

НКТП СССР

ГУТАП

**Научный Авто-Тракторный Институт**

ТРУДЫ ИНСТИТУТА. ВЫПУСК № 33

И. С. МЕЗИН, С. Л. СЕДОВ, Б. М. ЧЕРНОМОРДИК

# ЛЕГКИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА

\*



ОНТИ НКТП СССР \* 1934 \* ГОСМАШМЕТИЗДАТ

Авторские исправления и замеченные опечатки

Стр.	Ст	Напечатано	Должно быть	По вине
26	19 сн.	$K_{\eta 1}$	$K_{\eta 1}$	тип.
30	13 "	$\alpha N a''$	$\alpha N$	авт.
32	11 св.	теора	метода	корр.
184	12 "	формулу (10)	формулу (11)	авт.
189	6 "	$\ln K = \frac{Q}{2T} - C = 0$	$\ln K + \frac{Q}{2T} - C = 0$	тип.
190	6 "	из-за газа низких	из-за низких	авт.
200	11 сн.	топливо обычно мягче	топливо обычно мельче	авт.
202	9 "	$(A + B)^4$	$(A + B) 4$	тип.
281	14 "	$\sqrt{\varepsilon \cdot \nu \eta}$	$\sqrt{\varepsilon \cdot \eta}$	тип.
288	Рис. 29	$P_{aT}'''$	$P_{aT}$	авт.
289 } 303 }	Рис. 30 } Рис. 41 }		текет к рисунку 41 перенести на 30 и на- оборот	авт.
297	8 сн.	$N_e = 50\%$	$N_{eT} = 0,5 N_{eП.Т}$	авт.
301	4 св.	1,5; 1,8 $кг/см^2$	1,5 = 1,8 $кг/см^2$	тип.
301	9 "	ротационного ком- прессора	двухступенчатого ро- тационного компрес- сора	авт.

И. С. МЕЗИН, С. Л. СЕДОВ, Б. М. ЧЕРНОМОРДИК

# ЛЕГКИЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ АВТОТРАКТОРНОГО ТИПА



Труд представляет собой сборник, содержащий, в основном, теоретическую разработку главных вопросов проблемы применения твердого топлива на транспорте.

Труд состоит из четырех статей, охватывающих следующие вопросы:

1. Двигатель на генераторном газе как технико-экономическая проблема.
2. Расчет газогенератора легкого типа.
3. Аналитический расчет активной зоны газогенератора.
4. Падение и стабилизация мощности легкого двигателя при переводе его на генераторный газ.

Книга входит в серию трудов НАТИ и рассчитана на квалифицированных инженеров-теплотехников. Одновременно труд может служить пособием при проектировании газогенераторных установок, а также в качестве учебного пособия для студентов старших курсов вузов.

Редактор Г. К. Холмоганов.  
Сдана в набор 25/II 1934 г.  
Формат 62×94/16.  
Ленгортлит № В-76956.

Индекс МС-68-4-4.  
Изд. № 40/м. Бум. листов 9<sup>5/8</sup>.  
Тираж 4.000-авт. л. 24.

Технический редактор М. Н. Шалцмова.  
Подписана к печати 23/VII 1934 г.  
Тип. зн. в 1 бум. л. 106.848.  
Заказ № 2251.

2-я типография ОНТИ им. Евгения Соколовой. Ленинград, пр. Красных Командиров, 29.

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие . . . . . 5

*С. Л. Седов Б. М. Черномордик*

### I. Легкие двигатели на генераторном газе как технико-экономическая проблема

1. Вводная часть . . . . .		4. Экономический коэффициент полезного действия . . . . .	32
2. Коэффициент полезного действия газогенератора . . . . .	18	5. Экономический расчет и его методология . . . . .	36
3. Падение мощности и экономика . . . . .	24		

*И. С. Мезин*

### Расчет газогенератора легкого типа

1. Прямой и опрокинутый процессы газификации . . . . .	56	А. Определение размеров бункера . . . . .	131
2. Теория газогенераторного процесса . . . . .	62	Б. Определение размеров камеры сгорания . . . . .	—
3. Тепловой расчет газогенератора . . . . .	79	В. Определение размеров зольника . . . . .	140
А. Приход тепла . . . . .	99	Г. Определение размеров газопровода . . . . .	142
Б. Расход тепла . . . . .	102	Д. Подогрев воздуха . . . . .	144
В. Температура газа, выходящего из камеры сгорания . . . . .	110	Е. Перегрев пара . . . . .	—
Г. Коэффициент полезного действия генератора . . . . .	116	6. Примерные тепловые расчеты газогенераторов . . . . .	151
4. Производительность газогенератора по двигателю . . . . .	117	А. Расчет древесно-угольного генератора . . . . .	—
5. Определение конструктивных размеров газогенератора . . . . .	129	Б. Расчет древесного газогенератора „Пеэм“ (НАТИ-III) . . . . .	158

*Б. М. Черномордик*

### Аналитический расчет высоты активной зоны газогенератора

1. Определение высшей активной зоны и значение ее расчета . . . . .	179	3. Роль явлений диссоциации . . . . .	189
2. Условия равновесия основных реакций процесса газификации . . . . .	182	4. Реакция водяного газа . . . . .	191
		5. Взаимоотношения между скоростями горения и восстановления . . . . .	194

6. Вывод основной формулы . . .	196	10. Влияние $H_k$ на отдельные компоненты . . . . .	214
7. Отношение $\frac{H}{d}$ . . . . .	201	11. Скорость реакции и температура . . . . .	220
8. Влияние величины $H_k$ при прямом процессе . . . . .	207	12. Расчет высоты зоны . . . . .	222
9. Реактивная способность топлива . . . . .	209		

С. Л. Седов

Падение и стабилизация мощности двигателя при переводе его на генераторный газ

I. Падение мощности		8. Примерная оценка падения мощности при переходе легкого двигателя на генераторный газ . . . . .	
1. Причины, вызывающие падение мощности движения после перевода его на генераторный газ . . . . .	228	9. Падение механического коэффициента полезного действия . . . . .	255
2. Непостоянство состава генераторного газа . . . . .	231	10. Примерные тепловые расчеты . . . . .	257
3. Коэффициент избытка воздуха . . . . .	232	11. Результаты лабораторных испытаний . . . . .	264
4. Влияние теплотворной способности рабочей смеси на мощность двигателя . . . . .	233	II. Борьба с потерей мощности двигателя	
5. Влияние различных составляющих газа на мощность двигателя . . . . .	238	1. Повышение калорийности газа . . . . .	273
6. Роль коэффициента молекулярного изменения . . . . .	243	2. Общие соображения . . . . .	274
7. Изменение коэффициента подачи с переходом двигателя на генераторный газ . . . . .	246	3. Увеличение литража . . . . .	274
А. Поправка на температуру рабочей смеси . . . . .	247	4. Реальные возможности борьбы с потерей мощности . . . . .	275
Б. Влияние изменения коэффициента подачи . . . . .	252	5. Увеличение степени сжатия . . . . .	278
		6. Повышение мощности наддувом . . . . .	289
		7. Итоги . . . . .	305
		8. Выводы . . . . .	307

ПРЕДИСЛОВИЕ

Проблема применения твердого топлива для автомобилей и тракторов получила конкретное разрешение в послевоенное время, главным образом, в странах, не имеющих своего жидкого топлива. Нефтяные месторождения находятся в границах немногих государств, вследствие чего проблема замены бензина таким горючим, добыча которого производится в пределах государственных границ, по причинам военного характера, в первую очередь интересовала такие государства, как Франция. Вследствие этого именно во Франции газогенератор стал впервые в широком масштабе вытеснять нефтяное топливо в автомобильном и тракторном транспорте.

Для стран, имеющих свою нефть, применение твердого топлива, как это кажется на первый взгляд, имеет смысл вследствие большой по сравнению с жидким топливом дешевизне угля и дров. Так, например, для СССР применение газогенераторов, казалось бы, имеет значение для тех местностей, в которых вследствие удаления от места добычи нефти, дорого жидкое топливо и имеется наличие дешевого местного топлива вроде дров, древесного угля, соломы и т. д.

Поэтому вполне понятен интерес, который в последнее время вызывает применение газогенератора для автотранспорта, в особенности с развитием тракторизации страны.

Вопрос применения газогенераторов в автотранспорте заинтересовал научно-исследовательские институты (в частности, НАТИ), которые образовали в своей структуре специальные отделы, посвященные изучению этой проблемы.

Вопрос применения твердого топлива для двигателя внутреннего сгорания — не новый, и понятно, что конструкторская мысль пошла по пути перенесения на транспортные генераторы опыта стационарных установок. Но условия работы транспортного газогенератора совершенно иные, и очевидно, что прямой перенос опыта работы в условиях стационарных на переменный режим работы в условиях транспорта не приведет к быстрому решению поставленной проблемы.

Действительно, несмотря на ряд льгот для транспорта на твердом топливе, конкурсы, пробег и т. д., до сего времени нет удовлетворительного решения поставленной проблемы. Поэтому следует приветствовать инициативу инж. Мезина, Седова и Черномордика, написавших труд, ставящий целью подвести теоретическую базу

под газогенераторное дело в применении на автотранспорте и осветивших экономические стороны этого вопроса.

Предлагаемый вниманию читателей сборник содержит следующие статьи, написанные инженерами, работавшими в области исследования и конструирования тракторных газогенераторов:

- 1) С. Седов и Б. Черномордик, Легкие двигатели на генераторном газе как технико-экономическая проблема.
- 2) И. Мезин, Расчет газогенератора легкого типа.
- 3) Б. Черномордик, Аналитический расчет высоты активной зоны газогенератора.

- 4) С. Седов, Падение мощности легкого двигателя при переводе его на генераторный газ и методы ее стабилизации.

В первой статье инж. С. Седов и Б. Черномордик излагают кратко историю применения газогенераторов и вскрывают причины особенного интереса к проблеме газогенератора на автотранспорте в ряде стран.

Далее авторы с необходимой полнотой освещают вопросы влияния к. п. д. газогенератора, падения мощности двигателя и изменения его экономического к. п. д. на экономическую сторону применения газогенератора и дают подробный анализ влияния основных факторов на стоимость эксплуатации автомобиля или трактора на газе.

Вторая статья инж. И. Мезина дает в систематическом изложении теоретический и опытный материал по расчету газогенератора легкого типа. В этом труде автор после изложения теоретических основ газификации твердого топлива приводит методы определения конструктивных размеров газогенератора и его теплового расчета, заканчивая труд примерным расчетом газогенераторов, работающих на угле и дровах.

В третьей статье инж. Б. Черномордик приводит аналитический расчет высоты активной зоны газогенератора.

Чрезвычайно жесткие условия работы габаритного порядка в легком генераторе транспортно-го типа выдвигают на первое место вопросы теоретического обоснования геометрических размеров активной зоны. Автор подробно исследует влияние рабочего режима генератора, его размера, температуры и влажности воздуха и топлива, размеров кусков и рода топлива, температуры и давления внутри камеры сгорания на высоту химической активной зоны.

Пользуясь уравнениями скорости сгорания и условиями равновесия основных реакций процесса газификации, автор дает метод расчета высоты зоны, подводя таким образом теоретическую базу под выбор основных размеров газогенератора и освещая протекание процесса газификации, устраняет влияние случайности при проектировании, дает в руки конструктору метод выбора главных размеров газогенератора в зависимости от предъявляемых условий эксплуатации.

Четвертая статья сборника посвящена вопросу падения мощности легкого двигателя при переводе его на генераторный газ и методам ее восстановления.

В этой статье инж. С. Седов дает подробный анализ причин, вызывающих падение мощности после перевода двигателя на газ, исследует влияние состава газа на его теплотворную способность и роли различных факторов на работу двигателя.

Разобрав очень подробно, от чего зависит величина падения мощности при работе двигателя на газе, автор переходит к изложению мер борьбы с потерей мощности.

В этом разделе своей работы автор дает критическую оценку всех методов повышения мощности двигателя, выявляет реальные возможности борьбы с потерей мощности.

Как видно из вышеприведенного краткого перечня содержания сборника, он содержит в себе все, что необходимо для сознательного, а не интуитивного проектирования газогенераторов для автомобиля и трактора. В подобном труде и у нас в СССР чувствуется очень большая нужда. Хотя в отношении жидкого топлива наша страна находится в благоприятных условиях, но наличие местностей, куда поставка жидкого топлива сопряжена с большими затруднениями, и в которых имеется в наличии местное топливо часто с отрицательной стоимостью, ставит проблему газогенератора вопросом сегодняшнего дня.

В условиях автомобиля и трактора проблема перехода на твердое топливо встречает много затруднений, преодолеть которые можно только систематической научно-исследовательской работой. Предлагаемый труд является попыткой осветить все стороны этой проблемы и дать теоретическую базу там, где до сего времени господствовала интуиция.

Выход в свет рассматриваемого труда продвинет вперед вопрос с газогенераторами на транспорте, даст ясную картину возможностей, которые предоставляет переход на твердое топливо, предупредит в некоторых случаях разочарование в достигнутых результатах и, без сомнения, сохранит много сил и средств, затрачиваемых в настоящее время как научно-исследовательскими институтами, так и учреждениями и отдельными лицами в большинстве случаев недостаточно целесообразно.

*Проф. Сороко-Новицкий*

# ЛЕГКИЕ ДВИГАТЕЛИ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ КАК ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ПРОБЛЕМА

С. Л. СЕДОВ и Б. М. ЧЕРНОМОРДИК

## ОТ АВТОРОВ

Идея создания этого труда возникла вскоре после организации газогенераторного сектора в НАТИ.

В то время проблема применения твердого топлива в авто-тракторном деле характеризовалась полным отсутствием теоретического и экспериментального материалов.

Это обстоятельство и побудило нас подготовить к печати данный труд, который посвящен анализу теоретических вопросов, связанных с проблемой перевода легкого двигателя на генераторный газ.

Одновременно мы надеялись, что наша работа сможет дать правильное направление при выборе тематики эксперимента.

Таким образом наш труд не должен рассматриваться как результат экспериментальной работы НАТИ, а представляет собой сборник теоретических статей.

К сожалению этой важной проблеме уделяется недостаточно внимания, и нет изданных теоретических трудов, посвященных трактуемому вопросу.

Проф. Владимиру Игнатьевичу Сороко-Новицкому авторы выражают свою глубокую признательность за внимательный просмотр нашей рукописи.

## 1. ВВОДНАЯ ЧАСТЬ

Прежде чем приступить к разбору нашей задачи, мы считаем целесообразным дать краткую историю освещаемой нами проблемы, которую можно разбить на два самостоятельных подраздела: история возникновения газогенератора и история приспособления его к легкому двигателю (автомобилю, трактору, моторному катеру и пр.).

Газогенераторы на транспорте не есть последнее достижение техники, как это представляют себе дилетанты, восхищающиеся тем, что „автомобиль едет на дровах“. Наоборот, поскольку ухудшается использование топлива и вводится новое звено между потенциальной энергией горючего и двигателем, в котором неизбежны тепловые потери — потери энергии, можно сказать, что газогенератор в комбинации с легким двигателем есть шаг назад.

Часто встречающееся удивление и иногда даже недоверие к возможности работы автомобиля или трактора на дровах или древесном угле также следует приписать только слабому знакомству с историей техники, историей двигателей внутреннего сгорания и газогенератора в частности.

Первый газовый двигатель, работавший продуктами сухой перегонки угля, был изобретен еще в 1791 г. инж. Джоном Барбера. Правда, двигатель этот практического значения не имел.

Применение и известность двигателя внутреннего сгорания стали получать лишь к концу восьмидесятых годов прошлого столетия, т. е. через 15 лет после того, как кельнский купец Отто начал строить двигатель, принципы которого легли в основу моторостроения.

Горючие свойства некоторых газов, выходящих из недр земли, известны человечеству с незапамятных времен. Также несомненно, что человек уже сотни лет пользовался ими для целей нагревания и освещения.

Вечные огни на острове Баку, китайские и персидские огненные фонтаны насчитывают, по всей вероятности, не одну тысячу лет.

Общеизвестны случаи взрывов в каменноугольных копях, получающиеся вследствие горючести газа, выходящего местами между флецами каменного угля.

Также очень давно было известно случайно открытое свойство каменного угля, как и всякого другого органического вещества,

выделять при сильном нагревании горючие газы. Это обстоятельство и дало толчок к развитию газового хозяйства в различных странах.

Почин в этом деле принадлежит англичанину В. Мурдоку из Корнуэля, который в 1782 г. осветил газом свой дом в Родруте. В 1815 г. уже многие улицы Лондона и других английских городов освещались газом.

В начале прошлого столетия француз Г. Оберто впервые стал пользоваться колосниковыми газами доменных печей для нагревательных целей.

Кроме Оберто, в этой же области работал его соотечественник Фабер де-Фюр. Их опыты относятся скорее к работам по утилизации отходов доменного процесса и могут рассматриваться лишь как рационализаторские мероприятия, хотя оба француза и были весьма близки к идее самостоятельной газогенераторной установки. Осуществить впервые специальный агрегат для получения генераторного газа пришлось Бишогу. В 1839 г. им был построен и пущен в ход первый газогенератор.

По прошествии трех лет в 1842 г. в Австрии на заводе Сан-Стефан Эбельманом был спроектирован и построен второй газогенератор, на котором впервые был применен принцип „обратного горения“, получивший впоследствии широкое применение, так как разрешил вопрос о разложении паров воды и сжигании смолы, получающихся при дровяном топливе.

Все газогенераторы, строившиеся с момента их изобретения до начала 80-х годов прошлого столетия, получили применение исключительно для целей нагревания.

Устройство первого газогенератора, дававшего газ для двигателя, вернее, идея сочетания этих двух агрегатов газогенератора и двигателя, принадлежит Эмеру Даусону. Им был построен и пущен в ход генератор, дававший газ для работы двигателя; поэтому генераторный газ назывался одно время газом Даусона.

Распространение двигателей внутреннего сгорания вызвало, естественно, и потребность в дешевом газе. Поэтому, воспользовавшись опытом Даусона, завод Крослей (в 1889 г.), а за ним и Отто Дейц взялись за конструктивную разработку сочетания газогенератора и двигателя.

За последнее время газообразное топливо приобрело очень большое значение в технике. Преимущественно оно употребляется для отопления, но зачастую идет на работу двигателя.

Рост применения стационарных генераторов происходил медленно, так как генераторы не являлись актуальной потребностью промышленности и своим появлением не разрешали никаких технических проблем, хотя и имели экономическое значение ввиду дешевизны применявшегося в них топлива.

Несколько иначе обстоит вопрос с развитием применения газогенераторных установок для целей механической тяги.

Установка газогенератора на легком двигателе не есть результат случайного изобретения или прогресса технической мысли, а является прямым следствием социально-экономического заказа.

Газогенератор на транспорте — это не достижение техники, а требование экономики.

Рассмотрим теперь, справедливо ли наше утверждение о том, что проблема использования твердого топлива для целей механической тяги вызвана исключительно социально-экономическими соображениями, и попутно познакомимся с краткой историей легкого газогенератора.

Уже десять лет, как конструкторская мысль систематически и упорно борется за идею использования газогенераторов на транспорте.

Первые попытки в этой области можно отнести еще к 1905 г., когда английский автомобильный завод Торникрофт начал применять газогенераторы для моторных лодок и баркасов, используя в них антрацит, кокс и обрезки дерева.

Французское общество „Газес“ также уже давно начало заниматься изучением вопроса о применении газогенераторов для целей механической тяги.

В начале войны 1914 г. во Франции был организован первый пробег грузового автомобиля с газогенераторной установкой. Пробег состоялся между Парижем и Руаном (около 100 км). Положительных результатов он не дал.

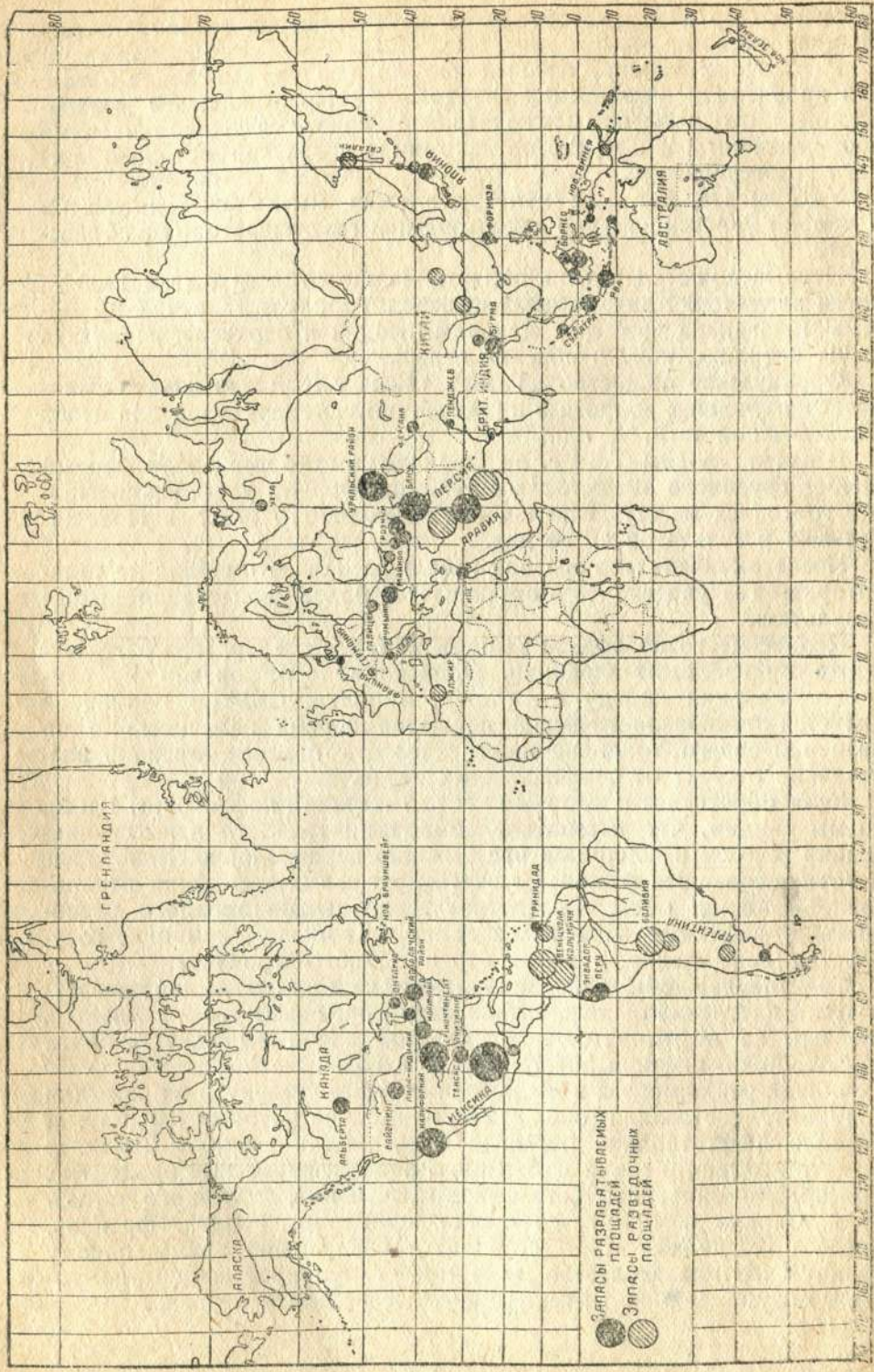
После окончания войны попытки перевода автомобиля на генераторный газ участились и стали давать более удовлетворительные результаты.

Первое место по борьбе за применение газогенератора на транспорте принадлежит Франции. Происходит это, конечно, не случайно. Франция наряду с Англией, Японией, США и Германией является империалистической державой первой величины, но по размерам своего топливно-энергетического баланса Франция значительно отстает от перечисленных стран.

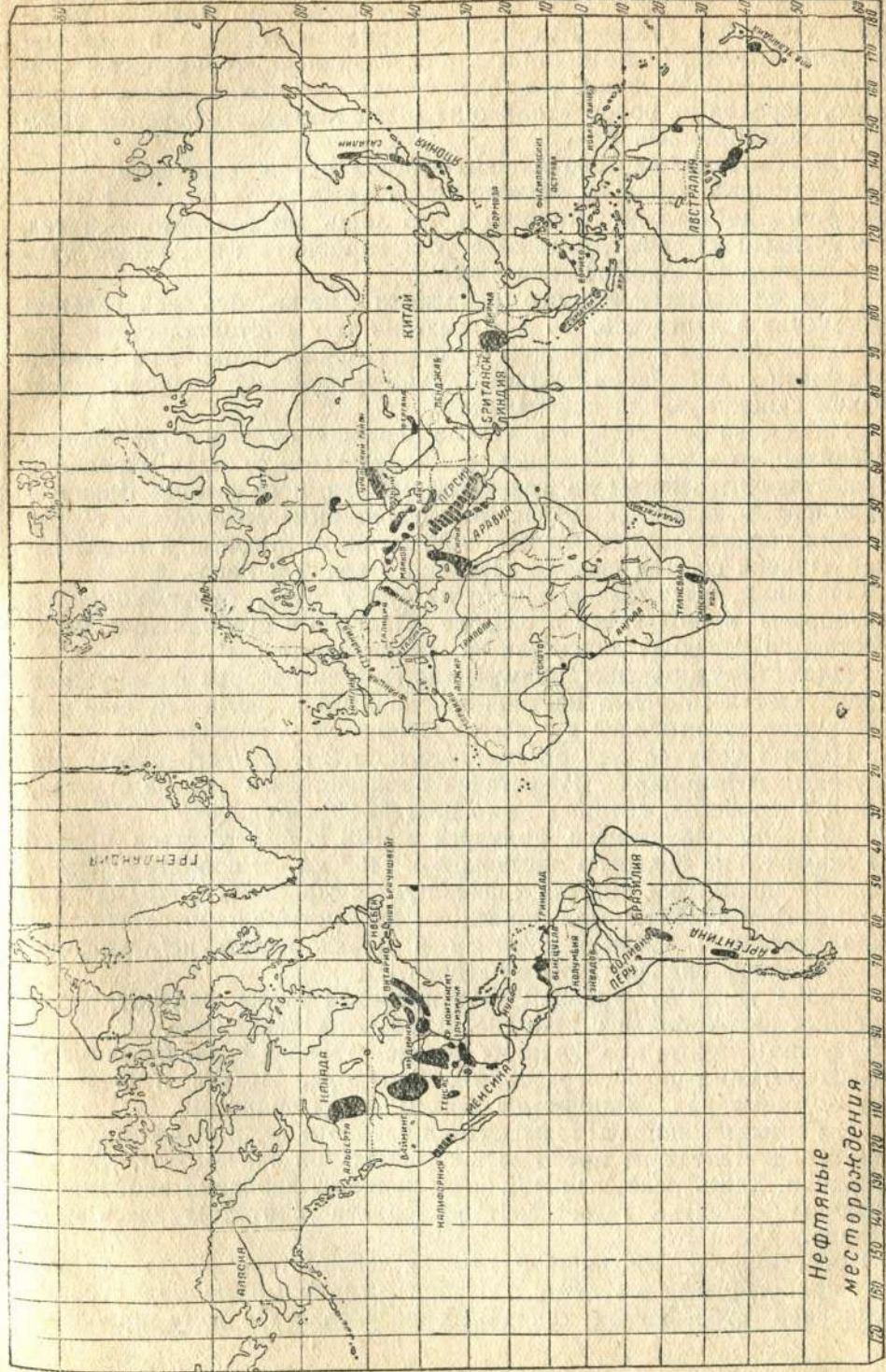
Если обратиться к мировым месторождениям нефти (фиг. 1 и 2), то мы увидим, что насыщение земной поверхности этим сравнительно редким ископаемым чрезвычайно неравномерно. Некоторые материи совершенно лишены нефти, другие имеют ее сконцентрированной в одном месте. Вследствие такого неравномерного расположения нефтяных запасов на земной поверхности многие государства совершенно лишены этого ценного продукта.

Собственная добыча Франции далеко не достаточна для удовлетворения внутреннего потребления. Особенно резко это сказывается, конечно, на нефти — годовая добыча Франции выражается почти смехотворной цифрой: 50—70 тыс. *t* в год.

Общий размер ввоза и потребление нефтепродуктов во Франции в 1928 г. составляли около 2,6 млн. *t*, из которых 0,6 млн. *t* легкого моторного топлива (главным образом для флота) и 2 млн. *t* легкого моторного топлива (бензин, керосин и смазочные продукты). При приближенном подсчете выходит, что импорт легкого моторного топлива в 1928 г. составлял, примерно, 2 млрд. франков. После приведенных цифр становится совершенно ясным, почему французское правительство всячески стимулирует изыскание топлив, могущих заменять импортируемые бензин и керосин.



Фиг. 1. Карта мировых запасов нефти.



Фиг. 2. Карта нефтяных месторождений мира.



Переход с бензина на национальное топливо во Франции предполагался при следующих условиях: новое горючее в экономическом отношении должно быть в состоянии конкурировать с бензином, — иными словами, оно должно быть достаточно дешево; кроме того, переход на новое топливо не должен вызывать крупных переделок автомобилей.

Обследование первого условия — достаточной дешевизны суррогата — показали, что ни бензол, ни углеводороды не могут быть получены достаточно экономно и что лишь газогенераторный газ, полученный из дров, древесного угля, карбонита и пр., может дать необходимый экономический эффект.

Что же касается второго требования — не вносить значительные изменения в двигатель, то оно вызвано тем обстоятельством, что Франция, располагая большим автотракторным парком, не считала реальным разрешением вопроса путь, требующий больших изменений существующих конструкций.

Интересно отметить, что сейчас Франция от этого требования, очевидно, отказалась, — вернее, она отказалась от идеи переделки существующего парка на генераторный газ, и различные французские фирмы, выпуская сейчас газогенераторные автомобили, ставят на них специальный двигатель повышенного литража и повышенной степени сжатия (заводы Паккард, Берлие и Рено).

Причины, вынуждающие идти по этому пути, будут подробно разобраны в этой книге в разделе „Падение и стабилизация мощности при переходе двигателя на генераторный газ“.

Для стимулирования применения газогенераторов французское правительство, помимо издания закона 1926 г., устроило еще ряд конкурсов автомобилей с газогенераторными установками.

Первый конкурс был организован в 1922 г. Он устраивался для грузовых автомобилей. Испытания производились как на станках, так и в пробеге, которых было два, по 60 км каждый.

Во время следующего конкурса в 1923 г. был устроен пробег на значительно большую дистанцию — 1460 км. В пробеге участвовало 9 машин, и все пришли к финишу без серьезных повреждений.

В 1925 и 1926 гг. были проведены еще четыре пробега на большие дистанции — 2100 и 5200 км и имели целью исследование работы двигателей и газогенераторов.

Кроме того, во Франции был проведен также ряд конкурсов военных автомобилей с газогенераторными установками.

Нужно сказать, что Франция не единственная страна, занимающаяся легкими газогенераторами: Германия, Италия и Бельгия также имеют ряд предприятий, занятых этим вопросом.

В Германии вопросы газификации твердого топлива для питания легкого двигателя не имеют такой социальной значимости, как во Франции. Здесь основным моментом является проблема экономики. Поэтому развитие газогенераторостроения протекает здесь медленнее.

Последние годы большой интерес к легким газогенераторам начал пробуждаться в Италии. Италия — типичный пример страны, лишенной собственных топливных ресурсов. Поэтому проблема

Таблица 1

Добыча нефти в различных странах

Страны	1857 — 1926 гг.		1926 г.		1927 г.		1928 г.		1929 г.		1930 г.	
	тыс. барр.	%	тыс. барр.	%	тыс. барр.	%	тыс. барр.	%	тыс. барр.	%	тыс. барр.	%
США . . . . .	9 440 546	65	770 874	70,3	901 129	71,5	902 000	68,2	1 006 537	68,2	896 694	68,2
Мексика . . . . .	1 400 927	9,7	90 421	8,3	64 121	5,1	50 150	3,8	44 688	3,8	39 530	3,8
Венесуэла . . . . .	2 168 840	14,9	63 122	5,8	77 018	6,1	87 800	6,7	98 149	6,7	129 955	6,7
Персия . . . . .	75 280	0,5	37 381	3,4	63 134	5,0	106 000	8,0	138 915	8,0	141 653	8,0
Румыния . . . . .	218 402	1,5	35 482	3,3	39 688	3,1	42 080	3,0	42 500	3,0	43 549	3,0
Голл. Ост-Индия . . . . .	247 850	1,7	23 992	2,1	26 368	2,1	30 600	2,3	33 568	2,3	39 877	2,3
Перу . . . . .	336 269	2,3	20 817	1,9	25 967	2,1	28 500	2,2	36 100	2,2	37 100	2,2
Брит. Индия . . . . .	72 355	0,5	10 782	1,0	10 135	0,8	11 970	0,9	12 560	0,9	12 446	0,9
Аргентина . . . . .	174 090	1,2	8 270	0,8	7 878	0,6	8 300	0,6	8 286	0,6	8 100	0,6
Кол./мбия . . . . .	34 704	0,2	7 947	0,7	8 630	0,7	9 100	0,7	9 185	0,7	9 008	0,7
Польша . . . . .	8 643	0,09	6 444	0,6	15 002	1,2	19 900	1,5	—	—	—	—
Тринидад . . . . .	202 437	1,4	5 844	0,5	5 842	0,4	5 530	0,4	4 731	0,4	4 646	0,4
Саравак (Брит.) . . . . .	32 929	0,2	5 278	0,5	5 712	0,4	7 750	0,6	8 710	0,6	9 420	0,6
Япония и Формоза . . . . .	25 704	0,2	4 942	0,4	4 943	0,4	5 290	0,4	5 235	0,4	5 351	0,4
Египет . . . . .	52 745	0,3	1 557	0,1	1 700	0,1	1 800	0,1	2 010	0,1	2 250	0,1
Германия . . . . .	14 161	0,1	1 181	0,1	1 267	0,1	1 840	0,1	1 863	0,1	1 978	0,1
Ирак . . . . .	17 933	0,3	653	0,2	633	0,2	683	0,2	—	—	—	—
Франция . . . . .	3 795	0,3	478	0,2	504	0,2	520	0,2	—	—	—	—
Канада . . . . .	26 528	0,3	365	0,2	477	0,2	612	0,2	—	—	—	—
Эквадор . . . . .	374	0,3	214	0,2	537	0,2	1 090	0,1	—	—	—	—
Чехо-Словакия . . . . .	789	0,3	150	0,2	149	0,2	150	0,1	—	—	—	—
Италия . . . . .	1 301	0,3	45	0,2	44	0,2	—	—	—	—	—	—
Алжир . . . . .	91	0,3	9	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—
Англия . . . . .	18	0,3	3	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—
Прочие . . . . .	835	0,3	23	0,2	35	0,2	23	0,1	25 645	0,1	26 492	0,1
Итого . . . . .	14 557 546	100	1 055 934	100	1 234 680	100	1 322 370	100	1 478 482	100	1 408 049	100

## Число автомобилей в разных странах

Государства	Всего автомобилей (без мотоциклов) на 1 января					Количество автомобилей на 1931 г.				
	1926 г.	1927 г.	1928 г.	1929 г.	легковых	автобусов	грузовых	мотоциклов	Всего	
США . . . . .	19 843 936	22 046 457	23 253 882	24 501 004	23 541 000	99 000	3 413 725	516 040	27 569 765	
Великобритания . . . . .	853 405	984 368	1 219 477	1 372 109	1 110 930	100 865	346 237	702 000	2 260 032	
Франция . . . . .	763 499	901 000	960 000	1 108 900	1 099 780	—	401 000	500 000	2 000 720	
Канада . . . . .	719 718	820 222	989 479	1 061 828	—	—	—	—	—	
Австралия . . . . .	297 311	361 602	464 225	515 851	—	—	—	—	—	
Германия . . . . .	295 000	318 800	422 300	519 100	485 680	12 416	157 432	731 200	1 386 028	
Аргентина . . . . .	173 754	222 610	241 356	299 839	200 000	8 500	61 000	87 500	457 090	
Италия . . . . .	115 000	150 000	165 000	172 000	103 000	1 500	53 000	51 000	208 500	
Бельгия . . . . .	120 000	130 000	—	108 325	—	—	—	—	—	
Новая Зеландия . . . . .	99 203	123 334	130 215	151 454	—	—	—	—	—	
Бразилия . . . . .	68 903	104 561	140 102	155 000	—	—	—	—	—	
Брит. Индия . . . . .	79 154	100 000	117 000	131 500	—	—	—	—	—	
Швеция . . . . .	81 600	99 200	110 500	126 898	—	—	—	—	—	
Испания . . . . .	76 000	85 000	110 000	156 501	—	—	—	—	—	
Южно-Африканский Союз . . . . .	62 600	81 000	100 750	125 850	—	—	—	—	—	
Голландия . . . . .	56 300	65 000	74 000	85 500	—	—	—	—	—	
Дания . . . . .	60 000	63 170	84 094	88 898	—	—	—	—	—	
Швейцария . . . . .	37 250	51 560	53 000	60 600	—	—	—	—	—	
Куба . . . . .	35 000	45 536	45 000	45 604	—	—	—	—	—	
Мексика . . . . .	41 820	45 134	50 000	62 500	—	—	—	—	—	
Ирландия . . . . .	33 782	44 003	44 304	45 319	—	—	—	—	—	
Япония . . . . .	34 000	35 292	49 556	72 888	—	—	—	—	—	
Норвегия . . . . .	25 753	30 320	33 100	36 027	—	—	—	—	—	
Австрия . . . . .	17 300	27 305	25 163	28 230	—	—	—	—	—	
Чехо-Словакия . . . . .	17 300	23 389	33 909	45 403	—	—	—	—	—	
Финляндия . . . . .	15 500	18 100	25 250	32 438	—	—	—	—	—	
Румыния . . . . .	—	—	18 777	29 200	—	—	—	—	—	
Польша . . . . .	—	—	18 878	27 000	—	—	—	—	—	
Китай . . . . .	—	—	17 121	23 130	—	—	—	—	—	
Латвия . . . . .	—	—	—	2 300	—	—	—	—	—	
Эстония . . . . .	12 970	—	—	11 860	—	—	—	—	—	
Итого . . . . .	—	14 766	—	—	22 800	—	17 500	50 800	90 700	

газогенератора мало помогает ей в отношении освобождения от иностранной зависимости, так как лесистость ее очень мала. Возможно, конечно, использование различных суррогатов — соломы, хвороста и пр.

Кроме того, можно с уверенностью сказать, что проблема перехода легкого транспорта на твердое топливо (в частности, дрова и древесный уголь) может в будущем занять очень большое место благодаря ограниченности мировых запасов нефти. Если обратиться к данным по добыче нефти, то увидим чрезвычайно бурный рост ее за последние два десятилетия.

В табл. 1 приведены данные по добыче нефти в различных странах за разные годы.

Суммарные данные показывают, что мировая добыча нефти за 5 лет — 1926—1930 гг. — равна приблизительно половине добычи за предшествовавшее пятидесятилетие — 1857—1926 гг.

Причины такой интенсификации нефтеразработок кроются в столь же бурном росте двигателестроения.

Таблица 3

Общее число автомобилей на земном шаре на 1931 г.

Страны	Количество автомобилей			
	легковых	автобусов	грузовых	Всего
Америка (без США) . . . . .	1 680 564	85 409	366 235	2 128 208
США . . . . .	23 251 000	99 000	3 413 000	26 763 000
Европа . . . . .	3 774 161	150 601	1 343 000	5 267 161
Азия . . . . .	373 740	12 750	143 741	530 231
Африка . . . . .	251 151	2 633	66 887	397 625
Австралия . . . . .	639 588	148 020	165 861	953 469
Итого . . . . .	29 970 804	426 068	5 789 155	36 185 527

В табл. 2 и 3 приведены статистические данные роста автомобилей за последние годы. В двигателестроении ведущая роль принадлежит автомобильным двигателям, и так как они расходуют добрую половину всего моторного топлива, то по приводимым таблицам можно вполне судить о том, какую большую роль играет двигатель внутреннего сгорания в росте добычи нефти.

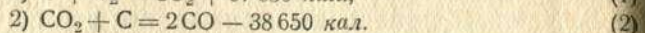
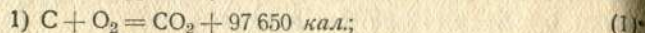
Такое интенсивное расходование существующих запасов этого сравнительно редкого ископаемого может вызвать беспокойство уже за недалекое будущее. Хотя все вычисления о мировых запасах нефти носят далеко не точный характер, для наших ориентировочных вычислений мы все же воспользуемся данными Стебингера (которые многими считаются преувеличенными), исчислившего мировые запасы нефти на 1925 г. в 10 млрд. т. Следовательно, в случае приостановки роста добычи нефти запасов хватит едва на 40 лет.

Перейдем теперь к конкретному рассмотрению различных факторов, связанных с экономикой процесса.

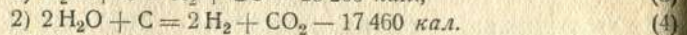
## 2. КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Для учета степени использования топлива в газогенераторе необходимо разобрать факторы, влияющие на его к. п. д. Рассмотрим кратко основные реакции газогенераторного процесса.

Реакции воздушного газа (фиг. 3):



Реакции водяного газа (фиг. 4):



Выход газа из 1 кг углерода определяется пропорцией:

$$V_g : \frac{22,4}{12} = 100 : (CO + CO_2 + CH_4), \quad (5)$$

отсюда:

$$V_g = \frac{186,7}{(CO + CO_2 + CH_4)}, \quad (6)$$

где CO, CO<sub>2</sub> и CH<sub>4</sub> взяты в объемных процентах.

Однако для наших подсчетов интересен выход газа с 1 кг не углерода, а обыкновенного влажного топлива, которое и газифицируется в реальных установках.

Кроме того, не весь углерод топлива рентабельно используется в шахте газогенератора: часть его тратится в виде механических и химических потерь, которые также должны быть учтены. К этим потерям относятся: 1) углерод в провале (шлак и зола), 2) унос.

Если весовое содержание углерода, используемое на газификацию, принять равным  $C_g$ , то выход газа с 1 кг топлива выразится следующей формулой (0°C и 760 мм рт. ст.):

$$V'_g = \frac{186,7 \cdot C_g}{(CO + CO_2 + CH_4) \cdot M^3} \quad (7)$$

Отношение низшей теплотворной способности газа к низшей теплотворной способности топлива, из которого этот газ был получен, называется к. п. д. газогенератора и выражается следующей формулой:

$$\eta_r = \frac{H_u V'_g}{h} \quad (8)$$

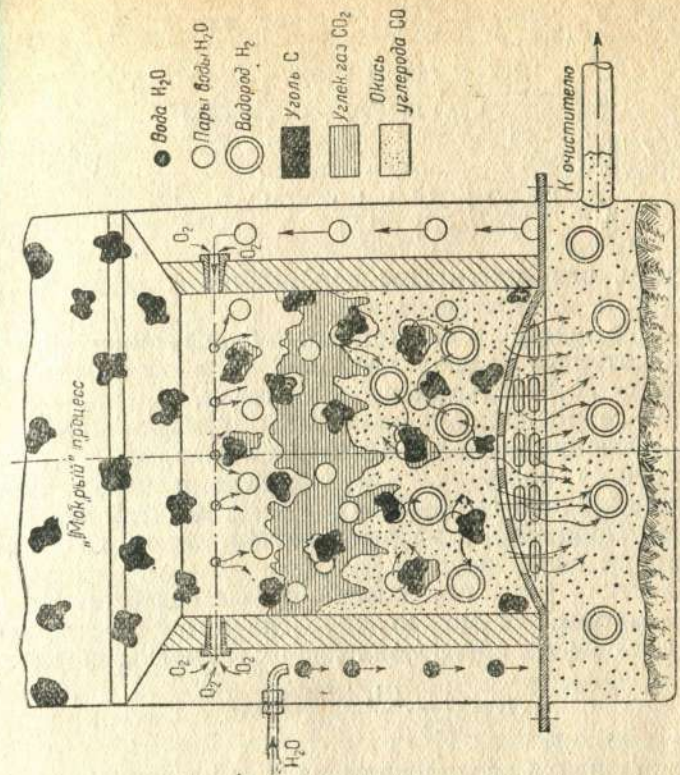
где  $H_u$  — теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа;

$$H_u = 28CO + 23; 6H_2 + 87CH_4 \text{ (15°C, 737 мм рт. ст.)},$$

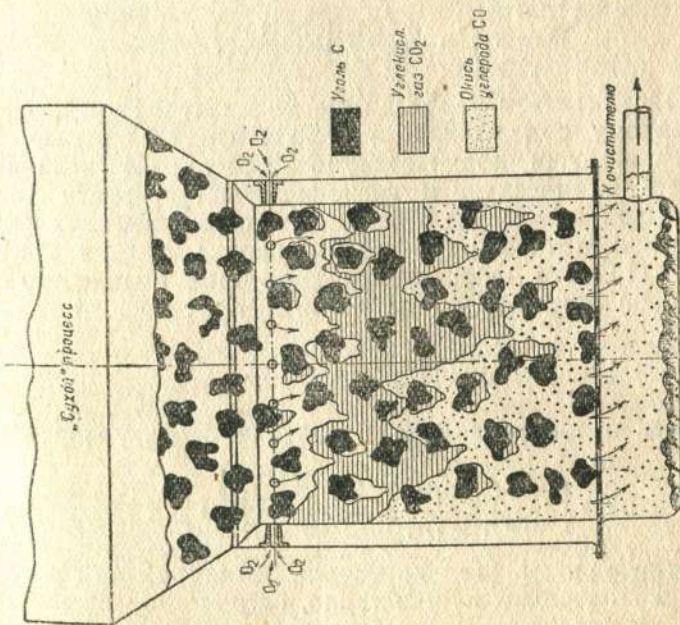
$h$  — теплотворная способность 1 кг топлива;

$$h = 8140 C_g;$$

$$V'_g \text{ — выход газа с 1 кг топлива.}$$



Фиг. 4. Схема "мокрого" газогенераторного процесса.



Фиг. 3. Схема "сухого" газогенераторного процесса.

Подставляя в формулу (8) значение входящих в нее членов, получим:

$$\eta_r' = \frac{1,867 \cdot C_g (28 \text{ CO} + 23,6 \text{ H}_2 + 87,2 \text{ CH}_4)}{C_g \cdot 8170 (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4)}$$

или, после сокращения:

$$\eta_r' = \frac{(28 \text{ CO} + 23,6 \text{ H}_2 + 87,2 \text{ CH}_4)}{4360 (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4)} \quad (9)$$

Отсюда ясно, что процентное содержание углерода в топливе не влияет на к. п. д. газогенератора.

В результате воздушного процесса газификации, основными участниками которого являются углерод топлива и кислород воздуха, получается значительный избыток тепла.

Утилизация свободной тепловой энергии может идти несколькими путями. Основной и самый эффективный из них — это переход к паровоздушному процессу, т. е. введение в цепь химических взаимодействий реакции  $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{CO} + \text{H}_2$ , идущей, как известно, эндотермично. Продукты этой реакции обогащают газ, повышая его теплотворную способность.

Если кубический метр генераторного газа содержит  $\text{H}_2$  % водорода и  $\text{CH}_4$  % метана, то можно определить весовое количество влаги, пошедшей на их образование, по следующей формуле:

$$B = \frac{18}{22,4} \cdot \frac{(\text{H}_2 + 2 \text{ CH}_4)}{100} \text{ кг.} \quad (10)$$

Отсюда можно найти расход воды на 1 кг углерода:

$$W = BV_g = \frac{1,5 (\text{H}_2 + 2 \text{ CH}_4)}{(\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4)} \quad (11)$$

Однако действительно необходимое количество воды, соответствующее данному содержанию водорода и метана в газе, будет несколько меньше, чем получается по формуле. Из величины  $W$  нужно вычесть химическую и гигроскопическую влагу топлива, которая также примет участие в реакции образования этих веществ.

Следовательно, если химическая и гигроскопическая влага 1 кг топлива равна  $\text{H}_2\text{O}$ , то действительное весовое количество воды, необходимое для присадки к 1 кг топлива, будет:

$$W' = \left( \frac{C_g \cdot W}{100} - \text{H}_2\text{O} \right) \text{ кг.} \quad (12)$$

Подставляем в выражение (12) значение  $W$  из уравнения (11) и находим:

$$W' = \left[ \frac{C_g (\text{H}_2 + 2 \text{ CH}_4)}{(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4) 66,7} - \text{H}_2\text{O} \right] \text{ кг.} \quad (13)$$

При желании оценить степень использования тепла газогенераторной установки в целом нужно тепло, затраченное на испарение „присадочной воды“, отнести к полезной работе газогенератора.

Тогда коэффициент, характеризующий использование тепла установки, выразится следующим образом:

$$\eta_y = \frac{(28 \text{ CO} + 23,6 \text{ H}_2 + 87,2 \text{ CH}_4)}{4360 (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4)} + \frac{600}{8140 \cdot C_g} \left[ \frac{C_g (\text{H}_2 + 2 \text{ CH}_4) - \text{H}_2\text{O}}{(\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4) 56,7} \right] \quad (14)$$

Некоторые авторы  $\eta_y$  называют истинным к. п. д. генератора (термин предложен проф. Гриневецким), в то время как  $\eta_r$  (формулы 8 и 9) называют условным к. п. д. газогенератора. Казалось бы более целесообразной обратная терминология, так как под истинным к. п. д., например, двигателя внутреннего сгорания, подразумевают его экономический к. п. д.  $\eta_e$ , т. е. коэффициент, характеризующий отношение механической работы, полученной на валу мотора, эквивалентной определенному количеству тепла, к количеству тепла, введенному за это время в цилиндры двигателя. Этот коэффициент и является истинным, характеризующим качество данного агрегата. Аналогично в газогенераторе под его истинным к. п. д. понимают степень использования им тепловой энергии при превращении того или иного вида топлива из твердого состояния в газообразное.

В современных конструкциях легких газогенераторов очень часто устраивается подогрев первичного воздуха. Прежде чем поступить через фурмы в камеру сгорания воздух нагревается от стенок шахты до 200—300° Ц.

Эта мера, безусловно, улучшает процесс газификации, стимулируя рост нужных реакций. Следовательно, подсчитывая к. п. д. установки по второму методу, нужно тепло, идущее на нагрев воздуха, прибавить к химической энергии газа.

Если  $L$  — количество воздуха, необходимого для газификации 1 кг топлива в кубических метрах,

$C$  — средняя теплоемкость воздуха,

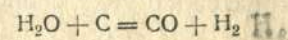
$T_0$  — температура окружающей среды,

$T'$  — температура воздуха перед входом в камеру сгорания,

то  $Q$  — тепло, идущее на нагрев воздуха для 1 кг топлива, будет равно:

$$Q = L \cdot C_p (T' - T_0) \quad (15)$$

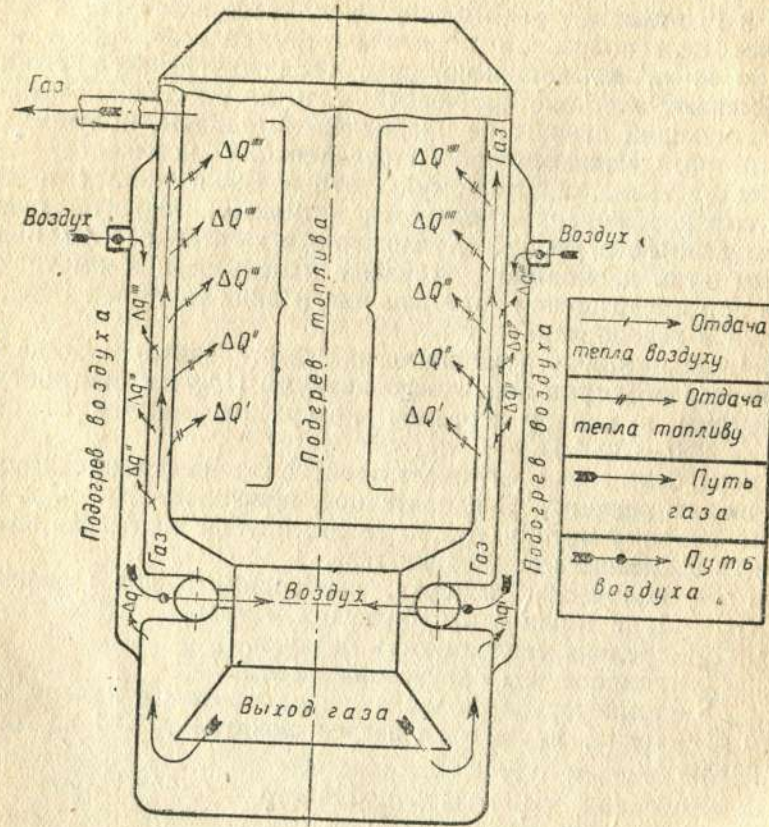
Во многих газогенераторах, помимо подогрева воздуха предусматривается подогрев топлива, находящегося в бункере (фиг. 5). Таким образом часть тепла, уносимого газами, полезно используется, повышая температуру топлива. Необходимо отметить, что при подсчете к. п. д. генератора косвенным образом учитывают эффект от испарения „присадочной“ воды и подогрева воздуха. Оба эти мероприятия ведут к улучшению процесса газификации, т. е. к росту эндотермических реакций и увеличению процентного содержания  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ , т. е. ценных для двигателя продуктов. С ростом этих компонентов по реакции



теплотворная способность газа увеличивается, т. е. растет  $\eta_r$  по формуле:

$$\eta_r = \frac{H_u \cdot V_g}{h}$$

Можно еще отметить следующее явление: при подсчете по второму методу стирается грань между котлом и газогенератором. Если теплотворная способность газа окажется чрезвычайно низкой,



Фиг. 5. Схема теплопередачи в газогенераторе.

а тепло, отданное на парообразование, большим,  $\eta_y$  может не измениться, и вместо газогенератора получится паровой котел. Следовательно мы видим, что коэффициент  $\eta_y$  учитывает степень использования тепла, а не качество газогенератора, которое может определяться только путем сравнения теплотворной способности газа с теплотворной способностью затраченного на него топлива.

В заключение приведем примерный подсчет  $\eta_r$ .

При газификации древесного угля с влажностью  $W = 4\%$  было получено газа  $V_g = 4,5 \text{ м}^3$  с 1 кг.

Состав газа (в %):

$$\begin{aligned} \text{CO} &= 26; & \text{CO}_2 &= 6; \\ \text{H}_2 &= 12; & \text{O}_2 &= 0,2; \\ \text{CH}_4 &= 0,8; & \text{N}_2 &= 55. \end{aligned}$$

Присадка воды составляла, примерно, 160 г на 1 кг топлива. Температура воздуха около фурм —  $300^\circ \text{C}$ .

Теплотворная способность топлива  $h = 8140 \text{ ккал}$ .  
При  $C_y = 85\%$  имеем:

$$h = 8140 \cdot 0,85 = 6920.$$

Теплотворная способность газа:

$$H_u = 2800\text{CO} + 2360\text{H}_2 + 17920\text{CH}_4 \text{ (при нормальных технических условиях);}$$

$$H_u = 2800 \cdot 0,26 + 2360 \cdot 0,12 + 17920 \cdot 0,008 = 1075.$$

$$\eta_r = \frac{H_u V_g}{h} = \frac{1075 \cdot 4,5}{6920} \approx 0,7;$$

$$\eta_y = \eta_r + \frac{q}{h} + \frac{Q}{h};$$

$q$  — тепло, затраченное на подогрев присадочной воды, где присадка воды на 1 кг топлива.

$W'$  и  $Q$  — тепло, отданное газами на подогрев воздуха.

Найдем, чему равны  $q$  и  $Q$ :

$$q = W' \cdot 600 = 0,16 \cdot 600 = 96 \text{ ккал/кг топлива.}$$

Для определения  $Q$  необходимо знать количество первичного воздуха, необходимого для газификации 1 кг топлива:

$$L' = \frac{N_2}{0,79} = \frac{0,55}{0,79} = 0,695 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ газа.}$$

Вспомнив, что с 1 кг топлива выходит  $4,5 \text{ м}^3$  газа, имеем:

Считая  $c_p \approx 0,24$  и температуру окружающей среды  $t = 15^\circ \text{C}$ , находим:

$$Q = L' \cdot c_p (t' - t_0) = 3,13 \cdot 0,24 \cdot (300 - 15) = 214 \text{ ккал/кг топлива.}$$

Отсюда находим  $\eta_y$  установки:

$$\eta_y = 0,7 + \frac{96 + 214}{6920} \approx 0,745.$$

Если имеется двигатель в  $N_e \text{ л. с.}$ , работающий на генераторном газе, то для  $t$  часов работы ему понадобится следующее количество древесного угля:

$$G = \frac{632 \cdot N_e \cdot t}{\eta_e \eta_r h} \text{ кг.}$$

Приняв  $N_e = 20t = 100$  час.,  $\eta_e = 0,2$ , можно получить различные результаты в зависимости от того, каким из двух коэффициентов воспользоваться:  $\eta_r$  или  $\eta_y$ :

$$G_1 = \frac{632 \cdot 20 \cdot 100}{0,2 \cdot 0,7 \cdot 6920} = 1305 \text{ кг};$$

$$G_2 = \frac{632 \cdot 20 \cdot 100}{0,2 \cdot 0,745 \cdot 6920} = 1225 \text{ кг}.$$

Для данного примера это составляет разницу в 6%. Отсюда ясно, что подсчеты необходимого количества топлива с помощью  $\eta_y$  могут привести к неверным результатам, давая преуменьшенные данные. Вследствие этого во всех дальнейших экономических расчетах мы пользуемся коэффициентом  $\eta_r$  по формуле:

$$\eta_r = \frac{H \cdot V_g}{h}.$$

### 3. ПАДЕНИЕ МОЩНОСТИ И ЭКОНОМИКА

Для дальнейших подсчетов необходимо ввести понятие о полной себестоимости трактора или автомобиля, отнесенной к лошадиной силе его мощности.

Если весь агрегат в целом (автомобиль или трактор) стоит, например,  $A$  руб., а его полезная мощность (мощность на крюке для трактора или мощность на задних колесах для автомобиля) равна  $N_a$  л. с., то стоимость лошадиной силы всего агрегата будет:

$$a = \frac{A}{N_a}. \quad (16)$$

При переводе двигателя на генераторный газ к величине  $A$  придется прибавить стоимость установки (т. е. генератор, система очистителей и т. д.), равную  $B$  руб.

Тогда цена одной агрегатной силы получится равной:

$$a' = \frac{A+B}{N_a}, \quad (17)$$

где  $N_a'$  — мощность, полученная при работе на газе.

Тяговая мощность агрегата получается при умножении эффективной мощности на общий к. п. д. ( $\eta_a$ ):

$$N_a = N_e \cdot \eta_a.$$

При переводе агрегата на генераторный газ  $N_e$  и  $\eta_a$  изменяются. Изменение  $N_a$  разобрано нами подробно ниже, здесь же остановимся на причинах изменения общего к. п. д.

Для оценки конструкции агрегата в целом существует так называемый общий к. п. д. Для трактора этот коэффициент выразится отношением мощности на крюке  $N_k$  к мощности на валу  $N_e$ :

$$\eta_a = \frac{N_k}{N_e}. \quad (18)$$

В современных американских тракторах  $\eta_a$  колеблется от 0,5 до 0,65. Чем больше к. п. д. трактора, тем полнее используется топливо, тем компактнее машина и тем дешевле обходится ее эксплуатация.

Влияет ли установка газогенератора на общий к. п. д.? Чтобы ответить на этот вопрос, разберем причины, вызывающие падение к. п. д., на основе законов динамики трактора.

Согласно труду Е. Д. Львова<sup>1</sup> полезная тяговая мощность трактора определяется выражением:

$$N_k = \frac{F_k W}{270} \text{ л. с.}, \quad (19)$$

где  $F_k$  — сила тяги на крюке в килограммах; а

$W$  — скорость трактора в км/час.

Эффективная мощность двигателя распределяется следующим образом:

1) полезная мощность  $N_k$ ;

2) мощность, идущая на трение в передаточных органах, от коленчатого вала к задним колесам или гусеницам:

$$R_1 = (1 - \eta_1) N_e, \quad (20)$$

где  $\eta_1$  — механический к. п. д. передачи;

3) мощность, теряемая на скольжение ведущих органов трактора:

$$R_2 = \frac{F_0 (W_t - W)}{270}, \quad (21)$$

где  $W_t$  — теоретическая скорость трактора при данном числе оборотов коленчатого вала,

$F_0$  — касательная сила на окружности ведущих колес, определяемая по формуле:

$$F_0 = \frac{M_0}{R_0}, \quad (22)$$

где  $R_0$  — радиус ведущих колес, а  $M_0$  — крутящий момент, приложенный к колесам:

$$M_0 = M_{кв} K_{\eta} = \frac{716,2 N_e}{n} k_{\eta_1}, \quad (23)$$

где  $K$  — передаточное число,

$n$  — число оборотов,

$\eta_1$  — механический к. п. д.;

<sup>1</sup> «Расчеты и конструкция трактора».

4) мощность, теряемая на преодоление сопротивления качения самого трактора, рассматриваемого как повозка:

$$R_3 = \frac{F_r W}{270}, \quad (24)$$

где  $F_r$  — сила сопротивления трактора.

Таким образом к. п. д. трактора определяется формулой:

$$\eta_a = \frac{N_k}{N_e} = 1 - \left( \frac{R_1}{N_e} + \frac{R_2}{N_e} + \frac{R_3}{N_e} \right). \quad (25)$$

Посмотрим теперь, как влияет присутствие генератора на эти величины. При неизменности конструкций двигателя в силу причин, которые нами будут разобраны ниже, эффективная мощность двигателя падает приблизительно на 40—50%; очевидно, что упадет и мощность на крюке и отношение  $\frac{N_k}{N_e}$  может измениться.

Но и в случае сохранения мощности двигателя постоянной, при помощи тех или иных мероприятий, присутствие генераторного газа изменяет отношение  $\frac{N_k}{N_e}$  в сторону уменьшения. Мы рассмотрим именно последний случай, когда  $N_e = \text{const}$  и единственным фактором, влияющим на  $\eta_a$ , является вес установки. Считаем, что от присутствия генератора изменение к. п. д. передачи трактора будет чрезвычайно незначительно, поэтому можно принять  $R_1 = \text{const}$ .

Перейдем теперь к  $R_2$ :

$$R_2 = \frac{F_0(W_t - W)}{270} = \frac{M_0(W_t - W)}{R_0 270} = \frac{716,2 N_e K_{\eta} (W_t - W)}{n R_0 270}.$$

Падение эффективной мощности вызывает уменьшение касательной силы  $F_0$ ; в нашем же случае переменным множителем, влияющим на величину  $R_2$ , явится разность  $(W_t - W)$ .

Вследствие увеличения веса трактора и перемещения его центра тяжести ближе к задней оси (что наблюдается в большинстве установок) произойдет увеличение сцепления шпор или гусеницы с почвой и  $(W_t - W)$  уменьшится. Таким образом присутствие газогенератора несколько уменьшит  $R_r$ .

Учесть теоретическим путем это уменьшение  $R_r$  чрезвычайно трудно, так как на сцепление трактора с почвой влияет целый ряд факторов: радиус задних колес  $R_0$ ; ширина обода колеса  $S$ ; вес трактора  $Q$ , приходящийся на заднюю ось; коэффициент, характеризующий почву  $F$ ; высота шпор  $h$  и т. д. Необходимо отметить, что увеличение  $h$  и  $S$ , понижающие потери на скольжение, несколько увеличивают расход мощности на перекачивание.

$R_3$  зависит от конструкции передаточных механизмов, веса трактора и состояния дороги:

$$R_3 = \frac{F_r W}{270}.$$

Согласно данным инж. Судакова  $F_r = FG$ , где  $G$  — вес трактора, а  $f$  — коэффициент, характеризующий дорогу. Определение коэффициента  $F$  производится опытным путем и не претендует на особую точность. Несколько ориентировочных величин даны в следующей таблице:

Тип дороги	$f$
Мостовая . . . . .	0,02
Дерн . . . . .	0,03
Песок . . . . .	0,08
Свежевспаханная почва . . . . .	0,2—0,3

Установка газогенератора сильно утяжеляет трактор и, следовательно, вызывает увеличение  $R_3$ . Считая за норму вес системы генератора в 8 кг на 1 эффективную силу, получим увеличение  $R_3$  от генератора:

$$\Delta R_3 = \frac{8 N_e f W}{270},$$

где  $8 N_e$  — в килограммах.

Можно резюмировать так: при установке генератора на тракторе  $R_1$  не меняется,  $R$  несколько уменьшается и  $R_3$  сильно увеличивается. В результате к. п. д. трактора несколько падает.

Если удастся создать облегченную конструкцию газогенератора, характер потерь должен резко измениться.

Подсчитывая общий к. п. д. трактора или автомобиля, работающего на генераторном газе, в формулу

$$\eta_a = \frac{N_k}{N_e}$$

придется ввести поправочный коэффициент  $\alpha$ , после чего выражение примет следующий вид:

$$\eta'_a = \alpha \frac{N_k}{N_e} = \alpha \eta_a. \quad (26)$$

Попробуем оценить величину этого коэффициента в случае, когда  $N_e = \text{const}$ . Возьмем в качестве примера трактор „Интернационал“ (Мак-Кормик-Диринг) 22/36 л. с. Его вес  $G = 3396$  кг, что составит 94 кг на 1 л. с. двигателя. Общий к. п. д. трактора:

$$\eta_a = \frac{N_k}{N_e} = \frac{22}{36} = 0,61;$$

$$\Delta R_3 = \frac{8 N_e f W}{270}.$$

При езде по дерну со скоростью  $W = 4$  км/час это составит:

$$\Delta R_3 = \frac{8 \cdot 36 \cdot 0,03 \cdot 4}{270} = 0,128 \text{ л. с.}$$

Если пренебречь уменьшением  $R_2$ , то  $\eta'_a$  выразится следующим образом:

$$\eta'_a = 1 - \left( \frac{R_1}{N_e} + \frac{R_2}{N_e} + \frac{R_3 + \Delta R_3}{N_e} \right) = \frac{N_k}{N_e} - \frac{\Delta R_3}{N_e};$$

$$\eta'_a = \frac{N_k - \Delta R_3}{N_e} = \frac{22 - 0,128}{36} = 0,607.$$

В этом случае, как видим, изменение произошло весьма незначительное и

$$\alpha = \frac{0,607}{0,610} = 0,99.$$

Посмотрим, изменится ли коэффициент  $\alpha$ , если при сохранении всех прежних условий изменить характер грунта, на котором работает трактор.

Изберем для нашего примера свежевспаханную почву, для которой  $f=0,2$ . Изменением  $R_2$  попрежнему пренебрегаем. Потеря мощности на перекачивание трактора в первом случае равнялась:

$$R_3 = \frac{3396 \cdot 0,03 \cdot 4}{270} = 1,508 \text{ л. с.}$$

При работе на свежевспаханной почве:

$$R'_3 = \frac{3396 \cdot 0,2 \cdot 4}{270} = 10,06 \text{ л. с.}$$

Если все данные, кроме  $R_3$ , остались прежними, то величина общего к. п. д. трактора, работающего без генератора, будет:

$$\eta_a = \frac{N_k (R'_3 - R_3)}{N_e} = \frac{22 - (10,06 - 1,508)}{36} = 0,376;$$

$$\Delta R'_3 = \frac{8 \cdot 36 \cdot 0,2 \cdot 4}{270} = 0,85 \text{ л. с.}$$

Следовательно, при работе с генератором  $\eta'_a$  будет:

$$\eta'_a = \frac{N_k - (R'_3 - R_3) - \Delta R_3}{N_e} = \frac{N'_k - \Delta R_3}{N_e} = \frac{13,548 - 0,85}{36} = 0,352;$$

отсюда

$$\alpha' = \frac{0,352}{0,376} = 0,93.$$

Можно считать, что присутствие газогенератора на тракторе, рассматриваемого как груз, снижает общий к. п. д. агрегата, причем поправочный коэффициент  $\alpha$  изменяется в пределах от 0,9 до 0,99 (фиг. 6).

Величина  $\alpha$  несколько меняется, если  $N_e$  двигателя при переходе на генераторный газ не сохраняется постоянной. Найдем поправочный коэффициент  $\alpha$  для случая падения мощности на 35%.

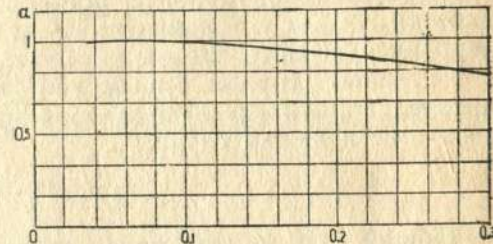
Для удобства сравнения в качестве примера разберем тот же трактор "Интернационал" 22/36 л. с.

Падение мощности изменит величины отрицательных работ, и соотношение  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_3$  будет несколько иным, чем в первом случае.

Мощность трения  $R_1 = (1 - \eta_{11}) N_e$  почти не зависит от падения эффективной мощности двигателя. Механический коэффициент передачи трактора

$$\eta_{11} = \frac{N_e - R_1}{N_e}$$

при снижении мощности на валу падает, но произведение, определяющее величину  $R_1$ , от этого не зависит. Главный фактор, влияющий на  $R_1$ , — это конструкция органов, передающих движение, и качество смазки. С увеличением нагрузки двигателя качество смазки несколько улучшается, поэтому с падением  $N_e + R_1$  весьма незначительно растет. Мы в своих расчетах пренебрегаем этим изменением:



Фиг. 6. Изменение поправочного коэффициента в зависимости от величин  $f$  при  $N_e = \text{const.}$

$$R_2 = \frac{F_0(W_t - W)}{270}.$$

После известных уже преобразований

$$R_2 = \frac{716,2 \cdot N_e K \eta_{11} (W_t - W)}{270 \cdot n \cdot R_0}.$$

Следовательно, величина  $R_2$  зависит от разности  $(W_t - W)$ , т. е. от свойств почвы и конструкции сцепляющих органов (шпор и т. п.) и от эффективной мощности  $N_e$ .

Степень буксования тракторов может быть выражена как отношение чисел оборотов при холостом ходе и под нагрузкой:

$$\rho = \frac{n - n_0}{n} \cdot 100\%,$$

где  $\rho$  — степень буксования.

У колесных тракторов величина  $\rho$  колеблется от 4 до 30%. С падением мощности на 35% механический к. п. д. изменится с 0,75 до 0,61. Считая все остальные величины постоянными, найдем, что  $R_2$  уменьшится на 48%, т. е.

$$R'_2 = 0,52 R_2,$$

где  $R'_2$  — мощность скольжения при  $N'_e = 0,65 N_e$ , а  $R_2$  соответствует потерям при керосиновой мощности двигателя.



Мощность, затрачиваемая на самопередвижение трактора,  $R_3$ , как и в первом случае, изменится на  $\Delta R_3$ :

$$\Delta R_3 = \frac{8 N_e f W}{270}.$$

Здесь  $N_e$  соответствует полной керосиновой мощности. Казалось бы, поскольку эффективная мощность снизилась на 35%, расход газа должен измениться пропорционально этому падению, а, следовательно, габариты установки и ее вес также упадут. Практически же вес установки не бывает ниже 8 кг на эффективную керосиновую силу, что должно явиться лишь аргументацией в пользу обязательной борьбы с падением работоспособности агрегата. Следовательно, относительно газовой эффективной силы  $\Delta R_3$  несколько возрастет в нашем случае:

$$\Delta R_3' = \frac{\Delta R_3}{(1 - 0,35)}.$$

Общий к. п. д. трактора, работающего на генераторном газе, с падением мощности на 35% выразится следующим образом:

$$\eta_a = \frac{0,65 N_e - (R_1 + 0,52 R_2 + R_3 + \Delta R_3')}{0,65 N_e}.$$

Вернемся теперь к экономическому расчету.

При переводе трактора или автомобиля на генераторный газ практически возможны два варианта: первый — когда стараются полностью сохранить эффективную мощность агрегата; для этого необходимо произвести ряд переделок вплоть до замены двигателя; второй — когда вопрос сохранения полной мощности не является первостепенным. В этом случае ограничиваются незначительными переделками в самом двигателе. Первый вариант потребует дополнительных расходов. Естественно, это увеличит стоимость одной агрегатной силы и сохранит полную мощность.

Вернемся к определению стоимости одной агрегатной силы. Для нашего случая

$$a'' = \frac{A + B + C}{\alpha N a''}, \quad (27)$$

где  $A$  — номинальная стоимость автомобиля или трактора;

$B$  — стоимость газогенераторной установки;

$C$  — дополнительная затрата на сохранение полной мощности;

$\alpha$  — коэффициент, характеризующий ухудшение  $\eta_a$  трактора.

Мы здесь условно допускаем, что для автомобиля  $\alpha$  будет иметь те же значения, что и для трактора.

В случае незначительных переделок (второй вариант) значение  $C$  очень невелико и может быть включено в величину  $B$ , обозначенную для этого случая  $B'$ . Тогда стоимость агрегатной силы выразится так:

$$a = \frac{A + B'}{N \alpha}, \quad (28)$$

где  $N_\alpha$  — крюковая мощность для данного случая.

Случай, когда перевод на генераторный газ не сопровождается никакими переделками двигателя, должен быть отброшен совершенно, так как потеря мощности при этом настолько велика, что иногда ее хватает лишь на приведение в движение только самой установки.

Перейдем теперь к цифровым подсчетам стоимости одной „агрегатной“ лошадиной силы. В этой части нашей работы нам не удалось подобрать необходимый материал, вследствие чего наши выкладки носят приближенный характер. Так как в окончательных результатах у нас участвуют не абсолютные, а относительные величины, то погрешность наших допущений несколько уменьшается.

Для трактора, работающего на керосине, задаемся следующими примерными цифрами:

стоимость трактора  $A = 3000$  руб.;

мощность на крюке  $N = 15$ ;

$$a \cong \frac{3000}{15} = 200 \text{ руб.}$$

При переходе на генераторный газ к стоимости трактора прибавляется стоимость газогенераторной установки, примерно  $B = 300$  руб. Для случая, когда не принимается никаких мер для предотвращения падения мощности, потери ее от перехода на генераторный газ приближаются к 50% (см. работу С. Л. Седова: „Падение и стабилизация мощности“, помещенную в этой книге)

$$a' \cong \frac{3000 + 300}{15 \cdot 0,5} = 440 \text{ руб.}$$

В случае незначительных переделок двигателя (например смена поршня для увеличения степени сжатия и пр.) падение мощности будет несколько меньше — около 30—35%. Затраты на переделку плюс стоимость установки можно оценить, примерно,  $B^1 = 400$  руб. Стоимость агрегатной силы тогда будет равна:

$$a'' \cong \frac{3000 + 400}{15 \cdot 0,65} \cong 350 \text{ руб.}$$

Если одним из основных технических условий является требование сохранить эффективную мощность агрегата, то расходы по переделке выразятся в сумме около 500 руб.; тогда

$$a''' \cong \frac{3000 + 300 + 500}{0,95 \cdot 15} \cong 270 \text{ руб.}$$

Как видим, в случае, когда не принимают никаких мер к стабилизации эффективной мощности, стоимость агрегатной силы получается наиболее высокая.

Эти результаты получаются, несмотря на то, что стоимость агрегата в целом сильно возрастает как раз при условиях наименьшего значения  $a$ , т. е. затраты на стабилизацию мощности (оцененные нами до 20% от стоимости агрегата) вполне оправдываются и дают благоприятные результаты. Правда, следует заме-

тять, что износ трактора пропорционален удельному давлению на трущихся поверхностях и, следовательно, срок службы его будет больше при эксплуатации на пониженной мощности.

Другими словами, приведенная оценка не является вполне характерной, так как для получения величины, дающей абсолютную оценку, нужно стоимость агрегатной силы разделить еще на срок ее службы.

Этот прием несколько сблизит результаты, полученные в наших подсчетах. Ввиду отсутствия исчерпывающих данных по износу трактора или автомобиля мы вынуждены отказаться от этого метода.

Считаем нужным заметить, что, остановившись на пути полной стабилизации мощности и, следовательно, замене двигателя, при серийном производстве или в случае использования двигателя большей мощности с какого-либо другого агрегата, величина дополнительных расходов может свободно быть уменьшена вдвое; тогда стоимость одной агрегатной силы:

$$a''' \cong \frac{3000 + 300 + 250}{0,95 \cdot 15} \cong 250 \text{ руб.}$$

#### 4. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Как известно, экономический к. п. д. двигателя можно выразить следующим образом:

$$\eta_e = \eta_g \eta_t \eta_m \quad (29)$$

где  $\eta_g$  — относительный к. п. д., равный  $\eta_t/\eta_t$ ;  
 $\eta_t$  — термический к. п. д.;  
 $\eta_m$  — механический к. п. д.;  
 $\eta_t$  — индикаторный к. п. д.

Для цикла Отто термический к. п. д. определяется выражением:

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

Подставив значение  $\eta_t$  в уравнение (29), получим:

$$\eta_e = \eta_g \eta_m \left(1 - \frac{1}{\epsilon^k - 1}\right) \quad (30)$$

$\eta_g$  принимаем независимым от степени сжатия (о чем будет говориться ниже, в работе о падении мощности) и равным 0,65. Считаем средними величинами степеней сжатия для двигателей в зависимости от топлива:

для бензина  $\epsilon \cong 4,5$ ;  
 „ керосина  $\epsilon \cong 3,75$ ;  
 „ генераторного газа  $\epsilon \cong 6,5$ .

Для бензинового и керосинового двигателей  $\eta_m$  соответственно выбранным степеням сжатия принимаем равным 0,75—0,85. Для двигателя, работающего на генераторном газе, механический к. п. д. изменится чрезвычайно незначительно, так как влияние степени

сжатия на  $\eta_m$  начинает сильно сказываться лишь при  $\epsilon = 7-8$ . Таким образом  $\eta_m$  для двигателя, работающего на генераторном газе, уменьшится приблизительно на 3%:

$$\eta_m' = 0,97 \text{ (0,75 до 0,85).}$$

Подставляя полученное значение в формулу (30), находим величину экономического к. п. д. для трех видов топлива:

$$\eta_{e_g} = 0,65 \cdot 0,8 \left(1 - \frac{1}{4,5^{0,4}}\right) \cong 0,22;$$

$$\eta_{e_k} = 0,65 \cdot 0,8 \left(1 - \frac{1}{3,75^{0,4}}\right) \cong 0,21;$$

$$\eta_{e_r} = 0,65 \cdot 0,77 \left(1 - \frac{1}{6,5^{0,4}}\right) \cong 0,26.$$

Для генераторного газа  $\eta_e$  получается наиболее высоким благодаря возможности применения больших степеней сжатия без опасности появления детонации и самовоспламенения, нарушающих нормальную работу двигателя.

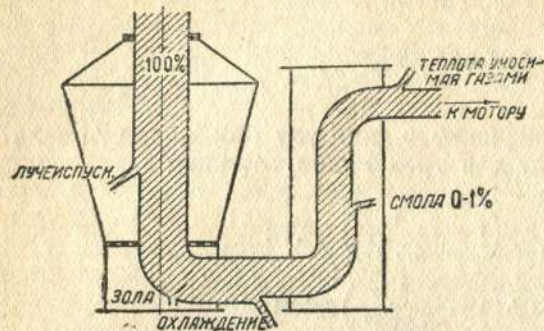
Полученный экономический к. п. д. вычислен без учета тепловых потерь, которые неизбежно сопутствуют процессу газификации У двигателя, работающего на жидком топливе (бензине или керосине), подготовка смеси ведется в компактной и маленькой конструкции — карбюраторе, подготовляющем горючую смесь. При газогенераторной установке на двигателе процесс приготовления рабочей смеси значительно сложнее как по самому принципу приготовления ее, так и в отношении конструктивного выполнения. Вместо карбюратора имеется камера сгорания газогенератора, система очистителей и смеситель. Кроме того, пуск двигателя в ход почти у всех газогенераторных установок производится на бензине, что ведет за собой, помимо перечисленных приспособлений, и необходимость установки карбюратора.

Посмотрим теперь, как отражается это отличие на экономическом к. п. д.

Процесс карбюрации бензинового и керосинового двигателей не понижает количества тепла, выделяемого топливом, т. е. отношение теплотворной способности 1 кг бензина смеси к теплотворной способности 1 кг чистого бензина будет около единицы, — никакого понижения теплотворной способности нет.

Иначе будет обстоять дело с генераторным газом, так как самый метод получения его содержит в себе неизбежные тепловые потери, т. е. отношение теплотворной способности газа, получившегося из 1 кг топлива, к теплотворной способности 1 кг этого топлива не может быть равно единице и колеблется от 0,7 до 0,85. Если принять к. п. д. газогенератора  $\eta_g$  равным в среднем 0,85 (зависимость к. п. д. генератора от ряда факторов, связанных

с процессом газификации, подробно разобрана выше), то получим значение к. п. д. всей установки в целом:



Фиг. 7. Тепловой баланс газогенератора.

$$\eta_{eГ} = \eta_{Г} \eta_{eГ}$$

откуда

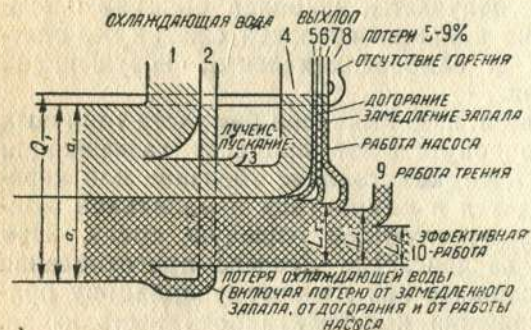
$$\eta_{eГ} = 0,75 \cdot 0,26 = 0,195.$$

На фиг. 7 и 8 приведены диаграммы Sapeku распределения тепловых потерь двигателя и газогенератора.

Подсчеты экономического к. п. д. можно проверить по следующей формуле:

$$\eta_e = \frac{N_e 632t}{H_u \cdot G} \quad (31)$$

где  $N_e$  — эффективная мощность;  
 $t$  — время;  
 $H$  — теплотворная способность топлива в кал/кг;  
 $G$  — расход топлива за время  $t$ .



Фиг. 8. Тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания.

$$\eta_e = \frac{632}{H_u \cdot g} \quad (32)$$

где  $g$  — расход топлива на 1 л. с. в час.

Подставляя в формулу (32) опытные данные удельных расходов, проверим полученные выше результаты.

Для бензина  $g \cong 300$  г/л. с. ч.

Для керосина  $g \cong 400$  г/л. с. ч.

Для дров и древесного угля при повышенной степени сжатия ( $\varepsilon = 6,5$ ) удельный расход должен несколько измениться.

На фиг. 9 приведена зависимость расхода топлива от изменения степени сжатия; кривая помечена буквой  $C_e$ . По оси ординат отложен расход топлива на 1 э. л. с. ч., а по оси абсцисс — степень сжатия.

Кривая построена на основании данных, приводимых в статье Ф. Тейлора—SAE, апрель 1931 г. Испытание производилось на бензиновом двигателе с антидетонационными смесями.

На той же фигуре нанесена еще одна кривая, демонстрирующая падение расхода топлива в процентах с повышением степени сжатия. При этом за 100% принят расход топлива при  $\varepsilon = 4,0$ .

Выше приведена степень сжатия для двигателя, работающего на генераторном газе,  $\varepsilon = 6,5$  (обоснование этой цифры дается ниже, в главе о борьбе с потерей мощности).

При работе бензинового и керосинового двигателей на генераторном газе с номинальной степенью сжатия многочисленные опыты показали, примерно, следующие расходы топлива: для древесного угля 600—700 г/э. л. с. ч., для дров — около 1,1—1,3 кг/э. л. с. ч.

Делая в нашей работе установку на рентабельную эксплуатацию двигателя при его работе на газе, т. е. предполагая целесообразное использование потенциальных возможностей газа, считаем, что работа его должна происходить при повышенной степени сжатия  $\varepsilon = 6,5$ .

Совершенно очевидно, что при повышенной степени сжатия будет падать и расход топлива на 1 э. л. с. ч.

Ввиду отсутствия достаточного экспериментального материала по расходам дров и древесного угля при повышенной степени сжатия мы воспользовались приведенными на фиг. 9 данными испытания бензинового мотора и сделали следующее допущение: падение расхода топлива при изменении степени сжатия на генераторном газе дает в процентах те же результаты, что и на бензине.

По чертежу видно, что изменение степени сжатия с 4,0 до 6,5 уменьшает расход топлива на 24%, отсюда средний расход топлива на 1 э. л. с. ч. для дров примет следующее значение:

$$[(1,1 \div 1,3) 0,76 \cong (0,85 \text{ до } 1,0) \text{ кг/э. л. с. ч.};$$

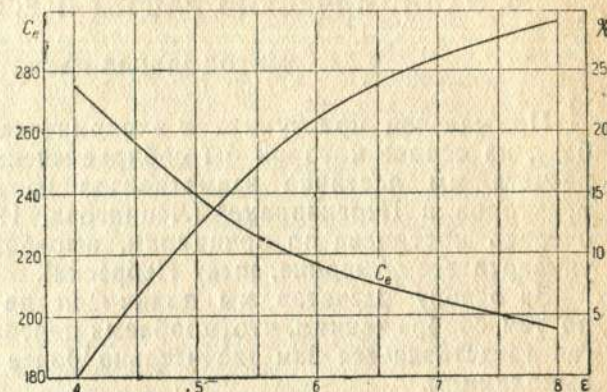
для древесного угля:

$$[(0,6 \div 0,7) 0,76 = (0,46 \text{ до } 0,53) \text{ кг/э. л. с. ч.}$$

Получив средние удельные расходы для дров и древесного угля, вернемся к определению  $\eta_e$  для этих видов топлива.

Взяв для дров  $g = 0,95$  кг/э. л. с. ч. при теплотворной способности 3500 кал/кг, получим:

$$\eta_e = \frac{632}{0,95 \cdot 3500} = 0,19.$$



Фиг. 9. Зависимость расхода топлива от степени сжатия.

Для древесного угля, приняв  $N_u = 7000$  кал/кг и расход на 1 л. с. ч. около 0,48 кг, получим:

$$\eta_e = \frac{632}{0,48 \cdot 7000} = 0,19.$$

Значения  $\eta_e$ , вычисленные по обеим формулам, приблизительно совпадают.

## 5. ЭКОНОМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И ЕГО МЕТОДОЛОГИЯ

### МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА

Прежде чем приступить к экономическим подсчетам, осветим базу, на основе которой мы собираемся их строить. Методологии расчета мы частично заимствовали из „Отчета по испытанию тракторов в Персияновке“ (Ленинград, 1930 г.), которая в свою очередь построена по принципам, выработанным в Линкольнском университете (Америка, штат Небраска).

За основу расчетов мы принимаем не автомобиль, а трактор по тем соображениям, что проблема перевода его на генераторный газ представляется нам значительно более реальной и технически выполнимой.

Монтаж газогенератора на тракторе значительно легче, чем на автомобиле; трактор работает в более стабильных условиях, большей частью на постоянных оборотах двигателя и с мало изменяющейся мощностью; его эксплуатация не связана с непрерывными остановками и пр.

Правда, с другой стороны, проблема перевода части автомобильного парка на генераторный газ представляется более заманчивой, так как автомобильный двигатель работает на бензине, т. е. на более дорогом топливе, чем тракторы, большинство которых работает на керосине.

Чтобы получить данные и для автомобиля, мы проделаем примерные расчеты для трактора, работающего на керосине, и для трактора, работающего на бензине. Последний расчет даст вполне подходящий материал и для случая учета рентабельности перевода автомобиля на генераторный газ.

Ориентируясь на то, что трактор работает на различных сортах топлива, выражаем расход его не весом, а стоимостью.

В качестве метода для определения экономичности трактора ВКИТ принял отношение тяговой мощности к часовому расходу топлива, учитывая, кроме того, такие основные статьи расхода, как амортизация, проценты на капитал, ремонт, расход на персонал, на топливо, смазочные масла и на доставку воды, что приводит к следующему выражению:

$$C = \frac{\text{аморт.} + \% \text{ на капит.} + \text{рем.} + \text{тракторист} + \text{топливо} + \text{масло} + \text{вода}}{\text{производительность}}$$

или для удобства дальнейших подсчетов обозначаем:

$A$ — амортизация;	$m$ — топливо;
$\Pi$ — проценты на капитал;	$M$ — масло;
$P$ — ремонт;	$B$ — вода;
$T$ — тракторист;	$H$ — производительность.

Тогда имеем:

$$C = \frac{A + \Pi + P + T + m + M + B}{H} = \frac{A}{H} + \frac{\Pi}{H} + \frac{P}{H} + \frac{T}{H} + \frac{m}{H} + \frac{M}{H} + \frac{B}{H} \quad (33)$$

Здесь накладные расходы не принимаются во внимание, производительность определяется за нормальный восьмичасовой рабочий день тракториста, все расходы отнесены к одному рабочему дню с нормальной продолжительностью работы тракториста.

Для определения стоимости единицы работы трактора необходимо рассмотреть в отдельности каждый из восьми членов уравнения (33).

**Производительность.** Начнем со знаменателя нашего выражения — с производительности  $H$ .

За производительность в чистом виде может быть принята тяговая мощность  $N_t$ , которая является средней из тяговых мощностей, взятых из рабочих режимов трактора на стерне и на залежи при наивыгоднейших из имеющихся передач.

Учитывая, что тяговая мощность трактора, с одной стороны, и сопротивление плуга, — с другой, вполне определяют производительность трактора в единицах обработанной почвы, не представляется трудным перейти от тяговой мощности, как выражения производительности, к выражению производительности в гектарах или в кубических метрах обработанной почвы при определенной глубине обработки и при определенном сопротивлении плуга на данной почве и при данной поступательной скорости.

Таким образом примем следующие обозначения:

$P$  — тяговое усилие (общее сопротивление плуга) в кг;  
 $v$  — скорость трактора в м/сек;  
 $S$  — путь, проходимый трактором за время  $t$  с загруженным плугом, в метрах;  
 $a$  — ширина захвата плуга в метрах;  
 $H$  — площадь, которую трактор обработает на протяжении своего пути  $S$  в  $m^2$ ;  
 $h$  — глубина загрузки плуга в метрах;  
 $P$  — удельное сопротивление плуга (сопротивление плуга на 1  $m^2$  сечения пласта) в кг/ $m^2$ .

Мы можем написать:

$$75N_m t = Pot;$$

$$PV_t = PS;$$

$$PS = P \frac{H}{a};$$

$$P \frac{H}{a} = pah \frac{H}{a} = phH.$$

Здесь  $75N_{mm}t$  — работа трактора в килограммометрах за время  $t$ .  
Далее можно определить  $H$ :

$$H = \frac{75N_{mm}t}{ph} M,$$

или

$$H = \frac{75}{10000} \frac{N_{mm}t}{ph} \text{ га.} \quad (34)$$

Для сравнения числовых выражений производительности трактора необходимо привести их к одной глубине обработки и к одному удельному сопротивлению плуга (к эталонному плугу). Для этого ВКИТ было принято считать:  $h = 18 \text{ см} = 0,18 \text{ м}$ , а  $P = 0,4 \text{ кг/см}^2$  или  $4000 \text{ кг/м}^2$ .

При этих условиях уравнение (34) примет вид:

$$H = \frac{75 N_m \cdot 3600 \cdot 8}{10000 \cdot 4000 \cdot 0,18} = 0,3 N_m. \quad (35)$$

Полученное выражение для  $H$  справедливо при условии, что трактор находится под нагрузкой все время — 8 час. На самом деле продолжительность полезной работы трактора всегда меньше благодаря потере времени на его подготовку, переезды, на остановки из-за разного рода неполадок и т. д. Отношение полезного времени ко всему времени рабочего дня можно назвать коэффициентом ( $k$ ) использования рабочего времени за день. Коэффициент этот различен у разных тракторов и будет принимать весьма разные значения для одного и того же трактора при условии работы на своем „природном“ топливе и на генераторном газе.

Вводя этот коэффициент в уравнение (35), мы получаем:

$$H = 0,3 k N_m. \quad (36)$$

Значение коэффициента  $k$  практически определяется следующей формулой:

$$k = \frac{\sum k_i}{n}.$$

Числитель этого выражения представляет собой сумму коэффициентов использования рабочего времени за  $n$  дней. Следовательно, это выражение показывает, что коэффициент  $k$  получается в результате нахождения среднего арифметического из данных испытаний за  $n$  дней.

Коэффициент  $k_i$  определяется следующим образом.

Если принять такие обозначения:

$B$  — время полезной работы трактора;

$\Gamma$  — простой из-за неполадок трактора;

$V$  — время на подготовку трактора вечером по возвращении в гараж и утром перед отъездом из гаража в поле;

$D$  — время на переезды трактора, то можно написать:

$$k_i = \frac{B}{B + V + \Gamma + D}. \quad (37)$$

**Амортизация.** Расходы на амортизацию определяются стоимостью амортизируемого объекта и амортизационным сроком. Существуют различные точки зрения на определение амортизационных сроков. Некоторые принимают за амортизационный период весь срок жизни трактора. Другие высказываются за сокращение этого периода, ограничивая его временем, в течение которого трактор является рентабельным. Последний метод значительно усложняет расчеты, так как при этих условиях для одного и того же трактора получаются разные амортизационные сроки в зависимости от района его эксплуатации. В отношении тракторов положение усложняется отсутствием данных (по длительной эксплуатации).

ВКИТ принял следующие условия для оценки амортизационных расходов:

1) для всех тракторов с целью первичного отбора устанавливается один амортизационный срок, с тем чтобы после отбора тракторов в этом первом приближении к их оценке внести в амортизационный срок поправки по отдельным машинам, если в том или ином случае в этом будет усмотрена надобность;

2) продолжительность амортизационного срока устанавливается в 6000 т. часов фактической работы и переездов.

Отсюда амортизационный расход, падающий на производительность трактора за 8-часовой рабочий день, выразится так:

$$A = \frac{8 k}{6000} C = 0,00133 k C,$$

где  $C$  — стоимость трактора франко СССР для импортных машин и заводская себестоимость для машин внутреннего производства.

**Проценты на капитал.** Проценты на капитал исчисляются в 8% годовых. Число рабочих дней принято равным ста. При этих условиях расход на один рабочий день получим из следующего выражения:

$$П = \frac{8}{100 \cdot 100} C = 0,0008 C,$$

где  $C$ , как мы указывали выше, стоимость трактора.

Коэффициент  $k$  не входит в это выражение, так как данный расход не связан со степенью использования рабочего времени.

**Расходы на ремонт.** Расходы на ремонт для всех тракторов в среднем за год принимаются равными 10% от стоимости машины, что при ста рабочих днях в году составит расход на один день:

$$P = \frac{10 k}{100 \cdot 100} C = 0,001 k C.$$

В последнее выражение включен коэффициент  $k$ , так как износ трактора и, следовательно, расходы на ремонт находятся в прямой зависимости от времени работы самого трактора.

Совершенно очевидно, что с переходом трактора на генераторный газ расходы на ремонт возрастут.

**Расход на персонал.** Так как в данном расчете накладные расходы не принимаются во внимание, то мы учитываем только персонал, работающий непосредственно на тракторе.

Для трактора с максимальной мощностью двигателя до 40 л. с берется в расчет один тракторист, а с мощностью выше 40 л. с. берется тракторист с помощником.

В счет расходов на трактор входит оплата персонала в течение 6 мес. (180 дней, из которых 100 рабочих, а 80 — дни отдыха и дни простоев), остальные 6 мес. персонал оплачивается за счет других работ, на которых он может быть использован.

Принимая, что зарплата тракториста  $M$  руб., а его помощника —  $m$  руб., находим для трактора с мощностью менее 40 л. с.:

$$T = \frac{6M}{100} = 0,06M,$$

и для трактора с мощностью более 40 л. с.:

$$T = \frac{6(M+m)}{100} = 0,06(M+m).$$

Коэффициент  $k$  не вводится в эти выражения, так как расход на персонал не зависит от использования трактором рабочего времени за день.

**Расход на топливо.** Расход основного топлива  $Q$  в час определяется из данных испытания так же, как тяговая мощность трактора.

Часовой расход „пускового“ топлива для пуска и разогрева двигателя (в случае газогенераторной установки для постепенного перевода на газ путем работы на смеси карбюрированного бензина и генераторного газа) определяется из отношения:

$$q = Q \frac{Q'}{Q_1}, \quad (38)$$

где  $Q'$  — расход пускового топлива;

$Q_1$  — расход основного топлива за весь период рядовой работы.

При оценке стоимости топлива уже на месте потребления необходимо учесть и расходы на транспорт. Если посмотреть на карту расположения нефтяных источников по СССР (фиг. 10), то увидим чрезвычайно неравномерное насыщение площади. Следствием этого мы и получаем весьма разнообразную стоимость топлива в зависимости от расстояния до места добычи. Помимо того, на стоимости топлива отражается и метод его транспортирования — нефтепровод, водный путь и железная дорога.

Следовательно, для оценки стоимости топлива на месте необходимо, помимо определения расстояния от места добычи знать еще способ доставки топлива.

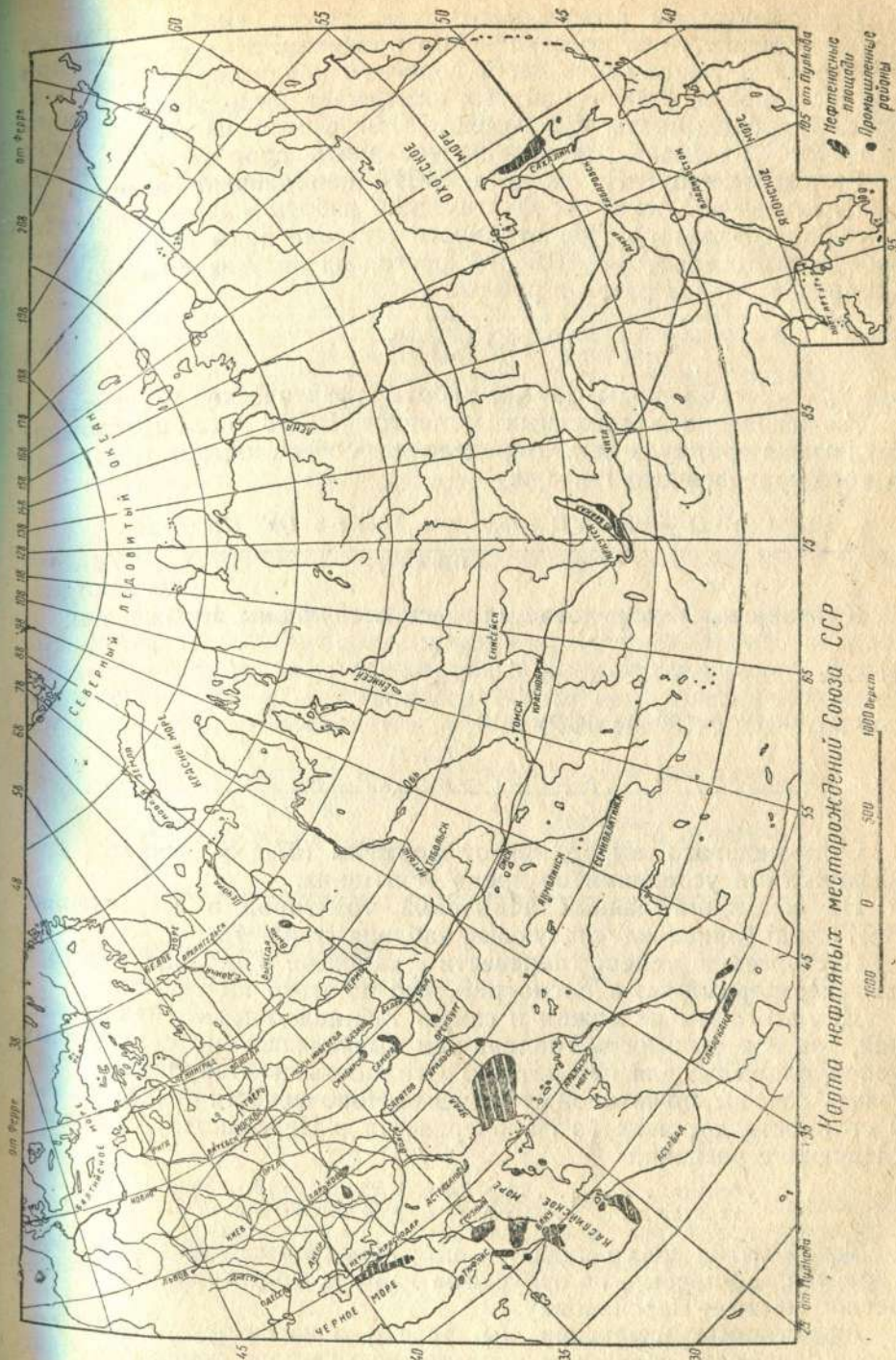
**Расход на смазочные масла.** Расход автола определяется из отношения:

$$\xi_a = Q \frac{Q''}{Q_1},$$

где  $Q''$  — расход автола за весь период рядовой работы, который составляется из периодических доливок картера двигателя, частичных и полных смен отработанного масла;

$Q_1$  — расход основного топлива за весь период рядовой работы;

$Q$  — расход основного топлива в час.



Фиг. 10. Карта нефтяных месторождений Союза ССР.

При работе на генераторном газе расход смазочного масла должен уменьшиться по следующим причинам. Как известно, при работе на керосине часть паров горючего конденсируется на стенках цилиндра и, стекая в картер, разжижает масло, ускоряя таким путем необходимость его замены. При работе на генераторном газе этого не будет, что должно увеличить срок службы масла.

**Расход на воду.** По данным ВКИТ наибольший расход воды был получен в 32 кг за час фактической работы и переездов (трактор Гросс-Бульдог). При стоимости доставки воды для 8-часовой работы этого трактора — 0,5 руб. расход на воду за 8-часовой рабочий день будет равен в рублях:

$$B = 0,5 \frac{Q'''}{32} k,$$

где  $Q'''$  — расход воды за час работы (фактической и переезды).

На основании изложенных моментов ВКИТ была предложена следующая формула для определения себестоимости обработки одного приведенного гектара:

$$\sigma = \frac{0,00133 k' \cdot \Pi + 0,001 k' \Pi + (3,9 \text{ или } 5,85) + 8 Qk' \left( \Pi_1 \frac{Q}{Q_1} \Pi_2 \right)}{0,3 k N_T} \quad (39)$$

Коэффициент  $k'$  определяется здесь следующим выражением:

$$k' = \frac{\sum k'_i}{n},$$

а  $k'_i$  получается из формулы:

$$k'_i = \frac{B + \Gamma}{B + \Gamma + \Gamma + B (B + \Gamma + B + \Gamma)'}$$

Отличие этого выражения от формулы (37) объясняется специфическими условиями во время испытания.

На основании данных испытаний тракторов в Персияновке ВКИТ опубликована следующая таблица (табл. 4).

Постараемся теперь перевести указанные в таблице трактора на генераторный газ и посмотрим, что из этого получится.

Для этого мы не можем и самую таблицу оставить без изменений, так как стоимость топлива там вычислялась по следующему неподходящему для нас методу. Стоимость нефтепродуктов слагалась из цены, по которой ее отпустил Новочеркасский нефтесклад, и стоимости доставки из Новочеркасска в Персияновку, что дало следующие расценки:

бензин . . . . . 13 р. 34 к. + 50 коп. = 13 р. 84 к.  
керосин . . . . . 5 р. 17 к. + 50 коп. = 5 р. 67 к.

Такой метод не совпадает с выбранным выше, так как ориентируется, во-первых, на отпускные цены и, во-вторых, на определенное место — Персияновку.

Аналогичные изменения мы вносим и на смазку. Вследствие этого стоимость обработки приведенного гектара становится у нас

Статьи расхода	Фордзон	Остин	В. Д.	„Интернационал 15/30“	Валлис	Джон-Дир	Рено	„Катерпиллер“	Аванс	Гр. Бульд.
Амортизация . . . . .	0,43	1,17	1,23	0,62	0,68	0,44	0,80	0,94	0,86	1,17
Проценты на капитал . . . . .	0,32	0,87	0,92	0,51	0,59	0,34	0,58	0,63	0,75	0,97
Ремонт . . . . .	0,32	0,88	0,93	0,46	0,51	0,33	0,60	0,70	0,65	0,88
Персонал . . . . .	1,64	2,17	2,28	1,07	1,10	0,98	1,47	0,82	1,33	1,70
Топливо основное . . . . .	1,29	1,34	1,78	0,81	0,81	0,90	2,26	1,74	0,77	0,95
„ пусковое . . . . .	0,08	0,12	0,94	0,05	0,09	0,10	—	—	0,04	0,01
Масло . . . . .	0,37	0,49	0,66	0,25	0,31	0,29	0,22	0,15	0,30	0,36
Вода . . . . .	0,03	0,01	0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	—	—	0,16
Итого . . . . .	4,48	7,05	8,75	3,79	4,10	3,39	5,94	4,98	4,70	6,20

функцией расстояния от месторождения нефти и от способа ее транспортировки.

На фиг. 11 мы графически изобразили стоимость обработки приведенного гектара в зависимости от расстояния пункта эксплуатации данного трактора (для примера мы выбрали трактор „Интернационал 15/30“ и „Катерпиллер 30“ от месторождения топлива. Основные данные приводятся нами в приведенных ниже таблицах.

Таблица 5

Статьи расхода	„Интернационал 15/30“	„Катерпиллер 30“
Амортизация . . . . .	0,62	0,94
Проценты на капитал . . . . .	0,51	0,63
Ремонт . . . . .	0,46	0,70
Персонал . . . . .	1,07	0,82
Топливо основное . . . . .	0,225	0,27
„ пусковое . . . . .	0,008	—
Масло . . . . .	0,006	0,03
Итого . . . . .	2,893	3,39

Как видим, коэффициент экономичности  $S$ , представляющий собой сумму всех затрат, в нашем случае получил другое значение, чем в табл. 4. Коэффициент этот действителен для тех условий, когда топливо эксплуатируется на месте добычи без затрат на перевозку.

Расходы на воду мы отбросили ввиду их незначительности и сложности учета.

В табл. 6 дается изменение коэффициента  $C$  в зависимости от расстояния места эксплуатации трактора от места добычи топлива и от способа его доставки.

Таблица 6а<sup>1</sup>

Трактор „Интернационал“.

Способ доставки топлива	Расстояние от места добычи км							
	500	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000
Железная дорога . . . . .	2,963	3,035	3,105	3,176	3,25	3,32	3,391	3,462
Водный транспорт . . . . .	—	2,92	2,932	2,943	2,955	2,967	2,979	2,989
Нефтепровод . . . . .	2,934	2,977	3,02	3,065	3,105	3,147	3,188	3,230

Таблица 6б<sup>1</sup>

Трактор „Катерпиллер“

Способ доставки топлива	Расстояние от места добычи км							
	500	1 000	1 500	2 000	2 500	3 000	3 500	4 000
Железная дорога . . . . .	3,452	3,515	3,578	3,641	4,704	3,766	3,829	3,892
Водный транспорт . . . . .	—	3,412	3,422	3,43	3,441	3,455	3,405	3,475
Нефтепровод . . . . .	3,427	3,465	3,503	3,541	3,579	3,617	3,655	3,692

Посмотрим теперь, какие изменения необходимо внести в табл. 5 после перевода выбранных нами тракторов на генераторный газ.

Выше было установлено, что переход трактора на генераторный газ с сохранением той же мощности двигателя поведет за собой при серийном производстве повышение стоимости приблизительно на 20%.

Таким образом прежде всего изменяют свои значения те составляющие коэффициента  $C$  (формула 39), в определении величины которых участвует  $C$  — стоимость трактора. Иными словами, изменяют свои значения амортизация, проценты на капитал и расходы на ремонт, которые предполагались равными 10% от стоимости трактора.

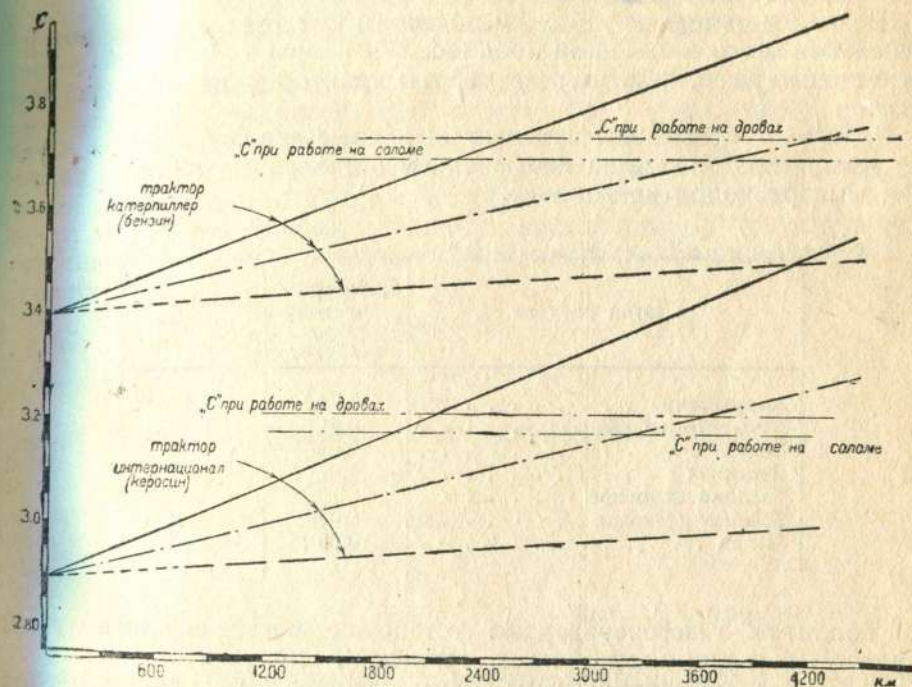
Кроме того, с переходом на генераторный газ несколько падает коэффициент  $k$ , определяющий степень полезного использования рабочего дня.

Работа трактора на генераторном газе увеличивает коэффициент  $B$  в формуле (37). Напоминаем, что  $B$  — это время на подготовку трактора вечером по возвращении в гараж и утром перед отъездом из гаража в поле.

<sup>1</sup> Длина нефтепровода условна.

При работе на газе утром необходимо разжечь генератор и перевести двигатель на газ. Кроме того, коэффициент  $k$  падает из-за того, что часть времени тратится на догрузку генератора (процедуру эту необходимо производить, примерно, раз в 2—2,5 часа).

Ввиду отсутствия экспериментального материала (хронометража) для трактора, работающего с газогенераторной установкой, мы воздержались от учета изменения коэффициента  $K$ .



Фиг. 11. Изменение коэффициента  $C$  в зависимости от расстояния между пунктом эксплуатации трактора и месторождения нефти.

Кроме того, при работе на генераторном газе растут расходы на пусковое топливо, так как оно требуется не только на разогрев двигателя, но и на перевод его на генераторный газ.

С другой стороны, мы уже отмечали выше, что при работе на газе падают расходы на смазку.

Ввиду отсутствия необходимого экспериментального материала и по этому вопросу мы допускаем, что перерасход пускового горючего и экономия на смазке нивелируют друг друга, и оставляем их потому без изменений.

К сожалению, нам приходится оставить без учета и вопрос об использовании отработавших масел в качестве топлива для газогенератора.



Вводя в зону восстановления газогенератора каменноугольный деготь или отработавшие масла, мы этим сильно повышаем калорийность газа и рационально утилизируем отбросы. Этот метод применен в конструкции французского газогенератора Эрню. Экономия обогащенного газа (динагаза) безусловно повышает рентабельность всей проблемы в целом.

Если даже в центральной части Союза на колонну в 15—20 тракторов прибавить по трактору, работающему на генераторном газе, то отработавшее масло всей колонны найдет себе экономически рентабельное использование.

Вернемся теперь к табл. 5 и построим для тех же тракторов на основании изложенных нами предпосылок новую таблицу, аналогичную предыдущей, для случая работы тракторов на генераторном газе.

В табл. 7 приведены измененные данные для работы тракторов на генераторном газе за исключением оставленных нами не заполненными расходов на топливо.

Таблица 7

Статьи расхода	„Интернационал 15/30“	„Катерпилер 30“
Амортизация . . . . .	0,74	1,12
Проценты на капитал . . . . .	0,61	0,75
Ремонт . . . . .	0,55	0,84
Персонал . . . . .	1,07	0,82
Топливо основное . . . . .	—	—
Топливо пусковое . . . . .	0,008	—
Масло . . . . .	0,06	0,03

Топливом газогенераторных установок могут служить дрова, древесный уголь, торф, солома, гузы-пая<sup>1</sup>, шишки и пр.

Наиболее целесообразным видом топлива для газогенератора следует признать дрова и древесный уголь; кроме того, чрезвычайно хорошие результаты показала во время опытов, проводимых в НАТИ, гузы-пая, дававшая высококалорийный и устойчивый по своему составу газ. Несколько сложнее обстоит дело с утилизацией соломы в газогенераторе. Подготовительные опыты, проведенные в НАТИ по газифицированию прессованной соломы, не дали пока что вполне удовлетворительных результатов. Брикет соломы подвергался в генераторе высокому нагреву, начинали разбухать, образуя своды, нарушавшие нормальный ход процесса. Даже шуровкой не оказалось возможным помочь делу. Возможно, что дальнейшие эксперименты дадут более удовлетворительные результаты, и при улучшении качества изготовления брикетов (например, из рубленой соломы) по всей вероятности удастся добиться нормального протекания процесса газификации.

<sup>1</sup> Гузы-пая — хлопковая солома.

Рассмотрим теперь стоимость нашего основного топлива — дров и древесного угля. Стоимость дров и древесного угля зависит от целого ряда факторов как общеэкономического порядка, так и специфических для данного района. Например себестоимость древесного угля, наиболее интересного для нас с точки зрения удобства его газификации, зависит от способа выжиги, от метода заготовки дров, от квалификации обслуживающего производства персонала и т. д.

Посмотрим, из чего складывается себестоимость 1 м<sup>3</sup> древесного угля, полученного по кучному способу, франко-лес.

1. Стоимость дров в лесу (не требующих дальнейшей разделки) 1 м<sup>3</sup> — 2 руб.

Кучное углежжение дает средний выход угля 50% по объему, — следовательно, стоимость дров в угле (т. е. дров, необходимых для получения 1 м<sup>3</sup> угля) — 4 руб.

2. Для выжиги 1 м<sup>3</sup> угля требуется затратить 0,6 человеко-дня работника, обслуживающего самый процесс углежжения (по номенклатуре Наркомлеспрома „пешего“ работника); 0,1 человеко-дня работника, подвозящего дрова (по номенклатуре Наркомлеспрома — „конного“).

Средняя зарплата { „пешего“ . . . . . 3 руб. в день  
„конного“ . . . . . 7 „ „

Следовательно, стоимость 1 м<sup>3</sup> угля складывается:

Дрова . . . . . 4 руб.

Зарплата { 0,6 · 3 . . . . . 1 руб. 80 коп.  
0,1 · 7 . . . . . 70 коп.

Итого . . . 6 руб. 50 коп.

Приняв во внимание 30% цеховых расходов, получим окончательно стоимость 1 м<sup>3</sup> угля франко-лес — 7 р. 25 к.

Картина резко изменится, если включить расходы на перевозку и погрузку угля. Цена на уголь колеблется в зависимости от этих расходов от 60 до 100 руб. за тонну (табл. 8).

Хотя в наших расчетах мы оперируем не ценой, а себестоимостью, интересно отметить, что на Урале при выжиге по печному способу, несмотря на добавочный расход на разделку дров, 1 м<sup>3</sup> угля стоит около 28—30 руб., т. е. дешевле, чем кучный уголь. Это объясняется тем, что при печном способе выход угля по объему доходит до 74%, в то время как при кучном он не превышает 50%.

Себестоимость дров складывается исключительно из расходов на заготовку, разделку и перевозку, так как самое дерево на корню не стоит ничего.

Распределение лесных богатств по СССР дается в табл. 9 и на фиг. 12.

Таблица 8

Стоимость тонны древесного угля, полученного по кучному способу  
(по данным Наркомлеспрома)

Район	Стоимость дров в угле		Стоимость выжига		Стоимость перевозки		Погрузка		Цеховые и обще-заводские расходы		Всего	
	р.	к.	р.	к.	р.	к.	р.	к.	р.	к.	р.	к.
Ивановская область . .	24	—	15	—	14	30	3	50	42	34	99	14
ЦЧО . . . . .	29	—	20	—	11	20	5	—	19	80	85	—
Уральская область . .	16	25	13	—	9	—	3	75	19	30	60	80
Московская область . .	32	50	20	17	27	85	5	86	13	62	100	—
Нижеволжский край .	25	81	15	—	8	34	10	22	27	28	86	65

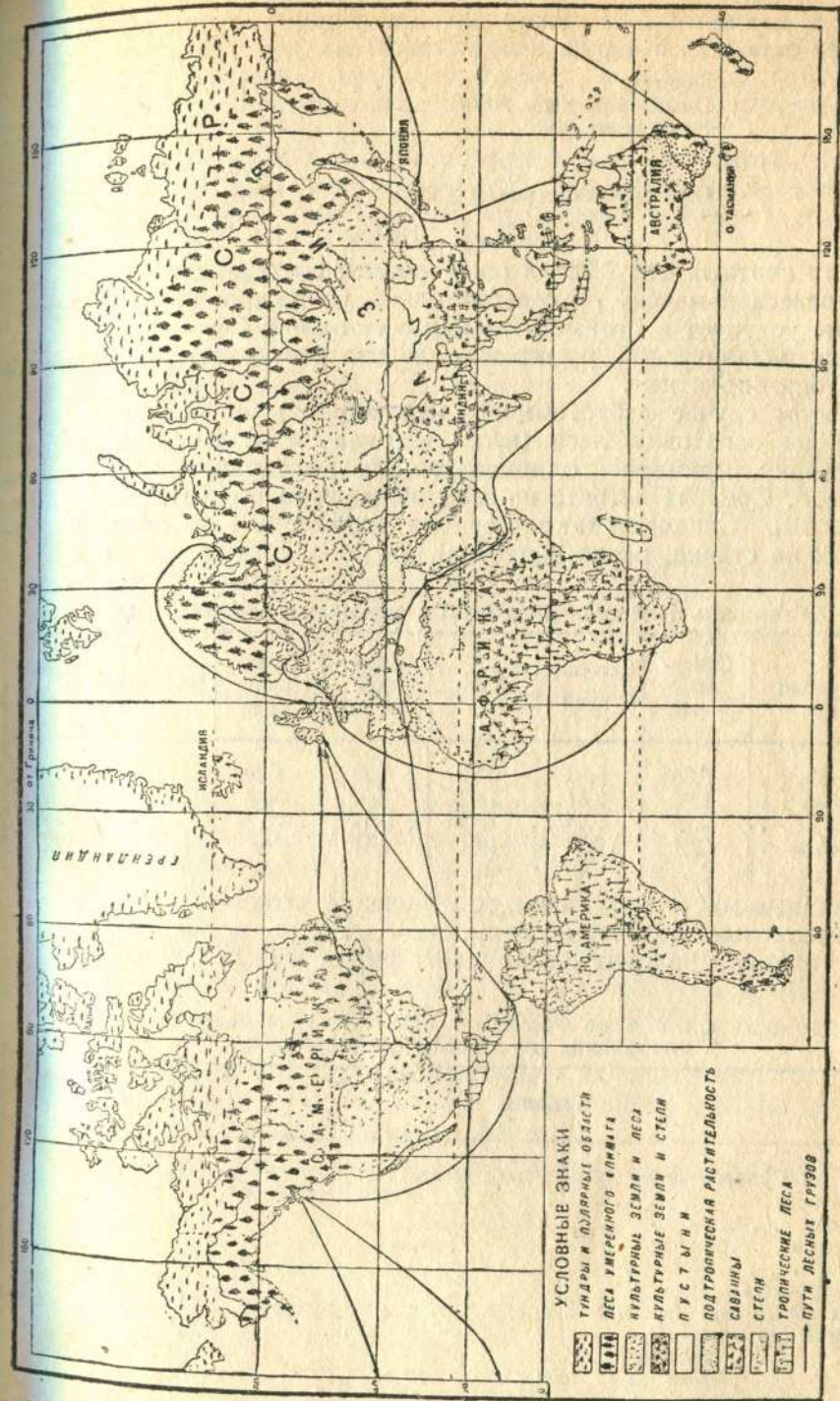
Таблица 9

Распределение лесной площади в СССР в млн. га

Республики	Леса государственные	Особого назначения	Местного значения	Всего лесной площади
РСФСР (с авт. республиками) . . . . .	567,35	11,13	24,68	603,16
Белоруссия . . . . .	2,25	0,09	0,42	2,76
Украина . . . . .	2,34	0,08	0,89	3,31
ЗСФСР . . . . .	3,29	0,01	0,04	3,34
Туркменская ССР . . . . .	2,80	—	—	2,80
Узбекская ССР . . . . .	1,02	—	—	1,02
Таджикская ССР . . . . .	1,05	—	—	1,05
Итого . . . . .	580,10	11,31	26,03	617,44

Стоимость заготовки далеко не одинакова для различных районов Союза и зависит от средней интенсивности труда и зарплат.

При ручной распиловке 1 м<sup>3</sup> дров обходится настолько дорого, что ставит под угрозу рентабельность всей проблемы перевода автотракторного парка на твердое топливо. Для заготовки 1 м<sup>3</sup>



Фиг. 12. Карта лесных районов мира.

швырка длиной 0,5 м нужно затратить один человеко-день; при средней зарплате в 4 руб. это составит:

Зарплата . . . . .	4 руб.
Цеховые расходы 20% . . . . .	0,8 "
Начисление 30% . . . . .	1,2 "
	6 руб.
Общезаводские расходы 20% . . . . .	1,2 руб.
Итого . . . . .	7 р. 20 к.

Если считать, что 1,56 м<sup>3</sup> (складочных) составляют 1 м<sup>3</sup> сплошной древесной массы, то, следовательно, тонна дров стоит 22,4 руб., т. е. не уступает в стоимости жидкому топливу.

При механической распиловке дерева результаты получаются более благоприятные.

В этом случае себестоимость (франко-лес) составляется из затраты на заготовку леса (валка дерева и т. д.) и затраты на распиловку, примерно, одинаковую для всех районов и равную 1 руб./м<sup>3</sup>. Средняя затрата на заготовку равна по СССР 1 р. 10 к. (табл. 10). Следовательно, средняя стоимость 1 м<sup>3</sup> дров, распиленных на станке, равна 2 руб. 10 к.

Таблица 10  
Стоимость 1 м<sup>3</sup> дров (в рублях) в различных районах СССР

Операции	Северный край	Сев.-зап. край	Урал	Московская область	Волжский край	Карелия	Средние данные
Заготовка . . . . .	0,68	0,82	0,77	1,26	1,39	1,68	1,10
Вывозка . . . . .	1,97	2,51	1,93	4,60	3,16	2,02	2,20
Сплав . . . . .	2,28	3,23	2,28	2,21	2,78	2,67	2,57
Разделка . . . . .	0,94	0,84	1,01	0,11	—	1,10	0,80

Эти данные мы и принимаем при подсчете стоимости 1 л. с. ч.

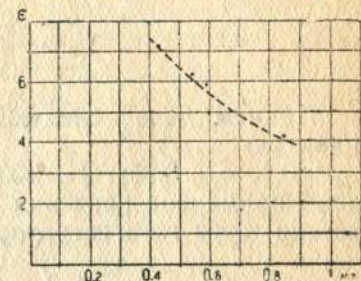
Интересные подсчеты стоимости 1 л. с. ч. в зависимости от рода топлива приводит французская фирма Фажль (табл. 11).

Таблица 11  
Стоимость 1 л. с. ч. во Франции в 1926 г. в зависимости от способа получения (по данным фирмы Фажль)

Топливо	Стоимость в сантиматах
Пар (при употреблении древесного топлива) . . . . .	10
Денатурат . . . . .	11
Бензин . . . . .	12
Керосин . . . . .	12
Мазут . . . . .	18
Электричество . . . . .	25
Светильный газ . . . . .	75
Бедный газ из дров . . . . .	6
" " " антрацита . . . . .	8
" " " древесного угля . . . . .	5—7

Для сравнения полученных цен дров, древесного угля и соломы с ценами на жидкое топливо мы не можем просто сравнить стоимость, например, 1000 кал бензина и 1000 кал древесного угля и на основании полученных результатов строить свои выводы.

Как мы уже установили выше, при работе на твердом топливе между двигателем и источником тепловой энергии находится еще камера сгорания газогенератора, трансформирующая топливо из твердой фазы в газообразную, причем этот процесс идет с тепловыми потерями. С другой стороны, мы указывали, что коэффициент использования тепла в самом двигателе при работе на генераторном газе может быть несколько повышен за счет увеличения степени сжатия, что уменьшит удельный расход топлива. На фиг. 13 дана кривая зависимости расхода древесного угля от степени сжатия.



Фиг. 13. Зависимость расхода древесного угля (на л. с. час.) от степени сжатия. (По данным Auclair).

Таким образом мы видим, что для сравнения стоимости горючих нам необходимо учесть различие экономических к. п. д.

Ниже мы приводим формулу, дающую коэффициент для стоимости различных горючих:

$$a = \frac{G_s}{\eta_{eT} Q'}$$

где  $G_s$  — стоимость единицы веса топлива;  
 $Q'$  — теплотворная способность топлива;  
 $\eta_{eT}$  — экономический к. п. д. трактора;

$$\eta_{eT} = \eta_{eT} \cdot \eta_a \cdot \eta_{r^2}$$

где  $\eta_{eT}$  — экономический к. п. д. двигателя;  
 $\eta_a$  — так называемый к. п. д. трактора, характеризующий качество передачи от двигателя к крюку;  
 $\eta_r$  — к. п. д. газогенератора;  
 $\alpha$  — коэффициент, характеризующий влияние веса газогенераторной установки на  $\eta_a$ . При работе трактора на жидком топливе  $\alpha$  и  $\eta_r$ , естественно, будут равны единице.

На основании изложенного можно написать для трактора, работающего на жидком топливе:

$$a = \frac{G_s'}{\eta_{eT} \eta_a Q'} \quad (40)$$

и для трактора, работающего на твердом топливе:

$$a = \frac{G_s''}{\eta_{eT} \eta_r \eta_a \alpha Q''} \quad (41)$$

Выше приведены цифры стоимости древесного угля и дерева. Последние цифры были даны по различным районам. Для упрощения подсчетов мы определили среднюю арифметическую этих цифр около 1 руб. за 1 м<sup>3</sup> дров. Стоимость механической заготовки чурки для газогенератора была выше определена в 1 руб. на 1 м<sup>3</sup>.

Отсюда видим, что общая стоимость 1 м<sup>3</sup> чурки складывается из первичной стоимости заготовки плюс стоимость распиловки.

В 1 м<sup>3</sup> дров по весу 0,5 т дерева. Отсюда можно определить  $G_s$  в кал/кг:

$$G_s = \frac{(1+1) \cdot 2 \cdot 100}{1000} = 0,4 \text{ кал/кг.}$$

Примем далее следующие средние значения различных коэффициентов:

$\eta_a \cong 0,6$ ,  $a = 0,95$ ;  $Q = 4000 \text{ кал/кг}$  и, вспомнив, что выше определено примерное значение экономического к. п. д. установки (двигатель плюс газогенератор):

$$\eta_e = \eta_{eg} \cdot \eta_r \cong 0,19,$$

находим значение  $a$  для этих условий:

$$a = \frac{0,4}{0,19 \cdot 0,6 \cdot 0,95 \cdot 4000} = 9,25 \cdot 10^{-4},$$

где  $a$  имеет следующую размерность:

$$\frac{\text{копейка}}{\text{калория (полезно используемая)}}.$$

Для бензина получим следующие значения  $a$  на расстоянии 1000 км от месторождения при доставке по железной дороге:

$$G_s = 3,1 \text{ кал/кг}; \eta_e \cong 0,22; \eta = 0,6; Q = 10\,000 \text{ кал/кг};$$

$$a_B = \frac{3,1}{0,22 \cdot 0,6 \cdot 10\,000} = 23,510^{-4},$$

для керосина:

$$G_s = 2,58 \text{ кал/кг}; \eta_e \cong 0,21; \eta = 0,6; Q = 10\,000 \text{ кал/кг};$$

$$a = \frac{2,58}{0,21 \cdot 0,6 \cdot 10\,000} = 20,5 \cdot 10^{-4}.$$

Если вычислить значение  $a$  для бензина и керосина на месте их добычи, то получим:

$$a_B = 16,4 \cdot 10^{-4} \quad \text{и} \quad a_K = 12,4 \cdot 10^{-4}.$$

Вернемся теперь к коэффициенту  $C$ .

В табл. 7 мы оставили незаполненными места для расходов топлива. Теперь их можно определить. Для первого столбца — трактор „Интернационал“ — получаем:

$$\frac{T}{H} \cong 0,165;$$

для трактора „Катерпиллер“ имеем:

$$\frac{T}{H} = 0,152.$$

Тогда для случая работы тракторов на генераторном газе, получаем из дров, имеем:

$$C \cong 3,2 \quad \text{и} \quad C'' \cong 3,71,$$

где  $C'$  — для трактора „Интернационал“, а  $C''$  — для трактора „Катерпиллер“.

На фиг. 11 нанесены значения полученных коэффициентов. Точки пересечения получившихся прямых, параллельных оси абсцисс, с уже нанесенными ранее линиями изменения коэффициентов  $C$ , показывают расстояние от источника месторождения нефти, за которым применение газогенератора становится более рентабельным, чем работа трактора на его „нормальном“ топливе.

Посмотрим теперь, насколько рентабелен переход на работу брикетированной соломой.

По данным Всесоюзной топливной конференции стоимость подготовки и подвозки соломы к трактору франко-трактор не должна превышать 3 руб. за тонну. Такая же цена должна получиться и на гузы-паю.

Определяем значение коэффициента  $a$ :

$$a = \frac{0,3}{0,19 \cdot 0,6 \cdot 0,95 \cdot 4000} = 6,9 \cdot 10^{-4},$$

откуда для трактора „Интернационал“

$$\frac{T'}{H'} = 0,125;$$

для трактора „Катерпиллер“

$$\frac{T''}{H''} = 0,1135.$$

Определяем  $C$  для работы этих тракторов на гузы-пае или соломе:

$$C' = 3,165; C'' = 3,674.$$

Обратимся теперь к древесному углю. Выше мы определили стоимость 1 м<sup>3</sup> древесного угля в 6 р. 50 к. Считая вес 1 м<sup>3</sup> угля 200 кг, находим:

$$G_s = \frac{6,5 \cdot B \cdot 100}{1000} = 3,25$$

$$a = \frac{3,25}{0,19 \cdot 0,6 \cdot 0,95 \cdot 7000} = 0,00428 = 42,8 \cdot 10^{-4}.$$

Соответственно

$$\frac{T'}{H'} = 0,776 \quad \text{и} \quad \frac{T''}{H''} = 0,705,$$

откуда

$$C' = 3,816 \quad \text{и} \quad C'' = 4,265.$$

По полученным значениям  $C$  видно, что экономически применение древесного угля не оправдывается. Следует, правда, оговорить некоторые особенности данной проблемы, которые трудно учесть во всех наших подсчетах.

Мы имеем в виду следующее.

При переходе некоторой части тракторного парка, находящегося вдали от источников месторождения жидкого топлива, на дрова, солому или гузы-паю, помимо экономии на топливе, освобождается еще чрезвычайно загруженный транспорт от лишних перевозок. Этот момент, безусловно, необходимо учитывать при разборе рентабельности газогенераторной проблемы.

Кроме того, из-за недостатка времени, вообще отразившемся на этой работе, мы не смогли ни привести конкретных примеров, ни учесть расходов на перевозки топлива от железной дороги. Эти перевозки, иногда на 200—300 км, могут составить значительные расходы, от которых во многих районах нас может освободить газогенератор.

Мы считаем целесообразным напомнить и следующий момент. Дрова, древесный уголь, солома и гузы-пая являются „вечным“ топливом. При рациональном лесном хозяйстве мы расходует на топливо только прирост, остальная часть является как бы вечным аккумулятором древесины. Жидкое же топливо — нефть, будучи вообще редким ископаемым, помимо того имеет определенные не восстанавливающиеся по мере расходования запасы.

Во Франции, импортирующей моторное горючее и имеющей большие предприятия, производящие древесный уголь и карбонит (прессованная разновидность угля), разница в цене между бензином и древесным углем чрезвычайно большая: бензин в восемь раз дороже угля. По этим причинам там может стоять вопрос о переводе всего автотракторного парка на генераторный газ. У нас может идти речь только о частичном переводе тракторов на твердое топливо, — главным образом, для удаленных от месторождения нефти районов.

Проектирование газогенераторов легкого типа и изготовление их заняли в последнем десятилетии видное место в технике использования тепловой энергии твердого топлива. Принципы газификации этого вида топлива были известны значительно раньше, однако, практическое приложение их находили лишь в стационарных установках, где по условиям допустимых там габаритов и веса проблема газификации решалась сравнительно просто. Совсем недавно во Франции впервые зародилась мысль применения газогенераторов к автотракторным двигателям, нормально работающим на бензине или керосине.

В связи со специфическими условиями эксплуатации газогенераторы весьма существенно изменили свои конструктивные формы. Появилась необходимость в уменьшении габаритных размеров и веса на 1 м. с. Изменились материалы, идущие для изготовления. Возникли новые принципы и самого процесса газификации. Завоевал доминирующее положение метод опрокинутого горения. Появились сорта брикетированного топлива, ранее неизвестные. Таким образом техника создала в тепловом хозяйстве новый агрегат со всеми правами на существование, имеющий под собой основательную экономическую базу.

Несмотря на все успехи газогенераторной техники, теоретическая сторона этого вопроса до сих пор не получила должного развития. Все существующие в настоящее время принципы расчета легких газогенераторов целиком заимствованы из данных стационарных установок и вдобавок еще работающих по принципу прямого горения. В большинстве случаев результаты расчетов, произведенных по такому методу, совершенно не сходятся с экспериментальными наблюдениями. Поэтому пользоваться ими при проектировании легких газогенераторов следует с большой осторожностью.

Некоторые лица, имеющие авторитет в кругу интересующихся газогенераторной техникой, полагают возможным осуществлять проектирование генераторов интуитивно, игнорируя расчет. Мы считаем такую точку зрения в корне неверной. Надо иметь в виду, что расчет генератора, помимо определения конструктивных размеров, определяет и его форму. Он открывает нам рациональные методы газификации и предостерегает от множества ошибок чисто принципиального значения.

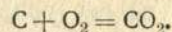
Часто можно встретить генератор, дающий газ скверного состава, с большими потерями на излучение тепла. Множество генераторов, газифицирующих древесное топливо, имеют в газе вредную для мотора примесь паров смолы. Эти недостатки появились в результате недостаточно строгого подхода к проектированию генератора, где тепловому расчету не считали нужным уделить должного внимания.

Нередко на практике, когда генератор дает смолу, прибегают к усложнению очистки газа, расхищая этим значительные запасы скрытой тепловой энергии, заключенной в этих смолистых соединениях. Или выбирают компромиссное решение — работу генератора на смеси дров с углем, не считаясь с тем, какие затруднения могут возникнуть при этом в эксплуатации. Все эти недостатки сразу обнаруживаются в процессе теплового расчета газогенератора и, безусловно, могут быть устранены при проектировании.

Ниже будет изложен расчет газогенератора, работающего по принципу опрокинутого горения, который получил в последнее время самое широкое распространение среди генераторов легкого типа.

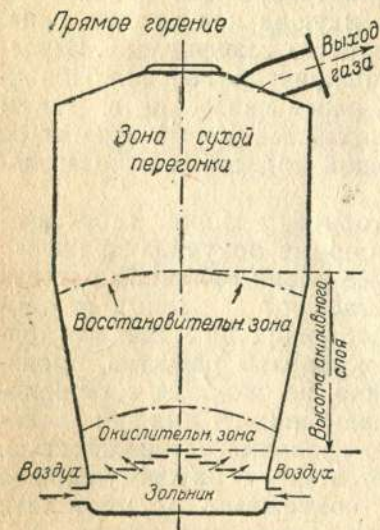
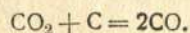
## 1. ПРЯМОЙ И ОПРОКИНУТЫЙ ПРОЦЕССЫ ГАЗИФИКАЦИИ

подавляющее большинство стационарных газогенераторов строится по принципу прямого горения, который в основном заключается в следующем (фиг. 1). Воздух, необходимый для газификации твердого топлива, подводится в нижнюю часть генератора. Здесь происходит первое соприкосновение раскаленного топлива с кислородом воздуха, в результате чего имеет место реакция сгорания углерода в углекислоту:



Нижняя часть генератора, отличительная черта которой полное сгорание углерода, носит название окислительной зоны.

Теплота приведенной выше экзотермической реакции уносится движущимся потоком газа в верхние слои топлива, заполняющего генератор, где вследствие отсутствия кислорода воздуха и благодаря влиянию нагретых молекул углерода происходит восстановление углекислоты  $CO_2$

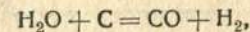


Фиг. 1. Схема газогенератора прямого горения.

в окись углерода  $CO$  по эндотермической реакции:

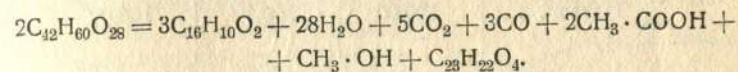
Согласно правилу Ле-Шателье течению этой реакции способствует высокая температура, минимальное значение которой составляют порядка  $700^\circ C$ . Эта область газогенератора носит название восстановительной зоны.

Наряду с приведенной реакцией воздушного газа в газогенераторе имеет место другая эндотермическая реакция водяного газа:



которая также требует для своего течения высоких температур окружающей среды.

Верхние слои топлива не участвуют в основном газогенераторном процессе. Однако благодаря излучению тепла раскаленной окислительной зоны, а также за счет теплоты движущегося нагретого газа все загруженное в генератор топливо прогревается без доступа воздуха до температуры, при которой начинается сухая перегонка этого топлива, причем генераторный газ, проходящий сквозь топливо, уносит с собой газообразные продукты этой сухой перегонки. Если газифицируется древесное топливо, то процесс его разложения заканчивается, примерно, при  $400^\circ C$  и протекает приблизительно по такому уравнению<sup>1</sup>:



При этом получают уголь, химическая вода, углекислота, окись углерода, уксусная кислота, метиловый спирт, деготь и пр.

Ниже для ознакомления приведена табл. 1 продуктов сухой перегонки четырех различных древесных пород — сосны, ели, березы и бука. Таблица заимствована из работы Klason. Образцы древесины, взятые для исследования, содержали от 7 до 9% гигроскопической влаги. В продуктах же разложения оказалось воды от 22 до 27%. Таким образом увеличение влаги обязано термическим преобразованиям этой древесины.

Из табл. 1 видно, что наиболее подходящим древесным топливом в смысле надежности работы генератора является береза, содержащая наименьшее количество смолы. С этой точки зрения сосна представляет некоторые опасения, так как при ее газификации без специальных мер предосторожности можно засмолить мотор и вывести его из строя.

В технике проектирования генератора, однако, известны способы борьбы с этим вредным явлением. В настоящее время можно утверждать, что при рационально спроектированной камере сгорания и правильно выбранной скорости воздуха, выходящего из фурм, можно гарантировать выход генераторного газа без содержания смолы, заставив последнюю сгорать в самом генераторе. Ниже, при разборе камеры сгорания, будут указаны необходимые условия, соблюдение которых обеспечивает полное сгорание смолы.

<sup>1</sup> Проф. К. И. Ногин, Сухая перегонка дерева, Ленинград, 1931.

## Продукты сухой перегонки

Продукты разложения	Сосна	Ель	Береза	Бук
	в процентах			
Уголь . . . . .	37,83	37,81	31,80	34,97
Углекислота CO <sub>2</sub> . . . . .	10,13	10,30	9,96	10,90
Этилен C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> . . . . .	0,23	0,20	0,19	0,20
Окись углерода CO . . . . .	3,74	3,76	3,32	4,22
Метан CH <sub>4</sub> . . . . .	0,59	0,62	0,54	0,47
Метиловый спирт . . . . .	0,38	0,96	1,60	2,07
Ацетон . . . . .	0,18	0,20	0,19	0,20
Метилацетат . . . . .	0,01	0,02	0,02	0,03
Уксусная кислота . . . . .	3,50	3,19	7,08	6,04
Растворимая смола и прочие органические вещества . . . . .	8,03	7,75	8,15	5,89
Смола . . . . .	11,79	8,08	7,93	8,11
Вода . . . . .	22,27	25,70	27,81	26,58
Потери . . . . .	0,82	1,41	1,41	0,32
Итого . . . . .	100,00	100,00	100,00	100,00

Согласно опытам Palmer и Cloukey при перегонке дерева без доступа воздуха подсушенная береза давала более высокий выход смолы по сравнению с влажным топливом. Это обстоятельство было замечено при сухой перегонке древесины и относится его ко всему газогенераторному процессу, по нашему мнению, не следует.

Известно, что топливо с повышенным процентом гигроскопической влаги значительно понижает температуру в камере сгорания, при этом тут же наступает заметное ухудшение всего процесса. Низкие температуры не способствуют сгоранию смолы, которая, обратившись в пар, выходит из генератора вместе с газом.

Резюмируем сказанное. При влажном топливе образование смолы происходит менее интенсивно, но тем не менее эта смола в камере сгорания генератора не сгорает, а примешивается к газу и создает этим угрозу остановки двигателя; при сухом топливе — наоборот. Смолы в зоне сухой перегонки образуется больше, но зато она полностью может быть разложена в самом генераторе, обеспечив этим надежность работы двигателя. Ясно, что последний случай работы на сухом топливе является более желательным. Главное же преимущество сухого топлива заключается в улучшении термодимических свойств генераторного газа, которое сразу бросается в глаза при изучении газогенератора любой системы.

Руководствуясь табл. 1, можем пересчитать состав газообразных продуктов сухой перегонки в процентах по объему и свести результаты к следующему:

## Газообразные продукты сухой перегонки по объему

Наименование газа	Сосна	Ель	Береза	Бук
	в процентах			
Углекислота CO <sub>2</sub> . . . . .	56,2	56,5	58,7	57,0
Окись углерода CO . . . . .	32,8	32,4	30,8	34,7
Этилен C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> . . . . .	2,0	1,7	1,7	1,6
Метан CH <sub>4</sub> . . . . .	9,0	9,4	8,8	6,7
Итого . . . . .	100,0	100,0	100,0	100,0
Рабочая калорийность на 1 м <sup>3</sup>	2050	2033	1932	1857

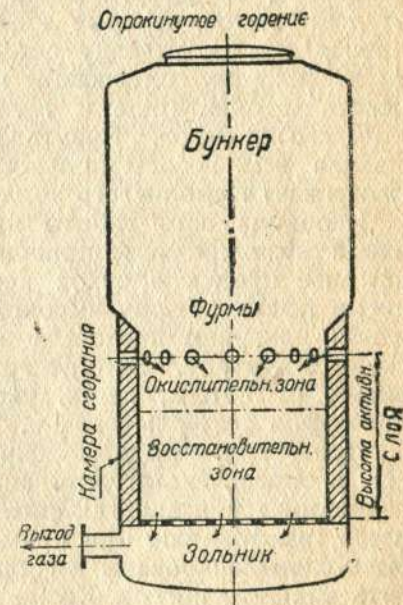
Состав и калорийность приведенных газов представляют собой средние значения всего процесса сухой перегонки. Характер изменения в составе газа сухой перегонки был подробно исследован Эдуардом Юоном. Им было установлено значительное непостоянство соотношения между отдельными компонентами этого газа, причем характер этого соотношения зависел от температуры перегонки. Калорийность 1 м<sup>3</sup> газа изменялась при этом в течение всего процесса перегонки от 1100 до 4780 кал.

Теперь также схематично разберем особенности генератора, работающего по принципу опрокинутого или, как иногда выражаются, обратного горения (фиг. 2).

Этот метод газификации в установках передвижного легкого типа завоевал доминирующее положение в силу целого ряда значительных преимуществ.

Генератор легкого типа по конструктивным признакам можно разделить на три элемента. Верхнюю часть, служащую для загрузки и равномерной подачи топлива, удобно назвать бункером. Нижнюю часть генератора, где происходят все термодимические явления процесса

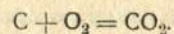
мы называем камерой сгорания. Камера сгорания внизу оканчивается третьим элементом установки, называемым зольником. Топливо по мере надобности опускается из бункера в камеру сгорания, причем в случае газификации дров они к этому моменту



Фиг. 2. Схема газогенератора опрокинутого горения.

превращаются в уголь. Воздух для газификации подводится в зависимости от конструкции через щели или специальные отверстия — фурмы.

В этой области камеры сгорания, носящей название окислительной зоны, происходит полное горение углерода по экзотермической реакции:



Ниже наступает восстановление углекислоты в окись углерода, а самая зона называется восстановительной.

Таким образом при опрокинутом горении расположение зон получается обратным прямому горению. Газ в камере сгорания течет сверху вниз, в то время как при прямом горении движение газа происходит в противоположном направлении, т. е. снизу вверх.

Благодаря такой перемене направления движения газа представляется возможным работать на смолистых топливах.

В генераторе прямого горения газы и дистиллаты сухой перегонки подхватываются и смешиваются с газом основного генераторного процесса, после чего уносятся им в очиститель, где газ очищается от загрязняющей его угольной пыли и освобождается от дистиллатов, которые должны сконденсироваться. Если топливо принадлежит к разряду смолистых (дрова, торф, солома и пр.), то дистиллаты, содержащие в себе пары смолы, не могут целиком осесть в очистителе и проникнут в мотор, засмолив и выведя этим его из строя. Практика газогенераторов легкого типа обнаружила всю несостоятельность принципа прямого горения при газификации смолистого топлива.

Необходимость работы на смолистом топливе послужила причиной возникновения принципа опрокинутого горения, при котором все продукты сухой перегонки, двигаясь сверху вниз, неминуемо проходят зону высокой температуры (окислительную зону) и под влиянием кислорода воздуха видоизменяют свою химическую структуру. Это обстоятельство и дает возможность избавиться от смолы, дегтя, уксусной кислоты и других подобных продуктов сухой перегонки.

При таком методе газификации кроме физического получается еще и определенный термохимический эффект, так как запас скрытой химической энергии смолистых соединений используется в процессе газификации; при прямом же горении эти соединения должны быть сконденсированы и собраны в очистителе, т. е. должны составить какие-то потери. Кроме того, газогенератор, работающий по принципу опрокинутого горения, позволяет загружать бункер новым топливом, не останавливая мотора, что имеет большие практические преимущества, так как всякая остановка мотора связана с пуском его вновь на бензине.

Кроме перечисленных качеств опрокинутого горения можно указать еще на одну положительную особенность, которую обычно не учитывают.

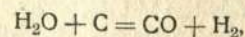
Обратимся к фиг. 2. Здесь топливо, поступающее из бункера в окислительную зону камеры сгорания, в случае газификации

дров обычно бывает наполовину обугленным. Как известно, в этой области камеры сгорания происходит активное горение топлива, в результате чего в восстановительную зону попадает натуральный измельченный уголь, содержащий высокий процент углерода. Таким образом создаются благоприятные условия для реакций образования воздушного и водяного газов.

В газогенераторах прямого горения этих условий нет. Действительно, согласно схеме, изображенной на фиг. 1, восстановительная зона пополняется топливом, идущим непосредственно из бункера и потому недостаточно обугленным. Ясно, что процесс восстановления не может протекать удовлетворительно при таких неблагоприятных условиях, когда топливо, служащее причиной этого восстановления, содержит недостаточное количество углерода. Неудобство газификации методом прямого горения сказывается еще в том, что топливо, прошедшее весь процесс газификации, сгорает в окислительной зоне в углекислоту, имея обильное содержание углерода. Таким образом получается, что топливо в течение всего процесса обугливалось только лишь для того, чтобы сгореть в углекислоту, что можно было бы получить из любого необугленного топлива.

Если для смолистых топлив практика установила возможным применение только одного принципа опрокинутого горения, то этого нельзя сказать о газификации древесного угля, содержащего ничтожные количества смол. В этом случае ряд иностранных фирм применяет прямое горение. К сожалению, в настоящее время еще не установлено окончательное преимущество того или иного принципа газификации в отношении качества химического состава газа. Однако за последнее время некоторые иностранные фирмы, ранее газифицировавшие древесный уголь и его разновидности — карбонит по принципу прямого горения, совершенно оставили этот метод и перешли исключительно на опрокинутое горение.

Это можно объяснить отчасти тем, что опрокинутое горение, как указывалось выше, позволяет без дополнительных приспособлений производить загрузку генератора, не останавливая мотора. Кроме того при газификации древесного угля методом прямого горения необходимо в зону горения вводить определенное количество воды, так как „химической воды“ самого топлива в угле находится весьма ограниченное количество, совершенно недостаточное для реакции водяного газа:



а гигроскопическая влага топлива к моменту его газификации совершенно испаряется и уносится газом из генератора. Это неблагоприятное явление при опрокинутом горении совершенно отпадает. Здесь вся гигроскопическая влага угля неминуемо должна пройти через зону высоких температур и обеспечить таким образом течение приведенной выше реакции водяного газа. Практически это означает освобождение от громоздкого устройства, подводящего дополнительную воду.



В заключение сопоставления методов газификации отметим, что, сравнивая генератор прямого горения, осуществляющий газификацию одновременно всего загруженного в него топлива (а такие конструкции имеются: Барбье, Автогаз, Наумова и т. п.), с генератором опрокинутого горения нормального типа, замечаем в последнем случае большую стабильность процесса, так как в газификации участвует все время одно и то же весовое количество топлива (заключенное в камере сгорания), в то время как при прямом горении толщина слоя газифицируемого топлива все время уменьшается, что, несомненно, влияет на ход процесса.

В дальнейшем будет разобран метод расчета одного лишь опрокинутого горения, так как проблема газификации твердого топлива в легких газогенераторах получила главным образом разрешение в преломлении этого метода газификации.

## 2. ТЕОРИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА

Обычный метод расчета стационарных газогенераторов прямого горения оказывается неподходящим для расчета генераторов с опрокинутым горением. Дело в том, что в генераторе прямого горения, как упоминалось уже, все продукты сухой перегонки, получающиеся из топлива за время его пребывания в бункере, не попадая в зону высокой температуры, остаются в том виде, в каком они получились при выходе из бункера, и механически смешиваются с газом основного газогенераторного процесса. Таким образом, определив состав этих продуктов перегонки и выявив остаток углерода, сгорающего по основному генераторному процессу в  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$ , простым алгебраическим сложением находят окончательный состав газа<sup>1</sup>, выходящего из генератора.

Совсем другая картина наблюдается в газогенераторе опрокинутого горения. Здесь продукты сухой перегонки неминуемо проходят через зону высокой температуры и вступают в ней в тесное соприкосновение с кислородом подводимого воздуха. Очевидно, такие составные части сухой перегонки, как этилен  $\text{C}_2\text{H}_4$ , смола, древесный спирт, деготь, уксусная кислота и др., будут входить в соединение с кислородом, т. е. сгорать в  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$ ; кроме того, возможны новые образования  $\text{H}_2$  и  $\text{CH}_4$ .

В современной литературе совершенно отсутствуют указания, в каких пропорциях происходят процессы этих сгораний, т. е. каковы соотношения между  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{H}_2$  в результате сгорания указанных выше продуктов сухой перегонки. Очевидно, такой пробел объясняется новизной процесса опрокинутого горения.

Основываясь на изложенном, мы оставляем общепринятый метод расчета генератора и предлагаем другой, более практичный, основанный на данных существующих конструкций генераторов опрокинутого горения передвижного типа. Характерная особенность такого расчета будет заключаться в том, что мы не станем определять состав газогенераторного газа, имея элементарный состав

<sup>1</sup> Метод проф. Н. Н. Доброхотова.

топлива, как это обычно делают<sup>1</sup>, а зададимся им, исходя из соответствия конструктивных форм проектируемого генератора с построенным ранее.

Выбрав наиболее характерный пример состава газа, взятого из практики, мы можем совершенно точно выявить интересующие нас величины подвода кислорода и азота воздуха, а также расхода топлива, выход газа, его калорийность и пр. Таким образом мы решаем поставленную задачу обратным путем: вместо длительного и громоздкого определения состава газа, основанного на длинной веренице априорных заключений, подчас совершенно не освещенных экспериментом, имея готовый состав газа, взятый из практики газогенераторных установок, мы выявляем факторы, которые способствуют выходу такого газа. При составлении теплового баланса в части, касающейся сухой перегонки, согласно Залесскому И. П.<sup>2</sup>, принимаем, что реакция сухой перегонки экзотермична. При таком условии топливо, высушенное и доведенное до температуры в  $150^\circ\text{C}$ , не требует дополнительного подвода тепла, который необходим лишь для испарения влаги, находящейся в дереве. Это замечание чрезвычайно существенно, так как оно освобождает от необходимости определять количество подводимого тепла для процесса сухой перегонки и, следовательно, устраняет нужду в определении ее состава, делая похожим наш метод расчета на расчет топок котлов, где, как известно, факт сухой перегонки топлива в расчете совершенно игнорируется. Этот метод расчета в настоящее время принят в Научном автотракторном институте как удовлетворяющий основным запросам проектирования газогенераторов легкого типа. Практика же нескольких построенных агрегатов подтвердила его приемлемость.

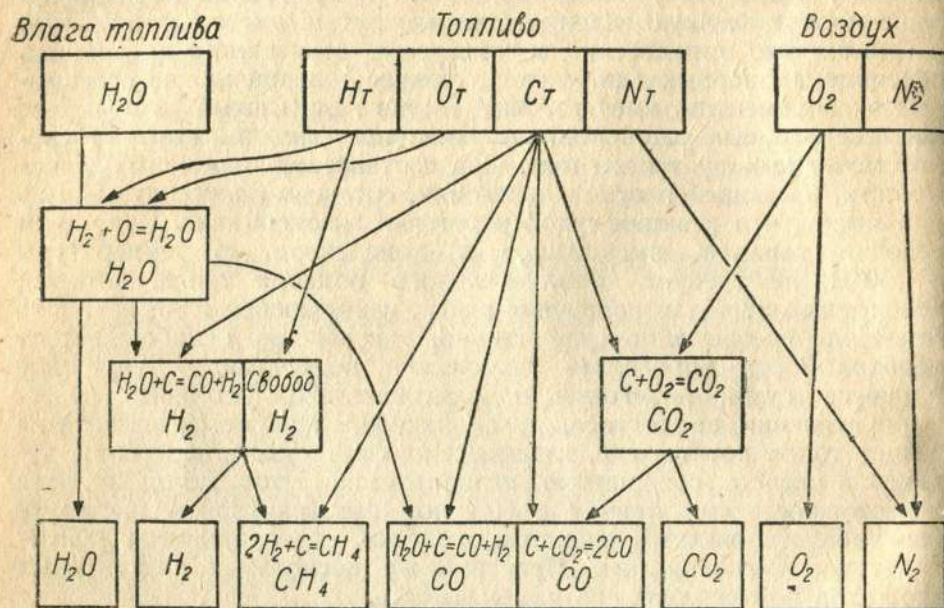
Проектирующему следует иметь в виду, что расчет, построенный на анализах топлива и газа, найденных в различное время, может дать некоторое расхождение в материальном балансе. При выборе состава газа необходимо знать конструкцию генератора, газ которого принят в основу расчета, а также и влажность газифицированного при этом топлива. Очевидно, эти условия должны быть наиболее близкими к объекту проектирования.

С целью наглядной иллюстрации процесса газификации твердого топлива нами разработана схема, которую мы предлагаем вниманию читателя (фиг. 3). Схема эта дает возможность наблюдать последовательное развитие различных компонентов генераторного газа. Факт существования газообразных продуктов сухой перегонки не получил отражения в схеме. Стремясь не загромождать и без того сложное изображение процесса газификации, мы сочли возможным опустить реакцию сухой перегонки, тем более что при газификации по принципу опрокинутого горения продукты этой перегонки, проходя через раскаленную зону окисления, при правильных формах камеры сгорания должны полностью сгорать с кислородом воздуха в  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

<sup>1</sup> Методы проф. Грум-Гржимайло и Доброхотова.

<sup>2</sup> „Заводские топки и печи“, Москва 1926, ГИЗ.

Первичными продуктами, поступающими в газогенератор, являются: топливо, его гигроскопическая влага и воздух. Эти три различных по агрегатным признакам вещества вследствие специфических температурных условий, видоизменяя свою химическую структуру, превращаются в конечные продукты газификации — генераторный газ (иногда влажный) и золу.



Фиг. 3. Схема газификации.

Постараемся изобразить процесс этого превращения в схеме. В основание этой схемы положено топливо, элементарный состав горючей массы которого складывается из водорода ( $H_T$ ), кислорода ( $O_T$ ), углерода ( $C_T$ ) и азота ( $N_T$ ). Содержанием серы мы пренебрегаем, так как в топливе, применяющемся в легких газогенераторах, она находится в ничтожном количестве.

Согласно правилу Дюлонга весь водород топлива можно разделить на две части, из которых одна, находясь в соединении со всем кислородом топлива, образует группу  $H_2O$ , принимающую название „химической воды“. Величина этой части водорода определяется количеством кислорода, находящегося в топливе, а самый водород называют „связанным“. Связанный водород не способен при сгорании топлива произвести какой-либо тепловой эффект. Это количество водорода полностью утратило запас своей химической энергии при образовании клетчатки самого топлива. Поэтому при сжигании топлива связанный водород не выделяет какого-либо тепла. Присутствие же химической воды в момент сгорания ухудшает весь тепловой процесс, вызывая в последнем дополнительный расход тепла на испарение этой воды с последующим затем нагре-

ванием паров ее до температуры сгорания. Так обстоит дело с первой частью водорода.

Вторая часть водорода совместно с углеродом и другими элементами топлива образует различные органические соединения. Эту часть водорода в противоположность первой называют „свободным водородом“. Свободный водород при сжигании топлива выделяет свойственное ему количество тепла.

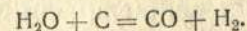
Здесь следует сделать оговорку. Дело в том, что процесс сухой перегонки топлива сопровождается выделением углекислоты, окиси углерода, смолы и других подобных соединений, получающихся за счет кислорода этого топлива. Следовательно, правило Дюлонга не находит себе в этом случае принципиального применения.

Проф. Доброхотов Н. Н.<sup>1</sup> указывает на невозможность приложения правила Дюлонга к расчету газогенератора, так как, по его мнению, в воду уходит в зависимости от продолжительности процесса от 40 до 60% всего кислорода, находящегося в топливе. Остальная же часть его распределяется между  $CO$ ,  $CO_2$ , смолой и другими продуктами сухой перегонки, содержащими кислород. Мы целиком поддерживаем такой взгляд на правило Дюлонга в случае применения его для определения выхода продуктов сухой перегонки, как это и делает сам Доброхотов.

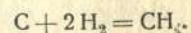
Однако, рассматривая процесс газификации, протекающий при опрокинутом горении в общем виде, можно прийти к иному выводу. Экспериментальные наблюдения, произведенные нами над газогенераторами легкого типа, заставляют думать, что правило Дюлонга о связанном водороде топлива приложимо и к процессу газификации в генераторах автомобильного и тракторного типа. Повидимому, специфические условия этого ускоренного процесса являются достаточно близкими по времени к процессу горения в нормальных топках, где, как известно, правило Дюлонга до настоящего времени не оспаривалось. Поэтому настоящий расчет, охватывающий исключительно газогенераторы легкого типа, работающие по принципу опрокинутого горения, будет базироваться на правиле Дюлонга.

Сопоставление данных, полученных по методу этого расчета, с результатами практики подтверждает правильность нашей точки зрения.

На схеме химическая вода представлена в верхнем левом углу. Часть этой воды, смешиваясь с гигроскопической влагой топлива, уносится генераторным газом в виде его влажности, другая часть под влиянием раскаленных молекул углерода разлагается по реакции водяного газа:



Конечные продукты этой реакции — окись углерода и водород, который соединяется со свободным водородом топлива, переходят в генераторный газ как его главные составляющие. Часть водорода вместе с углеродом топлива образует метан  $CH_4$  по реакции:

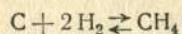


<sup>1</sup> „Расчет газогенератора и генераторного процесса“, Петроград, 19.



Здесь по оси абсцисс отложена температура. Изображенная кривая делит каждую вертикаль прямоугольника на две части, из которых нижняя представляет процентное содержание метана  $\text{CH}_4$ , а верхняя — водорода  $\text{H}_2$ . Общая сумма этих двух газов для каждого температурного состояния равняется 100%.

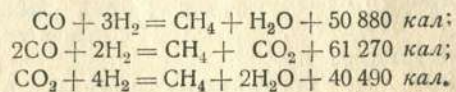
Нетрудно видеть, что при повышении температуры процентное содержание метана уменьшается, а содержание водорода увеличивается; при падении температуры — наоборот: содержание метана возрастает, а содержание водорода падает, при этом предел равновесия реакции



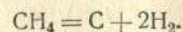
сдвигается вправо.

С другой стороны, исследования Класон (табл. 2) показывают довольно высокий выход метана при сухой перегонке дерева. Поэтому следует предположить образование метана в бункере генератора, где имеют место сравнительно низкие температуры (до  $300^\circ$ ) и где происходит процесс сухой перегонки. Однако объяснить этим присутствие метана в генераторном газе несколько рискованно, так как специфические особенности процесса опрокинутого горения должны вызвать сгорание метана в тот момент, когда он будет следовать через окислительную зону, двигаясь вместе с остальными продуктами сухой перегонки. Поэтому наиболее вероятным можно считать предположение о возникновении метана в нижних слоях восстановительной зоны.

Кроме указанного образования  $\text{CH}_4$  за счет углерода топлива возможно также появление его в генераторном газе в результате течения вторичных реакций, происходящих между отдельными составными частями генераторного газа. Приведем основные из них:



Образование метана по всем этим реакциям идет, примерно, при  $400^\circ$ . При более же высоких температурах начинается распад  $\text{CH}_4$  по реакции:



Таким образом есть определенные основания ожидать течения этих реакций при выходе генераторного газа из камеры сгорания, так как в этом случае газ, остывая, проходит через эту температуру. Тогда возникновение метана по трем приведенным выше реакциям не является желательным, так как оно сопряжено с выделением сравнительно большого количества тепла. В данном случае получается, что выходящий из камеры сгорания газ, содержащий определенный запас скрытой химической энергии, расходует часть этой энергии в самом генераторе, вместо того чтобы целиком отдать ее в двигателе внутреннего сгорания.

Проектирующий должен принять все меры к тому, чтобы обеспечить минимальное время пребывания газа в пространствах генератора, где могут быть такие неблагоприятные для него темпера-

туры. Конструктивными мерами в этом отношении могут служить — уменьшение до возможных пределов емкости этих „вредных пространств“ и наиболее интенсивное охлаждение газа до температур, при которых уже неопасны эти реакции ( $250\text{—}300^\circ$ ).

Если генераторный газ имеет высокое содержание метана (примерно 6—7%) при незначительных количествах водорода и окиси углерода, то его калорийность все же может достигнуть значительных размеров. Однако газ такого состава не следует считать хорошим, так как тепловой эффект в двигателе будет все же низким. Это объясняется тем, что для сжигания единицы объема метана необходимо затратить воздуха в четыре раза больше против необходимого для сгорания окиси углерода. Поэтому, если мы будем сравнивать теплотворные способности рабочих смесей двух каких-либо генераторных газов, имеющих одинаковую калорийность, но различный состав, то рабочая смесь газа с высоким содержанием метана будет иметь теплотворную способность меньше, чем у газа с низким содержанием метана и высоким содержанием  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ .

Поясним это примером. Пусть у нас имеются два генераторных газа одинаковой калорийности, но различного состава:

	Первый газ (в процентах)	Второй газ (в процентах)
Водород . . . . .	16	10
Окись углерода . . . . .	21	9
Метан . . . . .	1	7,1
Углекислота . . . . .	9	9
Кислород . . . . .	0	0
Азот . . . . .	53	64,9
Итого . . . . .	100	100

Рабочая калорийность приведенных составов генераторного газа равна  $H_u = 1135 \text{ кал/м}^3$ .

Подсчитаем теоретически необходимые количества воздуха для сгорания этих газов, причем будем иметь в виду, что  $1 \text{ м}^3$  водорода требует для своего сгорания  $2,38 \text{ м}^3$  воздуха. То же количество воздуха необходимо для сгорания окиси углерода в углекислоту. Для сгорания же метана требуется воздуха значительно больше, а именно —  $9,52 \text{ м}^3$ <sup>1</sup>.

Тогда для первого состава газа:

для сгорания $\text{H}_2$ необходимо . .	$0,16 \cdot 2,38 = 0,38 \text{ м}^3$
” ” $\text{CO}$ ” . .	$0,21 \cdot 2,38 = 0,50 \text{ ”}$
” ” $\text{CH}_4$ ” . .	$0,01 \cdot 9,52 = 0,095 \text{ ”}$

Итого для сгорания  $1 \text{ м}^3$  необходимо  $0,975 \text{ м}^3$  воздуха.

Чтобы сжечь газ второго состава, необходимо затратить воздуха:

для $\text{H}_2$ —	$0,10 \cdot 2,38 = 0,238 \text{ м}^3$
” $\text{CO}$ —	$0,09 \cdot 2,38 = 0,214 \text{ ”}$
” $\text{CH}_4$ —	$0,071 \cdot 9,52 = 0,676 \text{ ”}$

Общее количество воздуха будет  $1,128 \text{ м}^3$ .

<sup>1</sup> Эти цифры заимствованы из курса проф. Н. Р. Бриллинга, Двигатели внутреннего сгорания.

Теплотворная способность рабочей смеси первого состава будет равна:

$$H_u = \frac{1135}{1 + 0,975} = 576 \text{ кал/м}^3.$$

Теплотворная способность рабочей смеси второго состава:

$$H_u = \frac{1135}{1 + 1,128} = 533 \text{ кал/м}^3.$$

Таким образом получается снижение теплового эффекта в двигателе на

$$\frac{576 - 533}{576} 100 = 7,5\%.$$

Кроме этого, генераторный газ, содержащий высокий процент метана, характеризует низкие качества самого процесса газификации, так как чрезмерное содержание метана обуславливается течением экзотермических реакций, приведенных выше.

Далее для сравнения дается таблица теплотворных способностей рабочих смесей различных горючих газов при теоретически необходимом количестве воздуха.

Таблица 3

Теплотворная способность рабочих газовых смесей

Наименование газа	Низшая теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> газа при 0° и 760 мм рт. ст.	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м <sup>3</sup> газа в м <sup>3</sup>	Низшая теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> горючей смеси
Оксид углерода CO	3045	2,38	902
Водород H <sub>2</sub>	2580	2,38	764
Метан CH <sub>4</sub>	8517	9,52	810
Этан C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	14961	16,7	845
Пропан C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	21730	23,8	876
Бутан C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	28422	31,0	890
Этилен C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	14494	14,3	950
Пропилен C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	20585	21,4	917
Бутилен C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	28159	28,6	950
Ацетилен C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	13475	11,9	1040
Светильный газ (примерно)	5000	5,21	805
Водяной газ	2630	2,15	835
Генераторный газ (примерно)	1200	1,00	600
Пары бензина (примерно)	10400	11,71	890

<sup>1</sup> Согласно курсу проф. Н. Р. Бриллинга „Двигатели внутреннего сгорания“ теплотворная способность 1 кг бензина равна 10400 кал. Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг бензина составляет 12,8 м<sup>3</sup>, отнесенных к 15° и 1 ат. Для условий 0° и 760 мм рт. ст. получаем расход воздуха:

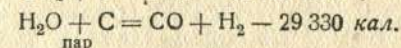
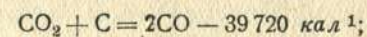
$$12,8 \cdot \frac{1,000}{1,033} \cdot \frac{273}{273 + 15} = 11,7 \text{ м}^3.$$

Из этой таблицы видно, что газы, имеющие весьма различную калорийность (от 2500 до 28000 кал), при смешивании с воздухом в необходимой для их полного горения пропорции образуют горючие смеси, теплотворная способность которых удивительно схожа. Это объясняется тем, что газ, обладающий высокой калорийностью, требует для своего сгорания большие количества воздуха.

Как известно, главными составляющими генераторного газа являются оксид углерода CO и водород H<sub>2</sub>. Эти газы содержат в себе почти весь запас скрытой химической энергии генераторного газа. Поэтому естественно всячески стремиться к тому, чтобы процентное содержание этих двух составляющих было максимальным. Ясно, что если желают получить то или иное явление, то для этого необходимо знать, во-первых, условия, при которых это явление происходит, и, во-вторых, создать эти условия.

Выход окиси углерода и водорода в значительной степени зависит от геометрических форм камеры сгорания, тесно увязанных с величиной отбора газа в единицу времени. В настоящей работе не будет разобрано это влияние геометрических форм на качество генераторного газа, которое представляет собой предмет особого изучения, поэтому мы будем говорить лишь о мерах общего характера, удельное значение которых также весьма велико.

Нам уже известно, что оксид углерода и водород получаются как результат течения экзотермических реакций воздушного и водяного газов. Эти реакции:



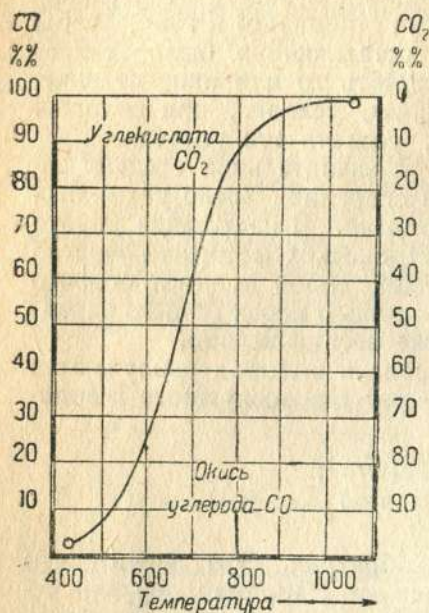
Каждая из приведенных реакций обратима. Это значит, что реакция может идти в обоих направлениях. Например, верхняя реакция воздушного газа может идти слева направо, образуя оксид углерода и поглощая тепло, и справа налево при выделении тепла и образовании углекислоты и углерода.

Очевидно, идеалом было бы обратить все количество углекислоты (CO<sub>2</sub>) в оксид углерода (CO), т. е. в газ, способный в двигателе произвести определенный тепловой эффект. На самом деле этого получить никак нельзя. Дело в том, что каждая реакция в результате своего течения достигает равновесия, т. е. такого состояния, когда при создавшихся внешних условиях (определенных давлении, температуре и концентрации реагирующих веществ) соотношение между веществами, участвующими в этой реакции, становится постоянным. Таким образом получается, что реакция как бы останавливается. При этом между реагирующими веществами

<sup>1</sup> Тепловые эффекты реакций подсчитаны, согласно данным, заимствованным из статьи инж. Я. О. Габинского „Топливо“, сборник под ред. проф. П. Г. Рубина, Гиз, 1925 г., где теплота окисления одной молекулы равна:

для аморфного углерода	96 720 (по Roth и Wallasch)
„ окиси углерода	68 220 (по Berthelot и Matignon)
„ водорода (в пар)	57 830 (по Henning)
„ „ (в воду при 18°)	68 380 (по Roth)

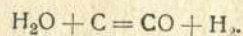
и окружающей их средой обмен тепла прекращается. При равновесии абсолютного прекращения течения реакции все же не происходит. В этом случае одна часть молекул участвует в реакции, движущейся в одном направлении, а другая часть реагирует в реакции, движущейся в направлении, обратном первой. Следовательно, результат одной реакции нейтрализуется результатом другой, а скорости этих реакций, равные по величине, но противоположные по знаку, уравнивают весь процесс. Каждое такое состояние равновесия, определяющее соотношение между реагирующими веществами, соответствует определенной температуре и давлению.



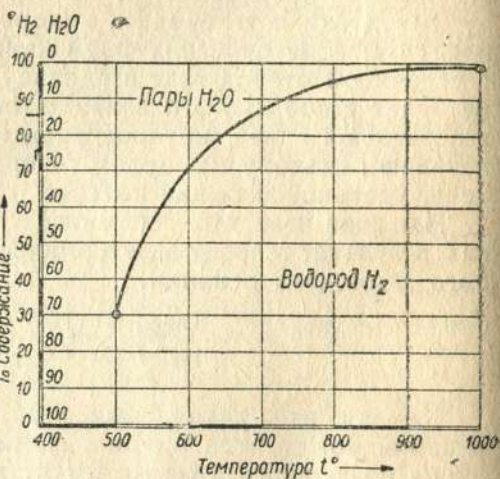
Фиг. 5. График равновесия CO<sub>2</sub> и CO как функция температуры.

На фиг. 5, согласно данным Boudouard о пределах равновесия, представлена графически эта зависимость процентного соотношения объемов углекислоты и окиси углерода от температуры. Здесь видно, как возрастает величина окиси углерода при увеличении температуры.

На фиг. 6 по ле-Шателье изображена аналогичная кривая, при помощи которой также легко проследить изменения объемного соотношения между парами воды (H<sub>2</sub>O) и водородом (H<sub>2</sub>), происходящее в зависимости от температуры течения реакции водяного газа:



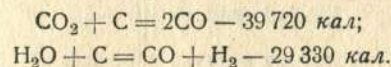
Здесь так же, как и в первом случае, величина водорода заметно возрастает вместе с температурой. Приведенные две диаграммы со всей очевидностью доказывают необходимость соблюде-



Фиг. 6. График равновесия H<sub>2</sub>O и H<sub>2</sub> как функция температуры.

ния высоких температур в восстановительной зоне камеры сгорания, если мы желаем иметь выход генераторного газа с большим содержанием окиси углерода и водорода. Кроме того, диаграммы дают совершенно определенные указания на величину этих температур. Например, если известно, что с повышением температуры возрастает процентное содержание желательных для нас составляющих генераторный газ, то это еще не означает, что температурный режим генератора следует увеличивать беспредельно. Из приведенных диаграмм видно, что повышение температуры за 1000° Ц будет совершенно бесцельным, так как при этом как окись углерода, так и водород достигают своего предельного значения в 99%. Выход газа практически можно ограничить температурой порядка 800° Ц. Дальнейшее увеличение ее отражается весьма незначительно на качестве состава генераторного газа, а тепловые потери приобретают при этом уже угрожающие размеры.

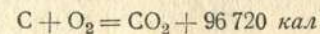
Главными реакциями процесса газификации, как упоминалось выше, являются реакции воздушного и водяного газов:



Обе реакции эндотермические, т. е. при своем течении поглощают тепло, подводимое извне.

Известно, что всякие тепловые процессы, связанные с каким-либо теплообменом между двумя или несколькими веществами, протекают только лишь при наличии некоторой температурной разности между ними, причем интенсивность такой трансформации тепла при всех прочих равных условиях строго зависит от этой температурной разности. Отсюда делаем необходимые для нас выводы.

Чтобы обеспечить нормальное течение реакций водяного и воздушного газов, т. е. превращение физической теплоты в состояние скрытой химической энергии, необходимо располагать определенным количеством тепла. Мы уже знаем, что главным источником этого тепла является экзотермическая реакция:

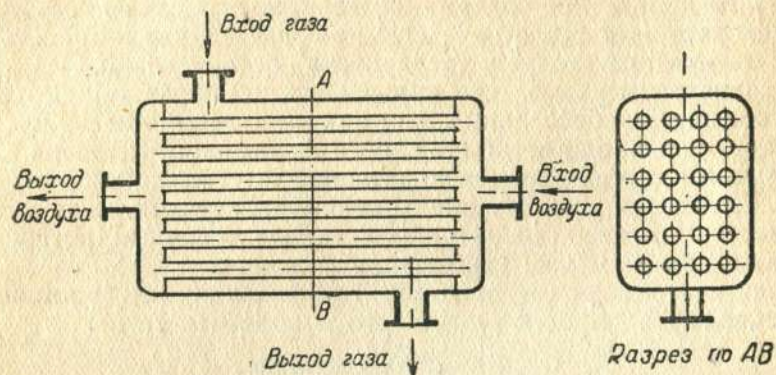


с выделением значительного количества теплоты.

Совершенно очевидно, что нам необходимо всячески экономить это тепло и в первую очередь не расходовать его на потери через лучеиспускание и теплопередачу камерой сгорания. Практические мероприятия в этом направлении заключаются во всякого рода утеплениях теплонепроницаемыми изоляциями камеры сгорания. На осуществление этих утеплений проектирующему следует обратить самое серьезное внимание.

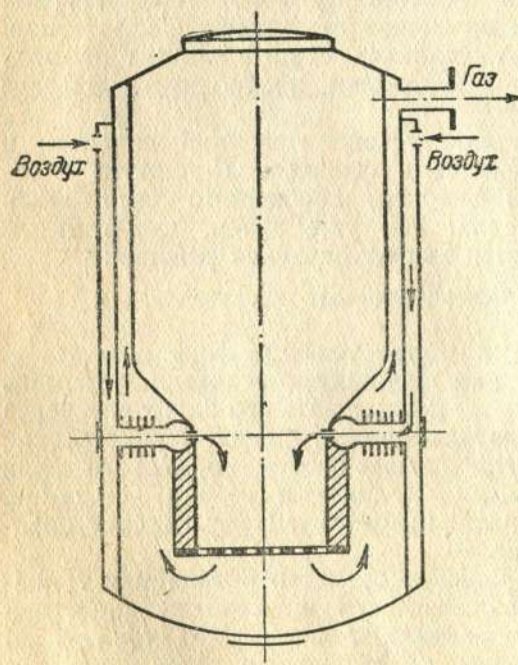
Другое, также весьма радикальное, средство повышения температурного режима процесса заключается в применении подогрева воздуха, подающегося для газификации топлива. Это хорошо испытанное средство в тепловом хозяйстве, в газогенераторах находит должное применение. Прекрасным источником нагрева

в данном случае может служить выходящий из камеры сгорания генераторный газ, который по своим химическим свойствам нуждается в возможно быстром охлаждении. Кроме того, охлажденный газ, выходя из генератора, представляет значительные удобства



Фиг. 7. Подогрев воздуха в решефере „Etia“.

для дальнейшего понижения температуры, величина которой обуславливает коэффициент подачи мотора. Таким образом, подогревая воздух генераторным газом, мы, с одной стороны, поднимаем температуру в камере сгорания, способствуя этим течению желательных для нас реакций, а с другой, повышаем к. п. д. всего агрегата, утилизируя физическое тепло генераторного газа.



Фиг. 8. Схема использования теплоты газа.

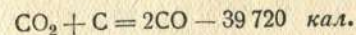
Практически этот подогрев осуществляется или в специальном нагревателе-решефере (система „ЕТИА“ или „Rex“ — фиг. 7) или при помощи тройных стенок корпуса генератора (выполнение Berliet, НАТИ-П, ПЕЭМ). Здесь (фиг. 8) нагретый газ, двигаясь снизу вверх, отдает часть своего тепла воздуху, движущемуся вниз, и бункеру, в котором находится топливо.

Последний метод подогрева следует признать лучшим по следующим причинам. Во-первых, отсутствует

дополнительное устройство — решефер, а, во-вторых, испарение гигроскопической влаги топлива и его сухая перегонка протекают более интенсивно. Кроме того, поверхность самого генератора не нагревается так сильно, как это имеет место без тройных стенок; поэтому уменьшается излучение генератора и его тепловые потери в окружающую среду.

Отметим еще одно весьма существенное обстоятельство в теории газогенераторного процесса, с тем чтобы сделать из него необходимые для нас практические выводы. В химии существует закон, известный под названием принципа ле-Шателье: „Всякая система, находящаяся в химическом равновесии, при изменении одного из факторов этого равновесия (давления, температуры, электродвижущей силы, концентрации реагирующих веществ) претерпевает такое превращение, которое сопровождается противоположным по знаку изменением этого фактора“.

Главные реакции генераторного процесса, как упоминалось выше, обратимы, т. е. имеют свойство при изменившихся внешних условиях (температуре, давлении и т. п.) идти в обратную сторону. Например, реакция



при выходе из восстановительной зоны вступает в атмосферу пониженной температуры и начинает идти так:

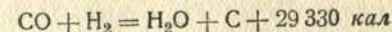


При этом образуется углекислота и углерод в виде сажи. Реакция становится экзотермической и согласно принципу ле-Шателье выделяет тепло, стремящееся поднять температуру реагирующих веществ, т. е. оказать как бы сопротивление понизившейся температуре окружающей среды.

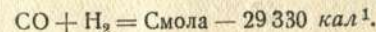
Точно такое же явление происходит с реакцией водяного газа



которая при изменившихся температурных условиях течет так:



или



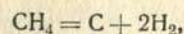
Только что приведенные обратные реакции красноречиво говорят о потерях ценнейших компонентов генераторного газа —  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ . Эти реакции вызывают, с одной стороны, потери чисто химического порядка, так как при этом выделяется значительное количество тепла, равное при разложении каждого двух молекул  $39\,720 \text{ кал}$  в одном случае и  $29\,330 \text{ кал}$  — в другом. Эта тепловая энергия бесполезно расходуется на лучеиспускание и теплопередачу в среду, окружающую газогенератор. К сожалению, потери энергии, аккумулированной в газе, не ограничиваются одними лишь физическими потерями тепла. Сюда следует добавить еще потери,

<sup>1</sup> По Доброхотову.

получающиеся благодаря выделению углерода в виде сажи или смолы, которые понижают степень использования твердого топлива, бесполезно увеличивая его расход.

Теперь ясно, что это явление обратного течения реакций должно быть крайне нежелательным в газогенераторном процессе, так как при нем сводится на-нет все аккумулятивное в газе тепловой энергии твердого топлива. Поэтому будет уместным указать здесь практические меры борьбы с этим вредным явлением.

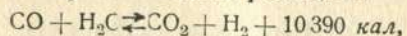
В данном случае нам может помочь одно ценное свойство приведенных выше газов, которое заключается в том, что газы, доведенные до температуры в 400—450°С, прекращают реагировать в нежелательную для нас сторону. В этом случае, как говорят, газ „закаливается“, т. е. теряет способность к химическому перерождению. Следовательно, для получения благоприятного результата необходимо охлаждение газа в температурном интервале между 800 и 450°С производить в возможно короткий срок, при котором газ не успел бы прореагировать в обратную сторону. Очевидно, практически для этого необходимо, как и в случае обратного течения реакции метана:



иметь минимальные объемы пространств, куда газ попадает при выходе из камеры сгорания и где могут быть температуры порядка 600°С. Это следует из того, что в пространствах большего объема газ при своем движении будет находиться более продолжительное время, чем в пространствах с малым объемом.

Кроме того, искусство проектировщика будет заключаться в применении методов наиболее быстрого охлаждения этого нагретого газа, причем охлаждения такого, где можно было бы использовать физическое тепло охлаждаемого газа, скажем, для предварительного подогрева воздуха, идущего на газификацию. Примеры таких конструктивных мер были разобраны нами выше.

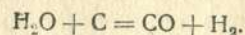
Заканчивая анализ газогенераторного процесса, считаем необходимым отметить существующую точку зрения, которая заключается в том, что окончательный состав газовой фазы в значительной мере определяется равновесием реакции:



которая идет между отдельными компонентами генераторного газа при выходе его из камеры сгорания.

Так как реакция при течении слева направо выделяет тепло, то в этом направлении она не может быть желательной.

Такому течению способствует наличие в газе паров воды, которые, пройдя всю камеру сгорания, не успели прореагировать по реакции водяного газа:



Это может иметь место при излишке гигроскопической влаги в топливе. Кроме того, состав газовой фазы при равновесии определяется температурным режимом.

Ниже приводятся опытные данные Нанн о процентном содержании составляющих генераторный газ при равновесии в зависимости от температуры.

Таблица 4

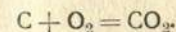
Процентное содержание составляющих генераторный газ

Температура °С	Содержание в процентах			
	CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O
686	49,3	18,7	13,3	18,7
786	42,3	22,1	13,5	22,1
886	11,6	23,8	40,8	23,8
986	22,0	21,4	22,0	34,5
1086	21,4	29,6	19,4	29,6
1405	28,5	29,5	12,5	29,5

Согласно этой таблице наиболее благоприятный состав газовой фазы получается при 1200°С. В этом случае предел равновесия реакции сдвигается в левую часть.

Мы полагаем, что в реальных условиях газогенераторного процесса при значительных скоростях движения газа, когда весь процесс газификации совершается в течение десятых долей секунды, трудно ожидать, чтобы составляющие генераторный газ успели достигнуть химического равновесия. Поэтому приведенная здесь таблица не является отражением действительного соотношения между отдельными компонентами генераторного газа, а служит лишь для приблизительной оценки состояния газовой фазы по характеру температурного режима<sup>1</sup>. Данные практики целиком подтверждают нашу точку зрения.

Хотелось бы отметить еще одно обстоятельство. Автору неоднократно приходилось встречать явно необоснованное и неверное утверждение того, что находящаяся в камере сгорания вода (в виде пара) разлагается на ее элементы—водород и кислород. Причем первый становится продуктом газификации, а второй, механически смешиваясь с кислородом воздуха, участвует в первой реакции горения углерода:



Такое разложение воды под действием высокой температуры в химии носит название диссоциации. Эта диссоциация паров воды начинает быть заметной только лишь при исключительно высоких температурах и пониженном давлении. Ниже для ознакомления мы приводим опытные данные Vernst и Wartenberg, где можно проследить, как меняется степень диссоциации в зависимости от давления и температуры.

<sup>1</sup> Проф. Доброхотов Н. Н. вообще отрицает возможность течения этой реакции в газогенераторе.

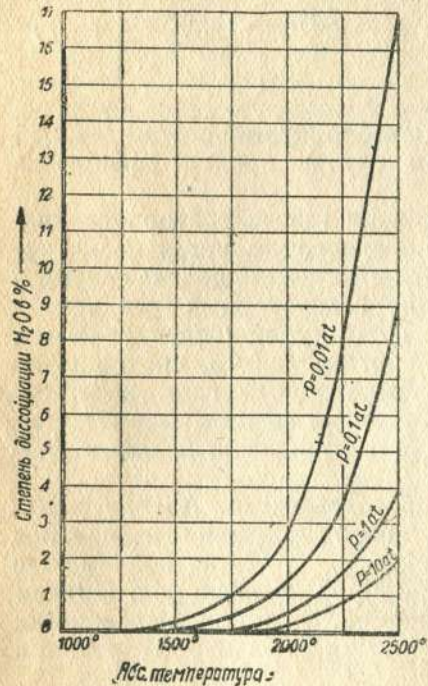


Таблица 5

## Степень диссоциации

Абсолютная температура	Степень диссоциации в процентах при давлении в ат			
	0,01	0,1	1	10
1000°	0,00014	0,000065	0,00003	0,000014
1500°	0,103	0,0476	0,0221	0,0103
2000°	2,70	1,26	0,588	0,273
2500°	16,6	8,98	3,98	1,93

По данным этой таблицы построены кривые (фиг. 9) зависимости степени диссоциации от температуры, откуда видно, что степень диссоциации, т. е. отношение числа молекул разложившейся воды к первоначальному числу молекул воды зависит от давления, увеличиваясь с уменьшением этого давления.

Фиг. 9. Степень диссоциации  $H_2O$  в зависимости от  $P$  и  $T$ .

нагретых частиц углерода водород и окись углерода или, при избытке воды, углекислоту по реакциям:



Ясно, что последнюю реакцию нельзя смешивать с совокупностью двух таких реакций:



где реакция (с) представляет собой уже разобранный нами диссоциацию воды, для заметного течения которой необходима температура порядка 2500—3000° Ц. Ясно, что такой температуры в генераторе получить невозможно.

## 3. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Сухой газ, полученный в газогенераторе легкого типа, работающем главным образом на дровах или древесном угле и его разновидности — карбоните, представляет собой механическую смесь газообразных продуктов газификации твердого топлива. Главными составляющими этого генераторного газа являются:

- |                        |                   |
|------------------------|-------------------|
| 1. Окись углерода $CO$ | } Активная часть  |
| 2. Водород $H_2$       |                   |
| 3. Метан $CH_4$        |                   |
| 4. Кислород $O_2$      |                   |
| 5. Углекислота $CO_2$  | } Пассивная часть |
| 6. Азот $N_2$          |                   |

В этот перечень не включены тяжелые углеводороды и сернистые соединения, так как в продуктах газификации твердого топлива, применяющегося в легких газогенераторах, эти соединения находятся в весьма ограниченном количестве, позволяющем исключить их при расчете.

С точки зрения сгорания генераторного газа в цилиндре двигателя первые четыре составляющие можно объединить в одну группу, назвав ее активной частью генераторного газа. Активная часть газа в цилиндре двигателя химически участвует в процессе горения, выделяя при этом определенный запас тепловой энергии.

Остальные две части — углекислоту и азот — удобно назвать пассивной частью генераторного газа. Пассивная часть в цилиндре двигателя не изменяется химически и является, так сказать, принудительным ассортиментом рабочей смеси<sup>1</sup>.

Такое деление правильно лишь в отношении химических изменений при сгорании генераторного газа, так как наличие углекислоты в рабочей смеси отодвигает явление детонации в двигателе, позволяя несколько увеличить степень сжатия, следовательно, в этом смысле углекислота не является фактором пассивным.

Отношение активной части к пассивной назовем коэффициентом доброкачества генераторного газа, что можно записать так:

$$\lambda = \frac{CO + H_2 + CH_4 + O_2}{CO_2 + N_2}; \quad (1)$$

или, так как

$$CO + H_2 + CH_4 + O_2 + CO_2 + N_2 = 100,$$

$$\lambda = \frac{100}{CO_2 + N_2} - 1. \quad (2)$$

<sup>1</sup> Диссоциация углекислоты в двигателе внутреннего сгорания значительна.

Коэффициент доброкачественности  $\lambda$  изменяется в зависимости от качества газа в пределах от 0,45 до 0,85. При нормальном содержании кислорода (до 1%)  $\lambda$  дает представление о степени наполнения литража двигателя активной частью генераторного газа.

Несмотря на то, что литровую мощность двигателя нельзя аналитически выразить через коэффициент доброкачественности, тем не менее величину этой мощности с достаточным приближением можно оценить этим коэффициентом<sup>1</sup>.

Совершенно очевидно, проектирующий должен стремиться к максимально возможной величине активной части (имея нормальное содержание кислорода), чтобы получить максимальное использование литража двигателя. Однако увеличение абсолютной величины активной части интереснее всего иметь за счет окиси углерода CO, что имеется при газификации древесного угля, так как калорийность горючей смеси CO—воздух будет наибольшая (согласно табл. 3—902 кал/м<sup>3</sup>). Увеличение активной части за счет водорода H<sub>2</sub> нежелательно. Калорийность смеси H<sub>2</sub>—воздух сравнительно низкая (764 кал/м<sup>3</sup>). Кроме того, при высоком содержании водорода начинается самовоспламенение в двигателе, что влечет за собой необходимость уменьшения степени сжатия. Последнее обстоятельство, в свою очередь, вызывает падение мощности.

Ниже приводится температура воспламенения интересующих нас горючих газов по данным различных исследователей.

Таблица 6.

Температура воспламенения горючих газов

Исследователи	Окись углерода CO	Водород H <sub>2</sub>	Метан CH <sub>4</sub>	Генераторный газ
Maueg & Freyer				
Для струи газа и кислорода	650—730	650—730	650—730	—
Для смеси газа и кислорода в закрытом сосуде . . . .	650—730	530—606	606—650	—
Meueg & Munch				
Для струи газа и кислорода	—	620—680	656—678	647—649
Dixon & Koward				
Для струи газа и кислорода	650	585	556—570	—
Для струи газа и воздуха .	651	585	650—750	—

Интересно сопоставить данные этой таблицы с температурами воспламенения смеси паров жидких горючих с кислородом или воздухом.

<sup>1</sup> Здесь следует понимать мощность двигателя при его нормальном числе оборотов.

Горючее	По данным С. П. Гвоздева				По данным Мура	
	Железная трубка		Кварцевая трубка		Платиновый тигель	
	с кислородом	с воздухом	с кислородом	с воздухом	с кислородом	с воздухом
Нефть сырая . . . . .	322	531	378	590	266	420
Бензин . . . . .	311	685	353	585	272	390
Лигроин . . . . .	291	639	276	568	—	—
Керосин . . . . .	283	609	364	604	251,5	432
Бензол . . . . .	703	753	713	723	566	—
Толуол . . . . .	740	769	679	732	516	—

С точки зрения отдачи двигателя увеличение активной части газа за счет высокого содержания метана CH<sub>4</sub> более желательно, нежели за счет водорода, так как калорийность смеси CH<sub>4</sub>—воздух равна 810 кал/м<sup>3</sup>. Кроме того, метан, как видно из табл. 6, значительно лучше ведет себя в отношении самовоспламенения.

Совершенно по другому приходится смотреть на метан, рассенивая его со стороны термохимических процессов в генераторе. Мы уже указывали на нежелательные тепловые процессы, сопутствующие образованию метана в генераторе. Подводя итог сказанному, заключаем, что доминирующая роль в составе активной части генераторного газа должна принадлежать окиси углерода, затем следует водород; метан же должен иметь минимальные значения.

Запас скрытой тепловой энергии генераторного газа обычно оценивают его калорийностью, т. е. количеством единиц тепла (калориями), выделяющимся 1 м<sup>3</sup> газа при его сгорании. Для технических процессов следует определять низший предел калорийности или, иначе, низшую теплотворную способность газа. Располагаемое тепло в этом случае может быть целиком использовано, так как вода, находящаяся в продуктах сгорания, пребывает в паробразном состоянии в противоположность высшей теплотворной способности, где вода, находясь в жидком состоянии, увеличивает теплотворность газа на величину скрытой теплоты своего паробразования. В реальных условиях, когда подавляющее большинство тепловых процессов заканчивается при температурах, превышающих условия конденсации пара, надлежит пользоваться низшей теплотворной способностью.

Теплотворную способность газа будем относить к 1 м<sup>3</sup> его при 0°С и 760 мм рт. ст. В этом случае значение низшей теплотворной способности сухого газа можно получить из выражения<sup>1</sup>:

$$H_u = 25,8 H_2 + 30,45 CO + 85,17 CH_4 \text{ кал/м}^3, \quad (3)$$

<sup>1</sup> Коэффициенты, стоящие при составляющих генераторный газ, представляют их теплотворные способности. Эти величины заимствованы из статьи инж. Я. О. Габинского и соответствуют новейшим наблюдениям различных исследователей.

где  $H_2$ ,  $CO$  и  $CH_4$  выражены в процентах и представляют объемное содержание составляющих генераторный газ.

Вес в килограммах генераторного газа, взятого в количестве 100 молей, можно подсчитать по формуле:

$$G_{\text{газ}} = 28CO + 44CO_2 + 32O_2 + 2H_2 + 16CH_4 + 28N_2 \text{ кг}, \quad (4)$$

причем составляющие генераторный газ также выражены в процентах.

Ввиду того что 100 молей газа при  $0^\circ C$  и 760 мм рт. ст. занимают объем, равный  $2240 \text{ м}^3$ , удельный вес этого генераторного газа будет:

$$\gamma_0 = \frac{G_{\text{газ}}}{2240} \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Сообразно этому удельный вес газа, отнесенный к нормальным техническим условиям, т. е. к  $15^\circ C$  и 1 ат, будет:

$$\gamma_{15} = \frac{G_{\text{газ}}}{2440} \text{ кг/м}^3. \quad (5a)$$

Вообще же удельный вес генераторного газа, отнесенный к произвольным условиям температуры  $t^\circ C$  и давления  $p$  ат, будет:

$$\gamma = \gamma_{15p} \frac{288}{273 + t} \text{ кг/м}^3. \quad (6)$$

Для выяснения температурного состояния, в котором будет находиться генераторный газ в различных пространствах генератора, необходимо знать теплоемкость газа, причем для удобства математического изложения определим молекулярную теплоемкость, тем более что количества газа будут в дальнейшем считаться на килограмм-молекулы.

Теплоемкость как отдельных составляющих, так и смеси их является величиной переменной, зависящей от температуры. В настоящее время в литературе имеется множество формул различных исследователей, дающих эту зависимость теплоемкости от температуры. Большинство из них следуют закону прямой и выражаются, следовательно, уравнением первой степени. Так как в газогенераторе давление не меняется, то нас интересуют теплоемкости при постоянном давлении. Средние их значения в температурном интервале между  $0^\circ$  и  $t^\circ C$  для различных газов будут следующие.

\* Двухатомные газы ( $H_2$ ,  $O_2$ ,  $CO$ ,  $N_2$ ). Mallard и Le-Chatelier предлагали ряд формул для определения молекулярной теплоемкости указанных газов; наиболее поздняя из них будет:

$$c_p^{\text{д-ат}} = 6,83 + 0,0006t; \quad (7)$$

Langen нашел зависимость, весьма близкую к этой.

Углекислота ( $CO_2$ ). Позднейшие наблюдения над теплоемкостью углекислоты можно представить формулами Holborn и Scheel, где  $c_p^{CO_2} = 8,68 + 0,00565t - 0,00000439t^2 + 0,000000001t^3$ . Однако до  $1000^\circ C$  более старая и простая формула Langen дает результаты весьма близкие к выражению, приведенному выше. Поэтому, не

усложняя математическую обработку материала, мы будем пользоваться формулой Langen, которая имеет следующий вид:

$$c_p^{CO_2} = 8,7 + 0,0026t. \quad (8)$$

Метан ( $CH_4$ ). Молекулярную теплоемкость этой составляющей генераторного газа мы будем подсчитывать по формуле проф. Павлова, по которой

$$c_p^{CH_4} = 9,78 + 0,006t. \quad (9)$$

Водяной пар ( $H_2O$ ). Генераторный газ в газогенераторе не бывает абсолютно сухим, обычно он содержит некоторое количество влаги. Поэтому при определении теплоемкости генераторного газа следует иметь в виду влажный газ. Для определения средней молекулярной теплоемкости в температурном интервале между 100 и  $t^\circ C$  имеются весьма точные определения Holborn и Henning.

$$c_p^{H_2O} = 8,404 - 0,0003024t + 0,000000792t^2;$$

$$c_p^{H_2O} = 8,182 + 0,1247 \cdot 100,0007513t.$$

Однако эти зависимости должны сильно усложнить дальнейшую математическую обработку. Поэтому теплоемкость паров воды удобнее определять по формуле, предложенной несколько позднее Holborn и Scheel, которая до  $1500^\circ C$  дает значения, близкие к величинам, получающимся по первым двум выражениям. Таким образом для паров воды будем иметь такую зависимость:

$$c_p^{H_2O} = 8,240 + 0,000832t. \quad (10)$$

Если объемные содержания составляющих влажный генераторный газ будут иметь обозначения:

$W^{\text{д-ат}}$  — двухатомных газов,

$W^{CO_2}$  — углекислоты

$W^{CH_4}$  — метана

$W^{H_2O}$  — паров воды,

то средняя молекулярная теплоемкость этого влажного газа будет:

$$c_p = W^{\text{д-ат}} c_p^{\text{д-ат}} + W^{CO_2} c_p^{CO_2} + W^{CH_4} c_p^{CH_4} + W^{H_2O} c_p^{H_2O} \text{ кал/моль}. \quad (11)$$

Объемные содержания составляющих влажный генераторный газ могут быть определены из выражения:

$$W^{\text{д-ат}} = \frac{H_2 + O_2 + CO + N_2}{100 + H_2O}. \quad (12)$$

В этой и в следующих трех формулах составляющие газовой фазы выражаются в процентах объемного содержания сухого газа. Под  $H_2O$  понимается число килограмм-молекул паров воды, приходящихся на каждые сто молей сухого генераторного газа. Эта

величина  $H_2O$ , таким образом, характеризует влажность генераторного газа и будет определена нами несколько ниже<sup>1</sup>:

$$W^{CO_2} = \frac{CO_2}{100 + H_2O}; \quad (13)$$

$$W^{CH_4} = \frac{CH_4}{100 + H_2O}; \quad (14)$$

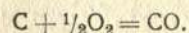
$$W^{H_2O} = \frac{H_2O}{100 + H_2O}. \quad (15)$$

Нетрудно видеть, что формулы (12), (13), (14) и (15) дают пересчет объемного содержания составляющих сухой генераторный газ на влажный.

Все составные части сухого генераторного газа получаются как результат течения различных реакций газогенераторного процесса. В предыдущем параграфе были разобраны основные реакции этого процесса, причем главное внимание было обращено на изучение условий, способствующих их течению. Первой стадией нашего расчета будет нахождение элементарного состава всех компонентов газовой фазы. С этой целью каждый компонент в отдельности разложим на элементы и результаты разложений сведем в таблицу, после чего произведем суммирование однородных элементов.

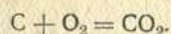
Все дальнейшие выводы будут относиться к генераторному газу, взятому в количестве 100 кг-мол или к 100 молям, что одно и то же. Читатель должен все время иметь в виду эту цифру, иначе при усвоении расчета могут возникнуть неясности.

1. Окись углерода CO для разложения на элементы может быть представлена как продукт неполного сгорания углерода, происходящего по реакции:



Содержание окиси углерода в генераторном газе в килограмм-молекулах обозначим через  $CO$ . В цифрах для 100 кг-мол газа это будет соответствовать ее процентному содержанию, так как килограмм-молекулы пропорциональны объемам. При разложении окиси углерода на элементы в килограмм-молекулах или в молях углерода окажется столько, сколько молей имеет окись углерода, т. е.  $CO$  кг-мол. Поэтому, в графе углерода табл. 8 величину его определяем числом  $CO$ . В приведенной реакции неполного сгорания углерода получаем необходимое количество кислорода  $O_2$ , который имеет в данном случае половину килограмм-молекул, содержащихся в окиси углерода. Поэтому величина кислорода в таблице определяется числом  $\frac{1}{2}CO$  кг-мол.

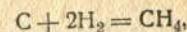
2. Углекислота получается по реакции:



При этом расходуется углерода  $CO_2$  кг-мол и кислорода также  $CO_2$  кг-мол.

<sup>1</sup> См. ф-лу (40) на стр. 94.

3. Третье химическое соединение метан  $CH_4$  получается, как мы уже знаем, по реакции:



причем углерода для образования  $CH_4$  молей метана расходуется  $CH_4$  кг-мол, а водорода в два раза больше, т. е.  $2CH_4$  кг-мол. На основании этих рассуждений составляем таблицу:

Таблица 8

Наименование газа	$C_0$	$H_0$	$O_0$	$N_0$
Окись углерода $CO$ . . . . .	$CO$	—	$\frac{1}{2}CO$	—
Углекислота $CO_2$ . . . . .	$CO_2$	—	$CO_2$	—
Метан $CH_4$ . . . . .	$CH_4$	$2CH_4$	—	—
Кислород $O_2$ . . . . .	—	—	$O_2$	—
Водород $H_2$ . . . . .	—	$H_2$	—	—
Азот $N_2$ . . . . .	—	—	—	$N_2$

Суммирование вертикальных столбцов этой таблицы дают элементарный состав генераторного газа. Обозначая элементы нулевым индексом, получаем, что углерода в 100 кг-мол газа содержится:

$$C_0 = CO + CO_2 + CH_4 \text{ кг-мол}; \quad (16)$$

водорода будет:

$$H_0 = H_2 + 2CH_4 \text{ кг-мол}; \quad (17)$$

кислорода будет:

$$O_0 = \frac{1}{2}CO + CO_2 + O_2 \text{ кг-мол}, \quad (18)$$

и, наконец, азота получается:

$$N_0 = N_2 \text{ кг-мол}. \quad (19)$$

Пользуясь четырьмя выведенными уравнениями, можно сразу получить элементарный состав генераторного газа.

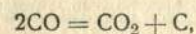
Пусть затем нам известен элементарный состав горючей массы твердого газифицируемого топлива, причем весовые соотношения в процентах имеют обозначения: для углерода топлива —  $c$ , водорода —  $h$ , кислорода —  $o$ , азота —  $n$ , в сумме составляющие 100%.

Совершенно очевидно, что весь углерод, находящийся в генераторном газе, был получен из топлива в период его газификации: следовательно, имея, с одной стороны, по элементарному составу количество углерода, содержащегося в генераторном газе, а с другой, — элементарный состав самого топлива, мы всегда сможем найти расход этого топлива для получения 100 молей генераторного газа заданного состава.

При газификации твердого топлива, кроме тепловых потерь, возникают потери от так называемого „механического“ „недожита углерода“. Эти потери получаются благодаря ряду неблагоприят-

ных обстоятельств, препятствующих газифицироваться некоторому количеству углерода.

Потери от механического недожигаются объясняются, главным образом, следующими причинами. Часть мелкого угля проваливается в зольниковое пространство и остается там вместе с золой. Значительная часть угольной пыли уносится газом из генератора и оседает в газопроводах и очистителе, представляя также потери от недожигаются. Кроме того, при медленном охлаждении газа в самом генераторе или после выхода из него может иметь место обратная реакция Шенка:



с выделением углерода в виде сажи. Совершенно очевидно, что углерод в данном случае, оседая на стенках, будет также представлять определенные потери.

Размер всех перечисленных потерь углерода зависит не только от физических свойств газифицируемого топлива, — он определяется в сильной степени и особенностями самой конструкции газогенератора. Поэтому проектирующий всегда должен стараться обеспечить спокойный выход газа из генератора, при котором не возникали бы значительные вихри. Зольниковой решетке следует давать такие отверстия, при которых сокращался бы до минимума провал угля. Лучше в данном случае идти по пути увеличения числа отверстий за счет уменьшения величины каждого из них. Охлаждение газа, как указывалось раньше, необходимо совершать в возможно короткий срок.

Размер всех потерь углерода от механического недожигаются мы будем учитывать коэффициентом полноты сгорания, который будет представлять отношение углерода, заключенного в генераторном газе  $C_0$  и полученного по его элементарному составу, ко всему углероду топлива  $C_T$ , израсходованного на эту газификацию, т. е.

$$\xi = \frac{C_0}{C_T}. \quad (20)$$

Если весь углерод, потерянный в процессе газификации, обозначить через  $C_{II}$ , то уравнение (20) переписывается так:

$$\xi = \frac{C_T - C_{II}}{C_T} = 1 - \frac{C_{II}}{C_T}.$$

Суммарные потери углерода от механического недожигаются складываются из углерода, провалившегося с золой  $C_{зола}$ , и углерода, унесенного газом в виде угольной пыли и сажи  $C_{сажа}$ . Таким образом

$$\xi = 1 - \frac{C_{зола} + C_{сажа}}{C_T}. \quad (21)$$

Рассмотрим в отдельности эти потери.

Пусть в 1 кг очаговых остатков оказалось  $z$  кг углерода.

Тогда на  $(1 - z)$  кг золы приходится  $z$  кг углерода;

" 1 кг	"	"	$\frac{z}{1 - z}$ кг	"
" A кг	"	"	$\frac{Az}{1 - z}$ кг	"

Если в топливе содержится  $A_0/100$  золы, то при газификации 1 кг этого топлива потеря углерода от провала в зольник будет:

$$\frac{Az}{100(1 - z)} \text{ кг.}$$

При газификации же  $G_{общ}$  кг влажного топлива потеря углерода в золе окажется равной:

$$C_{зола} = \frac{Az}{100(1 - z)} \frac{G_{общ}}{12} \text{ кг-мол.}$$

Ниже будет доказано, что, если в 1 кг органической массы топлива содержится  $\delta$  кг углерода, то

$$G_{общ} = \frac{100 C_T \cdot 12}{\delta [100 - (A + W)]} \text{ кг,}$$

где  $C_T$  представляет чистый углерод этого влажного топлива;  $W$  — относительную влажность его в процентах.

Следовательно, имеем:

$$C_{зола} = \frac{Az C_T}{\delta (1 - z) [100 - (A + W)]} \text{ кг-мол.}$$

Что касается углерода, унесенного газом из генератора в виде угольной пыли и сажи, то размер этой потери можно оценить в 2% от всего углерода топлива  $C_T$ .

Поэтому

$$C_{сажа} = 0,02 C_T \text{ кг-мол.}$$

Нетрудно видеть, что равенство (21) после соответствующей подстановки примет вид:

$$\xi = 1 - \frac{\frac{Az C_T}{\delta (1 - z) [100 - (A + W)]} + 0,02 C_T}{C_T} = 0,98 - \frac{Az}{\delta (1 - z) [100 - (A + W)]}.$$

Итак, коэффициент полноты сгорания углерода будет:

$$\xi = 0,98 - \frac{Az}{\delta (1 - z) [100 - (A + W)]}. \quad (22)$$

Напомним, что здесь

$A$  — зольность, выраженная в процентах к влажному топливу;  
 $W$  — влажность топлива, выраженная в процентах;  
 $\delta$  — весовое содержание углерода в органической массе топлива (табл. 16);  
 $z$  — весовое содержание углерода в очаговых остатках.

Величину  $z$  для различных сортов топлива можно принимать следующей:

для дерева	$z = 0,17$
„ древесного угля	$z = 0,20$
„ каменного угля	$z = 0,20, — 0,30$
„ лигн. брикетов	$z = 0,35$
„ торфяного кокса	$z = 0,40.$

Пользуясь равенством (20) и зная коэффициент полноты сгорания углерода, можно выразить углерод топлива через углерод генераторного газа так:

$$C_T = \frac{1}{\xi} C_0 \text{ кг-мол.} \quad (23)$$

Углерод генераторного газа  $C_0$  получен по элементарному составу и, следовательно, выражен в килограмм-молекулах. Поэтому углерод топлива, найденный из уравнения (23), также выражается в килограмм-молекулах или молях. Вес его в килограммах составит

$$12 C_T \text{ кг или } \frac{12}{\xi} C_0 \text{ кг,}$$

где число 12 представляет молекулярный вес углерода.

Если количество водорода топлива в килограмм-молекулах обозначим  $H_T$ , то вес этого водорода в килограммах будет  $2H_T$ .

Теперь на основании весовых соотношений элементарного состава топлива получаем:

$$\frac{2H_T}{12C_T} = \frac{h}{c}.$$

Обозначим для упрощения

$$\frac{h}{c} = \alpha,$$

Подставив по уравнению (23) значение  $C_T$ , получаем:

$$\frac{2H_T}{\frac{12}{\xi} C_0} = \alpha.$$

Решив теперь это уравнение относительно  $H_T$ , найдем, что водород топлива равен:

$$H_T = 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0 \text{ кг-мол.} \quad (24)$$

Так как молекулярный вес кислорода 32, то вес всего кислорода, заключенного в топливе в количестве  $O_T$  кг-мол, будет  $32O_T$ . Следовательно, весовое соотношение в топливе между кислородом и углеродом будет:

$$\frac{32O_T}{12C_T} = \frac{o}{c}, \text{ или } \frac{32O_T}{\frac{12}{\xi} C_0} = \frac{o}{c}.$$

Обозначив для упрощения

$$\frac{o}{c} = \beta$$

и решив относительно  $O_T$ , получим, что

$$O_T = \frac{3}{8} \frac{\beta}{\xi} C_0 \text{ кг-мол.} \quad (25)$$

Если горючая масса топлива содержит  $N_T$  кг-мол азота, то вес его в килограммах будет  $28N_T$  кг.

Весовое соотношение, как и прежде, окажется равным:

$$\frac{28N_T}{12C_T} = \frac{n}{c}$$

или при

$$\frac{n}{c} = \gamma$$

получаем:

$$\frac{28N_T}{\frac{12}{\xi} C_0} = \gamma,$$

откуда, решив относительно  $N_T$ , найдем содержание азота в топливе, израсходованном для получения 100 молей генераторного газа:

$$N_T = \frac{3}{7} \frac{\gamma}{\xi} C_0 \text{ кг-мол.} \quad (26)$$

Пользуясь формулами (23), (24), (25), (26), можно найти вес горючей массы топлива, выраженный в килограммах:

$$G = 12C_T + 2H_T + 32O_T + 28N_T = \frac{12}{\xi} C_0 + 12 \frac{\alpha}{\xi} C_0 + 12 \frac{\beta}{\xi} C_0 + 12 \frac{\gamma}{\xi} C_0 = \\ = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \text{ кг.}$$

Итак, вес горючей массы топлива равен:

$$G = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \text{ кг.} \quad (27)$$

В выведенных формулах  $\alpha$ ,  $\beta$  и  $\gamma$  представляют собой относительные коэффициенты сравнения элементарного состава горючей массы топлива и зависят от его природы. Значения этих коэффициентов даны в табл. 16. При наличии элементарного состава топлива, предназначенного для газификации, эти коэффициенты легко определяются простым вычислением.

Если газифицируемое топливо имеет горючую массу  $M$ , зольность  $A$  и содержит гигроскопическую влагу  $W$ , причем

$$M + A + W = 100\%,$$

то общий вес топлива, расходуемого для получения 100 молей генераторного газа, будет:

$$G_{\text{общ}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг.} \quad (28a)$$

Подставляя значение  $G$  из формулы (27), получаем:

$$G_{\text{общ}} = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг.} \quad (28)$$

Пользуясь этой формулой, по содержанию углерода в генераторном газе, найденному из выражения (16), можно определить полный вес топлива, которое следует затратить, чтобы получить 100 молей генераторного газа.

Развивая выражение, заключенное в скобках, получаем:

$$1 + \alpha + \beta + \gamma = 1 + \frac{h}{c} + \frac{o}{c} + \frac{n}{c} = \frac{c + h + o + n}{c}.$$

Согласно условию

$$c + h + o + n = 100,$$

поэтому

$$1 + \alpha + \beta + \gamma = \frac{100}{c} = \frac{1}{\delta}.$$

Здесь  $\delta$  представляет не что иное, как весовое содержание углерода относительно горючей массы топлива. Таким образом, если известно это содержание, то расход топлива можно определить по такой формуле:

$$G_{\text{общ}} = \frac{12}{\xi \delta} C_0 \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг.} \quad (29)$$

Так как вес влажного топлива  $G_{\text{общ}}$  определялся из расчета получения 100 молей сухого генераторного газа, а килограмм-молекула газа при  $0^\circ\text{C}$  и 760 мм рт. ст. занимает объем в 22,4 м<sup>3</sup>, то выход сухого газа из килограмма влажного топлива окажется равным:

$$E = \frac{22,4 \cdot 100}{G_{\text{общ}}} = \frac{2240}{G_{\text{общ}}}.$$

итак

$$E = \frac{2240}{G_{\text{общ}}} \text{ м}^3/\text{кг.} \quad (30)$$

В среднем можно считать, что выход газа из 1 кг топлива в зависимости от его влажности и качества самого газа будет для различных видов следующий (табл. 9):

Таблица 9

Выход газа

Топливо	Выход газа в м <sup>3</sup> /кг
Дрова . . . . .	2,2—3
Древесный уголь . . . . .	4—6
Смесь дров (60%) и древесного угля (40%) . . . . .	3,5—4,5
Каменный уголь . . . . .	3,3—4
Торф и бурый уголь . . . . .	2—2,5

Теперь интересно найти то количество воздуха, которое необходимо подать в генератор, чтобы получить газ желательного состава и в нужном количестве.

Ясно, что если по элементарному составу в генераторном газе содержится азот в количестве  $N_0$  кг-мол, то часть этого азота перешла из воздуха, а другая — из топлива. Обозначив азот воздуха через  $N_b$ , пишем равенство:

$$N_b + N_T = N_0,$$

откуда азот воздуха будет:

$$N_b = N_0 - N_T.$$

Так как обычно считают, что в воздухе содержится по объему 79% азота и 21% кислорода, то, зная величину азота, полученного из воздуха, можно найти и величину самого воздуха. Для этого составим пропорцию:

$$\frac{L}{N_b} = \frac{100}{79}.$$

откуда

$$L = \frac{N_b}{0,79} = \frac{N_0 - N_T}{0,79}.$$

Итак, для получения 100 молей генераторного газа необходимо подать в генератор воздуха в количестве:

$$L = \frac{N_0 - N_T}{0,79} \text{ кг-мол.} \quad (31)$$

Молекулярный вес воздуха — 28,95, поэтому вес воздуха, необходимого для получения 100 молей генераторного газа, в килограммах будет:

$$L' = \frac{28,95}{0,79} (N_0 - N_T) = 36,7 (N_0 - N_T) \text{ кг,} \quad (32)$$

$$L' = 36,7 (N_0 - N_T) \text{ кг.}$$

Чтобы получить кислород воздуха, поданного на газификацию, составляем пропорцию, пользуясь приведенными выше данными объемных соотношений:

$$\frac{O_B}{N_B} = \frac{21}{79};$$

откуда

$$\begin{aligned} O_B &= \frac{21}{79} N_B = 0,266 (N_0 - N_T); \\ O_B &= 0,266 (N_0 - N_T) \text{ кг-мол.} \end{aligned} \quad (33)$$

Согласно правилу Дюлонга связанный водород топлива определяется общим количеством кислорода, который находится в топливе. Таким образом кислород топлива связывает один лишь водород его, образуя химическую воду. Тогда, если в топливе имеется  $O_T$  молей кислорода, то связанный водород окажется равным  $2O_T$ , так как одна молекула кислорода образует воду в химическом соединении с двумя молекулами водорода.

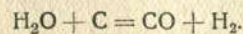
Таким образом связанный водород топлива будет:

$$H_{св} = 2O_T \text{ кг-мол.} \quad (34)$$

Количество возникнувшей воды от такого соединения (химическая вода) будет выражаться этой же формулой, так как число молекул воды соответственно равно числу молекул водорода, составляющего эту воду. Свободный от химического соединения с кислородом водород получается по разности между общим и связанным водородом топлива:

$$H'_T = H_T - 2O_T \text{ кг-мол.} \quad (35)$$

Весь водород, полученный по элементарному составу генераторного газа, обязан своим происхождением, с одной стороны, свободному водороду топлива  $H'_T$ , с другой — водороду, который получился при разложении воды в процессе газификации по реакции водяного газа:



Этот водород будет фигурировать в наших расчетах под обозначением  $H_{H_2O}$ , где индекс  $H_2O$  показывает, что водород образовался из воды.

Таким образом, сравнивая водород элементарного состава с водородом производным, можем записать:

$$H_0 = H'_T + H_{H_2O},$$

откуда

$$\begin{aligned} H_{H_2O} &= H_0 - H'_T = H_0 - (H_T - 2O_T) = H_0 - H_T + 2O_T, \\ H_{H_2O} &= H_0 - H_T + 2O_T \text{ кг-мол,} \end{aligned} \quad (36)$$

но так как водород топлива согласно формуле (24) равен:

$$H_T = 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0, \quad (24)$$

а кислород топлива по выражению (25):

$$O_T = \frac{3}{8} \frac{\beta}{\xi} C_0, \quad (25)$$

то равенство (36) можно представить в таком виде:

$$\begin{aligned} H_{H_2O} &= H_0 - 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0 + 2 \frac{3}{8} \frac{\beta}{\xi} C_0 = H_0 - 6 \frac{C_0}{\xi} \left( \alpha - \frac{\beta}{8} \right), \\ H_{H_2O} &= H_0 - 6 \frac{C_0}{\xi} \left( \alpha - \frac{\beta}{8} \right) \text{ кг-мол.} \end{aligned} \quad (37)$$

Здесь

$C_0$  — углерод, полученный по элементарному составу генераторного газа, и легко может быть найден из выражения (16);

$H_0$  — водород, полученный по элементарному составу генераторного газа; величина его определяется из выражения (17);

$\xi$  — коэффициент полноты сгорания углерода;

$\alpha$  и  $\beta$  — относительные коэффициенты весового сравнения водорода и кислорода с углеродом.

Пользуясь только что выведенной формулой, можно найти расход тепла при эндотермической реакции водяного газа для определения температуры газа, выходящего из камеры сгорания генератора.

Кроме этого, выведенную формулу (37) можно использовать также для определения величины расхода воды при реакции водяного газа.

Действительно, при разложении молекулы воды получается одна молекула водорода, следовательно, по числу возникнувших молекул водорода можно определить и количество разложившейся при этом воды. Таким образом расход воды на разложение по реакции водяного газа:



мы будем определять величиной  $H_{H_2O}$ , значение которой нетрудно найти по формуле (37).

Если газифицируемое топливо имеет гигроскопическую влажность  $W$ , выраженную в процентах по весу влажного топлива, то вес воды в килограммах, заключенной в этом топливе, взятом в количестве, необходимом для получения 100 молей сухого генераторного газа, будет:

$$G'_{H_2O} = \frac{W}{100} G_{общ} \text{ кг.} \quad (38)$$



Так как молекулярный вес воды равен 18, то в пересчете на килограмм-молекулы количество гигроскопической влаги топлива выразится так:

$$G_{H_2O} = \frac{W}{1080} G_{\text{общ}} \text{ кг-мол.} \quad (39)$$

Здесь вес влажного газифицируемого топлива  $G_{\text{общ}}$  находится по формулам (28) или (29).

Влажность генераторного газа составляется из гигроскопической влажности топлива ( $G_{H_2O}$ ) и паров воды связанного водорода (химическая вода), равных  $2O_T$ , за вычетом разложившейся воды (в количестве  $H_{H_2O}$  кг-мол) по реакции водяного газа:



Поэтому на 100 молей сухого генераторного газа, выходящего из генератора, паров воды будет:

$$H_2O = G_{H_2O} + 2O_T - H_{H_2O} \text{ кг-мол.}$$

Согласно формуле (36)

$$H_{H_2O} = H_0 - H_T + 2O_T \text{ кг-мол;} \quad (36)$$

поэтому

$$H_2O = G_{H_2O} + 2O_T - (H_0 - H_T + 2O_T) = G_{H_2O} - H_0 + H_T \text{ кг-мол.}$$

Итак, влага генераторного газа <sup>1</sup>

$$H_2O = G_{H_2O} - H_0 + H_T \text{ кг-мол.} \quad (40)$$

Этой формулой можно пользоваться при определении объемного содержания составляющих влажный генераторный газ, что было рассмотрено нами выше в формулах (12), (13), (14) и (15).

Примечание. Если процесс газификации протекает при добавочном подводе паров воды (присадка влаги), что, вообще говоря, при опрокинутом горении можно не применять, то под влагой  $G_{H_2O}$ , судя по смыслу, следует разуметь влагу, заключенную в топливе, плюс воду, введенную в генератор.

Вес влаги генераторного газа, выраженный в килограммах, будет:

$$H_2O' = 18 (G_{H_2O} - H_0 + H_T) \text{ кг.} \quad (41)$$

Так как килограмм-молекула газа при  $0^\circ \text{C}$  и 760 мм рт. ст. занимает объем в  $22,4 \text{ м}^3$ , то смесь 100 молей генераторного газа с влажностью  $H_2O$  кг-мол будет занимать при тех же условиях объем  $22,4 (100 + H_2O) \text{ м}^3$ . В таком случае 1  $\text{м}^3$  влажного генераторного газа содержит паров воды:

$$g = \frac{H_2O'}{22,4 (100 + H_2O)} = \frac{18 H_2O}{22,4 (100 + H_2O)} = 0,8 \frac{H_2O}{100 + H_2O} \text{ кг/м}^3.$$

<sup>1</sup> Водород элементарного состава газа  $H_0$  и водород топлива  $H_T$  подсчитываются по формулам (17) и (24).

Итак, влажность генераторного газа:

$$g = 0,8 \frac{H_2O}{100 + H_2O} \text{ кг/м}^3. \quad (42)$$

Полученная величина  $g$  характеризует качество газогенераторного процесса в смысле его экономичности. Совершенно очевидно, что в идеале желательно было бы иметь  $g=0$ , т. е. наилучшим в смысле физических потерь с уходящими газами был бы тот генератор, где вся влага, участвующая в процессе газификации, разложилась бы по реакции водяного газа. В этом случае не было бы потерь при нагревании паров воды до температуры выхода газа из генератора, которая в некоторых конструкциях бывает  $500^\circ \text{C}$  и выше. Генераторы, работающие по принципу прямого горения, этому условию не могут удовлетворять, так как большая часть гигроскопической влаги топлива не участвует в химическом процессе газификации, а, испарившись, уносится вместе с газом, не пройдя зон окисления и восстановления.

Это условие — получение сухого газа при выходе его из генератора — легче всего достигается при газификации древесного угля по принципу опрокинутого горения. Для этого необходимо подобрать уголь с такой гигроскопической влажностью, которая определится величиной тепла, затрачиваемого на ее разложение по реакции водяного газа. Ясно, что чрезмерное сокращение гигроскопической влаги не может решить вопроса в удовлетворительной форме, так как при этом в генераторе возникнет излишек тепловой энергии, не нашедшей себе применения в аккумуляции, и вызовет сразу повышение температурного режима во всем процессе. Одновременно с этим возрастут потери физического тепла, выходящего из генератора газа; кроме того, увеличится лучеиспускание самого генератора.

Выведенное выражение (42) дает возможность в математической форме осуществить условие выхода сухого газа.

Если положить  $g=0$ , то в этом случае будем иметь:

$$0,8 \frac{H_2O}{100 + H_2O} = 0.$$

Полученное уравнение будет равно нулю, если равен нулю его числитель, т. е. если

$$H_2O = 0;$$

но по уравнению (40)

$$H_2O = G_{H_2O} - H_0 + H_T, \quad (40)$$

поэтому необходимо, чтобы

$$G_{H_2O} - H_0 + H_T = 0. \quad (43)$$

Решив это уравнение относительно  $H_0$ , найдем:

$$H_0 = G_{H_2O} + H_T \text{ кг-мол.} \quad (44)$$

Мы пришли к выводу, который следовало ожидать:

*Число килограмм-молекул водорода, полученного по элементарному составу газа, покинувшего генератор абсолютно сухим, равно числу килограмм-молекул гигроскопической влаги газифицированного топлива плюс весь водород, заключенный в самом топливе.*

Здесь мы имеем закон сохранения материи. Решив уравнение (43) относительно  $G_{H_2O}$ , получим:

$$G_{H_2O} = H_0 - H_T \text{ кг-мол.} \quad (45)$$

Газификация абсолютно сухого топлива, когда влага его  $G_{H_2O} = 0$  при получении сухого генераторного газа возможна, если

$$H_0 - H_T = 0, \quad (46)$$

т. е. если  $H_0 = H_T$  кг-мол.

Водород элементарного состава генераторного газа равен водороду газифицированного топлива.

Такой случай вряд ли может иметь место в реальной действительности, однако, мы рассмотрели его, так как эта комбинация имеет некоторый теоретический интерес.

Чтобы получить в нормальных условиях газификации генераторный газ, не содержащий паров воды, необходимо подобрать, как упоминалось выше, топливо, обладающее такой гигроскопической влажностью, которая могла бы целиком прореагировать с углеродом по реакции водяного газа:



Выведем сейчас математическую зависимость, удовлетворяющую этому условию.

Согласно равенству (39) влага топлива равна:

$$G_{H_2O} = \frac{W}{1800} G_{\text{общ}} \text{ кг-мол.} \quad (39)$$

Напомним, что  $G_{\text{общ}}$  представляет здесь вес влажного топлива:

$$G_{\text{общ}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг,} \quad (28a)$$

где  $G$  — вес горючей массы в килограммах, который может быть определен из формулы (27);

$A$  — зольность, выраженная в процентах по весу топлива.

Сделав теперь соответствующую подстановку в уравнение (45), получим:

$$\frac{W}{1800} G \frac{100}{100 - (A + W)} = H_0 - H_T,$$

Решив полученное уравнение относительно гигроскопической влажности топлива  $W$ , найдем:

$$W = \frac{(1800 - 18A)(H_0 - H_T)}{G + 18(H_0 - H_T)} = \frac{100 - A}{\frac{G}{18(H_0 - H_T)} + 1}.$$

Итак, влажность топлива, выраженная в процентах от веса влажного топлива, в случае получения из генератора абсолютно сухого газа должна быть:

$$W = \frac{100 - A}{\frac{G}{18(H_0 - H_T)} + 1}. \quad (47)$$

Если генератор, газифицирующий древесный уголь, осуществляет дополнительный ввод воды или паров ее в количестве  $G_{\text{пар}}$  на 100 молей газа, то уравнение (45):

$$G_{H_2O} = H_0 - H_T \quad (45)$$

примет вид:

$$\frac{W}{1800} \cdot G_{\text{общ}} + G_{\text{пар}} = H_0 - H_T.$$

Приняв во внимание выражение для веса влажного топлива

$$G_{\text{общ}} = \frac{100 G}{100 - (A + W)} \text{ кг,}$$

и решив относительно  $G_{\text{пар}}$ , получим, что количество пара, необходимого для образования 100 молей сухого генераторного газа, будет:

$$G_{\text{пар}} = H_0 - H_T - \frac{WG}{18[100 - (A + W)]} \text{ кг-мол,} \quad (48)$$

или в переводе на вес:

$$G'_{\text{пар}} = 18 G_{\text{пар}} \text{ кг.} \quad (49)$$

По этой формуле можно определить расход дополнительной воды (присадку), которую по конструктивным соображениям, пользуясь благоприятными свойствами процесса опрокинутого горения, все же лучше не применять, так как при этом, во-первых, необходимы дополнительные осложнения установки и, во-вторых, неизбежна неравномерность в работе генератора. Регулировка всяких бачков с водой, различных капельных устройств и подобных капризных приспособлений в подвижной установке на тракторе или автомобиле чрезвычайно ненадежна.

Мы уже указывали, что удовлетворить условие (47) легче всего при газификации топлива, содержащего низкий процент водорода ( $H_T$ ). Таким топливом для легких газогенераторов является в первую очередь древесный уголь, содержащий водород в количестве всего лишь от 2 до 5%. Далее идет антрацит, газификация которого

в легких газогенераторах не нашла еще широкого применения. Наоборот, древесное топливо, где содержание водорода обычно превышает 6% веса горючей массы, благодаря своим химическим свойствам неспособно при газификации дать газ, свободный от присутствия паров воды. Какой бы влажности ни было древесное топливо, всегда в газе должны быть пары воды. Действительно, в этом случае правая часть уравнения (45)

$$G_{H_2O} = H_0 - H_T, \quad (45)$$

должна быть меньше нуля, так как

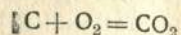
$$H_T > H_0,$$

а следовательно, влажность топлива становится отрицательной, что не имеет, очевидно, никакого смысла. Поэтому на практике в действительных условиях при отсутствии возможности получить газ при выходе из генератора абсолютно сухим, мы тем не менее должны всеми средствами стремиться к этим идеальным условиям.

Первой практической мерой в этом отношении является работа на древесном топливе, прошедшем предварительную подсушку в специальной сушилке. Этот метод предложен проф. Ветчинкиным и с точки зрения эффекта газификации является прекрасной мерой.

Существует другой способ, предложенный автором совместно с инж. Б. А. Пагануцци, который заключается в удалении влаги древесного топлива непосредственно из генератора. Идея этого устройства состоит в том, что пары воды, собирающиеся в верхней части бункера, транспортируются в специальный холодильник, где они конденсируются. Движение паров воды происходит за счет разности в давлениях газогенератора, которая используется для этой цели<sup>1</sup>.

Надо заметить, что заметное улучшение процесса газификации древесного топлива при низком содержании гигроскопической влажности объясняется, кроме выигрыша физического тепла, еще тем, что процесс начинает протекать при более высокой температуре. Вследствие этого, как упоминалось в предыдущем параграфе при рассмотрении теории газификации, эндотермические реакции водяного и воздушного газов идут более интенсивно, а теплота экзотермической реакции



не расходуется на испарение излишней влаги, а аккумулируется в генераторном газе, переходя в состояние его скрытой химической энергии.

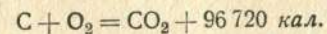
Разобрав сущность газогенераторного процесса, перейдем к рассмотрению тепловых явлений, которые происходят в камере сгорания генератора, и постараемся выявить температуру силового газа при выходе из генератора. Для этого необходимо знать, во-первых, все физическое тепло, приносимое с веществами, участвующими

в процессе газификации, идущем в камере сгорания генератора; во-вторых, тепловые эффекты реакций, которые протекают в этой камере сгорания, и, в-третьих, вещества, которые способны физически воспринимать часть тепловой энергии, выделившейся в камере сгорания. Величина этой тепловой энергии и определит искомую температуру выходящего генераторного газа.

#### А. ПРИХОД ТЕПЛА

**Тепловой эффект реакции образования углекислоты (CO<sub>2</sub>).** Как упоминалось выше, некоторая незначительная часть углекислоты возникает уже в процессе сухой перегонки, когда топливо находится еще в бункере.

Нам уже известно, что углекислота получается в результате экзотермической реакции:

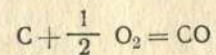


Возникновение каждой килограмм-молекулы углекислоты сопровождается выделением 96 720 единиц тепла. Этот факт выделения тепловой энергии известен в химии под названием теплового эффекта реакции. Совершенно очевидно, что, если в 100 молях генераторного газа содержится CO<sub>2</sub> молей углекислоты, то согласно приведенной выше реакции в газогенераторе должно выделиться тепла в количестве

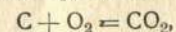
$$U_{CO_2} = 96\,720 CO_2 \text{ кал.}$$

Этот приток тепловой энергии является основным в тепловом балансе газогенератора.

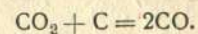
**Тепловой эффект реакции образования окиси углерода (CO).** Существует взгляд, что при сгорании углерода топлива, когда кислород для этого сгорания подводится в ограниченном количестве, непосредственное возникновение окиси углерода по реакции



не имеет места. В этом случае считают, что молекуле кислорода вместо того чтобы расщепляться пополам, легче соединиться целиком с молекулой углерода по реакции:



после чего углекислота при отсутствии кислорода восстанавливается в окись углерода:



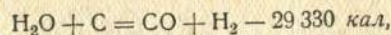
Таким образом считают, что окись углерода может быть только продуктом вторичной реакции. Мы не станем сейчас выяснять справедливость этого положения, а воспользуемся законом Гесса, по которому тепловой эффект реакции не зависит от пути реакции, а определяется лишь начальным и конечным состояниями всей системы. Следуя этому закону, тепловой эффект, сопутствующий образованию окиси углерода, мы будем определять непосредственно,

<sup>1</sup> Подробнее см. в журнале „Автомобильное дело“ № 2 за 1932 г.

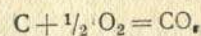
исходя из наличия окиси углерода, в 100 молях генераторного газа согласно реакции:



Однако вводить в расчет определения теплового эффекта всю находящуюся в генераторном газе окись углерода было бы неверно. Дело в том, что некоторая часть ее возникла в результате течения эндотермической реакции водяного газа:



где тепловой эффект этой системы учитывает уже образование этой части окиси углерода. Так как число молекул окиси углерода, возникнувшей по реакции водяного газа, равно, как нетрудно видеть, числу молекул образовавшегося водорода, то величина окиси углерода, получившаяся по реакции водяного газа и не участвующая поэтому в реакции:

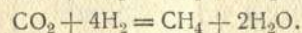
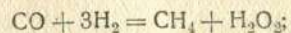


легко определяется числом молекул возникнувшего водорода, т. е. величиной  $H_{H_2O}$ , которую можно подсчитать по формулам (36) и (37). Таким образом тепловой эффект реакции образования окиси углерода непосредственно из углерода топлива будет:

$$U_{CO} = 28\,500 (CO - H_{H_2O}) \text{ кал.} \quad (51)$$

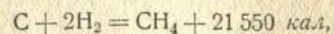
Надо иметь в виду, что в некоторых случаях, когда генераторный газ содержит низкий процент окиси углерода, тепловой эффект  $U_{CO}$  может оказаться отрицательным. Это обстоятельство не должно смущать проектирующего; в этом случае он должен лишь учесть получающийся знак.

Тепловой эффект реакции образования метана ( $CH_4$ ). Вначале мы считали логичным предполагать образование метана в нижних слоях восстановительной зоны камеры сгорания. Мы тогда относили появление метана за счет следующих возможных реакций:



Не вдаваясь в анализ этих реакций, мы примем самый факт образования метана, а затем, пользуясь законом Гесса, установим непосредственно тепловой эффект реакции образования метана, исходя из его элементов  $H_2$  и  $C$ .

Тогда согласно опытам Thomsen возникновение метана является в результате следующей экзотермической реакции:



а тепловой эффект, сопутствующий возникновению  $CH_4$  кг-мол метана, очевидно будет:

$$U_{CH_4} = 21\,550 CH_4 \text{ кал.} \quad (52)$$

Таким образом тепловые эффекты  $U_{CO}$ ,  $U_{CO}$  и  $U_{CH_4}$  являются равными и в большинстве случаев единственными источниками прихода тепловой энергии газогенератора.

Надо иметь в виду, что если воздух, поступающий в газогенератор, подогревается в самом генераторе, то физическая теплота его нагрева не может рассматриваться как приток какой-то тепловой энергии, ибо теплота его нагрева заимствуется в самом генераторе. В этом случае приход тепла выразится ничтожной цифрой нагрева его до температуры окружающей среды порядка 15—20°Ц. Этой величиной можно легко пренебречь.

Если же воздух поступает в генератор, предварительно пройдя специальный подогреватель типа „Rex“ или „Etia“, то в этом случае теплоту нагрева воздуха надо уже вводить в расчет. Точно так же обстоит дело с парами воды, которые иногда вводят в газогенератор при газификации угля.

Если вода испаряется, а пары ее перегреваются вне генератора в специальном агрегате, то физическая теплота их должна учитываться в статье прихода теплового баланса. Если же испарение воды происходит в самом генераторе, то вместо прихода получается расход тепла, и довольно значительный. Отсюда ясен весь вред испарения воды с использованием теплоты, заключенной в газогенераторе, и, с другой стороны, очевидна вся польза от применения перегрева поступающего в генератор пара за счет каких-то внешних источников тепла.

**Физическая теплота воздуха.** Итак, применяя внешний подогрев воздуха, теплоту его необходимо вводить в расчет. Эта теплота может быть подсчитана очень просто по формуле:

$$U_{воз} = G_p^{д.-ат} L t_a \text{ кал.} \quad (53)$$

Здесь средняя молекулярная теплота воздуха берется как теплоспособность для двухатомных газов по формуле (7):

$$c_p^{д.-ат} = 6,83 + 0,0006 t.$$

Расход воздуха нами уже был определен и равен согласно выражению (31):

$$L = \frac{N_o - N_r}{0,79} \text{ кг-мол.} \quad (31)$$

Температурой подогрева  $t_a$  следует задаваться, а затем при проектировании специального подогревателя — решефера — дать ему такие размеры, какие смогли бы гарантировать эту температуру. Можно рекомендовать для древесных газогенераторов  $t_a = 200—300^\circ \text{Ц}$ , а для угольных —  $t_a = 300—400^\circ \text{Ц}$  при условии принципа противотока. Получение более высоких температур повлечет за собой значительное увеличение габаритных размеров подогревателей, что, очевидно, нельзя признать удобным для газогенераторных установок автотракторного типа.

**Физическая теплота паров воды.** Этот приход тепловой энергии, как упоминалось выше, следует учитывать лишь при внешнем

испарении и перегреве. Ясно, что теплота испарения приниматься в расчет прихода не должна, так как в генераторе использовать ее не представляется возможным.

Если для получения 100 молей газа предполагают ввести в генератор  $G_{\text{пар}}$  кг-мол пара, то запас физической теплоты его выразится формулой:

$$U_{\text{пар}} = c_p^{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{пар}} t_v, \quad (54)$$

где средняя молекулярная теплоемкость пара

$$c_p^{\text{H}_2\text{O}} = 8,24 + 0,000832 t. \quad (10)$$

Количество паров воды по формуле (48) будет:

$$G_{\text{пар}} = H_0 - H_T - \frac{WG}{18[100 - (A + W)]} \text{ кг-мол.} \quad (48)$$

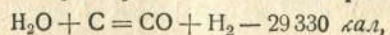
Что касается температуры перегрева  $t_v$ , то здесь следует стремиться к максимально возможному пределу порядка 400—500° Ц. Для этого в некоторых случаях можно пользоваться выхлопными газами двигателя как источником тепла, который может также обслуживать и подогреватель воздуха. Однако этот метод вносит большие конструктивные осложнения в установку, и к нему следует обращаться в самом крайнем случае.

Если пар перегревается в смеси с воздухом, то характер расчета остается прежним, с той лишь разницей, что принимают  $t_a = t_v$ . Этим, собственно говоря, исчерпывается весь возможный приход тепла в генератор.

Перейдем теперь к его расходу.

## Б. РАСХОД ТЕПЛА

**Эндотермическая реакция водяного газа.** Как указывалось уже, в камере сгорания генератора имеет место реакция водяного газа:



которая при возникновении каждой килограмм-молекулы окиси углерода и водорода поглощает 29330 кал тепла. Раньше мы определяли водород, получавшийся в результате этой реакции, так:

$$H_{\text{H}_2\text{O}} = H_0 - H_T + 2O_T \text{ кг-мол}, \quad (36)$$

или

$$H_{\text{H}_2\text{O}} = H_0 - 6 \frac{C_0}{\xi} \left( \alpha - \frac{\beta}{8} \right) \text{ кг-мол.} \quad (37)$$

Поэтому общий расход тепловой энергии, получающийся при течении этой реакции, может быть подсчитан по формуле:

$$U_{\text{CO} + \text{H}_2} = 29330 H_{\text{H}_2\text{O}} \text{ кал.} \quad (55)$$

**Теплота испарения воды.** Совершенно очевидно, что если газифицируемое топливо имеет гигроскопическую влажность  $W\%$  в количестве  $G_{\text{H}_2\text{O}}$  кг-мол, то в процессе газификации эта влага должна

перейти в парообразное состояние. Таким образом теплота этого испарения фигурирует в расходе тепловой энергии газогенератора как неотъемлемый фактор. Согласно опытным данным Dieterici теплота испарения 1 кг-мол воды при 0° Ц составляет 10710 кал. Поэтому расход тепла на испарение гигроскопической влаги топлива будет:

$$10710 G_{\text{H}_2\text{O}} \text{ кал.}$$

Кроме того, топливо при своем разложении выделяет химическую воду, которая согласно правилу Дюлонга определяется величиной кислорода, заключенного в этом топливе. Поэтому, если в топливе находится  $O_T$  кг-мол кислорода, то химической воды при разложении получится  $2O_T$ , так как из молекулы кислорода получаются две молекулы воды ( $2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$ ). Следовательно, расход на испарение этого количества воды выразится так:

$$10710 \cdot 2O_T \text{ кал.}$$

Если угольный генератор по своей конструкции имеет подвод дополнительной воды (присадку воды) в количестве  $G_{\text{пар}}$  кг-мол, причем эта вода испаряется непосредственно в самом генераторе, то расход на испарение этой воды также следует иметь в виду. Очевидно он будет:

$$10710 G_{\text{пар}}.$$

Таким образом суммарный расход тепла на испарение всей воды будет:

$$U_{\text{вода}} = 10710 (G_{\text{H}_2\text{O}} + 2O_T + G_{\text{пар}}) \text{ кал.} \quad (56)$$

Здесь величины  $G_{\text{H}_2\text{O}}$ ,  $O_T$  и  $G_{\text{пар}}$  подсчитываются соответственно по формулам (39), (25) и (48).

**Внешние потери на лучеиспускание и конвекцию в окружающую среду.** Внешние потери тепла, связанные с охлаждением наружной поверхности газогенератора, складываются из потерь через лучеиспускание и теплопередачу конвекционными токами окружающей среды.

Если обозначим первые потери через  $U_d$ , а вторые — через  $U_k$ , то внешние потери охлаждения генератора будут:

$$U_{\text{ох}} = U_d + U_k \text{ кал.} \quad (57)$$

Разберем в отдельности эти два слагаемых.

**Потери конвекцией.** Согласно закону Фурье учет этих потерь выражается формулой:

$$U'_k = kF(t - t_0)Z \text{ кал.} \quad (58)$$

В этой формуле коэффициент  $k$  определяет конвекционные потери 1 м<sup>2</sup> поверхности за час при разности температур между этой поверхностью и окружающей ее газообразной средой (в дан-

ном случае воздухом) в 1°Ц. Этот коэффициент зависит от температурной разности, формы самой поверхности и ее размеров:

$$k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} \quad (59)$$

На основании опытных данных К. Генцкого, Э. Пекле, Дюлонга, Пти, Валериуса, Э. Гаусбранда и др. для воздуха, находящегося в покое и соприкасающегося с вертикальными цилиндрическими поверхностями, в зависимости от их высоты  $H$  можно иметь:

$H$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\alpha$	2,43	2,38	2,34	2,31	2,28	2,26	2,24	2,22	2,20	2,18	2,16

При расчете газогенератора под  $H$  следует понимать полную высоту в метрах его охлаждаемой части.

Для плоских вертикальных поверхностей, изменяясь также с высотой  $H$ ,  $\alpha$  принимает несколько меньшие значения:

$H$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$\alpha$	2,20	2,18	2,16	2,14	2,12	2,10	2,08	2,06	2,05	2,04	2,03

Для плоских горизонтальных поверхностей (верхнее и нижнее днище газогенератора) можно принимать  $\alpha = 1,75$ .

Далее в формуле (58)  $F$  выражает величину поверхности рассматриваемого элемента генератора в квадратных метрах,  $t$  — среднюю температуру поверхности этого элемента,  $t_0$  — температуру окружающей среды.

Для ориентировки приводим характер возможных температур в зависимости от конструкций газогенератора.

### 1. Дровяные газогенераторы

Верхнее днище, когда бункер обогревается отходящим газом	70—120°
Верхнее днище, когда бункер не обогревается отходящим газом	50°
Нижнее днище без изоляции	280—320°
„ „ с изоляцией асбестовым картоном	180—200°
Боковая поверхность генератора с обогревом бункера:	
верхняя часть	50—70°
средняя	170—230°
нижняя	250—280°
Боковая поверхность без обогрева бункера:	
верхняя часть бункера	40—60°
нижняя	180—200°
Шахта генератора, судя по циркуляции подогретого воздуха	250—400°

### II. Угольные газогенераторы

Верхнее днище	70—100°
Бункер	120—150°
Шахта, судя по характеру тока подогретого воздуха	250—300°
Зольник и нижнее днище	300—400°

Под  $t_0$  в формуле (58) следует понимать температуру воздуха, окружающего газогенератор, на таком расстоянии от него, где нет конвекционных токов.

Величина  $Z$  определяет время (в часах) образования 100 молей генераторного газа, т. е. того количества, к которому отнесен весь баланс тепла. Найдем величину этого промежутка времени.

Пусть проектируемый нами генератор рассчитывается на отбор газа в  $Q'_{\text{газ}}$  м<sup>3</sup> в час в нормальных физических условиях — 0°Ц и 760 мм рт. ст. Тогда, чтобы получить 100 молей сухого газа, занимающих при тех же условиях объем в 2240 м<sup>3</sup>, необходимо затратить  $Z$  часов. Следовательно, приходим к уравнению:

$$Q'_{\text{газ}} \cdot Z = 2240, \quad (60)$$

откуда искомое время газификации 100 молей сухого газа будет:

$$Z = \frac{2240}{Q'_{\text{газ}}} \text{ час.} \quad (61)$$

Метод определения  $Q'_{\text{газ}}$  приводится ниже в разделе „Производительность газогенератора по двигателю“.

Таким образом общие потери тепла конвекцией в окружающую среду будут равны сумме всех потерь элементами газогенератора, т. е.

$$U_k = \sum kF(t - t_0) Z \text{ кал.} \quad (62)$$

Потери через лучеиспускание. Согласно закону Стеффана-Больцмана 1 м<sup>2</sup> поверхности абсолютно черного тела, имеющего абсолютную температуру  $T$ , в час излучает тепла:

$$C \left( \frac{T}{100} \right)^4 \text{ кал/м}^2 \text{ час.}$$

Этот закон с достаточной для технических целей точностью применим также и к другим телам. Следовательно, для какого-либо элемента поверхности генератора, имеющего площадь  $F$  м<sup>2</sup>, за  $Z$  часов излучение тепла будет:

$$U'_1 = FCZ \left( \frac{T}{100} \right)^4 \text{ кал.} \quad (64)$$

В этом случае коэффициент лучеиспускания  $C$  можно взять из таблицы<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Таблица составлена по труду проф. О. Кноблауха и К. Генки, а также по справочнику Hutte.

Коэффициент лучеиспускания

Материал и род поверхности	$\epsilon$
Абсолютно черное тело . . . . .	4,96
Латунь полированная . . . . .	0,25
„ прокатанная, необработанная . . . . .	0,34
Медь полированная . . . . .	0,20
Алюминий полированный . . . . .	0,26
„ необработанный . . . . .	0,35
Алюминиевый лак . . . . .	1,98
Железо листовое никелированное, полированное . . . . .	0,29
„ „ луженое блестящее . . . . .	0,28
„ „ матовое . . . . .	0,41
„ „ оцинкованное новое . . . . .	1,13
„ „ „ старое . . . . .	1,37
„ „ только-что очищенное наждаком . . . . .	1,20
„ „ матовое, покрытое ржавчиной . . . . .	3,40
Сталь листовая с пленкой от прокатки . . . . .	3,26
Сталь листовая оксидированная, с блестящей поверхностью . . . . .	4,06
Белая эмаль на железе . . . . .	4,45
Лаковые поверхности разной окраски . . . . .	4,46
Растительная земля (гумус) . . . . .	3,14
Глина . . . . .	1,85
Пахотная земля . . . . .	1,79

Обычно боковая поверхность генератора имеет по высоте различную температуру: так, температура верхней части боковой поверхности бывает значительно ниже нижней части, где находится камера сгорания и где, собственно говоря, и протекает основной газогенераторный процесс. Поэтому, пользуясь при определении потерь через лучеиспускание средней температурой боковой поверхности, мы этим самым вносим значительную погрешность в наши вычисления. Причем эта погрешность будет особенно расти при высоких температурах, например при  $T_{\max} = 700^\circ$  ( $427^\circ \text{C}$ ) ошибка достигает 25%.

Если боковая поверхность генератора по высоте будет иметь температуру, равномерно возрастающую в направлении сверху вниз, то согласно фиг. 10 температура какой-либо точки, удаленной от основания на высоту  $h$ , будет:

$$T = \frac{T_1 - T_0}{H} h + T_0 \quad (a)$$

Таким образом при  $h = 0$

$$T = T_0 \quad (b)$$

и при  $h = H$

$$T = T_1 \quad (c)$$

Выделим теперь элемент боковой поверхности генератора, удаленный от основания на расстоянии  $h$  и имеющий высоту  $dh$ . Температура всех точек этого элемента согласно выражению (a) будет постоянной и равной  $T$ , поэтому бесконечно малое излучение тепла выделенным нами элементом боковой поверхности на основании выражения (64) окажется:

$$dU'_x = PCZ \left( \frac{T}{100} \right)^4 dh \text{ кал,}$$

где  $P$  выражает периметр поперечного сечения газогенератора. Отсюда полное выделение тепла всей боковой поверхностью за  $Z$  часов будет равно интегралу этого выражения в границах от 0 до  $H$ , т. е.

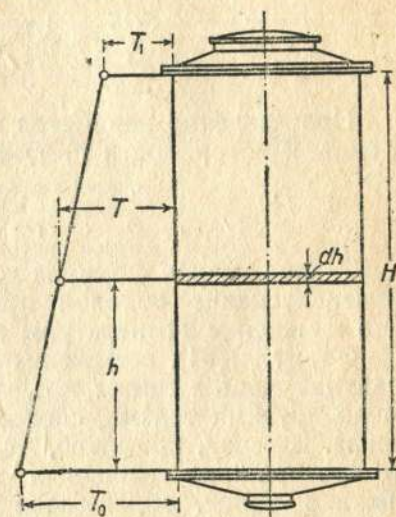
$$U'_x = PCZ \int_0^H \left( \frac{T}{100} \right)^4 dh, \quad (65)$$

где абсолютная температура  $T$  является какой-то функцией высоты  $h$ , т. е.

$$T = f(h).$$

Поэтому окончательно теплота лучеиспускания будет:

$$U'_x = PCZ \int_0^H \left[ \frac{f(h)}{100} \right]^4 dh. \quad (66)$$



Фиг. 10. Характер изменения температуры на поверхности генератора

Раньше мы решили считать изменение температуры по закону прямой, выражая ее уравнением:

$$T = \frac{T_1 - T_0}{H} h + T_0 \quad (a)$$

что, вообще говоря, довольно хорошо совпадает с действительностью. Тогда, полагая для простоты

$$\frac{T_1 - T_0}{H} = A,$$

будем иметь:

$$T = Ah + T_0.$$

Дифференцируя это выражение, получим:

$$dT = Adh,$$

откуда

$$dh = \frac{dT}{A};$$

или, после подстановки в уравнение (65):

$$U'_x = \frac{PCZ}{100^4 A} \int_0^H T^4 dT = \frac{PCZ}{100^4 A} \left[ \frac{T^5}{5} \right]_0^H.$$

Согласно выражению (а) при  $h = H$   $T = T_1$ , а при  $h = 0$   $T = T_0$ , поэтому:

$$U'_x = \frac{PCZ}{100^4} \frac{1}{T_1 - T_0} \frac{1}{5} [T_1^5 - T_0^5] = \frac{PHCZ}{T_1 - T_0} 20 \left[ \frac{T_1^5}{100^5} - \frac{T_0^5}{100^5} \right].$$

Произведение периметра  $P$  на высоту  $H$  представляет площадь боковой поверхности  $F$ . Вследствие этого окончательно получаем:

$$U'_x = 20 \frac{FCZ}{T_1 - T_0} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^5 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^5 \right] \text{ кал.} \quad (67)$$

Такова точная формула для определения тепловых потерь через лучеиспускание боковой поверхностью генератора при условии, что изменение температуры по высоте следует закону прямой.

Формула (64), положенная в основу нашего определения, справедлива лишь в том случае, когда тело, излучающее тепло, не окружено другими телами, способными обратно отражать часть этого тепла. В таких, примерно, условиях, находятся все элементы газогенератора при работе в поле. Исключение составляет лишь нижнее днище, обращенное к земле. Поэтому для него следует применять формулу:

$$U'_x = \frac{FZ \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T'}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} \text{ кал,} \quad (68)$$

где  $T$  — абсолютная температура днища;

$T'$  — абсолютная температура земли;

$C_1$  — коэффициент лучеиспускания днища;

$C_2$  — коэффициент лучеиспускания земли;

$C$  — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Вся потеря тепла через лучеиспускание наружной поверхностью газогенератора будет равна сумме тепловых потерь отдельных элементов его, т. е.

$$U_x = \sum U'_x. \quad (69)$$

**Физическая теплота газа.** Выходящая из генератора смесь газа с парами воды, имея температуру  $t_r$  своего нагрева, уносит с собой определенное количество тепла, которое является последней статьей расхода тепловой энергии в газогенераторном процессе.

Величина этого тепла зависит от количества выходящей смеси 100 молей сухого газа с его влажностью  $H_2O$  кг-мол, теплоемкости этой смеси  $c_p$  и температуры нагрева  $t_r$  выходящей смеси, которая является главным искомым фактором нашего расчета.

Математически эта зависимость представится в таком виде:

$$U_{\text{газ}} = c_p (100 + H_2O) t_r \text{ кал.} \quad (70)$$

Здесь средняя молекулярная теплоемкость влажного газа имеет вид линейного уравнения:

$$c_p = a + bt_r,$$

и определяется согласно формуле (11) так:

$$c_p = W^{\text{H}_2\text{O}} c_p^{\text{H}_2\text{O}} + W^{\text{CO}_2} c_p^{\text{CO}_2} + W^{\text{CH}_4} c_p^{\text{CH}_4} + W^{\text{H}_2} c_p^{\text{H}_2}. \quad (11)$$

$H_2O$  представляет влажность генераторного газа и равна:

$$H_2O = G_{H_2O} - H_0 + H_T \text{ кг-мол.} \quad (40)$$

Уравнение (70) можно развить в такой вид:

$$(a + bt_r) \cdot (100 + H_2O) t_r = U_{\text{газ}}$$

или

$$at_r + bt_r^2 = \frac{U_{\text{газ}}}{100 + H_2O}.$$

Окончательно

$$bt_r^2 + at_r - \frac{U_{\text{газ}}}{100 + H_2O} = 0. \quad (71)$$

Это квадратное уравнение можно легко решить относительно температуры  $t_r$  выходящего из генератора влажного газа. Для этого необходимо лишь подставить значение физического тепла  $U_{\text{газ}}$  к определению которого мы сейчас и подойдем.

В зависимости от конструктивного выполнения газогенераторной установки приведенные выше компоненты теплового баланса могут различно варьировать между собой. Разберем возможные случаи таких сочетаний.

Случай без применения внешнего подогрева. Это наиболее распространенное выполнение газогенераторной установки для древесного и часто для угольного топлива. В этом случае газ выходит из генератора с относительно низкой температурой. Здесь внешнего притока тепла не существует, поэтому

$$U_{\text{воз}} = 0; \text{ и } U_{\text{нар}} = 0.$$

Все компоненты теплового баланса на основании закона о сохранении энергии связываются уравнением:

$$U_{CO_2} + U_{CO} + U_{CH_4} = U_{CO + H_2} + U_{\text{вода}} + U_{\text{ок}} + U_{\text{газ}}. \quad (72)$$



Решив это простое уравнение относительно  $U_{\text{газ}}$ , получим физическую теплоту нагрева влажного генераторного газа, которую нетрудно будет подставить в квадратное уравнение (71), выведенное выше.

Случай внешнего подогрева воздуха. Такой подогрев воздуха, поступающего в генератор, осуществлен в газогенераторах французских фирм „Rex“ и „Etia“. Этот метод может применяться при газификации любого твердого топлива.

Здесь также, пользуясь законом о сохранении энергии, получаем:

$$U_{\text{CO}_2} + U_{\text{CO}} + U_{\text{CH}_4} + U_{\text{воз}} = U_{\text{CO} + \text{H}_2} + U_{\text{вода}} + U_{\text{ох}} + U_{\text{газ}}. \quad (73)$$

Искомым членом является  $U_{\text{газ}}$ .

Случай внешнего подогрева пара. Этот случай, очевидно, возможен лишь при газификации топлива с низким содержанием водорода, каким является уголь.

Уравнение для определения  $U_{\text{газ}}$  принимает здесь такой вид:

$$U_{\text{CO}_2} + U_{\text{CO}} + U_{\text{CH}_4} + U_{\text{пар}} = U_{\text{CO} + \text{H}_2} + U_{\text{вода}} + U_{\text{ох}} + U_{\text{газ}}. \quad (74)$$

Случай внешнего подогрева воздуха и пара. Эта комбинация одновременного или отдельного подогрева воздуха и пара каким-либо внешним источником тепла возможна также лишь при газификации угля.

Уравнение, связывающее все компоненты теплового баланса:

$$U_{\text{CO}_2} + U_{\text{CO}} + U_{\text{CH}_4} + U_{\text{воз}} + U_{\text{пар}} = U_{\text{CO} + \text{H}_2} + U_{\text{вода}} + U_{\text{ох}} + U_{\text{газ}}. \quad (75)$$

## В. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА, ВЫХОДЯЩЕГО ИЗ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Пусть влажный генераторный газ, выходя из камеры сгорания в количестве  $100 + \text{H}_2\text{O}$  кг-мол, имеет температуру  $t_z$  и теплоемкость

$$c_p = a + bt_z. \quad (76)$$

Запас его физического тепла выразится величиной:

$$(100 + \text{H}_2\text{O}) c_p t_z \text{ кал.} \quad (77)$$

Если газ выходит из генератора, имея температуру  $t_r$ , найденную нами выше, то при молекулярной теплоемкости

$$c'_p = a + bt_r$$

тепло, унесенное им из генератора, будет:

$$U_{\text{газ}} = (100 + \text{H}_2\text{O}) c'_p t_r \text{ кал.} \quad (78)$$

Оставшаяся в генераторе часть тепла в зависимости от конструкции газогенератора распределяется следующим образом.

Если угольный генератор осуществляет свой процесс при введении в генератор воды в количестве  $G_{\text{пар}}$  кг-мол, причем эта вода испаряется в самом газогенераторе (исключая камеру сгорания), то расход тепла на нагревание этого количества воды до  $100^\circ \text{C}$  составит:

$$18(100 - 20^\circ) G_{\text{пар}} = 1440 G_{\text{пар}} \text{ кал.}$$

Здесь 18 представляет молекулярный вес воды, а первоначальная температура ее оценивается в  $20^\circ \text{C}$ . Теплота испарения  $G_{\text{пар}}$  кг-мол воды будет равна  $10710 G_{\text{пар}}$  кал. Поэтому при возникновении в генераторе  $G_{\text{пар}}$  кг-мол водяного пара расход тепла получается равным:

$$E'_{\text{пар}} = 1440 G_{\text{пар}} + 10710 G_{\text{пар}} = 12150 G_{\text{пар}}.$$

Итак,

$$E'_{\text{пар}} = 12150 G_{\text{пар}} \text{ кал.} \quad (79)$$

Дальнейший нагрев ее паров до температуры  $t_{\text{пар}}$  вызовет дополнительный расход тепла:

$$E_{\text{пар}} = c_p^{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{пар}} (t_{\text{пар}} - 100) \text{ кал.} \quad (80)$$

Величину  $G_{\text{пар}}$  можно получить из выражения (48), а температурой  $t_{\text{пар}}$  необходимо задаться.

Проектирующему следует иметь в виду всю важность выбора этой температуры, величина которой должна стремиться к максимально возможному пределу, достигая  $400 - 500^\circ \text{C}$ . К сожалению, достижение высоких температур перегрева паров воды сопряжено с неминуемым увеличением поверхности нагрева пароперегревателей, что вносит большие неудобства в конструкцию, утяжеляя ее. Поэтому конструкторский талант проектирующего должен быть обращен на разрешение компактного, легкого и надежного в работе устройства пароперегревателя, обладающего большой поверхностью нагрева.

Всякий рационально спроектированный генератор, как не указывалось выше, должен обязательно осуществлять предварительный подогрев воздуха. В этом случае в камеру сгорания воздух для газификации топлива будет подаваться с определенным запасом физической теплоты своего нагрева. Если температура этого предварительного подогрева достигнет  $t_{\text{воз}}$ , а расход воздуха для образования 100 молей газа будет  $L$ , то запас тепловой энергии, внесенной в камеру сгорания, при теплоемкости воздуха  $c'_p$  окажется равным:

$$E_{\text{воз}} = c'_p L t_{\text{воз}} \text{ кал.} \quad (81)$$

Здесь средняя молекулярная теплоемкость воздуха может быть подсчитана как теплоемкость для двухатомных газов по формуле (7), где

$$c_p^{д-ат} = 6,83 + 0,0006 t. \quad (7)$$

Расход воздуха нами уже был определен и равен согласно выражению (31):

$$L = \frac{N_0 - N_T}{0,79} \text{ кг-мол.} \quad (31)$$

Что касается температуры нагрева  $t_{\text{воз}}$ , то ее по всей вероятности не следует поднимать выше  $350 - 400^\circ \text{C}$ , так как при больших значениях возможны плавания фурм, подводящих воздух, а также и других металлических элементов камеры сгорания. В нашей практике были случаи такого разрушения в камере сгорания. Поэтому увлекаться чрезмерным подогревом воздуха не следует. Проектирующему в данном случае надлежит принять все меры, способствующие сохранению тепла в нижней части камеры сгорания генератора, и не допустить возможное излучение. Здесь благодаря течению ряда эндотермических реакций температуры падают по сравнению с окислительной зоной, необходимость же в потреблении тепла очень большая, и поэтому всякая даже незначительная потеря тепловой энергии должна неминуемо сказаться на ухудшении всего процесса газификации.

Поэтому следует иметь в виду недопустимость подогрева воздуха с использованием теплоты излучения нижней части камеры сгорания, пропуская, например, газ вдоль стенок футеровки и т. п. Такой способ подогрева является грубейшей ошибкой, так как в этом случае увеличивают и без того нежелательные потери тепловой энергии в той части газогенератора, где каждая калория ценится высоко, так как здесь эта энергия аккумулируется в газе, переходя химически в потенциальное состояние. Подогревая воздух, пользуясь теплотой камеры сгорания, проектирующий заведомо расхищает тепловые резервы, необходимые для течения эндотермических реакций водяного и воздушного газов. Поэтому для подогрева воздуха надлежит пользоваться исключительно теплотой выходящего газа, но отнюдь не теплом, которое непосредственно необходимо в самом процессе газификации.

Судя по конструкции генератора, выходящий из камеры сгорания газ может обогревать бункер, где находится топливо. Эта мера при газификации дерева значительно способствует течению процесса сухой перегонки, который весьма желателен для древесного топлива. Кроме того, благодаря подогреву бункера гигроскопическая влага находящегося там топлива переходит в парообразное состояние за счет физического тепла генераторного газа, подогревающего этот бункер, и не расходует, следовательно, на это испарение тепло камеры сгорания, что имело бы место в случае отсутствия специального подогрева бункера. Это обстоятельство должно особенно сказываться при газификации влажных дров.

Данные практики и личный опыт автора, наблюдавшего газификацию древесного топлива как с подогревом бункера, так и без него, убедительно говорят за необходимость применения этого метода, не взирая на то, что подогрев бункера вносит дополнительные осложнения в конструкцию и увеличивает ее вес.

Таким образом, если подогрев бункера газом, выходящим из камеры сгорания, осуществлен, то часть физического тепла этого газа будет расходоваться на указанный подогрев. Обозначим величину расходуемого при этом подогреве тепла через  $R$ , не вдаваясь пока в подробности его определения. Напомним компоненты физического тепла газа, выходящего из камеры сгорания. Сама теплота этого газа будет:

$$(100 + \text{H}_2\text{O}) c_p t_z \text{ кал.}$$

Оставшаяся теплота, заключенная в газе, при выходе его из генератора:

$$(100 + \text{H}_2\text{O}) c_p' t_r \text{ кал.}$$

Теплота испарения воды, поступающей в генератор:

$$12\,150 G_{\text{пар}} \text{ кал.}$$

Теплота нагрева ее паров:

$$c_p^{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{пар}} (t_{\text{пар}} - 100) \text{ кал.}$$

Теплота нагрева воздуха:

$$c_p^{д-ат} L t_{\text{воз}} \text{ кал.}$$

Все эти величины на основании закона сохранения энергии могут быть связаны одним уравнением:

$$(100 + \text{H}_2\text{O}) c_p t_z = (100 + \text{H}_2\text{O}) c_p' t_r + 12\,150 G_{\text{пар}} + c_p^{\text{H}_2\text{O}} c_{\text{пар}} (t_{\text{пар}} - 100) + c_p^{д-ат} L t_{\text{воз}} + R$$

или, после упрощения:

$$(100 + \text{H}_2\text{O}) (c_p t_z - c_p' t_r) = G_{\text{пар}} [12\,150 + c_p^{\text{H}_2\text{O}} (t_{\text{пар}} - 100)] + c_p^{д-ат} L t_{\text{воз}} + R. \quad (82)$$

Это уравнение имеет самый общий смысл. В нем имеются два неизвестных  $R$  и  $t_z$  — теплота, сообщаемая бункеру, и температура газа, выходящего из камеры сгорания, причем последнее неизвестное входит в первой степени и в квадрате.

Все угольные газогенераторы не имеют подогрева бункера. Поэтому для них  $R = 0$ . Если эти генераторы осуществляют подогрев

воздуха и пара, вводя в генератор воду, уравнение (82) примет вид:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c'_p t'_z) = G_{\text{пар}} [12150 + c_p^{\text{H}_2\text{O}} (t_{\text{пар}} - 100)] + c_p^{\text{д-вт}} L t_{\text{воз}}. \quad (83)$$

Очевидно, если в угольный генератор вводится не вода, а ее пары, которые затем дополнительно перегреваются, то будем иметь:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c'_p t'_r) = c_p^{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{пар}} (t_{\text{пар}} - 100) + c_p^{\text{д-вт}} L t_{\text{воз}}. \quad (84)$$

Все древесные генераторы не имеют подвода воды, поэтому для них  $G_{\text{пар}} = 0$ . Если в этих генераторах будет осуществлен подогрев бункера и воздуха, то уравнение (82) можно переписать так:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c'_p t'_r) = c_p^{\text{д-вт}} L t_{\text{воз}} + R. \quad (85)$$

К такому типу принадлежат конструкции „Berliet“, „НАТИ-II“ „ПЕЭМ“ и т. п.

Часто встречаются также и древесные генераторы, не имеющие подогрева бункера (конструкция Декаленкова). Кроме того, есть угольные генераторы, работающие без добавления воды или паров ее, но с подогревом воздуха. Для таких типов газогенераторов применимо, как нетрудно видеть, уравнение:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c'_p t'_r) = c_p^{\text{д-вт}} L t_{\text{воз}}. \quad (86)$$

Наконец самый примитивный тип древесного газогенератора, где нет подогрева бункера и воздуха (конструкция СЖ-2, участвовавшая в 1931 г. на конкурсе газогенераторов „Автодора“) или где подогрев воздуха осуществляется за счет нагретых стенок камеры сгорания, подчиняется уравнению:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c'_p t'_r) = 0,$$

которое приводит к выводу, что

$$c_p t_z - c'_p t'_r = 0,$$

откуда

$$c_p t_z = c'_p t'_r$$

или

$$at_z + bt_z^2 = at_r + bt_r^2.$$

Совершенно очевидно, что это уравнение может существовать, если

$$t_z = t_r, \quad (87)$$

т. е. у такой конструкции температура при выходе газа из генератора  $t_r$  равна температуре его после камеры сгорания  $t_z$ . Следовательно, такие типы газогенераторов совершенно не используют физическую теплоту газа.

Перейдем теперь к определению тепла  $R$ , отданного бункеру. Величина этого тепла определяется размером поверхности  $F_6$  бункера, проводящей это тепло, временем теплопередачи  $Z$ , средней разностью температур между протекающим газом и парогазовой средой бункера, общим коэффициентом теплопередачи  $k$  и находится по формуле:

$$R = kZF_6 \left[ \frac{t_z + t_r}{2} - t_6 \right] \text{ кал}. \quad (88)$$

Действительное значение общего коэффициента теплопередачи дается равенством:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}} \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}.$$

Однако в наших условиях член  $\frac{\delta}{\lambda}$ , представляющий отношение толщины стенки бункера к коэффициенту теплопроводности, является величиной весьма малой по сравнению с двумя другими слагаемыми. Поэтому, не нарушая необходимой степени точности, этим членом мы пренебрегаем. Таким образом общий коэффициент теплопередачи будет:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кал/м}^2 \text{ }^\circ\text{Ц час}. \quad (89)$$

Здесь  $\alpha_1$  представляет коэффициент теплопередачи от движущегося газа к стенке бункера и может быть определен по формуле Молье:

$$\alpha_1 = 2 + 10 \sqrt{V_{\text{газ}}}, \quad (90)$$

где  $V_{\text{газ}}$  — скорость движущегося генераторного газа в м/сек.

Другой коэффициент теплопередачи от стенок бункера к парогазовой среде, заполняющей бункер, в условиях газогенератора следует принимать равным  $\alpha_2 = 20 \div 40$  в зависимости от содержания пара в бункере.

Так как теплота  $R$ , отданная бункеру, входит в уравнения, составленные для 100 молей генераторного газа, то время  $Z$  передачи тепла бункеру следует находить из выведенной раньше зависимости (61):

$$Z = \frac{2240}{Q_{\text{газ}}} \text{ час}. \quad (61)$$

Далее, в формуле (88):  $t_r$  — температура газа при выходе из генератора — эта температура находилась ранее;  $t_z$  — средняя темпера-

тура внутри бункера, которая в обычных условиях лежит в границах между 200 и 350° Ц.

Подстановка величины  $R$  в одно из уравнений физической теплоты газа дает возможность определить  $t_g$  — искомую температуру генераторного газа при выходе его из камеры сгорания. Практическое приложение этой температуры проектирующий может получить при расчете высоты активной зоны, который излагается в этой книге инж. Б. М. Черномордиком. Кроме того, величина  $t_g$  характеризует также и термохимическую сущность газогенераторного процесса, согласно теории которого  $t_g$  не должна быть ниже 700 — 800° Ц.

### Г. КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

При оценке качеств газогенератора совершенно естественно встает вопрос о степени использования этим агрегатом тепловой энергии, заключенной в твердом топливе. Для определения этого обычно вводят понятие о к. п. д., который представляет отношение химически скрытой тепловой энергии генераторного газа к такой же энергии твердого топлива, израсходованного при генерировании этого количества газа. 100 молей генераторного газа теплотворной способностью  $H_u$  кал в 1 м<sup>3</sup> занимают при 0° Ц и 760 мм рт. ст. объем, равный 2240 м<sup>3</sup>. Таким образом запас тепловой энергии этого количества генераторного газа равняется 2240  $H_u$  кал.

Если вес горючей массы топлива, расходуемого при газификации 100 молей генераторного газа, будет  $G$  кг, а низшая теплотворная способность его  $H_{г.м}$ , то тепловая энергия, заключенная в горючей массе топлива, будет:

$$GH_{г.м} \text{ кал.}$$

Следуя определению к. п. д. газогенератора, получим:

$$\eta = \frac{2240 H_u}{GH_{г.м}} \quad (91)$$

Согласно формуле (27)

$$G = \frac{12}{2} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) \text{ кг.} \quad (27)$$

Углерод генераторного газа

$$C_0 = \text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4 \text{ кг-мол.} \quad (16)$$

Рабочая калорийность его

$$H_u = 25,8 \text{ H}_2 + 30,45 \text{ CO} + 85,17 \text{ CH}_4 \text{ кал/м}^3. \quad (3)$$

Учтя все эти значения, получим для к. п. д. генератора такое выражение:

$$\eta = \frac{2240 (25,8 \text{ H}_2 + 30,45 \text{ CO} + 85,17 \text{ CH}_4)}{\frac{12}{\xi} (\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4) (1 + \alpha + \beta + \gamma) H_{г.м}}$$

НО

$$1 + \alpha + \beta + \gamma = \frac{1}{\delta},$$

поэтому

$$\eta = \frac{187 \xi \delta}{H_{г.м}} \cdot \frac{25,8 \text{ H}_2 + 30,45 \text{ CO} + 85,17 \text{ CH}_4}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4}$$

Пусть

$$M = 187 \frac{\xi \delta}{H_{г.м}}, \quad (92)$$

тогда к. п. д. генератора будет:

$$\eta = M \frac{25,8 \text{ H}_2 + 30,45 \text{ CO} + 85,17 \text{ CH}_4}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4} \quad (93)$$

или

$$\eta = \frac{MH_u}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4} \quad (94)$$

Нетрудно видеть, что коэффициент  $M$  является функцией коэффициента полноты сгорания углерода  $\xi$ , весового содержания углерода в топливе  $\delta$  и теплотворной способности горючей массы этого топлива  $H_{г.м}$ . Таким образом величина коэффициента  $M$  зависит исключительно от свойств газифицируемого топлива и не отражает качества самого генератора. Для березовых дров влажностью  $W = 20\%$  можно считать  $M = 0,02$ ; для древесного угля влажностью  $W = 8\%$   $M = 0,022$ .

Поэтому к. п. д. газогенератора фактически зависит от величины

$$k = \frac{H_u}{\text{CO} + \text{CO}_2 + \text{CH}_4}, \quad (95)$$

которую мы назовем критерием теплового совершенства газификации данного вида топлива. Величина этого критерия сразу подсчитывается при наличии анализа состава газа.

В условиях генераторов легкого типа  $k = 35 - 40$ , а к. п. д., следовательно, изменяется от 0,70 до 0,80.

### 4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ПО ДВИГАТЕЛЮ

Пусть мотор, который предполагают питать генераторным газом, имеет следующие параметры:

$D$  — диаметр цилиндра в метрах;

$S$  — ход поршня в метрах;

$i$  — число цилиндров;

$n$  — число оборотов вала в минуту;

$\eta_v$  — коэффициент подачи двигателя при работе на генераторном газе.

Часовое всасывание рабочей смеси генераторного газа с воздухом для четырехтактного двигателя будет:

$$Q_{см} = 60 \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S i \frac{n}{2} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (96)$$

Объем этого количества рабочей смеси согласно определению коэффициента подачи отнесен к внешним условиям ( $P_0$  и  $T_0$ ), в которых находится рабочая смесь перед поступлением в двигатель.

Если теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м<sup>3</sup> генераторного газа обозначить через  $L_0$ , коэффициент избытка воздуха — через  $\alpha$ , а часовой расход сухого генераторного газа — через  $Q_{\text{газ}}$ , то объем воздуха, расходуемого в двигателе за час, будет:

$$\alpha L_0 Q_{\text{газ}} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Известно, что генераторный газ обычно при выходе из генератора содержит определенное количество влаги и не является, следовательно, абсолютно сухим. При движении газа через холодильник, если установка имеет таковой, и систему очистки некоторая часть паров воды, составляющих влагу генераторного газа, конденсируется. Однако даже интенсивное охлаждение газа не способно сделать его абсолютно сухим. Поэтому, если газ при выходе из генератора был влажным, то и после очистки и охлаждения при входе в смеситель, а затем и в двигатель, он также будет содержать определенное количество паров воды, насыщающих этот газ. Количество паров воды обуславливается температурой охлаждения и зависит от его конструктивного выполнения.

Если коэффициент объемного содержания паров воды в генераторном газе, находящемся в состоянии насыщения, обозначить через  $\omega$ , то объем паров воды, поступающих в двигатель за час, окажется равным:

$$\omega Q_{\text{газ}} \text{ м}^3/\text{час.}$$

Следовательно, объем смеси генераторного газа с воздухом и парами воды, засосанной в двигатель за час, будет:

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{газ}} + \alpha L_0 Q_{\text{газ}} + \omega Q_{\text{газ}}$$

или

$$Q_{\text{см}} = Q_{\text{газ}} (1 + \alpha L_0 + \omega) \text{ м}^3/\text{час}, \quad (97)$$

откуда

$$Q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{см}}}{1 + \alpha L_0 + \omega} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (97a)$$

Нетрудно видеть, что объем газа  $Q_{\text{газ}}$ , пропорциональный мощности, развиваемой двигателем, уменьшается с возрастанием коэффициента  $\omega$ , т. е. с увеличением его влажности. Справедливость этого математического положения целиком подтверждается на практике, когда газ, полученный из влажного топлива, имея высокую температуру при входе в смеситель, не может обеспечить двигателю необходимой мощности даже в том случае, если он будет достаточно калорийным. Определим теперь величину этого коэффициента  $\omega$ .

Если часовой объем сухого газа попрежнему будет  $Q_{\text{газ}}$ , а объем паров воды, насыщающих этот газ при температуре его охлажде-

ния в очистителях, назовем через  $Q_{\text{пар}}$ , то согласно принятому выше будем иметь:

$$Q_{\text{пар}} = \omega Q_{\text{газ}}.$$

Пусть далее парциальное давление пара будет  $P_S$ , а суммарное давление смеси газа с насыщающими его парами воды будет  $P$ . Тогда парциальное давление сухого генераторного газа окажется равным

$$P - P_S.$$

Из физики известно, что объемные содержания компонентов, составляющих смесь пропорциональны их парциальным давлениям. Следовательно, имеем:

$$\frac{Q_{\text{пар}}}{Q_{\text{газ}}} = \frac{P_S}{P - P_S};$$

но

$$\frac{Q_{\text{пар}}}{Q_{\text{газ}}} = \omega,$$

поэтому

$$\omega = \frac{P_S}{P - P_S}. \quad (98)$$

Давление  $P$  влажного генераторного газа перед входом в смеситель зависит от величины сопротивления генератора, очистителя и газопровода на этом участке<sup>1</sup> и бывает обычно равным от 0,90 до 0,98. Что касается давления пара  $P_S$ , то оно при насыщенном газе зависит исключительно от температуры  $t_S$  охлаждения этого газа. Ниже приводится таблица значений  $P_S$  по Schuhle.

Таблица 11

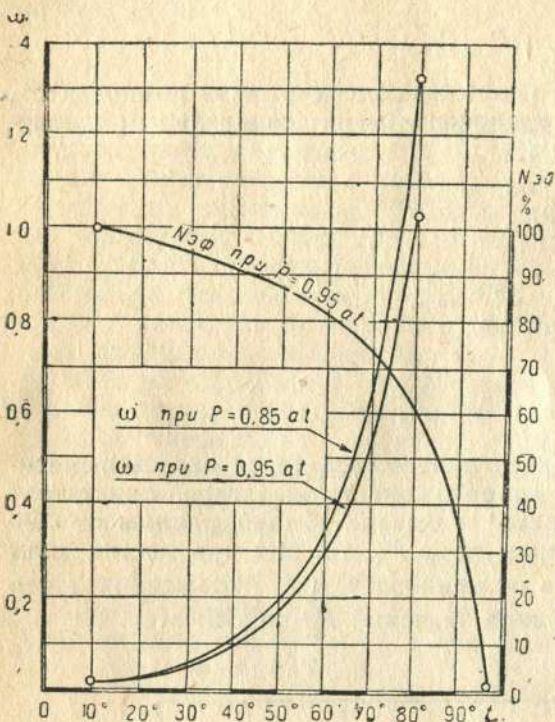
$t_S$	$P_S \text{ кг/см}^2$	$t_S$	$P_S \text{ кг/см}^2$	$t_S$	$P_S \text{ кг/см}^2$
15	0,0174	40	0,0752	65	0,2547
20	0,0238	45	0,0977	70	0,3175
25	0,0323	50	0,1258	75	0,3929
30	0,0433	55	0,1602	80	0,4827
35	0,0573	60	0,2028	85	0,5893

Зависимость коэффициента  $\omega$  от температуры  $t_S$  охлаждения газа представлена графически на фиг. 11. Интересно отметить, что вначале  $\omega$  возрастает медленно, при значениях же выше 50—60° Ц  $\omega$  стремительно увеличивает свою величину, круто поднимаясь вверх. На этом участке  $\omega$  может иметь решающее влияние на величину мощности, развиваемую двигателем, так как в фор-

<sup>1</sup> Величина  $P$  зависит также и от барометрического давления.

мулу (97а) она входит в знаменатель. Если учесть вдобавок, что при повышении температуры газа коэффициент подачи двигателя будет уменьшаться, то мощность двигателя теоретически будет изменяться в зависимости от  $t_s$  по кривой, изображенной на фиг. 11.

При построении этой кривой мы приняли, что коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,15$ , теоретически необходимое количество воздуха  $L_0 = 1 \text{ м}^3/\text{м}^3$  и давление газа при входе в смеситель  $P = 0,95 \text{ ат}$ , что должно соответствовать разрежению в 500 мм вод. ст. при барометрическом давлении 737,4 мм.



Фиг. 11. Влияние температуры газа на мощность двигателя.

генераторный газ прекрасного состава, имеющий температуру порядка 80° Ц, увлекал в цилиндры двигателя пары воды, которые беспощадно снижали его мощность, доводя до потери 70—80% по сравнению с работой на бензине. Однако следует указать, что такое значительное падение мощности, связанное с высокими температурами генераторного газа, возможно лишь при двух условиях:

1) или при системе водяной очистки (например конструкции „Autogaz“ или „Pava“), когда влажность генераторного газа может получаться за счет воды, находящейся в этих очистителях;

2) или при газификации топлива высокой влажности (порядка 30—40%).

Если же очистка будет сухая, а топливо с нормальной для данного генератора влажностью, то влажность газа, приходящего в

Кривая наглядно показывает вредное влияние, которое оказывает на мощность двигателя недостаточное охлаждение генераторного газа.

Надо заметить, что разобранный кривая падения мощности построена в предположении постоянной величины механического к. п. д. Несомненно, что при уменьшении абс. величины индикаторного давления  $p_i \eta_m$  будет также уменьшаться. Таким образом наша кривая пойдет еще круче, и вред высоких температур генераторного газа отразится сильнее.

Автор неоднократно был свидетелем того, как

смеситель, будет обусловлена уже влажностью газа, выходящего из генератора. Вследствие этого газ может оказаться не насыщенным парами воды, и определение коэффициента  $\omega$  по формуле (98) делается невозможным. В этом случае коэффициент  $\omega$  объемного содержания паров воды в генераторном газе надлежит подсчитывать по такой формуле:

$$\omega = \frac{H_2O}{100}, \quad (98a)$$

где  $H_2O$  дает содержание паров воды в молях на 100 молей сухого газа, выходящего из генератора, и определялось нами уже раньше по формуле (40). Практически при выборе коэффициента  $\omega$  необходимо произвести подсчет по выражениям (98) и (98а) и взять меньшее из них.

Вернемся к формуле:

$$Q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{см}}}{1 + \alpha L_0 + \omega} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (97a)$$

Очевидно, что объем этого газа так же, как и  $Q_{\text{см}}$ , отнесен здесь к условиям  $P_0$  и  $T_0$ . При расчете газогенератора производительность его лучше относить к нормальным физическим условиям — 0° Ц и 760 мм рт. ст. В этом случае расход газа будет:

$$Q'_{\text{газ}} = \frac{273}{T_0} \frac{P_0}{1,033} Q_{\text{газ}},$$

или

$$Q'_{\text{газ}} = 264 Q_{\text{газ}} \frac{P_0}{T_0} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (99)$$

Наивыгоднейший коэффициент избытка воздуха для моторов автомобильного и тракторного типа при работе их на генераторном газе бывает:

$$\alpha = 1,1 - 1,2.$$

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м<sup>3</sup> генераторного газа можно подсчитать по формуле:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (100)$$

Здесь составляющие генераторный газ выражены в долях единицы.

Найдем теперь условия, в которых пребывает рабочая смесь генераторного газа с воздухом перед входом в мотор. Нетрудно видеть, что если газ при выходе из очистителя имеет температуру  $t'_{\text{газ}}$  и теплоемкость  $c_p^{\text{газ}}$ , воздух — температуру окружающей среды  $t'_{\text{воз}}$  и теплоемкость  $c_p^{\text{воз}}$ , пары воды генераторного газа — температуру  $t'_{\text{пар}}$  и теплоемкость  $c_p^{\text{пар}}$ , то при теплоемкости смеси  $c_p^{\text{см}}$  и температуре  $t'_{\text{см}}$  можно иметь уравнение:

$$Q_{\text{см}} t'_{\text{см}} c_p^{\text{см}} = Q_{\text{воз}} t'_{\text{воз}} c_p^{\text{воз}} + Q_{\text{газ}} t'_{\text{газ}} c_p^{\text{газ}} + Q_{\text{пар}} t'_{\text{пар}} c_p^{\text{пар}}.$$

Полагая

$$c_p^{см} = c_p^{воз} = c_p^{газ} \text{ и } c_p^{пар} = 1,2c_p^{воз},$$

что не внесет большой погрешности, и помня, что

$$Q_{см} = Q_{газ} (1 + \alpha L_0 + \omega);$$

$$Q_{воз} = \alpha L_0 Q_{газ};$$

$$Q_{пар} = \omega Q_{газ};$$

будем иметь:

$$Q_{газ}(1 + \alpha L_0 + \omega)t'_{см} = \alpha L_0 Q_{газ} t'_{воз} + Q_{газ} t'_{газ} + 1,2\omega Q_{газ} t'_{газ},$$

или

$$[(1 + \alpha L_0 + \omega)t'_{см} = \alpha L_0 t'_{воз} + (1 + 1,2\omega)t'_{газ},$$

откуда температура рабочей смеси

$$t'_{см} = \frac{\alpha L_0 t'_{воз} + (1 + 1,2\omega)t'_{газ}}{1 + \alpha L_0 + \omega}. \quad (101)$$

При температурах газа ниже 40° Ц можно пользоваться упрощенной формулой:

$$t'_{см} = \frac{\alpha L_0 t'_{воз} + t'_{газ}}{1 + \alpha L_0}. \quad (101a)$$

Ошибка в этом случае не превышает 1° Ц.

Искомая абсолютная температура рабочей смеси, поступающей в цилиндр двигателя,

$$T_0 = t'_{см} + 273. \quad (102)$$

Температура газа, подходящего к смесителю, зависит, с одной стороны, от температуры газа при выходе из генератора, с другой, — от конструкции охлаждающих элементов генераторной установки. Величина этой температуры должна лежать в пределах

$$t'_{газ} = 30 - 50^\circ \text{ Ц.}$$

При расчете газогенераторной установки проектирующий обязательно должен просчитать и проверить охлаждение газа на пути его движения от генератора к смесителю и принять специальные меры принудительного охлаждения, если в этом появится нужда.

При работе на дровах часто приходится встречать у иностранных фирм, кроме того, специальные ловушки, предназначенные для отбора взвешенных в газе капелек воды.

Атмосферное давление  $P_0$  рабочей смеси, соответствующее давлению ее при выходе из смесителя, также зависит от конструкции генератора, очистителя, системы всего газопровода, установки и самого смесителя. Величина этого давления в силу указанных причин на практике колеблется в довольно широких пределах:  $P_0 = 0,85$  до  $0,97 \text{ ат}$ , что соответствует разрежению в 1500 и 300 мм вод. ст. Ниже приведена таблица (12) разрежения у существующих газогенераторов легкого типа.

Газогенератор	Мощность мотора на бензине	Род очистки	Сопротивление в миллиметрах вод. ст.				Давление $P_0$ в см
			Генератор	Очиститель	Смеситель	Суммарное	
„Rex“	45	Сухая. Кокс с последующей фильтрацией через ткань . . . . .	30	250	—	—	—
„Berliet“	36	Сухая. Динамический метод очистки . . . . .	300	300	800	1400	0,860
„НАТИ-II“	75	Мокрая, через кокс . . . . . Динамический метод . . . . .	240	410	850	1500	0,850
„НАТИ-IV“	90		160	220	—	—	—
„ПЕЭМ“ II вар. В-III	30		280	370	310	960	0,904
	75	Комбинация динамического метода с фильтрацией через металлическую сетку . . . . .	80	320	—	—	—
„Autogaz“	20	Очистка водой, пробоквыми стружками, маслом и металлическими спиральными пружинами . . . . .	60	170	—	—	—

Проектирующий должен всячески стремиться к максимальному значению давления  $P_0$  или, иначе, к сокращению величины суммарного сопротивления. Здесь следует заметить, что сопротивление системы газопровода, помимо размеров сечений, которые должны быть просчитаны, зависит еще в сильной степени от самой конфигурации этой системы труб. Иногда формам и различным закруглениям не придают такого значения, какое они имеют в действительности. Часто при проектировании газопровода монтируют резкие переходы или угольник, который можно заменить плавным отводом. Такой взгляд надо решительно оставить. Эти ничтожные, казалось бы, на первый взгляд подробности могут в некоторых случаях значительно снизить величину  $P_0$ , что сразу отразится и на мощности двигателя.

Вернемся к расчету двигателя. Проф. Мазинг предлагает определять коэффициент подачи  $\eta_v$ , т. е. весовое отношение всосанного количества рабочей смеси, к теоретически возможному в условиях  $P_0$  и  $T_0$ , из такого выражения:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T'_0} \frac{\epsilon P_a - P_r}{(\epsilon - 1) P_0}. \quad (103)$$

Здесь  $T'_0$  представляет температуру рабочей смеси, которую она приобретает при входе в двигатель, нагреваясь от стенок цилиндра. Следует иметь в виду, что  $T'_0$  не является температурой всасыва-

<sup>1</sup> Данные этой таблицы относятся к нормальному числу оборотов и мощности двигателя.

ния, которую обычно обозначают через  $T_a$ , так как повышение температуры всосанной в цилиндр смеси за счет остаточных газов тут не учитывается. Величину температуры  $T'_0$  можно подсчитать так:

$$T'_0 = T_0 + \Delta t, \quad (104)$$

где температурный нагрев от стенок цилиндра в зависимости от конструкции двигателя обычно бывает:

$$\Delta t = 10 - 20^\circ \text{Ц.}$$

При работе двигателя на генераторном газе последний на пути своего движения от смесителя до цилиндра испытывает сопротивление только лишь всасывающего трубопровода и впускных клапанов, значительное же сопротивление диффузора карбюратора совсем отпадает. Поэтому давление всасывания при работе на генераторном газе можно принять:

$$P_a = 0,93 - 0,96 P_0.$$

Это, конечно, не значит, что абсолютное давление всасывания у двигателя, работающего на генераторном газе, будет меньше против работы на бензине, так как при работе на бензине  $P_0$  всегда равно давлению окружающей двигатель среды. При газогенераторной же установке давление  $P_0$  всегда меньше давления атмосферы.

Давление выпуска обычно считают:

$$P_r = 1,08 - 1,15 \text{ ат.}$$

Вернемся опять к равенству (99). Если объем генераторного газа, засосанного в цилиндр двигателя за час, при  $0^\circ \text{Ц}$  и 760 мм рт. ст. будет:

$$Q_{\text{газ}} = 264 Q_{\text{газ}} \frac{P_0}{T_0} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (99)$$

то при калорийности этого газа  $H_u$  кал/м<sup>3</sup> теплота, развивающаяся в цилиндре двигателя, окажется равной  $Q_{\text{газ}} H_u$ . Если же учесть, что 1 л. с. ч. эквивалентна 632 кал, то при эффективном к. п. д.  $\eta_{\text{эф}}$  мощность на валу этого двигателя будет:

$$N_{\text{эф}} = \eta_{\text{эф}} \frac{Q'_{\text{газ}} H_u}{632} \text{ л. с.} \quad (105)$$

Для газогенераторных двигателей  $\eta_{\text{эф}}$  колеблется от 0,18 до 0,20. Эффективный к. п. д., как известно, равен произведению двух к. п. д. — механического ( $\eta_m$ ) и индикаторного ( $\eta_i$ ), т. е.

$$\eta_{\text{эф}} = \eta_m \cdot \eta_i$$

Следовательно, мощность двигателя, работающего на генераторном газе, будет:

$$N_{\text{эф}} = \eta_m \eta_i \frac{Q'_{\text{газ}} H_u}{632} \text{ л. с.} \quad (107)$$

Оба коэффициента зависят от величины степени сжатия, причем индикаторный к. п. д. увеличивается вместе со степенью сжатия, а механический к. п. д., наоборот, уменьшает свое значение. Проф. Д. Н. Дьяков предлагает для определения  $\eta_i$  такую формулу:

$$\eta_i = \frac{\sqrt{\epsilon}}{7}.$$

Индикаторный к. п. д., подсчитанный по этой формуле, довольно точно совпадает с опытными данными Рикардо.

$\epsilon$	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0
$\eta_i$ по Рикардо . . .	0,275	0,297	0,316	0,334	0,349	0,362	0,372
$\eta_i$ по Дьякову . . .	0,286	0,303	0,320	0,335	0,350	0,365	0,378

При определении мощности двигателя, работающего на генераторном газе, индикаторный к. п. д. мы рекомендуем брать по формуле:

$$\eta_i = \frac{\sqrt{\epsilon}}{10}. \quad (108)$$

Callender предложил для определения механического к. п. д. формулу:

$$\eta_m = 0,93 \left( 1 - \frac{0,30}{D} \right),$$

где  $D$  — диаметр цилиндра, выраженный в дюймах.

Если диаметр цилиндра выразить в сантиметрах, то формула примет вид:

$$\eta_m = 0,93 \left( 1 - \frac{0,76}{D} \right). \quad (109)$$

Эта формула давалась Callender в применении к двигателям, работающим при нормальной степени сжатия — порядка четырех. При работе же на генераторном газе степень сжатия двигателя может быть повышена до 7—8. Поэтому в формулу (108) следует ввести поправочный коэффициент  $k'$ , зависящий от величины степени сжатия. Таким образом имеем:

$$\eta_m = 0,93 \left( 1 - \frac{0,76}{D} \right) k',$$

или, окончательно, полагая  $0,93 k' = k$ ,

$$\eta_m = k \left( 1 - \frac{0,76}{D} \right). \quad (110)$$

Значение  $k$  в зависимости от величины степени сжатия можно получить из таблицы 13<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Табл. 13 составлена по материалам курса проф. Н. Р. Бриллинга, „Двигатели внутреннего сгорания“.



Таблица 13

$\epsilon$	3	4	5	6	7	8	9	10
$\beta$	0,935	0,930	0,925	0,920	0,910	0,900	0,890	0,880

Расход сухого газа на 1 л. с. ч., выраженный в кубических метрах и отнесенный к 0° Ц и 760 мм рт. ст., будет:

$$B = \frac{Q'_{\text{газ}}}{N_{\text{эф}}} \text{ м}^3/\text{л. с.} \quad (111)$$

Если из килограмма влажного топлива получается

$$E = \frac{2240}{G_{\text{общ}}} \text{ м}^3/\text{кг} \quad (30)$$

сухого генераторного газа, то расход твердого топлива

$$B' = \frac{B}{E} = \frac{\frac{Q'_{\text{газ}}}{N_{\text{эф}}}}{\frac{2240}{G_{\text{общ}}}} = \frac{Q'_{\text{газ}} G_{\text{общ}}}{2240 N_{\text{эф}}}$$

Итак,

$$B = \frac{Q'_{\text{газ}} G_{\text{общ}}}{2240 N_{\text{эф}}} \text{ кг/л. с.} \quad (112)$$

В зависимости от к. п. д. двигателя и качества газа расход его на 1 э. л. с. ч. колеблется в широких пределах — от 2,5 до 4 м<sup>3</sup>. Расход топлива на 1 л. с. ч. ориентировочно можно принимать равным:

для дров . . . . .	1,0	— 1,3	кг/л. с. ч.
дровяного угля . . . . .	0,55	— 0,7	"
карбонита . . . . .	0,45	— 0,5	"
каменного угля . . . . .	0,5	— 0,6	"
мелкозернистого антрацита . . . . .	0,3	— 0,4	"
бурого угля . . . . .	0,7	— 1,7	"
торфа . . . . .	1,0	— 1,7	"

При испытании двигателя, работающего на генераторном газе, может возникнуть необходимость в определении  $\alpha$  — коэффициента избытка воздуха. В этом случае прибегать к обычному методу, пользуясь анализом выхлопных газов, нельзя. Дело в том, что при определении коэффициента избытка воздуха, прибегая к формуле для выхлопных газов, азотом, заключенным в топливе, пренебрегают. Это делается по той причине, что твердое топливо содержит азот в ничтожно малом количестве, а жидкое — вообще его не имеет. Поэтому присутствие азота в выхлопных газах относят исключительно за счет воздуха, израсходованного при горении.

При сгорании генераторного газа этого допущения делать нельзя, так как этот газ может содержать азот в количестве до

55—60%. Поэтому единственным и в то же время надежным методом определения кислорода, поступающего в двигатель, является анализ рабочей смеси перед входом ее в цилиндр этого двигателя. Тогда коэффициент избытка воздуха находится как отношение поступившего кислорода  $O_2$  к теоретически необходимому  $O'_2$  для сгорания генераторного газа:

$$\alpha = \frac{O_2}{O'_2}$$

Изложим этот метод.

Пусть в результате анализа объемный состав в процентах рабочей смеси будет содержать: углекислоты  $CO_2$  окиси углерода  $CO$  водорода  $H_2$  метана  $CH_4$  кислорода  $O_2$  азота  $N_2$ .

Теоретически необходимое количество кислорода для сгорания горючей части этой смеси будет:

$$O'_2 = \frac{1}{2} CO + \frac{1}{2} H_2 + 2CH_4 = 0,5(CO + H_2) + 2CH_4$$

Следовательно, коэффициент избытка воздуха окажется равным:

$$\alpha = \frac{O_2}{0,5(CO + H_2) + 2CH_4} \quad (113)$$

Пользуясь этой формулой, можно определить искомый  $\alpha$  с той степенью точности, какую дает нам газоанализатор с дожиганием.

Разберем теперь пример определения мощности тракторного двигателя „Интернационал“ 22/36, работающего на генераторном газе. Этот двигатель испытывался в НАТИ в сентябре 1931 г. с генератором „ПЭМ“.

Данные двигателя следующие:

$D = 120,5$ мм	— диаметр цилиндра;
$S = 152$ мм	— ход поршня;
$i = 4$	— число цилиндров;
$n = 1050$ об/мин	— число оборотов;
$\epsilon = 4,25$	— степень сжатия.

Данные газогенераторной установки, имевшие место в этом испытании:

Температура газа при входе в смеситель <sup>1</sup> $t'_{\text{газ}}$	$= 40^\circ \text{ Ц.}$
Температура воздуха $t'_{\text{воз}}$	$= 16^\circ \text{ Ц.}$
Давление газа при входе в смеситель <sup>2</sup> $P$	$= 0,95 \text{ ат } (h = 450 \text{ мм } H_2O).$
Давление после смесителя $P_0$	$= 0,9 \text{ ат } (h = 950 \text{ мм } H_2O).$
Состав генераторного газа:	
$CO_2 = 11,2\%$ ; $O_2 = 3,4\%$ ; $CO = 14,4\%$ ; $H_2 = 18,2\%$ ; $CH_4 = 3,5\%$ ; $N_2 = 49,3\%$ .	
Нижшая теплотворная способность этого генераторного газа (0° Ц и 760 мм рт. ст.)	
$H_u = 1206 \text{ кал/м}^3$ .	

<sup>1</sup> В прежнем обозначении  $t_s$ .

<sup>2</sup> Барометрическое давление — 733 мм рт. ст.

Переходим к расчету мощности этого двигателя. Коэффициент объемного содержания паров воды согласно табл. 12 и формуле (98) равен:

$$\omega = \frac{P_S}{P - P_S} = \frac{0,0752}{0,95 - 0,0752} = 0,086. \quad (98)$$

Теоретически необходимое количество воздуха:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad (100)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5 (14,4 + 18,2) + 2 \cdot 3,5 - 3,4] = 0,95 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

При коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,15$  температура смеси газа и воздуха будет:

$$t'_{\text{см}} = \frac{\alpha L_0 t'_{\text{воз}} + t'_{\text{газ}}}{1 + \alpha L_0} = \frac{1,15 \cdot 0,95 \cdot 16^\circ + 40^\circ}{1 + 1,15 \cdot 0,95} \cong 27^\circ \text{ Ц}; \quad (101a)$$

$$T_0 = 273 + 27 = 300^\circ \text{ Ц}.$$

Температуру смеси внутри цилиндра при ходе всасывания для  $\Delta t = 10^\circ$  получаем:

$$T_0' = T_0 + \Delta t = 300 + 10 = 310^\circ \text{ Ц}. \quad (104)$$

Давление всасывания:

$$P_a = 0,95 P_0 = 0,95 \cdot 0,9 = 0,855 \text{ ат}.$$

При давлении выхлопа  $P_r = 1,08$  (двигатель без глушителя) коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{T_0 \varepsilon P_a - P_r}{T_0' (\varepsilon - 1) P_0} = \frac{300 \cdot 4,25 \cdot 0,855 - 1,08}{310 \cdot (4,25 - 1) \cdot 0,9} = 0,85. \quad (103)$$

Часовой засос рабочей смеси

$$Q_{\text{см}} = \varepsilon \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S i \frac{n}{2} = 60 \cdot 0,85 \cdot \frac{\pi \cdot 0,1205^2}{4} \cdot 0,152 \cdot 4 \cdot \frac{1050}{2} = 186 \text{ м}^3/\text{час}. \quad (96)$$

Часовое поступление генераторного газа в двигатель

$$Q_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{см}}}{1 + \alpha L_0 + \omega} = \frac{186}{1 + 1,15 \cdot 0,95 + 0,086} = 85,5 \text{ м}^3/\text{час}. \quad (97)$$

Расход газа, приведенный к нормальным физическим условиям,

$$Q'_{\text{газ}} = 264 Q_{\text{газ}} \frac{P_0}{T_0} = 264 \cdot 85,5 \cdot \frac{0,9}{300} = 67,5 \text{ м}^3/\text{час}. \quad (99)$$

Определим теперь механический к. п. д. двигателя. При  $\varepsilon = 4,25$  из табл. 13 находим коэффициент  $k = 0,929$ ; поэтому

$$\eta_m = k \left(1 - \frac{0,76}{D}\right) = 0,929 \left(1 - \frac{0,76}{12,05}\right) = 0,87. \quad (110)$$

Индикаторный к. п. д.

$$\eta_i = \frac{\sqrt{\varepsilon}}{10} = \frac{\sqrt{4,25}}{10} = 0,206. \quad (108)$$

Эффективная мощность двигателя на генераторном газе получается равной:

$$N_{\text{эф}} = \eta_m \eta_i \frac{Q'_{\text{газ}} H_u}{632} = 0,87 \cdot 0,206 \cdot \frac{67,5 \cdot 1206}{632} = 23 \text{ л. с.} \quad (107)$$

Средняя мощность в этом испытании была равна 22,4 л. с. Однако максимальную мощность двигатель показал при 23,3 л. с. Таким образом результат нашего подсчета весьма близок к действительности.

## 5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ РАЗМЕРОВ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Весь расчет газогенератора строился для отвлеченной производительности, равной 100 молям сухого газа. Исходя из этой цифры, были найдены расход топлива как сухого, так и влажного, расход воздуха, паров воды и т. п. Переходя к конкретному расчету агрегата, генерирующего газ для питания двигателя определенной мощности, найдем действительные количества веществ, участвующих в газификации, с которыми приходится иметь дело в реальных условиях эксплуатации.

В предыдущем параграфе была определена в зависимости от мощности двигателя производительность генератора  $Q'_{\text{газ}}$ , представляющая отбор газа в кубических метрах в час. Этот объем газа был отнесен к условию  $0^\circ \text{ Ц}$  и 760 мм рт. ст. Килограмм-молекула газа в этих условиях занимает объем в 22,4 м<sup>3</sup>. Следовательно, 100 молей генераторного газа будут занимать 2240 м<sup>3</sup>.

Если проектируемый генератор имеет производительность  $Q'_{\text{газ}}$  м<sup>3</sup>/час, то величины всех веществ, участвующих в газификации 100 молей генераторного газа, должны быть умножены на  $Q'_{\text{газ}}$  и разделены на 2240. Поэтому, если расход воздуха для получения 100 молей газа составлял  $L$  кг-мол, то в генераторе производительностью  $Q'_{\text{газ}}$  он будет:

$$\frac{L Q'_{\text{газ}}}{2240} \text{ кг-мол/час}.$$

В пересчете на кубометры расход воздуха выразится:

$$L' = \frac{Q'_{\text{газ}} L}{100} \text{ м}^3/\text{час}. \quad (114)$$

Проектирующему следует помнить, что этот объем воздуха отнесен к условиям 0° Ц и 760 мм рт. ст. Поэтому при расчете подогрева воздуха объема, а следовательно, и скорости движения его будут уже иными, зависящими от условий, в которых окажется движущийся воздух.

Точно также, если для получения 100 молей генераторного газа необходимо затратить согласно формуле (28а)

$$G_{\text{общ}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} \text{ кг} \quad (28a)$$

влажного топлива, то часовой расход этого топлива в проектируемом генераторе составит:

$$G'_{\text{общ}} = \frac{Q'_{\text{газ}} G_{\text{общ}}}{2240} \text{ кг/час} \quad (115)$$

или

$$G'_{\text{общ}} = \frac{Q'_{\text{газ}} G}{22,4 [100 - (A + W)]} \text{ кг/час}, \quad (116)$$

где  $G$  — вес горючей массы топлива;

$A$  — зольность этого топлива в процентах;

$W$  — относительная влажность его в процентах.

Если угольный генератор осуществляет дополнительный ввод паров в камеру сгорания (присадку), то расход этого пара для 100 молей газа был определен:

$$G_{\text{пар}} = H_0 - H_T - \frac{WG}{18 [100 - (A + W)]} \text{ кг-мол}, \quad (48)$$

что в пересчете на килограммы составит:

$$G'_{\text{пар}} = 18 G_{\text{пар}} \text{ кг}. \quad (49)$$

Для нашего же генератора расход воды в час будет:

$$G''_{\text{пар}} = \frac{Q'_{\text{газ}}}{2240} 18 G_{\text{пар}} \cong \frac{Q'_{\text{газ}} G_{\text{пар}}}{124} \text{ кг/час}.$$

Итак,

$$G''_{\text{пар}} = \frac{Q'_{\text{газ}} G_{\text{пар}}}{124} \text{ кг/час}. \quad (117)$$

Часто бывает интересно отнести расход вводимого пара к килограмму влажного газифицируемого топлива. Имея в виду равенство (28а), получим, что на килограмм топлива следует добавлять в камеру сгорания пар в количестве:

$$\sigma = \frac{G'_{\text{пар}}}{G_{\text{общ}}} = \frac{18 G_{\text{пар}}}{G_{\text{общ}}} = 18 \left\{ \frac{H_0 - H_T}{G_{\text{общ}}} - \frac{WG}{18 [100 - (A + W)] G_{\text{общ}}} \right\} = \frac{18 (H_0 - H_T)}{G_{\text{общ}}} - \frac{W}{100}$$

итак,

$$\sigma = \frac{18 (H_0 - H_T)}{G_{\text{общ}}} - \frac{W}{100} \text{ кг/кг}. \quad (118)$$

## А. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ БУНКЕРА

Размеры бункера, т. е. части генератора, где содержится запас топлива, следует выбирать с таким расчетом, чтобы обеспечить работу двигателя, установленного на автомобиле или тракторе в течение 1½—2 час. Большие запасы топлива мы не рекомендуем, так как в этом случае генератор принимает весьма значительные габаритные размеры. Для установок на катерах ввиду повышения центра тяжести выбирать размеры бункера мы рекомендуем с еще большей осторожностью. Здесь вполне достаточно ограничиться запасом топлива на час работы мотора. Тогда генератор принимает размеры, вполне допускающие его монтаж на катере без опасения значительного повышения центра тяжести.

Если искомым объем бункера обозначить через  $V_6$ , а насыпной вес топлива — через  $\gamma$ ; то вес загруженного в бункер топлива будет:

$$\gamma \cdot V_6 \text{ кг}.$$

С другой стороны, если часовой расход топлива равен  $G'_{\text{общ}}$ , а бункер рассчитывается на непрерывную работу мотора в течение  $Z$  час., то вес топлива должен составить:

$$Z G'_{\text{общ}} \text{ кг}.$$

На этом основании получаем уравнение:

$$\gamma V_6 = Z G'_{\text{общ}},$$

откуда объем бункера

$$V_6 = \frac{Z G'_{\text{общ}}}{\gamma} \text{ м}^3. \quad (119)$$

Насыпной вес различного рода топлива приведен в табл. 14. Данные этой таблицы не являются абсолютно точными, так как удельный, а следовательно, и насыпной вес топлива в сильной степени зависит от влажности.

Определив объем бункера, следует задаться его высотой или диаметром (если бункер цилиндрической формы) или, наконец, их отношением  $\rho = 1—1,8$ , после чего нетрудно найти и все остальные размеры бункера.

## Б. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Камерой сгорания генератора мы называем ту ее часть, где происходит основной газогенераторный процесс. Обычно камере сгорания дают такие размеры, чтобы топливо, поместившееся в ней, полностью обеспечило процесс газификации при необходимом отборе газа. По мере расходования топлива в камеру сгорания поступает из бункера свежее пополнение.

Таблица 14

Род топлива	Насыпной вес $\gamma$ кг/м <sup>3</sup>	Влажность $W$ в %	Приблизительные размеры мм
Древесные чурки:			
Сосна . . . . .	220	} 12%	} 40 × 50 × 60
Ель . . . . .	230		
Береза . . . . .	270		
Бук . . . . .	275		
Дуб . . . . .	290		
Антрацит . . . . .	700		
Бурый уголь . . . . .	650—700		
Каменный уголь . . . . .	700—750		} Размеры, применяемые в газогенераторах легкого типа
Карбонит . . . . .	700—800		
Кокс газовый . . . . .	300—400		
Торф сухой . . . . .	300—350		
„ сырой . . . . .	400—500		
„ брикетированный (низинный) . . . . .	470	16%	60 × 60 × 30
Торфяной кокс . . . . .	310	6%	50 × 40 × 40
„ мусор (прессованный) . . . . .	200—250		
Торф-брикет (орешек) . . . . .	422	17%	Овал 35 × 20
Древесный уголь			
Еловый . . . . .	131	} 6—8%	
Сосновый . . . . .	148		
Березовый . . . . .	190		

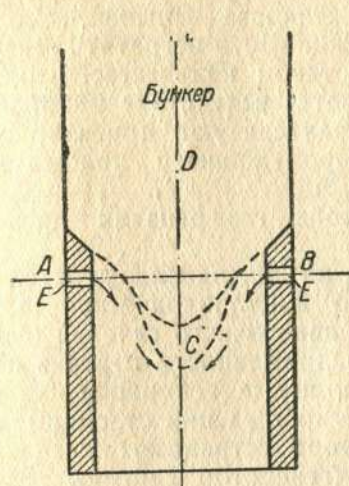
Следует различать работу камеры сгорания в зависимости от рода газифицируемого топлива. Например при газификации древесного угля выбор формы и напряженности горения<sup>1</sup> не играют роли, какую они имеют при газификации топлив, имеющих высокое содержание смолы. Экспериментальные наблюдения над работой генераторов говорят о том, что газификация древесного угля протекает весьма устойчиво, не требуя специальных мер, гарантирующих нормальный ход процесса. Совсем иначе обстоит дело с камерами сгорания, предназначенными для газификации смолистых топлив (дрова, торф, солома). Здесь необходимо строго соблюдать все условия газификации этого рода топлива, иначе генераторный газ будет получаться или низкого качества или будет содержать пары смолы. В случае же соблюдения всех необходимых мер газ по своему качеству получается значительно выше древесно-угольного газа и может совершенно не иметь смолы.

Наличие смолы в генераторном газе можно объяснить следующими причинами.

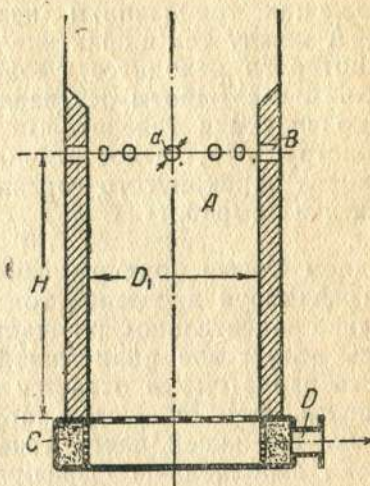
Пусть генератор (фиг. 12) имеет камеру сгорания с достаточно большой площадью сечения  $AB$ . Тогда воздух, выходя из фурм  $E$ , будет поддерживать горение не по всему сечению камеры сгорания, а только лишь на его периферии. Центральная же

<sup>1</sup> Напряженность горения определяется количеством топлива (в килограммах) сгорающего на 1 м<sup>2</sup> сечения камеры сгорания в час.

область  $C$  этого сечения не будет раскалена, так как воздух при своем движении, встречая сопротивление топлива, не сумеет достигнуть середины. Таким образом возникнет так называемая непрогорающая зона, т. е. место в сечении камеры сгорания, куда не проникает воздух и где, следовательно, не происходит горения, а потому отсутствует и высокая температура. Теперь нетрудно уяснить весь вред, который несет в себе эта непрогорающая зона.



Фиг. 12. Воздушный спектр и „непрогорающая“ зона.



Фиг. 13. Цилиндрическая камера сгорания низкой напряженности горения.

Выше уже говорилось, что в период газификации в бункере вследствие нагревания выделяются различные дистиллаты, среди которых занимают видное место пары смолы. Эта смола в парообразном состоянии устремляется в низ генератора, в камеру сгорания, и должна согласно идее опрокинутого горения там разложиться. Наличие непрогорающей зоны будет препятствовать этому разложению смолы, которая, проникнув сквозь эту зону и не встретив высокой температуры, выйдет из генератора, не изменив своей химической структуры, как механическая примесь к генераторному газу. По изображению на фиг. 12 можно прийти к выводу, что величина этой непрогорающей зоны зависит, во-первых, от расстояния центра сечения до форм, подводящих воздух, т. е. от величины самого сечения камеры сгорания, и, во-вторых, от скорости выхода воздуха из фурм. Действительно, чем меньшее расстояние необходимо пройти воздуху, чтобы достигнуть центра, и чем интенсивнее выход этого воздуха из фурм, тем вероятнее ожидать проникновения воздуха во все точки рассматриваемого сечения камеры сгорания. Итак, двумя основными условиями отсутствия смолы в генераторном газе при газификации древесного топлива являются: 1) высокая скорость выхода воздуха из фурм и 2) минимальное сечение камеры сгорания.

Осуществление этих условий определяет высокую напряженность горения в окислительной зоне камеры сгорания.

Высокая напряженность горения требует особой осторожности при выборе материала для камеры сгорания, вынуждая пользоваться для этой цели исключительно тугоплавкими сплавами<sup>1</sup>, выдерживающими температуру порядка 1200—1300° Ц.

Таким образом теоретические соображения и данные практики говорят о том, что при надлежащих конструктивных формах, удовлетворяющих требованиям напряженности горения, смолы не бывает. А между тем в практике можно часто встретить генератор, в газе которого находится смола в таком количестве, что мотор после 6—8 час. работы останавливается вследствие засмоливания. Такие конструкции генераторов характеризуют проектирующего, как конструктора, недостаточно продумавшего положительные особенности опрокинутого горения.

Практика выработала два способа газификации древесного топлива.

В одном случае придерживаются низких напряженностей горения, газифицируя древесное топливо в цилиндрической шахте А с довольно значительной площадью поперечного сечения (фиг. 13).

Здесь вследствие пониженной напряженности горения некоторая часть паров смолы остается в процессе генерирования неразложившейся. Для окончательного освобождения от смолы поступают так. В нижней части генератора устраивают специальную камеру С, заполненную фарфором (генератор системы „Sagam“).

В камере поддерживают максимально высокую температуру, достигая этого, с одной стороны, за счет теплового излучения камеры сгорания, а с другой, — специальным дополнительным подводом воздуха, направляемого на раскаленный фарфор. Газ перед выходом из генератора заставляют пройти через эту камеру с фарфором, который своими каталитическими свойствами при высоких температурах окончательно разлагает оставшиеся пары смолы. При этом некоторая, правда незначительная, часть генераторного газа сгорает с подведенным воздухом.

Другой более совершенный способ газификации заключается в применении высоких напряженностей горения. Благодаря этому, как указывалось выше, можно совершенно избавиться от смолы. Здесь необходимо будет привести в качестве примера газификации по такому способу камеры сгорания систему „Berliet“ (фиг. 14).

Камера сгорания такого типа состоит из двух усеченных конусов, сложенных вместе меньшими основаниями. Ее удобно разбить на три части.

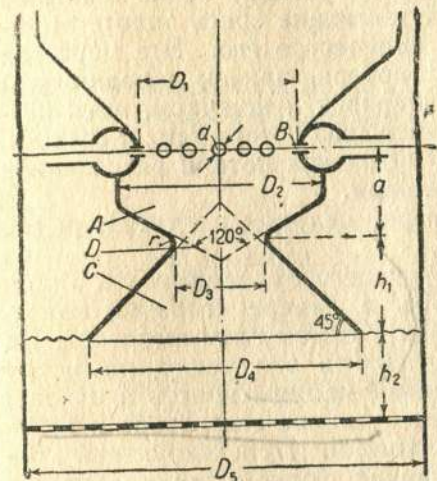
Верхняя часть А служит областью полного сгорания или, как мы выражались раньше, окислительной зоной. Здесь выходящий

<sup>1</sup> Элементарный анализ камеры сгорания газогенератора „Berliet“, произведенный Уральским научно-исследовательским химическим институтом, оказался таким:

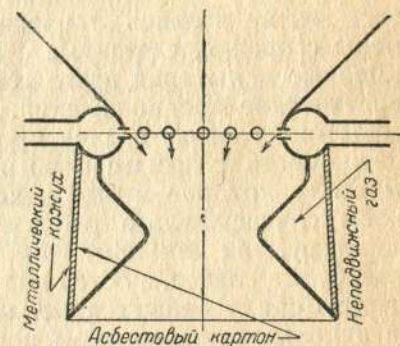
углерод	C	— 0,12	хром	Cr	— 20,18
кремний	Si	— 0,44	никель	Ni	— 8,39
марганец	Mn	— 1,21	медь	Cu	— 0,20

из фурм В воздух, обладая высокой скоростью порядка 40 м/сек, создает в центре этой области раскаленное ядро, температура которого достигает 1300—1400° Ц. Интересно, что такая высокая температура наблюдается только лишь в самом центре, на периферии же, ближе к стенкам, это явление не имеет места. Здесь поддерживается более умеренная температура, при которой металлические стенки не получают еще разрушения. Благодаря такой конструкции всякие поводы для возникновения непрогорающих зон, безусловно, отсутствуют.

Вторая часть камеры сгорания этого типа представляет горловину D<sub>1</sub>. Температурный режим камеры сгорания достигает в горловине, повидимому, наивысшего предела, вследствие чего почему-либо оставшиеся пары смолы здесь окончательно разлагаются. Таким образом в горловине достигается полное освобождение от смолы.



Фиг. 14. Камера сгорания высокой напряженности горения.



Фиг. 15. Тепловая изоляция камеры сгорания.

Третьей частью камеры сгорания является нижний конус, осуществляющий постепенный переход в восстановительную зону, где по условиям процесса газификации должна пребывать значительная масса угля.

Так как конус обращен большим основанием вниз, то скорость газа будет по мере его движения уменьшаться, достигая в конце совсем низкой величины, а поэтому время для восстановительных реакций будет достаточно большим. Температура в этой области значительно ниже и выражается цифрой в 900—1000° Ц.

Все перечисленные особенности этой конструкции вынуждают прийти к такому выводу. Прежде всего сразу бросается в глаза легкость всей установки. Отсутствие футеровки и громоздких фарфоровых катализаторов, которые, кроме веса (достигающего в некоторых случаях 20—30 кг), непроизводительно увеличивают объем генератора. Кроме того, специфическая особенность окислительной зоны позволяет сконцентрировать высокие температуры в одном месте камеры сгорания и притом в малом объеме. Поэтому те-

пловые потери будут значительно меньше против потерь в случае, когда приходится иметь высокий температурный режим в шахте с большим пространством, в котором находятся катализаторы, в результате чего генератор в нескольких местах охвачен высокими температурами.

Когда проектировался газогенератор „НАТИ-II“, в основу которого были положены принципы конструкции „Berliet“, автором было предложено изолировать всю камеру сгорания, чтобы избежать неизбежной потери тепла с газом, уходящим из генератора. Тогда для этой цели применили специальный металлический кожух (фиг. 15), плотно посаженный на камеру сгорания и выложенный внутри 6-миллиметровым асбестовым картоном. Выше неоднократно указывалось на необходимость сохранения тепла в нижней части камеры сгорания, так как протекающие здесь эндотермические реакции расходуют большое количество его. Эта мера как раз имела задачей устранение таких потерь, причем неподвижный газ, заключенный между камерой сгорания и кожухом, имея низкий коэффициент теплопроводности, уменьшал потери теплопередачи, асбест же, не являясь прозрачным, исключал потери раскаленной камеры сгорания, связанные с излучением.

Данные испытания этого генератора<sup>1</sup> целиком подтвердили все теоретические предположения.

Поэтому главная задача проектирующего будет состоять в том, чтобы суметь сконцентрировать в камере сгорания максимум тепла, которое может находиться в самом газогенераторе. Ни в коем случае нельзя распространять это тепло по всему генератору, так как при этом тепловая напряженность в нужном месте будет слабее, а потери на лучеиспускание генератора в окружающую среду окажутся весьма большими. Проектирующий должен использовать все меры, позволяющие, с одной стороны, направить это тепло в камеру сгорания (подогрев воздуха, перегрев пара), с другой, — сберечь в камере сгорания это тепло, создав специальные теплонепроницаемые изоляции асбестом, газовыми прослойками и другими подобными мероприятиями. При соблюдении всех перечисленных условий можно гарантировать полное освобождение от смолы и получение газа с высокими химическими качествами.

Ниже будет приведена схема определения конструктивных размеров, построенная на экспериментальных данных, имеющихся в настоящее время в институте.

Все камеры сгорания мы разобьем на две группы, из которых первая будет охватывать конструкции высокой напряженности горения (аналогичные „Berliet“), а вторая — низкой напряженности, (сюда относятся все камеры прямого сечения, имеющие футеровку).

**Камера высокой напряженности горения.** Эту конструкцию следует применять во всех случаях, когда газифицируется топливо, содержащее смолы (дрова, торф и т. п.). Фиг. 14, изобра-

жающая разрез такой камеры сгорания, дает представление о расположении фурм.

Если генератор при нормальном режиме расходует на газификацию  $L'_i$  м<sup>3</sup> воздуха, имея  $n$  фурм диаметром  $d$ , то при скорости выхода этого воздуха из фурм  $V$  м/сек мы имеем уравнение:

$$3600 \frac{\pi d^2}{4} n V = L'_i;$$

$L'_i$  представляет часовой расход воздуха, отнесенный к действительным условиям температуры  $t_{\text{воз}}$  и давления  $P_{\text{воз}}$ , поэтому, если часовой расход, приведенный к условиям 0°Ц и 760 мм, будет  $L'$  м<sup>3</sup> [формула (114)], получим:

$$L'_i = \frac{273 + t_{\text{воз}}}{273} \frac{760}{P_{\text{воз}}} L'.$$

Так как давление в фурмах обычно отличается весьма незначительно от давления в окружающей генератор среде, то получаем

$$L'_i = \frac{273 + t_{\text{воз}}}{273} L' \text{ м}^3/\text{час}. \quad (121)$$

Подставив  $L'_i$  в полученное уравнение и решив его относительно  $d$ , находим, что диаметр фурмы будет:

$$d = 0,114 \sqrt{\frac{(273 + t_{\text{воз}}) L'}{n \cdot V}} \text{ см}. \quad (122)$$

Число фурм  $n$  следует выбирать в зависимости от величины диаметра  $D_1$  так:

$D_1 = 160 - 180$	$n = 10$	мм
$D_1 = 180 - 210$	$n = 12$	„
$D_1 = 210 - 250$	$n = 14$	„
$D_1 = 250 - 300$	$n = 16$	„

Скорость выхода воздуха из фурм мы рекомендуем брать порядка  $V = 40 - 45$  м/сек. Более низкие значения  $V$  не создают необходимой интенсивности горения, а более высокие вызывают значительные потери, связанные с сопротивлением при выходе из фурм.

Перейдем к определению главного диаметра камеры сгорания. Пусть в проектируемом генераторе в течение часа газифицируется  $G'_{\text{общ}}$  кг топлива. Тогда, если главный диаметр камеры сгорания будет  $D_1$ , на 1 м<sup>2</sup> площади сечения ее в час будет сгорать топлива в количестве:

$$q = \frac{G'_{\text{общ}}}{\frac{\pi D_1^2}{4}} \text{ кг/м}^2\text{час}.$$

Решив это уравнение относительно  $D_1$ , получим:

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{G'_{\text{общ}}}{\pi q}} \text{ м}. \quad (123)$$

<sup>1</sup> См. „Известия НАТИ“, № 1 — 2 за 1932 г.

Величина  $q$  называется напряженностью горения. Для древесного топлива (чурок) ее следует брать:

$$q = 850 - 900 \text{ кг/м}^2\text{час.}$$

Далее, согласно схеме камеры сгорания, изображенной на фиг. 14, остальные размеры можно определить из выражений:

$$D_2 = 1,3 D_1; \quad (124)$$

$$D_3 = 0,62 D_1; \quad (125)$$

$$a = 0,55 D_1; \quad (126)$$

$$r = \frac{D_1}{15}; \quad (127)$$

$$h_1 = \frac{D_4 - D_3}{2}. \quad (128)$$

Величина диаметра  $D_4$  находится по конструктивным соображениям. В некоторых случаях можно пользоваться такой связью:

$$D_4 = D_5 - 0,2 \text{ м.} \quad (129)$$

Во всяком случае  $D_4$  следует выбирать возможно больше, сообразуясь с местом.

Обычно мелкий уголь, находящийся в восстановительной зоне, образует горизонтальную плоскость на уровне нижнего конуса. Поэтому объем, занимаемый обугленным топливом, складывается из объема усеченного конуса и объема цилиндра диаметром  $D_5$  и высотой  $h_2$ .

Каждый такой объем угольной массы имеет свою определенную норму газообразования в единицу времени или, другими словами, свой режим расхода газа  $Q'_{\text{газ}}$ , при котором данная камера сгорания работает наиболее экономично, генерируя газ наилучшего качества. В пределах производительности строящихся генераторов можно допустить пропорциональность между объемом восстановительной зоны  $V_B$  и этой производительностью  $Q'_{\text{газ}}$ . Такой точки зрения придерживается большинство авторов, трактующих о методах расчета газогенераторов. Следовательно, получаем, что

$$V_B = \omega Q'_{\text{газ}} \text{ м}^3. \quad (130)$$

Здесь  $\omega$  является коэффициентом пропорциональности, который для приведенной конструкции камеры сгорания бывает равным  $\omega = 0,0004 - 0,0005$ .

Интересно выяснить размерность этого коэффициента. Согласно уравнению (130) получаем:

$$\omega = \frac{V_B}{Q'_{\text{газ}}} = \frac{[\text{м}^3]}{[\text{м}^3/\text{час}]} = [\text{час}].$$

Таким образом коэффициент пропорциональности  $\omega$  имеет размерность времени. Это обстоятельство подтверждает возможность существования такой пропорциональности.

Подсчитаем теперь объем восстановительной зоны камеры сгорания, как сумму объемов усеченного конуса и цилиндра (фиг. 14):

$$V_B = \frac{\pi h_1}{12} (D_4^2 + D_4 D_3 + D_3^2) + \frac{\pi D_5^2}{4} h_2.$$

Высота  $h_1$  при углах в  $45^\circ$  равна:

$$h_1 = \frac{D_4 - D_3}{2}, \quad (128)$$

поэтому

$$V_B = \frac{\pi}{12} \frac{D_4 - D_3}{2} (D_4^2 + D_4 D_3 + D_3^2) + \frac{\pi D_5^2}{4} h_2$$

или

$$V_B = \frac{\pi}{24} (D_4^3 - D_3^3) + \frac{\pi D_5^2}{4} h_2.$$

Отсюда легко найти высоту  $h_2$ :

$$h_2 = \frac{24 V_B - \pi (D_4^3 - D_3^3)}{6 \pi D_5^2} \text{ м.} \quad (131)$$

Кроме этих подсчетов, проектирующий должен иметь в виду, чтобы суммарное расстояние от плоскости фурм до зольниковой решетки ( $a + h_1 + h_2$ ) лежало в пределах между 300 и 350 мм.

**Камера низкой напряженности горения.** Такие камеры строятся преимущественно цилиндрической формы и имеют огнеупорную футеровку. Прямым назначением камеры низкой напряженности следует признать газификацию древесного угля и других топлив, не содержащих в большом количестве смол (антрацит, кокс и т. п.). Как упоминалось выше, французская фирма „Sagam“ строит генераторы с камерами такой конструкции для дров, однако, признать это правильным мы не можем.

Диаметр фурм (фиг. 13) можно определить также по формуле (122):

$$d = 0,114 \sqrt{\frac{(273 + t_{\text{возд}}) L'}{n V}} \text{ м,} \quad (122)$$

причем для древесного угля  $V = 20 - 25 \text{ м/сек.}$

Число фурм выбирается по соображениям от 6 до 12.

Диаметр камеры сгорания, если она выполнена в виде цилиндра, точно так же определяется по формуле (123):

$$D_1 = 2 \sqrt{\frac{G'_{\text{общ}}}{\pi q}} \text{ м.} \quad (123)$$

Если же камера сгорания имеет в сечении прямоугольник площадью  $F$ , то величина этой площади может быть подсчитана по формуле:

$$F = \frac{G'_{\text{общ}}}{q} \text{ м}^2. \quad (132)$$

Напряженность горения здесь можно брать:

для дров (чурок)	$q = 550 - 600$	кг/м <sup>2</sup> час.
• дров (швырка)	$q = 600 - 650$	•
• древесного угля	$q = 110 - 160$	•
• торфа	$q = 600 - 700$	•

Объем всей камеры сгорания в этом случае принимается пропорциональным производительности генератора, поэтому имеем:

$$V = \omega' Q'_{\text{газ}} \text{ м}^3. \quad (133)$$

Если камера сгорания имеет площадь сечения  $F$  и высоту  $H$ , то

$$V = FH = \frac{G'_{\text{общ}}}{q} H,$$

поэтому

$$\frac{G'_{\text{общ}}}{q} H = \omega' Q'_{\text{газ}},$$

откуда высота шахты будет:

$$H = \frac{\omega' q Q'_{\text{газ}}}{G'_{\text{общ}}} \text{ м}. \quad (134)$$

Напомним, что в этой формуле

- $\omega'$  — коэффициент пропорциональности в часах;
  - $q$  — напряженность горения в кг/м<sup>2</sup>час;
  - $Q'_{\text{газ}}$  — производительность генератора в м<sup>3</sup>/час (при 0°C и 760 мм);
  - $G'_{\text{общ}}$  — часовой расход влажного топлива в кг/час.
- Коэффициент пропорциональности

для дров (чурок)	$\omega' = 0,0005$	час.
• дров (швырка)	$\omega' = 0,0006$	•
• древесного угля	$\omega' = 0,0006$	•
• торфа	$\omega' = 0,0007$	•

## В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗОЛЬНИКА

Нижнюю часть генератора занимает зольник, в котором собирается зола за время нескольких часов работы генератора. Пусть в 1 кг топлива содержится  $\frac{A}{100}$  кг золы, в 1 кг очаговых остатков —  $z$  кг углерода; тогда в 1 кг очаговых остатков содержится  $1 - z$  кг золы. Следовательно, на 1 кг золы приходится  $\frac{1}{1 - z}$  кг очаговых остатков, а на  $\frac{A}{100}$  кг золы:

$$\frac{A}{100(1 - z)} \text{ кг очаговых остатков.}$$

Таким образом при газификации 1 кг топлива в зольнике собирается очаговых остатков:

$$\frac{A}{100(1 - z)} \text{ кг.}$$

Если часовой расход топлива составляет  $G'_{\text{общ}}$  кг, то в течение  $t$  час. нормальной работы в зольнике собирается очаговых остатков:

$$\frac{A t}{100(1 - z)} G'_{\text{общ}} \text{ кг.}$$

Если удельный вес очаговых остатков будет  $\gamma_{0\text{ч}}$ , то объем, занимаемый ими, окажется равным:

$$\frac{A G'_{\text{общ}} t}{100 \gamma_{0\text{ч}} (1 - z)} \text{ л.}$$

Объем зольника следует выбирать с запасом процентов на 30. Поэтому искомый объем будет:

$$V_{\text{зол}} = \frac{1,3 A G'_{\text{общ}} t}{100 \gamma_{0\text{ч}} (1 - z)} \text{ л.} \quad (135)$$

Расчет следует вести, исходя из продолжительности работы в 8—10 час.

Если в 1 кг очаговых остатков содержится  $z$  кг углерода и  $1 - z$  кг золы, то удельный вес очаговых остатков будет:

$$\gamma_{0\text{ч}} = \frac{z + (1 - z)}{\frac{z}{\gamma_y} + \frac{1 - z}{\gamma_z}} = \frac{1}{z \left( \frac{1}{\gamma_y} - \frac{1}{\gamma_z} \right) + \frac{1}{\gamma_z}}.$$

Удельный вес угольной пыли в среднем можно принять равным  $\gamma_y = 1,5$ , а удельный вес золы —  $\gamma_z = 0,3$ . Следовательно, удельный вес очаговых остатков

$$\gamma_{0\text{ч}} = \frac{1}{3,3 - 2,7 \cdot z} \text{ кг/л.} \quad (136)$$

Содержание углерода в килограмме очаговых остатков уже давалось раньше. Приводим его еще раз:

для дров	$z = 0,17$
• древесного угля	$z = 0,20$
• каменного угля	$z = 0,20 - 0,30$
• лигнитных брикетов	$z = 0,35$
• торфяного кокса	$z = 0,40$

На первый взгляд может показаться, что выбору размеров зольника нет нужды уделять такого внимания, как это сделано в расчете. Однако это не так. Раньше мы указывали на необходимость максимально возможного сокращения пространства, где может находиться генераторный газ по выходе из камеры сгорания. Эта мера вызывалась необходимостью уменьшить время пребывания газа в генераторе во избежание обратного течения реакций воздушного и водяного газов. Совершенно очевидно, что объем зольника пред-



ставляет такое „вредное пространство“ и является с этой точки зрения крайне нежелательным элементом газогенератора. Поэтому проектирующий должен стремиться давать зольнику размеры, строго необходимые по расчету продолжительности работы генератора.

#### Г. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ГАЗОПРОВОДА

Размеры и расположение газопровода оказывают существенное влияние на весь режим работы двигателя. Очень часто на первый взгляд непонятная потеря мощности двигателя объясняется нерационально спроектированным газопроводом. Поэтому проектирующему следует уделить этой части газогенераторной установки должное внимание.

Прежде всего монтаж газопровода на тракторе или автомобиле следует выполнять таким образом, чтобы предотвратить возможность разбалтывания всех соединений, нарушающую их герметичность. В этом случае места, подверженные резким сотрясениям, лучше всего выполнять гибкими трубами. Все жесткие соединения на фланцах или муфтах не следует делать на закруглениях, так как эти места газопровода испытывают наибольшие напряжения. При несоблюдении этих правил легко может возникнуть подсос воздуха, который неприятен тем, что ослабляет остроту регулировки добавочного воздуха в смесителе и может сделать ее даже невозможной. Кроме того, благодаря подсосу воздуха увеличивается объем движущейся в газопроводе смеси, что влечет за собой возрастание ее скорости, а вследствие этого и сопротивления всей газосасывающей системы. Подсос воздуха особенно неприятен в самом генераторе. Здесь он совершенно недопустим. Воздух, проникнувший в генератор при имеющейся там температуре, неминуемо вызывает сгорание газа, что, очевидно, создает самые вреднейшие потери.

Проектирующий должен стремиться к минимальному количеству различных разъемных соединений в газогенераторе, не взирая на то, что в некоторых случаях это внесет усложнение его разборки и чистки. Проектирующий должен помнить, что каждый лишний лючок увеличивает шансы проникновения воздуха в генератор, и должен стараться сокращать поэтому до крайних пределов их число.

Газопровод можно выполнять нормальными газовыми трубами, причем следует избегать резких переходов и закруглений с малыми радиусами кривизны. Угольники в газопроводе вообще недопустимы, так как они создают весьма значительное сопротивление.

Газопроводы газогенераторных установок, газифицирующих топливо высокой влажности, должны иметь уклон в сторону двигателя, оканчивающийся перед смесителем специальным горшком, куда могла бы стекать конденсирующаяся в трубах вода. Такой горшок небольшой емкостью в 1—2 л может иметь на дне калиброванное отверстие диаметром в  $1\frac{1}{2}$ —2 мм. При остановке, когда разрежение в системе спадет до нуля, вода автоматически будет вытекать наружу. В момент же работы через это отверстие будет подсос воздуха, однако величина его окажется чрезвычайно малой

и поэтому не внушит приведенных выше опасений. Такая мера устраняет попадание воды в двигатель и предохраняет от потери его мощности.

Автору неоднократно приходилось наблюдать, когда двигатель, питаемый газом прекрасного качества, не развивал необходимой мощности. В результате обследования обнаружился унос газом воды в цилиндры двигателя.

Если газопровод имеет большую длину, то можно последний снабдить двумя-тремя лючками для чистки. Однако размеры этих лючков должны быть малыми, а герметичность соединения достаточно надежная. Хотя плотность соединения при малых размерах лючков может быть достаточная, тем не менее к ним следует прибегать в самых крайних случаях, когда разборка газопровода для его очистки вносит большие затруднения.

Перейдем к самому определению размеров сечения газопровода. Пусть количество движущегося в трубопроводе газа, имеющего среднюю температуру  $t$ , равно  $Q'_{\text{газ}}$  м<sup>3</sup>/час. Тогда при его скорости, равной  $V$  м/сек, в диаметре трубопровода  $d$  см будем иметь уравнение:

$$\frac{Q''_{\text{газ}}}{3600} = \frac{V \frac{\pi d^2}{4}}{100^2}$$

Пренебрегая разницей давления в трубопроводе по отношению к давлению атмосферы<sup>1</sup>, получим:

$$Q''_{\text{газ}} = \frac{273+t}{273} Q'_{\text{газ}} \text{ м}^3/\text{час},$$

где  $Q'_{\text{газ}}$  — расход, отнесенный к 0°Ц и 760 мм.

Решив совместно эти два уравнения относительно  $d$ , найдем диаметр газопровода:

$$d = 0,114 \sqrt{\frac{(273+t) Q'_{\text{газ}}}{V}} \text{ см.} \quad (137)$$

В условиях работы легких газогенераторных установок скорость движения газа в трубопроводе можно принимать равной  $V = 15$ —20 м/сек, причем верхний предел допустим лишь при длине газопровода, не превышающей 3 м. Так как объем воздуха в рабочей смеси приблизительно равен объему газа, то размеры воздухопровода берутся такими же. Воздух для работы двигателя следует брать из мест наиболее низкой температуры, дабы температура смеси его с газом была также низкой. В случае загрязнения воздуха (условия трактора) надлежит применять нормальные воздухоочистители.

<sup>1</sup> Эта разница в худшем случае может достигнуть 30 мм рт. ст., т. е. составит 40%.

#### Д. ПОДОГРЕВ ВОЗДУХА

Выше неоднократно указывалось на необходимость подогрева воздуха, причем этот подогрев оказывался целесообразным лишь в случае, если он осуществляется за счет физического тепла генераторного газа. Практически такой подогрев воздуха можно иметь или в самом генераторе, применяя для этой цели тройные стенки (фиг. 8) или систему труб, собранных в батарею, или вне генератора, устраивая специальный воздухоподогреватель по типу решефера (фиг. 7).

Если подогрев воздуха осуществляется вне генератора, то согласно закону теплопередачи, теплота, воспринятая воздухом от генераторного газа, будет:

$$U_{\text{воз}} = kFZ \Delta t_{\text{ср}} \text{ кал.} \quad (138)$$

Точно так же, если воздух подогревается в самом генераторе, то соответственная теплота воздуха будет:

$$E_{\text{воз}} = kZF \Delta t'_{\text{ср}} \text{ кал.} \quad (139)$$

В этих формулах:

$k$  — общий коэффициент теплопередачи от генераторного газа к воздуху;

$Z$  — время, необходимое для генерирования 100 молей сухого газа в часах [формула (62)];

$F$  — поверхность нагрева в  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t_{\text{ср}}$  и  $\Delta t'_{\text{ср}}$  — средние разности температур между газом и воздухом.

Общий коэффициент теплопередачи от газа к воздуху

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{воз}}} + \frac{\delta}{\lambda}} \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{Ц},$$

где  $\alpha_{\text{газ}}$  — частный коэффициент теплопередачи от газа к стенке, разъединяющей его с воздухом;

$\delta$  — толщина этой стенки в метрах;

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности ее в  $\text{кал/м час } ^\circ\text{Ц}$ ;

$\alpha_{\text{воз}}$  — частный коэффициент теплопередачи от стенки к воздуху.

Слагаемое  $\frac{\delta}{\lambda}$  в условиях легкого газогенератора является величиной малой при сравнении с остальными двумя слагаемыми этого знаменателя, поэтому величиной  $\frac{\delta}{\lambda}$  мы пренебрегаем. Следовательно, имеем:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{воз}}}} = \frac{\alpha_{\text{газ}} \cdot \alpha_{\text{воз}}}{\alpha_{\text{газ}} + \alpha_{\text{воз}}}.$$

Итак,

$$k = \frac{\alpha_{\text{газ}} \cdot \alpha_{\text{воз}}}{\alpha_{\text{газ}} + \alpha_{\text{воз}}}. \quad (140)$$

Частный коэффициент теплопередачи от газа к стенкам согласно формуле Молье во всех случаях можно определять так:

$$\alpha_{\text{газ}} = 2 + 10 \sqrt{V_{\text{газ}}}, \quad (141)$$

где  $V_{\text{газ}}$  представляет скорость движущегося газа в  $\text{м/сек}$ .

Если воздух подогревается, двигаясь между цилиндрическими или плоскими стенками генератора (фиг. 8), то коэффициент теплопередачи следует подсчитывать по такой же формуле:

$$\alpha_{\text{воз}} = 2 + 10 \sqrt{V_{\text{воз}}}, \quad (142)$$

где  $V_{\text{воз}}$  — скорость движущегося воздуха.

Из выражений (141) и (142) нетрудно видеть, что интенсивность теплопередачи будет возрастать вместе со скоростями движения газа и воздуха, поэтому проектирующий должен стремиться к минимальным сечениям прохода указанных веществ. Для газа это имеет еще и то преимущество, что он в таком случае будет совершать свое охлаждение в короткий срок, что весьма важно с точки зрения течения обратных реакций. Практически при конструкции тройных стенок расстояние между ними не стоит брать больше 5—8 мм, а в случае подогрева секциями труб диаметр их можно выбирать порядка 15—20 мм, где пределом является удобство очистки.

Если воздух подогревается, двигаясь внутри таких труб, то частный коэффициент теплопередачи от стенки трубы к воздуху можно определить по формуле проф. Nusselt:

$$\alpha_{\text{воз}} = 15,9 \frac{\lambda'}{d^{0,214}} \left( \frac{Vc_p}{\lambda} \right)^{0,786}, \quad (143)$$

где  $d$  — внутренний диаметр трубы в метрах,

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности воздуха при его средней температуре;

$\lambda'$  — коэффициент теплопроводности воздуха при температуре стенки трубы;

$V$  — скорость движения воздуха в трубе в  $\text{м/сек}$ ;

$c_p$  — теплоемкость 1  $\text{м}^3$  воздуха, отнесенного к состоянию внутри трубы.

Коэффициент теплопроводности воздуха изменяется вместе с температурой и может быть в этом случае определен из

$$\lambda = 0,01894 (1 + 0,00228 t). \quad (144)$$

Воздух, движущийся в трубе, по мере нагревания будет все время увеличивать свой объем, поэтому скорость его движения на различных участках трубы будет величиной переменной. Кроме того, скорость воздуха будет зависеть также и от давления внутри трубы, которое, кстати сказать, изменяется так незначительно, что его можно принять постоянным. Если скорость воздуха при  $0^\circ\text{Ц}$  и 760 мм рт. ст. мы обозначим через  $V_0$   $\text{м/сек}$ , то скорость его

движения в условиях абсолютной температуры  $T$  и давления  $P$  ат будет:

$$V = V_0 \frac{T}{273} \frac{1,033}{P} \text{ м/сек.} \quad (145)$$

Точно так же теплоемкость  $c_p$  1 м<sup>3</sup> воздуха на различных участках трубы будет иметь свое значение. Если килограмм-молекула воздуха при 0°Ц и 760 мм занимает объем в 22,4 м<sup>3</sup>, то при температуре  $T$  и давлении  $P$  ат объем ее будет:

$$22,4 \frac{T}{273} \frac{1,033}{P} \text{ м}^3.$$

Таким образом, если среднюю молекулярную теплоемкость воздуха при постоянном давлении (как было принято) обозначим через  $c_p^{д-ат}$  [формула (7)], то теплоемкость этого воздуха, взятого в объеме 1 м<sup>3</sup> при  $T^\circ$  и 760 мм рт. ст., окажется равной:

$$c_p = \frac{c_p^{д-ат}}{22,4 \frac{T \cdot 1,033}{273 P}} \text{ кал/м}^3. \quad (146)$$

Перемножив почленно равенства (145) и (146), получаем:

$$V c_p = \frac{V_0 c_p^{д-ат}}{22,4}.$$

Отсюда делаем вывод. Произведение двух порознь переменных количеств  $V$  и  $c_p$  есть величина постоянная<sup>1</sup>. Таким образом частный коэффициент теплопередачи от стенки трубы к воздуху будет:

$$\alpha_{воз} = 15,9 \frac{\lambda'}{d^{0,214}} \left( \frac{V_0 c_p^{д-ат}}{22,4 \lambda} \right)^{0,786}$$

или

$$\alpha_{воз} = 1,38 \frac{\lambda'}{d^{0,214}} \left( \frac{V_0 c_p^{д-ат}}{\lambda} \right)^{0,786} \quad (147)$$

Итак, в последней формуле  $V_0$  выражает скорость воздуха, которую он имел бы, находясь в условиях 0°Ц и 760 мм. Согласно формуле (114) при этих же условиях объем воздуха, поступающего в генератор за час, равен:

$$L' = \frac{Q'_{газ} L}{100} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (114)$$

<sup>1</sup> Здесь следует иметь в виду, что средняя молекулярная теплоемкость вообще величина переменная, но в каждом отдельном случае при изменении температуры тела от 0 до  $t^\circ$  она имеет вполне определенное и единственное значение. E. Hausbrand в этом случае рекомендует принимать теплоемкость килограмма постоянной для всех границ нагревания, определяя ее цифрой 0,2375 кал/кг. Однако мы не согласны с такой точкой зрения и предлагаем при определении  $c_p^{д-ат}$  пользоваться формулой Mallard и Le-Chatelier (7).

Совершенно очевидно, что скорость его движения в трубах при диаметре их  $d_{с.м}$  и числе  $i$ <sup>1)</sup> будет:

$$V_0 = \frac{L'}{3600 \cdot i \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{Q'_{газ} L}{3600 \cdot i \frac{\pi d^2}{4} \cdot 100} = \frac{Q'_{газ} L}{283\,000 i d^2}.$$

Итак, окончательно

$$V_0 = \frac{Q'_{газ} L}{283\,000 i d^2} \text{ м/сек.}$$

Рассмотрим последний фактор формул (138) и (139) — среднюю разность температур  $\Delta t'_{ср}$  и  $\Delta t'_{ср}$  для случаев подогрева воздуха вне генератора и внутри его.

Пусть воздух до подогрева вне генератора имеет температуру  $t_0$ , а после подогрева —  $t_a$ <sup>2)</sup>. Пусть, кроме того, генераторный газ при входе в подогреватель имел температуру  $t_r$  (температура выхода из генератора), а по выходе из него —  $t_n$ . Тогда, применяя при нагревании принцип протivotока, будем иметь температурную разность вначале ( $t_n - t_0$ ), в конце — ( $t_r - t_a$ ). В этом случае средняя разность температур определяется по Грасгофу:

$$\Delta t'_{ср} = \frac{(t_n - t_0) - (t_r - t_a)}{\ln \frac{(t_n - t_0)}{(t_r - t_a)}}. \quad (149)$$

Если в случае подогрева воздуха внутри генератора обозначить:

- $t_0$  — температуру воздуха до подогрева;
- $t_{воз}$  — температуру воздуха после подогрева;
- $t_z$  — температуру газа первоначальную (при выходе из камеры сгорания);
- $t_r$  — температуру газа охлажденного, то средняя разность температур по аналогии окажется равной:

$$\Delta t'_{ср} = \frac{(t_r - t_0) - (t_z - t_{воз})}{\ln \frac{(t_r - t_0)}{(t_z - t_{воз})}}. \quad (150)$$

Таким образом, подставив в формулы (138) и (139)

$$U_{воз} = kzF \Delta t'_{ср}; \quad (138)$$

$$E_{воз} = kzF \Delta t'_{ср}. \quad (139)$$

Имея значения средних разностей температур, времени  $\epsilon$ , коэффициентов теплопередачи  $k$ , а также и  $U_{воз}$  или  $E_{воз}$  из формул

<sup>1)</sup> Здесь подразумевается параллельный ток.

<sup>2)</sup> Значения  $t_a$  или  $t_{воз}$  см. на стр. 112.

(53) или (81), можно легко найти искомую величину поверхности нагрева  $F$ , которая будет равна при подогреве воздуха вне генератора:

$$F = \frac{U_{\text{воз}}}{kz \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2. \quad (151)$$

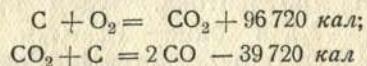
В случае подогрева внутри самого генератора

$$F = \frac{E_{\text{воз}}}{kz \Delta t'_{\text{ср}}} \text{ м}^2. \quad (152)$$

### Е. ПЕРЕГРЕВ ПАРА

В некоторых типах газогенераторов, газифицирующих древесный уголь, применяют присадку воды или пара, т. е. процесс генерирования ведут при вводе в камеру сгорания определенного количества воды или водяного пара.

Такая мера, как упоминалось уже, вызывается тем обстоятельством, что процесс возникновения воздушного газа, идущий реакциями:



протекает экзотермически, т. е. с выделением определенного количества тепла.

Поэтому для использования этого тепла в камеру сгорания генератора вводят воду, которая, соединяясь с раскаленным углеродом топлива, образует окись углерода и водород по реакции водяного газа:



Мы уже знаем, что эта реакция протекает эндотермически. В этом случае при разложении молекулы водяного пара необходимо израсходовать 29 330 кал теплоты. Интересно поставить такую задачу: какова должна быть температура вводимого в генератор пара, чтобы запас физической теплоты нагрева его обеспечил ход этой реакции? Эта температура, очевидно, должна служить крайним пределом повышения температуры перегрева водяного газа. Эту задачу мы решим для килограмм-молекулы водяного пара. Пусть искомая температура его перегрева будет  $t$ , тогда теплота, внесенная в генератор при средней молекулярной теплоемкости водяного пара  $c_p^{\text{H}_2\text{O}}$ , будет

$$tc_p^{\text{H}_2\text{O}} \text{ кал},$$

где

$$c_p^{\text{H}_2\text{O}} = 8,24 + 0,000832 t. \quad (10)$$

Известно, что ход реакции водяного газа требует соблюдения определенного температурного режима. Величина этой температуры должна быть порядка 800 °C.

Конечная система такого химического преобразования состоит из молекулы окиси углерода и молекулы водорода. Как одна составляющая, так и другая являются газами двухатомными, имеющими поэтому одинаковые молекулярные теплоемкости  $c_p^{\text{д-ат}}$ . Следовательно, запас физической теплоты этой конечной системы должен быть:

$$800^\circ \cdot 2 \cdot c_p^{\text{д-ат}} \text{ кал}.$$

Так как тепловой эффект нашей реакции равен 29 330 кал, получаем:

$$tc_p^{\text{H}_2\text{O}} = 29330 + 800 \cdot 2 c_p^{\text{д-ат}}$$

или

$$t(8,24 + 0,000832 t) = 29330 + 800 \cdot 2(6,83 + 0,0006 \cdot 800).$$

Решив это уравнение относительно  $t$ , получим, что искомая температура перегрева пара должна быть

$$t = 3600^\circ \text{ Ц}.$$

Совершенно очевидно, что в условиях газогенератора такую температуру иметь нельзя. Кроме того, водяной пар при такой высокой температуре будет диссоциировать, что указывает на невозможность ведения такого процесса. На практике приходится ограничиваться температурой перегрева в 450—500 °C.

Перейдем теперь к самому расчету пароперегревателя, разбирая случай, когда пар перегревается отдельно от воздуха<sup>1</sup>. Самым распространенным типом перегревателя следует признать нормальный змеевик или секционное устройство из тонкостенных медных или железных трубок.

Если перегрев пара ведут внутри генератора, что является наилучшим решением задачи, то количество тепла, сообщенное  $G_{\text{пар}}$  кг-мол пара при перегреве его до температуры  $t_{\text{пар}}$  будет согласно формуле (80):

$$E_{\text{пар}} = c_p^{\text{H}_2\text{O}} G_{\text{пар}} (t_{\text{пар}} - 100) \text{ кал}. \quad (80)$$

Обозначая поверхность нагрева пароперегревателя через  $S$ , общий коэффициент теплопередачи от генераторного газа к пару — через  $k$ , время, необходимое для генерирования 100 молей газа, — через  $Z$  [формула (62)] и среднюю разность температур между газом и паром — через  $\Delta t$ , получим уравнение теплопередачи:

$$E_{\text{пар}} = kZS \Delta t \text{ кал}, \quad (153)$$

откуда искомая поверхность нагрева пароперегревателя

$$S = \frac{E_{\text{пар}}}{kZ \Delta t} \text{ м}^2. \quad (154)$$

<sup>1</sup> Весьма часто встречаются конструкции, осуществляющие подогрев пара в смеси с воздухом. В этом случае расчет подогрева следует вести, имея в виду влажный воздух и пользуясь рассуждениями предыдущего параграфа.

Здесь общий коэффициент теплопередачи можно принять:

$$k = \frac{\alpha_{\text{газ}} \cdot \alpha_{\text{пар}}}{\alpha_{\text{газ}} + \alpha_{\text{пар}}} \quad (155)$$

Частный коэффициент теплопередачи от газа к стенке трубы по-прежнему будет:

$$\alpha_{\text{газ}} = 2 + 10 \sqrt{V_{\text{газ}}}, \quad (141)$$

где  $V_{\text{газ}}$  — скорость газа в м/сек.

Частный коэффициент теплопередачи от стенок трубы к пару можно принять:

$$\alpha_{\text{пар}} = 1,38 \frac{\lambda'}{d^{0,214}} \left( \frac{V_0 \cdot c_p^{\text{H}_2\text{O}}}{\lambda} \right)^{0,788}, \quad (156)$$

где  $d$  — представляет внутренний диаметр трубы в метрах;  
 $V_0$  — скорость пара, объем которого условно отнесен к 0° Ц и 760 мм;

$c_p^{\text{H}_2\text{O}}$  — средняя молекулярная теплоемкость водяных паров [формула (10);

$\lambda$  — коэффициент теплопроводности водяного пара при его средней температуре;

$\lambda'$  — коэффициент теплопроводности водяного пара при температуре стенки трубы.

Коэффициент теплопроводности водяного пара, будучи величиной переменной, зависящей от температуры, определяется по формуле:

$$\lambda = 0,0192 (1 + 0,0434 t). \quad (157)$$

При определении средней разности температур между генераторным газом и водяным паром можно принять температуру газа постоянной, так как расход тепла, заключенного в газе, будет при этом незначительный. Принимая начальную температуру пара за 100° Ц и обозначая конечную температуру его через  $t_{\text{пар}}$ , будем иметь, что средняя разность температур

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{газ}} - t_{\text{пар}}) - (t_{\text{газ}} - 100)}{\ln \frac{t_{\text{газ}} - t_{\text{пар}}}{t_{\text{газ}} - 100}} = \frac{100 - t_{\text{пар}}}{\ln \frac{t_{\text{газ}} - t_{\text{пар}}}{t_{\text{газ}} - 100}}$$

или, окончательно

$$\Delta t = \frac{t_{\text{пар}} - 100}{\ln \frac{t_{\text{газ}} - 100}{t_{\text{газ}} - t_{\text{пар}}}} \quad (158)$$

## 6. ПРИМЕРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

### А. РАСЧЕТ ДРЕВЕСНО-УГОЛЬНОГО ГЕНЕРАТОРА СИСТЕМЫ „REX“

С целью наглядного усвоения теплового расчета газогенератора предлагаем вниманию читателя два примерных расчета, выраженные в цифрах. В первом примере будет рассмотрен древесно-угольный генератор системы „Rex“, испытанный в июне 1931 г. в лаборатории института. Схематический чертеж этого генератора изображен на фиг. 16. В основу расчета принят газ следующего состава в процентах (по объему):

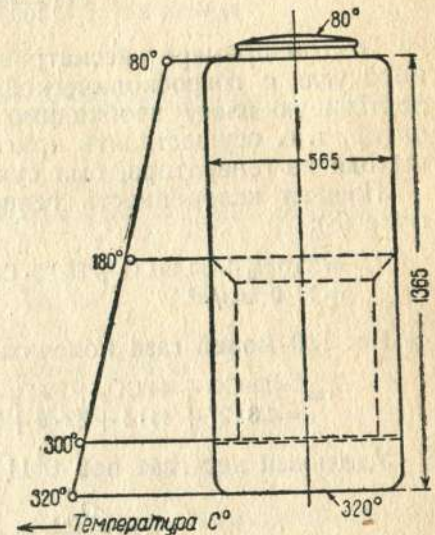
углекислота CO <sub>2</sub> . . . . .	4
окись углерода CO . . . . .	27
водород H <sub>2</sub> . . . . .	10,3
метан CH <sub>4</sub> . . . . .	0,7
кислород O <sub>2</sub> . . . . .	0
азот N <sub>2</sub> . . . . .	58

Итого . . . . . 100

Газ этого состава был получен в этом генераторе при его испытании на древесном угле с гигроскопической влажностью  $W = 12,8\%$ . Состав древесного угля (по весу) принимаем в процентах:

углерод С . . . . .	86,47
водород H <sub>2</sub> . . . . .	3,40
кислород и азот O <sub>2</sub> + N <sub>2</sub> . . . . .	8,23
сера S . . . . .	0,14
зола А . . . . .	1,76

Итого . . . . . 100



Фиг. 16. Схема газогенератора „Rex“ и закон изменения температуры его наружной стенки.

Серой вследствие ее ничтожной величины пренебрегаем, а содержание азота оцениваем в 1%. Тогда состав органической массы топлива будет:

углерод

$$c = \frac{86,47}{86,47 + 3,4 + 8,23} = 88,14\%$$

водород

$$h = \frac{3,4}{86,47 + 3,4 + 8,23} = 3,46\%$$

кислород

$$o = \frac{8,23 - 1}{86,47 + 3,4 + 8,23} = 7,37\%$$

азот

$$n = \frac{1}{86,47 + 3,4 + 8,23} = 1,03\%$$

Итого . . . . . 100%

<sup>1</sup> Анализ этого древесного угля произведен в Теплотехническом институте.

Определяем коэффициенты относительного сравнения:

$$\alpha = \frac{h}{c} = \frac{3,46}{88,14} = 0,0392;$$

$$\beta = \frac{o}{c} = \frac{7,37}{88,14} = 0,0836;$$

$$\gamma = \frac{n}{c} = \frac{1,03}{88,14} = 0,0117;$$

$$\delta = \frac{c}{100} = \frac{88,14}{100} = 0,8814.$$

В этом примере рассматривается процесс газификации древесного угля с гигроскопической влажностью  $W = 6\%$ . Поэтому недостающую влагу необходимо будет искусственно вводить в генератор, т. е. осуществлять присадку воды, и притом так, чтобы газ, выходя из генератора, был сухим.

Низшая калорийность генераторного газа будет равна по формуле (3):

$$H_u = 25,8 H_2 + 30,45 CO + 85,17 \cdot CH_4 = 25,8 \cdot 10,3 + 30,45 \cdot 27 + 85,17 \cdot 0,7 = 1140 \text{ кал/м}^3.$$

Вес 100 молей газа подсчитывается по формуле (4):

$$G_{\text{газ}} = 28 CO + 44 CO_2 + 32 O_2 + 2 H_2 + 16 CH_4 + 28 N_2 = 28 \cdot 27 + 44 \cdot 4 + 32 \cdot 0 + 2 \cdot 10,3 + 16 \cdot 0,7 + 28 \cdot 58 = 2580 \text{ кг.}$$

Удельный вес газа при  $0^\circ \text{C}$  и 760 мм рт. ст.:

$$\gamma_0 = \frac{G_{\text{газ}}}{2240} = \frac{2580}{2240} = 1,15 \text{ кг/м}^3. \quad (5)$$

Как упоминалось выше, наш расчет построен для генераторного газа, взятого в количестве 100 молей. Тогда этот газ согласно формулам (16), (17), (18) и (19) содержит углерода:

$$C_0 = CO + CO_2 + CH_4 = 27 + 4 + 0,7 = 31,7 \text{ кг-мол.}$$

водорода

$$H_0 = H_2 + 2CH_4 = 10,3 + 2 \cdot 0,7 = 11,7 \text{ кг-мол.}$$

кислорода

$$O_0 = 0,5 CO + CO_2 + O_2 = 0,5 \cdot 27 + 4 + 0 = 17,5 \text{ кг-мол.}$$

азота

$$N_0 = N_2 = 58 \text{ кг-мол.}$$

Коэффициент полноты сгорания углерода

$$\xi = 0,98 - \frac{Az}{\delta(1-z)[100 - (A+W)]}. \quad (22)$$

Для древесного угля  $z = 0,20$  и  $A = 1,76\%$ , поэтому

$$\xi = 0,98 - \frac{1,76 \cdot 0,2}{0,8814(1-0,2)[100 - (1,76 + 6)]} = 0,974.$$

Общий расход углерода топлива

$$C_T = \frac{1}{\xi} C_0 = \frac{1}{0,974} \cdot 31,7 = 32,6 \text{ кг-мол.} \quad (23)$$

водорода

$$H_T = 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0 = 6 \frac{0,0392}{0,974} 31,7 = 7,65 \text{ кг-мол.} \quad (24)$$

кислорода

$$O_T = \frac{3}{8} \frac{\beta}{\xi} C_0 = \frac{3}{8} \frac{0,0836}{0,974} 31,7 = 1,04 \text{ кг-мол.} \quad (25)$$

азота

$$N_T = \frac{3}{7} \frac{\gamma}{\xi} C_0 = \frac{3}{7} \frac{0,0117}{0,974} 31,7 = 0,164 \text{ кг-мол.} \quad (26)$$

Вес горючей массы топлива

$$G = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) = \frac{12}{0,974} 31,7 (1 + 0,0392 + 0,0836 + 0,0117) = 443 \text{ кг.} \quad (27)$$

Общий вес топлива

$$G_{\text{общ}} = G \frac{100}{100 - (A+W)} = 443 \frac{100}{100 - (1,76 + 6)} = 480 \text{ кг.} \quad (28a)$$

Выход сухого газа из килограмма угля

$$E = \frac{2240}{G_{\text{общ}}} = \frac{2240}{480} = 4,68 \text{ м}^3/\text{кг.} \quad (30)$$

Средний выход влажного газа по данным испытания оказался равным  $5 \text{ м}^3/\text{кг.}$  Таким образом выход газа, полученный по расчету, весьма близок к действительности.

Вес очаговых остатков при газификации килограмма топлива (см. расчет зольника):

$$\frac{A}{100(1-z)} \text{ кг,}$$

поэтому при генерировании 100 молей газа вес очаговых остатков

$$G_{\text{общ}}^+ \frac{A}{100(1-z)} = 480 \frac{1,76}{100(1-0,20)} = 10,6 \text{ кг.}$$

Расход воздуха при генерировании 100 молей газа будет:

$$L = \frac{N_0 - N_T}{0,79} = \frac{58 - 0,164}{0,79} = 73,2 \text{ кг-мол.} \quad (31)$$

Вес его составит:

$$L' = 36,7 (N_0 - N_T) = 36,7 (58 - 0,164) = 2118 \text{ кг.} \quad (32)$$

Расход кислорода воздуха при газификации:

$$O_B = 0,266 (N_0 - N_T) = 0,266 (58 - 0,164) = 15,4 \text{ кг-мол.} \quad (33)$$

Связанный водород топлива составляет:

$$H_{\text{св}} = 2O_T = 2 \cdot 1,04 = 2,08 \text{ кг-мол.} \quad (34)$$

Свободный водород топлива

$$H'_T = H_T - 2O_T = 7,65 - 2 \cdot 1,04 = 5,57 \text{ кг-мол.} \quad (35)$$

Водород водяного газа

$$H_{H_2O} = H_0 - H_T + 2O_T = 11,7 - 7,65 + 2 \cdot 1,04 = 6,13 \text{ кг-мол.} \quad (36)$$

Вес гигроскопической влаги топлива

$$G'_{H_2O} = \frac{W}{100} G_{\text{общ}} = \frac{6}{100} \cdot 480 = 28,8 \text{ кг} \quad (37)$$

или, в пересчете на килограмм-молекулы:

$$G_{H_2O} = \frac{G'_{H_2O}}{18} = \frac{28,8}{18} = 1,6 \text{ кг-мол.}$$

Присадка воды при условии выхода сухого газа:

$$G_{\text{пар}} = H_0 - H_T - \frac{WG}{18[100 - (A + W)]} = 11,7 - 7,65 - \frac{6 \cdot 443}{18[100 - (1,76 + 6)]} = 2,45 \text{ кг-мол.} \quad (48)$$

Вес этой влаги

$$G'_{\text{пар}} = 18 \cdot G_{\text{пар}} = 18 \cdot 2,45 = 44,1 \text{ кг.} \quad (49)$$

Влага, заключенная в генераторном газе,

$$H_2O = G_{H_2O} - H_0 + H_T = (1,6 + 2,45) - 11,7 + 7,65 = 0, \quad 1) \quad (40)$$

т. е. наше условие абсолютно сухого газа соблюдено. Нетрудно видеть, что наш процесс будет аналогичен процессу газификации древесного угля с относительной влажностью в

$$W' = \frac{28,8 + 44,1}{480 + 44,1} 100 = 13,8\%$$

Как указывалось выше, опыт ставился с углем влажностью в 12,8%, следовательно, наши выводы достаточно близко совпали с опытными данными, тем более что влажность воздуха в этих расчетах не фигурировала, а в действительности имела место.

Материальный баланс процесса получается следующий:

#### I. Приход

1. Вес влажного топлива . . . . .	кг	480
2. Присадка воды . . . . .		44,1
3. Вес воздуха (сухого) . . . . .		2118

Итого . . . 2642,1

#### II. Расход

1. Вес сухого генераторного газа . . .	2580
2. Вес очаговых остатков . . . . .	10,6

Итого . . . 2590,6

1) См. примечание на стр. 94.

Неувязка в итогах оказалась равной

$$\frac{2642,1 - 2590,6}{2642,1} = 1,95\%$$

что можно объяснить расхождением между выбранным составом топлива и газифицированным в генераторе.

Переходим к тепловому расчету.

Приход тепла. 1. От сгорания в углекислоту  $CO_2$ :

$$U_{CO_2} = 96720 CO_2 = 96720 \cdot 4 = 387000 \text{ кал.} \quad (50)$$

2. От сгорания в окись углерода  $CO$ :

$$U_{CO} = 28500 (CO - H_{H_2O}) = 28500 (27 - 6,13) = 595000 \text{ кал.} \quad (51)$$

3. От возникновения метана  $CH_4$

$$U_{CH_4} = 21550 CH_4 = 21550 \cdot 0,7 = 15050 \text{ кал.} \quad (52)$$

Газогенератор „Rex“ имеет внешний подогрев воздуха, однако при испытании этот подогрев не применялся, а потому все статьи прихода тепла на этом заканчиваются. Переходим к его расходу.

Расход тепла. 1. Реакция водяного газа:

$$U_{CO+H_2} = 29330 H_{H_2O} = 29330 \cdot 6,13 = 180000 \text{ кал.} \quad (55)$$

2. Теплота испарения воды:

$$U_{\text{вода}} = 10710 (G_{H_2O} + 2O_T + G_{\text{пар}}) = 10710 (1,6 + 2 \cdot 1,04 + 2,45) = 65600 \text{ кал.} \quad (56)$$

3. Внешние потери на охлаждение.

Потери конвекцией. Полная высота генератора составляет 1365 мм.

Интерполируя, в границах от 1,3 до 1,4 м, находим, что  $\alpha = 2,29$ . Испытание проводилось на вентиляторе системы Рута при постоянном отборе газа, равном 70 м<sup>3</sup>/час при 0°Ц и 760 мм рт. ст. Следовательно, время газификации 100 молей газа было:

$$Z = \frac{2240}{Q'_{\text{газ}}} = \frac{2240}{70} = 32 \text{ часа.} \quad (61)$$

При температурах поверхности генератора, приведенных на схеме (фиг. 16), потеря тепла, связанная с его охлаждением, будет складываться из следующих статей.

При средней температуре цилиндрической части

$$t = \frac{320 + 80}{2} = 200^\circ \text{Ц}$$

и температуре помещения  $t_0 = 20^\circ \text{Ц}$  коэффициент теплопередачи

$$k = \alpha \sqrt{t - t_0} = 2,29 \sqrt{200 - 20} = 8,38. \quad (59)$$

Боковая поверхность генератора

$$F = \pi DH = \pi \cdot 0,565 \cdot 1,365 = 2,42 \text{ м}^2,$$

где  $D = 0,565 \text{ м}$  — диаметр генератора;

$H = 1,365 \text{ м}$  — высота его цилиндрической части.

Следовательно, конвекционные потери цилиндрической части генератора

$$U'_k = kF(t - t_0)Z = 8,38 \cdot 2,42(200 - 20)32 = 116\,500 \text{ кал.} \quad (58)$$

Площадь днищ

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,565^2}{4} = 0,25 \text{ м}^2,$$

откуда потеря верхним днищем при

$$k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} = 1,75 \sqrt[4]{80 - 20} = 4,86$$

выражается так:

$$U''_k = kF(t - t_0)Z = 4,86 \cdot 0,25(80 - 20)32 = 2330 \text{ кал.}$$

Точно так же определяем потерю нижним днищем:

$$k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} = 1,75 \sqrt[4]{320 - 20} = 7,27;$$

$$U'''_k = kF(t - t_0)Z = 7,27 \cdot 0,25(320 - 20) \cdot 32 = 17\,300 \text{ кал.}$$

Таким образом все конвекционные потери составляют:

$$U_k = U'_k + U''_k + U'''_k = 116\,500 + 2330 + 17\,300 = 136\,130 \text{ кал.} \quad (63)$$

Потери на лучеиспускание. Абсолютная температура в верхней части генератора

$$T_0 = 80 + 273 = 353^\circ;$$

в нижней части

$$T_1 = 320 + 273 = 593^\circ.$$

Коэффициент лучеиспускания для прокатанной стали согласно табл. 10  $C = 3,26$ . Поэтому теплота лучеиспускания цилиндрической части будет:

$$\begin{aligned} U'_x &= 20 \frac{FCZ}{T_1 - T_0} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^5 - \left( \frac{T_0}{100} \right)^5 \right] = \\ &= 20 \frac{2,42 \cdot 3,26 \cdot 32}{593 - 353} \left[ \left( \frac{593}{100} \right)^5 - \left( \frac{353}{100} \right)^5 \right] = 144\,000 \text{ кал.} \end{aligned} \quad (67)$$

Теплота лучеиспускания верхнего днища

$$U''_x = FCZ \left( \frac{T}{100} \right)^4 = 0,25 \cdot 3,26 \cdot 32 \left( \frac{353}{100} \right)^4 = 4600 \text{ кал.} \quad (64)$$

Теплота лучеиспускания нижнего днища

$$U'''_x = \frac{FZ \left[ \left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T'}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} = \frac{0,25 \cdot 32 \left[ \left( \frac{593}{100} \right)^4 - \left( \frac{323}{100} \right)^4 \right]}{\frac{1}{3,26} + \frac{1}{2,48} - \frac{1}{4,96}} = 17\,800 \text{ кал.} \quad (68)$$

Здесь  $T' = 273 + 50^\circ$  — температура изразцового пола в лаборатории под генератором;

$C_2 = 2,48$  — коэффициент лучеиспускания изразца;

$C = 4,96$  — коэффициент лучеиспускания абсолютно черного тела.

Таким образом все потери на лучеиспускание составляют:

$$U_x = U'_x + U''_x + U'''_x = 144\,000 + 4600 + 17\,800 = 166\,400 \text{ кал.} \quad (69)$$

Суммарные же тепловые [потери, связанные с охлаждением генератора, будут:

$$U_{ox} = U_x + U_k = 166\,400 + 136\,130 = 302\,530 \text{ кал.} \quad (57)$$

Наш генератор в условиях испытания не имел внешнего подогрева воздуха, и поэтому температуру выходящего газа следует определять из уравнения:

$$U_{CO_2} + U_{CO} + U_{CH_4} = U_{CO+H_2} + U_{вода} + U_{ox} + U_{газ}. \quad (72)$$

Следовательно, имеем:

$$387\,000 + 595\,000 + 15\,050 = 180\,000 + 65\,600 + 302\,530 + U_{газ},$$

откуда

$$U_{газ} = 448\,920 \text{ кал.}$$

Найдем объемные содержания составляющих генераторный газ:

$$W^{H_2-O_2} = \frac{H_2 + O_2 + CO + N_2}{100 + H_2O} = \frac{10,3 + 0 + 27 + 58}{100 + 0} = 0,953; \quad (12)$$

$$W^{CO_2} = \frac{CO_2}{100 + H_2O} = \frac{4}{100 + 0} = 0,04; \quad (13)$$

$$W^{CH_4} = \frac{CH_4}{100 + H_2O} = \frac{0,7}{100 + 0} = 0,007; \quad (14)$$

$$W^{H_2O} = \frac{H_2O}{100 + H_2O} = \frac{0}{100 + 0} = 0. \quad (15)$$

Средняя молекулярная теплоемкость найдется как сумма следующих слагаемых:

$$W^{H_2-O_2} c_p^{H_2-O_2} = 0,953(6,83 + 0,0006 t) = 6,5 + 0,000572 t;$$

$$W^{CO_2} c_p^{CO_2} = 0,04(8,7 + 0,0026 t) = 0,348 + 0,000104 t;$$

$$W^{CH_4} c_p^{CH_4} = 0,007(9,78 + 0,006 t) = 0,0685 + 0,000042 t,$$

откуда

$$c_p = 6,9165 + 0,000718 t.$$

Найдем искомую температуру выходящего из генератора газа, пользуясь для этого уравнением:

$$U_{газ} = c_p(100 + H_2O) t_r. \quad (70)$$



После подстановки имеем:

$$448\,920 = (6,9165 + 0,000718 t_r)(100 + 0) t_r.$$

Решив уравнение относительно  $t_r$ , получим:

$$t_r = 613^\circ \text{Ц.}$$

Температура выхода газа была получена равной  $600^\circ \text{Ц}$ . Из испытаний газогенератора „Рех“ в Ленинградской лаборатории тепловых двигателей эта температура определена в  $580^\circ \text{Ц}$ <sup>1</sup>. Таким образом результат нашего подсчета весьма близок к данным экспериментальных наблюдений.

Так как воздух в самом генераторе „Рех“ подогревается главным образом за счет теплоты излучения камеры сгорания, проходя для этой цели через специальный кожух, то газ, выходящий из камеры сгорания, уносит с собой всю физическую теплоту своего нагрева, а поэтому температура газа при выходе из камеры сгорания

$$t_g = t_r = 613^\circ \text{Ц.}$$

Коэффициент полезного действия этого генератора в рассматриваемом испытании был:

$$\eta = \frac{M H_u}{CO + CO_2 + CH_4} = \frac{0,022 \cdot 1140}{27 + 4 + 0,7} = 0,792, \quad (94)$$

как и следовало ожидать, так как газ имеет высокую температуру выхода.

Коэффициент доброкачественности генераторного газа получается:

$$\lambda = \frac{100}{CO_2 + N_2} - 1 = \frac{100}{4 + 58} - 1 = 0,61. \quad (2)$$

Как указывалось выше,  $\lambda$  лежит в границах между 0,45 и 0,75.

#### Б. РАСЧЕТ ДРЕВЕСНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА „ПЕЭМ“ („НАТИ-III“)

Генератор этой системы в первом своем варианте проектировался автором совместно с инж. Пагануцци Б. А. для конкурса газогенераторов, организованного Автодором в 1931 г., где получил первую премию<sup>2</sup>. Расчет, рассматриваемый в примере, построен на основании данных состава газа, полученных при испытании газогенератора („ПЕЭМ“) во втором его варианте („НАТИ-III“).

Генератор этой конструкции имеет специальное приспособление—холодильник, позволяющий ему работать на дровах повышенной влажности в 35—40%. Первые опыты, проводимые в настоящее время в лаборатории НАТИ, подтвердили справедливость этой идеи.

<sup>1</sup> Отчет инж. Кутеева, „Автотракторное дело“, № 6, 1931.

<sup>2</sup> Материалы конкурсного проекта опубликованы в журнале „Автотракторное дело“, № 2, 1932.

В конце испытания при работе без холодильника анализ генераторного газа показал следующий состав газовой фазы в процентах (по объему):

углекислота CO <sub>2</sub> . . . . .	13,0
кислород O <sub>2</sub> . . . . .	0,6
окись углерода CO . . . . .	18,6
водород H <sub>2</sub> . . . . .	14,9
метан CH <sub>4</sub> . . . . .	3,4
азот N <sub>2</sub> . . . . .	49,5

Итого . . . . . 100

Низшая теплотворная способность такого газа по формуле (3) будет:

$$H_u = 25,8 H_2 + 30,45 \cdot CO + 85,15 CH_4 = 25,8 \cdot 14,9 + 30,45 \cdot 18,6 + 85,17 \cdot 3,4 = 1240 \text{ кал/м}^3.$$

Вес 100 молей газа подсчитывается по формуле (4):

$$G_{\text{газ}} = 28 CO + 44 CO_2 + 32 O_2 + 2 H_2 + 16 CH_4 + 28 N_2 = 28 \cdot 18,6 + 44 \cdot 13 + 32 \cdot 0,6 + 2 \cdot 14,9 + 16 \cdot 3,4 + 28 \cdot 49,5 = 2580 \text{ кг.}$$

Здесь мы имеем случайное совпадение результатов с первым примером.

Удельный вес газа при  $0^\circ \text{Ц}$  и 760 мм рт. ст.

$$\gamma_0 = \frac{G_{\text{газ}}}{2240} = \frac{2580}{2240} = 1,15 \text{ кг/м}^3.$$

100 молей газа содержат углерода:

$$C_0 = CO + CO_2 + CH_4 = 18,6 + 13 + 3,4 = 35 \text{ кг-мол}; \quad (16)$$

водорода

$$H_0 = H_2 + 2 CH_4 = 19,9 + 2 \cdot 3,4 = 21,7 \text{ кг-мол}; \quad (17)$$

кислорода

$$O_0 = \frac{1}{2} CO + CO_2 + O_2 = \frac{1}{2} 18,6 + 13 + 0,6 = 22,9 \text{ кг-мол}; \quad (18)$$

азота

$$N_0 = N_2 = 49,5 \text{ кг-мол}. \quad (19)$$

В генераторе газифицировались березовые чурки влажностью  $W = 20,5\%$ . Относительные коэффициенты сравнения согласно табл. 16 будут:  $\alpha = 0,124$ ;  $\beta = 0,885$ ;  $\gamma = 0,0203$ ;  $\delta = 0,493$ .

Коэффициент полноты сгорания углерода

$$\xi = 0,98 - \frac{Az}{\delta (1 - z) [100 - (A + W)]}. \quad (22)$$

Для дров  $z = 0,17$ . Зольность березовых дров  $A = 1,1\%$ , поэтому

$$\xi = 0,98 - \frac{1,1 \cdot 0,17}{0,493 (1 - 0,17) [100 - (1,1 + 20,5)]} = 0,974.$$

Общий расход углерода топлива будет:

$$C_{\tau} = \frac{1}{\xi} C_0 = \frac{1}{0,974} 35 = 36 \text{ кг-мол}; \quad (23)$$

водорода

$$H_{\tau} = 6 \frac{\alpha}{\xi} C_0 = 6 \frac{0,124}{0,974} 35 = 26,8 \text{ кг-мол}; \quad (24)$$

кислорода

$$O_{\tau} = \frac{3}{8} \frac{\beta}{\xi} C_0 = \frac{3}{8} \frac{0,885}{0,974} 35 = 11,9 \text{ кг-мол}; \quad (25)$$

азота

$$N_{\tau} = \frac{3}{7} \frac{\gamma}{\xi} C_0 = \frac{3}{7} \frac{0,0203}{0,974} 35 = 0,31 \text{ кг-мол}. \quad (26)$$

Вес горючей массы топлива

$$G = \frac{12}{\xi} C_0 (1 + \alpha + \beta + \gamma) = \frac{12}{0,974} 35 (1 + 0,124 + 0,885 + 0,0203) = 876 \text{ кг}. \quad (27)$$

Общий вес топлива

$$G_{\text{общ}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} = 876 \frac{100}{100 - (1,1 + 20,5)} = 1117 \text{ кг}. \quad (28a)$$

Выход сухого газа из килограмма топлива

$$E = \frac{2240}{G_{\text{общ}}} = \frac{2240}{1117} \approx 2 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Выход влажного газа из килограмма топлива

$$E_1 = \frac{22,4 (100 + H_2O)}{G_{\text{общ}}} = \frac{22,4 (100 + 17,8)}{1117} = 2,36 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Здесь  $H_2O$  выражает содержание влаги в 100 молях генераторного газа (см. ниже).

Средний выход влажного газа из килограмма топлива влажностью  $W = 19,96\%$  при испытании газогенератора оказался равным  $2,36 \text{ м}^3/\text{кг}$ , что совпадает с результатом нашего расчета.

При генерировании 100 молей газа вес очаговых остатков будет (см. предыдущий расчет газогенератора „Rex“):

$$G_{\text{общ}} \frac{A}{100 - (1 - z)} = 1117 \frac{1,1}{100 (1 - 0,17)} = 14,8 \text{ кг}.$$

Расход воздуха для генерирования того же количества газа равен:

$$L = \frac{N_0 - N_{\tau}}{0,79} = \frac{49,5 - 0,31}{0,79} = 62,3 \text{ кг-мол}. \quad (31)$$

Вес его составит:

$$L' = 36,7 (N_0 - N_{\tau}) = 36,7 (49,5 - 0,31) = 1806 \text{ кг}. \quad (32)$$

Водород водяного газа:

$$H_{H_2O} = H_0 - H_{\tau} + 2O_{\tau} = 21,7 - 26,8 + 2 \cdot 11,9 = 18,7 \text{ кг-мол}. \quad (36)$$

Вес гигроскопической влаги топлива

$$G'_{H_2O} = \frac{W}{100} G_{\text{общ}} = \frac{20,5}{100} 1117 = 229 \text{ кг} \quad (38)$$

или, в пересчете на килограмм-молекулы:

$$G_{H_2O} = \frac{G'_{H_2O}}{18} = \frac{229}{18} = 12,7 \text{ кг-мол}.$$

Влага, заключенная в генераторном газе в виде паров, равна:

$$H_2O = G_{H_2O} - H_0 + H_{\tau} = 12,7 - 21,7 + 26,8 = 17,8 \text{ кг-мол}. \quad (40)$$

Вес ее, следовательно, составит:

$$18 H_2O = 18 \cdot 17,8 = 320,4 \text{ кг}.$$

Абсолютная влажность генераторного газа:

$$g = 0,8 \frac{H_2O}{100 + H_2O} = 0,8 \frac{17,8}{100 + 17,8} = 0,121 \text{ кг/м}^3. \quad (42)$$

Таким образом в  $1 \text{ м}^3$  влажного газа содержится 121 г паров воды. Это количество пара делает газ атмосферного давления насыщенным при  $59^{\circ} \text{C}$ .

Материальный баланс процесса для 100 молей генераторного газа приведен ниже.

#### I. Приход

1. Вес влажного топлива . . . . .	1117 кг
2. Вес воздуха (сухого) . . . . .	1806 „
Итого . . . . .	2923 кг

#### II. Расход

1. Вес сухого генераторного газа . . . . .	2580 кг
2. Вес его влаги . . . . .	320,4 „
3. Вес очаговых остатков . . . . .	14,8 „
Итого . . . . .	2915,2 кг

Расхождение в балансе получается всего лишь в

$$\frac{2923 - 2915,2}{2923} \cdot 100 = 0,27\%.$$

Перейдем к тепловому расчету.

Приход тепла. 1. От сгорания в углекислоту  $CO_2$ :

$$U_{CO_2} = 96720 CO_2 = 96720 \cdot 13 = 1247360 \text{ кал}. \quad (50)$$

2. От сгорания в окись углерода  $CO$ :

$$U_{CO} = 28500 (CO - H_{H_2O}) = 28500 (18,6 - 18,7) = -2850 \text{ кал}. \quad (51)$$

3. От возникновения метана  $CH_4$ :

$$U_{CH_4} = 21550 CH_4 = 21550 \cdot 3,4 = 73270 \text{ кал}. \quad (52)$$

Газогенератор ПЕЭМ внешнего подогрева не имеет, поэтому  $U_{\text{возд}} = 0$ . Разобрав таким образом все статьи прихода тепла, перейдем к его расходу.

Расход тепла. 1. Реакция водяного газа:

$$U_{\text{CO} + \text{H}_2} = 29330 \text{ H}_{\text{H}_2\text{O}} = 29330 \cdot 18,7 = 548470 \text{ кал.} \quad (55)$$

2. Теплота испарения воды:

$$U_{\text{вода}} = 10710 (G_{\text{H}_2\text{O}} + 20_{\tau} + G_{\text{пар}}) \text{ кал.} \quad (56)$$

В наш генератор, работающий на дровах, пары воды не вводятся, поэтому  $G_{\text{пар}} = 0$ . Следовательно, имеем:

$$U_{\text{вода}} = 10710 (12,7 + 2 \cdot 11,9) = 390910 \text{ кал.}$$

3. Внешние потери на охлаждение.

Потери конвекцией. Высота цилиндрической части генератора составляет:

$$H = 1100 \text{ мм; наружный диаметр его} \\ D = 540 \text{ мм, поэтому } \alpha = 2,38.$$

Испытание этого газогенератора производилось на компрессоре с часовым отбором газа в  $58,3 \text{ м}^3$  (при нормальных физических условиях). Следовательно, время газификации 100 молей газа получается:

$$Z = \frac{2240}{Q'_{\text{газ}}} = \frac{2240}{58,3} = 38,5 \text{ часа.} \quad (61)$$

Закон распределения температуры наружной поверхности газогенератора в зависимости от высоты представлен на фиг. 17. Здесь температура растет в направлении сверху вниз по закону прямой и, достигнув своего максимума в  $233^\circ \text{C}$ , также равномерно падает книзу до  $154^\circ \text{C}$ . Среднее значение этой температуры оказалось равным  $169^\circ \text{C}$ . Температура верхнего дна была равна  $91^\circ \text{C}$ , нижнего  $144^\circ \text{C}$ <sup>1</sup> и воздуха, окружающего генератор,  $20^\circ \text{C}$ .

Таким образом для цилиндрической части генератора будем иметь потерю тепла конвекционными токами:

$$k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} = 2,38 \sqrt[4]{169 - 20} = 8,3; \quad (59)$$

$$F = \pi DH = \pi \cdot 0,54 \cdot 1,1 = 1,87 \text{ м}^2;$$

$$U'_k = kF \cdot (t - t_0) Z = 8,3 \cdot 1,87 (169 - 20) 38,5 = 89000 \text{ кал.} \quad (58)$$

Верхнее днище:

$$t = 91^\circ \text{C; } \alpha = 1,75; k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} = 1,75 \sqrt[4]{91 - 20} = 5,07;$$

$$F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,54^2}{4} = 0,23 \text{ м}^2;$$

$$U''_k = kF (t - t_0) Z = 5,07 \cdot 0,23 (91 - 20) 38,5 = 3190 \text{ кал.}$$

<sup>1</sup> Днище изолировано толстым слоем асбеста.

Нижнее днище:

$$t = 144^\circ \text{C; } \alpha = 1,75; k = \alpha \sqrt[4]{t - t_0} = 1,75 \sqrt[4]{144 - 20} = 5,86;$$

$$U''_k = kF (t - t_0) Z = 5,86 \cdot 0,23 (144 - 20) 38,5 = 6400 \text{ кал.}$$

Общие конвекционные потери составляют:

$$U_k = U'_k + U''_k + U'''_k = 89000 + 3190 + 6400 = 98590 \text{ кал.} \quad (63)$$

Потери на лучеиспускание. Так как генератор в период испытания находился в лаборатории сравнительно небольшого размера, то при расчете потерь, связанных с лучеиспусканием, мы будем учитывать отражение лучистой энергии стенами, потолком и полом. В этом случае теплота лучеиспускания:

$$FZ \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{F}{F_1} \left( \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C} \right)},$$

где  $F$  — площадь поверхности генератора;

$F_1$  — площадь стен.

Отношение  $\frac{F}{F_1}$  весьма мало, поэтому, второе слагаемое знаменателя значительно меньше первого. Без ущерба для точности этим слагаемым можно пренебречь. Тогда получаем:

$$U'_a = C_1 F Z \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 3,26 \cdot 1,87 \cdot 38,5 \cdot \left[ \left( \frac{442}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right] = 73000 \text{ кал,}$$

где  $C_1 = 3,26$  — коэффициент лучеиспускания поверхности газогенератора;

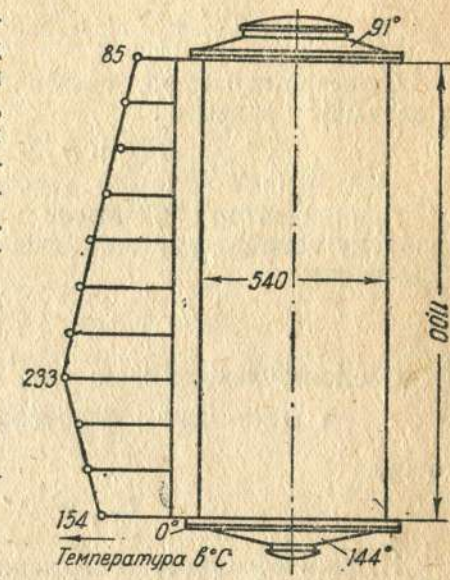
$T_1 = 169 + 273 = 442^\circ$  — средняя температура этой поверхности;

$T_2 = 20 + 273 = 293^\circ$  — температура стен лаборатории.

По аналогии для верхнего днища имеем при

$$T_1 = 91 + 273 = 364^\circ \text{ и } T_2 = 20 + 273 = 293^\circ.$$

$$U''_a = C_1 F Z \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] = 3,26 \cdot 0,23 \cdot 38,5 \cdot \left[ \left( \frac{364}{100} \right)^4 - \left( \frac{293}{100} \right)^4 \right] = 2980 \text{ кал.}$$



Фиг. 17. Закон изменения температуры наружной стенки газогенератора «ПЕЭМ» (НАТИ-III)

Для нижнего днаща имеем несколько иное. При температуре деревянного пола  $T_2 = 40 + 273 = 313^\circ$ ,  $T_1 = 144 + 273 = 417$  и коэффициенте лучеиспускания пола  $C_2 = 3$  получаем:

$$U''_л = FZ \frac{\left[\left(\frac{T_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C}} = \frac{0,23 \cdot 38,5 \left[\left(\frac{417}{100}\right)^4 - \left(\frac{313}{100}\right)^4\right]}{\frac{1}{3,26} + \frac{1}{3} - \frac{1}{4,96}} = 4440 \text{ кал.} \quad (63)$$

Таким образом общая потеря тепла на лучеиспускание:

$$U_л = U'_л + U''_л + U'''_л = 73\,000 + 2980 + 4440 = 80\,420 \text{ кал.} \quad (69)$$

Суммарные потери, связанные с охлаждением газогенератора, получаются равными:

$$U_{\text{охл}} = U_л + U_к = 80\,420 + 98\,590 = 179\,010 \text{ кал.} \quad (57)$$

Газогенератор ПЕЭМ не имеет внешних источников тепла, поэтому температуру выходящего газа надлежит определять из уравнения:

$$U_{\text{CO}_2} + U_{\text{CO}} + U_{\text{CH}_4} = U_{\text{CO}+\text{H}_2} + U_{\text{вода}} + U_{\text{охл}} + U_{\text{газ}}. \quad (72)$$

Следовательно, имеем:

$$1\,257\,360 - 2850 + 73\,270 = 548\,470 + 390\,910 + 179\,010 + U_{\text{газ}};$$

откуда

$$U_{\text{газ}} = 209\,390 = 209\,400 \text{ кал.}$$

Найдем объемные содержания составляющих генераторный газ:

$$W^{\text{д-ат}} = \frac{\text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{N}_2}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{14,9 + 0,6 + 18,6 + 49,5}{100 + 17,8} = 0,71; \quad (12)$$

$$W^{\text{CO}_2} = \frac{\text{CO}_2}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{13}{100 + 17,8} = 0,11; \quad (13)$$

$$W^{\text{CH}_4} = \frac{\text{CH}_4}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{3,4}{100 + 17,8} = 0,029; \quad (14)$$

$$W^{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}_2\text{O}}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{17,7}{100 + 17,8} = 0,151. \quad (15)$$

Средняя молекулярная теплоемкость найдется как сумма следующих слагаемых:

$$W^{\text{д-ат}} c_p^{\text{д-ат}} = 0,71(6,83 + 0,0006 t) = 4,85 + 0,000426 t;$$

$$W^{\text{CO}_2} c_p^{\text{CO}_2} = 0,11(8,7 + 0,0026 t) = 0,956 + 0,000286 t;$$

$$W^{\text{CH}_4} c_p^{\text{CH}_4} = 0,029(9,78 + 0,006 t) = 0,284 + 0,000174 t;$$

$$W^{\text{H}_2\text{O}} c_p^{\text{H}_2\text{O}} = 0,151(8,24 + 0,000832 t) = 1,340 + 0,000126 t;$$

откуда

$$c_p = 7,430 + 0,001012 t.$$

Найдем теперь искомую температуру выходящего из генератора газа, пользуясь для этого уравнением:

$$U_{\text{газ}} = c_p(100 + \text{H}_2\text{O}) t_z; \quad (70)$$

$$209\,400 = (7,43 + 0,001012 t_z)(100 + 17,8) t_z.$$

Решив это уравнение относительно  $t_z$ , получим:

$$209\,400 = 743 t_z + 0,1012 t_z^2 + 132 t_z + 0,018 t_z^2; \quad 9,1192 t_z^2 + 875 t_z - 209\,400 = 0$$

$$t_z = \frac{875 \pm \sqrt{875^2 + 4 \cdot 9,1192 \cdot 209\,400}}{2 \cdot 9,1192} = t_z = 232^\circ \text{Ц.}$$

Результаты аналогичного испытания показали следующие значения температуры газа при выходе из генератора в течение всего процесса генерирования загруженного топлива.

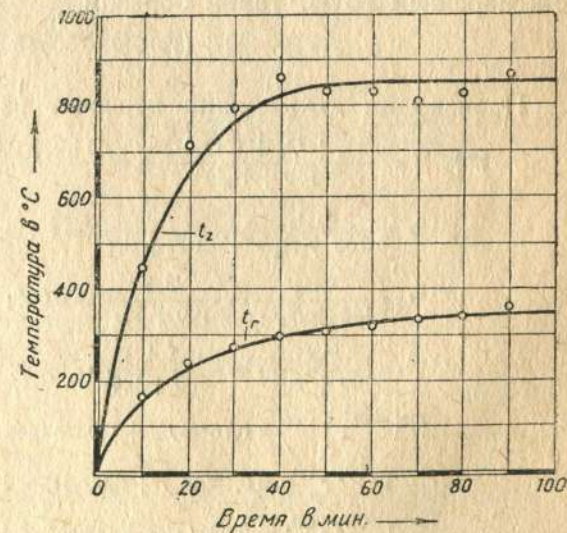
Температуры, найденные при испытании газогенератора НАТИ-III.

Время от начала розжига в минутах	10	20	30	40	50	30	70	80	90
Температура после генератора $t_r$	166	240	275	299	310	321	334	345	365
Температура после камеры сгорания $t_z$	450	720	800	868	832	830	808	825	865

Кривая (фиг. 18), построенная по точкам этой таблицы, наглядно показывает рост температуры выходящего газа в зависимости от времени.

Анализ газа, положенный в основу нашего расчета, получен в конце испытания. Этому моменту времени соответствует температура в  $350-360^\circ \text{Ц}$ .

Рост температуры с течением времени можно объяснить, с одной стороны, прогревом генератора, а с другой, — постепенной подсушкой топлива, находящегося в бун-  
кере<sup>1</sup>.



Фиг. 18. Кривые роста температур от начала розжига в газогенераторе ПЕЭМ (НАТИ-III).

<sup>1</sup> См. по этому вопросу нашу статью в „Известиях НАТИ“, № 1—2, 1932.

В рассматриваемой конструкции генератора при газификации древесных чурок начальной влажности  $W = 20,5\%$  в конце процесса можно ожидать относительную влажность порядка  $8-10\%$ . Тогда пересчет на восьмипроцентную влажность даст такие цифры:

$$G_{\text{газ}} = G \frac{100}{100 - (A + W)} = 876 \frac{100}{100 - (1,1 + 8)} = 965 \text{ кг};$$

$$G'_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{W}{100} G_{\text{общ}} = \frac{8}{100} 965 = 77,2 \text{ кг};$$

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{G'_{\text{H}_2\text{O}}}{18} = \frac{77,2}{18} = 4,3 \text{ кг-мол.};$$

$$\text{H}_2\text{O} = G_{\text{H}_2\text{O}} - \text{H}_0 + \text{H}_7 = 4,3 - 21,7 + 26,8 = 9,4 \text{ кг-мол.}$$

Абсолютная влажность генераторного газа в этом случае

$$g = 0,8 \frac{\text{H}_2\text{O}}{100 + \text{H}_2\text{O}} = 0,8 \frac{9,4}{100 + 9,4} = 0,0685 \text{ кг.м}^3.$$

Газ атмосферного давления делается насыщенным этим количеством пара при  $46^\circ \text{C}$ . Расход тепла на испарение воды соответственно уменьшится:

$$U_{\text{вода}} = 10710 (G_{\text{H}_2\text{O}} + 20_r) = 10710 (4,3 + 2 \cdot 11,9) = 300950 \text{ кал.}$$

Поэтому физическая теплота газа, выходящего из генератора, станет больше за счет сокращения расхода тепла, связанного с испарением воды. Таким образом

$$U_{\text{газ}} = 209400 + (390910 - 300950) = 299400 \text{ кал.}$$

Производим дальнейший пересчет на пониженную влажность:

$$W_{\text{д.-вт}} = \frac{\text{H}_2 + \text{O}_2 + \text{CO} + \text{N}_2}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{14,9 + 0,6 + 18,6 - 49,5}{100 + 9,4} = 0,764;$$

$$W^{\text{CO}_2} = \frac{\text{CO}_2}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{13}{100 + 9,4} = 0,119;$$

$$W^{\text{CH}_4} = \frac{\text{CH}_4}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{3,4}{100 + 9,4} = 0,031;$$

$$W^{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\text{H}_2\text{O}}{100 + \text{H}_2\text{O}} = \frac{9,4}{100 + 9,4} = 0,086;$$

$$W^{\text{д.-вт}} c_p^{\text{д.-вт}} = 0,764 (6,83 + 0,0006t) = 5,220 + 0,000458t;$$

$$W^{\text{CO}_2} c_p^{\text{CO}_2} = 0,119 (8,7 + 0,0026t) = 1,035 + 0,000310t;$$

$$W^{\text{CH}_4} c_p^{\text{CH}_4} = 0,031 (9,78 + 0,006t) = 0,303 + 0,000186t;$$

$$W^{\text{H}_2\text{O}} c_p^{\text{H}_2\text{O}} = 0,086 (8,24 + 0,000832t) = 0,708 + 0,000071t;$$

откуда

$$c_p = 7,266 + 0,001025t,$$

Уравнение (70) принимает вид:

$$299400 = (7,266 + 0,001025t_r)(100 + 9,4)t_r.$$

Решив это уравнение относительно  $t_r$ , получим:

$$t_r = 358^\circ \text{C}.$$

Таким образом при одном и том же течении процесса газификации уменьшение влажности топлива с  $20,5$  до  $8\%$  вызывает рост температуры выходящего из генератора газа с  $232$  до  $358^\circ \text{C}$ .

Перейдем теперь к определению температуры газа при выходе из камеры сгорания. Скорость газа, движущегося между стенками бункера, при средней температуре его в  $600^\circ \text{C}$  (температура и ориентировочно задаемся) будет:

$$v_{\text{газ}} = \frac{58,3}{\pi \cdot 0,5 \cdot 0,008 \cdot 3600} \cdot \frac{273 + 600}{273} = 4,12 \text{ м/сек.}$$

Здесь  $58,3$  представляет часовую производительность генератора в кубометрах. Частный коэффициент теплопередачи от газа к стенке:

$$\alpha_1 = 2 + 10 \sqrt{v_{\text{газ}}} = 2 + 10 \sqrt{4,12} = 22,3 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}. \quad (90)$$

Коэффициент теплопередачи от стенки к парогазовой среде, заключенной в бункере, принимаем равным  $\alpha_2 = 35 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}$ .

Тогда имеем:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{22,3} + \frac{1}{35}} = 13,7 \text{ кал/м}^2 \text{ час } ^\circ \text{C}. \quad (89)$$

Поверхность нагрева бункера согласно фиг. 19 состоит из цилиндрической части, оканчивающейся внизу усеченным конусом. Площадь этой поверхности нагрева:

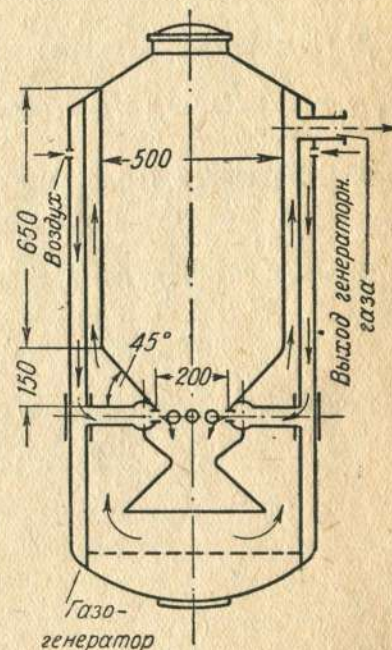
$$F = \pi \cdot 0,5 \cdot 0,65 + (\pi \cdot 0,25 \cdot 0,25 \sqrt{2} - \pi \cdot 0,1 \cdot 0,1 \sqrt{2}) = 1,25 \text{ м}^2.$$

Температуру газа, выходящего из камеры сгорания, определяем из уравнений:

$$(100 + \text{H}_2\text{O})(c_p t_z - c_p' t_r) = c_p^{\text{д.-вт}} L t_{\text{возд}} + R, \quad (85)$$

где

$$R = k z F \left( \frac{t_z + t_r}{2} - t_6 \right). \quad (88)$$



Фиг. 19. Разрез газогенератора ПЭМ (НАТИ-III).

Дополнительно задаемся  $t_{\text{возд}} = 500^\circ \text{Ц}$  и  $t_6 = 300^\circ \text{Ц}$  и получаем для второго варианта:

$$(100 + 9,4)[(7,266 + 0,001025t_z)t_z - (7,266 + 0,001025 \cdot 358358)] =$$

$$= (6,83 + 0,0006 \cdot 500) 500 \cdot 62,3 + R,$$

$$R = 13,7 \cdot 38,5 \cdot 1,25 \left[ \frac{t_z + 358}{2} - 300 \right].$$

Решив эту систему уравнений относительно  $t_z$ , получаем  $t_z = 800^\circ \text{Ц}$ . Действительные значения  $t_z$  приведены в таблице (стр. 165). Нетрудно видеть удовлетворительное совпадение нашей цифры с результатами испытания.

Таким образом получается следующее распределение физического тепла газа, выходящего из камеры сгорания.

1. На подогрев воздуха до температуры в  $500^\circ \text{Ц}$ :

$$c_p^{\text{д.ат}} L t_{\text{возд}} = (6,83 + 0,0006 \cdot 500) \cdot 62,3 \cdot 500 = 222\,000 \text{ кал} \quad (31,4\%).$$

2. На подогрев бункера:

$$R = kzF \left( \frac{t_z + t_r}{2} - t_6 \right) = 13,7 \cdot 38,5 \cdot 1,25 \left( \frac{800 + 358}{2} - 300 \right) = 186\,000 \text{ кал} \quad (26,3\%).$$

3. Оставшееся тепло газа

$$Q = 299\,400 \text{ кал} \quad (42,3\%).$$

Коэффициент полезного действия газогенератора:

$$\eta = \frac{MH_u}{CO + CO_2 + CH_4} = \frac{0,02 \cdot 1240}{18,6 + 13 + 3,4} = 0,71. \quad (94)$$

Коэффициент доброкачественности генераторного газа

$$\lambda = \frac{100}{CO_2 + N_2} - 1 = \frac{100}{13 + 49,5} - 1 = 0,6. \quad (2)$$

<sup>1</sup> Температуру  $t_{\text{возд}}$  можно найти расчетом; для этого необходимо добавить третье уравнение теплопередачи от газа к воздуху.

Таблица 18<sup>1</sup>  
Физические величины газов

Газы	Формула	Число атомов	Молекулярный вес		Вес 1 м <sup>3</sup> в кг		Плотность, отнесенная к воздуху, при нормальном давлении за единицу	Газовая постоянная R	Удельная теплота для 1 кг		Удельная теплота для 1 м <sup>3</sup> при 15° и 1 ат		$\frac{c_p}{c_v} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1} = K$
			приблизительный	точный для O <sub>2</sub> = 32	при 15° и 1 ат	при 0° и 760 мм рт. ст.			c <sub>p</sub>	c <sub>v</sub>	c <sub>p</sub>	c <sub>v</sub>	
Воздух сухой . . . . .	—	—	29	28,95	1,188	1,293	1,000	29,26	0,238	0,170	0,282	0,200	1,405
Кислород . . . . .	O <sub>2</sub>	2	32	32	1,312	1,429	1,105	26,5	0,217	0,155	0,285	0,204	1,400
Азот . . . . .	N <sub>2</sub>	2	28	28,08	1,151	1,251	0,970	30,2	0,247	0,176	0,281	0,200	1,408
Водород . . . . .	H <sub>2</sub>	2	2	2,016	0,0827	0,0899	0,0696	420,0	3,41	2,42	0,282	0,200	1,405
Водяной пар . . . . .	H <sub>2</sub> O	3	18	18,02	0,739	0,804	0,622	47,0	0,48	0,37	0,35	0,27	1,30
Углекислота . . . . .	CO <sub>2</sub>	3	24	44,00	1,804	1,977	1,520	19,25	0,21	0,16	0,37	0,29	1,28
Аммиак . . . . .	N <sub>3</sub>	4	17	17,06	0,700	0,771	0,590	49,6	0,53	0,41	0,37	0,29	1,28
Ацетилен . . . . .	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>	4	26	26,02	1,066	1,176	0,899	32,5	0,35	0,27	0,37	0,29	1,28
Этилен . . . . .	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>	6	28	28,03	1,149	1,250	0,969	30,2	0,40	0,33	0,46	0,38	1,25
Метан . . . . .	CH <sub>4</sub>	5	16	16,03	0,657	0,717	0,554	52,8	0,59	0,46	0,39	0,31	1,28
Оксид углерода . . . . .	CO	2	28	28,00	1,148	1,250	0,968	30,25	0,242	0,172	0,279	0,197	1,410
Углерод . . . . .	C	1	12										

<sup>1</sup> Таблица заимствована из курса проф. Н. Р. Бриллинга, Двигатели внутреннего сгорания.

Таблица  
Характеристика газогенераторов опрокинутого горения

Лица 15

Система газогенератора	Параметры газогенератора	Вид топлива	Сухой вес газогенератора (без очистителя)	Мощность двигателя на бензине <sup>1</sup>	Производительность генер. при 0° и 760 мм рт. ст.	Напряженность горения q	Интенсивность горения	Скорость выхода воздуха из фурм <sup>2</sup> (приблизительно)	Температура газа при выходе из генератора	Температура подогретого в генераторе воздуха	Разрежение за генератором при полной нагрузке	Диаметр камеры сгорания (в сечении фурм)	Высота камеры сгорания (от фурм до зольниковой решетки)	Диаметр фурм	Число фурм	Емкость бункера	Объем камеры сгорания	Площадь сечения камеры сгорания по фурмам
			кг	л. с.	м³/час	кг/м²-час	кг/м³-час	м/сек	° Ц	° Ц	мм вод. ст.	мм	мм	мм	шт.	м³	л	м²
	Berliet (модель 1925 г.)	Дрова (береза) . . .	—	35	70	900	2210	42	—	100 <sup>3</sup>	300	200	240	8	8	0,270	12,8	0,0314
	Berliet (модель 1930 г.)	Дрова (береза) . . .	—	60	120	710	1740	54	130	140	—	290	320	10	8	0,240	27,0	0,0660
	Reh	Древесный уголь . . .	178	45	72	113 <sup>8</sup>	240 <sup>8</sup>	26	600	450 <sup>3</sup>	30	420	472	14	10	0,156	65,0	0,1390
	Pava	Древесный уголь . . .	170	45	72	156 <sup>8</sup>	335 <sup>8</sup>	—	—	—	—	357	470	7	20	0,150	47,0	0,1000
	Sagam (малая модель)	Дрова (береза) . . .	140	30	55	540	1450	7	500	150 <sup>3</sup>	80	250	370 <sup>4</sup>	15	16	0,070	18,0 <sup>4</sup>	0,0490
	НАТИ-II (опытная модель 1931 г.)	Дрова (береза) . . .	190	80	140	975	1640	85	240	300	240	285	310	8	12	0,300	33,0	0,0640
	НАТИ-III (ПЕЭМ) (опытная модель 1931 г.)	Дрова (береза) . . .	160	30	55	900	710	46	280	500	280	192	365	8	12	0,140	37,0	0,0290
	НАТИ-IV	Смесь длинных дров (50%) с углем (50%)	—	90	147	270 <sup>9</sup>	715	32	260	245	160	175×1110 <sup>9</sup>	330 <sup>5</sup>	7,5	42	0,330	74,0 <sup>5</sup>	0,1940
	В-III (модель 1931 г.)	Дрова (береза) . . .	405	75	125	100	380	7	450	230	80	530×640	360	h=3	щель	0,660	90,0	0,3400
	Пионер (тип D-7)	Дрова (береза) . . .	222	90	147	685	2055	—	—	—	—	350	330 <sup>6</sup>	h=3 Ø=12	щель 6	0,236	32,0 <sup>6</sup>	0,0960

Предлагаемая вниманию читателя таблица составлена автором в подавляющем большинстве по экспериментальным данным, имеющимся в институте НАТИ.

<sup>1</sup> Мощность, развиваемую двигателем на газе приведенных выше генераторов, не указываем, так как в нем капель воды, суммарного сопротивления установки и т. п.), а также и от конструктивных особенностей самого двигателя (устройства всасывающей трубы, степени сжатия, момента зажигания и пр.).

<sup>2</sup> Объем часового притока воздуха в генератор подсчитан по формуле  $Q_{\text{возд}} = \frac{Q_{\text{газ}} N_2 (273+t)}{79 \cdot 273}$  м³/час, где  $N_2$  — процентное содержание азота в газе, а  $Q_{\text{газ}}$  — часовая производительность генератора. Физическое состояние воздуха отнесено к условиям его температурного подогрева (t°C). <sup>3</sup> Ориентировочно. <sup>4</sup> От верхнего ряда фурм до зольниковой решетки. <sup>5</sup> От нижнего ряда фурм до зольниковой решетки. <sup>6</sup> От и интенсивность горения даны для древесного угля. <sup>9</sup> Сечение камеры сгорания по второму ряду фурм.

ментальным данным, имеющимся в институте НАТИ.

как последняя зависит еще от целого ряда факторов (степени охлаждения газа и улавливания взвешенных ностей самого двигателя (устройства всасывающей трубы, степени сжатия, момента зажигания и пр.). где  $N_2$  — процентное содержание азота в газе, а  $Q_{\text{газ}}$  — часовая производительность генератора. Физическое него ряда фурм до зольниковой решетки. <sup>5</sup> От нижнего ряда фурм до зольниковой решетки. <sup>6</sup> От и интенсивность горения даны для древесного угля. <sup>9</sup> Сечение камеры сгорания по второму ряду фурм.

Таблица 16  
Химический состав генераторных газов

Газифицированное топливо				Система газогенератор <sup>1</sup>	Двигатель		Состав газа (по объему в %)						Коэффициент добротности газа <sup>2</sup> λ	Низшая теплотв. способн. 1 м <sup>3</sup> газа <sup>3</sup> при 0° и 760 мм рт. ст.	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м <sup>3</sup> газа-L <sub>0</sub>	Низшая теплотв. способн. рабочей смеси при коэф. изб. возд. α = 1	Низшая теплотв. способн. рабочей смеси при коэф. изб. возд. α = 1,15	Источники	
Вид топлива	Теплотворная способность горючей массы (низшая)	Относительная влажность, %	Размер кусков мм		Тип	Часовой отбор газа в м <sup>3</sup> при 0° и 760 мм рт. ст.	Окись углерода CO	Водород H <sub>2</sub>	Метан CH <sub>4</sub>	Углекислота CO <sub>2</sub>	Кислород O <sub>2</sub>	Азот N <sub>2</sub>							
Береза	—	12,4	40×50×80	НАТИ-II	Вентилятор	70													
Береза	—	15,3	60×60×60	НАТИ-III	Насос Мерседес	67	21,0	15,0	3,6	10,5	0,6	49,2	0,675	1333	1,170	615	568	1	
Береза	—	20,0	60×60×60	НАТИ-III	Насос Мерседес	61,1	16,8	20,7	3,5	12,8	0,4	52,1	0,705	1343	1,205	610	563	2	
Береза	—	29,3	60×60×60	НАТИ-III	Насос Мерседес	65,8	18,0	14,4	3,6	9,0	1,0	54,0	0,588	1226	1,066	594	551	2	
Береза	—	37,4	60×60×60	НАТИ-III	Насос Мерседес	61,2	13,6	17,6	3,0	11,0	0,4	54,4	0,530	1125	1,010	560	522	2	
Береза	—	28,9	40×40×60	НАТИ-III	Трактор СТЗ 15/30	60,0	9,0	9,7	3,7	16,0	0,4	61,2	0,295	839	0,780	470	441	2	
Береза 50% <sup>4</sup>	—	25	30×40×500	НАТИ-IV	Трактор Коммунар 90	147,0	18,4	16,4	3,0	11,4	0,6	50,5	0,616	1240	1,085	595	551	2	
Уголь 50%	—	—	30×40×40	НАТИ-IV	Трактор Коммунар 90	147,0	18,3	9,6	2,6	7,0	0,9	61,6	0,458	1024	0,870	548	512	3	
Береза	4582	10	25×25×80	Sagam	Вентилятор	75,0	15,0	13,3	2,5	10,9	0,5	57,8	0,455	1013	0,890	536	500	4	
Береза	—	—	—	Пионер D-7	Трактор Коммунар z 90	147,0	15,4	12,2	2,6	9,5	4,2 <sup>7</sup>	56,1	0,525	1005	0,705	590	555	5	
Береза	—	11,5	40×40×60	Berliet <sup>5</sup>	Трактор Клетрак-40	—	18,3	15,1	5,25 <sup>6</sup>	10,6	1,61	49,14	0,574	1394	1,220	628	580	6	
Береза	—	32,0	40×40×60	Berliet <sup>5</sup>	Трактор Клетрак-40	—	15,15	14,0	2,65	13,33	1,83	53,0	0,509	1048	0,860	563	526	6	
Дуб	—	15,5	40×40×60	Berliet <sup>5</sup>	Трактор Клетрак-40	—	14,55	11,85	6,55 <sup>6</sup>	13,24	0,73	53,08	0,509	1306	1,220	589	543	6	
Береза	—	20,2	40×50×70	B-III	Насос Мерседес	126	12,4	13,0	3,6	9,5	2,2	59,3	0,454	1019	0,843	552	517	7	
Береза 60%	—	20,0	50×60×70	B-III	Насос Мерседес	122	14,8	8,4	3,7	10,2	0,2	62,7	0,372	982	0,895	518	483	7	
Древесный уголь 40%	—	7,6		B-III	Насос Мерседес	123	23,7	9,5	0,4	4,9	0,3	61,2	0,513	1000	0,815	550	516	7	
Древесный уголь	—	6,5	50×50×60	B-III	Насос Мерседес	123	29,0	7,1	1,1	2,2	0	60,6	0,523	1159	0,965	590	550	8	
Древесный уголь	—	4,6	50×50×50	Rex	Вентилятор	70	26,2	9,7	0,9	3,7	0	59,5	0,582	1125	0,940	580	541	8	
Древесный уголь	—	12,8	50×50×50	Rex	Вентилятор	70	24,1	10,0	1,24	3,9	0,4	60,36	0,556	1097	0,912	574	535	4	
Древесный уголь	5946	18,2	17×37	Rex	Вентилятор	127	23,9	11,5	0,92	4,5	0,1	59,08	0,573	1102	0,927	573	534	4	
Древесный уголь	5946	18,2	17×37	Rex	Вентилятор	83	20,2	8,0	1,35	5,6	0,5	64,35	0,429	936	0,776	527	494	4	
Древесный уголь	5946	18,2	17×37	Rex	Вентилятор	44													



Газифицированное топливо				Система газогенератора <sup>1)</sup>	Двигатель		Состав газа (по объему в %)						Коэффициент доброкачественности газа $\lambda$	Нижшая теплотв. спосбн. 1 м <sup>3</sup> газа $\lambda$ при 0° и 760 мм рт. ст.	Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания м <sup>3</sup> газа в м <sup>3</sup> L <sub>0</sub>	Нижшая теплотв. спосбн. рабочей смеси при коэф. изб. возд. $\alpha = 1$	Нижшая теплотв. спосбн. рабочей смеси при коэф. изб. возд. $\alpha = 1,15$	Источники
Вид топлива	Теплотворная способность горючей массы (низшая)	Относительная влажность, %	Размер кусков м.м.		Тип	Часовой отбор газа в м <sup>3</sup> при 0° и 760 мм рт. ст.	Окись углерода CO	Водород H <sub>2</sub>	Метан CH <sub>4</sub>	Углекислота CO <sub>2</sub>	Кислород O <sub>2</sub>	Азот N <sub>2</sub>						
Карбонит <sup>9</sup>	8100	4,5	d = 30	Рено	Автомобильный	75	32,0	6,5	0,8	1,5	0,3	58,9	0,656	1 211	0,977	614	571	9
Карбонит <sup>9</sup>	8100	6,0	d = 30	Панар Левассор	Автомобильный	97	31,6	7,4	0,2	2,2	0	58,6	0,645	1 170	0,948	601	560	9
Каменный уголь (спекающийся жирный)	7450	$\frac{3,0^8}{32}$	орешник	Стационарные газогенераторные установки сталелитейных мастерских английских заводов	Вентилятор	1530	16,0	11,0	2,5	10,0	0	60,5	0,418	984	0,882	522	488	10
Каменный уголь (полуспекающийся полужирный)	7691	$\frac{6,18}{30}$	от 12 до 75		Вентилятор	3600	26,6	12,8	3,56	4,74	0	52,3	0,755	1 443	1,278	634	585	10
Каменный уголь (не спекающийся жирный)	7620	$\frac{4,0}{49}$	от 12 до 60		Вентилятор	3860	24,0	15,0	3,5	6,5	0	51,0	0,740	1 415	1,260	627	579	10
Кокс (спекающийся жирный)	6830	$\frac{10,0}{33}$	орешник		Вентилятор	1980	24,0	10,6	2,3	5,3	0	57,8	0,585	1 200	1,040	589	546	10
Каменный уголь <sup>10</sup>	—	0	—	Стационар. газогенерат.	—	—	23,0	6,0	3,0	5,0	0	63,0	0,470	1 110	0,977	562	523	11
Древесные опилки	—	—	—		—	—	—	27,5	12,9	2,2	7,5	0,5	49,4	0,758	1 356	1,142	632	585
Гузы-Пая <sup>11</sup>	—	от 11 до 14	$100 \times 100 \times 100$	НАТИ-III	Вентилятор	55	15,0	12,5	7,6	8,6	0,4	55,9	0,550	1 427	1,360	605	556	13
Брикеты соломы	—	22,6	50x70x170	Rex	Вентилятор	70	14,0	9,7	7,5	10,0	1,0	57,8	0,475	1 315	1,230	590	545	13
Торфяной кокс	7780	4,8	—	ЛТД-II	Вентилятор	110	20,5	5,6	1,5	5,8	0,2	66,4	0,385	897	0,755	511	480	4

1. Газогенератор НАТИ-II горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 " НАТИ-III горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 " НАТИ-IV горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 " В-III горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 " Пионер горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 " ЛТД-II горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая

Здесь низкая напряженность принята от 100 до 400 кг/м<sup>2</sup>-час. Средняя от 400 до 700 кг/м<sup>2</sup>-час и выше приведен из наиболее удачных испытаний. Топливо — смесь длинных дров с древесным углем, предварительно увеличивающая действительное содержание метана. Повидимому, при анализе газа не было полного поглощения — расход пара в процентах от веса сухого топлива. <sup>9</sup> Производное от древесного угля. <sup>10</sup> Газификация с примесью корочек хлопка.

Источники: 1) "Известия НАТИ" № 1—2 за 1932 г. 2) Отчет об испытании газогенератора НАТИ-III трактора Коммунар z-30 (не опубликован). 4) "Экспериментальные исследования газогенераторного процесса" газогенератора В-III в НАТИ (не опубликован). 8) "Отчет об испытании газогенератора Berliet на древно-экономический вестник" № 8—9 за 1924 г. 11) Проф. Г. М. О к н о в, Топливо и его сжигание, КУБУЧ, 1929.

1. Газогенератор Rex горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 Berliet горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 Sagam горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 Панар Левассор горение — опрокинутое, напряженность горения — высокая  
 Рено горение — прямое, напряженность горения — высокая

сокая от 700 до 1000 кг/м<sup>2</sup>-час. По газогенератору НАТИ-IV анализ газа обожжено и подсушено в самом генераторе (самотягом). <sup>5</sup> Модель 1930 г. <sup>6</sup> Приведенная цифра явно преокиси углерода. <sup>7</sup> Здесь, очевидно, был подсос воздуха. <sup>8</sup> Верхняя цифра означает влажность топлива, без подачи парового дутья (бедного газа). <sup>11</sup> Спрессованные в кипы стебли хлопка размером от 3 до 10 мм

на насосе и тракторе СТЗ\* (не опубликован). 3) Отчет об испытании газогенератора НАТИ-IV на двигателе И. Кутеев, "Автоtractive дело" № 6 за 1931 г. 5) "Отчет об испытании газогенераторных установок на веском топливе", Уральский научно-исследовательский лесопромышленный институт. 7) "Отчет об испытании блякован). 9) По материалам НАТИ (из доклада инж. Н. С. Ветчинкина). 10) По данным F. Clements, Tex-12) Д е-Г р а л ь, Использование отбросной и избыточной энергии, ГНТИ, 1931 г. 13) "Отчет об испытании со-

Таблица 17  
Характеристика твердого топлива

Приложение 4

Род топлива	Состав органической массы				Относительные коэффициенты сравнения							Зола в % от веса важного топлива	Относительная влажность топлива	Низшая теплота, способность органич. массы топить	
	Углерод	Водо-род	Кислород	Азот	α	β	γ	δ	A	W					
											C				H
<b>I. Дерево<sup>3</sup></b>															
Акация	50,00	6,00	44,00	0,1200	—	—	—	0,5000	—	—	—	—	—	—	—
Береза	49,30	6,10	43,60	1,00	0,1240	0,8850	0,0203	0,4930	1,10	(20,0)	—	—	—	—	4460
Бук	49,50	6,10	43,80	0,60	0,1230	0,8850	0,0120	0,4950	—	(25,0)	—	—	—	—	4460
Дуб	50,70	6,05	47,25	2,00	0,1190	0,8150	0,0394	0,5070	2,80	(25,0)	—	—	—	—	4390
Ель	49,95	6,40	43,65	—	0,1280	—	—	0,4990	—	(15,0)	—	—	—	—	4510
Ива	50,30	6,27	43,43	—	0,1240	—	—	0,5080	—	(15,0)	—	—	—	—	4480
Клен	49,80	6,30	43,90	—	0,1360	—	—	0,4980	—	(20,0)	—	—	—	—	4440
Липа	49,40	6,30	43,20	0,60	0,1380	0,8750	0,0120	0,4940	—	(20,0)	—	—	—	—	4540
Лиственница	50,10	6,30	43,60	—	0,1260	—	—	0,5010	—	(20,0)	—	—	—	—	4465
Ольха	49,00	6,25	44,00	0,75	0,1270	0,9000	0,0153	0,4900	2,40	(15,0)	—	—	—	—	4140
Ясень	49,40	6,10	44,50	—	0,1230	—	—	0,4940	—	(20,0)	—	—	—	—	—
Осина	48,80	6,10	45,10	—	0,1250	—	—	0,4880	1,60	(20,0)	—	—	—	—	4400
Сосна	50,20	6,00	43,30	0,50	0,1190	0,8630	0,0100	0,5020	2,90	(12,0)	—	—	—	—	4560
Грб	48,10	6,10	44,90	0,90	0,1270	0,9350	0,0180	0,4810	—	(20,0)	—	—	—	—	—
Хлопковая шелуха	51,00	6,25	42,75	—	0,1220	—	—	0,5100	2,24	(13,0)	—	—	—	—	4280
<b>II. Древесный уголь</b>															
Березовый печной	80,24	3,26	16,50	—	0,0396	—	—	0,8020	1,70	—	—	—	—	—	6512
Сосновый	79,30	3,94	16,76	—	0,0497	—	—	0,7930	0,90	—	—	—	—	—	6646
Еловый	78,40	3,74	17,86	—	0,0478	—	—	0,7840	1,00	—	—	—	—	—	6501
Осиновый	74,60	4,84	20,56	—	0,0650	—	—	0,7460	2,09	—	—	—	—	—	7385
Березовый кучной	89,90	2,04	8,06	—	0,0227	—	—	0,8990	1,80	—	—	—	—	—	7320
Сосновый	88,20	2,54	9,26	—	0,0288	—	—	0,8820	1,40	—	—	—	—	—	7112
<b>III. Каменные угли<sup>5</sup></b>															
Длиннопламенный "Д"	79,90	5,70	12,60	1,80	0,0715	0,1580	0,0226	0,7990	5,00	7,1	—	—	—	—	7500
Газовый "Г"	83,00	5,60	9,70	1,70	0,0675	0,1170	0,0205	0,8300	6,70	6,0	—	—	—	—	7850
Паровичный жирный "ПЖ"	88,80	5,20	4,30	1,70	0,0587	0,0485	0,0192	0,8880	6,50	3,5	—	—	—	—	8350
Парович. спекающийся "ПС"	91,00	4,60	2,70	1,70	0,0505	0,0297	0,0187	0,9100	8,20	3,0	—	—	—	—	8450
Флотский "Ф"	89,50	5,10	3,70	1,70	0,0570	0,0413	0,0190	0,8950	6,40	3,0	—	—	—	—	8400
Тошый "Т"	91,70	4,30	2,30	1,70	0,0469	0,0251	0,0185	0,9170	8,40	3,0	—	—	—	—	8450
Антрацит "А"	96,00	2,00	1,30	0,70	0,0208	0,0135	0,0073	0,9600	1,20	4,7	—	—	—	—	8150
<b>IV. Бурые угли<sup>7</sup></b>															
Богословский (Сев. Урал)	66,20	4,00	29,80	—	0,0605	—	—	0,6620	14,50	(20,0)	—	—	—	—	—
Челябинский (Южн. Урал)	70,60	4,20	25,20	—	0,0595	—	—	0,7060	6,20	(20,0)	—	—	—	—	—
Хабаровский (Д. Восток)	72,85	4,30	21,30	1,55	0,0590	0,2930	0,0213	0,7285	4,50	(20,0)	—	—	—	—	6375*
	67,00	5,00	28,00	—	0,0747	—	—	0,6700	4,17	(20,0)	—	—	—	—	—
<b>V. Торф<sup>8</sup></b>															
Редкинский	58,96	5,70	33,20	2,14	0,0970	0,5650	0,0363	0,5896	3,45	—	—	—	—	—	5220*
Ириновский (Ленингр. обл.)	63,35	6,25	30,40	—	0,0990	—	—	0,6335	8,15	—	—	—	—	—	—
Фряновский (Ивановск. пром. обл.)	57,10	5,90	37,00	—	0,1080	—	—	0,6096	8,25	—	—	—	—	—	5690
Шатурский (1922 г.)	60,96	6,02	33,02	—	0,0988	—	—	0,6096	—	—	—	—	—	—	—
Затолоцкий II уч. (Урал)	59,39	6,08	32,33	2,20	0,1021	0,5450	0,0370	0,5939	—	—	—	—	—	—	—
Зырянский II уч. (Урал)	56,63	6,00	35,70	1,67	0,1060	0,6300	0,0295	0,5663	—	—	—	—	—	—	—
Синябинский (Ленингр. обл.)	57,34	6,00	35,98	0,68	0,1046	0,6280	0,0118	0,5734	—	—	—	—	—	—	5300
<b>VI. Торфяной кокс</b>															
	91,36	3,12	3,92	1,60	0,0342	0,0430	0,0175	0,9136	4,81	7,46	—	—	—	—	8100
	90,35	2,85	5,20	1,60	0,0316	0,0576	0,0177	0,9035	4,84	6,90	—	—	—	—	8070

Род топлива	Состав органической массы				Относительные коэффициенты сравнения					Зона в % от веса влажного топлива	А	W	H <sub>u</sub>	
	Угле-род		Ки-Азот		α	β	γ	δ						
	С	Н	О	Н										
В. VII. Каменноугольный кокс <sup>9</sup>														
Доменный кокс (рурский)	98,30	0,39	1,31	0,0040	0,9830	—	—	—	8,88	0,50	—	—	—	
Литейный кокс (рурский)	97,82	0,63	1,55	0,0064	0,9782	—	—	—	9,17	0,22	—	—	—	
Доменный кокс (бельгийский)	97,87	0,46	1,67	0,0047	0,9787	—	—	—	12,00	3,94	—	—	—	
Газовый кокс (в.-силезский)	95,77	0,87	2,06	0,0091	0,9577	0,0216	0,0136	0,0136	3,70	3,20	7984	—	—	
Полукок (вестфальский)	86,45	3,98	7,64	0,0460	0,8650	0,0885	0,0223	0,0223	12,80	—	7090	—	—	

<sup>1</sup> Цифры теплотворных способностей, обозначенные звездочкой, подсчитаны по формуле германских инженеров:  $Q = 81C + 290 \left( H - \frac{O}{8} \right) + 25S - 6W$  кал-час с учетом того, что для массы топлива  $W = 0$ . <sup>2</sup> Цифры влажности топлива, взятые в скобки, представляют собой ее предельные значения в условиях нормальной газификации в легких газогенераторах. <sup>3</sup> Содержание азота по данным Callomer et Lordier. <sup>4</sup> Специальное топливо легких газогенераторов. Производное от древесного угля. <sup>5</sup> Содержание серы от 1,5 до 4,5%. <sup>6</sup> Содержание азота по Schuble. <sup>7</sup> Содержание азота по По Пьер Аппелю равно 1%. <sup>8</sup> Содержание серы от 0,15 до 0,93%. <sup>9</sup> Содержание азота по По Пьер Аппелю от 1 до 2,5%. <sup>10</sup> Серы от 0,6 до 1,91%.

Литература. 1) Проф. Г. Ф. Кнорре, Тепловые расчеты котельных установок по газовому анализу, Ленинград, 1928. 2) Де-Гралья, Использование отбросной энергии, ГНТИ 1931 г. 3) Э. Юэн, "Горный журнал" за 1908 г. и Н. И. Никитин, "Ж. Р. Физ.-Хим. Об.-ва." за 1916 г. 4) По данным Уральского Научно-исследовательского лесопромышленного института. 5) Классификация Госплана и данные проф. Г. Ф. Кнорре. 6) Естественные производительные силы России, т. IV. Ископаемые угли. 1919. 7) De-Grahl, Wirtschaftliche Verwertung der Brennstoffe, Berlin, 1921. 8) По данным Совозгорфа. 9) Гект, Торф, Современная способы разработки торфа на топливо, 1914. 10) Г. Л. Стэдникон, Химия торфа, Госхимтехиздат, 1982. 11) Simmerbach O., Grundlagen der Kokchemie, 1914 г. 12) De-Grahl, Wirtschaftliche Verwertung der Brennstoffe, 1921.

# АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ВЫСОТЫ АКТИВНОЙ ЗОНЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Б. М. ЧЕРНОМОРДИК

## 1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЫСОТЫ АКТИВНОЙ ЗОНЫ И ЗНАЧЕНИЕ ЕЕ РАСЧЕТА

Высотой активной зоны называется расстояние от верхних фурм до колосниковой решетки. Величина активной зоны является одним из основных факторов, влияющих на качество газа, и может быть для данного агрегата переменной, если конструкция предусматривает изменение положения колосниковой решетки или подвода воздуха. Фактически зона газификации располагается несколько выше уровня верхних фурм, а зона восстановления не доходит непосредственно до колосниковой решетки, так как продукты газификации, подлежащие восстановлению, благодаря засасывающей силе двигателя стремятся выйти из слоя раскаленного угля по более коротким путям. Кроме того, на колосниках скопляется обычно зола, не обладающая никакой реактивной способностью.

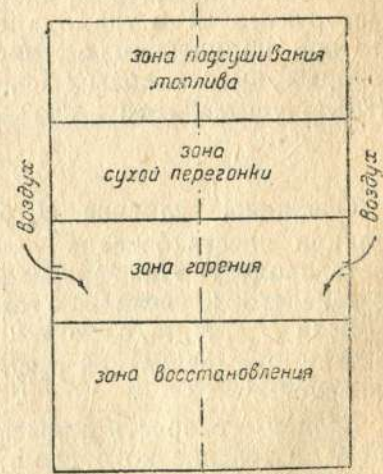
Кроме высоты зоны данной конструкции, которую мы для краткости назовем конструктивной высотой зоны  $H_k$ , необходимо еще ввести понятие о термохимической высоте активной зоны  $H$ , определяющей собой при данных условиях химический состав газа.

Активная зона представляет сумму высот двух зон — зоны горения  $h_1$  и зоны восстановления  $h_2$ .

Высота активной зоны:

$$H = h_1 + h_2 \quad (1)$$

есть величина переменная и зависит от целого ряда самых разнообразных факторов. При обратном процессе, который и будет нами разбираться, эти зоны располагаются по схеме фиг. 1. Термохимическая высота активной зоны есть высота слоя топлива, в котором происходят реакции горения и восстановления. Суммируя и классифицируя условия, влияющие на эту величину, можно сказать, что высота активной зоны зависит от двух основных причин: 1) скорости движения газообразных



Фиг. 1. Схема расположения зон при обратном процессе.

продуктов в камере сгорания газогенератора и 2) скорости идущих в ней химических реакций.

Все остальные факторы влияют лишь на величину этих скоростей и, таким образом, могут быть названы косвенными. Эти причины чрезвычайно разнообразны и многочисленны, так же как и характер и степень их влияния.

Часть их оказывает влияние на какую-нибудь одну из скоростей, часть влияет на обе, усложняя, таким образом, анализ и методику расчета.

Основные из этих факторов следующие:

1) рабочий режим генератора, т. е. напряжение колосниковой решетки или, что то же самое, отбор газа в единицу времени;

2) размер газогенератора;

3) температура и влажность первичного воздуха и влажность газифицируемого топлива;

4) площадь сечения камеры сгорания и отношение ее высоты к диаметру  $\frac{H}{d}$ ;

5) реактивная способность топлива;

6) величина кусков топлива;

7) род топлива;

8) температура и давление внутри камеры сгорания.

Все эти условия, суммируясь, определяют собой высоту термохимической активной зоны, т. е. определяют область, в которой идут основные реакции газогенераторного процесса.

Может возникнуть вопрос, для чего нужен учет всех этих факторов, если он так сложен и продолжителен. Чтобы ответить на этот вопрос, посмотрим, какие взаимоотношения существуют между конструктивной и термохимической высотами зон. Предположим, что при нормальном режиме генератора создаются условия, при которых высота зоны  $H_m$ , но конструктивная высота зоны  $H_{к.м.}$ . Что получится, если

$$H_{к} < H.$$

Очевидно, величина  $H_{к}$  будет недостаточна для того, чтобы реакции восстановления успели закончиться на ее протяжении, и часть продуктов газификации, не успевших восстановиться, выйдут из генератора, увеличив в газе процентное содержание  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

Если  $H_{к} < H$ , то, следовательно,  $H - H_{к}$  — величина, которой не хватает конструктивной высоте зоны, чтобы быть равной термохимической.

Если  $v$  — скорость движения газа в камере сгорания в  $\text{м/сек}$ , то время, в течение которого продукты газификации должны были бы еще находиться в слое раскаленного топлива:

$$t = \frac{H - H_{к}}{v} \text{ сек.} \quad (2)$$

При средней скорости реакции восстановления  $W \text{ м}^3/\text{сек}$  получим

количество продуктов, не успевших восстановиться благодаря недостаточной величине конструктивной высоты зоны:

$$q = wt = \frac{(H - H_{к})}{v} w \text{ м}^3. \quad (3)$$

При  $H = H_{к}$   $q = 0$ .

Ясно, что необходимо стремиться к максимальному уменьшению разности  $H - H_{к}$ , так как в этом случае растёт количество восстановленных компонентов генераторного газа. Конструктивная высота зоны должна быть равна термохимической, во всяком случае не должна быть меньше ее.

На практике при недостаточной величине  $H_{к}$  генераторный газ содержит такое огромное количество  $\text{CO}_2$  (16—18%), что агрегат перестает быть по существу газогенератором, а превращается в обыкновенную печку. Теплотворная способность газа резко понижается и газ не горит. Таким образом генератор делается совершенно негодным для работы.

Предположим, что условия (температура в камере сгорания, отбор газа и т. п.) сложились таким образом, что термохимическая высота зоны стала значительно меньше конструктивной. Это значит, что, после того как процессы восстановления дошли до предела, обусловленного этими условиями, продукты газификации продолжают двигаться в слое топлива, температура которого значительно ниже, чем в вышележащем поясе.

$$H_{к} > H.$$

Как повлияет это обстоятельство на химический состав газа?

Рассуждая так же, как и в случае  $H_{к} < H$ , найдем, что „лишнее“ время, в течение которого продукты газификации находились в слое топлива,

$$t = \frac{H_{к} - H}{v} \text{ сек.} \quad (4)$$

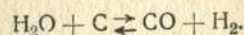
Реакции восстановления идут с поглощением тепла. Это обстоятельство и является основной причиной понижения температуры от фурм к колосниковой решетке (при обратном процессе) и от колосниковой решетки к месту выхода газа (при прямом). Так как основные восстановительные реакции обратимы и отношение концентраций веществ, участвующих в реакции, зависит от температуры, то продукты газификации, попадая в более холодную зону, меняют условие своего равновесия. Это изменение происходит в сторону уменьшения количества  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$  и увеличения процентного содержания  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ . При прямом процессе высота зоны зависит от места выхода газа, и если отбор производят на много выше термохимической активной зоны, то происходит также явление ухудшения качества газа.

Подробно мы вернемся к этому после рассмотрения условий равновесия и скоростей интересующих нас реакций.

## 2. УСЛОВИЯ РАВНОВЕСИЯ ОСНОВНЫХ РЕАКЦИЙ ПРОЦЕССА ГАЗИФИКАЦИИ

Большинство известных в природе химических реакций обратимы, т. е. могут протекать в обе стороны, причем полученные в результате начальной реакции вещества, реагируя между собой, вновь дают исходные продукты. Интересующие нас реакции восстановления также обратимы. Если привести в соприкосновение вещества, способные реагировать между собой при данных условиях (например  $\text{CO}_2$  и  $\text{C}$  или  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{C}$ ), то немедленно наступает реакция и начинают образовываться новые продукты. Реакция (например  $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{CO} + \text{H}_2$ ) вначале протекает очень бурно, с большой скоростью. Но согласно принципам химико-динамического равновесия, при соединении  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{C}$  сейчас же начинается и обратная реакция  $\text{H}_2 + \text{CO} = \text{H}_2\text{O} + \text{C}$ , скорость которой, вначале незначительная, растет по мере увеличения количества  $\text{H}_2$  и  $\text{CO}$  (продуктов первой реакции). Вместе с тем падает скорость начальных реакций и, наконец, наступает момент, когда эти скорости делаются равными друг другу.

Обе реакции принято писать вместе:



Согласно закону действующих масс скорости реакции пропорциональны произведениям концентраций реагирующих веществ. Таким образом скорости реакции  $\text{H}_2\text{O} + \text{C} \rightleftharpoons \text{CO} + \text{H}_2$  равны: при течении реакции слева направо

$$W_1 = k_1 C_{\text{H}_2\text{O}}, \quad (5)$$

и при течении реакции справа налево

$$W_2 = k_2 C_{\text{CO}} C_{\text{H}_2}. \quad (6)$$

С момента наступления химико-динамического равновесия системы эти скорости равны, следовательно,

$$k_1 C_{\text{H}_2\text{O}} = k_2 C_{\text{CO}} C_{\text{H}_2},$$

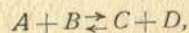
откуда

$$\frac{C_{\text{CO}} C_{\text{H}_2}}{C_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{k_1}{k_2} = K. \quad (7)$$

Здесь  $k_1$  и  $k_2$  — некоторые постоянные коэффициенты, пропорциональные скоростям реакции и имеющие связь с химическим сродством. Величина  $K$  называется константой равновесия и также характеризует собой сродство реагирующих веществ.

Величина  $K$  остается без изменения лишь при постоянной температуре. Поэтому соотношение (7), выражающее собой закон действующих масс, называется иначе изотермой реакции.

Если написать выражение димолекулярной реакции в общем виде:



а концентрации реагирующих веществ соответственно обозначить через  $C_a$ ,  $C_b$ ,  $C_c$  и  $C_d$ , то уравнение изотермы переписывается следующим образом:

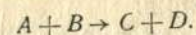
$$\frac{C_c C_d}{C_a C_b} = \frac{k_1}{k_2} = K_e. \quad (8)$$

Если реакция происходит между газообразными веществами, концентрации могут быть заменены величинами, им пропорциональными, т. е. парциальными давлениями.

В этом случае уравнение переписывается:

$$\frac{P_c P_d}{P_a P_b} = \frac{k_1}{k_2} = K_p. \quad (9)$$

Уравнение изотермы можно вывести термодинамическим путем. Возьмем ту же реакцию, но идущую в одну сторону, по направлению, указанному стрелкой:



Пусть парциальные давления реагирующих веществ попрежнему равны  $P_a$ ,  $P_b$ ,  $P_c$  и  $P_d$ . Энтропии их эквивалентов обозначим через  $S_a$ ,  $S_b$ ,  $S_c$  и  $S_d$ .

Энтропия пропорциональна массе; поэтому, когда вещества  $A$  и  $B$  прореагируют по  $dm$ -эквиваленту, и такие же количества  $C$  и  $D$  получатся, энтропии ингредиентов соответственно изменятся на величины  $S_a dm$ ,  $S_b dm$ ,  $S_c dm$  и  $S_d dm$ .

Если при реакции одного эквивалента выделяется  $Q$  кал, то при участии в процессе  $dm$ -вещества выделится  $Q dm$  калорий.

Согласно второму закону термодинамики изменение энтропии равно:

$$S_2 - S_1 = \int \frac{dQ}{T}.$$

Так как в нашем случае  $T = \text{const}$ , то

$$S_2 - S_1 = \frac{1}{T} \int dQ = \frac{Q}{T}.$$

Суммируем теперь изменение энтропии всех ингредиентов. При сложении установим следующее правило знаков: вещества исчезающие будут отрицательными, получающиеся — положительными.

Изменение энтропии всей системы будет:

$$-S_a dm - S_b dm + S_c dm + S_d dm = \frac{-Q dm}{T}. \quad (10)$$

$Q$  имеет здесь знак минус, так как это — теплота, выделившаяся, т. е. отданная системой.

Подставляя в выражение второго закона термодинамики:

$$dS = \frac{dQ}{T},$$

значение  $dQ$  из формулы, выражающей закон сохранения энергии:

$$dQ = c_v dT + p dv,$$

получаем выражение энтропии в несколько измененном виде:

$$dS = \frac{c_v dT}{T} + \frac{p dv}{T}.$$

Согласно характеристическому уравнению

$$\frac{p}{T} = \frac{R}{v},$$

поэтому

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

или

$$S = c_v \ln T + R \ln v + S', \quad (11)$$

где  $S' = \text{const}$  интегрирования.

Если в формулу (10) ввести вместо объемов парциальные давления из характеристического уравнения, то получим:

$$S = c_v \ln T + R \ln \frac{RT}{p} + S' = c_v \ln T + R \ln RT - R \ln p - S'. \quad (11a)$$

Сокращая обе части уравнения (10) на  $dm$  и заменяя энтропии их выражением из уравнения (11), получим после складывания следующий результат:

$$\sum c_v \ln T + R \ln \frac{P_a P_b}{P_c P_d} + \Sigma S' = -\frac{Q}{T}.$$

Делим все на  $R$  и переносим члены:

$$\sum \frac{c_v \ln T}{R} + \frac{Q}{RT} + \frac{\Sigma S'}{R} = -\ln \frac{P_a P_b}{P_c P_d}$$

или, меняя знак у логарифма:

$$\ln \frac{P_c P_d}{P_a P_b} = \frac{Q}{RT} + \frac{\Sigma c_v \ln T}{R} + \frac{\Sigma S'}{R}.$$

При  $T = \text{const}$  члены правой части уравнения также постоянны. Обозначая их через  $\ln K$ , получим:

$$\frac{Q}{RT} + \frac{\Sigma c_v \ln T}{R} + \frac{\Sigma S'}{R} = \ln K. \quad (12)$$

Тогда

$$\ln \frac{P_c P_d}{P_a P_b} = \ln K$$

или

$$\frac{P_c P_d}{P_a P_b} = K, \quad (13)$$

т. е. мы получим выражение изотермы реакции.

Зависимость константы равновесия от температуры дается уравнением Вант-Гоффа и называется изохорой реакции.

Это соотношение особенно важно для нас, так как дает возможность проследить, как изменяется химическое равновесие идущих в газогенераторе реакций в зависимости от температурных условий в камере сгорания.

Уравнение Вант-Гоффа можно вывести из уравнения изотермы реакций математическим путем.

Продифференцируем формулу (12):

$$d \ln K = d \frac{Q}{RT} + d \frac{\Sigma c_v \ln T}{R} + d \frac{\Sigma S'}{R}. \quad (14)$$

Дифференциал первого члена равен:

$$d \frac{Q}{RT} = \frac{1}{R} d \frac{Q}{T} = \frac{1}{R} \cdot \frac{T dQ - Q dT}{T^2} = \frac{dQ}{RT} - \frac{Q dT}{RT^2}.$$

Дифференциал второго члена равен:

$$d \frac{\Sigma c_v \ln T}{R} = \frac{\Sigma c_v}{R} d \ln T = \frac{\Sigma c_v dT}{RT}.$$

Дифференциал третьего члена равен нулю, так как  $\frac{\Sigma S'}{R}$  — величина постоянная. Тогда уравнение (14) переписется следующим образом:

$$d \ln K = \frac{dQ}{RT} - \frac{Q dT}{RT^2} + \frac{\Sigma c_v dT}{RT}.$$

Делим все уравнение на  $dT$ :

$$\frac{d \ln K}{dT} = \frac{dQ}{RTdT} - \frac{Q}{RT^2} + \frac{\Sigma c_v}{RT}. \quad (15)$$

Согласно закону Кирхгоффа, выражающему зависимость теплового эффекта реакции от температуры, температурный коэффициент теплового эффекта равен разности сумм теплоемкостей исходных веществ и сумм теплоемкостей получающихся веществ. На основании закона Кирхгоффа можно написать следующее соотношение:

$$\frac{dQ}{dT} = -\Sigma c_v.$$

Делим обе части равенства на  $RT$ :

$$\frac{dQ}{RTdT} = -\frac{\Sigma c_v}{RT},$$

откуда

$$\frac{dQ}{RTdT} + \frac{\Sigma c_v}{RT} = 0,$$

т. е. сумма первого и третьего членов уравнения (15) равна нулю. Следовательно, выражение переписывается:

$$\frac{d \ln K}{dT} = - \frac{Q}{RT^2} \quad (16)$$

Это и есть уравнение изохоры реакции, так как здесь меняется только температура, объем же остается постоянным ( $c_v$ ).

Анализ уравнения Вант-Гоффа объясняет зависимость между величиной константы равновесия и тепловым эффектом реакции. Если тепловой эффект положителен, т. е. реакция экзотермична, то левая часть уравнения отрицательная и константа равновесия уменьшается с повышением температуры. При эндотермической реакции тепловой эффект реакции отрицателен, следовательно, обе части уравнения положительны, и с повышением температуры величина  $K$  будет расти. Если  $Q=0$ , то константа от температуры не зависит. Сам Вант-Гофф формулировал это следующими словами:

„Каждое равновесие между двумя различными состояниями вещества перемещается при понижении температуры и притом в сторону той системы, при образовании которой развивается теплота“.

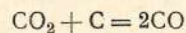
Этот принцип включает в себе идею о некоторой присущей веществу способности приспособляться к внешним воздействиям. Немного позднее этот принцип был распространен не только на термическое воздействие, но и на прочие изменения, которым может подвергнуться химическая система. Ле-Шателье, сделав это обобщение, сформулировал его следующим образом:

„Всякое изменение величины, определяющее равновесие системы, вызывает такое изменение в ней, которое стремится препятствовать изменению этой величины“.

Это значит, что повышение температуры вызовет в системе реакции, идущие с поглощением тепла, т. е. эндотермические. Понижение температуры вызовет обратное явление — рост экзотермических реакций. Понижение давления вызывает реакции, идущие с увеличением объема. Увеличение концентрации реагирующих веществ способствует увеличению скорости реакции между ними, т. е. вызовет процесс, уменьшающий их концентрацию в смеси.

Иллюстрацию этого обобщения, известного под названием „принципа Ле-Шателье“, можно было бы продолжать до бесконечности. С внешней стороны его формулировка напоминает правило Ленца из электромагнитной индукции. Закон Ньютона: „Всякое тело стремится сохранить состояние покоя или состояние прямолинейного и равномерного движения“ находит свое химическое преломление в принципе Ле-Шателье. Таким образом принцип Ле-Шателье есть часть общего всемирного закона инерции, который можно было бы распространить на все явления, происходящие в природе.

Наиболее интересная для нас реакция:



представляет также систему, находящуюся в подвижном химическом равновесии. При течении слева направо реакция протекает

с поглощением тепла и с увеличением объема, следовательно, руководствуясь принципом Ле-Шателье, можно сказать, что чем выше температура и меньше давление, тем больше будет смещено равновесие в правую сторону и тем больше будет величина  $K$ , равная в данном случае

$$K = \frac{c_{\text{CO}}^2}{c_{\text{CO}_2}}$$

Для равновесия системы  $\text{CO}_2$ ,  $\text{CO}$  и  $\text{C}$  получим состав газа, по табл. 1, если газификация будет производиться чистым кислородом.

Таблица 1

Температура абс.	Давление дутья					
	1 ат		2 ат		4 ат	
	CO	CO <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>	CO	CO <sub>2</sub>
	в объемных процентах					
500°	0,004	99,996	0,0028	99,9972	0,002	99,998
600°	0,123	99,877	0,0870	99,913	0,001	99,999
700°	1,427	98,573	1,011	98,989	0,716	99,284
800°	8,794	91,206	6,303	96,697	4,499	95,595
900°	32,542	67,458	28,809	79,191	17,945	82,055
1000°	70,350	29,650	58,705	42,295	47,017	52,983
1100°	92,750	7,250	81,198	12,802	78,897	21,013
1200°	98,445	1,555	97,000	3,000	94,815	5,685
1300°	99,500	0,500	99,000	1,000	98,670	1,330

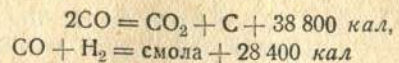
Из таблицы видно, что чем меньше давление и выше температура, тем больше процентное содержание  $\text{CO}$ . При газификации воздухом содержание  $\text{CO}$  увеличится, так как присутствие азота уменьшит парциальное давление реагирующих веществ. Азот, таким образом, оказывает действие, подобное вакууму, сдвигая равновесие согласно принципу Ле-Шателье в сторону  $\text{CO}$ . При температурах, близких к 900—1000° C, равновесие настолько сильно сдвигается в сторону образования окиси углерода, что реакция восстановления  $\text{CO}_2$  может считаться практически необратимой.

После предварительного знакомства с условиями химического равновесия закончим начатый нами раньше анализ влияния чрезмерно большой высоты конструктивной зоны на химический состав газа.

Если  $H_k > H$ , то продукты газификации, как мы уже видели, в продолжение  $t = \frac{H_k - H}{v}$  сек. будут двигаться в слое топлива, после того как реакции восстановления дойдут до своего предела, возможного при данной комбинации условий.

Пояс, лежащий вне активной зоны, обладает более низкой температурой. Равновесие реакций восстановления сдвигается поэтому в сторону образования продуктов полного сгорания. Эти реакции

легче идут в пространстве, свободном от топлива, но часто начинают идти при проходе продуктов газификации в слое угля. То обстоятельство, что эти реакции экзотермические, несколько снижает эффект процесса, уменьшая изменение величины константы равновесия. Эти реакции:



обладают максимальной скоростью при температуре около  $700^\circ\text{C}$ . Поэтому, чем дальше генераторный газ будет находиться в пространстве с температурой, приближающейся к этой величине, тем больше успеет разложиться  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ , т. е. продуктов, наиболее ценных для двигателя.

Два анализа газа, взятого у генератора, работающего по принципу прямого горения на коксе, подтверждают только что сказанное.

Таблица 2

	$\text{CO}_2$	$\text{CO}$	$\text{H}_2$	$\text{CH}_4$	$\text{H}_2\text{O}$	$\text{N}_2$	$H_u$
На расстоянии 540 мм от колосников . . . . .	3,95	29	12,13	0,77	3,72	50,43	1200
При выходе из слоя топлива . . .	6,17	22,49	10,41	0,74	7,88	52,31	1015

Мы видим, при выходе газа из слоя топлива содержание  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$  в газе уменьшилось, процентное содержание  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  стало больше и теплотворная способность газа понизилась. Многочисленные исследования условий равновесия реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  (Будуар, Юшкевич, Майер и др.) выяснили, что реакция между углекислым газом и углеродом начинается при температуре около  $450^\circ\text{C}$ . Ниже этой температуры скорости реакции делаются настолько незначительными, что газ как бы закаляется, так как не происходит заметного изменения его химического состава.

Таким образом наиболее нежелательным для газа является его продолжительное пребывание в зонах с температурой  $600\text{--}700^\circ\text{C}$ . Эти зоны называют поэтому „вредным пространством“.

Вероятность наличия этих зон возрастает вместе с разностью  $H_k - H$ .

Несколько видоизменяя и упрощая уравнение Вант-Гоффа, Будуар путем простого подсчета находил концентрации  $\text{CO}_2$  и  $\text{CO}$  при разных температурах.

Уравнение Вант-Гоффа

$$\frac{d \ln K}{dT} = - \frac{Q}{RT^2}$$

можно переписать следующим образом:

$$d \ln K = - \frac{Q}{R} \cdot \frac{dT}{T^2}$$

Интегрируя, получаем:

$$\int d \ln K = - \frac{Q}{R} \int \frac{dT}{T^2},$$

откуда

$$\ln K + \frac{Q}{RT} - C = 0$$

или, считая  $R \approx 2$ ,

$$\ln K = \frac{Q}{2T} - C = 0.$$

Считая тепловой эффект реакции не зависящим от температуры и равным  $42\,000 \text{ кал}$  и определив  $C$  путем двух подстановок опытных данных равным  $21,4$ , получим окончательно:

$$\ln K + \frac{21\,000}{T} - 21,4 = 0. \quad (17)$$

Это и есть формула Будуара.

Данные Будуара о пределах равновесия для реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  при  $p = \text{const}$ , полученные путем расчета из формулы, близко совпадают с величинами, полученными из опыта.

Таблица 3

Температура по Цельсию	Состав газовой фазы при равновесии, найденный из опыта, в процентах		Состав газовой фазы, подсчитанный по уравнению, в процентах	
	$\text{CO}$	$\text{CO}_2$	$\text{CO}$	$\text{CO}_2$
445	0,6	99,4	—	—
550	10,7	89,3	11,0	89,0
650	39,0	61,0	39,0	61,0
800	93,0	7,0	90,0	10,0
925	96,0	4,0	97,0	3,0

В действительности в условиях эксплуатации генератора химическое равновесие никогда не достигается, но знание факторов, влияющих на его положение и определяющих направление реакции, необходимо для сознательного ведения процесса.

Принцип Ле-Шателье и приведенная таблица указывают на то, что увеличение температуры и понижение давления способствуют смещению равновесия реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  в правую сторону. При температурах, близких к  $1000^\circ\text{C}$ , это смещение достигает таких размеров, что дальнейшее повышение температуры не является необходимым.

### 3. РОЛЬ ЯВЛЕНИЙ ДИССОЦИАЦИИ

Раньше мы выяснили, что чем больше разность  $H_k - H$ , тем больше вероятность пребывания газа во „вредном пространстве“, а следовательно, и обратного течения основных реакций генераторного процесса.



Также необходимо отметить, что если в случае  $H_k > H$  кислород воздуха успевает полностью прореагировать с углеродом топлива и его содержание в газе будет равно нулю, то отсутствие кислорода в газе является показателем того, что  $H_k > H$  или во всяком случае  $H_k = H$ . Пояс, дающий излишек  $H_k$  над величиной  $H$ , все же является малоактивным из-за газа низких температур, свойственных ему. Полной противоположностью являются слои топлива, близкие к зонам горения.

Посмотрим, являются ли описанные реакции восстановления  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  единственными источниками получения  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ , т. е. продуктов, наиболее ценных для двигателя.

Как велика роль диссоциации в газогенераторном процессе? Степень диссоциации  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  зависит от давления и температуры.

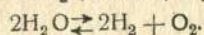
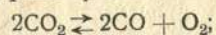
Зависимость степени диссоциации от давления при  $T = \text{const}$  дается уравнением изотермы диссоциации:

$$K_p = P \frac{\alpha^3}{(1-\alpha)^2(2+\alpha)} \quad (18)$$

Зависимость степени диссоциации от температуры дается уравнением Вант-Гоффа:

$$\frac{d \ln K_p}{dT} = \frac{Q}{1,985 T^2} \quad (19)$$

Здесь  $Q$  — тепловой эффект реакций:



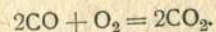
Реакции идут с поглощением тепла и с увеличением объема, следовательно согласно принципу Ле-Шателье повышение температуры и понижение давления будут увеличивать степень диссоциации.

Опыты Нернста

Таблица 4

$t$ °C \ $P_{\text{атм}}$	10	1,0	0,1	0,01
Диссоциация $\text{H}_2\text{O}$ в процентах				
1000	$1,4 \cdot 10^{-5}$	$3,1 \cdot 10^{-5}$	$1,0 \cdot 10^{-5}$	$1,4 \cdot 10^{-6}$
1500	$1,1 \cdot 10^{-2}$	$2,2 \cdot 10^{-2}$	$4,8 \cdot 10^{-2}$	0,11
2000	0,26	0,56	1,2	2,6
2500	1,0	3,4	1,2	14,7
Диссоциация $\text{CO}_2$ в процентах				
1000	$9,8 \cdot 10^{-6}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$	$4,5 \cdot 10^{-5}$	$9,8 \cdot 10^{-6}$
1500	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$8,6 \cdot 10^{-2}$	0,19
2000	0,74	1,6	3,5	7,3
2500	0,2	11,3	25,5	46,0

Опыты Нернста по определению степени диссоциации  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  служат лучшим подтверждением правильности этого принципа. Мы видим, что для условий, имеющихся в активной зоне газогенератора ( $P \approx 1 \text{ ат}$ ,  $T \approx 1000 - 1500^\circ \text{C}$ ), степень диссоциации получается крайне ничтожной. Поэтому мы вправе полностью пренебречь явлением диссоциации и считать, что практически оно не имеет места в камере сгорания. То незначительное проявление диссоциации, которое можно уловить теоретически, наблюдается лишь при прохождении  $\text{CO}_2$  через раскаленный слой топлива или при сгорании  $\text{CO}$ , получившегося при недостатке воздуха в  $\text{CO}_2$  по формуле:

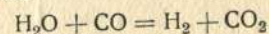


При сгорании же твердого углерода в слое топлива диссоциации  $\text{CO}_2$  не возникает.

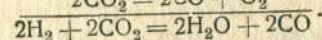
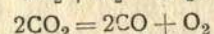
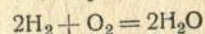
#### 4. РЕАКЦИЯ ВОДЯНОГО ГАЗА

Каждую химическую реакцию можно представить как результат нескольких химических взаимодействий. Зная константы равновесий простых реакций, можно рассчитывать более сложные процессы. Это положение прекрасно подтверждается комбинациями с уравнениями диссоциаций.

Реакция водяного газа



может быть представлена как сумма взаимодействий:



Константы равновесия термической диссоциации  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$  равны:

$$K_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{C_{\text{H}_2}^2 C_{\text{O}_2}}{C_{\text{H}_2\text{O}}^2};$$

$$K_{\text{CO}_2} = \frac{C_{\text{CO}}^2 C_{\text{O}_2}}{C_{\text{CO}_2}^2}.$$

Совмещая обе системы, получим новую комбинацию, состоящую из пяти компонентов:  $\text{H}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

Вновь полученное равновесие зависит от общего для обеих систем компонента — кислорода.

Решая предыдущие уравнения относительно концентрации кислорода, которая является общей для обоих равновесий, получаем:

$$C_{\text{O}_2} = \frac{K_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{H}_2\text{O}}^2}{C_{\text{H}_2}^2} = \frac{K_{\text{CO}_2} C_{\text{CO}}^2}{C_{\text{CO}_2}^2}$$

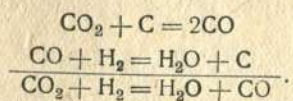
откуда следует:

$$\frac{C_{\text{H}_2\text{O}} C_{\text{CO}}}{C_{\text{CO}_2} C_{\text{H}_2}} = \sqrt{\frac{K_{\text{CO}_2}}{K_{\text{H}_2\text{O}}}} \quad (20)$$

Таким образом, пользуясь обычными алгебраическими методами, мы получили, что константа равновесия реакции водяного газа равна корню квадратному из отношения констант термической диссоциации  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

Но на этом не оканчивается „объединяющая“ роль реакции водяного газа. Тем же алгебраическим методом можно вскрыть связь между реакциями водяного газа и уравнениями восстановления  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ .

Суммируя уравнения уже известных нам реакций, получим:



Для константы равновесия реакции восстановления

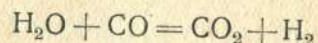
$$K_1 = \frac{C_{\text{CO}}^2}{C_{\text{CO}_2}} \quad \text{и} \quad K_2 = \frac{C_{\text{CO}} C_{\text{H}_2}}{C_{\text{H}_2\text{O}}}$$

получим:

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{C_{\text{CO}} C_{\text{H}_2\text{O}}}{C_{\text{CO}_2} C_{\text{H}}} = K_3 \quad (21)$$

где  $K_3$  — константа равновесия водяного газа.

Реакции водяного газа



в действительности в газогенераторе не происходит. Взаимодействие паров воды и углекислоты происходит с раскаленным углеродом топлива по уже известным нам реакциям.

Описанное равновесие встречается на практике в шахтных печах, где образовавшаяся над поясом горения окись углерода приходит в соприкосновение с парами воды, вдуваемыми вместе с воздухом или получившимися в результате испарения гигроскопической влажности топлива.

Несмотря на то что эта реакция не входит в цепь химических взаимодействий генератора, она не перестает быть для нас интересной.

Реакция водяного газа математически включает в себя основные звенья химических процессов, происходящих в активной зоне, — в этом ее значение для нашего случая.

Проф. Доброхотов принимает величину константы равновесия реакции водяного газа для нормального режима генератора равной

$$K = \frac{\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}}{\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2} = 1,7 \div 2,5. \quad (22)$$

Это положение он принимает за основу своего теплового расчета и называет „первым основным законом генераторного процесса“. Величина  $K$  обычно не соответствует той, которая должна была бы получиться теоретически по уравнению Вант-Гоффа.

Условия равновесия  $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} \rightleftharpoons \text{CO}_2 + \text{H}_2$  подробно изучал Ган. При математической обработке опытного материала Ган пользовался измененным уравнением изохоры реакции:

$$\ln K = -\frac{2226}{T} = 0,0003909 T + \text{const.} \quad (23)$$

Здесь принята во внимание зависимость теплового эффекта реакции от температуры. Вместо величины  $Q$  взято выражение, вытекающее из закона Кирхгофа:  $Q_0 + \sum C_p^T T$ , численно равное  $10\,250 - 0,0018 T$ .

При делении на два и при переходе к десятичным логарифмам получаются коэффициенты 2226 и 0,0003909.

Ган дает следующую таблицу.

Таблица 5

Равновесие  $\text{CO} + \text{H}_2\text{O} = \text{CO}_2 + \text{H}_2$

Температура по Цельсию	$K = \frac{\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}}{\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2}$	$K$ , вычисленное при const = 2,4506	Процентное содержание, отвечающее равновесию, найденному из опыта			
			$\text{CO}_2$	$\text{CO}$	$\text{H}_2$	$\text{H}_2\text{O}$
686	0,53	0,57	49,3	18,7	13,3	18,7
786	0,84	0,86	42,3	22,1	13,5	22,1
886	1,20	1,19	11,6	23,8	40,8	23,8
986	1,57	1,55	22,0	21,4	22,0	34,5
1005	1,62	1,62	—	—	—	—
1086	1,95	1,91	20,6	35,6	20,8	35,6
1205	2,13	2,33	21,4	29,6	19,4	29,6
1405	2,49	2,96	28,5	29,5	12,5	29,5

Согласно Доброхотову чем меньше время пребывания топлива в генераторе (чем больше напряжение зеркала горения), тем больше растет величина  $K$ , приближаясь к своему максимуму  $K = 2,5$ .

Постараемся разобраться, почему с форсированием хода генератора величина  $K$  растет. Нельзя забывать, что  $K = \frac{\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}}{\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2}$  является

в данном случае величиной условной, так как не дает выражения равновесия одного реального процесса. Величина  $K$  является как бы „мнимой“. Это — просто коэффициент, характеризующий и суммирующий протекание целой цепи химических взаимодействий в камере сгорания генератора. Как увидим дальше, с повышением напряжения колосниковой решетки растет температура активной зоны, следовательно, равновесие реакций восстановления сдвигается в сторону образования  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ .

Если газифицируется сухой древесный уголь, то удельный вес реакции  $\text{H}_2\text{O} + \text{C} = \text{CO} + \text{H}_2$  невелик, и основной реакцией будет процесс восстановления углекислоты.

С повышением температуры растет концентрация  $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$ . Следовательно, числитель выражения  $K = \frac{\text{CO} \cdot \text{H}_2\text{O}}{\text{CO}_2 \cdot \text{H}_2}$  будет расти скорее, так как концентрация  $\text{CO}$  будет увеличиваться по обеим реак-

циям (причем по реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  значительно быстрее), а концентрация  $\text{H}_2$  — только по одной.

Количества  $\text{H}_2\text{O}$  и  $\text{CO}_2$  будут уменьшаться, причем восстановление  $\text{CO}_2$  при одинаковых концентрациях идет с большей скоростью, чем восстановление  $\text{H}_2\text{O}$ . Таким образом в результате величина  $K$  должна действительно расти. При подсчетах величины  $K$  как константы равновесия реакции водяного газа повышение  $T$  является также фактором роста  $K$ , как видно из таблицы Гана.

## 5. ВЗАИМООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ СКОРОСТЯМИ ГОРЕНИЯ И ВОССТАНОВЛЕНИЯ

Зона горения располагается непосредственно в плоскости подвода первичного воздуха. Процесс

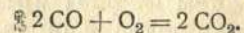


является реакцией гетерогенной, т. е. совершается исключительно на поверхности топлива. Константа равновесия реакции горения углерода

$$K_p = \frac{P_{\text{O}_2}}{P_{\text{CO}_2}} \quad (24)$$

содержит только парциальные давления кислорода и углекислоты.

С момента образования первой „порции“  $\text{CO}_2$  начинается уже разобранный нами реакция ее восстановления. Скорость реакции, вначале небольшая, растет по мере увеличения количества продуктов сгорания. Между скоростями горения и восстановления должно существовать определенное отношение, постоянное для данного режима генератора. Если скорость восстановления будет намного больше скорости первичного горения, то излишек образовавшейся  $\text{CO}$  будет сжигаться свободным кислородом по реакции:



Этот процесс происходит до тех пор, пока не израсходуется весь свободный кислород; процесс не играет большой роли в общем балансе генератора.

Помимо общих термодинамических факторов, влияющих на положение равновесия обеих реакций, на скорость сгорания углерода влияют причины кинематического порядка. Здесь необходимо раньше всего обратить внимание на скорость выхода первичного воздуха из фурм. Как влияет эта скорость на химические взаимодействия, происходящие в зоне горения?

Интересующие нас реакции являются гетерогенными, т. е. происходят лишь в плоскости соприкосновения двух фаз, участвующих в процессе. Этой плоскостью является поверхность кусков топлива. Чем больше будет развита удельная поверхность соприкосновения фаз, тем больше (в прямой пропорциональности) будет скорость процесса (закон Венцеля). Итак, скорость реакции

$$W = kF, \quad (25)$$

где  $F$  — удельная поверхность соприкосновения фаз,  
 $k$  — фактор пропорциональности.

Чем больше активная поверхность раскаленного топлива, тем большее число молекул кислорода может принять участие в реакции. Скорость же реакции, как мы уже знаем из закона действующих масс, пропорциональна количеству реагирующих молекул.

На поверхности кусков топлива происходит еще одно явление, которое дальше будет рассмотрено нами подробнее. Это явление — адсорбция газов на поверхности топлива. На поверхности соприкосновения фаз адсорбируется слой молекул повышенной концентрации, который как бы находится под некоторым давлением. „Прилипающая“ к поверхности угля молекула кислорода как бы насыщается до углекислоты, но с трудом уступает свое место для новых порций реагентов. Оставшаяся на поверхности топлива молекула углекислоты делает занимаемую ею площадь инертной и, таким образом, выключает ее из процесса. Это в одинаковой мере относится и к реакции восстановления  $\text{CO}_2$ . Следовательно, если представить себе реакцию горения или восстановления идущей в условиях полного спокойствия, т. е. со скоростями движения реагирующих веществ, близкими к нулю, то ясно, что благодаря адсорбирующей силе притяжения активная поверхность твердой фазы будет быстро покрываться инертным слоем, что вызовет уменьшение скорости реакции. В этих условиях единственным фактором, ослабляющим явление адсорбции, будет диффузия.

Всякий химический процесс можно разбить на несколько стадий. Гетерогенную реакцию также можно разбить на три стадии, протекающие с различной скоростью. Первая стадия — адсорбция реагирующих молекул на поверхности твердой фазы. Вторая стадия — химическая реакция на поверхности топлива и, наконец, третья стадия — освобождение поверхности от инертного слоя продуктов реакции для новых порций реагентов.

Общая скорость процесса определяется наиболее медленной стадией.

Скорость диффузии определяется законом Фика:

$$W_d = DF \frac{c' - c''}{e}, \quad (26)$$

где  $c'$  и  $c''$  — концентрации данного компонента на границах слоя;  
 $e$  — толщина этого слоя;

$F$  — площадь сечения слоя; в данном случае площадь соприкосновения фаз.

$D$  — константа скорости диффузии.

В случае скоростей воздуха, близких к нулю, скорость реакции будет определяться скоростью диффузии.

Теперь будет ясно влияние скорости первичного воздуха, выходящего из фурм. Повышением линейной скорости реагентов можно достигнуть большого влияния на динамику всего процесса. Выходя из фурм под влиянием всасывающей силы двигателя, струйки воздуха разбиваются о куски топлива и текут между ними. Чем больше скорость струек воздуха, тем легче движение переходит в вихревое — турбулентное. Образующиеся вихри обеспечивают интенсивное „сдувание“ инертного слоя продуктов реакции и дают

возможность новым порциям свежих реагентов подойти к поверхности топлива.

Но на этом не ограничивается роль скорости струек воздуха. Дело в том что не весь воздух, движущийся между кусками угля, сразу принимает участие в реакции. Начнет реагировать с углеродом топлива та молекула, которая ударится об активную поверхность. Кроме поступательной скорости лиминарного движения частиц воздуха есть другая слагаемая скорости — скорость конвекции. Это — чрезвычайно сложное и беспорядочное движение, характеризующее интенсивность движения частиц в направлении, перпендикулярном основному движению. Скорость конвекционного движения зависит от физических свойств струйки, от ее диаметра, т. е. от площади сечения прохода и от скорости поступательного движения.

Инж. Власов дает следующую зависимость между конвекционной и поступательной скоростями:

$$v = A \sqrt[3]{\frac{\mu W^2}{\gamma d}}, \quad (27)$$

- где  $v$  — скорость конвекционного движения;
- $W$  — скорость поступательного движения;
- $\gamma$  — удельный вес газа;
- $\mu$  — вязкость газа;
- $d$  — диаметр струйки;
- $A$  — коэффициент пропорциональности.

Зная скорость конвекции, можно вычислить скорость горения топлива, так как она будет пропорциональна количеству молекул, ударившихся об активную поверхность.

Таким образом скорость первичного воздуха оказывает двойное воздействие на интенсивность химических реакций в зоне горения. „Сдувая“ слой инертных молекул, воздух ускоряет восстановление активности твердой фазы. С увеличением поступательной скорости растет конвекционная скорость потока воздуха, что усиливает поток молекул, принимающих участие в реакции горения.

На практике скорости воздуха при выходе из фурм принимаются равными 15—20 м/сек. В газогенераторах Berliet эта скорость приближается к 50 м/сек.

### 6. ВЫВОД ОСНОВНОЙ ФОРМУЛЫ

Формулу, определяющую высоту активной зоны, можно вывести, взяв за основу кинематические представления. Можно рассматривать высоту активной зоны, как результат взаимоотношений двух скоростей — скорости продвижения газа в камере сгорания и скорости химических реакций. Скорость движения газа, измеряемая в м/сек, определяет время, в течение которого продукты, подлежащие восстановлению, будут находиться в камере сгорания. Скорость реакции восстановления, измеряемая в м<sup>3</sup>/сек, показывает действительно необходимое время, в течение которого продукты, подлежащие восстановлению, должны находиться в слое раскален-

ного топлива. Эти времена должны совпадать. На этом условии и построен вывод формулы, представляющей как бы линию пересечения двух плоскостей — кинематики и химии.

Предположим, что в зоне горения выделяется  $A$  м<sup>3</sup>/сек веществ, подлежащих восстановлению. Кроме того, в единицу времени через зону восстановления пройдут  $B$  м<sup>3</sup>/сек продуктов, которые не будут участвовать в реакциях восстановления. Это будут некоторые продукты сухой перегонки, азот воздуха и т. п.

Если площадь сечения зоны восстановления равна  $F$  м<sup>2</sup>, а коэффициент заполнения зоны топливом равен  $\mu$ , то живое сечение камеры сгорания в поясе восстановления равно  $\mu F$  м<sup>2</sup>. Тогда скорость прохождения всех продуктов сгорания через зону восстановления будет

$$v = \frac{A+B}{\mu F} \text{ м/сек.}$$

С другой стороны, если искомая высота зоны восстановления равна  $H$ , время, в течение которого  $A$  м<sup>3</sup> могут прореагировать с углеродом, равно  $t$  сек., а скорость движения газов попрежнему  $v$ , то должно существовать равенство:

$$v = \frac{H}{t}$$

или

$$\frac{A+B}{\mu F} = \frac{H}{t},$$

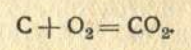
откуда

$$H = \frac{(A+B)t}{\mu F}. \quad (28)$$

Из этой формулы ясно, что  $H$  есть функция скорости реакции, идущей в зоне восстановления.

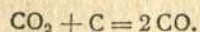
Соотношение (28) справедливо, если компоненты, входящие в правую часть формулы, постоянны. В действительности же эти величины изменяются и на разных расстояниях от колосниковой решетки имеют различное значение. Рассмотрим причины и закон, по которым эти изменения происходят.

Множитель  $(A+B)$  представляет собой сумму двух слагаемых и, как мы уже говорили, это — количество в кубометрах газообразных продуктов, получающихся в зоне горения в единицу времени и подлежащих восстановлению. При данном напряжении колосниковой решетки эта величина для зоны горения будет постоянна, но по мере продвижения газообразных продуктов через слой раскаленного топлива  $A$  начнет меняться в сторону уменьшения. В месте подвода первичного воздуха в плоскости фурм располагается зона окисления. Углерод топлива сгорает в углекислоту по реакции:



Эта реакция происходит простым приложением молекулы кислорода воздуха к атому углерода, в то время как неполное сгорание может произойти только при расщеплении молекулы кислорода, на что необходимо затратить работу и время. Следовательно,

в окисленной зоне будет максимум  $\text{CO}_2$ , т. е. продуктов, подлежащих восстановлению. Но при соприкосновении  $\text{CO}_2$  с раскаленным углеродом начинается реакция восстановления:



Эта реакция, как мы уже знаем, обратима, т. е. может протекать в обе стороны. Химико-динамическое равновесие устанавливается в зависимости от целого ряда внешних условий. Согласно принципу Ле-Шателье это равновесие сдвинется вправо тем больше, чем ниже будет давление и выше температура. Количество восстановившейся углекислоты по мере приближения газа к колосниковой решетке будет расти, достигнув некоторого максимума на определенной высоте камеры. Эта плоскость, дальше которой восстановление при данных условиях не происходит, — конец восстановительной зоны. Если рабочий режим генератора нормален, и конец восстановительной зоны располагается около колосников, значит конструктивная высота зоны данного агрегата совпадает с истинной термохимической высотой активной зоны. Итак, величина  $A$  будет уменьшаться пропорционально уменьшению количества  $\text{CO}_2$ , достигнув нуля в конце восстановительной зоны. Величина  $B$  будет расти пропорционально увеличению количества  $\text{CO}$ . Но  $(A+B)$  измеряют в  $\text{м}^3/\text{сек}$ , при восстановлении же одного объема  $\text{CO}_2$  мы получаем два объема  $\text{CO}$ . Следовательно,  $B$  будет расти скорее, чем  $A$  уменьшается, и сумма  $(A+B)$  в результате будет расти.

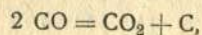
Величина  $t$  обратно пропорциональна скорости реакции: чем больше  $t$ , тем меньше скорость реакции восстановления. Следовательно,  $t$  будет изменяться под влиянием тех же факторов, что и скорость восстановительного процесса. Эта скорость, как мы уже знаем, зависит от температуры, давления и концентрации реагирующих веществ. Изменение концентрации есть в сущности изменение слагаемых суммы  $(A+B)$ , о котором мы уже говорили. Согласно закону действующих масс скорости реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  равны  $W_1$  и  $W_2$  и выражаются следующими уравнениями: при течении реакции слева направо

$$W_1 = K_1 C_{\text{CO}_2};$$

при течении справа налево

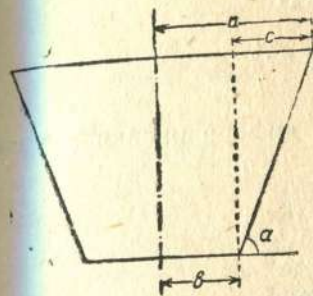
$$W_2 = K_2 C_{\text{CO}}^2.$$

Величина  $t$  выражает время, потребное для того, чтобы  $A$   $\text{м}^3$  продуктов, подлежащих восстановлению, прореагировали с углеродом. Следовательно,  $t$  есть величина обратная  $W_1$  (если речь идет только о восстановлении  $\text{CO}_2$ ). Как же изменится  $W_1$  по высоте камеры сгорания? В плоскости окислительной зоны, когда количество  $\text{CO}_2$  велико и отношение концентраций, участвующих в реакции продуктов, далеко от равновесия,  $W_1$  намного больше  $W_2$ , и реакция бурно идет в сторону восстановления. Следовательно, в этой плоскости  $t$  минимальное. По мере образования  $\text{CO}$  начинается обратная реакция:

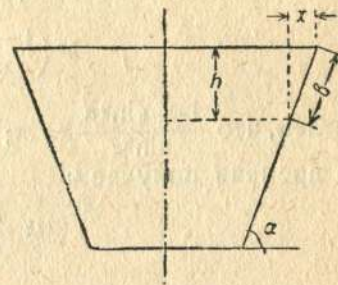


скорость которой  $W_2$  растет. С увеличением количества  $\text{CO}$   $W_1$  уменьшается, и  $t$  растет. С увеличением количества  $\text{CO}$   $W_1$  уменьшается, и  $t$  растет. С увеличением количества  $\text{CO}$   $W_1$  уменьшается, и  $t$  растет. С увеличением количества  $\text{CO}$   $W_1$  уменьшается, и  $t$  растет.

Величина  $F$  постоянна в случае, если камера сгорания представляет цилиндр или образована вертикальными плоскостями. Но на практике очень часто делают камеры конической формы или в виде четырехгранной пирамиды с разными основаниями. В этом случае величина  $F$  будет переменной. Зная угол наклона образующей конуса, нетрудно найти зависимость между площадью сечения и высотой камеры сгорания. Кроме того, можно подсчитать зависимость между скоростью движения газа по высоте камеры и скоростью изменения площади сечения с уменьшением его.



Фиг. 2.



Фиг. 3.

Фиг. 2 и 3. Вычисление скорости изменения площади сечения камеры сгорания в зависимости от скорости газа и угла наклона  $\alpha$ .

Если камера сгорания представляет конус, причем радиус верхнего основания равен  $a$ , а нижнего —  $b$ , то соответственно площади оснований будут:

$$F_1 = \pi a^2 \text{ и } F_2 = \pi b^2.$$

Из чертежа (фиг. 2 и 3) видно, что

$$b = a - c,$$

$$c = \frac{h}{\text{tg } \alpha}$$

где  $\alpha$  — угол наклона образующей конуса.

Тогда

$$b = a - \frac{h}{\text{tg } \alpha}$$

и  $F$  для любой плоскости сечения на расстоянии  $h$  от верхнего основания равно:

$$F = \pi \left( a - \frac{h}{\text{tg } \alpha} \right)^2. \quad (29)$$

Отсюда скорость движения газа на данной высоте  $h$

$$v = \frac{A+B}{\mu \pi \left( a - \frac{h}{\text{tg } \alpha} \right)^2} = \frac{A+B}{\mu \pi} \cdot \left( \frac{\text{tg } \alpha}{a \text{ tg } \alpha - h} \right)^2. \quad (30)$$

Если известна скорость движения газа по вертикали  $\frac{dh}{dt}$ , то можно легко найти скорость изменения площади сечения конической камеры сгорания.

Из фиг. 3 ясно, что

$$h^2 + x^2 = b^2,$$

но

$$b = \frac{h}{\sin \alpha},$$

таким образом

$$h^2 + x^2 = \frac{h^2}{\sin^2 \alpha},$$

$$h^2 \left( \frac{1 - \sin^2 \alpha}{\sin^2 \alpha} \right) = x^2. \quad (31)$$

Считаем, что  $\frac{1 - \sin^2 \alpha}{\sin^2 \alpha} = m$ ; тогда дифференциальное уравнение (31) по времени получаем:

$$2mh \frac{dh}{dt} = 2x \frac{dx}{dt}$$

или

$$\frac{dx}{dt} = \frac{mh}{x} \cdot \frac{dh}{dt}, \quad (32)$$

т. е. скорость уменьшения радиуса сечения камеры сгорания равна скорости движения газа по вертикали, умноженной на  $\frac{mh}{x}$ , отсюда легко найти скорость изменения площади сечения. Мы в своих расчетах будем делать выводы для камеры с принимаем  $F = \text{const}$ .

Множитель  $\mu$  является коэффициентом, показывающим, какая часть сечения камеры осталась незаполненной топливом. Поэтому его правильнее назвать коэффициентом незаполнения камеры, чем коэффициентом живого сечения. Строго говоря, и эта величина не является постоянной по высоте слоя топлива.

Главным фактором, влияющим на  $\mu$ , является величина кусков газифицируемого топлива. Чем крупнее куски топлива, тем больше  $\mu$ . Кроме того,  $\mu$  зависит от рода топлива: при одинаковой величине кусков  $\mu$  будет больше для древесного угля, чем для каменного, и т. п. У колосниковой решетки топливо обычно мягче, чем у фурм, поэтому по высоте камеры  $\mu$  будет уменьшаться от фурм к колосниковой решетке.

Величина  $\mu$  зависит также от режима газогенератора и от формы камеры сгорания. Если рабочий режим не соответствует нормальным условиям для данного агрегата, а форма камеры сгорания не приспособлена к газифицируемому топливу, то имеет место явление, именуемое на практике „сводами“. В слое топлива появляются пустые, ничем незаполненные места, и здесь, конечно, ни о каком постоянстве  $\mu$  говорить не приходится. Эти пустоты ведут к нарушению правильности процесса газификации, что сейчас

же сказывается на химическом составе газа. Практически величину  $\mu$  можно подсчитать, зная сыпной и удельный веса топлива. Тогда  $\mu$  получается как разность

$$\mu = 1 - \frac{G}{\gamma \cdot 1000}, \quad (33)$$

где  $G$  — сыпной вес в кг/м<sup>3</sup>;  
 $\gamma$  — удельный вес.

Интересующие нас сорта топлива имеют следующие величины  $G$  и  $\gamma$ .

Вес  $G$  1 м<sup>3</sup> сыпучих тел

Бурый уголь . . . . .	750 кг
Древесный уголь . . . . .	180 „
Брикеты . . . . .	1000 „
Каменный уголь . . . . .	800—860 „
Газовый уголь . . . . .	415 „

Удельные веса

Бурый уголь . . . . .	1,2—1,5
Древесный уголь в кусках . . . . .	0,36
„ толченый . . . . .	1,4—1,5
Каменный уголь в куске . . . . .	1,2—1,5
„ куче . . . . .	0,9—1,1
Кокс в кусках . . . . .	0,6
„ толченый . . . . .	1,25—1,4

Определим величины  $\mu$  для случая газификации древесного угля.

$$G = 180; \quad \gamma = 0,36.$$

$$\mu = 1 - \frac{180}{0,36 \cdot 1000} = 0,5.$$

Для каменного угля коэффициент  $\mu$ , вычисленный по этой формуле, равен 0,219.

## 7. ОТНОШЕНИЕ $\frac{H}{d}$

При выборе геометрических размеров камеры сгорания может явиться вопрос, какое отношение высоты активной зоны к ее диаметру наиболее рационально.

Считая объем камеры постоянным, можно представить целую гамму изменений величины  $\frac{H}{d}$ , причем это изменение будет активно влиять на процессы, происходящие в шахте. Практически в существующих конструкциях генераторов имеются следующие величины интересующих нас размеров.

Таблица 6

Конструкция генератора	Топливо	Число рядов фурм	Расстояние между рядами фурм	Расстояние от нижнего ряда фурм до крышки камеры в мм	То же расстояние до решетки $H_k$ в мм	Сечение нижнего отверстия камеры	$\frac{H_k}{d_{ср}}$
Берлис (1925 г)	Дрова	1	—	160	240	120	1,25
НАТИ-II . . . . .	"	1	—	230	340	310	1,33
НАТИ-III . . . . .	"	1	—	130	300	192	
НАТИ-IV . . . . .	"	2	65	255	330	$70 \times 1100$	
Рекс . . . . .	Древесный уголь	1	—	472	472	420	1,12

Таким образом практически отношение  $\frac{H}{d}$  колеблется от 1,12 до 1,33.

Найдем отношение  $\frac{H}{d}$  (для случая цилиндрической формы шахты) математическим путем.

Если  $H$  — высота активной зоны в метрах,  $v$  — скорость движения газов в камере сгорания в м/сек, а  $t$  — время, необходимое для того, чтобы закончились реакции в зоне, то, как уже известно, должно существовать равенство:

$$H = vt.$$

С другой стороны,

$$v = \frac{A+B}{\mu F} = \frac{(A+B)^4}{\mu \pi d^2},$$

откуда

$$\mu \pi d^2 v = 4(A+B);$$

$$d^2 = \frac{4(A+B)}{\mu \pi v};$$

$$d = 2 \sqrt{\frac{A+B}{\mu \pi v}}.$$

Находим, чему равно отношение  $\frac{H}{d}$ :

$$\frac{H}{d} = \frac{vt}{2 \sqrt{\frac{A+B}{\mu \pi v}}} \quad (34)$$

Решая полученное уравнение относительно  $t$ , находим:

$$t = \frac{2 \sqrt{A+B} \left( \frac{H}{d} \right)}{v \sqrt{\mu \pi v}} \quad (35)$$

С увеличением диаметра шахты отношение  $\frac{H}{d}$  уменьшается.

Скорость движения газов падает, но также уменьшается длина пути, по которому движутся газы. Таким образом в результате при уменьшении отношения  $\frac{H}{d}$  время  $t$ , в течение которого газы должны находиться в слое топлива, остается постоянным. Найдем, чему равно время  $t$  в случае

$$\rho f v = w.$$

Здесь  $f$  — живое сечение активной зоны;  $f = \mu F$ ;  $v$  — поперечному скорости движения газов;  $\rho$  — процентное содержание продуктов полного сгорания, подлежащих восстановлению, и  $w$  — скорость химической реакции, которую мы измеряем в м<sup>3</sup>/сек.

Равенство  $\rho f v = w$  можно переписать в таком виде:

$$\rho \frac{\pi d^2}{4} \cdot \mu v = w = \frac{1}{t},$$

откуда

$$\rho \mu d^2 \mu v t = 4;$$

$$\rho d^2 \mu \cdot v t = 1,27.$$

С другой стороны,

$$\mu \pi v = \frac{4}{t d^2 \rho}.$$

Подставив это выражение в уравнение (35), получим:

$$t = \frac{2 \sqrt{A+B} \cdot \frac{H}{d}}{v \sqrt{\frac{4}{t d^2 \rho}}} = \frac{H \sqrt{A+B}}{v \sqrt{w \rho}} \quad (36)$$

т. е. в случае соблюдения равенства  $\rho f v = w$  время, необходимое для пребывания газов в активной зоне, пропорционально высоте зоны, обратно пропорционально скорости газов, обратно пропорционально корню квадратному из скорости реакции, помноженному на коэффициент  $\rho$ , и пропорционально количеству газа в м<sup>3</sup>, проходящего через зону в единицу времени.

Разберем, что представляет собой равенство:

$$\rho f v = w.$$

Произведение  $f v$  — не что иное, как расход газа через сечение активной зоны в единицу времени. Умножение на коэффициент  $\rho$  дает количество газообразных продуктов, подлежащих восстановлению, проходящих через живое сечение активной зоны в единицу времени. Следовательно, равенство  $\rho f v = w$  есть условие, по которому расход исходных продуктов реакции должен быть равен скорости химической реакции. Таким образом наше равенство есть условие химико-динамического равновесия генератора.

Пользуясь только что выведенными формулами, проделаем полный поверочный расчет для древесно-угольного генератора Rex французской конструкции.

### Поверочный расчет Rex

Основные размеры Rex следующие:

$$H_k = 470 \text{ мм};$$

$$d = 420 \text{ мм};$$

$$F = 0,1385 \approx 0,139 \text{ м}^2;$$

$$V_h - \text{рабочий объем камеры} = 65 \text{ л.}$$

Мощность двигателя  $N_e = 50 \text{ л. с.}$

Испытания, произведенные на Коломенском заводе с генератором системы Fichet и двигателем Гюльднера, показали, что можно считать затрату на 1 л. с. ч. равной  $3485 \approx 3500 \text{ кал.}$

Тогда при составе газа:

$$\begin{array}{ll} \text{CO} = 26,2\% & \text{H}_2 = 9,7\% \\ \text{CO}_2 = 3,7\% & \text{O}_2 = 0\% \\ \text{CH}_4 = 0,9\% & \text{N}_2 = 59,5\% \end{array}$$

и  $H_u = 1123 \text{ кал/м}^3$  можно считать, что на 1 э.с.ч. необходимо затратить  $3 \text{ м}^3$  газа.

Пользуясь прежними обозначениями:

$$A + B = 3 \cdot 50 = 150 \text{ м}^3/\text{час} = 0,0416 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Значение  $A + B$  взято для нижнего сечения камеры, т. е. при выходе из шахты генератора.

При коэффициенте  $\mu = 0,5$  получаем:

$$v = \frac{A + B}{\mu F} = \frac{0,0416}{0,5 \cdot 0,1385} = 0,61 \text{ м/сек.}$$

Время, в течение которого газы будут находиться в слое топлива:

$$t = \frac{H_k}{v}$$

В случае правильно выбранной высоты конструктивной зоны  $H_k$  это время совпадает с химическим временем, т. е. интервалом, в течение которого успеет закончиться процесс горения и восстановления в активной зоне.

$$t = \frac{0,470}{0,61} = 0,77 \text{ сек.},$$

тогда отношение  $\frac{H}{d}$  будет:

$$\frac{H}{d} = \frac{vt}{2 \sqrt{\frac{A+B}{\mu \pi v}}} = \frac{0,61 \cdot 0,77}{2 \sqrt{\frac{0,0416}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,61}}} = 1,13,$$

т. е. расчет  $\frac{H}{d}$  по формулам дает почти тот же результат, что непосредственное деление высоты активной зоны на ее диаметр.

При расходе газа  $150 \text{ м}^3/\text{час}$  или  $0,0416 \text{ м}^3/\text{сек}$  генератор дает  $26,2\%$  окиси углерода, т. е. скорость получения окиси — около  $10,9 \text{ л/сек.}$

Произведение  $vt$  должно дать действительный рабочий объем камеры сгорания  $V_{hg}$ , т. е. объем, свободный от твердого топлива:

$$V_{hg} = vt.$$

Подставляя значение членов правой части уравнения, получим

$$V_{hg} = 0,0694 \cdot 0,51 \cdot 0,77 = 0,0325 \text{ м}^3.$$

Коэффициент  $\mu$  связывает между собой величины  $V_{hg}$  и  $V_h$ , т. е.

геометрического объема камеры сгорания, равного  $\frac{\pi d^2}{4} H_k$ .

$$V_{hg} = \mu \cdot V_h.$$

Таким образом мы видим, что все вновь введенные нами характеристические данные связаны между собой рядом формул, определяющих их численное значение.

Схематизируя процесс, происходящий в камере сгорания генератора, мы можем мысленно представить себе, что физико-химическое взаимодействие имеется лишь между двумя веществами — воздухом и топливом, в результате чего и получается генераторный газ. Как влияет скорость воздуха, проходящего через активную зону, на состав газа при  $H_k$  и  $V_h = \text{const}$ ?

Реакции сгорания и восстановления совершаются во времени, поэтому как для зоны сгорания, так и для зоны восстановления должно существовать равенство  $H = vt$ . Если мы добились какого-то постоянства состава генераторного газа (при определенных  $PV$  и  $T$ ), то при  $H = \text{const}$  (высота зоны не меняется) скорость газа  $v$  также должна быть равна постоянной величине.

Можно себе представить такую скорость воздуха, когда он не будет успевать реагировать с топливом и будет совершенно чистым выходить из камеры сгорания.

Это будет тогда, когда действительное время пребывания воздуха в активном слое топлива будет меньше необходимого „химического“ времени  $t_x = \frac{1}{w}$ .

Итак, при условии

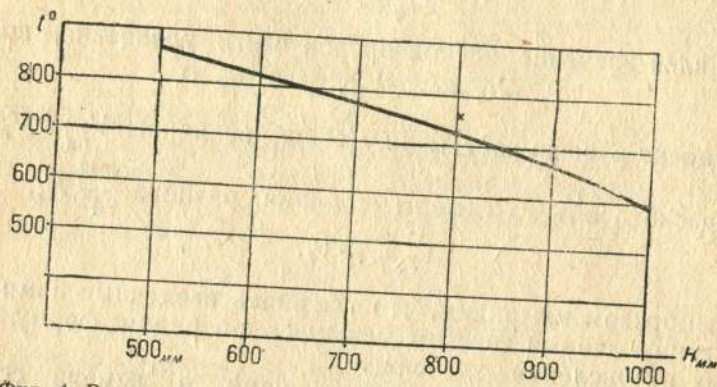
$$t = \frac{H_k}{v} < t_x = \frac{1}{w}$$

процесса газификации не будет происходить вовсе.

Наоборот, если скорость воздуха по сравнению со скоростью реакции чрезмерно мала, в камере будут наблюдаться явления, которые всегда имеют место при слишком малом отборе газа (или,



что то же самое, при малом напряжении колосниковой решетки. При малой скорости воздуха и реакции пойдут очень медленно и между небольшими количествами реагирующих веществ. Поэтому в единицу времени будет выделяться такое небольшое количество тепла, которое не в состоянии будет поддерживать в активной зоне минимальную температуру, необходимую для протекания реакций. Таким образом и в этом случае реакции не пойдут, и воздух выйдет из камеры сгорания чистым, без примеси продуктов газификации.



Фиг. 4. Влияние высоты слоя топлива на температуру отходящего генераторного газа.

Итак, существуют две критические скорости воздуха  $v_{\max}$  и  $v_{\min}$  вне интервала которых реакции в генераторе прекращаются. В этом интервале находится скорость, при которой к. п. д. установки получается наивысшим. Величина этой скорости определяется целым рядом факторов, в числе которых важную роль играют конструктивные особенности генератора.

Можно построить график, сущность которого напоминает характеристику двигателя, если на оси абсцисс откладывать скорость движения газовой среды внутри камеры сгорания, а на оси ординат — коэффициент качества газификации.

Наивыгоднейшая скорость движения определится из принятого нами условия химико-динамического равновесия генератора:

откуда

$$\rho f v = w,$$

$$v = \frac{w}{\rho f}. \quad (37)$$

Итак, скорость движения газообразных веществ в слое топлива для нормально установившегося процесса газификации, при которой установка дает максимальный термический эффект, равна средней скорости химической реакции, деленной на произведение коэффициента содержания продуктов, активно участвующих в процессе, на живое сечение активной зоны.

Выведенное соотношение может служить проверкой правильности полученного диаметра зоны. Поясним это примером.

Если  $q$  — удельный расход топлива в килограммах на 1 л. с. ч.;  
 $N_e$  — необходимая мощность;  
 $R$  — напряжение колосниковой решетки в кг/м<sup>2</sup> час;  
 $F$  — площадь сечения зоны;  
 $Q$  — часовой расход топлива в генераторе,  
 то имеем следующие соотношения:

$$Q = q \cdot N_e;$$

$$F = \frac{Q}{R}.$$

С другой стороны, согласно принятому условию

$$v = \frac{w}{\rho f},$$

откуда

$$F = \frac{w}{v \rho \mu}.$$

Таким образом для сохранения химико-динамического равновесия генератора должно существовать равенство:

$$\frac{Q}{R} = \frac{w}{v \rho \mu}. \quad (38)$$

Последнее уравнение может служить лишь для окончательной проверки полученных величин и является завершающим звеном динамического расчета генератора.

В практике стационарных установок, работающих по принципу прямого горения, отношение  $\frac{H}{d}$  находится в зависимости от сорта горючего и от степени его спекаемости. Проф. Доброхотов приводит следующие данные.

Для жирных (по грюнеровской классификации — газовых) углей высоту слоя топлива (т. е.  $H_k$ ) делают равной половине внутреннего диаметра шахты, т. е.:

$$H = \frac{D}{2}.$$

При газификации сухих длиннопламенных и тощих неспекающихся полуантрацитов высоту слоя берут равной

$$H = \frac{D}{1,5}.$$

При бурых углях высоту слоя делают равной диаметру активной зоны:

$$H = D.$$

## 8. ВЛИЯНИЕ ВЕЛИЧИНЫ $H_k$ ПРИ ПРЯМОМ ПРОЦЕССЕ

При прямом процессе, как уже указывалось, высота зоны определяется местом отбора газа. Правильный выбор высоты зоны здесь имеет также колоссальное значение.

При выходном отверстии для газа на уровне „конца“ пояса восстановления продукты сухой перегонки проходят через зону с более высокой температурой. Это важно для частичной очистки генераторного газа от паров смолы и разложения некоторого процента тяжелых углеводородов, полученных в зоне сухой перегонки.

Проф. Осанн („Stahl und Eisen“, 1925) проделал ряд опытов по определению влияния высоты слоя топлива (т. е.  $H_k$ ) на различные параметры процесса газификации. Хотя опыты велись на генераторе стационарного типа, тем не менее результаты их представляют несомненный интерес.

Опыты были произведены с углем следующего состава (в процентах).

Таблица 7

	C	H <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	S	A	w	Q
Влажное топливо . . . . .	75,24	2,86	1,12	8,83	1,86	6,11	3,98	7559
Сухое топливо . . . . .	78,70	2,98	1,16	9,20	1,94	6,32	—	7876
Горючая часть топлива . . . . .	83,7	3,17	1,27	9,82	2,07	—	—	8428

Здесь A — зола, w — влажность и Q — теплотворная способность. Опыты с переменным слоем топлива дали следующие результаты.

Таблица 8  
Опыты с переменной высотой слоя топлива

Высота слоя в миллиметрах	500	600	700	800	900	1000
Напряжение зеркала горения в . . . . .	71	70	70	69	68,5	64
Температура воздушного дутья по Цельсию . . . . .	30	30	30	30	30	30
Температура пара по Цельсию . . . . .	160	150	160	160	160	160
Температура отходящего генераторного газа по Цельсию . . . . .	864	820	760	760	666	580

В этой таблице для нас особенно интересно влияние высоты слоя на температуру отходящих газов: с увеличением высоты слоя температура падает (фиг. 4). Это имеет свои хорошие и плохие стороны. Падение температуры облегчает дальнейшее охлаждение газа и поэтому способствует повышению коэффициента наполнения двигателя.

С другой стороны, понижение температур указывает на то, что продукты газификации находились в зонах, где возможно течение обратных реакций.

Высота слоя топлива влияет на содержание отдельных компонентов генераторного газа следующим образом.

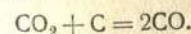
Таблица 9

Высота слоя в миллиметрах	500	600	700	800	900	1000
H <sub>2</sub> O в г/м <sup>3</sup> . . . . .	85	110	74	95	120	105
CO <sub>2</sub> % . . . . .	5,4	4,6	2,8	2,8	3,4	1,8
C <sub>n</sub> H <sub>n</sub> % . . . . .	—	—	—	—	—	—
C <sub>n</sub> H <sub>n</sub> % . . . . .	0,4	—	0,4	0,6	0,8	1,2
O <sub>2</sub> % . . . . .	23,2	24,2	28,2	29,4	26,6	28,6
CO % . . . . .	10,3	10,8	11,4	11,4	10,6	10,2
H <sub>2</sub> % . . . . .	2,2	2,1	1,8	2,0	1,4	2,1
CH <sub>4</sub> % . . . . .	58,5	58,3	55,4	53,8	57,2	56,1
N <sub>2</sub> . . . . .	—	—	—	—	—	—
Горючие части в процентах . . . . .	36,1	37,1	42,2	43,4	39,4	42,1
Теплотворные способности сухого газа в калориях . . . . .	1157	1192	1302	1355	1200	1308

Таким образом согласно опытам проф. Осанна наиболее выгодной высотой слоя топлива для данного случая является 700—800 мм.

## 9. РЕАКТИВНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТОПЛИВА

Высота активной зоны, как уже выяснено, зависит от скорости идущей в ней реакции. Эта скорость в большой степени зависит от реактивной способности топлива, т. е. способности реагировать с углекислотой, давая окись углерода по уравнению:

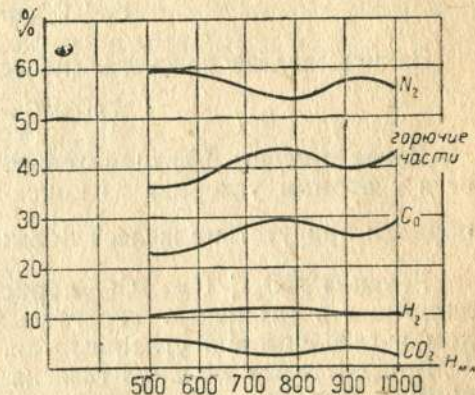


Вопросом об определении реактивной способности топлива занимались уже давно, главным образом в металлургии, и было предложено много способов ее измерения.

Большинство авторов исследовали реактивную способность топлива прокаливанием зерна кокса или угля различной величины в струе воздуха кислорода или углекислоты и

определяли затем отношение  $\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}$  и потерю в весе топлива.

Проф. Mathesius, производя аналогичные опыты над коксом (в 1913—1914 гг.), строил графики, подобные кривым равновесия Будуара и Юшкевича. В 1921 г. Н. Корперс впервые обратил вни-



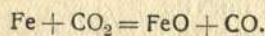
Фиг. 5. Влияние высоты слоя топлива на содержание отдельных компонентов (по опытам Осанна).

вание на влияние реактивной способности топлива на высоту окислительной зоны в доменной печи. При применении малогорючего (неактивного) кокса восстановительная реакция идет значительно медленнее, и поэтому окислительная область около фурм увеличивается, так как углекислоте требуется больше времени для перехода в окись углерода. Это вызывает вторичное окисление в угле восстановленных элементов. По мнению Коррегс, при вторичном восстановлении эти продукты „двойного окисления“ потребуют дополнительного расхода горючего, что, конечно, крайне невыгодно отразится на материальном балансе домы. Это утверждение Коррегс противоречит одному из основных законов физической химии (закон Гесса) и поэтому неправильно.

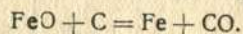
Над выяснением причин, влияющих на величину активной способности топлива, много работал Бер. Основные результаты его работы следующие:

1) наибольшее влияние на активность оказывает структура молекулы углерода в данном топливе.

2) Чем ближе эта структура к древесному углю, тем активнее топливо, и наоборот, чем ближе она к графиту, тем топливо менее активно. Пористость топлива, по мнению Бера, не оказывает большого влияния. Некоторые катализаторы, в частности железо и железные соли  $FeCl_3$  и  $Fe_2(SO_4)_3$ , сильно повышают реактивную способность топлива. Бер это влияние объясняет следующим образом. Образующаяся при горении кокса углекислота действует на железо с образованием закиси железа и окиси углерода по уравнению:



Закись железа восстанавливается углеродом кокса по реакции:



Далее процесс повторяется, т. е. железо непрерывно соединяется с атомом углерода из кокса и затем отдает его газам. Таким образом присутствие железа повышает отношение  $\frac{CO}{CO_2}$ .

Реакция  $CO_2 + C = 2CO$  происходит между веществами, находящимися в различных агрегатных состояниях — твердым углеродом и газообразной углекислотой.

Концентрация молекул газа на грани соприкосновения двух фаз обычно бывает выше, чем в остальном пространстве. На поверхности твердого тела скапливается уплотненный слой молекул, которые как бы находятся под действием некоторого давления. Это явление носит название адсорбции.

Адсорбция в узком смысле этого слова наблюдается следующим образом. Если взять раствор капиллярно-активного вещества и взболтать его, то на поверхности образуется пена. Анализ покажет, что концентрация растворенного вещества в пене будет несколько выше, чем внутри раствора. Таким образом концентрация растворенного вещества не будет величиной постоянной и будет

больше на поверхности раствора. Проф. Котюков, объясняя это явление с точки зрения второго закона термодинамики, пишет:

„Свободная энергия всякой системы всегда стремится к минимуму, так как ее энтропия стремится к максимуму. Свободная поверхностная энергия  $\gamma d_0$  также стремится к минимуму, т. е. если мы будем увеличивать поверхность, то  $\gamma$  самопроизвольно будет стремиться уменьшиться, чтобы согласно принципу Ле-Шателье ослабить эффект увеличения поверхности на свободную энергию. Возникает самопроизвольный процесс уменьшения  $\gamma$  посредством повышения у поверхности концентрации капиллярно-активного вещества“.

В настоящее время под адсорбцией подразумевается не только накопление растворяемого вещества на поверхности растворителя, а вообще всякое накопление молекул в месте соприкосновения двух фаз.

Это накопление может быть вызвано целым рядом причин. Наиболее интересные для нас — это химические реакции, не идущие дальше поверхностного слоя, и остаточное сродство на поверхности твердого тела, удерживающее частицы, соприкасающиеся непосредственно с поверхностью. Основной формулой, образующей фундамент в теории адсорбции, является формула Гиббса. Нами она не может быть применена, так как годится лишь для растворов. Для случая адсорбции газа на поверхности твердого тела может служить эмпирическая формула Фрейндлиха:

$$a = ap^{1/n}, \quad (39)$$

где  $a$  — количество адсорбированного газа в  $см^3$  на 1 г абсорбера;

$p$  — давление в сантиметрах ртутного столба;

$n$  — постоянная величина, принимающая значение от 0,2 до 1 в зависимости от температуры и природы участвующих веществ.

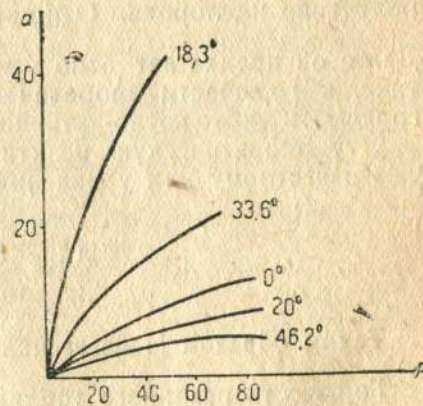
Если  $p = 1$ , то  $a = a$ , т. е.  $a$  — число  $см^3$  адсорбированного газа при  $p = 1$  см ртутного столба. Формула справедлива при постоянной температуре и поэтому называется изотермой адсорбции.

Прологарифмировав формулу Фрейндлиха, получаем:

$$\lg a = \lg a + \frac{1}{n} \ln p. \quad (40)$$

Это — уравнение прямой, причем  $1/n$  — тангенс угла наклона к оси абсцисс. Тогда константу  $a$  вычисляют, подставив значение  $1/n$ , полученное из графика (фиг. 6).

Реактивная способность угля пропорциональна его способности адсорбировать молекулы газообразного компонента реакции. Так



Фиг. 6. Изотермы адсорбции окиси углерода на поверхности угля.

как реакция восстановления окиси углерода принадлежит к числу гетерогенных реакций, т. е. реакций, которые происходят лишь в плоскости соприкосновения реагирующих веществ, то скорость реакции, пропорциональная количеству участвующих молекул, увеличивается с увеличением числа адсорбированных молекул.

На практике реактивная способность топлива измеряется отношением  $\frac{CO}{CO_2}$ . Но этот способ, предложенный Фишером, страдает неточностью, так как при малых изменениях горючести (активности) цифры получаются очень близкими друг другу. Бер определял горючесть как отношение веса углерода содержащегося в продуктах сгорания к весу кислорода затраченного на горение.

$$\gamma = \frac{\frac{12}{22,4}(CO_2 + CO)}{\frac{16}{22,4}CO + \frac{32}{22,4} \cdot CO_2} \quad (41)$$

Сегман исчислил реактивную способность в процентах от максимальной, т. е. такой, при которой вся углекислота восстановилась бы в окись углерода:

$$\gamma = \frac{CO_2 + CO}{2CO_2 + CO + 2O_2} \cdot 100. \quad (42)$$

Коэффициент в знаменателе есть результат того, что  $xCO_2$ ,  $yCO$  и  $zO_2$  дадут в конечном результате (при максимальной горючести)  $2xCO$ ,  $yCO$  и  $2zCO$ .

Haüsser предложил как меру горючести отношение суммы  $CO$  и  $CO_2$  в продуктах горения к количеству затраченного на их получение кислорода. Отношение это он обозначает через  $\frac{\Sigma C}{O}$ .

Далее он предлагает отношение горючести, полученной на практике, к горючести теоретической, которая рассматривается как горючесть „абсолютно-активного“ топлива.

Эту теоретическую реактивную способность он вычисляет по уже известному нам уравнению Вант-Гоффа:

$$\frac{d \ln k}{dT} = \frac{d \ln \frac{(P_{CO})^2}{P_{CO_2}}}{dT} = -\frac{q}{RT^2}. \quad (43)$$

Таким образом Haüsser получает  $\left(\frac{\Sigma C}{O}\right)_{\max}$ .

Горючесть реального топлива будет:

$$\varphi = \frac{\left(\frac{\Sigma C}{O}\right)}{\left(\frac{\Sigma C}{O}\right)_{\max}} \quad (44)$$

Методика определения реактивной способности топлива, предложенная Haüsser, нам кажется наиболее совершенной и при-

емлемой. Коэффициент  $\varphi$  выражает как бы степень приближения реальной горючести к горючести, теоретически возможной в данных условиях.

Описывая расположение зон при прямом газогенераторном процессе, Ле-Шателье давал следующее определение. Углерод сгорает с кислородом вдуваемого воздуха, давая углекислоту. Этот процесс, как известно, идет с выделением большого количества теплоты. Чем выше будет лежать слой топлива, тем выше становится температура и больше концентрация углекислоты за счет уменьшения количества кислорода. Наконец на определенном расстоянии от места подачи воздуха будет расположен пояс, содержание кислорода в котором равно нулю, а концентрация углекислоты равна максимуму. По номенклатуре Ле-Шателье это сечение зоны называется поясом совершенного горения.

Поднимаясь выше в слое топлива, углекислота начнет восстанавливаться в окиси углерода и температура начнет понижаться. Поясом, в котором восстановится последняя молекула углекислоты, Ле-Шателье ограничивает активную зону. Как же влияет коэффициент  $\varphi$  на это расположение? Чем меньше коэффициент  $\varphi$ , тем меньше способность топлива вступать в реакцию с углекислотой. Это значит, что средний путь молекулы углекислоты, который она должна пройти, чтобы встретить атом углерода топлива и восстановиться, увеличится. Следовательно, пояс „совершенного горения“ расположится несколько выше, и зона окисления увеличится.

При обратном процессе, который является преобладающим в легких газогенераторах, это увеличение окислительной зоны будет наблюдаться по обе стороны ряда фурм. Окислительная зона увеличится за счет восстановительной, восстановительная же зона расти не сможет, так как будет ограничена колосниковой решеткой. Таким образом конструктивная высота зоны  $H_k$  станет меньше термохимической, а генераторный газ ухудшится увеличением количества невосстановленной  $CO_2$ .

Следовательно, для того, чтобы с уменьшением реактивной способности угля количество  $CO_2$  в газе не превышало нормального, необходимо или уменьшить скорость движения газа или увеличить высоту восстановительной зоны.

Уже известное нам выражение с поправкой на  $\varphi$  примет следующий вид:

$$v = \frac{A+B}{\mu F} \cdot \varphi = \frac{H}{t} \varphi,$$

отсюда

$$H = \frac{vt}{\varphi}. \quad (45)$$

Вводить одновременно обе поправки, т. е. уменьшать  $v$  и увеличивать  $h$  нельзя, так как они взаимно уничтожают друг друга. И в самом деле, подставив в формулу (45) значение  $v$  с поправкой на  $\varphi$ , получим:

$$h = \frac{vt}{\varphi} = \frac{(A+B)}{\mu F} \cdot \varphi \cdot \frac{t}{\varphi} = \frac{A+B}{\mu F},$$

т. е.  $\varphi$  сокращается, и мы получаем прежнюю формулу для определения  $h$ .

Практически из приведенных соображений вытекает следующее требование:  $H_k$  должна быть несколько больше термохимической высоты зоны.

$$H_k > H.$$

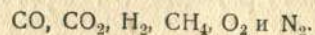
Мнение Бера о том, что пористость не влияет на реактивную способность топлива, не подтверждается практикой. Табл. 10 показывает влияние температуры и физических свойств топлива на количество восстановленной  $CO_2$  в процентах от ее общего количества. С увеличением температуры процент  $CO_2$  растет, что неизбежно вытекает из принципа Ле-Шателье. С уменьшением удельного веса, т. е. с увеличением пористости, количество восстановленной углекислоты также растет, что расходится с утверждением Бера по этому вопросу.

Таблица 10

Топливо	Количество восстановленной $CO_2$ в процентах от общего количества $CO_2$						Характеристика топлива			
	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	Пористость	Удельный вес	Содержание летучих при 1000° Ц	Зола
Древесный уголь	0%	8%	30,3	63,2	86	96,8	78,3	0,40	—	1,00
Кокс . . .	0	2,1	6,7	16,8	31,2	39,0	20,9	1,209	0,45	8,70
Вестфальский . . .	0	1,1	9,1	10,4	24,7	52,0	32,7	1,009	0,50	10,10
Ский . . .	0	0,6	10,0	30,9	45	54,7	34,5	1,001	0,65	12,25

## 10. ВЛИЯНИЕ $H_k$ НА ОТДЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ ГАЗА

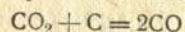
Генераторный газ представляет механическую смесь, состоящую в основном из шести компонентов:



Посмотрим, какое влияние оказывает конструктивная высота активной зоны  $H_k$  на содержание каждого из них в отдельности.

### Содержание $CO_2$ и $CO$

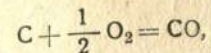
Мы выяснили, что источником наиболее ценного продукта — окиси углерода — являются реакции восстановления углекислоты



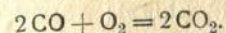
и реакции разложения паров воды по формуле:



Удельный вес последней реакции возрастает с увеличением гигроскопической влажности топлива. В зоне горения образуется углекислота, после чего немедленно начинается реакция ее восстановления и образования окиси углерода. Однако существует точка зрения, защищающая несколько другой порядок расположения цепи химических взаимодействий, последним звеном которой является  $CO$ . Согласно этой точке зрения в зоне горения углерод топлива сгорает сначала в окись по формуле:



после чего получившаяся таким образом окись углерода сгорает в углекислоту по реакции:



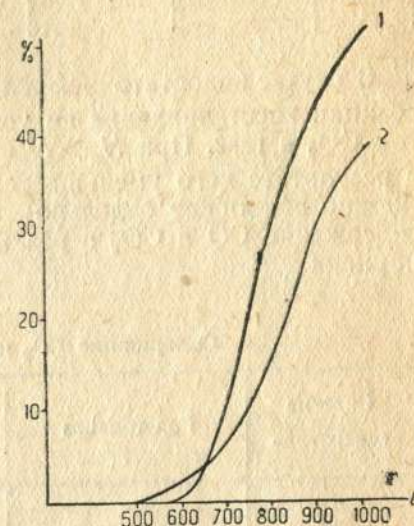
Затем начинается восстановление, и дальнейшее протекание процесса ничем не отличается от описанного выше. Таким образом это дополнение не вносит существенных изменений в химические комбинации генератора. В пользу этой теории говорит известное в физико-химии правило Оствальда. Согласно этому правилу наиболее устойчивая при данных условиях система появляется не сразу, а проходит через ряд ступеней. Вначале появляется наименее устойчивая модификация, обладающая наибольшим запасом энергии, которая переходит через ряд все более и более устойчивых форм. В результате этих переходов получается конечное и наиболее устойчивое сочетание элементов, которое явится и окончательным продуктом реакции. Само собой понятно, что образование окиси углерода в условиях избытка воздуха является формой, чрезвычайно неустойчивой и, таким образом, согласно правилу Оствальда кажется соответствующим действительности. С другой стороны, окисление  $CO$  в  $CO_2$  не идет в отсутствие  $H_2O$ . В этом случае имеет место уже разобранный нами реакция:



Опыты Виланда (Wieland) показали, что реакция идет с промежуточным образованием  $HCOOH$ .

В действительности при горении угля в равновесии с ним будут находиться оба газа  $CO$  и  $CO_2$ , причем  $CO_2$  больше при температурах ниже 1000° Ц.

Шотки дает следующие данные о концентрациях  $CO$  и  $CO_2$  над топливом в случае горения угля в кислороде воздуха.



Фиг. 7. Процент восстановления  $CO_2$  в зависимости от температуры и пористости кокса.

Таблица 11

T°	298°	500°	750°	1000°	2000°	3000°
CO	$9 \cdot 10^{-12}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	0,0175	0,276	0,347	0,347
CO <sub>2</sub>	0,210	0,210	0,199	0,053	$2,3 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-7}$

В случае недостаточной величины конструктивной зоны,  $H_k < H$ , реакции восстановления не успеют закончиться, что вызовет избыток CO<sub>2</sub> в газе. При  $H_k > H$  возможно усиление обратных реакций, в результате чего уменьшается количество CO и H<sub>2</sub> (о чем будет сказано подробнее отдельно). Практические цифры характеризуют содержание CO и CO<sub>2</sub> в различных генераторах в следующих пропорциях.

Содержание CO<sub>2</sub> и CO в генераторном газе

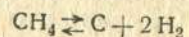
Таблица 12

Система генератора	Род топлива	CO <sub>2</sub> %	CO%	Отношение $\frac{CO}{CO_2}$	$H_k$ мм
Rex	Хлопковые отбросы	9,8	16,8	1,71	472
"	То же	9,2	21	2,28	
"	"	13,4	16	1,19	
"	Древесный уголь W = 4,56%	2,2	29	13,18	
"	Древесный уголь W = 6,7%	5	25,7	5,14	
НАТИ-II	Древесные чурки	12	16	1,33	340

Содержание CH<sub>4</sub> и H<sub>2</sub>

Разбирая реакции, идущие в активной зоне, мы совершенно не затрагивали условий, при которых получается метан. При газификации древесного угля содержание метана в генераторном газе очень невелико и колеблется от 0,5 до 1%. При газификации дров содержание метана доходит до 3,5—4% и растет пропорционально влажности топлива.

Метан образуется в зоне сухой перегонки, т. е. в слоях топлива, лежащих в бункере генератора. Равновесие реакции



было исследовано Майером и Альтманном, причем результаты были суммированы в следующей таблице:

Таблица 13

Равновесие  $CH_4 \rightleftharpoons C + 2H_2$  по Майеру

Температура		Состав газа, вычисленный при 21,1°	
Абсолютная	По Цельсию	% CH <sub>4</sub>	% H <sub>2</sub>
250	523	98,79	1,21
300	573	96,90	3,10
350	623	93,12	6,88
400	673	86,16	13,84
450	723	76,8	23,20
500	773	62,53	37,47
550	823	46,59	53,31
600	873	31,78	68,32
650	923	19,03	80,97
700	973	11,07	88,93
750	1023	6,08	93,92
800	1073	4,41	95,59
850	1123	1,59	98,41
1000	1273	0,5	99,5
1100	1373	0,2	99,8
1150	1423	0,1	99,9

Реакция идет с большим поглощением тепла (20 870 кал) и с увеличением объема. Следовательно, согласно принципу Ле-Шателье понижение температуры и повышение давления должны сдвигать равновесие влево, т. е. в сторону образования метана. Таким образом все факторы, так или иначе влияющие на понижение температуры внутри шахты, должны влиять на увеличение содержания CH<sub>4</sub>. И действительно, на практике большой процент метана указывает на „холодный“ ход генератора. Понижение напряжения колосниковой решетки, увеличение влажности топлива, слишком высокий бункер и отдаленность зоны сухой перегонки от фурм, подводящих первичный воздух (т. е. от зоны горения), — все это факторы, благоприятно действующие на увеличение метана в верхних слоях топлива. Согласно данным проф. Доброхотова в метан переходит до 35% водорода топлива.

Таким образом, если считать, что единственным источником образования метана является процесс сухой перегонки в верхних зонах генератора, то чем меньше высота активной зоны и чем больше расстояние от конца плоскости фурм до верхнего слоя топлива, тем больше метана получится в шахте.

Но если присутствие метана легко объяснимо при прямом процессе, то при обратном процессе, где продукты сухой перегонки проходят через зону газификаций, требуется более тщательный разбор происходящих явлений.

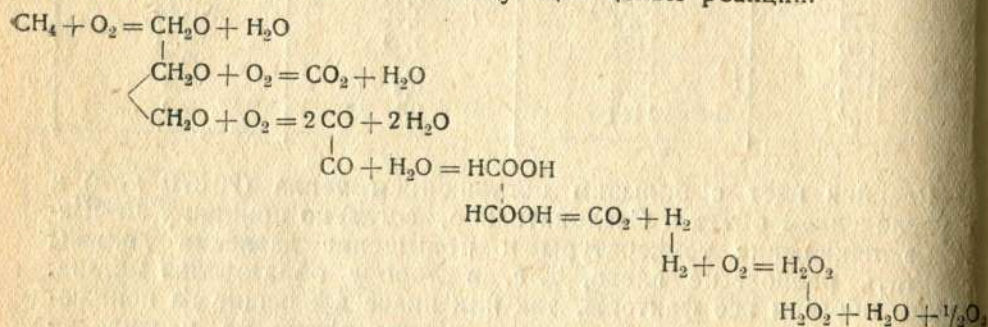
В самом деле, проходя через слой раскаленного угля, метан должен разложиться; таким образом его содержание снизится до минимума или же вообще будет равно нулю. Опыты показали, что реакции  $CH_4 = C + 2H_2$ , т. е. распад метана на его составляющие, происходит чрезвычайно медленно. При сухой перегонке каменного

угля, осуществляемой при 1000° Ц, создаются условия, чрезвычайно благоприятствующие образованию водорода. Однако метан не успевает разложиться полностью и его присутствие в газе всегда значительно выше, чем это можно ожидать из условий равновесия. Таким образом мы можем предположить, что часть метана, имеющегося в газе, есть результат того, что скорость распада метана меньше скорости движения продуктов сухой перегонки в активной зоне.

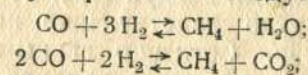
Если  $t$  — время, необходимое для разложения метана по реакции  $\text{CH}_4 = \text{C} + 2\text{H}_2$ ,  $H$  — высота активной зоны, а  $v$  — скорость движения газов, то должно существовать следующее неравенство:

$$\frac{H}{v} < t.$$

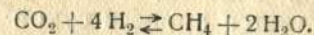
Однако часть метана, проходя через зону горения, все же сгорает. Механика сгорания метана, до сих пор не установленная точно, выражается по Вольфу следующей цепью реакций:



Образование метана может произойти в результате взаимодействия между продуктами газификаций во время их движения в слое топлива. При приближении газа к колосниковой решетке растет концентрация CO и H<sub>2</sub>. Между этими двумя компонентами генераторного газа могут произойти следующие реакции:



кроме того, может быть реакция:



Таким образом в этом случае за счет увеличения количества метана падает концентрация CO и H<sub>2</sub>.

Так как эти реакции идут с выделением тепла, то с повышением температуры их равновесие сильно сдвигает влево. Следовательно, образование метана по этим реакциям может начаться лишь в слоях низких температур.

Высота пояса низких температур растет пропорционально разности  $H_k - H$ .

Следовательно, чем больше высота конструктивной зоны и чем меньше величина  $H$  (термохимическая высота активной зоны), тем больше вероятность протекания описанных реакций.

Факторы, понижающие величину  $H$ , увеличивают концентрацию метана в газе. Следует отметить удивительную стабильность содержания метана в газе. В то время как содержание других компонентов во время испытания генератора сильно колеблется, количество метана остается почти неизменным. Это можно объяснить слабой подвижностью реакции распада метана.

Метан может образоваться в генераторе вследствие распада тяжелых углеводородов. В зоне сухой перегонки при газификации дерева выделяется смола. Выход смолы особенно велик при малом напряжении колосниковой решетки. Опыты Ф. Фишера показали, что смола, полученная путем медленного и умеренного нагревания топлива (примерно при 500° Ц) обладает целым рядом специфических особенностей. Эта смола, получившая название первичной, помимо выхода, превышающего на 200—300% обычный, обладает свойствами, приближающими ее к нефти.

Броше определил время, которое необходимо для максимального выхода первичной смолы, в зависимости от температуры сухой перегонки. Данные его опытов приведены в следующей таблице.

Таблица 14

Выход первичной смолы при разных температурах в зависимости от времени в процентах

Температура по Цельсию	Через 20 мин.	Через 45 мин.	Через 60 мин.	Через 90 мин.	Через 180 мин.	Через 240 мин.	Через 300 мин.
410	—	—	—	3,1	6,8	7,1	7,7
430	—	—	—	7,5	9,7	9,7	—
450	—	—	8,75	10,0	—	—	—
480	9,6	10,5	10,5	—	—	—	—
500	10,9	10,9	—	—	—	—	—

Таким образом при температурах, близких к 500° Ц, можно получить до 10% смолы.

На практике в целях обогащения газа вводят тяжелые углеводороды (нефтяные отбросы, мазут и т. д.) в зону восстановления генератора. Продукты их распада обогащают газ предельными углеводородами, — теплотворная способность газа возрастает, повышая к. п. д. установки. Этот метод применяется в генераторе Эрню при получении динагаза.

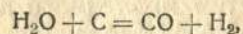
При прямом процессе зона восстановления граничит с зоной сухой перегонки. При низком отборе газа можно заставить полученную смолу пройти через восстановительный пояс топлива. Тогда можно будет наблюдать явление частичного крекинга.

При обратном процессе большая часть полученной смолы, проходя через окислительную зону, сгорит, и никакого распада тяжелых углеводородов наблюдаться не будет.

Существует еще теория образования метана на колосниках при обратном процессе. По этой теории метан выделяется в конце восстановительной зоны. Уголь, лежащий на колосниковой решетке,

представляет собой не просто углерод, а сложную смесь углеводородов с большим содержанием углерода. Согласно опытам Лоуренца даже антрацит, нагретый до 1200° Ц, сохраняет следы водорода. Все это говорит в пользу теории образования метана на колосниках в конце активной зоны. Эта теория облегчает понимание получения метана в генераторе, но еще нуждается в опытной проверке.

Факторы, уменьшающие содержание метана, действуют благоприятно на повышение концентрации водорода. Условия равновесия реакции



являющиеся одним из основных источников водорода, мы уже достаточно разобрали раньше и поэтому не будем здесь повторять. Эти условия аналогичны условиям образования окиси углерода.

## 11. СКОРОСТЬ РЕАКЦИИ И ТЕМПЕРАТУРА

Химическая реакция совершается во времени. Скорость реакции зависит от многих факторов, но основные из них — температура, концентрация реагирующих веществ и катализ. Температурная зависимость скорости реакции долгое время была чрезвычайно загадочной. Согласно кинетической теории газов повышение температуры на 10° Ц увеличивает скорость реакции приблизительно на 2<sup>0</sup>/<sub>10</sub>, практически же увеличение скорости достигает 100 + 200%.

Ясно, что кроме простого столкновения молекул реагирующих веществ на скорость реакции должен влиять еще какой-нибудь фактор, так как иначе скорости всех реакций были бы равны между собой.

Для того чтобы реакция произошла, молекулы должны находиться в особом активизированном состоянии. В этом „особом“ состоянии находится только часть молекул, так как иначе все реакции происходили бы мгновенно, чего в действительности не наблюдается.

Скорость реакции не зависит также от химического сродства компонентов, так как работа химической реакции

$$A = RT \ln K, \quad (46)$$

где  $K$  — константа равновесия, согласно закону Гесса, определяется начальным и конечным состоянием системы и не зависит от пути, по которому шла реакция, в то время как скорость реакции является функцией „особого“ состояния именно в пути.

Теория активации рассматривает два фактора, изменяющих скорость химической реакции при повышении температуры.

Не вдаваясь в подробности, укажем лишь, что эти два фактора — активация излучением и активация через удар.

Уравнение Вант-Гоффа, которым мы уже неоднократно пользовались, выражает зависимость константы равновесия от темпера-

туры. Попробуем вывести из него зависимость между температурой и константой скорости реакции.

$$\frac{d \ln K}{dT} = - \frac{Q}{RT^2}.$$

Но  $K = \frac{k_1}{k_2}$ , следовательно  $\ln K = \ln k_1 - \ln k_2$ .

Уравнение изохоры переписывается:

$$\frac{d \ln k_1}{dT} - \frac{d \ln k_2}{dT} = - \frac{Q}{RT^2}.$$

Левая часть уравнения представляет разность вполне аналогичных по смыслу величин, следовательно, можно предположить, что правую часть можно представить также в виде разности величин, подобных друг другу.

$$\frac{d \ln k_1}{dT} - \frac{d \ln k_2}{dT} = \frac{A_1}{RT^2} - \frac{A_2}{RT^2};$$

отсюда

$$\frac{d \ln k}{dT} = \frac{A}{RT^2}. \quad (47)$$

Это и есть уравнение Аррениуса. Здесь  $k$  — константа скорости реакции. Физический смысл  $A$  не вполне ясен. Интегрируя уравнение Аррениуса, получаем:

$$\ln k = C - \frac{A}{RT};$$

это есть уравнение прямой линии, где  $A$  будет тангенсом угла наклона прямой на графике, координатами которого будут  $\ln k$  и  $\frac{1}{T}$  (фиг. 8).

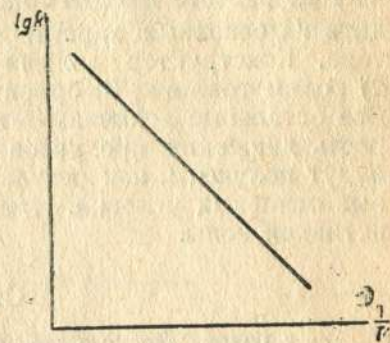
Если график не дает прямой, это будет непосредственным указанием на сложность процесса, состоящего из нескольких реакций, из которых каждая по-разному зависит от температуры.

Скорость реакции можно подсчитать также и чисто математическим путем.

Для мономолекулярной реакции, к которой может быть для простоты отнесена и реакция восстановления  $\text{CO}_2$ , получаются следующие соотношения.

Обозначим количество молей исходного продукта через  $a$ . Пусть за время  $t$  прореагирует  $x$  молей. Тогда останется  $a - x$  молей. Скорость реакции по истечении времени будет пропорциональна оставшемуся количеству:

$$\frac{dx}{dt} = k(a - x). \quad (48)$$



Фиг. 8. Влияние температуры на скорость реакции.



Разделив переменные, получим:

$$\frac{dx}{a-x} = kdt.$$

Это выражение можно переписать следующим образом:

$$\frac{-d(a-x)}{a-x} = kdt.$$

Интегрируя, получаем:

$$-\ln(a-x) = kt + c.$$

В начальный момент реакции, когда  $t=0$ ,  $x$  также равен нулю. Тогда имеем:

$$-\ln a = c.$$

Подставим полученные значения константы интегрирования. Тогда

$$\ln \frac{a}{a-x} \cdot \frac{1}{t} = k,$$

отсюда

$$t = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{a}{a-x}. \quad (49)$$

## 12. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ ЗОНЫ

При расчете высоты конструктивной зоны  $H_k$  необходимо исходить из основных характеристических показателей работы генератора. Конструктор должен задаться: 1) мощностью генератора; 2) родом топлива; 3) ориентировочным химическим составом газа. Все остальные величины — напряжение колосниковой решетки, скорость движения продуктов газификации в слое топлива и т. д. — будут получены, как результат сделанного нами выбора трех первых основных условий. Наметим примерную схему расчета высоты активной зоны.

### Схема расчета

Задание. Рассчитать высоту активной зоны для генератора, работающего на древесном угле и питающего газом двигатель мощностью в 50 л. с. Желательно иметь следующий средний химический состав газа:

Химический состав газа	
CO	29%
H <sub>2</sub>	7%
CH <sub>4</sub>	1%
CO <sub>2</sub>	2%
O <sub>2</sub>	0%
N <sub>2</sub>	61%

Средняя теплотворная способность газа  $H_u = 1150 \text{ кал/м}^3$ .

При среднем выходе газа из древесного угля 4,3 м<sup>3</sup>/кг и при удельном расходе топлива 0,7 кг/л. с. ч. находим количество топ-

лива, которое должно быть затрачено в течение часа в выбранном нами агрегате:

$$RF = 0,7 \cdot 50 = 35 \text{ кг/час},$$

где  $R$  — напряжение зеркала горения в кг/м<sup>2</sup> час;  
 $F$  — площадь сечения шахты; при цилиндрической форме камеры сгорания  $F = \text{const}$  по всей высоте зоны.

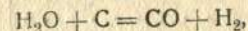
При удельном расходе газа 3 м<sup>3</sup>/л. с. ч. получаем для крайнего нижнего сечения шахты:

$$(A+B) = 3 \cdot 50 = 150 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Обозначения принимаются те же, что и при выводе основных формул. Для получения среднего значения величин  $(A+B)$  считаем, что вся окись углерода получена по реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$ . Сделав это допущение, найдем, что 2х м<sup>3</sup> CO в нижнем сечении зоны соответствует х м<sup>3</sup> CO<sub>2</sub> в верхней плоскости камеры сгорания.

Это допущение, упрощая расчет, дает достаточно точные результаты, избавляя нас от необходимости учитывать объемные изменения, происходящие при реакции водяного газа.

Если считать, что весь водород получен по реакции:



то, следовательно, каждому объему водорода соответствует объем окиси углерода, полученный при разложении объема паров воды. Следовательно, объемное увеличение газовой фазы по этой реакции такое же, как и при восстановлении углекислоты. Считая, что вся CO получена в результате восстановления CO<sub>2</sub>, мы сразу учитываем объемные изменения обеих реакций.

Итак, 29 объемным единицам CO при выходе из шахты соответствует 14,5 объемных единиц CO<sub>2</sub> в плоскости фурм.

При прежнем удельном расходе газа величина  $(A+B)$  для верхнего сечения будет:

$$(A+B)' = 2,56 \cdot 50 = 128 \text{ м}^3/\text{час},$$

откуда

$$(A+B)_{\text{ср}} = \frac{(A+B)' + (A+B)''}{2} = 139 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Коэффициент  $\mu$  подсчитывается по выведенной формуле:

$$\mu = 1 - \frac{G}{\gamma \cdot 1000}.$$

Для древесного угля при  $G = 180$  и  $\gamma = 0,36$   $\mu = 0,5$ .  
 Средняя скорость движения газов в слое топлива

$$v_{\text{ср}} = \frac{(A+B)_{\text{ср}}}{\mu F}.$$

Площадь сечения активной зоны определяется следующим выражением:

$$F = \frac{35}{R},$$

где  $R$  — напряжение колосниковой решетки в кг/м<sup>2</sup> час.

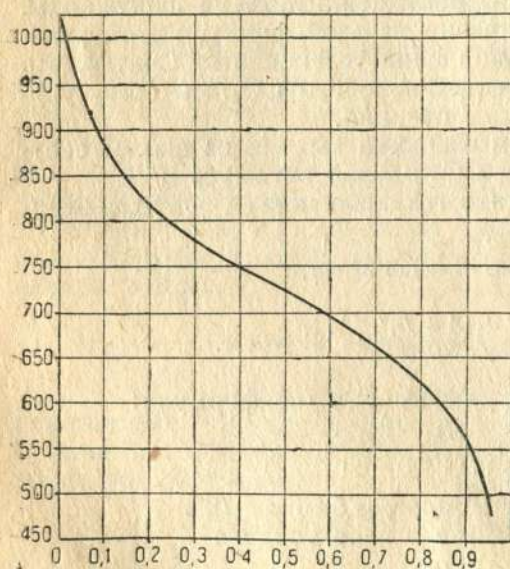
Кроме того, при выборе  $F$  необходимо стремиться к наиболее рациональному соотношению  $\frac{H}{d}$ .

Для предварительного расчета  $F$  приводим практические величины напряжения колосниковой решетки в легких газогенераторах.

Род топлива	$R$ кг/м <sup>2</sup> час
Древесный уголь . . . . .	200 — 250
Дрова . . . . .	700 — 1000

Для сравнения приводим некоторые величины  $R$ , применяемые в газогенераторах стационарного типа.

Род топлива	$R$ в кг/м <sup>2</sup> час
Каменный уголь . . . . .	100 — 150
Кокс . . . . .	120 — 180
Буроугольный брикет . . . . .	130 — 210
Торф . . . . .	150 — 200



Фиг. 9. Равновесие реакции  $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$  в зависимости от температуры.

$$\ln \frac{C_{\text{CO}_2}^{\text{н}}}{(C_{\text{CO}})^2} = -\frac{19500}{T} + \text{const}, \quad (50)$$

дают следующие соотношения  $\text{CO}_2$  и  $\text{CO}$  для равновесия реакции восстановления углекислоты в зависимости от температуры (фиг. 9).

Приняв для нашего случая  $R = 200$ , имеем:

$$F = \frac{35}{200} = 0,175 \text{ м}^2,$$

откуда

$$v_{\text{ср}} = \frac{139}{0,5 \cdot 0,175 \cdot 3600} = 0,44 \text{ м/сек.}$$

Мы задались химическим составом газа, в котором содержание  $\text{CO} = 29\%$  и  $\text{CO}_2 = 2\%$ . Это соответствует смеси  $\text{CO}$  и  $\text{CO}_2$  со следующими концентрациями входящих в нее компонентов:

$$\text{CO} = 93,4\%$$

$$\text{CO}_2 = 6,6\%$$

Подсчеты по формуле, аналогичной уравнению Будуара.

Температура по Цельсию	$\text{CO}$ %	$\text{CO}_2$ %
400	1	99
500	5	95
600	23	77
700	57	43
800	87	13
900	92	8
1000	99	1

Согласно этой таблице наша смесь соответствует температуре, примерно, в  $900^\circ\text{C}$ . Практически температура может быть несколько ниже. С уменьшением парциального давления равновесие реакции восстановления углекислоты сдвигается в сторону образования окиси углерода. Парциальное же давление смеси  $\text{CO}_2$  и  $\text{CO}$  в условиях реального процесса газификации не равно единице, а значительно меньше.

Парциальное давление кислорода воздуха, засасываемого двигателем через фурмы, равно  $p = 0,21 \text{ ат}$ .

Следовательно, если бы при горении получалась только углекислота, то парциальное давление также было бы равно  $p' = 0,21 \text{ ат}$ , так как при реакции горения ( $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$ ) газовая фаза не меняет своего объема.

Если бы вся углекислота восстановилась в окись углерода, то парциальное давление возросло бы вдвое:

$$p'' = 0,42 \text{ ат.}$$

Итак, парциальное давление смеси  $\text{CO}_2$  и  $\text{CO}$  лежит в пределах от  $0,21$  до  $0,42 \text{ ат}$ . Присутствие в смеси кроме инертного азота воздуха, продуктов сухой перегонки, водорода, метана и т. п. сдвигает величину парциального давления к ее меньшему пределу т. е. способствует образованию окиси углерода.

Вывясним теперь, какое количество газообразных продуктов участвует в реакции.

В генераторном газе, химическим составом которого мы задались, содержание  $\text{CO} = 29\%$ . Следовательно, при заданной интенсивности горения газогенератор должен произвести:

$$150 \cdot 0,29 = 43,5 \text{ м}^3/\text{час окиси углерода,}$$

или, переходя к количеству восстановленной в единицу времени углекислоты, получаем:

$$q = \frac{150 \cdot 0,29}{3600 \cdot 2} = 0,006 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Если  $q$  — количество углекислоты в куб. метрах, входящей в состав суммы  $(A + B)$  и подлежащей восстановлению,  $W$  — скорость реакции восстановления при данных температурных условиях в  $\text{м}^3/\text{сек}$ ,

то время  $t$  пребывания газовой фазы в слое топлива получится как частное от деления первых двух величин:

$$t = \frac{q}{W} \quad (51)$$

Восстановление углекислоты ( $\text{CO}_2 + \text{C} = 2\text{CO}$ ), являясь типичной гетерогенной реакцией, протекает между газообразной углекислотой и твердым углеродом топлива.

В реальных условиях процесса газификации концентрация твердого углерода меняется крайне незначительно по сравнению с изменением газовой фазы. Это обстоятельство позволяет считать интересующую нас реакцию мономолекулярной и представить процесс восстановления  $\text{CO}_2$  как явление, подобное диссоциации. Заменяв искусственно механизм восстановления механизмом распада молекулы  $\text{CO}_2$ , мы можем применить к этому случаю основные уравнения мономолекулярных реакций.

В случае мономолекулярной реакции скорость разложения исходного вещества пропорциональна концентрации исходных молекул.

Согласно принятым обозначениям, если  $a$  — исходное количество углекислоты,  $x$  — количество углекислоты, прореагировавшей за время  $t$ , то скорость реакции восстановления по истечении времени  $t$  пропорциональна оставшемуся количеству исходного продукта:

$$\frac{dx}{dt} = k(a - x).$$

Будучи проинтегрировано от 0 до  $t$ , это уравнение дает количество успевшего прореагировать вещества:

$$x = a(1 - e^{-kt}). \quad (52)$$

Количество вещества, еще не вступившего в реакцию, будет:

$$(a - x) = ae^{-kt}. \quad (53)$$

Величина  $k$  — постоянная скорость реакции, как мы уже выяснили, в сильной степени зависит от температуры, при которой реакция протекает. Но и при  $k = \text{const}$  скорость реакции может быть не постоянной, если меняются концентрация веществ, участвующих в процессе. Будучи вначале максимальной, скорость реакции замедляется и асимптотически падает до нуля по мере уменьшения концентрации исходных продуктов.

Таким образом средняя скорость процесса за время  $t$ , в течение которого израсходуется взятая порция исходных веществ, будет:

$$W_{\text{ср}} = \frac{W_{\text{max}}}{2} \quad (54)$$

$W_{\text{max}}$ , т. е. скорость реакции в начале процесса, равна:

$$W_{\text{max}} = k \cdot a. \quad (55)$$

Скорость реакции в любой момент  $t$  будет:

$$W = kae^{-kt}. \quad (56)$$

Величина  $k$  большей частью находится эмпирически или из уравнения Аррениуса:

$$\ln k = C - \frac{A}{RT}.$$

Графически это уравнение выражается в виде некоторой наклонной прямой, причем  $A$  будет тангенсом угла наклона. График, координатами которого служат величины  $\ln k$  и  $\frac{1}{T}$ , показан на фиг. 8.

Зная величины  $k$  и  $a$ , находим скорость реакции восстановления  $\text{CO}_2$ .

В условиях работы генератора средняя скорость реакции восстановления углекислоты:

$$W = 6,6 \text{ л/сек.}$$

Тогда согласно формуле (51) необходимое время пребывания продуктов газификации в слое топлива

$$t = \frac{q}{W} = \frac{0,006}{0,0066} = 0,9 \text{ сек.}$$

При средней скорости движения газовой среды  $v_{\text{ср}} = 0,44 \text{ м/сек}$

$$H = v_{\text{ср}} t = 0,44 \cdot 0,9 = 0,396 \approx 0,4 \text{ м.}$$

Таким образом требуемая высота зоны равна 0,4 м.

# ПАДЕНИЕ И СТАБИЛИЗАЦИЯ МОЩНОСТИ ЛЕГКОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПЕРЕВОДЕ НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

С. Л. СЕДОВ

## I. ПАДЕНИЕ МОЩНОСТИ

Переход автомобиля или трактора на твердое топливо, большей частью дрова, древесный уголь, сопровождается падением мощности на крюке трактора или задних колесах автомобиля.

Это снижение „работоспособности“ всего агрегата вызывается двумя обстоятельствами.

Первое и основное кроется в замене топлива. Вместо нормального для легкого двигателя бензина—керосина ему приходится работать на генераторном газе и приспособляться, следовательно, к присущим этому газу особенностям, вызывающим изменения мощности мотора.

Второе обстоятельство заключается в увеличении собственного веса агрегата—за счет газогенератора, системы очистки, газопроводов, крепежных приспособлений и пр.

Утяжеление собственного веса играет второстепенную роль, так как влияние его на мощность не так велико, и методы борьбы с ним (уменьшение веса установки) очевидны для каждого конструктора, который все время проектировки должен помнить о необходимости минимального веса всей системы.

Таким образом основным вопросом как по своему удельному весу, так и по своей сложности является вопрос о падении мощности двигателя при переходе его на генераторный газ и о методах стабилизации этой мощности.

### I. ПРИЧИНЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ ПАДЕНИЕ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ПОСЛЕ ПЕРЕВОДА ЕГО НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

Разберем сперва причины, вызывающие падение мощности, а затем уже рассмотрим перспективы и возможности борьбы с этим падением.

Теоретическая мощность двигателя может быть представлена как произведение его термического к. п. д. на количество тепла, выделяемого рабочей смесью в единицу времени. Обозначив через  $\eta_t$  термический к. п. д. двигателя и через  $Q$  количество тепла, выделяемое в секунду (секундный расход тепла), получим следующее выражение для мощности:

$$N = \frac{Q\eta_t}{A \cdot 75} \quad (1)$$

которое можно написать и так:

$$N = 5,7 Q\eta_t \quad (1a)$$

Здесь  $A$ —механический эквивалент тепла, равный  $\frac{1}{427}$ .

Из двух этих величин ( $\eta_t$  и  $Q$ ) при работе двигателя по циклу Отто (сгорание при постоянном объеме) термический к. п. д. зависит только от степени сжатия двигателя  $\epsilon$  и показателя адиабаты, а вторая—количество тепла, выделяемого в единицу времени, зависит от весового количества рабочей смеси, поступающей в цилиндры двигателя в единицу времени, и от теплотворной способности единицы веса этой смеси.

Какие же факторы изменяются при переводе легкого двигателя на генераторный газ?

Так как конструктивные особенности двигателя мы пока оставляем без изменений, то можно почти без погрешности принять

$$\eta_{tГ} = \eta_{tБ}$$

где  $\eta_{tБ}$ —термический к. п. д. на бензине (или керосине), а  $\eta_{tГ}$ —термический к. п. д. на генераторном газе (степень сжатия остается без изменения, различием же между показателями адиабаты сейчас пренебрегаем).

Падение мощности двигателя является следствием уменьшения секундного выхода тепла. Как указывалось выше, количество тепла, выделяемого в двигателе в единицу времени, пропорционально теплотворной способности рабочей смеси и ее весовому количеству, поступающему в двигатель за тот же отрезок времени:

$$Q = Gh_u'' \quad (2)$$

где  $G$ —секундный весовой расход рабочей смеси;  
 $h_u''$ —теплотворная способность килограмма этой смеси.

Если теперь взять отношение мощности, полученной на генераторном газе, к нормальной, полученной на жидком топливе (бензине—керосине), то это отношение даст коэффициент, характеризующий степень падения мощности от перевода двигателя на генераторный газ:

$$\eta_N = \frac{N_G}{N_B} \quad (3)$$

Падение мощности, выраженное в процентах, получим, переписав выражение (3) следующим образом:

$$\eta_N = \frac{100(N_B - N_G)}{N_B} \quad (3a)$$

где  $N_G$ —газовая мощность;  
 $N_B$ —нормальная мощность на первоначальном топливе. Под-

ставляя вместо  $N_{\Gamma}$  и  $N_{\text{Б}}$  их значения, по формулам (1) и (2), находим для газа:

$$N_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma} h''_{u_{\Gamma}} \eta_{t_{\Gamma}}}{75 \cdot A} \text{ л. с.} \quad (4)$$

и для бензина — керосина:

$$N_{\text{Б}} = \frac{G_{\text{Б}} h''_{u_{\text{Б}}} \eta_{t_{\text{Б}}}}{75 \cdot A} \text{ л. с.} \quad (4a)$$

Припоминая затем, что  $\eta_{t_{\Gamma}} = \eta_{t_{\text{Б}}}$ , определяем  $\eta_N$ :

$$\eta_N = \frac{G_{\Gamma} h''_{u_{\Gamma}}}{G_{\text{Н}} h''_{u_{\text{Б}}}} \quad (5)$$

Формула (5) показывает, что коэффициент  $\eta_N$  падает как с уменьшением отношения  $\frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{Б}}}$ , т. е. с уменьшением весового наполнения двигателя, так и с уменьшением отношения  $\frac{h''_{u_{\Gamma}}}{h''_{u_{\text{Б}}}}$ .

Посмотрим теперь, какие факторы влияют на изменения секундного весового расхода рабочей смеси при переходе двигателя на работу продуктами газификации твердого топлива.

Весовое количество смеси, засасываемой в цилиндры двигателя за секунду, может быть выражено следующим уравнением:

$$G_{\text{сек}} = \gamma \frac{B \cdot 273}{760 \cdot T_0} \eta_v V_h \frac{n}{120} \text{ кг/сек,} \quad (6)$$

где  $V_h$  — литраж мотора;  
 $\gamma$  — удельный вес рабочей смеси, взятый при температуре  $T_0$  и давлении  $B$ ;  
 $\eta_v$  — коэффициент подачи;  
 $n$  — число оборотов.

В дальнейшем будем вести наши расчеты, приняв окружающие условия равными нормальным техническим, поэтому формула (6) примет вид:

$$G_{\text{сек}} = \gamma_0 \eta_v V_h \frac{n}{120} \text{ кг/сек,} \quad (7)$$

где  $\gamma_0$  — удельный вес смеси при нормальных технических условиях. Подставляя далее в формулу для мощности (4) значение  $G$ , получим:

$$N = \frac{\gamma_0 \eta_v V_h n h_u \eta_t}{9000 \cdot A} \quad (8)$$

Если мы переведем двигатель с бензина или керосина на генераторный газ, то в формуле (8) неизменными останутся следующие

параметры:  $V_h$ ;  $n$ ;  $\eta_t$ ; 9000 и  $A$ , поэтому ее можно переписать следующим образом:

$$N = C \gamma_0 \eta_v h''_{u''}, \quad (9)$$

где  $C$  — постоянная величина, суммирующая все перечисленные, не влияющие на изменение мощности параметры.

Величины же  $h''_{u''}$ ,  $\eta_v$  и  $\gamma_0$  изменяют свое значение при переходе двигателя на генераторный газ, т. е. являются параметрами, изменение которых и вызывает падение мощности двигателя.

Помимо указанных фактов на мощность двигателя влияет еще степень влажности газа (при высоких ее значениях падение мощности достигает больших размеров). Нужно заметить, что газ большой влажности может получаться только в двух случаях. Первый случай — когда газ, выходя из генератора с высокой температурой, попадает в мокрый очиститель с плохими охлаждающими свойствами, вследствие чего значительно увлажняется и, поступая в двигатель, приносит с собой пары воды, снижая его мощность. Такие условия создаются только при чрезвычайно небрежно запроектированной установке и поэтому не представляют для нас интереса.

Во втором случае газ высокой влажности получается при высокой влажности самого топлива, главным образом дров. При данных условиях следует принимать меры для борьбы со значительным содержанием паров воды в газе. Попытка применить отвод паров воды из бункера в камеру сгорания, запроектированная на газогенераторе „НАТИ-III“, дала некоторые результаты. При нормальных же условиях эксплуатации газогенераторной установки влажность газа получается столь незначительной, что нет смысла заниматься учетом ее влияния на мощность двигателя.

## 2. НЕПОСТОЯНСТВО СОСТАВА ГЕНЕРАТОРНОГО ГАЗА

Нам представляется уместным здесь, прежде чем перейти к дальнейшему изложению, отметить некоторые особенности процесса газификации, которые затрудняют все наши подсчеты. Мы имеем в виду непостоянство состава генераторного газа. Это обстоятельство, конечно, должно учитываться при наших подсчетах, так как в зависимости от различных причин теплотворная способность генераторного газа и теплотворная способность его рабочей смеси с воздухом принимают весьма разнообразные значения. Для бензина и керосина мы, конечно, не учитываем колебания их теплотворных способностей, так как они имеют чрезвычайно небольшие пределы. То же относится, естественно, и к рабочим смесям их с воздухом при постоянном, конечно, коэффициенте избытка воздуха —  $\alpha$ .

Колебание теплотворной способности генераторного газа зависит от целого ряда причин, которые разобраны в другом разделе нашей книги, здесь мы только напомним основные из них. Сорт топлива — большей частью дрова и древесный уголь, реже — антрацит и торф. Чрезвычайно отражается на качестве газогенератор-

ного процесса степень влажности топлива. Затем серьезнейшим моментом является степень совершенства конструкций газогенератора.

Сочетания перечисленных факторов и ряд не указанных, менее важных явлений дают в различных комбинациях целую гамму разнообразных по своему составу газов, обладающих совершенно несходными теплотворными способностями. При этом разница верхнего и нижнего пределов может достигнуть 100%. Помимо того даже при наблюдении за составом газа во время прогорания одной загрузки в газогенераторе, т. е. при наличии определенного сорта топлива, определенной влажности его при поступлении в газогенератор и при неизменных конструктивных особенностях самого газогенератора мы все же не получаем стабильного состава газа. Особенно ярко выраженное изменение состава газа за время прогорания одной загрузки показывают дровяные газогенераторы, в которых влажность топлива в начале и в конце процесса чрезвычайно различны, а следовательно, и все термохимические явления, происходящие в нем, не могут носить стабильный характер.

На фиг. 18, 19 и 20 дано изменение состава горючей части газа по времени: по оси абсцисс отложено время, а по оси ординат — объемное процентное содержание различных составляющих газа. Помимо того на этих же фигурах мы отложили изменения теплотворных способностей генераторного газа и рабочей смеси его с воздухом при коэффициенте избытка последнего  $\alpha = 1,15$ . Кривые, изображенные на этих фигурах, построены на основании данных, полученных во время испытаний дровяного газогенератора НАТИ-III при работе его на вентиляторе с постоянным отбором. При нормальной же работе газогенератора на двигателе состав газа будет меняться еще более сумбурым образом, так как двигатель, особенно автомобильный, работает на чрезвычайно различных режимах, т. е. с переменным отбором газа из газогенератора, следствием чего является изменение интенсивности горения и, следовательно, хода реакций в камере сгорания.

Таким образом мы видим, что при учете влияния теплотворной способности рабочей смеси на мощность двигателя мы не можем дать две законченные цифры — падения мощности от перехода с „бензина“ на газ и с „керосина“ на газ. Вместо этого мы вынуждены вывести зависимость между мощностью и теплотворной способностью рабочей смеси и дать пределы падения мощности двигателя в зависимости от изменения качества питающего его газа.

Все это не имело бы места при переводе бензинового двигателя, например, на работу чистым метаном; в этих случаях смело можно принять для технических расчетов как калорийность, так и удельный вес обоих горючих постоянными.

### 3. КОЭФИЦИЕНТ ИЗБЫТКА ВОЗДУХА<sup>к</sup>

Многочисленные опыты, произведенные с карбюраторными двигателями (автомобильными, тракторными, авиационными), показали, что при постоянном числе оборотов двигателя и при полном открытии дроссельной заслонки мощность, развиваемая двигателем,

а также его экономический к. п. д. находится в непосредственной зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Максимум мощности получается в пределах  $\alpha = (0,8 \text{ до } 0,9)$ , т. е. состав смеси получается более богатым, чем теоретически возможный. Часть углерода топлива сгорает не полностью в  $\text{CO}_2$ , а дает продукты неполного сгорания — окись углерода  $\text{CO}$ . Наивысший экономический к. п. д. получается при  $\alpha \approx 1,1$ .

Кривые, иллюстрирующие изменение мощности и экономичности двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ , изображены на фиг. 1.

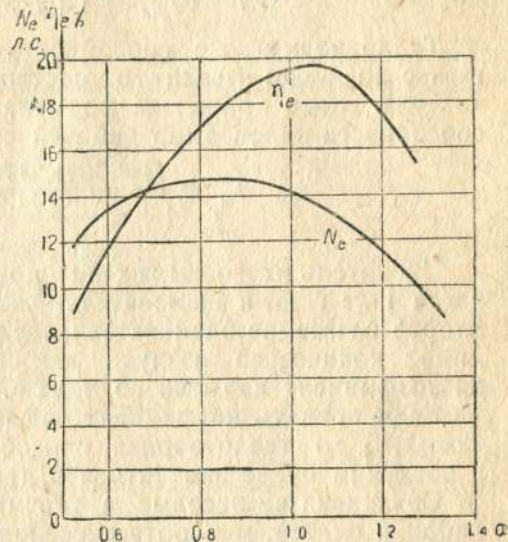
Карбюраторы автомобильных и тракторных двигателей регулируются обычно на теоретический или несколько обедненный состав заряда. Авиационные же двигатели регулируют карбюратор на максимальную мощность  $\alpha = 0,8$  до  $0,9$ .

При работе двигателя на генераторном газе вопросы экономичности, конечно, отпадают. Регулировка его всегда производится на максимальную мощность. К сожалению, ни одна лаборатория не провела еще работ по установлению зависимости между коэффициентом избытка воздуха, мощностью и экономичностью двигателя во время работы его на генераторном газе.

Коэффициент избытка воздуха меньше единицы, встречается у двигателей, работающих на жидком топливе (часть углерода, как мы уже говорили, сгорает в  $\text{CO}$ ), и конечно, не может иметь места в двигателе, работающем на генераторном газе, так как почти невозможно получить продуктов неполного сгорания генераторного газа, который сам частично состоит из них. Таким образом теоретически максимальная мощность при работе на газе должна получиться при  $\alpha \approx 1$ . Практически в выхлопе всегда наблюдается кислород, и коэффициент избытка воздуха поэтому ориентировочно принимаем  $\alpha = 1,1 \text{ — } 1,2$ .

### 4. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОТВОРНОЙ СПОСОБНОСТИ РАБОЧЕЙ СМЕСИ НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Приняв низшую теплотворную способность килограмма бензина  $H_B = 10\,500 \text{ кал/кг}$  и керосина  $H_K = 10\,200 \text{ кал}$ , теоретическое количество воздуха в килограммах, необходимое для сгорания 1 кг бензина — керосина,  $L = 15,2 \text{ кг}$  и коэффициент избытка воздуха



Фиг. 1. Зависимость  $\eta_e$  и  $N_e$  от коэффициента избытка воздуха.

$\alpha = 1,05$ , определяем теплотворные способности 1 кг рабочей смеси бензин — воздух и керосин — воздух по формуле:

$$h_u'' = \frac{H}{1 + \alpha L};$$

для бензина:

$$h_{u_B}'' = \frac{10\,500}{1 + 1,05 \cdot 15,2} = 620 \text{ кал/кг};$$

для керосина:

$$h_{u_K}'' = \frac{10\,200}{1 + 1,05 \cdot 15,2} = 600 \text{ кал/кг}.$$

Теплотворная же способность рабочей смеси генераторного газа с воздухом зависит от состава газа и коэффициента избытка воздуха. Ниже приведена формула для определения теплотворной способности килограмма рабочей смеси генераторный газ — воздух:

$$h_{u_G}'' = \frac{2440 \text{ CO} + 28\,700 \text{ H}_2 + 11\,900 \text{ CH}_4}{1 + \alpha \frac{0,57 \text{ CO} + 8 \text{ H} + 4 \text{ CH}_4}{0,231}}; \text{ кал/кг} \quad (10)$$

Числитель этого выражения представляет теплотворную способность 1 кг газа, а знаменатель — вес его рабочей смеси с воздухом. Второе слагаемое знаменателя представляет теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг газа, умноженное на коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ .

Если принять коэффициент избытка воздуха для генераторного газа 1,15, то теплотворная способность 1 кг генераторного газа с воздухом будет заменяться в пределах 375—500.

Сравнивая не весовые, а объемные теплотворные способности рабочих смесей, мы соответственно получим для бензина и керосина, пренебрегая объемом их паров при 15° Ц, 1 ат при теоретически необходимом количестве воздуха  $L_0 = 12,8$  следующие значения:

$$H_g = \frac{h}{\alpha L_0};$$

для бензина:

$$H_{g_B} = \frac{10\,500}{1,05 \cdot 12,8} \approx 785 \text{ кал/м}^3;$$

для керосина:

$$H_{g_K} = \frac{10\,200}{1,05 \cdot 12,8} = 755 \text{ кал/м}^3.$$

Для генераторного газа значения теплотворной способности будут соответственно колебаться между 450—550 кал/м<sup>3</sup>. Формула для получения объемной теплотворной способности рабочей смеси генераторный газ — воздух имеет следующий вид (при 15° Ц и 736 мм рт. ст.):

$$H_{g_G} = \frac{2360 \text{ H}_2 + 2800 \text{ CO} + 7820 \text{ CH}_4}{1 + \alpha \frac{0,5 (\text{CO} + \text{H}_2) + 2 \text{CH}_4}{0,209}}; \text{ кал} \cdot \text{м}^3 \quad (12)$$

<sup>1</sup> При учете объема паров топлива теплотворная способность смеси изменится примерно на 1,5%.

где аналогично формуле (10) числитель представляет теплотворную способность, только в данном случае не 1 кг, а 1 м<sup>3</sup> газа, а знаменатель — объем его рабочей смеси с воздухом. Второе слагаемое знаменателя представляет теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 м<sup>3</sup> газа, умноженное на коэффициент избытка воздуха.

Вообще удобнее и чаще принято оперировать объемными, а не весовыми теплотворными способностями газа, так как состав газа обычно получается из газоанализатора Орса — Ган, который дает всегда объемные соотношения составляющих газ элементов или химических соединений.

При ведении расчета по объемной теплотворной способности формулы (8) и (9) несколько видоизменяются и получают следующий вид (при 15° Ц и 736 мм рт. ст.):

$$N = \frac{\eta_v V_n n H_g \eta_t}{9000 A} \quad (8a)$$

и

$$N = C' \eta_v H_g \quad (9a)$$

Из получившейся формулы (9a) видно, что мощность изменяется только с изменением коэффициента подачи и объемной теплотворной способности рабочей смеси.

Таким образом удельный вес газа не имеет самостоятельного значения, так как не является независимой переменной, а всецело зависит от состава газа:

$$\gamma_{см} = \frac{1}{\frac{g}{\gamma_{CO}} + \frac{g}{\gamma_{H_2}} + \frac{g}{\gamma_{CH_4}} + \frac{g}{\gamma_{CO}} + \frac{g}{\gamma_{N_2}} + \frac{g}{\gamma_{O_2}}} \quad (22)$$

Это позволяет сделать вывод, что с переводом двигателя на генераторный газ только два фактора влияют на изменение его мощности  $\eta_v$  и  $H_g$ .

В нашей работе даются формулы как для весовых, так и для объемных теплотворных способностей. Хотя, как уже говорилось выше, объемные расчеты более удобны, чем весовые, но зато последние придают большую последовательность нашему изложению. Кроме того, следует заметить, что при подсчете объемных теплотворных способностей рабочих смесей жидкого топлива с воздухом объемами паров этого топлива обычно пренебрегают, что делает этот метод менее точным, чем весовой.

<sup>1</sup> При переходе от объемной теплотворной способности газа к весовой, конечно, нет необходимости подсчитывать сперва весовой состав газа и множить его затем на соответствующие весовые теплотворные способности. Зная объемную теплотворную способность, гораздо проще получить весовую делением ее на удельный вес:

$$h_u'' = \frac{H_g}{\gamma_{см}};$$

наоборот, зная весовую, можно получить объемную умножением ее на удельный вес:

$$H_g = \gamma h_u''.$$

Вернемся теперь к выявлению зависимости между теплотворной способностью рабочей смеси и мощностью двигателя. Если взять формулу (9а) и изменять теплотворную способность  $H_g$ , а коэффициент подачи  $\eta_p$  оставить без изменения ( $H_g$  и  $\eta_p$  являются независимыми переменными), то формулу (9а) можно написать следующим образом:

$$N = B H_g \quad (13)$$

где  $B$  — коэффициент пропорциональности.

Эта формула говорит о том, что между мощностью и теплотворной способностью рабочей смеси существует прямая зависимость. Если же мы проделаем ряд тепловых расчетов для генераторного газа различного состава, то этой зависимости не получим.

Для примера мы задались пятью (не существовавшими в действительности) составами газа.

1)  $H_2$  — 12%;  $CO$  — 16%;  $CH_4$  — 2,2%;  $CO_2$  — 14%;  $N_2$  — 55,8%.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа — 903,2 кал/м<sup>3</sup>.  
 " " " 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси — 450 кал/м<sup>3</sup>.

2)  $H_2$  — 11%;  $CO$  — 21,5%;  $CH_4$  — 1,5%;  $CO_2$  — 11,4%;  $N_2$  — 54%.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа — 976 кал/м<sup>3</sup>.  
 " " " 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси — 475 кал/м<sup>3</sup>.

3)  $H_2$  — 16%;  $CO$  — 19%;  $CH_4$  — 3,2%;  $CO_2$  — 13,4%;  $N_2$  — 48,4%.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа — 1160 кал/м<sup>3</sup>.  
 " " " 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси — 500 кал/м<sup>3</sup>.

4)  $H_2$  — 9,2%;  $CO$  — 29,2%;  $CH_4$  — 2%;  $CO_2$  — 5%;  $O_2$  — 0,5%;  
 $N_2$  — 51,1.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа — 1190 кал/м<sup>3</sup>.  
 " " " 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси — 525 кал/м<sup>3</sup>.

5)  $H_2$  — 19%;  $CO$  — 24,6;  $CH_4$  — 4%;  $CO_2$  — 10%;  $N_2$  — 42,4%.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа — 1450 кал/м<sup>3</sup>.  
 " " " 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси — 550 кал/м<sup>3</sup>.

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  во всех пяти случаях принят равным 1,15.

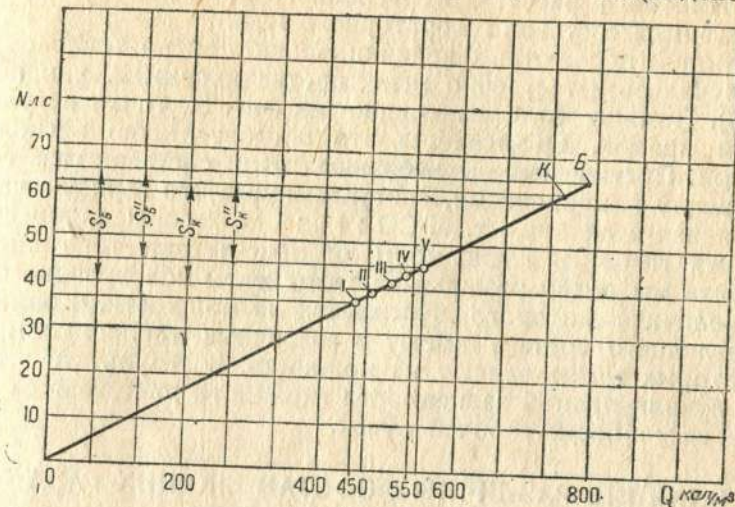
Объектом для теплового расчета мы избрали двигатель автомобиля Форда, причем все параметры для бензина и газа взяли те же, так как нашей целью было учесть только влияние замены топлива, исключение составляет  $T_r$  — температура остаточных газов, которую нам, естественно, пришлось при работе на газе взять несколько ниже, чем при работе на бензине.

На фиг. 2 дана теоретическая зависимость между теплотворной способностью рабочей смеси и мощностью; зависимость построена для того же двигателя по формуле (13).

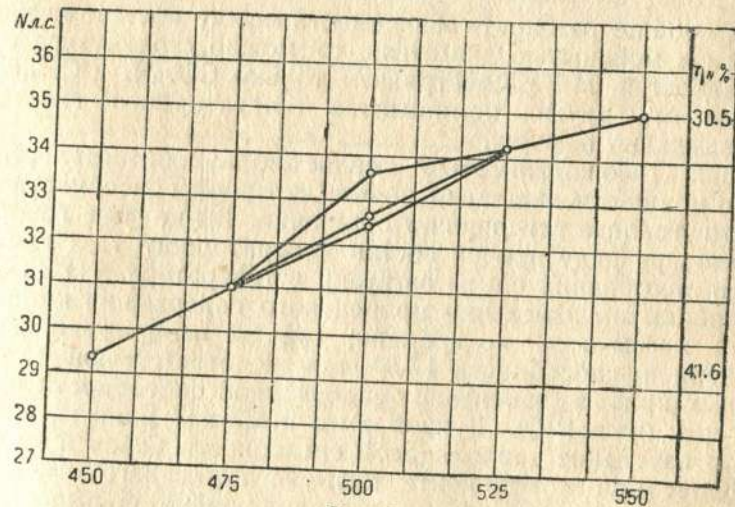
Точка, помеченная буквой  $B$ , определяет мощность на бензине; точки  $I, II, III, IV$  и  $V$  — мощности, полученные при теплотворных

способностях рабочих смесей, соответствующих выбранным нами для теплового расчета.

Отрезок ординаты  $S'_B$  характеризует максимальное падение мощности при переводе двигателя на генераторный газ (индекс  $k$  или  $B$



Фиг. 2.



Фиг. 3.

Фиг. 2 и 3. Зависимость между теплотворной способностью смеси и мощностью.

обозначает керосин или бензин — топливо, на котором работал двигатель), а отрезок  $S''_B$  — минимальное падение мощности. Разность же  $S' - S''$  иллюстрирует колебание мощности при работе на генераторном газе в зависимости от качества рабочего процесса газогенератора.



Падение мощности от перемены топлива колеблется от 30 до 42% для бензина и от 27 до 40% для керосина.

На фиг. 3 дается та же зависимость мощности от теплотворной способности рабочей смеси, но с подстановкой значений, полученных из теплового расчета, проделанного нами для бензина и для пяти указанных составов генераторного газа.

Результаты абсолютных величин мощностей по тепловому расчету получились естественно менее преувеличенными, чем по формуле (13). Помимо того, как видно из фиг. 3, точки не улеглись на одной прямой. Объясняется это обстоятельство несколькими причинами. Прежде всего в выбранных нами составах газа соотношения между компонентами, составляющими его горячую часть, — непостоянная величина, т. е.  $CO : H_2 : CH_4 \neq const$  для всех пяти выбранных газов. В зависимости от присутствия того или иного компонента мы имеем различные коэффициенты молекулярного изменения, величина которого отражается на мощности. Кроме того, газы различного состава имеют и различные теплоемкости, величины которых также влияют на мощность. В результате этого мы и не получили прямой зависимости мощности двигателя от теплотворной способности рабочей смеси.

### 5. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ГАЗА НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Если вообще разбирать зависимость между составом генераторного газа и мощностью двигателя, то можно столкнуться с рядом неожиданностей. Мы рассматриваем только  $CO$ ,  $H_2$  и  $CH_4$ , так как удельный вес других компонентов генераторного газа  $C_2H_4$  и пр. чрезвычайно невелик.

Первой „неожиданностью“ является то обстоятельство, что судить о мощности двигателя по теплотворной способности питающего его топлива совершенно ошибочно. Выше уже говорилось, что благодаря ряду причин состав генераторного газа изменяется во время прогорания одной загрузки в генераторе. На фиг. 19, 20 и 21 изображены изменения процентного содержания компонентов горячей массы газа по времени, там же изображено изменение теплотворной способности  $1 м^3$  газа, соответствующее течению указанных кривых (изменение теплотворной способности отмечено на фигурах буквой Q). Буквой q мы поместили кривую, иллюстрирующую изменение теплотворной способности рабочей смеси газа с воздухом при коэффициенте избытка последнего  $\alpha = 1,15$ . Как видно из характера протекания этих двух кривых, повышение теплотворной способности газа не всегда влечет за собой повышение теплотворной способности рабочей смеси.

Ниже приведена табл. 1, основные данные которой заимствованы нами из курса Н. Р. Бриллинга „Двигатели внутреннего сгорания“.

В таблице приведен ряд данных, характеризующих различное газообразное топливо. Как видно, теплотворная способность  $1 м^3$  различных газов колеблется в чрезвычайно широких пределах. Максимальную теплотворную способность показывает бутан —

Таблица 1.

	CO	окисл углеорода	$H_2$ водо- род	$CH_4$ метан	$C_2H_6$ этан	$C_3H_8$ пропан	$C_4H_{10}$ бутан	$C_2H_4$ этилен	$C_2H_6$ пропи- лен	$C_4H_8$ бутиле- н	$C_2H_2$ ацетилен	Светиль- ный газ	Водяной газ	Ген. газ (сило- вой)	Домаш- ний газ
Молекулярный вес . . . . .	28	28	2	16	30	44	58	28	42	56	26	12,58	15,66	24,25	28,48
Плотность . . . . .	0,97	0,97	0,07	0,554	1,035	1,52	2,00	0,965	1,45	1,935	0,90	0,434	0,55	0,84	0,98
Теоретически необходи- мое количество кисло- рода для сжигания $1 м^3$ газа . . . . .	0,5	0,5	0,5	2,0	3,5	5,0	6,5	3,0	4,5	6,0	2,5	1,10	0,45	0,21	0,16
Теоретически необходи- мое количество воз- духа для сжигания $1 м^3$ газа . . . . .	2,38	2,38	2,38	9,52	16,7	23,8	31,0	14,3	21,4	28,6	11,9	5,21	2,15	1,00	0,76
Уменьшение объема при сжигании $1 м^3$ газа . . . . .	0,5	0,5	0,5	0	-0,5	-1,0	-1,5	0	-0,5	-1,0	0,5	0,275	0,45	0,21	0,16
Количество воды, обра- зовавшееся при сжига- нии $1 м^3$ газа при $15^\circ C$ и давлении $1 ат$ . . . . .	0	0	0,74	1,47	3,21	2,95	3,69	1,47	2,21	2,95	0,74	0,91	0,369	0,133	0,022
Высшая теплотворная способность $1 кг$ газа . . . . .	2 440	2 440	34 100	13 250	12 350	12 000	11 800	12 000	11 950	11 600	12 000	9 960	3 930	1 180	768
Нижняя теплотворная способность $1 кг$ газа . . . . .	2 440	2 440	28 700	11 900	11 300	11 050	10 900	11 250	11 100	10 870	11 600	8 900	3 580	1 100	757
Высшая теплотворная способность $1 м^3$ газа при $15^\circ C$ и $1 ат$ . . . . .	2 800	2 800	2 800	8 700	15 200	21 700	28 100	13 800	20 400	26 600	12 800	5 135	2 520	1 175	896
Нижняя теплотворная способность $1 м^3$ газа при $15^\circ C$ и $1 ат$ . . . . .	2 800	2 800	2 360	7 820	13 900	19 050	25 900	12 920	19 100	24 850	12 360	4 530	2 300	1 095	885
Нижняя теплотворная способность рабочей смеси с воздухом при $\alpha = 1, 15^\circ C$ и $1 ат$ . . . . .	854	854	718	743	785	804	809	845	852	838	958	737	730	547	503
То же, при $\alpha = 1,25$ . . . . .	704	704	594	607	635	648	651	684	688	677	778	610	623	487	454
То же, при $\alpha = 1,5$ . . . . .	613	613	516	511	534	543	545	576	577	567	657	521	544	438	414

25 900 кал/м<sup>3</sup> (при 15°С и 1 ат) и минимальную водород—2360 кал/м<sup>3</sup>, т. е. приблизительно в 11 раз меньше, чем у бутана. Мы сравниваем бутан с водородом, а не с доменным газом, так как последний представляет собой газовую смесь, к тому же не постоянного состава. Если мы теперь сравним теплотворные способности рабочих смесей этих газов с воздухом при коэффициенте избытка его  $\alpha = 1$ , то получим следующие результаты: бутан—809 кал/м<sup>3</sup>, водород—718 кал/м<sup>3</sup>,—разница, как видно, всего лишь в 11%.

Если затем тот же бутан сравнить, например, с окисью углерода СО, теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> которой равна 2800 кал/м<sup>3</sup>, т. е. приблизительно в 9 раз меньше, чем у бутана, то увидим, что теплотворные способности их рабочих смесей с воздухом получаются для окиси водорода—854 кал/м<sup>3</sup>, для бутана—809 кал/м<sup>3</sup>, т. е. у СО оказывается приблизительно на 5% больше, чем у бутана.

Такая же картина, только менее ярко выраженная, получится при сравнении основных компонентов генераторного газа между собой. Как видно из той же табл. 1, теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> метана приблизительно в 2½ раза больше теплотворной способности СО или Н<sub>2</sub>, а теплотворная способность рабочей смеси его с воздухом при  $\alpha = 1$  меньше, чем у СО, и немногим больше, чем у Н<sub>2</sub>. При увеличении  $\alpha$  теплотворная способность метана падает скорее, чем теплотворная способность окиси углерода и водорода, и для значения  $\alpha = 1,5$ , которое встречается в стационарных газовых двигателях, теплотворная способность рабочей смеси СН<sub>4</sub> с воздухом спускается уже ниже, чем у водорода.

Это несоответствие между теплотворными способностями рабочих смесей и самых топлив объясняется различным количеством воздуха, потребного для сгорания, и наблюдается также у жидких горючих. В табл. 2 приведены аналогичные табл. 1 данные для жидкого топлива.

Таблица 2

Виды топлива	Теоретически необходимое количество кислорода в м <sup>3</sup> при 15°С и 1 ат для 1 кг	Теоретически необходимое количество воздуха в м <sup>3</sup> при 15°С и 1 ат для 1 кг	Высшая теплотворная способность для 1 кг	Нижшая теплотворная способность для 1 кг	Нижшая теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> рабочей смеси (пренебрегая объемом топлива)
Алкоголь С <sub>2</sub> Н <sub>6</sub> О . . .	1,59	7,6	7 100	6 400	842
Спирт 95% (весов) . . .	1,51	7,2	6 740	6 000	834
" 90% " . . .	1,43	6,8	6 390	5 650	832
" 80% " . . .	1,27	6,1	5 680	4 860	797
Бензол С <sub>6</sub> Н <sub>6</sub> . . . . .	2,35	11,2	10 000	9 590	856
Нафталин С <sub>10</sub> Н <sub>8</sub> (точка плавл. 80°) . . .	2,29	10,9	9 700	9 370	860
Пентан С <sub>5</sub> Н <sub>12</sub> . . . . .	2,71	12,9	11 750	10 850	841
Гексан С <sub>6</sub> Н <sub>14</sub> . . . . .	2,70	12,85	11 550	10 670	830
Гептан С <sub>7</sub> Н <sub>16</sub> . . . . .	2,69	12,8	11 520	10 660	833
Бензин . . . . .	2,7	12,8	10 500	11 200	813
Керосин . . . . .	2,7	12,8	10 500	9 800	782
			11 000	10 200	

Таким образом мы видим, что судить о качестве генераторного газа "с точки зрения двигателя" можно только по теплотворной способности его рабочей смеси с воздухом при данном  $\alpha$ .  
 Всякие рассуждения, выведенные на основании теплотворной способности самого газа о его качестве, могут привести к грубым ошибкам. Поэтому попытка, например, сконструировать калориметр, показывающий теплотворную способность газа во время течения процесса в газогенераторе, который давал бы возможность судить, как то или иное мероприятие (изменение высоты зоны, увеличение напряженности горения и пр.) отзывается на качестве продуктов газификации, заранее обречена на неудачу и может только ввести в заблуждение экспериментатора.

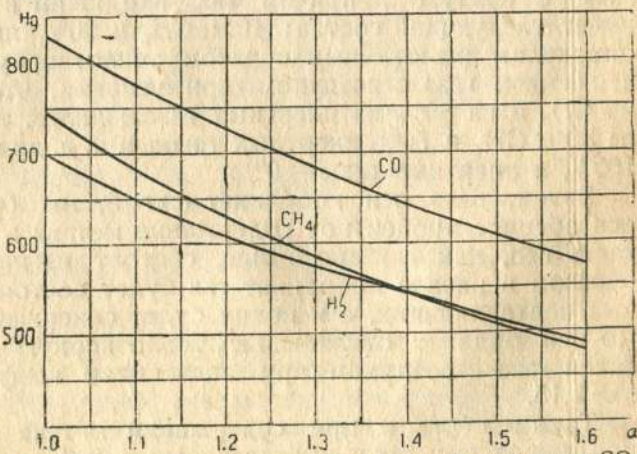
Таблица 3

Состав горючей части газа	Теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> газа	Теоретически необходимое количество воздуха на 1 м <sup>3</sup> газа	Теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> рабочей смеси $\alpha = 1$	Теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> рабочей смеси $\alpha = 1,25$	Теплотворная способность 1 м <sup>3</sup> рабочей смеси $\alpha = 1,5$
Н <sub>2</sub> —20%; СО—31% СН <sub>4</sub> —0%	915	0,784	513	462	422
Н <sub>2</sub> —18%; СО—12% СН <sub>4</sub> —4%	1074	1,095	513	454	407
Н <sub>2</sub> —15%; СО—8% СН <sub>4</sub> —9,0%	1232	1,333	528	462	411

В табл. 3 в качестве примера приведено несколько газов различного состава с различными теплотворными способностями. Из таблицы видно, как меняется вся картина при переходе к теплотворным способностям рабочих смесей и как влияет на нее величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

На фиг. 4 изображено изменение теплотворных способностей 1 м<sup>3</sup> рабочих смесей СО, Н<sub>2</sub> и СН<sub>4</sub> в зависимости от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

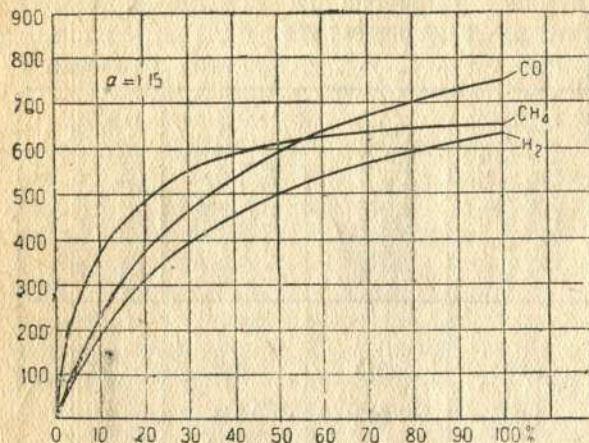
Из всего изложенного, казалось бы, можно сделать (и зачастую делается) следующий вывод:



Фиг. 4. Изменение теплотворной способности смеси СО, СН<sub>4</sub> и Н<sub>2</sub> с воздухом в зависимости от  $\alpha$ .

наиболее выгодным компонентом генераторного газа с точки зрения теплотворной способности рабочей смеси, а следовательно, и мощности двигателя, является  $\text{CO}$ , на втором же месте в зависимости от значения коэффициента избытка воздуха стоит либо  $\text{H}_2$ , либо  $\text{CH}_4$ .

Такой вывод, совершенно справедливый, поскольку дело идет об объеме чистого  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  или  $\text{H}_2$ , окажется ошибочным, если применить его к генераторному газу. Если мы скажем, что  $\text{CO}$  в генераторном газе для нас более выгодно, чем  $\text{CH}_4$ , то мы ошибемся и вот по каким причинам. Генераторный газ, как известно,



Фиг. 5. Теплотворная способность смеси в зависимости от содержания горючей части в газе.

на 60—70% состоит из негорючей части — инертных газов: азота  $\text{N}_2$  и углекислоты  $\text{CO}_2$ . Это обстоятельство и необходимо учесть. Теплотворная способность рабочей смеси  $1 \text{ м}^3$  газа, состоящего, например, на 30% из  $\text{CO}$  и на 70% из инертных газов, окажется меньше, чем теплотворная способность рабочей смеси  $1 \text{ м}^3$  газа, состоящего на 30% из  $\text{CH}_4$  и на 70% из инертных газов (при одинаковых в обоих случаях коэффициентах избытка воздуха  $\alpha = 1,0 \div 1,5$ ).

Для большей ясности изложенного поступим следующим образом: определим теплотворную способность рабочей смеси  $1 \text{ м}^3$  газа с воздухом, причем газ, входящий в эту рабочую смесь, имеет следующий состав: 10%  $\text{CH}_4$  и 90% инертных газов. Затем определим аналогичным образом теплотворную способность рабочей смеси газа с воздухом при условии, что газ состоит на 20% из  $\text{CH}_4$  и на 80% из инертных газов; далее, то же самое при газе из 30%  $\text{CH}_4$  и 70% инертных газов и т. д. до момента, когда  $\text{CH}_4$  — 100% и инертные газы — 0%.

Затем, взяв оси координат фиг. 5, мы будем откладывать по оси абсцисс процентное содержание метана в  $1 \text{ м}^3$  газа, остальная часть его, как сказано выше, состоит из инертных газов. Таким образом в начале координат газ будет состоять всецело из инертных составляющих, а к концу будет содержать один только метан. По оси ординат откладываем теплотворную способность рабочей смеси газа с воздухом при постоянном коэффициенте избытка его  $\alpha = 1,15$ .

Таким образом при содержании метана в газе, равном нулю, т. е. когда весь газ представляет собой инертную массу, теплотворная способность рабочей смеси его с воздухом также равна

нулю. Когда же газ состоит только из метана, то рабочая смесь его с воздухом почти равна указанной в табл. 1 величине и несколько отличается от нее вследствие того, что в таблице принято теоретически необходимое количество воздуха для сгорания ( $\alpha = 1$ ).

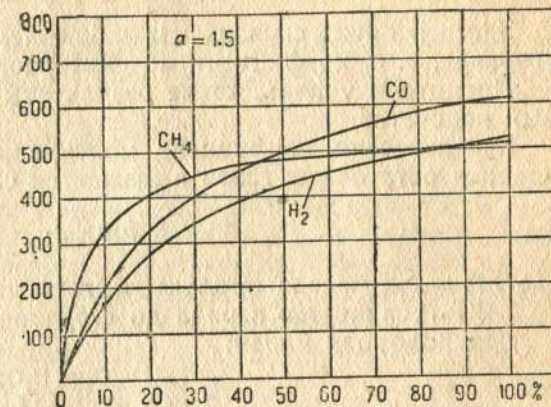
Если мы теперь поступим аналогичным образом с водородом  $\text{H}_2$  и окисью углерода  $\text{CO}$ , то получим три различные кривые изменения теплотворной способности рабочих смесей газа с воздухом. Все они начинаются от нуля и заканчиваются значениями, близкими к указанным в табл. 1. Как видно из протекания кривых, до того момента, когда содержание горючей части газа составляет 55% от всей его массы, наиболее выгодной составляющей газа с точки зрения теплотворной способности рабочей смеси является метан. Так как процентное содержание горючей части газа во всей его массе для генераторного газаникогда не составляет и 50%, то совершенно очевидно, что при данном коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,15$  идеальным был бы такой состав генераторного газа, вся горючая часть которого состояла бы из метана.

Мы не касаемся здесь ряда различных выводов из этого вопроса, которые не имеют прямого отношения к нашей работе и будут разобраны нами в другом месте.

На фиг. 6 мы приводим те же кривые для  $\alpha = 1,5$ . Здесь видно, что, несмотря на то, что теплотворная способность рабочей смеси  $1 \text{ м}^3$   $\text{CH}_4$  с воздухом при коэффициенте избытка его  $\alpha = 1,5$  меньше, чем теплотворная способность рабочих смесей  $1 \text{ м}^3$   $\text{CO}$  и  $\text{H}_2$  с воздухом (кривая  $\text{CH}_4$  пересекает как кривую  $\text{CO}$ , так и кривую  $\text{H}_2$ ), тем не менее для генераторного газа с точки зрения теплотворной способности рабочей смеси в существующих у него пределах содержания горючей части во всей массе газа наиболее выгодным компонентом является метан  $\text{CH}_4$ .

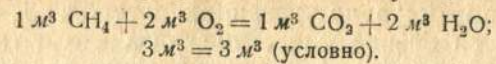
## 6. РОЛЬ КОЭФИЦИЕНТА МОЛЕКУЛЯРНОГО ИЗМЕНЕНИЯ

Помимо только что разобранного, у метана есть еще одно преимущество перед водородом и окисью углерода — преимущество при оценке всех компонентов со стороны мощности двигателя. Заключается оно в следующем: метан обладает наибольшим коэффициентом молекулярного изменения (отношение количества продуктов сгорания плюс остаточные газы в молях к количеству поступившей в цилиндр смеси плюс остаточные газы).



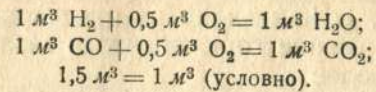
Фиг. 6. Та же зависимость при  $\alpha = 1,5$ .

Процесс сгорания  $\text{CH}_4$  происходит следующим образом:



Как видно, объем газов до и после сгорания одинаков, т. е. коэффициент молекулярного изменения  $\beta = 1$ .

Для водорода и для окиси углерода реакции сгорания протекают следующим образом.



Здесь в обоих случаях мы наблюдаем уменьшение объема после сгорания, т. е. коэффициент молекулярного изменения  $\beta < 1$ .

Посмотрим теперь, какие результаты мы получим при цифровых подсчетах.

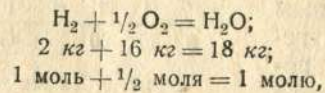
Как известно, коэффициент молекулярного изменения без учета влияния остаточных газов выражается следующим образом:

$$\beta = \frac{M''}{M'}$$

где  $M''$  — количество продуктов сгорания в молях;

$M'$  — количество заряда до сгорания также в молях.

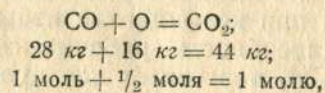
Для водорода имеем:



отсюда

$$\beta = \frac{1 + \frac{0,5}{0,21} \cdot 0,79}{1 + \frac{0,5}{0,21}} = \frac{1 + 1,88}{1 + 2,38} = 0,852.$$

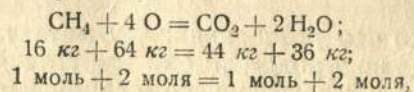
Для окиси углерода  $\text{CO}$  имеем:



отсюда

$$\beta = \frac{1 + \frac{0,5}{0,21} \cdot 0,79}{1 + \frac{0,5}{0,21}} = \frac{1 + 1,88}{1 + 2,38} = 0,852.$$

Для метана  $\text{CH}_4$  получаем:



откуда

$$\beta = \frac{3 + \frac{2}{0,21} \cdot 0,79}{1 + \frac{2}{0,21}} = \frac{3 + 7,52}{1 + 9,52} = 1,0.$$

Возьмем далее уравнение среднего индикаторного давления для цикла Отто

$$P_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left\{ \frac{P_z}{P_c} \cdot \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\},$$

где  $P_i$  — среднее индикаторное давление, прямо пропорциональное мощности;

$P_z$  — давление конца сгорания;

$P_c$  — давление конца сжатия;

$\varepsilon$  — степень сжатия;

$n_2$  и  $n_1$  — показатели политропы сжатия и расширения.

Подставив в это уравнение вместо  $P_z$  его значение:

$$P_z = \beta P_c \frac{T_z}{T_c},$$

где  $T_c$  — температура конца сжатия, а  $T_z$  — температура конца сгорания, мы увидим, что с ростом коэффициента молекулярного изменения  $\beta$  начнет расти и среднее индикаторное давление  $P_i$ , т. е. мощность. При постоянных прочих параметрах и переменном  $\beta$  уравнение для среднего индикаторного давления можно условно изобразить следующим образом:

$$P_i = A\beta - C, \quad (14)$$

откуда мы видим, что  $P_i$  растет по закону прямой при увеличении коэффициента молекулярного изменения.

Правда, следует заметить, что мы упростили положение вещей; в действительности дело обстоит значительно сложнее. С изменением состава газа (при условии сохранения постоянной теплотворной способности его рабочей смеси) будет изменяться и его теплоемкость; кроме того, коэффициент молекулярного изменения влияет на величину  $T_z$ .

В проделанных нами нескольких тепловых расчетах для газа с постоянной теплотворной способностью рабочей смеси и различным содержанием метана мы неизменно получали большее среднее индикаторное давление для газа, который содержал больше метана.

На фиг. 3 для теплотворной способности рабочей смеси  $500 \text{ кал/м}^3$  нанесены три точки, получившиеся вследствие различного содержания метана в газе. Верхняя точка получилась при допущении, что вся горючая часть газа состояла из  $\text{CH}_4$ .

Уравнению (14) полученные нами результаты, конечно, не удовлетворяли.

Таким образом, оценивая генераторный газ „с точки зрения двигателя“, мы можем сказать, что самым выгодным его компонентом является метан. Если подходить к вопросу о роли метана в генераторном газе со стороны газогенератора, то придется прийти к обратному выводу. Большое содержание метана в газе говорит о неудовлетворительном протекании рабочего процесса газогенератора.

Эти противоречивые требования одной и той же системы (с одной стороны, чем больше метана, тем лучше, а с другой, — чем меньше метана, тем лучше) не ставят нас перед альтернативой — выбора одного из путей, так как даже при установке на максимальное содержание метана в газе трудно добиться его содержания более чем 6—8%. Поэтому не создается двух противоположных течений, и ориентация держится на лучший процесс в генераторе, т. е. на ведение содержания метана в газе до минимума.

Разобрав влияние различных компонентов газа и коэффициента молекулярного изменения на мощность двигателя и уяснив себе причины, вызвавшие разбросанность точек на фиг. 3, вернемся к вопросу о падении мощности двигателя с изменением теплотворной способности питающей его рабочей смеси.

Как видно из фиг. 3, данные, полученные из теплового расчета, почти не изменили положение вещей. Падение мощности в зависимости от теплотворной способности рабочей смеси колеблется в пределах 30—40%. Эти результаты почти совпадают с полученными по формуле (13) и нанесенными на фиг. 3. Конечно, нет никаких оснований предполагать, что от выбора другого объекта для теплового расчета вместо выбранного нами двигателя автомобиля Форда могут получиться другие результаты.

Резюмируя наши подсчеты, можно сказать следующее: падение мощности двигателя от изменения теплотворной способности рабочей смеси при переходе его с бензина или керосина на генераторный газ колеблется в среднем от 30 до 40% в зависимости от состава газа, являющегося следствием качества рабочего процесса в газогенераторе, выбранного топлива, влажности топлива и пр. Кроме того, мы видели, что мощность не строго пропорциональна теплотворной способности смеси, а зависит еще от коэффициента молекулярного изменения и теплоемкости газа (и то и другое в свою очередь, получается как следствие состава газа).

## 7. ИЗМЕНЕНИЕ КОЭФИЦИЕНТА ПОДАЧИ С ПЕРЕХОДОМ ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

Перейдем теперь ко второму переменному фактору из формулы (9а) — к коэффициенту наполнения (подачи)  $\eta_v$ .

Как известно, коэффициентом подачи двигателя называется отношение весового количества действительно засосанной в цилиндр двигателя смеси к количеству, которое могло бы поместиться в объеме, проходимом поршнем  $V_h$ , при температуре  $T_0$  и при давлении  $P_0$  окружающей среды.

Анализируя коэффициент подачи  $\eta_v$  с термодинамической стороны и проделав ряд алгебраических преобразований, можно получить для него следующее выражение:

$$\eta_v = \left( \varepsilon \frac{P_r}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) \frac{T_0}{P_0 (\varepsilon - 1)}, \quad (15)$$

где  $P_a$  — давление всасывания;  
 $T_a$  — температура всасывания;

$P_r$  — давление остаточных газов;  
 $T_r$  — температура остаточных газов.

Если теперь двигатель с бензина или керосина перевести на генераторный газ, то  $\varepsilon$ ,  $P_r$ ,  $T_0$  и  $P_0$  останутся без изменений, величины же  $P_a$ ,  $T_a$  и  $T_r$  примут другие значения.

$P_a$  — давление всасывания для карбюраторных двигателей — определяется сопротивлением диффузора всасывающих труб и проходных сечений клапанов. При работе двигателя на генераторном газе давление всасывания  $P_a$  зависит от сопротивления генератора (скорости воздуха в фурмах, высоты слоя топлива, размера кусков его и пр.), от сопротивления системы очистителей и газопроводов и их специфического расположения на данной установке. Кроме того,  $P_a$  может оказаться переменной величиной и для данной установки, так как на нем отражается, например, степень загрязненности очистителей и степень прогорания топлива в газогенераторе.

Общими параметрами вне зависимости от того, работает ли двигатель на газе или бензине являются, таким образом, сопротивления всасывающих труб и проходных сечений клапанов.

Обратимся затем к следующему параметру, изменяющемуся с переводом двигателя на генераторный газ, — к температуре всасывания  $T_a$ , для определения которой воспользуемся следующим выражением:

$$T_a = \frac{\varepsilon P_0 T_0}{\varepsilon P_a - P_r \frac{T_r - T_0}{T_r}}, \quad (16)$$

где  $T_0$  — температура окружающей среды.

### А. ПОПРАВКА НА ТЕМПЕРАТУРУ РАБОЧЕЙ СМЕСИ

При тепловых расчетах стационарных газовых двигателей, работающих от газогенераторных установок, обычно принято считать температуру поступающей в двигатель смеси равной температуре окружающей среды. Такое допущение будет ошибочным при разнице в температурах поступающих в цилиндры двигателя газа и воздуха, — иными словами, при тех условиях, когда газ не будет охлажден до температуры окружающего его воздуха. Практически для стационарных установок, имеющих все возможности полного охлаждения газа, разница между температурой рабочей смеси и температурой окружающей среды весьма близка к нулю.

Легкий газогенератор со всеми присущими ему особенностями — монтаж на автомобиле или тракторе, необходимость минимального веса, небольшие габариты и пр. — не может иметь той системы очистки и охлаждения, которые применимы для стационарных установок. Сильно охлаждающие газ водяные очистители, особенно с непрерывным потоком воды, для легких газогенераторов получили применение только на моторных катерах.

Таким образом передвижная (легкая) газогенераторная установка по своей общей конструкции не может подвести к смеси-

телю газ с температурой, равной температуре окружающего воздуха. В редких конструкциях газ охлаждается до 50—60° Ц, а зачастую он подходит к смесителю с температурой 100 и 120° Ц.

Отсюда совершенно очевидно, что для легкого двигателя, работающего на генераторном газе, нельзя принять температуру поступающей в двигатель смеси равной температуре окружающей среды. Необходимо учитывать разность температур воздуха и газа перед смесителем и согласно этому повышать  $T_0$  в формуле (16), обозначив ее через  $T_{см}$ .

Для определения температуры смеси газов можно пользоваться следующей формулой из термодинамики:

$$T_{см} = \frac{P_B V_B + P_\Gamma V_\Gamma}{\frac{P_B V_B}{T_B} + \frac{P_\Gamma V_\Gamma}{T_\Gamma}}, \quad (17)$$

в которую мы ввели следующие обозначения: буквы с индексом В обозначают воздух, а с индексом Г — газ,  $T_{см}$  — температура смеси. Эта формула выведена для идеальных газов и не является достаточно точной; ввиду низких температур и небольшой амплитуды их колебания мы считаем возможным применить ее в наших расчетах.

Принимая дальше, что  $P_B = P_\Gamma = 1$  и взяв  $V_\Gamma = 1 \text{ м}^3$  и  $T_B = 290^\circ \text{ абс}$ , преобразуем формулу (17) в следующее выражение:

$$T_{см} = \frac{T_\Gamma (1 + V_B)}{1 + \frac{T_\Gamma V_B}{290}}. \quad (17a)$$

Объем воздуха  $V_B$  в этой формуле есть не что иное, как количество воздуха, идущее на сгорание 1  $\text{м}^3$  газа. При данном избытке воздуха  $\alpha$  получим:

$$V_B = \alpha L_0 = \alpha \frac{0,5(\text{H}_2 + \text{CO}) + 2\text{CH}_4}{0,21}.$$

Подставляя вместо  $V_B$  его выражение в формулу (17a), находим:

$$T_{см} = \frac{T_\Gamma (1 + \alpha L_0)}{1 + \frac{T_\Gamma \alpha L_0}{290}}. \quad (17b)$$

По этой формуле удобнее всего подсчитывать температуру рабочей смеси. Совершенно естественно, что при условиях окружающей среды, отличных от нормальных технических, следует вводить соответствующие поправки.

Если мы в формулу (17b) вместо  $L_0$  поставим его значение, то получим следующее несколько громоздкое выражение:

$$T_{см} = \frac{T_\Gamma \left\{ \frac{\alpha [0,5(\text{H}_2 + \text{CO}) + 2\text{CH}_4] + 0,21}{0,21} \right\}}{1 + \frac{T_\Gamma \alpha \frac{0,5(\text{H}_2 + \text{CO}) + 2\text{CH}_4}{0,21}}{290}}, \quad (18)$$

из которого зато ясно видно, что  $T_{см}$  зависит от температуры газа,  $T_\Gamma$  — от состава его горючей части и от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ .

Если мы для примера зададимся температурой газа перед входом его в смеситель  $T_\Gamma = 375^\circ \text{ абс}$  и предположим, что объемный состав горючей массы газа состоит из следующих частей: — 16% H; CO — 19%;  $\text{CH}_4$  — 3,2%, коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,15$ , то получим:

$$T_{см} = \frac{375 \left\{ \frac{1,15 [0,5(0,16 + 0,19) + 2 \cdot 0,032] + 0,21}{0,21} \right\}}{1 + \frac{375 \cdot 1,15 \frac{0,5(0,16 + 0,19) + 2 \cdot 0,032}{0,21}}{290}},$$

откуда

$$T_{см} = 322^\circ \text{ или } t \approx 50^\circ \text{ Ц.}$$

Практически температура смеси при условиях окружающей среды, близких к нормальным техническим, редко выходит за пределы 40—70° Ц и зависит от температурных особенностей генератора и охлаждающих качеств системы очистки газопроводов.

Таким образом в формуле (16), определяющей температуру конца всасывания, вместо  $T_0$  мы должны подставлять полученные из формул (17) или (19) значения  $T_{см}$ .

Кроме того, с переходом на газ изменяют свои значения и величины  $P_r$  и  $T_r$ , вследствие чего формулу (16) придется переписать для газа в следующем виде:

$$T_{a\Gamma} = \frac{\varepsilon P'_a T_{см}}{\varepsilon P'_a - P_r \frac{T_r - T_{см}}{T_r}}. \quad (19)$$

С переходом на генераторный газ изменяет свое значение и температура остаточных газов  $T_r$ , которая для двигателей, работающих на генераторном газе, колеблется в пределах  $T_r \approx 700$ — $800^\circ \text{ абс}$ . Мы в наших подсчетах ориентировались на эти цифры. Ошибка от такого допущения не может иметь сколько-нибудь значительных результатов, так как влияние изменения  $T_r$  сказывается чрезвычайно незначительно на всем ходе теплового расчета. В табл. 4, заимствованной нами из курса Н. Р. Бриллинга „Двигатели внутреннего сгорания“, мы приводим для газового двигателя соотношение  $T_0$  и  $T_a$  при заданных  $T_0$ ,  $\frac{P_r}{P_a}$  и  $\frac{P_a}{P_0}$ .

Из таблицы видно, что ошибка в оценке  $T_r$  даже на 100° вызывает изменения  $T_a$  всего лишь на 3—4°.

До сих пор мы, сравнивая работу двигателя на генераторном газе с работой его на „карбюраторном“ топливе (бензине—керосине), фактически не получали никакого различия между последними, теперь же, когда перешли к разбору изменения коэффициен-

тов подачи с переходом двигателя на генераторный газ, мы наблюдаем некоторую разницу между двигателем, переведенным с бензина на газ, и двигателем, переведенным с керосина на газ.

Таблица 4<sup>1</sup>

$T_0 = 290^\circ$	Газовая машина				
$\frac{P_a}{P_0} = 0,9 \dots$	$T_r$	700	800	900	1000
$\frac{P_r}{P_0} = 1,1 \dots$	$T_a$	329	333	337	340

Коэффициент подачи, как мы уже писали выше, при переходе двигателя на генераторный газ изменяется благодаря двум обстоятельствам: 1) изменению температуры поступающей в двигатель смеси и 2) изменению давления всасывания.

Двигатель, работающий на керосине, по физико-химическим свойствам питающего его топлива вынужден значительно подогревать рабочую смесь, так как иначе возможна конденсация капелек керосина на стенках цилиндров с вытекающими отсюда последствиями, ухудшающими работу двигателя по целому ряду причин, разбирать которые здесь мы не считаем уместным.

При работе во время пуска двигателя на бензине подогрев должен быть минимальным; при работе на керосине на малых нагрузках и вскоре после пуска подогрев должен быть открыт полностью; при работе на трехчетвертной и полной нагрузках подогрев необходимо несколько уменьшать.

При переводе керосинового двигателя на генераторный газ подогрев смеси, конечно, доводится до минимума, и в зависимости от конструкции подогревателя принимаются еще различные дополнительные меры для полной изоляции всасывающей трубы от выхлопных газов, например, путем набивки асбеста в местах возможного соприкосновения.

Совершенно очевидно, что температура рабочей смеси газа с воздухом перед всасывающим клапаном будет незначительно отличаться от температуры рабочей смеси керосин — воздух в этом же месте.

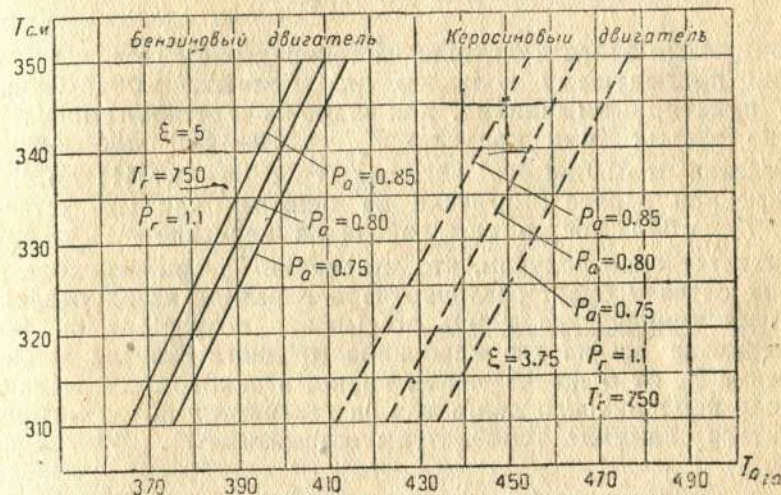
Двигатель же, работающий на бензине, почти не нуждается в подогреве рабочей смеси, так как по своим физико-химическим качествам бензин обладает хорошей испаряемостью и не конденсируется при более низких температурах, чем керосин. Вследствие этого различие температур рабочих смесей генераторный газ — воздух и бензин — воздух (перед всасывающим клапаном) значительно больше, чем при работе на керосине, и следовательно изменение коэффициента подачи при переходе с керосина на газ

<sup>1</sup> Подсчитано при отсутствии подогрева.

будет отлично от изменения коэффициента подачи при переходе с бензина на газ.

Благодаря этому и еще ряду причин, которые будут освещены в дальнейшем по мере изложения материала, мы разделяем нашу работу на две параллельные части: 1) переход с бензинового двигателя на генераторный газ и 2) переход керосинового двигателя на генераторный газ.

Рассмотрим теперь на более или менее характерных примерах, в каких пределах изменяется  $T_a$  при работе двигателя на газе (в зависимости от температуры смеси  $T_{см}$ ) и насколько оно будет отличаться от температуры начала сжатия  $T_a$  при работе двигателя на бензине и при работе его на керосине.



Фиг. 7. Температура газа  $T_a$  для бензинового и керосинового двигателей в зависимости от  $P_a$ .

Для бензина задаемся следующими параметрами:  $\epsilon = 5$ ;  $P_r = 1,1 \text{ кг/м}^3$ ;  $T_r = 1000^\circ \text{ абс}$ ;  $P_a = 0,9$ ;  $T_0 = 290^\circ \text{ абс}$ .

Для генераторного газа принимаем:  $T_{см} = 310 \div 350^\circ \text{ абс}$ ;  $P_a = 0,75 \div 0,85$ ;  $T_r = 750^\circ \text{ абс}$ .

Для бензина получаем:

$$T_{aБ} = \frac{5 \cdot 0,9 \cdot 290}{5 \cdot 0,9 - 1,1 \cdot \frac{1000 - 290}{1000}} \approx 351^\circ \text{ абс.}$$

Приняв, что при переходе на газ  $T_{см}$  может оказаться равным  $310\text{--}350^\circ \text{ абс}$  и давление всасывания  $P_a = 0,75$  до  $0,85$ , мы получим для температуры начала сжатия  $T_{aГ}$  ряд различных значений.

Взяв оси координат и отложив по оси абсцисс значение  $T_{aГ}$ , а по оси ординат —  $T_{см}$  и задаваясь далее различными значениями

ми  $P_a$ , мы получаем ряд прямых, дающих возможность установить, какая температура смеси в начале всасывания будет у данного двигателя в зависимости от различных значений  $P_a$  и  $T_{см}$ . Эти прямые изображены на фиг. 7 сплошными линиями.

Далее, для двигателя, работающего на керосине, задаемся другими параметрами:  $\epsilon = 3,75$ ;  $P_a = 0,85$ ;  $T_0 = 290^\circ$  абс; температура подогретой смеси перед всасывающим клапаном  $T_0 = 335^\circ$  абс;  $P_2 = 1,1$ ;  $T_r = 950^\circ$  абс. Для газа все параметры остаются без изменения.

Определяем  $T_a$  для керосина:

$$T_{ак} = \frac{3,75 \cdot 0,9 \cdot 335}{3,75 \cdot 0,9 - 1,1} \frac{950 - 335}{950} = 423^\circ \text{ абс.}$$

При работе этого двигателя на генераторном газе мы соответственно предыдущему получаем ряд прямых, изображенных на фиг. 7 пунктирными линиями. Как видно из чертежа, температура  $T_a$  газа во взятых нами пределах  $T_{см} = 310 - 350^\circ$  абс изменяется для бензина от  $370$  до  $420^\circ$  абс, для керосина — от  $411$  до  $475^\circ$  абс. Так как при работе двигателя на бензине, как мы установили выше,  $T_{аБ} = 350^\circ$  абс, а при работе на керосине —  $T_{аК} = 432^\circ$  абс, то соответственно получим, что изменение  $T_a$  при переходе на газ в обоих случаях будет различно. При переходе на газ бензинового двигателя температура конца всасывания возрастает на  $4-18\%$ ; при переходе же на газ керосинового двигателя мы наблюдаем изменение  $T_a$  от  $5$  до  $9,5\%$ . Как видно, в некоторых пределах при переходе керосинового двигателя на генераторный газ может даже получиться снижение температуры всасывания  $T_a$ .

### Б. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФИЦИЕНТА ПОДАЧИ

Вернемся теперь к коэффициенту подачи двигателя. Мы установили выше, что коэффициент подачи прямо пропорционален мощности двигателя и претерпевает значительные изменения при переходе двигателя на генераторный газ.

Посмотрим теперь на тех же примерах для бензинового и керосинового двигателей, насколько уменьшается коэффициент подачи их с переходом на генераторный газ.

По выбранным нами параметрам и по формуле (15) определяем значение  $\eta_v$  для бензинового и керосинового двигателей; для бензинового:

$$\eta_{вБ} = \frac{290}{1,5 - 1} \left( 5 \frac{0,9}{361} - \frac{1,1}{1000} \right) \approx 0,823;$$

для керосинового:

$$\eta_{вК} = \frac{290}{1(3,75 - 1)} \left( 3,75 \frac{0,9}{430} - \frac{1,1}{950} \right) \approx 0,71.$$

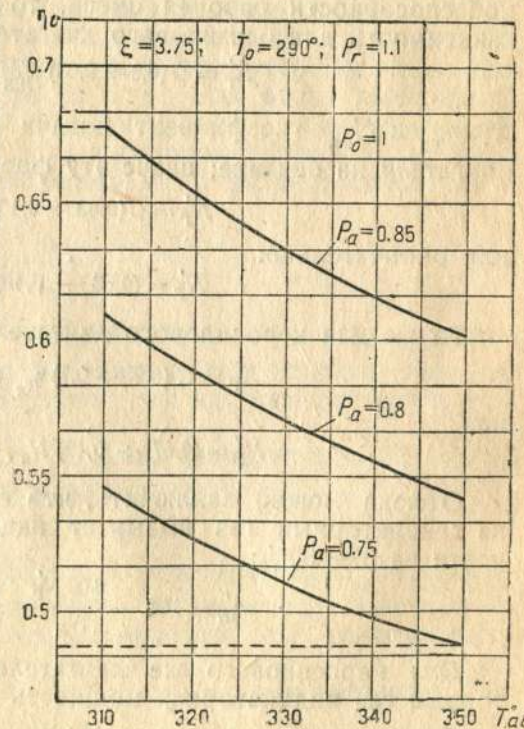
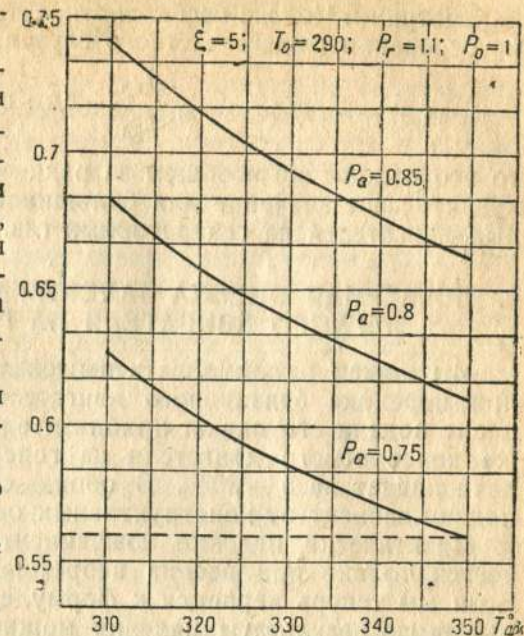
Подсчитаем для обоих случаев, аналогично предыдущему, какие значения примет  $\eta_v$  с переходом на генераторный газ, и изобразим

полученные результаты графическим путем.

По оси абсцисс откладываем значение  $T_{см}$ , а по оси ординат — значение коэффициента подачи  $\eta_v$ . Затем, задаваясь различными значениями  $P_a$ , получаем ряд кривых, иллюстрирующих изменения коэффициента подачи в зависимости от  $T_{см}$  для данных  $P_a$ . На фиг. 8 и 9 изображены получившиеся кривые.

Для бензинового двигателя с переходом его на генераторный газ при  $P_a = 0,85$  и  $T_{см} = 310^\circ$  абс  $\eta_v$  достигает своего максимального значения —  $0,742$ ; минимальное значение  $\eta_v = 0,56$  получается при  $P_a = 0,75$  и  $T_{см} = 350$ . В процентах от полученного при работе двигателя на бензине это составит от  $90\%$  (для максимума) до  $68\%$  (для минимума). При переходе на генераторный газ керосинового двигателя, аналогично предыдущему, получаем максимальное значение  $\eta_v = 0,68$  и минимальное —  $0,485$ . Это составляет  $96-69\%$  от значения коэффициента подачи на керосине. В обоих случаях при переходе двигателя на генераторный газ мы помимо  $T_a$  и  $P_a$  изменяли только  $T_r$ , которую приняли в обоих случаях равной  $750^\circ$  абс.

Следует тут же сказать, что в отношении абсолютных величин получаемых нами результатов мы можем далеко отойти от встречающихся на практике цифр. Это совершенно ясно из того, что существует большое разнообразие двигателей, обладающих соответственно и различными



Фиг. 8 и 9. Зависимость коэффициента подачи от  $T$  и  $P$ .



параметрами. Что же касается относительных результатов, например на основании нашего частного случая, мы получили

$$\frac{\eta_{vГ}}{\eta_{vБ}} = 0,9 \div 0,7,$$

то это отношение в общем за редкими исключениями должно сохранить свое значение для большинства случаев перехода бензиновых двигателей на генераторный газ.

### 8. ПРИМЕРНАЯ ОЦЕНКА ПАДЕНИЯ МОЩНОСТИ ПРИ ПЕРЕВОДЕ ЛЕГКОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ГЕНЕРАТОРНЫЙ ГАЗ

Мы можем резюмировать вышеизложенное следующим образом: при переходе бензинового двигателя на генераторный газ коэффициент подачи его падает приблизительно на 10—30%; при переводе же керосинового двигателя на генераторный газ коэффициент подачи падает на 5—30%. В обоих случаях падение коэффициента подачи зависит от конструктивных особенностей всей системы.

Практически падение коэффициента подачи на 25—30% получается только при весьма небрежно спроектированной установке. Если мы теперь вернемся к формуле (9а) и вспомним подсчитанные выше результаты падения мощности от изменения теплотворной способности рабочей смеси, то сможем написать следующую зависимость для бензинового двигателя, работающего на газе:

$$N'_Г = C(0,9 \div 0,68) \eta_{vБ} (0,7 \div 0,58) H_{gБ},$$

где  $\eta_{vБ}$  и  $H_{gБ}$  — коэффициент подачи и теплотворная способность двигателя на бензине; иначе эту формулу можно написать так:

$$N'_Г = C(0,63 \div 0,40) \eta_{vБ} H_{gБ}$$

или окончательно:

$$N'_Г = (0,63 \div 0,40) N_Б. \quad (20)$$

То же для керосинового двигателя, работающего на газе:

$$N'_Г = C(0,95 \div 0,7) \eta_{vк} (0,70 \div 0,60) H_{gк}$$

или

$$N'_Г = (0,67 \div 0,42) N_к. \quad (21)$$

Отсюда можно заключить, что перевод бензинового двигателя на генераторный газ вызывает падение его индикаторной мощности на 37—60%:

$$\eta'_N = 100 - \frac{100 N'_Г}{N_Б} \approx 37 \div 60\%.$$

Для керосинового же двигателя при переходе его на генераторный газ индикаторная мощность падает на 30—58%:

$$\eta''_N = 100 - \frac{100 N'_Г}{N_к} \approx 33 \div 58\%.$$

### 9. ПАДЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКОГО КОЭФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Здесь необходимо осветить еще один вопрос, не охваченный нашими предыдущими подсчетами, — вопрос о механическом к. п. д.

Изменение теплотворной способности рабочей смеси при том же наполнении цилиндра носит название качественной регулировки двигателя. Так как наполнение цилиндров при переходе с бензина на газ изменяется сравнительно несильно, то мы этот переход можем условно приравнять к качественной регулировке двигателя.

При работе двигателя на постоянных оборотах качественное регулирование вызывает изменение индикаторной мощности в прямой пропорции к теплотворной способности рабочей смеси. На эффективную же мощность влияет еще изменение механического к. п. д., не остающегося постоянным с изменением теплотворной способности смеси и индикаторной мощности двигателя.

На фиг. 10 мы даем кривую, иллюстрирующую изменение механического к. п. д. с изменением нагрузки (последняя при постоянных оборотах двигателя зависит от теплотворной способности рабочей смеси). Фиг. 10 заимствована нами из книги Н. Р. Бриллинга „Исследование рабочего процесса и теплопередача в двигателе Дизеля“.

Мы видим, что с переходом на генераторный газ помимо изменения уже перечисленных нами факторов изменяется еще механический к. п. д.  $\eta_m$ . И нам для получения изменения эффективной мощности двигателя от перехода его на генераторный газ нужно учесть изменение механического к. п. д. Для этого необходимо помножить формулы (20) и (21) на коэффициент, характеризующий изменение механического к. п. д. с переходом двигателя на генераторный газ. Этот коэффициент определится из следующего соотношения:

$$\eta_a = \frac{\eta_{mГ}}{\eta_{m(Б,к)}}, \quad (24)$$

где  $\eta_{mГ}$  — механический к. п. д. при работе на газе, а  $\eta_{m(Б,к)}$  — механический к. п. д. при работе на бензине или керосине (мы не разделяем здесь „бензин“ и „керосин“, так как разница получается мало существенной).

Значение коэффициента  $\eta_a$  при падении мощности на 30—60% выражается приблизительно следующими цифрами:

$$\eta_a \approx 0,9 \div 0,7.$$

Умножив теперь формулы (20) и (21) на коэффициент  $\eta_a$ , мы получаем уже окончательные результаты, определяющие амплитуды падения мощности при переводе бензинового или керосинового двигателей на генераторный газ.

При переходе бензинового двигателя на генераторный газ имеем:

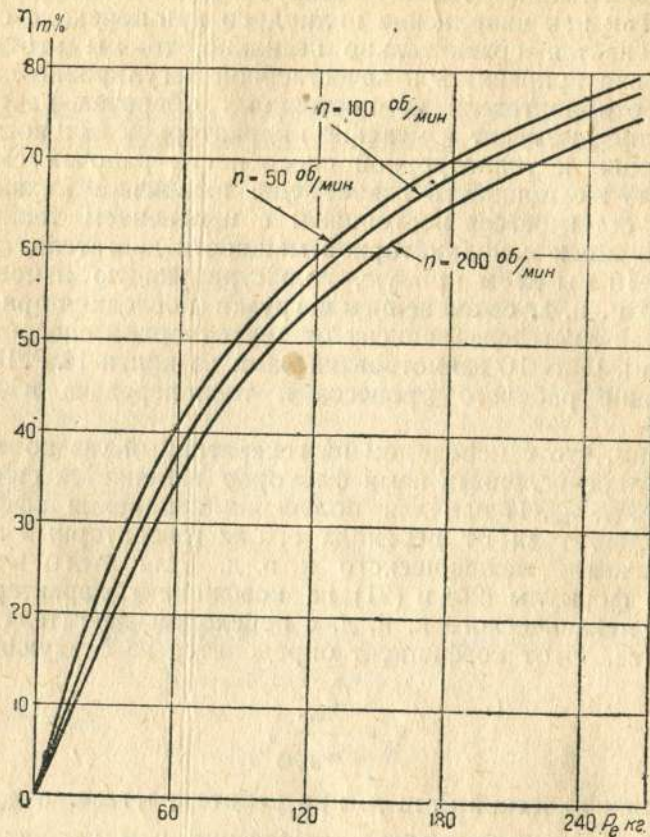
$$N'_{eГ} \approx (0,63 \div 0,40) \eta_a N_{eБ} = (0,63 \div 0,40)(0,9 \div 0,7) N_Б$$

или окончательно

$$N'_{e_r} = (0,57 \div 0,28) N_{e_B}; \quad (25)$$

для керосинового двигателя:

$$N''_{e_r} \approx (0,67 \div 0,42) \eta_2 N_{e_k} \approx (0,67 \div 0,42) (0,9 \div 0,7) N_{e_k}$$



Фиг. 10. Изменение механического коэффициента полезного действия в зависимости от нагрузки.

или окончательно

$$N''_{e_r} \approx (0,61 \div 0,3) N_{e_k}; \quad (26)$$

Отсюда соответственно получаем:

$$\eta'_{N_e} = 100 - \frac{100 N'_{e_r}}{N_{e_B}} \approx (43 \div 72)\%$$

$$\eta''_{N_e} = 100 - \frac{100 N''_{e_r}}{N_{e_k}} \approx (39 \div 70)\%$$

Если мы рассмотрим всю, правда, очень небогатую имеющуюся у нас литературу по легким газогенераторам, то везде при освещении вопроса о падении мощности двигателя при переводе его на генераторный газ встретимся с цифрами, определяющими падение мощности в 25—35%. Можно смело сказать, что цифры эти безусловно преуменьшают истинные падения мощности и попали в нашу литературу, по всей вероятности, из различных рекламных источников иностранных фирм.

Надо сказать, что в указанных нами пределах падения мощности на практике приходится встречаться большей частью с цифрами, приближающимися к средним значениям и к нижнему пределу. В то время как небольшая оплошность конструктора легко может понизить мощность на 10% и более, нужна большая и вдумчивая работа, для того чтобы уменьшить падение мощности на каких-нибудь 2—3%.

## 10. ПРИМЕРНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ

Ниже мы приводим примерный тепловой расчет двигателя автомобиля Форда, сделанный нами на бензине и на генераторном газе.

### А. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НА БЕНЗИНЕ

Бензин мы приняли следующего химического состава:  $C = 85,5\%$ ,  $H = 14,5\%$ ; теплотворная способность  $h_u'' = 10200$  кал/кг.

Далее принимаем: коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1$ . Степень сжатия  $\varepsilon = 4,22$ . Давление всасывания  $P_a = 0,9$  кг/см<sup>2</sup>. Давление остаточных газов  $P_r = 1,05$  кг/см<sup>2</sup>. Температура остаточных газов  $T_r = 1100^\circ$  абс. Температура окружающей среды  $T_0 = 290^\circ$  абс. Давление окружающей среды  $P_0 = 1$  кг/см<sup>2</sup>. Показатель политропы сжатия  $n_1 = 1,33$ . Показатель политропы расширения  $n_2 = 1,3$ . Коэффициент выделения тепла  $\xi = 0,9$ . Коэффициент неполноты диаграммы  $\mu = 0,95$ .

Теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 кг бензина, равно:

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} \right) = \frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} = 0,512 \text{ кг-мол/кг.}$$

Действительное количество воздуха:

$$L_d = \alpha L_0 = L_0 = 0,512 \text{ кг-мол/кг.}$$

Определяем числа молей составных частей сгоревших газов  $M'$  — двухатомных газов;  $M''$  — углекислоты  $CO_2$ ;  $M'''$  — водяных

паров  $H_2O$ ;  $M_{пр. сг}$  — продуктов сгорания и  $\Delta M$  — изменение общего числа молей после сгорания.

$$M'' = \frac{C}{12} = \frac{0,855}{12} = 0,07125 \text{ кг-мол};$$

$$M''' = \frac{H}{2} = \frac{0,145}{2} = 0,0725 \text{ кг-мол};$$

$$\Delta M = \frac{H}{4} = \frac{0,145}{4} = 0,03625 \text{ кг-мол};$$

$$M' = (L_d + \Delta M) - (M'' + M''') = 0,512 + 0,03625 - 0,07125 - 0,0725 = 0,4045 \text{ кг-мол};$$

$$M_{пр. сг} = L_d + \Delta M = 0,512 + 0,03625 = 0,54825 \text{ кг-мол}.$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 кг бензина, получим:

$$C_{mv} = M' \mu C_v' + M'' \mu C_v'' + M''' \mu C_v''' = 0,4045(4,625 + 0,000537) + 0,07125(6,774 + 0,001897) + 0,0725(6,855 + 0,001167) = 2,834 + 0,0004337.$$

Теплоемкость смеси перед зажиганием:

$$A_1 + B_1 T = 0,512(4,625 + 0,000537) = 2,37 + 0,000272 T.$$

Температура начала сжатия без учета подогрева от стенок и дна поршня:

$$T_a' = \frac{\epsilon P_a T_0}{\epsilon P_a - P_r} \frac{T_r - T_0}{T_r} = \frac{4,22 \cdot 0,9 \cdot 290}{4,22 \cdot 0,9 - 1,05} \frac{1100 - 290}{1100} = 364^\circ \text{ абс.}$$

Учитывая подогрев, повышаем температуру начала сжатия на  $\Delta T_a = 11^\circ$  и получаем:

$$T_a = T_a' + \Delta T_a = 304 + 11 = 375^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0(\epsilon - 1)} \left( \epsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) = \frac{290}{1(4,22 - 1)} \left( 4,22 \frac{0,9}{375} - \frac{1,05}{1100} \right) = 0,825.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{1}{(\epsilon - 1) \eta_v} \frac{P_r T_0}{P_0 T_r} = \frac{1,05 \cdot 290}{(4,22 - 1) \cdot 0,825 \cdot 1 \cdot 1100} = 0,104.$$

Коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{L_d(1 + \gamma)} = \frac{0,03625}{0,512(1 + 0,104)} = 1,064;$$

$$\frac{\gamma}{\beta} = \frac{0,104}{1,064} = 0,0977.$$

Затем определяем давление и температуру конца сжатия  $P_c$  и  $T_c$ :

$$P_c = P_a \epsilon^{n_1} = 0,9 \cdot 4,22^{1,33} = 6,115 \text{ кг/см}^2;$$

$$T_c = T_a \epsilon^{n_1 - 1} = 375 \cdot 4,22^{0,33} = 603^\circ \text{ абс.}$$

Перейдем к уравнению сгорания:

$$\epsilon h_u'' + (A' + B' T_c) T_c + \frac{\gamma}{\beta} (A'' + B'' T_c) T_c = \left( 1 + \frac{\gamma}{\beta} \right) (A''' + B''' T_c) T_c;$$

$$0,9 \cdot 10200 + (2,37 + 0,00272 \cdot 603) 603 + 0,0977(2,834 + 0,000433 \cdot 603) 603 = 1,0977(2,834 + 0,000433 T_c) T_c;$$

$$108884 = (3,105 + 0,000475 T_c) T_c;$$

$$T_c = 2518^\circ \text{ абс.}$$

Находим давление вспышки  $P_z$ :

$$P_z = \beta P_c \frac{T_z}{T_c} = 1,0642 \cdot 6,115 \frac{2518}{603} = 27,2 \text{ кг/см}^2.$$

Температура и давление конца расширения:

$$T_e = \frac{T_z}{\epsilon^{n_2 - 1}} = \frac{2518}{4,22^{0,3}} = 1635^\circ \text{ абс};$$

$$P_e = \frac{P_z}{\epsilon^{n_2}} = \frac{27,18}{4,22^{1,3}} = 4,18 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление  $P_i$  определяем по формуле:

$$P_i = \frac{P_c}{\epsilon - 1} \left\{ \frac{P_z}{P_c} \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\};$$

$$P_i = \frac{6,115}{4,22 - 1} \left\{ \frac{27,18}{6,115} \frac{1 - \frac{1}{4,22^{0,3}}}{1,3 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{4,22^{0,33}}}{1,33 - 1} \right\} = 7,65.$$

Оцениваем  $\mu = 0,95$ ;  $\Delta P_i = 0,15$ ;

$$P_{iB} = 0,95 \cdot 7,65 - 0,15 = 7,12 \text{ кг/см}^2.$$

## Б. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Приведем теперь тепловой расчет этого же двигателя на генераторном газе, изменив соответственно некоторые его параметры. Генераторный газ берем следующего объемного состава:  $CO - 29\%$ ;  $H_2 - 8\%$ ;  $CH_4 - 1\%$ ;  $CO_2 - 6\%$ ;  $O_2 - 0,5\%$ ;  $N_2 - 55,5\%$ . Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа  $H_u = 1080 \text{ кал/м}^3$ . Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> рабочей смеси  $h = 500 \text{ кал/м}^3$ .

Далее принимаем:

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,2$ . Степень сжатия  $\epsilon = 4,22$ . Давление всасывания  $P_a = 0,85 \text{ кг/см}^2$ . Давление остаточных газов

$P_r = 1,05 \text{ кг/см}^2$ . Температура остаточных газов  $T_r = 750^\circ \text{ абс.}$   
 Температура окружающей среды  $T_0 = 290^\circ \text{ абс.}$  Давление окружающей среды  $P_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ . Температура газа перед смесителем  $T_r = 340^\circ \text{ абс.}$  Показатель политропы сжатия  $n_1 = 1,33$ . Показатель политропы расширения  $n_2 = 1,3$ . Коэффициент выделения тепла  $\xi = 0,9$ .

Определяем теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 кг-мол нашего газа:

$$L_0 = \frac{0,5(\text{H}_2 + \text{CO}) + 2\text{CH}}{0,21} = \frac{0,5(0,29 + 0,08) + 2,001}{0,21} = 0,976 \text{ кг-мол.}$$

Действительное количество воздуха

$$L_d = \alpha L_0 = 1,2 \cdot 0,976 = 1,171 \text{ кг-мол.}$$

Определим числа молей основных частей сгоревших газов.

$M'$  — двухатомных газов;  $M''$  — водяных паров  $\text{H}_2\text{O}$ ;  $M'''$  — углекислоты;  $\Delta M$  — изменение общего числа молей после сгорания.

$$M'' = \text{CH}_4 + \text{CO} + \text{CO}_2 = 0,01 + 0,29 + 0,06 = 0,36 \text{ кг-мол.}$$

$$M''' = \text{H}_2 + 2\text{CH}_4 = 0,08 + 2 \cdot 0,01 = 0,10 \text{ кг-мол.}$$

$$\Delta M = -0,5(\text{CO} + \text{H}_2) = -0,5(0,29 + 0,08) = -0,185 \text{ кг-мол.}$$

$$M' = 1 + L_d = \Delta M - (M'' + M''') = 1 + 1,171 + (-0,185) - (0,36 + 0,10) = 1,526 \text{ кг-мол.}$$

Для суммарной теплоемкости продуктов сгорания, отнесенной к 1 кг-мол газа,

$$C_{mv} = M' \mu C'_v + |M'' \mu C''_v| + M''' \mu C'''_v;$$

$$C_{mv} = 1,526(4,625 + 0,00053T) + 0,36(6,774 + 0,00169T) + 0,1(6,855 + 0,00116T) = 10,1855 + 0,001606T.$$

Для определения теплоемкости свежей рабочей смеси считаем  $\text{CH}_4$  как двухатомные газы:

$$A' + B'T = 2,111(4,625 + 0,00053T) + 0,06(6,774 + 0,00189T) = 10,16 + 0,001233T.$$

Теплотворная способность 1 кг-мол генераторного газа

$$H_u^m = 24,4 H_d = 24,4 \cdot 1080 = 26370 \text{ кал/мол.}$$

Далее подсчитываем температуру рабочей смеси по формуле (176):

$$T_{см} = \frac{T_r(1 + \alpha L_0)}{1 + \frac{T_r \alpha L_0}{290}} = \frac{340(1 + 1,171)}{1 + \frac{340 \cdot 1,171}{290}} = 312^\circ \text{ абс.}$$

Далее определяем  $T_a$  (без учета подогрева):

$$T'_a = \frac{\varepsilon P_a T_{см}}{\varepsilon P_a - P_r \frac{T_r - T_{см}}{T_r}} = \frac{4,22 \cdot 0,85 \cdot 312}{4,22 \cdot 0,85 - 1,05 \frac{750 - 312}{750}} = 376^\circ \text{ абс.}$$

Оцениваем подогрев  $\Delta T_a = 10^\circ$  и получаем:

$$T_a = T'_a + \Delta T_a = 376 + 10 = 386^\circ \text{ абс.}$$

Коэффициент подачи

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0(\varepsilon - 1)} \left( \varepsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right) = \frac{290}{1(4,22 - 1)} \left( 4,22 \frac{0,85}{387} - \frac{1,05}{750} \right) = 0,71.$$

Коэффициент остаточных газов

$$\gamma = \frac{1}{\varepsilon \eta_v (\varepsilon - 1)} \frac{P_r T_0}{P_0 T_r} = \frac{1}{0,71(4,22 - 1)} \cdot \frac{1,05 \cdot 290}{1 \cdot 750} = 0,178.$$

Коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = 1 + \frac{\Delta M}{(1 + L)(1 + \gamma)} = 1 + \frac{-0,185}{(1 + 2,171)(1 + 0,178)} = 0,9276;$$

$$\frac{\gamma}{\beta} = \frac{0,178}{0,9278} = 0,1916.$$

Затем определяем температуру и давление конца сжатия  $T_e$  и  $P_e$ :

$$T_e = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 386 \cdot 4,22^{1,33 - 1} = 623^\circ \text{ абс.}$$

$$P_e = P_a \varepsilon^{n_1} = 0,85 \cdot 4,22^{1,33} = 5,78 \text{ кг/см}^2.$$

Переходим к уравнению сгорания:

$$\varepsilon H_u^m + (A' + B'T_e) T_e + \frac{\gamma}{\beta} (A'' + B'' T_e) T_e = \left(1 + \frac{\gamma}{\beta}\right) (A''' + B''' T_e) T_e;$$

$$0,9 \cdot 26370 + (10,166 + 0,001233T_e) T_e + 0,1916(10,1855 + 0,001606T_e) T_e = (1 + 0,1916)(10,1855 + 0,001606T_e) T_e;$$

$$26700 = (10,1855 + 0,001606T_e) T_e;$$

$$T_e = 2008^\circ \text{ абс.}$$

Давление вспышки

$$P_z = \beta P_e \frac{T_r}{T_e} = 0,9278 \cdot 5,78 \frac{208}{623} = 17,3.$$

Температура и давление конца расширения:

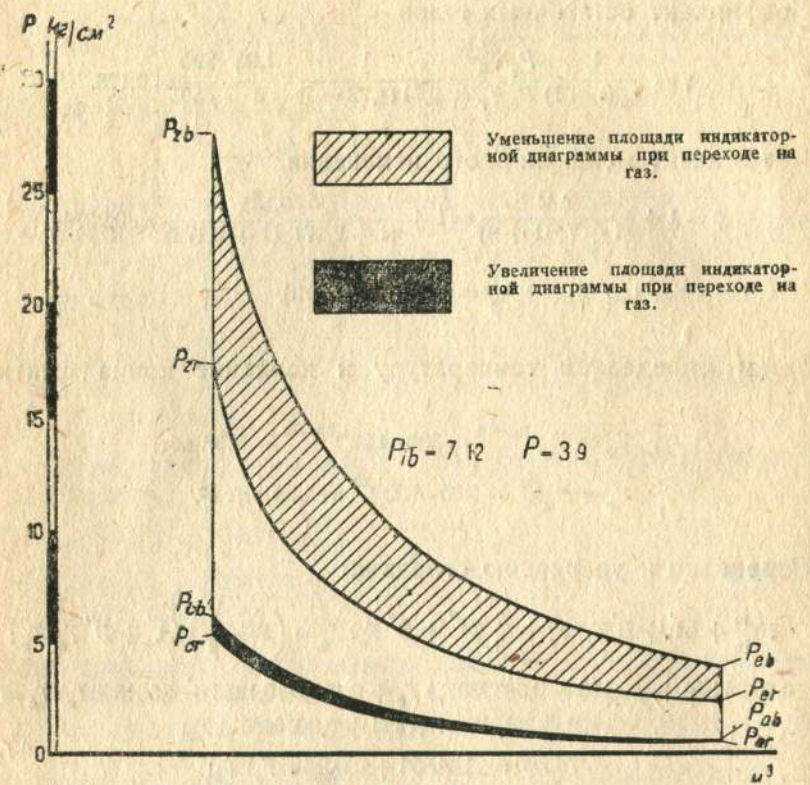
$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}} = \frac{208}{4,22^{1,33 - 1}} = 1300^\circ \text{ абс.}$$

$$P_e = \frac{P_r}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{17,3}{4,22^{1,3}} = 2,66 \text{ кг/см}^2.$$

Среднее индикаторное давление  $P_i$  определяем по формуле:

$$P_i = \frac{P_c}{(\epsilon - 1)} \left\{ P_z \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_2 - 1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}}}{n_1 - 1} \right\};$$

$$P_i = \frac{5,78}{(4,22 - 1)} \left\{ \frac{17,3}{5,78} \frac{1 - \frac{1}{4,22^{1,33 - 1}}}{1,3 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{4,22^{1,33 - 1}}}{1,33 - 1} \right\} = 4,21.$$



Фиг. 11.

Оцениваем  $\mu = 0,95$ ;  $\Delta P = 0,1 \text{ кг/см}^2$ ;  
 $P_{i\Gamma} = \mu P_i - \Delta P = 0,95 \cdot 4,21 - 0,1 = 3,9 \text{ кг/см}^2$ .

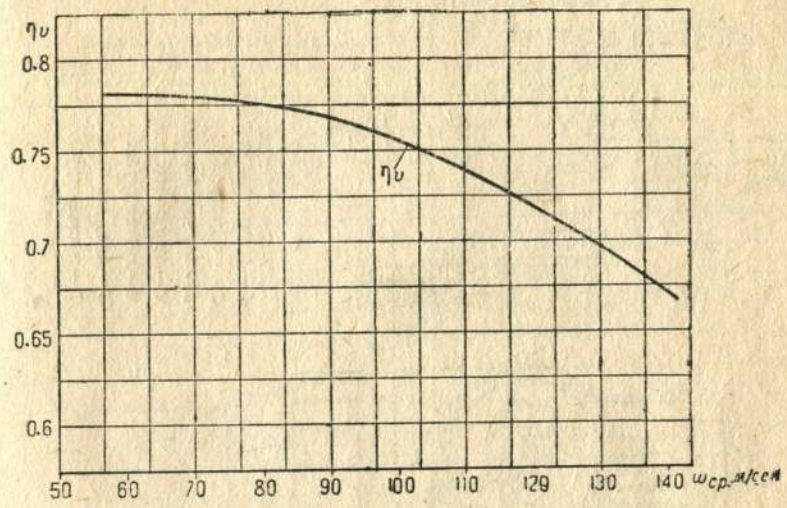
Подытоживаем результаты.  
 Так как индикаторная мощность прямо пропорциональна среднему индикаторному давлению, то можно написать:

$$\eta_{Ne} = 100 - \frac{100 P_{i\Gamma}}{P_{iB}} = 100 - \frac{100 \cdot 3,9}{7,12} = 45,2\%$$

где  $P_{iB}$  — среднее индикаторное давление, полученное нами из „бензинового“ теплового расчета.

Для полной оценки падения мощности от перевода двигателя на газ необходимо от среднего индикаторного давления перейти к эффективному. Разница между эффективной мощностью на бензине и на газе будет больше, чем та же разница между индикаторными мощностями, так как у них различные механические к. п. д. Механический к. п. д. двигателя Форда можно принять равным 0,82, откуда

$$P_{eB} = \eta_m P_{iB} = 0,82 \cdot 7,12 = 5,84 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 12. Влияние  $\omega_{cp}$  на  $\eta_v$ .

Так как индикаторная мощность упала почти вдвое, то принимаем  $\eta_v = 0,70$ . Отсюда получаем:

$$P_{e\Gamma} = \eta_m \eta_v P_{i\Gamma} = 0,82 \cdot 0,70 \cdot 3,9 = 2,25 \text{ кг/см}^2,$$

и далее

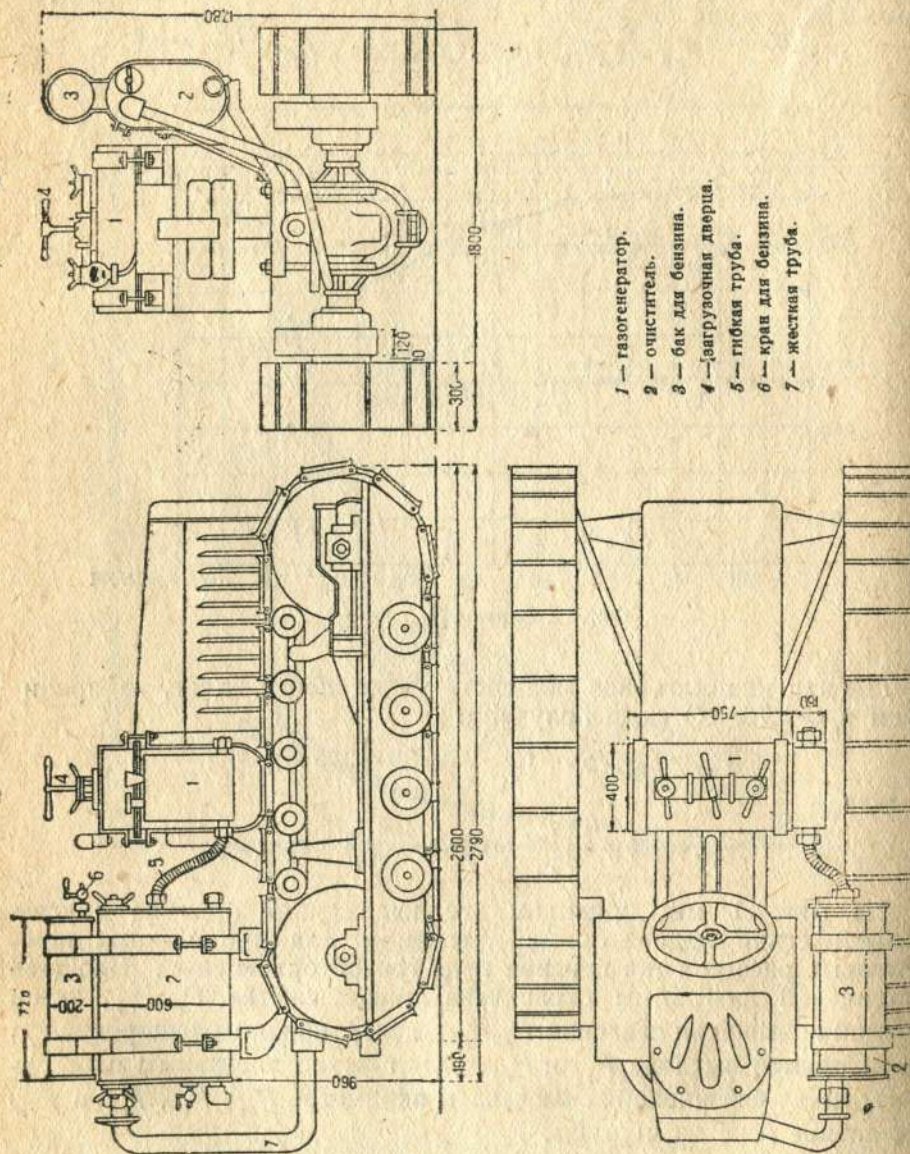
$$\eta_{Ne} = 100 - \frac{100 P_{e\Gamma}}{P_{eB}} = 100 - \frac{100 \cdot 2,25}{5,84} = 61,5\%$$

На фиг. 11 мы приводим две наложенные одна на другую теоретические индикаторные диаграммы для проделанных нами тепловых расчетов (на бензине и на генераторном газе). Площадь бензиновой диаграммы ограничена кривой сжатия  $P_{ab} P_{cb}$ , затем прямой повышения давления  $P_{cb} P_{z\sigma}$ , далее кривой расширения  $P_{z\sigma} P_{\sigma b}$  и прямой выхлопа  $P_{\sigma b}$  и  $P_{a\sigma}$ . Для газовой диаграммы площадь аналогично бензиновой заключена в периметре  $P_{a\sigma}$ ,  $P_{c\sigma}$ ,  $P_{z\sigma}$  и  $P_{e\sigma}$ . Остальное ясно из чертежа.

Таким образом мы видим, что, задавшись для газогенераторной установки вполне реальными параметрами (мы ориентировались на установку среднего качества), получили падение мощности двигателя более 60%.

## 11. РЕЗУЛЬТАТЫ ЛАБОРАТОРНЫХ ИСПЫТАНИЙ

Посмотрим теперь, как подтверждаются наши теоретические подсчеты на данных, полученных путем испытания существующих установок.



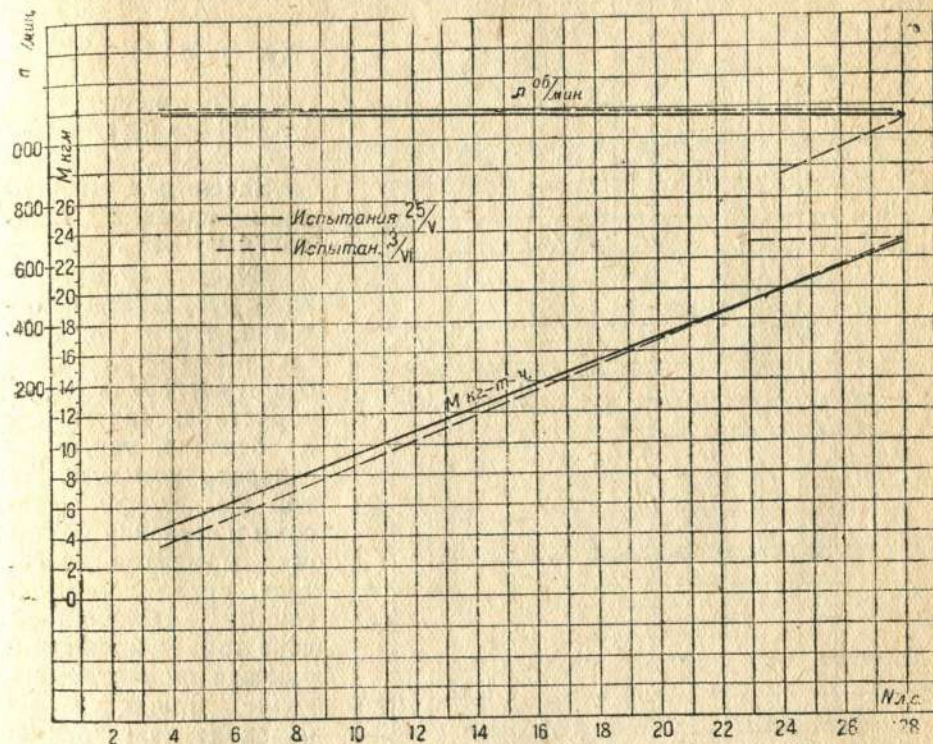
- 1 — газогенератор.
- 2 — очиститель.
- 3 — бак для бензина.
- 4 — загрузочная дверца.
- 5 — гибкая труба.
- 6 — кран для бензина.
- 7 — жесткая труба.

Фиг. 13. Схема установки газогенератора Автогаз на тракторе Интернационал (размеры в мм).

Мы считаем нужным указать, что опубликование лабораторных исследований НАТИ не входит в задачи этой книги, и мы здесь приведем лишь один опыт из нашей практики (вполне характерный)

и далее коснемся результатов опытов, проведенных в лаборатории академии им. Тимирязева, так как эти испытания пользуются некоторой известностью.

В газогенераторной лаборатории НАТИ инж. А. М. Гуревичем были проведены испытания двигателя трактора Интернационал. Опыты проводились на генераторном газе и на бензине.



Фиг. 14а. Кривые  $n$  и  $M$  для трактора Мак-Cormick.

На фиг. 13 приведено схематическое изображение трактора с генераторной установкой. В качестве объекта для газификации твердого топлива был выбран газогенератор Автогаз, работающий на древесном угле, очиститель — той же системы, газуправление — системы Боуден. Трактор предназначался для перевозки бревен на лесозаготовках и применительно к местным условиям грунта переведен на гусеничный ход.

Испытания производились на тормозной тележке НАТИ 1.

На фиг. 14а приведены результаты испытаний работы мотора на бензине, регуляторная характеристика его при  $n = 1000$  об/мин; там же нанесено и изменение крутящего момента двигателя.

На фиг. 14б дана также регуляторная характеристика этого двигателя на тех же оборотах  $n = 1000$  об/мин. На этот раз двигатель работал продуктами газификации древесного угля. Аналогично предыдущему на фиг. 14 нанесен также крутящий момент.

К сожалению, при испытании не фиксировалась зависимость мощности от положения дроссельной заслонки, ввиду чего не представляется возможным получить кривую падения мощности от перехода двигателя на генераторный газ. Можно только сравнить максимальные мощности, достигнутые на бензине и на газе. Результаты получают следующие:

$$\eta_{Nc} = 100 \left( 1 - \frac{N_{гг}}{N_{рв}} \right) =$$

$$= 100 \left( 1 - \frac{12,9}{28} \right) = 54\%$$

Здесь мы наблюдаем падение мощности на 54%.

На фиг. 15 изображены результаты испытания этого же двигателя без регулятора — безрегуляторная характеристика, снятая как на бензине, так и на генераторном газе. На той же фигуре нанесены изменения крутящих моментов двигателя, средних эффективных давлений и дана кривая, иллюстрирующая процентное падение мощности от перехода двигателя на генераторный газ. Как видно, падение мощности колеблется в пределах 40—65%.

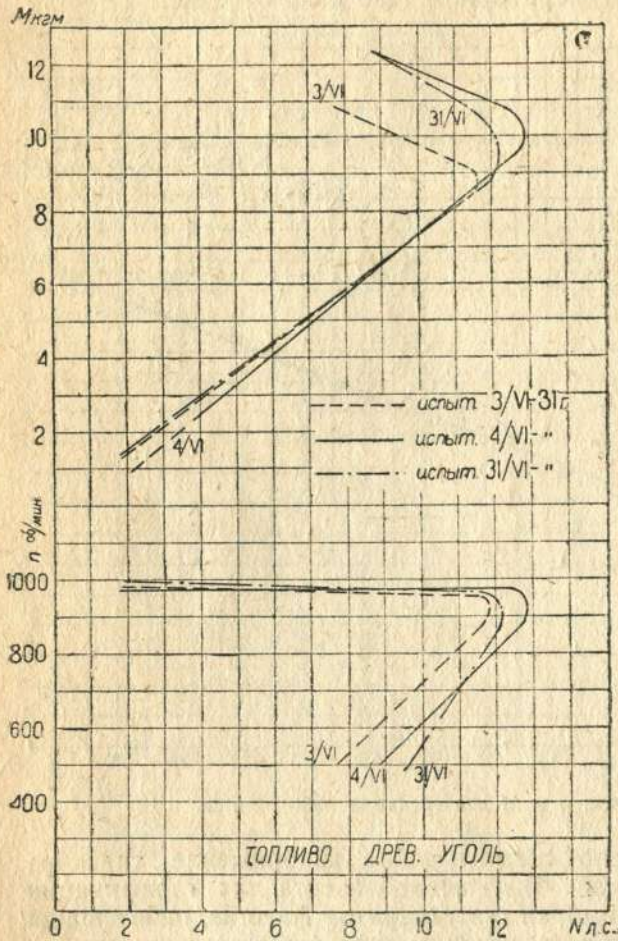
Теплотворная способность газа колебалась в значительных пределах. Лучший состав газа, державшийся

Фиг. 14b. Характеристика двигателя трактора Мак-Сормик (с регулятором).

относительно продолжительное время, получился следующего среднего объемного состава:  $H_2$  — 5,9%;  $CH_4$  — 3,6%;  $CO$  — 24,3%;  $CO_2$  — 3,5%;  $O_2$  — 0,2%;  $N_2$  — 62,4%.

Теплотворная способность 1 м<sup>3</sup> газа  $H_d = 1240$  кал.

Анализ газа производился газоанализатором системы Орс-Ган. К сожалению, не удалось снять характеристики двигателя на его основном топливе — лигроине, что, возможно, незначительно уменьшило бы разницу в мощностях после перехода на газ.



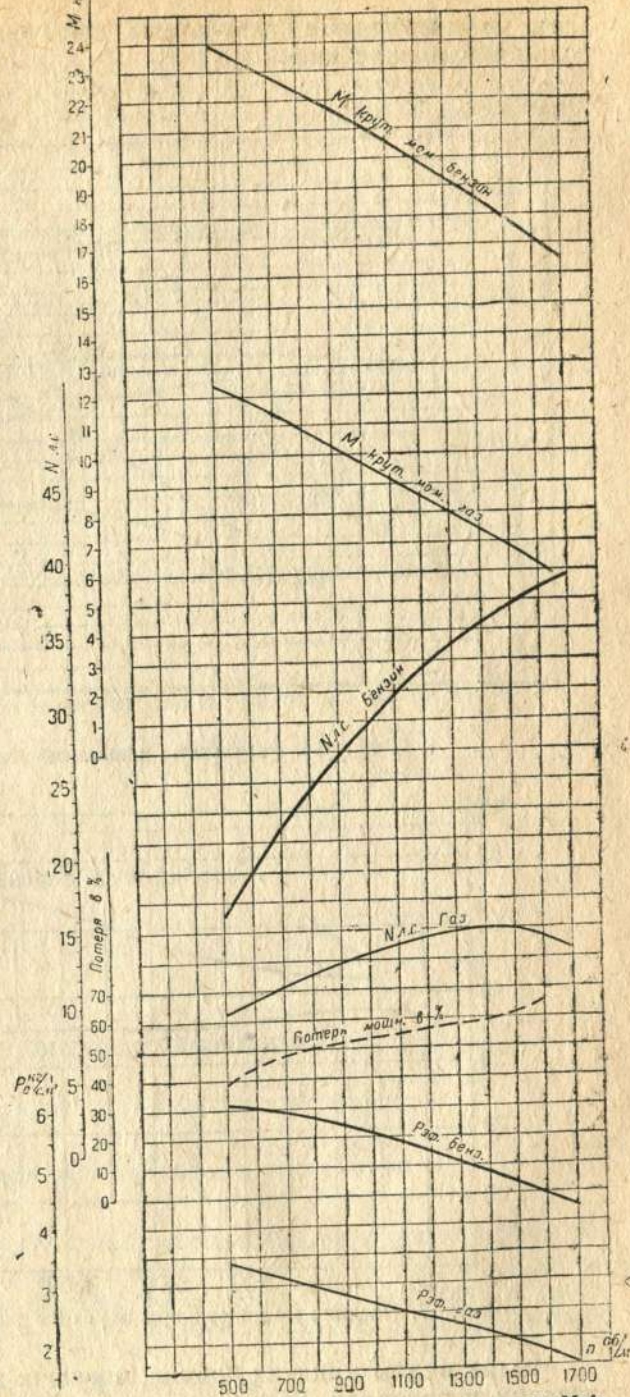
Испытание трактора Фордзон в академии им. Тимирязева. На фиг. 16 даны результаты испытаний двигателя трактора Фордзон, проведенные в лаборатории академии им. Тимирязева.

Обозначение кривых на фиг. 16 следующее:  $N_1$  и  $M_1$  — мощность и крутящий момент при работе двигателя на керосине;  $\epsilon = 3,94$ ;

$N_r$  и  $M_r$  — мощность и крутящий момент двигателя при работе на генераторном газе с газогенератором системы Автогаз;  $\epsilon = 3,94$ ;

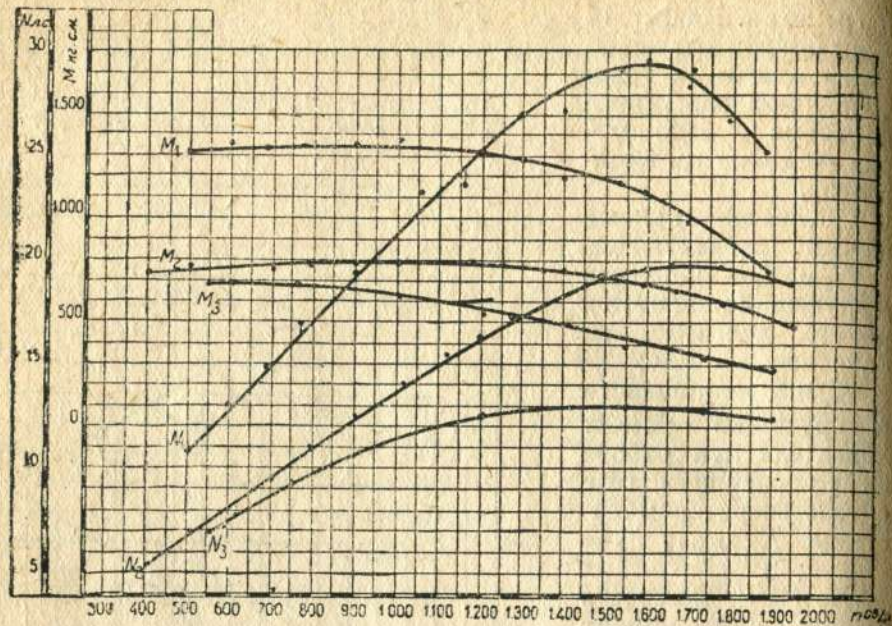
$N_3$  и  $M_3$  — мощность и крутящий момент двигателя при работе на генераторном газе генератора системы Барбье;  $\epsilon = 3,94$ .

На фиг. 17 отдельно изображено согласно данным испытания фиг. 16 падение мощности от перехода двигателя на генераторный газ. По оси абсцисс отложено число оборотов, а по оси ординат — падение мощности в процентах. Полученные результаты при работе двигателя на генераторе Барбье вполне соответствуют результатам наших предыдущих подсчетов. Что же касается падения мощности при работе двигателя на газогенераторе системы Авто-

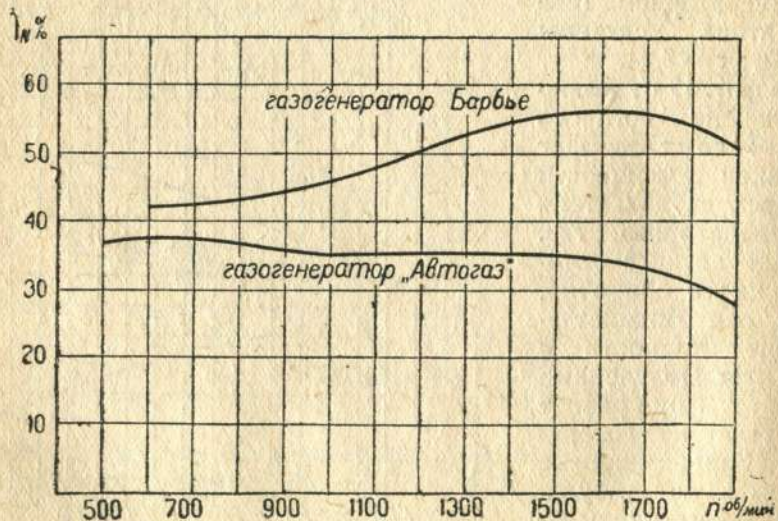


Фиг. 15. Характеристика двигателя трактора Мак-Сормик (без регулятора).

газ, то полученные результаты дают на наш взгляд безусловно слишком низкие цифры.



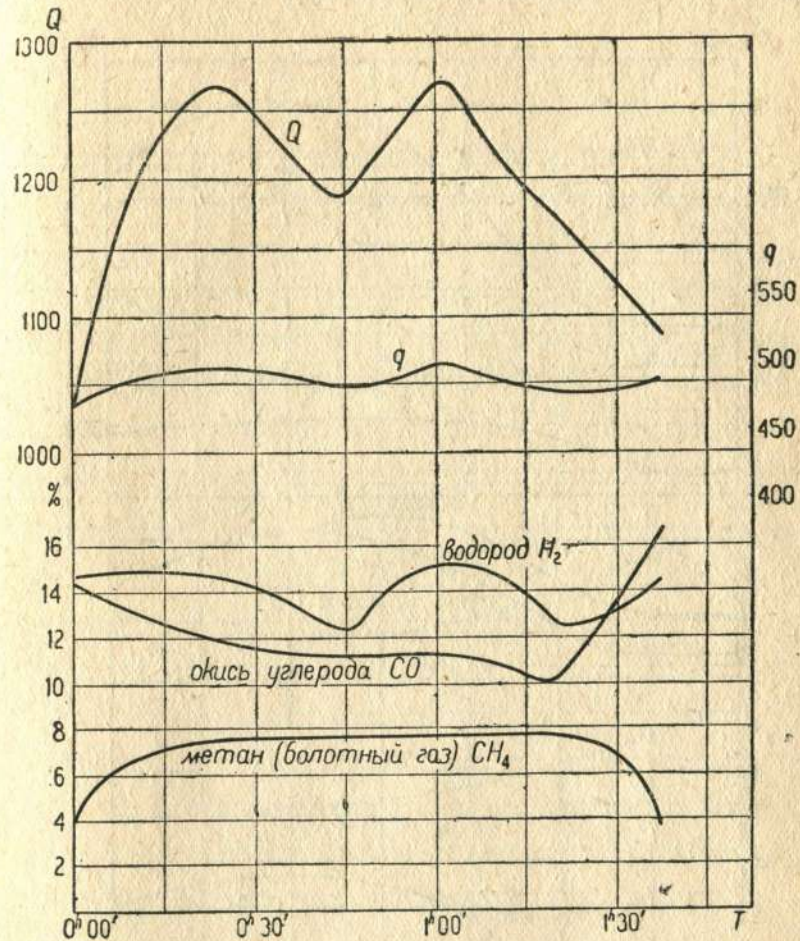
Фиг. 16. Результаты испытаний двигателя Фордзон.



Фиг. 17. Падение мощности при переходе на генераторный газ.

Мы не видим никаких причин, могущих вызвать такую большую разницу в падениях мощностей при работе на этих весьма сходных между собой газогенераторах — Барбье и Автогаз. Оба гене-

ратора работают на древесном угле и осуществляют „прямой“ процесс, у обоих активная зона имеет не вертикальное, а наклонное, почти горизонтальное направление. Внешние формы их также чрезвычайно сходны. Даже очистители этих двух фирм чрезвычайно напоминают друг друга.



Фиг. 18. Изменение объемного состава газа по времени.

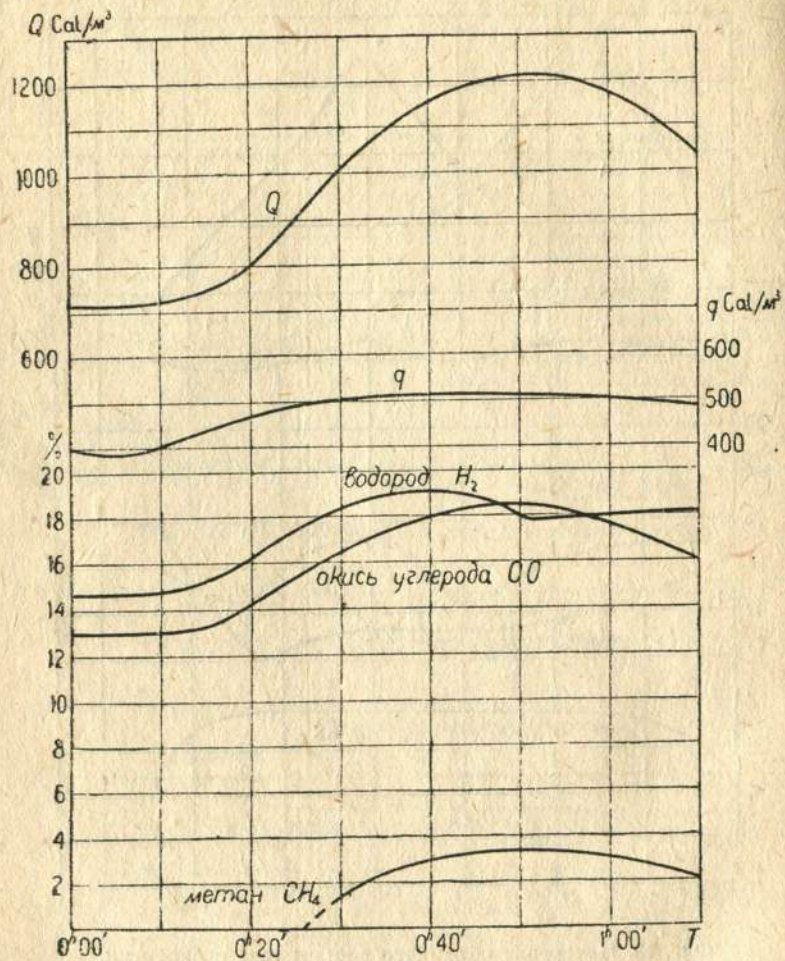
Нам представляется, что столь малое падение мощности (фиг. 16 и 17) могло быть вызвано каким-нибудь недосмотром на испытании. В качестве предположения можно высказать ту мысль, что мог быть плохо закрыт краник для керосина и происходил его частичный подсос.

Несколько слов о методике испытания.

Мы считаем здесь целесообразным уделить немного места методике испытания двигателей, работающих на генераторном газе.



При снятии характеристики с двигателя, работающего на генераторном газе, оказывается очень затруднительным долго выдерживать каждую точку, так как процесс в газогенераторе не является стабильным, и поэтому стрелка динамометра дает сильно различающиеся показания на одних и тех же оборотах двигателя (мы имеем в виду безрегуляторную характеристику).

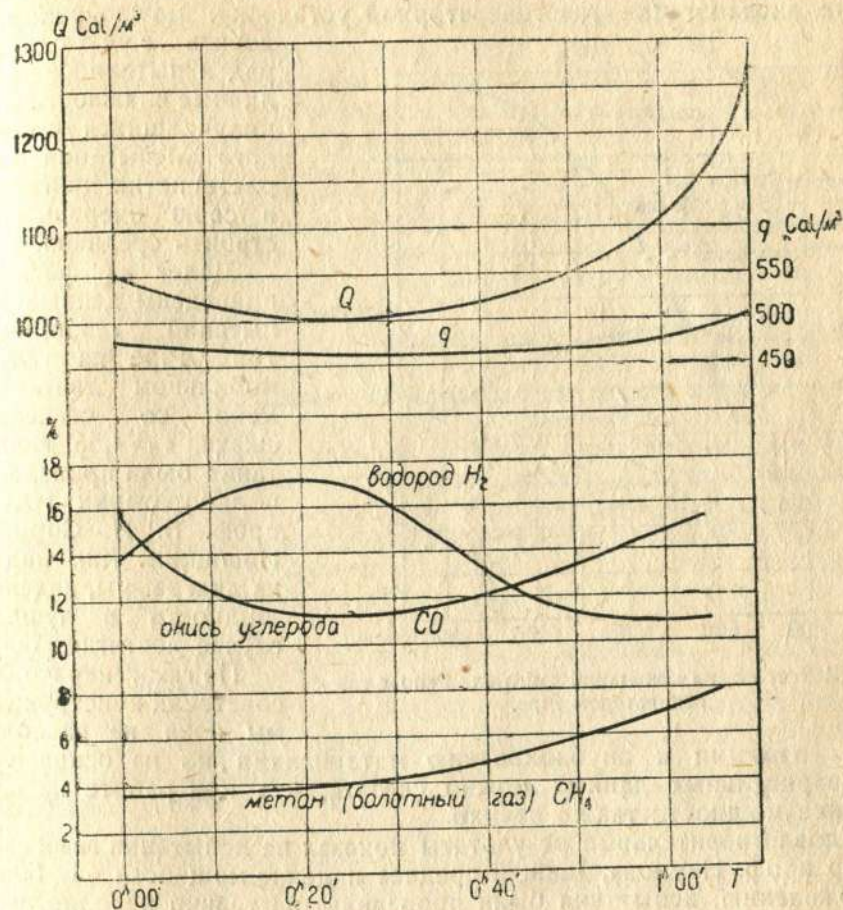


Фиг. 19. Изменение объемного состава газа по времени.

\* На фиг. 18, 19 и 20 изображены кривые, иллюстрирующие изменение объемного состава генераторного газа по времени. По оси абсцисс отложено время, а по оси ординат — процентное содержание компонентов генераторного газа. Мы изобразили изменения только составляющих горючую часть компонентов. Кроме того, на этих же фигурах показаны изменения теплотворных способностей этих газов и теплотворных способностей рабочих смесей их с воз-

духом. Из диаграмм видно, как сильно изменяется состав газа со временем.

Если производить снятие характеристики в течение даже 20 мин., то могут уже получиться сумбурные данные. Необходимо снимать характеристику двигателя в кратчайший период времени: чем ближе он к нулю, тем лучше. При этом условии могут, конечно, получиться



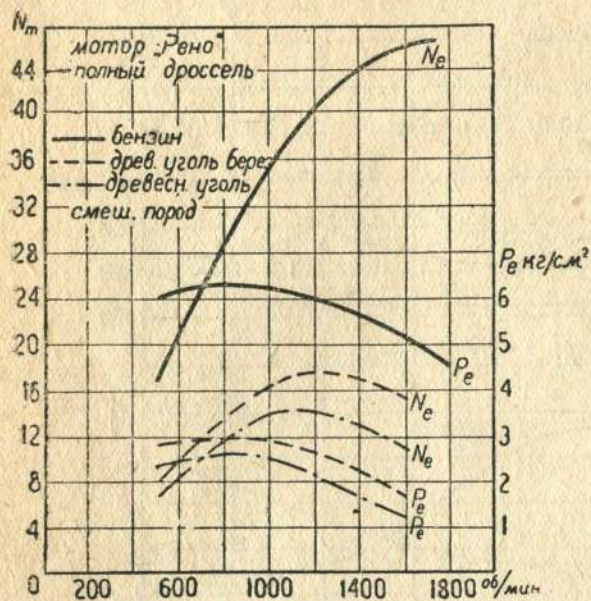
Фиг. 20. Изменение объемного состава газа по времени.

различные характеристики для одной и той же установки в зависимости от того, снималась ли характеристика в начале, в середине или в конце прогорания одной загрузки в газогенераторе, так как теплотворная способность рабочей смеси значительно изменяется по времени, что видно из тех же диаграмм.

Поэтому мы считаем наиболее целесообразным за время прогорания одной загрузки снимать несколько характеристик и затем по полученным результатам строить среднюю. Ни в коем случае, конечно, не следует в качестве образца, как это любят делать,

Выбирать лучшую из полученных кривых, так как она может совершенно исказить истинную картину средней мощности, которую развивает двигатель за время прогорания одной загрузки в газогенераторе.

Как известно, теплотворная способность газа очень сильно зависит от влажности топлива. Поэтому, если известно, в каких пределах может колебаться влажность топлива в предполагаемом месте эксплуатации газогенераторной установки, можно рекомендовать еще сделать



Фиг. 21 Результаты испытаний двигателя Рено с газогенератором Рире.

готовыми к опубликованию материалами, но на основании предварительных данных можно сказать, что при работе на них падение мощности также велико.

Удовлетворительные результаты показал на испытании газогенератор проф. Наумова, давший среднее падение мощности 45—50%. К сожалению, испытания были проведены настолько неполно, что даже нет параллельных характеристик на бензине и газе. Объектом испытания служил двигатель трактора Коммунар.

## II БОРЬБА С ПОТЕРЕЙ МОЩНОСТИ

Перейдем теперь ко второй половине нашей работы — к разбору тех возможностей и путей, которые мы имеем для борьбы с потерей мощности от перевода легкого двигателя на генераторный газ.

Как мы видели выше, основным моментом, вызывающим падение мощности, является низкая теплотворная способность рабочей смеси генераторного газа с воздухом.

Есть ли пути для борьбы с этим недостатком?

## 1. ПОВЫШЕНИЕ КАЛОРИЙНОСТИ ГАЗА

Если оставить принципиальный ход процесса в генераторе неизменным, то повышения калорийности газа можно достигнуть только улучшением качества самого процесса. Проблема чрезвычайно серьезная, но нашей задачи она не разрешает, так как в лучшем случае удастся добиться устойчивого состава газа, дающего теплотворную способность рабочей смеси 520—550 кал/м<sup>3</sup>.

Если в зону восстановления газогенератора вводить различные жирные отбросы (например отработавшие масла), то в результате распада масел, жиров, парафинов и пр. мы обогатим наш газ, повысив его теплотворную способность, и в результате получим так называемый динагаз.

Но при этих условиях принципиальная схема газогенераторного процесса изменится, — вернее, в газогенераторе пойдут два процесса: нормальный процесс газификации твердого топлива и процесс распада введенных дополнительно продуктов. Второй процесс осуществляется за счет избытка теплоты первого, повышая таким образом общий коэффициент газификации и к. п. д. газогенератора.

Следует сказать, что проблема использования жирных отбросов в газогенераторах является совершенно неисследованной областью как со стороны экономической рентабельности, так и со стороны экономической значимости этого способа утилизации свободных жирных отбросов.

Некоторые опыты проделаны В. П. Карповым в лаборатории тепловых двигателей ВТА в Ленинграде, но они могут только послужить толчком к дальнейшему исследованию этого вопроса и, конечно, не дают материала, позволяющего строить выводы о повышении мощности двигателя этим методом и о перспективах динагаза вообще. По изложенным причинам мы не в состоянии в нашей работе осветить проблему борьбы с потерей мощности указанным методом. Этот вопрос требует еще много экспериментов как в части протекания процесса в газогенераторе, так и в части работы двигателя.

Таким образом мы в нашей работе можем говорить о повышении калорийности газа лишь при нормальном процессе газификации твердого топлива. Совершенно очевидно, что эта борьба за высокое качество генераторного газа является серьезнейшей проблемой, требующей большой и вдумчивой работы. Тем не менее разрешить вопрос со стороны двигателя (падение его мощности) таким методом, конечно, невозможно. В лучшем случае мы достигнем того, что теплотворная способность рабочей смеси генераторного газа с воздухом будет получаться устойчивой и всего лишь на 30% меньше, чем теплотворная способность рабочей смеси бензино-керосина с воздухом.

## 2. ОБЩИЕ СООБРАЖЕНИЯ

Вторым серьезным фактором, влияющим на мощность двигателя при переводе его на генераторный газ, как мы установили выше, является падение коэффициента наполнения двигателя за счет увеличения температуры поступающей в двигатель смеси и уменьшения ее давления.

Здесь каждый конструктор стоит перед сложной задачей—создать такую газогенераторную установку и так разместить ее на данном агрегате, чтобы она удовлетворяла четырем чрезвычайно противоречивым требованиям: минимальный вес всей конструкции; удовлетворительная очистка газа, не угрожающая засорению двигателя; хорошее охлаждение газа и минимальное сопротивление всей системы.

Если проектирующий даст конструкцию, обладающую удовлетворительной очисткой, причем вес всей установки не будет превышать 6—7 кг на 1 л. с. двигателя, коэффициент подачи двигателя по отношению к бензиновому упадет не более, чем на 10—12%, и температура газа перед смесителем не будет превышать 50° Ц, то он может считать свою задачу выполненной.

Нечего и говорить о том, что за этими требованиями стоят большие трудности, так как помимо того, что каждый раз приходится приспособляться к конструктивным особенностям того агрегата, на котором монтируется вся установка, просто физически трудно сочетать хорошую очистку и охлаждение с малым сопротивлением и малым весом всей системы.

## 3. УВЕЛИЧЕНИЕ ЛИТРАЖА

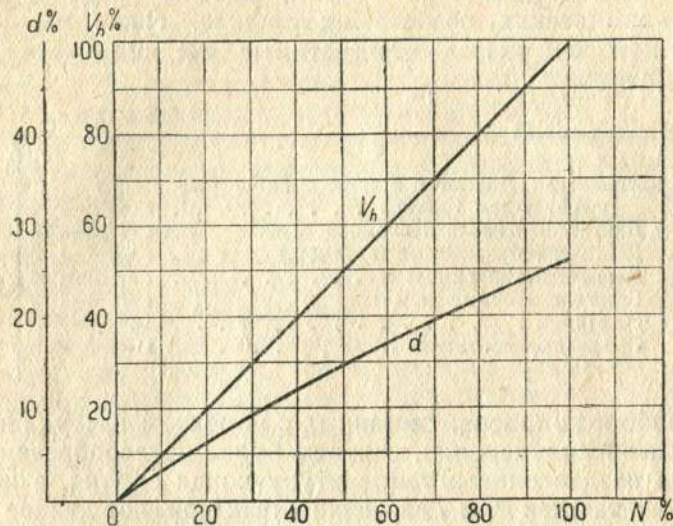
Часто в качестве метода борьбы с потерей мощности предлагается рассверливать цилиндры двигателя, увеличивая таким образом весовое количество смеси, поступающее в единицу времени, и соответственно его мощность. При этом, естественно, приходится менять всю поршневую группу мотора.

Этот метод (рассверловка цилиндров) сам по себе очень кустарен, так как чрезвычайно редко можно встретить конструкцию двигателя, позволяющую сколько-нибудь ощутительно увеличить литраж. В некоторых же конструкциях это неприемлемо вовсе. Мы не отвергаем этот метод повышения мощности трактора или автомобиля после перехода их на работу продуктами газификации твердого топлива, как кустарный прием, возможный для данной конструкции. Мы лишь считаем нужным заметить, что его нельзя назвать методом борьбы с потерей мощности двигателя, так как такой двигатель даст соответственно большую мощность и при работе на своем первоначальном топливе. Что же касается литровой мощности и среднего индикаторного давления, то они от этого мероприятия могут даже несколько понизиться.

Помимо прочего, рассверловка цилиндров может еще затруднить смену поршневой группы мотора при капитальном ремонте. Немного подробнее мы коснемся этого вопроса ниже, сейчас же

мы приводим на фиг. 22 необходимое изменение литража и диаметра цилиндра для достижения на газе номинальной мощности двигателя в зависимости от процентного ее падения. При подсчетах мы приняли, что отношение  $\frac{S}{d}$  равно 1,27, вследствие чего получили:  $d \approx \sqrt[3]{v_h}$ .

При падении мощности двигателя с переводом на газ, например, на 50% (что, как мы видели, бывает очень часто), необходимо для восстановления мощности увеличить литраж двигателя вдвое.



Фиг. 22. Изменение литража и диаметра цилиндра, необходимое для достижения номинальной мощности.

На фиг. 22 по оси ординат отложено в процентах увеличение литража и диаметра цилиндра, а по оси абсцисс, также в процентах, рост мощности двигателя.

Таким образом мы видим, что рассверловка цилиндров не сулит больших перспектив. Повышение теплотворной способности газа также не может дать существенных результатов.

Вследствие этого перед нами встает вопрос, существуют ли вообще какие-нибудь пути для борьбы с потерей мощности от перевода легкого двигателя на генераторный газ.

## 4. РЕАЛЬНЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ БОРЬБЫ С ПАДЕНИЕМ МОЩНОСТИ

Казалось бы, из трудного положения, в котором мы очутились, некоторый выход указывают нам органические особенности генераторного газа.

Рабочая смесь генераторного газа с воздухом, обладающая по сравнению с бензиновой или керосиновой рабочей смесью низкой теплотворной способностью, имеет зато и преимущества перед

ними: она допускает большее сжатие смеси, большее давление конца сжатия  $P_c$  и более высокую температуру конца сжатия  $T_c$ .

Предел сжатия в двигателях внутреннего сгорания, сжимающих уже готовую рабочую смесь, кладется наступлением детонации или самовоспламенения смеси; в двигателях же, сжимающих воздух и подающих топливо в конце хода сжатия (дизеля), предел сжатию кладет падение механического к. п. д. и при данных конструктивных формах двигателя — предел его прочности.

У двигателей, сжимающих уже готовую рабочую смесь, мы встречаем весьма различные степени сжатия, зависящие всецело от физико-химических свойств их топлива. Ниже мы приводим табл. 5, в которой указаны допустимые степени сжатия для различных горючих.

Таблица 5

Двигатели Дизеля с компрессорным распылителем топлива . . . . .	$\epsilon = 13 - 15$
Двигатели Дизеля бескомпрессорные . . . . .	$\epsilon = 12 - 16$
Двигатели бензиновые (автомоб.) . . . . .	$\epsilon = 4 - 5$
Двигатели керосиновые . . . . .	$\epsilon = 3 - 4$
Газогенераторные двигатели . . . . .	$\epsilon = 6 - 8$
Нефтянки . . . . .	$\epsilon = 3 - 5$
Спиртовые двигатели . . . . .	$\epsilon = 7 - 8$

При разборе вопросов, связанных с моментом наступления детонации и самовоспламенения, считаем более целесообразным ориентироваться на давление и температуру конца сжатия, а не на степень сжатия, так как  $P_c$  и  $T_c$  всецело характеризуют данное топливо, тогда как степень сжатия со времени применения наддува и существования высотных двигателей утратила в этой области свое значение.

Из табл. 5 видно, что степень сжатия и, следовательно, давление конца сжатия для двигателя, работающего на генераторном газе, может быть допущено выше, чем на бензине и особенно на керосине. Это свойство генераторного газа и указывает тот путь, который может дать некоторые возможности при борьбе с потерей мощности от перехода двигателя на генераторный газ.

Естественно, необязательно увеличивать степень сжатия, — можно также пойти и по другому пути, применив наддув.

Выше уже указывалось, что газогенератор не дает постоянного состава газа и это является неустрашимым фактором, вызванным особенностью хода всего процесса. Отсюда следует, что мы вынуждены примириться с отсутствием стабильности состава генераторного газа. Это обстоятельство усложняет нашу задачу. Генераторный газ в зависимости от своего состава допускает различные давления конца сжатия. Более богатый газ, т. е. газ, содержащий больше водорода, допускает меньшие степени сжатия, чем газ, бедный водородом. Таким образом, не имея стабильного газа, трудно использовать все его потенциальные возможности. Идеальным был бы такой двигатель, который мог бы приспособляться к непостоян-

ству состава газа, т. е. двигатель, который сумел бы в любой момент сжать газ до допускаемого данными его состава предела, утилизируя таким образом все его потенциальные возможности.

Каким путем можно этого достигнуть?

Таких путей три. Первый путь — создание специального двигателя внутреннего сгорания с переменной степенью сжатия, который изменял бы давление конца сжатия  $P_c$  путем увеличения или уменьшения объема камеры сгорания  $V_c$ .

Второй путь — установка при двигателе компрессора, позволяющего подавать в двигатель рабочую смесь под различным давлением всасывания (нагнетания)  $P_a$ , изменяя таким образом и давление конца сжатия  $P_c$ .

Третий путь — установка максимальной возможной для генераторного газа степени сжатия с получением нужных значений  $P_c$  посредством изменения положения дроссельной заслонки, т. е. понижением  $P_a$  — понижением наполнения двигателя.

Эти три метода имеют следующее основное различие: первый метод сохраняет весовое количество смеси, поступающей в двигатель, приблизительно постоянным; второй изменяет весовое количество в сторону увеличения, регулируя необходимое  $P_c$  большим или меньшим сверхнаполнением двигателя; третий метод при приспособлении к составу газа вынужден изменять весовое наполнение двигателя в сторону уменьшения.

Вопрос о двигателе с переменной степенью сжатия мы разбирать не будем по тем причинам, что он требует создания специального и к тому же дорогостоящего механизма. Кроме того, вопрос, о переменной степени сжатия в двигателе внутреннего сгорания является одной из самых малоисследованных областей двигателестроения. Можно еще прибавить, что необходимо помнить о том, что водитель машины, и так чрезвычайно перегруженный (пять приборов управления, для действия над которыми он вынужден оперировать четырьмя конечностями), вряд ли смог бы, кроме всего указанного, заниматься еще подбором наиболее целесообразной степени сжатия.

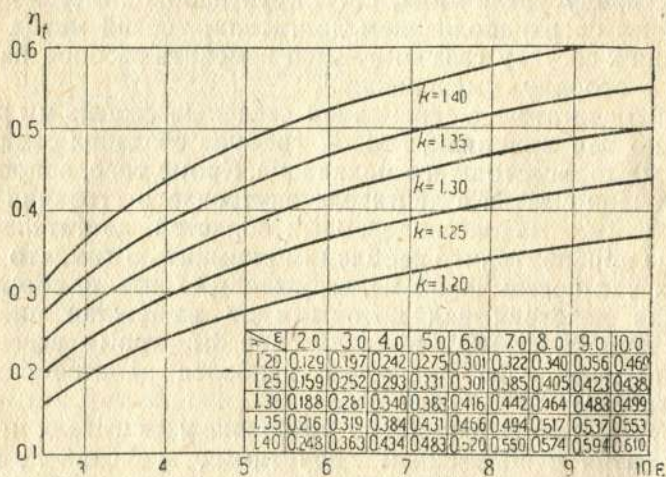
Рассмотрим теперь вопрос об установке у двигателя предельной степени сжатия с получением допустимых значений  $P_c$  дросселированием рабочей смеси. Этот способ не усложняет работы водителя и сводится в конечном счете к тому, что если при работе на полной мощности двигатель начнет детонировать вследствие богатого газа, то водителю придется несколько прикрывать дроссель. Недостаток этого способа очевиден и заключается в том, что при работе на смесях, требующих дросселирования, будет падать наполнение цилиндров и, следовательно, мощность двигателя. Таким образом высокий термический к. п. д. не окупается полностью и затрудняет нормальную эксплуатацию двигателя. Поэтому может оказаться более целесообразным устанавливать степень сжатия ближе к нижнему допускаемому генераторным газом пределу. При этом, естественно, уже нельзя будет полностью использовать всей потенциальной возможности газа при работе, например, на его бедном составе, но зато будет обеспечена нормальная эксплуатация машины.

При выборе степени сжатия для двигателя следует, конечно, ориентироваться на характерный для выбранного типа газогенератора газ.

Изменение степени сжатия у существующего двигателя достигается различными путями в зависимости от конструктивных особенностей. Наиболее часто встречающимися приемами являются постановка на двигатель новой головки с уменьшенной камерой сжатия; если возможно, уменьшают камеру сгорания у существующей головки. Если головку двигателя сменить нельзя или нецелесообразно, то заменяют поршневую группу мотора. При этом поршням придаются такие формы, что они, находясь в верхней мертвой точке, уменьшают объем камеры сгорания до необходимых размеров.

## 5. УВЕЛИЧЕНИЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ

Рассмотрим теперь, как вообще влияет степень сжатия на мощность двигателя и какие результаты можно получить, увеличивая степень сжатия при переходе легкого двигателя на генераторный газ.



Фиг. 23. Изменение  $\eta_t$  в зависимости от степени сжатия для различных  $\kappa$ .

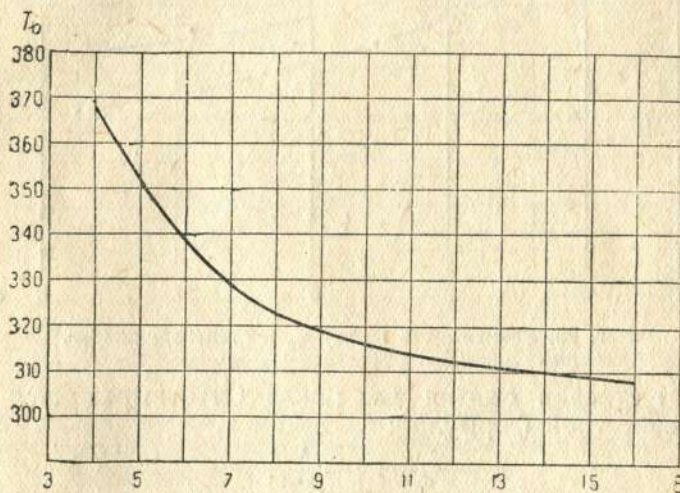
Прежде всего, как известно, с повышением степени сжатия повышается термический к. п. д. двигателя  $\eta_t$ . На фиг. 23 нами показано изменение  $\eta_t$  в зависимости от степени сжатия для различных показателей адиабаты  $\kappa$ . Как указано выше, термический к. п. д. прямо пропорционален мощности двигателя. Таким образом мы видим, что с ростом  $\eta_t$  растет и мощность. Кроме того, формула (15) показывает, что коэффициент подачи  $\eta_v$  также связан со степенью сжатия.

Как показали опыты Рикардо, увеличение степени сжатия вызывает уменьшение коэффициента подачи. При теоретической проверке

этого явления по формуле (15), считая, что остальные параметры остаются неизменными, мы также получаем падение коэффициента подачи с увеличением степени сжатия.

Уменьшение коэффициента подачи с ростом степени сжатия объясняют тем, что при малых  $\varepsilon$  остаточные газы хорошо отдают тепло стенкам, незначительно подогревая засасываемую свежую смесь. С увеличением же степени сжатия теплоотдача в стенки ухудшается вследствие уменьшения их поверхности (с ростом  $\varepsilon$  падает объем камеры сгорания и, следовательно, ее поверхность). Считают, что вследствие этого возрастает подогрев смеси и ухудшается наполнение двигателя.

Следует заметить, что с ростом степени сжатия теоретические подсчеты дают понижение температуры всасывания  $T_a$  (кривая, изображающая изменения  $T_a$  с изменением степени сжатия, изображена на фиг. 24), которая в свою очередь влияет на коэффициент подачи. Чем меньше температура всасывания, тем больше  $\eta_v$ .



Фиг. 24. Зависимость между  $T_a$  и степенью сжатия.

На фиг. 25 мы изобразили три кривые изменения  $\eta_v$  со степенью сжатия: кривая, проведенная сплошной линией, иллюстрирует результаты опытов Рикардо; кривая, изображенная „центральной“ линией, показывает изменение коэффициента подачи со степенью сжатия по формуле (15) при неизменности остальных параметров этого выражения, и третья кривая, изображенная пунктирной линией, иллюстрирует изменение  $\eta_v$  по формуле (15) с учетом уменьшения  $T_a$ .

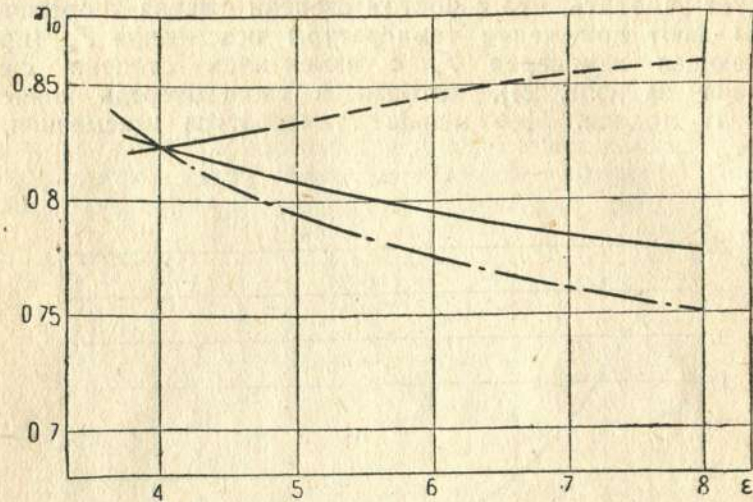
При этом в кривых, полученных теоретическими подсчетами, умышленно подобраны такие значения параметров, входящих в формулу (15), что при  $\varepsilon = 4$  значение  $\eta_v$  для всех кривых одинаково.

Отсюда видно, что для случая изменения степени сжатия двигателя при постоянном составе рабочей смеси можно формулу (8) переписать следующим образом:

$$N = B \eta_v \eta_t,$$

где  $B$  — коэффициент пропорциональности.

Для получения связи между мощностью и степенью сжатия нужно установить, какие параметры, влияющие на мощность двигателя, изменяются со степенью сжатия. Основным фактором является, конечно, термический к. п. д., теоретическая зависимость



Фиг. 25. Зависимость между  $\eta_v$  и степенью сжатия.

которого от степени сжатия для цикла Отто выражается следующей общеизвестной формулой:

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

Кроме того, есть ряд эмпирических формул для выражения зависимости между степенью сжатия и термическим к. п. д., а также для выражения зависимости между  $\epsilon$  и средним эффективным давлением. Например формула Рикардо:

$$P_e = 61 + 12\epsilon \text{ (фунт/дм}^2\text{)};$$

формула Берримана:

$$P_e = 1,41 \epsilon \text{ (кг/см}^2\text{)}.$$

Кроме того, общеизвестна, как дающая точные результаты, формула проф. Дьякова, в которой зависимость между индикаторным, термическим и эффективным к. п. д. от степени сжатия выражается простой и легко запоминающейся формулой:

$$\eta_{t, i, e} = a \sqrt{\epsilon}, \quad (28)$$

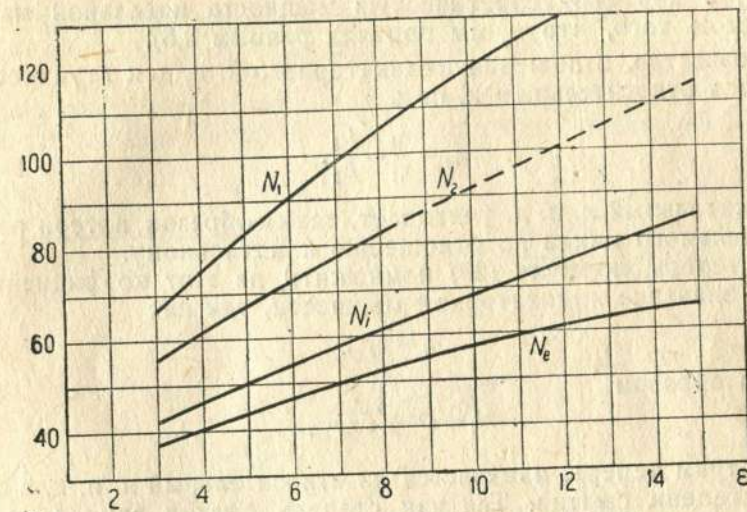
где  $a$  — коэффициент пропорциональности, принимающий различные значения в зависимости от определяемого коэффициента и типа двигателя.

Для двигателя, работающего на генераторном газе, проф. Дьяков дает следующую зависимость термического к. п. д. от степени сжатия:

$$\eta_t = \frac{1}{6,5} \sqrt{\epsilon}. \quad (28a)$$

Подставляя это выражение в формулу (27) для мощности, получаем:

$$N = B' \sqrt{\epsilon} \eta_v. \quad (29)$$



Фиг. 26. Зависимость между  $N$  и степенью сжатия.

Взяв для примера данные из приведенного нами теплового расчета двигателя Форда и задавшись числом оборотов  $n=1800$  об/мин. получим теоретическую мощность двигателя:

$$N = 37,4 \sqrt{\epsilon} \cdot \eta_v.$$

Изменяя в этой формуле  $\epsilon$  (для изменения коэффициента подачи в зависимости от степени сжатия мы пользовались результатами опытов Рикардо, но так как последние дают значения  $\epsilon$  только до 8, то мы продолжили кривую пунктирной линией), получаем различные значения мощности, которые нанесены на фиг. 26 и помечены  $N_2$ . Кривая на этой диаграмме, помеченная той же буквой с индексом 1, соответствует изменению мощности без учета изменения коэффициента подачи.

Из полученных цифровых результатов по кривым фиг. 26 видно, что значения мощности дают явно преувеличенные результаты. Например при степени сжатия 4,22 мы получили мощность 63,2 л. с. (число оборотов, как упоминалось выше, принято нами  $n=1800$  об/мин).

Если же мы воспользуемся результатами нашего теплового расчета и для тех же оборотов определим индикаторную мощность по формуле:

$$N_i = \frac{P_i V_h \cdot n}{900},$$

где известно  $P_i = 7,12$ ,  $V_{h_i} = 3,28$  л,  $n = 1800$  об/мин; откуда имеем

$$N_i = \frac{7,12 \cdot 3,28 \cdot 1800}{900} = 47 \text{ л. с.}$$

Получившаяся разница объясняется тем обстоятельством, что последняя формула дает индикаторную мощность действительной машины, а первая — теоретическую мощность идеальной машины (за вычетом того, что  $\eta_v$  мы приняли равным 0,8).

Как известно, отношение индикаторного к. п. д. к термическому называется относительным к. п. д.

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_t} = \frac{L_i}{L_t}.$$

Относительный к. п. д. учитывает, таким образом, потери работы действительного цикла по отношению к идеальному.

Если теперь формулу (29) помножить на этот коэффициент, то получим значение индикаторной мощности, так как

$$\eta_i = \eta_t \eta_g.$$

Таким образом

$$N_i = B' \sqrt{\epsilon} \eta_v \eta_g. \quad (30)$$

Посмотрим теперь, изменяется ли относительный к. п. д. с изменением степени сжатия. Так как степень сжатия влияет как на величину индикаторной работы  $L_i$ , так и на повышение  $\eta_t$  или  $L_t$ ,

то относительный к. п. д., являющийся отношением  $\frac{L_i}{L_t}$ , остается почти без изменения. Для подтверждения этого мы ниже приводим табл. 6, составленную по опытам Негеля, из которой видно, что с изменением  $P_c$ ,  $\eta_t$  и  $\eta_i$  сильно изменяются, а  $\eta_g$  остается почти постоянным.

Таблица 6

$P_c$	$\eta_t$	$\eta_i$	$\eta_g$
5,87	0,352	0,23	0,65
8,21	0,40	0,264	0,66
13,5	0,483	0,306	0,634
18,4	0,507	0,328	0,647

Кривая, помеченная на фиг. 26  $N_i$ , иллюстрирует изменение мощности со степенью сжатия по формуле (30) при  $\eta_g = \text{const}$ .

Далее, как известно, отношение эффективной работы к индикаторной носит название механического к. п. д.:

$$\eta_m = \frac{L_e}{L_i},$$

или

$$N_e = \eta_m N_i;$$

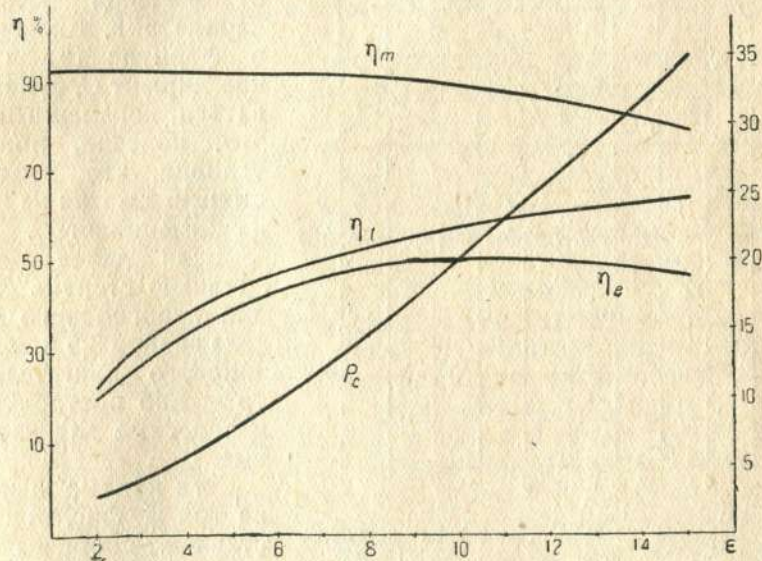
отсюда мы видим, что для перехода к эффективной мощности необходимо формулу (30) помножить на механический к. п. д., тогда получим:

$$N_e = B' \sqrt{\epsilon} \eta_v \eta_g \eta_m, \quad (31)$$

или, так как мы приняли  $\eta_g$  при переменном  $\epsilon$  равным const, получим:

$$N_e = B'' \sqrt{\epsilon} \eta_v \eta_m. \quad (31a)$$

Посмотрим теперь, как отражается на механическом к. п. д. изменение степени сжатия. Для наглядности приводим фиг. 27.



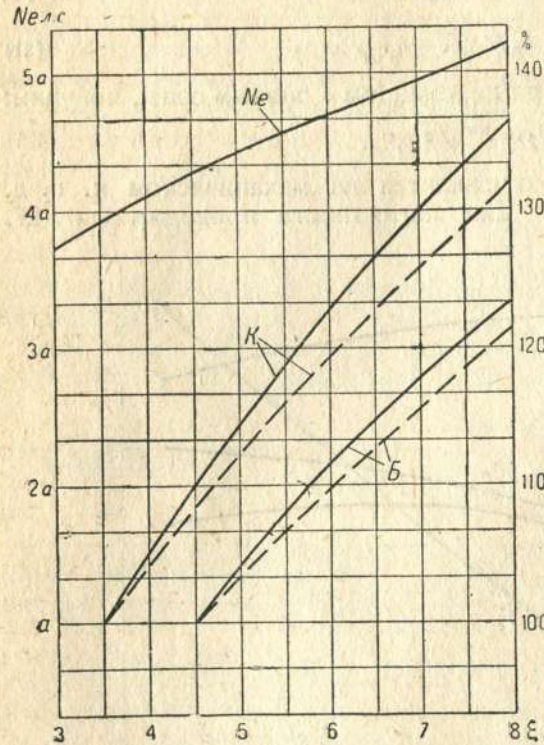
Фиг. 27. Влияние степени сжатия на ряд параметров.

На этой диаграмме иллюстрируется изменение ряда параметров с ростом степени сжатия: давление конца сжатия  $P_c$ , термический к. п. д.  $\eta_t$ , среднее давление  $P_r$ , соответствующее работе трения, механический к. п. д., который по мере возрастания степени сжатия все время падает, и, наконец, экономический к. п. д.  $\eta_e$ , представляющий собой произведение  $\eta_t$  и  $\eta_m$  и определяющий экономичность двигателя. Как видно из протекания кривой, максимальная экономичность лежит в пределах значения  $\epsilon = 10 - 12$ \*

\* В позднейших двигателях максимум  $\eta_e$  сдвинулся до  $\epsilon = 12 - 15$ .

Кривая, помеченная на фиг. 26  $N_e$ , соответствует эффективной мощности двигателя, полученной по формуле (31). Значение механического к. п. д. мы брали согласно данным фиг. 27, умножив их на коэффициент 0,95, так как значение  $\eta_m$  в упомянутой кривой говорит нам, что двигатель, на котором проводились опыты, обладал очень высоким механическим к. п. д.

При переходе с работы на бензине или на керосине на работу генераторным газом максимальное изменение степени сжатия



Фиг. 28. Влияние степени сжатия на ряд параметров.

может лежать в пределах 3—8. Этот участок кривой и изображен отдельно на фиг. 28. Здесь по оси ординат отложены не абсолютные величины мощности, а нанесен только характер ее изменения, который вне зависимости от значения остальных параметров, заключенных в формуле (9) в один коэффициент  $C$ , будет оставаться неизменным. Все это, конечно, при том условии, что изменение степени сжатия не влияет на коэффициент  $C$ .

Если далее принять среднюю степень сжатия для керосинового двигателя равной 3,5 и для бензинового двигателя 4,5, то можно построить две интересные для нас кривые.

Эти кривые нанесены на той же фиг. 28 и представляют собой выраженное в процентах повышение мощности с изменением степени сжатия, при этом для керосина мощность при  $\epsilon = 3,5$  принята за 100%; для бензина же 100% мощность считаем при  $\epsilon = 4,5$ . Из этих двух кривых, обозначенных на фиг. 28 буквами  $K$  для керосина и  $Б$  для бензина (кривые изображены пунктирными линиями), видно, что после перевода бензинового двигателя на газ получившуюся мощность можно увеличить путем изменения степени сжатия максимум на 21%; при переводе же керосинового двигателя на газ полученную газовую мощность можно повысить таким же образом максимум на 31,5%.

Все изложенное справедливо для двигателей, увеличивать степень сжатия которых мы начали при работе их в нормальных

условиях, т. е. на полной мощности. Перейдя же с бензина или керосина на генераторный газ, мы поставили двигатель в условия работы его на половинной нагрузке при том же приблизительно наполнении цилиндров. Выше была приведена (фиг. 27) кривая, иллюстрирующая изменение механического к. п. д. с увеличением степени сжатия, но так как в нашем случае с ростом степени сжатия мы приближаемся к номинальной мощности двигателя, механический к. п. д. должен отчасти расти, так как будет расти и нагрузка, т. е. он должен будет изменяться по двум кривым: первая изображена на фиг. 27 — механический к. п. д. падает, вторая изображена на фиг. 10 — механический к. п. д. растет с ростом нагрузки. Иными словами, полученные нами результаты, изображенные на фиг. 28, необходимо увеличить умножением на коэффициент, подобный  $\eta_a$ .

Кривые фиг. 28 сплошными линиями показывают рост мощности двигателя в процентах с увеличением его степени сжатия и учитывают увеличение механического к. п. д. по закону кривой фиг. 10.

Вернемся теперь к вопросу, который мы уже затрагивали раньше, — целесообразно ли устанавливать у двигателя, переведенного на генераторный газ, максимальную степень сжатия для получения большего эффекта в росте мощности. Такой двигатель в случае детонации будет вынужден понижать давление конца сжатия дросселированием поступающей в двигатель смеси. Если обратиться к имеющимся у нас заграничным машинам с газогенераторными установками Somua и Берлие, то увидим, что они пошли по пути умеренных степеней сжатия (не выше 6).

Решающую роль в выборе степени сжатия играют два момента: первый — это вынужденный отказ от работы двигателя на первоначальном топливе, так как совершенно очевидно, что при очень высоких степенях сжатия двигатель сможет работать на бензине только при условии почти совсем прикрытой дроссельной заслонки. Таким образом работа на бензине во время эксплуатации исключается вовсе и возможна только на холостом ходу. Это, конечно, является большим неудобством, так как обычно в условиях, где необходимо дать большую мощность, двигатель временно переводят на бензин; здесь же это обстоятельство исключается.

Кроме того, при работе на генераторном газе с очень высокой степенью сжатия при богатом газе мы будем вынуждены дросселировать смесь, так как двигатель начнет детонировать.

По условиям же рельефа местности или по каким-либо другим причинам может случиться необходимым ехать на полной мощности, т. е. с открытым дросселем, а это окажется невозможным.

На основании изложенного считаем, что степень сжатия при работе на генераторном газе должна равняться, примерно, 6 и никак уже не превосходить 7.

Поэтому мы останавливаемся на реальной цифре для степени сжатия  $\epsilon = 6,5$ . При этой цифре по кривой фиг. 28 мы имеем для двигателя, переведенного с бензина на газ, повышение мощности



на 15%, и для двигателя, переведенного с керосина на газ, повышение мощности на 26%.

Отсюда находим для бензинового двигателя:

$$N'_{e\Gamma} = 1,15 (0,57 \div 0,28) N_{eB} = (0,66 \div 0,32) N_{eB}$$

и

$$\eta'_{Ne} = 100 - \frac{100 N'_{e\Gamma}}{N_{eB}} (34 \div 68\%);$$

для керосинового двигателя:

$$N''_{e\Gamma} = 1,26 (0,63 \div 0,3) N_{eK} = (0,8 \div 0,38) N_{eK};$$

$$\eta''_{Ne} = 100 \left( 1 - \frac{N''_{e\Gamma}}{N_{eK}} \right) (20 \div 62)\%.$$

Для проверки всех наших расчетов мы проделали тепловой расчет двигателя автомобиля Форда с повышенной степенью сжатия  $\varepsilon = 6,5$ .

Ниже приведено значение основных параметров этого теплового расчета.

Коэффициент подачи  $\eta_c = 0,682$  (взят нами, базируясь на данных Рикардо).

Коэффициент избытка воздуха  $\alpha = 1,2$ . Давление всасывания  $P_a = 0,85 \text{ кг/см}^2$ . Давление выталкивания  $P_r = 1,05 \text{ кг/см}^2$ . Состав газа (объемный) тот же, что в приведенном нами примере:  $\text{CO} - 29\%$ ;  $\text{H}_2 - 8\%$ ;  $\text{CO}_2 - 6\%$ ;  $\text{CH}_4 - 2\%$ ;  $\text{O}_2 - 0,5\%$ ;  $\text{N}_2 - 55,5\%$ . Теплотворная способность газа  $H_g = 1080 \text{ кал/м}^3$ . Теплотворная способность рабочей смеси его с воздухом  $h_p = 500 \text{ кал/м}^3$ . Температура остаточных газов  $T_r = 800^\circ \text{ абс.}$  Температура окружающей среды  $T_0 = 290^\circ \text{ абс.}$  Давление окружающей среды  $P_0 = 1 \text{ кг/см}^2$ . Температура рабочей смеси (после смесителя)  $T_{см} = 312^\circ \text{ абс.}$  Показатель политропы сжатия  $n' = 1,33$ . Показатель политропы расширения  $n'' = 1,3$ . Коэффициент выделения  $\xi = 0,9$ . Коэффициент остаточных газов  $\gamma = 0,101$ . Коэффициент молекулярного изменения  $\beta = 0,9226$ . Температура начала сжатия  $T_a = 365^\circ \text{ абс.}$  Температура конца сжатия  $T_c = 600^\circ \text{ абс.}$  Давление конца сжатия  $P_c = 10,23 \text{ кг/см}^2$ . Температура сгорания  $T_z = 2130^\circ \text{ абс.}$  Давление вспышки  $P_z = 29,7 \text{ кг/см}^2$ . Температура конца расширения  $T_e = 1212^\circ \text{ абс.}$  Давление конца расширения  $P_e = 2,6 \text{ кг/см}^2$ . Среднее индикаторное давление  $P_i = 4,95 \text{ кг/см}^2$ .

$$P'_i = \mu P_i = 0,95 \cdot 4,95 = 4,75 \text{ кг/см}^2,$$

где  $\mu$  — коэффициент неполноты диаграммы, равный 0,95.

В проделанном нами ранее тепловом расчете при нормальной неизменной степени сжатия мы получили среднее индикаторное давление  $P_i = 3,00$ . Разделив среднее индикаторное давление, полученное нами при повышенной степени сжатия на  $P_i$  при нормальной степени сжатия, получим:

$$\frac{P'_i}{P_i} = \frac{4,75}{3,00} \approx 1,58.$$

Отсюда мы можем заключить, что с увеличением степени сжатия с 4,22 до 6,5 индикаторная мощность двигателя автомобиля Форд возрастает на 17%. Что же касается эффективной мощности двигателя, то для степени сжатия 4,22 мы выше уже получили  $P'_{e\Gamma} = 2,25$ . Для получения же среднего эффективного давления  $P''_{e\Gamma}$  при повышенной степени сжатия необходимо величину  $P'_{e\Gamma}$  помножить на механический к. п. д., соответствующий данной степени сжатия, и затем ввести поправку, как мы это разбирали выше, на повышение нагрузки. Таким образом

$$P''_{e\Gamma} = P'_{e\Gamma} \eta'_m \eta'_a.$$

Для степени сжатия 4,22 механический к. п. д. двигателя Форда был принят нами  $\eta'_m = 0,82$ ; при переходе к повышенной степени сжатия, ориентируясь на ход изменения  $\eta'_m$  по фиг. 27, мы видим, что переход от степени сжатия 4,22 к 6,5 чрезвычайно слабо отражается на механическом к. п. д., поэтому мы принимаем  $\eta'_m = 0,8$  и отсюда

$$P''_{e\Gamma} = 0,8 \cdot 4,55 \eta'_a = 3,64 \eta'_a.$$

Значение  $\eta'_a$  определяем приблизительно по кривой, изображенной на фиг. 10;  $\eta'_a = 0,73$ , вследствие чего получаем:

$$P''_{e\Gamma} = 0,73 \cdot 3,64 = 2,65 \text{ кг/см}^2.$$

Теперь можно установить изменение эффективной мощности:

$$\frac{P''_{e\Gamma}}{P'_{e\Gamma}} = \frac{2,65}{2,25} = 1,178.$$

Таким образом мы видим, что эффективная мощность возросла приблизительно на 18%. Это не противоречит данным фиг. 28, так как степень сжатия данного двигателя меньше, чем 4,5.

На фиг. 29 мы изобразили наложенными одна на другую две теоретические индикаторные диаграммы, обе для работы двигателя на газе: первая — для степени сжатия 4,22, вторая — для  $\varepsilon = 6,5$ . Индикаторная диаграмма, заключенная в периметре, отмеченном буквами  $P'$ , соответствует степени сжатия 4,22. Другая же диаграмма, отмеченная теми же буквами со значком  $''$ , соответствует  $\varepsilon = 6,5$ . Из чертежа видно, что часть работы, получаемая на линии расширения, при повышении степени сжатия отдается на линии сжатия. Благодаря этому и получается столь незначительное увеличение площади индикаторной диаграммы. Остальное ясно из чертежа.

Посмотрим теперь, что дает увеличение степени сжатия при сопоставлении полученной повышенной газовой мощности с номинальной мощностью двигателя на бензине. Индикаторные мощности относятся между собой как средние индикаторные давления:

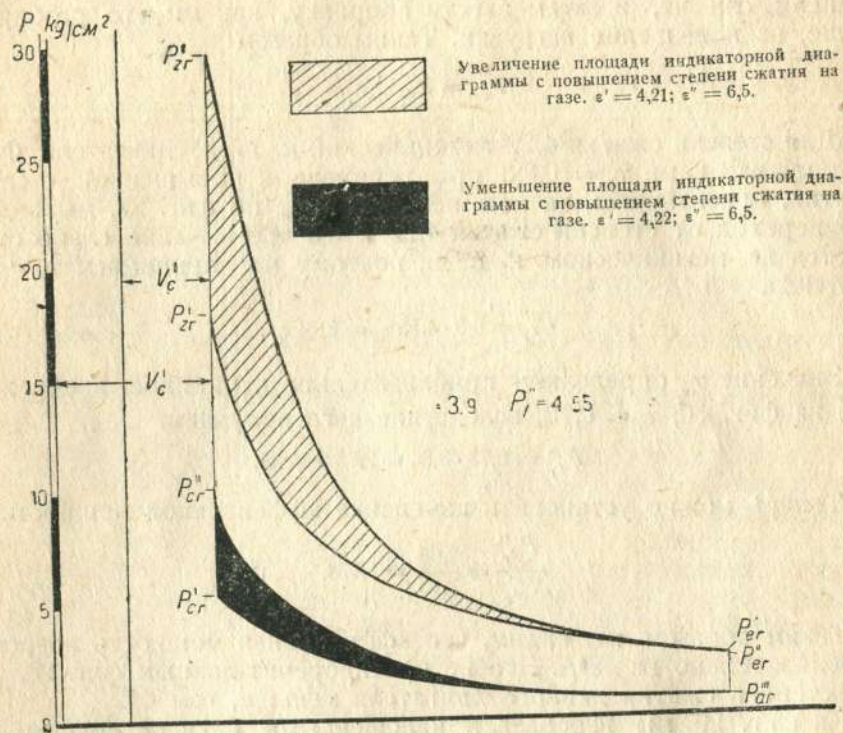
$$\frac{P'_{i\Gamma}}{P'_{iB}} = \frac{4,55}{7,12} = 0,64;$$

то же, для эффективной мощности:

$$\frac{P_{ег}''}{P_{ев}} = \frac{2,65}{5,85} = 0,46,$$

откуда

$$\eta_{Ni} = 36\%; \quad \eta_{Ne} = 52\%.$$



Фиг. 29.

На фиг. 30 представлены также две наложенные одна на другую индикаторные диаграммы: одна при нормальной степени сжатия и работе двигателя на бензине, другая — при повышенной степени сжатия и работе двигателя на генераторном газе. Они заключены в периметры, обозначенные: для бензина —  $P_B$  и для газа — буквами  $P_G$ . Остальное ясно из чертежа.

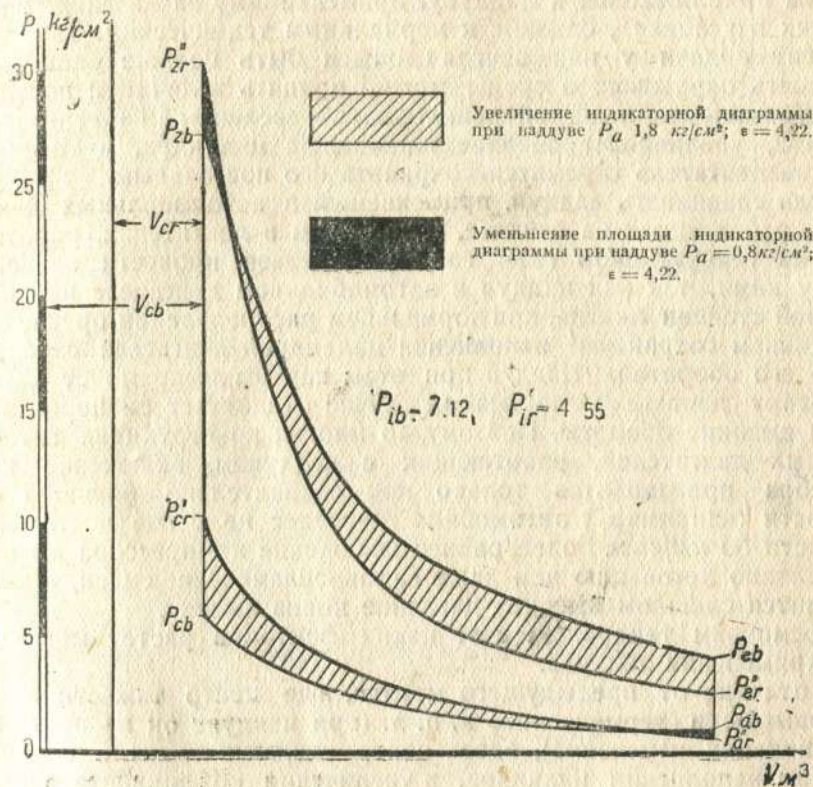
Если мы все же приняли бы более высокую степень сжатия, например,  $\epsilon = 8$ , то результаты несколько возросли бы, правда, весьма незначительно. Для нашего примера мы могли бы получить падение мощности на 45—50%.

Еще раз напоминаем, что наш пример вполне реален, и мы имеем по заданным величинам нормальную (среднего качества) газогенераторную установку.

## 6. ПОВЫШЕНИЕ МОЩНОСТИ НАДУВОМ

Перейдем теперь ко второму способу повышения мощности — к наддуву.

Наддув в двигателях внутреннего сгорания применяется с различными целями. В авиации нагнетатель ставят для того, чтобы он все время подавал к двигателю воздух с плотностью, равной плот-



Фиг. 30.

ности воздуха, засасываемого на уровне земли. Таким образом наддув должен искусственно создать двигателю воздух постоянного удельного веса вне зависимости от высоты полета, т. е. плотности окружающей среды.

В дизелях наддув обыкновенно преследует задачи уменьшения удельного веса двигателя — веса, приходящегося на 1 л. с., так как с применением наддува можно ввести в цилиндр двигателя большее количество воздуха при том же ходе поршня, и, следовательно, мы получаем большую мощность при меньшем литраже — при меньшем весе.

При работе легкого двигателя на генераторном газе с наддувом он по условиям работы приближается к авиационному, так как

и тот и другой стараются сохранить постоянную мощность при изменении внешних факторов. У авиационного двигателя уменьшается количество тепла, вводимого в цилиндры, — то же у двигателя, переведенного на генераторный газ, и оба стремятся сохранить посредством наддува постоянным количество тепла, выделяемого в единицу времени.

По характеру же наддува в легком двигателе, переведенном на газ, мы приближаемся к наддуву, применяемому на дизелях, работающих в условиях, близких к нормальным техническим. Так, коэффициент подачи у них всегда должен быть больше единицы и плотность окружающей среды можно принять величиной постоянной. Дизель, как и легкий двигатель, переведенный на генераторный газ, увеличивает весовое наполнение цилиндра, в то время как авиадвигатель стремится сохранить его постоянным.

Если сравнивать наддув, применяемый в автомобильных двигателях, работающих на бензине, с наддувом в двигателях, работающих на генераторном газе, то также нельзя провести аналогии между ними, так как наддув в автомобильном двигателе при нормальной степени сжатия, при нормальном распределении преследует в основном сохранение наполнения цилиндров двигателя с ростом числа его оборотов. Наддув при этом как бы выпрямляет характеристику двигателя, во всяком случае отодвигает ее перегиб на более высокие обороты. Поэтому во многих конструкциях автомобильных двигателей, работающих с наддувом, включение компрессора производится только при сравнительно большой его скорости (например у автомобиля Мерседес не ранее достижения скорости 50 км/час). Более раннее включение компрессора вызовет немедленно детонацию или даже самовоспламенение смеси, так как получится слишком высокое давление конца сжатия.

Посмотрим теперь, за счет каких факторов растет мощность при применении наддува.

В отличие от предыдущего метода, где центр тяжести лежал на повышении термического к. п. д. (при наддуве он не претерпевает никаких изменений), здесь центр тяжести лежит в большем весовом наполнении цилиндра, в увеличении коэффициента подачи. Таким образом прежде всего нужно посмотреть, как растет с увеличением давления всасывания с наддувом коэффициент подачи двигателя, который, как известно, можно выразить следующей формулой:

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0(\epsilon - 1)} \left( \epsilon \frac{P_a}{T_a} - \frac{P_r}{T_r} \right).$$

Величины  $T_0$ ,  $P_0$  и  $\epsilon$  не изменяются при применении наддува. Температура же начала сжатия  $T_a$ , как видно из следующего выражения:

$$T_a = \frac{\epsilon P_a T_k}{\epsilon P_a - P_r \frac{T_r - T_k}{T_r}}$$

заключает в себе две переменные величины:  $T_k$  — температуру смеси после компрессора, и  $P_a$  — давление наддува.

Температура поступающей в двигатель смеси зависит от того, предполагает ли данная конструкция охлаждение рабочей смеси после компрессора или нет.

В авиационных двигателях практикуется охлаждение воздуха посредством специального радиатора, в который он поступает по выходе из компрессора и далее подводится к карбюратору. Установка такого радиатора на автомобиле или тракторе представляется нам сомнительной, особенно если вспомнить, что и так чрезвычайно загружен наш агрегат, на котором находятся: газогенератор, система очистителей и газопроводов, смеситель и компрессор. Поэтому мы принимаем, что смесь поступает в двигатель с температурой, близкой к температуре выхода ее из компрессора.

Для определения температуры конца сжатия в компрессоре воспользуемся следующей формулой:

$$\frac{T_k}{T_a} = \left( \frac{P_k}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}},$$

где  $T_a$  и  $P_1$  — температура и давление начала сжатия рабочей смеси в компрессоре;

$T_k$  и  $P_k$  — температура и давление конца сжатия;

$n$  — средний показатель политропы, по которой идет сжатие смеси в компрессоре.

Приняв  $P_1 = 0,8$ , температуру рабочей смеси, поступающей в компрессор,  $T_{см} = 310^\circ$  абс. и отношение  $\frac{n-1}{n} = 0,25$ , находим:

$$T_k = 310 P_a^{0,25}. \quad (34)$$

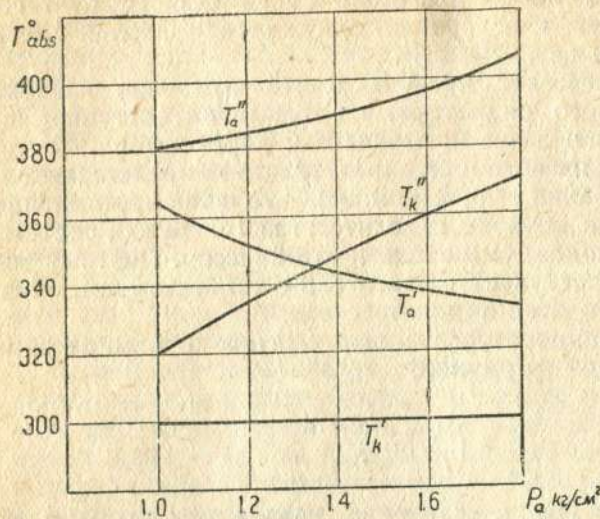
Вследствие этого можно переписать формулу, определяющую  $T_a$ , следующим образом:

$$T_a = \frac{310 \epsilon P_a^{1,25}}{\epsilon P_a - P_r \frac{T_r - 310 P_a^{0,25}}{T_r}}. \quad (35)$$

На фиг. 31 нанесены кривые изменения  $T_k$  и  $T_a$  в зависимости от величины наддува — от значения  $P_a$ . Подсчеты сделаны по формулам (34) и (35). К сожалению, нам не удалось для сопоставления подобрать какой-либо экспериментальный материал. Значения остальных параметров были приняты следующие:  $\epsilon = 4$ ,  $P_r = 1,1$  кг/см<sup>2</sup> и  $T_r = 800^\circ$  абс. В действительности с ростом наддува будет менять свои значения как  $T_r$ , так и  $P_r$ , но нам пришлось их изменением пренебречь за отсутствием подходящих данных по этому вопросу. На наш взгляд такое допущение не может дать значительной погрешности в ходе приводимых кривых.

Кривые, помеченные на фиг. 31 значком ', соответствуют предположению, что рабочая смесь после компрессора охлаждалась

каждый раз до температуры 310° абс., т. е. мы допустили, что на нашем агрегате установлен радиатор. Кривые же, помеченные значком "», предполагают, что смесь не охлаждается и поступает в двигатель с температурой выхода ее из компрессора.



Фиг. 31. Зависимость между  $T$  и степенью наддува.

Вернемся к нашей формуле для мощности:

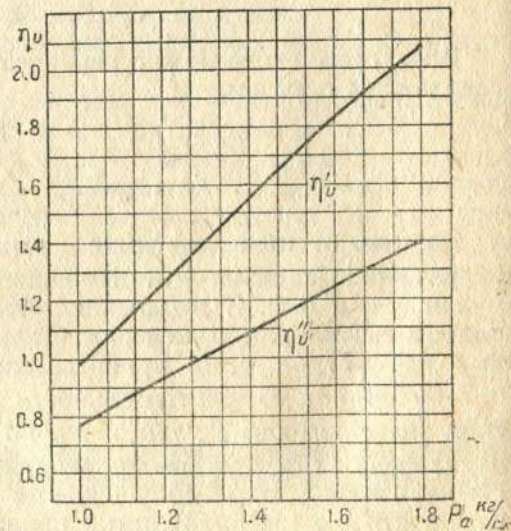
$$N_e = B \eta_t \eta_v \eta_{\eta} \eta_a,$$

где  $\eta_v$  — оптимальный к. п. д. данного двигателя при работе его на нормальном для него топливе.

Мы видим, что ни термический к. п. д.  $\eta_t$ , ни относительный к. п. д., ни механический к. п. д.  $\eta_m$  (поскольку мы им придали постоянное значение) от изменения величины  $P_a$  зависеть не будут. Вследствие этого мы в зависимости эффективной мощности двигателя от степени наддува величины  $\eta_t$ ,  $\eta_v$  и  $\eta_m$  включаем в коэффициент пропорциональности, считая их постоянными, в результате чего получаем:

$$N_e = B' \eta_v \eta_a. \quad (36)$$

Рост коэффициента подачи с переменным  $P_a$  изображен на фиг. 32. Что же касается изменения относительного



Фиг. 32. Зависимость между коэффициентом подачи и степенью наддува.

механического к. п. д.  $\eta_m$ , то он будет расти приблизительно по закону кривой, изображенной на фиг. 33.

Когда мы достигнем на генераторном газе номинальной мощности двигателя на его первоначальном топливе, т. е.  $N$  на фиг. 33 будет равно 100%, то  $\eta_a = 1$ .

Теперь нас интересует метод определения необходимого коэффициента подачи для достижения на генераторном газе оптимальной мощности двигателя. Так как коэффициент подачи прямо пропорционален мощности, то величина, на которую его нужно увеличить (обозначим ее буквой  $a$ ), будет равна отношению

$$\frac{N_{e_{п.т.}}}{N_{e_{Г}}},$$

где  $N_{e_{п.т.}}$  — эффективная мощность двигателя на его первоначальном топливе,  $N_{e_{Г}}$  — мощность, полученная после его перевода на генераторный газ.

Известно, что газовая эффективная мощность  $N_{e_{Г}}$  получается в результате умножения индикаторной газовой мощности на принятый нами постоянный механический к. п. д. и на коэффициент  $\eta_a$ , характеризующий падение механического к. п. д. с переходом двигателя на газ. Отсюда можно определить искомую величину  $a$ :

$$a = \eta_a \frac{N_{e_{п.т.}}}{N_{e_{Г}}}. \quad (37)$$

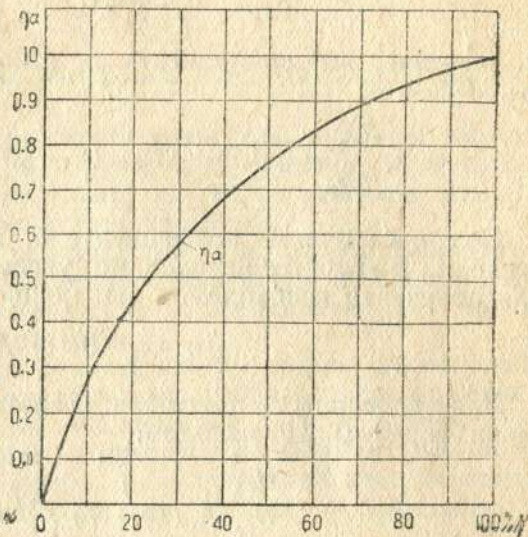
(Само собой разумеется, что все наши подсчеты подразумевают одинаковые обороты двигателя.)

Коэффициент  $a$  определяет величину, на которую необходимо умножить полученный после перехода двигателя на генераторный газ коэффициент подачи для достижения на двигателе его оптимальной мощности. Таким образом искомый для получения полной мощности коэффициент подачи определяем следующим образом:

$$\eta_v' = a \eta_v \quad (38)$$

или

$$\eta_v' = \eta_a \eta_v \frac{N_{e_{п.т.}}}{N_{e_{Г}}}. \quad (39)$$



Фиг. 33. Влияние степени наддува на величину относительного механического к. п. д.

Зная коэффициент подачи, мы уже можем с достаточной точностью определить необходимое давление наддува  $P_a$ .  
Выше по формуле (25) было найдено для бензинового двигателя:

$$N'_{e\Gamma} = (0,57 \div 0,28) N_{eB}$$

Отсюда определяем:

$$\frac{N_{eB}}{N_{e\Gamma}} = \frac{1}{0,57 \div 0,28} = 1,76 \div 3,58. \quad (40)$$

Значение же коэффициента  $a$  находим умножением выражения (40) на  $\eta_a$ :

$$a = \eta_a \frac{N_{eB}}{N_{e\Gamma}} = \eta_a (1,76 \div 3,58) = (0,9 \div 0,7) (1,76 \div 3,58) \approx 1,6 \div 2,5.$$

Получив значение коэффициента  $a$ , мы уже можем определить пределы, в которых необходимо увеличивать коэффициент подачи для получения необходимой нам мощности:

$$\eta'_v = a \eta_v = (1,6 \div 2,5) \eta_v.$$

Для керосинового двигателя, аналогично предыдущему, на основании формулы (26) находим:

$$\frac{N_{eK}}{N_{e\Gamma}} = \frac{1}{(0,63 \div 0,3)} = (1,6 \text{ до } 3,3).$$

Далее имеем:

$$a' = \eta_a (1,6 \div 3,3) = (0,9 \div 0,7) (1,6 \div 3,3) = (1,45 \div 2,3),$$

и окончательно

$$\eta''_v = a' \eta_v = (1,45 \div 2,3) \eta_v.$$

Для получения на генераторном газе полной мощности двигателя на его первоначальном топливе необходимо ввести в цилиндры двигателя такое же количество тепловой энергии, какое он засасывал, работая на бензине или керосине (коэффициент использования этой энергии при наддуве не претерпевает никаких изменений). Для достижения этого необходимо коэффициент подачи, полученный у двигателя после перевода его на генераторный газ, умножить на  $(1,45 \div 2,3)$  в случае, если первоначальным топливом был керосин, и на  $(1,6 \text{ до } 2,5)$ , если двигатель работал на бензине.

Точно установить цифру, на которую придется умножить коэффициент подачи, возможно только испытанием двигателя на газе, выяснив значение двух параметров: коэффициента подачи и тепловой способности рабочей смеси.

Все эти рассуждения действительны, конечно, при условии, что степень сжатия двигателя осталась неизменной.

Возвратимся к формуле (36). Для определения полной мощности известно, что  $\eta_a = 1$ , и, следовательно, формула (36) примет следующий вид:

$$N_{e\Pi} = a N_{e\Gamma}.$$

Здесь через  $N_{e\Pi}$  мы обозначаем полную мощность двигателя, полученную при работе его на генераторном газе, через  $\eta_v$  — коэффициент подачи, полученный на газе без наддува. Иначе эту формулу можно написать так:

$$N_{e\Pi} = \eta'_v / \eta_v N_{e\Gamma}, \quad (43)$$

где  $\eta'_v$  — коэффициент подачи двигателя при работе его на газе с наддувом.

Все выводы окажутся безошибочными при условии, что мы имеем уже готовую (сжатую) перед поступлением в двигатель рабочую смесь, если, следовательно, мы не затрачиваем никакой работы на увеличение коэффициента наполнения.

В действительности же, как известно, компрессор приводится от двигателя и отнимает у последнего некоторую мощность, идущую на сжатие смеси в компрессоре и преодоление сил трения в различных частях этого механизма.

Таким образом мощность, отнятая компрессором, равна произведению из работы сжатия единицы веса рабочей смеси на секундный ее расход, деленному на механический к. п. д. компрессора.

Вследствие этого мощность, полученная по формуле (43), будет давать преувеличенные значения. Для получения действительной мощности необходимо вычесть из нее мощность, пошедшую на компрессор:

$$N_{e_d} = N_{e\Pi} - N_K, \quad (44)$$

где  $N_K$  — мощность, затраченная компрессором.

Мощность  $N_K$  можно приближенно подсчитать по следующей формуле:

$$N_K = \frac{L G_{\text{сек}}}{75 \cdot \eta_K}, \quad (45)$$

где  $L$  — работа сжатия 1 кг рабочей смеси;

$G_{\text{сек}}$  — секундный весовой расход смеси в килограммах;

$\eta_K$  — к. п. д. компрессора.

Принимая, что работа сжатия в компрессоре протекает по адиабате:

$$L_{\text{ад}} = P_1 V_1 \frac{K}{K-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right], \quad (46)$$

и задаваясь к. п. д. компрессора  $\eta_K$ , находим:

$$L = P_1 V_1 \frac{K}{K-1} \frac{\left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]}{\eta_K}, \quad (47)$$

и мощность компрессора получится:

$$N_k = P_1 V_1 \frac{K}{K-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] G_{\text{сек}} \quad (48)$$

Подсчитаем далее приближенным методом, какой процент от всей мощности двигателя ( $N_{\text{еп}}$ ) отнимает работа компрессора в зависимости от отношения  $\frac{P_2}{P_1}$  в формуле (46). Так как мы для упрощения принимаем, что  $P_1 = \text{const}$ , то, следовательно, мы хотим вывести зависимость между давлением наддува  $P_a$  и мощностью, отнимаемой компрессором.

Зададимся для этого следующими величинами.

Среднюю теплотворную способность 1 кг рабочей смеси генераторного газа с воздухом примем равной  $h = 450 \text{ кал/м}^3$ .

Далее примем, что в полезную работу превращается 18% ( $\eta_e = 0,18$ ) от введенного в цилиндр двигателя количества тепла.

На основании этого находим, что 1 кг рабочей смеси дает:

$$[L = \frac{h \eta_e}{A} = 450 \cdot 0,18 \cdot 427 = 34600 \text{ кг.м.}]$$

Задавшись далее для компрессора:  $\eta_k = 0,84$ ;  $P_1 = 0,8 \text{ кг/см}^2$ ,  $v_1 = 0,95 \text{ м}^3/\text{кг}$ , подставляем эти значения в выражение (47), в результате чего получаем:

$$L_k = 31700 - 2425 P_2 \quad (49)$$

Если эту формулу разделить на полученную выше цифру 34600 кг/м (характеризующую количество работы, получаемое с 1 кг рабочей смеси) и помножить на 100, то результат укажет, какую часть мощности в процентах отнимает компрессор от двигателя в зависимости от различных значений  $P_2$ .

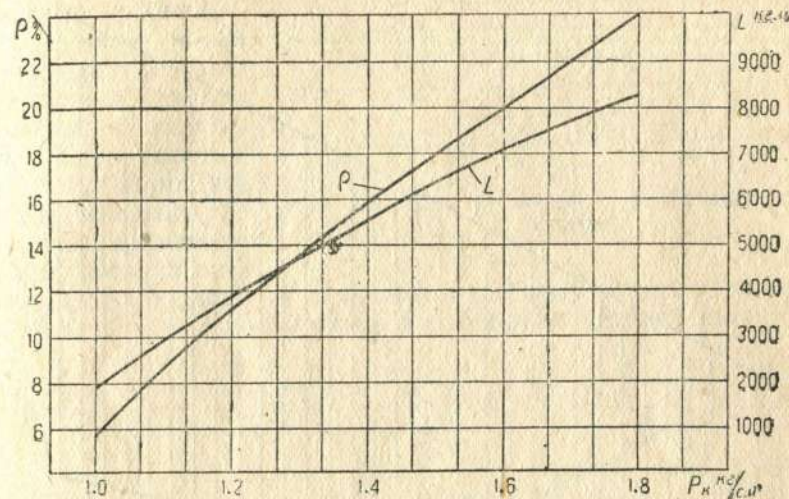
$$\rho = \frac{(31700 - 2425 P_2)}{346} \quad (50)$$

На фиг. 34 изображены две кривые. Помеченная буквой  $L$  рисует изменение абсолютных значений работы сжатия (в кгсм) компрессора в зависимости от давления конца сжатия  $P_2$ . Давление начала сжатия мы приняли для всех случаев равным 0,8. Подсчеты произведены по формуле (49). Вторая кривая изображает изменение коэффициента  $\rho$ , определяющего, какой процент мощности двигателя поглощается компрессором. Здесь также мы находим изменения  $\rho$  для различных значений давления конца сжатия  $P_2$ . Значения  $\rho$  подсчитаны по формуле (50).

Возвратимся теперь к формуле (36) и построим кривую изменения мощности с изменением давления  $P_a$ . Поступим для этого следующим образом. Изменение коэффициента подачи  $\eta_v$  с ростом наддува будем брать по фиг. 32, — ход кривой изменения мощности будет носить не совсем такой же характер, как изменение  $L$ , так

как мы видим, что в формуле (36) участвует еще одна переменная величина —  $\eta_a$ .

На фиг. 35 изображена эта кривая — изменение эффективной мощности двигателя в зависимости от величины наддува  $P_a$ . Кривая, помеченная буквой  $N_e$ , построена в предположении, что с переходом на газ при  $P_a = 0,8$  мощность двигателя упала на 50%. Далее на этом же чертеже нанесена еще кривая роста мощности, отнимаемой компрессором в зависимости от значения  $P_a$ . Эту кривую мы брали на основании данных фиг. 34. Но так как  $P_k$  [формула



Фиг. 34. Работа сжатия компрессора в зависимости от давления конца сжатия.

(49 и 50)] не есть то же самое, что  $P_a$  (не учтены потери на сопротивление всасывающих труб и проходных сечений клапанов), то величину  $\rho$  мы увеличили на 20%. На практике, конечно, для различных  $P_k$  будут различные скорости рабочей смеси, а следовательно, и падение давления ее по дороге от компрессора к цилиндрам двигателя не будет величиной постоянной.

Таким образом вторая кривая на фиг. 35, помеченная  $N_k$ , определяет мощность, отнимаемую компрессором. Обе кривые отложены в процентах. За 100% принята мощность на первоначальном топливе. Отправной служит точка, при которой  $P_a = 0,8$ ; наддува нет, и мощность при этом принята  $N_e = 50\%$ .

Отрезки между кривыми показывают эффективную мощность. Посмотрим теперь, допустимы ли такие высокие значения  $P_a$  и  $T_a$  с точки зрения давления и температуры конца сжатия.

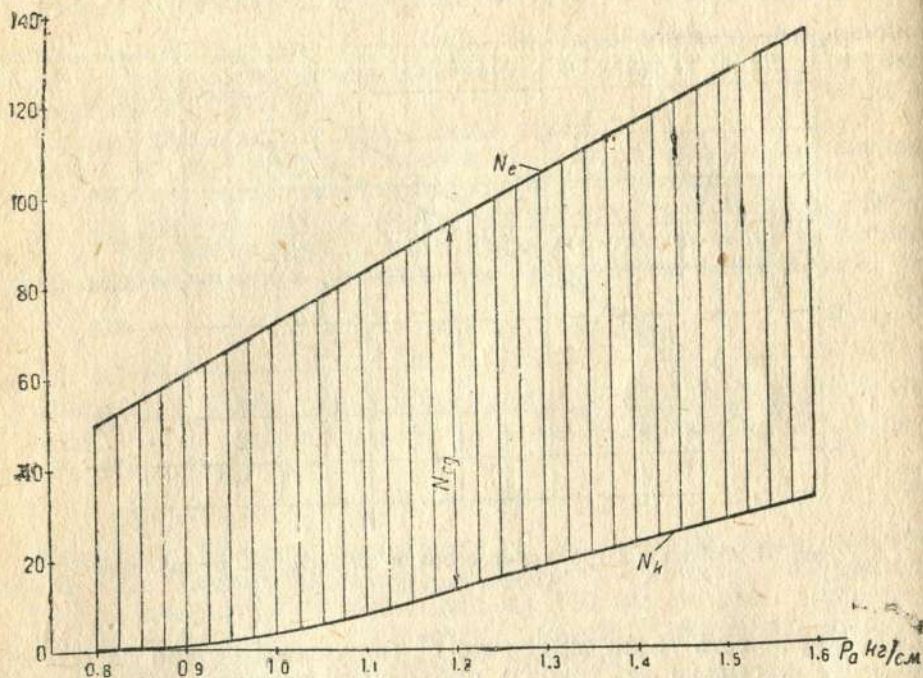
Совершенно очевидно, что пределом для наддува в двигателе, засасывающем и сжимающем рабочую смесь, так же как и пределом степени сжатия, служит момент наступления детонации или самовоспламенения рабочей смеси.

Как известно,

$$P_c = P_a \varepsilon^{n'}$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n'-1}$$

В этих формулах степень сжатия должна быть известна по конструкции выбранного двигателя. Показателем политропы сжатия мы задаемся, как это обычно и делается, в пределах от (1,32 до 1,4).



Фиг. 35. Рост мощности с изменением степени наддува.

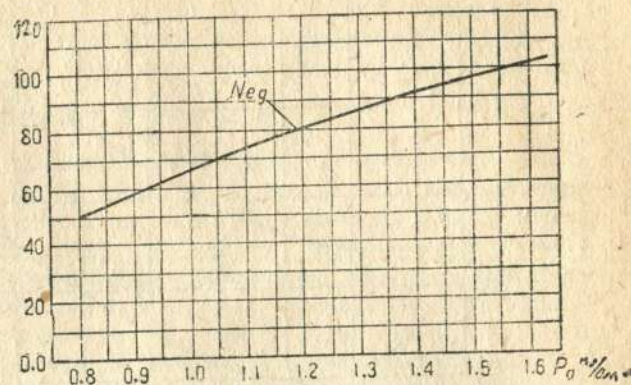
Задавая для примера  $n' = 1,35$ , построим зависимость давления конца сжатия от степени наддува  $P_a$ , при этом примем три различные значения степени сжатия:  $\varepsilon = 3,5$ ;  $\varepsilon = 4,0$ ;  $\varepsilon = 4,5$ . Эта зависимость изображена на фиг. 37: по оси абсцисс отложены значения  $P_a$ , а по оси ординат — соответствующее значение давления конца сжатия  $P_c$ .

Из фиг. 37 видно, что максимальное значение, которого достигает  $P_c$   $12 \text{ кг/см}^2$  и соответствует увеличению степени сжатия примерно до  $\varepsilon = 7,5$ , т. е. приближается к максимуму, допустимому для генераторного газа.

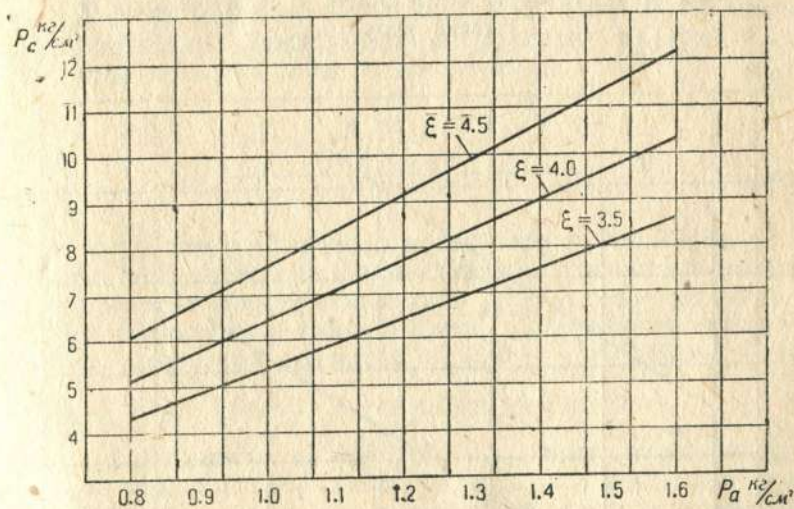
Вообще следует заметить, что при наддуве возможны более высокие давления сжатия, чем при увеличении  $\varepsilon$ . Достигается это мерой, о которой мы уже говорили выше, — охлаждением воздуха или рабочей смеси после компрессора.

На фиг. 38 приведена зависимость температуры конца сжатия  $T_c$  от величины наддува  $P_a$  и на фиг. 39 — изменение этой же величины как функции температуры начала сжатия  $T_a$ . В обоих случаях подсчеты проделаны для трех различных степеней сжатия:  $\varepsilon = 3,5$ ;  $\varepsilon = 4,0$  и  $\varepsilon = 4,5$ .

Таким образом мы видим, что стабилизация мощности после перехода двигателя на генераторный газ при применении наддува может быть достигнута. Естественно, что давление вспышки  $P_r$  не должно принимать слишком высоких значений, превосходящих допустимые запасы прочности и угрожающие вызвать остаточные деформации в различных деталях двигателя.

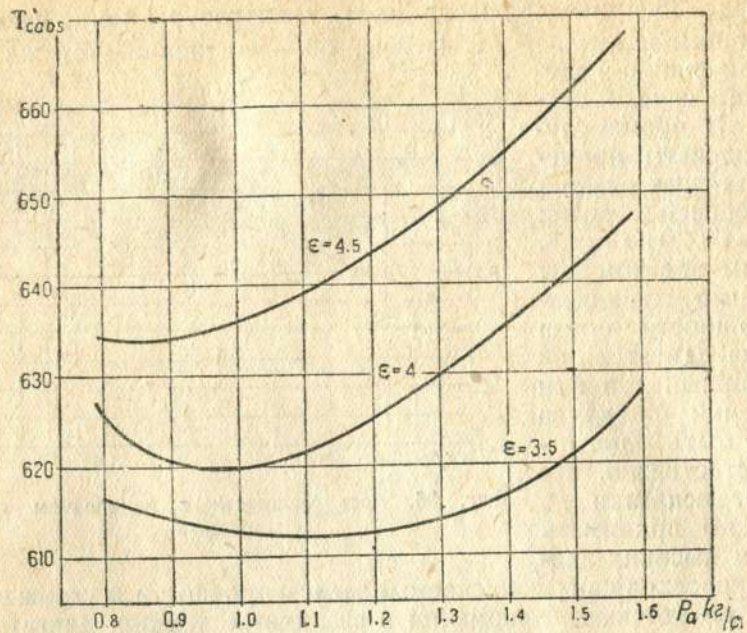


Фиг. 36. Рост мощности с изменением степени наддува.

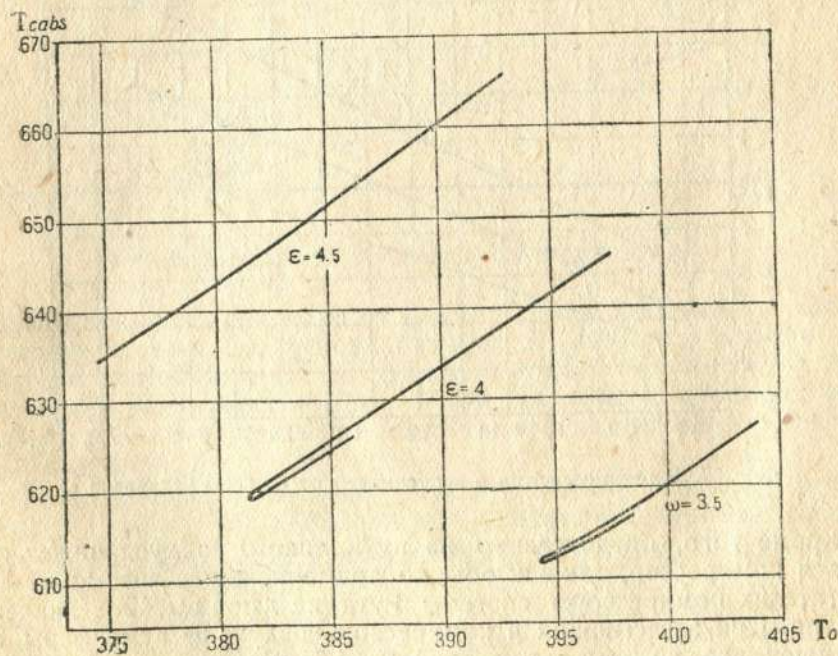


Фиг. 37. Давление сжатия в зависимости от степени наддува и  $\varepsilon$ .

Кроме того, препятствием на пути такого наддува может служить компрессор, так как обычно применяемые в автомобильных двигателях компрессоры системы Рута не дают высоких давлений сжатия. При засасывании в компрессор воздуха из атмосферы они сжимают его не выше, чем до  $1,4 - 1,5 \text{ кг/см}^2$ , т. е. значительно меньше, чем это может оказаться необходимым.



Фиг. 38. Температура конца сжатия  $T_c$  в зависимости от степени наддува  $\epsilon$ .



Фиг. 39.  $T_c$  в зависимости от  $T_a$  и  $\epsilon$ .

Для достижения нужного давления начала сжатия  $P_a$  необходимо, чтобы давление конца сжатия компрессора было равно приблизительно  $1,1 - 1,2 P_a$ . Для  $P_a = 1,5$  давление конца сжатия компрессора получим  $P_k = 1,2; 1,5; 1,8 \text{ кг/см}^2$ . Так как мы начинаем сжимать рабочую смесь не с атмосферного давления, а несколько меньше —  $P_1 \approx 0,8 \text{ кг/см}^2$ , то получаем отношение давления выхода к давлению всасывания равным  $\frac{1,8}{0,8} = 2,25$ .

Это обстоятельство вызывает необходимость установки ротационного компрессора. Турбокомпрессор мало пригоден по двум причинам: первая — давление конца сжатия является у него функцией числа оборотов, что дало бы весьма неустойчивую работу при установке его на автомобильном двигателе; вторая — даже при условии постоянства оборотов, т. е. работе его на двигателе с регулятором, необходимо исполнение его многоступенчатым, так как он дает незначительные перепады давления в одной ступени.

Для получения более ясного представления об изменении различных параметров с ростом давления наддува  $P_a$  двигателя, работающего на генераторном газе, и для выяснения допустимых значений давления наддува мы проделали ряд тепловых расчетов двигателя автомобиля „Форд“ для различных значений  $P_a$ .

Все результаты этих подсчетов приведены на сводной фиг. 40, где обозначения взяты те же, что и повсюду в тексте. На фиг. 40 нанесена также кривая изменения мощности, отнимаемой компрессором (в процентах) в зависимости от давления наддува  $P_a$ . Значения для этой кривой получены по формуле:

$$p = \frac{100 P_1 v_1 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{P_k}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}{\eta_k} : \frac{h \eta_e}{A}. \quad (51)$$

Первая часть этого уравнения представляет собой работу сжатия  $1 \text{ кг}$  газа в компрессоре, выраженную в килограммометрах, а вторая — количество килограммометров работы, получаемых с  $1 \text{ кг}$  поступившей в двигатель рабочей смеси. Для различных факторов мы приняли следующие значения:  $P_1 = 0,9$ ;  $v_1 = 0,95$ ;  $P_k = 1,2 P_a$ ;

$k = 1,4$ ;  $\eta_e = 0,195$ ;  $A = \frac{1}{427}$  и  $h = 500 \text{ кал/кг}$ .

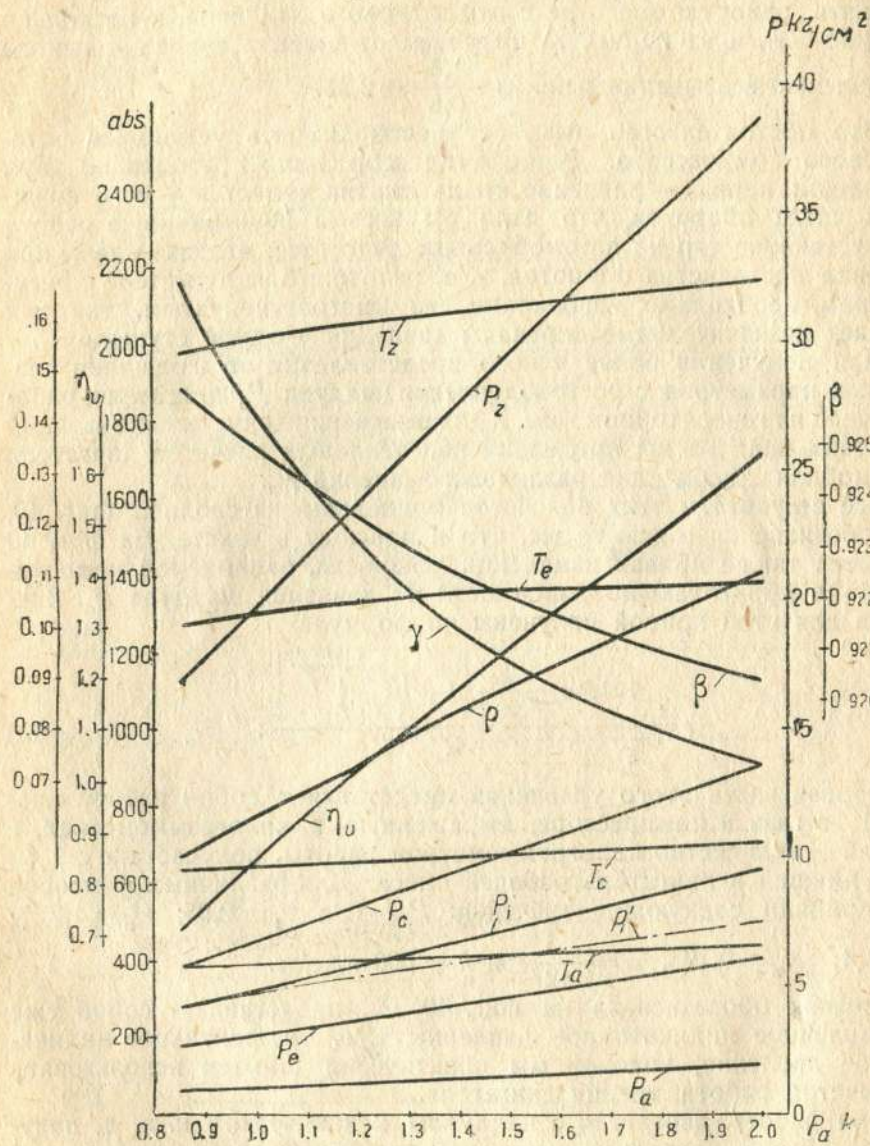
Кривая, обозначенная на фиг. 40  $P_i$ , представляет собой уже исправленное индикаторное давление, т. е. то фиктивное индикаторное давление, которое мы практически сможем использовать за вычетом работы трения двигателя.

При работе двигателя с наддувом механический к. п. д. получается обычно несколько выше, чем при работе этого же двигателя без наддува. Ранее нами было принято, что для двигателя автомобиля „Форд“  $\eta_m = 0,82$ . Сейчас мы предполагаем  $\eta_m = 0,85$ . Зная по предыдущим подсчетам, что при нормальной мощности двигателя  $P_e = 5,85$ , находим по фиг. 40 необходимое для этого среднее индикаторное давление  $P_i'$  и соответственно давление наддува  $P_a$ .



Значение  $P_i'$  определяем следующим образом:

$$P_i' = \frac{P_{eB}}{\eta_m} = \frac{5,25}{0,85} = 6,9 \text{ кг/см}^2.$$



Фиг. 40. Влияние степени наддува на различные параметры.

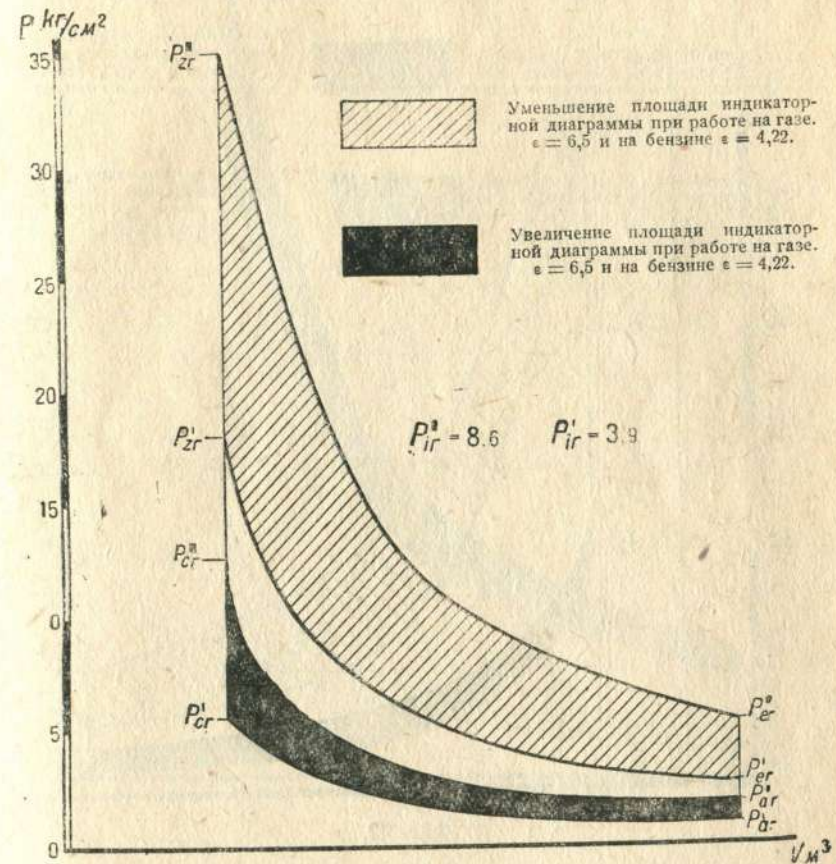
Это значение  $P_i$  на фиг. 40 соответствует давлению наддува  $P_a = 1,8 \text{ кг/см}^2$ . Ниже мы приводим основные данные из теплового расчета указанного двигателя для значения  $P_a = 1,8 \text{ кг/см}^2$ .

Температура смеси перед компрессором  $T_{см} = 312^\circ \text{ абс}$ . Температура смеси после компрессора  $T_k = 393,5 \text{ абс}$ .

Принимаем, что смесь поступает в двигатель с несколько пониженной температурой:

$$T'_0 = T_k - \Delta T_k = 393,5 - 9,5 = 384^\circ \text{ абс}.$$

Температура начала сжатия  $T_a = 415^\circ \text{ абс}$ . Температура остаточных газов  $T_r = 800^\circ \text{ абс}$ . Давление остаточных газов  $P_r = 1,05 \text{ кг/см}^2$ .

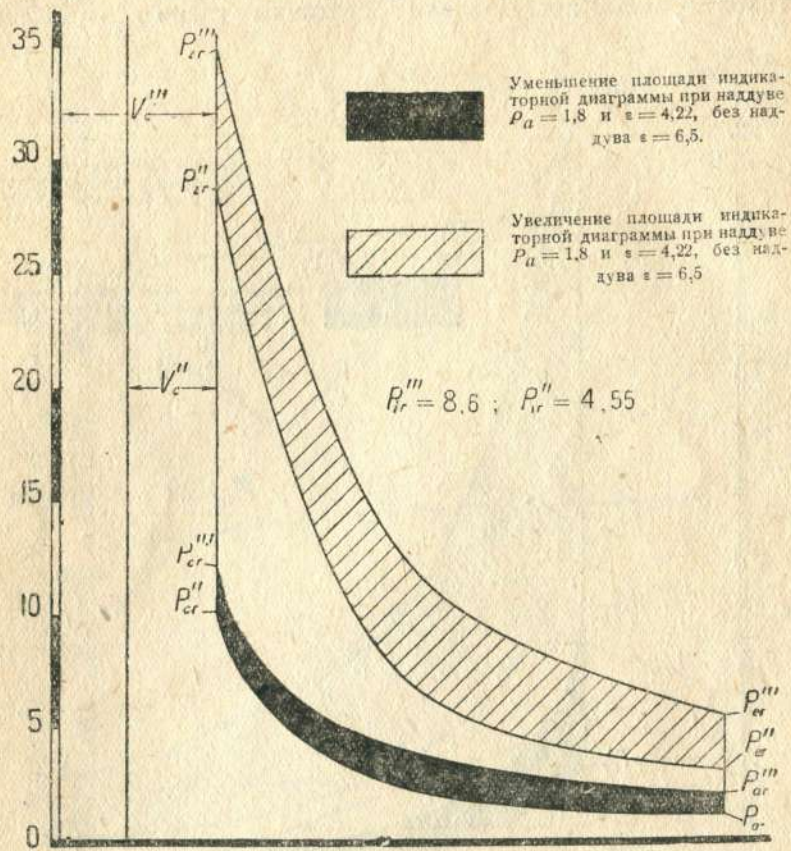


Фиг. 41.

Коэффициент подачи  $\gamma_{1e} = 1,489$ . Коэффициент остаточных газов  $\gamma = 0,0795$ . Коэффициент молекулярного изменения  $\beta = 0,9209$ . Температура конца сжатия  $T_c = 688^\circ \text{ абс}$ . Давление конца сжатия  $P_c = 12,2 \text{ кг/см}^2$ . Температура конца сгорания  $T_z = 2150^\circ \text{ абс}$ . Давление конца сгорания  $P_z = 35,1 \text{ кг/см}^2$ . Температура конца расширения  $T_e = 1330^\circ \text{ абс}$ . Давление конца расширения  $P_e = 5,45 \text{ кг/см}^2$ .

Как видно из приведенных величин, давление конца сжатия  $P_c = 12,2$  может еще быть допустимо; что же касается значений

$P_z = 35,1$ , т. е. на 25% больше, чем при работе на бензине, то здесь уже возникает опасность вызвать слишком большие напряжения в различных частях двигателя. В частности, имея дело с таким двигателем, как „Форд“, обладающим весьма небольшими запасами прочности, такое значение  $P_z$  при проверке различных деталей на прочность по всей вероятности окажется недопустимым.



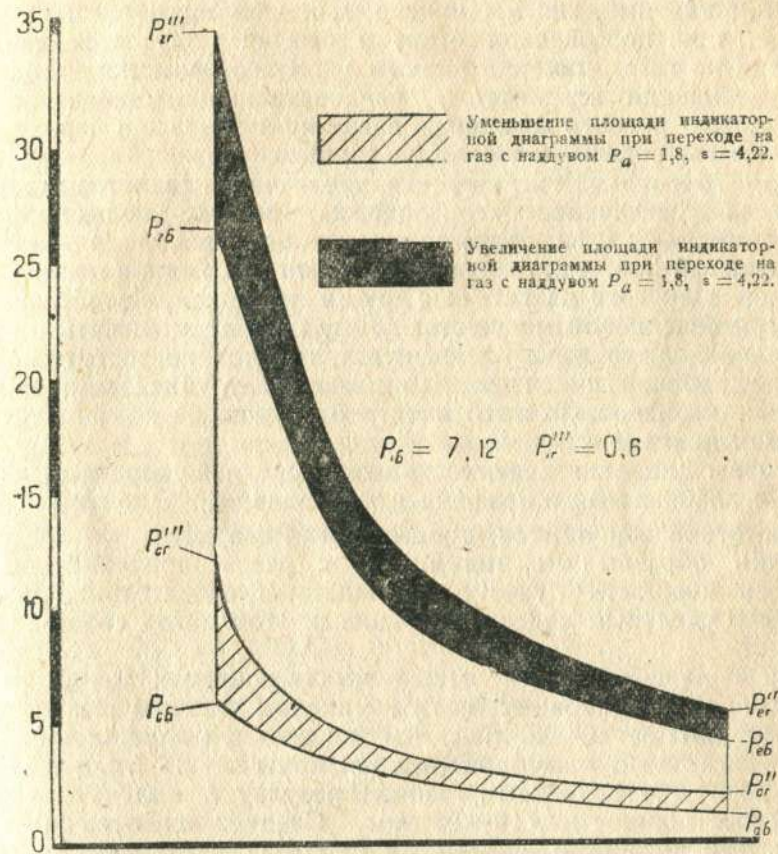
Фиг. 42.

На фиг. 41, 42 и 43 приведены для сравнения теоретические индикаторные диаграммы. На фиг. 41 даны две наложенные друг на друга индикаторные диаграммы: одна — при работе двигателя на газе с наддувом, другая — при работе его на газе без наддува. На фиг. 42 также даны две наложенные друг на друга индикаторные диаграммы; одна — при работе на генераторном газе с наддувом, а другая — при работе на газе с повышенной степенью сжатия  $\epsilon = 6,5$ . На фиг. 43 — дается сравнение индикаторной диаграммы с наддувом при работе двигателя на газе с нормальной индикаторной диаграммой при работе двигателя на бензине.

## 7. ИТОГИ

Перейдем теперь к заключительной части нашей работы — к подытоживанию полученных результатов.

Мы видели, что перевод как бензинового, так и керосинового двигателей на генераторный газ влечет за собой катастрофическое



Фиг. 43.

падение их мощности и вследствие этого может привести к почти полной потере трудоспособности приводимого ими в действие агрегата.

Разобранные нами пути и возможности борьбы с этими потерями в части двух способов не дали удовлетворительных результатов. Увеличение литража в пределах данного двигателя дает, конечно, жалкий эффект. Мы видели раньше, что для достижения полной мощности необходимо в среднем увеличивать литраж двигателя вдвое. Существующие же двигатели проектировались, конечно, без расчета на увеличение литража.

Борьба с потерей мощности путем увеличения степени сжатия, как показали все наши подсчеты, также не дает удовлетворительных результатов. Сочетание увеличенного литража с повышенной степенью сжатия несколько приблизит нас к цели, но, конечно, не даст возможности достигнуть ее. Следует заметить, что при указанной комбинации требуются, во-первых, уже довольно сложные переделки двигателя, далеко не всегда допускаемые их конструкцией, и, во-вторых, как мы видели на нашем примерном тепловом расчете, при повышенной степени сжатия получается давление вспышки на газе примерно равным давлению вспышки на бензине. При увеличении же литража, следовательно площади поршня, легко можно создать излишнюю нагрузку на детали и переходящие допустимые пределы давления на трущихся поверхностях.

Кроме того, мы считаем, что увеличение диаметра цилиндра двигателя (увеличение его литража) вообще нельзя назвать методом борьбы с падением мощности от перехода двигателя на генераторный газ, так как рассверловка цилиндров равносильна постановке другого двигателя с другим литражем, а следовательно, и другой бензиновой мощностью. Литровая же мощность от такой переделки должна даже уменьшиться, так как возрастут скорости прохода рабочей смеси во всасывающих трубках и проходных сечениях клапанов. Все это вместе отразится на коэффициенте наполнения двигателя.

На фиг. 12 дается зависимость между средней скоростью рабочей смеси в клапанах  $\omega_{cp}$  и коэффициентом подачи  $\eta_v$ . Эта кривая получена на основании опытов, проделанных Рикардо.

Таким образом мы видим, что с рассверловкой цилиндров литровая мощность будет даже падать, следовательно, никакой борьбы с удельным падением мощности этот метод собой не представляет.

Для большей ясности нашей мысли приведем такой пример. В каком-нибудь районе требуются тракторы системы „Интернационал“ мощностью 10—20 л. с., мы же возьмем и установим на их рамы двигателя с тракторов этой же фирмы 22—36 л. с. и переведем их на работу генераторным газом. В результате получится трактор требуемой мощности—10—20 л. с. Следует ли отсюда делать вывод, что потеря мощности от перехода на генераторный газ равна нулю.

В отношении всего трактора такой вывод будет совершенно справедлив: потеря его мощности равна нулю. Что же касается вопроса о двигателе, то он даже не может быть поставлен в такой плоскости; равна ли нулю потеря мощности двигателя трактора „Интернационал“ 10—20 л. с., от того, что двигатель трактора этой системы 22—36 л. с. показывает на генераторном газе мощность 20 л. с.

Что касается третьего метода борьбы с потерей мощности наддува, то он дает безусловно более положительные результаты, так как, пользуясь наддувом, можно довести мощность на генераторном газе до нормального ее состояния при работе двигателя на своем „природном“ топливе.

Следует сказать, что сам по себе наддув очень мало удобен для автомобиля, в особенности для условий городской его эксплуатации, где приходится почти все время менять его мощность в самых больших пределах. Это достигается количественным регулированием смеси (попытка перейти на качественное регулирование при работе на генераторном газе вряд ли дадут удовлетворительные результаты по ряду причин, которые мы здесь разбирать не считаем уместным).

Таким образом почти непрерывное дросселирование двигателя, работающего с компрессором, не предвещает ничего хорошего в этом направлении. Если поставить вопрос о компрессоре, который можно было бы выключить и включить (вместо дросселирования), то это также вряд ли разрешило бы нашу проблему, так как, помимо того, что мы увеличили бы нагрузку водителя еще одним органом управления (при работе на генераторном газе он и так вынужден все время наблюдать за качеством смеси), этот образ действий каждый раз при включении и выключении компрессора вызвал бы резкие перебои в работе двигателя.

Применение наддува на тракторе имеет некоторые преимущества, так как эксплуатация этого агрегата проходит при более стабильных условиях. У него нет необходимости постоянно изменять мощность, дросселировать рабочую смесь, и поэтому установка компрессора на тракторе может дать более положительные результаты.

Из известных нам зарубежных газогенераторных установок только в одной применен компрессор для борьбы с потерей мощности, причем установка его была произведена на тракторе, а не на автомобиле.

Сколько-нибудь большое распространение тракторы этой фирмы, применившей указанный метод борьбы с потерей мощности, по имени нас у нас материалам, не получили.

Объяснение этому обстоятельству найти, конечно, нетрудно. Помимо того, что приходится приспособлять на агрегат, и так уже очень усложненный и утяжеленный, еще один механизм, который, кстати сказать, не является таким дешевым, как все остальные части, связанные с переходом на генераторный газ, нужно отметить один очень важный момент, заключающийся в том, что наддув в легких двигателях внутреннего сгорания получил пока применение, главным образом, в авиации. О применении компрессоров в тракторных двигателях нам до сих пор не приходилось слышать вовсе, за исключением только что указанного. В части автомобильных двигателей наддув получил применение пока, главным образом, в машинах гоночного и полугоночного типов, рассчитанных на специфическую эксплуатацию и не могущих поэтому служить для нас образцом.

## ВЫВОДЫ

Этот самый короткий раздел нашей работы является и наиболее спорным его местом, могущим вызвать различные возражения. В связи с этим заключительная часть печатается нами как бы в дискуссионном порядке.

Основной вывод, к которому мы пришли, заключается в том, что при проектировании газогенераторной установки на какой-либо агрегат, проектирующий на наш взгляд, должен быть связан только требуемой от него мощностью, а не конструкцией двигателя. Другими словами, мы хотим сказать, что газогенераторная проблема только тогда сможет занять подобающее место, когда будет предоставлена возможность не приспособляться к существующим двигателям, а удовлетворять любым поставленным в области мощности условиям проектирования соответствующего двигателя вместе со всей газогенераторной установкой.

В этом мы видим единственный выход из тупика, в котором находится сейчас газогенераторная проблема.

При желании сохранить у данного агрегата (автомобиля, трактора или моторного катера) его оптимальную мощность при работе на генераторном газе прежде всего нужно отвергнуть соблазнительное желание использовать установленный на нем двигатель. Только при этом условии, по нашему мнению, можно доказать, что газогенераторная проблема является реальной и экономически рентабельной проблемой.

Так же, как при замене в топке парового котла антрацита на бурый уголь или торф мы не сможем никакими мелкими переделками добиться той же его производительности, так и газогенераторная проблема на автотракторном транспорте не обойдет падения мощности двигателя никакими мелкими переделками.

Если бы конструкторы так называемых легких дизелей, вместо того чтобы проектировать специальные типы двигателей, стали приспособлять существующие автомобильные и тракторные моторы, то дизеля и по сей день не получили бы, по всей вероятности, ни признания, ни распространения.

В легких газогенераторах в качестве компромиссного решения можно часто заменить (не всегда, конечно) проектировку специального двигателя подбором подходящего мотора из уже осуществленных конструкций с других агрегатов. В качестве примера мы уже говорили о возможности постановки на трактор Интернационал 10—20 л. с. двигателя с трактора Интернационал 22—36 л. с. (если это позволяет монтажными условиями).

Вообще, конечно, следует сказать, что не менее бессмысленным выглядел бы бензиновый двигатель, работающий на степени сжатия 2, чем выглядит газогенераторный двигатель, работающий на степени сжатия  $\epsilon = 3,5 \div 4$ .