

Цена 8 р. 30 к.

320.96

792673

И.С. МЕЗИН

**ТРАНСПОРТНЫЕ
ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ**

ОГИЗ·СЕЛЬХОЗГИЗ
1 9 4 8

И.С. МЕЗИН · ТРАНСПОРТНЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ

МИНИСТЕРСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ И ТРАКТОРНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ
СОЮЗА ССР

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ
(НАМИ)

И. С. МЕЗИН

ТРАНСПОРТНЫЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ

О Г И З — С Е Л Ъ Х О З Г И З
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
М О С К В А — 1 9 4 8

ПРЕДИСЛОВИЕ

Техническое осуществление газификации твёрдого топлива в транспортных газогенераторах базировалось не столько на теоретических принципах газогенераторного процесса, сколько на чисто практических решениях, вытекавших из опыта эксплуатации. Создалось такое положение, при котором теория газогенераторного процесса вместо того, чтобы быть руководящим средством при создании прогрессивных конструкций газогенераторов, использовалась, главным образом, для разъяснения принципов действия существующих систем. Произошло это потому, что теория газогенераторного процесса, имевшая вековую давность, разрабатывалась применительно к стационарным газогенераторам и далеко не всегда отвечала транспортным модификациям их. Последние же развивались обособленно, в зависимости от специфических условий эксплуатации автомобиля и трактора.

За годы Великой Отечественной войны транспортные газогенераторы получили как в Советском Союзе, так и за границей исключительно широкое распространение. Однако теоретические обоснования и экспериментальные исследования отдельных вопросов этой проблемы заметно не продвинулись вперёд и до настоящего времени весьма скудно освещены в литературе. Малая изученность явлений, происходящих при работе газогенераторной установки совместно с двигателем, не позволяет ещё уверенно наметить пути и способы устранения многих недостатков, которые всё ещё наблюдаются в транспортных газогенераторных установках. Снижение мощности двигателя по сравнению с жидким топливом, непостоянство газогенераторного процесса, громоздкость и значительный вес всех агрегатов установки, большая трудоёмкость её обслуживания и прочие общеизвестные отрицательные стороны газогенераторов затрудняют их эксплуатацию и поэтому должны быть по возможности устранены.

Несомненно, что усовершенствованию газогенераторных установок будут способствовать дальнейшая разработка теории газогенераторного процесса и, главным образом, уточнение старых и проведение принципиально новых экспериментов. Эти эксперименты (в основном) должны помочь вскрыть сущность происходящих явлений и подсказать рационализацию существующих или идею новых, более совершенных принципов действия.

Современная техническая литература по транспортным газогенераторам в большинстве случаев либо содержит описание конструкций различных установок, либо излагает их расчёт, построенный на основе общих принципов термодинамики, теплопередачи и термодинамики. Как правило, эти расчёты почти не подтверждаются данными опытной проверки и поэтому представляют собой чаще академический интерес, не имея практического приложения.

В НАТИ¹ за последнее десятилетие по транспортным газогенераторам накопился обширный экспериментальный материал. К сожалению, большая часть его неизвестна широкому кругу советских читателей. Это обстоятельство побудило меня выпустить предлагаемую монографию, содержащую систематизированный материал экспериментальных исследований рабочего процесса транспортного газогенератора. В данном труде сделана попытка найти физико-химическую сущность взаимодействия основных конструктивных и рабочих параметров газогенератора и установить их связь с работой автомобильного двигателя.

Содержание книги разбито на две части. В первой части рассматривается рабочий процесс газообразования. На основе экспериментов с переменной высотой активной зоны доказывалось, что у транспортных газогенераторов с фурменным подводом воздуха процесс газификации в основном завершается непосредственно у фурм. Поэтому применительно к этим газогенераторам отвергаются старые представления о дедуктивном образовании окиси углерода и о существовании восстановительной зоны. Следовательно, признаётся принцип высокоскоростной газификации. Такой вывод, помимо чисто теоретического интереса, имеет ещё большое практическое значение, так как позволяет заметно облегчить и упростить существующие ныне камеры газификации за счёт упразднения так называемой «восстановительной зоны».

Во второй части книги изложено приготовление газозоудшной смеси при различных режимах работы автомобильного двигателя и, в частности, при внезапных изменениях расхода газа. Изучение этого вопроса поможет улучшить работу автомобильного двигателя на генераторном газе в отношении увеличения приёмистости, гибкости работы, понижения расхода топлива и стабилизации низких оборотов при холостом ходе.

Почти весь экспериментальный материал, приведённый в книге, накоплен мною за период пятнадцатилетней работы в газогенераторном отделе НАТИ. Помимо того, для обоснования некоторых теоретических выводов использован опытный материал, полученный другими работниками НАТИ, а также экспериментальные данные иностранных исследователей (там, где эти данные дополняли наши исследования).

Большая часть опытов была проведена в организованной мною лаборатории термодинамики газогенераторного процесса на специально спроектированном экспериментальном газогенераторе, позволявшем изменять параметры конструкции.

Книга рассчитана на подготовленного читателя — инженера, интересующегося вопросами экспериментального исследования и конструирования транспортных газогенераторов. Она может быть также использована студентами старших курсов вузов.

При составлении этого труда большую помощь оказала мне инженер НАТИ З. А. Любарская, за что выражаю ей свою искреннюю признательность. Автор приносит также большую благодарность профессору, доктору технических наук Г. Г. Калиш и генерал-майору профессору В. П. Карпову за внимательный просмотр рукописи.

Автор

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОГЕНЕРАТОРА

¹ Ныне НАМИ.

НЕПОСТОЯНСТВО ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА**I. РАЗНОВИДНОСТЬ НЕПОСТОЯНСТВА ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА**

При превращении твёрдого топлива в газообразное возникает ряд промежуточных веществ, оказывающих влияние на качество и количество конечного продукта газификации — генераторного газа. Этими промежуточными веществами являются:

- а) водяной пар химической влаги топлива (воды Дюлонга);
- б) водяной пар гигроскопической влаги топлива;
- в) газы сухой перегонки топлива (шпельгаз);
- г) различные дистилляты сухой перегонки топлива.

Химический состав и калорийность генераторного газа, характеризующие степень совершенства газогенераторного процесса в целом, зависят от условий, поддерживаемых в камере газификации, а именно:

- а) от температуры реакционного слоя топлива, т. е. той зоны камеры, где протекают реакции водяного и воздушного газов и где сгорают и крекируются дистилляты, поступающие из бункера;
- б) от плотности и зернистости реакционного слоя топлива;
- в) от реакционной способности топлива;
- г) от равномерности поступления топлива в камеру газификации;
- д) от нагрузочного режима газогенератора, определяющего при данной геометрической форме камеры газификации скорость газовых масс в камере и время их контакта с поверхностью топлива.

Изменение указанных выше промежуточных веществ и физико-химических условий рабочего процесса зависит от конструкции газогенератора, а именно:

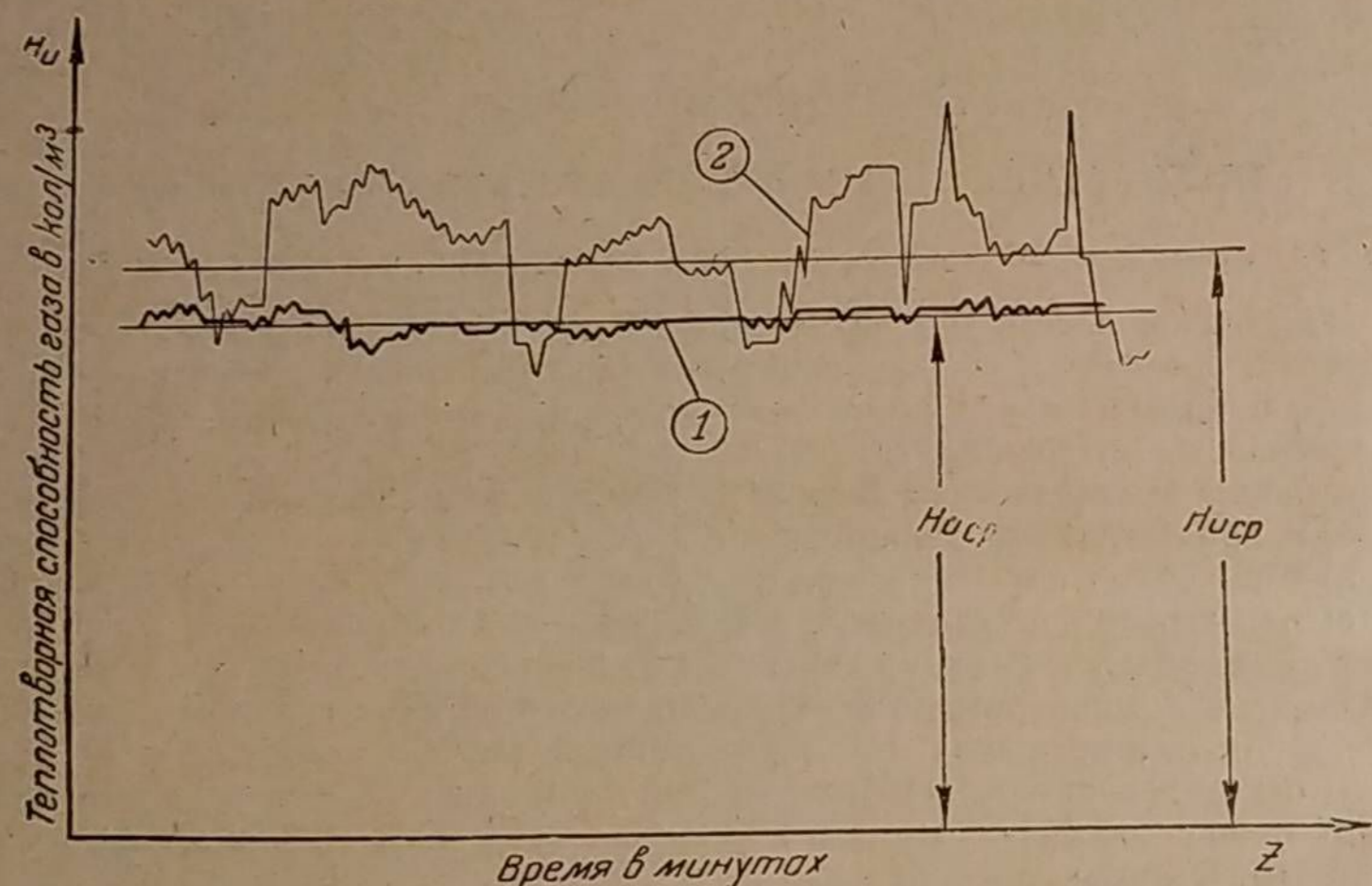
- а) от геометрической формы камеры;
- б) от профиля, размера, количества и расположения фурм, подводящих воздух в зону горения;
- в) от степени обогрева бункера;
- г) от угла наклона конуса бункера, по которому топливо, сползая, поступает в камеру газификации; а также и от внешних воздействий: качания колосниковой решётки, шуровки топлива и тряски газогенератора.

Приведённый перечень факторов, влияющих на ход газогенераторного процесса, свидетельствует о сложности учёта влияния каждого фактора в отдельности.

Многочисленными наблюдениями установлено, что многие из перечисленных факторов являются переменными, — это и предопределяет непостоянство газогенераторного процесса и непостоянство химического состава генераторного газа. Это обстоятельство представляет существенный недостаток

транспортных газогенераторов, поскольку непостоянство процесса приводит к значительному изменению крутящего момента двигателя, что невыгодно отличает генераторный газ от жидкого топлива, при котором колебания крутящего момента практически неощутимы.

По причине непостоянства газогенераторного процесса водитель автомобиля не может в любое время рассчитывать на ту максимальную мощность, которую способен развить двигатель при благоприятных условиях, не зависящих от водителя. Как при временном снижении калорийности газа, так и в случае её неожиданного повышения, изменение химического состава газа вынуждает иметь в смесителе иную пропорцию между газом и воздухом. Изменять же положение воздушной заслонки в соответствии с колебаниями химического состава газа практически невозможно. Поэтому непостоянство



Фиг. 1. Преимущество меньшего непостоянства газогенераторного процесса при худшей средней калорийности газа.

газогенераторного процесса на практике приводит к систематическому недобору мощности двигателя.

В ряде случаев мощность двигателя приходится оценивать не по среднему её значению, а по минимальному, обусловленному временным ухудшением качества газа. Тогда лучшим окажется тот газогенератор, который даёт в среднем газ более низкой калорийности, но устойчивый по составу (кривая 1 на фиг. 1), нежели газогенератор с более высоким средним значением калорийности и с большим непостоянством процесса (кривая 2).

Следует различать четыре вида непостоянства газогенераторного процесса:

1. Непостоянство процесса после розжига, характерным признаком которого является непрерывное повышение калорийности газа и, как следствие, рост мощности двигателя.

Продолжительность такого возрастания для дровяных газогенераторов составляет от 15 до 25 минут, считая от начала работы двигателя на газе.

2. Неустойчивость процесса, где непостоянство проявляется в непрерывном колебании ряда показателей процесса (как-то: температуры, сопротивления, химического состава газа и пр.) около какого-то их среднего значения. Неустойчивость газогенераторного процесса обуславливает соответствующие колебания мощности двигателя.

Эту неустойчивость газогенераторного процесса можно наблюдать в короткий промежуток времени (1—2 минуты). Проявляется она в течение всего выжига топлива, находящегося в бункере.

3. Непостоянство процесса по выжигу топлива в бункере.

Этот вид непостоянства характеризуется постепенным изменением средних значений показателей процесса за весь период выжига топлива. Здесь главную роль играет интенсивность подсушки топлива, находящегося в бункере, и выход продуктов сухой перегонки.

Для торфяных, бурогольных и антрацитовых газогенераторов непостоянство процесса по выжигу связано также с образованием шлака в камере газификации.

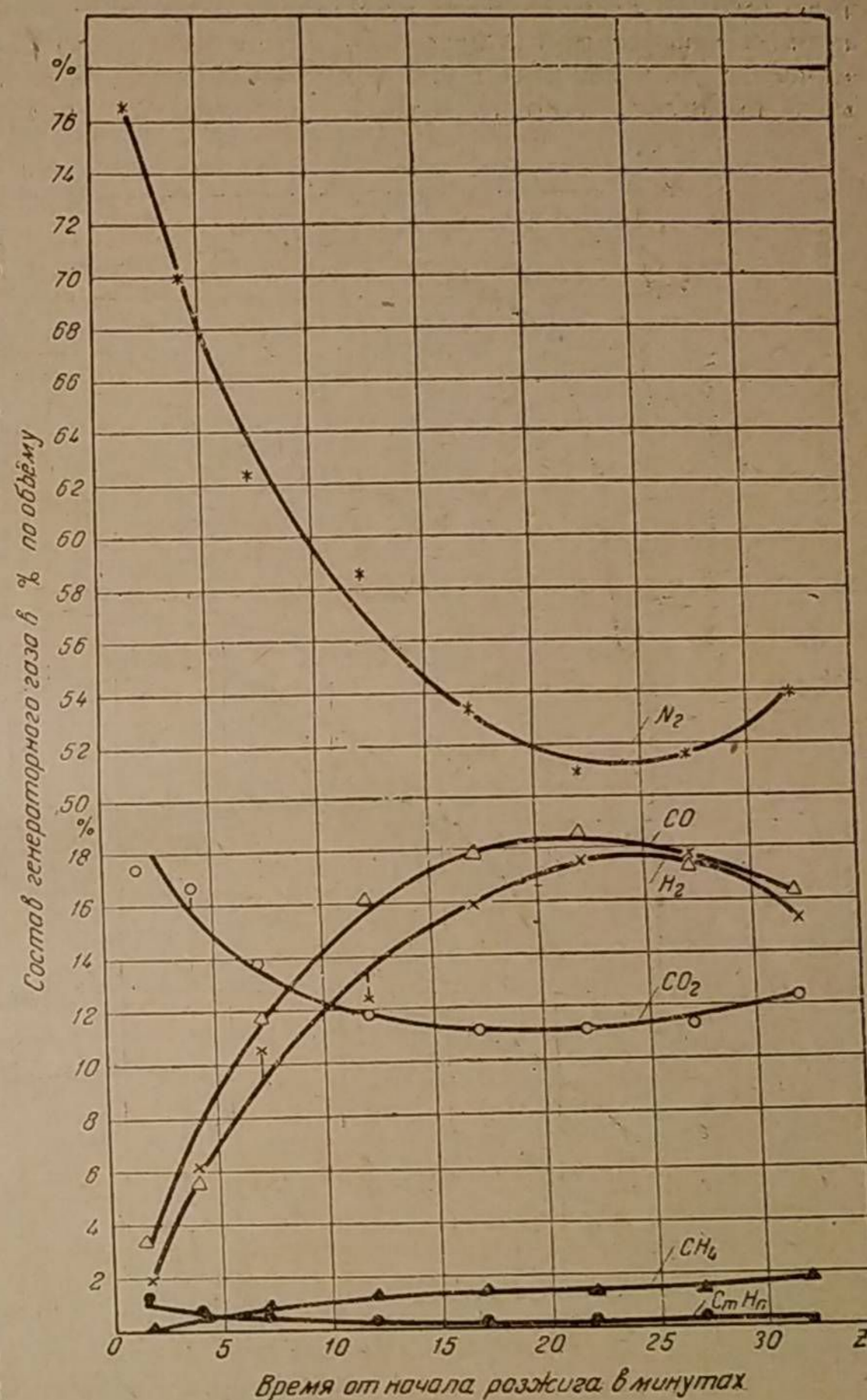
4. Несколько особено следует рассматривать непостоянство процесса, связанное с внезапным изменением нагрузочного режима.

Этот вид непостоянства характеризуется гибкостью газогенератора, т. е. его свойство быстро приспособляться к изменённому расходу газа. Указанное качество особенно ценно для автомобильных газогенераторов, где постоянно меняются нагрузочный и скоростной режимы работы двигателя.

Рассмотрим эти четыре вида непостоянства газогенераторного процесса и вскроем главнейшие причины его.

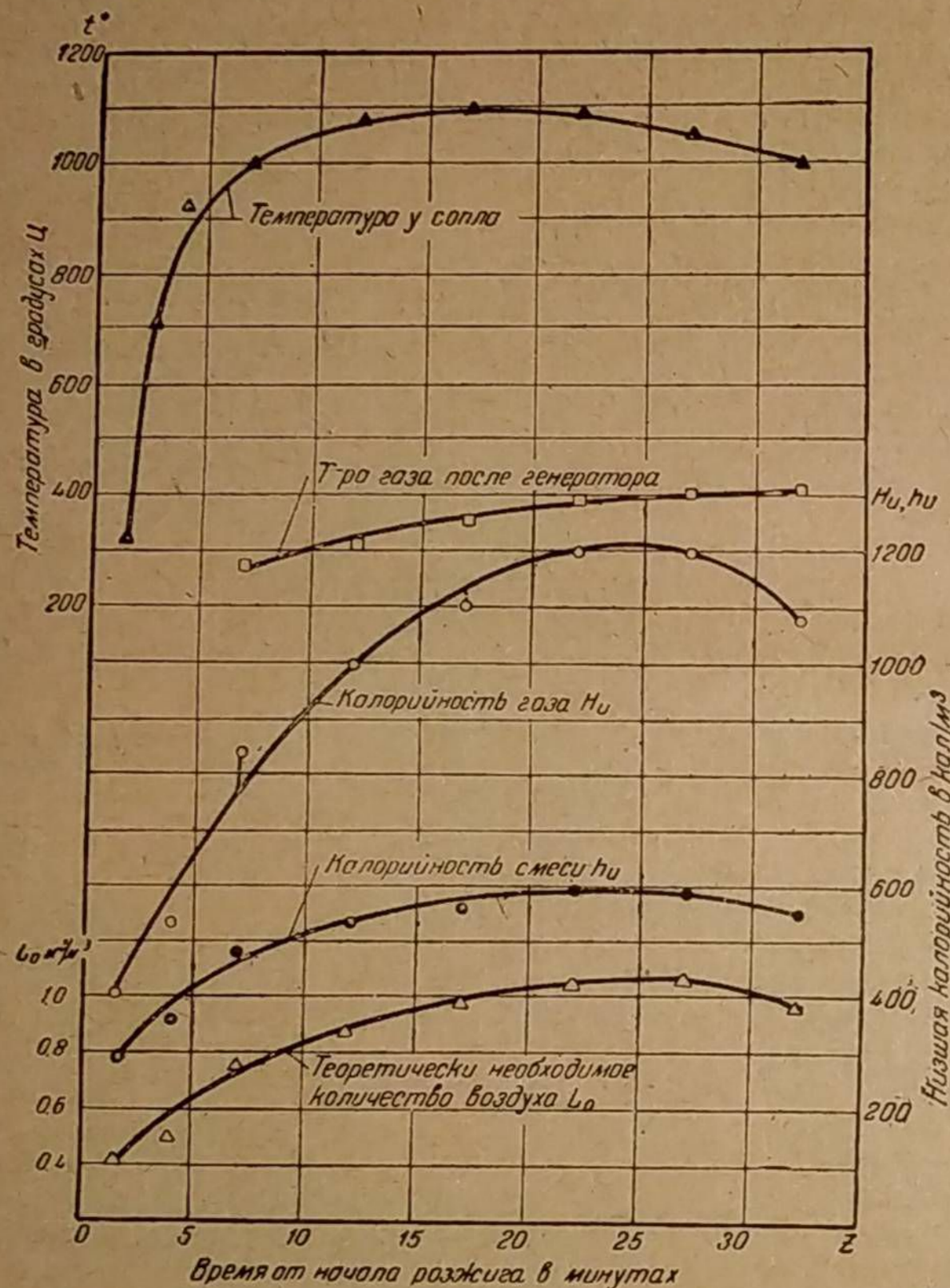
II. НЕПОСТОЯНСТВО ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА ПОСЛЕ РОЗЖИГА

Автомобильный газогенератор обычно розжигается электровентилятором. При работе на дровах — чурках — продолжительность розжига составляет 5—8 минут. Готовность генератора к работе характеризуется тем, что газ начинает гореть ровным незатухающим пламенем. К этому моменту



Фиг. 2. Изменение состава газа при розжиге газогенератора «Кромаг»; топливо — еловые чурки.

топливо, находящееся в бункере, ещё не успевает прогреться настолько, чтобы началось выделение газов сухой перегонки; температуры реакционного слоя во всех его точках ниже нормальных значений. Вследствие этого процесс газификации в этой стадии протекает при избыточной доле экзотермических реакций, т. е. в условиях повышенного выделения тепла, расходуемого на нагрев всех элементов газогенератора и топлива, находящегося

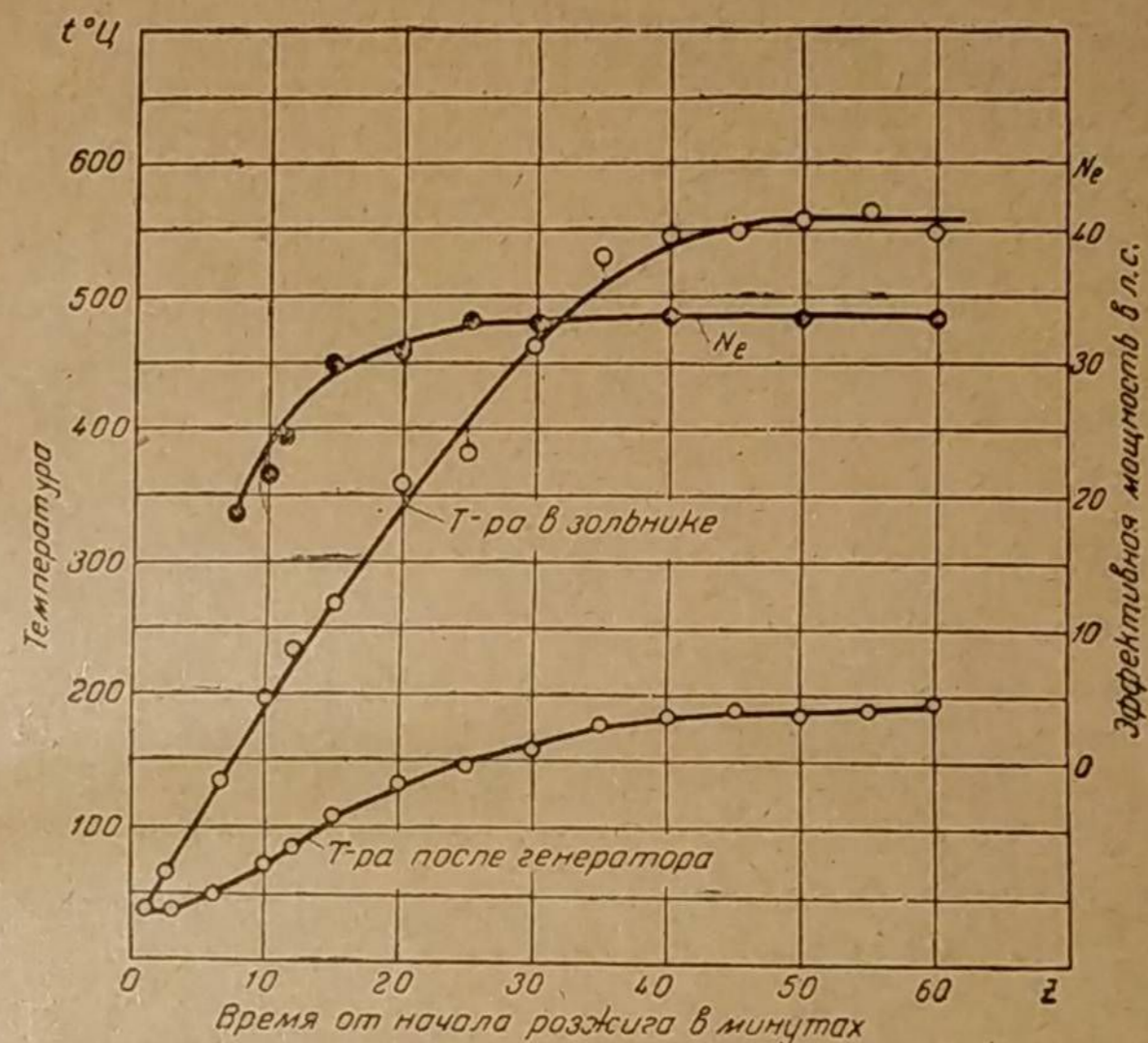


Фиг. 3. Изменение показателей процесса при розжиге газогенератора «Крома»; топливо — еловые чурки.

в нём. Избыточное течение экзотермических реакций сопровождается повышенным расходом первичного воздуха. Поэтому в продуктах газификации избыток углекислота CO_2 и азот N_2 . Всё вместе взятое определяет низкое качество газа и малую мощность двигателя сразу после розжига газогенератора.

По мере нагрева массы топлива, находящегося в бункере, начинается выделение газов сухой перегонки (швельгаза), вследствие чего поступление воздуха в генератор при том же отборе газа будет уменьшаться, понижая в газе содержание углекислоты и азота. Калорийность же газа и мощность двигателя поэтому постепенно возрастают до их нормальных значений. Опытный материал Шлепфер и Тоблера [1] по этому вопросу приведён на фиг. 2,

где дано изменение химического состава газа от начала розжига до момента образования качественного газа. Как уже было сказано, этот период характерен постепенным уменьшением содержания углекислоты и азота в газе и ростом окиси углерода и водорода. Совокупность подобных изменений приводит к значительному росту калорийности газа и к увеличению теплотворной способности смеси его с воздухом (фиг. 3). Поэтому, чтобы пустить двигатель на газе, не прибегая к бензину, требуется особо интенсивный розжиг газогенератора, обеспечивающий к моменту пуска достаточно качественный газ.



Фиг. 4. Пусковая характеристика газогенератора «Имберт», снятая на двигателе «Кемпер»; $n = 1100$ об/мин.

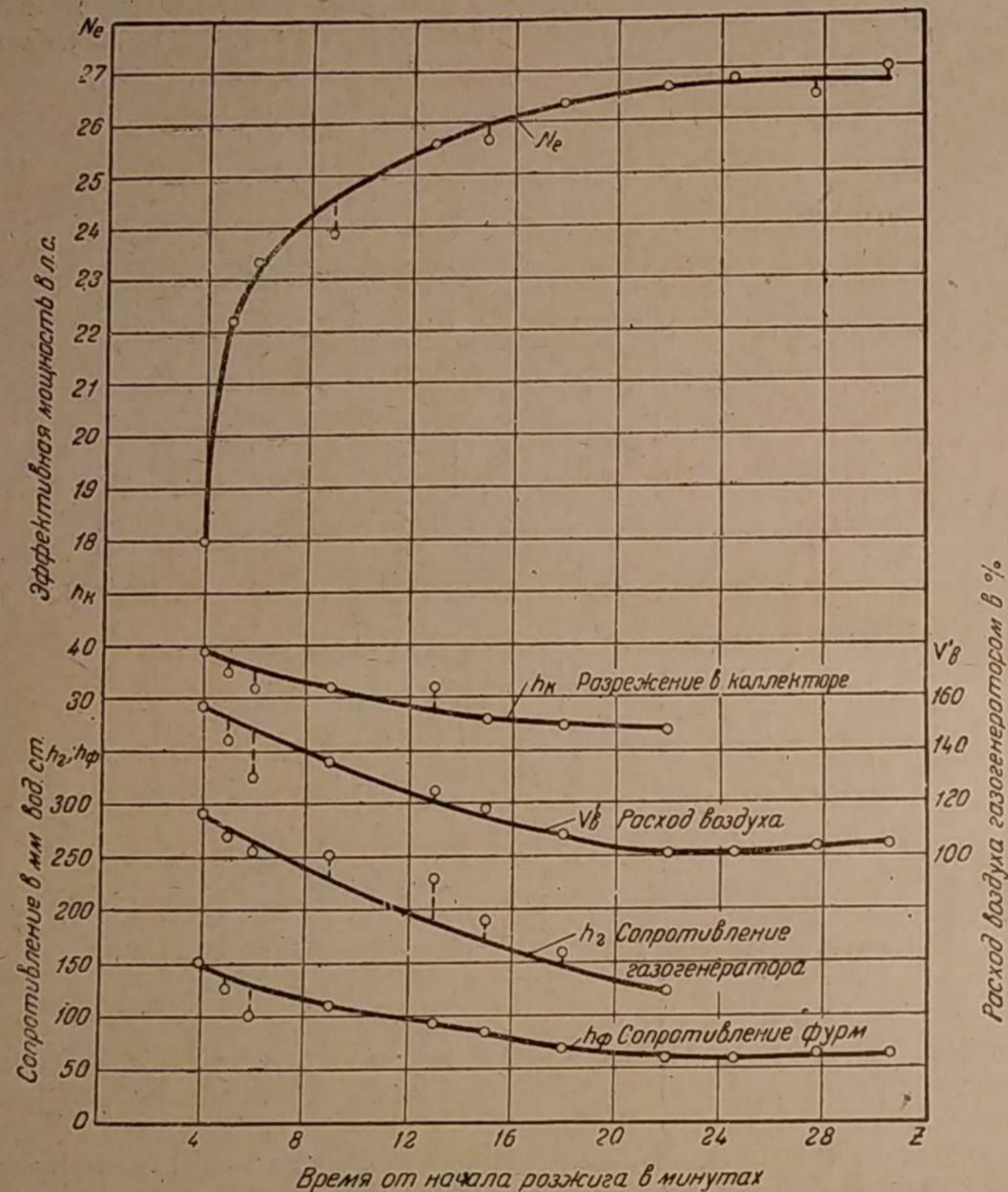
На фиг. 4 показана пусковая характеристика газогенератора «Имберт» при работе на буковых чурках размером $8 \times 20 \text{ см}^2$ и влажностью 17%, полученная при других исследованиях [2].

Двигатель, пущенный через 7 минут после начала розжига, дал мощность, равную 18 л. с. В дальнейшем мощность возрастает вначале быстро, а потом медленно, достигая постоянного значения 33 л. с. через 25—30 минут от начала розжига. Температура газа после генератора и в особенности в зольниковом пространстве имеет более длительную тенденцию к росту. Поэтому эти температуры не могут служить критерием момента достижения постоянной мощности.

На фиг. 5 приведена пусковая характеристика, полученная автором в лаборатории НАТИ на древесном газогенераторе для легкового автомобиля М-1. В этом опыте при розжиге газ отсасывался двигателем, приводимым в движение педель-динамо. Сразу же после первых вспышек двигатель был загружен. Кривая показывает рост мощности с 18 до 26,8 л. с. В соответствии с увеличением мощности наблюдалось уменьшение сопротивления фурм, которое строго зависит от расхода воздуха, поступающего в газогенератор. Это уменьшение расхода воздуха объясняется, во-первых, тем, что при постепенном повышении качества газа требовалось открывать

воздушную заслонку смесителя, чтобы увеличить поступление в него воздуха за счёт меньшего расхода газа. Помимо этого, количество первичного воздуха, расходуемого при получении единицы объёма газа, как было указано выше, находится в прямой связи с качеством газа.

На фиг. 5 видно, что сопротивление фурм h_{ϕ} уменьшается со 150 до 60 мм вод. ст., т. е. в два с половиной раза. Расход же воздуха, поступающего в



Фиг. 5. Пусковая характеристика газогенератора для автомобиля М-1, снятая на двигателе ГАЗ-42; $n = 1\,500$ об/мин, $\varepsilon = 6,85$, дроссель полный.

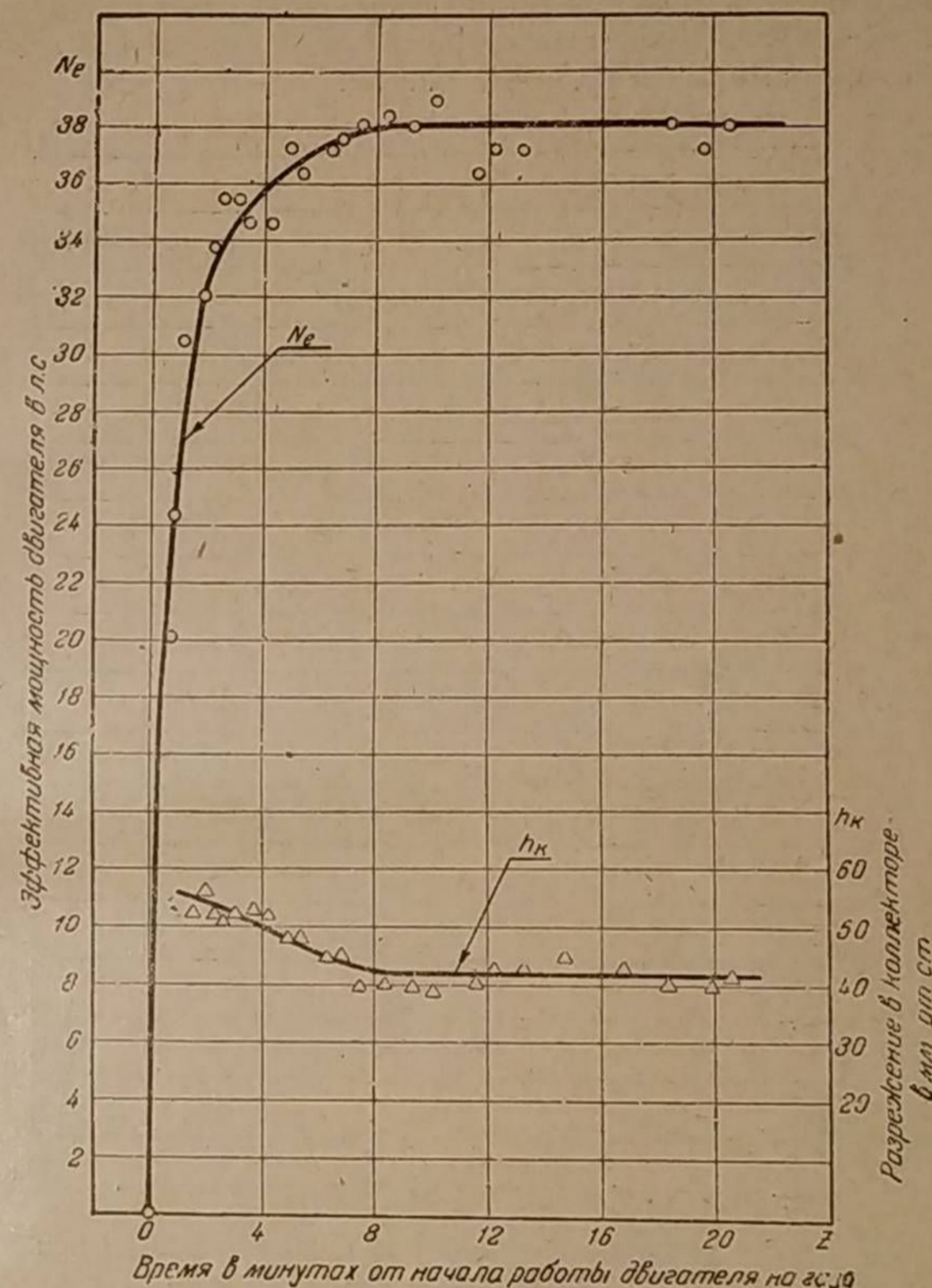
газогенератор, после первых вспышек в цилиндре, достигает 157% от расхода при установившейся мощности двигателя.

В соответствии с уменьшением расходов первичного воздуха и газа происходит падение сопротивления газогенератора (h_g).

Таким образом, сопротивление фурм, или, что то же, разрежение в верхней части бункера, может служить критерием достижения постоянной мощности двигателя.

Если у газогенераторов с периферийным подводом воздуха процесс устанавливается через 20—30 минут, то у газогенераторов с центральным соплом, подводящим воздух, этот период сокращается до 8—10 минут. На фиг. 6 приведена пусковая характеристика газогенератора с центральным

подводом воздуха. Мощность двигателя возрастает здесь значительно быстрее и через 8 минут после начала работы уже достигает своего нормального значения. Происходит это, повидимому, по следующей причине. Чтобы получить нормальную мощность двигателя с газогенератором, имеющим периферийное дутьё, необходимо разжечь всю массу угля по сечению фурменного



Фиг. 6. Пусковая характеристика двигателя ЗИС-21 на генераторе с центральным дутьём; $n = 2\,000$ об/мин; свежая загрузка топлива.

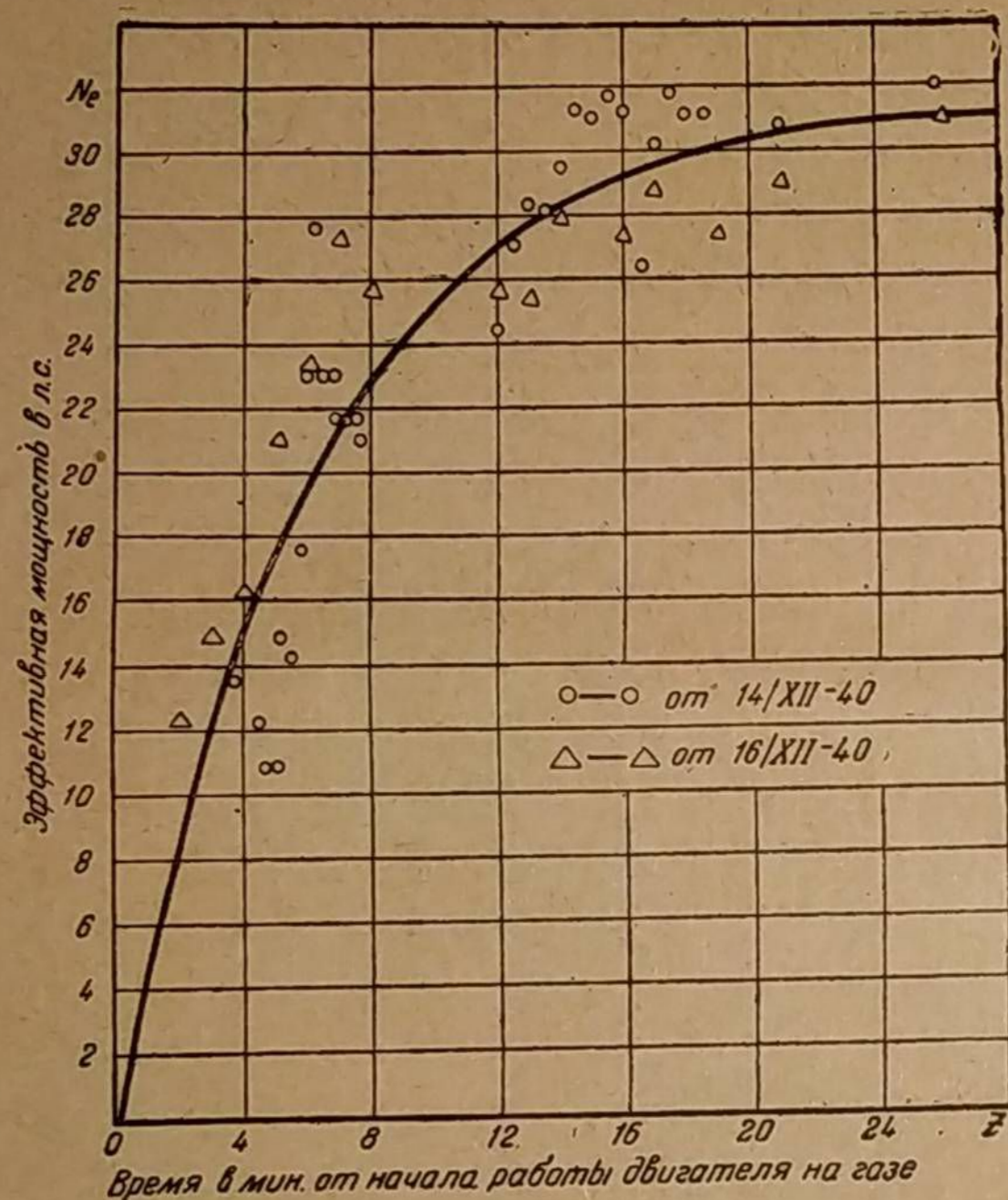
пояса; иначе, если останется неразожжённым уголь у фурм, наиболее удалённых от факела, то газификация у этих фурм будет неполной, со значительным содержанием в газе углекислоты, что и бывает в начале работы (см. фиг. 2). В газогенераторах же с центральным соплом расположение фурм более сконцентрировано, и поэтому воспламенение активной части угля происходит у всех фурм одновременно и, следовательно, много быстрее.

Фиг. 7 изображает пусковую характеристику однофурменного антрацитового газогенератора прямого горения. Несмотря на исключительно благоприятные условия розжига через одну фурму, нарастание мощности по времени происходит весьма медленно, что является характерной чертой для антрацита, имеющего слабую реакционную способность.

III. НЕУСТОЙЧИВОСТЬ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА

1. Оценка степени неустойчивости

Неустойчивостью газогенераторного процесса мы назвали такое непостоянство его, когда ряд параметров процесса, как, например, температура в зоне горения, сопротивление реакционного слоя, химический состав газа и мощность двигателя, непрерывно колеблются около какого-то их среднего значения, причём колебания эти становятся ощутимыми за короткий период времени, продолжительностью 1—2 минуты.



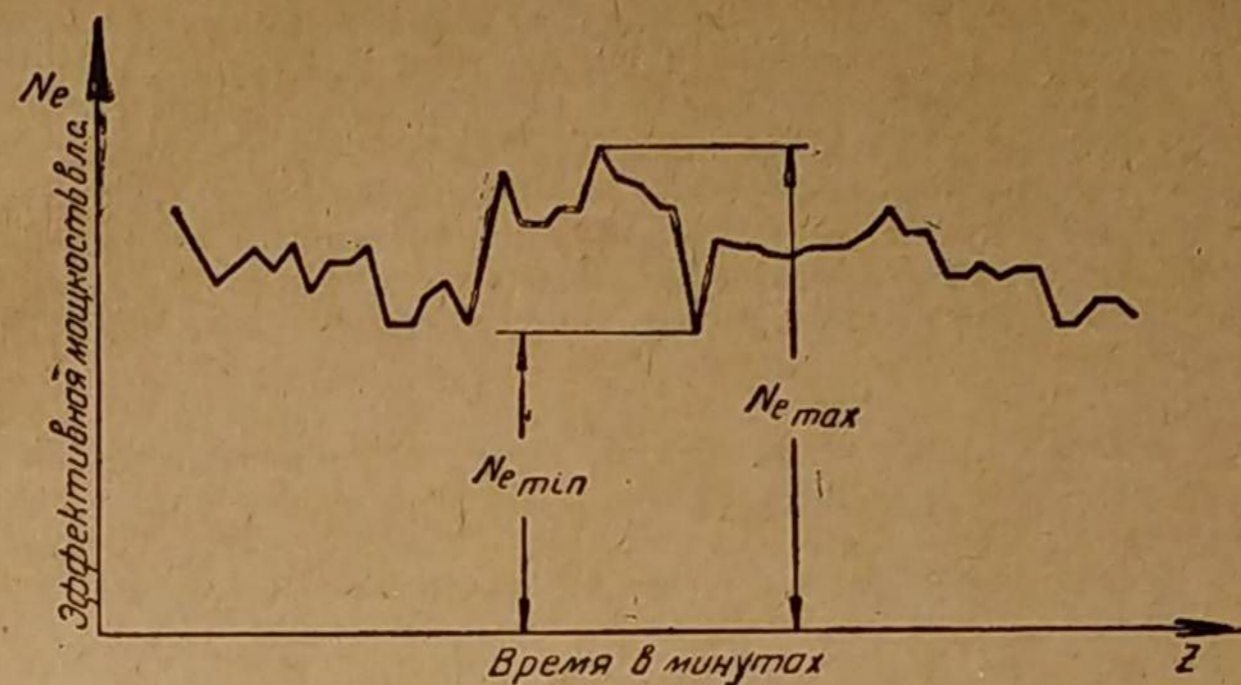
Фиг. 7. Пусковая характеристика двигателя ЗИС-21 при работе на антраците; $n = 1600$ об/мин.

Чтобы установить причины этого явления и представить себе его значимость, необходимо выбрать такой метод оценки, при котором степень неустойчивости можно было измерить в каких-либо единицах. Пусть, например, мы имеем непрерывное изменение мощности двигателя по времени, изображённое на фиг. 8. Кажется бы, что абсолютно оценить эту неустойчивость можно разностью

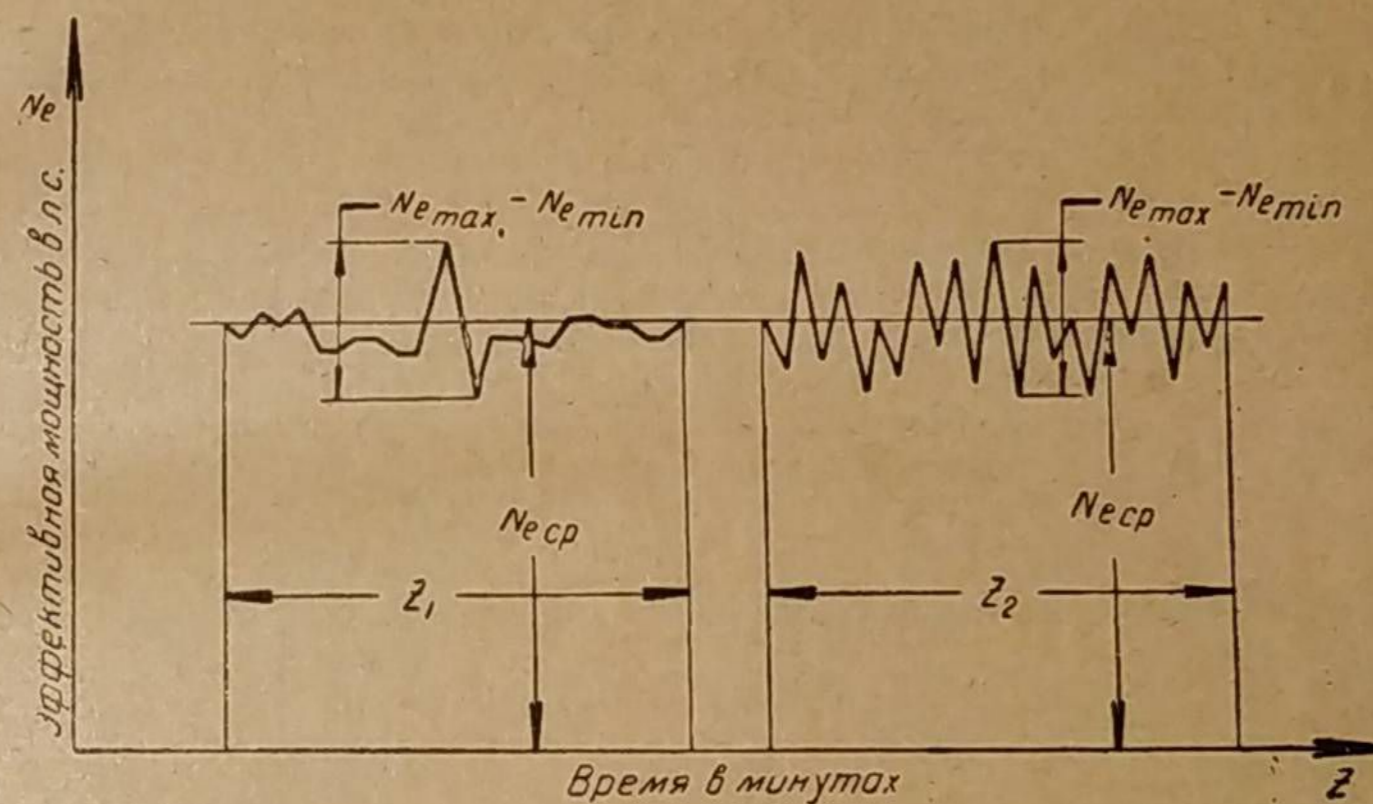
$$N_{e \max} - N_{e \min}$$

крайних отклонений. А чтобы получить относительную оценку или чтобы иметь степень неустойчивости, достаточно разделить разность крайних отклонений на среднее значение мощности за весь период наблюдения, т. е. получить:

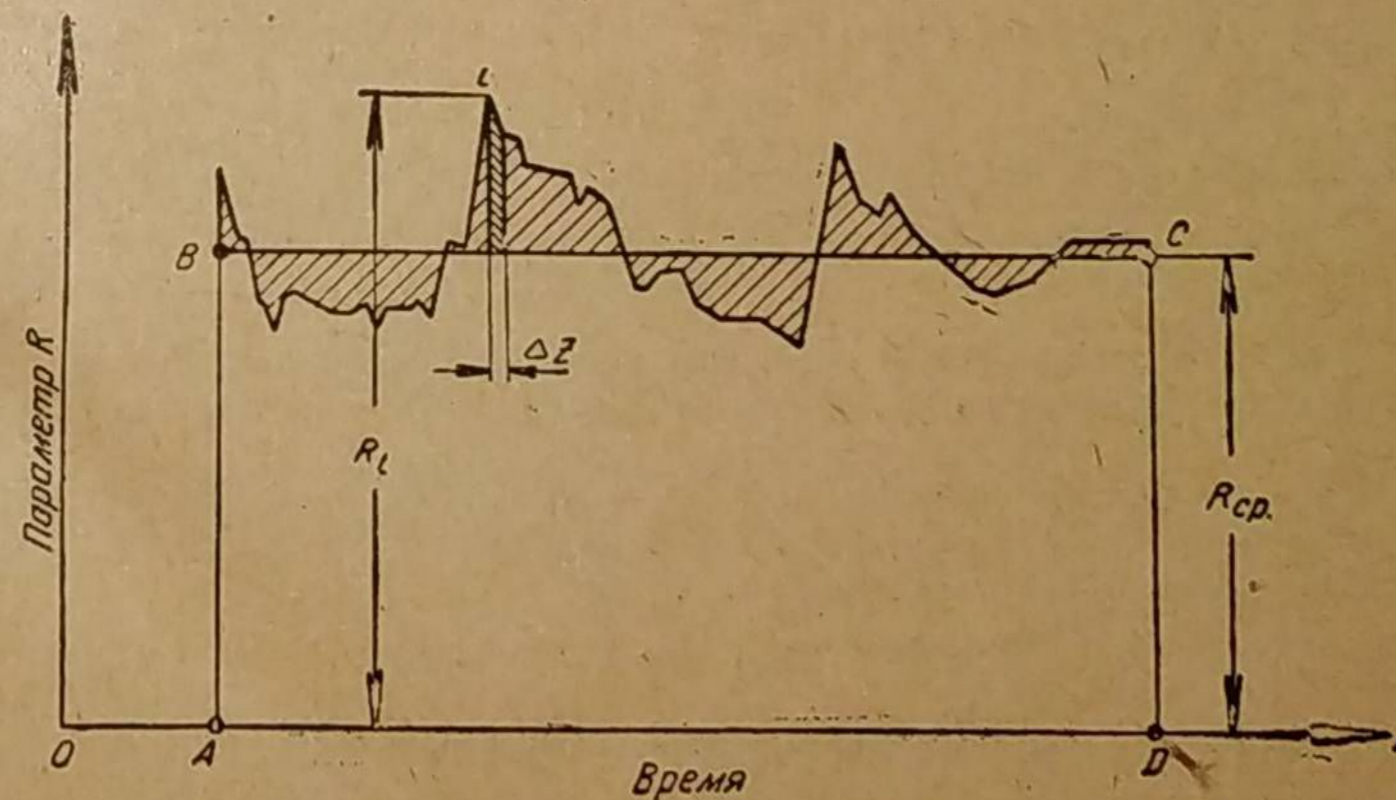
$$\omega = \frac{N_{e \max} - N_{e \min}}{N_{e \text{ ср}}} \quad (1)$$



Фиг. 8. Изменение эффективной мощности двигателя по времени.



Фиг. 9. Сопоставление возможных неустойчивостей работы двигателя.



Фиг. 10. Метод оценки степени неустойчивости параметра R.

Такова в механике оценка степени неравномерности вращательного движения.

В нашем же примере такой способ не даёт исчерпывающей характеристики смысла явления. Действительно, обращаясь к фиг. 9, видим, что математическая степень неравномерности ω , подсчитанная по выражению (1), будет одинакова для отрезков времени z_1 и z_2 , так как разность крайних отклонений мощности и средние значения их будут одни и те же. Однако бесспорно, что в первом случае двигатель работал более устойчиво, нежели во втором.

Для оценки неустойчивости параметров газогенераторного процесса автором предложен следующий способ. Пусть значение R какого-либо параметра меняется во времени z (фиг. 10), образуя извилистую линию, которая, очевидно, должна пересекать в ряде точек горизонтальную прямую BC , представляющую величину среднего значения этого параметра за отрезок времени AD .

Неустойчивость параметра R должна быть тем больше, чем удалённее от прямой BC ложатся изменяющиеся ординаты R_i . Следовательно, неустойчивость параметра R за период времени AD прямо пропорциональна заштрихованной площади, ограниченной контуром рассматриваемой кривой и прямой линией среднего значения. Действительно, по мере уменьшения неустойчивости параметра R кривая приближается к прямой BC и в пределе, когда $R = \text{const}$, совпадает с ней, причём заштрихованная площадь обращается в нуль.

Степень же неустойчивости ω будет представлять собой отношение суммы всех заштрихованных площадок к площади прямоугольника $ABCD$, ограниченного горизонталью среднего значения BC и ординатами периода времени AD . Выведем теперь математическую формулу этого определения.

Если за период времени AD (см. фиг. 10) совершено n различных замеров параметра R , имеющих значения:

$$R_1, R_2, R_3, \dots, R_i, \dots, R_{n-1}, R_n,$$

то средняя величина этого параметра в периоде времени AD будет равна:

$$R_{\text{ср}} = \frac{R_1 + R_2 + R_3 + \dots + R_i + \dots + R_{n-1} + R_n}{n};$$

$$R_{\text{ср}} = \frac{\sum R_i}{n}. \quad (2)$$

Для любой точки i ломаной кривой величина отклонения данного значения R_i от средней величины параметра R окажется равной:

$$R_i - R_{\text{ср}}.$$

Величина же элементарной площадки за период времени замера Δz будет

$$\Delta z (R_i - R_{\text{ср}}).$$

Знак этого произведения не играет роли; он только показывает, по какую сторону от горизонтали BC лежит рассматриваемая элементарная площадка.

Ясно, что вся площадь, ограниченная кривой протекания параметра R и горизонталью BC , определится в результате суммирования абсолютных значений элементарных площадок, т. е. как

$$\sum \Delta z |R_i - R_{\text{ср}}| = \Delta z \sum |R_i - R_{\text{ср}}|.$$

Площадь же прямоугольника $ABCD$ при n замерах равна

$$\Delta z n R_{\text{ср}}.$$

Отсюда степень неустойчивости параметра R за период времени AD , выраженная в процентах, согласно нашему определению окажется равной

$$\omega = 100 \frac{\Delta z \sum |R_i - R_{\text{ср}}|}{\Delta z n R_{\text{ср}}}$$

или

$$\omega = 100 \frac{\sum |R_i - R_{\text{ср}}|}{n R_{\text{ср}}}, \quad (3)$$

но согласно формуле (2)

$$R_{\text{ср}} = \frac{\sum R_i}{n}.$$

Поэтому степень неустойчивости иначе можно представить так:

$$\omega = 100 \frac{\sum |R_i - R_{\text{ср}}|}{\sum R_i}. \quad (4)$$

Очевидно степень неустойчивости будет определена тем точнее, чем больше сделано замеров. Практически при повторяющейся неустойчивости параметра достаточно бывает иметь число замеров $n = 40 \div 50$. Период же замера Δz должен быть порядка 5—10 секунд.

Для упрощения обработки материала при определении $R_{\text{ср}}$ и $\sum |R_i - R_{\text{ср}}|$ удобно применять планиметрирование.

Поясним примером определение степени неустойчивости крутящего момента двигателя ГАЗ-42, работающего на генераторном газе при условии, что регулировка качества рабочей смеси и возбуждение динамомашин оставались неизменными, в результате чего, в соответствии с изменением крутящего момента двигателя, менялось и число оборотов его вала.

Замеры показаний динамометра тормоза, полученные через каждые 5 секунд, сведены в таблицу 1.

Согласно цифровым данным таблицы получаем, что:

$$\sum M_i = 216,6;$$

$$M_{\text{ср}} = \frac{\sum M_i}{n} = \frac{216,6}{20} = 10,83.$$

Сумма абсолютных отклонений равна

$$\sum |M_i - M_{\text{ср}}| = 2 \cdot 6,10 = 12,2.$$

Таблица 1

Способ подсчёта степени неустойчивости

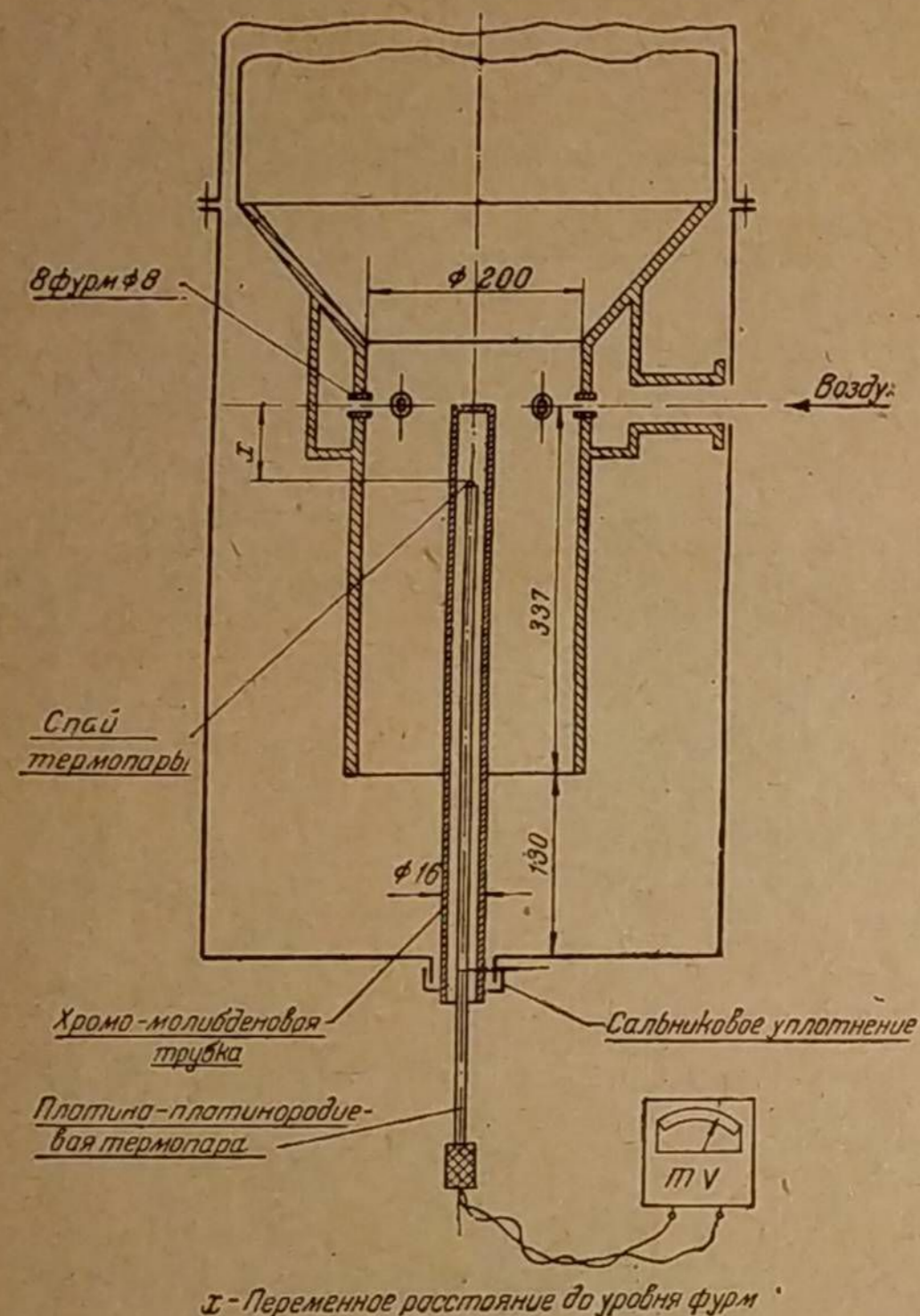
№ замера	Время замера	Крутящий момент в кг. м M_i	Отклонение от среднего крутящего момента в кг. м $M_i - M_{\text{ср}}$	
1	10 ч. 3'00"	9,8	-1,03	—
2	3'05"	10,0	-0,83	—
3	3'10"	10,2	-0,63	—
4	3'15"	11,0	—	+0,17
5	3'20"	11,5	—	+0,67
6	3'25"	10,8	-0,03	—
7	3'30"	12,0	—	+1,17
8	3'35"	11,3	—	+0,47
9	3'40"	11,2	—	+0,37
10	3'45"	11,8	—	+0,97
11	3'50"	11,0	—	+0,17
12	3'55"	10,5	-0,33	—
13	4'00"	10,2	-0,63	—
14	4'05"	10,0	-0,83	—
15	4'10"	9,9	-0,93	—
16	4'15"	10,5	-0,33	—
17	4'20"	11,0	—	+0,17
18	4'25"	10,3	-0,53	—
19	4'30"	11,6	—	+0,77
20	4'35"	12,0	—	+1,17
Сумма	—	216,6	-6,10	+6,10

Степень неустойчивости будет

$$\omega = 100 \frac{\sum |M_i - M_{cp}|}{\sum M_i} = \frac{100 \cdot 12,2}{246,6} \approx 5,6\%$$

2. Неустойчивость температуры реакционного слоя топлива

Одним из основных факторов, управляющих термодинамикой газогенераторного процесса, является температура в камере газификации. Величина этой температуры в большей или меньшей степени обуславливает также крекинг смол и других продуктов сухой перегонки топлива. Поэтому изучение законов изменения температур в реакционном слое представляет несомненный интерес. Числовое значение температуры зависит от многих причин. Основные из них: скорость воздуха, выходящего из фурм; его температура, если предусмотрен специальный подогрев воздуха; число и расположение фурм; конфигурация камеры; напряжённость горения; сорт газифицируемого топлива и его влажность; интенсивность подогрева бункера.



Фиг. 11. Схема замера температур в камере газификации экспериментального газогенератора.

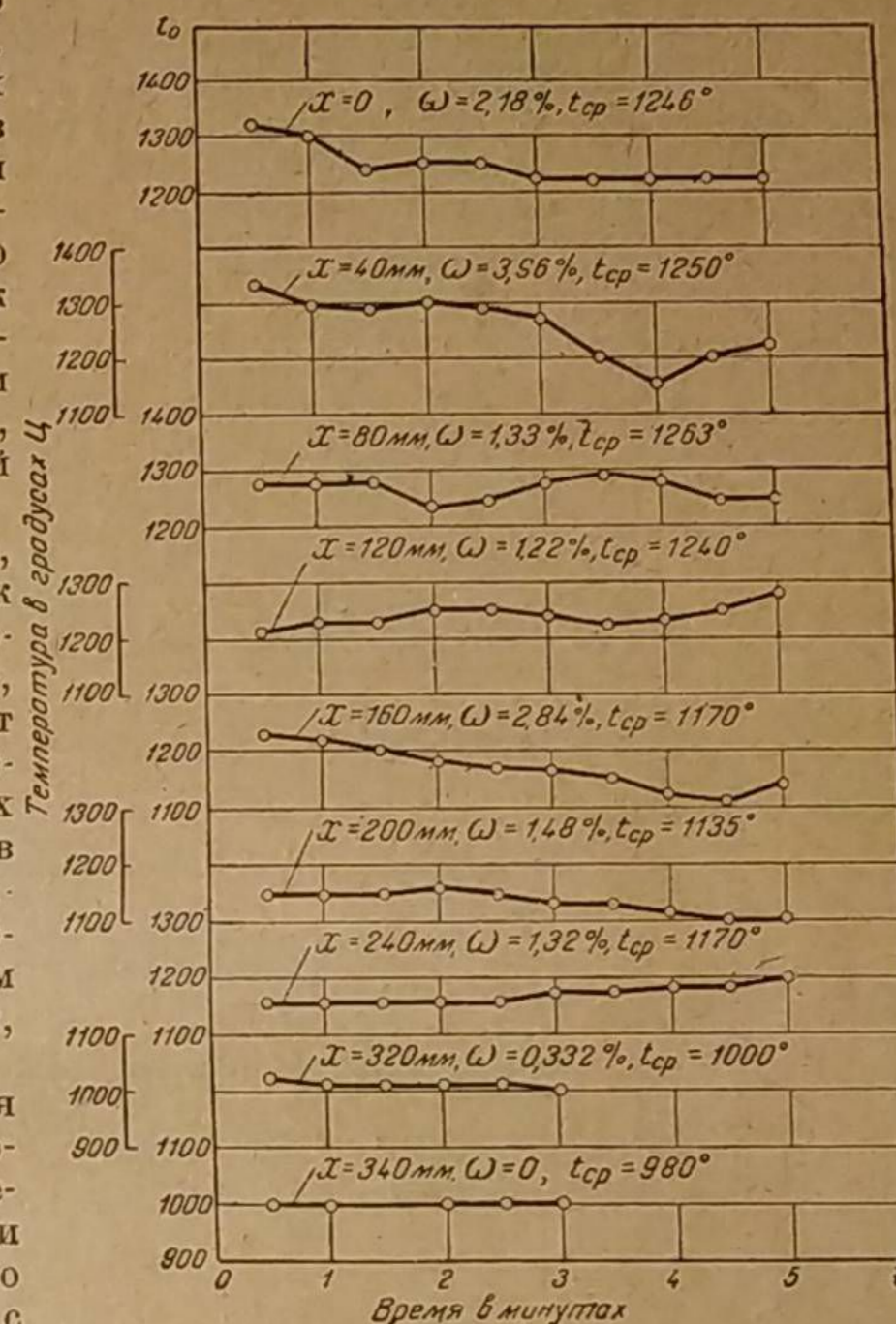
Если через отверстие фурмы вести наблюдение за характером сгорания чурок в камере газификации, то окажется, что почти необуглившиеся чурки периодически подаются к фурмам, после чего только начинается их весьма быстрое обгорание и превращение в мелкий уголь, который опускается в нижнюю часть камеры, освобождая место для следующих чурок. Обгорание чурки начинается с темнокрасного каления и завершается ярко белым.

Широко распространённое мнение о предварительном обугливании чурок в бункере мало вероятно. Процесс углежжения требует значительно больше времени по сравнению с обычной продолжительностью пребывания топлива в нагретых зонах газогенератора. В лучшем случае к моменту поступления

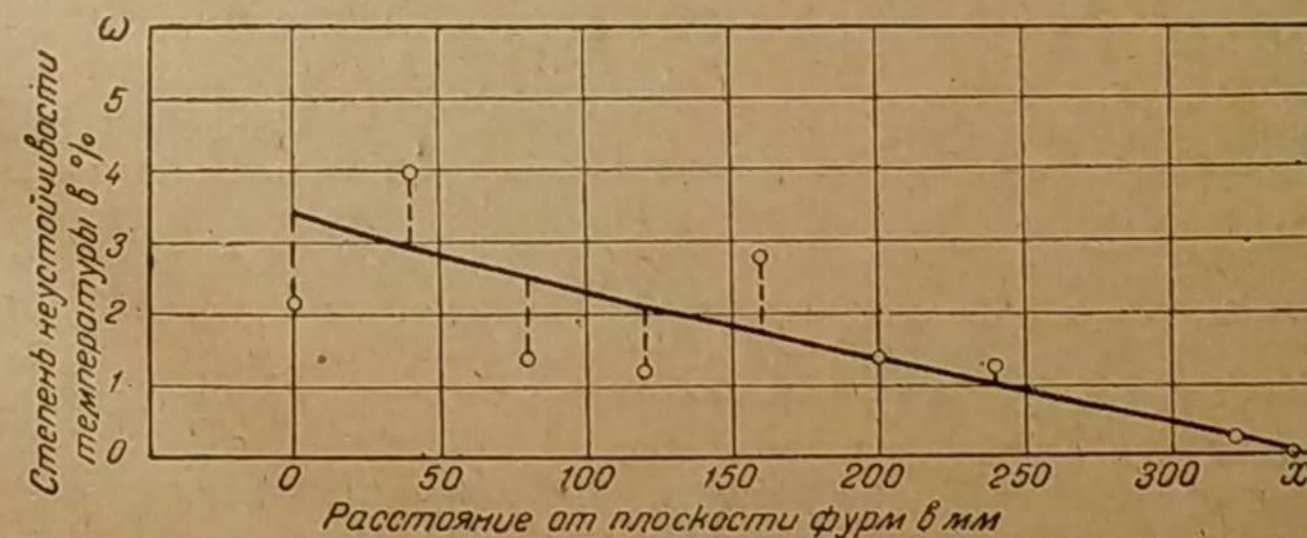
в камеру чурка успевает только подсухнуть и то далеко не всегда. Наличие угля в нижней части бункера, наблюдаемое при разгрузке, ещё не доказывает обугливание чурок во время работы газогенератора. Нижние слои чурок, о которых идёт речь, превращаются в уголь, повидимому, во время остывания газогенератора, когда топливо не меняет своего расположения в бункере, так как не расходуется. Таким образом, во время работы к фурмам поступает не древесный уголь, а чурки с частично обугленной поверхностью.

Количество древесного угля, образующегося у фурм, не так велико. Оно точно равно расходу угля ниже уровня фурм, величина которого зависит от интенсивности течения химических реакций, поглощающих углерод, и от величины уносов угольной мелочи из камеры газификации. Только этим расходом угля ниже уровня фурм определяется остаток чурок, сгорающих перед фурмами.

Таким образом, во время работы газогенератора в фурменном поясе происходит непрерывное перемещение чурок и кусков угля, которое заметно даже на-глаз. В соответствии с этим температура внутреннего пространства камеры непрерывно изменяется, так как струи холодного воздуха, выходящего из фурм, встречают на своём пути различные преграды в виде чурок и древесного угля. Ими обуславливается различная глубина проникания воздуха к центру камеры. Температура в камере зависит также и от величины необгоревшей поверхности



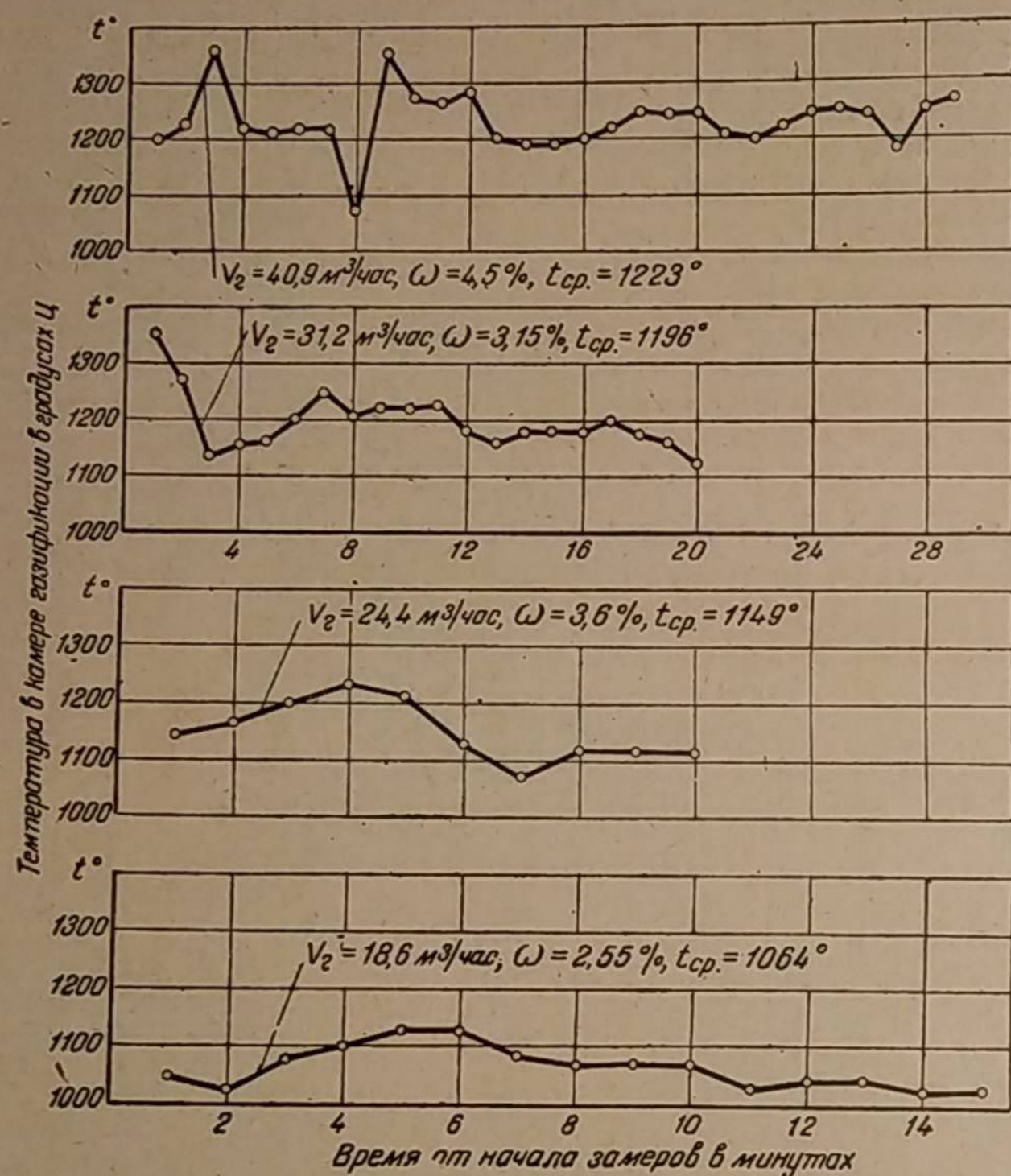
Фиг. 12. Изменение температуры в камере газификации по времени на различных расстояниях X от плоскости фурм; диаметр камеры 200 мм, диаметр фурмы 8 мм, n = 1 500 об/мин, полный дроссель.



Фиг. 13. Степень неустойчивости температуры реакционного слоя как функция расстояния от фурм; n = 1 500 об/мин, полный дроссель.

тех чурок, которые находятся у фурм в рассматриваемый момент времени. Таковы, в основном, предпосылки, вызывающие колебания температуры в реакционном слое.

Нами производилось определение температур в камере газификации экспериментального газогенератора при его работе на берёзовых чурках влажностью 12—14% и полном обогреве бункера. На фиг. 11 схематически изображён применявшийся способ замера температуры. В нижнем днище газогенератора была неподвижно укреплена вертикальная трубка из хро-



Фиг. 14. Изменение температуры в камере газификации по времени при различном расходе газа; на расстоянии 130 мм от плоскости фурм; диаметр камеры 200 мм, $n = 1500 \text{ об./мин.}$

молибденовой стали. Верхний конец трубки был закрыт, а через отверстие нижнего вставлялась платино-платинородиевая термопара, которая могла свободно перемещаться внутри закреплённой трубки. Указанный способ допускал перемещение термопары без нарушения слоя угля. Крайнее верхнее положение термопары могло быть на уровне дутьевых фурм.

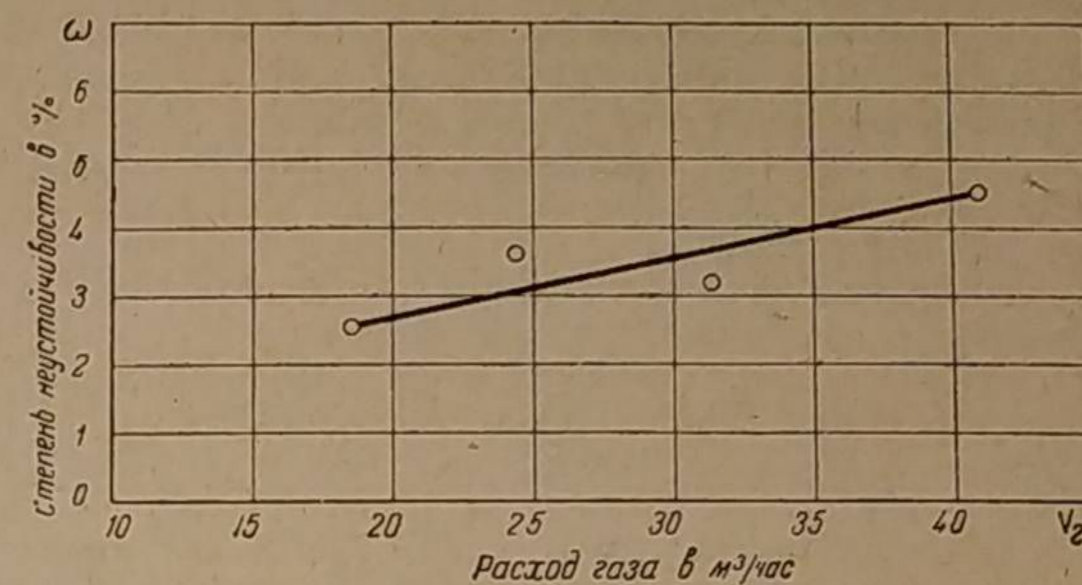
На фиг. 12 приведены графики изменения этой температуры по времени для различных расстояний от плоскости фурм. Двигатель в это время работал на полном дросселе при 1500 об/мин.

Приведённые графики объясняют причины неустойчивости температуры. Действительно, колебания температуры неодинаковы для различных высот реакционного слоя. Эта неустойчивость возрастает по мере приближения к плоскости фурм, т. е. к той части камеры, где происходит наибольшее пере-

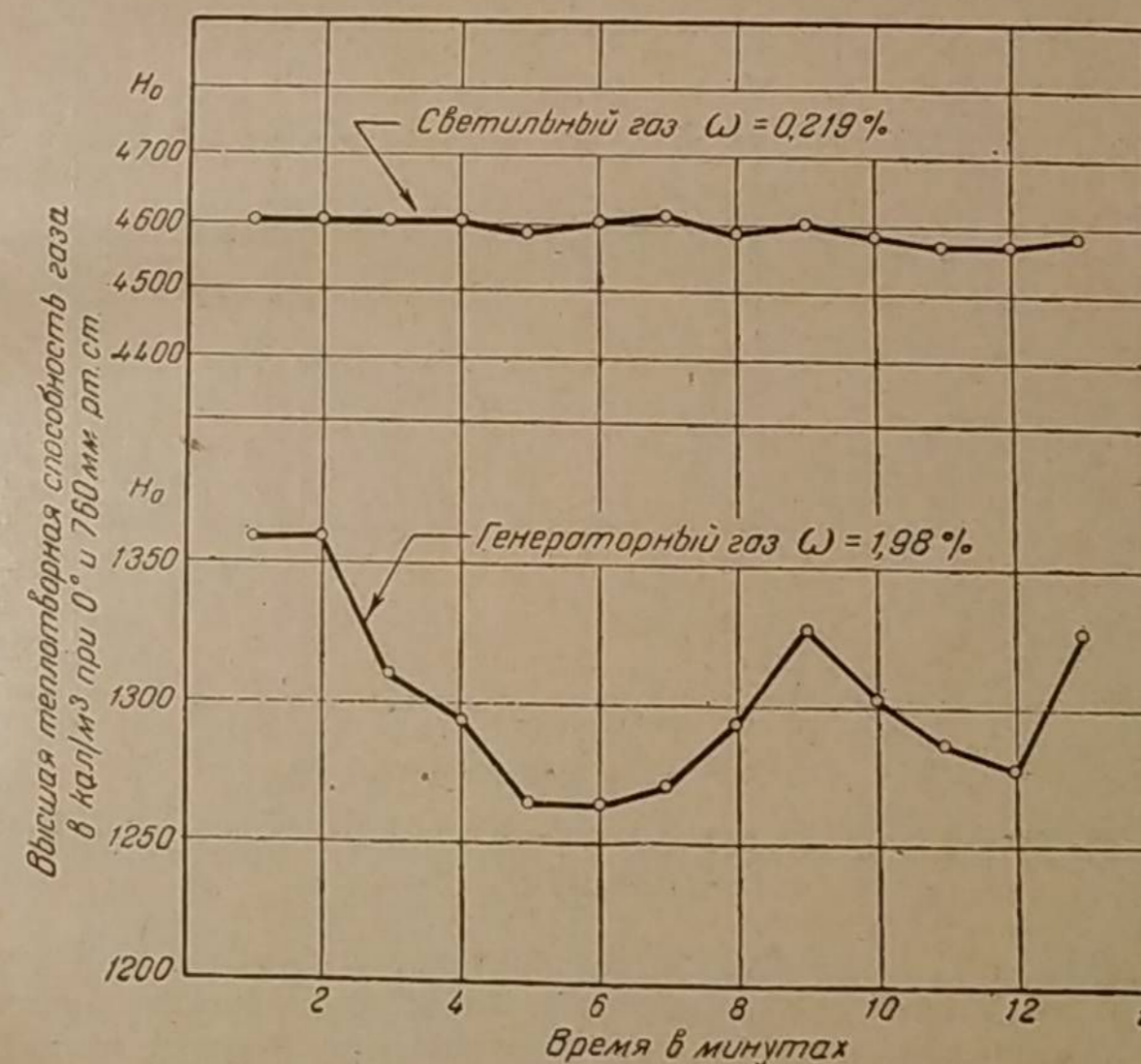
мещение чурок и угля. В этой зоне колебание температуры достигает 150—200°. На расстоянии же 200 мм от плоскости фурм температура среды практически становится постоянной. Степень неустойчивости температуры, подсчитанная в процентах по нашему методу, при ведена на фиг. 13.

При увеличении отбора газа часовой расход чурок и скорость воздушного дутья у фурм возрастают, а перемещение чурок в камере газификации становится интенсивнее, следовательно, в этом случае неустойчивость температуры должна повыситься.

На фиг. 14 приведены графики изменения температуры по времени в камере на расстоянии 130 мм от уровня фурм для различных расходов газа. Как видно из диа-



Фиг. 15. Степень неустойчивости температуры в камере газификации как функция расхода газа.



Фиг. 16. Неустойчивость калорийности генераторного газа по сравнению со светильным газом. Экспериментальный газогенератор с камерой диаметром 230 мм при полном обогреве бункера; $n = 1500 \text{ об./мин.}$, полный дроссель.

граммы, при большем расходе газа наблюдается и большая неустойчивость температуры. Степень этой неустойчивости, выраженная в процентах, показана на фиг. 15, как функция расхода газа. Если при холостом ходе двигателя ($V_r = 18,6 \text{ м}^3/\text{час}$) степень неустойчивости равна 2,5%, то при увеличении нагрузки до полного открытия дросселя она возросла до 4,5%, т. е. почти в два раза.

3. Неустойчивость калорийности генераторного газа

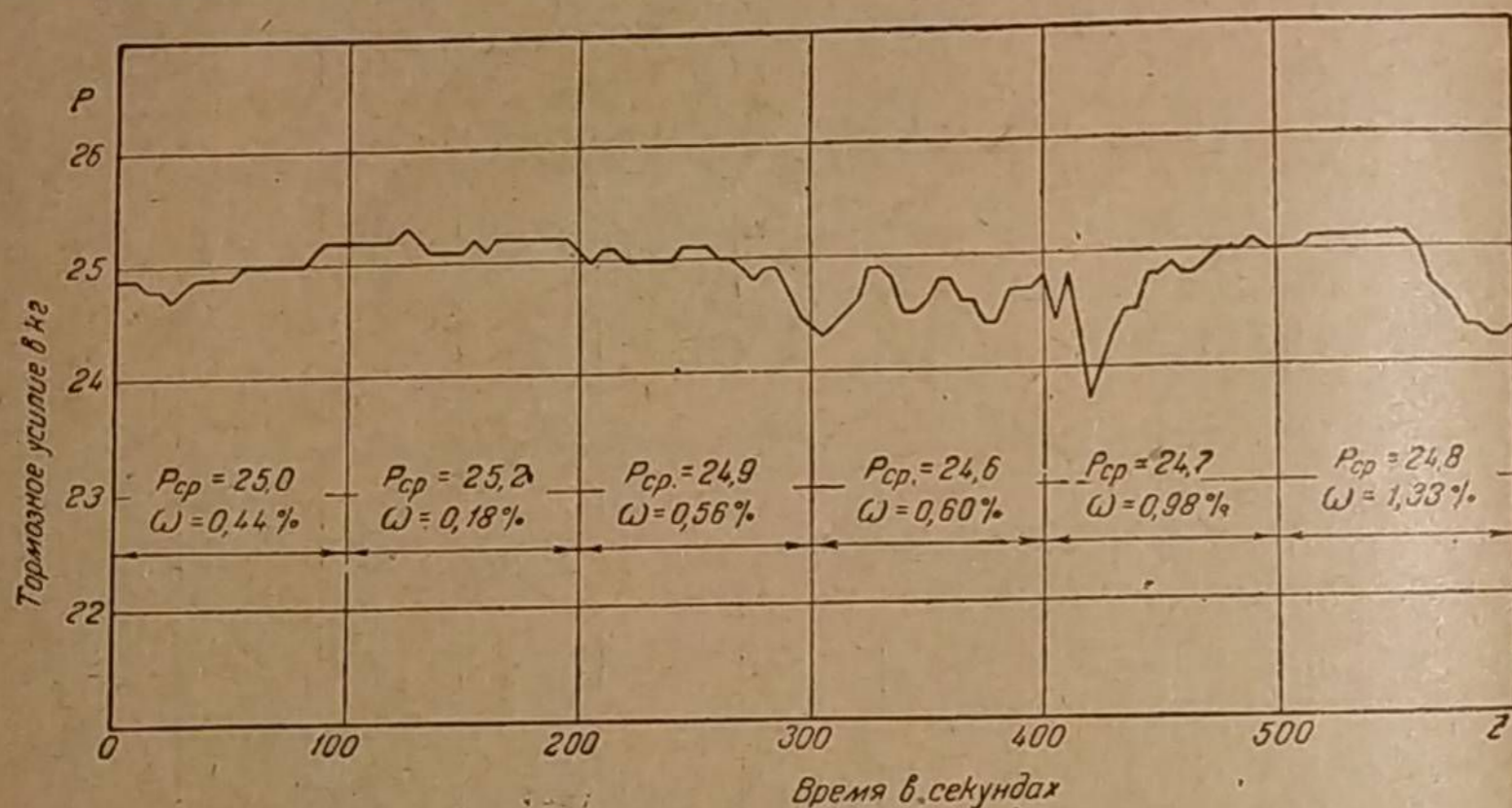
Неустойчивость газогенераторного процесса в целом выражается колебанием химического состава газа и его калорийности. Наряду с изменением температуры в камере газификации, неустойчивость процесса обусловливается переменной плотностью реакционного слоя вследствие перемещения мелких углей, что подтверждается колебанием гидравлического сопротивления реакционного слоя.

Для иллюстрации неустойчивости газогенераторного процесса на фиг. 16 приведены графики изменения калорийности генераторного газа, полученного в экспериментальном генераторе, по сравнению с калорийностью чистого в экспериментальном генераторе, по сравнению с калорийностью светильного газа, заключённого в резиновом мешке. Колебания в замерах калорийности светильного газа объясняются погрешностью показаний калориметра «Юнкерс» в интервале кратковременных замеров, имевших место в этом опыте.

Степень неустойчивости замеренной калорийности генераторного газа оказалась равной 1,98%, а для светильного газа — только 0,219%.

4. Неустойчивость крутящего момента двигателя

Колебания химического состава газа и его калорийности, как указывалось выше, вызывают неустойчивость крутящего момента двигателя. Изменения



Фиг. 17. Изменение тормозного усилия двигателя ГАЗ-42 по времени при работе на генераторном газе.

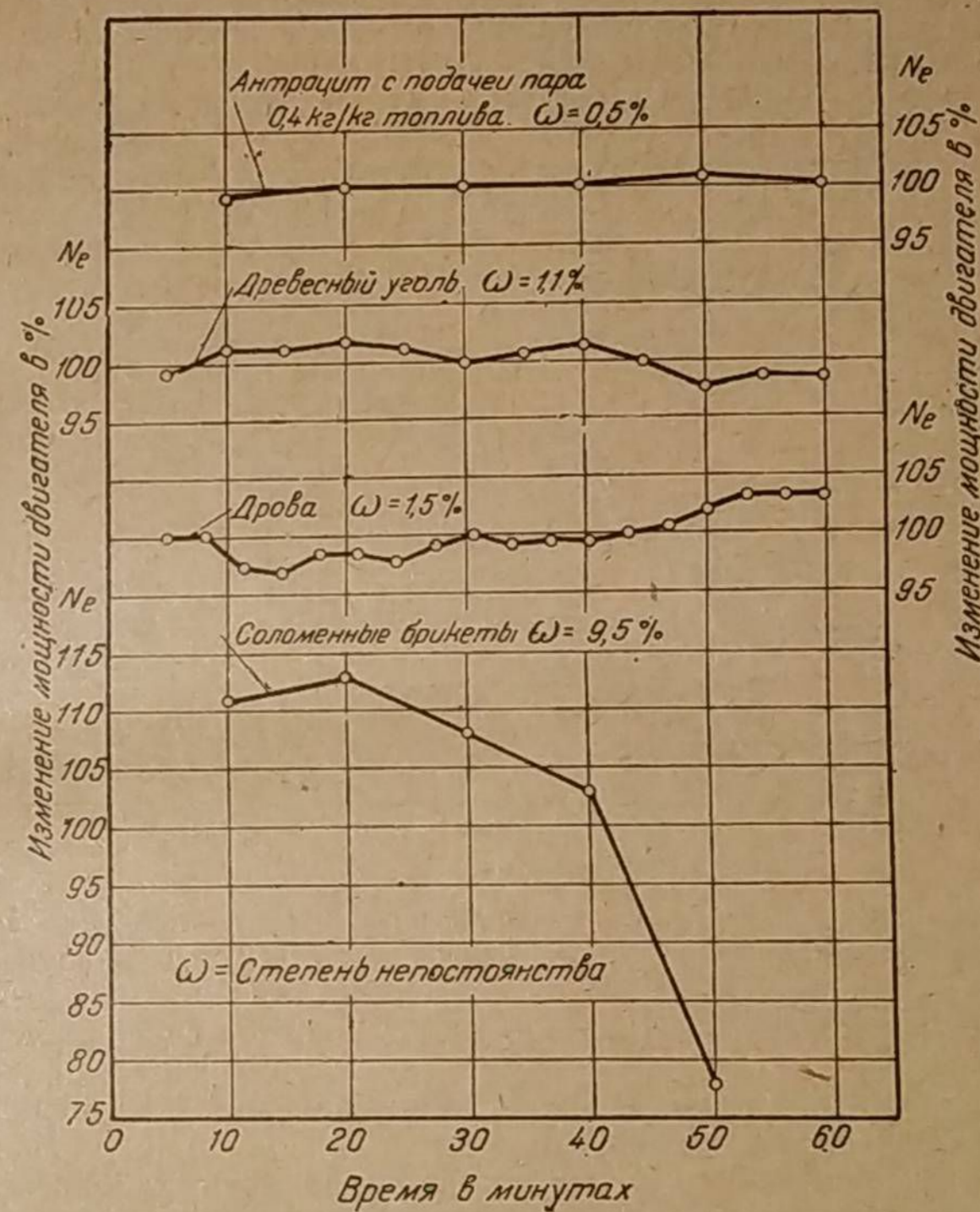
в составе газа происходят настолько часто, что водитель лишён возможности подобрать оптимальную регулировку воздуха, поступающего в смеситель, даже на сравнительно короткий промежуток времени.

На фиг. 17 представлен график изменения тормозного усилия, пропорционального крутящему моменту двигателя, работающего на полном дросселе. График снимался при неизменной регулировке воздуха, поступающего в смеситель. Замеры производились через каждые пять секунд. Число оборотов вала менялось в соответствии с изменением крутящего момента, но в среднем было 1 500 в минуту.

Этот график показывает, что степень неустойчивости крутящего момента не остаётся одинаковой для различных периодов времени работы газогенератора. В данном случае для берёзовых чурок степень неустойчивости изменялась от 0,18% до 1,33%.

5. Причины неустойчивости газогенераторного процесса

Причиной, вызывающей неустойчивость газогенераторного процесса и колебания крутящего момента двигателя, является неустойчивость температурного поля в реакционном слое топлива, так как скорости всех реакций образования горючих компонентов генераторного газа чрезвычайно зависят от температуры. Степень неустойчивости температурного поля, в свою очередь, зависит от сорта топлива. Так, например, установлено, что при газификации



Фиг. 18. Неустойчивость работы двигателя на различных сортах топлива.

древесного угля или антрацита температуры в реакционном слое и крутящий момент двигателя более устойчивы, нежели при работе на дровах. В последнем случае одновременно газифицируются древесина и древесный уголь, образовавшийся от чурок. Ясно, что доля участия в газогенераторном процессе этих двух различных топлив не остаётся постоянной.

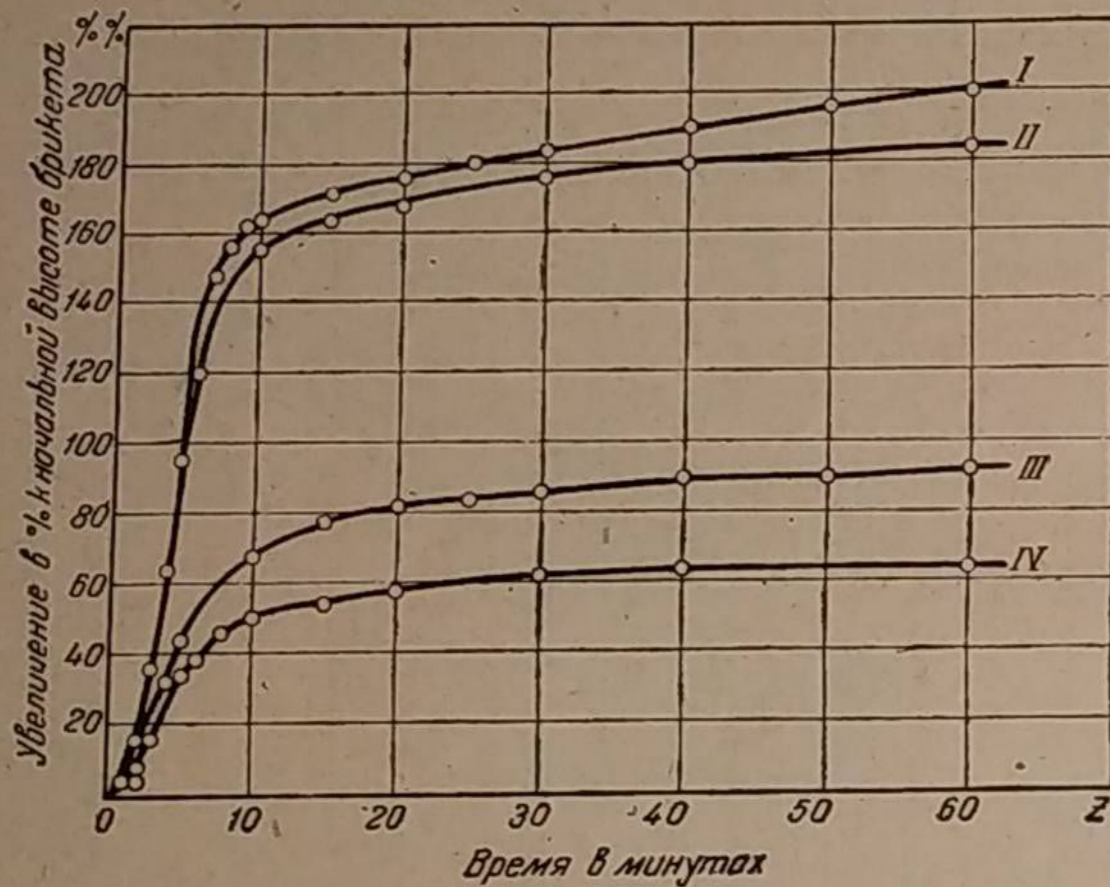
Неустойчивость температурного поля имеет место в связи с непрерывающимся перемещением кусков топлива перед фурмами и по причине непостоянства плотности реакционного слоя. Объяснить это можно так. Реакции газогенераторного процесса, в основном, гетерогенны, т. е. совершаются на поверхности топлива. Чем больше плотность слоя, тем меньше объём зоны, где эти реакции заканчиваются, так как реакционная поверхность, необходимая для завершения процесса при данном расходе газа, оказывается сосредоточенной в меньшем объёме слоя топлива. Отсюда тепловая

напряжённость, т. е. количество тепла, выделяющегося в единице объёма активной зоны, и температура в этой зоне становятся выше.

Характер перемещения топлива перед фурмами, являющийся главным фактором воздействия на неустойчивость температурного поля в реакционном слое, определяется степенью неравномерности осадки топлива у фурменного пояса, т. е. периодичностью подачи топлива к фурмам.

Неравномерность осадки топлива происходит по ряду причин. Основные из них следующие:

1. **Интенсивность тряски газогенератора** во время работы, а следовательно, и место размещения газогенератора на шасси автомобиля или трактора.
2. **Сорт газифицируемого топлива.** Так, например, древесный уголь никогда не зависает в бункере и по сравнению с чурками поступает к фурмам более равномерно.



Фиг. 19. Разбухание соломенных брикетов в водяных парах при 100 по времени; начальная высота всех брикетов 25 мм: I—брикет Харьковского тракторного завода; II—брикет ЦНИЛХИ без термообработки; III—брикет ЦНИЛХИ темный с термообработкой; IV—экзобрикет.

ходящихся в бункере газогенератора, увеличивается настолько, что шуровка становится невозможной.

На фиг. 19 показано увеличение высоты соломенных брикетов при их нагреве в парах воды, т. е. в условиях, сходных со средой в бункере работающего газогенератора. Согласно этому графику, нагрев при 100°C брикета, приготовленного без термообработки, сопровождается увеличением его высоты на 180—200%, т. е. в три раза, причём в начале разбухание брикетов происходит особенно быстро. Брикетирование с нагревом (термообработка) даёт значительно лучшие результаты: высота увеличивается только на 60—90%. Брикеты ЦНИЛХИ типа III при испытании в НАТИ показали удовлетворительную осадку в стандартном газогенераторе ЗИС-21 с обогревом бункера. Осадку брикетов типа I и II в том же газогенераторе была исключительно плохой.

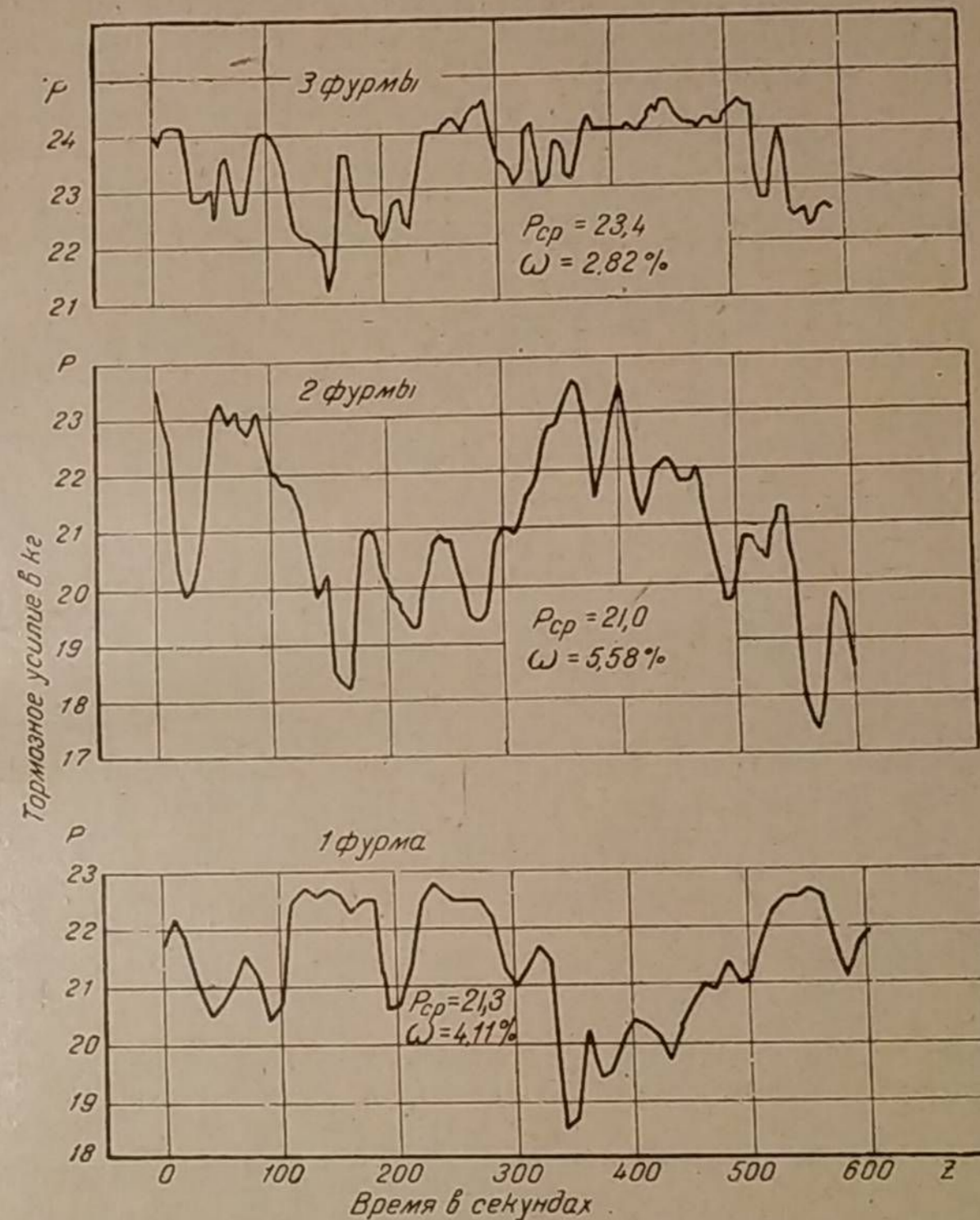
3. **Размер кусков топлива.** Многочисленными опытами установлено, что при уменьшении размеров чурок осадка их в бункере становится более равномерной. Исключение может представлять лишь щеп, при которой наблюдается образование сводов над фурменным поясом. Но это обстоятельство определяется уже невыгодной формой щепы, имеющей заусеницы, способствующие сцеплению.

Солома или соломенные брикеты, будучи загруженными в обычный дровяной газогенератор, имеют настолько плохую осадку, что крутящий момент двигателя временами снижается наполовину.

На фиг. 18 для сравнения приведены эффективные мощности двигателя ГАЗ-42 при работе на антраците, древесном угле, дровах и соломенных брикетах без термообработки. Зависание соломенных брикетов в бункере происходит вследствие их разбухания при нагреве и взаимного сцепления. Иногда объём брикетов, на-

Чем меньше диаметр камеры газификации по фурменному поясу, тем меньше должен быть и размер применяемых чурок. Так, например, при работе с камерой диаметром 120 мм мы уже не могли применять чурок стандартного размера (50 × 50 × 80 мм); их пришлось уменьшить до величины 12 × 15 × 20 мм. При газификации швырка (дров размером 750 мм), загружаемого вертикально, обнаружилась чрезвычайно большая неустойчивость процесса. Дрова временами совершенно не имели осадки.

4. **Степень обогрева бункера.** Большинство современных дровяных газогенераторов имеет обогрев бункера отходящим генераторным газом.



Фиг. 20. Неустойчивость работы древесного трёхфурменного газогенератора для легкового автомобиля; $n = 1500$ об/мин.

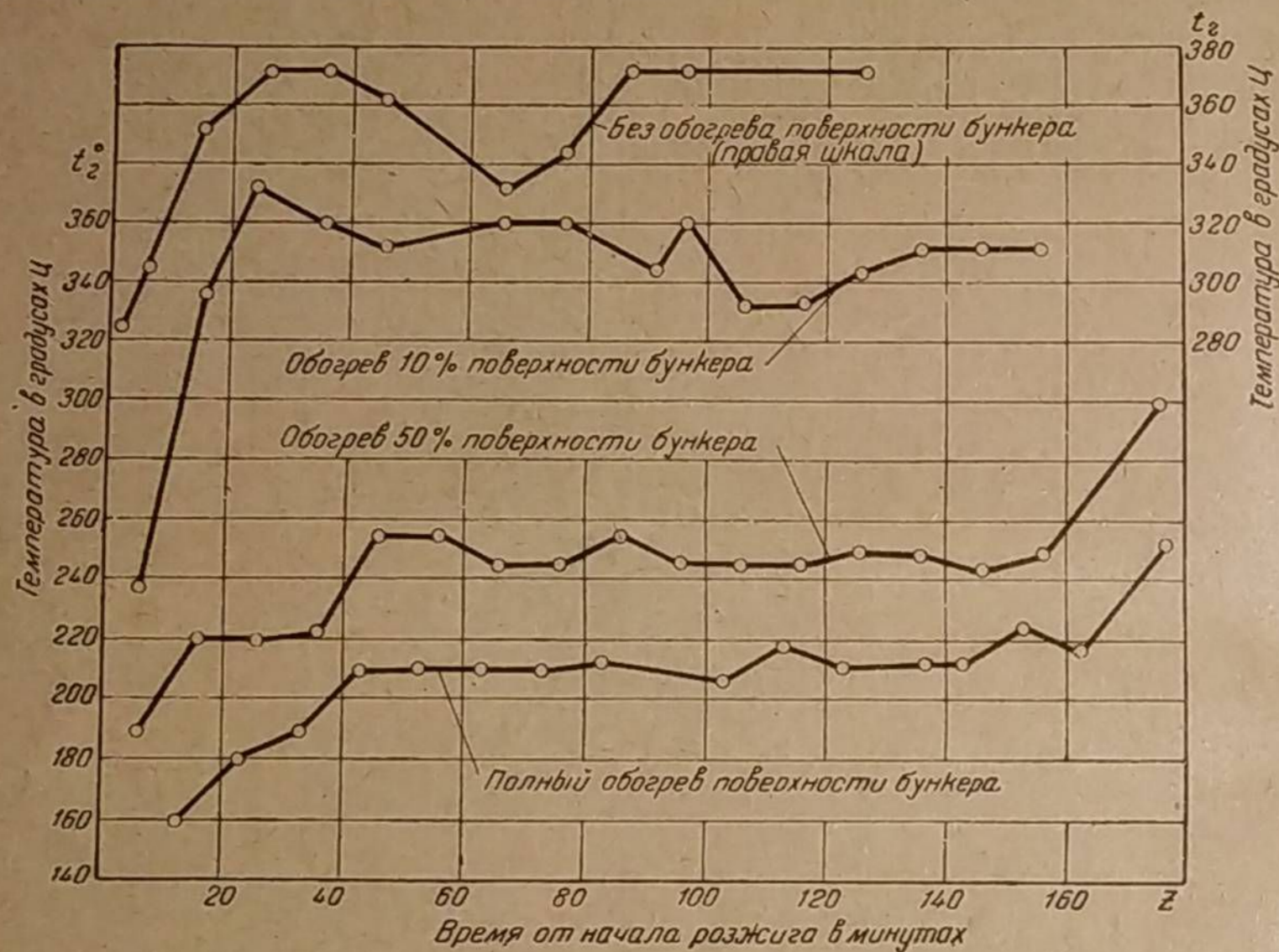
Помимо увеличения калорийности газа и мощности двигателя это в значительной степени способствует осадке топлива. В газогенераторах, где обогрева бункера нет, наблюдается отложение смолы на нижнем переходном конусе бункера, что сильно тормозит скольжение чурок по поверхности и вызывает зависание топлива.

Верхняя часть бункера наиболее подвержена неравномерному подогреву, поскольку она соприкасается с более холодным газом. Поэтому отбор газа конструктивно должен быть осуществлен так, чтобы обеспечивалась наибольшая равномерность движения газа. Часто отбор газа осуществляют через один патрубок, непосредственно вваренный в корпус генератора, исключая специальный газосборный коллектор и заменяя его перегородкой между

двойными стенками. Во время зимних испытаний газогенератора такой конструкции отмечались случаи ухудшения осадки чурок.

Трёхфурменный древесный газогенератор для легкового автомобиля при наличии продолговатого бункера имел ассиметрично расположенный отбор газа. Это привело к одностороннему обогреву бункера и в совокупности с его пологим конусом вызвало крайне плохую осадку топлива. Фиг. 20 иллюстрирует неудовлетворительную устойчивость тормозного усилия при испытании этого газогенератора на стенде. Опыты проводились с отключением одной или двух фурм.

В других опытах автора, проведённых на экспериментальном газогенераторе, изменялась интенсивность обогрева бункера путём различного расположения по высоте бункера патрубка отбора газа. Опыты показали,



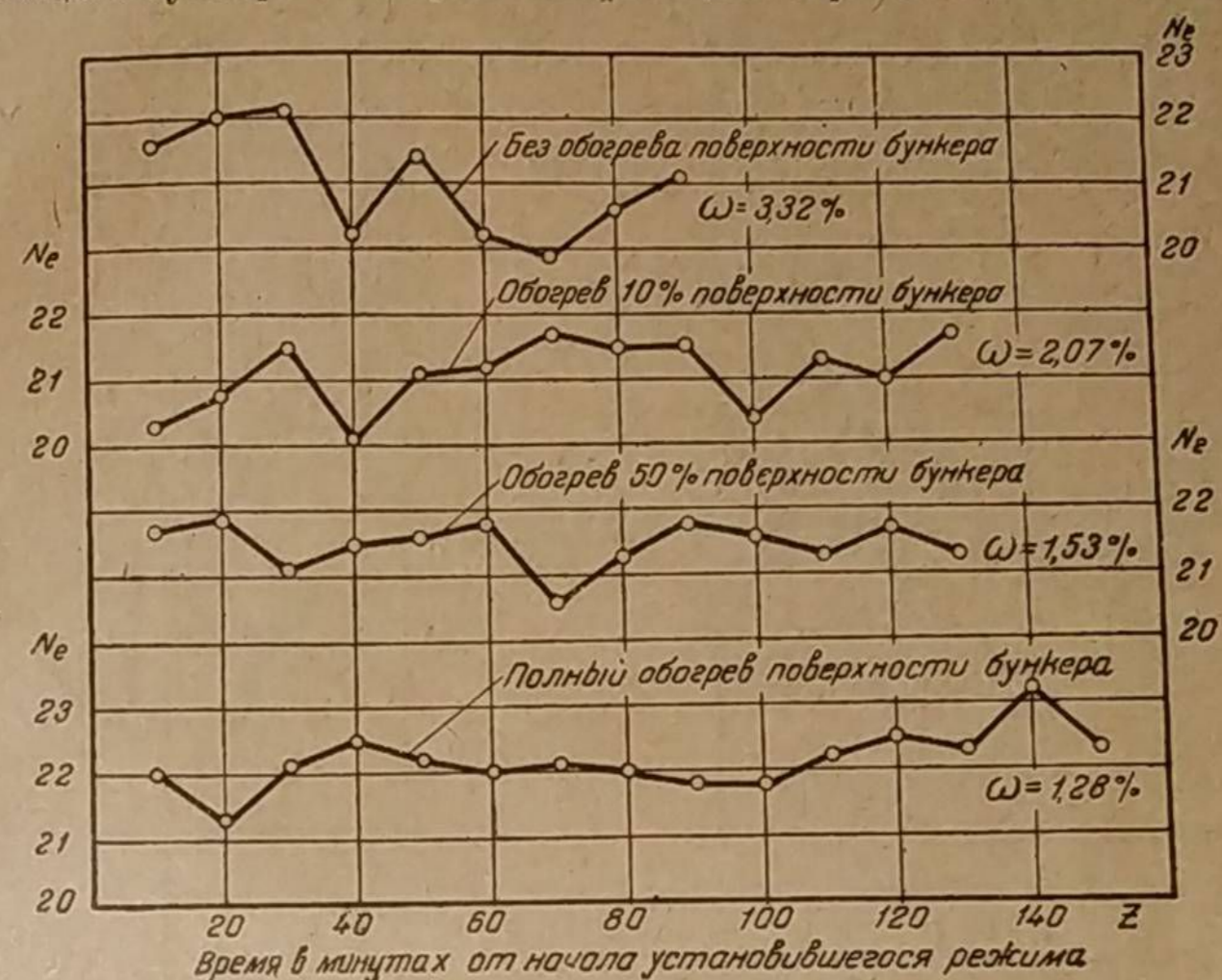
Фиг. 21. Температура газа после экспериментального генератора при различной степени обогрева бункера; $n = 1500$ об/мин, диаметр камеры 200 мм.

что величина обогреваемой поверхности бункера ощутимо влияет на устойчивость газогенераторного процесса. Об этом прежде всего свидетельствует температура газа (фиг. 21).

Эффективная мощность двигателя имела аналогичные колебания (фиг. 22). Их величина была меньше при большем обогреве бункера. Степень неустойчивости этой мощности и температуры после газогенератора, вычисленная для участков установившегося режима работы при различном расположении газоотборного патрубка, показана на фиг. 23. Степень неустойчивости газогенераторного процесса ощутимо уменьшается по мере увеличения обогрева бункера до половины его поверхности.

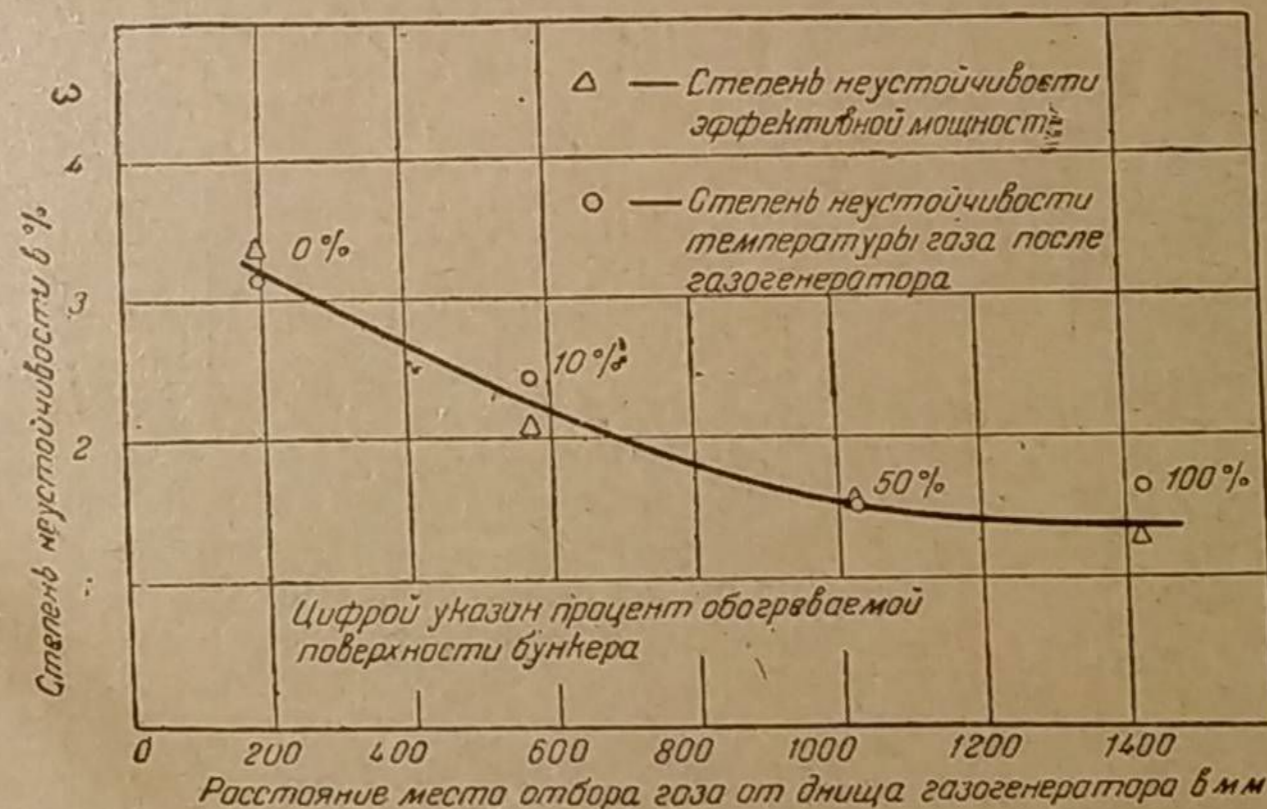
Высокоуглеродистые топлива, не выделяющие смол при их нагреве, как, например, древесный уголь, антрацит, торфяной кокс и т. п., имеют хорошую осадку и без обогрева бункера. При газификации же соломенных брикетов обогрев бункера даже вреден, так как способствует разбуханию брикетов и может только ухудшить осадку. Наконец, на осадку топлива существенно влияют конструкция газогенератора и ряд его параметров.

Равномерная подача топлива к фурмам зависит от угла наклона конуса, соединяющего бункер с камерой газификации. При слишком большом угле



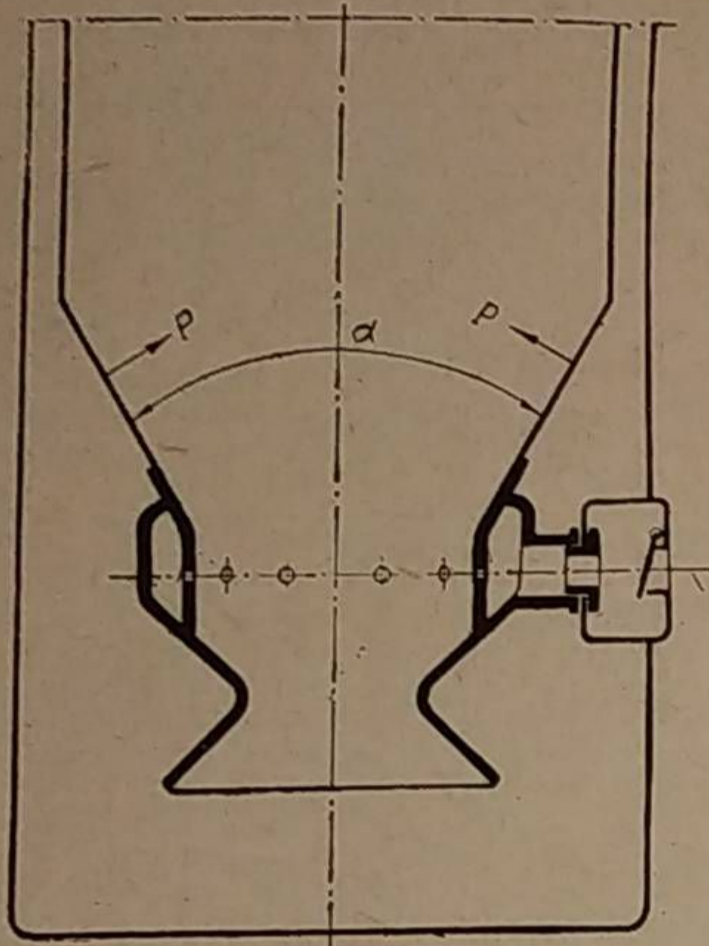
Фиг. 22. Эффективная мощность двигателя ГАЗ-42 при различной степени обогрева бункера в экспериментальном газогенераторе; $n = 1500$ об/мин, топливо — берёзовые чурки, $W = 15\%$.

конуса α порядка 120° и более наблюдается зависание чурок (фиг. 24). Угол трения сухой древесной чурки по железному листу, примерно, равен 32° , поэтому угол α должен быть меньше 116° . Для дров хорошие результаты

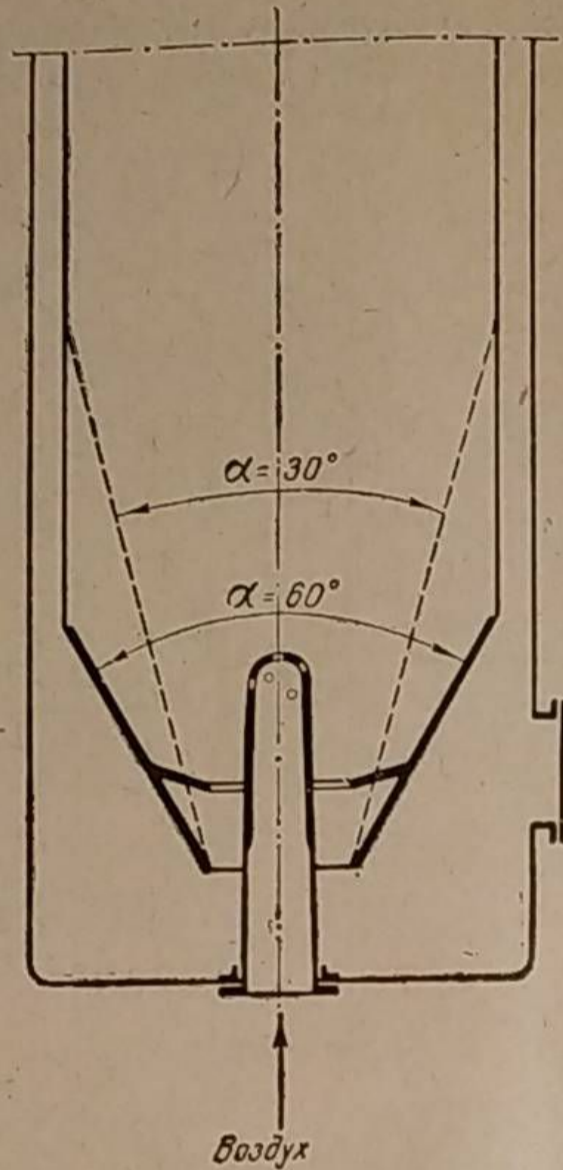


Фиг. 23. Влияние подогрева боковой поверхности бункера на неустойчивость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 и температуры газа при его выходе из экспериментального газогенератора.

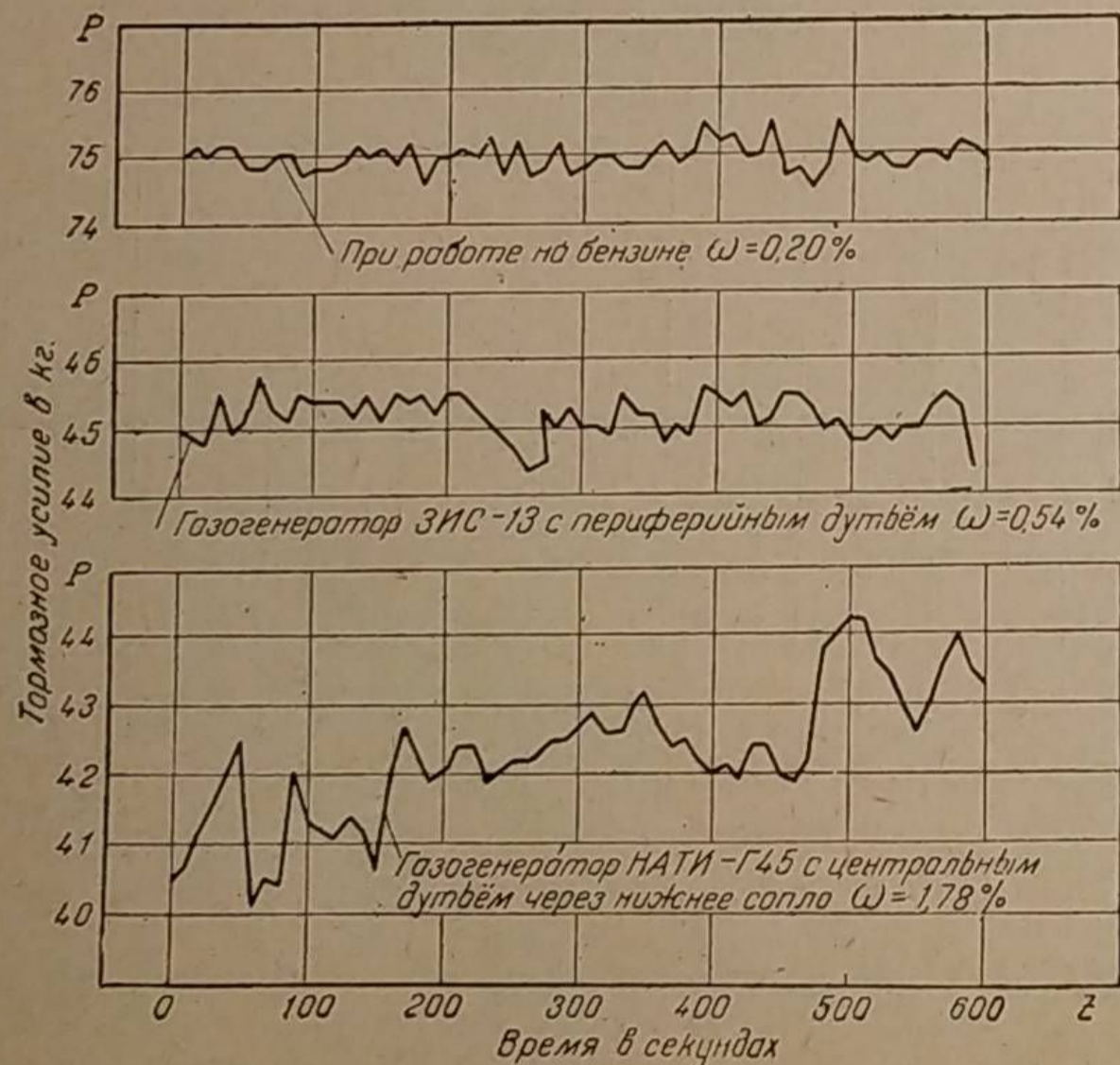
получаются при $\alpha = 90^\circ$. В случае же чрезмерно малого угла α условия для осадки топлива могут, наоборот, ухудшиться, так как при крутом спуске возникают нормальные к поверхности конуса усилия P , заклинивающие



Фиг. 24. Направление реактивных сил, заклинивающих топливо в конусе бункера.

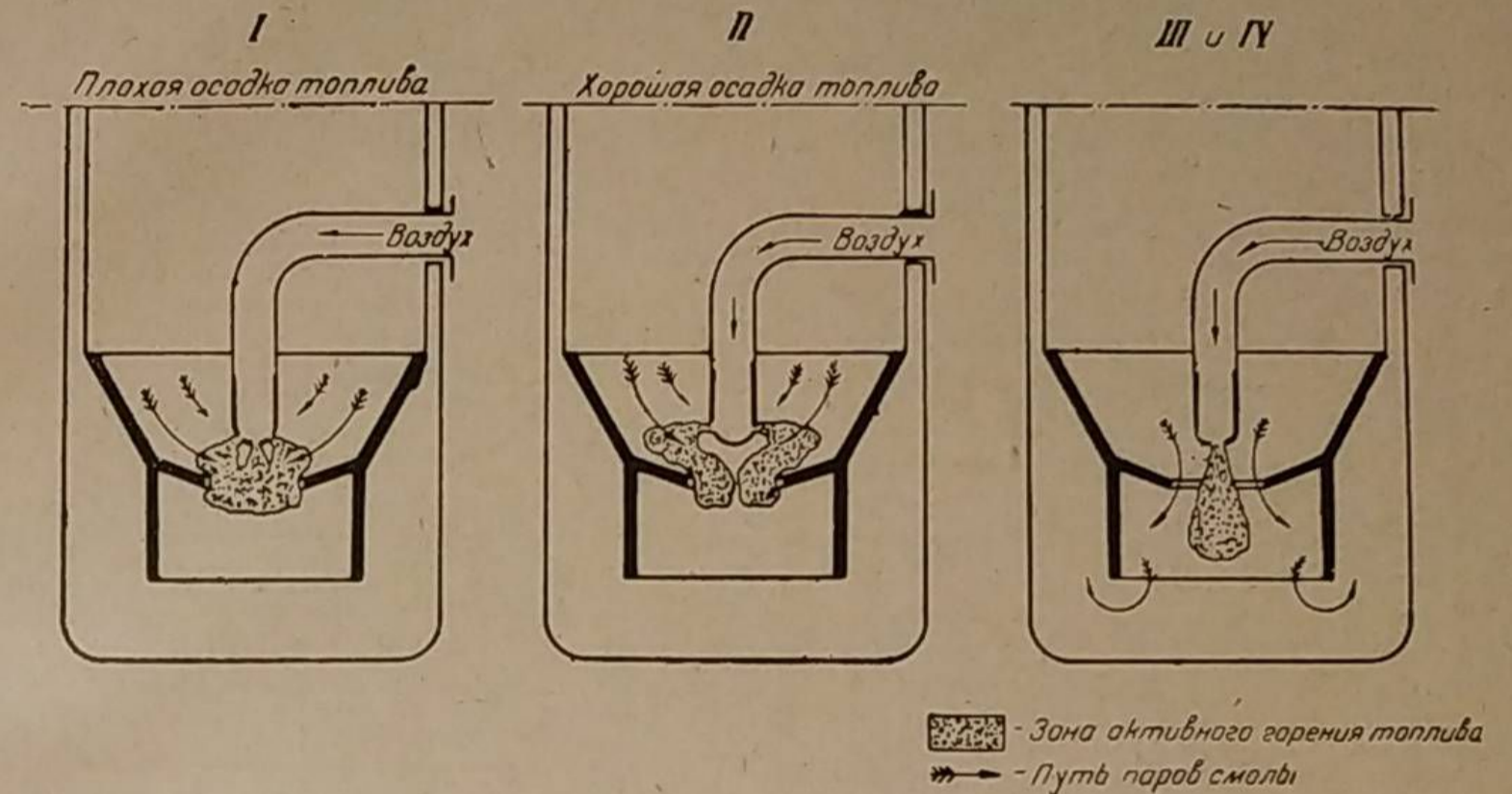


Фиг. 25. Расположение конуса бункера в газогенераторе с центральным подводом воздуха.



Фиг. 26. Неустойчивость работы двигателей ЗИС-5 и ЗИС-21 при работе на бензине и на газе с периферийным подводом воздуха и через нижнее сопло; $n = 2000$ об/мин.

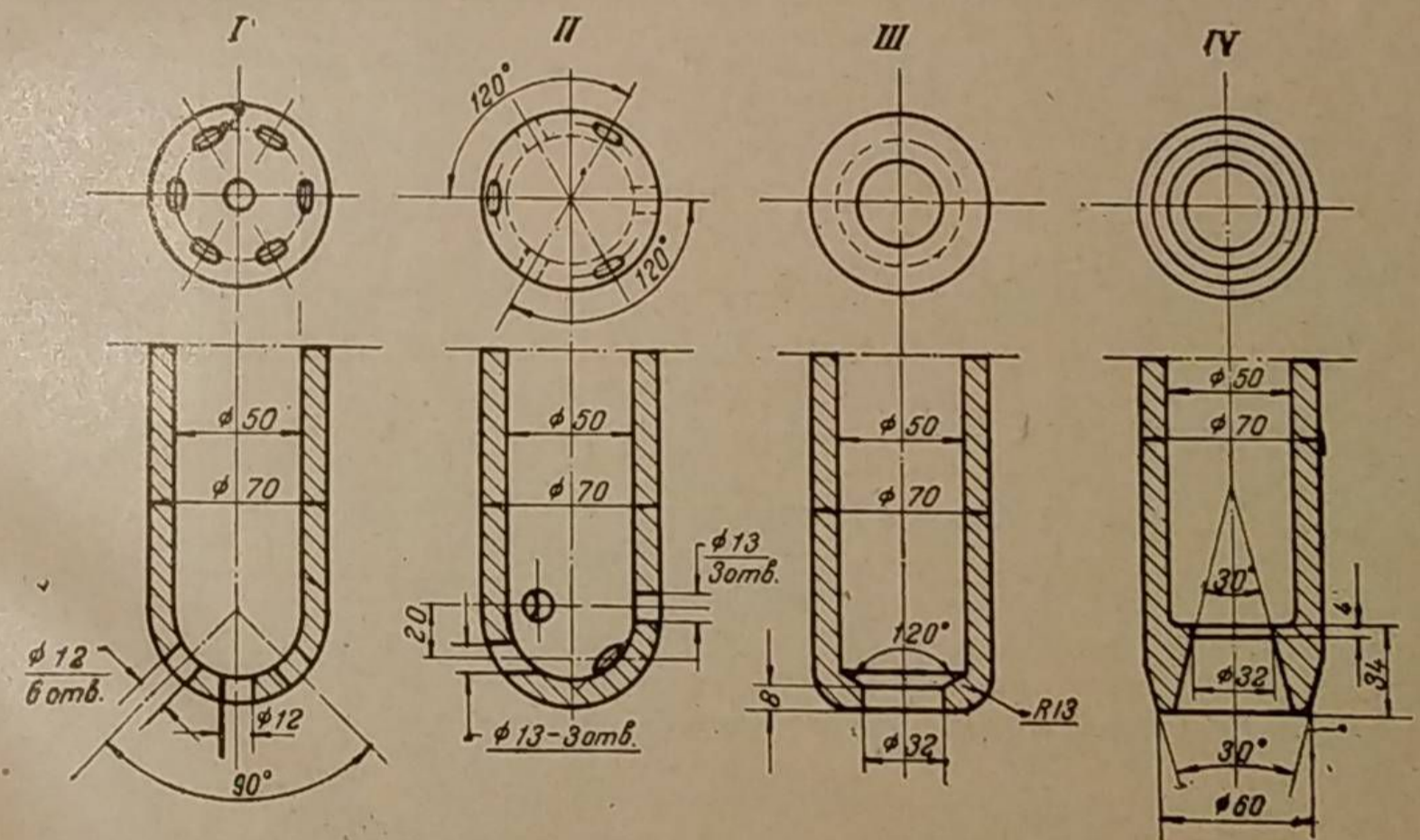
топливо в самом конусе (см. фиг. 24). В генераторе с центральным подводом воздуха было замечено, что при угле конуса $\alpha = 30^\circ$, начинающемся много выше дутьевых фурм сопла, происходит зависание топлива над соплом.



Фиг. 27. Расположение зоны активного горения топлива при опрокинутом центральном сопле, направленном сверху вниз.

Тот же газогенератор, но с углом конуса от 60° до 100° имел лучшую осадку дров (фиг. 25).

Наличие центрального сопла в нижней части газогенератора всё же ухудшает осадку чурок по сравнению с периферийным подводом воздуха. Поэтому неустойчивость процесса в таком газогенераторе будет больше.



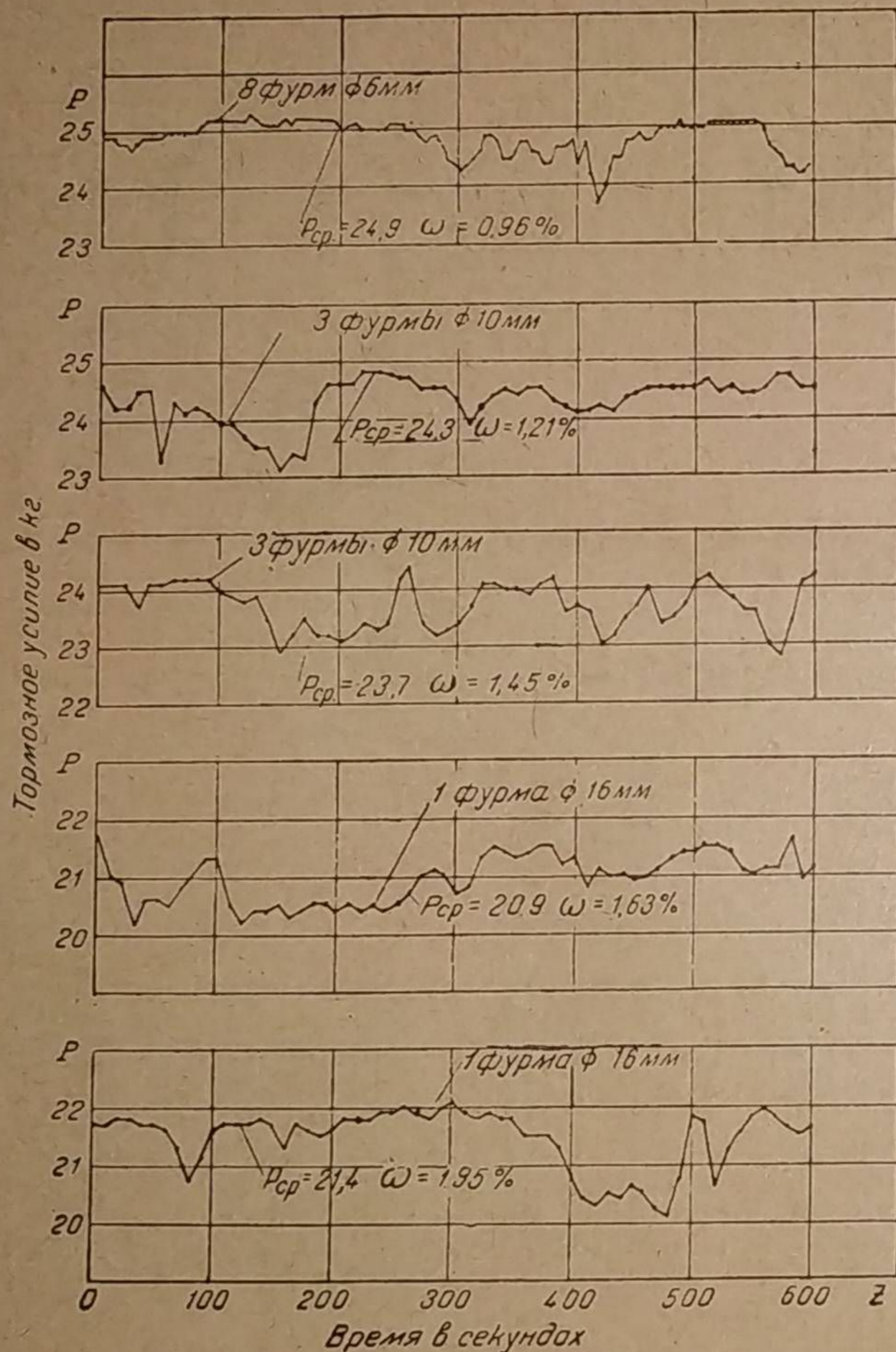
Фиг. 28. Расположение фурменных отверстий в опрокинутом сопле.

На фиг. 26 показаны графики частых замеров усилия на тормозе, полученные на двигателе ЗИС-21 при работе с газогенератором ЗИС-13, имеющим периферийное дутьё, и с газогенератором НАТИ-Г45, где было осуществлено центральное дутьё через сопло, укрепленное в днище газогенератора. Для

сравнения дан график изменения тормозного усилия при работе на бензине. Степень неустойчивости на протяжении 10 минут оказалась:

При нижнем центральном сопле — 1,78%
 При периферийном подводе воздуха — 0,54%
 При работе на бензине — 0,20%

Автор, кроме того, провёл опыты с опрокинутым центральным соплом (фиг. 27).



Фиг. 29. Неустойчивость работы двигателя ГАЗ-42 при различном числе фурм в газогенераторе с периферийным подводом воздуха; $n = 1500$ об/мин.

В газогенераторе для двигателя ЗИС-21 испытывались сопла, изображённые на фиг. 28. При сопле типа I устойчивость процесса оказалась неудовлетворительной, хотя всё же она была лучше по сравнению с соплом,

расположенным снизу. Исключительно хорошие результаты получились с соплом типа II.

На фиг. 27 видно, что при горизонтальных фурмах зона активного сгорания топлива располагается более доступно для чурок, которые спускаются по конусу бункера. Только этим можно объяснить хорошую устойчивость процесса газификации.

Поток газа при фурмах типа III и IV имеет форму узкой струи, направленной книзу (см. фиг. 27). При этом высокая температура поддерживается не по всему сечению отверстия горловины, а только в центре его. Поэтому та часть паров смолы, которая проходит через горловину ближе к краям ее отверстия, не сгорает и не крекируется. Обильное содержание смолы в газе и плохая осадка топлива были не в пользу применения сопел типа III и IV для газификации древесных чурок.

Помещать центральное сопло сверху выгоднее ещё потому, что при этом сопло не находится в зоне высоких температур в противоположность соплу, укрепленному к нижнему днищу газогенератора. Простота конструкции такого газогенератора по сравнению с распространёнными камерами с периферийным подводом воздуха несомненна.

На осадку топлива может влиять форма самого бункера. Так, например, при газификации соломенных брикетов в виду их расширения при нагреве выгодно иметь бункер не цилиндрическим, а конусным, слегка расширяющимся книзу.

Устойчивость процесса, кроме того, зависит от количества дутьевых фурм при периферийном подводе воздуха. Чем больше число фурм, тем лучше будет сглаживаться периодичность подачи отдельных чурок к фурмам, тем меньше будет сказываться и неравномерность обгорания чурки перед каждой фурмой. Фиг. 29 показывает неустойчивость работы двигателя при различном количестве фурм у газогенератора с периферийным подводом воздуха и с полным обогревом бункера. По мере уменьшения числа фурм при сохранении суммы их сечений устойчивость процесса ухудшается, а мощность двигателя падает:

При 8 фурмах $\omega = 0,96\%$; $P_{cp} = 24,95$ кг
 > 3 > $\omega = 1,21 \div 1,45\%$; $P_{cp} = 23,7 \div 24,3$ кг
 > 1 > $\omega = 1,63 \div 1,95\%$; $P_{cp} = 20,9 \div 21,4$ кг

Наконец, при уменьшении диаметра камеры газификации по фурменному поясу в случае сохранения размера чурок понижается устойчивость температуры в реакционном слое потому, что в камере помещается меньшее число обгорающих чурок и увеличиваются промежутки между ними, нарушающие стабильность процесса газификации.

Зная причины, вызывающие неустойчивость процесса газификации, можно выбрать такие параметры конструкции газогенератора, при которых эта неустойчивость будет наименьшей. Тем не менее в силу специфичности условий газогенераторного процесса полностью устранить её невозможно. Поэтому, чтобы повысить устойчивость крутящего момента двигателя, на пути движения газа от генератора монтируют газгольдер, имеющий большой объём для аккумуляции газа. В этом газгольдере происходит перемешивание газа и выравнивание его состава.

Внутреннее пространство газгольдера заполняется кольцами Рашига, благодаря этому газгольдер используется ещё и как очиститель.

Автомобильные газогенераторы должны, как правило, иметь такие газгольдеры ввиду того, что автомобильный двигатель постоянно работает при переменном режиме, что весьма нарушает устойчивость процесса газобразования. Тракторные газогенераторные установки по этой причине не нуждаются в резервуарах запаса газа.

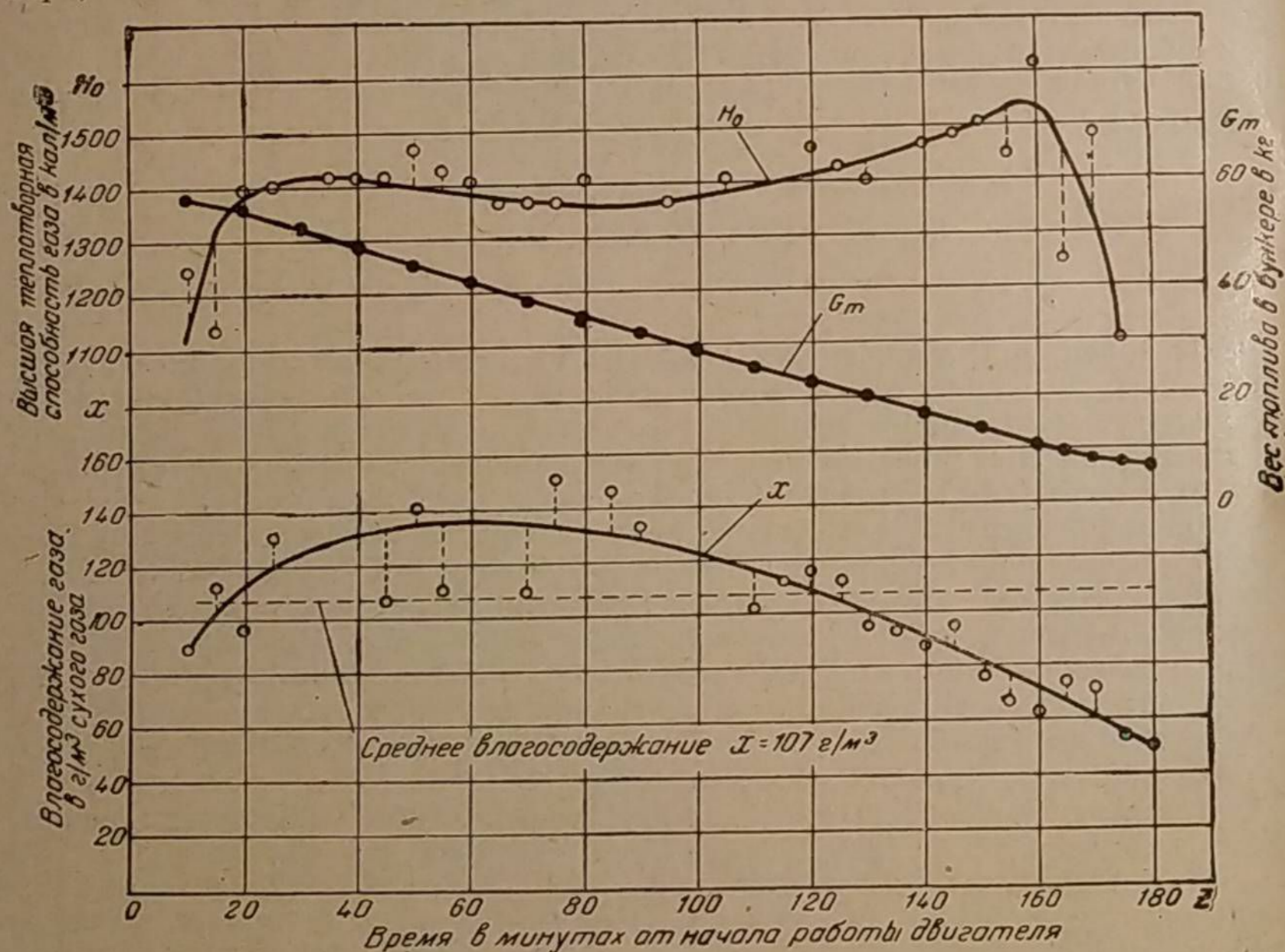
IV. НЕПОСТОЯНСТВО ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ПРОЦЕССА ПО ВЫЖИГУ ТОПЛИВА В БУНКЕРЕ

Процесс газификации за время расхода всего топлива в объёме бункера всё время меняется. Это непостоянство обусловливается непрерывным повышением температуры в бункере, вследствие чего подсушка топлива и процесс его сухой перегонки (швельпроцесс) не могут быть стабильными. Кроме того, количество топлива, находящегося в бункере и от которого зависит выход газов сухой перегонки, уменьшается по мере работы. В силу этих двух обстоятельств количество образующихся в бункере водяных паров и продуктов швельпроцесса всё время изменяется. Если бы удалось создать такой газогенератор, к фурмам которого равномерно подавались необугленные чурки постоянной влажности, то процесс газификации был бы стабильным. Следовательно, при работе на дровах характер и степень непостоянства процесса за период выжигания в основном зависят от интенсивности обогрева бункера.

Кроме того, непостоянство процесса может иметь место, если в камере газификации происходит изменение активной поверхности реакционного слоя топлива, как, например, при центральном подводе воздуха с нижним расположением сопла в дровяных газогенераторах или при работе на антраците, буром угле, торфе или соломе, склонных к шлакообразованию.

1. Проявление непостоянства газогенераторного процесса по выжигу при работе на дровах

После розжига холодного газогенератора топливо, находящееся в бункере, начинает постепенно прогреваться, выделяя гигроскопическую влагу

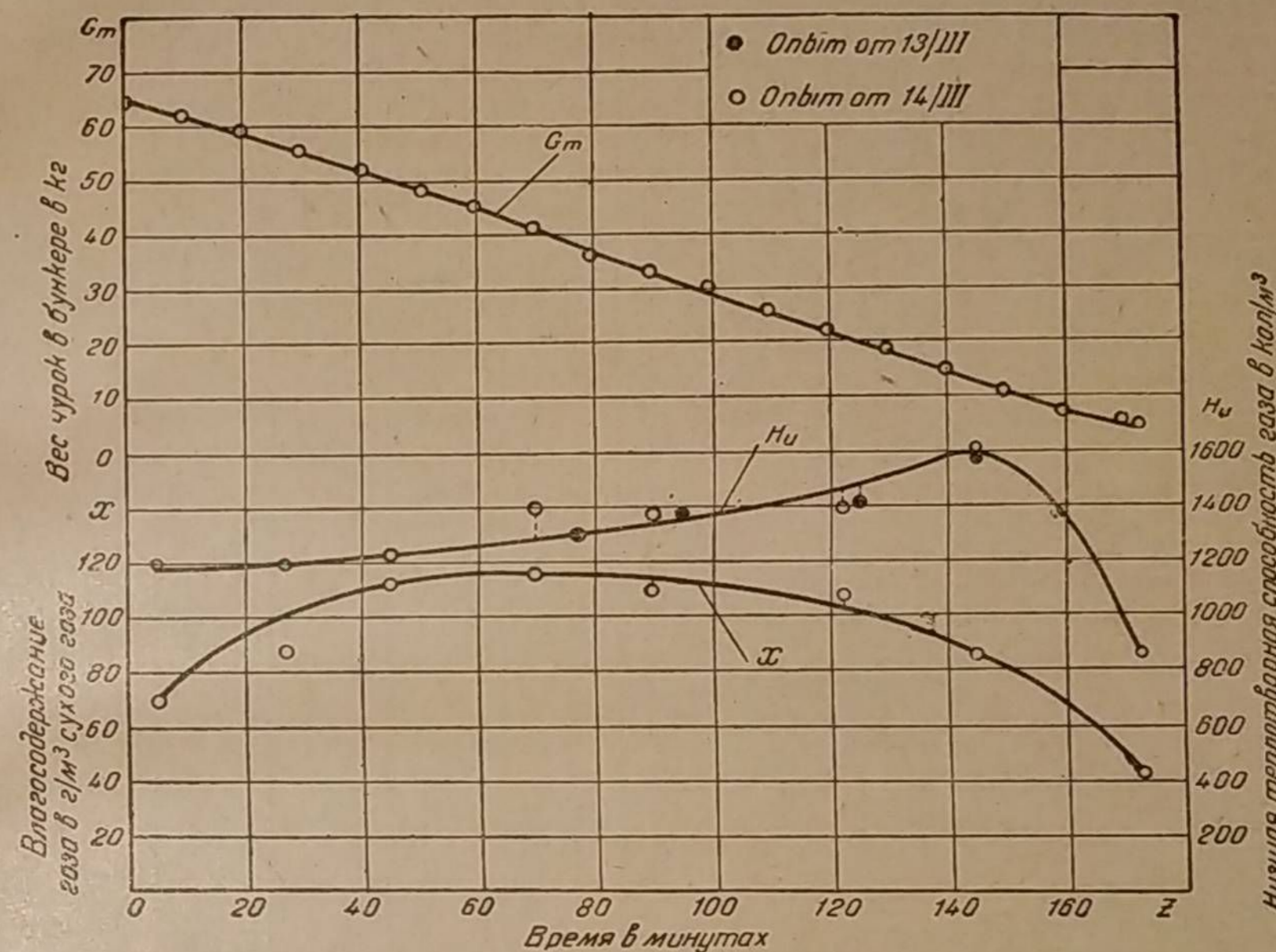


Фиг. 30. Изменение теплотворной способности газа и его влажностного содержания по времени выжигания топлива в бункере экспериментального газогенератора; $n = 1500$ об/мин, диаметр камеры 200 мм, топливо — чурки обычного размера, $W = 11\%$.

в виде пара. Количество водяного пара, образующегося в бункере в единицу времени, определяется следующими тремя факторами, действующими различно по времени расхода топлива в бункере.

1. Из килограмма топлива данной влажности пара выделяется тем больше, чем выше температура в бункере.

2. Выделение пара в единицу времени из килограмма топлива ослабевает по мере подсушки топлива и, следовательно, определяется его влажностью в рассматриваемый момент времени. Влажность топлива по высоте



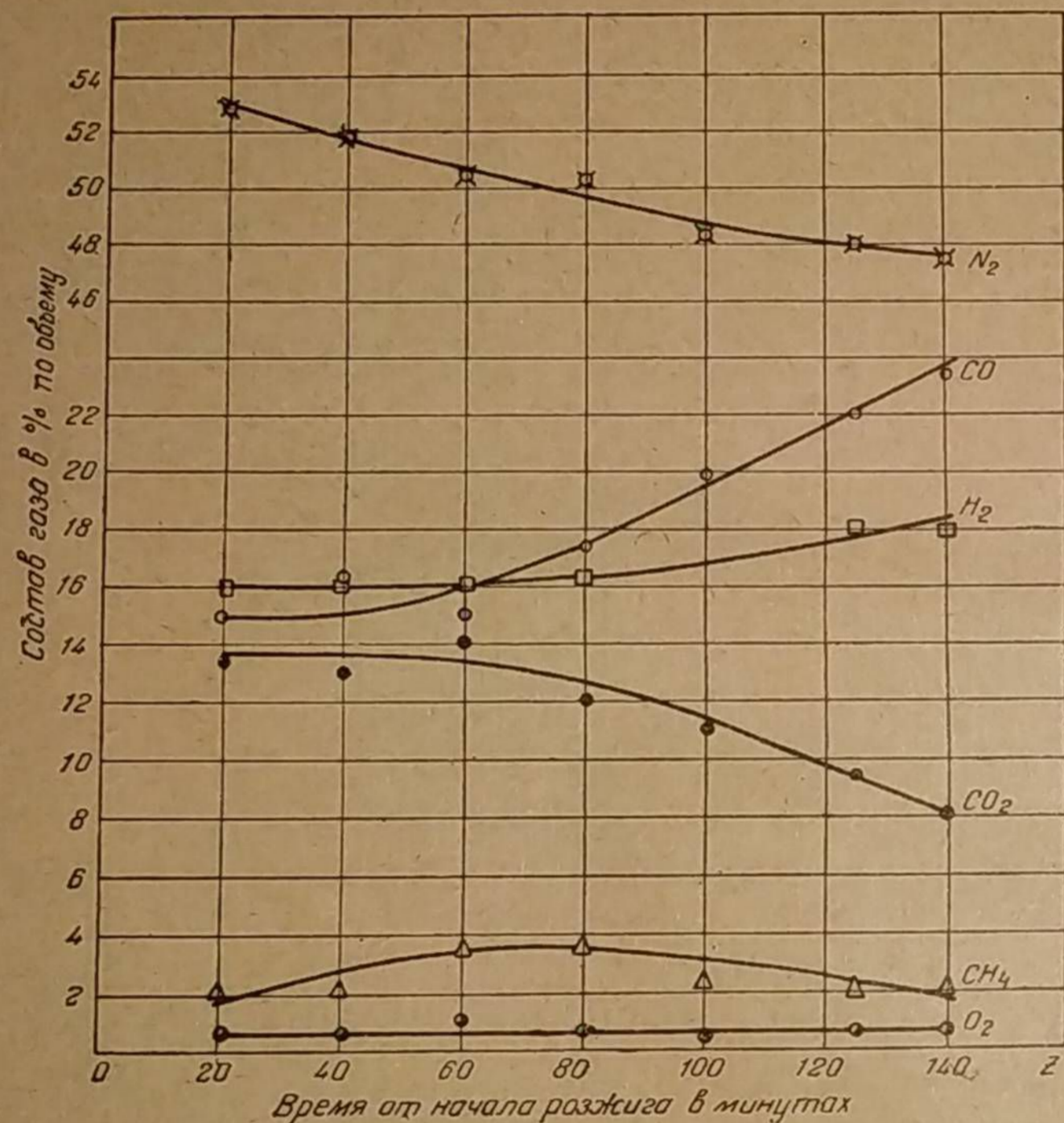
Фиг. 31. Изменение теплотворной способности газа и его влажностного содержания по времени выжигания топлива в бункере экспериментального газогенератора; $n = 1500$ об/мин, диаметр камеры 200 мм, топливо — мелкие чурки. $W = 11\%$.

бункера переменна, так как нижние слои топлива подсушиваются при более высокой температуре.

3. Общее количество пара, образующегося в бункере в единицу времени, зависит от веса топлива, находящегося в бункере в данный момент, и равно сумме элементарных выделений пара из всех бесконечно малых по высоте слоёв топлива.

Исходя из этого, следует, что вначале образование водяного пара будет возрастать (так как температура в бункере повышается) до тех пор, пока влияние других понижающих факторов (уменьшение веса топлива и его влажности) не окажется доминирующим, после чего должно начаться уменьшение выхода пара. Следовательно, количество водяного пара, поступающего из бункера в камеру газификации, переменна по времени выжигания и имеет максимальное значение где-то в середине. Ясно, что и влажностное содержание в газе, выходящем из генератора, будет следовать тому же закону. На фиг. 30 приведены результаты замеров влажностного содержания за период одного выжигания чурок в бункере. Кривая влажностного содержания x , представляющего вес пара в граммах, содержащегося в 1 м^3 газа, имеет резко выраженный максимум, лежа-

щий примерно на $\frac{1}{3}$ выжиг. Отбор газа из экспериментального генератора был постоянным, что следует из кривой G , характеризующей уменьшение веса топлива, заключенного в бункере. Калорийность генераторного газа H_0 также непостоянна по времени выжиг. Сразу после розжига генератора H_0 возрастает. Здесь мы имеем отрезок уже рассмотренной ранее пусковой характеристики. Далее наблюдается незначительное снижение H_0 , обусловленное повышением содержания влаги, поступающей из бункера; и, наконец, непрерывный рост калорийности газа в связи с падением содержания водяного пара и более интенсивным выходом газов и смол сухой перегонки дров.



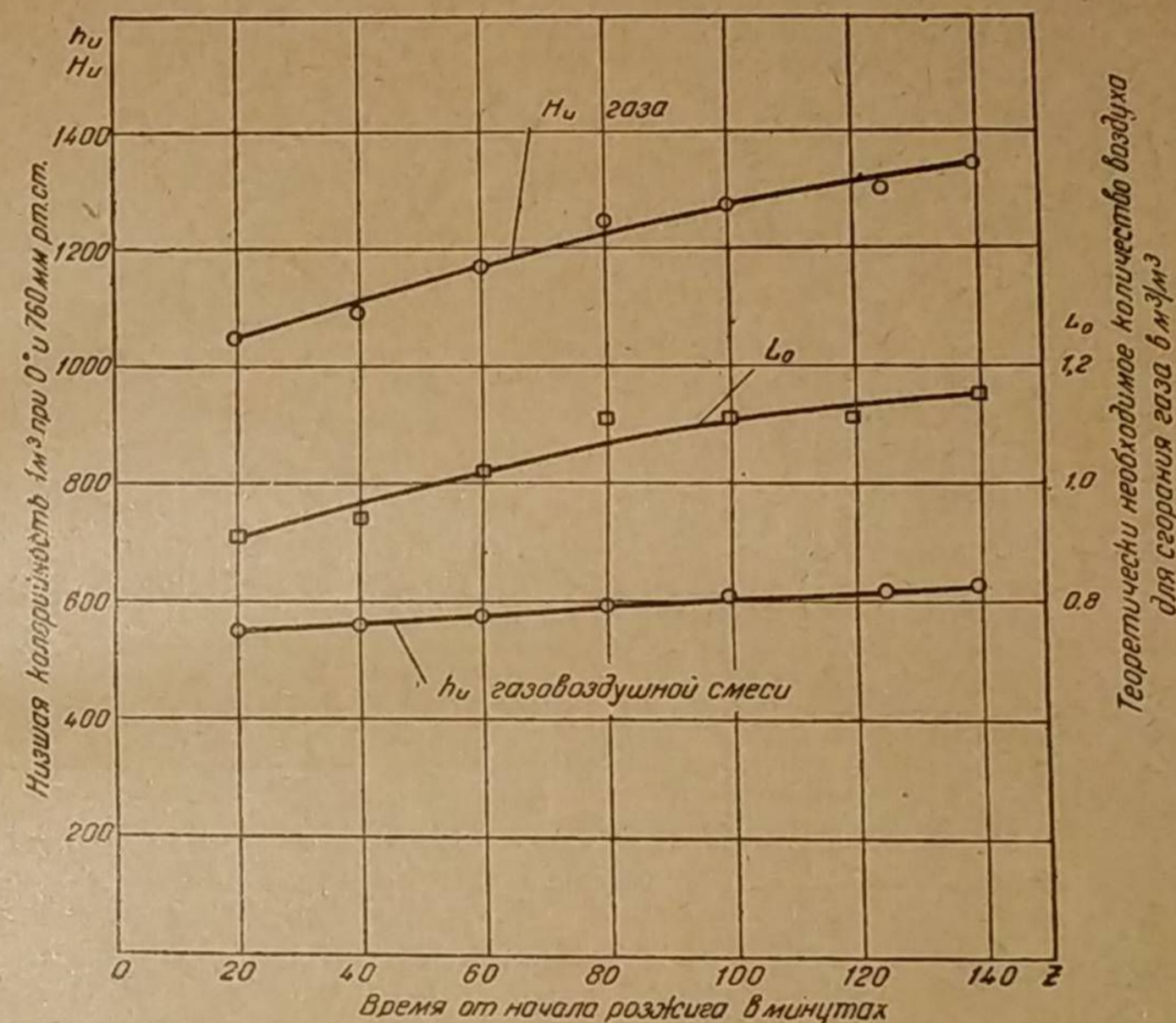
Фиг. 32. Изменение состава газа по выжигу топлива в газогенераторе «Имберт» с подогревом бункера; топливо — сосна, $W = 25\%$.

Этот рост калорийности газа завершается резким падением её вследствие отсутствия топлива в бункере. На фиг. 31 приведены аналогичные кривые из другого опыта на том же экспериментальном газогенераторе, но при работе на мелких чурках размером $12 \times 15 \times 20$ мм. Характер кривых тот же самый с той лишь разницей, что их максимум смещён несколько вправо.

Другой иллюстрацией непостоянства процесса по времени выжиг являются опытные данные химического анализа газа, полученного из газогенератора с полным подогревом бункера и воздуха и камерой газификации типа «Имберт». Эти анализы указывают на определённую закономерность изменения компонентов газа. Так, например, согласно фиг. 32 содержание углекислоты CO_2 по мере подсушки и обугливания чурок имеет ярко выраженную тенденцию к уменьшению. Это уменьшение происходит особенно резко во второй половине выжиг и его можно объяснить изменением состава

шпельгаза и уменьшением количества водяного пара в бункере¹. В строгой зависимости с этим находится рост окиси углерода CO . Увеличение содержания в газе водорода H_2 следует объяснить ростом температуры в камере и общим повышением температурного режима в газогенераторе, форсирующим шпельпроцесс в бункере. Заметное уменьшение азота N_2 также свидетельствует о возрастающем выходе шпельгаза, при котором расход воздуха, вносящего в газогенератор азот, уменьшается.

Совокупность изменений всех компонентов газа отражается на его калорийности, которая показана для этого опыта на фиг. 33. Здесь мы видим непрерывное возрастание H_u в весьма широких пределах. Действительно,



Фиг. 33. Изменение калорийности газа и рабочей смеси по времени выжиг топлива в газогенераторе «Имберт» с подогревом бункера; топливо — сосновые чурки, $W = 25\%$.

конечное значение калорийности генераторного газа превышает первоначальное на

$$\frac{1345 - 1045}{1045} = 28,7\%$$

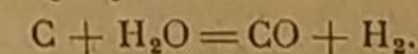
Однако калорийность h_u рабочей смеси газа с теоретически необходимым воздухом увеличивается всего лишь на

$$\frac{625 - 550}{550} = 13,6\%$$

¹ Реакция водяного газа при избытке H_2O даёт выход CO_2 :

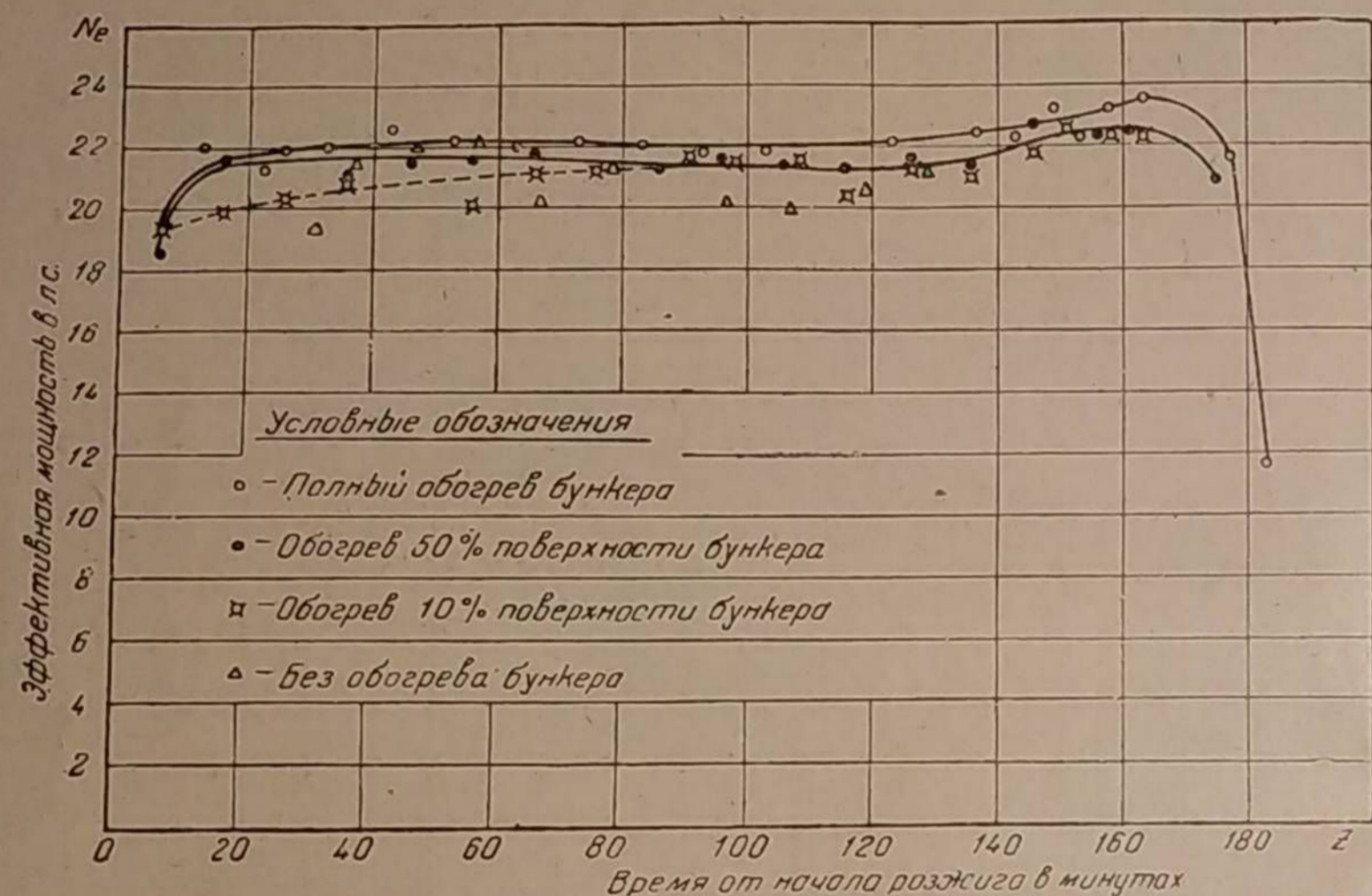


а при недостатке водяного пара образует CO :



Происходит это в связи с увеличением L_0 .

Характерный пример непостоянства мощности двигателя по времени выжиги представлен на фиг. 34. Здесь показано изменение мощности двигателя при постоянном числе оборотов с экспериментальным газогенератором на древесном топливе. Эти данные относятся к случаям различной степени поджога бункера. Верхняя кривая соответствует полному поджогу и поэтому является наиболее показательной. Тут мы также имеем в начале работы участок пусковой характеристики, определяющий быстрое нарастание мощности. Затем наступает некоторая стабилизация её. В середине выжиги заметно падение мощности, соответствующее максимальному образованию паров воды в бункере. В этой стадии выжиги, как указывалось выше, наблюдалось



Фиг. 34. Изменение мощности двигателя ГАЗ-42 на полном дросселе по времени выжиги топлива при различной степени поджога бункера; диаметр камеры 200 мм, $n = 1500$ об/мин.

и наибольшее влагосодержание газа. Наконец, к концу выжиги происходит постепенное нарастание мощности, вызванное уменьшением парообразования в бункере. Кривая заканчивается резким снижением. Рассмотренная кривая по характеру своего протекания имеет много общего с кривыми изменения калорийности газа, показанными на фиг. 30 и 31, хотя все три опыта проводились нами в разное время.

2. Проявление непостоянства газогенераторного процесса по выжигу при работе на шлакующем топливе

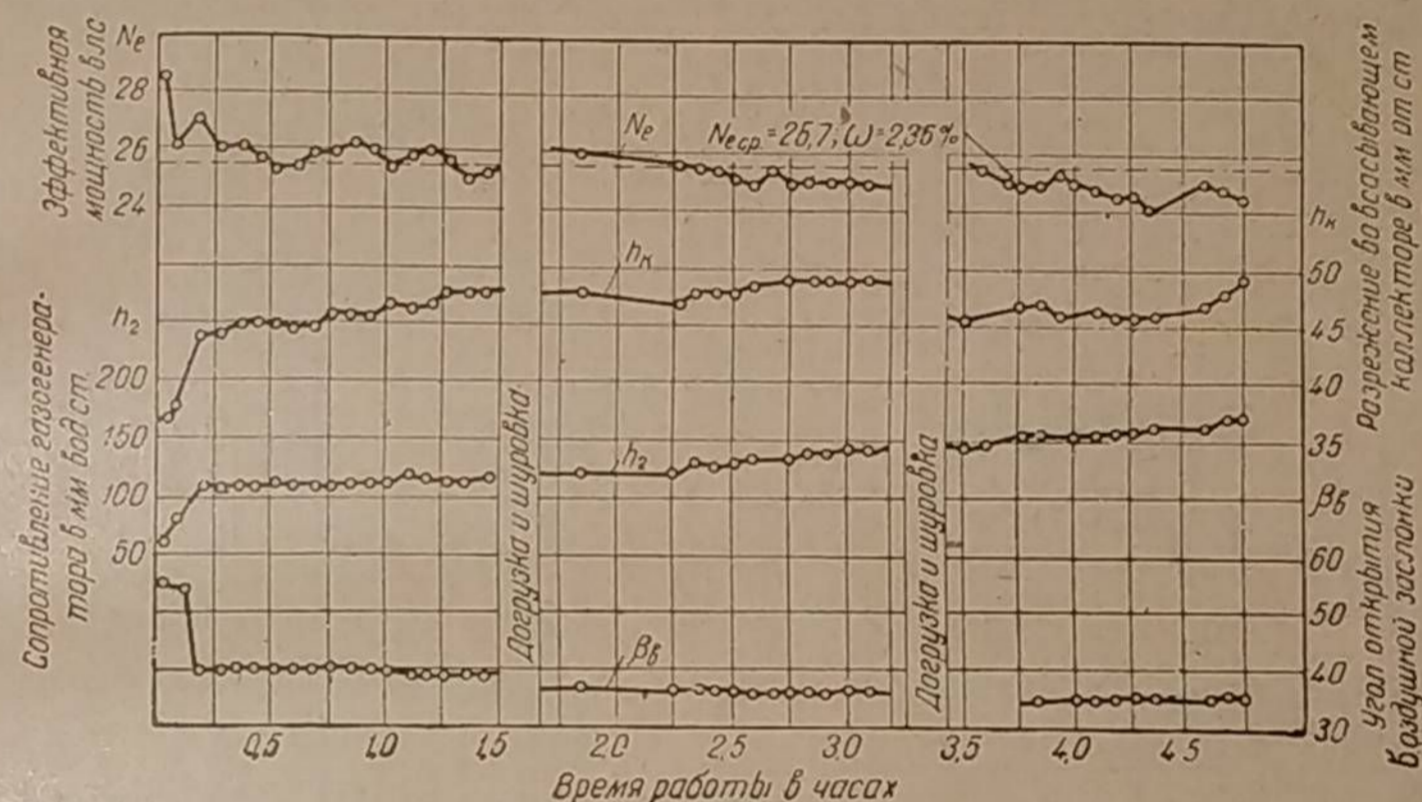
Совершенно по-иному изменяется мощность двигателя при работе на шлакующихся топливах.

При опрокинутом и горизонтальном процессах горения шлак, накапливающийся перед фурмами в зоне наивысших температур, смешивается с топливом и уменьшает этим его реакционную поверхность. В силу этого интенсивность окислительных реакций ослабевает, и происходит рассредоточение зоны наивысших температур, неминуемо снижающее температуру в слое топлива перед фурмами, что парализует газогенераторный процесс. С течением времени шлак перемещается в камере по направлению потока газа

и постепенно заполняет камеру. Если такое перемещение шлака от фурм почему-либо затруднено, то газогенераторный процесс быстро ухудшается. Это проявляется снижением калорийности газа и мощности двигателя, а также ростом температуры газа, выходящего из реакционного слоя. По мере накопления шлака в камере увеличивается непостоянство газогенераторного процесса.

При прямом горении отрицательное влияние шлака проявляется слабее, так как шлак, накапливаясь в нижней части камеры, не смешивается с топливом и только перемещает зону горения вверх.

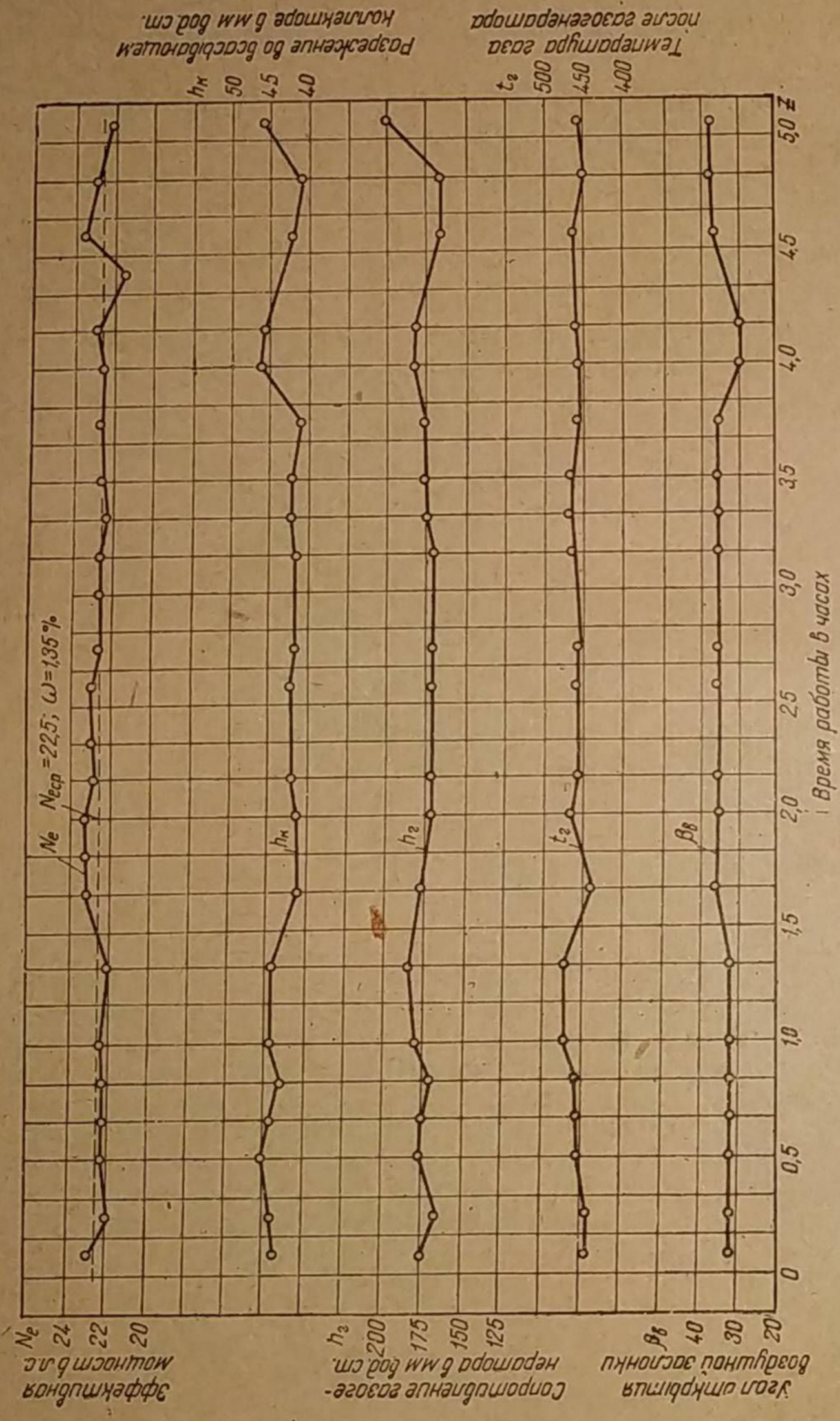
Снижение мощности при шлаконакоплении зависит от сорта топлива, его влажности, содержания золы и температуры её плавления. С другой стороны, шлаконакопление связано с конструкцией камеры газификации и с расходом отсасываемого газа. Чтобы ознакомиться с непостоянством процесса по причине шлакообразования, рассмотрим несколько примеров.



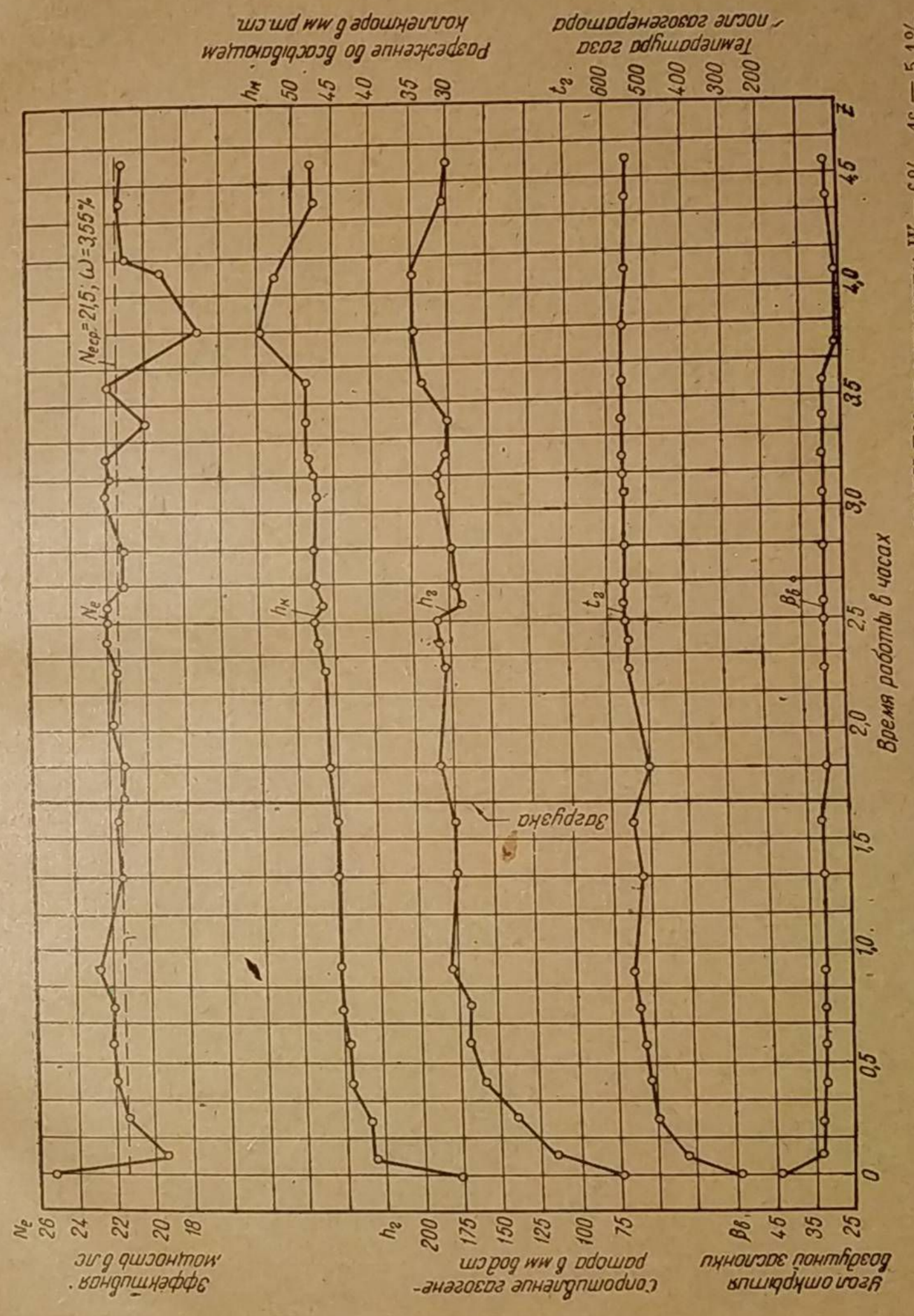
Фиг. 35. Непостоянство работы двигателя ГАЗ-42 с газогенератором НАТИ-Г21 на древесном угле; $W = 12\%$, $A^c = 2,9\%$, $n = 1700$ об/мин.

На фиг. 35 показана мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1700$ об/мин с газогенератором НАТИ-Г21 горизонтального процесса горения, работающем на древесном угле влажностью $W = 12\%$ и зольностью $A^c = 2,9\%$. Первые 10 минут после пуска двигатель развивает наибольшую мощность, повидимому, потому, что уголь, находящийся в зоне наивысших температур, ещё содержит гигроскопическую влагу, способствующую образованию водяного газа. Угол открытия воздушной заслонки в это время наибольший (54°). Процесс испарения влаги в зоне горения завершается через 10—15 минут, после чего мощность резко снижается с 29 до 26 л.с. По мере накопления шлака и ухудшения качества газа воздушную заслонку приходится прикрывать до 35° . Сопrotивление газогенератора за 5 часов работы возросло с 110 до 170 мм вод. ст., а мощность упала с 26 до 24,5 л.с. Временное повышение мощности после каждой догрузки угля объясняется, скорее всего, воздействием паров воды на реакционный слой топлива, продолжающимся до тех пор, пока древесный уголь подсохнет. Пяти — восьмичасовая работа этого газогенератора, эквивалентная пробегу автомобиля в 200—300 км, представляет его обычную периодичность чистки.

На фиг. 36 и 37 показаны мощность двигателя и работа того же газогенератора на антраците влажностью $W = 6\%$ и зольностью $A^c = 5,1\%$ с подачей пара и без него. Несмотря на более высокую зольность, испытанный антрацит в отношении падения мощности из-за шлакообразования оказалс



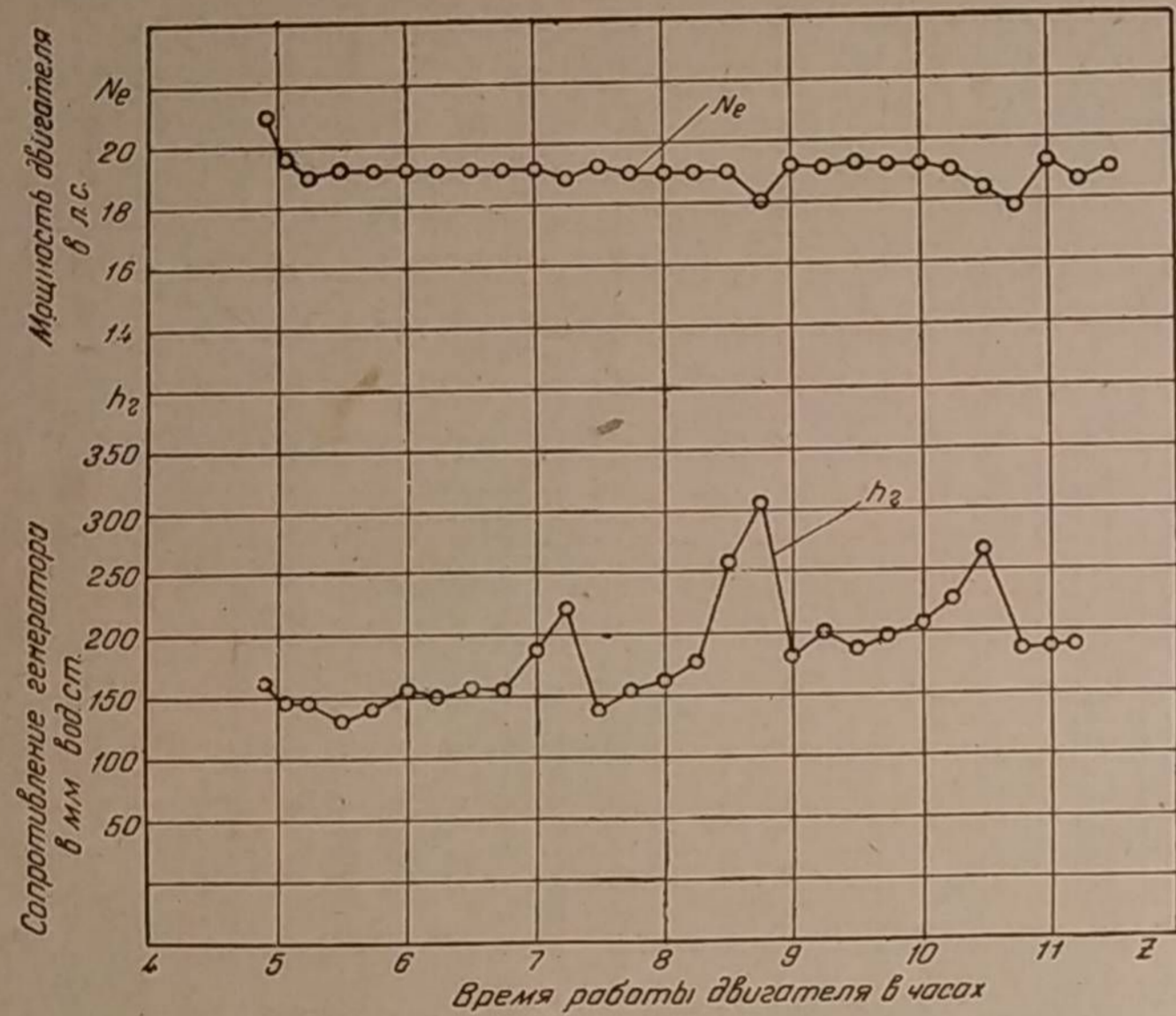
Фиг. 36. Непостоянство работы двигателя ГЛЗ-42 с газогенератором НАГИ-Г21 на антраците; $W = 6\%$, $A^c = 5,1\%$, с подачей пара (0,4 кг/кг топлива), $n = 1\ 700$ об./мин.



Фиг. 37. Непостоянство работы двигателя ГЛЗ-42 с газогенератором НАГИ-Г21 на антраците; $W = 6\%$, $A^c = 5,1\%$, без подачи пара, $n = 1\ 700$ об./мин.

лучше древесного угля. Подача пара, помимо повышения мощности, уменьшила непостоянство газогенераторного процесса. Меньшая мощность по отношению к древесному углю может быть объяснена незначительным содержанием летучих в антраците. Шлак, накопившийся в камере за 5 часов работы, ещё не снизил мощность двигателя.

То же самое можно сказать и о работе газогенератора АГ прямого процесса горения на протяжении 11 часов (фиг. 38). Процесс газификации в основном постоянен. Только временами происходит нарастание сопротивления газогенератора, вызываемое образованием шлака, что сразу же отражается



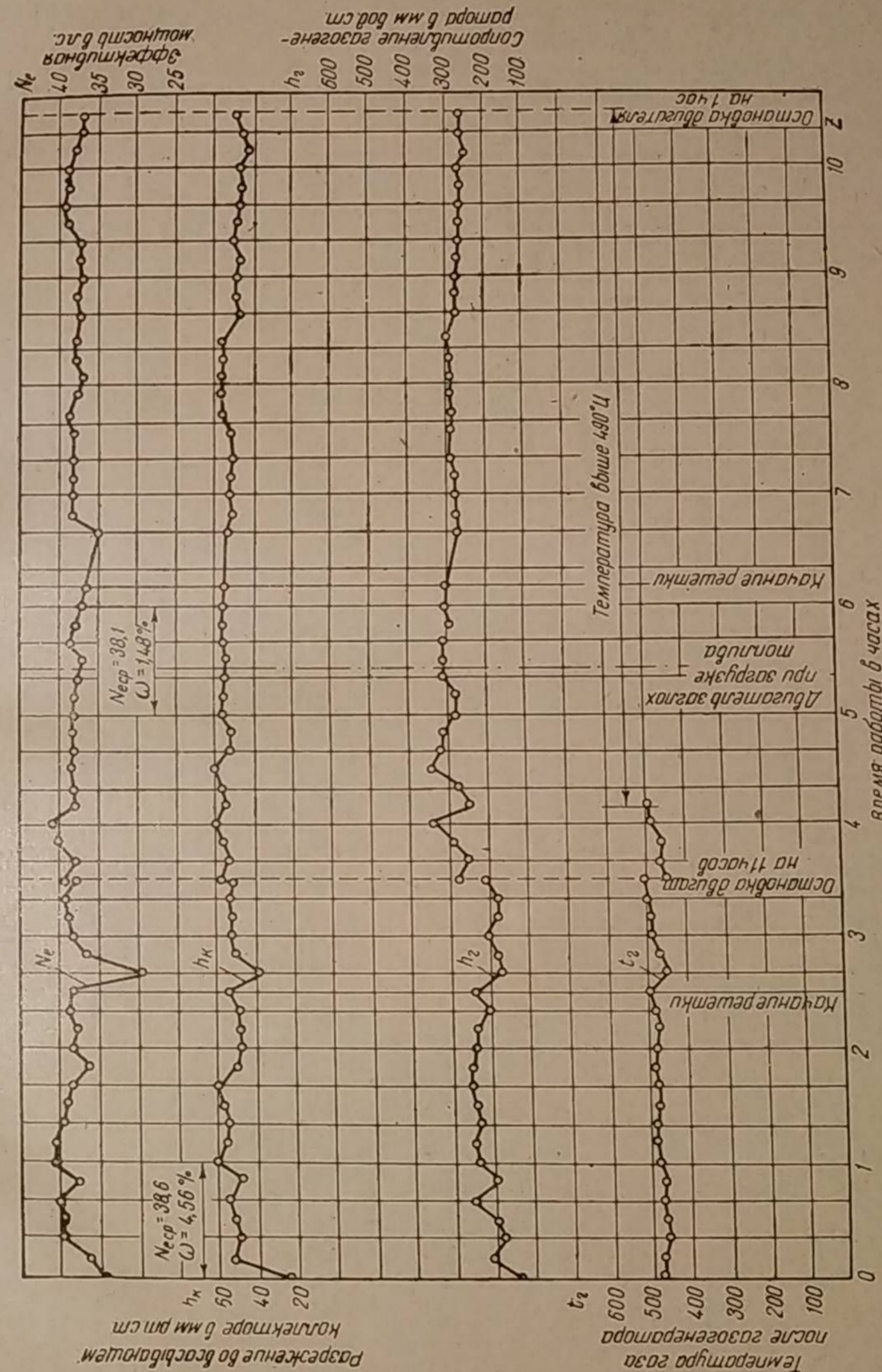
Фиг. 38. Изменение мощности двигателя ГАЗ-42 и сопротивления антрацитового генератора НАТИ-АГ по времени выжига; $n = 1300$ об/мин, присадка воды $0,4$ кг/кг; топливо — антрацит; $W = 5\%$, $A_c = 3,2\%$.

на мощности. Шлак после определённого предела местного скопления стекает в нижнюю часть камеры, после чего сопротивление резко падает, а мощность полностью восстанавливается.

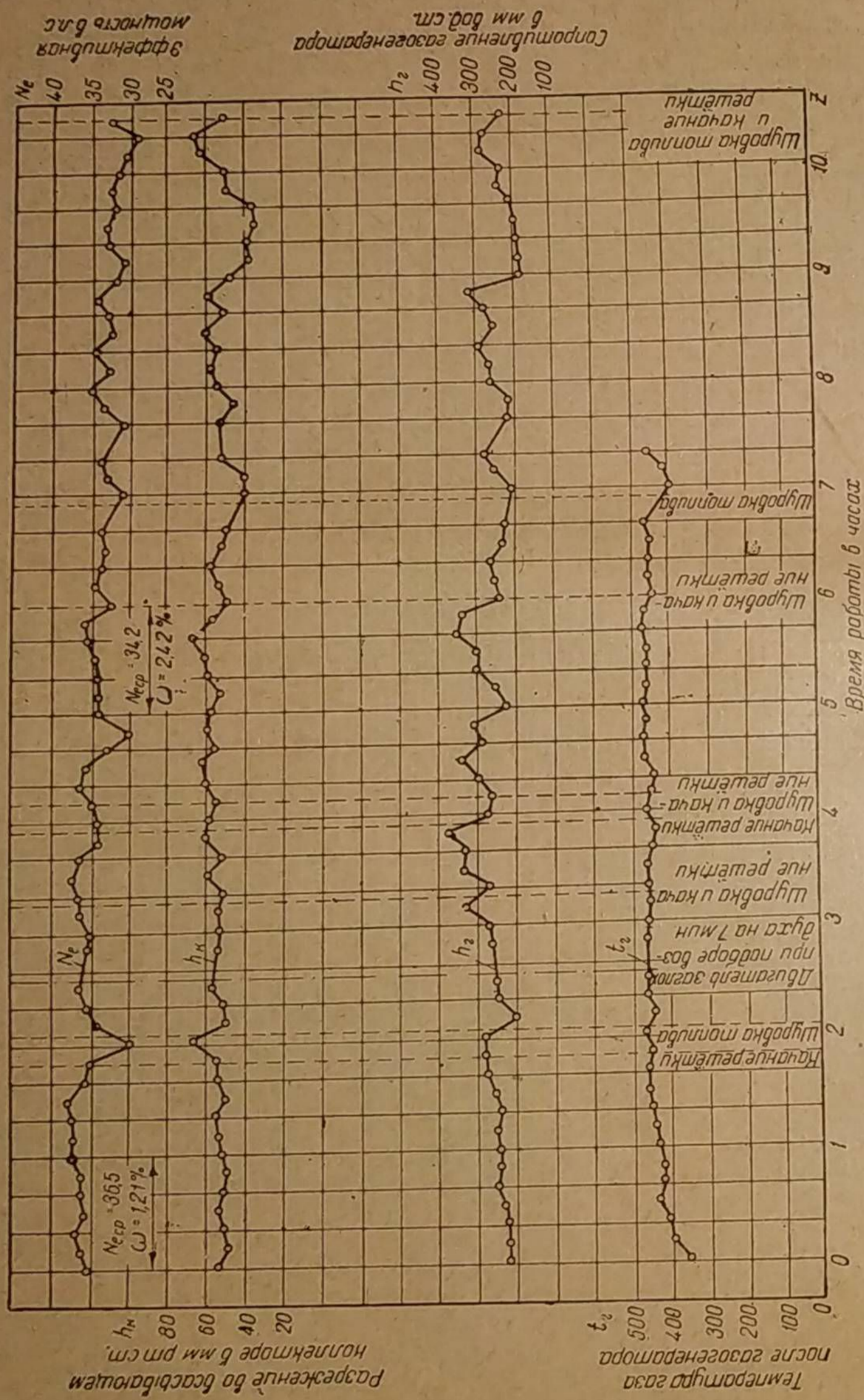
Таблица 2

Средняя мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1700$ об/мин за 5 часов работы газогенератора НАТИ-Г21 и степень непостоянства мощности в процентах (по данным фиг. 35, 36 и 37)

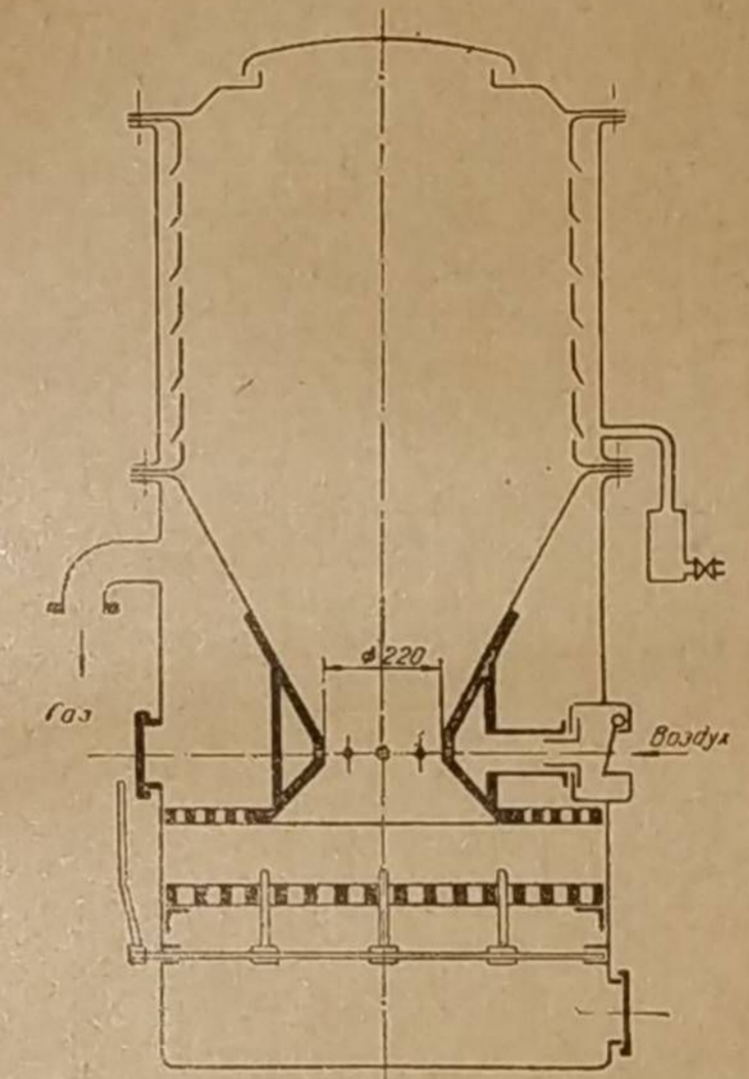
Топливо	Средняя мощность $N_{e\text{ ср}}$		Степень непостоянства мощности в % ω	Удельный расход топлива в кг/л. с. час g_e
	в л. с.	в %		
Древесный уголь	25,7	100	2,36	0,58
Антрацит с подачей пара	22,5	88	1,35	—
То же без подачи пара	21,5	84	3,55	0,56



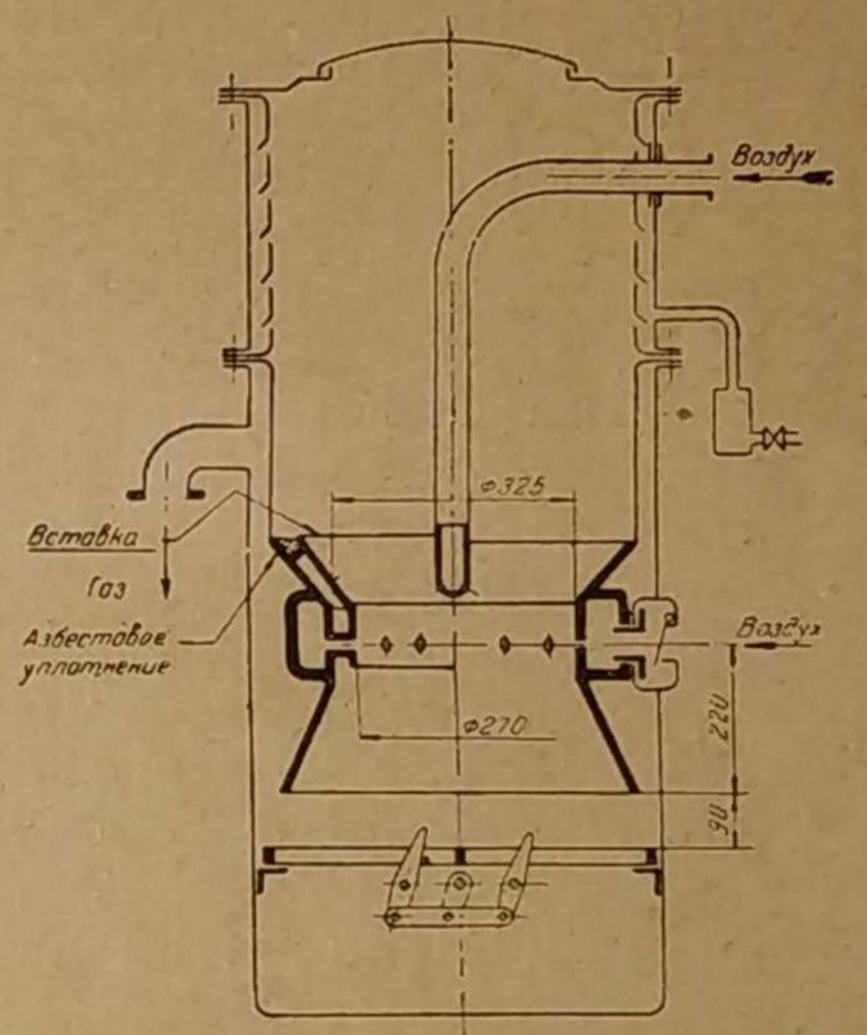
Фиг. 39. Непостоянство работы двигателя ХТЗ-Д2Г с газогенератором НАТИ-Г48-1 на сулюктинском буром угле; $W = 23\%$, $A_c = 5\%$, $n = 1260$ об/мин, диаметр фурменного пояса 220 мм. В среднем за 26 часов работы: мощность $N_e = 36,2$ л. с., часовой расход топлива $G_T = 30,7$ кг/час, удельный расход топлива $g_e = 0,85$ кг/л. с. час.



Фиг. 40. Непостоянство работы двигателя ХТЗ-Д2Г с газогенератором НАТИ-Г48-1 на карагандинском буром угле; $W = 24\%$, $A^e = 9,2\%$, $n = 1260$ об/мин.; диаметр фурменного пояса 220 мм. В среднем за 26 часов работы: эффективная мощность $N_e = 33,6$ л. с., часовой расход топлива $G_T = 32$ кг/час, удельный расход топлива $g_e = 0,95$ кг/л. с. час.



Фиг. 41. Газогенератор НАТИ-Г48 для бурого угля; 1-й вариант.



Фиг. 42. Газогенератор НАТИ-Г48 для высокозольного бурого угля и торфа; 2-й вариант.

Бурые угли чрезвычайно разнообразны по содержанию золы и гигроскопической влаги. В зависимости от месторождения зольность их (A^e) может быть от 3 до 45%, а влажность (W) — от 2 до 50%. Поэтому шлакообразование в камере, калорийность газа, мощность двигателя и её непостоянство неодинаковы для различных бурых углей.

На фиг. 39 и 40 показаны изменения мощности двигателя, сопротивления газогенератора и температуры газа за время десятичасовой работы на сулюктинском и карагандинском малозольных бурых углях. Испытание проводилось с газогенератором НАТИ-Г48 (1-й вариант), разработанным применительно к бурым углям высокой зольности. Для этой цели периферийный подвод воздуха осуществлялся в горловине камеры, а колосниковая решётка была снабжена подвижными шуровочными ножами, для

удаления из камеры угольной мелочи и опускания шлака. Ножи были закреплены на валике, который приводился в движение рычагом (фиг. 41). Верхняя часть бункера имела устройство, собирающее конденсат.

Мощность двигателя ХТЗ-Д2Г по истечении 10 часов работы на сулюктинском буром угле зольностью 5% и влажностью 23% почти не снижается. В среднем ее значение за первый час работы равнялось 38,6 л. с., а за 6-й час — 38,1 л. с. Снижение мощности наступает лишь после 20 часов работы. После 26 часов работы $N_e = 32,8$ л. с.

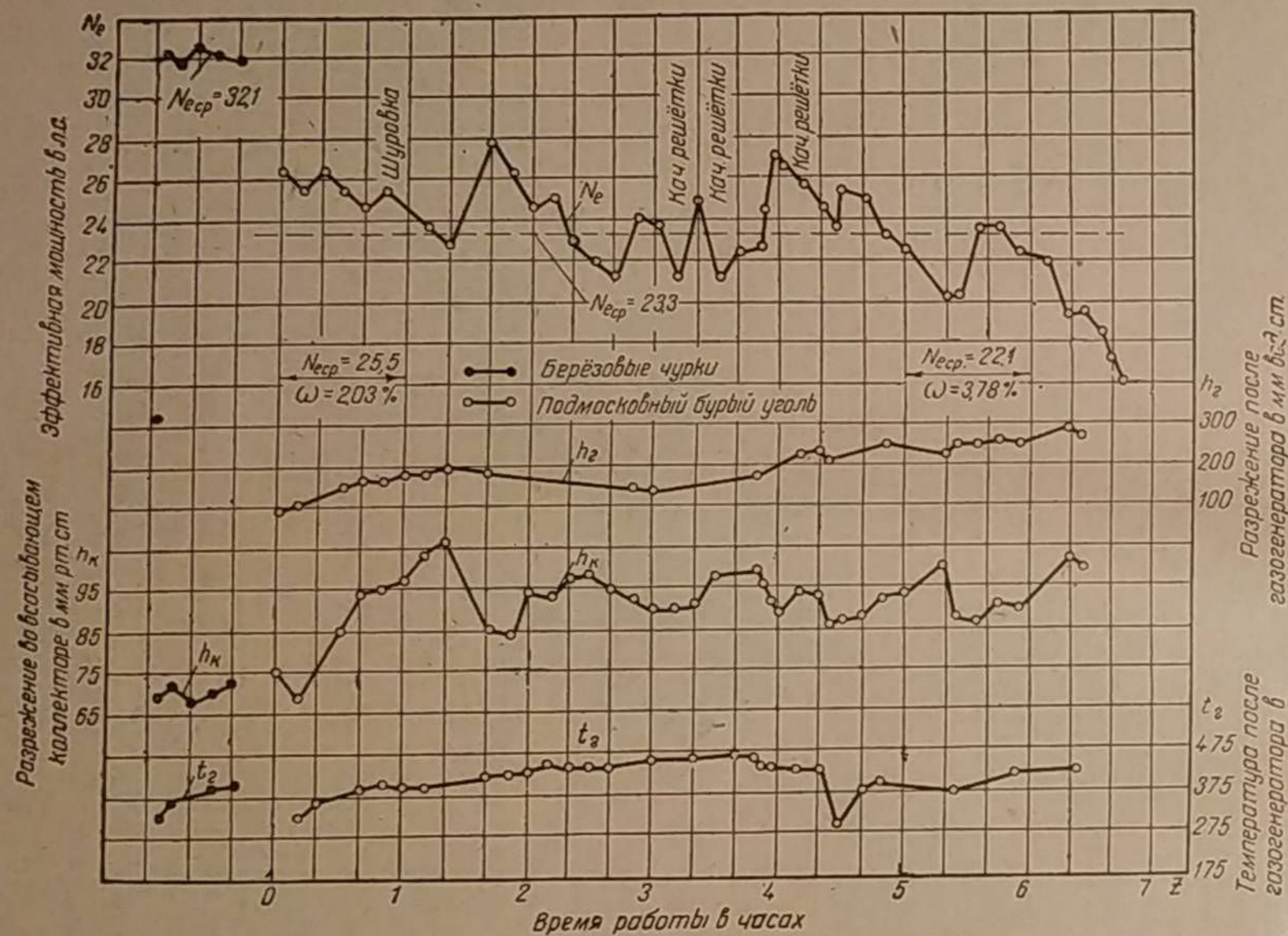
Непостоянство мощности не увеличивается. Сулюктинский бурый уголь является прекрасным топливом для транспортных газогенераторов. В отношении мощности, развиваемой двигателем, он равноценен берёзовым чуркам той же влажности. Среднее значение мощности при испытаниях равнялось 39,5 л. с.

Газификация карагандинского бурого угля (см. фиг. 40), несмотря на превышение по зольности ($A^e = 9,2\%$), происходит также стабильно. Мощность двигателя через 26 часов оказалась практически равной первоначаль-

ной, т. е. 36—37 л. с., но ниже мощности при работе на дровах. По этому признаку карагандинский уголь несколько уступает сулюктинскому.

Бурый уголь любого месторождения значительно хуже дров в отношении очистки газа, которая осуществляется много труднее. Смолосодержание в газе также в большинстве случаев бывает выше, а борьба с ним сложнее, так как камера газификации вследствие угрозы шлакоотложения не может иметь горловину.

Высокозольные бурые угли, торф и соломенные брикеты были испытаны инж. С. В. Вальчаком в газогенераторе НАТИ-Г48 (2-й вариант), показанном на фиг. 42. Для лучшего опускания шлака камера газификации была выполнена без горловины и имела увеличенный объём. Чтобы установить



Фиг. 43. Непостоянство работы двигателя ЗИС-21 с газогенератором НАТИ-Г48-II на подмосковном буром угле; $W = 36\%$, $A_c = 15,9\%$, $n = 2000$ об/мин, диаметр фурменного пояса 325 мм, комбинированный подвод воздуха.

влияние диаметра фурменного пояса на смолосодержание в газе, шлакообразование и мощность двигателя, в камеру монтировались сменные обичайки, фурмы которых индивидуально соединялись с фурмами камеры. Кроме того, был предусмотрен дополнительный подвод воздуха через центральное сопло. Колосниковая решётка имела подвижные шуровочные ножи. Бункер газогенератора был снабжён конденсационным устройством, так как бурый уголь и торф часто имеют повышенную влажность.

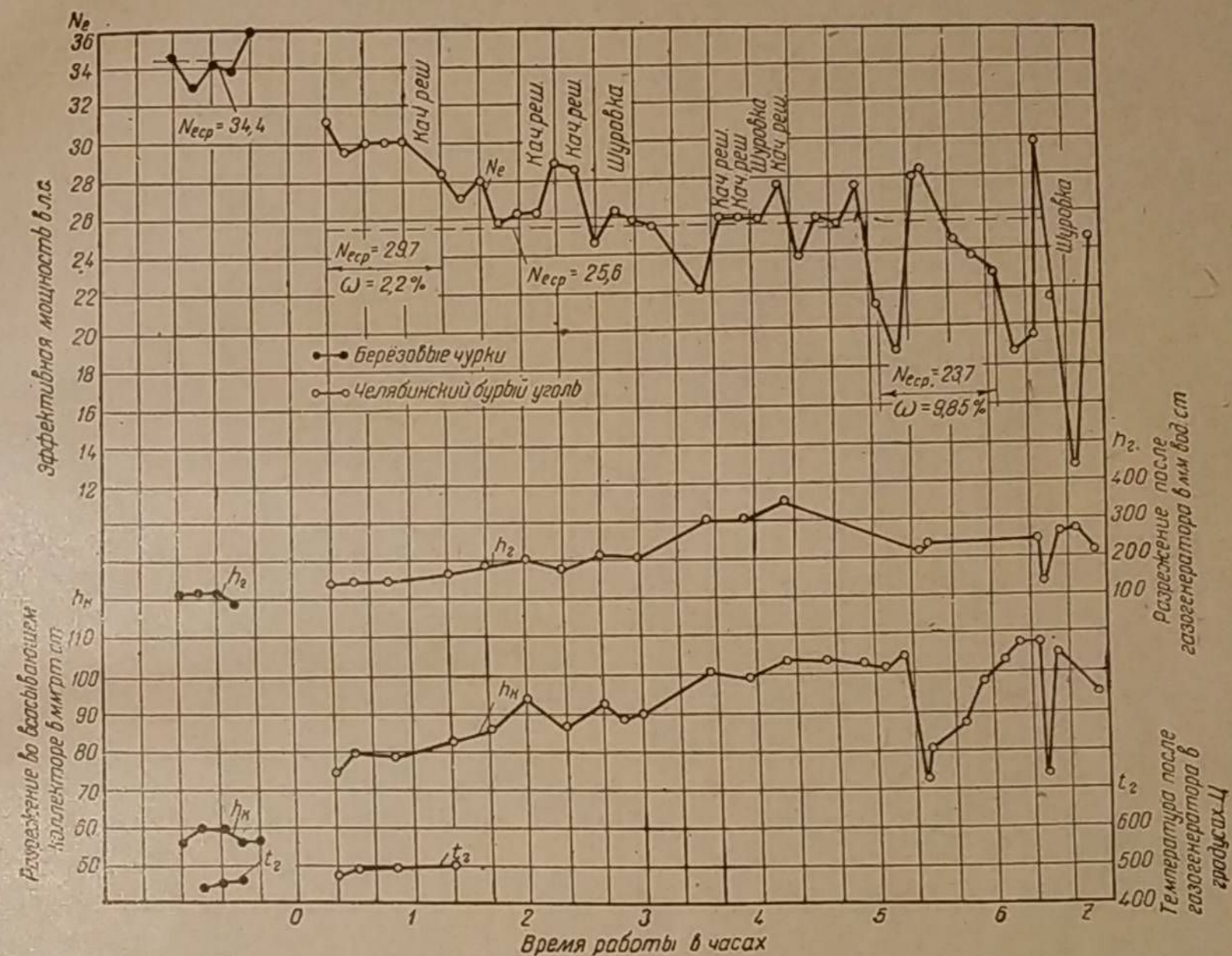
Наличие этих конструктивных особенностей всё же не обеспечило удовлетворительную работу газогенератора на высокозольных бурых углях.

Поведение двигателя ЗИС-21 при работе на подмосковном (побединском) буром угле зольностью 15,9% и влажностью 36% показано на фиг. 43. В течение 1-го часа работы двигатель развил только 25,5 л. с. вместо 32,1 л. с. при работе на дровах. Из-за интенсивного шлакообразования сопротивление возросло со 100 до 300 мм вод. ст., а мощность к концу 6-го часа

работы упала до 16 л. с. Непостоянство мощности увеличилось. С третьего часа работы требовалось периодическое качание шуровочных ножей.

Предварительная подсушка подмосковного бурого угля заметно улучшает непостоянство работы и повышает мощность двигателя. Так, при влажности 31÷34% мощность на угле в течение 1-го часа работы составляла 80% от мощности на дровах, а при влажности 23%—90%.

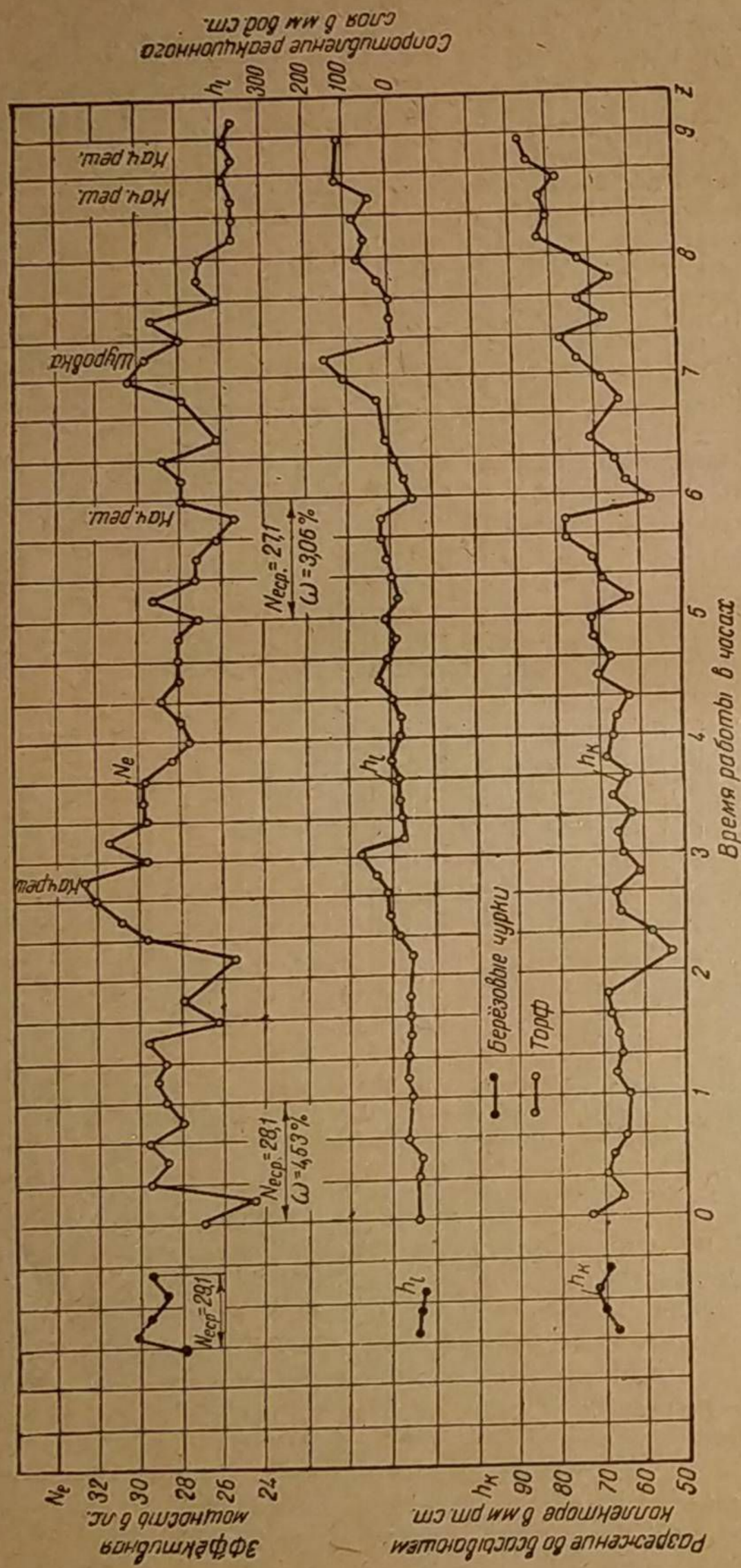
Работа двигателя на челябинском буром угле зольностью 16% и влажностью 17% (фиг. 44) сходна с работой на подмосковном угле в смысле посте-



Фиг. 44. Непостоянство работы двигателя ЗИС-21 с газогенератором НАТИ-Г48-II на челябинском буром угле; $W = 17\%$, $A_c = 16\%$, $n = 2000$ об/мин, диаметр фурменного пояса 325 мм, комбинированный подвод воздуха.

пенного падения мощности. Значительный рост разрежения во всасывающем коллекторе (h_k) объясняется не столько ростом сопротивления газогенератора, оказавшегося равным $300 - 150 = 150$ мм вод. ст., или 11 мм рт. ст., сколько тем, что в связи с ухудшением качества газа приходилось прикрывать воздушную заслонку смесителя, увеличивая тем самым часовой расход газа, а следовательно, и потери давления в очистителях. Мощность в среднем за 1-й час работы равнялась 29,7 л. с., а за 6-й час только 23,7 л. с. Непостоянство мощности резко ухудшилось. Если в начале колебание мощности было в пределах 1÷2 л. с., то после шести часов работы оно возросло до 12÷17 л. с. Работа двигателя после пяти часов оказалась практически неприемлемой. После двух часов требовались частые шуровки топлива и качание шуровочных ножей.

Торф зольностью 12% и влажностью 15% при температуре плавления золы несколько выше 1300° , несмотря на высокое шлакообразование (3,14 кг час), газифицируется много лучше по сравнению с бурными углями. Согласно



Фиг. 45. Непостоянство работы двигателя ЗИС-21 с газогенератором НАТИ-Г48-II на торфе; $W = 15\%$, $A^c = 12\%$, $n = 2000$ об/мин, диаметр фурменного пояса 325 мм, комбинированный подвод воздуха.

фиг. 45 мощность двигателя в начале работы не отличается от мощности при работе на дровах. По мере накопления шлака возрастает сопротивление (h_m) реакционного слоя, однако мощность снижается при этом незначительно, а её непостоянство не увеличивается даже на протяжении девяти часов работы.

Шлакообразование при соломенных брикетах меньше ($1,13$ кг/час), нежели при торфе ($3,14$ кг/час), однако шлак, имея низкую температуру плавления, приобретает в камере вязкую тестообразную структуру и обволакивает отдельные куски брикетов, значительно сокращая этим их реакционную поверхность. Шлак перемешивается с топливом, и поэтому его проталкивание из фурменного пояса в нижнюю часть камеры почти невозможно. Постепенное сокращение реакционной поверхности в конце концов приостанавливает газогенераторный процесс.

Для уменьшения разбухания брикетов, приводящего к образованию сводов, бункер газогенератора НАТИ-Г48-II не обогревался, так как отбор газа производился через специальный патрубок. Несмотря на относительно низкую зольность соломенных брикетов ($A^c = 9,2\%$) и малую влажность ($W = 8\%$), работа двигателя была неравномерной (фиг. 46). Температура плавления шлака равнялась 1480° .

Сводные данные об изменении мощности двигателя при работе на различных битуминозных шлакующих топливах приведены в таблице 3, где для сравнения указана мощность того же двигателя при работе на берёзовых чурках влажностью 20—25%.

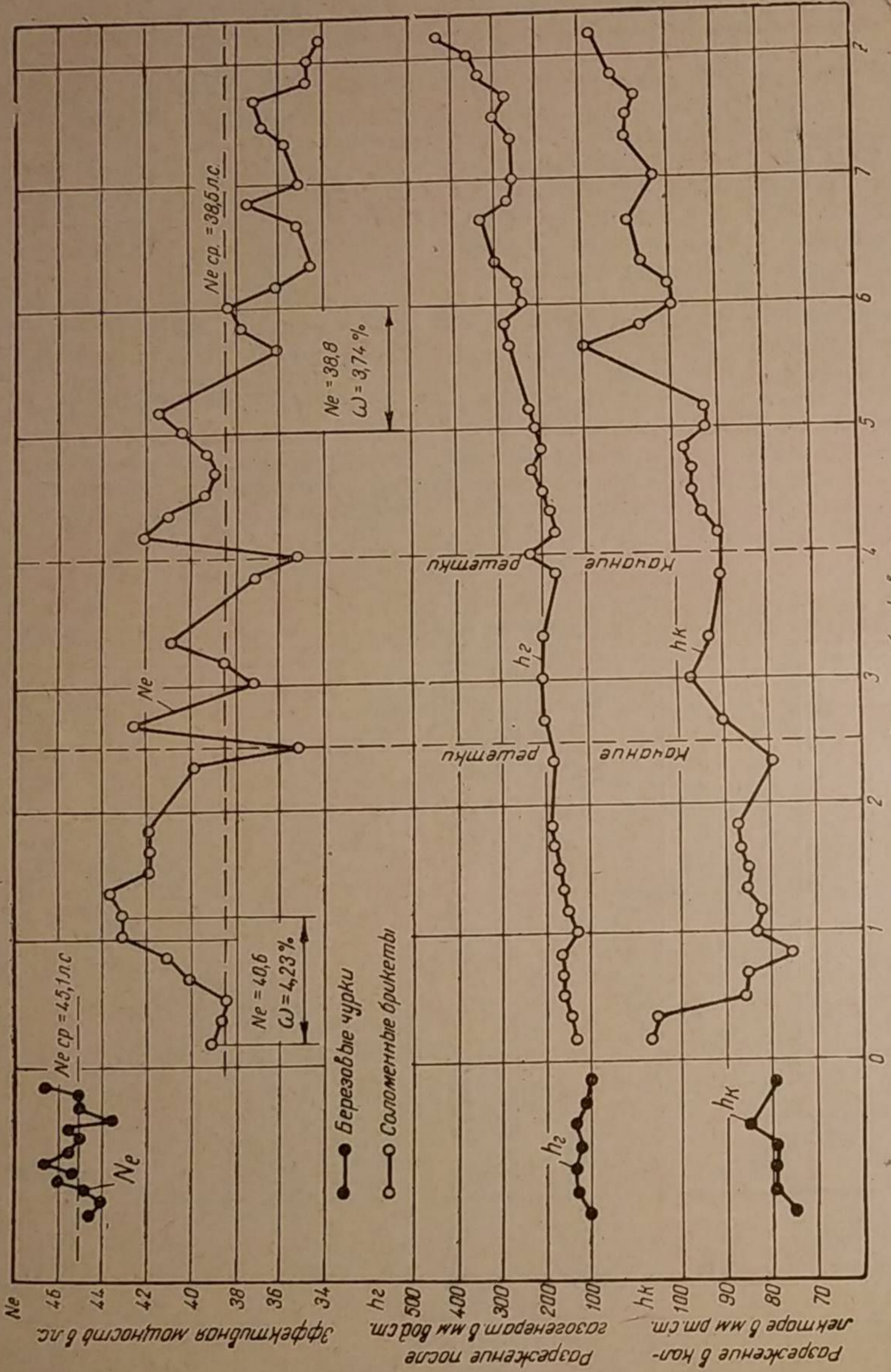
Таблица 3

Средняя мощность двигателя при работе на битуминозных шлакующих топливах

Топливо	Зольность A^c в процентах	Абсолютная влажность W в процентах	Марка двигателя	Мощность на дровах		Мощность за 1-й час работы		Мощность за 6-й час работы		Степень непостоянства мощности в процентах		
				Мощность в л.с.	в процентах от мощности на дровах	в л.с.	в процентах от мощности на дровах	в л.с.	в процентах от мощности на дровах	Падение мощности за 6 часов работы в процентах	за 1-й час работы	за 6-й час работы
Сулоктинский бурый уголь	5,0	23	ХТЗ-Д2Г	39,5	98	38,6	97	38,1	97	1	4,56	1,48
Карагандинский бурый уголь	9,2	24	ХТЗ-Д2Г	39,5	92	36,5	92	34,2	87	6	1,21	2,42
Подмосковный бурый уголь	15,9	36	ЗИС-21	32,1	80	25,5	80	22,1	69	13	2,03	3,78
Челябинский бурый уголь	16,0	17	ЗИС-21	34,4	86	29,7	86	23,7	69	20	2,20	9,85
Торф	12,0	15	ЗИС-21	29,1	97	28,1	97	27,1	93	4	4,53	3,06
Соломенные брикеты	9,2	8	ХТЗ-Д2Г	45,1	90	40,6	90	38,8	86	4	4,23	3,74

Непостоянство газогенераторного процесса при шлакующих топливах находится в прямой связи со шлакообразованием в камере. Благодаря работе, проведённой в НАТИ, выявлено влияние диаметра фурменного пояса камеры на шлакообразование.

Согласно таблице 4, при увеличении диаметра фурменного пояса в пределах от 270 до 375 мм, т. е. при уменьшении напряжённости горения, часовое шлакообразование возрастает. Способ подвода воздуха также влияет на выход шлака. При комбинированном подводе воздуха через периферийные фурмы и центральное сопло шлакообразование несколько меньше по



Фиг. 46. Изменение мощности двигателя ХТЗ-Д2Г и сопротивления генератора НАТИ-Г48 при работе на соломенных брикетах НИМИСа; $W = 8\%$, $A_c = 8\%$, $A_c = 9,2\%$, $n = 1260$ об/мин, диаметр фурменного пояса 270 мм.

сравнению с подводом воздуха только через периферийно расположенные фурмы.

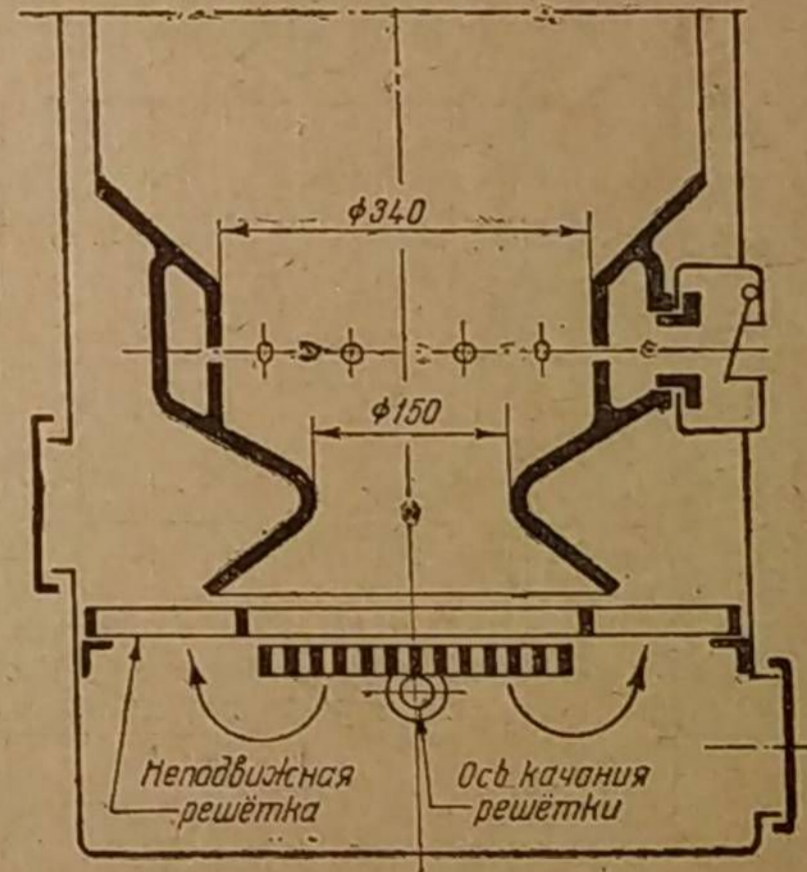
Таблица 4

Влияние диаметра фурменного пояса и сорта топлива на шлакообразование и мощность двигателя

Топливо	Зольность A_c в процентах	Абсолютная влажность W в процентах	Диаметр фурменного пояса D в мм	Шлакообразование в кг/час		Двигатель	Число оборотов вала n в минуту	Средняя мощность N_e за 1 час работы на шлакующем топливе		Удельный расход топлива в кг/л.с. час g_c	
				периферийный подвод воздуха	комбинированный подвод воздуха			в л.с.	в процентах от мощности на дровах		
Подмосковный бурый уголь	13	32	325	1,33	1,29	ЗИС-21	2000	37,4	31,4	85	1,58
	13	32	300	0,85	0,74		2000	31,0	24,5	79	1,48
	13	32	300	0,88	0,80	ХТЗ-Д2Г	1260	43,5	38,0	87	1,15
	13	32	270	0,80	0,43		2000	29,4	23,0	78	1,50
Челябинский бурый уголь	16	20	325	2,74	2,40	ЗИС-21	2000	33,0	29,0	88	1,41
	15	22	270	1,80	—		2000	31,6	30,4	96	1,32
Торф	12	20	325	3,14	2,12	ЗИС-21	2000	30,2	28,4	94	1,72
Соломенные брикеты	9	8	270	1,13	—	ХТЗ-Д2Г	1260	45,1	41,0	91	0,97

Те же испытания показали, что увеличение диаметра фурменного пояса повышает мощность двигателя, но этот выигрыш приобретается ценой большого смолосодержания в газе, которое при камере без горловины легко может превысить допустимые пределы. Исходя из этого, следует помнить, что увеличение диаметра фурменного пояса выше определённой величины (в данном случае выше 270 мм) для двигателей с расходом газа $80 \div 90$ м³/час нецелесообразно.

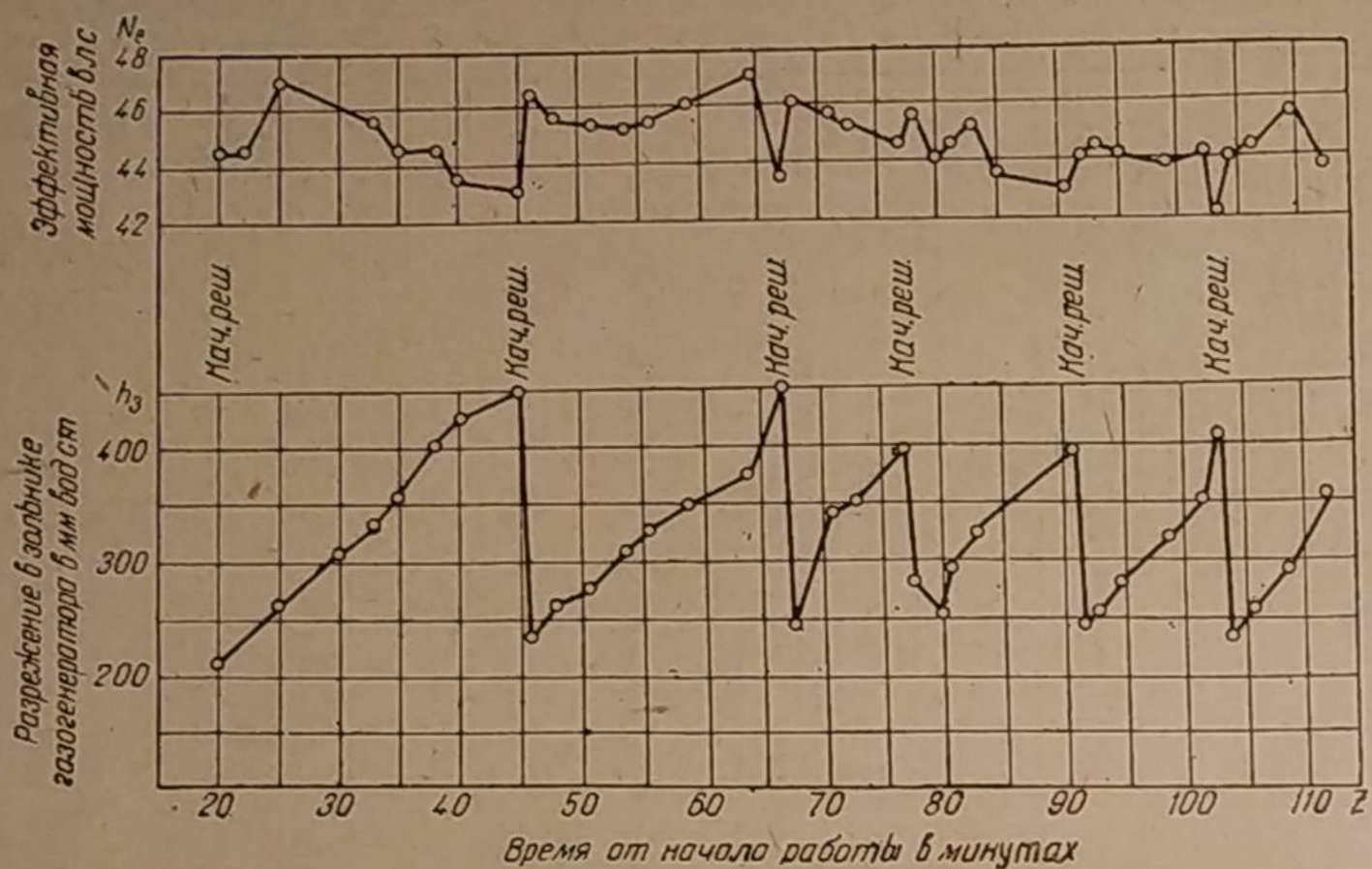
Неподвижная колосниковая решётка, снабжённая шуровочными ножами (см. фиг. 42), не обеспечивает требуемый провал угольной мелочи в зольник и удовлетворительное опускание шлака в камере. Из фиг. 43—46 видно, что «качание решётки» или, вернее, качание шуровочных ножей почти не влияет на величину сопротивления газогенератора (h_r). В этом отношении много лучшие результаты показала диаметрально качающаяся решётка (фиг. 47), расположенная в центре другой кольцевой неподвижной решётки.



Фиг. 47. Газогенератор НАТИ-Г19 с камерой ЗИС-21 и диаметрально качающейся круглой решёткой.

Топливо, имеющее малую механическую прочность, при сгорании образует много мелочи и пыли, которые уплотняют реакционный слой, в результате чего сопротивление слоя возрастает. Поэтому газификация

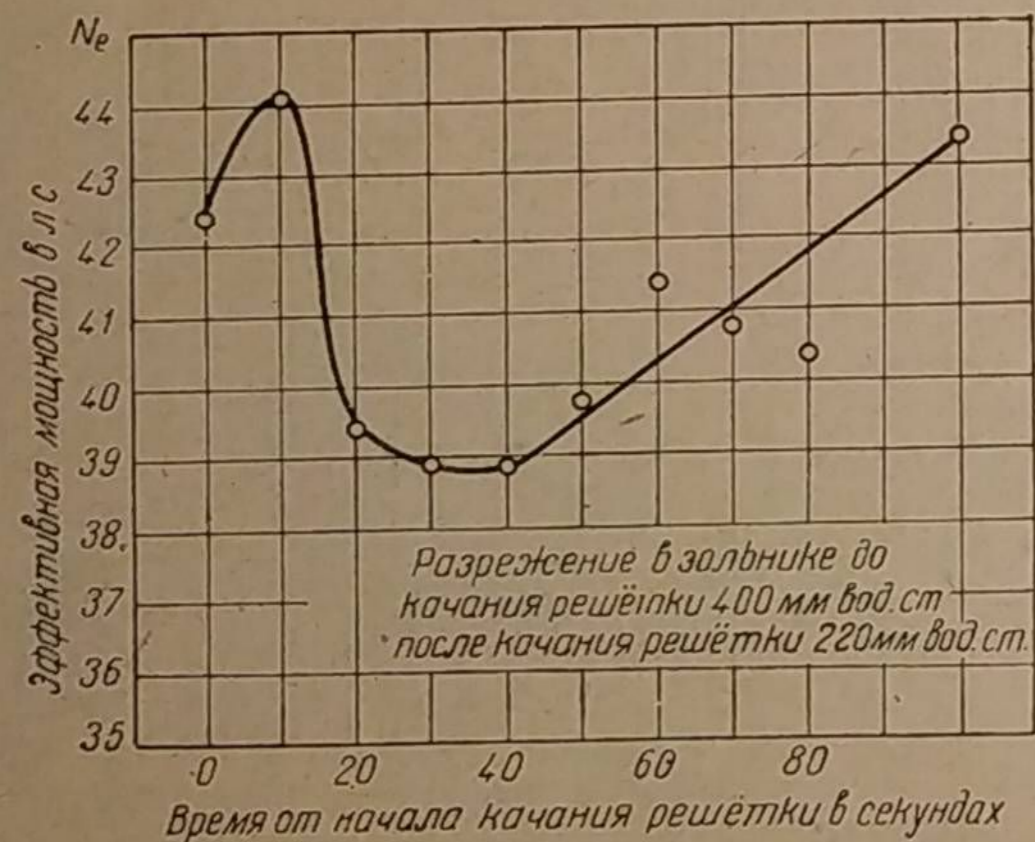
некоторых бурых углей и торфа, имеющих даже низкую зольность, крайне затруднена. Если не иметь специальных устройств, способствующих провалу угольной мелочи в зольник, то через 2-3 часа работы мощность



Фиг. 48. Влияние качания решётки на разрежение в зольнике и на мощность двигателя ХТЗ-Д2Г при $n = 1\ 250$ об/мин; топливо — торф, $A_c = 7,5\%$.

двигателя из-за возросшего сопротивления газогенератора может уменьшиться на 20-30%.

Испытание качающейся решётки производилось на торфе зольностью 7,5%. Было задано условие, чтобы разрежение в зольнике не превышало 400-500 мм вод. ст.



Фиг. 49. Изменение мощности двигателя ХТЗ-Д2Г после качания решётки при $n = 1\ 250$ об/мин.

решётки мощность резко падает, так как сгорание топлива перед фурмами временно прекращается, поскольку раскалённый слой топлива опустился в камеру; однако через минуту мощность полностью восстанавливается. Если

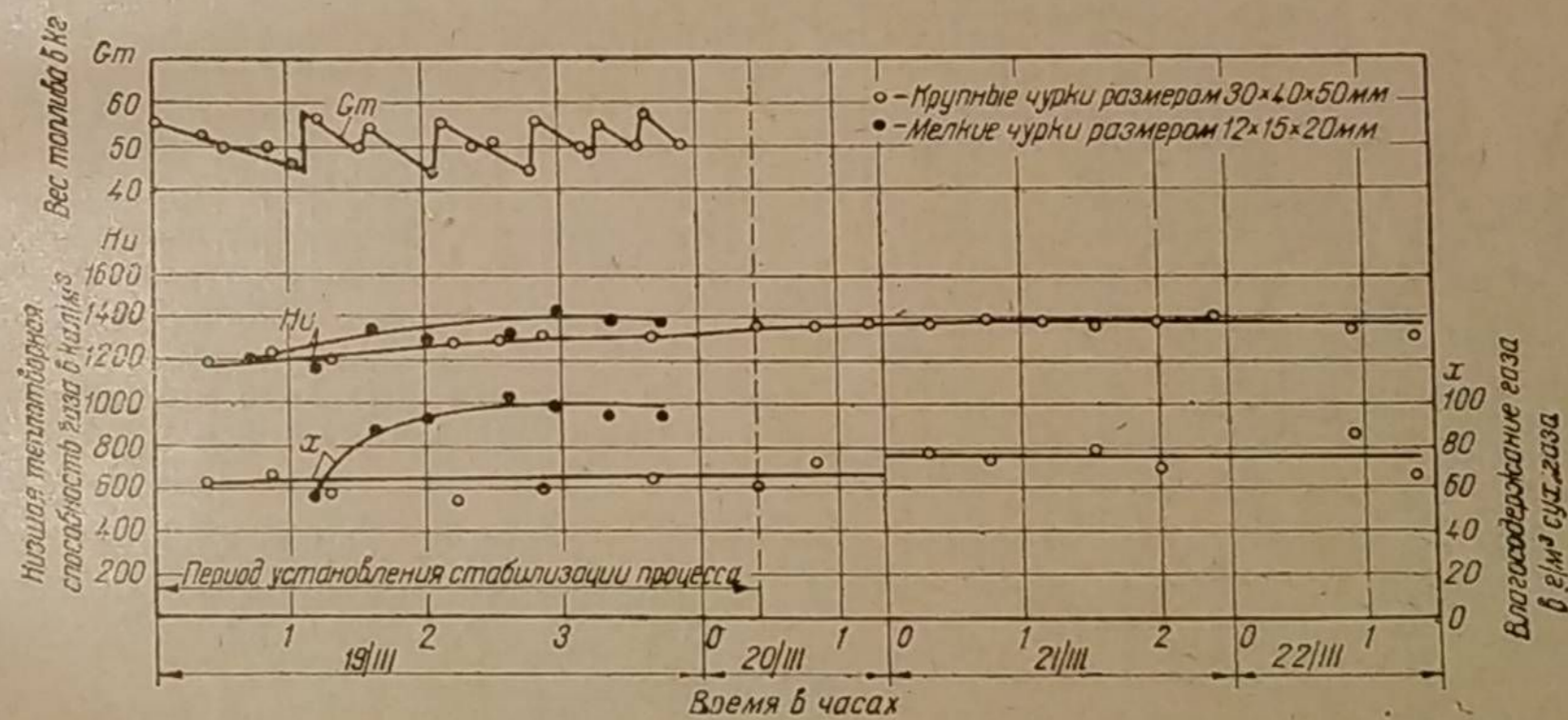
качание решётки производить весьма энергично, то двигатель может даже заглохнуть.

Диаметрально качающаяся колосниковая решётка оказалась наилучшей в отношении удаления из активной зоны угольной мелочи и пыли. Решётка была осуществлена в универсальных газогенераторах НАТИ-Г58, НАТИ-Г59У и НАТИ-Г69, где с успехом применялась не только для бурых углей и торфа, но и для дров. Периодичность перезарядки газогенератора, работающего на дровах с такой решёткой, достигает 3 000-5 000 км пробега автомобиля. Достоинства колосниковой решётки в случае её применения для древесночурочных газогенераторов несколько уменьшаются усложнением конструкции, однако при древесном топливе решётку можно выполнить проще — неподвижной. Тогда отпадает ряд трудоёмких деталей сальникового уплотнения, точёный валик и пр.

Камера горения с горловиной диаметром 150 мм оказалась непригодной для шлакующего топлива. Только небольшая часть шлака опускалась ниже горловины. Основная его масса скоро заполняла пространство камеры между горловиной и фурмами, парализуя этим газогенераторный процесс. По этой причине мощность двигателя при работе на торфе зольностью 12,4% уже через 5 часов работы снижалась с 44 до 32 л. с. при шлакообразовании всего лишь 0,775 кг/час.

3. Стабилизация газогенераторного процесса по выжигу топлива в бункере

Часто в условиях лабораторной практики, чтобы получить сравнительную оценку влияния каких-либо параметров конструкции, требуется исключить или по возможности ослабить непостоянство газогенераторного процесса, обусловленное переменным парообразованием и различными стадиями



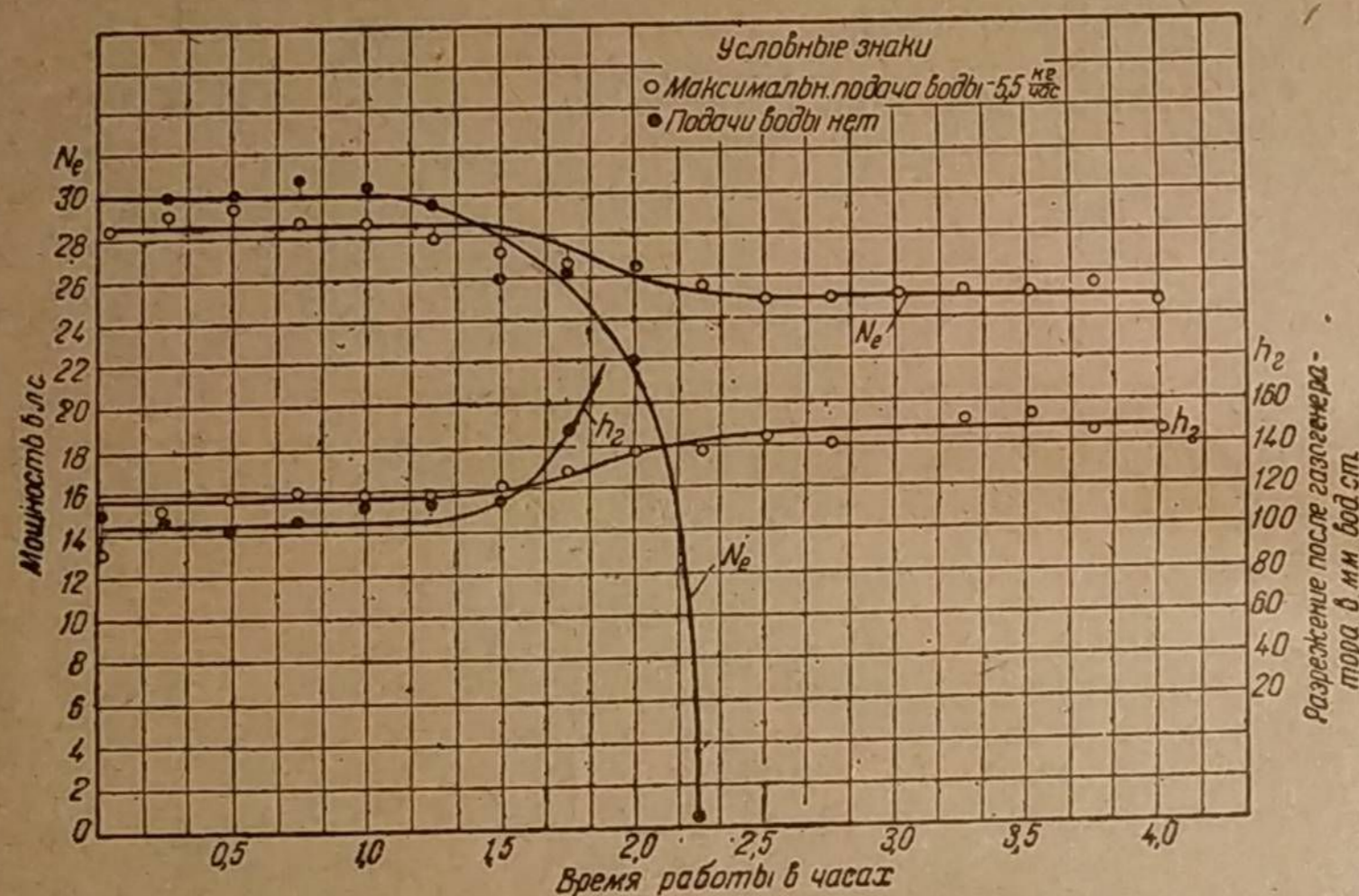
Фиг. 50. Изменение теплотворной способности и влагосодержания газа при работе на чурках с догрузкой топлива мелкими порциями.

швельпроцесса в бункере. Для такой цели хорошие результаты даёт учащённая загрузка бункера мелкими порциями топлива, которое при сгорании оказывается более однородным в отношении как обугленности, так и влажности. На фиг. 50 приведены результаты такого опыта с древесными чурками, длившегося несколько дней подряд на экспериментальном газогенераторе. Чурки влажностью 12% загружались в бункер через каждые 20-25 минут. В левой части диаграммы показано зигзагообразное изменение количества дров, заключённых в бункере. Генераторный газ контролировался калориметром Юнкера при одновременном определении

его влагосодержания. На диаграмме видно, что в течение первых 4 часов непрерывной работы происходит постепенный рост калорийности газа, после чего калорийность не изменяется на протяжении всех последующих дней работы. Влагосодержание при таком способе загрузки топлива также остаётся постоянным после определённого подготовительного периода. Опыт с чурками уменьшенных размеров ($12 \times 15 \times 20$ мм) показал такое же постепенное нарастание калорийности газа в начале работы.

Опыты при учащённой загрузке чурок интересно сопоставить с обычным выжигом всей загрузки бункера чурками той же влажности (см. фиг. 30 и 31).

Уменьшение непостоянства процесса при газификации шлакующих топлив (бурого угля, торфа, соломы и пр.), требует специальных мероприятий соответственно специфическим особенностям данного вида топлива. Трудность решения этой задачи заключается в удалении шлака из камеры по



Фиг. 51. Непостоянство работы двигателя «Берлие» при газификации антрацита в газогенераторе «Кола» прямого горения с подачей пара и без нее; $n = 1100$ об/мин, подача пара 5,5 кг/час.

мере его образования. Газификация по принципу прямого горения в наибольшей степени отвечает этому требованию, поскольку при прямом горении шлак не бывает окружён со всех сторон топливом, а отлагается вблизи колосниковой решётки или на опорной плите.

Уменьшению непостоянства газогенераторного процесса при работе на небитуминозном топливе при прямом или горизонтальном горении способствует подача водяного пара в реакционный слой топлива.

Опыты НАТИ с газогенератором «Кола» прямого горения показали, что при газификации антрацита без подачи водяного пара мощность двигателя «Берлие» после 1 час. 15 мин. работы начала быстро снижаться и через 2 час. 15 мин. упала до нуля (фиг. 51). В случае подачи пара, соответствующей максимально возможному испарению воды для данного режима (5,5 кг/час или 0,4 кг/кг топлива), мощность в течение четырёх часов работы снизилась только на 3,5 л. с.

Без подачи пара шлак застывал непосредственно на колосниковой решётке тонким плотным слоем, прекращая доступ воздуха и повышая тем самым сопротивление газогенератора, как показано на диаграмме. При подаче

пара шлак затвердевал в виде пористых кусков произвольной формы, которые располагались выше колосниковой решётки на 15—20 мм, оставляя свободным проход для воздуха через колосниковую решётку. Сопротивление газогенератора при этом почти не изменялось. Подача пара мало влияла на вес шлака, отнесённый к весу израсходованного топлива, но при подаче пара шлак получался более хрупким.

По прямому процессу горения можно газифицировать только небитуминозное топливо (антрацит, древесный уголь, кокс и пр.). Газификация же битуминозных топлив в транспортных газогенераторах производится только по опрокинутому процессу горения, при котором шлак, образующийся в зоне окисления, всегда окружён сверху и снизу слоем топлива, что весьма затрудняет удаление его из этой зоны.

Для высокозольных битуминозных топлив эффективное удаление шлака во время работы газогенератора ещё не найдено.

Перспективными решениями стабилизации газогенераторного процесса можно считать способ жидкого шлакоудаления и метод пылевидной газификации, при которых шлакообразование неспособно парализовать газогенераторный процесс. Эти методы применительно к транспортным газогенераторам в достаточной степени ещё не изучены. Внедрение газогенераторов, работающих на пылевидном топливе, затрудняется необходимостью иметь малые габариты, а освоению жидкого шлакоудаления препятствует резко переменный режим отбора газа и, следовательно, широкий диапазон температур в камере газификации.

V. ГИБКОСТЬ РАБОТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРА НА БИТУМИНОЗНОМ ТОПЛИВЕ

Во время движения автомобиля постоянно изменяется нагрузочный и скоростной режим двигателя. Эти изменения в большинстве случаев бывают внезапными и, следовательно, обуславливают резко переменный расход газа, нарушая тем самым установившийся режим газогенераторного процесса. Чтобы избежать или ослабить «провалы мощности» двигателя, происходящие из-за ухудшения теплотворности газа при внезапных сменах режимов его работы, газогенератор должен обладать определённой гибкостью, т. е. свойством быстро приспосабливаться к внезапному изменению расхода газа.

Когда газифицируется битуминозное топливо, содержащее высокий процент летучих, внезапное изменение расхода генераторного газа приводит к иному соотношению между швельгазом (т. е. газом сухой перегонки топлива) и воздушным газом (возникающим у фурм и в реакционном слое). Это нарушает установившийся температурный режим в камере газификации и сильно изменяет химический состав генераторного газа.

Характер явлений, происходящих в газогенераторе, зависит от того, уменьшают или увеличивают расход газа, а их значимость определяется степенью подогрева топлива, находящегося в бункере, и относительной величиной внезапного изменения расхода газа. Рассмотрим эти явления для случаев максимально возможного уменьшения и увеличения расхода газа.

1. Внезапное уменьшение расхода газа

Если двигателю после продолжительной работы при максимальной мощности дать малые обороты холостого хода, то расход генераторного газа снизится в 8—10 раз. Однако процесс сухой перегонки топлива, находящегося в бункере, из-за тепловой инерции будет продолжаться ещё некоторое время с той же интенсивностью и с теми же образованиями высококалорийного швельгаза и водяного пара. Поэтому относительное содержание воздушного газа сократится, снизив тем самым содержание азота в генераторном газе и уменьшив относительный расход первичного воздуха.

Если бункер имеет хороший подогрев, то образование швельгаза может превысить потребность двигателя, и тогда избыток швельгаза будет выходить наружу через воздушный клапан футорки (под некоторым давлением), а поступление воздуха в газогенератор вообще прекратится до тех пор, пока уменьшающееся образование швельгаза станет меньше расхода генераторного газа, поступающего в двигатель.

Продукты сухой перегонки, проходя через раскалённый слой топлива, подвергаются пирогенетическому разложению, образуя в конечной стадии высококалорийный газ.

Таблица 5

Состав генераторного газа при его максимальном расходе и после внезапного перехода на минимальный расход

Топливо — берёзовые чурки, отходы производства ф-ки «Катупка», абсолютная влажность 10,9%, газогенератор НАТИ-Г72 с усиленным подогревом бункера

№ анализа газа	Расход газа	Запас топлива в бункере	Состав газа в процентах по объёму							Теоретический расход воздуха для сгорания в м ³ /м ³ L ₀	Нижняя теплотворная способность газа в ккал/м ³ (0° и 760 мм рт. ст.) H _н	Нижняя теплотворная способность газозвушной смеси (в ккал/м ³ при α=1) h _н
			углекислота CO ₂	окись углерода CO	водород H ₂	метан CH ₄	тяжёлые углеводороды C _m H _n	кислород O ₂	азот N ₂			
1	Максимальный	Полный	4,60	30,30	17,94	2,27	—	0,50	44,31	1,34	1 600	684
2	»	Полный	4,75	29,00	16,90	1,97	—	0,50	46,68	1,21	1 508	682
3	»	1/3	8,65	24,45	20,71	2,93	0,25	0,45	42,56	1,35	1 550	662
4	»	1/3	6,15	28,50	19,76	2,64	0,15	0,20	42,60	1,40	1 607	670
5	Минимальный	1/3	12,70	32,65	42,00	6,35	0,20	0,40	5,70	2,38	2 640	780
6	»	1/3	12,15	32,25	43,97	7,18	0,15	0,30	4,00	2,50	2 740	785

В таблице 5 приведены химические составы газа при работе газогенератора НАТИ-Г72 с интенсивным обогревом бункера при максимальном расходе газа и при минимальном после внезапного перевода двигателя на холостой ход.

Сопоставление этих двух режимов отбора газа показывает, что содержание водорода и метана возросло в 2—2,5 раза, окиси углерода на 2—8%, а содержание азота стало меньше в 8—12 раз.

Таблица 6

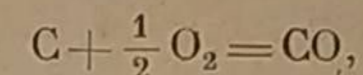
Объёмный состав в процентах безазотной части газа при его максимальном расходе и после внезапного перехода на минимальный расход

Расход газа	Максимальный ≈ 90 м ³ /час	Минимальный ≈ 15 м ³ /час
Углекислота CO ₂	15,18	12,70
Окись углерода CO	42,90	33,70
Водород H ₂	36,33	45,94
Метан CH ₄	5,15	7,50
Углеводороды C _m H _n	0,44	0,16
Итого	100,00	100,00
Нижняя теплотворная способность газа в ккал/м ³ (0° и 760 мм рт. ст.)	2 717	2 863

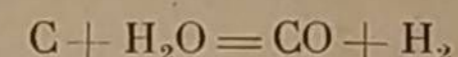
Теплотворность газа при этом возросла на 65—82%. Такой высококалорийный газ для полного сгорания в двигателе требует в 1,7—2 раза больше воздуха, причём теплотворность газозвушной смеси повышается на 14—19%.

Если из двух газов, соответствующих максимальному и минимальному расходу (анализы № 3 и 6), исключить азот и кислород, то оставшиеся части будут иметь химический состав, приведённый в таблице 6.

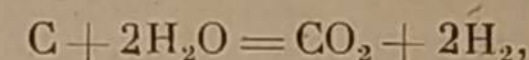
Оба безазотных газа по теплотворности близки один другому. Следовательно, повышение теплотворности газа при внезапном переходе на малый расход в основном происходит благодаря значительному снижению содержания азота. Цифры таблицы 6 показывают ещё, что газ при воздушном дутье (максимальный расход) содержит больше окиси углерода (42,9% против 33,7%), нежели при минимальном расходе газа. Вероятной причиной этому является течение реакции



которая усиливается при наличии воздушного дутья. Зато после внезапного перехода на минимальный расход газа повышается содержание водорода (45,94% против 36,33%). Это можно объяснить либо тем, что водород, поступающий из бункера, не сгорает в плоскости фурм из-за отсутствия кислорода воздуха, либо течением реакций водяного газа:



и



которые активизируются в слое раскалённого угля, поскольку у швельгаза парциальное давление (объёмное содержание) водяных паров много выше, нежели у исходных продуктов газификации при воздушном дутье.

Аналогичные наблюдения были сделаны [1] при испытании дровяного газогенератора «Дейтц» (табл. 7).

Таблица 7

Состав газа перед и после внезапного уменьшения его расхода из газогенератора «Дейтц»

Условия взятия пробы по характеру движения автомобиля	Состав газа в процентах по объёму						Нижняя теплотворность газа в ккал/м ³	Необходимое количество воздуха в м ³ /м ³	Нижняя теплотворность смеси	
	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	C _m H _n	N ₂			в ккал/м ³	в процентах
Перед остановкой	12,7	21,4	19,4	2,6	0,2	43,7	1 412	1,26	625	100
Сразу после остановки	10,4	33,9	28,7	3,7	0,2	23,1	2 122	1,89	735	118
Через 5 минут после остановки	9,9	29,0	28,9	3,0	0	29,2	1 877	1,66	705	113
Через 10 минут после остановки	7,9	24,5	30,4	3,8	0	33,4	1 848	1,67	691	111
Непосредственно перед концом подъёма	9,7	23,8	17,4	2,3	0,2	46,6	1 406	1,25	625	100
Холостой ход после этого подъёма	9,9	26,6	22,2	3,5	0,2	37,6	1 717	1,54	676	108

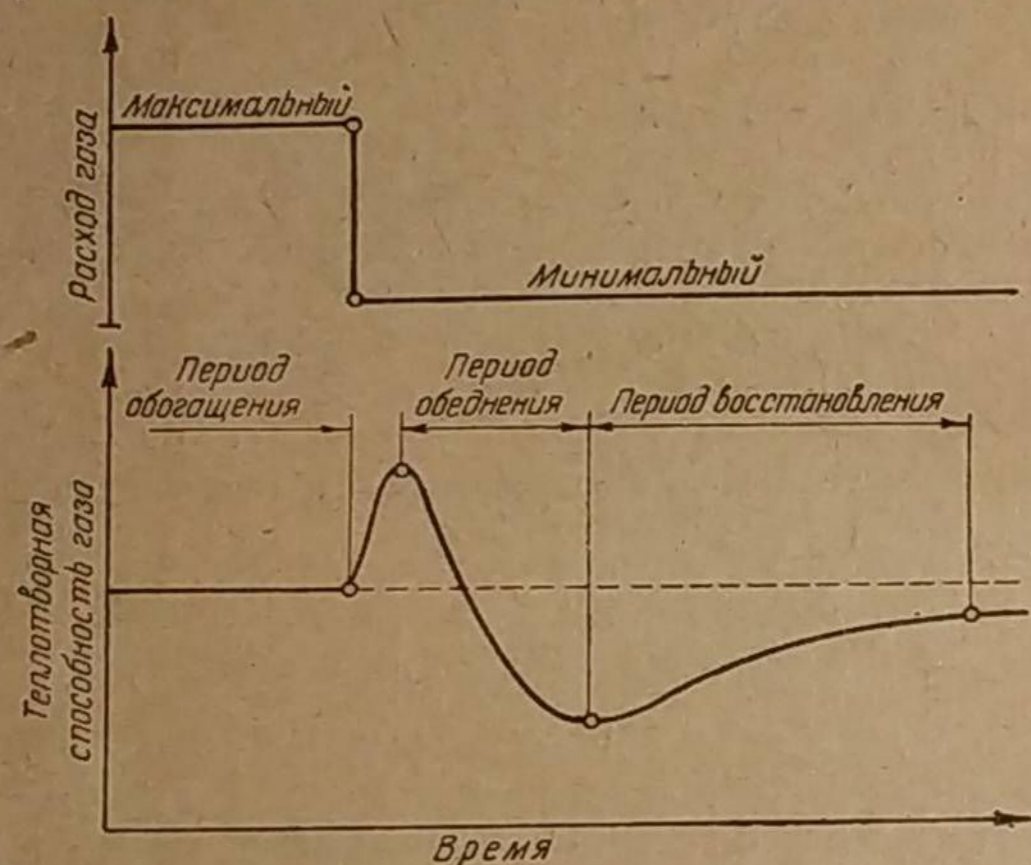
Газогенератор «Дейтц» имел только частичный обогрев бункера, и поэтому повышение теплотворности газа после внезапного уменьшения его расхода было не столь значительным, как в наших опытах. Теплотворность газа при холостом ходе или после остановки двигателя составляла 1 700—2 100 ккал/м³, вместо 1 400 ккал/м³, соответствующих максимальному расходу газа. Это улучшение состава газа происходило, главным образом, за счёт роста содержания окиси углерода (CO) и водорода (H₂) при ощутимом снижении азота (N₂). Теплотворная способность газозвушной смеси могла повыситься на 18%.

Улучшение составов газа и газозвушной смеси наблюдалось и во время движения автомобиля при выключении передачи, т. е. в тот момент, когда двигатель работал вхолостую (табл. 8).

Изменение состава газа при переключении передач

Условия втягива пробы по характеру движения автомобиля	Состав газа в процентах по объёму						Низшая теплотворность газа в кал/м ³	Необходимое количество воздуха в м ³ /м ³	Низшая теплотворность смеси в кал/м ³
	CO ₂	CO	H ₂	CH ₄	C _m H _n	N ₂			
• Перед выключением	11,6	21,0	18,5	2,0	0,2	46,7	1 325	1,18	608
При выключении	9,2	25,6	17,9	2,4	0,4	44,5	1 523	1,35	649
Перед выключением	10,1	22,1	18,7	2,1	0,2	46,8	1 373	1,21	622
При выключении	9,2	24,2	20,5	2,0	0,3	43,8	1 494	1,32	645

Для того чтобы лучше выявить характер газификации при внезапном уменьшении расхода газа, мы предлагаем расчленить весь процесс неустановившегося режима на три фазы, представленные на фиг. 52.



Фиг. 52. Фазы неустановившегося процесса газификации битуминозного топлива после внезапного уменьшения расхода газа.

трёх фаз, положив в основу наших рассуждений опыты Фелькеля и Мальхедека [3], проведённые ими на дровяном газогенераторе «Дейтц» с двигателем «Комник».

Первая фаза — период обогащения

Согласно опытам Фелькеля и Мальхедека (фиг. 53), после резкого уменьшения мощности (N_e), достигнутого прикрытием дросселя смеси, содержание азота (N_2) в газе быстро снижается, а содержание водорода (H_2), окиси углерода (CO) и углекислоты (CO₂) повышается. Эти изменения в составе газа обуславливают увеличение его теплотворной способности (H_u). Причины указанного обогащения газа уже были рассмотрены нами выше. В данном газогенераторе максимум обогащения наступает через одну минуту после уменьшения расхода газа.

Вторая фаза — период обеднения

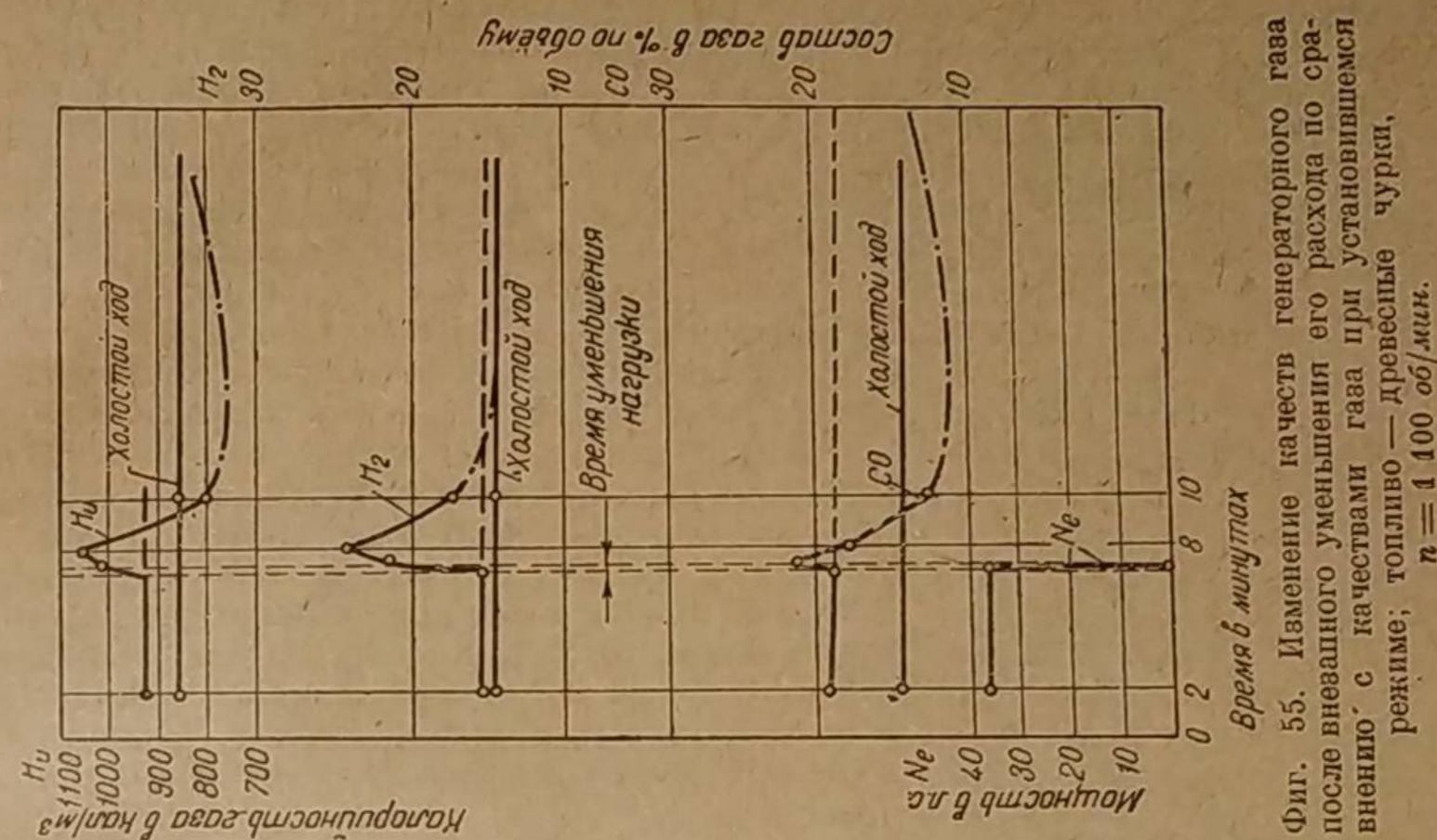
Внезапное уменьшение расхода газа всегда сопровождается резким понижением температуры в камере газификации. Если при небитуминозном

Первая фаза охватывает период обогащения генераторного газа швельгазом и сопровождается ростом его теплотворности.

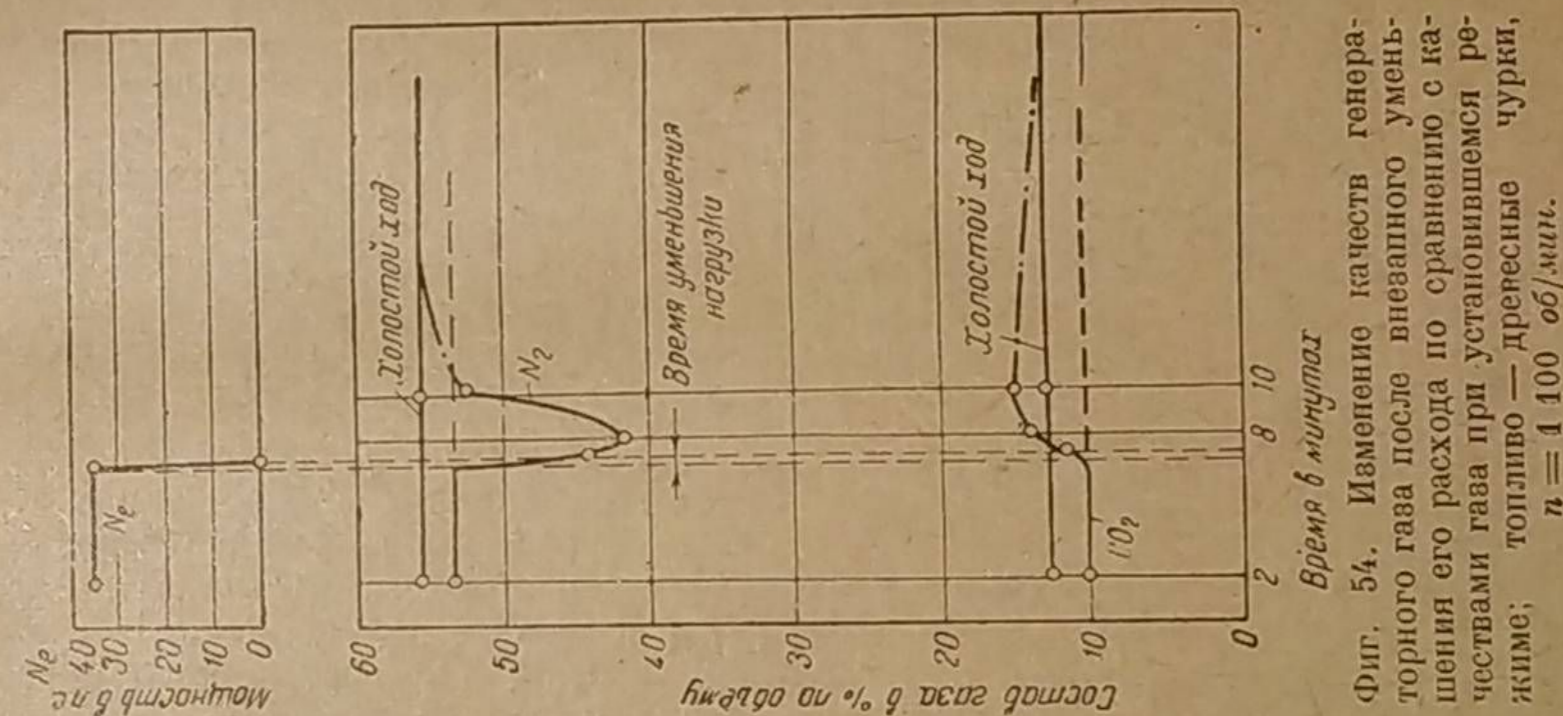
Вторая фаза включает период обеднения генераторного газа, теплотворность которого падает ниже её нормального значения.

Третья фаза характеризует период восстановления газогенераторного процесса, при котором теплотворность газа постепенно повышается.

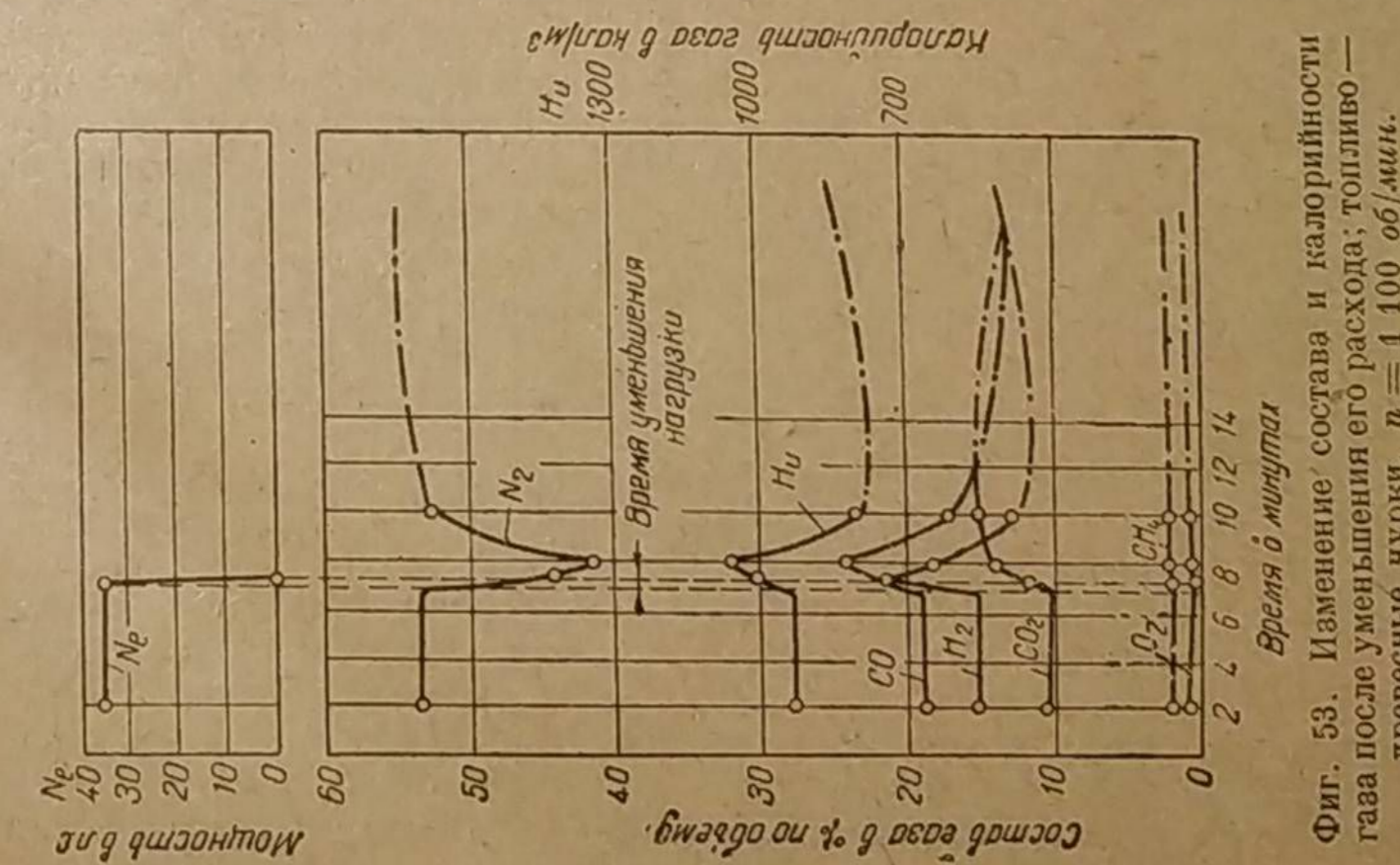
Проанализируем, последовательно физико-химическую сущность этих



Фиг. 55. Изменение качества генераторного газа после внезапного уменьшения его расхода по сравнению с качеством газа при установившемся режиме; топливо — древесные чурки, $n = 1 100$ об/мин.



Фиг. 54. Изменение качества генераторного газа после внезапного уменьшения его расхода по сравнению с качеством газа при установившемся режиме; топливо — древесные чурки, $n = 1 100$ об/мин.



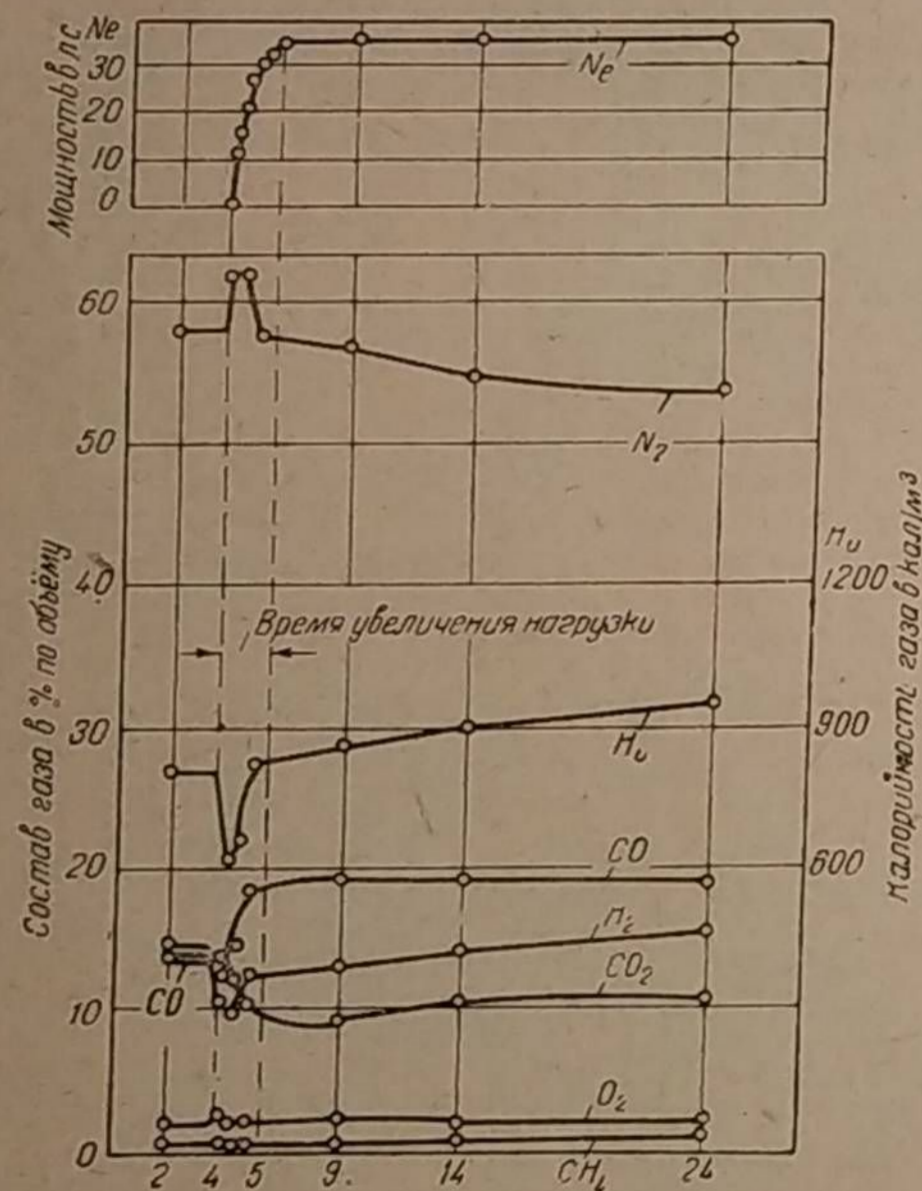
Фиг. 53. Изменение состава и calorific value газа после уменьшения его расхода; топливо — древесные чурки, $n = 1 100$ об/мин.

топливе понижение температуры происходит только из-за уменьшения часового расхода топлива в камере, то при битуминозном — ещё и потому, что швельгаз и водяные пары, поступающие из бункера с низкой температурой, охлаждают реакционный слой топлива, проходя через него почти без притока кислорода воздуха. Это понижение температуры всегда неблагоприятно сказывается при последующем увеличении расхода газа, ухудшая гибкость газогенераторного процесса в большей степени, нежели при работе на небитуминозном топливе (например, на древесном угле).

После одной-двух минут работы двигателя вхолостую топливо в бункере начинает остывать, и образование швельгаза уменьшается. Тогда воздух снова в возрастающем количестве поступает в газогенератор (см. увеличение содержания азота N_2 на фиг. 53), компенсируя воздушным газом уменьшение содержания швельгаза. Однако качество воздушного газа, из-за остывшего слоя топлива в камере, сказывается много ниже обычного.

Постепенное уменьшение выхода высококалорийного швельгаза в совокупности с возрастающим образованием низкокачественного воздушного газа неминуемо понижает теплотворность газа, предопределяя этим период обеднения, т. е. снижение содержания водорода (H_2) и окиси углерода (CO) и рост содержания углекислоты (CO_2), происходящий в связи с понижением температуры реакционного слоя.

Если расход газа уменьшить значительно (низкие обороты холостого хода), то качество генераторного газа с течением времени так ухудшится, что двигатель заглохнет.



Фиг. 56. Изменение состава и калорийности генераторного газа после увеличения его расхода; топливо — древесные чурки, $n = 1\ 100$ об/мин.

Третья фаза — период восстановления

Возрастающее течение экзотермических реакций воздушного газа приводит к постепенному повышению температуры реакционного слоя, предопределяя период восстановления качественного газогенераторного процесса. Однако предел возможного улучшения не достигает качества, соответствующих максимальному расходу газа, при котором повышается как температурный режим в камере, так и образование швельгаза в бункере. Это положение иллюстрируют фиг. 54 и 55, где горизонтальными прямыми нанесены предельно возможные показатели процесса при работе двигателя вхолостую.

2. Внезапное увеличение расхода газа

Внезапное увеличение расхода газа после продолжительной работы газогенератора при

малом расходе сопровождается временным, но весьма значительным ухудшением состава газа. У двигателя при этом происходит «провал мощности», сопровождающийся таким снижением оборотов, что двигатель иногда глохнет.

До сего времени неизвестны опытные данные, касающиеся изменения состава газа при таком внезапном увеличении его расхода, хотя эти данные представляют несомненный интерес.

Чтобы объяснить явления, происходящие в газогенераторе при внезапном увеличении расхода газа, мы воспользуемся опытными данными Фелькеля и Мальхедека [3] (фиг. 56), которые определяли состав газа при максимально возможной скорости открытия дросселя смеси, исходя из условия иметь постоянные обороты вала двигателя (1 100 об/мин.). Продолжительность полного открытия дросселя в этих опытах составляла от полутора до двух минут. При более быстром открытии дросселя обороты вала падали.

Весь неустановившийся процесс газификации мы разделим на три фазы (фиг. 57), отличающиеся одна от другой своей физико-химической сущностью.

Первая фаза характеризует период обеднения генераторного газа.

Вторая фаза включает период быстрого обогащения газа.

Третья фаза охватывает период медленного обогащения газа.

Рассмотрим эти фазы.

Первая фаза — период обеднения

Когда расход генераторного газа увеличивается внезапно, то образование швельгаза в бункере некоторое время остаётся без изменения, так как температура в бункере повышается очень медленно. Поэтому доля воздушного газа увеличивается, и содержание азота (N_2), входящего в состав генераторного газа, возрастает (см. фиг. 56). Таким образом, поступление в газогенератор воздуха возрастает в большее число раз, нежели увеличивается расход генераторного газа.

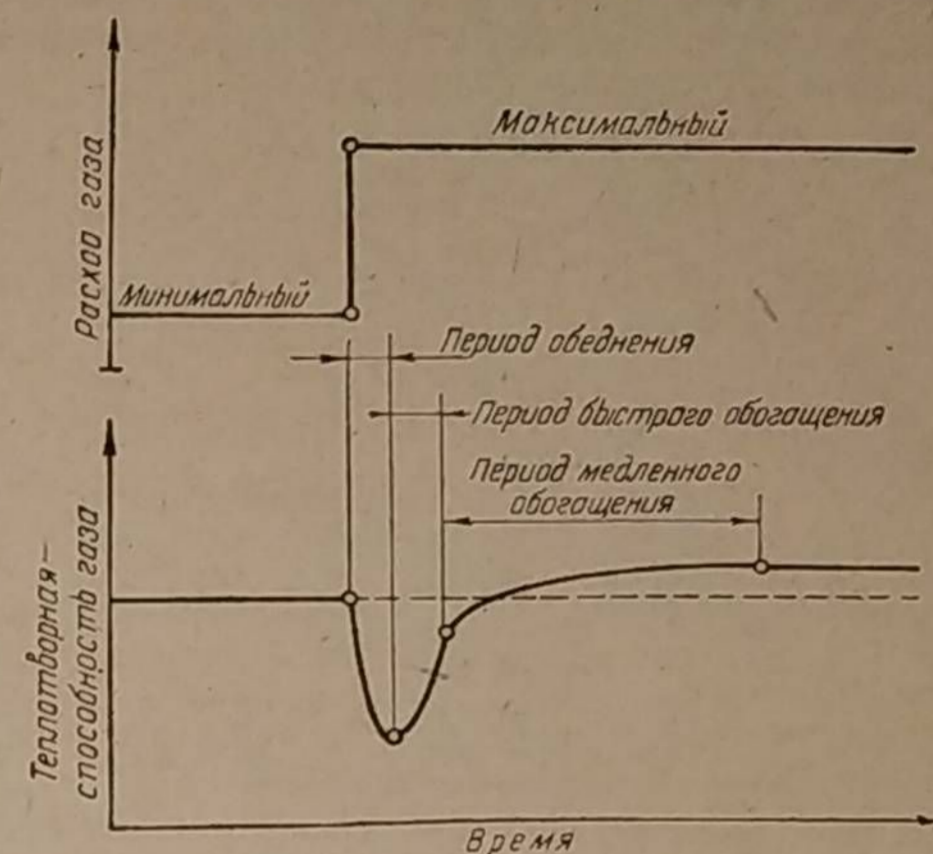
Ввиду теплоёмкости топлива, образующего реакционный слой, происходит отставание роста его температуры от увеличения расхода газовых масс. Это приводит к ухудшению генераторного газа, которое продолжается до тех пор, пока указанное отставание прекратится. Этим признаком определяется конец периода обеднения, так как после него теплотворность газа начинает возрастать.

Повышение температуры реакционного слоя происходит в связи с усиленным поступлением воздуха в газогенератор.

Период обеднения характерен уменьшением содержания водорода (H_2) и окиси углерода (CO) и ростом содержания азота (N_2), максимум которого совпадает с концом периода обеднения. Продолжительность периода обеднения составляет несколько десятков секунд.

Вторая фаза — период быстрого обогащения

Ввиду того, что скорость реакций воздушного и водяного газов при увеличении температуры возрастает прогрессивно, с некоторого момента наступает



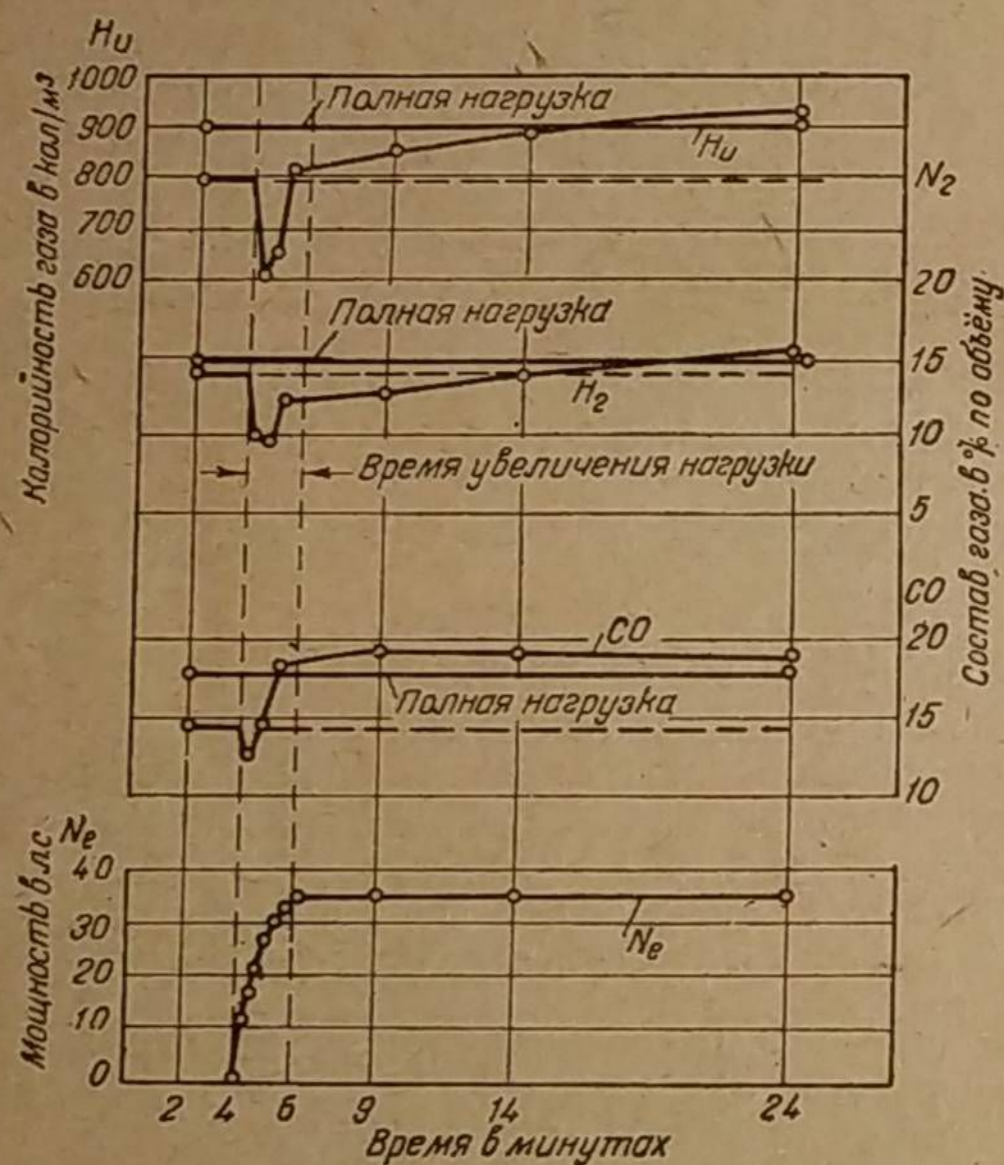
Фиг. 57. Фазы неустановившегося процесса газификации битуминозного топлива после внезапного увеличения расхода газа.

повышение содержания водорода (H_2) и окиси углерода (CO) и снижение содержания углекислоты (CO_2) и азота (N_2). Теплотворность генераторного газа при этом ускоренно возрастает (см. фиг. 56). Этот период быстрого обогащения генераторного газа имеет продолжительность порядка нескольких десятков секунд.

Третья фаза — период медленного обогащения

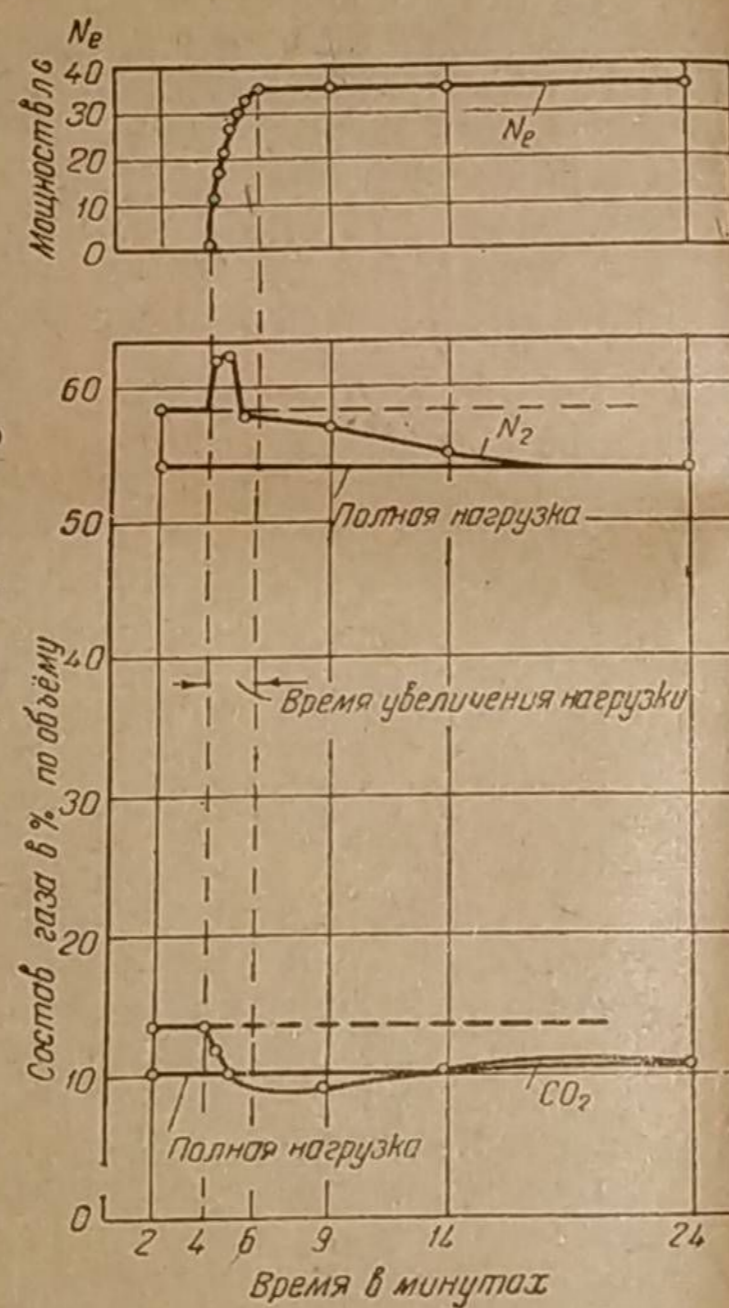
В последний период качество генераторного газа улучшается за счёт более интенсивного образования высококалорийного швелльгаза вследствие повышения температуры в бункере. Отсюда этот период, зависящий от интенсивности подогрева бункера, является весьма продолжительным и составляет примерно 15—20 минут.

На фиг. 58 и 59 горизонтальными прямыми нанесены предельные значения компонентов генераторного газа, соответ-



Фиг. 58. Изменение качеств генераторного газа после увеличения его расхода по сравнению с качествами газа при установившемся режиме; топливо — древесные чурки, $n = 1\ 100$ об/мин.

ствующие установившемуся режиму при максимальном расходе газа. Согласно фиг. 58 следует, что в третьей фазе повышение теплотворности генераторного газа происходит только за счёт повышения содержания водорода (H_2). Содержание же окиси углерода (CO) почти не изменяется. Фиг. 59 показывает на участке третьей фазы непрерывное снижение содержания азота (N_2), симптоматичное для уменьшения массы воздушного газа, вызванного ростом образования швелльгаза.



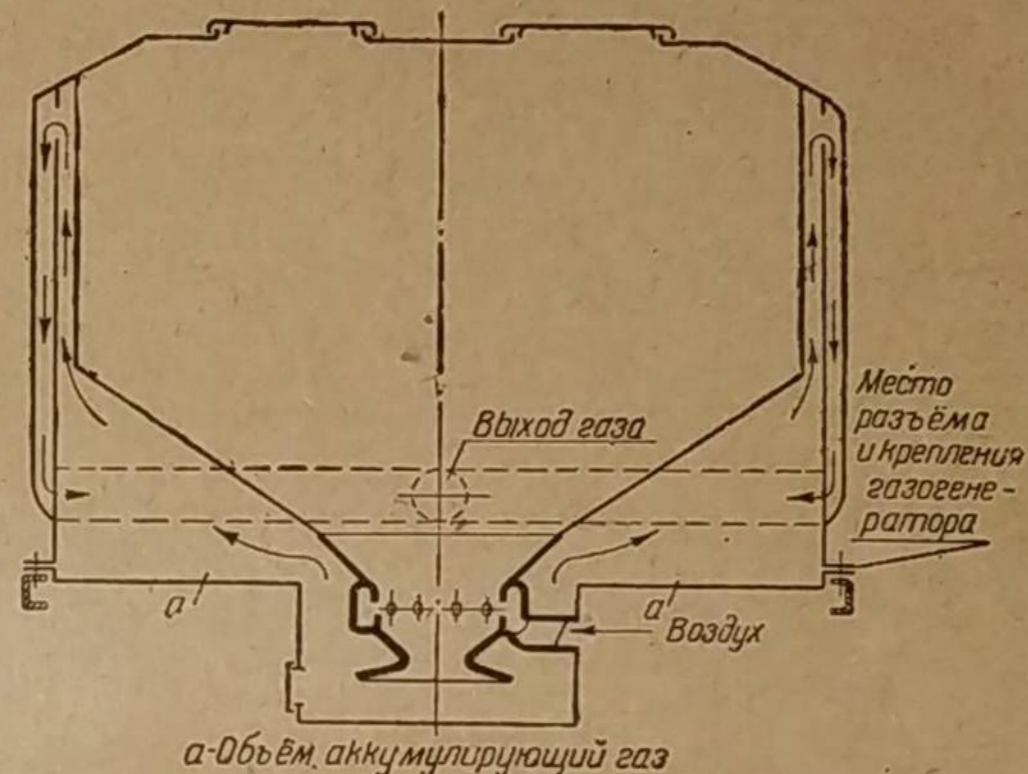
Фиг. 59. Изменение качеств генераторного газа после увеличения его расхода по сравнению с качествами газа при установившемся режиме; топливо — древесные чурки, $n = 1\ 100$ об/мин.

3. Факторы, влияющие на гибкость газогенераторного процесса, и мероприятия, компенсирующие недостаточную гибкость

Непостоянство химического состава газа, наблюдаемое при внезапных изменениях его расхода, свидетельствует о плохой приспособляемости существующих газогенераторов для битуминозного топлива к переменному режиму автомобильных двигателей. Недостаточная гибкость газогенераторного процесса частично компенсируется преднамеренным увеличением ёмкости очистителей газа, где происходит выравнивание состава газа благодаря перемешиванию ранее поступивших масс газа с более поздними. Ясно, что чем больше ёмкость очистителей, тем стабильнее состав газа, поступающего к смесителю. Пределом увеличения объёма очистителей являются их вес и габариты.

При создании газогенераторной установки для легкового автомобиля М-1 вследствие малых габаритов не удалось выполнить очистители требуемой ёмкости. Поэтому в самом газогенераторе были устроены специальные карманы a (фиг. 60), с успехом служившие аккумуляторами газа.

Работа двигателя при существующем непостоянстве химического состава газа может быть значительно улучшена путём усовершенствования конструкции смесителя, который должен автоматически обеднять или обогащать смесь в зависимости от перехода на тот или иной расход газа. Подробнее об этом сказано в разделе «Регулирование газовой смеси при работе двигателя на переменном режиме», часть 2, глава 4. Непосредственного улучшения гибкости газогенераторного процесса при данном виде топлива можно достигнуть только изменением физико-химических факторов, действующих в камере газификации. Этими факторами управляют: скорость подвода воздуха к реакционному слою топлива и скорость газового потока в реакционном слое, т. е. напряжённость горения.



Фиг. 60. Схема газогенератора конструкции И. С. Мезина для легкового автомобиля М-1.

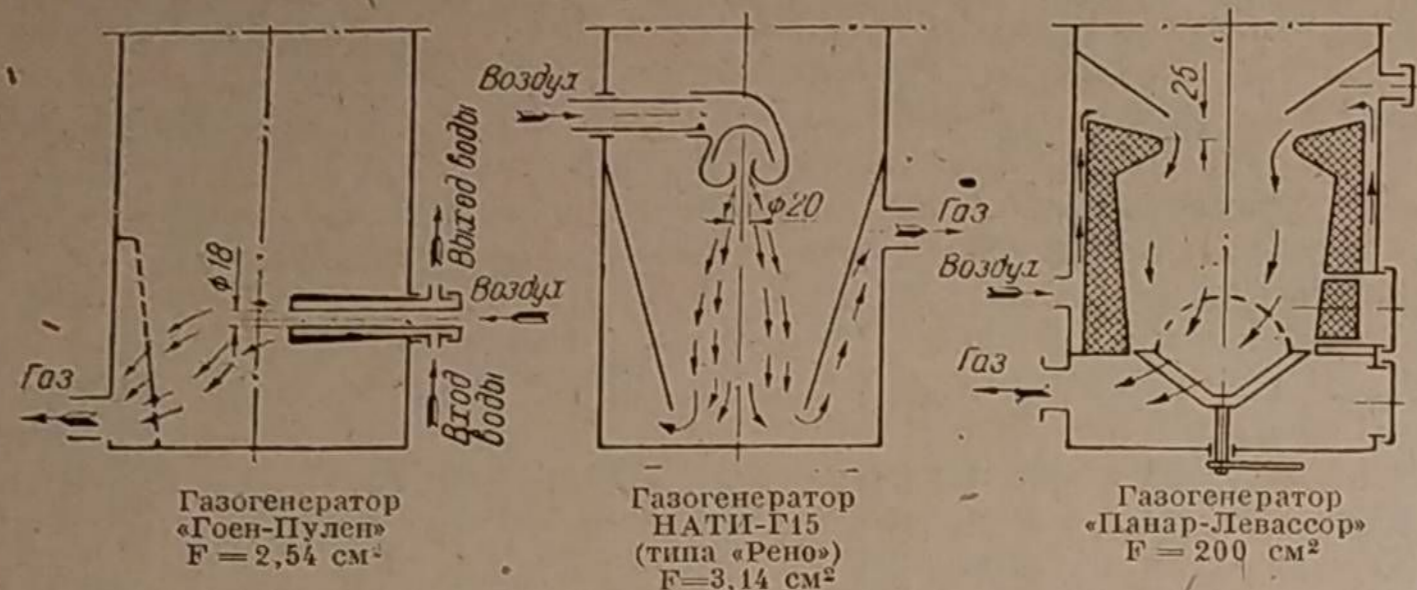
а) Подвод воздуха к реакционному слою

Количество, расположение и размер фурм, подводящих воздух, ощутимо влияют на гибкость газогенераторного процесса. От них зависит характер температурных полей реакционного слоя топлива в камере и скорость нарастания температуры при внезапном увеличении расхода газа.

Высокая скорость воздуха при выходе из фурм является главнейшим фактором, благотворно влияющим на гибкость газогенераторного процесса. Однако значительное увеличение этой скорости сопряжено с ростом сопротивления газогенератора, которое ухудшает наполнение двигателя и снижает его мощность. Поэтому для каждого вида топлива существует определённый предел целесообразного увеличения скорости воздушного дутья.

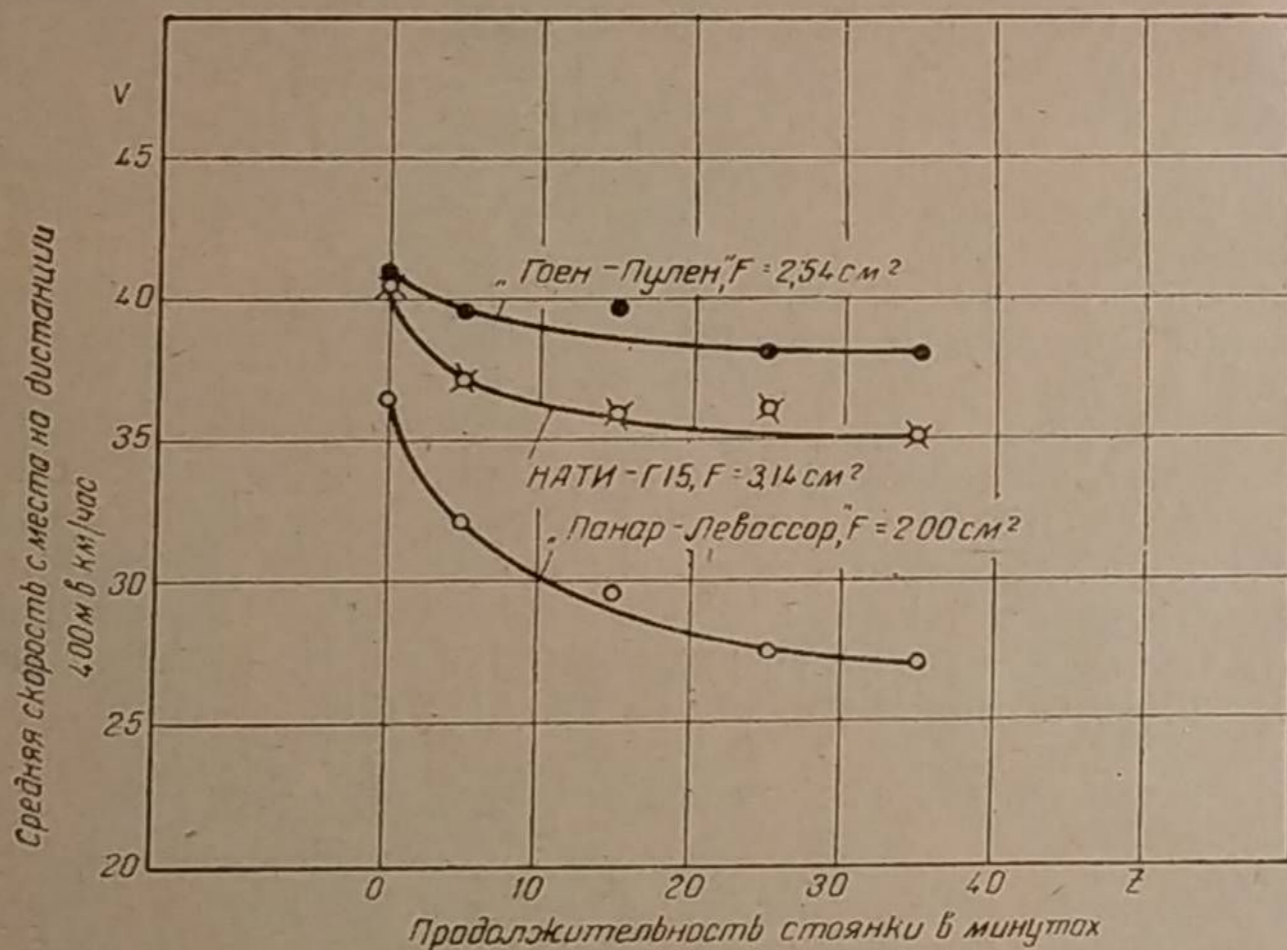
В НАТИ определялось наимыгоднейшее количество и размер фурм в деревянном газогенераторе с камерой типа «Берлине» для легкового автомобиля ГАЗ-А. С двенадцатью фурмами диаметром 8 мм (суммарная площадь 6 см²) гибкость газогенераторного процесса оказалась недостаточной. При

разгоне с места приходилось постепенно открывать дроссель смеси; при резком открытии его двигатель часто глох. Вариант с шестью фурмами диаметром 8 мм (3 см^2) заметно повысил гибкость газогенератора. Однако при этом в газе появились признаки смолы. Следующий вариант с тремя



Фиг. 61. Схемы подвода воздуха и размеры дутьевых отверстий в древесно-угольных газогенераторах.

фурмами диаметром 8 мм ($1,5 \text{ см}^2$) ещё более повысил гибкость процесса, но сокращение числа фурм значительно увеличило смолосодержание в газе. Кроме того, сильно возросло сопротивление газогенератора. Вариант с восемью



Фиг. 62. Средние скорости древесноугольных газогенераторных автомобилей ГАЗ-АА на дистанции 400 м при разгоне с места в зависимости от продолжительности стоянки автомобиля при работающем двигателе.

фурмами диаметром 7 мм ($3,1 \text{ см}^2$) оказался наилучшим, так как газогенератор при умеренном сопротивлении обладал удовлетворительной гибкостью и давал газ без примеси смолы.

Влияние скорости воздушного дутья проверялось в НАТИ ещё на древесноугольных газогенераторах «Гоен-Пулен», «Панар-Левассор» и НАТИ-Г15, которые отличались один от другого различной площадью отверстий

подвода воздуха к реакционному слою, а следовательно, и различными скоростями воздушного дутья (фиг. 61).

Оценка гибкости работы газогенераторов производилась на полуторатонных грузовиках ГАЗ-АА путём замера средней скорости на дистанции 400 м при разгоне с места после различной продолжительности холостого хода двигателя. Наилучшую гибкость показал газогенератор «Гоен-Пулен», имеющий наибольшую скорость воздуха (фиг. 62). Разгон автомобиля с этим газогенератором почти не зависел от продолжительности стоянки. Наихудшая гибкость оказалась у газогенератора «Панар-Левассор», где подвод воздуха производился через щель большего размера, в силу чего скорость воздуха была особенно низкой. Разгон этого автомобиля заметно ухудшался по мере увеличения продолжительности стоянки.

б) Напряжённость горения

Вторым, менее значительным фактором, влияющим на гибкость газогенераторного процесса, является напряжённость горения, которая выражается величиной часового расхода топлива, условно сгорающего на 1 м^2 площади сечения по фурменному поясу.

По мере увеличения диаметра фурменного пояса возрастает площадь зеркала горения и увеличивается масса топлива, образующего реакционный слой. Уже указывалось, что при внезапном повышении расхода газа рост температуры реакционного слоя отстаёт от роста газовых масс. Чем больше масса реагирующего угля, тем больше потребуется времени на повышение его температуры при одном и том же выделении тепла. Естественно поэтому ожидать у газогенераторов с низкой напряжённостью горения плохую гибкость процесса.

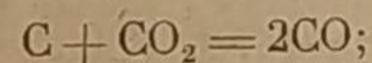
**ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ КАМЕРЫ ГАЗИФИКАЦИИ
НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОГЕНЕРАТОРА**

**1. ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ КАМЕРЫ ГАЗИФИКАЦИИ НА ХИМИЧЕСКИЙ СОСТАВ
ГАЗА**

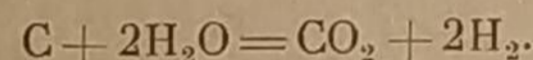
1. Исходные принципы химизма газогенераторного процесса

Существует ряд теоретических воззрений, объясняющих химизм газогенераторного процесса. Так, например, до последнего времени многие исследователи придерживались того мнения, что горючие компоненты генераторного газа — окись углерода и водород — получаются в результате течения вторичных реакций редукции углекислоты и паров воды, являющихся продуктами полного сгорания топлива.

Доказательством тому служили следующие реакции, требующие подвода тепла:



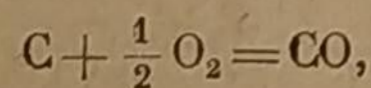
или



Хаскинс, Адамс и Клеммент установили, что для протекания этих эндотермических реакций требуется определённая температура и некоторый период времени контакта газовой среды с углеродом топлива. Необходимый период времени образования CO и H₂ во всех случаях уменьшается по мере повышения температуры. Этим доказывалась необходимость иметь в газогенераторе так называемую восстановительную зону, проходя через которую, за определённый промежуток времени продукты полного сгорания могли бы восстанавливаться в горючие компоненты генераторного газа. Поэтому восстановительная зона в стационарных генераторах при их относительно небольшой производительности достигала внушительных размеров.

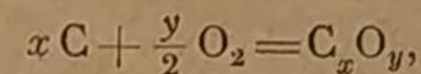
Когда появились транспортные газогенераторы с небольшими камерами газификации, в которых генерировался газ, по качеству не уступающий газу в стационарных генераторах, то стала очевидной невозможность применения к этим конструкциям существовавшей ранее теории газогенераторного процесса.

В противоположность редукционной теории развивалось учение о первичном образовании окиси углерода на основе реакции



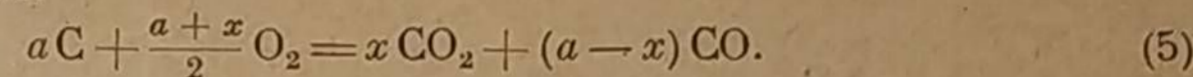
протекающей в зоне непосредственного соприкосновения кислорода с углеродом. Приверженцами этой теории были Ауфгейзер, Белл, Беккер и др.

Наконец, исследователи Рид и Уиллер высказали взгляд, согласно которому окисление углерода сопровождается появлением физико-химического комплекса C_xO_y по схеме



из которого одновременно образуются CO и CO₂.

Процесс сгорания углерода при взаимодействии с кислородом воздуха в транспортных газогенераторах мы предлагаем схематически изображать следующей реакцией:



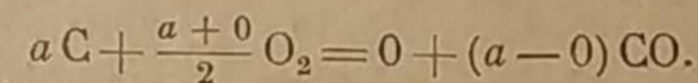
Эта реакция, как алгебраическое уравнение, написанное для *a* кг-мол расходуемого углерода (C), предопределяет результат процесса сгорания углерода, показывая количество конечных продуктов газификации — CO и CO₂, и следовательно, характеризует качество процесса ($K = \frac{CO}{CO_2}$) в зависимости от расхода кислорода (O₂).

В этом уравнении весь кислород, потребный для сгорания *a* кг-мол углерода, состоит как бы из двух частей: постоянного количества $\frac{a}{2}$ кг-мол, не зависящего от степени совершенства процесса, и переменного $\frac{x}{2}$ кг-мол, величина которого связана с характером протекания газогенераторного процесса.

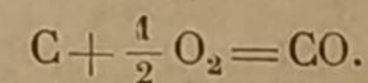
Степень совершенства действительного газогенераторного процесса зависит: от реакционной способности топлива, скорости газового потока, времени его контактирования с поверхностью топлива, температуры и пр. Поэтому величина $K = \frac{CO}{CO_2}$ при сгорании чистого углерода может принимать значения, лежащие между двумя пределами, из которых первый представляет идеальный случай газификации с выходом только окиси углерода, а второй — является наихудшим протеканием процесса, конечным продуктом которого является углекислота.

Рассмотрим эти два предельных случая.

С л у ч а й 1. Пусть расход кислорода предельно мал. Поэтому $x = 0$. Следовательно



Разделив это уравнение на *a*, получим



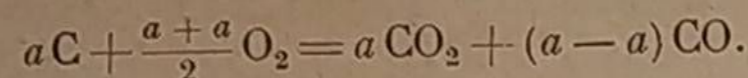
Итак, если $x = 0$, то в продуктах сгорания, не считая азота, содержится только окись углерода.

С л у ч а й 2. Пусть расход кислорода предельно велик. Поэтому $x = a$. Очевидно, x не может быть больше *a*, так как в этом случае

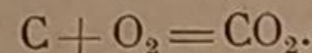
$$a - x < 0$$

и в правой части уравнения (5) количество окиси углерода будет отрицательным, указывая на присутствие окиси углерода до начала сгорания углерода, что противоречит заданному условию.

При $x = a$ наше уравнение примет вид:



Разделив на a , получим



Следовательно, при $x = a$ в продуктах сгорания теперь отсутствует окись углерода, а содержится только углекислота (не считая азота).

В действительных условиях x принимает какое-то промежуточное значение, лежащее между двумя рассмотренными пределами:

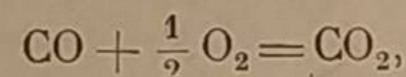
$$a > x > 0.$$

Величиной x , кроме расхода кислорода, можно оценить степень совершенства газификации. Согласно правой части уравнения (5), количество образующейся углекислоты CO_2 составляет x кг-мол, а количество окиси углерода $a - x$ кг-мол. Следовательно, отношение

$$K = \frac{CO}{CO_2} = \frac{a-x}{x} = \frac{a}{x} - 1. \quad (6)$$

Отсюда видно, что чем больше x (чем больше расход воздуха), тем хуже качество газа.

Советские исследователи Гродзовский и Чуханов [4], признавая возможность образования CO в цепи первичных реакций сгорания углерода, впервые высказали предположение, что если продукт такого сгорания — окись углерода — быстро выносить из кислородной среды, применяя для этого сверхвысокие скорости воздушного дутья, то можно исключить последующую реакцию окисления



сохранив окись углерода в чистом виде. Доказательством существования такого газогенераторного процесса послужила серия опытов по газификации активированного древесного угля и кокса сначала в кварцевых трубках диаметром 20 и 34 мм и в печи диаметром 80 мм, а потом в опытном генераторе с шахтой диаметром 400 мм.

На фиг. 63 вверху приведены кривые по опытам Гродзовского и Чуханова, иллюстрирующие протекание газогенераторного процесса в зависимости от условной скорости холодного дутья, вычисленной на свободное сечение кварцевой трубки. Из диаграммы видно, что при активированном угле содержание в газе CO увеличивается, а CO_2 — уменьшается по мере повышения скорости дутья до 0,4 м/сек. Увеличение условной скорости дутья выше критического значения $v_k = 0,4$ м/сек не влечёт за собой изменений в составе газа.

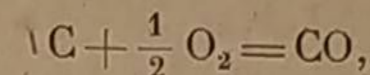
Аналогичная закономерность имеет место для электродного угля и кокса с той лишь разницей, что критическая скорость здесь выше.

Кривые, приведённые вверху диаграммы, соответствуют опытам с частицами топлива размером от 1,5 до 3,0 мм. Наблюдения показали, что при газификации более крупных кусков топлива (см. фиг. 63, внизу) критическая скорость возрастает. Так, например, газификация древесного угля размером от 15 до 30 мм уже требует скорости дутья $v_k = 0,6$ м/сек (считая на свободное сечение камеры). При торфе с размером кусков от 15 до 60 мм

$$v_k \approx 1,4 \div 1,6 \text{ м/сек.}$$

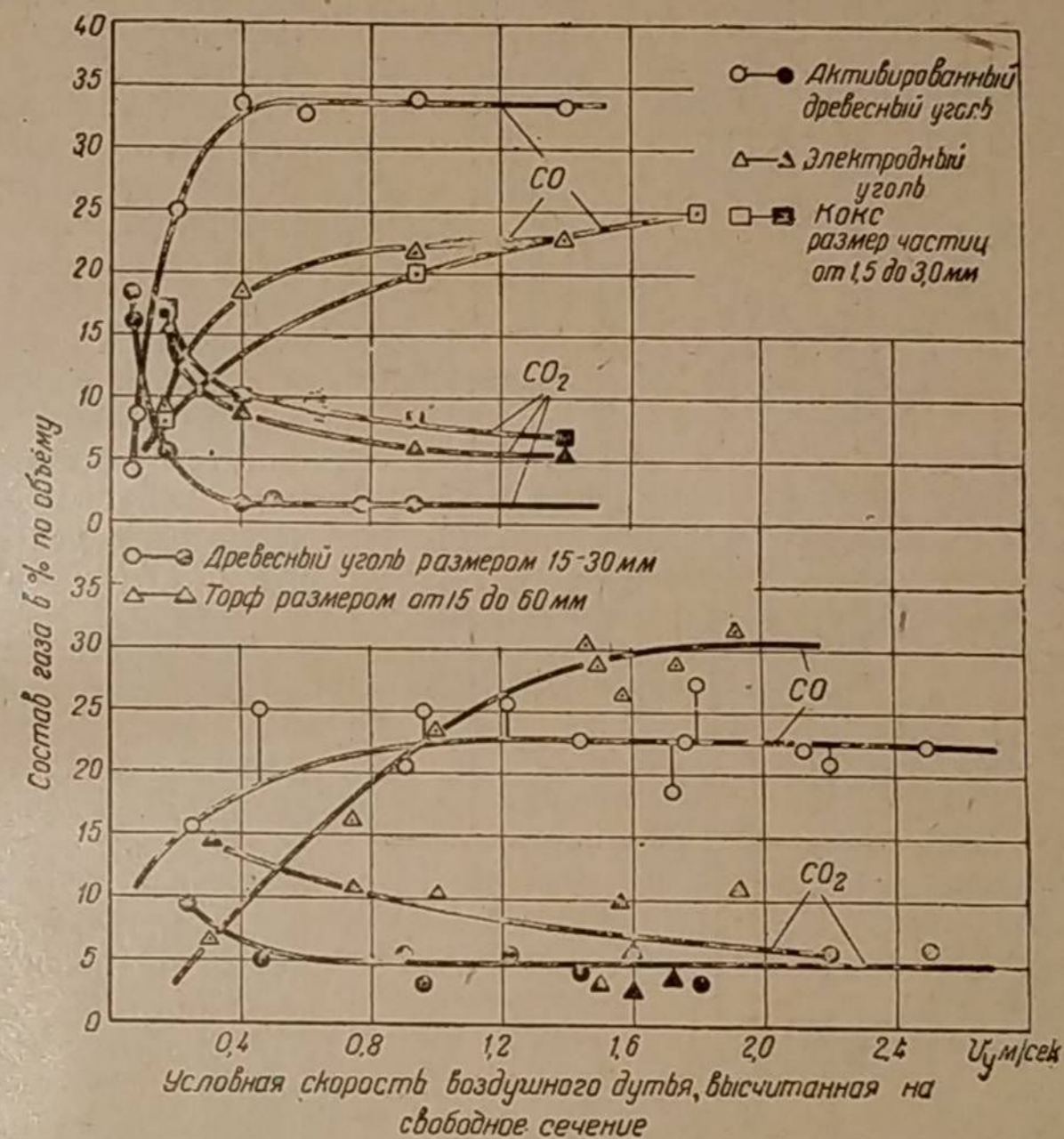
Согласно элементарным расчётам в зоне малой высоты при скоростях дутья, превышающих критическую, времени для протекания восстановитель-

ной реакции уже не хватает, и окись углерода может возникнуть лишь по реакции



которая совершается почти мгновенно.

Таким образом, возможность получать в транспортных газогенераторах относительно большой выход газа при малых размерах камеры можно объяснить принципами газификации, изложенными Гродзовским и Чухановым, если учесть наличие имеющихся там высоких скоростей воздушного дутья. В этом случае необходимость в зоне восстановительных реакций отпадает.



Фиг. 63. Влияние скорости воздушного дутья на состав газа.

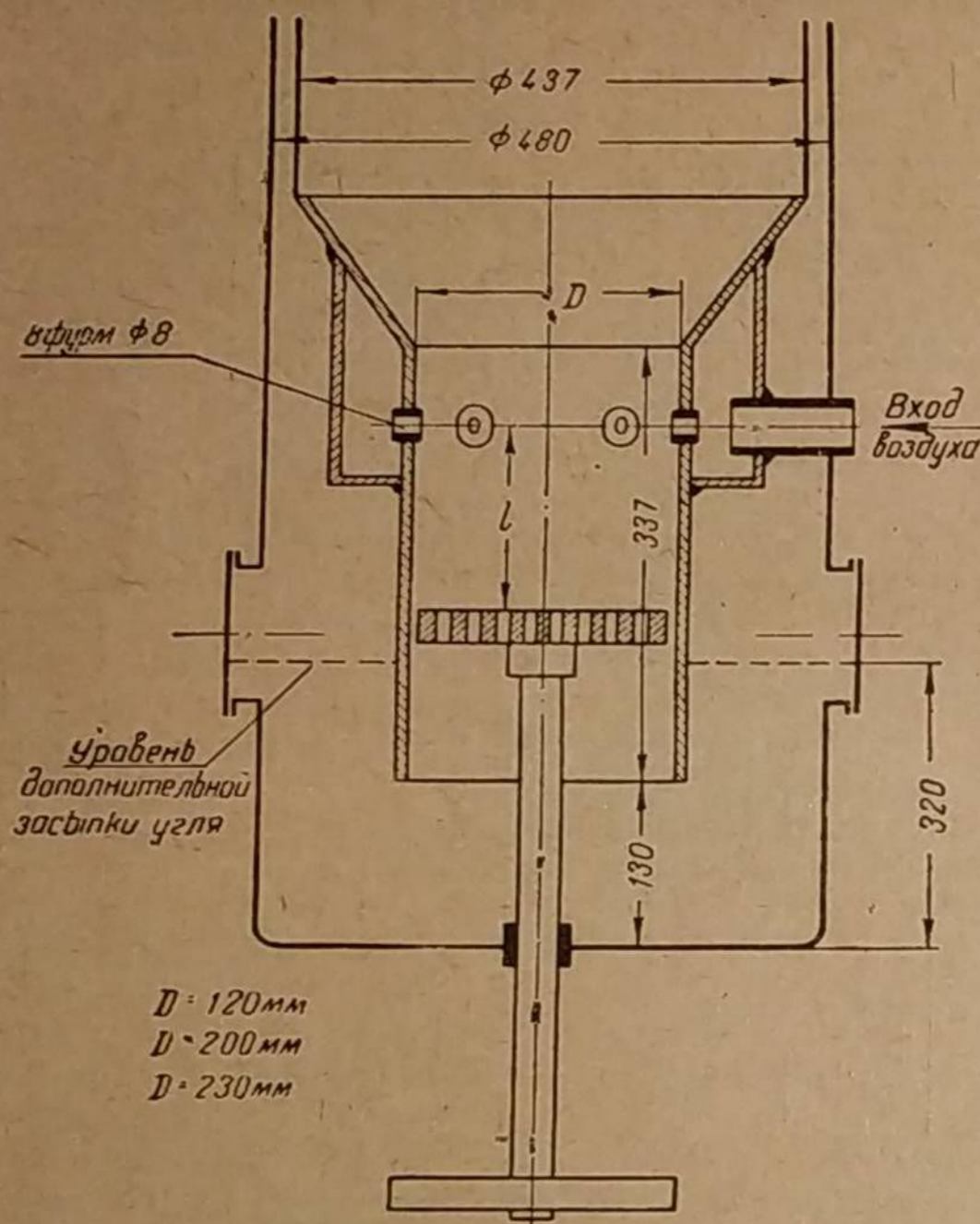
Нашими опытами с экспериментальным газогенератором было установлено, что газогенераторный процесс протекает именно по такой схеме. Однако результаты опытов вынудили нас сделать некоторые отступления, касающиеся оценки параметров и конфигурации камеры в смысле их влияния на эффективность процесса.

2. Химический состав газа при опрокинутом процессе горения

Тепловой процесс, действующий в транспортном газогенераторе, зависит от множества факторов, главнейшими из которых являются:

- 1) конструктивные параметры камеры газификации и генератора в целом;
- 2) сорт и влажность газифицируемого топлива;
- 3) нагрузочный режим работы;
- 4) время рассматриваемого момента газификации от начала розжига.

Многие факторы, как, например, влажность топлива, степень его обугливания, а также температуры, сопротивление, плотность и зернистость реакционного слоя активной зоны самопроизвольно меняются во времени, нарушая этим постоянство условий, в которых проводится опыт. Вследствие этого при изучении теплового процесса создаются исключительные трудности для координирования химических качеств генераторного газа и мощности двигателя с конструктивными параметрами газогенератора и режимом его работы. Сложность решения такой задачи усугубляется чрезвычайной неустойчивостью процесса газификации, обусловленной неравномерной осадкой топлива над фурменным поясом, что в некоторых случаях делает даже невозможным



Фиг. 64. Схема экспериментального газогенератора с переменной высотой реакционного слоя топлива.

абсолютной влажности $W = 12 \div 13 \%$), и все наблюдения производились или в интервале выжига газогенератора, при котором не отмечалось резкого изменения мощности двигателя, или при догрузке топлива через короткие промежутки времени, что также способствовало устойчивости режима газификации.

Приводимый в этой главе материал базируется в основном на результатах двухгодичных испытаний экспериментального газогенератора, продольный разрез которого представлен на фиг. 64. Конфигурация камеры выбиралась с расчётом иметь возможность менять в процессе работы высоту и объём активного слоя топлива. Этому вполне отвечала камера цилиндрической формы с подвижной колосниковой решёткой, закреплённой в сальнике нижнего днища газогенератора. Экспериментальный газогенератор был выполнен с тремя сменными цилиндрическими камерами, имеющими диаметры 120, 200 и 230 мм. Смена камеры производилась вместе с при-

проведение самого опыта. Отчасти поэтому до сего времени не установлено чёткой закономерности между конструктивными параметрами газогенератора и качеством производимого им газа.

Исследование этой зависимости проводилось автором на специально построенном экспериментальном газогенераторе опрокинутого процесса горения, допускающем изменение размеров и конфигурации его главных элементов.

Экспериментальный газогенератор испытывался совместно с двигателем. Качество генераторного газа оценивалось главным образом этим двигателем, что делает выводы наиболее ценными с точки зрения их практического приложения.

С целью сравнительной увязки всех опытов применялось однородное топливо (прессованные берёзовые чурки постоянной

варенным к ней бункером, который соединялся с корпусом газогенератора в верхней его части. Подвод первичного воздуха осуществлялся через восемь цилиндрических фурм диаметром 8 мм.

Каждая камера имела соответствующую ей колосниковую решётку, которая, помимо вертикального перемещения, могла поворачиваться вокруг своей оси при помощи специального воротка, что иногда требовалось для шуровки восстановительной зоны.

Положение решётки в камере газификации устанавливалось упором. Поверхность камер и колосниковых решёток была алитирована.

Конструкция газогенератора допускала, кроме того, работу и без колосниковой решётки. При самом нижнем положении решётки вся наружная часть камеры могла заполняться углем через два боковых люка, что значительно увеличивало объём восстановительной зоны.

Газ, выходящий из газогенератора, после очистки и охлаждения поступал в двигатель ГАЗ-42, имевший повышенную степень сжатия (6,61). Двигатель был соединён с балансирной пендель-динамо.

В настоящем разделе рассмотрен только один этап работы — влияние высоты и диаметра камеры газификации на химический состав газа.

а) Влияние высоты реакционного слоя топлива

Опытный материал анализов газа обработан нами графически. Из большого числа полученных кривых приведены лишь наиболее характерные по своей кривизне для ряда родственных испытаний. Пробы газа для анализа брались после газогенератора при различных положениях колосниковой решётки, которая определяла высоту реакционного слоя топлива. Таким образом, каждый анализ газа представлял собой не случайное сочетание компонентов, а средний химический состав реального газа, на котором работал двигатель при данном режиме испытания. Анализы газа производились на аппаратах ТИ.

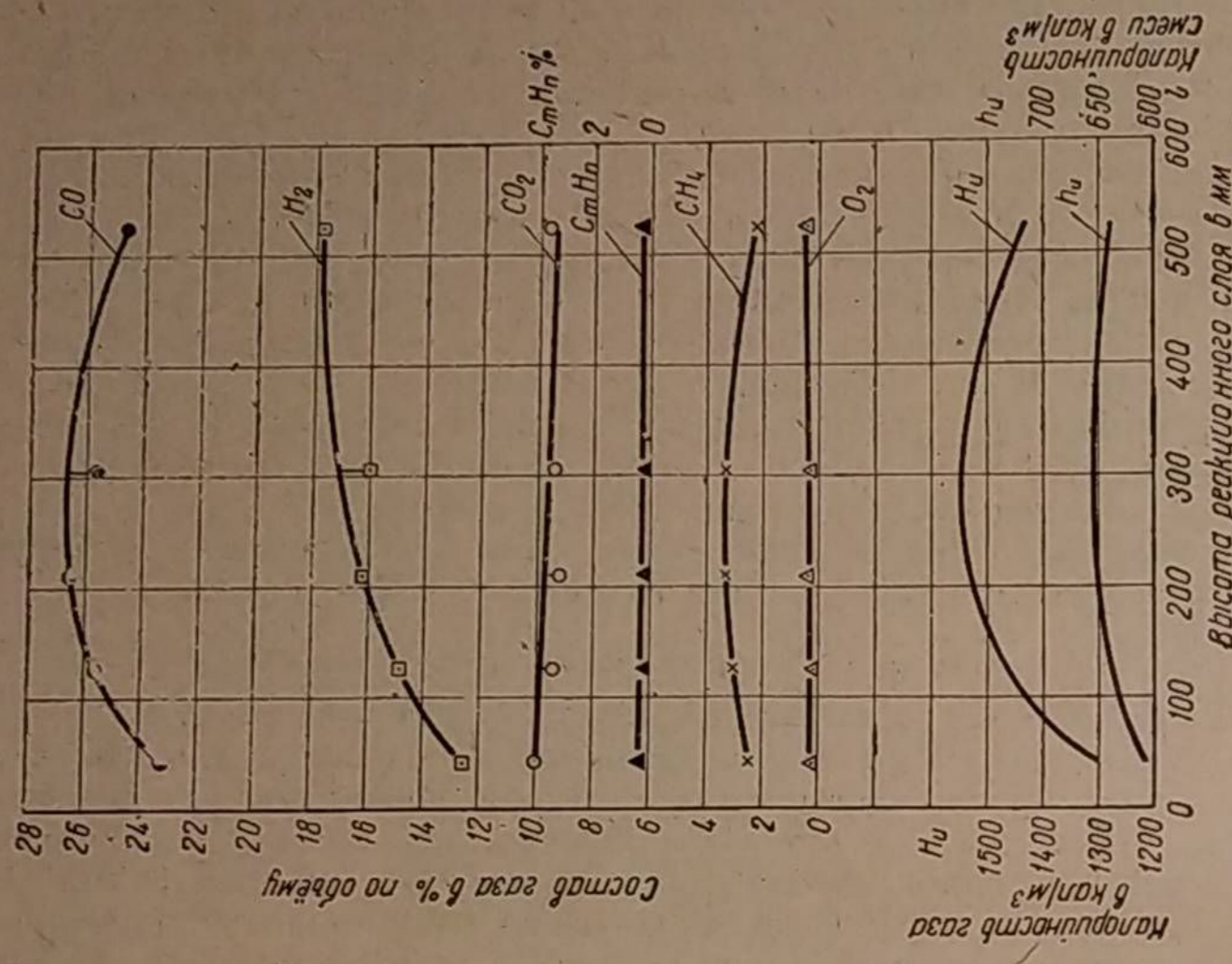
На фиг. 65 и 66 приведены данные химического анализа газа для камеры диаметром 230 мм в зависимости от высоты реакционного слоя топлива. Фиг. 65 изображает результаты, соответствующие работе двигателя вхолостую при $n = 750$ об/мин, или расходу смеси $17,3$ м³/час, а фиг. 66 — полной нагрузке двигателя при $n = 1500$ об/мин, или расходу смеси $90,5$ м³/час.

Прежде всего, следует установить, как правило, что кислород, подводимый с воздухом в газогенератор, расходуется в непосредственной близости от фурм. Даже при ничтожной высоте слоя топлива, достигающей всего 35 мм, содержание кислорода в газе составляет 0,5%, т. е. обычное содержание кислорода в генераторном газе. Таким образом, никакого расходования кислорода на высоте реакционного слоя не происходит.

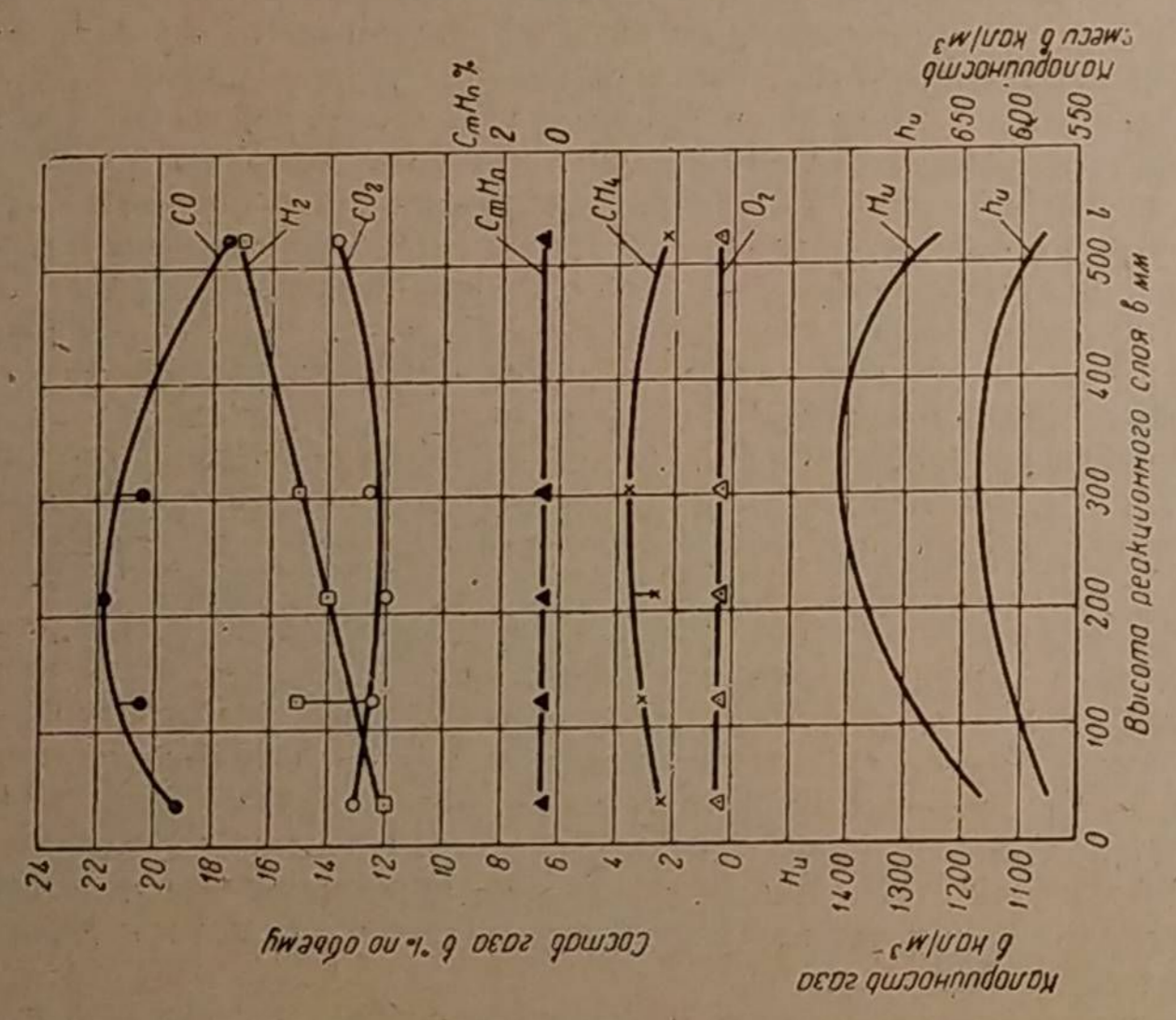
Тяжёлые углеводороды (C_mH_n) также не изменяются с высотой реакционного слоя. Их содержание в газе, по видимому, обязано реакциям разложения топлива в бункере или крекингу паров смолы в центре камеры у фурменного пояса.

Далее наблюдается некоторый рост содержания метана (CH_4) до известного максимума, соответствующего высоте слоя 305 мм, и затем падение его. Причиной этого, надо думать, служит уменьшение температуры в реакционном слое, что благоприятствует реакциям образования метана. Не трудно видеть, что максимальное содержание метана будет больше для расхода смеси $17,3$ м³/час, нежели для $90,5$ м³/час, так как конечные температуры газа при выходе из колосниковой решётки в первом случае будут меньше, нежели во втором. То же явление можно проследить и для камеры диаметром 200 мм (фиг. 67 и 68).

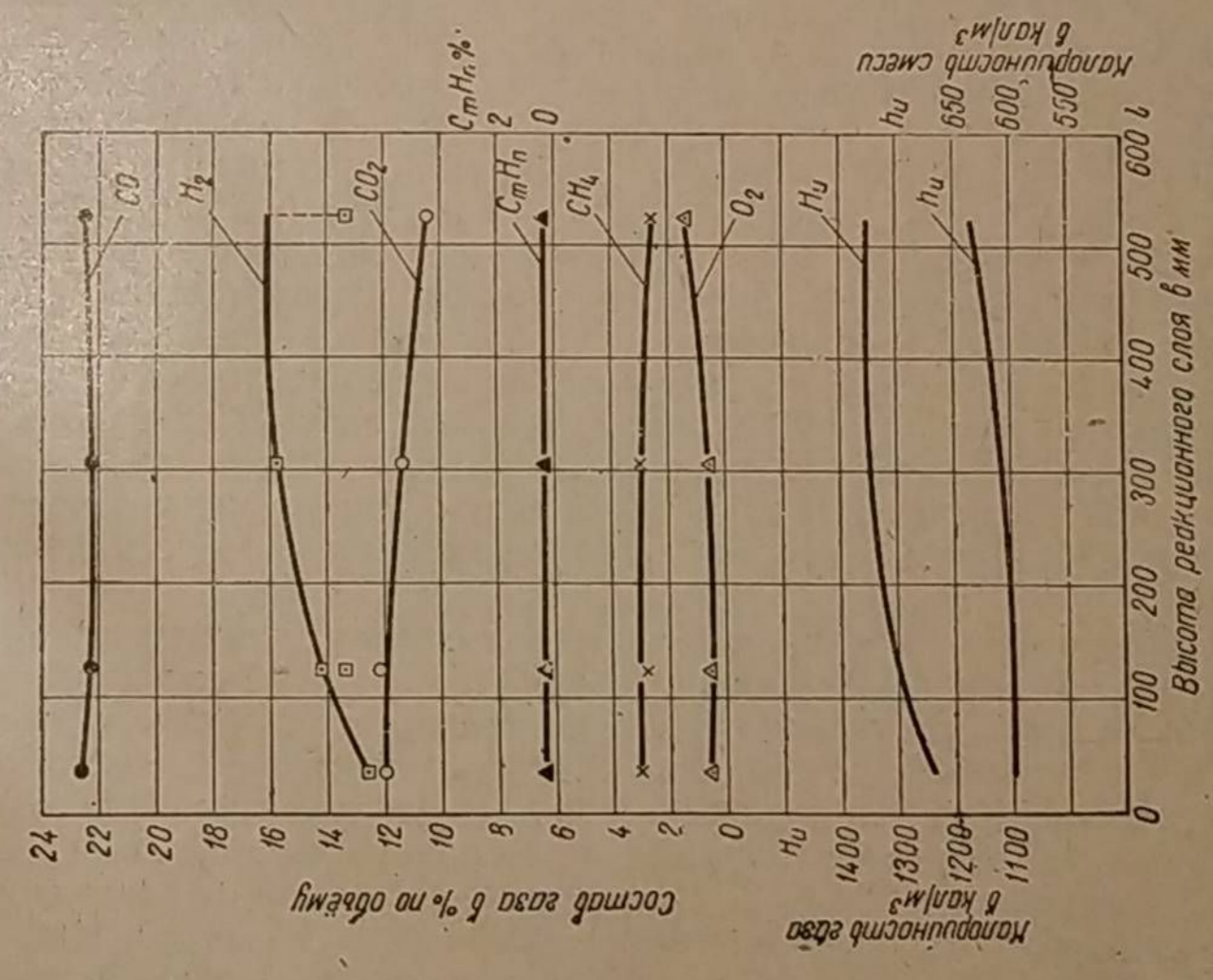
При значительном увеличении реакционного слоя, когда газогенератор работал без колосниковой решётки с дополнительной зоной, условно представленной на диаграммах абсциссой 525 мм, наблюдалось в нескольких случаях падение содержания метана.



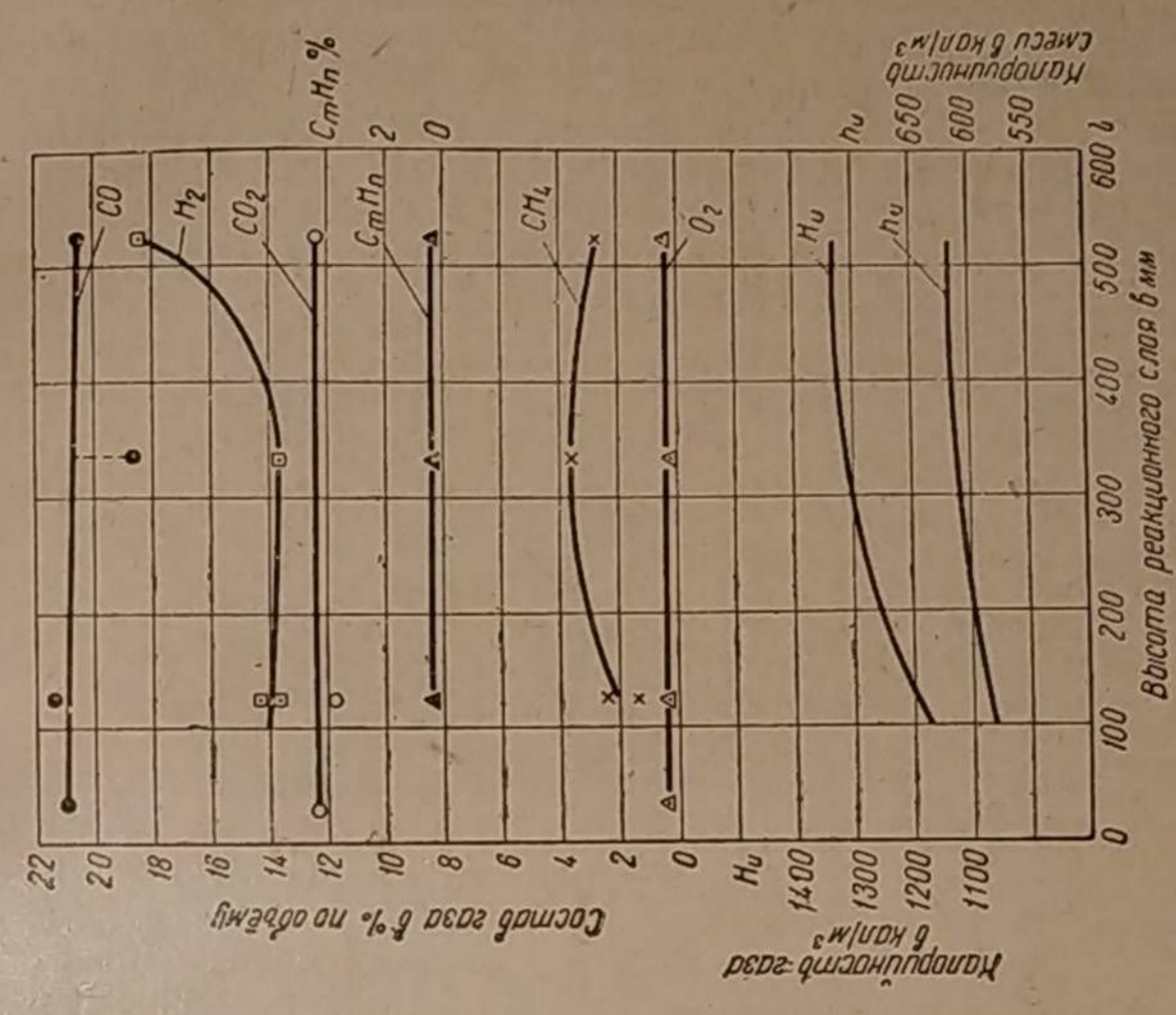
Фиг. 66. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси $V_c = 90,5 \text{ м}^3/\text{час}$; диаметр камеры 230 мм.



Фиг. 65. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси $V_c = 17,3 \text{ м}^3/\text{час}$; холостой ход, $n = 750 \text{ об/мин}$, диаметр камеры 230 мм.



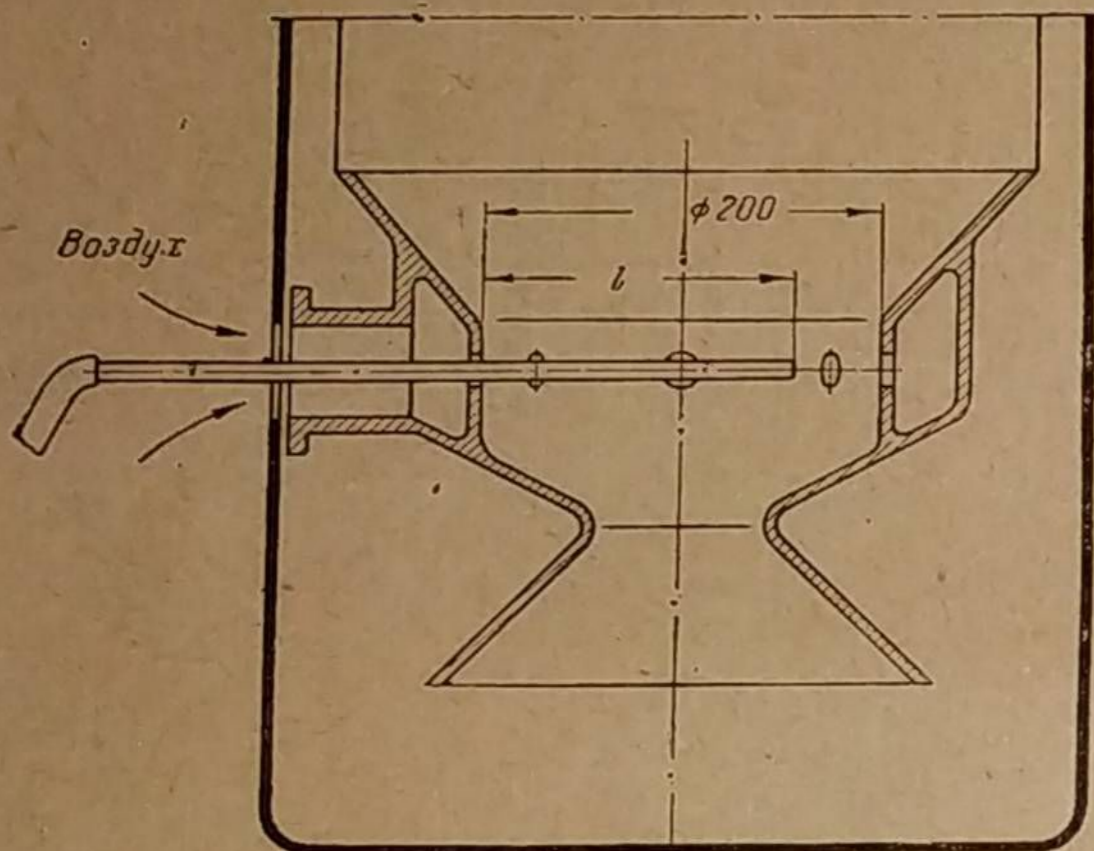
Фиг. 67. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при расходе смеси $V_c = 87,6 \text{ м}^3/\text{час}$; диаметр камеры 200 мм.



Фиг. 68. Состав газа как функция реакционного слоя при расходе смеси $V_c = 20,9 \text{ м}^3/\text{час}$; холостой ход, $n = 850 \text{ об/мин}$, диаметр камеры 200 мм.

Переходя к основным компонентам генераторного газа, замечаем, что уже вблизи фурм газ имеет высокое содержание окиси углерода (CO) и водорода (H₂). Это и все предыдущие замечания приводят нас к весьма существенному выводу, что процесс газификации твёрдого топлива в основном завершается в непосредственной близости к фурмам, подводящим воздух.

Влияние высоты реакционного слоя на содержание окиси углерода, как видно из диаграмм, незначительно. Для камеры диаметром 230 мм имеется максимум этого содержания при высоте слоя в 215 мм. У камеры диаметром 200 мм этот максимум вообще отсутствует. В большинстве случаев по мере увеличения высоты реакционного слоя можно констатировать небольшое понижение содержания углекислоты (CO₂), которое является следствием течения будуаровской реакции восстановления



l — расстояние от фурмы до места забора пробы газа

Фиг. 69. Способ забора пробы газа из фурменного пояса камеры газификации.

рассмотрим низшую калорийность газа, отнесённую к 1 м³ при 0° и 760 мм рт. ст. На всех четырёх диаграммах замечен её рост, который имеет место в двух случаях до высоты слоя 305 мм. Эта высота соответствовала наиболее низкому положению колосниковой решётки, но без дополнительной зоны вокруг камеры. При работе с дополнительной зоной калорийность газа по одним опытам падает, а по другим — несколько возрастает.

Эффективная мощность двигателя, как известно, зависит от калорийности рабочей смеси. Приведённые кривые говорят о незначительном влиянии высоты реакционного слоя на эту калорийность. Для камеры диаметром 230 мм заметно даже понижение калорийности рабочей смеси при увеличении высоты слоя свыше 305 мм.

Непосредственные замеры мощности двигателя также не установили ощутимого прироста её от применения дополнительной «восстановительной» зоны, которая имеется у наших стандартных газогенераторов автомобильного типа.

Высказанное нами положение о протекании газогенераторного процесса в непосредственной близости к фурмам хорошо подтверждается анализами проб газа, которые были дополнительно взяты при помощи кварцевой трубки у дровяного газогенератора ГАЗ-42. Для этого трубка вставлялась в отверстие одной из фурм (фиг. 69) и могла перемещаться вдоль её оси. Пробы газа брались в центре камеры и на некотором расстоянии от него. Данные анализов приведены в таблице 9.

Состав газа, соответствующий центральной части, не имеет характерного отличия от состава газа, взятого на расстоянии 50 мм от центра камеры. Поэтому судить о качестве газа, который находится в фурменном поясе, можно, исходя из результатов средних цифр (см. последнюю графу таблицы).

Таблица 9

Состав газа, взятого на уровне фурм генератора ГАЗ-42 при полной нагрузке двигателя (в процентах по объёму)

Состав газа	Расстояние от фурмы в мм				Средний состав газа в фурменном поясе диаметром 200 мм
	50	100 (центр камеры)	100 (центр камеры)	150	
O ₂	0,1	0,9	0,4	0,9	0,6
CO ₂	13,3	14,4	11,3	12,7	12,9
CO	7,9	5,9	17,1	12,2	10,8
H ₂	3,2	1,8	8,1	4,4	4,4
CH ₄	1,8	1,5	2,0	2,2	1,9
C _m H _n	2,2	1,8	1,3	0,5	1,4
N ₂	71,5	73,7	59,8	67,1	68,0
Итого	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

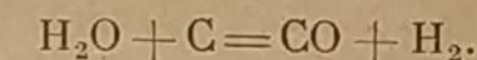
Эти данные говорят, что в фурменном поясе камеры газификации наблюдается следующее:

1. Кислород воздуха практически расходуется полностью.

2. Углекислота несколько превышает величину, обычную для нормального генераторного газа, полученного из дров.

3. Содержание окиси углерода и водорода мало по сравнению с их нормальными значениями в генераторном газе.

Это в особенности касается водорода, который составляет в среднем всего лишь 4,4% против 16—18%. Дальнейшее увеличение H₂ и CO по ходу газа происходит особенно быстро вблизи фурменного пояса. Так, например, согласно кривым, изображённым на фиг. 65, 66, 67 и 68, уже при высоте реакционного слоя 35 мм H₂ = 12%, а CO = 20 ÷ 23%. Здесь, повидимому, имеет место реакция водяного газа



4. Величина метана несколько ниже нормы.

5. Количество тяжёлых углеводородов выше обычных 0,5—0,7% (см. фиг. 65, 66, 67 и 68). Это указывает на то, что углеводороды C_mH_n образуются в бункере при сухой перегонке, а в фурменном поясе вместе со смолой происходит их частичное сгорание и крекинг.

6. Содержание азота в фурменном поясе явно превышает его обычную величину в нормальном генераторном газе (45—48%).

Суммируя весь опытный материал, касающийся изменения газовой фазы по высоте камеры, приходим к окончательным выводам:

1. Основные компоненты генераторного газа возникают в непосредственной близости к фурмам при высоте слоя 30—40 мм. Здесь в основном завершается процесс газификации.

2. В дальнейшем, при движении газа в реакционном слое, качество его несколько улучшается, главным образом вначале там, где поддерживается высокая температура, способствующая преобразованию тепловой энергии в химическую энергию газа.

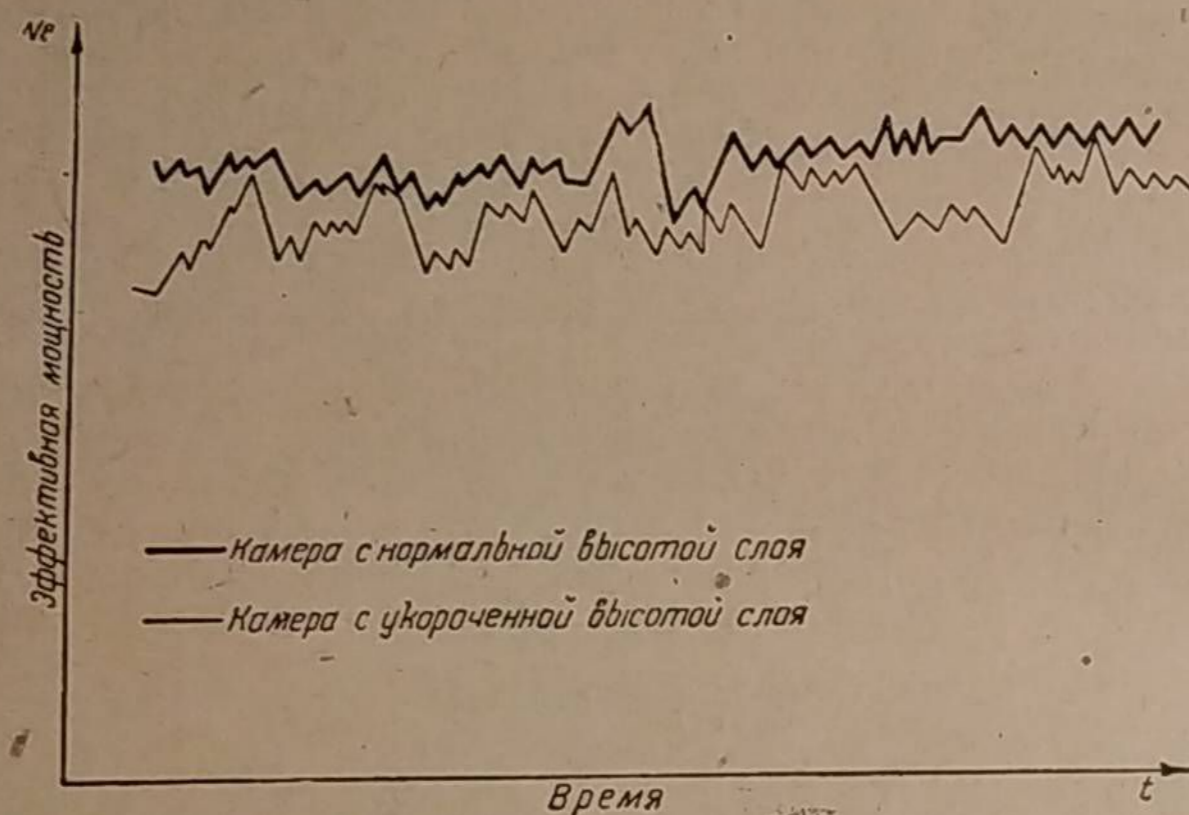
3. Увеличение высоты реакционного слоя топлива удлиняет время контакта газовых масс с углеродом; это сопровождается главным образом повышением содержания водорода.

4. Качество газа в целом существенно не улучшается при дополнительной зоне «восстановления».

5. Укоренившееся деление реакционного слоя топлива на зоны «горения» и «восстановления» не может считаться правильным, поскольку такое определение совершенно не отвечает характеру действительного процесса газификации в транспортном газогенераторе.

Доказательством этого служат приведённые анализы газа, из которых видно, что в камере газификации нет такой области, которая содержала бы только продукты полного горения. Даже в плоскости фурм, там, где кислород воздуха впервые входит в соприкосновение с раскалённым углеродом топлива, было обнаружено окиси углерода от 7,9 до 17,1% и водорода от 1,8 до 8,1%. Таким образом, в транспортном газогенераторе нет оснований выделять часть камеры, называя её зоной горения, и приписывать ей какие-то резко отличительные особенности по сравнению с другими слоями топлива, находящегося в камере газификации. Необходимо понять, что процесс образования генераторного газа протекает не в «восстановительной зоне», а во всех слоях топлива, но с различной интенсивностью.

Результаты анализов газа и выводы, сделанные по ним, позволяют стать на путь максимального сокращения высоты реакционного слоя топлива, поскольку это мероприятие, улучшающее компактность камеры, дости-



Фиг. 70. Изменение мощности двигателя при нормальной и укороченной высоте реакционного слоя.

гается сравнительно ничтожным снижением калорийности рабочей смеси. Попытки создания укороченных камер уже делались автором в 1935 г., причем оказалось, что максимальные значения мощности двигателя по отдельным замерам практически не отличаются от мощности, соответствующей камерам нормальной конфигурации. Известны и другие примеры конструктивного оформления той же идеи. Среди них: камера газификации для торфобрикетов Ротмистрова¹; подпор для обрезанной литой камеры древесночурочного газогенератора инж. Балобанова и камера древесночурочного газогенератора Горьковского автомобильного завода им. Молотова (модель 1945 г.).

В связи с периодической осадкой топлива у фурменного пояса, как указывалось выше, наблюдается неустойчивость газогенераторного процесса, периодически снижающая качество газа, а следовательно, и мощность двигателя. Опыты показали, что неустойчивость процесса при укороченной камере с малой высотой реакционного слоя проявляется в большей степени, нежели в камере, имеющей нормальную высоту. На фиг. 70 изображено примерное протекание кривых мощности, соответствующих камерам с уменьшенной и нормальной высотой реакционного слоя топлива. Несмотря на совпадение мощностей в отдельные моменты времени, требуется некоторая ре-

зервная высота реакционного слоя, которая способна компенсировать временные ухудшения процесса. Кроме того, при малой высоте реакционного слоя наблюдается повышенное содержание смолы в газе.

б) Коэффициент молекулярного изменения при газификации

При определении расчётом оптимальных размеров камеры обыкновенно требуется знать закономерность изменения объёма газа, движущегося в слое топлива. Первоначальным объёмом в этом случае будет объём первичного воздуха, вошедшего в газогенератор, а конечным — объём генераторного газа. Таким образом, при данном количестве воздуха, поступающего в газогенератор, объём газа V_r , проходящий в единицу времени через различные сечения камеры, переменен. Он определяется в зависимости от течения химических реакций числом килограмм-молекул и, кроме того, зависит физически от температуры и давления, соответствующих рассматриваемому сечению камеры. Давление по высоте камеры изменяется незначительно, и поэтому его влиянием на объём газа можно пренебречь.

Если бы образование газа происходило из воздуха и твёрдого топлива без повышения температуры, то объём газа, проходящий в секунду через сечение камеры, можно было бы изобразить так:

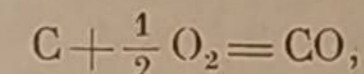
$$V_r = \mu_0 V'_v, \quad (7)$$

где V'_v выражает секундный расход воздуха, а коэффициентом μ_0 оценивается увеличение объёма в результате течения химических реакций.

Согласно закону Авогадро, объёмы газов при одинаковых температурах и давлении пропорциональны числу их килограмм-молекул (молей). Следовательно, множитель μ_0 может быть назван коэффициентом молекулярного изменения. Математически он должен выражаться отношением числа молей газа к числу молей израсходованного воздуха.

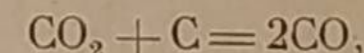
При газогенераторном процессе всегда $\mu_0 > 1$, так как большинство реакций протекает с увеличением объёма.

Образование окиси углерода сопровождается двойным увеличением объёма



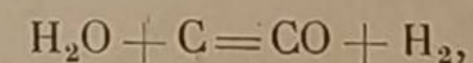
т. е. $\frac{1}{2} : 1$ или $1 : 2$.

То же самое происходит и при реакции восстановления углекислоты

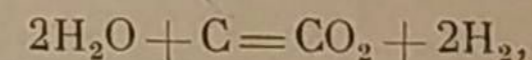


т. е. $1 : 2$.

Увеличением объёма сопровождаются также реакции водяного газа

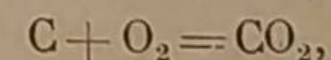


т. е. $1 : 2$ и



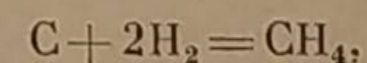
т. е. $2 : 3$.

Реакция полного сгорания углерода возможна только в фурменном поясе. Она протекает без изменения объёма:



т. е. $1 : 1$.

Образование метана сопровождается двойным сокращением объёма:



т. е. $2 : 1$.

¹ Объём твёрдого углерода С приравнивается здесь нулю.

¹ Журнал «Автомобиль» № 3, 1941 г.

Однако влияние метана на коэффициент молекулярного изменения второстепенно, поскольку его содержание в генераторном газе обычно не превышает 3—4%.

Если определять коэффициент молекулярного изменения при газификации, пользуясь приведёнными выше формулами химического образования компонентов, входящих в состав генераторного газа, то решение задачи чрезвычайно усложнится, так как для каждого слоя топлива, кроме состава газа, потребуется ещё знать абсолютное весовое количество всех компонентов. Общий вес этих компонентов будет переменным, поскольку по высоте камеры расходуется водяной пар и углерод топлива. Поставленная задача получает весьма простое решение, если учесть, что азот, содержащийся в газе, количественно (по весу) не изменяется, так как он не входит в химические соединения с другими компонентами генераторного газа. Поэтому при заданном количестве азота, зная для различных слоёв топлива объёмную долю его содержания в газе, легко определить весь объём газа, проходящий через соответствующее сечение камеры в единицу времени, а следовательно, и получить величину коэффициента молекулярного изменения.

В воздухе азот по объёму составляет 79%. Поэтому, если в генератор поступает воздуха $V'_в$ м³/сек, то расход азота будет $\frac{79}{100} V'_в$ м³/сек.

Пусть в каком либо сечении камеры расход газа равен $V'_г$ м³/сек, а содержание в нём азота — $N_2\%$ (по объёму). Часть этого азота ($N_T\%$) перешла в газ из твёрдого топлива. Тогда азот воздуха, содержащийся в газе, с другой стороны, окажется равным

$$\frac{N_2 - N_T}{100} V'_г \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Следовательно, получаем уравнение:

$$\frac{N_2 - N_T}{100} V'_г = \frac{79}{100} V'_в.$$

Выразив, согласно уравнению (7), $V'_г$ через $V'_в$, получаем:

$$\frac{N_2 - N_T}{100} \mu_0 V'_в = \frac{79}{100} V'_в,$$

откуда коэффициент молекулярного изменения при газификации

$$\mu_0 = \frac{79}{N_2 - N_T}.$$

Содержание азота в твёрдом топливе весьма мало. Поэтому с достаточной степенью приближения мы предлагаем принимать

$$\mu_0 \approx \frac{80}{N_2}. \quad (8)$$

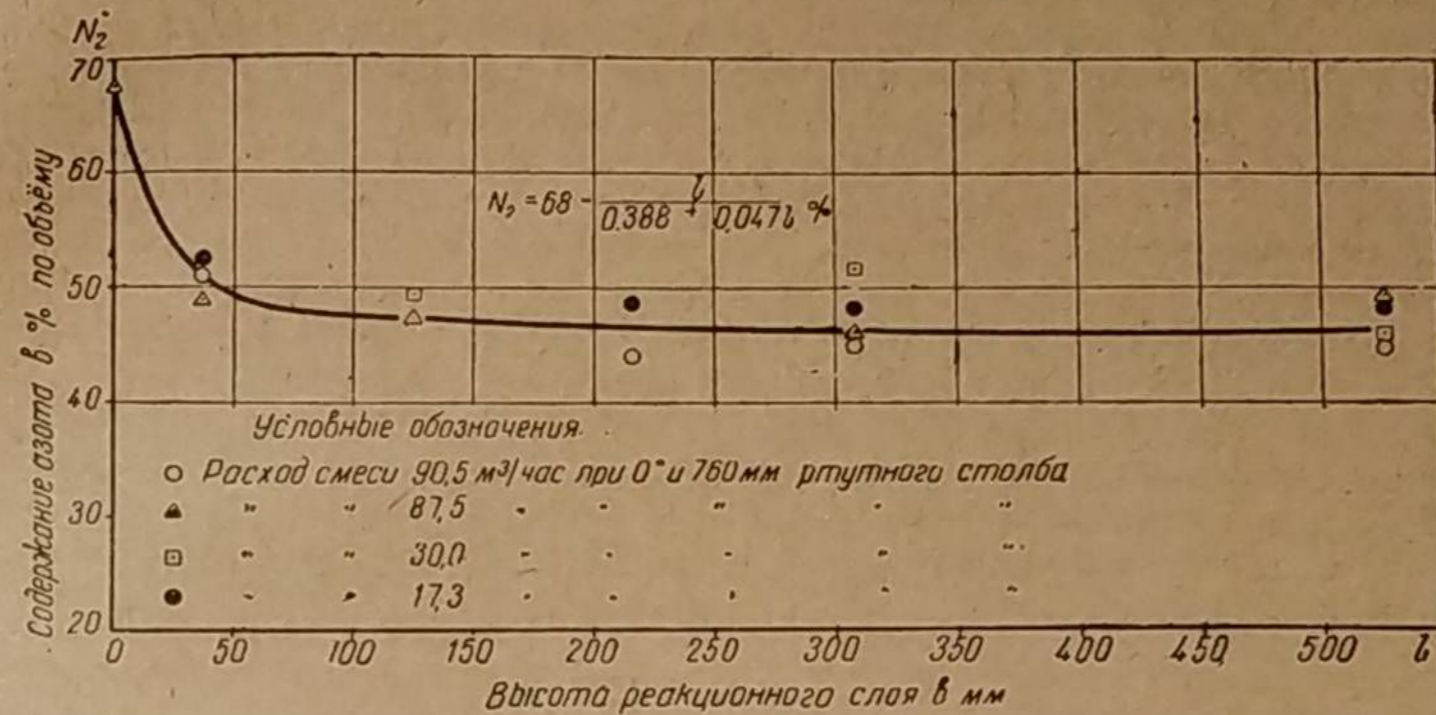
На фиг. 71 приведена кривая, показывающая изменение содержания азота в газе в зависимости от толщины реакционного слоя топлива. Точки, имеющие абсциссу нуль, соответствуют газу, взятому на уровне фурм. Хотя все построенные на этой диаграмме точки и получены на камерах диаметром 200 и 230 мм, причём часовой расход газа был также неодинаков, тем не менее расположение точек отвечает одному общему закону изменения азота. Этот закон достаточно близко выражается эмпирическим уравнением гиперболы:

$$N_2 = 68 - \frac{l}{0,388 + 0,047l} \%, \quad (9)$$

где l — высота реакционного слоя топлива в мм.

Подставив в формулу (8) значение N_2 , получим, что

$$\mu_0 = \frac{80}{N_2} = \frac{80}{68 - \frac{l}{0,388 + 0,047l}}$$



Фиг. 71. Содержание азота в газе как функция высоты реакционного слоя.

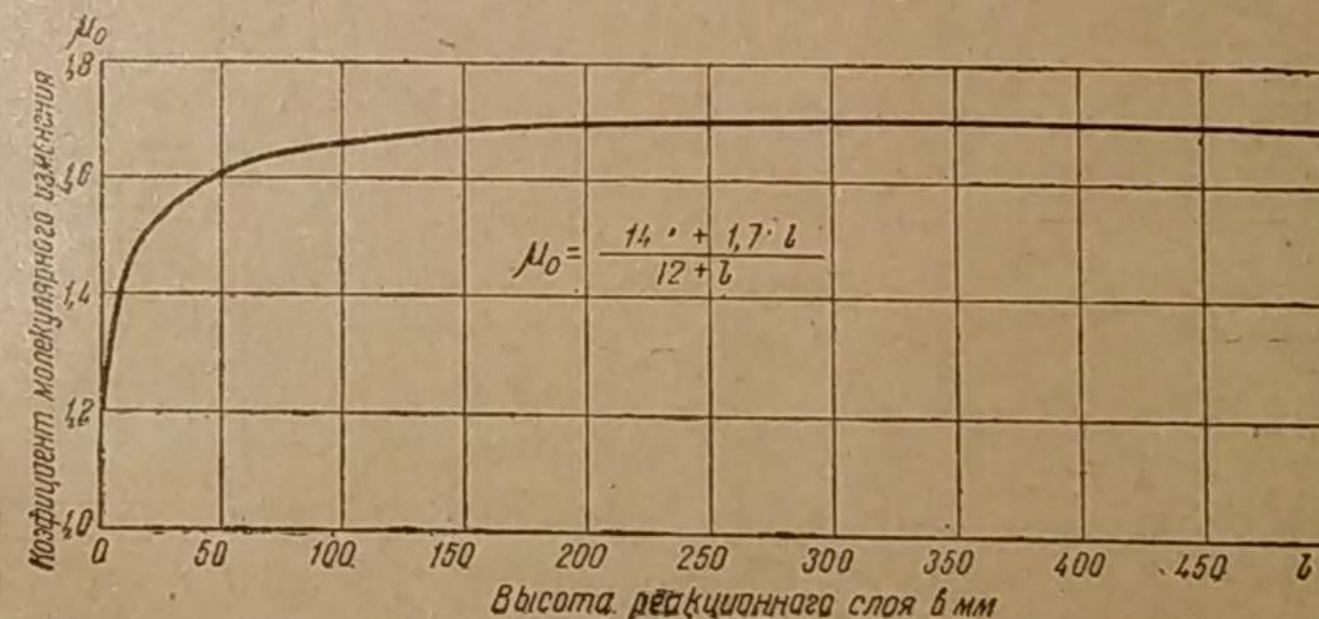
или, окончательно, коэффициент молекулярного изменения равен:

$$\mu_0 \approx \frac{14 + 1,7l}{12 + l}. \quad (10)$$

На уровне фурм, где $l = 0$, он принимает частное значение

$$\mu_0 = \frac{14}{12} = 1,17.$$

Фиг. 72 изображает характер изменения μ_0 в зависимости от высоты реакционного слоя. Эта кривая показывает, что увеличение объёма газа про-



Фиг. 72. Коэффициент молекулярного изменения как функция высоты реакционного слоя.

исходит главным образом вблизи фурм в слое топлива небольшой толщины — порядка 50—70 мм. В дальнейшем приращение объёма заметно ослабевает. Максимальное значение коэффициента молекулярного изменения при газификации древесных чурок равно, примерно, 1,7.

Рассматривая изложенный в этом разделе материал, следует иметь в виду, что закономерности изменений отдельных компонентов генераторного газа

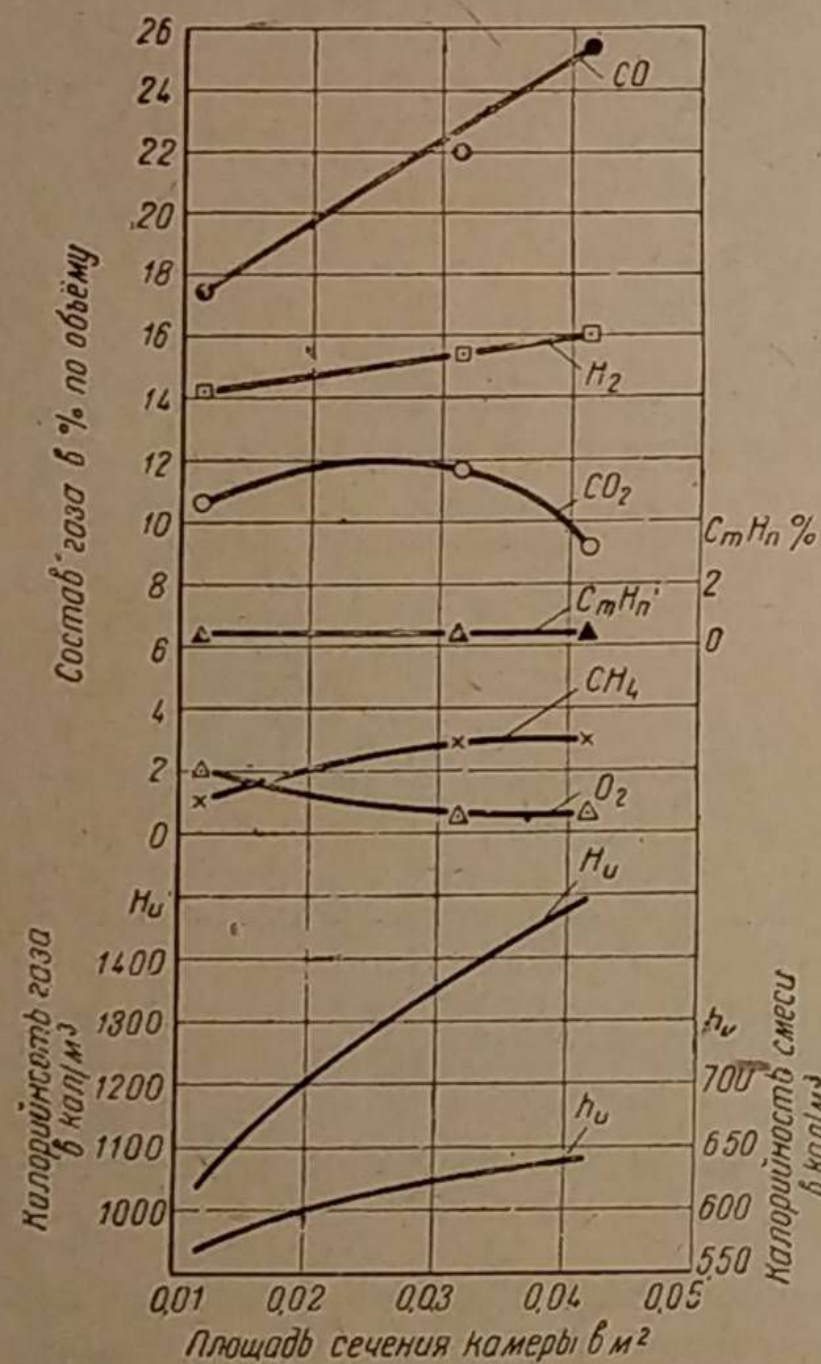
не представляют собой изменений их абсолютных количеств, так как эти компоненты являются относительными величинами, выраженными в процентах от их общей суммы. Так, например, фиг. 71 показывает, что содержание азота (N_2) в газе по мере его удаления от плоскости фурм уменьшается с 68 до 47%. Однако абсолютное количество азота (его вес) остаётся неизменным в потоке газа, движущегося через реакционный слой топлива, так как азот является газом нейтральным и в реакциях газогенераторного процесса не участвует. Далее, на фиг. 67 видно, что процентное содержание в газе углекислоты (CO_2) уменьшается по мере увеличения высоты реакционного слоя топлива. Вес же углекислоты в потоке газа возрастает, так как весовой и объёмный расходы газа по мере его движения в камере увеличиваются.

Чтобы проследить, как изменяется абсолютная величина какого-либо компонента генераторного газа под влиянием определённого фактора, нужно объёмные содержания данного компонента умножить на соответствующие значения коэффициента μ_0 молекулярного изменения при газификации.

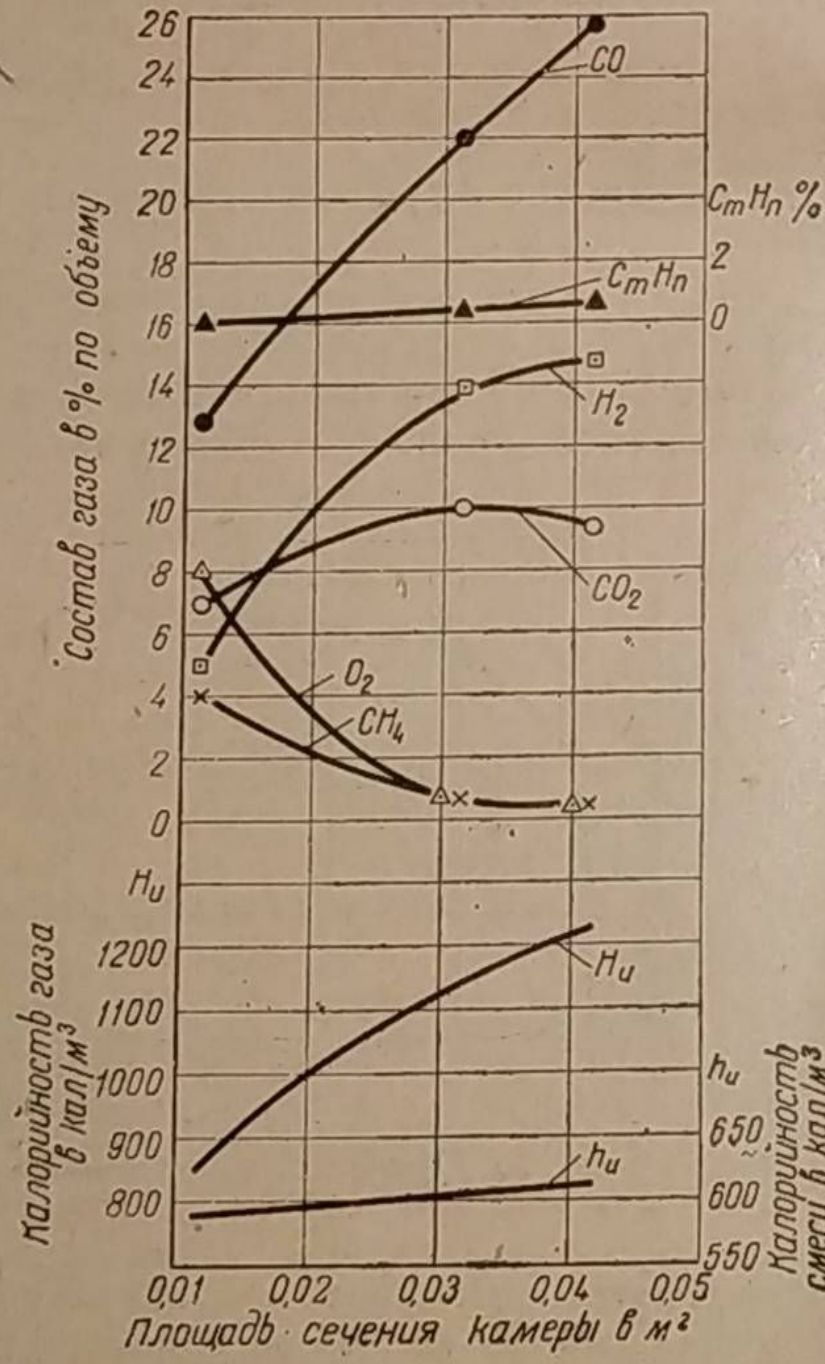
Динамика изменения состава газа (в процентах по объёму) интересна тем, что она, помимо качества газа, характеризует ещё направление и скорость химических реакций.

в) Влияние диаметра камеры

Диаметр камеры газификации по фурменному поясу является одним из главных параметров газогенератора. От него зависят напряжённость



Фиг. 73. Состав газа как функция площади поперечного сечения камеры; высота реакционного слоя 305 мм, расход рабочей смеси $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$, расход чурок $G_T = 18 \text{ кг}/\text{час}$.



Фиг. 74. Состав газа как функция площади поперечного сечения камеры; высота реакционного слоя 125 мм, расход рабочей смеси $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$, расход чурок $G_T = 18 \text{ кг}/\text{час}$.

горения и смолосодержание в газе. Кроме того, диаметр камеры в значительной степени влияет и на качество газа.

Если оценку роли диаметра камеры любой конструкции делать, ориентируясь на изложенную выше теорию скоростной газификации, то легко прийти к неверным выводам. Так, например, следовало бы считать, что качество газа при уменьшении диаметра камеры не будет ухудшаться, поскольку при этом скорость газового потока в реакционном слое увеличивается. Однако результаты наших опытов, проведённых с экспериментальным газогенератором, имеющим фурменный подвод воздуха, вынуждают сделать прямо противоположный вывод.

На фиг. 73 и 74 приведены зависимости отдельных компонентов генераторного газа от площади поперечного сечения камеры. Эти данные получены в камерах с диаметрами 120, 200 и 230 мм при расходе рабочей смеси порядка $90 \text{ м}^3/\text{час}$ или газа $40 \text{ м}^3/\text{час}$. Фиг. 73 характеризует процесс газификации в реакционном слое высотой 305 мм, а фиг. 74 — высотой 125 мм.

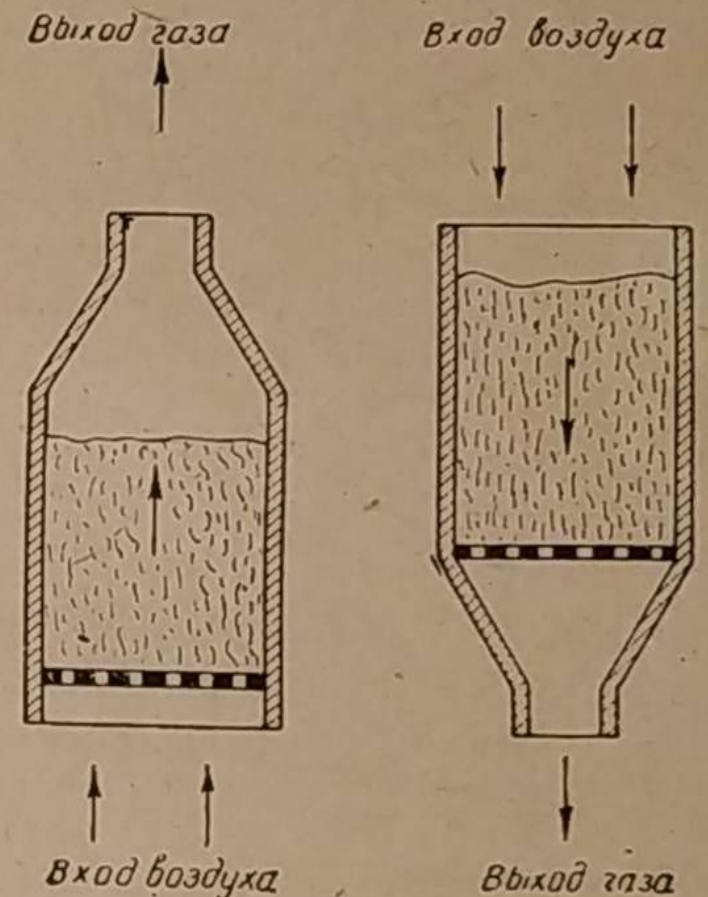
На обеих диаграммах видно, что по мере увеличения диаметра камеры от 120 до 230 мм происходит закономерное улучшение качества газа, которое выражается главным образом ростом содержания в нём CO и H_2 и, следовательно, увеличением его калорийности. Аналогичное изменение наблюдалось и с мощностью двигателя, которая во всех случаях возрастала при увеличении диаметра камеры.

Условная скорость холодного воздуха по свободному сечению камеры в этих опытах достигала $0,55 \text{ м}/\text{сек}$ и, следовательно, представляла величину, при которой уже должна иметь место скоростная газификация.

Причины такого на первый взгляд кажущегося противоречия с теорией скоростной газификации кроются в следующем. Понижение скорости в камере не имеет в данном случае решающего влияния на ход процесса ввиду того, что он, как было доказано выше, в основном завершается в фурменном поясе.

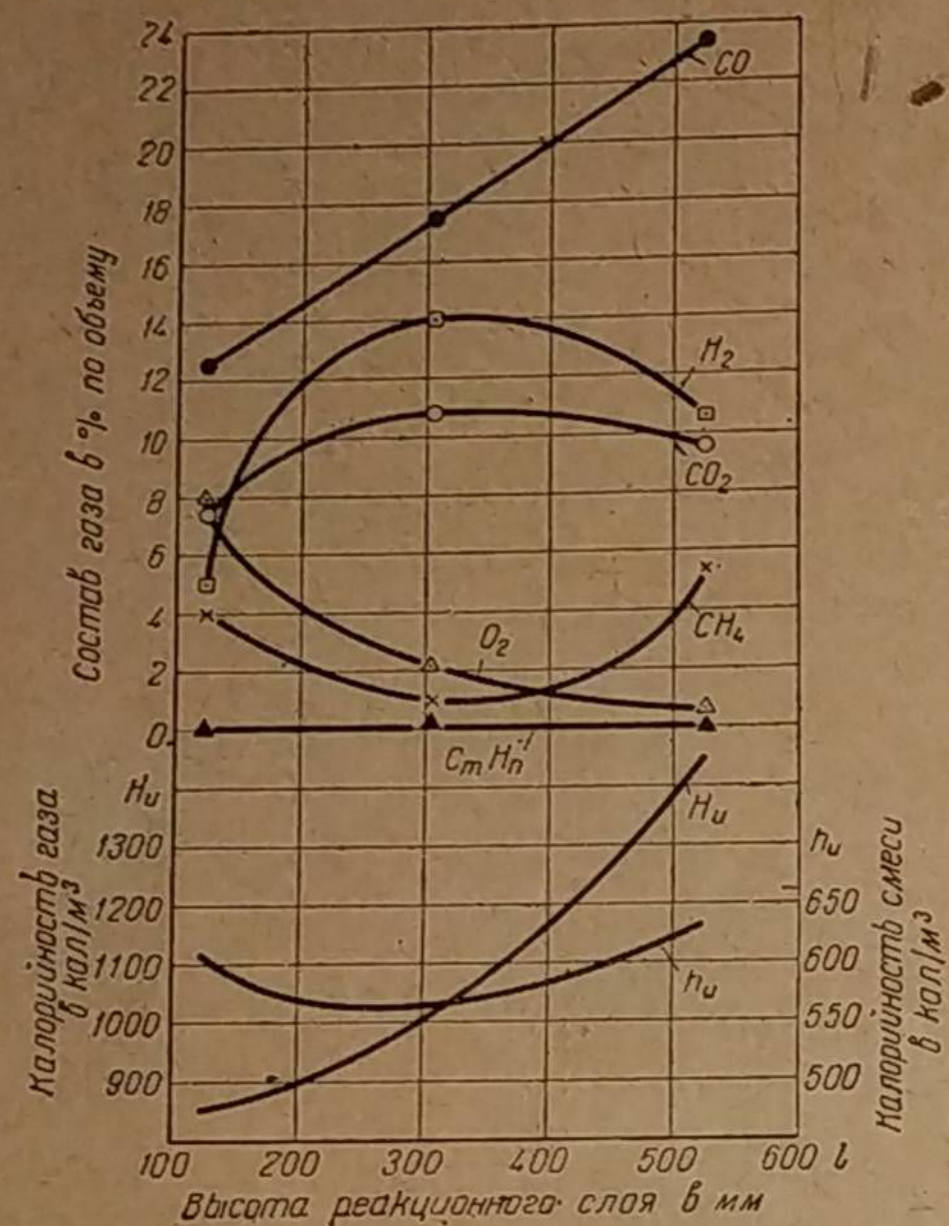
Если поступление в камеру воздуха через фурмы с высокой скоростью, порядка $30-40 \text{ м}/\text{сек}$, заменить конструкцией, в которой воздух подводится снизу через колосниковую решётку (фиг. 75, слева), или применить способ, где воздух сверху свободно входит в слой топлива (фиг. 75, справа), как это было в опытах Гродзовского и Чуханова, то в этих случаях процесс первичного образования CO зависел бы от условной скорости v_y воздуха в слое топлива. Скорость v_y при этом должна была быть не ниже $0,4-0,5 \text{ м}/\text{сек}$ даже при работе двигателя вхолостую, чтобы получить газ надлежащего состава при незначительной высоте реакционного слоя. Эксплуатация такого газогенератора на автомобиле или тракторе оказалась бы неприемлемой, так как при переходе на максимальный отбор газа скорость в камере возросла бы ещё значительно, вызвав недопустимо большое сопротивление газогенератора и неудовлетворительное наполнение двигателя рабочей смесью. Поэтому при работе с двигателем газогенератор должен иметь фурменный подвод воздуха, при котором скорость газового потока в камере незначительна и гидравлическое сопротивление реакционного слоя мало.

Почему улучшается качество газа при увеличении диаметра камеры?



Фиг. 75. Способы подвода воздуха в камеры газификации.

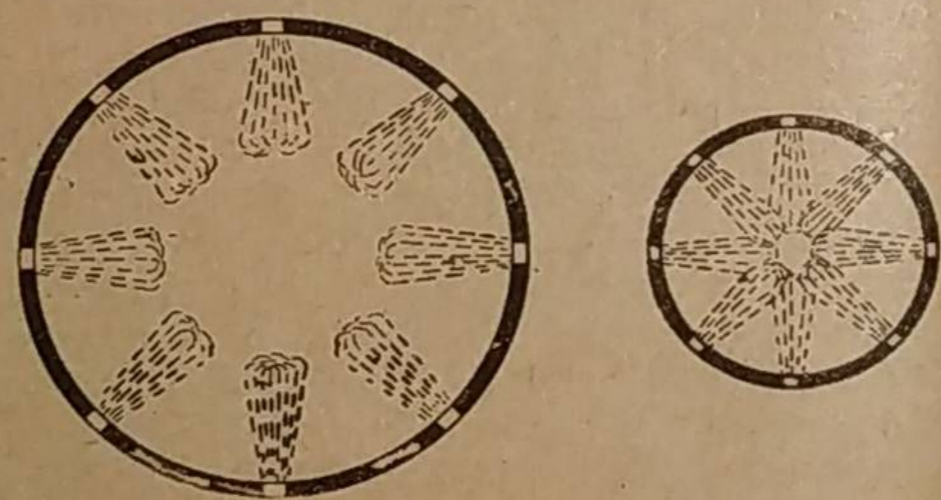
Процесс газификации завершается в фурменном поясе—зоне наивысшей температуры — в том случае, если кислород воздуха реагирует с топливом



Фиг. 76. Состав газа как функция высоты реакционного слоя при диаметре камеры 120 мм.

торного процесса в ряде случаев: а) при испытании древесночурочного газогенератора без подогрева бункера; б) у древесночурочного газогенератора с центральным подводом воздуха; в) при газификации соломенных брикетов; г) в описываемых ниже опытах при работе с камерой диаметром всего лишь 120 мм.

В последнем случае процесс не успевал заканчиваться в фурменном поясе. Доказательством этого служат кривые содержания кислорода в газе (фиг. 74 и 76). Здесь даже на расстоянии 125 мм от уровня фурм было отмечено содержание кислорода до 8%, который не успевал прореагировать с топливом. Напомним, что в противоположность этому, у камер большего диаметра кислород не превышает 0,9% в плоскости фурм (см. табл. 9).



Зона насыщения кислородом

Фиг. 77. Влияние диаметра фурменного пояса на степень насыщения сечением камеры.

Другой причиной, способствующей улучшению качества газа при увеличении диаметра камеры, является меньшая насыщенность кислородом цен-

тральной зоны камеры в плоскости фурм. Действительно, чем больше диаметр камеры, тем труднее воздуху, выходящему из фурм, проникнуть к центру через промежутки, которые имеются в слое топлива. На фиг. 77 это показано схематически, при условии, что скорости в обоих случаях одинаковы. Поэтому при большем диаметре горючие газы сухой перегонки, поступающие из бун-

кера, в меньшей части сгорают в камере и в большей части переходят в газ, выходящий из газогенератора. Приведенные выше данные о химическом составе газа представлены на фиг. 78 в зависимости от напряженности горения и условной скорости воздуха по свободному сечению камеры для постоянного расхода газа. Кривые показывают, что состав газа улучшается по мере уменьшения напряженности горения или скорости воздуха в камере.

г) Влияние расхода газа

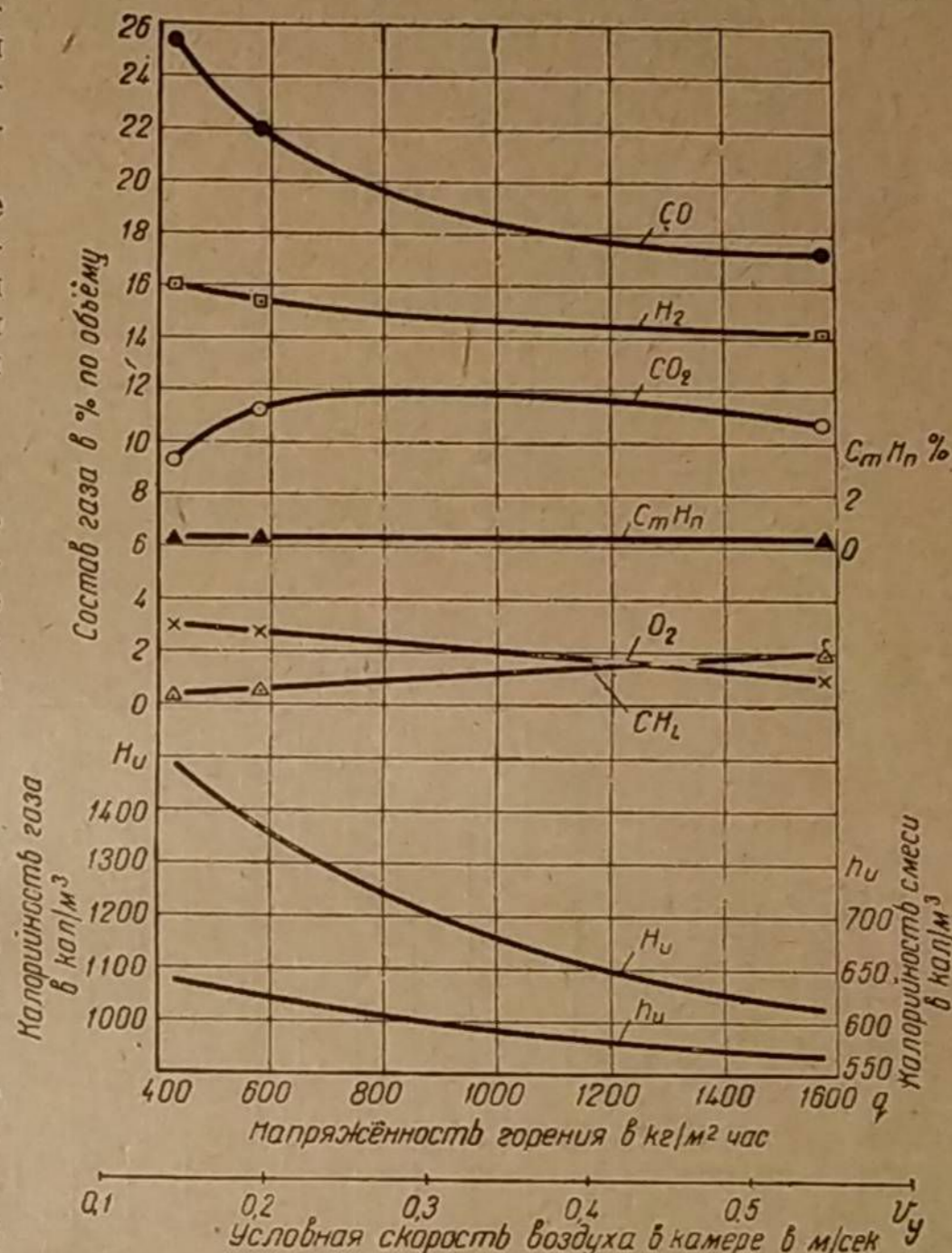
Многочисленные опыты с битуминозным топливом говорят о том, что при увеличении расхода газа качество его улучшается. Действительно, повышенный расход газа вызывает более высокий расход топлива и, следовательно, большее выделение тепла в газогенераторе. Потери же тепла, связанные с его отводом в окружающую среду, возрастают медленнее. Это приводит к повышению температуры во всех точках газогенератора, а также и температуры выходящего газа.

Повышение температуры в бункере интенсифицирует образование высококалорийного швельгаза. С другой стороны, рост температуры в камере должен способствовать увеличению отношения $\frac{CO}{CO_2}$ в основном газогенераторном процессе. Оба эти обстоятельства способствуют повышению калорийности газа и рабочей смеси.

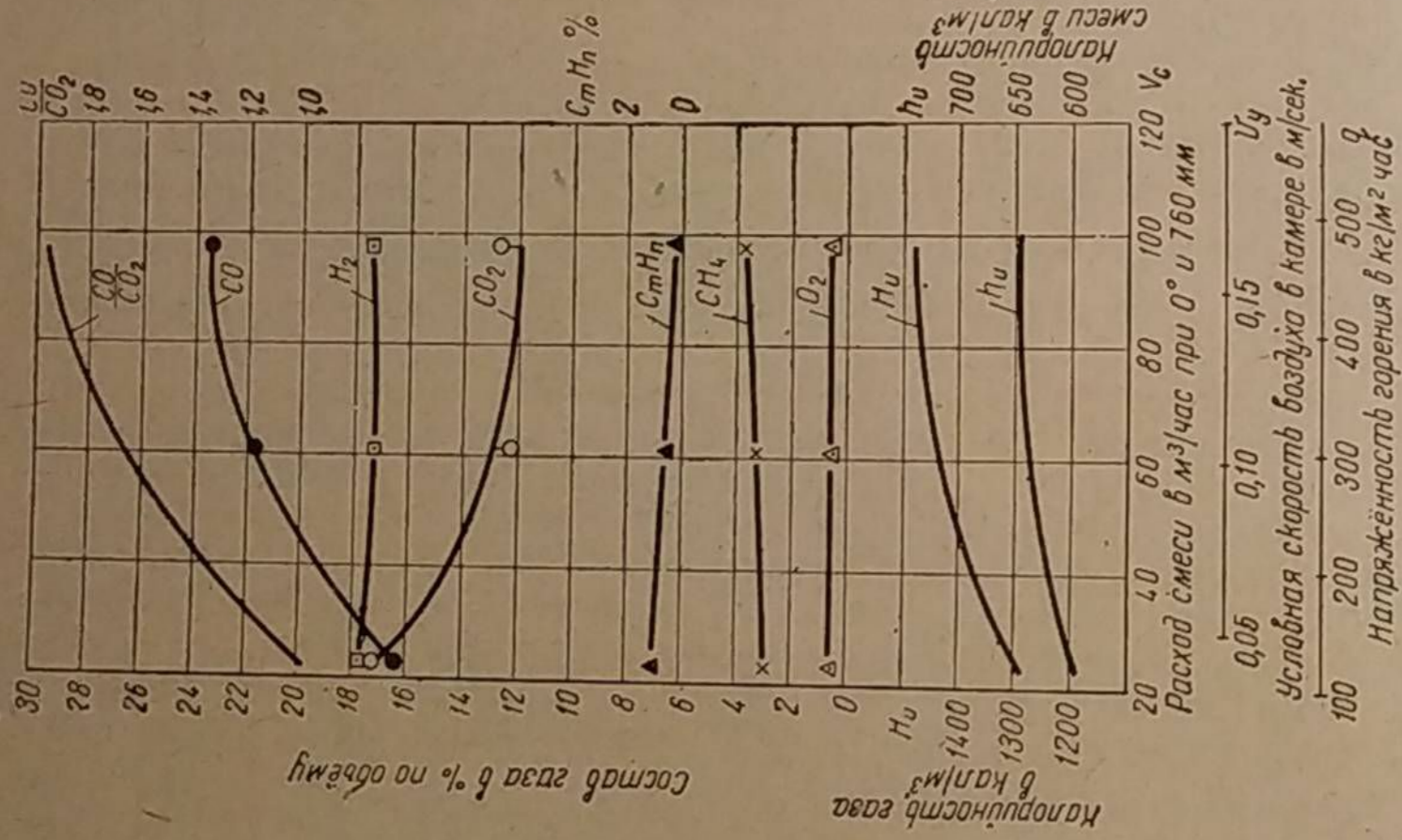
На фиг. 79 и 80 показаны изменения компонентов генераторного газа в зависимости от расхода смеси, отсасываемой двигателем, который пропорционален расходу газа. Фиг. 79 соответствует высоте реакционного слоя 305 мм у камеры диаметром 230 мм, а на фиг. 80 приведены данные для случая с дополнительной засыпкой угля вокруг той же камеры. Как видно из диаграмм, дополнительная засыпка угля не вносит существенного различия в закономерность изменения компонентов генераторного газа.

На обеих диаграммах по мере увеличения расхода рабочей смеси: 1) содержание окиси углерода CO заметно возрастает,

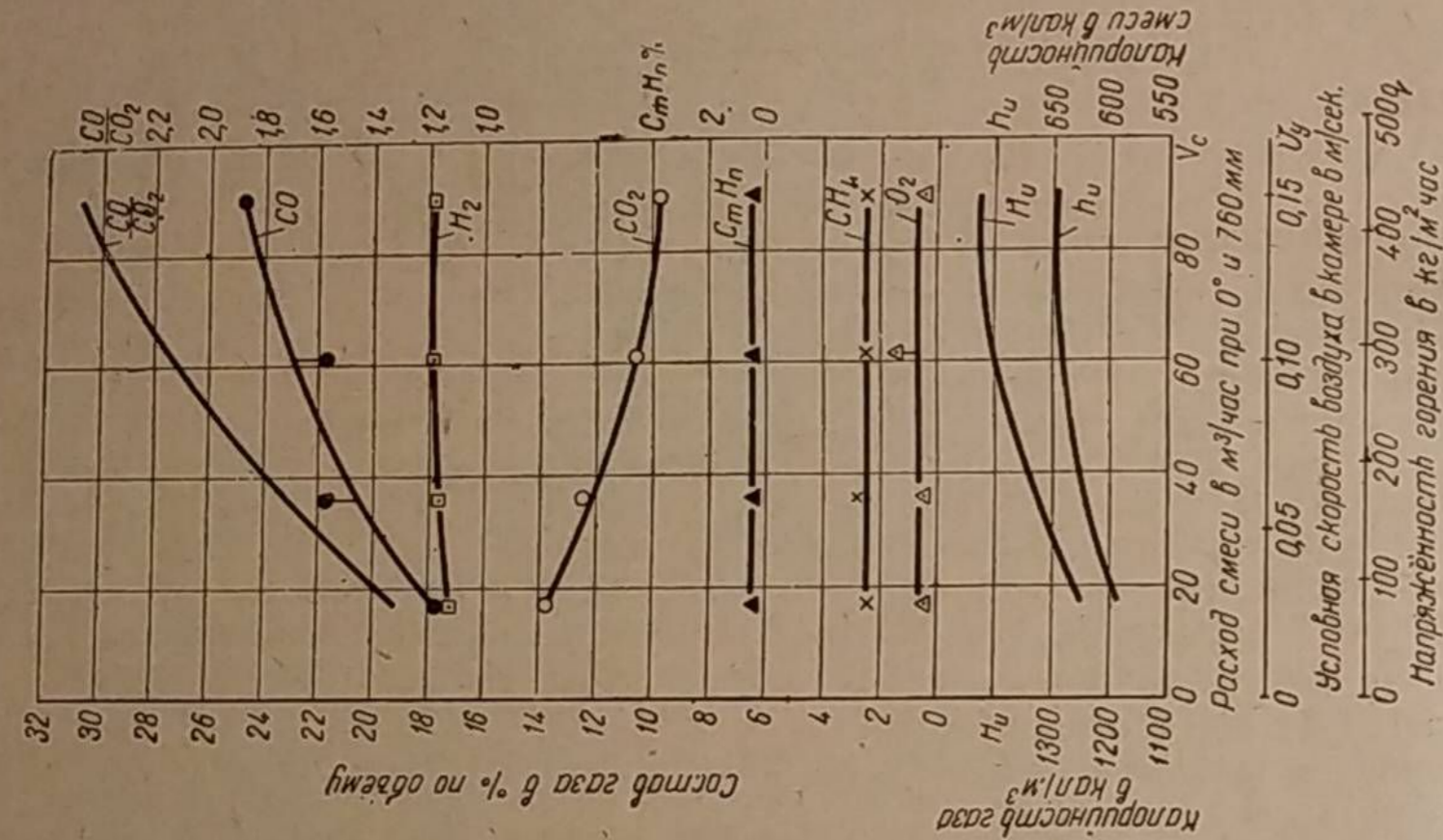
2) содержание окиси углерода CO заметно возрастает,



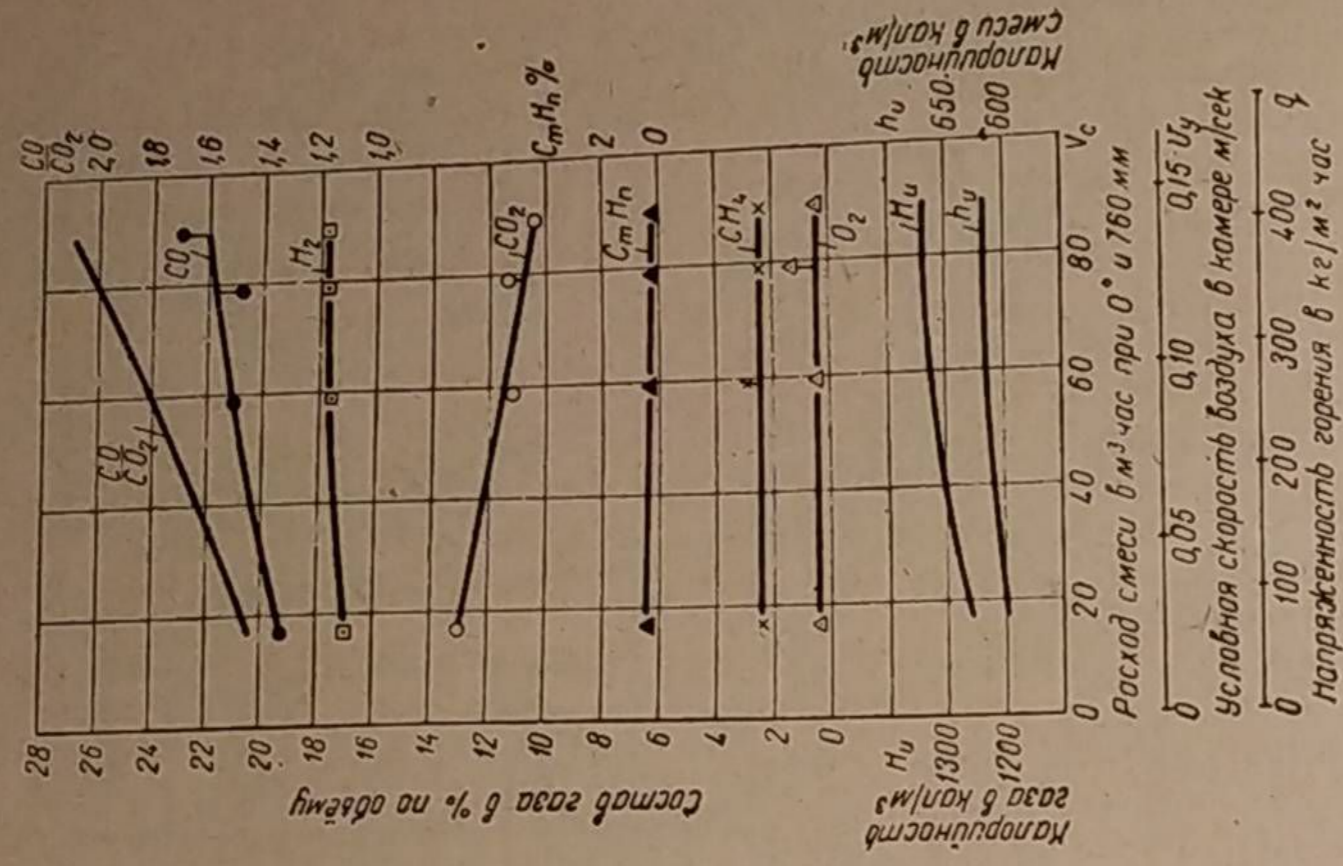
Фиг. 78. Состав газа как функция напряженности горения при постоянном расходе рабочей смеси $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$; высота реакционного слоя 305 мм.



Фиг. 79. Состав газа как функция расхода смеси и напряжённости горения в камере диаметром 230 мм; высота реакционного слоя 305 мм.



Фиг. 80. Состав газа как функция расхода смеси и напряжённости горения в камере диаметром 230 мм с дополнительной засыпкой угля.



Фиг. 81. Состав газа как функция расхода смеси и напряжённости горения в камере диаметром 230 мм; высота реакционного слоя 35 мм.

- 2) содержание углекислоты CO_2 уменьшается,
- 3) содержание водорода H_2 и других составляющих остаётся без изменения,
- 4) теплотворная способность газа и рабочей смеси возрастает.

Отношение $\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}$ на обеих диаграммах увеличивается вдвое для предельных расходов смеси от холостого хода при $n = 750 \text{ об/мин}$ до полной нагрузки при $n = 1500 \text{ об/мин}$.

Напряжённость горения и условная скорость воздуха в какой-либо камере прямо пропорциональны расходу газа или расходу рабочей смеси, так как расходы топлива и воздуха пропорциональны расходу газа. Поэтому на диаграммах по оси абсцисс нанесены деления напряжённости горения и условной скорости воздуха, отнесённой к свободному сечению в камере при 0° .

Сравнивая эти кривые калорийности газа и рабочей смеси с данными, представленными на фиг. 78, видим, что калорийность может изменяться в зависимости от напряжённости горения и скорости газа в камере по-разному: либо возрастать, как в первом случае, либо уменьшаться. Всё зависит от того, что является причиной изменения напряжённости горения — расход газа или диаметр камеры.

Фиг. 81 изображает аналогичное изменение состава газа, но при ничтожно малой высоте реакционного слоя, равной 35 мм. Здесь отношение $\frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}$ также возрастает, но в значительно меньшей степени. Остальные величины тоже в менее выраженной форме сохраняют прежнюю закономерность своего изменения. Поэтому увеличение расхода газа уже не способствует такому росту калорийности газа и рабочей смеси, как это наблюдалось с высотой реакционного слоя в 305 мм.

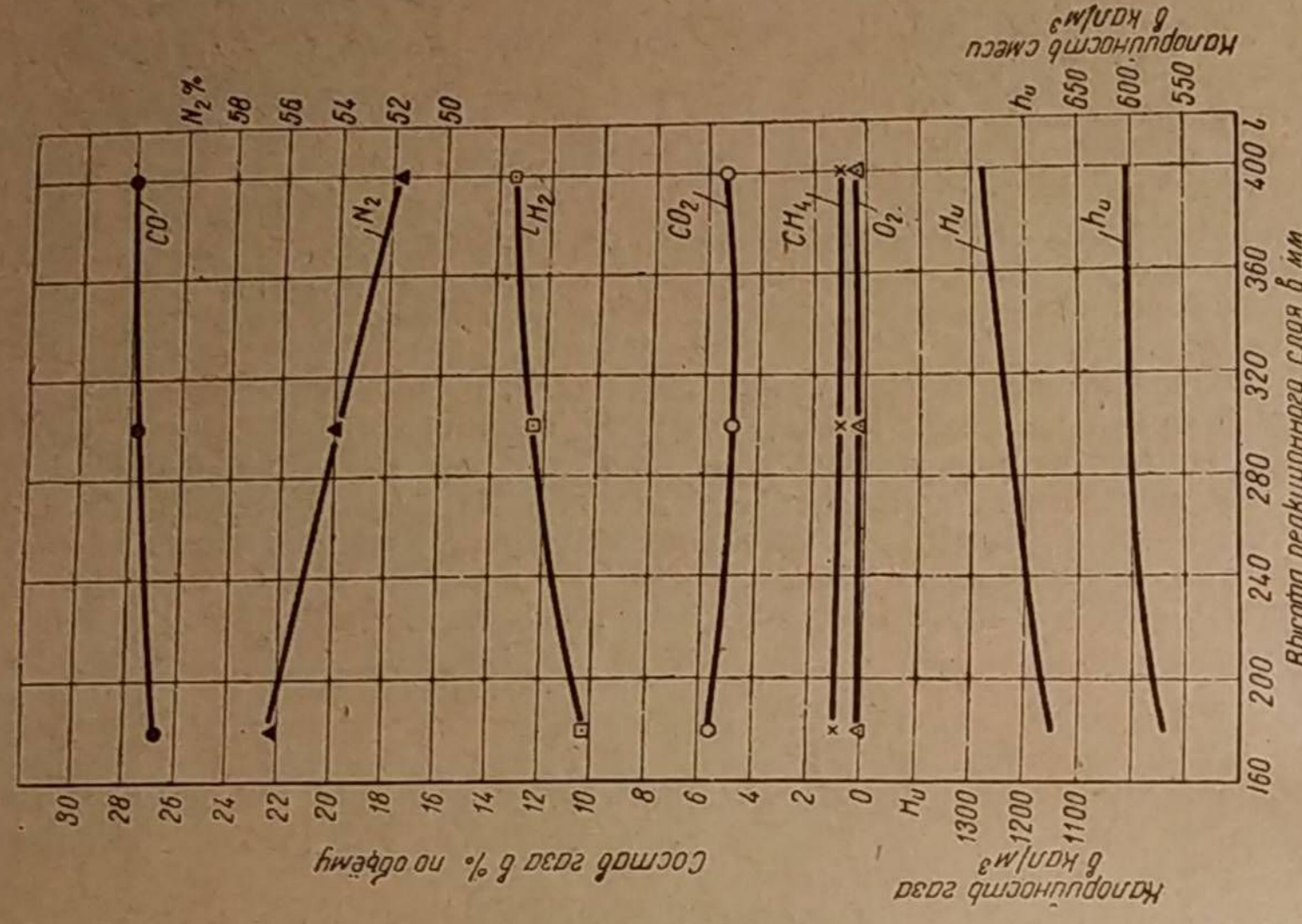
Последняя диаграмма интересна тем, что она характеризует генераторный газ, полученный при весьма малой высоте реакционного слоя, которая всё же была достаточной для работы двигателя под нагрузкой. Сказанное возвращает нас к основной мысли этой главы о том, что существующие ныне транспортные газогенераторы с фурменным подводом воздуха действуют по принципу высокоскоростной газификации с первичным образованием CO и в основном без восстановительных реакций. Поэтому создание какого-либо специального высокоскоростного газогенератора представляет собой задачу, уже решённую практически путём.

3. Химический состав газа при прямом процессе горения

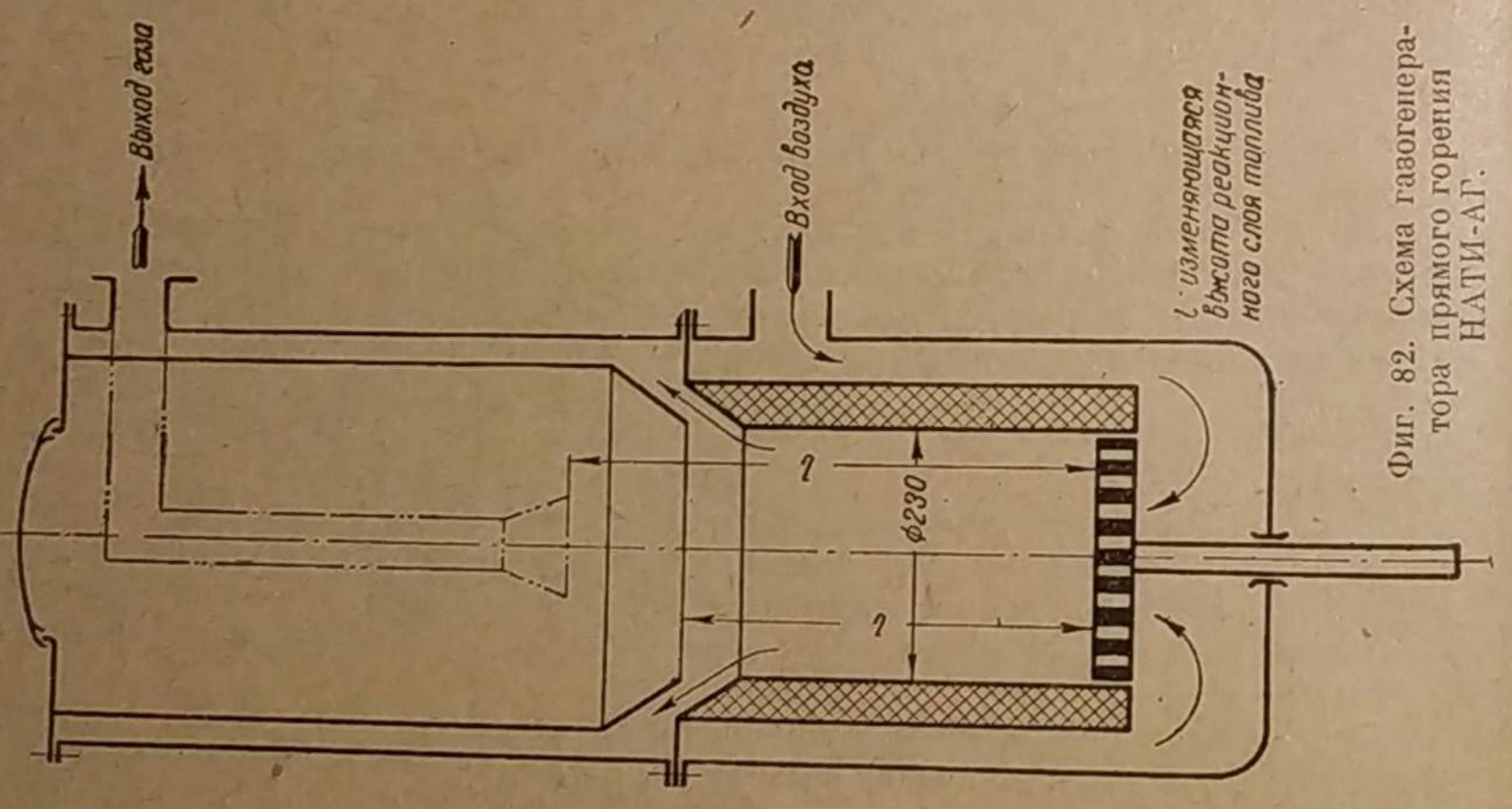
Выше было рассмотрено влияние размеров камеры газификации и других факторов на химический состав генераторного газа применительно к опрокинутому процессу горения. Чтобы углубить представление о химизме газогенераторного процесса в транспортных конструкциях, рассмотрим опытный материал, касающийся прямого процесса горения, полученный в НАТИ инж. Г. Г. Токаревым на газогенераторе НАТИ-АГ, схема которого дана на фиг. 82.

Прямой процесс горения применяется для небитуминозных (высокоуглеродистых) шлакующих топлив в том случае, когда топливо обладает низкой реакционной способностью, вынуждающей иметь большую высоту реакционного слоя, и когда содержание летучих в топливе не превышает 6—8%.

При прямом процессе горения воздух подводится снизу либо через колосниковую решётку, как показано на фиг. 82, либо по периферии специальной вращающейся плиты, снабжённой радиальными рёбрами. В обоих случаях скорость подвода воздуха мала, и поэтому время контакта газовых масс с углеродом топлива приобретает здесь преобладающее значение.



Фиг. 83. Состав газа как функция высоты реакционного слоя; газогенератор прямого горения НАТИ-АГ, двигатель ГАЗ-42, $n = 1300$ об/мин, топливо — антрацит.



Фиг. 82. Схема газогенератора прямого горения НАТИ-АГ.

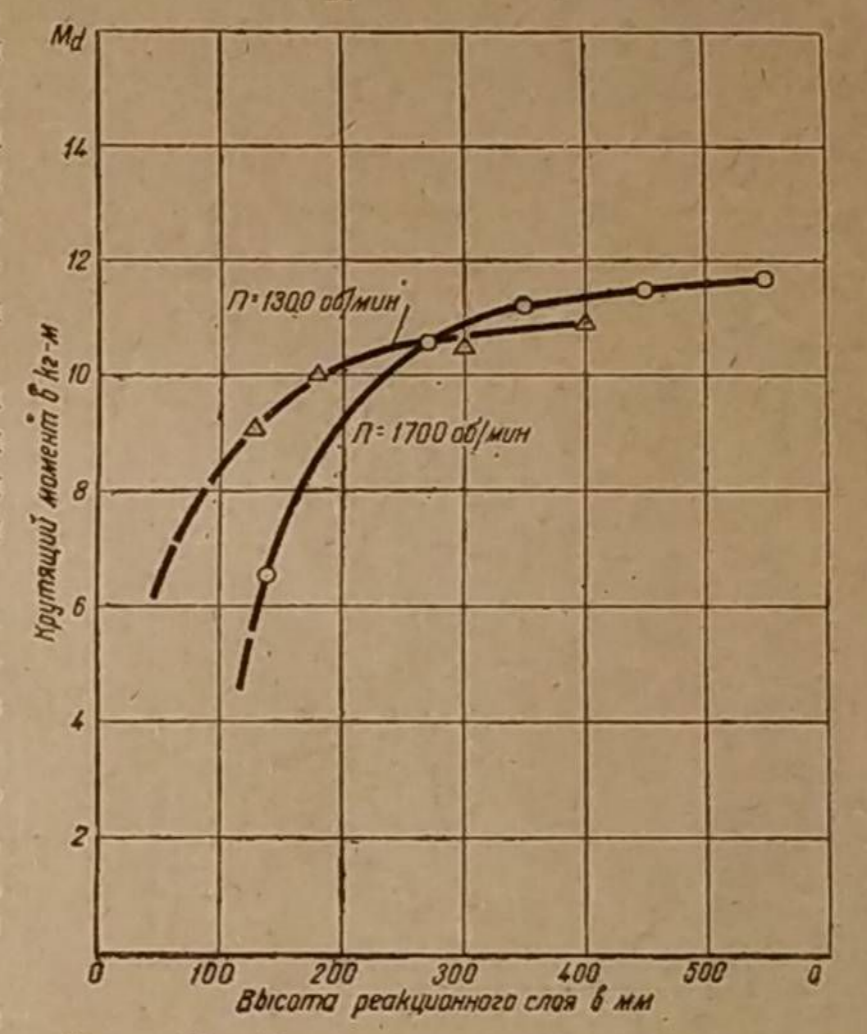
Поэтому же влияние высоты реакционного слоя топлива на качество газа тут более ощутимо, нежели в газогенераторе, где воздух подводится через фурмы с высокой скоростью.

Согласно фиг. 83 при работе на антраците по мере уменьшения высоты реакционного слоя (путём перемещения колосниковой решётки или центральной трубы, отсасывающей газ) химический состав газа ухудшается за счёт уменьшения содержания окиси углерода CO и, главным образом, благодаря снижению содержания водорода H₂. Наряду с этим наблюдается равномерный прирост азота. Указанные изменения в составе газа приводят к падению теплотворной способности генераторного газа H_u и газовой смеси h_u , а следовательно, и к снижению крутящего момента двигателя (фиг. 84). Чем выше число оборотов, тем резче по мере уменьшения высоты реакционного слоя снижается крутящийся момент. Это понятно, так как при одной и той же высоте слоя время контакта газа с топливом становится меньше при более высоком числе оборотов. Таким образом, чем больше расход газа, тем больше должна быть высота реакционного слоя, если диаметр камеры сохраняется без изменения.

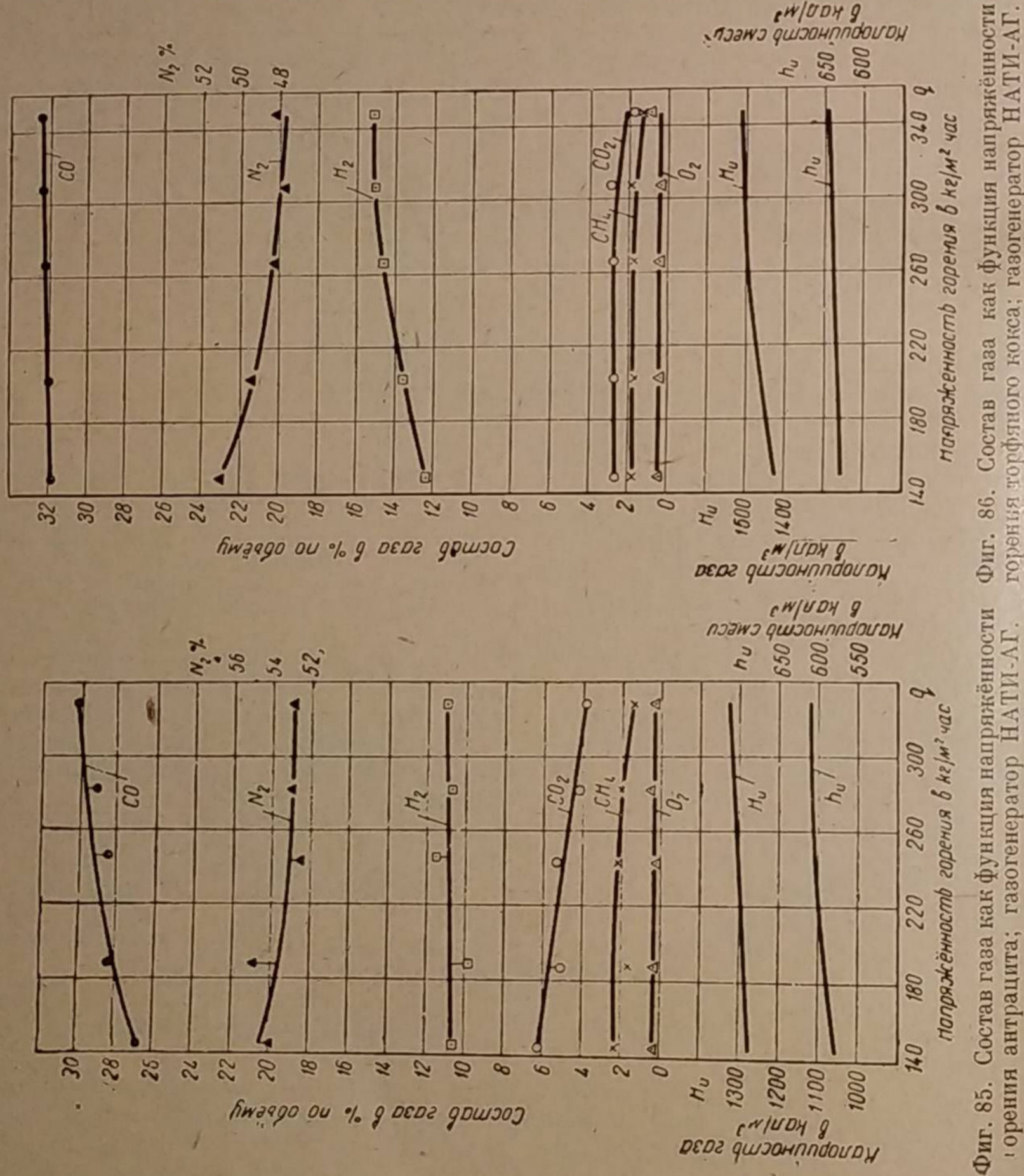
Несмотря на некоторый выигрыш в мощности, получаемый даже при значительном увеличении высоты реакционного слоя, последняя при работе на антраците, имеющем размер зёрен от 8 до 13 мм, не должна превышать 400—500 мм. В противном случае антрацит, находясь в камере, превращается в высокотемпературный кокс и приобретает особую низкую реакционную способность. По этой же причине газогенератор, работающий на антраците, не должен иметь подогрева бункера.

Увеличение расхода газа, так же как и при фурменном подводе воздуха, способствует улучшению химического состава газа. Причиной этого является, как указывалось выше, повышение температуры реакционного слоя. Опыты проводились при работе на антраците (фиг. 85) и на торфяном коксе (фиг. 86), причём все результаты обработаны относительно напряжённости горения, которая увеличивалась по мере повышения расхода газа. Высота реакционного слоя составляла 400 мм. Газификация производилась с подачей пара в количестве 40% от веса расходуемого антрацита и 35% от веса торфяного кокса.

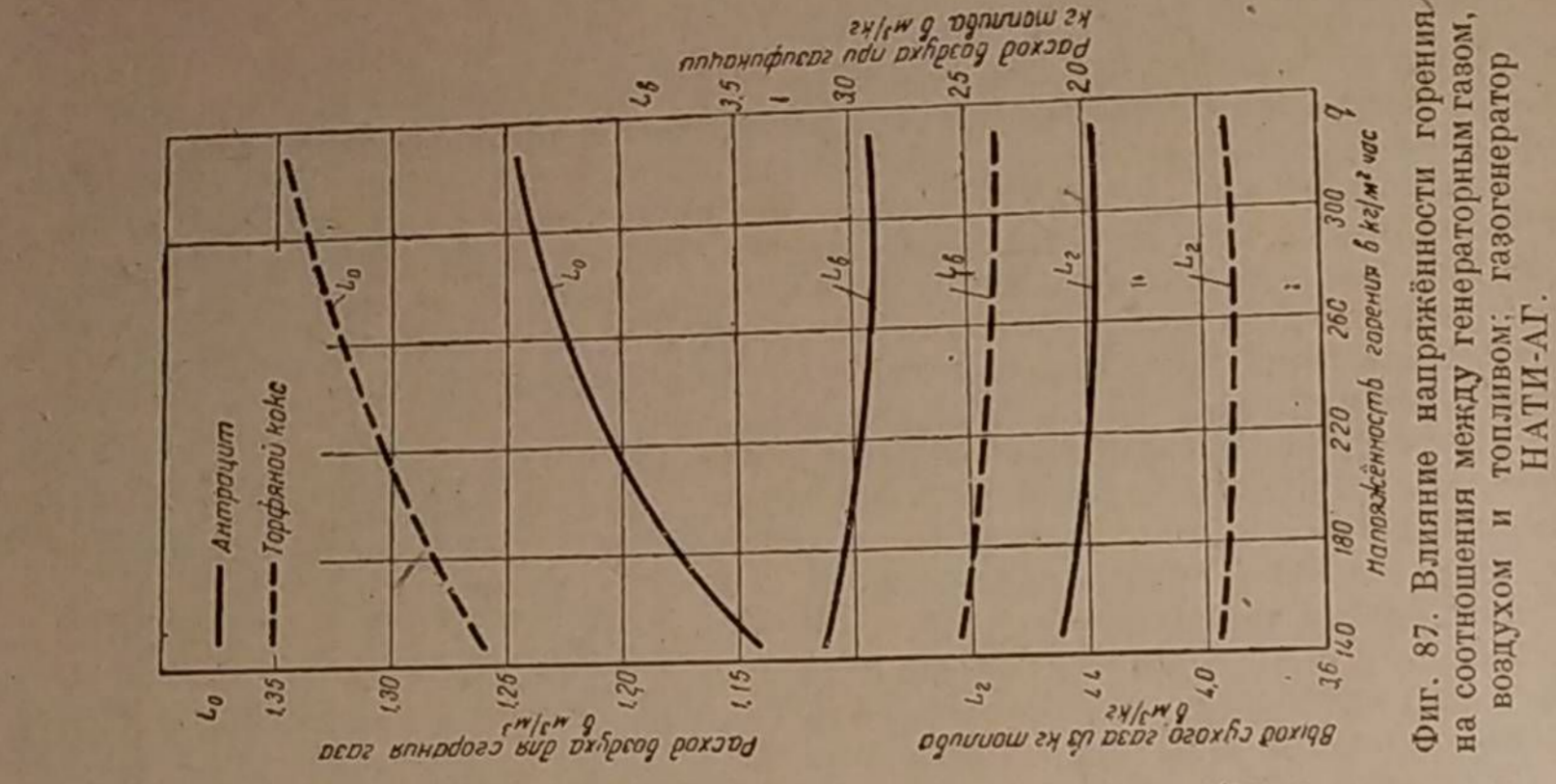
- При увеличении напряжённости горения за счёт повышения расхода газа наблюдаются следующие явления:
- 1) значительный рост содержания водорода H₂ при торфяном коксе и рост окиси углерода CO — при антраците;
 - 2) ощутимое снижение содержания азота и, следовательно, воздуха (L_B), расходуемого при газификации 1 кг топлива (см. фиг. 87);
 - 3) непрекращающийся рост теплотворной способности газа и увеличение количества воздуха (L_0) теоретически необходимого для сгорания газа в двигателе (см. фиг. 87);
 - 4) рост теплотворной способности рабочей смеси, достигающей максимального значения при напряжённости горения 260—300 кг/м³ час.



Фиг. 84. Влияние высоты реакционного слоя на крутящий момент двигателя ГАЗ-42; газогенератор прямого горения НАТИ-АГ, топливо — антрацит.



Фиг. 85. Состав газа как функция напряжённости горения антрацита; газогенератор НАТИ-АГ. Фиг. 86. Состав газа как функция напряжённости горения торфяного кокса; газогенератор НАТИ-АГ.



Фиг. 87. Влияние напряжённости горения на соотношения между генераторным газом, воздухом и топливом; газогенератор НАТИ-АГ.

С другой стороны, установлено, что при увеличении напряжённости горения, благодаря повышению скорости газовых масс, возрастает сопротивление реакционного слоя, которое снижает коэффициент наполнения двигателя. Кроме того, увеличение напряжённости горения ускоряет зашлаковывание камеры, поскольку площадь колосниковой решётки при этом уменьшается. С учётом всех этих обстоятельств в НАТИ принята для антрацита следующая наиболее целесообразная напряжённость горения: при цилиндрической камере газификации — до 350 кг/м² час и при конической камере — до 450 кг/м² час.

Сорт топлива и, в частности, его реакционная способность существенно влияют на химизм газогенераторного процесса, качество газа и мощность двигателя. В таблице 10 приведены некоторые показатели, характеризующие процесс газификации антрацита и торфяного кокса в газогенераторе НАТИ-АГ прямого горения и мощность двигателя ГАЗ-42 при $n=2200$ об/мин. Согласно данным этой таблицы, торфяной кокс имеет явное преимущество над антрацитом.

Таблица 10

Показатели генераторного газа из антрацита и из торфяного кокса

Сорт топлива	Напряжённость горения кг/м ² час	CO ₂	CO	H ₂	H _u кал/м ³	h _u кал/м ³	N _e л. с.
Антрацит	330	3,9	30,2	11,0	1 325	608	29
Торфяной кокс	348	1,8	32,5	15,2	1 520	646	33

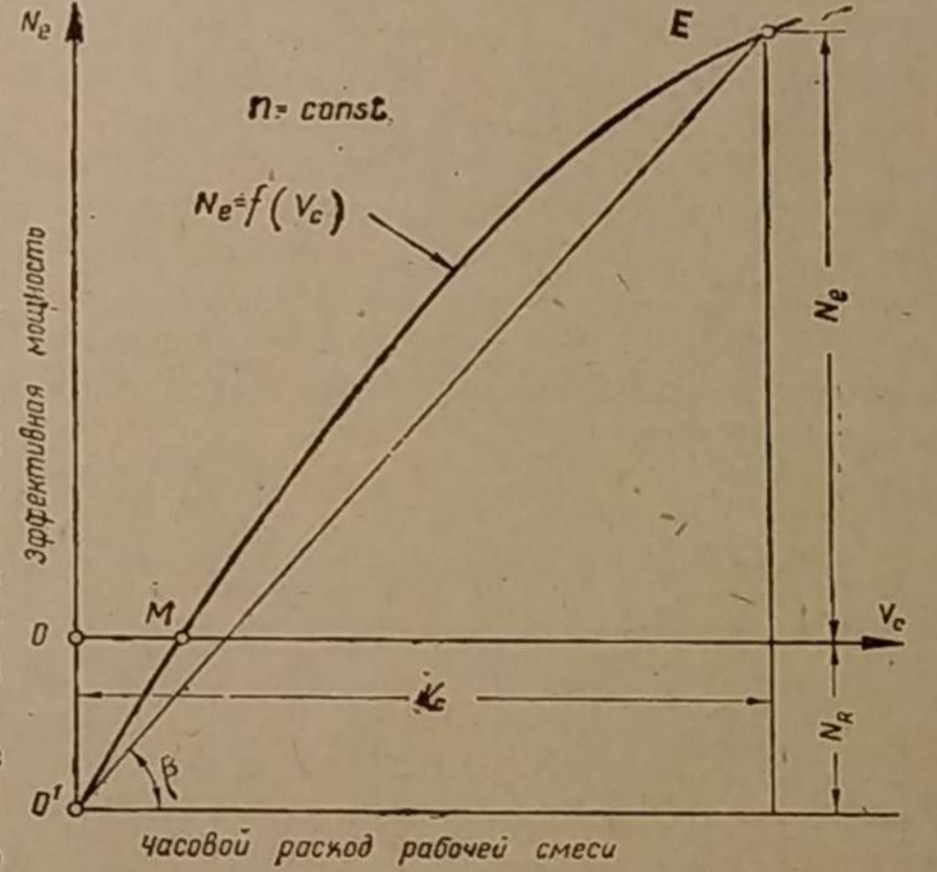
II. ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ КАМЕРЫ ГАЗИФИКАЦИИ НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Одной из наиболее существенных задач, не разрешённых до сего времени в транспортных газогенераторах, является задача о наиболее выгоднейшем соотношении между размерами камеры газификации и мощностью двигателя, для которого предназначен данный газогенератор. Решение такой задачи сопряжено с рядом трудностей, которые возникают в процессе как экспериментального, так и аналитического изучения этого вопроса.

При газификации битуминозного топлива в основном требуется соблюдение двух следующих условий:

- 1) достижение наибольшей мощности двигателя, а следовательно, наилучшего качества газа при незначительном сопротивлении реакционного слоя топлива в камере газификации;
- 2) содержание смолы в газе, поступающем в двигатель, не должно превышать допустимую норму (около 0,4 г/м газа).

Чтобы несколько осветить вопрос о влиянии размеров камеры газификации на эффективную мощность двигателя, приведём некоторый опытный



Фиг. 88. Эффективная мощность при дросселировании как функция расхода рабочей смеси.

материал, полученный автором при изучении рабочего процесса в экспериментальном газогенераторе (см. фиг. 64). Газогенератор имел переменную высоту реакционного слоя топлива и набор цилиндрических камер газификации трёх различных диаметров: 120, 200 и 230 мм. Высота слоя изменялась путём перемещения колосниковой решётки.

Генераторный газ содержит в единице своего объёма запас химической энергии, обусловленный, с одной стороны, интенсивностью швельпроцесса, протекающего в бункере без доступа воздуха, и с другой, — собственно газогенераторным процессом, происходящим в камере при воздействии кислорода воздуха. Поэтому конфигурация камеры при работе на битуминозных топливах не является единственным фактором, определяющим качество генераторного газа. В этом, главным образом, и состоит трудность выделить собственное влияние конструктивных параметров камеры на ход газогенераторного процесса и качество производимого газа, когда речь идёт не об угле (коксе), а о битуминозном топливе, содержащем летучие.

1. Влияние расхода рабочей смеси

Рассмотрим метод, при помощи которого за мерами эффективной мощности на стенде удаётся оценить качество рабочей смеси, поступающей в двигатель.

Индикаторную мощность двигателя, работающего на генераторном газе, можно представить следующей формулой.

$$N_i = N_e + N_R = \frac{\eta_i h_u V_c}{632,3} \text{ л. с.}, \quad (11)$$

где η_i — индикаторный коэффициент полезного действия,
 h_u — низшая теплотворная способность рабочей смеси в кал/м³,
 V_c — часовой расход рабочей смеси в м³/час,
 N_e — эффективная мощность двигателя в л. с.;
 N_R — мощность трения в л. с.;
 632,3 — тепло в калориях, эквивалентное работе 1 л. с. в течение часа.

На фиг. 88 представлена произвольно взятая кривая $N_e = f(V_c)$ эффективной мощности двигателя как функция расхода смеси при условии, что число оборотов вала постоянно.

Следовательно, это изменение мощности достигается путём различного дросселирования. По мере уменьшения расхода смеси V_c эффективная мощность N_e уменьшается и в точке M холостого хода равна нулю. Сама же кривая $N_e = f(V_c)$ должна идти в точку O' , лежащую ниже оси абсцисс на величину мощности трения N_R , которая обычно не зависит от нагрузки. Поэтому, соединив прямой какую-либо точку E на кривой $O'ME$ с точкой O' , получим, что

$$N_e + N_R = V_c \operatorname{tg} \beta;$$

следовательно, уравнение (11) будет иметь вид:

$$\frac{\eta_i h_u V_c}{632,3} = V_c \operatorname{tg} \beta$$

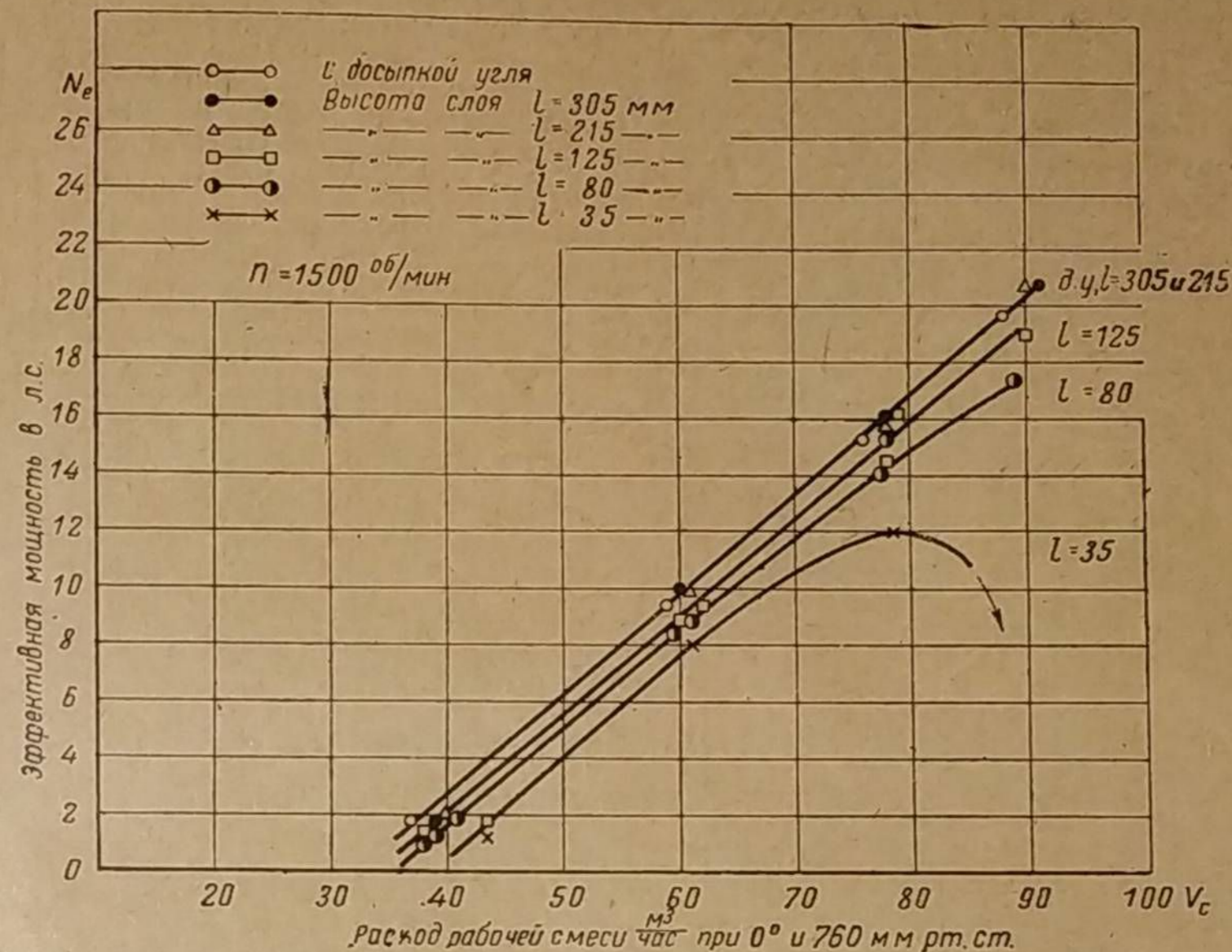
или

$$\frac{\eta_i h_u}{632,3} = \operatorname{tg} \beta.$$

Согласно опытам Рикардо, индикаторный к. п. д. при переменной нагрузке остаётся практически постоянным, если опережение зажигания оптимально. Поэтому выражение

$$h_u = 632,3 \frac{\operatorname{tg} \beta}{\eta_i} \quad (12)$$

можно формулировать так: теплотворная способность рабочей смеси практически прямо пропорциональна тангенсу угла наклона прямой, проведенной из нуля индикаторной мощности в ту точку кривой $N_e = f(V_c)$ для которой выявляют теплотворную способность.



Фиг. 89. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода рабочей смеси при различных положениях колосниковой решётки; $n = 1500$ об/мин, диаметр камеры 120 мм, диаметр фурмы 8 мм.

Если теплотворная способность смеси при изменении её расхода остаётся постоянной или меняется незначительно, то в уравнении (11) можно принять

$$\frac{\eta_i h_u}{632,3} = k = \text{const.} \quad (13)$$

Тогда уравнение примет вид

$$N_e + N_R = k V_c,$$

откуда

$$N_e = k V_c - N_R. \quad (14)$$

Таким образом, при постоянной теплотворной способности рабочей смеси изменение эффективной мощности, вызванное дросселированием, следует уравнению прямой. Угол, образуемый этой прямой с осью абсцисс, характеризует теплотворную способность рабочей смеси при всех её расходах.

Пусть при работе двигателя вхолостую часовой расход смеси составляет V'_c м³/час — величину, которую легко измерить (отрезок OM на фиг. 88), тогда согласно уравнению (14)

$$0 = k V'_c - N_R;$$

откуда мощность трения

$$N_R = k V'_c \text{ л. с.} \quad (15)$$

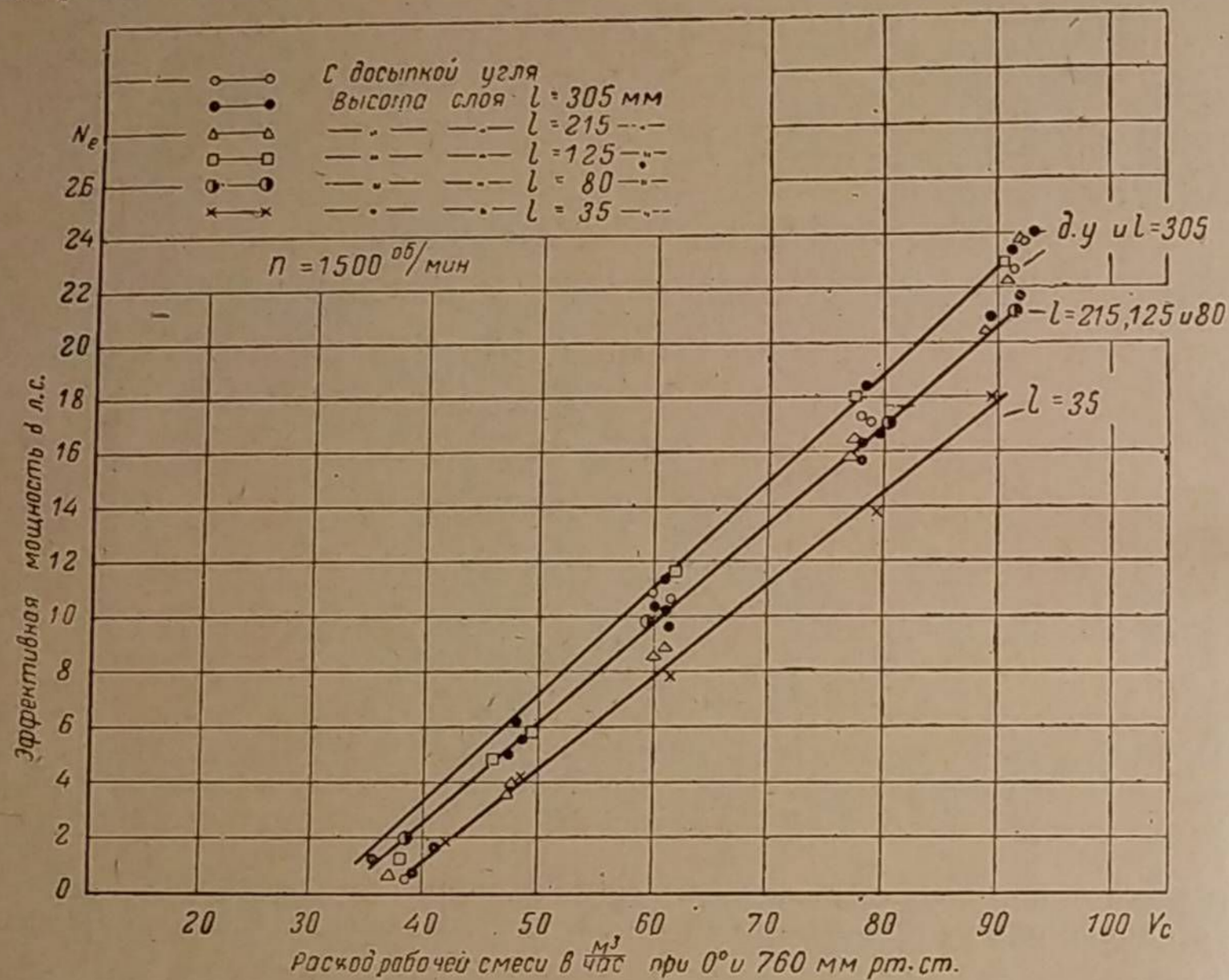
Окончательно эффективная мощность будет:

$$N_e = k(V_c - V_c) \text{ л. с.} \quad (16)$$

Нетрудно понять, что индикаторная мощность будет:

$$N_i = kV_c \text{ л. с.} \quad (17)$$

Таковы приближенные значения N_R , N_e и N_i в зависимости от расхода рабочей смеси при условии постоянства её качества и неизменности числа оборотов вала двигателя в минуту.



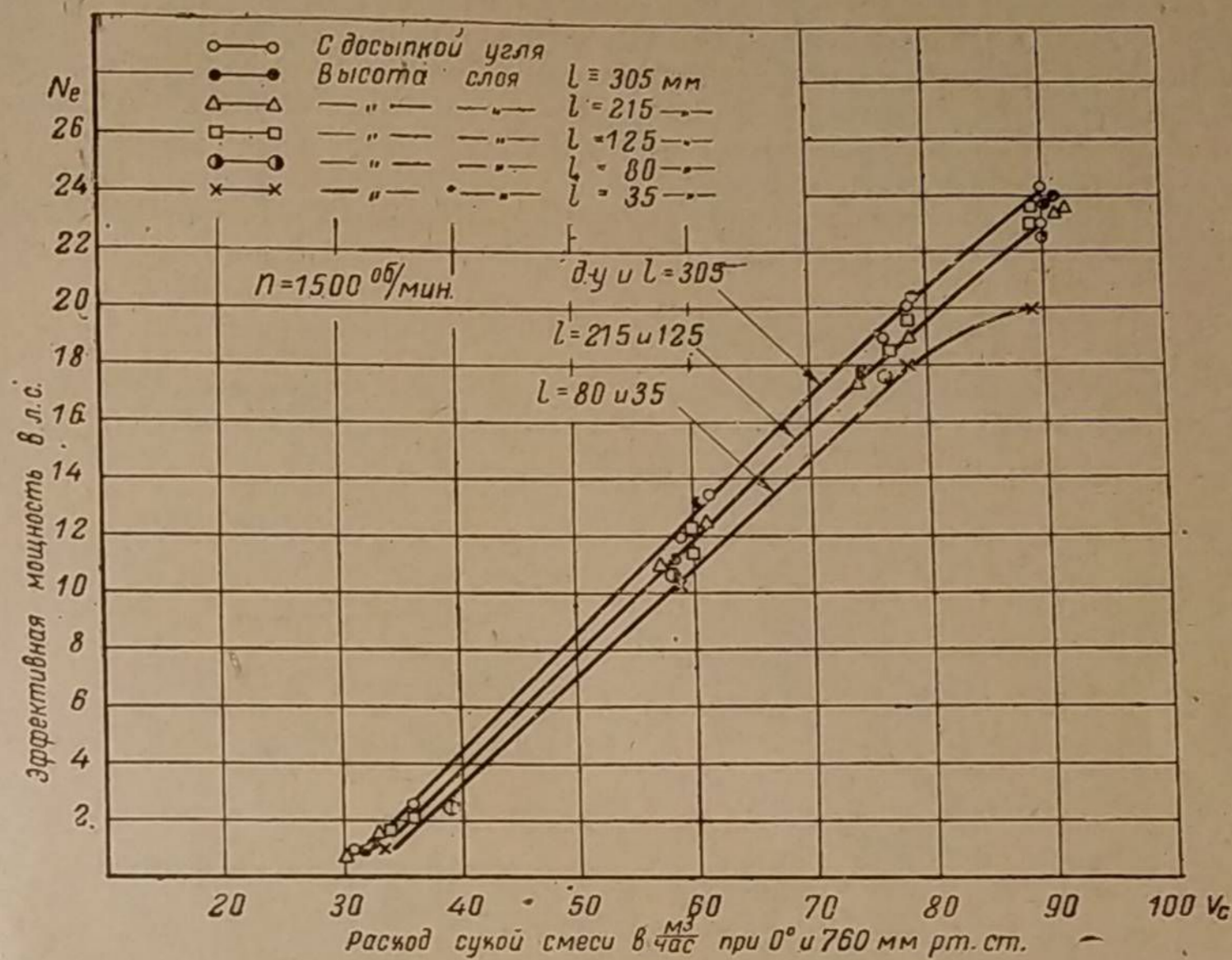
Фиг. 90. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода рабочей смеси при различных положениях колосниковой решётки; $n = 1500 \text{ об/мин}$, диаметр камеры 200 мм, 8 фурм диаметром 8 мм.

На фиг. 89 приведены кривые изменения эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 в зависимости от расхода рабочей смеси $V_c \text{ м}^3/\text{час}$. Опыты проводились с камерой наименьшего диаметра 120 мм и при высоте реакционного слоя от 35 до 305 мм, не считая дополнительной досыпки угля вокруг стенок камеры (см. фиг. 64). Топливом служили берёзовые чурки абсолютной влажностью $W = 12 \div 13\%$.

Число оборотов вала поддерживалось постоянным и равнялось 1500 в минуту. Каждая точка представляет среднее из шести замеров мощности на протяжении четверти часа.

Из диаграммы видно, что всю группу точек можно распределить между четырьмя кривыми. Все кривые направлены к одному центру, лежащему ниже начала координат. Большинство точек, соответствующих высоте слоя 125, 215 и 305 мм и с дополнительной досыпкой угля (д. у.), укладываются на две прямые, проходящие сверху, и отвечают, следовательно, выведенным выше

закономерностям (15), (16) и (17). Наилучшее качество смеси имеет при высоте реакционного слоя 215 и 305 мм и с дополнительной досыпкой угля



Фиг. 91. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода рабочей смеси при различных положениях колосниковой решётки; $n = 1500 \text{ об/мин}$, диаметр камеры 230 мм, 8 фурм диаметром 8 мм.

Высота реакционного слоя 35 мм явно недостаточна; в этом случае при увеличении расхода смеси выше $60 \text{ м}^3/\text{час}$ происходит резкое ухудшение качества газа, что видно по загибу кривой мощности двигателя.

Таблица 11

Влияние размеров камеры газификации на расход рабочей смеси при холостом ходе двигателя ГАЗ-42 и при $n = 1500 \text{ об/мин}$.

Диаметр камеры в мм	120		200		
	125	215 305 д. у.	35	80 125 215	305 д. у.
$k \frac{\text{л. с. час}}{\text{м}^3}$	0,350	0,362	0,333	0,363	0,388
$V_c' \text{ м}^3/\text{час}$	34,9	33,7	36,7	33,6	31,5

Аналогичные данные для камер большего диаметра (200 и 230 мм) приведены на фиг. 90 и 91. Здесь уже не наблюдается для малой высоты реакцион-

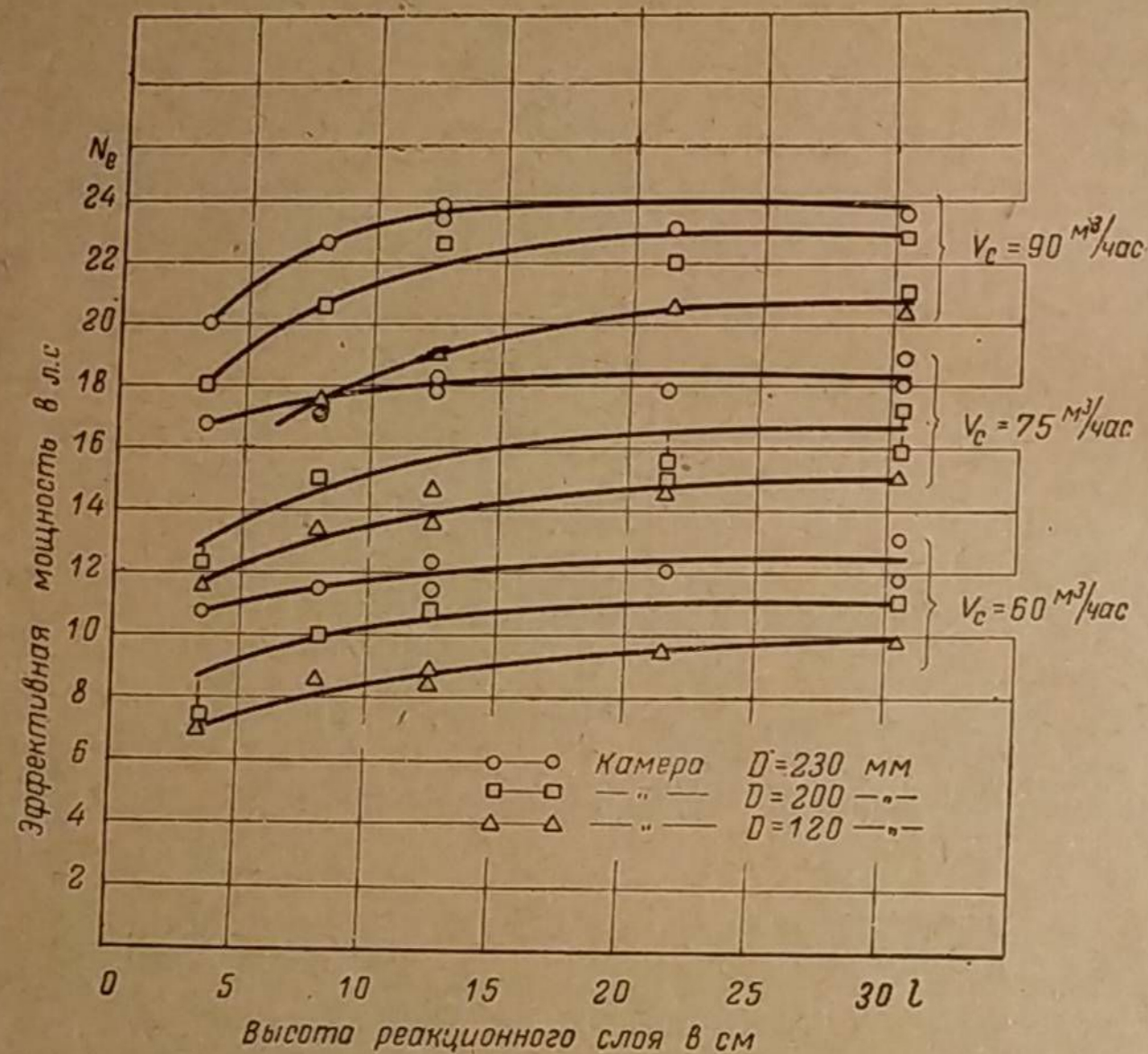
ного слоя такого резкого снижения качества смеси при увеличении её расхода, как в камере диаметром 120 мм. В остальных кривые имеют тождественное протекание.

В таблице 11 сведены значения углового коэффициента k , пропорционального теплотворной способности рабочей смеси, и даны её расходы при холостом ходе двигателя, когда $n = 1500$ об/мин. Во всех случаях мощность трения N_R была равна 12,2 л. с.

Таблица показывает, что качество смеси (k) повышается по мере увеличения слоя топлива, а расход смеси (V_c'), потребный для работы двигателя вхолостую, при этом снижается.

2. Влияние высоты реакционного слоя топлива

Если величины непосредственных замеров мощности, приведённые на фиг. 89, 90 и 91, скорректировать по одному какому-либо расходу смеси,



Фиг. 92. Влияние высоты реакционного слоя топлива на эффективную мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500$ об/мин.

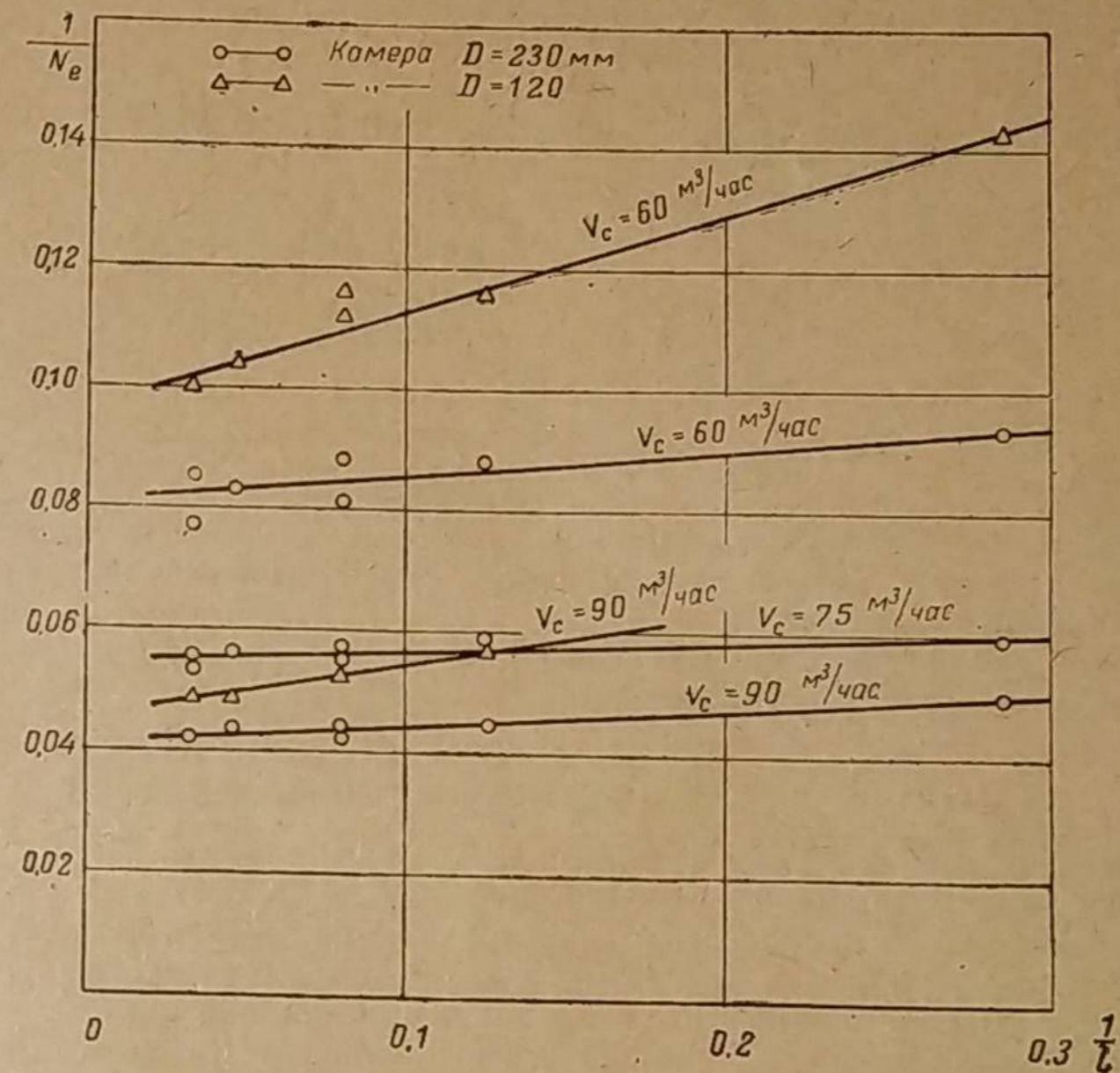
то тогда мощность двигателя будет функцией только высоты реакционного слоя. Результат такой обработки показан на фиг. 92. Для трёх расходов смеси, равных 60, 75 и 90 м³/час, и для различных диаметров камеры мы видим одинаковую закономерность изменения эффективной мощности.

Все кривые на фиг. 92 показывают, что мощность двигателя возрастает особенно быстро при увеличении высоты слоя на участке от уровня фурм до расстояния, примерно, равного 80—100 мм. Это неоспоримо подтверждает нашу точку зрения о том, что в транспортных газогенераторах при фурумном подводе воздуха процесс газификации в основном завершается в непосредственной близости от фурм¹.

¹ См. предыдущий раздел этой главы.

Исключительный интерес представляет впервые проведённый эксперимент, доказавший полную возможность работы автомобильного двигателя при высоте реакционного слоя всего лишь 35 мм. Этот факт поражает ещё тем, что двигатель неограниченное время развивал 20 л. с., т. е. 84% от мощности, соответствующей полной высоте реакционного слоя топлива в камере. Только при камере диаметром 120 мм высота слоя 35 мм является недостаточной для работы двигателя под нагрузкой, когда расход смеси повышен до 90 м³/час.

Согласно кривым (см. фиг. 92) увеличение высоты слоя свыше 100—125 мм способствует сравнительно небольшому приросту мощности, причём



Фиг. 93. Зависимость между величинами, обратными эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500$ об/мин и высоте реакционного слоя топлива.

для каждого диаметра существует свой предел целесообразного увеличения высоты слоя. Чем больше диаметр камеры, тем раньше этот предел наступает; однако уменьшение диаметра камеры нельзя полностью компенсировать увеличением высоты слоя. Наибольшая мощность получается при наибольшем диаметре камеры.

Чтобы вскрыть закономерность изменения эффективной мощности в зависимости от высоты слоя, отложим в системе координат для ряда кривых фиг. 92 величины, обратные N_e и l . Тогда (фиг. 93) можно заметить, что через построенные точки удаётся провести прямые, наклон и расположение которых зависят от расхода смеси и диаметра камеры. Ни одна прямая не проходит через начало координат и поэтому удовлетворяет уравнению

$$N_e = a \frac{1}{l} + b, \quad (18)$$

где a — угловой коэффициент прямой;

b — постоянный член, представляющий ординату пересечения прямой с осью $\frac{1}{N_e}$.

Если принять, что в пределе, когда высота слоя топлива бесконечно велика, мощность должна быть максимальной, то согласно уравнению (18)

$$\frac{1}{N_{e \max}} = a \cdot \frac{1}{\infty} + b.$$

Отсюда при бесконечном увеличении высоты слоя мощность получает конечное значение

$$N_{e \max} = \frac{1}{b} \text{ л. с.}$$

Таким образом, уравнению (18) можно придать вид:

$$\frac{1}{N_e} = \frac{a}{l} + \frac{1}{N_{e \max}}. \quad (19)$$

Когда высота слоя $l=0$,

$$\frac{1}{N_e} = \frac{a}{0} + \frac{1}{N_{e \max}} = \infty, \\ N_e = 0,$$

а следовательно, кривые, изображённые на фиг. 92, должны идти в начало координат, а это вполне возможно, если учесть, что для работы двигателя вхолостую ($N_e = 0$) ему достаточно одних только газов сухой перегонки, выделяющихся в бункере.

Согласно уравнению (19), эффективная мощность связана с высотой реакционного слоя гиперболическим законом.

3. Влияние объёма и диаметра камеры газификации

Время пребывания газа в реакционном слое топлива прямо пропорционально объёму камеры при прочих равных условиях. Поэтому интересно рассмотреть влияние последнего параметра на мощность двигателя.

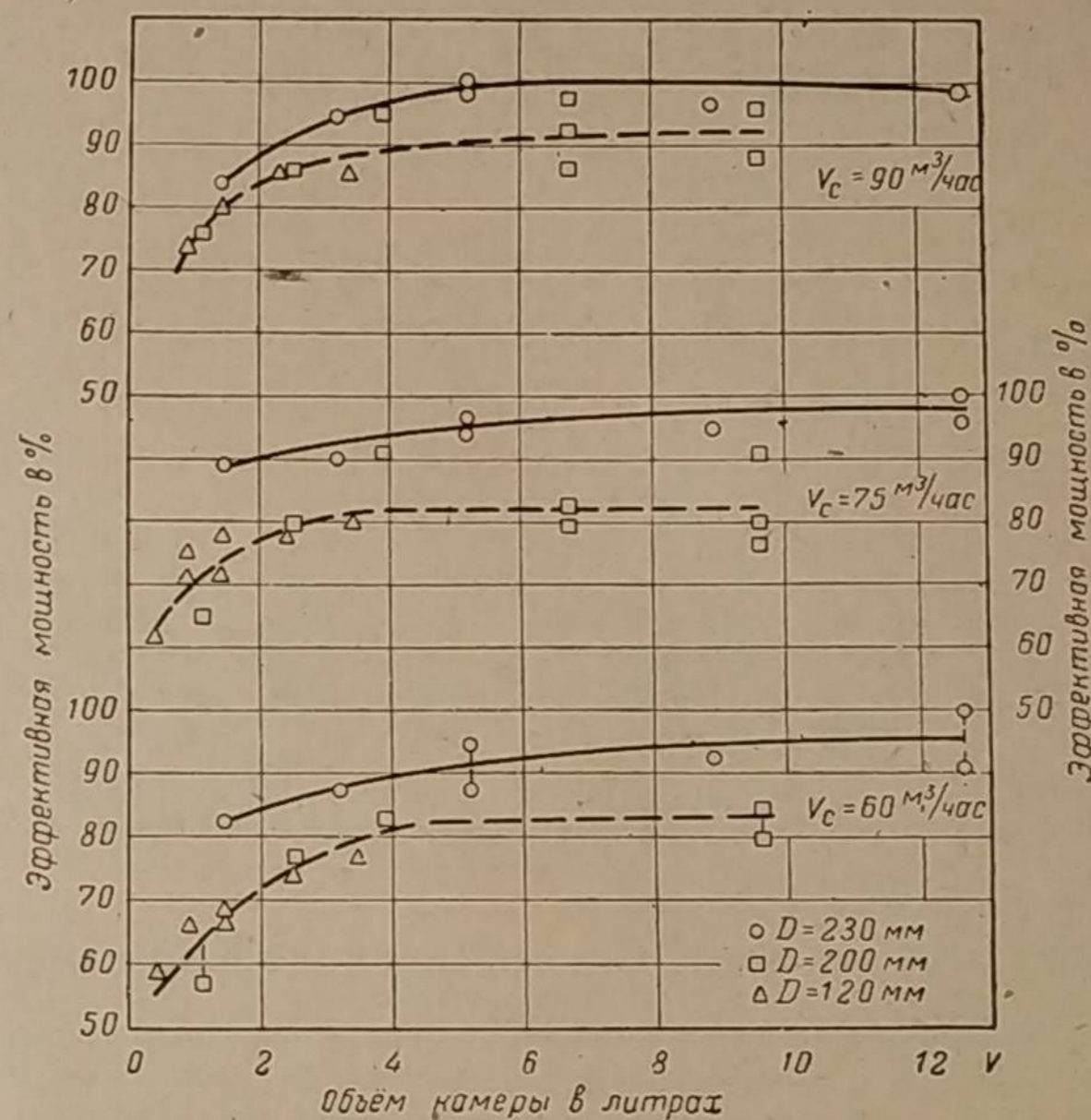
На фиг. 94 представлен приведённый выше опытный материал, но в иных координатах. По оси абсцисс отложен объём цилиндрической камеры, а по оси ординат — эффективная мощность, выраженная в процентах от её наибольшего значения для каждого расхода смеси. В этих координатах влияние размеров камеры оценивается универсальным параметром — объёмом камеры.

Изменение мощности при увеличении объёма камер с диаметром 120 и 200 мм происходит практически одинаково. Камера же диаметром 230 мм для всех расходов смеси представляет исключение. Судя по кривым, предел целесообразного увеличения объёма для камер всех диаметров, примерно, один и тот же. Он составляет около 4—5 л при расходе смеси от 60 до 90 м³/час.

Максимальная мощность при одних и тех же объёмах камеры получается для камеры большего диаметра, равного 230 мм. Увеличение мощности с ростом только одного диаметра камеры следует объяснить не столько ходом основного процесса газификации, происходящего у фурм, сколько поведением продуктов сухой перегонки, образующихся в бункере. Дело в том, что при увеличении диаметра камеры центральная часть её становится трудно достижимой как для кислорода воздуха, так и для раскалённых продуктов сгорания топлива, происходящего перед фурмами. Температура в центре такой камеры невысока. Следовательно, та часть высококалорийных газов сухой перегонки и смол, которая проходит через центральную зону камеры, в меньшей степени способна сгорать с кислородом воздуха или

крекироваться в условиях высокой температуры. В результате этого в камере увеличенного диаметра продукты сухой перегонки, не изменившись химически, смешиваются с газом основного процесса и повышают этим его калорийность и мощность двигателя. Подтверждением такой точки зрения могут служить анализы смолосодержания в газе, производившиеся в этих же опытах. Согласно замерам, при увеличении диаметра цилиндрической камеры содержание смолы в газе возрастает.

Если в камере большого диаметра создать специальные условия, при которых пары смолы и газы сухой перегонки будут сгорать или крекироваться, то мощность двигателя уменьшится, и эта камера утратит своё кажущееся преимущество. На фиг. 107 показано такое падение мощности для камеры



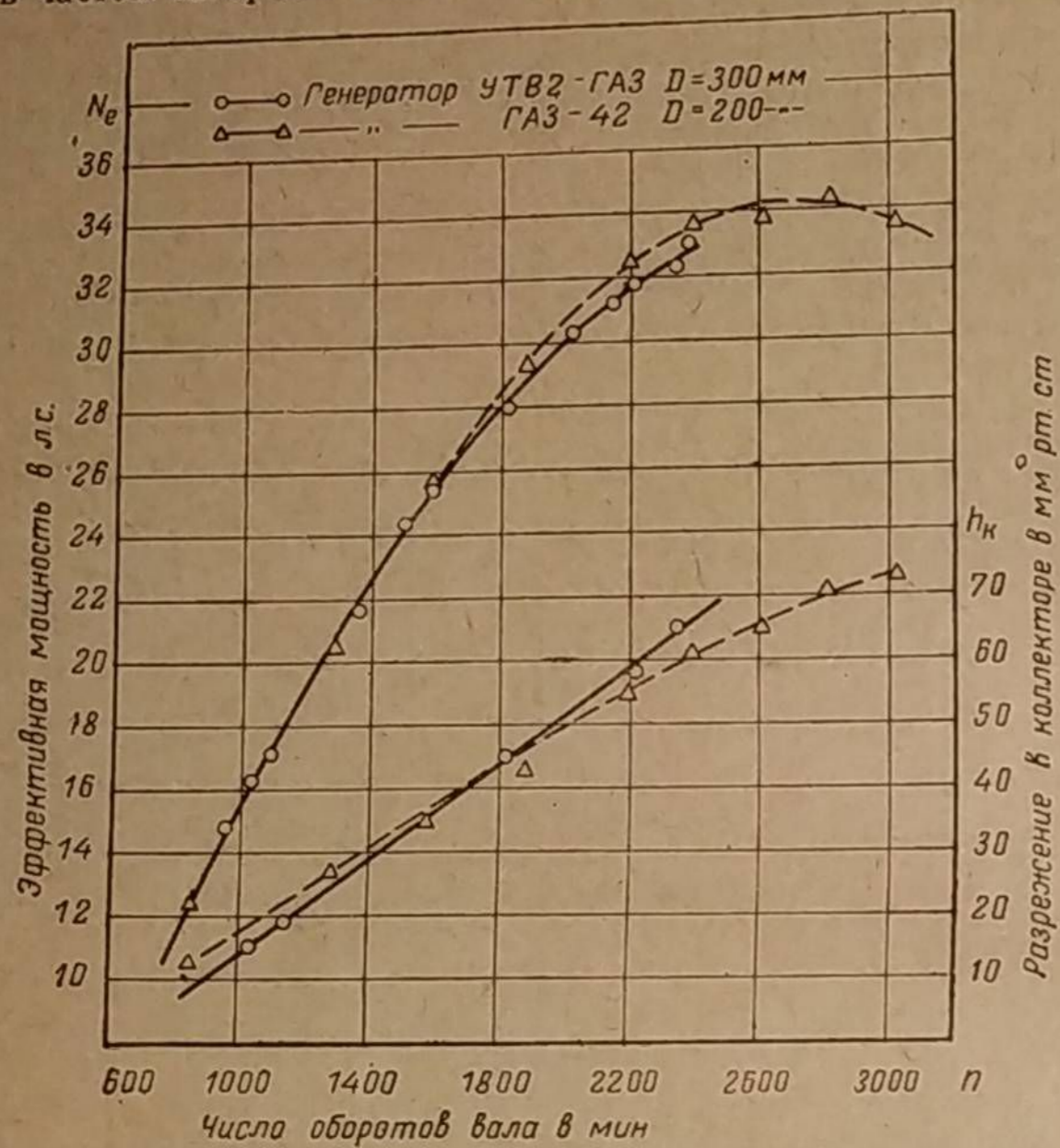
Фиг. 94. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500$ об/мин от объёма камеры газификации.

диаметром 230 мм, вызванное наличием горловины. Смола и газы сухой перегонки при этом сгорают и крекируются в значительно большей мере нежели без горловины.

Другим примером может служить упрощённый топливник инж. Д. И. Высотского (УТВ-2), где появление смолы в газе в связи с большим диаметром фурменного пояса (300 мм) устраняется при помощи горловины очень малого диаметра (82 мм), которая располагается близко к фурмам. Судя по внешним характеристикам двигателя М-1 (фиг. 95), из которых одна снята с двигателя с этим газогенератором, а другая — с двигателя со стандартным ГАЗ-42, имеющим диаметр фурменного пояса 200 мм, обе камеры практически равноценны в отношении качества газа и мощности двигателя.

Преимуществами камеры большого диаметра являются возможность работы на чурках увеличенного размера и малая температурная напряжённость стенок, способствующая большому сроку службы камеры. Недо-

статки такой камеры заключаются в отложении угольной пыли над горловиной и в частом засорении малого отверстия горловины этой пылью.



Фиг. 95. Внешние характеристики двигателя М-1 при работе с газогенераторами, снабжёнными камерами газификации диаметром 200 и 300 мм.

III. ГАЗОГЕНЕРАТОРЫ С УКОРОЧЕННОЙ ВЫСОТОЙ КАМЕРЫ

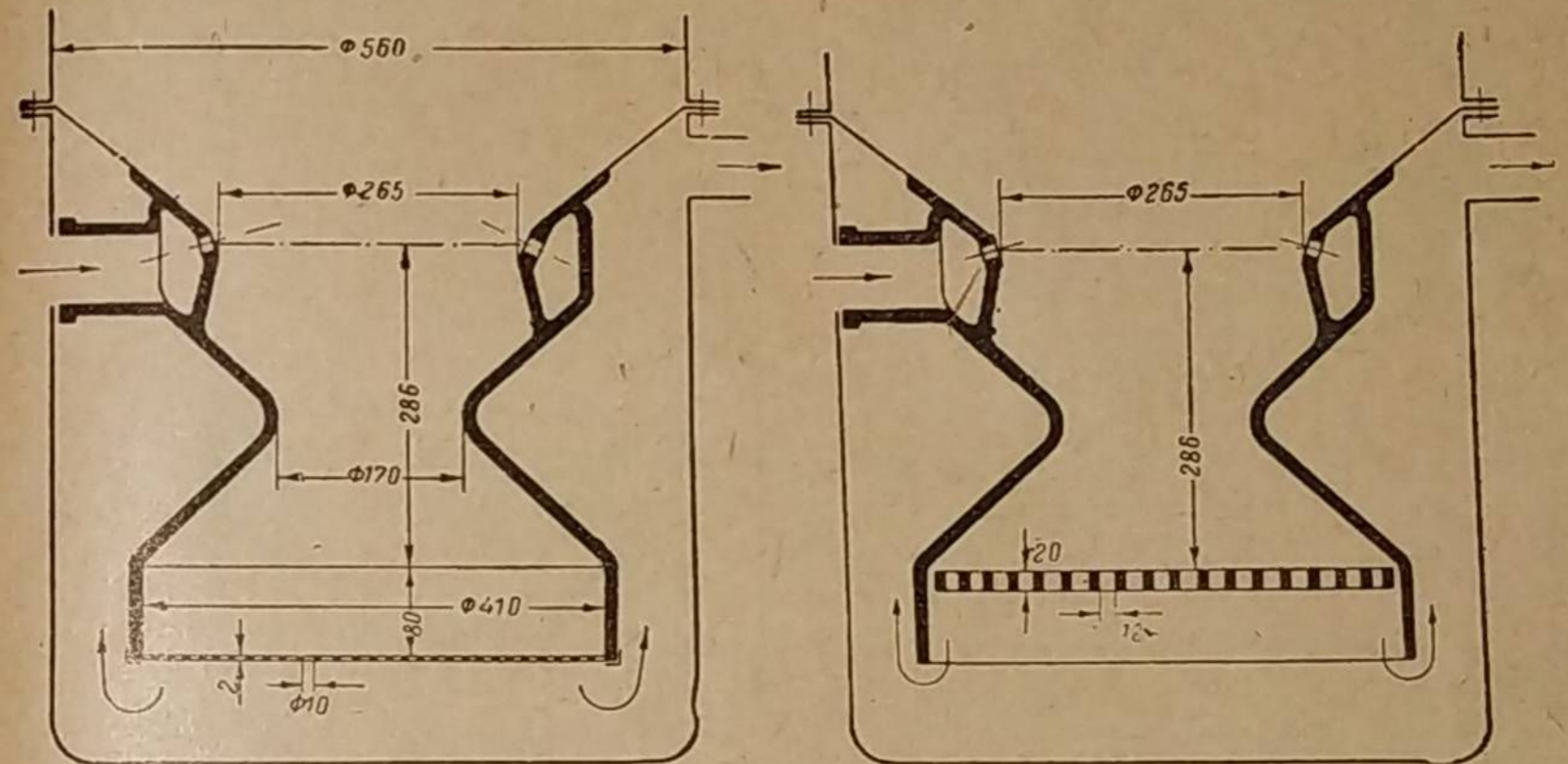
Описанные лабораторные работы с экспериментальным газогенератором имели много общего с практическими изысканиями, проведёнными автором несколько раньше при создании опытных газогенераторов НАТИ-10 и НАТИ-11, предназначенных для автомобилей ЗИС-5 и ГАЗ-АА. Построенные в 1935 г. первые образцы этих газогенераторов оказались несовершенными, так как нижняя часть камеры газификации сравнительно быстро засаривалась угольной пылью, вследствие чего сопротивление газогенератора значительно возрастало и через 300—400 км требовалась перезарядка газогенератора. Позднее выяснилось, что причиной этого было наклонное расположение фурм, вследствие чего центр активного горения оказывался удалённым от горловины. В то время в целях борьбы с этим явлением было решено применить колосниковую решётку так, чтобы газ проходил через неё. Колосниковая решётка, таким образом, предназначалась для отделения от кусков угля угольной мелочи и золы, которые должны были собираться в зольнике под решёткой и периодически извлекаться оттуда.

В первом варианте к нижнему конусу камеры газогенератора НАТИ-10 (фиг. 96) был приварен цилиндрический пояс, оканчивающийся решёткой из листовой стали, имеющей круглые отверстия диаметром 10 мм. Цилиндрический пояс был введён для сохранения объёма реакционной зоны топлива по образцу тракторных газогенераторов.

Испытания, проведённые после этих изменений, показали, что через 100 км пробега автомобиля отверстия решётки засаривались кусочками угля и повышали сопротивление газогенератора. Увеличение диаметра отверстий до 12 мм не устранило этого недостатка.

В следующем варианте (фиг. 97) решётка была изготовлена из полосовой стали с расстояниями между колосниками 12 мм. Сама решётка была поднята выше, до края нижнего конуса камеры. Это было сделано с целью размещения решётки в зоне более высокой температуры, где происходит расходование угля и где, следовательно, можно было избежать засорения решётки угольной мелочью.

Испытания установили, что газогенератор при форсированной работе (движение по шоссе за городом) не засаривался (автомобиль прошел 600 км). Уголь на решётке постепенно расходовался, а угольная мелочь и зола проваливались через решётку в зольник. При пониженном же режиме в условиях городской езды, когда температура в камере газификации падала, решётка



Фиг. 96. Решётка, помещённая под цилиндрическим поясом камеры газогенератора НАТИ-10 для автомобиля ЗИС-5.

Фиг. 97. Колосниковая решётка из полосовой стали, помещённая под конусом камеры газогенератора НАТИ-10 для автомобиля ЗИС-5.

начинала засариваться после 200 км пробега. Решётка в этом варианте была также признана непригодной.

Согласно теории высокоскоростной газификации при достаточно высоких скоростях дутья образование окиси углерода происходит в зоне подвода воздуха. Поэтому нижняя часть камеры, предназначенная для восстановительных реакций, становится лишней. Основываясь на таком толковании газогенераторного процесса, решётку оказалось возможным перенести в горловину, где температура достаточно высока даже при пониженном режиме работы газогенератора в условиях городской езды. Такая решётка была изготовлена из полосовой стали. Расстояние между колосниками равнялось 12 мм (фиг. 98). Грузовик ЗИС-5 с этой решёткой был подвергнут дорожным испытаниям в условиях городской и загородной езды.

В результате проведённых дорожных испытаний на протяжении 1 300 км, как в условиях форсированной работы, так и при пониженном режиме, выяснилось следующее.

1. Засорения газогенератора и, в частности, колосниковой решётки, расположенной в горловине камеры, при всех режимах работы не было. Сопротивление газогенератора не менялось и было равно 15—20 мм рт. ст.

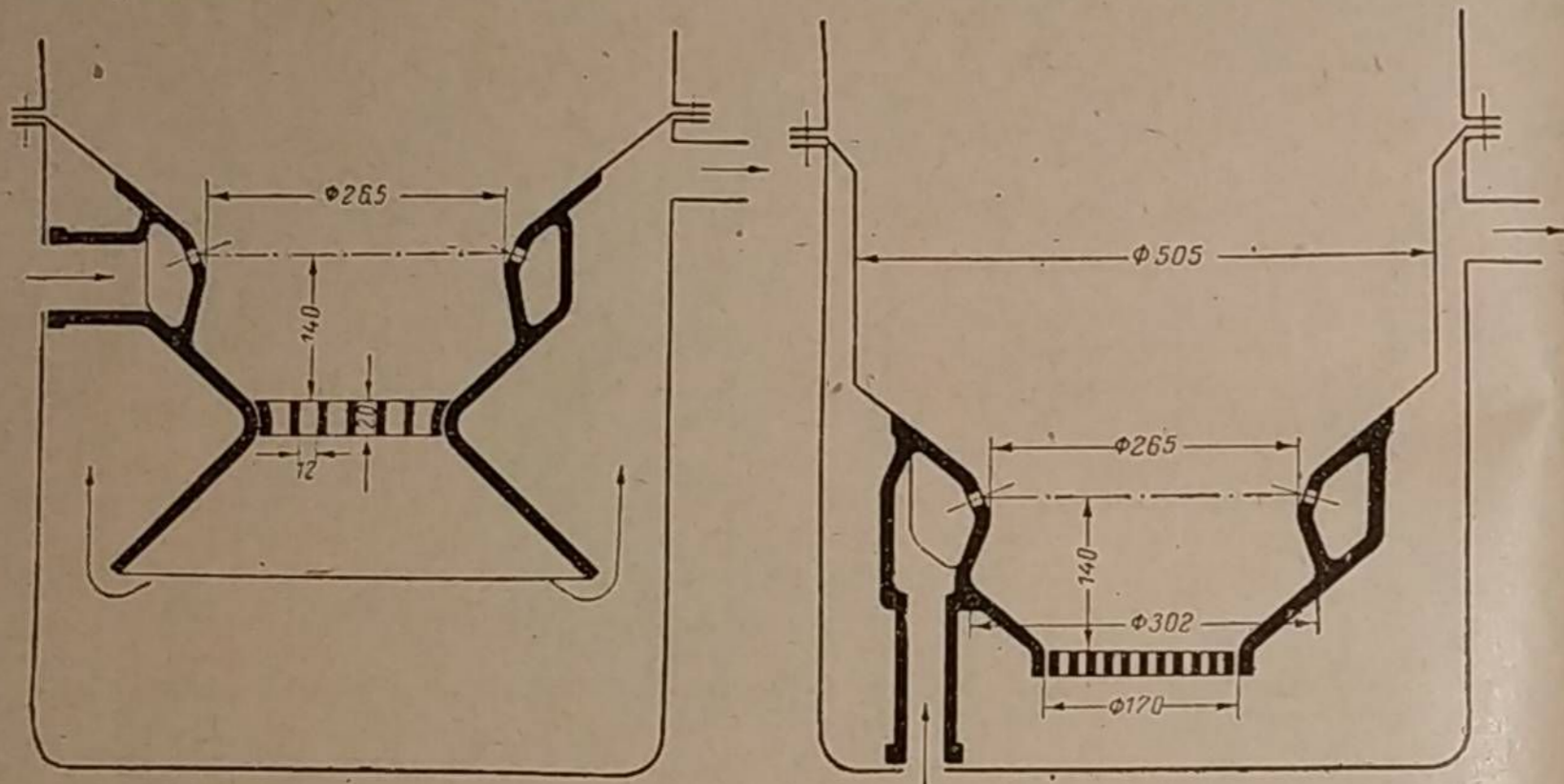
2. Угольная мелочь и зола собирались в зольнике газогенератора и удалялись через 600—800 км. Унос угольной пыли и золы оказался меньшим по сравнению с первым вариантом газогенератора (без решётки).

3. Динамические качества автомобиля не определялись специальными испытаниями. Длительные же пробеговые испытания показали, что автомобиль развивает свойственную ему скорость, т. е. 45—48 км/час.

После этих испытаний в конструкцию газогенератора НАТИ-10 для автомобиля ЗИС-5 были внесены изменения, показанные на фиг. 99.

Автомобиль с таким газогенератором прошёл около 3 000 км и показал полную эксплуатационную пригодность.

Чтобы установить влияние колосниковой решётки, расположенной в горловине газогенератора, на эффективную мощность, были проведены стендовые испытания на одном и том же двигателе ЗИС-5, имевшем повышенную степень сжатия (7,3). При газогенераторе с колосниковой решёткой в горловине мощность оказалась равной 41,1 л. с., а без колосниковой ре-



Фиг. 98. Колосниковая решётка, расположенная в горловине камеры газогенератора НАТИ-10, для автомобиля ЗИС-5.

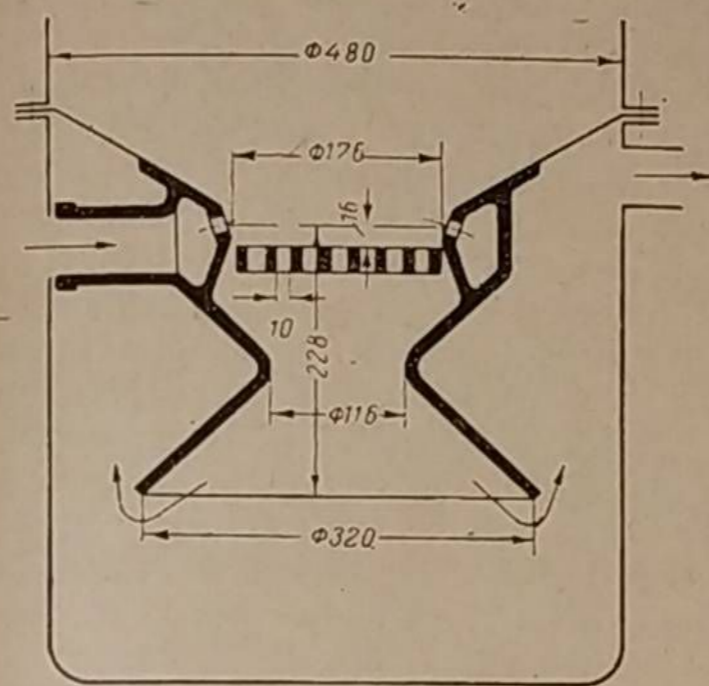
Фиг. 99. Газогенератор НАТИ-10 с камерой без нижнего конуса для автомобиля ЗИС-5.

шётки и с дополнительной досыпкой угля в «восстановительную зону» — 43,2 л. с. при $n = 2\,000$ об/мин. Таким образом, вследствие сокращения высоты реакционного слоя топлива получилось падение эффективной мощности на 2,1 л. с., или на 5%. Сопротивление газогенератора с колосниковой решёткой и без неё отличалось незначительно: в первом случае оно составляло 140 мм, а во втором — 165 мм вод. ст.

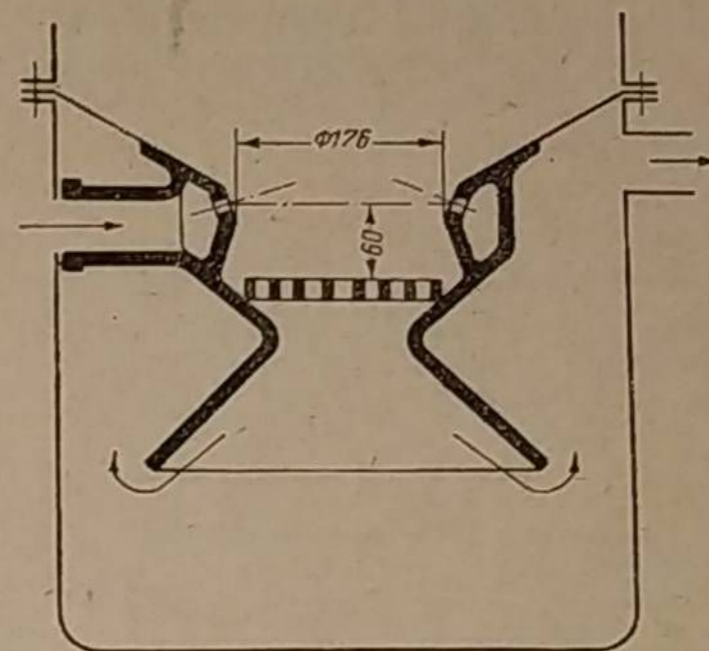
Опыты с решётками в горловине проводились также на автомобиле ГАЗ-АА. Автомобиль с таким газогенератором и с полезным грузом 1 200 кг на километровом участке асфальтового шоссе в среднем показал скорость 48,85 км/час. Этот же автомобиль и в тот же день без колосниковой решётки в среднем развил скорость 50,15 км/час. Сопротивления газогенераторов в обоих случаях практически были равноценными. Следовательно, при наличии колосниковой решётки в горловине получилось снижение скорости на 1,3 км/час, или на 2,6%.

Следующий опыт был поставлен с колосниковой решёткой, расположенной в плоскости фурм (фиг. 100). При первом же опробовании выяснилось, что состав газа настолько ухудшился, что двигатель мог работать только без нагрузки на холостом ходу.

Несколько пониженное расположение решётки (фиг. 101) дало возможность работать под нагрузкой. При таком расположении решётки автомобиль ГАЗ-АА совершил пробег в г. Горький. Пробег показал, что такое расположение решётки нельзя признать удовлетворительным ввиду значительной потери мощности. Сама решётка через 500 км прогорела. Поэтому было признано целесообразным применение решётки не выше горловины



Фиг. 100. Колосниковая решётка, расположенная в плоскости фурм газогенератора НАТИ-11, для автомобиля ГАЗ-АА.



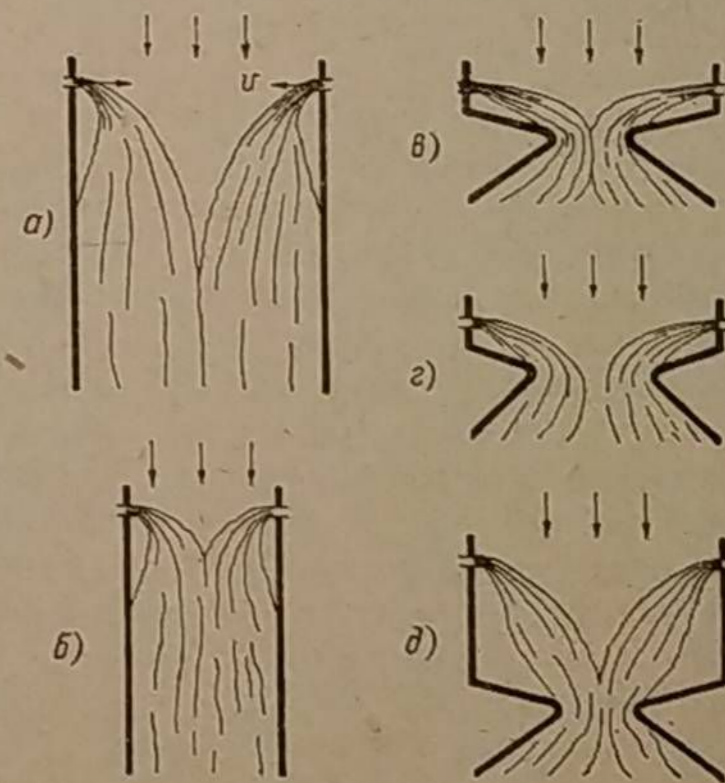
Фиг. 101. Колосниковая решётка, расположенная между фурмами и горловиной газогенератора НАТИ-11, для автомобиля ГАЗ-АА.

камеры. Такой вариант был осуществлён в газогенераторе, запроектированном для харьковского завода «Свет шахтёра», и предназначался для постройки крупной серии.

IV. НАИВЫГОДНЕЙШИЕ СООТНОШЕНИЯ МЕЖДУ ОСНОВНЫМИ РАЗМЕРАМИ КАМЕРЫ ГАЗИФИКАЦИИ

Увеличение главного диаметра камеры по фурменному поясу влечёт за собой рост мощности двигателя вследствие повышенного содержания в газе неразложившихся продуктов сухой перегонки. Однако недопустимость высокого смолосодержания в газе обязывает соблюдать при выборе этого диаметра известные пределы. Размер диаметра камеры должен быть строго увязан с величиной горловины, понижающей смолосодержание.

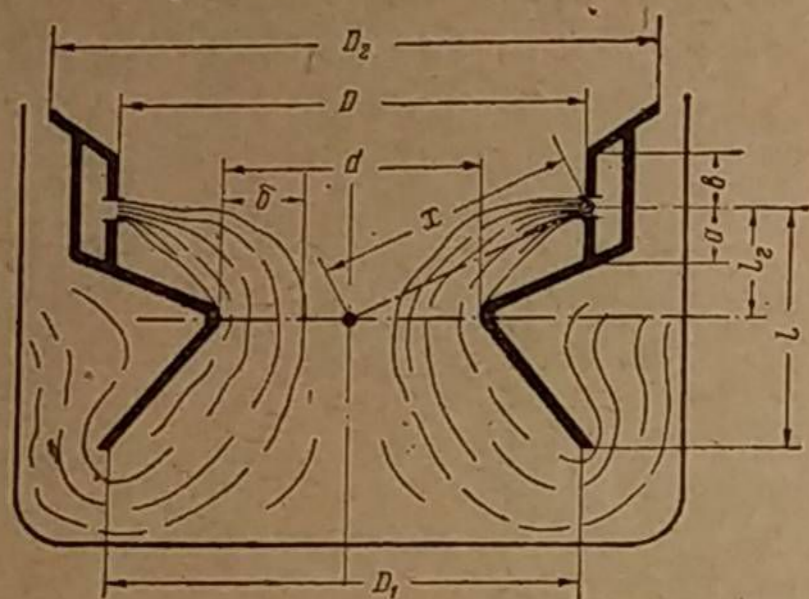
Чтобы понять роль этих двух параметров камеры, рассмотрим характер потока газов в камере и условия, в которых происходит сгорание и крекинг паров смолы. На фиг. 102, а, по априорному суждению автора, схематически изображён предполагаемый поток продуктов газификации, движущихся в цилиндрической камере. Допустим, что диаметр камеры настолько велик, что основная масса раскалённых газов, встречая на своём пути куски топлива, не может достигнуть в плоскости фурм



Фиг. 102. Схематическое очертание потоков газа основного процесса в зависимости от конфигурации камеры.

центральной части камеры, заполняя всё её сечение только внизу. В то же время вдоль оси газогенератора движутся книзу из бункера продукты сухой перегонки, содержащие пары смол. Ясно, что смолы, идущие через центральную зону камеры, соединятся с газами основного процесса только в нижней части камеры, там, где нет кислорода и поэтому невозможно сгорание смолы и где господствует низкая температура (ниже 1 100°C), которая уже недостаточна для крекинга смол. Поэтому генераторный газ при выходе из такой камеры будет содержать высокий процент смолы.

Если перейти теперь к камере малого диаметра, не изменяя размера фурм и расхода газа (фиг. 102,б), то естественно предположить встречу двух диаметрально противоположных потоков в более верхних слоях топлива, так как расстояние до центра здесь меньше, а дальнобойность струи газа останется прежней, потому что она, в основном, зависит от скорости выхода воздуха из фурмы. Поэтому та часть паров смолы, которая движется через центральную зону камеры, вступит в соприкосновение с газом основного процесса в условиях высокой температуры, способной обеспечить крекинг смол. Кроме того, здесь, вблизи фурм, могут быть остатки кислорода воз-



Фиг. 103. Очертание потока газа основного процесса при горловине большого диаметра.

духа, который поддержит сгорание смолы и других продуктов сухой перегонки. Таковы причины, объясняющие устранение смолы в газе путём уменьшения главного диаметра камеры, т. е. за счёт одного лишь повышения напряжённости горения.

Представим себе камеру большого диаметра, но имеющую специальное сужение в виде горловины (фиг. 102,в). Ясно, что при наличии горловины противоположные потоки газов основного процесса встретятся в верхней части камеры и достигнут её центра, несмотря на то, что диаметр камеры велик. Пары смолы, идущие из бункера, вынуждены теперь вступить в соприкосновение с газами основного процесса в той зоне, где эти газы имеют температуру, достаточную для крекинга. Помимо крекинга, возможно и частичное сгорание смол, поскольку вблизи фурм может быть кислород.

Нетрудно теперь понять, почему для успешной ликвидации смолы требуется выдержать определённый диаметр горловины и её расположение относительно уровня фурм. Если диаметр выбран чрезмерно большим, то противоположные потоки могут не сомкнуться (фиг. 102,г) и пары смолы пройдут через горловину не разложившись.

При заведомо низком расположении горловины (фиг. 102,д) крекинга смол также не будет вследствие низких температур газового потока в горловине. Такова, по нашему мнению, роль горловины.

Из сказанного вытекает, что крекинг и сгорание смол зависят от характера аэродинамики потока раскалённых продуктов газификации основного воздушного процесса, происходящего перед фурмами. Влияя на направление этого потока той или иной конфигурацией камеры, можно избавиться от смолы в генераторном газе.

Наметим теперь наиболее выгодные соотношения между основными параметрами камеры газификации.

Пусть горловина имеет явно большой диаметр d (фиг. 103) и нормально удалена от плоскости фурм. Тогда может оказаться, что потоки газов основного процесса не достигнут центра горловины и образуют кольцо шириной δ .

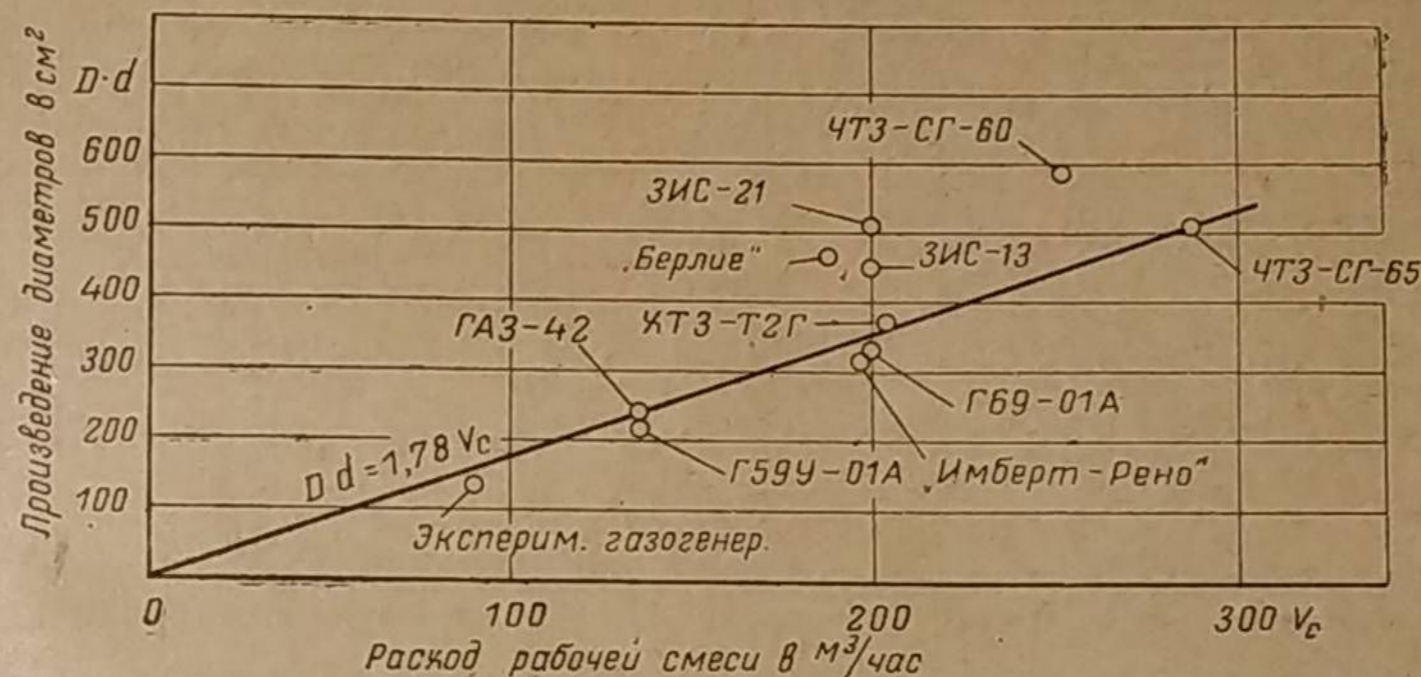
Чем больше диаметр камеры D , тем труднее газу при одном и том же его расходе приблизиться к центру камеры и тем, следовательно, будет меньше ширина кольца δ . Предположив здесь обратную пропорцию, получим, что

$$\delta = \frac{k_1}{D}.$$

Если допустить, кроме того, что ширина кольца будет прямо пропорциональна расходу газа V_r , поскольку дальнобойность струи увеличивается со скоростью выхода воздуха из фурмы, то

$$\delta = k_2 \frac{V_r}{D}.$$

Чтобы осуществить при данном диаметре D камеры наилучшее разложение смолы, необходимо так уменьшить диаметр d горловины, чтобы



Фиг. 104. Произведение диаметров фурменного пояса и горловины как функция расхода рабочей смеси.

потоки газов основного процесса заполнил всё сечение горловины. Таким условием будет:

$$d = 2\delta.$$

Отсюда получаем

$$\frac{d}{2} = k_2 \frac{V_r}{D}.$$

Следовательно,

$$Dd = k_3 V_r, \quad (20)$$

т. е. произведение диаметров камеры и горловины прямо пропорционально расходу газа!

Аналогичное выражение можно написать и для расхода рабочей смеси V_c , поступающей в двигатель,

$$Dd = k_4 V_c, \quad (21)$$

где

$$k_4 = \frac{k_3}{1 + \varphi_0}. \quad (22)$$

φ_0 — коэффициент объёмного смешения газа с воздухом.

В таблице 12 приведены размеры камер осуществлённых конструкций, а на фиг. 104 построено произведение двух диаметров в зависимости от расхода смеси. Несмотря на большое различие отношений $\frac{d}{D}$ (от 0,24 до 0,60), большинство точек легло около прямой, идущей в начало координат,

подтверждая этим реальность наших предположений. Исключение составляют только газогенераторы ЧТЗ-СГ-60, «Берлие» 2,2-тонный и сходные с ним ЗИС-13 и ЗИС-21. Точка, относящаяся к экспериментальному генератору, соответствует камере диаметром 230 мм и горловине диаметром 60 мм, при которой зарегистрировано наименьшее смолосодержание (0,4 г/м³ газа).

Проведённая прямая отвечает уравнению

$$Dd = 1,78 V_c \text{ см}^2, \quad (23)$$

по которому можно производить расчёт камеры. Здесь V_c в м³/час, D и d в см.

Камеры газификации

Марка газогенератора	Эффективная мощность	Расход рабочей смеси ¹	Размеры камеры							
			Условные буквенные обозначения							
			N_e л. с.	V_c м ³ /час	D	D_1	D_2	d	a	b
Без колосниковой решётки	ГАЗ-42	32	136	200	270	396	120	44	27	87
	Г59У-01А	32	136	269	286	392	82	—	—	90
	ЗИС-13	45	200	300	330	495	150	50	35	115
	ЗИС-21	45	200	340	330	495	150	50	55	115
	Г69-01А	45	200	367	360	488	90	—	—	135
	«Берлие» 2,2 т	45	189	310	310	436	150	54	54	100
	«Имберт-Рено»	46	197	300 ²	260	515	105	28	28	118
С колосниковой решёткой	ХТЗ-Т2Г	47	204	334	324	476	110	50	58	122
	ЧТЗ-СГ60	55	252	365	385	640	160	55	45	135
	ЧТЗ-СГ65	61	287	340	455	650	150	64	40	136

Уравнение (20) можно представить в таком виде:

$$Dd = k_3 L_r G_T;$$

или

$$\frac{d}{D} = k_3 L_r \frac{G_T}{D^2}, \quad (24)$$

где L_r — выход сухого газа из 1 кг топлива в м³/кг;
 G_T — расход топлива в кг/час.

Вес твёрдого топлива, сгорающего в газогенераторе за один час, отнесённый к площади фурменного пояса (в м²), называется напряжённостью горения, которая, согласно этому определению, равна

$$q = \frac{40\,000 G_T}{\pi D^2} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час}. \quad (25)$$

Решив совместно уравнения (22), (24) и (25), получим:

$$\frac{d}{D} = \frac{\pi k_4 (1 + \varphi_0) L_r}{40\,000} q. \quad (26)$$

Если принять для древесных чурок $k_4 = 1,78 \text{ см}^2 \cdot \text{час/м}^3$, $\varphi_0 = 1,08$ и $L_r = 2,2 \text{ м}^3/\text{кг}$, то получим, что

$$\frac{d}{D} = 0,00064 q. \quad (27)$$

¹ Расход смеси отнесён к 15° и 760 мм рт. ст.

² Диаметр приведён по фурмам, выступающим внутрь этой камеры.

Таким образом, отношение диаметров горловины и фурменного пояса зависит от той напряжённости горения, на которую рассчитывается камера газификации. Чем ниже принимается напряжённость, тем меньше должно быть отношение $\frac{d}{D}$ и тем, следовательно, меньше должна быть горловина камеры. Напротив, для цилиндрической камеры, где горловина отсутствует и где поэтому $\frac{d}{D} = 1$, напряжённость горения следует принимать наивысшей. В этом случае числовое значение напряжённости горения составит, согласно уравнению (27),

$$q = \frac{1}{0,00064} = 1\,560 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час},$$

древесных газогенераторов

Таблица 12

в мм		Число фурм	Диаметр фурм в мм	Dd в см ²	$\frac{d}{D}$	V Объем камеры газификации ³ в л	$\frac{V}{N_e}$ л/л. с.	Напряжённость горения q кг/м ² · час	Условная скорость воздуха в фурмах $v_{ср}$ в м/сек. при 0° и 760 мм рт. ст. ⁵
см. на фиг. 103	l								
174	134	10	8,0	240	0,600	5,0	0,156	915	18,0
175	162	7	8,0	220	0,305	—	—	510	25,8
215	189	10	10,0	450	0,500	10,9	0,244	570	16,8
205	205	10	9,2	510	0,441	12,1	0,270	445	20,0
220	228	7	11,0	330	0,245	—	—	380	19,8
195	158	8	8,0	465	0,485	9,2	0,204	535	31,2
198	191	5	12,8	315	0,350	10,8 ⁴	0,240	570	20,4
252	207	10	10,0	367	0,330	12,6	0,268	480	17,2
255	227	12	9,0	585	0,440	17,7	0,324	475	22,0
300	218	8	12,0	510	0,441	22,2	0,364	600	21,1

что должно обеспечить получение из дров бессмольного газа. В опытах автора генераторный газ, полученный в цилиндрической камере без горловины, практически не содержал смолы при напряжённости горения, равной 1 680 кг/м² · час.

Расположение горловины относительно уровня фурм должно быть таким, чтобы температура в горловине была достаточна для крекинга смол (1 100—1 200 Ц). Для этого необходимо в соответствии с расходом газа выдержать определённое расстояние x (фиг. 103) от фурм до центра горловины. Но

$$x = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + l_r^2}, \quad (28)$$

поэтому при одном и том же расходе газа чем больше диаметр D , тем меньше нужно иметь высоту l_r , т. е. приблизить горловину к фурмам. Это условие имеет подтверждение на практике (см. табл. 12, камеры Г59У-01А и Г69-01А).

Для определения расстояния x мы воспользуемся приведённым ниже уравнением, связывающим температуру t_3 генераторного газа, выходящего из слоя топлива, с высотой l (в см) этого слоя и с расходом рабочей смеси V_c (в м³/час).

$$\frac{1}{t_3} = (0,00122l + 0,01) \left(\frac{1}{V_c} + 0,005 \right) + \frac{1}{t_1}, \quad (29)$$

где $\frac{1}{t_1}$ — некоторая постоянная величина.

³ От плоскости фурм до края нижнего конуса камеры.

⁴ Объём подсчитан по диаметру камеры, равному 400 мм.

⁵ При определении $v_{ср}$ принято, что $\mu_0 = 1,7$ и $\varphi_0 = 1,35$.

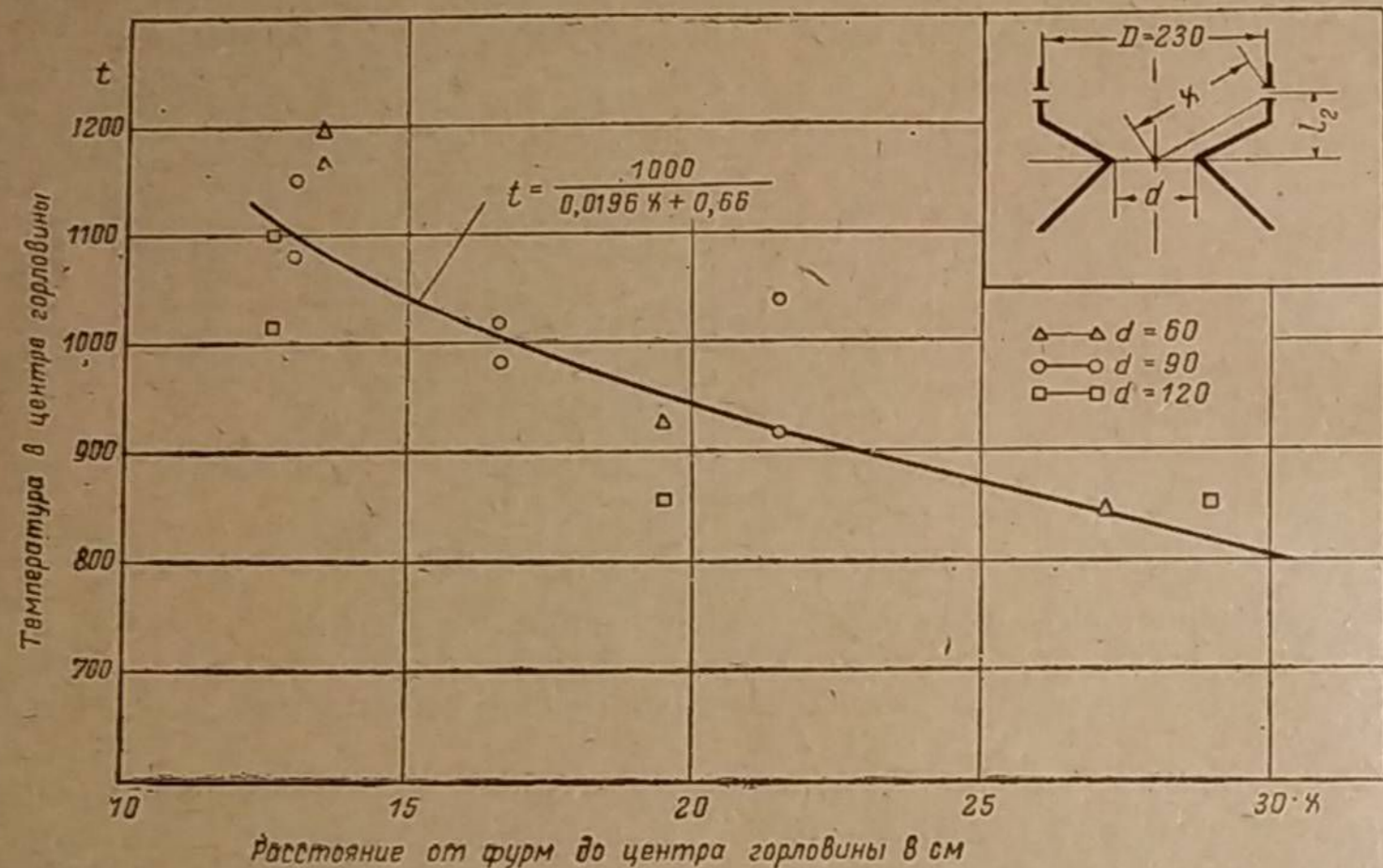
Это эмпирическое уравнение было получено на основе опытных данных по температуре газа, выходящего из реакционного слоя топлива в экспериментальном газогенераторе. Температура замерялась при цилиндрических камерах с диаметрами 200 и 230 мм, без горловин, благодаря чему поток газа имел направление, в основном, вдоль оси камеры. При горловине поток газа отклоняется к центру, и его направление не совпадает с направлением оси камеры. Поэтому, применив уравнение (29) к камере с горловиной, высоту слоя l следует приравнять расстоянию x от фурм до центра горловины.

Если принять постоянное $\frac{1}{t_1} = 0,0005$, то для частного случая, когда $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$, будем иметь

$$\frac{1}{t} = (0,00122x + 0,01) \left(\frac{1}{90} + 0,005 \right) + 0,0005.$$

Откуда

$$t = \frac{1000}{0,0196x + 0,66} \quad (30)$$



Фиг. 105. Температура газа в центре горловины в зависимости от расстояния до фурмы; расход рабочей смеси $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$.

Эта функция, как показывает фиг. 105, удовлетворительно характеризует температуру, замеренную в центре горловины камеры, в зависимости от расстояния x , которое менялось в опытах путём перемещения вставной горловины вдоль оси камеры.

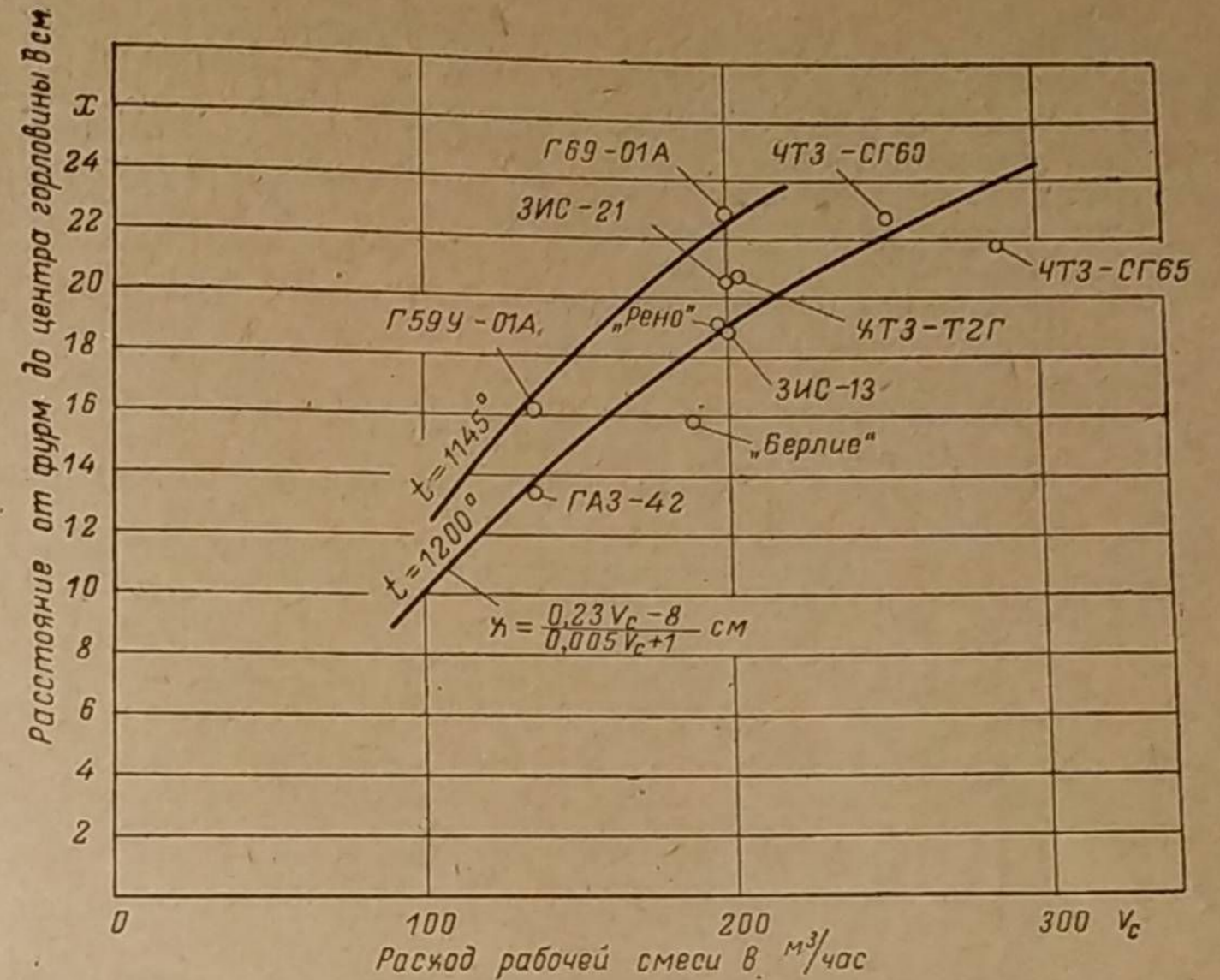
Решение нашей задачи, состоящей в определении расстояния x , при котором ещё происходит крекинг смол, будет найдено, если левую часть уравнения (29), зависящую только от температуры, принять постоянной. Тогда мы получим уравнение изотермической кривой расстояния x как функцию одного переменного — расхода смеси V_c .

Считая необходимым иметь в центре горловины температуру $t = 1200^\circ\text{C}$ и полагая, как прежде $t_1 = 2000$, получим:

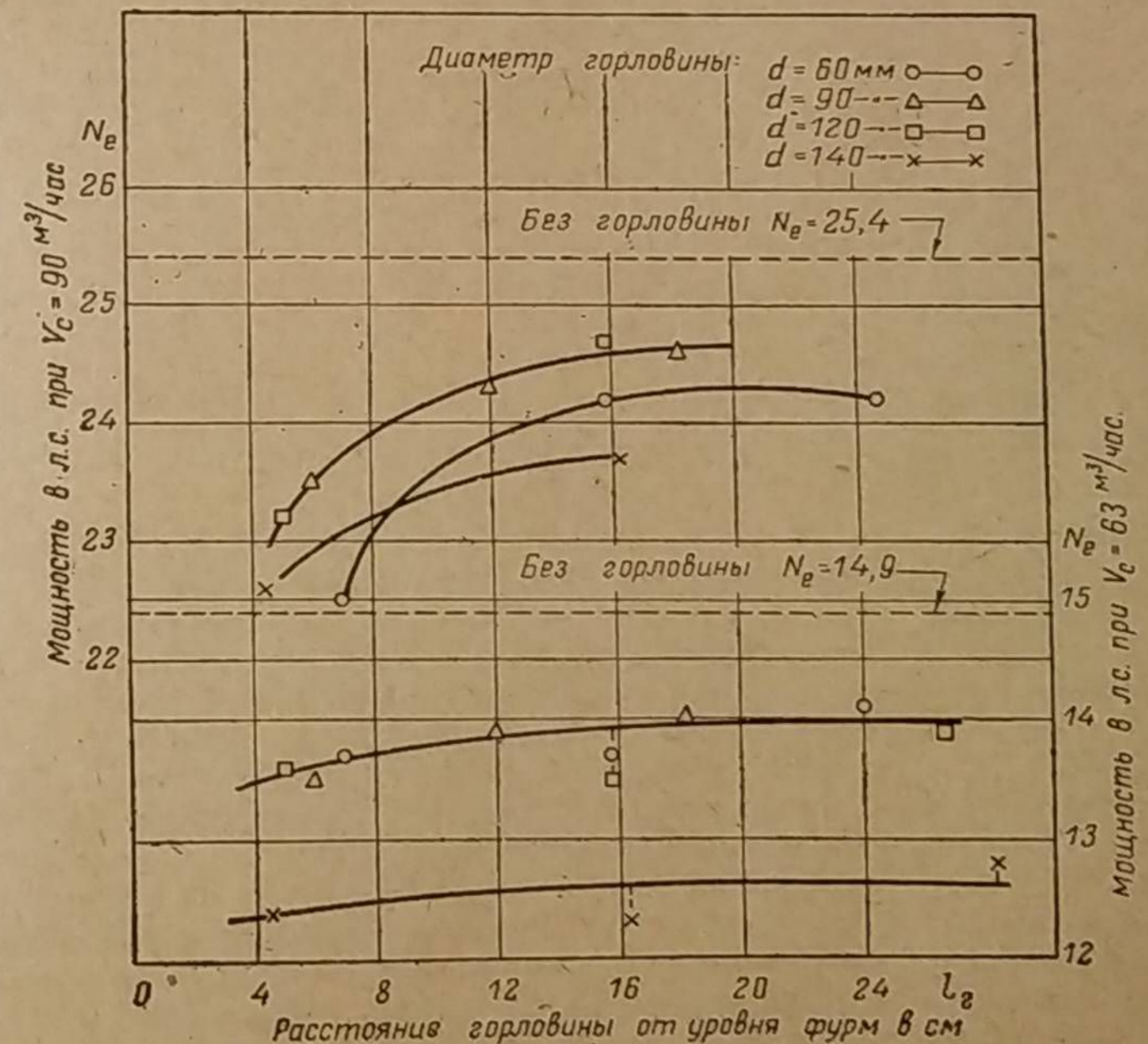
$$\frac{1}{1200} = (0,00122x + 0,01) \left(\frac{1}{V_c} + 0,005 \right) + \frac{1}{2000}.$$

Решив это уравнение относительно x , найдём, что после округления

$$x = \frac{0,23V_c - 8}{0,005V_c + 1} \text{ см.} \quad (31)$$



Фиг. 106. Применяемое расстояние от фурм до центра горловины в зависимости от расхода рабочей смеси.



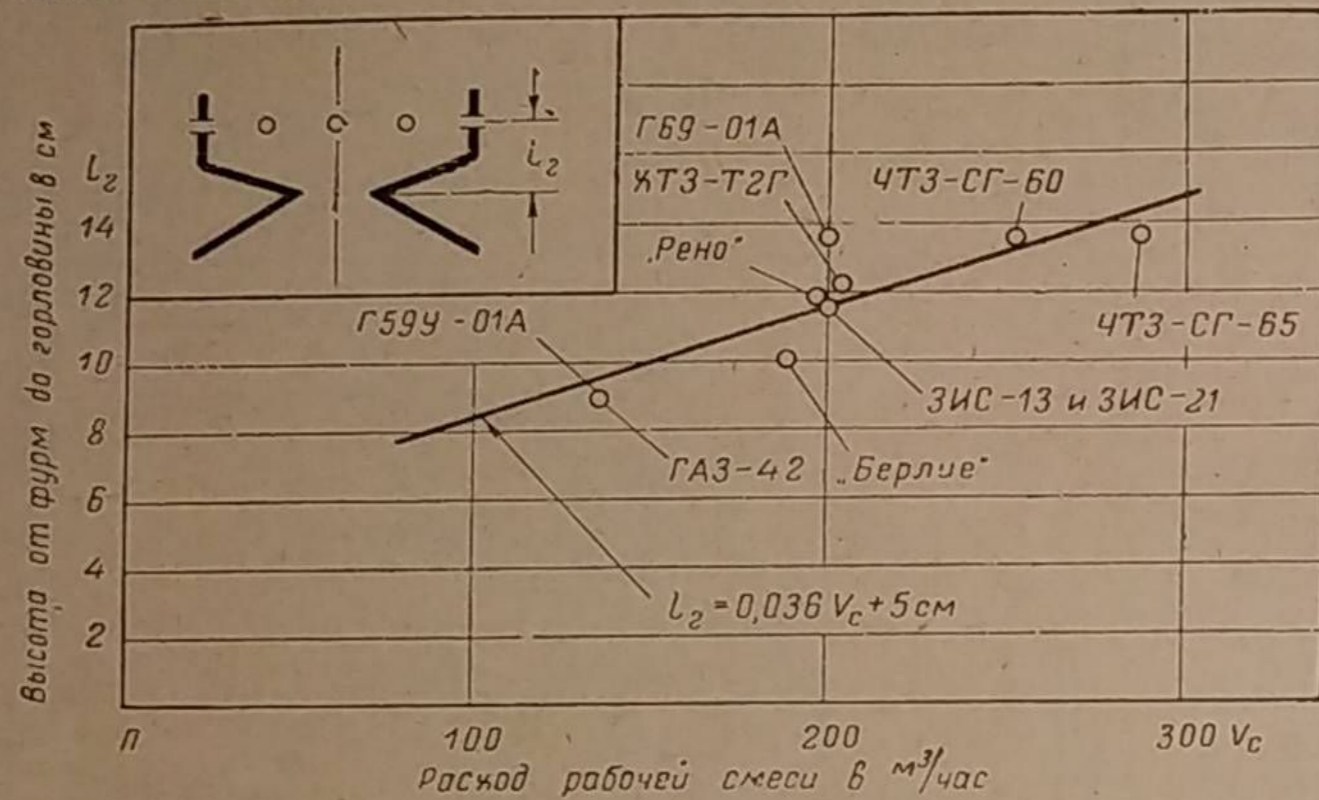
Фиг. 107. Влияние расстояния от горловины до уровня фурм на эффективную мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500 \text{ об/мин}$; диаметр камеры газификации 230 мм.

Сопоставление кривой, удовлетворяющей этому уравнению, с размерами осуществлённых конструкций приведено на фиг. 106.

Расстояние x у большинства камер располагается достаточно близко к изотермической кривой $t = 1\ 200^\circ\text{C}$. Наибольшие отклонения (на 28 и 38 мм) имеют упрощённые камеры газогенераторов Г59У-01А и Г69-01А, у которых расстояние x находится вблизи изотермы $t = 1\ 145^\circ\text{C}$.

Эмпирическое уравнение (31) найдено на основании опытов, проведённых с камерами, имеющими диаметр фурменного пояса 200 и 230 мм, и следовательно его применение нельзя распространить на чрезмерно большие или чрезмерно малые камеры. В интервале диаметров от 200 до 365 мм уравнение (31), как показывает фиг. 106, даёт удовлетворительное совпадение с размерами камер, проверенных в эксплуатации.

По расстоянию x и диаметру фурменного пояса D , применив формулу (28), легко найти l_r .



Фиг. 108. Применяемая высота от уровня фурм до горловины в зависимости от расхода рабочей смеси.

Следует предостеречь от чрезмерного приближения горловины к фурмам, так как при этом наступает падение мощности (см. фиг. 107), которое особенно ощутимо при большом расходе газа.

На фиг. 108 нанесены высоты l_r существующих газогенераторов в зависимости от расхода смеси V_c . Математическую связь l_r с V_c можно представить уравнением

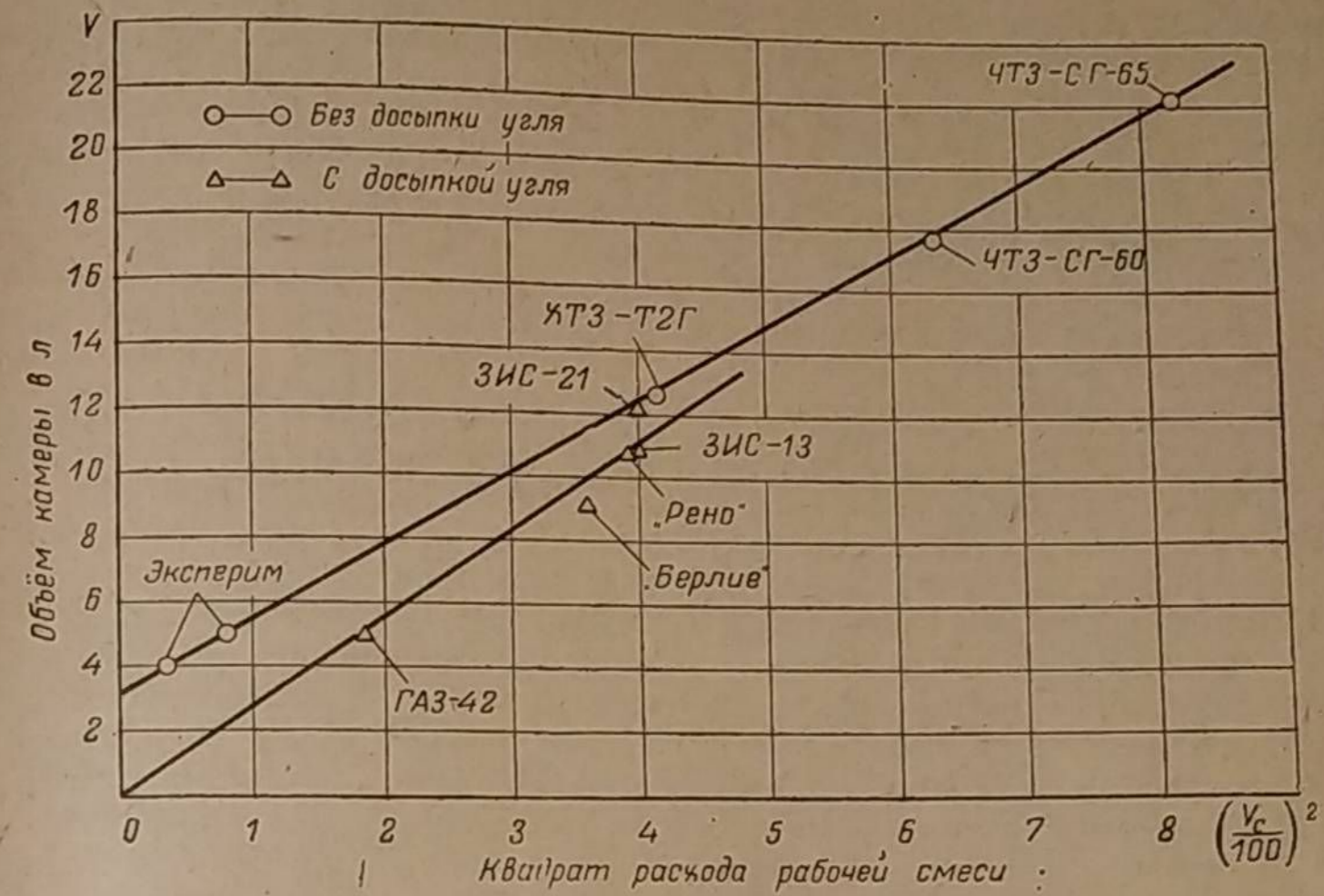
$$l_r = 0,036 V_c + 5 \text{ см.} \quad (32)$$

Выбирать l_r ниже этого значения нежелательно.

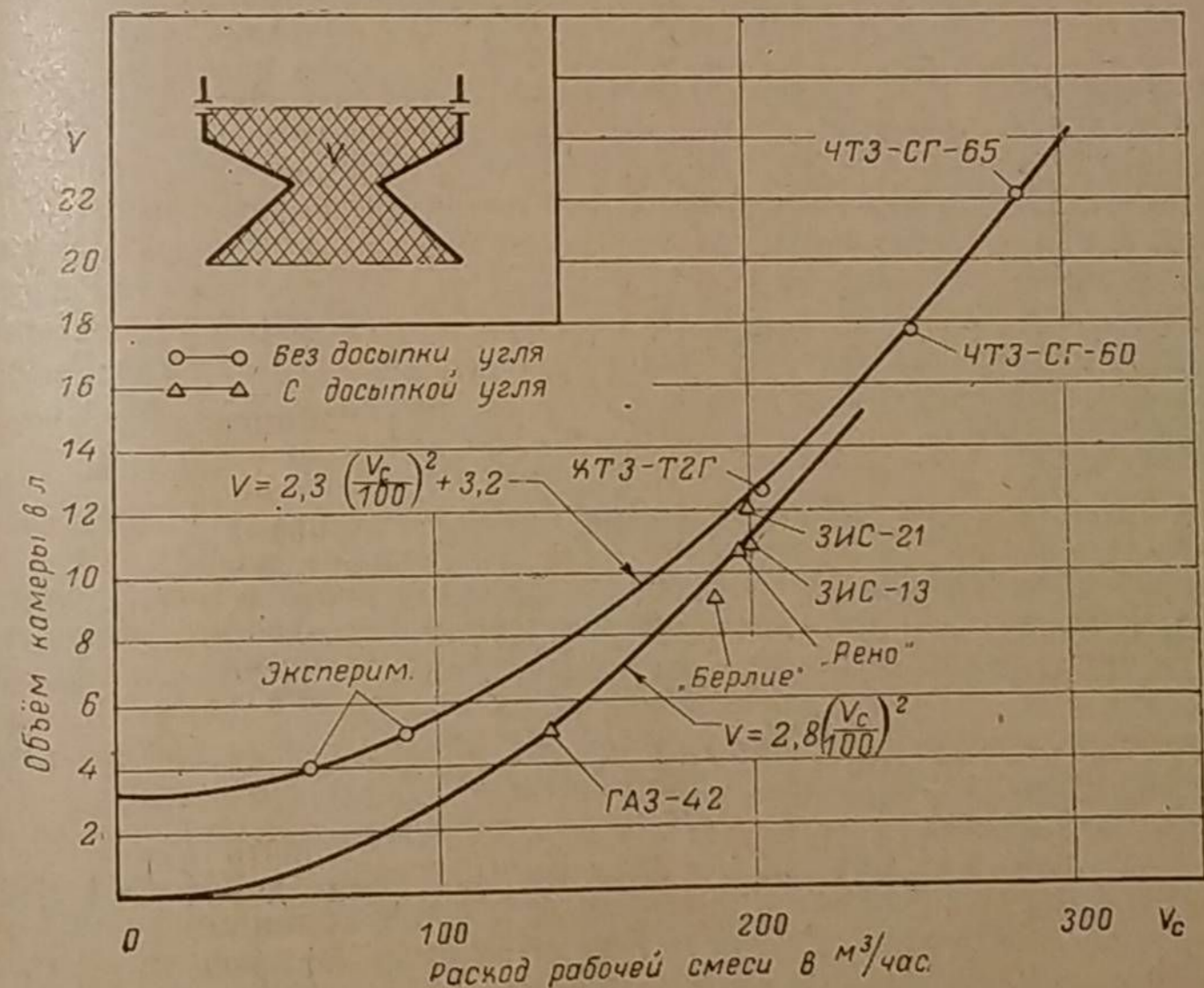
Опытные данные, приведённые на фиг. 107, не указывают на какую-либо закономерность влияния диаметра горловины на мощность двигателя. Однако при эксплуатации газогенератора с малым диаметром горловины последняя иногда засоряется угольной пылью, и тогда сопротивление газогенератора значительно возрастает, достигая 200—300 мм рт. ст., что, помимо снижения мощности двигателя, создаёт угрозу смятия стенок очистителей.

Согласно фиг. 94 полную высоту l камеры от уровня фурм до края нижнего конуса правильнее всего находить, исходя из необходимого объёма камеры. Чтобы установить связь между объёмом камеры V и расходом рабочей смеси V_c , отложим, пользуясь таблицей 12, по оси абсцисс квадрат этого расхода, а по оси ординат — объём камеры (фиг. 109).

Если подразделить все камеры на конструкции с дополнительной досыпкой угля (автомобильный тип) и без досыпки, имеющие горячую колосни-



Фиг. 109. Применяемый объём камеры газификации в зависимости от квадрата расхода рабочей смеси.



Фиг. 110. Применяемый объём камеры газификации в зависимости от расхода рабочей смеси.

новую решётку, через которую проходит газ (тракторный тип), то первая группа точек расположится на одной прямой, удовлетворяющей уравнению:

$$V = 2,8 \left(\frac{V_c}{100} \right)^2 \text{ л}, \quad (33)$$

а вторая группа — на другой прямой, не проходящей через начало координат и удовлетворяющей уравнению:

$$V = 2,3 \left(\frac{V_c}{100} \right)^2 + 3,2 \text{ л}. \quad (34)$$

Эти зависимости представлены на фиг. 110. Точки, соответствующие экспериментальному газогенератору, взяты по кривым фиг. 94. Они отвечают наиболее выгодному объёму камеры, снабжённой колосниковой решёткой при работе без дополнительной досыпки угля.

В тракторных газогенераторах решётку применяют, чтобы уменьшить унос угольной мелочи из газогенератора и чтобы реже производить его перезарядку. Дополнительная досыпка угля в автомобильных газогенераторах, согласно фиг. 89, 90 и 91, не увеличивает мощности двигателя. Однако существует мнение, что при работе на дровах мягких пород (на сосне, ели и пр.) без досыпки угля происходит снижение мощности двигателя, кроме того, увеличивается непостоянство газогенераторного процесса.

В заключение скажем: выведенные выше эмпирические соотношения не претендуют быть единственно справедливыми. Весьма вероятно возможность найти другие зависимости, правильно отражающие влияние конструктивных параметров камеры на процесс. Тем не менее приведённые соотношения приведут к удовлетворительному решению задачи, поскольку они согласованы с конструкциями, проверенными как в лаборатории, так и в эксплуатации.

V. ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ РЕАКЦИОННОГО СЛОЯ ТОПЛИВА В КАМЕРЕ ГАЗИФИКАЦИИ

При движении газа через реакционный слой топлива наблюдается некоторое падение давления газа, происходящее в связи с завихриванием его струй и их трением о поверхность топлива. Это падение давления газа будем называть сопротивлением реакционного слоя топлива.

В работающем газогенераторе сопротивление слоя можно получить как разность между разрежением в верхней части бункера и местом выхода газа из камеры (у колосниковой решётки). Это оказывается возможным потому, что в бункере отсутствуют быстро движущиеся потоки газа, в силу чего разрежение в верхней части бункера не отличается от разрежения в плоскости фурм:

1. Влияние расхода газа

Сопротивление реакционного слоя зависит от скорости газа, проходящего через камеру, и от высоты реакционного слоя, характеризующей длину пути газа. Действительная скорость газа в реакционном слое зависит от плотности слоя, на которую, в свою очередь, влияют: род угля, число и диаметр фурм, скорость воздушного дутья, обуславливающие дробление угля и продолжительность работы газогенератора без чистки.

Определение эмпирической зависимости сопротивления реакционного слоя от геометрических параметров камеры представляет большие технические трудности по причине непрерывно меняющейся плотности слоя при сохранении нагрузочного режима газогенератора постоянным. Поэтому автору пришлось решать эту задачу, прибегнув к большому числу замеров, по которым находились средние значения.

Если рассматривать движение потока газа через слой угля, заполняющего камеру, в среде постоянной температуры, приняв дополнительное условие, что газ не изменяет при этом своего объёма и веса, то характер этого движения будет подчиняться только физическим законам, изученным в гидравлике.

В этом случае, согласно закону истечения, падение давления газа или гидравлическое сопротивление h_1 , оказываемое слоем угля, будет пропорционально квадрату скорости движения газа, т. е.

$$h_1 = a v_r^2,$$

потому что

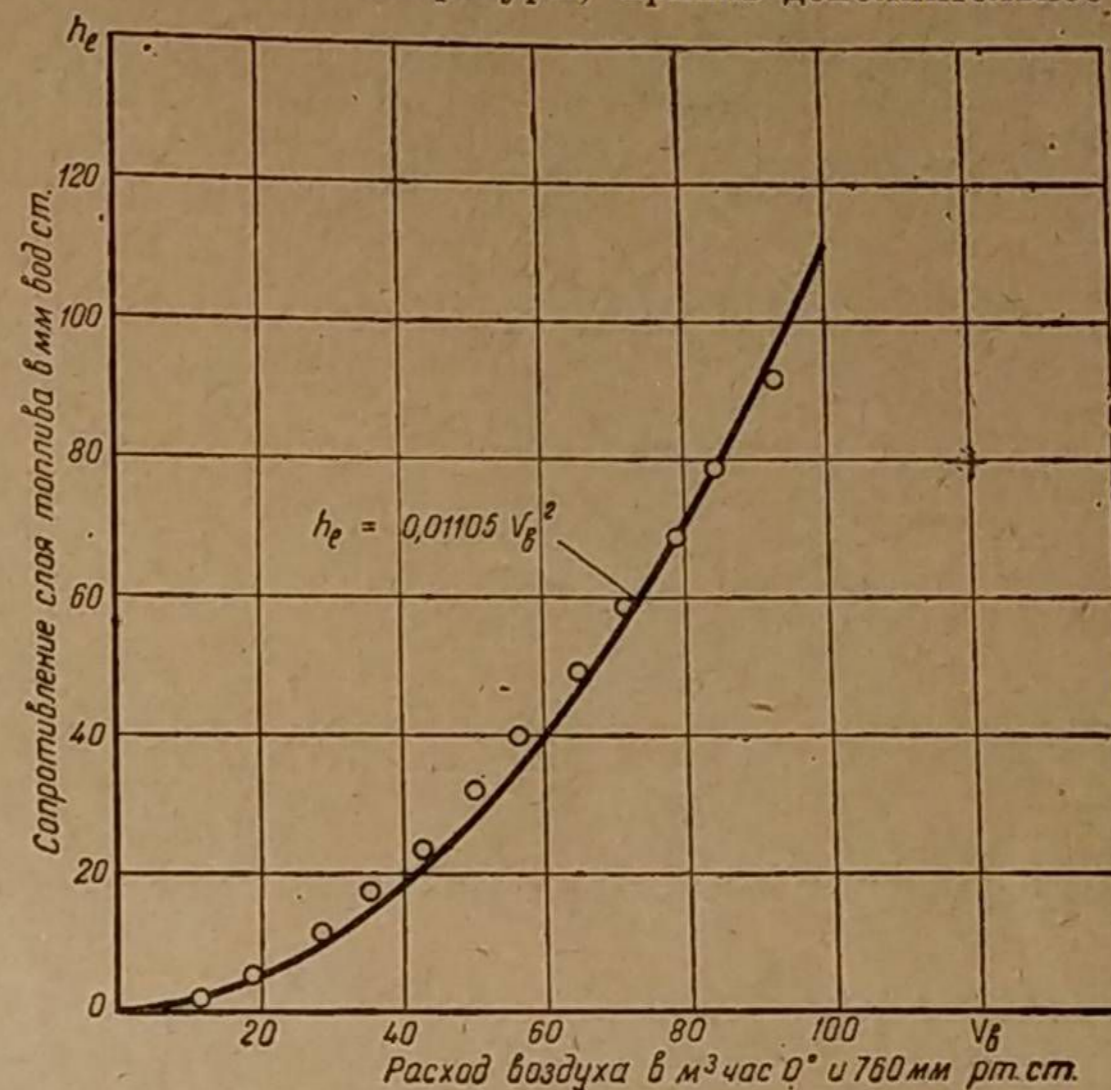
$$h_1 = \zeta_l \frac{\gamma_r v_r^2}{2g},$$

где ζ_l — коэффициент сопротивления слоя угля, находящегося в камере;

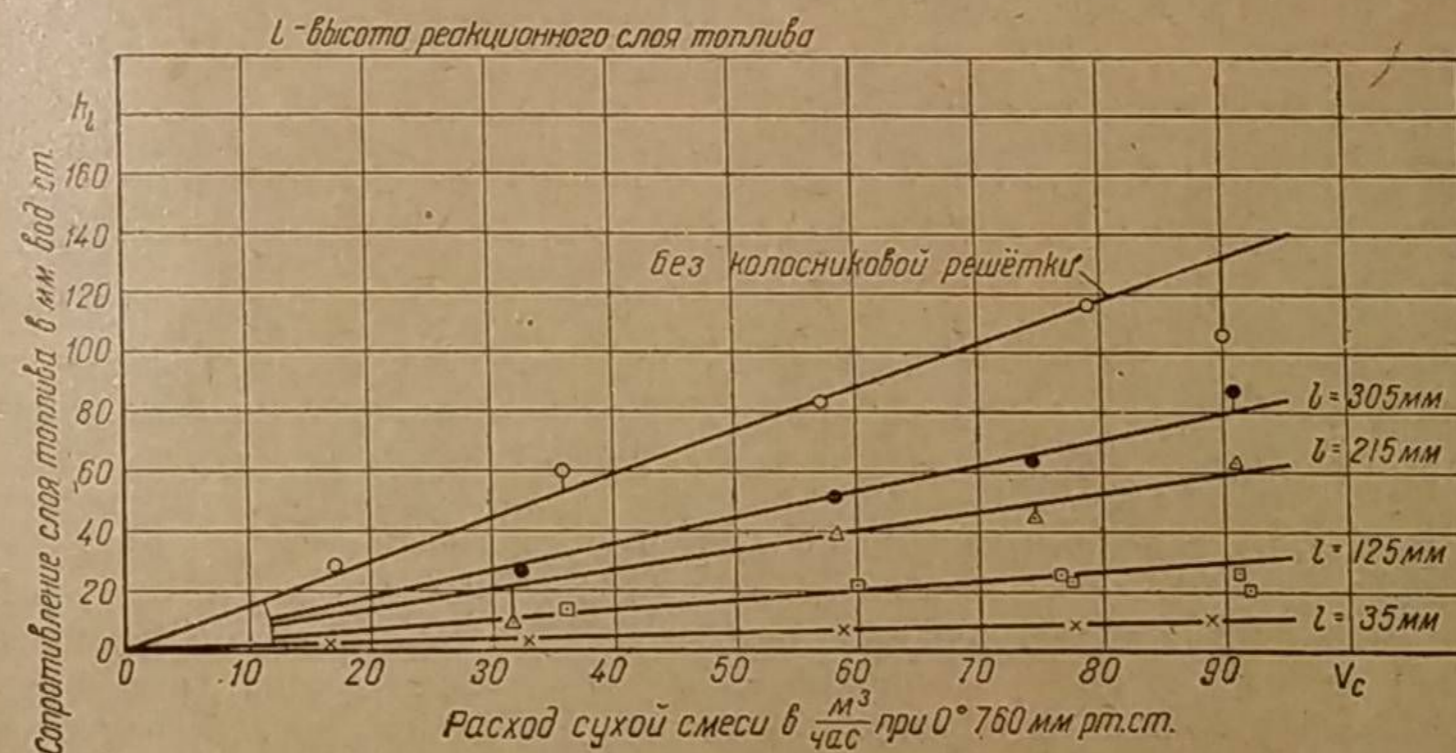
γ_r — удельный вес газа в кг/м^3 ;

v_r — скорость газового потока в камере в м/сек ,

$g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение свободно падающего тела.



Фиг. 111. Зависимость сопротивления топлива в холодном состоянии от расхода воздуха в газогенераторе ГАЗ-42.



Фиг. 112. Зависимость сопротивления слоя топлива в цилиндрической камере различной высоты от расхода рабочей смеси; диаметр камеры 230 мм, 8 фурм диаметром 8 мм.

Следовательно, при известной площади сечения камеры, гидравлическое сопротивление становится пропорциональным квадрату расхода газа

$$h_1 = a_1 V_r^2,$$

где a_1 — коэффициент пропорциональности.

Рассмотренный случай движения постоянного количества газа через камеру при неизменной температуре будет иметь место, если из холодного газогенератора отсасывать воздух.

На фиг. 111 приведены данные замеров сопротивления слоя топлива в камере газогенератора ГАЗ-42 в зависимости от расхода отсасываемого воздуха. Опытные точки расположились вблизи параболы

$$h_l = 0,01105 V_a^2. \quad (35)$$

Таким образом, этим экспериментом целиком подтверждается теоретическое воззрение о пропорциональности сопротивления холодного слоя топлива квадрату расхода воздуха.

Многочисленными опытами удалось установить, что в действительных условиях газификации, когда объём движущегося потока газа увеличивается, а температура изменяется по высоте реакционного слоя, гидравлическое сопротивление прямо пропорционально расходу газа или расходу рабочей смеси в первой степени.

На фиг. 112 представлена эта зависимость между сопротивлением слоя h_l и часовым расходом рабочей смеси газа с воздухом. Замеры сопротивления производились при различных высотах реакционного слоя (от 35 до 305 мм) и получены в экспериментальном газогенераторе с цилиндрической камерой диаметром 230 мм. Большинство опытных точек легло на прямые, проходящие через начало координат. Следовательно, можно записать:

$$h_l = k_1 V_c,$$

где угловой коэффициент k_1 зависит от высоты l слоя топлива.

2. Влияние высоты слоя и диаметра камеры

При одном и том же расходе газа сопротивление слоя тем больше, чем выше слой топлива. По смыслу угловой коэффициент k_1 , должен быть пропорционален высоте слоя l .

Тогда сопротивление слоя будет

$$h_l = k_2 l V_c.$$

На фиг. 113 опытными данными доказывается это положение. Сопротивление h_l слоя топлива для камеры диаметром 230 мм пропорционально его высоте l при условии, конечно, одного и того же расхода смеси, равного в данном случае $100 \text{ м}^3/\text{час}$.

Прямая пропорциональность между сопротивлением слоя и расходом рабочей смеси подтверждается другими опытами с камерами газификации меньшего диаметра. На фиг. 114 приведены данные для цилиндрической камеры диаметром 200 мм, а на фиг. 115 — для камеры диаметром 120 мм. Здесь, в соответствии с предыдущим, сопротивление слоя прямо пропорционально расходу смеси и тем больше, чем выше слой топлива в камере.

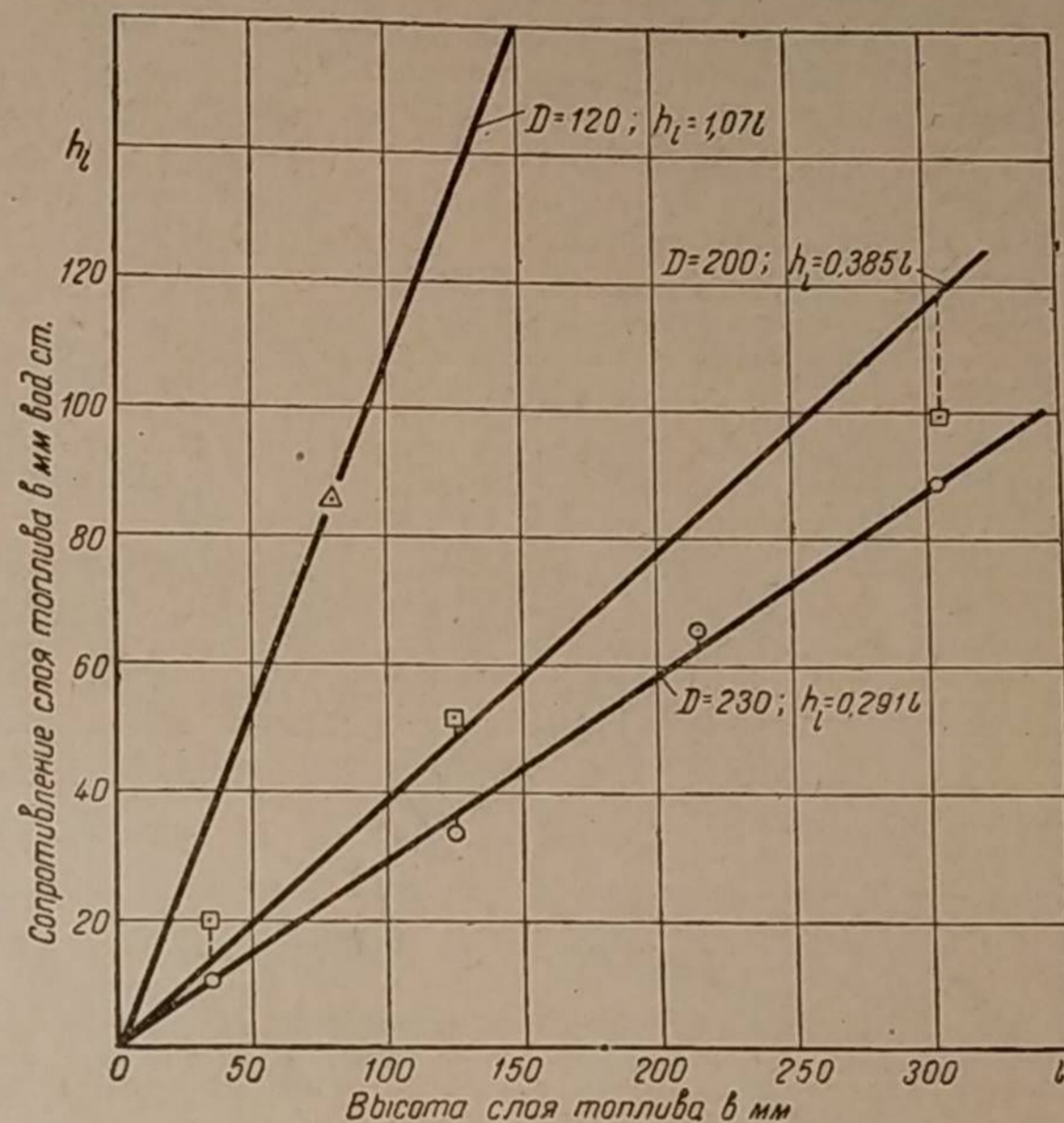
Ввиду того что скорость газа в камере пропорциональна его расходу, можно заключить, что сопротивление слоя будет также пропорционально и скорости газа в камере. Но скорость газа при данном его расходе обратно пропорциональна квадрату диаметра камеры. Этот очевидный вывод позволяет определить сопротивление слоя топлива следующим выражением:

$$h_l = k \frac{l}{D^2} V_c \text{ мм вод. ст.}, \quad (36)$$

где D — диаметр камеры в мм.

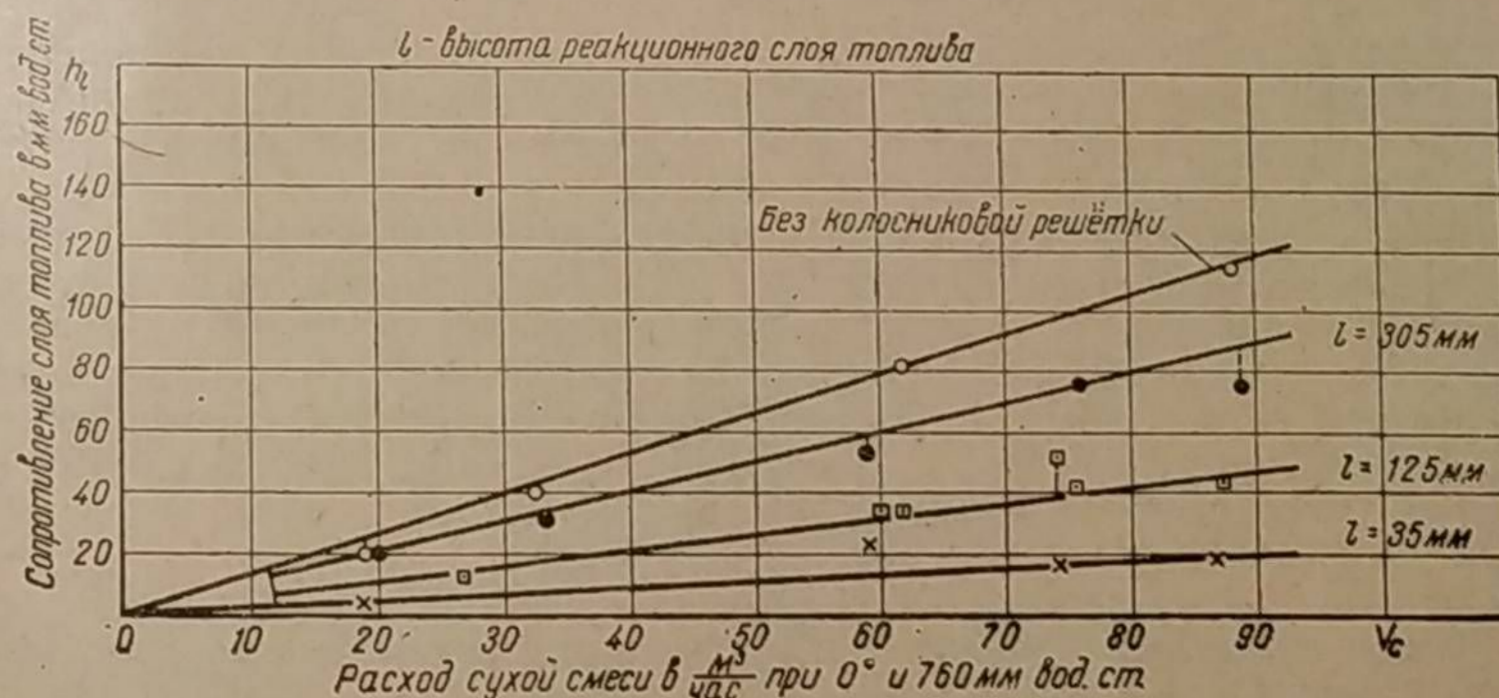
Таким образом, сопротивление реакционного слоя в цилиндрической камере прямо пропорционально высоте слоя и расходу рабочей смеси (или

газа) и обратно пропорционально квадрату диаметра камеры. Коэффициент k зависит от плотности реакционного слоя и поэтому может быть назван коэффициентом сопротивления слоя топлива. Согласно нашим наблюдениям при



Фиг. 113. Зависимость сопротивления слоя топлива от его высоты в камерах различного диаметра при расходе рабочей смеси $V_c = 100 \text{ м}^3/\text{час}$.

работе на берёзовых чурках $k = 154$. Следует иметь в виду, что это значение коэффициента k соответствует вычищенному газогенератору. При загрязнённом газогенераторе k может возрасти в два и более раза.

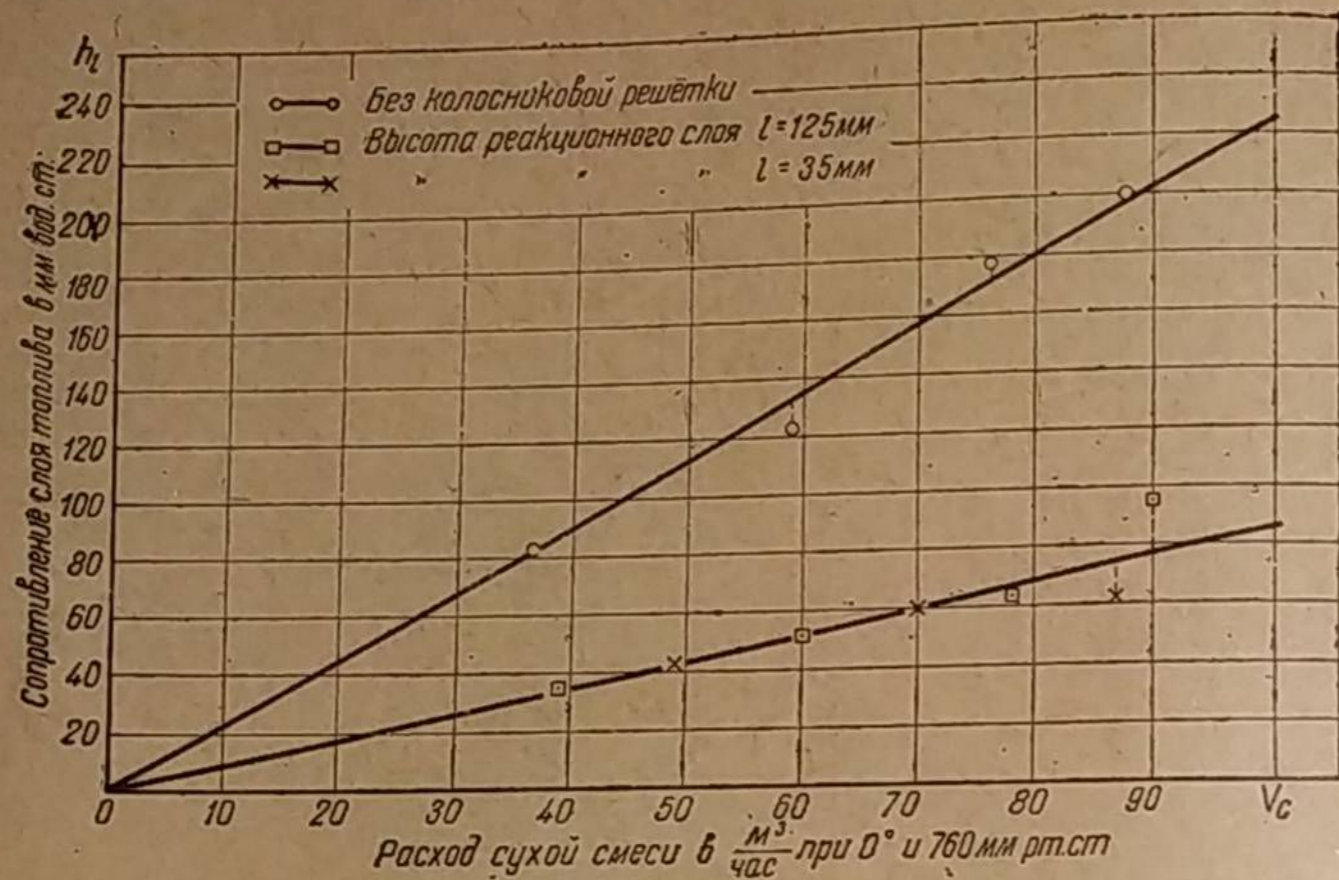


Фиг. 114. Зависимость сопротивления слоя топлива в цилиндрической камере различного диаметра от расхода рабочей смеси; диаметр камеры 200 мм, 8 фурм диаметром 8 мм.

Для трёх различных камер диаметрами 120, 200 и 230 мм при расходе смеси $V_c = 100 \text{ м}^3/\text{час}$, согласно уравнению (36), получаются следующие выражения для сопротивления слоя топлива:

$$h_1 = 154 \cdot \frac{100}{120^2} \text{ л.м.м.}; \quad h_1 = 154 \cdot \frac{100}{200^2} \text{ л.м.м.} \quad \text{и} \quad h_1 = 154 \cdot \frac{100}{230^2} \text{ л.м.м.}$$

или а) $h_1 = 1,070 \text{ л.м.м. вод. ст.};$ б) $h_1 = 0,385 \text{ л.м.м. вод. ст.};$
в) $h_1 = 0,291 \text{ л.м.м. вод. ст.}$



Фиг. 115. Зависимость сопротивления слоя топлива в цилиндрической камере различной высоты от расхода рабочей смеси; диаметр камеры 120 мм, 7 фурм диаметром 8 мм.

На фиг. 113 построены прямые, удовлетворяющие этим уравнениям. Нетрудно видеть для всех камер достаточно хорошее совпадение эмпирической зависимости (36) с результатами экспериментальных наблюдений.

3. Сопротивление реакционного слоя топлива в конусной камере и в камере типа «Имберт»

Существующие газогенераторы обычно имеют камеры, выполненные в виде одного или нескольких конусов. Применительно к этим камерам формула (36) оказывается непригодной, поскольку она выведена для камеры с постоянной площадью сечения.

Найдем подлинное выражение сопротивления реакционного слоя для конусной камеры, изображённой на фиг. 116. Если в каком-либо её сечении $x-x$ выделить слой угля, имеющий бесконечно малую высоту dl , то сопротивление этого слоя можно найти как для цилиндрической камеры с диаметром D и высотой dl . Следовательно, элементарное сопротивление выделенного слоя будет:

$$dh_1 = k \frac{dl}{D^2} V_c.$$

Полное сопротивление камеры представляет сумму элементарных сопротивлений всех её бесконечно малых слоёв в границах от 0 до b :

$$h_1 = k \int_0^b \frac{dl}{D^2} V_c.$$

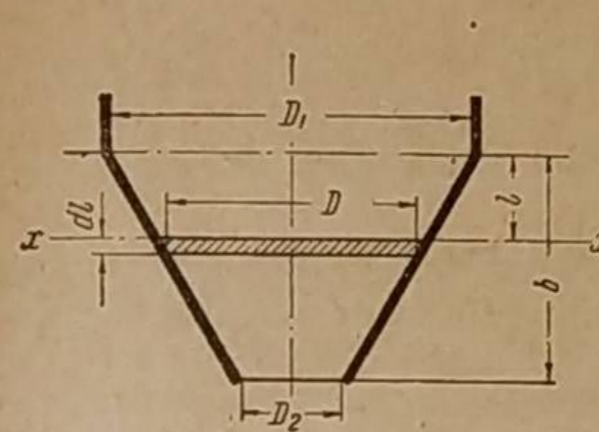
Если принять с некоторой погрешностью расход газа для всех слоёв камеры постоянным, то и расход смеси

$$V_c = \text{const},$$

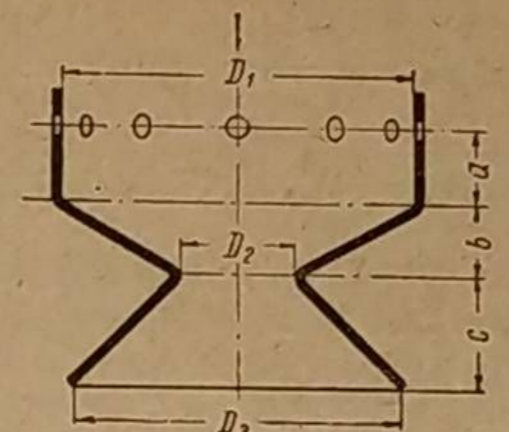
$$h_1 = k V_c \int_0^b \frac{dl}{D^2}.$$

На фиг. 116 видно, что

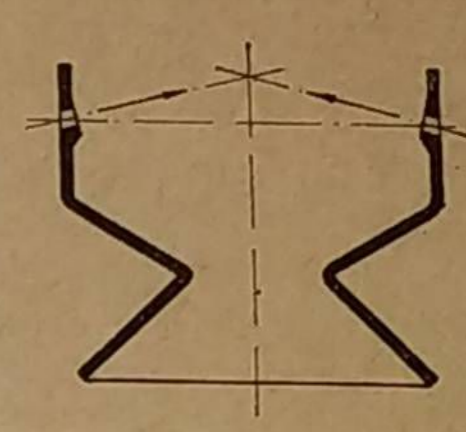
$$\frac{D_1 - D}{l} = \frac{D_1 - D_2}{b};$$



Фиг. 116. Схема конусной камеры газификации.



Фиг. 117. Схема камеры газификации типа «Имберт».



Фиг. 118. Наклонное расположение фурм в камере типа «Имберт».

откуда

$$D = D_1 - \frac{D_1 - D_2}{b} l,$$

где D и l величины переменные.

Дифференцируем это уравнение:

$$dD = - \frac{D_1 - D_2}{b} dl;$$

откуда

$$dl = - \frac{b}{D_1 - D_2} dD.$$

Если теперь dl выразить через dD , то

$$h_1 = - k V_c \int_{D_1}^{D_2} \frac{b}{(D_1 - D_2) D^2} dD = - \frac{k b V_c}{D_1 - D_2} \left[- \frac{1}{D} \right]_{D_1}^{D_2} = \frac{k b V_c}{D_1 - D_2} \left[\frac{1}{D_2} - \frac{1}{D_1} \right] = \frac{k b V_c}{D_1 D_2}.$$

Итак, полное сопротивление конусной части камеры составляет

$$h_1 = k \frac{b}{D_1 D_2} V_c \text{ мм вод. ст.}, \quad (37)$$

где

b — высота камеры в мм;

D_1 и D_2 — диаметры усеченного конуса в мм;

V_c — расход смеси, поступающей в двигатель в $\text{м}^3/\text{час}$ при 0° и 760 мм рт. ст.;

k — коэффициент сопротивления слоя топлива.

Надо сказать, что для конуса, уходящего книзу, получается тот же результат.

Сопротивление камеры газификации типа «Имберт», очевидно, складывается из сопротивлений трёх её элементов: цилиндра и двух конусов,

сложенных вместе меньшими основаниями (фиг. 117). Следовательно, её сопротивление, как нетрудно заключить, будет равно:

$$h_l = kV_c \left(\frac{a}{D_1^2} + \frac{b}{D_1 D_2} + \frac{c}{D_2 D_3} \right) \text{ мм вод. ст.} \quad (38)$$

Для газогенератора ГАЗ-42, у которого

$$D_1 = 200 \text{ мм}, \quad a = 35 \text{ мм};$$

$$D_2 = 120 \text{ мм}, \quad b = 52 \text{ мм};$$

$$D_3 = 270 \text{ мм}, \quad c = 87 \text{ мм};$$

сопротивление камеры составит при расходе $120 \text{ м}^3/\text{час}$:

$$h_l = 154 \cdot 120 \left[\frac{35}{200^2} + \frac{52}{200 \cdot 120} + \frac{87}{120 \cdot 270} \right] = 106 \text{ мм вод. ст.}$$

Сопротивление слоя угля, окружающего камеру, весьма незначительно из-за малых скоростей газа, и поэтому его в расчёт можно не принимать.

Следует указать, что приведённые здесь эмпирические формулы базируются на опытном материале, полученном с камерами, обеспечивающими относительно хорошую стабильность плотности реакционного слоя. Однако могут существовать и камеры с неправильной конфигурацией, при которой возможно быстрое изменение плотности реакционного слоя. Так, например, если в камере типа «Имберт» фурменные отверстия расположить наклонно, как показано на фиг. 118, то центр активного горения переместится кверху. Это ослабит сгорание мельчайших частиц угля в горловине и вызовет повышение в ней плотности слоя и рост сопротивления потоку газа. То же явление может иметь место и при чрезмерном удалении горловины от плоскости фурм.

ГЛАВА 3 СКОРОСТЬ ВОЗДУШНОГО ДУТЬЯ В ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРАХ

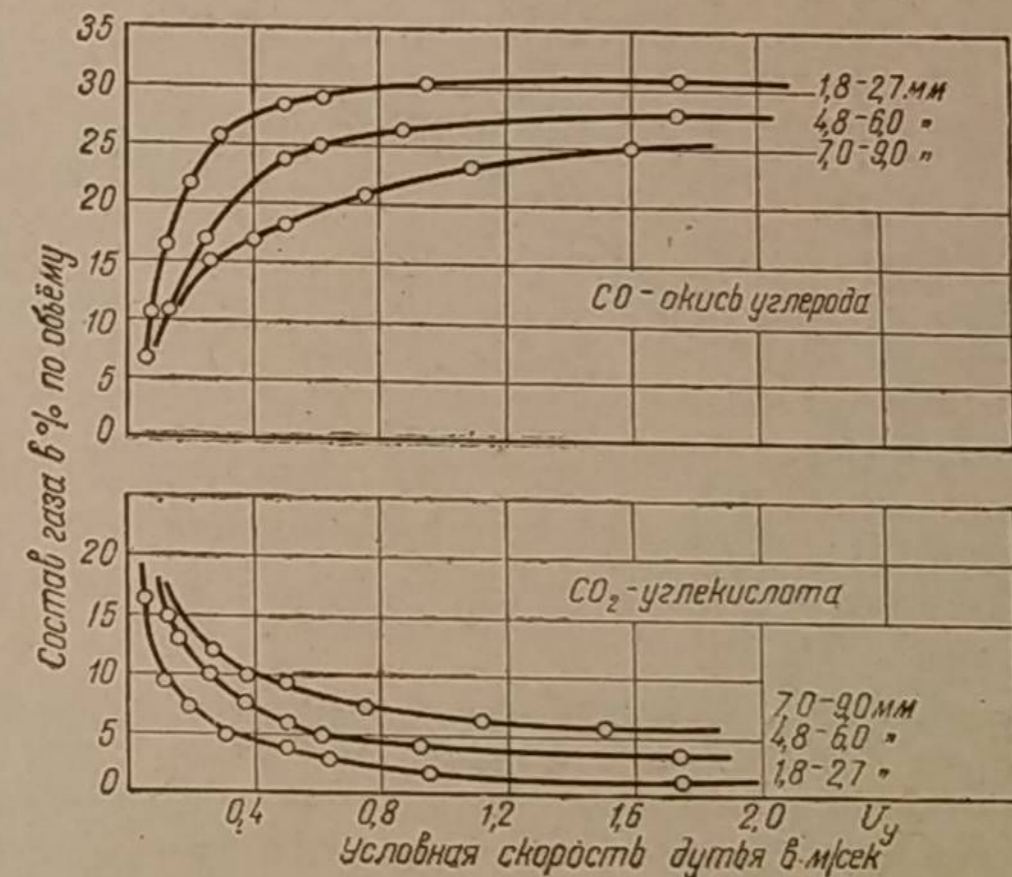
1. ЗНАЧЕНИЕ СКОРОСТИ ВОЗДУХА ПРИ ЕГО ВЫХОДЕ ИЗ ФУРМ

Скорость воздуха при выходе из фурм несомненно является фактором первостепенного значения, активно влияющим на ход газогенераторного процесса.

Как известно, М. К. Гродзовский и З. Ф. Чуханов многочисленными опытами, проведёнными в Институте азота, доказали, что даже при весьма малой высоте реакционного слоя топлива по мере увеличения скорости воздуха, свободно вводимого сверху в слой топлива, химический состав газа улучшается и может достигнуть нормального значения.

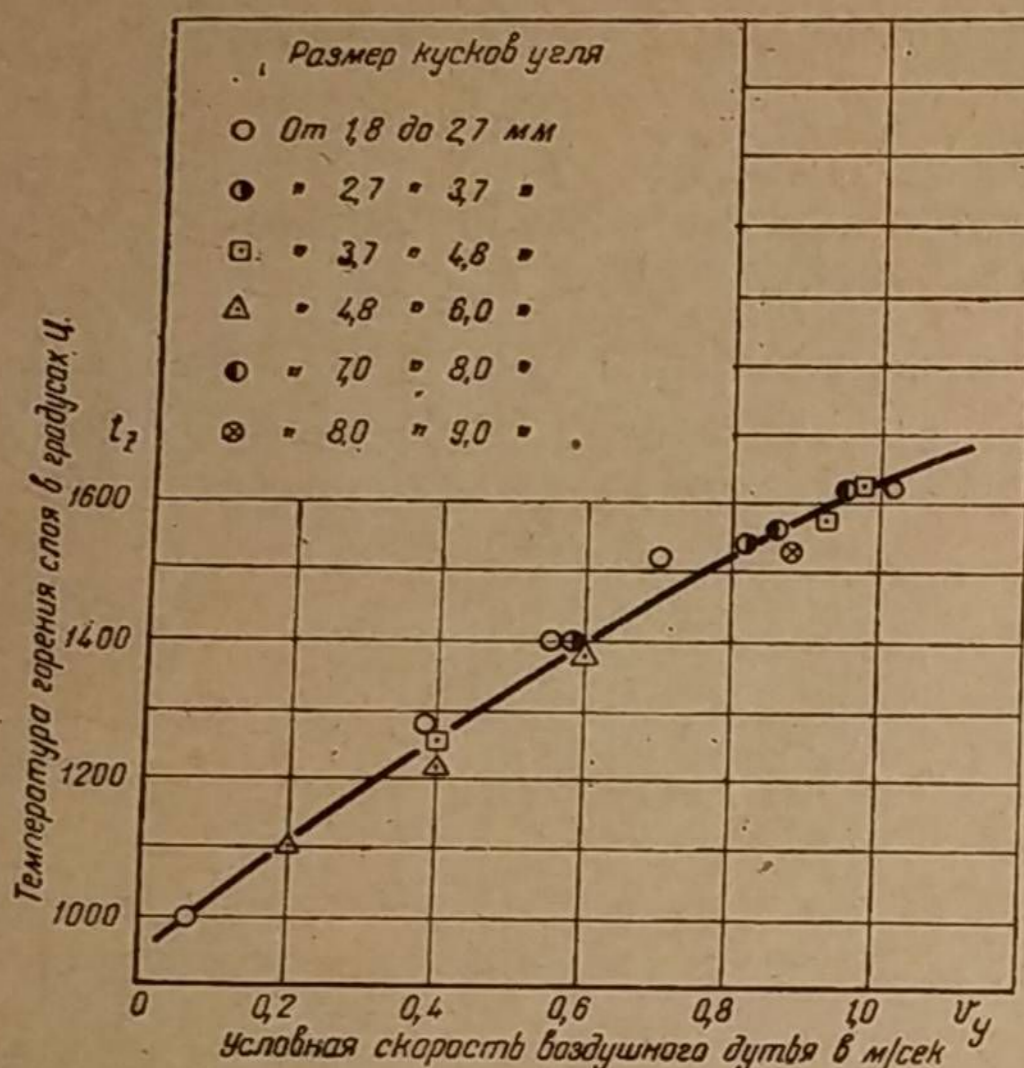
На фиг. 119 приведены данные Х. И. Колодцева [5], иллюстрирующие аналогичные изменения CO и CO_2 в зависимости от скорости входа воздуха в слой топлива при различной крупности частиц древесного угля. Эксперименты проводились в сугубо лабораторных условиях.

Топливо размельчалось до величины от 1,8 до 9 мм и газифицировалось в кварцевой трубке. Опытами установлено, что по мере увеличения крупности применяемых частиц топлива, необходимая высота слоя увеличивается и минимальная скорость дутья, при которой наступает удовлетворительное качество газа, возрастает. Кроме того, Х. И. Колодцевым найдена зависимость температуры горения слоя топлива от условной скорости воздушного дутья, вычисленной на свободное сечение трубки (фиг. 120). Интересно, что размер частиц угля в пределах от 1,8 до 9 мм не оказывает влияния на температуру горения, которая изменяется только от скорости дутья.



Фиг. 119. Образование воздушного газа в слое древесного угля различной крупности частиц в зависимости от условной скорости дутья.

Газификация топлива в камере транспортного газогенератора, где воздух подводится через фурмы с высокой скоростью, имеет существенные физические особенности, отличающиеся от условий газификации в трубке или в прямой цилиндрической камере со свободным входом воздуха в слой топлива. В этом случае линейные скорости газовых масс почти одинаковы по высоте камеры, и поэтому фактор скорости потока воздуха в момент его контактирования с поверхностью топлива зависит при данном расходе воздуха от диаметра камеры, который стремятся уменьшить, чтобы получить так называемую высокоскоростную газификацию. Наличие же фурм, не изменяя размеров камеры, даёт возможность иметь достаточно высокую скорость потока воздуха при его контактировании с топливом. Поэтому процесс высокоскоростной газификации перемещается к устьям фурм и может быть



Фиг. 120. Влияние скорости воздушного дутья на температуру сгорания электродного угля.

осуществлён в камере большого диаметра. Таким образом, благодаря наличию фурменного подвода воздуха скоростной процесс в транспортных газогенераторах конструктивно разрешается совершенно по-иному и более разумно. Попытки газифицировать топливо в камере малого диаметра неминуемо вызывают ухудшение подачи топлива в камеру и рост гидравлических сопротивлений реакционного слоя топлива ввиду того, что масса газа по всей высоте такой камеры имеет чрезвычайно высокую скорость.

Любопытно отметить, что многие лица при рассмотрении газогенераторного процесса в однофурменном древесноугольном газогенераторе типа «Гоен-Пулен» признают в нём

наличие высокоскоростного процесса. Для дровяных же газогенераторов типа ГАЗ-42 или ЗИС-21 эти лица почему-то делают исключение. Они полагают, что выше горловины — в «зоне горения» — происходит полное сгорание топлива, а ниже горловины продукты этого полного сгорания восстанавливаются и образуют генераторный газ. Отсюда утвердилось понятие о существовании в транспортном газогенераторе так называемой «зоны восстановления». Такое вульгаризированное представление действительного процесса, к сожалению, получило широкое распространение. На самом же деле, в существе химизма процессов этих газогенераторов принципиальной разницы нет, так как многофурменный газогенератор с периферийным дутьём объединяет в одной камере несколько однофурменных газогенераторов типа «Гоен-Пулен» при помощи фурменного пояса, в котором, кстати сказать, воздух подводится с той же скоростью, что и в газогенераторе «Гоен-Пулен», т. е. со скоростью 30—40 м/сек.

С этой точки зрения особенно интересны исследования газогенераторного процесса в кварцевой трубке, поскольку действующие при этом условия тождественны с характером сгорания топлива в непосредственной близости

к фурмам. Исследование высокоскоростной газификации объяснило, почему в транспортном газогенераторе, несмотря на малые размеры камеры газификации, возможно вполне удовлетворительное протекание газогенераторного процесса.

Исследования автора, проведённые на экспериментальном газогенераторе при переменной высоте реакционного слоя, дополнительно показали, что интенсивность сгорания топлива далеко не одинакова для всех его слоёв. Активное сгорание происходит только перед фурмой, на некотором, небольшом от неё расстоянии, где расходуются почти весь кислород воздуха и подавляющая часть топлива. Эта зона в поперечном направлении ограничивается контуром струи воздуха, выходящего из устья фурмы. Фронт ярко светящейся зоны горения можно наблюдать при малой толщине слоя топлива через верхнее днище газогенератора, снабжённое стеклянным глазком. Кроме того, опытами было доказано, что газогенераторный процесс в основном также завершается в непосредственной близости от фурм. Поэтому для понимания рабочего процесса нужно знать причины, влияющие на конфигурацию и дальность струи воздуха, выходящего из фурмы.

Признавая аналогию между процессами газификации, протекающими перед фурмой обычного газогенератора и в кварцевой трубке, придём к следующим выводам.

1) увеличение скорости выхода воздуха из фурм не может вызвать ухудшения химического состава газа;

2) увеличение скорости воздуха, выходящего из фурм, влечёт за собой повышение температуры массы топлива, сгорающего перед фурмой. Поэтому, чтобы уменьшить тепловую инерцию слоя, т. е. чтобы при резком увеличении расхода газа ускорить повышение температуры в слое, скорость воздуха, при его выходе из фурм, желательно иметь наибольшей.

Однако, с другой стороны, увеличение этой скорости приводит к росту сопротивления фурм и к ухудшению наполнения двигателя рабочей смесью. Поэтому при выборе наиболее выгодной скорости воздуха у фурм постоянного отверстия приходится идти на компромиссное решение, чтобы иметь приемлемые значения мощности двигателя при различных режимах его работы.

Скорость воздушного дутья изучалась автором в двух направлениях: 1) на лабораторной установке исследовалось истечение воздуха из фурм, имеющих различный профиль и размер; одновременно изучалась аэродинамика свободных струй воздуха;

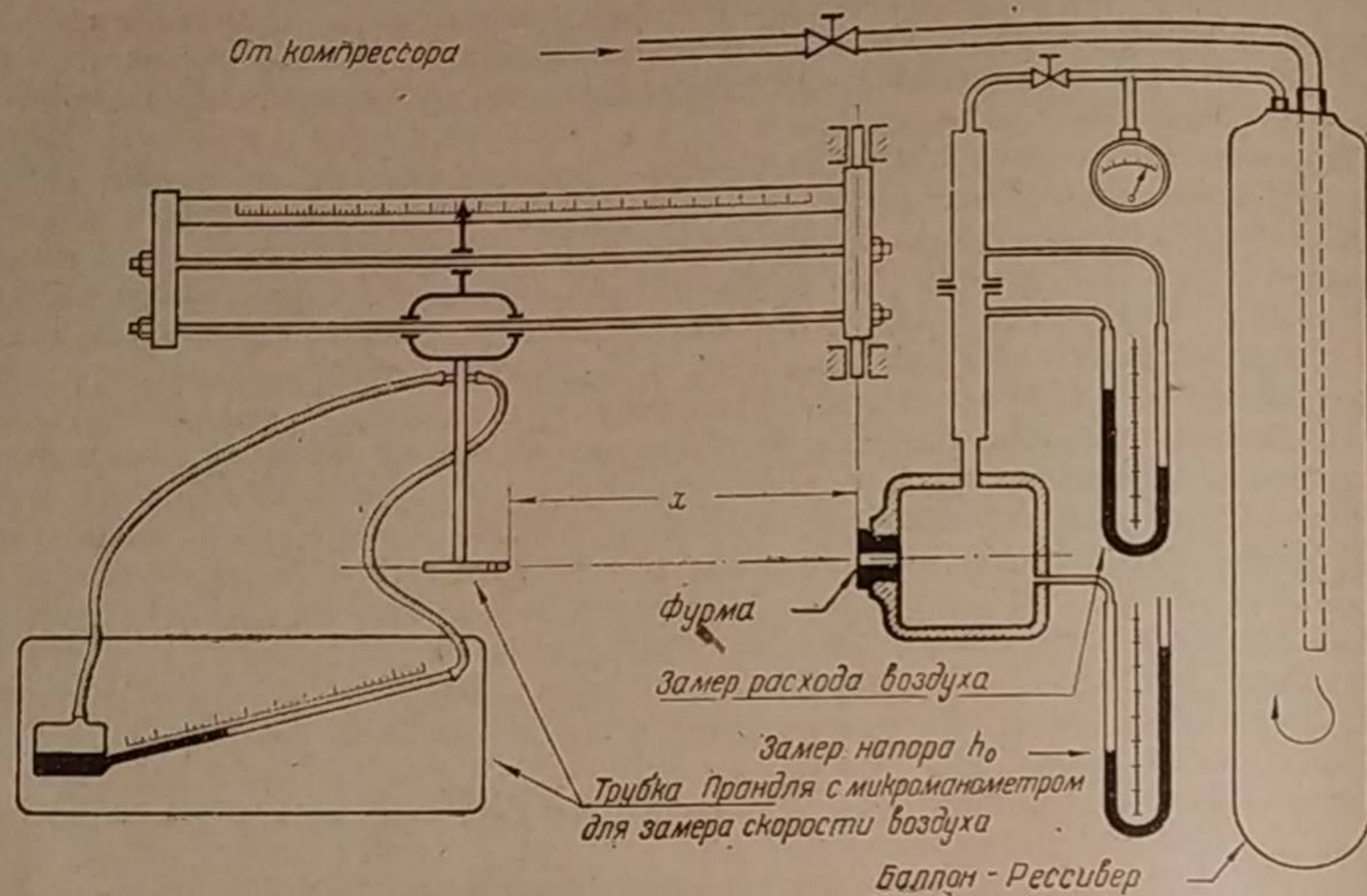
2) в действительных условиях было выявлено влияние скорости воздушного дутья, профиля и количества фурм на рабочий процесс газогенератора и на мощность двигателя.

II. АЭРОДИНАМИКА СВОБОДНОЙ СТРУИ ВОЗДУХА, ВЫХОДЯЩЕГО ИЗ ФУРМЫ

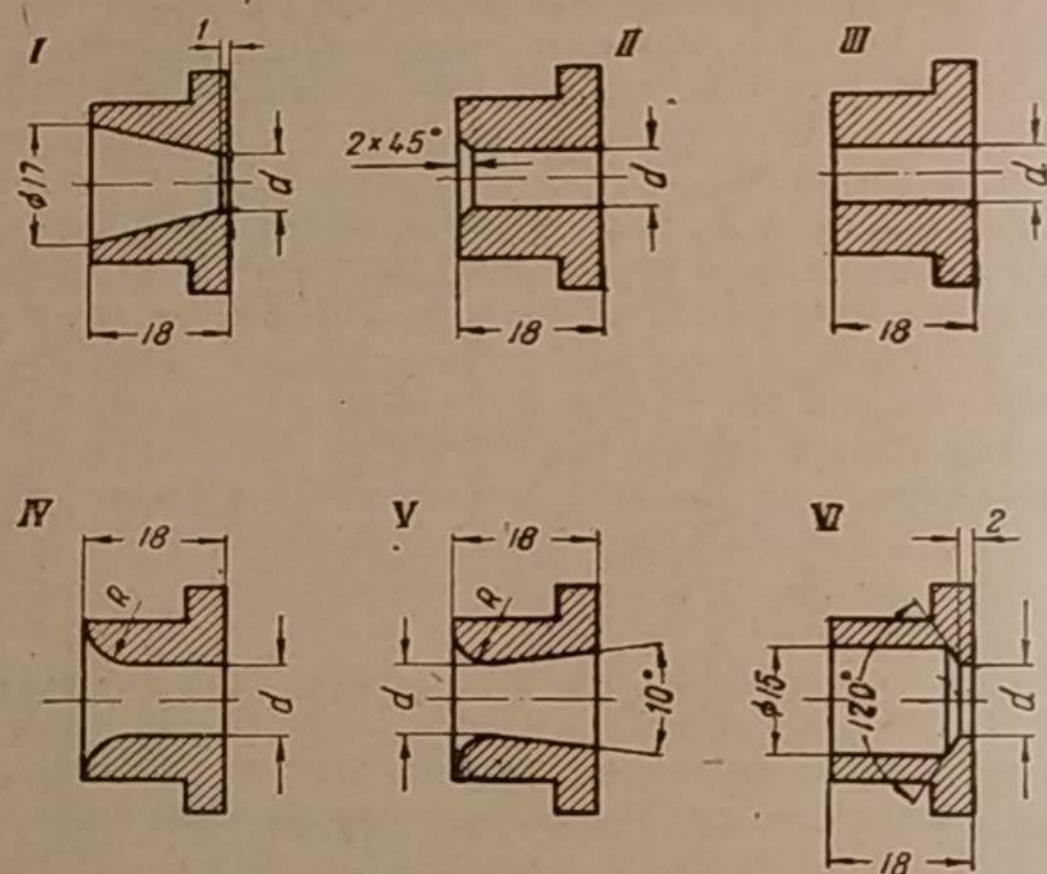
Свободной струёй называется поток жидкости (газа), движущейся в среде неподвижной жидкости тех же физических свойств, что и вещество струи.

В камере газификации свободной струи в строгом смысле этого понятия быть не может, поскольку поток воздуха, выходящего из фурмы, встречает на своём пути куски топлива. Однако, чтобы получить приблизительное представление о границах струи воздуха, охватывающей какую-то зону топлива, в зависимости от профиля фурмы, нужно по аналогии обратиться к свойствам свободной струи, учитывая, что в фурменном поясе промежутки, которые образуют куски топлива, достаточно велики.

В НАТИ в 1934 г. автором [6] было проведено изучение свободных струй воздуха, выходящего из фурм, в числе которых находились конструкции, применявшиеся в транспортных газогенераторах. Установка, специально построенная для этих испытаний, показана на фиг. 121. Воздух поступал из ресивера с избыточным давлением, куда он нагнетался компрессором.



Фиг. 121. Схема лабораторной установки для испытания фурм.



Размеры в мм

Фурма	IV	V
d	R	R
3	9	8
6	8	7
8	7	6
10	6	5

Фурмы I, II, III, VI, VII имеют:
d = 3; 6; 8; 10 мм

Фиг. 122. Профили фурм, испытанных воздухом.

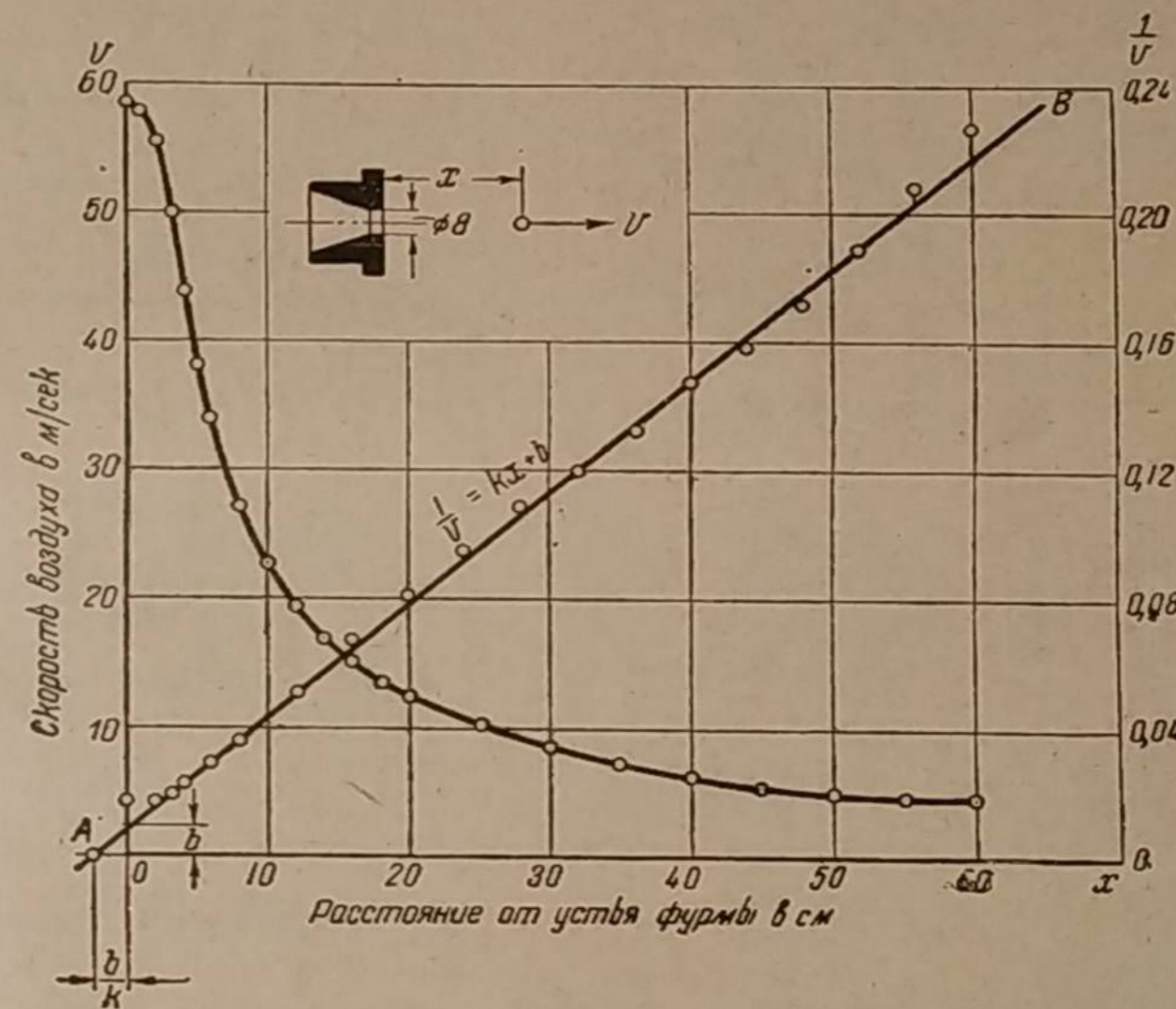
Были испытаны семь различных профилей фурм (фиг. 122), причём фурмы каждого профиля имели диаметры отверстий 3, 6, 8 и 10 мм.

Струя воздуха характеризовалась изменением скорости вдоль её оси и по углу отклонения на одинаковом расстоянии от устья фурмы. Скорость в каждой точке определялась трубкой Прандтля.

1. Осевые характеристики фурм

а) Определение

Как уже упоминалось, скорость струи воздуха, выходящего из фурмы транспортного газогенератора, уменьшается как в осевом, так и в поперечном направлениях. Графическое изображение скорости воздушной струи в зави-



Фиг. 123. Осевая характеристика фурмы I—8 при расходе воздуха $V_0 = 160$ л/мин и при $h_0 = 207$ мм вод. ст.

симости от расстояния рассматриваемой точки от устья фурмы в направлении её оси будем называть осевой характеристикой фурмы. На фиг. 123 изображена одна из таких характеристик для фурмы, имеющей конический профиль типа I—8 при расходе воздуха 160 л/мин, т. е. $9,6$ м³/час. Римская цифра I означает профиль фурмы согласно фиг. 122, а арабская цифра 8— её наименьший диаметр в миллиметрах.

Фиг. 123 показывает, что вблизи устья фурмы на небольшом пути скорость поддерживается постоянной порядка 58 м/сек. Этот путь называется начальным участком. Постоянство скорости объясняется здесь тем, что центральная часть струи не испытывает на этом участке тормозящего влияния окружающей среды. Ширина области постоянных скоростей у устья фурмы равна диаметру отверстия фурмы (фиг. 124). По мере удаления от устья эта область равномерно сужается до нуля к концу начального участка. Ширина всей струи, наоборот, непрерывно расширяется, начиная от устья фурмы. Это расширение происходит потому, что струя постепенно увлекает ранее неподвижные частицы окружающей среды. Таким образом, по мере удаления от

устья фурмы масса движущейся жидкости непрерывно возрастает, а скорость её снижается.

Резкое снижение скорости центральных частиц струи наступает сразу после начального участка (см. фиг. 123). Интенсивность этого снижения постепенно ослабевает, а сама скорость асимптотически стремится к нулю.

Если откинуть начальный участок, то получим кривую, напоминающую ветвь равнобокой гиперболы, отнесённой к своим асимптотам. Чтобы проверить существование такой закономерности, отложим по оси ординат величины, обратные скоростям воздуха ($\frac{1}{v}$), как функции расстояния x . Построение показывает, что все точки такой зависимости, кроме нескольких крайних, укладываются на прямую AB , уравнение которой имеет вид:

$$\frac{1}{v} = kx + b. \quad (39)$$

или после преобразования

$$v \left(x + \frac{b}{k} \right) = \frac{1}{k}. \quad (40)$$

Следовательно, получаем уравнение гиперболы:

$$v \left(x + \frac{b}{k} \right) = \text{const.}$$

где $\frac{b}{k}$ представляет отрицательное смещение оси ординат в полюс A (см. фиг. 123)

Если начало координат перенести в точку A , где новые абсциссы

$$x' = x + \frac{b}{k},$$

то на основании уравнения (40) получим:

$$v = \frac{1}{kx'}; \quad (41)$$

Фиг. 124. Схематическое изображение свободной струи.

а это означает, что скорость струи воздуха, выходящей из фурмы типа I, обратно пропорциональна расстоянию до полюса A !

Этот эмпирически установленный закон может быть найден теоретическим путём. Г. Н. Абрамович [7] в своём исследовании свободных струй выводит из уравнения полного количества движения секундной массы воздуха для центра круглой струи такое же выражение скорости

$$v = \frac{\text{const.}}{x}.$$

Здесь x представляет собой расстояние рассматриваемого сечения до полюса струи, причём полюсом тут является точка пересечения границ струи (см. фиг. 124).

И теория и опытный материал указывают на асимптотическое уменьшение скорости струи; поэтому на её оси не может быть такой реальной точки, где бы скорость равнялась нулю.

Найдём теперь затухание скорости воздушной струи, т. е. быстроту её уменьшения по мере удаления от фурмы. Затухание скорости выразится

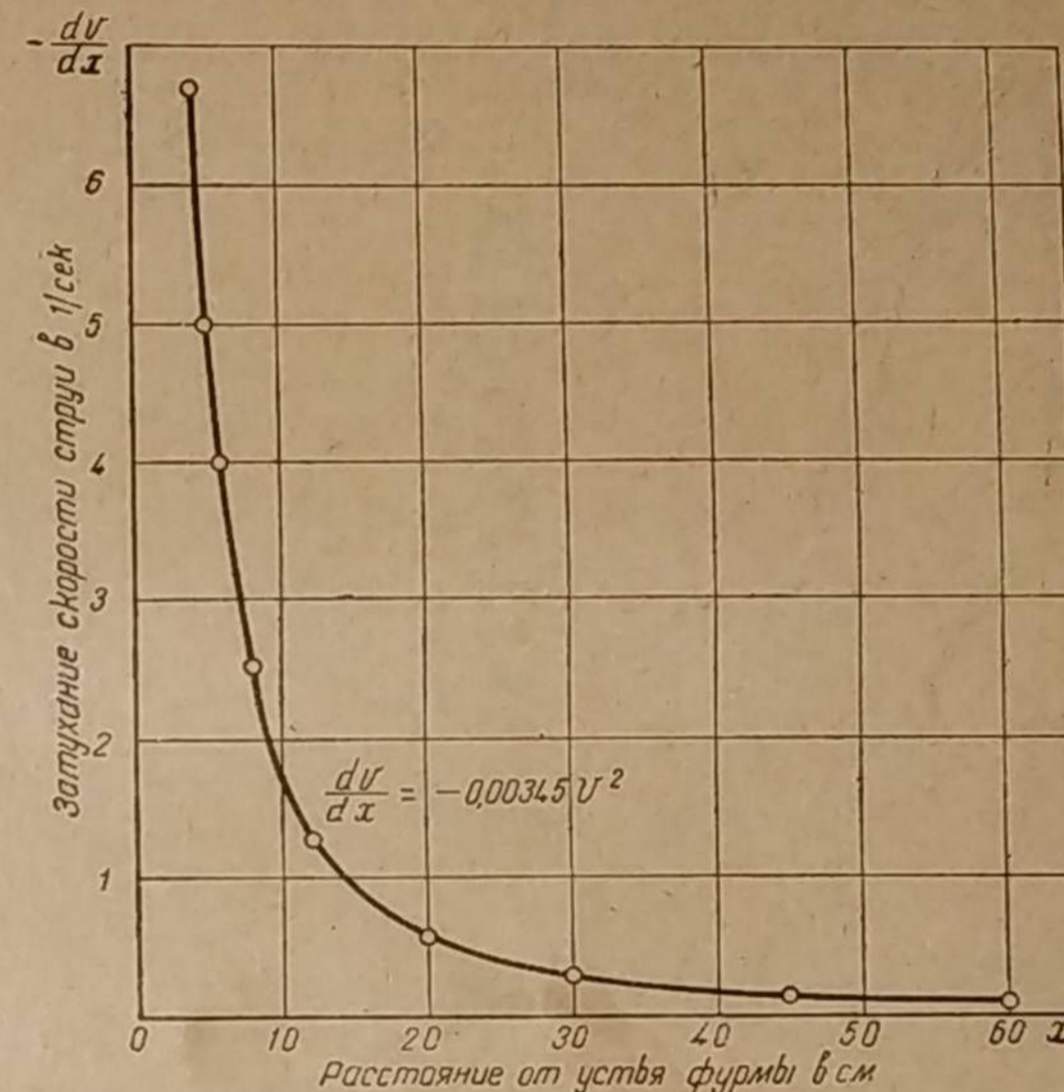
первой производной от $v = f(x)$. Продифференцировав уравнение (39) по dx , получим

$$-\frac{1}{v^2} \frac{dv}{dx} = k,$$

отсюда

$$\frac{dv}{dx} = -kv^2. \quad (42)$$

Следовательно, затухание скорости прямо пропорционально квадрату скорости.



Фиг. 125. Кривая затухания скорости струи у фурмы I-8 при расходе воздуха $V_B = 160$ л/мин и при $h_0 = 207$ мм вод. ст.

Подставив в формулу (42) для различных значений x величины скорости v , получим на фиг. 125 кривую затухания скорости как функцию расстояния от устья фурмы.

б) Влияние профиля фурмы

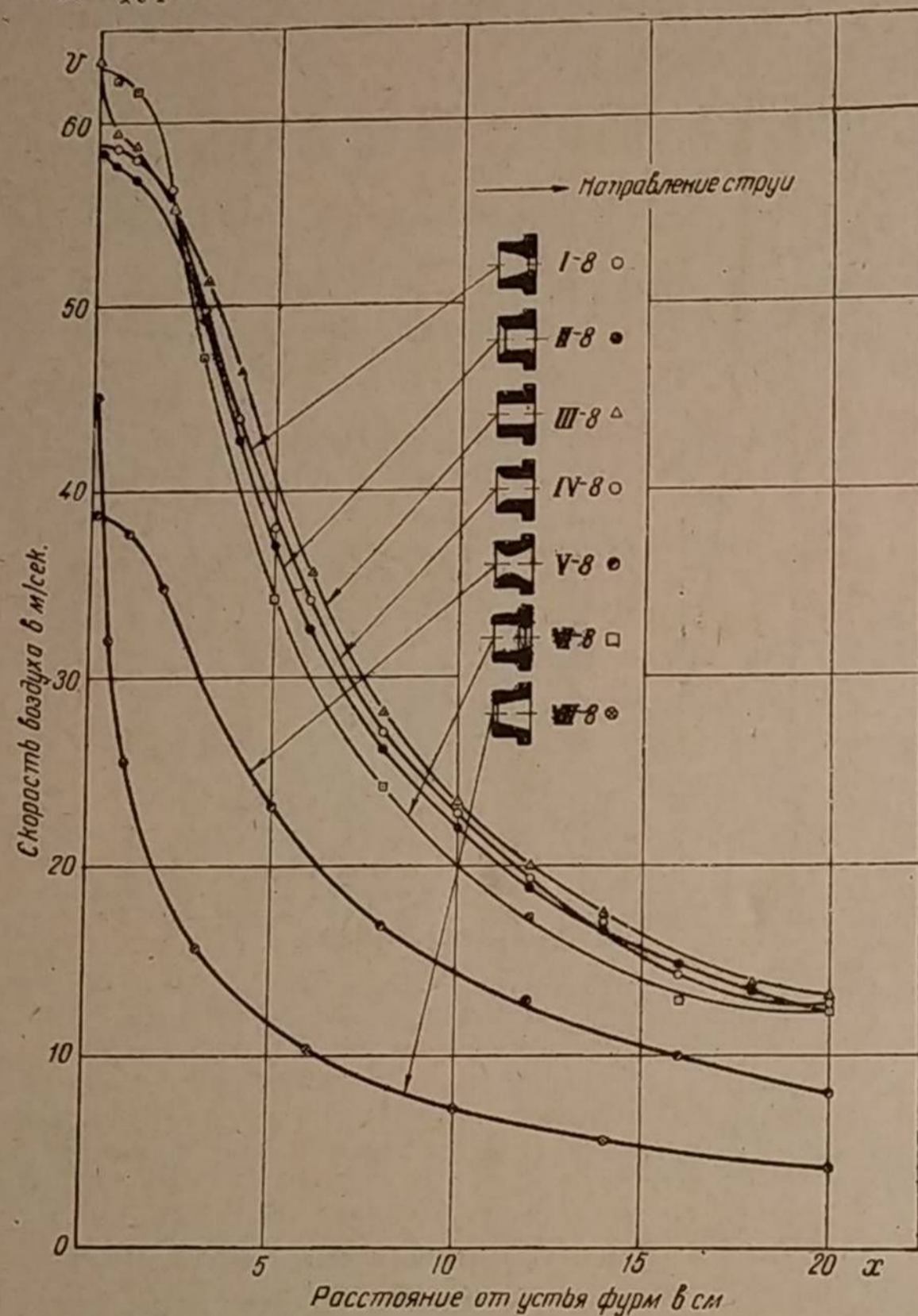
На фиг. 126 приведены осевые характеристики семи фурм, имеющих различный профиль, но одинаковый диаметр (8 мм) при одном и том же расходе воздуха, равном 160 л/мин. Сопротивления фурм при одинаковом расходе воздуха оказались различными:

Тип фурмы	I-8	II-8	III-8	IV-8	V-8	VI-8	VII-8
Сопротивление фурмы h_0 мм вод. ст.	207	218	283	206	96	252	270

Приведённые цифры, несмотря на их большое различие, не могут всё же характеризовать преимущество какого-либо профиля фурмы по той причине, что фурмы одного диаметра, оказывающие различное сопротивление воздуху, имеют и различные осевые характеристики. Однако уже здесь ясно, что выбор диаметра фурмы должен быть согласован с её профилем. Так, например, фурма V (профиль Вентури) имеет наименьшее сопротивление при том же диаметре, однако её осевая характеристика проходит ниже

других. Особо выделит осевая характеристика фурмы VII. Здесь имеет место большое сопротивление ($h_0 = 270$ мм) и высокая скорость на выходе, которая затем быстро уменьшается. Фурма VII даёт «короткую» струю широко расходящегося в устье потока воздуха. Остальные фурмы не отличаются между собой характеристиками.

Одинаковые условия для сравнения осевых характеристик будут в том случае, когда фурмы оказывают одно и то же сопротивление, отличаясь

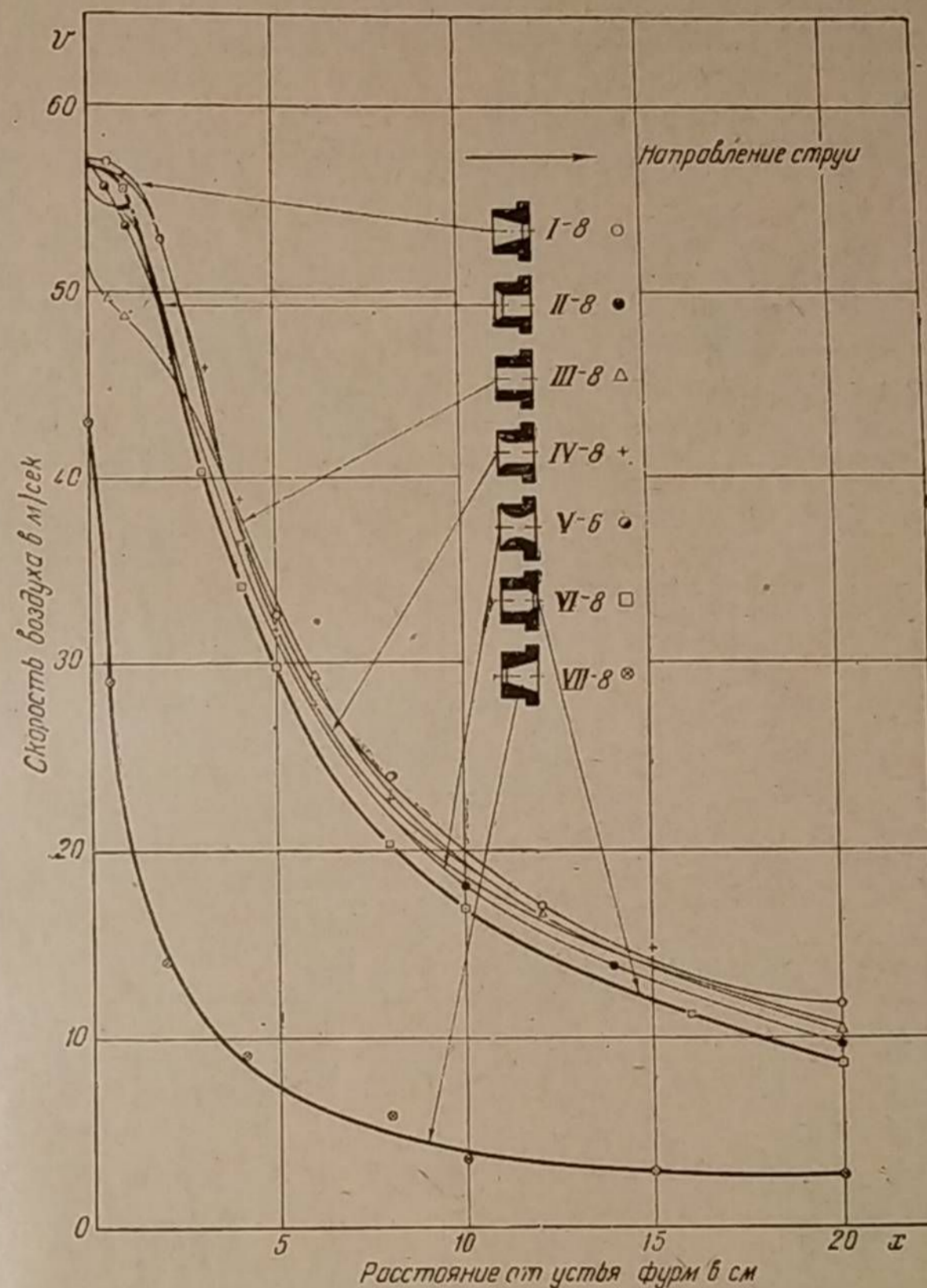


Фиг. 126. Осевые характеристики фурм при постоянном расходе воздуха, равном $V_B = 160$ л/мин.

расходами воздуха. Результаты такого испытания, где $h_0 = 200$ мм вод. ст. приведены на фиг. 127. Ввиду того что фурма типа Вентури имела по сравнению с другими фурмами очень низкое сопротивление, диаметр её был выбран равным 6 мм. На диаграмме видно, что при затрате одного и того же напора (h_0) осевые характеристики для большинства фурм получаются похожими одна на другую. Следовательно, распространение воздушной струи в камере газификации должно быть также одинаковым. Исключение составляет только фурма VII (расходящийся конус), которая даёт сильное снижение скорости струи на всех участках. Наилучший результат показала фурма типа I (сходящийся конус). Её осевая характеристика лежит выше других. При одина-

ковом сопротивлении $h_0 = 200$ мм вод. ст. через фурмы проходят следующие расходы воздуха:

Тип фурмы	I-8	II-8	III-8	IV-8	V-6	VI-8	VII-8
Расход воздуха V_B л/мин.	158	153	135	158	133	143	138



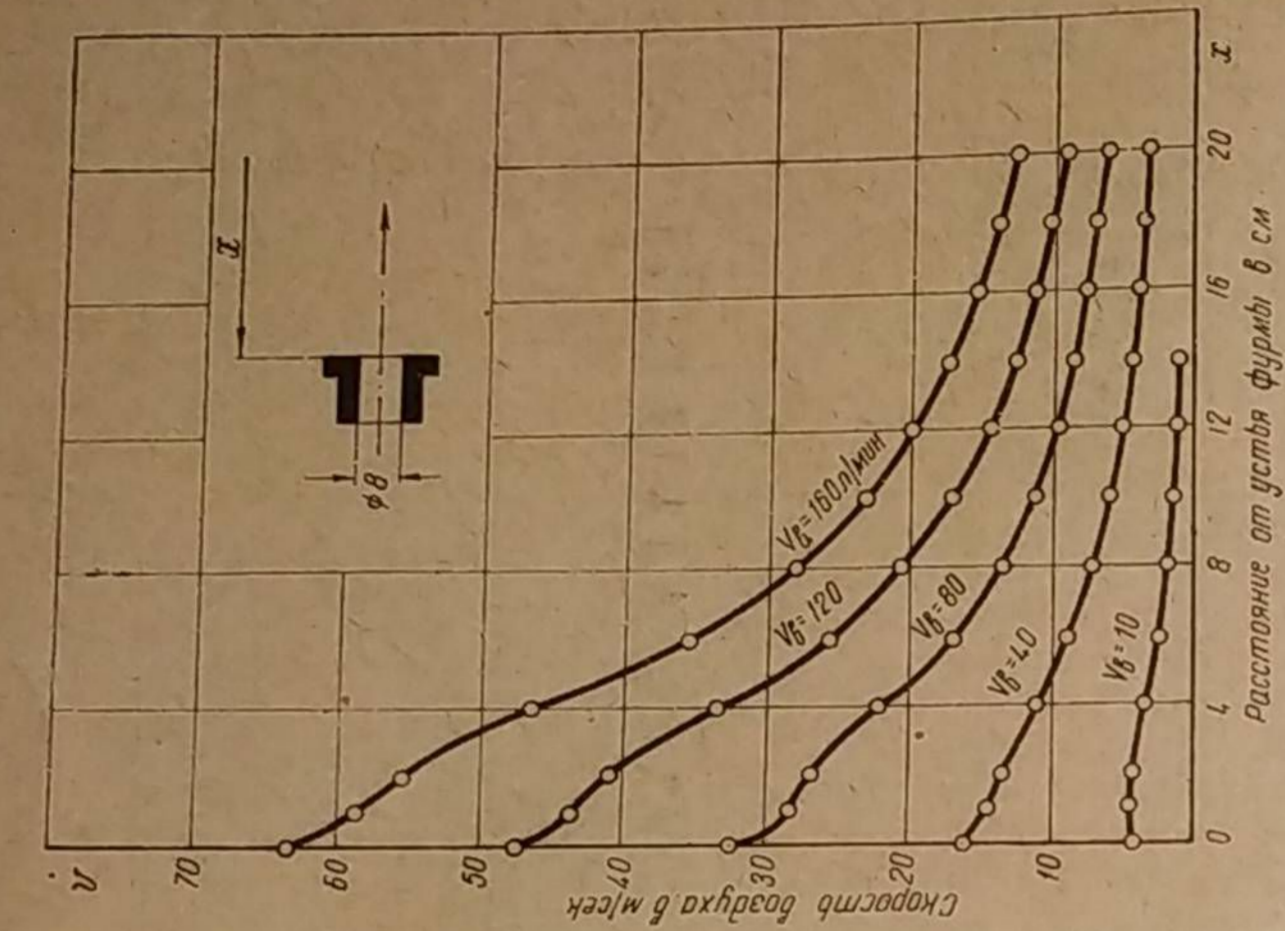
Фиг. 127. Осевые характеристики фурм при постоянном напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст.

в) Влияние расхода воздуха

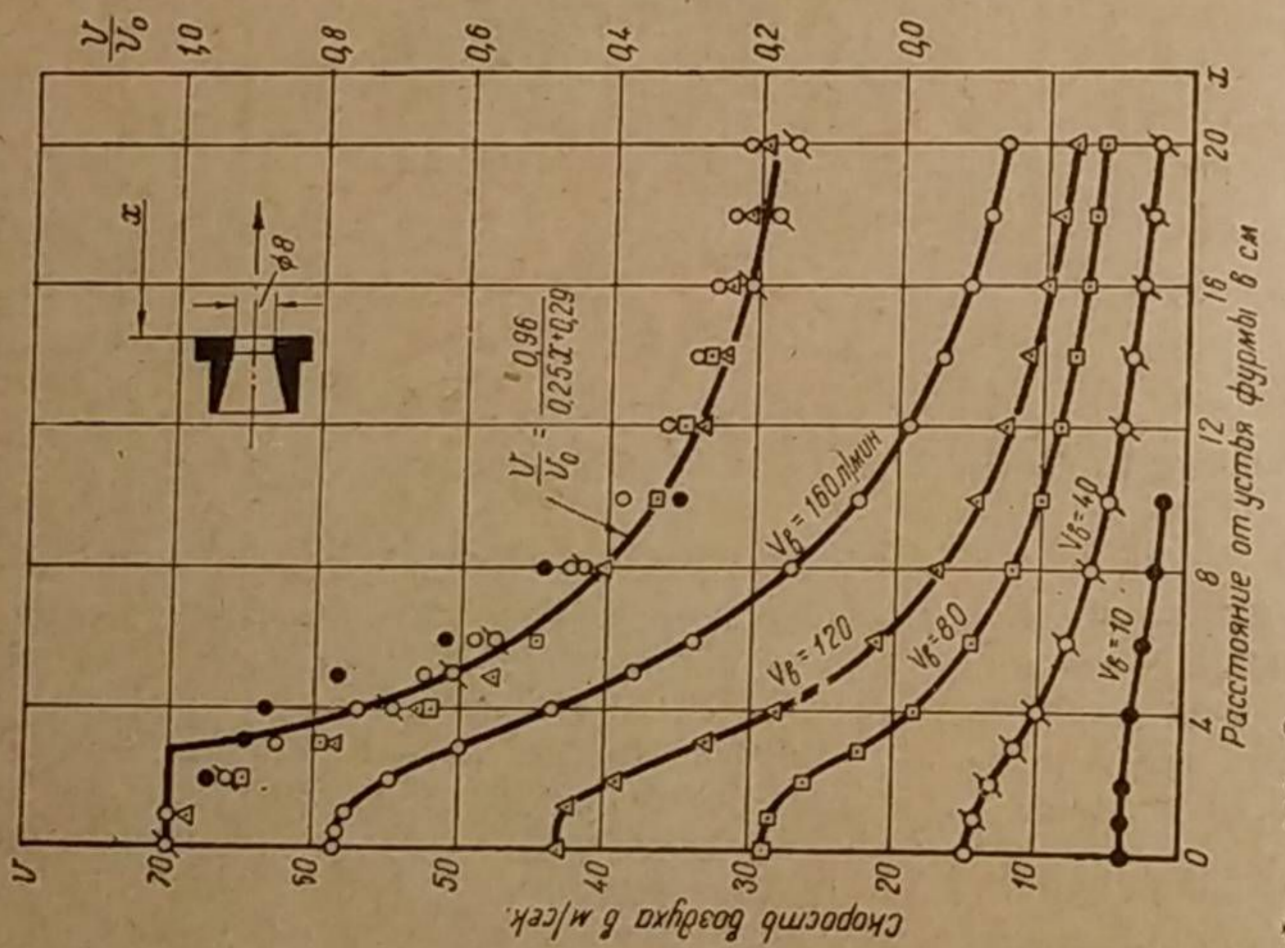
Если изменять расход воздуха, проходящего через фурму, то в соответствии с этим меняется и начальная скорость воздуха в устье фурмы которая в основном определяет протекание осевой характеристики.

На фиг. 128 приведено семейство осевых характеристик фурмы типа I-8 (сходящийся конус) для пяти различных расходов воздуха: 10, 40, 80, 120 и 160 л/мин. Диаграмма показывает, что чем ниже расход воздуха, тем меньше скорости струи на всех расстояниях от фурмы. Однако здесь все характеристики подчиняются единой закономерности изменения скорости.

Отложим по оси ординат безразмерную скорость струи $\left(\frac{v}{v_0}\right)$ как функцию расстояния от фурмы. Для этого значение ординаты каждой точки осевой характеристики разделим на начальную скорость v_0 . После построения точек по такому способу получим на фиг. 128 практическое совмещение всех кривых.



Фиг. 129. Осевые характеристики фурмы III—8 для различных расходов воздуха.



Фиг. 128. Осевые характеристики фурмы I—8 для различных расходов воздуха.

Следовательно, относительное уменьшение скорости струи, происходящее при удалении от фурмы, не зависит от величины начальной скорости или от расхода воздуха через фурму.

Доктор технических наук Г. Н. Абрамович [7], излагая теорию турбулентного источника в применении к осесимметричной струе, выводит для безразмерной скорости основного участка струи следующую формулу:

$$\frac{v}{v_0} = \frac{0,96}{\frac{ax}{R_0} + 0,29}, \quad (43)$$

где, кроме принятых у нас обозначений, a — экспериментальная константа, зависящая от структуры потока в начальном сечении струи, причём для круглой струи $a = 0,07 \div 0,08$.

R_0 — радиус отверстия, из которого выходит струя.

Для фурм транспортных газогенераторов, имеющих сравнительно малые диаметры отверстий порядка $6 \div 10$ мм, приведённые выше числовые значения константы a не дают хорошего совпадения.

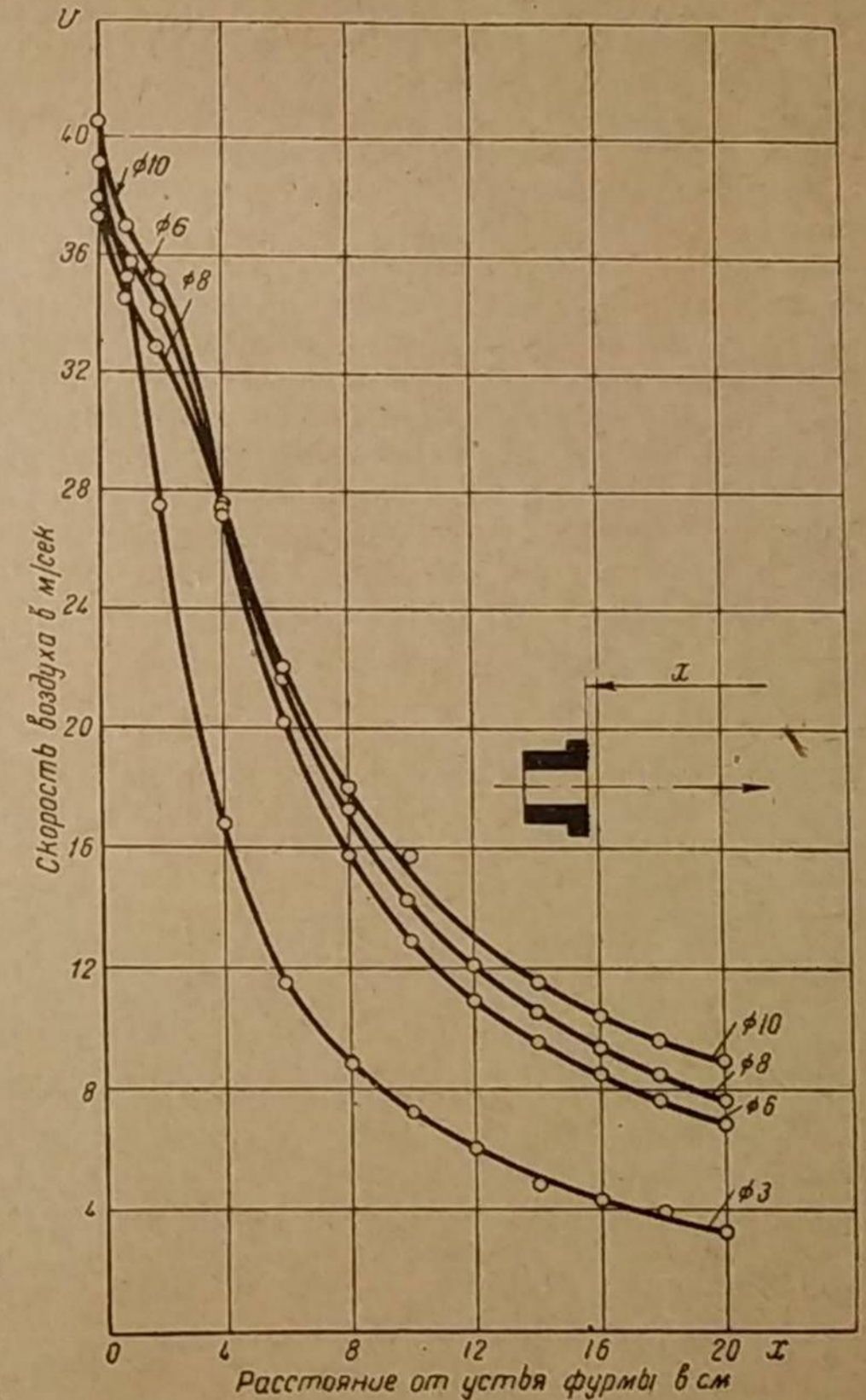
На фиг. 128 построена зависимость (43) для $a = 0,10$ и $R_0 = 0,4$ см (диаметр 8 мм).

На фиг. 129 изображены аналогичные осевые характеристики для цилиндрической фурмы. Влияние расхода воздуха на протекание этих характеристик тождественно с рассмотренным выше примером.

Таким образом, в газогенераторе увеличение расхода воздуха через данную фурму влечёт за собой одинаковое повышение скорости воздуха во всех точках его пути от устья фурмы до центра камеры.

г) Влияние диаметра фурмы

При одном и том же начальном значении скорости v_0 быстрота её падения по мере удаления от фурмы может быть различной. В этом отношении большую роль играет диаметр фурмы. Фиг. 130 изображает четыре осевых характеристики фурмы типа III, которые соответствуют диаметрам 3, 6, 8 и 10 мм. Эти кривые были получены при одинаковом напоре $h_0 = 100$ мм вод. ст., причём оказалось, что начальная скорость по всем



Фиг. 130. Осевые характеристики фурмы типа III разных диаметров при $h_0 = 100$ мм вод. ст.

характеристикам равна 45 м/сек и, следовательно, не зависит от диаметра фурмы. Несмотря на это, скорость струи при её удалении от фурмы уменьшается по-разному: чем меньше диаметр фурмы, тем значительнее это уменьшение.

Теория приводит к тому же результату. Если уравнение (43) решить относительно v , то получим, что скорость струи на расстоянии x будет:

$$v = \frac{0,96v_0}{\frac{ax}{R_0} + 0,29} \text{ м/сек.} \quad (44)$$

Следовательно, на каком-либо расстоянии x при уменьшении диаметра фурмы, равного $2R_0$, дробь $\frac{ax}{R_0}$ и знаменатель правой части уравнения (44) возрастают, а скорость v уменьшается, если при этом начальная скорость v_0 остаётся без изменения (например, за счёт увеличения числа фурм).

Таким образом, дальнобойность струи при одинаковом напоре h_0 возрастает вместе с увеличением диаметра фурмы. Поэтому, с точки зрения аэродинамики дутья, в газогенераторе выгоднее иметь малое число фурм большого диаметра. Примером этого служит газогенератор «Имберт», имеющий всего лишь пять фурм.

Основываясь на этом же выводе, можно легко доказать нерациональность щелевой подачи воздуха, безуспешно применявшейся ранее в некоторых газогенераторах. Действительно, пусть камера диаметром 250 мм при фурменном дутье имеет 8 фурм диаметром 8 мм, тогда в случае щелевой подачи, для поддержания той же начальной скорости воздуха, размер щели должен составить только 0,5 мм. Эту щель можно рассматривать как совокупность множества мелких отверстий диаметром 0,5 мм, расположенных вплотную одно к другому. Согласно нашим выводам, дальнобойность воздушной струи, выходящей из каждого такого отверстия, должна быть весьма малой. На практике это приводит к плохому прониканию кислорода воздуха в центр камеры и, следовательно, к недостаточному сгоранию смол и других продуктов швельпроцесса, поступающих из бункера.

Если стать на путь уменьшения диаметра фурм, не увеличивая их количества, то результат окажется обратным, так как при этом начальная скорость v_0 возрастёт, повысив, конечно, сопротивление фурм (h_0).

Начальная скорость в устье фурмы равна:

$$v_0 = \frac{V'_B}{0,36\pi aiR_0^2} \text{ м/сек,}$$

где: V'_B — расход воздуха, поступающего в газогенератор в м³/час;

α — коэффициент контракции¹ (сжатия струи);

R_0 — радиус фурмы в см;

i — число фурм.

После замены v_0 уравнение (44) будет иметь вид:

$$v = \frac{0,85V'_B}{ai(axR_0 + 0,29R_0^2)} \text{ м/сек.} \quad (45)$$

Отсюда видно, что когда расход воздуха V'_B и число фурм i остаются неизменными, скорость струи увеличивается по мере уменьшения диаметра фурмы ($2R_0$).

При достаточно большом удалении от фурмы ($x > 10$ см) второе слагаемое знаменателя становится малым по сравнению с первым. В этом случае приближённое значение скорости струи будет таким:

$$v \cong \frac{0,85V'_B}{aiaxR_0} \text{ м/сек.} \quad (46)$$

¹ Числовое значение этого коэффициента см. ниже.

Следовательно, скорость струи на значительном расстоянии от фурмы обратно пропорциональна диаметру фурмы. Напомним, что повышение дальнобойности струи этим приёмом влечёт за собой неперенный рост сопротивления фурм (h_0), которое может вызвать ощутимое ухудшение наполнения двигателя рабочей смесью.

2. Радиальные характеристики фурм

Радиальной, или угловой, характеристикой фурмы мы называем кривую, изображающую изменение действительной скорости воздушной струи по дуге, очерченной из центра отверстия фурмы.

На фиг. 131 схематически изображены принятые нами координаты точек радиальной характеристики. Скорость v какой-либо точки струи имеет направление по радиусу x и координируется на дуге углом θ . Всякая струя воздуха очевидно может иметь множество радиальных характеристик, снятых для различных расстояний x от центра фурмы.

На фиг. 132 изображено семейство радиальных характеристик фурмы типа VI—8 для $x = 5, 10, 15$ и 20 см при постоянном напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст. Рассмотренная выше осевая характеристика является, следовательно, частным случаем радиальных характеристик, пересекающих ось струи.

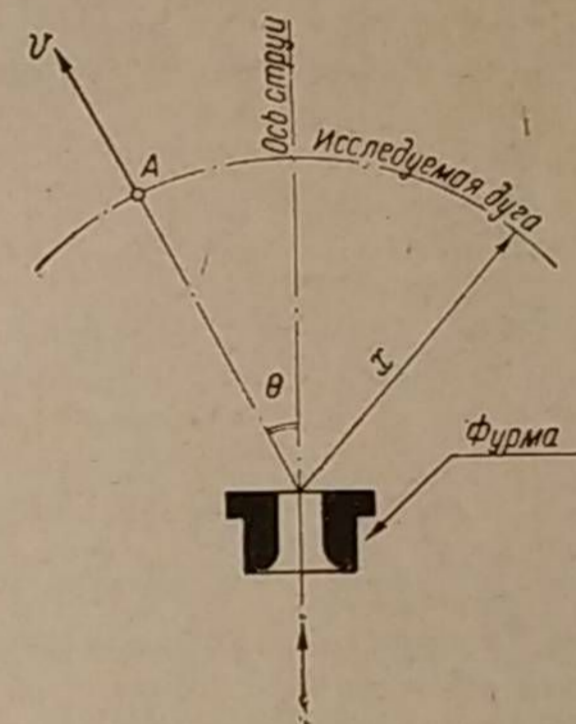
Наблюдения показали, что радиальные характеристики зависят от профиля фурмы. Элементарно простая обработка этих характеристик позволяет найти изображение контура воздушной струи, что значительно облегчает решение задачи равномерного распределения воздуха в фурменном поясе камеры газификации.

На фиг. 132 видим, что для всех четырёх характеристик свойственно равномерное возрастание скорости по мере приближения к оси струи. Максимальная скорость для всех расстояний от центра лежит в пределах угла отклонения $\theta = 1^\circ \div 3^\circ$. Поэтому струя имеет строго направленное действие.

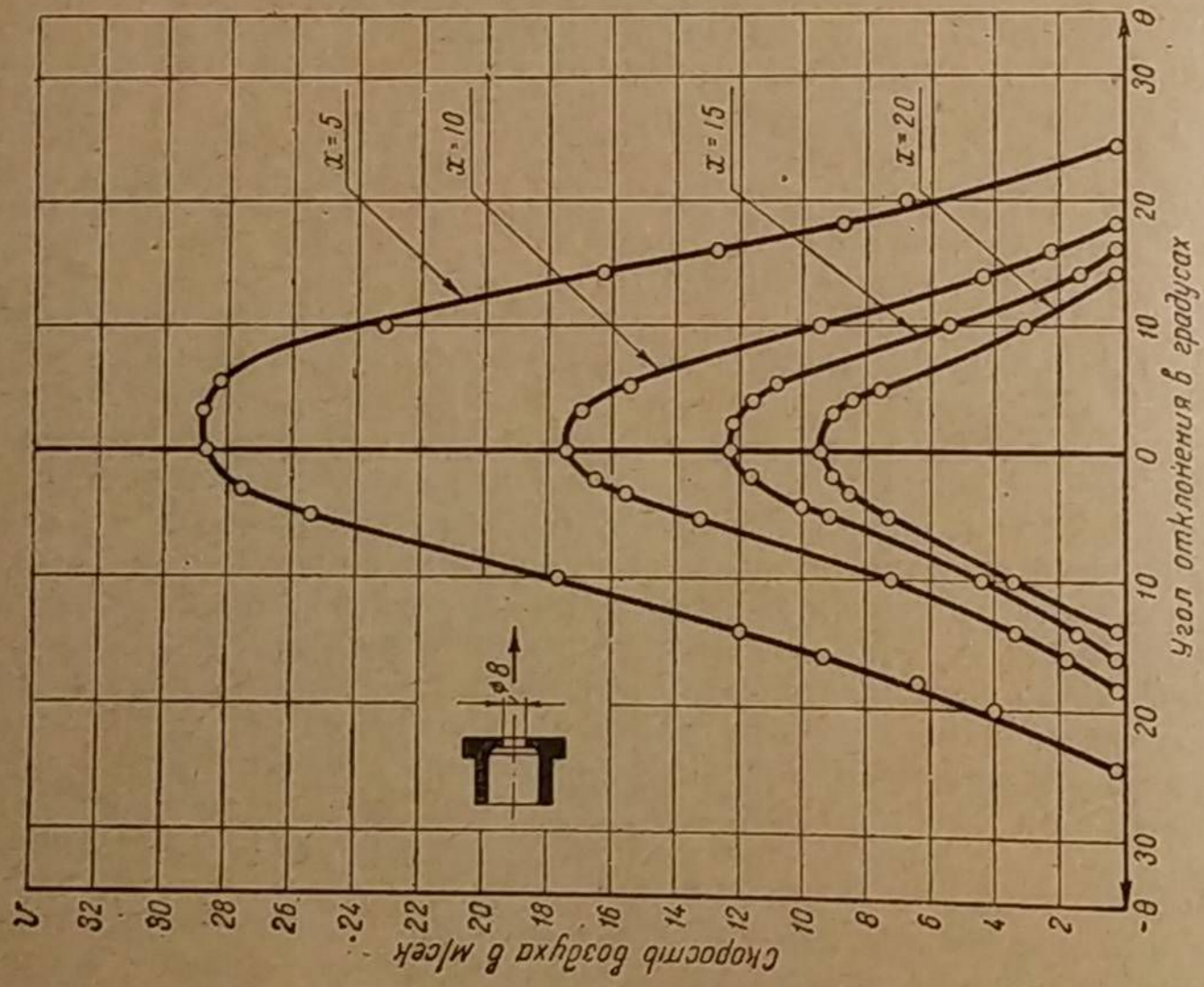
На фиг. 133 изображены характеристики фурмы VII—8, снятые для того же напора $h_0 = 200$ мм вод. ст. Асимметричность этих характеристик следует объяснить, повидимому, тем, что струя воздуха неодинаково прилипает к двум противоположным стенкам конусного отверстия фурмы, в силу чего трение струи о стенки отверстия переменное по периферии. Сама характеристика резко отличается от характеристик других фурм. Это различие хорошо видно на фиг. 134, где представлены характеристики четырёх разных по профилю фурм в одном масштабе для расстояния $x = 5$ см. У фурмы типа VII не наблюдается направленного действия струи вдоль оси фурмы. Скорость воздуха почти не меняется до угла отклонения в 20° , но зато максимальная величина её не превышает 10 м/сек. Благодаря такому характеру струи эта фурма представляет значительный интерес для её изучения в газогенераторе.

На фиг. 135 показаны контуры двух струй фурмы I—8 и фурмы VII—8, построенные по точкам радиальных характеристик, лежащих на оси абсцисс, для которых скорость равна нулю, т. е. по точкам, принадлежащим пограничному слою струи.

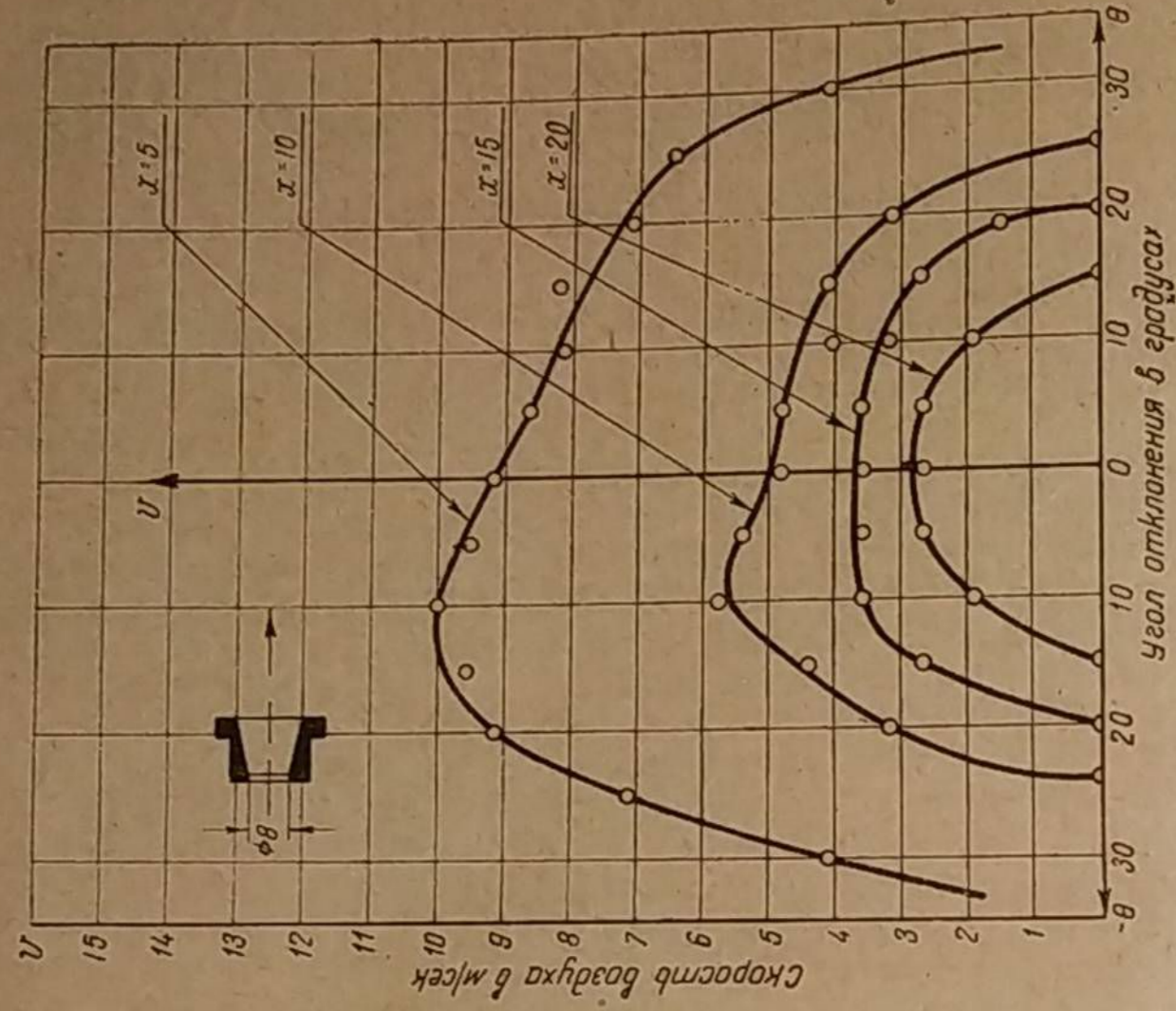
v — Скорость воздуха в точке А
 x — Расстояние точки А от центра фурмы
 θ — Угол отклонения радиуса x от оси струи



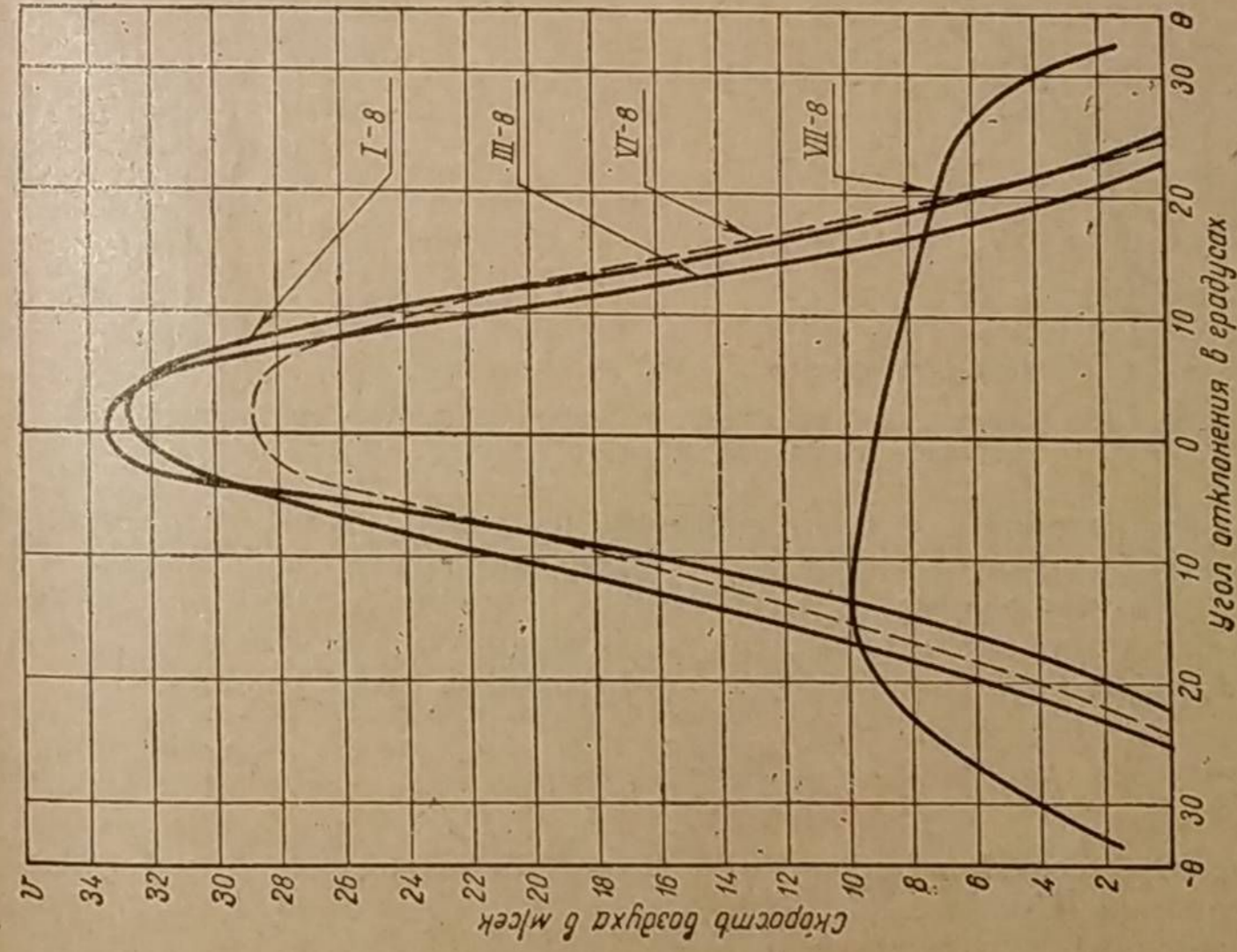
Фиг. 131. Схема определения координат точек радиальной характеристики фурмы.



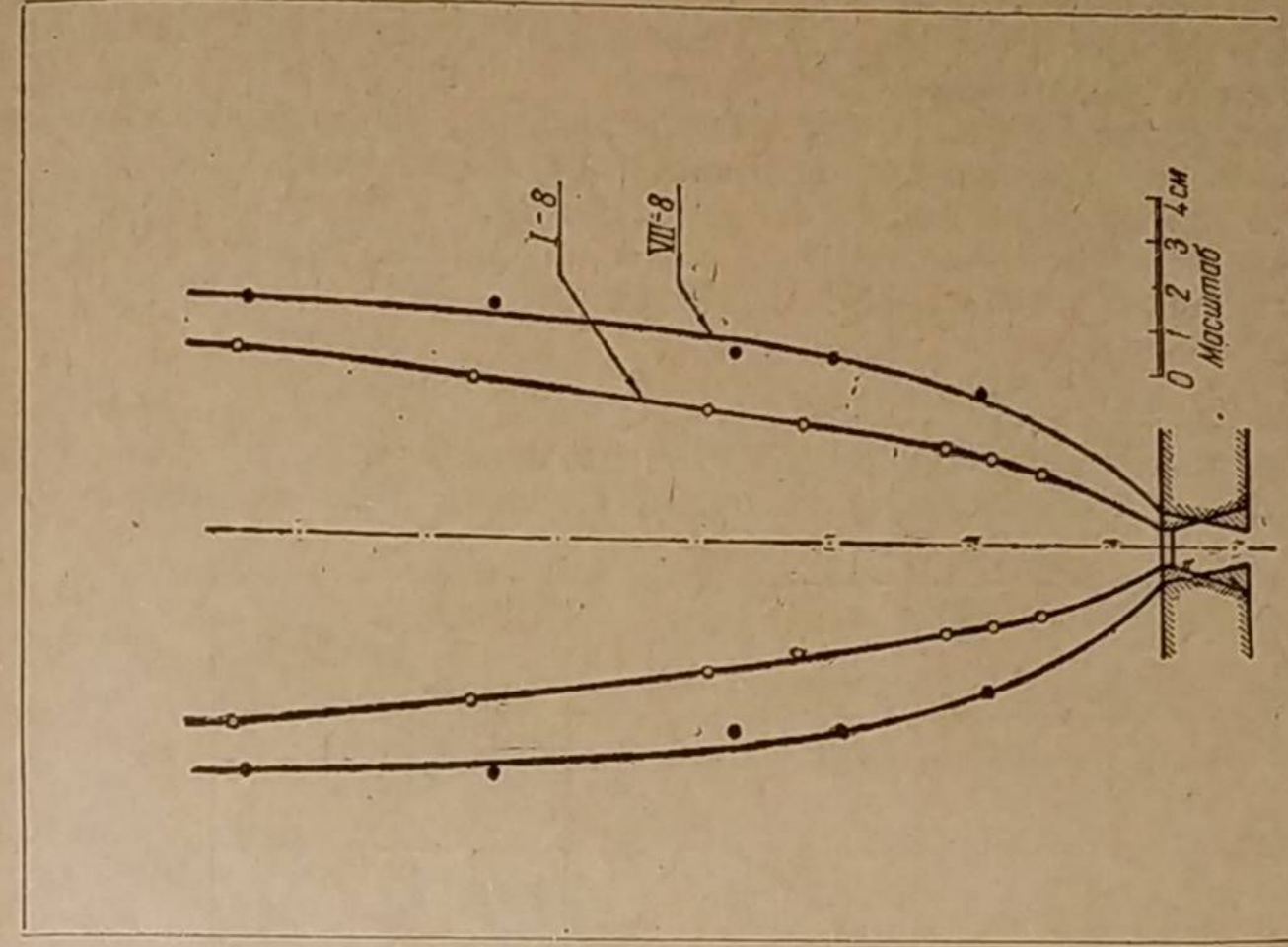
Фиг. 132. Радиальные характеристики формы VI-8 при гидростатическом напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст.



Фиг. 133. Радиальные характеристики формы VII-8 при гидростатическом напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст.



Фиг. 134. Радиальные характеристики различных форм при гидростатическом напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст. и при $x = 5$ см.



Фиг. 135. Контуры воздушных струй для форм I и VII при гидростатическом напоре $h_0 = 200$ мм вод. ст.

3. Истечение воздуха из фурм

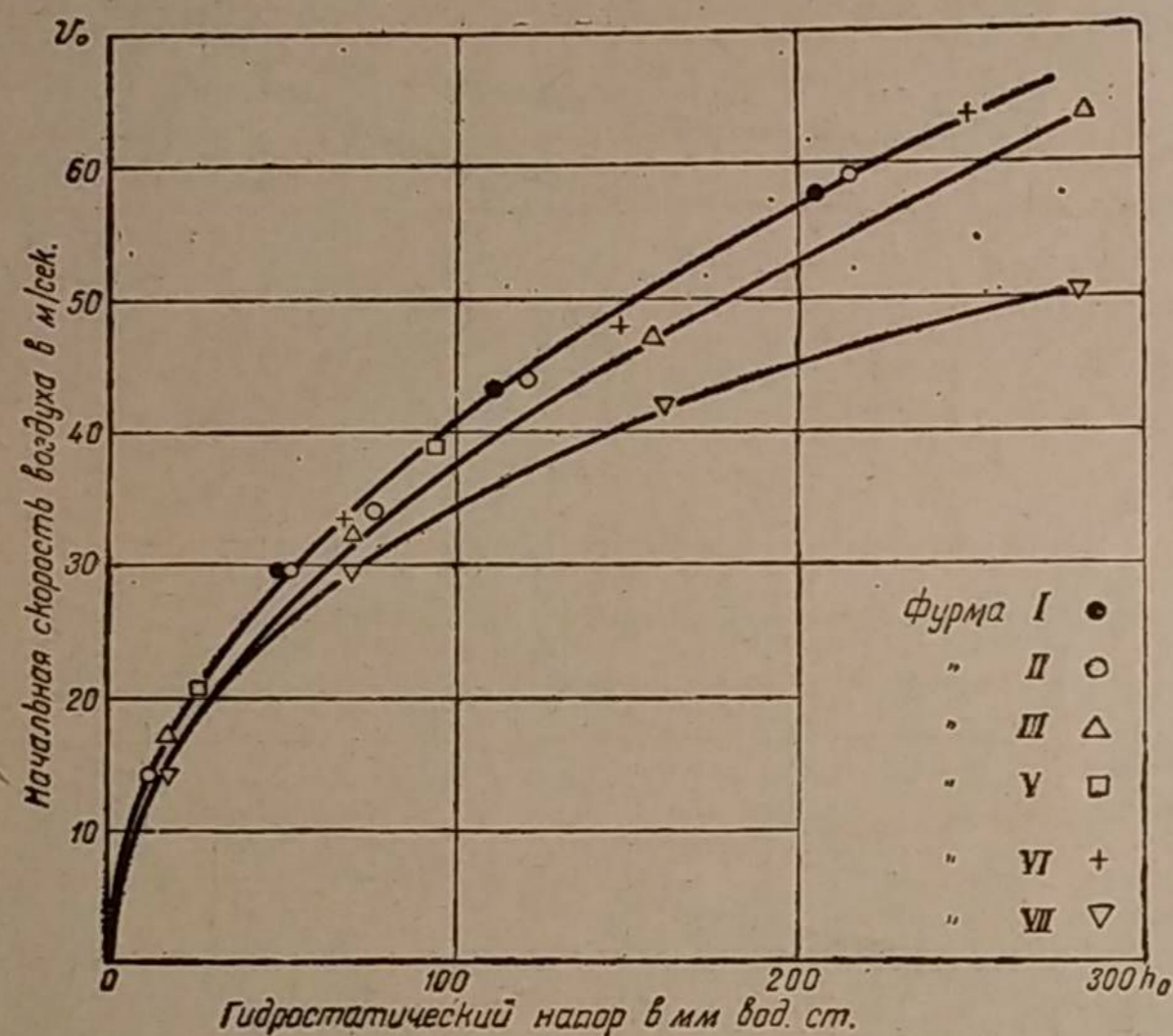
Действительный процесс истечения из отверстия жидкости и газов отличается от теоретического. Величина и характер этого расхождения оцениваются рядом опытных коэффициентов, зависящих от профиля выходного отверстия и скоростного режима истечения.

Ниже приводятся значения этих коэффициентов, найденных нами на экспериментальной установке для испытания фурм (см. фиг. 121).

Ввиду того что воздух выходит из фурм при малом перепаде давлений, изменением его плотности можно пренебречь и рассматривать истечение воздуха как истечение несжимаемой жидкости.

а) Начальная скорость воздушного дутья

Начальной скоростью воздушного дутья мы называем скорость воздуха в устье фурмы, т. е. наибольшую из ординат осевой характеристики (см.



Фиг. 136. Зависимость начальной скорости воздуха от гидростатического напора; диаметр фурм 8 мм.

фиг. 123), для которой $x = 0$. Зависимость начальной скорости v_0 от перепада давления h_0 , представляющего сопротивление фурмы, дана на фиг. 136. Здесь приведены экспериментальные данные для семи различных профилей фурм, имеющих одинаковый диаметр отверстия (8 мм). Начальная скорость определялась трубкой Прандтля и подсчитывалась по формуле:

$$v_0 = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma_B}} \text{ м/сек.} \quad (47)$$

где: h — динамический напор в устье фурмы в мм вод. ст., замеряемый трубкой Прандтля;

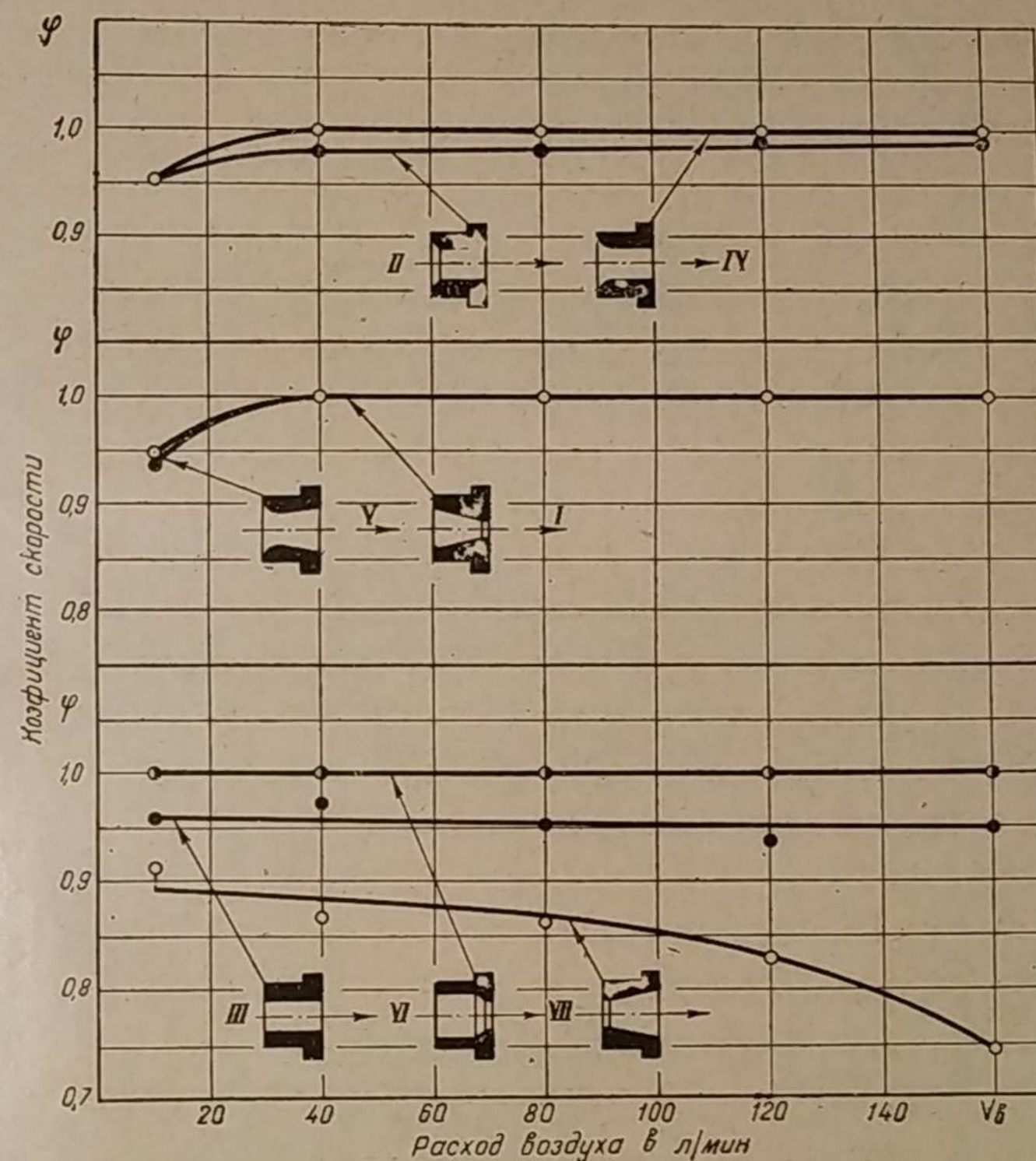
γ_B — удельный вес воздуха в кг/м^3 .

Теоретическая скорость истечения воздуха из отверстия фурмы зависит от перепада давления h_0 до и после фурмы и от температуры воздуха,

поскольку последняя влияет на его удельный вес γ_B . Когда воздух считают несжимаемым, то теоретическая скорость истечения

$$v_T = \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} \text{ м/сек.} \quad (48)$$

Действительная же скорость v_0 в устье фурмы меньше v_T вследствие некоторой потери на трение о стенки отверстия. Это торможение струи зависит от профиля фурмы и чистоты обработки поверхности отверстия;



Фиг. 137. Зависимость коэффициента скорости от расхода воздуха, проходящего через фурмы диаметром 8 мм.

кроме того, оно будет тем больше, чем длиннее отверстие фурмы. Отношение действительной скорости к теоретически возможной называют коэффициентом скорости φ .

$$\varphi = \frac{v_0}{v_T} \quad (49)$$

Следовательно, для нашего случая

$$v_0 = \varphi v_T = \varphi \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} \text{ м/сек.} \quad (50)$$

Подставив сюда значение v_0 из уравнения (47), получим:

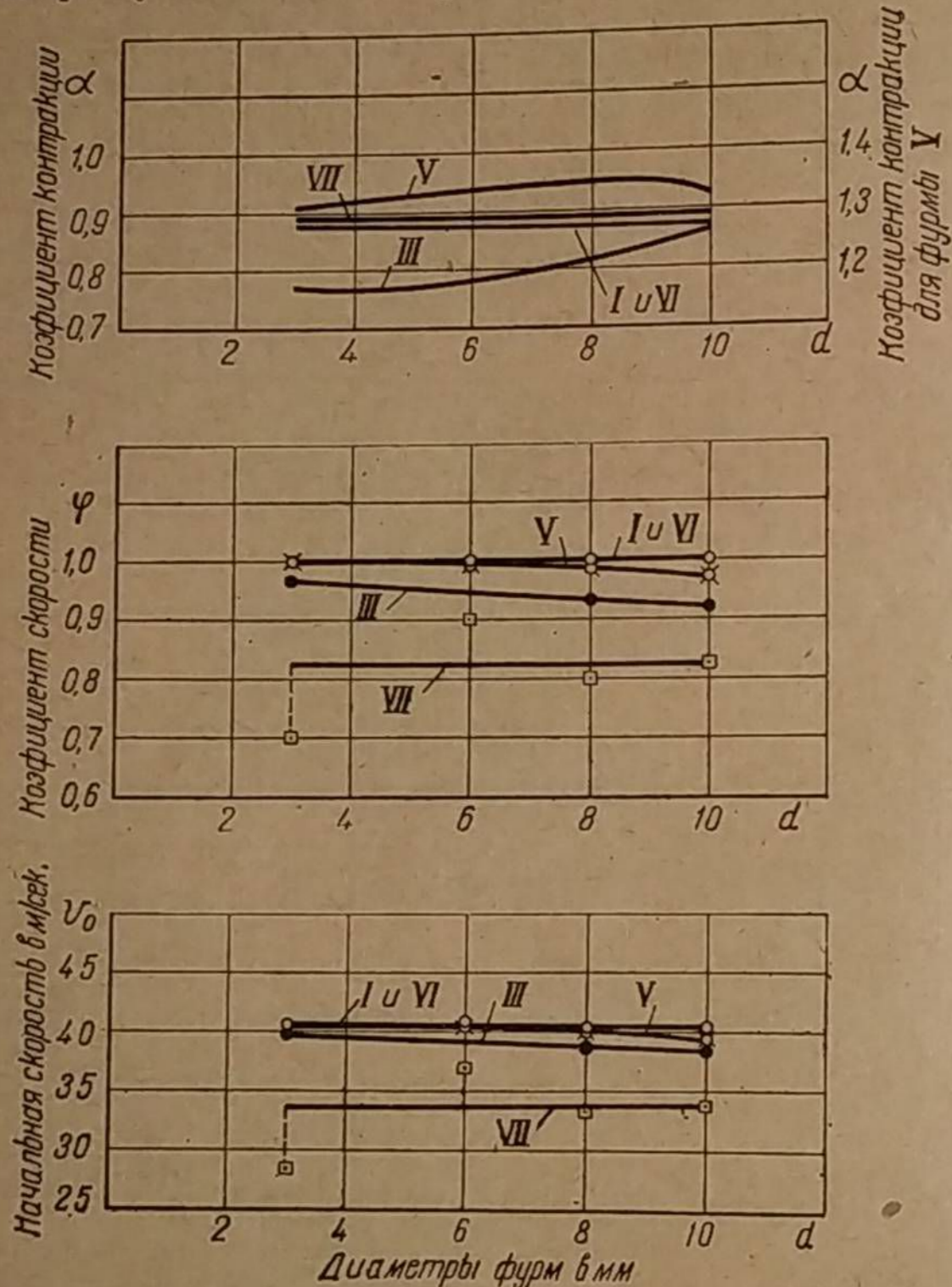
$$\varphi \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma_B}},$$

или после возведения в квадрат и сокращения $\varphi^2 h_0 = h$.

Следовательно, коэффициент скорости можно определить по замерам напоров h и h_0 так:

$$\varphi = \sqrt{\frac{h}{h_0}}. \quad (51)$$

На фиг. 136 показано, что ценой затраты одного и того же гидростатического напора h_0 наибольшие скорости получаются у фурм типа I, II, V



Фиг. 138. Зависимость коэффициента контракции, коэффициента скорости и начальной скорости от диаметра фурмы при постоянном напоре $h_0 = 100$ мм вод. ст.

и VI. Широко распространённая фурма III (цилиндрическое отверстие с острыми краями) занимает второе место. Ниже всех легли точки, принадлежащие фурме VII, так как струя воздуха у этой фурмы расходится широким фронтом.

Две первые кривые представляют собой параболы. Доказательством служит постоянство коэффициента скорости φ (фиг. 137), который не зависит

для этих фурм от расхода воздуха. Для большинства фурм коэффициент скорости равен единице, что указывает на совпадение действительной скорости истечения с теоретически возможной при данном напоре h_0 .

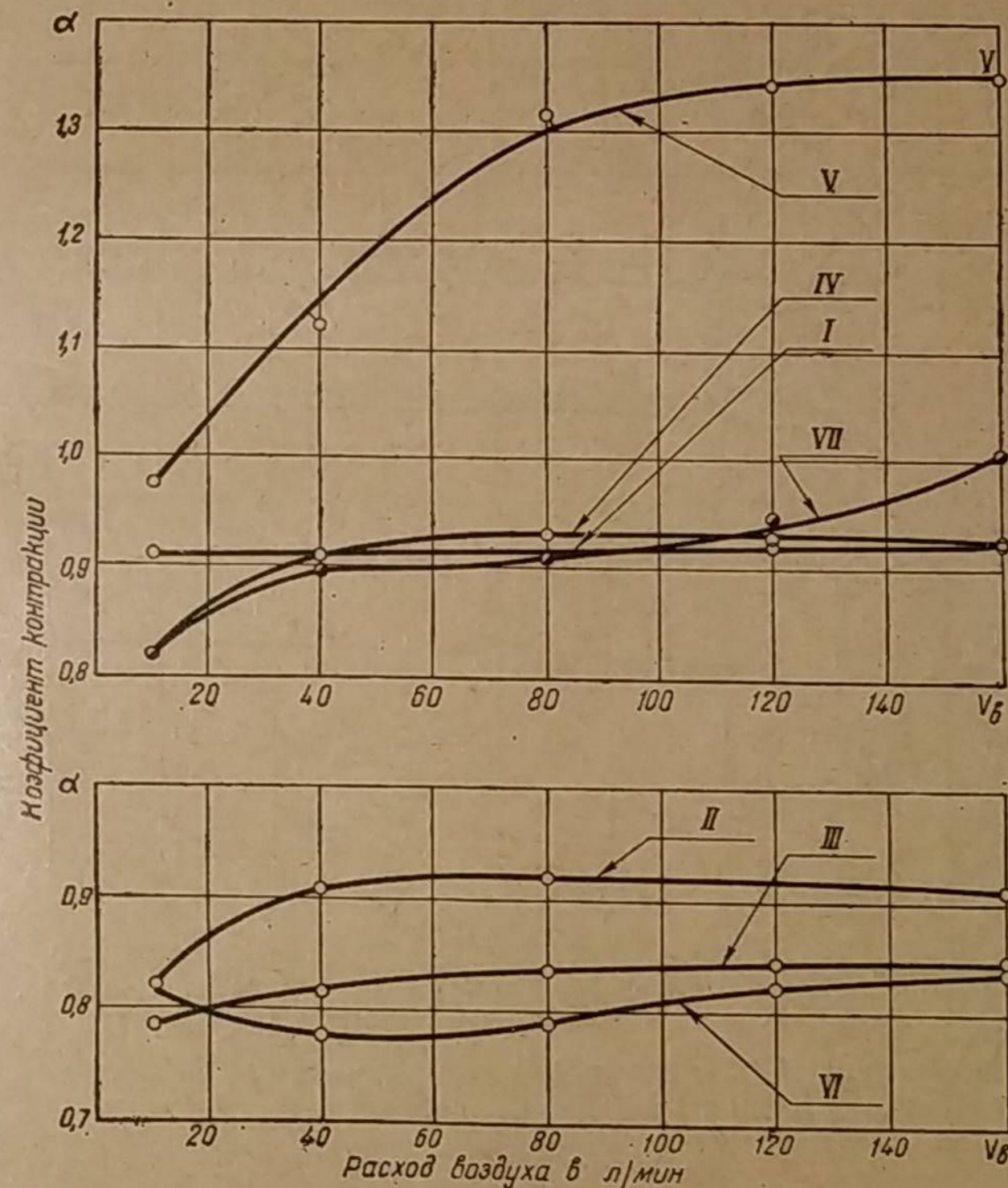
Если исключить фурму VII, то наибольшую потерю скорости имеет фурма III. Это объясняется, повидимому, наличием острой кромки у входа в отверстие.

Влияние диаметра фурмы проверялось на пяти различных профилях. Оказалось, что при одном и том же напоре h_0 диаметр фурмы практически не влияет ни на начальную скорость v_0 , ни на коэффициент φ (фиг. 138).

б) Расход воздуха

Если начальная скорость v_0 (в м/сек) в устье фурмы известна, то расход воздуха, проходящего через фурму, имеющую площадь f в самом узком сечении отверстия, будет равен

$$V_B = \alpha f v_0 \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (52)$$

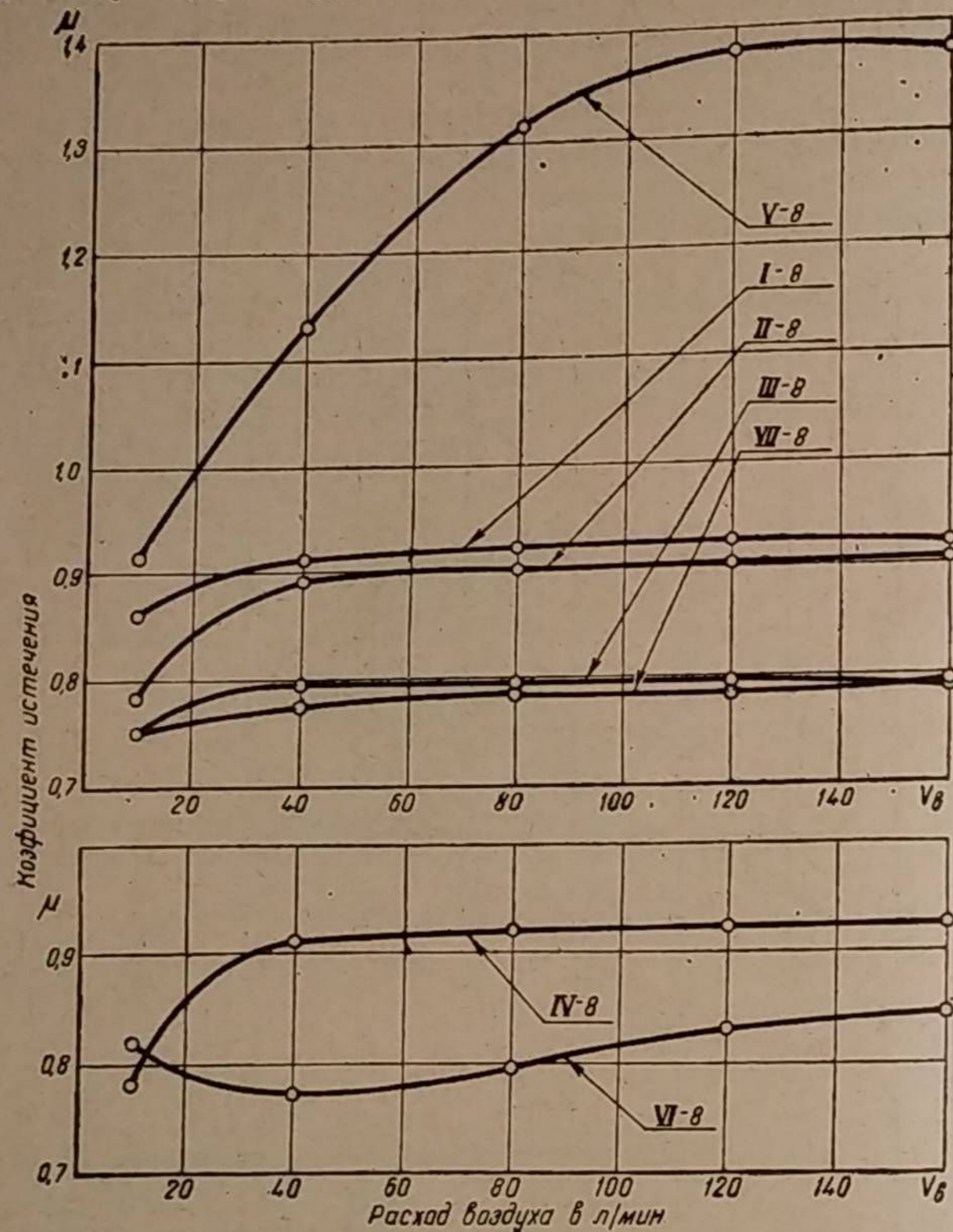


Фиг. 139. Зависимость коэффициента контракции от расхода воздуха, проходящего через фурмы диаметром 8 мм.

Величиной α здесь обозначен коэффициент контракции или коэффициент сжатия струи. Этот коэффициент определяет отношение площади наименьшего сечения струи к площади отверстия фурмы в её наименьшем сечении. Таким образом, произведение αf представляет площадь сечения воздушной струи вблизи выхода из фурмы.

Коэффициент α для большинства отверстий бывает меньше единицы (фиг. 139). Однако в некоторых случаях α может быть и больше единицы. Это возможно, если после сужения струя не претерпевает большого завихрения. Так, например, для фурмы типа Вентури (диаметр 8 мм) при расходе в 160 л/мин $\alpha = 1,35$.

Коэффициент контракции практически можно считать независимым от расхода воздуха (кроме фурм V и VII) и диаметра фурмы (см. фиг. 138).



Фиг. 140. Зависимость коэффициента истечения от расхода воздуха, проходящего через фурмы диаметром 8 мм.

Если в формулу (52) подставить вместо скорости v_0 её значение из формулы (50) и считать расход V_B в л/мин., то получим, что

$$V_B = 6\alpha\varphi f \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} \text{ л/мин.},$$

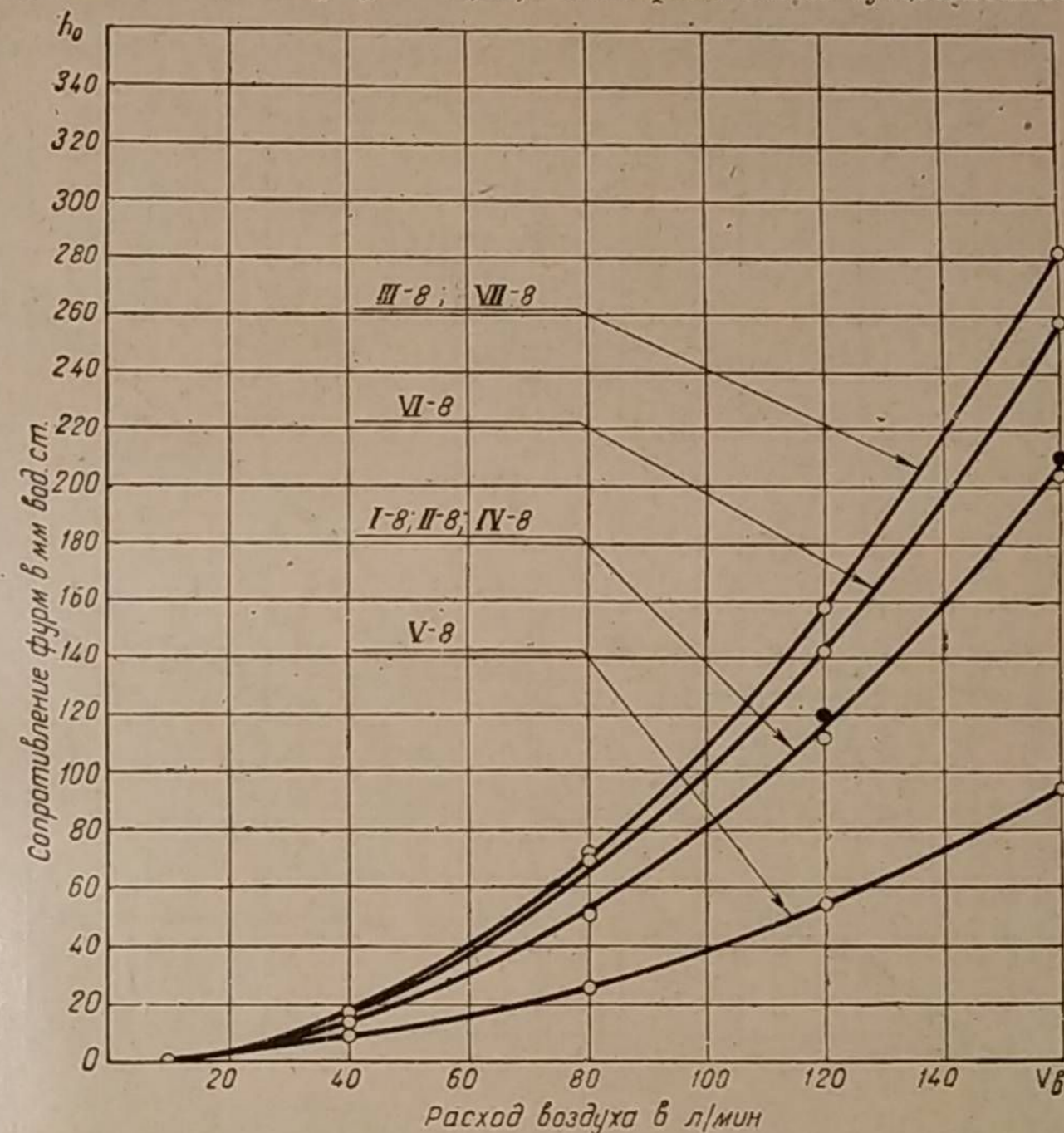
где площадь f отверстия самого узкого сечения фурмы выражена в см^2 .

Произведение двух коэффициентов $\alpha\varphi$ обозначают μ и называют коэффициентом истечения или расхода. Следовательно, окончательно:

$$V_B = 6\mu f \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} \text{ л/мин.} \quad (53)$$

Отсюда видно, что коэффициент истечения определяет степень отклонения действительного расхода от теоретического, рассчитанного по площади f

наименьшего сечения отверстия фурмы и по гидростатическому напору h_0 . Значения коэффициента истечения, полученные нами опытным путём в зависимости от расхода воздуха, приведены на фиг. 140. Коэффициент истечения в большинстве случаев постоянен и находится в пределах 0,80—0,92. Существенное исключение составляет только фурма V (профиль Вентури). Для неё коэффициент μ возрастает вместе с увеличением расхода воздуха, причём этот рост особенно значителен вначале, для малых расходов. При $V_B > 120$ л/мин коэффициент истечения для фурмы диаметром 8 мм становится постоянным и превышает единицу ($\mu = 1,35$). Этот факт имеет существенное значение.



Фиг. 141. Зависимость сопротивления фурм диаметром 8 мм от расхода воздуха.

ние. Действительно, возведём в квадрат уравнение (53) и решим его относительно h_0 . Тогда

$$h_0 = \frac{\gamma_B}{72\mu^2 f^2 g} V_B^2 \quad (54)$$

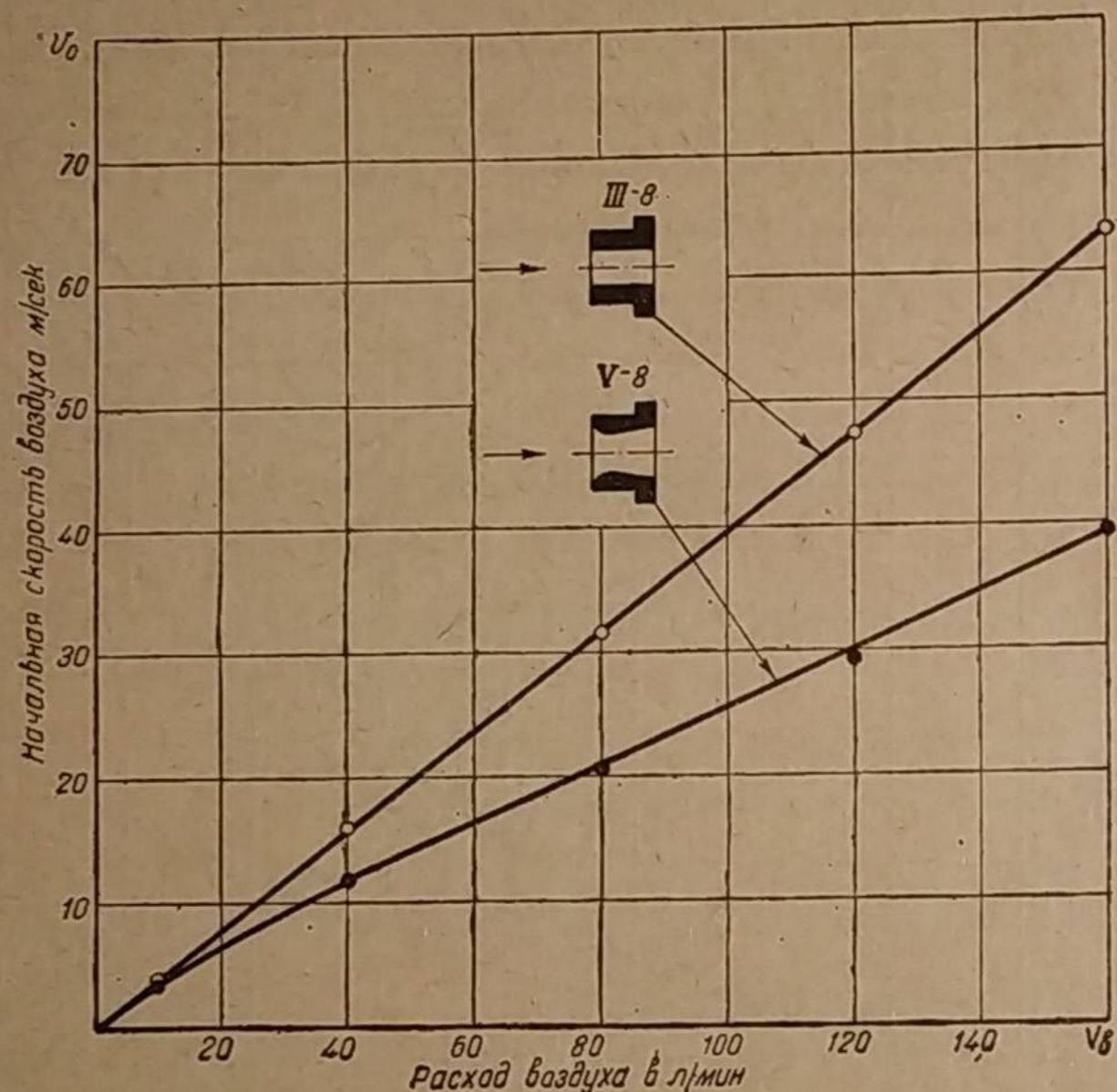
Обозначив произведение всех постоянных величин через A , получим, что

$$h_0 = A \frac{V_B^2}{\mu^2} \quad (55)$$

Если коэффициент μ постоянен, что имеет место для большинства фурм, то зависимость сопротивления фурмы (h_0) от расхода воздуха (V_B) будет параболической. Для фурмы же Вентури коэффициент μ , входя в квадрате, возрастает по мере увеличения расхода воздуха. Поэтому сопротивление

фурмы типа V растёт с увеличением расхода значительно медленнее, нежели у других фурм. Это хорошо подтверждается экспериментальными кривыми, приведёнными на фиг. 141. Если при 10 л/мин (холостой ход двигателя ГАЗ-42 с газогенератором, имеющим шесть фурм) для фурмы типа III $h_0 = 1,2$ мм вод. ст., а для фурмы V $h_0 = 0,8$ мм (в полтора раза меньше), то при расходе 160 л/мин (полная нагрузка двигателя ГАЗ-42, $n = 2400$ об/мин) сопротивление фурмы V оказалось равным 95 мм вместо 283 мм, соответствующих фурме III, т. е. в три раза меньше.

Коэффициент скорости φ для обеих фурм постоянен (см. фиг. 137). Следовательно, начальная скорость у фурмы V будет возрастать с расходом газа медленнее, чем у фурмы III. Фиг. 142 иллюстрирует это положение опытными



Фиг. 142. Зависимость начальной скорости воздуха от его расхода для фурм типа III—8 и V—8.

кривыми. Здесь для низких расходов воздуха начальные скорости близки между собой (3,62 и 4,07 м/сек); для высоких же расходов — весьма различны.

Какой практический вывод следует отсюда?

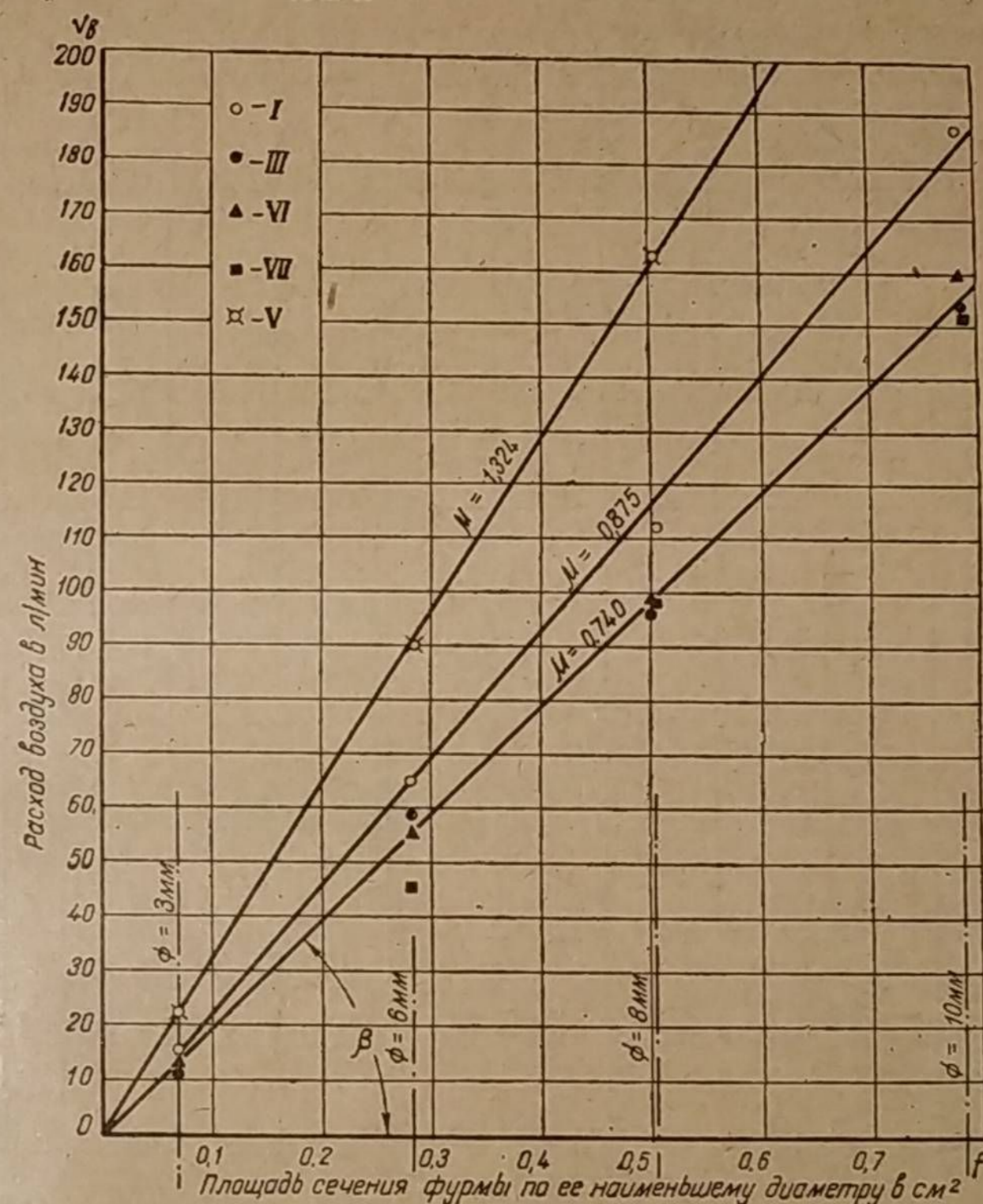
Для достижения удовлетворительной гибкости газогенераторного процесса размер фурм обычно выбирают таким, чтобы при холостом ходе иметь достаточно высокую скорость воздушного дутья. Поэтому при максимальной мощности двигателя сопротивление фурм получается весьма большим. Фурма типа Вентури позволяет снизить скорость дутья при работе на полной мощности, так как с уменьшением расхода газа скорость дутья падает в меньшей степени, нежели у других фурм. Судя по нашим опытам, применение фурм типа Вентури позволяет снизить в два раза сопротивление фурм при максимальной мощности, не изменив при этом скорость дутья холостого хода.

Если построить расходы воздуха V_B , замеренные при одинаковом напоре $h_0 = 100$ мм вод. ст., в зависимости от площади наименьшего отверстия

фурмы данного профиля, то получим прямые, изображённые на фиг. 143. Тангенс угла наклона этих прямых прямо пропорционален коэффициенту истечения μ . Действительно, согласно уравнению (53),

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_B}{f} = 6\mu \sqrt{\frac{2gh_0}{\gamma_B}} = A\mu.$$

Для фиг. 143 $A = \text{const.}$



Фиг. 143. Зависимость расхода воздуха от площади сечения фурм при постоянном $h_0 = 100$ мм вод. ст.

Приведённая диаграмма показывает, что коэффициент истечения практически не зависит от диаметра фурмы.

в) Коэффициент сопротивления фурмы

Энергия одного килограмма воздуха в тот момент, когда он находится перед фурмой, имея избыточное давление h_0 и удельный вес γ_B , будет:

$$L = \frac{h_0}{\gamma_B},$$

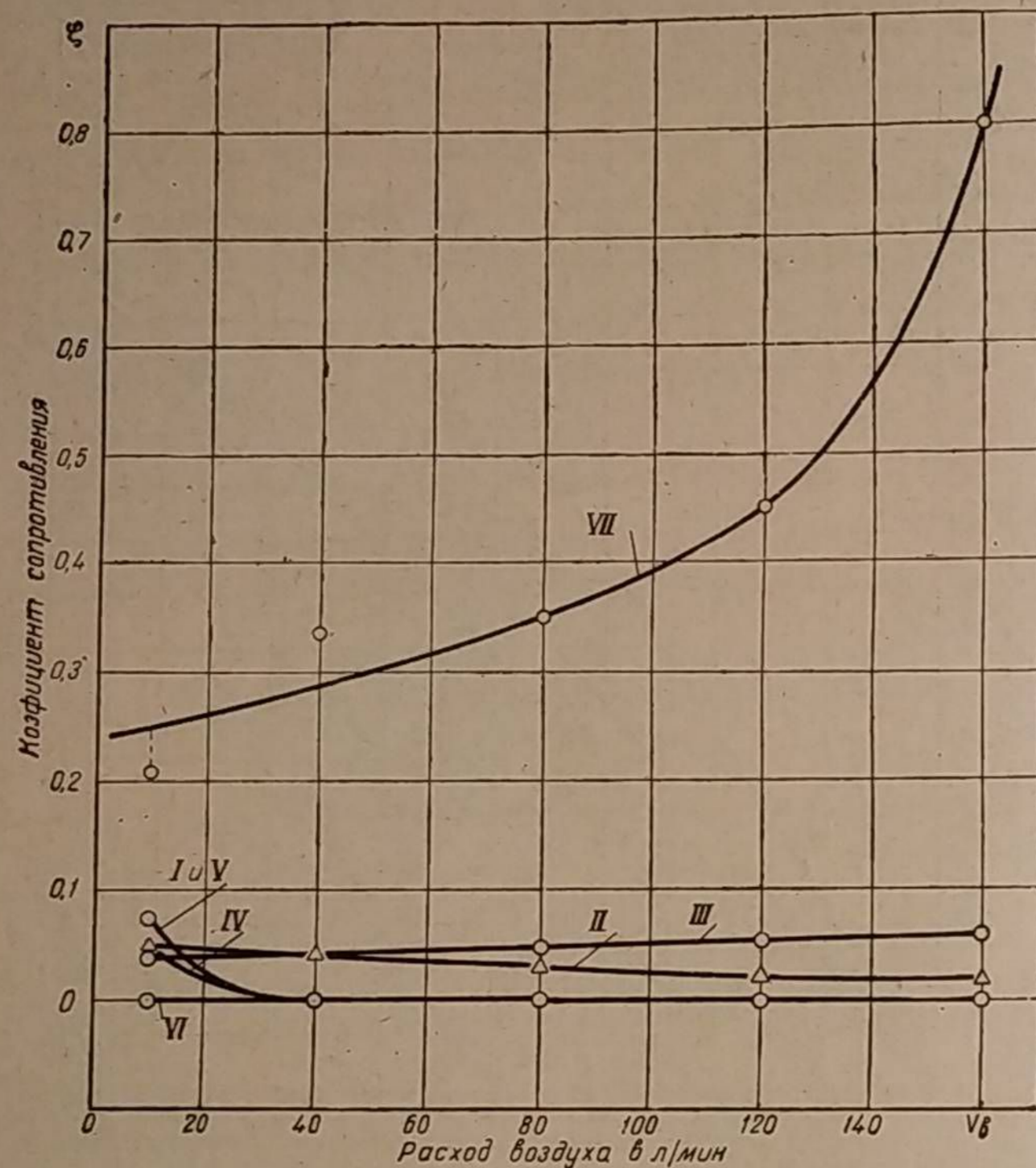
а энергия того же воздуха при его выходе из фурмы со скоростью v_0 равна

$$L_0 = \frac{v_0^2}{2g}.$$

Следовательно, энергия, потерянная в связи с сопротивлением фурмы за счёт трения струи воздуха о её стенки, составит:

$$L_R = L - L_0 = \frac{h_0}{\gamma_b} - \frac{v_0^2}{2g}$$

Если теперь потенциальную энергию воздуха $\left(\frac{h_0}{\gamma_b}\right)$ перед фурмой выразить в кинетическом представлении через теоретически возможную скорость



Фиг. 144. Зависимость коэффициента сопротивления фурм диаметром 8 мм от расхода воздуха.

v_t , которую имела бы струя в случае отсутствия трения, то потерянная энергия

$$L_R = \frac{v_t^2}{2g} - \frac{v_0^2}{2g} = \frac{v_0^2}{2g} \left(\frac{v_t^2}{v_0^2} - 1 \right);$$

согласно формуле (49)

$$\varphi = \frac{v_0}{v_t},$$

поэтому

$$L_R = \frac{v_0^2}{2g} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right). \quad (56)$$

Таково абсолютное значение потерянной энергии, выраженной через действительную скорость воздуха v_0 в устье фурмы. Потеря энергии, отне-

сенная к энергии воздуха при выходе из фурмы, называется коэффициентом сопротивления, который обозначается в гидравлике ζ .

$$\zeta = \frac{L_R}{L_0} = \frac{\frac{v_0^2}{2g} \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1 \right)}{\frac{v_0^2}{2g}} = \frac{1}{\varphi^2} - 1.$$

Итак,

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1. \quad (57)$$

Таким образом, коэффициент сопротивления фурмы характеризует потерянную энергию по отношению к полезно затраченной энергии выходящей струи воздуха. Коэффициент сопротивления математически может быть выражен через коэффициент скорости φ .

Фиг. 144 даёт значения ζ для семи различных профилей фурм как функцию расхода воздуха. Для большинства профилей потерянная энергия или отсутствует ($\zeta=0$) или весьма мала (порядка 3—5%). У одной лишь фурмы типа VII потерянная энергия возрастает с расходом воздуха, достигая 80% при $V_b = 160$ л/мин. Коэффициент сопротивления не зависит от диаметра фурмы (кроме фурмы III). Этот вывод ясен из кривых φ , изображённых на фиг. 138.

III. ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ВОЗДУШНОГО ДУТЯ, ПРОФИЛЯ И КОЛИЧЕСТВА ФУРМ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОГЕНЕРАТОРА И НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

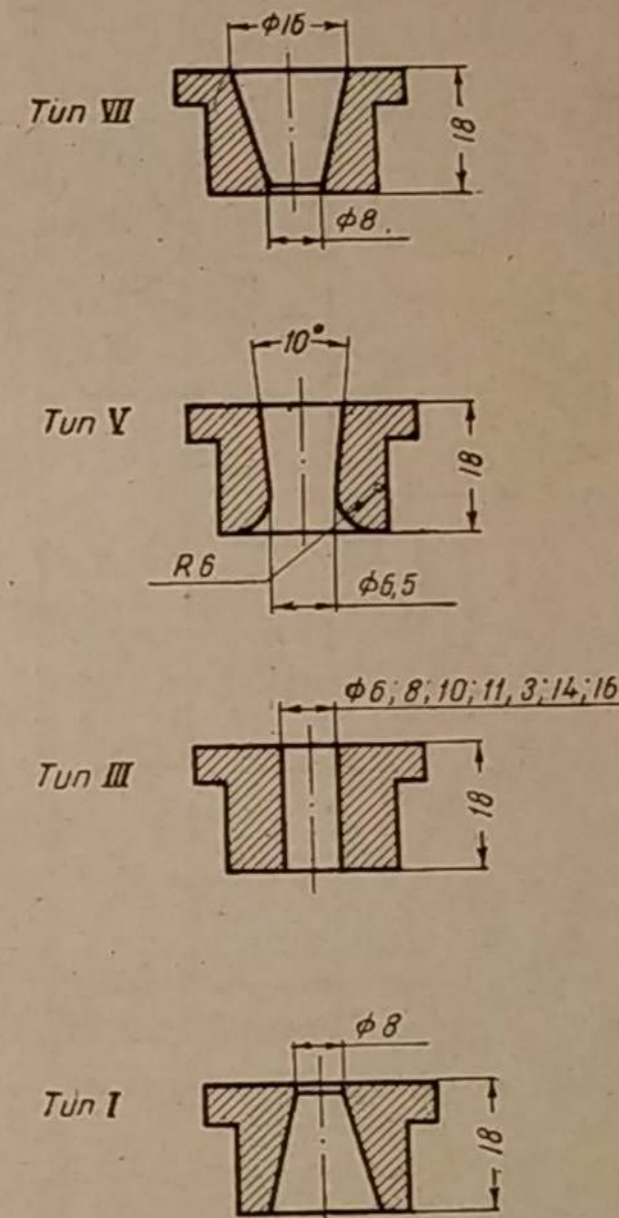
Влияние скорости воздуха, выходящего из фурм различного профиля и размера, выявлялось в процессе нормальной работы газогенератора, причём были исследованы:

- 1) гидравлическое сопротивление фурм;
- 2) смолосодержание в газе;
- 3) теплотворная способность газа;
- 4) мощность двигателя при установленном режиме;
- 5) гибкость газогенераторного процесса и приёмистость двигателя при внезапном увеличении расхода газа;
- 6) пусковые качества газогенератора.

В экспериментальном газогенераторе были испытаны четыре различных профиля фурм. Фурмы цилиндрического профиля отличались, кроме того, диаметрами отверстий (фиг. 145).

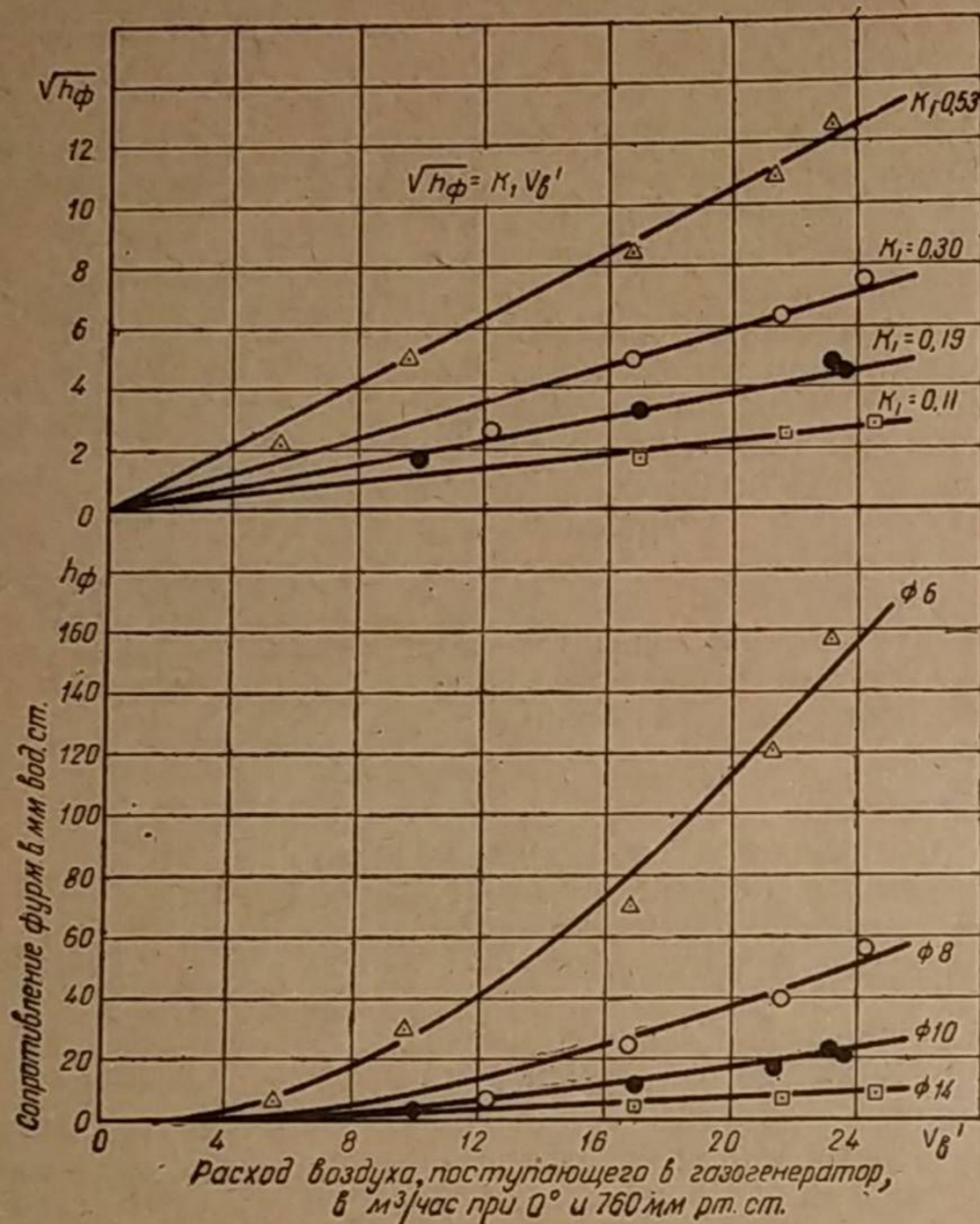
1. Гидравлическое сопротивление фурм

Гидравлическим сопротивлением фурм называется разность гидростатических давлений воздуха до и после его истечения через фурму. Этот перепад давлений расходуется на ускорение воздуха и при трении струи о стенки отверстия фурмы.



Фиг. 145. Профили фурм, испытанных в экспериментальном газогенераторе.

Сопротивление фурм во время нормальной работы газогенератора существенно отличается от их сопротивления при газогенераторе без топлива, если из последнего отсасывать воздух. В первом случае сопротивление фурм много выше, так как их отверстия частично перекрываются частицами сгорающего топлива. Кроме этого, воздух на пути движения к фурмам всегда несколько нагревается, увеличивая тем самым свой объёмный расход.



Фиг. 146. Зависимость сопротивления фурм различного диаметра от расхода воздуха, поступающего в древесночурочный газогенератор, имеющий 8 фурм цилиндрического профиля (тип III).

Найдём влияние температуры воздуха на величину сопротивления фурмы h_0 . Согласно формуле (54),

$$h_0 = \frac{\gamma_B}{72\mu^2 f^2 g} V_B^2,$$

где μ — коэффициент истечения;
 f — площадь отверстия фурмы в $см^2$;
 V_0 — часовой расход воздуха, проходящего через одну фурму в условиях опыта в $л/мин$;
 γ_B — удельный вес воздуха в условиях опыта в $кг/м^3$.

При нагреве воздуха, имеющего давление P мм рт. ст., до температуры T_B К его действительные объёмный расход и удельный вес соответственно равны:

$$V_B = \frac{760 T_B}{273 P} V_{0B} \text{ л/мин},$$

$$\gamma_B = \frac{273 P}{760 T_B} \gamma_{0B} \text{ кг/м}^3,$$

где V_{0B} и γ_{0B} объёмный расход и удельный вес воздуха при 0° и 760 мм рт. ст. Следовательно,

$$h_0 = \frac{273 \cdot P}{760 \cdot T_B \cdot \gamma_{0B}} \left(\frac{760 T_B}{273 P} V_{0B} \right)^2.$$

Обозначим произведение постоянных

$$\frac{760 \gamma_{0B}}{273 \cdot 72 \mu^2 f^2 g P} = A.$$

Тогда окончательно получим, что

$$h_0 = A T_B V_{0B}^2, \quad (58)$$

т. е. гидравлическое сопротивление фурмы прямо пропорционально абсолютной температуре воздуха и квадрату его объёмного расхода, отнесённого к нормальным физическим условиям.

Изменение действительного сопротивления фурм (h_ϕ) в зависимости от объёмного расхода воздуха, поступающего в нормально работающий газогенератор, показано в нижней части фиг. 146. Газогенератор испытывался с фурмами различного диаметра (6, 8, 10 и 14 мм), но при одном и том же их количестве (8 шт.). Все кривые $h_\phi = f(V_B)$ представляют собой параболы. Действительно, если по оси ординат отложить $\sqrt{h_\phi}$ (см. верхнюю часть фиг. 146), то опытные точки расположатся около прямых, идущих в начало координат. Следовательно,

$$\sqrt{h_\phi} = k_1 V_B,$$

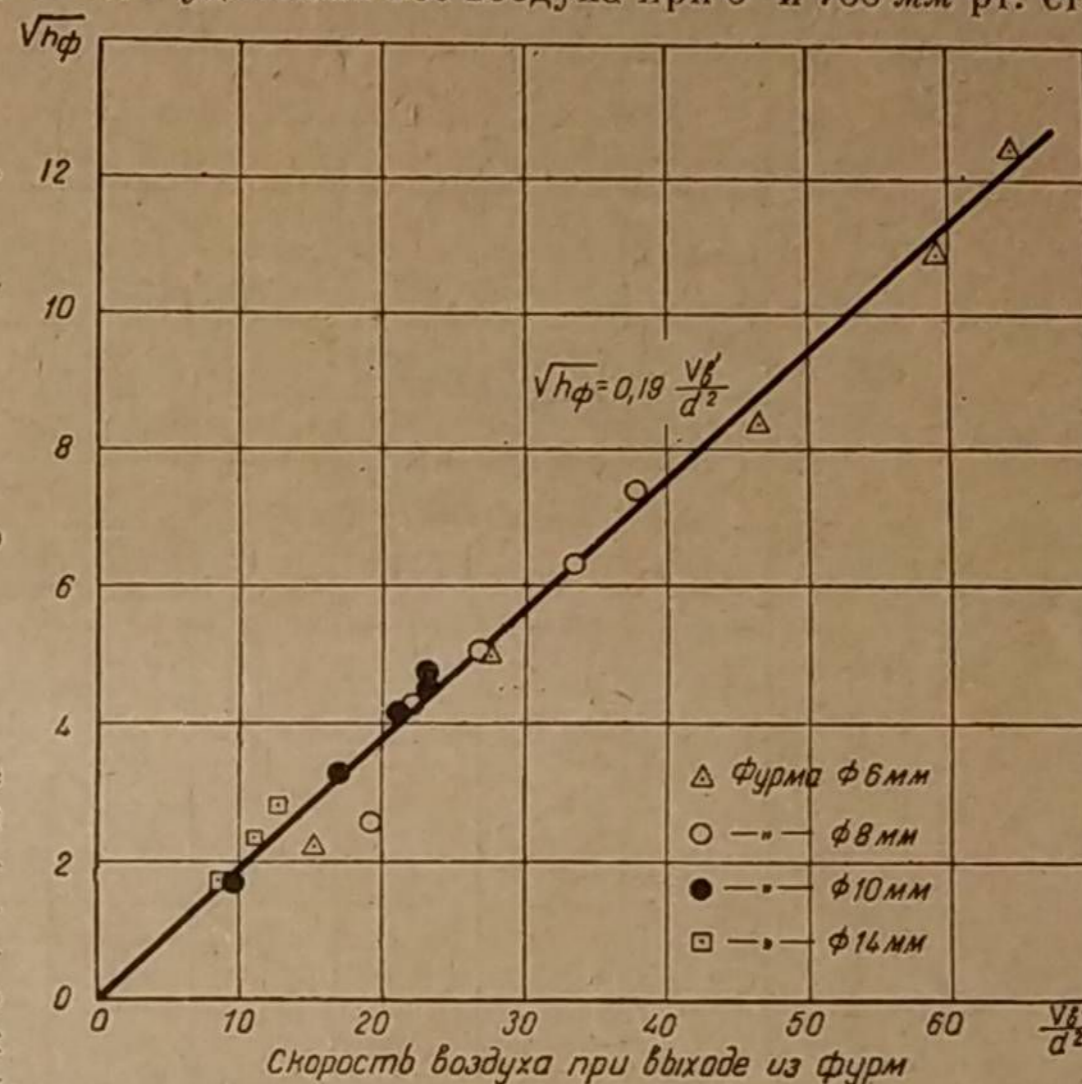
причём угловой коэффициент k_1 тем больше, чем меньше диаметр фурмы.

Поскольку $\sqrt{h_\phi}$ для данного диаметра фурмы прямо пропорционален V_B — расходу воздуха, поступающего в газогенератор, постольку

$$\sqrt{h_\phi} = k_2 v_{cp},$$

где v_{cp} — средняя скорость истечения воздуха из фурмы, которая зависит от расхода воздуха V_B , количества i фурм и диаметра d их отверстий, а именно:

$$v_{cp} = \frac{V_B}{i \frac{\pi d^2}{4}}$$

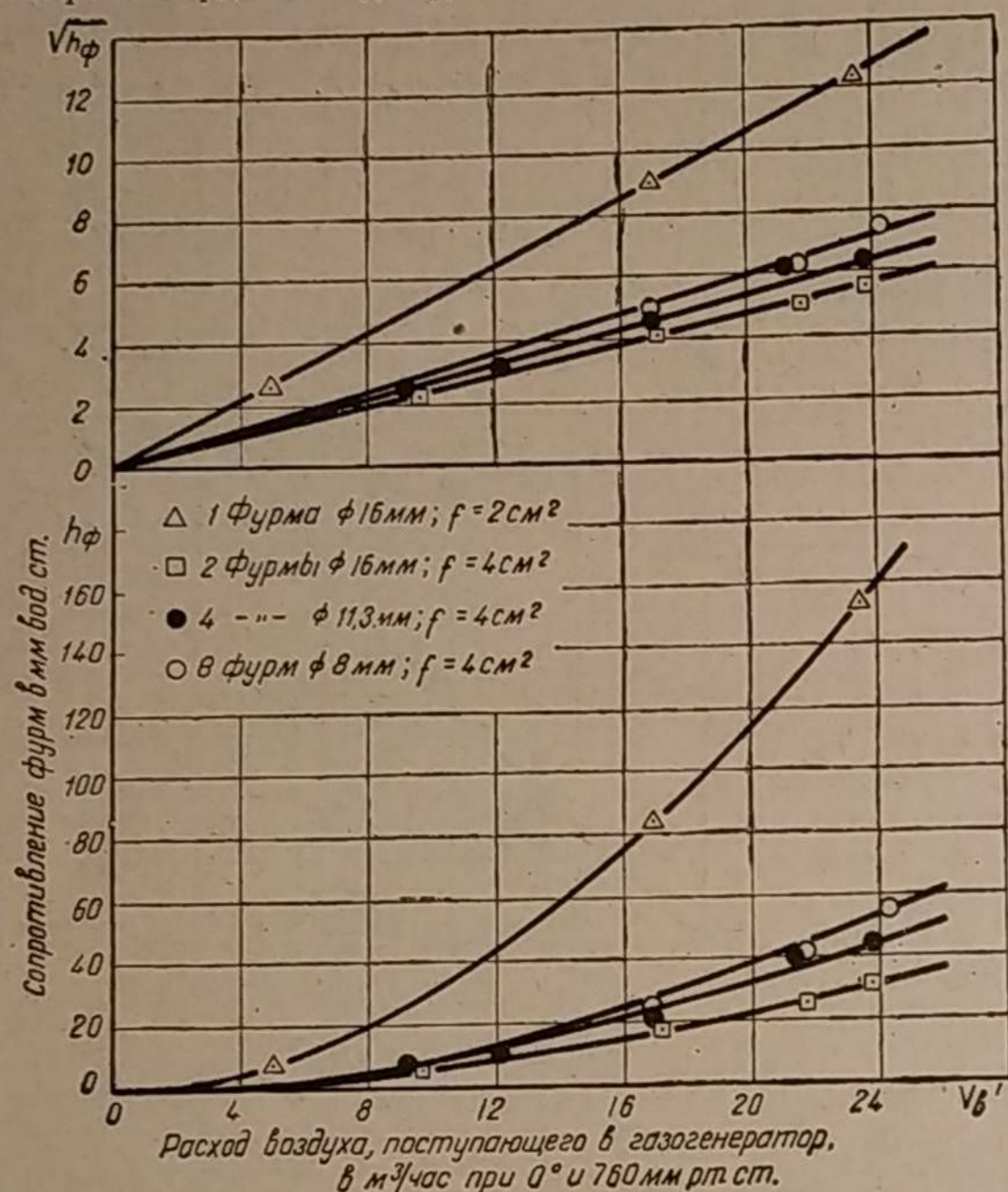


Фиг. 147. Зависимость $\sqrt{h_\phi}$ от скорости воздуха, выходящего из восьми цилиндрических фурм различного диаметра во время работы древесночурочного газогенератора.

или

$$\sqrt{h_{\Phi}} = \frac{k_3}{i} \frac{V'_B}{d^2} \quad (59)$$

Чтобы подтвердить справедливость этого вывода экспериментом, разделим абсциссы всех опытных точек фиг. 146 на квадраты соответствующих им диаметров фурм, сохранив ординаты ($\sqrt{h_{\Phi}}$) без изменения. Тогда все опытные точки



Фиг. 148. Сопротивление фурм, имеющих одинаковую суммарную площадь отверстий f , в зависимости от расхода воздуха, поступающего в древесночурочный газогенератор. Профиль фурм цилиндрический (тип III).

расположатся вблизи одной прямой (фиг. 147), идущей к началу координат, с угловым коэффициентом $\frac{k_3}{i} = 0,19$. Следовательно,

$$h_{\Phi} = k_3^2 \left(\frac{V'_B}{id^2} \right)^2$$

или окончательно:

$$h_{\Phi} = k \left(\frac{V'_B}{id^2} \right)^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (60)$$

Произведение количества фурм на квадрат их диаметра прямо пропорционально суммарной площади фурменных отверстий и поэтому оценивается в уравнении (60) как единый фактор. Достоверность такого суждения подтверждается опытными данными на фиг. 148, где сопротивления фурм различного диаметра и количества, но равновеликой площади отверстий практически одинаковы для одного и того же расхода воздуха.

В формуле (60) приняты следующие обозначения и размерности: V'_B — расход воздуха, поступающего в газогенератор, в $\text{м}^3/\text{час}$ при 0° и 760 мм рт. ст.;

d — диаметр наименьшего сечения отверстия фурмы в см;

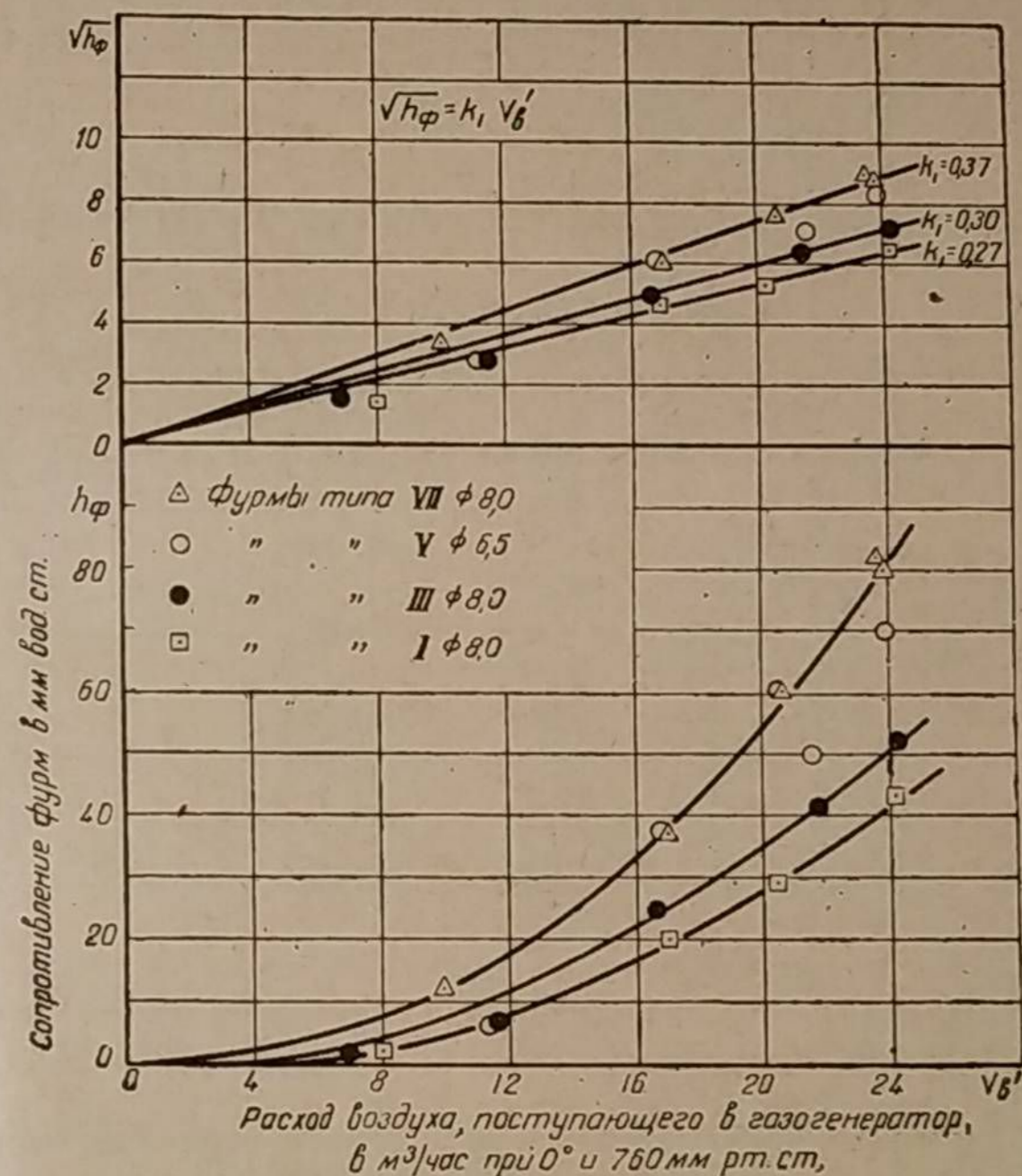
i — количество фурм;

k — коэффициент, зависящий от профиля фурмы.

Согласно опытам, представленным на фиг. 149 для фурм:

а) сходящегося конуса (тип I, фиг. 145) $k = 1,9$;

б) цилиндрических (тип III) $k = 2,3$;



Фиг. 149. Сопротивление фурм различного профиля в зависимости от расхода воздуха, поступающего в древесночурочный газогенератор; количество фурм — 8.

в) профиля Вентури (тип V) $k = 1,3$;

г) расходящегося конуса (тип VII) $k = 3,6$.

Определим, насколько действительное сопротивление фурм h_{Φ} во время нормальной работы газогенератора отличается от сопротивления h_0 (возникающего при истечении воздуха через фурмы незагруженного топливом газогенератора). Согласно фиг. 141 при расходе воздуха $V_B = 80 \text{ л/мин}$ (15° и 735 мм рт. ст.) сопротивление цилиндрической фурмы (тип III) диаметром 8 мм равно $h_0 = 69 \text{ мм вод. ст.}$ По формуле же (54)

$$h_0 = \frac{\gamma_B V_B^2}{72 \mu^2 / g} = \frac{1,22 \cdot 80^2}{72 \cdot 0,8^2 \cdot 0,505^2 \cdot 9,81} = 68 \text{ мм вод. ст.}$$

При восьми фурмах часовой расход воздуха, отнесённого к 0° и 760 мм рт. ст., составляет:

$$V'_n = 80 \cdot 8 \frac{60 \cdot 273 \cdot 735}{1000 \cdot 760 (273 + 15)} = 35 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Сопротивление фурм во время работы газогенератора по формуле (60) будет:

$$h_{\phi} = k \left(\frac{V'_n}{i d^2} \right)^2 = 2,3 \left(\frac{35}{8 \cdot 0,8^2} \right)^2 = 107 \text{ мм вод. ст.}$$

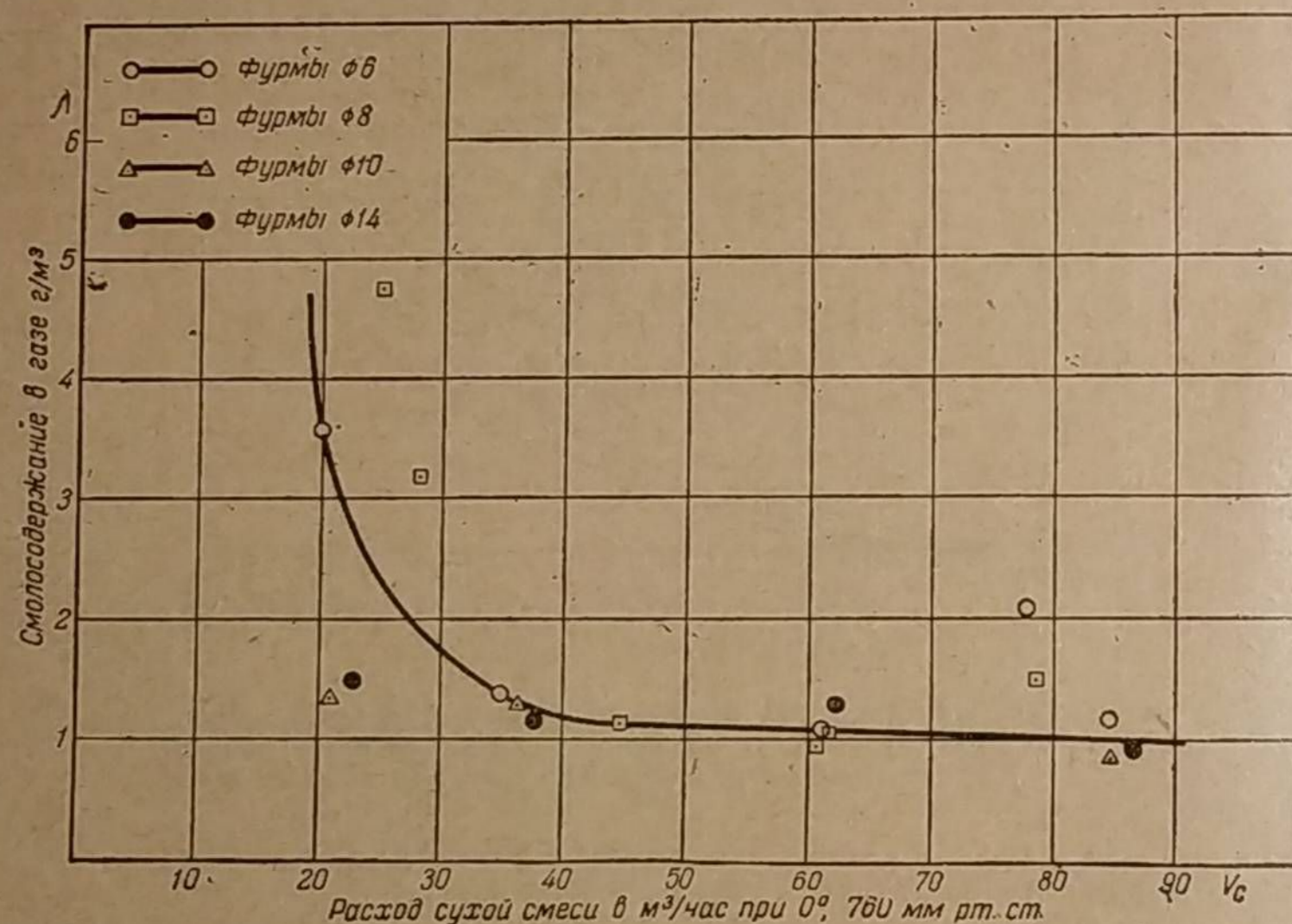
Отсюда сопротивление цилиндрических фурм во время работы газогенератора превышает их сопротивление при обычном истечении так:

$$\frac{h_{\phi}}{h_0} = \frac{107}{69} = 1,55.$$

Это обстоятельство следует иметь в виду при расчёте газогенератора.

2. Смолосодержание в газе

Для удовлетворительной работы двигателя смолосодержание в генераторном газе, полученном из дров, не должно быть больше 0,4—0,5 г/м³. Приведённые ниже опытные данные превышают эту норму, так как газогенератор,

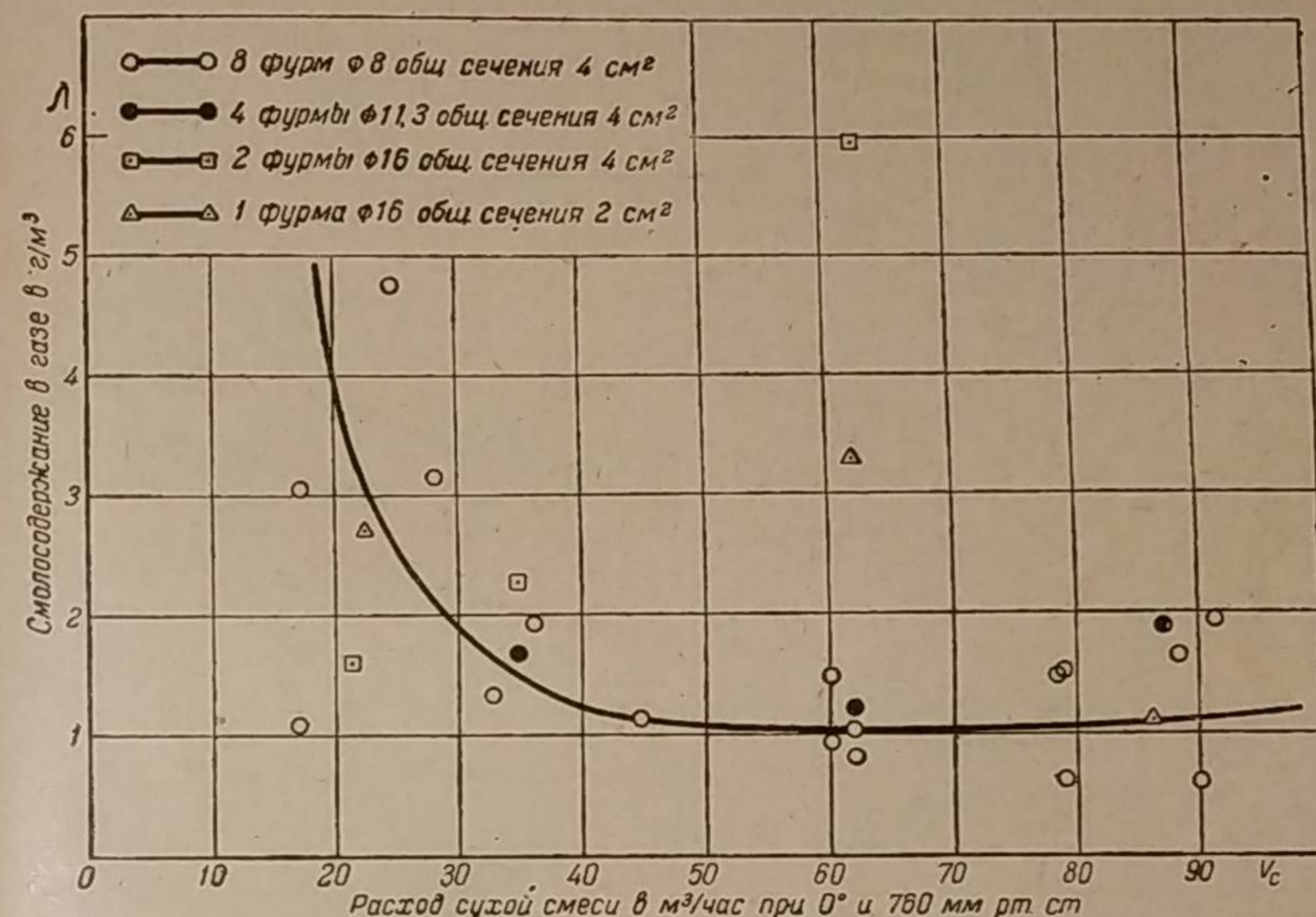


Фиг. 150. Зависимость смолосодержания в газе от расхода двигателем ГАЗ-42 газовой смеси при восьми цилиндрических фурмах различного диаметра, камера газификации диаметром 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.

на котором проводились эксперименты, имел цилиндрическую камеру газификации без горловины. Фиг. 150 иллюстрирует весьма характерные изменения смолосодержания в газе в зависимости от расхода рабочей смеси. При холостом ходе или при малой нагрузке двигателя ГАЗ-42, когда расход рабочей смеси составляет от 16 до 28 м³/час, наблюдается весьма большое смолосодержание в газе, так как температура в фурменном поясе снижается

и крекинг смол ослабевает. Эти эксперименты показывают, что диаметр фурм в пределах от 6 до 14 мм не влияет на смолосодержание в газе.

Другая серия опытов проводилась при различном количестве фурм неодинакового диаметра, но равновеликой площади отверстий. Оказалось (фиг. 151), что при малом количестве фурм (одна и две) высокое смолосодержание наблюдается и при значительном расходе рабочей смеси. Это обстоя-



Фиг. 151. Зависимость смолосодержания в газе от расхода двигателем ГАЗ-42 газовой смеси при различном количестве цилиндрических фурм; камера газификации диаметром 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.

тельство можно объяснить наличием в плоскости фурм таких зон, куда не проникает кислород воздуха и где нет сгорания топлива. Поэтому пары смолы, проходя через эти зоны низкой температуры, не крекируются.

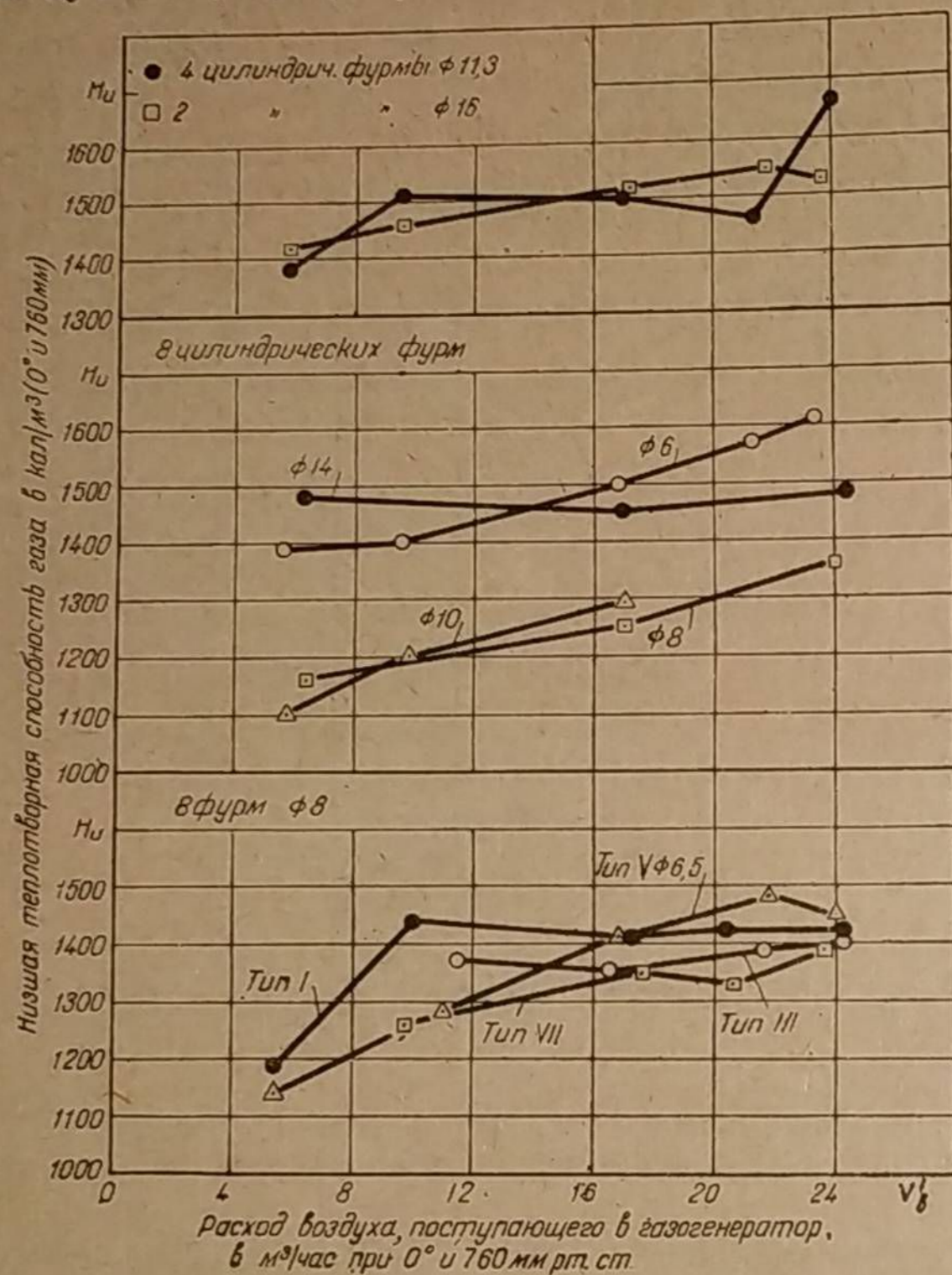
3. Теплотворная способность газа и эффективная мощность двигателя при установившемся режиме

При установившемся режиме, когда температура реакционного слоя топлива достигает значения, соответствующего данному расходу газа, количество, профиль и размер фурм (в обследованном интервале) не оказывают существенного влияния на химизм газогенераторного процесса и на теплотворную способность газа. Фиг. 152 иллюстрирует это положение опытными данными в зависимости от расхода рабочей смеси. Каждая точка теплотворности газа определялась в течение 20 минут после того, как тепловое состояние газогенератора устанавливалось постоянным. В отдельных случаях заметен рост теплотворности газа по мере увеличения расхода воздуха (или расхода газа). Это обычно наблюдаемое у древесных газогенераторов обстоятельство происходит в связи с усилением швельпроцесса в бункере и ростом температуры в камере газификации¹.

¹ Подробнее об этом см. в главе 2, «Влияние размеров камеры газификации на химический состав газа».

Согласно нашим опытам, увеличение диаметра фурм с 6 до 14 мм не влечёт за собой изменения теплотворности газа. Какова причина этого?

Увеличение диаметра фурм с 6 до 14 мм при минимальном расходе воздуха ($V'_в = 6 \text{ м}^3/\text{час}$) сопровождалось снижением условной скорости воздушного дутья с 7,4 до 1,4 м/сек. Следовательно, скорость воздуха оста-

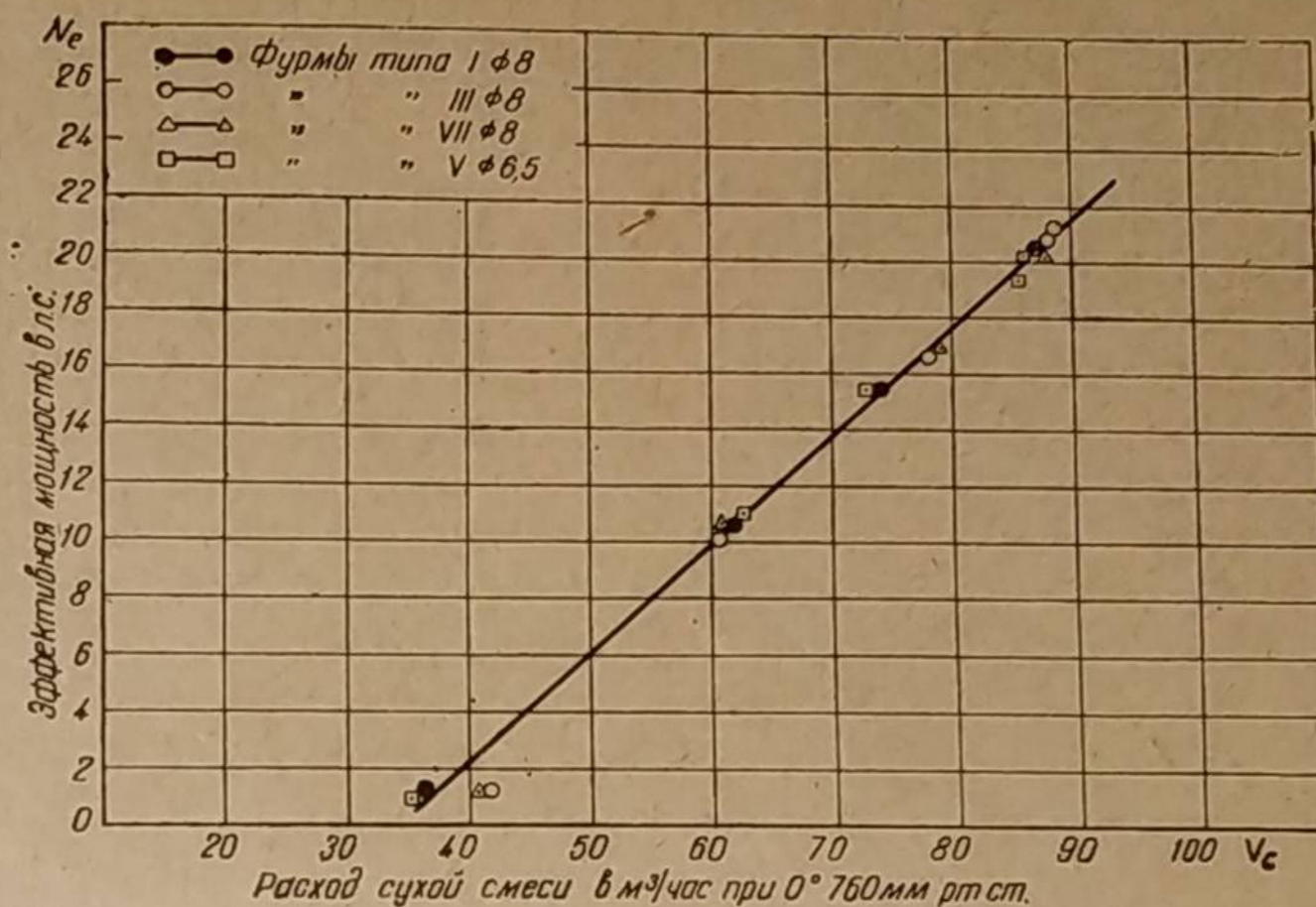


Фиг. 152. Влияние количества, размера и профиля фурм на низшую теплотворную способность газа; диаметр камеры 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.

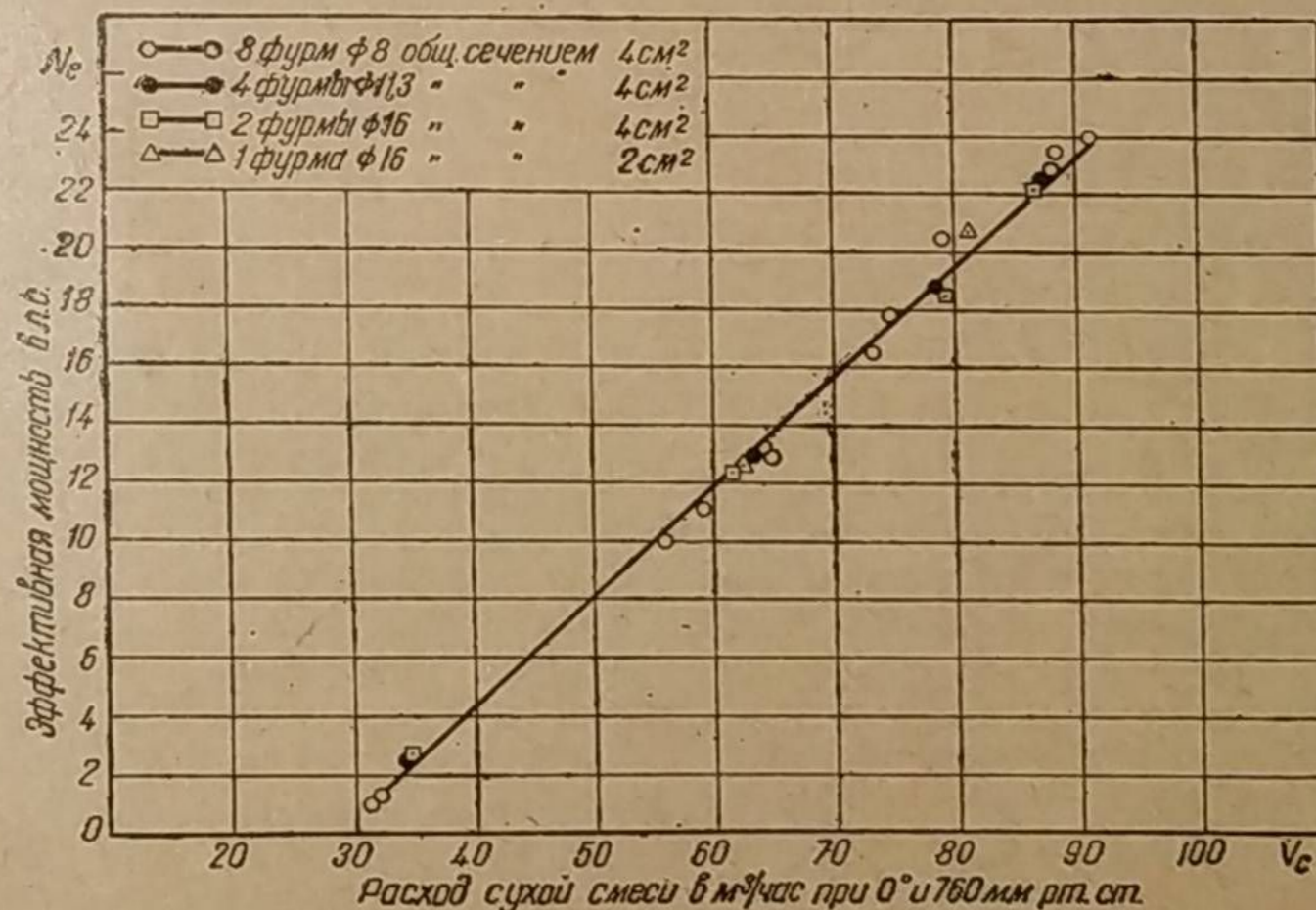
валась ещё выше того критического значения, при котором наблюдается значительное ухудшение качества газа (см. фиг. 119).

Фиг. 153, 154 и 155 показывают величину эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500 \text{ об/мин}$ в зависимости от расхода рабочей смеси при различном профиле, числе и диаметре фурм. Во всех трёх случаях мощность двигателя зависит только от расхода рабочей смеси, что хорошо согласуется с замерами теплотворной способности газа.

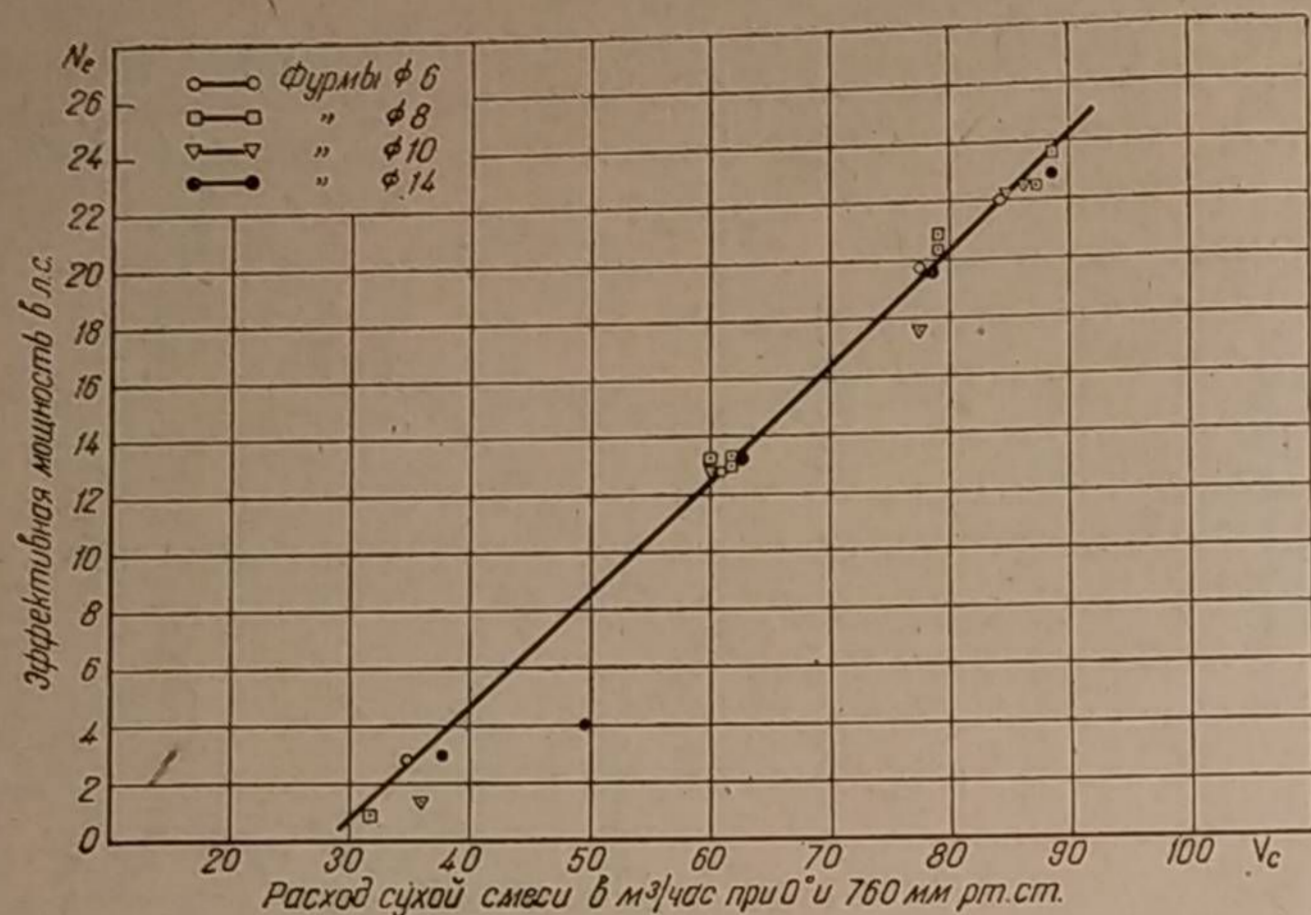
Профиль и размер фурм влияют на мощность двигателя постольку, поскольку от них зависит сопротивление фурм и, следовательно, сопротивление всей газогенераторной установки. Это видно на фиг. 156, показывающей влияние диаметров фурмы в древесноугольном газогенераторе на разрежение во всасывающем коллекторе и на мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1700 \text{ об/мин}$.



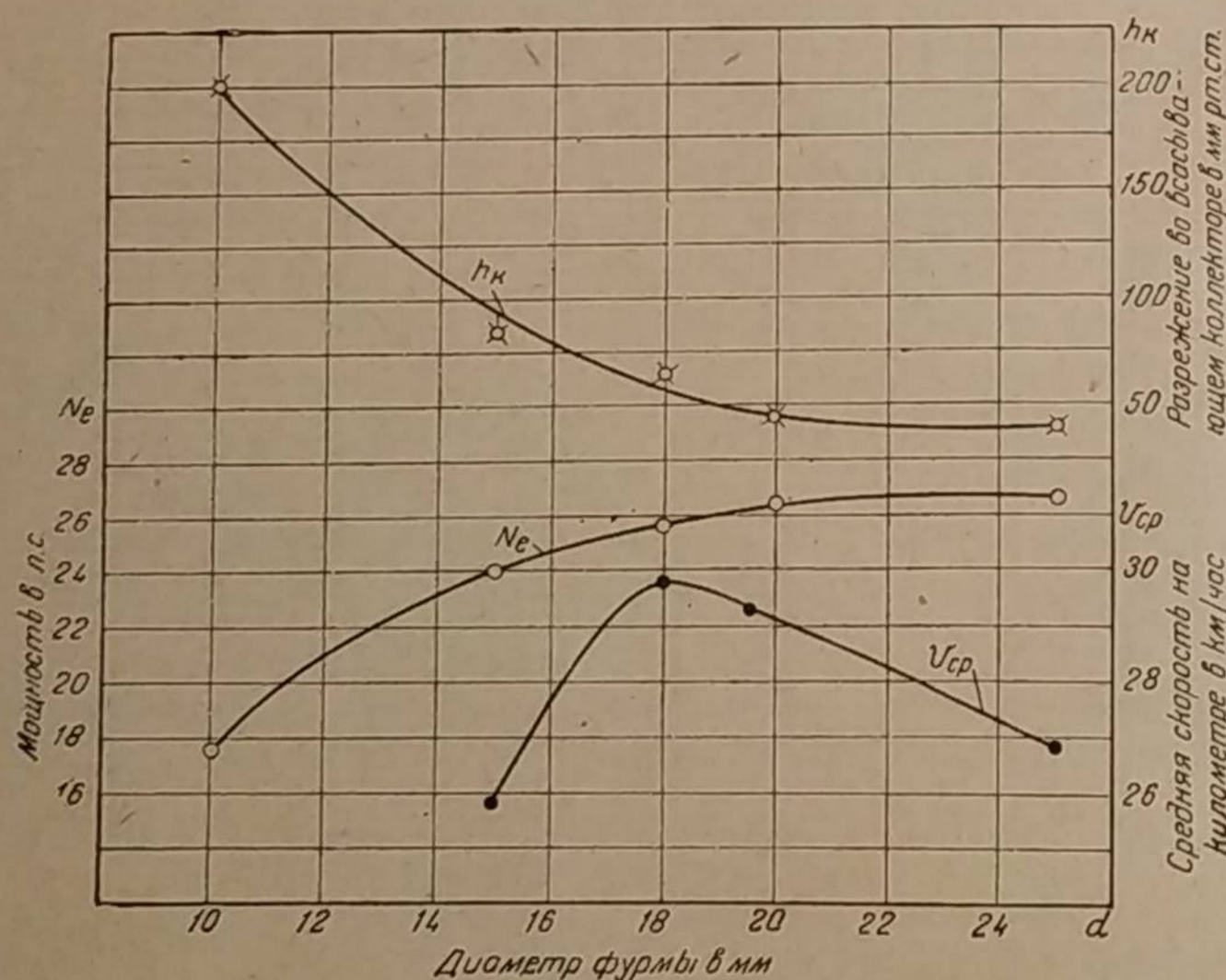
Фиг. 153. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода смеси при фурмах различного профиля; $n = 1500 \text{ об/мин}$, 8 фурм в камере газификации диаметром 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.



Фиг. 154. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода смеси при различном количестве цилиндрических фурм; $n = 1500 \text{ об/мин}$, диаметр камеры газификации 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.



Фиг. 155. Зависимость эффективной мощности двигателя ГАЗ-42 от расхода смеси при различных диаметрах фурм; $n = 1500$ об/мин, 8 цилиндрических фурм в камере газификации диаметром 230 мм, высота слоя топлива в камере 305 мм.



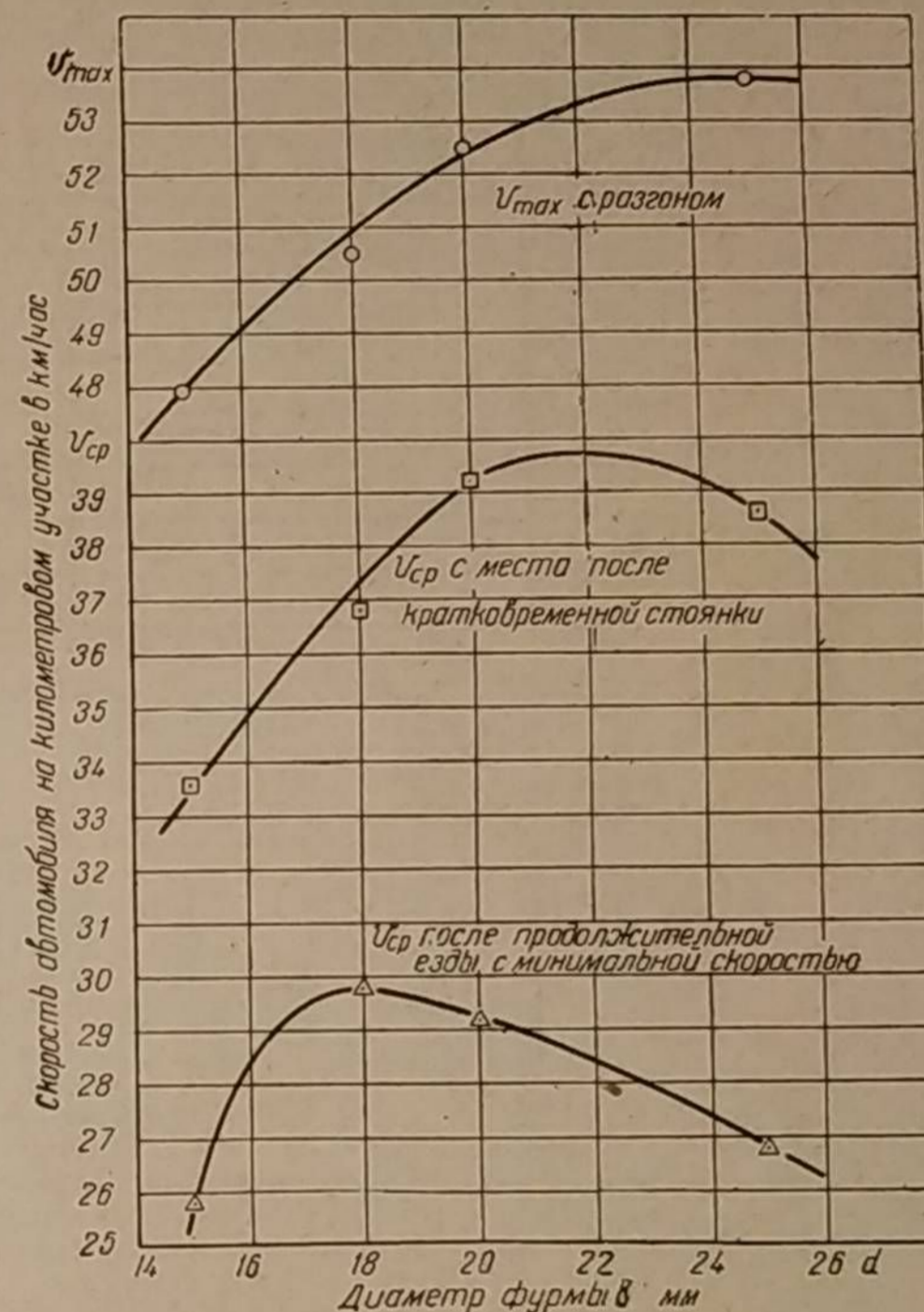
Фиг. 156. Влияние диаметра фурмы на мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1700$ об/мин.

4. Гибкость газогенераторного процесса и приёмистость двигателя при внезапном увеличении расхода газа

Если в транспортных газогенераторах при установившемся режиме изменение скорости воздуха (в практикуемых пределах) не влияет на химизм газогенераторного процесса, то при внезапном увеличении расхода газа этого сказать нельзя. После продолжительной работы двигателя под малой нагрузкой или вхолостую резкое повышение расхода газа всегда сопровождается ухудшением его качества по причине недостаточной гибкости газогенераторного процесса¹. Ухудшение качества газа можно уменьшить быстрым повышением температуры реакционного слоя топлива и тем успешней, чем выше скорость воздуха, выходящего из фурм, т. е. чем меньше диаметр фурмы, так как при этом зона горения топлива перед фурмами становится более сконцентрированной.

С другой стороны, увеличение скорости воздуха всегда влечёт за собой рост сопротивления газогенератора и, следовательно, снижение коэффициента наполнения двигателя. Поэтому в случае установившегося режима по мере уменьшения диаметра фурм мощность двигателя снижается, как это показано на фиг. 156. То же самое можно сказать и о максимальной скорости автомобиля, когда газогенератор хорошо разогрет (см. на фиг. 157 и 158 кривые v_{max} , полученные в НАТИ).

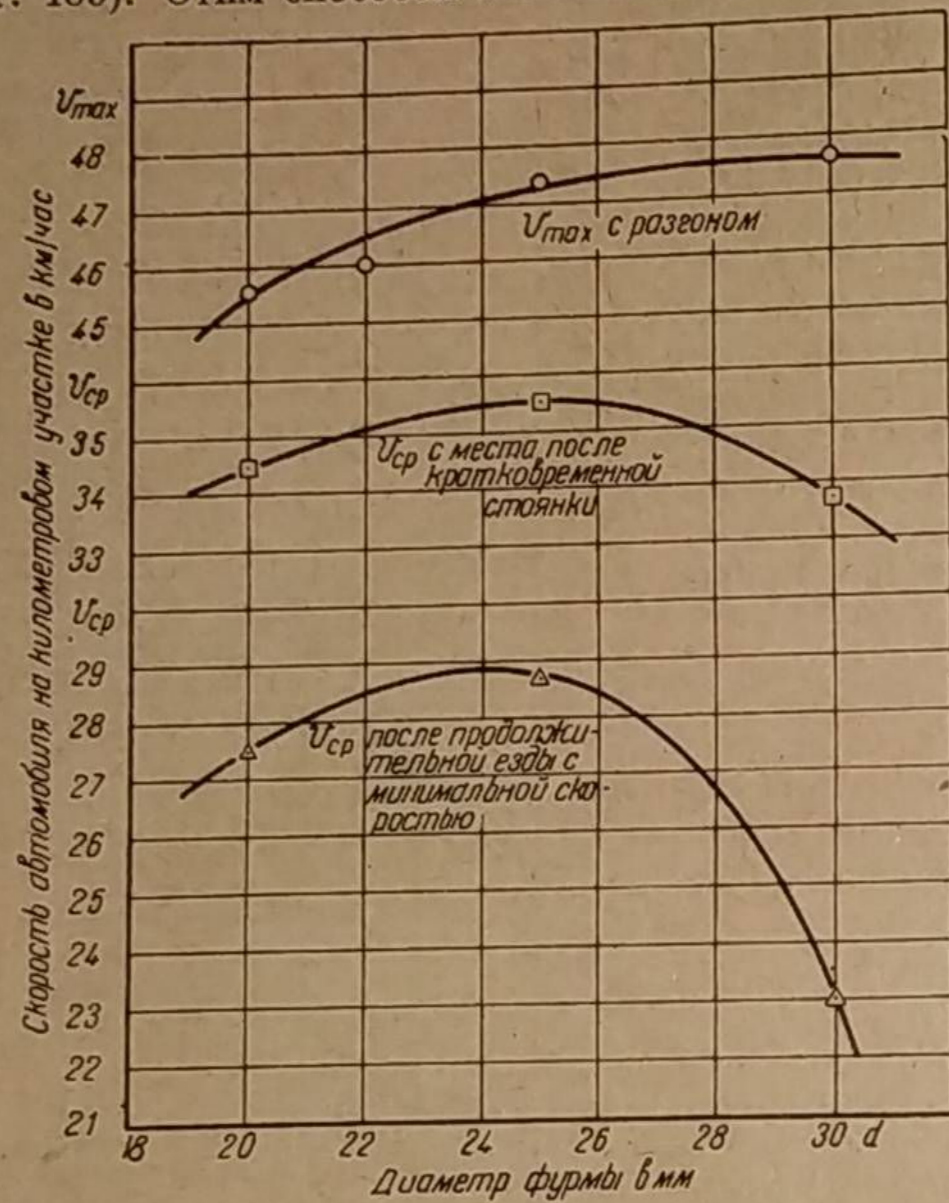
В случае же внезапного повышения расхода газа уменьшение диаметра фурмы приводит к тому, что средняя мощность двигателя и средняя скорость автомобиля за период разгона могут увеличиться (см. v_{cp} на фиг. 157 и 158). Эти средние скорости автомобилей на километровой участке замерялись, во-первых, с места после кратковременной остановки автомобиля и, во-вторых, после продолжительной езды на прямой передаче с минимально возможной скоростью. В последнем случае температура реакционного слоя к началу разгона снижалась больше, нежели в первом случае, и поэтому средние скорости автомобиля за время его разгонов оказались меньшими, чем в первом случае, и тем заметней, чем больше диаметр фурмы.



Фиг. 157. Влияние диаметра фурмы в антрацитовом газогенераторе НАТИ-Г21А2 на скорость автомобиля ГАЗ-АА при установившемся и при переменном режимах движения.

¹ Подробнее см. об этом в главе 1, раздел V, «Гибкость работы газогенератора на битуминозном топливе».

Воспользуемся опытными данными (см. фиг. 157 и 158) и по расходам воздуха, соответствующим максимальным мощностям двигателей ГАЗ-42 и ЗИС-21, рассчитаем для каждого размера фурм условную скорость воздушного дутья, после чего отложим её по оси абсцисс, а по оси ординат — максимальные и средние скорости автомобилей в процентах от их наибольших значений (фиг. 159). Этим способом мы выявим диапазон приемлемых ско-



Фиг. 158. Влияние диаметра фурмы в антрацитовом газогенераторе НАТИ-Г23А2 на скорость автомобиля ЗИС-5 при установившемся и при переменном режимах движения.

ростей воздушного дутья в однофурменном газогенераторе, работающем на антраците. Наивыгоднейшая скорость воздуха лежит в пределах от 25 до 50 м/сек. Для правильного выбора наивыгоднейшей скорости воздушного дутья нужно знать, какой режим работы будет наиболее характерным для проектируемого газогенератора: постоянный ли (как, например, у тракторного газогенератора), или резко переменный (как у автомобильного). Кроме того, следует также принять во внимание сорт газифицируемого топлива.

Для определения расхода воздуха $V'_в$, поступающего в газогенератор, можно воспользоваться уравнением

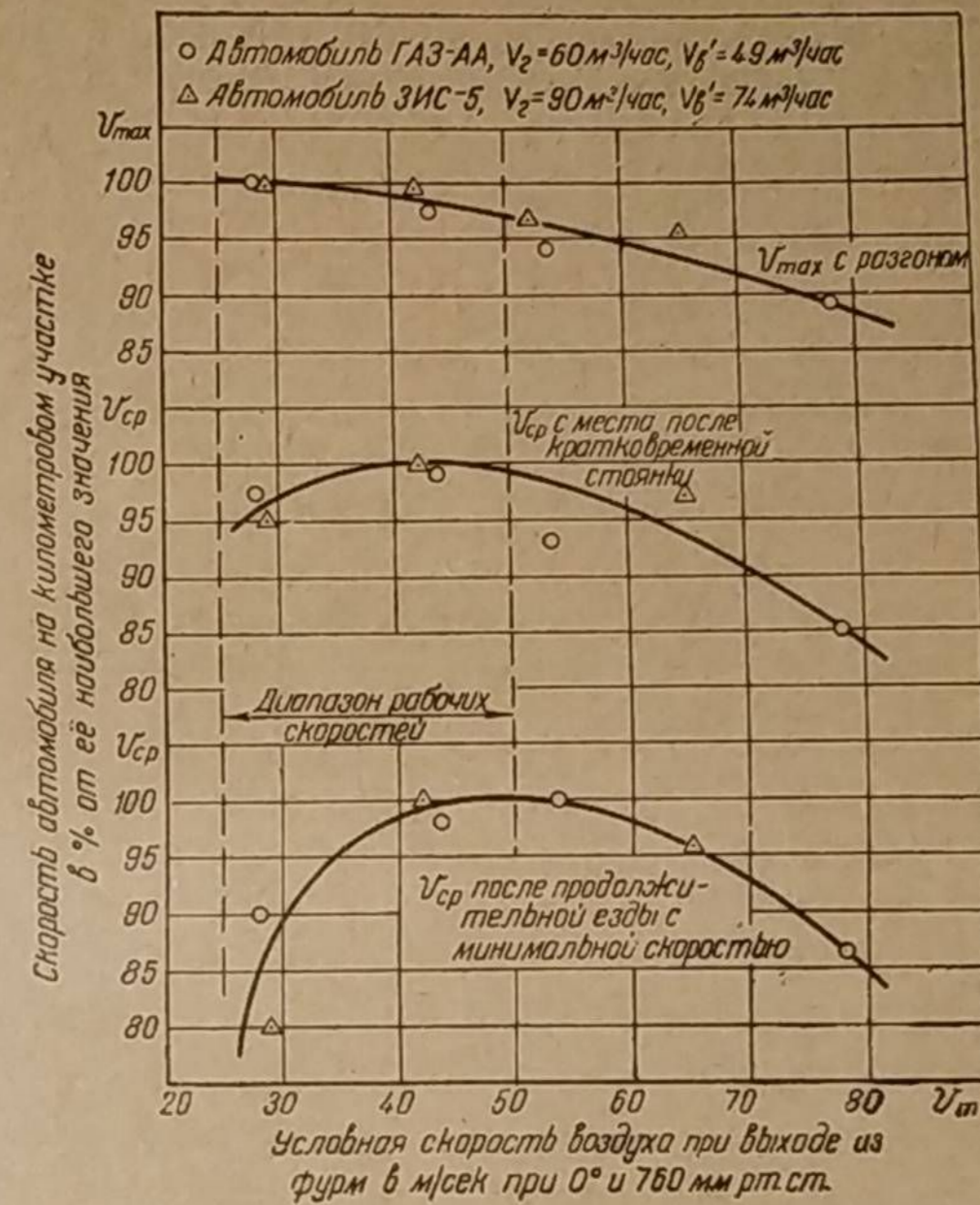
$$V'_в = \frac{V_г}{\mu_0} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (61)$$

где: $V_г$ — расход газа в $\text{м}^3/\text{час}$;

μ_0 — коэффициент молекулярного изменения при газификации, который с достаточной точностью может быть определён по формуле автора (см. главу 2).

$$\mu_0 \approx \frac{80}{N_2}, \quad (8)$$

где N_2 — объёмное содержание азота в генераторном газе в процентах. Для технических расчётов μ_0 можно брать из таблицы 13, составленной автором по опытным данным НАТИ.



Фиг. 159. Влияние условной скорости воздушного дутья в однофурменном антрацитовом газогенераторе на скорость автомобиля при установившемся и при переменном режимах движения.

Таблица 13

Коэффициент молекулярного изменения при газификации для различных топлив

Топливо	Процесс газификации	Абсолютная влажность топлива в %	Подача пара по весу топлива в кг/кг	μ_0
Берёзовые чурки	Опрокинутый	10—15	Нет	1,70
Древесный уголь	Горизонтальный	10—12	Нет	1,40
Антрацит	Горизонтальный	6	Нет	1,22
Антрацит	Горизонтальный	—	0,4	1,33
Антрацит	Прямой	—	0,4	1,52
Торфяной кокс	Прямой	—	0,35	1,66

Наконец, при выборе диаметра фурм полезно ещё знать его влияние на пусковые качества газогенератора как в момент розжига, так и во время разогрева после остановки двигателя.

Диаметр фурм можно определить по средней скорости воздуха, соответствующей максимальной мощности двигателя, при которой известен объёмный расход воздуха, поступающего в газогенератор.

$$d = 1,88 \sqrt{\frac{V'_v}{i v_{cp}}} \text{ см,} \quad (62)$$

где V'_v — расход воздуха в $\text{м}^3/\text{час}$, отнесённый к нормальным физическим условиям (0° и 760 мм рт. ст.);

i — число фурм;

v_{cp} — условная средняя скорость воздуха в $\text{м}/\text{сек}$.

Значение v_{cp} рекомендуем брать из таблицы 14.

Таблица 14

Средние скорости воздуха при выходе из фурм

Вид топлива	Применение газогенератора	v_{cp} в $\text{м}/\text{сек}$	Примечание
Дрова и торф ($\mu_0 = 1,7$; $\varphi_0 = 1,35$)	Легковой автомобиль	28	
	Грузовой автомобиль	20	
	Трактор	17	
Древесный уголь ($\mu_0 = 1,4$; $\varphi_0 = 1,2$)	Легковой автомобиль	45	Однофурменный газогенератор
	Грузовой автомобиль	40	
	Трактор	25	

5. Пусковые качества газогенератора

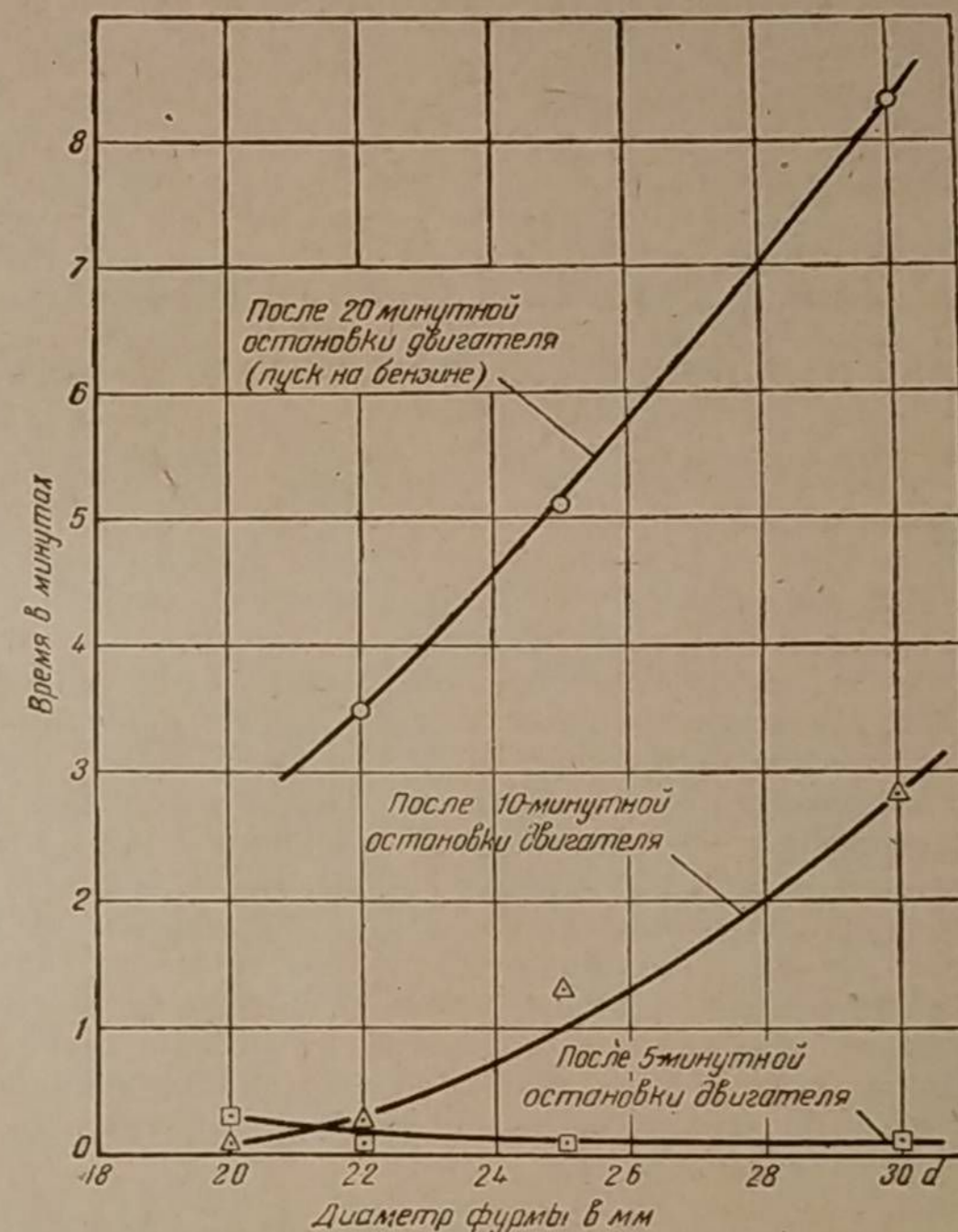
Влияние размера и количества фурм на продолжительность розжига газогенератора подробно рассмотрено в главе 5. Там доказано, что при постоянном напоре воздушного дутья, т. е. при одной и той же начальной скорости воздуха время розжига газогенератора обратно пропорционально диаметру фурмы. Следует однако иметь в виду, что постоянство напора бывает только при розжиге центробежным вентилятором. Если же для розжига используется разрежение, создаваемое двигателем, то по мере уменьшения диаметра фурм напор и начальная скорость воздуха будут возрастать, а время розжига, наоборот, сокращаться (табл. 15).

Таблица 15

Средняя продолжительность розжига древесноугольных газогенераторов двигателем ГАЗ-42 в зависимости от размера дутьевых отверстий для воздуха (фурм)

Газогенератор	Размеры фурм			Время розжига в минутах
	d в мм	количество i	общая площадь в см^2	
«Павар-Левассор»	Щель	1	200	14,0
НАТИ-Г15	20	1	3,14	3,0
«Госен-Пулея»	18	1	2,54	0,8

Разогрев уже розожжённого газогенератора тоже зависит от размера фурм. Опыты НАТИ дают представление о влиянии диаметра фурмы на период времени, включающий пуск двигателя (на газе или на бензине и его перевод на газ) и работу до момента достижения устойчивых оборотов (фиг. 160)



Фиг. 160. Влияние диаметра фурмы на общее время от момента пуска двигателя ЗИС-21 до момента его устойчивой работы на газе; антрацитовый однофурменный газогенератор НАТИ-Г23А2.

По мере увеличения диаметра фурмы заметно возрастает время разогрева газогенератора до нормального состояния. Влияние диаметра фурмы сказывается тем резче, чем больше продолжительность остановки двигателя.

Отметим, что при разогреве газогенератора вентилятором диаметр фурмы оказал бы обратное влияние, так как расход воздуха, поступающего в газогенератор, вследствие постоянного напора был бы прямо пропорционален площади отверстий фурм.

РОЛЬ ВОДЫ В ГАЗОГЕНЕРАТОРНОМ ПРОЦЕССЕ

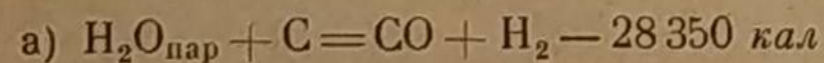
1. ВЛИЯНИЕ ВОДЫ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОГЕНЕРАТОРА И НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Влияние воды на химизм газогенераторного процесса тесно связано с видом газифицируемого топлива. Кислород и водород, содержащиеся в топливе, при термическом разложении его клетчатки образуют так называемую воду Дюлонга. Количество этой химически выделяемой воды зависит от температурных условий разложения клетчатки и от содержания в топливе кислорода, так как водород, необходимый для образования воды, содержится в топливе всегда в избытке. Для наивыгоднейшего протекания реакций газогенераторного процесса воды Дюлонга может оказаться либо недостаточно, либо больше, чем необходимо. Поэтому содержание кислорода в топливе показывает: требуется ли подача водяного пара в камеру газификации извне или желательнее удаление гигроскопической влаги из топлива путём его предварительной подсушки. При газификации небитуминозных топлив (антрацита, кокса, полукокса и т. п.), состоящих в основном из углерода и содержащих недостаточное количество гигроскопической влаги, добавочно введённая вода улучшает качество газа. При газификации битуминозного топлива (дров, торфа и пр.), содержащего большое количество кислорода, полезно по возможности предварительно удалять гигроскопическую влагу.

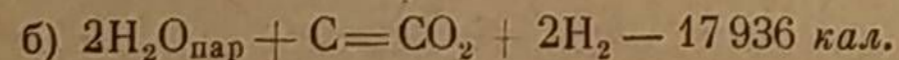
1. Вода как фактор, благоприятно влияющий на процесс газификации высокоуглеродистого топлива

Подача в камеру газификации воды или, вернее, водяного пара производится при помощи специальных дозирующих устройств. Дозировка воды осуществляется капельницей или карбюратором, а дозировка водяного пара либо регулированием подвода тепла для испарения, либо отсасывающим разрежением, причём избыток пара конденсируется и возвращается обратно в испаритель или в питающий бак.

Водяной пар, поступающий в реакционный слой топлива, участвует в реакциях водяного газа:



и



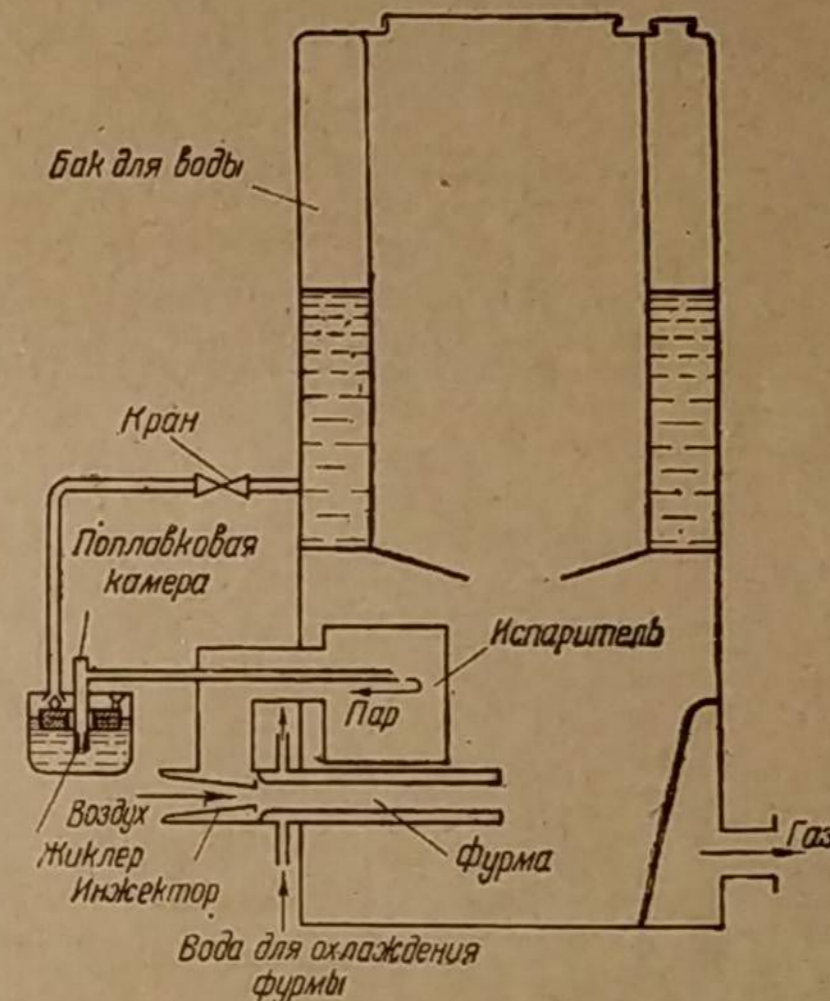
Обе реакции эндотермичны, т. е. протекают с поглощением тепла. Реакция (б) имеет место при избытке водяного пара, сопровождается более

низкой температурой и для своего течения требует меньше тепла. Таким образом, подача водяного пара позволяет использовать избыточное физическое тепло экзотермических реакций, понижая тем самым температуру в камере газификации, температуру газа при выходе из газогенератора и повышая в газе содержание горючих компонентов (СО и Н₂). Кроме того, подача пара делает шлак более пористым, проницаемым для воздуха и хрупким, облегчая этим удаление его из камеры во время чистки.

а) Влияние подачи воды на химизм газогенераторного процесса и на мощность двигателя

Опытами установлено, что подача воды в жидкой фазе в противоположность пару, особенно перегретому, не улучшает качества газа. Причина различного действия воды в зависимости от её агрегатного состояния заключается в том, что вода, внесённая воздухом в раскалённый слой топлива, расходует на своё испарение значительное количество полезного тепла, понижая при этом температуру реагирующей поверхности топлива. Подача воды в жидкой фазе была опробована в НАТИ только при горизонтальном процессе горения, после чего этот метод пришлось оставить, как не оправдавший себя.

Влияние подачи воды на рабочий процесс газогенератора изучалось в НАТИ инж. Г. Г. Токаревым (см. фиг. 161—171). Им были получены данные о влиянии агрегатного состояния воды на химизм газогенераторного процесса, приведённые в таблице 16. Эти и ряд других данных получены при испытании газогенератора НАТИ-Г21 горизонтального процесса горения. Газогенератор был оборудован приспособлением для испарения и регулирования подачи воды (фиг. 161). Вода из бака поступала в поплавковую камеру, где поддерживался постоянный уровень. Поплавковая камера через дозирующий воду жиклёр была соединена трубкой с испарителем,

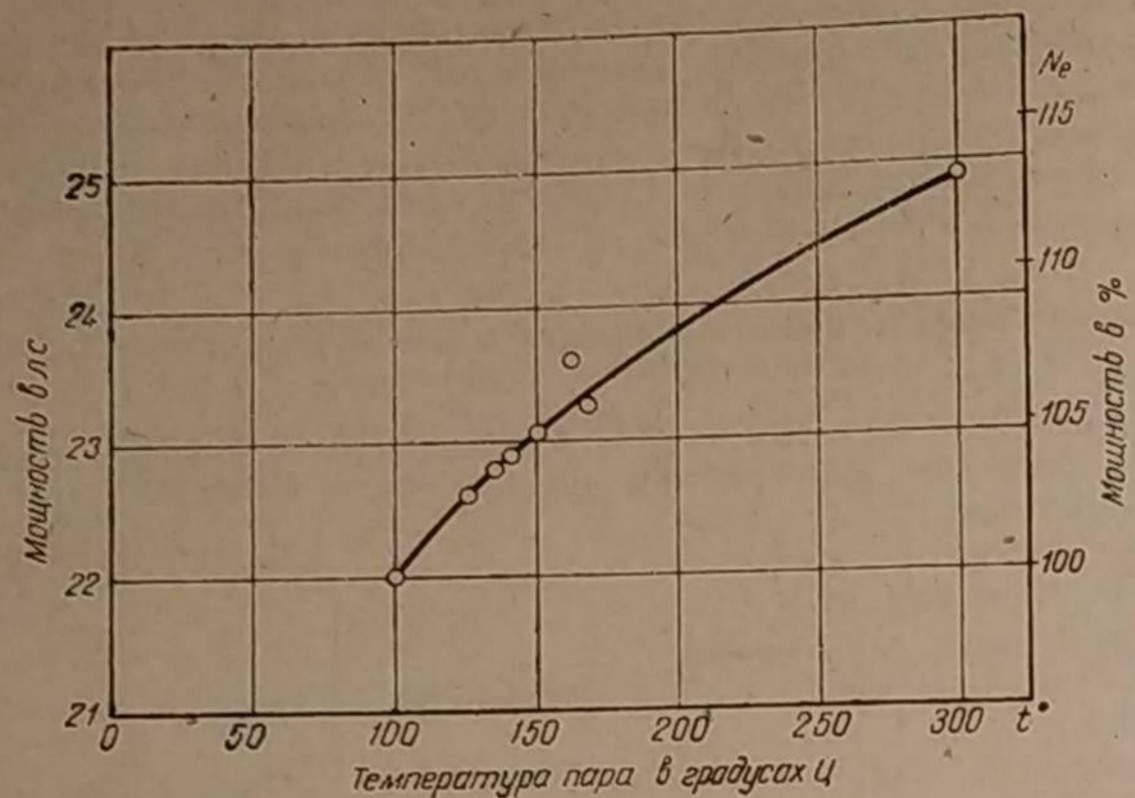


Фиг. 161. Схема газогенератора НАТИ-Г21 с приспособлением для испарения воды.

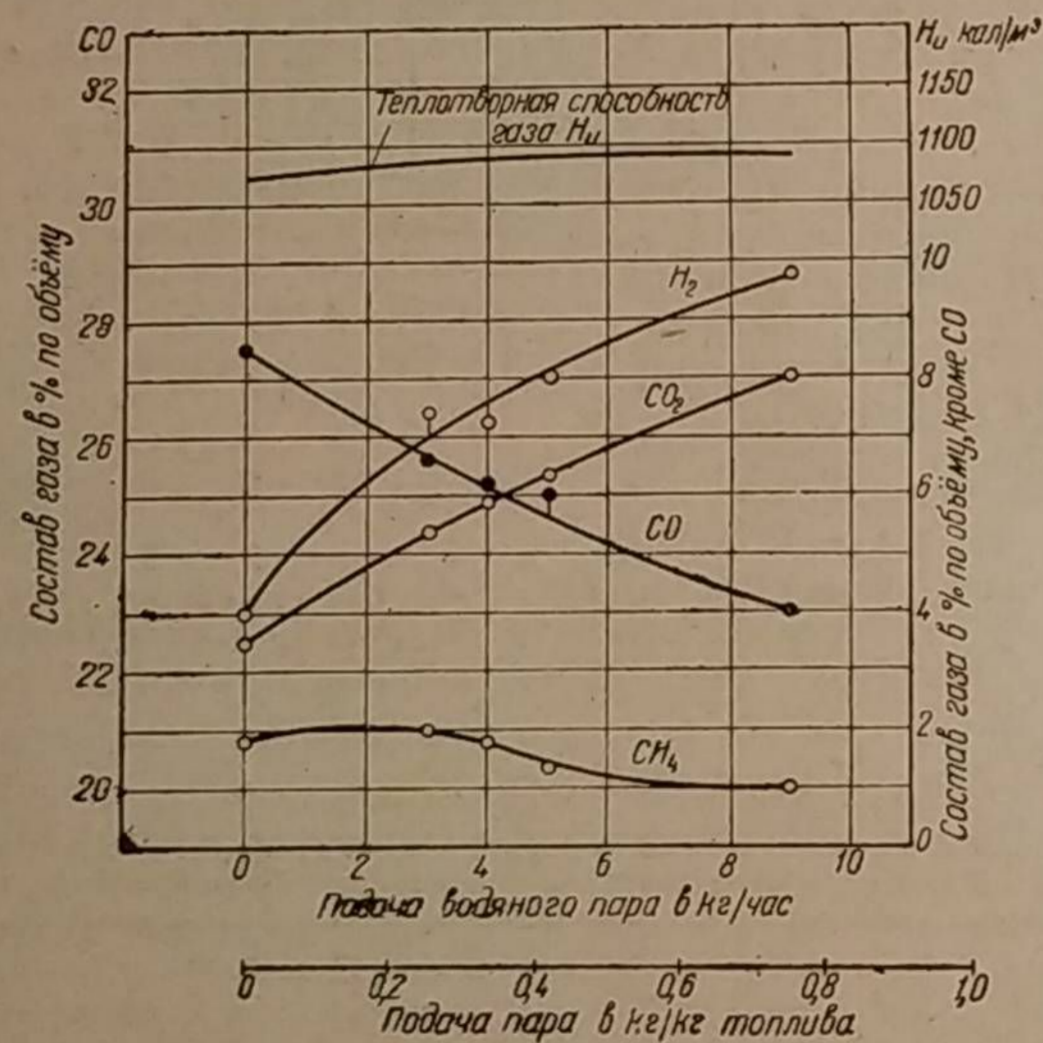
Таблица 16

Влияние подачи воды на состав газа, полученного из антрацита в газогенераторе НАТИ-Г21 горизонтального процесса горения

Подача воды	Состав газа в процентах по объёму						Теплотворность газа H _и	
	CO ₂	O ₂	CO	H ₂	CH ₄	N ₂	в кал./м ³	в %
Воздушно-сухой процесс	3,7	0,2	27,3	4,1	1,8	63,0	1 091	100
Подача воды в жидкой фазе	4,8	0,2	26,0	5,0	1,3	62,7	1 033	95
Подача воды в паровой фазе	6,3	0,1	25,1	8,0	1,3	59,2	1 084	99
Подача перегретого водяного пара	5,2	0,3	27,9	10,2	1,3	55,1	1 224	112



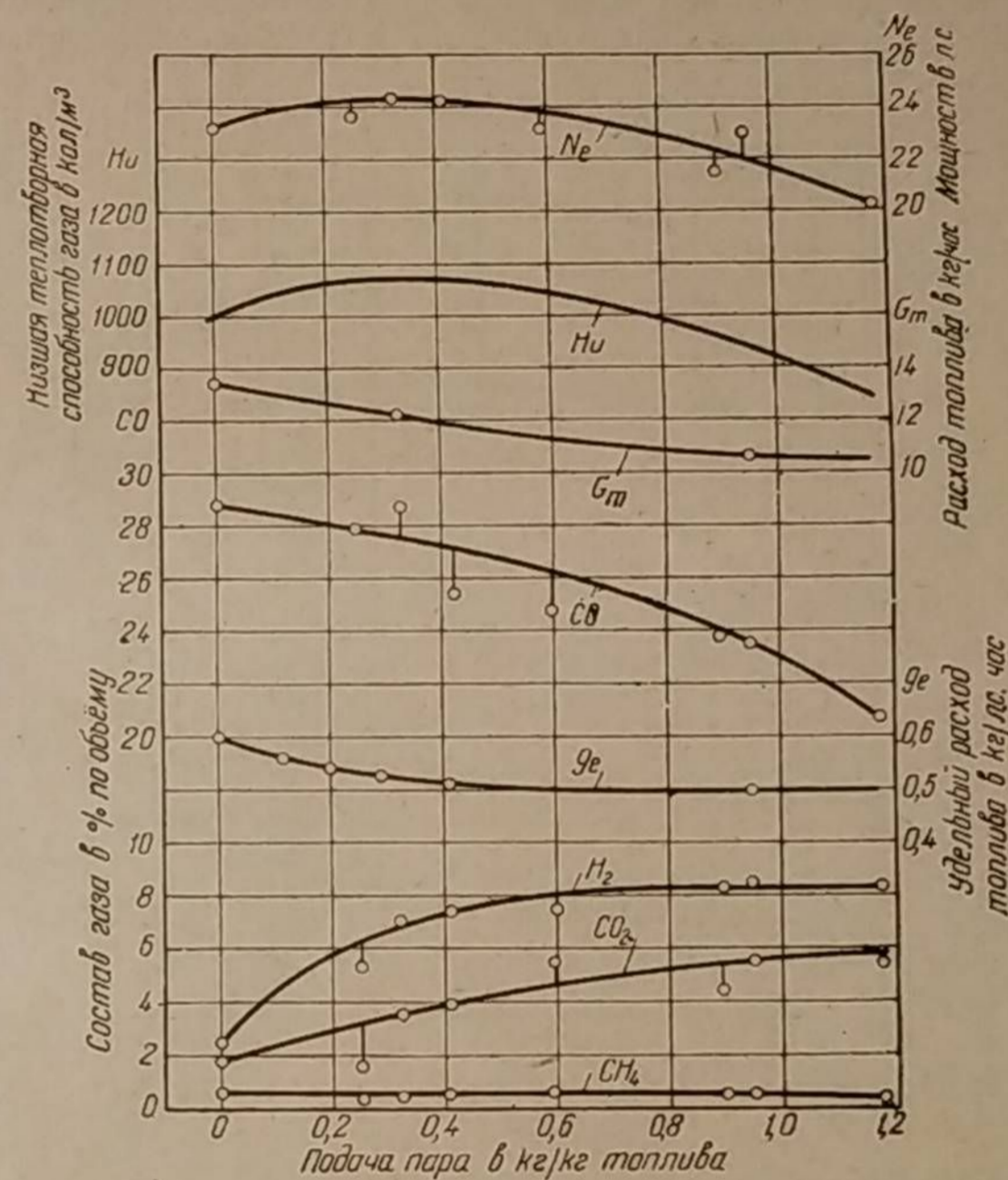
Фиг. 162. Влияние температуры перегретого пара на мощность двигателя ГАЗ-42 при $n = 1700$ об/мин; газогенератор горизонтального процесса горения НАТИ-Г21, топливо — антрацит.



Фиг. 163. Влияние поддачи водяного пара на состав газа; газогенератор горизонтального процесса горения НАТИ-Г21, топливо — антрацит, $W = 6\%$, $A^c = 5,1\%$, расход 12 кг/час, двигатель ГАЗ-42, $n = 1700$ об/мин.

выполненным в виде коробки, расположенной в камере газификации со стороны фурмы. Пароотводящая труба соединяла испаритель с инжектором, через который проходил воздух, поступавший в газогенератор. Подача воды в испаритель автоматически изменялась в зависимости от разрежения в инжекторе, т. е. в соответствии с расходом воздуха, поступавшего в газогенератор.

Для получения перегретого пара испаритель разогревался до красного каления, после чего подавалась вода. Водяной пар при температуре 300°C смешивался с воздухом и направлялся в фурму.



Фиг. 164. Влияние присадки водяного пара на состав газа и на мощность двигателя «Берлие» при $n = 1000$ об/мин; газогенератор горизонтального процесса горения «Гоен-Пуле», топливо — антрацит, $W = 5\%$, $A^c = 3\%$.

Эта конструкция испарителя для эксплуатационных целей оказалась несовершенной, так как она не обеспечивала длительной подачи перегретого пара вследствие быстрого остывания стенок испарителя.

Влияние температуры перегрева пара на мощность двигателя весьма существенно. При перегреве пара со 100° до 300°C мощность двигателя ГАЗ-42 возросла с 22 до $24,9$ л. с., т. е. на $2,9$ л. с. (фиг. 162). Объяснить подобный прирост мощности введением в газогенератор физического тепла перегрева пара нельзя. Действительно, пусть подача пара при $n = 1700$ об/мин составляет 4 кг/час. Тогда, согласно Кноблауху и Якобу, удельная теплоёмкость перегретого пара в пределах от 100° до 300°C будет $0,474$ кал/кг $^\circ\text{C}$, а теплота перегрева всего вводимого пара составит:

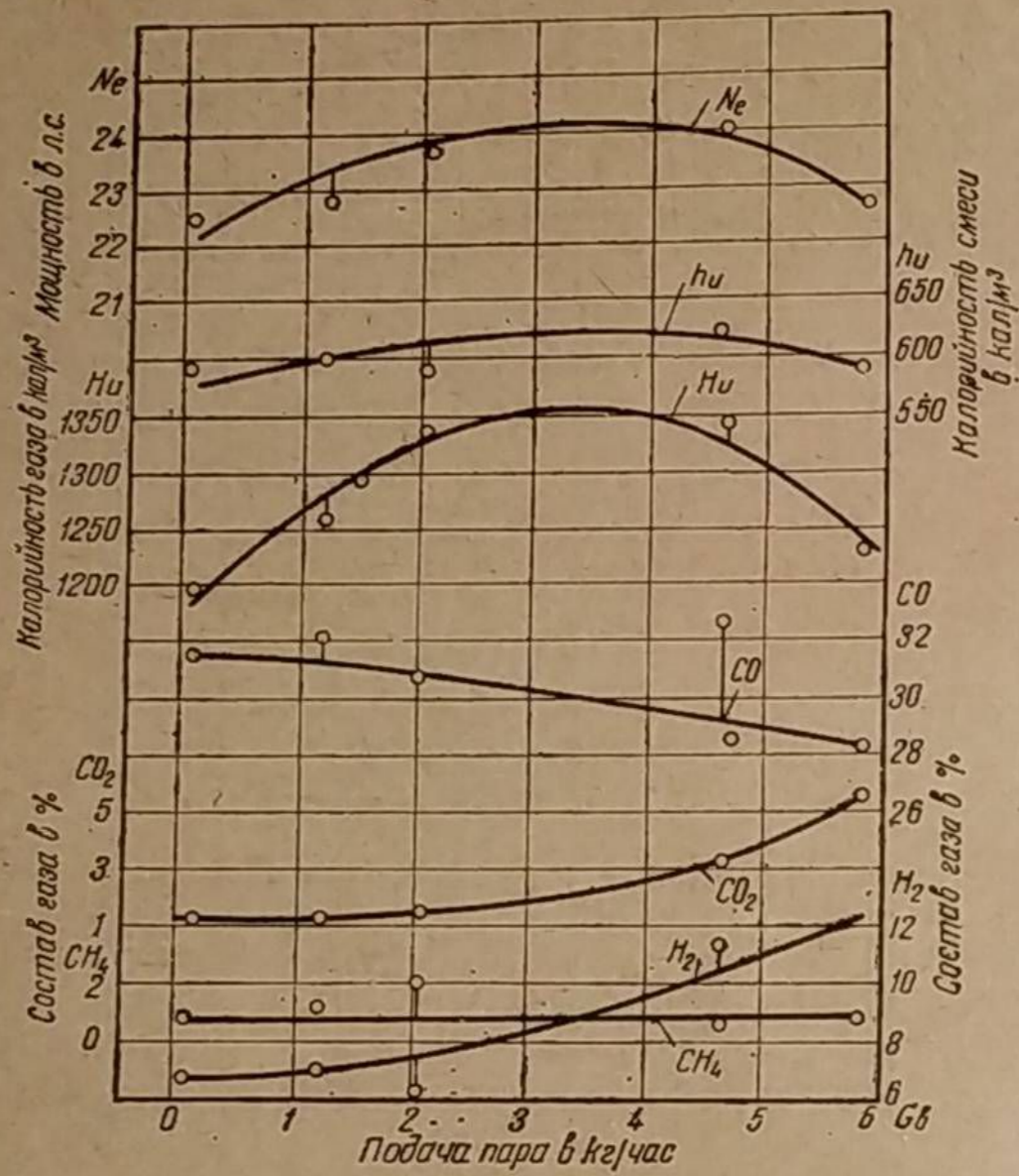
$$0,474 (300^\circ - 100^\circ) \cdot 4 = 380 \text{ кал/час.}$$

Если допустить, что это физическое тепло превращается в химическую энергию газа при к. п. д. газогенератора 0,8, а эффективный к. п. д. двигателя 0,25, то прирост мощности за счёт тепла перегрева пара может составить только

$$0,8 \cdot 0,25 \frac{380}{632} = 0,12 \text{ л. с.},$$

т. е. в 24 раза меньше того, что показывает эксперимент. Следовательно, истинная причина прироста мощности заключается не в этом.

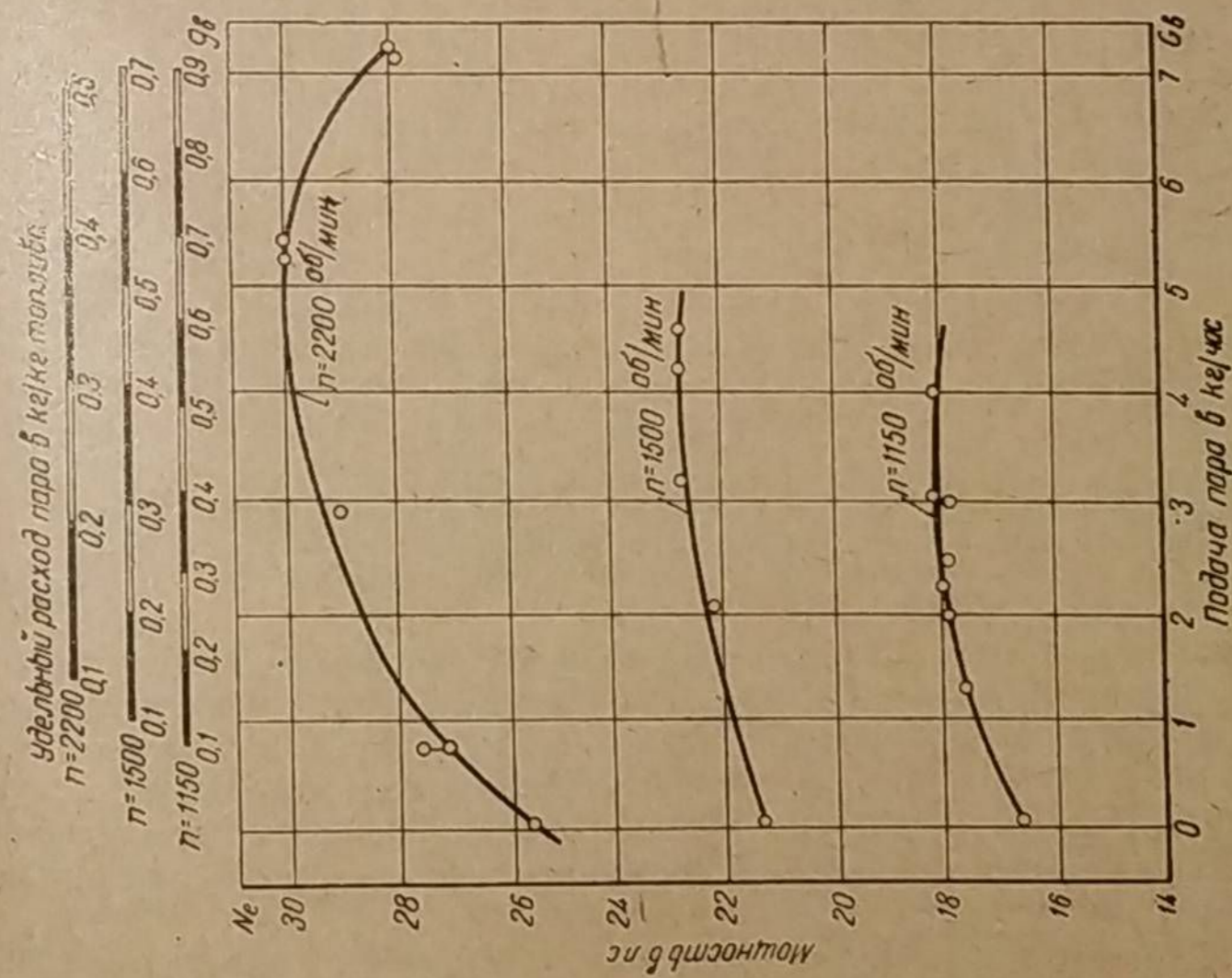
Перемешивание водяного пара с воздухом сопровождается частичной конденсацией пара и образованием тумана. Соприкосновение мельчайших



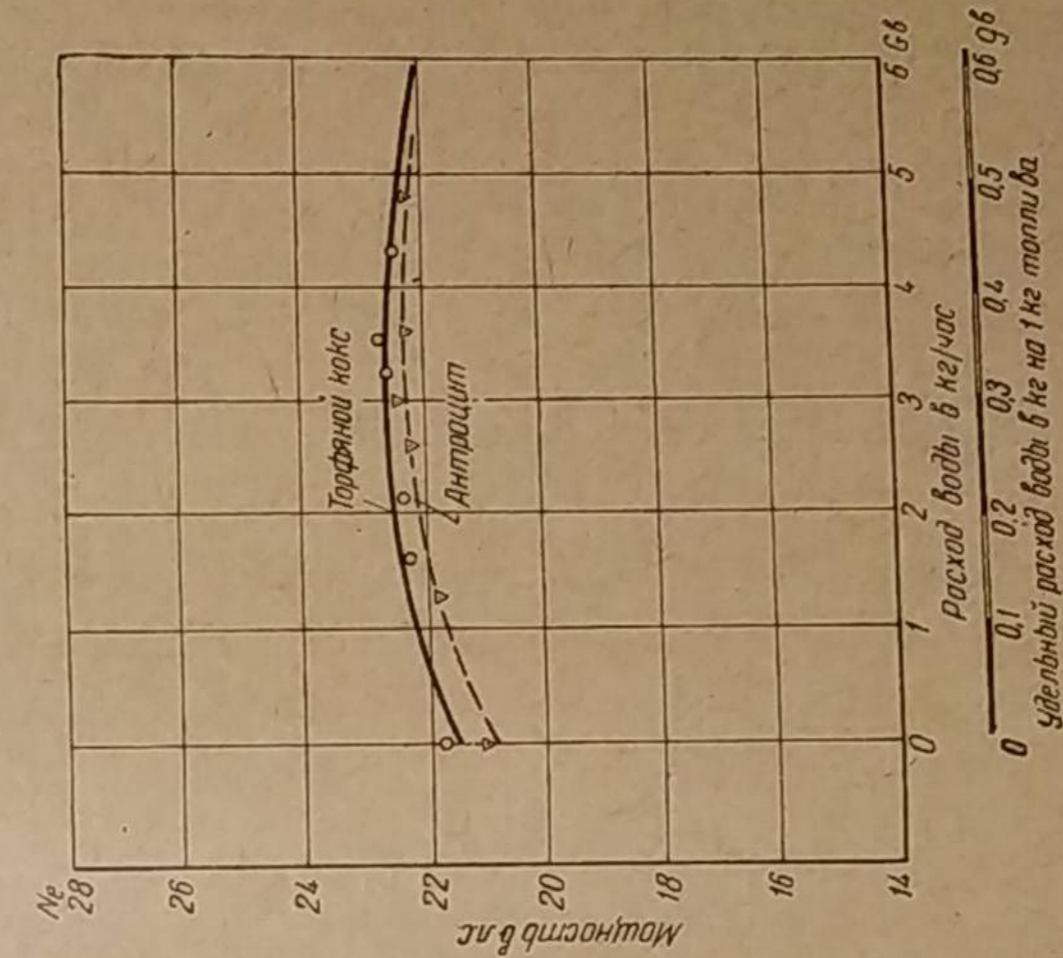
Фиг. 165. Влияние подачи водяного пара на состав газа и мощность двигателя ГАЗ-42; газогенератор прямого процесса горения НАТИ-АГ, топливо — антрацит, $W = 6\%$, $A^c = 2,2\%$, $n = 1500$ об./мин.

капелек воды с раскалённым топливом, находящимся перед фурмой, вызывает заметное на-глаз потемнение светящегося через отверстие фурмы пятна. Местное снижение температуры реагирующего углерода, повидимому, так влияет на кинетику высокоскоростной газификации, что качество газа заметно ухудшается. Чем выше температура перегрева пара, тем меньше его конденсация в потоке воздуха и тем, следовательно, выше будет calorific value газа и мощность двигателя.

Рассмотрим теперь, как влияет количество пара, вводимого в реакционный слой топлива, на рабочий процесс газогенератора. Фиг. 163 и 164 показывают изменение химического состава газа, полученного из антрацита в газогенераторах горизонтального процесса горения НАТИ-Г21 и «Гоеп-Пулен». В обоих случаях по мере увеличения подачи пара реакции водяного газа протекают интенсивнее и образование водорода H_2 возрастает. Увеличение углекислоты CO_2 и уменьшение окиси углерода CO можно объяснить

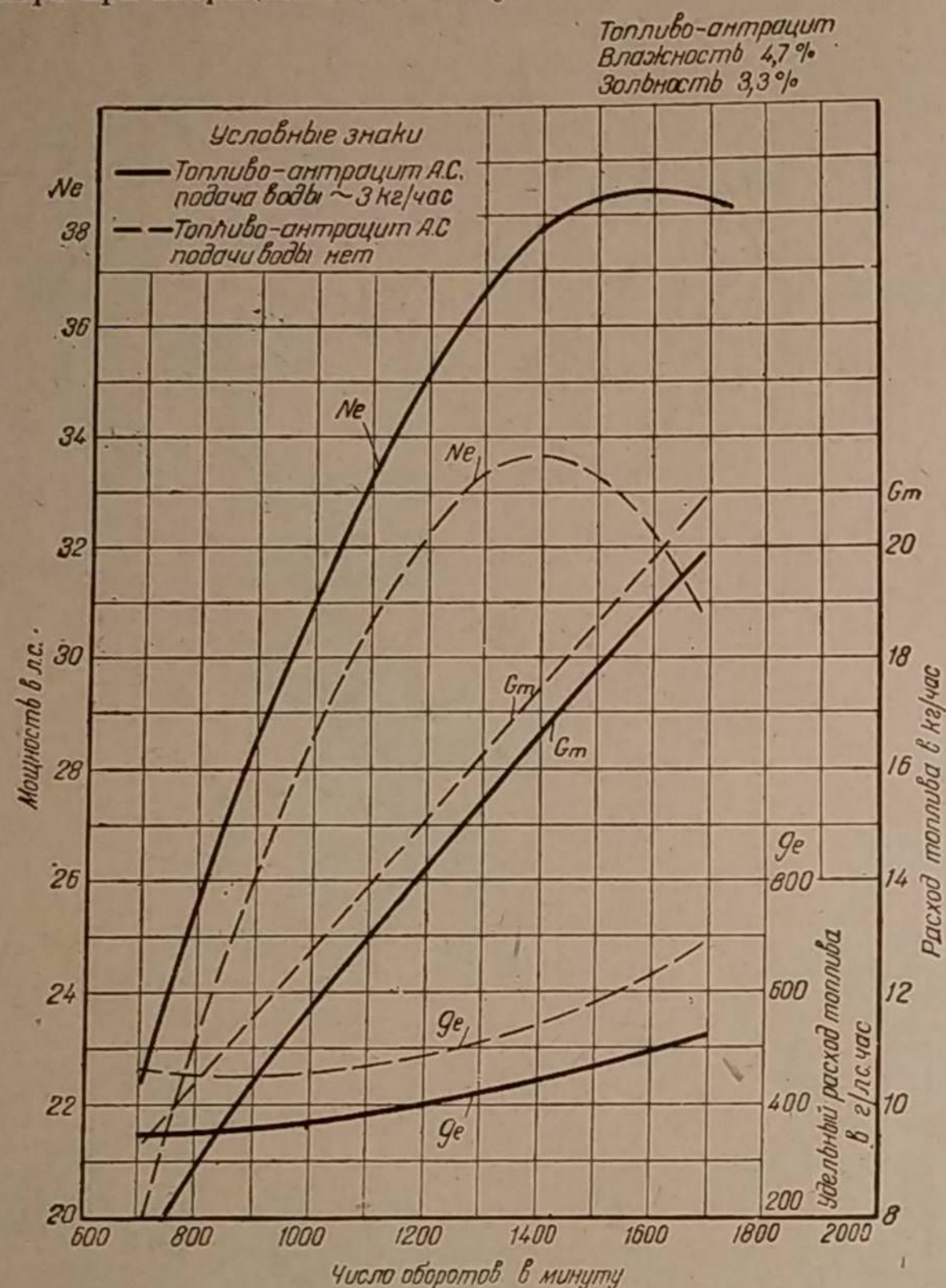


Фиг. 166. Изменение мощности двигателя в зависимости от подачи пара; газогенератор НАТИ-АГ прямого процесса горения, двигатель ГАЗ-42, топливо — антрацит ($W = 6\%$, $A^c = 3,2\%$).



Фиг. 167. Влияние присадки воды на мощность двигателя для антрацита и торфяного кокса; газогенератор НАТИ-АГ, прямого процесса горения, $n = 1300$ об./мин.

превалирующим течением реакции (б) и снижением температуры, при котором отношение $\frac{CO}{CO_2}$ всегда уменьшается. Совокупность противоположных изменений CO и H_2 определяет максимум теплотворной способности генераторного газа и совпадающий с ним максимум мощности двигателя. Наиболее выгодная подача пара при антраците в обоих случаях составляет 0,4 кг на 1 кг израс-

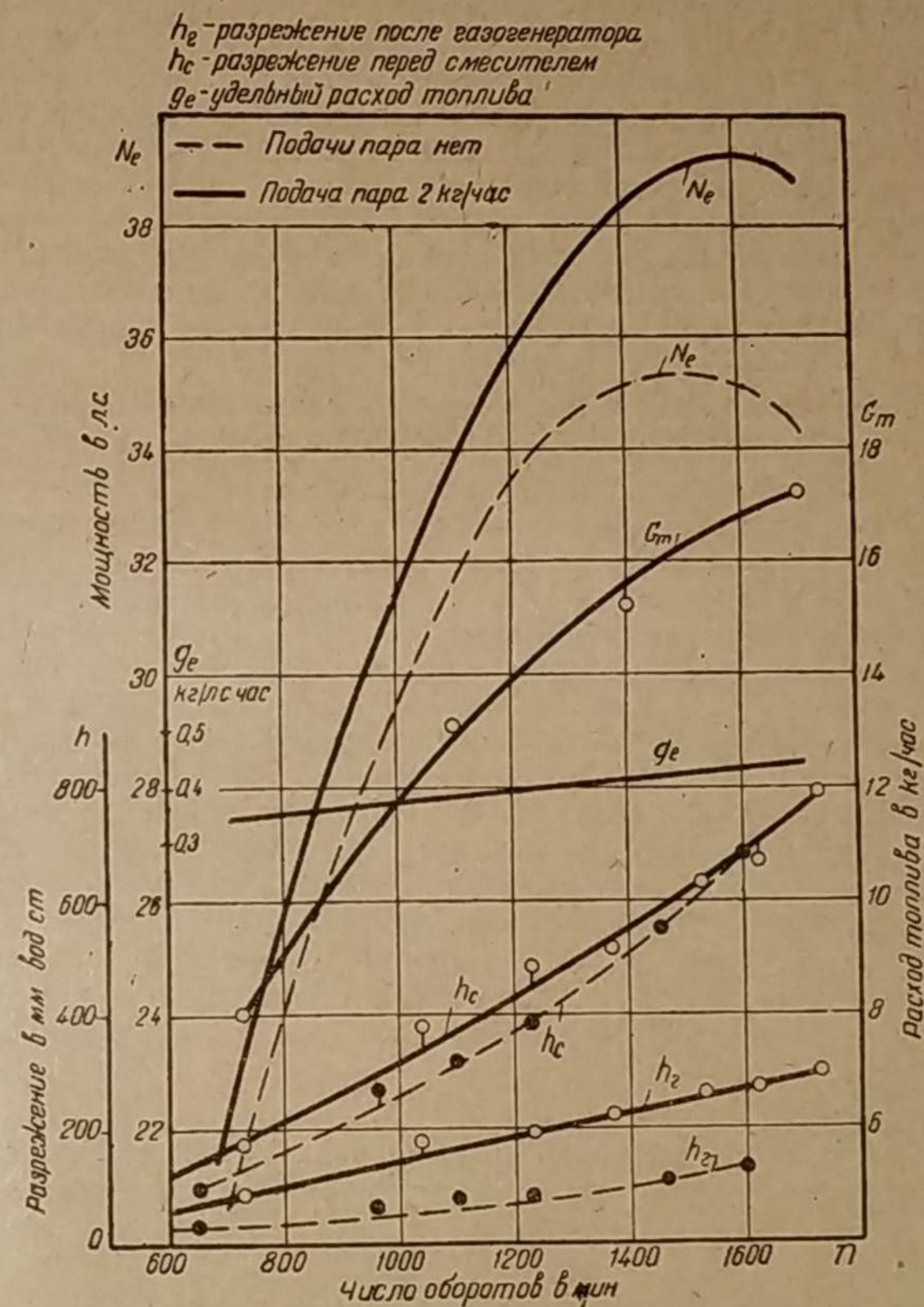


Фиг. 168. Влияние присадки водяного пара на внешнюю характеристику двигателя «Берлие»; газогенератор «Кола» прямого процесса горения, дроссель полностью открыт, топливо — антрацит ($W = 4,7\%$, $A_c = 3,3\%$).

ходованного топлива. Несмотря на то, что по конструкции и размерам оба газогенератора близки один другому, подача пара в газогенератор «Гоен-Пулен» повышает теплотворность газа на 80 кал/м^3 , а в газогенератор НАТИ-Г21 — только на 20 кал/м^3 . Это объясняется тем, что воздух, поступавший в газогенератор «Гоен-Пулен», в противоположность газогенератору НАТИ-Г21, подогревался в специальном теплообменнике отходящим газом, благодаря чему конденсация пара устранялась.

Целесообразность подачи пара становится более наглядной в случае газификации антрацита по прямому процессу горения (фиг. 165). Здесь характер изменения компонентов генераторного газа тот же, что и при горизон-

тальном процессе, но увеличение теплотворности газа получается больше (на 150 кал/м^3); то же самое можно сказать и о мощности двигателя. Наиболее выгодная подача пара составляет те же 0,3—0,4 кг воды на 1 кг израсходованного антрацита. Эти результаты были получены с газогенератором НАТИ-АГ, изображенным на фиг. 82, и с двигателем ГАЗ-42. Газогенератор имел два варианта отбора газа — периферийный и центральный.



Фиг. 169. Влияние присадки водяного пара на внешнюю характеристику двигателя «Берлие»; газогенератор «Кола» прямого процесса горения, топливо — торфяной кокс ($W = 4\%$, $A_c = 7\%$).

Согласно фиг. 166, наиболее выгодная часовая подача пара растёт по мере увеличения оборотов вала двигателя, т. е. по мере увеличения расхода газа. Однако удельная подача пара становится наиболее выгодной на всех режимах работы при 0,4 кг/кг. Для торфяного кокса наиболее выгодная подача пара, как показывает фиг. 167, равна 0,35 кг/кг израсходованного топлива.

Все приведённые выше кривые влияния часовой подачи пара на мощность двигателя отличаются пологим максимумом; другими словами, пределы приемлемого количества пара весьма широки. Это обстоятельство позволило некоторым иностранным фирмам применять подачу в газогенератор постоянного количества воды, пользуясь для этого обычной капельницей.

Подобная регулировка, судя по результатам работы газогенератора, вообще говоря, приемлема. Иллюстрацией этого метода служат фиг. 168 и 169, где приведены внешние характеристики двигателя «Берлие» (литраж — 5,88; степень сжатия — 6,1) при работе с газогенератором «Кола» прямого процесса горения на антраците и на торфяном коксе. В первом случае подача воды составляла 3 кг/час; во втором — 2 кг/час. Это обусловило удельную подачу воды для антрацита от 0,16 до 0,37 кг/кг, а для торфяного кокса — от 0,12 до 0,40 кг/кг. На обеих фигурах для сравнения представлены внешние характеристики двигателя «Берлие» при воздушносухом дутье. Эти опыты весьма убедительно демонстрируют выгоду подачи воды в случае прямого процесса горения. При антраците, как показывает фиг. 168, подача в час 3 кг воды повышает максимальную мощность двигателя с 33,6 до 38,4 л. с., т. е. на 14%, а мощность при 1 600 об/мин — на 20%.

Следует также отметить значительный экономический выигрыш в расходе топлива, который при максимальных мощностях снижается на 7,5%, а при $n = 1\ 600$ об/мин — на 22%.

б) Влияние подачи воды на мощность двигателя в зависимости от конструкции газогенератора

Эффективность подачи воды чрезвычайно зависит от конструкции газогенератора, определяющей ту или иную степень перегрева пара, подогрев воздуха, скорость воздушного дутья и размеры реакционного слоя топлива.

Камера газификации большой высоты, в которой поток газовых масс движется сравнительно медленно и равномерно по всему её сечению, больше пригодна для течения реакций водяного газа, нежели камера, где применено высокоскоростное дутьё и где скорость газа неодинакова для различных точек плоскости, перпендикулярной к направлению движения газа.

Автором при изучении газогенераторного процесса на древесном топливе было установлено, что для образования водорода по сравнению с окисью углерода требуется заметно больше времени. То же самое наблюдал и Г. Г. Токарев во время газификации высокоуглеродистых топлив. Поэтому если газогенераторный процесс организуется при существенном участии реакций водяного газа, то высота реакционного слоя топлива в камере газификации должна быть выбрана достаточно большой. В противном случае подача пара перестаёт быть эффективной.

Таблица 17

Влияние подачи воды в газогенераторах прямого и горизонтального горения на мощность двигателя «Берлие» при $n = 1\ 600$ об/мин

Газогенератор	Топливо	Подача воды в кг/час	Эффективная мощность двигателя						
			в л. с.		в процентах				
«Кола» прямого процесса горения с испарителем воды	Древесный уголь	Нет	37,7	100,0	—	—	—	—	—
	Антрацит	Нет	32,1	85,0	100	—	—	—	—
	Антрацит	3	38,1	102,0	120	—	—	—	100
	Торфяной кокс	Нет	35,2	93,5	—	100	—	—	—
	Торфяной кокс	2	39,4	104,5	—	112	—	—	—
«Роев-Пулеп» горизонтального процесса горения с испарителем воды	Древесный уголь	Нет	33,8	90,0	—	—	100	—	—
	Антрацит	Нет	26,1	—	81	—	77	100	—
	Антрацит	4	28,8	—	—	—	85	110	76

Таблица 17 содержит сравнимые между собой значения максимальной мощности двигателя «Берлие» при $n = 1\ 600$ об/мин для древесного угля,

антрацита и торфяного кокса, газификация которых производилась по прямому и по горизонтальному процессам горения как с подачей пара, так и без неё. Мощность двигателя дана в лошадиных силах и в процентах, подчёркнутых для различных комбинаций. На основании этих опытных данных можно сделать следующие выводы.

1. Как при подаче воды, так и без неё антрацит более выгодно газифицировать по прямому процессу горения, нежели по горизонтальному с высокоскоростным дутьём (100 и 76%; 100 и 81%).

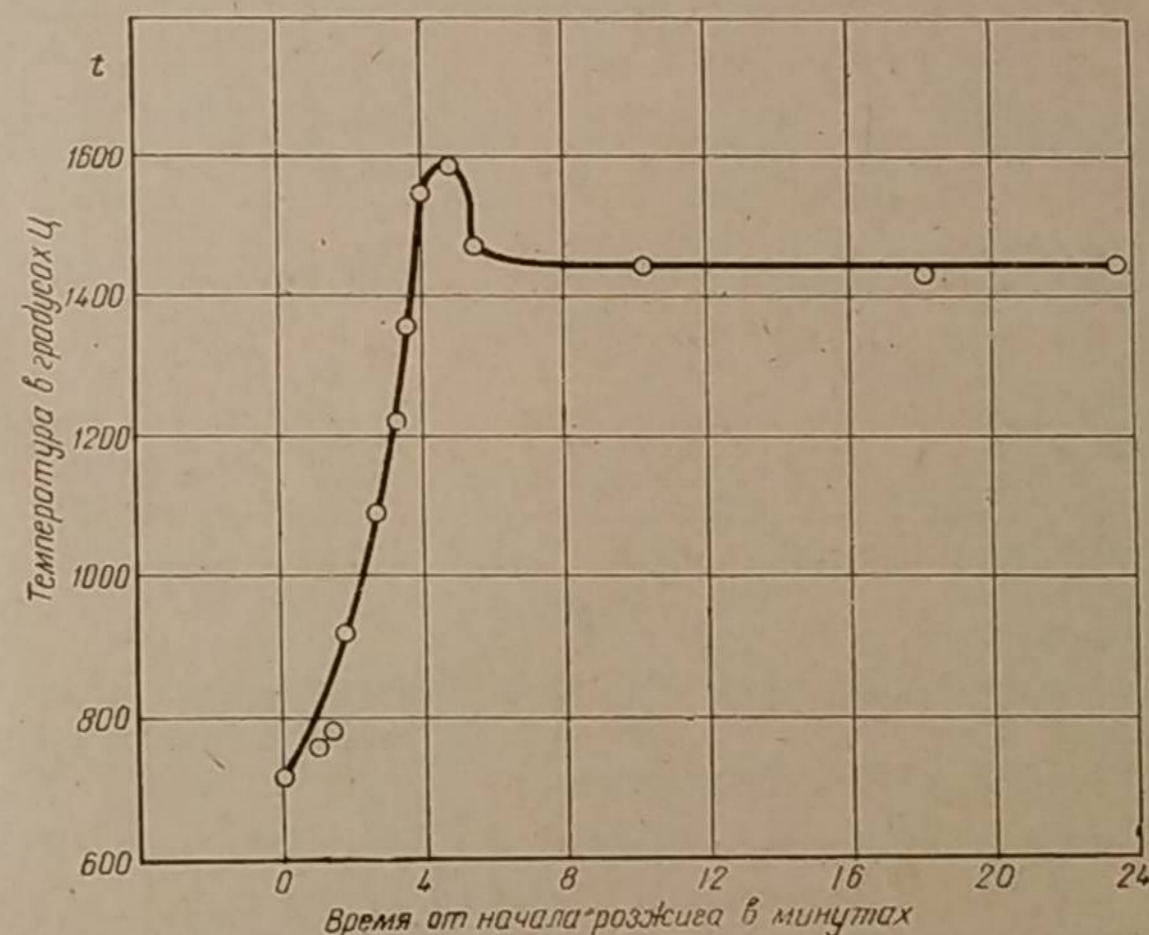
2. Подача пара при прямом процессе более эффективна, нежели при горизонтальном с фурменным подводом воздуха. В первом случае прирост мощности для антрацита составляет 20%, во втором — 10%.

3. Прирост мощности, вызванный подачей пара, при антраците больше, нежели при торфяном коксе (20 и 12%), что понятно, так как содержание кислорода в элементарном составе применявшихся топлив было: у антрацита 0,45%, а у торфяного кокса 7,81%.

4. Прямой процесс горения по сравнению с горизонтальным выгоден более для антрацита — топлива с худшей реакционной способностью, нежели для древесного угля, так как мощность при горизонтальном процессе для антрацита составляет 81%, а для древесного угля 90%.

в) Влияние подачи воды на разогрев антрацитового газогенератора после стоянки автомобиля

Подача воды в газогенератор чрезвычайно ускоряет его разогрев после стоянки автомобиля. Без подачи воды время перевода двигателя на газ возрастает в 3—5 раз, а после стоянки свыше одного часа работа двигателя на газе зачастую оказывается вообще невозможной.



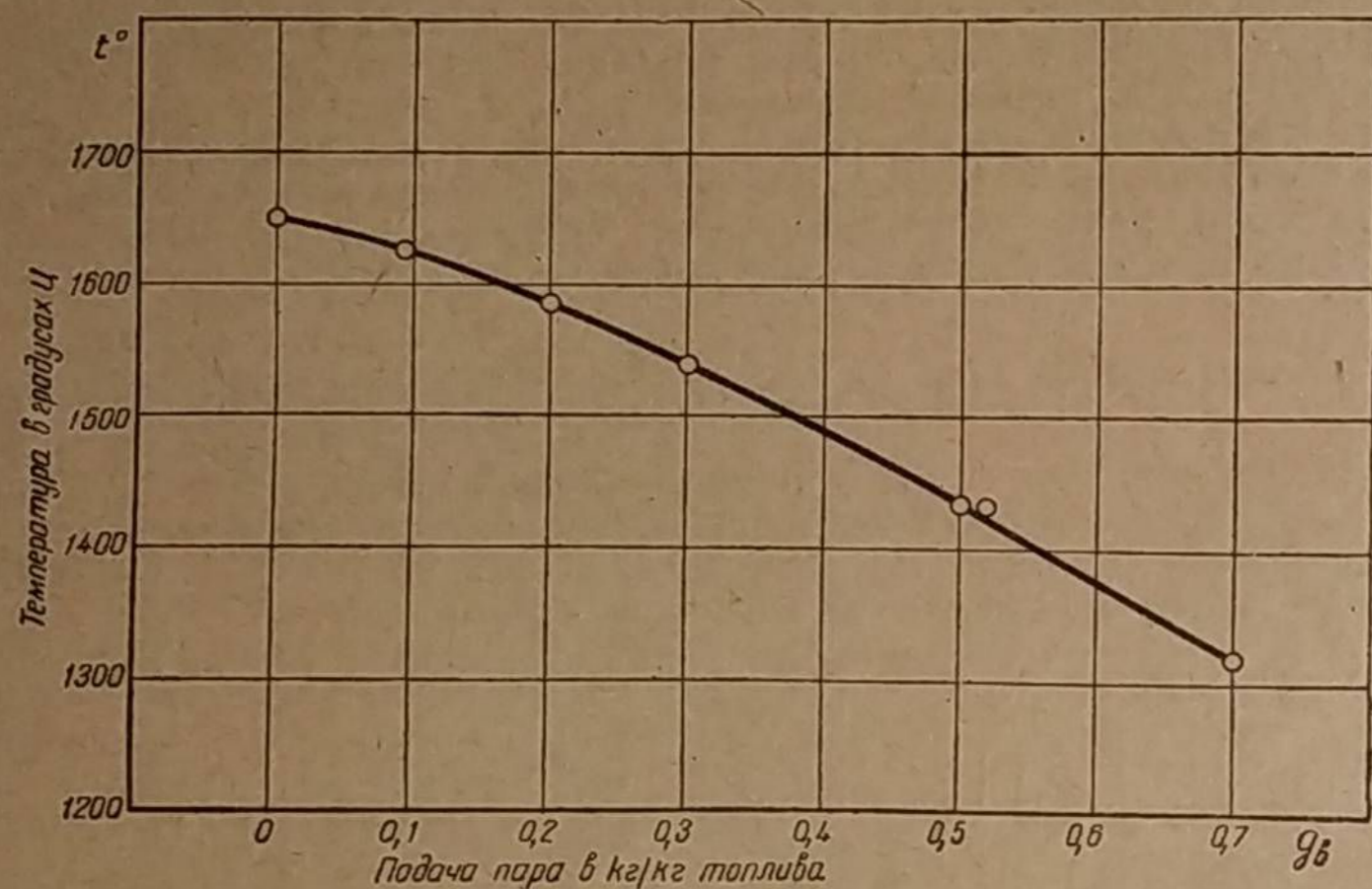
Фиг. 170. Изменение температуры в камере газификации после розжига газогенератора НАТИ-АГ прямого процесса горения; топливо — антрацит ($W = 6\%$, $A_c = 3,2\%$).

Приспособление, дозирующее подачу воды в газогенератор, желательно иметь быстродействующее, обеспечивающее парообразование уже во время разогрева газогенератора. Испарительное устройство с большой тепловой инерцией не успевает своевременно приготовить водяной пар, в силу чего

при разогреве образуется недостаточное количество водорода, и происходит пиковый рост температуры, нежелательный в отношении срока службы камеры газификации (фиг. 170).

г) Влияние подачи воды на шлакообразование

При газификации высокоуглеродистого топлива в камере газификации развивается высокая температура, которая без подачи пара в реакционный слой достигает особенно большой величины и может быть причиной прогара или трещин стенок камеры, колосниковой решётки и других сильно нагреваемых деталей газогенератора. Вероятность этих повреждений значительно уменьшается, если в камеру газификации подавать водяной пар.



Фиг. 171. Влияние подачи водяного пара на температуру в камере газификации; газогенератор прямого процесса горения НАТИ-АГ, топливо — антрацит ($W=6\%$, $A_c=3\%$).

На фиг. 171 показано понижение температуры в реакционном слое топлива по мере увеличения подачи в него водяного пара. Опыт проводился на газогенераторе НАТИ-АГ прямого процесса горения при работе на антраците. Температура в камере, равная 1650°C при воздушносухом дутье, снижается до 1320°C , если удельный расход воды равен $0,7\text{ кг/кг}$ израсходованного антрацита.

Сравнивая эту кривую с температурой плавления шлака, которая приведена в таблице 18, видим, что подача пара в практикуемых количествах неспособна устранить шлакообразование.

Таблица 18

Температура плавления шлака

Топливо	Температура в $^\circ\text{C}$		
	размягчения	плавления	жидко-плавленного состояния
Антрацит	1 100	1 125	1 135
Торфяной коке	1 140	1 175	1 210

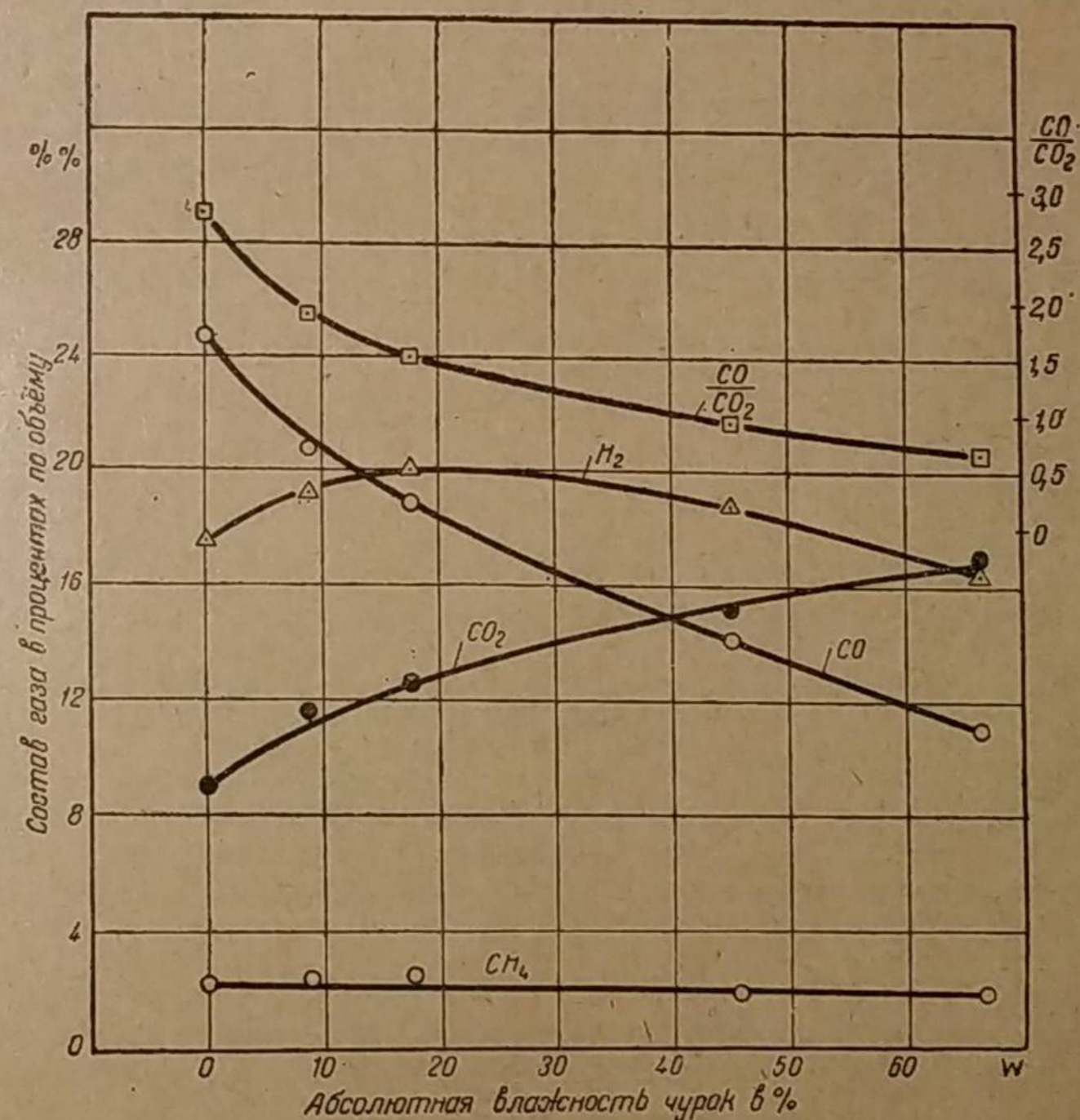
Однако при подаче пара качество шлака существенно изменяется. Он делается более пористым и проницаемым для воздуха, позволяя последнему проникать к топливу. Благодаря этому сопротивление проходу воздуха, оказываемое шлаковой подушкой, продолжительное время остаётся низким и не влияет на коэффициент наполнения двигателя рабочей смесью. Шлак образуется в виде кусков произвольной формы и располагается на $15\text{--}20\text{ мм}$ выше верхней плоскости колосниковой решётки. По структуре он получается достаточно хрупким и легко удаляется во время чистки газогенератора.

Напротив, газификация высокоуглеродистого топлива без подачи воды приводит к тому, что шлак, растекаясь по решётке, плотно пристаёт к ней и вскоре совершенно закрывает проход для воздуха. Шлак получается большого удельного веса и весьма прочным. Удаление такого шлака из камеры во время чистки газогенератора крайне затруднительно.

Поведение двигателя «Берлие» при длительной работе на антраците с подачей воды и без неё показано на фиг. 51, откуда видно, как без подачи воды уже через полтора часа начинается рост сопротивления газогенератора, который вскоре приводит к катастрофическому падению мощности. Этим окончательно доказывается абсолютная необходимость подачи воды.

2. Вода как фактор, ухудшающий процесс газификации битуминозного топлива

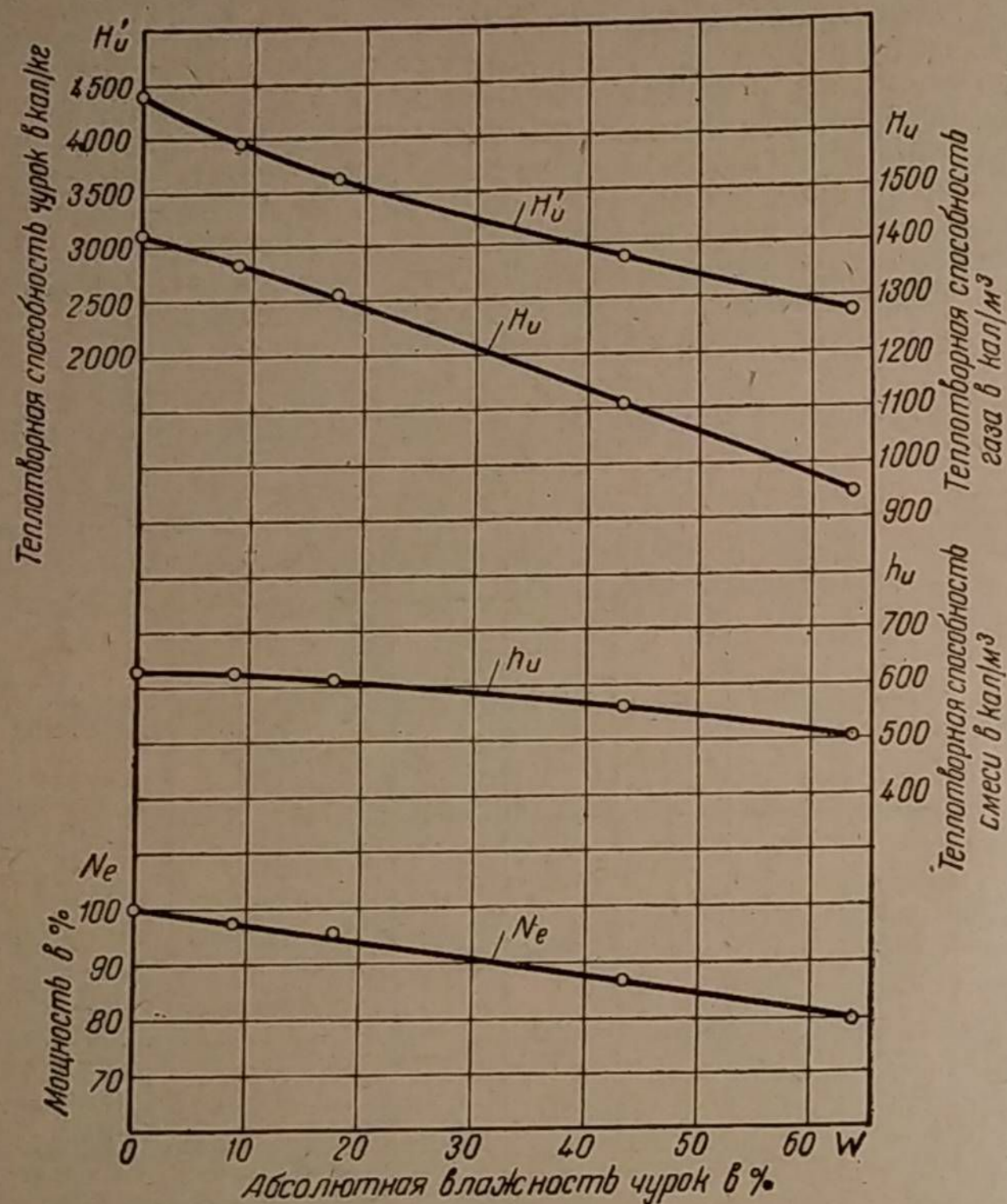
Топлива, содержащие высокий процент кислорода и низкий процент углерода, как, например, дрова, торф, солома и пр., при своём термическом



Фиг. 172. Влияние влажности чурок на химический состав газа, полученного в газогенераторе «Имберт».

разложении дают большой выход смол, дёгтя, кислот и других жидких продуктов швеллевания, среди которых видное место занимает вода Дюлонга.

Как указывалось выше, количество химически возникающей из битуминозного топлива воды вполне достаточно для течения реакций водяного газа. Следовательно, вся гигроскопическая влага, заключённая в рабочем топливе, является лишним балластом. Она поглощает полезное тепло при своём испарении и нагреве и поэтому ухудшает газогенераторный процесс. Переходя



Фиг. 173. Влияние влажности чурок на эффективную мощность двигателя и на низшую теплотворную способность чурок, генераторного газа и рабочей смеси.

в генераторный газ в виде пара, она чрезвычайно затрудняет охлаждение последнего, так как большая часть отводимого тепла выделяется при конденсации пара. Трудность отвода этого тепла усугубляется ещё низкой температурой, при которой только возможна конденсация водяного пара, находящегося в смеси с газом.

Содержание гигроскопической влаги в топливе до определённого предела можно оправдать лишь требованиями, поставленными тонкой очисткой газа в кольцах Рашига, поверхность которых во время работы должна быть влажной.

Само собой разумеется, что при битуминозном топливе подача дополнительной влаги извне никогда не применяется.

Согласно опытам Шлеффера и Тоблера [1] химический состав газа, полученного из берёзовых чурок, ухудшается по мере увеличения влажности чурок (фиг. 172). Ухудшение качества газа происходит в основном вследствие уменьшения содержания окиси углерода CO. Следует также отметить значительный рост содержания углекислоты CO₂.

Весьма большое снижение отношения $\frac{CO}{CO_2}$ объясняется понижением температуры реакционного слоя, происходящим по мере увеличения влажности применяемых чурок. Наличие максимума по содержанию водорода является следствием двух противоположно действующих факторов: повышения парциального давления паров воды, увеличивающего образование водорода, и понижения температуры в камере, уменьшающего его образование.

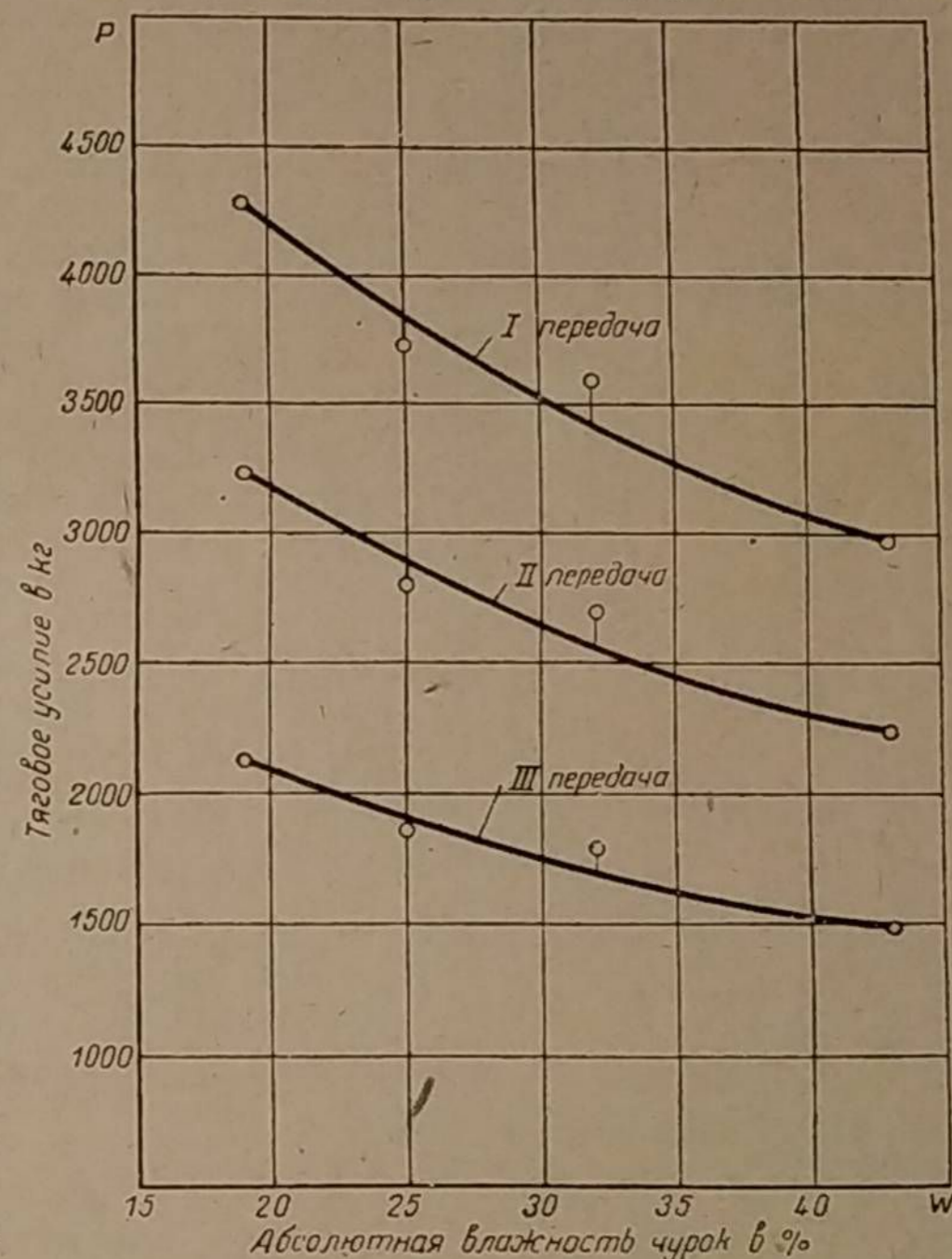
Фиг. 173 показывает, как влажность чурок влияет на их теплотворность H'_u , на теплотворность генераторного газа H_u и на теплотворность рабочей смеси; величина последней положена в основу аналитического определения кривой N_e эффективной мощности двигателя. Теплотворные способности газа и рабочей смеси отображают опытные данные состава газа, приведённые на фиг. 172.

Согласно фиг. 173, работа газогенератора даже на хорошо высушенных чурках (влажностью 20—25%) сопровождается недобором 6—8% мощности двигателя по сравнению с мощностью при абсолютно сухих чурках. Значение влажности чурок хорошо

видно ещё на фиг. 174, изображающей тремя кривыми тяговое усилие трактора ЧТЗ-С60. Таким образом, весь приведённый опытный материал указывает с полной очевидностью на то, что предварительное высушивание древесных чурок (вплоть до возможного предела) способствует повышению качества химического состава газа и росту эффективной мощности двигателя. Повидимому, это правило по аналогии можно распространить и на всякое другое битуминозное топливо с высоким содержанием кислорода, как, например, на торф, солому и пр.

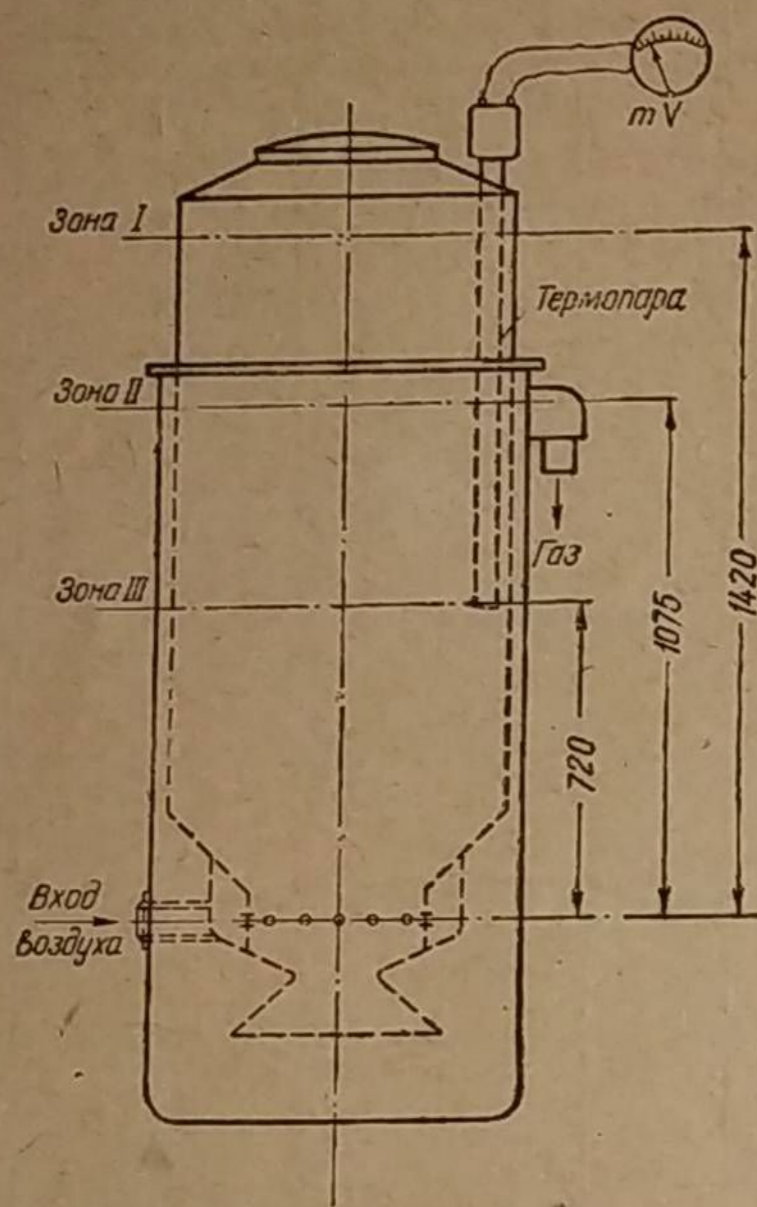
II. ТЕМПЕРАТУРА В БУНКЕРЕ ТРАНСПОРТНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Рабочий процесс газогенератора в значительной мере зависит от температурного режима в бункере. Температура в бункере непосредственно влияет на интенсивность подсушки содержащегося в нём топлива и, следова-



Фиг. 174. Зависимость тягового усилия трактора ЧТЗ-С60 с газогенератором «Автодор I» от абсолютной влажности чурок.

тельно, на образование водяного пара. Скорость реакций швеллевания и выход продуктов сухой перегонки в отношении их качества и количества также определяются этой температурой. Наконец, от температуры в бункере зависит отложение смолы на его стенках, что, в свою очередь, чрезвычайно влияет на осадку топлива и, следовательно, на устойчивый газогенераторный процесс. Характер изменения температуры в бункере и её абсолютная величина существенно зависят от конструкции газогенератора (обогрев бункера отходящим газом, расстояние между стенками корпуса и бункера и т. п.) и от интенсивности отбора газа.



Фиг. 175. Схема замеров температуры в бункере газогенератора «Берлие» по зонам.

где a — коэффициент времени. Если z выражено в минутах, то для рассмотренного случая $a = 5,15$ Ц/мин.

Аналогичные закономерности роста температуры по времени расхода чурок были получены для второй и первой зон (фиг. 177 и 178). Здесь так же, как и в третьей зоне, нарастание температуры колеблется около прямой, проходящей через начало координат, причём коэффициент времени a , представляющий тангенс угла наклона этой прямой, тем больше, чем выше расход газа.

Таким образом, скорость повышения температуры в бункере растёт по мере увеличения расхода газа, что объясняется более высокой тепловой напряжённостью газогенератора. После загрузки новой партии чурок температура в бункере резко понижается до некоторого, кстати сказать, повторяющегося минимума, а затем вновь происходит её подъём. Такое периодическое колебание температуры, обусловленное загрузками чурок, хорошо видно на фигуре 178. На этой и на других диаграммах цифрой обозначена толщина слоя топлива в момент загрузки или в конце работы. Под толщиной слоя понимается расстояние от фурм до верхнего уровня топлива в бункере,

Автором была сделана попытка найти закономерность изменения температуры в бункере путём математической обработки опытного материала, имеющегося в НАТИ. Опыты по определению этой температуры были проведены инж. А. А. Соколовым на древесночурочном газогенераторе «Берлие», имеющем подогрев бункера отходящим генераторным газом (фиг. 175). Температура замерялась в трёх зонах по времени выжигания топлива при четырёх различных расходах газа, равных 52, 65, 78 и 90 м³/час. Согласно фиг. 176, при постоянном расходе газа ($V_r = 89,5$ м³/час) температура в бункере непрерывно и достаточно равномерно растёт, достигая в третьей зоне, удалённой от плоскости фурм на 720 мм, к концу выжигания 320° Ц.

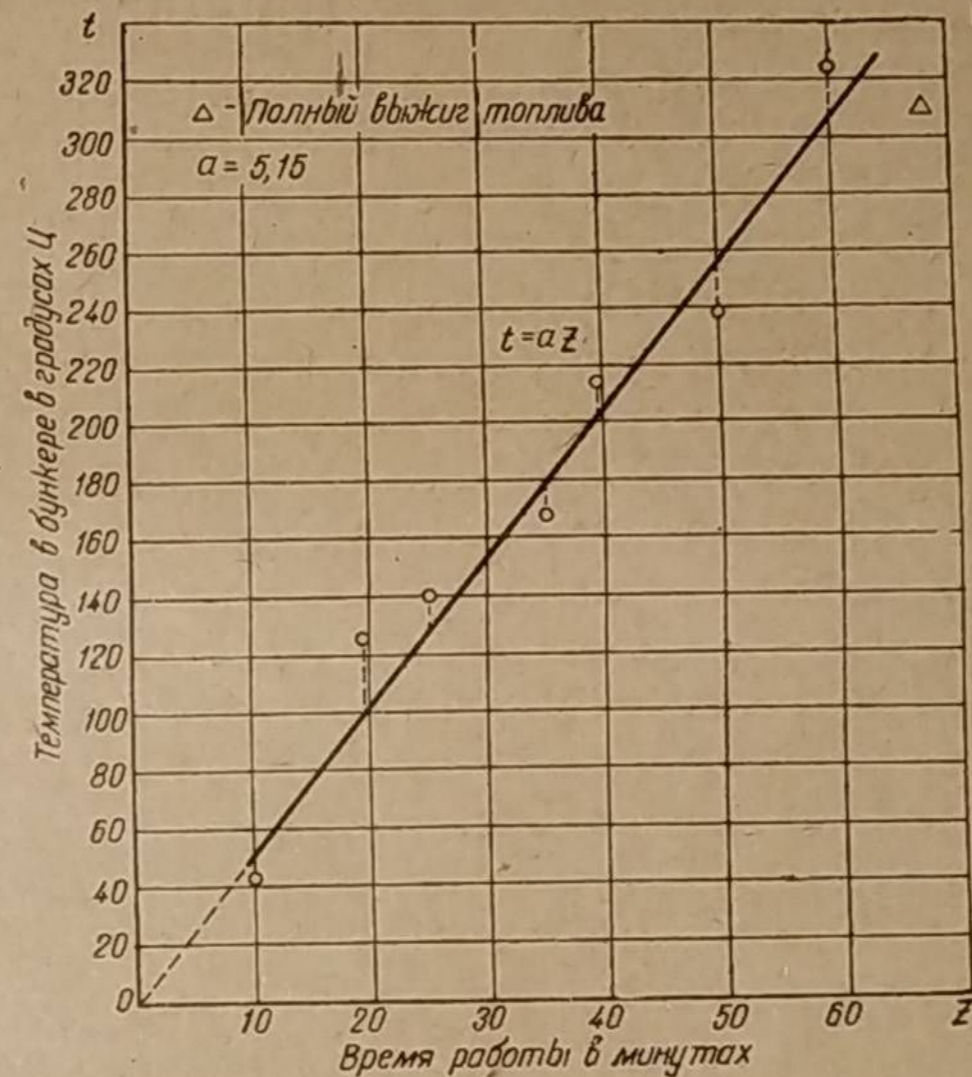
На основании этого опыта заключаем, что температура в третьей зоне прямо пропорциональна времени z работы газогенератора, т. е.

$$t = az, \quad (63)$$

На фиг. 179 для всех трёх зон нанесены значения коэффициента времени a в зависимости от расхода газа V_r . Все значения коэффициента a для второй и первой зон ложатся на прямые, идущие в начало координат, и поэтому

$$a = bV_r \text{ Ц/мин.} \quad (64)$$

По аналогии третья зона также должна следовать этому закону. Тогда, проведя из начала координат прямую через точку третьей зоны, получим, что коэффициент расхода b или тангенс угла наклона этих прямых тем больше, чем меньше расстояние H рассматриваемой зоны до уровня фурм.



Фиг. 176. Изменение температуры в бункере газогенератора «Берлие» в зависимости от времени работы; зона замера температуры — третья, 720 мм от плоскости фурм, расход газа $V_r = 89,5$ м³/час, топливо — ольха, $W = 15\%$.

На фиг. 180 коэффициент расхода b построен как функция расстояния H до уровня фурм. Кривая $b = f(H)$ является гиперболой, так как $\frac{1}{b}$, построенная как функция расстояния H , даёт прямую, пересекающую вертикальную ось в точке N , ордината которой равна 5 (см. фиг. 180). Следовательно,

$$\frac{1}{b} = CH + 5.$$

Коэффициент C можно найти по координатам точки A , для которой $\frac{1}{b} = 29,5$ и $H = 1,42$. Поэтому

$$29,5 = 1,42C + 5,$$

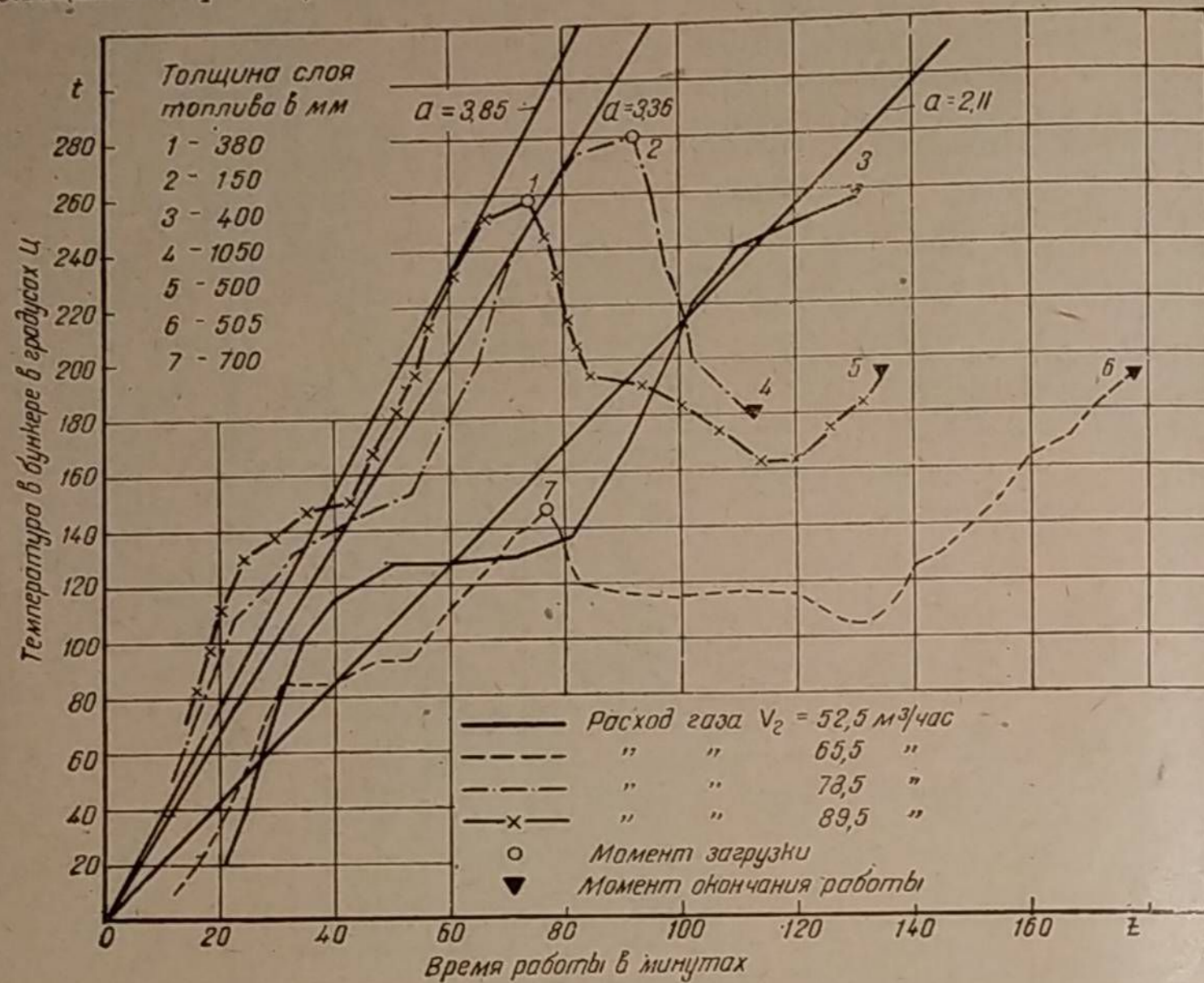
откуда $C = 17,2$. Таким образом, коэффициент расхода

$$b = \frac{1}{17,2 \cdot H + 5};$$

или окончательно,

$$b = \frac{1}{17,2(H + 0,29)} \quad (65)$$

Уравнение (65) сразу же нашло применение на фиг. 180 для экстраполяции гиперболы, показанной пунктиром.



Фиг. 177. Изменение температуры в бункере газогенератора «Берлие» в зависимости от времени работы; зона замера температуры—вторая, 1075 мм от плоскости фурм, топливо—сосна, $W = 13\%$.

Переходя к окончательной формулировке закона изменения температуры в бункере газогенератора, напомним, что согласно формулам (63), (64) и (65)

$$t = az;$$

$$a = bV_r;$$

$$b = \frac{1}{17,2(H + 0,29)}.$$

Последовательная подстановка даёт;

$$t = bV_r z = \frac{zV_r}{17,2(H + 0,29)}.$$

Итак, для древесночурочного газогенератора «Берлие» (прототип ЗИС-13) температура в бункере во время газификации топлива первой загрузки будет:

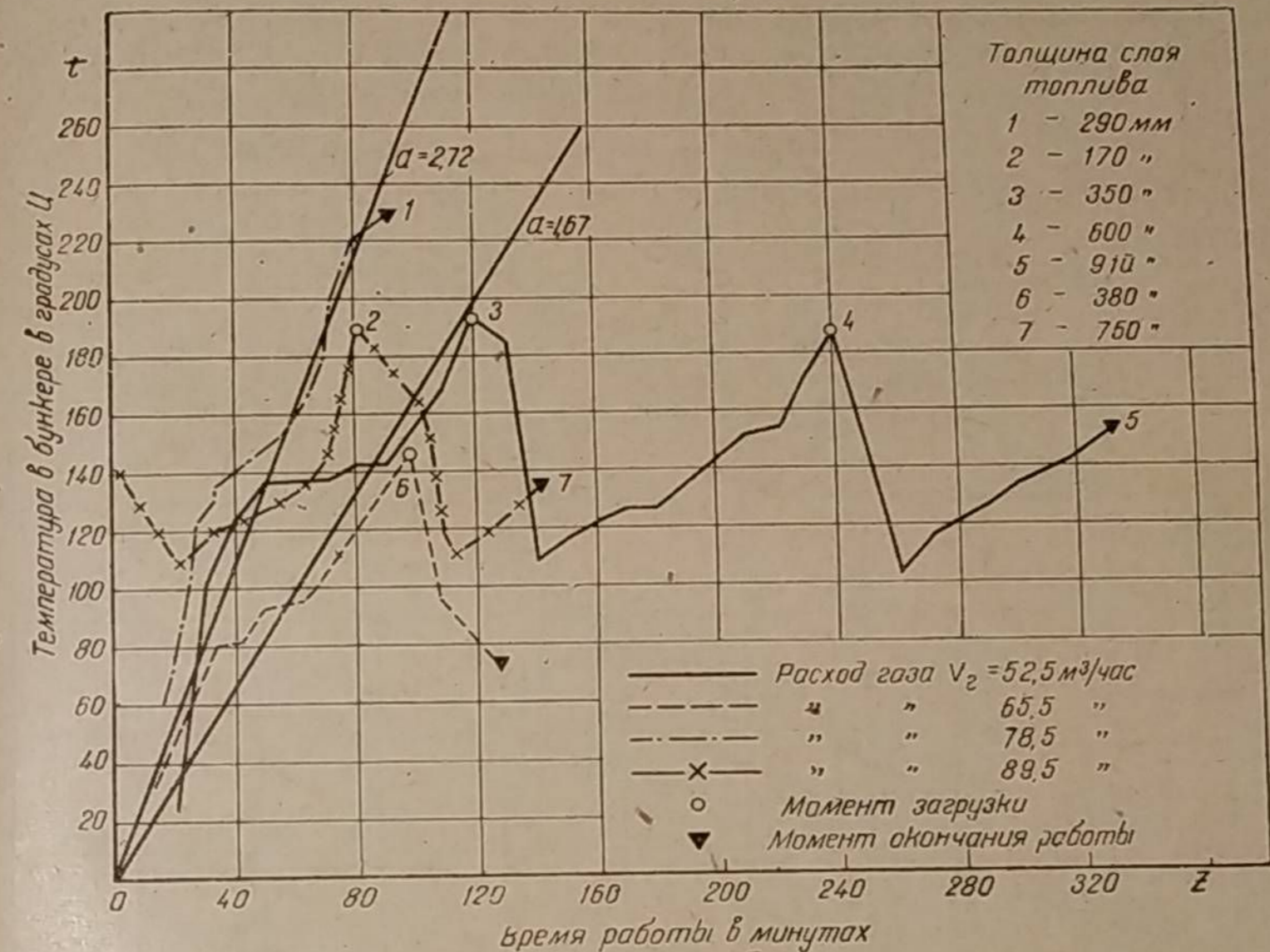
$$t = \frac{zV_r}{17,2(H + 0,29)} \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (66)$$

Таким образом, температура в бункере прямо пропорциональна расходу газа и времени от начала розжига и обратно пропорциональна расстоянию

до некоторого полюса, лежащего ниже уровня фурм (в нашем случае на величину 0,29 м).

Нетрудно видеть, что коэффициент времени a , согласно уравнениям (64) и (65), будет:

$$a = \frac{V_r}{17,2(H + 0,29)} \text{ } ^\circ\text{C/мин}. \quad (67)$$



Фиг. 178. Изменение температуры в бункере газогенератора «Берлие» в зависимости от времени работы; зона замера температуры—первая, 1420 мм от плоскости фурм, топливо—сосна, $W = 13\%$.

Сопоставление величины коэффициента a , подсчитанного по этой эмпирической формуле, с опытными данными, приведёнными на фигурах 176, 177, 178 и 179, дано в таблице 19.

Таблица 19

Сравнение расчётных данных с опытными значениями коэффициента времени для газогенератора «Берлие»

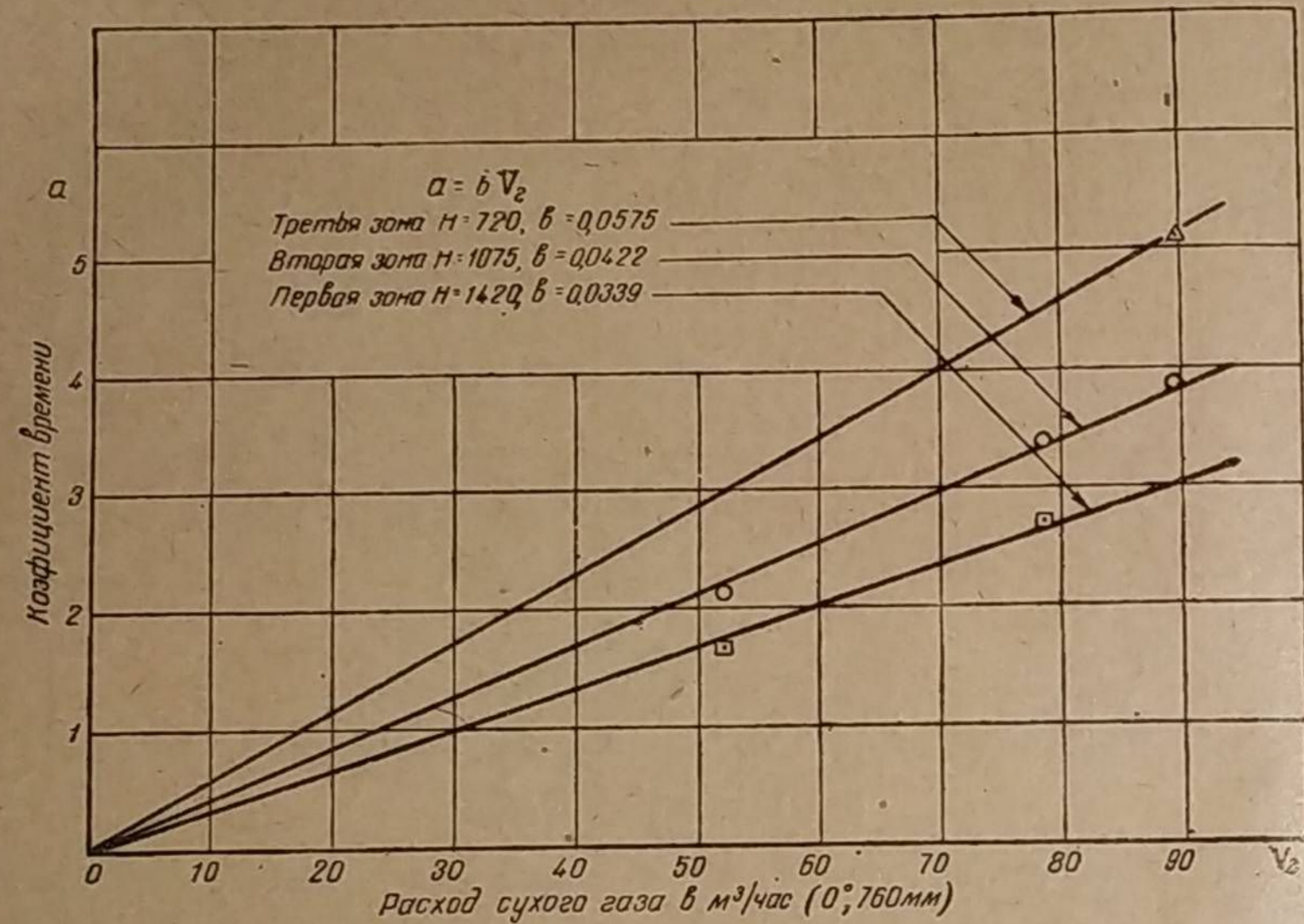
Расстояние H до уровня фурм в м	Расход газа V_r в м³/час	Коэффициент времени a		
		подсчитанный по формуле (67)	опытные данные	расхождение в %
0,720	89,5	5,15	5,15	0
1,075	52,5	2,24	2,11	+6,2
1,075	78,5	3,34	3,36	-0,6
1,075	89,5	3,82	3,85	-0,8
1,420	52,5	1,79	1,67	+7,2
1,420	78,5	2,67	2,72	-1,8

В общем виде изменение температуры в бункере во время газификации топлива первой загрузки подчиняется закону:

$$t = \frac{zV_r}{A(H+B)} \text{ } ^\circ\text{Ц}, \quad (68)$$

где постоянные A и B зависят от размеров газогенератора и от его конструкции, обуславливающей степень обогрева бункера.

Полученная нами эмпирическая зависимость (66) может быть использована для выявления характера распределения температуры по высоте бун-



Фиг. 179. Зависимость коэффициента времени a от расхода газа V_r для различных зон бункера газогенератора «Берлие».

кера в заданный момент времени z , считая от начала розжига газогенератора. Так, например, при расходе газа $V_r = 89,5 \text{ м}^3/\text{час}$ через 60 минут после розжига температура в бункере, согласно формуле (66), равна:

$$t = \frac{zV_r}{17,2(H+0,29)} = \frac{60 \cdot 89,5}{17,2(H+0,29)} = \frac{312}{H+0,29}$$

Итак,

$$t = \frac{312}{H+0,29} \text{ } ^\circ\text{Ц}.$$

По этому уравнению на фиг. 181 построена кривая и нанесены две опытные точки, соответствующие заданным условиям: $V_r = 89,5 \text{ м}^3/\text{час}$ и $z = 60 \text{ мин}$. Построенная гипербола асимптотически приближается к оси абсцисс, проведенной через полюс M , который может быть назван полюсом бесконечно большой температуры.

Пользуясь эмпирической формулой (68), можно найти среднюю температуру слоя топлива, находящегося в границах между высотами H_1 и H_2 (см. фиг. 181).

Как известно, среднее значение функции

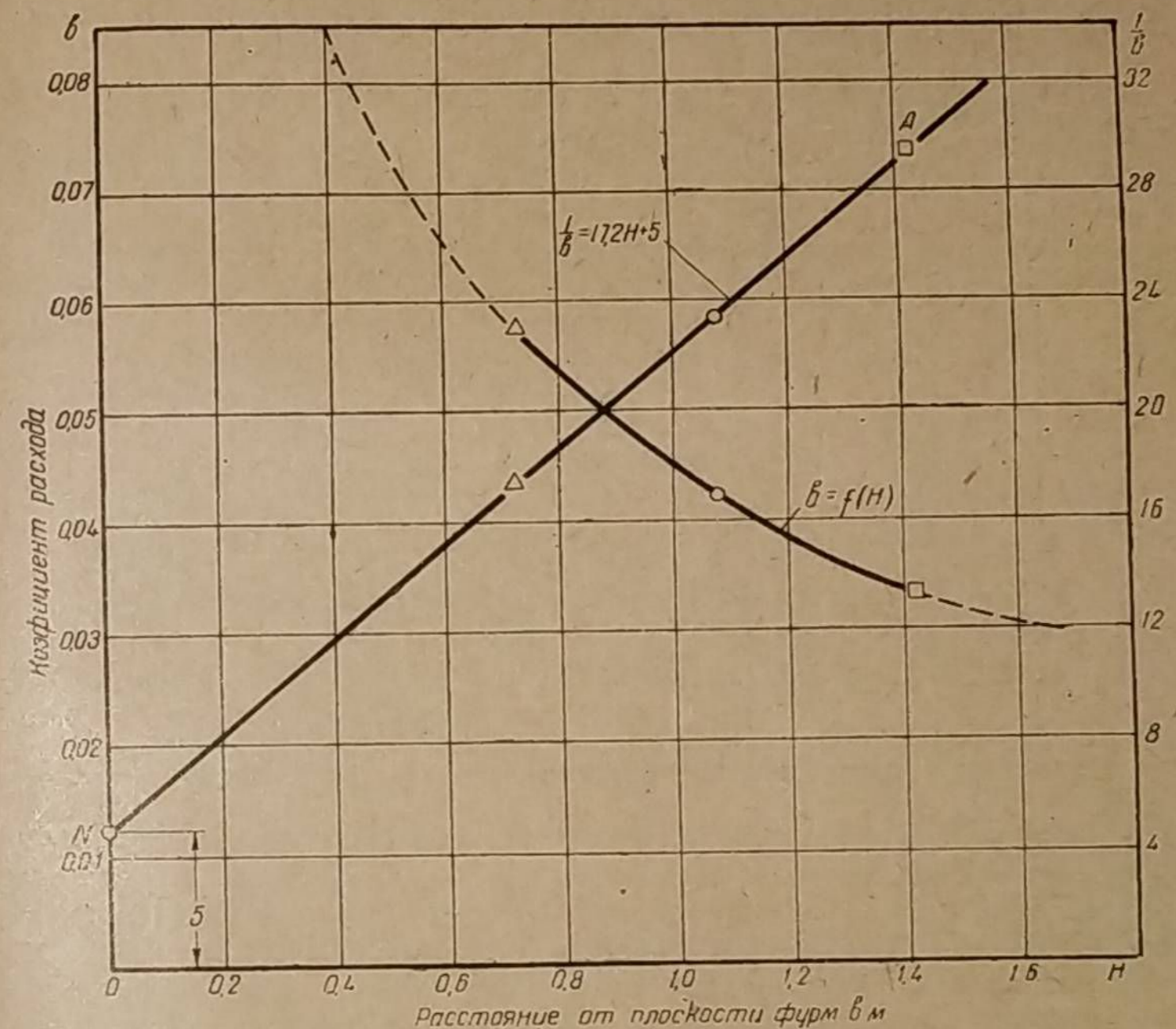
$$t = f(H)$$

в границах от H_1 до H_2 равно:

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{H_2 - H_1} \int_{H_1}^{H_2} f(H) dH.$$

Но согласно формуле (68)

$$t = \frac{zV_r}{A(H+B)}.$$



Фиг. 180. Зависимость коэффициента расхода b и величины, обратной ему, от расстояния H — от места замера температуры до плоскости фурм.

Поэтому

$$t_{\text{ср}} = \frac{1}{H_2 - H_1} \int_{H_1}^{H_2} \frac{zV_r}{A(H+B)} dH.$$

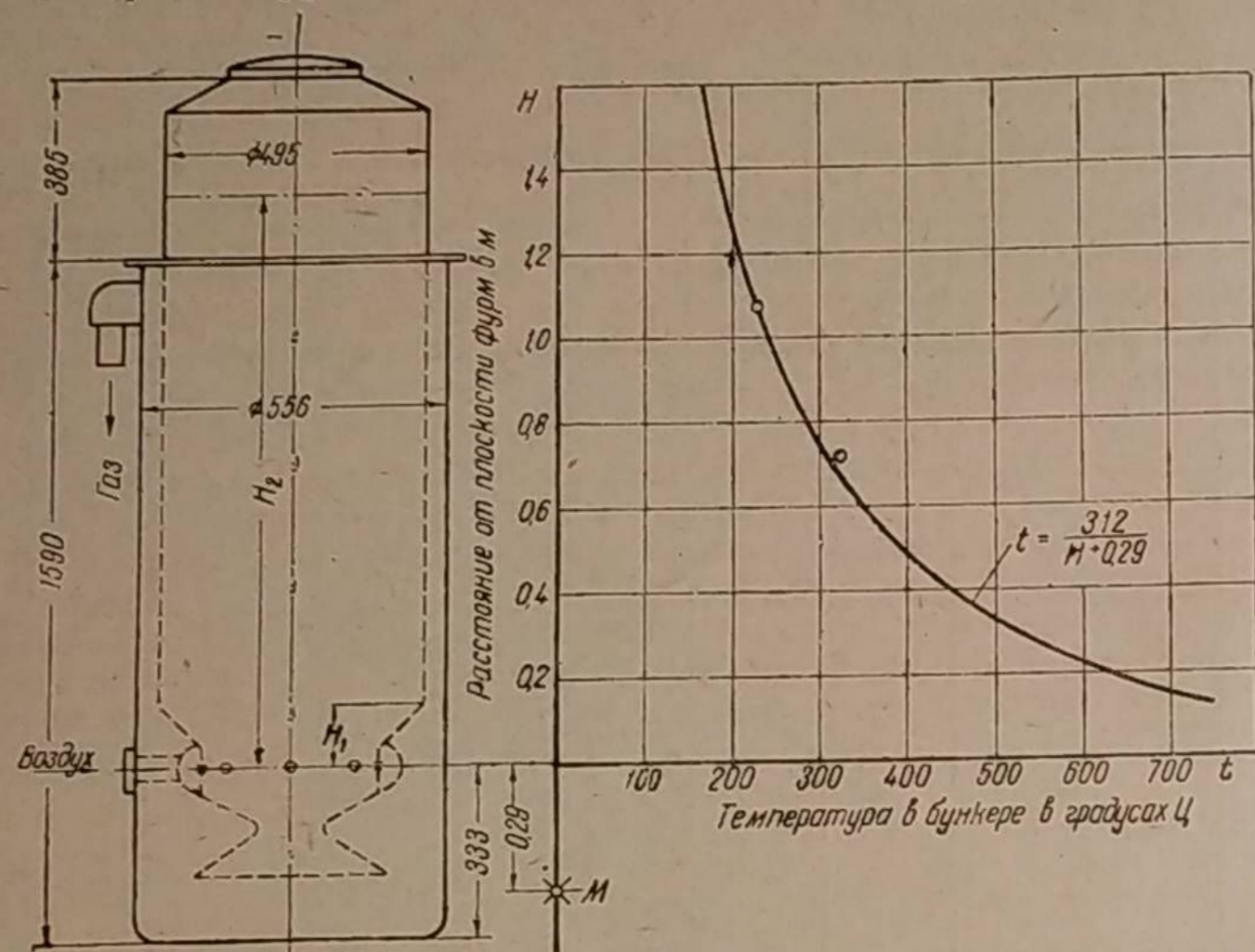
По условиям задачи расход газа V_r и время от начала розжига z должны быть заданы как постоянные, следовательно,

$$t_{\text{ср}} = \frac{zV_r}{A(H_2 - H_1)} \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H+B} = \frac{zV_r}{A(H_2 - H_1)} \left[\ln(H+B) \right]_{H_1}^{H_2} = \frac{zV_r}{A(H_2 - H_1)} [\ln(H_2+B) - \ln(H_1+B)] = \frac{zV_r}{A(H_2 - H_1)} \ln \frac{H_2+B}{H_1+B}.$$

Итак, средняя температура в бункере газогенератора, в зоне между уровнями H_1 и H_2 равна:

$$t_{\text{ср}} = \frac{zV_{\Gamma}}{A(H_2 - H_1)} \ln \frac{H_2 + B}{H_1 + B} \quad (69)$$

Пример. Требуется определить температуру в бункере газогенератора ЗИС-13 на высоте $H = 0,7$ м от фурм и среднюю температуру слоя в границах от верхнего уровня топлива $H_2 = 1,0$ м до переходного конуса



Фиг. 181. Закон изменения температуры в бункере газогенератора «Берлие» через 60 минут после розжига и при расходе газа $V_{\Gamma} = 89,5$ м³/час.

$H_1 = 0,15$ м через 40 минут после розжига газогенератора и при расходе газа $V_{\Gamma} = 70$ м³/час.

Газогенератор ЗИС-13 по своим размерам близок к газогенератору «Берлие», предназначенному для двигателя в 45—50 л. с. Поэтому температуру на высоте 0,7 м можно определить по формуле (66).

$$t = \frac{zV_{\Gamma}}{17,2(H + 0,29)} = \frac{40 \cdot 70}{17,2(0,7 + 0,29)} = 165^{\circ}\text{Ц.}$$

Искомая средняя температура будет:

$$t_{\text{ср}} = \frac{zV_{\Gamma}}{A(H_2 - H_1)} \cdot 2,303 \lg \frac{H_2 + B}{H_1 + B} = \frac{40 \cdot 70}{17,2(1,0 - 0,15)} \cdot 2,303 \lg \frac{1 + 0,29}{0,15 + 0,29} = 205^{\circ}\text{Ц.}$$

III. ВЫСУШИВАНИЕ ДРЕВЕСНОГО ТОПЛИВА В БУНКЕРЕ И ФАКТИЧЕСКОЕ УЧАСТИЕ ЕГО ГИГРОСКОПИЧЕСКОЙ ВЛАГИ В ГАЗОГЕНЕРАТОРНОМ ПРОЦЕССЕ

1. Общие определения

При всяком теоретическом обосновании газогенераторного процесса требуется знать закономерность поступления паров воды в камеру газификации, поскольку пары воды участвуют в реакциях газогенераторного процесса и влияют, кроме того, чисто физически на температурный режим в камере.

Это влияние становится особенно ощутимым при опрокинутом горении, когда газифицируется топливо, способное содержать высокий процент гигроскопической влаги, как, например, дрова, торф, древесный уголь и т. п. Здесь количество паров воды, участвующей в процессе, может иметь решающее значение вплоть до полной невозможности газифицировать это топливо.

Неправильно думать, что исходными продуктами процесса газификации являются воздух, топливо и его номинальная гигроскопическая влага, т. е. влага загруженного в газогенератор топлива. В действительности топливо перед поступлением в камеру газификации находится в зоне подсушки, и следовательно, процесс газификации протекает при участии гигроскопической влаги подсушенного топлива и паров воды, поступающих из бункера в смеси с продуктами сухой перегонки, содержащими также и пары химической воды топлива (воды Дюлонга). Поэтому количественное участие в газогенераторном процессе гигроскопической влаги топлива в каждый отдельный момент времени определяется, с одной стороны, закономерностью парообразования в бункере и, с другой, — фактическим влагосодержанием топлива, поступающего в камеру.

Количество водяного пара, образующегося в бункере в единицу времени за счёт подсушки топлива, зависит от следующих трёх факторов, действующих различно по времени расхода топлива в бункере:

1. Из килограмма топлива данной влажности пара выделяется тем больше, чем выше температура в бункере.

2. Выделение пара в единицу времени из килограмма топлива ослабевает по мере подсушки топлива и, следовательно, определяется его влажностью в рассматриваемый момент времени. Влажность топлива по высоте бункера переменна, так как нижние слои топлива подсушиваются при более высокой температуре.

3. Общее количество пара, образующегося в бункере в единицу времени, зависит от веса топлива, находящегося в бункере в данный момент, и равно сумме элементарных выделений пара из всех бесконечно малых по высоте слоёв топлива.

Решение этой сложной задачи, имеющей цель определить в какой-либо момент времени образование водяного пара в бункере, задумано автором по следующей схеме.

1. На основе экспериментальных наблюдений выявляется кинетика испарения гигроскопической влаги топлива при постоянной температуре. Далее устанавливается роль температуры в этом процессе.

2. Выявленная кинетика испарения гигроскопической влаги топлива в сочетании с заданным изменением температуры в бункере используется для определения влажности верхнего слоя топлива в бункере по времени его расхода.

3. Следующим действием находится закон изменения влажности чурок по высоте бункера в определённый момент времени после начала работы. При решении этой задачи принимается во внимание, что подсушка различных слоёв топлива происходила при неодинаковой интенсивности испарения гигроскопической влаги.

4. Наконец, зная интенсивность испарения влаги при данных температуре и влажности топлива, путём суммирования по высоте бункера бесконечного множества элементарных выделений пара можно найти общее количество пара, образующегося в бункере в данный момент времени.

Содержание гигроскопической влаги в топливе характеризуется отвлечённым числом, носящим название влажности топлива. Влажность обычно даётся в процентах от веса сухого или влажного топлива. В первом случае она называется абсолютной, а во втором — относительной. Рассмотрим различия между двумя этими определениями.

Отделим мысленно всю гигроскопическую влагу, заключённую в каком-то произвольном количестве топлива, и обозначим вес ее через G_W кг. Пусть после этого оставшееся абсолютно сухое топливо имеет вес G кг. Тогда абсолютная влажность, согласно её определению, будет равна:

$$W = 100 \frac{G_W}{G} \%,$$

или в долях единицы

$$W = \frac{G_W}{G}. \quad (70)$$

Решив затем это уравнение относительно G_W , найдём весьма важное свойство абсолютной влажности:

$$G_W = WG \text{ кг}, \quad (71)$$

т. е. влагосодержание в топливе прямо пропорционально его абсолютной влажности.

Относительной влажностью называется процентное содержание веса гигроскопической влаги по отношению к весу влажного (рабочего) топлива. Поэтому математически относительная влажность выражается так:

$$W^p = 100 \frac{G_W}{G_W + G} \%,$$

или в долях единицы

$$W^p = \frac{G_W}{G_W + G}. \quad (72)$$

Если решить это уравнение относительно влагосодержания G_W , то получим, что

$$G_W = \frac{W^p G}{1 - W^p}. \quad (73)$$

Следовательно, в этом случае влагосодержание уже непропорционально относительной влажности. G_W и W^p связаны между собой гиперболическим законом.

Отсюда становится понятным, почему при изучении процесса испарения гигроскопической влаги несомненное преимущество остаётся за абсолютной влажностью, связанной с влагосодержанием линейной зависимостью.

Найдём теперь соотношение между W и W^p . Выше было установлено, что

$$G_W = WG$$

и

$$G_W = \frac{W^p G}{1 - W^p}.$$

Поэтому

$$WG = \frac{W^p G}{1 - W^p};$$

откуда

$$W = \frac{W^p}{1 - W^p}, \quad (74)$$

или

$$W = W^p \frac{1}{1 - W^p},$$

т. е. абсолютная влажность W численно всегда больше относительной W^p , так как $\frac{1}{1 - W^p} > 1$.

Перейдём к рассмотрению процесса испарения гигроскопической влаги, оценивая последнюю абсолютной влажностью.

2. Закон испарения гигроскопической влаги топлива в условиях высушивания при постоянной температуре

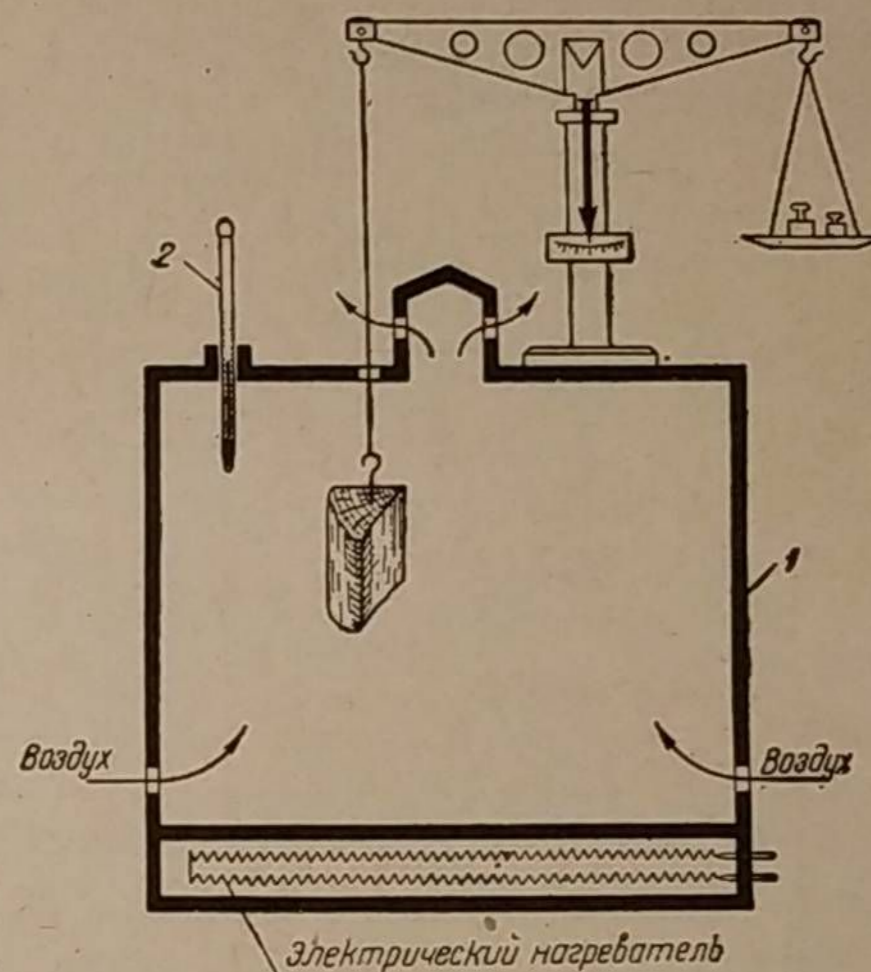
Чтобы понять закономерность выделения пара из чурок при их высушивании, достаточно изучить характер изменения влажности чурок. С этой целью автором в 1931 г. в газогенераторной лаборатории НАТИ была проведена серия опытов по высушиванию чурок, имеющих размеры, употребляемые в транспортных газогенераторах.

Чтобы определять влажность чурки, не прерывая её высушивание, последняя была подвешена на металлической нити (фиг. 182) в сушильном шкафу 1, где электронагревателем поддерживалась постоянная температура требуемого значения. Эта температура контролировалась термометром 2. Другой конец нити был прикреплён к коромыслу лабораторных весов. Вся система уравновешивалась гирями.

Взвешивание чурки производилось через короткие промежутки времени. Весь опыт занимал от 3 до 7 часов в зависимости от температурного режима в шкафу. По окончании опыта чурка размельчалась, после чего определялась обычным методом оставшаяся в ней влага.

Результаты наблюдения одного из таких опытов, проведённого при температуре 100 Ц, даны на фиг. 183.

Здесь по оси абсцисс отложено время z в минутах, считая от момента прогрева чурки до температуры окружающего воздуха; по оси ординат — абсолютная влажность чурки в долях единицы. Как видно из диаграммы, произведённые замеры отличаются стройной закономерностью и на кривой совершенно отсутствуют выпадающие точки. Рассматривая кривую



Фиг. 182. Схема установки для определения скорости высушивания чурки при постоянной температуре.

$$W = f(z),$$

видим, что вначале происходило быстрое падение абсолютной влажности. С течением времени постепенно наступало замедление подсушки, которая по прошествии шести часов делалась уже неощутимой на весах в условиях поставленного эксперимента. Чтобы найти математическое выражение этого закона испарения влаги, произведем следующие действия. По оси ординат отложим для каждого момента времени z отрицательное значение десятичного логарифма абсолютной влажности $-\lg W$. Ввиду того что влажность выражена в долях единицы и, следовательно, $W < 1$, логарифмы влажности W получаются отрицательными.

Геометрическое место точек такого построения на основном своём протяжении представляет прямую вида

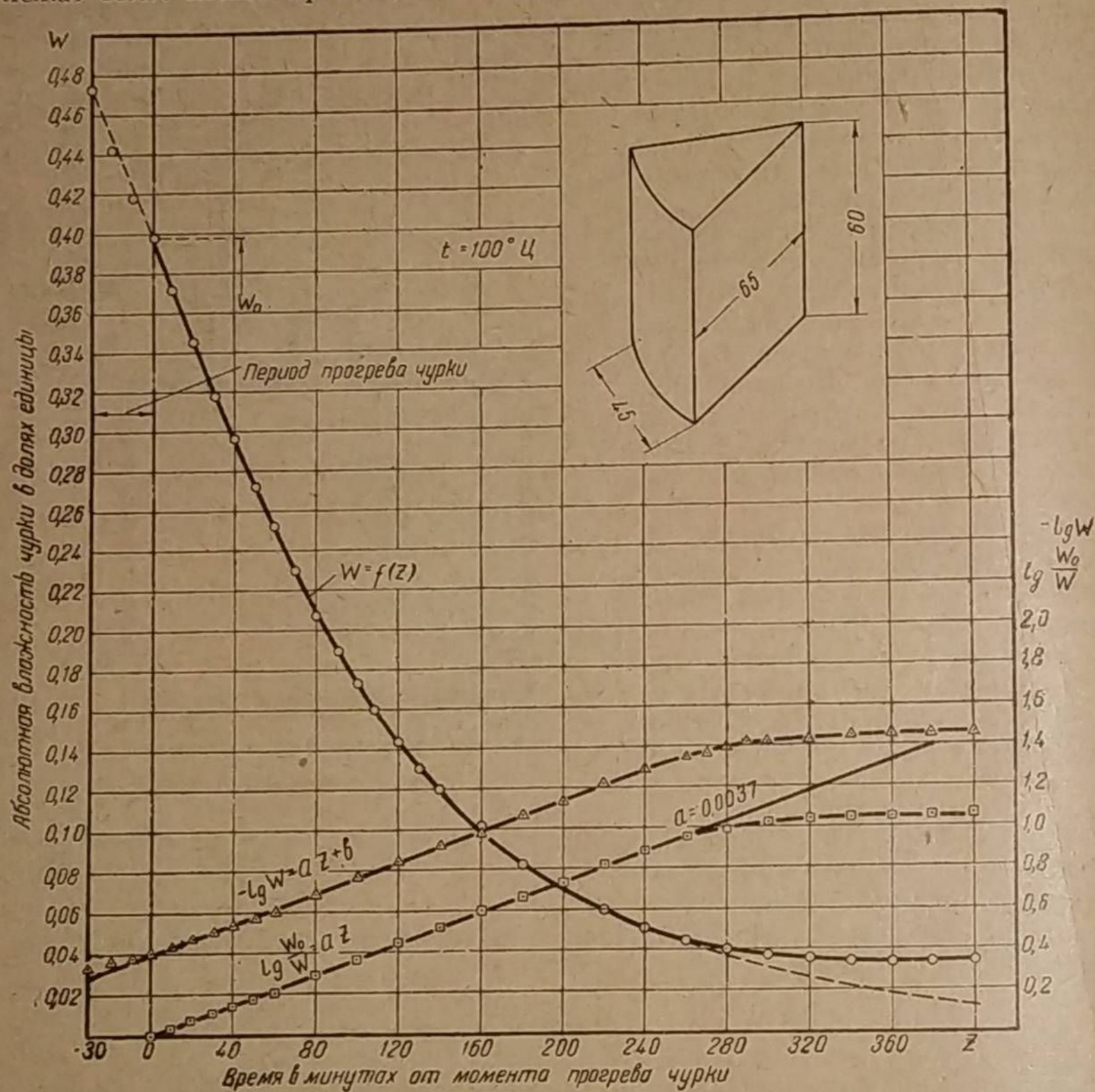
$$y = az + b,$$

Поэтому в нашем случае, когда $y = -\lg W$,

получаем уравнение этой прямой в форме:

$$-\lg W = az + b. \quad (75)$$

Три точки значения $\lg W$, находящиеся слева от начала координат, лежат выше нашей прямой, что говорит о несколько заниженной скорости



Фиг. 183. Изменение абсолютной влажности чурки в зависимости от времени сушки при постоянной температуре, равной 100°C.

испарения влаги для этого участка времени. Выпадение этих точек, повидному, объясняется недостаточным нагревом чурки в первые минуты опыта. Исходя из этого, начало координат сдвинуто вправо на тридцать минут, что позволяет рассматривать процесс испарения после некоторого прогрева чурки.

Пусть в начале установившегося режима подсушки, когда время $z = 0$, абсолютная влажность чурки будет W_0 , тогда уравнение (75) примет вид:

$$-\lg W_0 = a \cdot 0 + b,$$

откуда

$$b = -\lg W_0.$$

После подстановки значения b получаем:

$$-\lg W = az - \lg W_0,$$

или

$$\lg W_0 - \lg W = az.$$

Наконец, после упрощения в окончательном виде имеем:

$$\lg \frac{W_0}{W} = az. \quad (76)$$

Это выражение, как закон, можно сформулировать так: логарифм отношения начальной абсолютной влажности к конечной прямо пропорционален времени сушки.

На фиг. 183 построены значения логарифма этого отношения для различного времени z подсушки чурки. Прямая, проведенная через эти точки, проходит через начало координат и имеет наклон, тангенс угла которого равен 0,0037 для условий сушки при 100°C.

На диаграмме видно, что точки правого участка не ложатся на прямую. Это отступление от высказанного закона относится к концу сушки чурки и на величине абсолютной влажности сказывается незначительно. На диаграмме пунктиром показана ветвь кривой

$$W = f(z),$$

отклоняющаяся от опытных точек.

Таким образом, основное выделение влаги из чурки при её высушивании следует установленному закону.

Вернёмся к выражению (76):

$$\lg \frac{W_0}{W} = az.$$

Зная, что при переходе от десятичных к натуральным логарифмам существует равенство:

$$\lg N = \lg e \ln N,$$

будем иметь:

$$\lg e \ln \frac{W_0}{W} = az,$$

откуда

$$\ln \frac{W_0}{W} = \frac{az}{\lg e}.$$

Потенцируя, получаем:

$$\frac{W_0}{W} = e^{\frac{az}{\lg e}};$$

откуда

$$W = \frac{W_0}{e^{\frac{az}{\lg e}}} = W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}}.$$

Итак, абсолютная влажность в любой момент времени выражается через начальную влажность W_0 следующим образом:

$$W = W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}}, \quad (77)$$

где $e = 2,718$ — основание натуральных логарифмов, а $\lg e = 0,4343$.

Таким образом, изменение абсолютной влажности чурки по времени при её сушке в условиях постоянной температуры следует закону показательной кривой.

*

Исследуем уравнение (77).

В начальный момент подсушки, когда $z = 0$,

$$W = W_0 e^0 = W_0 \cdot 1,$$

т. е.

$$W = W_0.$$

Когда наступит полное испарение гигроскопической влаги? Для решения, нужно найти время z , при котором $W = 0$; следовательно, имеем уравнение:

$$W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}} = 0,$$

но

$$W_0 \neq 0;$$

поэтому

$$e^{-\frac{az}{\lg e}} = 0$$

или

$$\frac{1}{e^{\frac{az}{\lg e}}} = 0;$$

а это возможно, если

$$\frac{az}{\lg e} = \infty.$$

Отсюда $z = \infty$, т. е. время подсушки должно быть бесконечно большим. Следовательно, абсолютно высушить чурку невозможно.

В серии опытов с подсушкой чурок в шкафу один из них был проведён при температуре $t = 200^\circ \text{C}$. Результаты этого эксперимента даны на фиг. 184. Тут мы видим полную аналогию с предыдущим опытом. Однако здесь кривая $W = f(z)$ проходит круче по сравнению с кривой для $t = 100^\circ \text{C}$, что указывает на более интенсивное испарение влаги.

В соответствии с этим и угловой коэффициент прямой

$$\lg \frac{W_0}{W} = az$$

здесь больше: $a = 0,0092$.

Из приведённой диаграммы видно, что при влажности порядка 5% происходит излом кривой $W = f(z)$. Однако он не искажает процесса испарения основной гигроскопической влаги.

Найдем теперь скорость испарения гигроскопической влаги топлива.

Пусть влагосодержание произвольного количества топлива, обозначенное G_W , подчиняясь каким-либо внешним воздействиям (например, нагреву или увлажнению), изменяется с течением времени z , следуя закону

$$G_W = f(z),$$

причём в момент времени z_1 влагосодержание равно G_{W_1} кг, а в момент времени z_2 — G_{W_2} кг. Тогда за промежуток времени $z_2 - z_1$ влагосодержание топлива изменится на величину $G_{W_2} - G_{W_1}$.

Очевидно, что средняя скорость этого изменения влагосодержания в промежутке времени $z_2 - z_1$ минут будет равна

$$U_{\text{ср}} = \frac{G_{W_2} - G_{W_1}}{z_2 - z_1} \text{ кг/мин.} \quad (78)$$

Если топливо увеличивает свою влагу (увлажнение), то

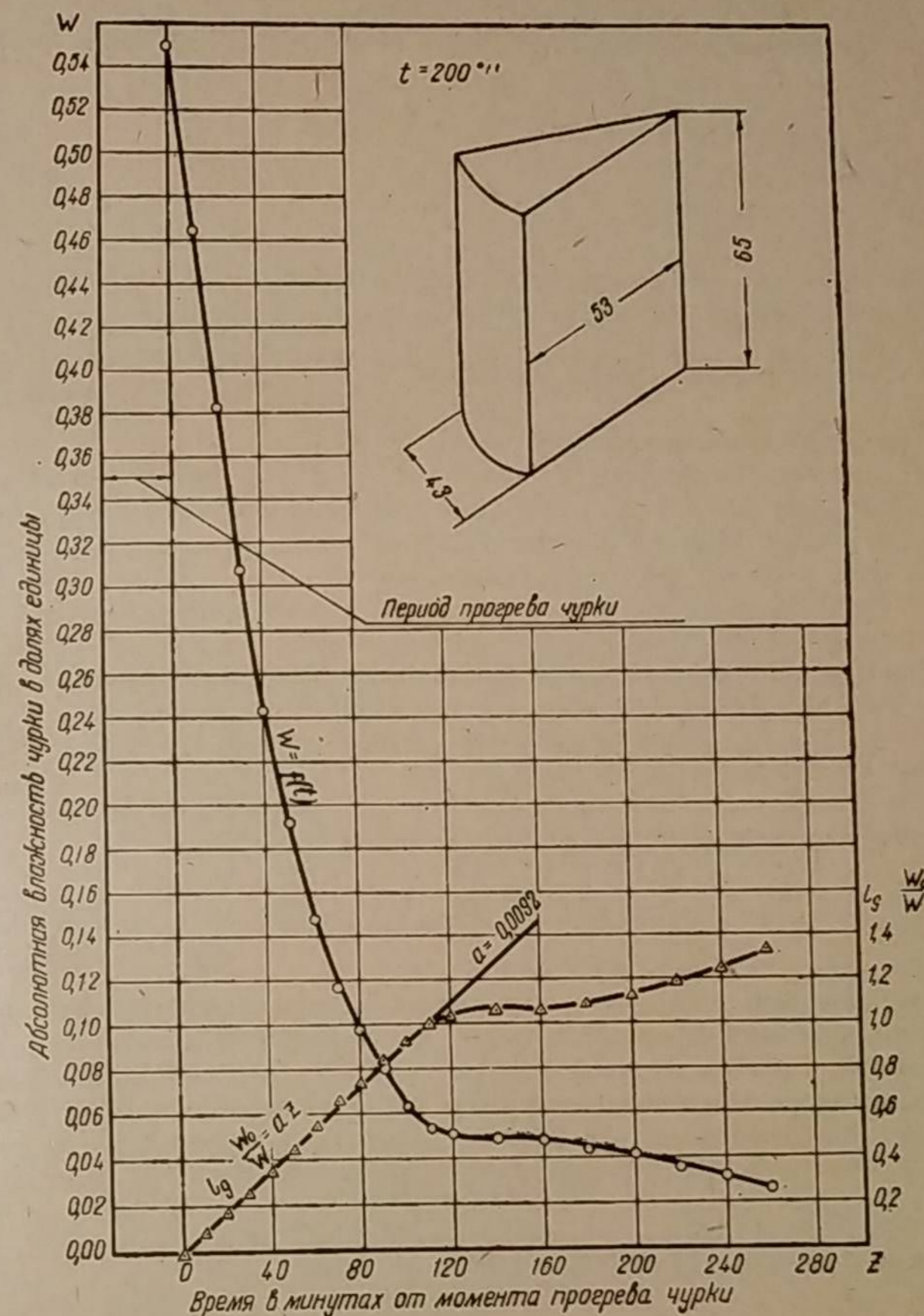
$$G_{W_2} > G_{W_1},$$

а поэтому $U_{\text{ср}} > 0$, т. е. скорость изменения влагосодержания положительна, так как всегда $z_2 > z_1$.

Если же влагосодержание в топливе уменьшается (случай испарения или сушки), то

$$G_{W_2} < G_{W_1}$$

и следовательно $U_{\text{ср}} < 0$.



Фиг. 184. Изменение абсолютной влажности чурки в зависимости от времени сушки при постоянной температуре, равной 200°C .

Таким образом, скорость изменения влагосодержания при высушивании всегда отрицательна.

В газогенераторе может иметь место только этот последний случай изменения влагосодержания.

Возвращаясь к выражению (78) средней скорости изменения влагосодержания, видим, что истинная скорость в любой момент времени z должна

равняться пределу отношения приращения влагосодержания G_W к приращению времени Δz , когда последнее стремится к нулю.

$$U = \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{G_{W_2} - G_{W_1}}{z_2 - z_1} = \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{\Delta G_W}{\Delta z} = \frac{dG_W}{dz}$$

Нетрудно понять, что скорость I испарения влаги в бункере равняется скорости изменения влагосодержания U , взятой с обратным знаком, т. е.

$$I = -U = -\frac{dG_W}{dz}$$

Итак,

$$I = -\frac{dG_W}{dz} \text{ кг/мин.} \quad (79)$$

Таким образом, скорость испарения гигроскопической влаги топлива равна первой производной от влагосодержания по времени, взятой с обратным знаком.

Согласно уравнению (71), $G_W = WG$ кг,

где G — вес сухой части топлива в кг.

Если процесс испарения рассматривать в условиях, когда не происходит разложения клетчатки древесины, т. е. отсутствует сухая перегонка, что, вообще говоря, как раз имеет место во время сушки, то

$$G = \text{const.}$$

Поэтому продифференцировав уравнение (71) по времени z , получим:

$$\frac{dG_W}{dz} = G \frac{dW}{dz}$$

После соответствующей подстановки скорость испарения

$$I = -G \frac{dW}{dz} \text{ кг/мин.} \quad (80)$$

Таким образом, скорость испарения гигроскопической влаги прямо пропорциональна весу абсолютно сухой части топлива и первой производной от абсолютной влажности по времени.

Раньше, согласно выражению (77), было установлено, что

$$W = W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}}$$

Продифференцируем это уравнение по z :

$$\frac{dW}{dz} = W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}} \frac{d}{dz} \left(-\frac{az}{\lg e} \right) = -W_0 e^{-\frac{az}{\lg e}} \frac{a}{\lg e};$$

или

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{a}{\lg e} W. \quad (81)$$

Подставив значение $\frac{dW}{dz}$ в выражение (80), получим, что

$$I = -G \frac{dW}{dz} = -G \left(-\frac{a}{\lg e} W \right) = \frac{a}{\lg e} GW.$$

Итак

$$I = \frac{a}{\lg e} GW \text{ кг/мин.} \quad (82)$$

Это означает, что скорость испарения гигроскопической влаги прямо пропорциональна весу сухой части топлива и его абсолютной влажности в данный момент времени.

Таким образом, если в процессе сушки абсолютная влажность сократилась в два раза, то и скорость выделения паров воды уменьшится вдвое.

Скорость испарения влаги топлива, взятого в количестве одного килограмма его сухой части, мы будем называть интенсивностью испарения.

Согласно уравнению (80) скорость испарения

$$I = -G \frac{dW}{dz}$$

Откуда интенсивность испарения будет:

$$I' = \frac{I}{G} = -\frac{dW}{dz}. \quad (83)$$

Поэтому интенсивность испарения представляет собой первую производную от абсолютной влажности по времени, взятую с обратным знаком.

Размерность её будет:

$$\frac{[\text{кг/мин}]}{[\text{кг}]} = [1/\text{мин}].$$

В рассмотренном нами периоде сушки скорость испарения гигроскопической влаги лимитируется диффузией влаги изнутри чурки к её наружной поверхности. Поэтому скорость испарения зависит от размера чурки (точнее, от длины волокон древесины) и от её влажности в данный момент времени.

Шервуд [8] в 1933 г. на основании экспериментальных данных, касающихся сушки различных материалов, пришёл к выводу, что скорость сушки (испарения), отнесённая к единице поверхности, отводящей влагу, прямо пропорциональна свободному влагосодержанию, т. е.

$$-\frac{dG_W}{F dz} = k (W - W_1) \text{ кг/м}^2 \cdot \text{час};$$

откуда

$$-\frac{dG_W}{dz} = kF (W - W_1) \text{ кг/час.} \quad (84)$$

Свободное влагосодержание $(W - W_1)$ представляет собой разность между абсолютной влажностью материала в рассматриваемый момент времени и равновесной влажностью, т. е. той влажностью, которая не может быть удалена из материала при данных температуре и давлении.

Чтобы сопоставить закономерность Шервуда с нашей, перепишем уравнение (82), заменив в нём I согласно формуле (79). Тогда:

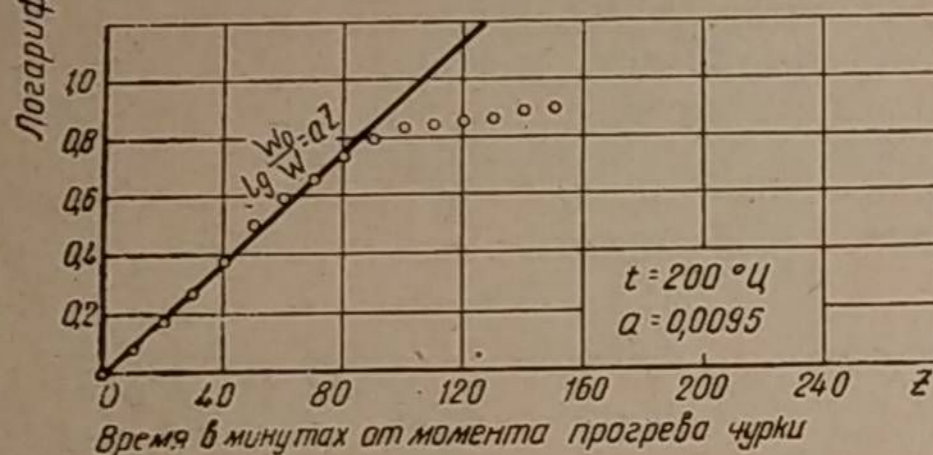
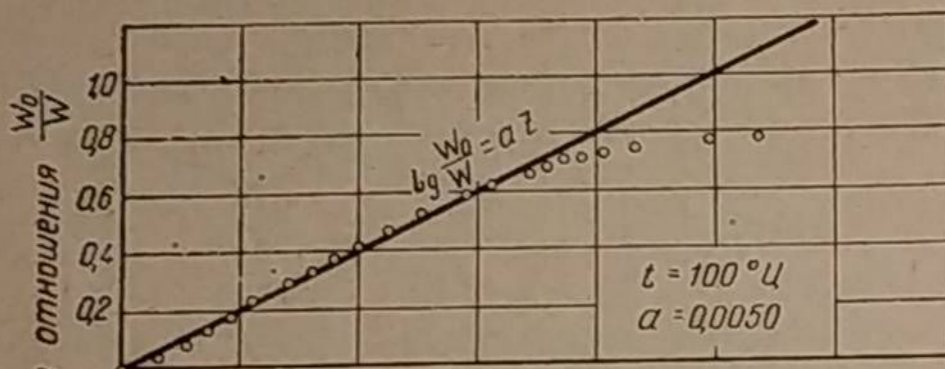
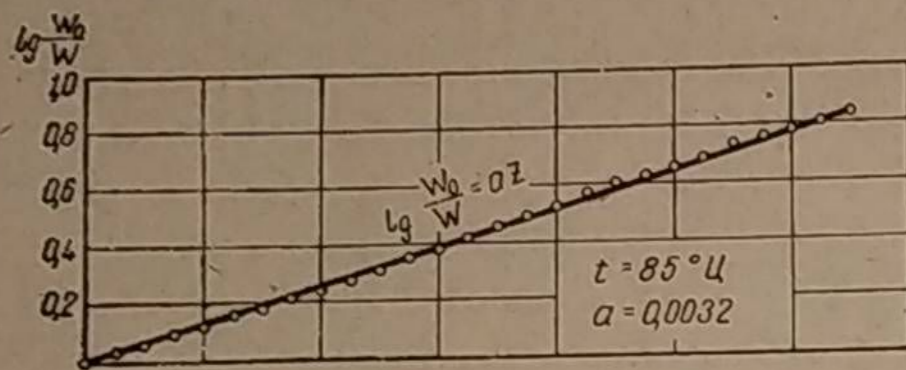
$$-\frac{dG_W}{dz} = \frac{a}{\lg e} GW \text{ кг/мин.} \quad (85)$$

Сравнивая выражения (84) и (85), видим, что поверхность F высушиваемых чурок при данном их размере прямо пропорциональна весу G сухой части чурок, и следовательно, здесь никакого различия нет. Некоторое несоответствие находим, сопоставляя переменные влажности $(W - W_1)$ и (W) . Однако это расхождение в зоне высоких скоростей сушки почти неощутимо, так как равновесная влажность W_1 много меньше действительной влажности W .

Таким образом, закономерность изменения скорости испарения гигроскопической влаги, установленная автором, удовлетворительно подтверждается зависимостью, предложенной Шервудом,

3. Закон испарения гигроскопической влаги топлива при переменной температуре в бункере

Выше уже упоминалось, что на скорость испарения влияет температурный режим сушки. Чтобы установить характер этого влияния, рассмотрим изменение углового коэффициента a , входящего в уравнение (82) как множитель.



Фиг. 185. Изменение логарифма отношения $\frac{W_0}{W}$ в зависимости от времени сушки чурок при температуре 85°, 100° и 200° Ц.

$$a = 0,000046 t. \quad (86)$$

где 0,000046 представляет коэффициент пропорциональности для берёзовых чурок, имеющих размеры, применяемые в газогенераторах.

Теперь уравнение (77) после замены

$$a = 0,000046 t \text{ и } \lg e = 0,4343$$

примет вид:

$$W = W_0 e^{-0,000106 tz}, \quad (87)$$

а в общем виде:

$$W = W_0 e^{-mtz}. \quad (88)$$

Уравнение же (82) будет:

$$I = 0,000106 tGW \text{ кг/мин}, \quad (89)$$

или в общем виде

$$I = mtGW \text{ кг/мин}. \quad (90)$$

Таким образом, скорость испарения гигроскопической влаги во время сушки древесных чурок при постоянной температуре прямо

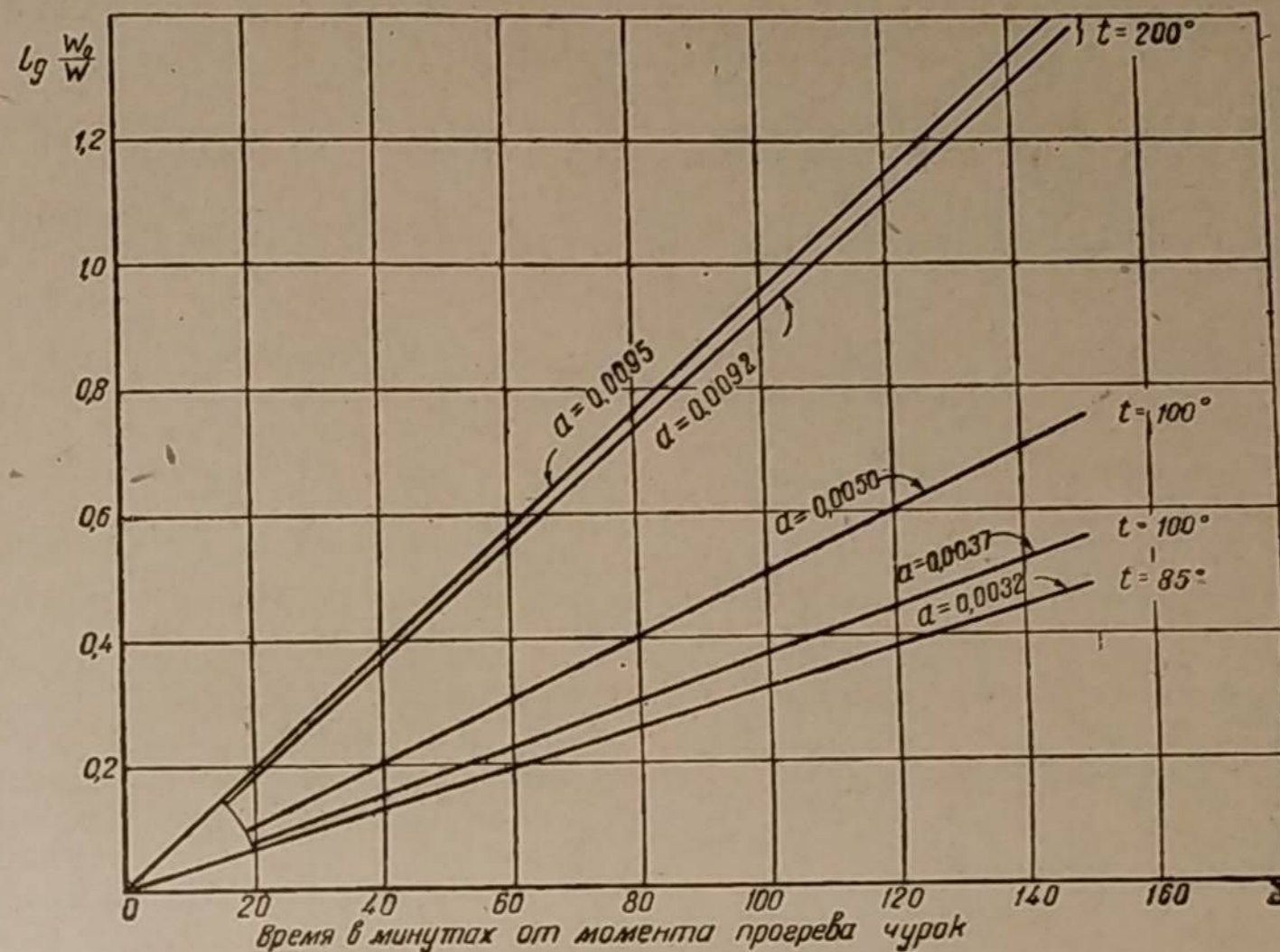
пропорциональна этой температуре, весу сухой части чурок и их абсолютной влажности в рассматриваемый момент времени.

Выражение (81) после аналогичной замены переписывается так:

$$\lg \frac{W_0}{W} = az.$$

Аналогичные опытные данные других наблюдений показаны на фиг. 185. Здесь угловой коэффициент изменяется в зависимости от величины температуры, при которой производилась сушка. Прямые, проведённые по опытным точкам всех поставленных наблюдений, сведены вместе на фиг. 186, откуда видно, что при повышении температуры сушки коэффициент a возрастает.

Если по оси абсцисс отложить значение температуры сушки в градусах Цельсия, а по оси ординат величину углового коэффициента a , то получится почти линейная зависимость (см. фиг. 187), согласно которой



Фиг. 186. Изменение $\lg \frac{W_0}{W}$ при различных температурах сушки чурок.

пропорциональна этой температуре, весу сухой части чурок и их абсолютной влажности в рассматриваемый момент времени.

Выражение (81) после аналогичной замены переписывается так:

$$\frac{dW}{dz} = -mW. \quad (91)$$

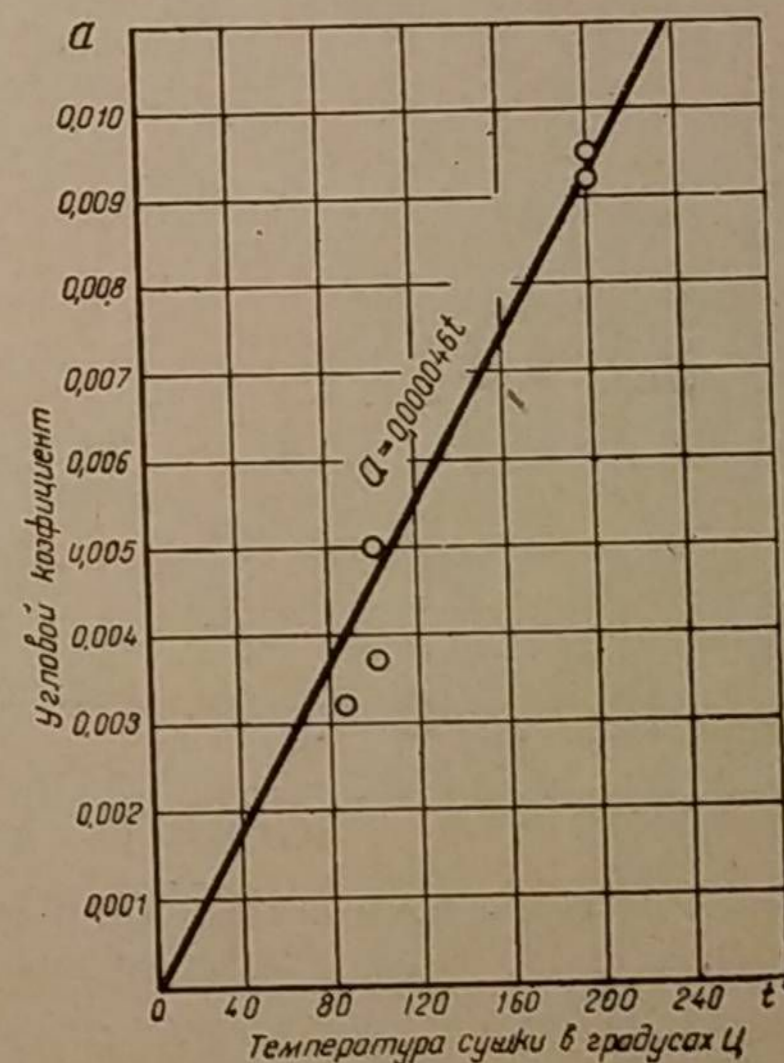
Следовательно, интенсивность испарения гигроскопической влаги топлива прямо пропорциональна температуре высушивания и его абсолютной влажности в данный момент времени.

Рассмотрим цифровой пример. Требуется узнать минутное образование пара при высушивании берёзовых чурок в условиях постоянной температуры через 40 минут и их абсолютную влажность к этому моменту времени, если первоначальная влажность составляла 25%, вес 40 кг, а сушка производится при температуре 150° Ц.

Дано: $W_0 = 0,25$; $t = 150^\circ \text{Ц}$; $z = 40$ мин. и $G + G_{W_0} = 40$ кг.

Согласно уравнению (71) вес гигроскопической влаги

$$G_{W_0} = GW_0 \text{ кг.}$$



Фиг. 187. Зависимость углового коэффициента a , прямо пропорционального скорости сушки от температуры высушивания.

Поэтому

$$G + GW_0 = 40;$$

откуда

$$G = \frac{40}{1 + W_0} = \frac{40}{1 + 0,25} = 32 \text{ кг.}$$

Абсолютная влажность чурок через 40 минут подсушки будет:

$$W = W_0 e^{-0,000106 t} = 0,25 e^{-0,000106 \cdot 150 \cdot 40} = 0,132.$$

Таким образом, абсолютная влажность через 40 минут сушки снизится с 25 до 13,2%, а минутное образование пара будет:

$$I = 0,000106 tGW = 0,000106 \cdot 150 \cdot 32 \cdot 0,132 = 0,067 \text{ кг/мин,}$$

или 67 г в минуту.

а) Изменение влажности верхнего слоя топлива по времени его выжигания

Пользуясь изложенным выше законом испарения гигроскопической влаги топлива, можно решить ряд задач, имеющих прикладное значение для транспортных газогенераторов.

Одной из таких задач является определение закономерности и изменения влажности верхнего слоя топлива, находящегося в бункере, в зависимости от времени выжигания.

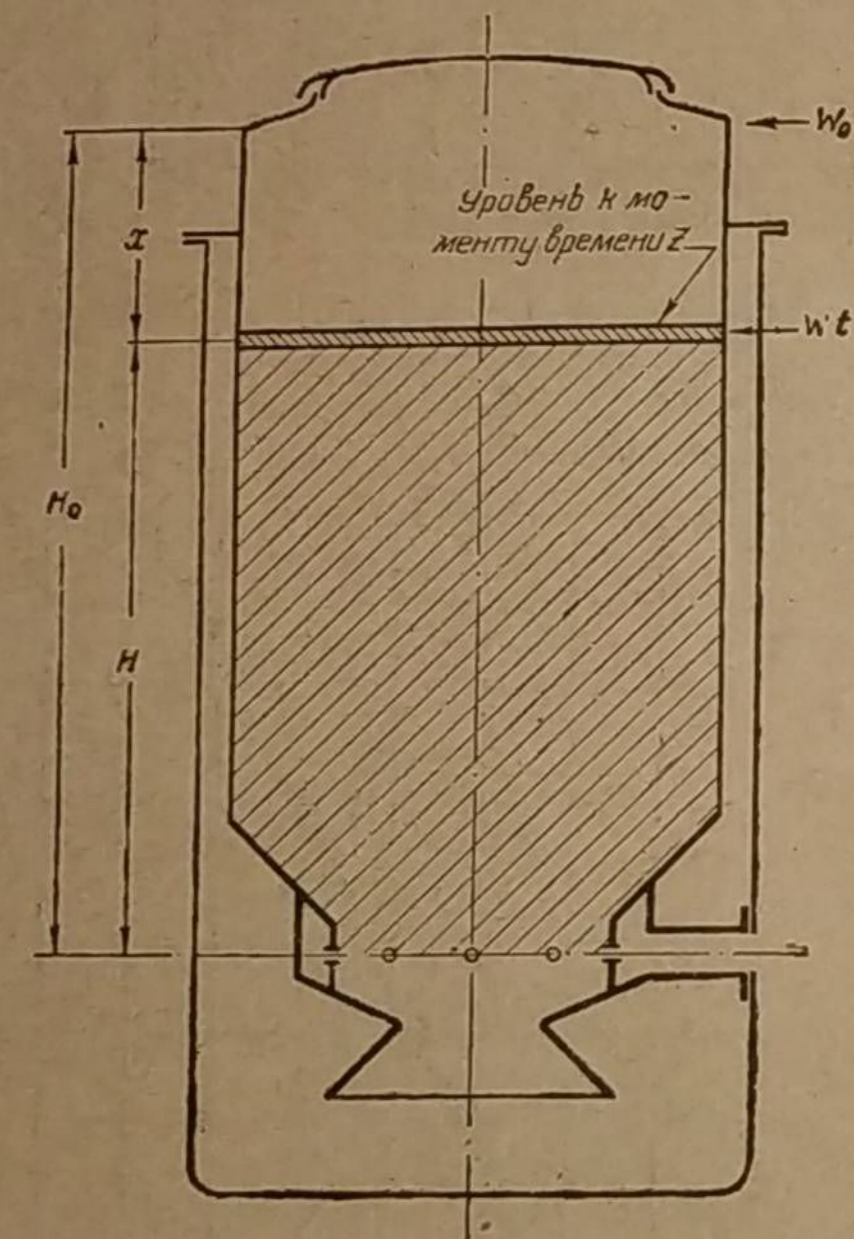
Пусть по истечении времени z после начала розжига верхний уровень топлива, загруженного в генератор с начальной абсолютной влажностью W_0 , опустился на величину x (фиг. 188), снизив свою влажность до значения W .

Тогда согласно установленному выше закону, интенсивность испарения $-\frac{dW}{dz}$ будет прямо пропорциональна температуре t и абсолютной влажности W , соответствующих рассматриваемому моменту времени z [формула (91)]:

$$-\frac{dW}{dz} = m t W.$$

Чтобы решить это дифференциальное уравнение, необходимо знать зависимость изменения температуры t верхнего слоя топлива от времени z .

Если принять для упрощения, что бункер не имеет переходного



Фиг. 188. Изменение уровня верхнего слоя топлива в бункере газогенератора.

конуса к фурменному поясу, что внесёт незначительную погрешность, то высоту H уровня опустившегося топлива можно найти из пропорции

$$\frac{x}{H_0} = \frac{z}{z_0} \text{ или } \frac{H_0 - H}{H_0} = \frac{z}{z_0},$$

где z_0 — время в минутах полного выжигания топлива высотой слоя H_0 в метрах.

Отсюда

$$H = H_0 - \frac{H_0}{z_0} z.$$

Приняв

$$\beta = \frac{H_0}{z_0}, \quad (92)$$

получим:

$$H = H_0 - \beta z \text{ м.} \quad (93)$$

Согласно установленной выше закономерности [формула (68)], температура в бункере на расстоянии H от уровня фурм к моменту времени z после начала розжига должна равняться:

$$t = \frac{z V_r}{A(H + B)},$$

или после замены H

$$t = \frac{z V_r}{A(H_0 - \beta z + B)}.$$

Примем для упрощения

$$\alpha = H_0 + B. \quad (94)$$

Тогда температура верхнего слоя топлива, находящегося в бункере, по истечении времени z будет равна:

$$t = \frac{z V_r}{A(\alpha - \beta z)} \text{ } ^\circ\text{Ц.} \quad (95)$$

После замены t уравнение (91) будет иметь вид:

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{m z V_r W}{A(\alpha - \beta z)}. \quad (96)$$

Разделяя переменные, получаем:

$$\frac{dW}{W} = -\frac{m V_r z}{A(\alpha - \beta z)} dz.$$

Интегрируем это уравнение, имея в виду, что

$$m = \text{const},$$

$$V_r = \text{const},$$

и

$$A = \text{const}:$$

$$\int \frac{dW}{W} = -\frac{m V_r}{A} \int \frac{z}{\alpha - \beta z} dz,$$

но

$$\frac{z}{\alpha - \beta z} = \frac{z}{\alpha - \beta z} + \frac{1}{\beta} - \frac{1}{\beta} = \frac{\beta z + \alpha - \beta z}{\beta(\alpha - \beta z)} - \frac{1}{\beta} = \frac{\alpha}{\beta(\alpha - \beta z)} - \frac{1}{\beta} = \frac{1}{\beta} \left(\frac{\alpha}{\alpha - \beta z} - 1 \right);$$

напомним, что

$$\alpha = H_0 + B = \text{const}$$

и

$$\beta = \frac{H_0}{z_0} = \text{const},$$

поэтому

$$\int \frac{dW}{W} = -\frac{m V_r}{A \beta} \int \left(\frac{\alpha}{\alpha - \beta z} - 1 \right) dz;$$

откуда

$$\ln W = -\frac{m V_r}{A \beta} \left[\int \frac{\alpha}{\alpha - \beta z} dz - \int dz \right]$$

или

$$\ln W = -\frac{mV_r}{A\beta} \left[-\frac{\alpha}{\beta} \ln(\alpha - \beta z) - z \right] + C,$$

$$\ln W = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{\alpha}{\beta} \ln(\alpha - \beta z) + z \right] + C. \quad (97)$$

При $z = 0$, когда верхний уровень топлива был на высоте H_0 , абсолютная влажность $W = W_0$. Следовательно, получаем:

$$\ln W_0 = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{\alpha}{\beta} \ln \alpha + 0 \right] + C.$$

Откуда постоянное интегрирования равно:

$$C = \ln W_0 - \frac{mV_r}{A\beta} \cdot \frac{\alpha}{\beta} \ln \alpha.$$

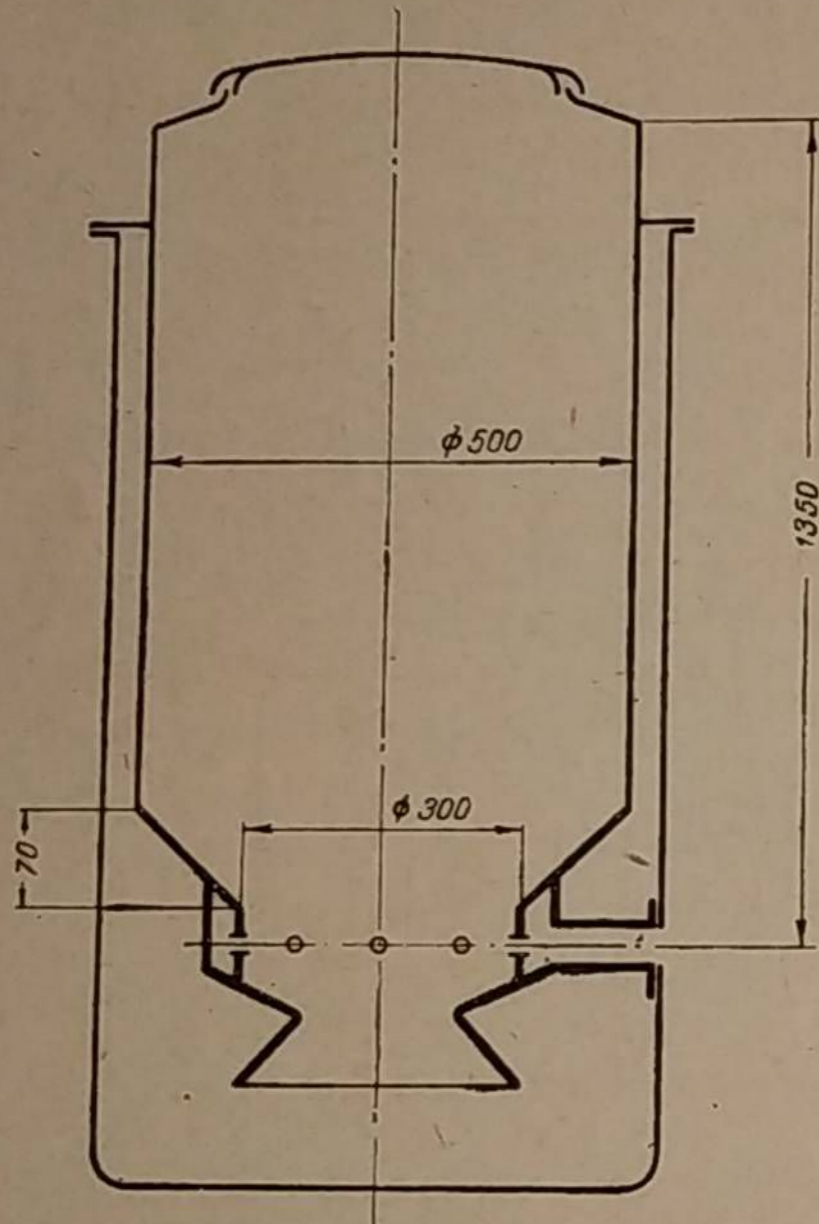
Подставив значение C в уравнение (97) и совершив необходимые упрощения, получим в окончательном виде, что

$$\ln \frac{W}{W_0} = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{\alpha}{\beta} \ln \frac{\alpha - \beta z}{\alpha} + z \right]. \quad (98)$$

Таков закон изменения влажности W верхнего слоя топлива в зависимости от времени z при переменной температуре в бункере генератора.

Изменение влажности W можно представить как функцию расстояния H верхнего слоя топлива от уровня фурм, заменив z через H . Тогда получим, что

$$\ln \frac{W}{W_0} = \frac{mV_r}{A\beta^2} \left[H_0 - H + \alpha \ln \frac{B + H}{\alpha} \right]. \quad (99)$$



Фиг. 189. Схема газогенератора ЗИС-13.

Решим цифровой пример. Требуется найти характер изменения абсолютной влажности верхнего слоя топлива, загруженного в бункер газогенератора ЗИС-13, в зависимости от времени выжига и при условии, что начальная влажность равнялась 30%, а отбор газа составляет 90 м³/час.

Согласно схеме газогенератора, изображенного на фиг. 189, и на основании данных задачи имеем:

- 1) абсолютная влажность топлива в начале работы $W_0 = 30\%$;
- 2) полная высота бункера $H_0 = 1,35$ м;
- 3) часовой расход газа $V_r = 90$ м³/час;
- 4) время газификации топлива, находящегося в бункере, при $V_r = 90$ м³/час $z_0 = 120$ мин;
- 5) коэффициент пропорциональности, зависящий от размера чурок и их породы $m = 0,000106$;
- 6) постоянные A и B , находящиеся в зависимости от размера и конструкции газогенератора, для ЗИС-13 имеют значения¹: $A = 17,2$; $B = 0,29$.

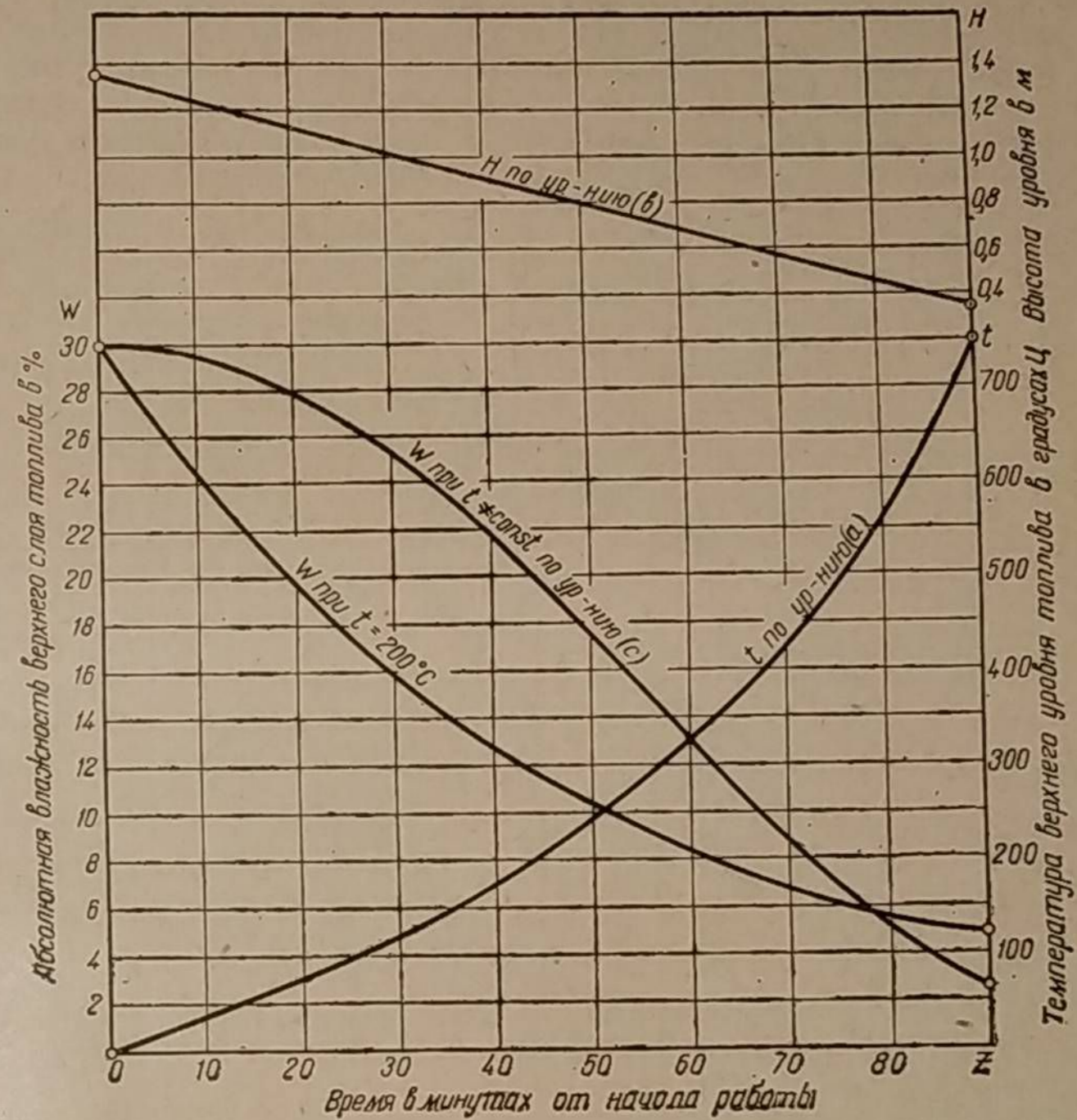
¹ См. раздел II этой главы, «Температура в бункере транспортного газогенератора».

Следовательно, получаем согласно формуле (94):

$$\alpha = H_0 + B = 1,35 + 0,29 = 1,64$$

и согласно формуле (92):

$$\beta = \frac{H_0}{z_0} = \frac{1,35}{120} = 0,0112.$$



Фиг. 190. Теоретическое изменение влажности верхнего слоя топлива в бункере газогенератора ЗИС-13 по времени.

Температура верхнего слоя на основании выражения (95) равна:

$$t = \frac{zV_r}{A(\alpha - \beta z)} = \frac{90z}{17,2(1,64 - 0,0112z)} = \frac{467z}{146 - z}.$$

Итак,

$$t = \frac{467z}{146 - z} \text{ } ^\circ\text{Ц}. \quad (a)$$

Высота верхнего уровня топлива на основании уравнения (93) будет изменяться по времени работы газогенератора так:

$$H = H_0 - \beta z = 1,35 - 0,0112z \text{ м}, \quad (b)$$

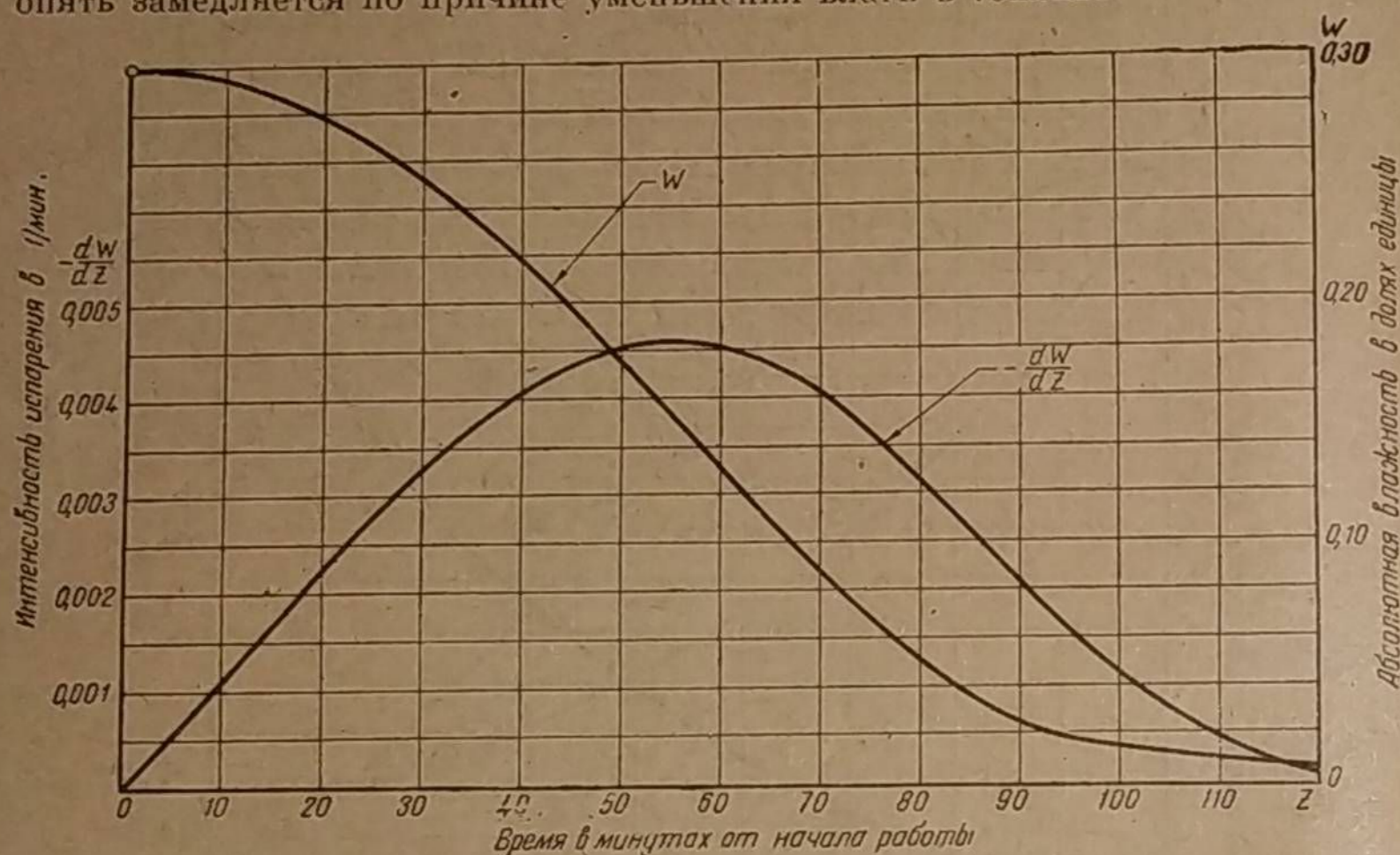
и, наконец, влажность верхнего слоя топлива, согласно выражению (98), получим из уравнения:

$$2,3 \lg \frac{W}{30} = \frac{0,000106 \cdot 90}{17,2 \cdot 0,0112} \left[\frac{1,64}{0,0112} 2,3 \lg \frac{1,64 - 0,0112z}{1,64} + z \right];$$

$$\text{или окончательно } \lg \frac{W}{30} = 7,23 \lg(1 - 0,00683z) + 0,0215z. \quad (c)$$

Подставив в уравнения (а), (b) и (с) ряд значений времени z от 0 до 90 мин, получим изменения температуры t , влажности W и высоты верхнего уровня H топлива в бункере. Эти зависимости приведены на фиг. 190. Здесь для сравнения дана кривая, показывающая, как изменялась бы абсолютная влажность древесных чурок, если высушивание их происходило бы при постоянной температуре, равной 200 Ц.

Возвращаясь к кривым изменения влажности чурок, видим, что если при постоянной температуре интенсивность испарения уменьшается по времени высушивания, то в бункере газогенератора, где температура непрерывно возрастает, в начале, наоборот, — высушивание происходит медленно (вследствие низкой температуры), а затем постепенно ускоряется и в конце опять замедляется по причине уменьшения влаги в топливе.



Фиг. 191. Интенсивность испарения влаги верхнего слоя топлива как функция продолжительности работы газогенератора при $V_c = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ и $W_0 = 30\%$.

Чтобы получить этот закон изменения интенсивности испарения влаги верхнего слоя топлива, обратимся к дифференциальному уравнению (96):

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{mzV_r W}{A(\alpha - \beta z)}$$

Подставив сюда значения постоянных, получим:

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{0,000106 \cdot 90zW}{17,2(1,64 - 0,0112z)},$$

или

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{0,0495zW}{146 - z} \quad (d)$$

Подставляя сюда известные нам значения W для различного времени z , можем построить кривую изменения интенсивности испарения (фиг. 191). Здесь нужно иметь в виду, что влажность W должна быть выражена в долях единицы.

Характер протекания кривой интенсивности испарения весьма напоминает кривую влагосодержания в газе, полученную нами опытным путём в

зависимости от времени выжигания топлива (см. фиг. 30 и 31). Здесь также имеется максимум, расположенный в середине выжигания.

По аналогии можно предположить, что и лежащие ниже слои топлива будут следовать такому же закону испарения гигроскопической влаги. Тогда станет понятной связь между интенсивностью испарения и влагосодержанием в газе.

б) Изменение влажности топлива по высоте бункера

Вторым случаем приложения закона испарения гигроскопической влаги может явиться решение задачи о характере изменения влажности топлива по высоте бункера в работающем газогенераторе.

Допустим, что в какой-либо момент времени z после розжига газогенератора уровень топлива в бункере опустился до высоты H (фиг. 192). Способ определения влажности топлива, лежащего на этом уровне, нам известен из предыдущего параграфа. Теперь нам требуется узнать, какова будет влажность топлива на любой высоте h , лежащей ниже уровня H , к моменту времени z .

Пусть чурка, находящаяся в данный момент на высоте h , перед началом работы газогенератора занимала высоту h_0 . Ясно, что в то время она имела начальную влажность W_0 , одинаковую для всех слоёв топлива. Следовательно, путь x , пройденный чуркой за время z от зоны 1 до зоны 2, можно найти из пропорции:

$$\frac{x}{H_0} = \frac{z}{z_0},$$

где z_0 попрежнему — время выжигания всего бункера в минутах. Но

$$x = h_0 - h.$$

Поэтому

$$\frac{h_0 - h}{H_0} = \frac{z}{z_0};$$

откуда

$$h = h_0 - \frac{H_0}{z_0} z.$$

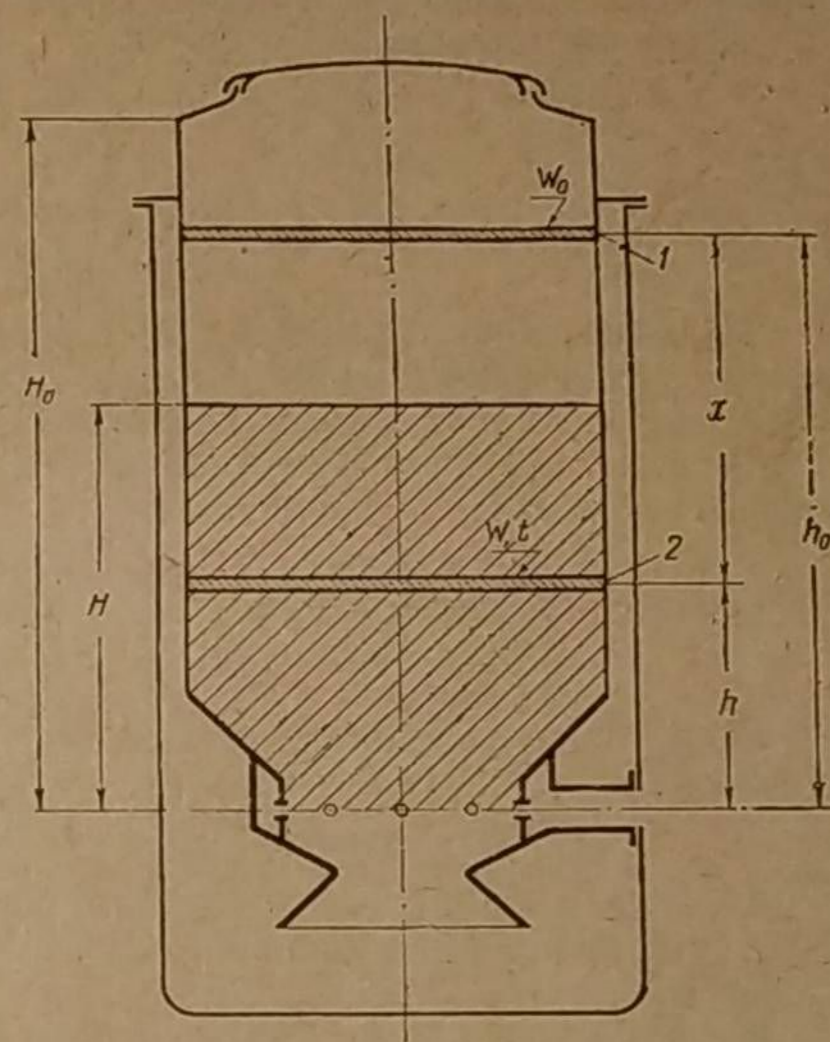
Помня, что, согласно выражению (92),

$$\frac{H_0}{z_0} = \beta,$$

получаем

$$h = h_0 - \beta z, \quad (100)$$

где h_0 — высота начального положения чурки перед работой газогенератора в м.



Фиг. 192. Изменение расположения произвольного слоя топлива в бункере газогенератора.

Температура в зоне 2 к моменту времени z будет равна, согласно выражению (68),

$$t = \frac{zV_r}{A(h+B)} = \frac{zV_r}{A(h_0 - \beta z + B)}$$

Полагая для упрощения

$$\gamma = h_0 + B,$$

будем иметь, что

$$t = \frac{zV_r}{A(\gamma - \beta z)} \quad (101)$$

Интенсивность испарения в зоне 2 прямо пропорциональна абсолютной влажности топлива W и температуре в этой зоне.

Другими словами,

$$-\frac{dW}{dz} = mW;$$

или

$$\frac{dW}{dz} = -\frac{mzV_r}{A(\gamma - \beta z)} W.$$

Влажность какой-либо чурки, находящейся к моменту времени z в зоне 2, можно рассматривать как результат процесса высушивания этой чурки при её движении от зоны 1 до зоны 2.

Тогда по отношению к условиям процесса высушивания чурки, продолжающегося в течение времени z ,

$$h_0 = \text{const},$$

а следовательно, и

$$\gamma = h_0 + B = \text{const}.$$

Разделяя переменные составленного дифференциального уравнения, имеем:

$$\frac{dW}{W} = -\frac{mzV_r}{A(\gamma - \beta z)} dz.$$

Интегрируем это уравнение

$$\int \frac{dW}{W} = -\frac{mV_r}{A} \int \frac{z}{\gamma - \beta z} dz$$

или

$$\ln W = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{\gamma}{\beta} \ln(\gamma - \beta z) + z \right] + C.$$

Постоянное интегрирования C можно найти из условия, что при $z = 0$ $W = W_0$. Поэтому, совершив простые математические преобразования, получим, что

$$\ln \frac{W}{W_0} = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{\gamma}{\beta} \ln \frac{\gamma - \beta z}{\gamma} + z \right], \quad (102)$$

но

$$\gamma = h_0 + B,$$

а согласно (100)

$$h_0 = h + \beta z;$$

поэтому

$$\gamma = h + \beta z + B;$$

следовательно, в окончательном виде:

$$\ln \frac{W}{W_0} = \frac{mV_r}{A\beta} \left[\frac{h + \beta z + B}{\beta} \ln \frac{h + B}{h + \beta z + B} + z \right]. \quad (103)$$

Таков закон изменения абсолютной влажности чурок в зависимости от высоты слоя топлива h к моменту времени z , считая от начала розжига.

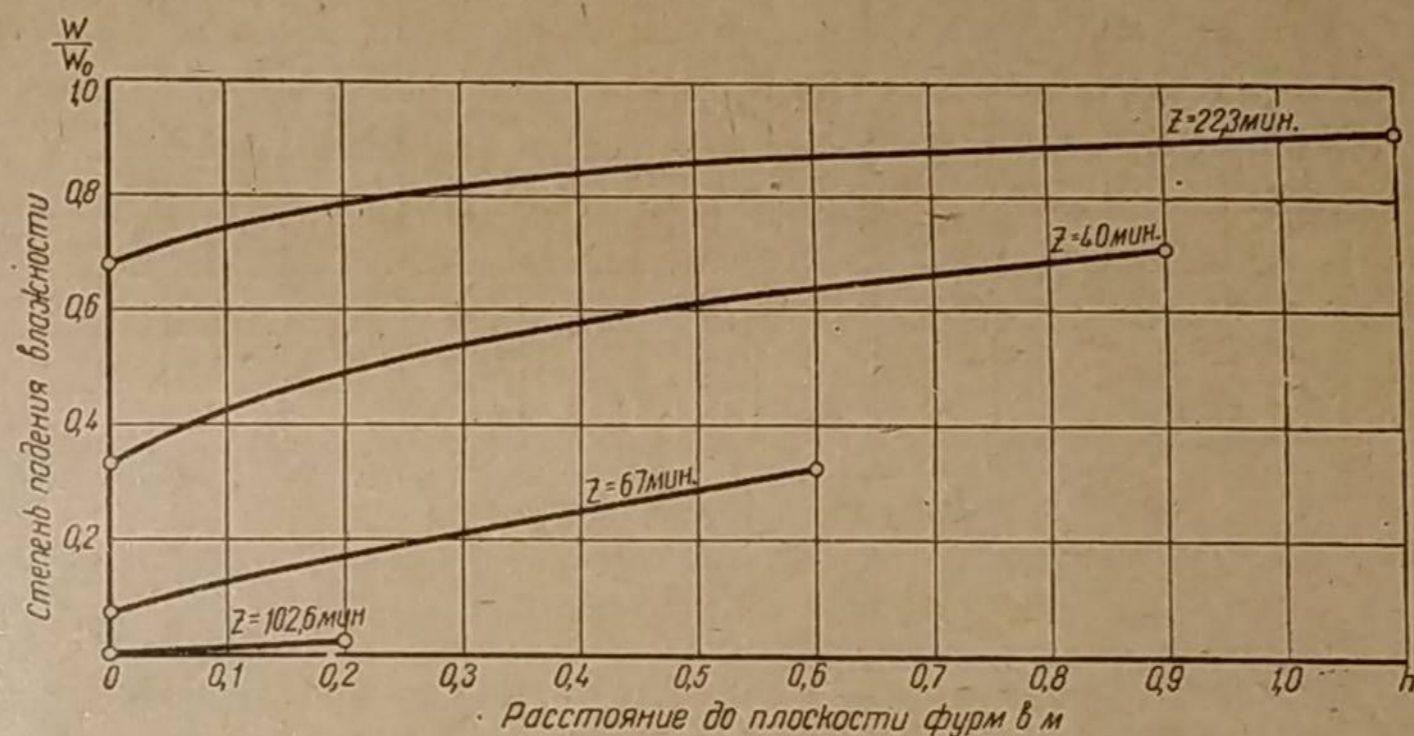
Чтобы нагляднее представить себе характер этого изменения влажности по высоте бункера, решим следующий практический пример.

Требуется узнать закон изменения влажности берёзовых чурок по высоте бункера газогенератора ЗИС-13 к моменту, когда топливо опустится до высоты $h_{\max} = H = 1,1$ м (см. фиг. 192) при расходе газа $V_r = 90$ м³/час.

Из предыдущей задачи нам известно, что для газогенератора ЗИС-13 $\beta = 0,0112$; $m = 0,000106$; $A = 17,2$; $B = 0,29$ и $H_0 = 1,35$ м.

Поэтому пользуясь формулой (93), мы можем найти период времени z , прошедший от начала работы генератора:

$$z = \frac{H_0 - H}{\beta} = \frac{1,35 - 1,10}{0,0112} = 22,3 \text{ мин.}$$



Фиг. 193. Изменение степени падения влажности топлива по высоте бункера после различной продолжительности работы.

Теперь подставим в уравнение (103) числовые значения постоянных

$$\frac{mV_r}{A\beta} = \frac{0,000106 \cdot 90}{17,2 \cdot 0,0112} = 0,0495;$$

$$\frac{h + \beta z + B}{\beta} = \frac{h + 0,0112 \cdot 22,3 + 0,29}{0,0112} = \frac{h + 0,54}{0,0112};$$

$$\frac{h + B}{h + \beta z + B} = \frac{h + 0,29}{h + 0,0112 \cdot 22,3 + 0,29} = \frac{h + 0,29}{h + 0,54}.$$

Переходя к десятичным логарифмам, получаем:

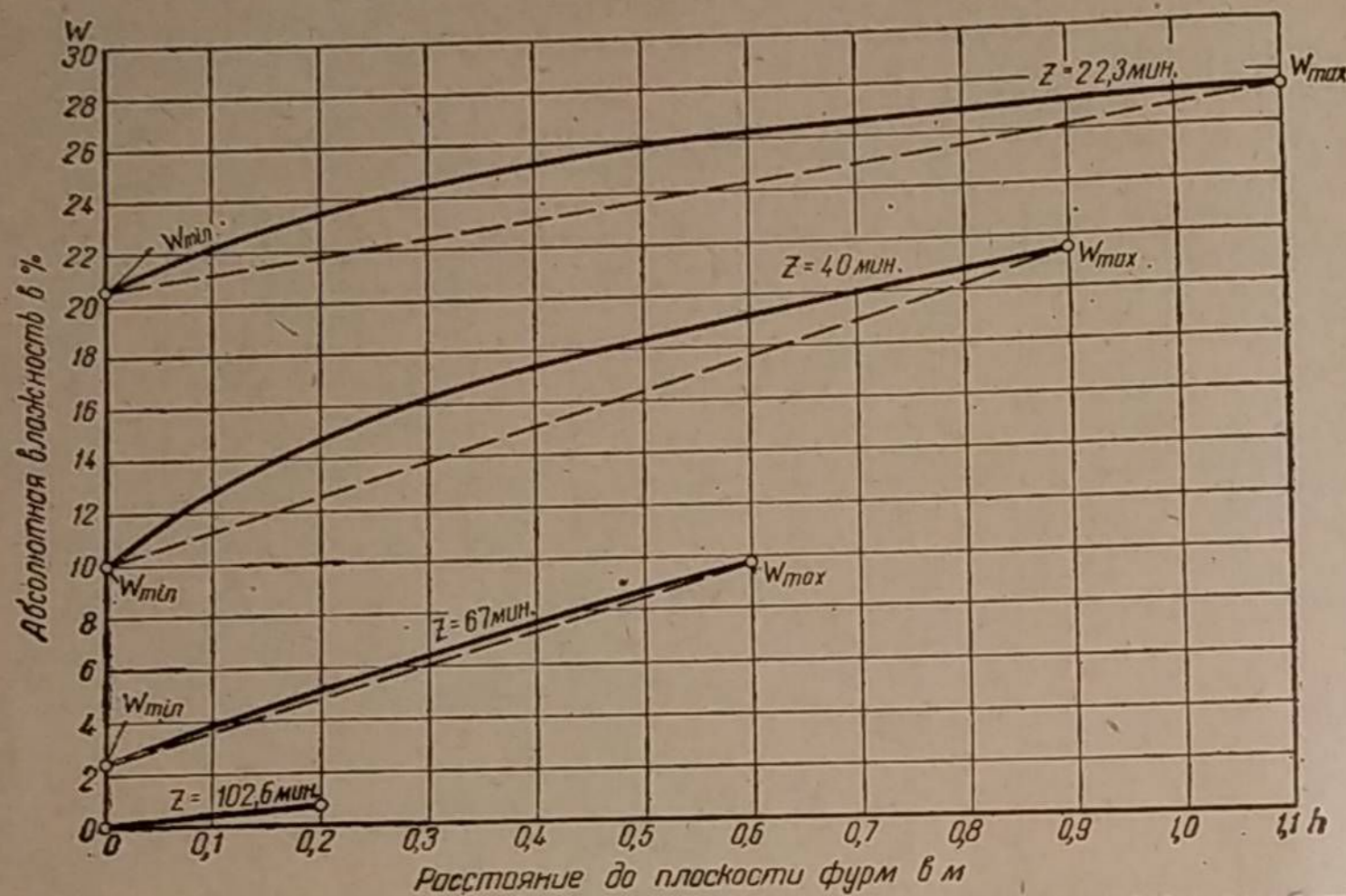
$$2,3 \lg \frac{W}{W_0} = 0,0495 \left[\frac{h + 0,54}{0,0112} 2,3 \lg \frac{h + 0,29}{h + 0,54} + 22,3 \right],$$

или окончательно

$$\lg \frac{W}{W_0} = 4,42 (h + 0,54) \lg \frac{h + 0,29}{h + 0,54} + 0,48. \quad (e)$$

Найденная из этого уравнения степень падения влажности $\frac{W}{W_0}$ для различной высоты h построена на фиг. 193. Тем же способом можно найти кривые изменения $\frac{W}{W_0}$ для большей продолжительности работы газогенератора. На фиг. 193 нанесены эти кривые.

Если известна влажность топлива W_0 перед началом работы, то легко получить закономерность изменения влажности по высоте бункера. На фиг. 194 приведены кривые для начальной влажности, равной 30%.



Фиг. 194. Изменение влажности топлива по высоте бункера, если его влажность в начале работы $W_0 = 30\%$.

а) Выделение водяного пара в бункере по времени выжигания топлива

Решение этой задачи, имеющей большое прикладное значение, также возможно на основании закона испарения гигроскопической влаги топлива.

Допустим, что к моменту времени z топливо в бункере опустилось до высоты h_{\max} (фиг. 195). Тогда на какой-либо высоте h бесконечно малое количество топлива dG , занимающее высоту dh и по сечению бункера площадь F , выделяет в минуту водяного пара

$$dR = I' dG,$$

где I' — интенсивность испарения, т. е. минутное испарение влаги из топлива, взятого в количестве одного килограмма его сухой части.

На основании выражений (83) и (91) получаем:

$$I' = - \frac{dW}{dz} = mW.$$

Бесконечно малый вес топлива будет равен

$$dG = \gamma_T F dh \text{ кг},$$

где γ_T — насыпной вес абсолютно сухого топлива в кг/м^3 . Поэтому наше дифференциальное уравнение переписывается так:

$$dR = mW \gamma_T F dh \text{ кг/мин.}$$

Полное же выделение влаги из топлива толщиной слоя от 0 до h_{\max} к моменту времени z равно:

$$R = \int_0^{h_{\max}} mW \gamma_T F dh \text{ кг/мин.}$$

Можно пренебречь уменьшением насыпного веса γ_T абсолютно сухого топлива по мере его приближения к фурмам за счёт выхода летучих при сухой перегонке, тогда

$$\gamma_T = \text{const.}$$

Следовательно,

$$R = m \gamma_T F \int_0^{h_{\max}} W dh \text{ кг/мин.}$$

Температура в бункере на расстоянии h от уровня фурм, согласно выражению (68), равна

$$t = \frac{z V_r}{A(h+B)},$$

где V_r — расход газа в $\text{м}^3/\text{час}$.

После подстановки значения температуры

$$R = m \gamma_T F \int_0^{h_{\max}} \frac{z V_r}{A(h+B)} W dh \text{ кг/мин.}$$

Здесь: $V_r = \text{const}$ — представляет режим нагрузки;
 $z = \text{const}$ — время рассматриваемого момента от начала розжига газогенератора, которое одинаково для всех слоёв;
 $A = \text{const}$.

Поэтому

$$R = \frac{m \gamma_T F z V_r}{A} \int_0^{h_{\max}} \frac{W}{h+B} dh \text{ кг/мин.} \quad (104)$$

Чтобы решить этот интеграл, необходимо знать зависимость абсолютной влажности W от высоты слоя h , т. е.

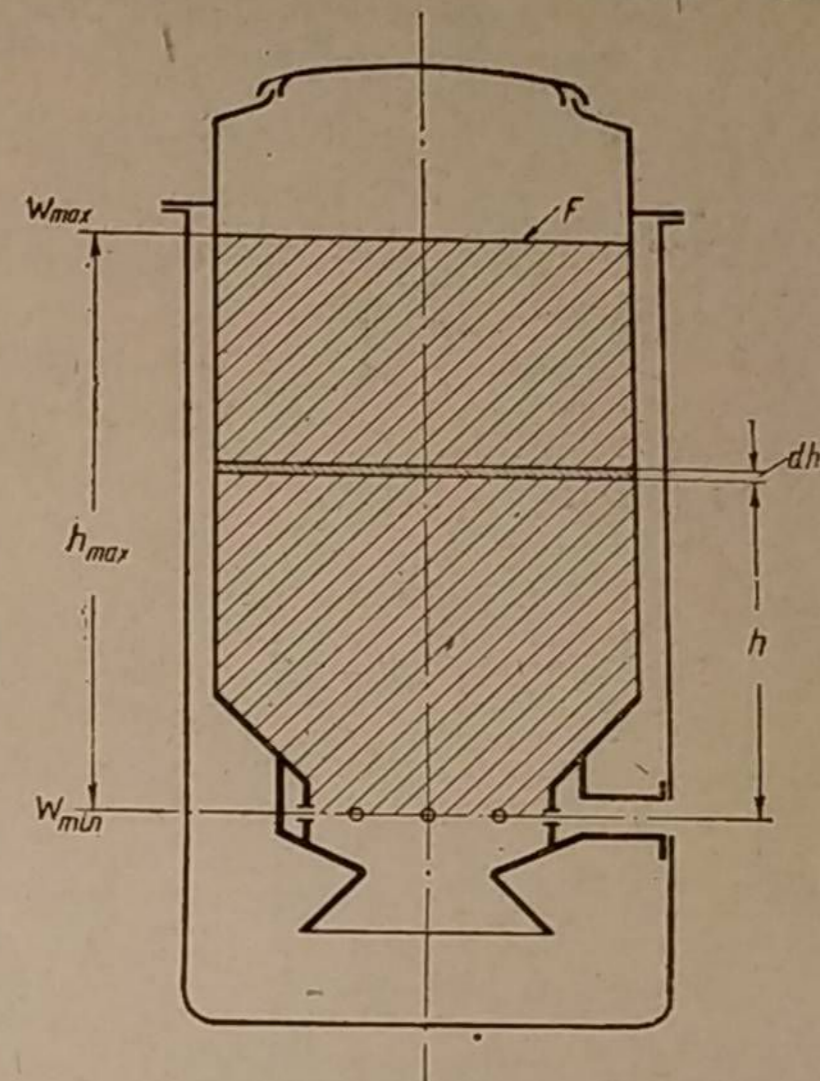
$$W = f(h).$$

Нам уже известна такая зависимость [формула (103)]

$$\ln \frac{W}{W_0} = \frac{m V_r}{A \beta} \left[\frac{h + \beta z + B}{\beta} \ln \frac{h+B}{h + \beta z + B} + z \right].$$

Однако использование этого выражения для решения интеграла приведёт к чрезвычайному усложнению задачи. Поэтому заменим эту сложную логарифмическую функцию более простой.

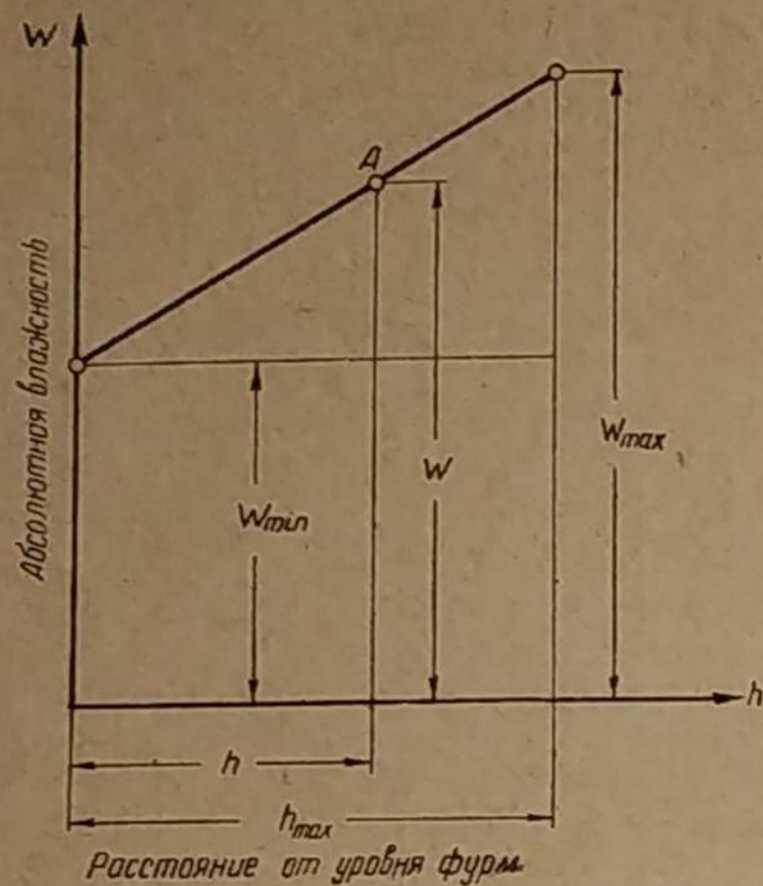
Из диаграммы (см. фиг. 194) видно, что для всех продолжительностей z , входящих в выражение (103), абсолютная влажность W с достаточным приближением может быть представлена как линейная функция высоты h . Другими словами, можно допустить, что W изменяется по закону прямой, проходящей через крайние точки минимальной и максимальной влажности. На фиг. 194 эти прямые показаны пунктиром. Надо сказать, что для значения



Фиг. 195. Расположение бесконечно малого по высоте слоя топлива в бункере газогенератора.

времени z , близкого к нулю или к z_0 , это приближение становится наиболее вероятным. Ниже будет показана полная возможность такого допущения.

Приняв изменение влажности по закону прямой, можем для любой точки A (фиг. 196), лежащей на высоте h , составить пропорцию:



Фиг. 196. Приближённое изменение абсолютной влажности чурок по высоте бункера.

Максимальная влажность содержится в топливе, наиболее удалённом от плоскости фурм и находящемся на высоте h_{\max} , которая соответствует верхнему слою. Поэтому W_{\max} может быть найдена из уравнения (98), характеризующего закон изменения влажности верхнего слоя топлива. После замены W на W_{\max} ,

$$\ln \frac{W_{\max}}{W_0} = \frac{mV_r}{A^3} \left[\frac{\alpha}{\beta} \ln \frac{\alpha - \beta z}{\alpha} + z \right]. \quad (103)$$

Минимальная влажность W_{\min} теоретически лежит в плоскости фурм, благодаря чему она определяется из уравнения (103), характеризующего изменение влажности топлива в зависимости от высоты h . В данном случае W_{\min} будет при $h = 0$. Поэтому

$$\ln \frac{W_{\min}}{W_0} = \frac{mV_r}{A^3} \left[\left(z + \frac{B}{\beta} \right) \ln \frac{B}{\beta z + B} + z \right]. \quad (109)$$

Высоту верхнего уровня топлива можно найти следующим рассуждением. Если от начала работы прошло z минут, то уровень топлива в бункере опустился на величину $\frac{z}{z_0} H_0$, где z_0 — время газификации всего топлива, заключённого в бункере, который имеет высоту H_0 . Уровень же топлива по истечении времени z будет лежать на высоте

$$h_{\max} = H_0 - \frac{H_0}{z_0} z = H_0 - \beta z.$$

Итак,

$$h_{\max} = H - \beta z \text{ м.} \quad (110)$$

Возвратившись к выражению (104) и подставив в него значение W из выражения (107), будем иметь, что

$$\frac{W - W_{\min}}{W_{\max} - W_{\min}} = \frac{h}{h_{\max}};$$

откуда

$$W = W_{\min} + \frac{W_{\max} - W_{\min}}{h_{\max}} h. \quad (105)$$

Полагая для упрощения

$$\varphi = \frac{W_{\max} - W_{\min}}{h_{\max}}, \quad (106)$$

окончательно получаем, что абсолютная влажность топлива в зоне, лежащей на высоте h ,

$$W = W_{\min} + \varphi h. \quad (107)$$

Максимальная влажность содержится в топливе, наиболее удалённом от плоскости фурм и находящемся на высоте h_{\max} , которая соответствует верхнему слою. Поэтому W_{\max} может быть найдена из уравнения (98), характеризующего закон изменения

$$\begin{aligned} R &= \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \int_0^{h_{\max}} \frac{W_{\min} + \varphi h}{h + B} dh = \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \left[\int_0^{h_{\max}} \frac{W_{\min}}{h + B} dh + \int_0^{h_{\max}} \frac{\varphi h}{h + B} dh \right] = \\ &= \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \left\{ W_{\min} \left[\ln(h + B) \right]_0^{h_{\max}} + \varphi \left[h + B - B \ln(h + B) \right]_0^{h_{\max}} \right\} = \\ &= \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \left\{ W_{\min} \ln \frac{h_{\max} + B}{B} + \varphi \left[h_{\max} - B \ln \frac{h_{\max} + B}{B} \right] \right\} = \\ &= \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \left[W_{\max} - W_{\min} + (W_{\min} - \varphi B) \ln \frac{h_{\max} + B}{B} \right] \text{ кг/мин,} \end{aligned}$$

так как согласно уравнению (107) при $h = h_{\max}$

$$\varphi h_{\max} = W_{\max} - W_{\min}.$$

Итак, полное минутное выделение пара в бункере газогенератора к моменту времени z , считая от начала работы, будет равно:

$$R = \frac{m\gamma_r FzV_r}{A} \left[W_{\max} - W_{\min} + (W_{\min} - \varphi B) \ln \frac{h_{\max} + B}{B} \right] \text{ кг/мин.} \quad (111)$$

Напомним, что в этом выражении:

m — коэффициент пропорциональности, зависящий от размера чурок и их породы;

γ_r — насыпной вес абсолютно сухих чурок в кг/м^3 ;

F — площадь сечения бункера в м^2 ;

V_r — часовой расход газа, характеризующий режим работы газогенератора в $\text{м}^3/\text{час}$;

z — время, прошедшее от начала работы до рассматриваемого момента в минутах;

A и B — постоянные, находящиеся в зависимости от конструкции и от размеров газогенератора;

W_{\max} и W_{\min} — абсолютные влажности чурок, выраженные в долях единиц;

h_{\max} — высота верхнего слоя топлива в бункере к моменту времени z в м.

Рассмотрим конкретный пример выделения водяного пара в бункере дровяного генератора ЗИС-13 для различного времени z после начала работы при условии, что расход газа стопроцентный и, следовательно, $V_r = 90 \text{ м}^3/\text{час}$, а топливо, загруженное в бункер, перед работой имело начальную влажность $W_0 = 30\%$.

Дано:

$$m = 0,000106; \quad H_0 = 1,35 \text{ м};$$

$$A = 17,2; \quad z_0 = 120 \text{ мин};$$

$$B = 0,29; \quad V_r = 90 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Требуется определить $R = f(z)$.

Высота верхнего уровня равна, согласно (110),

$$h_{\max} = 1,35 + 0,0112 z \text{ м,} \quad (g)$$

где z в минутах.

$$\beta = \frac{H_0}{z_0} = \frac{1,35}{120} = 0,0112.$$

Площадь сечения бункера, согласно фиг. 189, будет:

$$F = \frac{\pi \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ м}^2.$$

Ввиду того что раньше мы пренебрегли наличием в бункере переходного конуса к фурменному поясу, объём бункера до уровня фурм окажется равным

$$FH_0 = 0,196 \cdot 1,35 = 0,265 \text{ м}^3.$$

Вес влажных чурок при их насыпном весе $\gamma_w = 300 \text{ кг/м}^3$ будет:

$$G + G_w = FH_0 \gamma_w = 0,265 \cdot 300 = 79,5 \text{ кг.}$$

Вес абсолютно сухой части чурок

$$G = \frac{79,5}{1 + W_0} = \frac{79,5}{1 + 0,3} = 61,2 \text{ кг.}$$

Вес гигроскопической влаги топлива

$$G_w = 79,5 - G = 79,5 - 61,2 = 18,3 \text{ кг.}$$

Насыпной вес абсолютно сухих чурок составит

$$\gamma_t = \frac{G}{FH_0} = \frac{61,2}{0,265} = 231 \text{ кг/м}^3.$$

Эту величину можно было бы найти и так:

$$\gamma_t = \frac{\gamma_w}{1 + W_0} = \frac{300}{1 + 0,3} = 231 \text{ кг/м}^3. \quad (112)$$

Время полного расхода чурок, заключённых в бункере, $z_0 = 120$ минут, или 2 часа, поэтому выход газа из 1 кг сухих чурок составляет:

$$g = \frac{90 \cdot 2}{61,2} = 2,94 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Согласно опытным данным, из 1 кг дров абсолютной влажностью $W = 12\%$ получалось генераторного газа 2,9 кг, или

$$2,9 : 1,1 = 2,64 \text{ м}^3.$$

В пересчёте на сухое топливо это составит:

$$\frac{2,64}{1 - 0,12} = 3,0 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

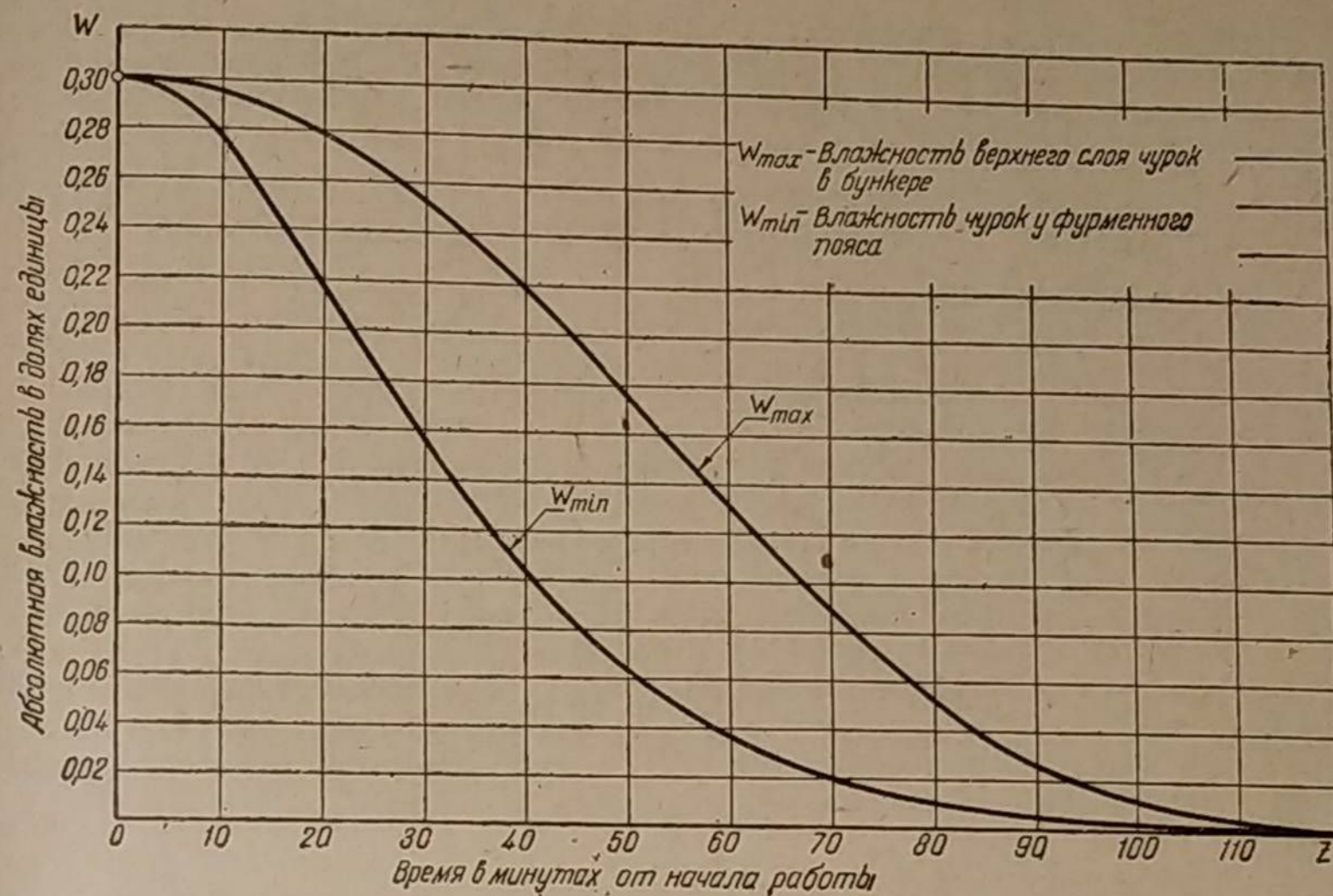
После соответствующей подстановки основное уравнение (111) примет вид:

$$R = \frac{0,000106 \cdot 231 \cdot 0,196 \cdot 90}{17,2} z \left[W_{\max} - W_{\min} + (W_{\min} - \varphi 0,29) 2,3 \lg \frac{h_{\max} + 0,29}{0,29} \right] \text{ кг/мин}$$

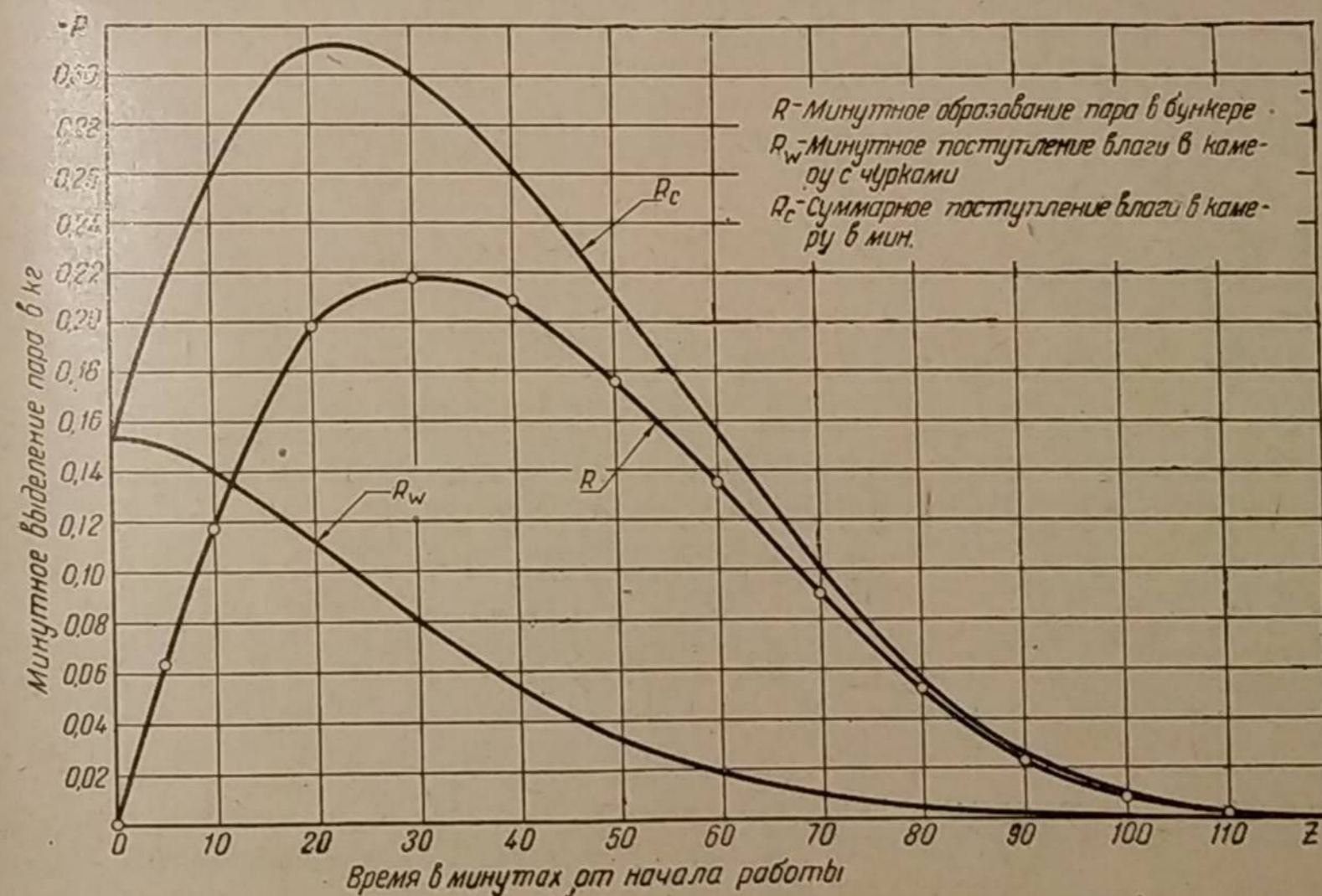
или после упрощения

$$R = 0,0251z \left[W_{\max} - W_{\min} + 2,3(W_{\min} - 0,29\varphi) \lg \frac{h_{\max} + 0,29}{0,29} \right] \text{ кг/мин. (k)}$$

Значение максимальной влажности W_{\max} для различного времени z уже определялось нами выше, и поэтому его можно прямо взять из диаграммы фиг. 191 или из фиг. 197, где эта кривая повторяется.



Фиг. 197. Динамика сушки чурок, составляющих верхний слой и находящихся на уровне фурм, в зависимости от времени выжигания топлива.



Фиг. 198. Поступление гигроскопической влаги чурок в камеру газификации в зависимости от времени выжигания топлива.

Определение W_{\min} интересно тем, что эта величина представляет действительную абсолютную влажность чурок, сгорающих в фурменном поясе.

Выражение (109) после соответствующей подстановки буквенных величин и перехода к десятичным логарифмам примет вид:

$$2,3 \lg \frac{W_{\min}}{0,30} = \frac{0,000106 \cdot 90}{17,2 \cdot 0,0112} \left[\left(z + \frac{0,29}{0,0112} \right) 2,3 \lg \frac{0,29}{0,0112z + 0,29} + z \right]$$

или

$$\lg \frac{W_{\min}}{0,30} = \left[0,0495 (z + 25,9) \lg \frac{1}{0,0387z + 1} + 0,435z \right]. \quad (i)$$

Подставляя сюда различные значения времени z в границах от 0 до 120, получим ряд величин влажности W_{\min} чурок, находящихся у фурменного пояса. Эти и некоторые другие величины, полученные подсчётом, сведены в таблицу 20. Изменение W_{\min} по времени выжигания показано графически на фиг. 197. Здесь видно, что вначале сгорающие чурки имеют свою номинальную влажность. Вскоре к фурмам начинает поступать уже подсушенное топливо, и через час сгорают практически сухие дрова. Верхний слой топлива к этому моменту времени подсыхает примерно наполовину.

Пользуясь полученными значениями W_{\min} , можем найти интересующее нас минутное выделение пара в бункере газогенератора на основании уравнения (k). На фиг. 198 показана зависимость этой величины R от времени z . Точки представляют подсчитанные значения функции

$$R = f(z).$$

4. Фактическое поступление гигроскопической влаги топлива в камеру газификации

Величина R составляет только часть той воды, которая участвует в газогенераторном процессе. Другая её часть поступает в камеру вместе с чурками, как их гигроскопическая влага, оставшаяся после сушки. Её количество на килограмм сухих чурок равно W_{\min} . Наконец, в газогенераторном процессе ещё участвует вода Дюлонга.

Если в течение z_0 минут расходуется G кг сухих чурок, то минутное поступление в камеру газификации гигроскопической влаги будет равно:

$$R_W = \frac{W_{\min} G}{z_0} \text{ кг/мин.} \quad (113)$$

Для нашего примера

$$R_W = \frac{61,2}{120} W_{\min} = 0,51 W_{\min} \text{ кг/мин.}$$

Эта величина построена на фиг. 198 в зависимости от времени z .

Суммарное минутное поступление влаги в камеру газификации показано на фиг. 198 кривой R_c , где

$$R_c = R + R_W \text{ кг/мин.} \quad (114)$$

Ввиду того, что R представляет собой минутное поступление пара в камеру газификации в килограммах, за бесконечно малый промежуток времени dz элементарное поступление пара будет:

$$dG_R = R dz.$$

Тогда за весь период времени от 0 до z_0 поступление пара составит:

$$G_R = \int_0^{z_0} R dz. \quad (115)$$

Но этот интеграл в границах от 0 до z_0 по в логарифмической функции равен площади в системе координат R_c, z , ограниченной кривой $R = f(z)$ и осями R и z (см. фиг. 198). Планиметрирование этой площади даёт результат

$$G_R = \int_0^{120} R dz = 12,5 \text{ кг.}$$

Аналогичным способом находим, что гигроскопическая влага, поступающая в камеру вместе с чурками, составляет за период полного выжигания:

$$G_{W_{\min}} = \int_0^{z_0} R_W dz \text{ кг,} \quad (116)$$

а после планиметрирования

$$G_{W_{\min}} = \int_0^{120} R_W dz = 5,4 \text{ кг.}$$

Суммарное же поступление всей влаги за период выжигания (кроме воды Дюлонга) будет:

$$G_W = G_R + G_{W_{\min}}, \quad (117)$$

или

$$G_W = 12,5 + 5,4 = 17,9 \text{ кг.}$$

Но раньше было вычислено, что общее содержание гигроскопической влаги топлива перед началом работы $G_W = 18,3$ кг. Эта разница в 0,4 кг, или на 2,2%, получилась благодаря заниженному значению G_R , что объясняется допущенной заменой сложной функции

$$W = f(z)$$

линейной функцией (см. фиг. 194). Поэтому получилось некоторое уменьшение W , так как прямая, соединяющая точки W_{\min} и W_{\max} , проходит ниже действительной кривой изменения W по расстоянию h .

Если принять, что $G_W = 18,3$ кг, $G_{W_{\min}} = 5,4$ кг и $G_R = 12,9$ кг, то гигроскопическая влага топлива поступает в камеру газификации генератора ЗИС-13 (при $V_r = 90$ м³/час) в среднем по весу: в паровой фазе — 70,5%, в жидкой фазе — 29,5%.

В течение же всего выжигания это соотношение всё время меняется. В таблице 20 приведены цифры процентного содержания R_W по отношению к R_c .

Вернёмся к фиг. 198. Кривая $R_c = f(z)$ показывает, что действительное участие гигроскопической влаги топлива в газогенераторном процессе далеко не соответствует номинальной влажности топлива, загруженного в бункер. Только в самом начале в камеру поступают чурки с первоначальной влажностью. Затем наступает весьма быстрое обогащение водяным паром, достигающее в максимуме двойного количества против номинала. После этого происходит постепенное снижение поступления пара в камеру и в связи с этим обычно наблюдаемое улучшение качества генераторного газа.

В рассмотренном примере R_c означало минутное суммарное поступление гигроскопической влаги в камеру в килограммах. Удельное поступление гигроскопической влаги на 1 м³ газа будет:

$$e = 1000 \frac{R_c \cdot 60}{V_r} = 60000 \frac{R_c}{V_r}.$$

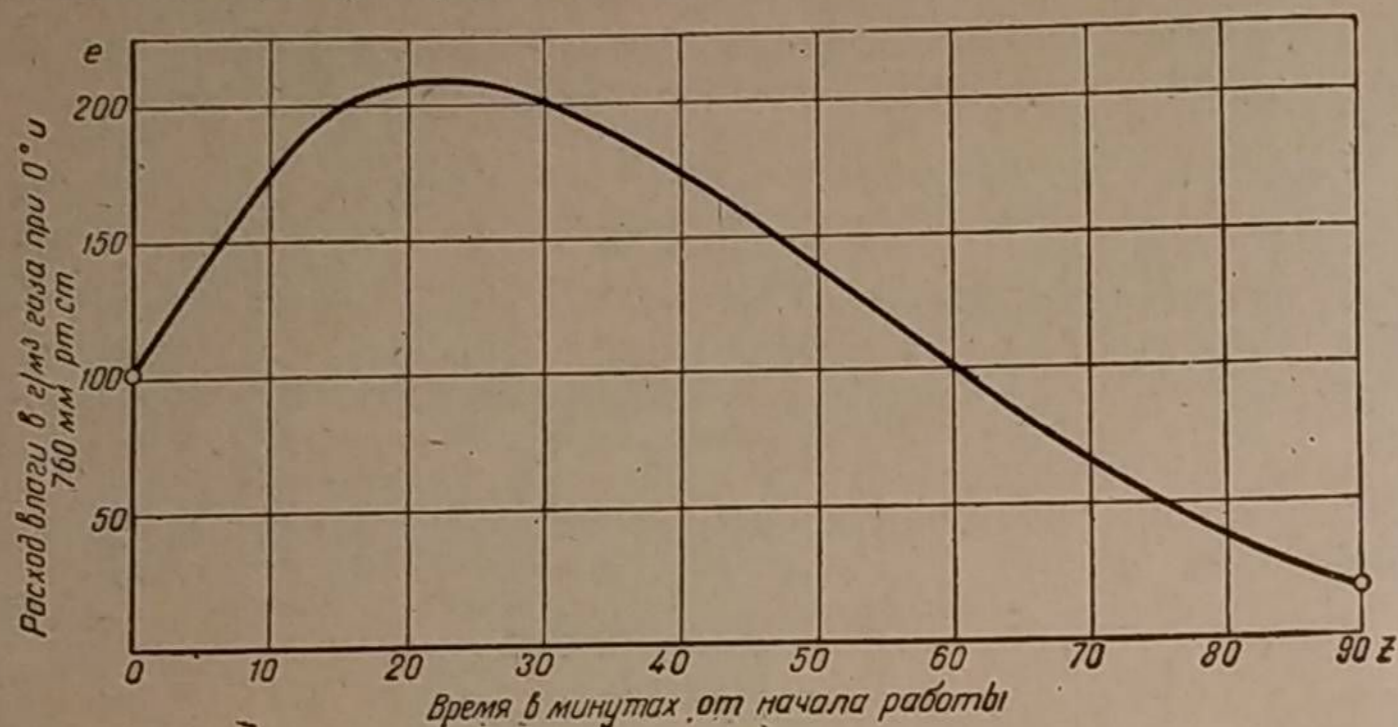
Итак,

$$e = 60\,000 \frac{R_c}{V_r} z / \text{м}^3. \quad (118)$$

Для нашего случая

$$e = \frac{60\,000}{90} R_c = 1\,500 R_c.$$

Эта величина построена графически на фиг. 199 в зависимости от времени работы газогенератора продолжительностью в полтора часа.



Фиг. 199. Поступление гигроскопической влаги из бункера в камеру газификации газогенератора ЗИС-13 в $g/\text{м}^3$ газа при $V_r = 90 \text{ м}^3/\text{час}$, если начальная влажность чурок $W_0 = 30\%$.

Таблица 20

Сводная таблица величин, характеризующих процесс испарения гигроскопической влаги топлива в бункере генератора «ЗИС-13» при $V_r = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ и $W_0 = 30\%$

z мин.	max м	W max	W min	W max - W min	φ	R кг/мин	R _W кг/мин	R _c = R + R _W кг/мин	Содержание R _W % к R _c	e поступление пара в камеру г/м³
0	1,350	0,3000	0,3000	0	0	0	0,1530	0,1530	100,0	102,0
5	1,294	0,2989	0,2930	0,0059	0,0046	0,0628	0,1495	0,2123	70,5	141,5
10	1,238	0,2952	0,2750	0,0202	0,0163	0,1174	0,1400	0,2574	54,5	172,0
20	1,126	0,2791	0,2195	0,0596	0,0530	0,1985	0,1120	0,3105	36,1	207,0
30	1,014	0,2524	0,1574	0,0950	0,0936	0,2180	0,0804	0,2984	26,9	199,0
40	0,902	0,2175	0,1032	0,1143	0,1269	0,2085	0,0526	0,2611	20,1	174,0
50	0,790	0,1743	0,0628	0,1115	0,1411	0,1755	0,0320	0,2075	15,4	138,5
60	0,678	0,1314	0,0360	0,0954	0,1405	0,1350	0,0183	0,1534	11,9	102,4
70	0,566	0,0878	0,0194	0,0684	0,1206	0,0905	0,0099	0,1004	9,8	67,0
80	0,454	0,0522	0,0097	0,0425	0,0935	0,0525	0,0050	0,0575	8,7	38,4
90	0,342	0,0261	0,0047	0,0214	0,0626	0,0242	0,0024	0,0266	9,0	17,7
100	0,230	0,0106	0,0020	0,0086	0,0374	0,0088	0,0010	0,0098	10,2	6,5
110	0,118	0,0031	0,0010	0,0021	0,0178	0,0025	0,0005	0,0030	16,6	2,0
120	0,000	0,0005	0,0004	0,0001	0	0	0	0	100,0	0

Построенная кривая по своему физическому смыслу должна быть сходна с кривой изменения влагосодержания в газе, так как в дровяном газогенераторе естественно ожидать связь между поступлением влаги в камеру газификации и содержанием её в газе, выходящем из генератора. Такая опытная кривая была представлена для экспериментального генератора на фиг. 30 и 31. Эти две кривые были получены на топливе с более низкой начальной влажностью ($W_0 = 11\%$ вместо 30%).

Менее резкое снижение влагосодержания x следует объяснить образованием в бункере воды Дюлонга, которое усиливается во второй половине выжига топлива вследствие более бурного течения реакций сухой перегонки древесины. В нашем же исследовании этот фактор не учитывался.

Общее протекание двух кривых

$$x = f(z) \quad \text{и} \quad e = F(z)$$

является весьма схожим.

РОЗЖИГ ГАЗОГЕНЕРАТОРА И ПУСК ДВИГАТЕЛЯ НА ГАЗЕ

1. РОЗЖИГ ГАЗОГЕНЕРАТОРА

Продолжительность розжига является одним из основных показателей всякой транспортной газогенераторной установки. Продолжительность розжига, помимо её прямого понятия, как времени пуска газогенератора, имеет еще одно существенное значение: в случае применения электровентилятора она непосредственно влияет на срок службы аккумуляторной батареи, которая зачастую выходит из строя при длительной работе мотора электровентилятора. Несмотря на это, мероприятия, улучшающие розжиг газогенератора, почти не освещены в литературе. Изучение этого вопроса показывает, что правильным решением можно заметно ускорить розжиг, повысив этим эксплуатационные свойства газогенераторных автомобилей и тракторов.

Процесс развития розжига можно разделить на три этапа, чередующихся один за другим.

Первый этап. Воспламенение частиц топлива, расположенного перед фурмой.

Второй этап. Распространение фронта горения потоком отсасываемых газов, повышение температуры сгорающего топлива и отвод некоторой доли тепла из зоны горения путём излучения.

Третий этап. Достижение некоторой массой топлива такой температуры, которая достаточна для удовлетворительного протекания газогенераторного процесса.

На длительность розжига, в основном зависящую от второго этапа, влияют следующие факторы:

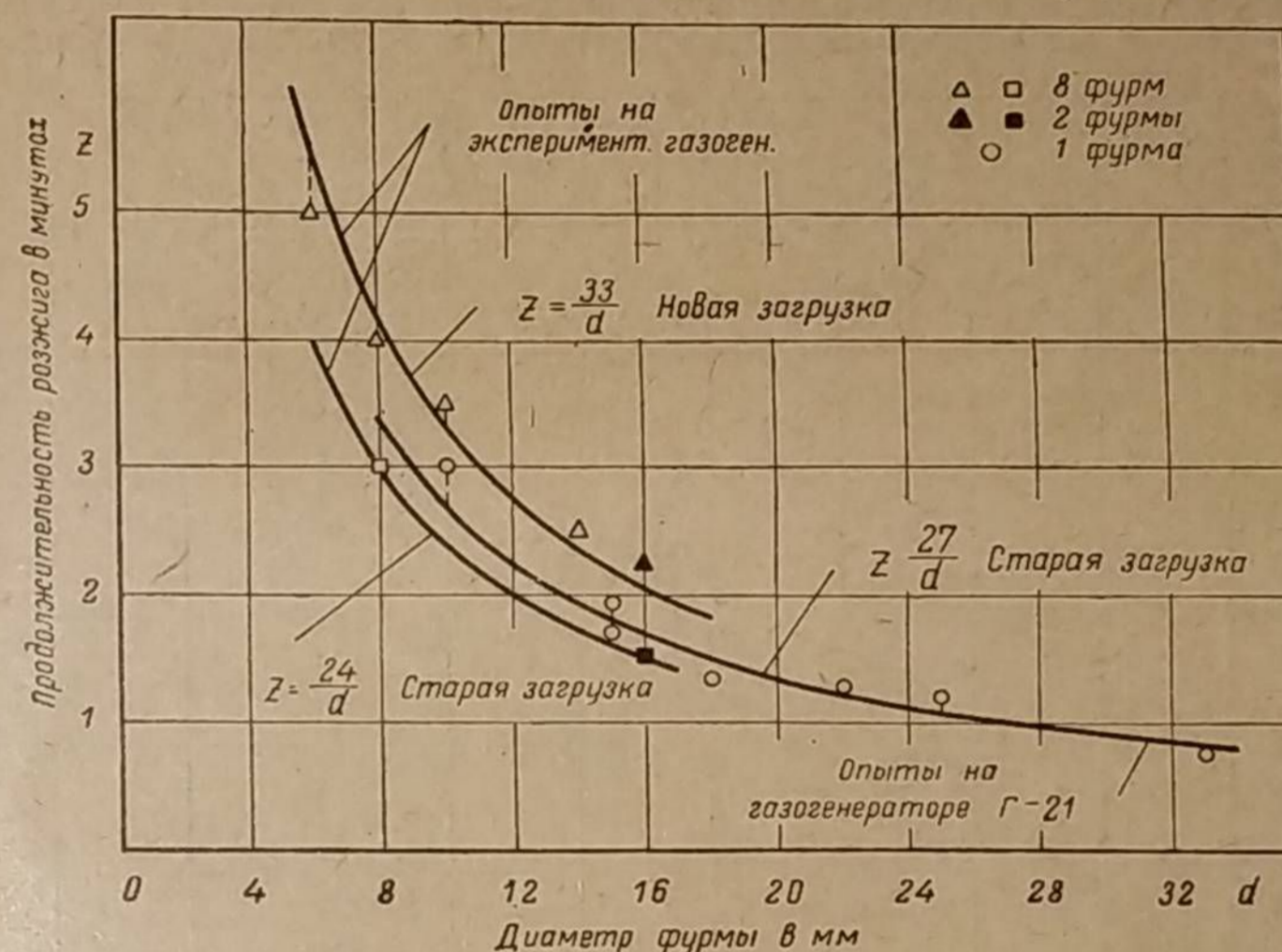
- 1) реакционная способность топлива и плотность его слоя (размер частиц угля);
- 2) гигроскопическая влажность топлива;
- 3) размер, число и расположение фурм;
- 4) расход газа, отсасываемого при розжиге.

Первые два фактора определяются специфическими качествами применяемого топлива. Несомненный интерес представляет влияние на продолжительность розжига двух других факторов, связанных с конструкцией газогенераторной установки.

1. Влияние диаметра, числа и расположения фурм

Если газогенератор имеет одну, две или несколько фурм, то независимо от их числа процесс газификации протекает у каждой фурмы самостоятельно. Это следует согласно тому, что процесс в основном завершается в непосред-

ственной близости от фурм¹. Поэтому, когда топливо воспламеняется одновременно у всех фурм, период его подготовки к газификации, определяемый временем нарастания температуры, будет одинаков для всех фурм и, конечно, не зависит от их числа при условии, что расход воздуха через каждую фурму не связан с числом фурм. Розжиг вентилятором приблизительно отвечает этому условию, потому что расход воздуха через каждую фурму определяется разрежением, создаваемым вентилятором, которое мало зависит от числа фурм и в основном определяется числом оборотов ротора вентилятора в минуту. Если же момент воспламенения топлива у всех фурм произошёл одновременно, то большее число фурм может только удлинить общий



Фиг. 200. Продолжительность розжига газогенератора в зависимости от диаметра фурм.

период розжига, потому что фурмы с запоздавшим воспламенением будут ухудшать качество газа, возникнувшего перед другими фурмами.

Расположение фурм в камере может заметно влиять на продолжительность розжига. Например, когда фурмы размещены в камере концентрированно (подвод воздуха через центральное сопло), то одновременное воспламенение топлива более вероятно. Кроме того, суммарная поверхность, отводящая тепло излучением, и количество этого тепла меньше по сравнению с расположением фурм на периферии камеры. Это приводит к более быстрому нарастанию температуры, сокращая продолжительность розжига.

При постоянном напоре дутья диаметр фурмы по мере его увеличения сказывается следующим образом:

1. Возрастает дальность струи воздуха; другими словами, скорость струи в слое топлива затухает медленнее; это ускоряет распространение фронта горения.

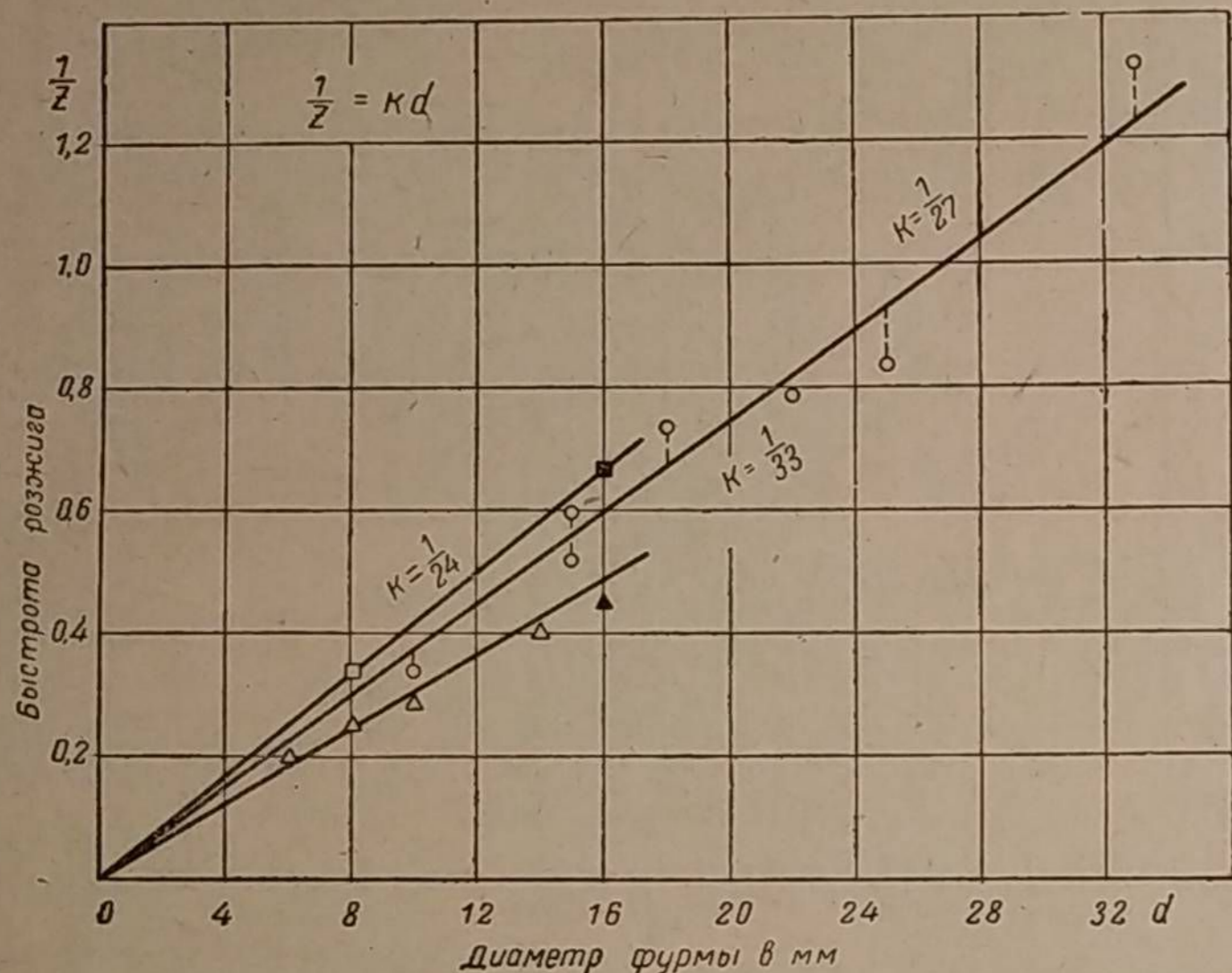
2. Уменьшаются относительные потери тепла, связанные с охлаждением воспламенённой массы топлива, так как поверхность, отводящая тепло, увеличивается медленнее, чем объём зоны сгорания. Это сокращает период нарастания температуры.

¹ См. главу 2.

Оба обстоятельства должны способствовать быстрому розжигу газогенератора.

На фиг. 200 по оси абсцисс отложен диаметр фурмы, а по оси ординат — продолжительность розжига в минутах. Первая серия опытов проводилась автором в НАТИ на экспериментальном газогенераторе при одинаковом разрежении. Переменными были как размеры диаметров фурм (от 6 до 16 мм), так и их число (2 и 8). Продолжительность розжига определялась по моменту первой вспышки в цилиндрах двигателя, который прокручивался от пендель-динамо.

Другая серия опытов, проведённая в НАТИ инж. Г. Г. Токаревым на однофурменном древесноугольном газогенераторе Г-21 типа «Гоеи-Пулен», характеризует розжиг вентилятором тоже при постоянном разрежении после



Фиг. 201. Быстрота розжига как функция диаметра фурмы.

газогенератора. Время розжига определялось здесь способностью газа гореть пламенем. В этих опытах газогенератор не перезаряжался.

Согласно фиг. 200 и в соответствии со сказанным выше, продолжительность розжига заметно уменьшается по мере увеличения диаметра фурмы.

Если теперь по оси ординат отложить быстроту розжига, т. е. величину, обратную его продолжительности (фиг. 201), то обнаружится чрезвычайно интересное обстоятельство. Опытные точки каждого испытания, несмотря на различное число фурм, располагаются вблизи прямой, проходящей через начало координат под углом, тангенс которого равен k . Следовательно, точки каждого испытания удовлетворяют уравнению

$$\frac{1}{z} = kd,$$

откуда продолжительность розжига

$$z = \frac{1}{kd},$$

или

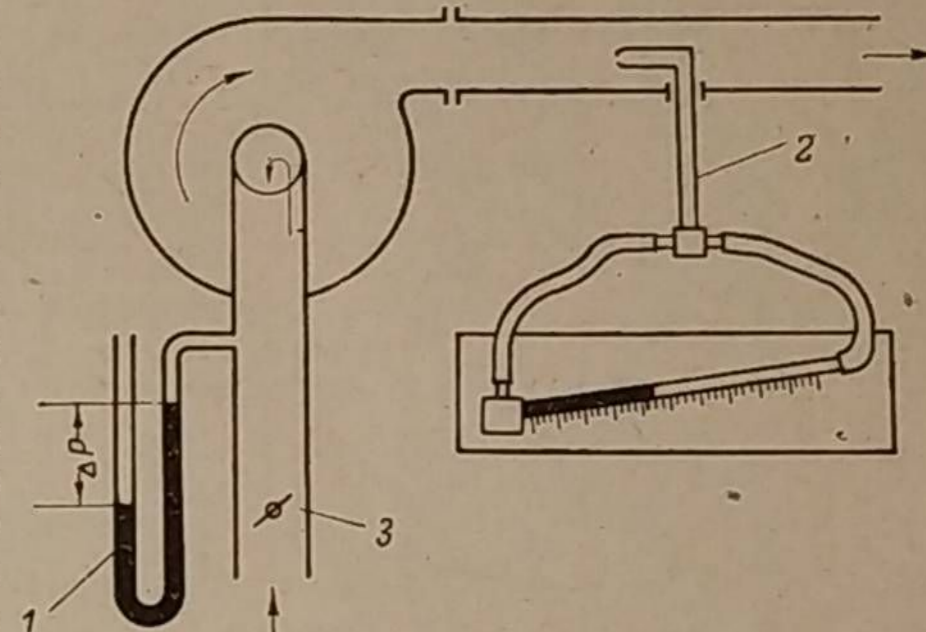
$$z = \frac{m}{d} \text{ мин.} \quad (119)$$

Этот эмпирически доказанный закон можно формулировать так: продолжительность розжига газогенератора не зависит от числа фурм и обратно пропорциональна их диаметру при одинаковом давлении воздушного дутья.

На фиг. 200 построены кривые, удовлетворяющие уравнению (119) — равнобокой гиперболы для частных случаев, когда m равняется 24, 27 и 33 мм/мин. Согласно нашим опытам, продолжительность повторного розжига на 25—30% меньше розжига свежезаправленного газогенератора, что можно объяснить меньшей влажностью угля и большей его раздробленностью, при которой реакционная поверхность угля увеличивается.

2. Розжиг газогенератора при помощи вентилятора

Чтобы установить расход газа, отсасываемого вентилятором при розжиге, не прибегая к непосредственному замеру этого расхода, необходимо знать характеристику вентилятора и сопротивление газогенераторной установки в том месте, где включён вентилятор. Характеристикой вентилятора называется кривая гидростатического перепада давлений, создаваемого вентилятором, в зависимости от расхода воздуха. Эта кривая обычно снимается при постоянном числе оборотов ротора путём постепенного дросселирования потока на входе или выходе (фиг. 202). Однако у электровентиляторов газогенераторных установок число оборотов ротора несколько меняется при дросселировании.



Фиг. 202. Расположение приборов при испытании вентилятора.

На фиг. 203 дана характеристика отечественного электровентилятора ВГ-497 при работе под напряжением 12 вольт. Этот вентилятор ставится на автомобилях ЗИС-21 и ГАЗ-42, причём на последнем он работает при напряжении 6 вольт. Характеристика вентилятора для такого напряжения дана на фиг. 204.

По мере сокращения расхода (за счёт дросселирования) работа, сообщаемая воздуху, уменьшается, и сопротивление вращению лопастей ослабевает; поэтому число оборотов n ротора увеличивается, а сила тока I уменьшается.

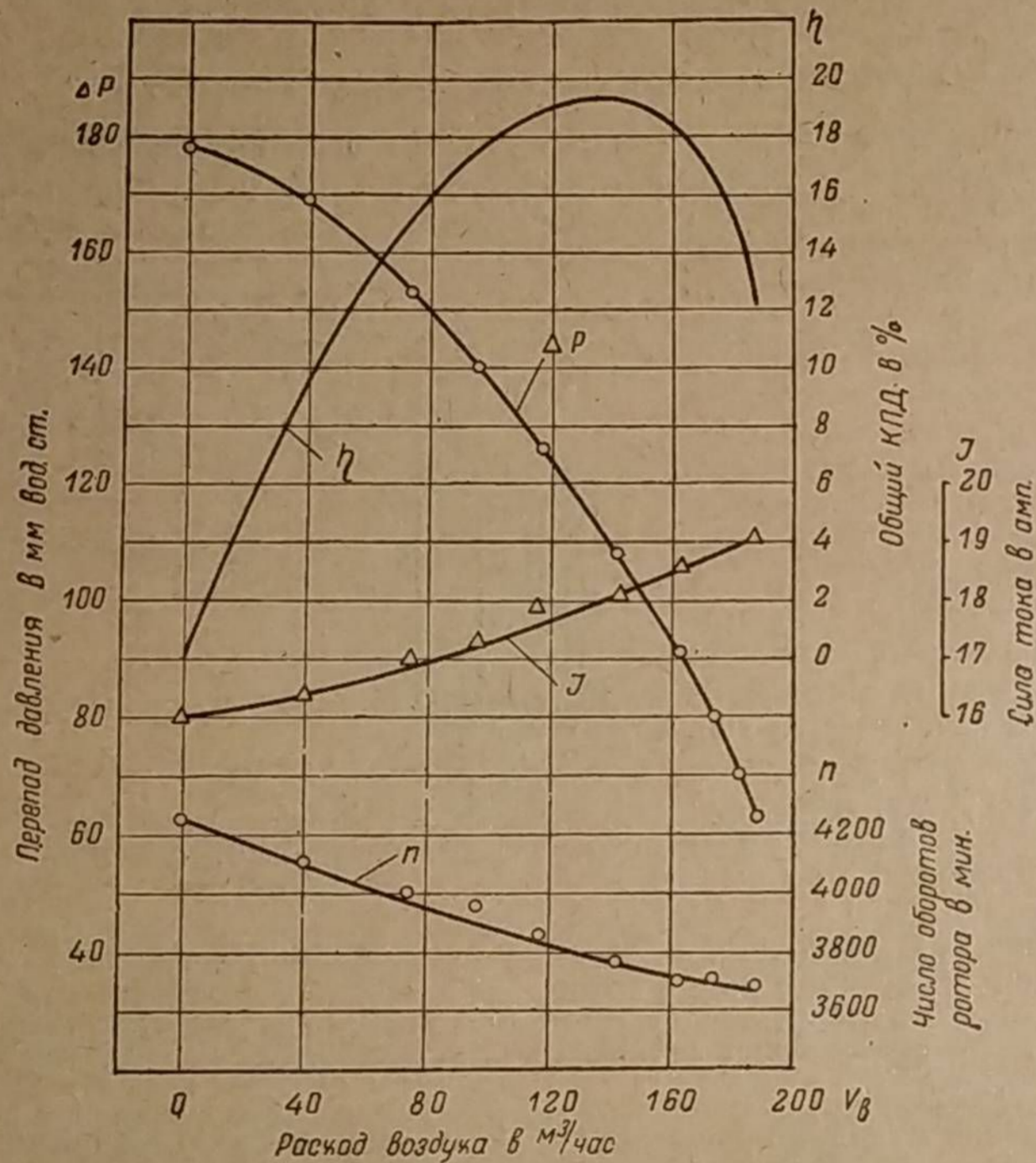
При дросселировании воздуха у входа в вентилятор разрежение Δp , замеряемое согласно фиг. 202, представляет собой сумму падений напоров, расходуемых на приобретение скорости (скоростной напор) и сопротивление дросселя. Таким образом, вся работа, совершаемая воздухом в единицу времени до входа в вентилятор, равна $\Delta p V_B$ кгм/час. Общий коэффициент полезного действия электровентилятора равен отношению полезной работы, совершаемой воздухом до входа в вентилятор, к затраченной электрической энергии, т. е.

$$\eta = \frac{\Delta p V_B}{367IV}, \quad (120)$$

где Δp — перепад давления в мм вод. ст. (или кг/м²);
 V_B — расход воздуха в м³/час;

I — сила тока в амперах;
 V — напряжение в вольтах;
 367 — переводной коэффициент ваттов в кгм/час.

Кривая к. п. д. также нанесена на диаграммы.
 Сопоставление двух характеристик для 6 и 12 вольт одного и того же вентилятора наглядно иллюстрирует известную из практики плохую работу вентилятора на автомобиле ГАЗ-42. Если при 12 вольтах $\Delta p_{\max} = 178$ мм и $\eta_{\max} \approx 19\%$, то при 6 вольтах $\Delta p_{\max} = 38$ мм, а $\eta_{\max} = 7\%$.



Фиг. 203. Характеристика вентилятора ВГ-197 при работе от аккумулятора напряжением 12 вольт (автомобиль ЗИС-21).

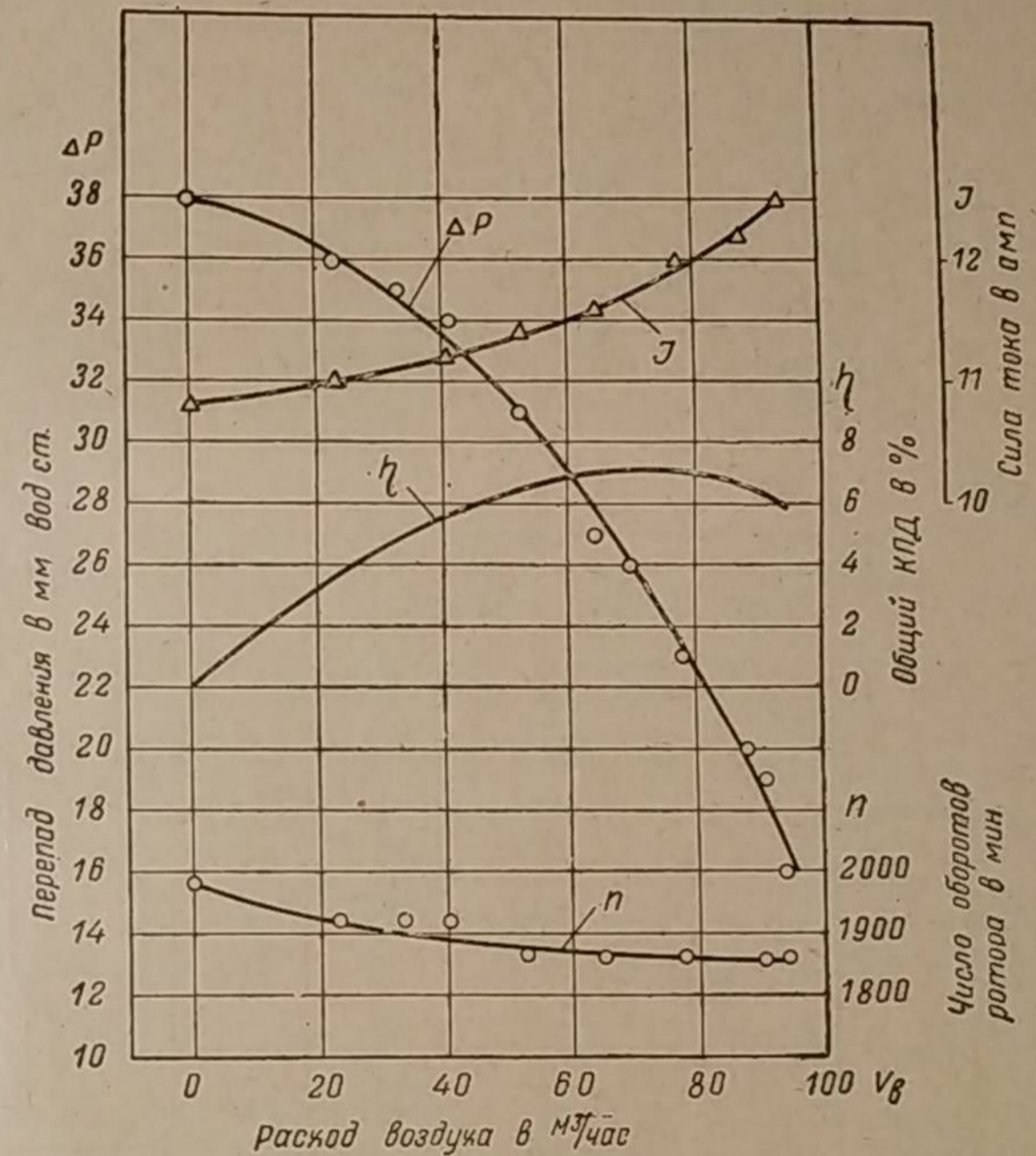
Приведённые характеристики охватывают весь диапазон возможной работы вентилятора от $V_B = 0$, до его максимального значения, соответствующего полностью открытому отверстию для входа воздуха.

Один и тот же вентилятор может отсасывать различное количество газа, судя по тому, в каком месте газогенераторной установки он смонтирован. В этом легко убедиться, обратившись к фиг. 205. Действительный расход воздуха определяется точкой пересечения характеристики вентилятора с кривыми разрежения h в различных местах газогенераторной установки. Чем ближе к газогенератору, тем выше протекает кривая $h = f(V_B)$ и тем больше абсцисса V_B точки пересечения этой кривой с характеристикой вентилятора. Так, для газогенераторной установки ЗИС-21 (фиг. 205) имеем следующие расходы воздуха:

- а) если вентилятор включён перед смесителем, $V_B = 53$ м³/час;
- б) если вентилятор включён после 3 грубых очистителей, $V_B = 63$ м³/час;
- в) если вентилятор включён после газогенератора, $V_B = 80$ м³/час.

Поэтому практикуемое ныне расположение вентилятора перед смесителем в отношении интенсивности розжига нельзя признать правильным. Такое расположение (фиг. 206) можно оправдать лишь тем, что при нём заполнение газом всей системы до смесителя достигается без усложнения схемы.

Расположение вентилятора на выходе газа из газогенератора, при котором продолжительность розжига меньше, схематически показано на фиг. 207.



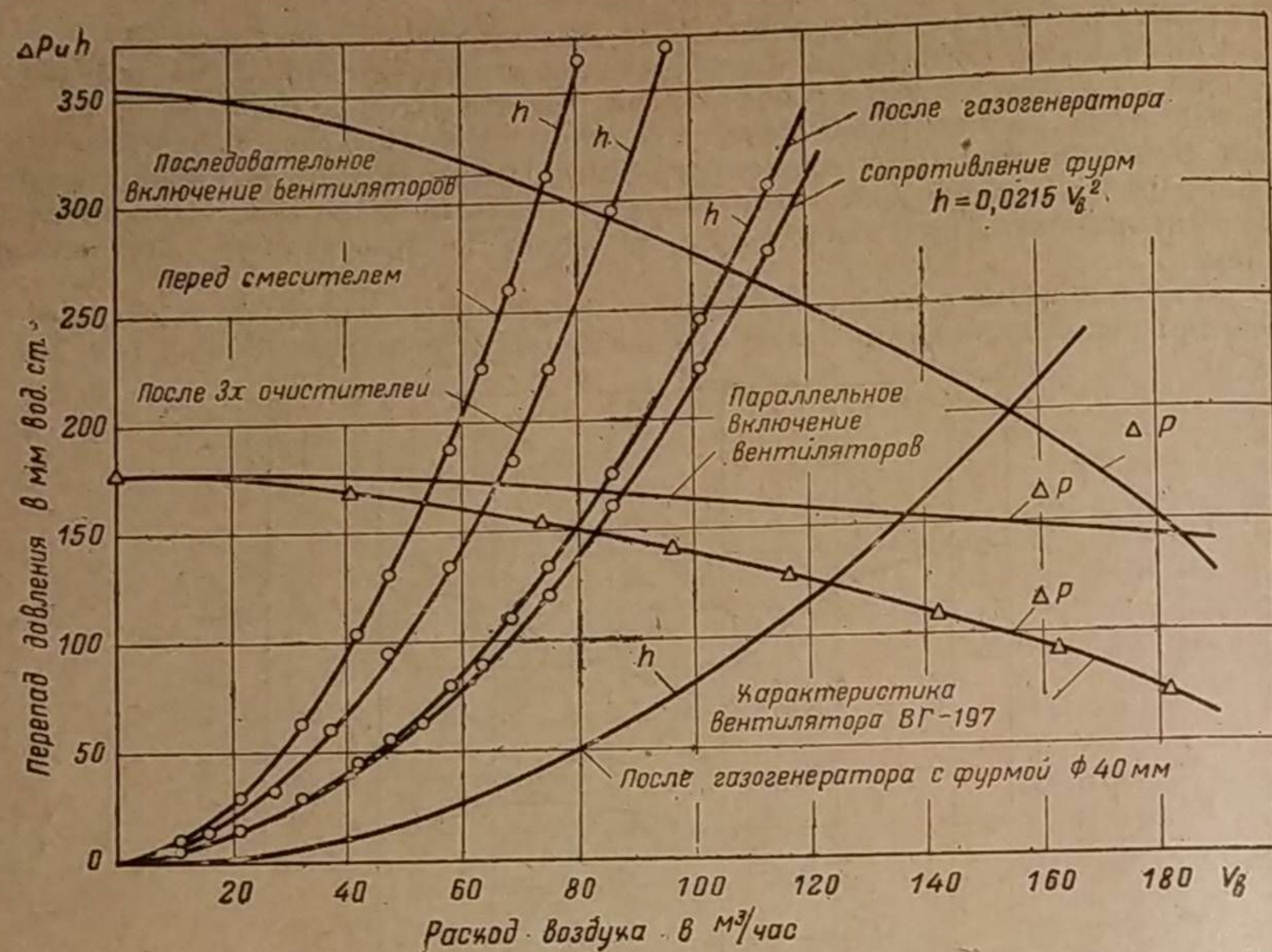
Фиг. 204. Характеристика вентилятора ВГ-197 при работе от аккумулятора напряжением 6 вольт (автомобиль ГАЗ-42).

Здесь при розжиге дроссель 1 закрыт, а клапан 2 открыт. Когда газ становится удовлетворительного качества, клапан 2 закрывают, и газ через обводную трубу 3 заполняет всю систему, выходя из смесителя через дроссель 4. При пуске двигателя дроссель 1 полностью открывают. Такая схема была осуществлена на легковом автомобиле М-1 и оправдала себя.

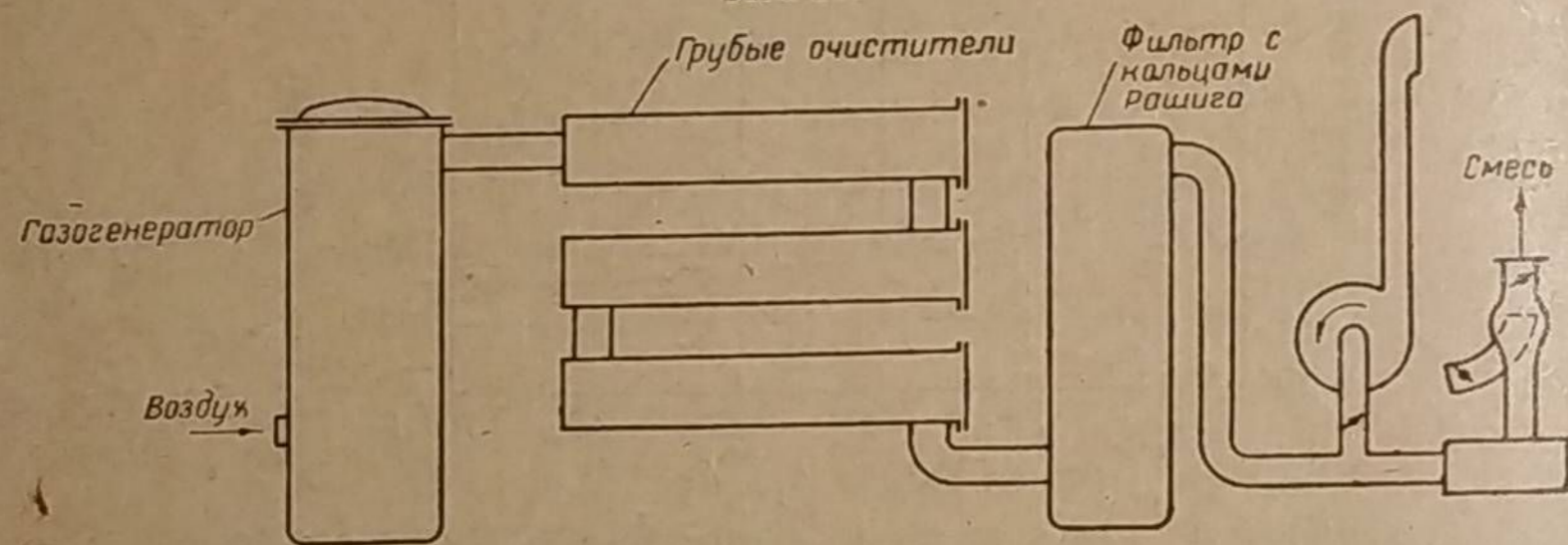
Фиг. 205 показывает, что сопротивление газогенератора, в основном, определяется сопротивлением его фурм, которое у газогенератора ЗИС-21 при 10 фурмах диаметром 9,2 мм следует уравнению

$$h = 0,0215 V_B^2.$$

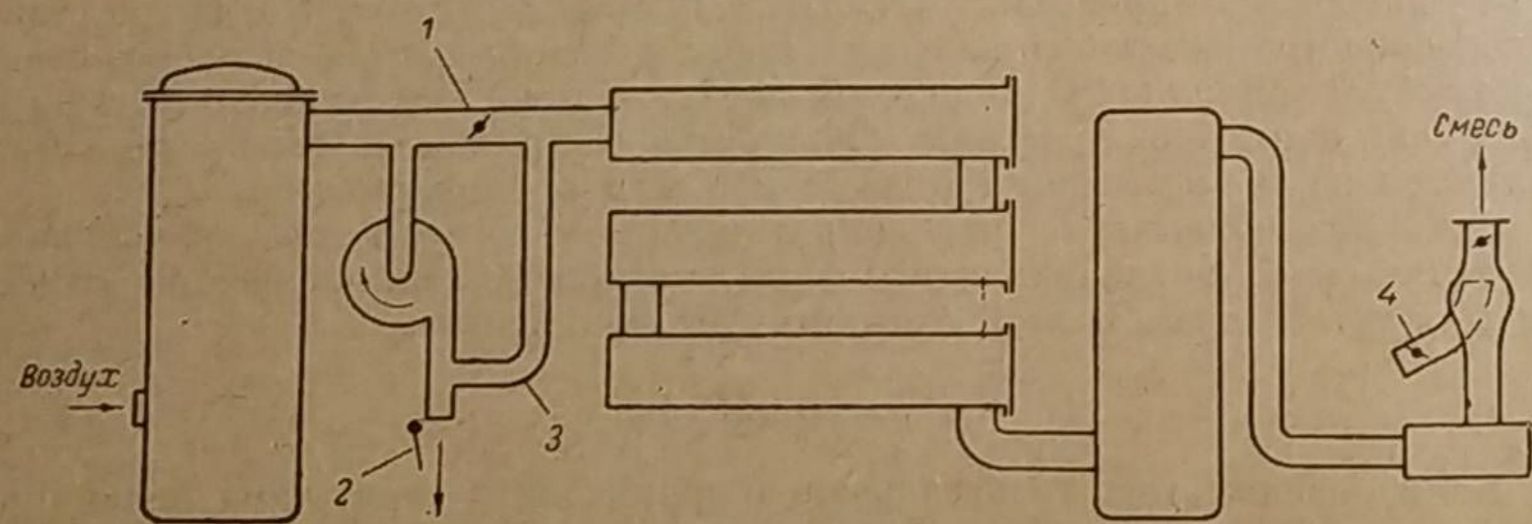
Если розжиг этого газогенератора производить через одну специально устроенную фурму большого диаметра, например, 40 мм (фиг. 208), то скорость воздуха уменьшится обратно пропорционально увеличению площади



Фиг. 205. Производительность вентилятора, включённого в газогенераторную установку ЗИС-21.



Фиг. 206. Схема газогенераторной установки ЗИС-21 с вентилятором, включённым перед смесителем.



Фиг. 207. Схема включения вентилятора после газогенератора.

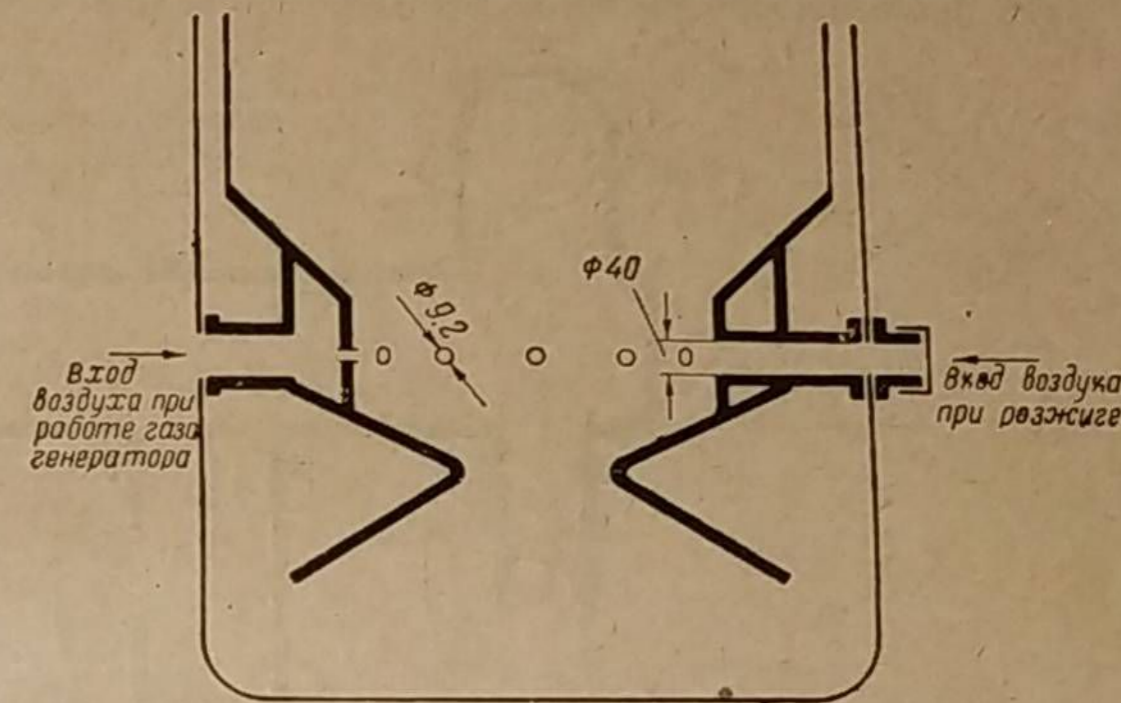
отверстия фурмы, а сопротивление фурмы — пропорционально квадрату скорости и будет равно

$$h = \left[\frac{10 \cdot 9,2^2}{40^2} \right]^2 \cdot 0,0215 V_B^2 = 0,006 V_B^2.$$

Кривая сопротивления газогенератора с такой фурмой показывает (см. фиг. 205) расход воздуха $V_B = 123 \text{ м}^3/\text{час}$, т. е. увеличение против обычного в 2,3 раза $\left(\frac{123}{53}\right)$. Следует учесть, что применение при розжиге фурмы увеличенного диаметра должно значительно сократить продолжительность розжига, поскольку последняя обратно пропорциональна диаметру фурмы.

Повышение расхода отсасываемого газа можно достигнуть также иным путём, если применить два вентилятора, которые включить в схему параллельно или последовательно. В первом случае перепады давлений Δp . На фиг. 205 нанесены суммарные характеристики двух вентиляторов при обоих способах включения. Точки пересечения этих характеристик с кривыми разрежения газогенераторной установки ЗИС-21 показывают, что последовательное соединение в смысле увеличения расхода V_B выгоднее параллельного. Применение двух вентиляторов хотя и увеличивает расход отсасываемого газа, но при этом расходуется вдвое больше электроэнергии, что существенно уменьшает достоинство этого способа, когда мотор вентилятора работает от аккумуляторной батареи.

Фиг. 208. Камера с фурмой увеличенного диаметра для розжига.



3. Розжиг газогенератора при помощи двигателя

Способ розжига газогенератора двигателем известен как паллиативная мера, вызванная отсутствием электровентилятора или истощением аккумуляторной батареи¹. Сущность его заключается в следующем.

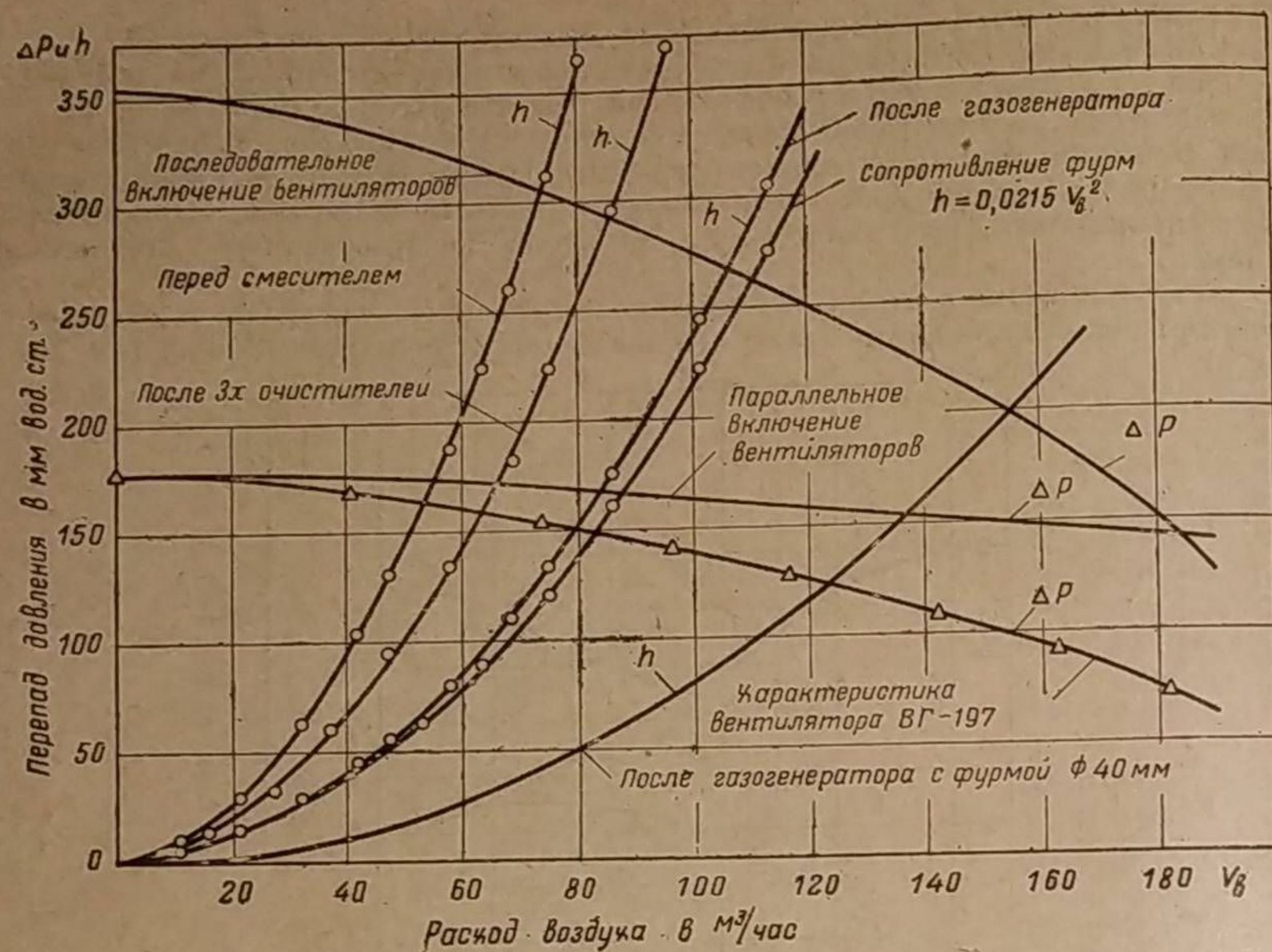
Двигатель заводят на бензине с отключённым смесителем и после некоторого прогрева дают валу разгон до высоких оборотов — 1500—1800 в минуту, после чего быстро закрывают дроссель карбюратора и открывают дроссель смесителя при закрытой воздушной заслонке.

Вращение вала, продолжающееся по инерции, используется для отсоса газа до тех пор, пока обороты не снизятся. Далее, путём обратного переключения заслонок, двигатель переводят на бензин и повторяют разгон с переходом на газ. Эти чередующиеся один за другим переходы продолжаются от 5 до 10 минут, после чего газ приобретает способность гореть.

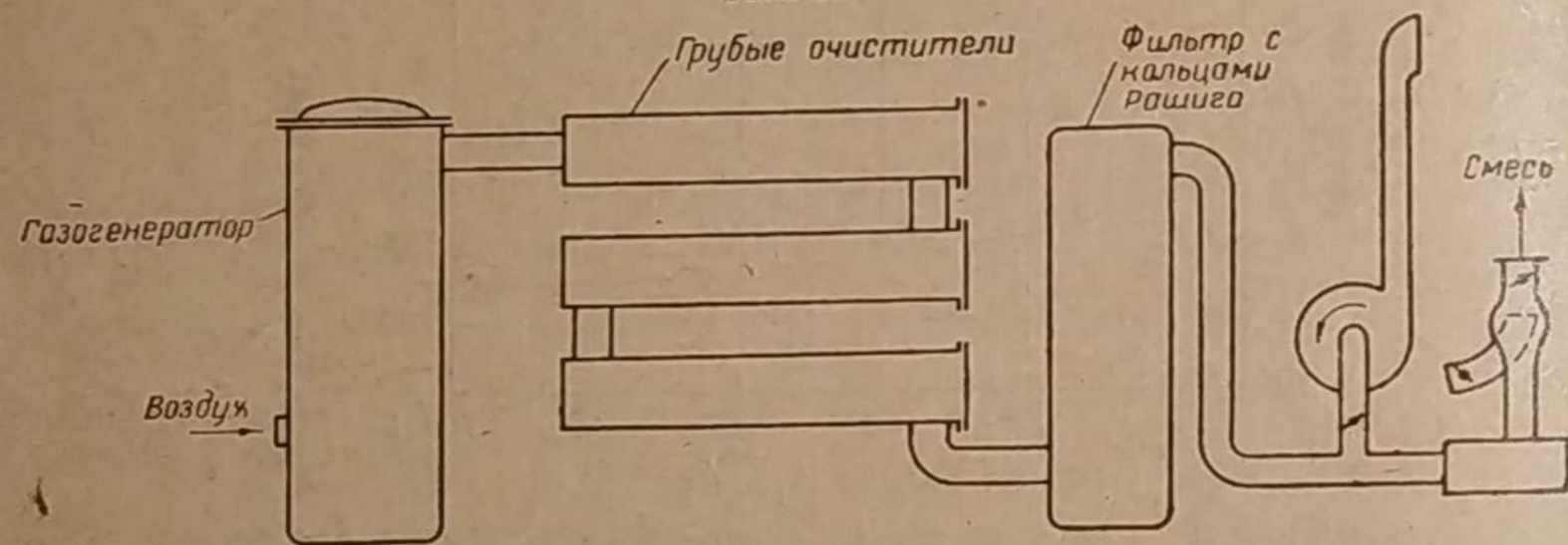
Описанный способ имеет следующие недостатки:

1) высокие обороты вала двигателя, который часто в эксплуатации недостаточно прогревают;

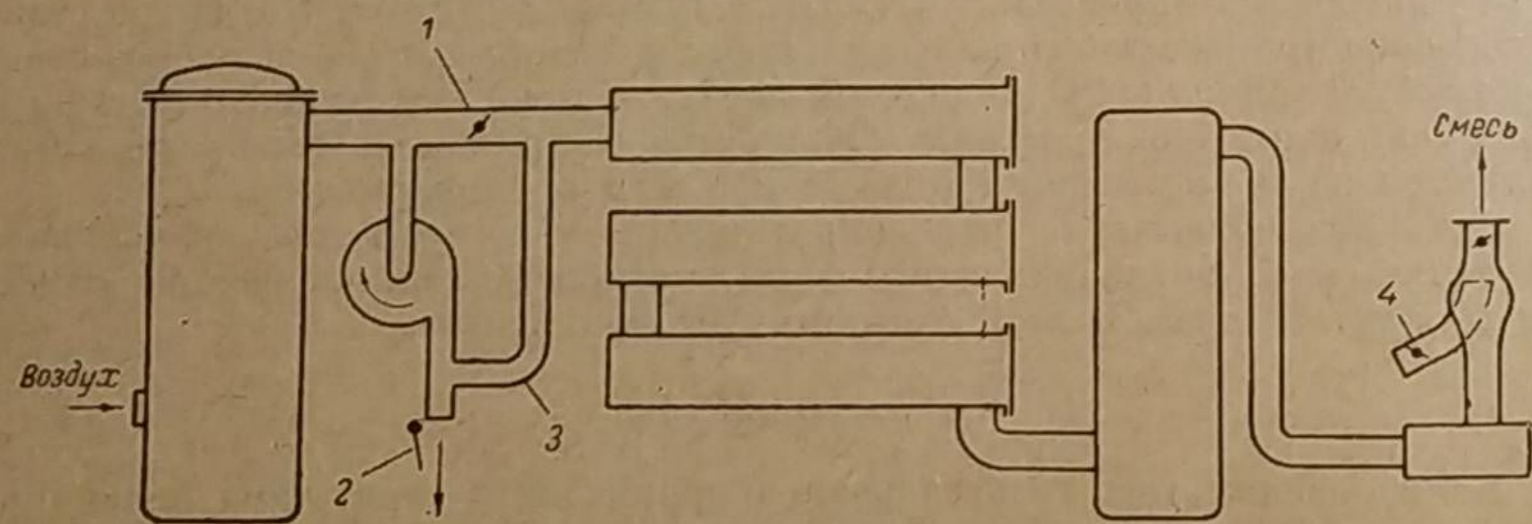
¹ Вентиляторы с ручными приводами не получили широкого распространения, так как газ удовлетворительного качества удаётся получить только при непрерывном вращении рукоятки, что крайне утомительно для обслуживающего персонала.



Фиг. 205. Производительность вентилятора, включённого в газогенераторную установку ЗИС-21.



Фиг. 206. Схема газогенераторной установки ЗИС-21 с вентилятором, включённым перед смесителем.



Фиг. 207. Схема включения вентилятора после газогенератора.

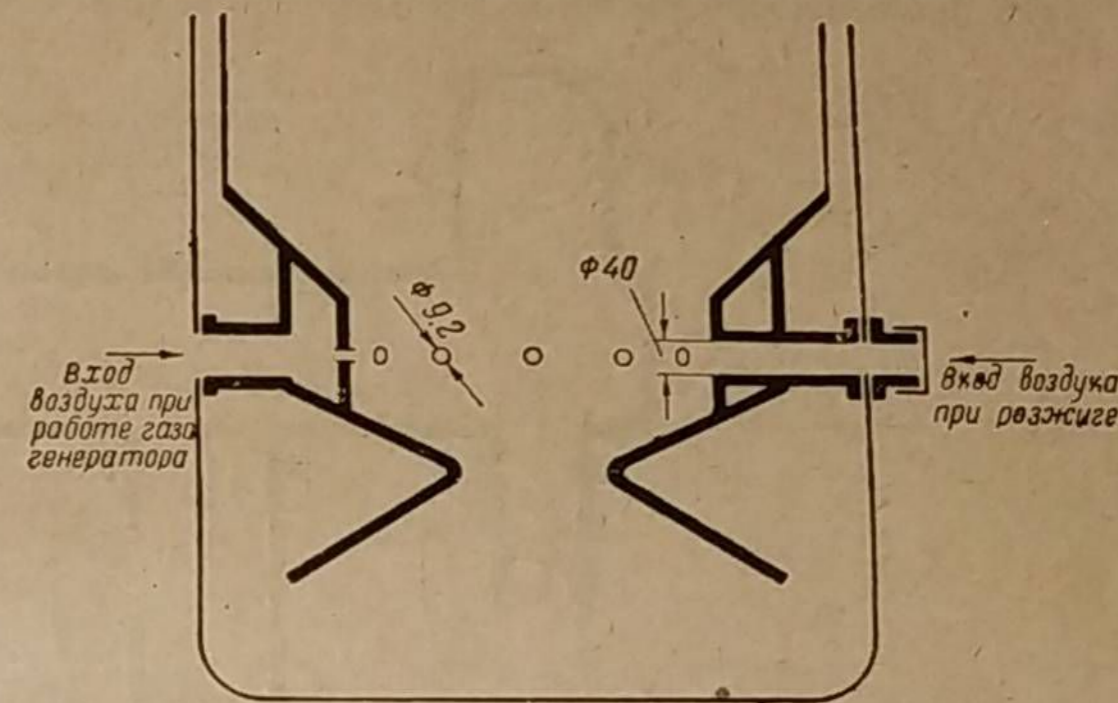
отверстия фурмы, а сопротивление фурмы — пропорционально квадрату скорости и будет равно

$$h = \left[\frac{10 \cdot 9,2^2}{40^2} \right]^2 \cdot 0,0215 V_B^2 = 0,006 V_B^2.$$

Кривая сопротивления газогенератора с такой фурмой показывает (см. фиг. 205) расход воздуха $V_B = 123 \text{ м}^3/\text{час}$, т. е. увеличение против обычного в 2,3 раза $\left(\frac{123}{53}\right)$. Следует учесть, что применение при розжиге фурмы увеличенного диаметра должно значительно сократить продолжительность розжига, поскольку последняя обратно пропорциональна диаметру фурмы.

Повышение расхода отсасываемого газа можно достигнуть также иным путём, если применить два вентилятора, которые включить в схему параллельно или последовательно. В первом случае перепады давлений Δp . На фиг. 205 нанесены суммарные характеристики двух вентиляторов при обоих способах включения. Точки пересечения этих характеристик с кривыми разрежения газогенераторной установки ЗИС-21 показывают, что последовательное соединение в смысле увеличения расхода V_B выгоднее параллельного. Применение двух вентиляторов хотя и увеличивает расход отсасываемого газа, но при этом расходуется вдвое больше электроэнергии, что существенно уменьшает достоинство этого способа, когда мотор вентилятора работает от аккумуляторной батареи.

Фиг. 208. Камера с фурмой увеличенного диаметра для розжига.



3. Розжиг газогенератора при помощи двигателя

Способ розжига газогенератора двигателем известен как паллиативная мера, вызванная отсутствием электровентилятора или истощением аккумуляторной батареи¹. Сущность его заключается в следующем.

Двигатель заводят на бензине с отключённым смесителем и после некоторого прогрева дают валу разгон до высоких оборотов — 1500—1800 в минуту, после чего быстро закрывают дроссель карбюратора и открывают дроссель смесителя при закрытой воздушной заслонке.

Вращение вала, продолжающееся по инерции, используется для отсоса газа до тех пор, пока обороты не снизятся. Далее, путём обратного переключения заслонок, двигатель переводят на бензин и повторяют разгон с переходом на газ. Эти чередующиеся один за другим переходы продолжаются от 5 до 10 минут, после чего газ приобретает способность гореть.

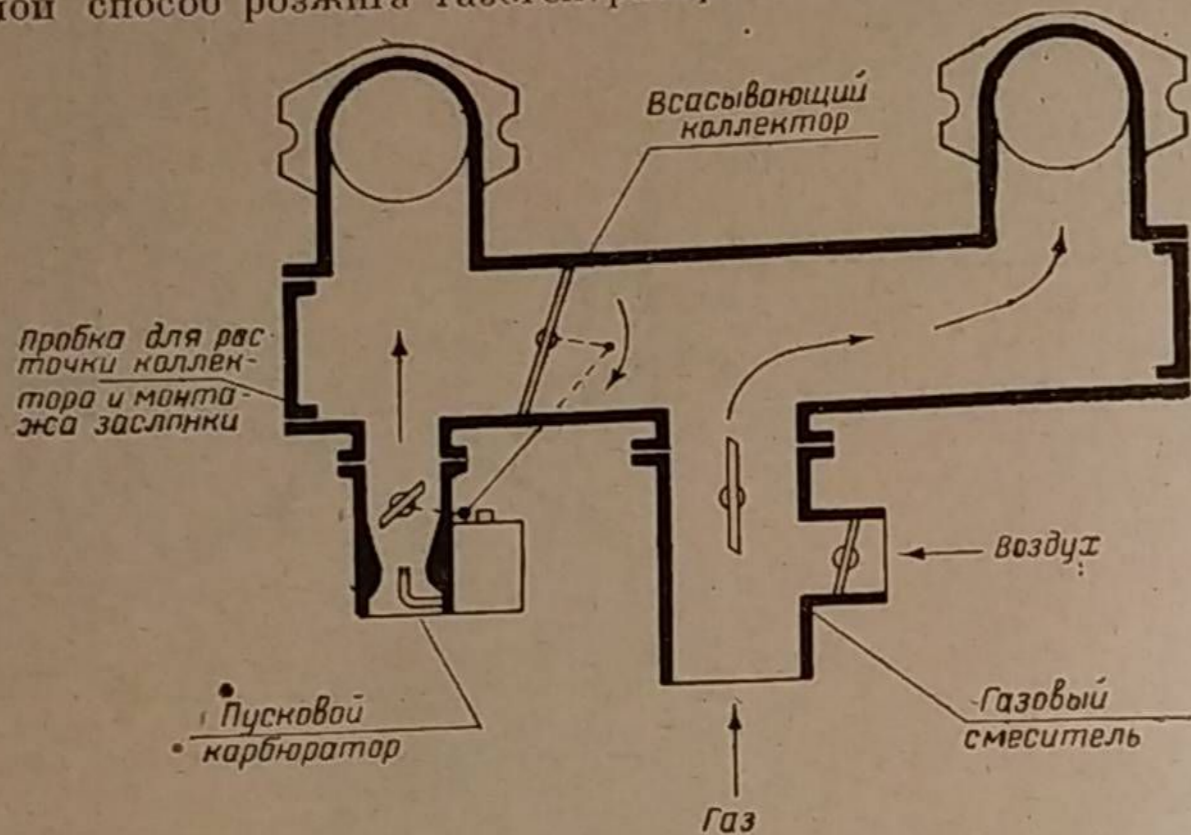
Описанный способ имеет следующие недостатки:

1) высокие обороты вала двигателя, который часто в эксплуатации недостаточно прогревают;

¹ Вентиляторы с ручными приводами не получили широкого распространения, так как газ удовлетворительного качества удаётся получить только при непрерывном вращении рукоятки, что крайне утомительно для обслуживающего персонала.

- 2) детонация двигателя, имеющая место при резком переходе на бензин;
- 3) пережог бензина, вызванный непостоянством коэффициента избытка воздуха и нарушением карбюрации из-за частых отключений, разгонов и смещения с газовойоздушной смесью;
- 4) прерывистый отсос газа из газогенератора и, следовательно, периодическое остывание реакционного слоя топлива перед фурмами.

Преимущество этого способа заключается в относительно быстром розжиге по сравнению с электровентилятором. Автором в 1942 г. был предложен иной способ розжига газогенератора двигателем.



Фиг. 209. Схема раздельного питания двигателя.

Специально изготовленный всасывающий коллектор имеет дроссельную заслонку, разделяющую правую часть коллектора от левой (фиг. 209). Карбюратор присоединён к левой части, смеситель — к центральной.

После пуска двигателя на бензине заслонка коллектора плотно закрывается, и работа продолжается при малых оборотах на двух левых цилиндрах (в случае четырёхцилиндрового двигателя). Два других цилиндра работают как насос. Отбор газа соответствует расходу при нормальной работе на четырёх цилиндрах, так как воздушная заслонка при этом закрыта, а дроссель смеси открыт полностью.

Пригодность газа устанавливается постепенным открытием воздушной заслонки и началом работы на газе двух других цилиндров. Полный переход на газ будет после открытия заслонки всасывающего коллектора с одновременным отключением карбюратора.

Этот способ розжига имеет следующие преимущества:

- 1) низкие обороты вала двигателя при розжиге газогенератора;
- 2) полное отсутствие детонации;
- 3) непрерывный отсос газа;
- 4) пониженный расход бензина из-за устойчивой работы карбюратора и малых оборотов вала двигателя.

Недостатком является усложнение конструкции всасывающего коллектора.

II. ПУСК ДВИГАТЕЛЯ НА ГАЗЕ

Пуск двигателя на газе, без применения бензина, уже практикуется в эксплуатации современных газогенераторных автомобилей. Однако в настоящее время он ещё не является достаточно надёжным, в силу чего в целом

ряде автохозяйств для этой цели применяют бензин. Из-за ненадёжного пуска на газе, а зачастую и по причине недостаточной подготовки водительских кадров или плохой материальной части выигрывает от эксплуатации газогенераторных автомобилей в значительной степени уменьшается высоким расходом бензина.

Несомненно, что в процессе усовершенствования газогенераторных установок должна быть разрешена задача надёжного пуска двигателя на газе без применения для этой цели бензина.

Успешный пуск двигателя на газе зависит от многих причин. Основными из них являются:

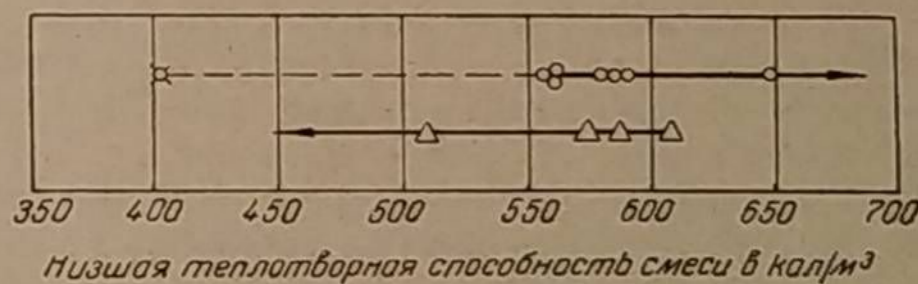
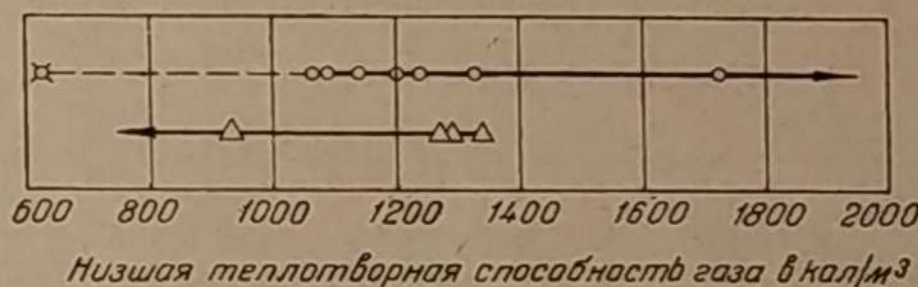
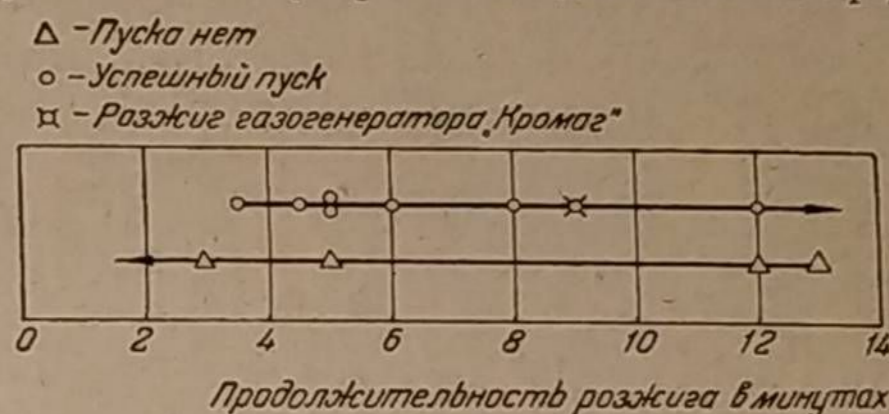
- 1) качество химического состава газа, поступающего в смеситель;
- 2) качество приготовления газовойоздушной смеси;
- 3) состояние двигателя (его компрессия, оптимум опережения зажигания, интенсивность искрового разряда, который ослабевает при повышении степени сжатия, скорость прокручивания стартером вала двигателя и пр.).

Условия, изложенные в последнем пункте, общеизвестны и поэтому не требуют особых разъяснений. Условия, указанные в первых двух пунктах, рассмотрим для случаев: когда пуск двигателя производится после розжига холодного газогенератора и когда пуск двигателя происходит при разогревом газогенератора.

1. Пуск двигателя после розжига холодного газогенератора

Розжиг газогенератора подробно разобран в разделе I — Розжиг газогенератора этой же главы и в главе 1 — Непостоянство газогенераторного процесса.

Здесь мы только напомним, что при розжиге происходит постепенное изменение химического состава газа и его теплотворности, причём наступает такой момент, когда состав газа удовлетворяет пуску двигателя. Пуск становится возможным, если энергия сгорания газовойоздушной смеси окажется достаточной для того, чтобы сообщить валу двигателя необходимое ускорение. Пригодность газа для пуска двигателя оценивается его способностью гореть нетухнущим пламенем при выходе из какого-либо патрубка со скоростью не ниже определённого предела, т. е. при истечении газа под напором, превышающим заданную величину.



Фиг. 210. Пограничные условия пуска двигателя на газе.

По данным Шлепфер и Тоблера [1] в таблице 21 приведены продолжительность розжига и составы генераторного газа, полученного из дров, в период розжига газогенераторов «Дейтц», «Имберт» и «Кромаг», причём указано, в каких случаях двигатель пускался на газе и в каких пуск был невозможен. Чтобы установить признаки пригодности газа, на фиг. 21 нанесены точки успешных и неудачных пусков в зависимости от продолжительности розжига газогенератора, теплотворности газа и газозоудной смеси и в зависимости от суммы горючих компонентов газа $CO + H_2 + CH_4$.

Таблица 21

Состав генераторного газа, полученного из дров, при пуске на нём двигателя

Газогенератор	Продолжительность розжига в минутах	Запуск двигателя	Состав газа (в процентах по объёму)						Изначальная теплотворность газа в $кал/м^3$	Необходимое количество воздуха в $м^3/м^3$	Изначальная теплотворность смеси в $кал/м^3$
			CO_2	C_mH_n	CO	H_2	CH_4	N_2			
«Дейтц»	3,0	Нет	10,9	0,2	17,2	9,1	1,5	67,1	925	0,81	509
	12,0	Да	9,5	0,2	23,2	12,4	2,0	52,7	1 236	1,03	594
	3,5	»	10,2	0,3	26,0	10,5	1,5	56,9	1 085	0,95	558
«Имберт»	5,0	Да	18,3	1,3	14,9	9,2	4,3	52,0	1 326	1,26	585
	5,0	Нет	17,4	1,9	13,7	7,6	3,1	56,3	1 270	1,21	575
	8,0	Да	17,8	2,3	16,7	11,0	5,3	46,9	1 721	1,66	648
	12,0	Нет	18,0	1,0	15,2	7,6	4,3	53,9	1 335	1,27	588
	13,0	»	17,0	1,1	14,8	8,7	3,5	55,0	1 280	1,11	607
	4,5	Да	11,2	0,2	19,6	13,8	2,4	52,8	1 198	1,07	579
	6,0	»	11,3	0,6	15,7	13,9	2,1	56,4	1 137	1,03	559
	5,0	»	8,9	0,2	22,0	10,2	1,2	57,5	1 074	0,92	559
«Кромаг»	9,0	Да	15,5	0,3	10,1	7,5	0,7	65,9	625	0,55	401

Согласно такому построению точек следует:

- 1) в интервале розжига от $3\frac{1}{2}$ до 13 минут двигатель можно пустить на газе, но не всегда;
- 2) если исключить одну выпавшую точку по газогенератору «Кромаг», то в интервале теплотворности газа от 1 074 до 1 335 $кал/м^3$ и в интервале теплотворности газозоудной смеси от 558 до 607 $кал/м^3$ двигатель можно пустить на газе, но тоже не всегда;
- 3) только нижний график показывает, что при сумме горючих компонентов выше 28% двигатель пускается, а при сумме ниже 28% пуск становится невозможным.

Основным условием получения пригодного газа является интенсивный розжиг газогенератора. Можно разжечь древесный газогенератор и пустить двигатель на газе всего лишь через одну-полторы минуты, если отсос газа производить, прокручивая двигатель на стенде с закрытой воздушной заслонкой смесителя, когда расход газа больше, чем при максимальной мощности. Согласно таблице 22, во всех случаях, когда на автомобиле ГАЗ электро-вентилятор работал от аккумулятора в 12 вольт вместо 6, при 4 000 $об/мин$ вместо 2 000, время пуска двигателя на газе сокращалось примерно вдвое.

Если розжиг газогенератора производится вяло, то топливо, находящееся в бункере, прогревается раньше появления пригодного газа и выделяет пары гигроскопической влаги, которые понижают температуру реакционного слоя и парализуют газогенераторный процесс. Поднять температуру в камере газификации после вялого розжига весьма трудно даже двигателем, работающим на бензине. Это одна из причин перерасхода норм бензина.

Таблица 22

Продолжительность розжига автомобильных газогенераторов и общее время пуска двигателей до момента устойчивой работы на газе (средние значения)

Вид топлива	Двигатель	Газогенератор	Формы газогенератора		Способ розжига	Напряжение тока, питающего вентилятор розжига, в вольтах	Время розжига генератора в минутах	Общее время пуска двигателя в минутах	Примечание
			число	диаметр в мм					
Дрова — чурки берёзовые То же » »	ГАЗ-А	НАТИ-Г14	10	8	5,0	6	8,3	9,9	Обр. 1937 г. 1) 1) 1)
	ГАЗ-42	НАТИ-Г13	10	8	5,0	6	12,2	14,2	
	ЗИС-21	ЗИС-21 НАТИ-Г12	5 10	11 9,2	4,7 6,7	12	5,3 7,9	6,0 9,0	
Древесный уголь То же » »	ЗИС-13	«Панар-Левассор»	1	18	200,0	12	7,5	8,0	2) 3) 3) 3)
	ГАЗ-А	«Гоен-Пулен»	1	20	2,5	6	6,8	9,2	
	»	НАТИ-Г15	1	18	3,1	6	1,4	1,5	
	»	НАТИ-Г21	1	25	2,5	12	3,5	4,0	
Древесно-угольные брикеты ЦНИЛХИ »	ГАЗ-42	НАТИ-Г21-А2	1	18	2,5	6	2,9	3,6	1) 1) 1)
	»	»	1	18	2,5	6	1,3	2,2	
	»	»	1	25	4,9	12	2,4	3,0	
Антрацит » » » »	ГАЗ-42	УЛ-8	Нет	—	—	12	1,6	1,8	2) 3) 3) 3)
	»	НАТИ-Г21-А	1	18	2,5	6	3,2	3,4	
	»	НАТИ-Г23-А	1	25	4,9	12	6,4	6,6	
	»	»	1	25	4,9	12	2,4	3,2	
	»	НАТИ-Г69-01	9	11	8,5	12	10,0	10,0	
Торф Сулюктинский бурый уголь Карагандинский бурый уголь Подмосковный бурый уголь	ЗИС-5-ВК	НАТИ-Г69-01	9	11	8,5	12	15,0	15,0	Розжиг невозможен
	ЗИС-21	НАТИ-Г69-01	9	11	8,5	6	9,0	12,0	
	ГАЗ-42	НАТИ-Г42-В	5	11,5	5,2	6	6,0	6,0	

1) По данным Всесоюзного пробега газогенераторных автомобилей 1938 г.

2) Вентилятор для розжига имеет ручной привод.

3) Газогенератор прямой горения с цилиндрической камерой диаметром 320 мм и с колосниковой решёткой, Ленинградского электротехнич. ин-та.

Навыки водителя играют немалую роль при пуске двигателя на газе. Нельзя сразу после первых вспышек повышать обороты, так как внезапное увеличение расхода газа снижает его качество, и двигатель глохнет. Вновь пущенный двигатель должен хотя бы одну-две минуты проработать вхолостую при кратковременных «прогазовываниях», чтобы повысилась температура реакционного слоя. Особая опытность требуется от водителя при выборе пропорции газа с воздухом в момент пуска. Элемент субъективности в таком регулировании свидетельствует о несовершенстве смесителей современного типа.

Трудность пуска на газе усугубляется ещё тем, что вначале, пока швельпроцесс в бункере неактивен и качество газа ниже нормального, предел воспламенения газозвушной смеси весьма узок. Незначительное отклонение воздушной заслонки смесителя от её оптимального положения исключает воспламенение смеси в цилиндре.

В момент пуска и в начале работы воздушная заслонка смесителя должна быть прикрыта против того положения, какое она занимает через 5—10 минут после пуска двигателя (см. фиг. 35).

При пуске двигателя, когда скорости газа и воздуха в смесителе крайне малы, а завихрения незначительны, качество перемешивания газа с воздухом влияет на пусковые свойства рабочей смеси. Хороший пуск был отмечен при перепускном приспособлении для холостого хода (см. фиг. 256), где благодаря высоким скоростям происходило энергичное перемешивание газа с воздухом в период медленного засасывания смеси в цилиндры.

В сводной таблице 22 приведены данные, полученные в НАТИ, о продолжительности первоначальных розжигов газогенераторов, работающих на различных топливах, и об общем времени пуска двигателя до момента устойчивой работы на газе. Все сведения касаются розжигов, произведённых либо за счёт разрежения, создаваемого двигателем, который работал на бензине, либо при помощи вентилятора. Когда розжиг производился вентилятором, то пуск двигателя осуществлялся на газе (кроме газогенераторов «Панар-Левассор» и НАТИ-Г42-В при работе на карагандинском буром угле, где двигатель после розжига газогенератора пускался на бензине). Двигатели во всех случаях имели повышенную степень сжатия.

В камеру всякого газогенератора, работающего на антраците, загружался древесный уголь, так как непосредственный розжиг антрацита невозможен. Анализируя таблицу 22, приходим к следующим выводам.

1. Розжиг газогенератора при помощи разрежения, создаваемого двигателем, является наиболее быстрым.

2. Древесноугольные газогенераторы, имеющие одну фурму большого диаметра, разжигаются быстрее, нежели дровяные газогенераторы, где размеры фурм много меньше. Это обстоятельство подробно рассмотрено и объяснено в начале этой главы.

3. Наиболее плохо разжигаются газогенераторы, работающие на топливе с относительно низкой реакционной способностью: сулюктинский и карагандинский бурые угли. Розжиг подмосковного бурого угля электровентилятором при 6 вольтах вообще невозможен.

4. Время первоначальных розжигов газогенераторов, работающих на антраците, ещё не характеризует склонности этого топлива к воспламенению, так как первоначально воспламеняется не антрацит, а древесный уголь.

Поведение антрацита при первоначальном розжиге изучалось в НАТИ и привело к следующим выводам.

1. Непосредственный розжиг антрацита в газогенераторе прямого или горизонтального горения невозможен. На протяжении 45—60 минут антрацит не разжигался.

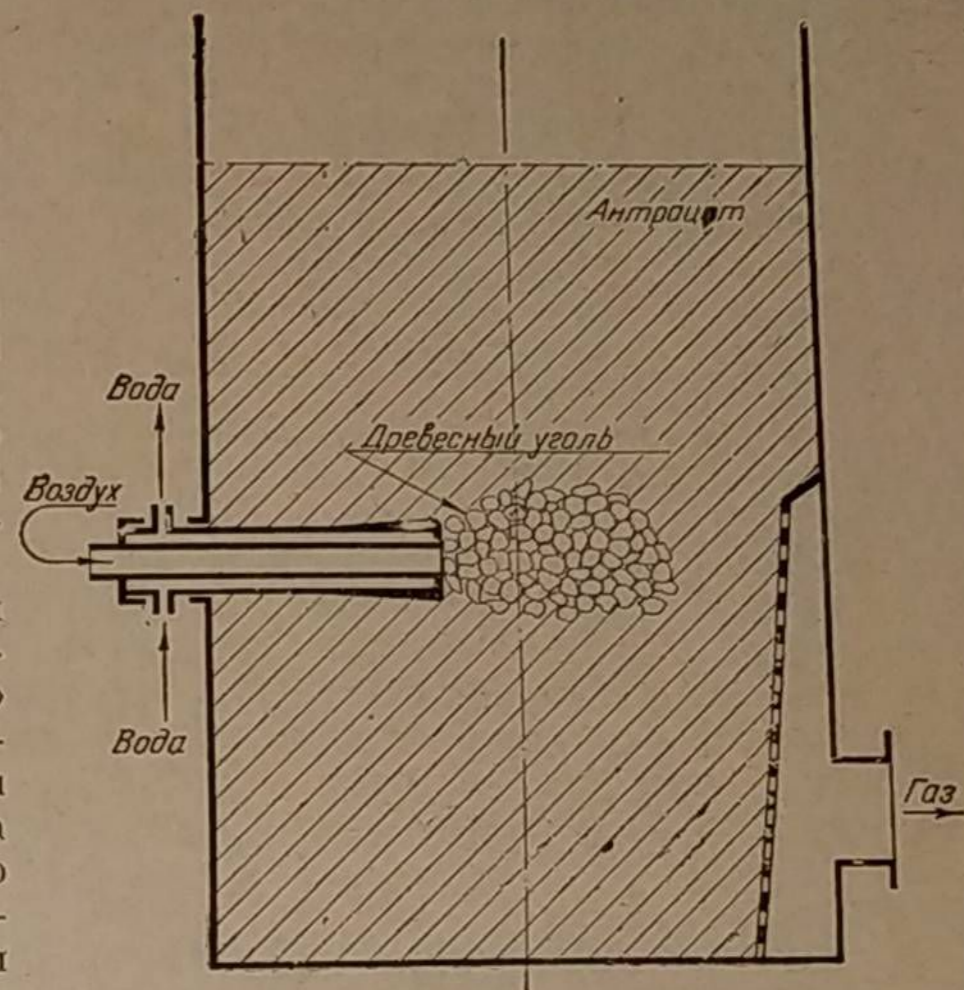
2. Время розжига антрацита с дополнительной загрузкой древесного угля в зону горения не отличается от времени розжига при работе на одном древесном угле и зависит от конструкции газогенератора и от расхода газа.

3. Время розжига газогенератора прямого горения типа «Кола» при помощи двигателя, работающего на бензине, и перевод двигателя на газ составляет 6—10 минут. Та же операция при газогенераторе горизонтального горения типа «Гоеи-Пулен» составляет только 0,5—1 минуту.

4. Способ предварительной загрузки древесного угля в зону горения неудобен ввиду значительного расхода угля, а главное потому, что он для повторного розжига требует перезарядки газогенератора.

5. Первоначальный или повторный розжиг газогенератора типа «Гоеи-Пулен» можно производить без перезарядки путём присадки незначительного количества (от 80 до 200 г) древесного угля, вводимого через воздушную фурму при помощи шомпола, как показано на фиг. 211. Общее время пуска, включая заправку древесного угля в зону горения, повторный розжиг газогенератора и перевод двигателя на газ, составляет при этом способе 7—10 минут, что является вполне приемлемым.

6. Розжиг газогенератора типа «Гоеи-Пулен» при работе на смеси антрацита с древесным углём занимает промежуточное место относительно розжига древесного угля и антрацита. Пуск двигателя при смеси, состоящей по весу из 25% антрацита и 75% древесного угля, занимает в среднем 1,0—1,5 минуты, а при смеси из 50% антрацита и 50% древесного угля 1,5—2,5 минуты.



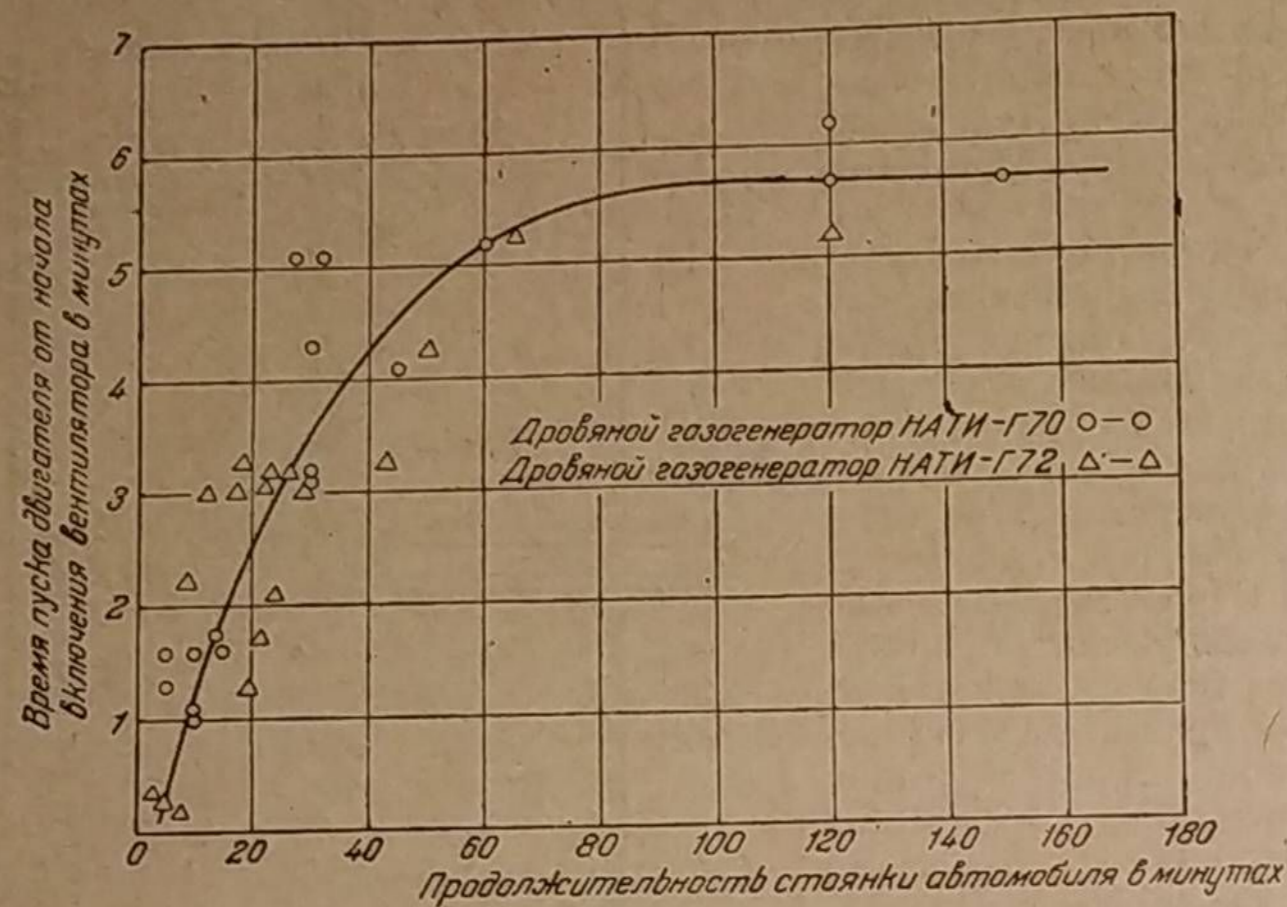
Фиг. 211. Способ розжига газогенератора горизонтального горения путём присадки древесного угля через фурму.

2. Пуск двигателя при разогретом газогенераторе

Пуск случайно заглохнувшего двигателя по сравнению с пуском после первоначального розжига газогенератора происходит в совершенно иных условиях. Качество газа при этом вполне удовлетворительно и предел воспламенения смеси много шире; поэтому не требуется подбирать строго определённого положения воздушной заслонки. Тем не менее пуск случайно заглохнувшего двигателя при битуминозном топливе также затруднён и от рукоятки, как правило, невозможен. Происходит это потому, что после остановки двигателя продолжается обильное образование швельгаза, который поступает в смеситель, имея избыточное давление. Во время прокручивания двигателя швельгаз, вытесняемый из газогенератора в смеситель, обогащает рабочую смесь за предел её воспламенения, и пуск двигателя делается невозможным. Требуется быстро прокрутить двигатель стартером, чтобы создать разрежение в смесителе, необходимое для всасывания воздуха. Иногда при обильном выделении швельгаза даже стартер не способен создать это разрежение и тогда приходится прибегать к бензину.

Пуск двигателя облегчается при наличии перепускного приспособления (см. фиг. 256), или байпасса (см. фиг. 265), которые тормозят поступление газа в смеситель и благодаря этому способствуют входу воздуха.

Пуск двигателя на газе от рукоятки ещё недостаточно изучен. Однако в принципе он вполне возможен. Его осуществление весьма желательно, так

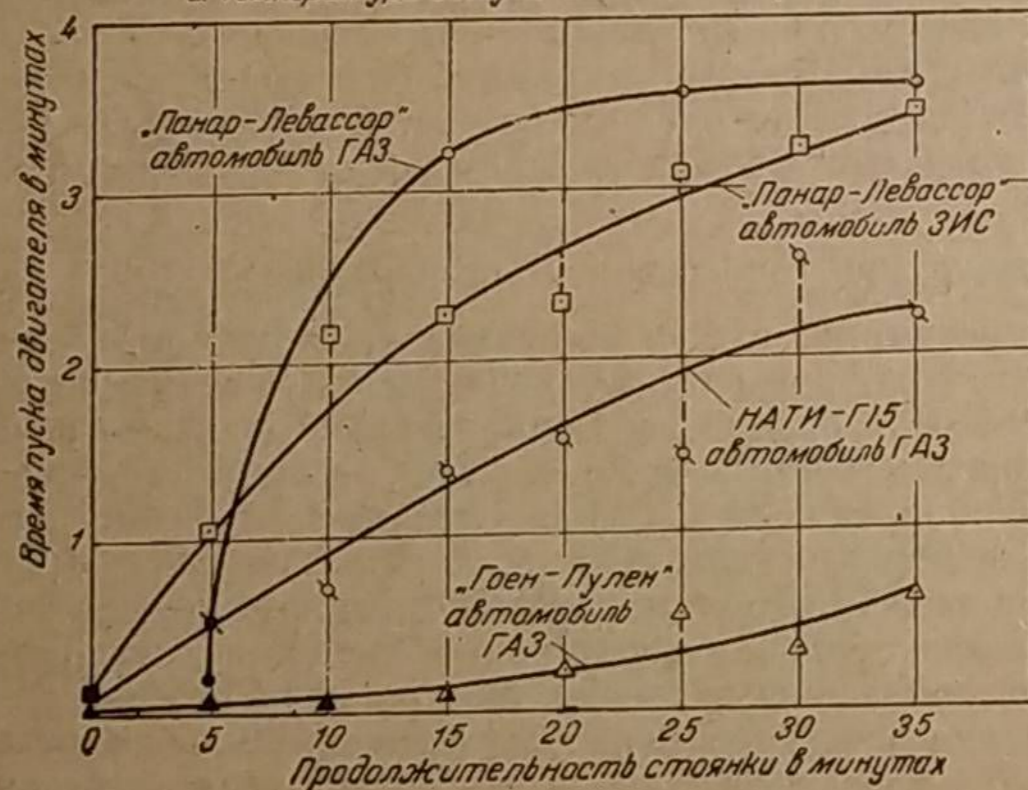


Фиг. 212. Время пуска двигателя ЗИС-21 на газе в зависимости от продолжительности стоянки автомобиля.

как зачастую при неудовлетворительном состоянии аккумуляторов, чтобы пустить двигатель от рукоятки, приходится расходовать бензин.

Примечание

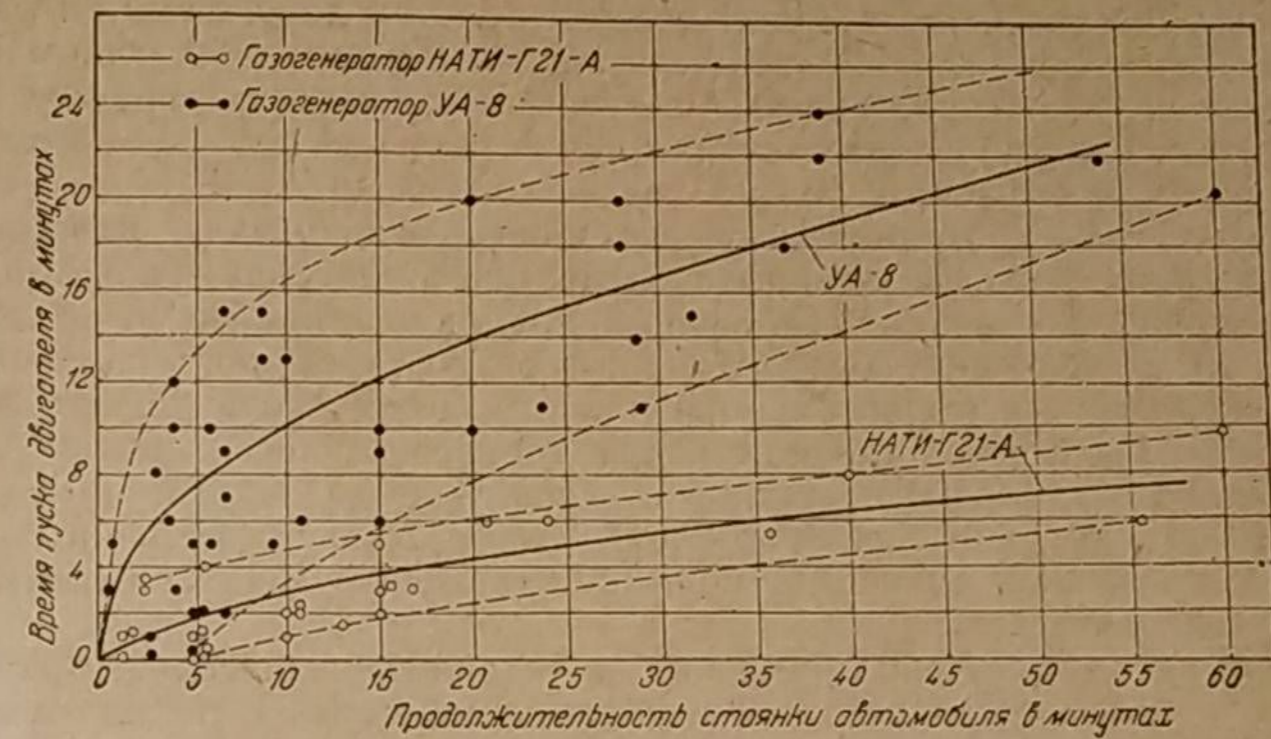
- 1 Сплошные точки соответствуют пуску двигателя на газе. Остальные пуски с применением бензина.
- 2 Температура воздуха от +1 до -16 °C.



Фиг. 213. Время пуска двигателя ГАЗ-42 и ЗИС-21 в зависимости от продолжительности стоянки дровяноугольных газогенераторных автомобилей. Сплошные точки соответствуют пуску двигателя на газе. Остальные пуски — с применением бензина. Температура воздуха от +1 до -16 °C.

трёх. Оба газогенератора опрокинутого горения с периферийным подводом воздуха через фурмы. Длительность пуска двигателя при обоих газогенераторах оказалась практически одинаковой. Кривая показывает, что время пуска двигателя существенно зависит от продолжительности стоянки авто-

мобили, если последняя не превышает 60—80 минут. Максимальное время пуска двигателя при помощи вентилятора составляет 6 минут.

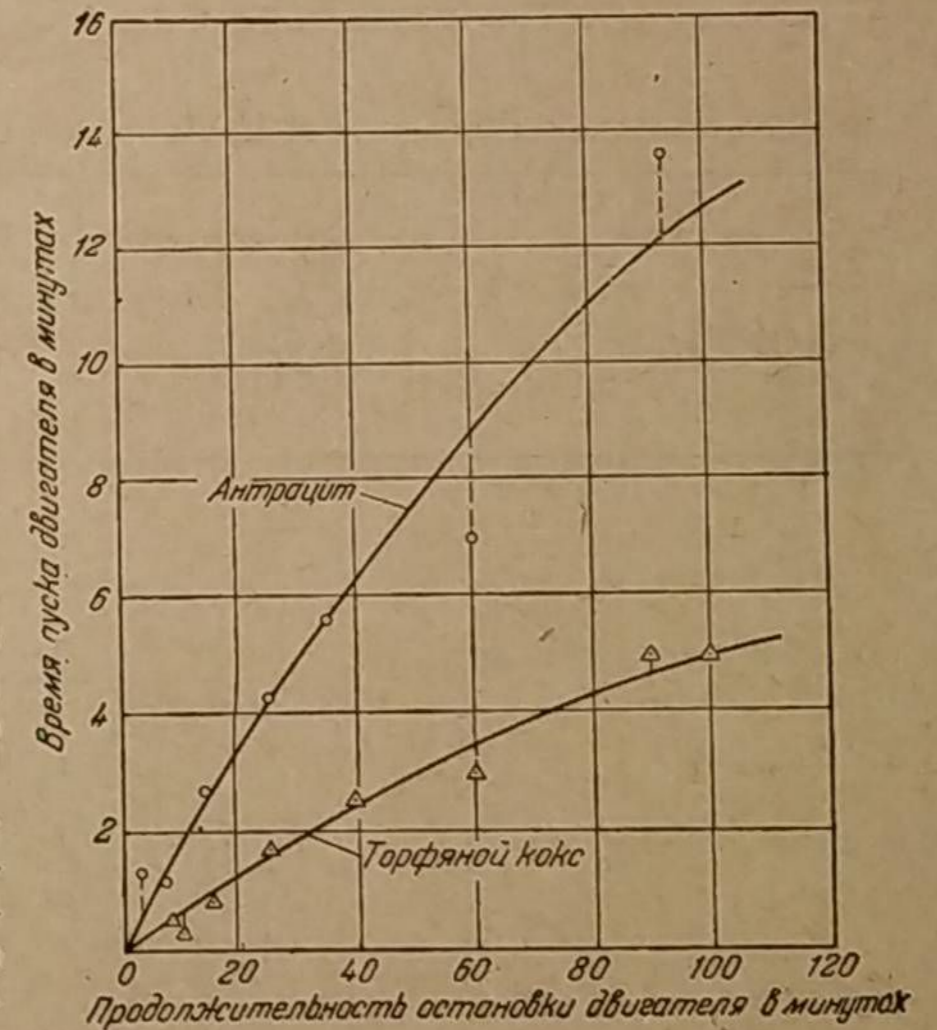


Фиг. 214. Время пуска двигателя ГАЗ-42 в зависимости от продолжительности стоянки автомобиля; топливо — антрацит (от вентилятора и с применением бензина).

мобили, если последняя не превышает 60—80 минут. Максимальное время пуска двигателя при помощи вентилятора составляет 6 минут.

Влияние конструкции газогенератора на время пуска видно на фиг. 213. Здесь для раздува дровяноугольных газогенераторов в большинстве случаев применялся бензин. Наилучшие результаты так же, как и в случае первоначальных розжигов, показал газогенератор горизонтального горения («Гоен-Пулен»). Максимальная длительность пуска после 35 минутной стоянки составила всего лишь 40 секунд, в то время как газогенератор «Панар-Левассор» пускался в тех же условиях только через 4 минуты. Пуск двигателя с газогенератором «Гоен-Пулен» после стоянки автомобиля меньше 15 минут производится непосредственно на газе, оставшемся в очистителях. Его количество было достаточным для раздува газогенератора. Газогенератор «Панар-Левассор» удовлетворял подобному пуску двигателя только при стоянке автомобиля не свыше 5 минут и то не всегда.

Время пуска двигателя на газе зависит от способа подвода воздуха в газогенератор и от скорости воздушного дугья. Площадь фурменных



Фиг. 215. Время пуска двигателя ГАЗ-42 с газогенератором НАТИ-АГ в зависимости от продолжительности остановки двигателя (с применением бензина).

отверстий у газогенераторов «Панар-Левассор», НАТИ-Г15 и «Гоеи-Пулен» соответственно равнялась 200, 3,14 и 2,54 см². Здесь однако следует иметь в виду, что уменьшение диаметра фурм улучшает пусковые показатели только лишь в том случае, когда скорость воздуха при выходе из фурм возрастает, что имеет место при раздуве газогенератора двигателем, работающим на бензине. Если же раздув производится электровентилятором, то уменьшение диаметра фурм только ухудшит пуск, так как скорость воздуха при этом почти не изменится, а его расход станет меньше.

При работе на антраците было установлено аналогичное влияние скорости воздушного дутья на время пуска двигателя. Газогенератор УА-8 прямого процесса горения, снабжённый цилиндрической камерой диаметром 320 мм и колосниковой решёткой, через которую поступал воздух с малой скоростью, в отношении продолжительности пуска двигателя, согласно фиг. 214, уступал газогенератору горизонтального горения НАТИ-Г21-А, имеющему высокоскоростное воздушное дутьё. Пунктирные кривые ограничивают зону размещения опытных точек и являются исходным основанием для построения сплошных кривых, характеризующих продолжительность пуска двигателя.

Время пуска двигателя при работе на антраците значительно превышает время пуска при древесном угле. Это видно из таблицы 23, составленной для пусков после 35-минутной стоянки автомобиля.

Влияние сорта топлива на время пуска двигателя с применением бензина показано ещё на фиг. 215. Опыты проводились на газогенераторе НАТИ-АГ при работе на антраците и на торфяном коксе. Отсос газа при раздуве газогенератора здесь был более интенсивным по сравнению со всеми предыдущими наблюдениями, поэтому время пуска двигателя оказалось меньше обычного.

Таблица 23

Время пуска двигателя после 35-минутной стоянки автомобиля (средние значения)

Топливо	Газогенератор	Процесс горения	Диаметр фурмы в мм	Время пуска двигателя
Древесный уголь	«Гоеи-Пулен»	Горизонтальный	18	40 сек.
Антрацит	НАТИ-Г21-А	»	18	6 мин.
»	УА-8	Прямой	—	18 мин.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

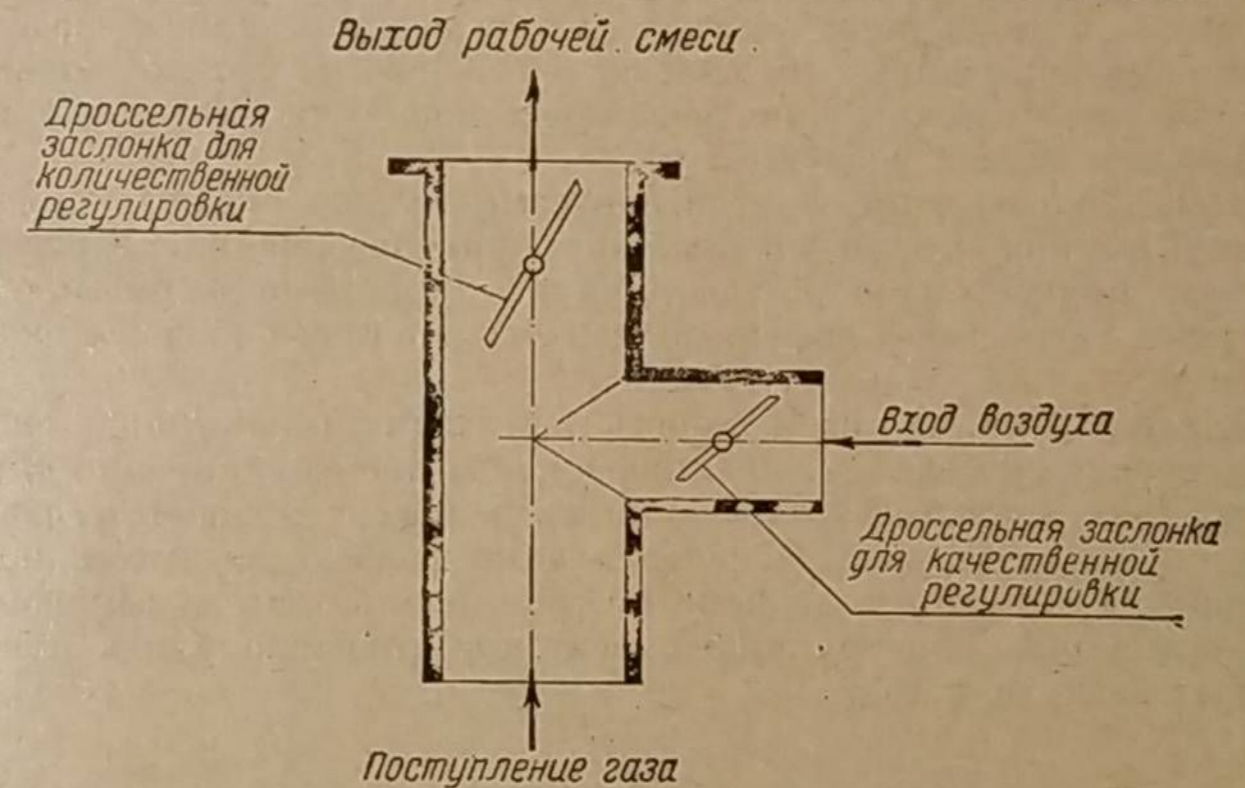
ПРИГОТОВЛЕНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

ГЛАВА 1

ПРИГОТОВЛЕНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

I. СПОСОБ ПРИГОТОВЛЕНИЯ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Несмотря на широкое распространение в нашей стране газогенераторных установок автомобильного и тракторного типа, вопросы, связанные с приготовлением рабочей смеси генераторного газа с воздухом, до сего времени остаются недостаточно изученными. Отсутствие в современной литературе материала, который разъяснил бы поведение двигателя в зависимости от каче-



Фиг. 216. Схема упрощенного смесителя типа «Тройник».

ства газовой смеси, несомненно тормозит дальнейшее совершенствование смесителей.

Ниже будут изложены первые экспериментальные исследования этого вопроса, проведенные в НАТИ под руководством автора, и описаны конкретные мероприятия, улучшающие экономичность, приемистость и устойчивость работы двигателя на генераторном газе.

Газовый двигатель работает на смеси генераторного газа с воздухом, которая готовится в специальном устройстве, носящем название смесителя.

Смеситель является элементом двигателя, позволяющим регулировать качество и количество смеси, поступающей в цилиндры. Рабочую смесь можно готовить в самых примитивных смесителях. На фиг. 216 изображена

схема обыкновенного тройника, снабжённого двумя дроссельными заслонками, из которых одна, стоящая на входе воздуха, служит для качественного регулирования смеси, а другая, расположенная на выходе, для регулирования количественного.

Воздушный дроссель связан с манеткой управления. Его наимыгоднейшее положение подбирается во время работы двигателя наощупь по субъективной оценке водителя автомобиля или трактора.

Такой способ регулирования рабочей смеси затрудняет управление автомобилем и не обеспечивает получение максимально возможной мощности двигателя. Поэтому в последнее время за границей наметилась тенденция к созданию автоматически действующих смесителей. Появились конструкции, в которых, по фирменным сообщениям, достигнута полная автоматичность регулирования качества смеси. Правдоподобность такого утверждения сомнительна, так как трудность решения этой задачи заключается не столько в переменной засоряемости газогенератора и очистителей, сколько в крайней неустойчивости химического состава газа, влияющего на L_0 .

Влияние конструкции смесителя на мощность, развиваемую двигателем, изложено в работе Финкбайнера [9]. Им были испытаны три конструкции смесителей, которые отличались один от другого принципами перемешивания газа с воздухом. Оказалось, что конструкция смесителя ощутимо влияет на разрежение во всасывающем коллекторе и на мощность двигателя.

Финкбайнер, ссылаясь на результаты наблюдений, указывает, что качество перемешивания газа с воздухом способно влиять на мощность двигателя. В статье Финкбайнера отсутствуют сведения о величине собственного сопротивления испытанных им смесителей и поэтому нет достаточных оснований объяснять расхождение в замерах мощности различным качеством перемешивания газа с воздухом.

В НАТИ испытывались смесители самых разнообразных конструкций. Некоторые из них имели специальные приспособления, завихривающие поток газа; другие, наоборот, отличались простыми формами. Наконец, был проведён опыт с искусственным перемешиванием рабочей смеси в сетчатом фильтре.

Опыты показали, что на мощность двигателя влияет только сопротивление, создаваемое смесителем. Различные типы конструкций при одинаковых сопротивлениях оказались равноценными в смысле мощности, развиваемой двигателем. Следовательно, перемешивание газа с воздухом происходит достаточно совершенно даже в простом тройнике, а поэтому отпадает необходимость усложнять конструкцию смесителя, чтобы получить лучшее проникновение воздуха в газ.

II. КОЭФИЦИЕНТЫ ВЕСОВОГО И ОБЪЁМНОГО СМЕШЕНИЯ

Газовоздушную смесь, поступающую в двигатель, во многих случаях можно характеризовать отношением весового расхода воздуха к весовому расходу газа. Это отношение мы назвали коэффициентом весового смешения и обозначили буквой φ .

$$\varphi = \frac{G_B}{G_T} \text{ кг/кг.} \quad (121)$$

По аналогии следует, что отношение объёмного расхода воздуха к объёмному расходу газа (при 0° и 760 мм рт. ст.) должно называться коэффициентом объёмного смешения φ_0 , причём

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_T} \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (122)$$

Не трудно доказать, что между коэффициентами объёмного и весового смешения существует связь:

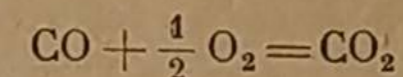
$$\varphi_0 = \frac{\gamma_T}{\gamma_B} \varphi, \quad (123)$$

где γ_T и γ_B — удельные веса генераторного газа и воздуха. Полагая $\gamma_T = 1,16$ и $\gamma_B = 1,29$, получаем, что

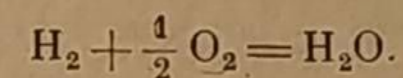
$$\varphi_0 = 0,9\varphi. \quad (124)$$

Количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 м³ генераторного газа, зависит от химического состава газа.

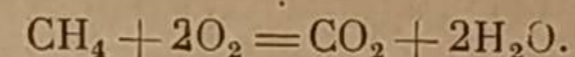
При сгорании 1 м³ окиси углерода или водорода расходуется 0,5 м³ кислорода, так как



и



При сгорании 1 м³ метана расходуется 2 м³ кислорода, так как



Суммарный расход кислорода воздуха при сгорании 1 м³ генераторного газа равен

$$0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

где составляющие генераторный газ: CO, H₂, CH₄ и O₂ выражены в долях единицы объёма.

Содержание кислорода в воздухе составляет по объёму 21%. Поэтому количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания 1 м³ газа, равняется

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3 \quad (125)$$

Расход кислорода для сгорания непредельных углеводородов C_mH_n может быть учтён путём прибавления C_mH_n к метану CH₄.

Действительная потребность в воздухе из-за несовершенства процессов смесеобразования и горения превышает теоретически необходимую. Это превышение оценивается коэффициентом избытка воздуха α . Поэтому фактический расход воздуха при сгорании 1 м³ газа равен

$$\alpha L_0 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

а расход воздуха, поступающего в двигатель, для сгорания V_T м³/час генераторного газа составит

$$V_B = \alpha L_0 V_T \text{ м}^3/\text{час}, \quad (126)$$

откуда

$$\frac{V_B}{V_T} = \alpha L_0 \text{ м}^3/\text{м}^3,$$

или, принимая во внимание выражение (122),

$$\varphi_0 = \alpha L_0 \text{ м}^3/\text{м}^3. \quad (127)$$

Таким образом, между коэффициентом объёмного смешения φ_0 , теоретически необходимым количеством воздуха L_0 и коэффициентом его избытка α

существует математическая связь. Уравнение (127) вскрывает физический смысл коэффициента объёмного смешения. φ_0 представляет собой расход воздуха в кубических метрах, потребный в действительных условиях для сгорания 1 м³ газа.

Коэффициент объёмного смешения находит широкое приложение в расчётах, когда неизвестны химический состав генераторного газа и коэффициент избытка воздуха.

III. ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ И ЕЕ ВЛИЯНИЕ НА ЭФФЕКТИВНУЮ МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

Другим показателем газовой смеси является её теплотворная способность h_u , равная количеству калорий, выделяющихся при сгорании 1 м³ газовой смеси.

Если расход газовой смеси, поступающей в двигатель, складывается из расхода газа V_g м³/час и расхода воздуха V_b м³/час, то при низшей теплотворной способности газа H_u кал/м³ запас химической энергии, заключённой в газовой смеси, будет равен

$$H_u V_g \text{ кал/час,}$$

а расход смеси —

$$V_g + V_b \text{ м}^3/\text{час.}$$

Поэтому низшая теплотворная способность газовой смеси окажется равной

$$h_u = \frac{H_u V_g}{V_g + V_b} = \frac{H_u}{1 + \frac{V_b}{V_g}} = \frac{H_u}{1 + \varphi_0}.$$

Итак,

$$h_u = \frac{H_u}{1 + \varphi_0} \text{ кал/м}^3 \quad (128)$$

или

$$h_u = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \text{ кал/м}^3. \quad (129)$$

Уравнения (128) и (129) имеют физический смысл только для $\alpha \geq 1$. При богатой смеси, т. е. при $\alpha < 1$ происходит неполное сгорание газа и H_u следовательно, понижается. Это снижение теплотворности генераторного газа зависит от химизма сгорания и при одном и том же α может принимать различные значения в зависимости от химического состава продуктов сгорания. Подробнее об этом сказано ниже. Максимальное значение h_u получается при $\alpha = 1$, когда $\varphi_0 = L_0$.

Установим теперь, как влияет теплотворная способность рабочей смеси на эффективную мощность двигателя.

Пусть при начальной теплотворности смеси h_u эффективная мощность

$$N_e = N_i - N_R,$$

а при изменившейся теплотворности

$$N_e' = N_i' - N_R.$$

Мощность трения не зависит от нагрузки, т. е.

$$N_R = N'_R, \quad (130)$$

следовательно, степень изменения эффективной мощности будет равна:

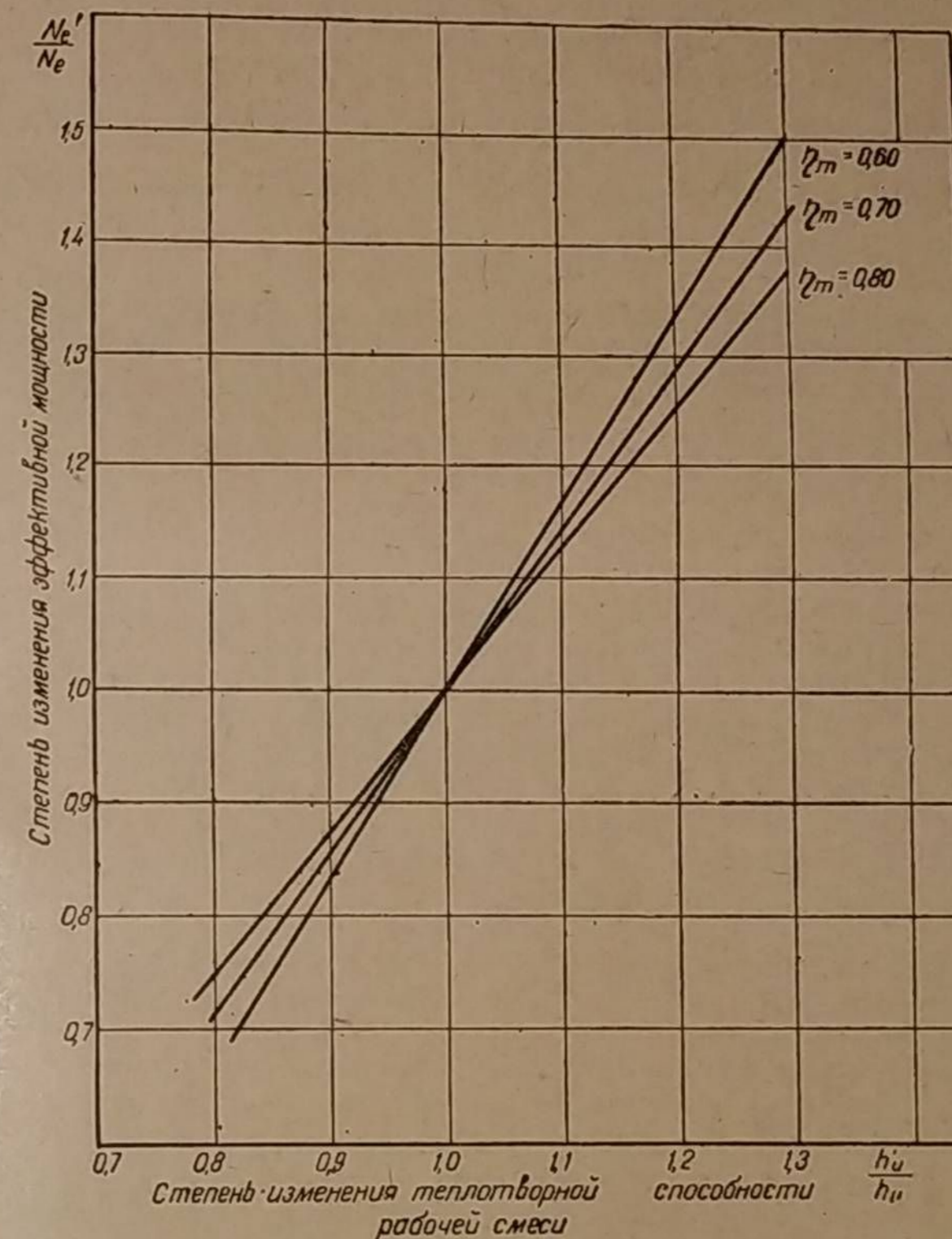
$$\frac{N_e'}{N_e} = \frac{N_i' - N_R}{N_i - N_R} = 1 + 1 = \frac{N_i' - N_i}{N_e} + 1 = \frac{N_i}{N_e} \left(\frac{N_i'}{N_i} - 1 \right) + 1.$$

Индикаторная мощность прямо пропорциональна теплотворной способности рабочей смеси, поэтому

$$\frac{N_i'}{N_i} = \frac{h_u'}{h_u}. \quad (131)$$

Кроме того,

$$\frac{N_i}{N_e} = \frac{1}{\eta_m}.$$



Фиг. 217. Влияние степени изменения низшей теплотворной способности рабочей смеси на степень изменения эффективной мощности двигателя.

После соответствующей замены окончательно получаем:

$$\frac{N_e'}{N_e} = \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{h_u'}{h_u} - 1 \right) + 1. \quad (132)$$

Напомним, что в этом уравнении механический к. п. д. η_m соответствует начальной теплотворной способности рабочей смеси, т. е. h_u .

Приняв принципы (130) и (131), получим, что

$$\frac{h_u'}{h_u} = \frac{N_i'}{N_i} = \frac{N_e' + N_R}{N_e + N_R};$$

откуда

$$N_e' = \frac{h_u'}{h_u} (N_e + N_R) - N_R. \quad (133)$$

Это уравнение может быть использовано для определения изменившейся эффективной мощности двигателя N_e' , когда известна мощность трения N_R . Из уравнения (133) легко получить уравнение

$$\frac{N_e'}{N_e} = \frac{h_u'}{h_u} + \frac{N_R}{N_e} \left(\frac{h_u'}{h_u} - 1 \right), \quad (134)$$

которое показывает, что увеличение эффективной мощности двигателя $\left(\frac{N_e'}{N_e} \right)$, вызванное ростом теплотворной способности рабочей смеси, превышает увеличение последней $\left(\frac{h_u'}{h_u} \right)$.

Характер изменения эффективной мощности двигателя в зависимости от изменения теплотворной способности рабочей смеси показан в безразмерных координатах на фиг. 217. Построенные прямые рассчитаны по уравнению (132).

ГЛАВА 2

ВЛИЯНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ НА МОЩНОСТЬ ДВИГАТЕЛЯ

1. Связь разрежения во всасывающем коллекторе с расходом рабочей смеси, поступающей в двигатель

Эффективная мощность двигателя, работающего на генераторном газе, при всех прочих равных условиях зависит от химического состава газа и определяется расходом рабочей смеси, поступающей в цилиндры.

Количество поступающей смеси при полностью открытом дросселе и одних и тех же оборотах вала не всегда бывает одинаковым. Происходит это в связи с изменением сопротивления газогенератора и всей установки в целом. Причинами переменного сопротивления газогенераторной установки могут быть:

- 1) уплотнение реакционного слоя топлива;
- 2) шлакообразование в камере (при работе на угле, торфе или соломе);
- 3) химизм процесса, определяемый влажностью топлива;
- 4) загрязнение газовой линии.

Все эти причины обуславливают величину угла открытия воздушной заслонки. Чем больше прикрыта заслонка, тем выше разрежение в коллекторе двигателя и тем, следовательно, ниже весовое поступление рабочей смеси в цилиндры. Поэтому, если эффективность газогенераторного процесса оценивается мощностью двигателя, то необходимо учитывать количество рабочей смеси, израсходованной двигателем в единицу времени.

Автором разработан метод, который позволяет по разрежению во всасывающем коллекторе определить расход рабочей смеси при данном числе оборотов. Основное преимущество указанного метода заключается в крайней простоте производства замеров, включающих всего лишь определение числа оборотов вала двигателя в минуту и разрежения во всасывающем коллекторе. Замер обеих величин доступен во время движения автомобиля.

Изложим этот метод.

Расход рабочей смеси, поступающей в четырёхтактный двигатель, равняется

$$V_c = 0,03 \eta_v V_h n \text{ м}^3/\text{час}, \quad (135)$$

где η_v — коэффициент наполнения двигателя;

V_h — литраж двигателя;

n — число оборотов вала в минуту.

Коэффициент наполнения для четырёхтактного двигателя равен

$$\eta_v = \frac{T_0 (\varepsilon p_a - p_r)}{T_0' p_0 (\varepsilon - 1)}. \quad (136)$$

Здесь T_0 и p_0 — абсолютные температура и давление той среды, к физическим условиям которой отнесен коэффициент наполнения¹;

p_a — абсолютное давление всасывания;

p_r — абсолютное давление выхлопа;

T'_0 — абсолютная температура смеси в цилиндре двигателя в конце всасывания²;

ϵ — степень сжатия.

Давление всасывания p_a всегда бывает меньше давления во всасывающем коллекторе p_k на величину падения напора Δp , обусловленного гидравлическим сопротивлением всасывающего клапана.

$$p_a = p_k - \Delta p. \quad (137)$$

Это гидравлическое сопротивление, как известно, пропорционально удельному весу смеси γ и квадрату её скорости в клапане v .

$$\Delta p = \zeta \frac{\gamma v^2}{2g}.$$

Если при постоянном числе оборотов вала дросселировать смесь, поступающую в цилиндры, то её скорость в коллекторе и в клапанах будет изменяться незначительно ввиду того, что всасываемый объём газа в основном определяется литражом двигателя и числом оборотов его вала, падение же весового расхода смеси произойдёт главным образом за счёт уменьшения её удельного веса, который пропорционален давлению в коллекторе p_k .

Таким образом, при $n = \text{const}$.

$$v \cong \text{const}, \text{ а } \gamma \cong k p_k;$$

следовательно,

$$\Delta p \cong \zeta \frac{v^2 k p_k}{2g} = a p_k,$$

где a представляет коэффициент пропорциональности, связанный с числом оборотов вала, который может быть принят постоянным для каждого данного числа оборотов.

Уравнение (137) теперь примет вид

$$p_a = p_k - \Delta p = p_k - a p_k = p_k (1 - a).$$

Если это значение p_a подставить в уравнение (136), то

$$\eta_v = \frac{T_0 [\epsilon p_k (1 - a) - p_r]}{T'_0 p_0 (\epsilon - 1)} = \frac{T_0 \epsilon (1 - a)}{T'_0 p_0 (\epsilon - 1)} \left[p_k - \frac{p_r}{\epsilon (1 - a)} \right];$$

расход же смеси, поступающей в двигатель, будет равняться

$$V_c = 0,03 V_h n \frac{T_0 \epsilon (1 - a)}{T'_0 p_0 (\epsilon - 1)} \left[p_k - \frac{p_r}{\epsilon (1 - a)} \right] \text{ м}^3/\text{час}. \quad (138)$$

Расход смеси обычно относят к нормальным физическим условиям, при которых

$$T_0 = 273^\circ \text{K} (0^\circ \text{C})$$

и

$$p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$$

¹ Для газовых двигателей иногда удобно относить η_v к условиям во всасывающем коллекторе. Тогда $T_0 = T_k$ и $p_0 = p_k$. Ясно, что расход смеси, определённый по формуле (135), также отнесён к условиям T_0 и p_0 .

² Для газового двигателя

$$T'_0 = T_k + \Delta t.$$

Поэтому
$$V_c = 0,0108 V_h n \frac{\epsilon (1 - a)}{T'_0 (\epsilon - 1)} \left[p_k - \frac{p_r}{\epsilon (1 - a)} \right] \text{ м}^3/\text{час}, \quad (139)$$

где p_k и p_r должны быть выражены в мм ртутного ст.

При дросселировании рабочей смеси, если $n = \text{const}$, все члены уравнения (139) кроме p_k могут быть приняты постоянными. Следовательно, расход смеси может быть выражен через давление в коллекторе весьма простым уравнением

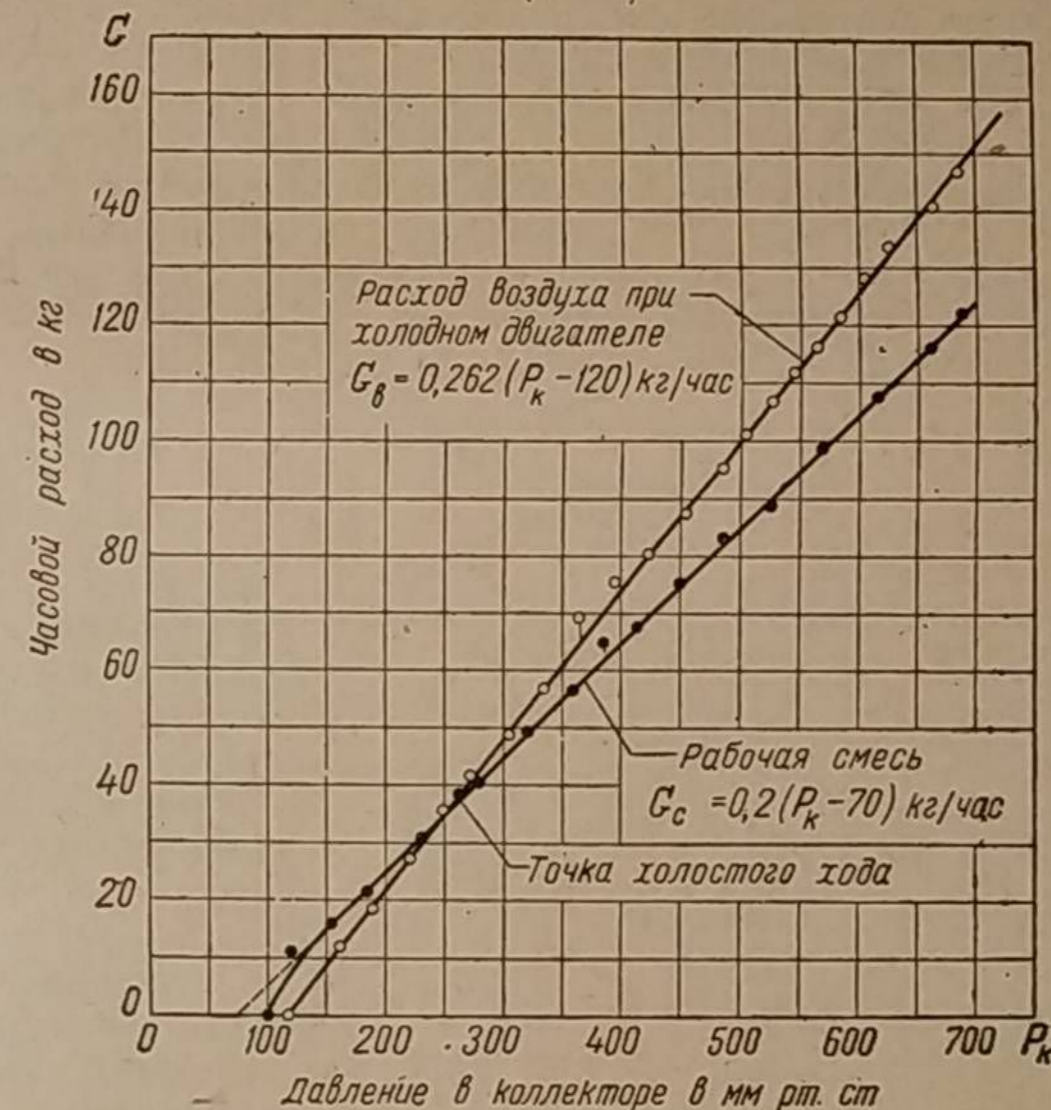
$$V_c = A_0 (p_k - B_0) \text{ м}^3/\text{час}, \quad (140)$$

в котором постоянные

$$A_0 = 0,0108 V_h n \frac{\epsilon (1 - a)}{T'_0 (\epsilon - 1)} \quad (141)$$

и

$$B_0 = \frac{p_r}{\epsilon (1 - a)}. \quad (142)$$



Фиг. 218. Зависимость часовых расходов холодного воздуха и рабочей смеси от давления в коллекторе двигателя ГАЗ-42; $\epsilon = 6,61$, $n = 1500$ об/мин и $B = 761$ мм рт. ст.

Уравнение (140) позволяет определить расход рабочей смеси, поступающей в двигатель, при помощи разрежения h_k , замеряемого в коллекторе, так как

$$p_k = B - h_k \text{ мм рт. ст.}, \quad (143)$$

где B — барометрическое давление.

На фиг. 218 приведены опытные данные замеров расхода воздуха для случая холодного двигателя и рабочей смеси в зависимости от давления в коллекторе двигателя ГАЗ-42 для $n = 1500$ об/мин. Замеры расходов производились при помощи диафрагмы, смонтированной после смесителя.

Связь расхода воздуха с давлением в коллекторе при прокручивании двигателя от пендель-динамо выражается уравнением

$$G_B = 0,262 (p_k - 120) \text{ кг/час}$$

или $V_B = 0,203 (p_k - 120) \text{ м}^3/\text{час}$ (при 0° и 760 мм рт. ст.),

которое является, как нетрудно видеть, частным случаем выведенного уравнения (140), где

$$A_0 = 0,203 \text{ и } B_0 = 120.$$

При работе двигателя на генераторном газе расход смеси также оказался линейной функцией давления в коллекторе, подчиняясь уравнению

$$G_c = 0,200 (p_k - 70) \text{ кг/час}$$

или $V_c = 0,172 (p_k - 70) \text{ м}^3/\text{час}$ (при 0° и 760 мм рт. ст.),

в котором $A_0 = 0,172$ и $B_0 = 70$.

Как видно из диаграммы, расход смеси при тех же оборотах вала проходит ниже расхода холодного воздуха.

В точке, соответствующей холостому ходу, расходы совпадают.

При дальнейшем дросселировании смеси, чтобы сохранить прежнее число оборотов, приходилось дополнительно прокручивать двигатель от педель-динамо. В этом случае расход смеси при том же давлении в коллекторе оказался выше расхода холодного воздуха.

Уравнением

$$V_c = 0,172 (p_k - 70) \text{ м}^3/\text{час}$$

можно пользоваться в диапазоне действительных нагрузок от холостого хода до полностью открытого дросселя.

Таким образом, эксперименты подтвердили закономерность принятых допущений и практическую правильность сделанного вывода о прямолинейности связи между давлением в коллекторе и расходом смеси.

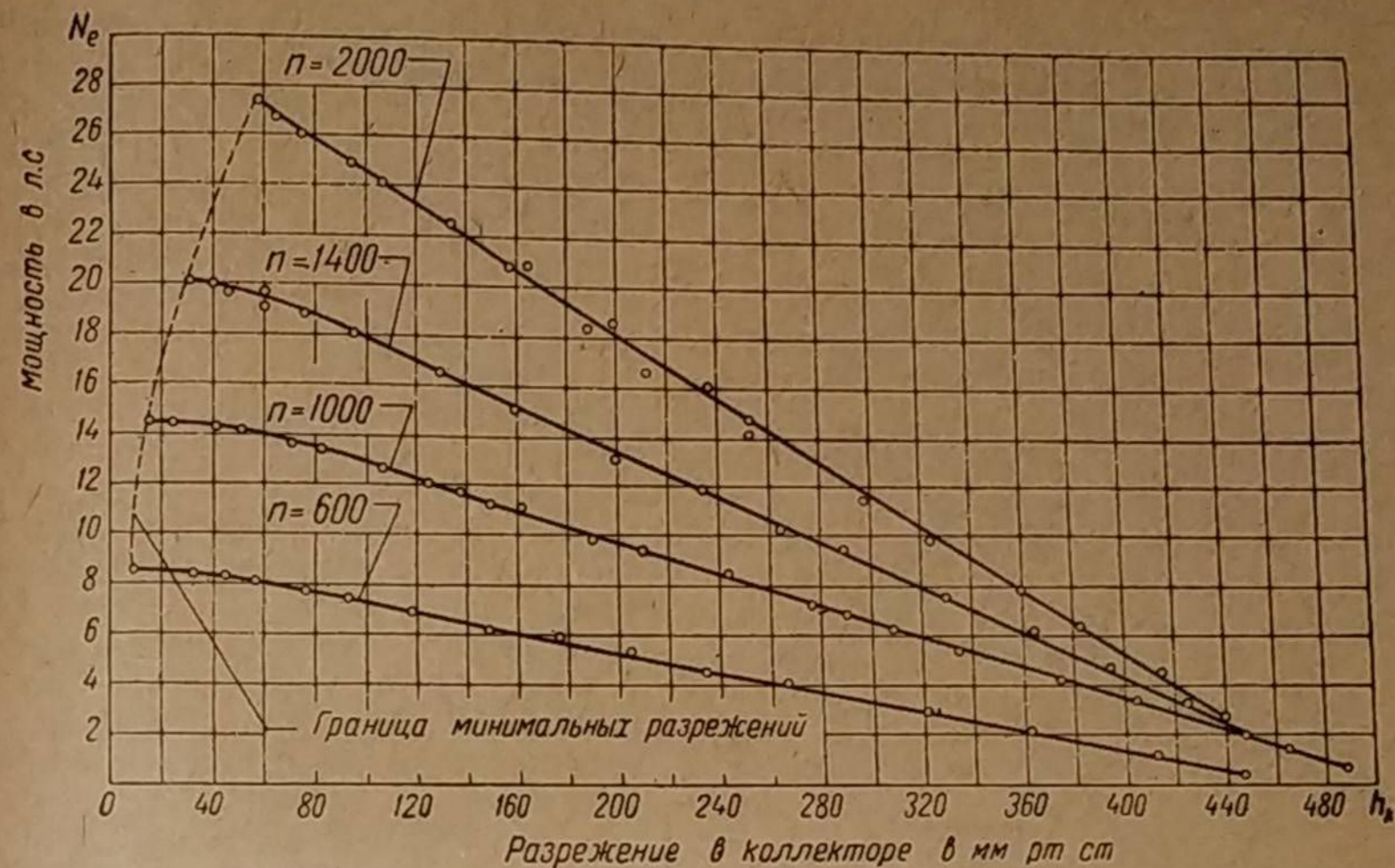
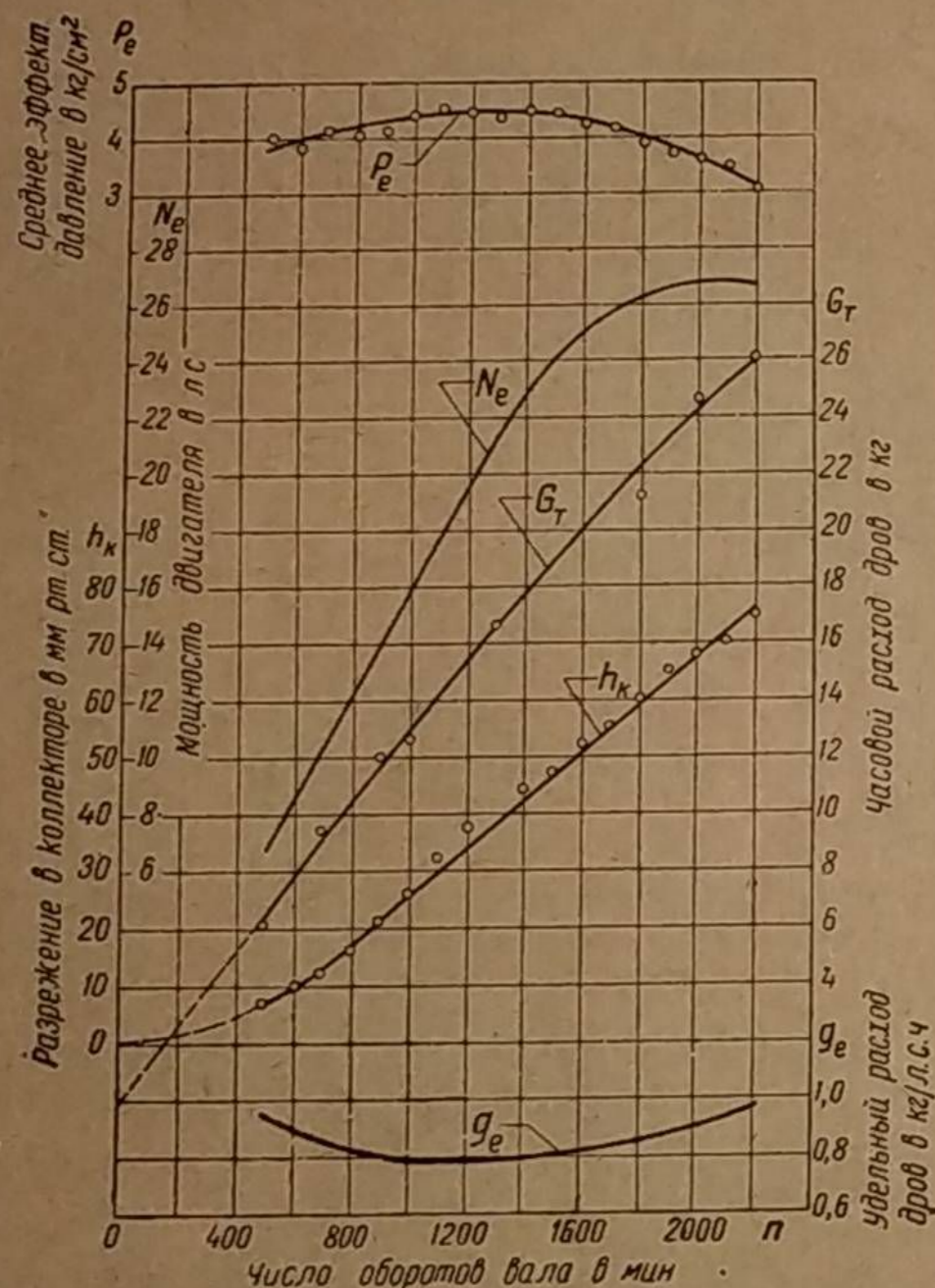
2. Влияние разрежения во всасывающем коллекторе на мощность двигателя

Всякое изменение режима работы двигателя отражается на величине разрежения во всасывающем коллекторе. Выше была изложена связь расхода рабочей смеси с разрежением в коллекторе, причём было установлено, что

Фиг. 219. Внешняя характеристика двигателя ГАЗ-42 на газе (степень сжатия 6,61); диаметр камеры газогенератора 200 мм, 8 фурм диаметром 8 мм.

при увеличении этого расхода давление в коллекторе возрастает, а разрежение, следовательно, падает.

Аналогично этому разрежение в коллекторе должно возрастать и при повышении числа оборотов вала двигателя, когда последний работает при



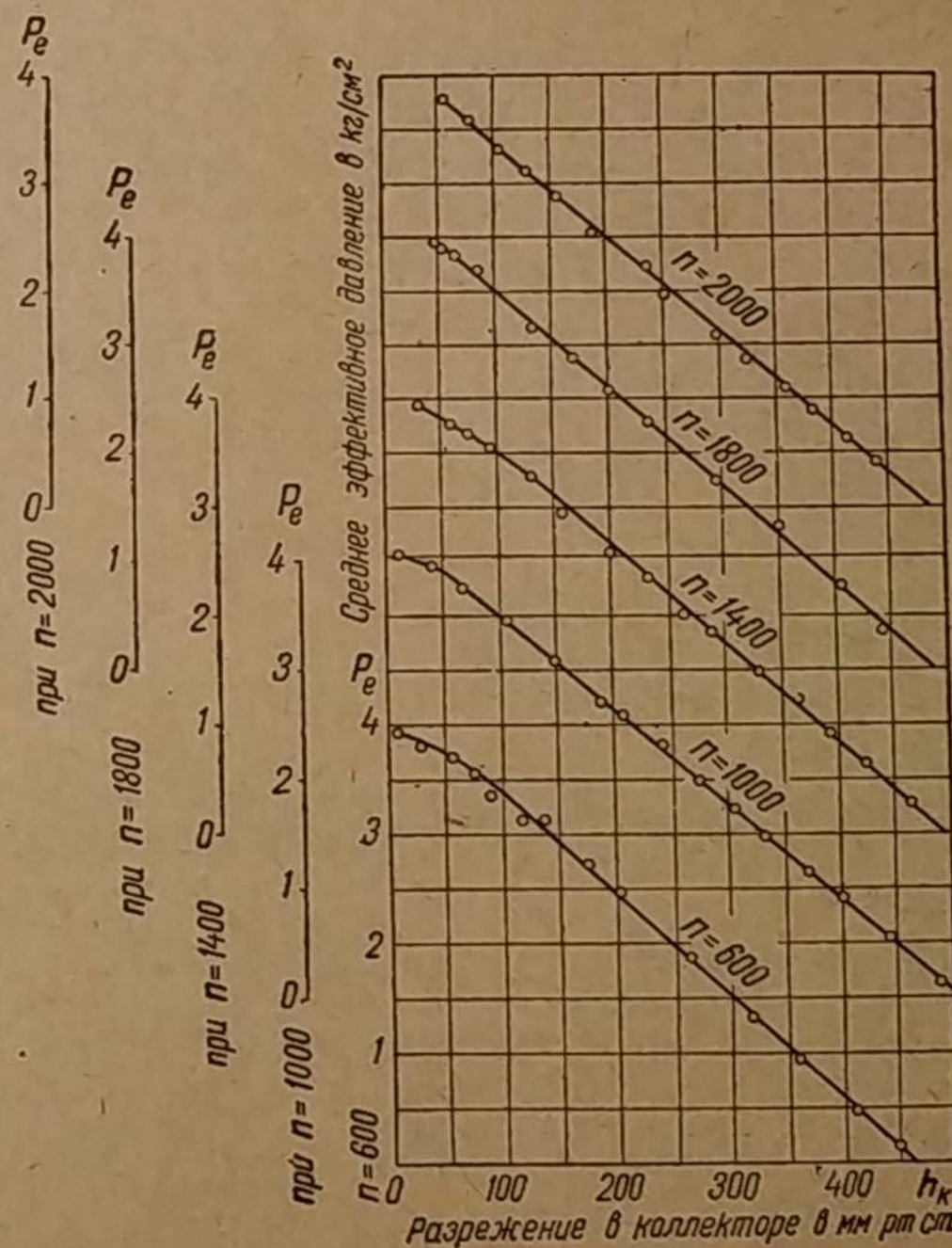
Фиг. 220. Зависимость мощности двигателя ГАЗ-42 от разрежения в коллекторе.

постоянном открытии дросселя. На фиг. 219 приведена внешняя характеристика двигателя ГАЗ-42, соответствующая этому изменению режима работы.

Из диаграммы видно, что разрежение возрастает прогрессивно до 800 мм рт. ст., после чего возрастание становится постоянным. Такое изменение разрежения можно объяснить тем, что после определённого числа оборотов, зависящего от фаз газораспределения, наполнение двигателя уменьшается, приостанавливая этим прогрессивное возрастание разрежения.

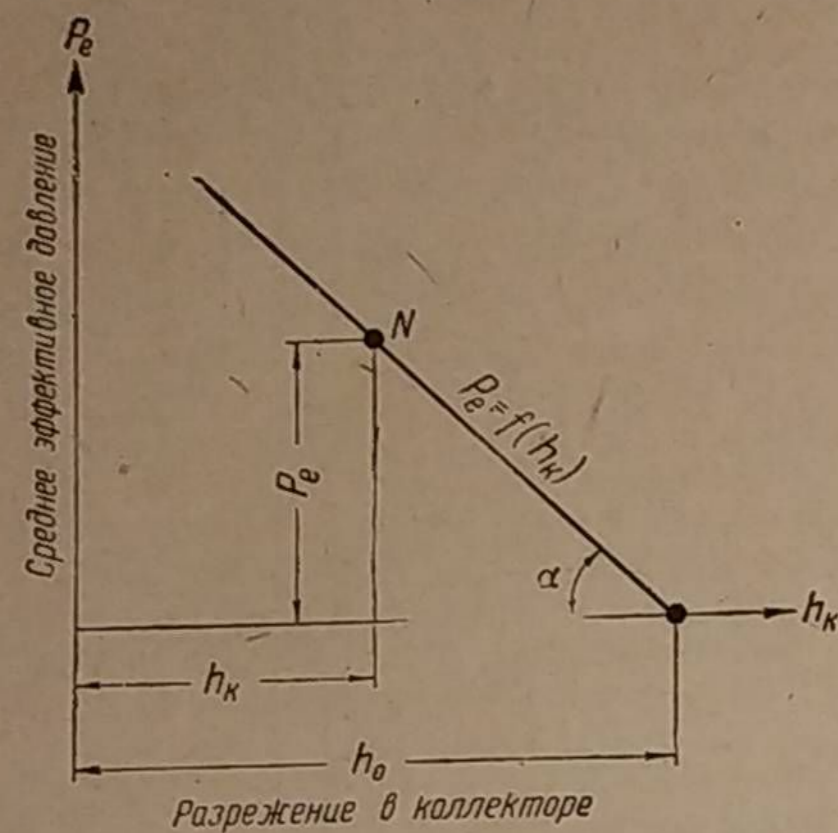
На этой диаграмме, кроме того, показаны среднее эффективное давление, мощность двигателя, его часовой и удельный расходы топлива.

Если число оборотов вала оставлять неизменным, то при различной степени открытия дросселя смеси мощность двигателя



Фиг. 221. Зависимость среднего эффективного давления от разрежения в коллекторе двигателя ГАЗ-42.

оказывается строго связанной с разрежением в коллекторе. Эта зависимость мощности от разрежения в коллекторе приведена на фиг. 220 для различного числа оборотов вала. Диаграмма показывает, что для всех чисел оборотов при увеличении разрежения выше 60 мм рт. ст. мощность равномерно снижается. Это снижение тем больше, чем выше число оборотов вала. Так, например, при $n = 600$ каждым 10 мм рт. ст. разрежения соответствует уменьшение мощности на 0,197 л. с., а при $n = 2000$ — на 0,65 л. с. Отступление от этой закономерности получается только при разрежениях ниже 60 мм рт. ст. Здесь снижение h_k сопровождается значительно меньшим приростом мощности. На диаграмме проведена граница минимальных разрежений для различного числа оборотов.



Фиг. 222. Закон изменения среднего эффективного давления $p_e = f(h_k)$.

Для каждого определённого числа оборотов значения p_e лягут на прямую, пересекающую ось h_k под углом α .

Нетрудно заключить, что при $p_e = 0$ (фиг. 222), когда двигатель работает вхолостую, h_k принимает какое то значение h_0 , соответствующее разрежению в коллекторе при холостом ходе. Поэтому для любой точки N опытной прямой

$$p_e = f(h_k)$$

существует равенство

$$\frac{p_e}{h_0 - h_k} = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{const} = K,$$

откуда среднее эффективное давление при разрежении в коллекторе, равном h_k , будет

$$p_e = K(h_0 - h_k) \text{ кг/см}^2, \quad (144)$$

где K — коэффициент пропорциональности, а h_0 — разрежение в коллекторе при работе двигателя вхолостую.

Согласно опытным данным, приведённым на фиг. 221, коэффициент пропорциональности K и разрежение h_0 не одинаковы для различных чисел оборотов вала. Однако их изменения не столь велики и закономерны. Цифровые значения K и h_0 для двигателя ГАЗ-42 приведены в таблице 24.

Ясно, что эмпирическая формула (144) пригодна лишь для случаев, когда

$$h_k > 60 \text{ мм рт. ст.}$$

На основе этих опытных данных фиг. 221 изображает весьма интересную зависимость среднего эффективного давления от разрежения в коллекторе. Эта зависимость приведена на фиг. 220 для различного числа оборотов вала. Диаграмма показывает, что для всех чисел оборотов при увеличении разрежения выше 60 мм рт. ст. мощность равномерно снижается. Это снижение тем больше, чем выше число оборотов вала. Так, например, при $n = 600$ каждым 10 мм рт. ст. разрежения соответствует уменьшение мощности на 0,197 л. с., а при $n = 2000$ — на 0,65 л. с. Отступление от этой закономерности получается только при разрежениях ниже 60 мм рт. ст. Здесь снижение h_k сопровождается значительно меньшим приростом мощности. На диаграмме проведена граница минимальных разрежений для различного числа оборотов.

На основе этих опытных данных фиг. 221 изображает весьма интересную зависимость среднего эффективного давления от разрежения в коллекторе. Эта зависимость приведена на фиг. 220 для различного числа оборотов вала. Диаграмма показывает, что для всех чисел оборотов при увеличении разрежения выше 60 мм рт. ст. мощность равномерно снижается. Это снижение тем больше, чем выше число оборотов вала. Так, например, при $n = 600$ каждым 10 мм рт. ст. разрежения соответствует уменьшение мощности на 0,197 л. с., а при $n = 2000$ — на 0,65 л. с. Отступление от этой закономерности получается только при разрежениях ниже 60 мм рт. ст. Здесь снижение h_k сопровождается значительно меньшим приростом мощности. На диаграмме проведена граница минимальных разрежений для различного числа оборотов.

Таблица 24

Зависимость разрежения во всасывающем коллекторе от числа оборотов при холостом ходе двигателя ГАЗ-42

n об/мин	600	1000	1400	1800	2000
K	0,00932	0,00867	0,00905	0,00905	0,00872
h_0 мм рт. ст.	467	508	495	487	487

На основании этих и других испытаний в среднем можно считать, что при увеличении разрежения во всасывающем коллекторе на каждые 10 мм рт. ст. происходит падение среднего эффективного давления у двигателя ГАЗ-42 на 0,087 кг/см², а у двигателя ЗИС-21 на 0,102 кг/см². При 2200 об/мин это соответствует снижению мощности у двигателя ГАЗ-42 на 0,7 л. с., у двигателя ЗИС-21 на 1,4 л. с.

3. Влияние температуры газа перед смесителем и температуры газовой смеси на мощность двигателя

Если в карбюраторных двигателях температура рабочей смеси в коллекторе не должна быть ниже определённого предела по соображениям конденсации паров жидкого топлива во всасывающей трубе, то при работе на газе это требование отсутствует. В этом случае всасывающие коллекторы выполняют обычно без специального подогрева, стремясь достигнуть наиболее низкой температуры газовой смеси, чтобы получить хорошее наполнение цилиндров. Температура рабочей смеси зависит, кроме того, от температуры газа и воздуха, поступающих в смеситель. Поэтому генераторный газ на его пути к смесителю максимально охлаждают. Исключение составляют древесноугольные установки с матерчатыми фильтрами, где при сильном охлаждении газа неизбежна конденсация водяных паров на материи, в результате чего ткань становится газонепроницаемой.

Температуру газовой смеси сразу после смешения можно найти, исходя из равенства физического тепла газа и воздуха до и после их перемешивания:

$$V_B C'_p t_B + V_G C''_p t_G = (V_B + V_G) C_p t_c$$

физическое тепло воздуха физическое тепло сухого газа физическое тепло рабочей смеси

В этом уравнении:

V_B и V_G — расходы воздуха и газа, поступающих в смеситель в м³/час при 0°C и 760 мм рт. ст.;

t_B и t_G — их температуры перед входом в смеситель в °C;

C'_p и C''_p — теплоёмкости воздуха и газа при постоянном давлении в кал/м³°C;

t_c — температура рабочей смеси после смешения газа с воздухом в °C;

C_p — её теплоёмкость в кал/м³°C.

Разделив части этого уравнения на V_G , получим:

$$\frac{V_B}{V_G} C'_p t_B + C''_p t_G = \left(\frac{V_B}{V_G} + 1 \right) C_p t_c. \quad (145)$$

Отношение объёмов воздуха и газа, поступающих в смеситель, мы называли коэффициентом объёмного смешения φ_0 [формула (122)]

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_G} \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теплоёмкости 1 м³ газа и воздуха мало отличаются одна от другой; поэтому с достаточным приближением можно считать

$$C'_p = C''_p = C_p.$$

Следовательно, уравнение (145) примет вид:

$$\varphi_0 t_B + t_G = (\varphi_0 + 1) t_c,$$

откуда температура газовой смеси будет равна:

$$t_c = \frac{\varphi_0 t_g + t_r}{\varphi_0 + 1} \quad (146)$$

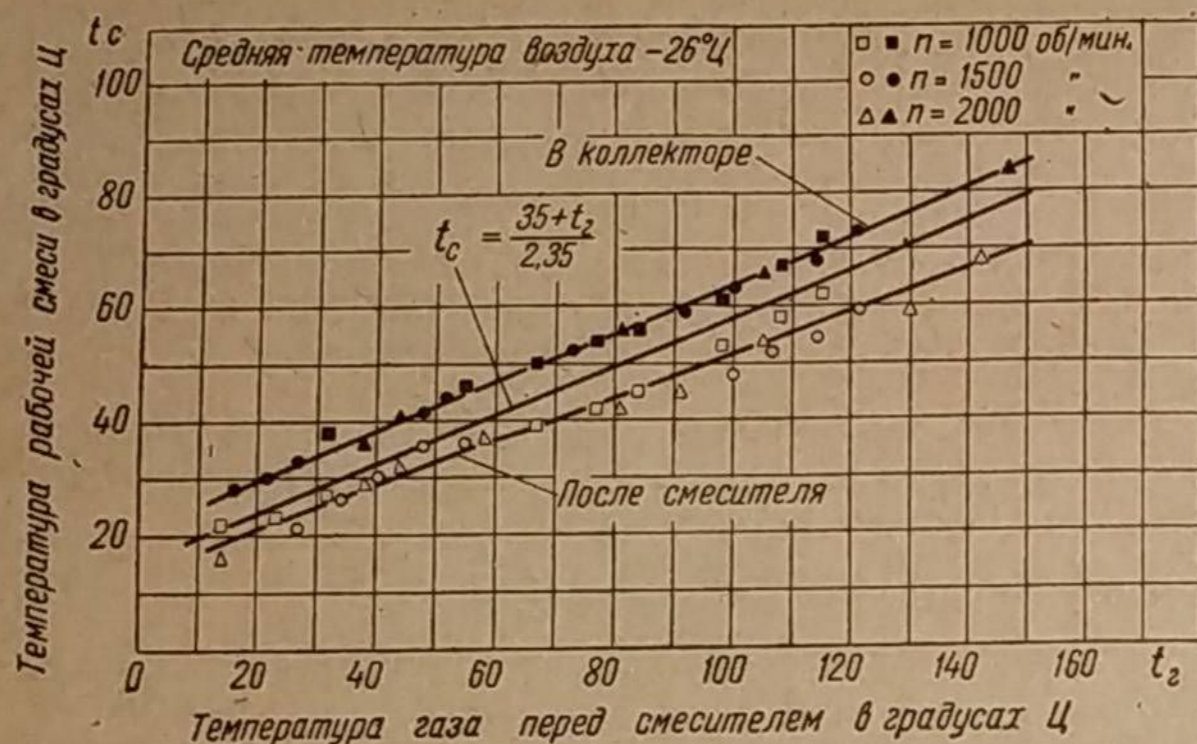
Если температура воздуха будет постоянной и коэффициент φ_0 объемного смешения останется неизменным, то t_c зависит только от температуры газа. В этом случае мы получим уравнение прямой:

$$t_c = \frac{A + t_g}{B}, \quad (147)$$

где A и B постоянны.

Коэффициент объемного смешения, входящий в выражение (146), равен:

$$\varphi_0 = 0,9\varphi.$$



Фиг. 223. Зависимость температуры газовой смеси от температуры газа при полном открытии дросселя смеси.

Согласно нашим опытам, для генераторного газа, полученного из дров, при оптимальной мощности φ колеблется в пределах от 1,4 до 1,6.

Принимая в среднем $\varphi = 1,5$, получим, что

$$\varphi_0 = 0,9 \cdot 1,5 = 1,35.$$

Если температура воздуха, поступающего в смеситель, равна 26°C, то уравнение (146) принимает частное значение

$$t_c = \frac{1,35 \cdot 26 + t_g}{1,35 + 1}$$

или

$$t_c = \frac{35 + t_g}{2,35} \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Прямая, удовлетворяющая этой теоретической зависимости, показана на фиг. 223.

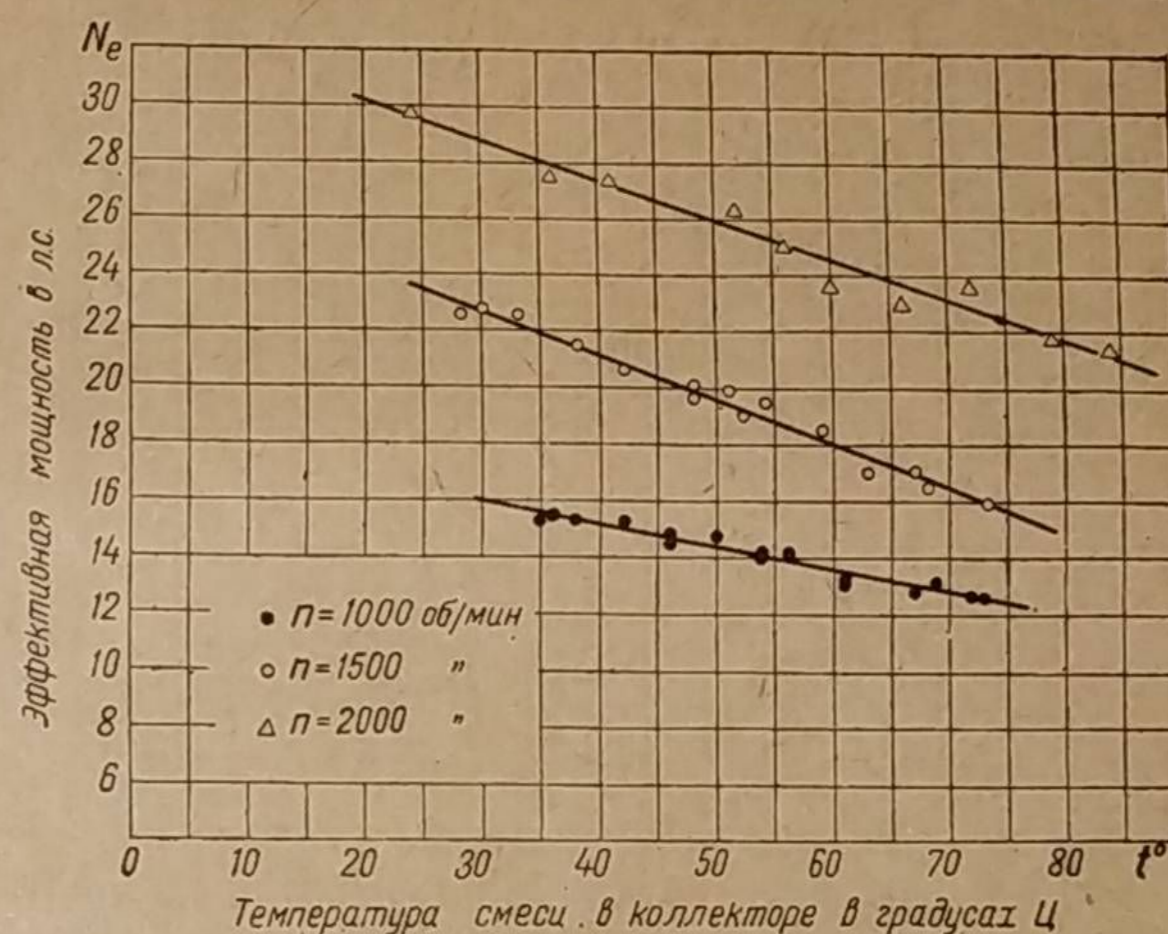
Опыт постепенного повышения температуры газа был проделан нами на двигателе ГАЗ-42. Оказалось, что температура газовой смеси изменяется по закону прямой как функция температуры газа. Скорость вращения вала двигателя в интервале от 1 000 до 2 000 об/мин не влияет на нагрев

газовоздушной смеси. Температура воздуха в этих опытах колебалась в пределах от 24 до 29°C.

Из диаграммы видно, что действительная температура смеси после смесителя получилась несколько ниже теоретически рассчитанной, что можно объяснить её охлаждением за счёт отвода тепла через стенки смесителя и благодаря расходу тепла при испарении капель конденсата, содержащихся в газе во взвешенном состоянии.

Такое испарение конденсата при смешивании газа с воздухом может иметь место, поскольку воздух обычно не насыщен парами воды.

В этих опытах одновременно замерялась температура смеси во всасывающем коллекторе. Результаты замеров показали, что температура смеси,



Фиг. 224. Зависимость эффективной мощности от температуры смеси во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя.

поступающей в цилиндры, также не зависит от числа оборотов вала в минуту. Температура смеси в коллекторе у входа в цилиндры повысилась за счёт её нагрева от стенок коллектора.

Опытные точки зависимости температуры смеси в коллекторе от температуры газа легли на прямую, проходящую эквидистантно по отношению к прямой, найденной теоретически (см. фиг. 223). Смещение вверх на всём участке составило 6°C.

Поэтому температуру рабочей смеси при входе в цилиндры двигателя ГАЗ-42 можно находить из выражения:

$$t_c = \frac{1,35 t_g + t_r}{2,35} + 6^\circ\text{C}. \quad (148)$$

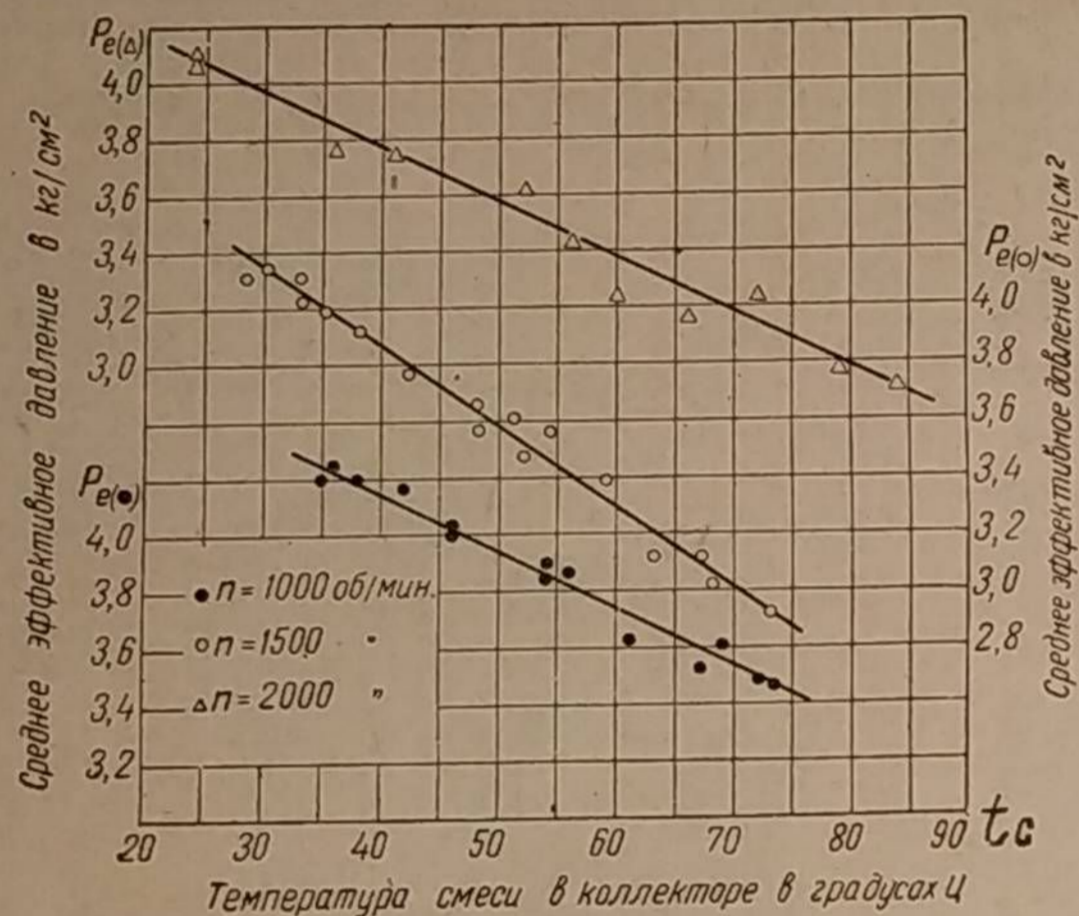
При этом надо иметь в виду, что всасывающий коллектор лишён специального подогрева от выхлопа. Температура смеси для двигателей других типов не должна значительно отличаться, так как конструкция двигателя способна влиять только на степень подогрева смеси в коллекторе, роль которого в газовых двигателях второстепенна.

Как уже упоминалось, температура газовой смеси непосредственно влияет на наполнение цилиндров, которое обуславливает мощность, развиваемую двигателем. На фиг. 224 приведена опытная зависимость

эффективной мощности от температуры смеси, замеренной в коллекторе двигателя при различной скорости вращения вала. Опыт был поставлен в широком диапазоне изменения t_c от 24 до 84°Ц, что с избытком охватывает случаи, возможные в нормальной эксплуатации.

Как видно из диаграммы, по мере повышения температуры смеси происходит падение мощности, которое следует закону прямой для всех чисел оборотов.

На полном дросселе при 2 000 об/мин каждые десять градусов повышения температуры смеси вызывают уменьшение мощности на 1,4 л. с., или на 4,7% от её максимального значения. При 1 000 об/мин это падение меньше



Фиг. 225. Зависимость эффективного давления от температуры смеси во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя.

и составляет 0,8 л. с. Таким образом, при конструировании газогенераторных установок вопросу достаточного охлаждения газа следует уделять должное внимание.

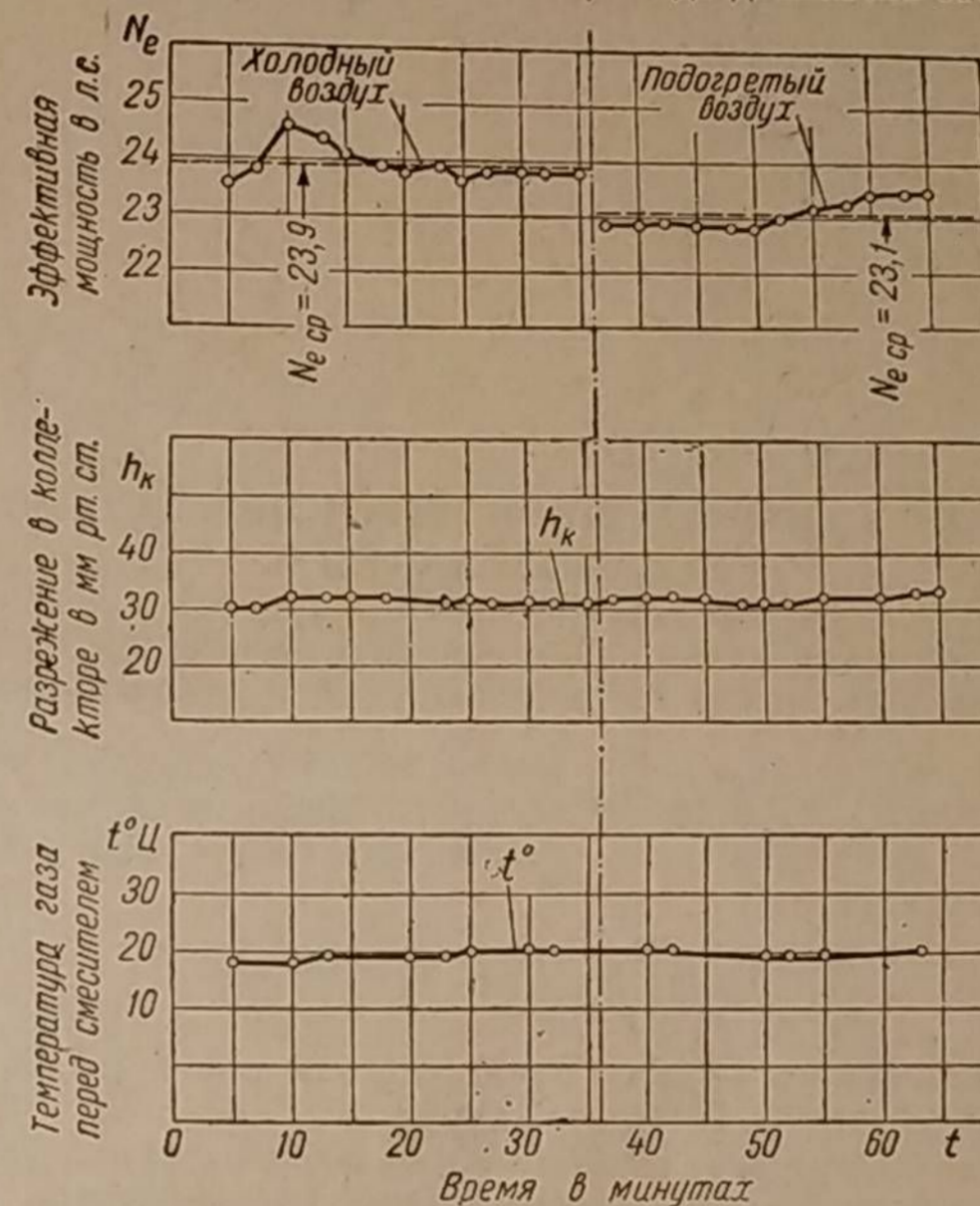
Зависимость среднего эффективного давления от температуры рабочей смеси представлена на фиг. 225, откуда видно, что падение этого давления неодинаково для различных оборотов вала. Наибольшее падение наблюдалось при 1 500 об/мин, а меньшее — при 1 000 и 2 000 об/мин.

Вернувшись к температуре рабочей смеси, замечаем, что воздух, поступающий в смеситель, согласно формуле (148), влияет на температуру смеси в большей степени, нежели газ, поскольку первого по объёму расходуется больше. Поэтому, чтобы достигнуть наибольшей мощности, необходимо в смеситель подводить воздух холодным. Однако этого правила не всегда придерживаются. Часто можно встретить устройства, в которых воздух засасывается смесителем под капотом двигателя, где имеется сравнительно высокая температура (40—50° Ц).

Было бы рационально удлинить воздушный патрубок смесителя с тем, чтобы конец его вывести из-под капота или перед радиатором автомобиля. Это незначительное конструктивное изменение позволит подводить к смесителю воздух, имеющий температуру окружающей среды.

Смеситель двигателя ГАЗ-42 обращён воздушным патрубком к выхлопной трубе, и поэтому воздух, поступающий в двигатель, установленный на стенде, имеет высокую температуру.

В лаборатории при работе на антраците был поставлен опыт, при котором воздух мог засасываться через приставную трубу из места, несколько удалённого от раскалённой выхлопной трубы. Результаты двух таких сравнительных испытаний, проведённых одно за другим, представлены графически на фиг. 226. Оказалось, что вначале, когда двигатель засасывал холод-



Фиг. 226. Влияние подогрева воздуха, поступающего в смеситель, на мощность двигателя при полном открытии дросселя; топливо — антрацит АС, $n = 1 500$ об/мин, $\varepsilon = 6,3$.

ный воздух, мощность в среднем равнялась 23,9 л. с. После перехода на подогретый воздух мощность резко упала до 23,1 л. с. Таким образом, прирост мощности при холодном воздухе составил 0,8 л. с., или 3,5%.

Двигатели, работающие на генераторном газе, со степенью сжатия около 6—8 единиц, как правило, выгодно отличаются от карбюраторных мягкостью работы на газе. Никаких признаков детонации в этом случае обычно не наблюдается. Опыты с повышением температуры рабочей смеси установили, что сгорание в двигателе, имеющем степень сжатия 6,6, при 2 000 об/мин происходит с детонацией, когда температура смеси превышает 75—80° Ц.

РЕГУЛИРОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

1. Влияние гидродинамической характеристики газогенераторной установки на пропорцию между газом и воздухом в рабочей смеси

Гидродинамической характеристикой газогенераторной установки мы называем зависимость суммарного сопротивления всей газогенераторной установки, кроме смесителя, т. е. зависимость разрежения газа перед смесителем от расхода газа:

$$\Sigma \Delta h = f(V_r) \quad \text{или} \quad h_y = f(V_r).$$

Характер этой функции влияет на пропорцию газа с воздухом при изменении расхода газа.

Гидродинамическая характеристика газогенераторной установки, в свою очередь, зависит от гидродинамических характеристик её элементов и, в частности, от характеристики очистителей газа.

Очистители генераторного газа в отношении их влияния на пропорцию между газом и воздухом могут быть разбиты на две группы. Очистители первой группы имеют такую гидродинамическую характеристику, при которой соотношение газа с воздухом сохраняется неизменным, когда расход газа изменяется. К этой группе относятся: динамические очистители, матерчатые фильтры и очистители с набивками или с кольцами Рашига. Вторую группу составляют барботажные очистители или очистители с гидравлическим затвором, в которых газ пробулькивается через слой жидкости (воду, масло, керосин и пр.). Наличие постоянной высоты слоя жидкости обуславливает постоянство гидравлического сопротивления такого очистителя при всех возможных расходах газа, в силу чего пропорция газа с воздухом оказывается переменной.

Выявим для очистителей каждой группы закономерность влияния расхода газа на его пропорцию с воздухом в рабочей смеси.

Сопротивление h_b воздушной заслонки смесителя при её неизменном положении всегда прямо пропорционально квадрату расхода воздуха ($m^3/час$ при 0° и 760 мм рт. ст.), т. е.

$$h_b = K_b V_b^2 \text{ мм вод. ст.} \quad (149)$$

Здесь коэффициент K_b является постоянным для различного расхода воздуха, но его величина зависит от диаметра воздушной заслонки и от угла её открытия.

Если очиститель газогенераторной установки не имеет гидравлического затвора с постоянным уровнем жидкости, то, согласно нашим опытным наблюдениям, сопротивление h_r всей газогенераторной установки также прямо пропорционально квадрату расхода газа V_r ($m^3/час$ при 0° и 760 мм рт. ст.), т. е.

$$h_r = K_r V_r^2 \text{ мм вод. ст.}, \quad (150)$$

где коэффициент K_r постоянен для различного расхода газа, но зависит от размеров газогенераторной установки и от её засорённости.

В смесителе гидростатические давления газа и воздуха равны между собой. Поэтому

$$h_b = h_r, \quad (151)$$

а следовательно,

$$K_b V_b^2 = K_r V_r^2,$$

отсюда

$$\frac{V_b}{V_r} = \sqrt{\frac{K_r}{K_b}}. \quad (152)$$

С другой стороны, потребный расход воздуха, согласно формуле (126), равняется:

$$V_b = \alpha L_0 V_r \text{ м}^3/\text{час},$$

где α — коэффициент избытка воздуха;

L_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания газа и зависящее только от химического состава газа.

Отсюда

$$\alpha = \frac{V_b}{L_0 V_r}, \quad (153)$$

а после замены $\frac{V_b}{V_r}$, согласно уравнению (152), получаем

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \sqrt{\frac{K_r}{K_b}}. \quad (154)$$

Выражениями (152) и (154) мы доказали, что если газогенераторная установка не имеет гидравлического затвора с постоянным уровнем жидкости, то пропорция между газом и воздухом, а в случае постоянства химического состава газа и коэффициент избытка воздуха α не зависят от расхода газа или от расхода рабочей смеси.

Уравнение (154) показывает, что при данной газогенераторной установке коэффициент избытка воздуха зависит только от химического состава газа (L_0), от засорённости газогенераторной установки (K) и от угла открытия воздушной заслонки смесителя (K_b).

Как влияет на коэффициент избытка воздуха изменение расхода газа в том случае, когда очиститель газа имеет один или несколько гидравлических затворов? Выясним этот весьма важный для работы двигателя вопрос.

Пусть общая высота слоя воды равна h_0 мм. Тогда сопротивление всей газогенераторной установки можно представить так:

$$h_r = K_r V_r^2 + h_0 \text{ мм вод. ст.}, \quad (155)$$

причём сопротивление гидравлического затвора постоянно при любых расходах газа и численно равно h_0 мм вод. ст. На основании уравнений (149), (151) и (155) имеем, что

$$K_b V_b^2 = K_r V_r^2 + h_0;$$

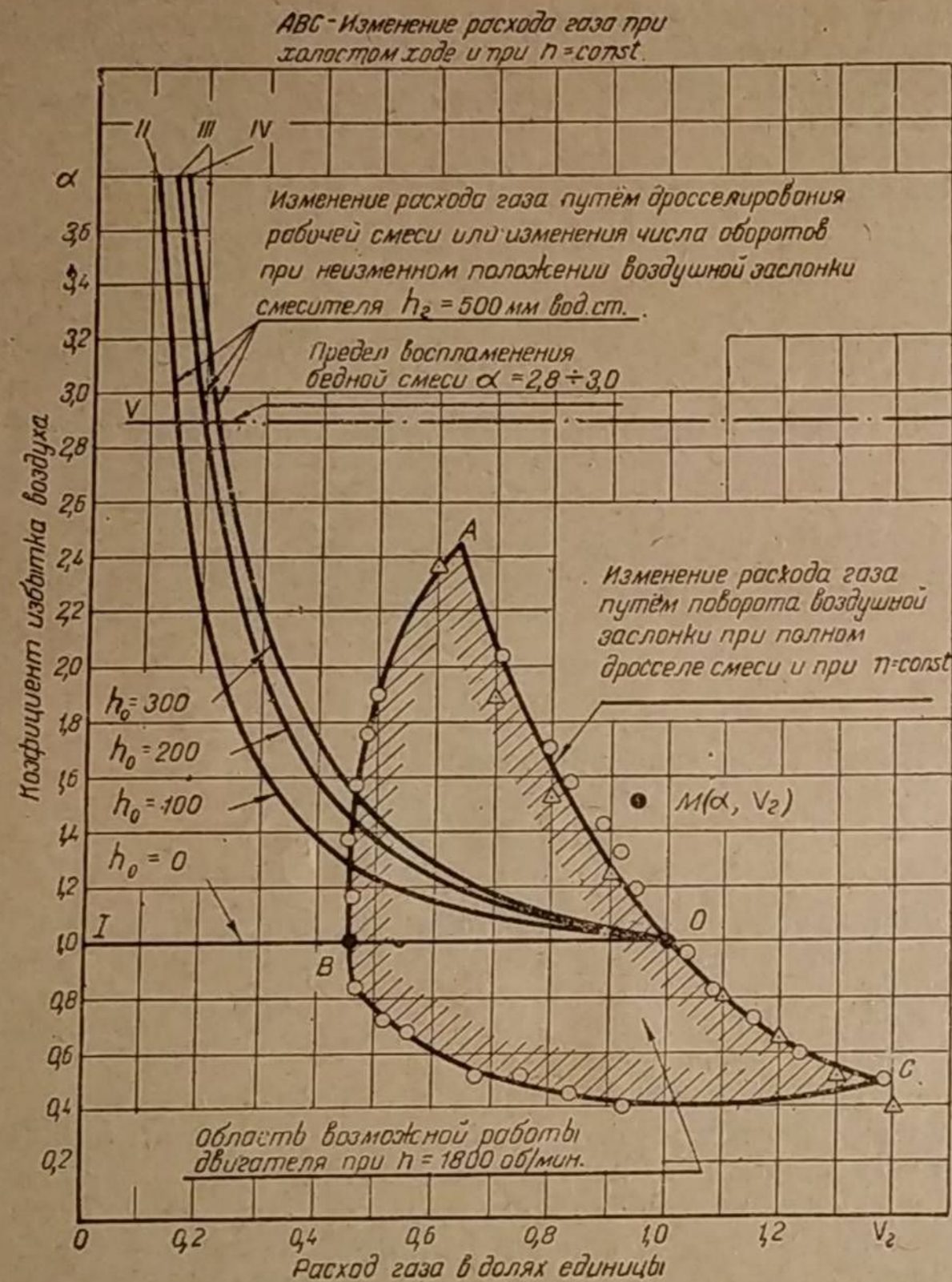
откуда

$$\frac{V_b}{V_r} = \sqrt{\frac{1}{K_b} \left(K_r + \frac{h_0}{V_r^2} \right)}, \quad (156)$$

т. е. пропорция между воздухом и газом в рабочей смеси при наличии гидравлического затвора уже зависит от расхода газа V_r , отнесённого к условиям 0° и 760 мм рт. ст.

На основании уравнения (153) коэффициент избытка воздуха при таком очистителе будет равен:

$$\alpha = \frac{1}{L_0 \sqrt{K_B}} \sqrt{K_r + \frac{h_0}{V_r^2}} \quad (157)$$



Фиг. 227. Диаграмма α, V_r качества смеси при различных способах её регулирования.

Следовательно, по мере уменьшения расхода газа V_r коэффициент избытка воздуха α возрастает, т. е. рабочая смесь становится беднее, причём степень этого обеднения тем больше, чем выше уровень гидравлического затвора h_0 . Это изменение α показано кривыми II, III и IV на фиг. 227. Чтобы построить кривые, потребовалось в уравнении (157) исключить неизвестные постоянные коэффициенты K_r и K_B при помощи следующего приёма.

Расход газа V_r при полном дросселе смеси, при $\alpha = 1$ и при $n = 1800$ об/мин условно был принят за единицу, но попрежнему был отнесён к нормальным физическим условиям (0° и 760 мм рт. ст.). Далее было принято,

что при $V_r = 1$ сопротивление газогенераторной установки за вычетом сопротивления гидравлического затвора составляет h'_r мм вод. ст., т. е.

$$h'_r = h_r - h_0 = K_r V_r^2 = K_r,$$

поэтому

$$\alpha = \frac{1}{L_0 \sqrt{K_B}} \sqrt{h'_r + \frac{h_0}{V_r^2}} \quad (158)$$

Для полностью открытого дросселя смеси (когда $\alpha = 1$ и $V_r = 1$) получаем уравнение:

$$1 = \frac{1}{L_0 \sqrt{K_B}} \sqrt{h'_r + h_0} \quad (159)$$

Разделив почленно уравнение (158) на уравнение (159), получим, что для произвольного расхода газа

$$\alpha = \sqrt{\frac{h'_r + \frac{h_0}{V_r^2}}{h'_r + h_0}} \quad (160)$$

Примем, наконец, для нашего частного случая $h'_r = 500$ мм вод. ст. Тогда при $h_0 = 0$ имеем $\alpha = 1 = \text{const}$, т. е. коэффициент избытка воздуха может быть выражен горизонтальной прямой (см. прямую I на фиг. 227);

$$\text{при } h_0 = 100 \text{ мм } \alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{1}{V_r^2}}{6}} \quad (\text{кривая II});$$

$$\text{при } h_0 = 200 \text{ мм } \alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{2}{V_r^2}}{7}} \quad (\text{кривая III});$$

$$\text{при } h_0 = 300 \text{ мм } \alpha = \sqrt{\frac{5 + \frac{3}{V_r^2}}{8}} \quad (\text{кривая IV}).$$

Как может повлиять на работу двигателя такое непостоянство коэффициента избытка воздуха?

Чтобы ответить на этот вопрос, нам потребуется рассмотреть поведение двигателя при всех возможных способах регулирования газозвушной смеси, при любых нагрузках (от нуля до максимума) и при различном числе оборотов в минуту.

Напомним, что прямая I и кривые II, III и IV характеризуют α , когда изменяется расход газа при неизменном положении воздушной заслонки смесителя (т. е. при $K_B = \text{const}$). Здесь совершенно безразлично, каким путём изменяется расход газа: за счёт числа оборотов в минуту или дросселирования рабочей смеси.

Кривые II, III и IV абстрактны. Они построены без учёта условий, допускающих работу двигателя на газе, так как проведены за границу предела воспламенения бедной смеси (прямая V), который наступает у генераторного газа, полученного из дров при $\alpha = 2,8 \div 3,0$. Поэтому чтобы в системе координат α, V_r найти область, где работа двигателя при заданной высоте h_0 гидравлического затвора была бы возможна, требуется построить кривые пограничных состояний двигателя.

Для каждого заданного числа оборотов в минуту рабочее состояние двигателя ограничивается двумя условиями: холостым ходом, когда

коэффициент избытка воздуха изменяется по кривой ABC (фиг. 227) и работой при полном дросселе смеси, когда α следует закону $\alpha = F(V_r)$ по кривой AOC . Кривая ABC получена автором опытным путём на двигателе ЗИС-21 при $n = 1800 \text{ об/мин}$. Расход газа изменялся одновременным воздействием на заслонки воздуха и рабочей смеси, причём количество смеси увеличивалось по мере ухудшения её качества. Точка B этой кривой, лежащая на прямой I для $h_0 = 0$ и $\alpha = 1$, соответствует наибольшему прикрытию дросселя смеси и наименьшему расходу газа, а конечные точки A и C — полному открытию дросселя смеси и наихудшему её качеству, причём для точки C расход газа — наибольший.

Другая пограничная кривая AOC показывает изменение α у двигателя ЗИС-21, как функцию расхода газа при полностью открытом дросселе смеси и при том же постоянном числе оборотов в минуту. Изменение расхода газа производилось путём различного дросселирования воздуха, поступающего в смеситель, т. е. путём изменения коэффициента K_B . Точка O , для которой $\alpha = 1$, соответствует наибольшему крутящему моменту двигателя и расходу газа, принятому за единицу, а точки A и C — холостому ходу.

Кривая AOC может быть найдена также теоретически следующим рассуждением. Расход рабочей смеси, поступающей в двигатель и отнесённый к 0° и 760 мм рт. ст. , равен:

$$V_c = V_r + V_B = V_r + \alpha L_0 V_r \text{ м}^3/\text{час.}$$

где V_r — расход газа в $\text{м}^3/\text{час}$ при 0° и 760 мм рт. ст. ;
 V_B — расход воздуха в $\text{м}^3/\text{час}$ при 0° и 760 мм рт. ст. ;
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания газа.

Следовательно,
$$V_c = V_r (1 + \alpha L_0) \text{ м}^3/\text{час.} \quad (161)$$

Но объёмный расход рабочей смеси, отнесённый к условиям во всасывающем коллекторе, где господствуют температура t_k и разрежение h_k , будет равен:

$$V_c = \frac{760 (273 + t_k)}{(760 - h_k) 273} V_r (1 + \alpha L_0). \quad (162)$$

При составлении этого уравнения было принято, что давление окружающего воздуха равно 760 мм рт. ст. , а расход газа выражен в долях единицы.

Для полного открытия дросселя смеси, когда $V_r = 1$, $\alpha = 1$, разрежение в коллекторе h'_k и температура t_k сохраняются неизменными, объёмный расход смеси

$$V'_c = \frac{760 (273 + t_k)}{(760 - h'_k) 273} \cdot 1 \cdot (1 + L_0). \quad (163)$$

Если изменять положение воздушной заслонки при полностью открытом дросселе смеси, то разрежение во всасывающем коллекторе и весовой расход рабочей смеси будут соответственно изменяться, но объёмный расход смеси, отнесённый к действительным условиям температуры и давления во всасывающем коллекторе, останется неизменным, если число оборотов в минуту сохранено прежним. Поэтому

$$V_c = V'_c.$$

Разделив почленно уравнение (162) на уравнение (163), получим после сокращения

$$1 = \frac{(760 - h'_k) V_r (1 + \alpha L_0)}{(760 - h_k) (1 + L_0)}. \quad (164)$$

Напомним, что, согласно уравнению (161), объёмный расход газа V_r , выраженный здесь в долях единицы, отнесён к 0° и 760 мм рт. ст. . Разрежение во всасывающем коллекторе при полном открытии дросселя смеси пропорционально квадрату расхода газа, т. е.

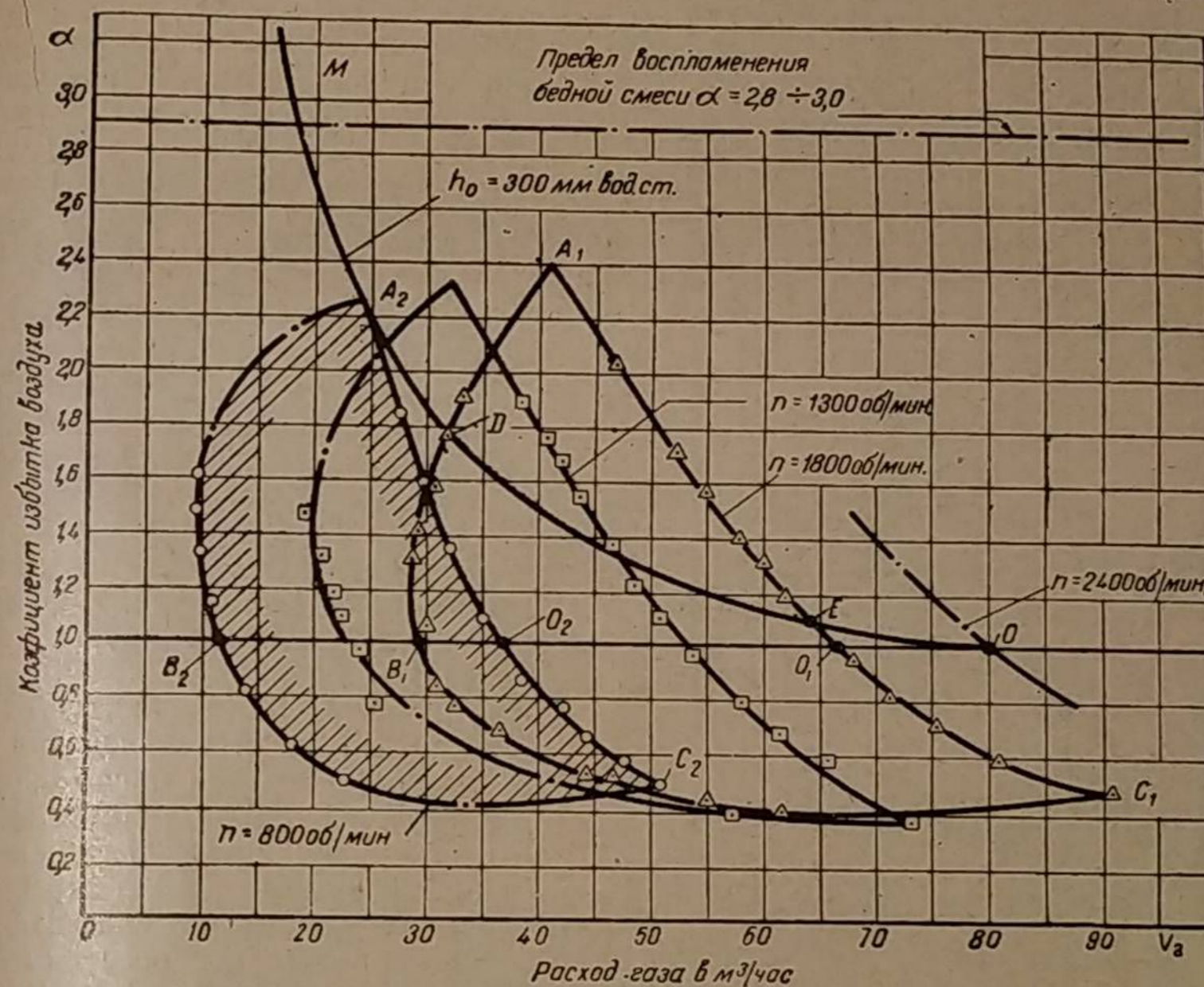
$$h_k = \alpha V_r^2.$$

Когда $\alpha = 1$, $V_r = 1$ и $h_k = h'_k$, то

$$h'_k = A,$$

а для $\alpha \neq 1$ разрежение в коллекторе будет:

$$h_k = h'_k V_r^2. \quad (165)$$



Фиг. 228. Диаграмма α , V_r качества смеси для различной скорости вращения вала двигателя ЗИС-21.

Решив уравнение (164) относительно α и произведя замену h_k , согласно (165), получим

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \left[\frac{(760 - h'_k V_r^2) (1 + L_0)}{(760 - h'_k) V_r} - 1 \right]. \quad (166)$$

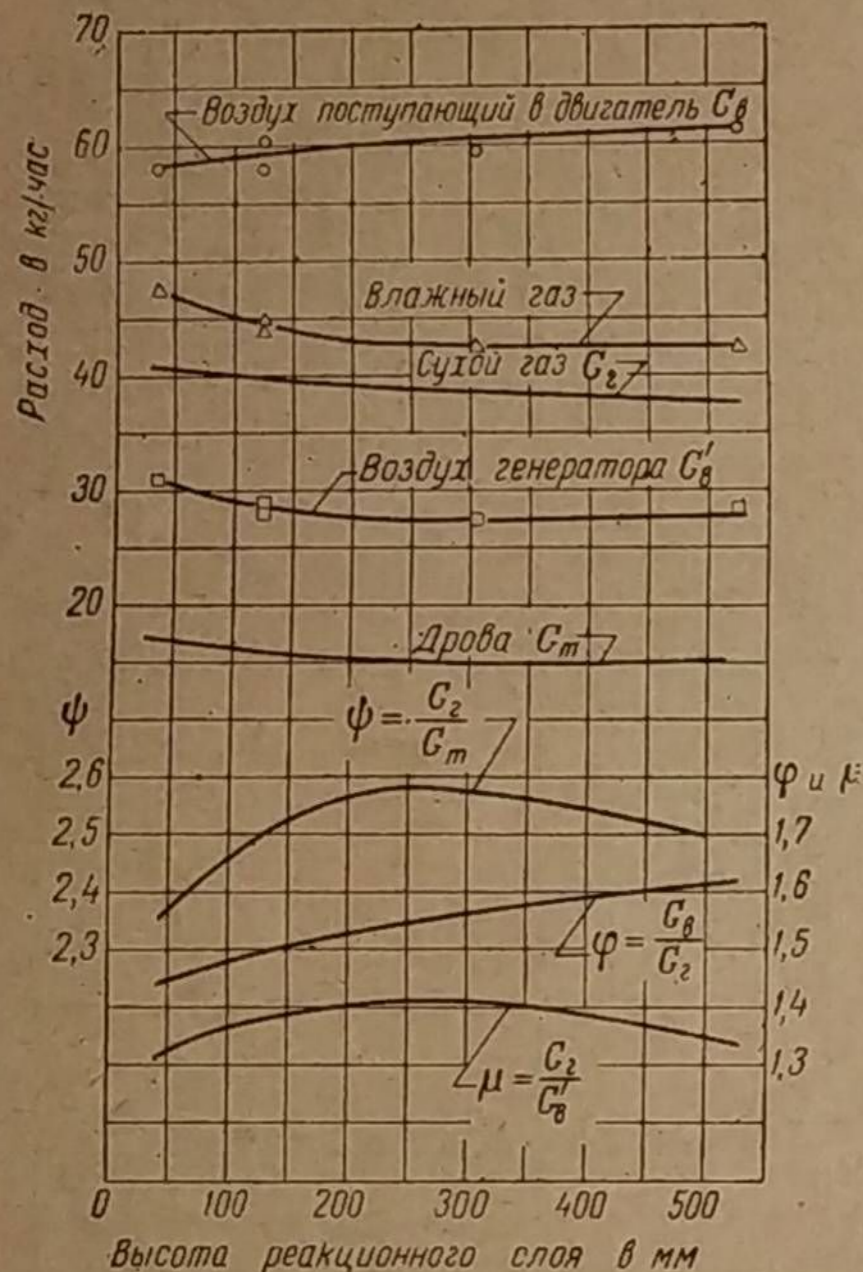
Такова зависимость коэффициента избытка воздуха от расхода газа при полном открытии дросселя смеси и при постоянном числе оборотов в минуту.

Для нашего частного случая, когда $\alpha = 1$ и $n = 1800 \text{ об/мин}$, разрежение во всасывающем коллекторе двигателя ЗИС-21 $h'_k = 66 \text{ мм рт. ст.}$, а $L_0 = 1,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (L_0 определена по химическому составу газа). Следовательно,

$$\alpha = \frac{1}{1,3} \left[\frac{760 - 66 V_r^2}{302 V_r} - 1 \right]. \quad (167)$$

Точки, вычисленные по этому уравнению, обозначены на фиг. 227 треугольниками. Хорошее их совпадение с экспериментальной кривой подтверждает достоверность предложенной нами формулы (166).

Итак, область, ограниченная контуром $ABCOA$, охватывает при данном числе оборотов в минуту все возможные значения коэффициента избытка воздуха во время работы двигателя при любой нагрузке, начиная от холостого хода и до максимального крутящего момента. Следовательно, прямая I и кривые II , III и IV реально существуют только в той их части, которая находится внутри заштрихованного контура. Всякая регулировка качества



Фиг. 229. Зависимость часовых расходов газа, воздуха и топлива от высоты реакционного слоя в камере диаметром 200 мм при $n = 1500$ об/мин и полной нагрузке.

и количества смеси, характеризующаяся какой-либо точкой M с координатами α , V_r (см. фиг. 227), лежащей вне этой области, указывает на невозможность работы двигателя при данном числе оборотов в минуту!

Наличие в очистителе гидравлического затвора с постоянной высотой h_0 ухудшает работу двигателя, искажая его внешнюю характеристику. Действительно, допустим, что очиститель имеет гидравлический затвор постоянной высоты $h_0 = 300$ мм и что при полностью открытом дросселе смеси и $n = 2400$ об/мин качество смеси отрегулировано так, чтобы $\alpha = 1$ (точка O на фиг. 228), благодаря чему крутящий момент при данном числе оборотов в минуту максимален. Допустим далее, что вследствие возросшей нагрузки число оборотов снизилось до 1800 в минуту, причём дроссель смеси попрежнему полностью открыт. Тогда расход газа уменьшится и станет равным абсциссе точки E пересечения кривой OM с кривой $A_1 O_1 C_1$ полного открытия дросселя при $n = 1800$

об/мин. При этом новом числе оборотов в минуту α может изменяться только на участке DE , лежащем внутри области $A_1 B_1 C_1 A_1$, и всегда будет больше единицы, а двигатель, следовательно, не разовьёт наибольший для данного числа оборотов в минуту крутящий момент. Может оказаться, что при уменьшении числа оборотов в минуту (от перегрузки двигателя) крутящий момент не возрастет, а уменьшится по причине неизбежного роста α . Тогда равновесия с нагрузкой не произойдет, и число оборотов вала будет снижаться до тех пор, пока двигатель заглохнет.

Предложенная нами диаграмма α , V_r наглядно показывает, что в приведенном случае нельзя путём обычного дросселирования рабочей смеси перейти с больших на малые обороты (например, с 2400 на 800 об/мин), так как кривая OM проходит вне области $A_2 B_2 C_2 A_2$ возможной работы двигателя при этом числе оборотов (заштрихованный контур). Двигатель обязательно заглохнет, несмотря на то, что рабочая смесь ещё способна воспламениться.

Итак, при наличии гидравлического затвора с постоянной высотой уровня, оптимальный крутящий момент двигателя можно иметь только при том числе оборотов в минуту, при котором произведена регулировка качества смеси. Переход на другой скоростной режим вынуждает находить новое положение воздушной заслонки смесителя; в противном случае неизбежно снижение крутящего момента. Последнее обстоятельство может создать неустойчивое равновесие между крутящим моментом двигателя и его нагрузкой, в результате чего двигатель заглохнет.

Опасность подобного снижения мощности двигателя и его произвольных остановок возрастает по мере увеличения высоты гидравлического затвора. Поэтому в барботажных очистителях распространённых конструкций (например, ХТЗ-Т2Г, «Виско-Автогаз» и др.) высота h_0 слоя воды никогда не превышает 40—60 мм, что нельзя признать достаточным с точки зрения качества тонкой очистки газа, которая будет тем совершеннее, чем больше высота h_0 .

Чтобы осуществить в барботажном очистителе большую высоту гидравлического затвора (300—400 мм), требуется найти такой принцип действия очистителя, при котором сопротивление гидравлического затвора изменялось бы в соответствии с расходом газа, обеспечивая постоянство пропорции между газом и воздухом в рабочей смеси при всех возможных её расходах.

Решение этой задачи было предложено автором и успешно проверено в НАТИ на опытном экземпляре, получившем название очистителя с глубоким барботажем [10].

2. Влияние качества генераторного газа на регулирование рабочей смеси

Химический состав газа, характеризующий его качество, может изменяться в зависимости от сорта топлива, его влажности, конструкции газогенератора и режима работы.

При изменении химического состава газа, как правило, требуется другая регулировка смеси, поскольку при этом меняется L_0 и, следовательно, требуется другой коэффициент весового смешения φ .

На фиг. 229 приведены опытные данные испытания экспериментального газогенератора, в котором менялась высота реакционного слоя топлива посредством перемещения колосниковой решётки. Из диаграммы видно, что по мере приближения решётки к фурмам качество газа ухудшалось и воздуха, необходимого для сгорания газа в двигателе, требовалось меньше. По этой причине приходилось прикрывать воздушный дроссель смесителя. Поэтому в зависимости от качества газа коэффициент весового смешения φ , соответствовавший наибольшей мощности двигателя, изменялся от 1,45 до 1,62.

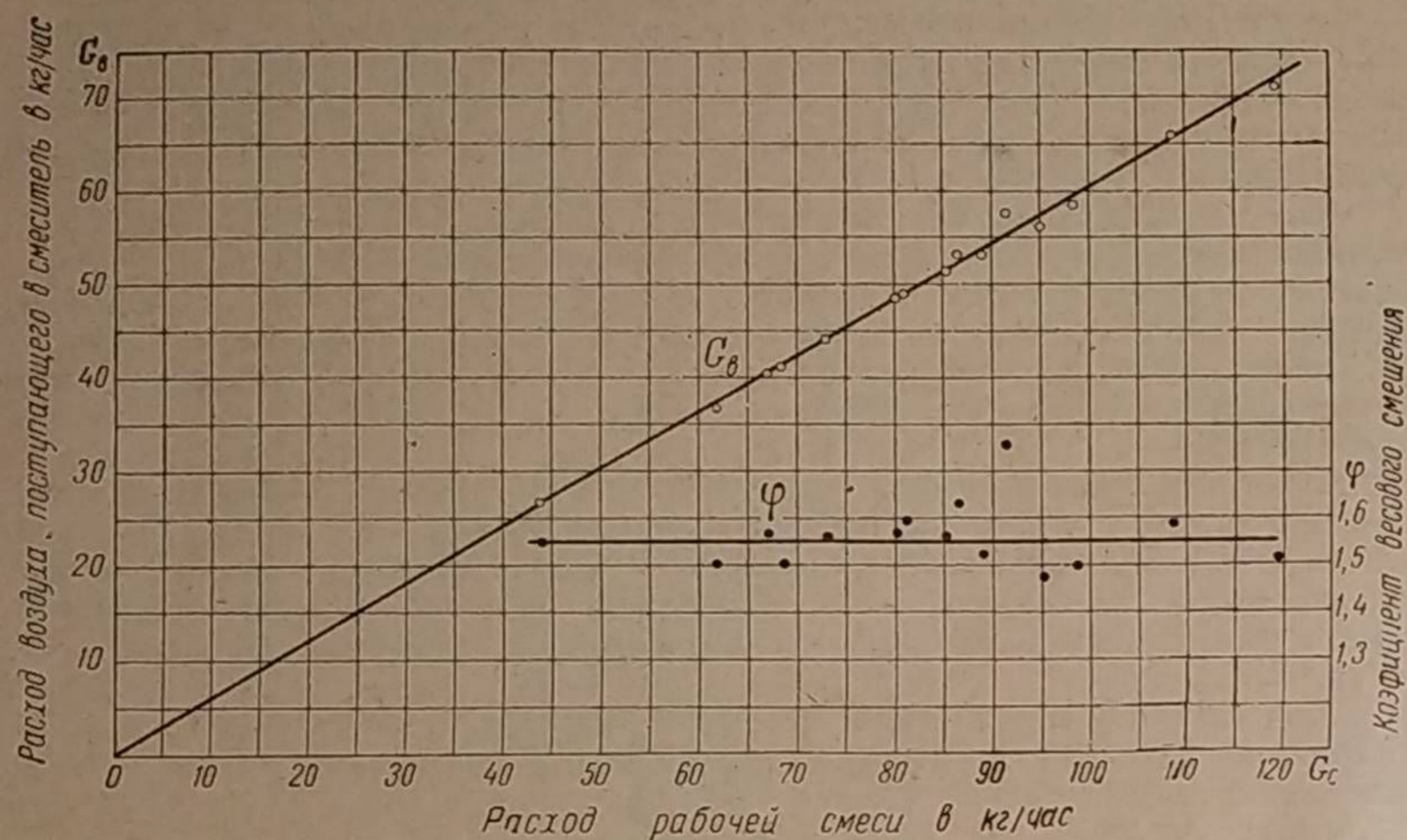
3. Регулирование качества смеси при постоянной скорости вращения вала двигателя ($n = \text{const}$)

Воздушный дроссель смесителя обычно устанавливается в наиболее выгодное положение во время движения автомобиля с постоянной скоростью и при полном открытии дросселя смеси. Такое условие движения наилучшим образом позволяет определить оптимум качественной регулировки смеси.

При внезапном изменении нагрузки двигателя или скорости вращения его вала водитель не успевает одновременно воздействовать на воздушный дроссель. Чтобы выявить, как при этом изменяется пропорция между газом и воздухом, нами были проведены специальные испытания, при которых положение воздушного дросселя оставалось неизменным.

На фиг. 230 дана зависимость весового расхода воздуха от расхода рабочей смеси при постоянном числе оборотов вала, равном 1500 в минуту.

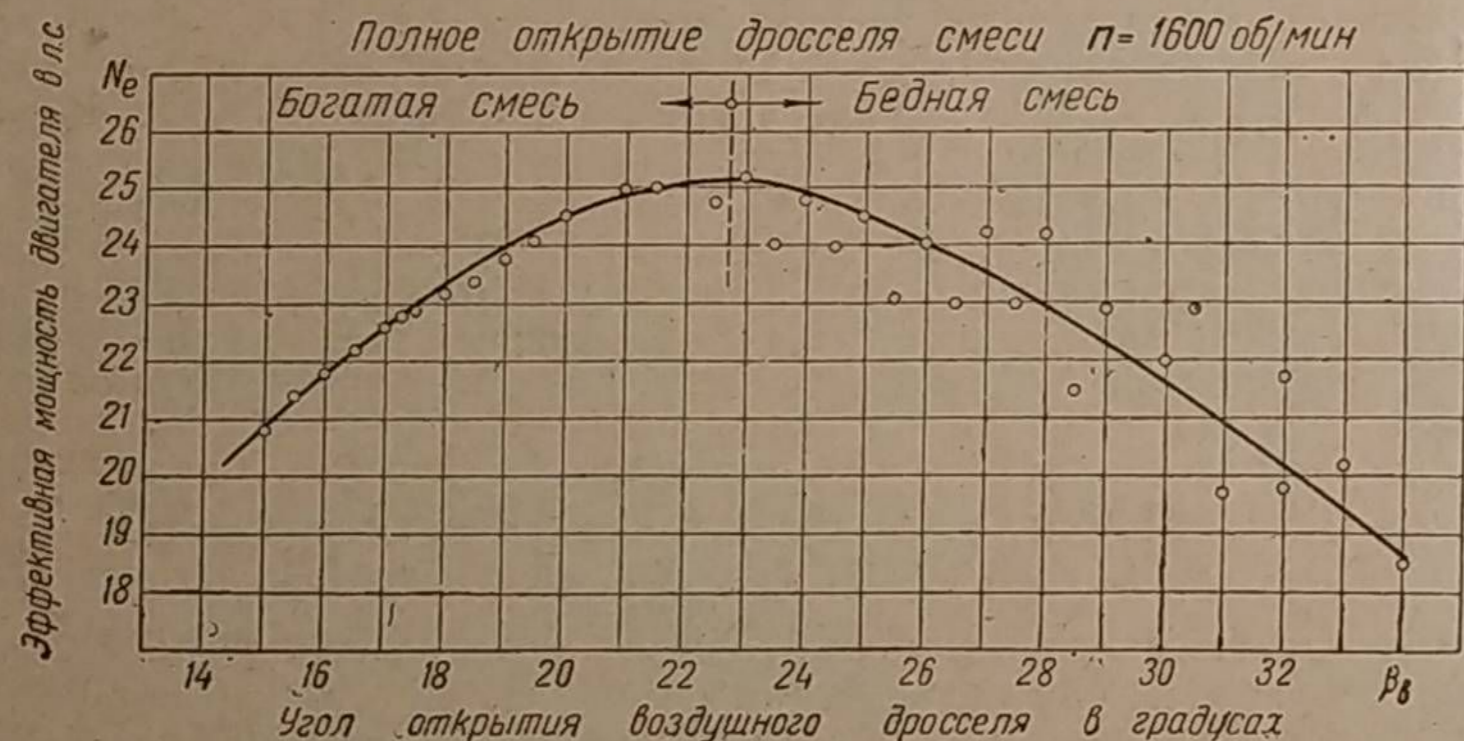
Количество смеси, поступавшей в двигатель, регулировалось дросселированием. Большинство опытных точек расхода воздуха легло на прямую, идущую в начало координат. Поэтому коэффициент весового смешения при различном



Фиг. 230. Зависимость коэффициента весового смешения от расхода смеси при неизменном положении воздушного дросселя и $n = 1500$ об/мин.

дросселировании двигателя и неизменном положении воздушной заслонки постоянна.

Непосредственное исследование оптимального положения воздушного дросселя показало, что при дросселировании двигателя ГАЗ-42 требуется



Фиг. 231. Влияние качественного регулирования смеси на неустойчивость работы двигателя.

некоторое прикрытие воздушной заслонки. Степень этого прикрытия возрастает для малых оборотов.

Как уже указывалось, угол открытия воздушной заслонки влияет на качество рабочей смеси, а потому и на мощность двигателя. На фиг. 231

видно, что по мере открытия воздушного дросселя мощность возрастает до какого-то максимума, зависящего от часового расхода смеси. При дальнейшем открытии воздушного дросселя смесь начинает обедняться и мощность падать.

Оптимальным положением воздушного дросселя будем называть такой угол его открытия, при котором мощность двигателя получается наибольшей.

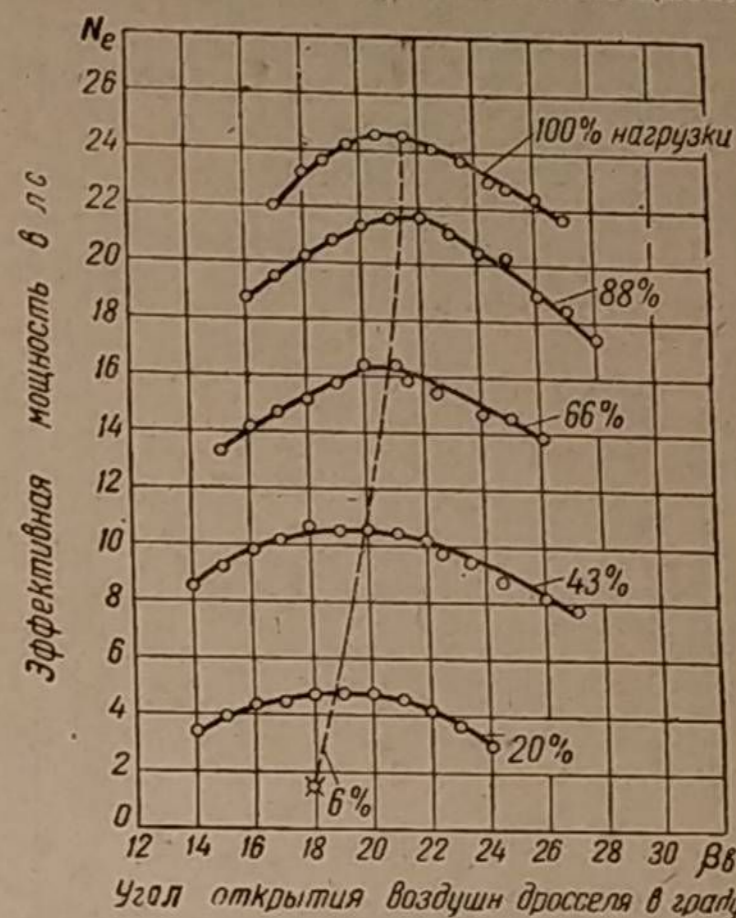
На фиг. 231 оптимальным положением дросселя является угол $22,7^\circ$. Приведённая диаграмма интересна для нас ещё тем, что она показывает влияние качества смеси на устойчивость работы двигателя. Когда воздушный дроссель прикрыт и двигатель работает на богатой смеси, сгорание в цилиндрах такой смеси происходит однообразно повторяющимися циклами, а мощность становится весьма устойчивой по времени. При обеднённой смеси наблюдается обратное явление. На диаграмме виден большой разбег замеров мощности при углах открытия дросселя, превышающих $22,7^\circ$, что свидетельствует о значительной неустойчивости работы при такой регулировке смеси.

На фиг. 232 показано влияние положения воздушного дросселя на мощность двигателя при его различном дросселировании. Скорость вращения вала поддерживалась постоянной, а наполнение двигателя менялось. Из диаграммы видно, что максимум мощности при различной нагрузке двигателя не соответствует одному и тому же положению воздушного дросселя. По мере уменьшения нагрузки требуется некоторое прикрытие этого дросселя.

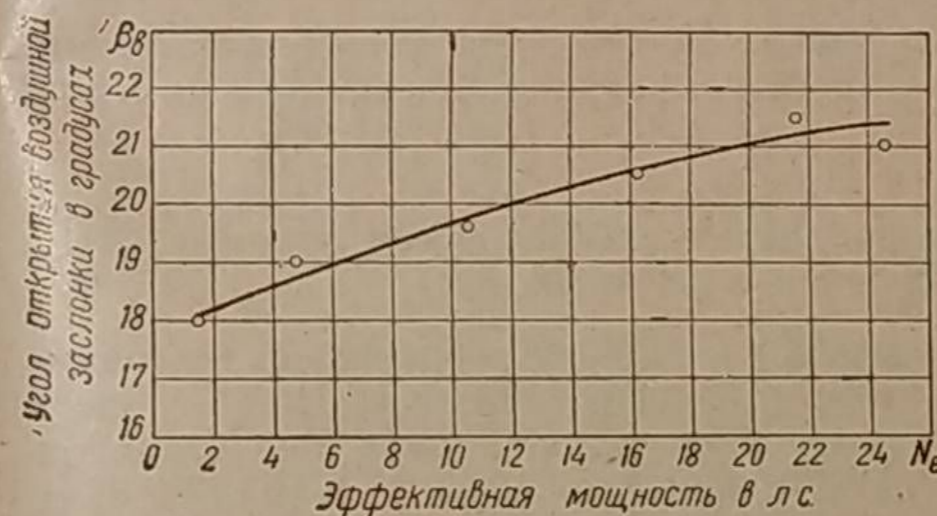
Однако, если при $n = 1600$ об/мин для стопроцентной нагрузки подобрать оптимальное положение воздушной заслонки и, сохраняя его, перейти на работу с задросселированным наполнением, то мощность против её максимума снизится незначительно.

На основе рассмотренных регулировочных кривых построена зависимость оптимального угла открытия воздушного дросселя как функция мощности, которая приведена на фиг. 233:

Фиг. 234 показывает изменение расходов сухого и влажного генераторного газа и воздуха, поступающего в смеситель и в газогенератор, в зависимости от расхода рабочей смеси, который изменялся путём различного дросселирования при постоянном числе оборотов. Пропорция между газом и воздухом в рабочей смеси регулировалась воздушной заслонкой так, чтобы иметь



Фиг. 232. Влияние положения воздушной заслонки на мощность двигателя при его различном дросселировании и $n = 1600$ об/мин (смеситель типа «Тройник»).

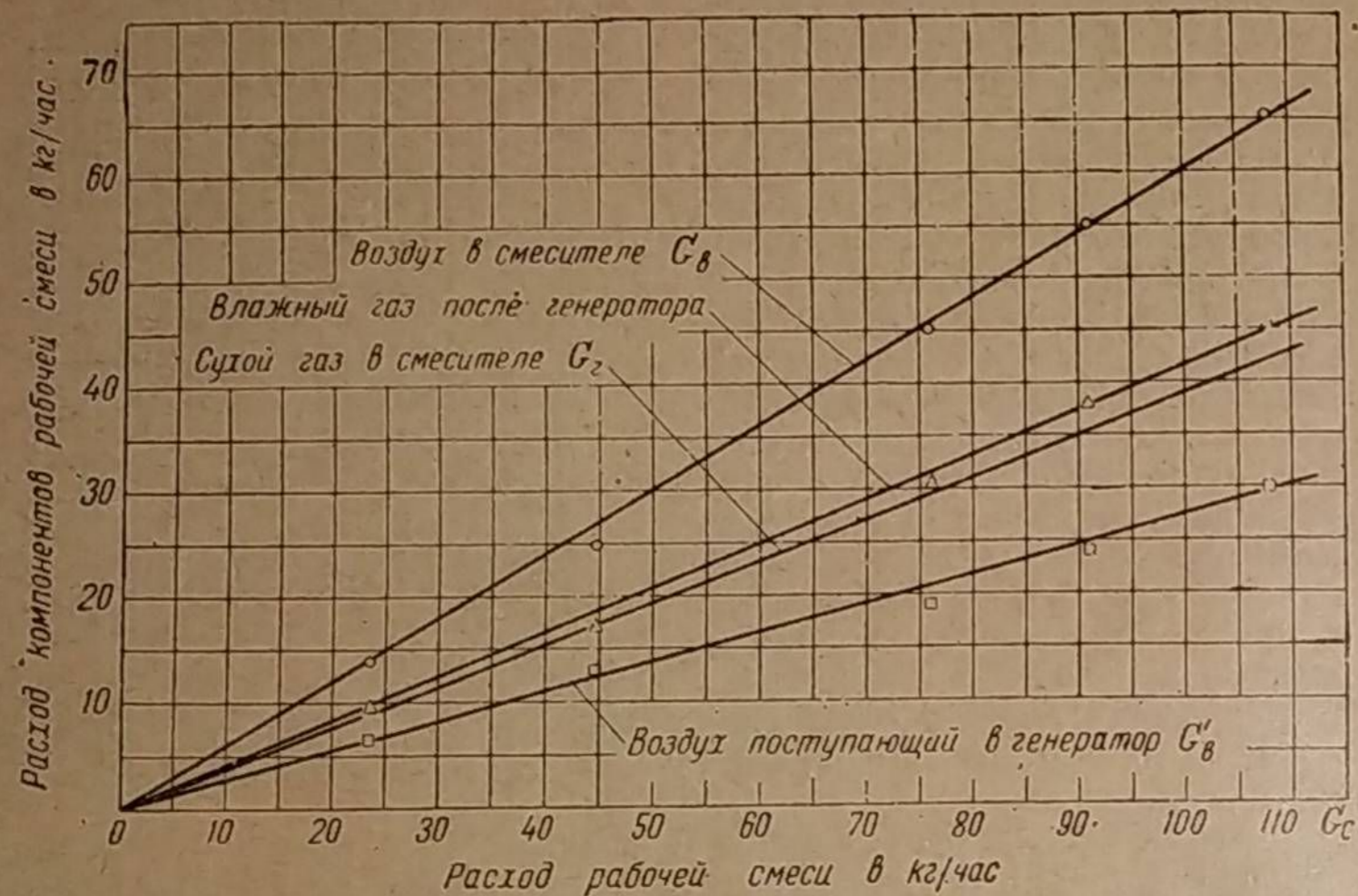


Фиг. 233. Зависимость наилучшего угла открытия воздушного дросселя от нагрузки двигателя; смеситель типа «Тройник»; $n = 1600$ об/мин.

Фиг. 234 показывает изменение расходов сухого и влажного генераторного газа и воздуха, поступающего в смеситель и в газогенератор, в зависимости от расхода рабочей смеси, который изменялся путём различного дросселирования при постоянном числе оборотов. Пропорция между газом и воздухом в рабочей смеси регулировалась воздушной заслонкой так, чтобы иметь

наибольшую мощность при данном положении дросселя смеси. В этих опытах (в противоположность предыдущим) при каждом заданном расходе смеси работа двигателя была продолжительной (около одного часа), и поэтому газогенератор успевал достигнуть постоянства температурного режима и, следовательно, относительного постоянства швельпроцесса.

Согласно данным фиг. 234 и результатам многочисленных аналогичных опытов, проведённых при таком же установившемся режиме работы, коэф-



Фиг. 234. Зависимость компонентов рабочей смеси от её расхода; экспериментальный газогенератор с камерой диаметром 230 мм и высотой реакционного слоя 305 мм, $n = 1500$ об/мин.

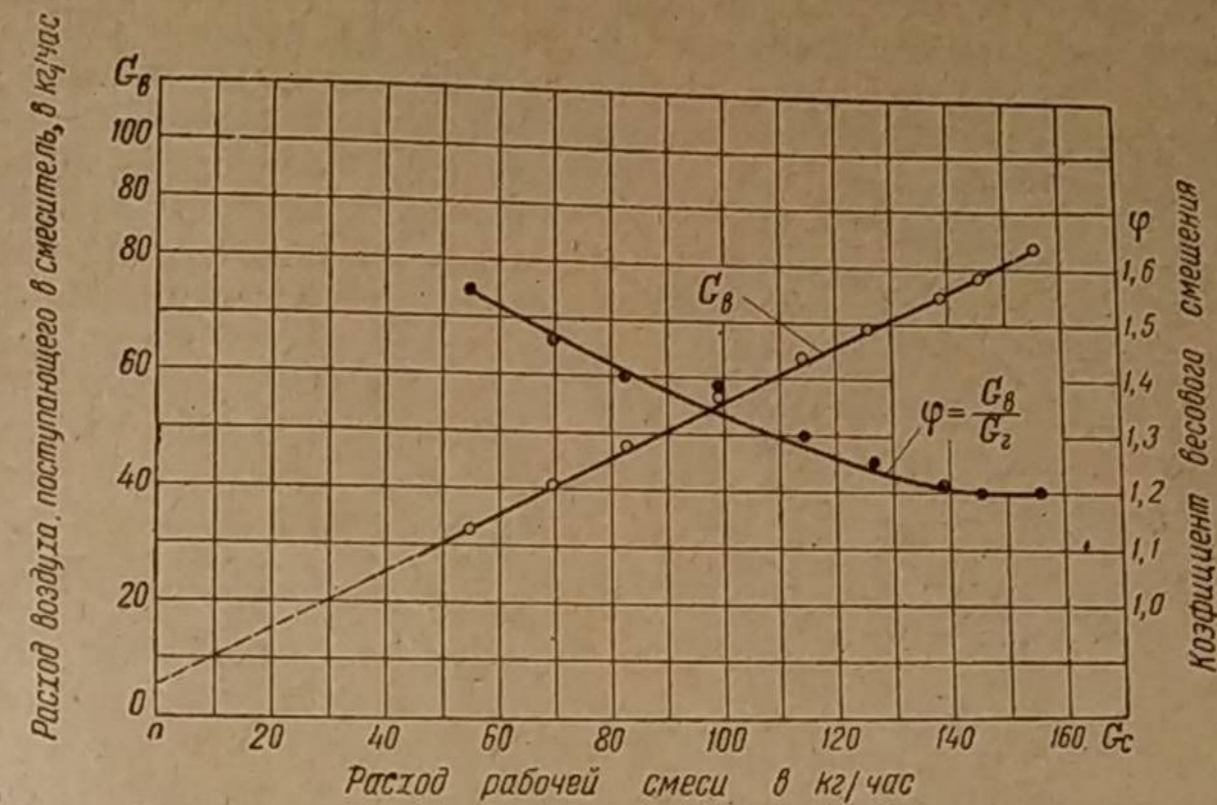
фициент весового смешения и ряд других соотношений между веществами, участвующими в газогенераторном процессе, сохраняются постоянными при всех расходах рабочей смеси.

4. Регулирование качества смеси при переменной скорости вращения вала двигателя (по внешней характеристике)

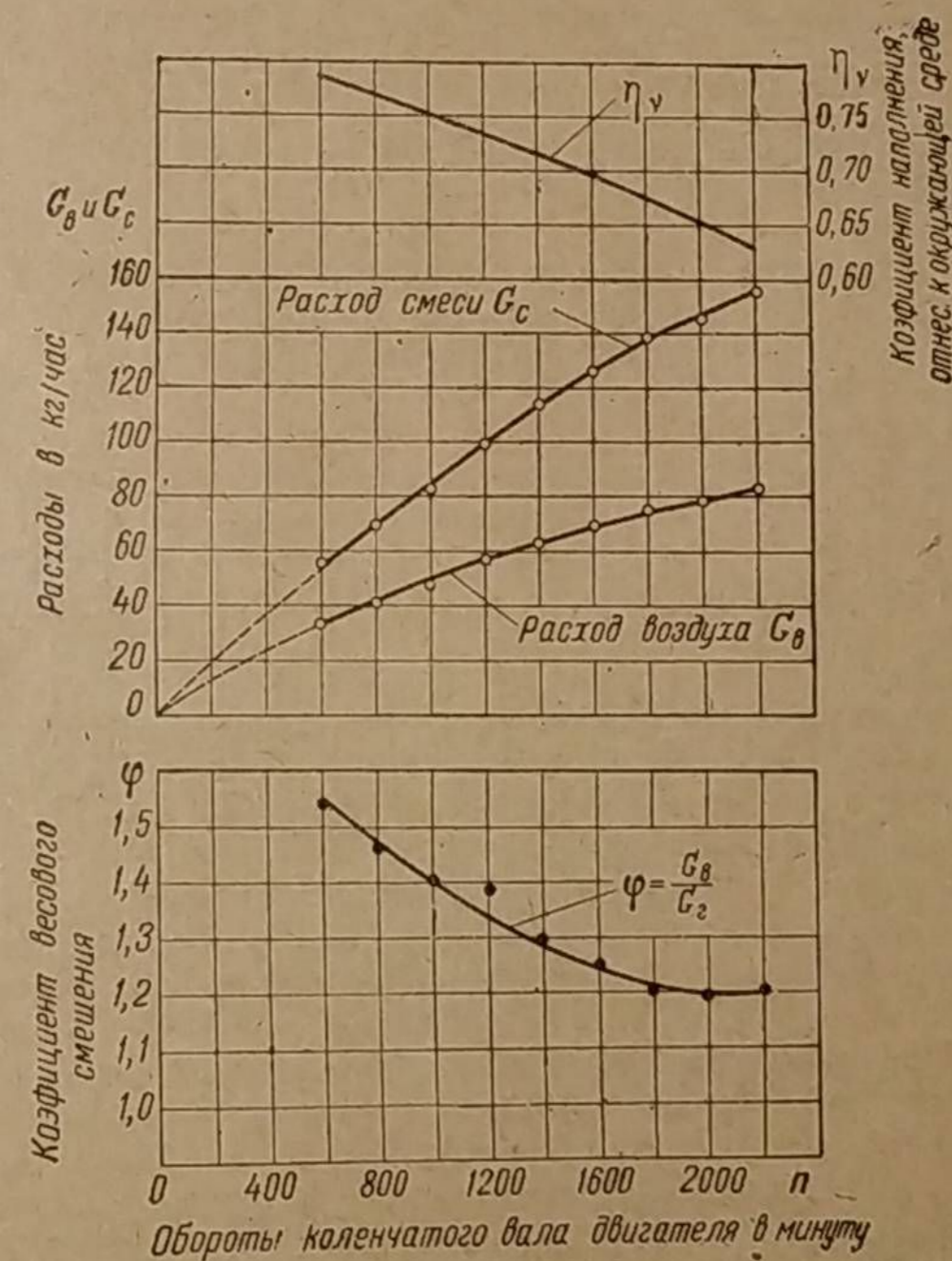
Автомобильные двигатели, в противоположность тракторным, постоянно работают в условиях переменных скоростей вращения вала. Поэтому интересно знать поведение коэффициента весового смешения при внезапном изменении числа оборотов вала, когда воздушный дроссель сохраняется в одном и том же положении.

На фиг. 235 в зависимости от изменения расхода смеси даны расходы воздуха, поступающего в смеситель. Точки замеров расхода воздуха хорошо легли на прямую, которая, однако, не проходит через начало координат. В силу этого по мере уменьшения расхода смеси происходит рост коэффициента весового смешения. Эти же данные приведены на фиг. 236 в зависимости от числа оборотов вала в минуту. Из диаграммы видно, что при уменьшении оборотов доля воздуха в смеси и коэффициент φ возрастали, хотя испытание проводилось при неизменном положении дросселя воздуха.

Непосредственной причиной, влияющей на соотношение между газом и воздухом, является, повидимому, не расход смеси, а скорость вращения вала, которая определяет характер пульсации в смесителе. Такое заключе-

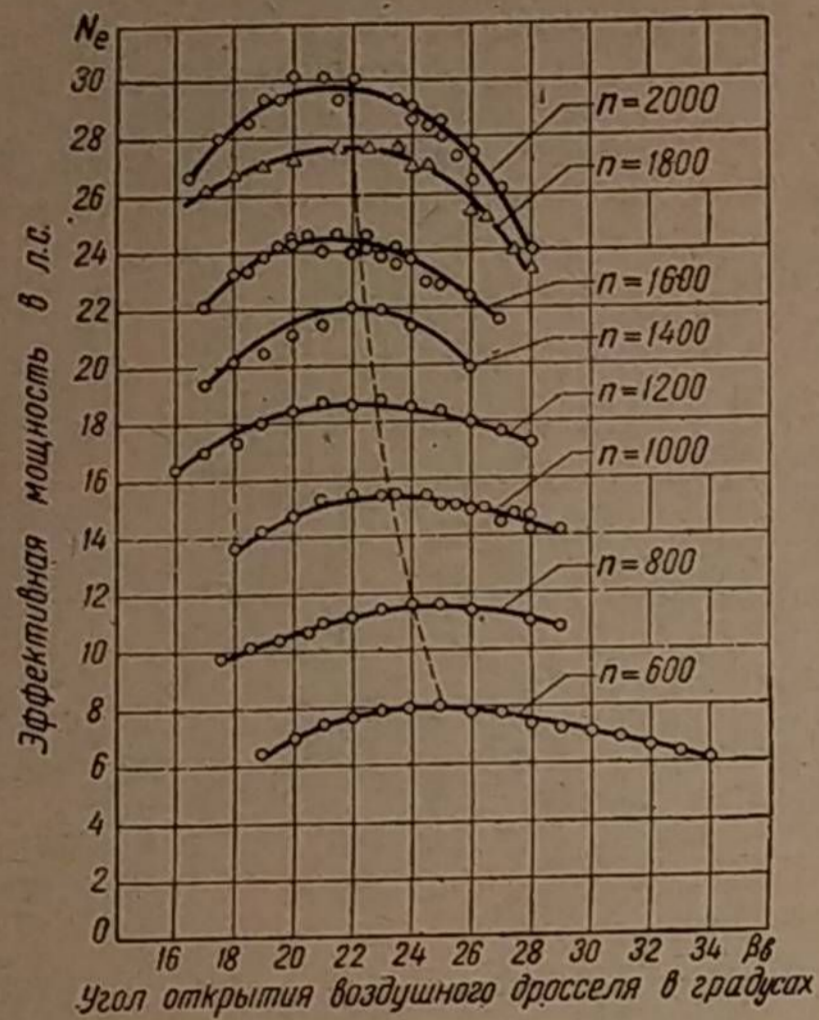


Фиг. 235. Зависимость коэффициента весового смешения от расхода смеси при переменном числе оборотов вала и неизменном положении воздушной заслонки.



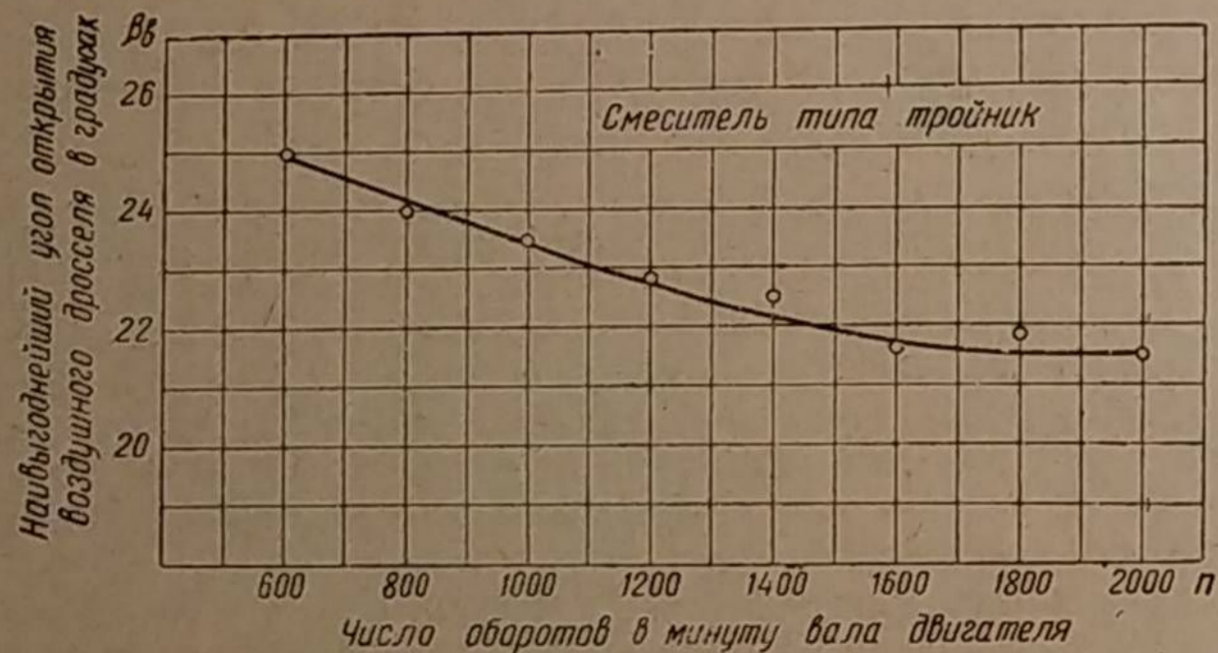
Фиг. 236. Зависимость коэффициента весового смешения от числа оборотов вала при неизменном положении воздушной заслонки смесителя.

ние следует из предыдущих опытов, где при $n = \text{const}$ и переменном расходе смеси коэффициент весового смешения не изменялся (см. фиг. 230).



Фиг. 237. Влияние положения воздушной заслонки на мощность двигателя при различной скорости вращения его вала на полном дросселе.

оборотов вала снижается. Следовательно, при оптимальной регулировке смеси коэффициент φ должен возрастать ещё больше, так как при этом требуется открытие воздушного дросселя. Рост коэффициента φ по мере снижения



Фиг. 238. Зависимость наивыгоднейшего угла открытия воздушного дросселя от скорости вращения вала двигателя.

скорости вращения вала был обнаружен также на двигателе ЗИС-21, хотя у этого двигателя изменять положение воздушного дросселя не требовалось.

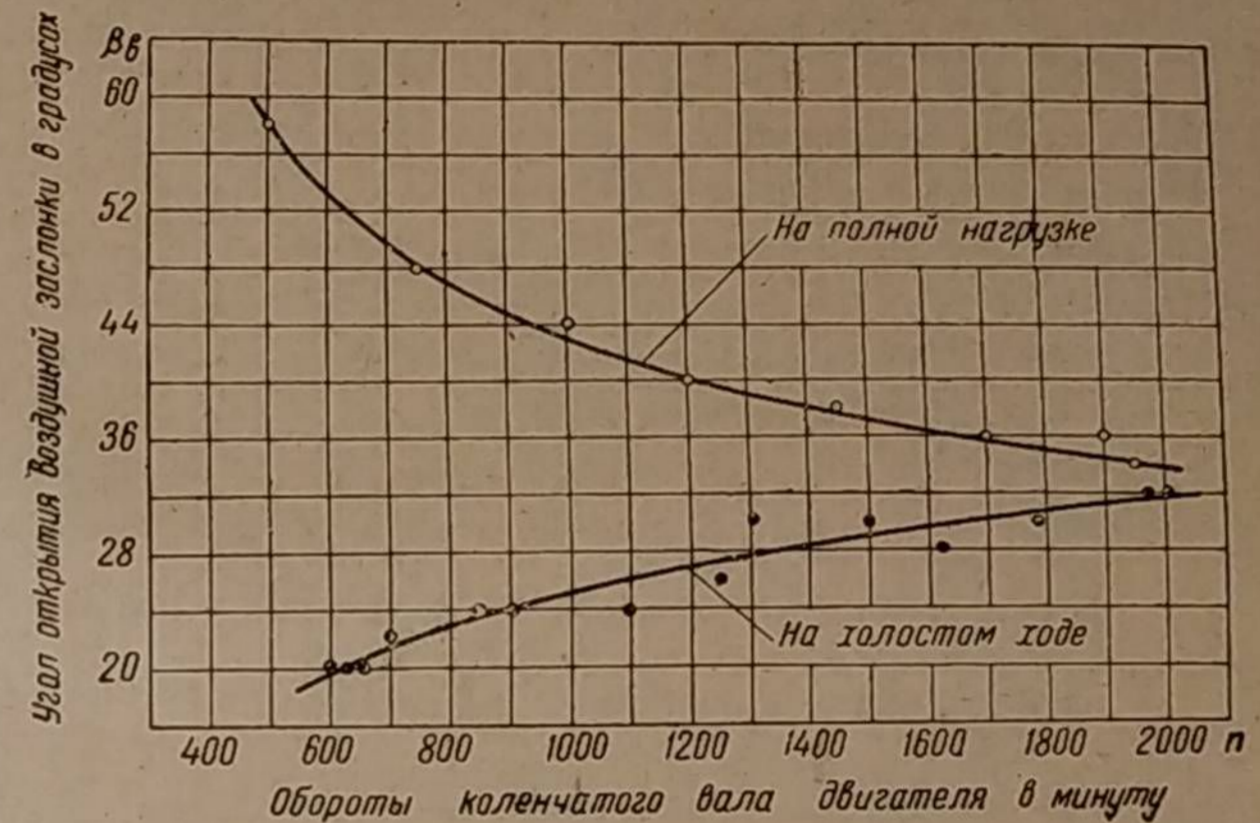
Проведя на двигателе ГАЗ-42 аналогичные испытания со стандартным смесителем инжекционного типа Г-14, мы получили тот же характер регулиро-

Кривые протекания коэффициента φ , изображённые на фиг. 235 и 236, не дают ещё понятия о законе изменения наивыгоднейшего коэффициента весового смешения, так как они лишь фиксируют величину этого коэффициента при неизменном положении дросселя воздуха. Наивыгоднейшие же положения воздушной заслонки при различных оборотах вала находятся по регулировочным кривым. На фиг. 237 изображены эти кривые, показывающие зависимость мощности двигателя ГАЗ-42 от угла открытия воздушного дросселя смесителя типа тройник. Из диаграммы видно, что наибольшая мощность по мере уменьшения числа оборотов получается при некотором открытии дросселя воздуха, причём необходимость этого открытия особенно ощутима для малого числа оборотов. На фиг. 238 показана эта зависимость.

Коэффициент весового смешения φ , согласно фиг. 236, возрастает при неизменном положении дросселя воздуха, когда число

вания смеси для режима полной нагрузки (фиг. 239). При работе же двигателя холостую обнаружилось обратное явление: с уменьшением числа оборотов вала потребовалось прикрывать дроссель воздуха.

Анализируя эти кривые оптимальных положений дросселя воздуха, мы видим, что для высокой скорости вращения переход с полной нагрузки двигателя на холостой ход вполне допустим без изменения угла открытия β_v . Для малых же оборотов порядка 500 в минуту это изменение нагрузочного режима должно сопровождаться уменьшением угла открытия дросселя



Фиг. 239. Зависимость наивыгоднейшего угла открытия воздушного дросселя от числа оборотов вала двигателя ГАЗ-42, смеситель Г-14.

с 58 до 20°. Таким образом, испытанные смесители для двигателя ГАЗ-42 неспособны автоматически поддерживать наивыгоднейшее соотношение между газом и воздухом при внезапном изменении скоростного режима.

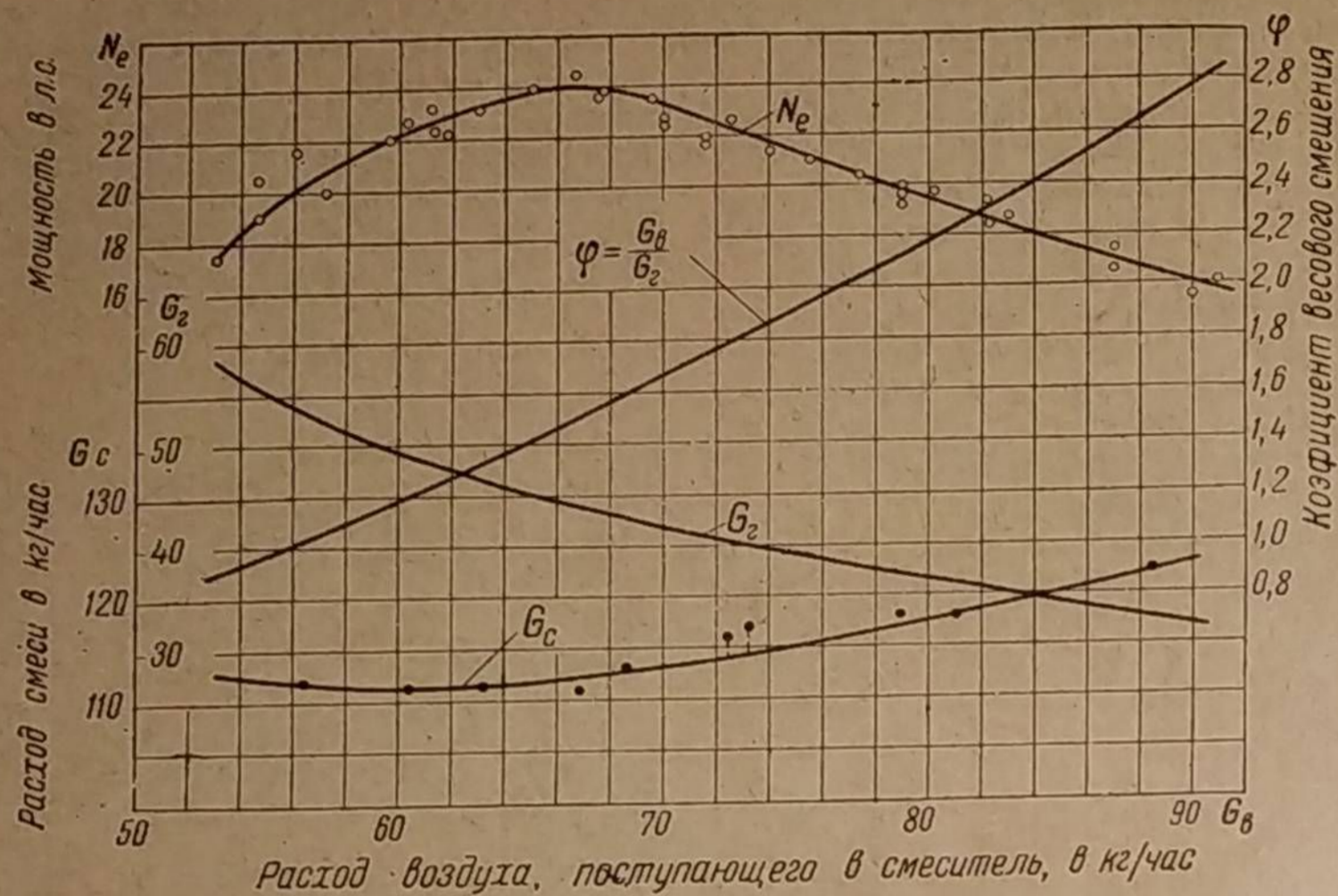
5. Влияние качественного регулирования смеси на экономичность

Если при неизменном положении дросселя смеси увеличивать расход воздуха, поступающего в смеситель, путём открытия воздушной заслонки, то расход газа будет падать, а рабочая смесь обедняться.

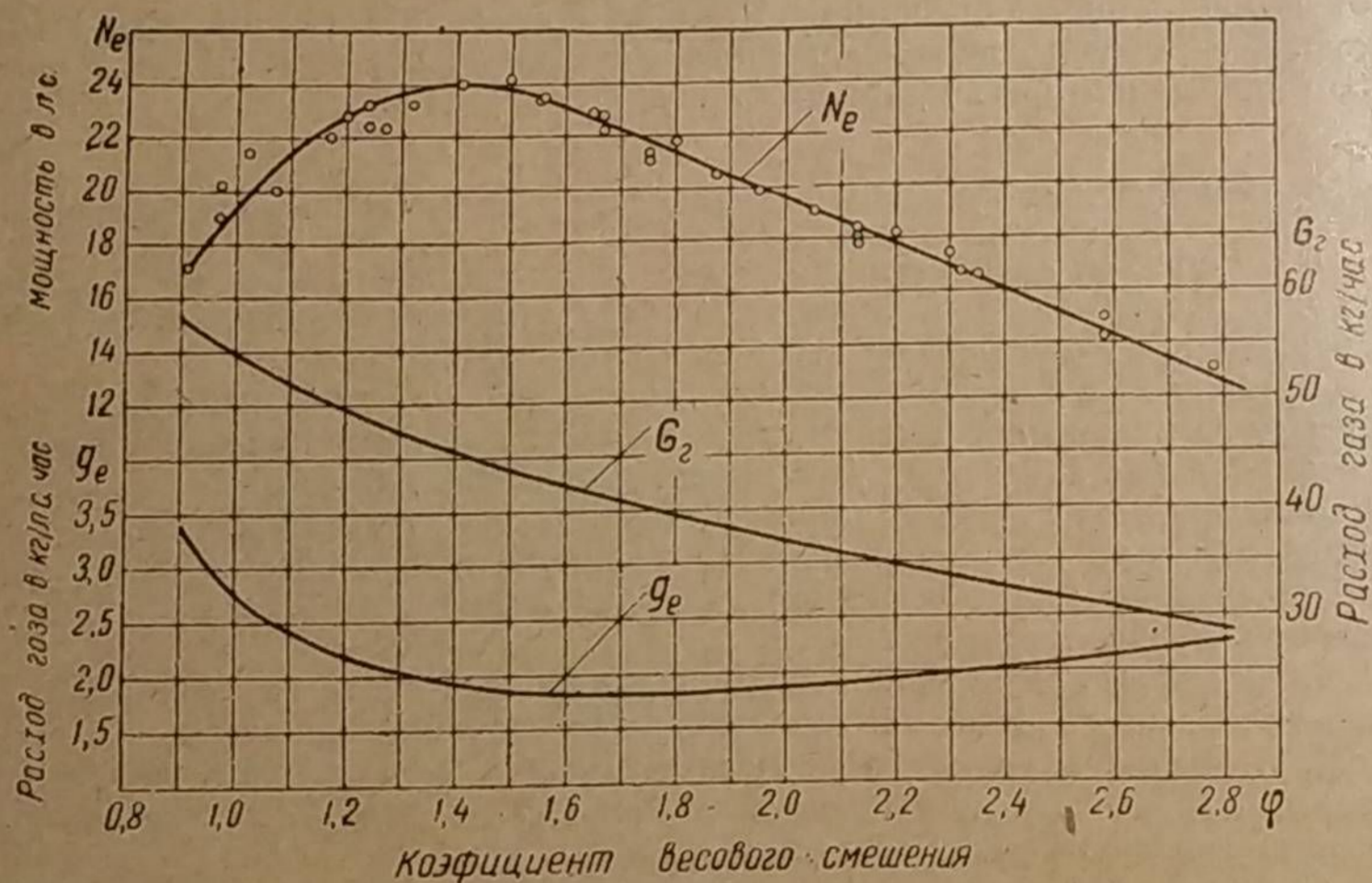
На фиг. 240 показан результат такой регулировки, когда двигатель работает на полном дросселе. По мере открытия воздушной заслонки расход смеси несколько возрастает. Это происходит в связи с уменьшением общего сопротивления газогенераторной установки, так как количество движущегося газа при этом уменьшается. Обеднение смеси оценивается кривой коэффициента весового смешения φ . Из диаграммы видно, что наибольшая мощность получается при $\varphi = 1,5$.

Если эффективную мощность двигателя представить как функцию коэффициента весового смешения, то получится зависимость, изображённая на фиг. 241. Величина мощности отнесена здесь к одному и тому же расходу смеси и поэтому зависит исключительно от её качества. На диаграмме показан также удельный расход газа в кг/л. с. час.

По мере обеднения смеси и происходящего ввиду этого значительного уменьшения мощности, удельный расход газа возрастает сравнительно медленно. Это является положительной особенностью газового двигателя.



Фиг. 240. Влияние расхода воздуха на работу двигателя ГАЗ-42 при $n = 1500$ об/мин и полном открытии дросселя смеси.



Фиг. 241. Влияние коэффициента весового смешения на мощность и экономичность двигателя ГАЗ-42 при $V_c = \text{const}$ и $n = 1500$ об/мин.

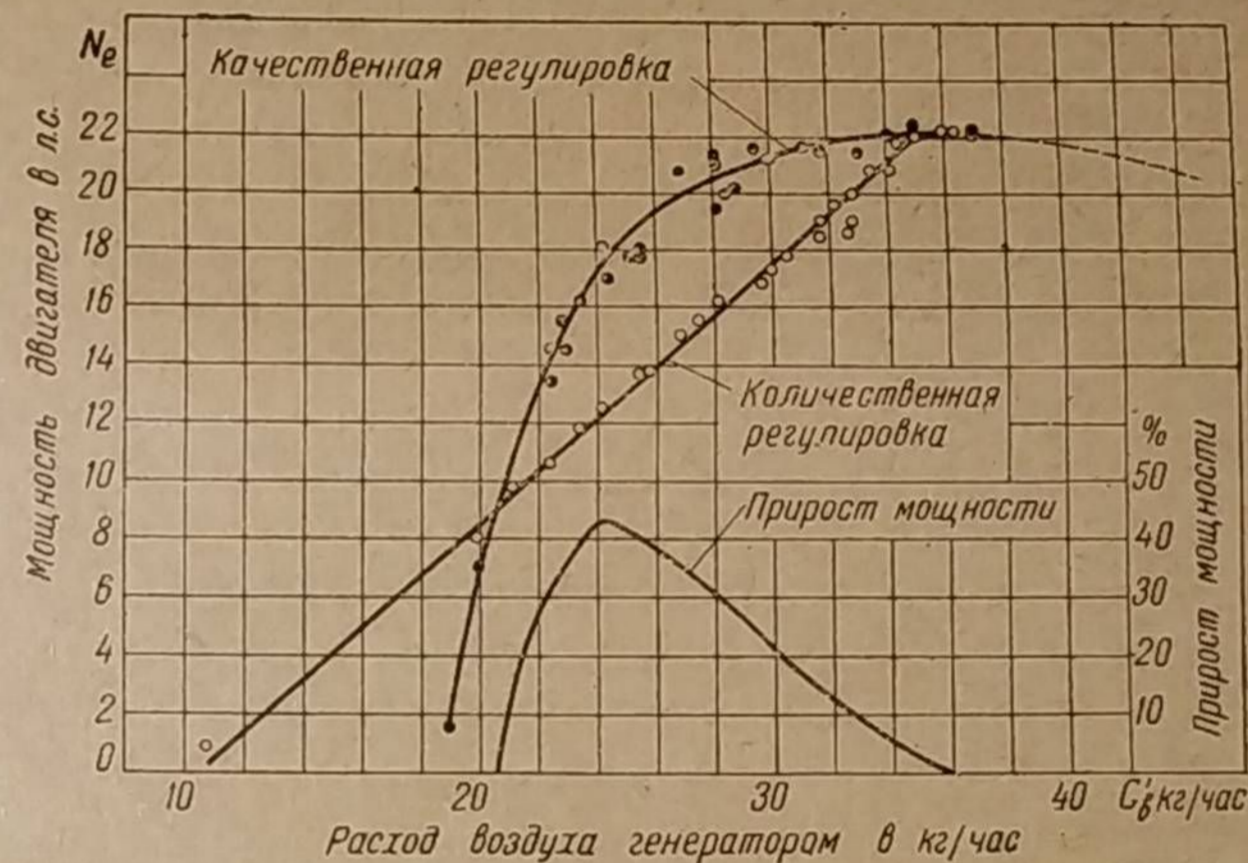
6. Комбинированное или экономайзерное регулирование рабочей смеси

Мощность двигателя может регулироваться путём изменения количества или качества рабочей смеси, поступающей в цилиндры. В первом случае качество сохраняют неизменным, а её количество устанавливают дросселированием согласно требуемой мощности. Этот способ в настоящее время применяется повсеместно, поскольку при нём регулирование осуществляется наиболее просто в широких диапазонах нагрузки.

При втором способе уменьшение мощности достигается путём обеднения смеси, причём дроссель смеси остаётся неподвижным, а дроссель воздуха открывают до требуемого положения.

На фиг. 242 приведены кривые, показывающие оба метода регулирования мощности.

На диаграмме мощность построена в зависимости от расхода поступающего в газогенератор воздуха, который строго пропорционален расходу газа.



Фиг. 242. Мощность двигателя ГАЗ-42 при количественном и качественном регулировании как функция расхода воздуха, поступающего в газогенератор, при $n = 1500$ об/мин.

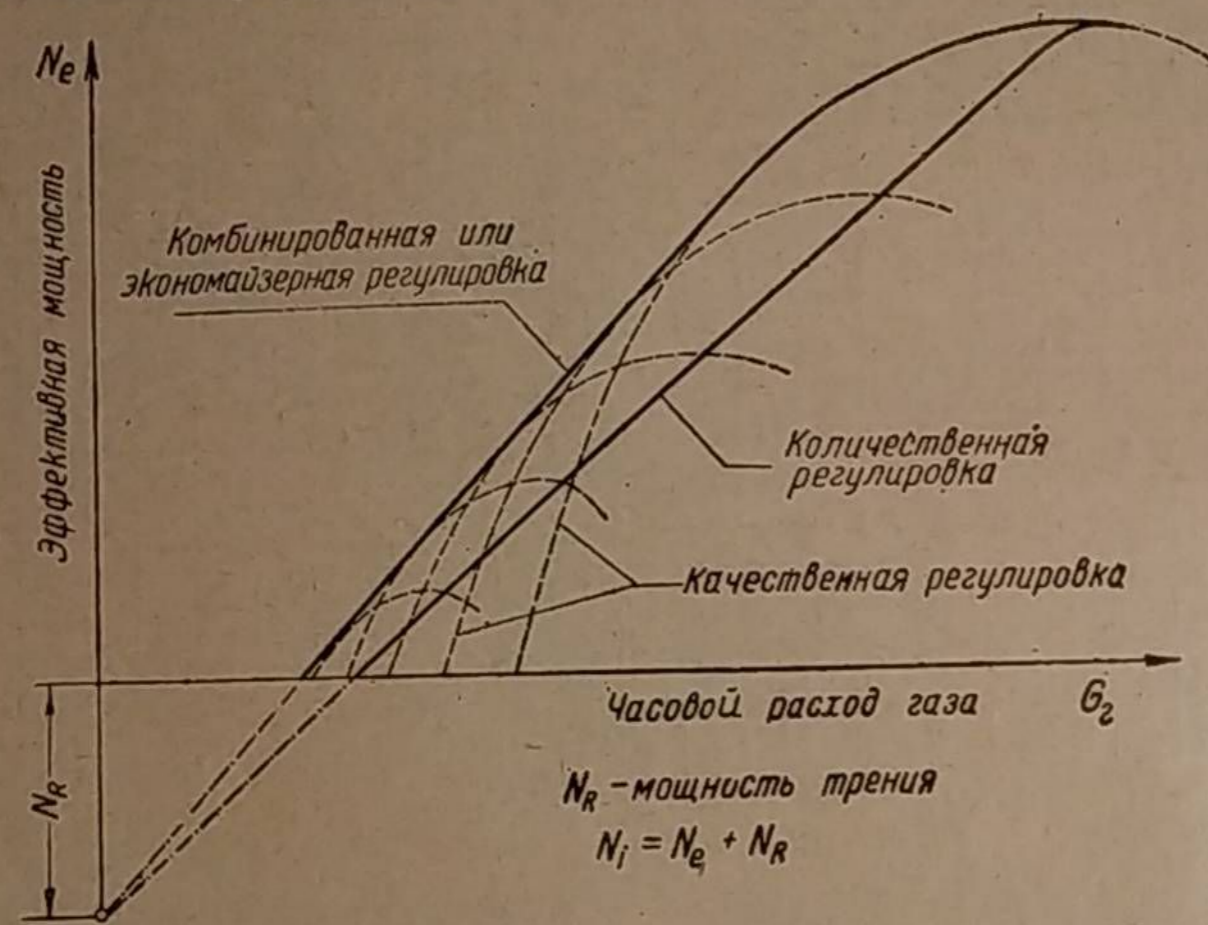
При количественном регулировании по мере снижения расхода воздуха (или газа) мощность уменьшается равномерно по закону прямой вплоть до холостого хода.

Попутно следует отметить весьма любопытное обстоятельство. В зоне максимальной мощности увеличение расхода газа выше некоторого значения за счёт открытия дросселя смеси не сопровождается повышением мощности. Так, например, при расходе воздуха газогенератором 35 кг/час мощность получается той же, что и при расходе 37 кг/час . Этот факт был установлен ещё раньше, когда уменьшение разрежения в коллекторе, свидетельствующее о лучшем наполнении, не сопровождалось соответствующим приростом мощности (см. фиг. 220 и 221). Причины этого явления, имеющего место при низких числах оборотов вала, могут быть вскрыты лишь после детального изучения.

На диаграмме (см. фиг. 242) приведена также и кривая мощности при качественном регулировании, на которой имеется точка холостого хода, снятая, как и все остальные, при полностью открытом дросселе смеси. Надо сказать, что холостой ход отличается большой неравномерностью сгорания сильно обеднённой смеси. Обороты вала имели периодическое колебание от 1 000 до 1 800 в минуту.

Качественное регулирование характерно тем, что кривая мощности вначале, при уменьшении расхода газа, снижается медленно, а затем весьма круто. В силу этого кривая мощности при качественном регулировании на некотором участке проходит выше кривой количественного регулирования. Следовательно, ценой одного и того же расхода газа в первом случае достигается большая мощность. Максимальный прирост мощности составляет 43% и соответствует 77% (17 л. с.) от полной нагрузки двигателя. Однако при нагрузке меньшей 41% качественное регулирование становится невыгодным, так как в этом случае с уменьшением расхода газа наступает резкое падение мощности.

Установленный прирост мощности при качественном регулировании можно объяснить отсутствием насосных потерь, которые имеются при количественной регулировке вследствие дросселирования рабочей смеси. Резкое падение мощности при чрезмерном обеднении смеси происходит, повидимому,



Фиг. 243. Сравнительное протекание кривых мощности при обычной и экономайзерной регулировках.

из-за несовершенства её сгорания ввиду приближения к пределу воспламенения. Можно совместить положительные стороны качественной и количественной регулировок, если создать специальный смеситель, в котором воздушная заслонка была бы кинематически связана с дросселем смеси. Эту связь нужно осуществить с таким расчётом, чтобы при уменьшении нагрузки вначале открывалась одна воздушная заслонка, обедняя этим смесь, а дроссель смеси оставался полностью открытым. Дальнейшее снижение нагрузки должно сопровождаться прикрытием дросселя смеси. При таком комбинированном способе регулирования двигатель работает на сильно обеднённой смеси, когда нагрузка неполная. В том же случае, когда нагрузка возрастает и становится максимальной, смесь обогащается до нормальной величины.

Описанный способ регулирования схож с экономайзерным принципом в карбюраторах, показавшим ряд бесспорных преимуществ в эксплуатации бензиновых автомобилей.

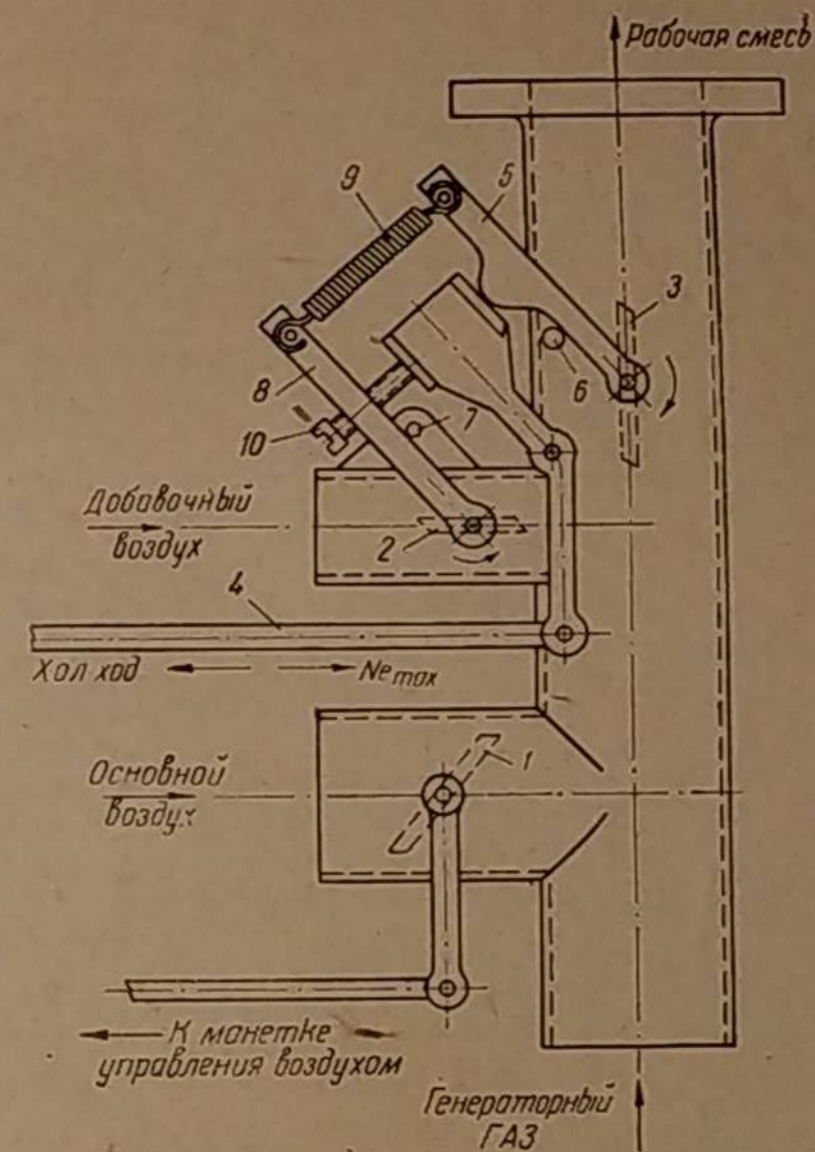
На фиг. 243 схематически показано протекание кривых мощности при обычной количественной и комбинированной или экономайзерной регулировках для постоянного числа оборотов. Пунктиром изображены кривые мощности в зависимости от расхода газа при качественной регулировке для раз-

личных прикрытий дросселя смеси. Схема даёт ясное представление о выгоде экономайзерного регулирования. При одном и том же расходе газа достигается увеличение мощности двигателя на всех режимах неполной нагрузки.

В 1940 г. автором были предложены два принципа действия экономайзерного смесителя для генераторного газа.

На фиг. 244 изображена схема первого варианта, который имеет две заслонки для воздуха. Заслонка 1 управляется манеткой с места водителя. Через эту заслонку проходит основное количество воздуха. Угол открытия заслонки подбирают в зависимости от химического состава газа и от сопротивления всей газогенераторной установки. Другая заслонка 2 кинематически связана с дросселем смеси 3. Она служит для обеднения смеси при уменьшении нагрузки.

На фиг. 244 представлен случай, соответствующий неполной нагрузке, когда смесь обеднена. При увеличении нагрузки тяга акселератора 4 передвигается вправо, заслонка 2 добавочного воздуха прикрывается, смесь становится богаче, а заслонка 3 остаётся неподвижной, так как её поводок 5 упирается в ограничитель 6. При уменьшении нагрузки, наоборот, тяга 4 перемещается влево и закрывает дроссель смеси 3, в силу чего количество смеси уменьшается, а её качество сохраняется неизменным на уровне максимального обеднения. Происходит это потому, что упор 7 делает неподвижным поводок 8 и заслонку 2. Пружина 9 притягивает поводки 5 и 8 один к другому. Винт 10 предназначен для регулировки максимального обеднения смеси.



Фиг. 244. Схема смесителя с экономайзерной регулировкой смеси; степень обеднения смеси меняющаяся.

Такая схема имеет один недостаток. При повышенном сопротивлении газогенераторной установки заслонка 1 более прикрыта, а заслонку 2 для той же степени обеднения смеси нужно открывать на меньший угол. Это требование не осуществляется в приведённой схеме, так как угол открытия заслонки 2 никак не связан с положением заслонки 1.

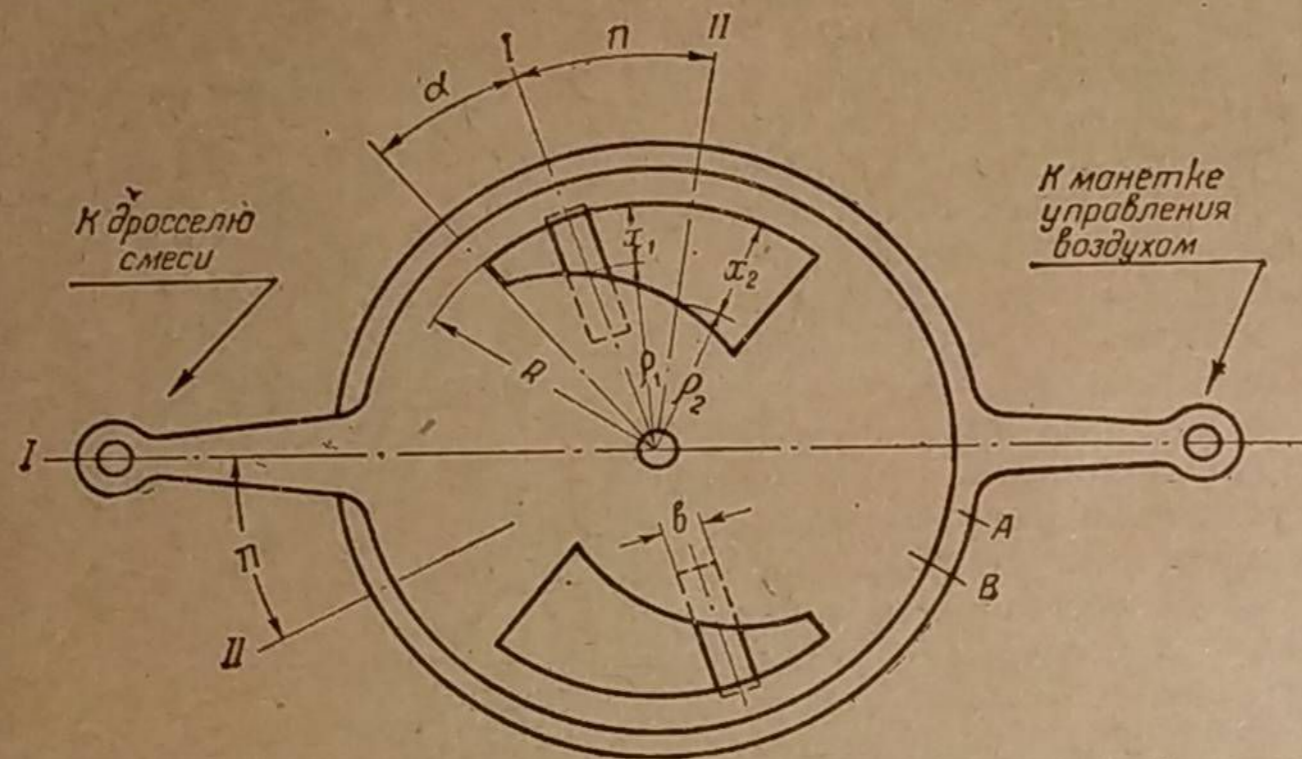
Второй вариант смесителя с экономайзерным регулированием, изображённый на фиг. 245, не обладает указанным недостатком. В этом смесителе имеются два одинаковых прохода для воздуха, выполненных в двух concentрично расположенных подвижных дисках. В диске А сделаны две прямоугольные щели. Этот диск поворачивается около своего центра под воздействием манетки, управляемой с места водителя. Роль диска А аналогична заслонке 1 в предыдущем варианте. В другом диске В имеются два прореза, очерченные снаружи дугой радиуса R и внутри — логарифмической спиралью, отвечающей уравнению в полярной системе координат

$$\rho = R - e^{\alpha} \quad (168)$$

где α — угол поворота радиуса вектора.

Этот второй диск кинематически связан с дросселем смеси и поворачивается независимо от первого диска *A* на угол n , соответствующий предельному обеднению смеси.

Суть этого устройства состоит в следующем. В зависимости от химического состава генераторного газа и сопротивления всей установки, диском *A* подбирается такой размер отверстия, при котором мощность получается наибольшей. Обеднение смеси при переходе на пониженную нагрузку достигается за счёт увеличения проходного отверстия путём поворота другого диска *B* на угол n против движения часовой стрелки. Степень обеднения смеси получается при этом всегда одной и той же, так как степень увеличения отверстия одинакова для любых положений диска *A*. Действительно, пусть



Фиг. 245. Схема смесителя с экономизаторной регулировкой смеси; степень обеднения смеси постоянная.

в каком-либо начальном положении *I* при координате угла α длина щели будет x_1 , а площадь щели, равная $x_1 b$, соответствует регулировке смеси на максимальную мощность двигателя. При уменьшении нагрузки диск *B* постепенно поворачивается, обедняя смесь, так как длина щели x увеличивается. В пределе она будет равна x_2 , а площадь щели — $x_2 b$ при координате угла $\alpha + n$.

Следовательно, степень увеличения прохода для воздуха равняется:

$$\frac{x_2 b}{x_1 b} = \frac{x_2}{x_1} = \frac{R - r_2}{R - r_1} = \frac{e^{\alpha + n}}{e^{\alpha}} = \frac{e^{\alpha} e^n}{e^{\alpha}} = e^n = \text{const.}$$

Таким образом, при любом начальном положении, определяемом углом α , степень увеличения отверстия остаётся постоянной. Отсюда следует, что обеднение смеси будет одинаковым для различного качества газа и для любого сопротивления газогенераторной установки.

При дальнейшем снижении нагрузки диск *B* остаётся неподвижным, а дроссель смеси прикрывается. Кинематика привода диска *B* тождественна с первым вариантом смесителя, изображённым на фиг. 244.

Чтобы предотвратить присмаливание дисков один к другому после работы на газе, внутри канала имеется клапан, который герметически закрывается при сбрасывании ноги с педали акселератора.

ГЛАВА 4

РЕГУЛИРОВАНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ ПРИ РАБОТЕ ДВИГАТЕЛЯ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

Автомобильный двигатель всегда работает на переменном режиме. Внезапные изменения нагрузки двигателя и скорости вращения его вала обуславливают резко переменный отбор газа из генератора. При этом в силу недостаточной гибкости газогенераторного процесса наблюдается изменение качества газа. Отсюда следует, что приёмистость двигателя, т. е. его способность быстро повышать обороты при внезапном открытии дросселя смеси, зависит не только от гибкости газогенератора, но и от объёма очистителей, резервирующих некоторый запас газа, а также и от конструкции смесителя.

Во время разгона газогенераторный автомобиль заметно уступает бензиновому, так как наряду с обычным падением мощности, вызванным задержкой бензина генераторным газом, происходит ещё дополнительное снижение мощности, обусловленное временным ухудшением теплотворности газа вследствие внезапного увеличения его расхода. Изучение явлений, происходящих в системе газогенератор — очистители — смеситель — двигатель, показывает, что работа двигателя при переменном режиме может быть значительно улучшена путём совершенствования смесителя. При этом усовершенствовании должны быть учтены специфические особенности газогенераторного процесса и условия, характерные для работы автомобильного двигателя, т. е. условия резко переменного режима.

Для автомобильного двигателя наиболее характерны следующие переходы с одного режима на другой:

1. Холостой ход после продолжительной форсированной работы.
2. Полный дроссель после кратковременного холостого хода при сильно разогретом газогенераторе. Примерами такого режима служат:
 - а) разгон автомобиля после стоянки не более одной-двух минут;
 - б) преодоление подъёма после езды под уклон с прикрытым дросселем;
 - в) переключение скоростей при форсированной езде;
 - г) разгон автомобиля после торможения при быстрой езде.
3. Полный дроссель после продолжительной работы на малом газе в тех случаях, когда имеет место:
 - а) разгон с места после стоянки автомобиля более 5—10 минут при работающем двигателе;
 - б) разгон после продолжительной езды с малой скоростью;
 - в) преодоление подъёма на повышенной передаче после езды с малой скоростью.

Рассмотрим последовательно все эти три режима работы двигателя.

1. ХОЛОСТОЙ ХОД ПОСЛЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОЙ ФОРСИРОВАННОЙ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

1. Причины неустойчивости холостого хода

Если холостой ход двигателя, снабжённого стандартным смесителем типа ГАЗ-42 или ЗИС-21, отрегулировать так, чтобы число оборотов не превышало 450—500 в минуту (как это бывает при работе на бензине), то после форсированной работы при резком сбрасывании газа двигатель либо заглохнет, либо будет работать вхолостую, но на оборотах, превышающих 450—500 в минуту. Указанная неопределённость регулирования объясняется, во-первых, непостоянством качественного состава рабочей смеси и, во-вторых, непостоянством её количественного поступления в двигатель.

Непостоянство количественного поступления смеси проявляется постепенно, по мере загрязнения кромок дроссельной заслонки, дозирующей смесь при холостом ходе. Его влияние на неустойчивость холостого хода не столь существенно.

Активно влияющим фактором является непостоянство качественного состава рабочей смеси, которое зависит, в свою очередь, от двух обстоятельств:

1) от непостоянства давления газа перед смесителем, так как оно влияет на пропорцию между газом (V_g) и воздухом (V_b) в рабочей смеси, т. е. на коэффициент объёмного смешения (122)

$$\varphi_0 = \frac{V_b}{V_g} \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

2) от непостоянства химического состава газа перед смесителем, поскольку от него зависит теоретически необходимое для сгорания газа количество воздуха (125)

$$L_0 = \frac{1}{0,21} [0,5(\text{CO} + \text{H}_2) + 2\text{CH}_4 - \text{O}_2] \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Оба эти фактора (давление газа и его химический состав) предопределяют коэффициент избытка воздуха α . Действительно, согласно уравнению (153),

$$\alpha = \frac{V_b}{L_0 V_g}$$

и, следовательно,

$$\alpha = \frac{\varphi_0}{L_0}. \quad (169)$$

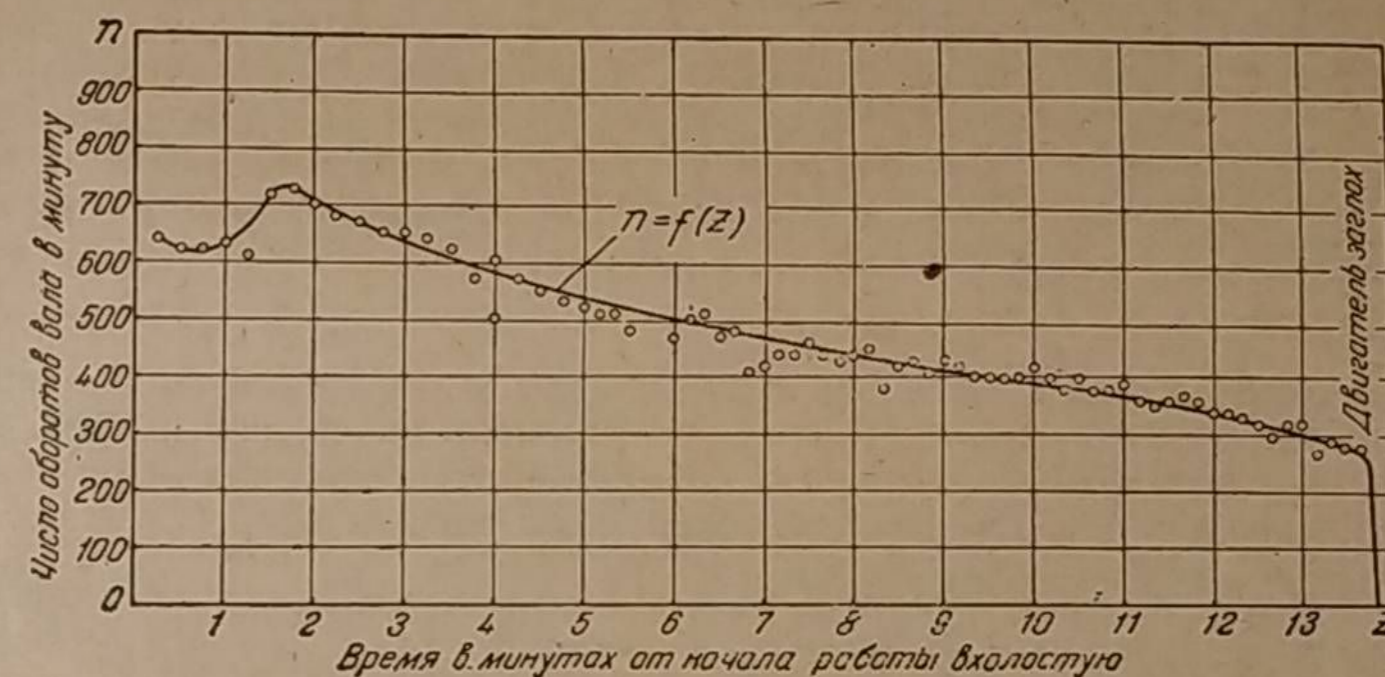
Поэтому число оборотов при холостом ходе может падать или возрастать, судя по тому, приближается α к его оптимальному значению (близкому к единице) или, наоборот, отходит от него вследствие изменения химического состава генераторного газа, а также в связи с повышением или понижением его давления.

Рассмотрим теперь непосредственные причины изменения химического состава и давления газа перед смесителем.

Если после форсированной работы двигателя прикрыть дроссельную заслонку смесителя, заставив двигатель работать вхолостую, то расход газа резко сократится, и температура во всех точках газогенератора начнёт понижаться. При битуминозном топливе в разогретом бункере первое время будут выделяться прежние количества водяного пара и швельгаза, который при малом числе оборотов вала может не успевать отсасываться двигателем, в силу чего некоторая часть швельгаза будет выходить наружу через футорку подвода воздуха. По той же причине вследствие подпора газа в смесителе повысится давление. Двигатель в это время будет работать на высококалорийном швельгазе, образующем богатую смесь с воздухом.

Поведение газогенератора при внезапном уменьшении расхода газа было подробно изложено в разделе «Гибкость работы газогенератора на битуминозном топливе» (часть 1-я, глава 1-я). Не повторяя здесь всех положений, напомним только, что после кратковременного повышения теплотворности генераторного газа (происходящего за счёт увеличения содержания швельгаза) наступает постепенное ухудшение газа, так как обильное выделение паров воды при малом поступлении воздуха в газогенератор во время холостого хода понижает температуру в камере газификации.

На фиг. 246 показана кривая изменения числа оборотов вала двигателя при его работе вхолостую после форсированной нагрузки. Положения дросселей смеси и воздуха оставались в этом испытании неизменными. Мы видим, что вначале произошло кратковременное (около одной минуты) снижение числа оборотов, получившееся в связи с переобогащением смеси высококалорийным газом, требующим для эффективного сгорания больше воздуха. Если здесь для улучшения пропорции между газом и воздухом не-



Фиг. 246. Обороты вала в минуту при работе двигателя ГАЗ-42 вхолостую после форсированной работы; регулировка качества и количества смеси постоянная, 8 фурм диаметром 8 мм.

сколько открыть воздушную заслонку, то обороты вала значительно возросли бы. Через минуту наступило некоторое понижение калорийности газа, поэтому коэффициент избытка воздуха приблизился к единице, и обороты вала повысились. Дальнейшее понижение температуры в камере газификации продолжало снижать калорийность газа, рабочая смесь становилась беднее (требуя уменьшения воздуха, поступающего в смеситель), и обороты вала падали до полной остановки двигателя, который заглох на 14-й минуте холостого хода.

По наклону кривой

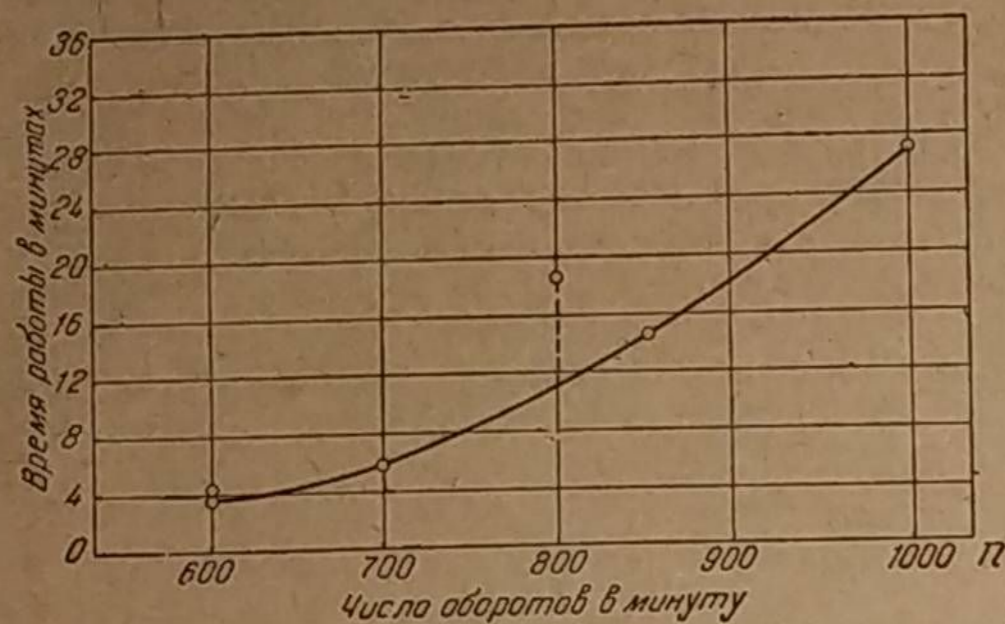
$$n = f(z)$$

можно судить о способности генератора вырабатывать газ при холостом ходе двигателя. Аналогичным критерием может быть время холостого хода двигателя до момента его остановки.

Чем выше начальные обороты холостого хода, т. е. чем больше расход газа, тем стабильнее его качество и тем дольше двигатель способен проработать вхолостую.

Эта зависимость продолжительности холостого хода (до момента остановки) от начального числа оборотов показана на фиг. 247 для двигателя ГАЗ-42 с древесным газогенератором УТВ-1. Положение воздушной и дроссельной заслонок смесителя при этом испытании оставалось неизменным.

Согласно опытам, проведённым в НАТИ инж. В. А. Колосовым¹, установлено что при древесном угле (фиг. 248), переходя с нагрузочного режима на холостой ход, можно достигнуть путём повышения числа оборотов в минуту того же расхода воздуха, поступающего в газогенератор, что и при работе на полном дросселе, не изменяя при этом положения воздушной заслонки смесителя. Расход газа для древесноугольных газогенераторов всегда пропорционален расходу воздуха в газогенераторе. Поэтому, согласно кривым, расход газа, соответствующий 800 об/мин при полном дросселе, достигается при холостом ходе, если повысить обороты до 1 800 в минуту.



Фиг. 247. Зависимость времени работы двигателя ГАЗ-42 вхолостую от начального числа оборотов; древесный газогенератор УТВ-1 с тремя фурмами диаметром 10 мм.

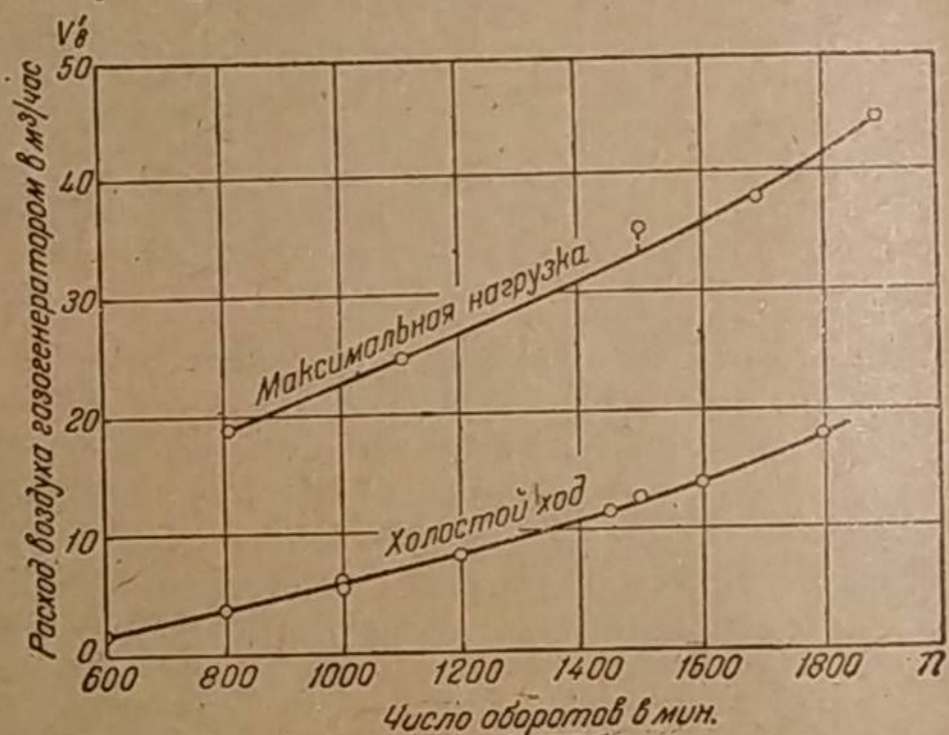
При битуминозном топливе, например, при дровах, кривая

$$V'_B = f(n)$$

расхода воздуха газогенератором при холостом ходе, установленном сразу после форсированной работы, протекает несколько иначе, чем на фиг. 248. Она пересекает ось абсцисс при 500—700 об/мин, так как благодаря обильному образованию швелгаза воздух при таких низких оборотах перестаёт поступать в газогенератор и, следовательно, $V'_B = 0$.

Чтобы не ухудшать качество газа в период холостого хода и чтобы не заглушить двигатель при резком сбрасывании газа, большинство водителей поддерживают при холостом ходе двигателя повышенное число оборотов (около 800—900 в минуту). Однако этот повсеместно распространённый приём нельзя признать технически правильным. Его широкое применение объясняется несовершенством строящихся ныне смесителей.

В настоящее время разработан ряд систем, предназначенных для поддержания устойчивости холостого хода двигателя и обеспечивающих в той или иной степени постоянство газогенераторного процесса при пониженном расходе газа. Большинство этих систем представляет собой различного рода приспособления к смесителям, воздействующие на качество смеси при холостом ходе.

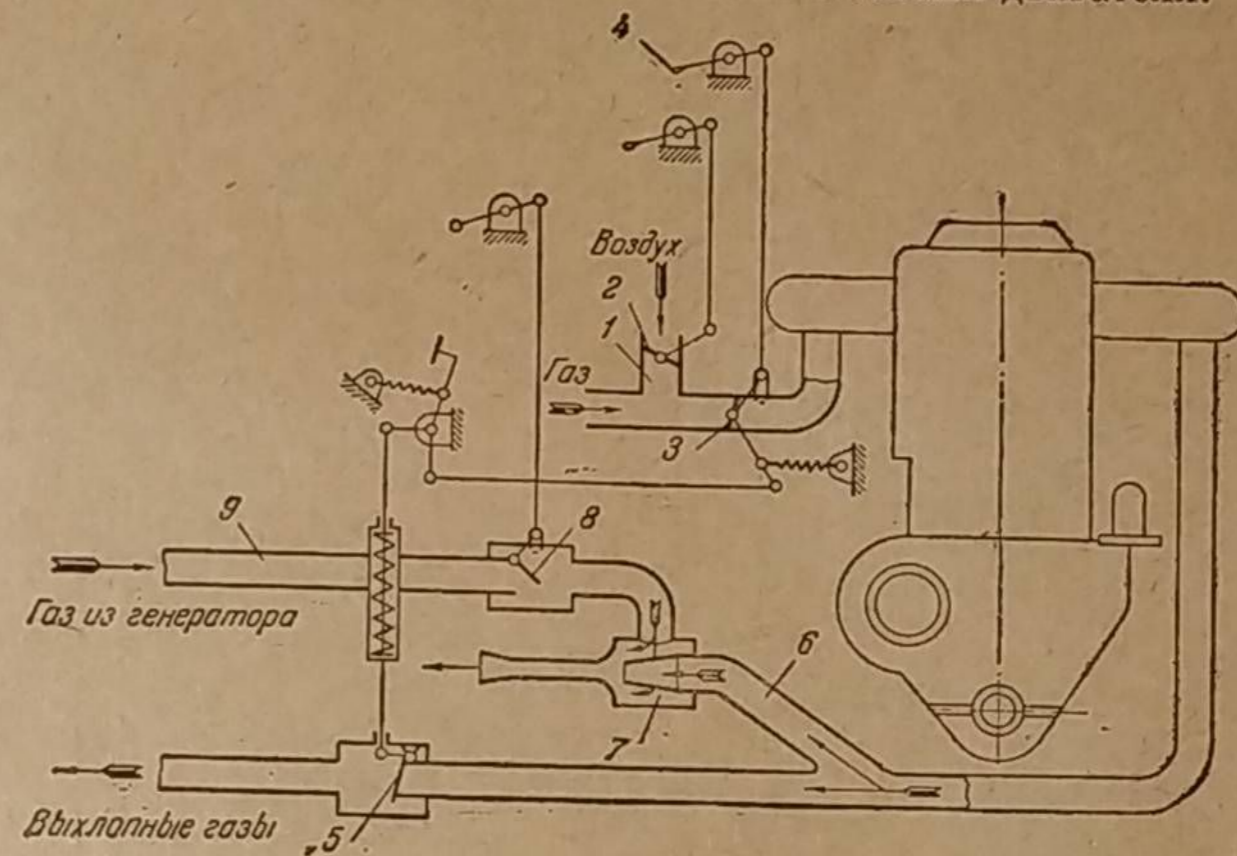


Фиг. 248. Расход воздуха, поступающего в древесноугольный газогенератор НАТИ-Г21, в зависимости от числа оборотов при максимальной нагрузке и при работе вхолостую; положение воздушной заслонки смесителя для обеих кривых одинаковое; двигатель ГАЗ-42.

Все системы подразделяются на три следующие группы:
 1) устройства для побочного отсоса газа;
 2) механические обогатители смеси;
 3) вакуумные регуляторы холостого хода.
 Рассмотрим эти системы.

2. Побочный отсос газа при холостом ходе

Стабилизация газогенераторного процесса путём побочного отсоса газа при помощи какого-либо вентилятора, включаемого во время холостого хода, на практике не применяется, так как привод к вентилятору трудно выполним, а вся система неудобна в управлении. Имеются, однако, примеры эжектирования генераторного газа выхлопными газами двигателя.



Фиг. 249. Схема эжекторного устройства с механическим управлением для побочного отсоса газа из генератора «Стиннес-Бур-Вайн».

Побочный отсос газа приобретает особо важное значение при газификации антрацита — топлива с весьма низкой реакционной способностью, при котором гибкость газогенераторного процесса весьма неудовлетворительна.

Датская фирма Бурмейстер и Вайн снабжает свои антрацитовые газогенераторные установки «Стиннес-Бур-Вайн» эжекторным устройством, изображённым на фиг. 249, которое начинает действовать при холостом ходе двигателя. Эжектор рассчитан на такой отсос газа из генератора, при котором температура в камере газификации остаётся достаточно высокой.

Газовый смеситель 1 управляется, как обычно: воздушная заслонка 2 с места водителя, а дроссельная 3 — от педали акселератора и манеткой 4. Кроме того, педаль акселератора дополнительно связана тягой с клапаном 5, который переключает выхлопные газы в трубопровод 6 к эжектору в тот момент, когда педаль акселератора поднята, т. е. при холостом ходе двигателя. Тогда разрежение, возникающее в полости 7 эжектора, открывает автоматический клапан 8 и обеспечивает дополнительный отсос газа из генератора по трубе 9.

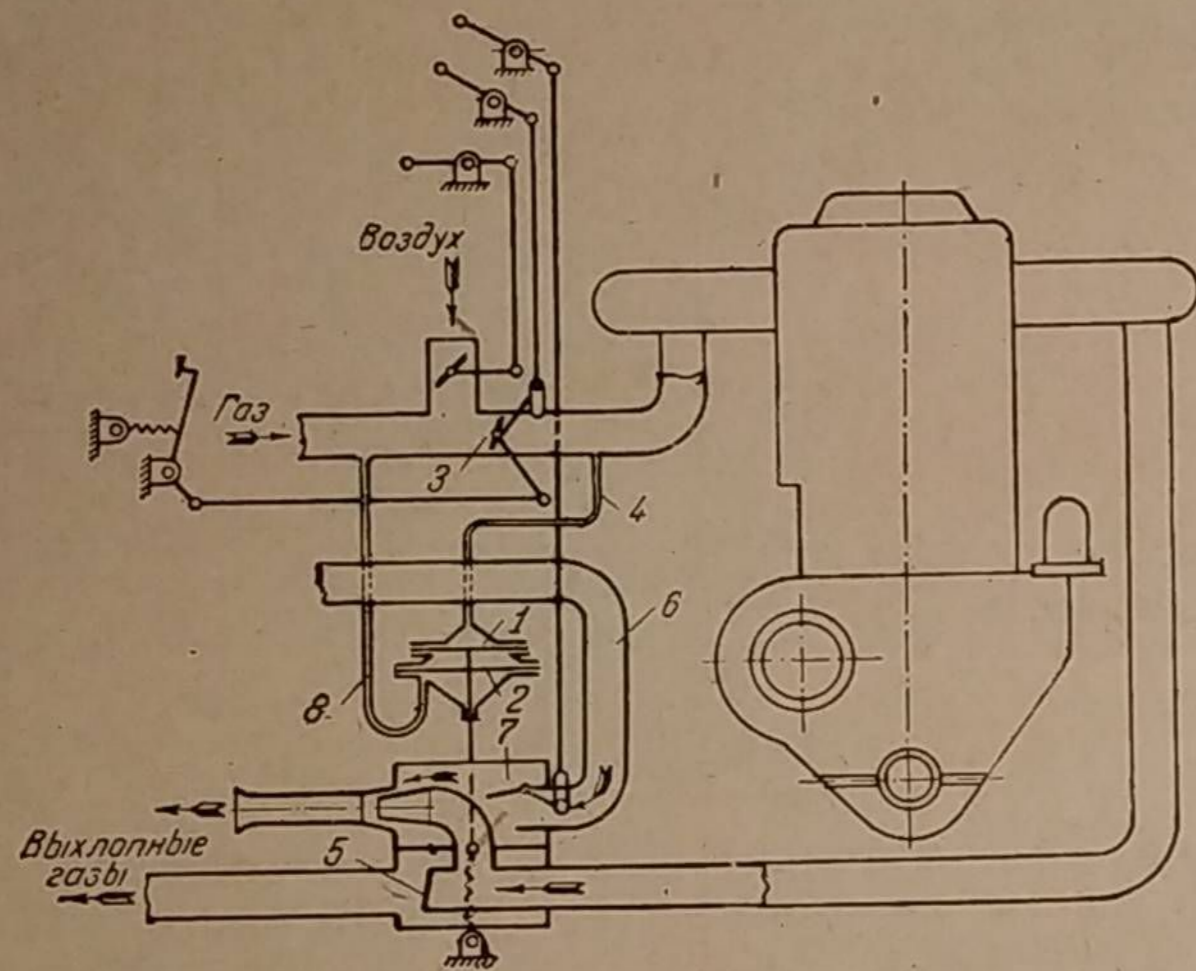
В другом эжекторном устройстве той же фирмы Бурмейстер и Вайн (фиг. 250) переключение выхлопных газов на эжектор осуществляется пневматически при помощи двух спаренных диафрагм 1 и 2, действующих от разрежений в смесителе до и после дроссельной заслонки 3.

¹ См. фиг. 248, 252, 257, 259, 260, 262, 274, 275, 289 и 290.

Когда дроссельную заслонку 3 прикрывают, повышающееся разрежение во всасывающей трубе передаётся по трубке 4 к диафрагме 1, которая, перемещаясь, закрывает тягой клапан 5, после чего выхлопные газы поступают в эжектор, где отсасывают газ из генератора по трубе 6 и через автоматический клапан 7.

Открытие дроссельной заслонки 3, наоборот, сопровождается падением разрежения над диафрагмой 1. При этом диафрагма 2, соединённая со смесителем трубкой 8, имея вдвое б'льшую площадь, преодолевает усилие диафрагмы 1 и открывает клапан 5, выпускающий выхлопные газы двигателя наружу, в силу чего действие эжектора прекращается.

Пневматическое управление эжектором при помощи двух диафрагм обеспечивает побочный отсос газа не только при холостом ходе, но и при



Фиг. 250. Схема эжекторного устройства с пневматическим управлением для побочного отсоса газа из генератора «Стиннес-Бур-Вайн».

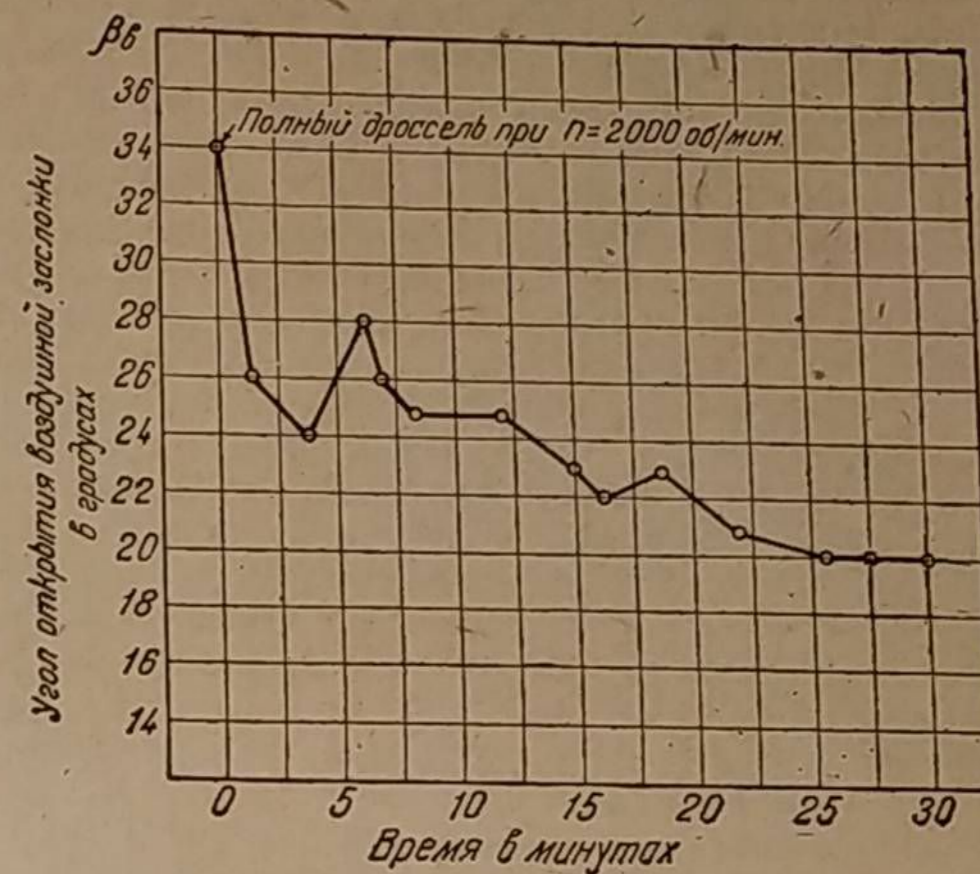
неполной нагрузке (не превышающей 25%). Поэтому даже при антраците достигается удовлетворительная гибкость работы двигателя в условиях замедленной городской езды, когда расход газа двигателем относительно мал. Благодаря наличию двух диафрагм исключается нежелательное включение эжектора в том случае, если повышается разрежение в смесителе по причине засорения газогенераторной установки или в связи с повышением числа оборотов вала в минуту.

Описанные эжекторные устройства нельзя, однако, признать совершенными, так как во время побочного отсасывания газа повышается разрежение перед смесителем, что нарушает пропорцию между газом и воздухом в рабочей смеси. Чтобы исключить этот дефект, нужно либо отсасывать не газ, а газоздушную смесь из смесителя; либо одновременно с побочным отсосом газа прикрывать воздушную заслонку смесителя; либо иметь вакуумное регулирование холостого хода, описанное ниже, при котором наблюдаемое разрежение газа перед смесителем практически не влияет на пропорцию газа с воздухом.

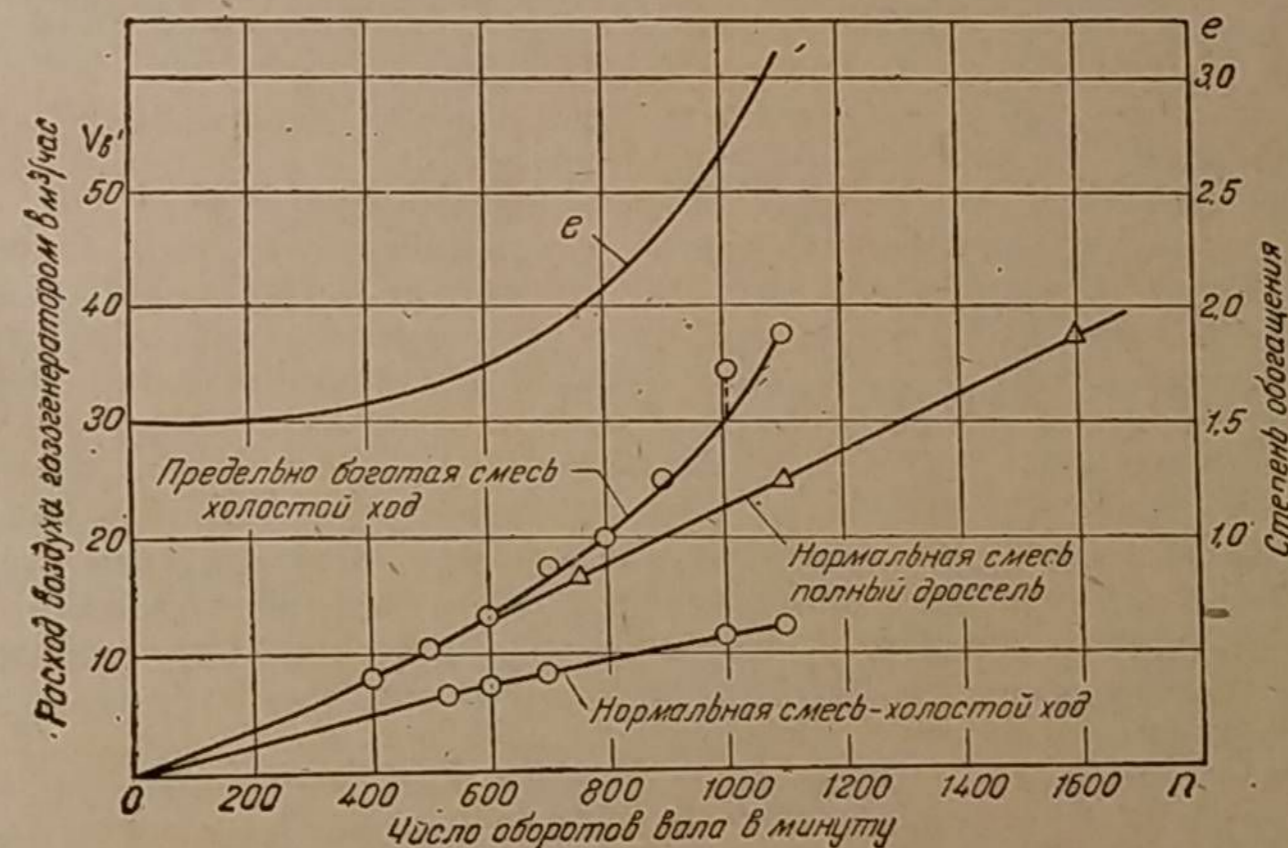
3. Механические обогатители смеси

Показанного на фиг. 246 снижения числа оборотов при холостом ходе можно избежать, если постепенно прикрывать воздушную заслонку смесителя, обогащая этим рабочую смесь. На фиг. 251 приведены опыты автора, иллюстрирующие эту операцию. Обороты вала после внезапного снятия нагрузки поддерживались постоянными, причём вначале при полной нагрузке воздушная заслонка была открыта на угол 34° , а спустя 30 минут её пришлось прикрыть до 20° .

Опытные данные, приведённые на фиг. 246 и 251, свидетельствуют о постепенном ухудшении качества газа при относительно малых оборотах холостого хода. В некоторых смесителях для стабилизации качества газа при холостом ходе увеличивают расход газа за счёт обогащения рабочей смеси. Обогащение производится либо путём дополнительного дросселирования воздуха заслонкой, механически связанной с дросселем смеси (меха-



Фиг. 251. Изменение регулировки воздуха при длительной работе на холостом ходе при $n = 600$ об/мин; смеситель ГАЗ-42.



Фиг. 252. Расход воздуха, поступающего в древесноугольный газогенератор НАТИ-Г21, при работе на нормальной и предельно богатой смеси; двигатель ГАЗ-42.

ническое обогащение), либо пневматическим включением специальных смесительных устройств, отрегулированных на весьма богатую смесь (вакуумное регулирование холостого хода).

Спрашивается: каков предел максимального обогащения рабочей смеси? На фиг. 252 приведён расход воздуха, поступающего в древесноугольный газогенератор НАТИ-Г21 в зависимости от числа оборотов при холостом ходе двигателя ГАЗ-42. Нижняя кривая даёт расход воздуха (прямо пропорциональный расходу газа) при нормальной регулировке состава газозвушной смеси, а верхняя — для случая предельного обогащения, осуществлённого путём прикрытия воздушной заслонки смесителя. Оказывается, что степень обогащения e , представляющая отношение расходов газа при богатой и нормальной регулировках, возрастает по мере повышения числа оборотов, что, повидимому, объясняется лучшим перемешиванием газа с воздухом. Так, например, при $n = 400$ об/мин $e = 1,6$, а при $n = 1400$ об/мин $e = 3,1$. Путём обогащения смеси удаётся получить при холостом ходе расход газа, практически равный расходу при полном дросселе, а при оборотах выше 650 в минуту расход газа даже превышает расход, соответствующий полному дросселю. Однако допустимая степень обогащения смеси должна быть несколько меньше приведённых значений, иначе при внезапном переходе на холостой ход двигатель будет глохнуть.

Аналогичные кривые получаются при работе на антраците. Битуминозное же топливо в начале холостого хода не допускает подобной степени обогащения рабочей смеси, так как смесь в это время сама обогащается за счёт высококалорийного швельгаза. В момент сбрасывания газа двигатель легко глохнет от переобогащения смеси, если обороты холостого хода малы и газ не успевает отсасываться. Уже при 700 об/мин холостого хода вследствие возникновения избыточного давления в бункере газогенератора воздух перестаёт поступать в древесноугольный газогенератор ГАЗ-42. Поэтому обогащать смесь, прикрывая воздушную заслонку смесителя, нельзя, так как двигатель глохнет. При 500 об/мин требуется в течение первых секунд холостого хода даже несколько открывать воздушную заслонку. Только после продолжительной работы вхолостую, когда выход швельгаза снижается, удаётся за счёт обогащения смеси повысить расход газа в полтора раза (для $n = 570$ об/мин) против его двукратного увеличения при древесном угле.

Эти замечания объясняют причины неудовлетворительной работы двигателя вхолостую и поэтому должны быть учтены.

Рассмотрим теперь условия, которым должны удовлетворять смесители, снабжённые механическими обогатителями смеси.

Если очистители газа не имеют гидравлического затвора (барботажного устройства), то коэффициент объёмного смешения φ_0 , равный отношению расхода воздуха V_B к расходу газа V_G , не зависит от расхода газа или от расхода рабочей смеси, а определяется только степенью засорения газогенераторной установки (K_G) и положением воздушной заслонки смесителя (K_B), т. е. (152)

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_G} = \sqrt{\frac{K_G}{K_B}}$$

Этот вывод был сделан раньше. Практически он означает, что при изменении нагрузочного режима двигателя не требуется менять положения воздушной заслонки смесителя. Кроме того, постоянство φ_0 при неизменном химическом составе газа указывает на постоянство коэффициента избытка воздуха, так как (153)

$$\alpha = \frac{V_B}{L_0 V_G} = \frac{\varphi_0}{L_0},$$

где L_0 — количество воздуха, теоретически необходимого для сгорания газа.

Там же было доказано, что при наличии гидравлического затвора, как, например, в барботажном очистителе «Виско-Автогаз», коэффициент объёмного смешения становится зависимым от расхода газа, а именно (156):

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_G} = \sqrt{\frac{1}{K_B} \left(K_G + \frac{h_0}{V_G^2} \right)};$$

коэффициент же избытка воздуха (157)

$$\alpha = \frac{1}{L_0 V_G} \sqrt{K_G + \frac{h_0}{V_G^2}}$$

Согласно выражению (157) по мере уменьшения расхода газа V_G , коэффициент избытка воздуха возрастает, т. е. рабочая смесь обедняется. В пределе при $V_G = 0$, $\alpha = \infty$. Сказывается это тем заметнее, чем больше h_0 , т. е. чем выше слой воды гидравлического затвора в водяном очистителе. Подобное изменение коэффициента избытка воздуха для $h_0 = 100, 200$ и 300 мм вод. ст. изображено на фиг. 227.

Чтобы иметь при гидравлическом затворе на всех нагрузочных режимах двигателя постоянство пропорции газа и воздуха требуется по мере уменьшения расхода газа искусственно усиливать торможение воздуха при его поступлении в смеситель. Идеальное удовлетворение этого условия можно получить при втором гидравлическом затворе, установленном на пути движения воздуха и имеющем ту же высоту h_0 . Действительно, в этом случае общее сопротивление воздушной заслонки и гидравлического затвора будет:

$$h_B = K_B V_B^2 + h_0,$$

а сопротивление всей газогенераторной установки попрежнему, согласно выражению (155), равно

$$h_G = K_G V_G^2 + h_0;$$

а согласно равенству (151) получим:

$$K_B V_B^2 + h_0 = K_G V_G^2 + h_0$$

или

$$K_B V_B^2 = K_G V_G^2;$$

откуда коэффициент объёмного смешения

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_G} = \sqrt{\frac{K_G}{K_B}} = \text{const.}$$

Тем не менее гидравлический затвор для воздуха не применяют, чтобы не усложнять газогенераторную установку громоздким агрегатом.

Другим решением той же задачи является совместное барботирование газа и воздуха. При этом коэффициент объёмного смешения также не зависит от расхода газа, но этот способ представляет опасность в отношении взрыва газозвушной смеси, заполняющей объём очистителя, и невыгоден с точки зрения качества очистки газа, так как концентрация пыли в газозвушной смеси ниже, чем в генераторном газе. Поэтому на практике, чтобы парализовать обеднение смеси при уменьшении расхода газа, прикрывают воздушную заслонку смесителя, увеличивая этим коэффициент K_B [см. формулы (156) и (157)].

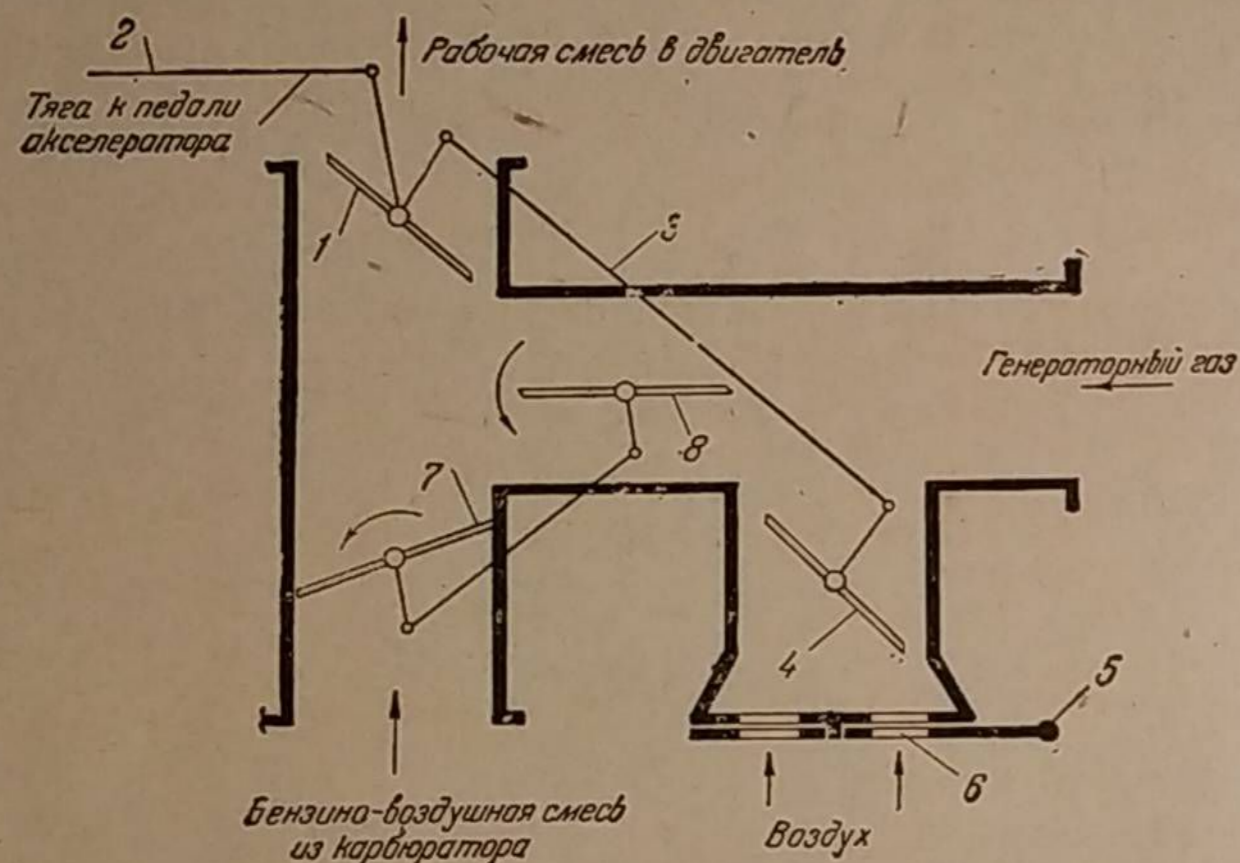
Такой принцип регулирования, допускающий попутно обогащение смеси при холостом ходе двигателя, осуществлён в смесителе «Виско-Автогаз», схема которого приведена на фиг. 253. Здесь рабочая смесь регулируется дросселем 1, приводимым в движение от педали акселератора тягой 2. Дроссель смеси 1 заблокирован тягой 3 с воздушной заслонкой 4, которая прикрывается по мере уменьшения расхода рабочей смеси, в результате чего смесь обогащается. Тяга 3 имеет устройство, позволяющее изменять её длину, что даёт возможность регулировать степень обогащения смеси. Осуществление наиболее выгоднейшей пропорции газа с воздухом при полном открытии

дросселя смеси 1 производится при помощи задвижки 5 с отверстиями 6, вращающейся вокруг своего центра и управляемой с места водителя. Сблокированные между собой заслонки 7 и 8 служат для переключения двигателя с бензина на газ.

Описанный смеситель при наличии барботажного устройства в водяном очистителе удовлетворительно поддерживает холостой ход двигателя.

В смесителе «Панар-Левассор» (фиг. 254), предназначенном для древесноугольной газогенераторной установки, механическое обогащение смеси при неполных нагрузках двигателя осуществляется несколько иначе.

Пропорция между газом и воздухом регулируется золотником 1, воздействующим на расход воздуха и приводимым в движение манеткой с места водителя. Количество рабочей смеси регулируется дроссельной заслонкой 2, связанной с педалью акселератора. В литом корпусе смесителя имеется обводной канал 3, через который проходит воздух, минуя золотник 1. Количество



Фиг. 253. Схема смесителя «Виско-Автогаз».

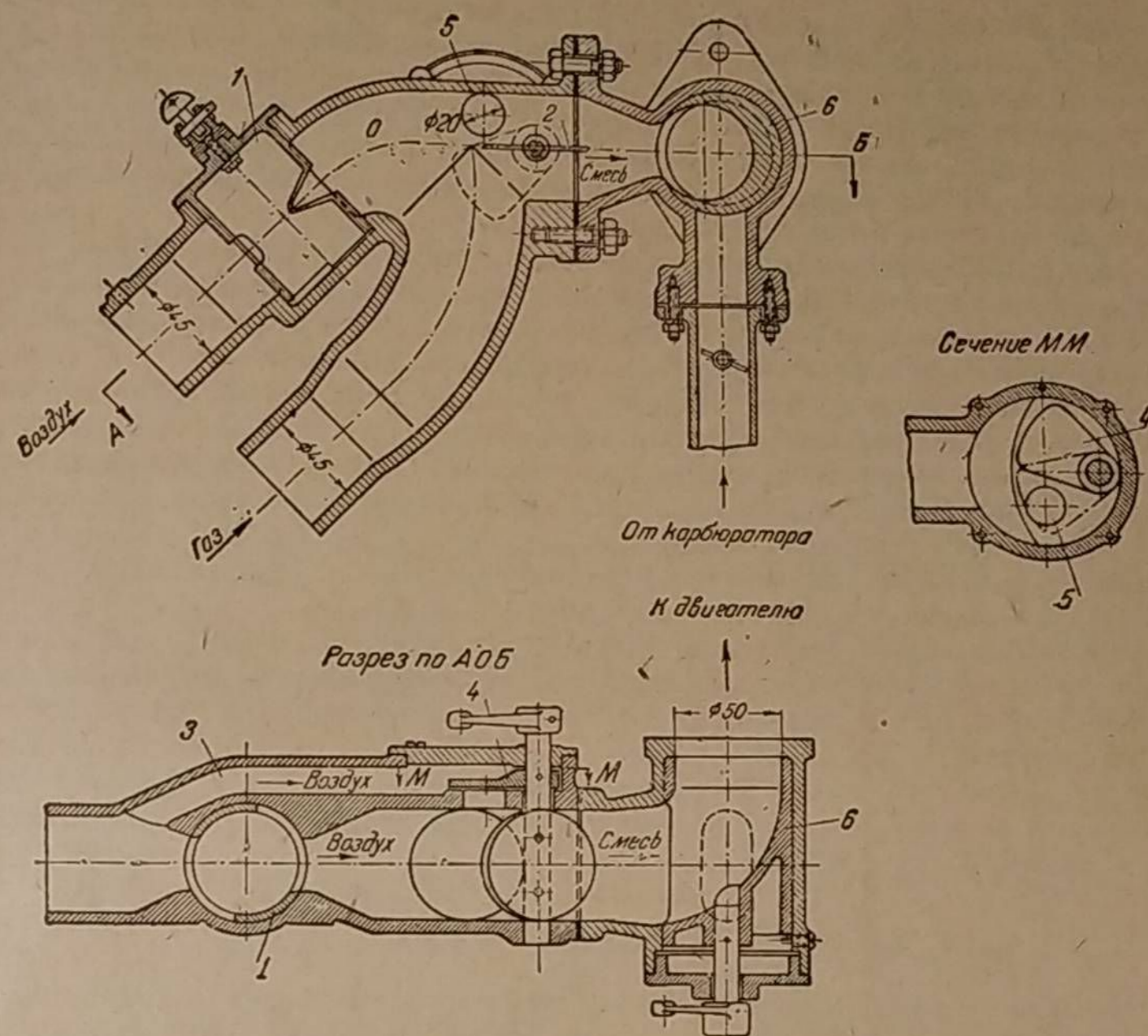
ство этого дополнительного воздуха зависит от положения заслонки 4, которая мёртво закреплена на одном валике с дроссельной заслонкой смеси 2.

Когда дроссельная заслонка смеси прикрыта, что имеет место при работе двигателя вхолостую, заслонка 4 полностью закрывает отверстие 5, прекращая этим поступление дополнительного воздуха. Рабочая смесь при этом положении заслонок наиболее богата. По мере открытия дроссельной заслонки 2 смесь обедняется, так как через отверстие 5 начинает поступать дополнительный воздух.

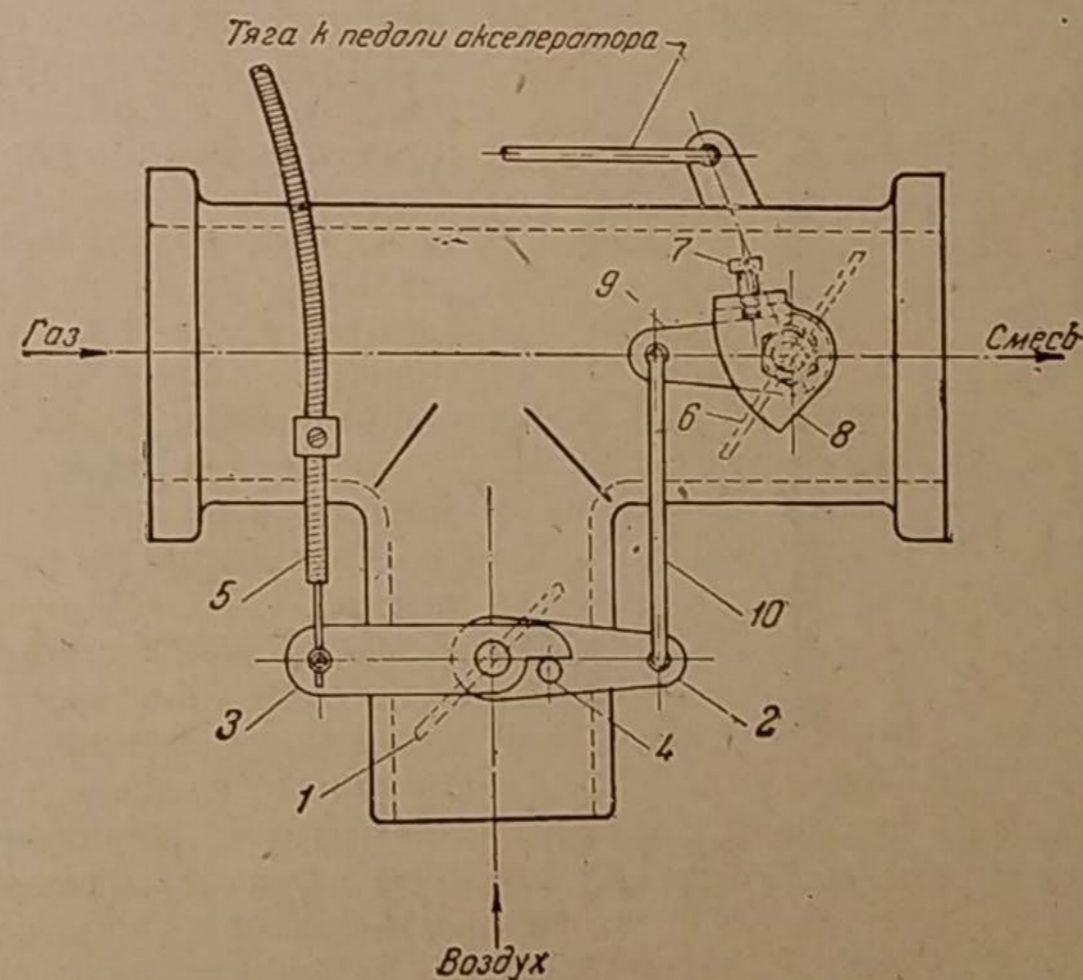
Золотник 6 служит для переключения двигателя на карбюратор.

Устройство несовершенно тем, что степень обогащения смеси при данном числе оборотов в минуту холостого хода не поддаётся регулированию, поскольку заслонки 2 и 4 закреплены в одном и том же положении относительно одна другой. Кроме того, в случае роста сопротивления газогенераторной установки приходится прикрывать золотник 1, а поэтому доля дополнительного воздуха, поступающего через обводной канал 3, возрастает и, следовательно, степень обогащения смеси при холостом ходе двигателя будет больше по сравнению с условиями, когда сопротивление установки нормально. При чрезмерно высоком обогащении смеси двигатель будет глохнуть или работать неустойчиво.

В смесителе «Солекс» также имеется устройство для обогащения газовойоздушной смеси при холостом ходе двигателя.



Фиг. 254. Смеситель «Панар-Левассор» для древесноугольного газогенератора.



Фиг. 255. Схема обогатителя смеси при холостом ходе в смесителе «Солекс».

Под действием спиральной пружины воздушная заслонка 1 (фиг. 255), жёстко связанная с рычагом 2, стремится быть открытой. Её положение при работе двигателя под нагрузкой фиксируется рычагом 3, который, имея свободное вращение на валике, упирается своим плечом в штифт 4. Перемещение рычага 3 и, следовательно, воздушной заслонки 1 осуществляется при помощи троса Боудена 5 с места водителя, что позволяет регулировать качество газовой смеси.

При уменьшении нагрузки двигателя, когда дроссель смеси 6 закрывается, винт 7, ввёрнутый в шайбу 8, неподвижно посаженную на валике дросселя, начинает вращать книзу одноплечий рычаг 9, который до того времени был неподвижным. Рычаг 9, заблокированный тягой 10 с рычагом 2, прикрывает воздушную заслонку, обогащая этим газовой смесью до величины, необходимой при работе двигателя вхолостую. Трос Боудена и рычаг 3 в это время остаются неподвижными. Обратное открытие дросселя смеси возвращает воздушную заслонку в её прежнее положение, при котором штифт 4 упирается в рычаг 3.

Степень обогащения смеси регулируется винтом 7, определяющим величину прикрытия воздушной заслонки.

Описанные выше устройства для стабилизации холостого хода решают только частично стоящую перед ними задачу. Во время холостого хода они обеспечивают лишь повышенный отбор газа из генератора, но неспособны стабилизировать в рабочей смеси пропорцию газа с воздухом, так как не тормозят поток газа, часто поступающего из газогенератора под небольшим избыточным давлением. Это второе требование может быть удовлетворено при вакуумном регулировании.

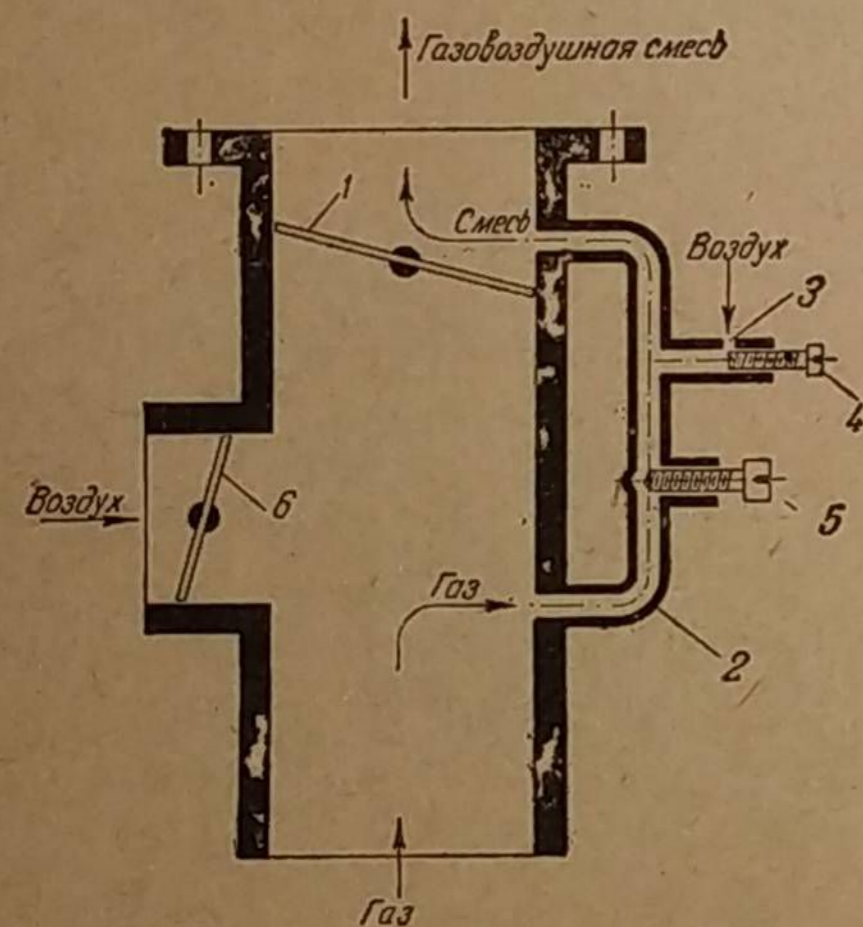
4. Вакуумное регулирование холостого хода

При работе двигателя вхолостую за дроссельной заслонкой смесителя во всасывающем коллекторе возникает значительный вакуум (около 450—500 мм рт. ст.). Если этот вакуум использовать для отдельного всасывания газа и воздуха, то пропорция между ними будет поддерживаться весьма устойчиво, не зависеть от подпора швельгаза, от сопротивления гидравлического затвора при водяном очистителе и от других случайных изменений давления, которые при обычном смесителе ухудшают устойчивость холостого хода. Этот принцип смесеобразования будем называть вакуумным регулированием холостого хода.

Рассмотрим работу такого смесителя.

Если при внезапном сбросе газа двигатель не успевает расходовать весь швельгаз, то давление в смесителе становится избыточным, и поэтому поступление воздуха в смеситель делается невозможным. Однако двигатель

при наличии вакуумного регулирования не глохнет, так как дроссель смеси 1 во время холостого хода полностью закрывается (фиг. 256), а питание двигателя газом происходит через трубку 2, которая включена



Фиг. 256. Перепускное приспособление к смесителю для холостого хода двигателя.

до и после дросселя 1. В трубке 2 имеется отверстие 3 для воздуха, регулируемое винтом 4. Другой винт 5 дросселирует газ. Воздушная заслонка 6 имеет такой привод от дросселя смеси, который закрывает её при холостом ходе двигателя, чтобы предотвратить подсос воздуха.

Посмотрим теперь, как изменяется коэффициент избытка воздуха в зависимости от давления газа в нормальном смесителе и при вакуумном регулировании.

В нормальном смесителе при определённом положении дросселя смеси количество рабочей смеси ($m^3/час$), поступающей в двигатель при холостом ходе постоянно:

$$V_c = V_r + V_b = \text{const.} \quad (170)$$

Это объясняется тем, что разрежение в смесителе мало по сравнению с разрежением во всасывающем коллекторе и поэтому возможные колебания давления в смесителе практически не отражаются на перепаде давлений у дросселя смеси. В качестве примера можно указать, что при холостом ходе разрежение в смесителе равно 10—30 мм вод. ст., а разрежение во всасывающем коллекторе — от 6 100 до 6 800 мм вод. ст. Расходы же газа и воздуха, обуславливающие качество смеси, порознь зависят от разрежения в смесителе. Согласно уравнениям (149) и (151) расход воздуха

$$V_b = \sqrt{\frac{h_r}{K_b}} \quad (171)$$

Разделив почленно уравнения (170) и (171), получим:

$$\frac{V_r}{V_b} + 1 = \frac{V_c \sqrt{K_b}}{\sqrt{h_r}}$$

Учитывая, что коэффициент объёмного смешения

$$\varphi_0 = \frac{V_b}{V_r},$$

и приняв постоянный числитель

$$V_c \sqrt{K_b} = A,$$

получим

$$\frac{1}{\varphi_0} = \frac{A}{\sqrt{h_r}} - 1.$$

Следовательно, при уменьшении разрежения h_r в смесителе φ_0 также уменьшается, и рабочая смесь обогащается. В пределе, когда $h_r = 0$, $\varphi_0 = 0$.

Окончательно для нормального смесителя, где дросселируется газоздушная смесь

$$\varphi_0 = \frac{\sqrt{h_r}}{A - \sqrt{h_r}} \quad (172)$$

Поэтому коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{\sqrt{h_r}}{L_0 (A - \sqrt{h_r})} \quad (173)$$

Найдём, какие значения принимают коэффициенты объёмного смешения и избытка воздуха в зависимости от разрежения газа в смесителе.

При холостом ходе двигателя разрежение в смесителе, практически равное разрежению газа перед смесителем, значительно ниже, чем при максимальной нагрузке. Фиг. 257 показывает это различие у двигателя ГАЗ-42. При $n = 1000 \text{ об/мин}$, $h_r = h_v = 30 \text{ мм вод. ст.}$

Примем для нормальной работы двигателя $\varphi_0 = 1,26$ и $\alpha = 1$ и найдём, чему равняются φ_0 и α , если при внезапном уменьшении нагрузки разрежение в смесителе снизится до 15 мм из-за подпора газа.

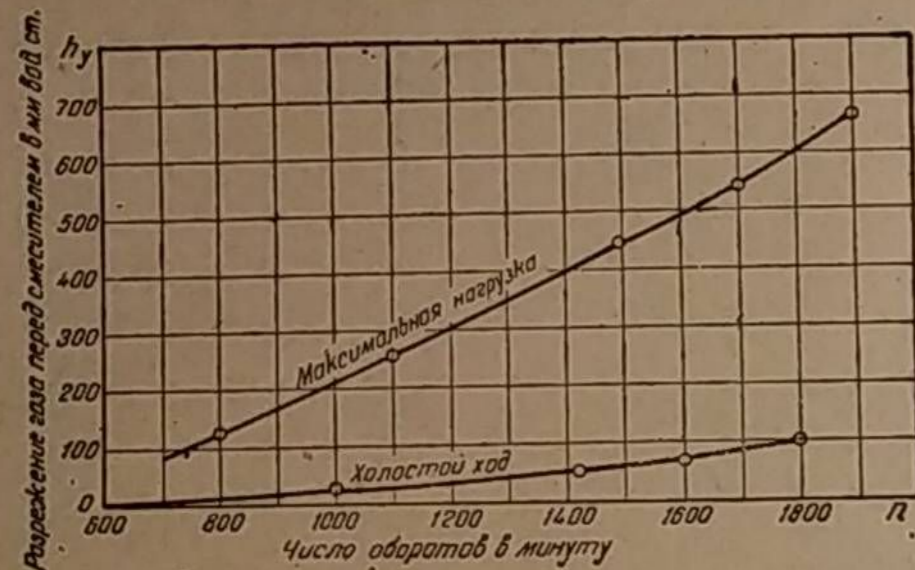
Согласно уравнению (172),

$$\left(\frac{1}{\varphi_0} + 1\right) \sqrt{h_r} = A = \text{const.}$$

Поэтому

$$\left(\frac{1}{\varphi_0} + 1\right) \sqrt{15} = \left(\frac{1}{1,26} + 1\right) \sqrt{30}.$$

Откуда $\varphi_0 = 0,65$ и $\alpha = 0,52$, т. е. уменьшились примерно вдвое. При таком обогащении рабочей смеси и без увеличения её расхода двигатель заглохнет.



Фиг. 257. Разрежение перед смесителем при полной нагрузке и холостом ходе двигателя ГАЗ-42 с древноугольным газогенератором НАТИ-Г21; положение воздушной заслонки смесителя для обеих кривых одинаковое.

для воздуха

$$\frac{p_0 - h_k}{p_0} = \frac{10\,333 - 6\,500}{10\,333} = 0,370;$$

где: $p_0 = 10\,333 \text{ мм вод. ст.}$ — давление окружающего воздуха (760 мм рт. ст.);

$h_k = 6\,500 \text{ мм вод. ст.}$ — разрежение во всасывающем коллекторе;

$h_r = 30 \text{ мм вод. ст.}$ — разрежение в смесителе при $\varphi_0 = 1,26$.

Оба отношения меньше критического (0,528), поэтому истечение газа и воздуха через перепускное приспособление будет происходить при перепаде давлений выше критического. В этом случае, согласно формуле проф. Шюлле, объёмный расход газа, отнесённый к состоянию перед истечением (т. е. в смесителе), равен

$$2,15 f \sqrt{RT_r} \text{ м}^3/\text{сек},$$

где: f — площадь дросселирующего отверстия в м^2 ;

R — газовая постоянная в уравнении Клапейрона;

T_r — абсолютная температура газа в смесителе в $^\circ\text{К}$.

Следовательно, объёмный расход газа, отнесённый к нормальным физическим условиям (0° и 760 мм рт. ст.) будет равен

$$V_p = 2,15 \frac{273}{T_r} \frac{p_r}{p_0} f \sqrt{RT_r} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Соответственно этому объёмный расход воздуха, отнесённый к нормальным физическим условиям, имея давление, равное давлению окружающей среды ($p_0 = 760 \text{ мм рт. ст.}$), будет

$$V_b = 2,15 \frac{273}{T_b} f_1 \sqrt{R_1 T_b} \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Поэтому коэффициент объёмного смешения окажется равным

$$\varphi_0 = \frac{V_b}{V_p} = \frac{p_0 f_1}{p_r f} \sqrt{\frac{R_1 T_r}{R T_b}} \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Учитывая, что при изменении давления газа p_r величины p_0 , f_1 , f , R_1 , T_r и T_b остаются постоянными, получаем:

$$\varphi_0 = \frac{B}{p_r} = \frac{B}{p_0 - h_r}, \quad (174)$$

где: $B = \text{const}$ — произведение всех постоянных. Коэффициент избытка воздуха соответственно равен:

$$\alpha = \frac{B}{L_0 (p_0 - h_r)} = \frac{C}{p_0 - h_r}, \quad (175)$$

где $C = \text{const}$.

Посмотрим, чему будут равны φ_0 и α при $h_r = 15 \text{ мм вод. ст.}$, если при $h_r = 30 \text{ мм}$, $\varphi_0 = 1,26$ и $\alpha = 1$.

Согласно уравнению (174),

$$\varphi_0 \cdot (p_0 - h_r) = B = \text{const.}$$

Следовательно,

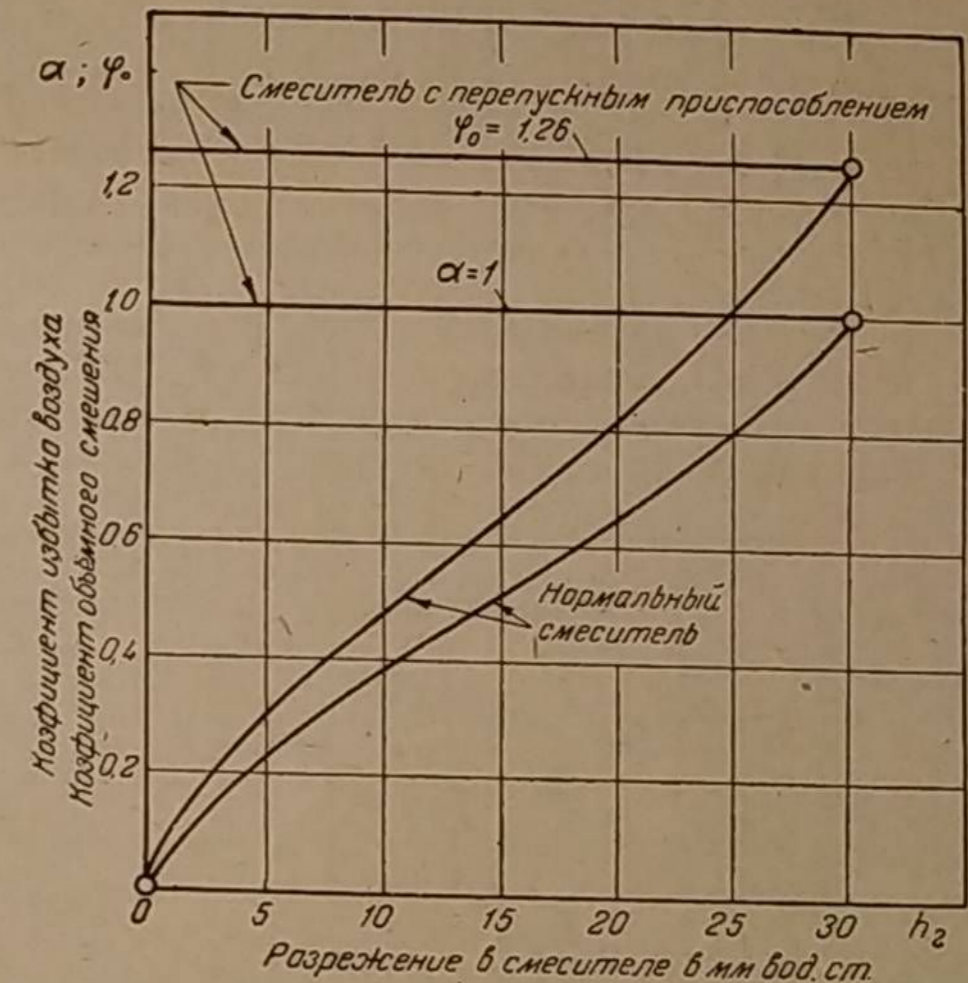
$$1,26 (10\,333 - 30) = \varphi_0 (10\,333 - 15);$$

откуда

$$\varphi_0 = 1,258,$$

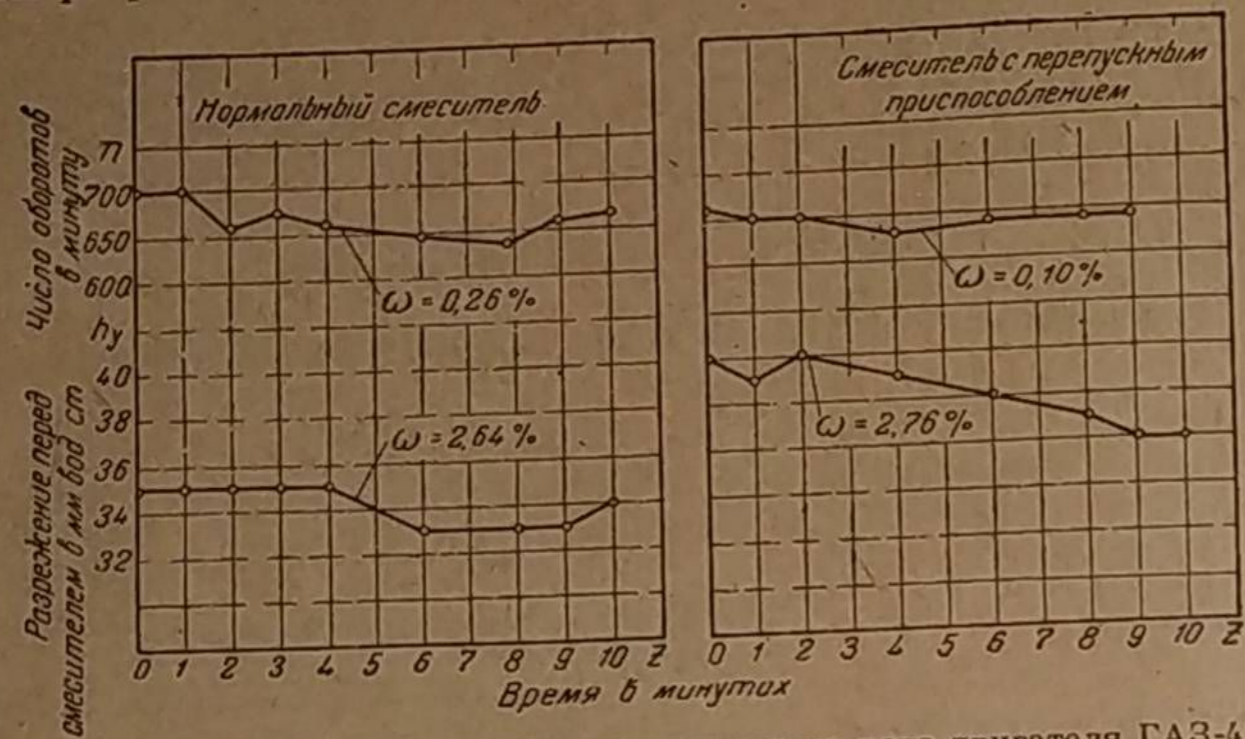
а из уравнения (175) $\alpha = 0,9985$, что составляет уменьшение только на 0,15%. Практически это означает независимость коэффициентов объёмного смешения и избытка воздуха от разрежения в смесителе.

На фиг. 258 приведены кривые, удовлетворяющие уравнениям (172), (173), (174) и (175), которые показывают, как изменяются φ_0 и α при различном разрежении газа в смесителе нормального типа и с перепускным приспособлением.



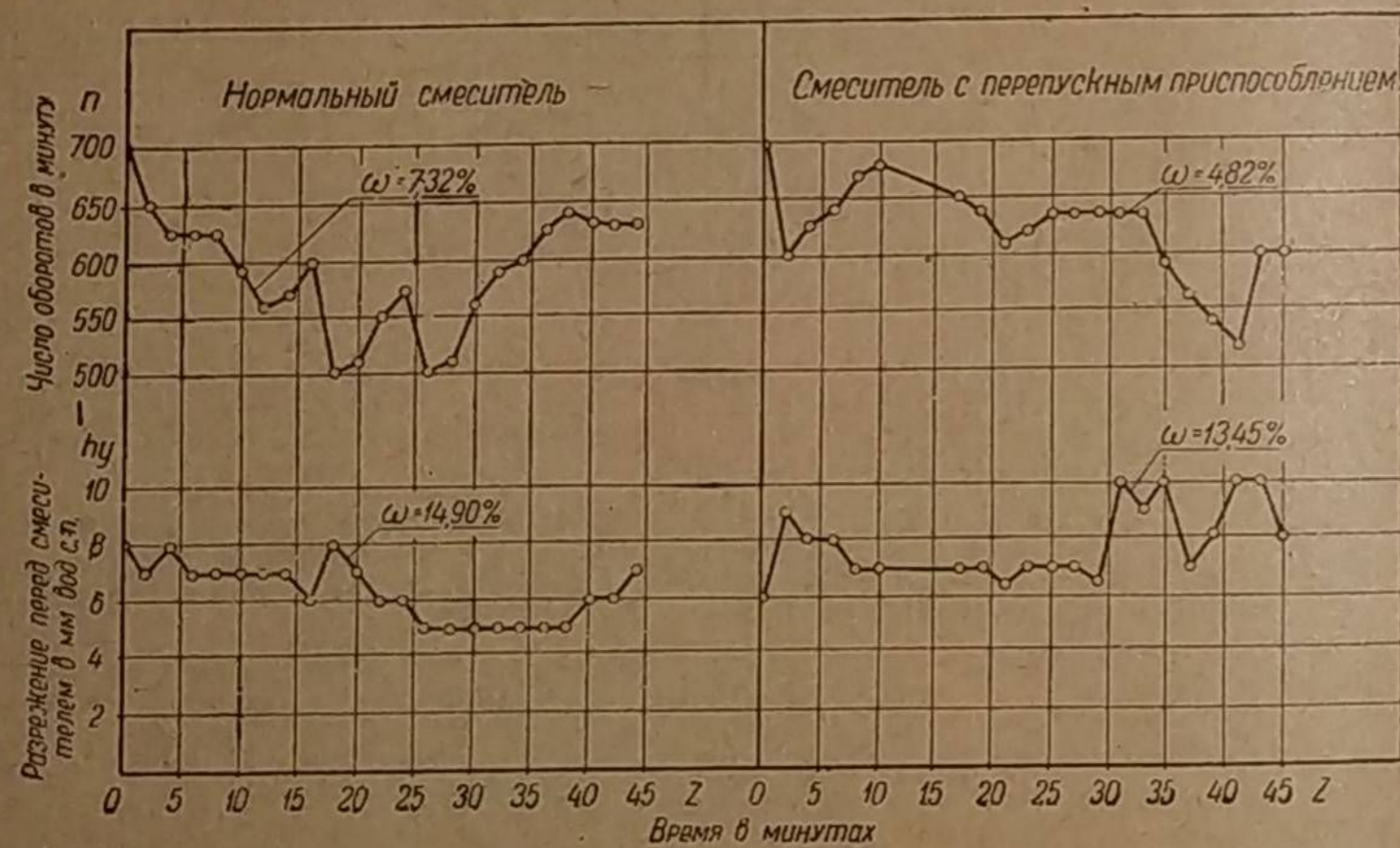
Фиг. 258. Изменение коэффициентов объёмного смешения и избытка воздуха в зависимости от разрежения в смесителе при холостом ходе двигателя.

Сравнительные испытания нормального смесителя и смесителя, выполненного согласно фиг. 256, показали преимущество последнего в отношении лучшей устойчивости холостого хода. Несмотря на то, что при нормальном смесителе разрежение газа было более стабильным (степень неустойчивости



Фиг. 259. Непостоянство оборотов холостого хода двигателя ГАЗ-42 с древесноугольным газогенератором НАТИ-Г21.

$\omega = 2,64\%$ против $\omega = 2,76\%$, фиг. 259), постоянство числа оборотов вала поддерживалось хуже: $\omega = 0,26\%$, в то время как у смесителя с перепускным приспособлением $\omega = 0,10\%$. Эти опыты проводились с древесноугольным газогенератором. На фиг. 260 показаны результаты аналогичных срав-



Фиг. 260. Непостоянство оборотов холостого хода двигателя ГАЗ-42 с древесноугольным газогенератором ГАЗ-42.

нительных испытаний смесителей с перепускным приспособлением и без него, но при работе газогенератора ГАЗ-42 на дровах. Меньшие разрежения перед смесителем следует объяснить повышением давления швельгаза в бункере. В обоих случаях благодаря влиянию швельгаза постоянство числа оборотов выдерживалось хуже, нежели при древесном угле.

Эти опыты не установили ощутимого преимущества перепускного приспособления над нормальным смесителем.

Описанное выше перепускное приспособление не может обеспечить постоянство оборотов холостого хода в случае изменения химического состава газа. При опытной проверке этого обстоятельства состав газа изменялся искусственно: путём подмешивания воздуха к газу после тонкого очистителя.

Оказалось, что как с перепускным приспособлением, так и без него подсос воздуха через отверстие площадью 50 мм^2 (диаметром 8 мм) снижает обороты вала с 700 до 680 в минуту. При увеличении же площади отверстия до 100 мм^2 (диаметром 11 мм) двигатель глохнет через 4 минуты.

Поведение двигателя с перепускным приспособлением при сбрасывании газа, когда происходит повышение давления в смесителе, к сожалению, в этих опытах не проверялось. Однако был проведён эксперимент, при котором искусственно повышалось сопротивление газогенераторной установки путём дросселирования газа в трубе после тонкого очистителя. Оказалось, что при наличии перепускного приспособления увеличение разрежения перед смесителем с 20 до 200 мм вод. ст. практически не влияло на обороты холостого хода, а увеличение до 570 мм снизило обороты с 700 до 400 в минуту, в то время как при нормальном смесителе двигатель глох, если разрежение повышалось только на 10 мм.

В отношении достижения максимальной степени обогащения смеси при холостом ходе перепускное приспособление преимуществ не обнаружило. Предел возможного обогащения оказался одинаковым, что видно из таблицы 25.

Таблица 25

Расходы воздуха, газа и смеси при холостом ходе двигателя ГАЗ-42 с древесноугольным газогенератором Г-21 ($n = 700 \text{ об/мин}$)

Тип смесителя	Качество смеси	Расход в $\text{м}^3/\text{час}$			Разрежение в мм		
		смесь V_c	газ V_g	воздух V_B	после газогенератора h_r (вод. ст.)	перед смесителем h_y (вод. ст.)	во всасывающем коллекторе h_z (рт. ст.)
Нормальный тройниковый	Нормальная	11,7	—	—	3	17	490
	Допустимо обогащённая	19,2	—	—	11	28	380
С перепускным приспособлением	Нормальная	14,7	6,6	8,1	3	18	480
	Допустимо обогащённая	21,9	14,4	7,5	15	28	416

Для обогащения смеси в нормальном смесителе требовалось прикрывать воздушную заслонку с 33 до 18° .

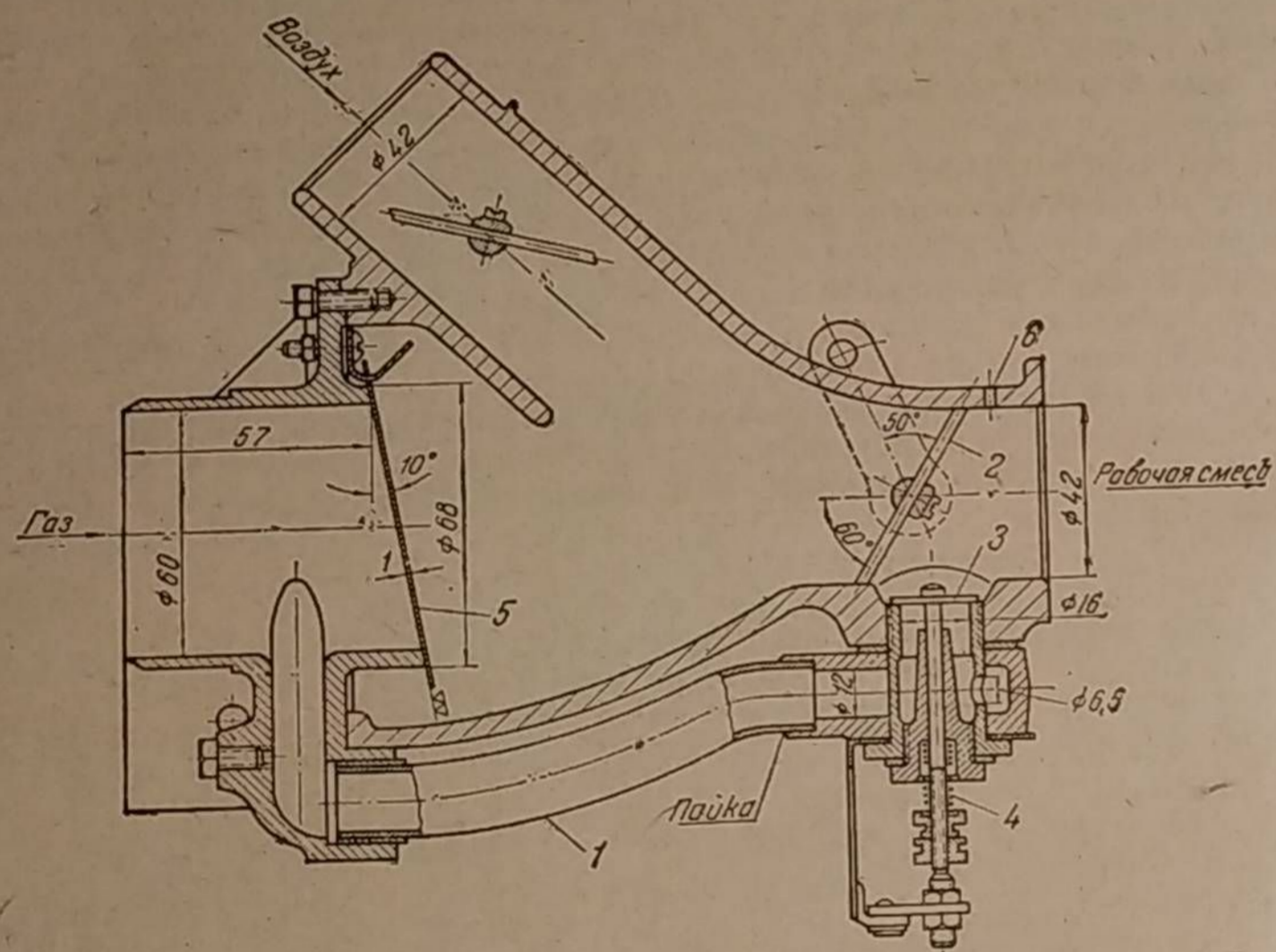
Торможение газа в перепускном канале недостаточно надёжно, так как малое проходное отверстие легко может засориться угольной пылью. Более совершенным средством торможения газа следует признать редукционный клапан. Конструктивные варианты его применения в смесителях получили название байпасов.

Б а й п а с с ы

Фирма Рено, строящая древесные газогенераторы по лицензии Имберт, снабжает свои смесители клапанным вакуумным регулятором — байпасом, который предназначается для стабилизации оборотов холостого хода и

улучшения приёмности двигателя. Конструкция этого смесителя приведена на фиг. 261. Патрубок ввода газа в смеситель соединён трубкой 1 с пространством за дросселем смеси 2. При холостом ходе двигателя дроссель смеси закрыт, и газ подсасывается через трубку 1, открывая при этом автоматический клапан 3, притягиваемый к седлу пружиной 4.

Натяжение пружины регулируется гайками с таким расчётом, чтобы клапан открывался при определённых оборотах холостого хода, когда во всасывающем коллекторе создаётся значительное разрежение. Чтобы предотвратить поступление воздуха в трубку 1, газоподводящий патрубок смесителя снабжён обратным клапаном 5, который закрывается силой тяжести,



Фиг. 261. Смеситель «Рено».

когда дроссель смеси прикрыт и в смесителе отсутствует разрежение. Воздух, потребный для работы двигателя вхолостую, поступает через отверстие 6 при большом перепаде давлений.

Смеситель «Рено» был испытан в НАТИ с древесным газогенератором ЗИС-21. Для сравнения опыты проводились поочередно с работающим и с выключенным байпасом. На фиг. 262 показана устойчивость холостого хода на малых оборотах после продолжительной работы при максимальной мощности. При выключенном байпасе, чтобы двигатель не заглох, требовалось регулировать воздушную заслонку. Моменты регулировки показаны на графике стрелками. Несмотря на это, работа двигателя получилась менее устойчивой, нежели с байпасом.

Испытания этого байпаса на автомобиле также выявили заметное улучшение устойчивости холостого хода и приёмности автомобиля после стоянки у светофоров. В условиях городской езды водитель не находился в том напряжённом состоянии, которое бывает при управлении обычным газогенераторным автомобилем, так как с байпасом не требовалось при кратковременных остановках автомобиля поддерживать вручную малые обороты холостого хода.

Основным недостатком байпаса «Рено» оказалась его склонность к быстрому загрязнению. Через 1 500—2 000 км пробега автомобиля шток автоматического клапана заедал в направляющей, и байпас переставал работать.

В НАТИ были сконструированы и построены несколько байпасов. Первый образец отличался от байпаса «Рено» только тем, что автоматический клапан 1 (фиг. 263) присоединялся непосредственно к всасывающему коллектору, а обратный клапан 2, смонтированный в специальной коробке 3, включался в газопровод перед смесителем 4. Подача газа к автоматическому клапану производилась по трубке 5.

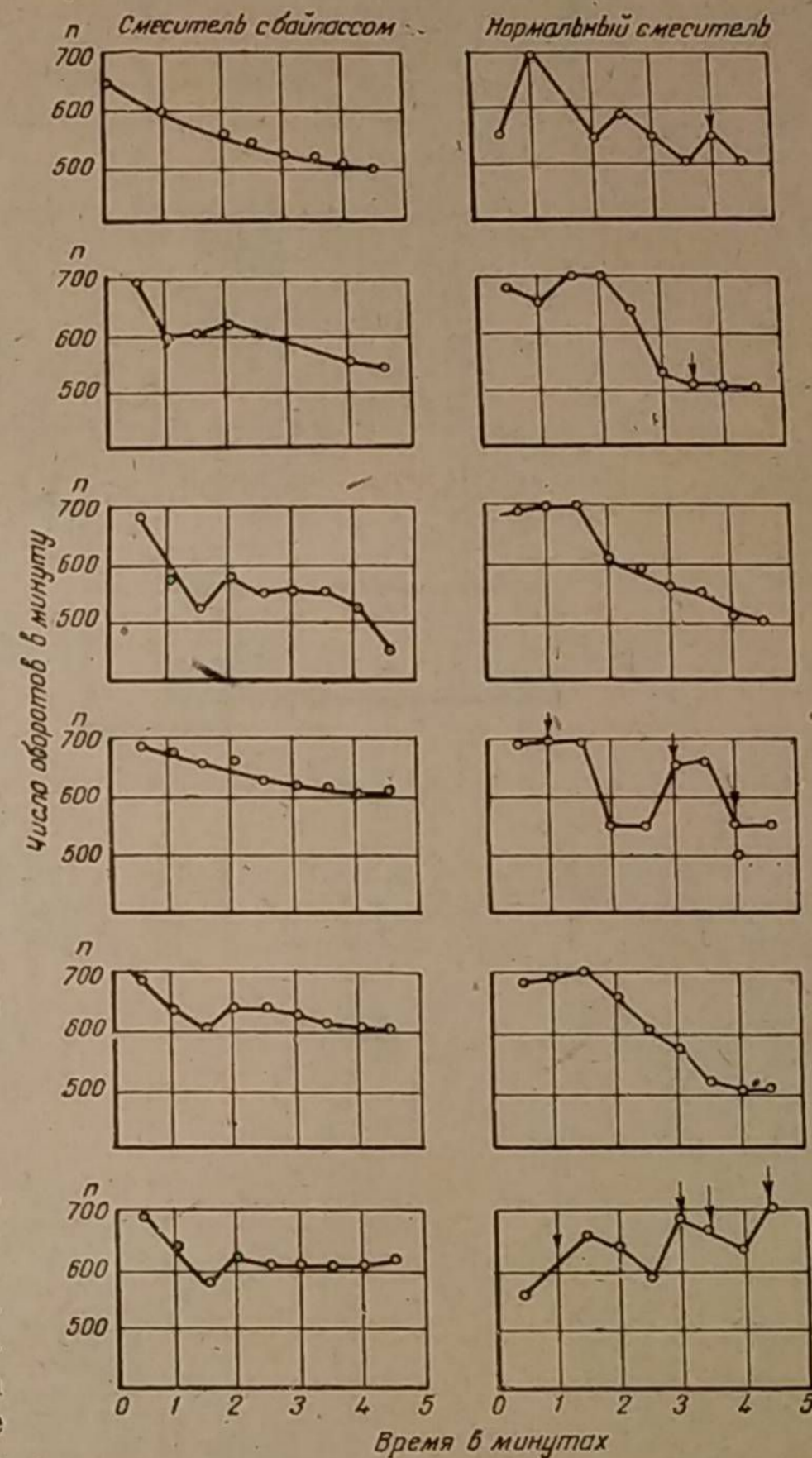
Байпас прошёл испытание на двух автомобилях — ГАЗ и ЗИС — с дровяным газогенератором ГАЗ-42 и с газогенератором горизонтального горения НАТИ-Г23А2 при работе на антраците.

Испытания целиком подтвердили значительные преимущества байпаса.

Если с выключенным байпасом двигатель ГАЗ-42 мог работать вхолостую (без изменения положения воздушной заслонки смесителя) 17—20 минут, причём обороты вала постепенно снижались с 800 в минуту до нуля, то при включённом байпасе двигатель работал до 60 минут, имея вначале 700 об/мин. В обоих случаях газогенератор предварительно хорошо разогревался при форсированном отборе газа.

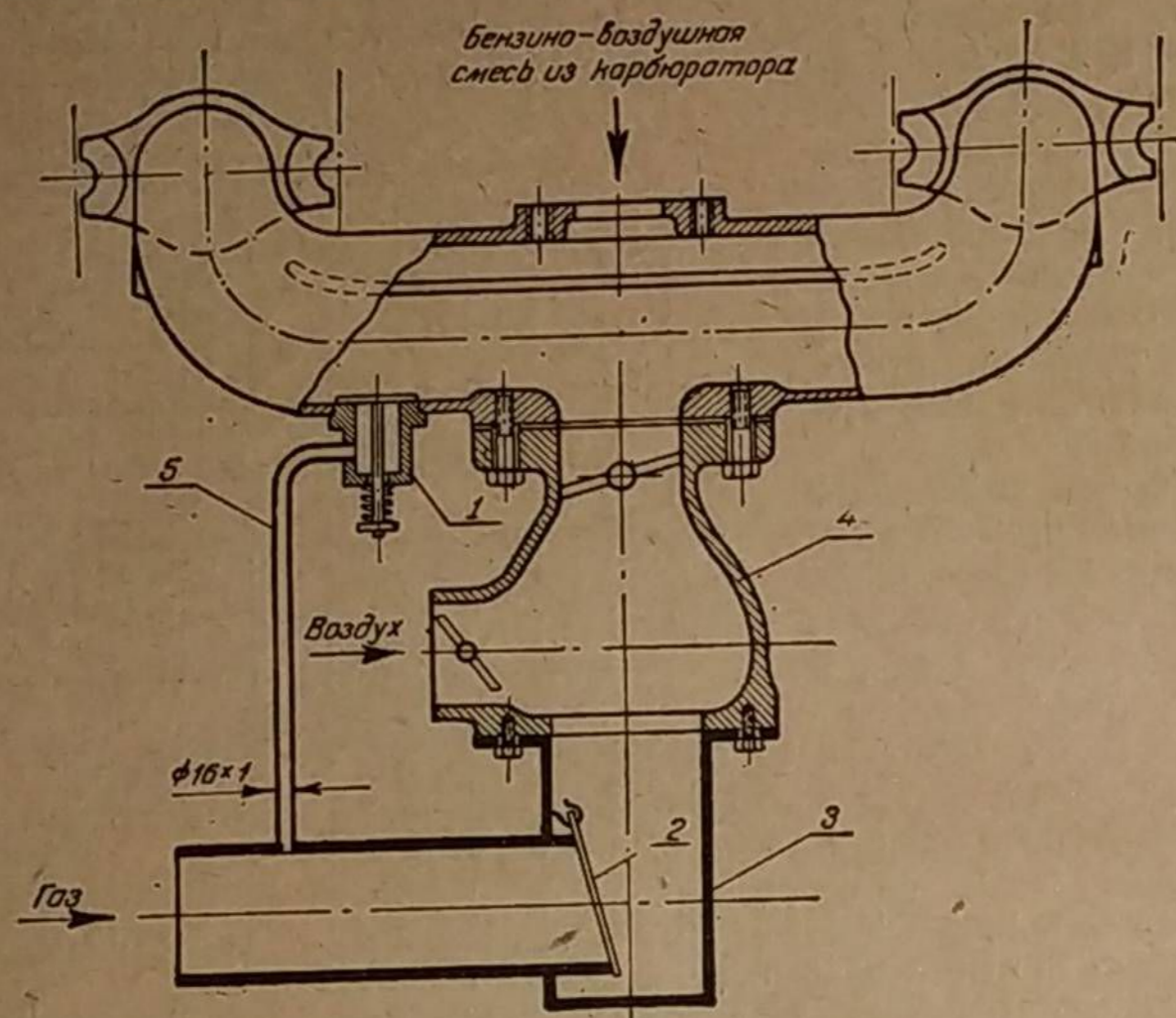
Без байпаса двигатель способен был работать вхолостую только при числе оборотов выше 600 в минуту. Обороты ниже 600 поддерживались крайне неустойчиво и приводили к быстрой остановке двигателя. С байпасом устойчивая работа была возможна даже при 410—430 об/мин на протяжении 20—25 минут.

Байпас НАТИ, установленный на двигателе ЗИС-21, испытывался на антраците при резком торможении автомобиля после форсированной езды, причём двигатель внезапно переключался на холостой ход ($n = 850 \div 900$ об/мин). Если двигатель не глох, то через одну-полторы минуты форсированное движение снова продолжалось. Результаты сравнительных опытов приведены в таблице 26.



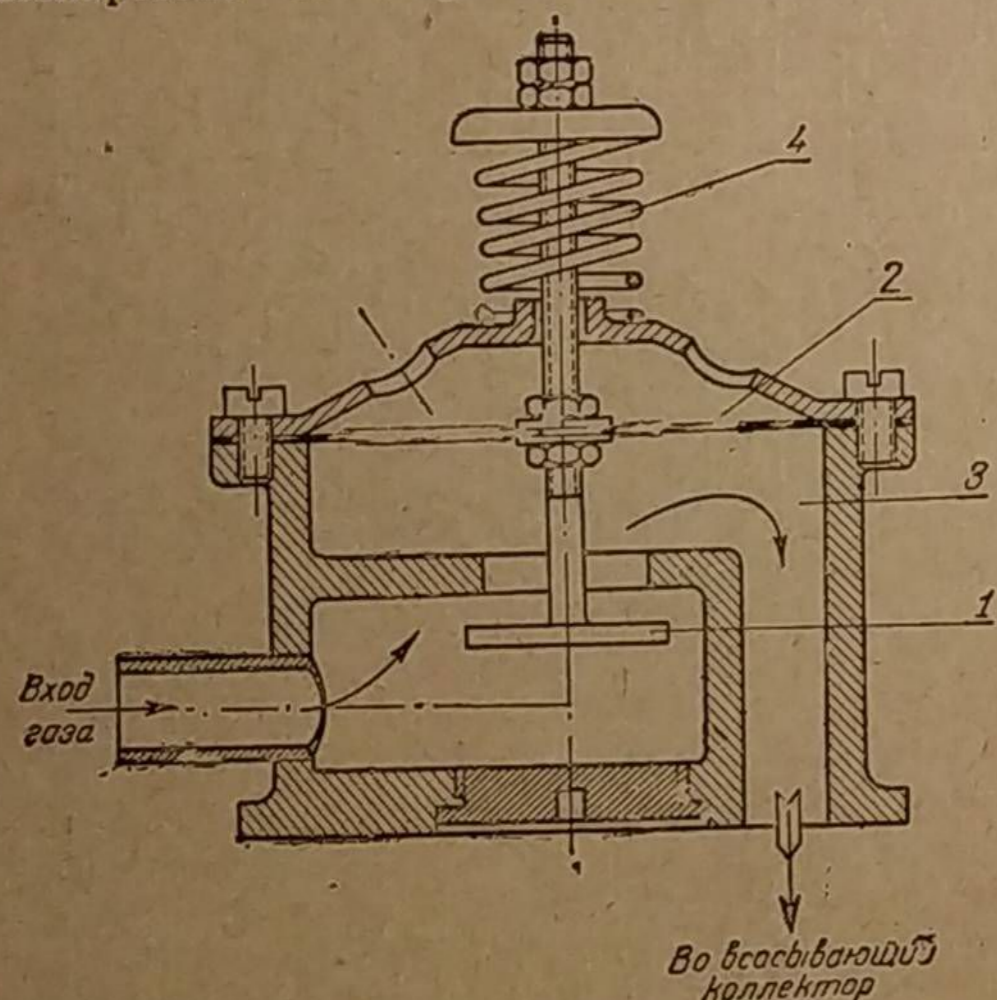
Фиг. 262. Обороты холостого хода двигателя «Рено» с древесным газогенератором ЗИС-21 после резкого прикрытия дросселя.

Этот байпас НАТИ так же, как и байпас «Рено», оказался несовершенным из-за быстрого загрязнения штока автоматического клапана, который приходилось чистить через 1 100—1 400 км пробега автомобиля.



Фиг. 263. Смеситель ГАЗ-42 с байпасом НАТИ.

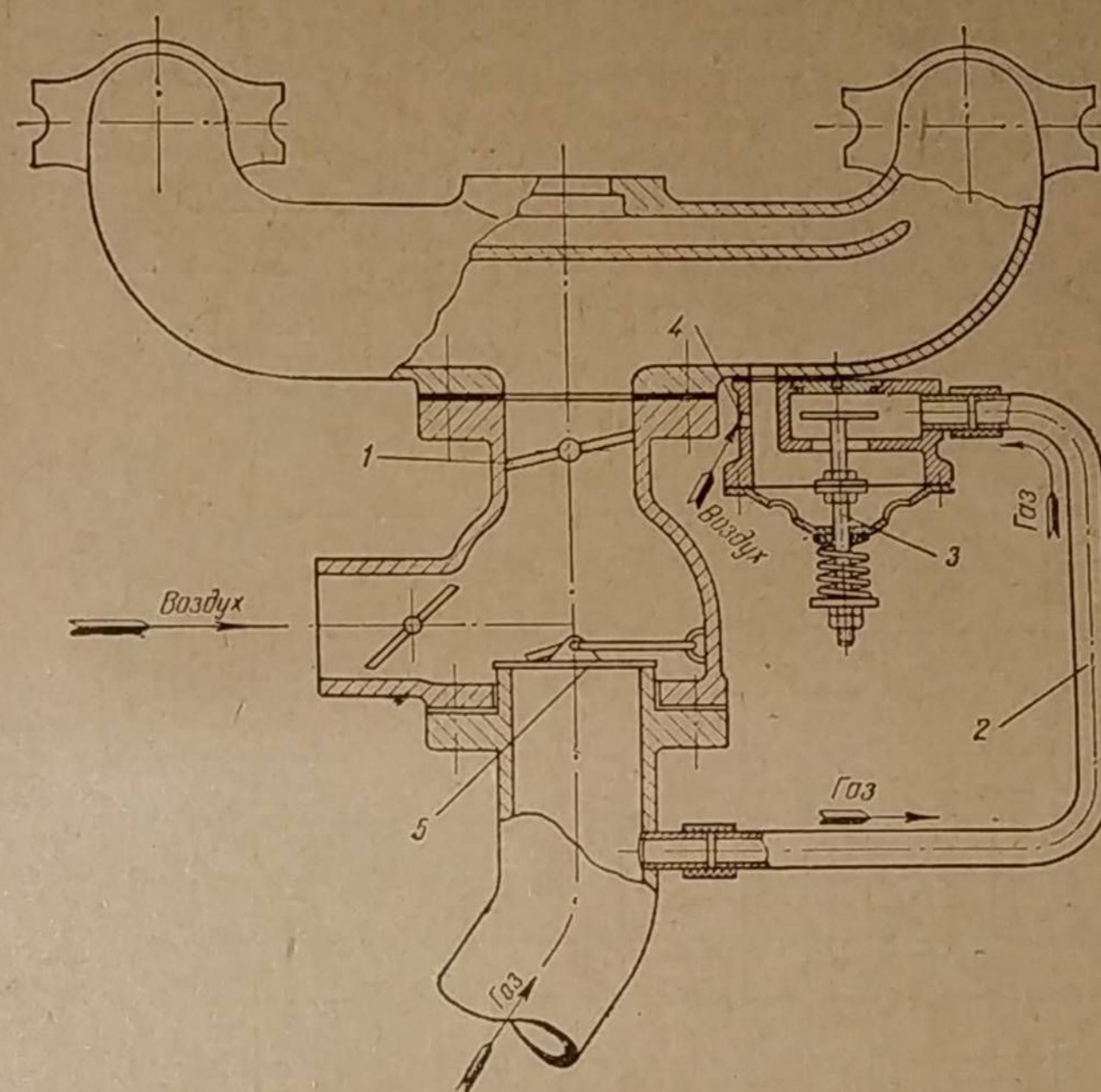
Чтобы избежать указанного дефекта, в НАТИ инж. Г. Г. Терзибашьяном был предложен байпас (фиг. 264), в котором трущаяся часть клапана 1 изолирована от соприкосновения с газом резиновой диафрагмой 2.



Фиг. 264. Диафрагменный байпас НАТИ.

Разрежение, возникающее в полости 3, соединённой каналом со всасывающим коллектором, преодолевает во время холостого хода натяжение пружины 4, в силу чего диафрагма открывает клапан 1, через который газ поступает в полость 3, а затем направляется во всасывающий коллектор двигателя. Включение этого байпаса в систему питания двигателя показано на фиг. 265. Рабочая смесь газа с воздухом во время холостого хода поступает во всасывающий коллектор, минуя дроссель смеси 1, который должен быть плотно за-

крыт. Генераторный газ подсасывается в коллектор через обводную трубку 2 и автоматический клапан 3, а воздух — через специальное неболь-



Фиг. 265. Смеситель с диафрагменным байпасом НАТИ.

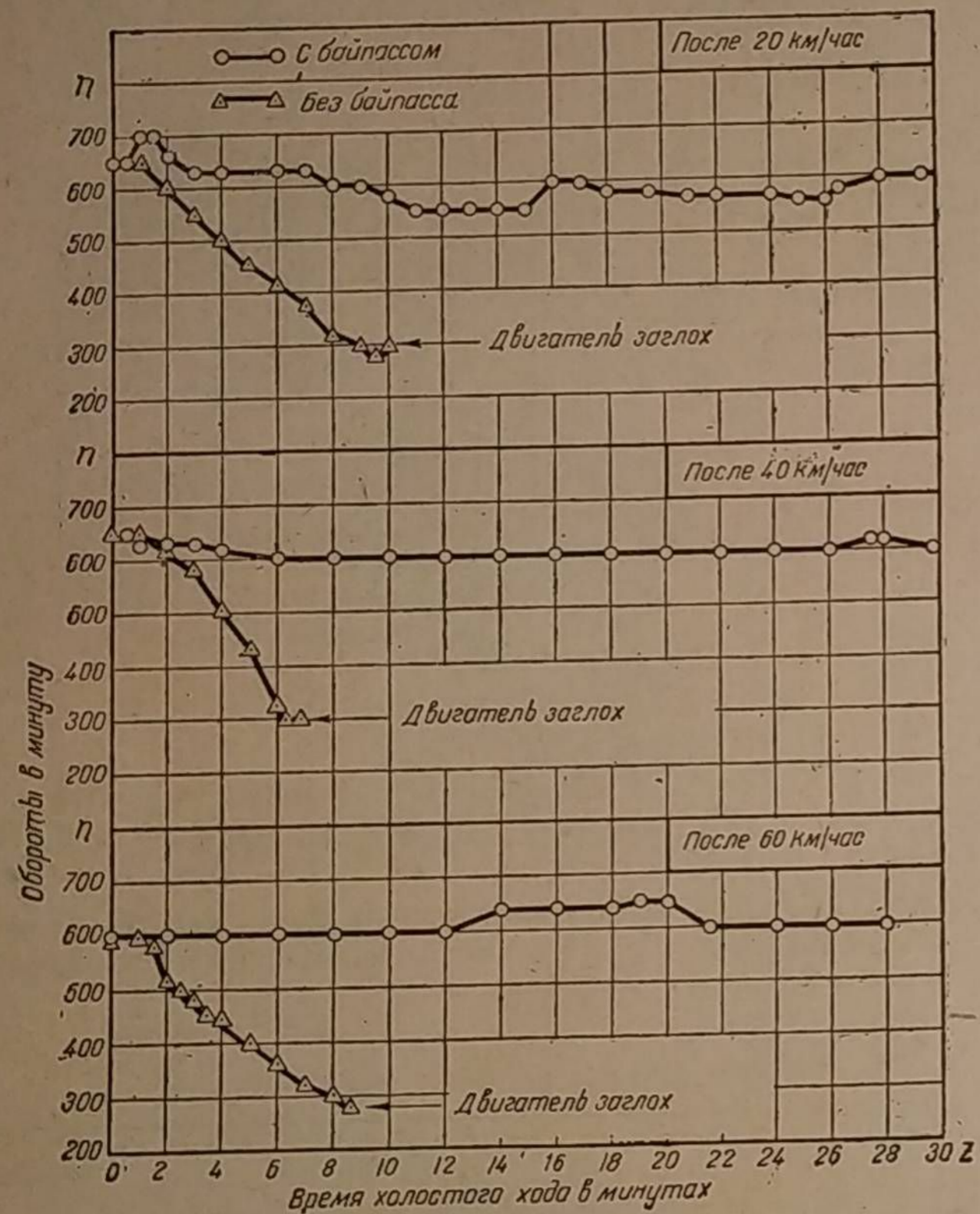
шое калиброванное отверстие 4. Обратный клапан 5 при холостом ходе закрывается силой собственного веса и поэтому приостанавливает вход воздуха в смеситель через воздушную заслонку.

Влияние байпаса на работу двигателя Таблица 26

	с байпасом	без байпаса
Количество резких сбрасываний газа	29 раз	12 раз
из них двигатель заглох	2 раза	11 раз
Остановки двигателя в процентах	6,9	91,7
Максимальное время работы вхолостую	39,5 мин	23,0 мин
	при $n = 900$ об/мин	при $n = 1050$ об/мин

Поступление в двигатель и газа и воздуха происходит во время холостого хода под влиянием высокого разрежения во всасывающем коллекторе, и поэтому пропорция между ними не зависит от небольших (по сравнению с разрежением в коллекторе) изменений давления газа перед смесителем. Путём соответствующего подбора калиброванного отверстия для воздуха байпас отрегулирован на весьма богатую смесь. Оба этих мероприятия поддерживают постоянными обороты холостого хода.

Сравнительные испытания этого байпасса проводились под руководством автора на автомобиле ГАЗ-АА с древесным газогенератором НАТИ-Г73. На фиг. 266 приведены данные, характеризующие устойчивость холостого хода двигателя ГАЗ-42 с байпасом и без него. Автомобиль проходил 15-километровый участок со скоростями 20, 40 и 60 км/час. Во всех трёх случаях, практически не отличающихся один от другого, работа двигателя с байпасом была много устойчивее по сравнению с работой при обыч-



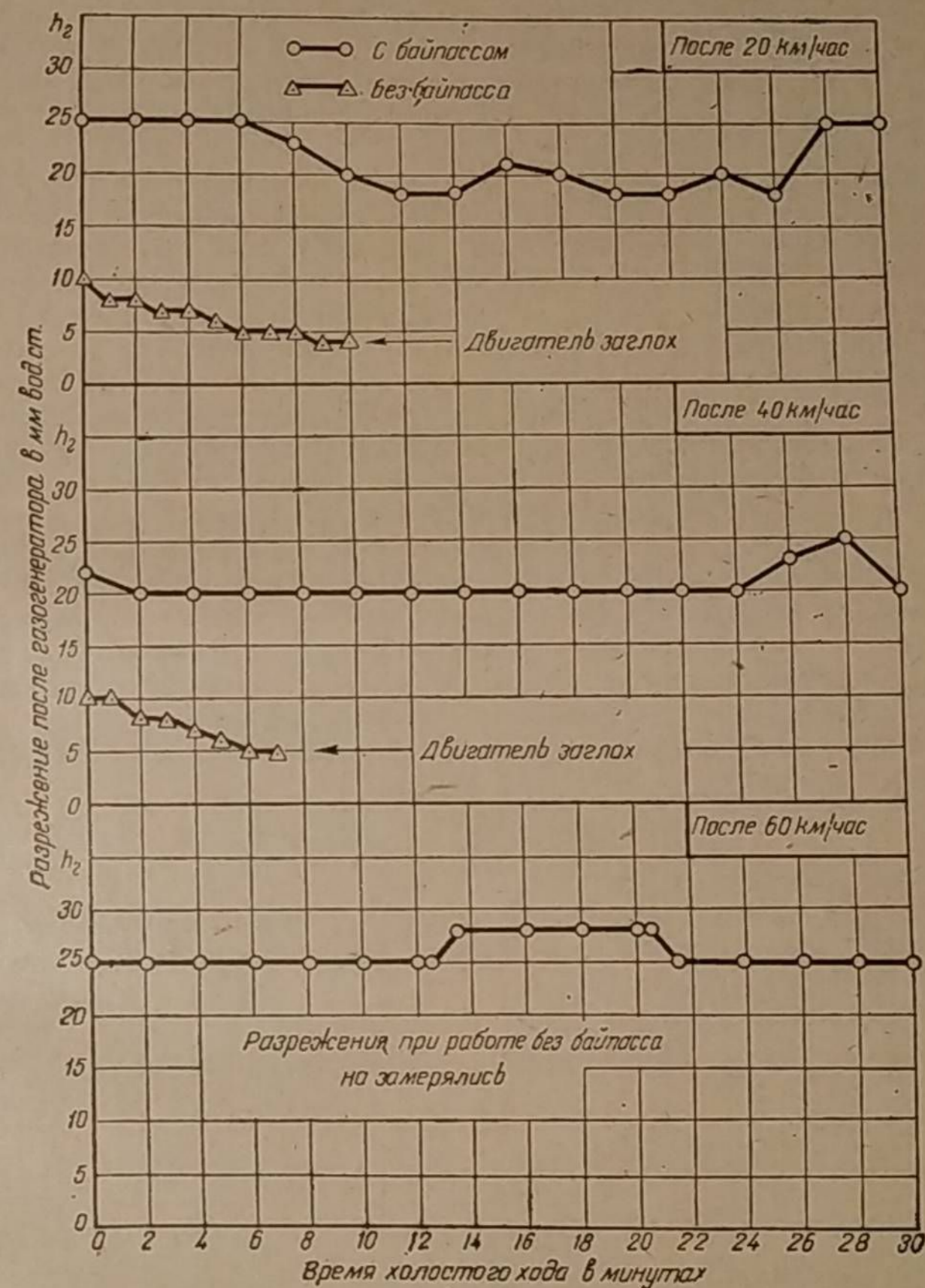
Фиг. 266. Устойчивость холостого хода двигателя ГАЗ-42 с байпасом и без него при работе на дровах.

ном стандартном смесителе ГАЗ-42 без байпасса. В первом случае на протяжении 30 минут число оборотов поддерживалось постоянным. Было установлено, что двигатель может устойчиво работать полтора часа. Без байпасса число оборотов быстро снижалось, и двигатель через 7—10 минут глож.

Такая существенная разница в поведении двигателя легко объясняется замерами разрежения газа при выходе из газогенератора, приведёнными на фиг. 267. С байпасом разрежение газа много выше, так как обогащение рабочей смеси значительно повышает его расход.

Помимо стабилизации холостого хода наличие на двигателе байпасса ощутимо улучшает приёмистость автомобиля. В таблице 27 приведены сред-

ние цифры времени прохождения автомобилем 200 м с места на прямой передаче после стоянки с различной продолжительностью при работающем двигателе.



Фиг. 267. Разрежение газа после газогенератора при холостом ходе двигателя с байпасом и без него.

Таблица 27
Приёмистость автомобиля ГАЗ-АА с газогенератором НАТИ-Г73 после стоянки при работающем двигателе ($n = 600$ об/мин)

Продолжительность холостого хода в минутах	Время прохождения 200 м при разгоне с места на прямой передаче в секундах			
	2	5	10	20
Без байпасса	49	Двигатель заглох	Двигатель заглох	Невозможный случай
	45	47	54	57

Если двигатель работает вхолостую при $n = 600$ об/мин, то без байпасса после стоянки продолжительностью 5 минут и выше двигатель глохнет при трогании автомобиля. С байпасом автомобиль разгоняется после 20 минут работы двигателя вхолостую. Объясняется это тем, что при байпасе, вследствие повышенного расхода газа, температура реакционного слоя топлива во время холостого хода поддерживается достаточно высокой и, следовательно, ухудшение качества газа в момент внезапного увеличения его расхода не столь велико, как без байпасса.

Все описанные выше байпасы хорошо поддерживают постоянство пропорции между газом и воздухом, но они не могут влиять на работу двигателя при изменении химического состава газа. Наряду с этим древесные газогенераторы ввиду различной интенсивности швельпроцесса производят газ резко переменного состава. Учитывая это обстоятельство, автором разработан новый тип байпасса (двухклапанного), который способен реагировать на изменение химического состава газа при холостом ходе двигателя.

Эта задача решена на том принципе, что разрежение во всасывающем коллекторе при заданном числе оборотов в минуту холостого хода устанавливается тем больше, чем выше теплотворность рабочей смеси. Действительно, при работе на любом топливе (например, на бензине или на генераторном газе) для поддержания данного числа оборотов в минуту холостого хода требуется затрата одного и того же количества тепловой энергии, а следовательно, чем выше теплотворность рабочей смеси, тем меньше её расход. Но при заданном числе оборотов в минуту уменьшение часового расхода смеси означает уменьшение абсолютного давления во всасывающем коллекторе двигателя или увеличение в нём разрежения.

Уточним теперь это рассуждение математическим решением. Индикаторная мощность двигателя

$$N_i = \frac{\eta_i V_c h_u}{632,3} \text{ л. с.} \quad (176)$$

где: η_i — индикаторный к. п. д.;
 V_c — объёмный расход рабочей смеси в $\text{м}^3/\text{час}$ при 0° и 760 мм рт. ст.;
 h_u — низшая теплотворная способность рабочей смеси в $\text{кал}/\text{м}^3$ при 0° и 760 мм рт. ст.;
 632,3 — тепловой эквивалент 1 л. с. в час.

Если мощность трения обозначим N_R , то эффективная мощность будет

$$N_e = N_i - N_R \text{ л. с.}$$

При холостом ходе $N_e = 0$ и, следовательно,

$$N_R = N_i. \quad (177)$$

С другой стороны,

$$N_R = \frac{p_R V_h n^2}{900} \text{ л. с.,} \quad (178)$$

где: p_R — среднее давление трения, отнесённое к единице площади поршня в $\text{кг}/\text{см}^2$;

V_h — рабочий литраж двигателя;

n — число оборотов вала в минуту.

Решив совместно уравнения (176), (177) и (178), получим:

$$\frac{\eta_i V_c h_u}{632,3} = \frac{p_R V_h n^2}{900}.$$

Здесь множители p_R и V_h никак не зависят от химического состава газа, поэтому, обозначив

$$D = \frac{632,3}{900} p_R V_h, \quad (179)$$

получим, что

$$V_c = D \frac{n}{\eta_i h_u}, \quad (180)$$

т. е. объёмный расход рабочей смеси при данном числе оборотов холостого хода обратно пропорционален индикаторному использованию и теплотворной способности рабочей смеси. Другими словами, V_c зависит только от химического состава рабочей смеси, так как η_i тоже зависит от состава смеси.

Согласно этим теоретическим выводам и экспериментальной проверке, объёмный расход рабочей смеси можно выразить через абсолютное давление p_k во всасывающем коллекторе двигателя следующим простым уравнением (140):

$$V_c = A_0 (p_0 - B_0) \text{ м}^3/\text{час},$$

где: A_0 и B_0 являются постоянными величинами при $n = \text{const}$.

Зная, что разрежение в коллекторе

$$h_k = p_0 - p_k, \quad (181)$$

и принимая во внимание уравнение (180), получим:

$$A_0 (p_0 - B_0 - h_k) = D \frac{n}{\eta_i h_u}$$

или

$$h_k = p_0 - B_0 - \frac{Dn}{A_0 \eta_i h_u}.$$

Следовательно, при постоянном числе оборотов холостого хода существует такая закономерность (коэффициенты E и H постоянны):

$$h_k = E - \frac{H}{\eta_i h_u}, \quad (182)$$

означающая, что разрежение во всасывающем коллекторе при данном числе оборотов холостого хода увеличивается, если возрастает теплотворная способность рабочей смеси.

Эта выявленная нами закономерность используется для регулирования числа оборотов холостого хода при помощи следующего устройства. Диафрагменный байпас (фиг. 268) имеет двухтарельчатый клапан. Нижняя тарелка 1 притягивается к своему седлу пружиной 2. При холостом ходе благодаря вакууму, образующемуся во всасывающем коллекторе, диафрагма 3, преодолевая усилие пружины, открывает клапан 1, после чего газ и воздух начинают поступать в смесительную полость 4 байпасса. Газ дросселируется калиброванным отверстием 5, а воздух — регулируемым винтом 6. Дросселирование газа нейтрализует перед смесителем его подпор, наблюдаемый при внезапном уменьшении расхода газа, в силу чего пропорция между газом и воздухом поддерживается постоянной. Отверстие 5 выбрано с таким расчётом, чтобы падение давления при дросселировании газа составляло 800—1000 мм вод. ст.

Постоянство числа оборотов в минуту поддерживается следующим образом. Если теплотворная способность рабочей смеси почему либо возрастёт, побуждая двигатель к увеличению оборотов, то, согласно закономерности (182), увеличится разрежение во всасывающем коллекторе и в полости 7 байпасса, а поэтому диафрагма 3 прикроет верхний клапан 8 и тем самым уменьшит поступление рабочей смеси в двигатель.

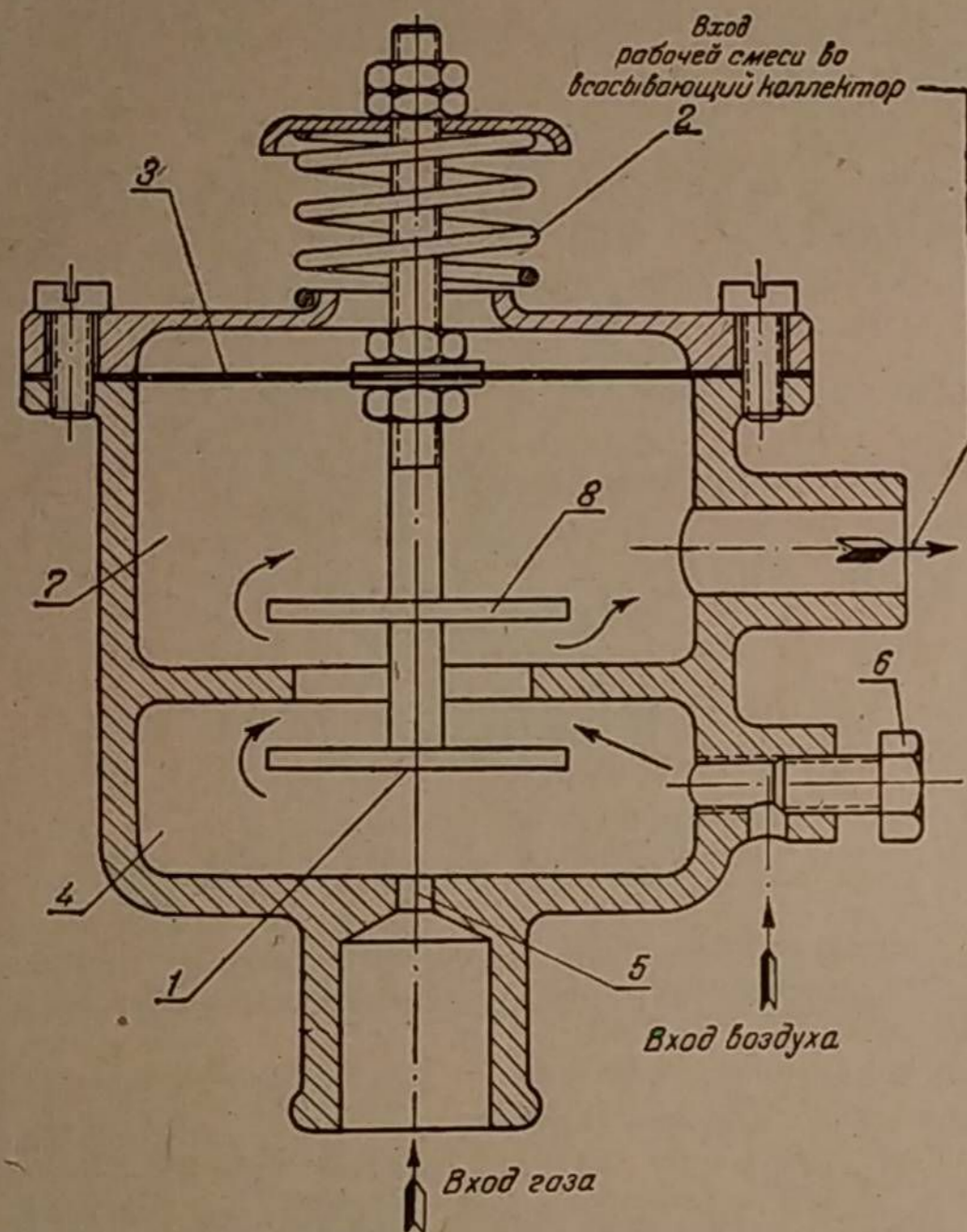
Посмотрим теперь, насколько клапанный механизм в комбинации с диафрагмой и пружиной пригодны для этой цели.

Истечение рабочей смеси через клапан происходит со скоростью звука, так как отношение давлений при истечении через клапан составляет

$$\frac{10\,333 - 6\,500}{10\,333 - 1\,000} = 0,410 < 0,528.$$

Поэтому объёмный расход смеси, отнесённый к условиям до истечения, т. е. в полости 4 байпасса, будет равен:

$$2,15f \sqrt{RT_c} \text{ м}^3/\text{сек},$$



Фиг. 268. Байпасс НАТИ, реагирующий на химический состав газа.

где: f — площадь щели, образуемой верхней тарелкой клапана, в м^2 ;
 R — газовая постоянная в уравнении Клапейрона;
 T_c — абсолютная температура смеси до истечения.

Объёмный расход смеси, отнесённый к нормальным физическим условиям (0° и 760 мм рт. ст.), равен:

$$V_c = 2,15 \frac{273 p_c}{T_c p_0} f \sqrt{RT_c} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (183)$$

В этом уравнении $T_c = \text{const}$, $p_0 = \text{const}$ и $R = \text{const}$, а при постоянном числе оборотов давление смеси в полости 4 смещения $p_c \approx \text{const}$. Поэтому, обозначив произведение всех постоянных через M , получим:

$$V_c = Mf \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (184)$$

т. е. объёмный расход смеси прямо пропорционален площади щели, образуемой тарелкой верхнего клапана.

Далее, на основании уравнений (140) и (181) получаем:

$$Mf = A_0 (p_k - B_0)$$

и

$$Mf = A_0 (p_0 - B_0 - h_k);$$

откуда площадь щели

$$f = \frac{A_0 (p_0 - B_0)}{M} - \frac{h_k}{M} \text{ м}^2.$$

Обозначив постоянные

$$\frac{A_0 (p_0 - B_0)}{M} = a \text{ и } \frac{1}{M} = b,$$

получим окончательно

$$f = a - bh_k. \quad (185)$$

Таким образом, для того чтобы число оборотов при холостом ходе поддерживалось постоянным, необходимо иметь линейную зависимость между размером щели и разрежением h_k во всасывающем коллекторе.

Как это условие соблюдается при двухклапанном байпасе?

Пусть, когда клапаны находятся в положении I (фиг. 269), щель имеет высоту l , а пружина — начальную затяжку Q кг. Тогда, если клапаны опустятся на величину x и окажутся в положении II, реакция пружины будет

$$Q + kx \text{ кг}$$

(k — постоянная упругости пружины), а усилие, возникающее от воздействия разрежения h_k на диафрагму и на тарелку клапана, будет равно gh_k , т. е. прямо пропорционально этому разрежению. Следовательно, при равновесии

$$Q + kx = gh_k. \quad (186)$$

При этом положении клапанов площадь щели

$$f = \pi d (l - x) \text{ м}^2. \quad (187)$$

Совместное решение этих двух уравнений даёт:

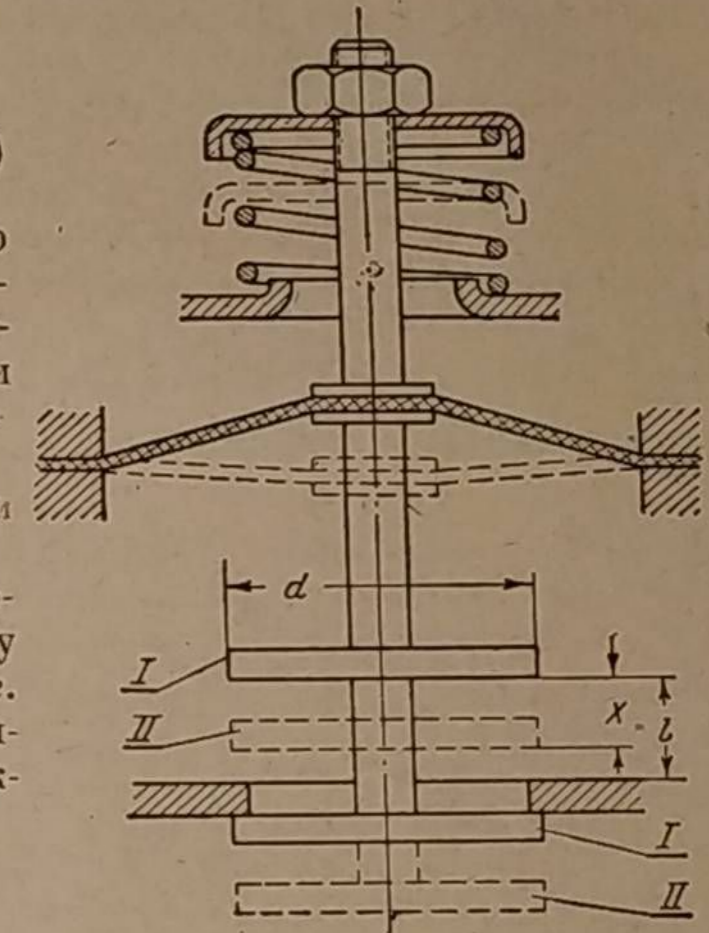
$$f = \frac{\pi d (Q + kl)}{k} - \frac{\pi dg}{k} h_k,$$

а при условии, что постоянные дроби соответственно равны

$$\frac{\pi d (Q + kl)}{k} = a \text{ и } \frac{\pi dg}{k} = b,$$

получаем:

$$f = a - bh_k, \quad (185)$$



Фиг. 269. Схема клапанного устройства байпасса в открытом и в закрытом положениях.

т. е. то условие, которое было найдено раньше, для постоянного числа оборотов при холостом ходе. Этим доказывается соответствие двухклапанного байпаса требованиям регулирования холостого хода с учётом изменения химического состава газа.

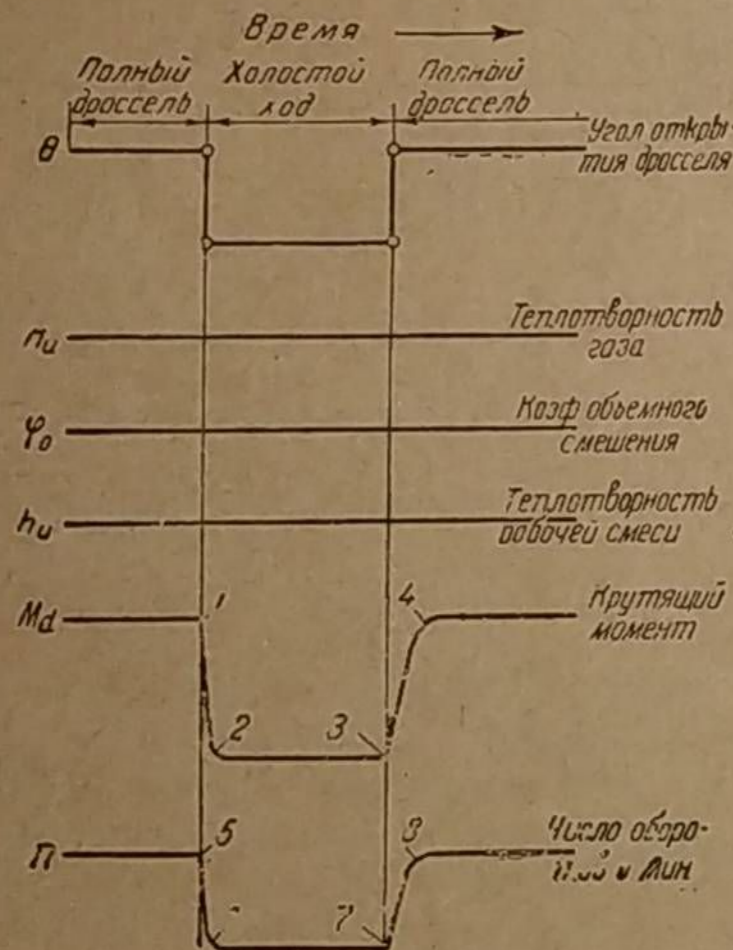
Связь между f и h_u , характеризуемая линейной функцией (185) $f = F(h_u)$, при холостом ходе двигателя необратима. Это значит, что если возрастёт разрежение h_u (под влиянием повышения теплотворности рабочей смеси), то требуется уменьшить f , чтобы сохранить прежнее число оборотов. Но обратно — изменение размера щели f не влечёт за собой изменения разрежения h_u , так как последнее при холостом ходе зависит только от химического состава газа! Изменившееся же f при постоянном составе газа изменит только число оборотов в минуту.

Следовательно, клапан, диафрагма, воспринимающая разрежение смеси в коллекторе, и пружина находящаяся во время холостого хода двигателя в устойчивом равновесии, отрегулированном натяжением пружины на заданное число оборотов. Этот вывод имеет большое значение. Действительно, если бы регулирующие органы не находились в устойчивом равновесии, то изложенный принцип оказался бы неприемлемым, так как слегка повысившееся разрежение продолжало бы возрастать из-за уменьшения размера щели до тех пор, пока верхний клапан полностью закрыл бы проход для смеси.

II. ПОЛНЫЙ ДРОССЕЛЬ ПОСЛЕ КРАТКОВРЕМЕННОГО ХОЛОСТОГО ХОДА

1. Причины, побуждающие применять обеднение смеси при внезапном открытии дросселя смеси

Как указывалось выше, дроссель смеси внезапно открывают при разгоне автомобиля (с места или после резкого торможения) и в случае преодоления подъёма после спуска под уклон. При всех этих режимах необходимо, чтобы двигатель был способен развить максимальную мощность в возможно короткий срок, т. е. иметь хорошую приёмистость.



Фиг. 270. Приёмистость двигателя при газе постоянного качества.

Чтобы понять сущность сложных явлений, происходящих при этом в системе газогенератор—очистители—смеситель—двигатель, расчленим конечный показатель — мощность — на ряд факторов, изменяющихся по времени смены режимов либо самостоятельно, либо функционально. Такими факторами будут:

- 1) угол открытия дросселя смеси θ_c ;
- 2) низшая теплотворная способность газа H_u ;
- 3) коэффициент объёмного смешения воздуха с газом

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_F} = \alpha L_0;$$

- 4) низшая теплотворная способность рабочей смеси h_u ;
- 5) крутящий момент M_d ;
- 6) число оборотов в минуту ..

Перечисленные факторы изобразим графически, как функции времени (фиг. 270 и 271).

Представим (график θ_c , фиг. 270), что после продолжительной работы двигателя при максимальной мощности дроссель смеси прикрывают и двигатель работает вхолостую на малых оборотах, после чего вскоре дроссель снова открывают полностью. Допустим (см. график H_u), что качество газа при этом не изменяется и прежнее значение коэффициента объёмного смешения ($\varphi_0 = \frac{V_B}{V_F}$) остаётся наиболее выгодным. Тогда фактический φ_0 , будучи постоянным при неизменном положении воздушной заслонки смесителя, обусловит постоянство калорийности газовой смеси h_u , так как согласно (128) и (129)

$$h_u = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} = \frac{H_u}{1 + \varphi_0} \text{ кал/м}^3.$$

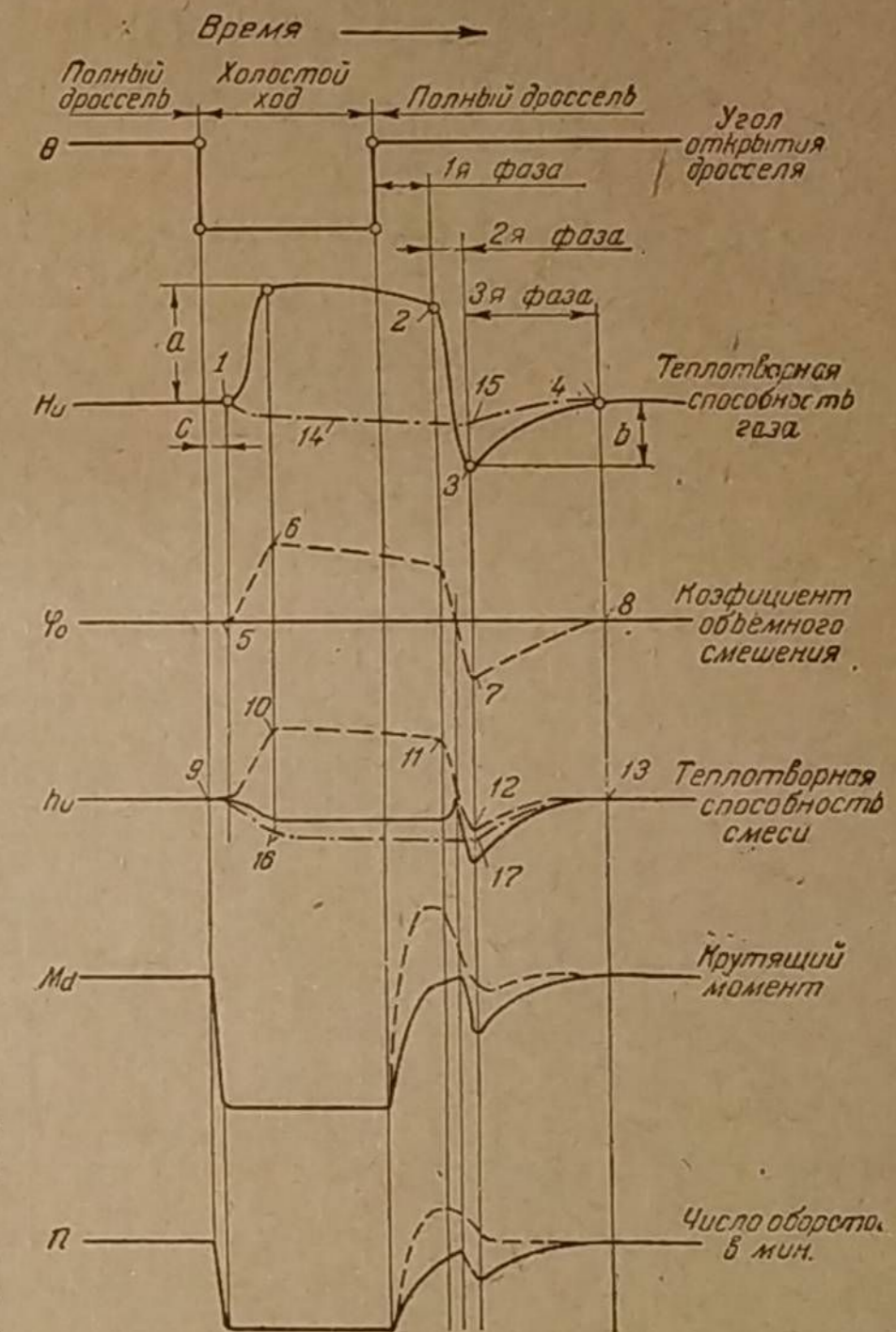
Благодаря инерции маховых масс двигателя крутящий момент M_d на участке 1—2 постепенно снижается до нуля. После резкого открытия дросселя M_d начинает возрастать на участке 3—4 до прежнего максимального значения, причём скорость этого возрастания будет зависеть от маховой массы двигателя, расходуемой части индикаторной мощности на своё ускорение.

Число оборотов вала (см. график n) снижается постепенно по кривой 5—6 (благодаря инерции маховика), а на участке 7—8 число оборотов снова повышается в соответствии с ускорением движущегося автомобиля.

Напомним, что изложенный процесс смены режимов соответствует идеальным условиям, когда теплотворная способность генераторного газа (H_u) и оптимальный коэффициент объёмного смешения φ_0 остаются без изменения, т. е. таким условиям, при которых не требуется менять положение воздушной заслонки смесителя.

Как же изменяется крутящий момент двигателя в действительных условиях, когда кратковременное уменьшение расхода газа нарушает постоянство его химического состава?

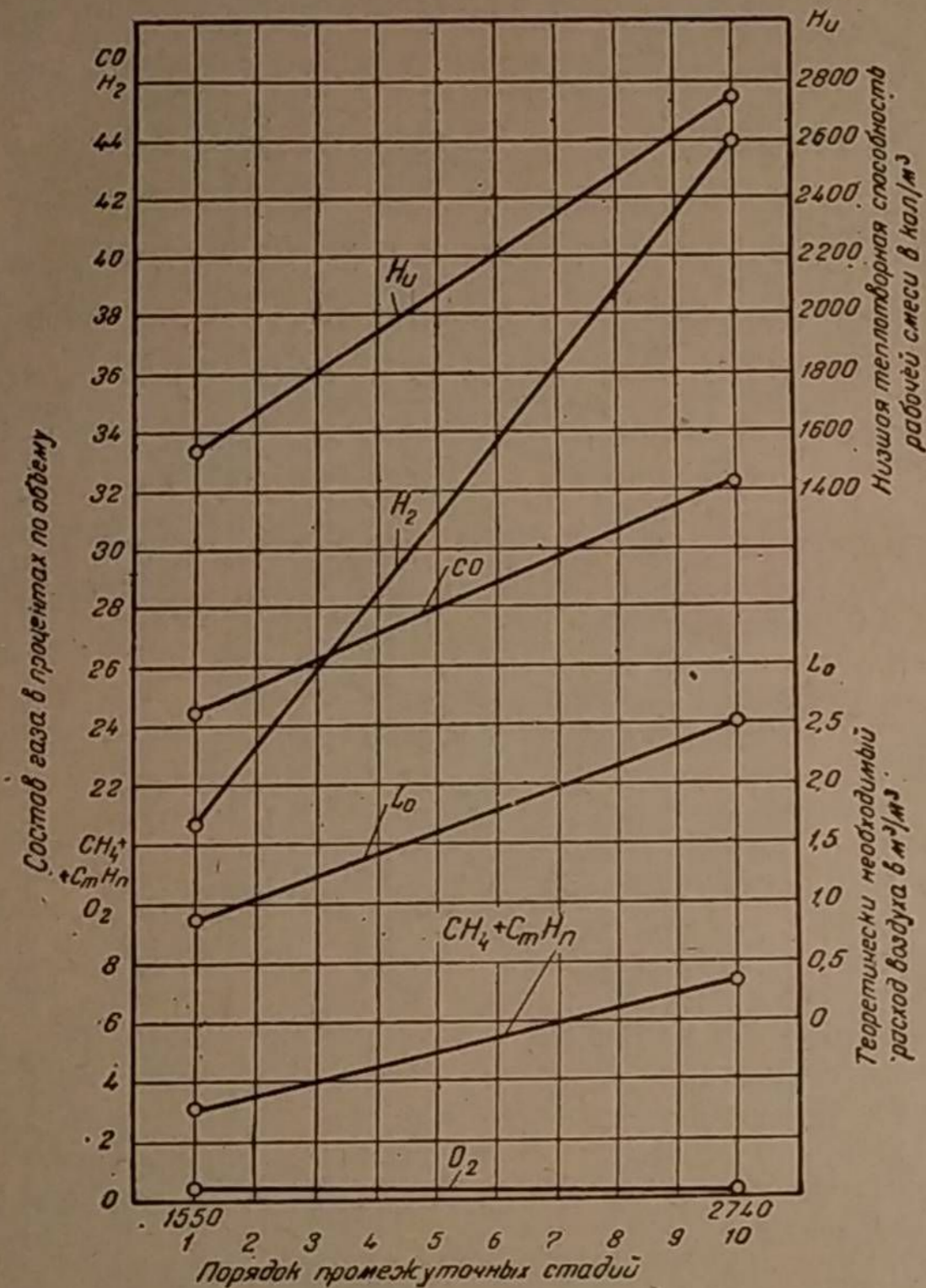
В момент прикрытия дросселя смеси из газогенератора начинает поступать газ высокой теплотворной способности, содержащий большой процент швельгаза. Однако этот высококалорийный газ, достигающий 2 500 — 2 700 кал/м³, поступает в двигатель только после того, как будет израсходован газ, ранее заполнявший объёмы очистителей. Поэтому некоторое время после прикрытия дросселя двигатель работает вхолостую на газе, имеющем прежнюю теплотворность (H_u), как показано на фиг. 271. Продолжительность



Фиг. 271. Изменение качества газа перед смесителем и приёмистость двигателя при резком открытии дросселя смеси.

этого периода зависит от объёма очистителей и составляет для газогенераторной установки ГАЗ-42, имеющей объём 0,273 м³, около 2,5 мин при $n = 700$ об/мин.

Наконец, в точке 1 теплотворность газа, поступающего в смеситель, быстро возрастает и при работе вхолостую может удержаться на этом уровне от 3 до 10 минут в зависимости от того, как предварительно разогрет бункер газогенератора и каков в нём запас чурок.



Фиг. 272. Изменение химического состава газа за период между режимами максимальной мощности и холостого хода.

Период разгона двигателя после внезапного открытия дросселя можно расчленить на три фазы приёмистости.

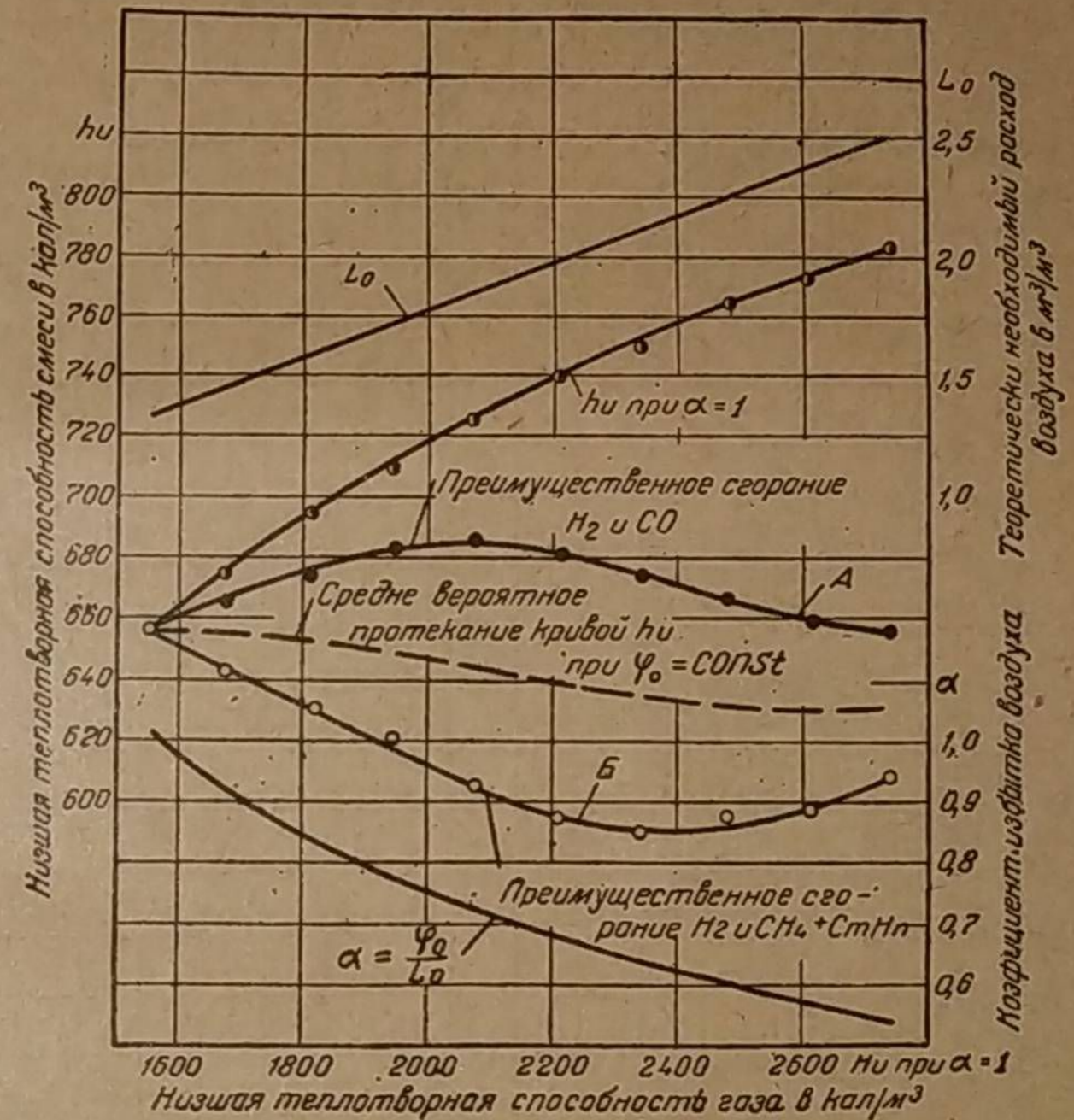
Первая фаза характеризуется поступлением в двигатель высококалорийного швельгаза или точнее газа, возникшего на основе швельгаза. По времени первая фаза наступает в момент открытия дросселя и заканчивается в точке 2, определяемой объёмом очистителей и расходом газа.

Вторая фаза включает период работы двигателя на газе, теплотворность которого H_u уменьшается на участке 2—3 ниже её нормального значения, соответствующего максимальной мощности. Это снижение H_u объясняется тепловой инерцией, т. е. несоответствием между внезапно возросшим расходом газа и температурой реакционного слоя топлива, понизившейся за время холостого хода. Чем короче был холостой ход на швельгазе, тем выше ло-

жится точка 3 и, наоборот: после продолжительного холостого хода на швельгазе большое снижение точки 3 приводит к остановке двигателя.

Третья фаза характеризуется сперва быстрым, а затем медленным повышением теплотворности H_u газа, следуя кривой 3—4, до её нормального значения, что объясняется ростом температур реакционного слоя топлива и увеличением содержания швельгаза. Продолжительность третьей фазы зависит от гибкости газогенераторного процесса.

Таковы основные признаки трёх фаз изменения теплотворности газа перед смесителем при резком открытии дросселя смеси после кратковременной работы двигателя вхолостую.



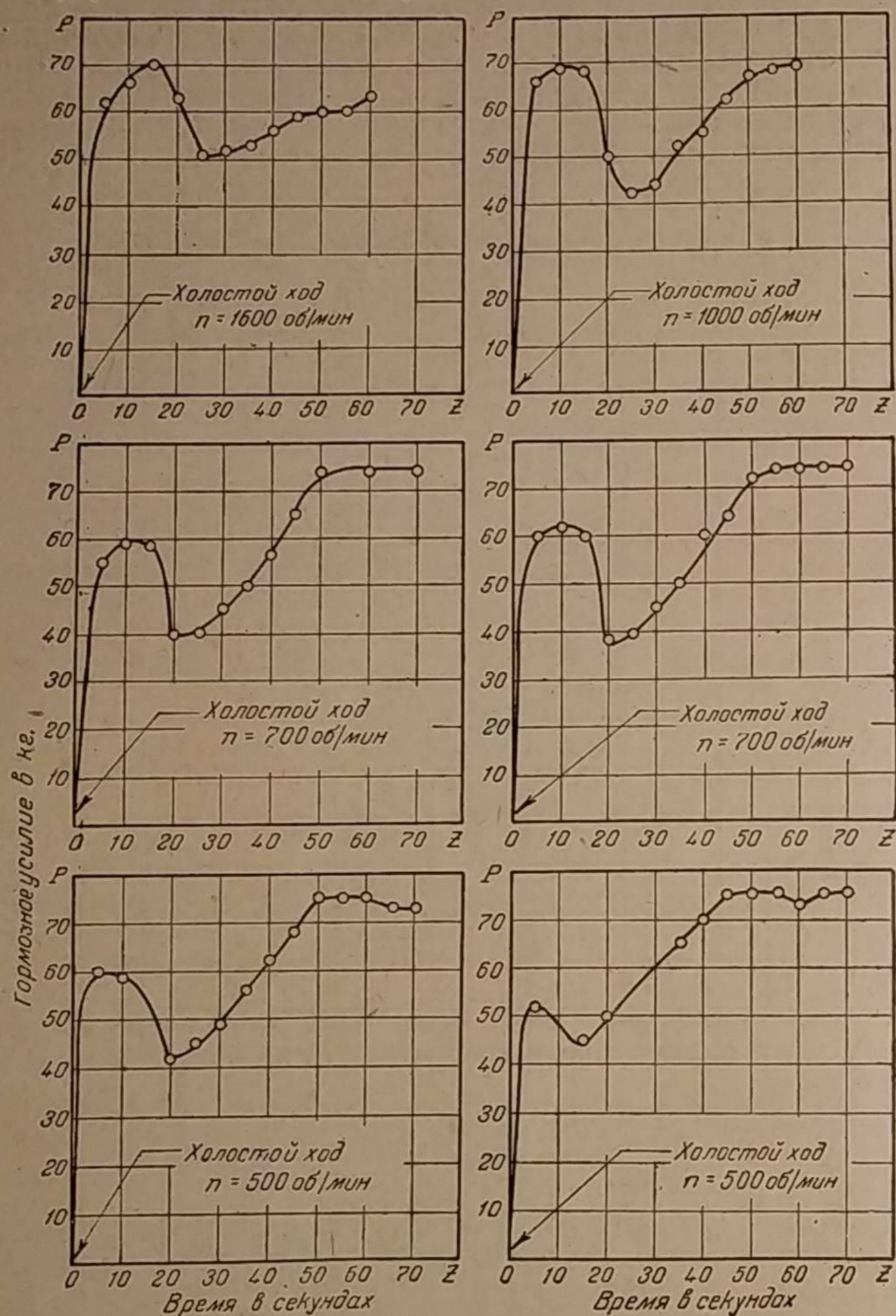
Фиг. 273. Зависимость теплотворной способности рабочей смеси от теплотворной способности газа при теоретически необходимом и при постоянном расходе воздуха.

Ясно, что в смесителе обычного типа с ручной регулировкой воздуха коэффициент объёмного смешения не удаётся поддерживать наивыгоднейшим в соответствии с резко меняющимся химическим составом газа.

Фактический коэффициент объёмного смешения φ_0 , ввиду неизменного положения воздушной заслонки смесителя, всё время остаётся постоянным (сплошная прямая, фиг. 271). В силу этого теплотворная способность смеси h_u , непосредственно влияющая на крутящий момент M_d , снижается даже в том случае, когда H_u возрастает. Докажем это следующим рассуждением.

Выделим из таблицы 5 два резко отличающихся состава генераторного газа: нормальной теплотворной способности (1550 кал/м³) и повышенной за счёт швельгаза (2740 кал/м³). Генераторный газ изменил значительно свой состав за короткий промежуток времени в результате внезапного уменьшения отбора газа из генератора. Допустим, что химический состав газа между

начальным и конечным состояниями (1 и 10) изменялся линейно, тогда на фиг. 272 мы получим для восьми промежуточных стадий значения всех компонентов, включая теоретически необходимый расход воздуха L , и низшую теплотворную способность газа H_u . Отложим теперь по оси абсцисс фиг. 273



Фиг. 274. Приёмистость двигателя ГАЗ-42 при работе с дровяным газогенератором НАТИ-Г14 после различного расхода газа.

теплотворную способность газа H_u при $\alpha = 1$, т. е. при условии, что воздуха в рабочей смеси содержится достаточно. Тогда теоретически необходимое количество воздуха L_0 будет расти по мере увеличения H_u , вместе с тем будет повышаться и теплотворная способность рабочей смеси h_u (см. кривую h_u при $\alpha = 1$). Если же газозадушная смесь содержит одинаковое количество воздуха, и, следовательно,

$$\varphi_0 = \frac{V_B}{V_r} = \text{const},$$

то, по мере увеличения H_u и роста теоретически необходимого L_0 , коэффициент избытка воздуха будет уменьшаться (см. кривую α), так как, согласно выражению (169)

$$\alpha = \frac{\varphi_0}{L_0},$$

и смесь становится богаче. В этом случае недостаток воздуха приведёт к неполному сгоранию некоторой части компонентов генераторного газа. Если предположить, что в H_2O и CO_2 сгорают в первую очередь H_2 и CO , то теплотворная способность смеси h_u будет изменяться согласно кривой А; если же принять, что в H_2O и в CO_2 в первую очередь сгорают H_2 , CH_4 и C_2H_6 , а сгорание части CO идёт за счёт остатка кислорода, то теплотворность газозадушной смеси h_u будет изменяться по кривой Б. Допустим, что наиболее вероятное h_u равно среднему арифметическому из ординат кривых А и Б, тогда теплотворная способность смеси будет изменяться согласно пунктирной кривой h_u . Эта кривая показывает, что, несмотря на рост теплотворной способности газа (H_u), теплотворная способность газозадушной смеси падает, если поступление воздуха в смеситель остаётся постоянным.

Изменение теплотворной способности смеси h_u и соответствующие ей протекания M_d и n показаны сплошными линиями на фиг. 271. Момент увеличения M_d и n совпадает с открытием дросселя смеси.

Непостоянство химического состава газа определяет то или иное теоретически необходимое для сгорания газа количество воздуха (L), а следовательно, вынуждает изменять φ_0 . Если осуществлять наиболее выгодное протекание φ_0 , показанное пунктиром 5—6—7—8, путём согласованного с L_0 воздействия на воздушную заслонку смесителя, то h_u будет изменяться по пунктирной линии 9—10—11—12—13, при которой значительно улучшится приёмистость двигателя, т. е. повысятся M_d и n . Подобная корректировка φ_0 может во время разгона значительно уменьшить «провал мощности», свойственный газогенераторным автомобилям.

При небитуминозном топливе, вследствие отсутствия швельгаза, теплотворность H_u после прикрытия дросселя смеси сразу начинает уменьшаться согласно пунктирной линии 1—14—15—4 из-за понижения температуры в реакционном слое топлива. Это соответственно понижает теплотворность h_u согласно кривой 9—16—17. Чтобы воспрепятствовать такому снижению, ухудшающему впоследствии приёмистость двигателя, требуется во время холостого хода увеличить расход газа одним из описанных выше способов.

Обратимся к результатам экспериментального исследования приёмистости двигателя. На фиг. 274 приведены кривые изменения тормозного усилия P (т. е. величины, прямо пропорциональной крутящему моменту M_d) по времени разгона двигателя ГАЗ-42 при полном дросселе. Опыты проводились на гидравлическом тормозе, и поэтому усилие P возрастало одновременно с числом оборотов вала в минуту. В

начале каждого опыта перед холостым ходом двигатель работал на форсированном режиме, чтобы получить интенсивное образование швельгаза в бункере дровяного газогенератора ГАЗ-42. Кривые приёмистости незначительно отличаются одна от другой, несмотря на то, что предшествовавший им холостой ход поддерживался при различном числе оборотов в минуту. Это следует хотя бы из сопоставления продолжительностей фаз приёмистости (табл. 28).

Таблица 28

Продолжительность фаз приёмистости при различных оборотах холостого хода (топливо — дрова)

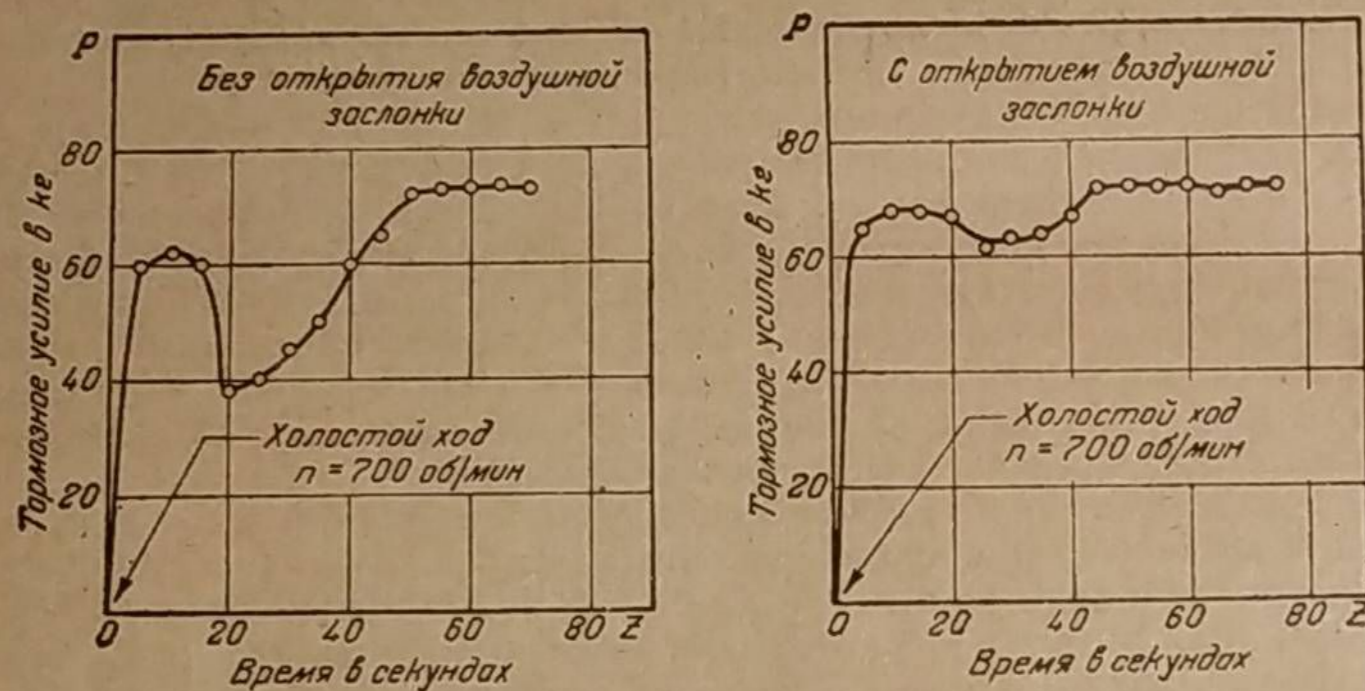
№ опыта	Об/мин холостого хода	Время в секундах			
		1-я фаза	2-я фаза	3-я фаза	Общее время
1	1 600	15	10	25	50
2	1 000	15	10	35	60
3	700	15	10	25	50
4	700	15	5	35	55
5	500	10	10	30	50
6	500	5	10	30	45

Для разгона двигателя после холостого хода при $n = 500$ об/мин требовалось дополнительно открывать воздушную заслонку смесителя от 1 до 5 сек. Без такого кратковременного обеднения смеси двигатель глох в конце второй фазы.

Согласно таблице 28, число оборотов холостого хода заметно не влияет на продолжительность фаз и, следовательно, приёмистость двигателя не улучшается после более высоких оборотов холостого хода. Поэтому и обогащение смеси при холостом ходе, повышающее расход газа, также не улучшит приёмистость. Однако обогащение смеси удлиняет время возможной работы вхолостую и предотвращает остановку двигателя при резком открытии дросселя смеси после малого числа оборотов при холостом ходе.

Утверждение, что приёмистость двигателя не зависит от расхода газа при холостом ходе, нельзя распространить на небитуминозные топлива (антрацит, древесный уголь, полукокс и пр.), где швельгаз отсутствует.

Каким же способом при битуминозном топливе можно улучшить приёмистость двигателя? Согласно фиг. 271, приёмистость зависит, главным



Фиг. 275. Приёмистость двигателя ГАЗ-42 при работе с дровяным газогенератором НАТИ-Г14; влияние кратковременного обеднения смеси.

образом, от качества смеси в период первой фазы разгона, когда в смеситель поступает высококалорийный швельгаз, т. е. от того, насколько правильно соотношение между воздухом и газом. Эксперименты подтверждают это положение. На фиг. 275 приведены две кривые приёмистости, снятые после пятиминутной работы двигателя ГАЗ-42 вхолостую при 700 об/мин. Первая кривая, характеризующая плохую приёмистость, снята при неизменном положении воздушной заслонки смесителя и, следовательно, при переобогащённой смеси на участке первой фазы. Тормозное усилие здесь даже не достигло нормального значения. В конце второй фазы произошло большое снижение тормозного усилия. Другая кривая снята при кратковременном открытии воздушной заслонки смесителя. Выигрыш от обеднения смеси был бы ещё больше, если бы открытие заслонки точно соответствовало изменившемуся составу газа, однако это не удалось осуществить, так как заслонка открывалась вручную.

Каков может быть эффект от обеднения газовой смеси при разгоне газогенераторного автомобиля?

Согласно таблице 5 при переходе с максимальной мощности на холостой ход, благодаря увеличенному содержанию швельгаза, происходит рост теплотворной способности рабочей смеси h_u с 662—684 до 780—785 кал/м³ (при $\alpha = 1$), т. е. на 14—19%, при условии, что расход воздуха повышают с 1,21—1,40 до 2,38—2,50 м³/м³.

Найдём степень увеличения эффективной мощности двигателя для минимального и максимального повышения h_u , воспользовавшись для этого формулой (132) при условии, что $\eta_m = 0,7$,

$$\frac{N'_e}{N_e} = \frac{1}{\eta_m} \left(\frac{h'_u}{h_u} - 1 \right) + 1.$$

Наименьшее увеличение мощности составит:

$$\frac{N'_e}{N_e} = \frac{1}{0,7} \left(\frac{780}{684} - 1 \right) + 1 = 1,20.$$

Наибольшее увеличение мощности будет:

$$\frac{N'_e}{N_e} = \frac{1}{0,7} \left(\frac{785}{662} - 1 \right) + 1 = 1,26.$$

Следовательно, эффективная мощность двигателя после холостого хода может стать на 20—26% больше максимальной мощности установившегося режима. Теплотворная способность газовой смеси (785 кал/м³) только на 11% меньше теплотворной способности бензиновой смеси (885 кал/м³). Повидимому, при повышенной степени сжатия мощность двигателя, работающего на этой газовой смеси, будет равна мощности, соответствующей бензину.

Сколько времени может проработать двигатель, развивая такую повышенную мощность?

Эта продолжительность зависит от объёма очистителей. Для автомобиля ЗИС-21 имеем: объём очистителей составляет 385 л, рабочий объём двигателя $V_h = 5,55$ л, коэффициент наполнения $\eta_v = 0,6$, коэффициент объёмного смешения для высококалорийного газа $\varphi_0 = 2,5$.

Объём газовой смеси, поступающей в двигатель за один оборот вала и отнесённый к условиям окружающей среды, равен:

$$V_r + V_v = V_r \left(1 + \frac{V_v}{V_r} \right) = V_r (1 + \varphi_0) = \frac{\eta_v V_h}{2}.$$

Отсюда объём газа будет

$$V_r = \frac{\eta_v V_h}{2(1 + \varphi_0)} = \frac{0,6 \cdot 5,55}{2(1 + 2,5)} = 0,477 \text{ л.}$$

На газе, заполняющем очистители, двигатель проработает:

$$\frac{385}{0,477} = 808 \text{ оборотов,}$$

что соответствует пробегу автомобиля ЗИС-21:

- а) на 1-й передаче — 43 м,
- б) на 2-й передаче — 74 м;
- в) на 3-й передаче — 155 м;
- г) на 4-й передаче — 286 м.

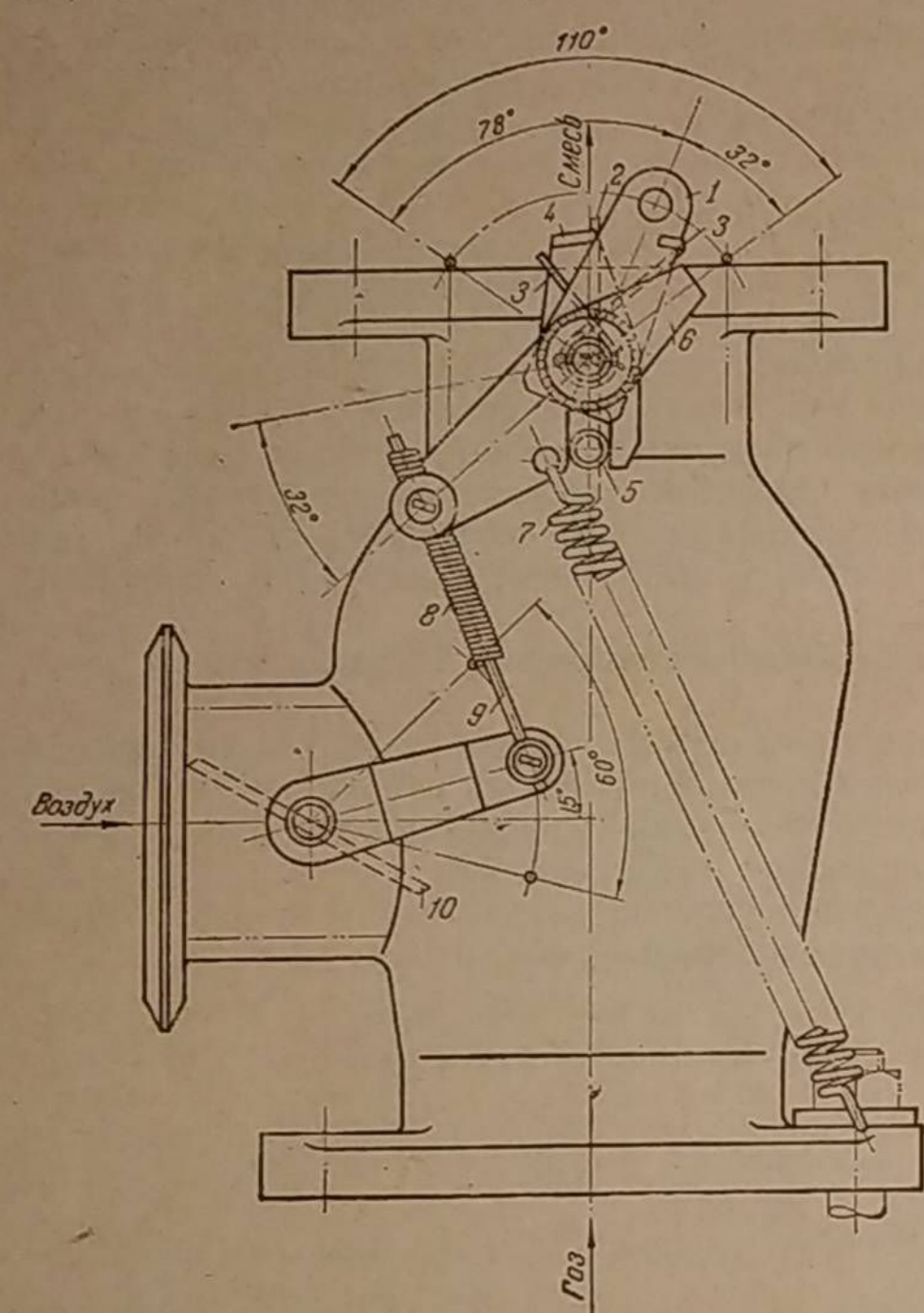
Если автомобиль идёт на прямой передаче, то длительность работы двигателя ЗИС-21 на высококалорийном газе, заполняющем объём очистителей составит:

при скорости движения	20 км/час	— 51 сек.
»	»	» — 34 »
»	»	» — 26 »
»	»	» — 20 »
»	»	» — 17 »

Длина пройденного пути и время движения свидетельствуют о том, что запас высококалорийного газа в агрегатах очистки достаточен для ощути-

мого улучшения разгона автомобиля при трогании с места или для преодоления подъёма после замедленного спуска.

Шлепфер и Тоблер в своей работе [1], отмечая значительное повышение теплотворной способности газа, заполняющего очистители при холостом ходе, заявляют, что «это явление не может быть, однако, использовано, так как за это короткое время не удаётся осуществить соответствующее соотношение смеси, вернее, примешивание добавочного воздуха».



Фиг. 276. Смеситель к двигателю ЗИС-21 с обеднителем смеси.

Чтобы при разгоне двигателя осуществить эффективное использование высококалорийного газа, автором предложен смеситель, изображённый на фиг. 276, в котором применён принцип временного обеднения смеси. Педаль акселератора приводит в движение поводок 1, который свободно сидит на валике дросселя смеси 2. Поводок 1 слева прижимается пружиной 3 к Г-образному рычагу 4, мёртво посаженному на валике заслонки, благодаря чему поводок 1 связан с дросселем смеси до тех пор, пока противоположный конец рычага 4 упрётся в штифт 5. Таким образом, педаль акселератора воздействует на дроссель смеси до его полного открытия (показанного на чертеже). При дальнейшем ходе педали дроссель остаётся открытым, а поводок 1, продолжая движение по часовой стрелке, поворачивает двулучий Г-образный рычаг 6, прижатый до того момента пружиной 7 к штифту 5. При отклонении рычага 6 наступает обеднение смеси, так как прикрепленная к рычагу 6 оболочка 8 троса Боудена, поднимаясь вверх, тянет за собой жилу троса 9, которая открывает воздушную заслонку 10. При обратном движении педали акселератора воздушная заслонка, закрываясь, возвращается в то положение, с которого началось обеднение смеси и при котором двулучий рычаг 6 упирался в штифт 5.

Регулирование пропорции между газом и воздухом при работе на газе нормального состава осуществляется с места водителя, куда выведена манетка троса Боудена, оболочка которого при этом остаётся неподвижной.

Весь ход педали акселератора делится на две части: первая, соответствующая повороту поводка 1 на угол 78°, завершается полным открытием дросселя смеси при неподвижном положении воздушной заслонки, отрегулированной на нормальную смесь; вторая часть хода, соответствующая повороту поводка 1 на угол 32°, происходит при неподвижном и полностью открытом дросселе смеси и сопровождается постепенным обеднением смеси

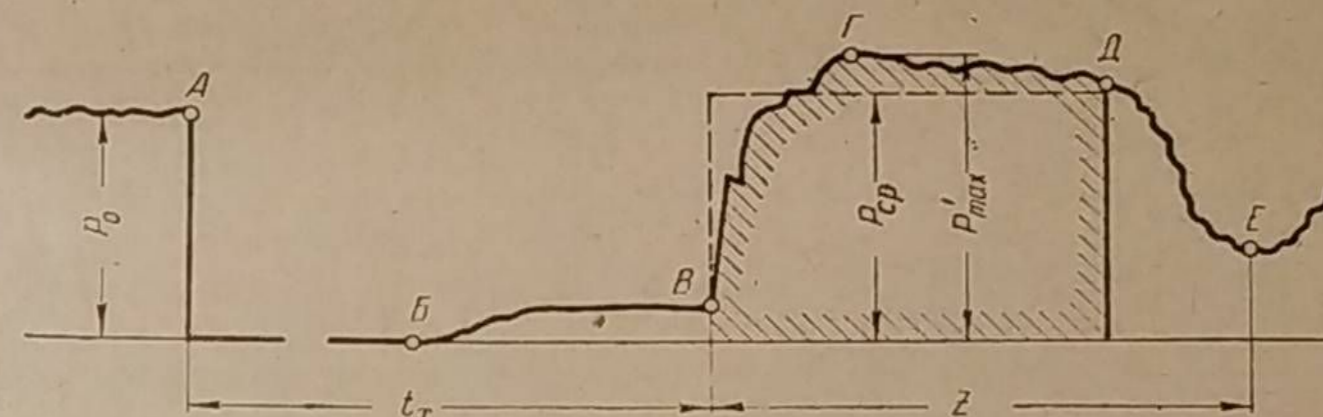
до её наимыгоднейшего значения. Начало обеднения смеси водитель ощущает по возникновению дополнительного сопротивления пружин 3 и 8, а момент наимыгоднейшего обеднения — по ускорению движения автомобиля.

2. Работа двигателя при кратковременном обеднении газовой смеси

Автором исследовался разгон двигателя после внезапного открытия дросселя смеси с целью установить влияние на него обеднения газовой смеси. Изменение тормозного усилия записывалось по времени на торсионном приборе Гейгера. Эти опыты были проведены на двигателе ЗИС-21 с древесночурочным газогенератором НАТИ-Г72, имеющим усиленный обогрев бункера при помощи винтового хода. Топливом служили берёзовые чурки абсолютной влажностью 10%.

а) Характер изменения крутящего момента при разгоне двигателя

Характер диаграмм тормозного усилия, которое всегда прямо пропорционально крутящему моменту, представлен на фиг. 277. В начале каждого



Фиг. 277. Диаграмма тормозного усилия, получаемая при разгоне двигателя.

P_0 — усилие на тормозе после продолжительной работы двигателя; P'_{max} — максимальное усилие на тормозе во время работы двигателя на швельгазе; $P_{ср}$ — среднее усилие на тормозе во время работы двигателя на швельгазе; t_x — время работы двигателя вхолостую; z — время работы двигателя на швельгазе.

опыта двигатель работал на полном дросселе при $n = 1800$ об/мин до тех пор, пока тормозное усилие P_0 устанавливалось постоянным. В точке А нагрузка снималась и наступал холостой ход при $n = 500$ об/мин. В точке В в гидравлический тормоз пускалось точно прежнее количество воды. В точке В резко открывался дроссель смеси, и двигатель, разгоняясь, увеличивал крутящий момент до максимальной величины (точка Г), при которой тормозное усилие достигало P'_{max} . С момента Д наступало быстрое ухудшение качества газа до точки Е, в которой двигатель иногда даже глох.

Приёмистость двигателя оценивалась ещё средним крутящим моментом за период времени от точки В до точки Д. Для этой цели планиметрированием определялось $P_{ср}$.

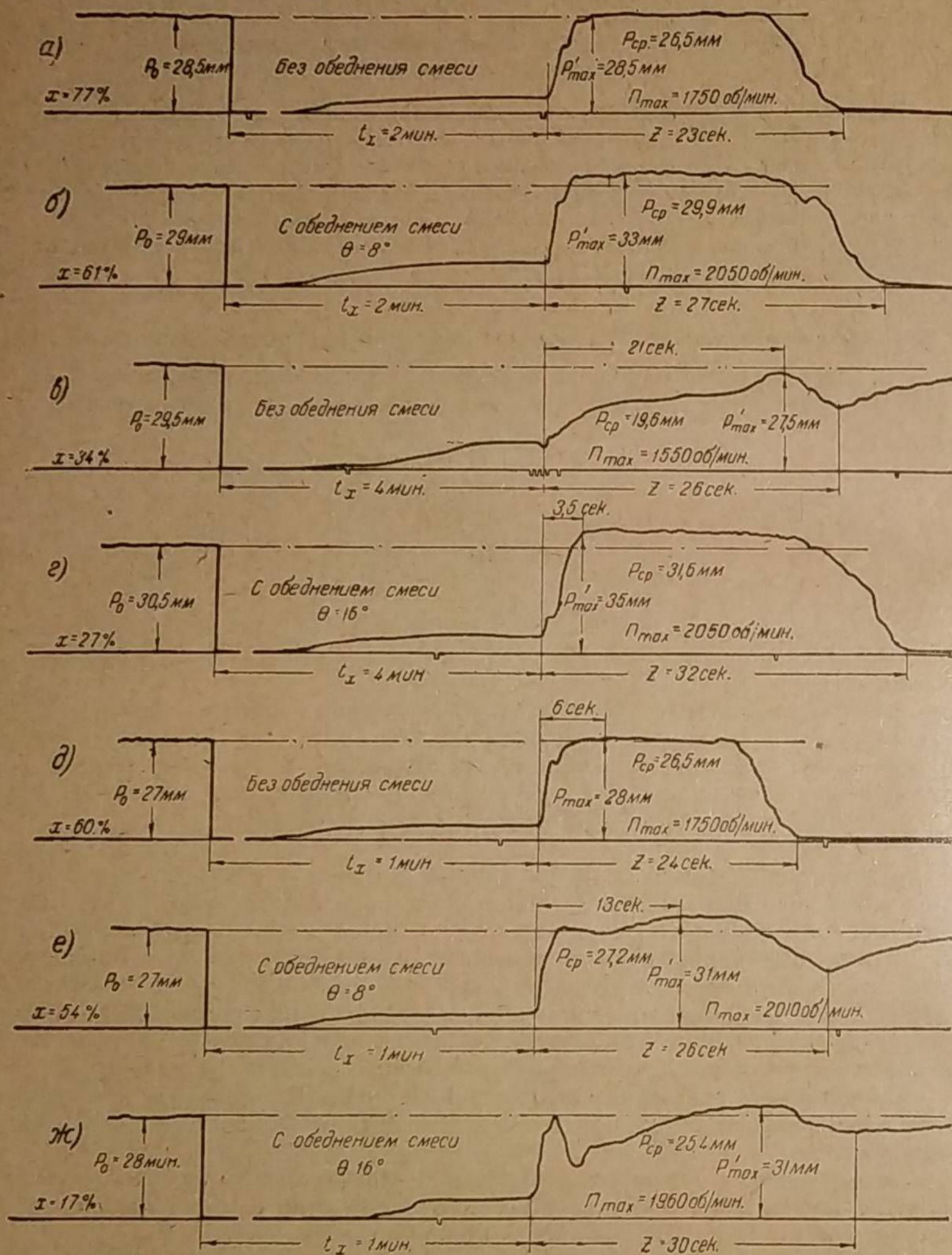
Чтобы правильно оценить эффективность обеднения рабочей смеси, максимальное тормозное усилие P'_{max} , полученное при $n_{max} > 1800$ об/мин, приводилось к $n = 1800$ об/мин и принимало обозначение P_{max} .

Для взаимного сопоставления все средние и максимальные крутящие моменты были выражены в процентах от начального крутящего момента. Следовательно,

$$M_{ср} = \frac{P_{ср}}{P_0} 100\%, \quad (188)$$

$$M_{max} = \frac{P_{max}}{P_0} 100\%, \quad (189)$$

Диаграммы изменения тормозного усилия снимались при различной степени обеднения смеси, которая оценивалась углом θ дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя.



Фиг. 278. Диаграммы изменения тормозного усилия до и во время разгона двигателя ЗИС-21 с обеднением рабочей смеси и без него.

На фиг. 278 приведены образцы записей тормозного усилия. Диаграммы а и б сняты одна за другой; каждая после двух минут холостого хода, когда в бункере находилось 60—77% чурок: первая — без обеднения смеси, ($\theta = 0^\circ$), вторая — с обеднением ($\theta = 8^\circ$).

При разгоне двигателя без обеднителя смеси $n_{max} = 1750 \text{ об/мин}$, $P'_{max} = 28,5 \text{ мм}$ и $P_{cp} = 26,5 \text{ мм}$. С обеднителем: $n_{max} = 2050 \text{ об/мин}$, $P'_{max} = 33 \text{ мм}$ и $P_{cp} = 29,9 \text{ мм}$.

Эффективность применения обеднителя смеси при разгоне двигателя показана более наглядно на диаграммах в и г, снятых после четырёх минут холостого хода, когда в бункере находилось 27—34% запаса чурок. Без обеднения смеси двигатель разгонялся медленно. Максимальное число оборотов было достигнуто только через 21 секунду и равнялось всего лишь 1550 об/мин; $P'_{max} = 27,5 \text{ мм}$ вместо $P_0 = 29,5 \text{ мм}$ и $P_{cp} = 19,6 \text{ мм}$. Этот весьма неудовлетворительный разгон двигателя объясняется, видимо, чрезмерно интенсивным образованием швельгаза, обусловившим переобогащение рабочей смеси. Излишек швельгаза выделялся в течение 3,8 минуты!

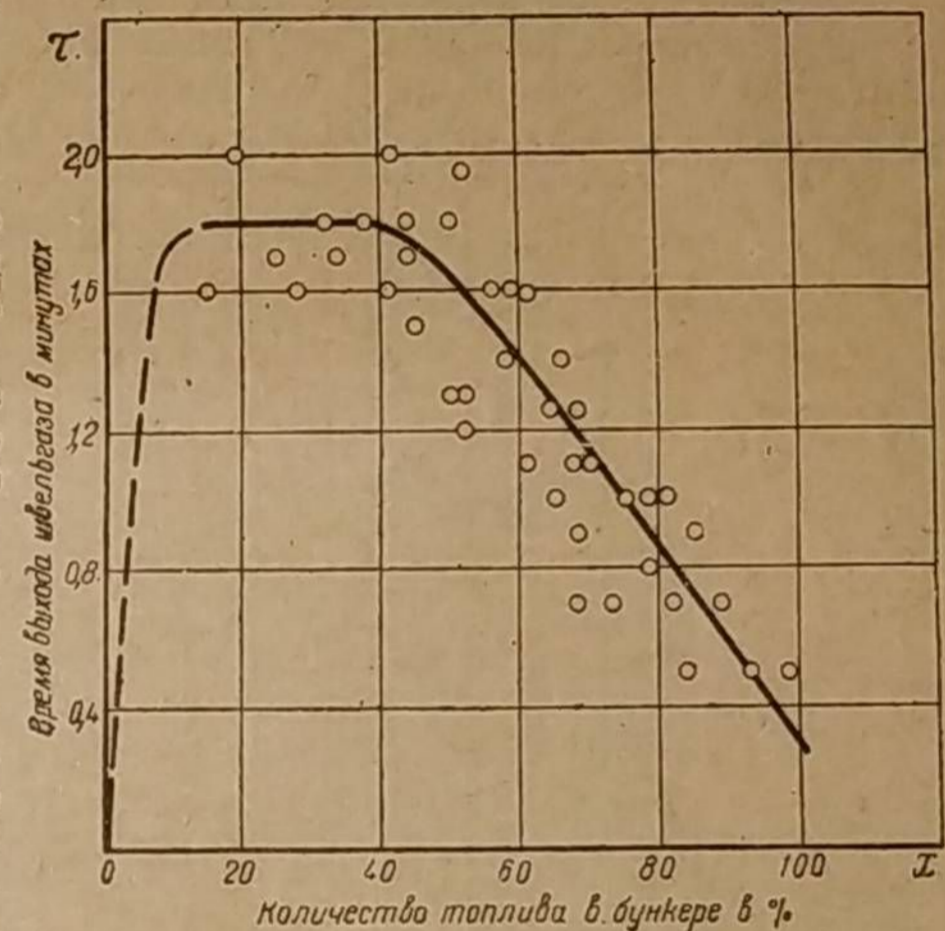
В следующем опыте (диаграмма г), проведённом непосредственно вслед за предыдущим, где было применено значительное обеднение смеси ($\theta = 16^\circ$), двигатель ощутимо повысил приёмистость. Максимальное число оборотов установилось уже через 3,5 секунды и было равно 2050 об/мин, $P'_{max} = 35 \text{ мм}$ вместо $P_0 = 30,5 \text{ мм}$ и $P_{cp} = 31,6 \text{ мм}$.

Три последовательно снятые диаграммы д, е и ж иллюстрируют приёмистость двигателя после холостого хода продолжительностью 1 минута. За это время швельгаз не успевал заполнить весь объём очистителей, в силу чего эффективность обеднителя смеси в комбинации с газогенераторной установкой ЗИС-21 для холостого хода меньше одной минуты оказалась недостаточной. Диаграмма д снята без обеднения смеси. Диаграмма е — с обеднением ($\theta = 8^\circ$). Здесь n_{max} достигается даже несколько позднее, так как швельгаз вначале ещё не поступает в двигатель и обеднение смеси только вредит (см. диаграмму е). При более значительном обеднении смеси ($\theta = 16^\circ$, диаграмма ж) в начале разгона получается как бы «захлёбывание» двигателя, т. е. внезапное кратковременное падение оборотов.

В некоторых случаях (диаграммы а, б, г и д) после разгона двигателя наступает столь значительное ухудшение газа и затем падение тормозного усилия, что двигатель глохнет. Этот дефект нельзя полностью устранить обеднением смеси; однако при обеднении смеси двигатель глохнет явно реже.

В таблице 29 указаны число зарегистрированных случаев и их процент, когда двигатель глох и когда продолжал работу.

Разгон двигателя, находящегося в сцеплении с трансмиссией автомобиля, осуществляется много медленнее, нежели на стенде. Поэтому в эксплуатации при резком открытии дросселя смеси расход газа увеличивается не так быстро, и ухудшение качества газа не столь велико, чтобы двигатель глох.



Фиг. 279. Зависимость времени образования излишка швельгаза от количества топлива в бункере.

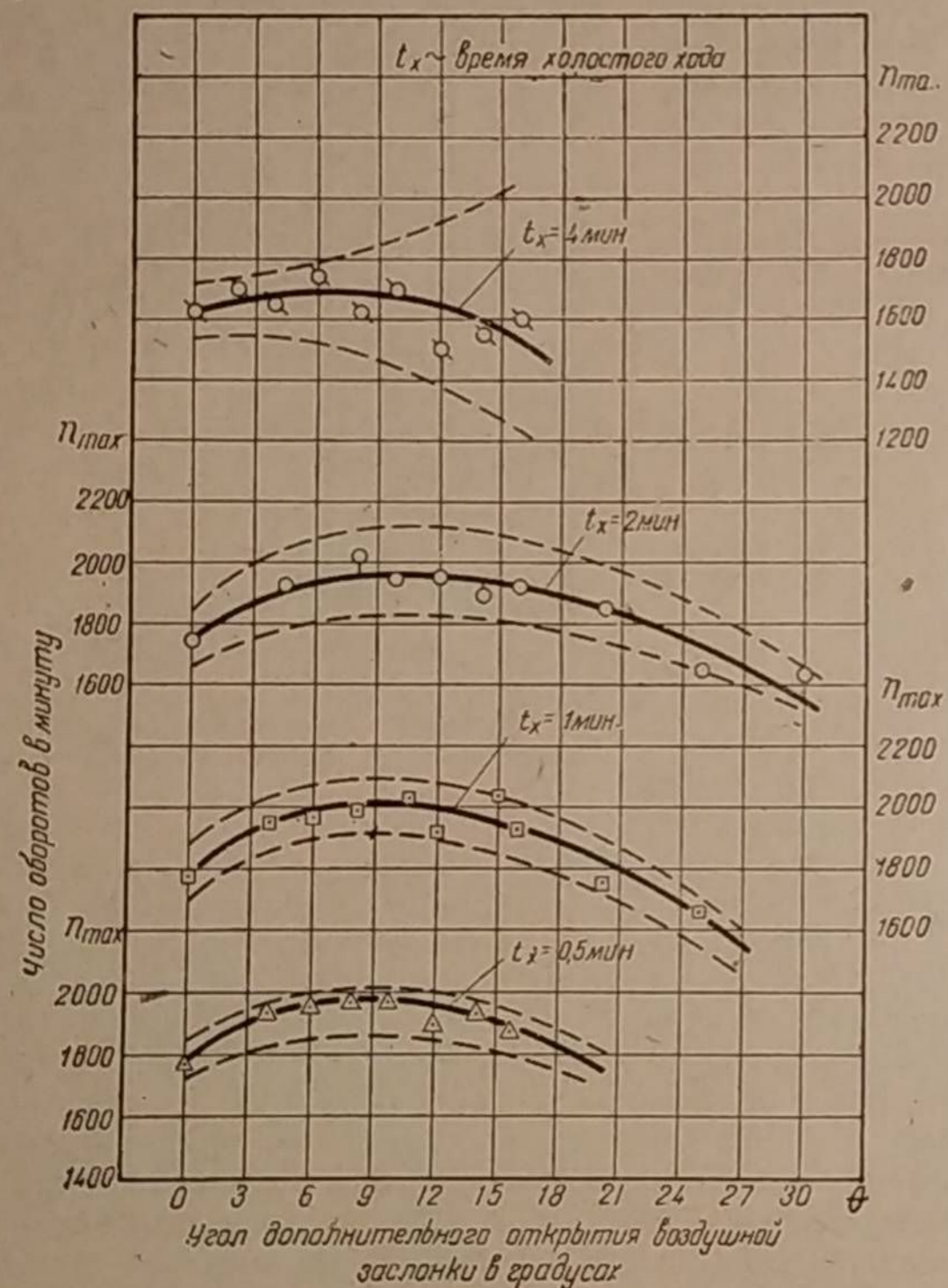
Таблица 29

Число остановок двигателя после его разгона с обеднением и без обеднения смеси

Время холостого хода	С обеднением смеси		Без обеднения смеси	
	заглох	не заглох	заглох	не заглох
$t_x = 0,5$ мин.	0	0	15	100%
$t_x = 1,0$ мин.	4	17%	19	83%
$t_x = 2,0$ мин.	19	66%	10	34%
$t_x = 4,0$ мин.	10	67%	5	33%
Всего	33	40%	49	60%

б) Влияние количества топлива, находящегося в бункере

Количество швельгаза, образующегося в газогенераторе во время холостого хода, зависит от количества топлива, находящегося в бункере. В наших опытах интенсивность образования швельгаза оценивалась временем, в течение которого оставался излишек швельгаза, выходящий наружу через

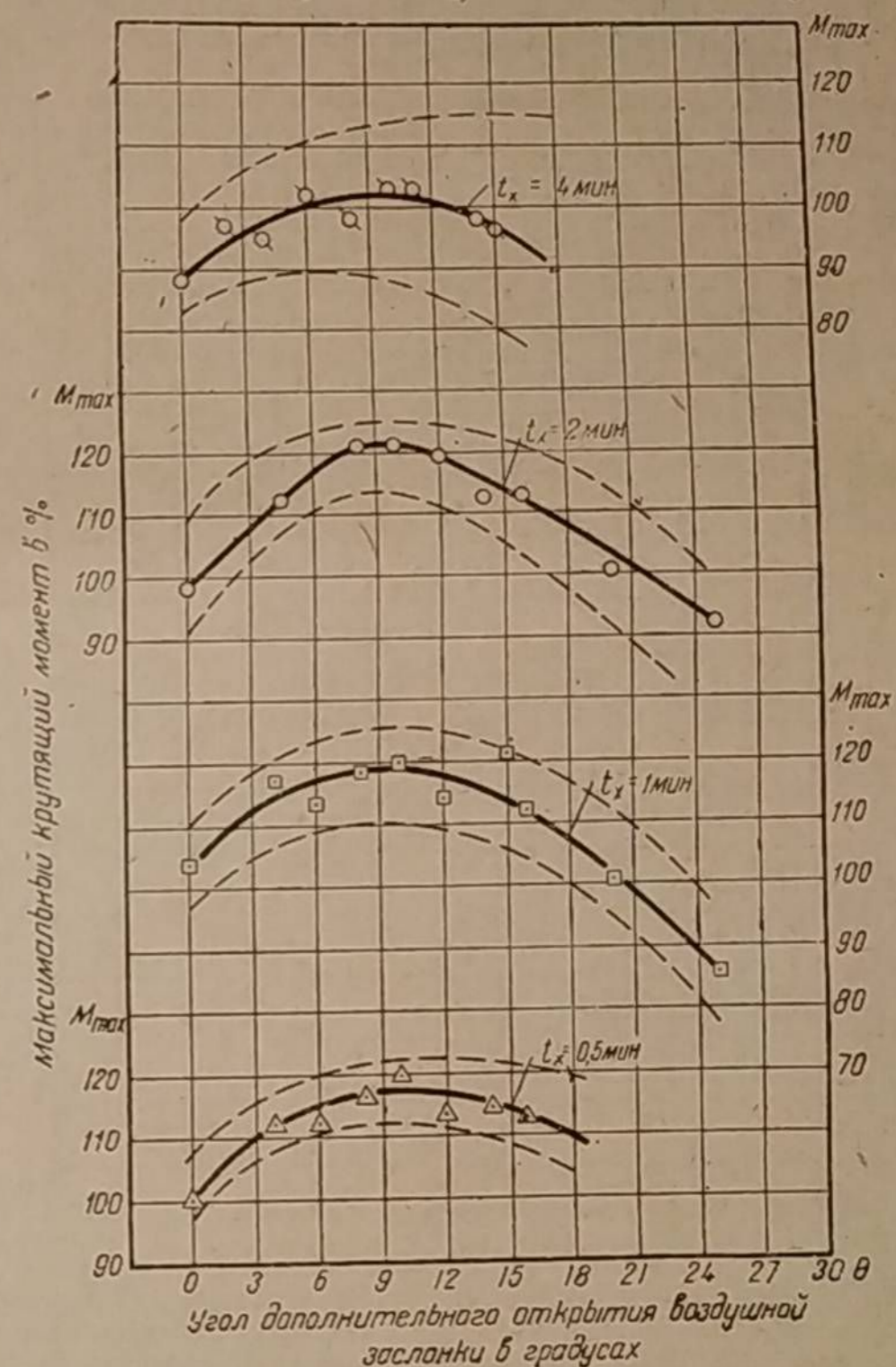


Фиг. 280. Зависимость максимального числа оборотов в период разгона двигателя от угла дополнительного открытия воздушной заслонки.

воздушную футорку газогенератора. Двигатель при этом работал вхолостую при $n = 500$ об/мин.

В начале работы, когда бункер был полон, излишка швельгаза почти не было (фиг. 279). По мере расхода чурок и повышения температуры в бун-

кере выход швельгаза возрастал. Максимальное время, в течение которого наблюдался излишек швельгаза, достигало 2 минут. Повидимому, к самому концу выжига образование швельгаза должно резко уменьшиться, как это показано пунктирной кривой на фиг. 279. Когда остаётся излишек швельгаза, воздух не поступает в газогенератор, и поэтому температура реакционного слоя быстро снижается, что и служит причиной ухудшения качества газа во время последующего разгона двигателя (точка Д, фиг. 277).



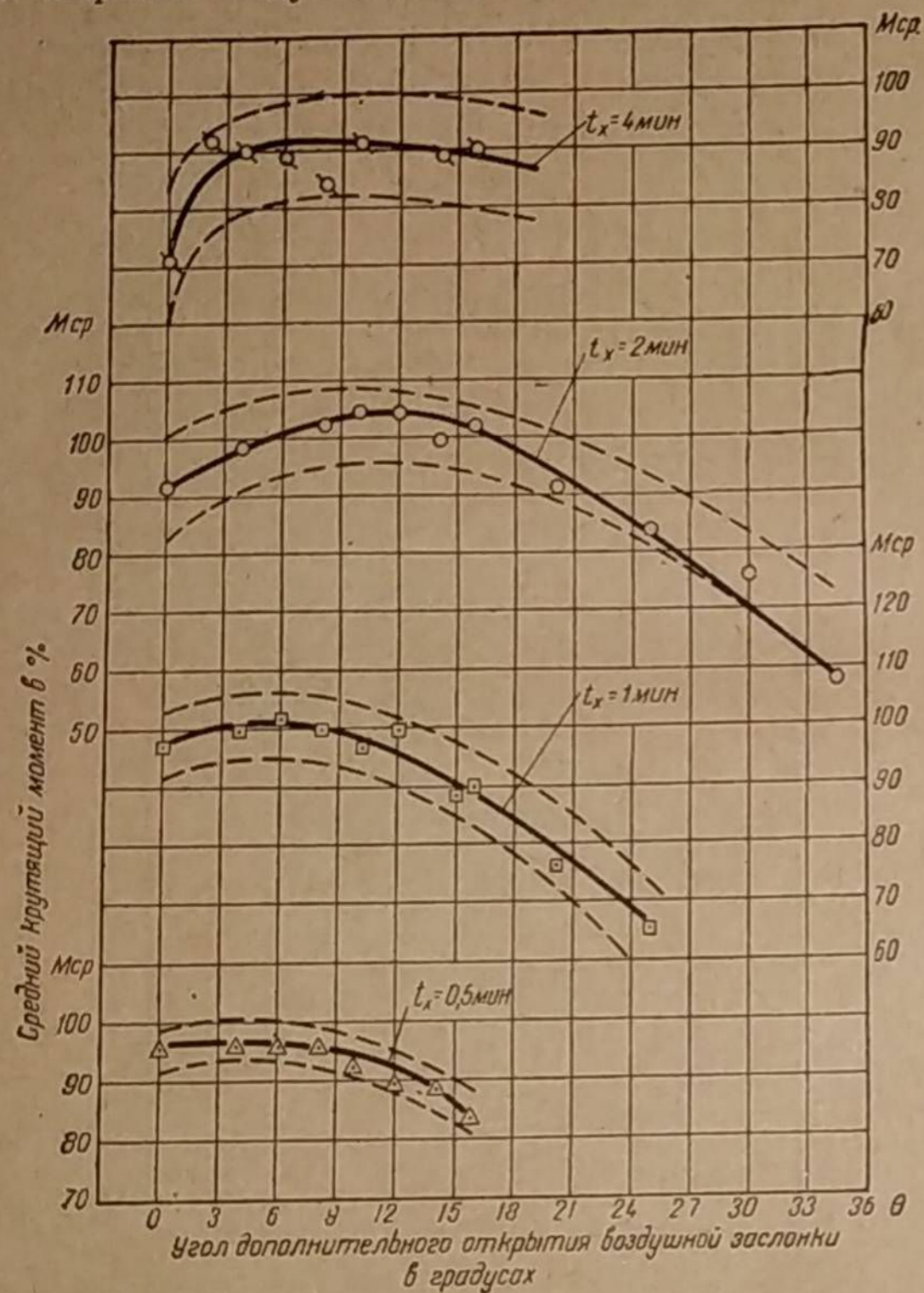
Фиг. 281. Зависимость максимального крутящего момента при разгоне двигателя от угла дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя при различной продолжительности холостого хода.

Период времени z от начала открытия дросселя до точки E наименьшего тормозного усилия (см. фиг. 277), условно названный нами временем работы двигателя на швельгазе, не зависит от количества чурок, находящихся в бункере. Теоретически время работы двигателя на швельгазе после холостого хода, по длительности, достаточной для заполнения очистителей швельгазом, зависит только от объема очистителей.

Количество топлива, находящегося в бункере ($x\%$), также не оказывает закономерного влияния на величину среднего крутящего момента двигателя. Эта особенность является положительной, так как в эксплуатации динамические показатели автомобиля не будут подчинены запасу топлива в газогенераторе.

в) Влияние дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя и продолжительности холостого хода

Время z работы двигателя на швельгазе почти не зависит от угла дополнительного открытия воздушной заслонки.



Фиг. 282. Зависимость среднего крутящего момента при разгоне двигателя от угла дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя при различной продолжительности холостого хода.

Продолжительность холостого хода в пределах от 0,5 до 4,0 мин. практически не влияет на время z работы двигателя ЗИС-21 на швельгазе:

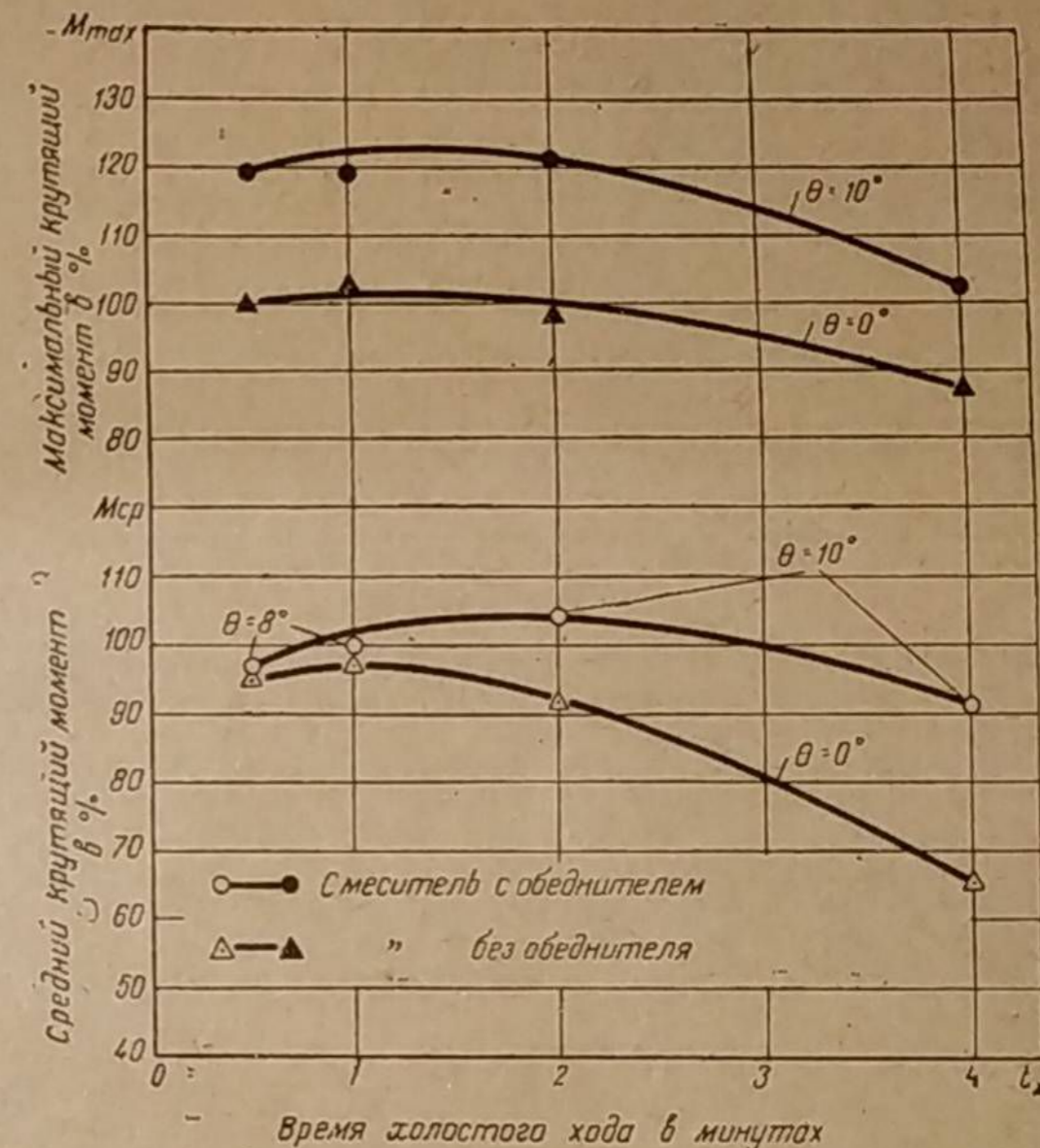
при $t_x = 0,5$ мин.	z колеблется от 20 до 30 сек
> $t_x = 1,0$ >	> 23 > 43 >
> $t_x = 2,0$ >	> 22 > 37 >
> $t_x = 4,0$ >	> 21 > 33 >

На фиг. 280 показано влияние угла θ дополнительного открытия воздушной заслонки на n_{\max} — максимальное число оборотов в минуту при разгоне двигателя. Наибольшее значение n_{\max} получается для угла дополнительного открытия от 6 до 12°. В этом интервале обороты в среднем достигают 2 000 в минуту (кроме $t_x = 4$ мин). Если смесь не обеднять, то $n_{\max} = 1\ 750 \div 1\ 800$ об/мин. Пунктиром обозначены границы разбега опытных

точек. Точки же, нанесённые на диаграмму, представляют средние значения из многих замеров.

В соответствии с n_{\max} изменяется максимальный крутящий момент M_{\max} (фиг. 281). Его наибольшее значение получается, примерно, при том же $\theta = 9^\circ$. Наибольший прирост крутящего момента по сравнению с обычным смесителем без обеднителя смеси составляет:

при $t_x = 0,5$ мин	— 17%
> $t_x = 1,0$ >	> — 15%
> $t_x = 2,0$ >	> — 23%
> $t_x = 4,0$ >	> — 14%



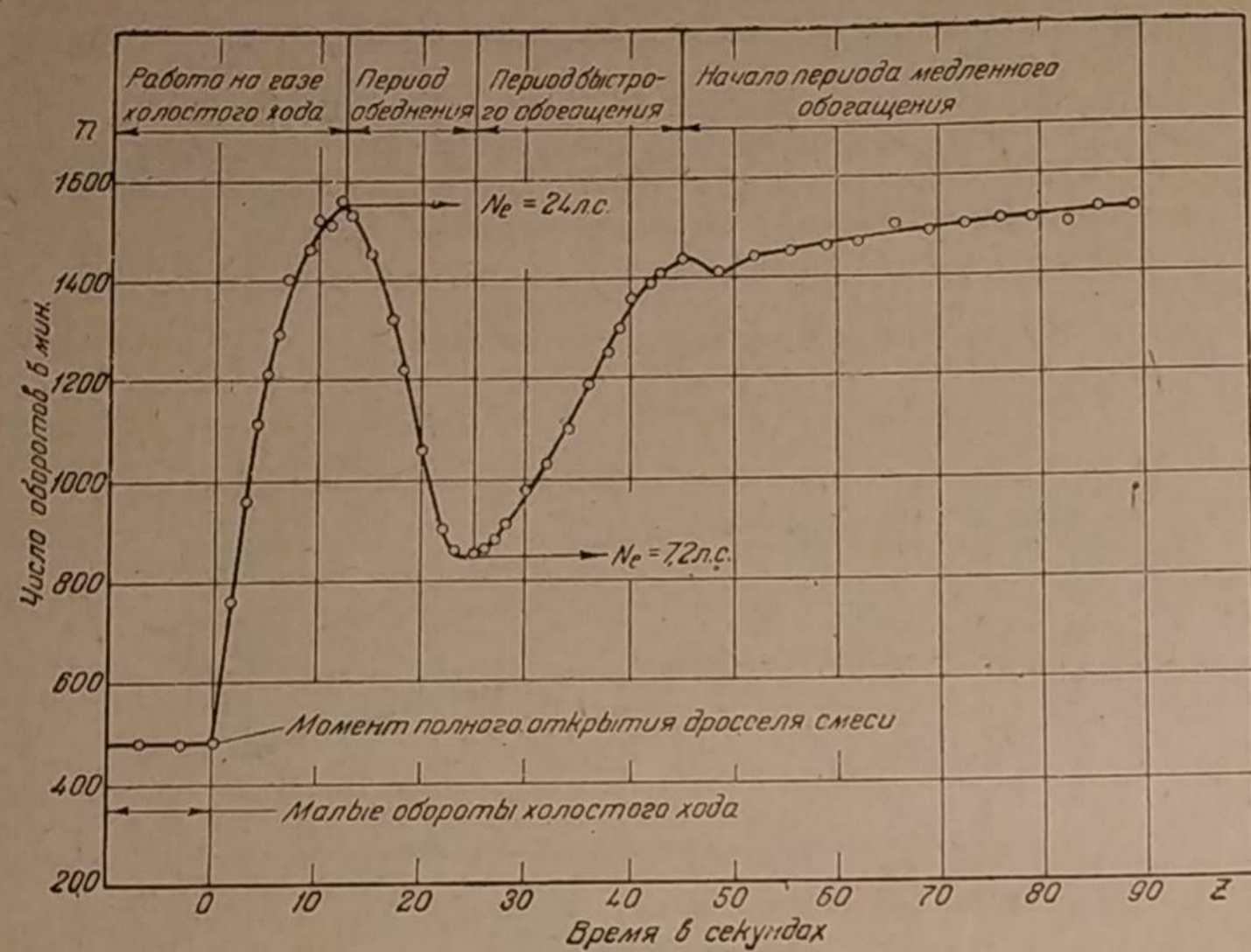
Фиг. 283. Зависимость среднего и максимального крутящих моментов при разгоне двигателя от времени холостого хода с обеднением и без обеднения смеси; θ — угол дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя.

Напомним, что по расчёту при наивыгоднейшем обеднении смеси эффективная мощность двигателя увеличивалась на 20—26%.

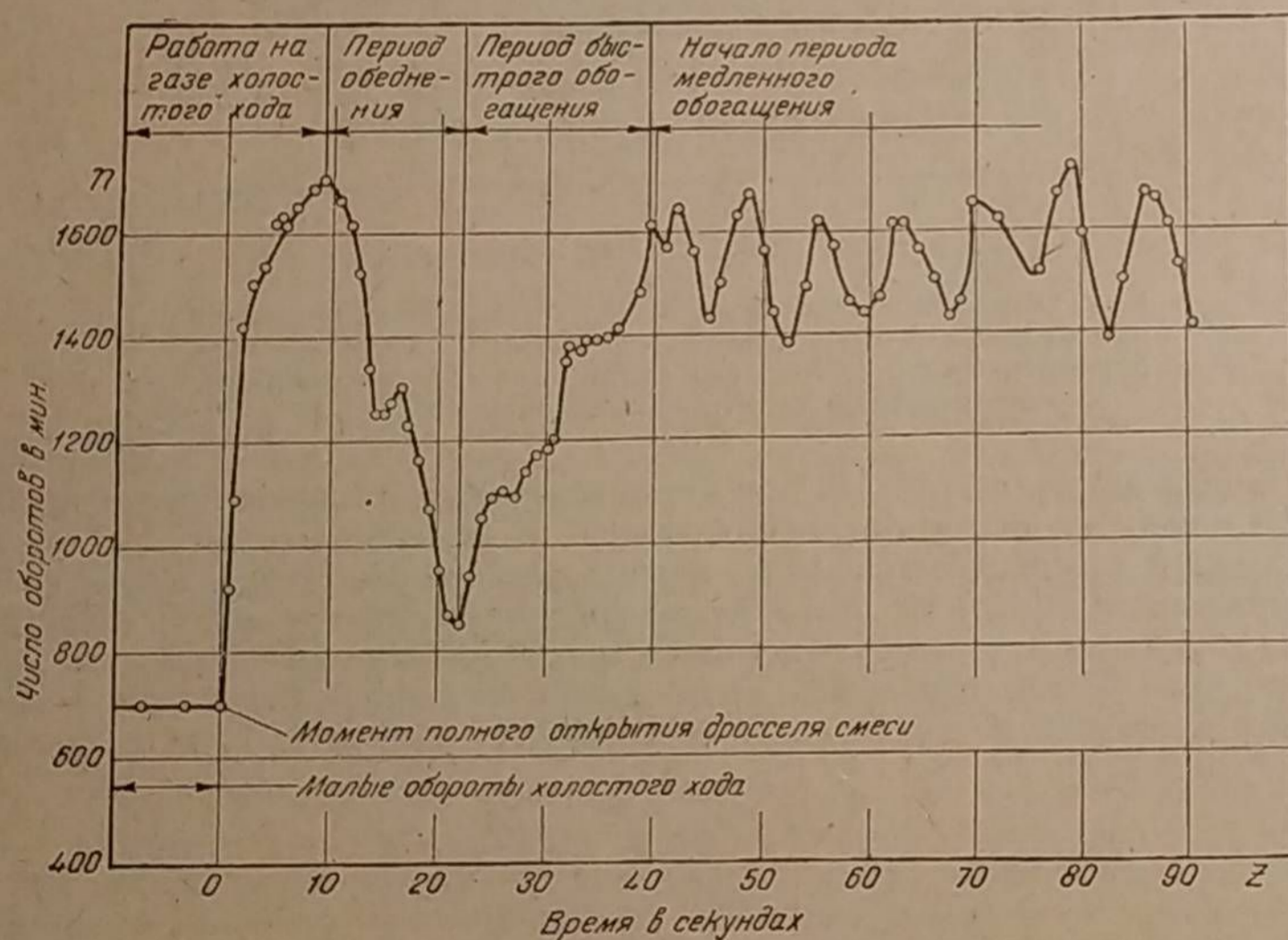
Средний крутящий момент за период разгона двигателя также существенно зависит от угла θ . Для всех четырёх продолжительностей холостого хода от 0,5 до 4 минут наибольшее значение $M_{\text{ср}}$ достигается, примерно, при том же угле $\theta = 9^\circ$ (фиг. 282). Наибольший прирост среднего крутящего момента двигателя по сравнению с обычным смесителем получается таким:

при $t_x = 0,5$ мин	— 0%
> $t_x = 1,0$ >	> — 4%
> $t_x = 2,0$ >	> — 12%
> $t_x = 4,0$ >	> — 20%

Следовательно, при данном объёме очистителей ощутимый эффект от применения обеднителя имеет место после холостого хода, превышающего 1,0—1,5 минуты.



Фиг. 284. Разгон двигателя ГАЗ-42 на полном дросселе после 30-минутного холостого хода; дровяной экспериментальный газогенератор (нормальный случай).

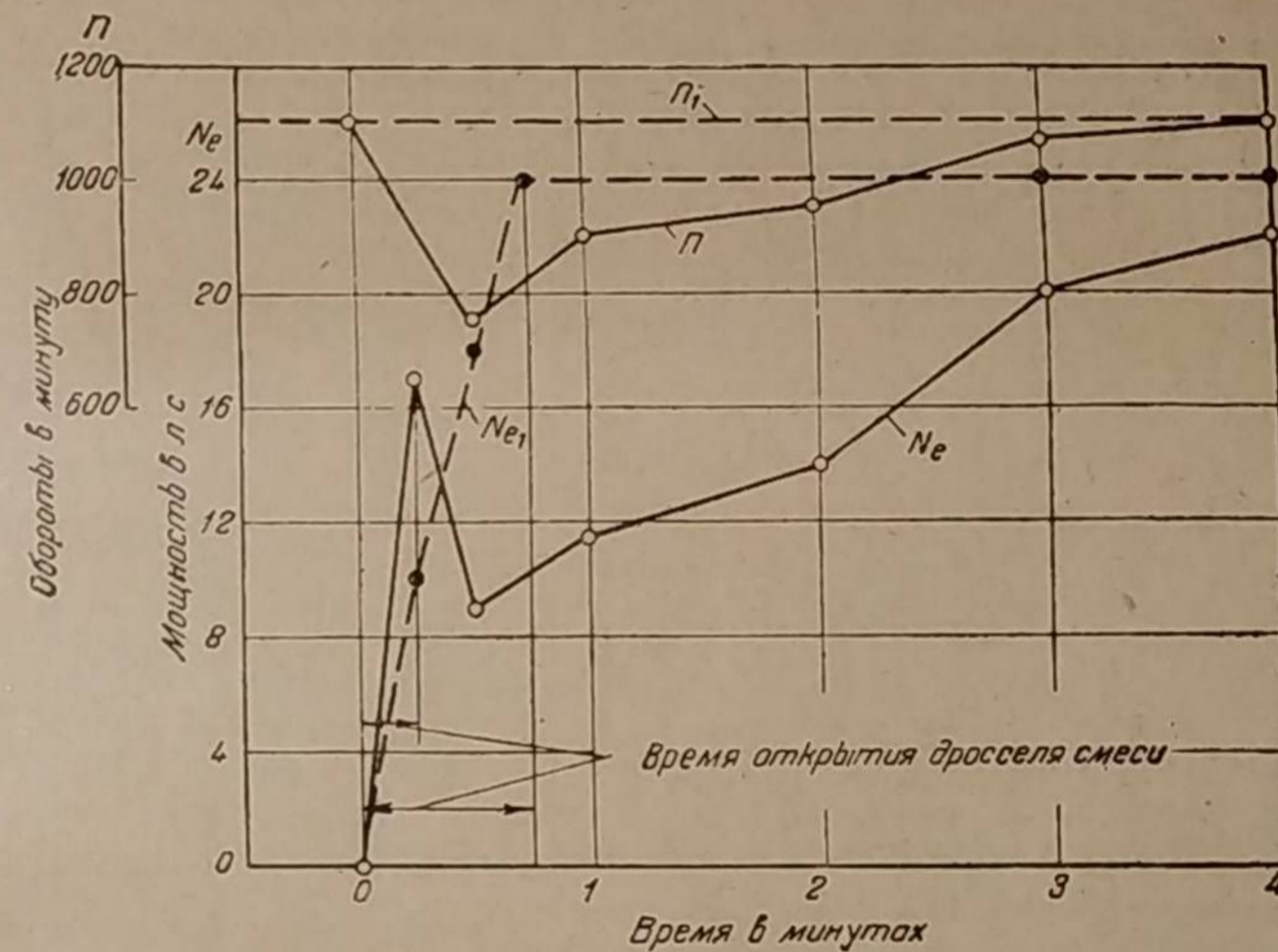


Фиг. 285. Разгон двигателя ГАЗ-42 на полном дросселе после 30-минутного холостого хода; дровяной экспериментальный газогенератор (необычный случай колебания числа оборотов).

Влияние времени работы двигателя вхолостую на наибольшие значения среднего и максимального крутящих моментов показано на фиг. 283. Значение крутящих моментов соответствует наиболее выгодному обеднению смеси ($\theta = 8^\circ \div 10^\circ$). Для сравнения приведены аналогичные кривые для обычного смесителя без обеднителя смеси. Диаграмма иллюстрирует очевидное преимущество смесителя с обеднителем по сравнению со смесителем стандартного типа.

III. ПОЛНЫЙ ДРОССЕЛЬ ПОСЛЕ ПРОДОЛЖИТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ НА МАЛОМ ГАЗЕ

В этом разделе рассмотрено поведение двигателя во время резкого от открытия дросселя смеси после продолжительной работы на прикрытом дросселе. Мы имеем в виду разгон автомобиля с места после его стоянки свыше



Фиг. 286. Изменение мощности двигателя при резком и при постепенном открытии дросселя.

5—8 минут, а также разгон или преодоление подъёма на повышенной передаче после продолжительной езды с малой скоростью.

Такой режим работы газогенератора отличается от режима, рассмотренного в предыдущем разделе, тем, что при нём образование швельгаза происходит вяло, так как за время работы двигателя на прикрытом дросселе температура в бункере снижается.

1. Влияние гибкости газогенераторного процесса на характер разгона двигателя

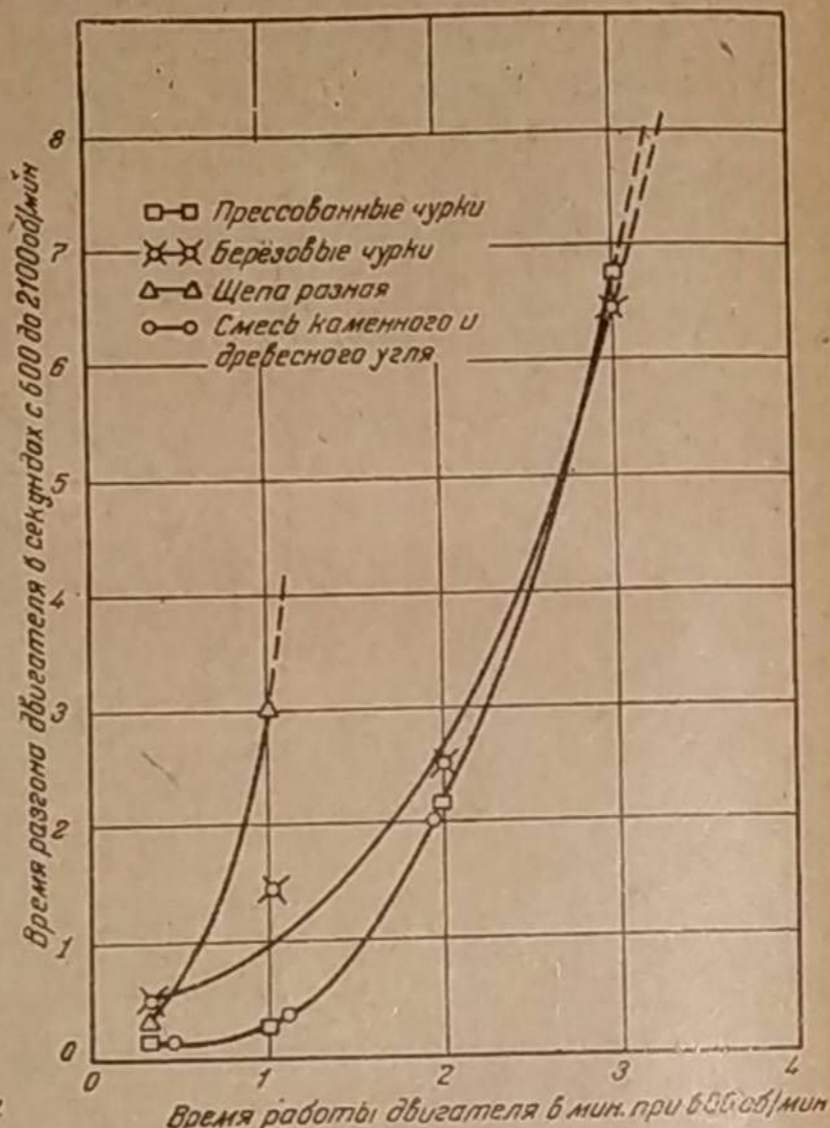
Автором изучался разгон двигателя после 30-минутного холостого хода на малом числе оборотов при помощи торсиометра, который фиксировал по времени рост числа оборотов вала двигателя, вращающего ротор пендельдинамо. Сила тока в обмотке возбуждения и положение нагрузочного реостата были отрегулированы до разгона двигателя и соответствовали максимальной нагрузке при $n = 1500$ об/мин. Во время разгона двигателя и после него положение воздушной заслонки не менялось. Крутящий момент в период разгона двигателя не замерялся, поскольку он был прямо пропорционален числу оборотов ротора в минуту.

Сразу после резкого открытия дросселя смеси происходило быстрое повышение оборотов (фиг. 284). Двигатель в течение первых 12 секунд работал на запасе качественного газа в очистителях, после чего в смеситель стал поступать газ ухудшенного состава (период обеднения) и обороты вала резко снизились. Период обеднения составил также 12 секунд, а период быстрого обогащения — 20 секунд.

Мощность двигателя при постоянном возбуждении педель-динамо пропорциональна квадрату числа оборотов; поэтому, зная максимальную мощность, легко найти ту минимальную мощность, при которой угловое уско-



Фиг. 287. Характеристика приёмности двигателя при работе на газогенераторной установке «Панар-Левассор».



Фиг. 288. Характеристика приёмности двигателя ГАЗ-42 при работе с газогенератором «Брандт».

рение ротора равно нулю. Мощность двигателя, согласно такому методу определения, в момент наихудшего состава газа упала с 24 до 7,2 л. с., а крутящий момент уменьшился на 45%.

Иногда разгон двигателя происходил несколько иначе (фиг. 285) — при закономерном колебании числа оборотов, которое говорит о своеобразном периодическом непостоянстве состава газовой смеси.

Если холостой ход весьма продолжителен, то после разгона двигателя наступает такое значительное падение оборотов, что двигатель глохнет.

Приведённые опыты хорошо иллюстрируют поведение двигателя при разгоне, доказывая необходимость ликвидации наблюдаемого «провала мощности».

Фелькель и Мальхедек [3] также констатировали снижение числа оборотов и «провал мощности» после разгона, происшедшего при внезапном открытии дросселя смеси (сплошные линии на фиг. 286). Они же установили, что если дроссель открывать постепенно — в течение одной-двух минут, то число оборотов остаётся постоянным и «провал мощности» исчезает, как показано пунктиром на той же фигуре. Такая постепенная нагрузка двигателя не характерна для действительных условий эксплуатации автомобиля, где, наряду с быстрым увеличением крутящего момента, требуется ещё и повы-

шать число оборотов, что не осуществлялось в данных опытах. Однако эти опыты показывают, что максимальная мощность достигается скорее при постепенном, нежели при внезапном открытии дросселя.

2. Влияние продолжительности холостого хода на приёмность двигателя

Приёмность двигателя, т. е. его способность быстро повышать число оборотов после резкого открытия дросселя смеси, существенно зависит от того, как долго продолжалась работа на прикрытом дросселе. Так, например, согласно опытам НАТИ (фиг. 287), время разгона (с 600 до 1 900 об/мин) двигателя «Панар-Левассор», работающего с древесноугольным газогенератором той же фирмы, прогрессивно возрастает по мере увеличения продолжительности работы на прикрытом дросселе при 600 об/мин.

Определение приёмности этого двигателя производилось следующим порядком: после пятиминутной работы с максимальной мощностью при 2 100 об/мин дроссель прикрывался настолько, чтобы обороты вала снизились до 600 в минуту. Через некоторое время (от 0,6 до 5 минут) дроссель резко открывали полностью. Наступал разгон двигателя при одновременном повышении крутящего момента, так как возбуждение с педель-динамо не снималось. Время достижения 1 900 об/мин фиксировалось.

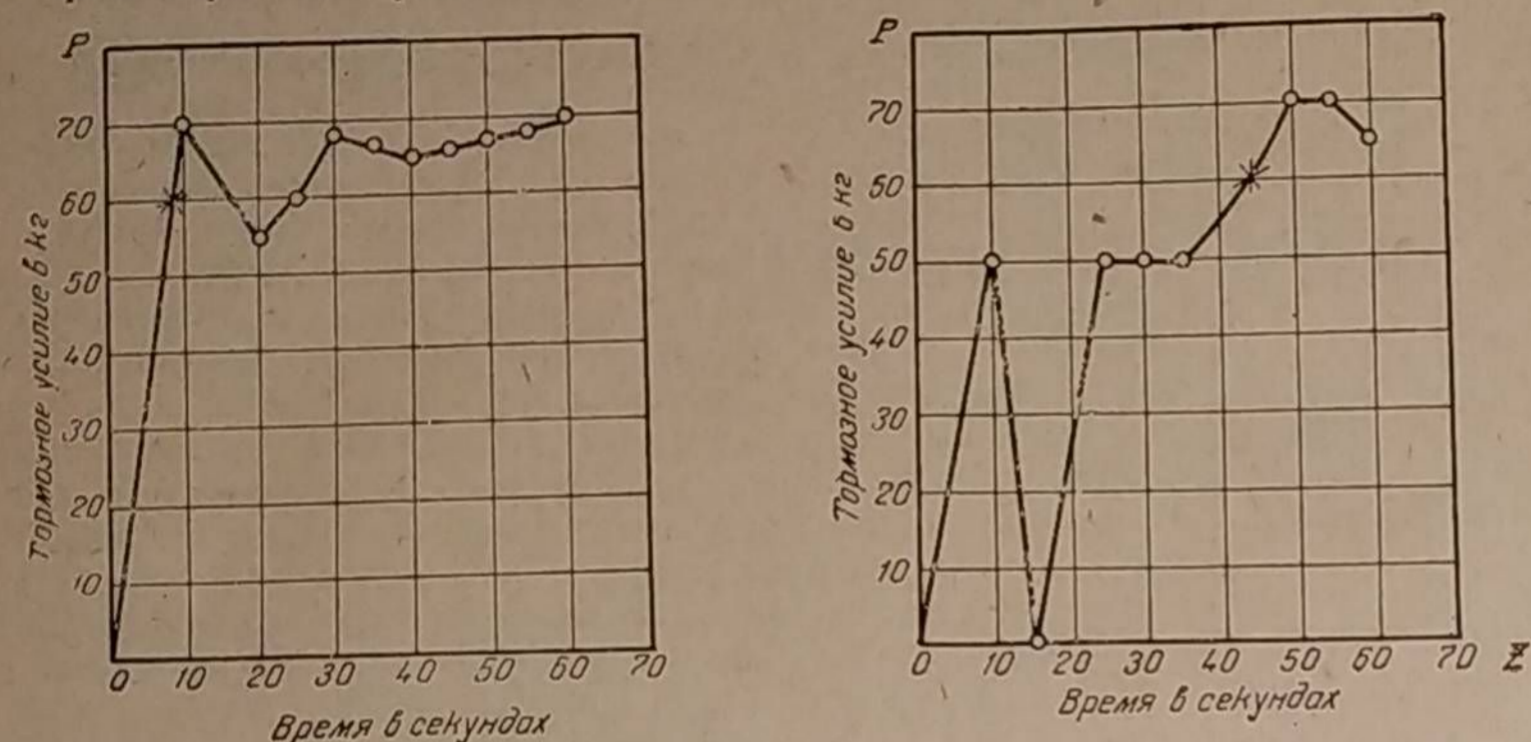
Аналогичные опыты были проведены с двигателем ГАЗ-42, имевшем повышенную степень сжатия (6,4), при работе с газогенератором «Брандт» на четырёх различных топливах: прессованные и обычные берёзовые чурки, щепка, смесь 75% каменного и 25% древесного угля (фиг. 288). Характеристика приёмности двигателя снималась по той же методике с той лишь разницей, что максимальная мощность двигателя выдерживалась при 2 200 об/мин, а время разгона замерялось при увеличении числа оборотов с 600 до 2 100 в минуту. Направление кривых приёмности, изображённое пунктиром, указывает зону, где двигатель глохнет после резкого открытия дросселя. Наихудшая приёмность оказалась при работе на щепе.

Фиг. 287 и 288 показывают, что приёмность двигателей ощутимо ухудшается, если время работы на прикрытом дросселе превышает 0,3—1 минуту. Это обстоятельство невыгодно отличает газогенераторный процесс от процесса карбюрации жидкого топлива. Отмеченный недостаток может быть в значительной степени устранён путём усовершенствования конструкции смесителя (как указывалось выше) и в результате подбора наиболее выгодного размера фурмы у газогенератора. Известны такие газогенераторы горизонтального горения, где для улучшения приёмности двигателя устье фурмы во время холостого хода автоматически уменьшается, увеличивая скорость воздушного дутья.

3. Влияние расхода газа и скорости воздушного дутья при холостом ходе на приёмность двигателя

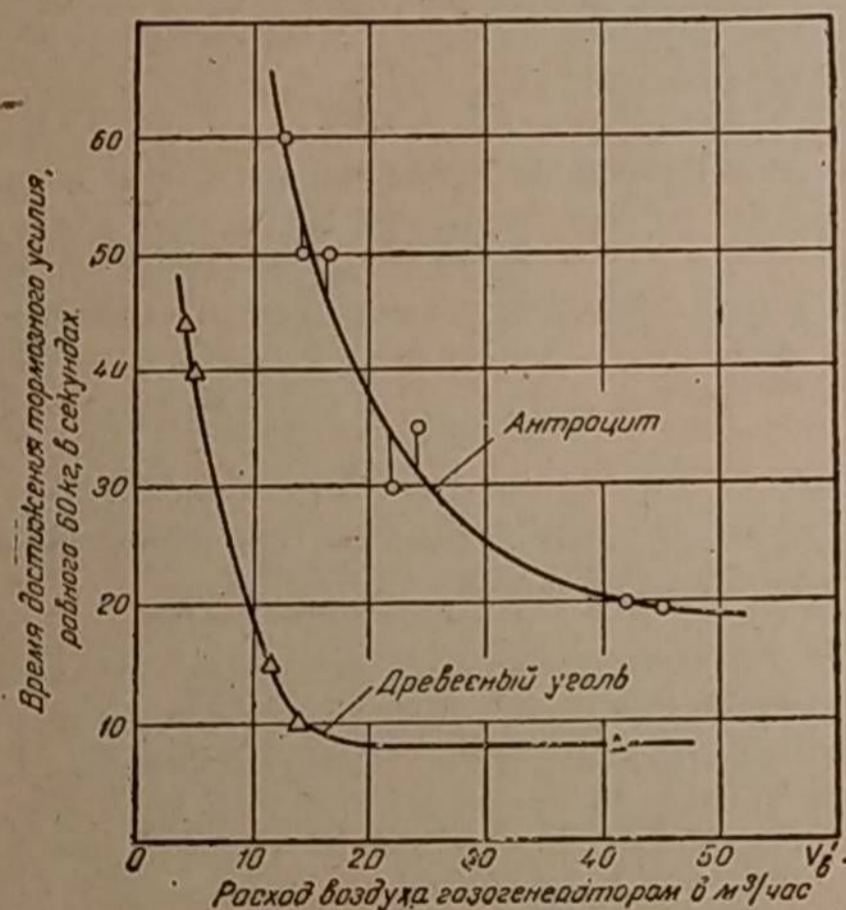
Приёмность двигателя зависит ещё от величины расхода газа, отсасываемого в период работы на прикрытом дросселе. Этот вопрос изучался в НАТИ инж. В. А. Колосовым на двигателе ГАЗ-42 с газогенератором НАТИ-Г21 при работе на древесном угле и на антраците. По техническим причинам вместо расхода газа замерялся расход воздуха, поступавшего в газогенератор, как величина прямо пропорциональная расходу газа. Двигателю после продолжительной работы на заданном расходе газа кратковременно (несколько секунд) давали холостой ход при 1 200 об/мин и после загрузки гидравлическим тормозом, осаживающим число оборотов до 900 в минуту, полностью открывали дроссель. В силу этого одновременно увеличивались число оборотов и крутящий момент. На фиг. 289 показано изменение тормозного усилия (пропорционального крутящему моменту) по времени для двух расходов воздуха: 4 и 41 м³/час, откуда

видно, что при большом расходе «провал мощности» почти исчезает. Приёмистость двигателя в этих опытах оценивалась временем, при котором тормозное усилие достигало 60 кг.



Фиг. 289. Изменение тормозного усилия при разгоне двигателя ГАЗ-42: слева — после работы на полном дросселе при 1 800 об/мин с расходом воздуха газогенератором 41 м³/час; справа — после холостого хода при 700 об/мин с расходом воздуха газогенератором 4 м³/час; газогенератор НАТИ-Г21, топливо — древесный уголь; * — точка, характеризующая приёмистость.

На фиг. 290 показано влияние расхода воздуха, поступающего в газогенератор, на время разгона двигателя ГАЗ-42. Приёмистость двигателя улучшается по мере увеличения расхода воздуха газогенератором до 15 м³/час при работе на древесном угле и до 45 м³/час при работе на антраците — топливе с низкой реакционной способностью. При дальнейшем увеличении расхода воздуха приёмистость двигателя ощутимо не улучшается.



Фиг. 290. Влияние расхода воздуха газогенератором на приёмистость двигателя ГАЗ-42.

после продолжительной форсированной работы двигателя» этой главы. Расход воздуха, равный 15 м³/час, является наиболее выгодным для древесноугольного газогенератора НАТИ-Г21 горизонтального горения, имеющего высокую скорость воздушного дутья (диаметр фурменного отверстия 18 мм, пло-

щадь — 2,54 см²). Меньшая скорость подвода воздуха, обусловленная большей площадью фурменного отверстия, как показано на фиг. 62, уже не обеспечивает двигателю такую приёмистость, и поэтому разгон автомобиля после его стоянки получается хуже.

В других испытаниях газогенератора НАТИ-Г21, проведённых инженерами Г. Г. Токаревым и Г. А. Матеровым, было также установлено ощутимое влияние диаметра фурмы на мощность двигателя и на приёмистость автомобиля ГАЗ-АА. Согласно фиг. 156, по мере уменьшения диаметра фурмы с 25 до 18 мм, благодаря лучшей гибкости газогенераторного процесса, наблюдался рост средней скорости автомобиля на километровом участке в том случае, когда автомобиль разгонялся после продолжительной езды с минимальной скоростью, хотя мощность двигателя, замеренная при установившемся режиме, была меньше. Дальнейшее уменьшение диаметра фурмы становилось уже невыгодным ввиду сильного снижения коэффициента наполнения (роста разрежения h_n во всасывающем коллекторе), что вызывало значительное падение мощности двигателя и уменьшение средней скорости автомобиля даже во время его разгона.

При битуминозном топливе увеличение расхода газа во время холостого хода улучшает приёмистость двигателя в том случае, если холостой ход превышает 5—10 минут, так как за это время реакционный слой топлива успевает остыть. Ввиду того что при длительном холостом ходе швельгаз в бункере почти перестаёт выделяться, обеднение смеси во время разгона, улучшающее приёмистость при наличии швельгаза, бесполезно.

ЛИТЕРАТУРНЫЕ ИСТОЧНИКИ

1. Der Motorlastwagen № 7, 8, 1937.
2. Die Technik in der Landwirtschaft № 10, 1932.
3. ATZ № 11, 1936.
4. М. К. Гродзовский и З. Ф. Чуханов, Процесс газификации топлива воздухом, обогащённым кислородом. Журнал прикладной химии, т. 7, выпуск 8, 1934.
5. Л. Н. Хитрин и Х. И. Колодцев, Горение угля в слое. Статья из сборника: Процесс горения угля, под ред. проф. А. С. Предводителева, ГОНТИ НКПТ СССР, 1938.
6. И. С. Мезин, Испытание фурм на специальной установке при холодном воздухе. Отчёт НАТИ, 1937 г., арх. № 1629/V-4.
7. Г. Н. Абрамович, Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. Труды ЦАГИ, выпуск 512, 1940.
8. А. Г. Касаткин, Основные процессы и аппараты химической технологии, т. II, ГОНТИ-НКПТ, 1938.
9. VDJ, 1935, Bd. 79, № 7.
10. И. С. Мезин, Применение глубокого барботажа для очистки генераторного газа. Труды НАТИ, выпуск 44. Машгиз, 1946.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
<i>Часть первая</i>	
РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ГАЗОГЕНЕРАТОРА	
Глава 1. Непостоянство газогенераторного процесса.	7
I. Разновидность непостоянства газогенераторного процесса	7
II. Непостоянство газогенераторного процесса после розжига	9
III. Неустойчивость газогенераторного процесса	14
1. Оценка степени неустойчивости	14
2. Неустойчивость температуры реакционного слоя топлива	18
3. Неустойчивость калорийности генераторного газа	22
4. Неустойчивость крутящего момента двигателя	22
5. Причины неустойчивости газогенераторного процесса	23
IV. Непостоянство газогенераторного процесса по выжигу топлива в бункере	32
1. Проявление непостоянства газогенераторного процесса по выжигу при работе на дровах	32
2. Проявление непостоянства газогенераторного процесса по выжигу при работе на шлакующем топливе	36
3. Стабилизация газогенераторного процесса по выжигу топлива в бункере	51
V. Гибкость работы газогенератора на битуминозном топливе	53
1. Внезапное уменьшение расхода газа	53
2. Внезапное увеличение расхода газа	58
3. Факторы, влияющие на гибкость газогенераторного процесса и мероприятия, компенсирующие недостаточную гибкость	61
а) Подвод воздуха к реакционному слою	61
б) Напряжённость горения	63
Глава 2. Влияние размеров камеры газификации на рабочий процесс газогенератора	64
I. Влияние размеров камеры газификации на химический состав газа	64
1. Исходные принципы химизма газогенераторного процесса	64
2. Химический состав газа при опрокинутом процессе горения	67
а) Влияние высоты реакционного слоя топлива	69
б) Коэффициент молекулярного изменения при газификации	75
в) Влияние диаметра камеры	78
г) Влияние расхода газа	81
3. Химический состав газа при прямом процессе горения	83

II. Влияние размеров камеры газификации на мощность двигателя	87
1. Влияние расхода рабочей смеси	88
2. Влияние высоты реакционного слоя топлива	92
3. Влияние объёма и диаметра камеры газификации	94
III. Газогенераторы с укороченной высотой камеры	96
IV. Наивыгоднейшие соотношения между основными размерами камеры газификации	99
V. Гидродинамическое сопротивление реакционного слоя топлива в камере газификации	108
1. Влияние расхода газа	108
2. Влияние высоты слоя и диаметра камеры	110
3. Сопротивление реакционного слоя топлива в конусной камере и в камере типа «Имберт»	112
Глава 3. Скорость воздушного дутья в транспортных газогенераторах	115
I. Значение скорости воздуха при его выходе из фурм	115
II. Аэродинамика свободной струи воздуха, выходящего из фурмы	117
1. Осевые характеристики фурм	119
а) Определение	119
б) Влияние профиля фурмы	121
в) Влияние расхода воздуха	123
г) Влияние диаметра фурмы	125
2. Радиальные характеристики фурм	127
3. Истечение воздуха из фурм	130
а) Начальная скорость воздушного дутья	130
б) Расход воздуха	133
в) Коэффициент сопротивления фурмы	137
III. Влияние скорости воздушного дутья, профиля и количества фурм на рабочий процесс газогенератора и на мощность двигателя	139
1. Гидравлическое сопротивление фурм	139
2. Смолосодержание в газе	144
3. Теплотворная способность газа и эффективная мощность двигателя при установленном режиме	145
4. Гибкость газогенераторного процесса и приёмистость двигателя при внезапном увеличении расхода газа	149
5. Пусковые качества газогенератора	152
Глава 4. Роль воды в газогенераторном процессе	154
I. Влияние воды на рабочий процесс газогенератора и на мощность двигателя	154
1. Вода как фактор, благоприятно влияющий на процесс газификации высокоуглеродистого топлива	154
а) Влияние подачи воды на химизм газогенераторного процесса и на мощность двигателя	155
б) Влияние подачи воды на мощность двигателя в зависимости от конструкции газогенератора	162
в) Влияние подачи воды на разогрев антрацитового газогенератора после стоянки автомобиля	163
г) Влияние подачи воды на шлакообразование	164
2. Вода как фактор, ухудшающий процесс газификации битуминозного топлива	165
II. Температура в бункере транспортного газогенератора	167
III. Высушивание древесного топлива в бункере и фактическое участие его гигроскопической влаги в газогенераторном процессе	174
1. Общие определения	174
2. Закон испарения гигроскопической влаги топлива в условиях высушивания при постоянной температуре	177

3. Закон испарения гигроскопической влаги топлива при переменной температуре в бункере	184
а) Изменение влажности верхнего слоя топлива по времени его выжигания	186
б) Изменение влажности топлива по высоте бункера	191
в) Выделение водяного пара в бункере по времени выжигания топлива	194
4. Фактическое поступление гигроскопической влаги топлива в камеру газификации	200
Глава 5. Розжиг газогенератора и пуск двигателя на газе	204
I. Розжиг газогенератора	204
1. Влияние диаметра, числа и расположения фурм	204
2. Розжиг газогенератора при помощи вентилятора	207
3. Розжиг газогенератора при помощи двигателя	211
II. Пуск двигателя на газе	212
1. Пуск двигателя после розжига холодного газогенератора	213
2. Пуск двигателя при разогревом газогенератора	217

Часть вторая

ПРИГОТОВЛЕНИЕ ГАЗОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ И ЕЁ ВЛИЯНИЕ НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ

Глава 1. Приготовление газовой смеси	223
I. Способ приготовления газовой смеси	223
II. Коэффициенты весового и объёмного смешения	224
III. Теплотворная способность газовой смеси и её влияние на эффективную мощность двигателя	226
Глава 2. Влияние физических свойств газовой смеси на мощность двигателя	229
1. Связь разрежения во всасывающем коллекторе с расходом рабочей смеси, поступающей в двигатель	229
2. Влияние разрежения во всасывающем коллекторе на мощность двигателя	232
3. Влияние температуры газа перед смесителем и температуры газовой смеси на мощность двигателя	235
Глава 3. Регулирование газовой смеси при установившемся режиме работы	240
1. Влияние гидродинамической характеристики газогенераторной установки на пропорцию между газом и воздухом в рабочей смеси	240
2. Влияние качества генераторного газа на регулирование рабочей смеси	247
3. Регулирование качества смеси при постоянной скорости вращения вала двигателя ($n = \text{const}$)	247
4. Регулирование качества смеси при переменной скорости вращения вала двигателя (по внешней характеристике)	250
5. Влияние качественного регулирования смеси на экономичность	253
6. Комбинированное или экономизерное регулирование рабочей смеси	255
Глава 4. Регулирование газовой смеси при работе двигателя на переменном режиме	259
I. Холостой ход после продолжительной форсированной работы двигателя	260
1. Причины неустойчивости холостого хода	260
2. Побочный отсос газа при холостом ходе	263
3. Механические обогатители смеси	265
4. Вакуумное регулирование холостого хода	270

II. Полный дроссель после кратковременного холостого хода	286
1. Причины, побуждающие применять обеднение смеси при внезапном открытии дросселя смеси	286
2. Работа двигателя при кратковременном обеднении газовой смеси	295
а) Характер изменения крутящего момента при разгоне двигателя	295
б) Влияние количества топлива, находящегося в бункере	298
в) Влияние дополнительного открытия воздушной заслонки смесителя и продолжительности холостого хода	300
III. Полный дроссель после продолжительной работы на малом газе	303
1. Влияние гибкости газогенераторного процесса на характер разгона двигателя	303
2. Влияние продолжительности холостого хода на приёмистость двигателя	305
3. Влияние расхода газа и скорости воздушного дутья при холостом ходе на приёмистость двигателя	305
Литературные источники	307

995762

Державна
Наукова Бібліотека
ім. Короленка
м. Харків
№ 792673
10 1948
XII

Редакторы: *К. А. Панютин и Ф. П. Гаврилов*
Технич. редактор *Т. Ф. Соколова*

Подписано к печати 21 I 1948 г. А-00409. Формат бумаги $70 \times 108^{1/16}$. В 1 печ. л. 64 000 знаков. 19^{1/2} печ. л. 27,75 уч.-изд. л. Цена книги 8 р. 30 к. Заказ № 930.

Отпечатано в тип. Н-3 с матриц 2-ой типографии «Печатный Двор» им. А. М. Горького треста «Полиграфкнига» ОГИЗа при Совете Министров СССР. Ленинград, Гатчинская, 26.