

21665

5 р. 85 к.



92/501

Т Р У Д Ы

ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО  
И Н С Т И Т У Т А  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО  
Т Р А Н С П О Р Т А

XXIV

330  
1

Выпуск 191

**ОПЫТ СОЗДАНИЯ  
И ЭКСПЛУАТАЦИИ  
ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ  
ТЕПЛОВЗОВ**

\*

Т Р А Н С Ж Е Л Д О Р И З Д А Т • 1960



ТРУДЫ ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬНОГО  
ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

~~Я 801~~<sup>5</sup>

XXIV  $\frac{330}{1}$

ВЫПУСК 191

# ОПЫТ СОЗДАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВЗОВ

Под редакцией  
проф. Н. А. ФУФРЯНСКОГО



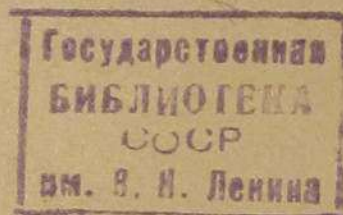
ВСЕСОЮЗНОЕ  
ИЗДАТЕЛЬСКО-ПОЛИГРАФИЧЕСКОЕ ОБЪЕДИНЕНИЕ  
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
Москва 1960



В книге описаны теоретические и экспериментальные исследования, а также конструкции газогенераторных тепловозов мощностью 1 000 и 2 000 л. с., приведены результаты их семилетней эксплуатации, дано сопоставление технико-экономических характеристик различных типов автономных локомотивов, освещены вопросы, связанные с созданием газогенераторных тепловозов мощностью 3 000 л. с. и малогабаритных высокопроизводительных газогенераторов.

Книга рассчитана на инженерно-технических и научных работников.

Редактор инж. М. Д. РАХМАТУЛИН



7-60-11347

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящий труд посвящен работам, выполненным Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта, по созданию, доводке и эксплуатации газогенераторных тепловозов.

В книге приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований, дан анализ итогов семилетней эксплуатации газогенераторных тепловозов в СССР, описаны результаты их тягово-эксплуатационных испытаний в Китайской Народной Республике, рассмотрены возможные сферы применения этого типа локомотивов.

В процессе исследований найдены новые технические решения, позволяющие значительно повысить форсировку газификации; разработаны системы и конструкции аппаратов автоматизации, регулирования газодизельной установки, очистки генераторного газа и проверены различные способы защиты аппаратов от коррозии и др. Одновременно исследована динамика процессов сгорания смешанного топлива в дизеле большой мощности и процесса газификации во взаимодействии с переменным режимом нагрузок локомотивного двигателя.

Некоторые научно-технические и конструктивные решения, накопленные институтом и описываемые в книге, могут найти применение в различных отраслях промышленности и транспорта.

Сборник составлен по работам, выполненным в ЦНИИ МПС при участии работников Главного управления локомотивного хозяйства МПС, Приволжской ж. д., заводов промышленности и транспорта.

Непосредственную подготовку сборника к печати выполнили кандидаты технических наук С. П. Адаменко, А. И. Володин, А. Н. Гуревич, И. С. Зеленецкая, В. В. Чанкин; инженеры Г. В. Мишке, А. С. Нестрахов, Э. А. Пахомов; доктор техн. наук проф. А. А. Пойда и доктор техн. наук проф. Н. А. Фуфрянский.

Замечания по сборнику просим направлять по адресу: Москва, И-164, 3-я Мытищинская, 10, Издательский отдел ЦНИИ МПС.

Директор института И. А. ИВАНОВ

Руководитель отделения тепловозов и локомотивного хозяйства  
Н. А. ФУФРЯНСКИЙ



## ГЛАВА I

### КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВЗОВ

#### § 1. ВОЗНИКНОВЕНИЕ И РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВЗОВ

Отличительной особенностью современного развития локомотивного хозяйства железных дорог является замена паровой тяги электрической и тепловозной. Только с 1952 по 1957 г. общее количество паровозов в мире (без СССР) сократилось примерно на 25 000 единиц, или на 18%, а тепловозов увеличилось на 13 000 единиц, или на 60% [15].

В отличие от капиталистических стран, где развитие железных дорог нередко предопределяется конъюнктурными условиями, плановое хозяйство Советского Союза позволяет вести реконструкцию железнодорожного транспорта при наиболее рациональном сочетании электрической и тепловозной тяги. В СССР различные виды тяги не противопоставляются, а дополняют друг друга в соответствии с экономически целесообразной областью их применения.

Развитие науки и техники в значительной мере предопределяет развитие локомотивного хозяйства. Так, создание надежных, экономичных и сравнительно легких двигателей внутреннего сгорания, работающих на жидком топливе, способствовало внедрению тепловозов, которые широко применяются на железнодорожном транспорте.

Двигатели внутреннего сгорания, работающие на газе, появились раньше, чем на жидком топливе. Появление самоходного вагона с газовым двигателем, топливом для которого служил сжатый светильный газ, относится к 1892 г. Маломощные маневровые газогенераторные тепловозы (мотовозы) и автомобили, использующие древесное топливо, бурые угли и антрацит, в 1930—1945 гг. эксплуатировались в значительном количестве. Однако мощных тепловозов, работающих на твердом топливе, до 1950 г. не существовало ни в СССР, ни за границей.

Инициатива создания и практического осуществления газогенераторных тепловозов принадлежит Советскому Союзу. Работы по созданию таких тепловозов в СССР были начаты в Ленинградском институте инженеров железнодорожного транспорта (ЛИИЖТе) в

1930—1932 гг. с участием Московского и Ленинградского отделений Газогенераторстроя, с привлечением крупных специалистов страны (проф. Е. К. Мазинг, А. Б. Чернышев, К. А. Шишкин).

В результате этой работы появился проект газогенераторного тепловоза, в котором предусматривалась постановка на раме тепловоза газового горизонтального четырехтактного двигателя системы тандем низкого сжатия с электрическим зажиганием. Крутящий момент двигателя передавался на колеса через турботрансформатор, редуктор и отбойный вал. К тепловозу прицеплялся газогенераторный тендер, на раме которого было установлено пять

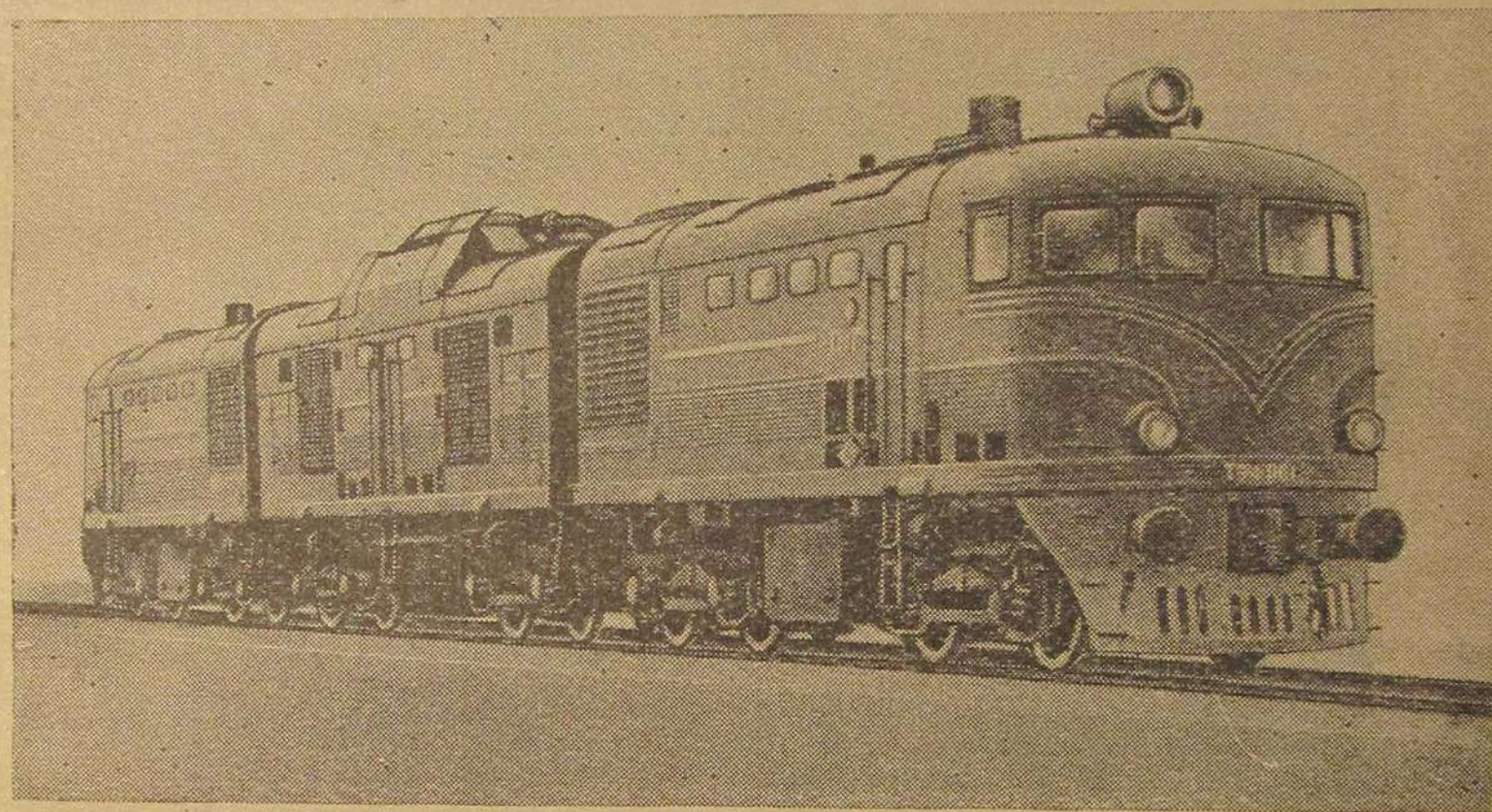


Рис. 2. Общий вид газогенераторного тепловоза ТЭ4

газогенераторов обратного процесса с механической загрузкой топлива и механическим золоудалением. Рама газогенераторного тендера устанавливалась на две трехосные тележки.

Недостатком проекта следует считать выбор горизонтального тихоходного двигателя с малым средним эффективным давлением  $P_i = 3,7 \text{ кг/см}^2$ , вследствие чего расчетный к. п. д. тепловоза составил 10—12%. Громоздкость газогенераторного тендера, явившаяся следствием принятия заниженной форсировки газогенератора, привела к чрезмерному усложнению тепловоза в целом.

В 1949 г. на базе предварительно проведенной научно-исследовательской работы по переводу стационарных двигателей внутреннего сгорания на твердое топливо в ЦНИИ МПС был разработан проект, а в 1951 г. построен первый опытный образец газогенераторного тепловоза ТЭ1Г.

В 1950—1951 гг. этот тепловоз прошел испытания на опытном кольце ЦНИИ и на одной из подмосковных дорог. В конце 1951 г. газогенераторный тепловоз поступил в эксплуатацию на Приволжскую ж. д. Относительно удовлетворительная работа первого образ-



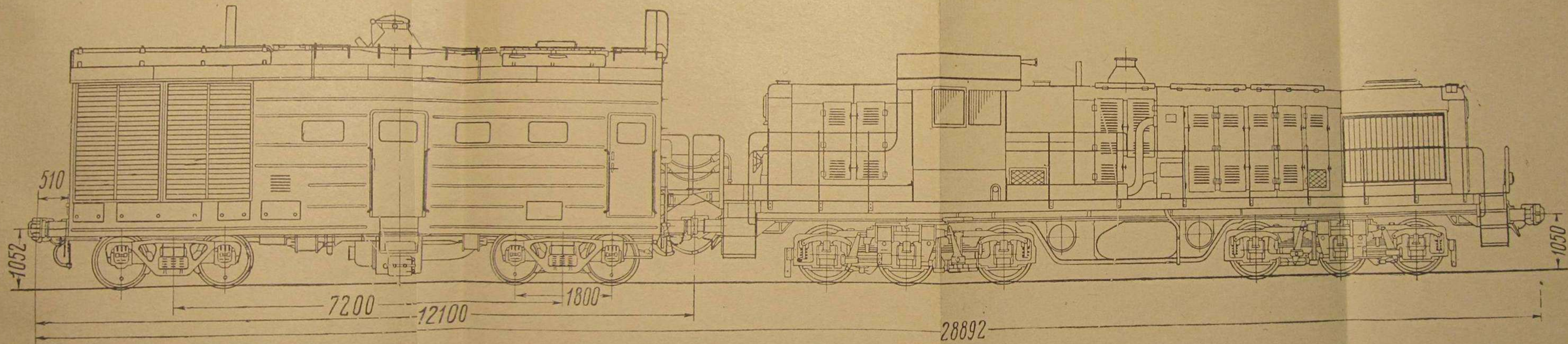


Рис. 1. Общий вид газогенераторного тепловоза ТЭ1Г



да позволила поставить вопрос о постройке опытной партии газогенераторных тепловозов на базе серийных тепловозов ТЭ1 и ТЭ2.

Тепловозы серии ТЭ1 были переоборудованы Улан-Удэнским паровозоремонтным заводом и пущены в опытную эксплуатацию в 1952 г. В том же году Харьковский завод транспортного машиностроения на базе тепловоза ТЭ2 построил газогенераторный тепловоз ТЭ4 мощностью 2 000 л. с.

Технические данные газогенераторных тепловозов приведены в табл. 1, общий вид тепловозов показан на рис. 1 и 2.

Таблица 1

Характеристика газогенераторных тепловозов

Наименование величин	Проект ЛИИЖТа	ТЭ1Г	ТЭ4
Осевая формула . . . . .	2—6 <sub>0</sub> —1	3 <sub>0</sub> +3 <sub>0</sub>	2 (2 <sub>0</sub> +2 <sub>0</sub> )
Вес тепловоза и тендера в т . . . . .	181+102	124+70	170+85
Сцепной вес в т . . . . .	128,4	124	170
Полная длина тепловоза в мм . . . . .	33 590	28 912	36 370
Длина тендера в мм . . . . .	14 180	12 100	12 475
Число осей тендера . . . . .	6	4	4
Тип передачи . . . . .	Механическая	Электрическая	
Расчетный к. п. д. тепловоза в % . . . . .	15	19,6	20,5
» расход жидкого топлива в % от номинального . . . . .	—	16	12—14
<b>Двигатель</b>			
Число цилиндров . . . . .	4	6	2×6
Зажигание . . . . .	Электрическое	Жидкое топливо	
Диаметр и ход поршня в мм . . . . .	600/700	318/330	318/330
Эффективная мощность в л. с. . . . .	1 850	1 000	2×1 000
Степень сжатия . . . . .	7	11,8	11,8
Вспомогательный двигатель . . . . .	ЗИС-5	Нет	Нет
Тип двигателя . . . . .	Горизонтальный тандем	Д50	Д55
<b>Газогенератор</b>			
Производительность газогенератора в нм <sup>3</sup> /ч . . . . .	3 800	1 200	2 630
Количество газогенераторов . . . . .	5	1	1
Наружный и внутренний диаметры шахты в мм . . . . .	1 620/1 320	1 503/1 200	2 200/1 750
Расчетная форсировка в кг/м <sup>2</sup> ·ч . . . . .	140	380	280
Топливо . . . . .	А н т р а ц и т		
Запас топлива на тендере в т . . . . .	10	5	9

## § 2. ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ОСНОВНЫХ АГРЕГАТОВ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Специфические особенности локомотивной службы — постоянная мобильность, почти мгновенная отзывчивость к часто повторяющимся переменным нагрузкам, надежность в эксплуатации, простота в обслуживании — предъявили особые требования к газосиловым и вспомогательным агрегатам газогенераторного тепловоза.

Как известно, газогенераторы отличаются тепловой инерцией при работе на переменных нагрузках; при изменении нагрузки или режима дутья качество газа изменяется и приходит в равновесие лишь через определенный, сравнительно длительный (несколько секунд, а иногда и минут) период. Следовательно, необходимо было найти решение, которое позволило бы устранить или сгладить этот недостаток, обеспечив надежную совместную работу мощного дизеля и всей аппаратуры.

В процессе разработки технических условий и проекта газогенераторного тепловоза оказалось необходимым выполнить лабораторные и теоретические исследования, позволившие изучить возможные пути повышения форсировок рабочего слоя газифицируемого топлива, выявить наиболее приемлемое для локомотивной службы топливо и способ его газификации, очистки и охлаждения газа, принципов совместного регулирования дизельгенераторной установки, методов подачи и смешения газа и воздуха в цилиндрах двигателя, способов защиты двигателя и приемов, обеспечивающих безопасность обслуживания, и др. В результате лабораторных исследований и обобщения накопленного опыта в стационарной и транспортной энергетике были найдены решения, позволившие в 3—4 раза увеличить форсировку газификации топлива в плотном слое, что обеспечило успех создания малогабаритных мощных газогенераторов, уменьшить тепловую инерцию газосиловой установки, найти удовлетворительные решения по приспособлению серийного тепловозного двигателя для работы на генераторном газе.

Основные технические требования к газогенераторному тепловозу и его агрегатам состояли в следующем.

1. Газогенераторный тепловоз по своим экономическим и эксплуатационным показателям должен существенно превышать соответствующие характеристики паровозов и по возможности быть близким к обычным серийным тепловозам.

2. Конструкция тепловоза и его агрегатов должна позволять практически мгновенный переход на жидкое топливо в случае резкого ухудшения состава газа или нарушения в работе газогенераторного оборудования.

3. Газогенератор, являющийся одним из основных агрегатов газовой установки, должен размещаться в габаритах подвижного состава, обеспечивать выдачу газа по возможности стабильного качества при небольшой тепловой инерции; топливоподача, режим дутья и золоудаление должны быть автоматизированы и механи-



зированы, а запасы топлива и воды должны обеспечивать пробег в 500—600 км.

4. Конструкция охладительных и очистительных устройств независимо от температуры газа и количества уноса по выходе его из газогенератора должна обеспечивать охлаждение газа до температуры 65—75° С при наружной температуре воздуха 40—45° С и очистку до 0,03—0,05 г пыли в кубометре газа при нормальных давлениях и температуре.

5. Поскольку для опытных газогенераторных тепловозов не создавались специальные газовые двигатели, а были использованы серийные тепловозные дизели, а также вследствие того, что для первых опытных тепловозов необходимо было выбрать наиболее надежную схему перевода дизелей на газ, т. е. схему смешанного питания двигателя генераторным газом и жидким топливом, необходимо было обеспечить по возможности минимальный расход жидкого топлива. Техническими условиями ограничивался расход жидкого топлива (по теплу) в 15—25% от расхода серийными тепловозами.

6. Условия вождения локомотива, работа машиниста в пути следования должны по возможности не осложняться и быть близкими к условиям работы машиниста на обычных тепловозах. Следовательно, приборы контроля и управления должны быть автоматизированы и обеспечивать дистанционное управление.

### § 3. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Принципиальная схема силовой установки газогенераторного тепловоза ТЭ1Г приведена на рис. 3.

При работе двигателя 1 на смешанном топливе воздух из турбовоздуходувки 2 разветвляется на два потока, большая часть которого (около 75%) поступает в воздушный коллектор 3, а меньшая через воздухогазораспределитель 4 по воздухопроводу 5 направляется под колосниковую решетку 6 газогенератора 7, работающего на антраците марки АМ. По пути воздух увлажняется паром, который вырабатывается в пароводяной рубашке 8 газогенератора и дозируется в дутье автоматическим регулятором паровоздушной смеси 9. Контроль дозировки пара производится при помощи дистанционных электротермометров. Паровоздушная смесь, проходя через газогенератор, газифицирует топливо.

Полученный газ отбирается при помощи газоотборной головки 10, проходит через циклоны 11 и очищается от крупных фракций уноса. Затем газ охлаждается в холодильнике 12 и по газопроводу 13 направляется в масляный очиститель 14, где очищается от мелких фракций уноса. После этого газ по газопроводу 15 подводится к влагоотделителю 16, затем через газовый дроссель 17 и воздухогазораспределитель 4 — в газовый коллектор 18 двигателя. Клапаны свечи 19 и вентилятора розжига 20 при этом закрыты. Привод клапанов осуществлен при помощи воздушных сервомоторов.

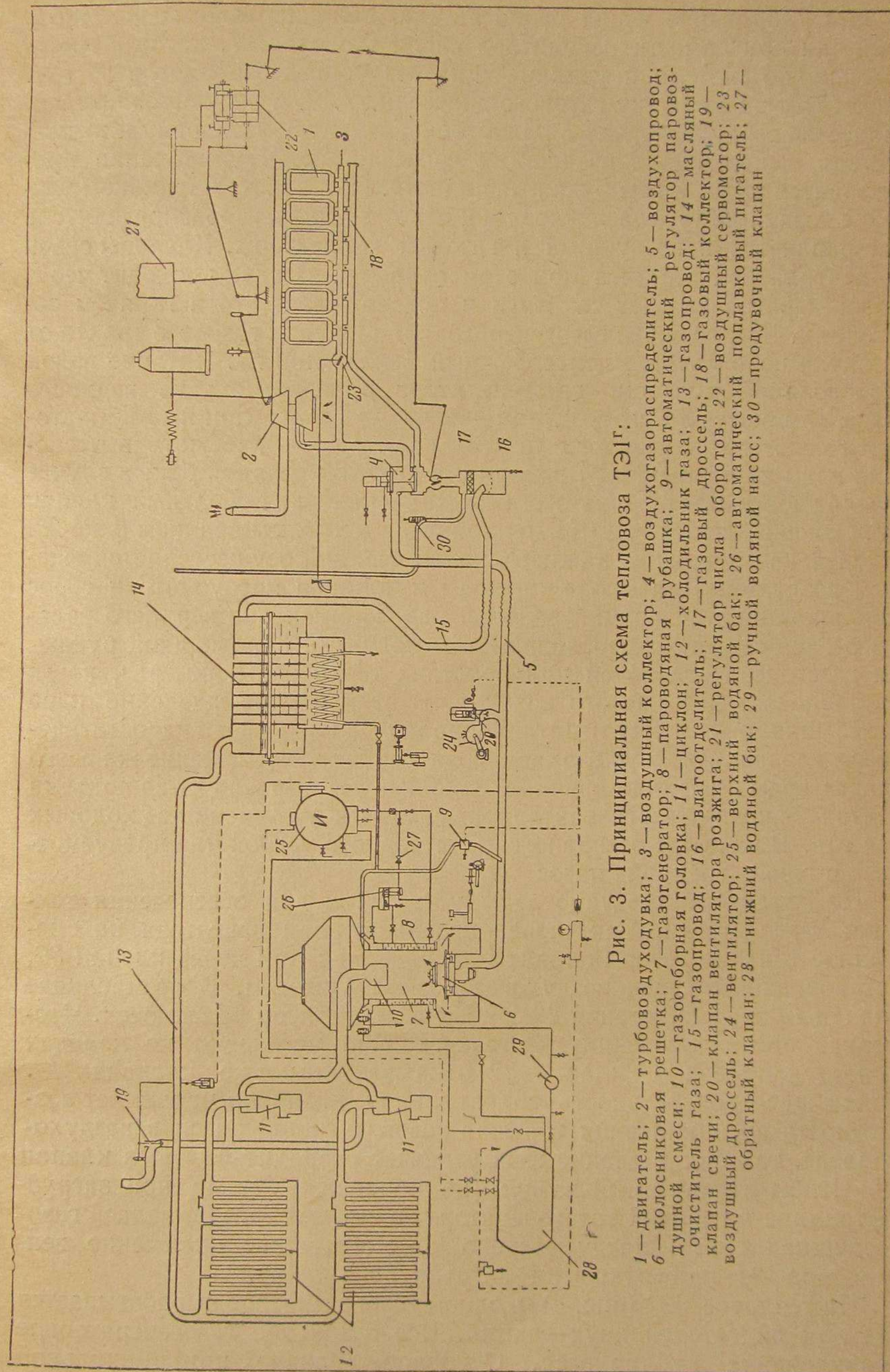


Рис. 3. Принципиальная схема тепловоза ТЭ1Г.

- 1 — двигатель; 2 — турбовоздуходувка; 3 — воздушный коллектор; 4 — воздухогазораспределитель; 5 — воздухопровод;
- 6 — колосниковая решетка; 7 — газогенератор; 8 — пароводяная рубашка; 9 — автоматический регулятор паровоздушной смеси; 10 — газоотборная головка; 11 — циклон; 12 — холодильник газа; 13 — газопровод; 14 — масляный очиститель газа; 15 — газопровод; 16 — влагоотделитель; 17 — газовый дроссель; 18 — газовый коллектор; 19 — клапан свечи; 20 — клапан вентилятора розжига; 21 — регулятор числа оборотов; 22 — воздушный сервомотор; 23 — воздушный дроссель; 24 — вентилятор; 25 — верхний водяной бак; 26 — автоматический поплавокный питатель; 27 — обратный клапан; 28 — нижний водяной бак; 29 — ручной водяной насос; 30 — продувочный клапан



Регулирование числа оборотов двигателя производится автоматически при помощи регулятора числа оборотов 21, который через рычажную систему и усиливающий воздушный сервомотор 22 воздействует на заслонку газового дросселя 17. Для регулирования количества воздуха, идущего на газогенераторную установку и в двигатель, используется воздушный дроссель 23. Регулирование производится вручную из будки машиниста. При работе на жидком топливе воздух из турбовоздуходувки через воздухогазораспределитель направляется в воздушный и газовый коллекторы. Клапаны свечи и вентилятора розжига при этом открыты. Воздух проходит через газогенератор за счет самотяги и поддерживает его в горячем состоянии. Для розжига газогенератора и продувки газового тракта от воздуха используется центробежный вентилятор 24. Питание водой пароводяной рубашки газогенератора производится из верхнего бака 25 емкостью 1 м<sup>3</sup> воздухом давлением 1,5 ат при помощи автоматического поплавкового питателя 26. Чтобы избежать вытеснения воды из пароводяной рубашки в верхний водяной бак, в случае прекращения подачи сжатого воздуха, установлен обратный клапан 27. Основной запас воды (4 м<sup>3</sup>) хранится в нижнем водяном баке 28.

Перекачка воды из нижнего бака в верхний осуществляется сжатым воздухом. Для экономии воды и топлива предусмотрен сброс излишков пара в нижний водяной бак. Применение верхнего водяного бака связано с необходимостью подпитки пароводяной рубашки газогенератора водой при простоях тепловоза в резерве, когда на тепловозе нет сжатого воздуха. В этом случае давление пара в рубашке отсутствует и питание происходит за счет гидростатического давления воды в верхнем водяном баке. Размещение же всего запаса воды в верхнем водяном баке нецелесообразно из-за подъема центра тяжести газогенераторной секции и ухудшения ее ходовых качеств. В качестве резервного питательного устройства предусмотрен ручной водяной насос 29.

На тепловозе предусмотрены устройства для обеспечения техники безопасности. Так, перед переключением двигателя на смешанное топливо газовый тракт продувается газом через клапан 30, установленный перед воздухогазораспределителем. В этом случае клапан 19 закрыт, клапан 20 открыт и вентилятор 24 включен. Чтобы газ при отключении газогенераторной установки не попадал в воздухопровод 5, клапан 20 открывается позже клапана 19. Такая последовательность срабатывания клапанов исключает возможность возникновения взрывов газовоздушной смеси в воздухопроводе, так как давление газа успевает разрядиться через клапан 19. Чтобы атмосферный воздух не попадал в бункер при загрузке топлива в горячий газогенератор и в нем не образовывалась газовоздушная смесь, предусмотрено автоматическое включение вентилятора 24 при открытии загрузочного люка.

На тепловое ТЭ4 (рис. 4) в одном газогенераторе вырабатывается газ для двигателей двух секций. Все остальное газогенераторное оборудование дублируется. Основное отличие принципиальной

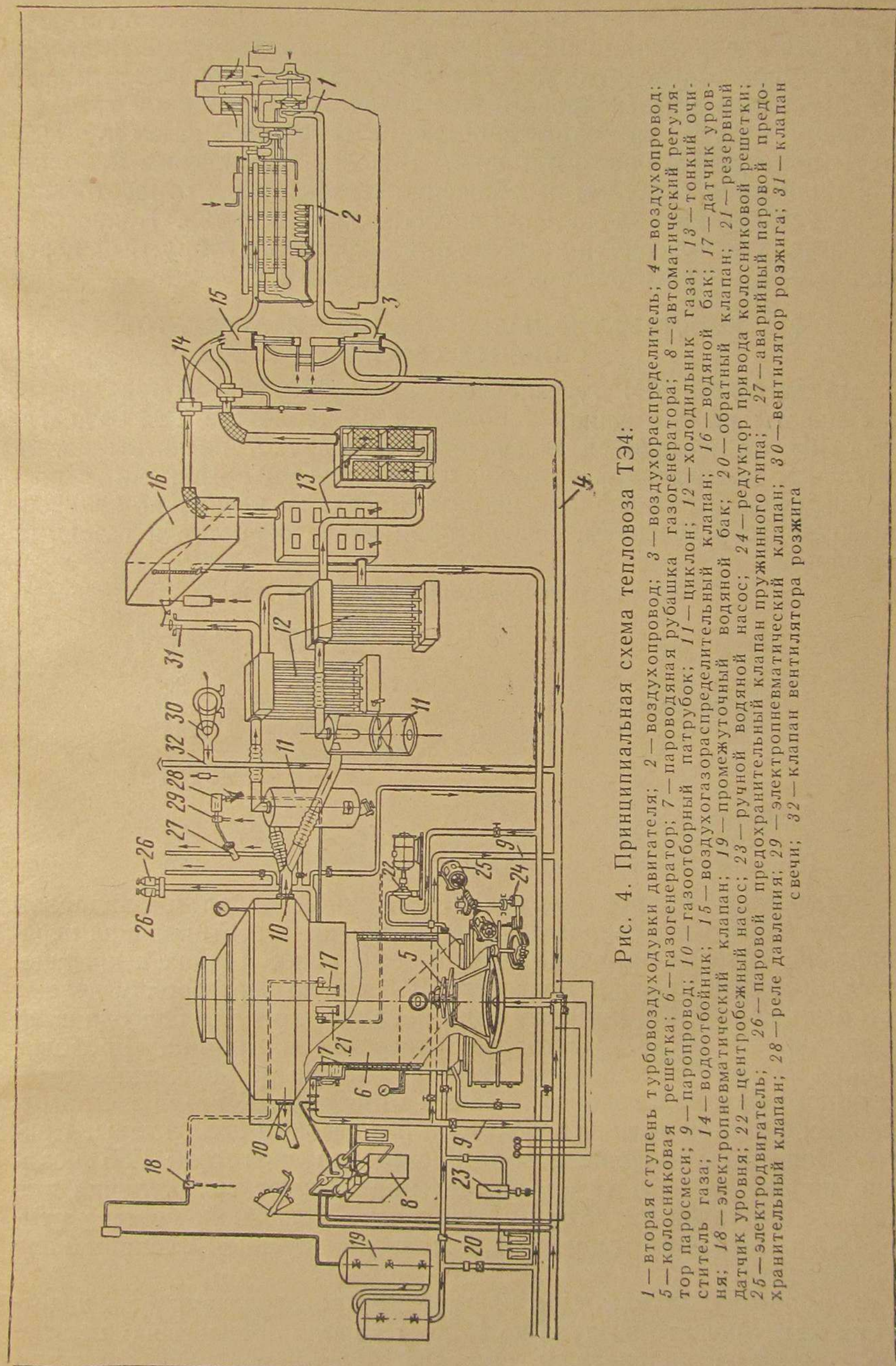


Рис. 4. Принципиальная схема тепловоза ТЭ4:

1 — вторая ступень турбовоздуходувки двигателя; 2 — воздухопровод; 3 — воздухопровод; 4 — воздухопровод; 5 — колосниковая решетка; 6 — газогенератор; 7 — пароводяная рубашка газогенератора; 8 — автоматический регулятор паросмеси; 9 — паропровод; 10 — газототборник; 11 — циклон; 12 — холодильник газа; 13 — тонкий очиститель газа; 14 — водоотбойник; 15 — воздухогазораспределительный клапан; 16 — водяной бак; 17 — датчик уровня; 18 — электропневматический клапан; 19 — промежуточный водяной бак; 20 — обратный клапан; 21 — резервный датчик уровня; 22 — центробежный насос; 23 — ручной водяной насос; 24 — редуктор привода колосниковой решетки; 25 — электродвигатель; 26 — паровой предохранительный клапан пружинного типа; 27 — аварийный паровой предохранительный клапан; 28 — реле давления; 29 — электропневматический клапан; 30 — вентилятор розжига; 31 — клапан свечи; 32 — клапан вентилятора розжига



схемы тепловоза ТЭ4 от ранее рассмотренной заключается в следующем. Для увеличения давления воздуха, направляемого в газогенератор, турбовоздуходувки дизелей оборудованы второй ступенью, что позволило компенсировать гидравлические потери по газовоздушному тракту, увеличить наполнение цилиндров газом и уменьшить присадки жидкого топлива. В целях увеличения наполнения цилиндров воздухом и снижения температуры отработавших газов установлен холодильник наддувочного воздуха. В качестве охладителя используется атмосферный воздух, эжектируемый через холодильник отработавшими газами двигателя.

#### § 4. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ АГРЕГАТОВ СИЛОВЫХ СЕКЦИЙ

На тепловозе ТЭ1<sup>г</sup> установлен дизель Д50, переоборудованный для работы на смешанном топливе, а на тепловозе ТЭ4 — двигатель Д55, отличающийся от двигателя Д50 двухступенчатым нагнетателем и охлаждением воздуха, цилиндры крышками с раздельными каналами для подачи газа и воздуха, несколько измененным газораспределением, регулятором числа оборотов и газовыми клапанами.

##### Фазы газораспределения двигателя Д55

	Воздушный клапан	Газовый клапан
Открытие до В. М. Т. . . . .	80°	20°
Закрытие после В. М. Т. . . . .	35°	35°
Продолжительность открытия . . . .	295°	235°
		Выхлопной клапан
Открытие до В. М. Т. . . . .		50°
Закрытие после В. М. Т. . . . .		40°
Продолжительность открытия . . . . .		270°

**Крышки цилиндров двигателя.** Впускной канал цилиндрической крышки двигателя Д50 разделяется на две части вертикальной перегородкой, которая приваривается в нескольких точках к крышке. У цилиндрической крышки двигателя Д55 такую перегородку делают при отливке (рис. 5), при этом один канал служит для подвода газа, а другой — воздуха. Через три отверстия в крышке проходят штанги толкателей клапанов. Изменено также расположение индикаторного канала и водоперепускных отверстий. К крышкам на отдельных фланцах крепятся воздушный и газовый коллекторы. Конструктивное выполнение газораспределения двигателя Д55 показано на рис. 6. Вал газораспределения 1 имеет три кулачка для каждого цилиндра. От этих кулачков через рычажную систему приводятся в движение выпускной, газовый и впускной клапаны каждой крышки.

**Турбовоздуходувка.** Для повышения производительности и давления наддувочного воздуха до 1,42—1,45 *ата* произведено изменение соплового аппарата и газового колеса турбовоздуходувки.

С этой же целью уменьшен на 20 мм внутренний диаметр выпускного коллектора. Новый сопловой аппарат имеет на выходе газов общее сечение 132—135 вместо 145 *см*<sup>2</sup>. Изменение сечения достигнуто за счет уменьшения внутреннего диаметра наружного кольца соплового аппарата и подгиба лопаток газового колеса. Диаметр газового колеса уменьшен на 6 мм. Турбовоздуходувка двигателя Д55 отличается, кроме того, наличием второго центробежного нагнетателя (рис. 7). Производительность первой ступени этой турбовоздуходувки — 4 900 *нм*<sup>3</sup>/*ч*, второй — 1 000 *нм*<sup>3</sup>/*ч*.

Этот нагнетатель служит для повышения давления воздуха после первой ступени на 0,12 *ат*. Корпус нагнетателя укреплен к турбовоздуходувке со стороны газового колеса.

**Воздушный холодильник** (рис. 8) предназначен для охлаждения воздуха, поступающего в двигатель Д55 после первой ступени нагнетателя. Холодильник имеет два коллектора, между которыми размещены трубки 3, по которым проходит наддувочный воздух.

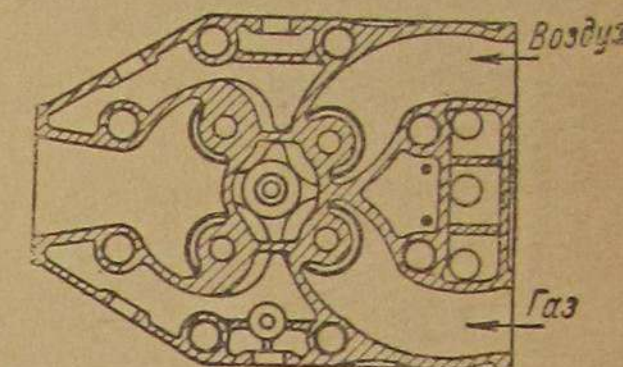


Рис. 5. Крышка цилиндра двигателя Д55

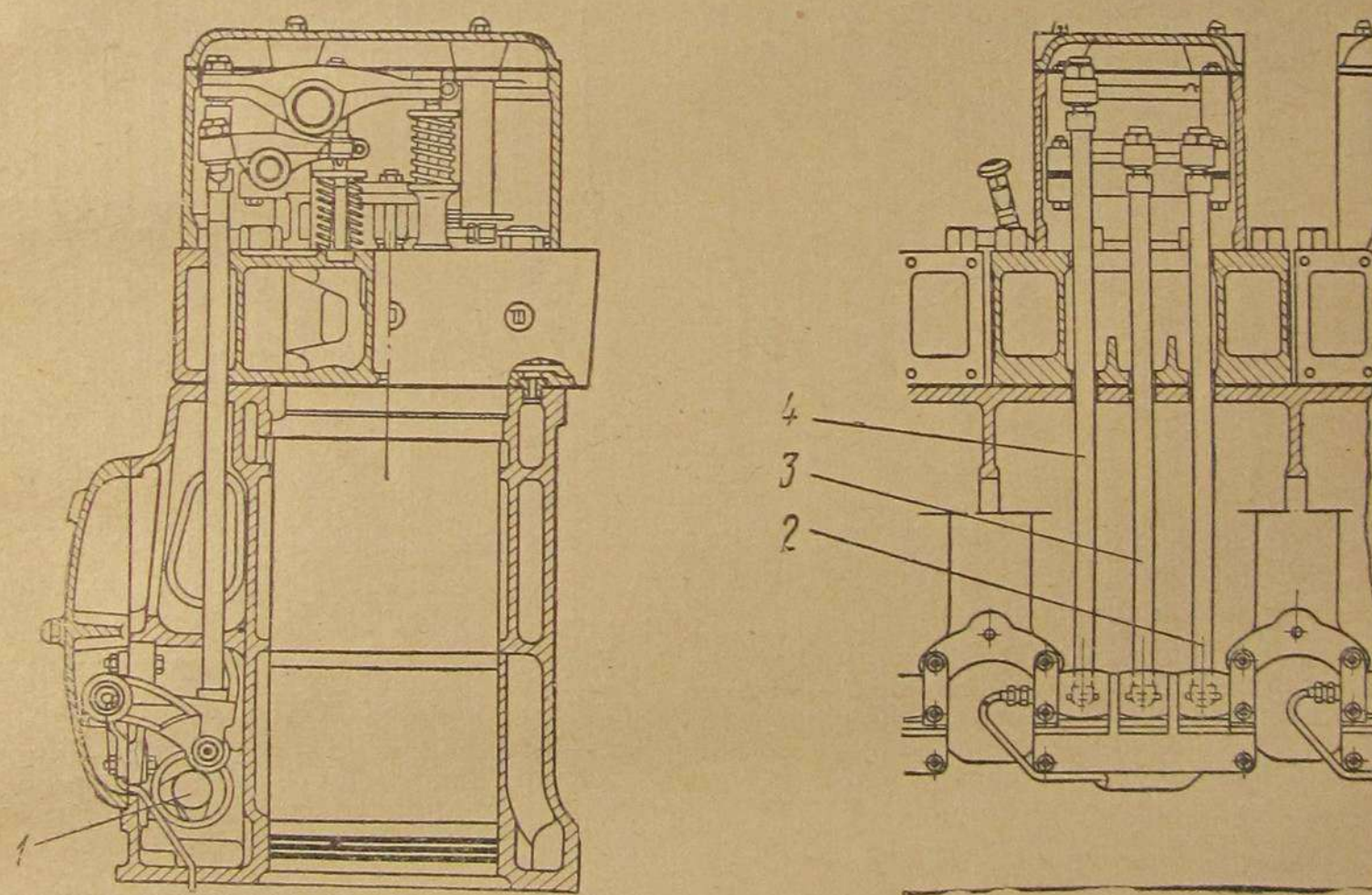


Рис. 6. Конструктивное выполнение газораспределения двигателя Д55: 1 — вал газораспределения; 2 — штанга толкателя воздушного клапана; 3 — штанга толкателя газового клапана; 4 — штанга толкателя выпускных клапанов

Воздух от нагнетателя первой ступени турбовоздуходувки подводится к одной части нижнего коллектора, проходит через половину трубок в верхний коллектор, затем через вторую половину трубок в другую часть нижнего коллектора, откуда направляется



в воздушный коллектор двигателя. Наддувочный воздух охлаждается наружным воздухом, эжектируемым через холодильник отработавшими газами. С этой целью в центре холодильника установлены конус 4 и выхлопная труба 5.

**Воздухогазораспределитель.** Этот агрегат предназначен для перераспределения наддувочного воздуха между двигателем и газогенераторной установкой, при работе двигателя на смешанном топливе.

На рис. 9 показан воздухогазораспределитель теплового двигателя ТЭ1<sup>г</sup>, работа которого происходит следующим образом. Когда шток 3 перемещен поршнем 7 сервомотора в нижнее положение и клапан 5 прижат к нижнему посадочному седлу; воздух,

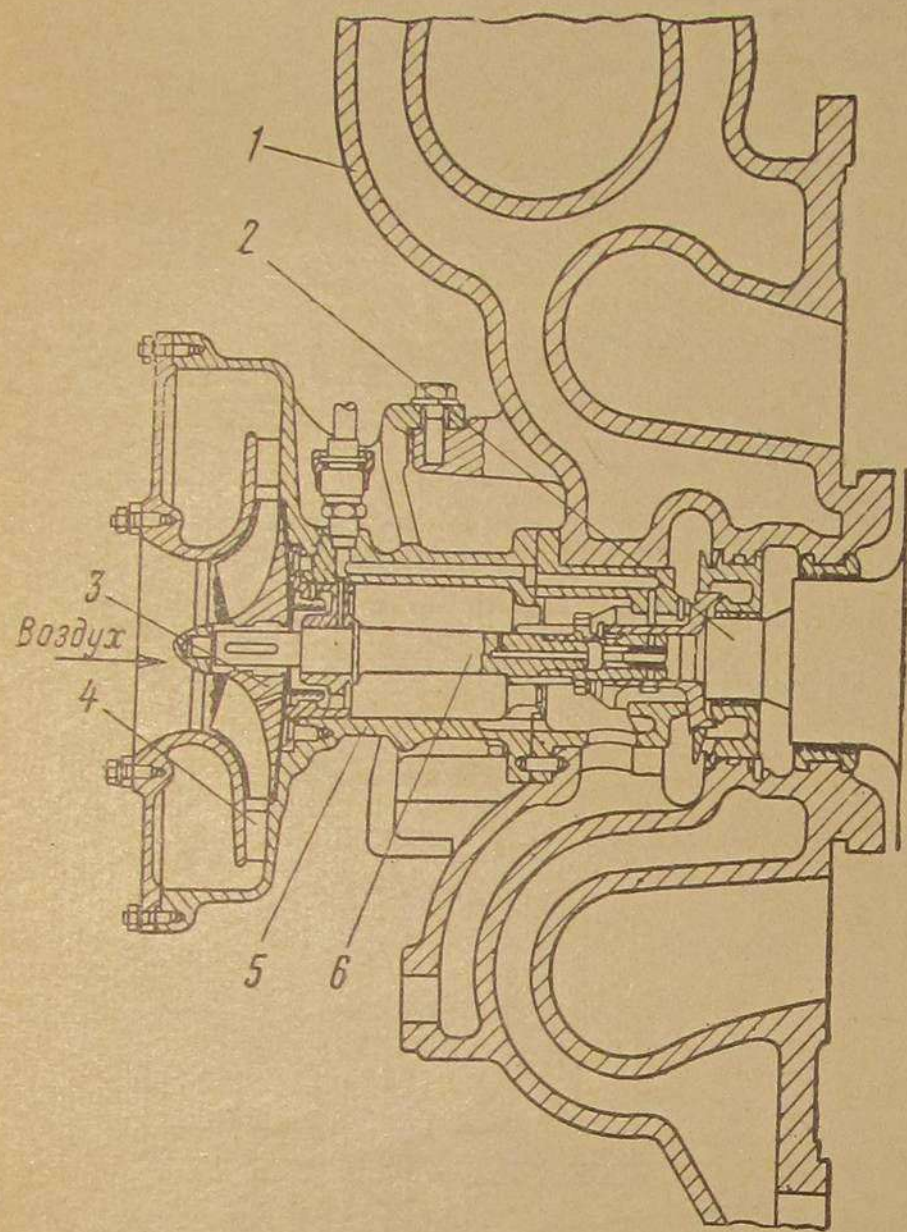


Рис. 7. Конструктивное выполнение двухступенчатого нагнетателя двигателя Д55:

1—корпус нагнетателя 1-й ступени; 2—ротор нагнетателя 1-й ступени; 3—колесо нагнетателя 2-й ступени; 4—диффузор нагнетателя 2-й ступени; 5—корпус нагнетателя 2-й ступени; 6—ротор нагнетателя 2-й ступени

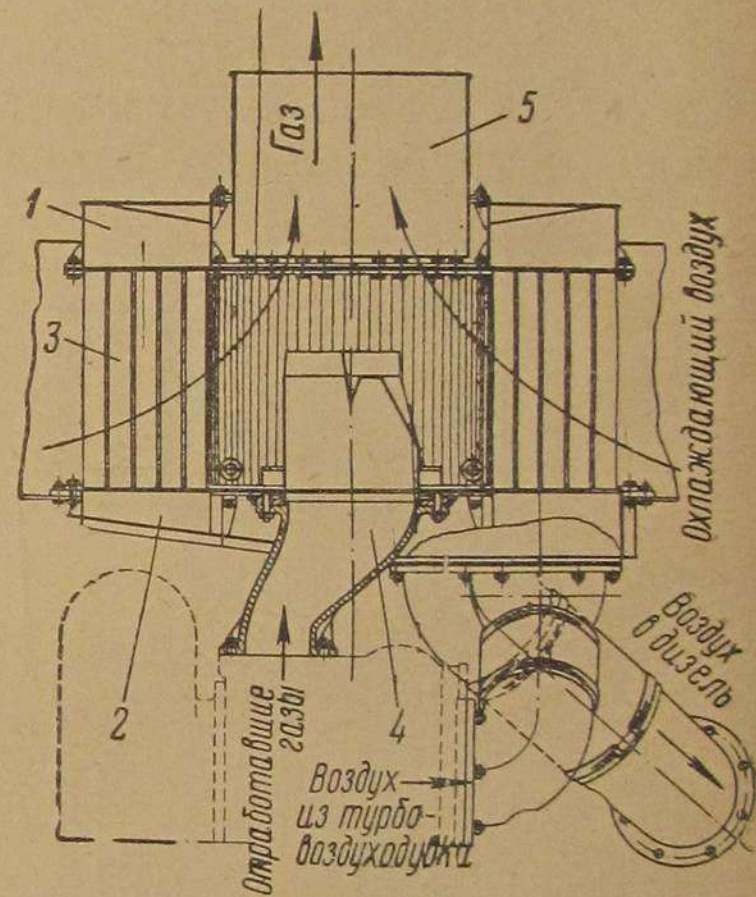


Рис. 8. Воздушный холодильник двигателя Д55:

1—верхний коллектор; 2—нижний коллектор; 3—трубчатая часть; 4—конус; 5—выхлопная труба

поступающий из турбовоздуходувки в патрубок 9, через патрубок 10 попадает в газовый коллектор двигателя; доступ воздуха на газогенераторную установку закрыт поршнем 4. В этом случае двигатель работает на жидком топливе. Если шток 3 переместится в верхнее положение, поршень 4 откроет доступ воздуху в патрубок 11, откуда он направится в газогенераторную установку.

Генераторный газ через отверстие 12 и патрубок 10 поступает в газовый коллектор двигателя; клапан 5, прижатый к верхнему

посадочному седлу, закрывает проход воздуха в газовый коллектор. В этом положении двигатель работает на смешанном топливе.

Предохранительный клапан 8 служит для защиты воздушного тракта турбовоздуходувки от разрушения при воспламенении газозоудной смеси, которая может возникнуть в случае пропуска газа клапаном 5 при нахождении его в нижнем положении.

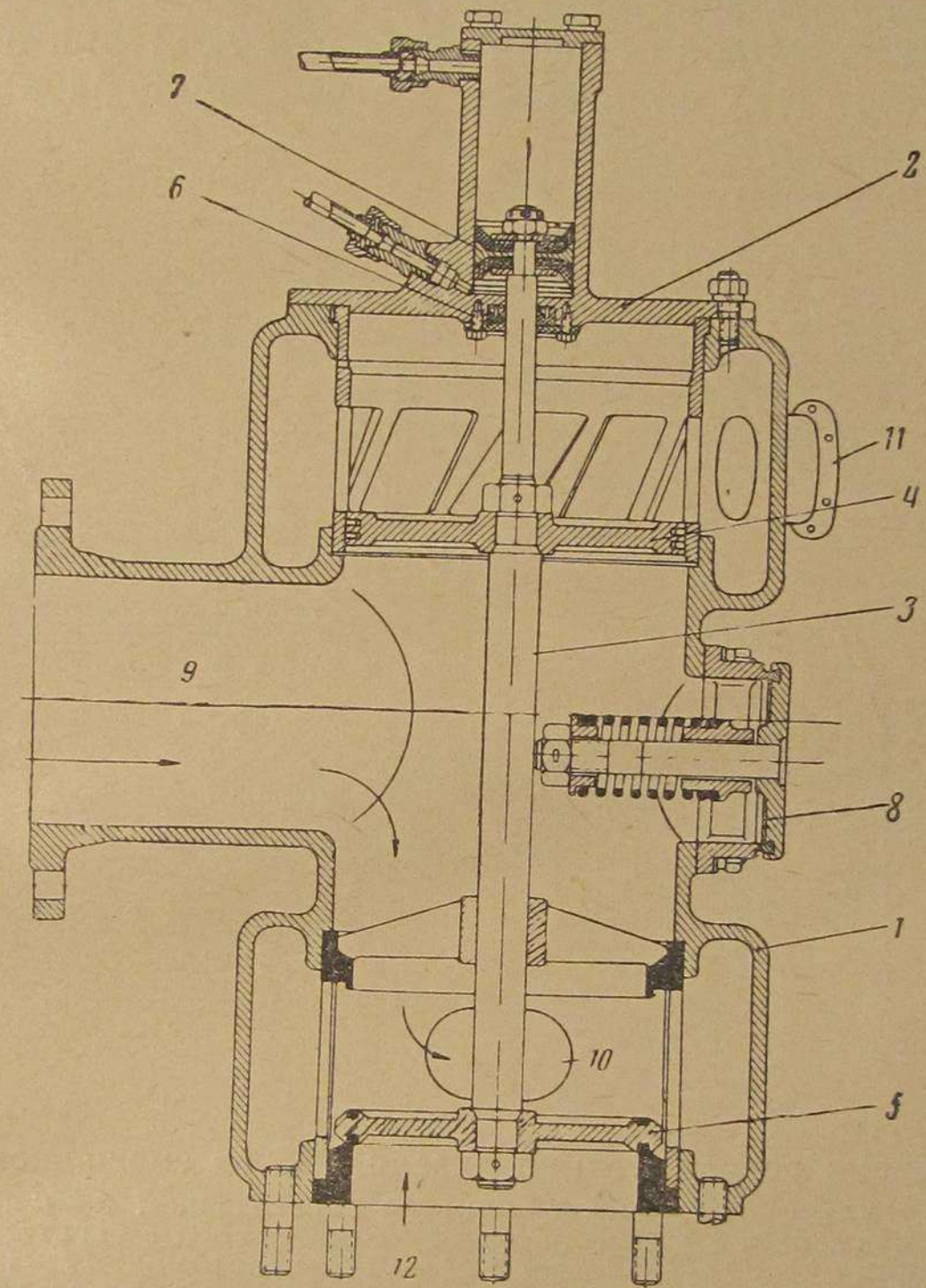


Рис. 9. Воздухогазораспределитель:

1—корпус; 2—цилиндр сервомотора; 3—шток поршня и клапана; 4—поршень; 5—клапан; 6—сальник; 7—поршень; 8—предохранительный клапан; 9—вход воздуха из турбовоздуходувки; 10—вход газа (или воздуха) в газовый коллектор; 11—патрубок подачи воздуха в газогенераторную установку; 12—вход газа из газогенераторной установки

Управление потоками воздуха и газа на двигателе Д55 осуществляется при помощи воздухогазораспределителя и воздухораспределителя.

Воздухогазораспределитель состоит из стального корпуса с двумя седлами и двустороннего самоустанавливающегося тарельчатого клапана со штоком. В патрубке распределителя размещается газовая заслонка, приводимая в действие от регулятора числа обо-



ротов. Движение клапана осуществляется от воздушного сервомотора. При подаче воздуха в цилиндр сервомотора происходит перемещение его поршня и самоустанавливающийся тарельчатый клапан садится на нижнее седло, открывая доступ газа из газогенераторной установки в газовый коллектор двигателя. Это положение соответствует работе двигателя на газе. При выпуске воздуха из цилиндра сервомотора клапан под действием пружины устанавливается в верхнее положение, закрывая доступ газа в двигатель и открывая доступ воздуха из второй ступени турбовоздуходувки в верхний газовый коллектор. Это положение соответствует работе двигателя на жидком топливе.

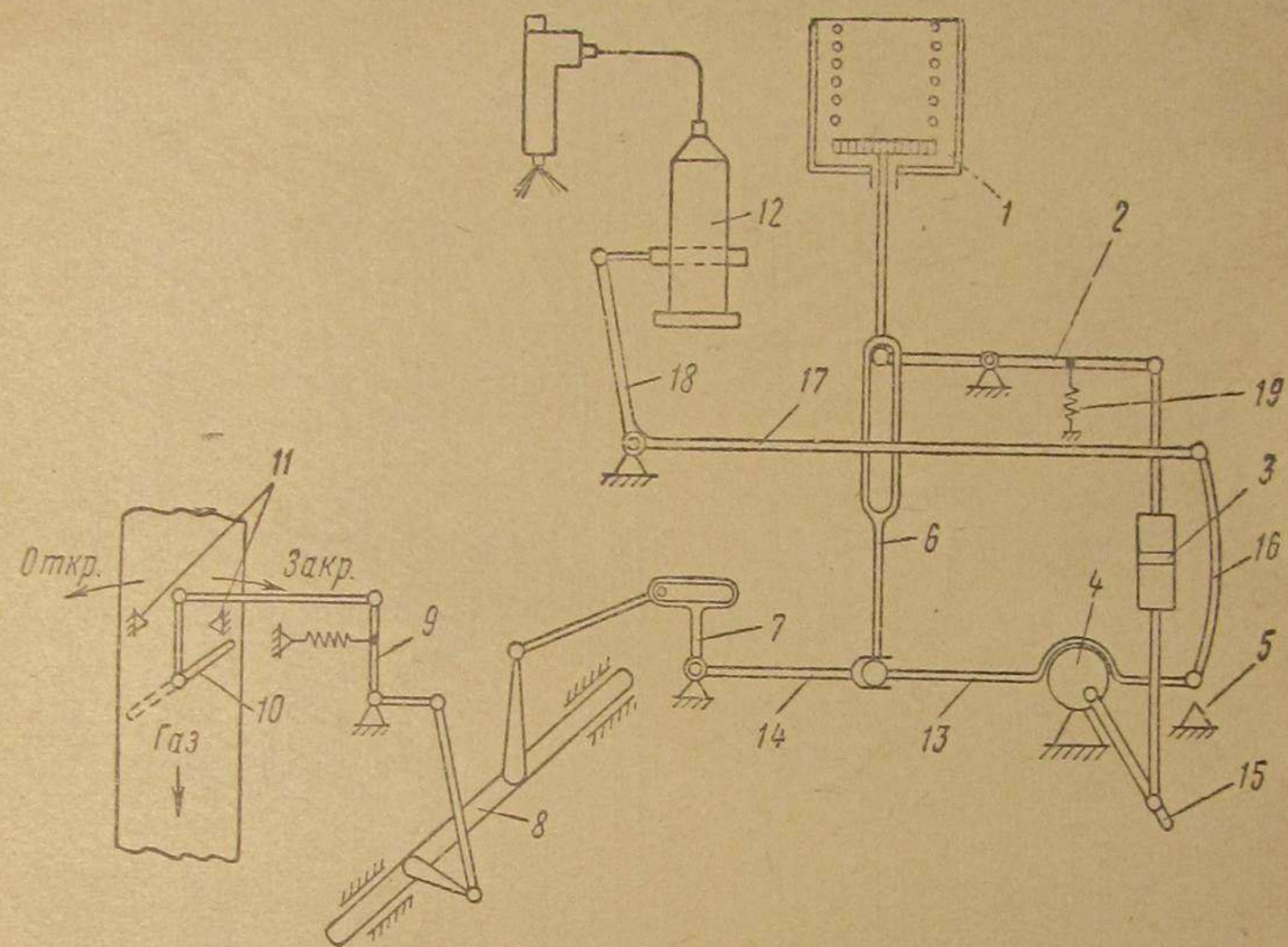


Рис. 10. Схема регулятора дизеля Д55 на смешанном топливе:  
1—сервомотор регулятора; 2—рычаг привода эксцентрика; 3—муфта; 4—эксцентрик; 5—упор максимальной подачи; 6—шток сервомотора с серьгой; 7—рычаг; 8—вал; 9—двуплечий рычаг; 10—заслонка; 11—упоры заслонки; 12—топливный насос; 13, 14, 15, 17, 18—рычаги; 16—тяга; 19—пружина

**Система регулирования подачи газа и жидкого топлива.** Для поддержания числа оборотов двигателя в необходимых пределах на газогенераторных тепловозах необходимо регулировать подачу жидкого топлива и газа.

Регулирование подачи газа и жидкого топлива осуществляется следующим образом: в начале открывается газовая заслонка, а подача жидкого топлива остается постоянной — наименьшей возможной, в последующем изменяется подача жидкого топлива, а газовая заслонка остается полностью открытой.

Этот принцип регулирования позволяет снижать до минимума в первую очередь подачу жидкого топлива при избытке теплового заряда по газу и компенсировать жидким топливом недостающий

тепловой заряд по газу для получения потребной мощности двигателя.

Принципиальная схема регулирования дизеля Д55 (рис. 10) показана в положении, когда двигатель не работает: рейки топливных насосов находятся на ограничителе наименьшей подачи жидкого топлива, а газовая заслонка закрыта.

Система состоит из: рычагов, управляющих подачей жидкого топлива, рычагов, управляющих подачей газа (поворотом газовой заслонки), и корректирующего механизма.

Работа системы регулирования происходит следующим образом. В нижнем крайнем положении штока сервомотора 6 рейки топливного насоса находятся в положении, обеспечивающем подачу в цилиндры запальной порции жидкого топлива (8-е деление на рейке), газовая заслонка 10 закрыта до упора и пружина заслонки растянута усилием пружины штока сервомотора. В этом же положении рычаг 15 эксцентрика находится в верхнем крайнем положении, а пружина 19 эксцентрика растянута. При перемещении штока сервомотора вверх на 9 мм пружина заслонки полностью открывает заслонку, а пружина эксцентрика, обеспечивая контакт рычага 2 с серьгой штока сервомотора 6, поворачивает эксцентрик до нижнего упора 5.

В этом случае ось вращения промежуточного рычага 13 перемещается по радиусу эксцентриситета. В результате при ходе штока сервомотора 9 мм выход реек топливного насоса не изменится и подача запальной порции жидкого топлива для установленного скоростного режима останется постоянной. В этом положении газовая заслонка полностью открыта. Для возможности поворота рычага 7 при перемещении штока сервомотора свыше 9 мм, когда газовая заслонка находится на упоре 11, рычаг 7 выполнен с прорезью.

При работе на жидком топливе и при запуске двигателя шток сервомотора проходит 9 мм вхолостую, после чего устанавливает необходимую подачу жидкого топлива. При переводе двигателя «на газ» регулятор числа оборотов автоматически, по мере поступления газа в двигатель, уменьшает подачу жидкого топлива сверх запальной порции и устанавливает необходимое положение газовой заслонки в зависимости от нагрузки двигателя. Если двигатель при полностью открытой заслонке не обеспечивает необходимой мощности, регулятор числа оборотов автоматически увеличивает количество подаваемого топливными насосами жидкого топлива.

## § 5. ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ СЕКЦИИ

Газогенераторные секции тепловозов ТЭ1Г и ТЭ4 представлены на рис. 11 и 12. На газогенераторных секциях смонтировано все газогенераторное оборудование тепловозов, а также размещены запасы топлива и воды. В средней части рамы секции расположен газогенератор прямого процесса с механическим золоудалением. На газогенераторной секции тепловоза ТЭ4 газ из газогенератора раз-



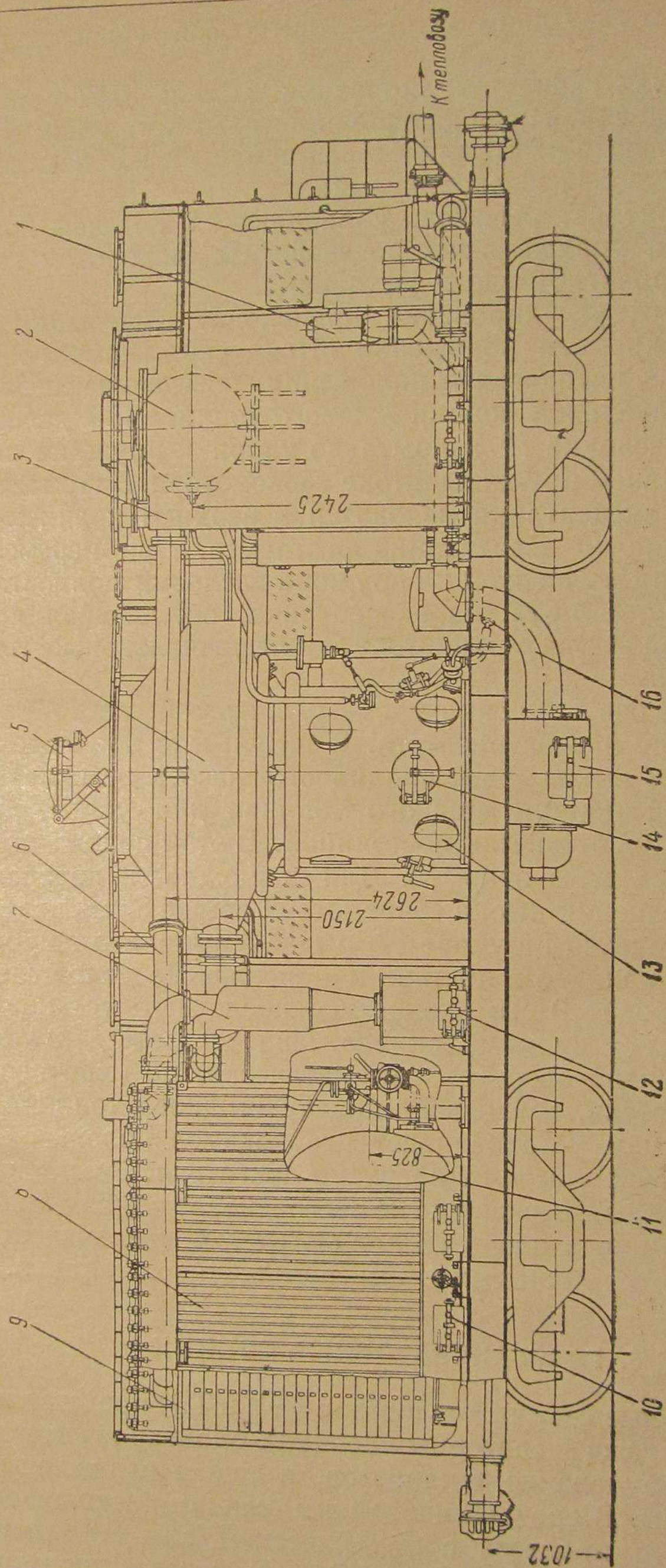


Рис. 11. Газогенераторная секция тепловоза ТЭ1Г:

1 — вентилятор розжига; 2 — верхний водяной бак; 3 — тонкий очиститель газа; 4 — газогенератор; 5 — загрузочный люк; 6 — газопровод; 7 — циклон; 8 — холодильник газа; 9 — жалюз; 10 — люки для очистки холодильников; 11 — нижний водяной бак; 12 — люк для очистки циклонов; 13 — люк для очистки рубашки от накипи; 14 — люк для розжига газогенератора; 15 — люк для очистки золовых карманов; 16 — труба для подвода воздуха

водится на две силовые секции, поэтому принято симметричное расположение оборудования. Оборудование размещено таким образом, что локомотивные бригады имеют возможность переходить из одной силовой секции в другую. Газогенераторное оборудование тепловозов было разработано на основании научно-исследовательских работ, проведенных ЦНИИ МПС, и опыта промышленности в этой области.

**Газогенератор.** Газогенератор состоит из трех основных частей: бункера, шахты и зольника с колосниковой решеткой. Запас топлива в бункере газогенератора на тепловозах ТЭ1Г — 5 т, ТЭ4 — 6,5 т. В тепловозных газогенераторах применено сухое золоудаление.

На рис. 13 представлена конструкция газогенератора тепловоза ТЭ1Г постройки 1954 г. Внутренний диаметр шахты газогенератора равен 1 200 мм. Для охлаждения внутренней стенки шахты и получения пара, необходимого для присадки в воздушное дутье, предназначена пароводяная рубашка 1. Для уменьшения уноса воды из пароводяной рубашки предусмотрен отбор пара в паросборник 2 из четырех точек парового пространства (наибольшая скорость отбора составляет 15 м/сек). Постоянный уровень воды в рубашке поддерживается автоматическим питателем и контролируется дистанционным сигнализатором уровня. Газогенератор оборудован двумя паровыми предохранительными клапанами.

Для компенсации разности деформаций внутренней и наружной стенок шахты, возникающих из-за разной степени нагрева, предусмотрен одноволновый компенсатор 3. По условиям упругой деформации компенсатора и прочности сварного шва по месту его приварки к наружной стенке шахты допускается относительное перемещение стенок 4,5 мм, что значительно выше наблюдаемых фактических деформаций. Применение компенсаторов на тепловозных газогенераторах дало возможность устранить образование трещин по месту приварки наружной обечайки и верхней горизонтальной стенки пароводяной рубашки, имевших место на первых опытных тепловозах, а также предотвратить образование выпучин на внутренней стенке шахты.

Для отвода газа из слоя топлива в верхней части шахты на двух поперечных балках установлена цилиндрическая газоотборная головка 4 с внутренним диаметром 500 мм.

Первоначально газогенераторы были оборудованы газоотборными головками конической формы с диаметром основания 500 мм. Для предотвращения выноса крупных кусков топлива из слоя они имели защитные чугунные решетки. В эксплуатации эти решетки забивались топливом и создавали большое сопротивление для прохода газа, а также часто прогорали. Чтобы определить эффективность предохранительных решеток, были проведены опыты, которые показали, что с учетом различной теплотворной способности исходного топлива и механического уноса действительные потери составляют с предохранительной решеткой 0,38—0,5%, без нее —



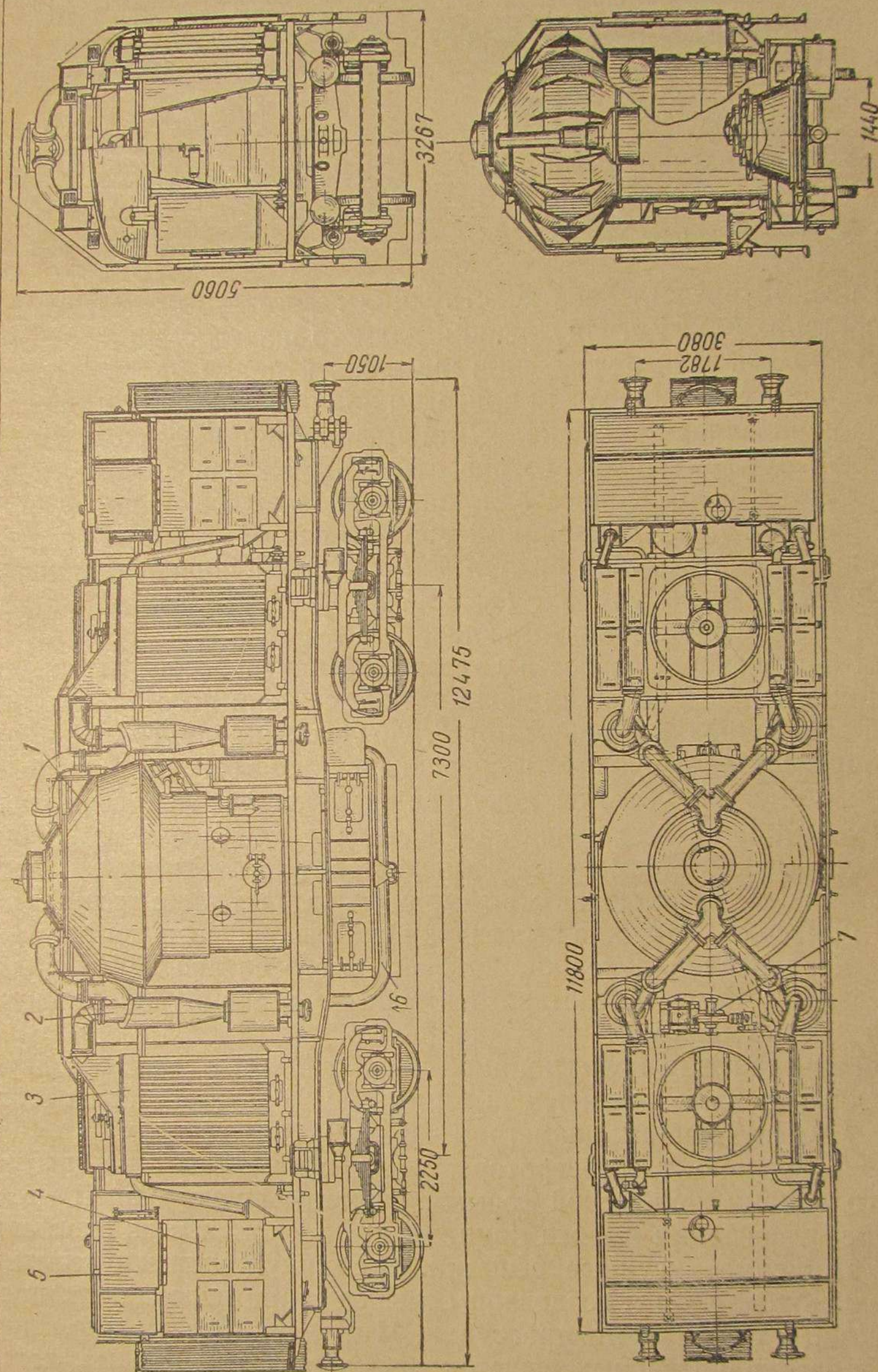


Рис. 12. Газогенераторная секция тепловоза ТЭ4:

1 — газогенератор; 2 — циклон; 3 — холодильник газа; 4 — тонкий очиститель газа; 5 — водяной бак; 6 — воздухопровод; 7 — вентилятор розжига

0,8%. Эти данные позволили поставить под сомнение целесообразность применения защитных решеток.

На основании расчетов было установлено, что при диаметре газоотборного устройства 500 мм, безусловно уносимые частицы имеют диаметр 0,68 мм, непосредственные же результаты стендовых и эксплуатационных испытаний показали, что в уносе имеются частицы диаметром до 5 мм.

Объясняется это тем, что скорость газа на выходе из слоя выше, чем внутри газоотборного устройства, так как слой топлива можно рассматривать как решетку с некоторым живым сечением. Если рассматривать слой топлива как решетку, состоящую из тел сферической формы, то живое сечение может быть оценено 9,7% (из геометрических построений). Следовательно, непосредственно на выходе газа из слоя могут иметь место скорости, достаточные для подъема крупных частиц топлива. Будучи подняты начальным по-

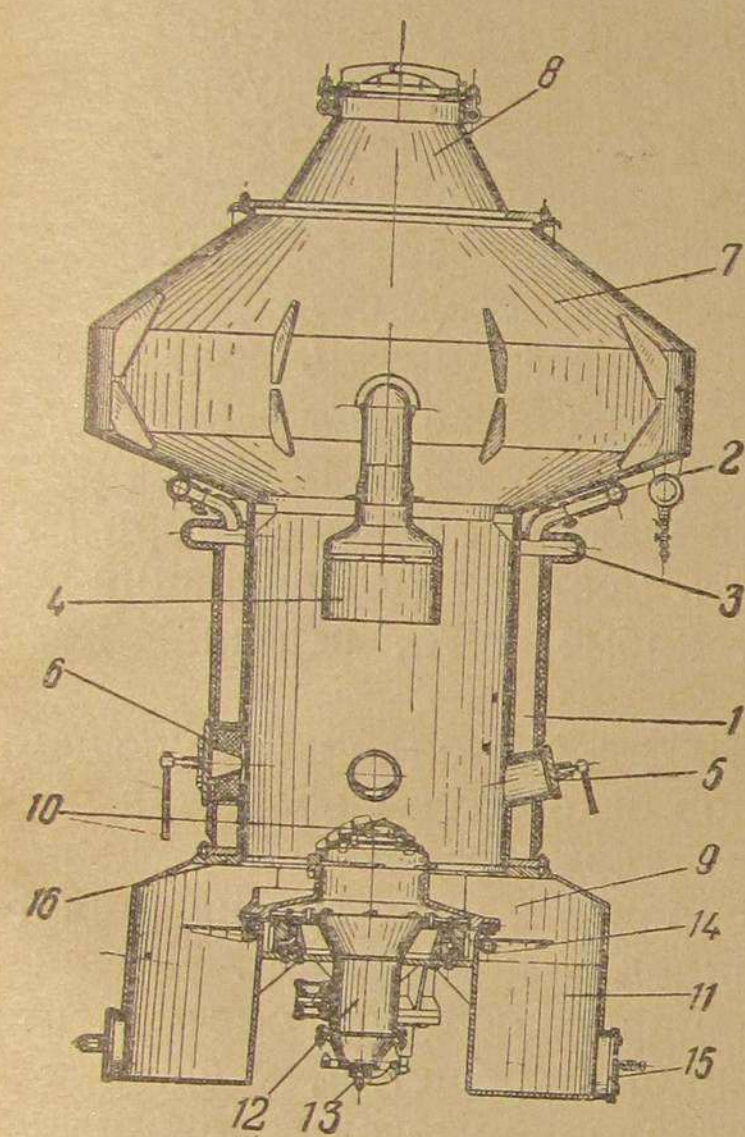


Рис. 13. Газогенератор тепловоза ТЭ1Г постройки 1954 г.:

1 — пароводяная рубашка; 2 — паросборник; 3 — компенсатор; 4 — газоотборная головка; 5 — шуровочный люк; 6 — люк для розжига газогенератора; 7 — буилер; 8 — загрузочное отверстие; 9 — зольник; 10 — колосниковая решетка; 11 — золотой карман; 12 — дутьевой стакан; 13 — водоспускной клапан; 14 — откидные полки; 15 — люк; 16 — верхний пояс зольника

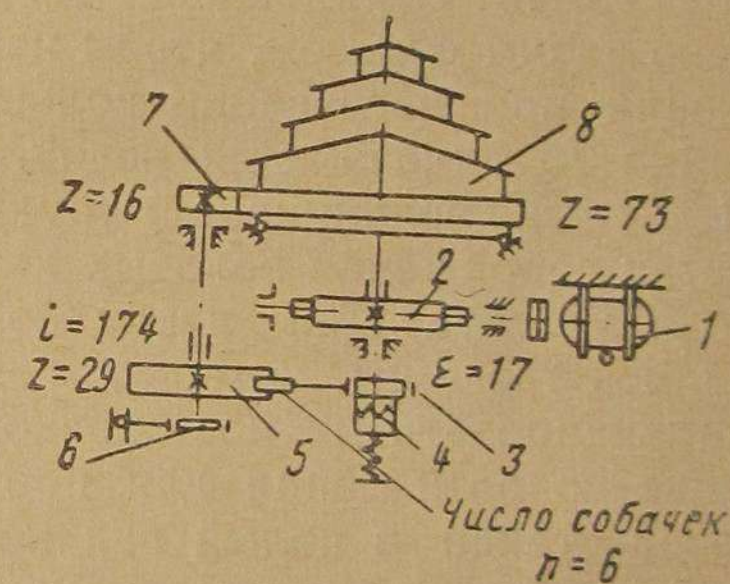


Рис. 14. Кинематическая схема привода колосниковой решетки газогенераторных тепловозов ТЭ1Г выпуска 1954 г.:

1 — электромотор; 2 — редуктор; 3 — эксцентрик; 4 — муфта максимального момента; 5 — храповой механизм; 6 — механизм свободного хода; 7 — зубчатая передача; 8 — колосниковая решетка

током газа, эти частицы попадают в надслойное пространство, где скорости уменьшаются, и частицы, имеющие размер больший, чем кусочки «безусловно уносимой мелочи», возвращаются в слой. Таким образом, над слоем топлива имеет место пульсационное движение частиц различного размера. Для того чтобы уменьшить вынос топлива из газогенератора, необходимо, чтобы высота цилиндрической части газоотборной головки превышала высоту подъема



частиц при пульсации, что и было выдержано в последующих конструкциях газоотборных устройств тепловозных газогенераторов.

В нижней части шахты имеются четыре шуровочных люка; один из них диаметром 350 мм предназначен для загрузки газогенератора шлаком и дровами перед растопкой. Для очистки пароводяной рубашки от накипи и шлама предусмотрены промывочные люки и два продувочных крана.

Топливо хранится в бункере. Загрузка бункера производится через отверстие 8, которое при работе газогенератора герметично закрывается крышкой.

Зольник газогенератора представляет собой единую сварную конструкцию 9. В зольнике на шариковой опоре размещена колосниковая решетка 10, служащая для распределения воздуха в слое топлива, дробления и удаления шлака в золовые карманы 11.

Подвод паровоздушного дутья к колосниковой решетке производится через дутьевой стакан 12, оборудованный водоспускным клапаном 13. Открытие этого клапана осуществляется рычажной передачей из помещения газогенераторной секции. Для саморазгрузки газогенератора от шлака и топлива в золовых карманах предусмотрены откидные полки 14. Удаление золы производится через люки 15. Сопряжение зольника с шахтой газогенератора выполнено таким образом, чтобы избежать местных концентраций напряжений при нагревании зольника, кроме того, верхний пояс зольника 16 охлаждается водой.

Недостатки зольника конструкции 1952 г. состояли в следующем. В местах сопряжения золовых карманов с корпусом зольника после года эксплуатации ввиду больших термических напряжений появились трещины, которые прогрессировали, несмотря на попытки ликвидировать их постановкой накладок и заваркой. Имелись большие сопротивления для прохода паровоздушной смеси через дутьевой стакан в полый вал колосниковой решетки, утечки воздуха по сальниковому уплотнению. Устранение утечек осложнялось трудностью доступа к сальнику: полки, будучи приварены к корпусу зольника, затрудняли разгрузку газогенератора через золовые карманы. Из-за перечисленных недостатков для тепловозов ТЭ1<sup>р</sup> выпуска 1954 г. был разработан зольник новой конструкции. Колосниковые решетки газогенераторов оборудованы механическим приводом (рис. 14).

Колосниковая решетка укреплена на большой шестерне, которая вращается на шарикоподшипниках. При номинальном числе оборотов электромотора решетка делает 1,5 об/ч. Изменение числа оборотов решетки осуществляется при помощи регулировочного реостата, расположенного в будке машиниста. Средняя величина выдачи шлака за один оборот решетки составляет 120 кг.

В эксплуатации слабым местом конструкции привода колосниковой решетки оказались храповой механизм и уплотнение вала ведущей шестерни. Неполадки в работе храпового механизма происходили из-за того, что собачки работают последовательно друг за дру-

гом, поэтому отказ в работе хотя бы одной из собачек приводил к разрыву кинематической цепи и остановке колосниковой решетки. Неудовлетворительное уплотнение вала ведущей шестерни порождало утечки воздуха из зольника, вследствие чего на трущиеся части попадала зола и в результате наблюдался повышенный износ.

На основе накопленного эксплуатационного опыта в 1958 г. была произведена модернизация газогенераторного оборудования тепловозов ТЭГ выпуска 1954 г. Наиболее крупными узлами, подвергшимися модернизации, были: привод колосниковой решетки и

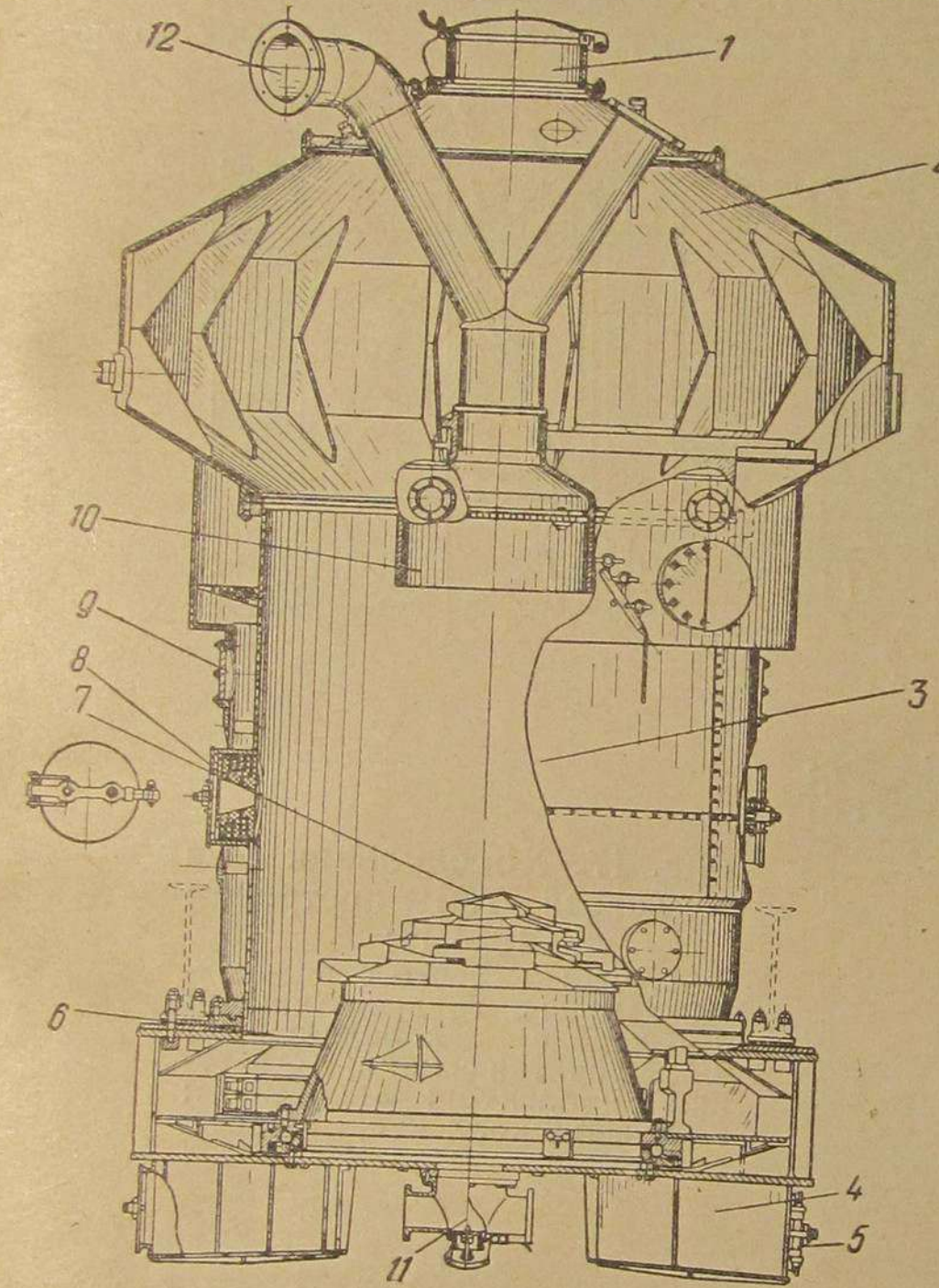


Рис. 15. Газогенератор тепловоза ТЭ4:

1 — загрузочный люк; 2 — бункер; 3 — шахта; 4 — золовые карманы; 5 — люк для удаления золы; 6 — зольник; 7 — колосниковая решетка; 8 — шуровочный люк; 9 — пароводяная рубашка газогенератора; 10 — газоотборная головка; 11 — дутьевой стакан; 12 — патрубок для отбора газа

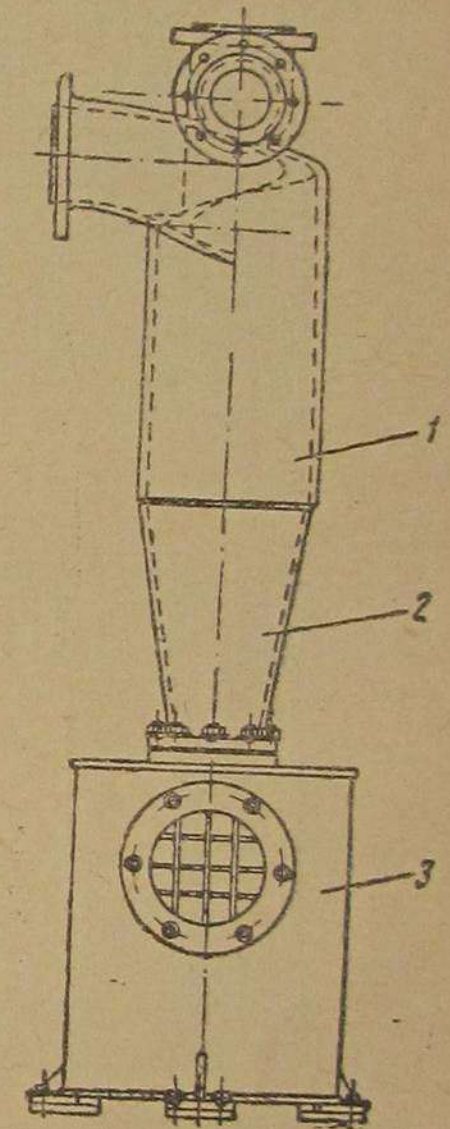


Рис. 16. Циклон тепловоза ТЭ1<sup>г</sup> постройки 1954 г.:

1 — корпус; 2 — конус; 3 — пылесборник

фильтр для тонкой очистки газа. Кроме того, была усовершенствована топливная система двигателя, что дало возможность снизить присадку жидкого топлива при работе на смешанном топливе. В новом приводе колосниковой решетки были использованы лучшие узлы, которые были установлены на тепловозах выпусков 1952 и 1954 гг. Часть узлов подверглась конструктивной переработке. Вместо шести собачек в храповом механизме были использованы две независимо работающие, в результате чего этот механизм стал более надежным



в работе. Для сохранения заданного передаточного числа одноступенчатый червячный редуктор был заменен двухступенчатым. Вал ведущей шестерни был надежно защищен от попадания золы при помощи резиновых уплотнительных колец. Во время испытаний тепловозов такая конструкция привода обеспечила надежную работу колосниковой решетки.

На рис. 15 представлена конструкция газогенератора тепловоза ТЭ4. Устройство газогенератора тепловоза ТЭ4 аналогично устройству газогенератора тепловоза ТЭГ. Внутренний диаметр шахты газогенератора равен 1 750 мм. Отличительной особенностью кон-

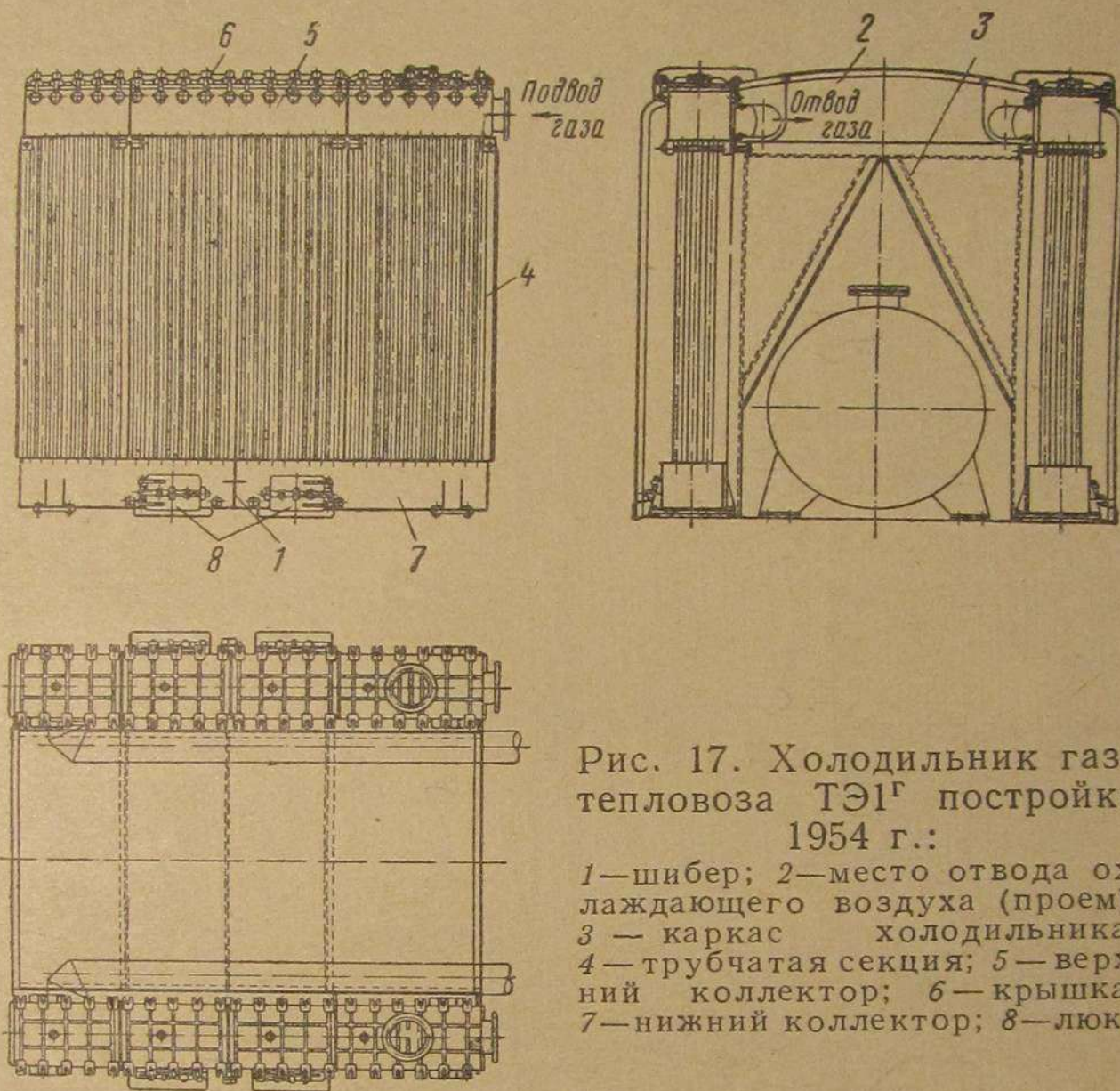


Рис. 17. Холодильник газа тепловоза ТЭ1Г постройки 1954 г.:

- 1—шибер; 2—место отвода охлаждающего воздуха (проем);
- 3—каркас холодильника;
- 4—трубчатая секция; 5—верхний коллектор; 6—крышка;
- 7—нижний коллектор; 8—люки

струкции является двойной подвод паровоздушной смеси к дутьевому стакану и двойной отвод газа из газоотборной головки.

**Циклонные очистители газа.** В результате стендовых и эксплуатационных испытаний газогенераторных тепловозов было установлено, что запыленность газа на выходе из газогенератора достигает  $2,5 \text{ г/м}^3$ .

Если непосредственно за газогенератором не обеспечить глубокой очистки газа от пыли, то она может выпасть в коллекторы холодильников. Так как объемы коллекторов незначительны, то это привело бы к необходимости частых остановок тепловозов для чистки. Кроме того, это могло также привести к быстрому эрозионному износу трубчатой части холодильников. Естественно, что такая конструкция газогенераторной установки не отвечала бы требованиям, которые предъявляются к локомотивным агрегатам. Поэтому непо-

средственно за газогенератором была предусмотрена установка циклонных очистителей горячего газа.

При создании газогенераторного оборудования были испытаны три типа циклонных очистителей: циклон с плоской верхней крышкой, циклон конструкции НИИОГАЗ и мультициклон. Вследствие того что мультициклоны при высокой эффективной очистке отличаются большими потерями напора, они оказались не подходящими для работы на тепловозных газогенераторных установках.

На газогенераторных тепловозах ТЭ1Г постройки 1954 г. было установлено два циклона с внутренним диаметром 350 мм конструкции НИИОГАЗ (рис. 16).

Эти циклоны отличаются от циклонов, установленных на первой партии тепловозов, конфигурацией, соотношением основных размеров и аэродинамикой потока газа, вследствие чего был достигнут высокий процент очистки газа (82—96%) в зависимости от нагрузки двигателя. Учитывая сравнительно непродолжительный срок службы циклонов прежней конструкции (10—12 месяцев) при толщине стенок корпуса 8 мм, циклоны были отлиты из стали с толщиной стенок корпуса 20 мм.

Для сбора уловленной пыли коническая часть циклона соединена с пылесборником. Чтобы предохранить обслуживающий персонал от действия высокой температуры, циклоны и газоподводящие патрубки на тепловозе были изолированы экранами. Такие же циклоны были применены и на тепловозе ТЭ4, где было установлено четыре циклона. Обмеры толщин стенок циклонов, произведенные при ремонте газогенераторного оборудования тепловозов выпуска 1954 г., показали, что скорость износа корпуса составляет 7 мм на 100 тыс. км пробега тепловоза.

**Холодильники газа.** В процессе газификации химическая энергия твердого топлива переходит в химическую энергию газа. К. п. д. этого процесса в тепловозных газогенераторах равен 70—75%. Потери с физическим теплом газа обычно составляют 10%, поэтому температура газа на выходе из газогенератора достигает 450—600° С. Для сохранения высокого коэффициента наполнения двигателя газ должен быть охлажден до температуры не выше 70° С. На газогенераторных тепловозах охлаждение газа производится в холодильниках путем передачи тепла окружающему воздуху.

На первых газогенераторных тепловозах был установлен пятизаходный трубчатый холодильник.

Охлаждение газа происходило за счет естественной конвекции окружающего воздуха. В связи с габаритными ограничениями трубные секции были скомпонованы так, чтобы по ходу охлаждающего воздуха располагалось пять рядов труб (два ряда прямых труб и три изогнутых). Общая поверхность охлаждения холодильника составляла  $111 \text{ м}^2$ .

В процессе испытаний было установлено, что при общем удовлетворительном охлаждении газа некоторые секции холодильников работали неэффективно.



В то время как удельный отвод тепла от наружных секций достигал 1 500—1 600 ккал/м<sup>2</sup>·ч, от внутренних секций он не превышал 500 ккал/м<sup>2</sup>·ч. Оказалось возможным сократить общую поверхность холодильников при сохранении постоянной конечной температуры газа, что было практически осуществлено на тепловозах ТЭ1Г выпуска 1954 г. Одновременно опыт эксплуатации показал, что в трубах холодильников постепенно происходит отложение пыли, прошедшей через циклоны, в результате чего ухудшается охлаждение газа. Отложению пыли способствует смачивание внутренних поверхностей холодильника конденсатом, который выпадает из газа в периоды отключения газогенераторной установки от двигателя. В связи с этим возникла необходимость в периодической очистке труб от отложений пыли. В рассмотренной конструкции холодильника эта операция вызывала затруднения из-за изгиба труб внутренних секций. Холодильник газа тепловоза ТЭ1Г выпуска 1954 г. (рис. 17) состоит из двух вертикальных трехрядных четырехзаходных трубчатых секций. Охлаждение газа достигается за счет естественной конвекции окружающего воздуха. Наличие трех рядов труб в секции позволило более эффективно использовать охлаждающую поверхность и несколько сократить число труб.

Поверхность холодильника составляет 96 м<sup>2</sup>. Регулирование охлаждения газа в зимний период осуществляется выключением части охлаждающей поверхности (при помощи шиберов 1 в нижних коллекторах), а также путем изменения количества воздуха, проходящего через холодильники (за счет жалюзи в боковых стенках кузова). Воздух, проходящий через холодильник, отводится в атмосферу через проем 2 в крыше кузова. Для организации движения охлаждающего воздуха и изоляции холодильника от рабочего помещения газогенераторной секции установлен каркас с кожухом 3, который одновременно служит для крепления теплообменников. Очистка секций 4 производится через верхние коллекторы 5, которые имеют съемные крышки 6. Удаление пыли из нижних коллекторов 7 осуществляется через боковые люки 8.

На тепловозе ТЭ4 установлено два холодильника газа. Холодильник состоит из двух вертикальных, четырехзаходных, трубчатых секций. Охлаждение газа в холодильнике происходит по схеме противотока. Поверхность охлаждения одной секции составляет 36 м<sup>2</sup>, общая поверхность холодильников составляет 144 м<sup>2</sup>, что соответствует примерно 0,055 м<sup>2</sup>/нм<sup>3</sup> охлаждаемого газа. Такое соотношение поверхностей охлаждения и расхода газа при свободной конвекции охлаждающего воздуха оказывается недостаточным (на газогенераторных ТЭГ выпуска 1954 г. этот показатель равен 0,08 м<sup>2</sup>/нм<sup>3</sup>), в связи с чем в холодильниках предусмотрено принудительное просасывание охлаждающего воздуха при помощи осевых вентиляторов. Вентиляторные колеса расположены в верхних частях холодильников и приводятся в действие электромоторами. Очистка холодильников от пыли производится таким же образом, как и на тепловозах ТЭГ.

## ГЛАВА II

### СТЕНДОВЫЕ И ПОЕЗДНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

#### § 1. ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ ТЭ1Г

Результаты испытаний газогенераторных тепловозов серии ТЭ1Г первых выпусков были опубликованы ранее [14]. У тепловозов выпуска 1954 г. был проведен ряд усовершенствований: повышено давление наддува (с 240—260 до 320—340 мм рт. ст.), улучшены система привода газовой заслонки и конструкция газоздушных клапанов, введена продувка газовой системы, модернизированы регулятор паросмеси, система очистки и охлаждения газа, привод колосниковой решетки и пр. Введенные усовершенствования должны были обеспечить более надежную работу узлов как силовой установки тепловоза, так и газогенераторной системы, снизить температуру отработавших газов и расход жидкого топлива.

Результаты испытаний тепловозов ТЭ1Г выпуска 1954 г. приведены в табл. 2 и 3.

Как показали испытания, тепловозы выпуска 1954 г. работали лучше тепловозов первых партий. На рис. 18 приведены температура и давление сгорания по двигателю, полученные при нормальном протекании теплового процесса и температуре наружного воздуха +35° С.

Исследованиями установлено, что при изменении наружной температуры на 1° температура газов по цилиндрам изменяется на 1,75°, а температура газов перед турбиной — на 2°, поэтому при температуре наружного воздуха 25° С температура отработавших газов по двигателю будет ниже на 15—20°. Таким образом, повышение наддува обеспечило снижение температуры отработавших газов на 20° С (на предельных нагрузках).

Расходы топлива в поездной работе при тягово-теплотехнических испытаниях газогенераторного тепловоза ТЭ1Г приведены в табл. 4, а также на рис. 19.

Из сравнения графиков, приведенных на рис. 19, видно, что на 7-м положении контроллера работа протекает во всем диапазоне



Результаты испытаний газогенераторного тепловоза ТЭ1<sup>Г</sup> на стенде (реостате) в депо Верхний Баскунчак, июль-август 1954 г.

Положение рукоятки контроллера	Мощность на клеммах генератора $P_1$ в квт	Расход жидкого топлива		Давления и сопротивления				Температура в °С				Калорийность газа в ккал/м <sup>3</sup>	Примечание				
		в кг/ч	в % к расходу топлива серийным тепловозом	в мм рт. ст.	нагнетателем $P_k$ за центробежным нагнетателем $P_k$ в атм	сопротивление газогенераторной установки $\Delta h^r$ в мм рт. ст.	сопротивление всего воздушного тракта $\Delta h$ в мм рт. ст.	в мм рт. ст.	в мм рт. ст.	в мм рт. ст.	в мм рт. ст.			в мм рт. ст.	в мм рт. ст.	в мм рт. ст.	в мм рт. ст.
8	540	32,3	19,1	54	296	1,49	44	57	512	615	36	{ 1110 1143 }					
8	480	22,25	14,5	47,5	256	1,38	41	54	490	586	36	1085					
8	429	19,4	14,0	45,2	209	1,31	32	59	468	542	38	{ 1209 1123 }					
8	320	17,6	15,7	39,7	178	1,27	25	60	445	505	36	{ 965 1189 1220 }					
8	287	17,7	17,0	38,2	156	1,24	25	54	422	472	38	{ 1236 1161 }					
8	595	28,4	15,5	59,2	327	1,48	47	66	515	615	16	{ 1162 1195 }					

7	260	15	16,2	42,6	140	1,22	27	47	413	465	35	{ 1087 1168 }	
7	338	14,1	12,7	41,7	153	1,24	24	43	445	513	40	{ 1091 1122 }	
7	390	14,1	11,5	45,5	165	1,25	25	44	464	537	40	1040	
7	440	14,3	10,5	46,1	186	1,28	30	42	483	570	40	{ 1240 1160 }	
7	486	28,4	19,2	56,2	254	1,38	40	50	475	583	16	1139	
6	406	16,1	13,1	54	214	1,32	33	38	451	551	30	1192	
6	318	12,15	12,1	47,6	157	1,24	24	42	439	507	30	{ 1275 1139 }	
5	305	10,1	11,0	42,5	140	1,22	25	30	420	514	29	{ 1147 1162 }	
3	175	5,62	10,6	29,3	69	1,12	11	21	354	420	27,5	{ 1268 1210 }	
8	600	—	—	52	333	1,48	—	—	515	595	28	Жидкое топливо	
8	555	—	—	—	310	1,47	—	—	505	608	16	Газ	
8	605	—	—	—	330	1,48	—	—	500	588	29	Жидкое топливо	



Положение ручек контроллера	Мощность на клеммах генератора	Давление воздуха перед газогенератором	Общее сопротивление	Давление газа на выходе из генератора	Сопротивление						Температура						Состав газа					Калорийность газа											
					газогенератора	циклонов	холодильника правого	холодильника левого	очистителя правого	очистителя левого	воздуха перед газогенератором	паровоздушной смеси	газа за газогенератором	газа за циклоном	газа за холодильником	газа за фильтром	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	CO <sub>2</sub>		O <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>							
$n_k$	$P_T$	$P_B$	$\Delta P_T$	$P_T$	$\Delta h_1$	$\Delta h_2$	$\Delta h_3$	$\Delta h_4$	$\Delta h_5$	$\Delta h_6$	$t_6$	$t_{пвс}$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	%					ккал/нм <sup>3</sup>											
квт	мм рт. ст.	мм рт. ст.	мм рт. ст.	мм рт. ст.	мм вод. ст.	мм вод. ст.	мм вод. ст.	мм вод. ст.	мм вод. ст.	мм вод. ст.	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C																
3	175	68	7	59	45	19	14	13	7	8	35	66	510	400	64	57	8,8	0,15	24,8	16,0	0,9	1 239											
5	305	141	16	125	92	39	31	26	16	20	48	64	550	450	80	53	8,7	0,2	24,8	14,8	0,2	1 145											
6	318	153	14	139	74	34	26	22	14	16	50	63	564	480	80	46	8,05	0,55	24,4	15,5	0,4	1 207											
6	406	189	20	171	131	49	37	37	19	20	57	62	560	460	64	45	8,4	0,4	24,3	16,5	0,3	1 192											
7	260	141	16	125	127	33	24	21	15	16	48	64	462	380	58	48	9,5	0,3	23,0	15,6	0,4	1 137											
7	338	151	16	139	87	39	33	23	16	16	50	70	550	460	94	62	10,0	0,7	21,7	15,0	0,7	1 107											
7	390	163	17	152	104	51	36	36	19	21	52	68	560	460	96	70	9,9	0,3	21,8	13,6	0,3	1 090											
7	440	183	17	165	109	51	34	33	20	23	56	68	570	460	92	74	7,5	0,25	26,5	14,3	0,3	1 200											
7	468	238	24	228	163	60	45	41	22	26	62	68	535	470	73	49	9,4	0,3	23,3	16,6	0,0	1 139											
8	287	147	17	136	114	40	30	25	15	18	49	64	500	430	76	50	9,6	0,0	25,2	15,9	0,2	1 200											
8	320	175	15	160	104	32	26	24	16	14	55	66	515	415	68	48	9,0	0,5	23,7	14,9	0,2	1 125											
8	429	208	21	191	167	47	33	32	21	22	61	67	480	390	74	54	8,6	0,2	24,6	14,3	0,4	1 154											
8	480	247	23	235	143	59	45	41	28	31	68	76	535	455	90	56	11,5	0,5	20,0	16,8	0,5	1 085											
8	530	269	24	236	176	61	48	44	26	26	69	72	535	455	84	56	9,6	0,47	22,7	15,5	0,4	1 128											
8	540	289	24	269	162	62	47	44	35	36	77	73	510	430	68	54	10,3	0,55	21,2	17,2	0,3	1 086											
8	595	320	28	288	206	62	47	46	24	28	69	70	535	450	57	48	9,2	0,6	23,4	16,7	0,5	1 179											
Средние																	9,4	0,4	23,4	15,6	0,4						—						1 150

мощностей с постоянной минимальной присадкой жидкого топлива; на 8-м положении контроллера этого не наблюдается; на 8-м положении контроллера получается кривая, фиксирующая минимальную присадку жидкого топлива при мощности 66—74% от номинального ее значения. Это указывает на недостаточное наполнение цилиндров двигателя газом вследствие наличия гидравлических потерь по газовоздушному тракту. Следует отметить, что на тепловозе ТЭ4 характер кривых расхода топлива на всех положениях контроллера и на всех мощностях имеет ту же форму, что и на 7-м положении контроллера тепловоза ТЭ1г.

Сопоставляя результаты реостатных и поездных испытаний, следует отметить существенную разницу в удельном расходе жидкого топлива: в то время как на реостатных испытаниях (табл. 2) расход жидкого топлива газогенераторным тепловозом по отношению к расходу жидкого топлива серийными тепловозами доходил до 10—11% и не превышал 19,2%, в поездных испытаниях (табл. 4) этот расход повысился до 20—28%. Из данных, приведенных в табл. 4, следует, что удельный расход жидкого топлива газогенераторным тепловозом непосредственно зависит от выполненной работы, веса поезда. Так, минимальные удельные расходы жидкого топлива получены в поездных испытаниях при весе поездов 1 700—1 800 т. Эти расходы составляли примерно 19—23% по отношению к фактическому расходу жидкого топлива на измеритель работы серийных тепловозов.

С уменьшением веса поезда удельные расходы жидкого топлива увеличивались; при весе поезда около 1 300 т расход составил 28—32%, а при весе поезда 550 т—57,2%.

Как видно из приведенных данных (табл. 4), в случае когда тепловоз использовался в резервных пробегах (вес поезда 50 т), удельный расход жидкого топлива резко повышался; в этом виде эксплуатационной службы экономия жидкого топлива уже оказывалась незначительной. Отмеченное объясняется тем, что на двигателях была сохранена без изменений серийная топливная аппаратура, вследствие чего, независимо от газового заряда, поступление жидкого топлива в дизель не могло уменьшаться менее той порции, которая в серийных тепловозах поступала при малых нагрузках или холостых ходах. Понятно, что использование газогенераторных тепловозов на этих частичных нагрузках (например маневровая служба, сборные поезда) не могло сопровождаться значительной экономией жидкого топлива. Для того чтобы газогенераторный тепловоз был экономичным как на больших, так и на малых нагрузках, необходимо было внести в дизель существенные изменения, например создание специальной топливной аппаратуры, обеспечивающей подачу весьма небольшой порции жидкого топлива лишь для запала газовоздушной смеси, или применить искровое зажигание. Такого рода исследования впоследствии явились работами по усовершенствованию газогенераторных тепловозов.



Основные показатели работы газогенераторного тепловоза ТЭ1Г, полученные при поездных испытаниях

Вес поезда в т	Длина плеча в км	Количество измерителей 10 <sup>4</sup> ткм брутто	Расход топлива						Расход воды в л		Q <sub>н</sub> <sup>р</sup> ккал/кг угля и его эквивалент Э	
			жидкого			твердого		всего	за опыт	на 1 кг натурального твердого топлива		
			натурного за опыт	натурного на измеритель 10 <sup>4</sup> ткм брутто в кг	условного 7 000 ккал/кг на измеритель 10 <sup>4</sup> ткм брутто в кг	в % к фактическому расходу тепловозами ТЭ1	натурного за опыт в кг					условного (7 000 ккал/кг) на измеритель 10 <sup>4</sup> ткм брутто в кг
1 650	101	16,65	83,3	5	7,15	20,8	1 075	59,8	66,95	960	0,89	Q <sub>н</sub> <sup>р</sup> = 6 472 ккал/кг, Э = 0,925
1 305	101	13,2	74,8	5,67	8,1	23,5				855		
1 820	101	18,4	103,5	5,63	8,05	23,4	4 175	57,5	65,5	845	0,755	
1 720	119	20,5	94,6	4,62	6,6	19,2				790		
1 276	119	15,2	103	6,78	9,7	28,2				660		
1 490	101	15,05	93,3	6,2	8,87	25,7				650		
1 630	101	16,45	99	6,02	8,61	25	3 800	65,8	76,6	870	0,78	
550	119	6,55	90,5	13,8	19,7	57,2				655		
1 300	119	15,45	120,7	7,82	11,2	32,5				780		
50	119	—	80,7	—	—	96,7	950			680		
50	119	—	48,2	—	—	58				525	1,27	
Всего	137,45	862,7	6,27	8,96	26	9 050	64,6	73,56	7 065	0,78	—	

Кроме отмеченного, вторым обстоятельством, влияющим на увеличение расхода жидкого топлива в поездной работе по сравнению с реостатными испытаниями, является еще недостаточная тепловая гибкость газогенераторной установки, ее тепловая инертность.

В условиях переменных нагрузок, которые характерны для поездной службы локомотива, газогенератор должен практически мгновенно обеспечивать приготовление различного количества газа постоянного качества. Известно, что стационарные газогенераторы отличаются весьма большим промежутком времени, необходимым для изменения теплового режима; разработанные газогенераторные установки для тепловозов в тепловом отношении были значительно более совершенны; однако эксплуатационная практика показала, что для более полного согласования работы локомотивного двигателя и газогенератора необходимо дальнейшее снижение тепловой инерции, что и явилось предметом дальнейших исследований, поставленных в ЦНИИ МПС.

Диаграмма расхода жидкого топлива в поездных испытаниях при движении с поездами нормального веса (1 300—1 700 т) представлена на рис. 20. Наибольший расход получен в пути следования; на разгон (периоды стабилизации газогенераторного процес-

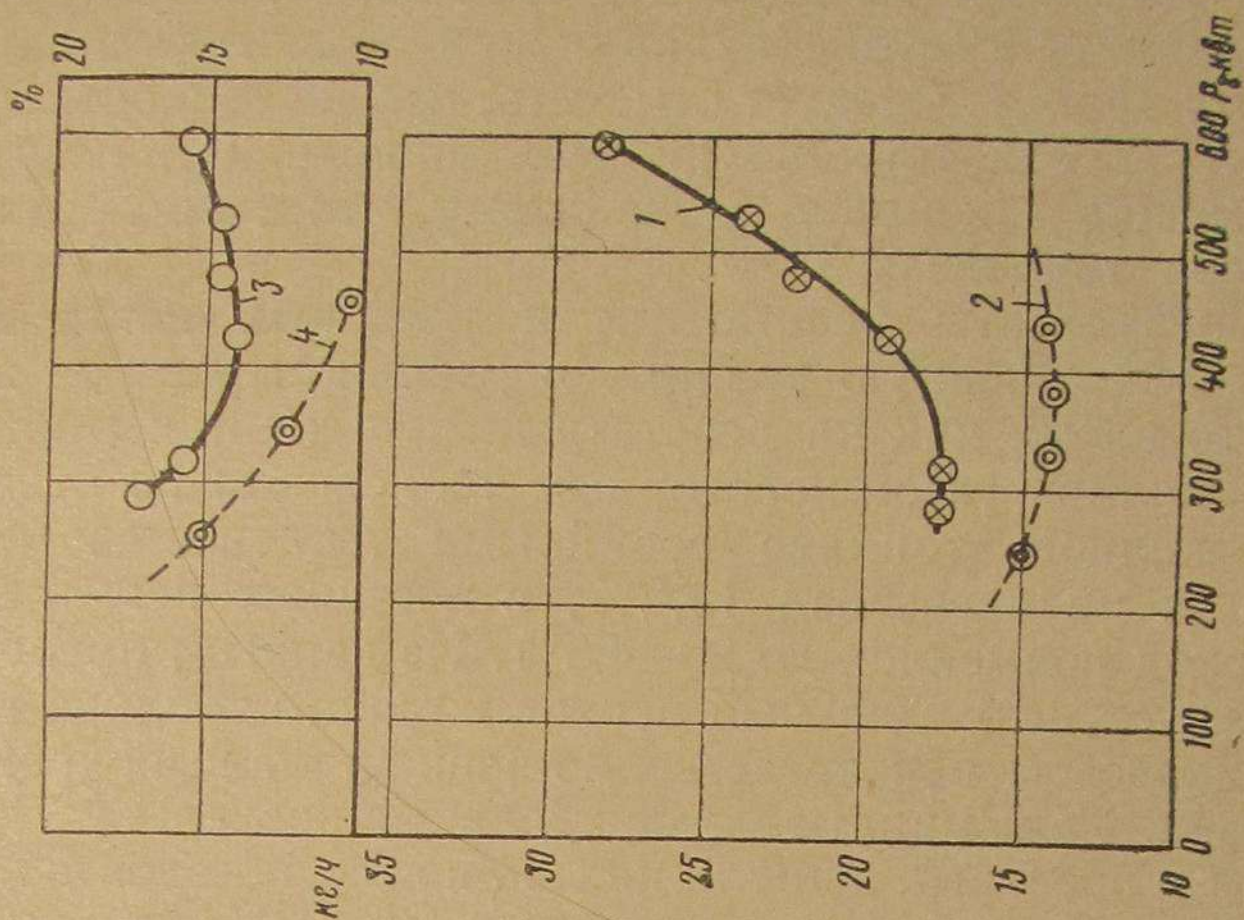


Рис. 19. Изменение расхода топлива при работе по нагрузочным характеристикам: 1 — в кг/ч ( $n_k = 8$ ); 2 — в кг/ч ( $n_k = 7$ ); 3 — в % от расхода серийными тепловозами ( $n_k = 8$ ); 4 — то же ( $n_k = 7$ )

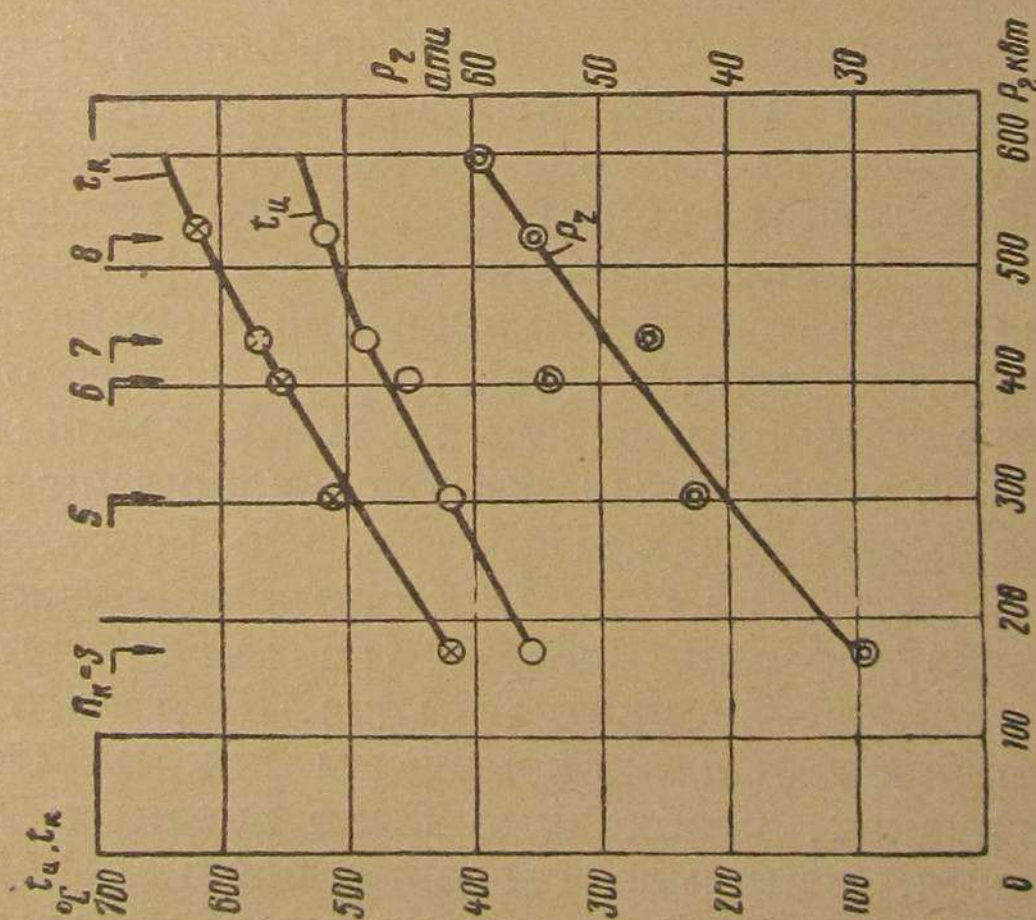


Рис. 18. Изменение показателей работы двигателя по тепловозной характеристике ( $t_0 = 35^\circ\text{C}$ ): Pz — давление сгорания; tц — температура отработавших газов в выпускных патрубках; tк — то же перед турбиной



са), на стоянки в депо, маневры до отправления поезда, на стоянки по промежуточным станциям израсходовано около 30% всего расхода жидкого топлива.

## § 2. ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ТЕПЛОВОЗА ТЭ4

### Стендовые испытания

В главе I «Конструкция газогенераторных тепловозов» описаны отличительные особенности конструкции дизеля Д55 и газогенераторного оборудования тепловоза ТЭ4. Ниже приводятся основные результаты испытаний, которые проводились при нагрузке каждого двигателя 400, 600 и 1 000 э. л. с.

В результате применения повышенного наддува, охлаждения воздуха, поступающего в двигатель, установки ширменных клапанов и улучшения газораспределения тепловой процесс двигателей, примененных на тепловозах ТЭ4, по сравнению с тепловым процессом двигателей тепловозов ТЭ1Г несколько улучшился. Давления сгорания, полученные при испытаниях, оказались на вполне допустимом уровне, температура отработавших газов снизилась и достигала 490—500° С при максимальной мощности.

В то же время при смене режима работы двигателей все еще отмечалась неравномерность температур по цилиндрам и секциям. Как правило, равенство температур по цилиндрам на одних режимах нарушается при переходе на другие режимы. В двигателях смешанного топлива температуры отработавших газов весьма резко изменяются при незначительном изменении коэффициента избытка воздуха или реализуемой мощности.

Опыты показали, что при работе на максимальной позиции контроллера снижение реализуемой мощности двигателя на 28% сопровождалось снижением средней температуры отработавших газов по цилиндрам на 50—65° С, а при снижении коэффициента избытка воздуха на 8% температура в среднем повысилась на 40—50° С; при этом разность температур по цилиндрам была неодинакова.

В процессе испытаний тепловоза ТЭ4 исследовалось изменение давлений и температур воздуха и газа во всех элементах газосиловой установки (рис. 21). Жирными линиями показано давление воздуха (в мм рт. ст.) в системе, а тонкими — его температуры. Атмосферный воздух в первой ступени воздухоподготовки сжимается при  $n_k = 16$  до 275—280 мм рт. ст.\*, во второй ступени — до 330—370 мм рт. ст. Гидравлические сопротивления газогенераторной установки снижают давление на 75—112 мм рт. ст.; в результате этого давление газа в газовом коллекторе получается равным примерно 258—260 мм рт. ст.; на том же рисунке показано изменение давления воздуха при работе на  $n_k = 12$  и  $n_k = 8$ . Как видим из

\* Первоначально тепловоз ТЭ4 был оборудован 8-позиционным контроллером машиниста; в период модернизации этого тепловоза (1955 г.) был установлен 16-позиционный контроллер.

кривых, при работе на максимальной мощности давление воздуха во второй ступени повышается на 55—90 мм рт. ст. С уменьшением нагрузки степень сжатия воздуха во второй ступени нагнетателя снижается. Давление воздуха во второй секции больше, чем в первой, что можно объяснить разной характеристикой турбовоздуходувки и различием в снимаемой мощности двигателями каждой секции. Температура воздуха после его сжатия в первой ступени на

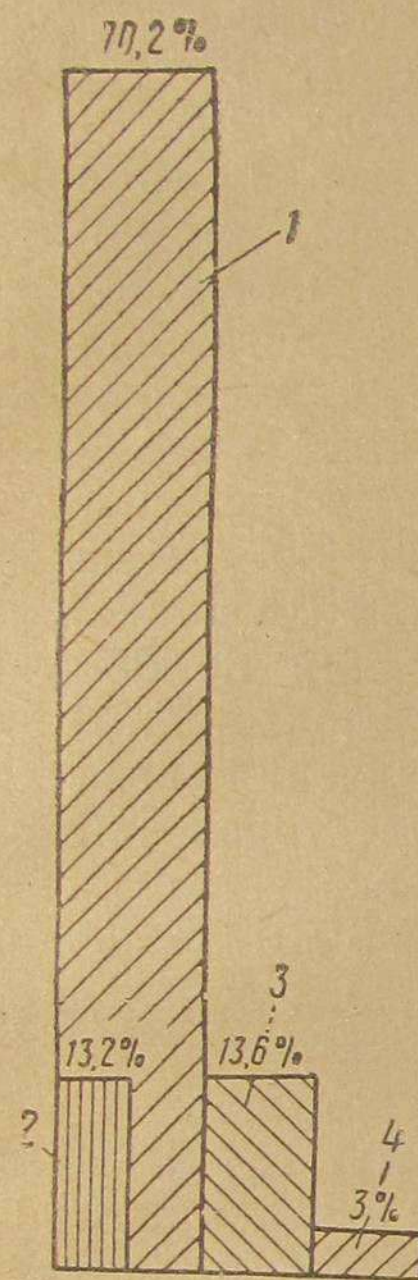


Рис. 20. Распределение расхода жидкого топлива газогенераторным тепловозом ТЭ1Г (опытные поездки):

1 — расход в пути следования; 2 — расход в депо; 3 — расход на маневрах до отправления поезда; 4 — стоянка на промежуточных станциях

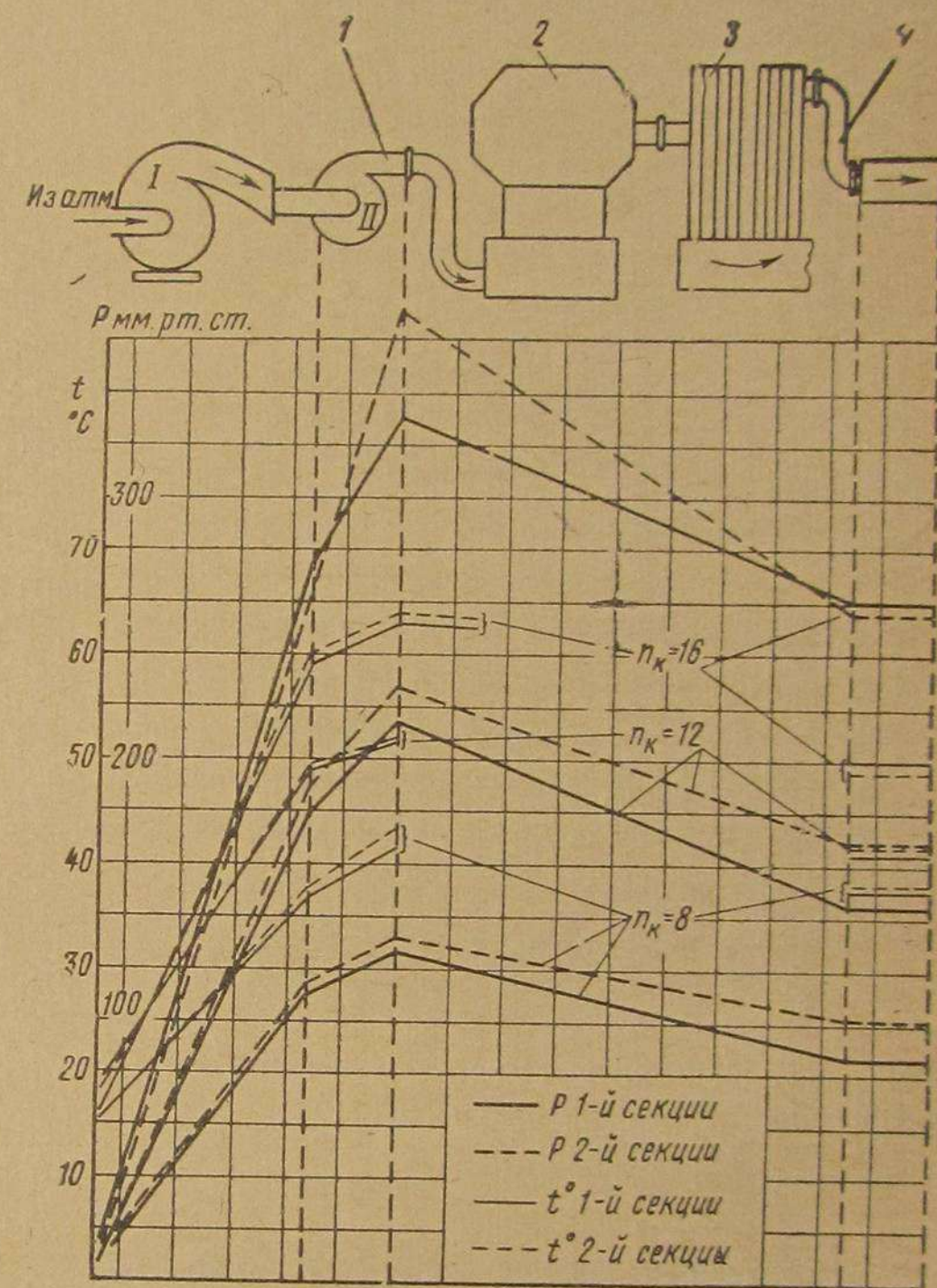


Рис. 21. Температура и давление в системе питания газом двигателя тепловоза ТЭ4: 1 — во воздухоподготовке; 2 — газогенератор; 3 — холодильный; 4 — газовый коллектор

16-й позиции достигала 48—50° С, вторая ступень сжатия дополнительно повышала температуру примерно на 15—16° С. Температура генераторного газа перед двигателями при максимальных нагрузках не превышала 48—50° С. Такие температуры газа следует считать вполне приемлемыми.

Воздух, поступающий из турбовоздуходувки в двигатель, предварительно охлаждался в воздуховоздушном холодильнике эжекционного типа (охлаждающий наружный воздух эжектировался выхлопными газами). Испытания показали, что холодильник созда-



вал дополнительные гидравлические потери при работе на 16-й позиции 16—12 мм рт. ст., а на 12-й и 8-й — соответственно 12—8 мм рт. ст.

Такое сопротивление холодильника следует признать весьма высоким. Однако даже при таких характеристиках холодильника постановку его на тепловоз следует считать полезной, так как, несмотря на снижение давления воздуха на 16—20 мм рт. ст. одновременное снижение его температуры на 18° С увеличивает весовой заряд воздуха, поступающего в двигатель, на 8—9%, что и подтвердилось проведенными испытаниями.

Следует отметить, что в то время как в двигателях Д50 при работе на смешанном топливе давление в воздушном коллекторе выше, чем в газовом на 40—60 мм рт. ст. в двигателях Д55 такой разности давлений по коллекторам не наблюдается. В этих дизелях давления воздуха и газа в коллекторах или равны, или в воздушном коллекторе на 4—6 мм выше, чем в газовом, что объясняется наличием второй ступени турбовоздуховодки.

В результате испытаний было установлено, что при установившемся режиме расход жидкого топлива при работе на смешанном топливе не превышал 11,5 — 14% расхода жидкого топлива серийным тепловозом. При этом следует отметить, что с уменьшением нагрузки расход жидкого топлива не увеличивался. Экономические показатели дизельгенераторной установки представлены на рис. 22. Расход тепла на 1 э. л. с. ч, вносимый жидким топливом в дизель, представлен кривыми  $q_{еж}$ . Тепло, вносимое в цилиндры газообразным топливом, показано кривыми  $q_{ег}$ , общий расход тепла на 1 эффективную силу в зависимости от нагрузки изображен кривыми  $q_e$ . Как видно, расход тепла жидкого топлива изменялся в пределах 80—180 ккал на 1 э. л. с. ч, а тепла газообразного — 1 800—1 900 ккал/э. л. с. ч. К. п. д. дизеля первой секции в зависимости от нагрузки был получен равным 28—31,5%, а второй — 28—33%. Эффективный к. п. д. двигателей этого типа с повышенным наддувом на жидком топливе примерно равен 34—35%; некоторое понижение к. п. д. двигателей при переходе на смешанное топливо

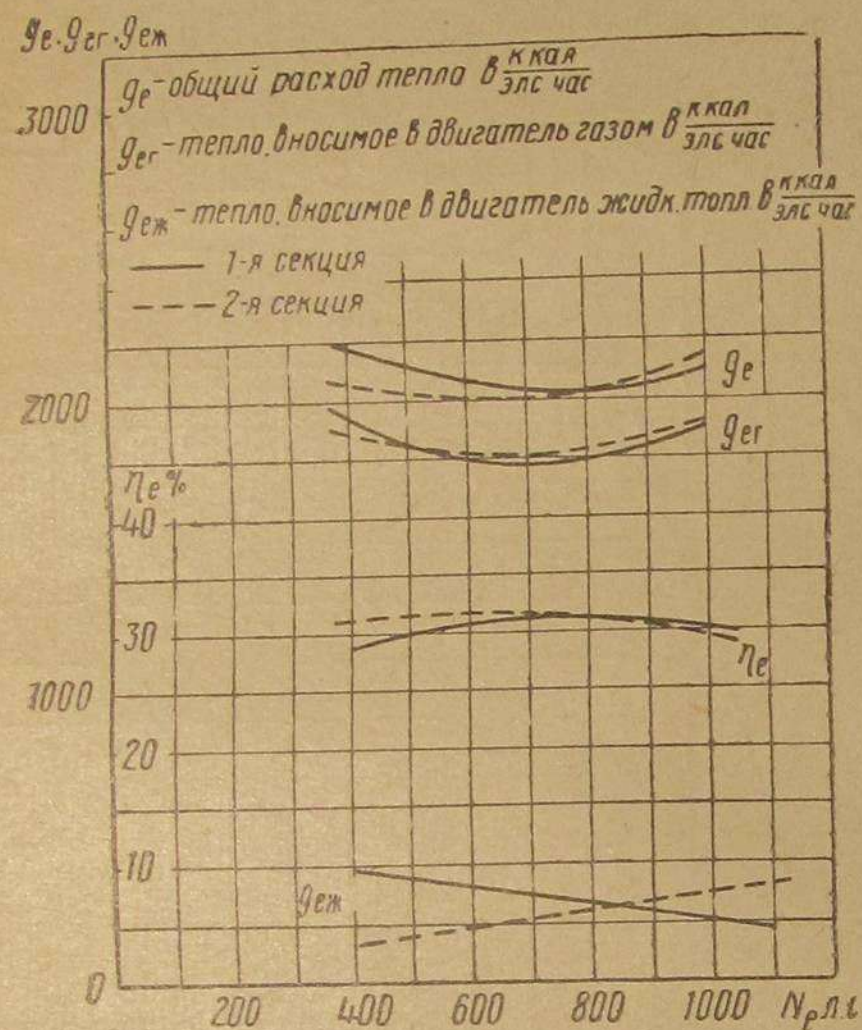


Рис. 22. Расход тепла и к. п. д. двигателя в зависимости от мощности дизеля  $N_e$

не превышал 11,5 — 14% расхода жидкого топлива серийным тепловозом. При этом следует отметить, что с уменьшением нагрузки расход жидкого топлива не увеличивался. Экономические показатели дизельгенераторной установки представлены на рис. 22. Расход тепла на 1 э. л. с. ч, вносимый жидким топливом в дизель, представлен кривыми  $q_{еж}$ . Тепло, вносимое в цилиндры газообразным топливом, показано кривыми  $q_{ег}$ , общий расход тепла на 1 эффективную силу в зависимости от нагрузки изображен кривыми  $q_e$ . Как видно, расход тепла жидкого топлива изменялся в пределах 80—180 ккал на 1 э. л. с. ч, а тепла газообразного — 1 800—1 900 ккал/э. л. с. ч. К. п. д. дизеля первой секции в зависимости от нагрузки был получен равным 28—31,5%, а второй — 28—33%. Эффективный к. п. д. двигателей этого типа с повышенным наддувом на жидком топливе примерно равен 34—35%; некоторое понижение к. п. д. двигателей при переходе на смешанное топливо

объясняется, главным образом, дополнительными затратами энергии на служебные нужды: вентилятор охлаждения газа, гидравлические сопротивления газового и воздушного трактов и др. Следует отметить, что при изменении нагрузки двигателей от 50 до 100% полной мощности эффективный к. п. д. двигателей почти не изменялся.

### § 3. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК

Во время реостатных и поездных испытаний газогенераторных установок тепловозов проводились следующие измерения: расхода твердого топлива; выхода шлаков; количества уноса, задержанного в циклонах; состава генераторного газа; расхода воды; давления и температуры воздуха и газа по элементам газозвушного тракта; температуры паровоздушной смеси.

#### Результаты испытаний газогенераторной установки тепловоза ТЭ1Г выпуска 1954 г.

В табл. 3 приведены изменения температур и сопротивлений газогенераторной установки при реостатных испытаниях.

На основании рассмотрения данных можно отметить следующее.

1. Во время реостатных испытаний, при температуре наружного воздуха до +40° С и температуре газа на выходе из газогенератора 405—507° С, температура газа на выходе из газогенераторной секции была в пределах 45—74° С. При проведении поездных испытаний температура газа на выходе из газогенераторной секции составляла 43—58° С (температура окружающего воздуха была равна 40° С), т. е. ниже, чем при реостатных испытаниях. Это свидетельствует, что принятая поверхность холодильников (96 м<sup>2</sup>) обеспечивает необходимое охлаждение газа. Понижение температуры газа в поездных испытаниях можно объяснить улучшением условий работы холодильников вследствие омывания воздухом во время движения тепловоза.

2. Гидравлическое сопротивление газозвушного тракта при максимальной мощности двигателя составляло 380 мм вод. ст. На газогенераторной секции был установлен тонкий очиститель с кольцами Рашига. В поездных испытаниях наибольшее сопротивление было 425 мм вод. ст., т. е. на 324 мм вод. ст. ниже, чем на тепловозах ТЭ1Г выпуска 1952 г. Снижение потерь давления было достигнуто за счет уменьшения сопротивлений холодильника и тонкого очистителя.

3. Стабилизация качества газа при переходе двигателя на газ достигалась в течение 2—3 мин и определялась наличием пара, что видно из графика рис. 23. Перед переходом двигателя на газ газогенератор подготавливался при помощи вентилятора розжига в течение 30 мин после длительных стоянок и 15 мин после кратковременных. Продолжительность выхода газогенератора тепловозов ТЭ1Г выпуска 1954 г. на установившийся режим в 2 раза меньше,



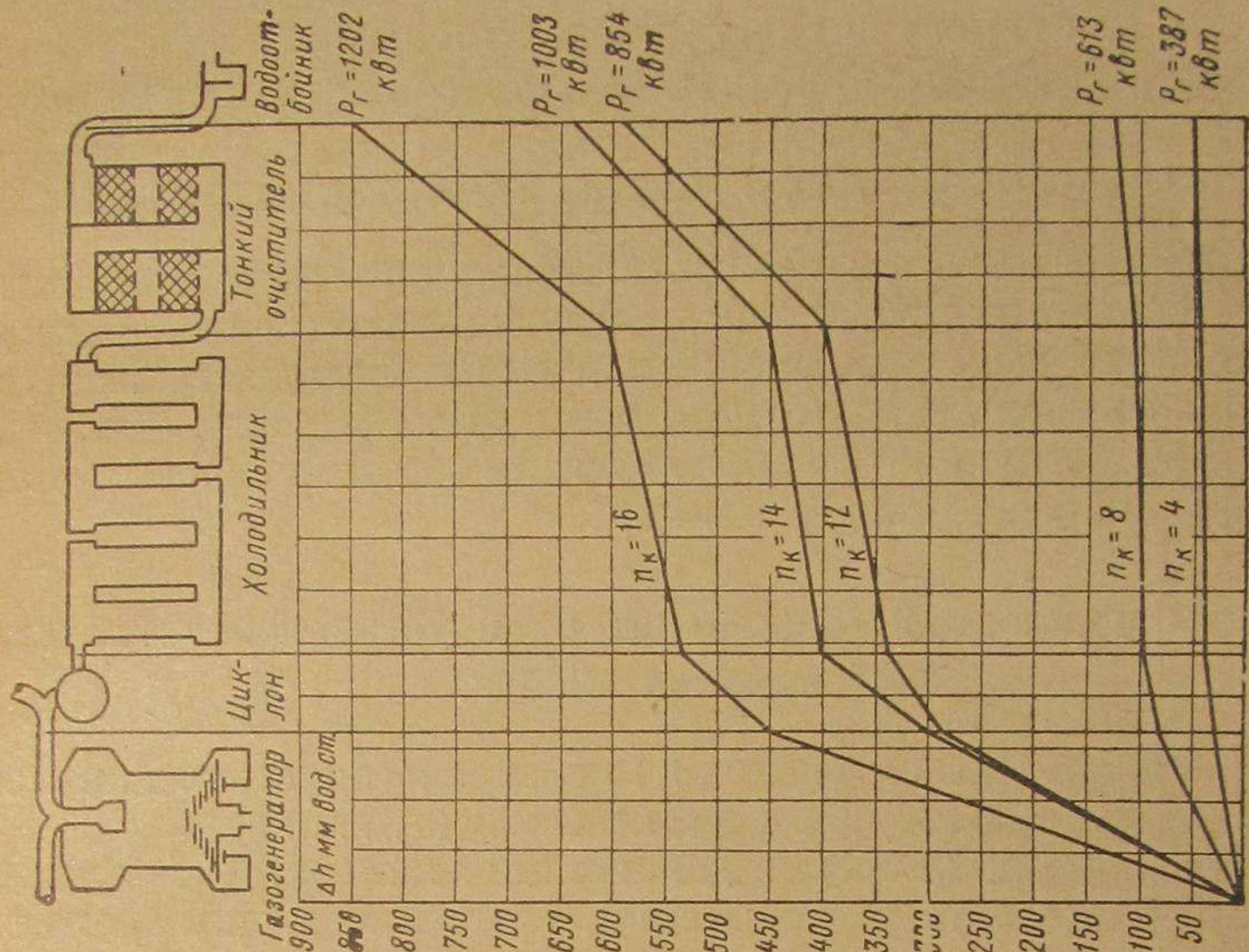


Рис. 24. Изменение гидравлических сопротивлений по газовому тракту газогенераторной секции тепловоза ТЭ4

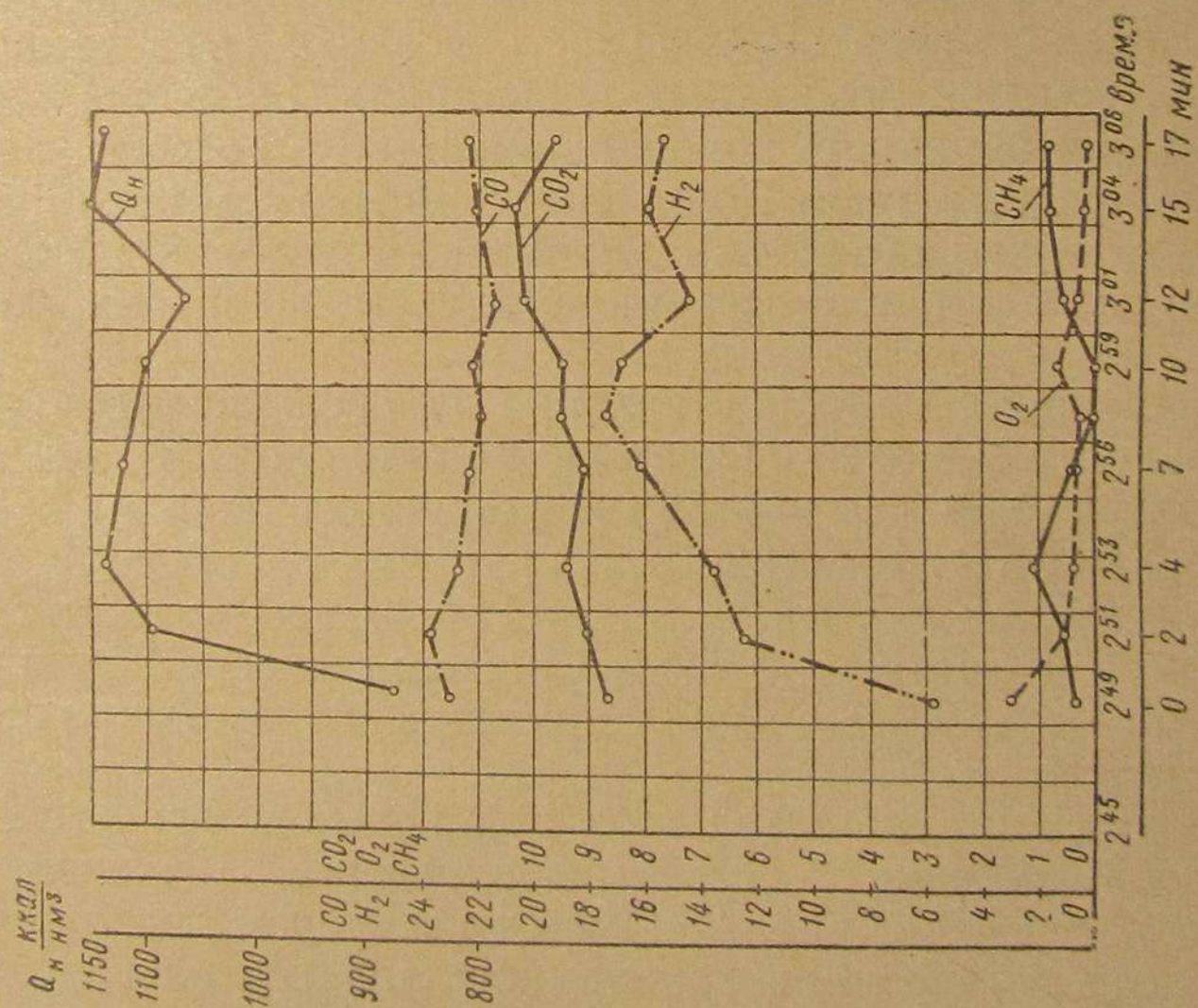


Рис. 23. Кривые изменения состава газа после стоянки 8 ч 30 мин, вентилятор розжига работал 30 мин

чем на газогенераторах тепловозов выпуска 1952 г. Это улучшение было достигнуто за счет применения вентилятора розжига повышенной производительности и большей поверхности нагрева пароводяной рубашки газогенератора.

4. Тепловой баланс газогенераторной установки в поездной работе характеризуется данными, приведенными в табл. 5.

Таблица 5

Приход	Тепло топлива	$q_0$	100%
Расход	Полезно использованное тепло . . .	$q_1$	72,7
	Потери при охлаждении газа . . .	$q_2$	9,8
	» в шлаке, провале и уносе . . .	$q_3 + q_4$	4,58
	» на внешнее охлаждение и неучтенные потери . . . . .	$q_5$	12,92

Состав топлива, шлаков и уноса приведен в табл. 6.

Таблица 6

Наименование пробы	Wp	W <sup>a</sup>	A <sup>a</sup>	S <sup>a</sup>	S <sup>л</sup>	С <sup>a</sup>	H <sup>a</sup>	O <sup>a</sup>	V <sup>a</sup>	$Q^b$ в ккал/кг
Уголь АМ . . . . .	—	3,00	15,35	2,93	2,68	74,2	1,45	2,87	2,3	6 650
Унос . . . . .	11,21	2,92	22,48	3,75	—	—	—	—	5,06	5 773
Шлак . . . . .	—	0,14	79,87	0,95	—	—	—	—	—	1 523

Средний состав газа за время опытных поездок:

$$CO_2 = 8,5\%, O_2 = 0,5, CO = 23,7, H_2 = 16,5, N_2 = 50,28, CH_4 = 0,59\%, Q_n = 1 190 \text{ ккал/м}^3.$$

К. п. д. газогенераторной установки в поездной работе был равен 72,7%.

**Результаты реостатных испытаний газогенераторной установки тепловоза ТЭ4**

Гидравлическое сопротивление газовоздушного тракта при максимальной мощности, развиваемой двигателями, было равно 850 мм вод. ст. (рис. 24), что в 2 раза выше, чем на тепловозе ТЭ1г. Такое высокое сопротивление объясняется завышенным сопротивлением тонкого очистителя (250 мм вод. ст.), сопротивлением при входе в дутьевой стакан газогенератора, где два встречных потока воздуха от двух двигателей меняют направление движения на 90°, а также заниженным сечением трубопроводов. Таким образом, эффект от применения двухступенчатого нагнетателя турбовоздуходувки на тепловозе ТЭ4 был значительно снижен из-за высоких гидравлических сопротивлений газовоздушного тракта.

Тепловой баланс газогенераторной установки при реостатных испытаниях характеризуется данными, приведенными в табл. 7 (16-я позиция контроллера и полная мощность).



Таблица 7

Приход	Тепло топлива	$q_0$	100%
Расход	Полезно использованное тепло . . .	$q_1$	74,8
	Потери при охлаждении газа . . .	$q_2$	12,7
	» в шлаке, провале и уносе . . .	$q_3 + q_4$	4,8
	» на внешнее охлаждение и неучтенные потери . . . . .	$q_5$	7,7

Состав топлива, шлаков и уноса приведен в табл. 8.

Таблица 8

Наименование пробы	Wp	W <sup>a</sup>	A <sup>a</sup>	S <sup>a</sup>	C <sup>a</sup>	H <sup>a</sup>	O <sup>a</sup>	$Q_{\text{в}}$ в ккал/кг
Уголь АМ . . . . .	4,7	1,6	17,05	2,92	75,45	1,49	1,49	6 558
Унос . . . . .	—	2,93	29,6	5,1	59,3	1,18	1,89	5 205
Шлак . . . . .	—	0,85	79,64	0,45	18,27	0,3	0,49	1 397

Средний состав газа за время испытаний:

$\text{CO}_2 = 7,26\%$ ,  $\text{CO} = 26,0$ ,  $\text{H}_2 = 15,32$ ,  $\text{CH}_4 = 0,318$ ,

$\text{O}_2 = 0,43$ ,  $\text{N}_2 = 50,67\%$ ,  $Q_{\text{н}} = 1 212$  ккал/нм<sup>3</sup>.

К. п. д. газогенераторной установки при реостатных испытаниях был равен 74,8%.

Таким образом, к. п. д. газогенераторных установок испытанных тепловозов находился на уровне 72—75%.

#### § 4. ПОВРЕЖДЕНИЯ И ИЗНОС НЕКОТОРЫХ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЯ

Опыт эксплуатации газогенераторных тепловозов позволил выявить износ и повреждения деталей некоторых основных агрегатов.

В табл. 9 приведены сравнительные данные за 1952—1957 гг. о количестве деталей, замененных по повреждениям и износам на двигателях газогенераторных и серийных тепловозов.

Количество поврежденных деталей отнесено на 10<sup>4</sup> км пробега тепловоза.

Таблица 9

Наименование	Тепловозы	
	ТЭ1Г	ТЭ1 и ТЭ2
Поршни . . . . .	0,68 ÷ 1,55	0,104
Втулки цилиндра . . . . .	0,90 ÷ 1,15	0,160
Крышки . . . . .	0,35 ÷ 0,51	—
Клапаны цилиндровой крышки . . . . .	0,56 ÷ 1,78	—

Повреждения отдельных деталей двигателя являются результатом, главным образом, эпизодических перегрузок двигателя (коленчатые валы, подшипники, поршни и т. д.) или повышенной загрязненности генераторного газа механическими примесями (цилиндрические крышки, клапаны).

Перегрузка двигателя вызывалась повышенными нагрузками по цилиндрам вследствие перераспределения нагрузок при отключении одного из цилиндров и неудовлетворительной работы системы регулирования скоростного режима двигателя. Отключение цилиндров происходит из-за отсутствия воспламенения газозооной смеси с низкой температурой или забалластировки генераторного газа негорючими компонентами, а также неудовлетворительной работы топливной аппаратуры на малых подачах.

Система регулирования подачи газа и жидкого топлива допускала перегрузку цилиндров двигателя в случае отключения одного из них.

Повышенная загрязненность генераторного газа является следствием неудовлетворительной работы системы тонкой очистки генераторного газа.

Механические примеси, поступающие в цилиндры двигателя с генераторным газом, вызывают не только повреждения клапанов и цилиндрических крышек, но и повышенный износ цилиндрических втулок, поршневых колец и коленчатых валов. При этом частицы пыли и продукты износа вызывали загрязнение масла и, как следствие, повышенный износ других трущихся деталей.

Так, необходимость в ремонте коленчатых валов двигателей газогенераторных тепловозов по износу шеек наступала после пробега тепловозов 116—163 тыс. км.

Загрязненность генераторного газа механическими примесями является не единственной причиной повышенного износа деталей двигателя. Детонационные явления, имевшие место в цилиндрах двигателя, также приводят к увеличению износа деталей цилиндрической поршневой группы вследствие срыва масляной пленки ударными волнами.

Для изучения характера износа коренных шеек коленчатого вала двигателя были произведены измерения шеек четырех коленчатых валов. Как показали измерения, наибольший радиальный износ, овальность и конусность имеет первая коренная шейка. Износ этой шейки у двигателей газогенераторных тепловозов примерно в 2 раза больше, чем у двигателей серийных тепловозов.

Увеличенное содержание механических примесей в масле приводило также к быстрому нарастанию зазоров на масло в подшипниках коленчатого вала. Так, зазор на масло у первого коренного подшипника двигателя тепловоза ТЭ1Г-096 при пробеге 129 тыс. км от среднего ремонта достиг 0,32 мм.

Большой односторонний износ коренных шеек коленчатого вала и перегрузка отдельных цилиндров двигателя вызывали проворачивание и разрушение вкладышей.



При этом чаще всего проворачивался вкладыш четвертого коренного подшипника. Графическое построение изогнутой оси коленчатого вала по результатам измерений износов шеек коренных подшипников показывает, что вследствие большой разницы в радиальных износах шеек коленчатого вала четвертая коренная шейка воспринимает большие усилия, чем все остальные.

Наблюдениями установлено, что излом перемычек между ручьями поршней и оплавление головок поршней происходят при эпизодических нарушениях теплового процесса во время работы двигателя на смешанном топливе. Постановка в двигатель поршней с усиленными перемычками и улучшение качества регулировки двигателей сократили количество случаев повреждений поршней в 1957 г. по сравнению с 1955 г. в 3,5 раза.

Повышенный износ цилиндрических втулок был связан с недостаточной очисткой генераторного газа от механических примесей. В верхней части цилиндрические втулки на газогенераторных тепловозах изнашиваются примерно в 8 раз, а в среднем и нижнем — в 2 раза быстрее, чем у двигателей серийных тепловозов. Измерение пылесодержания генераторного газа на входе в цилиндры двигателя показывает, что в среднем каждый кубометр газа содержал около 50 мг пыли, которая вызывала повышенный износ цилиндрических втулок и, попадая в масло, увеличивала износ других трущихся деталей.

Повреждения цилиндрических крышек и их клапанов вызывались нарушением плотности посадки клапанов в гнездах цилиндрических крышек вследствие попадания на притирочные поверхности частиц механических примесей, содержащихся в газе. При этом происходил прорыв газов и прогар металла клапанов и крышек. Вследствие этого на газогенераторных тепловозах сменяемость этих деталей была значительно выше, чем на серийных тепловозах.

Таким образом, основными причинами повреждений и повышенного износа основных деталей двигателя являлись эпизодические нарушения в работе двигателя и недостаточная очистка генераторного газа от механических примесей.

В 1955—1957 гг. были проведены специальные исследовательские и конструкторские работы по созданию более эффективных устройств для очистки генераторного газа. Итоги эксплуатации газогенераторного тепловоза ТЭ1<sup>Г</sup>-127 с новым сетчатым масляным фильтром непрерывного действия для тонкой очистки газа показывают, что сменяемость деталей двигателя тепловоза из-за повреждений и износа значительно снизилась.

Износ цилиндрических втулок снизился в 2,5 раза. Количество внеплановых ремонтов уменьшилось в 5,5 раза по сравнению с газогенераторными тепловозами, где газ очищался в фильтрах с кольцами Рашига.

Совершенно прекратился выход из строя клапанов цилиндрических крышек по прогару притирочного пояса.

Содержание механических примесей в масле снизилось в 1,5 раза

и стало таким же, как и на серийных тепловозах при одинаковом расходе масла. Снижился, хотя и незначительно, расход жидкого топлива.

Оценивая результаты, полученные из наблюдений за тепловозом ТЭ1<sup>Г</sup>-127 с новой системой очистки газа, следует отметить, что при переоборудовании этого тепловоза был установлен первый опытный образец очистителя непрерывного действия, имевшего некоторые конструктивные недостатки. Устранение этих недостатков при переоборудовании опытной партии тепловозов усовершенствованной конструкцией фильтра позволило еще более снизить повреждения и износы некоторых деталей двигателя, связанные с загрязненностью генераторного газа механическими примесями. Кроме того, осуществленные мероприятия по устранению детонационных явлений, отключению цилиндров двигателя, улучшению системы регулирования позволили резко сократить повреждения и износ деталей двигателей газогенераторных тепловозов и приблизить эксплуатационную надежность газогенераторных тепловозов к серийным тепловозам.

#### § 5. НЕКОТОРЫЕ ИТОГИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

Газогенераторные тепловозы ТЭ1<sup>Г</sup> вводились в опытную эксплуатацию в депо Верхний Баскунчак Приволжской ж. д. двумя партиями: в 1952 г. — 5 тепловозов и в 1954 г. — 10 тепловозов. Тепловозы эксплуатировались на плечах Верхний Баскунчак — Эльтон (101 км) и Верхний Баскунчак — Ашулук (119 км). Газогенераторный тепловоз ТЭ4 был введен в опытную эксплуатацию в 1953 г. в том же депо.

Общий пробег газогенераторных тепловозов на 1 августа 1958 г. составил 2,8 млн. км, а выполненная работа — 368 тыс. × 10<sup>4</sup> тыс. ткм. Тепловозы ТЭ1<sup>Г</sup> работали с поездами, предусмотренными графиками для серийных тепловозов ТЭ1. Весовые нормы поездов постепенно увеличивались с 1500 т в 1952 г. до 2000 т в 1956 г. Среднемесячные пробеги газогенераторных тепловозов находились примерно на уровне пробегов серийных тепловозов.

Средний годовой расход жидкого топлива для тепловозов ТЭ1<sup>Г</sup> выпуска 1952 г. колебался на уровне 44—50% от расхода серийными тепловозами, а для тепловозов выпуска 1954 г. — 35—37%. Уменьшение расхода жидкого топлива объясняется более совершенной конструкцией тепловозов выпуска 1954 г. — повышением давления наддува, улучшением конструкции газогенератора и узлов газового оборудования. Расход жидкого топлива отдельными тепловозами за пробег 42 690 км в течение четырех месяцев непрерывной работы в 1956 г. составлял: тепловоз № 127 — 23,6%; № 115 — 27,2%; № 116 — 28,2% и тепловоз № 98 — 32,0%.

Средний расход жидкого топлива тепловозами № 90, 114, 127 в 1955 г. при общем пробеге 163 000 км составил 31,0—32,5%.



Эти данные получены при работе тепловозов в неблагоприятных условиях: работа с серийными двигателями, однопутный участок (частые стоянки на промежуточных станциях), отсутствие надлежащих подготовленных экипировочных и ремонтных устройств, использование тепловозов с неполновесными поездами, значительное число резервного пробега и др. Кроме того, на экономических показателях существенно сказался период освоения и доводки конструкции, а также отсутствие надлежащей системы заработной платы, которая способствовала бы освоению и улучшению эксплуатации газогенераторных тепловозов. Устранение указанных недостатков способствовало бы значительному сближению технико-экономических показателей, полученных в стендовых испытаниях и эксплуатационной службе.

По мере накопления опыта в конструкцию газогенераторного оборудования тепловозов выпуска 1954 г. осенью 1955 г. был внесен ряд улучшений: устранено обмораживание привода колосниковой решетки, улучшена конструкция и введено дистанционное включение регулятора паровоздушной смеси и др. Эти усовершенствования способствовали улучшению работы газогенераторных тепловозов в зимних условиях.

Так, в январе 1956 г., несмотря на низкие температуры наружного воздуха, средний расход жидкого топлива газогенераторными тепловозами составил 29%, а лучшими — 23—27% от фактического расхода серийных тепловозов того же депо.

За 1954—1956 гг. небольшой партией опытных газогенераторных тепловозов была достигнута экономия дизельного топлива около 5 000 т.

Расход условного твердого топлива для тепловозов ТЭ1Г за весь период эксплуатации колебался в пределах 51—62 кг на 10 тыс. ткм брутто, суммарный расход условного топлива — жидкого и твердого — составлял 68—78 кг на тот же измеритель, что в 3,8—4,3 раза меньше среднесетевого расхода твердого топлива паровозами в грузовом движении за 1954 г.

Эксплуатационные показатели газогенераторных тепловозов ТЭ1Г, прошедших модернизацию в 1958 г., были значительно лучше. Так, расход жидкого топлива газогенераторным тепловозом № 127 с учетом резервного пробега и маневровой работы составил 25,9% по сравнению с нормой на серийные тепловозы, а без учета маневровой работы и резервного пробега — 22,2%.

Для заправки газогенераторных тепловозов углем в основном и оборотном депо была построена весьма простая эстакада. Подъемный кран грейфером заранее наполняет уголь бункер эстакады. Бункер закрепляется на поперечной балке эстакады так, чтобы из бункера уголь мог сыпаться непосредственно в загрузочный люк газогенератора. При подходе тепловоза под бункер открывается задвижка бункера и уголь в течение 1—2 мин наполняет газогенератор. Нормально заправка газогенератора углем занимала не более 5 мин.

Заправка тендера водой производится из обычных железнодорожных колонок. Наполнение водой баков тендера обычно занимало не более 5—8 мин.

#### § 6. СРАВНЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ С ПАРОВОЗАМИ И СЕРИЙНЫМИ ТЕПЛОВОЗАМИ

Расходы жидкого и твердого топлива для газогенераторных и серийных тепловозов приняты по фактическим отчетным данным за 4 года эксплуатации тепловозов ТЭ1Г, ТЭ4 и ТЭ1 в депо Верхний Баскунчак.

Расход топлива (условное, 7 000 ккал/кг) газогенераторными тепловозами составил 72 кг, твердого 57 кг и жидкого 15 кг на 10 тыс. ткм брутто. Расход жидкого топлива серийными тепловозами составил 37 кг на 10 тыс. ткм брутто. Расход топлива паровозами серии Ш<sup>а</sup>, которые до введения тепловозной тяги работали на том же тяговом плече, составлял 208 кг на тот же измеритель.

Для сравнения также взят среднесетевой расход топлива паровозами за 1954 г. Имея в виду, что строительная стоимость тепловоза ТЭ1 за период эксплуатации газогенераторных тепловозов значительно изменилась, а стоимость газогенераторной секции принималась по фактическим расходам на создание опытного образца, сопоставление целесообразно выполнить по двум вариантам.

По первому варианту принимается: а) среднесетевой расход топлива паровозами за 1954 г., равный 177 кг/10<sup>4</sup> ткм брутто, к. п. д. котла — 60%; б) строительная стоимость паровоза — 300 тыс. руб.; в) строительная стоимость тепловоза ТЭ1 — 1 100 тыс. руб.; г) строительная стоимость газогенераторного тепловоза ТЭ1Г — 1 770 тыс. руб.; д) газогенераторные тепловозы обслуживаются тремя лицами. Как видно, в этом варианте приняты самые невыгодные условия для газогенераторных тепловозов. Естественно, что при серийной постройке газогенераторных тепловозов стоимость их была бы значительно ниже. Так, расчеты показывают, что стоимость газогенераторной секции для тепловоза типа ТЭ1Г при серийном изготовлении не превысит 200 тыс. руб. Стоимость серийно выпускавшегося двухсекционного тепловоза ТЭ2 (перед прекращением его выпуска) составляла 1 040 тыс. руб. Следовательно, стоимость тепловоза ТЭ1 (соответствующего одной секции тепловоза ТЭ2) при сопоставлении с паровозами будет примерно в 2 раза меньше, чем принята в этом варианте. Кроме того, работы, выполненные ЦНИИ МПС, по оборудованию газогенераторных тепловозов автоматическими устройствами контроля и управления газогенераторной установкой из кабины машиниста показали, что можно перейти к обслуживанию этих тепловозов двумя лицами. Были проведены опытные поездки, подтвердившие эти положения.



Во втором варианте сопоставления приняты исходные данные, которые ставят газогенераторные тепловозы, серийные тепловозы и паровозы примерно в равные условия. Эти данные следующие:

- а) расход топлива паровозами Ш<sup>а</sup> — 208 кг/10<sup>4</sup> ткм брутто;
- б) строительная стоимость паровоза — 300 тыс. руб.;
- в) строительная стоимость тепловоза ТЭ1 — 550 тыс. руб.;
- г) строительная стоимость газогенераторного тепловоза ТЭ1<sup>г</sup> — 750 тыс. руб.;
- д) газогенераторные тепловозы обслуживаются двумя лицами. Стоимость условного (по тепловому эквиваленту) топлива, по данным за 1955 г., для обоих вариантов принята: жидкого — 263 руб., твердого — 148 руб. за тонну.

Расходы на деповский ремонт паровозов и тепловозов приняты средние для всей сети, а для газогенераторных тепловозов — по отчетным данным депо Верхний Баскунчак. Следует отметить, что принятые ремонтные расходы по газогенераторным тепловозам учитывают дополнительные затраты, связанные с периодом освоения и доводки опытных образцов. При нормальной эксплуатации эти расходы также будут снижены. Срок службы сравниваемых локомотивов принят 30 лет.

На основании приведенных данных и соответствующих расчетов эксплуатационные расходы на серийные, газогенераторные тепловозы и паровозы примерно той же мощности характеризуются следующими цифрами (табл. 10, в рублях на измеритель 10<sup>4</sup> ткм брутто).

Таблица 10

Расходы	Паровозы		Газогенераторные тепловозы		Серийные тепловозы	
	I	II	I	II	I	II
Топливо . . . . .	43,7	51,4	12,35	12,35	9,7	9,7
Ремонт . . . . .	11,1	11,1	12,75	12,75	7,2	7,2
Локомотивные бригады . . . . .	9,45	9,45	9,48	6,32	5,95	5,95
Реновация . . . . .	0,85	0,85	5,05	2,14	3,14	1,56
Всего . . . . .	65,1	72,8	39,63	33,56	25,99	24,41

Таким образом, относительные значения эксплуатационных расходов могут быть оценены следующими укрупненными цифрами:

	1-й вариант в %	2-й вариант в %
Паровозы . . . . .	100	100
Газогенераторные тепловозы . . . . .	61	46
Серийные тепловозы . . . . .	40	33,6

Приведенные цифры показывают, что в нормальной эксплуатации по технико-экономическим показателям газогенераторные тепловозы примерно в 2 раза экономичнее паровозов. Эксплуатационные расходы серийных тепловозов, работающих на жидком топливе, примерно на 30% ниже, чем газогенераторных. Газогенераторные тепловозы могут оказаться экономичнее тепловозов на жидком топливе лишь при снижении стоимости твердого топлива в 2—3 раза и уменьшении расходов на ремонт газогенераторных секций (примерно на 30%).

### § 7. РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ В УСЛОВИЯХ КНР

В феврале — мае 1959 г. на железных дорогах Китая китайскими и советскими специалистами совместно были проведены реостатные и поездные испытания двух модернизированных газогенераторных тепловозов ТЭ1<sup>г</sup>. Испытания проводились в неблагоприятных климатических условиях на участке, расположенном на высоте 1 500 м над уровнем моря. Частые ветры с песком и пылью, достигающие 14 м/сек, низкая температура и трудный профиль пути значительно осложняли работу. Реостатные испытания проводились с целью определения газификационных свойств антрацитов месторождений Китая (Цзаоцзо, Янцюань, Цзинси) и полукочка, выбора оптимальных режимов работы при различных  $N_e$  и положениях контроллера машиниста и определения экономических показателей теплосилового устройства тепловозов путем проведения балансовых испытаний на 7-й позиции контроллера.

Характеристики испытанных антрацитов и полукочка по элементарному составу, ситовому анализу и минеральному составу шлака приведены в табл. 11—13.

Таблица 11

#### Характеристики топлива

Наименование топлива	Состав топлива									$Q_H^D$
	WP	AP	CP	HP	NP	$S_{об}^D$	$S_H^D$	OP	VP	
Антрацит Цзаоцзо . . . . .	4,74	18,25	71,93	1,94	0,92	0,33	0,17	2,05	3,99	6 196
» Цзинси . . . . .	4,19	14,41	78,80	0,90	0,65	0,29	0,08	0,97	3,51	6 408
» Янцюань . . . . .	2,66	19,23	71,54	2,82	1,08	1,02	0,52	2,15	9,39	6 454
Полукочка . . . . .	6,37	27,33	61,70	1,37	0,69	0,36	0,15	2,39	11,08	5 152

Результаты испытаний показали, что работа силовых установок для проверенных топлив была устойчивой во всем диапазоне нагрузок. На графике рис. 25 представлен расход жидкого топлива газогенераторными тепловозами в зависимости от мощности на клеммах генератора. При работе на смешанном топливе с использованием для газификации антрацитов месторождения Цзаоцзо, Янцюань и по-



Таблица 12

## Минеральный состав золы топлива, плавней и мелочи шлака

Наименование	Минеральный состав золы топлива, плавней и мелочи шлака						Температура плавления золы		
	SiO <sub>2</sub>	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	CaO	MgO	Na <sub>2</sub> O, K <sub>2</sub> O	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>
Зола угля Цзаоцзо . . . . .	47,73	5,98	33,04	7,06	1,74	0,78	1320	1342	1363
Шлак из угля Цзаоцзо . . . . .	44,49	7,39	35,75	9,41	1,37	1,20			
Плавни шлака из угля Цзаоцзо . . . . .	44,22	7,41	33,85	10,79	1,30	1,56			
Зола угля Цзинси . . . . .	55,88	6,61	16,76	12,94	2,62	0,99	1442	1189	1251
Шлак из угля Цзинси . . . . .	57,73	7,81	17,06	11,46	2,72	1,64			
Плавни шлака из угля Цзинси . . . . .	56,61	8,53	16,74	11,35	3,62	2,12			
Зола угля Янцюань . . . . .	49,36	6,21	39,10	2,20	1,66		1366	>1500	>1500
Шлак из угля Янцюань . . . . .	59,77	9,00	22,46	5,11	1,98	0,69			
Плавни шлака из угля Янцюань . . . . .	57,63	9,49	23,51	6,55	2,19				
Зола полукокса . . . . .	59,88	9,23	22,38	3,55	2,32	0,08	1213	1243	1269
Шлак из полукокса . . . . .	59,74	9,08	21,63	4,31	2,22	0,50			
Плавни шлака из полукокса . . . . .	58,71	10,72	21,45	5,88	2,67				

Таблица 13

## Размерный состав углей, выбранных для испытаний на газогенераторных тепловозах

Наименование углей (месторождение)	Размерный состав в %		
	менее 13 мм	13—25 мм	свыше 25 мм
Цзаоцзо . . . . .	14,07	21,0	64,93
Цзинси . . . . .	18,76	75,19	6,05
Янцюань . . . . .	13,64	24,29	62,07
Полукок . . . . .	15,13	24,67	60,2

лукокса присадка жидкого топлива изменялась по кривой 2. При этом расход жидкого топлива составлял от 7,5 до 13% по сравнению с расходом при работе двигателя только на жидком топливе (кривая 3).

Антрацит месторождения Цзинси имел сравнительно невысокую термическую прочность и при газификации образовывал значительное количество мелочи, что несколько затрудняло процесс газификации. Применение этого антрацита после более тщательной

сортировки показало, что экономические показатели могут быть получены примерно такие же, как и на первых двух марках антрацитов (Цзаоцзо, Янцюань). Температура отработавших газов в дизеле не превышала 500° С, а давления по цилиндрам при установившихся режимах не превышали допустимых размеров.

Теплотворность газа во время всех опытов находилась в пределах 1 100—1 200 ккал/нм<sup>3</sup>. Несмотря на значительное содержание

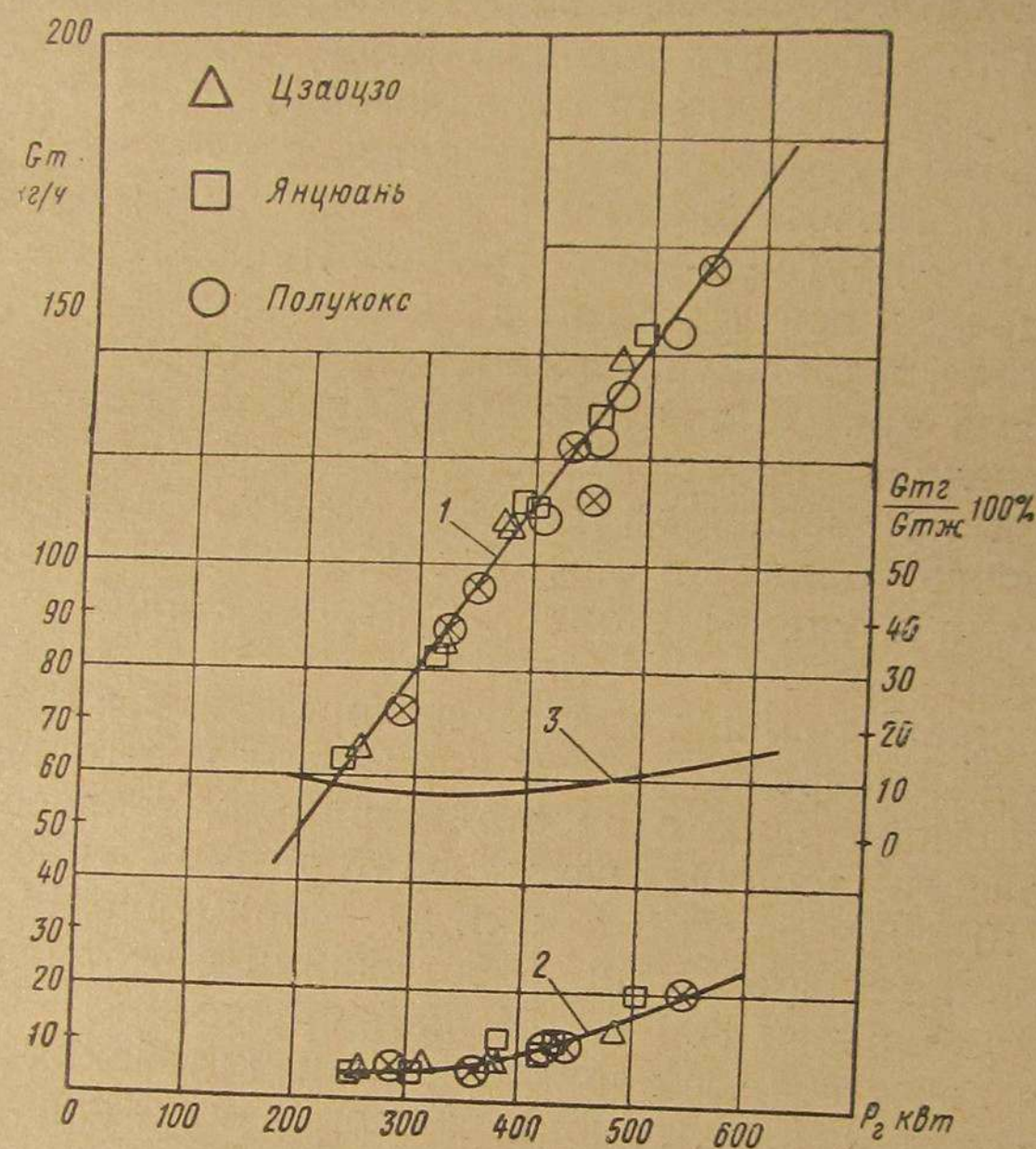


Рис. 25. Расход жидкого топлива в зависимости от мощности на клеммах главного генератора: 1—при работе на жидком топливе; 2—при работе на смешанном топливе; 3—кривая расхода жидкого топлива при работе на смешанном топливе в % от расхода топлива при работе дизеля на жидком топливе (построена по кривым 1—2)

в топливе крупных фракций (см. табл. 13) при сохранении неизменной высоты зоны газификации, качество газа оставалось удовлетворительным. Это указывает на то, что испытанные топлива обладают высокой реакционной способностью и газификационными свойствами. Высокая температура плавления золы всех испытанных топлив (см. табл. 12) позволила вести процесс газификации при наиболее выгоднейших присадках пара, что также способствовало получению газа постоянной калорийности в широком диапазоне нагрузок.

На основании проведенных опытов было установлено, что к. п. д. процесса газификации всех испытанных топлив находился на уровне 73%, расход жидкого топлива составлял 7,5—13% по сравнению



нию с работой только на жидком топливе, а к. п. д. тепловоза был равен 18—19%. Поездные испытания были проведены на антрацитах месторождений Цзаоцзо и Янцюань.

Условия для проведения поездных испытаний были тяжелыми. Профиль перевалистый, с затяжными подъемами. Руководящий подъем 9‰ протяженностью 6 км; техническая скорость по графику движения поездов в грузовом направлении составляла 34,3 и в порожнем 44,2 км/ч. Вес поезда в грузовом движении 1500 и в порожнем 1000 т. Изменить весовую норму поезда в соответствии с тяговыми характеристиками тепловозов ТЭ1 не представилось возможным, поэтому работа выполнялась с существовавшими весами поездов. Тепловозы работали двойной тягой: один — на антраците Цзаоцзо, другой — на антраците Янцюань. Расход жидкого топлива определялся с помощью специального мерного бачка на каждом перегоне, а также на стоянках и на промежуточных станциях. За время поездных испытаний, включая пробные поездки, тепловозы сделали пробег 6810 км. Скорости движения как на жидком, так и на смешанном топливе перевыполнялись. Средний расход условного топлива в опытных поездках на жидком топливе составил 49,9, а с учетом стоянок и передвижений в основном и обратном депо — 52,2 кг/10<sup>4</sup> ткм брутто.

Расход жидкого топлива газогенераторными тепловозами с учетом простоев и маневровой работы в поездных испытаниях составил около 18% по сравнению с работой серийных тепловозов. Общий расход условного топлива газогенераторными тепловозами был равен 95 кг/10<sup>4</sup> ткм брутто, а к. п. д. — примерно 11,5%. Расход условного топлива паровозами, работавшими в этот период на том же участке, был равен 300 кг/10<sup>4</sup> ткм брутто.

Оценивая качественные характеристики китайских антрацитов, проверившихся в эксплуатационных испытаниях, следует отметить их высокие газификационные свойства, обеспечившие нормальную работу тепловозов и получение удовлетворительных эксплуатационных показателей.

### ГЛАВА III

## ИССЛЕДОВАНИЯ И УЛУЧШЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

### § 1. ВЛИЯНИЕ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКА ЖИДКОГО ТОПЛИВА НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЯ

В тепловозных двигателях, использующих смешанное топливо рабочий процесс протекает при повышенных давлениях сгорания и высоких температурах отработавших газов. Как известно, на протекание рабочего процесса дизеля существенное влияние оказывает угол опережения впрыска топлива  $\varphi$ .

Для большей надежности в описываемых опытах индикаторные диаграммы снимались параллельно двумя индикаторами: ТЭЛ-2 и электрическим с пьезокварцевыми датчиками. Оба датчика устанавливались на один клапан, что позволяло снимать индикаторные диаграммы двумя индикаторами одновременно. Испытания проводились при углах опережения впрыска топлива  $\varphi = 22—28—34—36^\circ$ . Дизель был оборудован длинными (3000 мм) топливными трубками и 16-позиционным контроллером. Среднее содержание водорода в газе во время опытов находилось в пределах 13,25—15,1%.

Давление сгорания  $P_z$ . Исследования показали, что в двигателе смешанного топлива так же, как и в обычных двигателях с воспламенением от сжатия, давление сгорания  $P_z$  с увеличением угла опережения впрыска жидкого топлива и нагрузки возрастают.

Так, при мощности 1000 э. л. с. давление сгорания имеет следующее численное значение:

При $\varphi = 22^\circ$ . . . . .	$P_z = 57 \text{ ат}$
» $\varphi = 28^\circ$ . . . . .	$P_z = 60$ »
» $\varphi = 34^\circ$ . . . . .	$P_z = 70$ »
» $\varphi = 36^\circ$ . . . . .	$P_z = 78$ »

При уменьшении мощности давление сгорания резко снижается. При мощностях  $N_e = 100—200$  э. л. с. и всех углах опережения, давления  $P_z$  не выходят за пределы 45—48 ат. Это указывает на то, что при малых нагрузках влияние угла впрыска  $\varphi$  на давление  $P_z$  весьма незначительно.



Данное положение достаточно хорошо подтверждается индикаторными диаграммами рис. 26, снятыми на 4-м положении рукоятки контроллера при мощности  $N_e = 119 \div 199$  э. л. с. Хотя в данных опытах угол менялся в широких пределах ( $22-36^\circ$ ), однако давление сгорания  $P_z$  при работе двигателя на смешанном топливе изменялось относительно мало —  $42-53$  ат. Следует отметить, что на жидком топливе давление сгорания  $P_z$  при  $\varphi = 36^\circ$  оказалось  $65$  ат, т. е. выше, чем на смешанном. Это объясняется тем, что на смешанном топливе, при малых нагрузках, происходит все же весьма позднее воспламенение топлива в цилиндрах двигателя, даже при наличии большого угла опережения впрыска.

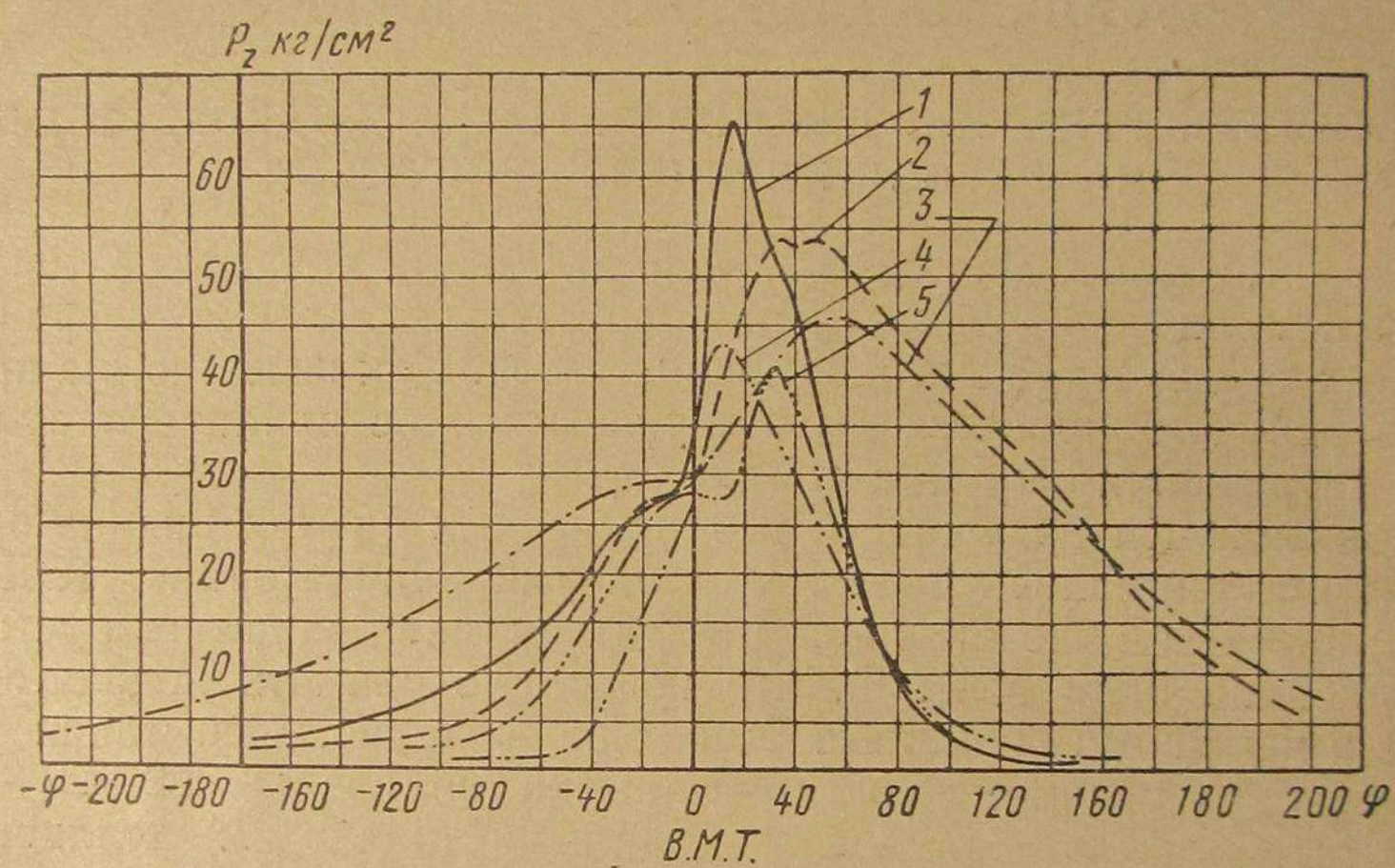


Рис. 26. Давление в цилиндре  $P_z$  в зависимости от угла подачи жидкого топлива при положении рукоятки контроллера ( $n_k = 4$ ):  
 1—на жидком топливе при  $\varphi = 28^\circ$ ; 2—на смешанном топливе при  $\varphi = 36^\circ$ ;  
 3—на смешанном топливе при  $\varphi = 34^\circ$ ; 4—на смешанном топливе при  $\varphi = 28^\circ$ ; 5—на смешанном топливе при  $\varphi = 22^\circ$

При работе двигателя на жидком топливе задержка воспламенения резко уменьшается и поэтому  $P_z$  возрастает. Характер протекания индикаторного процесса резко меняется в зависимости от угла впрыска жидкого топлива  $\varphi$  и рода применяемого топлива. Из диаграммы видно, что решающим фактором, влияющим на характер протекания процесса, в конечном итоге оказывается задержка воспламенения. На больших нагрузках влияние угла  $\varphi$  на давление сгорания  $P_z$  сказывается значительно больше, чем на малых. Это хорошо видно из индикаторных диаграмм рис. 26—28, снятых при положении рукоятки контроллера  $n_k = 12$  и  $n_k = 16$ . При больших нагрузках на возрастание давления  $P_z$  большее влияние оказывает угол опережения впрыска, чем род топлива. На 16-й позиции контроллера при полной мощности и  $\varphi = 36^\circ$  давление сгорания  $P_z$  из-

менялось от  $55$  до  $93$  ат, а при установившихся режимах — до  $78$  ат.

На жидком топливе при этих условиях давление сгорания оставалось весьма высоким —  $87$  ат. С увеличением угла  $\varphi$  запаздывание воспламенения заметно уменьшилось. При угле  $\varphi = 36^\circ$  резко очерченного запаздывания воспламенения на смешанном топливе не наблюдается, но получаются слишком большие  $P_z$ . При углах  $\varphi = 33 \div 34^\circ$  заметного запаздывания воспламенения на линии сжатия также не наблюдалось. Давления сгорания являются близкими к нормальным. Дизель работает устойчиво, без стуков; при углах  $\varphi$  примерно  $30^\circ$  на линии сжатия появляется заметное запаздывание воспламенения, горение топлива протекает чрезвычайно вяло. При угле впрыска  $22^\circ$  протекание процесса горения становится явно

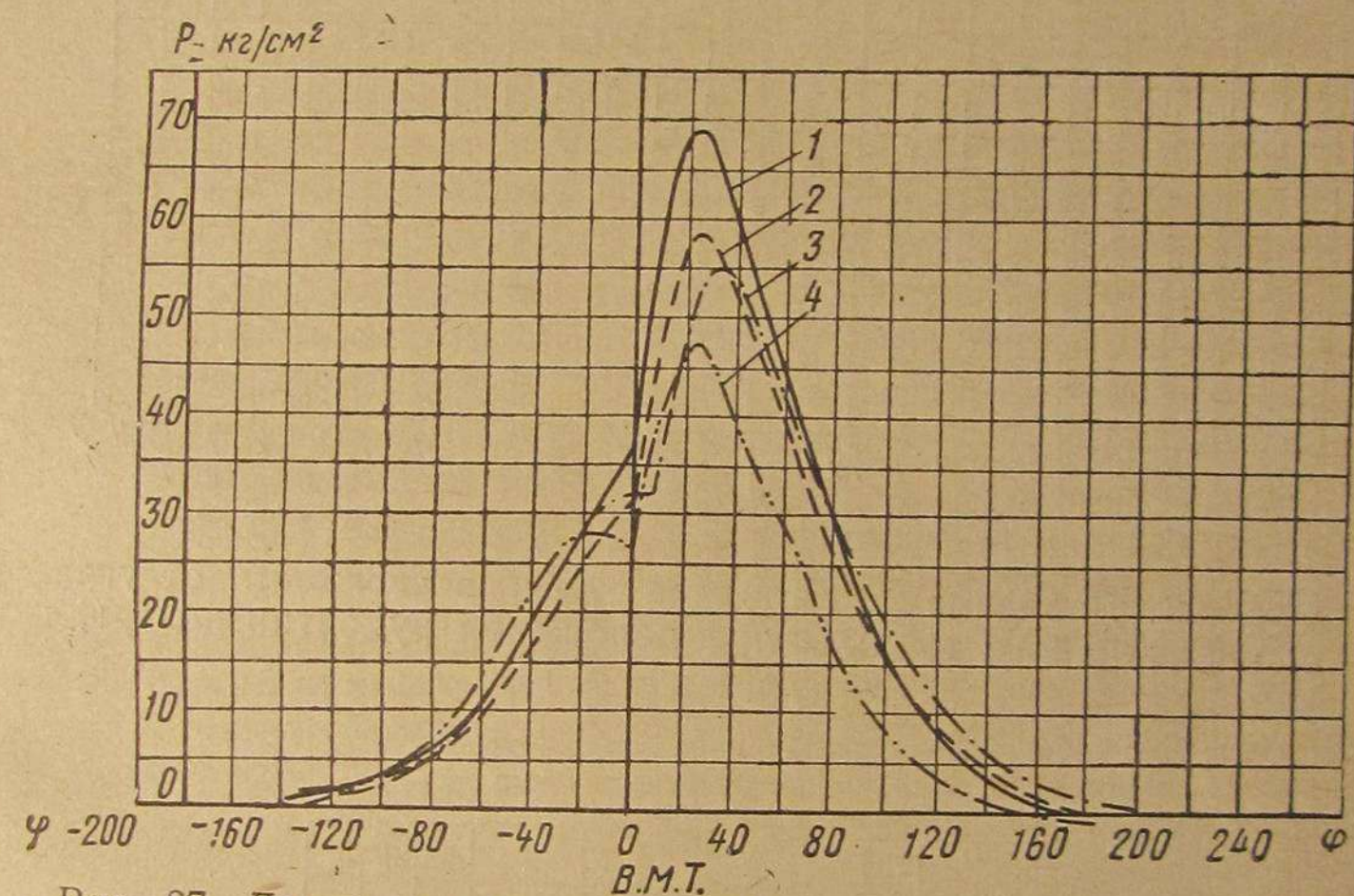


Рис. 27. Давление в цилиндре  $P_z$  в зависимости от угла подачи жидкого топлива при положении рукоятки контроллера ( $n_k = 12$ )\*

ненормальным — с большим запаздыванием воспламенения. Начало видимого горения смеси начинается с большим запаздыванием и, как правило, это запаздывание равно  $5-10^\circ$  после верхней мертвой точки. Такое запаздывание воспламенения заряда цилиндра может легко привести к выключению цилиндров из работы со всеми вытекающими из этого последствиями.

Следующими параметрами, характеризующими индикаторный процесс двигателя, являются степень повышения давления  $\lambda$  и «жесткость» работы двигателя (рис. 29 и 30):

$$D = \frac{P_z - P_c}{\Delta\varphi}$$

\* Цифры на кривых 1—5 рис. 27 и 28 имеют то же значение, что и на рис. 26.



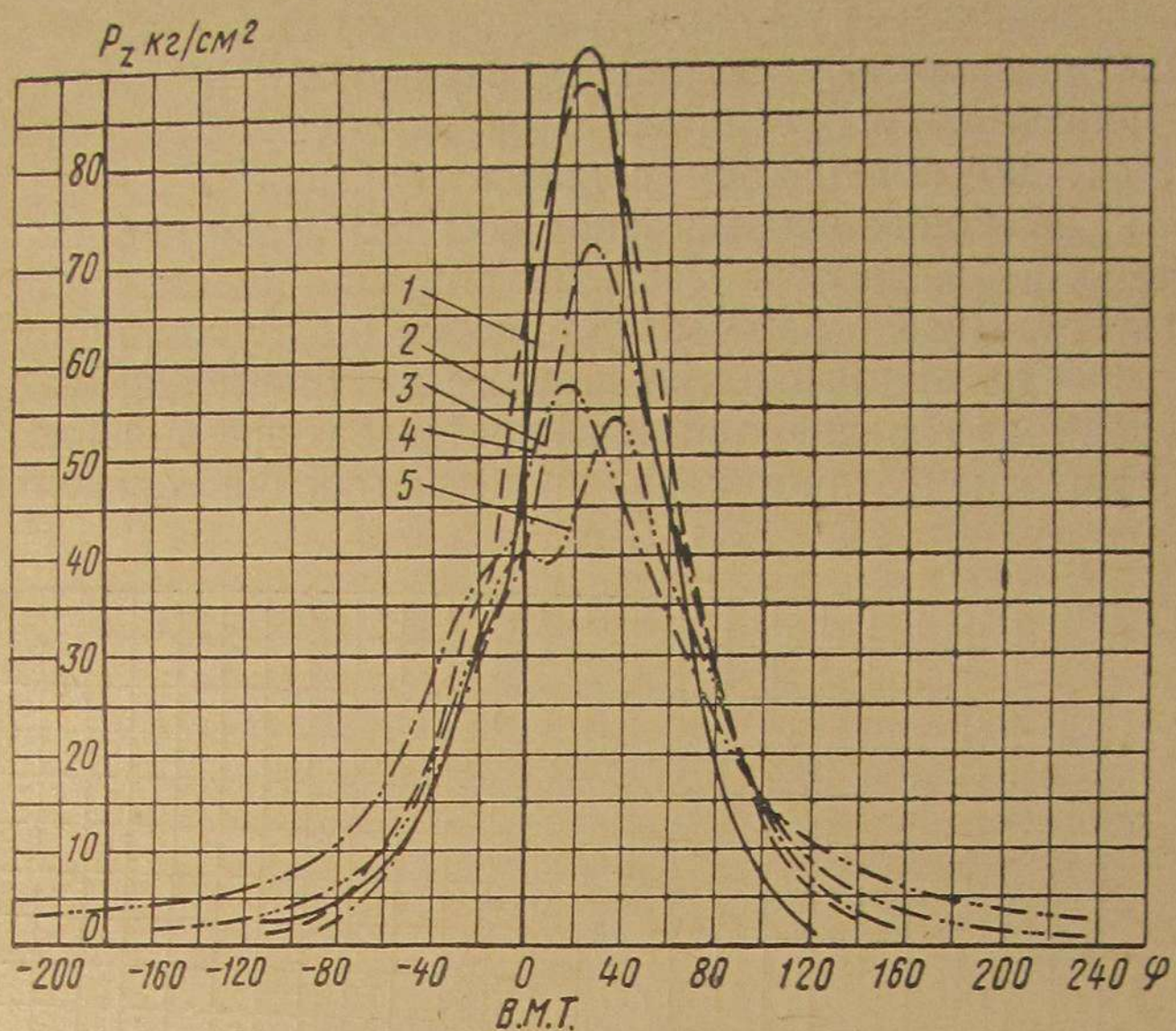


Рис. 28. Давление в цилиндре  $P_z$  в зависимости от угла подачи жидкого топлива при положении рукоятки контроллера ( $n_k = 16$ )

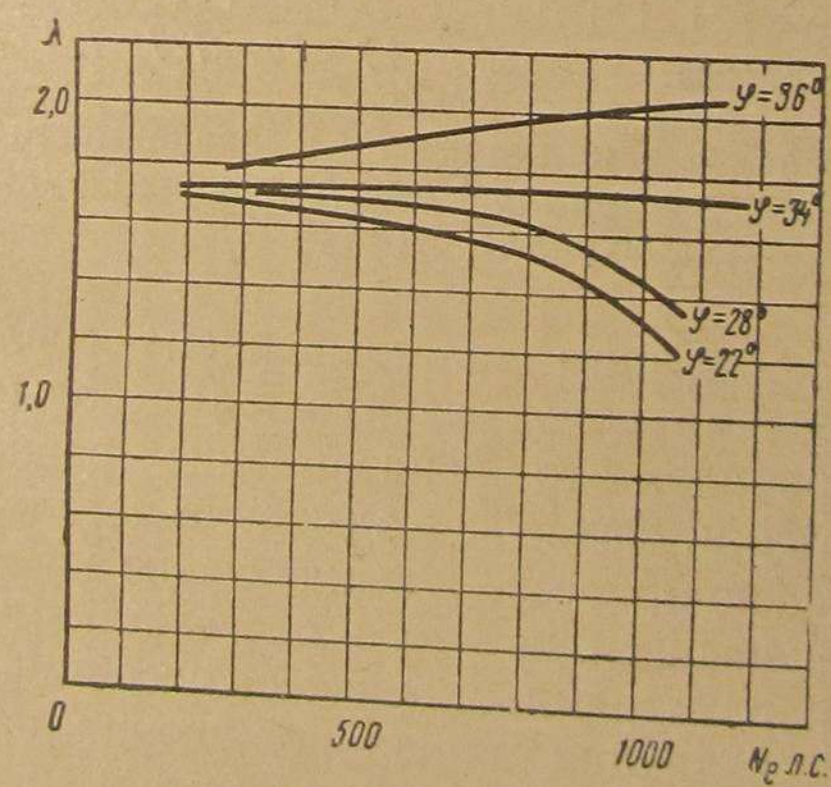


Рис. 29. Зависимость степени повышения давления от мощности  $N_e$  при различных углах  $\varphi$

Все эти величины даны в зависимости от мощности и угла впрыска топлива.

Необходимо отметить, что в испытываемом двигателе степень повышения давления  $\lambda$  не всегда увеличивается с увеличением мощности, что противоречит установившимся понятиям о зависимости  $\lambda$  от мощности. Как видим из рис. 29, при углах впрыска  $\varphi > 34^\circ$  с увеличением мощности  $\lambda$  повышается, а при углах  $\varphi < 34^\circ$  — понижается. Это находит свое объяснение в том, что давление сжатия  $P_c$  не зависит от угла впрыска жидкого топлива и увеличивается с увеличением мощности. В то же время на давление сгорания  $P_z$  воздействуют два фактора: угол впрыска топлива и нагрузка. С увеличением нагрузки и угла впрыска давление  $P_z$  быстро возрастает. На больших нагрузках при  $\varphi < 34^\circ$  происходит особенно большое запаздывание воспламенения смеси, сгорание смеси происходит вяло, а поэтому  $P_z$  на этом режиме увеличивается незначительно, что приводит к снижению  $\lambda$ .

**Влияние периода задержки воспламенения  $\varphi_i$  на параметры рабочего процесса.** По современным воззрениям [10] процесс сгорания в дизелях, использующих жидкое топливо, имеет четыре фазы: подготовительную, воспламенения и начального горения, основного и замедленного горения.

На отдельные фазы процесса и на процесс в целом решающее значение оказывает период задержки воспламенения, который выражается или временем  $\tau_i$  в секундах, или углом поворота коленчатого вала  $\varphi_0$  в градусах. В свою очередь индикаторный период запаздывания воспламенения зависит от протекания физических и химических процессов: распыливания, нагревания и испарения топлива, перемешивания топлива и воздуха, концентрации кислорода и, наконец, рода топлива. Особенно большое влияние на  $\varphi_i$  оказывает отношение  $\frac{T}{P}$  — температуры и давления воздуха, при котором впрыскивается топливо.

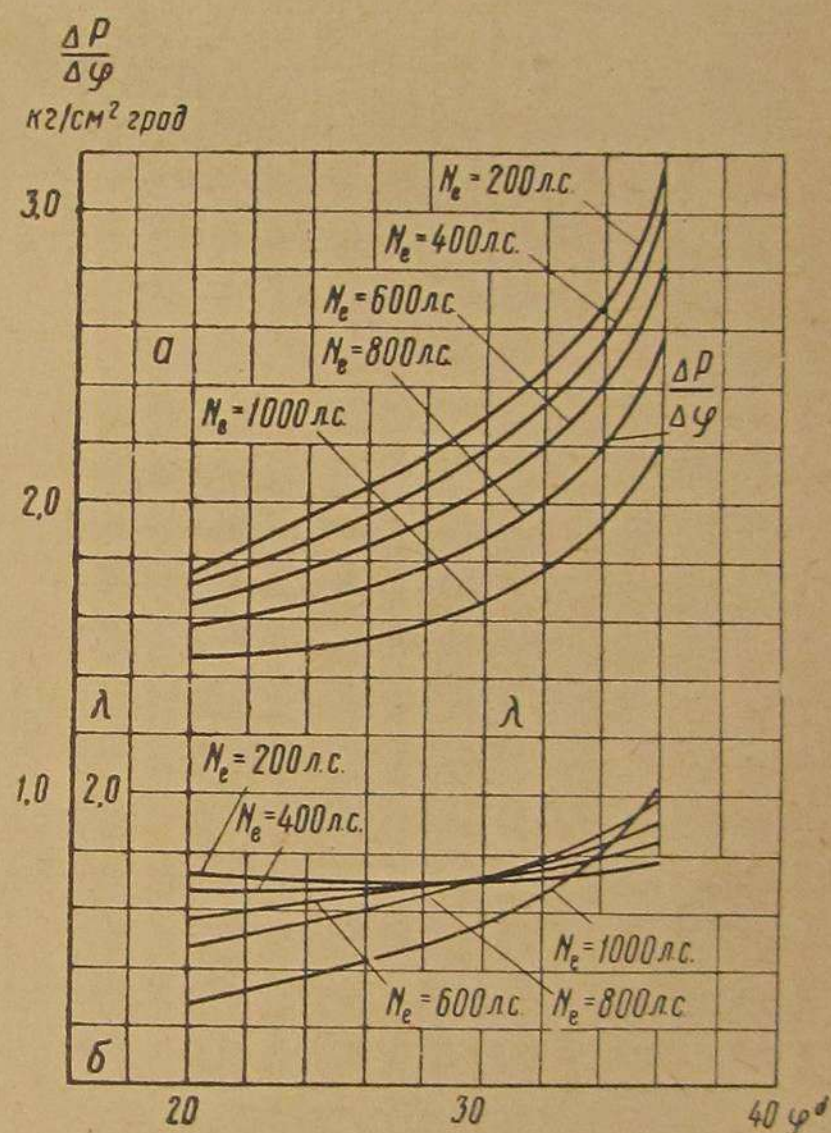


Рис. 30. Зависимость «жесткости»  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  и степени повышения давления  $\lambda$  от угла опережения впрыска жидкого топлива  $\varphi^\circ$  при  $N_e = \text{const}$



Индикаторный период задержки воспламенения может быть представлен в виде суммы:

$$\tau_i = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3,$$

где  $\tau_1$  — время распыливания;  
 $\tau_2$  — время испарения и диффузии;  
 $\tau_3$  — время химических превращений.

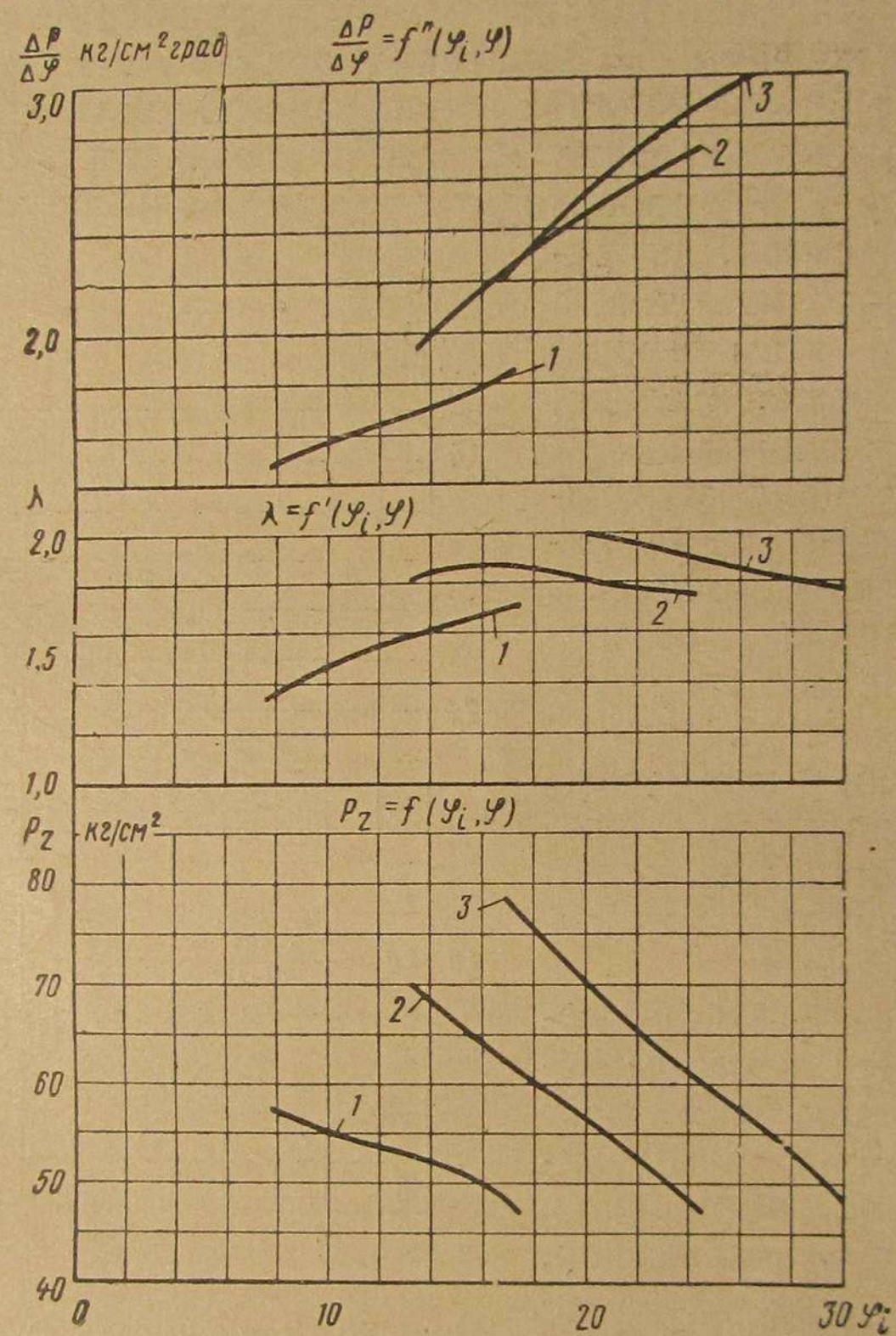


Рис. 31. Зависимость давлений сгорания от  $P_z$ , степени повышения давления  $\lambda$  и скорости нарастания давления  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  от периода задержки воспламенения  $\varphi_i$ :  
 1 — углы опережения, впрыска запального топлива — 22°; 2 — то же 34°; 3 — то же 36°

Отдельные элементы времени, входящие в эту формулу, определяются или по формулам А. И. Толстова и Д. И. Вырубова [10—11], или экспериментальным путем. Нами  $\varphi_i$  определялось по индикаторным диаграммам.

В испытываемом двигателе с увеличением нагрузки  $\varphi_i$  уменьшается, а с увеличением угла опережения впрыска возрастает, причем на малых углах опережения впрыска  $\varphi_i$  возрастает медленно, а при больших — весьма интенсивно. При больших нагрузках в пределах изменения угла опережения впрыска  $\varphi = 22-31^\circ$  изменяется незначительно; при дальнейшем возрастании  $\varphi$  период задержки резко повышается. Поэтому к подбору угла  $\varphi$  следует относиться чрезвычайно внимательно, так как увеличение этого

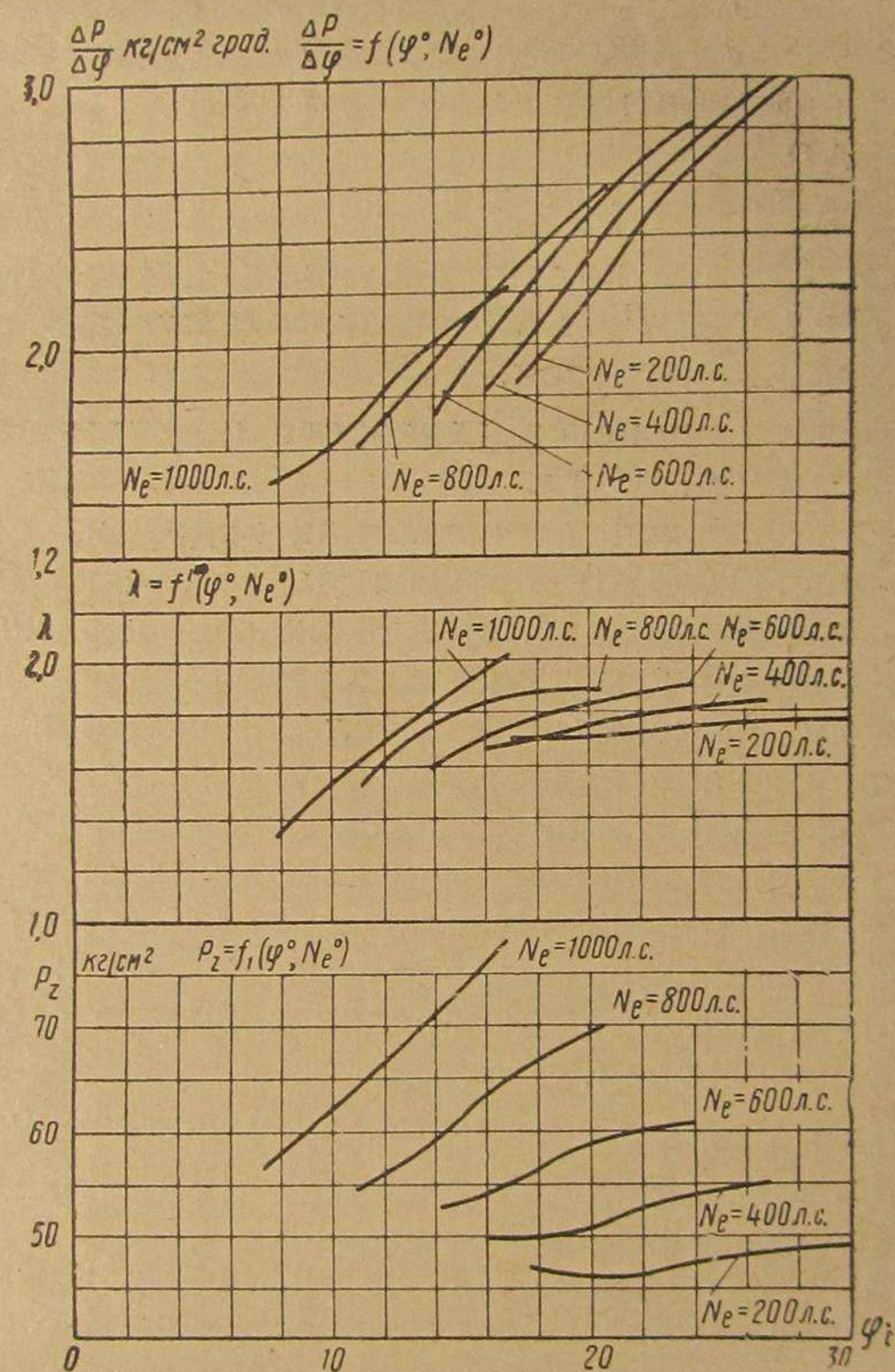


Рис. 32. Влияние периода задержки воспламенения топлива на рабочий процесс двигателя

угла лишь на 2—4° сверх нормального резко увеличивает период задержки воспламенения, чему сопутствует весьма жесткая работа двигателя. Опытами установлено, что в двигателях, использующих смешанное топливо,  $\varphi_i$  на 8—12° больше, чем в двигателях, работающих на жидком топливе.

Характер зависимости  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ ,  $\lambda$  и  $P_z$  от периода задержки воспламенения  $\varphi_i$  и угла впрыска жидкого топлива более наглядно



показан на рис. 31. С увеличением  $\varphi_i$  и  $\varphi$  жесткость работы  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  возрастает. С увеличением  $\varphi_i$  степень повышения давления  $\lambda$  при малых углах ( $\varphi = 22^\circ$ ) возрастает, а при больших ( $\varphi = 36^\circ$ ) понижается. На рабочих углах ( $\varphi = 33 \div 34^\circ$ )  $\lambda$  остается неизменным.

С увеличением  $\varphi_i$  давление сгорания понижается, тогда как в двигателях, использующих жидкое топливо, увеличение  $\varphi_i$  сопровождается увеличением  $P_z$ .

Снижение давления  $P_z$  при увеличении  $\varphi_i$  получено за счет уменьшения нагрузки, так как в данном случае увеличению  $\varphi_i$  сопутствовало снижение мощности двигателя.

Зависимость  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ ,  $\lambda$ ,  $P_z$  от угла  $\varphi_i$  и мощности дизеля показано на рис. 32. Кривые на этом рисунке показывают, что с увеличением  $\varphi_i$ , давление  $P_z$  возрастает, однако это справедливо только для больших нагрузок.

**Анализ рабочего процесса двигателя по совмещенным индикаторным диаграммам.** Обращает на себя внимание процесс зарядки двигателя рабочей смесью. Как видно из совмещенных диаграмм (см. рис. 26—28), процесс двигателя на больших нагрузках протекает нормально. Линии сжатия и расширения располагаются близко друг к другу в соответствии с мощностью и оборотами дизеля. Максимальное давление сгорания  $P_z$  с уменьшением угла впрыска  $\varphi$  падает. Однако на малых нагрузках и оборотах (см. рис. 26) такой строгой закономерности не сохраняется. При  $\varphi = 22^\circ$  давление  $P_z$  в некоторых случаях получается больше, чем при  $\varphi = 36^\circ$ . Наблюдается необычно большой разброс давлений на линии сжатия и расширения. Это явление следует объяснить нарушением зарядки цилиндра рабочей смесью в процессе его наполнения.

Для анализа этого явления используем диаграмму 3, представленную на рис. 27. Протекание зарядки цилиндра можно себе представить следующим образом: при поступлении в цилиндр свежей порции газовой смеси, во время перекрытия клапанов из выхлопного коллектора был совершен заброс сгоревших газов из соседнего цилиндра, в котором был пропуск вспышки. В первый момент часть смеси в этом цилиндре сгорела, а затем горение было прекращено вследствие увеличения в смеси  $\text{CO}_2$  и понижения температуры. Понижение температуры могло произойти за счет поступления свежего заряда. Таким образом следует предполагать, что вначале происходило сжатие в цилиндре нагретой газовой смеси, разбавленной сгоревшими газами. После впрыска жидкого топлива горение вновь возобновилось. Так как смесь была загрязнена инертными газами, то горение газа и жидкого топлива протекало чрезвычайно медленно, с догоранием по линии расширения. Поэтому давления газа на линии расширения получены ненормально высокими. Следует отметить, что индикаторный процесс при уста-

новившихся режимах протекает весьма устойчиво, однако при сбрасывании нагрузки или при случайном переобогащении газа водородом, или выпадении из работы отдельных цилиндров стабильность процесса эпизодически нарушается и давление сгорания достигает 80—110 ат.

**Оптимальный угол впрыска  $\varphi$ .** Известно, что на долговечность и работоспособность поршневой группы и кривошипного механизма двигателя решающее значение оказывает не максимальное давление сгорания  $P_z$ , а жесткость работы двигателя  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ . Для дизеля Д50 заводом установлено допустимое давление  $P_z = 60 \div 64 \text{ кг/см}^2$ .

Многолетний опыт эксплуатации газогенераторных тепловозов с давлением в цилиндрах  $P_z = 60 \div 65 \text{ кг/см}^2$  показывает, что при этих давлениях двигатель работает надежно; данными испытаниями установлено, что при угле впрыска  $32\text{—}33^\circ$  давление сгорания  $P_z$  не превышает 65 ат. Что касается жесткости  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ ,

то по данным проф. Н. В. Иноземцева [12], до жесткости  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 2 \div 4$  на жидком топливе двигатели работают спокойно, без стуков. По опытам ЦНИИ с двигателем Д50 на смешанном топливе [13] спокойная, без стуков, работа двигателя происходит до жесткости  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = 3 \div 4$ . В наших испытаниях при угле впрыска  $\varphi = 33^\circ$   $P_z$  не превышает 65 ат, а «жесткость»  $D = 2 \div 2,5$ .

На основании анализа изложенного здесь опытного материала следует считать, что для двигателя Д50 при длинных нагнетательных трубках (3 м) оптимальный угол  $\varphi$  будет  $33 \div 34^\circ$ , а для коротких (заводских) трубок  $\varphi = 30 \div 31^\circ$ .

**Влияние угла впрыска на температуру отработавших газов.** С увеличением угла впрыска жидкого топлива температура отработавших газов в выхлопном коллекторе  $t_{\text{ГК}}$  и средняя температура по выхлопным патрубкам  $t_{\text{ГКСР}}$  понижаются (рис. 33 и 34). Так, при мощности 800 э. л. с. и  $\varphi = 36^\circ$  температура газа в коллекторе была  $490^\circ \text{C}$ , а при  $\varphi = 22^\circ$  и той же мощности эта температура повысилась до  $538^\circ \text{C}$ . Это свидетельствует о том, что в дизеле при малых углах впрыска имеется догорание газа в процессе расширения. Поэтому установившееся в практике мнение, что для снижения температуры отработавших газов следует уменьшать угол впрыска в двигателе, работающем на смешанном топливе, — неправильно. Имеется еще одна важная особенность двигателей, работающих на смешанном топливе: с увеличением мощности температуры в выхлопных патрубках возрастают менее интенсивно, чем в выпускном коллекторе.

**Зависимость числа оборотов турбовоздуховки от угла впрыска жидкого топлива.** С увеличением угла впрыска число оборотов турбины турбовоздуховки несколько снижается, а при малых уг-



лах повышается. Это объясняется тем, что на малых углах  $\varphi$  отработавшие газы имеют более высокую температуру, поэтому за счет большего температурного перепада повышается число оборотов турбины.

Производительность турбовоздуховки  $L_0$  при уменьшении  $\varphi$  и увеличении мощности возрастает, так как на этих режимах и при малых углах впрыска турбовоздуховка имеет более высокие обороты.

Расход воздуха, отбираемого на газификацию,  $L_r$ , расход газа двигателем  $G_r$  и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  в зависимости от

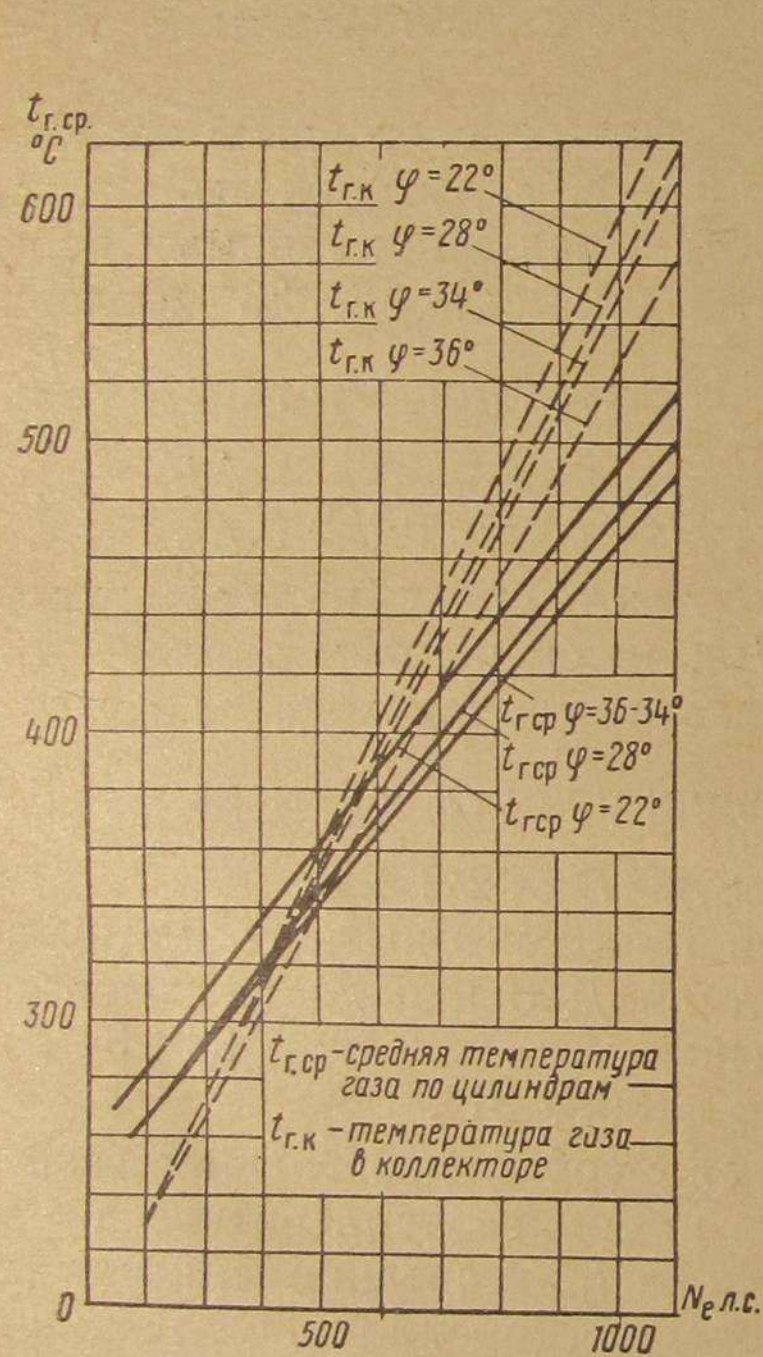


Рис. 33. Зависимость температуры отработавших газов от мощности  $N_e$  при различных углах впрыска  $\varphi$

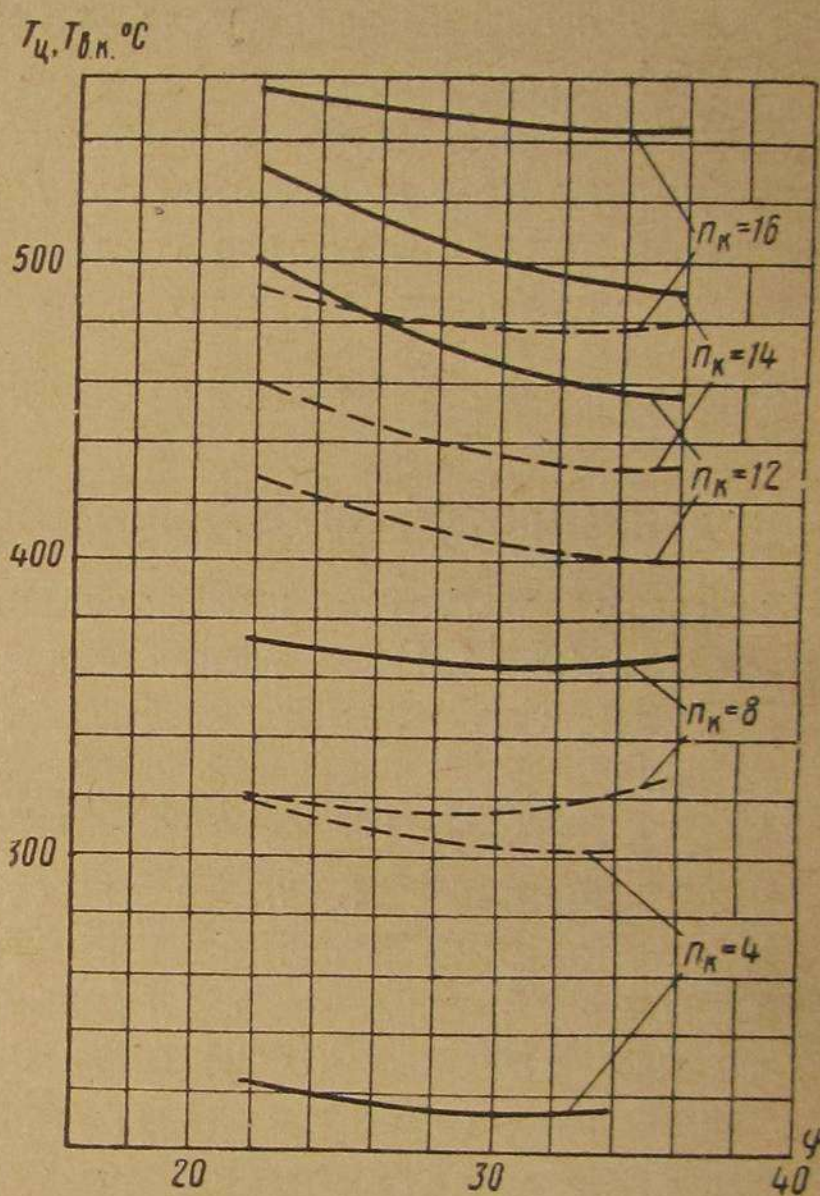


Рис. 34. Средняя температура по цилиндрам  $T_c$  и температура в выпускном коллекторе  $T_{вк}$  в зависимости от угла опережения впрыска жидкого топлива  $\varphi$  при различных положениях рукоятки контроллера  $n_k$

мощности и угла впрыска топлива показаны на рис. 35. Отбор воздуха на газификацию  $L_r$  весьма мало зависит от угла впрыска жидкого топлива. Подмеченная тенденция снижения  $L_r$  с уменьшением  $\varphi$  не вытекает из физической сущности работы дизеля, а объясняется, скорее, состоянием газогенераторной установки (гидравлическим сопротивлением). Расход газа  $G_r$  не имеет прямой связи с углом  $\varphi$ , но при разных углах получены разные значения  $G_r$ . Это и понятно, так как к воздуху, отбираемому для газификации, добавляется пар, количество которого не связано с углом  $\varphi$ .

Коэффициент избытка воздуха весьма мало зависит от  $\varphi$ , однако имеется тенденция повышения  $\alpha$  с уменьшением  $\varphi$ , что нужно отнести за счет специфики турбонаддува. Это явление имеет место в связи с большей подачей воздуха в дизель воздуховодкой.

Зависимость экономических факторов дизельгенераторной установки от угла впрыска и мощности показана на рис. 36. На этом рисунке даны:  $g_{еж}$  — удельное тепло, внесенное в цилиндр жидким топливом;  $g_{ег}$  — удельное тепло, внесенное в цилиндр газообразным топливом;  $g_e$  — общее удельное тепло;  $g_e + g_{еж} + g_{ег}$ , а также к. п. д. дизеля  $\eta_e$  на смешанном топливе.

Расход жидкого топлива мало изменяется при изменении  $\varphi$  и зависит главным образом от калорийности газа и гидравлических сопротивлений установки. Однако имеется тенденция к снижению расхода жидкого топлива при увеличении угла впрыска.

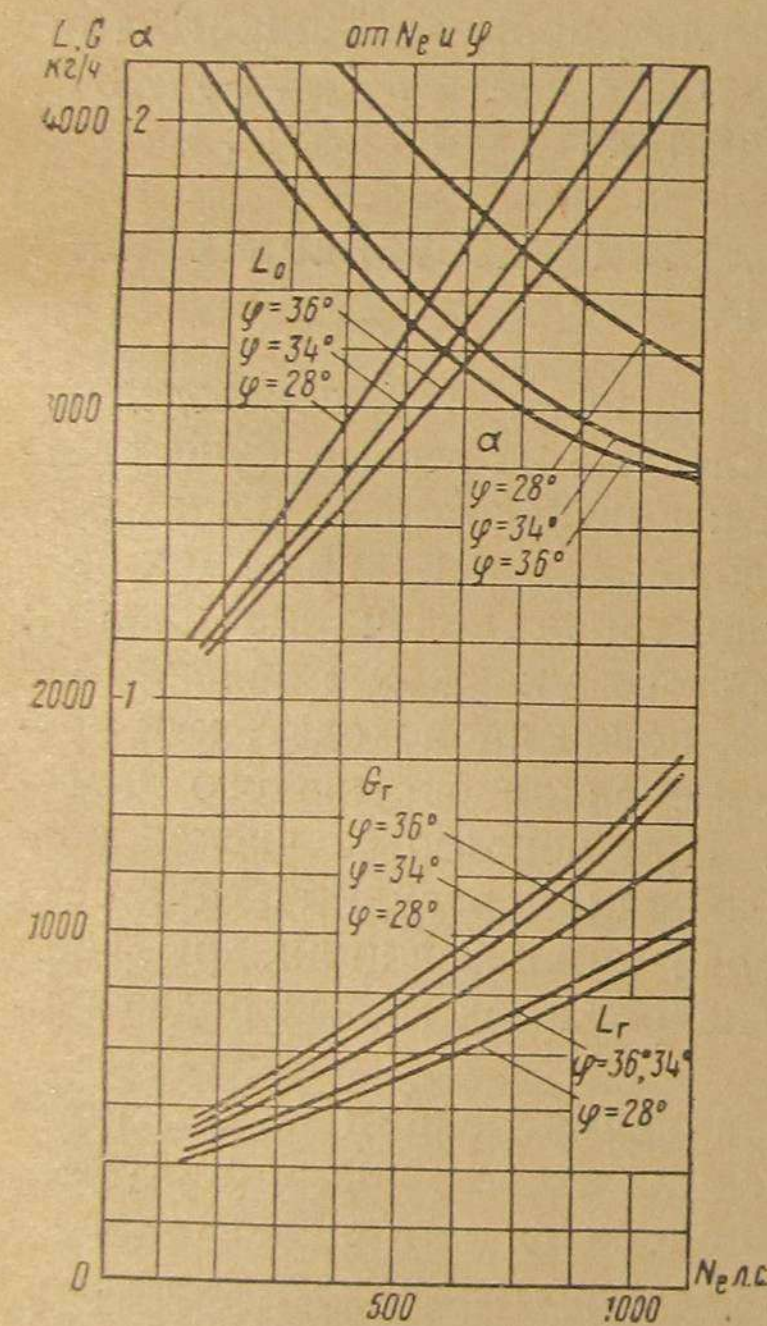


Рис. 35. Подача воздуха турбовоздуховкой  $L_0$ , расход воздуха на газификацию  $L_r$ , расход газа  $G_r$  и коэффициент избытка воздуха  $\alpha$  в зависимости от  $N_e$  и  $\varphi$

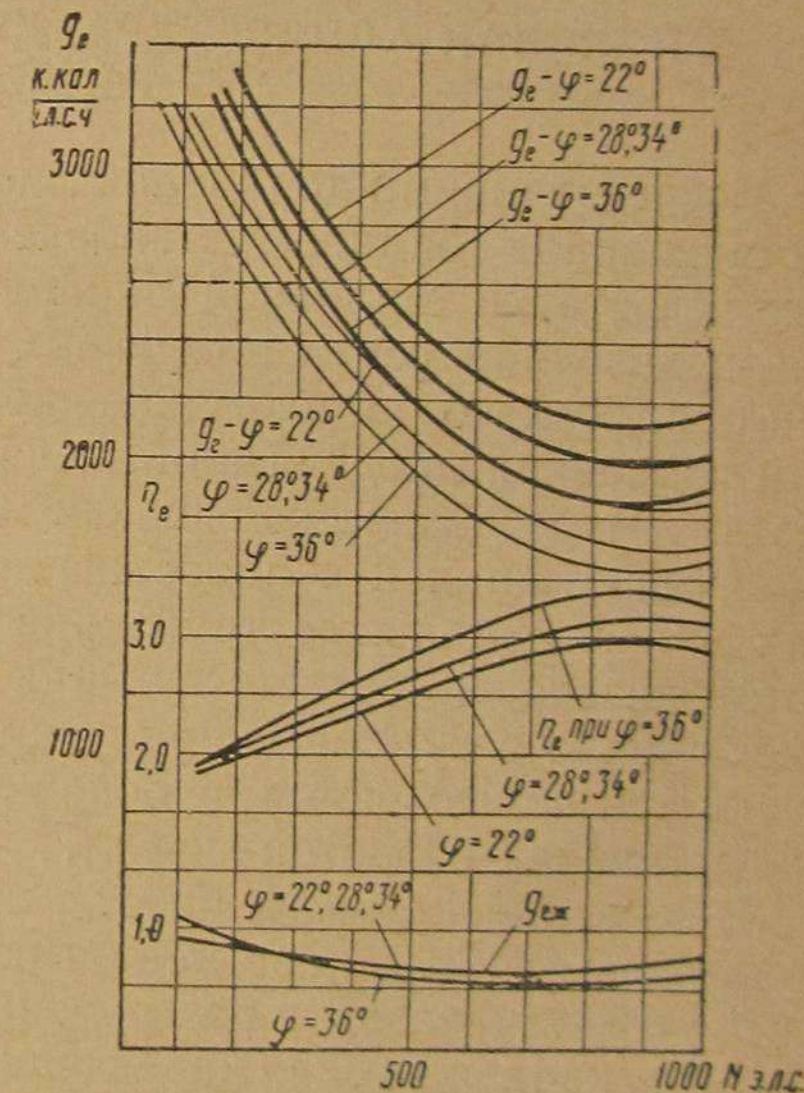


Рис. 36. Расход тепла и к. п. д. двигателя в зависимости от мощности  $N_e$  при различных углах  $\varphi$

Расход тепла, вносимого газом в двигатель, а также общий расход тепла с увеличением  $\varphi$  уменьшается, а к. п. д. увеличивается. Увеличение к. п. д. в данных опытах получено довольно большим, т. е. от 30% при  $\varphi = 22^\circ$  до 33,4% при  $\varphi = 36^\circ$ . На малых нагрузках влияние угла впрыска на к. п. д. становится почти незаметным



Приведенные данные позволяют сделать следующие выводы. В двигателях, использующих смешанное топливо, увеличение угла впрыска жидкого топлива, с одной стороны, дает увеличение интенсификации рабочего процесса двигателя, что сопровождается увеличением давления сгорания  $P_z$ , «жесткости» работы двигателя  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$ , а с другой стороны, получается снижение

температуры отработавших газов, расходов удельного тепла и повышение к. п. д. дизеля при наиболее ходовых нагрузках. Учитывая это, к выбору угла  $\varphi$  следует подходить с большой тщательностью; выбранный угол  $\varphi$  должен обеспечивать надежность работы кривошипного механизма и оптимальную экономичность двигателя.

Для двигателя Д55 оптимальным углом впрыска жидкого топлива при длинных нагнетательных трубках считать  $\varphi = 33 \div 34^\circ$ , а при стандартных трубках этого двигателя  $\varphi = 30 \div 31^\circ$ .

## § 2. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДВИГАТЕЛЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ТЕПЛОВОЗА

Исследованиями топливной системы дизелей Д50, переведенных на смешанное топливо, установлены следующие весьма существенные недостатки топливной аппаратуры: при некоторых числах оборотов дизеля и соответствующих положениях регулирующих реек топливных насосов наступает неравномерная подача по циклам; при изменениях подачи или числа оборотов указанные явления исчезают. Чередование больших и малых подач происходит, как правило, через цикл и сопровождается изменением остаточного давления в нагнетательном трубопроводе. При некоторых числах оборотов дизеля и соответствующих положениях регулирующих реек имеют место регулярные пропуски подач топлива в цилиндры. Пропуски эти наблюдаются в основном на режимах малых подач при малых числах оборотов дизеля.

В качестве примера работы с пропусками секции насоса ниже приведены данные характеристики секции насоса: диаметр плунжера  $d_{пл} = 20$  мм, зазор в разгрузочном пояске нагнетательного клапана  $\delta = 0$ , гидравлическая характеристика — «проливка» распылителя — 14,1 сек; пропуски имелись при числах оборотов дизеля 275, 430 и 495 об/мин. При этом для числа оборотов 275 при производительности секции насоса более  $q = 0,165$  г/цикл пропусков не наблюдалось; в интервале  $q = 0,165 \div 0,99$  г/цикл насос подавал топливо с перебоями; в интервале  $q = 0,09 \div 0,015$  г/цикл пропусков не наблюдалось.

Примерно такие же зоны работы насоса с пропусками имели место при числе оборотов дизеля 430 и 495 об/мин. Подобные или несколько отличные характеристики работы секций топливного насоса нередко имеют место в эксплуатационной практике.

Указанные выше явления происходят и в насосах, снабженных

новыми плунжерными парами. В связи с тем, что плунжерные пары подбирают только по плотности, соответствующей максимальной подаче, а не по полной гидравлической характеристике, насос, будучи отрегулирован на одинаковую подачу секциями для определенного режима (по оборотам и нагрузке), при переходе на другой режим, особенно при переходе с больших подач на малые, в значительной степени теряет регулировку.

При износе плунжерных пар резко изменяются количественные и качественные характеристики подачи топлива различных плунжерных пар, причем для разных пар изменение неодинаково. Это еще более усложняет регулировку насоса для работы на разных режимах, в особенности на режиме малых подач.

Так как указанные недостатки присущи топливной системе дизеля Д50, работающего и на жидком топливе, то нахождение путей их устранения имело бы существенную ценность для работы дизелей тепловозов ТЭ1 и ТЭ2. Поэтому при исследованиях всех конструктивных изменений ставилась задача не только обеспечить надежную подачу запальной порции топлива, но и экономичную работу дизеля Д50 на жидком топливе на мощности, возможно более близкой к номинальной.

Очевидно, для этого необходимо, чтобы продолжительность впрыска была возможно более близкой к продолжительности впрыска серийной топливной системы. При этом величина подвпрысков, их продолжительность и суммарная продолжительность основного впрыска и подвпрыска на режиме полного числа оборотов и нагрузки дизеля не должна резко отличаться от таковых же для серийной топливной системы.

В процессе работы были исследованы следующие конструктивные изменения топливного насоса: введение зазора между разгрузочным пояском нагнетательного клапана и его корпусом; изменение давления топлива в подводящем к насосу трубопроводе; изменение (уменьшение) диаметра отсечного отверстия в гильзе плунжерной пары; уменьшение надплунжерного пространства постановкой вытеснителей; уменьшение диаметра плунжера и соответственно гильзы плунжерной пары до 16 мм; изменение конфигурации головки плунжера; изменение профиля кулачка вала топливного насоса применительно к плунжерной паре с диаметром плунжера 16 мм.

Предварительными испытаниями была установлена несколько лучшая работоспособность топливной системы с плунжерными парами уменьшенного размера ( $d_{пл} = 16$  мм) и специально изготовленным кулачковым валом топливного насоса на режимах малых подач применительно к газогенераторному тепловозу. Дополнительно проверялось: а) влияние уменьшения проходного сечения нагнетательного трубопровода и его объема на стабильность процесса в соответствии с рекомендациями предыдущих исследований; б) влияние постановки вытеснителей в пространство над плунжером (в верхней части гильзы), в пространство внутри пружины нагнетательного клапана и вокруг этой пружины (в нажимном штуцере секции топ-



ливного насоса), т. е. проверялось влияние дальнейшего уменьшения объема топливной системы на стабильность процесса; в) влияние зазора между разгрузочным пояском нагнетательного клапана и корпусом этого клапана. Исследования проводились по методике, изложенной в работе «Разработка норм плотности плунжерных пар топливных насосов двигателей тепловозов ТЭ1 и ТЭ2 в эксплуатации».

Дополнительной проверке была подвергнута работа секции топливного насоса с плунжерной парой диаметром 16 мм. Полученные характеристики подачи топлива (в г/цикл) в зависимости от скоростного режима дизеля (числа оборотов) и положения регулирующей рейки (выхода рейки, измеряемого в мм) представлены на рис. 37—39.

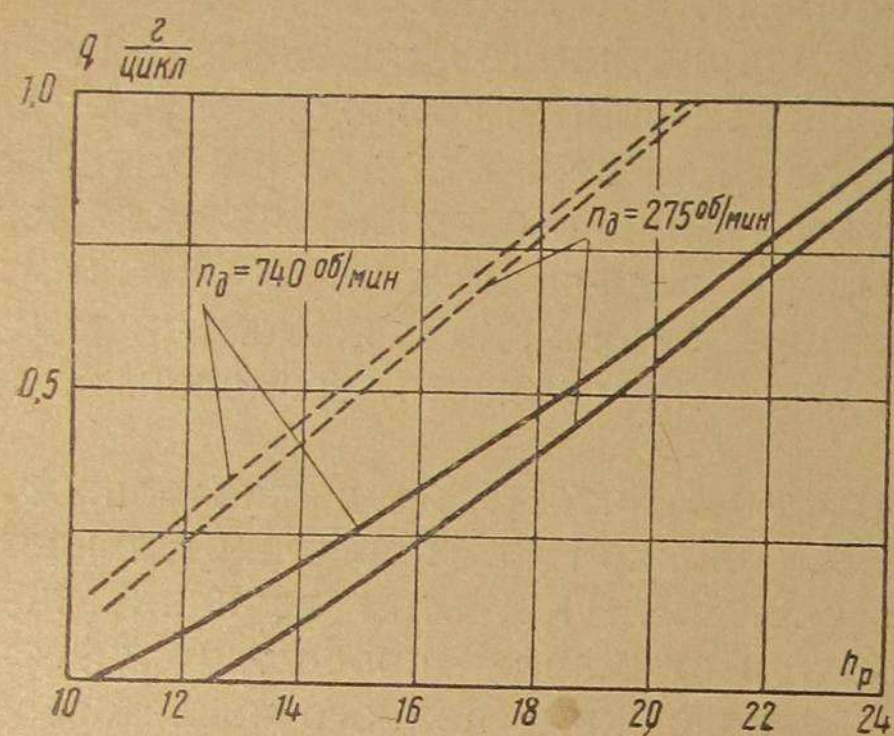


Рис. 37. Зависимость количества топлива  $q$ , поданного за цикл, от положения рейки  $h_p$  и числа оборотов вала дизеля  $n_d$ :  
 ———  $d_{пл} = 16$  мм,  $l_{тр} = 1100$  мм;  
 - - -  $d_{пл} = 16$  мм,  $l_{тр} = 1100$  мм  
 (с вытеснителями)

Следует указать, что исследования велись на стенде с кулачком топливного насоса, запроектированным и изготовленным из условия обеспечения весовой скорости подачи топлива плунжером насоса при плунжере  $d_{пл} = 16$  мм, равной весовой скорости топлива, имеющейся в серийном топливном насосе при серийном плунжере с  $d_{пл} = 20$  мм. Достаточно малая подача топлива на цикл, к сожалению, сопровождается явлением неустойчивого впрыска, при котором периодически (через цикл) изменяется количество впрыскиваемого в цилиндр топлива. Иллюстрация этого явления дана на рис. 38, где видно, что зоны неравномерности подачи имеются на всех скоростных режимах дизеля, причем зоны эти переменны для различных чисел оборотов и, кроме того, переменны при переходе с одного режима на другой. Явно видно также, что уменьшение длины нагнетательного трубопровода в возможных для дизеля Д50 пределах существенно не сказывается на улучшении неравномерности подачи, а, наоборот, для некоторых режимов даже ухуд-

шает ее. Постановка вытеснителей дала, казалось бы, положительный результат, так как значительно уменьшился выход рейки, при котором еще имеет место устойчивая (без пропусков) подача топлива, а для одинаковых выходов рейки сравнительно с выходами рейки секции топливного насоса без вытеснителей подачи существенно возросли.

Однако в действительности постановка вытеснителей увеличила количественную подачу, при которой еще имеют место регулярные впрыски топлива. Указанное положение иллюстрируется рис. 39. Первые четыре горизонтальные графы указывают, что хотя устой-

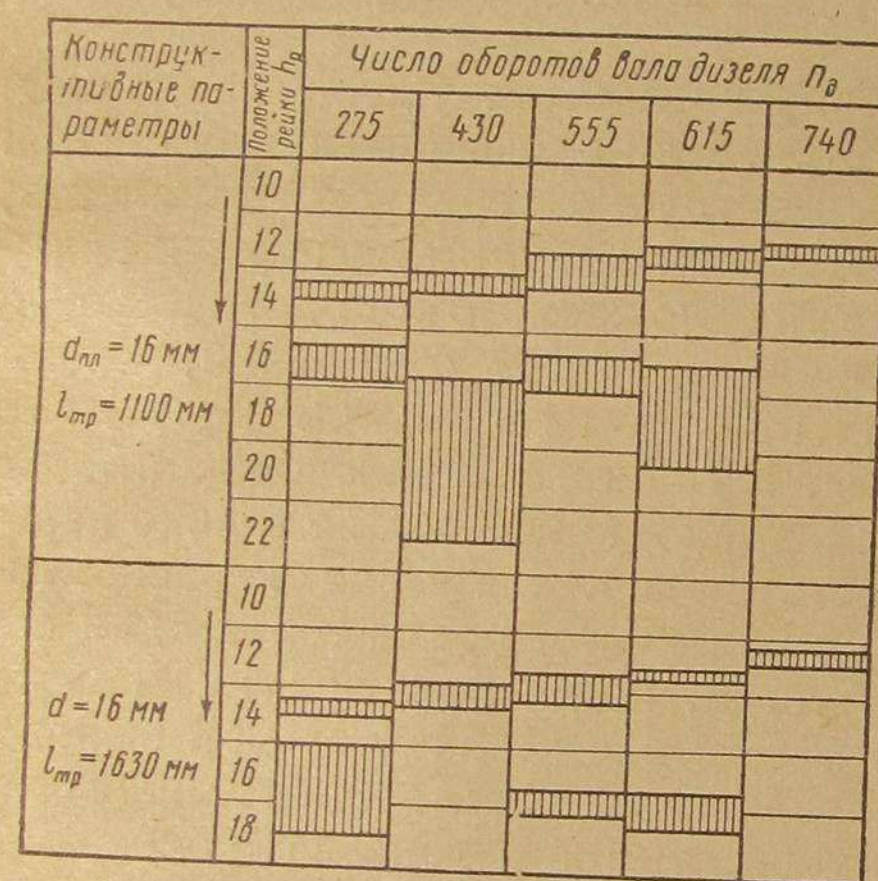


Рис. 38. Зависимость начала устойчивой подачи топлива секцией топливного насоса от числа оборотов вала дизеля и конструктивных параметров топливной системы

чивая подача секцией топливного насоса начинается при меньших выходах рейки при наличии вытеснителей (сплошные линии), но действительное количество топлива для данного выхода рейки, соответствующего минимально устойчивой подаче, значительно возросло.

Дополнительные опыты с уменьшением внутреннего проходного сечения нагнетательных трубок не внесли принципиальных изменений в рассмотренные выше зависимости; проверочные просмотры на осциллографической установке показали, что постановка в секцию топливного насоса клапанов с уменьшенным на 0,2 мм диамет-

Конструктивные параметры	Выход рейки $h_p$	Число оборотов вала дизеля $n_d$					Количество топлива $q$ (г/цикл)
		275	430	555	615	740	
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 1630$ мм	9						0
	10						0,1
	11						0,2
	12						0,2
	13						0,2
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 1630$ мм с вытеснителями	9						0
	10						0,1
	11						0,1
	12						0,2
	13						0,2
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 1100$ мм	9						0
	10						0,1
	11						0,1
	12						0,2
	13						0,2
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 1100$ мм с вытеснителями	9						0
	10						0,1
	11						0,1
	12						0,2
	13						0,2
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 3000$ мм	9						0
	10						0,1
	11						0,1
	12						0,2
	13						0,2
$d_{пл} = 16$ мм $l_{тр} = 3000$ мм с вытеснителями	9						0
	10						0,1
	11						0,1
	12						0,2
	13						0,2

Рис. 39. Зависимость начала устойчивой подачи топлива секцией топливного насоса от числа оборотов дизеля и конструктивных параметров топливной системы (сплошная линия). Пунктирной линией дана количественная подача топлива для положения рейки, соответствующей началу устойчивой подачи для  $n_d = 275$  об/мин



ром разгрузочного пояса также не дает значительных изменений сравнительно с ранее полученными характеристиками, так как уменьшение зазора между разгрузочным пояском клапана и корпусом клапана вызывает примерно такой же конечный эффект (хотя и вызываемый иными средствами), как и введение вытеснителей, т. е. уменьшает выход рейки сравнительно с выходом рейки серийного топливного насоса при количественно одинаковой подаче топлива. Однако при этом увеличивается количественная подача топлива, при которой имеется устойчивый впрыск.

**Задача обеспечения устойчивой регулярной и равномерной подачи**, остающейся равномерной до почти полного прекращения впрысков, была решена новым методом, при котором использовались сжимаемость топлива в увеличенном объеме топливопровода и увеличенный путь прохождения упругих волн давления между насосом и форсункой.

Длина нагнетательного трубопровода была увеличена до 3 м без изменения внутреннего диаметра. Для предварительных опытов были использованы нагнетательные трубки серийного комплекта, соединенные промежуточным штуцером. Результаты первых испытаний подтвердили правильность предложенного метода. Несмотря на то, что устойчивая подача появилась при выходе рейки, равном 12,5 мм, количественная подача при этом составляла на режиме 275 об/мин примерно 0,01 г/цикл. В возможном рабочем диапазоне режимов малых и средних подач полностью исчезли не только нерегулярность, но и неравномерность подач. Заметная неравномерность имеет место при 275 об/мин коленчатого вала только для подач, меньших 0,01 г/цикл, т. е. тогда, когда практически подача прекращается и не может быть вследствие незначительной величины использована для работы дизеля газогенераторного тепловоза. Имеет место небольшая неравномерность (на режиме III положения контроллера) при выходе рейки  $h_p = 16,4 \div 17,7$  мм, однако величина неравномерности незначительная, не превышающая 10—12%, что практически на изменении величины подачи по циклам не отражается.

На остальных скоростных режимах работы дизеля во всех диапазонах выхода реек неравномерности не наблюдается. Графическое изображение значений устойчивой подачи в зависимости от выхода рейки и величина фактической количественной подачи топлива представлены на рис. 39 (5-я графа сверху). Количественная характеристика подачи топлива для секции топливного насоса с плунжерной парой  $d_{пл} = 16$  мм и нагнетательным трубопроводом длиной 3 м дана на рис. 40.

Введение вытеснителей в секцию топливного насоса с одновременным применением удлиненного нагнетательного трубопровода вызывает те же результаты, что и при стандартных нагнетательных трубках.

В связи с тем, что плунжерные пары  $d_{пл} = 16$  мм не являются серийными, а были изготовлены в единичных экземплярах, наибольший интерес представляло испытание секций насоса с удлиненным

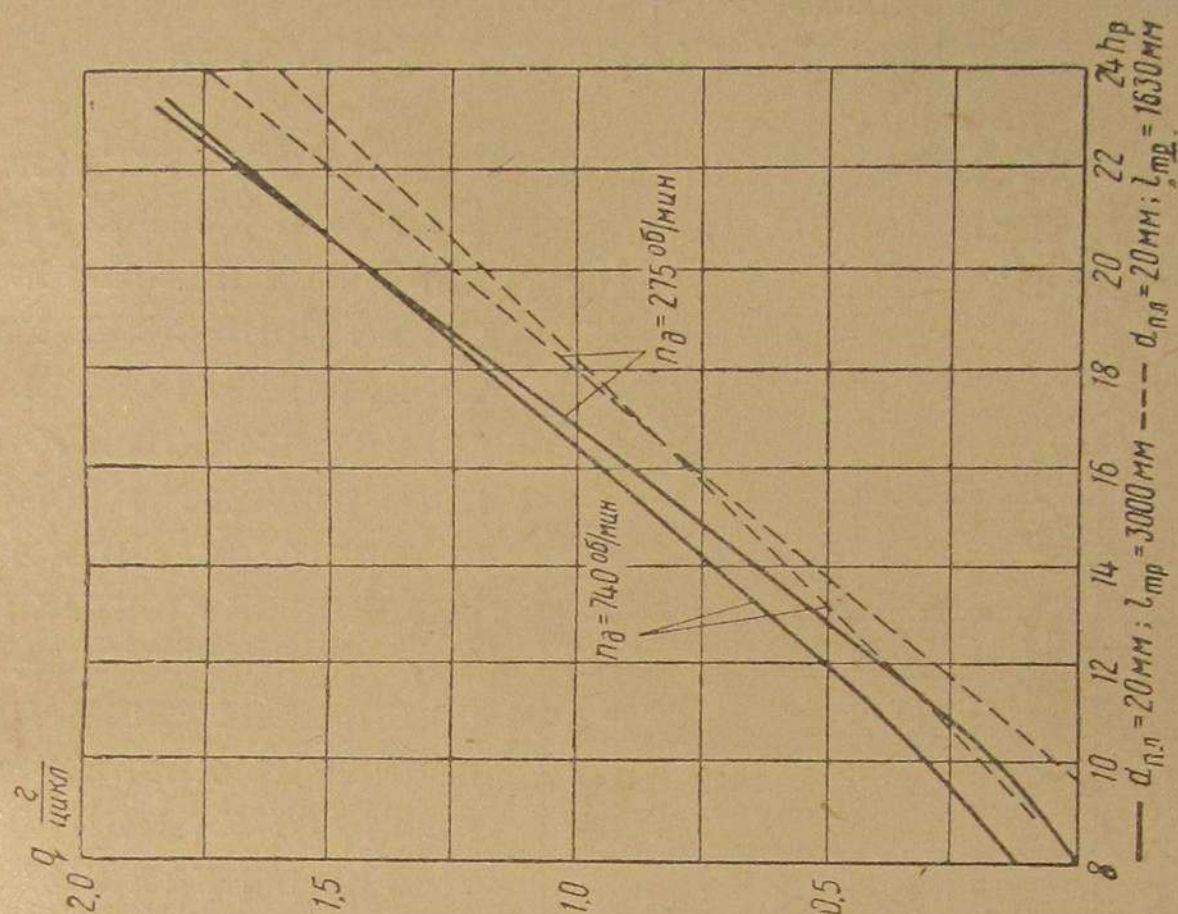


Рис. 41. Зависимость количества топлива  $q$ , поданного за цикл, от положения регулирующей рейки  $h_p$  и числа оборотов вала дизеля  $n_d$

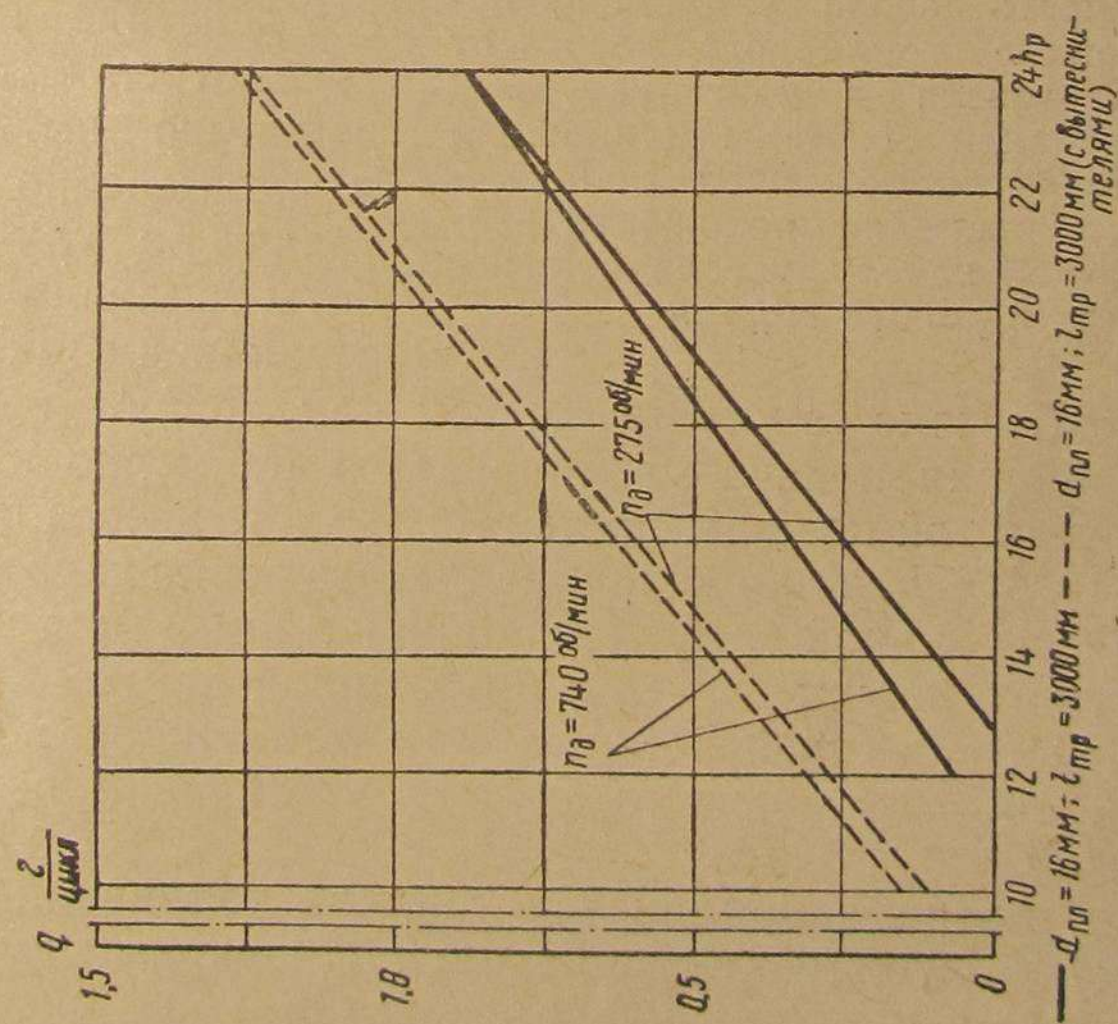


Рис. 40. Зависимость количества топлива  $q$ , поданного за цикл, от положения регулирующей рейки  $h_p$  и числа оборотов вала дизеля  $n_d$



нагнетательным трубопроводом и серийными плунжерными парами  $d_{пл} = 20$  мм. Исследование такой секции проводилось на стенде топливной аппаратуры для определения основных параметров, влияющих на режим протекания процесса впрыска и определяющих возможность применения измененной топливной системы непосредственно на дизеле, а также для получения данных, необходимых при регулировании дизеля.

Количественная характеристика подачи топлива секцией топливного насоса с плунжерной парой  $d_{пл} = 20$  мм и длиной трубки  $l_{тр} = 3000$  мм представлена на рис. 41. Для сравнения на этом же рисунке приведена характеристика подачи для серийной секции топливного насоса. Кроме некоторого сдвига влево указанных кривых подачи, принципиальных различий между приведенными характеристиками отметить нельзя.

Конструктивные параметры	Выход рейки $h_p$	Число оборотов вала дизеля					Поддача $q_{цикл}$
		275	430	555	615	740	
$d_{пл} = 20$ мм $l_{тр} = 3000$ мм	7						0,1
	8						0,2
	9						0,3
	10						
$d_{пл} = 20$ мм $l_{тр} = 3000$ мм с уменьшенным диаметром пояска клапана (зазор 0,2 мм)	7						0,1
	8						0,2
	9						0,3
	10						

—  $h_p$  — положение рейки  
 - - -  $q_{цикл}$  — подача топлива секцией насоса за цикл

Рис. 42. Зависимость начала устойчивой подачи топлива секцией топливного насоса от числа оборотов дизеля и конструктивных параметров топливной системы (сплошная линия). Пунктирной линией дана количественная подача топлива для положения рейки, соответствующей началу устойчивой подачи для  $n_d = 275$  об/мин

ми, но, наоборот, резко ее ухудшает, так как количественная минимально устойчивая подача увеличивается примерно в 3 раза.

Начало устойчивой подачи секцией топливного насоса при  $d_{пл} = 20$  мм и  $l_{тр} = 3000$  мм по величине выхода рейки дано на рис. 42 в верхней горизонтальной графе (сплошная линия) для всего диапазона скоростного режима дизеля; пунктирной линией дано количество подаваемого секцией топлива при устойчивой подаче для выхода рейки, соответствующего началу устойчивой подачи при  $n_d = 275$  об/мин.

Устойчивая, равномерная подача топлива топливной системой с  $d_{пл} = 20$  мм и  $l_{тр} = 3000$  мм с серийными и кулачковыми валами и нагнетательным клапаном при числе оборотов вала дизеля  $n_d = 275$  об/мин легко обеспечивается на уровне 0,04 г/цикл, вполне удовлетворяющем требованиям, предъявляемым к топливной аппаратуре дизеля газогенераторного тепловоза. Эта подача составляет

менее 30% от количественной подачи холостого хода дизеля на режиме 275 об/мин, т. е. на режиме, на котором наиболее трудно обеспечить устойчивую, регулярную и равномерную работу топливной системы, а следовательно, и работу дизеля.

Так как качество распыла топлива, так же как и время, в течение которого может быть произведен распыл заданного количества топлива, при прочих равных условиях, зависит в большой степени от давления топлива перед распылителем, была проверена характеристика изменения давления перед форсункой для рабочих режимов дизеля при топливной системе, оборудованной удлиненным нагнетательным трубопроводом, сравнительно с характеристикой, полученной при серийном трубопроводе.

На рис. 43 дана зависимость максимального давления топлива перед форсункой  $P_f$  от положения рейки  $h_p$  для скоростных режимов дизеля 275 и 740 об/мин при  $d_{пл} = 20$  мм и  $l_{тр} = 3000$  мм (сплошные линии) и та же зависимость при  $l_{тр} = 1630$  мм (пунктирные линии).

Из этого рисунка видно, что максимальные давления перед форсункой  $P_f$  почти не отличаются между собой при  $n_d = 740$  об/мин для зоны малых и средних подач и лишь немного ниже (на 5—6%) при  $l_{тр} = 3000$  мм для зоны максимально необходимой подачи, соответствующей полной нагрузке при  $n_d = 740$  об/мин. В то же время при  $n_d = 275$  об/мин  $P_f$  для  $l_{тр} = 3000$  мм несколько выше, что положительно сказывается на качестве распыла. Введение зазора между разгрузочным пояском клапана и его корпусом дает лишь некоторое повышение максимальных давлений в зоне малых и средних подач и незначительное повышение в зоне больших подач, но вызывает, как уже указывалось выше, значительное увеличение минимально возможного количества устойчиво подаваемого топлива.

Значительное влияние на устойчивость работы топливной системы могут иметь остаточные давления в нагнетательном трубопроводе. При величине остаточного давления, приближающегося по своему значению к величине давления топлива, необходимого для преодоления усилия пружины форсунки и для подъема иглы, могут иметь место преждевременные впрыски с последующими нежелательными явлениями процесса сгорания, если форсунка разрегулируется или пружина несколько ослабнет. Зависимости остаточного давления от числа оборотов  $n_d$  и положения рейки, представленные на рис. 44 для  $d_{пл} = 20$  мм и  $l_{тр} = 3000$  мм, показывают, что для таких опасений нет оснований. Заметно повышаются остаточные давления при постановке клапана с зазором по разгрузочному пояску, причем особенно увеличивается рост для малых подач, когда появляется реальная опасность преждевременного впрыска (см. рис. 44).

Весьма важную роль в организации процесса горения играет время, необходимое для впрыска топлива в цилиндр дизеля. Хотя для малых и даже для средних подач нет оснований ожидать значительных изменений сравнительно с продолжительностью впрыска,



имеющейся для серийной топливной аппаратуры, так как давления топлива примерно одинаковы, однако возможны перераспределения в подаче топлива в течение самого впрыска.

Опыты показывают, что для исследуемой топливной системы с  $d_{пл} = 20 \text{ мм}$  и  $l_{тр} = 3000 \text{ мм}$  суммарная продолжительность впрыска для малых и средних подач практически одинакова, даже несколько меньше для топливной системы с  $l_{тр} = 3000 \text{ мм}$  в зоне малых подач. В зоне максимальных подач хотя суммарная продолжительность близка для сравниваемых систем, однако распределение времени между основным впрыском и подвпрыском имеет некоторое отличие: в серийной топливной аппаратуре основной впрыск занимает время, несколько большее (по углу поворота кривошипа коленчатого вала дизеля), а подвпрыск — меньше, чем в топливной системе с удлиненными трубками.

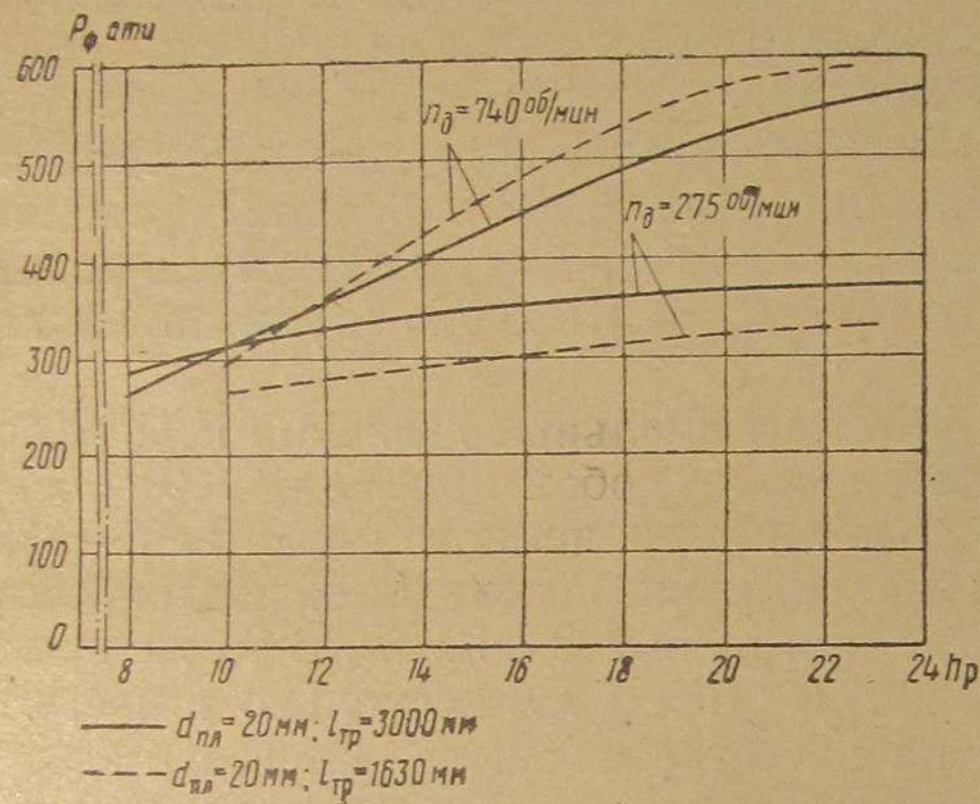


Рис. 43. Зависимость максимального давления топлива  $P_{\phi}$  перед форсункой от положения регулирующей рейки  $h_p$  и числа оборотов вала дизеля  $n_d$

проводом наличие зазора увеличивает суммарную продолжительность впрыска.

Для проверки правильности полученных данных по продолжительности впрыска топливной системой с удлиненным трубопроводом, полученных осциллографированием процесса впрыска, а также для определения количественной характеристики подачи топлива форсункой по углам поворота кривошипа коленчатого вала в процессе впрыска, на стробоскопе Харьковского тепловозостроительного завода была проведена проверка найденных зависимостей количественной подачи топлива по углу поворота кулачкового вала топливного насоса (число оборотов кулачкового вала топливного насоса в 2 раза меньше числа оборотов коленчатого вала дизеля).

Для возможности сравнения с результатами ранее проведенных на стробоскопе опытов по определению количественной подачи топлива топливной системы с серийными нагнетательными трубками, секция была предварительно отрегулирована на производительность 503 г на 400 ходов плунжера топливного насоса при 370 об/мин

основным впрыском и подвпрыском имеет некоторое отличие: в серийной топливной аппаратуре основной впрыск занимает время, несколько большее (по углу поворота кривошипа коленчатого вала дизеля), а подвпрыск — меньше, чем в топливной системе с удлиненными трубками.

Проверка влияния зазора в нагнетательном клапане на продолжительность впрыска форсункой показывает, что для топливной системы с удлиненным трубо-

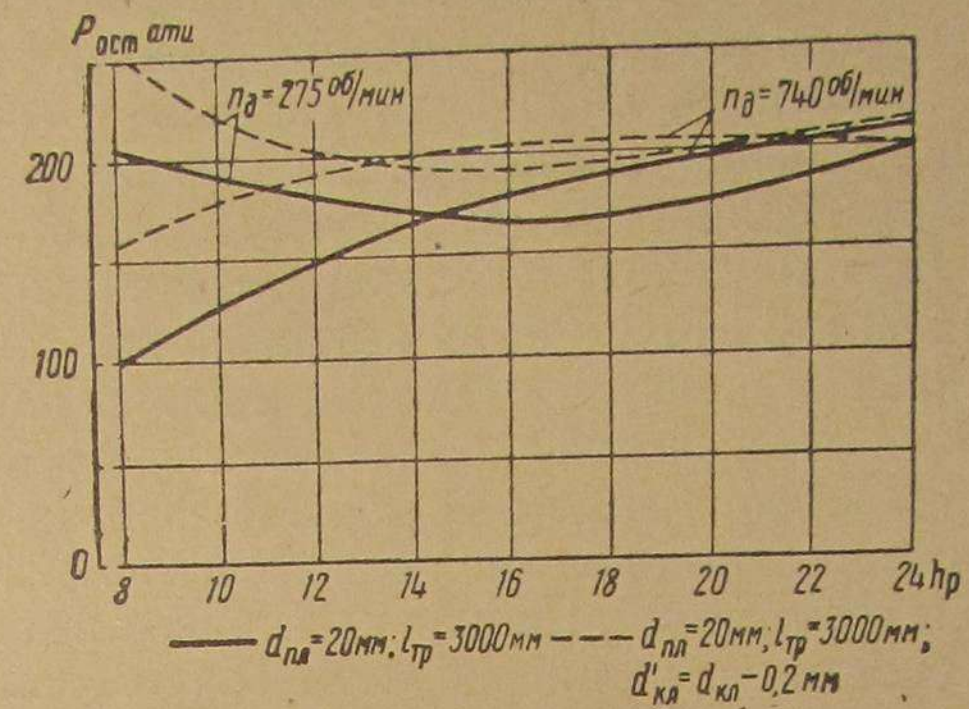


Рис. 44. Зависимость остаточного давления  $P_{ост}$  в нагнетательном трубопроводе от положения рейки  $h_p$  и числа оборотов дизеля  $n_d$

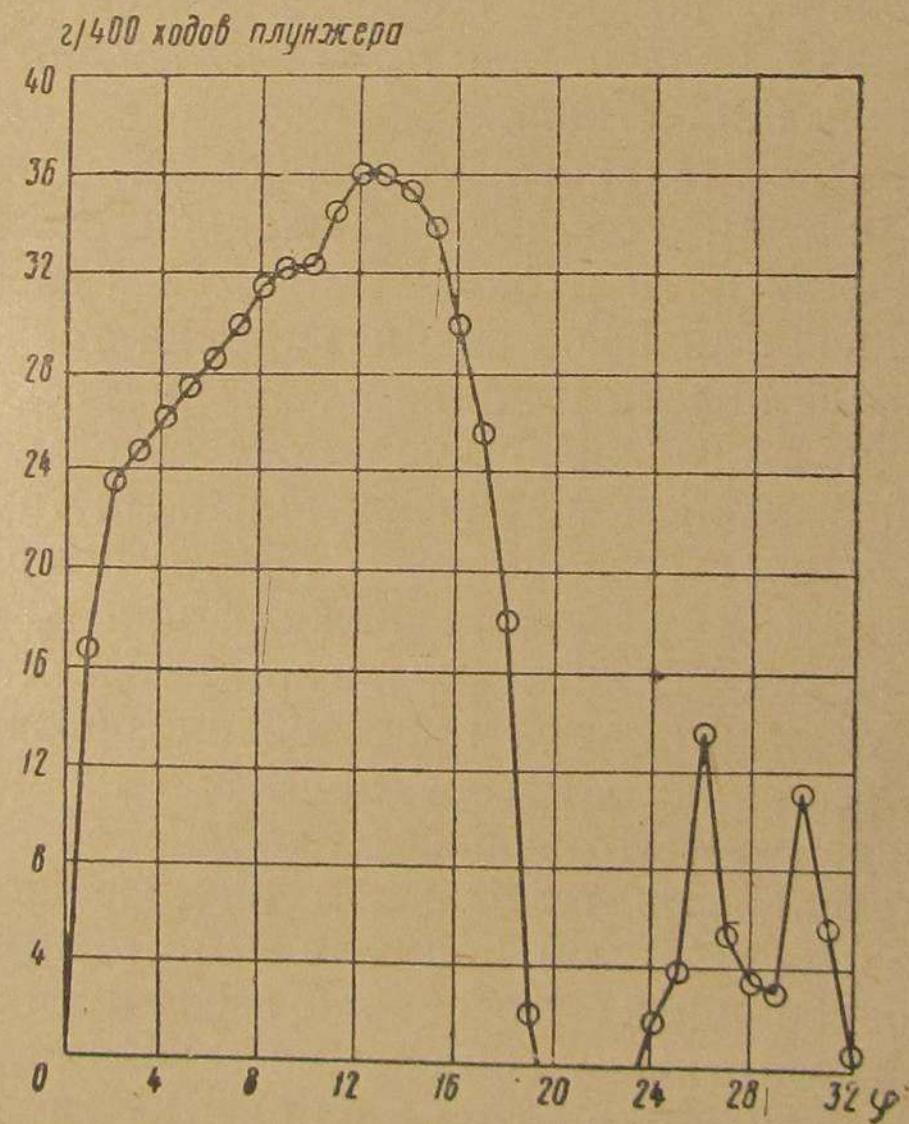


Рис. 45. Зависимость количественной подачи топлива от угла поворота кулачкового вала топливного насоса  $\varphi'$  (по стробоскопу). Производительность секции за 400 ходов при 370 об/мин кулачкового вала равна 503 г



кулачкового вала. Результаты проверки (рис. 45) подтверждают полученные ранее данные и наряду с тем, что количественную характеристику подачи по основному впрыску определяют как вполне удовлетворительную по конфигурации и продолжительности сравнительно с характеристикой топливной системы с серийным трубопроводом, одновременно указывают на несколько увеличенную продолжительность подвпрыска ( $8^\circ$  по углу поворота кулачкового вала вместо  $5^\circ$ ). Дополнительно поставленными опытами с трубопроводом длиной 3 350 и 2 810 мм была выявлена возможность смещения конца подвпрыска изменением объема и длины нагнетательного трубопровода. Для обеспечения работы газогенераторного тепловоза основные значения имеют малые и средние подачи, на которых подвпрыск при всех скоростных режимах для исследуемой системы с  $l_{\text{тр}} = 3\,000$  мм вообще отсутствует. Полная идентичность количественных характеристик системы с удлиненным трубопроводом для режима полной нагрузки при  $n_d = 740$  об/мин нужна для тепловозов, работающих только на жидком топливе. Количественная характеристика подачи, полученная при производительности секции топливного насоса, равной 36,7 г за 400 ходов плунжера и  $n_d = 271$  об/мин, показывает наличие четкого начала и конца впрыска при продолжительности подачи  $3^\circ$  по углу поворота кулачкового вала. Минимальная устойчивая подача при  $n_d = 275$  об/мин была при этом определена равной 0,02 г/цикл.

Удлинение нагнетательного трубопровода должно вызывать (вследствие увеличения количества находящегося в трубопроводе топлива и удлинения пути прохождения волны давления) соответствующее увеличение запаздывания впрыска топлива форсункой относительно начала подачи топлива плунжером секции топливного насоса. Увеличение этого запаздывания относительно запаздывания впрыска секцией с серийными нагнетательными трубками для режима  $n_d = 740$  об/мин составляет  $5-6^\circ$  по углу поворота кривошипа коленчатого вала и  $2-4^\circ$  — для режима при  $n_d = 275$  об/мин. Поэтому при введении удлиненных нагнетательных трубок необходимо на дизеле увеличить угол предварения подачи топлива для каждой секции топливного насоса примерно на  $5-6^\circ$ .

Положительные результаты работы топливной системы с удлиненными нагнетательными трубками и плунжерными парами серийного образца ( $d_{\text{пл}} = 20$  мм), полученные на стенде топливной аппаратуры, дали основание к опробованию всех шести секций топливного насоса, оборудованных удлиненными трубками, непосредственно на опытном дизеле Д50, а затем и на опытных газогенераторных тепловозах в депо Верхний Баскунчак Приволжской ж. д. На опытном дизеле была подтверждена необходимость увеличения предварения подачи топлива при постановке удлиненных трубок, а также подтвердились полученные ранее выводы о прекращении нерегулярных и неравномерных подач топливными насосами.

Характерной для работы на холостом ходу дизеля, оборудованного удлиненными нагнетательными трубками, является устойчи-

вая равномерная работа всех цилиндров на всех положениях рукоятки контроллера, включая первое. Так, например, температуры в выхлопных патрубках по цилиндрам для первых трех положений рукоятки контроллера на холостом ходу имели следующие значения:

Положение рукоятки контроллера машиниста	Температура					
	I	II	III	IV	V	VI
1-е . . . . .	55	59	60	60	70	63
2-е . . . . .	61	67	70	69	73	75
3-е . . . . .	66	68	85	63	78	85

Расход жидкого топлива на холостом ходу для всех скоростных режимов (положений рукоятки контроллера машиниста) показан на рис. 46. Расход запального жидкого топлива при работе дизеля под нагрузкой на смешанном топливе при устойчивой работе всех цилиндров без пропусков вспышек был получен следующий: на 7-м положении рукоятки контроллера расход был равен 8,9 кг/ч, что составляет примерно 7—8% расхода топлива дизелем серийного тепловоза, и в 2,5 раза меньше расхода жидкого топлива на холостом ходу для этого же положения рукоятки контроллера; на 6-м положении рукоятки контроллера расход топлива составил соответственно 7,7 кг/ч, также при равномерной устойчивой работе всех цилиндров. Минимально возможный расход запального жидкого топлива при работе дизеля на смешанном топливе на холостом ходу на 4-м положении рукоятки контроллера при устойчивой работе всех цилиндров составлял 1 кг в течение 22—27 мин. При всех указанных выше определениях расходов запального жидкого топлива минимальная величина расхода определялась упором, ограничивавшим дальнейшее уменьшение подачи жидкого топлива. В том случае, когда упор был снят и при избытке газа регулирование работы дизеля осуществлялось фактически про-

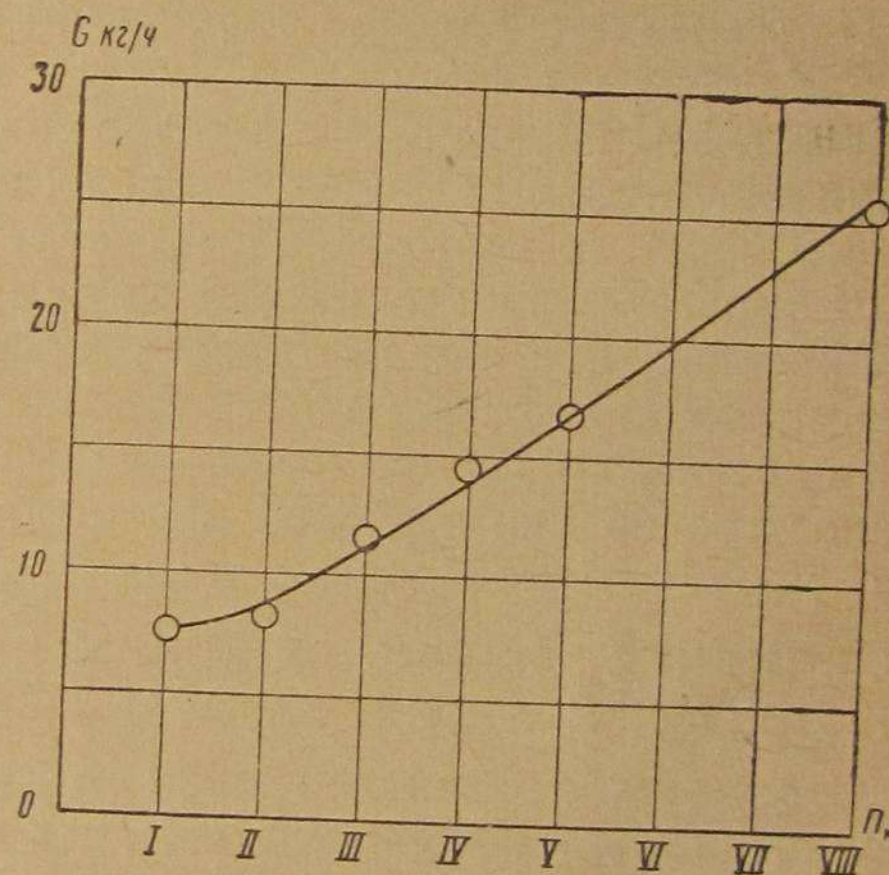


Рис. 46. Зависимость расхода топлива дизелем Д50 на холостом ходу от положения рукоятки контроллера  $n_k$  при удлиненных нагнетательных трубках

регулирование работы дизеля осуществлялось фактически про-



пусками вспышек в большинстве цилиндров, расход запального топлива составлял 0,5 кг за 27—30 мин.

**Выводы.** Проведенные исследования показали, что предложенное и исследованное ЦНИИ МПС изменение топливной системы дизеля Д50 удовлетворяет условиям обеспечения ее устойчивой работы при эксплуатации дизеля на смешанном топливе и дает следующие результаты:

а) на всех скоростных режимах работы дизеля для всех значений подач, включая минимальные, пропуски впрысков или количественная неравномерность подач отсутствуют, что имеет весьма важное значение не только для газогенераторных, но и для серийных тепловозов;

б) работа дизеля на смешанном топливе при устойчивой работе всех цилиндров обеспечивается топливной системой при расходе запального жидкого топлива, равного 7—8% полного расхода жидкого топлива дизелем серийного тепловоза для одинаковой мощности установок.

Применение совместно с удлиненными нагнетательными трубками плунжерных пар диаметром  $d_{пл} = 16$  мм хотя и уменьшает минимально возможную подачу, однако связано с необходимостью введения значительных конструктивных изменений насоса и его кулачкового вала и поэтому не может быть рекомендовано.

Для обеспечения надежной работы дизеля необходимо комплект плунжерных пар каждого насоса подбирать так, чтобы обеспечивалась примерно одинаковая их плотность не только для максимальной подачи топлива, но и для минимальной и средних подач. Указанное требование особенно важно для газогенераторных тепловозов, но также необходимо и для серийных машин.

### § 3. ВЛИЯНИЕ ЗАШИРМЛЕНИЯ ВПУСКНЫХ КЛАПАНОВ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ГЕНЕРАТОРНОМ ГАЗЕ

Современное развитие транспортных двигателей характеризуется увеличением литровой мощности, что приводит к некоторому уменьшению коэффициента избытка воздуха. В этих условиях вопросы смесеобразования приобретают особо важное значение. Быстроходные транспортные двигатели, а также и тепловозные, работающие по газожидкостному процессу с внутренним смесеобразованием, на полных нагрузках имеют малые коэффициенты избытка воздуха, вследствие чего даже незначительное местное переобогащение смеси вызывает неполноту сгорания и дымление. Созданием в рабочем объеме цилиндра направленных движений (вихрей) воздуха или газа, которые приняли бы на себя функцию равномерного перемешивания газа с воздухом и подбором соответствующей топливной аппаратуры, можно в значительной мере улучшить процесс сгорания топлива. Эффективным средством, позволяющим создать в цилиндре вихри нужной интенсивности, являются поршни особой конструкции с вытеснителями на днище и ширмы на впускных клапанах.

Имеющиеся данные по применению заширмления в дизелях с камерами непосредственного впрыска говорят, что ширмы улучшают рабочий процесс и приспособляемость двигателя к изменению скоростного режима, а также понижают удельные расходы топлива. Интенсивность вихря определяется конфигурацией и размером ширмы, скоростью истечения рабочего тела через клапан и углом поворота ширмы. При выборе размера ширмы, который в основном определяется углом ее обхвата, необходимо учитывать уменьшение наполнения цилиндра из-за сопротивления, создаваемого ширмой. В этом случае коэффициент избытка воздуха несколько уменьшается, что может вызвать повышение температуры сгорания в цилиндрах двигателя и догорание газозооной смеси в выпускном коллекторе. Указанные недостатки имели место при эксплуатации газогенераторных тепловозов, что приводило к эпизодическим оплавлениям поршней и неблагоприятно сказывалось на сроке службы газотурбинного нагнетателя.

**Предварительное исследование ширм на опытной установке.** При проведенном ранее экспериментальном исследовании цилиндрических ширм на специальной установке<sup>1</sup> были получены зависимости вихреобразующей способности клапана (числа оборотов вихря в единицу времени) и расхода воздуха через клапан от угла поворота ширмы для углов ее обхвата от 30 до 300°.

Результаты этих испытаний показывают, что зависимость для всех углов обхвата имеет синусоидальный характер. Экстремальные значения получаются примерно при одном и том же угле поворота ширмы (одинаковое положение) для всех углов обхвата. Испытания проводились при сохранении постоянными давления на впуске и высоты подъема клапана.

На рис. 47 показано схематическое направление струи воздуха, соответствующее максимальному и минимальному вихрю в цилиндре, при установке ширм в двух крайних положениях. Положение I соответствует максимальному вихрю, когда ось симметрии ширмы перпендикулярна диаметру цилиндра. Положение II соответствует минимальному вихрю, когда ось симметрии ширмы совпадает с диаметром цилиндра. В положении II вихрь разветвляется на два потока, взаимно уравновешивающихся, и суммарный вихрь равен нулю. Взаимодействие двух встречных потоков вызывает беспорядочное движение.

Для жидкотопливных двигателей установка ширмы в положение II является наихудшей, так как при этом не улучшается смесеобразование из-за отсутствия вращательного движения воздуха вокруг оси цилиндра. Для газовых двигателей с внутренним смесеобразованием установка в этом положении требовала проверки, так как предполагалось, что из-за врезания одного потока в другой будет лучшее перемешивание воздуха с газом, а значит, и лучшее смесеобразование.

<sup>1</sup> Работа выполнена совместно со старшим научным сотрудником В. Е. Мазингом под руководством чл.-корр. АН СССР Н. Р. Брилинга.



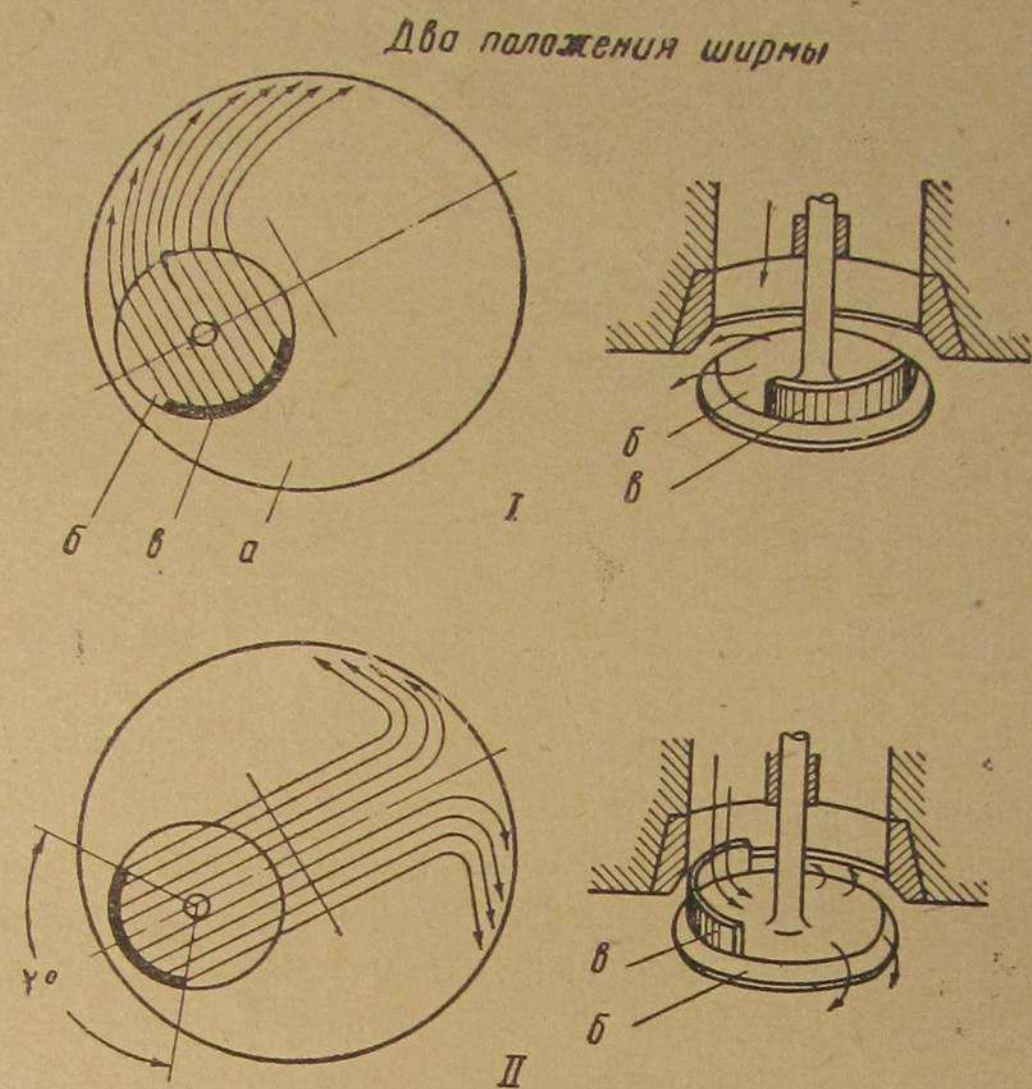


Рис. 47. Два положения ширмы:  
а — цилиндр; б — клапан; в — ширма

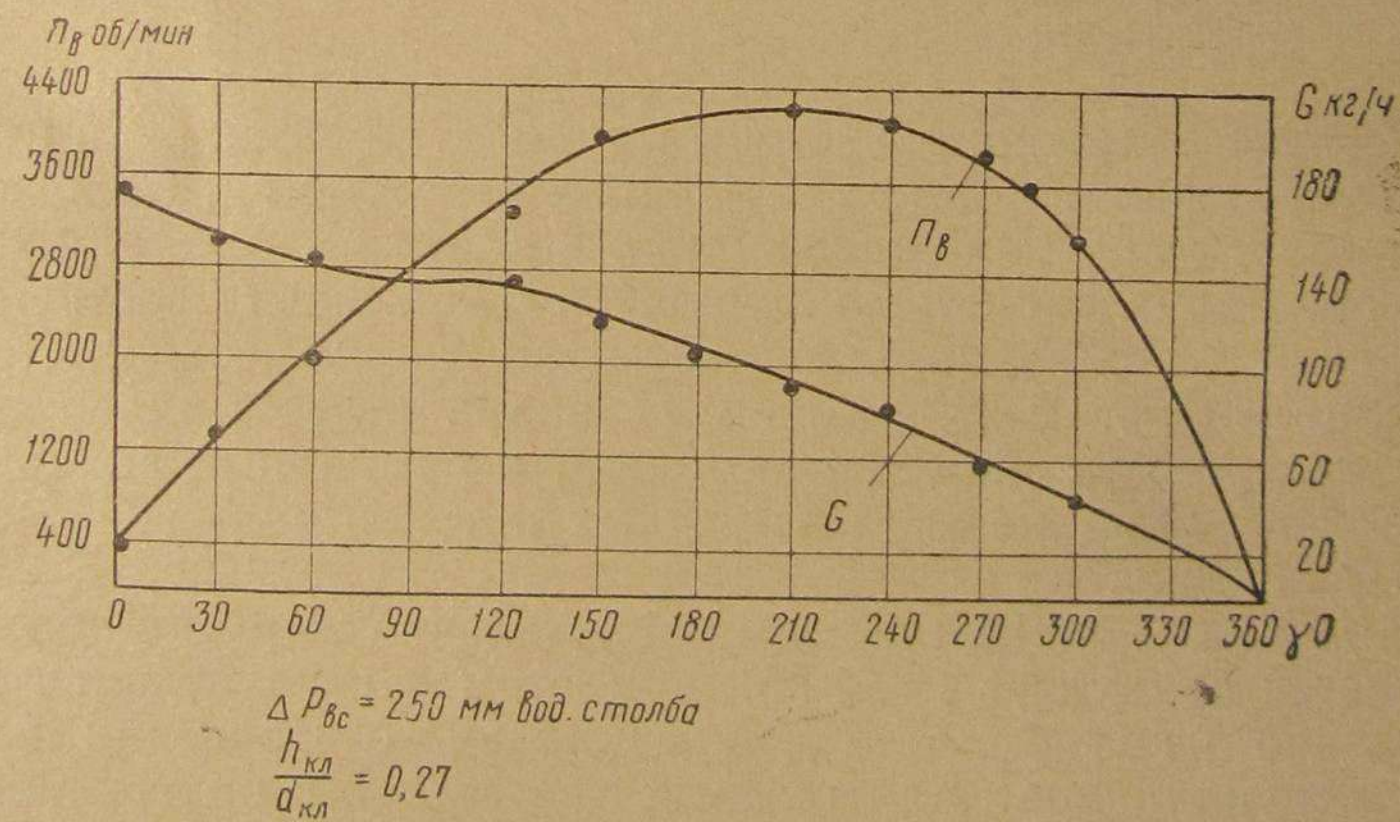


Рис. 48. Интенсивность вихря и расход воздуха через заширмленный клапан в зависимости от угла обхвата ширмы при установке ширмы в положение максимального вихря

Естественно, что заширмление клапанов создает дополнительные гидравлические потери во впускной системе; для обеспечения надлежащего наполнения двигателя воздухом (или газозвоздушной смесью) необходимо увеличение давления наддува.

В случае когда давление наддува сохраняется неизменным, расход воздуха через заширмленный клапан уменьшается пропорционально увеличению угла обхвата ширмы, а следовательно, наполнение двигателя ухудшается (рис. 48).

С увеличением угла обхвата расход воздуха через клапан уменьшается, но существует оптимальный угол  $120^\circ$ , при котором обес-

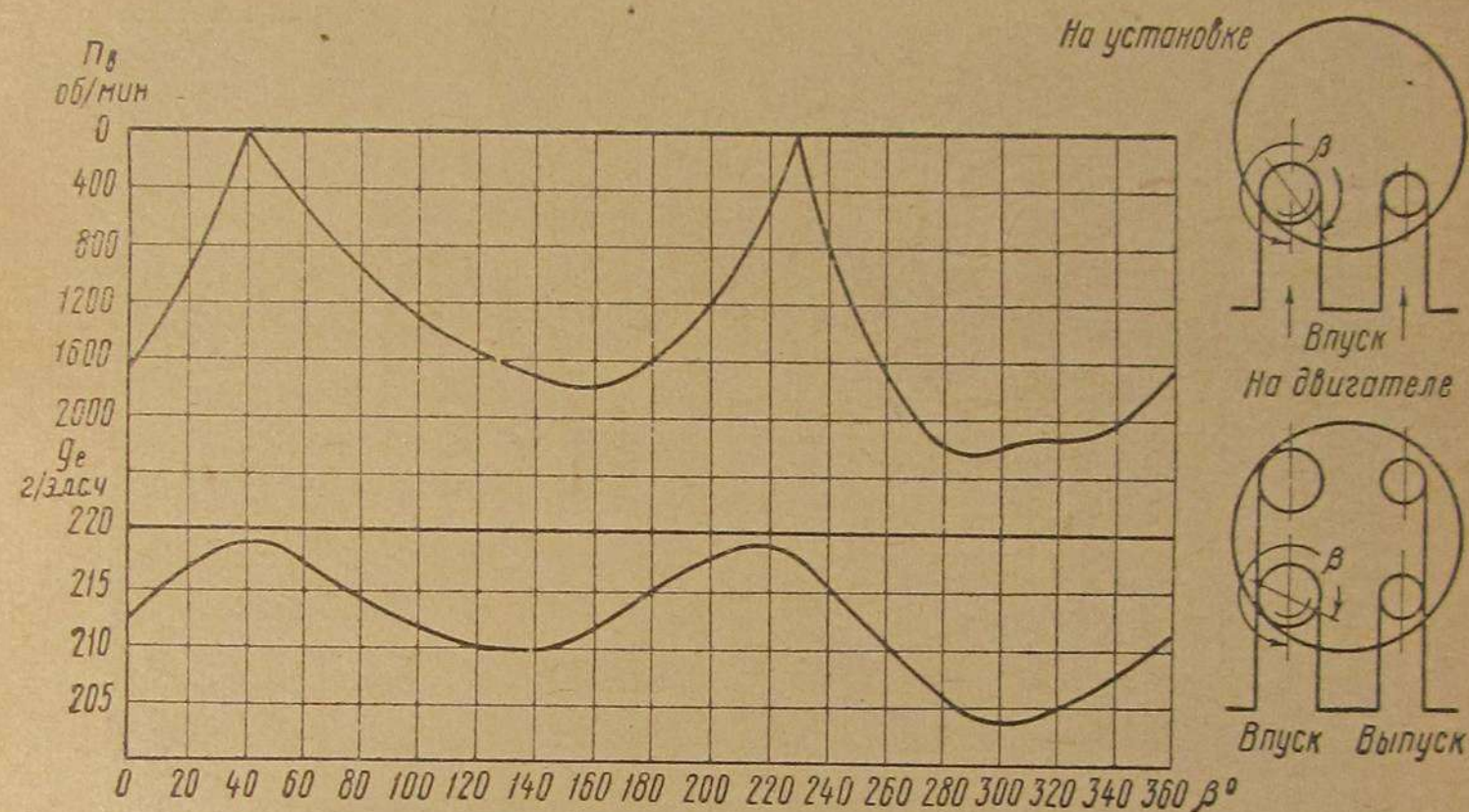


Рис. 49. Влияние угла  $\beta$  установки ширмы на клапане на число оборотов  $n_v$  вихря в цилиндре двигателя и удельный эффективный расход топлива  $g_e$

печивается достаточная вихреобразующая способность, а расход воздуха почти соответствует углу обхвата  $90^\circ$ .

При заширмлении двух клапанов ширмы нужно ставить в положение, при котором вихри суммировались бы, а не вычитались. Естественно, что удвоенного эффекта в данном случае быть не может, так как для одного из клапанов положение ширмы не будет наиболее выгодным, принимая во внимание составляющую от впускного канала, которая в зависимости от положения ширмы усиливает или ослабляет вихрь. Исследование влияния на вихреобразующую способность заширмленного клапана давления на впуске при постоянном положении ширмы и постоянном угле ее обхвата показало параболический характер этой зависимости.

Исследования, проведенные на экспериментальной установке, сделаны при установившихся режимах истечения, что несколько отлично от условий, существующих в реальном двигателе, где в процессе наполнения скорость истечения через клапан изменяется даже при постоянной мощности. Сопоставление удельного расхода топ-



лива в зависимости от угла поворота ширмы в реальном дизеле с данными вихреобразующей способности, полученными на модели рис. 49, позволяет сделать вывод, что поскольку минимальный удельный расход топлива получается при положении максимального вихря, а максимальный в положении минимального вихря, то полученные на модели зависимости в качественном отношении могут быть перенесены на двигатель.

Несмотря на то, что установка заширмленного клапана в положении максимального вихря в дизеле с камерой непосредственного впрыска показала себя оптимальной в смысле экономики и смесеоб-

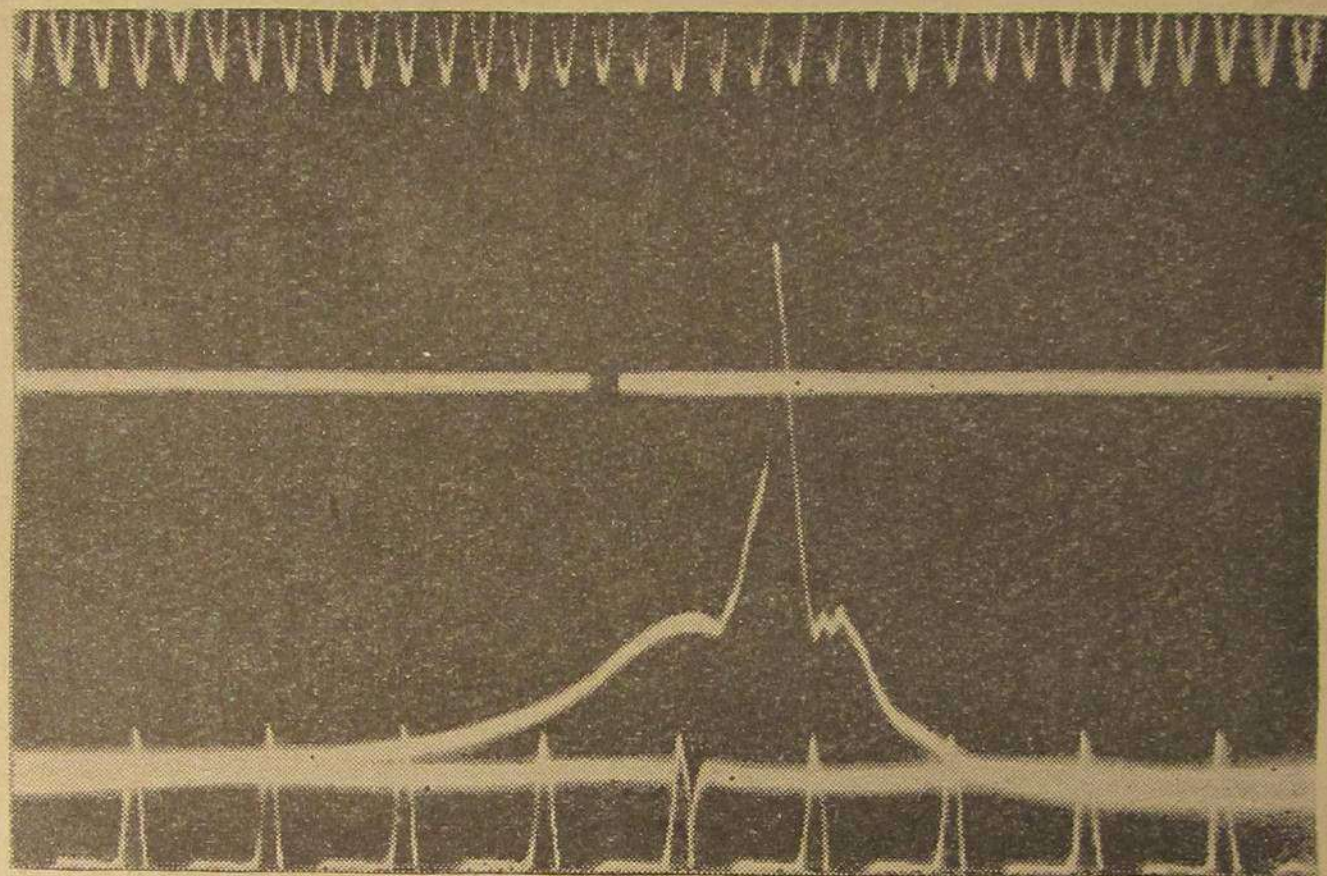


Рис. 50. Без ширм  $n_k = 12$ ,  $N_e = 679$  л. с.,  
 $n_d = 630$  об/мин,  $H_2 = 15\%$

разования, применение ее в двигателе, работающем по газожидкостному процессу с внутренним смесеобразованием, где жидкое топливо применяется в совершенно других количествах и с другим назначением, требовало дополнительной проверки. Поэтому в процессе испытаний двигателя тепловоза ТЭ4 необходимо было исследовать влияние ширм на индикаторный процесс, произвести выбор положения ширмы, оценить влияние заширмления на температурный режим двигателя и определить величины дополнительных сопротивлений, создаваемых ширмами при их постановке на газовый и воздушный клапаны.

**Влияние заширмления впускных клапанов на индикаторный процесс двигателя.** Исследование влияния ширм на рабочий процесс двигателя и выбор оптимального их положения у двигателя тепловоза ТЭ4 проводилось методом индицирования пьезоэлектрическим и стробоскопическим индикаторами.

Исследование индикаторного процесса двигателя с заширмлен-

ным газовым клапаном показало, что ширмы несколько «смягчают» работу. Индикаторные диаграммы получаются более плавными, сглаживаются резкие повышения давления, сопутствующие газожидкостному процессу в двигателе Д55 при работе без ширм.

На рис. 50—53 представлены типичные индикаторные диаграммы отдельных циклов, снятые на позициях  $n_k = 12$  и 14 на режиме внешней характеристики без ширм и с ширмами на газовом клапане. Испытания с ширмами и без ширм проведены при одинаковом угле опережения впрыска жидкого топлива  $\varphi = 30^\circ$  и в одном диапазоне мощностей.

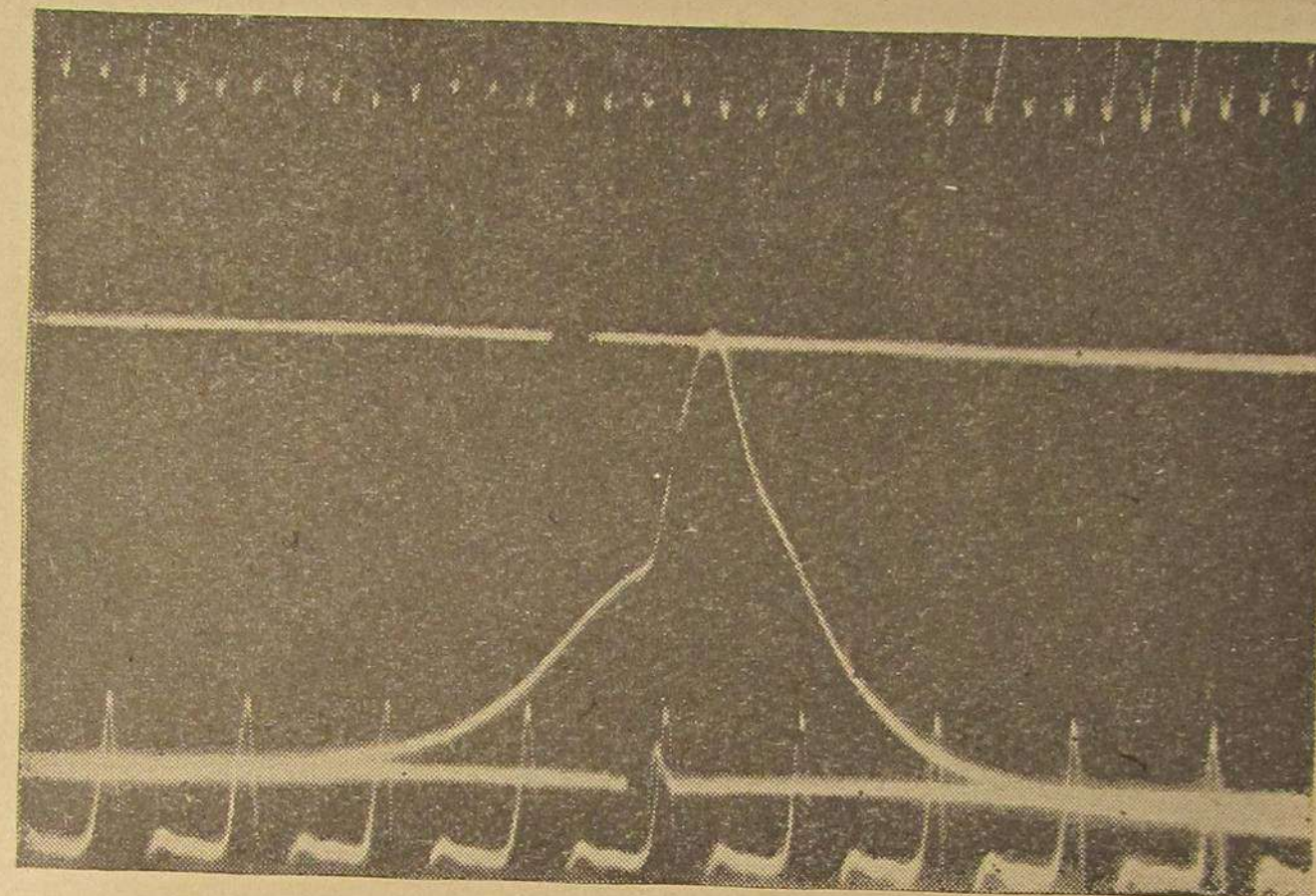


Рис. 51. С ширмой в 1-м положении  $n_k = 12$ ,  $N_e = 669$  л. с.,  
 $n_d = 624$  об/мин,  $H_2 = 13,9\%$

Анализ индикаторных диаграмм, начиная с 4-го положения контроллера, показывает, что ширма заметно сокращает период задержки воспламенения, приближая начало видимого сгорания к верхней мертвой точке. На начальных позициях, до  $n_k = 8$ , при установке ширм наблюдается возрастание степени повышения давления  $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$ , происходящее, по-видимому, за счет активизации процесса сгорания, создавшимися в цилиндре двигателя вихревыми движениями газа, что приводит к более жесткому протеканию процесса сгорания.

Следует отметить, что состав газа по водородной составляющей на всех режимах испытания с ширмами поддерживался постоянным и равным 14—16%, а без ширм в пределах 13—15%. Можно предположить, что на начальных позициях, когда концентрация кислорода вследствие увеличивающегося коэффициента избытка воздуха становится больше, вихри, создаваемые ширмой, настолько



интенсифицируют скорость протекания реакций, что в этом случае скорость продвижения фронта пламени резко возрастает.

На средних и высоких позициях, начиная от  $n_k = 12$  и до  $n_k = 16$ , параметры состояния смеси ( $T, P$ ) по сравнению с низшими позициями повышаются. Повышение температуры и давления, с одной стороны, благоприятно сказывается на предпламенных процессах (сокращается период задержки воспламенения), но с другой стороны, значительно активизирует и сам процесс сгорания (реакции протекают по времени с большой скоростью), и для бинарного

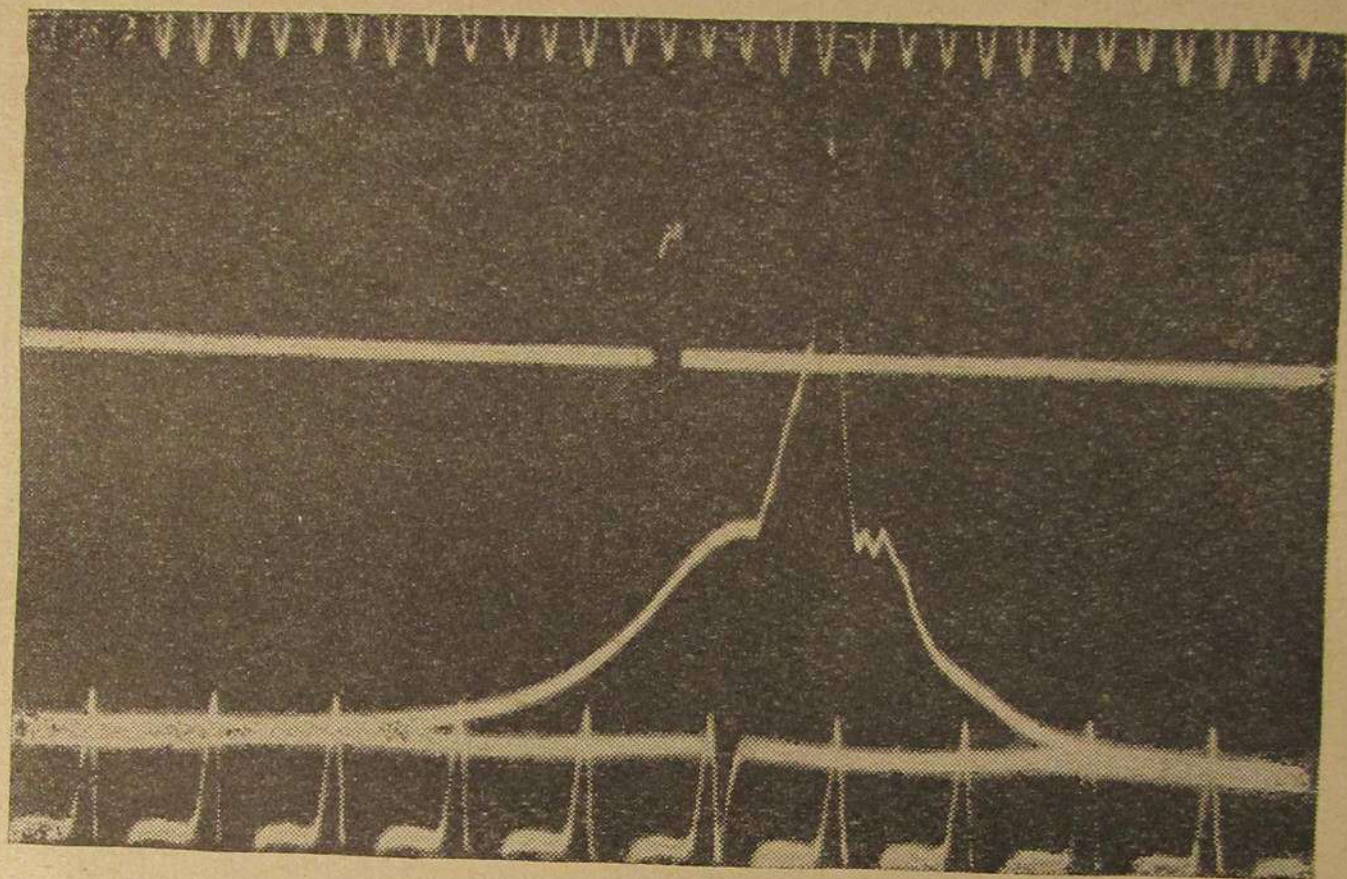


Рис. 52. Без ширм  $n_k = 14$ ,  $N_e = 777,5$  л. с.,  
 $n = 703$  об/мин

топлива, содержащего в генераторном газе 14—16% водорода, эти скорости достигают таких пределов, при которых процесс сгорания протекает почти при постоянном объеме, вызывая мгновенное повышение давлений (см. рис. 50—53). В этих условиях процесс сгорания без применения ширм протекает ненормально. Максимальное давление сгорания  $P_z$ , степень повышения давления  $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$  и скорость его нарастания  $\frac{\Delta P}{\Delta \phi}$  резко возрастают, двигатель работает жестко, со стуками.

На индикаторной диаграмме наблюдается неплавное, ступенчатое протекание линии расширения, по-видимому, происходящее за счет частичного догорания топлива, отдельные порции которого из-за неудовлетворительного смесеобразования попали в среду бедную кислородом. Кроме того, возможно, нужно учитывать и одновременно тормозящее действие инертных газов  $CO_2$  и  $N_2$ , играющих в данном случае роль отрицательных катализаторов, на молекулах которых обрываются цепные реакции сгорания.

Как показывают опытные данные, период задержки воспламенения у дизельного топлива при работе по циклу дизеля (впрыск в сжатый воздух) меньше, чем при работе по газожидкостному процессу (впрыск в сжатую смесь генераторного газа с воздухом), что экспериментально подтверждает высказанное предположение о тормозящем действии инертных газов ( $CO_2$  и  $N_2$ ). Кроме того, с увеличением нагрузки период задержки воспламенения уменьшается, причем для смешанного топлива, имеющего в своем составе свободный водород, это происходит более интенсивно.

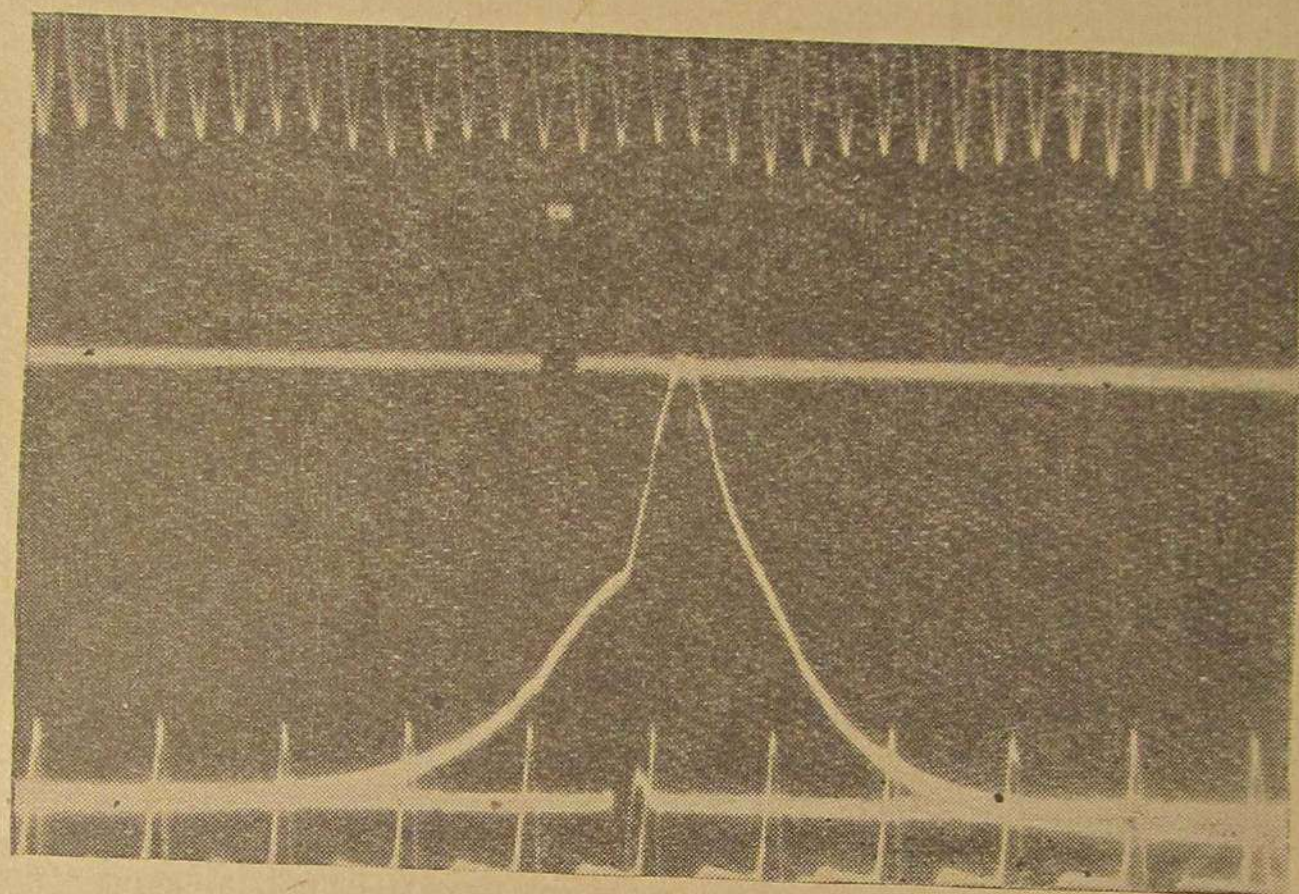


Рис. 53. С ширмой в 1-м положении  $n_k = 14$ ,  $N_e = 789,5$  л. с.,  
 $n = 686$  об/мин,  $H_2$ -14,6%

Возвращаясь к сравнению протекания рабочего процесса при заширмленных и незаширмленных клапанах, нужно отметить, что на средних и высоких позициях двигатель с ширмами работает значительно мягче, чем без них. Снятые на этих позициях индикаторные диаграммы имеют почти нормальный вид и отличаются от диаграмм, снятых при работе двигателя на жидком топливе, более четко отмеченным периодом задержки воспламенения. На позициях, для которых различие в периодах задержки воспламенения уже менее значительно, ширмы оказывают обратное действие на процесс сгорания, чем на начальных позициях, а именно: степень повышения давления уменьшается и само давление сгорания имеет меньшее значение, чем без ширмы.

На высоких позициях, при которых коэффициент избытка воздуха имеет малые значения, вопрос организации смесеобразования начинает играть, по-видимому, доминирующую роль. Хорошо перемешанная по объему цилиндра смесь горит более плавно, так как нет участков со значительно отличающимся содержанием кислорода.



Для выяснения стабильности процесса без ширмы и с установкой ширмы в двух ее положениях снималось максимальное давление сгорания ряда последовательных циклов.

Коэффициент нестабильности рабочих циклов (отношение среднего отклонения  $\Delta P_{zcp}$  к средней величине  $P_{zcp}$  за ряд последовательных циклов), полученный в результате обработки этих диаграмм, представлен в табл. 14.

Таблица 14

$n_k$	$n$ в об/мин	$N_e$ в л. с.	Положение ширмы	Коэффициент нестабильности в %
16	754	910	Без ширмы	12,0
16	750	948	С ширмой в 1-м положении	2,0
16	758	906	С ширмой во 2-м положении	10,0

Если при незаширмленном клапане коэффициент нестабильности равен 12%, то при заширмленном клапане, с установкой ширмы в положении максимального вихря, он уменьшается до 2% и во 2-м положении ширмы — до 10%. Таким образом, ширмы уменьшают нестабильность в 1-м положении на 84%, а во 2-м положении — на 17% по сравнению с незаширмленными клапанами.

Результат обработки индикаторных диаграмм представлен на рис. 54, где период задержки воспламенения  $\varphi_i$ , максимальное давление сгорания  $P_z$ , степень повышения давления  $\lambda$  и скорость его нарастания  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  даны как функции мощности двигателя.

Несмотря на все еще высокие абсолютные значения максимального давления сгорания, процесс сгорания при переходе с позиции на позицию, в случае применения ширм, получается более устойчивым, зависимость  $P_z = f(N_e)$  имеет более плавный характер. Для незаширмленных клапанов, имеющих и большую нестабильность процесса на одном режиме, разброс точек у кривой зависимости  $P_z = f(N_e)$  довольно значительный, с тенденцией роста при увеличении мощности.

При заширмленном клапане с увеличением мощности наблюдается плавное уменьшение периода задержки воспламенения, а при незаширмленном имеется большой разброс точек, особенно на малых позициях, где, несмотря на большой коэффициент избытка воздуха, из-за плохого смесеобразования смесь имеет в каждом случае неодинаковую подготовку и изменение  $\varphi_i = f(N_e)$  носит неопределенный, случайный характер. Примерно также протекают зависимости  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi} = f(N_e)$  и  $\lambda = f(N_e)$ .

На рис. 55 представлено изменение  $P_z$ ,  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  и  $\lambda = \frac{P_z}{P_c}$  по результатам обработки стробоскопических индикаторных диаграмм.

Даже при обработке стробоскопических диаграмм, дающих средние результаты большого количества циклов, разброс точек у кривой зависимости  $P_z = f(N_e)$  в случае незаширмленных клапанов получается больше, чем при заширмленных, у которых его нет и характер протекания кривой весьма плавный. При наличии заширмленных клапанов скорость нарастания давления и степень его повышения также значительно ниже, чем у незаширмленных.

Испытания, проведенные при втором расположении ширмы, дали

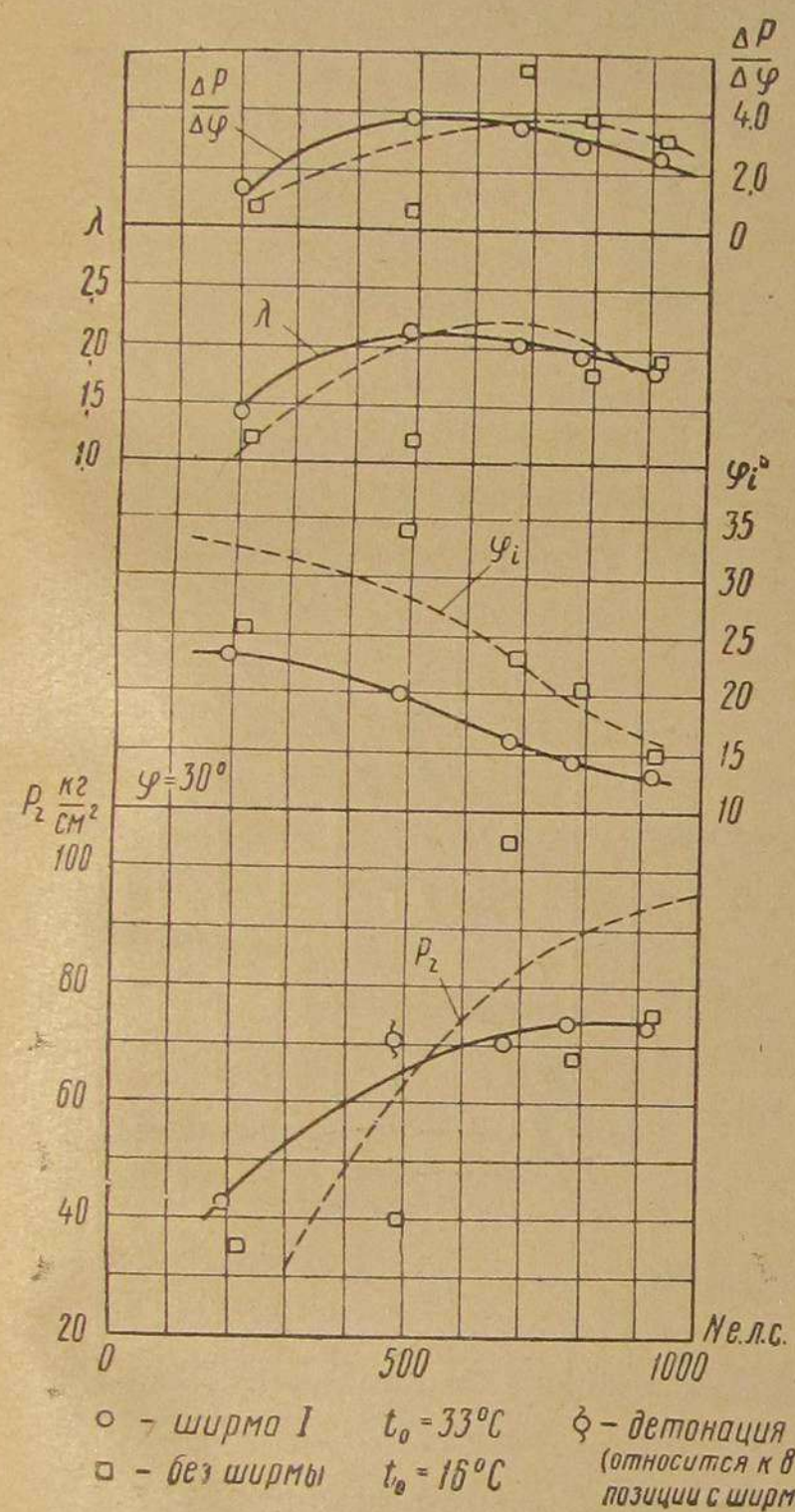


Рис. 54. Максимальное давление сгорания  $P_z$ , период задержки воспламенения  $\varphi_i$ , степень повышения давления  $\lambda$  и скорость его нарастания  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  на режиме внешней характеристики с заширмленным и незаширмленным газовыми клапанами

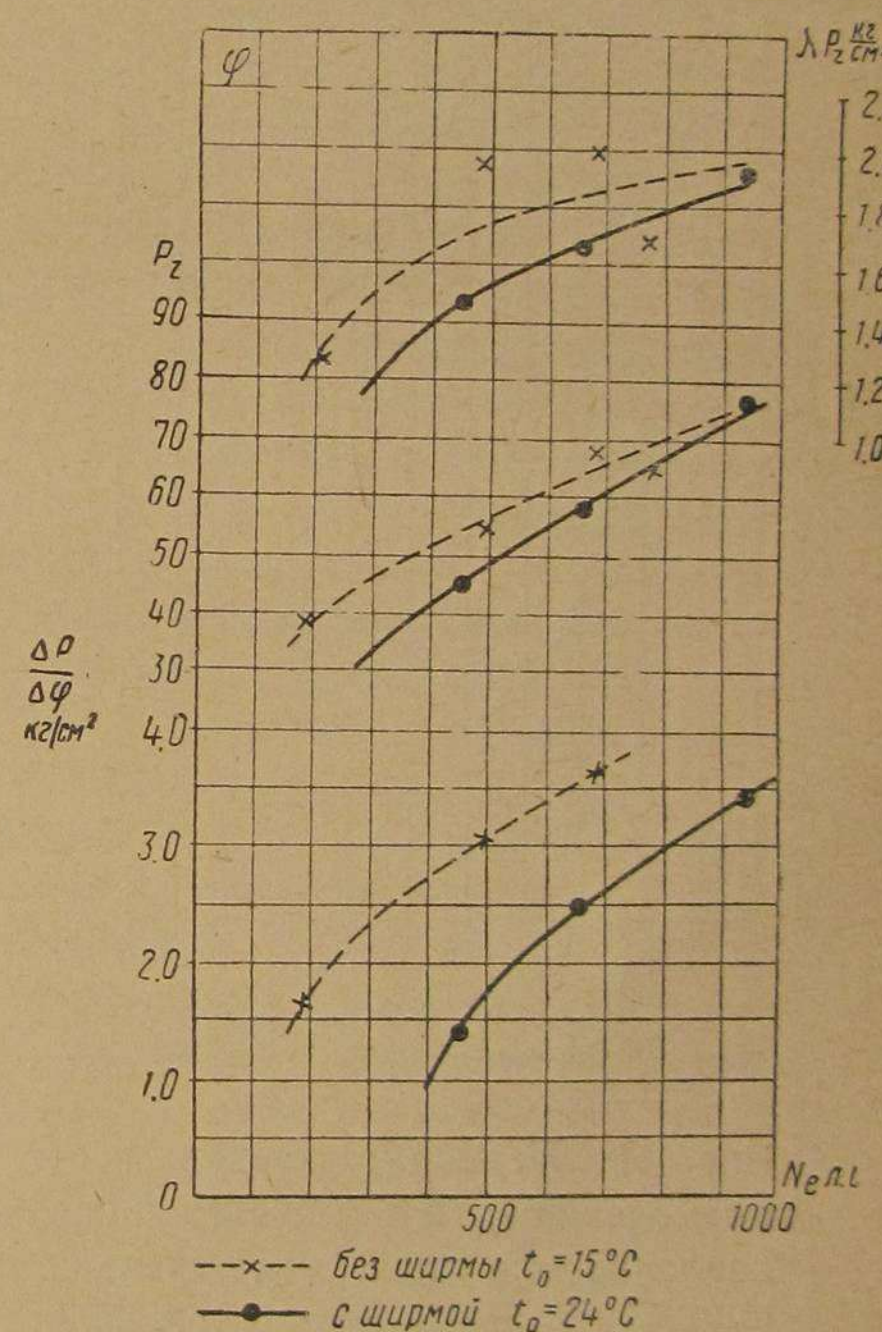


Рис. 55. Максимальное давление сгорания  $P_z$ , степень повышения давления  $\lambda$  и скорость его нарастания  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  для заширмленных и незаширмленных клапанов на режиме внешней характеристики

несколько иную картину протекания индикаторного процесса, и снижение температур по цилиндрам в этом случае было меньше, чем при 1-м положении. На рис. 56 для сравнения помещены результаты обработки осциллограмм при двух положениях ширмы.



По периоду задержки воспламенения 1-е положение дает лучшие результаты, чем 2-е. Сдвиг начала процесса сгорания и более раннее его окончание, по-видимому, и вызывают большее снижение температуры по цилиндрам при первом расположении ширм. Поэтому для двигателя тепловоза ТЭ4 следует рекомендовать 1-е положение установки ширмы (см. рис. 47).

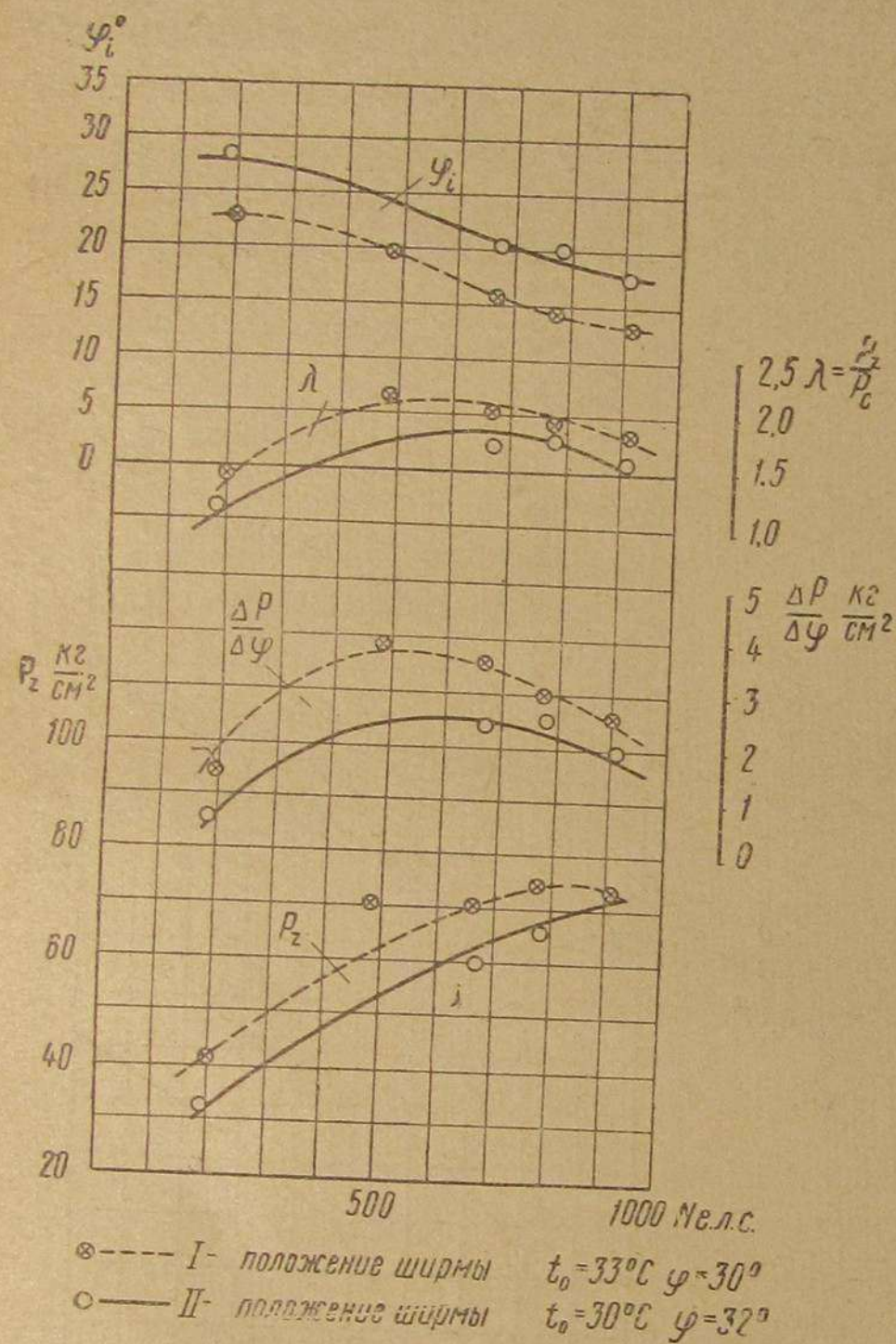


Рис. 56. Период задержки воспламенения  $\varphi_i$  и максимальное давление сгорания  $P_z$ , степень повышения давления  $\lambda$  и скорость его нарастания  $\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}$  для заширмленных клапанов на режиме внешней характеристики

Отсутствие направленного вихря при 2-м положении ширмы, но создающееся при этом беспорядочное движение газа в потоке воздуха помогают более мягкому протеканию процесса, в связи с чем максимальное давление сгорания  $P_z$  и другие величины, им определяющиеся, имеют меньшие значения.

**Влияние заширмления на температурный режим двигателя.** Температурное состояние двигателя на данном режиме его работы

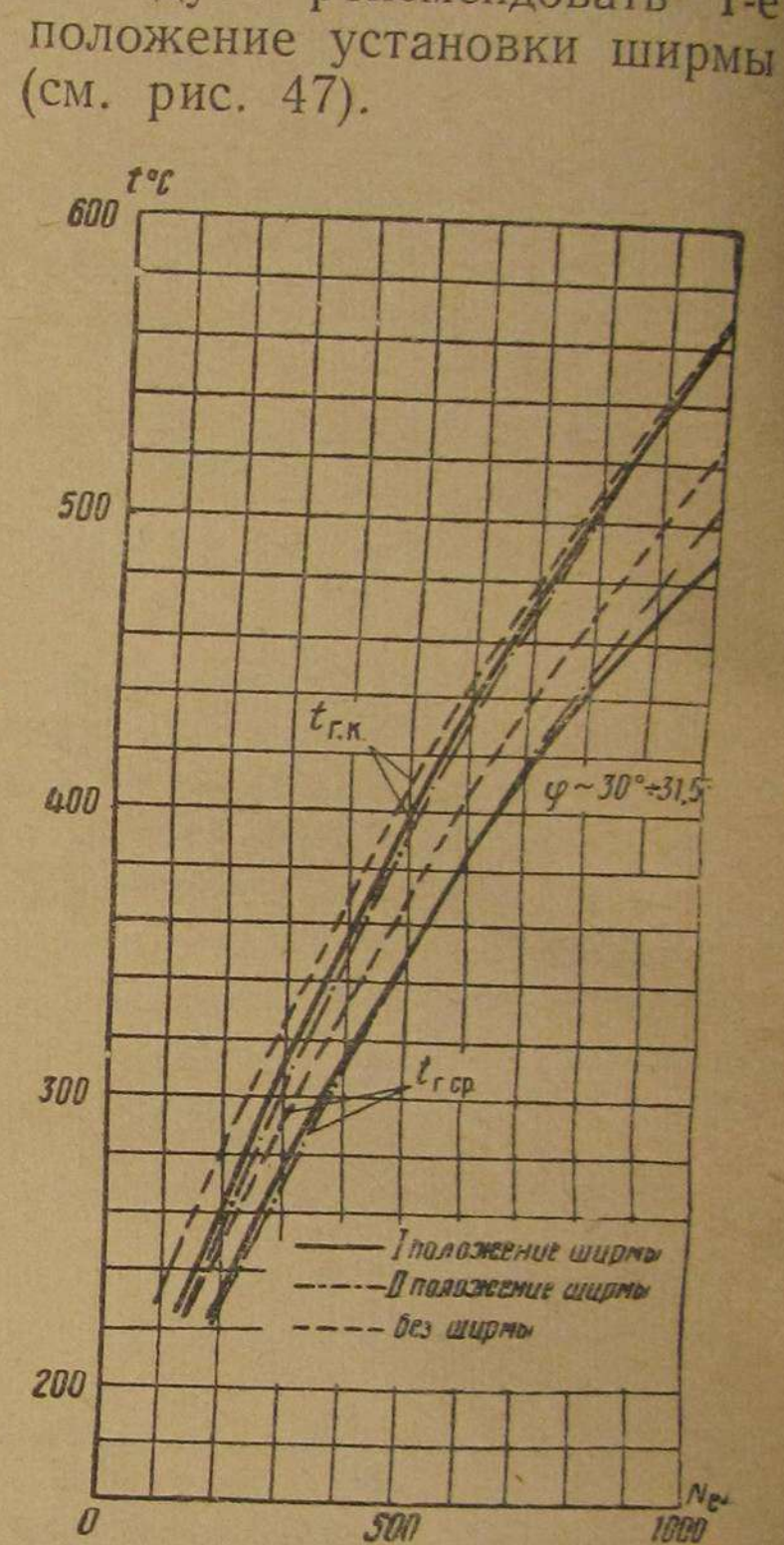


Рис. 57. Средняя температура по цилиндрам  $t_{г,ср}$  и температура в выхлопном коллекторе  $t_{г,к}$  на режиме внешней характеристики с заширмленным газовым клапаном при двух положениях ширмы и с незаширмленным

в значительной мере определяется характером протекания индикаторного процесса. На рис. 57 представлены средняя температура по цилиндрам и в выхлопном коллекторе при заширмлении газового клапана и без ширм как функции мощности двигателя. Представленные температурные кривые приведены к температуре окружающего воздуха  $15^\circ\text{C}$ . При рассмотрении этих графиков видно, что при постановке ширм на газовый клапан в 1-м положении температура по цилиндрам на позиции  $n_k = 16$  снижается с  $528^\circ\text{C}$  в случае незаширмленного клапана до  $490^\circ\text{C}$ , т. е. на  $38^\circ\text{C}$ .

Кроме испытаний по заширмлению газового клапана, был поставлен опыт по заширмлению воздушного клапана. Как показал опыт, ширмы, установленные на воздушном клапане, не только не снижают температуры в цилиндрах и выхлопном коллекторе по сравнению с незаширмленным клапаном, а, наоборот, повышают. Так, например, при работе на  $n_k = 16$ ,  $N_e \approx 1000$  л. с. температура по цилиндрам при заширмлении воздушного клапана возрастает на  $30^\circ\text{C}$  и в выхлопном коллекторе почти до  $70^\circ\text{C}$ . При мощности  $N_e = 700$  л. с. температура в выхлопном коллекторе возрастает до  $750^\circ\text{C}$ . Это происходит вследствие малого коэффициента избытка воздуха на высоких позициях при работе данного двигателя на смешанном топливе, так как в этом случае сопротивление, создаваемое ширмой с углом обхвата  $120^\circ$  (максимально до  $12$  мм рт. ст.), уменьшает воздушный заряд двигателя, вследствие чего повышаются температуры в выхлопных патрубках и коллекторе. Из этого можно сделать вывод, что при существующем давлении наддува в этом двигателе заширмлять воздушный клапан не следует.

Проведенные исследования позволяют заключить, что заширмление газового клапана в двигателе с внутренним смесеобразованием является положительным фактором, существенно улучшающим рабочий процесс двигателя, снижающим максимальное давление сгорания, жесткость работы и степень повышения давления, а также повышающим стабильность процесса и дающим плавное нарастание давлений при переходе от низшей позиции к высшей.

Необходимо отметить, что, как это следует из изложенного выше, влияние ширм на рабочий процесс двигателя неодинаково на начальных и высоких позициях контроллера машиниста. На начальных позициях, при высоких значениях коэффициента избытка воздуха, ширмы сокращают период задержки воспламенения, активизируют процесс сгорания, что приводит к более жесткому его протеканию. На высоких позициях, при которых коэффициент избытка воздуха имеет малое значение, ширмы заметно улучшают смесеобразование, облагораживая весь процесс сгорания.

Оптимальным углом обхвата ширмы следует считать угол  $120^\circ$ , при котором расход воздуха через клапан в положении максимального вихря почти равен расходу при угле обхвата  $90^\circ$ , а вихреобразующая способность на 20% выше, чем у последнего.

Ширмы оказывают существенное влияние на снижение температуры в цилиндрах двигателя. Ширма, установленная на газовом



клапане в 1-м положении (максимальный вихрь), снижает среднюю температуру в цилиндрах испытанного двигателя на  $38^{\circ}\text{C}$  при работе двигателя на режиме внешней характеристики, не оказывая почти никакого влияния на снижение температуры в выхлопном коллекторе.

Существенное улучшение работы двигателя тепловоза ТЭ4 может быть получено при одновременном применении заширмленных клапанов, подборе соответствующей топливной аппаратуры и увеличенном давлении наддува.

#### § 4. ИССЛЕДОВАНИЕ НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ УСТАНОВОК ЛОКОМОТИВНОГО ТИПА

Как уже отмечалось, к локомотивным газогенераторам по сравнению со стационарными агрегатами, предъявляется ряд дополнительных требований. Основными вопросами при создании локомотивных газогенераторов явились возможность повышения форсировок и улучшение приемистости газогенератора. Для их решения было проведено значительное количество теоретических и экспериментальных исследований.

**Возможности повышения форсировок.** Для определения размеров шахты газогенератора  $d$  м, необходимой и достаточной форсировки газогенератора  $Y$  кг/м<sup>2</sup>·ч в зависимости от мощности  $N_e$  л. с., к. п. д. двигателя  $\eta_e$ , теплотворности газифицируемого топлива  $Q_H^p$  и к. п. д. газификации  $\eta_r$  может быть использовано следующее соотношение:

$$d = 28,4 \sqrt{\frac{N_e}{\eta_e \eta_r Y Q_H^p}} \quad (1)$$

Как показали расчеты, по габаритным ограничениям железнодорожного подвижного состава, необходимо было создать аппарат с внутренним диаметром шахты не более 1,8 м при  $\eta_e = 0,24$ ,  $\eta_r = 0,7$  и  $Q_H^p = 8100$  ккал/кг. Необходимые форсировки слоя топлива по углероду в зависимости от диаметра шахты и мощности двигателя приведены в табл. 15.

Таблица 15

D в м	Необходимые форсировки слоя топлива локомотивного газогенератора по углероду $Y_c$ $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$ при мощности двигателя в л. с.				
	1 000	2 000	3 000	4 000	5 000
1,2	410	820	1 230	1 640	2 050
1,3	350	700	1 050	1 400	1 750
1,4	300	600	900	1 200	1 500
1,5	260	520	780	1 040	1 300
1,6	230	460	690	920	1 150
1,7	200	400	600	800	1 000
1,8	180	360	540	720	900

Таким образом, проблема газогенераторного локомотива сводилась к освоению форсировок примерно  $500-800$  кг/м<sup>2</sup>·ч. Возможность повышения производительности газогенераторов определяется следующими факторами: скоростью химических реакций и высотой реакционных зон, устойчивостью залегания угольного слоя и интенсивностью генерации пара.

**Скорость химических реакций и высота реакционных зон.** Различают три основные зоны процесса газификации: кислородную, восстановительную и подготовки топлива (коксование). Истинная скорость химических реакций соединения кислорода с углем при температурах, имеющих место в слое, весьма велика, поэтому в кислородной зоне интенсивность выгорания углерода определяется исключительно скоростью подвода кислорода и размерами реакционной поверхности. Величина отношения скорости переноса вещества к поверхности угля к средней скорости газа в слое (функция переноса — критерий Моргулиса — Белоконь) в условиях слоевого горения может быть принята постоянной; поэтому размер кислородной зоны практически не зависит от форсировки.

По экспериментальным данным [8] длина кислородной зоны при сухом и паровоздушном дутье в широком диапазоне форсировок составляет от 4,5 до 6,5 начальных диаметров кусков.

В восстановительной зоне имеют место реакции углерода с парами воды и углекислотой, а также конверсия окиси углерода. Согласно специальным исследованиям, проведенным Н. В. Лавровым и Г. В. Гребенщиковой [2], конверсия в основном протекает у поверхности угля; ее интенсивность зависит от химического состава зольной части топлива, в частности от содержания окиси железа, и резко возрастает с увеличением температуры. Поэтому в нижней части восстановительной зоны скорость конверсии должна быть весьма велика. По данным Г. Н. Сунцева [7], состав газа в этой части зоны близок к равновесному. В конце восстановительной зоны вследствие понижения температуры и наличия неизолированного топлива интенсивность конверсии, по-видимому, незначительна; также невелика скорость восстановления углекислоты.

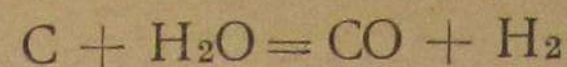
Как показали эксперименты [5], общая длина восстановительной зоны в основном определяется интенсивностью реакции паров воды с углеродом.

Последнее обстоятельство дает возможность оценить температуру в конце зоны, а также размер последней, без рассмотрения всего комплекса реакций. В дальнейшем по величине протяженности зон нетрудно определить конструктивные размеры газогенератора, а по значению конечной температуры уточнить основные показатели газификации.

При выводе необходимых расчетных формул были сделаны следующие упрощающие предпосылки:

- длина восстановительной зоны и конечная температура определяются интенсивностью реакции углерода с парами воды;
- реакция углерода с парами воды протекает по уравнению





и имеет первый порядок;

в) разница температур газа и угля в сечениях, перпендикулярных направлению потока, незначительна;

г) перенос тепла осуществляется за счет конвекции газа и движения топлива;

д) теплопотери через боковые стенки шахты невелики и ими можно пренебречь;

е) градиент давления по слою невелик и не оказывает существенного влияния на плотность потока.

Расчетные уравнения имеют вид:

$$-\frac{dc}{d\left(\frac{z}{\delta}\right)} = \frac{n}{\Delta\theta_{\max} \theta} [\theta + (1 - b_0) \Delta\theta_{\max}] [\theta - b_0 \Delta\theta_{\max}] e^{-\frac{1}{\theta}}; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{l}{\delta_{\text{ср}}} = \frac{1}{n} & \left\{ E_{i_1} \left( \frac{1}{\theta_2} \right) - E_{i_1} \left( \frac{1}{\theta_1} \right) - \right. \\ & - (1 - b_0) e^{-\frac{1}{(1-b_0)\Delta\theta_{\max}}} \left[ E_{i_1} \left( \frac{1}{\theta_2} + \frac{1}{(1-b_0)\Delta\theta_{\max}} \right) - \right. \\ & \left. \left. - E_{i_1} \left( \frac{1}{\theta_1} + \frac{1}{(1-b_0)\Delta\theta_{\max}} \right) \right] - b_0 e^{\frac{1}{b_0\Delta\theta_{\max}}} \left[ E_i \left( \frac{1}{\theta_2} - \frac{1}{b_0\Delta\theta_{\max}} \right) - \right. \right. \\ & \left. \left. - E_i \left( \frac{1}{\theta_1} - \frac{1}{b_0\Delta\theta_{\max}} \right) \right] \right\}; \quad (3) \end{aligned}$$

$$n = 70,7 \frac{\zeta (1 - m) \alpha_0 P_0^n P^{1-n} C_p'}{(1 + C_H) U_{\phi_1} q}; \quad (4)$$

$$b_0 = \frac{\theta_1}{\Delta\theta_{\max}} - C_H; \quad (5)$$

$$\Delta\theta_{\max} = \frac{qR}{C_p' E}; \quad (6)$$

где

$\theta_1$  и  $\theta_2$  — начальная и конечная температуры в зоне  
(в безразмерных величинах  $\theta = \frac{RT}{E}$ );

$l$  — длина зоны;

$m$  — порозность слоя;

$\delta_{\text{ср}}$  — средний диаметр кусков;

$C_H$  — начальная концентрация реагента;

$C$  — текущая концентрация реагента;

$$C_p' = C_{\text{пр}} \left[ 1 - \frac{U_{\tau} C_{\tau}}{\bar{U}_{\phi} C_{\text{пр}}} \right] \text{— приведенная теплоемкость;}$$

$U_{\phi_1}$  и  $\bar{U}_{\phi}$  — начальная и средняя молярные скорости фильтрации газов в слое;

$C_{\text{пр}}$  — молярная теплоемкость газов;

$U_{\tau}$  и  $C_{\tau}$  — весовая скорость и теплоемкость топлива;

$q$  — тепловой эффект реакции;

$E$  — энергия активации;

$\alpha_0$  — предэкспотенциальный множитель;

$R$  — универсальная газовая постоянная;

$E_{i(x)}$  — интегральные показательные функции от  $x$ .

Приведенные формулы позволяют проанализировать влияние различных факторов (давление, температура, форсировка и пр.) на длину восстановительной зоны и температуру в конце зоны.

**Давление газа.** Увеличение давления газа сокращает длину реакционной зоны. Учитывая одинаковый механизм реакций  $C + H_2O$  и  $C + CO_2$ , принимаем, по данным В. Н. Бабий [3], величину показателя  $n = 0,65$ .

При прочих равных условиях (изменением температуры на выходе из зоны пренебрегаем) по формуле (4)

$$\frac{\left(\frac{l}{\delta_{\text{ср}}}\right) P_0}{\left(\frac{l}{\delta_{\text{ср}}}\right) P_0} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{0,35} \quad (7)$$

На рис. 58 показано изменение длины зоны в зависимости от давления газа.

**Температура на границах зоны, форсировка.** Для анализа влияния граничных температур и форсировки были сделаны соответствующие расчеты, результаты которых сведены в табл. 16 и 17. В расчетах на основании экспериментальных данных проф. Н. А. Фуфрянского и В. Ф. Юдина [4 и 5] значения энергии активации и предэкспотенциального множителя принимались равными:

$$E = 37\,100 \text{ ккал/моль}; \quad \alpha_0 = 4,4 \cdot 10^4 \text{ м/сек.}$$

Граница восстановительной зоны определялась из условия

$$\frac{dc}{d\left(\frac{z}{\delta}\right)} = 0,001 \text{ (падение концентрации реагента на длине 1 мм —}$$

5/1000 % при среднем размере кусков 19 мм).

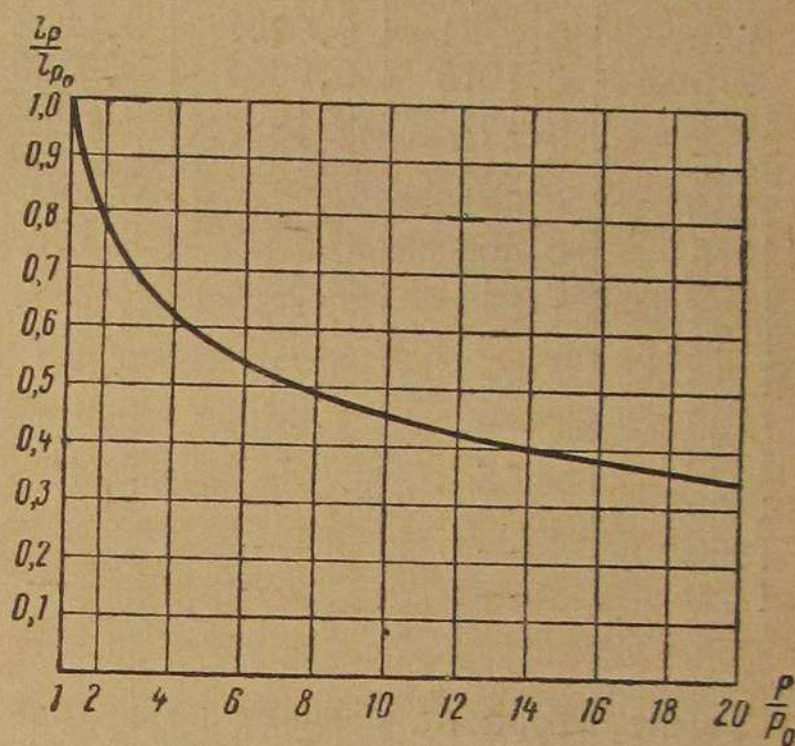


Рис. 58. Влияние давления на величину реакционной зоны



Таблица 16

Распределение градиента концентраций по высоте слоя угля  
(в % на длине куска)

Локальная температура слоя	Температура слоя в начале восстановительной зоны в °С				Примечание
	1100	1200	1300	1400	
800	0,00437	0,000985	—	—	Расчетная форсировка $y=700 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ , присадка пара в дутье $0,56 \text{ кг}$ на $1 \text{ кг}$ топлива
825	0,00731	0,00246	—	—	
850	0,013	0,00566	—	—	
875	0,0197	0,00973	0,000519	—	
900	0,0323	0,0177	0,00427	—	
925	0,0475	0,0280	0,0100	—	
950	0,0731	0,0461	0,0208	—	
975	0,1015	0,0664	0,0335	0,00058	
1000	0,151	0,103	0,0592	0,0126	
1025	0,211	0,148	0,0890	0,0300	
1050	0,301	0,216	0,139	0,0600	
1075	0,386	0,284	0,187	0,0915	
1100	0,549	0,412	0,306	0,155	
1125	—	0,529	0,375	0,218	
1150	—	0,719	0,521	0,323	
1200	—	1,28	0,97	0,657	
1250	—	—	1,64	1,12	
1300	—	—	2,71	1,66	
1350	—	—	—	2,74	
1400	—	—	—	4,18	

Таблица 17

Температура на выходе из восстановительной зоны, длина зоны

Температура в °С		Относительная протяженность зоны (в диаметрах куска $\frac{z}{\phi}$ )
в начале восстановительной зоны	в конце восстановительной зоны	
1100	974	14,2
1200	998	19,0
1300	1030	19,1
1400	1078	16,4

Как и следовало ожидать, при низких начальных температурах процесс восстановления протекает весьма вяло при небольшой высоте активной части слоя. С повышением температуры протяженность зоны несколько увеличивается, проходит максимум, а затем вновь начинает падать. Интересно отметить, что температура на выходе из зоны обладает значительной стабильностью, изменяясь в пределах от  $974$  до  $1078^\circ \text{C}$ .

Как показали расчеты, повышение скорости дутья при прочих равных условиях вызывает пропорциональное уменьшение градиентов температур и концентраций; вместе с тем протяженность зоны меняется незначительно. Последнее обстоятельство, кажущееся на первый взгляд ошибочным, объясняется повышением конечной

температуры. Так, например, увеличение форсировки в 2 раза при начальной температуре  $1200^\circ \text{C}$  приводит к повышению конечной температуры примерно на  $50^\circ \text{C}$  (см. табл. 16); при этом длина зоны оказалась равной 18 диаметрам кусков. На практике уменьшения к. п. д. с ростом форсировки обычно не наблюдается, так как одновременно сокращаются теплотери через стенки шахты.

Проведенными экспериментами [5 и 8] установлено, что антрациты можно газифицировать в слое при форсировках, достигающих  $800 \div 850 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ . В пределах исследованных форсировок ухудшения качества газа не обнаружено.

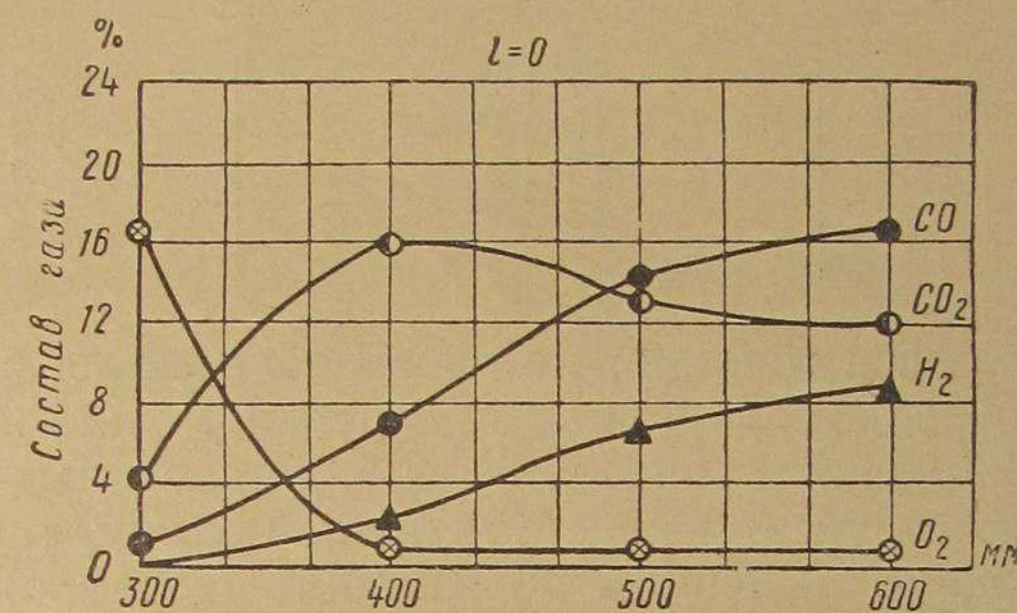


Рис. 59. Изменение состава рантового газа по высоте слоя

Высота активной части восстановительной зоны при сухом дутье увеличивается с уменьшением начальной концентрации кислорода в дутье и сокращается с увеличением форсировки. При паровоздушном дутье влияние форсировки на изменение длины восстановительной зоны не установлено. Суммарная высота активных зон при газификации антрацита на сухом дутье равна 15—20 начальным диаметрам кусков, при паровоздушном дутье — 23—25 диаметрам, соответственно для бурого угля — 7—8 и 20—22 начальным диаметрам кусков.

Результаты исследований указывают на весьма существенное влияние рантового газа.

Низкие температуры, господствующие непосредственно у стенок аппарата, не обеспечивают развития активных процессов горения, вследствие чего кислород дутья вдоль стенок проникает в весьма высокие слои топлива, что облегчается и повышенной порозностью периферийного кольца (рис. 59).

Вследствие проникновения кислорода по внешнему кольцу топлива в верхние слои на некотором расстоянии от стенок происходит сжигание горючих компонентов газа, что ухудшает суммарный эффект газификации.

Устойчивость залегания слоя топлива. Повышение форсировок в свободном слое топлива ограничивается условиями устойчивости кусков. Предельные форсировки зависят от размера кусков, состава



ва и температуры газов. Теоретический расчет показал, что с точки зрения устойчивости слоя существующие нормы тепловых нагрузок слоевых газогенераторов могут быть повышены в несколько раз и при отсутствии других ограничений доведены до высоких значений (табл. 18).

Таблица 18

Размер кусков топлива в мм	Расчетные форсировки газификации топлива в свободном слое	
	по теплу в $\frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$	по углероду в $\frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}}$
3—6	$7 \cdot 10^6$	800—900
6—13	$10 \cdot 10^6$	1 200
13—25	$14 \cdot 10^6$	1 750
25—50	$23 \cdot 10^6$	2 600

Увеличения уноса топлива, которое наблюдается с повышением форсировок и нередко ограничивает нагрузки, можно избежать двумя путями: применением топлив, фракционированных по размерам кусков, и соответствующим конструктивным оформлением газогенератора. Необходимо развивать поверхность (зеркало) отбора газа и высоту свободного пространства над слоем. При этом отдельные куски топлива, вынесенные из слоя, с диаметром, превышающим диаметр так называемых «безусловно» уносимых частиц, могут возвратиться в слой.

**Интенсивность генерации пара.** При газификации антрацита в стационарных газогенераторах присадка влаги составляет 0,3—0,5 кг на 1 кг топлива.

В условиях поездной службы для предотвращения шлакования при переменных нагрузках и обеспечения устойчивой работы газогенератора целесообразно давать более высокую присадку пара (0,65—0,70 кг/кг); при этом конструкция газогенератора должна обеспечивать соответствие между паропроизводительностью испаряющего агрегата и присадкой пара в дутье. Для генерации пара в тепловозных газогенераторах применена пароводяная рубашка. Количество пара, вырабатываемого в пароводяной рубашке, определится из формулы

$$G = \frac{\kappa H(t - \tau_k)}{i_1 - i_0} \eta, \quad (7)$$

где  $i_1$  — теплосодержание пара, вырабатываемого испарителем;  
 $i_0$  — теплосодержание питательной воды;  
 $\kappa$  — коэффициент теплопередачи, отнесенной к расчетной разнице температур;

$\eta$  — к. п. д. испарителя;  $\eta = 1 - \frac{q_{\text{охл}}}{100}$ ;

$q_{\text{охл}}$  — относительные потери от наружного охлаждения.

Испарительная поверхность

$$H = \pi dh.$$

Относительные потери от наружного охлаждения испарителя

$$q_{\text{охл}} = \frac{\kappa' H' (\tau_k - t_{\text{нв}})}{\kappa H (t - \tau_k)}, \quad (8)$$

где  $H'$  — наружная поверхность охлаждения испарителя;  
 $\kappa'$  — коэффициент теплопередачи.

Тепловая форсировка газогенератора

$$y_k = \frac{B Q_H}{F_{\text{ш}}}, \quad (9)$$

где  $B$  — часовой расход топлива;

$Q_H$  — низшая теплотворность топлива;

$F_{\text{ш}} = \frac{\pi d^2}{4}$  — площадь поперечного сечения шахты газогенератора.

Удельная (относительная) паропроизводительность

$$q = \frac{G}{B} = \frac{\kappa H (t - \tau_k)}{i_1 - i_0} \cdot \frac{Q_H}{y_k F_{\text{ш}}} \eta.$$

Если обозначить

$$C = \frac{4(t - \tau_k)}{i_1 - i_0} \cdot \frac{Q_H}{y_k} \eta,$$

то

$$q = \frac{G}{B} = C \frac{\kappa}{d} h. \quad (10)$$

Но высота испарителя для данного газогенератора  $h = \text{const}$ , следовательно, удельная паропроизводительность — величина, обратно пропорциональная диаметру шахты.

Величина коэффициента теплоотдачи  $\kappa$  является функцией температуры пристеночного слоя и весовой скорости. Коэффициент теплоотдачи резко возрастает с увеличением температуры топлива и газа, соприкасающихся со стенками испарителя, но после достижения некоторых температур, соответствующих температурам горения и газификации данного топлива, темп дальнейшего увеличения  $\kappa$  существенно замедляется, так как его рост может иметь место лишь вследствие увеличения скорости газового потока. Таким образом, при повышении тепловых форсировок газогенератора может наступить момент, когда паропроизводительность будет меньше необходимой присадки пара в дутье. Расчеты показывают, что недостаток пара при больших форсировках может быть покрыт за счет использования физического тепла генераторного газа.

Таким образом, по условиям образования газа надлежащего состава, устойчивости слоя и паропроизводительности имеются возможности значительного увеличения форсировок.



**Приемистость газогенератора.** Как показали испытания, после перерывов в работе теплотворность генераторного газа по сравнению со стационарным режимом существенно уменьшается. На рис. 60 и 61 показано изменение состава и теплотворности газа при включении двигателя после различной продолжительности простоя газогенератора. Тепловая инерция газогенератора зависит в основном от температурных условий в периферийной зоне шахты. Характерное изменение температур в слое топлива наблюдается при резких сменах нагрузок и при переменном включении и отключении дутья. Результаты соответствующих исследований приведены на рис. 62. Участок А иллюстрирует изменение температуры в слое во время

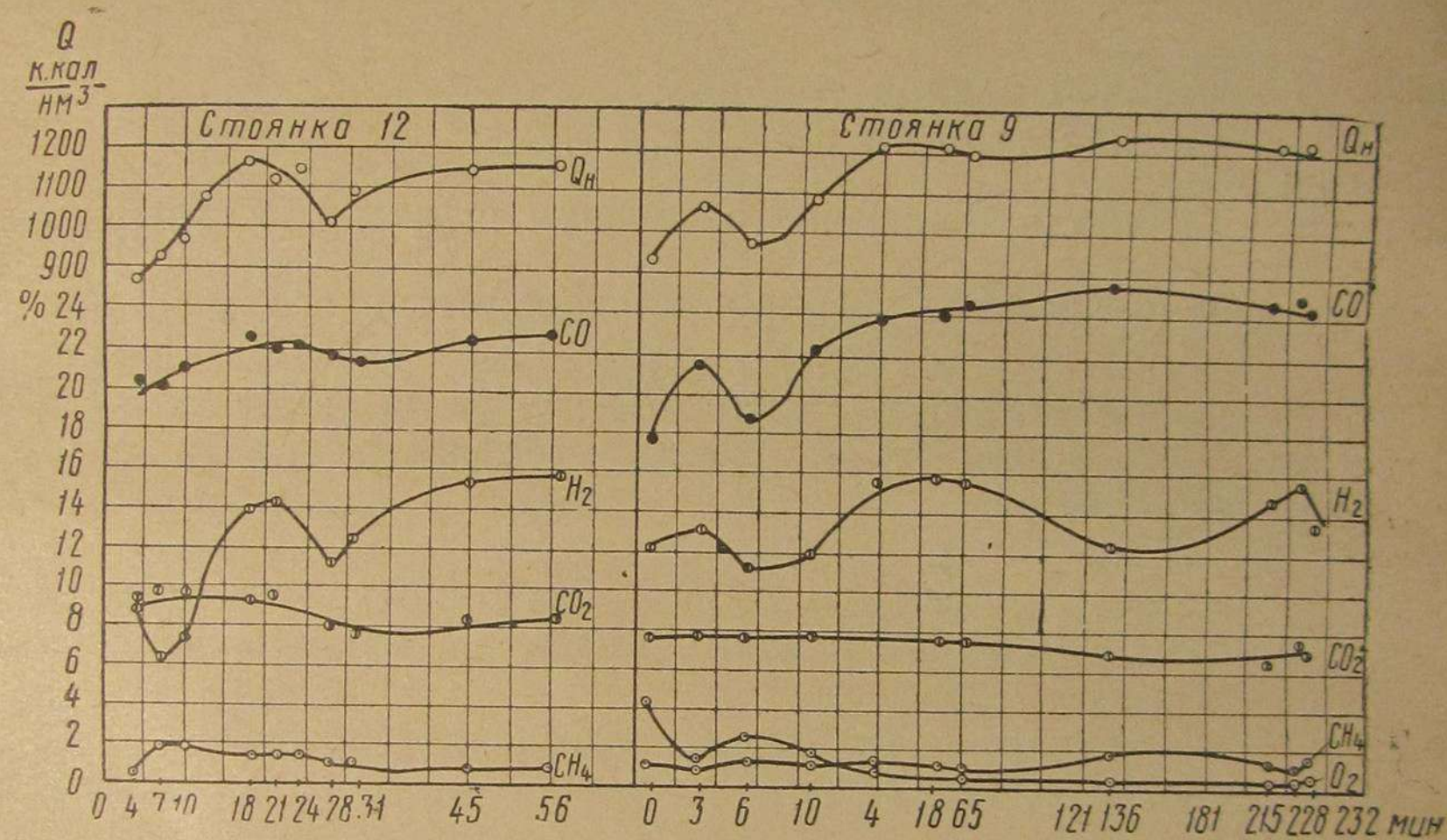


Рис. 60. Кривые изменения состава газа после стоянок 9 и 12 ч, до перехода двигателя на газ вентилятор работал 35 мин

отключения дутья; приведенные изменения температур построены по замерам, которые производились в точках, отстоящих от стенок на расстоянии 200 мм, где охлаждающее влияние стенок практически отсутствует. Термопары размещались по сечениям, отстоящим от плоскости подвода дутья на 100, 200, 300, 400 и 500 мм (на кривых соответственно точки 2, 3, 4, 5 и 6). При отключении дутья в плоскости (точка 2), расположенной на высоте 100 мм от колосниковой решетки, температура быстро падает. За 40 мин простоя здесь температура понизилась с 560 до 100° С. При включении дутья происходит сравнительно медленное повышение температуры (в момент включения дутья замечается даже некоторое охлаждение слоя топлива). Затем температура резко повышается (участок Б). Попеременное включение и отключение дутья вызывает весьма своеобразное изменение температур в различных сечениях слоя топлива.

Так, в сечении 3 на высоте 200 мм от плоскости подвода дутья температура после отключения воздуха начинает понижаться спустя 10—20 мин, в сечении 4 — через 30 мин, в сечении 5 — лишь через 55 мин.

По мере удаления от плоскости подвода дутья скорость падения температуры существенно замедляется, а на некоторой высоте (например сечение 6) температура практически не изменяется. Таким образом, по мере удаления сечения от плоскости дутья колебания температур вследствие переменных нагрузок постепенно уменьшаются, затухают, а начало этих изменений отстает от момента изменения режима дутья.

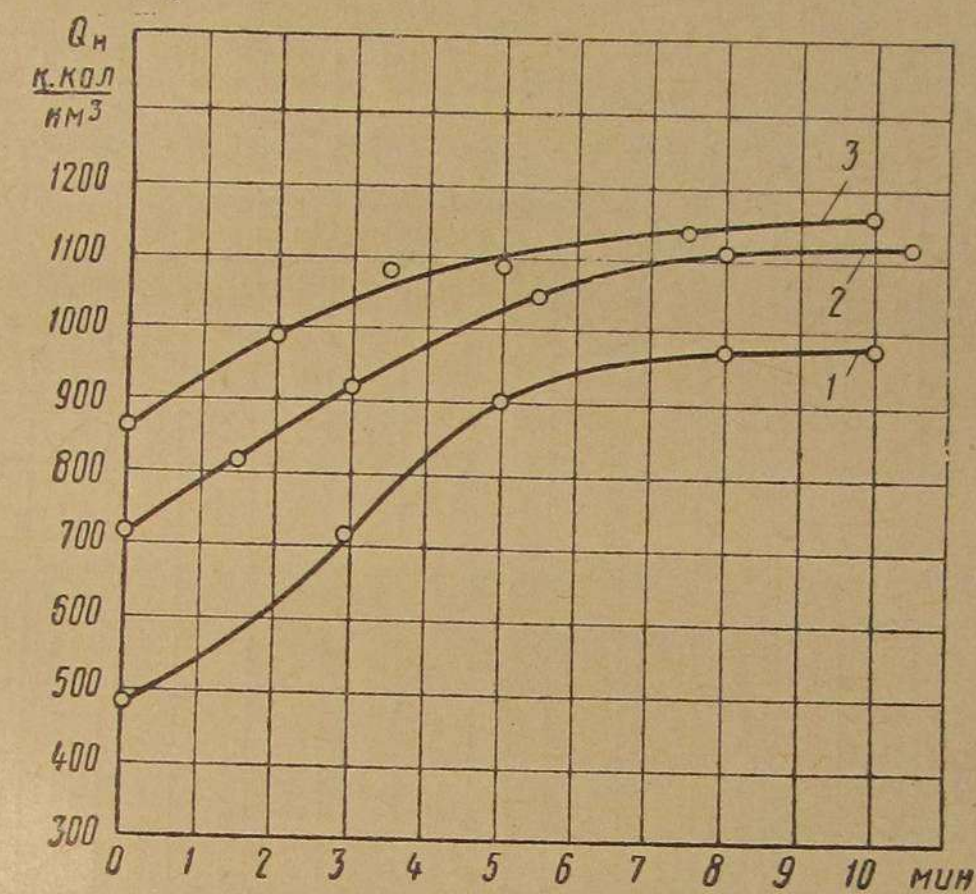


Рис. 61. Восстановление теплотворности газа в зависимости от способа простоя газогенератора: 1 — после первой стоянки с закрытым вентилятором; 2 — после второй стоянки с открытым вентилятором; 3 — после третьей стоянки с открытым и включенным вентилятором

Заметим, что отставание имеет место как при уменьшении нагрузок (отключение дутья), так и при увеличении их (включение дутья). Практически последнее означает, что в то время, когда дутье включено и в слоях топлива, обращенных к дутью, температура повышается, в расположенных выше слоях температура может и не повышаться. Более того, в расположенных выше слоях топлива может иметь место снижение температуры вследствие поступления в эти зоны увеличенного количества  $H_2O$  и  $CO_2$ , на прогрев и разложение которых расходуется ранее аккумулированное тепло. Температура в верхних слоях начинает повышаться после того, как в нижних слоях топлива разовьются окислительные процессы, в результате которых эти зоны снова начнут питаться избытком тепла нижних зон.

Не исключено, что резкие изменения режима дутья могут привести к перераспределению зон по высоте слоя топлива. Напри-



мер, при значительном охлаждении зоны горения (на стоянке, после включения дутья), в плоскости, которая ранее соответствовала окислительной зоне, могут не наступить условия, обеспечивающие воспламенение топлива; в этом случае зона горения переместится выше, в менее охлажденный слой топлива, вследствие чего произойдет дальнейшее перераспределение зон.

Спустя некоторый промежуток времени, в случае прогрева и воспламенения нижнего слоя топлива, зоны снова могут занять свои прежние места. Некоторым подтверждением сказанного служит

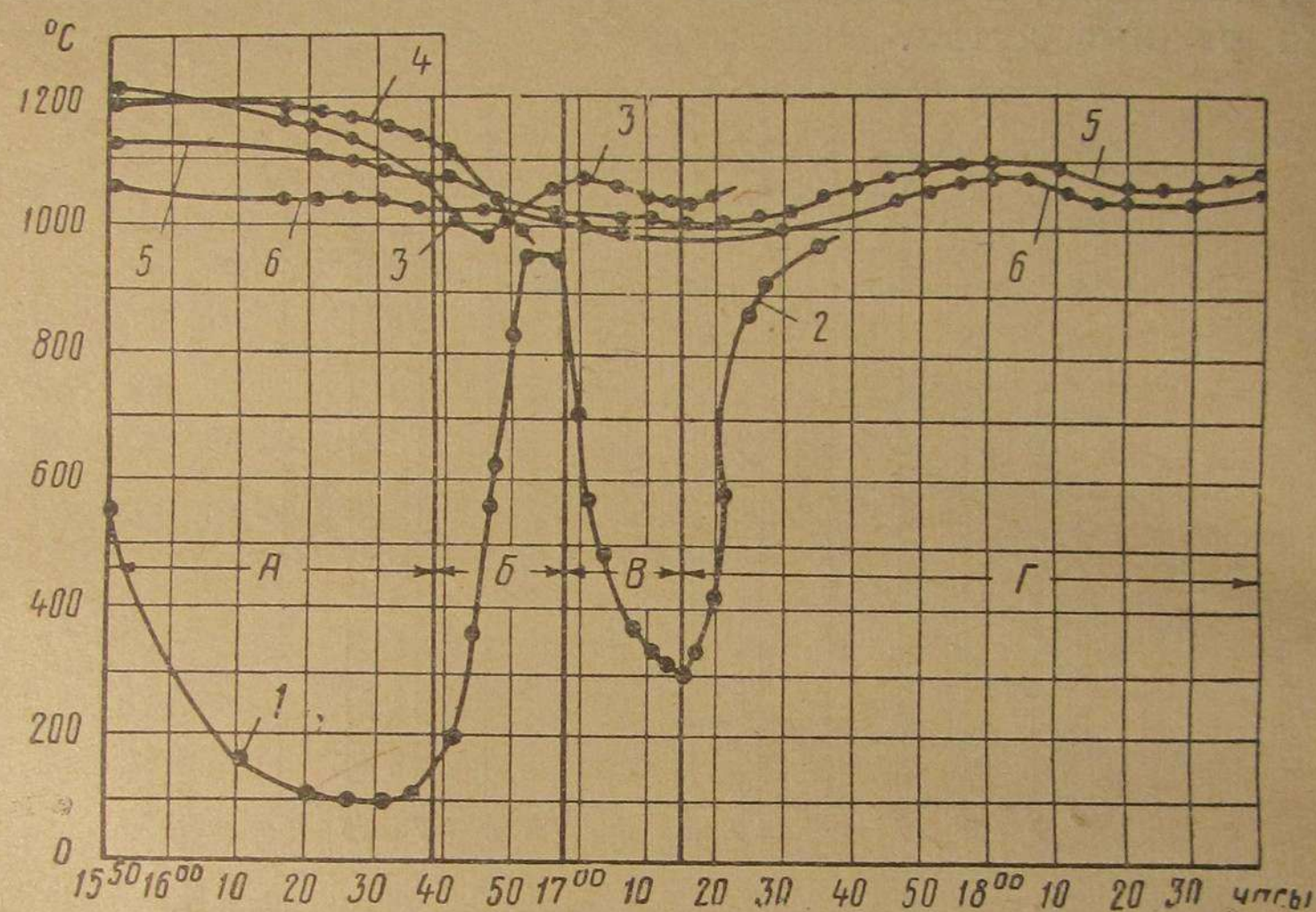


Рис. 62. Кривые изменения температуры в слое топлива на переменном режиме

график рис. 62, из рассмотрения которого следует, что в отдельные периоды температуры в сечениях 5, 6, 3 и 4 менялись своими местами.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. В период стоянок, когда прекращается подача дутья, происходит охлаждение главным образом нижних слоев топлива; топливо, удаленное от решетки на расстояние 200—300 мм, при продолжительных стоянках практически не переохлаждается.

2. После непродолжительных стоянок температурные условия в слое топлива таковы, что с включением дутья образование генераторного газа возобновляется без существенной затраты времени на разогрев слоя. Другими словами, в основной части рабочего слоя топлива, удаленного от охлаждающих поверхностей, длительное время сохраняются и поддерживаются высокие температуры, вследствие чего газогенератор потенциально обладает возможностью значительного снижения тепловой инертности.

## § 5. ИССЛЕДОВАНИЕ И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОЧИСТКИ ГАЗА

Газ на выходе из газогенератора содержит некоторое количество механических примесей — твердых частиц различного состава, размера, веса и формы. Выбор методов разделения пыли и газа и конструкций очистителей в значительной мере определяется формой, размерами, свойствами материала частиц, концентрацией их и т. п. Весьма важным обстоятельством для выбора системы очистки является заданная степень очистки или конечное содержание пыли в газе, поступающем в двигатель.

На величину износа деталей двигателя существенное влияние оказывают размеры пылевых частиц. В настоящее время большинство исследователей считают, что наибольший износ двигателя вызывает пыль с частицами размером 5—30 м. Пыль с частицами < 5 м не оказывает сильного влияния на износ двигателя<sup>1</sup>. Существенное влияние на величину износа оказывают абразивные свойства пыли. Однако надежных критериев, достаточно полно характеризующих абразивность пыли, нет.

Проведенные в НАМИ исследования показывают, что износ двигателя прямо пропорционален количеству пыли, поступающей в двигатель.

Количество уносимой из газогенератора пыли может быть определено из следующей известной зависимости 11:

$$q_{ун} = \varphi N d_{ун}, \quad (11)$$

где  $N$  — характеристика рассева мелочи исходного топлива (% мм);

$\varphi$  — поправочный коэффициент;

$d_{ун}$  — максимальный диаметр уносимой мелочи.

Запыленность газа на выходе из газогенератора определится выражением

$$z_1 = \frac{\varphi N}{\epsilon} d_{ун}, \quad (12)$$

где  $\epsilon$  — удельный выход газа в  $нм^3/кг$ .

Максимальный диаметр уносимой мелочи топлива определяется из условия равенства подъемной силы потока в газоотборной головке газогенератора и веса частицы, откуда

$$d_{ун} = \frac{3}{4} \cdot \frac{C v^2 \gamma_r}{g \gamma_n}, \quad (13)$$

где  $C$  — коэффициент сопротивления;

$\gamma_r$  и  $\gamma_n$  — удельные веса газа и пыли.

Проведенные на газогенераторных тепловозах испытания по определению запыленности газового потока показывают, что содержание пыли в газе на выходе из газогенератора составляет  $\sim 0,5 \div 1,5 г/м^3$ ,

<sup>1</sup> В зарубежной литературе появились исследования, согласно которым размер механических включений в воздушном заряде двигателя не должен превышать 1 м.



увеличиваясь с увеличением форсировки. Фракционный состав пыли, вынесенной из газогенератора, характеризуется кривыми рис. 63.

Пыль, вынесенная из газогенератора, представляет собой слегка озоленную мелочь рабочего топлива. Содержание золы в уносе составляет в среднем 22—29% при содержании золы в рабочем топливе 16—17%.

Для удаления из генераторного газа пыли принята двухступенчатая очистка: грубая, осуществляемая в циклонах, и тонкая — в фильтрах с набивкой из колец Рашига.

В циклонных очистителях удерживаются крупные фракции пыли. Степень очистки газа в циклонах составляет около 82—96%. Содержание пыли за циклонами снижается до 70—120 мг/м<sup>3</sup>.

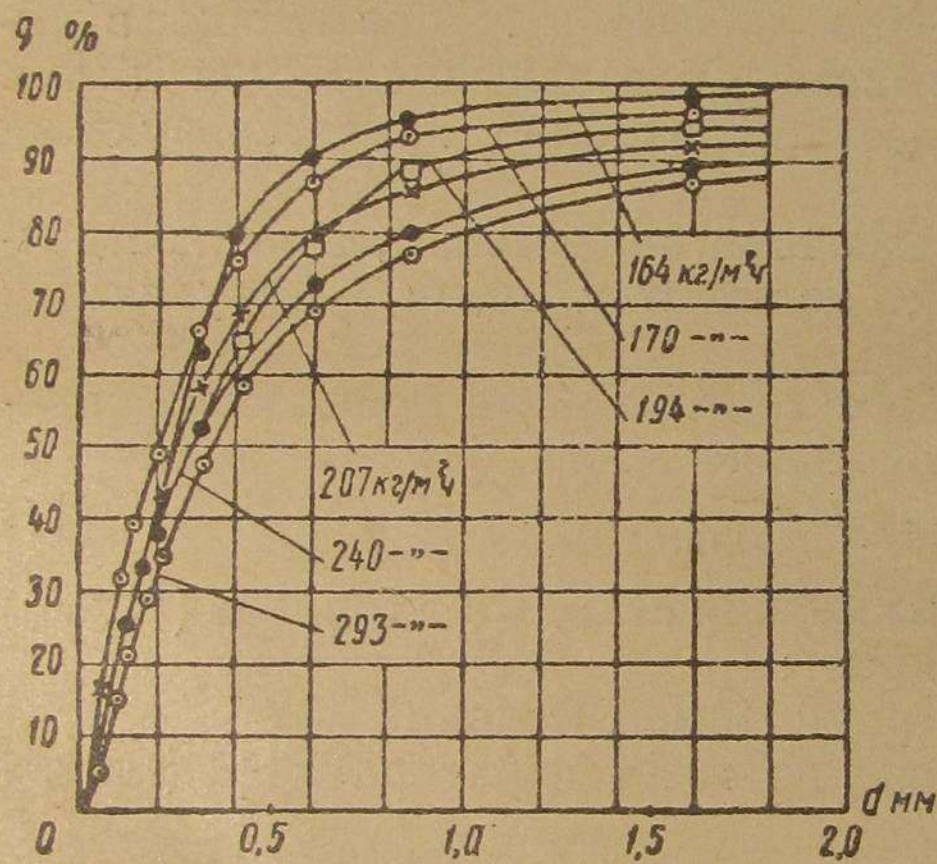


Рис. 63. Фракционный состав уноса, уловленного циклоном при различных форсировках газогенератора  $Y$  (кг/м<sup>2</sup>·ч)

Пыль, не уловленная в циклоне, состоит главным образом из мелких фракций:

Крупность частиц $\mu$	Число частиц в %
1—5	69,0
5—10	12,8
10—20	11,5
20—40	4,0
40—80	2,2
80—120	(0,5)

Зольность не уловленной циклоном пыли составляет 45—51%. Состав золы антрацитовой пыли приведен ниже:

SiO <sub>2</sub>	40,40
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	8,62
F <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	42,71
CaO	1,30
MgO	1,06
SO <sub>3</sub>	1,68

Для такой пыли шлифующее число  $N_{шл} = 15\ 050$ . Шлифующее число для различных углей колеблется в пределах 14 200—24 200; как видно, пыль используемого угля по абразивным свойствам близка к нижнему пределу.

Стендовые и эксплуатационные испытания показывают, что степень очистки газа от механических примесей в фильтрах с кольцами Рашига составляет в среднем около 45—50%. Запыленность газа за фильтрами колеблется в пределах 25—69 мг/м<sup>3</sup>. Приведенные выше результаты анализа причин повреждений и повышенного износа основных деталей двигателя показывают, что такая очистка газа является недостаточной.

Кроме того, фильтры с набивкой из колец Рашига имеют и другой существенный недостаток, заключающийся в том, что сопротивление фильтров в период между промывками непрерывно растет.

Так, если сопротивление чистых фильтров на тепловозах ТЭ1<sup>Г</sup> составляет ~60 мм вод. ст., то после пробега 4,5 тыс. км оно достигает ~300 мм вод. ст. В эксплуатации отмечалось ухудшение работы тепловозов при возрастании сопротивления очистителей до 150÷200 мм вод. ст., которое достигается примерно после пробега тепловоза 2,5—3,0 тыс. км от промывки очистителей. Повышенные сопротивления газового тракта, которые являются следствием загрязнения фильтров тонкой очистки, приводят к тому, что двигатель работает с повышенным расходом жидкого топлива и высокими температурами выхлопных газов вследствие уменьшения воздушного и газового заряда, поступающего в дизель.

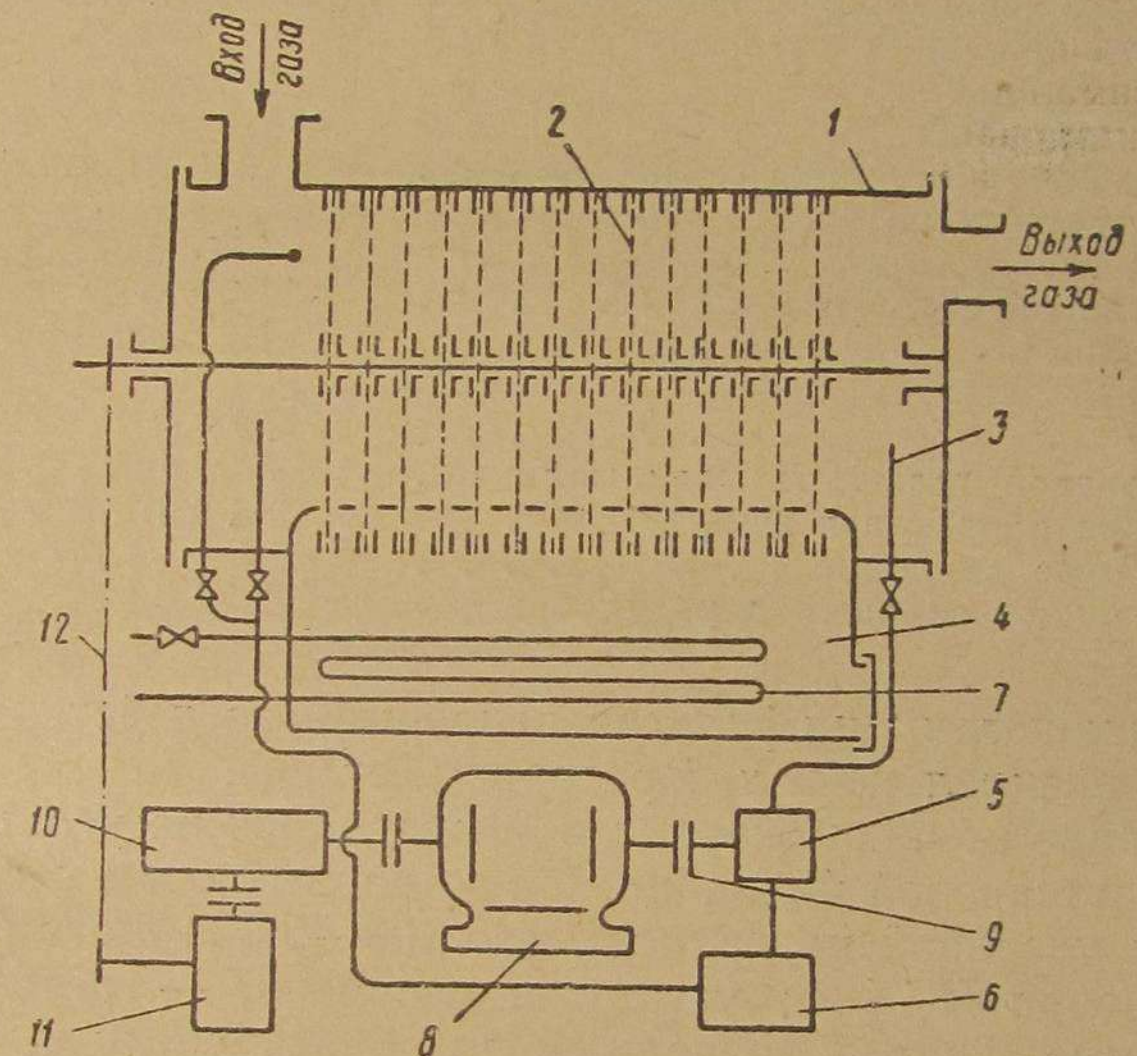


Рис. 64. Схема сетчатого фильтра непрерывного действия: 1 — корпус фильтра; 2 — сетчатые диски; 3 — масляная ванна; 4 — грязесборник; 5 — масляный насос; 6 — сетчатонабивной фильтр; 7 — подогреватель; 8 — электродвигатель; 9 — муфта; 10 и 11 — редуктор; 12 — цепная передача

В опытах по проверке влияния гидравлических потерь в системе газового тракта на работу двигателя установлено, что средняя температура выхлопных газов по цилиндрам двигателя до промывки фильтров составляла ~529—551°С, а после промывки ~422—466°С, расход жидкого топлива до промывки был в 2,5 раза больше, чем при выполнении той же работы после промывки.

В связи с отмеченными недостатками фильтров были проведены специальные исследования и разработана конструкция фильтров непрерывного действия.

Схема этого фильтра показана на рис. 64. В корпусе фильтра 1 вращаются сетчатые диски 2. Нижняя часть дисков погружена в масляную ванну 3; по верхней части сеток, смоченных маслом, про-



ходит поток запыленного газа. Пыль задерживается на сетках и при вращении сеток переходит в масляную ванну. В ванне наиболее крупные частицы пыли оседают на дно грязесборника 4. Масло с помощью насоса 5 прокачивается через сетчатонабивной фильтр 6 и подается снова в очиститель. В фильтре 6 масло частично очищается от мелких, неосевших частиц пыли. В нижней части корпуса фильтра расположен подогреватель 7 для подогрева масла. Сетчатые диски и масляный насос приводятся в движение от электродвигателя 8.

**Техническая характеристика фильтра непрерывного действия**

Максимальное давление газа . . . . .	0,45 кг/см <sup>2</sup>
Скорость вращения сетчатых дисков:	
максимальная . . . . .	0,5 об/мин
минимальная . . . . .	0,1 »
Объем масляной ванны . . . . .	350 л
Электродвигатель:	
тип . . . . .	ПН-28,5
число оборотов в минуту . . . . .	1 200
мощность . . . . .	1,2 квт
Масляный насос:	
тип . . . . .	Г11-11
производительность максимальная . . . . .	8 л/мин
число оборотов в минуту . . . . .	1 450
рабочее давление . . . . .	5 кг/см <sup>2</sup>
Передаточное отношение редуктора . . . . .	1:72

Опытная конструкция фильтра непрерывного действия была испытана на специальном лабораторном стенде.

Определение степени очистки производилось на угольной пыли, размолотой в шаровой мельнице. Фракционный состав пыли характеризовался удельной поверхностью 5 400—5 500 см<sup>2</sup>/г (определенной на приборе ПСХ-2); удельный вес пыли — 1,5 г/см<sup>3</sup>.

Полученные данные позволили подобрать сетки для фильтра и выбрать режим работы, который обеспечивал бы необходимую производительность, самоочищающую способность и эффективность фильтра по степени очистки.

Лабораторные испытания показывают, что фильтр непрерывной очистки обладает весьма высокой степенью очистки, небольшим и стабильным сопротивлением, хорошей самоочищающей способностью.

При испытаниях была установлена зависимость степени очистки сеток фильтра от числа оборотов. Это изменение вызывается различной степенью запыленности сеток при работе на различных скоростях движения. Запыленность элементарной площадки сетки изменяется от какого-то начального значения до максимума при проходе ее через зону движения воздуха. Средняя запыленность определяется следующим выражением:

$$q_{\text{ср}} = \frac{vz\eta(2-\alpha)}{2n\alpha}, \quad (14)$$

где  $v$  — скорость движения воздуха в м/сек;  
 $z$  — запыленность в г/м<sup>3</sup>;  
 $\eta$  — степень очистки;  
 $\alpha$  — степень отмывки;  
 $n$  — скорость вращения.

Приведенное соотношение дает возможность сделать два важных вывода.

Первый вывод — о допустимой пыленасыщенности масла. Дело в том, что при насыщении масла пылью оно густеет, коэффициент отмывки снижается, растет запыленность фильтра и его сопротивление. На определенном этапе это приводит к нарушению устойчивости работы фильтра и возникает необходимость в замене масла.

Представление о влиянии пыленасыщенности масла на его подвижность дает график рис. 65, где приведены результаты опытов по скорости истечения масла в зависимости от содержания в нем пыли. Период смены масла определяется формулой

$$\tau = \frac{EV}{zQ\eta_{\text{ср}}} 10^6 \text{ ч}, \quad (15)$$

где  $E$  — допустимая пыленасыщенность масла в кг/м<sup>3</sup>;  
 $V$  — объем масляной ванны в м<sup>3</sup>;  
 $z$  — запыленность воздуха в мг/м<sup>3</sup>;  
 $Q$  — производительность фильтра в м<sup>3</sup>/ч;  
 $\eta_{\text{ср}}$  — степень очистки.

Из этого выражения, задаваясь заранее числом часов между сменами масла, можно определить требуемую емкость масляной ванны, что очень важно при конструировании очистителей. Вторым выводом. Из приведенного выражения можно установить предел по допустимой запыленности потока. Как известно, сопротивление фильтра и степень очистки являются функциями запыленности фильтра:

$$\Delta h = f_1(q)$$

и

$$\eta_{\text{ср}} = f_2(q).$$

Обе функции монотонно изменяются до некоторого критического значения  $q = q_{\text{кр}}$ , определяющего собой начало срыва уже осевших частиц. Последующая работа фильтра характеризуется скачкообразным

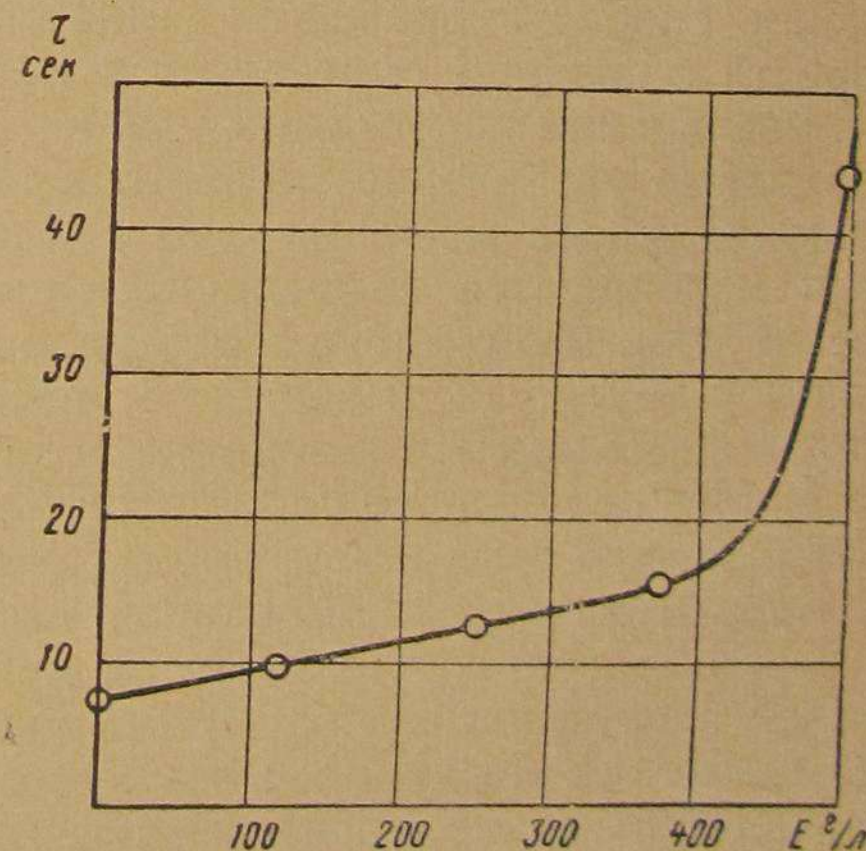


Рис. 65. Время истечения масла в зависимости от его пыленасыщенности



изменением коэффициента очистки с общей тенденцией к быстрому убыванию. В обычных несамочищающихся фильтрах запыленность фильтрующих элементов не доводят до этого состояния, а подвергают регенерации уже по достижении определенного сопротивления  $\Delta h$ , при котором  $q_{\text{доп}} < q_{\text{кр}}$ , что соответствует области непрерывности функций  $\Delta h$  и  $\eta_{\text{ср}}$ .

Иначе дело обстоит в самоочищающихся фильтрах. При установившемся режиме работы запыленность самоочищающегося фильтра и, как следствие, его сопротивление и коэффициент очистки остаются постоянными. Запыленность фильтра, как мы уже видели, определяется соотношением (14).

Итак, можно сделать вывод о том, что работа самоочищающегося фильтра будет устойчивой для всех значений  $q$ , удовлетворяющих неравенству

$$q_{\text{ср}} < q_{\text{кр}}$$

Возвращаясь к соотношению (14), получим

$$\frac{v_0 z \eta (2 - \alpha)}{2na} < q_{\text{кр}}$$

отсюда допускаемая для данного фильтра начальная запыленность воздуха должна быть

$$z_{\text{доп}} < \frac{2q_{\text{кр}} na}{v_0 \eta (2 - \alpha)} \quad (16)$$

Из полученного соотношения видно, что наиболее эффективным способом повышения допускаемой пылевой нагрузки является увеличение скорости вращения сетчатых дисков. Предел повышения скорости вращения определяется началом срыва и выноса масла. При увеличении допустимых удельных нагрузок по воздуху и пыли необходимо увеличение скорости вращения фильтра. Для предотвращения уноса масла в этом случае последние по ходу воздуха сетки подбираются с увеличивающимся размером проходных отверстий, как это сделано в испытанной конструкции фильтра. Возможны и другие пути борьбы с уносом масла, например установка неподвижных элементов в конце хода воздуха или установка дополнительного небольшого пористого фильтра за основным очистителем. Учитывая, что срыв масла происходит главным образом в месте выхода сетки из масляной ванны, весьма полезным мероприятием по предотвращению уноса масла является перераспределение воздушной нагрузки по рабочей площади сетки с уменьшением скоростей движения воздуха в этом месте за счет установки за ним небольшого козырька, оказывающее некоторое дополнительное местное сопротивление. Полученный во время лабораторных испытаний опытный материал позволяет дать схему расчета и определить некоторые величины, необходимые при проектировании фильтров аналогичных конструкций.

### 1. Определение величины рабочей поверхности фильтра

$$F = \frac{Q_{\text{max}}}{q} \text{ м}^2, \quad (17)$$

где  $q$  — удельная нагрузка рабочей поверхности фильтра в  $\text{м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ . Величину ее следует принимать около  $7500 \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ .

### 2. Скорость вращения определяется по формуле

$$n_{\text{max}} = \frac{v_{\text{max}}}{\pi D}, \quad (18)$$

где  $v_{\text{max}}$  — максимальная линейная скорость выхода сетки из масляной ванны в  $\text{м}/\text{мин}$ .

Максимальная величина ее должна быть не больше  $0,72 \text{ м}/\text{мин}$ . При небольших запыленностях достаточно  $v_{\text{max}} = 0,05 \text{ м}/\text{мин}$ .

### 3. Определение необходимой емкости масляной ванны

$$V = \frac{C_{\text{T}}}{E} \text{ м}^3, \quad (19)$$

где  $C_{\text{T}}$  — количество пыли, которой насыщается масло в период между его сменами, в  $\text{кг}$ ;

$E$  — допустимая пыленасыщенность масла в  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Допустимая пыленасыщенность масла может быть принята равной  $250—350 \text{ кг}/\text{м}^3$  в зависимости от сорта пыли и масла.

### 4. Определение количества пыли, которой насыщается масло в период между его сменами

$$C_{\text{T}} = (zQ\eta_{\text{ср}} - z_{\text{м}}Q_{\text{м}}\eta_{\text{мср}})\tau \text{ кг}, \quad (20)$$

где  $z$  и  $z_{\text{м}}$  — средняя запыленность газа и масла в  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$Q$  и  $Q_{\text{м}}$  — средние величины расхода газа и масла через фильтры в  $\text{м}^3/\text{ч}$ ;

$\eta_{\text{ср}}$  и  $\eta_{\text{мср}}$  — коэффициенты очистки газа и масла в фильтрах;

$\tau$  — время работы двигателя на газе между сменами масла в  $\text{ч}$ .

На основании приведенных данных были сделаны расчеты и спроектированы фильтры для тонкой очистки генераторного газа на газогенераторных тепловозах.

Следует заметить также, что приведенные данные могут быть положены в основу расчета воздушных фильтров для серийных тепловозов. После лабораторных испытаний фильтр для тонкой очистки газа был установлен на тепловозе и проведены его испытания. Степень очистки в среднем составляла  $94—98\%$ .

Результаты испытаний показывают, что степень очистки газа в фильтре непрерывного действия значительно превосходит степень очистки в фильтре с кольцами Рашига. Содержание пыли в газе после очистителя составляло  $\sim 2—3 \text{ мг}/\text{м}^3$ .

За первую половину 1958 г. тепловоз ТЭ1<sup>с</sup>-127 сделал пробег более 50 тыс. км. Состояние фильтра все время было удовлетворительное. Первые наблюдения за износом и повреждениями основ-



ных деталей двигателя дали положительные результаты: снизился износ и выход из строя основных деталей, уменьшалось содержание механических примесей в картерном масле двигателя.

Положительные результаты испытаний масляных фильтров газа непрерывного действия позволили при модернизации газогенераторных тепловозов ТЭ1<sup>Г</sup> в 1958 г. заменить ими несовершенные фильтры тонкой очистки с кольцами Рашига.

## § 6. ЗАЩИТА ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ОТ КОРРОЗИИ

Газовый тракт тепловозов (газогенератор, циклоны, холодильники, очистители и трубопроводы) подвергаются коррозионному воздействию генераторного газа.

Интенсивность корродирующего воздействия газовой среды на металл зависит главным образом от состава газа, его температуры и содержания влаги.

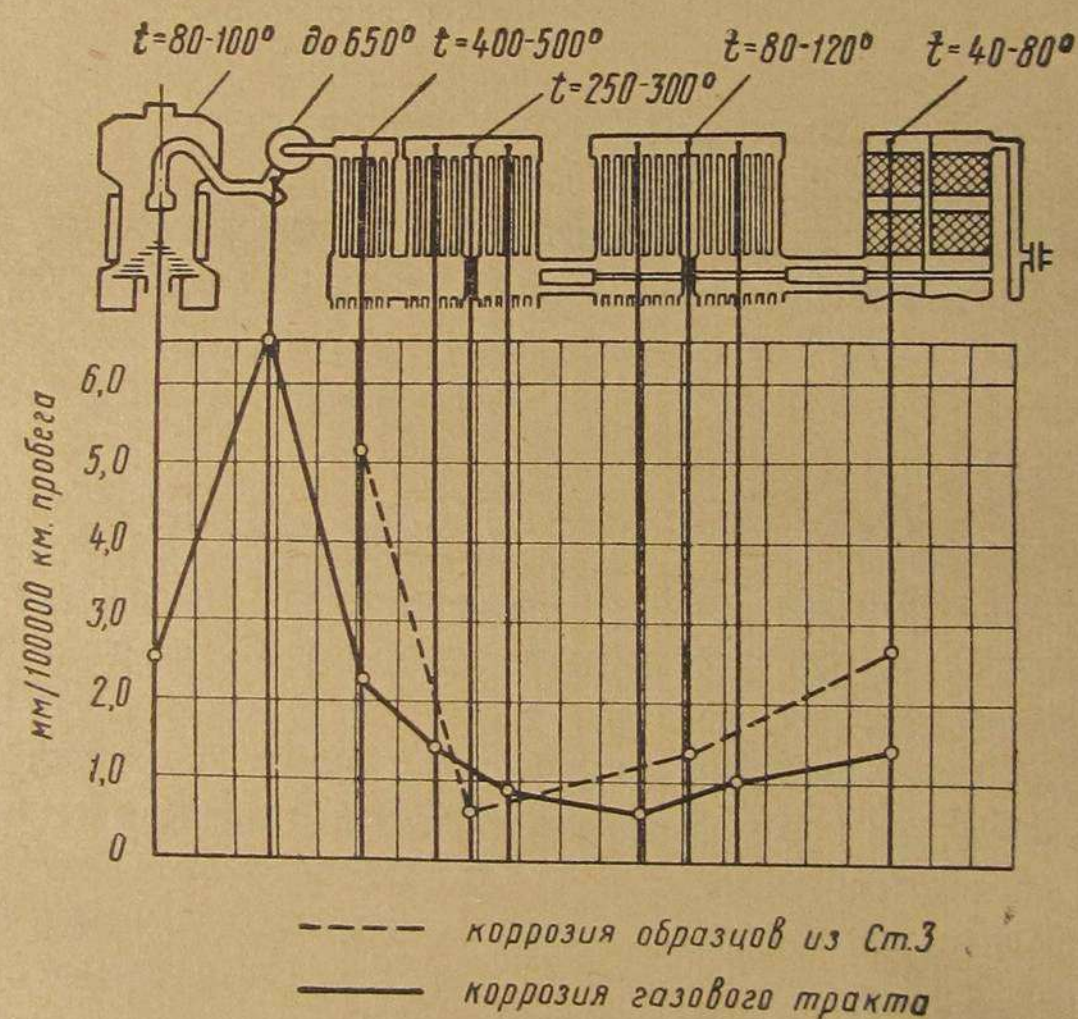


Рис. 66. Интенсивность коррозионного износа основных элементов газогенераторной установки и образцов металла, помещенных в газовом тракте тепловоза

Анализ конденсата, образующегося в секциях холодильника газа, показывает, что в нем содержится: сульфатов (в перерасчете на  $SO_4$ ) — 0,535%, сульфатов (в пересчете на  $SO_3$ ) — 0,585%.

Анализы показывают, что газовая среда, содержащая сернистый газ, сероводород и пары воды, является весьма агрессивной. Кроме того, особенности температурного режима работы газогенераторной установки значительно способствуют более интенсивному разрушению металла. Наибольшее разрушение металла наблюдается в зоне высоких температур (газоподводящий патрубок циклонов, верхняя

часть циклонов) — 7 мм на 100 тыс. км пробега, где одновременно происходит газовая коррозия и абразивный износ от механических частиц, уносимых из газогенератора.

В холодильнике газа происходит только коррозионный износ металла. В первой секции холодильника, где температура газа достигает  $500^\circ C$ , глубина повреждения металла достигает 2,2 мм на 100 тыс. км пробега тепловоза. По мере понижения температуры газа интенсивность коррозии снижается до 0,6 мм (рис. 66). Если температура газа находится на уровне, превышающем температуру начала конденсации содержащихся в газе паров воды, то в этих местах газового тракта процессы электрохимической коррозии не проявляются. Эти процессы наиболее интенсивно развиваются в области низких температур, где происходит активное выделение конденсата. Так, верхняя часть бункера газогенератора, на которой происходит образование конденсата, износ стенок достигает 7 мм на 100 тыс. км пробега тепловоза. При остановках тепловоза температура газа во всем тракте быстро понижается, создаются условия для образования на поверхности металла конденсата. В этом случае на поверхности деталей, подвергавшихся воздействию высокой температуры, газовая коррозия прекращается и возникает электрохимическая коррозия. В результате такого воздействия холодильники газа, циклоны и газовые трубы (газовый тракт) быстро выходят из строя.

Для предохранения деталей и узлов газогенераторной установки от коррозионного разрушения были проведены работы по подбору различных металлов и сплавов, а также изыскания защитных покрытий. В частности, были испытаны образцы из стали марок: ХМ-5; Х-5; НЛ; 12Х6; 1Х13; Х-238; IX-18Н; 9Т, чугуны и пр.

Проведенные испытания образцов, обработанных различными термодиффузионными методами (термохромирование, алитирование, алюмохромирование и термодиффузионное оцинкование), не дали положительных результатов.

Положительные результаты не были достигнуты и при испытании большого количества покрытий, в том числе и химически стойких покрытий на основе искусственных смол и силиконовых материалов. Образцы, обработанные различными покрытиями, находились на тепловозе в эксплуатационной проверке в течение 5—6 месяцев. Большинство покрытий и образцов металла в течение этого срока интенсивно разрушилось. Более надежными показали себя образцы, окрашенные лаком ВДУ-3 и ГЭП, а также покрытия на основе смолы СВХ-40.

На электростанциях Уралэнерго в 1956 г. были проведены работы по защите труб воздухоподогревателей от коррозии путем эмалирования. Двухлетний опыт эксплуатации этих воздухоподогревателей показал, что коррозионное разрушение труб практически удалось полностью устранить. Стоимость эмалирования 1 пог. м трубы с внутренним диаметром 51 мм при еще небольшом объеме производства составляет 2 р. 35 к. Лабораторные испытания образцов, по-



крытых слоем защитной эмали в среде сернистого газа при 100% -ной влажности и комнатной температуре (в течение 16 месяцев), также дали положительные результаты. На основании этих данных был разработан и изготовлен холодильник газа с трубами, внутренняя поверхность которых защищена от коррозии слоем эмали. Для защиты металла от коррозии в условиях низкой температуры были применены битумные покрытия.

Применение эмалирования и битумного покрытия внутренних поверхностей газогенераторного оборудования позволило найти экономически приемлемые способы устранения коррозионного разрушения металла.

## § 7. ВЫБОР АВТОМАТИЧЕСКИХ РЕГУЛЯТОРОВ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

Опыт эксплуатации газогенераторных тепловозов показал, что для обеспечения нормальной работы двигателя на генераторном газе требуется стабилизация состава газа и ограничение содержания в газе водородной составляющей, особенно в период резких изменений нагрузок. От регулятора паровоздушной смеси не требуется высокая точность дозировки пара, особенно при установившейся нагрузке, и могут быть допущены отклонения влагосодержания дутья в пределах 15 — 20%.

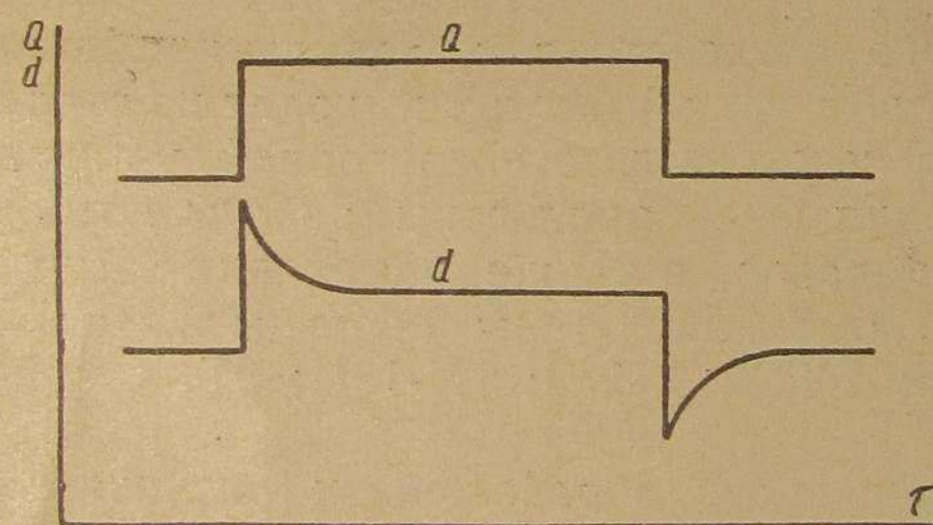


Рис. 67. Требуемый характер изменения влагосодержания дутья в моменты изменения нагрузки газогенератора:  
Q — нагрузка; d — влагосодержание дутья; τ — время

С увеличением нагрузки двигателя влагосодержание дутья необходимо повышать, так как с повышением форсировок газогенераторов понижается степень разложения пара и

увеличивается опасность шлакования газогенератора.

Следует обеспечить наименьшее отставание изменения дозировки пара от изменения нагрузки, а также определенный закон изменения присадки пара (рис. 67). Соблюдение последних условий особенно важно для условий работы тепловоза, когда изменение нагрузки происходит почти мгновенно.

Для удовлетворения приведенных выше требований, необходимо было выбрать регулятор паровоздушной смеси. Прежде всего был подвергнут испытанию регулятор температуры. Чтобы уменьшить запаздывание срабатывания регулятора, в качестве датчика был использован электроконтактный манометрический термометр с термобаллоном, заполненным ртутью. Регулятор работал неудовлетворительно. Дозировка пара была неравномерной, что способст-

вовало шлакованию газогенератора. Кроме того, количество дозируемого регулятором пара зависело не только от температуры паровоздушной смеси, но и от состояния поверхности термометра (сухая или влажная).

Температура паровоздушной смеси поддерживалась регулятором на постоянном уровне независимо от нагрузки двигателя. Учитывая эти недостатки, от использования регулятора температуры пришлось отказаться.

Другим регулятором, который был испытан, является регулятор соотношения. Расчеты показали, что такой регулятор наиболее точно поддерживает заданное соотношение расходов воздуха и пара при изменении температуры и давления воздуха и пара.

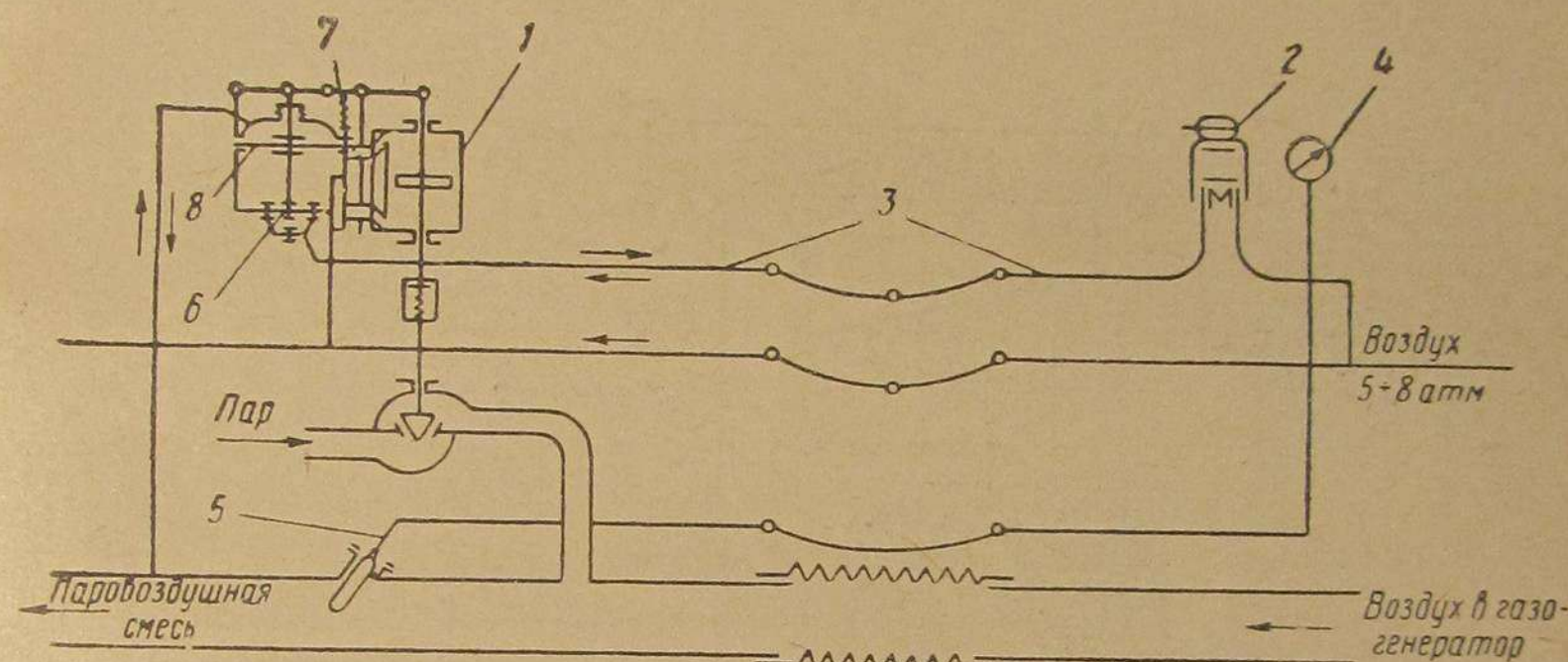


Рис. 68. Схема регулятора ЦНИИ МПС с импульсом от давления наддувочного воздуха

Однако с повышением давления воздуха, что в условиях тепловозной газогенераторной установки соответствует увеличению нагрузки, регулятор соотношения не только не увеличивает влагосодержание дутья, а даже несколько понижает его. Поэтому регулятор необходимо было оборудовать корректирующим устройством. В связи с этим была разработана упрощенная конструкция регулятора паровоздушной смеси с импульсом от давления наддувочного воздуха (рис. 68).

Работа этого регулятора протекает следующим образом: пружина 7 стремится сместить золотник сервомотора 1 так, чтобы клапан открылся полностью; поворотом рукоятки крана машиниста 2, установленного на посту машиниста, на мембрану 6 создается некоторое давление воздуха так, что усилие пружины 7 уравнивается в момент полного закрытия клапана.

При работе газогенератора открытие клапана осуществляется давлением наддувочного воздуха на мембрану 8. Профиль клапана выполнен исходя из требуемого расхода пара в зависимости от нагрузки. Величина открытия клапана регулируется изменением давления воздуха на мембрану 6 при помощи крана машиниста 2.



Дистанционная регулировка величины открытия клапана дает возможность машинисту при необходимости вмешаться в работу регулятора и обеспечить любой требуемый режим работы газогенераторной установки.

Испытания регулятора дали положительные результаты. Однако незначительные усилия, развиваемые мембраной 8, а также запаздывание в изменении давления воздуха при перемене нагрузки, снижали чувствительность регулятора и приводили к запаздыванию срабатывания его при переходах с одной позиции контроллера машиниста на другую. Наконец, не обеспечивался требуемый закон дозировки пара при переходах с позиции на позицию.

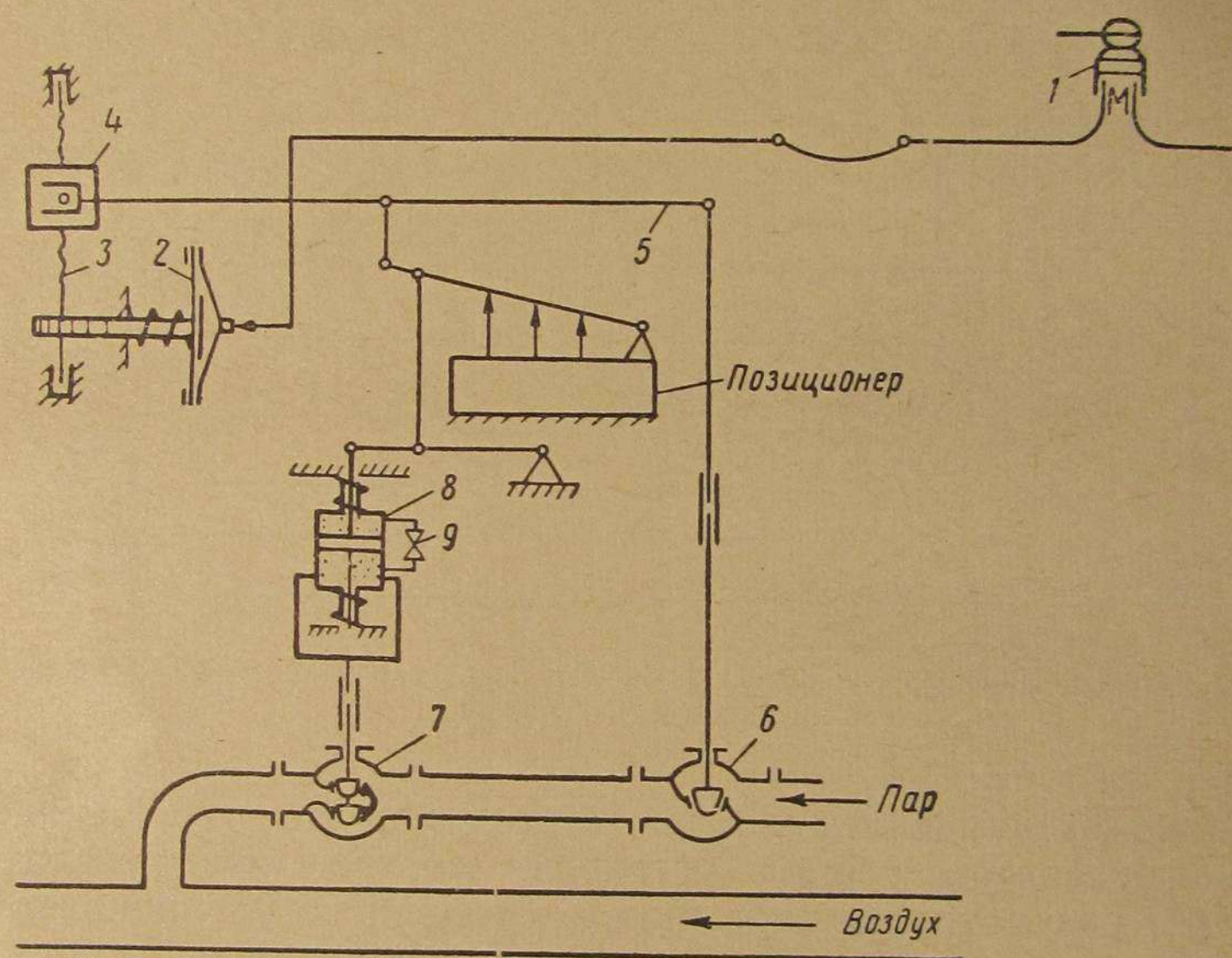


Рис. 69. Схема регулятора ЦНИИ с позиционером

Для устранения перечисленных недостатков была разработана новая конструкция регулятора, в которой для передвижения клапана применен так называемый позиционер. Катушки позиционера включаются контроллером машиниста в том же порядке, что и катушки электропневматического привода регулятора числа оборотов.

Переход от непрерывного регулирования к позиционному объясняется тем, что процесс газификации не требует высокой точности дозировки пара в установившихся режимах, тем более, что регулятор необходимо оборудовать дистанционным корректором. Использование же позиционера для привода регулирующего клапана позволяет полностью ликвидировать запаздывание действия регулятора в переходных режимах. Кроме того, позиционер развивает

значительное усилие и можно упростить конструкцию регулятора, не усложняя ее введением усилителя.

Схема регулятора с позиционером приведена на рис. 69. Краном машиниста 1 создается некоторое давление воздуха на мембрану корректора 2, движение от которой посредством зубчатой рейки передается червяку 3; гайка 4, являющаяся опорой рычага 5, занимает среднее положение.

Каждому положению контроллера машиниста соответствует определенный ход рычага 5 позиционера и при неподвижной гайке 4 — определенный ход плунжера парового клапана 6. Профиль

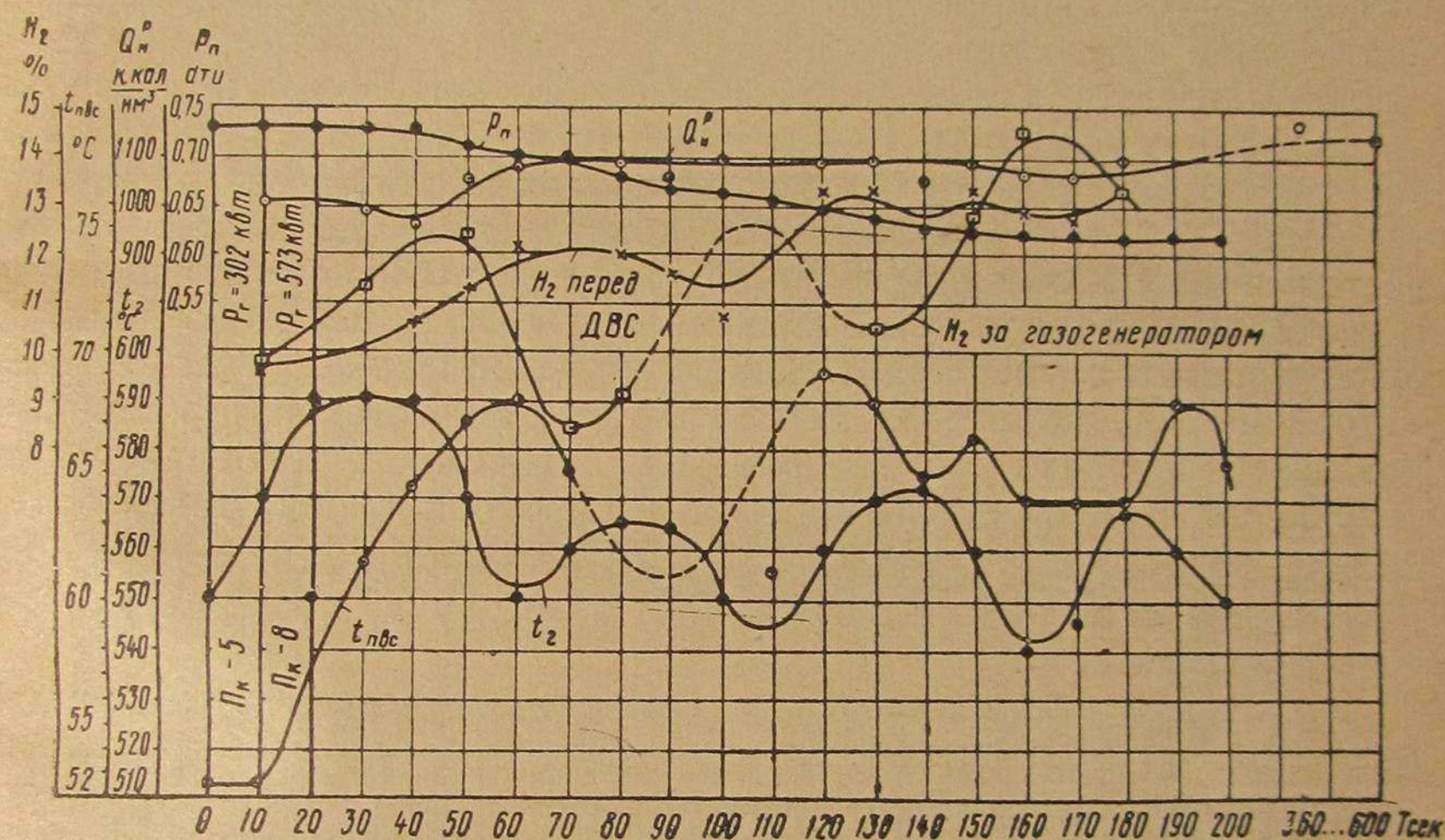


Рис. 70. Результаты испытаний регулятора с позиционером при набросе нагрузки (переход  $n_{к5} \rightarrow n_{к8}$ )

клапана рассчитан на пропуск необходимого для данной позиции контроллера количества пара. Для регулировки дозировки пара краном машиниста изменяется давление воздуха на мембрану 2, следовательно, и открытие клапана 6.

Клапан 7, приводимый в действие позиционером, предназначен для дозировки пара на переходах. Нормально клапан находится в некотором промежуточном положении. При снижении нагрузки рычаг позиционера опускает вниз поршень 8 демпфера. Так как находящееся под поршнем масло не успевает перетечь через дросселирующий вентиль 9 в верхнюю полость, нижняя пружина сжимается и происходит прикрытие парового клапана 7, что наряду с прикрытием клапана 6 еще больше сокращает подачу пара.

По мере протекания масла под усилием пружины из нижней полости в верхнюю клапан 7 будет возвращаться в исходное положение, увеличивая подачу пара до количества, которое пропустит



клапан 6. Время возврата клапана в исходное положение устанавливается открытием дросселирующего вентиля 9. При движении рычага позиционера вверх (увеличение нагрузки) клапан 7 осуществляет мгновенное открытие проходного сечения, а затем плавный возврат в исходное положение. Введение демпфера дает возможность выполнить заданный закон дозировки пара в переходном режиме.

Необходимо отметить, что закон дозировки пара при переходах с позиции на позицию согласно рис. 67 установлен из теоретического анализа процесса взаимодействия водяного пара с углеродом, чтобы обеспечить содержание водорода в газе на определенном уровне. Соблюдение такой закономерности усложняет конструкцию регулятора и требуется в основном при сбросе нагрузки. Не исключалось, что по условиям уменьшения инерционности при набросе нагрузки более подходящим был бы другой характер изменения дозировки пара. Наиболее простая конструкция регулятора получается при исключении клапана 7, демпфирующего поршень 8. В этом случае характер изменения открытия парового клапана будет простым ступенчатым. Такая упрощенная конструкция регулятора и была проверена при испытаниях газогенераторного тепловоза в 1957 г. На рис. 70 приведена зависимость температуры паровоздушной смеси, давления пара в пароводяной рубашке, состава газа  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$  и его теплотворность  $Q_n^p$  от позиции контроллера для режима резкого наброса нагрузки. В этом случае позиция корректора не менялась.

Как видно из графика, состав газа даже при резких колебаниях нагрузки остается вполне стабильным и вмешательство персонала в работу регулятора требуется лишь в случае значительного изменения давления пара. Регулятор прост по конструкции и легок в наладке. Наличие корректора дает возможность вносить поправки в работу регулятора, уменьшать или увеличивать дозировку пара.

**Выводы.** 1. Основным требованием к регулятору паровоздушной смеси тепловозной газогенераторной установки является максимальная чувствительность при резком изменении нагрузки контроллером.

2. Ввиду того что процесс газификации не требует высокой точности регулирования подачи пара в установившихся режимах, нет необходимости усложнять конструкцию регулятора корректирующими устройствами.

3. Регулятор с позиционером и ручным дистанционным корректором удовлетворяет основным требованиям, обеспечивая как установившиеся, так и переходные и особые режимы газогенераторной установки. Как показали испытания, по колебанию водородной составляющей может быть допущен ступенчатый характер изменения подачи пара, осуществляемый упрощенной конструкцией регулятора с позиционером.

#### ГЛАВА IV

### ВОЗМОЖНОСТИ ДАЛЬНЕЙШЕГО УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВЗОВ И РАСШИРЕНИЕ ИХ ТОПЛИВНОЙ БАЗЫ

Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта в 1956 г. были рассмотрены возможности создания мощных газогенераторных тепловозов повышенной экономичности. Результаты исследований показали техническую возможность создания газогенераторных локомотивов мощностью 3 000 л. с. при номинальном к. п. д. на ободу 25,5% и эксплуатационном к. п. д. примерно 22—24%.

Повышение к. п. д. может быть достигнуто за счет применения более экономичных двигателей, а также утилизации физического тепла генераторного газа. Ниже приводятся основные результаты упомянутых исследований.

#### § 1. ДВИГАТЕЛЬ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Двигатель для мощных газогенераторных тепловозов может быть создан на основе проведенных и описанных в настоящем труде исследований с учетом опыта современного дизелестроения. Для решения указанной задачи по техническому заданию ЦНИИ МПС в Харьковском политехническом институте под руководством проф. Н. М. Глаголева, был выполнен проект и построен отсек специального двигателя  $(16\text{CH} \frac{240}{270})$ .

Расчетные характеристики дизеля приведены в табл. 19.

#### § 2. РАСЧЕТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

По данным тягово-теплотехнических испытаний, проведенных институтом, тепловой баланс газогенераторной установки характеризуется следующими величинами (в %):

Полезно использованное тепло . . . . .	73—75
Потери при охлаждении газа . . . . .	9,5—10,5
» с неразложившимся паром . . . . .	3,5—3,8
» » уносом, шлаком и провалом ( $C^p=3,6 \div 6,5\%$ ) . . . . .	4,5—8,0
Тепло, израсходованное на производство пара . . . . .	7,0—8,0
Потери в окружающую среду и пр. . . . .	9—3



Таблица 19

Расчетные характеристики дизеля 16ЧН  $\frac{240}{270}$

Наименование	Количество
Эффективная мощность $N_e$ в э. л. с. . . . .	3 000
Число оборотов коленчатого вала $n$ в об/мин . . . . .	1 000
Диаметр цилиндра $D$ в мм . . . . .	240
Ход поршня $S$ в мм . . . . .	270
Число цилиндров $Z$ . . . . .	16
Литраж общий $ZV_n$ в л . . . . .	196
Средняя скорость поршня $C_T$ в м/сек . . . . .	9
Давление наддува $P_k$ в ати . . . . .	2,5
Температура воздуха $T_k$ в град. абс. . . . .	350
Давление перед турбиной $P_T$ в ати . . . . .	2,0
Степень сжатия $\epsilon$ . . . . .	14,5
Давление сгорания $P_z$ в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	120
Эффективный к. п. д. $\eta_e$ . . . . .	0,40
Присадка жидкого топлива (по теплу) в % . . . . .	10
Коэффициент избытка воздуха $a_2$ . . . . .	1,6
Длина с генератором в м . . . . .	6
Удельный объем в л/э. л. с. . . . .	6,3

Как следует из приведенных данных, потери тепла на охлаждение газа довольно значительны; в то же время 6—8% тепла отбрасывается от слоя для получения пара. С целью уменьшения энергетических потерь в локомотивах большой мощности может быть предусмотрено использование физического тепла вырабатываемых газов для генерации пара. При этом шахта газогенератора снабжается специальной теплоизоляцией. Указанные мероприятия позволяют довести к. п. д. газификации до 80%.

Для определения состава газа были использованы уравнения материального и теплового балансов, а также комплекс «видимая константа равновесия». В основу расчета положены следующие зависимости:

а) материальный баланс газов

$$(1 + \beta_r) \text{CO}_2 + (0,605 + \beta_r) \text{CO} - 0,185 \text{H}_2 = n; \quad (1)$$

б) материальный баланс воды

$$\epsilon b_r = b_T + \frac{W^T + 8,94 \text{H}^T}{100} - \mu_{\text{H}_2\text{O}} \epsilon \frac{\text{H}_2 + 2\text{CH}_2}{100}; \quad (2)$$

в) к. п. д. газогенератора

$$\eta_r = \frac{\epsilon Q_H^T}{Q_H^T}; \quad (3)$$

г) выход газа

$$\epsilon = \frac{(1 - m) C^T}{\mu_C (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4)}; \quad (4)$$

д) комплекс «видимая константа равновесия»

$$K = \frac{100 \text{CO} b_T}{\mu_{\text{H}_2\text{O}} \text{H}_2 \text{CO}_2}, \quad (5)$$

где  $Q_H^T$ ;  $Q_H^{\text{H}_2}$ ;  $Q^{\text{CO}}$  и  $Q_H^{\text{CH}_4}$  — теплотворность генераторного газа и отдельных его компонентов в ккал/моль;

$Q_H^T$  — теплотворность топлива в ккал/кг;

$\epsilon$  — выход газа в моль/кг топлива;

$C^T$  — содержание углерода в топливе;

$\mu_C$  и  $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$  — атомный вес углерода и молекулярный вес воды;

$m = \frac{C^T}{C^T}$  — доля углерода, потерянного с уносом и шлаками;

$n = 20,95 - \text{O}_2 + (0,58 - \beta) \text{CH}_4$  (для антрацита  $n \approx 21$ );

$b_r$  — содержание влаги в газе в кг/моль газа;

$b_T$  — расход влаги в кг/кг топлива;

$\beta_r = \frac{\beta^T - m_c \beta_{\text{мех}}}{1 - m_c}$  — характеристика Бунте действительно газифицированного топлива;

$\beta^T$  и  $\beta_{\text{мех}}$  — характеристики Бунте для исходного топлива и механических потерь;

$$\beta^T = 2,356 \frac{\text{H}^T - 0,126 \text{O}^T + 0,038 \text{N}^T - 0,05 \text{S}^T}{C^T}. \quad (6)$$

Введем в расчеты комплекс

$$\eta_c = \frac{100 \mu_C Q_H^T}{(1 - m_c) C^T Q^c} \eta_r, \quad (7)$$

представляющий собой видимый к. п. д. газификации углерода. Дополнительно обозначим:

$$\frac{(1 + \beta_r) \frac{Q_H^{\text{H}_2}}{Q^c} - 0,185 \eta_c}{(1 + \beta_r) \frac{Q_H^{\text{CO}}}{Q^c} - 0,395 \eta_c} = a_1; \quad (8)$$

$$\frac{n \eta_c - \left( \frac{Q_H^{\text{CH}_4}}{Q^c} - \eta_c \right) (1 + \beta_r) \text{CH}_4}{(1 + \beta_r) \frac{Q_H^{\text{CO}}}{Q^c} - 0,395 \eta_c} = b_1; \quad (9)$$



$$\frac{(0,605 + \beta_r) \frac{Q_{H_2}}{Q_c} - 0,185 \left( \eta_c - \frac{Q^{CO}}{Q_c} \right)}{(1 + \beta_r) \frac{Q_{H_2}^{CO}}{Q_c} - 0,395 \eta_c} = a_2; \quad (10)$$

$$\frac{\left( \eta_c - \frac{Q^{CO}}{Q_c} \right) n - \left( \frac{Q_{H_2}^{CH_4}}{Q_c} - \eta_c \right) (0,605 + \beta_r) CH_4}{(1 + \beta_r) \frac{Q_{H_2}^{CO}}{Q_c} - 0,395 \eta_c} = b_2; \quad (11)$$

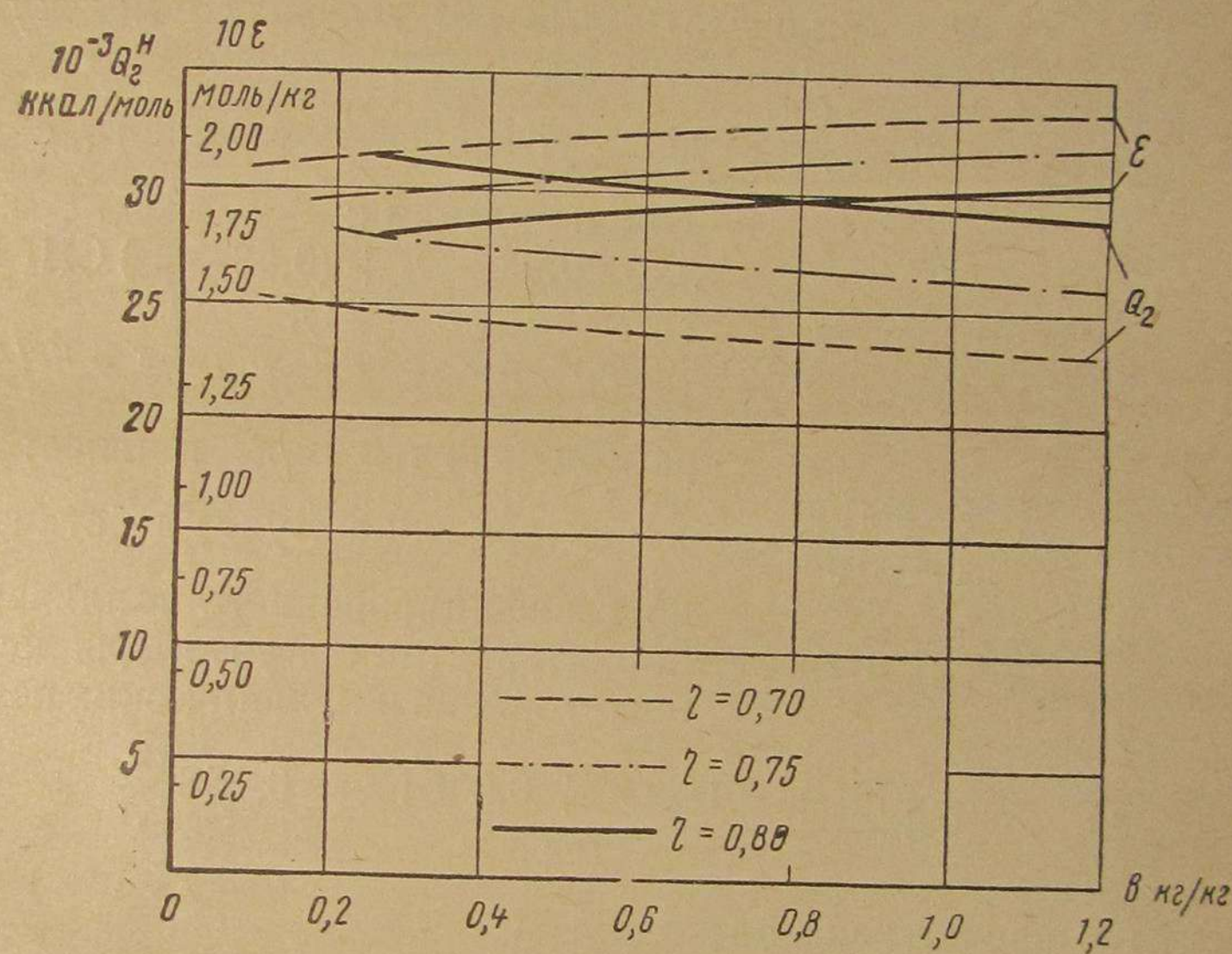


Рис. 71. Теплотворность и выход газа в зависимости от влажности дутья (топливо — антрацит)

$$q = \frac{\frac{b_2}{a_1} \kappa - \left[ (b_1 - b_2) + \frac{b_1}{a_1} (a_1 - a_2) + CH_4 \right] d - \frac{b_1}{a_1} + 2CH_4}{\frac{a_2}{a_1} \kappa - (a_1 - a_2) d - 1}; \quad (12)$$

$$r = \frac{[(b_1 - b_2) + CH_4] \frac{b_1}{a_1} d - 2 \frac{b_1}{a_1} CH_4}{\frac{a_2}{a_1} \kappa - (a_1 - a_2) d - 1}; \quad (13)$$

$$d = \frac{p_c}{p_{H_2O}} \cdot \frac{b_r + 8,94 H_r + W_r}{(1 - m_c) C_r}. \quad (14)$$

После некоторых алгебраических преобразований приходим к следующим расчетным формулам:

$$H_2 = \frac{q}{2} + \sqrt{\left( \frac{q}{2} \right)^2 + r}; \quad (15)$$

$$CO = b_1 - a_1 H_2; \quad (16)$$

$$CO_2 = a_2 H_2 - b_2. \quad (17)$$

При постоянном к. п. д. газогенератора зависимость между компонентами  $H_2$ ,  $CO$  и  $CO_2$  носит линейный характер [формулы (12) — (17)].

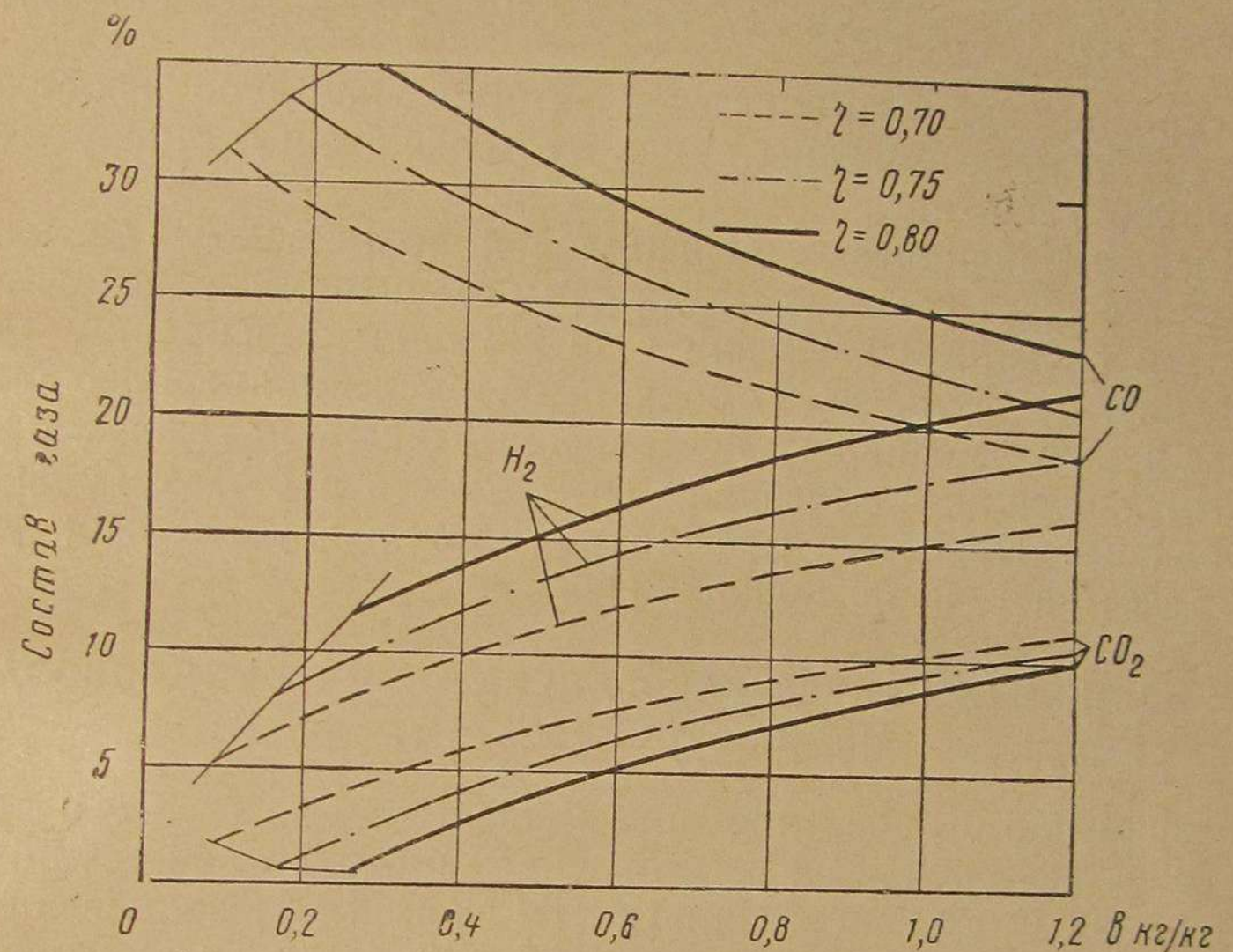


Рис. 72. Состав генераторного газа при различной влажности дутья (топливо — антрацит)

На рис. 71 и 72 приведены результаты расчетов по формулам (8) и (17) в случае применения антрацитов. Графики дают возможность определить состав газа при различном к. п. д. газификации и влажности дутья, а также величину минимальной присадки пара. Последняя зависит от к. п. д. процесса (граничные кривые в левой части графиков). Оценивая величину к. п. д. центральной части слоя газогенератора 80—82%, получим минимальную присадку влаги равной 0,31 кг на 1 кг топлива (0,42 кг на 1 кг углерода), что совпадает с данными проф. Н. В. Шишакова [6]. Увеличение присадки пара сверх минимальной сопряжено с ухудшением теплотворности газа даже при условии сохранения постоянным к. п. д. газогенератора. Значительный расход пара на газификацию в транспортных газогенераторах связан с переменным режимом работы установок. Принимая на основании опыта эксплуатации существующих



тепловозов расход пара равным 0,65 кг на 1 кг топлива, получим следующие проектные показатели работы газогенераторов мощных локомотивов (табл. 20).

Таблица 20

Состав газа						Теплотворность газа в ккал/мм <sup>3</sup>	Выход газа на 1 кг топлива в нм <sup>3</sup> /кг	Расход во- ды на 1 кг топлива в кг/кг
CO <sub>2</sub>	CO	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>			
в %								
5,7	28,8	17,0	0,5	0,2	47,8	1 350	3,95	0,65

Форсировки тепловозных газогенераторов в поездной работе доходили до 400 кг/м<sup>2</sup>·ч; при испытаниях на стенде были достигнуты форсировки 600 кг/м<sup>2</sup>·ч.

Применение поршневых двигателей с повышенным давлением наддува открывает новые возможности повышения производительности. При расчетном давлении газа 2,8 ата форсировки могут быть подняты до 800 кг/м<sup>2</sup>·ч с сохранением тех же линейных скоростей газа в слое. Специально поставленные опыты на газогенераторе высокого давления подтвердили возможность работы с большими форсировками. Процесс газификации протекал устойчиво; ухудшения качества газа не обнаружено.

### § 3. ЭСКИЗНЫЙ ПРОЕКТ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ТЕПЛОВОЗА МОЩНОСТЬЮ 3 000 л. с.

Одновременно с проектированием специального газового двигателя мощностью 3 000 л. с., изготовлением и отработкой двухцилиндрового отсека этого двигателя в ЦНИИ МПС был выполнен проект газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с. В процессе проектирования указанного тепловоза были сконструированы основные элементы газового и газогенераторного оборудования и изготовлена рабочая модель газогенератора, испытания которого закончены в 1958 г.

На рис. 73 представлена технологическая схема газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с. Двигатель внутреннего сгорания 1 имеет наддув, осуществляемый осевым компрессором 3, ротор которого вращается газовой турбиной 2. Газовая турбина работает за счет энергии отработавших газов двигателя внутреннего сгорания. Отработавшие газы из газовой турбины отводятся в атмосферу через эжекционный аппарат, просасывая охлаждающий воздух через секции холодильника 4 наддувочного воздуха.

Розжиг газогенератора производится центробежным вентилятором 17 при открытых клапанах 18 и 19 через свечу розжига 20. Для ускорения получения пара в период розжига свеча розжига установлена за парогенераторами 21, которые служат для получения и перегрева пара, идущего в газогенератор.

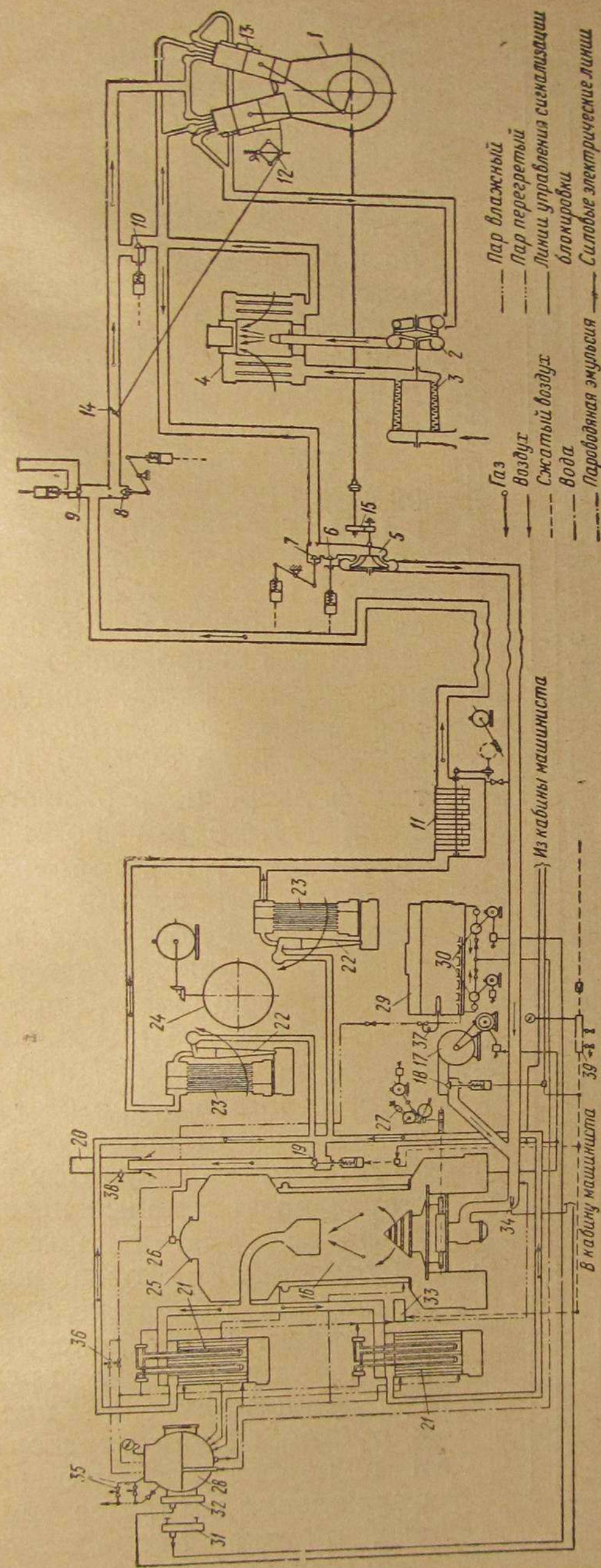


Рис. 73. Технологическая схема газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с.:

1—двигатель; 2—газовая турбина; 3—осевой компрессор; 4—воздушный холодильник; 5—дополнительный нагнетатель; 6, 7, 8, 9, 10—клапаны; 11—сетчатый фильтр; 12—регулятор числа оборотов; 13—топливные насосы; 14—газовая заслонка; 15—зубчатая передача; 16—шарта газогенератора; 17—вентилятор розжига; 18, 19—клапаны; 20—свеча розжига; 21—парогенераторы; 22—батарея циклонов; 23—холодильник; 24—вентилятор холодильника; 25—бункер; 26—блокконтакт; 27—привод колосниковой решетки; 28—паросборник; 29—водяной бак; 30—водяные насосы; 31—датчик уровня; 32—сигнализатор; 33—регулятор паровоздушной смеси; 34—электротермометр; 35, 36—предохранительные клапаны; 37—регулятор температуры; 38—электрическая свеча зажигания; 39—воздушный коллектор



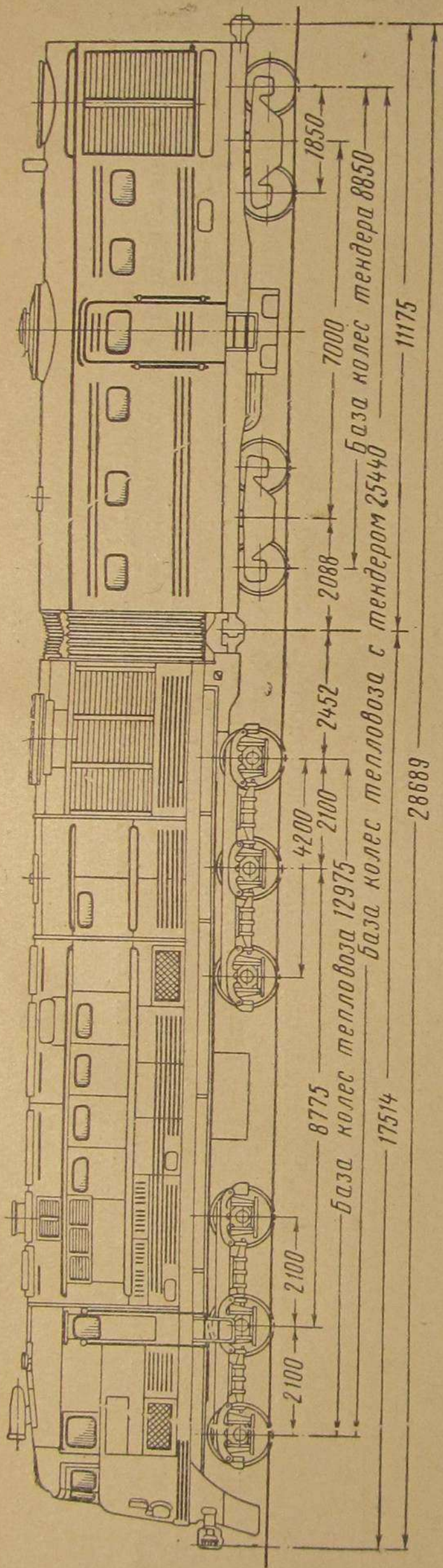


Рис. 74. Общий вид газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с.

Переход двигателя на газ осуществляется закрытием клапана 10 и открытием клапанов 7 и 8. При этом часть наддувочного воздуха, прошедшего холодильник 4, отводится на газогенератор. Для компенсации потерь давления в газогенераторе и газоздушном тракте устанавливается дополнительный центробежный нагнетатель 5, приводимый во вращение от вала двигателя через зубчатую передачу 15.

Полученный в газогенераторе газ проходит парогенераторы 21, где частично охлаждается и поступает в батареи циклонов 22, в которых осуществляется предварительная очистка.

Далее газ проходит холодильник 23, имеющий принудительное охлаждение потоком воздуха, и тонкую очистку в сетчатом фильтре непрерывного действия 11, затем по гибкому трубопроводу передается с газогенераторной секции на силовую, откуда поступает в газовые коллекторы двигателя. Регулирование количества поступающего в двигатель газа осуществляется центробежным регулятором числа оборотов 12, воздействующим на газовую заслонку 14. Этот же регулятор воздействует на топливные насосы 13.

Запас топлива помещается в бункере 25, который во время работы на газе находится под давлением. Для обеспечения газогенератора паром предусматривается получение пара как в рубашке газогенератора, так и в парогенераторах за счет охлаждения газа. Все три паровых потока направляются в паросборник 28.

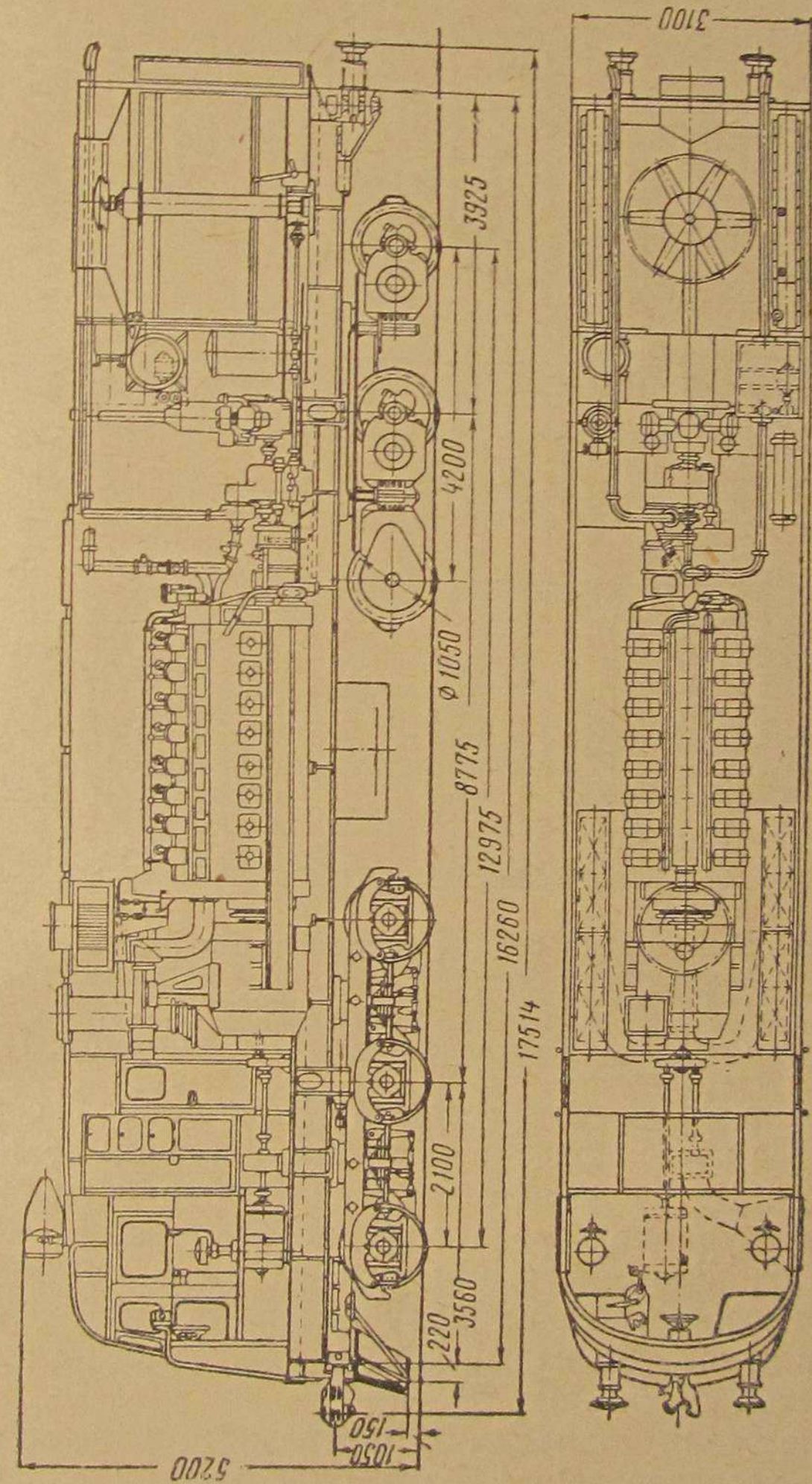
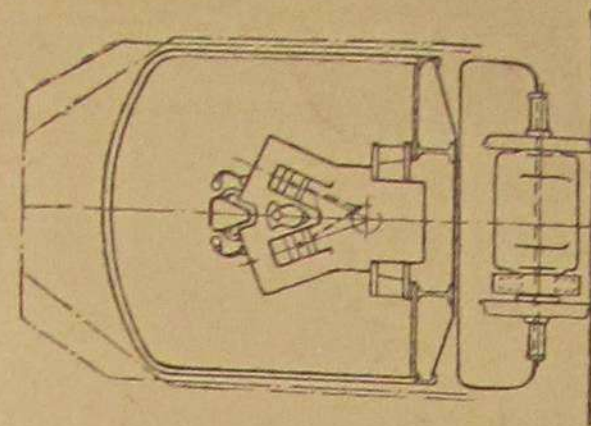


Рис. 75. Силовая секция тепловоза мощностью 3 000 л. с.



Пар из паросборника поступает в пароперегреватели, установленные в газовой части парогенераторов, перегревается и регулятором паровоздушной смеси 33 дозируется в дутьевой воздух. Контроль дозирования пара ведется по электротермометру 34, показания которого передаются в кабину машиниста. Давление пара в паросборнике измеряется манометром, снабженным сигнальным устройством для передачи сигнала при достижении максимально допустимого

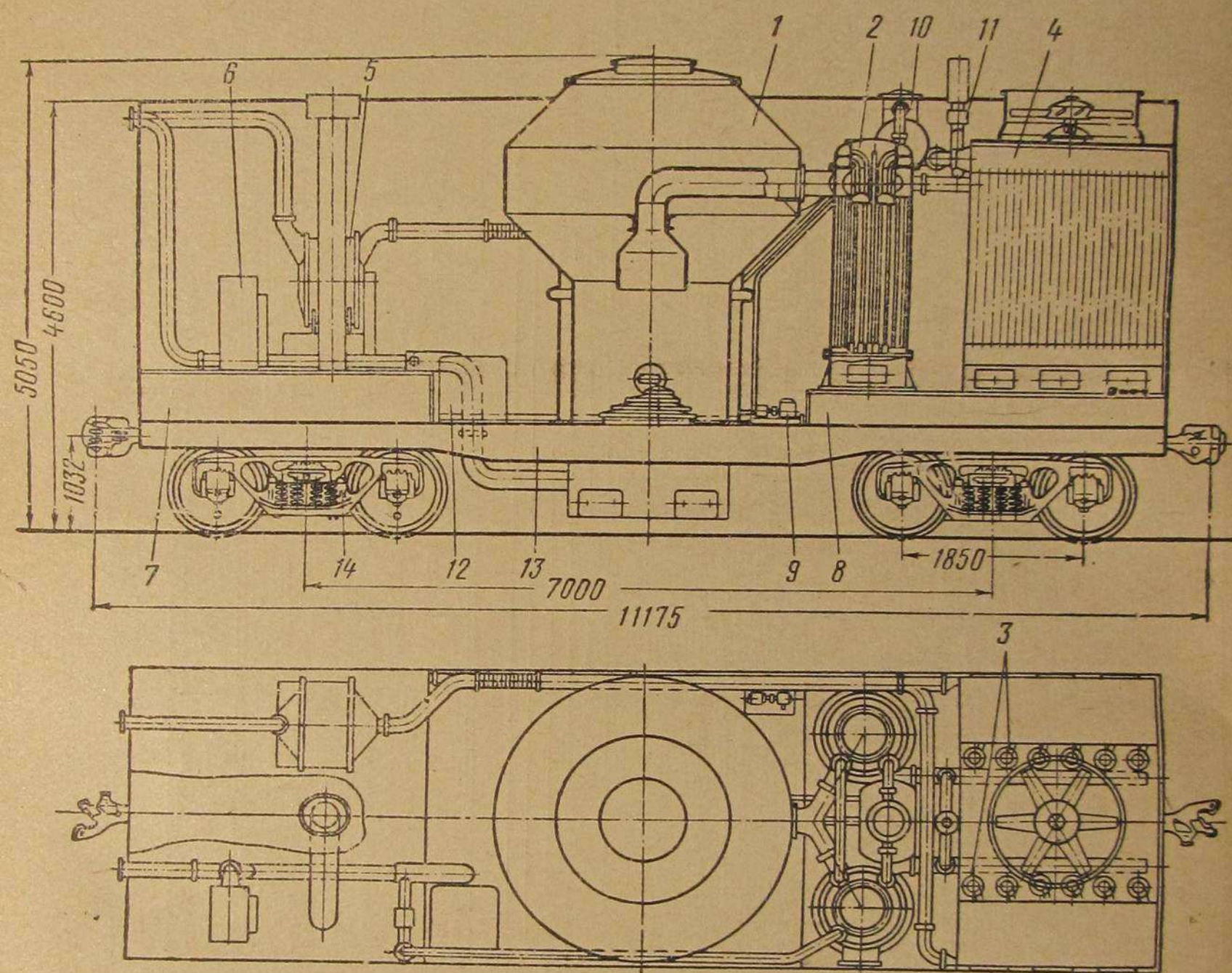


Рис. 76. Газогенераторная секция тепловоза мощностью 3 000 л. с.: 1—газогенератор с бункером; 2—парогенератор; 3—батарейные циклоны; 4—холодильник; 5—сетчатый фильтр; 6—вентилятор розжига; 7—передний водяной бак; 8—задний водяной бак; 9—питательный водяной насос; 10—паросборник; 11—клапан свечи; 12—привод колосниковой решетки; 13—кузов; 14—тележка

мого давления в кабину машиниста. Избыток пара сбрасывается из паросборника через предохранительный клапан 36 на подогрев воды в баке 29. Во избежание ненормальной работы питательных насосов температура подогрева воды ограничивается регулятором температуры 37, прекращающим подачу пара на подогрев.

В случае неиспользования получаемого в газогенераторе газа и сброса его в атмосферу излишний газ сжигается на выходе электрической свечой зажигания 38.

Управление всеми клапанами производится с помощью пневматических сервомоторов. Положение клапанов на схеме показано для режима работы двигателя на газе.

Наименование характеристики	Единица измерения	На тепловоз
Тип — газогенераторный грузовой с прицепным тендером. Колесная формула . . . . .	—	(3 <sub>0</sub> -3 <sub>0</sub> ) + (2-2)
Количество силовых секций . . . . .	шт.	1
Полная длина тепловоза с тендером (между автосцепкой и тарелкой буфера) . . . . .	мм	28 689
Топливо . . . . .	—	Антрацит и дизельное (запальное)
База колес силовой секции . . . . .	—	12 975
Габарит по ОСТ ВКС 6435 . . . . .	—	1П
Общий вес . . . . .	т	208,5
<b>Силовая секция</b>		
Количество двигателей в секции . . . . .	—	1
Тип двигателя — четырехтактный V-образный, с турбоприводным нагнетателем . . . . .	—	—
Число цилиндров двигателя . . . . .	—	16
Диаметр цилиндра . . . . .	мм	240
Ход поршня . . . . .	»	270
Наибольшее число оборотов . . . . .	об/мин	1 000
Тип воздушного нагнетателя . . . . .	—	Аксиальный
Давление наддува . . . . .	ата	2,50
Запуск двигателя — от аккумуляторной батареи . . . . .	—	—
Передача . . . . .	—	Электрическая
Количество секций водяного охлаждения . . . . .	шт.	34
» » для охлаждения масла . . . . .	»	34
Наружная поверхность охлаждения водяных секций . . . . .	м <sup>2</sup>	715
Вес секции с полными запасами дизельного топлива, смазки, песка и воды . . . . .	т	127,5
Вес порожний . . . . .	»	121,56
Запасы:		
топливо дизельное на одну секцию . . . . .	кг	3 000
масло для двигателя . . . . .	»	940
вода для двигателя . . . . .	»	1 000
песок на секцию . . . . .	»	1 000
Нагрузка на движущую ось (с полным запасом) . . . . .	т	21,25
<b>Газогенераторная секция</b>		
Вес топлива в бункере газогенератора . . . . .	т	9,6
Объем водяных баков . . . . .	м <sup>3</sup>	8,5
Производительность газогенератора . . . . .	нм <sup>3</sup> /ч	3 600
Потребное топливо (ГОСТ 4578—49) . . . . .	—	Антрацит АМ
Количество газогенераторов . . . . .	—	1
Диаметр шахты газогенератора . . . . .	мм	1 600
Максимальная весовая форсировка . . . . .	кг/м <sup>2</sup> ·ч	450



Продолжение

Наименование характеристики	Единица измерения	На тепловоз
Давление в шахте . . . . .	ата	2,8
Вес газогенераторной секции в порожнем состоянии . . . . .	т	58,0
Вес газогенераторной секции в рабочем состоянии . . . . .	»	80
Средняя нагрузка на ось тендера . . . . .	»	20,0
Длина газогенераторной секции между осями головок автосцепок . . . . .	мм	11 175

Расчетные данные газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с. приведены в табл. 21, общие виды — на рис. 74—76.

В этом проекте за основу был принят тепловоз ТЭЗ (расположение оборудования, экипажная часть). В передней части тепловозной секции располагается будка машиниста с постом управления и высоковольтная камера. В машинном помещении расположена дизельгенераторная установка. Над генератором размещается аксиальный нагнетатель и воздушный холодильник. От свободного конца вала двигателя через редуктор с гидравлической муфтой получают вращение: компрессор, дополнительный центробежный нагнетатель, вентиляторное колесо холодильника, вентилятор охлаждения тяговых электродвигателей и дополнительный генератор для обслуживания электрических машин на тендере. В хвостовой части секции расположен холодильник двигателя.

Газогенераторное оборудование тепловозов, а также запасы топлива и воды расположены на одной раме. Бункер и газогенератор представляют единую конструкцию (рис. 77). Топливо из бункера в шахту газогенератора поступает самотеком, причем бункер при работе тепловоза на газе все время находится под давлением. Такого рода конструкция оправдала себя при эксплуатации газогенераторных тепловозов ТЭ1Г и ТЭ4. На шахте газогенератора предусмотрена водяная рубашка. Для сокращения отдачи тепла из слоя к воде и увеличения к. п. д. газогенератора применена теплоизоляция внутренней стенки шахты толщиной 10 мм. Для предохранения теплоизоляции от выгорания предусмотрена внутренняя обечайка из жароупорной стали Х25.

Отбор газа производится при помощи газоотборной головки, расположенной в центральной части шахты. Как известно, в пристеночной части реакционной зоны вырабатывается газ пониженной теплотворности (вследствие теплоотдачи в пароводяную рубашку), поэтому применение центрального отбора благоприятно сказывается на качестве газа.

Для удаления шлака использована колосниковая решетка типа «Дейц» с выгребными ножами, показавшая хорошие результаты

на тепловозе ТЭ4. Основное количество пара вырабатывается в парогенераторах за счет физического тепла газа. В проекте предусмотрен перегрев пара до температуры 400°C, что также сделано для повышения к. п. д. газификации. Подача воды осуществляется насосами.

Из парогенераторов газ двумя потоками проходит через батареи циклонов НИИОГАЗ и очищается от крупных фракций пыли. В каждом потоке газа установлено по 6 циклонов ЦН11 с внутренним диаметром 150 мм. Из циклонов газ проходит через холодильник и охлаждается до температуры 60° С. Холодильник состоит из двух секций, расположенных в одной шахте. В каждой секции газ движется по четырем заходам труб. Для увеличения наружной поверхности охлаждения труб применены ребра. Охлаждение газа происходит за счет окружающего воздуха, просасываемого осевым вентилятором через трубчатые секции. В холодильнике использован принцип противотока. Мощность мотора привода вентилятора равна 26 квт. На выходе из холодильника газ объединяется в один поток, проходит тонкий очиститель и по гибкому рукаву поступает на силовую секцию. В качестве тонкого очистителя применен сетчатый фильтр непрерывного действия с масляным наполнителем. Для подачи воздуха на газификацию твердого топлива между силовой и газогенераторной секциями предусмотрен гибкий рукав.

При размещении оборудования было обращено внимание на равномерную загрузку тележек при расходовании запасов топлива и воды. С этой целью газогенератор с бункером расположен в центральной части рамы, а запас воды — в двух баках по ее концам. Для газогенераторной секции использованы вагонные тележки конструкции ЦНИИ ХЗ, которые позволили более рационально использовать габарит подвижного состава для размещения газогенераторного оборудования в кузове и за счет подбора пружинных комплектов откорректировать неточность развески.

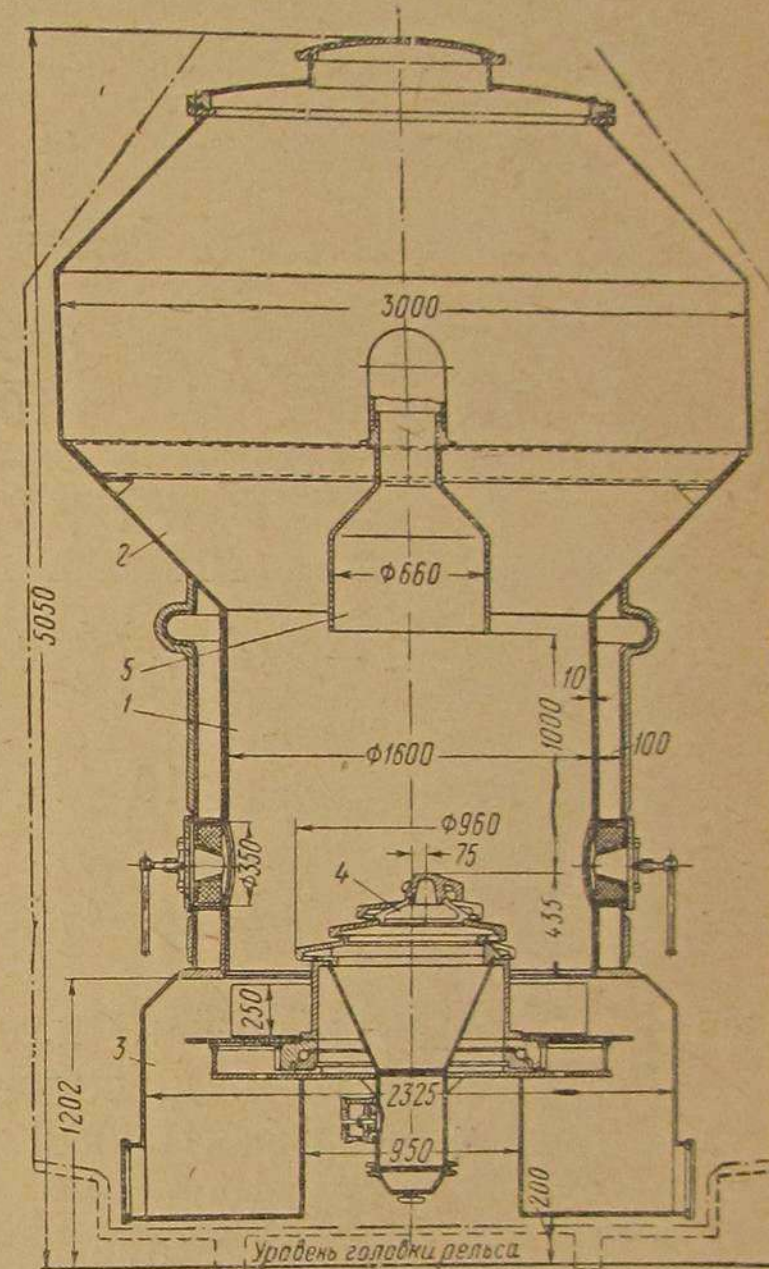


Рис. 77. Газогенератор:  
1 — шахта; 2 — бункер; 3 — зольник; 4 — колосниковая решетка; 5 — газоотборная головка



#### § 4. ПРОЕКТНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ТЕПЛОВОЗА МОЩНОСТЬЮ 3 000 л. с.

Основные показатели работы тепловоза были получены на основании тягово-теплотехнических расчетов; при этом к. п. д. локомотива и силовых секций на ободе колес, расход топлива на измеритель работы и пр. определялись из формул:

$$\eta_k = \frac{\eta_{\text{газ}}}{1 - r(1 - \eta_{\text{газ}})} \eta_{\text{к.с.}}; \quad (18)$$

$$\eta_{\text{к.с.}} = \eta_e \eta_h \eta_{\text{сл. газ}} \eta_{\text{ген}} \eta_{\text{м.з}} \eta_{\text{р. сл}} \eta_{\text{тепл. сл}} \eta_{\text{поезд}}; \quad (19)$$

$$Q = \frac{270}{v_p} \frac{(\omega'_0 + i_p) q}{\omega''_0 + i_p} N_{\text{к.с.}}; \quad (20)$$

$$b_{\text{уж}} = \frac{335 \omega r}{100 \eta_{\text{к.с.}}}; \quad (21)$$

$$b_{\text{ут}} = \frac{335 \omega (1 - r)}{100 \eta_{\text{к.с.}} \eta_{\text{газ}}}; \quad (22)$$

$$\omega = \frac{\omega''_0 + i + 4,17 \cdot 10^{-5} v^2 \frac{100}{l_p}}{1 - \left( \omega'_0 + i + 4,17 \cdot 10^{-5} v^2 \frac{100}{l_p} \right) \frac{qv}{270}}; \quad (23)$$

$$\frac{G}{l} = 10^{-4} \kappa_3 (b_{\text{уж}} + b_{\text{ут}}) Q; \quad (24)$$

$$\frac{B}{l} = 10^{-4} \kappa_{\text{п}} M \frac{b_{\text{уж}} + b_{\text{ут}}}{365}; \quad (25)$$

где  $\eta_k$  — общий к. п. д. локомотива на ободе колес;  
 $\eta_{\text{к.с.}}$  — к. п. д. силовой секции на ободе колес;  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д. двигателя;  
 $\eta_h$  — коэффициент, учитывающий гидравлические потери в агрегатах газогенераторной секции;  
 $\eta_{\text{ген}}$  — к. п. д. электрического генератора;  
 $\eta_{\text{м.з}}$  — к. п. д. тяговых моторов и зубчатой передачи;  
 $\eta_{\text{р. сл}}$  — коэффициент служебных расходов передачи;  
 $\eta_{\text{сл. газ}}$  — коэффициент служебных расходов газогенераторной секции;  
 $\eta_{\text{поезд}}$  — коэффициент, учитывающий дополнительные расходы в поездной службе;  
 $\eta_{\text{газ}}$  — к. п. д. газификации;  
 $r$  — присадка жидкого топлива (в долях от общего теплового заряда цилиндров двигателя);  
 $Q$  — вес поезда в т;  
 $b_{\text{уж}}$  и  $b_{\text{ут}}$  — расходы жидкого и твердого топлива на измеритель работы (в кг условного топлива на  $10^4$  ткм брутто);

$$N_k = \frac{\eta_{\text{к.с.}}}{\eta_e} N_e \text{ — касательная мощность локомотива в л. с.};$$

$\omega$  — приведенное удельное сопротивление поезда в кг/т;

$\omega'_0$  и  $\omega''_0$  — удельные сопротивления тепловоза и вагонов в кг/т;

$q$  — вес локомотива на единицу касательной мощности в кг/л. с.;

$v$  — ходовая скорость в км/ч;

$v_p$  — скорость на расчетном подъеме в км/ч;

$i_p$  — величина расчетного подъема в ‰;

$l_p$  — расстояние между пунктами разгона в км;

$\frac{G}{l}$  — запас топлива на 1 км пробега (в кг условного топлива на 1 км);

$\frac{B}{l}$  — суточный расход топлива (в кг условного топлива на 1 км);

$M$  — грузонапряженность в ткм брутто/км;

$\kappa_3$  — коэффициент запаса топлива;

$\kappa_{\text{п}}$  — коэффициент, учитывающий дополнительный расход топлива на перевозку порожняка.

По данным Харьковского политехнического института, эффективный к. п. д. перспективного тепловозного двигателя с высокой степенью сжатия и наддувом составит 42—45%. При переводе двигателя на газообразное топливо к. п. д. снизится примерно на 10% и может быть принят равным 40%. Дополнительные затраты мощности на очистку и охлаждение газа, а также привод дополнительного нагнетателя составят около 2% от общей мощности двигателя.

Принимая  $\eta_{\text{ген}} = 0,945$ ,  $\eta_{\text{м.з}} = 0,915$ ,  $\eta_{\text{р. сл}} = 0,987$ ,  $\eta_{\text{тепл. сл}} = 0,94$  и  $\eta_{\text{поезд}} = 0,99$ , получим к. п. д. силовой секции на ободе колес 31,2%; соответствующая касательная мощность на ободе колес  $N_{\text{к.с.}} = 2340$  л. с.

Для дальнейших расчетов был выбран двухпутный железнодорожный участок среднего профиля с общей грузонапряженностью в обоих направлениях 50 млн. ткм брутто на 1 км пути в год.

Кроме того, было принято:

Ходовая скорость . . . . .	50 км/ч
Величина приведенного подъема . . . . .	1,6 ‰
Расчетный подъем . . . . .	6,5 ‰
Скорость на расчетном подъеме . . . . .	24 км/ч
Вес локомотива на единицу касательной мощности . . . . .	0,09 т/л. с.
Расстояние между пунктами разгона . . . . .	80 км
Коэффициент запаса топлива . . . . .	1,20
» учитывающий дополнительный расход топлива на перевозку порожняка и пр. . . . .	1,10



В результате расчетов получены следующие показатели:

Расчетный к. п. д. тепловоза . . . . .	25,5%	
Эксплуатационный к. п. д. тепловоза .	22—24%	
Расход условного топлива на измеритель . . . . .	60,6 кг/10 <sup>4</sup> ткм	брутто
В том числе:		
твердого топлива . . . . .	56,0 кг/10 <sup>4</sup>	» »
жидкого » . . . . .	4,6 кг/10 <sup>4</sup>	» »
Расход условного топлива локомотивом на 1 км пути . . . . .	18,2 кг/км	
Суточный расход условного топлива .	912 кг/км	сутки
Вес поезда на единицу касательной мощности . . . . .	1,29 т/л. с.	
Длина безэкипировочного пробега . . .	500 км	

### § 5. ТОПЛИВНАЯ БАЗА ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ ТЕПЛОВОЗОВ

В качестве топлива для газогенераторных тепловозов используются антрациты; кроме того, хорошие результаты получены при газификации полукокса и кокса. Применение других топлив в транспортных газогенераторах прямого процесса связано со значительными техническими трудностями по очистке газа от смолы.

Другим путем применение топлива, содержащего летучие вещества, в газогенераторных тепловозах является предварительная термохимическая обработка его и брикетирование. В результате такой обработки из топлива удаляются смолы. Данный метод был разработан в Институте горючих ископаемых Академии наук СССР и проверяется на установках промышленного масштаба. Таким образом, хотя на первом этапе своего развития газогенераторные тепловозы могут использовать антрацит и энергетический полукокс, имеются перспективы на значительное расширение топливной базы.

Основное количество антрацитов в СССР добывается в Донецком бассейне. На Урале антрацит добывается в Егоршинском, Брединском и Домбаровском месторождениях, запасы которых в общем составляют примерно 400 млн. т. Значительные залежи антрацита имеются в Кузнецком бассейне — Кемеровское, Чумышское месторождения. Точные запасы антрацитов в Кузбассе еще не установлены, но ориентировочно оцениваются в 300—400 млн. т. В настоящее время небольшая добыча антрацита производится в Листвянском месторождении около станции Черепаново Томской ж. д.

В Чумышском месторождении антрацит можно добывать открытым способом, но пока не добывается из-за отсутствия крупных потребителей.

Значительные запасы антрацита обнаружены в Северо-Западной части Сибири. Остальные месторождения антрацита в СССР — Восточно-Ферганское, Сучанское, Кефаро-Богословское и др. — имеют местное значение.

### § 6. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ СРАВНЕНИЕ

В целях сопоставления различных локомотивов, выявления экономической эффективности применения твердых, жидких и газообразных топлив, а также оценки условий, определяющих перспективы применения газогенераторных тепловозов, в ЦНИИ МПС совместно с другими организациями были выполнены технико-экономические расчеты.

Сопоставление производилось по эксплуатационным расходам на тягу поездов, отнесенным к измерителю работы 10<sup>4</sup> ткм брутто. При этом учитывались капитальные затраты на переоборудование деповского хозяйства, строительство электрифицированных линий, создание локомотивного парка и другие работы, связанные с введением того или иного вида тяги.

Эксплуатационные расходы, отнесенные к измерителю работы локомотивов, позволяют сопоставить расходы на различные виды тяги без учета влияния других показателей (содержание путевого хозяйства, организация движения и т. д.), которые для всех видов тяги более или менее постоянны.

В табл. 22 представлены результаты расчетов по определению эксплуатационных расходов при использовании различных видов тяги на участке железной дороги средней грузонапряженности.

Основные показатели эксплуатационных расходов (расходы на ремонт, содержание локомотивных бригад, реновация, смазка, освещение и накладные расходы) для паровой, тепловозной, электрической и газогенераторной тяги были рассчитаны по отчетным данным эксплуатационной работы. По газотурбовозам и тепловозам на природном газе эти показатели рассчитаны по проектным соотношениям.

Расходы по топливу определялись в соответствии с коэффициентами полезного действия локомотивов и расходом топлива на измеритель работы (10<sup>4</sup> ткм).

Стоимость различных видов топлива на основании преysкурентов отпускных цен, действовавших в 1958—1959 гг., была принята следующей:

Дизельное топливо . . . . .	324 руб/т
Топочный мазут . . . . .	204 »
Твердое топливо . . . . .	111 »
Природный газ . . . . .	180 руб./1 000 нм <sup>3</sup>
Флотский мазут . . . . .	240 руб/т

Стоимость электроэнергии была принята 10 коп. за 1 квт·ч. Коэффициенты полезного действия приняты: для тепловозов на жидком топливе — 26%, для паровозов — 7%, для газогенераторных тепловозов — 16% и для газотурбовозов — 14%.

Из табл. 22 видно, что при этих условиях наименьшие расходы получаются при электрической и тепловозной тяге на жидком топливе. Затем идут газогенераторная тяга, тепловозная на природном газе, газотурбинная и паровая тяга.



Таблица 22

Вид тяги	Эксплуатационные расходы в руб. на 10 <sup>4</sup> ткм брутто			Топливно-составляющая в % от общих расходов	
	Содержание локомотивных бригад	Ремонт, реновация, смазка, освещение, вода, накладные расходы	Топливо		Всего
Паровая тяга на угле . . . . .	7,8	33,6	40,0	81,4	49
» » » топочном мазуте . . . . .	5,7	32,4	34,0	72,1	47
Тепловозная тяга на дизельном топливе . . . . .	3,4	19,4	9,7	32,5	30
Тепловозная тяга на природном газе . . . . .	3,6	24,3 с учетом сжатия газа	7,3 без учета сжатия газа	35,6	20
Газогенераторная тяга . . . . .	3,6	22,8	8,0	34,4	23
Электрическая тяга . . . . .	2,0	16,4	11,6	30,0	38
Газотурбинная тяга на флотском мазуте . . . . .	3,4	24,0	13,5	41,0	33

Топливная составляющая в процентах от всех эксплуатационных расходов колеблется от 20% для тепловозов на природном газе до 49% при паровой тяге.

Газогенераторные тепловозы по эксплуатационным расходам на тягу поездов, при указанном выше соотношении цен на твердое и жидкое топливо, уступают тепловозам на жидком топливе и электровозам.

При сохранении же соотношения удельных расходов по топливу к общим затратам снижение стоимости твердого топлива на 25—30% может поставить газогенераторные тепловозы в ряд локомотивов с самыми экономичными показателями по эксплуатационным расходам.

Эскизные разработки и расчеты, приведенные в настоящей работе, показывают, что эксплуатационный к. п. д. газогенераторных тепловозов с внедрением специальных газовых двигателей и совершенного газогенераторного оборудования может повыситься до 20% и более. С учетом этого эксплуатационные расходы по газогенераторным тепловозам будут самыми низкими по сравнению с другими локомотивами.

Таким образом, соотношение стоимостей различных топлив и к. п. д. локомотивов являются решающими факторами в оценке технико-экономической эффективности различных видов тяги.

Однако следует иметь в виду, что введение газогенераторной тяги всегда будет связано с некоторыми дополнительными расходами металла на создание специального газогенераторного оборудования. Поэтому вес газогенераторных тепловозов, отнесенный

к единице мощности, всегда будет выше, чем у тепловозов на жидком топливе.

В результате работ, проведенных Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта, созданы газогенераторные тепловозы, общий пробег которых превысил 2,8 млн. км; расчетный к. п. д. газогенераторных тепловозов составил 20%, а эксплуатационный — 14—16%. За период семилетней эксплуатации средний расход условного топлива газогенераторными тепловозами оказался примерно в 4 раза меньше соответствующего расхода паровозами.

Указанные результаты эксплуатации получены в условиях, когда наряду с освоением проводилось конструктивное усовершенствование тепловозов, работавших с серийными двигателями, конструкция которых не вполне отвечала особенностям сжигания смешанного топлива. Длительная эксплуатация подтвердила возможность нормальной службы этого типа локомотива, а выполненные исследования показали техническую возможность создания газогенераторных тепловозов мощностью 3 000 л. с. и более с к. п. д. примерно 25%.

В процессе создания газогенераторных тепловозов были получены новые технические решения, в частности разработаны и эксплуатационно проверены высокофорсированные газогенераторы, холодильники и вспомогательные устройства, которые могут найти применение в локомотивной и стационарной энергетике, создана система очистки газа — воздуха во вращающемся масляном фильтре, которая получает применение на серийных тепловозах, найдены методы защиты оборудования от коррозионного разрушения в агрессивной газовой среде, разработана и эксплуатационно проверена специальная система подачи топлива в дизель, свободная от обычного недостатка серийной топливной аппаратуры — нерегулярной подачи топлива на режимах малых оборотов нагрузок, и исследован рабочий процесс двигателя с заширмлением всасывающих клапанов, разработана аппаратура автоматической дозировки подачи пара в воздушное дутье, автоматического регулирования выдачи шлака по мере его накопления, аппаратура взаимной блокировки газосиловых агрегатов и др.

Наряду с новыми техническими решениями в работе приведены теоретические исследования, которые выполнялись в связи с задачами описанной работы, но могут найти плодотворное применение и в смежных областях техники.



## ЛИТЕРАТУРА

1. Вопросы транспортной энергетики. Труды ЦНИИ, вып. 135, стр. 34. Трансжелдориздат, 1957.
2. Лавров Н. В., Гребенщикова Г. В. Влияние реакций конверсии окиси углерода на процесс газификации угля водяным паром «Газовая промышленность» № 1, 1958, стр. 10.
3. Бабий В. Н. Исследование влияния давления на восстановление  $\text{CO}_2$ . «Теплоэнергетика» № 7, 1955, стр. 20.
4. Палеев И. И., Юдин В. Ф. Взаимодействие водяного пара с углеродом топлива. «Газовая промышленность» № 5, 1957, стр. 12.
5. Фуфрянский Н. А. Исследование локомотивных газогенераторных установок. Докторская диссертация, ЦНИИ, 1954.
6. Шишаков Н. В. Основные производства горючих газов. Гостоптехиздат, 1948.
7. Сунцев Г. Н. Динамика газообразования в слое. Сборник «Газификация твердого топлива». Гос. научно-техн. изд-во нефтяной и горно-топливной лит-ры, 1957.
8. Газогенераторные тепловозы и усовершенствование тепловозных силовых установок. Труды ЦНИИ, вып. 87. Трансжелдориздат, 1954.
9. Гуревич А. Н., Клепач П. Т. Работа топливной аппаратуры дизеля на малых подачах. «Электрическая и тепловозная тяга» № 9, 1958, М., Трансжелдориздат.
- 9а. Фуфрянский Н. А., Гуревич А. Н., Кокошинский И. Г. О работе деталей топливной аппаратуры тепловозных дизелей. «Электрическая и тепловозная тяга» № 2, 1959, М., Трансжелдориздат.
10. Толстов А. И. Индикаторный период запаздывания воспламенения и динамики цикла быстроходного двигателя с воспламенением от сжатия. Труды НИАД № 1. Машгиз, 1955.
11. Вырубов Д. И. Смесеобразование в двигателе дизеля. Сборник МВТУ, 1946.
12. Иноземцев Н. В. Курс тепловых двигателей. Оборонгиз, 1954, стр. 100.
13. Сиротенко В. Д. Исследование влияния состава газовой смеси на процесс сгорания в тепловозном двигателе. Труды ЦНИИ, вып. 14а. Трансжелдориздат, 1958.
14. Хохлов Т. Н., Фуфрянский Н. А., Володин А. И. Газогенераторные тепловозы и результаты их тягово-эксплуатационных испытаний. «Техника железных дорог» № 1, 1953, Трансжелдориздат.
15. Emolius Stand der Dieselzugforderung. ETR, 1958, 1, № 1, с. 2—3.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	3
<b>Глава I. Конструкция газогенераторных тепловозов . . . . .</b>	<b>4</b>
§ 1. Возникновение и развитие конструкций газогенераторных тепловозов.— Фуфрянский Н. А., Пойда А. А. . . . .	4
§ 2. Технические требования к конструкции основных агрегатов газогенераторных тепловозов.— Фуфрянский Н. А. . . . .	7
§ 3. Принципиальная схема газогенераторных тепловозов.— Нестрахов А. С. . . . .	8
§ 4. Конструктивные особенности агрегатов силовых секций.— Нестрахов А. С., Пойда А. А. . . . .	12
§ 5. Газогенераторные секции.— Нестрахов А. С. . . . .	17
<b>Глава II. Стендовые и поездные испытания газогенераторных тепловозов . . . . .</b>	<b>27</b>
§ 1. Испытания газогенераторных тепловозов ТЭ1Г.— Фуфрянский Н. А., Володин А. И., Хохлов Т. Н. . . . .	27
§ 2. Испытания газогенераторного тепловоза ТЭ4.— Хохлов Т. Н., Сиротенко В. Д., Пойда А. А. . . . .	34
§ 3. Результаты испытания газогенераторных установок.— Фуфрянский Н. А., Нестрахов А. С. . . . .	37
§ 4. Повреждения и износ некоторых деталей двигателя.— Нарских И. И., Пахомов Э. А. . . . .	40
§ 5. Некоторые итоги эксплуатации газогенераторных тепловозов.— Фуфрянский Н. А. . . . .	43
§ 6. Сравнение эксплуатационных показателей газогенераторных тепловозов с паровозами и серийными тепловозами.— Фуфрянский Н. А. . . . .	45
§ 7. Результаты испытаний газогенераторных тепловозов в условиях КНР.— Чанкин В. В. . . . .	47
<b>Глава III. Исследования и улучшения конструкции газогенераторных тепловозов . . . . .</b>	<b>51</b>
§ 1. Влияние угла опережения впрыска жидкого топлива на рабочий процесс двигателя.— Пойда А. А. . . . .	51
§ 2. Топливная аппаратура двигателя газогенераторного тепловоза.— Гуревич А. Н. . . . .	62
§ 3. Влияние заширмления впускных клапанов на рабочий процесс двигателя, работающего на генераторном газе.— Зеленецкая И. С. . . . .	74
§ 4. Исследование некоторых особенностей газогенераторных установок локомотивного типа.— Адаменко С. П., Фуфрянский Н. А. . . . .	86



§ 5. Исследование и усовершенствование очистки газа. — Пахомов Э. А. . . . .	97
§ 6. Защита газогенераторного оборудования от коррозии. — Нестрахов А. С. . . . .	104
§ 7. Выбор автоматических регуляторов паровоздушной смеси. — Мишке Г. В. . . . .	106
<b>Глава IV. Возможности дальнейшего усовершенствования газогенераторных тепловозов и расширение их топливной базы . . . . .</b>	<b>111</b>
§ 1. Двигатель внутреннего сгорания. — Адаменко С. П. . . . .	111
§ 2. Расчетные показатели газогенераторной установки. — Адаменко С. П. . . . .	111
§ 3. Эскизный проект газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с. — Нестрахов А. С. . . . .	116
§ 4. Проектные показатели работы газогенераторного тепловоза мощностью 3 000 л. с. — Адаменко С. П. . . . .	124
§ 5. Топливная база газогенераторных тепловозов. — Чанкин В. В. . . . .	126
§ 6. Техничко-экономическое сравнение. — Фурьянский Н. А., Чанкин В. В. . . . .	127
Литература . . . . .	130

Труды ЦНИИ, вып. 191.

Технический редактор *Е. Н. Боброва*

Корректор *Г. Г. Правдина*

Сдано в набор 25/1 1960 г.

Подписано к печати 16/V 1960 г.

Формат бумаги 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.

Печ. листов 8<sup>1</sup>/<sub>2</sub> (1 вкл.).

Бум. листов 4<sup>1</sup>/<sub>4</sub>.

Уч.-изд. листов 8,32. Т05581.

Тираж 1 000.

ЖДИЗ 18895.

Зак. тип. 49.

Цена 5 р. 85 к.

ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ, Москва, Басманный туп., 6а

1-я типография Трансжелдориздата МПС. Москва, Б. Переяславская, 46.