, что орошаемые насадочные скрубберы не являются хорошими смолоулавливателями и пригодны для очистки генераторного газа только в том случае, когда смола достаточно полно крекируется в самом газогенераторе.

Насадка из керамических колец Рашига показала некоторое улучшение коэффициентов очистки как для механических примесей, так и для смолы.

При орошении 10 л/нм³ коэффициенты очистки по механическим примесям для орошаемой насадки и общий повысились до 77 и 84%, а по смоле до 55,3 и 67,5%. При орошении 15 л/нм³ для механических примесей — соответственно до 82,0% и 86,5% и для смолы — до 67,5 и 77,5%.

В приведенных опытах во всех случаях основная масса механических примесей и смолы — примерно 90—95% — улавливалась мокрым очистителем с орошаемой насадкой.

Замеры сопротивлений до очистителя и после обеих его ступеней показали, что от вида примененных насадок они не зависят. Сопротивление орошаемой насадки не выходит за пределы 1 мм водяного столба, сопротивление же сухого очистителя равно примерно 50 мм вод. ст. Суммарное сопротивление за очистителем равно в среднем 65—68 мм вод. ст.

Влияние расхода воды на очистку генераторного газа. По вопросу влияния расхода воды на очистку газа в литературе имеются лишь

указания, что с повышением интенсивности орошения очистка газа улучшается. Однако указаний, до какого предела орошения происходит улучшение очистки газа — нет.

Как известно, верхним пределом плотности орошения является так называемое затопление. Этот предел для насадочных скрубберов недостаточно выяснен.

Нижним пределом плотности орошения насадки является то количество жидкости, которое покрывает всю поверхность орошаемой насадки. Экспериментально это найдено путем определения коэффициента теплопередачи, который растет с увеличением подачи воды до определенного момента. Плотность орошения, которой соответствует прекращение роста коэффициента теплопередачи, и некоторое его снижение указывает на покрытие всей поверхности насадки жидкостью и является минимальным или нижним пределом орошения.

Для подсчета нижнего предела орошения указывается [2] следующая формула:

$$q = k \cdot f \text{ м}^3/\text{м}^2 \text{ час},$$

где q — нижний предел орошения в м³ жидкости на м² сечения скруббера в час;

k — постоянный коэффициент, применяемый в пределах 12 ÷ 24;

f — удельная поверхность насадки в м²/м³.

Однако при определении этого параметра имеются в виду функции скруббера только как охладителя.

Подсчитанная таким образом минимальная плотность орошения для кусковой насадки с размером кусков 75 мм равна 5—10 м³/м²час, а для колец Рашига 50 × 50 × 5 мм — 10,5 — 21 м³/м²час. Для испытываемого нами скруббера диаметром 0,9 м расход воды должен быть для кусковой насадки от 3 до 6 м³/час, а для колец Рашига — от 6 до 13 м³/час.

Помимо этого, в литературе указываются нормы орошения из расчета расхода воды на 1 нм³ генераторного газа, которые колеблются в пределах от 5 до 20 л/нм³.

Возможности существующей водяной системы с форсуночным разбрызгивателем комбинированного очистителя газогенераторной установки ОГ-16 позволили варьировать расход воды в пределах от 1 до 3,8 м³/час или от 5 до 18 л/нм³.

Таким образом, можно было уложиться в указанные нормы орошения только по второму условию, т. е. исходя из расхода воды на 1 нм³ газа, а дойти до нижнего предела орошения, исходя из плотности орошения на 1 м² сечения скруббера, оказалось возможным лишь для кусковой насадки.

Отсюда нетрудно прийти к выводу, рассматривая мокрую ступень комбинированного очистителя как насадочный скруббер, что его сечение слишком велико, а вместе с тем скорость прохождения газа (0,1 м/сек) мала. (Скорости газа в насадочных орошаемых скрубберах, указываемые в литературе, допускаются до 1 м/сек).

Тем не менее, комбинированный очиститель установки ОГ-16 показал, в особенности в случае очистки газа при газификации машиноформовочного торфа, вполне удовлетворительные результаты по параметрам загрязненности очищенного газа.

Это обстоятельство можно объяснить работой мокрой ступени очистителя как полого скруббера, так как существующая система распыла (разбрызгивающее устройство было описано выше) весьма схожа с системой распыла полых форсуночных скрубберов, от чего и плотность орошения не играет здесь решающей роли.

Исходя из вышеприведенных соображений, выяснение влияния расхода орошающей воды на степень охлаждения и очистки моторного генераторного газа произведено для данной системы разбрызгивания с расходом воды в возможных для нее пределах от 5 до 18 л/нм³ или от 1 до 3,8 м³/час.

В качестве орошаемой насадки были взяты кольца Рашига, так как эта насадка при испытании показала лучшие результаты несмотря на то, что плотность орошения для нее не была достаточной. Данные по опытам приведены в табл. 2 и на фиг. 6.

Таблица 2

Степень очистки газа в зависимости от расхода орошающей воды

Режим газогенератора		Расход воды в л/нм ³	Содержание загрязнений в газе (г/нм ³)						Коэффициент очистки газа (%)			
			До очистки		После орошаемой насадки		После сухой насадки		По механическим примесям		По смоле	
Влажность топлива в %	Производительность газогенератора в м ³ /час		механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	для мокрой насадки	общий	для мокрой насадки	общий
26,0	191	5,0	0,602	0,265	0,318	0,196	0,224	0,191	45,4	62,1	20,3	33,6
26,0	209	7,0	0,710	0,378	0,259	0,189	0,156	0,134	63,0	77,3	50,0	64,2
31,0	196	10,0	0,550	0,240	0,125	0,107	0,087	0,078	77,0	84,0	55,3	67,5
31,0	202	15,0	0,770	0,200	0,140	0,065	0,113	0,045	82,0	86,5	67,5	77,15
25,0	209	18,0	0,864	0,201	0,156	0,057	0,076	0,048	82,0	88,0	71,5	75,7

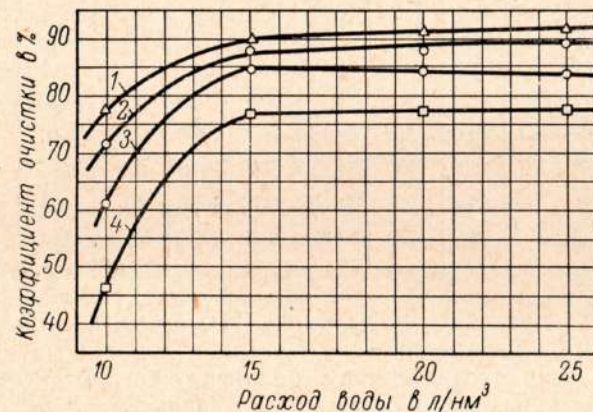
Из рассмотрения их видно, что с увеличением расхода воды коэффициенты очистки по механическим примесям и смоле возрастают. Соотношение значений коэффициента для орошаемой насадки и общего коэффициента для механических примесей и смолы сохраняется таким же, как и в предыдущей серии опытов, т. е. коэффициент очистки по механическим примесям выше, чем по смоле, а орошаемая насадка улавливает до 90—95% задерживаемых примесей.

Характерным является подъем кривых очистки газа, в особенности от механических примесей. Подъем этот — крутой при рас-

ходе воды от 5 до 10 л/нм³ и пологий при расходе от 10 л/нм³ и выше.

Коэффициент очистки по механическим примесям для орошаемой насадки и общий с увеличением расхода воды от 5 до 10 л/нм³ повышается с 45,4 и 62,1% до 77 и 84%, а далее с увеличением расхода до 18 л/нм³ — лишь до 82 и 88%. Коэффициент очистки по смоле при этом повышается соответственно с 20,3 и 33,6 до 55,3 и 67,5 и далее до 71,5 и 75,7%.

Таким образом, с точки зрения очистки газа, целесообразнее работать в интервале расхода воды 10—15 л/нм³ (2000—3000 л/час), который и следует считать оптимальным.



Фиг. 6. Зависимость степени очистки газа от расхода орошающей воды:

1 — к. о. (коэффициент очистки) общий по механическим примесям; 2 — к. о. орошаемой насадки по механическим примесям; 3 — к. о. общий по смоле; 4 — к. о. орошаемой насадки по смоле.

Замеры сопротивлений в системе очистки, произведенные в этой серии опытов, показали, что последние не зависят от расхода воды и практически не отличаются от определенных ранее.

Данные, характеризующие очиститель как охладитель, приведены в табл. 3.

Уровень температур газа после очистителя при различных расходах воды позволяет сделать вывод, что для охлаждения газа вполне достаточен расход воды 1500 л/час (7,0 л/нм³). Температура охлаждаемого газа равнялась при этом 16,5°C.

Данные опыты производились в мае месяце при температуре входящей воды 9°C, и, таким образом, даже в летнее время, в условиях Ленинграда, при повышении температуры воды в водопроводной сети еще на 7—9°C температура охлажденного газа не превысит 23—25°C, что вполне допустимо.

Однако этого нельзя сказать о расходе воды в 1000 л/час (5,0 л/нм³). Примерно при той же температуре входящей воды, что и при расходе 1500 л/час, температура выходящего из очистителя газа повы-

силась до 37,5°С. Такое охлаждение является недостаточным. В летнее время температура охлажденного газа может достичь 45—50°С, что значительно снизит мощность двигателя.

Таблица 3

Данные по замеру и коэффициенты теплопередачи в комбинированном очистителе с кольцами Рашига с различным расходом воды на орошение

Расход воды в л/м ³	Температура газа перед очистителем в °С	Температура газа после очистителя в °С	Температура воды в °С		Температура внутри помещения в °С	Количество тепла, перешедшее от газа к воде в ккал/час	Расход воды л/час		Условный коэффи- циент использова- ния воды %	Коэффициент теплопередачи		
			при входе в очиститель	при выходе из очистителя			теоретически необходимый	фактический		Объемный в ккал/м ³ час.°С		Поверхно- стный ккал/м ² час.°С
										на- садки	скруб- бера	
5,0	525	37,5	9,5	40,4	26	31 270	1010	1025	99	280	164	3,2
7,0	560	16,5	9,0	42,0	22	48 090	1460	1500	97,2	410	240	4,7
10	510	13,7	2,5	33,6	23	54 450	1740	1990	87	500	290	5,8
15	605	7,8	3,0	25,6	22	54 683	2420	3035	80	430	250	5,0
18	680	9,2	6	23,9	23	50 823	2840	3770	75,3	380	220	4,4

Что касается расходов воды выше 1500 л/час (7,0 л/м³), то они с точки зрения охлаждения газа являлись излишними.

Расчет суммарного теплового баланса очистителя показывает, что эффект использования воды как охлаждающего агента при расходах воды выше 1500 л/час резко снижается. Условный коэффициент использования воды при орошении 2 тыс. л/час падает до 87%, а при 3 тыс. л/час и выше — до 80 и 75%. Это отчасти можно объяснить переохлаждением газа до температуры на 12—15°С ниже окружающей среды в данных опытах.

Объемные коэффициенты теплопередачи для орошаемой насадки, как показывают подсчеты, лежат в пределах 280÷500 ккал/м³час.°С. Колебания их значений в этих опытах следует объяснить главным образом различным влагосодержанием газа перед очистителем, которое изменялось в пределах 40÷135 г/м³. Конденсация же паров, как известно, вызывает резкое повышение коэффициентов теплопередачи.

Таким образом, нельзя было заметить какой-либо определенной зависимости их значений от расхода воды.

Величину поверхностных коэффициентов теплопередачи в пределах 3,2÷5,8 ккал/м²час.°С следует признать также низкой. В литературе [2] для орошаемых насадочных скрубберов указывается величина порядка 9÷15 ккал/м²час.°С при скоростях газа в скруббере от 1 м/сек и выше.

Однако при скорости газа в комбинированном очистителе 0,1 м/сек коэффициенты теплопередачи порядка 3÷6 ккал/м²час.°С вполне объяснимы, так как влияние скорости газа на теплопередачу

весьма значительно и выражается зависимостью [2]:

$$k = 6,3W \text{ ккал/м}^2 \text{ час.}^\circ\text{С}$$

В этой серии опытов было также определено влияние напора орошающей воды, подводимой к разбрызгивающему устройству. Напор воды в 5 м вод. ст. создавался с помощью специального напорного бачка.

Расход воды таким путем можно было поднять лишь до 1600 л/час. Испытанные две ступени орошения в 1000 и 1600 л/час (5 и 7 л/м³) не показали сколько-нибудь заметной разницы в степени очистки газа для соответствующих расходов воды из городской водопроводной сети при напоре в 1÷2 атм.

Влияние скорости газа и способа подачи воды в комбинированный очиститель на степень очистки газа. Высота орошаемой насадки. Работа сухого очистителя. В опубликованных работах по очистке генераторного газа имеются некоторые данные, говорящие, о том, что с увеличением скорости газа в скрубберах очистка газа не ухудшается, вследствие чего имеется возможность сокращения габаритов очистителей.

Так, например, в работе М. С. Коренева [3] по исследованию очистки моторного генераторного газа транспортных установок в неорошаемом скруббере с кольцами Рашига в условиях стекания конденсирующейся воды показано, что степень очистки газа при увеличении скорости в два и четыре раза практически остается одной и той же.

Н. Н. Егоров [2], говоря об очистке газа в насадочных орошаемых скрубберах, указывает, что с увеличением скорости газа очистка последнего даже улучшается.

Нами были намечены опыты с увеличением скорости газа в два и четыре раза против скорости в существующем очистителе газогенераторной установки ОГ-16.

С этой целью были изготовлены экспериментальные скрубберы соответствующего сечения при сохранении размеров по высоте существующего очистителя.

В проведенных опытах орошаемой насадкой служил кокс с размером кусков, как и прежде, 75 мм.

Усредненные данные по опытам при удвоенной скорости газа в очистителе с сохранением существующей высоты насадки приведены в табл. 4.

Однако полученные результаты ясно показали ухудшение степени очистки как по механическим примесям, так и по смоле. Содержание их в очищенном газе примерно удвоилось, несмотря на то, что расход воды был взят максимально возможным для существующего разбрызгивающего устройства—3000 и 4000 л/час или 15 и 20 л/м³.

При этом обе эти ступени орошения практически не показали разницы в коэффициентах очистки. Последние (по механическим примесям для орошаемой насадки) и общий коэффициент понизились до 65—72% против 78,3—81,5% в очистителе прежнего сечения с той же коксовой насадкой и при тех же расходах воды. Соответ-

ственно и коэффициенты очистки по смоле понизились до 39 и 51% против 54,7—65,7%.

Такое обстоятельство можно было объяснить двумя причинами. Во-первых, при уменьшении сечения очистителя в два раза соответственно в два раза сократился и объем орошаемой ступени очистителя. Вместо 10,6 л/л. с.-час он стал равным 5,3 л/л. с.-час. Последний для насадочных орошаемых скрубберов обычно указывается в пределах 20—40 л/л. с.-час. Поэтому вполне вероятно, что уменьшение и без того уже сокращенного удельного объема орошаемой ступени очистки могло ухудшить степень очистки газа.

Таблица 4

Степень очистки газа от механических примесей и смолы в комбинированном очистителе уменьшенного сечения при скорости газа 0,2 м/сек и высоте орошаемой насадки 0,7 м

Влажность торфа W _P в %	Расход воды		Содержание примесей в г/м ³						Коэффициент очистки в %			
			До очистителя		После орошаемой насадки		После сухого очистителя		По механическим примесям		По смоле	
	в л/час	в л/м ³	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	орошаемой насадки	общий	орошаемой насадки	общий
20	3000	15	0,75	0,154	0,255	0,103	0,230	0,083	66,0	69,3	33,0	45,0
25	4000	20	0,85	0,162	0,302	0,098	0,238	0,080	64,8	72,0	39,5	51,0

Второй и, пожалуй, более существенной причиной ухудшения очистки газа могло быть сокращение также в два раза площади поля распыла воды, имея в виду, что в очистителе установки ОГ-16 распыл воды при очистке газа, очевидно, играет более важную роль, чем орошаемая насадка.

Эти результаты, естественно, привели к выводу о нецелесообразности испытания скруббера еще меньшего сечения при сохранении прежней высоты орошаемой насадки и способа разбрызгивания воды.

Для выяснения справедливости первого предложения последующие опыты были проведены с очистителем того же сечения, но с высотой орошаемой насадки, увеличенной в три раза и равной 2,1 м. Этим объем орошаемой насадки был увеличен в 1,5 раза по сравнению с объемом насадки комбинированного очистителя газогенераторной установки ОГ-16.

Данные 2 опытов показаны в табл. 5.

Как видно по содержанию механических примесей и смолы в очищенном газе и по коэффициентам очистки, увеличение высоты и удельного объема насадки практически не улучшило степень очистки газа по сравнению с предыдущими опытами.

Таким образом, высота насадки при форсуночном распыле воды не играет роли. Это подтвердилось, кроме того, и при уменьшении высоты орошаемой насадки от 0,7 до 0,5 м в существующем очистителе установки ОГ-16 (при диаметре очистителя — 900 мм). Степень очистки при этом практически не изменялась.

Таблица 5

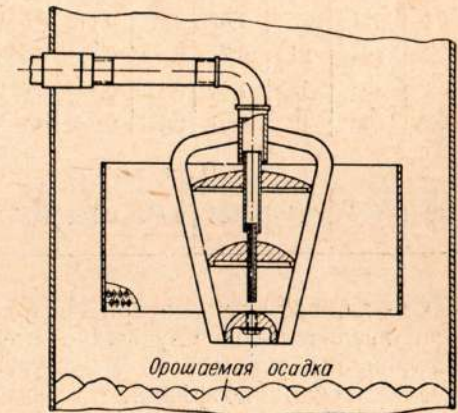
Степень очистки газа от механических примесей и смолы в комбинированном очистителе уменьшенного сечения при скорости газа 0,2 м/сек и высоте орошаемой насадки 2,1 м

Влажность торфа W _P в %	Расход воды		Содержание примесей в г/м ³						Коэффициент очистки в %			
			До очистителя		После орошаемой насадки		После сухого очистителя		По механическим примесям		По смоле	
	в л/час	в л/м ³	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	орошаемой насадки	общий	орошаемой насадки	общий
22	3000	15	0,74	0,162	0,225	0,102	0,183	0,088	69,5	75,0	38,4	46,0
22	3000	15	0,71	0,167	0,253	0,104	0,202	0,084	64,1	71,3	37,7	49,0

Для выяснения справедливости второго предложения — влияния способа разбрызгивания орошающей воды — был изготовлен и установлен другой разбрызгиватель, не дающий тонкого распыла, но направляющий все струи воды на насадку, что не имело места в существующем разбрызгивателе форсуночного типа.

Разбрызгиватель гирляндного типа показан на фиг. 7.

Вода, как нетрудно понять, разбрызгивается тремя ярусами. Поток воды каждого яруса принимает форму той сферической поверхности, на которую из трубы подается вода. Радиусы трех сферических поверхностей возрастают снизу вверх. Поэтому самый малый радиус разбрызгивания — у нижнего яруса, который орошает центральную часть насадки. Верхний ярус орошает периферийную часть, а средний — пространство между периферией и центром. Для того чтобы струи верхнего яруса при больших расходах воды не устремлялись на стенку очистителя, они были ограничены дырчатой обечайкой, поставленной на насадку и отстоящей от внут-



Фиг. 7. Разбрызгиватель гирляндного типа.

ренных стенок очистителя на 70 мм с тем расчетом, чтобы лишь небольшая часть воды достигала стенок.

Этот разбрызгиватель давал возможность увеличить расход воды до 5500 л/час или до 27 л/м³, что по плотности орошения для скруббера этого сечения, набитого коксом, было выше нижнего предела орошения.

Опыты проводились с различным расходом воды, начиная от максимального, до тех пор, пока не стало наблюдаться ухудшение степени очистки. Результаты приведены в табл. 6.

Таблица 6

Степень очистки газа в комбинированном очистителе с разбрызгивателем гирляндного типа при различных расходах орошающей воды

Режим газогенератора		Расход воды в л/м ³	Содержание примесей в газе (г/м ³)						Коэффициент очистки газа (%)			
			До очистителя		После орошаемой насадки		После сухой насадки		По механическим примесям		По смоле	
			механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	механических примесей	смолы	для мокрой насадки	общий	для мокрой насадки	общий
При работе на торфе												
32	211	26	1,07	0,205	0,113	0,051	0,082	0,035	89,5	91,5	75,0	83,0
22	204	21	0,74	0,200	0,09	0,046	0,062	0,032	88,0	91,5	77,3	84,0
32	203	15	1,04	0,175	0,125	0,041	0,09	0,026	88,0	90,0	77,0	85,0
22	206	10	0,91	0,195	0,260	0,105	0,204	0,075	71,5	77,5	46,0	61,0
При работе на древесине												
40	207	26	0,88	0,112	0,148	0,057	0,138	0,044	83,0	84,4	50,0	61,0

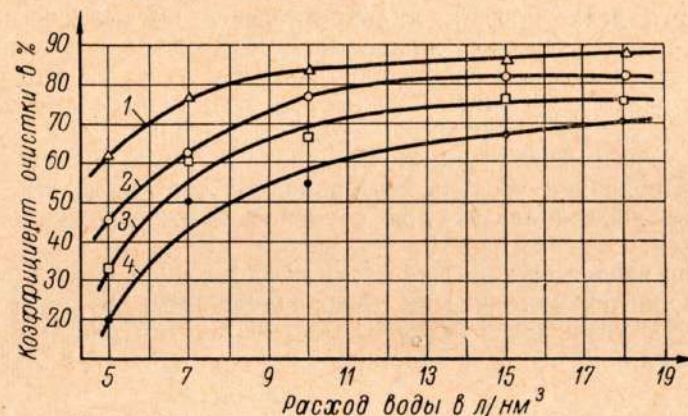
Опыты, проведенные при нескольких ступенях орошения, показали значительное улучшение степени очистки. Так, например, коэффициент очистки по механическим примесям для орошаемой насадки и общий коэффициент повысились до 88 и 91,5% и по смоле — до 77 и 85% против самых высоких коэффициентов очистки комбинированного очистителя с форсуночным разбрызгивателем на коксовой же насадке — механическим примесям 78,3 и 81,5% и по смоле — 54,7 и 65,7%.

Зависимость коэффициентов очистки от расхода воды показана на фиг. 8. Как видно, оптимальным расходом является расход, равный 15 л/м³ (3000 л/час).

Опыты, проведенные с высотой насадки в 1,4 м, показали некоторое ухудшение степени очистки газа.

Повышение высоты орошаемой насадки до четырехкратной высоты (до 2,8 м) уже повлекло бы за собой увеличение габаритов очистителя, по высоте превышающих газогенератор вместе с его загрузочным устройством, что нежелательно с точки зрения габаритов здания.

Кроме того, как это будет показано ниже, конечное содержание примесей в газе и их качественный состав при высоте орошаемой насадки 2,1 м получены такими, что нет большой необходимости в улучшении степени очистки, в особенности по механическим примесям.



Фиг. 8. Зависимость степени очистки газа от расхода воды в комбинированном очистителе с разбрызгивателем гирляндного типа:

1 — к. о. (коэффициент очистки) общий по механическим примесям; 2 — к. о. орошаемой насадки по механическим примесям; 3 — к. о. общий по смоле; 4 — к. о. орошаемой насадки по смоле.

Поэтому высоту орошаемой насадки, равную 2 м, в случае применения гирляндного разбрызгивателя, можно считать достаточно оптимальной.

Таким образом, при очистке генераторного газа, получаемого при газификации торфа, наилучшие результаты, в особенности по смоле, нами были получены при применении разбрызгивателя гирляндного типа при скорости газа в очистителе 0,2 м/сек (удвоенной против существующей) и высоте орошаемой насадки в 2 м.

Результаты по очистке газа, полученного при газификации древесных чурок, показаны в табл. 6.

Из рассмотрения данных табл. 6 явствует, что степень очистки древесного газа близка к степени очистки торфяного газа. Коэффициент очистки по механическим примесям для орошаемой насадки и общий равны 83,0 и 84,4%, а по смоле — 50 и 61%. Однако по смоле коэффициент очистки ниже, чем в случае торфяного газа, что, очевидно, связано с большей летучестью древесных смол.

Тем не менее остаточное содержание смол в очищенном газе невелико, и комбинированный очиститель с разбрызгивателем гир-

ляндного типа может применяться и для очистки газа, полученного из древесных чурок.

Что касается сухого очистителя, то он специально исследованию не подвергался, но некоторые данные по его работе получены. Как уже указывалось, на его долю очистки приходится примерно 5—10% от общего количества уноса, поступающего из газогенератора. Коэффициент очистки сухого очистителя, считая за исходное количество уноса, поступающий из мокрого в сухой очиститель, колеблется по всем опытам в пределах 13—40%.

Нашими опытами установлено, что скорость газа в сухом очистителе нельзя повысить более 0,2 м/сек, так как коэффициент очистки его резко падает, а сопротивление быстро повышается. Однако с точки зрения сроков замены насадки целесообразнее иметь скорость в сухом очистителе 0,1 м/сек, т. е. диаметр очистителя при расходе газа 200—220 нм³/час должен быть 900 мм.

В своих работах НИИОГАЗ при обследовании сухих очистителей с различными набивочными материалами также отмечает нестабильность и низкий уровень коэффициентов очистки сухих очистителей. Им даже ставится под сомнение целесообразность сухих очистителей.

На наш взгляд, сухой очиститель в достаточной мере выполняет роль дополнительной очистки газа, кроме того, он задерживает капли воды, увлекаемые газом из мокрой ступени очистки. Таким образом, наличие его в комбинированном очистителе оправдывает себя.

Некоторые данные и соображения по характеристике загрязнений газа. Под понятием абразивности пыли понимается способность ее разрушать поверхность стенки, относительно которой движутся частицы пыли, вызывая при этом износ поверхности.

Абразивность пыли обуславливается как твердостью частиц, так и формой — остротой граней отдельных пылинки.

Надежных критериев, достаточно полно характеризующих абразивность, нет.

Дисперсный или зерновой состав характеризует величину частиц пыли и выражается содержанием в процентах отдельных фракций с определенным интервалом величин частиц в микронах.

Разница в дисперсном составе механических примесей уноса, поступающего и выходящего из очистителя, дает возможность качественно оценить работу последнего с точки зрения тонкости очистки. Значительный проскок через очиститель частиц в 50—60 м и более дает право отнести его к категории грубых очистителей, задерживание частиц 50—60 м и менее — к категории тонких очистителей.

Абразивный и дисперсный состав уноса из очистителя дают возможность качественно оценить его вредное влияние на работу двигателя с точки зрения износов его деталей.

Существует предположение, непроверенное экспериментально, но достаточно правдоподобное, что износ поршневой группы вызывают частицы, попадающие в зазор между втулкой и поршнем и по своей

величине близкие к величине зазора. Частицы меньшей величины лишь плавают в масляной пленке и износа не вызывают. Частицы — по величине своей больше зазора — не попадают в него, и износа также не вызывают.

В литературе имеются некоторые сведения по вопросу влияния размера частиц пыли на износы деталей двигателя.

Так, например, В. Н. Болтинский [4] указывает, что пыль, содержащаяся в воздухе, поступающем в двигатель, с размером частиц 15—30 м вызывает износ в 2,5 раза больший, чем пыль с частицами 0,5 м. Один грамм такой пыли, попавший в цилиндр двигателя, увеличивает диаметр цилиндра на 0,1 мм.

А. И. Нисневич и С. А. Шуров [5], исследуя влияние запыленности воздуха на износ тракторного двигателя Д-54, нашли, что наибольший износ вызывает пыль с величиной частиц 10—20 м (фиг. 9). Износ от пыли с частицами от 10 м и ниже резко снижается, износ от пыли 20 м и выше также снижается, хотя и не столь резко.

Эти результаты отчасти подтверждают указанное выше предположение о связи износов с величиной зазоров и частиц пыли. К сожалению, в цитируемой работе износы не сопоставлены с величиной зазоров трущихся поверхностей.

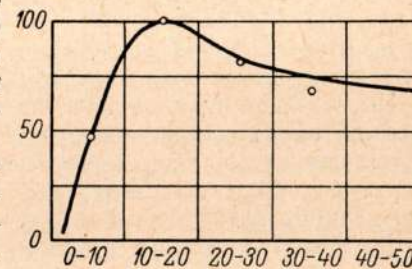
Следует особо отметить при этом, что вышеизложенные данные по влиянию величины частицы пыли на износ двигателя относятся исключительно к воздушной пыли, которая по своим абразивным свойствам может быть совершенно отличной от пыли, поступающей в двигатель с генераторным газом.

В связи с этим представляло определенный интерес получить некоторые данные по абразивности и дисперсному составу уносов в газогенераторной установке ОГ-16, работающей на торфе.

Полученные данные по определению дисперсного состава не дали, к сожалению, надежных результатов, так как, несмотря на все мероприятия по обессмоливанию пыли, не удалось совершенно избежать слипания частиц.

Рассматривание в микроскоп при 600-кратном увеличении не дало возможности вычислить дисперсный состав в процентах, но можно зафиксировать, что основная масса частиц пыли после очистителя имеет размер, не превышающий 50—60 м.

Таким образом, комбинированный очиститель установки ОГ-16 не вполне выполняет функции тонкого очистителя газа, и характеристика пыли, уносимой из него при работе газогенератора на торфе, судя лишь только по ее дисперсному составу, является неблагоприятной.



Фиг. 9. Влияние фракционного состава пыли, засасываемой двигателем, на скорость износа поршневых колец.

За 100% износа принята скорость износа для фракции 10—20 м; интервалы средних диаметров частиц пыли в м указаны на горизонтальной оси.

С целью косвенной оценки абразивных свойств уносов пыли были определены их зольные остатки, исходя из того, что в условиях работы двигателя зольность частиц, равно как и качественная характеристика золы, в большей мере определяет износ двигателя.

Полученные данные показали, что пыль, собранная в гидрозатворе, имеет в два раза большую зольность по сравнению с пылью, уносимой из газогенератора (64 против 33%). В то же время зольность пыли, прошедшей через очиститель, равна всего лишь 7%.

Это вполне согласуется с положением, что угольные частицы менее смачиваемы и в меньшей степени улавливаются орошаемой водой.

Такой факт говорит, во-первых, о том, что данная система очистки в гораздо большей степени улавливает зольную часть уноса. С учетом количественного содержания загрязнений это дает коэффициент очистки газа по зольной составляющей выше 99%.

Во-вторых, это дает известное основание судить об абразивных и вредных свойствах пыли, попадающей в двигатель.

Пыль, состоящая на 93% из углеродно-сажистых частиц, находясь в газе в мелкодисперсном состоянии относительно в очень небольшом количестве, неизбежно и с достаточной полнотой должна сгорать в цилиндре двигателя, давая зольный остаток, равный всего лишь 7%.

Для подтверждения этого можно привести следующие соображения.

При попытке создать двигатель, работающий на пылеугольном топливе, основным препятствием было отнюдь не недостаточная полнота сгорания топлива, а чрезвычайно большие износ поршневой группы двигателя — вследствие зольности топлив. Само собой понятно, что несоизмеримы количества угольной пыли, поступающей в двигатель в двух данных сравниваемых случаях, а также и количества золы, образующейся при сгорании.

Следует отметить, что при подборе топлив для пылеугольного двигателя критерием служила не только зольность топлива, но и качественная характеристика золы, выражаемая так называемым шлифующим числом. Последнее представляет собой сумму 1000-кратного содержания Al_2O_3 , 120-кратного SiO_2 и 37-кратного Fe_2O_3 в золе топливной пыли.

Как видно, данная характеристика связана с количественным содержанием основных компонентов золы, имеющей различную твердость. Для угольной пыли, в зависимости от состава золы, шлифующее число колеблется в пределах 14 200—24 200.

Шлифующее число, определенное нами для золы пыли, уносимой из очистителя при газификации торфа, равнялось 13 500, т. е. оно соответствует примерно нижнему пределу этой характеристики для угольной пыли и является с этой точки зрения благоприятным.

Для количественной оценки зольных веществ, попадающих в двигатель, работающий на торфяном газе, небезынтересно и следующее сопоставление. В цилиндре двигателя, работающего на дизельном топливе при допустимой зольности последнего — 0,02%, попа-

дает золы на одну вырабатываемую л. с.-час 36 мг (при удельном расходе 180 г/л. с.-час). В случае же газа, полученного из гидроторфа при среднем содержании пыли 80 мг/нм³ и при ее зольности 7% (при удельном расходе 2,5 нм³/л. с.-час), в двигатель попадает золы лишь 14 мг/л. с.-час.

Таким образом, полученные данные по определению зольных остатков в уносах газа до и после очистителя дают возможность сделать весьма существенные выводы.

Во-первых, комбинированный очиститель, хотя и недостаточно улавливает мелкодисперсные частицы пыли, однако успешно — более чем на 99% — освобождает ее от абразивных зольных элементов, являющихся главным источником причин износа деталей двигателя.

Во-вторых, пыль, попадающая в двигатель вместе с газом, полученным при газификации гидроторфа, в основном состоит из углеродисто-сажистых частиц, сгорающих в двигателе, и количество абразивных зольных частиц, вызывающих износ, составляет менее 10% от попадающей пыли.

Это подтверждает тот факт, что в практике применения двигателей, работающих на торфяном газе, повышенных износов не наблюдается, в то время как при значительно меньшем количестве пыли, попадающей в двигатель с воздухом и состоящей из минеральных абразивных частиц, износ двигателя в отдельных случаях достигает больших размеров.

Отсюда вытекает и такой важный вывод, что допустимые нормы загрязнений механическими примесями моторного газа для стационарных газовых двигателей 20—30 мг/нм³, без учета качественной абразивной характеристики уноса, не являются сколько-нибудь обоснованными и не отражают существа вопроса.

Смола, выделенная из газа после очистителя, характеризуется следующим фракционным составом.

Таблица 7

Фракционный состав смол, выделенных из газа после очистителя

Номер фракций	Интервал температур кипения в °С	Количество отобранных фракций (на абсолютно сухую смолу) в %
1	105—150	0,3
2	150—250	0,4
3	200—250	24,8
4	250—300	11,5
5	300—330	27,4
Хрупкий пек		30,7
Потери в виде газа		4,9

Как видно, практически начальная температура кипения смолы равна 200°С. Наибольшее количество смолы (27,4%) выкипает при

температуре от 300 до 330°С. Выше 330°С смола перестает перегоняться, вспенивается и дает твердый хрупкий пек в количестве 30,7%. Начиная с 260°С, выделяются газы от разложения смолы. Все это показывает, что смола относится к категории высококипящих полимеризованных окисленных смол, что, очевидно, является следствием того, что она прошла зону высоких температур внутри газогенератора.

Итак, смола, получающаяся при газификации торфа, не является благоприятной для работы двигателя. Она способна ввиду высокой температуры кипения конденсироваться в газопроводящей системе и газораспределительных органах и благодаря значительной пекобразующей способности давать нагары в цилиндре двигателя. Поэтому мероприятия, способствующие возможно полному крекингу смол в газогенераторе и повышению коэффициента очистки газа по смоле, являются целесообразными. Однако в газомоторной установке ОГ-16 количество смолы в очищенном газе, как показывают результаты настоящей работы, может быть достигнуто порядка 20—30 мг/нм³, что является достаточно низким смолодержанием, чтобы вызвать нарушение нормальной работы двигателя.

Здесь уместно отметить следующее весьма важное обстоятельство. Допустимые нормы смолодержания генераторного газа для различных типов двигателей должны быть различные.

Практика работы показывает, что тихоходные двигатели с большими проходными сечениями и размерами клапанов могут допускать работу на довольно смолистом газе, в то время как быстроходные двигатели весьма чувствительны к повышенному смолодержанию.

Заключение

I. По исследованию комбинированного очистителя газогенераторной установки ОГ-16 с форсуночным распылом воды.

1. Испытанные три вида орошаемой насадки — битый кирпич и кокс с размером кусков 75 мм и керамические кольца Рашига размером 50 × 50 × 5 мм — не показали существенной разницы в степени очистки газа, что дает основание считать битый кирпич, как местный материал, при отсутствии кокса и колец Рашига, достаточно приемлемым заменителем их.

2. Оптимальным расходом воды на охлаждение газа является расход, равный 7 л/нм³ (1500 л/час).

3. Оптимальным расходом воды на очистку газа является расход, равный 10—15 л/нм³ (2000—3000 л/час).

4. Увеличение скорости газа в комбинированном очистителе ухудшает очистку газа.

5. Изменение высоты орошаемой насадки в пределах 0,5—2 м практически не влияет на степень очистки газа.

II. По исследованию модернизированного комбинированного очистителя установки ОГ-16 с разбрызгивающим устройством гирляндного типа

1. Применение разбрызгивателя гирляндного типа повышает степень очистки газа по механическим примесям на 12%, а по смоле — на 30%, что дает основание рекомендовать его вместо имеющейся в настоящее время на установке ОГ-16 конструкции разбрызгивателя форсуночного типа.

2. Для комбинированного очистителя с разбрызгивателем гирляндного типа оптимальными являются следующие параметры очистки торфяного газа:

расход воды	15 л/нм ³ (3000 л/час)
скорость газа в очистителе	0,2 м/сек
высота орошаемой насадки	2 м
удельный объем мокрого очистителя	10 л/л. с.-час
коэффициент очистки по механическим примесям	90—92%
коэффициент очистки по смоле	84—85%

Таким образом, удельный объем мокрого очистителя для рекомендуемого варианта остается без изменения в сравнении с существующим. Однако высота его увеличена в два раза, но соответственно в два раза уменьшено сечение, вследствие чего и скорость газа увеличена также в два раза. Данные получены для коксовой насадки, но имеются все основания считать, что для насадки из колец Рашига можно получить несколько лучшие результаты.

3. Роль сухого очистителя является второстепенной. На его долю очистки падают 5—10% от общего количества примесей. Коэффициент очистки сухого очистителя весьма нестабилен и колеблется в пределах 13—40%.

Необходимость его обусловливается в основном функцией каплеулавливания и осушки газа. Оптимальной скоростью газа в сухом очистителе является скорость, равная 0,1 м/сек.

III. По вопросам качественных характеристик загрязнений газа

1. Характеристики механических загрязнений по дисперсному составу показывают, что комбинированный очиститель установки ОГ-16 не производит достаточно полную тонкую очистку газа, тем не менее определение зольных остатков уносов говорят о том, что он весьма успешно решает основную свою задачу — освобождение газа от зольных абразивных частиц, коэффициент очистки по которым составляет более 99%.

2. Основным компонентом загрязнений торфяного газа после очистителя в количестве 91—95% являются углеродисто-сажистые частицы, обладающие незначительной абразивностью и в основном сгорающие в цилиндре двигателя. В связи с этим допустимые нормы загрязнений генераторного газа механическими приме-

сями, существующие в настоящее время, без учета качественной характеристики примесей, должны быть откорректированы с учетом этого существенного фактора.

3. При работе установки ОГ-16 на торфе смола, содержащаяся в газе, поступающем в двигатель, не является вполне благоприятной для его работы. Это обязывает уделять максимальное внимание мероприятиям, улучшающим крекинг смол в газогенераторе и повышающим коэффициент очистки газа по смоле. Вместе с тем количество смолы в очищенном газе установки ОГ-16 достаточно низко и практически не отражается на нормальной работе двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соловьев С. Н., Определение загрязненности моторного генераторного газа, Сборник ЦНИДИ, № 27, Газовые двигатели и газогенераторные установки, Машгиз, 1953.
2. Егоров Н. Н., Охлаждение газа в скрубберах, Госхимиздат, 1954.
3. Корнев М. С., Тонкая очистка древесного генераторного газа от механических примесей слоем колец Рашига, труды НАТИ, вып. 45, Машгиз, 1947.
4. Болтинский В. Н., Тракторные и автомобильные двигатели, Сельхозгиз, 1955.
5. Нисневич А. И. и Шуров С. А., Опыт применения радиоактивных изотопов для оценки влияния запыленности воздуха на износ тракторного двигателя, Изв. АН СССР, О. Т. Н. 1955, № 7.

В. И. Кряжев

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТРОЙСТВА ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОГО КОРРЕКТИРОВАНИЯ КАЧЕСТВА РАБОЧЕЙ СМЕСИ У ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Двигатели, работающие на генераторном газе и имеющие автоматическое регулирование количества рабочей смеси при ручной регулировке ее качества, обладают сниженными эксплуатационными данными. Для устранения этого недостатка применено автоматическое регулирование качества смеси на повышенных нагрузках путем ввода в обычную систему регулирования корректирующего механизма релейного типа.

Проведенные опыты показали улучшение работы двигателя в результате применения корректирующего механизма.

Введение

Газовые двигатели, работающие с газогенераторами, имеют в отношении регулирования числа оборотов особенность, резко отличающую их от других двигателей внутреннего сгорания. Последние работают на топливах постоянного состава с практически неизменяющимися физическими свойствами. Совершенно иные условия имеют место при использовании газа, получаемого в газогенераторе, в качестве топлива для двигателя.

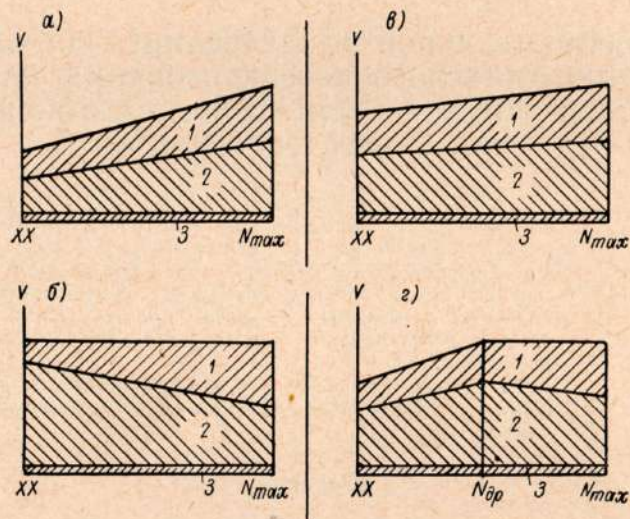
Химический состав и физические свойства газа, производимого газогенератором, зависят от многих факторов: от качества газифицируемого топлива (его состав, величина кусков, влажность и др.), от сопротивления газогенераторной установки, от режима работы двигателя, поскольку режим, в свою очередь, влияет на термохимические и физические процессы, происходящие в системе, вырабатывающей газ.

Вследствие указанных причин регулирование числа оборотов газогенераторного двигателя нецелесообразно ограничивать одним лишь воздействием регулятора на количество поступающего в двигатель газа. Следует ввести дополнительное устройство, при помощи которого возможно устранить влияние изменяющихся свойств газа на работу двигателя и тем самым улучшить его экономичность.

Ниже приводится описание различных способов регулирования, применяемых для газовых двигателей.

Способы регулирования газовых двигателей. Рассмотрим четыре способа регулирования. Одновременно оценим влияние каждого из них на отдельные параметры процесса сгорания в двигателе [1, 2].

Количественный способ регулирования. Этот способ регулирования состоит в том, что на всех режимах работы двигателя сохраняется примерно постоянный качественный состав рабочей смеси, а количество ее изменяется в зависимости от нагрузки (фиг. 1, а). Такой способ, основанный на изменении наполнения



Фиг. 1. Способы регулирования:
1 — газ; 2 — воздух; 3 — остаточные газы.

цилиндров, допускает наиболее экономичную работу двигателя при постоянном составе смеси и частичных нагрузках, начиная с некоторого значения до холостого хода. В газовых двигателях он может оказаться мало экономичным даже на номинальных мощностях, так как газ, получаемый из генератора, не обладает постоянством своего состава, вследствие чего все время происходит изменение калорийности рабочей смеси. Поэтому при обогащении смеси, для поддержания постоянства оборотов, регулятору приходится уменьшать наполнение, что приводит к резкому снижению эффективного к. п. д. η_e двигателя.

Количественный способ регулирования — наиболее прост в конструктивном отношении, поэтому в настоящее время он применяется у всех малогабаритных газовых двигателей небольших и средних мощностей.

Качественный способ регулирования. При качественном способе регулирования изменяется коэффициент избытка

воздуха α , а наполнение цилиндров сохраняется постоянным (фиг. 1, б). Применение этого способа обеспечивает хорошую экономичность при больших и средних нагрузках. При малых же нагрузках экономичность газового двигателя с электрическим зажиганием резко падает, работа становится неустойчивой и даже невозможной. Это происходит вследствие большого обеднения смеси и резкого падения скорости сгорания. Поэтому качественное регулирование применяется главным образом в дизелях и газодизелях, у которых большое число очагов воспламенения распыленного топлива обеспечивает достаточную скорость сгорания бедных смесей и устойчивую работу двигателя во всем диапазоне нагрузок.

В конструктивном отношении этот способ также прост, так как позволяет воздействовать на один регулирующий орган.

Смешанный способ регулирования. Под смешанным регулированием понимается способ одновременного регулирования качества и количества смеси (фиг. 1, в). Этот способ применяется на больших газовых двигателях, имеющих на каждый цилиндр самостоятельный регулирующий орган, выполненный в виде двойного всасывающего клапана.

Смешанный способ является более экономичным и совершенным по сравнению с количественным при работе двигателя на больших и средних нагрузках, а также по сравнению с качественным способом при работе на малых нагрузках. Применение его облегчает и улучшает эксплуатацию двигателей, но конструктивное оформление — значительно сложнее двух первых способов.

Комбинированный способ регулирования. При этом способе осуществляется качественное регулирование на больших и количественное на малых нагрузках (фиг. 1, г). Большинство авторов называют такой способ смешанным регулированием. В действительности же он существенно отличается от смешанного способа тем, что в последнем одновременно происходит как количественное, так и качественное регулирование независимо от нагрузки, в то время как в комбинированном количественное и качественное регулирование выполняется отдельно.

Этот способ регулирования является самым экономичным из рассмотренных выше, однако конструктивное осуществление его наиболее сложно.

Необходимо отметить, что количественное или качественное регулирование практически нельзя строго разграничивать.

При количественном регулировании во время перехода с режима на режим изменяется положение дросселя регулятора, вследствие чего меняется и разрежение в смесителе. Это вызывает, в свою очередь, некоторое изменение в соотношениях воздуха и газа в рабочей смеси. Кроме того, состав смеси колеблется и при постоянном режиме вследствие различного состава генераторного газа.

Подобное явление наблюдается и при качественном регулировании. Здесь при изменении режима происходит перераспределение количества в рабочей смеси воздуха и газа с помощью перемещения воздушной или газовой заслонки, отчего несколько меняется

разрежение во всасывающем тракте после смесителя и зависимое от него наполнение цилиндров. То же будет происходить и при произвольном изменении калорийности газа.

1. Параметры, изменяемые при регулировании, и их влияние на рабочий процесс газовых двигателей

Для выбора рациональной системы регулирования газового двигателя, обеспечивающей получение устойчивых оптимальных параметров, необходимо знать условия лучшего протекания рабочего процесса при всех нагрузках двигателя.

Имеются два основных параметра, влияющие на качественную сторону протекания рабочего процесса, которые могут быть изменены системой регулирования. Это — наполнение цилиндров, характеризуемое коэффициентом наполнения η_v , и качество рабочей смеси, оцениваемое коэффициентом избытка воздуха α . Поэтому в дальнейшем будет рассмотрено главным образом влияние η_v и α на протекание рабочего процесса. Следует отметить, что коэффициент избытка воздуха α является наиболее важным показателем рабочего процесса газового двигателя. С точки зрения регулирования нас интересуют только те значения α , которые обеспечивают максимально-устойчивую мощность N_e и минимальный удельный расход газообразного топлива q_e во всем диапазоне мощностей. Поэтому область регулирования двигателей при значениях $\alpha < 1$, как неудовлетворяющая выше приведенным требованиям, нами вообще не рассматривалась.

В ряде работ по исследованию транспортных и стационарных газовых двигателей подробно освещен вопрос о зависимости рабочего процесса от значений η_v и α . Так, в работе Чудакова Е. А. и Генкина К. И. [3] о газовом двигателе с внутренним смесеобразованием, переделанном из двигателя ЯАЗ-204 Ярославского автомобильного завода для работы на высококалорийных газах, показано, что увеличение мощности происходит за счет увеличения η_v при прочих равных условиях. Также показано влияние α на получение максимальной мощности и расход топлива для полной нагрузки, а при частичных нагрузках — на расход топлива.

Так, максимальной мощности соответствует $\alpha_{p_{i\max}} = 1,05 \div 1,15$, а граница целесообразного обеднения смеси, соответствующая наилучшим эффективным к. п. д. для различных частичных нагрузок, наступает при $\alpha_{\eta_e \max} = 1,4 \div 1,6$. В каждом газовом двигателе значение $\alpha_{p_{i\max}}$ зависит в основном от качества смесеобразования в цилиндре, а граница целесообразного обеднения смеси $\alpha_{\eta_e \max}$ — в основном от условий воспламенения, т. е. от формы камеры сгорания, от количества и расположения источников зажигания, от степени сжатия и т. д.

У Лейкера и Шнюрле [4] при исследовании стационарных газовых двигателей, работающих на генераторном газе, также установлены границы изменения α для испытанных ими двигателей в пределах $\alpha_{p_{i\max}} = 0,9 \div 1,0$ и $\alpha_{\eta_e \max} = 1,7 \div 1,8$.

При значении $\alpha_{\eta_e \max} = 1,7 \div 1,8$ и максимальном коэффициенте наполнения η_v еще обеспечивается надежное воспламенение смеси и устойчивая работа двигателя при частичной нагрузке. При дальнейшем снижении нагрузки, чтобы получить надежное воспламенение газовой смеси, необходимо не превышать значения α над $\alpha_{\eta_e \max} = 1,7 \div 1,8$, а снижение η_v , т. е. следует уменьшать наполнение. Только таким образом можно обеспечить экономичную и устойчивую работу двигателя на малых нагрузках.

Из работ Гольдберга А. М. и Величина И. П. вытекает, что в испытанных ими транспортных газовых двигателях характер влияния η_v и α на мощность и экономичность аналогичен рассмотренным выше.

Однако в связи с быстроходностью двигателей несколько изменяются пределы оптимальных α , которые в данном случае получаются равным при $\alpha_{p_{i\max}} = 1,1$ и $\alpha_{\eta_e \max} = 2,0$ вместо $1,7 \div 1,8$, указанных выше. Увеличение α до значения $\alpha_{\eta_e \max} = 2,0$ объясняется лучшим смесеобразованием в цилиндрах двигателя, что расширяет зону удовлетворительного сгорания для обедненных смесей и, следовательно, повышает экономичность для большего диапазона малых нагрузок. Наибольшее значение эффективного к. п. д. $\eta_e \max$ достигается при $\alpha_{opt} = 1,5$, что несколько превосходит значения η_e , соответствующие значениям $\alpha = 1,1$ и $2,0$.

В приведенной работе также отмечается произвольное изменение калорийности и состава генераторного газа при постоянном режиме двигателя, которое приводит к колебаниям коэффициента наполнения η_v , механического η_m и эффективного η_e к. п. д. и мощности N_e .

В работе Харитонова Б. А. по исследованию рабочего процесса газового двигателя 4ГЧ 18/26 получен ряд выводов, которые необходимо учитывать при выборе системы регулирования газовых двигателей. Эти выводы таковы:

1. Состав рабочей смеси оказывает существенное влияние на основные параметры рабочего процесса; при $\alpha_{p_{i\max}} = 0,9$ имеет место максимальная скорость распространения пламени и соответствующие ей максимальные скорости тепловыделения и мощность двигателя.

2. Процесс сгорания у двигателя 4ГЧ 18/26 обладает относительно малой стабильностью, возрастающей как при увеличении $\alpha > 1$, так и при уменьшении $\alpha < 1$; стабильность процесса сгорания в сильной степени зависит от турбулентности заряда, вызывающей изменения гидродинамических условий в последовательных циклах около свечи, которые влияют на развитие начальных стадий горения.

3. При увеличении α до значений $1,2 \div 1,3$ индикаторный к. п. д. η_i растет. С дальнейшим ростом α , η_i начинает убывать в результате снижения скорости горения и увеличения степени неидентичности последовательных циклов. Вообще $\eta_{i\max}$ у двигателей с зажиганием от искры для различных газов достигается при разных α . Так,

например, для сланцевого газа $\eta_{i, \max}$ соответствует $\alpha_{opt} = 1,5 \div 1,7$, а затем начинает убывать. Это объясняется большими скоростями горения и меньшей неидентичностью последовательных циклов, чем при работе на генераторном газе.

4. Двигатель 4ГЧ 18/26 при всех значениях α имеет недожог топлива, достигающий минимума при значениях $\alpha = 1,1 \div 1,3$.

5. Увеличение значения η_i , а также увеличение диапазона α в данном двигателе до значений, обеспечивающих достаточную стабильность процесса сгорания в последовательных циклах, может быть осуществлено за счет улучшения смесеобразования, лучшего размещения источников зажигания и т. д.

В этой же работе Харитонов Б. А. исследуется и явление так называемых обратных хлопков во всасывающий трубопровод во время хода всасывания на газовых двигателях, наблюдаемое при стопроцентной нагрузке и выше. Явление хлопков есть следствие преждевременного воспламенения рабочей смеси в цилиндрах двигателя, что, в свою очередь, является результатом перегрева камеры горения, происходящего от детонации. Последняя образуется при работе двигателя на богатых смесях со значениями α в пределах 0,8 — 1,2. При этом генераторный газ должен обладать нижней теплотворной способностью Q_n не менее 1000 ккал/м³ и иметь в своем составе не выше 16% водорода. В газах, содержащих большее количество водорода, предельное значение α для работы без хлопков возрастает. Так, например, для сланцевого газа с содержанием водорода до 26% устойчивая работа двигателя без хлопков происходит при $\alpha \geq 1,5$. В нашем случае для низкокалорийных генераторных газов устойчивая надежная работа двигателя без детонации и хлопков осуществляется только при $\alpha \geq 1,3$ для больших нагрузок. Этому значению соответствует и наивысший эффективный к. п. д. $\eta_{e, \max}$. Наиболее экономичные дробные нагрузки получаются для значений α , не превосходящих $\sim 1,6$ при максимальном значении η_v .

В приведенных работах исследовались тихоходные и быстроходные двигатели. При этом было установлено, что максимальные мощности получаются при $\alpha_{p, \max}$ от 0,9 до 1,1.

Наиболее высокий эффективный к. п. д. $\eta_{e, \max}$ имеет место для мощностей, соответствующих $\alpha_{\eta_{e, \max}} = 1,25 \div 1,3$ при наибольшем значении η_v . В зависимости от смесеобразования, расположения источника зажигания и конструкции камеры горения получаются различные области α в пределах от 1,25 \div 1,3 до 1,6 \div 2,0, при $\eta_{v, \max}$, внутри которых обеспечивается надежная и устойчивая работа газовых двигателей без детонации и хлопков во всасывающий трубопровод.

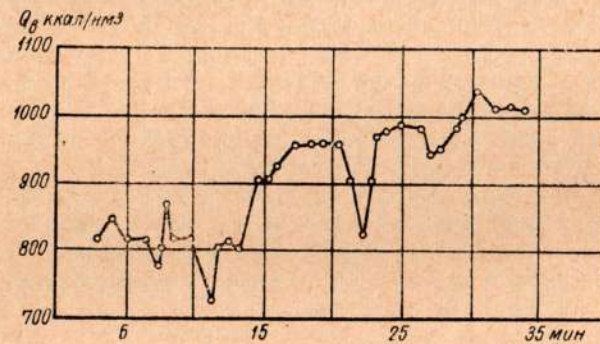
Влияние конструкции камеры сгорания на верхний предел α хорошо видно из приводимого ниже примера.

В ЦНИДИ испытывался одноцилиндровый газовый двигатель 4Ч 18/22 при 750 об/мин. мощностью 20 л. с. с тремя вариантами камер. Первый вариант представлял собой плоскую камеру с бо-

ковым расположением свечи; второй — эту же камеру с центральным расположением свечи; третий имел камеру, расположенную в центральной части поршня со свечей, помещенной в центре крышки цилиндра. Для каждого варианта были получены соответствующие максимальные допустимые значения $\alpha_{\eta_{e, \max}} = 1,6; 1,8 \div 1,9; 2,0 \div 2,2$.

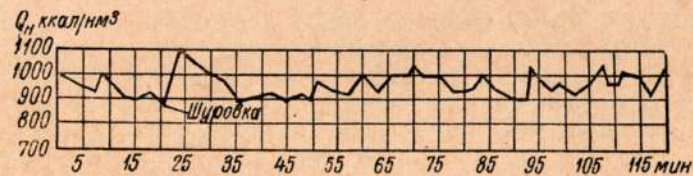
2. Внешние факторы, влияющие на работу газового двигателя

На работу газового двигателя, кроме внешней нагрузки, оказывают влияние помехи, вызываемые газогенератором и качеством топлива, применяемого для газификации. В зависимости от конструк-



Фиг. 2. Изменение калорийности газа в газогенераторе НАМИ-178 (Древесная чурка $W^p = 40,5\%$).

ции газогенератора, получаемый газ может колебаться по химическому составу, а следовательно, и по калорийности в довольно широких пределах. Так, например, газ, производимый транспорт-



Фиг. 3. Изменение калорийности газа в газогенераторе ЦНИДИ ОГ-16 (Назиевский торф $W^p = 18,5\%$ $A^c = 11,5\%$).

ными газогенераторами, отличается большим непостоянством химического состава и калорийности, чем газ, вырабатываемый стационарными газогенераторами (фиг. 2 и 3), что соответствующим образом сказывается на колебаниях теплотворной способности рабочей смеси.

Так, калорийность газа, получаемая в газогенераторе ОГ-16, в наших опытах при некондиционном топливе изменялась от 900 до 1000 ккал/нм³. В отдельных опытах разница в калорийности доходила до 200 ккал/нм³. Скорость изменения калорийности в этих же опытах не превосходила 2 ккал/сек. Следует отметить, что средняя калорийность газа, пределы колебания и скорость ее изменения зависят от вида и качества топлива. Лучшие показатели имеют хорошо газифицируемые топлива.

Кроме того, на качество газа влияют, особенно у малых газогенераторов, такие эксплуатационные факторы, как периодичность загрузки топлива, шуровка шахты, шлакование топлива, длительность работы двигателя на малых нагрузках и холостом ходу, встряхивание колосниковой решетки, чистка шахты и решетки и т. д.

На работе двигателя сказывается постепенное возрастание разрежения и температуры газа во всасывающем трубопроводе, что приводит к обеднению рабочей смеси. Скорость роста разрежения при этом зависит от качества топлива (зольность, шлакуемость, термостойкость и др.), а изменение температуры — от конструктивных особенностей очистителя-охладителя газа.

Таким образом, на устойчивость работы двигателя, при постоянных и переменных режимах с сохранением высоких значений эффективного к. п. д., влияет не только характер внешней нагрузки, но и конструкция газогенератора, вид и качество применяемого топлива и ряд эксплуатационных факторов.

3. Роль системы регулирования и ее особенности у двигателей, работающих на генераторном газе

Рассмотрев влияние двух основных параметров на процесс сгорания, а также внешних факторов на работу двигателя, можно определить задачи, которые должна выполнять система регулирования на газовом двигателе.

Из приведенного выше материала видно, что задача регулятора у газовых двигателей сложнее, чем у двигателей, работающих на жидком топливе. На карбюраторном двигателе или дизеле роль системы регулирования сводится лишь к изменению дозировки по количеству топлива или смеси для соответствующих режимов. На газовом двигателе приходится предусматривать регулировку подачи и топлива и воздуха. Так, для каждого режима, из-за колебания состава газа, регулятор все время должен дозировать различные по объему количества газа. Кроме того, он должен реагировать на изменения разрежения и температуру газа в газоподводящем тракте двигателя, не допуская переобогащения или обеднения рабочей смеси, и устанавливать для каждой нагрузки соответствующий оптимальный состав ее при максимальном η , а начиная с некоторой дробной нагрузки до холостого хода, влиять на наполнение цилиндров при постоянном качестве смеси. Лучшей системой регулирования будет та, которая сможет отвечать перечисленным выше требованиям.

В реальных условиях ни одна из существующих систем регулирования не удовлетворяет поставленным требованиям.

В данном случае наиболее оптимальным является комбинированный способ, хотя и эта система регулирования также полностью не соответствует всем требованиям, указанным выше. Так, на малых нагрузках, изменяя наполнение цилиндров двигателей, система регулирования не поддерживает постоянство калорийности смеси при изменении газа по калорийности, что подробно будет рассмотрено ниже.

В газовых двигателях с ростом нагрузки возрастает и разрежение в газоподводящем тракте, при этом суживается диапазон полезного хода регулирующего органа — дросселя количества рабочей смеси. Чем больше разрежение, тем меньше этот ход. Так, на двигателе 4ГЧ 18/26 дроссель количества рабочей смеси полностью открывается при повороте на 45°. При различных разрежениях перед дросселем двигатель реагирует на любые диапазоны открытия этого дросселя — менее 45°. Например, при разрежении в 450 мм рт. ст. полезный поворот дросселя находится в промежутке от 5—6 до 20°, на который реагирует двигатель. Дальнейшее увеличение открытия до 45° никакого влияния на повышение мощности двигателя не оказывает. То же самое относится и к газовой заслонке, когда перед ней возрастает разрежение вследствие засорения скруббера или газогенератора. Опытным установлено, что при разрежении перед газовой заслонкой в 450 мм вод. ст. активный угол открытия доходит до 30°, а далее до 45° — уже не происходит увеличения газового потока.

Таким образом, при одной и той же мощности, но при разных значениях внешних факторов получаются различные комбинации положений дросселей, которым соответствуют различные формы протекания процессов сгорания рабочей смеси с соответствующими эффективными к. п. д.

В системах регулирования с прямым воздействием регулятора на дроссель большое значение имеет правильность расположения последнего в смесителе, что выражается в совпадении оси смесителя и оси вращения дросселя, а также в равенстве верхней и нижней его половин.

При неодинаковых соотношениях плеч дросселя возникает вращательный момент, величина которого возрастает по мере увеличения неточности изготовления и прикрытия дросселя при малых нагрузках (что сопровождается возрастанием перепада давления до и после дросселя).

В зависимости от направления действия момента возникают явления подсоса или отсоса.

Чем слабее перестановочное усилие регулятора, тем больше сказывается это на искажении регуляторной характеристики.

Отсос имеет место, когда плечо верхней половины заслонки несколько больше нижней. Он тем больше, чем больше разница между плечами. В этом случае число оборотов будет выше на малых

нагрузках и холостом ходу по отношению к оборотам, допускаемым степенью неравномерности регулятора.

Подсос возникает при превышении плеча нижней половины дросселя над плечом верхней.

В данном случае при малых нагрузках и холостом ходу получается заниженное число оборотов.

Регулирующие органы, в виде поворотных золотников, такими недостатками не обладают, но конструктивное выполнение их сложнее. Кроме того, они обладают большей способностью к засмоливанию, что приводит к возрастанию трения и даже заклиниванию. Поэтому они применяются лишь на двигателях больших размеров, где устанавливаются отдельно на каждый цилиндр или один на весь двигатель.

Следует остановиться еще на одном случае, искажающем процесс регулирования, который всецело зависит от свойств газогенератора любой конструкции.

Как известно, в зависимости от размеров газогенераторы обладают различной способностью аккумулировать тепло. Поэтому двигатель может работать на холостом ходу достаточно долго илиглохнуть через непродолжительное время. Вследствие этого в стационарных газогенераторах на малых нагрузках и холостом ходу значительно нарушается тепловой режим. При внезапном переходе на полную нагрузку, по истечении некоторого времени работы на холостом ходу, время перехода и падение оборотов зависят исключительно от газогенератора, а не от регулятора. Чем быстрее газогенератор восстанавливает тепловой режим, отвечающий полной нагрузке, тем быстрее восстанавливаются номинальные обороты. Как правило, это время всегда больше времени, обеспечиваемого системой регулирования. Большему времени холостого хода соответствует и большее время перехода с холостого хода к полной нагрузке. Переход с полной нагрузки на холостой ход по времени почти совпадает с переходами у двигателей жидкого топлива.

4. Описание газомоторной установки и системы регулирования двигателя

Газомоторная установка, на которой испытывалась предлагаемая система регулирования, состояла из газового двигателя 4ГЧ 18/26 мощностью 90 л. с. при 750 об/мин. и газогенераторной установки ОГ-16, работающей на кусковом торфе или на древесной чурке. Двигатель и газогенератор конструкции ЦНИДИ изготовлены заводом им. 25-го Октября в г. Первомайске Николаевской области. Ниже приводятся краткие характеристики двигателя и газогенераторной установки.

Характеристика газового двигателя 4ГЧ 18/26

Номинальная мощность	90 л. с.
Максимальная мощность	99 л. с.
Номинальное число оборотов	750 об/мин.

Число тактов	4
Число цилиндров	4
Среднее эффективное давление	4,1 кг/см ²
Степень сжатия	9
Способ смесеобразования	внешний
Способ зажигания	искровой от магнето

Характеристика газогенераторной установки

Газогенератор	двухзонный
Скруббер	комбинированный, производит мокрую и сухую очистку газа и его охлаждение
Производительность установки	225 м ³ /час
Калорийность газа	1000 ÷ 1200 ккал/м ³
Весовая напряженность камеры газификации при $W^p = 25\%$	360 кг/м ²
Тепловая напряженность камеры газификации при $W^p = 25\%$	10 ⁶ ккал/м ²
Род топлива	кусовой торф или древесная чурка
размером	165 × 80 × 80 мм
при относительной влажности W^p	до 45%
при зольности A^c (на сухую массу)	до 18%

В качестве нагрузочного устройства использовался синхронный электрогенератор трехфазного тока марки С-116-8 мощностью 105 кВа при 750 об/мин., который загружался водяным реостатом. Схема установки с размещенными на ней приборами представлена на фиг. 4.

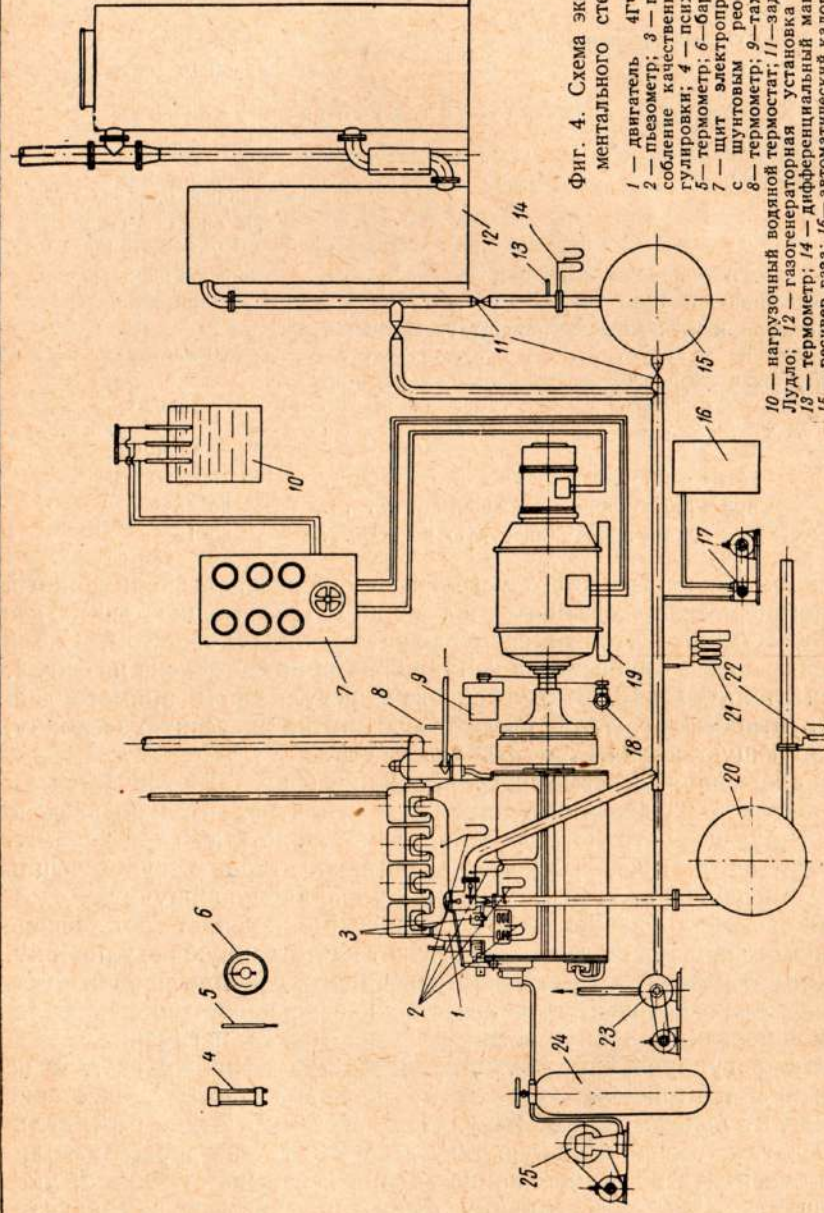
Двигатель 4ГЧ 18/26 был снабжен регулятором прямого действия центробежного типа, воздействующим на древесную заслонку, регулирующую количество рабочей смеси.

Предложенная система регулирования (фиг. 5) отличается от установленной на двигателе тем, что в ней дополнительно введено корректирующее устройство релейного типа, с астатической характеристикой, автоматически воздействующее на второй регулирующий орган — воздушную заслонку, ранее управляемую вручную. Воздушная заслонка в зависимости от положения изменяет соотношение воздуха и газа и тем самым осуществляет качественную регулировку.

Таким образом, при наличии указанного дополнительного устройства можно осуществлять качественное регулирование на больших мощностях и количественное — на малых нагрузках.

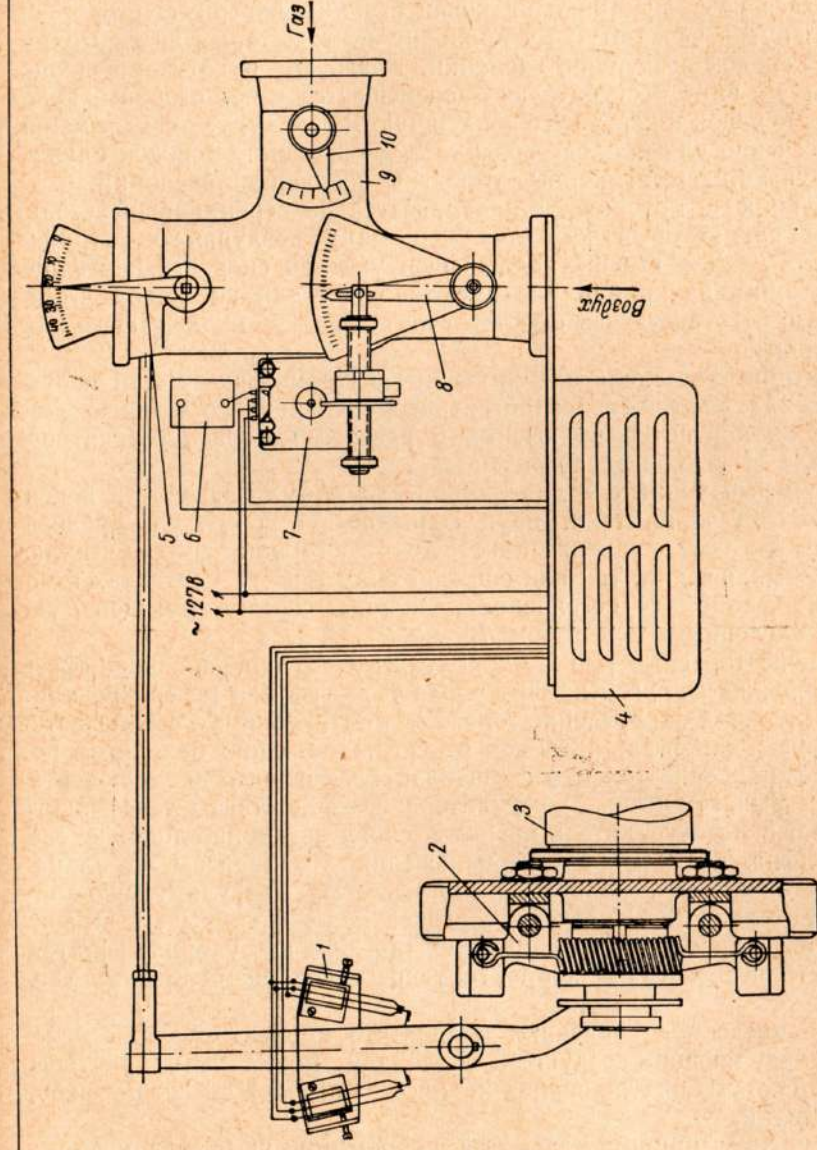
Схема регулирования двигателя 4ГЧ 18/26 (фиг. 5) состоит из регулятора центробежного типа 2, расположенного в шестерне распределительного вала 3. Регулятор через муфту, два вертикальных рычага и горизонтальную тягу воздействует на дроссель количества смеси. На наружном конце валика насажена стрелка 5, указывающая на секторе величину открытия дросселя в градусах.

Корректирующий механизм качества рабочей смеси состоит из сервомотора постоянной скорости, которым является реверсивный асинхронный двухфазный мотор АСМ-50 7 напряжением 110 в и мощ-



Фиг. 4. Схема экспериментального стенда:

1 — двигатель 4ГЧ 18/26;
 2 — пьезометр; 3 — приспособление качественной регулировки; 4 — психометр;
 5 — термометр; 6 — барометр;
 7 — щит электроприборов с шуптовым реостатом;
 8 — термометр; 9 — тахограф;
 10 — нагрузочный водяной термостат; 11 — задвижка Лудло; 12 — газогенераторная установка ОГ-16;
 13 — термометр; 14 — дифференциальный манометр;
 15 — резервуар газа; 16 — автоматический калориметр;
 17 — вакуум-насос; 18 — тахометр; 19 — электрогенератор; 20 — ресивер воздуха; 21 — газонализатор типа Николаева; 22 — дифференциальный манометр;
 23 — газозушка для розжига; 24 — пусковой баллон; 25 — воздушный компрессор с электрическим мотором.



Фиг. 5. Схема регулирования:

1 — контактное устройство включения; 2 — регулятор; 3 — распределительный вал; 4 — магнитный усилитель; 5 — указатель положения заслонки количества рабочей смеси; 6 — конденсатор; 7 — электромотор АСМ-50 с приводом воздушной заслонки; 8 — указатель положения воздушной заслонки; 9 — смеситель; 10 — указатель положения газовой заслонки.

ностью 0,67 *вт*. Мотор укреплен на подвижном угольнике, на котором также установлен подшипник. В подшипник входит ступица червячного колеса, которое, в свою очередь, сцепляется с червяком, насаженным на валу электромотора. Для предохранения от выпадения колеса из подшипника на конец ступицы накручена стопорная гайка. Внутри через ступицу проходит винт, который вилкой охватывает поводок воздушной заслонки. Благодаря охвату при вращении колеса, винт поступательно перемещается в обе стороны, поворачивая поводок и через него воздушную заслонку, тем самым меняя живое сечение для прохода воздуха. Одновременно поводок служит также указателем величины открытия воздушной заслонки.

Угольник с мотором устанавливается на вертикальной стенке кронштейна, который крепится к фланцу воздушного патрубка смесителя 9. Для выбора надлежащей угловой скорости перемещения заслонки на кронштейне имеются пазы для установки угольника на соответствующей высоте, а на поводке — надлежащего размера прорезь.

Электрическая схема для питания электромотора от сети напряжением 127 *в*, взятой от электрогенератора, спаренного с двигателем, состоит из контактов включения и реверса мотора 1, магнитного усилителя 4 и конденсатора 6.

Магнитный усилитель для данной схемы был разработан доцентом ЛИИЖТ канд. техн. наук Пашенцевым И. Д. Он предназначен для предохранения контактов от обгорания во время включения и выключения, так как снижает силу тока на контактах в момент размыкания до безопасной величины, соответствующей 7 *ма*, вместо поглощаемых мотором 70 *ма*.

Конденсатор емкостью 2 *мкф* служит для смещения одной фазы по отношению к другой на 90°. В одной из фаз для реверсирования мотора меняется направление тока, а для остановки его выключается ток. Другая же фаза, питаемая от сети, постоянно находится под током. Управление током в смещенной фазе осуществляется вертикальным рычагом (фиг. 5) регулятора через контакты телефонного реле. Магнитный усилитель крепится снизу на кронштейне электромотора (фиг. 5). Контакты переключения установлены на планке по обе стороны вертикального рычага, образуя регулируемую зону нечувствительности. Требуемое среднее положение рычага и зона нечувствительности устанавливаются при помощи упорных винтов.

Электрическая схема корректирующего механизма представлена на фиг. 6.

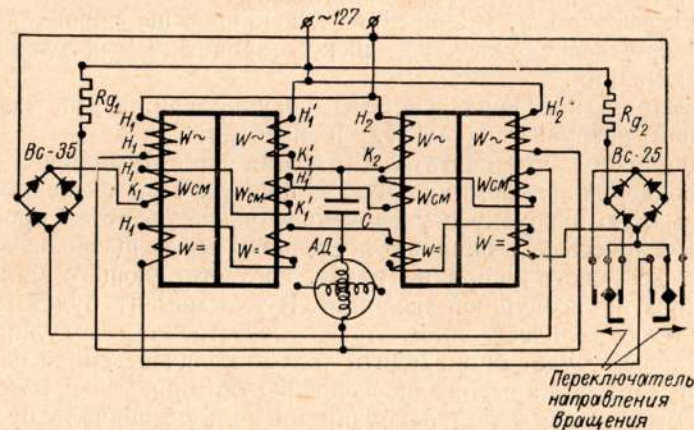
Из приведенного описания видно, что корректирующий механизм, управляющий воздушной заслонкой, может быть пристроен к любой системе регулирования количества рабочей смеси, не требуя ее переделки.

Рассмотрим принцип действия корректирующего механизма.

Пусть двигатель работает на полной мощности. Газовая и воздушная заслонки, а также дроссель регулятора находятся в некотором положении, обеспечивая питание двигателя рабочей смесью определенного качества и в достаточном количестве. В зависимости

от изменения нагрузки, калорийности газа или сопротивления газовой системы регулятор будет перемещать дроссель и вертикальный рычаг в ту или другую сторону. Пока эти отклонения рычага относительно заданного положения не выходят за пределы зоны нечувствительности, электромотор не включается. При отклонении рычага за пределы зоны мотор приходит в действие, перемещая воздушную заслонку.

Предположим, что возросла нагрузка на двигатель или снизилась калорийность газа. Это, в свою очередь, вызывает снижение оборотов двигателя. Регулятор для поддержания числа оборотов, отклоняя верхний вертикальный рычаг влево (фиг. 5), начнет больше открывать дроссель количества смеси. При отклонении рычага за



Фиг. 6. Схема магнитного усилителя.

границу зоны нечувствительности замыкается левый контакт, и мотор начинает вращаться в сторону, обеспечивающую постепенное прикрытие воздушной заслонки. Поступающая в цилиндр смесь будет постепенно обогащаться за счет уменьшения количества воздуха, вследствие чего обороты двигателя начнут возрастать до тех пор, пока рычаг не вернется в исходное положение и не разомкнет левый контакт, что вызовет остановку мотора. При этом устанавливается новое положение воздушной заслонки, а обороты двигателя совпадут с начальными.

Точно такое же явление будет иметь место при снижении мощности или увеличении калорийности газа. Но в этом случае все произойдет в обратном порядке, т. е. двигатель начнет увеличивать обороты, заставляя регулятор отклонять рычаг вправо, до положения, соответствующего включению правого контакта. Мотор станет вращаться в противоположную сторону, постепенно приоткрывая воздушную заслонку, тем самым обедняя рабочую смесь до тех пор, пока двигатель не снизит обороты до номинальных, а рычаг не займет свое первоначальное положение, выключив мотор.

При помощи упоров на поступательно-движущемся винте устанавливается оптимальная область подачи воздуха, обеспечивающая работу двигателя с высоким коэффициентом полезного действия.

Правый упор ограничивает поступление воздуха в двигатель, не допуская больших значений коэффициента избытка воздуха, при которых начинается неустойчивая работа двигателя и снижение η_e из-за плохого протекания рабочего процесса. Это справедливо для смесителей, имеющих достаточно большие проходные сечения воздушных патрубков. В нашем случае проходное сечение воздушной системы было недостаточным, поэтому правый упор был отрегулирован на максимальное открытие воздушной заслонки.

Левый упор является ограничителем минимального проходного сечения воздуха, обеспечивающего получение максимальной мощности при высоком η_e и значении α , исключающем появление детонации и преждевременных вспышек, сопровождаемых хлопками на ходу всасывания.

Рассмотрим поведение системы регулирования при переходах с большой нагрузки на малую и наоборот.

Предположим, что двигатель, работая на оптимальной рабочей смеси, поддерживал номинальную мощность. При внезапном переходе на малую нагрузку с увеличением числа оборотов происходит прикрытие дросселя и начинает постепенно перемещаться воздушная заслонка до левого упора на винте, соответствующего максимальному открытию воздушной заслонки. В этот момент будет осуществляться как количественное, так и качественное регулирование. В дальнейшем будет происходить только количественное регулирование за счет прикрытия дросселя регулятора.

При переходе с малой нагрузки на полную сначала будет осуществляться одновременно количественное и качественное регулирование, пока двигатель не достигнет номинального числа оборотов, соответствующих выключению контактов. В моменты остановки мотора будет происходить только количественное регулирование.

В процессе доводки были установлены следующие данные корректирующего механизма: скорость поступательного перемещения винта, соответствующая 2,65 мм/сек; зона нечувствительности продолжительностью 10° поворота дросселя количества смеси и моменты включения мотора, соответствующие углам 20 и 30° положения этого дросселя от полного закрытия. Было введено также торможение мотора резиновой шайбой, проложенной между корпусом мотора и ступицей червячного колеса, для ликвидации колебательного процесса с амплитудой $\pm 2\%$ от номинального числа оборотов.

5. Испытание предлагаемой автоматической системы регулирования по качеству и количеству

Испытания газомоторной установки носили сравнительный характер, что позволило определить преимущества и недостатки комбинированного способа регулирования в сравнении с существующим на двигателе количественным способом.

Для получения большей достоверности все сравнительные испытания проводились в одинаковых условиях.

В обоих случаях определялась способность газомоторной установки поддерживать постоянство оборотов, мощности, калорийности газа, калорийности рабочей смеси, коэффициента наполнения, коэффициента избытка воздуха, удельного расхода тепла на э. л. с.-час.

Все эти показатели проверялись на режимах 100-, 75-, 50- и 25-процентной нагрузках и холостом ходу, а также при операциях чистки газогенератора — через нижние дверцы и шуровки — через нижний ряд фурм.

Испытания газомоторной установки при количественном регулировании проводились по правилам эксплуатации.

Перед проведением экспериментов двигатель прогревался около 1,5 час. до установившегося теплового состояния. Замеры величин на каждом режиме проводились через каждые 0,5 мин. При переходе с режима на режим к замерам приступали через 5—10 мин. после их установления.

Из-за наличия в воздушном и газовом трактах дополнительных сопротивлений в виде диафрагм для замера воздуха и газа, а также употребления некачественного топлива перегрузки в 110% от номинальной мощности получить не удалось.

Для определения оптимальных границ перемещения воздушной заслонки проводились опыты с выключенным регулятором при различных сочетаниях положения дросселя и заслонок. Такими положениями для дросселя были 7, 10, 20, 30 и 40°, а для заслонок воздуха и газа 15, 25, 35 и 45° от полного закрытия.

Из сопоставления полученных значений для различных комбинаций заслонок был определен оптимальный диапазон перемещения воздушной заслонки для данной газомоторной установки. Под оптимальным диапазоном понимается промежуток, в котором при различных положениях воздушной заслонки получают α , обеспечивающие наиболее высокие η_e для всего диапазона мощностей. При этом газовая заслонка занимает положение, гарантирующее получение полной мощности двигателя. Указанный диапазон открытия заслонки ограничивался двумя упорами, из которых один соответствовал полному открытию ее, а второй допускал минимальное открытие заслонки на 22°, что отвечало максимальной нагрузке двигателя при $\alpha = 1,12 \div 1,16$ и $\eta_e = 26,3 \div 26,5$.

Таким образом, для ряда нагрузок, которым соответствуют определенные положения воздушной заслонки между упорами, будет осуществляться качественное регулирование, т. е. при каждом изменении калорийности или мощности корректирующий механизм будет устанавливать новое положение воздушной заслонки, а дроссель количества смеси займет после переходного процесса свое первоначальное положение. В результате двигатель примет свои прежние обороты и процесс регулирования будет астатический.

Установка упоров в эксплуатационных условиях может производиться следующим образом.

1. На работающем двигателе вручную подбирается положение газовой заслонки, соответствующее допустимой перегрузочной мощности.

2. Одновременно с этим устанавливается упор минимального открытия воздушной заслонки. Положение упора определяется из условия начала падения перегрузочной мощности при увеличении открытия заслонки на $2 \div 3^\circ$ от принимаемого минимального открытия.

3. Положение упора максимального открытия воздушной заслонки выбирается из условий начала нарушения устойчивой работы двигателя при некоторой частичной нагрузке, что будет соответствовать максимальному значению α для двигателя 4ГЧ 18/26, равному $1,5 \div 1,6$. Для других двигателей с центрально расположенной свечей максимальное значение α , обеспечивающее устойчивую работу на малых нагрузках, может быть и больше. В общем эти границы для воздушной заслонки будут различны и зависят от конструктивных особенностей камеры сгорания двигателя.

Одновременно исследовалось влияние корректирующего приспособления для устранения хлопков, происшедших в основном на двигателях с внешним смесеобразованием и общим смесителем, так как в этом случае между клапанами и смесителем имеется некоторый объем рабочей смеси.

В двигателях же, снабженных отдельными смесителями на каждый цилиндр, хлопков во всасывающий трубопровод не происходит из-за малого объема смеси в патрубках, хотя в цилиндрах могут возникать преждевременные вспышки и детонация.

Проведенные исследования в ЦНИДИ показали, что хлопки в двигателях большей частью возникают на номинальной и перегрузочной мощностях при работе на богатых смесях. При этом газ должен содержать в своем составе достаточно высокий процент водорода, доходящий до 13%. Наиболее часто преждевременные вспышки, сопровождаемые хлопками, возникают для генераторных газов при $\alpha = 0,9 \div 1,15$. При $\alpha > 0,9$ и $\alpha \geq 1,15$ преждевременные вспышки и хлопки обычно не происходят.

Наблюдения за эксплуатацией газомоторных установок с двигателями 4ГЧ 18/26, имеющими ручное регулирование качества рабочей смеси, а также специально поставленные в ЦНИДИ опыты показали, что эти установки, как правило, работают на богатых смесях. Это объясняется тем, что при нормальных смесях, соответствующих наибольшему эффективному к. п. д., получаются значительные колебания в оборотах двигателя и мощностях, что требует частой ручной регулировки ввиду частого изменения калорийности газа. Наоборот, работа на богатых смесях ($\alpha < 0,9$) обеспечивает устойчивую работу без подрегулировки, но вызывает появление хлопков, особенно на разогретом двигателе при больших нагрузках и перегрузках. Такая устойчивость работы двигателя достигается за счет того, что несмотря на колебания калорийности газа, α рабочей смеси не выходит за пределы, при которых происходит падение мощности и оборотов.

Ввод в систему регулирования корректирующего механизма для автоматического изменения качества рабочей смеси устраняет указанные недостатки, так как непрерывно устанавливается требуемое соотношение между воздухом и газом для поддержания заданного режима двигателя и обеспечивается оптимальный к. п. д. двигателя.

6. Результаты испытаний

Для оценки результатов, полученных при испытании газового двигателя 4ГЧ 18/26, имеющего систему регулирования с корректирующим приспособлением и без него, был введен показатель, характеризующий величину колебания того или иного параметра при постоянном режиме и названный «коэффициентом непостоянства».

Коэффициент непостоянства параметра x представляет собой $\delta x = \frac{x_{\max} - x_{\min}}{(x_{\max} + x_{\min}) : 2}$ и является отношением разности между наибольшим и наименьшим отклонениями параметра и полусуммой этих отклонений. Принятый коэффициент не является постоянным для всех режимов и периодов работы газомоторной установки.

В идеальной газомоторной установке все коэффициенты непостоянства равны нулю, так как в ней отсутствует изменение параметров.

Установление качественного критерия, общего по форме для каждого параметра газомоторной установки, позволяет сравнивать различные газомоторные установки между собой и оценивать степень пригодности их для применения в той или иной области.

Например, газомоторная установка с электрогенератором переменного тока, обладающая коэффициентом непостоянства чисел оборотов, которому соответствует колебание частоты тока в пределах 1 гц, более успешно может быть использована для осветительных целей, чем другая с большим δ_d .

Необходимость анализа различных параметров газомоторной установки заключается также в том, что на работу двигателя влияет конструкция газогенераторной установки, от которой зависит стабильность и качество получаемого газа. Качество же газа также зависит, как известно, от свойств топлива, его влажности, шлакуемости, зольности, смолистости и др. На качество газа влияют также периодические загрузки топлива, чистки и шуровки газогенератора при работе. Во время этих операций калорийность газа резко падает, а после их окончания сначала несколько возрастет, а затем начинает падать до некоторой колеблющейся величины. В результате нарушения стабильности состава газа нарушается также постоянство нагрузки и оборотов. В таких случаях корректирующее устройство должно поддерживать постоянство оборотов двигателя, изменяя соответственно α рабочей смеси. На двигателях, имеющих только количественное регулирование, подобные операции с газогенератором могут вызвать остановку двигателя или же непрерывные хлопки, если своевременно не подрегулировать вручную качество рабочей смеси. В транспортных газогенераторах указанные операции можно производить только на остановках.

На основании вышеизложенного можно сделать заключение о том, что для получения у двигателя допустимых колебаний n и N_e при постоянном режиме, необходимо подбирать и соответствующий газогенератор, который мог бы производить газ нужного качества и тем самым отвечать требованиям, предъявляемым к работе двигателя.

Для выявления лучшего способа регулирования газового двигателя 4ГЧ 18/26 проводилось три вида опытов, во время которых регулятор постоянно воздействовал на дроссель количественного регулирования, а воздушная заслонка в первом опыте устанавливалась корректирующим механизмом на всех режимах. Во втором опыте, кроме управления воздушной заслонкой, корректирующим механизмом при переходе с режима на режим производилось дополнительное обеднение смеси; в третьем — корректирующий механизм был отключен, и качественное регулирование выполнялось, как обычно, ручным способом. В ходе опытов замеры параметров делались через 30 сек.

Рассмотрим теперь значения коэффициентов неустойчивости параметров работающей газомоторной установки при автоматической и ручной регулировке.

Таблица 1

Параметры, определявшиеся в ходе опытов, и их коэффициенты неустойчивости

Наименование параметров	Пределы колебаний			Коэффициент неустойчивости в %		
	Автоматическое регулирование качества смеси		Ручное регулирование качества смеси	Автоматическое регулирование качества смеси		Ручное регулирование качества смеси
	без ручной подрегулировки	с ручной дополнительной подрегулировкой		без ручной подрегулировки	с ручной дополнительной подрегулировкой	
Калорийность газа в ккал/м ³	1006—1098	1115—1270	1062—1279	8,75	13	18,5
Калорийность смеси в ккал/м ³	453—518	492—565	452—672	11,3	13,8	38,8
Коэффициент избытка воздуха	1,24—1,418	1,085—1,35	0,84—1,503	13,4	18,6	56,5
Коэффициент наполнения	0,741—0,769	0,71—0,738	0,58—0,783	3,58	3,73	29,7
Мощность в л. с.	90—93,1	87,4—99,3	72,5—91	3,4	12,8	23,75
Число оборотов в мин.	735—740	742—765	716—765	0,68	3,05	6,62
Удельный расход ккал/л. с.-час	2100—2250	2105—2450	1940—3320	7,0	15,1	51,5
Коэффициент полезного действия двигателя	0,281—0,3	0,258—0,3	0,19—0,326	6,55	18,9	52,5

Работа двигателя при 100-процентной нагрузке. В табл. 1 приведены предельные значения отдель-

ных параметров газомоторной установки и соответствующие им величины коэффициентов неустойчивости при полной нагрузке и указанных трех видах регулировок.

Характер изменений перечисленных параметров по времени показан на фиг. 7.

Из приведенных данных видно, что газомоторная установка с автоматической регулировкой качества смеси имеет значительно большую стабильность всех параметров, чем при наличии ручной подрегулировки положения воздушной заслонки.

Во время проведения трех вариантов опытов топливом служила осиновая чурка с относительной влажностью $W^p = 30 \div 32\%$. В то же время проводились чистка, шуровка и загрузка газогенератора.

В ходе опыта с автоматической регулировкой качества смеси и ее ручной подрегулировкой, вследствие более повышенной калорийности газа, не было обеспечено получение смеси нужного состава, необходимой для номинальной мощности двигателя. Причиной тому явилась недостаточная пропускная способность воздушного тракта даже при полном открытии воздушной заслонки.

Подобное явление вызвало повышение мощности до 99,3 л. с. и оборотов двигателя до 765 об/мин., что привело к ухудшению значений параметров. Так, например, α доходило до значения 1,085, соответствующего области богатых смесей, при которой происходят хлопки во всасывающий трубопровод.

Этим и объясняется, отчего все коэффициенты неустойчивости этого опыта выше соответствующих коэффициентов неустойчивости опыта с автоматическим регулированием качества смеси, при котором наблюдалась более устойчивая работа.

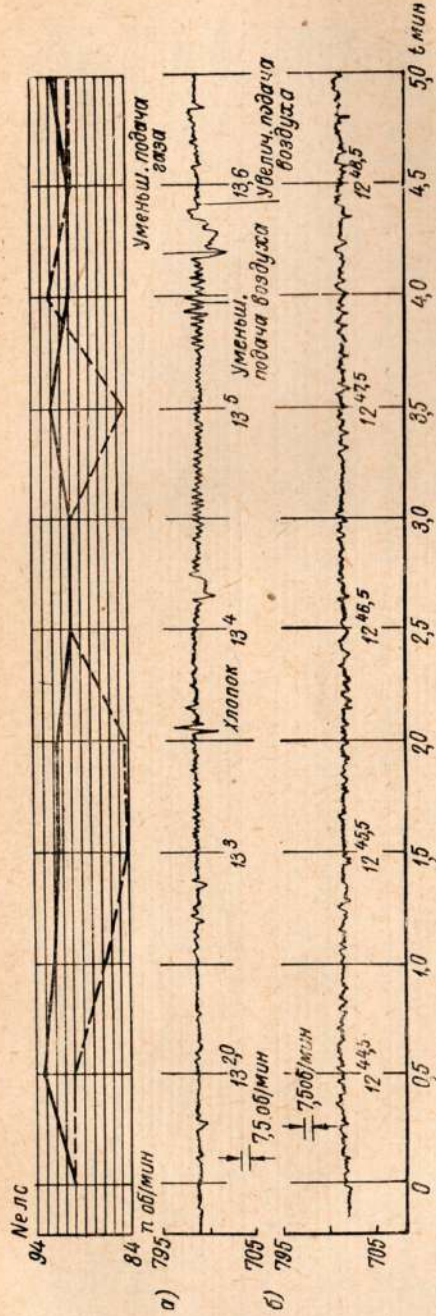
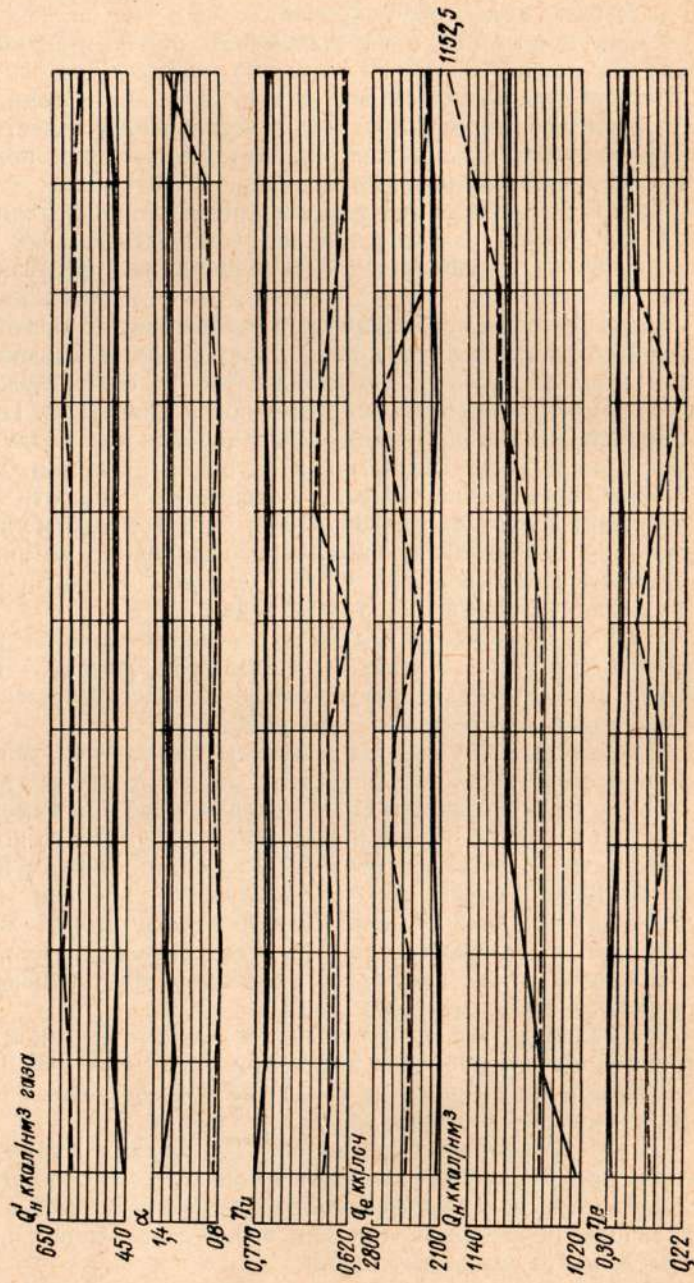
В некоторых случаях на значения параметров могло сказаться влияние маховых масс двигателя и электрогенератора.

Ввиду наличия живой силы маховых масс при изменении состава смеси происходило также и изменение параметров, но с некоторым искажением. Поэтому удельный расход топлива q_e и к. п. д. η_e при обеднении смеси, за счет добавления энергии маховых масс, будут соответственно — первый занижен, а второй завышен. В то время как при обогащении q_e будет завышен, а η_e — занижен. В последнем случае часть энергии топлива идет на накопление кинетической энергии маховых масс.

Это явление хорошо наблюдалось в опыте с резкой ручной регулировкой качества смеси, когда при обеднении смеси q_e доходило до 1940 ккал/л. с. - час., а η_e — до 32% и соответственно при обогащении смеси — до 3340 ккал/л. с. - час и 19%.

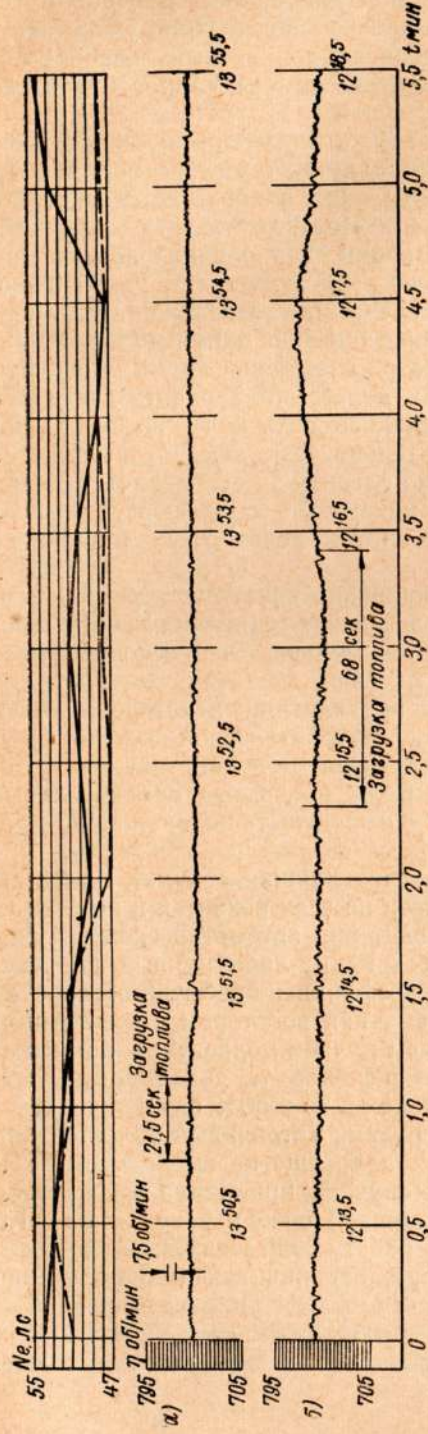
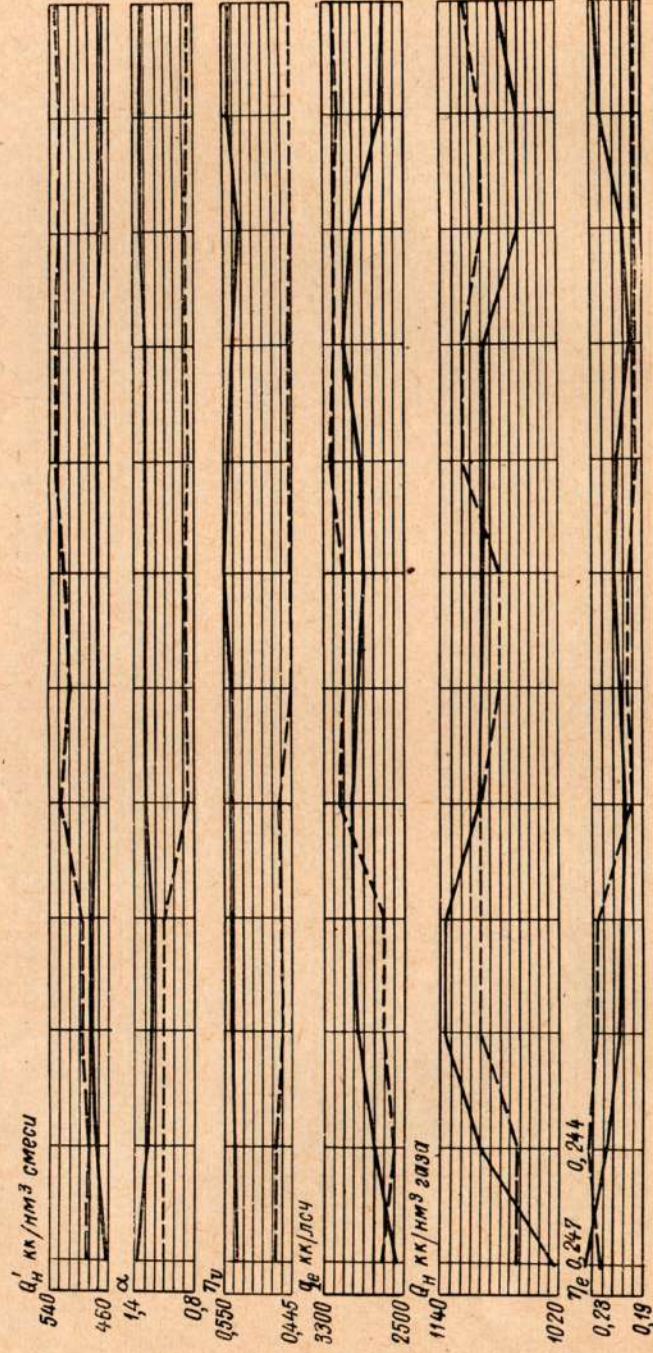
Из рассмотренной табл. 1 видно, что колебания приведенных параметров при ручной регулировке были значительны. Это произошло вследствие несвоевременных подрегулировок качества смеси обслуживающим персоналом, так как вести непрерывное наблюдение за работой двигателя невозможно.

На фиг. 7 отчетливо видны недостатки ручного регулирования, в результате чего имела место нестабильная работа двигателя с ухуд-



Фиг. 7. Кривые значений n , N_e , η_e , η_v , α , Q_n смеси в зависимости от времени при работе двигателя с корректирующим приспособлением качества смеси и без него.

Нагрузка — 100%. Барометрическое давление $B_a = 769$ мм.к.м.; температура помещения $t = 18^\circ$; температура газа $t = 16^\circ$; относительная влажность воздуха $\varphi = 60\%$; — — — кривые показателей работы двигателя с ручной регулировкой качества смеси; — — — кривые показателей работы двигателя с автоматической регулировкой качества смеси. Ход ленты 2 мм — 1 сек.; а — работа без приспособления; б — работа с приспособлением.



Фиг. 8. Кривые значений p_n , N_e , η_e , Q_n смеси в зависимости от времени при работе двигателя с корректирующим приспособлением качества смеси и без него.

Нагрузка — 50%; барометрическое давление $B_0 = 769$ мм.м.; температура помещения $t = 18^\circ$; температура газа $t = 10^\circ$; относительная влажность воздуха $\varphi = 60\%$; — — — кривые показателей работы двигателя с ручной регулировкой качества рабочей смеси; — кривые показателя работы двигателя с автоматической регулировкой качества рабочей смеси. Ход ленты 2 мм — 1 сек.; а — работа без корректирующего приспособления. Переход с 75-процентной к 50-процентной нагрузке производится с ручной подрегулировкой рабочей смеси; б — работа с корректирующим приспособлением. Переход с 75-процентной к 50-процентной нагрузке без ручной подрегулировки.

шением всех параметров по сравнению с двигателем, имеющем автоматическое регулирование качества рабочей смеси. При ручном регулировании качества смеси наблюдались хлопки, вынужденные колебания чисел оборотов; при автоматическом регулировании этого не наблюдалось.

Влияние ручной регулировки качества смеси сказывалось на нарушении процесса газификации топлива и отсутствии постоянства состава газа. Прикрытие газовой заслонки в процессе обогащения вызывало меньший расход последнего, что снижало тягу в газогенераторе. Ухудшался процесс газификации. Газ начинал обедняться. Это, в свою очередь, вызывало новую подрегулировку, увеличивающую потребление газа двигателем, улучшение газификации топлива, повышение калорийности, обогащение смеси и нарушение постоянства режима двигателя в сторону возрастания оборотов и мощности.

Поэтому для избежания резких колебаний в работе двигателя и газогенератора необходимо плавно изменять качество смеси, что при ручной регулировке затруднительно, так как это вынуждает обслуживающий персонал постоянно следить за стабильной работой двигателя. При корректирующем механизме, обладающем способностью непрерывно и плавно изменять расход газа, нарушение процесса газификации снижается.

Анализ процесса ручного регулирования качества смеси показал, что регулирование числа оборотов двигателя влияет на работу газогенератора, которая нарушается тем больше, чем несовершеннее система регулирования двигателя.

Работа газомоторной установки при частичных нагрузках. Для выявления преимуществ предлагаемой автоматической системы регулирования по отношению к существующей, при нагрузках в 75, 50, 25% и холостом ходу двигателя были проведены сравнительные испытания (три варианта), аналогичные испытаниям при 100-процентной нагрузке.

Обработка материалов выявила, что лучшие результаты имеют место в первом варианте, когда работа на всех режимах и переходах с одного режима на другой происходит при автоматическом регулировании качества рабочей смеси без каких-либо ручных подрегулировок (фиг. 8). На всех режимах коэффициент избытка воздуха α , составлял не более 1,5, в то время как во втором варианте при переходе на нагрузку с применением ручной подрегулировки качества смеси в сторону обеднения значение α доходило до 1,9. Для $1,5 \leq \alpha \leq 1,9$ даже при нагрузках в 75 и 50% были значительные колебания чисел оборотов и нагрузки. Устойчивый холостой ход и 25-процентная нагрузка на таких α вообще не имели места, так как система регулирования в этих случаях приходила в состояние незатухающего колебательного движения. Только переход на $\alpha \leq 1,5$ позволил осуществить устойчивую работу двигателя.

Все это подчеркивает роль упора, ограничивающего получение большого количества воздуха, о чем и говорилось выше.

Ручная регулировка качества рабочей смеси дает на частичных нагрузках, по принятым параметрам, также худшие результаты

по сравнению с автоматической. С уменьшением нагрузки эта разница сглаживается, почти исчезая на нагрузке в 25% и холостом ходу.

Для малых нагрузок, когда дроссель смеси открыт всего лишь на $5 \div 7^\circ$, большое значение имеет чистота газосмесителя, поскольку при отложениях на стенках его смолисто-сажистых веществ толщиной до $0,3 \div 0,5$ мм происходит подсос этого дросселя. В результате возникают колебания с большим периодом чисел оборотов, что вызывает ухудшение всех показателей. Только при отсутствии подсоса у чистого смесителя получают удовлетворительные результаты.

Во всех случаях на холостом ходу двигатель, спаренный с электрогенератором, имел расход тепла $80\,000 - 84\,000$ ккал/час, при этом число оборотов холостого хода колебалось в пределах $750 - 788$ об/мин.

7. Поведение двигателя при сбросах и набросах нагрузки и некоторых операциях обслуживания газогенератора ОГ-16

Время установления нового равновесного состояния при сбросе нагрузки с полной до холостого хода и набросе с холостого хода до полной у двигателя, снабженного корректирующим механизмом, несколько больше в сравнении с временем, затрачиваемым на подобные переходы у двигателя, имеющего только одно количественное регулирование (фиг. 9). Так, при сбросе нагрузки у двигателя, имеющего корректирующее приспособление, время установления холостого режима в одном случае было 16,5 сек., а в другом — 14 сек. У двигателя без корректирующего приспособления это время составило 7,5 сек. При набросе время установления в первом случае было 7—7,5 сек, во втором — 5 сек.

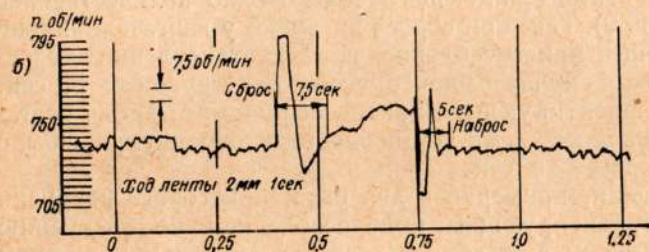
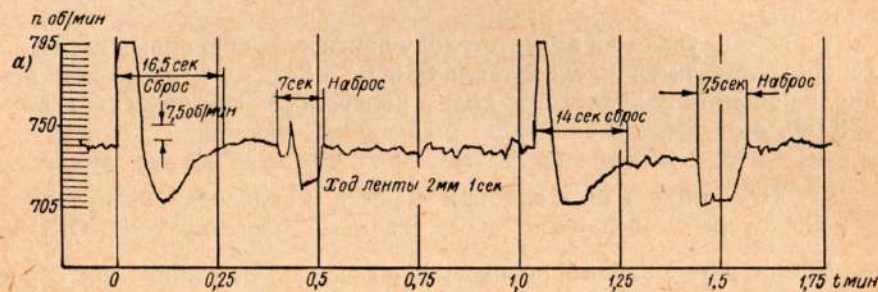
Удлинение времени, примерно в два раза, при сбросе нагрузки у двигателя с корректирующим приспособлением по сравнению с двигателем, лишенным его, объясняется тем, что при внезапном забросе оборотов корректирующее приспособление начинает обеднять смесь до момента возвращения двигателя к оборотам, соответствующим зоне нечувствительности. При начавшемся после этого падении оборотов смесь снова начинает постепенно обогащаться. Таким образом, подъем происходит значительно медленнее, чем у двигателя без подрегулировки состава рабочей смеси.

С другой стороны, удлинение времени при набросе происходит в двигателе с автоматическим регулированием за счет времени, необходимого для прикрытия воздушной заслонки от полного открытия до минимального. В этот период происходит дополнительный розжиг генератора до стабильного состояния, соответствующего полной нагрузке двигателя. В обычных двигателях положение воздушной заслонки остается постоянным и соответствует качеству рабочей смеси, отвечающей 100-процентной нагрузке. Поэтому при набросе сразу же начинается максимальное засасывание газа, что скорее восстанавливает равновесное состояние газогенератора для полной

нагрузки, особенно в тех случаях, когда двигатель работал на обогащенной смеси при α , близких к единице.

Однако при наличии корректирующего механизма получается меньшая разница между оборотами холостого хода и 100-процентной нагрузки, чем у двигателя только с количественным регулированием.

Следует отметить, что некоторые газогенераторы, обладающие небольшой способностью аккумулировать тепло, на холостом ходу глохнут [1], и потому переход с холостого хода на полную нагрузку



Фиг. 9. Сброс нагрузки со 100% и наброс нагрузки до 100% при работе двигателя с корректирующим приспособлением качества смеси (а) и без него (б).

Барометрическое давление $B_0 = 769$ мм; температура помещения $t = 18^\circ$; температура газа $t = 10^\circ$; относительная влажность воздуха $\varphi = 60\%$.

невозможен без предварительного рассасывания газогенератора вентилятором.

Газогенераторы с большой теплоемкостью, как, например, применяемый в наших опытах газогенератор ОГ-16, способны поддерживать холостой ход двигателя достаточно долго. Но и здесь переход с холостого хода на полную нагрузку в зависимости от продолжительности работы двигателя на холостом ходу удлинялся из-за снижения температуры в зоне газификации и падения калорийности газа.

Проверка стабильности числа оборотов и мощности двигателя при полной нагрузке во время проведения операции загрузки топливом,

шуровки газогенератора через фурмы при зависании топлива и чистке газогенератора через нижнюю дверцу показала следующее:

1. Загрузка газогенератора топливом не оказывала на двигатель, снабженный автоматическим регулированием, почти никакого влияния, кроме незначительно (на $3 \div 5$) повышения числа оборотов (фиг. 10), что происходило в результате небольшого возрастания калорийности газа вследствие уплотнения топлива, при падении чурок в зону подсушки.

2. Шуровка газогенератора через нижний ряд фурм также сопровождалась повышением числа оборотов двигателя (на $3 \div 5$) и некоторым увеличением мощности, так как в этом случае также происходило уплотнение топлива.

3. Чистка газогенератора с выгребанием части раскаленного топлива оказывала вредное влияние на работу двигателя.

Как видно из фиг. 10, к концу чистки, продолжавшейся 38 сек., происходило падение оборотов до 730 об/мин., которые восстанавливались лишь через 45 сек. Одновременно с восстановлением оборотов происходило постепенное восстановление режима газогенератора, нарушенного чисткой.

Для двигателя, имеющего обычное количественное регулирование, при проведении вышеуказанных операций с газогенератором (кроме загрузки), требуется по мере надобности проводить и ручные подрегулировки качества рабочей смеси, чтобы своевременно предупредить резкие колебания оборотов и мощности. Особенно это необходимо делать при чистках газогенераторов, поскольку чистки вызывают сильное нарушение режима газификации, вследствие открывания и закрывания дверок, а также резкого снижения слоя газификации. На фиг. 10 отмечено количество и частота ручных подрегулировок, которые приходилось проводить при данном способе регулирования.

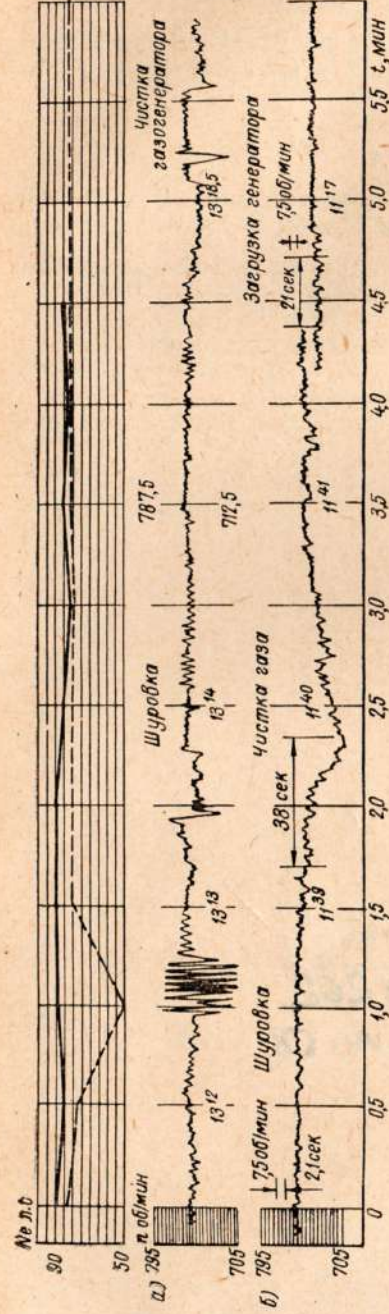
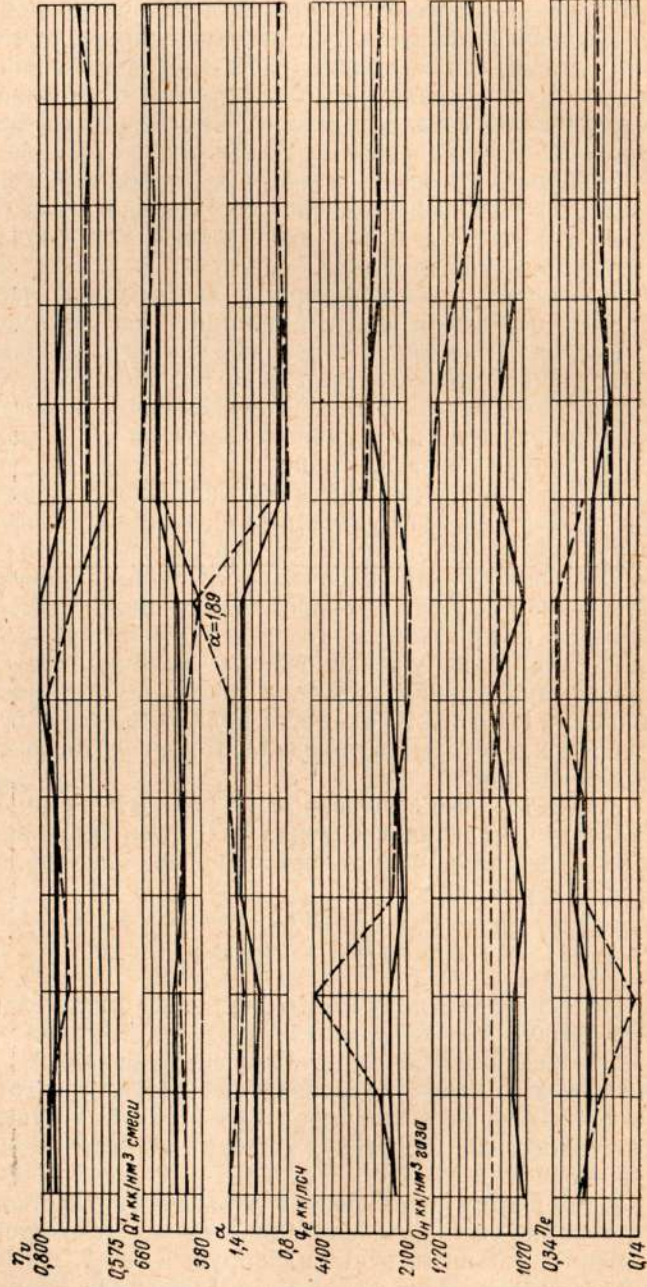
Рассмотренные выше операции полностью применимы только к газогенераторам двухзонным типа ОГ-16 и прямого процесса. Для обращенного процесса чистка через открытые нижние дверцы неосуществима.

Выводы

На основании полученных при испытаниях данных можно сделать следующие выводы.

1. Предлагаемый корректирующий механизм качества рабочей смеси может быть использован в газовых двигателях с внешним смесеобразованием. Он не требует изменения существующего количественного способа регулирования двигателя и является лишь дополнением к нему.

2. Корректирующий механизм улучшает качество работы двигателя и технико-экономические показатели газомоторной установки, а именно: повышает и стабилизирует к. п. д. двигателя, стабилизирует мощность и число оборотов двигателя, поддерживает работу двигателя на оптимальных α , предотвращает преждевременные



Фиг. 10. Кривые значений n , N_e , T_g , T_a , Q_n газа и g_e , η_p , α , Q_n смеси в зависимости от времени при работе генератора через нижний ряд фурм при нагрузке 100%.

Барометрическое давление $B_0 = 769$ мм.рт.ст.; температура помещения $t = 18^\circ$; температура газа $t = 10^\circ$; относительная влажность воздуха $\varphi = 60\%$; — — кривые показателей работы двигателя с ручной регулировкой качества рабочей смеси; — — кривые показателей работы двигателя с автоматической регулировкой качества рабочей смеси. Ход ленты 2 мм — 1 сек.; а — работа без корректирующего приспособления; б — работа с корректирующим приспособлением.

вспышки, устраняет ручную подрегулировку качества смеси на постоянных и переменных режимах, а также при различных операциях по обслуживанию газогенератора.

3. Механизм облегчает труд моториста по уходу за двигателем, что дает возможность лучше обслуживать всю газомоторную установку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коллеров Л. К., Газомоторные установки, Машгиз, М. — Л., 1951.
2. Хандов З. А. и Генин А. Б., Судовые газосиловые установки, Речиздат, М. — Л., 1951.
3. Чудаков Е. А. и Генкин К. И., Транспортный газовый двигатель с внутренним смесеобразованием, АН СССР, М., 1954.
4. Adolf Schnürle, Die Gasmaschine, Wien, 1939.

СОДЕРЖАНИЕ

О. Г. Кедрин. Исследование смены заряда при помощи анализа газа	3
М. Е. Нижник. Особенности работы газового двигателя при повышенных степенях сжатия	13
С. Н. Соловьев. Исследование параметров системы очистки и охлаждения моторного генераторного газа	32
В. И. Кряжев. Экспериментальное исследование устройства для автоматического корректирования качества рабочей смеси у двигателя, работающего на генераторном газе	59

338706

2

ДЕРЖАВНА НАУКОВА
БІБЛІОТЕКА
м. КОРОЛЕНКА, ХАРКІВ
№ 989262
19 14. VII - 58

Технический редактор Л. В. Соколова

Корректор В. М. Хорошкевич

Подписано к печати 10/III 1958 г.

М—02698.

Формат бумаги 60×92¹/₁₆.

Печ. листов 5,75.

Уч.-изд. листов 6,2.

Тираж 500 экз.

Заказ 3660.

Типография № 6 УПП Ленсовнархоза, Ленинград, ул. Моисеенко, 10.