

5052

9 р. 20 к.



30

ТРУДЫ ЦНИИ Выпуск 87

158

XXIV  $\frac{330}{1}$

в. 87

1954

ДЫ  
СЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО  
ГУТА  
ОЖНОГО  
ОРТА

к 87

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ  
ТЕПЛОВОЗЫ  
И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ  
ТЕПЛОВОЗНЫХ  
СИЛОВЫХ  
УСТАНОВОК



ТРАНСЖЕЛДОРИЗДАТ \* 1954

ТРУДЫ ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО  
ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

~~95~~ XXIV 330  
501 1

ВЫПУСК 87

ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ ТЕПЛОВОЗЫ  
И УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ  
ТЕПЛОВОЗНЫХ  
СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Под редакцией  
проф. К. А. ШИШКИНА

ИЗДАТЕЛЬСТВО  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА



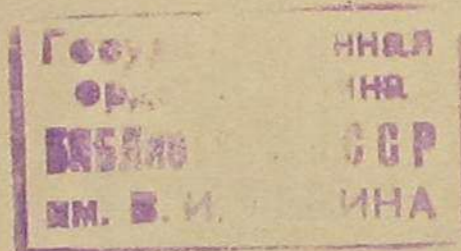
ГОСУДАРСТВЕННОЕ ТРАНСПОРТНОЕ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО  
Москва 1954

1 Вкл.

Сборник содержит статьи по исследованиям в области газогенераторных тепловозов, тепловозных электрических передач, борьбы с нагарообразованием в цилиндрах тепловозных двигателей и тягово-теплотехнических испытаний силовой установки дизельных поездов.

Сборник предназначен для инженерно-технических и научных работников.

Редактор инж. С. В. САЛЕНКО



17-54-2461

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Коммунистическая партия и Советское правительство уделяют большое внимание оснащению железнодорожного транспорта новой техникой, правильное использование которой является важнейшей задачей инженерно-технических и научных работников.

В соответствии с директивами XIX съезда партии по пятому пятилетнему плану социалистическая промышленность оснащает железные дороги магистральными локомотивами и в то же время выпускает опытные образцы новых мощных паровозов, электровозов и тепловозов, в том числе газогенераторных.

В настоящем сборнике описываются исследования, произведённые в ЦНИИ по газогенераторным тепловозам и улучшению использования подвижного состава.

Статья кандидатов технических наук Т. Н. Хохлова, А. А. Пойдо, Н. А. Фуфрянского и А. И. Володина посвящена созданию газогенераторных тепловозов. Схему перевода существующих тепловозов ТЭ1 на твёрдое топливо разработали и предложили кандидаты технических наук П. В. Якобсон, А. А. Пойдо и Н. А. Фуфрянский.

Постройка первого газогенераторного тендера и модернизация двигателя Д50 производилась опытным заводом ЦНИИ, а лабораторные и поездные испытания — отделениями тепловозным и энергетики. Следует отметить роль коллектива депо В. Баскунчак по освоению газогенераторных тепловозов, который разработал приёмы управления тепловозом и обеспечил подготовку кадров машинистов и их помощников.

Сотрудником ЦНИИ Б. К. Васильевым написана статья, посвящённая исследованию процесса сгорания двигателя Д50, переведённого на смешанное топливо.

Статья канд. техн. наук Т. Н. Хохлова и инж. Е. В. Платонова посвящена работам по улучшению схем управления серийных тепловозов ТЭ1 и ТЭ2.

Статья, написанная проф. Н. В. Гороховым, канд. техн. наук К. И. Рудой и инж. С. М. Доманицким, посвящена исследованию

схемы с магнитным усилителем. В статье рассматривается схема, обеспечивающая внешнюю характеристику главного генератора при помощи магнитного усилителя и повышающая использование мощности дизеля.

Статья, посвящённая борьбе с пригоранием поршневых колец тепловозного двигателя Д50, написана канд. техн. наук И. Г. Кокошинским, инж. В. А. Цареградским и инж. К. А. Грековым.

В статье, авторами которой являются инж. Е. В. Платонов и лауреат Сталинской премии канд. техн. наук И. И. Нарских, приведены результаты тягово-теплотехнических испытаний шести-вагонных дизельпоездов.

Сборник выпускается под общей редакцией руководителя тепловозной лаборатории ЦНИИ проф. Шишкина К. А.

Замечания по сборнику просьба адресовать: Москва, 164, Графский пер., 11, Издательский отдел ЦНИИ МПС.

*Директор института И. А. Иванов*

*Руководитель тепловозного отделения Т. Н. Хохлов*

*Т. Н. ХОХЛОВ, А. А. ПОЙДО,  
Н. А. ФУФРЯНСКИЙ, А. И. ВОЛОДИН*

## ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫЕ ТЕПЛОВОЗЫ

### 1. ИСТОРИЧЕСКАЯ СПРАВКА

Первые в мире газогенераторные тепловозы созданы в Советском Союзе Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта.

Как известно, широкому внедрению тепловозной тяги мешает необходимость использования тепловозами высокоценного жидкого топлива. Поэтому главной проблемой, решение которой откроет широкие перспективы применения этих локомотивов, является проблема замены жидкого топлива твёрдым.

В прошлом было сделано несколько попыток создания газогенераторных тепловозов, которые вследствие ряда причин не привели к успешным результатам.

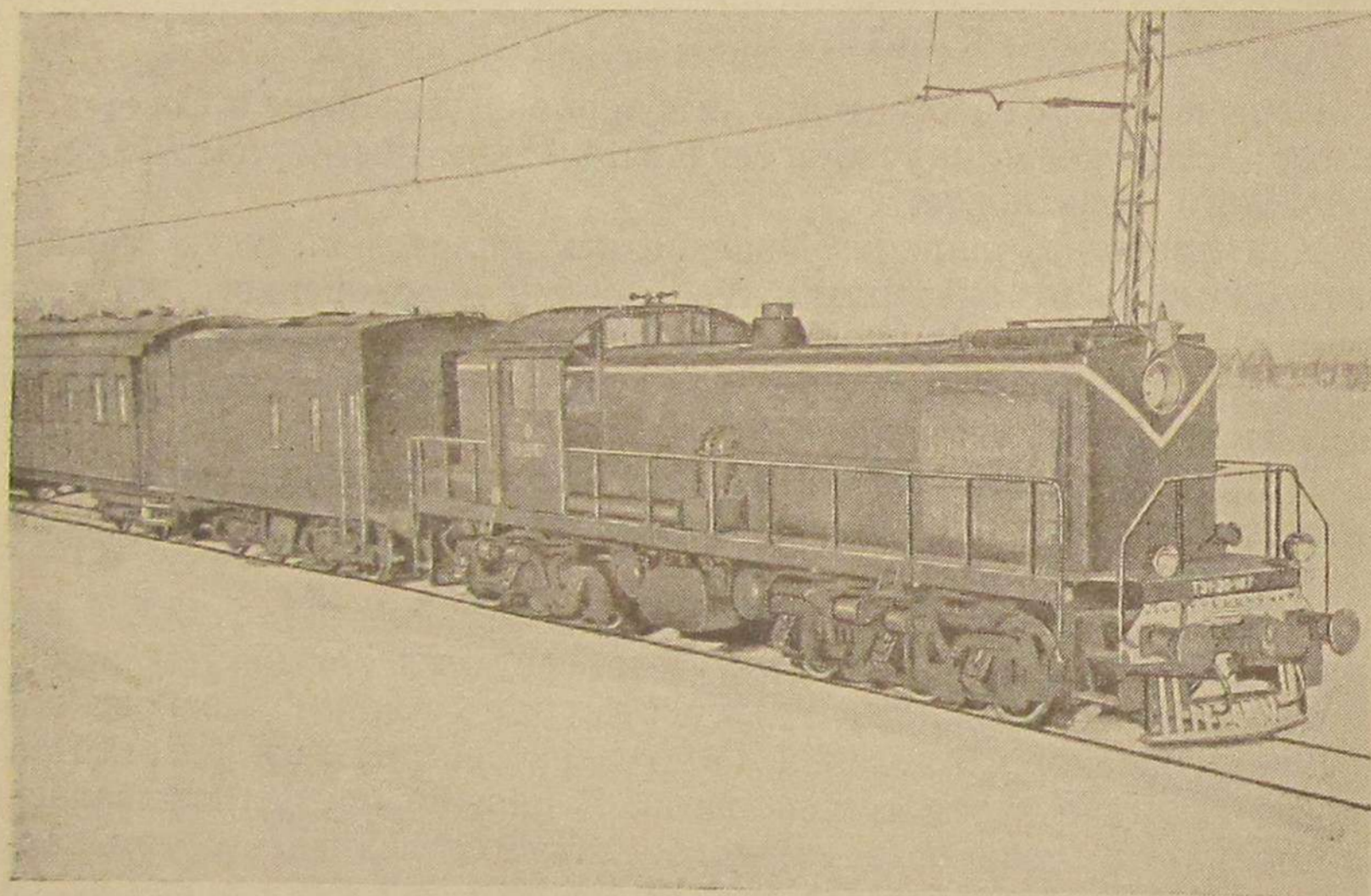
Работы по созданию газогенераторных тепловозов в СССР начались в 1930 г. В 1932—1936 гг. Ленинградским институтом инженеров железнодорожного транспорта при участии Московского и Ленинградского отделений Газогенераторстроя был разработан проект газогенераторного тепловоза. В проекте предусматривалась установка на тепловозе газового четырёхцилиндрового четырёхтактного горизонтального двигателя мощностью 2 450 л. с. при числе оборотов 300 в минуту, работающего по циклу быстрого сгорания (при постоянном объёме). На прицепляемом к тепловозу тендере размещалось пять газогенераторов опрокинутого процесса с механической загрузкой и золоудалением. Вследствие сложности и громоздкости всего тепловоза проект не был осуществлён.

В 1934 г. инж. Г. К. Хлебников выдвинул идею применения газобаллонных тепловозов с получением водяного газа из твёрдого топлива на центральных газогенераторных станциях. Баллоны со сжатым до 200—250 ат газом размещались на прицепляемом к тепловозу тендере. Из баллонов газ через редуктор должен был подаваться в двигатель. Однако это предложение не было осуществлено.

В 1938—1939 гг. Коломенским заводом был построен газогенераторный теплопаровоз. В двигателе с расходящимися поршнями средние полости являлись как бы газовым двигателем с низким сжатием, а крайние — паровой машиной. К теплопаровозу прицеплялся тендер с газогенератором прямого процесса. Во время наладочных испытаний двигатель работал ненадёжно. Вследствие сложности,

высокой стоимости и низкой экономичности газогенераторный тепловоз оказался бесперспективным, и работы над ним были прекращены в 1941 г.

В 1942—1944 гг. по предложению инженеров А. А. Пойдо и П. В. Якобсона был сделан технический проект перевода тепловоза серии Э-ЭЛ на смешанное топливо. Основным топливом для двигателя являлся газ, получаемый из угля в газогенераторной установке на тендере. Средством запала рабочей смеси служило жидкое топливо. Проект не получил реализации вследствие того, что тепловозы



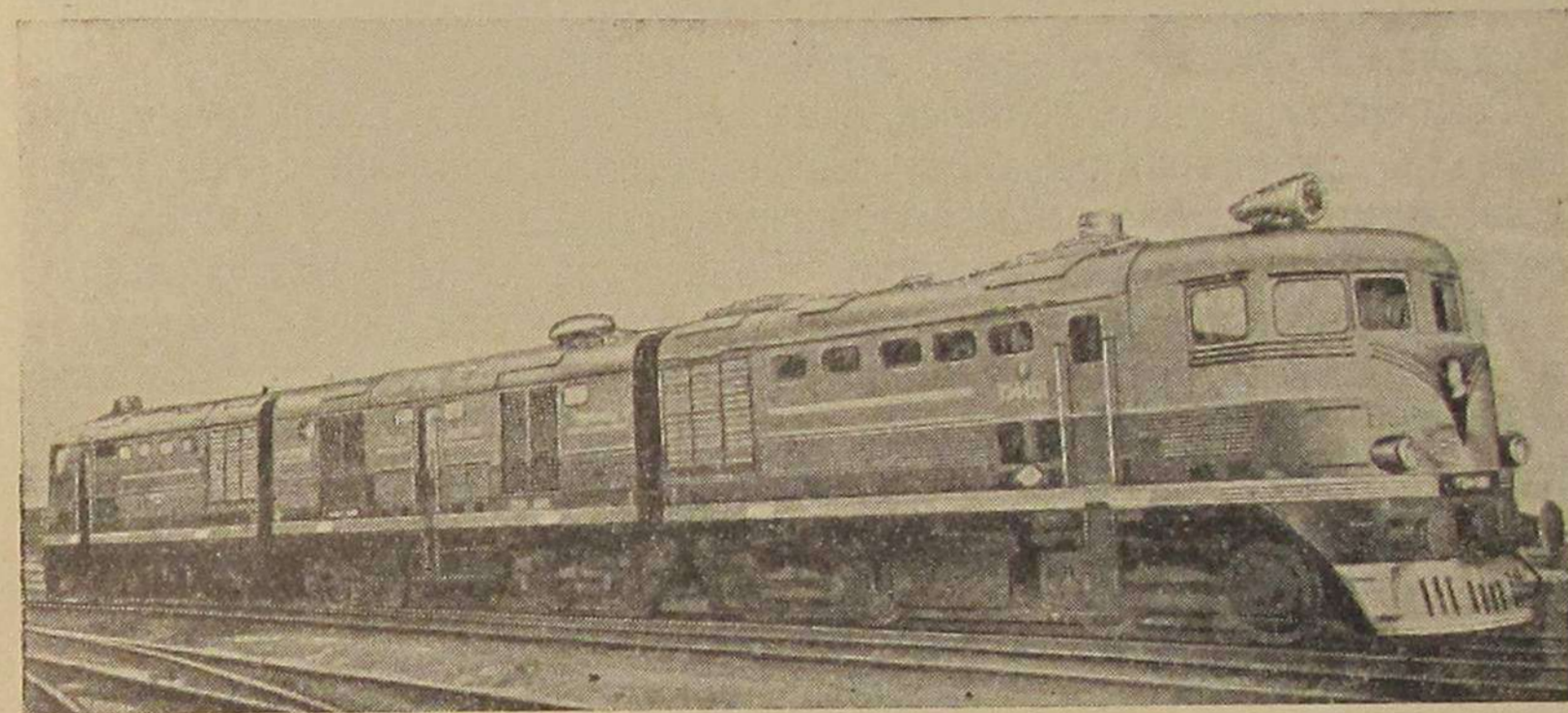
Фиг. 1. Газогенераторный тепловоз серии ТЭ<sup>1</sup> системы ЦНИИ

серии Э-ЭЛ к тому времени устарели. Поэтому возник вопрос о переводе на смешанное топливо современного тепловоза ТЭ1, имеющего двигатель с наддувом.

Переход к проектированию и строительству мощного двигателя, работающего на генераторном газе из угля, можно было осуществить лишь после удачного решения принципа питания двигателя газом, сжигания смешанного топлива (газ + жидкое топливо) и разрешения проблем создания высокофорсированного газогенератора транспортного типа.

Лабораторными исследованиями, произведёнными во Всесоюзном научно-исследовательском институте железнодорожного транспорта (ЦНИИ), указанные задачи были решены в 1940—1948 гг. и в 1950 г. было закончено проектирование и начата постройка газогенераторной установки и переделка серийного тепловоза ТЭ1 для работы на смешанном топливе.

Стендовые и поездные испытания тепловоза ЦНИИ были положены в основу создания первой опытной партии газогенераторных тепловозов на базе тепловоза серии ТЭ1 (фиг. 1) и одного тепловоза в 2 000 л. с. на базе тепловоза серии ТЭ2. Тепловозы серии ТЭ1 были переделаны Улан-Удэнским ПВРЗ и пущены в опытную эксплуатацию в 1952 г. Накопленный опыт строительства и эксплуатации первых газогенераторных тепловозов дал возможность приступить к строительству мощных газогенераторных локомотивов.



Фиг. 2. Газогенераторный тепловоз серии ТЭ4 Харьковского завода

В 1952 г. Харьковский завод построил по схеме газогенераторного тепловоза ТЭ1 и техническим условиям Министерства путей сообщения мощный газогенераторный тепловоз серии ТЭ2 на 2 000 л. с. (фиг. 2).

## II. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВОЗА НА СМЕШАННОМ ТОПЛИВЕ

Имеется два принципиально отличных способа перевода тепловозных двигателей для работы на газовом топливе.

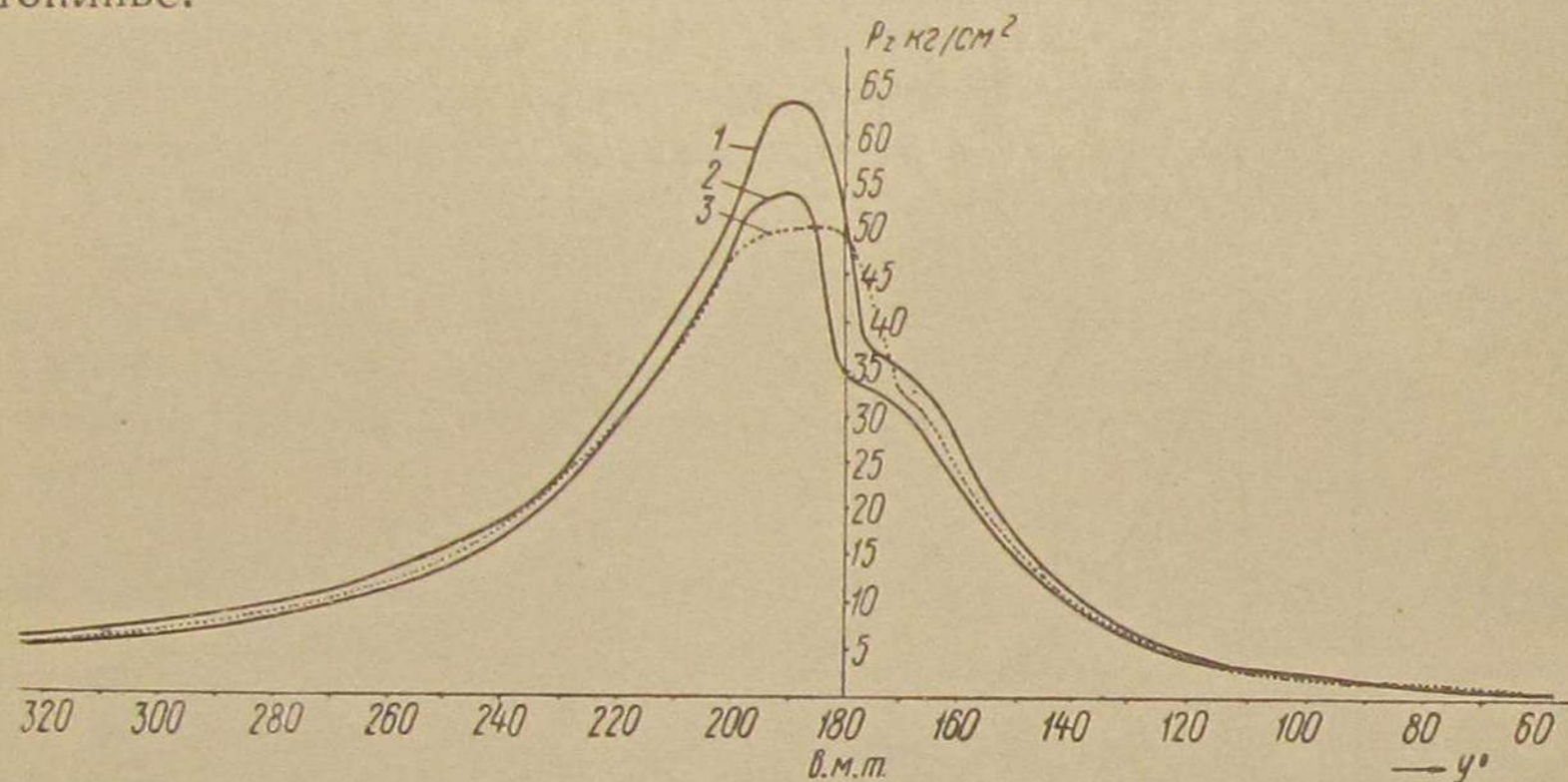
1. Двигатель переводится на смешанное топливо; при этом расходуется 15—25% тепла жидкого топлива и 85—75% тепла газа, получаемого из твёрдого топлива. При таком способе перевода тепловоза на газ мощность двигателя и его к. п. д. остаются в основном такими же, как и на жидком топливе. Двигатель требует весьма незначительных переделок, а сам тепловоз сохраняет надёжность и эксплуатационную манёвренность тепловоза жидкого топлива. Такой тепловоз в случае затруднений по газовой части переводится на жидкое топливо одним нажатием кнопки.

2. Двигатель переводится на работу одним газовым топливом, получаемым из угля. При таком способе мощность тепловоза умень-



большие скорости сгорания по сравнению с горением жидкого топлива. В силу этого часть процесса горения протекает при  $V = \text{const}$ . В конце сгорания, когда поршень начинает двигаться слева направо, происходит интенсивное нарастание объёма, но несмотря на горение топлива при протекании процесса по линии  $z_1 z_2$  давление остаётся постоянным.

Расширение газов происходит по политропе  $ze$ . Так как на смешанном топливе горение протекает при пониженных значениях  $\alpha$  с большим догоранием, то и температура горения выше, чем на жидком топливе. Следовательно, и показатель политропы расширения  $n_2$  будет иметь меньшее значение, чем на жидком топливе.



Фиг. 4. Развёрнутые индикаторные диаграммы двигателя, снятые на жидком и смешанном топливе:

1 —  $P_z = 673 \text{ кгт}$ ,  $n = 740 \text{ об/мин.}$ , присадка жидкого топлива 48%; 2 —  $P_z = 605 \text{ кгт}$ ,  $n = 740 \text{ об/мин.}$ , присадка жидкого топлива 22%; 3 —  $P_z = 590 \text{ кгт}$ ,  $n = 740 \text{ об/мин.}$ , на жидком топливе

Выпуск газов характеризуется кривой  $eapkt$ . Выпускной клапан открывается в точке  $e$  и закрывается в точке  $m$ . Перекрытие выпускных и всасывающих клапанов изображено линией  $пкт$ .

Совмещённые развёрнутые индикаторные диаграммы, снятые с двигателя при его работе на нефти и на смешанном топливе, показаны на фиг. 4. Из этой диаграммы следует, что начало сгорания на смешанном топливе запаздывает, нарастание давления выше, чем на жидком топливе.

## 2. Мощность тепловоза на смешанном топливе

Как известно, мощность двигателя по тепловому заряду цилиндров может быть выражена формулой

$$N_e = \frac{427 \cdot 288}{75 \cdot 60 \cdot 2} \cdot \frac{Q}{\alpha L_0} V_h m \frac{p_0}{T_0} \eta_v \eta_e n \text{ л. с.}, \quad (1)$$

где  $Q$  — низшая рабочая теплотворность топлива в  $\text{ккал/кг}$ ;  
 $\alpha L_0$  — действительное количество воздуха, потребное для сжигания 1 кг топлива в  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  
 $V_h$  — объём цилиндра в  $\text{м}^3$ ;  
 $p_0$  и  $T_0$  — давление и температура окружающей среды;  
 $1 \text{ ат}$  и  $288^\circ \text{К}$  — давление и температура нормальной среды;  
 $427 \text{ кгм/ккал}$  — механический эквивалент единицы тепла;  
 $n$  — число оборотов двигателя в минуту;  
 $\eta_e$  — эффективный к. п. д. двигателя;  
 $\eta_v$  — коэффициент наполнения цилиндра;  
 $m$  — число цилиндров.

Обозначая все постоянные величины, входящие в эту формулу, через  $M$ , а теплотворность смеси для жидкого топлива  $\frac{Q^*}{\alpha L_0}$  через  $H$ , будем иметь

$$N_e = M H n \eta_e \eta_v.$$

Если обозначить мощность двигателя при работе на жидком топливе через  $N_e$  и при работе на смешанном топливе через  $N'_e$ , то относительное изменение мощности  $A$  при переводе двигателя на смешанное топливо может быть выражено:

$$A = \left( \frac{N_e - N'_e}{N_e} \right) 100 = \left( 1 - \frac{M H' n \eta'_e \eta'_v}{M H n \eta_e \eta_v} \right) 100 \%$$

Является очевидным, что мощность двигателя при переводе на газ от  $M$  и  $n$  не зависит, поэтому они могут быть сокращены. Тогда

$$A = \left( 1 - \frac{H' \eta'_e \eta'_v}{H \eta_e \eta_v} \right) 100 \%. \quad (2)$$

В конечном итоге, как видим, мощность зависит от соотношения коэффициентов наполнения, эффективных к. п. д. и теплотворностей смеси. Для выяснения влияния указанных величин проделаем анализ формулы (2).

а) Влияние к. п. д. двигателя. Для двигателя Д50 на жидком топливе можно принять  $\eta_e = 0,35$ ; на смешанном топливе к. п. д. двигателя по опытным данным можно принять  $\eta'_e = 0,32$ . Таким образом за счёт к. п. д. при одном и том же тепловом заряде цилиндров мощность может уменьшаться на

$$A_f = \left( 1 - \frac{\eta'_e}{\eta_e} \right) 100 = \left( 1 - \frac{0,32}{0,35} \right) 100 = 8,5 \%$$

\* Теплотворность  $H'$  для смешанного топлива определяется по формуле (3) — см. стр. 13.

б) Влияние коэффициента наполнения. Для двигателя с наддувом коэффициент наполнения выражается формулой\*

$$\eta_v = \frac{\Delta}{\delta} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_a}{p_n} \left[ \varepsilon - \nu \frac{p_r}{p_a} + (k - 1) (\varepsilon - 1) \mu \right].$$

В этой формуле	Для двигателей	
	на жидком топливе	на газе
$\Delta$ — коэффициент дозарядки цилиндра . . . . .	1,05	—
$\delta$ — коэффициент подогрева воздуха $\delta = \frac{T_n + \Delta T}{T_n}$ . . . . .	1,04	—
отношение $\frac{\Delta}{\delta} = \frac{1,05}{1,04}$ . . . . .	1,01	1
$\nu$ — коэффициент продувки пространства сжатия . . . . .	0,88	0,92
$\mu$ — коэффициент работы наполнения . . . . .	0,9	0,88
$\varepsilon$ — степень сжатия . . . . .	11	11
$k$ — показатель адиабаты . . . . .	1,4	1,4
$p_a$ — давление в цилиндре в начале сжатия . . . . .	1,32	1,3
$p_n$ — давление воздуха за нагнетателем . . . . .	1,37	1,37
$p_r$ — давление выпуска . . . . .	1,25	1,26

При принятых условиях коэффициент наполнения цилиндров будет для двигателя на жидком топливе

$$\eta_{vж} = 1,01 \frac{1}{1,4} \cdot \frac{1}{11-1} \cdot \frac{1,32}{1,37} \left[ 11 - 0,88 \frac{1,25}{1,32} + (1,4 - 1) (11 - 1) 0,9 \right] = \frac{1,323}{19,1} 13,77 = \frac{18,1}{19,1} = 0,95;$$

для двигателя на смешанном топливе

$$\eta_{vс} = 1 \frac{1}{1,4} \cdot \frac{1}{11-1} \cdot \frac{1,3}{1,37} \left[ 11 - 0,92 \frac{1,26}{1,3} + (1,4 - 1) (11 - 1) 0,88 \right] = \frac{1,3}{19,1} 13,63 = \frac{17,3}{19,1} = 0,905.$$

Таким образом за счёт уменьшения коэффициента наполнения получим снижение мощности

$$A_{II} = \left( 1 - \frac{\eta_{vс}}{\eta_{vж}} \right) 100 = \left( 1 - \frac{0,905}{0,95} \right) 100 = 4,6\%.$$

\* Проф. Брилинг Н. Р., Вихерт М. М. и Гутерман И. И. Быстроходные двигатели. Машгиз, 1951, стр. 105.

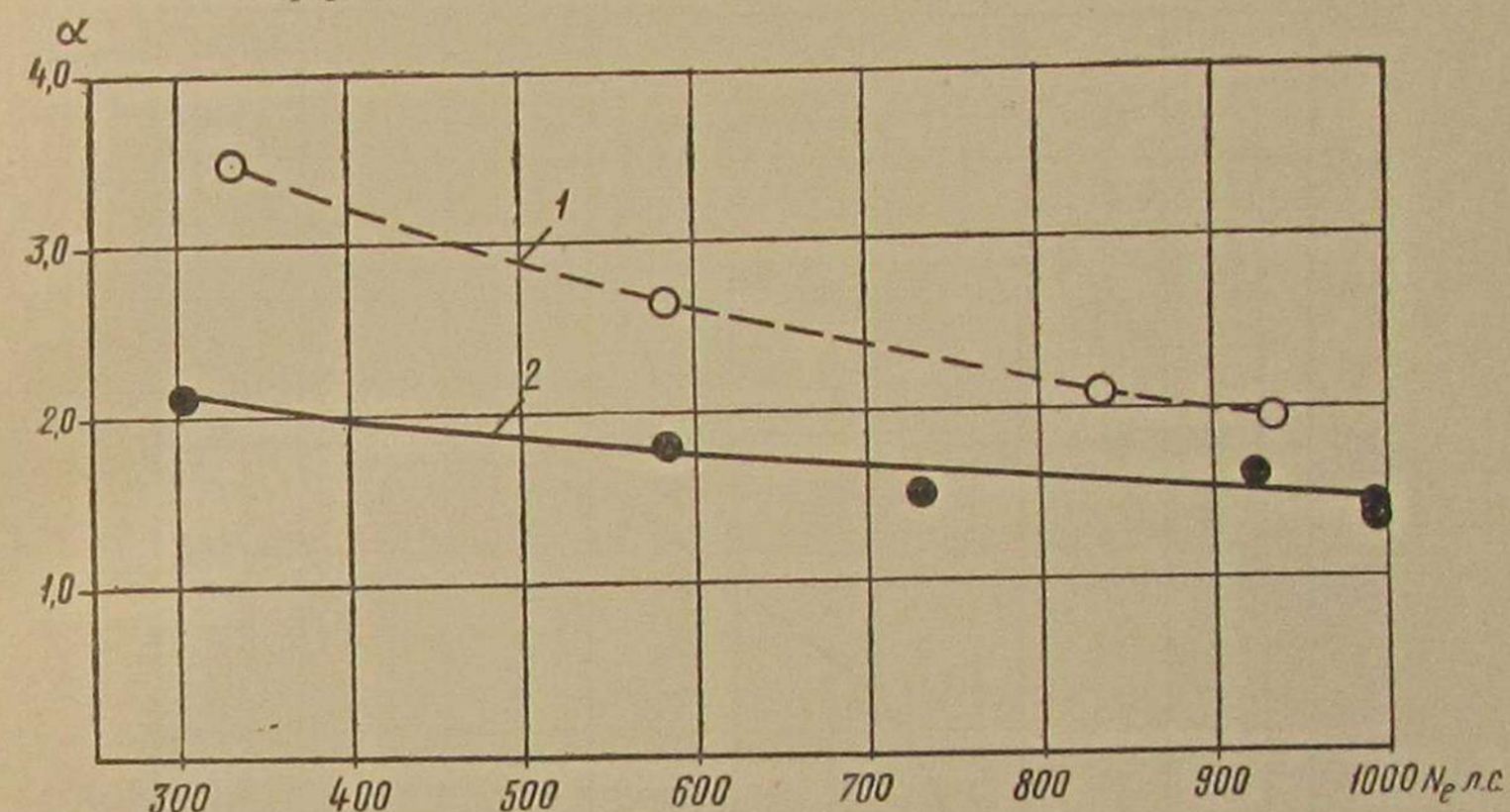
в) Влияние теплотворности смеси. Для двигателя на жидком топливе теплотворность смеси равна

$$H = \frac{Q}{\alpha L_0},$$

где  $Q$  — теплотворность жидкого топлива (среднего состава) 10 200 ккал/кг;

$L_0$  — теоретически необходимое количество воздуха на 1 кг топлива — 11,12 нм<sup>3</sup>/кг;

$\alpha$  — коэффициент избытка воздуха.



Фиг. 5. Коэффициент избытка воздуха на линии сгорания  $\alpha$  при работе двигателя:

1 — на жидком топливе; 2 — на смешанном топливе

Для оценки  $\alpha$  воспользуемся кривыми фиг. 5, полученными опытным путём на двигателе Д50 при работе на жидком топливе и на газе.

Выбор  $\alpha$  обуславливается получением максимальной экономичности и допустимой температурой отработавших газов. Как видим, для двигателя на жидком топливе можно принять  $\alpha = 2$

$$H = \frac{10\,200}{11,12 \cdot 2} = 457 \text{ ккал/м}^3;$$

для двигателя на смешанном топливе

$$H' = \frac{Q_2 \left( 1 + \frac{r}{1-r} \right)}{1 + \alpha_2 L_{02} + \alpha L_0 \frac{r Q_2}{Q (1-r)}}, \quad (3)^*$$

\* Пойдо А. А. Труды ЦНИИ, вып. 11, Трансжелдориздат, 1947, стр. 97.

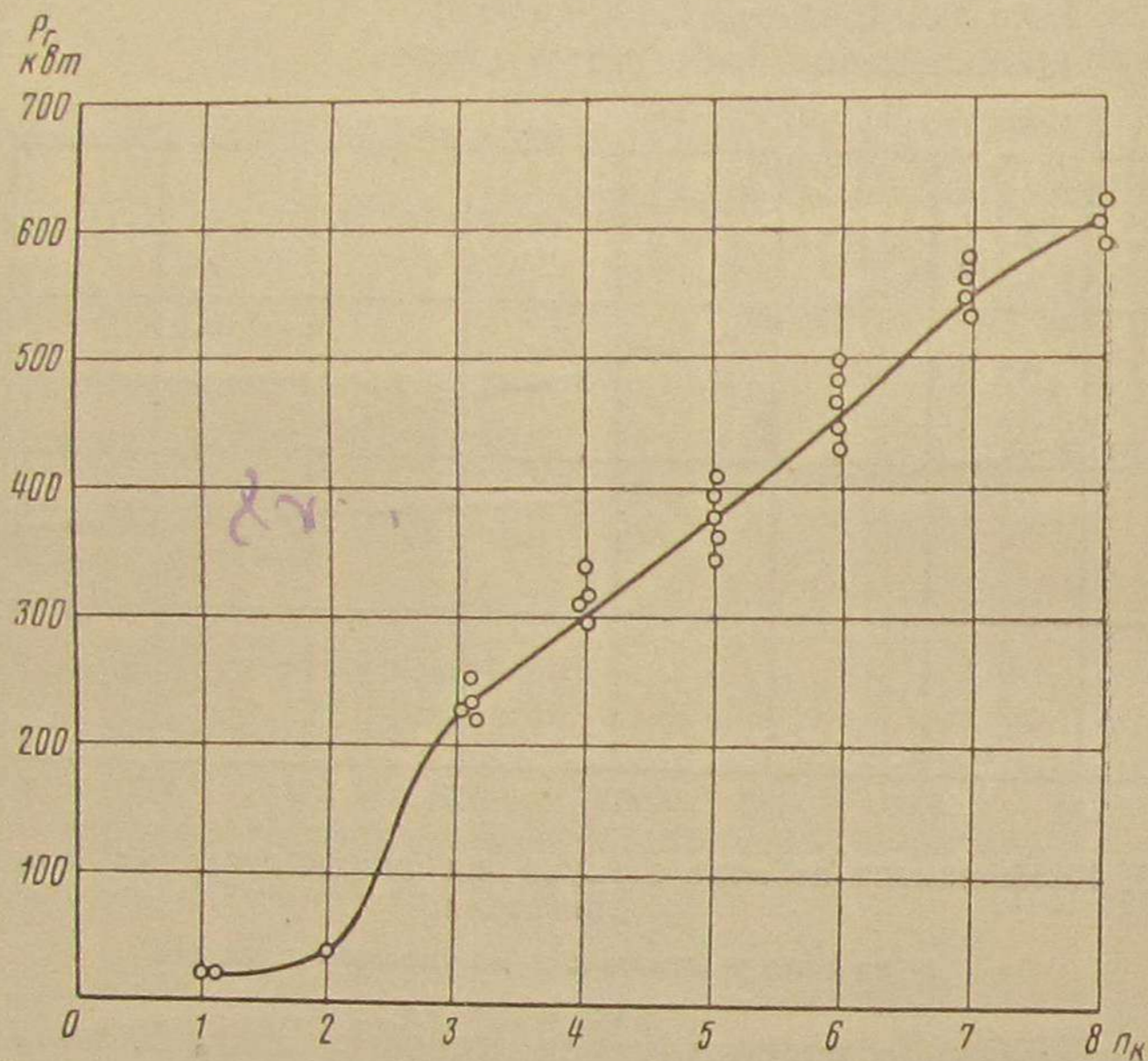


где  $Q_e$  — калорийность газа;  $Q_e = 1200$  ккал/м<sup>3</sup>;  
 $r = 0,2$  — доля тепла жидкого топлива, участвующего в процессе;

$L_{0g}$  — теоретически необходимое количество воздуха на 1 м<sup>3</sup> газа;  $L_{0g} = 1,04$  нм<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;

$\alpha_e$  — коэффициент избытка воздуха при горении газа.

При принятом  $\alpha_e = 1,4$  и  $\alpha = 2$  среднее значение  $\alpha_{см}$  будет 1,5, т. е. такое, как указано на фиг. 5



Фиг. 6. Мощность на клеммах генератора в кВт при работе двигателя на жидком и газообразном топливе в зависимости от положения рукоятки контроллера  $n_k$  при  $p_e = 100\%$ .

$$H' = \frac{1200 \left(1 + \frac{0,2}{1-0,2}\right)}{1 + 1,04 \cdot 1,4 + 11,4 \cdot 2 \frac{0,2 \cdot 1200}{10200(1-0,2)}} = \frac{1500}{3,14} = 480 \text{ ккал/м}^3.$$

Изменение мощности за счёт калорийности смеси будет равно

$$A_{III} = \left(1 - \frac{H'}{H}\right) 100 = \left(1 - \frac{480}{457}\right) 100 = -5\%,$$

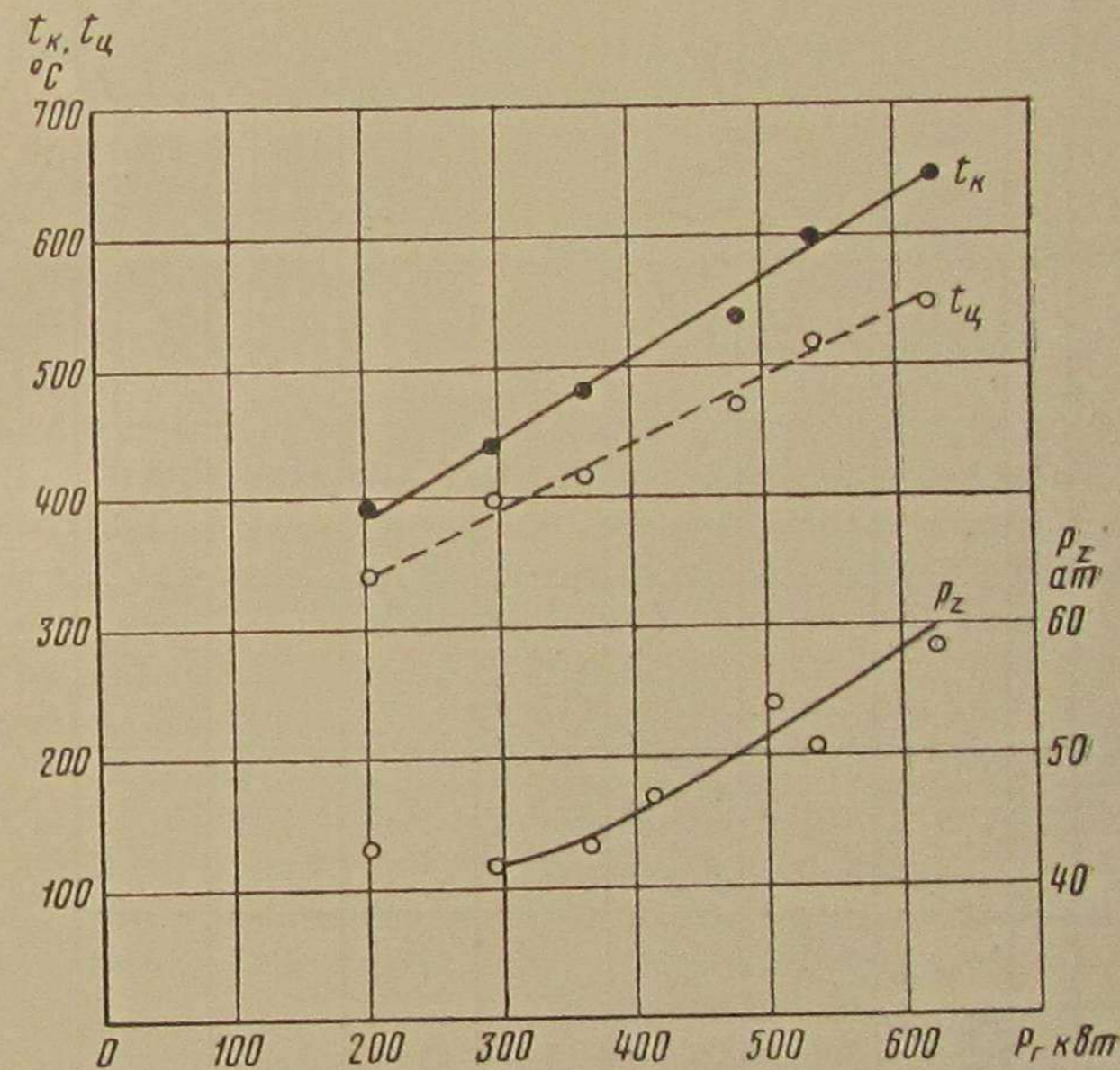
т. е. при данном выбранном  $\alpha_{см} = 1,5$  произойдёт увеличение мощности на 5%. При более высоких  $\alpha_{см}$  —  $H'$  будет меньше и

приращения мощности не произойдёт. Общее изменение мощности согласно формуле (2) будет равно

$$A = \left(1 - \frac{480 \cdot 0,32 \cdot 0,90}{457 \cdot 0,35 \cdot 0,95}\right) 100 = (1 - 0,91) 100 = 9\%.$$

Таким образом при принятых исходных данных получено снижение мощности на 9%.

Испытания подтверждают, что мощность двигателя на смешанном топливе отклоняется от мощности на жидком топливе незначительно в сторону повышения и в сторону понижения.

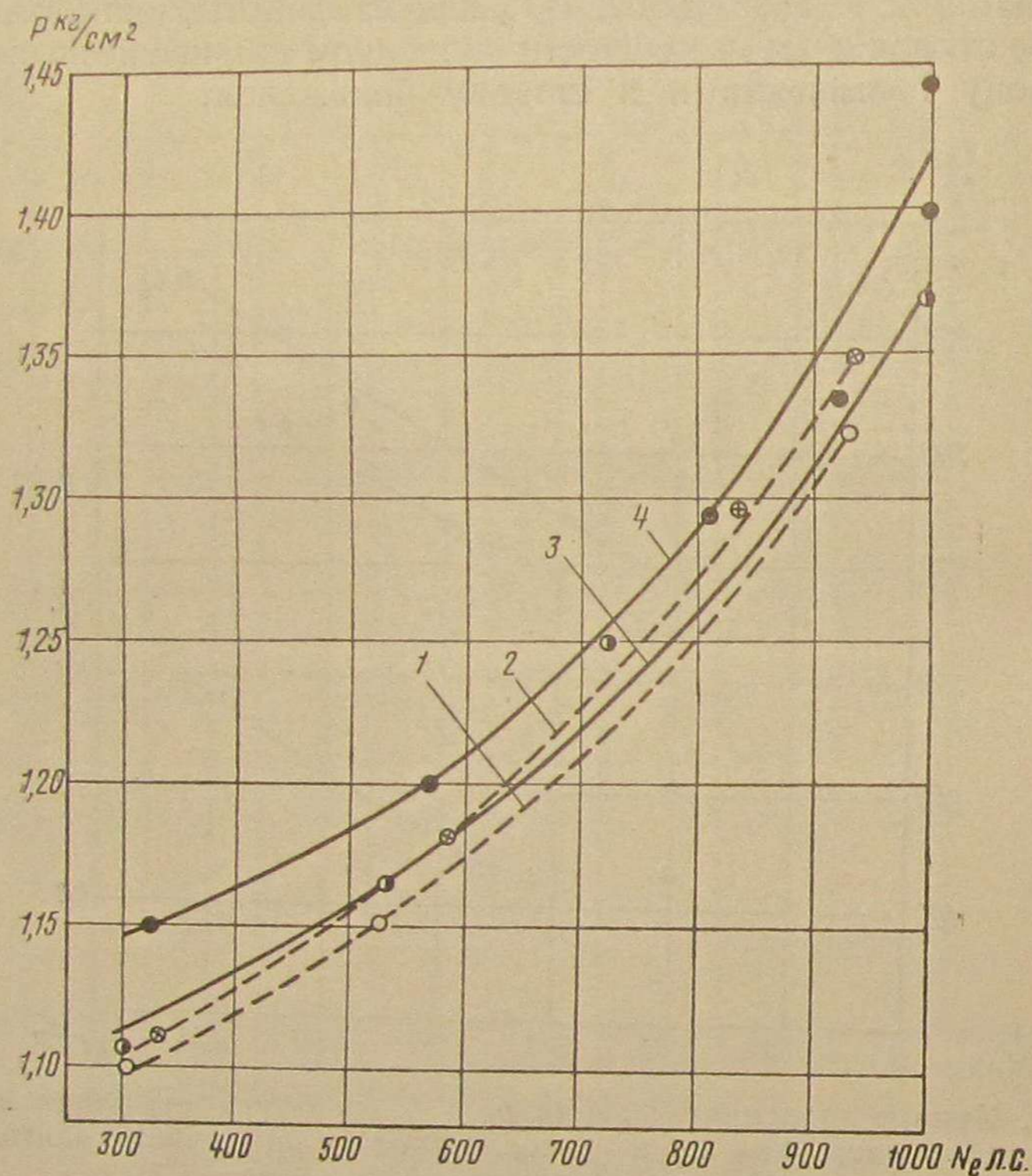


Фиг. 7. Кривые давления сгорания  $p_z$  и температура отработавших газов в выхлопных патрубках  $t_u$  и в коллекторе  $t_k$  при работе двигателя по внешней характеристике

На фиг. 6 дана мощность тепловоза  $P_g$  на клеммах генератора на жидком топливе в зависимости от положения рукоятки контроллера  $n_k$  при максимальном эффективном давлении по внешней характеристике двигателя. Точками показана мощность на смешанном топливе при этих же условиях. Как видим, в некоторых случаях мощность на смешанном топливе получается даже несколько выше, чем на жидком топливе, в зависимости от качества газа и внешней нагрузки на генератор.

Однако следует подчеркнуть, что при таких мощностях на смешанном топливе температуры отработавших газов получаются выше, чем на жидком топливе. Поэтому реализация дли-

тельное время полной мощности на смешанном топливе не безопасна, так как это приводит к увеличенному ремонту. Максимальное давление сгорания  $p_z$  при нормальном протекании рабочего процесса находится в допустимых пределах и не выходит за пределы 55—58 ат. На фиг. 7 даны кривые температур отработавших газов в коллекторах  $t_k$  и выхлопных патрубках  $t_{ц}$ , а также давления сгорания  $p_z$ .



Фиг. 8. Давление за центробежным нагнетателем  $p=f(N_e)$  при  $n_k=8$  до и после подгиба лопаток турбины:

— на жидком топливе до переделки; 2—на жидком топливе после переделки; 3—на смешанном топливе до переделки; 4—на смешанном топливе после переделки

Кривые температур свидетельствуют, что температуры отработавших газов на смешанном топливе на 80—100° выше, чем на жидком топливе. Это обстоятельство не позволяет идти на реализацию мощностей выше номинальных.

На снижении температуры отработавших газов весьма благоприятно отражается повышение давления продувочного воздуха. Экспериментальными работами тепловозного завода доказано, что

подгиб лопаток ротора газовой турбины и уменьшение проходных сечений сопловых аппаратов турбовоздуходувки несколько увеличивают подачу воздуха и повышают его давление.

На фиг. 8 даны кривые давления продувочного воздуха за центробежным нагнетателем в зависимости от эффективной мощности двигателя при работе на смешанном и жидком топливе.

Как видим, это простое мероприятие дало увеличение давления на 0,02—0,03 ат. Это указывает на возможность снижения температур отработавших газов при повышении давления и увеличении количества продувочного воздуха.

### 3. Расход жидкого топлива тепловозами при работе на смешанном топливе

При современном уровне техники вполне возможно построить тепловозы на одном газе или смешанном топливе с расходом жидкого топлива 10—15%.

Допускаемая величина расхода жидкого топлива газогенераторными тепловозами в зависимости от сложившихся хозяйственно-экономических условий может быть различна. Практика эксплуатации опытной партии газогенераторных тепловозов ЦНИИ показала, что среднеэксплуатационный расход жидкого топлива 18—25% на данное время являлся бы вполне приемлемым и что разработанная ЦНИИ схема тепловоза на смешанном топливе может устойчиво обеспечить эту величину.

Расход жидкого топлива зависит в большой мере от условий эксплуатации и главным образом от условий режима работы машины.

На фиг. 9 даны кривые расхода жидкого топлива, снятые под реостатом при работе двигателя по его внешней характеристике: кривая 1 — при работе на одном жидком топливе; кривая 2 — при работе на смешанном топливе; кривая 3 — расход жидкого топлива при работе двигателя на холостом ходу; кривая 4 — расход жидкого топлива при работе тепловоза на смешанном топливе в процентах от расхода  $G_{жк}$ . Как видим, расход жидкого топлива колеблется в пределах от 50% при  $n_k=2$  до 15% при  $n_k=5$ , поднимаясь при  $n_k=8$  до 27%. Наибольшая экономия жидкого топлива достигается на рабочих нагрузках двигателя и колеблется в пределах от 15 до 25%.

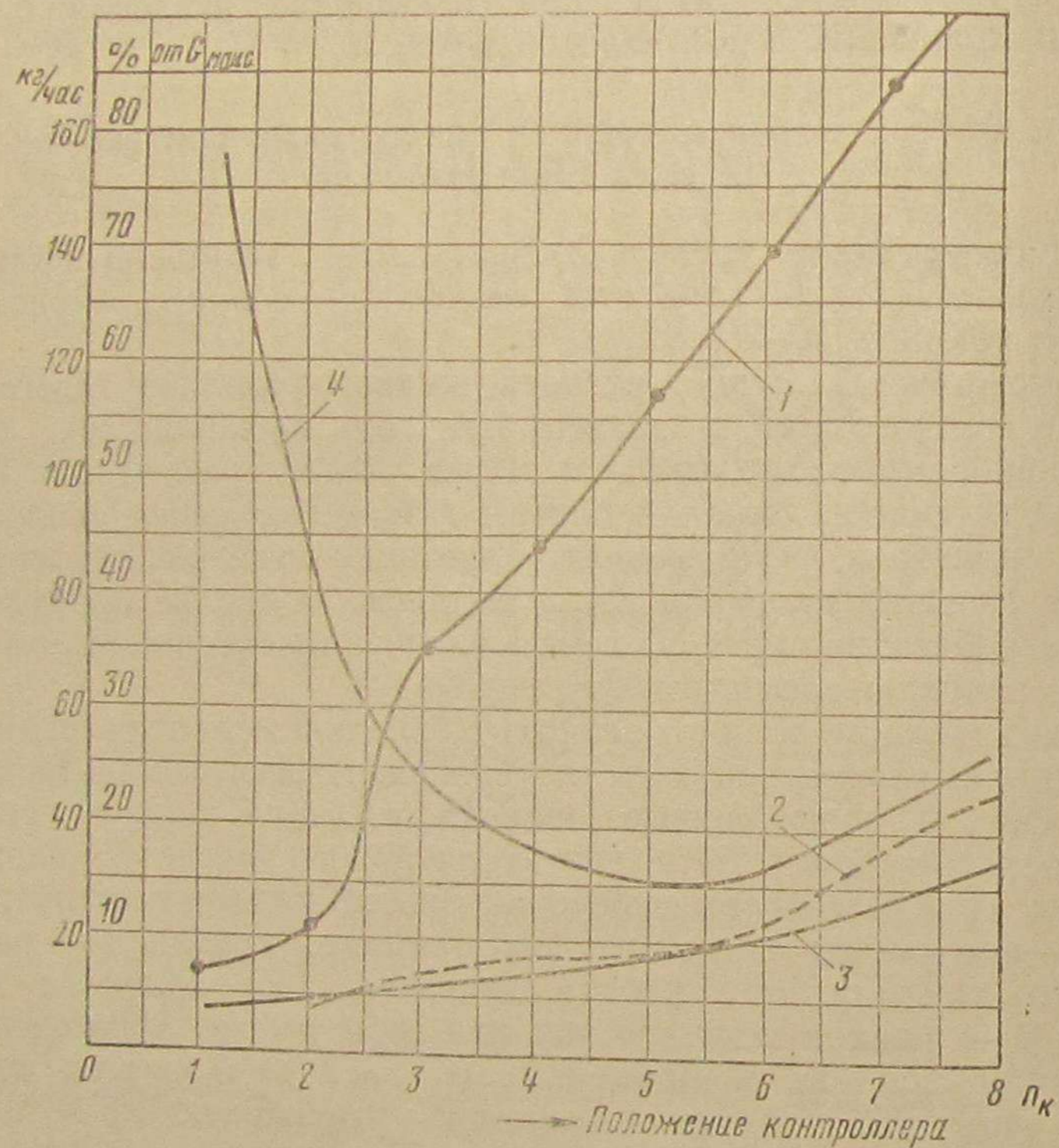
Величина запальной порции жидкого топлива в двигателях смешанного топлива в основном определяется двумя факторами:

а) практической возможностью подачи весьма малой порции жидкого топлива топливными насосами, приспособленными для работы двигателя на жидком топливе, т. е. для больших подач;

б) возможностью воспламенения газо-воздушной смеси малой порцией жидкого топлива.

Имеются двигатели, работающие с постоянной нагрузкой на смешанном топливе, которые имеют расход жидкого топлива 8—15%.

Минимальное количество жидкого топлива, подаваемое насосами, зависит от их конструкции, размеров и состояния (износа). Насосы, спроектированные для работы двигателя на жидком топливе, трудно справляются с работой при малых подачах. Обычно топливные насосы регулируются на номинальную подачу (полную нагрузку). На малых нагрузках насосы подают разное количество топлива в цилиндры, а некоторые (при холостой работе) могут не подавать топлива совсем. Для двигателя жидкого топлива это остаётся неза-

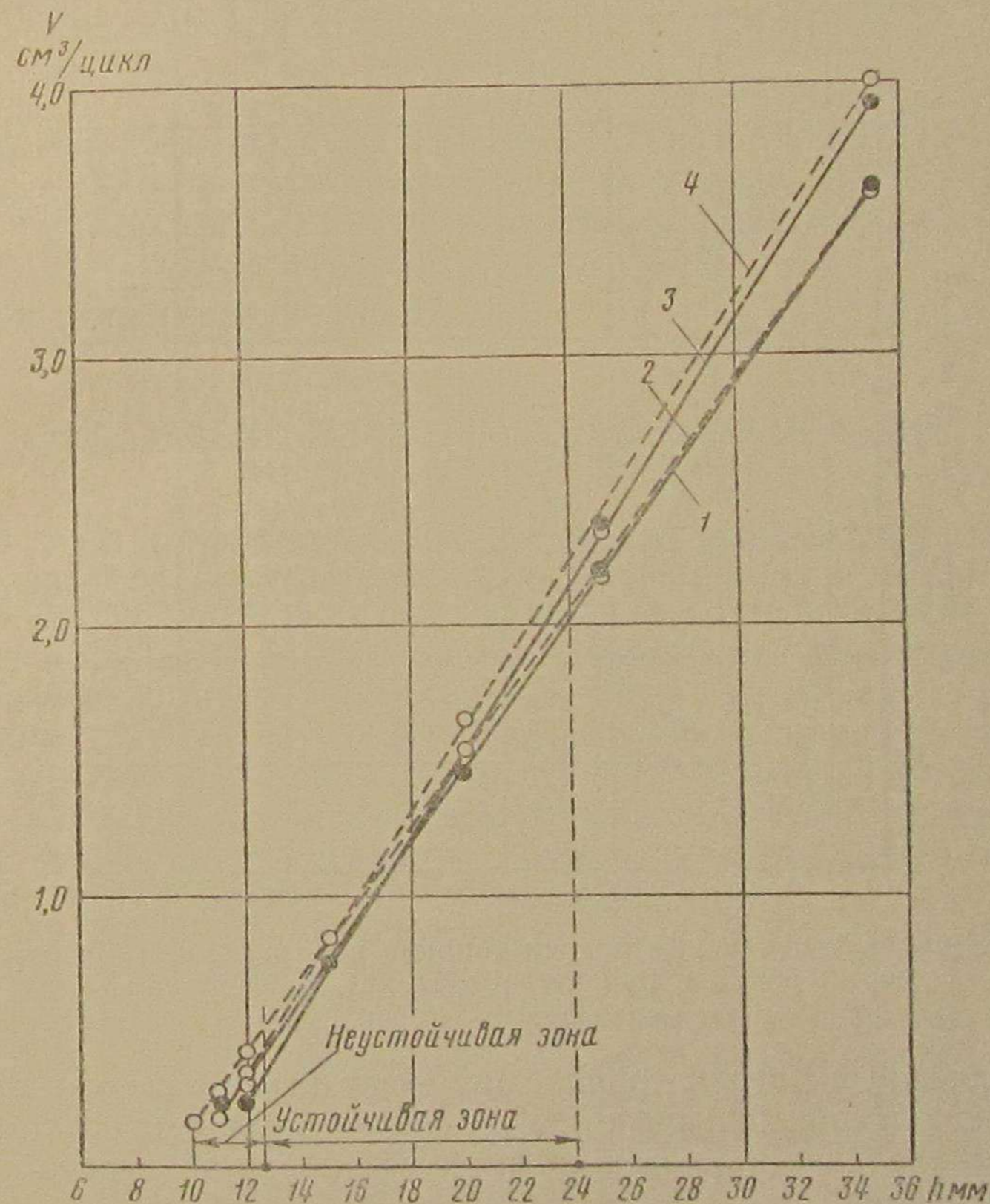


Фиг. 9. Кривые расхода жидкого топлива при работе двигателя тепловоза по внешней характеристике генератора в зависимости от положения рукоятки контроллера  $n_k$ . Кривые сняты при работе под реостатом: 1—при работе на жидком топливе  $G_{жс}$ ; 2—при работе на смешанном топливе  $G_{см}$ ; 3—на холостом ходу двигателя  $G_{хх}$ ; 4—кривая расхода жидкого топлива в % от  $G_{жс}$  при работе на смешанном топливе

меченным, для двигателя смешанного топлива такая работа недопустима, так как это может привести к пропуску горения газо-воздушной смеси в некоторых цилиндрах и, следовательно, сгоранию её в выхлопном коллекторе со взрывами, что вредно отражается на состоянии турбины.

К насосам, установленным на двигателях смешанного топлива, должны быть предъявлены следующие требования:

- насос должен надёжно работать с подачей 5—8% от максимальной, обеспечивающей полную мощность двигателя;
- насос должен обеспечивать равномерную подачу топлива во все цилиндры на малых и больших подачах.

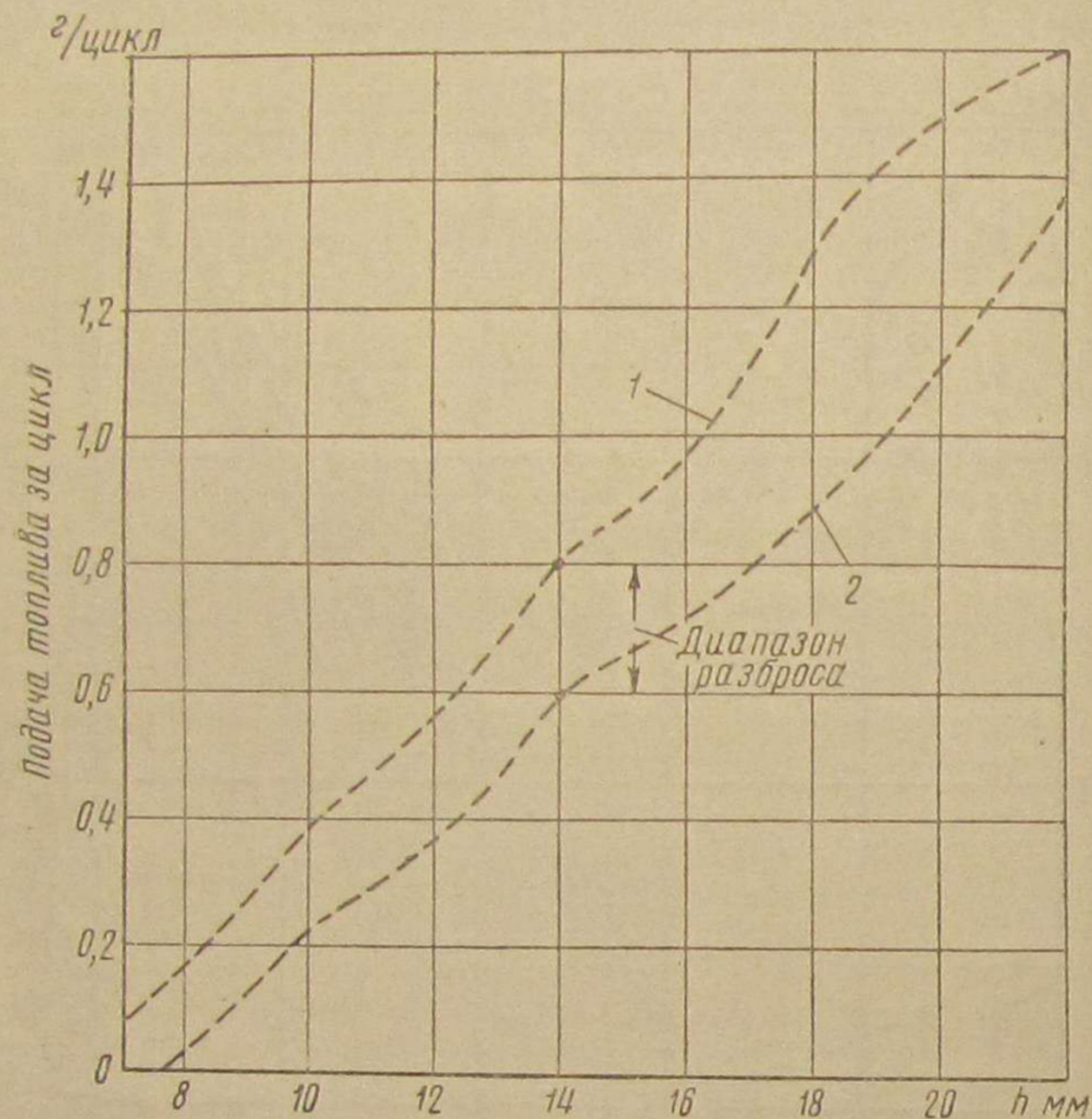


Фиг. 10. Кривые подачи топлива насосом в зависимости от положения рейки и числа оборотов: 1— $n = 740$  об/мин.,  $p_{ф} = 275$  ат; 2— $n = 740$  об/мин.,  $p_{ф} = 220$  ат; 3— $n = 275$  об/мин.,  $p_{ф} = 275$  ат; 4— $n = 275$  об/мин.,  $p_{ф} = 220$  ат

Учитывая важность хорошей работы насосов для тепловозов смешанного топлива на малых режимах, тепловозная лаборатория ЦНИИ провела специальные исследования топливных насосов, установленных на тепловозе смешанного топлива.

На фиг. 10 приведены результаты испытания одной топливной секции на подачу топлива в зависимости от положения

рейки насоса  $h$ , числа оборотов вала  $n$ , давления затяжки пружины иглы форсунки  $p_{\phi}$ . Опыты показали, что устойчивая зона работы насоса находится в пределах передвижения рейки 12,2—24 мм. Если рейка занимает положение менее 12,2 мм, то насос может давать пропуски, что особенно нежелательно при машинах смешанного топлива.



Фиг. 11. Диапазон изменения подачи топлива насосами при разном положении рейки и при  $n=740$  об/мин.,  $p_{\phi}=290$  ат:  
1—верхний предел; 2—нижний предел

Увеличение давления топлива приводит к уменьшению подачи (при данном положении рейки). При повышенных оборотах насосы начинают увеличивать подачу. На малых оборотах подача насоса менее устойчива.

На фиг. 11 приведены кривые подачи жидкого топлива в зависимости от положения реек для шести топливных секций, испытанных после их длительной работы в эксплуатации. Эти кривые показывают, что подача насосов в процессе эксплуатации значительно изменяется. Такая работа насосов может приводить к нарушению нормальной работы двигателя на смешанном топливе.

#### 4. К. п. д. тепловоза на смешанном топливе

К. п. д. тепловоза на смешанном топливе следует понимать как отношение тепла, эквивалентного выполненной тепловозом

работе, к теплу, заключённому в подведённом к тепловозу жидком топливе и угле за тот же промежуток времени. Жидкое топливо непосредственно сгорает в двигателе и выделенное при этом тепло полностью участвует в работе. Уголь перерабатывается в газ газогенератором и поэтому в расчёт необходимо ввести к. п. д. газогенератора  $\eta_g$ .

Общий к. п. д. тепловоза смешанного топлива  $\eta_m$  будет равен

$$\eta_m = [r + (1 - r)\eta_g] \eta'_e \eta_{пер},$$

где  $\eta'_e$  — к. п. д. дизеля на смешанном топливе;  $\eta'_e = 0,32$ ;  
 $\eta_{пер}$  — к. п. д. электрической передачи;  $\eta_{пер} = 0,83$ ;  
 $r$  — доля тепла жидкого топлива от общего тепла;  $r = 0,2$ ;  
 $\eta_g$  — к. п. д. газогенератора;  $\eta_g = 0,70$ .

При этих условиях  $\eta_m = 0,20$ .

### III. ПРИНЦИПАЛЬНАЯ СХЕМА ТЕПЛОВОЗА ТЭ1 НА СМЕШАННОМ ТОПЛИВЕ

Тепловоз на смешанном топливе мощностью 1 000 л. с. создан на базе тепловоза ТЭ1 с двигателем внутреннего сгорания Д50, имеющим газотурбинный наддув и переменное число оборотов.

Топливом для тепловозного двигателя является генераторный газ, получаемый путём газификации твёрдого топлива (антрацита), и жидкое топливо (дизельное). Жидкое топливо выполняет две функции: а) является средством воспламенения газо-воздушной смеси в цилиндрах; б) при ухудшении качества газа компенсирует недостаток тепла, получаемого при сгорании газа, тем самым сохраняя номинальную мощность двигателя на уровне 1 000 л. с.

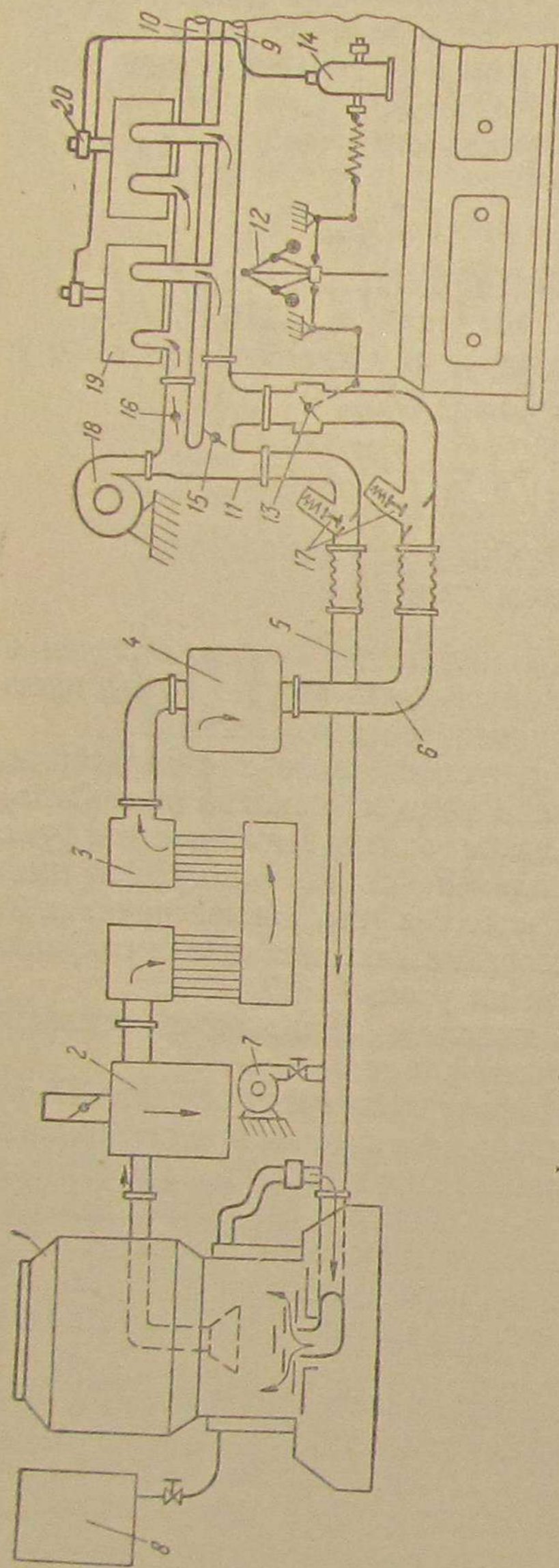
Система питания цилиндров двигателя Д50 жидким топливом сохранена в основном существующей.

Питание цилиндров двигателя воздухом и газом осуществляется отдельно через всасывающие клапанные каналы крышек цилиндров. Смешение воздуха и газа происходит в цилиндрах двигателя. Указанный способ даёт возможность обойтись без смесителей.

Принятая схема переоборудования двигателя позволяет работать как на смешанном топливе, так и полностью на одном жидком топливе, что сохраняет маневренные качества тепловоза и надёжность в работе.

Принципиальная схема газогенераторного тепловоза ТЭ1 представлена на фиг. 12. Воздух, нагнетаемый турбовоздуходувкой 18, поступает в воздухораспределитель 11 и разделяется на два потока, один из которых по воздушному коллектору 10 и патрубкам направляется в цилиндры двигателя, а другой по трубе 5 в газогенератор 1. Воздух предварительно увлажняется парами воды и подаётся под вращающуюся колосниковую решётку газогенератора. Пары воды образуются в паро-водяной рубашке газогенератора и добавляются

к воздуху через автоматический клапан. Паро-воздушная смесь расходуется на процесс газификации твёрдого топлива в газогенераторе. Из газогенератора 1 газ выходит через центральную газоотборную головку и поступает в циклоны 2, где осуществляется предварительная очистка газа от уноса и пыли. Далее газ проходит трубчатые холодильники 3 и после дополнительной очистки в очистителях 4, наполненных кольцами Рашига, газ поступает по трубе к воздухохораспределителю 11, из которого по газовому коллектору 9 и патрубкам направляется в цилиндры двигателя.



Фиг. 12. Схема тепловоза на смешанном топливе:

1—газогенератор; 2—циклон; 3—холодильник; 4—очиститель; 5—воздушная труба; 6—газовая труба; 7—вентилятор розжига; 8—водяной бак; 9—газовый коллектор; 10—воздушный коллектор; 11—воздухохораспределитель; 12—регулятор розжига; 13—газорегулирующая заслонка; 14—топливный насос; 15—разделяющая заслонка; 16—воздушная заслонка; 17—запорные клапаны; 18—крышка цилиндра; 19—турбовоздуходувка; 20—форсунка

а) разделять воздух после турбовоздуходувки на два потока — для сгорания топлива в цилиндрах двигателя и для газификации твёрдого топлива в газогенераторе;

б) регулировать соотношение количества воздуха в обоих потоках путём изменения соотношения давлений в воздушном и газовом

коллекторах, что достигается ручным приводом воздушной заслонки 16;

в) сообщать газовый коллектор двигателя с воздухом в случае работы двигателя на жидком топливе. Последнее достигается соответствующей установкой разделяющей заслонки 15, которая имеет электропневматический привод, сброкированный с приводом запорных клапанов 17 так, что когда клапаны закрыты, то заслонка открыта, и наоборот.

На газовой трубе размещается газорегулирующая заслонка 13, положение которой фиксируется регулятором числа оборотов двигателя. Эта заслонка предназначена для автоматического регулирования количества поступающего в двигатель газа в соответствии с заданным числом оборотов и реализуемой мощностью. Поступающие в цилиндры двигателя газ и воздух в конце хода сжатия воспламеняются от порции запального жидкого топлива, производят работу, а отработавшие газы направляются в выхлопной коллектор и далее через турбовоздуходувку в атмосферу.

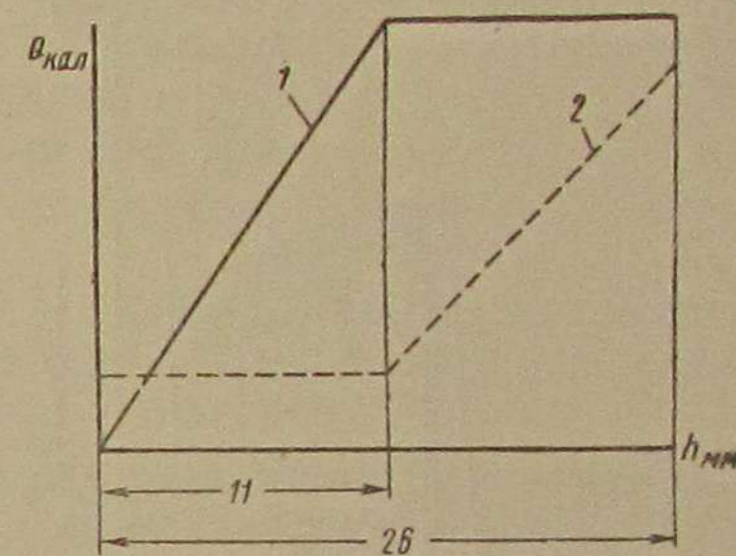
В целях поддержания заданного машинистом числа оборотов двигателя на газогенераторном тепловозе имеется два объекта регулирования: жидкое топливо и газ. Подача обоих видов топлива регулируется существующим на двигателе гидравлическим регулятором по схеме, представленной на фиг. 13\*.

Из фиг. 13 видно, что регулирование подачи газа и жидкого топлива в зависимости от подъёма штока сервомотора регулятора осуществляется последовательно: в начале подъёма штока (0—11 мм) работает газовая заслонка, а подача жидкого топлива остаётся постоянной — наименьшей возможной, которую обеспечивает существующая топливная система; при последующем подъёме штока (11—26 мм) изменяется подача жидкого топлива, а газовая заслонка остаётся полностью открытой.

Этот принцип регулирования позволяет: а) компенсировать жидким топливом недостающий тепловой заряд по газу для получения потребной мощности двигателя; б) снижать до минимума в первую очередь подачу жидкого топлива при избытке теплового заряда по газу.

Указанная схема конструктивно осуществлена механизмом, представленным на фиг. 14. Вся система показана в положении,

\* Схема регулирования (фиг. 13) и её конструктивное осуществление (фиг. 14) были предложены научными сотрудниками Б. К. Васильевым и Г. В. Поповым.

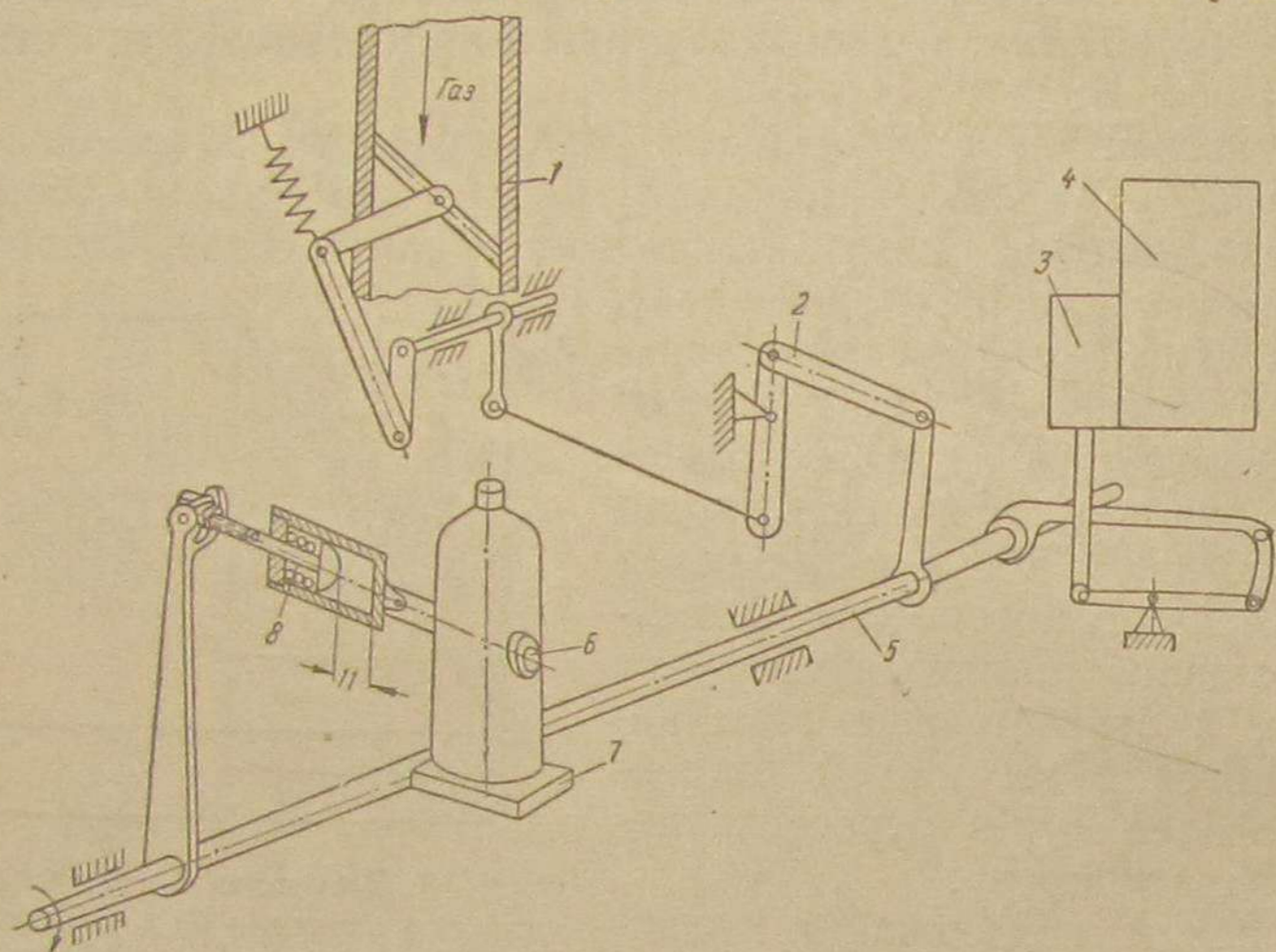


Фиг. 13. Диаграмма подачи газа и жидкого топлива  $Q$  в зависимости от хода штока сервомотора  $h$ :

1—подача газа; 2—подача жидкого топлива

когда двигатель не работает: рейки топливных насосов находятся на ограничителе наименьшей подачи жидкого топлива, а газовая заслонка закрыта.

Переменный нагрузочный режим работы двигателя на смешанном топливе и колебания качества газа обуславливают необходимость регулирования распределения воздуха, поступающего



Фиг. 14. Схема регулирования двигателя:

1—газовая труба с заслонкой; 2—рычажная передача от вала наполнения к газовой заслонке; 3—сервомотор; 4—гидравлический регулятор двигателя; 5—вал наполнения топливных насосов; 6—ограничитель минимальной подачи жидкого топлива; 7—топливный насос; 8—пружинный элемент

из турбовоздуходувки в цилиндры двигателя и в газогенератор для азификации твёрдого топлива. Это регулирование осуществляется машинистом вручную путём воздействия на воздушную заслонку 16, установленную в газораспределителе (см. фиг. 12). Газогенераторная установка смонтирована на специальном четырёхосном тендере. Вес тендера в рабочем состоянии (с полными запасами) — 51,3 т, вес в нерабочем состоянии (в металле) — 41 т, длина между буферами — 9590 мм.

#### IV. СТЕНДОВЫЕ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ГАЗОГЕНЕРАТОРНОГО ТЕПЛОВОЗА СЕРИИ ТЭ1

##### 1. Задача испытаний и методика

В задачу тягово-эксплуатационных испытаний газогенераторных тепловозов входило установление поездной работоспособности этих тепловозов и экономических показателей, необходимых для технико-экономического сравнения их с серийными тепловозами

ТЭ1 и паровозами серии Ш<sup>а</sup>, работавшими на этом участке до перевода его на тепловозную тягу.

Работа состояла из двух этапов. На первом этапе проводилось внедрение тепловозов, освоение их в обычной поездной службе деповским персоналом и устранение выявившихся конструктивных недочётов. Учёт всех показателей эксплуатационной работы газогенераторных тепловозов производился в депо по установленным формам. Эти материалы были систематизированы наряду с аналогичными данными по серийным тепловозам ТЭ1 и паровозам серии Ш<sup>а</sup>.

После проведения основной конструктивной доводки агрегатов силовой установки газогенераторных тепловозов в сентябре-октябре 1952 г. было проведено два цикла специальных тягово-эксплуатационных испытаний. Первый цикл испытаний был проведён в стационарных условиях с нагрузкой силовой установки на реостат. Второй цикл испытаний проводился в поездной службе с динамометрическим вагоном.

При стендовых испытаниях определялись основные параметры рабочего процесса силовой установки и расходы жидкого топлива при установившихся режимах.

При поездных испытаниях в условиях нормальной эксплуатации наряду с исследованием тех же вопросов, что и при стендовых испытаниях, производилось определение расхода твёрдого топлива, воды и выполнение графика движения поездов.

##### 2. Результаты испытаний под реостатом

Основные показатели работы силовой установки, замеренные при стендовых испытаниях, характеризуются данными, приведёнными в табл. 1 и на фиг. 15 и 16.

Расход жидкого топлива (фиг. 15) газогенераторным тепловозом в процентах от паспортного расхода серийным тепловозом колебался в пределах 15,5—25,5% в зависимости от нагрузки и положений рукоятки контроллера. На средних нагрузках расход жидкого топлива получается ниже, чем на предельных. При нагрузках, составляющих 80—85% нагрузки внешней характеристики, расход жидкого топлива составлял 15,5—20,5%. Установлено, что на третьем и на четвёртом положениях рукоятки контроллера машиниста работа двигателя под нагрузкой получается недостаточно устойчивой, а на первом и втором положениях рукоятки контроллера, а также на холостом ходу двигатель на смешанном топливе не работает.

Средняя температура отработавших газов по цилиндрам (см. фиг. 7) при температуре наружного воздуха 16—20°C при мощности 626 квт достигает 548°C. По отдельным цилиндрам наибольшее значение температуры было 566°C. При тех же условиях средняя температура отработавших газов перед турбиной получена равной 643°C.

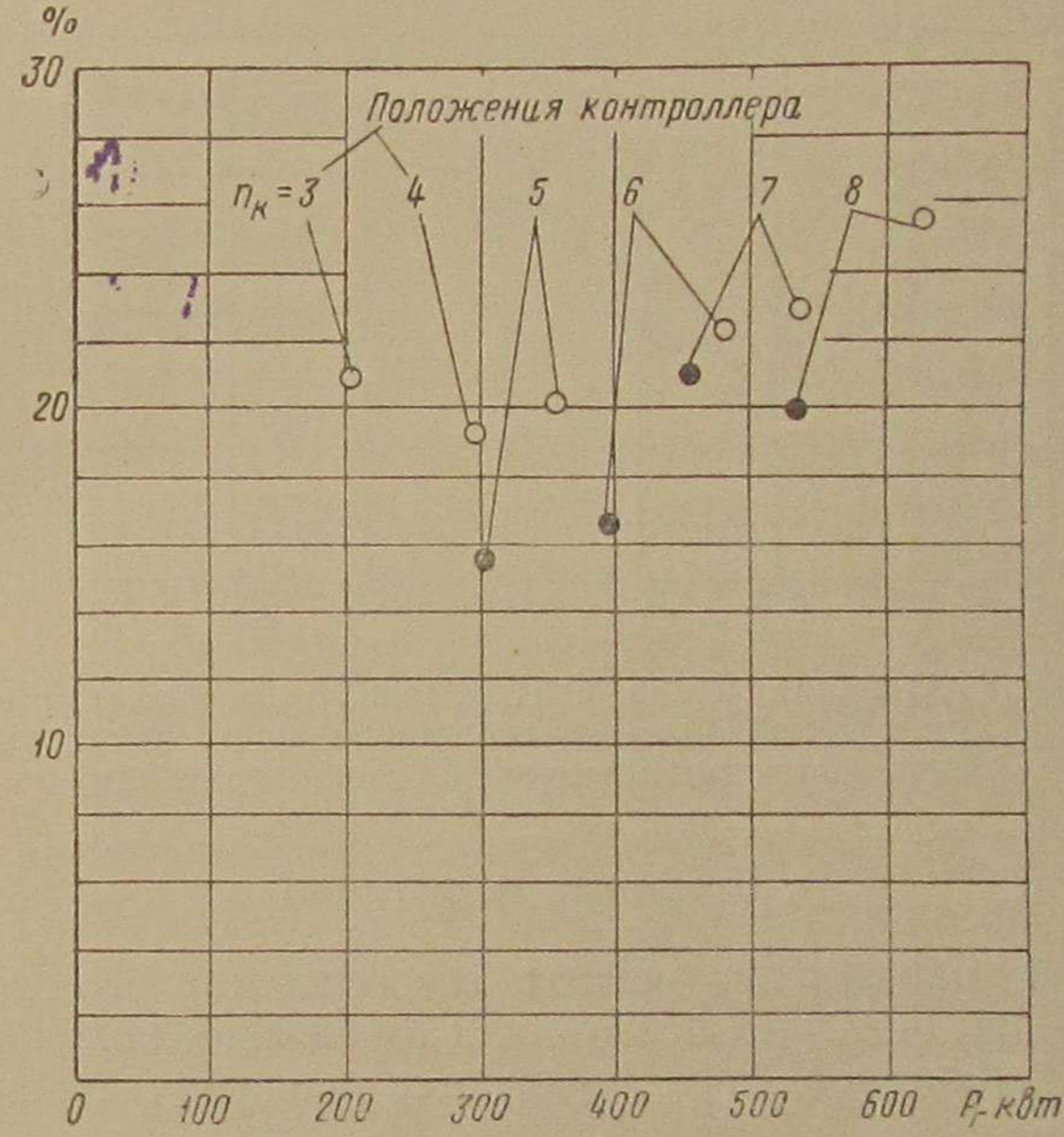
Наибольшее среднее давление сгорания  $p_z = 60 \text{ ат}$  получено

Таблица 1  
 Результаты испытаний газогенераторного тепловоза на стенде (ребостате) в депо

Положение рукоятки контроллера $n_k$	Мощность		Расход жидкого топлива		Давление и сопротивление			Температура в °C					Калорийность газа $Q_H$ в ккал/м <sup>3</sup>
	на клеммах генератора $P_e$ в квт	двигателя эффективная $N_e$ в л. с.	в кг/час	в % к расходу серийным тепловозом (паспортному)	стопания в дизеле $P_z$ в атм	после центробежного нагнетателя $P_{ac}$ в атм	сопротивление газогенераторной установки и трубопроводов $\Delta p$ в мм рт. ст.	отработавших газов перед турбиной $t_k$	газа перед дизелем $t_d$	воздуха после центробежного нагнетателя $t_b$	наружного воздуха $t_a$		
3	202,5	337	12,3	20,9	43	1,075	14	388	52	44	15	1240	
4	296	432	16,35	19,2	41,7	1,11	19	435	55	47,5	17	1007	
5	356	580	20,9	20,1	42,8	1,135	25	467	59	55,5	19	1126	
5	365	595	29,3	27,6	43	1,16	26,5	476	46,5	44	15	1189	
5	303	515	14,1	15,5	42,3	1,12	31,5	460	48,5	50,5	24	1234	
6	412	680	31,5	25,4	46,9	1,185	33	519	54	60,5	19	1110	
6	503	800	36,2	24,5	54	1,235	39	548	44	49	14	1222	
6	480	772	31,5	22,2	—	1,22	37,5	534	49	50	15	1055	
6	395	655	19,8	16,5	44,5	1,17	38	490	47,5	50,5	20	1291	
7	537	865	36,8	22,8	50,5	1,27	48	595	47,5	67	19	1108	
7	455,5	760	29,4	20,9	48,2	1,21	47,5	554	43,5	61	24	1268	
8	626	1008	49,0	25,5	58,2	1,34	57	643	47	65	16	1098	
8	535	885	33,3	19,9	52,3	1,27	54,5	585	42	64	23	1218	
												927	
												1093	
												1092	
												1108	
												—	
												1141	
												1235	

при мощности 626 квт, при меньших мощностях  $p_z$  не превышало 52 ат.

Следует отметить, что при изменении состава газа давления  $p_z$  даже при установившейся мощности не является устойчивым, как это имеет место на жидком топливе. В отдельные моменты  $p_z$  кратковременно подскакивает на 5—6 ат и затем снова снижается до нормального значения. Та же картина наблюдается и по температурам отработавших газов.

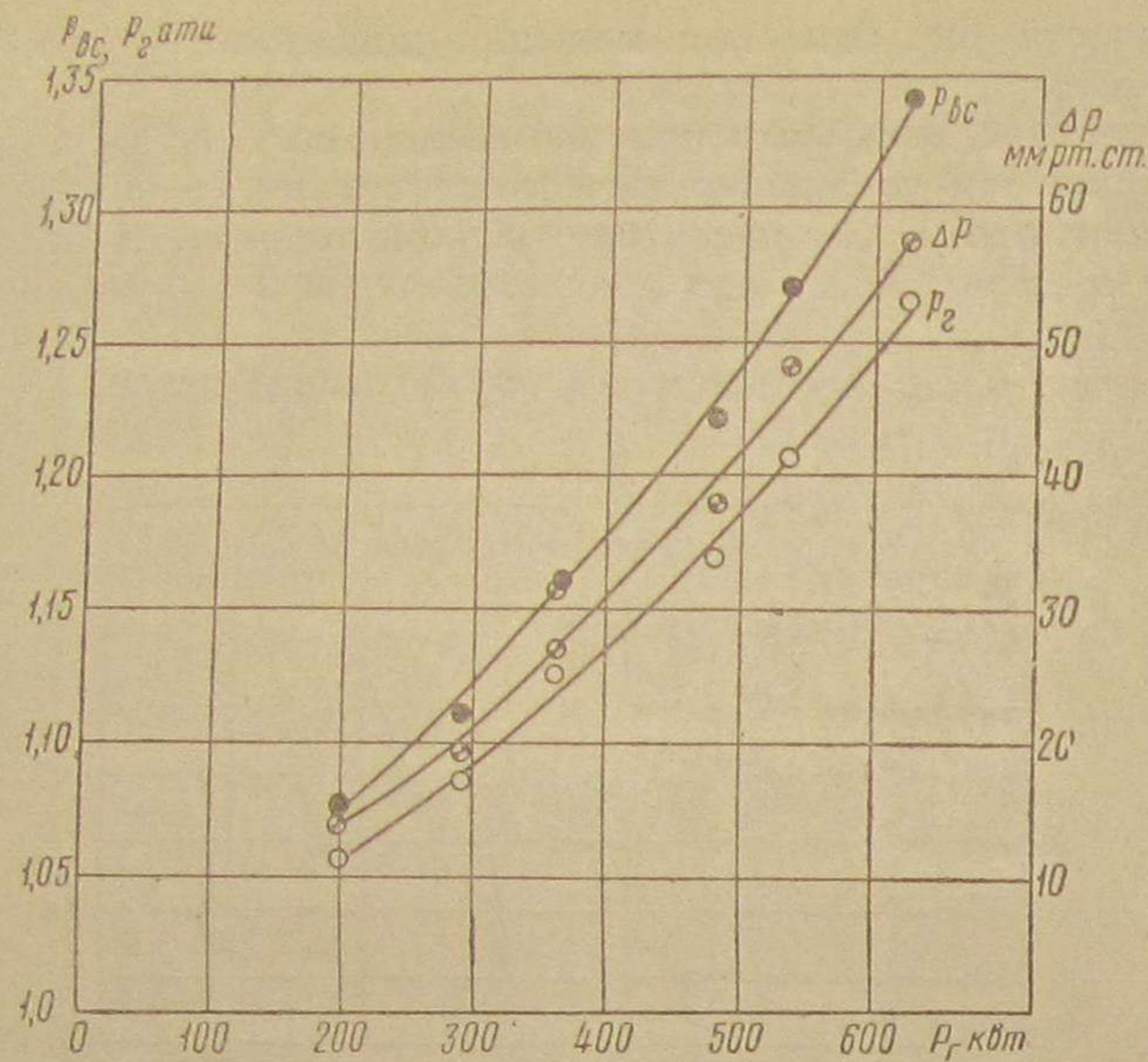


Фиг. 15. Диаграмма расхода жидкого топлива газогенераторным тепловозом в процентах от паспортного расхода серийным тепловозом в зависимости от нагрузки при различных положениях контроллера

При работе на смешанном топливе на низких нагрузках наблюдается неравномерная нагрузка по цилиндрам. При подходе к высоким нагрузкам (450—550 квт) распределение нагрузок по цилиндрам получается лучшее.

Всё изложенное указывает на то, что тепловой процесс двигателя протекает с некоторыми нарушениями и что средние тепловые показатели  $t_{ц}$  и  $p_z$  получаются выше установленных значений для двигателя Д50 при работе его на жидком топливе. Это указывает на необходимость тщательного изучения и улучшения теплового процесса двигателя.

На фиг. 16 приведены кривые давления после центробежного нагнетателя  $p_{ac}$ , в газовом коллекторе  $p_z$  и сопротивления установки по всему газогенераторному тракту  $\Delta p$ .



Фиг. 16. График давления после центробежного нагнетателя  $p_{вс}$ , в газовом коллекторе  $p_2$  и сопротивления газогенераторной установки  $\Delta p$  при работе двигателя по внешней характеристике

### 3. Поездные испытания

Основные показатели работы газогенераторного тепловоза, полученные при поездных испытаниях в условиях нормальной эксплуатации тепловозов, характеризуются данными, приведёнными в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что средний расход условного (7 000 ккал/кг) топлива на измеритель работы (10 000 ткм брутто) по всем поездкам составил 59,35 кг, в том числе: жидкого — 10,15 кг или 27,5% от фактического расхода в июле-августе 1952 г. серийными тепловозами по тому же депо; угля — 49,2 кг.

Расход воды составил 0,73 л на 1 кг натурального твёрдого топлива.

Повышение расхода жидкого топлива при поездных испытаниях, по сравнению с данными стендовых испытаний, вызывается следующими причинами:

а) двигатель не приспособлен к работе на смешанном топливе без нагрузки и при малых нагрузках, вследствие чего часть жидкого топлива расходуется во время стоянок в депо, на промежуточных станциях и при манёврах до отправления поезда;

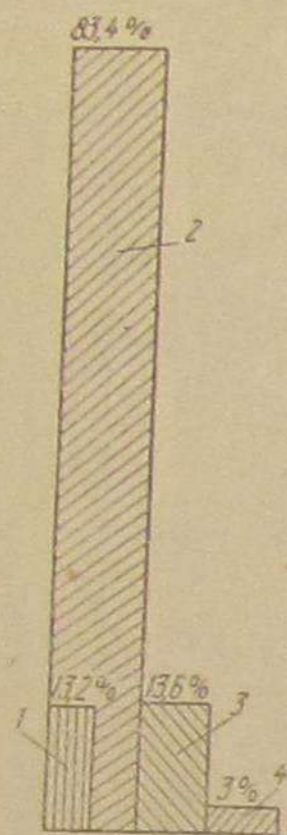
б) тепловой инерцией газогенератора, вследствие чего при разгоне после стоянок недостаток мощности по газу компенсируется несколькими большими присадками жидкого топлива.

Таблица 2  
Основные показатели работы газогенераторного тепловоза ТЭ1-210, 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		$Q_H$ ккал/кг угля и его эквивалент Э			
			жидкого			твёрдого			всего	на 1 кг натурального твёрдого топлива				
			в том числе			в % к фактическому расходу теплового двигателя			за опыт					
			в основном и оборотном депо (стоянки + манёвры) в кг	стоянки на промежуточных станциях в кг	за время разгона в первые 10 мин. после стоянки в кг	натурного на измеритель 10 000 ткм брутто в кг	условного (7 000 ккал/кг) на измеритель 10 000 ткм брутто в кг	условного на измеритель 10 000 ткм брутто в кг	всего	за опыт				
1 500	119	17,85	100	0,86	21,6	5,6	8,0	27,3	3 200	45,7	55,8	500	0,67	6 600
1 546	119	18,4	124,5	2,6	19	6,77	9,68	27,3	3 700	53,5	63,55	700	0,77	6 600
1 546	101	15,6	124	6,9	21,6	7,96	11,35	27,7	3 700	53,5	63,55	700	0,77	6 600
1 446	101	14,6	119,5	4,3	22,5	8,19	11,7	27,7	3 700	53,5	63,55	650	0,77	6 600
1 446	119	17,2	128,5	7,8	6,95	7,48	10,7	27,7	3 700	53,5	63,55	700	0,77	6 600
1 456	119	17,3	92,8	1,7	6,9	5,37	7,68	27,7	3 700	53,5	63,55	700	0,77	6 600
1 456	101	14,7	119,3	1,7	9,2	8,13	11,6	27,7	3 700	53,5	63,55	650	0,77	6 600
1 626	101	16,4	130	2,6	20,8	7,39	10,55	27,7	3 700	53,5	63,55	800	0,77	6 600
Всего	—	132	938,6	28,5	124,6	7,11	10,15	27,5	6 900	49,2	59,35	5 000	0,725	—



Данные по расходу жидкого топлива по элементам при поездных испытаниях приведены в табл. 2 и на диаграмме фиг. 17.



Фиг. 17. Диаграмма распределения расхода жидкого топлива газогенераторным тепловозом ТЭ1:

1 — расход во время разгона; 2 — расход во время движения с поездом; 3 — расход в депо и до отправления поезда; 4 — расход во время стоянок

Таким образом расход условного топлива газогенераторными тепловозами ТЭ1 выше расхода условного топлива серийными тепловозами на 59%, но всё же он значительно ниже, чем у паровозов. Из этого вытекает, что для обслуживания наших линий, наряду с газогенераторными тепловозами должны строиться и развиваться тепловозы на жидком топливе.

Из этого также вытекает, что необходимость внедрения газогенераторных тепловозов оправдывается тем, что у них, по сравнению с паровозами, получается высокая экономия топлива и воды. Тепловозы на смешанном топливе могут получить более широкое применение, чем на жидком топливе. На том же жидком топливе, которое отпускают железнодорожному транспорту, можно эксплуатировать газогенераторных тепловозов в 3—3,5 раза больше, чем тепловозов только на жидком топливе.

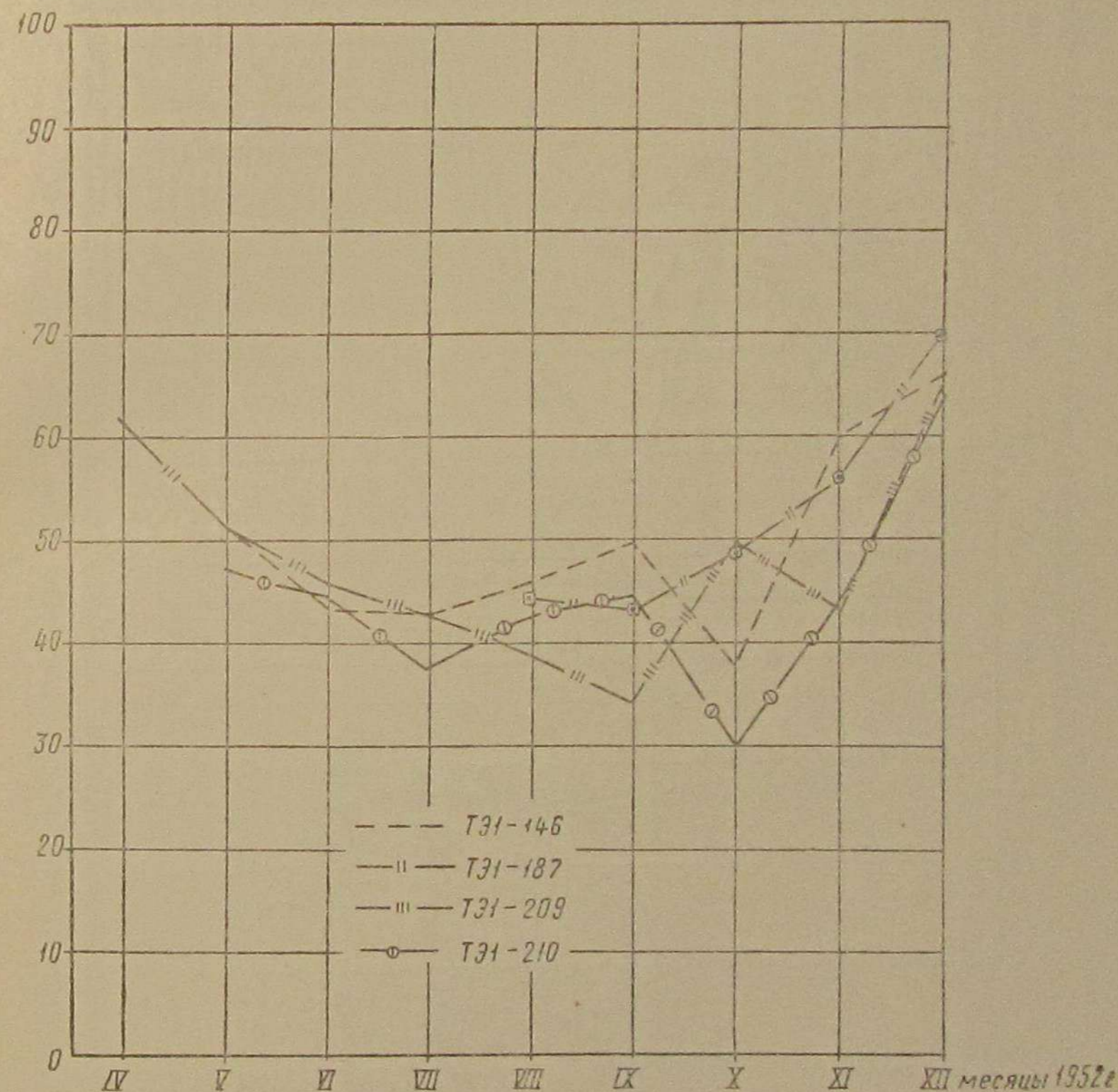
Расход топлива, полученный на этих тепловозах в эксплуатации, приведён на фиг. 18 и 19 и в табл. 3.

Касаясь работоспособности тепловозов, следует отметить, что несмотря на наличие сбоев в работе средние их пробеги приближались к серийным и общий средний расход условного топ-

лива по всем газогенераторным тепловозам в июле-августе 1952 г. составлял 63,5 кг на 10 000 ткм брутто, а расход жидкого топлива — 35—45% от расхода топлива серийными тепловозами

Повышенный расход жидкого топлива, полученный в эксплуатации, по сравнению с расходом топлива, полученного при испытаниях, объясняется, с одной стороны, условиями освоения газогенераторных тепловозов, а с другой — наблюдавшимися неполадками в системе силового оборудования (поломки привода колосниковой решётки, недоработки в системе регулирования и газоподачи и т. д.); наряду с этим повышенный расход топлива вызывался и условиями эксплуатации (резервные пробеги, вождение неполновесных составов).

в % от расхода серийными тепловозами



Фиг. 18. Расход жидкого топлива газогенераторными тепловозами в процентах от фактического расхода серийными тепловозами по месяцам 1952 г.

Таблица 3

Результаты работы газогенераторных и серийных тепловозов в одном из депо

Показатели	Серийные тепловозы (средние данные по депо)	Газогенераторные тепловозы					
		Итого по всем газогенераторным тепловозам	№ 146	№ 176	№ 187	№ 209	№ 210
Средний вес поезда брутто в т	1 043	1 185	1 135	1 235	1 247	1 180	1 210
Общий расход условного топлива на измеритель в кг	37,7	64,5	66,25	63	61,3	69,92	59,7
Расход условного жидкого топлива на измеритель в кг	37,7	16,0	17,25	13,6	16,6	14,72	16,2
Расход твёрдого условного топлива на измеритель в кг	—	48,5	49,0	49,4	44,7	55,2	43,5
% расхода жидкого топлива от фактического расхода серийными тепловозами	100	42,5	45,8	36,1	44	39,1	43,0

Данные по работе на этом участке паровозов серии Ш<sup>а</sup> до внедрения на нём тепловозов приведены в табл. 4.

Произведение  $Q_n^p \eta_k$  определяет собой количество полезного тепла в килокалориях, переданного паровозному котлу при сжигании 1 кг топлива данного сорта и марки. Технический эквивалент выражает собой долю тепла, получаемого паровозным котлом в паре при сжигании 1 кг условного (7 000 ккал/кг) топлива с к. п. д.  $\eta_k = 1,0$ . Условное топливо, определяемое по техническому эквиваленту, эквивалентно только теплу пара, а не теплу сожжённого топлива. Из изложенного вытекает, что технический эквивалент, а также и условное топливо, определяемое по его величине, не могут служить исходным параметром при сравнительной оценке тепловой эффективности различных локомотивов.

Сравнительная оценка тепловой эффективности в поездной службе различных локомотивов, а также и модернизационных мероприятий на одной и той же серии локомотивов может производиться только по удельному расходу тепла в килокалориях или по удельному расходу условного топлива, определяемого по калорийному эквиваленту, который определяется из отношения

$$\mathcal{E}_k = \frac{Q_n^p}{7\,000}.$$

Исходя из указанного в табл. 4 расход условного топлива приведён и в калорийном эквиваленте.

Величины расхода условного топлива в калорийном эквиваленте получены путём деления чисел, помещённых в строке 4, на величину  $\eta_k$ , равную 0,535.

Расчётная величина  $\eta_k$  определена нами следующим образом. Принимаем величину действующего технического эквивалента топлива марки АМ и расчётную калорийность того же топлива по руководящей таблице технических эквивалентов топлива:

$$\mathcal{E}_m = 0,512, Q_n^p = 6\,730 \text{ ккал/кг}.$$

Имея указанные данные, из приведённого выше уравнения, увязывающего технический топливный эквивалент, калорийность рабочего и условного топлива и к. п. д. котла определяем  $\eta_k$ :

$$\eta_k = \frac{\mathcal{E}_m \cdot 7\,000}{Q_n^p} = \frac{0,512 \cdot 7\,000}{6\,730} = 0,535.$$

Показатели по расходу условного (7 000 ккал/кг) топлива в калорийном эквиваленте на измеритель работы (10 000 ткм брутто) газогенераторными тепловозами по сравнению с паровозами серии Ш<sup>а</sup> и серийными тепловозами ТЭ1 иллюстрируются диаграммой на фиг. 20. Из приведённых на диаграмме данных видим, что в сравнимых размерностях паровоз расходует 340 кг условного топлива, газогенераторные тепловозы в эксплуатации расходовали 63,5 кг, при

испытаниях с поездами — 60 кг, а серийные тепловозы расходуют жидкого топлива в среднем 37 кг на 10 000 ткм брутто. По этим данным паровоз Ш<sup>а</sup>, в сравнении с газогенераторным тепловозом, расходует топлива больше в 5,65—5,35 раза.

Топливную эффективность газогенераторных тепловозов можно представить и в другом виде. На плече 110 км с поездом весом 1 500 т, включая деповские манёвры и горячий резерв, газогенераторные тепловозы расходуют в среднем только 860 кг антрацита и 120 кг дизельного топлива, паровоз 6 000 кг угля, а тепловоз на жидком топливе — 425 кг дизельного топлива.

При раздельном использовании на серийном тепловозе ТЭ1 и паровозе серии Ш<sup>а</sup> топлива, расходуемого газогенераторным тепловозом, произведённая эксплуатационная работа была бы в 2,4 раза меньше, чем работа, выполненная газогенераторным тепловозом.

Средним эксплуатационным к. п. д.  $Y_k$  учитывается полный расход топлива от выхода до возвращения тепловоза в основное депо на ремонт. К. п. д. газогенераторного тепловоза примерно можно определить из соотношения удельных расходов условного топлива на измеритель и средней рабочей величины  $Y_k$  тепловоза серии ТЭ1. Средняя величина  $Y_k$  в поездной службе реализуется в пределах 25—26% вместо 27—28% «парадных» (см. паспорт ТЭ1). Средний удельный расход условного топлива по серийным тепловозам в депо получен равным 37 кг, а по газогенераторным тепловозам 60—63,5 кг. Отсюда получаем

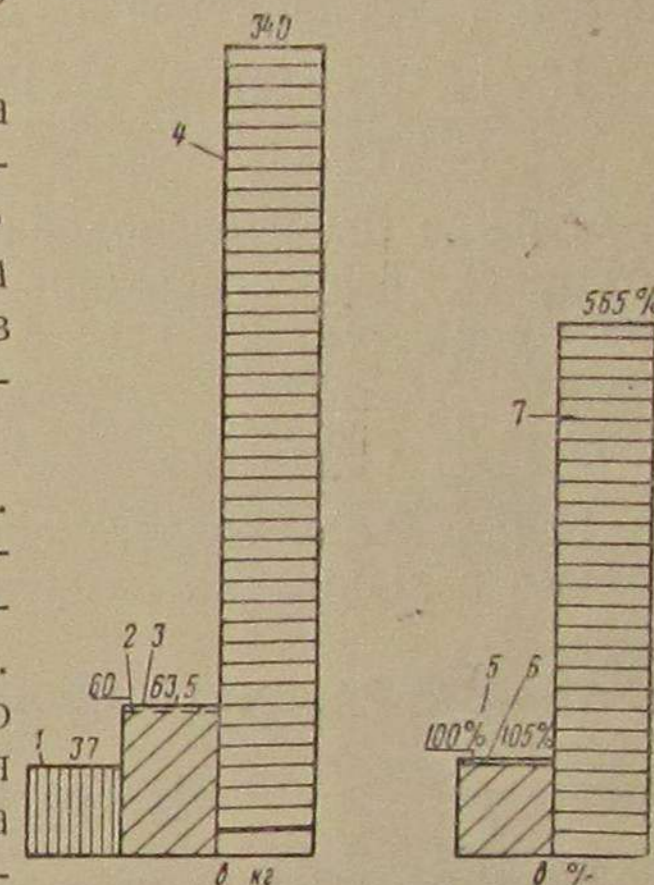
$$Y_k = \frac{37 \cdot 25}{60} = 15,4\%$$

или

$$Y_k = \frac{37 \cdot 25}{63,5} = 14,6\%.$$

Величина  $Y_k$ , подсчитанная по средней мощности, реализованной в поездных испытаниях, получилась равной 15,6%.

Оба принятых метода для определения  $Y_k$  фактически дали равные результаты. На полной мощности  $Y_k$  получается в пределах 19%.



Фиг. 20. Диаграмма расхода условного топлива (7 000 ккал/кг) на измеритель работы (10 000 ткм брутто) тепловозами и паровозами:

1—тепловоз ТЭ1 (эксплуатация, VII—VIII 1952 г.); 2—газогенераторный тепловоз (испытания, X 1952 г.); 3—газогенераторный тепловоз (эксплуатация, VII—VIII 1952 г.); 4—паровоз Ш<sup>а</sup> (VII—VIII 1948 г.); 5—газогенераторный тепловоз (испытания); 6—газогенераторный тепловоз (эксплуатация); 7—паровоз серии Ш<sup>а</sup>.

#### 4. Расход воды газогенераторными тепловозами

При испытаниях газогенераторного тепловоза ТЭ1-210 было израсходовано воды 5000 л на выполнение этим тепловозом работы  $132 \cdot 10^4$  ткм.

Для выполнения такой же работы паровоз израсходовал бы условного топлива  $B = 132 \cdot 340$  кг, а в килокалориях —  $132 \times 340 \cdot 7000$  ккал.

При израсходовании такого количества тепла должно быть получено пара теплосодержанием 724,7 ккал/кг (при давлении 14 ат и температуре перегрева пара 300°С)

$$\frac{132 \cdot 340 \cdot 7000 \eta_k}{724,7 - 15} = \frac{132 \cdot 340 \cdot 7000 \cdot 0,535}{709,7} = 240000 \text{ кг,}$$

т. е. было бы израсходовано 240 м<sup>3</sup> воды вместо 5 м<sup>3</sup>, израсходованных газогенераторным тепловозом. Таким образом паровоз расходует воды больше газогенераторного тепловоза в  $\frac{240}{5} = 48$  раз.

Набор воды газогенераторными тепловозами производится только в депо-пунктах через 400—500 км пробега.

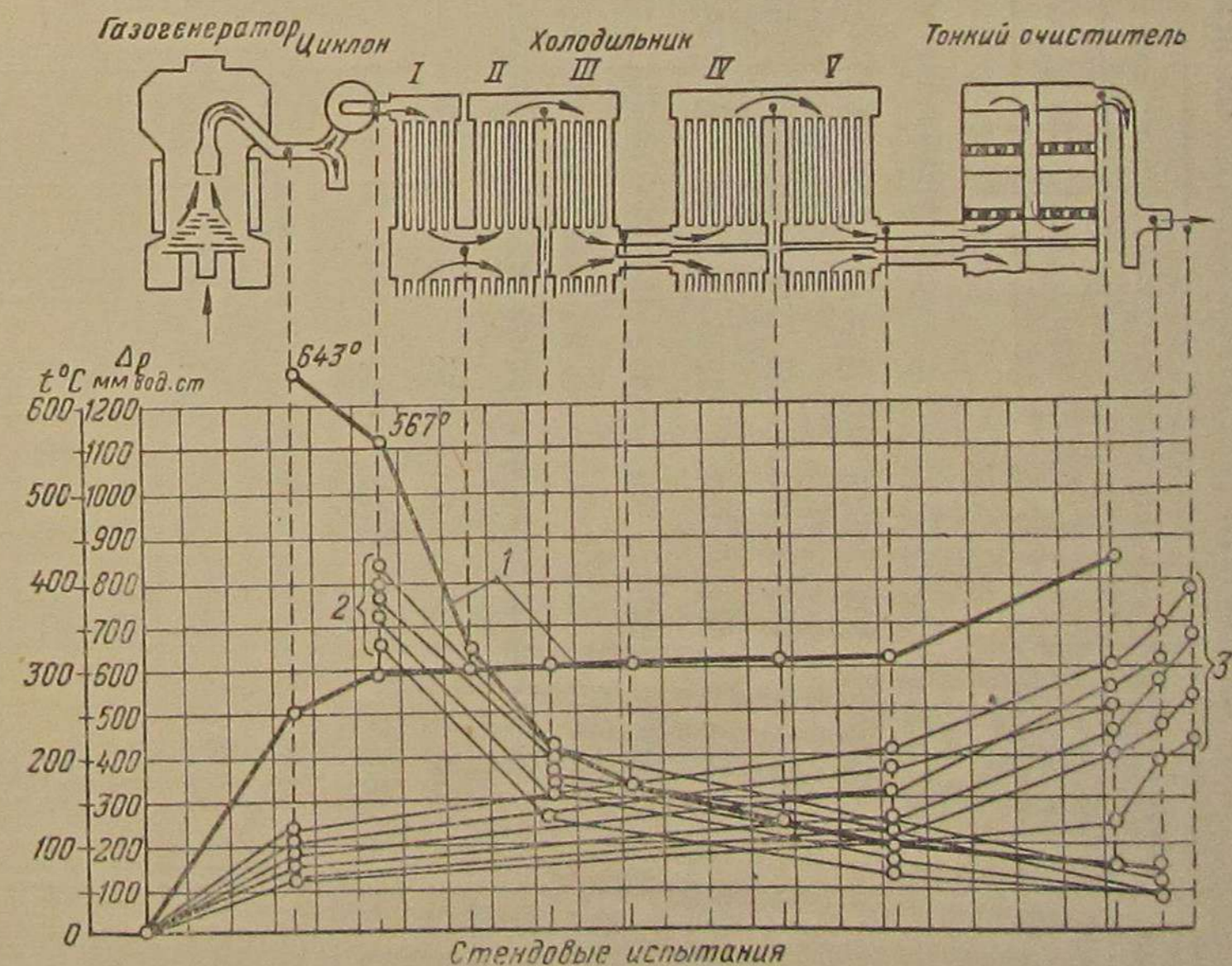
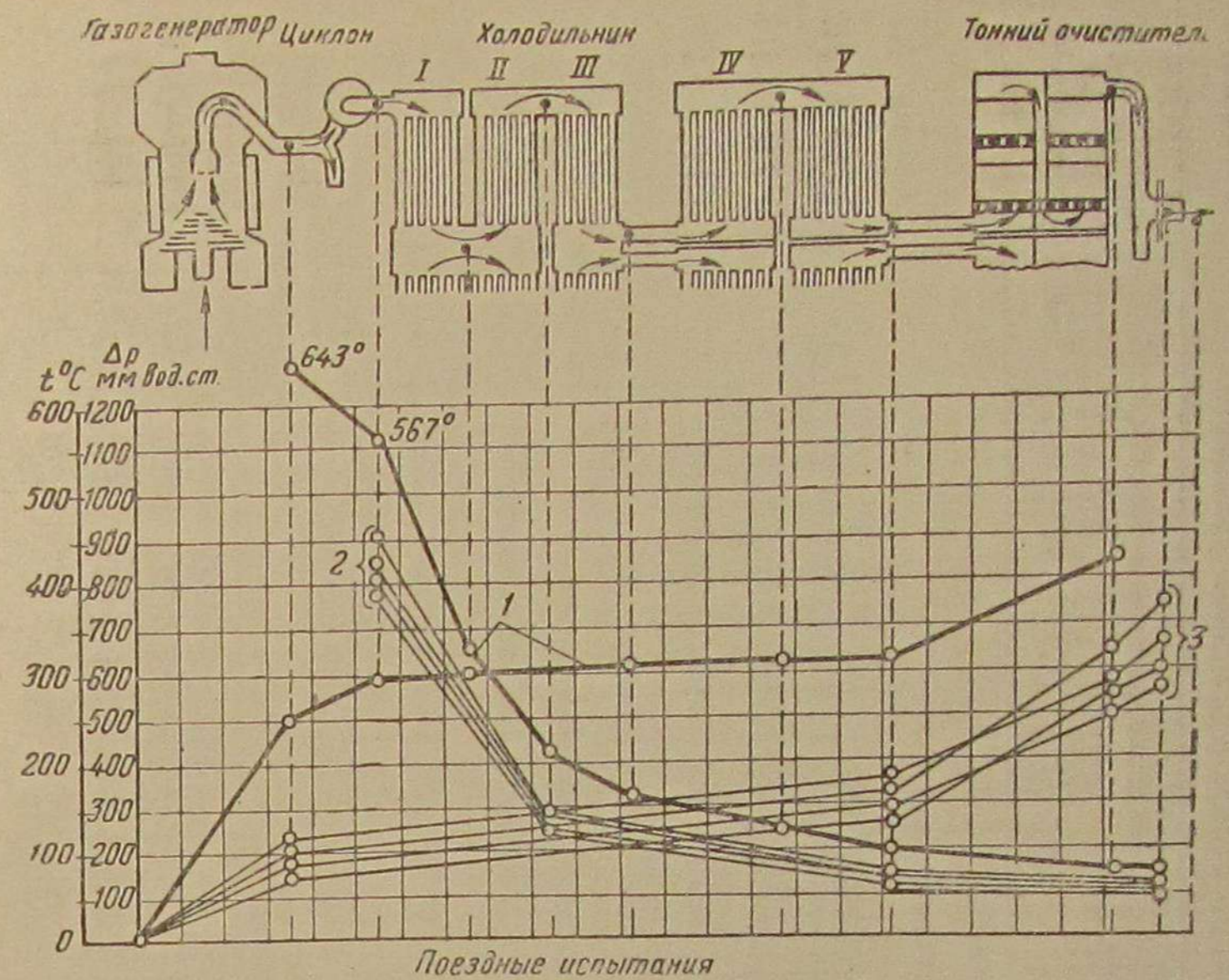
#### V. АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГАЗОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ

##### 1. Результаты испытаний

При реостатных и поездных испытаниях газогенераторного тепловоза № 210 (20/IX—8/X 1952 г.) производились следующие измерения: состав генераторного газа, давление и температура воздуха и газа по элементам газо-воздушного тракта, температура паро-воздушной смеси. Кроме того, в поездных испытаниях замерялся расход твёрдого топлива, воды, выход шлаков и уноса, задержанного в первой ступени очистки (циклоны).

В табл. 5 и на фиг. 21 приведены сводные данные реостатных и поездных испытаний. На фиг. 21 данные по температурам и перепаду давлений в тракте для разных нагрузок двигателя представлены графически. Над кривыми перепада температур расположена однолинейная схема газогенераторной установки с указанием точек замера. Верхние кривые соответствуют расчётным величинам для полной мощности, развиваемой двигателем на газе (1000 л. с., расход газа 1400 м<sup>3</sup>/час); кривые, расположенные ниже, — величинам, полученным при реостатных и поездных испытаниях. Из приведённых данных можно сделать следующие выводы.

1. В реостатных испытаниях при температуре наружного воздуха 24°С и температуре газа за циклонами (на входе в первую секцию холодильника) 330—420°С температура газа во всасывающей трубке двигателя не превышала 48—49°С. В поездных испытаниях максимальная температура газа перед двигателем составила 47°С,



Фиг. 21. Охлаждение газа и гидравлические потери по газовому тракту, полученные в поездных и стендовых испытаниях:

1—расчётные кривые (полная мощность на одном газе); 2—кривые охлаждения газа; 3—кривые гидравлических потерь

Результаты реостатных и поездных испытаний газогенераторной установки

Таблица 5

Номер опыта или положение рукоятки контроллера $n_k$	Средняя мощ- ность на клеммах гене- ратора в $kвт$	Сопротивление участков в мм вод. ст.						Температура газа в воздухе в °C						Теплотворность газа $Q_H$ в $ккал/мм^3$						
		$\Delta p_1$		$\Delta p_2$		$\Delta p_3$		$\Delta p_4$		$\Delta p_5$		$\Delta p_6$			$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$	$t_6$
		$\Delta p_1$	$\Delta p_2$	$\Delta p_3$	$\Delta p_4$	$\Delta p_5$	$\Delta p_6$	$t_1$	$t_2$	$t_3$	$t_4$	$t_5$	$t_6$							
5	303	136	68	142,6	246,6	388	428	380	155	100	48,5	50,5	56,6	1110—1222						
6	395	160,5	103,5	144	408	464	516	328	125	70	47,5	50,5	62	1098—1218						
7	455,5	204	122,5	176,5	503	572	646	394	175	110,7	43,5	61	55	1092—1108						
8	535	240	149,5	208	597,5	688	740	390	170	108	42	64	55	1141—1235						

Реостатные испытания

Реостатные испытания с отключёнными II и III секциями холодильника

5	320	136	95	136	367	408	—	390	180	84,5	52	—	61,5	—
7	484	194	122	227	544	613	—	415	210	107	56	—	64	—

Поездные испытания

1п	394	177	109	211	497	562	—	388	125	73,4	45	50	63	1037—1140
2п	371	218	130	233	571	660	—	398	130	72,5	42	50,6	65	1183—1236
3п	485	211	134,5	253	599	665	—	455	130	56,0	40	52	65	1108—1193
4п	490	177	114	253	544	715	—	404	140	—	41,5	49	64	992—1319

5п	436	156,5	117	270	543,5	599	—	450	130	—	38	43	65	1162—1208
6п	534	191	126,5	302	619,5	707	—	417	130	—	41	44	64	1125
7п	439	181	136	305	626	694	—	415	120	—	38	46	64,5	—
8п	468	191	128	314	633	749	—	417	140	—	45,5	51	63,8	1115—1161

Примечание.

$\Delta p_1$ —перепад давления по газогенератору;

$\Delta p_2$  » » » всем холодильникам, включая циклоны;

$\Delta p_3$  » » » тонким фильтрам;

$\Delta p_4$  » » » тендеру;

$\Delta p_5$  » » между воздушной и газовой магистралями тепловоза;

$\Delta p_6$  » » от нагнетательного патрубка турбовоздуходувки до газосасывающего патрубка двигателя;

$t_1$ — температура газа за циклонами;

$t_2$  » » » III секцией холодильника;

$t_3$  » » » холодильниками;

$t_4$  » » » перед двигателем;

$t_5$  » » » воздуха в нагнетательном патрубке турбовоздуходувки;

$t_6$  » » » паро-воздушной смеси.

находясь обычно на уровне 40—45°C. В период всех испытаний температура газа перед двигателем была ниже температуры воздуха после турбовоздуходувки. Принятая схема и конструкция охлаждающих устройств обеспечивает удовлетворительное охлаждение газа.

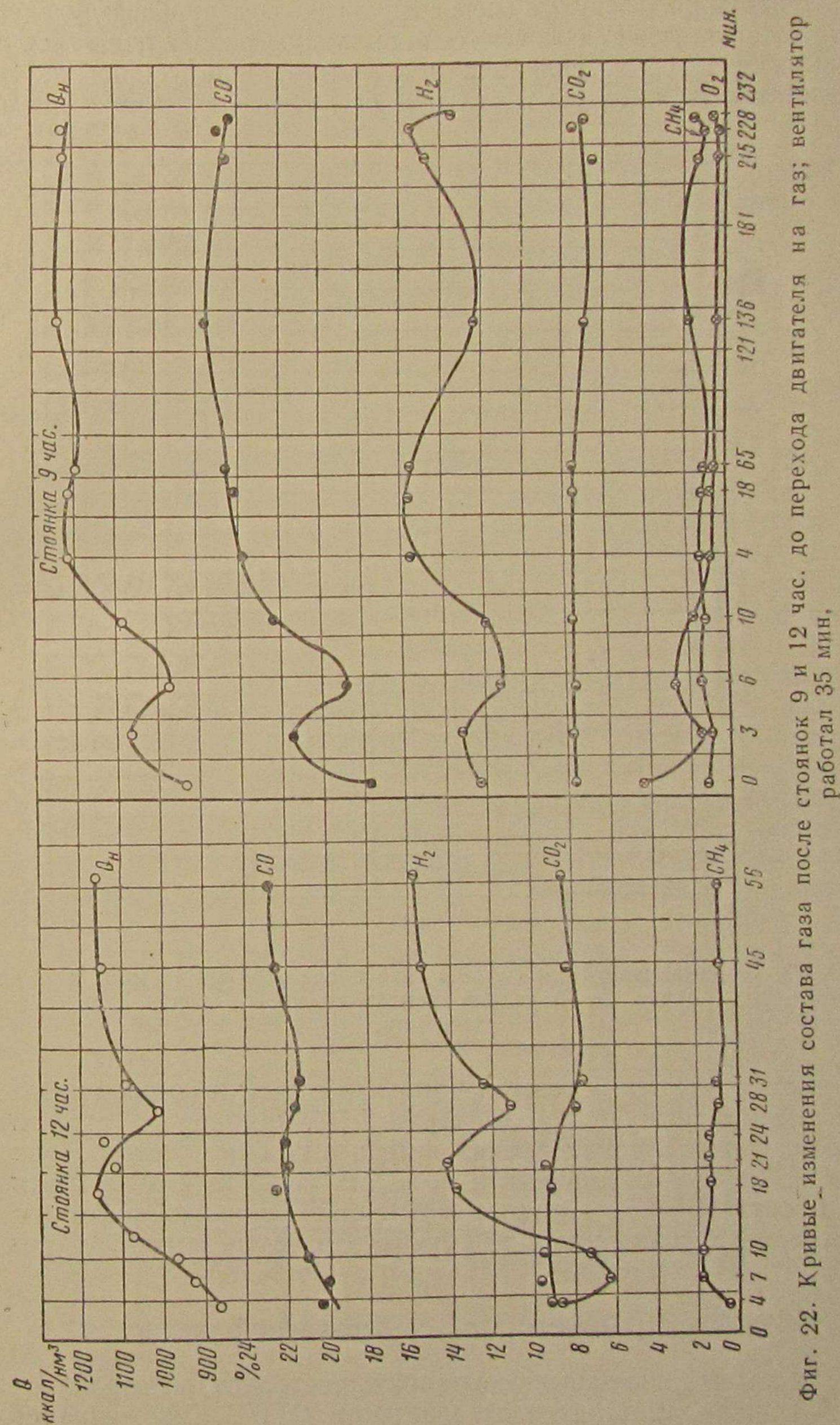
2. При отключении II и III секций холодильника, т. е. при выключении 24% всей поверхности охлаждения, температура газа на выходе из газогенераторного тендера повысилась всего на 6—8°C. При этом у двигателя температура газа не превышала 52—56°C. Следовательно, охлаждающая система, применяемая на газогенераторных тепловозах серии ТЭ1, имеет существенные резервы.

3. Теплотворность газа при установившемся режиме обычно поддерживалась в пределах 1000—1300 ккал/нм<sup>3</sup>. Таким образом, теплотворность газа при установившемся режиме поддерживалась на удовлетворительном уровне.

4. После стоянок при переходе двигателя на газ имеет место постепенное увеличение теплотворности газа. Обычно в момент включения двигателя на газ его теплотворность составляет 800—900 ккал/нм<sup>3</sup> и лишь через 10—14 мин. повышается до 1100—1200 ккал/нм<sup>3</sup>. В этот разгонный период, когда при трогании поезда с места двигатель должен развивать большую мощность, газогенератор в первые минуты ещё не обеспечивает высококалорийного газа; вследствие указанной тепловой инерции газогенератора в разгонный период имеет место повышенный расход жидкого топлива.

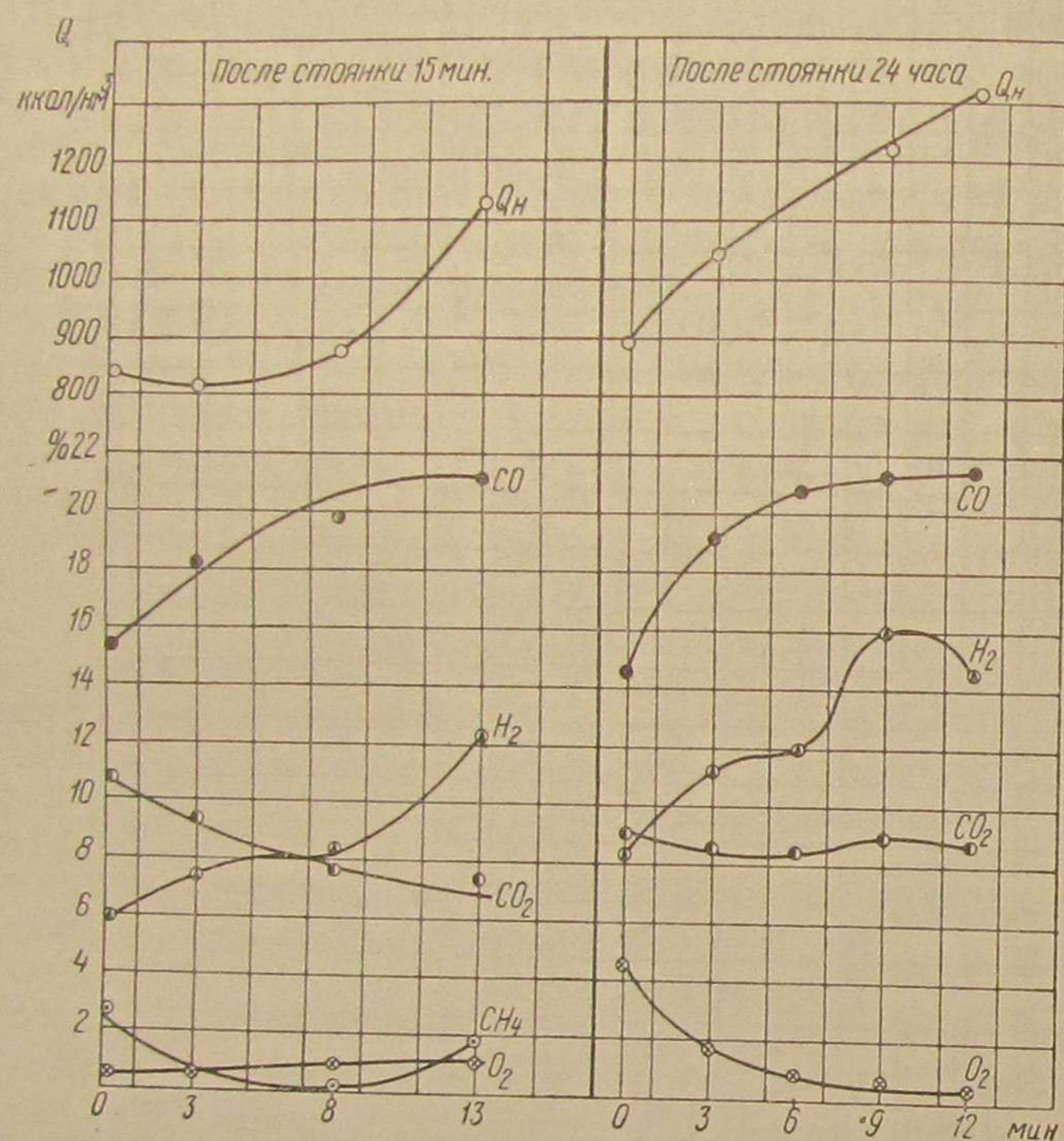
Как видно из графиков, представленных на фиг. 22 и 23, продолжительность периода стабилизации качества газа практически мало зависит от продолжительности простоя. Так, после простоя тепловоза в горячем состоянии в течение 12 час. (из них 35 мин. перед подачей газа двигателю работал вентилятор розжига) генераторный газ теплотворностью 956 ккал/нм<sup>3</sup> был получен через 8 мин. и 1161 ккал/нм<sup>3</sup> — через 16 мин. после начала совместной работы двигателя и газогенератора. После простоя газогенератора в течение 15 мин. теплотворность газа 1125 ккал/нм<sup>3</sup> была достигнута без предварительного включения вентилятора через 13 мин. совместной работы двигателя и газогенератора (фиг. 23). Как показывает эксплуатационный опыт, на продолжительность периода стабилизации решающее влияние оказывает паровое дутьё; при наличии пара в дутьё период стабилизации газа сокращается.

5. Суммарные гидравлические потери в газо-воздушном тракте при нормальном состоянии газогенераторной установки (см. фиг. 21) зависят от расхода газа, следовательно, от мощности двигателя, развиваемой при работе его на газе. Наибольшие гидравлические сопротивления газогенераторной системы получены в опыте № 8п и были равны 749 мм вод. ст., что ниже расчётных потерь на 100 мм вод. ст. Однако несмотря на то, что расчётные гидравлические потери в реостатных и поездных испытаниях не достигались, следует отметить, что повышение гидравлических сопротивлений системы



Фиг. 22. Кривые изменения состава газа после стоянок 9 и 12 час. до перехода двигателя на газ; вентилятор работал 35 мин.

приводит к ухудшению работы двигателя. Принятая схема питания газогенератора воздухом непосредственно от турбовоздуховки двигателя не может обеспечить нормальную работу двигателя при повышенных сопротивлениях газогенераторной установки. Этот недостаток не имел бы места при отдельном источнике питания



Фиг. 23. Кривые изменения состава газа после стоянок 15 мин. и 24 часа. В последнем случае до перехода двигателя на газ вентилятор работал 40 мин.

воздухом двигателя и газогенератора. В схеме, по которой работают газогенераторные тепловозы серии ТЭ1, необходимо стремиться к сокращению гидравлических потерь в газо-воздушном тракте.

6. В период реостатных и поездных испытаний (с 24 сентября по 8 октября 1952 г.) газогенераторная установка работала без перезарядки; шлакоудаление осуществлялось механической решёткой.

## 2. Тепловой баланс газогенераторной установки

Реостатные и поездные испытания проводились на антраците сорта АМ треста «Шахтантрацит» шахты им. ОГПУ. Снабжение топли-

вом производилось без предварительного отсева мелочи и пыли. Состав топлива, шлаков и уноса характеризуется данными табл. 6.

Таблица 6

Состав топлива в % по весу

Наименование пробы	$w^p$	$w^c$	$A^a$	$S^a$	$S^l$	$C^a$	$H^a$	$O^a$	$V^a$	$Q^b$ в ккал/кг
Уголь АМ . . .	3,44	2,03	13,03	3,51	3,31	78,61	1,41	1,61	3,03	6829
Унос* . . .	—	1,00	24,07	5,76	5,36	68,32	1,08	0,17	3,42	6063
Шлак . . .	—	0,11	83,87	1,23	—	—	—	—	1,42	1277

\* Пробы на унос топлива из газогенератора отбирались в циклонных очистителях.

За время опытных поездок общей продолжительностью 72 ч. 7 м. (вместе с простоями в основном и оборотных депо) получены следующие расходные показатели: расход антрацита 6 900 кг; расход воды 5 000 кг, в том числе на стоянках в основном и оборотных депо 950 кг; выход шлака 964 кг, задержано уноса 59 кг; потери угля при шуровках в основном и оборотных депо составили за все поездки около 200 кг.

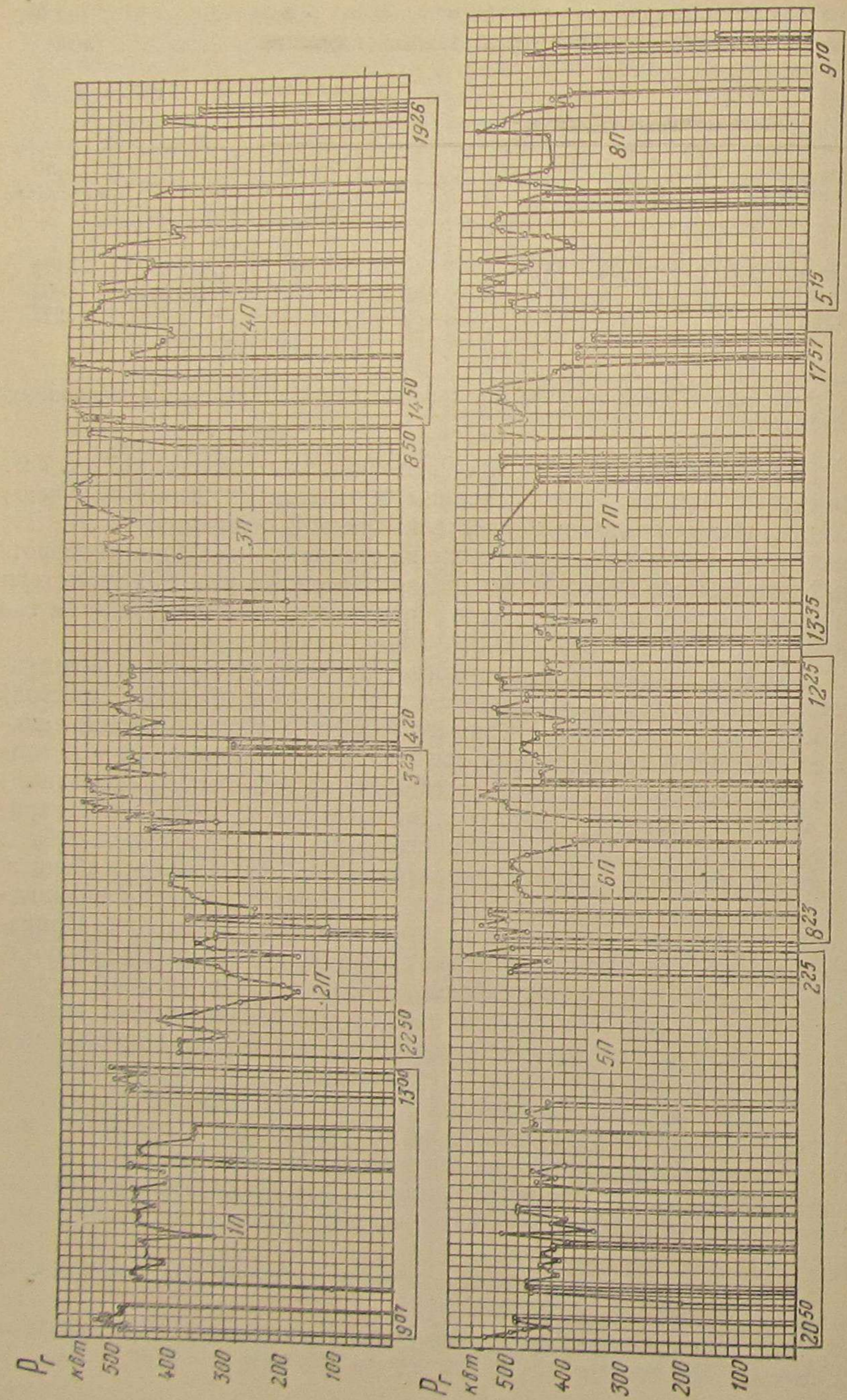
Для определения к. п. д. газогенераторной установки в эксплуатационной службе (непосредственно в работе и с учётом простоя) необходимо оценить долю рабочего времени в общей продолжительности пребывания газогенератора в горячем состоянии, расход топлива на стоянках и средний состав газа за весь период испытаний.

Продолжительность собственно рабочего времени газогенератора получена из непосредственного учёта. Баланс времени работы газогенератора представлен на графиках фиг. 24, где по оси абсцисс отложено время, а по оси ординат — мощность, которая развивалась двигателем в различные периоды поездных испытаний. Приведённый график иллюстрирует два основных положения: во-первых, резко переменный режим работы тепловоза в эксплуатации, а следовательно, и соответствующий переменный режим расхода газа и, во-вторых, сравнительно небольшую долю рабочего времени газогенератора в общем времени пребывания его в горячем состоянии. За время поездных испытаний продолжительностью 72 ч. 7 м. газогенератор работал совместно с двигателем 24 ч. 51 м., что составляет 34,5% общего времени поездных испытаний.

Для определения теплового баланса и к. п. д. газогенераторной установки в соответствии с материалами поездных испытаний принимаем:

а) суммарная продолжительность периода работы газогенератора совместно с двигателем 24 ч. 51 м.;

б) суммарная продолжительность периода простоя газогенератора в горячем состоянии 47 ч. 16 м.;



Фиг. 24. График баланса времени работы газогенераторного тепловоза ТЭ1-210 при поездных испытаниях

в) форсировка газогенератора в период простоя на естественной тяге (по аналогии с промышленными печами)  $20 \text{ кг/м}^2 \text{ час}$ ;  
 г) температура газа на выходе из газогенератора (средняя температура за циклонами, полученная в поездных испытаниях, с поправкой на охлаждение в циклонах)  $545^\circ\text{C}$ ;

д) средний состав газа за время совместной работы двигателя и газогенератора:  $\text{CO}_2 = 7,5\%$ ,  $\text{O}_2 = 0,8\%$ ,  $\text{CO} = 23,1\%$ ,  $\text{H}_2 = 13,6\%$ ,  $\text{CH}_4 = 1,1\%$ ,  $\text{N}_2 = 53,9\%$ ,  $Q_n = 1150 \text{ ккал/нм}^3$ , теплоёмкость газа данного состава  $C_p = 0,3156 \text{ ккал/нм}^3$ ;

е) к. п. д. циклонов (по материалам испытаний 1950 г. и эксплуатационным данным за период май — сентябрь 1952 г.)  $65\%$ ;

ж) содержание влаги в газе при средней температуре газа перед двигателем за период поездных испытаний  $42^\circ\text{C}$  и насыщении газа парами воды  $70,8 \text{ г/нм}^3$ .

К. п. д. и тепловой баланс газогенераторной установки рассчитываем для периода совместной работы газогенератора с двигателем ( $\eta_n$  — к. п. д. в поездной работе) и для всего периода пребывания газогенератора в горячем состоянии ( $\eta_y$  — к. п. д. эксплуатационный).

Расход топлива на стоянках составил  $G_{ст} = 20 \cdot 1,13 \cdot 47,26 = 1070 \text{ кг}$ , где  $1,13$  — площадь поперечного сечения шахты газогенератора в  $\text{м}^2$ .

Расход топлива при совместной работе газогенератора с двигателем  $G_n = 6900 - 1070 = 5830 \text{ кг}$ .

В приводимом ниже расчёте обозначаем:  $q_1$  — химическое тепло газа;  $q_2$  — физическое тепло газа;  $q_3 + q_4$  — потери тепла с механическим уносом и шлаками;  $q_5$  — потери тепла газогенератором в окружающую среду;  $q_6$  — потери тепла на образование и перегрев части пара, неразложившегося в газогенераторе.

Расчёт ведётся на  $1 \text{ кг}$  газифицируемого топлива. Для определения выхода газа из  $1 \text{ кг}$  газифицируемого топлива и потерь тепла с неразложившимся паром найдём расход пара на паровоздушное дутьё в соответствии с фактически полученным средним составом газа и рабочим топливом:

$$G_{\text{H}_2\text{O}}^v = \frac{18(\text{H}_2 + 2\text{CH}_4)}{22,4 \cdot 100} = \frac{18(13,6 + 2 \cdot 1,1)}{22,4 \cdot 100} = 0,127 \text{ кг/нм}^3 \text{ газа.}$$

Из топлива влага используется в количестве

$$G_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{W^p + 9H^p}{100}.$$

Определим  $H^p$

$$A^p = A^a - \frac{100 - W^p}{100 - W^a};$$

$$A^p = 13,03 - \frac{100 - 3,44}{100 - 2,03} \approx 12,05\%.$$

Балласт

$$B = A^p + W^p = 12,05 + 3,44 = 15,49\%$$

$$H^p = H^a - \frac{100 - B}{100} = 1,41 - \frac{100 - 15,49}{100} = 1,19\%$$

$$G_{H_2O} = \frac{3,44 + 9 \cdot 1,19}{100} = 0,141 \text{ кг/кг топлива.}$$

Выход газа полученного состава из 1 кг рабочего топлива будет

$$U_d = \frac{1,867(C^p - C^n)}{CO + CO_2 + CH_4} \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

$$C^p = C^a \frac{100 - W^p}{100 - W^a} = 78,61 \frac{100 - 3,44}{100 - 2,03} = 77,4\%$$

Потери тепла в шлаках и уносе, отнесённые ко всему израсходованному топливу, составят

$$q_3 + q_4 = \frac{1\,277 \cdot 964 + 6\,063 \frac{59}{0,65}}{6\,900 \cdot 6\,599} 100 \approx 3,9\%$$

Здесь  $6\,599 = Q_p$  — низшая теплотворность антрацита в ккал/кг.

Потери, отнесённые к углероду топлива, соответственно будут

$$C^n = \frac{3,9}{0,774} \approx 5\%$$

$$U_d = \frac{1,867(77,4 - 5)}{23,1 + 7,5 + 1,1} = 4,25 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Потери тепла в шлаках и уносе, отнесённые к топливу, израсходованному в поездной работе, составят

$$q_3 + q_4 = 4,6\%$$

Расход воды для получения необходимого количества водорода и метана в газе равен

$$G_{H_2O} = G_{H_2O}^v U_d = 0,127 \cdot 4,25 = 0,535 \text{ кг/кг.}$$

Из этого количества за счёт присадки внешнего пара необходимо подать

$$0,535 - 0,141 = 0,394 \text{ кг/кг.}$$

Общий расход воды за период совместной работы газогенератора с двигателем был равен

$$5\,000 - 950 = 4\,050 \text{ кг,}$$

что соответствует расходу воды на 1 кг газифицированного топлива

$$\frac{4\,050}{5\,830} = 0,696 \text{ кг/кг.}$$

Расход воды, не разложившейся в газогенераторе, будет

$$0,696 - 0,394 = 0,302 \text{ кг/кг.}$$

При температуре газа на выходе из газогенератора  $545^\circ\text{C}$  потери тепла с паром при температуре питательной воды  $20^\circ\text{C}$  будут

$$Q_6 = G_{H_2O} (i_n - t_d) = 0,302 (856 - 20) = 252 \text{ ккал/кг,}$$

или

$$q_6 = \frac{Q_6}{Q_p} 100 = \frac{252}{6\,599} 100 \approx 3,8\%$$

Потери физического тепла газа составят:

$$Q_2 = U_d c_p (t_1 - t_5) = 4,25 \cdot 0,3156 (545 - 42) = 675 \text{ ккал/кг,}$$

или

$$q_2 = \frac{675}{6\,599} 100 = 10,3\%$$

Потери топлива при шуровках в основном и обратном депо:

а) по отношению ко всему израсходованному топливу

$$\frac{200}{6\,900} 100 = 2,9\%;$$

б) по отношению к топливу, израсходованному в поездной работе

$$\frac{200}{5\,830} 100 = 3,44\%$$

К. п. д. газогенераторной установки в поездной работе (на сухой газ)

$$\eta_n = \frac{Q^{хим} + Q^{физ}}{Q_n},$$

где  $Q^{хим}$  — химическое тепло газа, полученного из 1 кг газифицированного топлива;

$Q^{физ}$  — физическое тепло, вносимое в двигатель с газом, полученным из 1 кг топлива;

$Q_n$  — теплотворность рабочего топлива;

$$Q^{хим} = 4,25 \cdot 1\,150 = 4\,900 \text{ ккал/кг;}$$

$$Q^{физ} = U_d c_p t_5 = 4,25 \cdot 0,3156 \cdot 42 = 56 \text{ ккал/кг;}$$



$$\eta_n = \frac{4900 + 56}{6599} = 0,754; \eta_n = 75,4\%$$

Таким образом, тепловой баланс газогенераторной установки в поездной работе будет следующим (в процентах):

$q_1$ — полезно использованное тепло . . . . .	75,4
$q_2$ — потери при охлаждении газа . . . . .	10,3
$q_3 + q_4$ — потери с уносом, шлаком и провалом при шуровках (округлённо) . . . . .	8,0
$q_5$ — потери с неразложившимся паром . . . . .	3,8
	97,5

Остаточный член баланса

$$q_5 = 100 - 97,5 = 2,5\%$$

характеризует потери тепла газогенератором в окружающую среду, а также неучтённые потери.

Эксплуатационный к. п. д.  $\eta_o$  газогенераторной установки будет ниже поездного и составит

$$\eta_o = \eta_n \frac{G_n}{G_o} = 75,4 \frac{5830}{6900} = 63,7\%$$

Составляющие теплового баланса газогенераторной установки в эксплуатации будут следующими (в процентах):

Полезно использованное тепло . . . . .	63,7
Потери при простоях в оборотных и основном депо . . . . .	15,5
Потери с уносом, шлаком и при шуровках . . . . .	6,8
Потери при охлаждении газа . . . . .	8,7
Потери с неразложившимся паром . . . . .	3,2
Потери газогенератором в окружающую среду и неучтённые потери . . . . .	2,1
	100

Следует иметь в виду, что приведённый эксплуатационный к. п. д. является лишь относительной характеристикой экономичности газогенераторной установки, так как расход твёрдого топлива на стоянках не замерялся, а принят по аналогии с промышленными печами.

В силу того что разрежение в газогенераторе при естественной тяге значительно ниже разрежений, имеющих место в промышленных печах, может оказаться, что принятый для газогенератора стояночный расход твёрдого топлива несколько завышен, вследствие чего будет занижен  $\eta_o$ .

## VI. ВЫВОДЫ

Эксплуатация газогенераторных тепловозов на линии и результаты, полученные при тягово-эксплуатационных испытаниях, показывают, что:

а) газогенераторные тепловозы могут выполнять графиковую работу с теми же эксплуатационными показателями, с какими выполняют работу серийные тепловозы;

б) из общего расхода условного топлива 60 кг на 10 000 ткм брутто газогенераторные тепловозы расходуют 17% жидкого топлива и 83% антрацита;

в) расход жидкого топлива на газогенераторных тепловозах может составлять 25—27% от расхода серийными тепловозами;

г) воды расходуется примерно 0,7 л на 1 кг сожжённого твёрдого топлива;

д) в сравнении с паровозами, работавшими на том же участке, газогенераторные тепловозы расходуют топлива в 5,65 раза меньше, а воды — в 48 раз меньше; пробеги между экипировками по топливу достигают 500 — 550 км;

е) на суммарном количестве сжигаемого жидкого и твёрдого топлива газогенераторные тепловозы выполняют работу в 2,4 раза большую, чем могут выполнять (в сумме) отдельно серийные тепловозы на жидком топливе, а паровозы на твёрдом топливе;

ж) вместе с тем в обычной эксплуатации газогенераторные тепловозы расходуют жидкого топлива на 25—40% больше, чем было получено при испытаниях, что объясняется наблюдавшимися неполадками в системе силового оборудования.

Опыт эксплуатации газогенераторных тепловозов и проведённые испытания позволили выявить наряду с положительными показателями ряд недостатков по рабочему процессу и конструкции узлов.

Параметры рабочего процесса ( $t_y, t_k, p_z$ ) дизеля на смешанном топливе при работе на полной мощности превышают установленные параметры для этого же дизеля при работе на жидком топливе. При устойчивом протекании процесса несколько повышенные параметры не вызывают повреждений деталей или перебоев в работе тепловоза.

Однако в эксплуатации встречаются эпизодические нарушения теплового процесса всей силовой установки вследствие недогрузки отдельных цилиндров двигателя и перегрузки остальных (особенно на холодном двигателе) после длительных стоянок в депо, увеличения сопротивлений газогенераторной установки из-за усиленного шлакования или засорения газового тракта, плохого качества газа в периоды разгона после стоянки или недостатка парового дутья, утечек газа или воздуха и др. При указанных нарушениях процесса из-за перегрузки отдельных цилиндров и уменьшения коэффициента избытка воздуха при повышенных присадках жидкого топлива наблюдаются высокие температуры отработавших газов по цилиндрам двигателя, что приводит к повреждениям поршней.

Двигатель на смешанном топливе работает неустойчиво на малых нагрузках при мощностях ниже 25% номинальной. При этом наблюдается большая разница в нагрузках между отдельными цилиндрами, а также горение газо-воздушной смеси в период всасывания.

Конструкция некоторых узлов ещё не обеспечивает достаточно надёжной их работы в процессе длительной эксплуатации. К ним относятся органы распределения воздуха и газа, запорные клапаны,

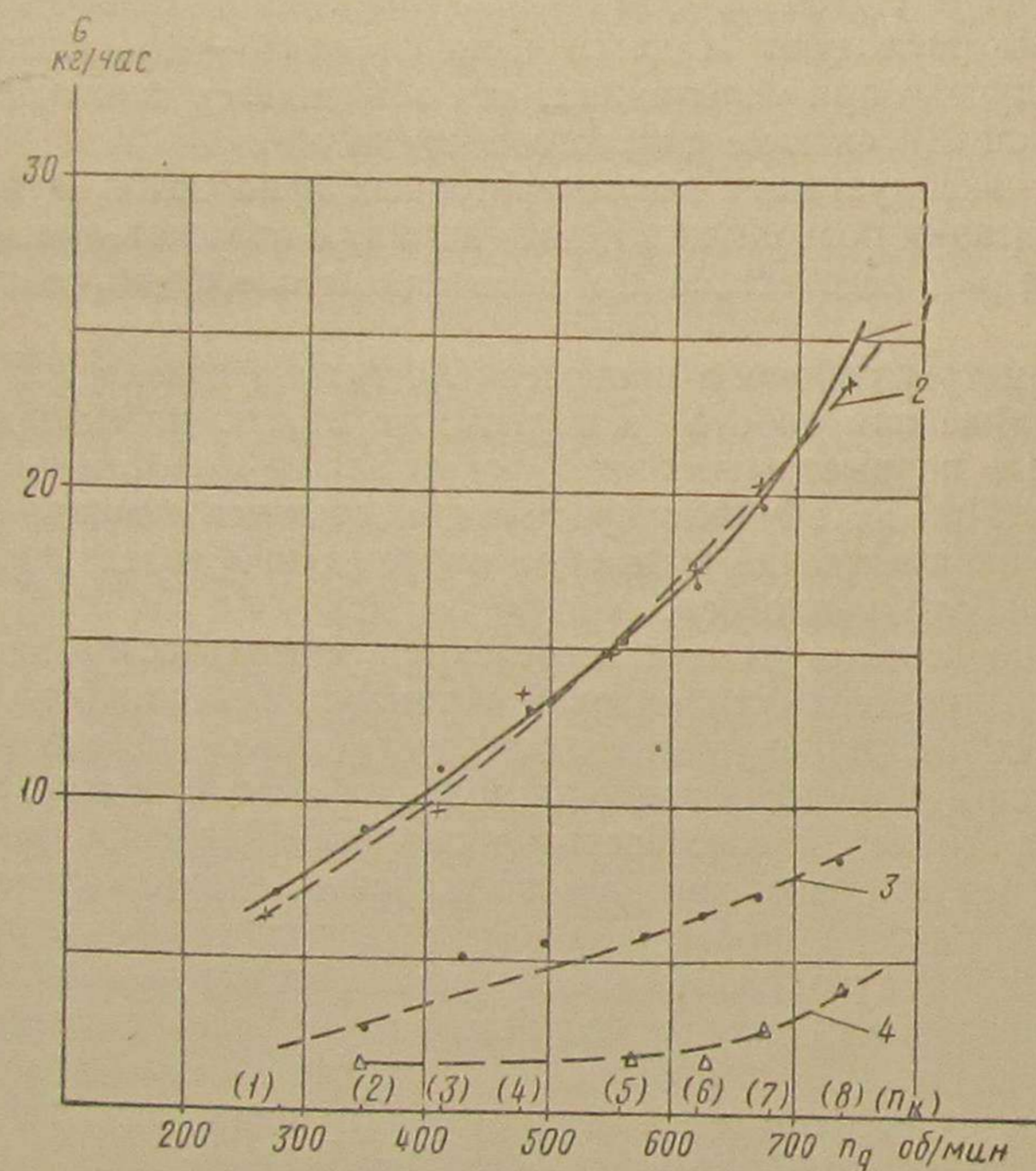
«свеча» и система регулирования подачи газа в двигатель и по цилиндрам, система автоматического регулирования паро-воздушной смеси, привод колосниковой решётки, засорение охлаждающей системы и газопровода механическим уносом и др.

Для устранения указанных недостатков и доводки конструкции ряда узлов Институтом совместно с Приволжской ж. д. проводятся необходимые мероприятия.

Проведёнными работами положено начало созданию высокоэкономичного локомотива на твёрдом топливе и закреплён приоритет Советского Союза в развитии новой отрасли железнодорожной техники.

\* \* \*

За последнее время в тепловозной лаборатории ЦНИИ произведены дальнейшие исследования работы двигателя Д50 на смешанном



Фиг. 25. Расход жидкого топлива на холостом ходу в зависимости от числа оборотов двигателя (положения контроллера  $n_k$ ) при разных плунжерных парах:

1—расход жидкого топлива на холостом ходу двигателя при  $d=20$  мм; 2—расход жидкого топлива на холостом ходу двигателя при  $d=16$  мм; 3—расход жидкого топлива на холостом ходу двигателя при работе на газе  $d=16$  мм при всех работающих цилиндрах; 4—расход жидкого топлива на холостом ходу двигателя при работе на газе  $d=16$  мм при работе трёх-четырёх цилиндров

топливе. Путём конструктивных изменений и усовершенствования техники управления удалось достигнуть работы машины на смешанном топливе на всех положениях рукоятки контроллера машиниста как при холостом ходе двигателя, так и под нагрузкой.

Расход жидкого топлива при работе на холостом ходу двигателя на одном жидком топливе и на смешанном в зависимости от числа оборотов (положений рукоятки контроллера) показан на фиг. 25. Кривая 1 представляет расход жидкого топлива без газа при диаметре плунжера топливного насоса 20 мм. Кривая 2 снята при тех же условиях, но при диаметре плунжера топливного насоса 16 мм.

Расход жидкого топлива при работе двигателя по газо-жидкостному процессу показан кривыми 3 и 4. Кривая 3 относится к случаю устойчивой работы двигателя, когда все цилиндры работали без пропусков вспышек. Кривая 4 относится к случаю, когда работа двигателя протекала недостаточно устойчиво, т. е. с выпадением одного-двух цилиндров. Как видим, расход жидкого топлива на средних рабочих режимах, т. е. на 3—5-м положениях рукоятки контроллера, составляет 4—6 кг/час на двигатель в первом случае и 1,7—2 кг/час во втором случае.

Работа двигателя на смешанном топливе на холостом ходу и при малых нагрузках, очевидно, даст значительное сокращение расхода жидкого топлива в эксплуатации против тех величин, которые приведены в начале настоящего труда.

Б. К. ВАСИЛЬЕВ

## ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ЧЕТЫРЁХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕШАННОМ ТОПЛИВЕ

### 1. Цель работы

Процесс горения топлива является основной частью цикла двигателя внутреннего сгорания, определяющей такие параметры его работы, как экономичность, максимальное давление за цикл, температура выхлопа и т. п.

В связи с этим в последние годы появились новые методы расчёта процесса сгорания, опирающиеся на физико-химические явления и позволяющие более точно и ближе к действительному процессу, чем метод проф. Гриневецкого, определить его протекание.

Для дизелей такой метод предложен и разработан проф. Иноземцевым Н. В., для карбюраторных и газовых двигателей — проф. Сороко-Новицким В. И. Разные физико-химические параметры, определяющие протекание процесса сгорания в этих двух типах двигателей, определили и разницу в методах расчёта и зависимостях, описывающих протекание сгорания в цилиндре двигателя.

Но если для дизелей, карбюраторных и газовых двигателей мы довольно ясно представляем протекание процесса сгорания, то для двигателей смешанного топлива этот вопрос исследован недостаточно. Без подробного исследования протекания процесса сгорания и выяснения влияния на него различных факторов невозможен не только подробный расчёт этого процесса, но и при переводе или постройке такого двигателя нет уверенности в достижении наиболее оптимальных результатов.

На основании экспериментальных данных, полученных при испытаниях переведённого на смешанное топливо тепловозного четырёхтактного двигателя типа Д50, была сделана попытка более подробного исследования процесса сгорания смешанного топлива.

Цель работы: 1) исследовать протекание процесса сгорания в зависимости от коэффициентов избытка воздуха газо-воздушной смеси на линии сжатия и общего для смешанного топлива и присадки жидкого топлива; 2) получить ряд числовых значений расчётных параметров, дающих возможность определить среднюю скорость нарастания давления и максимальное давление сгорания (изменение

скорости сгорания по углу поворота коленчатого вала, коэффициент видимого выделения тепла и т. п.), т. е. построить близкую к действительной индикаторную диаграмму.

### 2. Экспериментальные данные и методика их обработки

В качестве экспериментальных данных использованы данные испытаний первого опытного газогенераторного тепловоза ЦНИИ на экспериментальном кольце и на тепловозном заводе. Последние испытания проводились ЦНИИ совместно с представителями завода.

Эксперименты проводились на тепловозном четырёхтактном бескомпрессорном дизеле Д50 мощностью 1 000 л. с. при 740 об/мин., переведённом на смешанное топливо. Эффективная мощность двигателя замерялась электрическим способом (двигатель работал на генератор постоянного тока с известными характеристиками). Число оборотов двигателя замерялось прибором, представляющим собой счётчик оборотов и секундомер, смонтированные вместе и включаемые одним рычажком. Расход жидкого топлива замерялся весовым способом.

Калорийность и состав генераторного газа определялись по данным газового анализа. Расходы воздуха (общий и в газогенератор) и генераторного газа замерялись мерными тарированными диафрагмами.

Периодически производился анализ отработавших газов в выпускном коллекторе перед газовой турбиной и за выпускными клапанами. U-образными ртутными и водяными манометрами замерялись давления: 1) газа за генератором, 2) воздуха за воздуходувкой, 3) воздуха во впускном воздушном коллекторе, 4) газа в газовом впускном коллекторе, 5) среднее в выпускном коллекторе.

Для каждого опыта были известны условия окружающей среды. Температуры до 100°C замерялись ртутными термометрами, выше — протарированными термопарами.

Индицирование двигателя производилось пневмо-электрическим индикатором типа ТЛ-3 с тиратронным преобразователем системы МАИ. Датчики индикатора перед постановкой на двигатель были опробованы, имея погрешность 20 мм рт. ст. Для включения в электрическую цепь тиратронного преобразователя датчики ТЛ-3 были переделаны в одноконтатные. Для устранения погрешностей, неизбежных при введении промежуточной передачи, индикатор имел привод непосредственно от коленчатого вала дизеля.

Задержка регистрирующей искры по отношению к импульсу датчика (в системе датчик—тиратронный преобразователь — индикатор) определена менее  $5 \cdot 10^{-5}$  сек.

Большинство измерительных приборов, использованных при наблюдениях, тарировалось обычными методами. Дроссельные приборы для замера расходов газа и воздуха соответствовали стандарту правил № 169. Относительная ошибка при измерениях не превышала 2,5%. Протекание процесса сгорания исследовалось по индикаторным диаграммам.

Метод вычисления скорости сгорания топлива в цилиндре дизеля по углу поворота кривошипа (так называемого закона сгорания или динамики тепловыделения) получил наиболее полное развитие в трудах докт. техн. наук Иноземцева Н. В. Этот метод заключается в том, что для элемента времени  $d\tau$  тепло, выделившееся при сгорании топлива,  $dQ_x$  на основе первого закона термодинамики может быть представлено как

$$dQ_x = dU + APdV + dQ_w + dQ_a, \quad (1)$$

где  $dU$  — изменение внутренней энергии газа;

$APdV$  — тепло, соответствующее механической работе расширения газа;

$dQ_w, dQ_a$  — потери тепла соответственно на теплопередачу и диссоциацию молекул рабочего заряда в процессе сгорания.

После некоторых преобразований это уравнение может быть записано в виде, удобном для обработки индикаторной диаграммы по её отдельным элементарным участкам:

$$Q_x = A \sum_0^n \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{k-1} + AL + Q_w + Q_a. \quad (2)$$

Здесь  $Q_x$  — тепло, выделившееся при сгорании топлива;  
 $P_1, V_1$  и  $P_2, V_2$  — давления и объёмы в начале и конце рассматриваемого участка индикаторной диаграммы;

$L$  — работа газов от начала сгорания до конца рассматриваемого участка индикаторной диаграммы;

$k$  — среднее значение показателя адиабаты на участке;

$Q_w, Q_a$  — потери тепла соответственно на теплопередачу и диссоциацию молекул газов.

В относительных долях (по отношению ко всему располагаемому теплу в цилиндре двигателя  $Q_0$ ) уравнение (2) может быть записано

$$x = \frac{Q_x}{Q_0} = \frac{A}{Q_0} \left[ \sum_0^n \frac{P_2 V_2 - P_1 V_1}{k-1} + L \right] + \frac{Q_w}{Q_0} + \frac{Q_a}{Q_0} = x_i + x_w + x_a. \quad (3)$$

Зависимость  $x = f(\alpha^\circ)$  или  $x = f(\tau)$ , где  $\alpha^\circ$  — угол поворота кривошипа вала, а  $\tau$  — время, и представляет собой динамику тепловыделения в цилиндре двигателя.

Для получения достаточно точной зависимости  $x = f(\alpha^\circ)$  необходимо производить обработку индикаторной диаграммы по её элементарным участкам, не превышающим  $5-8^\circ$  поворота коленчатого вала.

Определение потерь тепла на теплопередачу и диссоциацию по экспериментальным данным достаточно полно освещено в технической литературе.

По найденным протеканию сгорания и влиянию на него различных факторов может быть проведено исследование самого процесса сгорания и получен ряд коэффициентов для обоснованного расчёта и построения теоретической и действительной индикаторных диаграмм двигателя. Для последней цели в трудах проф. Иноземцева Н. В. приводится формула

$$\frac{dP}{d\alpha^\circ} = \frac{854(k-1)Q_0}{V_h \left( \frac{\epsilon+1}{\epsilon-1} - \cos \alpha^\circ + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha^\circ \right)} \cdot \frac{dx}{d\alpha^\circ} - k \frac{P \left( \sin \alpha^\circ + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha^\circ \right)}{\left( \frac{\epsilon+1}{\epsilon-1} - \cos \alpha^\circ + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha^\circ \right)}, \quad (4)$$

где  $P$  — давление газов в начале каждого рассматриваемого участка в  $кг/м^2$ ;

$V_h$  — рабочий объём цилиндра в  $м^3$ ;

$\lambda$  — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

$\frac{dP}{d\alpha^\circ}$  — скорость нарастания давления в цилиндре для рассматриваемого участка;

$\epsilon$  — степень сжатия.

Приведённое уравнение (4) позволяет найти зависимость  $\frac{dP}{d\alpha^\circ} = f(\alpha^\circ)$ , интегрирование которой даст функцию  $P = f_1(\alpha^\circ)$ , т. е. построить теоретическую индикаторную диаграмму (без учёта потерь в стенки и на диссоциацию). Для построения действительной индикаторной диаграммы необходимо  $\frac{dx}{d\alpha^\circ}$  заменить

через  $\frac{dx_i}{d\alpha^\circ}$ , где величина  $x_i$  представляет собой долю выделившегося тепла (или сгоревшего топлива), пошедшую лишь на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение работы, т. е.

$$x_i = x - x_w - x_a. \quad (5)$$

Переход от  $\frac{dx}{d\alpha^\circ}$  к  $\frac{dx_i}{d\alpha^\circ}$  (или от  $x$  к  $x_i$ ) можно осуществить двумя путями.

Во-первых, можно произвести расчёт теплопередачи и диссоциации по теоретическим формулам. Этот путь является весьма сложным и требует наличия данных по температурам газов и

стенок. Во-вторых, оценить отношение  $\frac{x_i}{x} = \psi_1$ , которое получило название коэффициента использования тепла реального процесса. Как показали результаты обработки экспериментальных данных по авиационному дизелю, опубликованные докт. техн. наук Иноземцевым Н. В., коэффициент  $\psi_1$ , определяющийся только потерями тепла на теплопередачу и диссоциацию и не зависящий от протекания реакции сгорания, является величиной весьма стабильной для всего процесса сгорания. При  $x = 1$  (в конце сгорания) коэффициент  $\psi_1$  становится равным коэффициенту выделения тепла  $\xi$ . Ряд учёных также признаёт возможность оценивать коэффициент  $\psi_1$  некоторой постоянной величиной для всего процесса сгорания.

Таким образом, для построения действительной индикаторной диаграммы в уравнении (4) достаточно  $\frac{dx}{d\alpha^\circ}$  заменить на  $\psi_1 \frac{dx}{d\alpha^\circ}$ .

Расчёт по такому уравнению показывает, что определение  $\frac{dP}{d\alpha^\circ}$  через 3—4° поворота кривошипа даёт вполне удовлетворительное совпадение с опытной индикаторной диаграммой. Таким образом, для решения поставленной задачи нас интересует зависимость  $\frac{dx_i}{d\alpha^\circ} = \varphi(\alpha^\circ)$  или  $x_i = f(\alpha^\circ)$  и влияние на её протекание параметров работы двигателя на смешанном топливе.

Исследование самого процесса сгорания по  $\frac{dx_i}{d\alpha^\circ} = \varphi(\alpha^\circ)$  тоже оказывается возможным вследствие получения сравнительных данных по работе двигателя и  $x_i = f(\alpha^\circ)$  как на смешанном, так и на жидком топливе. Кроме того, исследование процесса по  $x_i = f(\alpha^\circ)$  избавляет нас от дополнительных погрешностей, возникающих при вычислении зависимости  $x_w = f_1(\alpha^\circ)$ , так как ряд исследователей отмечает необходимость опытного определения коэффициентов в формуле Брилинга для исследуемого двигателя, чтобы получить достаточно удовлетворительные по точности результаты.

На каждом исследуемом режиме работы двигателя было снято несколько индикаторных диаграмм при одинаковых масштабах индикаторной пружины. Меняя во время индицирования масштабные пружины, был получен комплекс диаграмм, позволяющих наиболее полно оценить тепловой процесс двигателя или его отдельные части. Дублирующие диаграммы позволили устранить элемент случайности в исследовании как всего процесса, так и влияющих на него факторов для данного режима.

Был исследован верхний диапазон мощностей нагрузочной характеристики двигателя, включая и режим максимальной мощности. Режим этот представлял особый интерес потому, что целый ряд исследователей отмечал на режиме максимальной мощности при пере-

воде с жидкого на смешанное топливо чрезмерное увеличение максимального давления сгорания. В некоторых случаях это приводило к необходимости или снижения номинальной мощности двигателя смешанного топлива или к увеличению присадки жидкого топлива. В исследованиях, проведённых бригадой ЦНИИ МПС на двигателе с газотурбинным наддувом, был отмечен второй фактор, лимитирующий максимальную мощность на смешанном топливе, — чрезмерное повышение температуры отработавших газов перед газовой турбиной. При таком повышении температуры гарантийный моторесурс турбовоздуходувки ставился под сомнение. Необходимость исследования этих явлений как и факторов, на них влияющих, диктовал выбор указанного выше участка нагрузочной характеристики двигателя.

Полученные индикаторные диаграммы имели тройную корректировку: а) по мощности, замеряемой на электроизмерительных приборах; б) сравнением дублирующих диаграмм и в) на погрешность датчика.

Уточнение положения в. м. т. на индикаторной диаграмме производилось по данным обработки индикаторных диаграмм, снятых при выключении подачи топлива в цилиндр двигателя. Откорректированные индикаторные диаграммы подвергались исследованию.

Предварительно была разработана методика анализа индикаторных диаграмм и экспериментальных данных применительно к двигателю, работающему на смешанном топливе, позволяющая пользоваться приведёнными выше формулами для получения тепловыделения в цилиндре двигателя. При термодинамических расчётах теплоёмкости газов вычислялись по формулам проф. Хайлова по данным Шмидта. Погрешность не превышала 1%. Изменение коэффициентов в уравнениях теплоёмкостей в процессе сгорания было принято пропорциональным доле сгоревшего цилиндрического заряда.

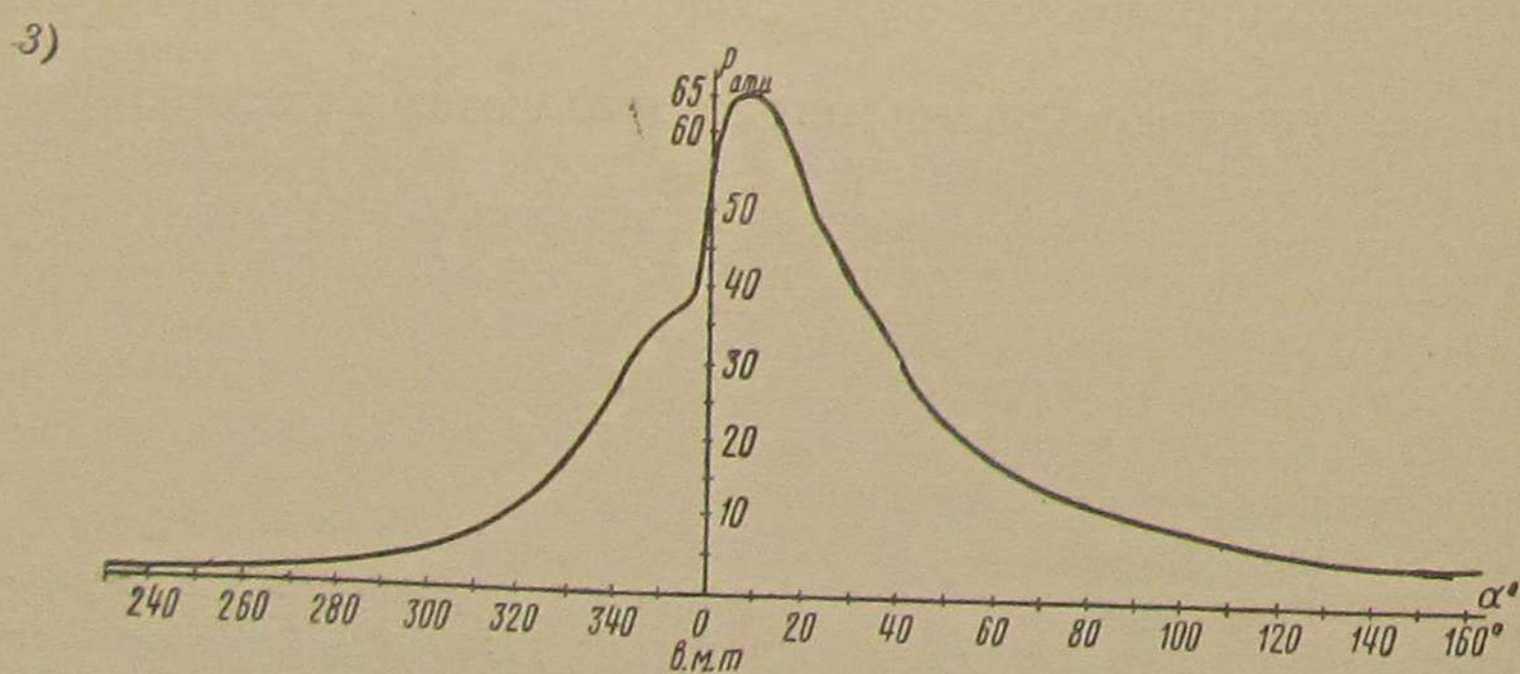
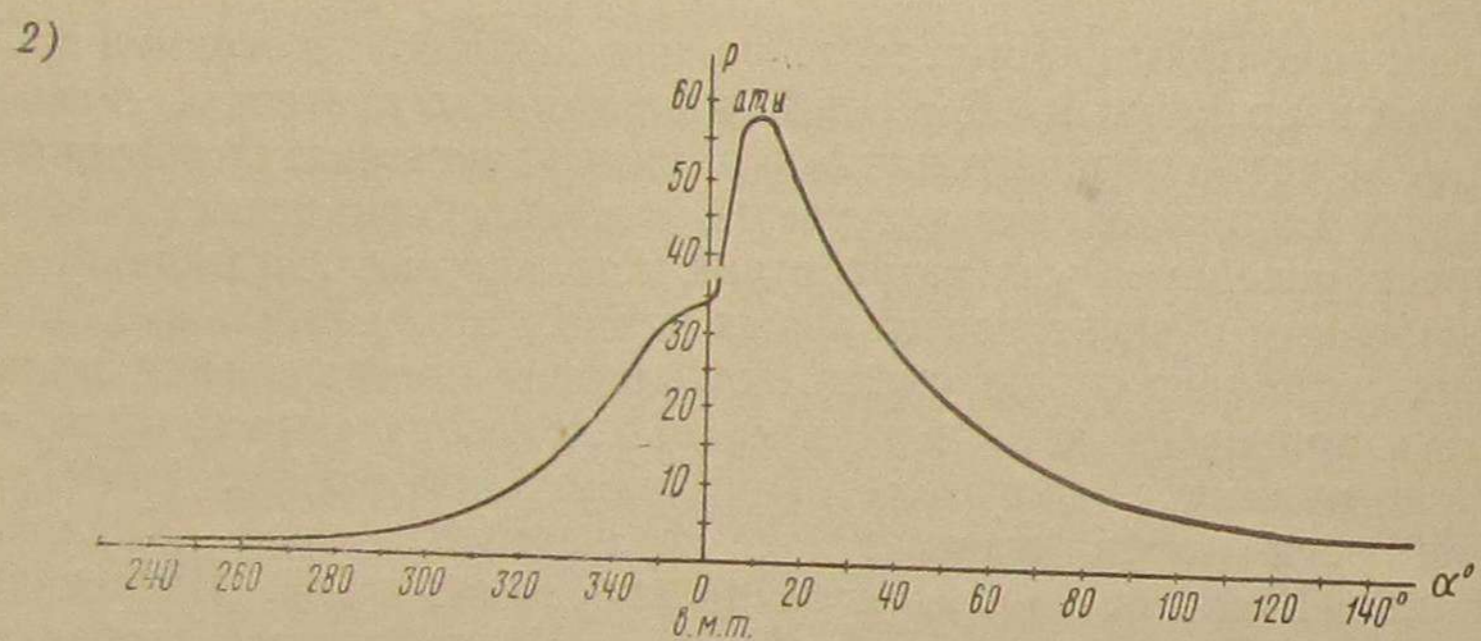
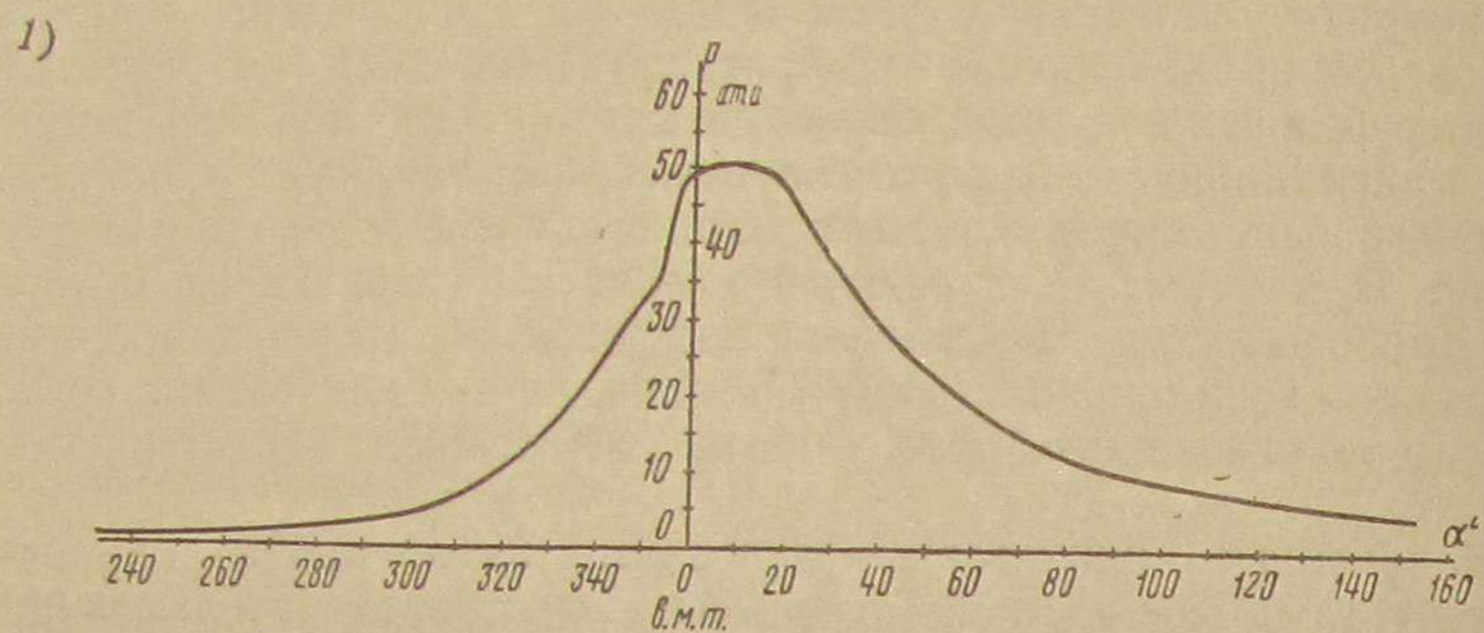
При больших присадках жидкого топлива вводился соответствующий коэффициент, учитывающий увеличение веса цилиндрического заряда в начале сгорания. При определении начальных долей сгоревшего топлива, приходящихся на время, когда кривошип не дошёл до в. м. т., уравнения (1), (2) и (3) видоизменялись так, чтобы учесть повышение внутренней энергии рабочего тела не только за счёт выделяющегося при сгорании топлива тепла, но и за счёт совершаемой поршнем работы сжатия.

Из 34 индикаторных диаграмм, снятых на режиме 740 об/мин., путём сравнения было отобрано 6 наиболее характерных и повторяющихся для каждой нагрузки двигателя диаграмм. Они охватывали диапазон мощностей 1 012—906 э. л. с. ( $p_e = 7,825—7,0 \text{ кг/см}^2$ ).

Для получения сравнительных результатов обработке подверглись также две индикаторные диаграммы, снятые при работе двигателя на жидком топливе и соответственно отобранные из числа дубликатов. Эти диаграммы соответствовали мощностям 942 и 894 л. с.

Образцы полных и вспомогательных индикаторных диаграмм

приведены на фиг. 1—5. Сводная ведомость исследуемых отобранных диаграмм дана в табл. 1.



Фиг. 1—3. Образцы индикаторных диаграмм рабочего процесса тепловозного четырёхтактного двигателя:

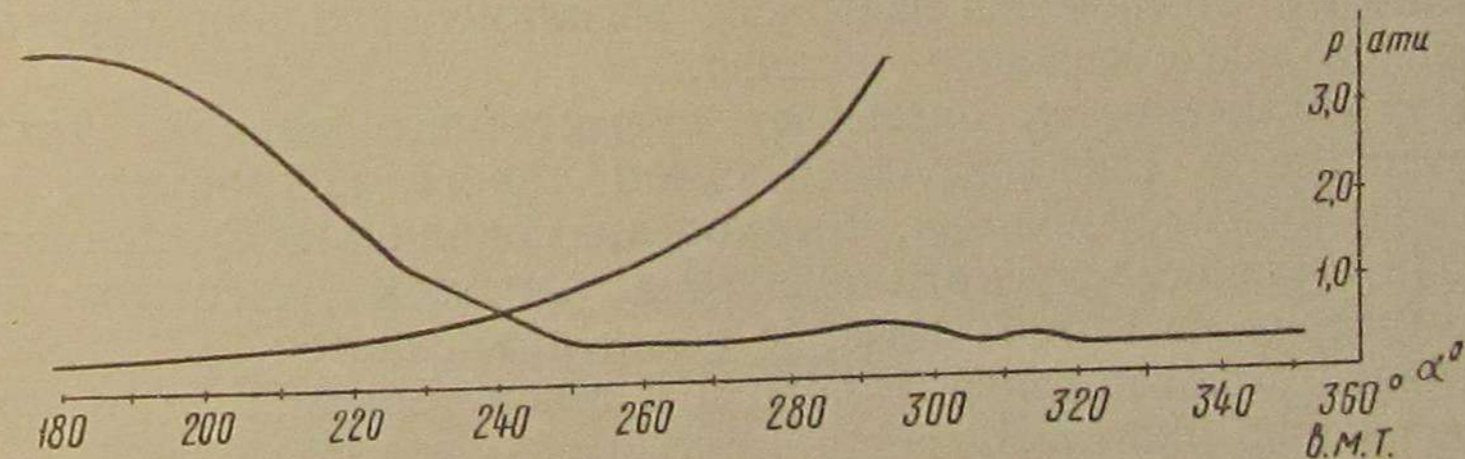
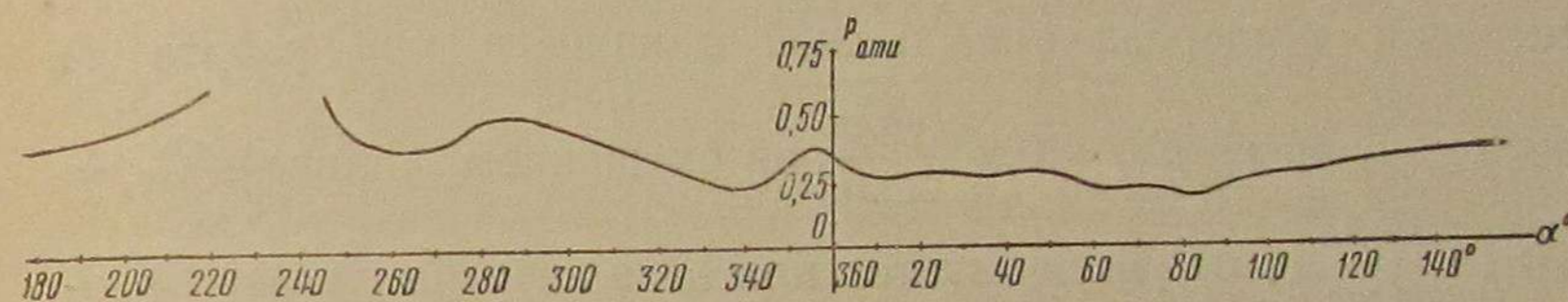
1— $N_e = 894$  л. с.,  $n = 740$  об/мин.,  $p_z = 51,5$  ата, жидкое топливо; 2— $N_e = 919$  л. с.,  $n = 740$  об/мин.,  $p_z = 59$  ата, смешанное топливо ( $r = 0,235$ ); 3— $N_e = 1012$  л. с.,  $n = 740$  об/мин.,  $p_z = 65,8$  ата, смешанное топливо,  $r = 0,43$ .

Таблица 1

Сводная ведомость исследуемых отобранных индикаторных диаграмм

№ индикаторной диаграммы	Топливо	$N_e$ в л. с.	$n$ в об/мин.	$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>	$r$
16	Смешанное	924	740	7,15	0,351
30	»	906	740	7,0	0,363
3	»	919	740	7,11	0,235
19	»	983	740	7,6	0,386
31	»	1012	740	7,825	0,429
20	»	960	740	7,42	0,417
8	Жидкое	894	740	6,91	—
—	»	942	740	7,3	—

Примечание.  $N_e$  — эффективная мощность двигателя в л. с.;  $p_e$  — среднее эффективное давление в кг/см<sup>2</sup>;  $n$  — число оборотов вала двигателя в минуту;  $r$  — присадка жидкого топлива.



Фиг. 4 и 5. Образцы индикаторных диаграмм, снятых для исследования продувки-наполнения и определения давления начала сжатия ( $p_a$ ) при работе двигателя на смешанном топливе с параметрами  $N_e = 1012$  л. с.,  $n = 740$  об/мин.,  $r = 0,43$ . Найденное значение  $p_a = 1,53$  ата

Основные данные по генераторному газу среднего состава приведены в табл. 1а.

Таблица 1а

Состав газа в объёмных долях						Нижшая рабочая теплотворная способность в ккал/м <sup>3</sup>
CO	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	CH <sub>4</sub>	N <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	
0,303	0,047	0,123	0,001	0,523	0,003	1249

### 3. Анализ экспериментальных данных

Результаты исследования индикаторных диаграмм сведены в табл. 2 и для помещённых на фиг. 1—3 индикаторных диаграмм приведены в виде совмещённых кривых на фиг. 6.

Исследование начнём с процесса, предшествующего собственно сгоранию, — с процесса задержки воспламенения топлива. Задержка самовоспламенения топлива  $\tau_s$  определяется параметрами конца сжатия, физико-химическими данными воспламеняющегося топлива, концентрацией кислорода, присадками инертных газов и рядом других менее важных факторов. Таким образом, при генераторном газе постоянного или близкого к этому состава фактором, определяющим для переводимого двигателя ( $\epsilon = \text{const}$ ) период задержки воспламенения, является коэффициент избытка воздуха в газо-воздушной смеси, т. е.  $\alpha_1$ .

При переходе на смешанное топливо: а) уменьшается концентрация кислорода (на полной мощности при работе на жидком топливе  $C_{O_2} = 0,2 \frac{\text{моль}}{\text{моль}}$ , на смешанном топливе —  $C_{O_2} = 0,15 \frac{\text{моль}}{\text{моль}}$ ), б) увеличивается присадка инертных газов. Ука-

занное изменение состава цилиндрического заряда приводит к значительному увеличению задержки воспламенения при переходе с жидкого на смешанное топливо.

На увеличение  $\tau_s$  оказывает существенное влияние также присутствие в газо-воздушной смеси такого компонента, как водород (опыты Неймана, Вырубова, Соколика). Зависимость  $\tau_s = f(\alpha_1)$  для исследуемого диапазона нагрузок двигателя представлена на фиг. 7. Разброс точек объясняется небольшими колебаниями содержания водорода в генераторном газе и параметрах конца сжатия.

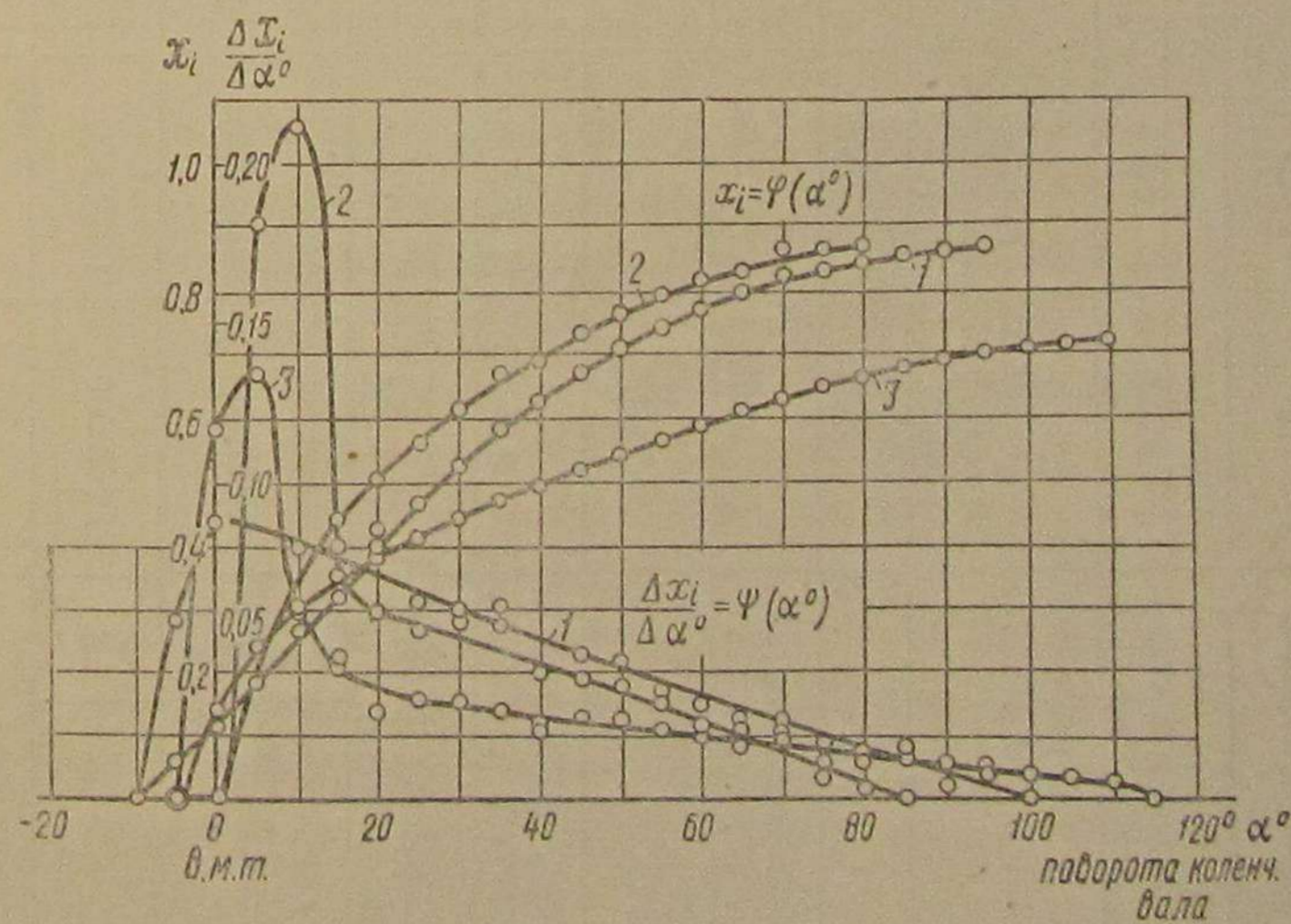
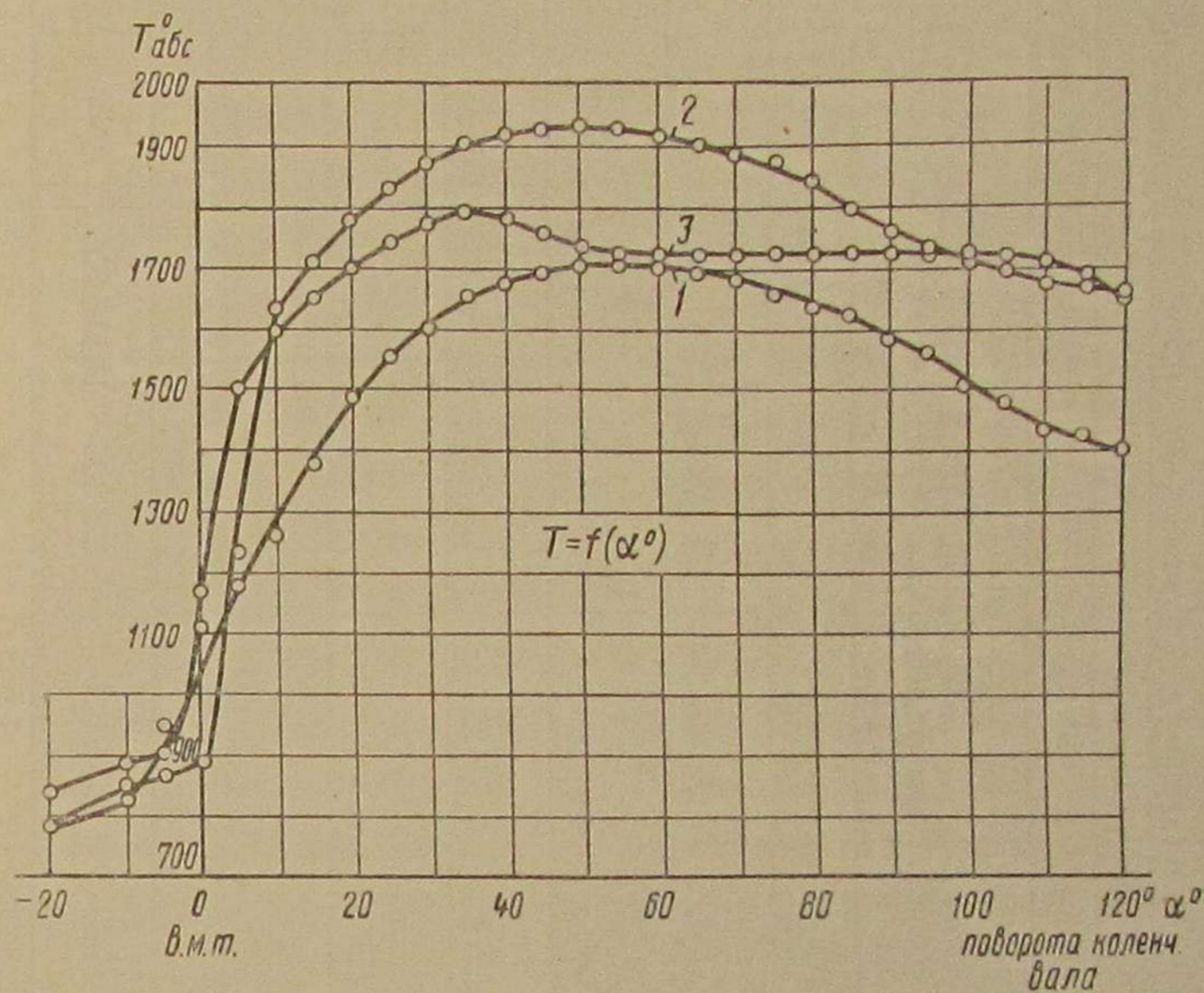
На фиг. 8 нанесено изменение  $\tau_s$  по нагрузочной характеристике двигателя при числе оборотов 740 в минуту, где  $P_2$  — мощность, замеренная на клеммах электрогенератора, в квт.

Уменьшение  $\tau_s$  в области малых нагрузок объясняется влиянием системы регулирования, так как в этом диапазоне подача жидкого топлива постоянна, а с уменьшением нагрузки снижается расход газа, что приводит к увеличению  $\alpha_1$ .

Снижение  $\tau_s$  в области максимальных нагрузок объясняется увеличением  $\alpha_1$  в связи с подрегулировкой воздуха при увеличении присадок жидкого топлива для получения оптимального коэффициента избытка воздуха при сгорании  $\alpha_2$ .

Необходимо отметить, что в приведённых данных по периоду задержки воспламенения топлива введена задержка впрыска топлива. По экспериментальным данным лаборатории топливной аппаратуры тепловозного отделения ЦНИИ МПС (работа прово-

дилась канд. техн. наук Гуревич А. Н. и инж. Пономарёвым И. Н.) задержка впрыска топлива для числа оборотов двигателя 740 в минуту была равна  $\tau_s = (3,1 \div 2,67) \cdot 10^{-3}$  сек.,



Фиг. 6. Совмещение данных обработки индикаторных диаграмм рабочего процесса тепловозного четырёхтактного двигателя при работе:

1 — на жидком топливе; 2 — на смешанном топливе,  $r = 0,235$ ; 3 — на смешанном топливе,  $r = 0,43$

Таблица 2

№ индикаторной диаграммы	16	30	3	19	31	20	8	
	Т о п л и н о							
с м е ш а н н о е								
Условия окружающей среды	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=25^\circ\text{C}$	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=26^\circ\text{C}$	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=25^\circ\text{C}$	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=24^\circ\text{C}$	$p_0=750,3$ мм рт. ст. $t_0=22^\circ\text{C}$	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=24^\circ\text{C}$	$p_0=748,2$ мм рт. ст. $t_0=25^\circ\text{C}$	жидкое
$N_z$ в л. с.	924	906	919	983	1 012	960	894	942
Число оборотов двигателя в минуту	740	740	740	740	740	740	740	740
$p_e$ в кг/см <sup>2</sup>	7,15	7,0	7,11	7,6	7,825	7,42	6,91	7,3
Часовой расход жидкого топлива в кг/час	63,8	66,7	37,5	74,2	90	78,3	163,5	177,5
Часовой расход генераторного газа в кг/час	1 094	1 090	1 054	1 115	1 132	1 149	—	—
Часовое количество топлива жидким	650 000	680 000	382 500	757 000	917 000	799 000	1 668 000	1 810 000
Часовое количество тепла в ккал/час, внесенное	1 200 000	1 195 000	1 242 000	1 205 000	1 223 000	1 116 000	—	—
$r$	0,351	0,363	0,235	0,386	0,429	0,417	—	—

Количество воздуха в цилиндрах двигателя в кг/час

$L_0$  моль

$L_0$  моль

$L_0$  моль

$\alpha_1$

$\alpha_2$

$R_{pr} \cdot c_2$

$R_{pr} \cdot c_2$

$R_{pr} \cdot c_2$

$T_a$  вбс

Расход тепла на 1 цикл, на 1 цикл в ккал.

Примечание.

$L_0, L_0^{\text{ж}}$  — теоретически необходимое количество воздуха для сжигания соответственно 1 моль

газа, 1 кг дизельного (жидкого) топлива и 1 моль газа с присадкой жидкого топлива;

$\alpha_1, \alpha_2$  — коэффициенты избытка воздуха газо-воздушной смеси и общий для смешанного топлива;

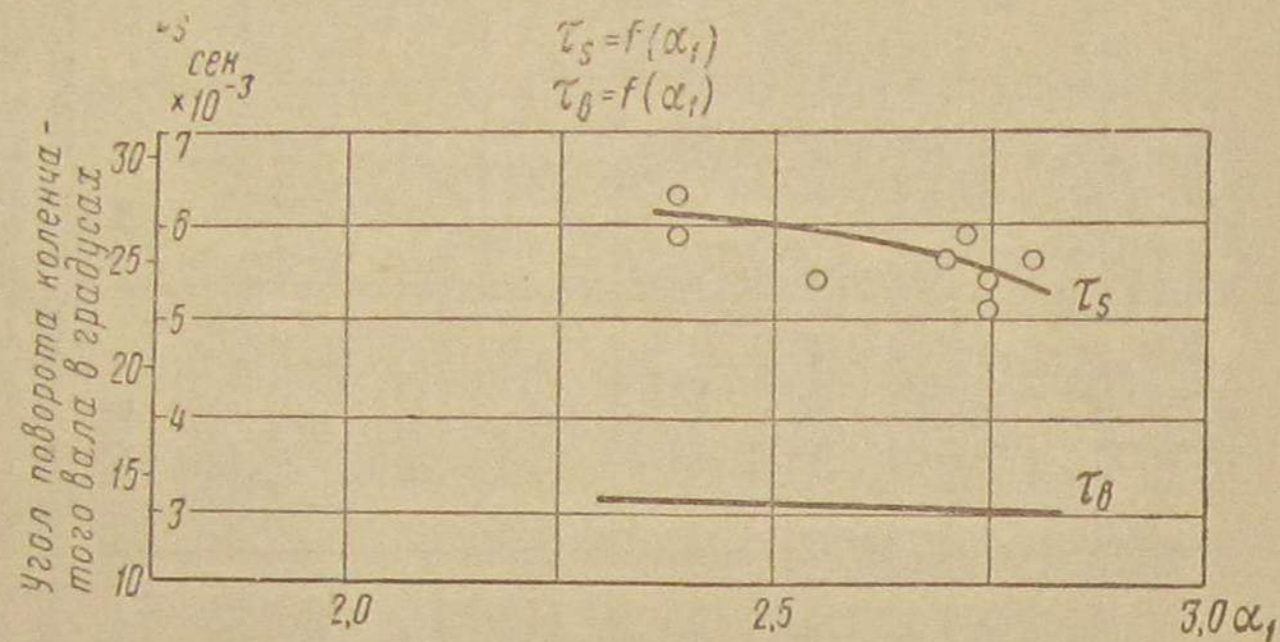
$R_{pr} \cdot c_1, R_{pr} \cdot c_2$  — газовые постоянные газо-воздушной смеси и продуктов сгорания;

$p_a, T_a$  — давление и температура в начале сжатия.

3 395	3 400	3 055	3 254	3 384	3 270	4 650	5 310
1,01	1,01	1,048	1,0	1,0143	0,927	—	—
0,495	0,495	0,495	0,495	0,495	0,495	0,495	0,495
1,737	1,872	1,489	1,835	2,0153	1,719	—	—
2,70	2,72	2,39	2,55	2,75	2,80	—	—
1,570	1,463	1,68	1,39	1,382	1,51	1,985	2,0
30,31 28,6	30,25 28,6	30,5 28,6	30,07 28,5	30,25 28,9	30,02 28,6	29,3 29,35	29,3 29,35
1,4	1,4	1,384	1,49	1,53	1,46	1,525	1,462
356,0	357	370,5	377,5	373,5	373	374,0	343
13,9	14,1	12,2	14,75	16,7	14,4	12,52	13,6



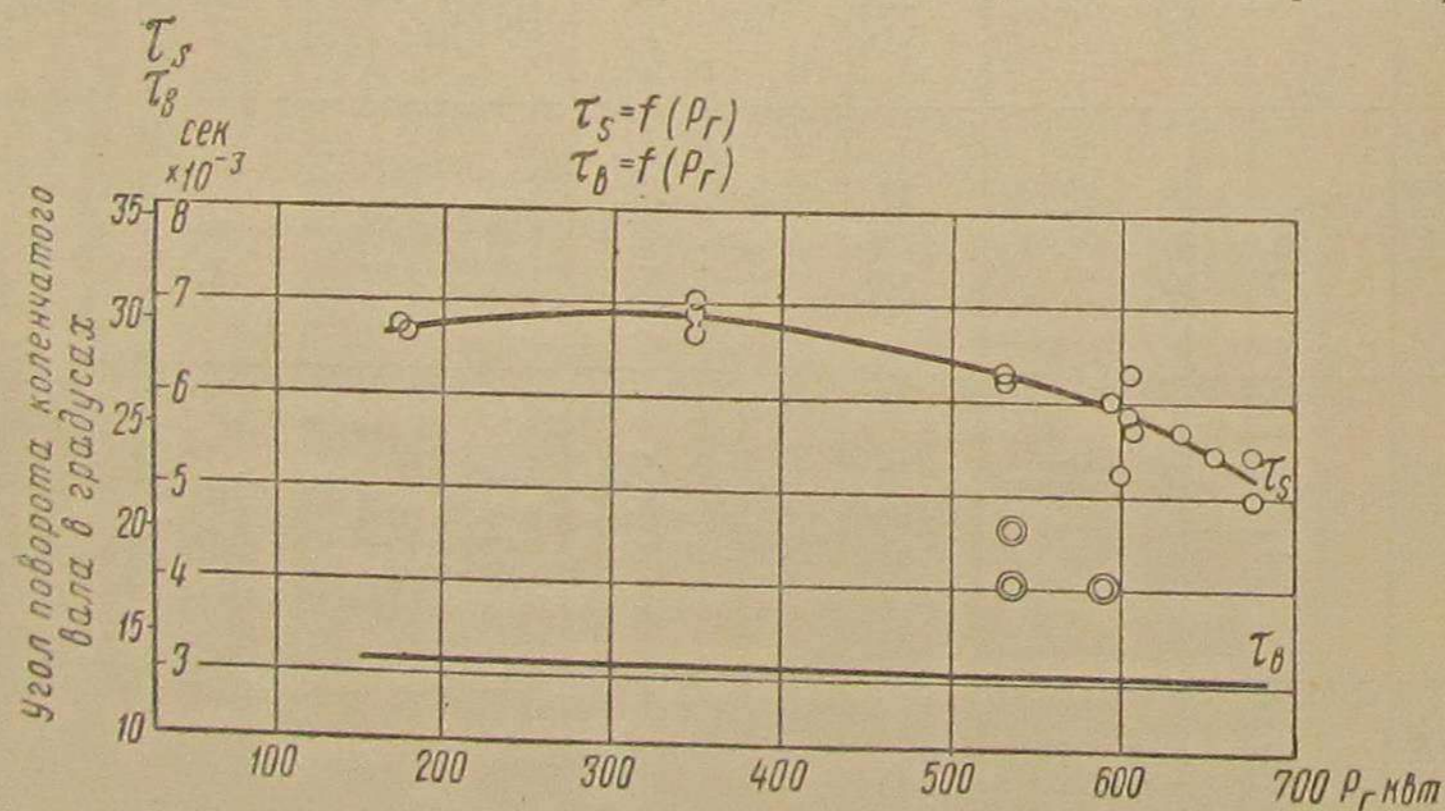
уменьшаясь с увеличением подачи топлива. Это соответствует 13,8—11,9° поворота коленчатого вала. Величина  $\tau_s$  нанесена на фиг. 7 и 8. Разность  $\tau_s - \tau_\theta$  представляет собой истинную величину задержки воспламенения топлива в цилиндре двигателя.



Фиг. 7. Изменение задержки воспламенения смешанного топлива в зависимости от коэффициента избытка воздуха газовой смеси:

$\tau_s$  — задержка воспламенения, включая задержку впрыска топлива;  $\tau_\theta$  — задержка впрыска топлива

Влияние присадки жидкого топлива  $r$  на задержку воспламенения топлива наглядно показано на фиг. 9, которая пред-



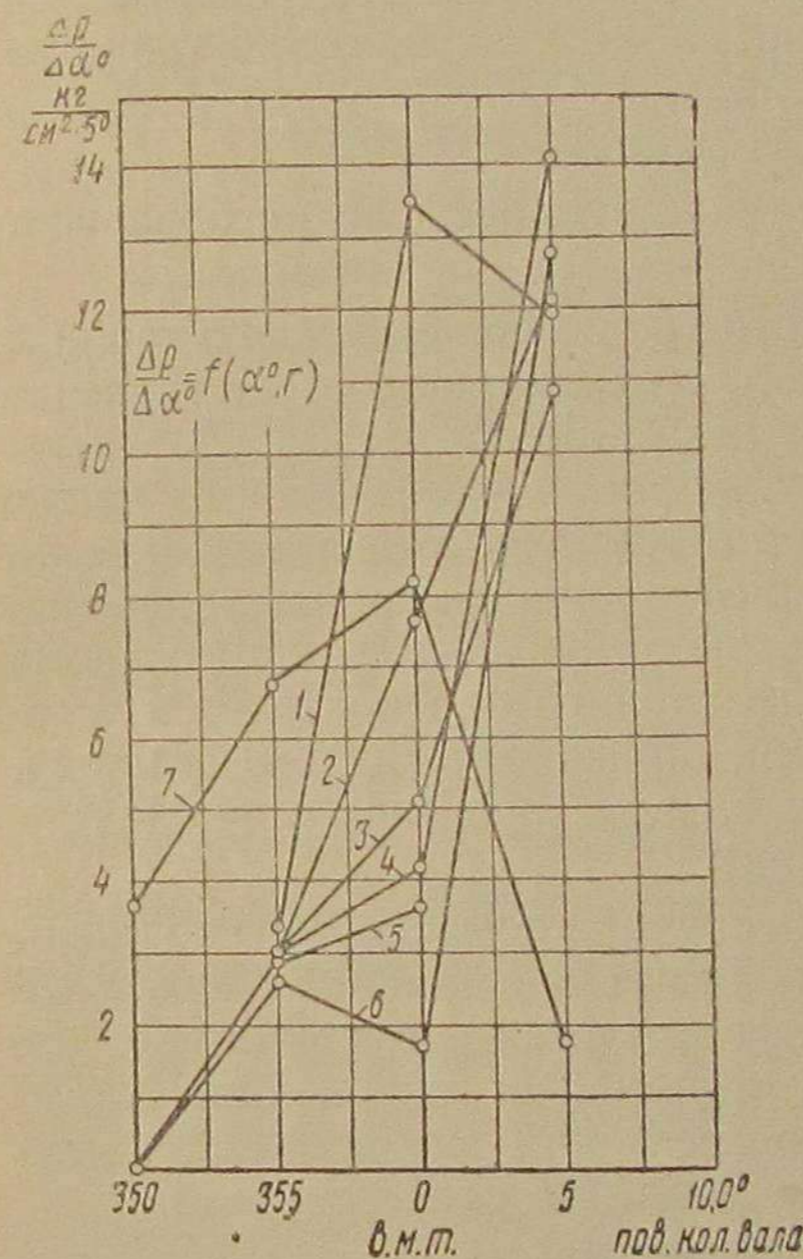
Фиг. 8. Изменение задержки воспламенения смешанного топлива по нагрузочной характеристике двигателя ( $n=740$  об/мин.). Для сравнения даны три значения задержки воспламенения жидкого топлива, нанесённые значком ⊙ :

$\tau_s$  — задержка воспламенения, включая задержку впрыска топлива;  $\tau_\theta$  — задержка впрыска топлива

ставляет собой планшет с совмещёнными зависимостями скорости нарастания давления в процессе сгорания по углу поворота

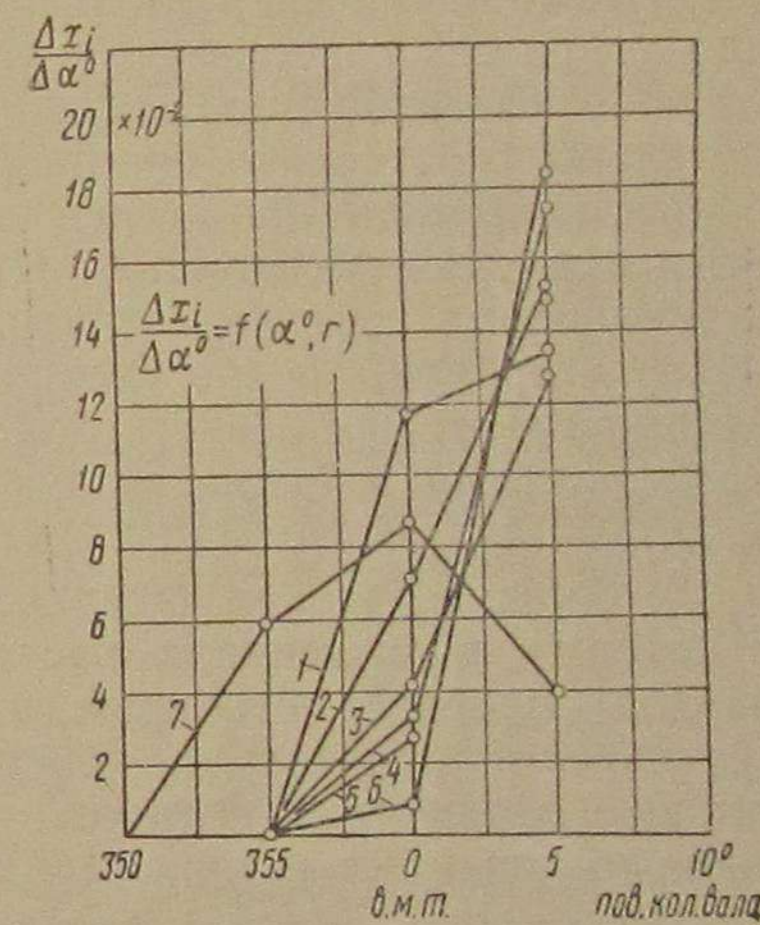
коленчатого вала  $\left[ \frac{\Delta p}{\Delta \alpha^\circ} = f(\alpha^\circ, r) \right]$ , снятыми с индикаторных диаграмм при работе двигателя на смешанном топливе с различными присадками.

Как можно видеть из этой фигуры, с увеличением присадок жидкого топлива или, что одно и то же, с увеличением коэффициента избытка воздуха газовой смеси в процессе сжатия  $\alpha_1$  период задержки воспламенения уменьшается и до в. м. т. успевает сгореть большее количество топлива, что выражает-



Фиг. 9. Изменение скорости нарастания давления в цилиндре двигателя  $\left( \frac{\Delta p}{\Delta \alpha^\circ} \right)$  в зависимости от изменения присадки жидкого топлива:

1— $r_1=0,429$ ; 2— $r_2=0,417$ ; 3— $r_3=0,39$ ;  
4— $r_4=0,36$ ; 5— $r_5=0,35$ ; 6— $r_6=0,235$ ;  
7—жидкое топливо



Фиг. 10. Изменение относительной скорости сгорания смешанного топлива в зависимости от изменения присадки жидкого топлива:

1— $r_1=0,429$ ; 2— $r_2=0,417$ ; 3— $r_3=0,39$ ;  
4— $r_4=0,36$ ; 5— $r_5=0,35$ ; 6— $r_6=0,235$ ;  
7—жидкое топливо

ся в более раннем или более крутом нарастании давления в процессе сгорания. Ту же зависимость иллюстрирует фиг. 10, на которой нанесено изменение относительных скоростей сгорания в зависимости от присадок жидкого топлива.

После самовоспламенения жидкого топлива, воспламеняется газоз-воздушная смесь и начинается их одновременное горение. Это следует из того, что максимальные значения относительных скоростей сгорания смешанного топлива значительно выше, чем у жидкого топлива (см. фиг. 6).

Относительные скорости сгорания жидкого топлива при работе по газо-жидкостному процессу уменьшены, несмотря на наличие в начале сгорания более высоких температур рабочей смеси. Это объясняется увеличенной концентрацией инертных газов. Разные скорости сгорания компонентов смешанного топлива определяют и различное по времени окончание их горения.

Развитие и окончание процесса сгорания газо-воздушной смеси зависит от скорости распространения пламени по всему пространству сгорания цилиндра двигателя, а жидкого топлива — от развития реакции сгорания и закона подачи топливного насоса.

При рассмотрении кривых динамики тепловыделения обращают на себя внимание:

1) низкие значения коэффициентов видимого выделения тепла  $\xi$  для конца так называемого видимого сгорания, не соответствующие обычно рекомендуемым величинам (несмотря на весьма удовлетворительное протекание процесса сгорания в целом). На это также обратил внимание при исследовании авиационного дизеля д-р техн. наук проф. Иноземцев Н. В. Что касается максимального значения коэффициента выделения тепла, соответствующего действительному концу сгорания, то для смешанного топлива оно колеблется в зависимости от протекания сгорания, присадок жидкого топлива, коэффициентов избытка воздуха и т. п. в пределах  $\xi = 0,865 \div 0,720$  (для исследуемых условий);

2) большая продолжительность сгорания смешанного топлива, в котором значительную часть занимает догорание. Начальный период процесса сгорания характеризуется высокими относительными скоростями горения топлива и определяет такие важные параметры теплового процесса, как максимальная температура за цикл и максимальное давление сгорания  $p_z$ .

Зависимость долей топлива, сгоревших до в. м. т. ( $x_i^{a.m.t.}$ ) и до точки  $p_z$  ( $x_i^{p_z}$ ) диаграммы, а также  $p_z$  и максимальной температуры  $T_{max}$  от коэффициента избытка воздуха в начале сгорания  $\alpha_2$  или присадок жидкого топлива иллюстрируется фиг. 11 и 13. Из зависимости  $x_i^{a.m.t.} = f(r)$  видно, что с увеличением присадки жидкого топлива начальный период сгорания приближается к сгоранию при работе на жидком топливе, характеризующемуся высокими значениями  $x_i^{a.m.t.}$ .

Особенно большой рост значений  $x_i^{a.m.t.}$  начинается при  $r \gg 0,39$ .

Это увеличение  $x_i^{a.m.t.}$  объясняется увеличением количества жидкого топлива, впрыснутого в цилиндр и участвующего в воспламенении газо-воздушной смеси. при одновременном увеличении коэффициента избытка воздуха  $\alpha_1$  (газо-воздушной смеси). Последнее обстоятельство способствует увеличению скорости реакции сгорания жидкого топлива.

На фиг. 11, 12 и 13 приведены вспомогательные зависимости  $r = f(\alpha_2)$ ;  $r = f(\alpha_1)$ ;  $r = f(p_e)$  и  $\alpha_2 = \varphi(p_e)$ , справедливые для исследуемого двигателя и приведённого состава генераторного газа.

После воспламенения газо-воздушной смеси относительные скорости сгорания резко возрастают.

Как можно видеть из фиг. 11, максимальные скорости сгорания  $\frac{\Delta x_i}{\Delta \alpha_{max}}$  увеличиваются с уменьшением  $r$  и  $\alpha_1$  (или, что одно и то же, с увеличением  $\alpha_2$ ).

Это является характерным для горения газо-воздушной смеси и позволяет утверждать, что максимальные скорости сгорания определяются горением генераторного газа.

Протекание зависимости  $\frac{\Delta x_i}{\Delta \alpha_{max}} = f(r)$  или  $\frac{\Delta x_i}{\Delta \alpha_{max}} = f(\alpha_2)$

определяет такие параметры, как  $p_z$ ,  $T_{max}$ ,  $x_i^{p_z}$  для конкретных коэффициентов избытка воздуха  $\alpha_2$ . Зависимости  $p_z = f(\alpha_2)$ ,  $T_{max} = f_1(\alpha_2)$  и  $x_i^{p_z} = f_2(\alpha_2)$  нанесены на фиг. 13.

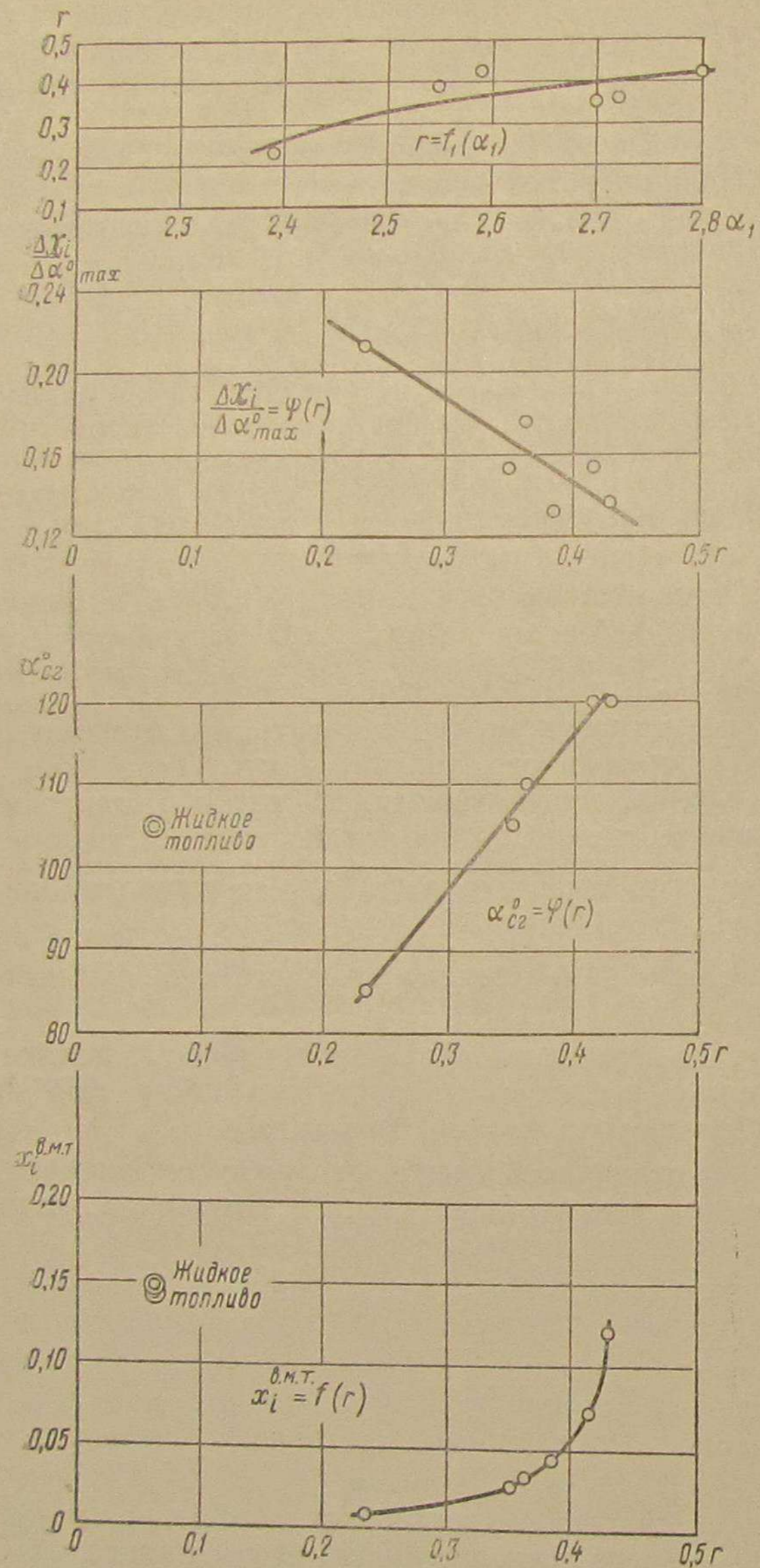
Из их рассмотрения можно заметить, что относительные скорости горения смешанного топлива настолько велики, что доля теплового заряда, выделявшаяся до точки  $p_z$  диаграммы и пошедшая на совершение механической работы и увеличение внутренней энергии рабочего тела  $x_i^{p_z}$ , у смешанного топлива больше, чем  $x_i^{p_z}$  при работе на жидком топливе. Это и определяет характерные для газо-жидкостного процесса повышенные  $p_z$  и  $T_{max}$ .

Необходимо отметить, что максимальное давление за цикл наблюдается у исследуемого двигателя после прохода в. м. т. через 8—12° поворота коленчатого вала.

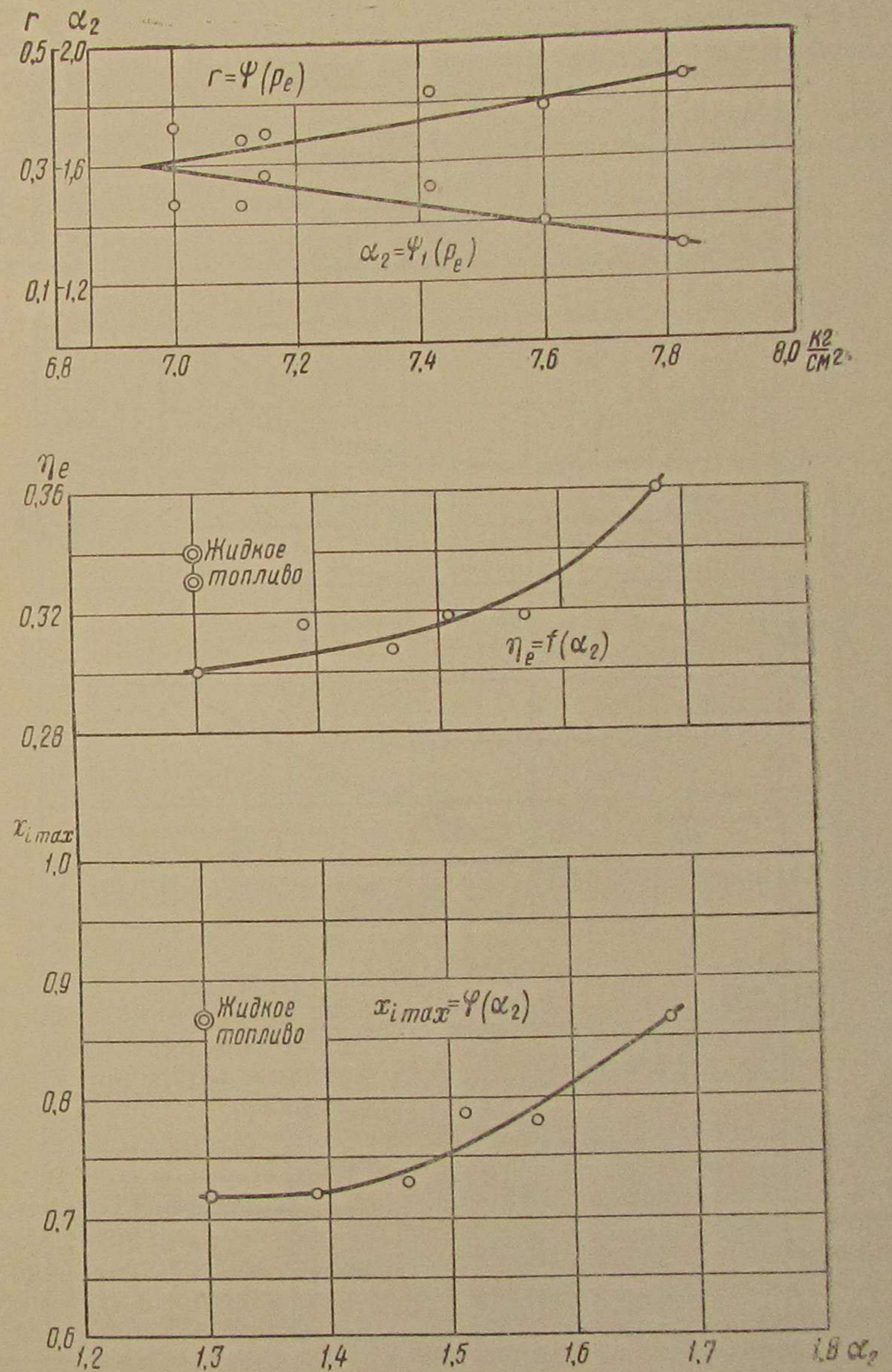
Как уже отмечалось выше, сгорание смешанного топлива сопровождается весьма значительным догоранием, протекающим на большей части хода расширения.

Необходимо отметить, что догорание имеется и при работе на жидком топливе. Зависимость продолжительности сгорания  $\alpha_{сз}$  от величины присадки жидкого топлива приведена на фиг. 11, из рассмотрения которой можно видеть, что с увеличением присадок жидкого топлива продолжительность сгорания резко возрастает.

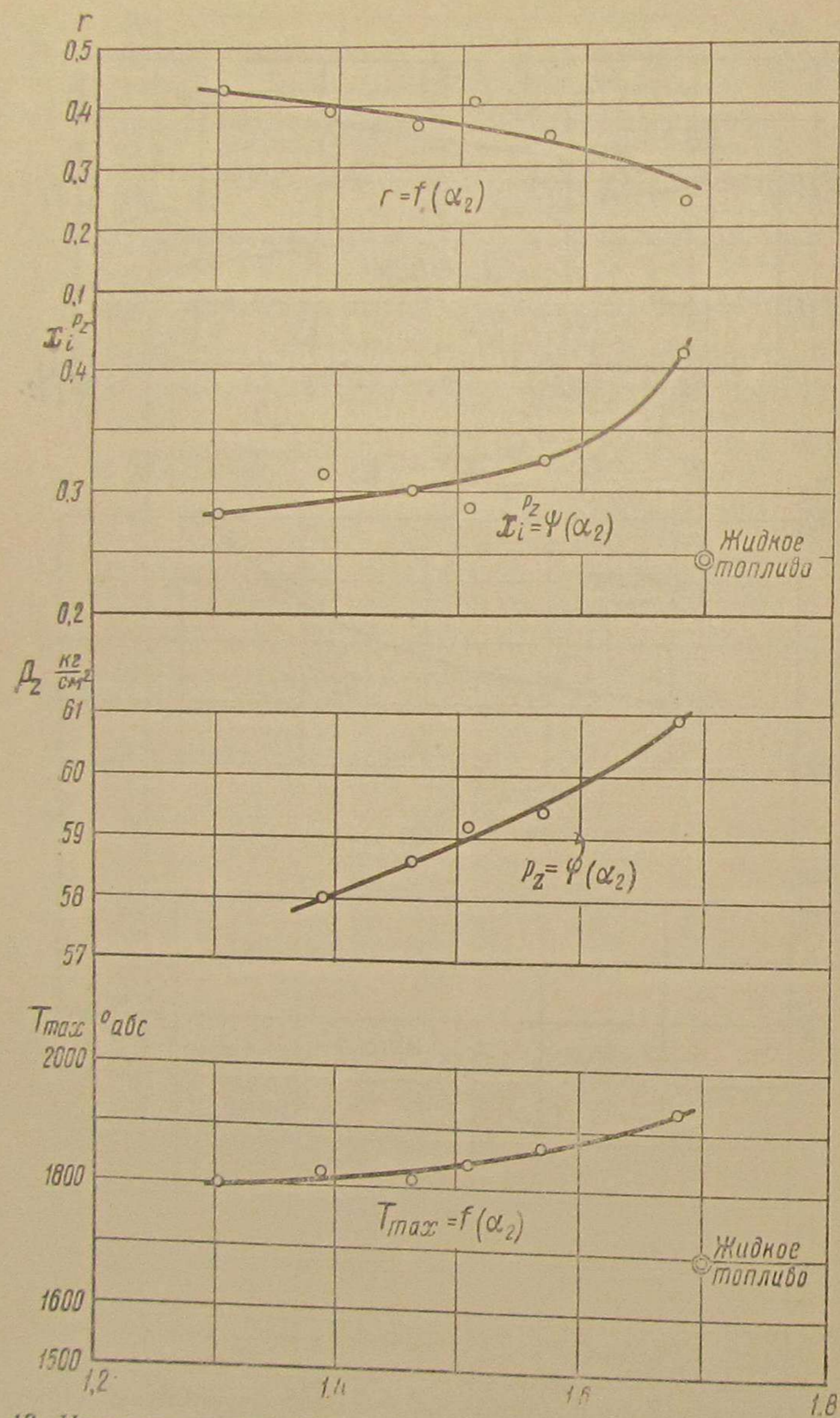
В связи с тем, что с увеличением догорания уменьшается не только эффективность использования введённого в цилиндр тепла, но и относительная доля тепла, пошедшая на повышение внутренней энергии рабочего тела и совершение полезной механической работы (см. фиг. 12), исследование условий, снижающих догорание, приобретает особую актуальность.



Фиг. 11. Изменение параметров работы двигателя на смешанном топливе по данным обработки индикаторных диаграмм в зависимости от изменения присадки жидкого топлива или коэффициента избытка воздуха газовой смеси  $\alpha_1$



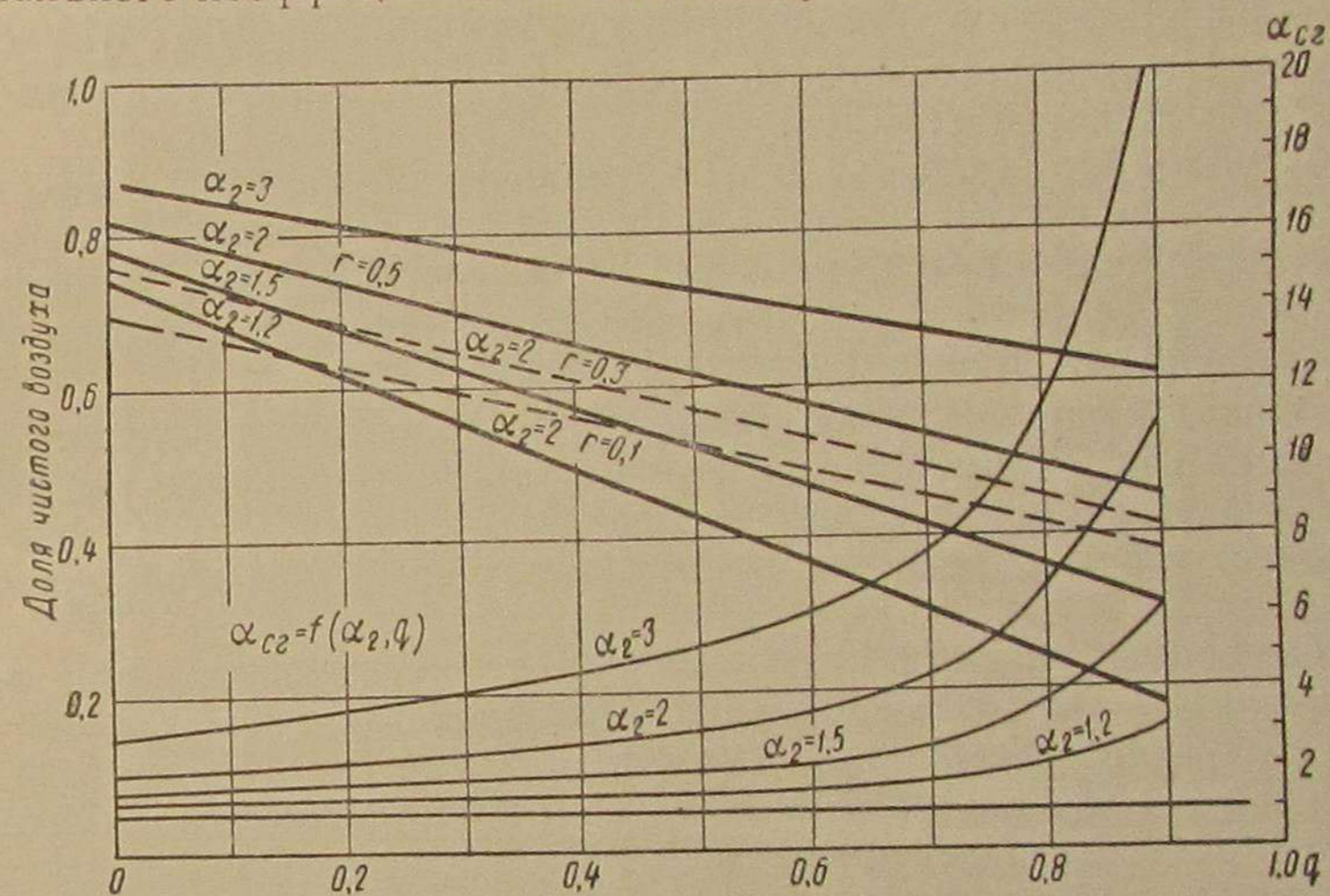
Фиг. 12. Изменение параметров работы двигателя на смешанном топливе по данным обработки индикаторных диаграмм в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха смешанного топлива  $\alpha_2$  и среднего эффективного давления  $p_e$



Фиг. 13. Изменение параметров работы двигателя на смешанном топливе по данным обработки индикаторных диаграмм в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха смешанного топлива  $\alpha_2$

Выше уже говорилось, что различные скорости горения компонентов смешанного топлива определяют различное по времени окончание их сгорания. В соответствии с этим в догорании могут участвовать оба компонента, но условия, этому способствующие, для них различны.

Для уточнения этих условий на фиг. 14 представлена зависимость изменения коэффициента избытка воздуха в процессе сгорания смешанного топлива (доля сгоревшего топлива  $q \rightarrow 1$ )  $\alpha_{c2}$  и доли остающегося в цилиндре чистого воздуха в зависимости от начального коэффициента избытка воздуха  $\alpha_2$  и присадки жидкого



Фиг. 14. Изменение коэффициента избытка воздуха в процессе сгорания смешанного топлива

топлива  $r$ . Из рассмотрения фиг. 14 видно, что сгоранию жидкого топлива благоприятствует увеличение  $\alpha_2$ , так как при этом увеличивается доля чистого воздуха в цилиндре, т. е. уменьшается примесь продуктов сгорания, снижающих скорость сгорания и способствующих догоранию.

Для газо-воздушной смеси более полное сгорание может быть достигнуто в весьма узком диапазоне значений  $\alpha_2$ , так как с увеличением  $\alpha_2$  переменный коэффициент избытка воздуха в процессе сгорания растёт более круто, начиная уже с момента сгорания половины теплового заряда. Это может привести (и приводит, как видно из опыта чисто газовых двигателей) к быстрому выходу газо-воздушной смеси за пределы воспламеняемости, т. е. к уменьшению коэффициента выделения тепла  $\xi$ , к меньшей эффективности процесса.

Продукты сгорания для обоих компонентов смешанного топлива ухудшают эффективность сгорания, замедляя этот процесс введе-

нием инертных газов. Таким образом, теоретически возможно догорание и неполное сгорание обоих компонентов смешанного топлива:

а) жидкого топлива — при больших значениях  $r$  и малых  $\alpha_2$ ; б) газо-воздушной смеси — при больших значениях  $\alpha_2$  и малых  $r$ .

Исследования, проведённые на тепловозном дизеле Д50, показали, что для диапазона  $r$  ( $0,235 \div 0,43$ ) и  $\alpha_2$  ( $1,3 \div 1,68$ ), наиболее характерных для режима двигателя, близкого к полной мощности, в процессе догорания участвует именно жидкое топливо. Это видно из фиг. 12 и 14, так как с уменьшением  $\alpha_2$ , или, что то же, с увеличением  $r$ , уменьшается  $x_{i_{\max}}$  и увеличивается продолжительность сгорания, что является характерным для жидкого топлива.

Необходимо сказать, что в технической литературе отмечается возможность догорания на линии расширения у двигателей газо-жидкостного процесса при  $r > 0,20$  без оговорки остальных условий возникновения догорания и компонента смешанного топлива, в нём участвующего.

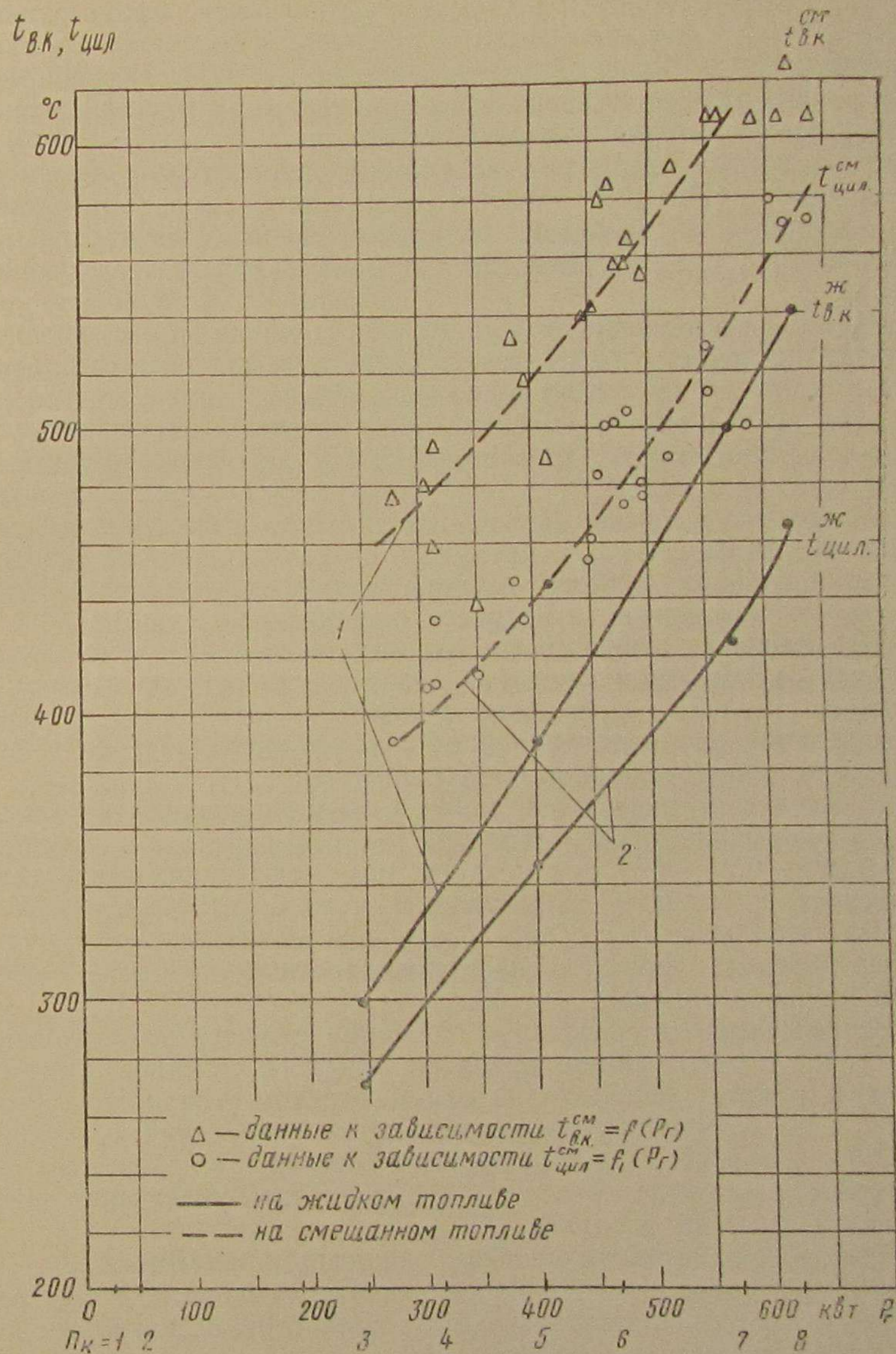
В заключение коснёмся температур отработавших газов. Как видно из фиг. 6, температура газов в цилиндре в конце расширения значительно превышает температуры при работе на жидком топливе, что и определяет повышение температуры отработавших газов.

Основными причинами повышения температуры в конце расширения  $T_6$  являются снижение коэффициента избытка воздуха для получения номинальной мощности (на смешанном топливе  $\alpha_2 = 1,3 \div 1,68$ , на жидком  $\alpha \approx 2$ ) и особенности газо-жидкостного процесса. Последнее сказывается в том, что при малых значениях  $r$  (большие  $\alpha_2$ ) повышенные скорости сгорания определяют высокие  $T_{\max}$  и  $T_6$ , а при больших присадках жидкого топлива и малых значениях  $\alpha_2$  на повышение  $T_6$  влияет увеличивающееся догорание на линии расширения несмотря на снижение  $T_{\max}$ .

Поэтому для исследуемого двигателя наиболее радикальным мероприятием по снижению температуры отработавших газов (при сохранении полной мощности на смешанном топливе) следует считать повышение наддува. Это позволит работать с большими значениями коэффициента избытка воздуха и весьма улучшит продувку. Зависимость температуры отработавших газов от нагрузки двигателя представлена на фиг. 15.

Таким образом, проведённые исследования позволяют выявить следующее протекание процесса сгорания смешанного топлива.

После впрыска запального жидкого топлива и окончания периода задержки воспламенения, данные по которому приведены выше, оно самовоспламеняется и воспламеняет газо-воздушную смесь. Первоначальные относительные скорости сгорания, определяемые самовоспламенением жидкого топлива, весьма низки (ниже, чем при ра-



Фиг. 15. Изменение температуры отработавших газов перед газовой турбиной и в выпускных патрубках цилиндров в зависимости от нагрузки на смешанном ( $t_{в.к.}^{см}, t_{цил.}^{см}$ ) и на жидком ( $t_{в.к.}^{ж}, t_{цил.}^{ж}$ ) топливе:

1—температуры в выпускных коллекторах; 2—температуры в выпускных патрубках цилиндров

боте на жидком топливе), но после воспламенения газо-воздушной смеси скорости сгорания резко возрастают, достигая наибольшего значения вблизи максимального давления за цикл. Несовпадение наибольших значений давления и относительной скорости сгорания объясняются влиянием изменения объёма цилиндра. С увеличением присадки жидкого топлива максимальные скорости сгорания уменьшаются. Это объясняется тем, что увеличение впрыснутого жидкого топлива после воспламенения даёт увеличенное количество продуктов сгорания, предопределяющее снижение скорости последующего горения.

Начавшееся одновременное сгорание компонентов смешанного топлива протекает с различными скоростями, что приводит к различному по времени окончанию их горения.

Для исследуемого двигателя при указанных значениях  $\alpha_2$  и  $r$  газо-воздушная смесь, имеющая весьма хорошее смешение за такт сжатия и малые пути распространения пламени (вследствие большого числа очагов зажигания), сгорает быстрее жидкого топлива. Выделяющиеся продукты сгорания снижают скорость реакции горения жидкого топлива и приводят к значительному догоранию последнего в процессе расширения.

Приведённые зависимости параметров сгорания смешанного топлива от коэффициентов избытка воздуха  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  и присадки жидкого топлива  $r$  позволяют определить диапазоны значений этих величин для получения наиболее эффективной работы двигателя на режиме номинальной мощности.

В частности, все усилия должны быть направлены на уменьшение присадок жидкого топлива, так как работа с присадками  $r = 0,23 \div 0,25$ , что достигалось при испытаниях двигателя, протекает с высоким эффективным к. п. д.  $\eta_e = 0,35 \div 0,36$  и весьма небольшими  $p_2$ , тем более это совпадает с основной целью перевода двигателя на газожидкостный процесс — экономией жидкого топлива.

Встречающуюся гипотезу о снижении температур отработавших газов с увеличением присадки жидкого топлива (приближение к работе двигателя на одном жидком топливе) следует считать, во всяком случае для исследуемых значений  $\alpha_2 = 1,3 \div 1,68$  и  $r = 0,23 \div 0,43$ , неподтвердившейся, так как увеличивающееся догорание сводит на-нет результаты увеличения коэффициента избытка воздуха.

Приведённые в работе числовые значения параметров и коэффициентов для процесса сгорания смешанного топлива позволят рассчитать и построить действительные индикаторные диаграммы для двигателей, подобных исследуемому.

Хорошая взаимная увязка опытных данных позволяет проводить при тепловом расчёте необходимую интерполяцию приведённых параметров и коэффициентов.

Методика и формулы для расчёта и построения действительной индикаторной диаграммы проведены в начале статьи.

#### 4. Выводы

1. Оптимальные результаты работы тепловозного двигателя на смешанном топливе могут быть достигнуты только при снижении присадок жидкого топлива до величины  $r \leq 0,25$ , т. е. при работе двигателя с коэффициентами избытка воздуха в начале сгорания  $\alpha_2 \approx 1,7$ .

2. Работа с большими присадками жидкого топлива приводит к увеличению догорания в процессе расширения и к снижению индикаторного к. п. д. двигателя.

3. Для исследованного диапазона значений присадок жидкого топлива и коэффициентов избытка воздуха в процессе догорания в основном участвует жидкое топливо.

4. Основным мероприятием по снижению температуры отработавших газов является повышение степени наддува и улучшение продувки.

Увеличение присадок жидкого топлива (в исследованном диапазоне) незначительно влияет на температуру отработавших газов вследствие увеличения догорания.

5. Значения коэффициентов видимого выделения тепла  $\xi$  для конца так называемого видимого сгорания не соответствуют обычным рекомендуемым величинам, несмотря на удовлетворительное протекание процесса сгорания в целом.

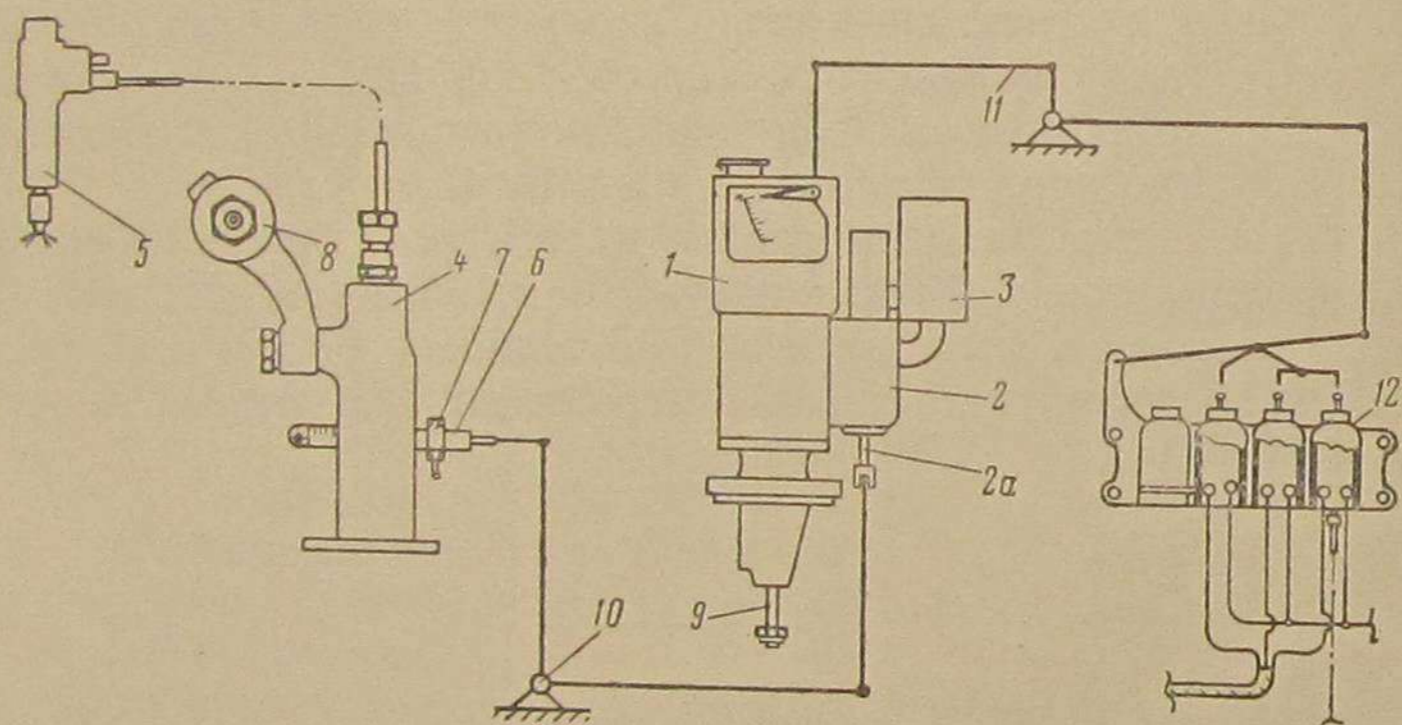
6. Полученные закономерности параметров процесса сгорания от коэффициентов избытка воздуха и присадок жидкого топлива позволяют производить более точный тепловой расчёт и построение действительных индикаторных диаграмм для двигателей, подобных исследованному.

Т. Н. ХОХЛОВ, Е. В. ПЛАТОНОВ

## УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СХЕМЫ ТЕПЛОВЗОВ СЕРИЙ ТЭ1 И ТЭ2

### 1. Система для обеспечения синхронности переходов с одного соединения тяговых электродвигателей на другое

Основные советские тепловозы серий ТЭ1 и ТЭ2 имеют автоматическое управление. На этих тепловозах машинист контроллером управления изменяет только обороты двигателя внутреннего сгорания, что осуществляется затяжкой всережимной пружины гидравлического регулятора двигателя при помощи дистанционного электро-



Фиг. 1. Схема топливной системы двигателя Д50:

1—гидравлический изодромный регулятор двигателя; 2—сервомотор; 2а—шток силового поршня сервомотора; 3—соленоид выключения подачи топлива; 4—топливный насос; 5—форсунка; 6—рейка топливного насоса; 7—ограничитель хода рейки; 8—топливный коллектор; 9—вал регулятора; 10—вал реек топливного насоса; 11—механический привод регулятора; 12—система соленоидов дистанционного привода регулятора

ческого регулятора двигателя при помощи дистанционного электро-механического привода 11—12 (фиг. 1). Двигатели этих тепловозов имеют 8 ступеней рабочих оборотов.

Регулирование режима работы машин электрической передачи в поездной службе совершается автоматическим изменением напряжения главного генератора посредством специального возбuditеля, переключением тяговых электродвигателей с последовательного на последовательно-параллельное соединение и применением одной ступени ослабления поля тяговых электродвигателей.

На тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2 переход с одного соединения тяговых электродвигателей на другое, за исключением обратного перехода на последовательное соединение, происходит автоматически с помощью реле перехода. Серийная обмотка реле включена параллельно обмотке дополнительных полюсов генератора и дифференциальной обмотке возбuditеля, шунтовая—также через сопротивление включена на напряжение генератора.

На каждой секции тепловоза серии ТЭ2 реле перехода работает от своего генератора независимо от работы реле другой секции тепловоза. Точно так же независимо работают реле перехода на тепловозах серии ТЭ1 при работе их по системе многих единиц. При выпуске тепловозов с завода каждое реле регулируется на срабатывание при одинаковых токах и напряжениях генераторов. Регулировка реле производится при нагретом состоянии обмоток электрических машин.

Поскольку контрольных замеров температур обмоток машин при этом не производится, то эти температуры на разных тепловозах при наладке реле могут отличаться. Поэтому добиться достаточно близкого совпадения регулировок реле для сдвоенных тепловозов серии ТЭ2, а тем более для тепловозов серии ТЭ1, выпускаемых независимо один от другого, не представляется возможным.

В условиях эксплуатации температура обмоток генераторов и возбuditелей, а также обмоток самих реле на разных секциях бывает различной, вследствие чего расхождение между моментами срабатывания реле ещё более увеличивается. Кроме того, это расхождение усугубляется неизбежной разницей в характеристиках электрических машин. Как показал опыт эксплуатации тепловоза серии ТЭ2, срабатывание каждого реле происходило при разных скоростях тепловоза, причём эта разница доходила до 5 км/час. В результате этого на отдельных участках пути, где скорость в зоне перехода по характеру профиля изменяется медленно, наблюдается движение тепловоза на разных схемах соединения тяговых электродвигателей на одной и второй секциях, что вызывает значительную разницу в нагрузках обоих генераторов. Так, например, во время испытаний тепловоза серии ТЭ2 на Ташкентской ж. д. генератор 1-й секции при серийно-параллельном соединении электродвигателей был нагружен током около 750 а, в то же время генератор 2-й секции при серийно-параллельном соединении электродвигателей с шунтировкой поля нагружался током около 1 200 а. Ещё бóльшая разница в нагрузочных токах генератора получается при следовании одной секции на серийном соединении тяговых электродвигателей, а другой на серийно-параллельном. В этом случае нагрузочные токи по генераторам получились соответственно около 400 и 1 300 а. При испытаниях тепловоза серии ТЭ2 на Оренбургской ж. д. во время движения на разных соединениях тяговых электродвигателей по секциям наблюдались примерно такие же соотношения между токами генераторов. При этом токи перегружаемого генератора, питающего электродвигатели, включённые серийно-параллельно, достигали величин 1 400—

1 500 а. Длительность работы тепловоза на разных соединениях электродвигателей по секциям определяется весом поезда и профилем пути и может достигать значительной величины.

Такое положение может приводить к повышенному нагреву генератора и понижению коэффициента мощности тепловоза. В то время как перегруженный по току генератор работает на гиперболическом участке внешней характеристики с реализацией полной мощности дизеля, недогруженный по току генератор работает в зоне неиспользования этой мощности.

Предотвращение указанных явлений может быть достигнуто одновременностью перехода на различные соединения электродвигателей на обеих секциях тепловоза серии ТЭ2 или на обоих спаренных тепловозах серии ТЭ1. Обеспечение одновременности переходов тепловозов, работающих по системе многих единиц, может быть наиболее эффективно достигнуто изменением схемы управления тепловоза таким образом, чтобы автоматическое управление переходами на обоих агрегатах происходило с помощью одного реле на управляемой секции спаренных тепловозов. Авторами настоящей статьи разработана новая система включения аппаратов, связанных с работой реле перехода на тепловозе серии ТЭ2. Система эта приведена на схеме фиг. 2.

По этой системе переход электродвигателей на обеих секциях с С на СП и с СП на СП—ОП совершается при срабатывании первым любого из двух реле перехода, а обратный переход происходит после отпадания обоих реле. Цепи аппаратов, управляющих переходами, ранее связанных только со своим реле перехода на каждой секции, по изменённой схеме соединены между собой, что по существу аналогично управлению этими цепями от одного реле перехода.

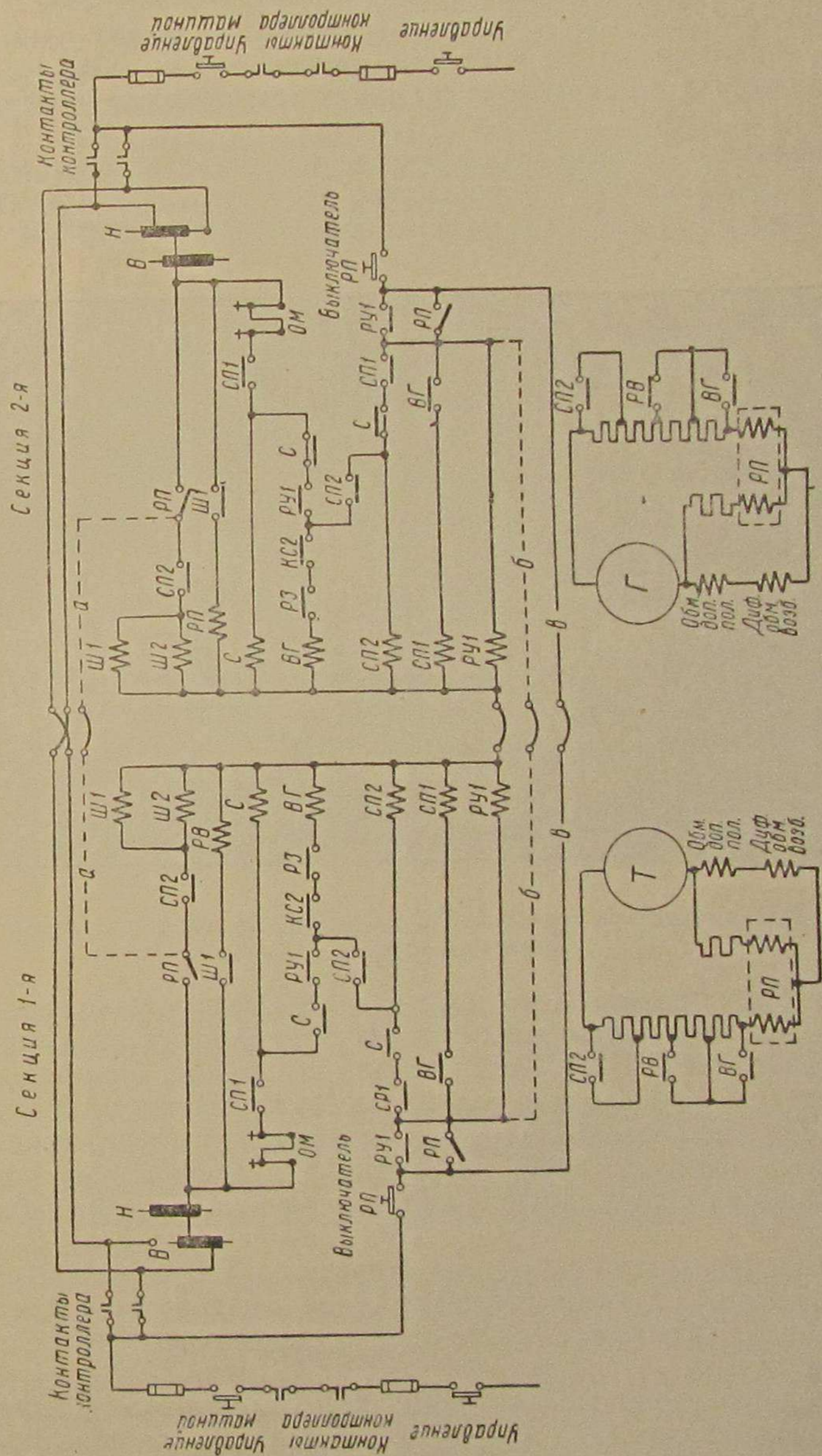
Для осуществления предлагаемого способа работы перехода в существующую электрическую схему управления тепловозов необходимо ввести следующие изменения и дополнения:

1) провод в (провода № 208, 209 тепловоза серии ТЭ1 или провод № 499 тепловоза серии ТЭ2) переключить на верхний подвижной контакт реле перехода на место провода б по схеме фиг. 2;

2) провод а (используются междутепловозные провода для включения «прожектор дальний тусклый» № 233, 243, 264, 265 тепловоза серии ТЭ1, которые должны быть отключены от клеммной рейки, или запасной провод № 513 тепловоза серии ТЭ2) подключить на нижний подвижной контакт реле перехода;

3) между нижними контактами реле перехода включить конденсатор ёмкостью 0,5 мкф для предотвращения возможного подгара контактов реле при разрыве цепи катушек четырёх контакторов шунтировки поля тяговых электродвигателей.

Предлагаемая схема, так же как и схема независимой работы двух реле перехода, даёт возможность тепловозам, управляемым по системе многих единиц, работать при отключённых тяговых электродвигателях одной тележки на одном из спаренных тепловозов.

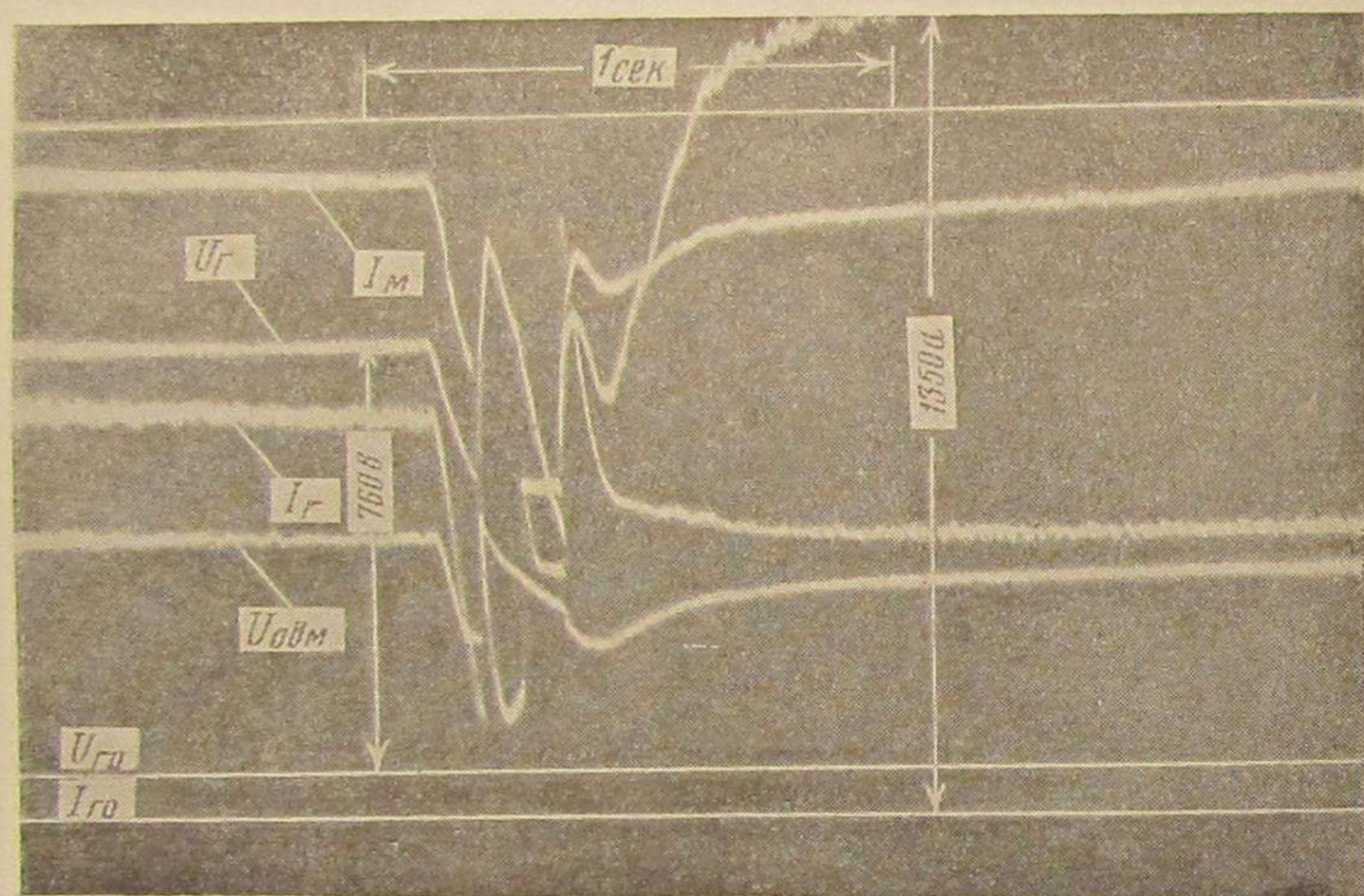


Фиг. 2. Модернизированная схема включения аппаратов, связанных с работой реле переходов на тепловозе ТЭ2



Работа спаренных тепловозов, управляемых по системе многих единиц с одним действующим реле перехода, была проверена в эксплуатационных условиях на Оренбургской ж. д. Указанная проверка была осуществлена на спаренных тепловозах ТЭ1-222 и ТЭ1-221, следовавших с поездом весом 1 800 т по участку от ст. Кандагач до ст. Челкар.

Переходами с одного соединения тяговых электродвигателей на другое на обоих тепловозах управляло одно реле перехода головного тепловоза ТЭ1-222. Реле на тепловозе ТЭ1-221 было отключено.



Фиг. 3. Осциллограмма перехода с С на СП на восьмом положении контроллера

Испытания были проведены как при полном числе работающих электродвигателей, так и при выключенных электродвигателях одной тележки тепловоза ТЭ1-221. Как показали испытания, прямые и обратные переходы происходили нормально без повторных срабатываний реле. Заметной разницы в ощущаемых толчках тягового усилия, передаваемых поезду во время переходов по сравнению с переходами на тепловозах с двумя независимо работающими реле, не наблюдалось.

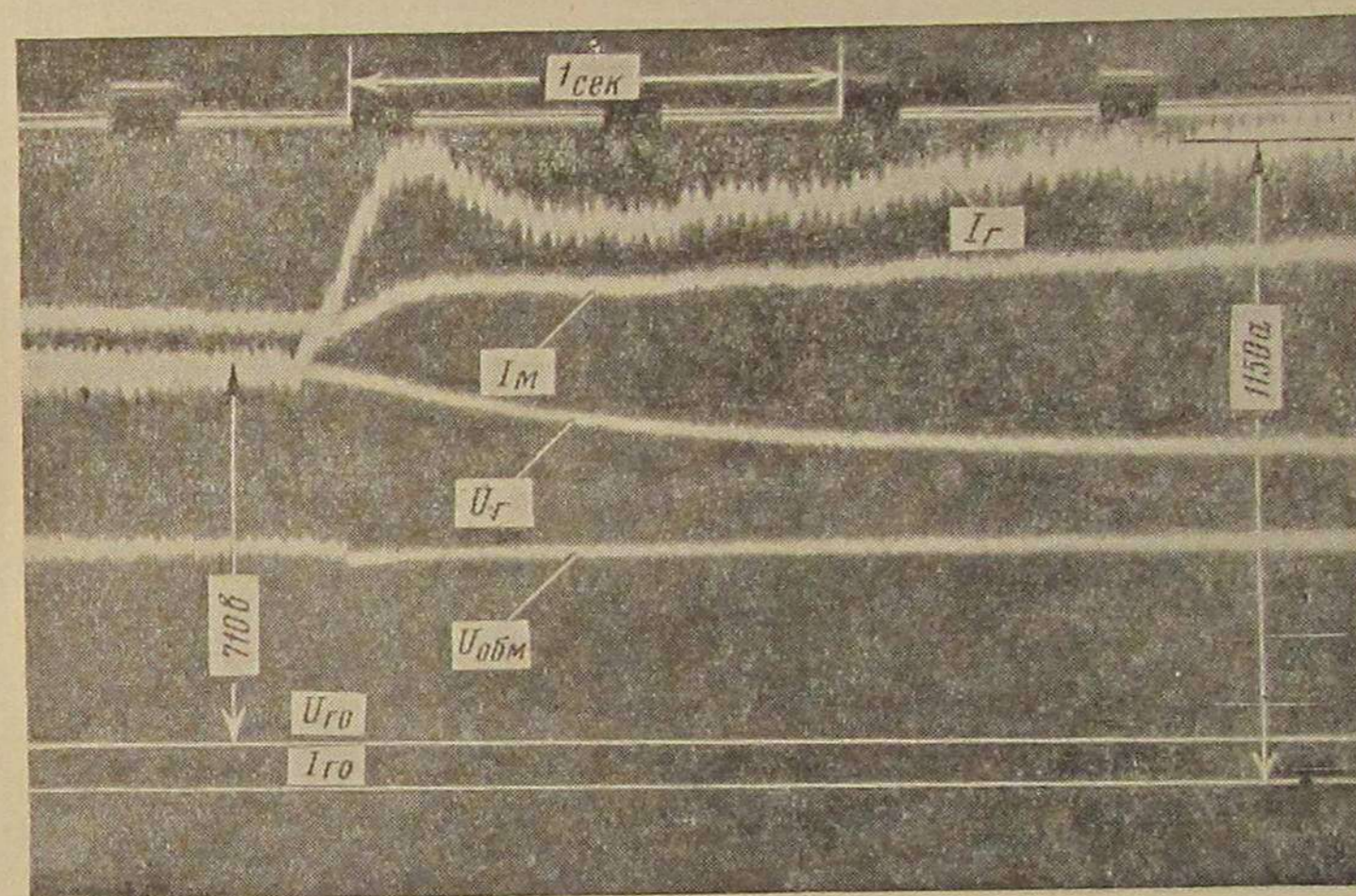
Во время испытаний спаренных тепловозов ТЭ1-221 и ТЭ1-222 были сняты осциллограммы изменения токов и напряжений генераторов в процессе перехода с одного соединения тяговых электродвигателей на другое.

На фиг. 3 приведены осциллограммы переходов тяговых электродвигателей одной секции ТЭ2 с последовательного соединения С на последовательно-параллельное соединение СП; на фиг. 4 с СП на СП—ОП, а на фиг. 5 с СП—ОП на СП при езде на восьмом поло-

жении контроллера машиниста. В момент переходов были сняты изменения тока и напряжения главного генератора, токов якоря и обмотки возбуждения тягового электродвигателя, отключаемого при переходе.

Из этих осциллограмм видно, что в момент перехода с С на СП (фиг. 3) ток генератора увеличивается с 700 до 1 350 а с кратковременным падением напряжения с 760 до 270 в.

Процесс перехода продолжается более 1 сек. Во время перехода с СП на СП—ОП (фиг. 4) ток генератора увеличивается с 820



Фиг. 4. Осциллограмма перехода с СП на СП—ОП на восьмом положении рукоятки контроллера

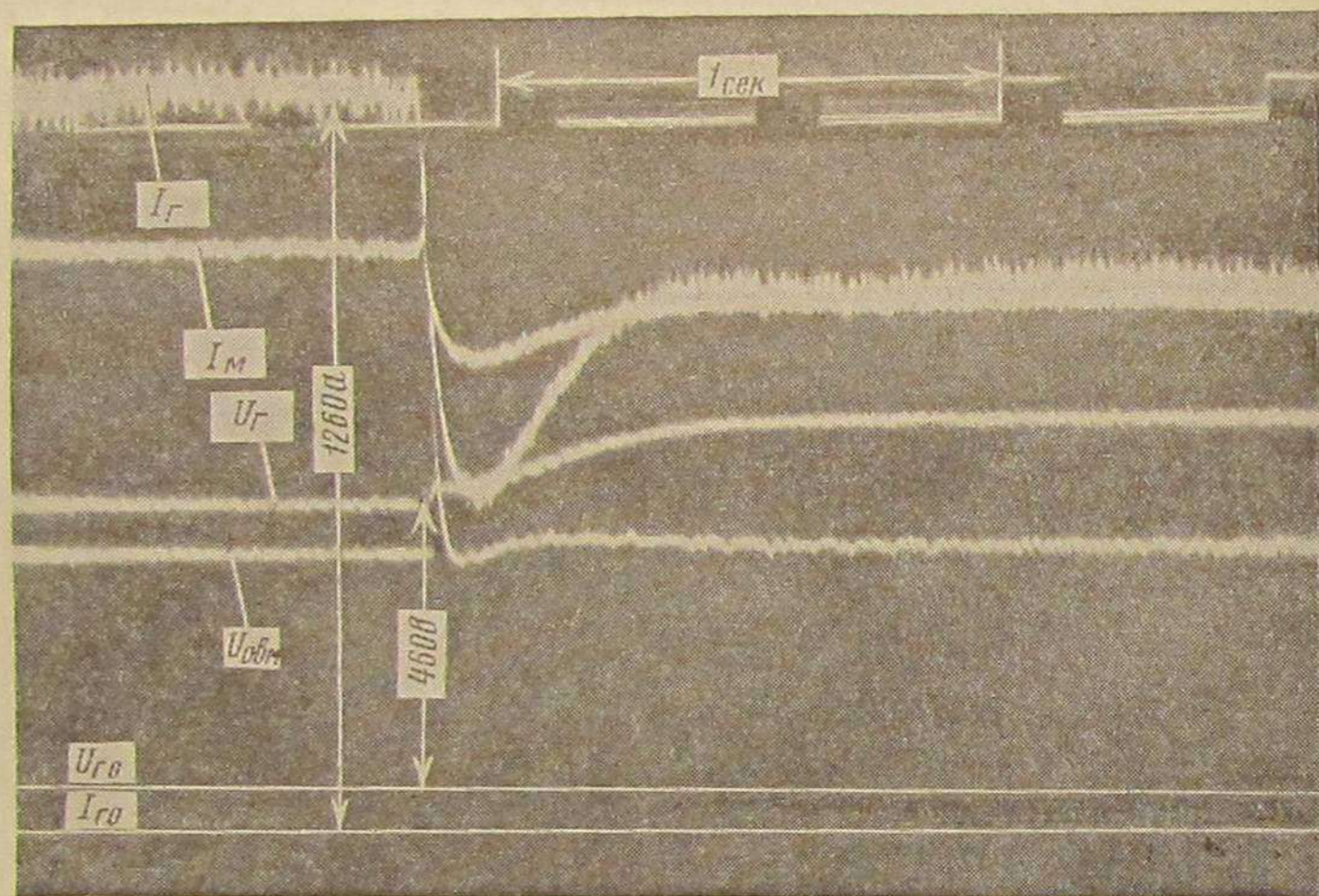
до 1 150 а при падении напряжения с 710 до 540 в; значения тока и напряжения генератора устанавливаются через промежуток времени около 2 сек.

В момент обратного перехода с СП—ОП на СП (фиг. 5) ток генератора кратковременно падает с 1 260 до 570 а и затем устанавливается 930 а. Напряжение генератора плавно увеличивается с 460 до 630 в. Процесс изменения тока и напряжения заканчивается приблизительно через 0,5 сек.

Из полученных осциллограмм видно, что при основном переходе на серийно-параллельное соединение электродвигателей с разрывом цепи возбуждения генератора и отключением половины тяговых электродвигателей, ток генератора не спадает до нуля, а всего лишь на 0,1 сек. снижается приблизительно наполовину. Поэтому колебания силы тяги на крюке в этот момент не ощущаются и приборами не улавливаются. Для сравнения следует указать, что при переводе контроллера с одной позиции на другую, особенно со 2-й на 3-ю,

а также при резких изменениях нагрузки толчки тягового усилия более ощутимы и отмечаются стрелочными приборами.

Падение напряжения в момент перехода происходит в течение 0,5 сек. также примерно наполовину. С момента включения тяговых электродвигателей на серийно-параллельное соединение ток генератора вследствие магнитной инерции машин нарастает не мгновенно, а в течение времени более 1 сек. Поэтому указанные изменения тока не сопровождаются резкими толчками тягового усилия и процесс перехода будет протекать достаточно плавно как при одновременном



Фиг. 5. Осциллограмма перехода с СП—ОП на СП на восьмом положении рукоятки контроллера

ном, так и при одновременном переходе электродвигателей обеих секций с С на СП. Ещё меньшие колебания и толчки тягового усилия, как видно из осциллограмм изменения тока генератора, наблюдаются при переходе тяговых электродвигателей на шунтировку поля и обратно на полное поле.

Из вышеизложенного можно сделать вывод, что работа спаренных тепловозов при одновременном переходе на обеих секциях не вызывает недопустимых толчков тягового усилия, которые могли бы отражаться на спокойном ведении поезда.

При испытаниях спаренных тепловозов ТЭ1-221 и ТЭ1-222 с одним действующим реле перехода была также проверена работа контактов этого реле, особенно нижних, которые при давлении 0,02 кг нормально нагружены током 1 а и выключают этот ток при разрыве контактов 3,5—4 мм.

В случае управления переходами от одного реле нижние контакты последнего нагружаются двойным током, равным 2 а (работа

верхних контактов не вызывает сомнения ввиду небольшой величины их нагрузки, составляющей менее 0,5 а). В связи с этим возникало опасение, что нижние контакты при выключении тока будут подгорать и потребуются увеличение величины разрыва контактов. Для облегчения условий разрыва тока нижними контактами между ними был включён конденсатор ёмкостью 0,5 мкф. Во время испытаний спаренных тепловозов ТЭ1-221 и ТЭ1-222 велись наблюдения за работой действующего реле на тепловозе ТЭ1-222. При этом ненормального искрения нижних контактов реле при разрыве удвоенного тока 2 а с наличием конденсатора не было обнаружено. Не наблюдалось также нагревания этих контактов. При осмотре контактов реле после прибытия на ст. Челкар и Эмба никаких следов подгара на контактах реле обнаружено не было; контакты оказались в хорошем состоянии. Таким образом, и со стороны условий работы контактов реле, управляющего переходами на обеих секциях, всё обстоит благополучно и не вызывает опасений в надёжности работы реле перехода.

## 2. Регулятор постоянной мощности

Вторым недостатком системы управления тепловозов ТЭ2 и ТЭ1 является зависимость внешней характеристики главного генератора от температуры обмоток возбуждения, которая всегда наблюдается при эксплуатационной работе генератора.

Мощность двигателя соответственно мощности генератора на данной ступени оборотов на тепловозах серий ТЭ2 и ТЭ1 регулируется автоматическим изменением подачи топлива в цилиндры, т. е. автоматическим изменением среднего индикаторного давления при помощи сервомотора 2 (фиг. 1).

Настройка внешней характеристики генератора на заводе и в депо производится при нагрузке силовой установки на реостат, при определённой, заданной техническими условиями температуре обмоток возбуждения главного генератора (примерно 75—80°C). Величина этой температуры близка к средним температурам обмоток, наблюдающимся в поездной службе тепловозов в летнее время при температурах наружного воздуха +20 ÷ 25°C. При более низких температурах наружного воздуха и особенно в начале работы, по выходе тепловоза из депо, температура обмоток возбуждения бывает ниже температуры регулировочной, вследствие чего омическое сопротивление обмоток уменьшается, что приводит к автоматическому повышению мощности генератора на том же режиме работы и к перегрузке двигателя.

В целях устранения перегрузки двигателя против номинальной мощности силовую установку регулируют при температуре обмоток возбуждения главного генератора ниже предельной, а на рейках топливного насоса установлены ограничители подачи топлива. Ограничители на рейках фиксируют только подачу топлива, т. е. предельное значение среднего индикаторного давления в цилиндре.

рах первичного двигателя. Поэтому когда мощность на клеммах главного генератора получается выше номинальной, обороты двигателя снижаются и равновесие моментов главного генератора и двигателя устанавливается или на повышенном значении среднего индикаторного давления (при неточной установке ограничителей) или на пониженной мощности генератора и двигателя. Это приводит к ухудшению теплового процесса двигателя, некоторому относительному понижению  $\eta_e$ , нарушению автоматической регулировки режима работы силовой установки и понижению скорости движения. Для устранения данного недостатка на некоторых тепловозах иногда применяется специальный регулирующий прибор-карбонстат, который при повышениях предельной характеристики генератора автоматически изменяет сопротивление в цепи возбуждения и поддерживает равновесие моментов генератора и двигателя на предельных оборотах. В частности, такой прибор установлен на тепловозах серии Д<sup>б</sup>, работающих на наших железных дорогах.

На тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2 карбонстат не устанавливается. Установка его на этих тепловозах вызывает большую переделку гидравлического регулятора двигателя и, кроме того, карбонстат плохо себя зарекомендовал неустойчивой работой пакета угольных пластин.

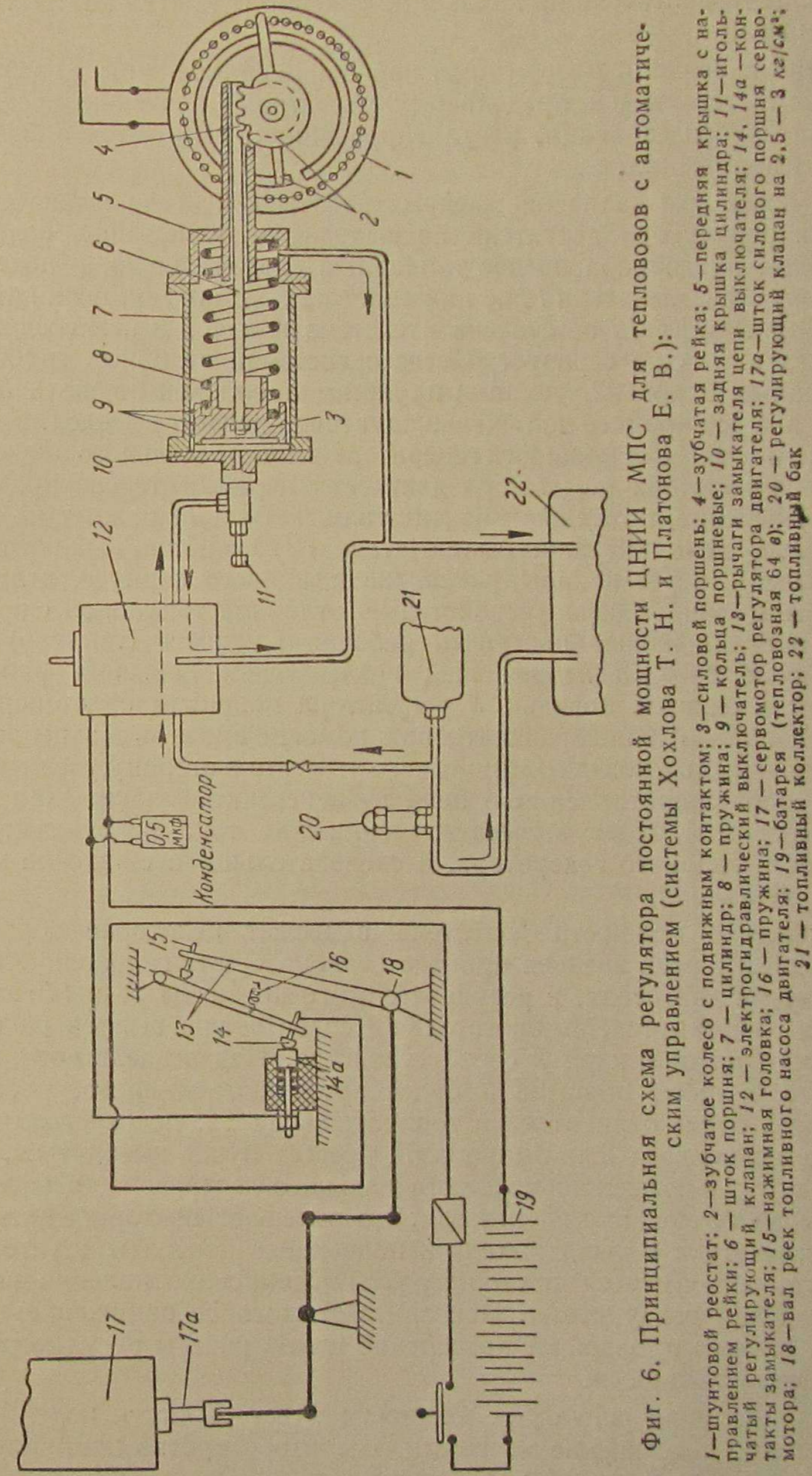
Учитывая изложенное, авторы настоящей статьи разработали другую систему регулирующего прибора для поддержания постоянной мощности тепловозного двигателя при колебаниях температуры обмоток возбуждения генераторной установки—«Регулятор мощности». Регулятор мощности позволяет регулировать силовую установку при предельной допустимой температуре обмоток возбуждения генератора. Два опытных образца такого регулятора мощности в 1951 г. были испытаны на тепловозе серии ТЭ2 в депо Ташкент.

На основании положительных результатов, полученных при испытании первых опытных образцов, в 1952 г. изготовлена опытная партия регуляторов мощности данной конструкции в количестве 20 шт. для проверки их в эксплуатации в различных депо.

### Конструкция и принцип действия регулятора

Принципиальная схема регулятора мощности показана на фиг. 6. Регулятор мощности состоит из следующих основных элементов: шунтового реостата 1, включённого в цепь независимого возбуждения возбудителя, сервоустройства, состоящего из силового поршня 3, зубчатой рейки 4 на штоке силового поршня, цилиндра 7, пружины 8, электрогидравлического выключателя 12, замыкателя 13—16, привод которого связан с валом реек 18 топливных насосов и штоком поршня 17а сервомотора 17 регулятора двигателя, а его контакты 14—14а находятся в цепи катушки электрогидравлического выключателя 12.

Положение штока 17а сервомотора регулятора двигателя строго соответствует определённому среднему индикаторному давлению



Фиг. 6. Принципиальная схема регулятора постоянной мощности ЦНИИ МПС для тепловозов с автоматическим управлением (системы Хохлова Т. Н. и Платонова Е. В.):

- 1—шунтовый реостат; 2—зубчатое колесо с подвижным контактом; 3—силовой поршень; 4—зубчатая рейка; 5—передняя крышка с направляющим цилиндром; 6—штоковый поршень; 7—цилиндр; 8—пружина; 9—кольца поршневые; 10—задняя крышка цилиндра; 11—угольный контактный выключатель; 12—электрогидравлический выключатель; 13—рычаги замыкателя цепи выключателя; 14, 14а—контакты замыкателя; 15—нажимная головка; 16—пружина; 17—сервомотор регулятора двигателя; 17а—шток силового поршня сервомотора; 18—вал реек топливного насоса двигателя; 19—батарея (тепловозная 64 в); 20—регулирующий клапан на 2,5—3 кг/см<sup>2</sup>; 21—топливный бак; 22—топливный коллектор.

и мощности двигателя на каждом положении рукоятки контроллера машиниста.

При реализации мощности от начальной её величины до величины, соответствующей предельному расчётному значению среднего индикаторного давления, регулятор мощности находится в выключенном положении.

В указанном диапазоне режима работы двигателя шток сервомотора регулятора двигателя не выходит за положение, соответствующее предельной подаче топлива, а следовательно, и подвижной контакт замыкателя 14 не нажимает на контакт 14а, цепь катушки выключателя 12 обесточена и система каналов в нём соединяет полости цилиндра сервоустройства с системой отливных трубок и топливным баком 22, усилием пружины 8 силовой поршень 3 отведён в левое крайнее положение, шунтовой реостат выведен. В случае же повышения мощности генератора выше предельного значения шток сервомотора регулятора двигателя переместится за предельное положение, подвижной контакт замыкателя 14 нажмёт на контакт 14а, цепь катушки выключателя 12 замкнётся, выключатель сработает и через каналы, расположенные в его корпусе, в левую полость цилиндра сервоустройства из отливной топливной системы двигателя 21 начнёт поступать рабочая жидкость (топливо) под давлением  $2,5 \div 3 \text{ кг/см}^2$ . Под воздействием давления рабочей жидкости силовой поршень 3 регулятора мощности будет перемещаться вправо и поворачивать при помощи зубчатого зацепления 2 и 4 подвижные контакты шунтового реостата в сторону увеличения омического сопротивления в цепи независимого возбуждения возбuditеля, чем будет вызываться снижение тока возбуждения и мощности главного генератора, а следовательно, и снижение мощности двигателя.

Снижение мощности двигателя вызывает некоторое обратное перемещение всех звеньев привода сервомотора 17 гидравлического регулятора двигателя, в результате этого контакты 14 и 14а замыкателя разомкнутся, выключатель 12 сработает на выпуск рабочей жидкости из цилиндра 7 сервоустройства. Под воздействием пружины 8 силовой поршень 3 будет перемещаться влево, рабочая жидкость будет отливаться в топливный бак 22, посредством зубчатого зацепления 2 и 4 шунтовой реостат будет выводиться, что приводит к повышению мощности главного генератора, а затем и к повышению мощности двигателя. Это вызывает повторное включение замыкателя и выключателя и подвижные контакты шунтового реостата переместятся в сторону увеличения сопротивления в цепи возбуждения возбuditеля. Повторится некоторое понижение мощности, а затем произойдёт повторение цикла работы регулятора на повышение мощности.

Так циклично регулятор мощности будет работать пока будет иметь место превышение мощности генератора против номинальной по регулировке внешней характеристики.

При нагреве обмоток системы возбуждения до температуры, при которой производилась регулировка внешней характеристики генератора, регулятор мощности автоматически отключается.

Колебание мощности на клеммах генератора при циклическом её поддержании регулятором мощности наблюдается в пределах  $2 - 4 \text{ квт}$ , а диапазон поворота подвижных контактов шунтового реостата составляет  $3 \div 5$  контактов, т. е. работа регулятора мощности протекает достаточно устойчиво.

Величина включаемого сопротивления и поворота подвижных контактов шунтового реостата 1 определяется степенью охлаждения обмоток системы возбуждения против расчётной температуры.

На изменения нагрузки двигателя при включениях и отключениях воздушного компрессора регулятор мощности реагирует увеличением или уменьшением включённого в цепь возбуждения сопротивления шунтового реостата.

Таким образом, положение подвижных контактов реостата регулятора мощности всё время меняется, следуя за изменениями мощности двигателя, какими бы причинами они ни вызывались.

Для проверки этого положения при испытаниях производилось выключение одного цилиндра двигателя. В этом случае мощность на клеммах генератора устойчиво поддерживалась регулятором мощности равной  $\frac{5}{6}$  номинального её значения. Данный регулятор мощности может поддерживать любую заданную его регулировкой мощность двигателя.

Установка регулятора мощности на ту или другую мощность производится под реостатом путём регулировки нажимной головки 15 в отношении пятки верхнего рычага 13. При уменьшении зазора между нажимной головкой 15 и пяткой верхнего рычага 13 поддерживаемая регулятором мощность двигателя понижается, и наоборот, при увеличении этого зазора реализуемая мощность повышается. Длина нижнего рычага 13 выбрана равной длине рычага рейки топливного насоса. Следовательно, движение нажимной головки 15 точно копирует движение рейки топливного насоса. В качестве рабочей жидкости для регулятора мощности могут быть приняты воздух, масло или дизельное топливо.

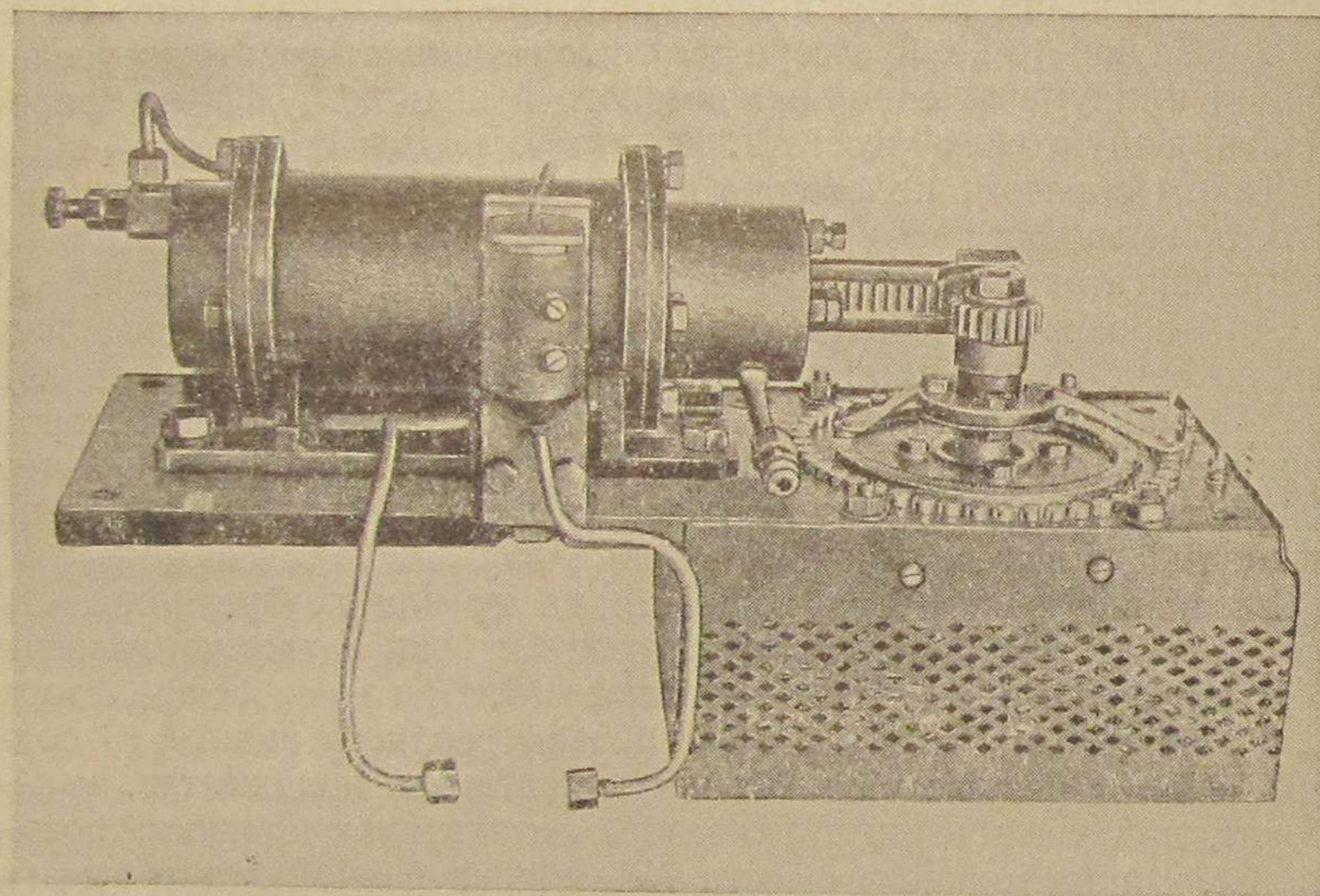
Сравнительными испытаниями на тепловозе серии ТЭ2 было установлено, что регулятор мощности более плавно работает на масле или дизельном топливе, чем на воздухе.

В качестве рабочей жидкости на тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2 могут быть использованы и дизельное масло и дизельное топливо.

При применении дизельного масла детали силового поршня 3 и цилиндра 7 не будут так подвергаться коррозированию, как при дизельном топливе. Но, учитывая, что вязкость, а следовательно, и подвижность дизельного масла сильно изменяются с изменением его температуры, в связи с чем могут наблюдаться случаи потери необходимой подвижности движущихся элементов, расположенных внутри цилиндра 7, от применения дизельного масла на опытной партии регуляторов пришлось отказаться. Применение же менее

вязкого масла требует установки специальных приборов для циркуляции и хранения масла. Учитывая указанные условия, на опытной партии регуляторов мощности решено было применить дизельное топливо.

В периоды поездной работы регулятор мощности на дизельном топливе работает надёжно и детали его совершенно не корродируют. Корродирование деталей внутри силового цилиндра может наблюдаться только при длительных стоянках тепловозов в запасе, в ожидании ремонта и при длительной стоянке в ремонте. Устранить возможность корродирования деталей можно путём смазывания их



Фиг. 7. Общий вид регулятора мощности

соответствующими мазями при постановке тепловоза в запас и протирки этих деталей при заправке тепловозов из запаса и после выхода из ремонта.

Подвод рабочего топлива к регулятору мощности осуществляется от участка топливного трубопровода тепловоза, расположенного между топливным коллектором 21 и регулирующим клапаном 20 на  $2,5 \text{ кг/см}^2$  (фиг. 6). Отвод рабочей жидкости от силового цилиндра 7 производится непосредственно в расходный топливный бак 22. Общий вид регулятора мощности показан на фиг. 7.

В качестве выключателя регулятора мощности использован электропневматический вентиль ВВ-1А-1, применяющийся на наших тепловозах. Общий вид этого вентиля в разрезе показан на фиг. 8. Вентиль ВВ-1А-1 применяется на тепловозах как электропневматический прибор. При помощи этих вентилях производится

питание сжатым воздухом рабочих аппаратов системы управления. Направление движения воздуха при впуске и выпуске регулируется клапанами 3 и 4, которые находятся в постоянном контакте друг с другом посредством тонкого хвостовика клапана 3, входящего верхним концом в сверление тела клапана 4 и нажатия пружины 6.

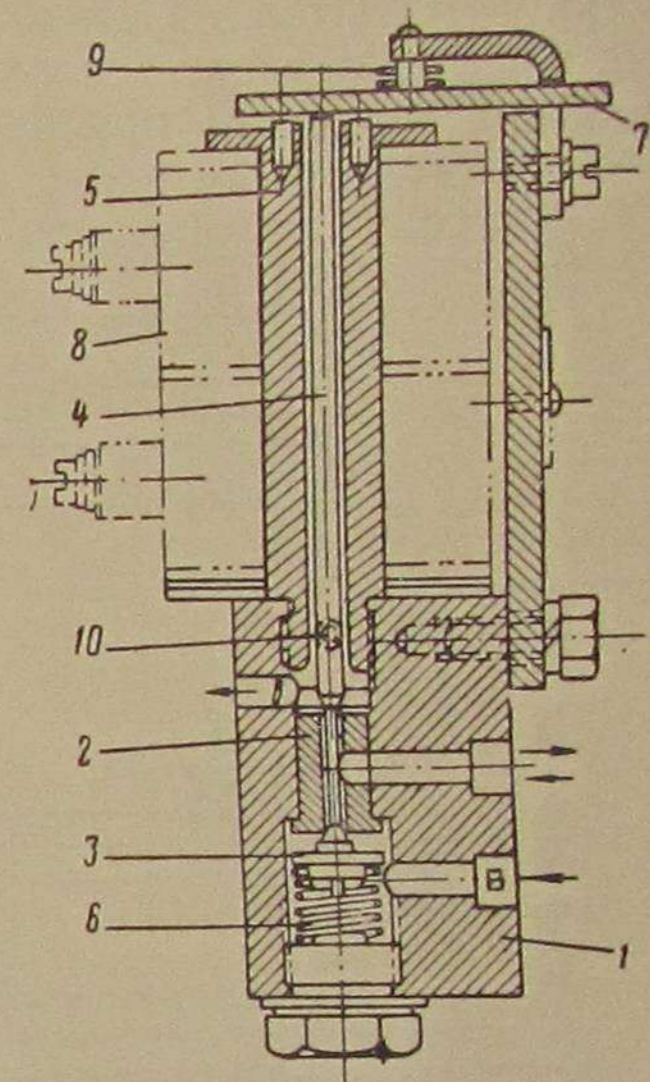
Для того чтобы этот вентиль мог работать на дизельном топливе, клапан 4 пришлось сменить. В регуляторе мощности тело этого клапана в отверстии сердечника 5 шлифуется, как показано на фиг. 9. Выпуск рабочей жидкости, как было сказано выше, производится не в атмосферу, а в расходный топливный бак. С этой целью к отверстию В (фиг. 8) на штуцере присоединяется специальная отводящая трубка. Для обеспечения более свободного отвода рабочей жидкости из полостей вентиля в плоскости его корпуса, расположенной в отношении плоскости с отверстием В на  $90^\circ$ , просверлено второе такое же отверстие и к нему подведена такая же трубка, как и к отверстию В. Обе эти трубки присоединяются к общей отводящей трубке, идущей к расходному топливному баку 22 (фиг. 6).

С указанными изменениями вентиль ВВ-1А-1 на жидком топливе обслуживает в регуляторе мощности как впуск, так и выпуск рабочей жидкости из силового цилиндра 7 (фиг. 6).

На фиг. 7 показан общий вид первого опытного экземпляра регулятора мощности. В последующем было решено каждый регулятор опытной партии устанавливать на ребро контактной панели, т. е. повернутым на  $90^\circ$  по сравнению с положением на фиг. 7 для предотвращения случайного попадания топлива на контактные детали.

В связи с этим соответственно изменилось расположение на панели электрогидравлического вентиля.

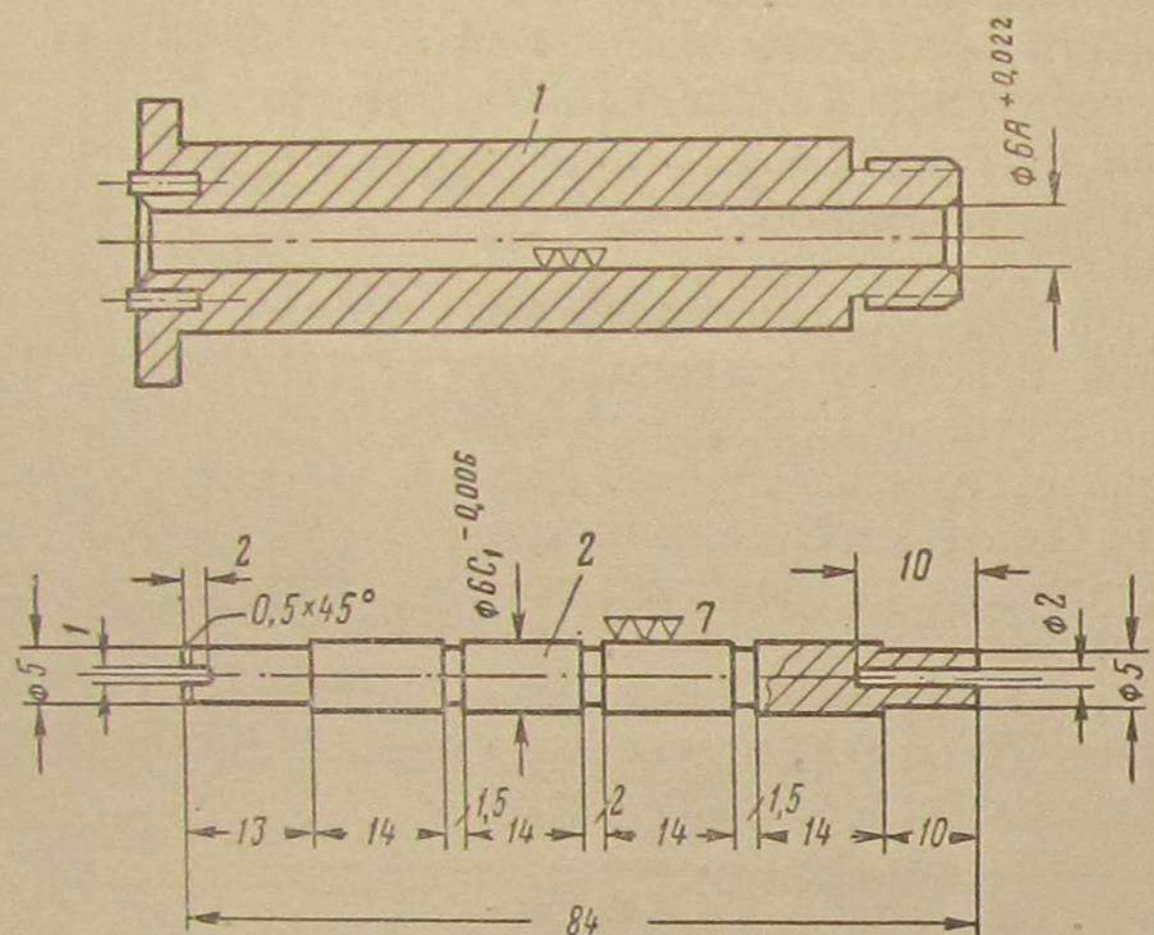
В случае применения в сервоустройстве регулятора мощности в качестве рабочей жидкости дизельного масла оно может подаваться от участка нагнетательного маслопровода, к которому присоединяется трубка манометра, установленного на пульте управления. Отвод масла может производиться в ванну шестерённого привода распределения двигателя.



Фиг. 8. Вентиль электропневматический

1 — корпус; 2 — седло клапанов 3 и 4; 3 — клапан нижний; 4 — клапан верхний; 5 — сердечник; 6 — пружина; 7 — якорь; 8 — катушка; 9 — пружина; 10 — винт стопорный

Как было указано выше, регулятор мощности регулирует возбуждение главного генератора путём соответствующего изменения тока возбуждения возбудителя. Это осуществляется с помощью шунтового реостата регулятора, включённого последовательно с существующими сопротивлениями в цепи независимого возбуждения возбудителя. При этом принципиальная схема регулирования электропередачи тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 при наличии регулятора мощности приобретает вид, изображённый на фиг. 10.



Фиг. 9. Изменённые клапан и сердечник электромагнитного вентиля:  
1—сердечник; 2—клапан

Подключение электрической части регулятора не вызывает сколько-нибудь существенных переключений в существующей монтажной схеме тепловоза. Общее сопротивление реостата из константовой проволоки диаметром 1,7 мм составляет 3,3 — 3,4 ом, мощность реостата составляет

$$i^2 R = 6^2 \cdot 3,4 = 122,4 \text{ вт.}$$

На внешней стороне панели по окружности расположено 45 неподвижных контактов реостата и контактное кольцо, по которым двигаются два подвижных контакта (фиг. 7). Диаметр каждого контакта, выполненный из меди, равен 10 мм. Ширина медного контактного кольца 10 мм. Диаметр обоих подвижных контактов равен также 10 мм. При удельном давлении на контакт 0,5 кг/см<sup>2</sup> допустимая плотность тока 0,1 а/мм<sup>2</sup>. В нашем случае давление на контакт будет равно  $\frac{3,14 \cdot 1^2}{4} 0,5 \approx$

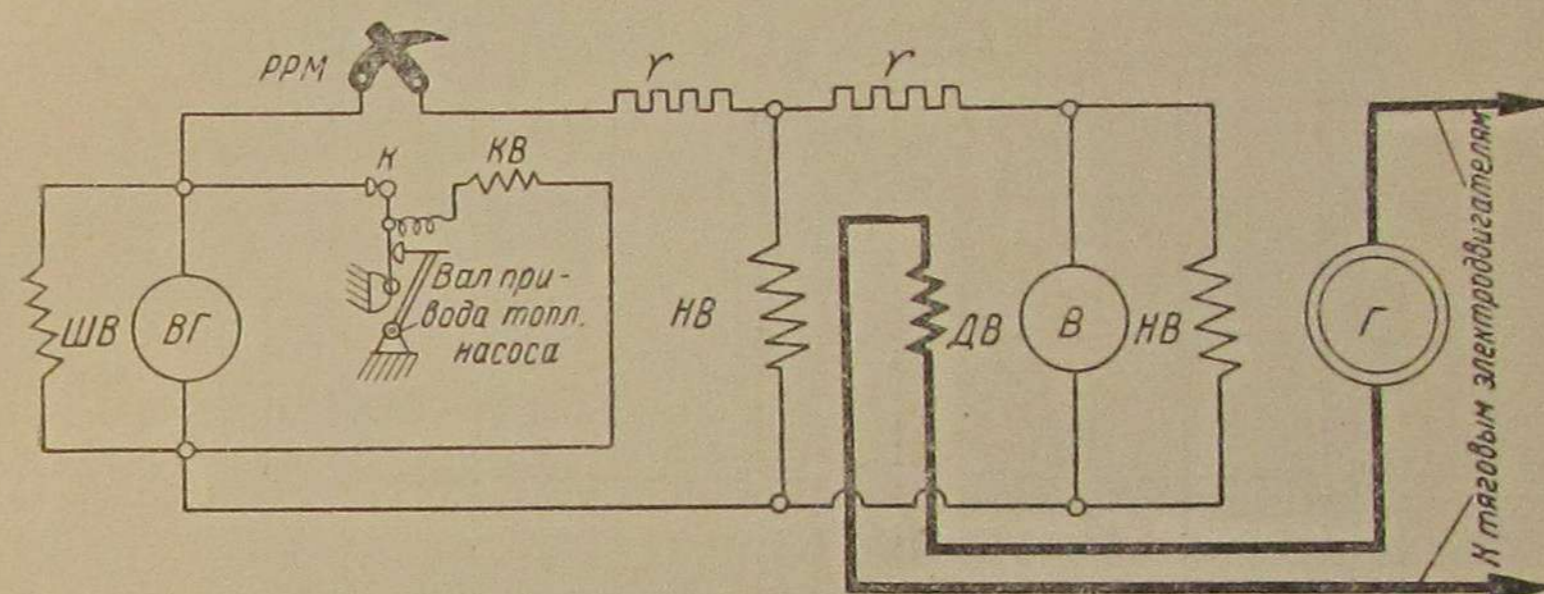
$\approx 0,4 \text{ кг}$ ; при этом допустимый ток на контакт  $\frac{3,14 \cdot 10^2}{4} 0,1 \approx 8 \text{ а}$ .

В начальном положении подвижных контактов сопротивление реостата полностью выключено, в конечном — полностью включено.

Взаимное расположение элементов сопротивлений и небольшая мощность их на единицу поверхности (0,16 вт/см<sup>2</sup>) при максимально возможном токе независимого возбуждения возбудителя ограничивают температуру перегрева сопротивления реостата величиной около 100 — 120°C.

Выбранная величина сопротивления реостата, равная 3,3 ом, позволяет снизить ток независимого возбуждения возбудителя с 6,45 а приблизительно до 5 а, т. е. на 22,5%, согласно формуле

$$i_{нв} = \frac{U_{вз}}{R + R_{об.в} + R_p}$$



Фиг. 10. Принципиальная схема регулировки электропередачи тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 при наличии регулятора мощности:

Г—главный генератор; В—возбудитель; ВГ—вспомогательный генератор; ДВ—дифференциальная обмотка; НВ—обмотка независимого возбуждения; ШВ—шунтовая обмотка; r—сопротивление в цепи возбуждения возбудителя; РРМ—шунтовой реостат регулятора мощности; К—контакты замыкателя регулятора мощности; КВ—катушка вентиль регулятора мощности

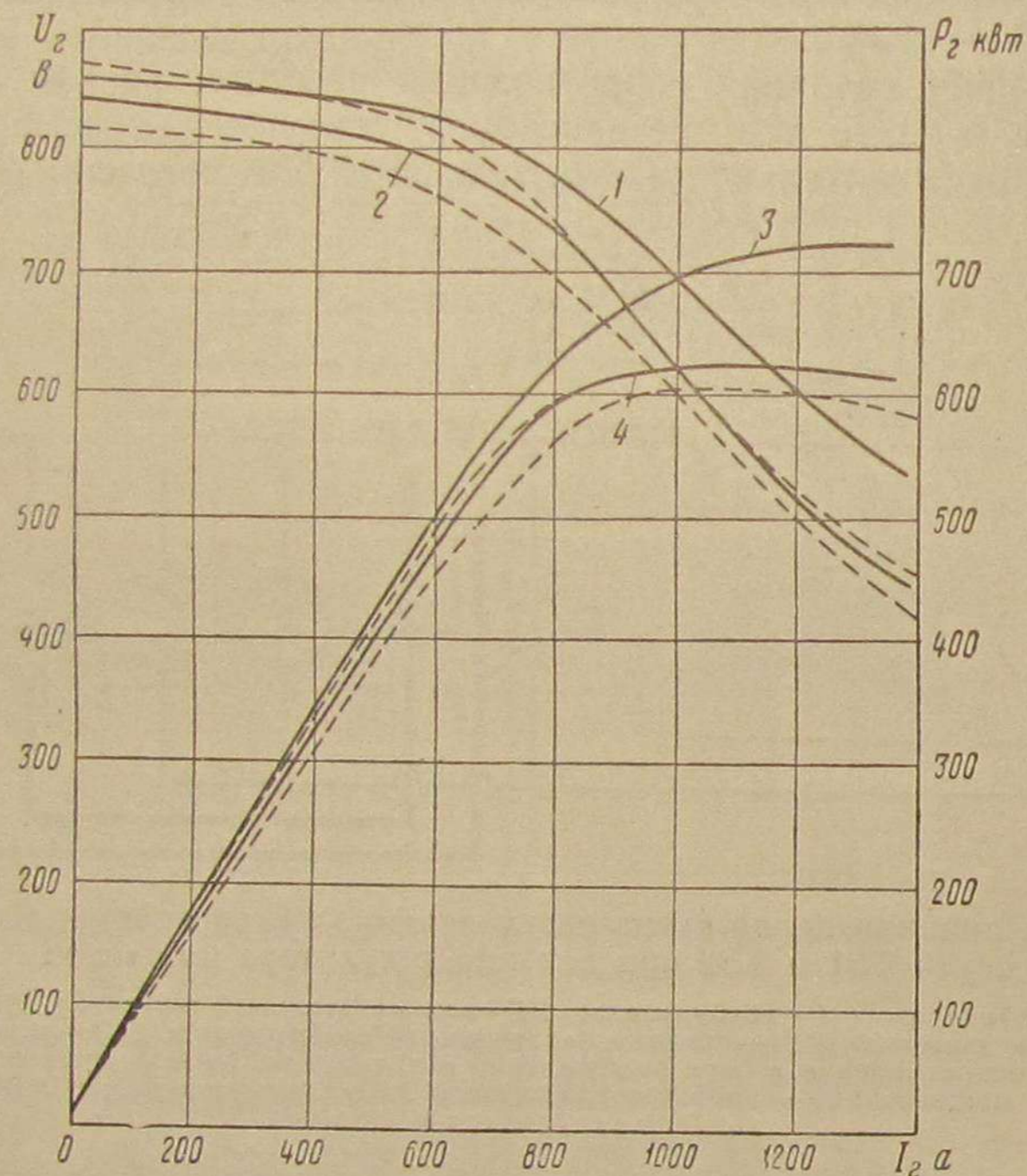
где  $U_{вз}$  — напряжение вспомогательного генератора — 75 в;  
 $R$  — постоянное сопротивление в цепи независимого возбуждения возбудителя — 8,5 ом;  
 $R_{об.в}$  — сопротивление обмотки возбуждения возбудителя — 3,14 ом;  
 $R_p$  — сопротивление реостата регулятора мощности — 3,3 ом.

Сопротивление реостата, равное 3,3 ом, обеспечивает автоматическое дополнительное изменение мощности генератора при его номинальном нагрузочном токе 1 000 а на величину от 0 до 150 квт.

Установленная существующими ТУ регулировка возбуждения генератора предусматривает реализацию номинальной мощности на клеммах генератора при температуре его обмотки возбуждения около 78°C.

На фиг. 11 представлены мощностные и внешние характеристики генератора, полученные опытным путём при обычной регулировке

его возбуждения со снятыми ограничителями на рейках топливных насосов. Как видно из этих характеристик, номинальная мощность генератора 620 *квт* (при температуре обмотки возбуждения 78°C) увеличивается почти до 700 *квт*, т. е. на 80 *квт* при снижении этой температуры до 30°C. С дальнейшим снижением температуры этой обмотки мощность на клеммах генератора увеличится ещё больше.



Фиг. 11. Характеристика мощности и напряжения главного генератора в зависимости от тока якоря на 8-м положении рукоятки контроллера машиниста при горячей и холодной обмотке:

1 и 3 — кривые напряжения и мощности при холодной обмотке (30°C); 2 и 4 — кривые напряжения и мощности при горячей обмотке (78°C)

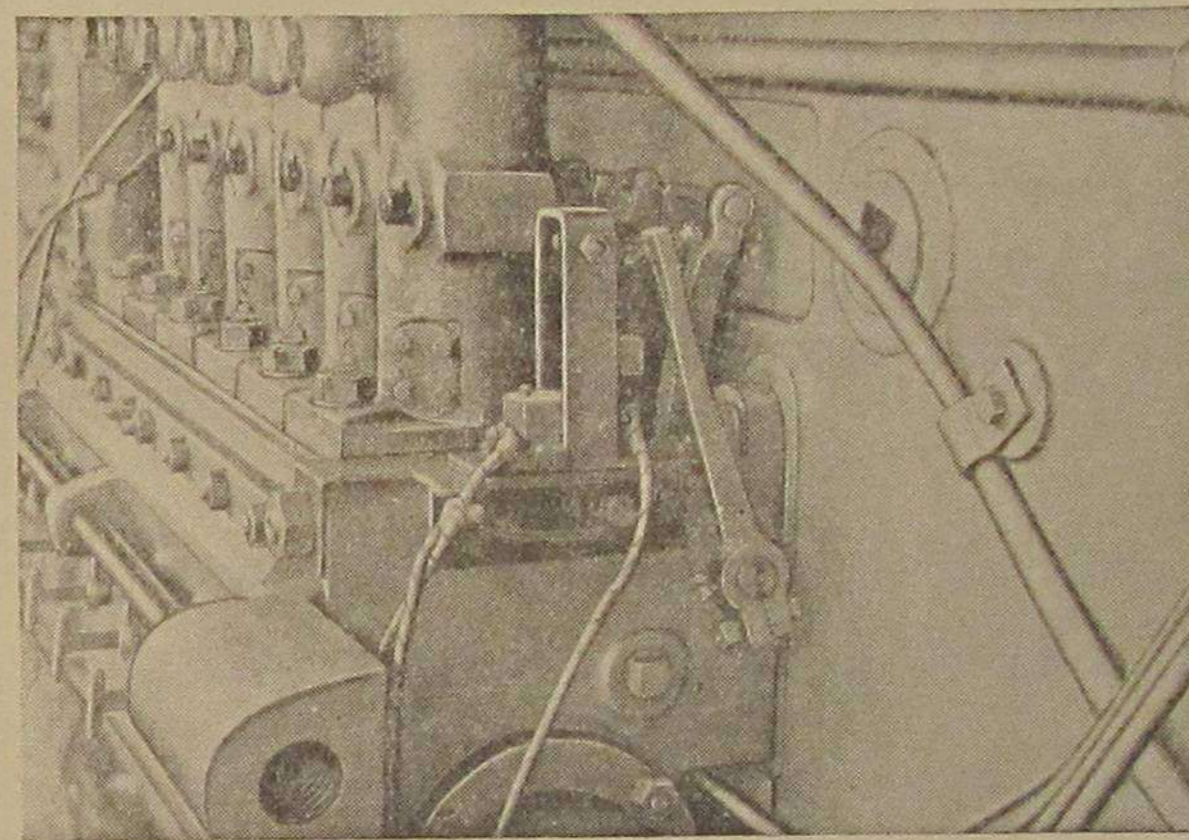
В условиях эксплуатации при значительной разнице зимних и летних наружных температур и многообразия режимов работы силовой установки тепловоза наблюдаются ещё большие колебания температуры обмотки возбуждения генератора. При полном возможном в эксплуатации диапазоне этих колебаний мощность генератора с изменённой регулировкой его возбуждения может изменяться соответственно на 100 — 120 *квт*.

Для реализации полной мощности дизель-генераторной установки с наличием регулятора мощности при всех температурах обмотки возбуждения будет обеспечена возможность производить

регулировку генератора с температурой его обмотки возбуждения, равной не 78°C, а при максимально допустимой для неё температуре.

В случае выключения одного цилиндра дизеля потребуется снижение мощности генератора до  $\frac{620 \cdot 5}{6} = 515$  *квт*, т. е. уменьшение

этой мощности приблизительно на 100 *квт*. Следовательно, выбранная величина сопротивления реостата обеспечивает полную компенсацию влияния температуры на мощность генератора, обеспечивает нормальный режим работы и предохраняет дизель от перегрузки при случайном выходе из строя одного цилиндра.

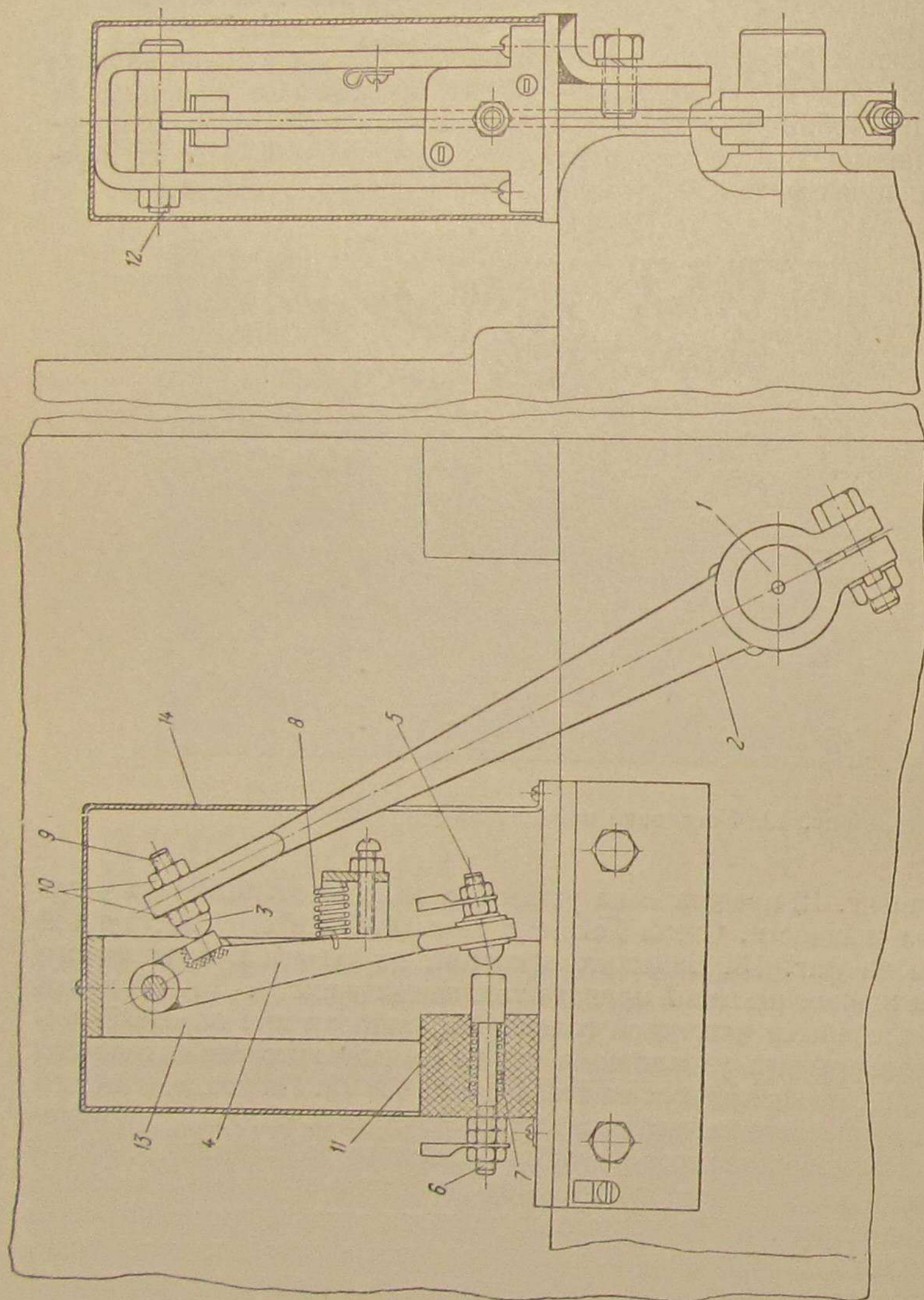


Фиг. 12. Установка замыкателя регулятора мощности

На фиг. 12 представлена установка на дизеле замыкателя регулятора мощности. Схема действия замыкателя и его конструкция видны из фиг. 13. Замыкатель состоит из рычага 2, посаженного одним концом на вал 1 привода топливных насосов. Другой конец рычага снабжён нажимной головкой 3, которая при определённом повороте рычага упирается в короткое плечо второго двуплечего рычага 4, вращающегося на независимой оси 12. На конце длинного плеча двуплечего рычага расположен контакт 5, который при определённом повороте этого рычага замыкает второй контакт 6, имеющий возможность возвращения под действием пружины 7 в исходное положение, когда контакт двуплечего рычага, имеющего свою возвращающую пружину 8, также вернётся в исходное положение. Это произойдёт в момент отхода ударника одноплечего рычага от короткого плеча второго рычага при повороте в обратную сторону вала привода топливных насосов.

Длина одноплечего рычага соответствует длине рычага реек топливных насосов, вследствие чего линейное перемещение нажим-

ной головки соответствует линейному перемещению реек топливных насосов. Соотношение плеч двухплечего рычага составляет 1 : 5. Это обеспечивает пятикратное перемещение контакта по сравнению



Фиг. 13. Схема замыкателя:

1—вал привода топливных насосов; 2—рычаг; 3—нажимная головка; 4—двулучный рычаг; 5—подвижный контакт; 6—пружина контакта; 7—пружина контакта; 8—пружина; 9—болт; 10—гайка; 11—изолирующая колодка; 12—ось; 13—кронштейн; 14—кожух

с перемещением нажимной головки. Увеличенный ход контакта обеспечивает необходимую чувствительность прибора к изменению подачи топлива дизелю, т. е. к изменению его мощности.

Кроме того, увеличенный ход контакта замыкателя приводит к более чёткому отрыву контакта при восстановлении номинальной мощности дизеля.

В конструкции замыкателя предусмотрена возможность регулировки положения нажимной головки путём вращения болта 9, на конце которого они находятся. Этим достигается регулировка замыкателя на включение контактов при той мощности дизеля, которую требуется поддерживать. Положение болта с нажимной головкой фиксируется двумя гайками 10. Контакты замыкателя включают и выключают катушку вентиля типа ВВ-1А-1, подающего дизельное топливо в цилиндр регулятора. Ток срабатывания вентиля по ТУ составляет 0,041 а. Сопротивление катушки вентиля при 20°С составляет 790 ом. При включении катушки на напряжение 75 в ток, разрываемый контактами, составит  $\frac{75}{790} = 0,095$  а. Для уменьшения искрения контактов замыкателя параллельно этим контактам включён конденсатор ёмкостью 1 мкф.

В опытной партии регуляторов, установленных на тепловозах, контакты замыкателя имеют рабочую поверхность, выполненную из вольфрама.

#### Показатели нормальной работы регулятора

Ниже приводятся некоторые основные показатели нормальной работы регулятора мощности на тепловозе.

1. Одной из характеристик нормальной работы регулятора мощности может служить наличие непрерывного и плавного движения подвижных контактов реостата в обе стороны от среднего положения в пределах 3 — 5 неподвижных контактов. По мере изменения температуры обмотки возбуждения генератора среднее положение непрерывно движущихся контактов также будет медленно перемещаться (при повышении температуры обмотки перемещение будет происходить в сторону исходного положения контактов, при охлаждении — в противоположную сторону). При резко изменяющейся нагрузке на дизель, например при включении или выключении компрессора, среднее положение подвижных контактов реостата переместится в другую часть его контактной окружности. Движение это прекратится и подвижные контакты вернуться в исходное положение, когда температура обмотки возбуждения генератора достигнет максимального значения.

2. При движении подвижных контактов реостата по неподвижным не должно наблюдаться их искрения и подгорания. Искрение указывает на неплотность контактов или недостаточное контактное давление.

3. Не должно иметь места просачивание дизельного топлива через крышки цилиндра, по стержню верхнего клапана вентиля и в местах соединений трубопроводов.



4. Не должно быть большого и устойчивого искрения на контактах замыкателя, приводящего к заметному подгоранию и нарушению их электрического контакта. Это явление может явиться следствием выхода из строя конденсатора или загрязнения контактов.

Величина поддерживаемой регулятором мощности может измениться в результате износа контактов 5 и 6 замыкателя (фиг. 13). Для восстановления прежней величины поддерживаемой мощности необходимо произвести регулировку регулятора мощности при нагрузке генератора на реостат. Регулировка, как было указано выше, производится вывёртыванием болта замыкателя с нажимной головкой для компенсации увеличенного, по сравнению с первоначальным, хода изношенных контактов замыкателя. Регулировка производится на 8-м положении рукоятки контроллера по показаниям вольтметра и амперметра силовой цепи. Контакты замыкателя должны замыкаться при достижении генератором мощности порядка 610 — 615 квт.

Первоначальная регулировка регулятора мощности при установке его на тепловозе производится при нагрузке генератора на реостат. При регулировке внешней характеристики генератора по существующим ТУ регулировку регулятора мощности следует производить при холодной обмотке возбуждения генератора.

На 8-м положении рукоятки контроллера машиниста доводят нагрузочный ток генератора приблизительно до 1 000 а и при этом токе устанавливают болт с нажимной головкой замыкателя так, чтобы мощность на клеммах генератора (при работающих вентиляторе холодильника и компрессоре) составляла 610 — 615 квт. При этом подвижные контакты реостата регулятора отойдут от своего исходного положения и в зависимости от степени нагрева обмотки возбуждения генератора будут находиться в той или другой части контактной окружности. Для проверки надёжности включения регулятора в работу при данной мощности следует вывести рукоятку контроллера на 5-е положение и затем снова поставить на 8-е. Если регулятор не включится, нужно немного увеличить выход нажимной головки, несколько уменьшив этим регулируемую мощность, повторив указанную операцию до получения надёжного включения регулятора.

#### *Результаты эксплуатации регуляторов на тепловозах*

В связи с весьма удовлетворительными результатами всесторонних испытаний двух опытных регуляторов мощности для тепловозов системы ЦНИИ по заданию ЦОТ МПС в июне-июле 1952 г. на опытном заводе ЦНИИ была изготовлена опытная партия регуляторов в количестве 20 экземпляров.

Из опытной партии 18 регуляторов были отправлены в тепловозное депо Ташкентской ж. д., а остальные 2 — в депо Эмба Оренбургской ж. д.

Регуляторы мощности, установленные в период июль 1952 г. — февраль 1953 г. на 9 тепловозах серии ТЭ2, работают в нормальных

эксплуатационных условиях с момента их установки. Первые четыре регулятора, установленные на тепловозах ТЭ2-012 и ТЭ2-070, по данным на 29/VI 1953 г., уже проработали более 11 месяцев при пробеге указанных тепловозов свыше 80 000 км. Остальные регуляторы проработали меньше соответственно дате установки их на тепловозах.

Результаты эксплуатации опытной партии регуляторов мощности позволяют сделать следующие выводы.

1. Наладка и регулировка регуляторов в деповских условиях на поддержание требуемой постоянной мощности силовой установки осуществляется легко. При этом отклонение от заданной мощности, характеризующее точность работы регулятора, не превосходит 1,0%.

2. Рабочая характеристика регуляторов соответствует своему назначению, устраняя влияние температуры нагрева обмоток электрических машин на реализуемую мощность дизель-генераторного агрегата и сохраняя неизменным число оборотов последнего. Вследствие этого устраняется необходимость в сезонной регулировке тепловозов.

3. В эксплуатационных условиях регуляторы работают вполне устойчиво и надёжно.

4. Наличие регуляторов устранило необходимость в предварительном прогреве генераторов при выходе тепловозов из депо после продолжительных стоянок и при низких наружных температурах.

5. По данным Ташкентского тепловозного депо на тепловозах, оборудованных регуляторами мощности, как правило, не наблюдается пробоя газов в цилиндрах и подгара поршней.

6. Положительные результаты работы тепловозов, оборудованных регуляторами мощности, подтверждают необходимость их серийного внедрения на тепловозах серий ТЭ2 и ТЭ1.

Н. В. ГОРОХОВ, К. И. РУДАЯ,  
С. М. ДОМАНИЦКИЙ

## ИССЛЕДОВАНИЕ СХЕМЫ С МАГНИТНЫМ УСИЛИТЕЛЕМ

В соответствии с директивами XIX съезда КПСС по пятилетнему плану развития СССР на 1951 — 1955 гг. наша промышленность выпускает новые мощные локомотивы — паровозы, электровозы и тепловозы. Новые мощные тепловозы, так же как и существующие, выпускаются с электропередачей и будут иметь автоматическое управление. В связи с этим разработка и исследование новых схем автоматического управления является одной из важнейших задач для тепловозостроения.

В настоящей работе приводятся результаты исследования новой схемы автоматического регулирования напряжения тепловозных генераторов с магнитными усилителями. Эта схема была предложена в Институте автоматики и телемеханики Академии наук СССР. Авторы схемы Н. В. Горохов, В. Н. Богоявленский и С. М. Доманицкий.

Дальнейшая разработка и исследование схемы в применении к тепловозам проводились Институтом автоматики и телемеханики в содружестве с Всесоюзным научно-исследовательским институтом железнодорожного транспорта.

### 1. Требования, предъявляемые к системам автоматического регулирования напряжения тяговых генераторов тепловозов

К системам автоматического регулирования напряжения (АРН) предъявляется ряд требований, которые вытекают из специфики работы тепловоза, как объекта с автономным энергоснабжением. Системы АРН должны:

1. Обеспечить создание такого нагрузочного момента генератора, который обеспечит быстрое использование номинальной мощности дизеля в рабочем диапазоне изменения тока генератора:

$$P_{\partial} = P_{\partial \text{ ном}} = \text{const},$$

где  $P_{\partial}$  — мощность дизеля;

$P_{\partial \text{ ном}}$  — номинальная мощность дизеля.

Так как мощность дизеля равна

$$P_{\partial} = \frac{P_2}{\eta_2},$$

где  $P_2$  — мощность генератора;

$\eta_2$  — к. п. д. генератора,

а мощность генератора определяется как

$$P_2 = I_2 U_2,$$

где  $I_2$  — ток генератора;

$U_2$  — напряжение генератора,

то

$$P_{\partial} \eta_2 = I_2 U_2.$$

В зоне рабочих токов от  $I_{2 \text{ min}}$  до  $I_{2 \text{ max}}$  к. п. д. генератора  $\eta_2$  изменяется незначительно, поэтому можно принять  $\eta_2 \approx \text{const}$ .

Тогда

$$I_2 U_2 \approx \text{const}$$

и закон изменения напряжения генератора в функции тока выразится как

$$U_2 \approx \frac{\text{const}}{I_2},$$

т. е. оптимальная внешняя характеристика главного генератора должна быть близка к гиперболе. Схема считается удовлетворительной, если отклонение характеристики от оптимальной в рабочей части составляет не более 3%.

2. Обеспечить при заданном коэффициенте регулирования и выбранной схеме переключения двигателей и ослабления потока требуемый закон изменения напряжения главного генератора. При этом

$$I_{2 \text{ max}} = k_p I_{2 \text{ min}}$$

и

$$U_{2 \text{ max}} = k_p U_{2 \text{ min}},$$

где  $I_{2 \text{ max}}$  и  $I_{2 \text{ min}}$  — максимальный и минимальный ток в  $a$  при полном использовании мощности дизеля;

$U_{2 \text{ max}}$  и  $U_{2 \text{ min}}$  — максимальное и минимальное напряжение генератора в  $b$  при полном использовании мощности дизеля.

В диапазоне изменения токов

$$I_{2 \text{ min}} < I_2 < I_{2 \text{ max}}$$

номинальная мощность дизеля используется полностью, т. е.

$$P_{\partial} = \text{const}.$$

С целью обеспечения изменения скорости в требуемых пределах и во избежание значительного увеличения габаритов генератора коэффициент регулирования  $k_p$  обычно имеет значения  $k_p = 1,8 \div 2,2$ .

Меньшие  $k_p$  выбираются для маневровых тепловозов, большие для грузовых и пассажирских.

3. Обеспечить ограничение напряжения главного генератора в области малых токов, т. е. чтобы при  $0 < I_g < I_{g \text{ min}}$  напряжение генератора оставалось постоянным. Ограничение напряжения в области малых токов увеличивает коэффициент регулирования  $k_p$ , что повышает использование полной мощности дизеля при более высоких скоростях движения составов по сравнению со схемами, которые не дают ограничения напряжения.

4. Обеспечить полное использование мощности дизеля при изменениях температуры обмоток электрических машин, мощности вспомогательной нагрузки и при изменении режима дизеля, т. е. в тех случаях, когда соответствие между мощностью дизеля, которую он развивает при полной подаче топлива и номинальной скорости вращения, и мощностью генератора нарушается. Схема может считаться удовлетворительной, если при всех указанных изменениях недоиспользование номинальной мощности дизеля не превышает 3%.

5. Создать ограничение величины тока главного генератора для того, чтобы предохранить генератор от перегрузки по току и нагреванию, и для того, чтобы осуществлять автоматический пуск тепловоза.

6. Работать устойчиво (без автоколебаний) при всех изменениях нагрузки.

7. Состоять из простых по конструкции элементов, быть надёжными в работе и простыми в наладке и обслуживании.

8. Иметь минимальные габариты, вес и стоимость элементов электрооборудования.

## 2. Классификация схем непрерывного автоматического регулирования напряжения тяговых генераторов

Известные схемы АРН тяговых генераторов постоянного тока можно разбить на два больших класса: схемы непрерывного регулирования и схемы прерывистого регулирования.

В настоящей работе будут рассматриваться только схемы непрерывного регулирования, получившие наиболее широкое распространение на мощных тепловозах как для основного регулирования (для создания внешней характеристики генератора, приближающейся к гиперболе), так и для корректирования внешней характеристики при изменениях температуры обмоток электрических машин, выключении вспомогательной нагрузки и т. п.

Схемы прерывистого регулирования, которые пока применяются на мощных тепловозах только для корректирования внешней характеристики, создаваемой схемами непрерывного регулирования, рассматриваться не будут. Их исследование представляет собой большую самостоятельную область, в которой плодотворно работает ряд учёных.

Со времени создания проф. Я. М. Гаккелем в 1928 г. первой схемы автоматического регулирования напряжения тягового генератора тепловоза до настоящего времени было предложено большое коли-

чество схем непрерывного АРН, отличающихся друг от друга как принципом работы, так и теми техническими элементами, из которых они составлены. Поэтому ясно, как затруднительно дать сравнение такого большого количества схем без предварительной научной их классификации.

Существующее деление схем непрерывного АРН генераторов тепловозов (при наличии изодромного регулятора подачи топлива) на аппаратные и машинные схемы [1], т. е. классификация схем АРН в зависимости от того, какими техническими средствами достигается приближение внешней характеристики генератора к гиперболической, имеет недостатки.

При такой классификации две схемы, использующие совершенно различные (с точки зрения теории автоматического регулирования) принципы работы, но составленные из одних и тех же элементов, будут отнесены к одной группе. И, наоборот, схемы, использующие один и тот же принцип работы, но составленные из различных элементов, должны быть отнесены к разным группам. Например, к группе машинных схем относятся как схема с электромашиным усилителем, где необходимая внешняя характеристика тягового генератора создаётся с помощью обратной связи (воздействия) по току генератора, так и схема с электромашиным усилителем, где эта характеристика достигается с помощью обратной связи по скорости вращения дизеля. Схема с магнитным усилителем с обратной связью (которая подробно будет рассматриваться ниже) и схема с возбудителем с расщепленными полюсами, имеющие в основе один и тот же принцип работы (обратная связь по току тягового генератора), должны быть отнесены: первая — к аппаратным, а вторая — к машинным схемам.

Подобная классификация не даёт возможности ответить сразу на основной вопрос, как используется в схемах, принадлежащих к различным группам, номинальная мощность дизеля.

В данной работе предлагается классифицировать схемы непрерывного АРН в зависимости от того, с помощью каких обратных связей достигается приближение внешней характеристики генератора в области рабочих токов к оптимальной.

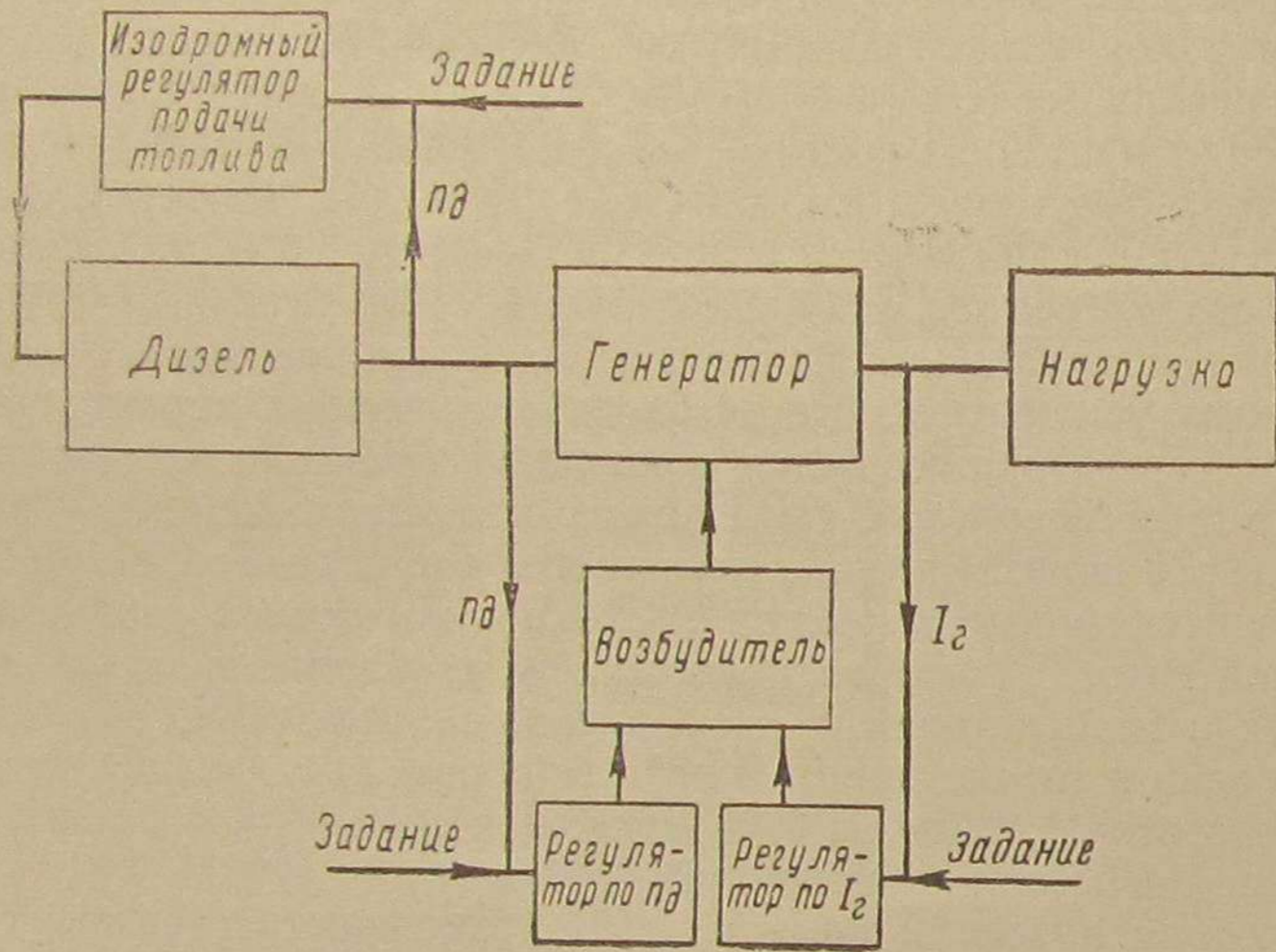
Такая классификация вместе с существующим делением схем на машинные и аппаратные даст возможность более широко подойти к сравнению существующих схем, а также наметить пути создания новых схем.

На фиг. 1 показана обобщённая система непрерывного автоматического регулирования дизель-генераторной группы, которая представляет собой многоконтурную систему регулирования взаимосвязанных параметров  $U_g$  и  $n_g$ . Скорость вращения дизель-генераторной группы  $n_g = n_d$  здесь поддерживается постоянной изодромным регулятором без остаточной неравномерности. Требуемая внешняя характеристика генератора  $U_g = f(I_g)$  достигается с помощью обратных связей по току нагрузки генератора  $I_g$  или по скорости вращения дизеля  $n_d$ . Эти обратные связи могут быть

поданы либо через регуляторы либо прямо на возбудитель генератора.

При рассмотрении фиг. 1 легко видеть, что схемы непрерывного АРН могут быть разбиты на две большие группы.

Первая группа — схемы параметрического регулирования, у которых ток возбуждения генератора регулируется с помощью элементов, имеющих нелинейную характеристику, так что в результате создается приближение внешней характеристики генератора к гиперболе. В большинстве схем первой группы на нелинейный элемент воздействуют, как показано на фиг. 1, с по-



Фиг. 1. Обобщённая система автоматического регулирования дизель-генераторной группы тепловоза

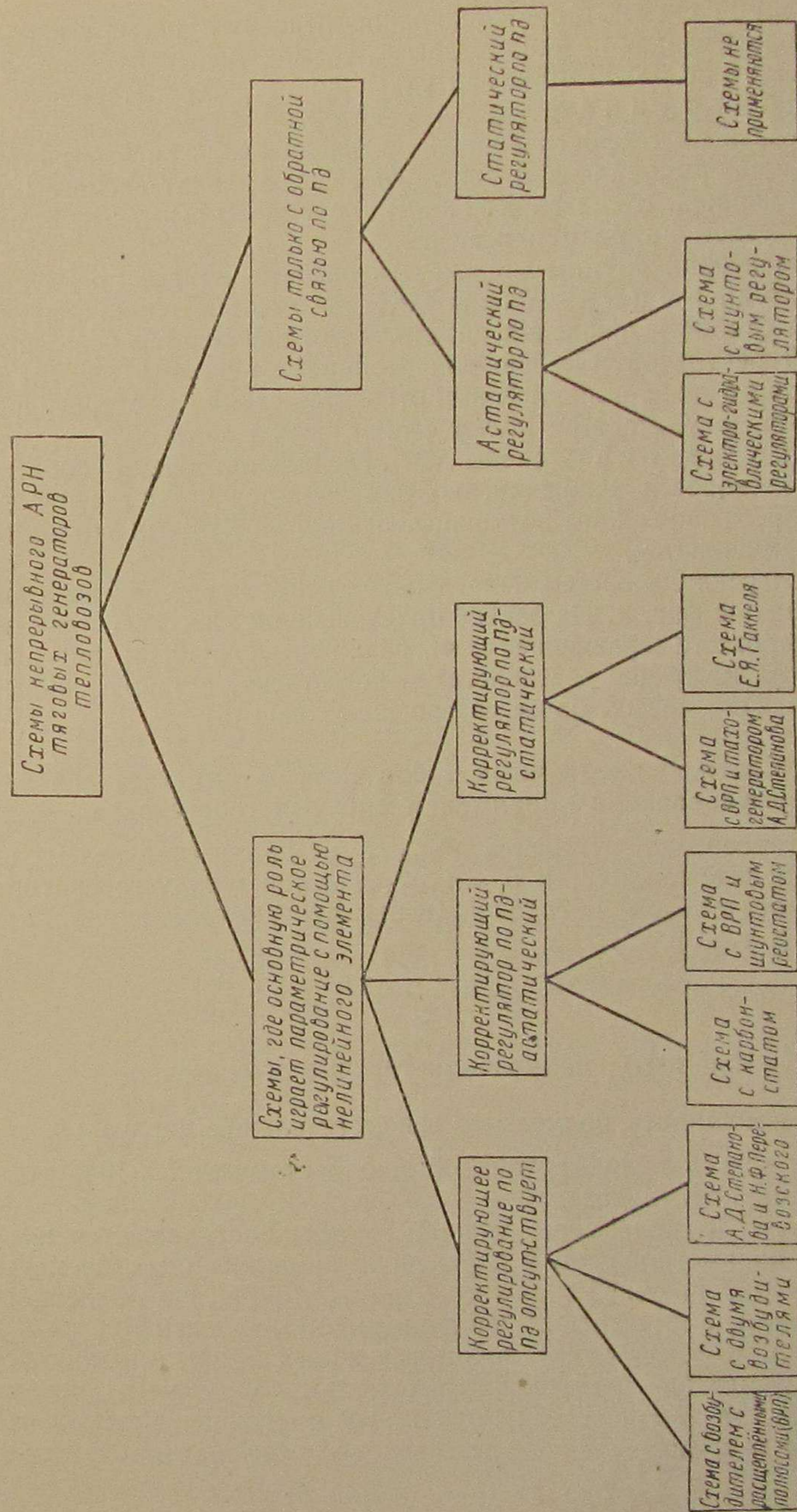
мощью обратной связи по току генератора. Однако возможны схемы, где осуществляется комбинированное воздействие с помощью обратных связей по току генератора и по току возбуждения генератора (по напряжению возбудителя).

Вторая группа — схемы, где необходимая внешняя характеристика получается при введении только обратной связи по скорости вращения дизеля.

Схемы первой группы можно разбить на три подгруппы:

1-я подгруппа — схемы, у которых отсутствует корректирующая обратная связь по скорости вращения дизеля. В эту подгруппу входят такие схемы, как схема с возбудителем с расщепленными полюсами, схема А. Д. Степанова и Н. Ф. Перевозского, схема с двумя возбудителями, схема с магнитным усилителем без узла коррекции и т. д.

2-я подгруппа — схемы, у которых корректирующая обратная связь по скорости вращения вводится через астатический



Фиг. 2. Классификация систем непрерывного автоматического регулирования напряжения тяговых генераторов тепловозов

регулятор. К схемам второй подгруппы относятся схема с карбонатом, применённая на тепловозе Д<sup>6</sup>, схема с шунтовым реостатом при наличии основной обратной связи по току генератора и т. п.

3-я подгруппа — схемы, у которых корректирующая обратная связь по скорости вращения дизеля вводится через статический (пропорциональный) регулятор. Сюда входят схема с ЭМУ А. Д. Степанова, схема Е. Я. Гаккель, схема с магнитным усилителем с узлом коррекции и т. д.

Схемы второй группы могут быть разбиты на две подгруппы:

1-я подгруппа — схемы АРН, где имеется только обратная связь по скорости вращения дизеля, которая вводится через астатический регулятор. Обычно для этой цели используется тот же регулятор подачи топлива. К ним относятся схема с электрогидравлическими регуляторами, схема с шунтовым реостатом и т. д.

2-я подгруппа — схемы АРН, где имеется только обратная связь по скорости вращения, но она вводится через статический регулятор. Такие схемы возможны, однако на мощных тепловозах они не применяются.

Классификация систем непрерывного АРН представлена в виде диаграммы на фиг. 2. На основе предложенной классификации возможно провести сравнение схем различных групп и подгрупп, указать на их общие достоинства и недостатки, а также наметить пути создания новых, более совершенных схем.

### 3. Сравнение различных типов схем автоматического регулирования напряжения тяговых генераторов

На тепловозах мощность  $P_{д ном}$ , развиваемая дизелем при полной подаче топлива, и  $n_{д} = n_{д max}$  делится между генератором и вспомогательной нагрузкой (вентилятор холодильника, компрессор и т. п.):

$$P_{д ном} = \frac{P_{г}}{\eta_{г}} + P_{всп},$$

где  $\frac{P_{г}}{\eta_{г}}$  — мощность, получаемая генератором;

$P_{всп}$  — мощность, получаемая вспомогательной нагрузкой.

Вспомогательная нагрузка обычно составляет 8—10% номинальной мощности дизеля.

Схемы 1-й подгруппы первой группы настраиваются путём подбора параметров схем и характеристик нелинейных элементов на получение внешней характеристики  $U_{г} = f(I_{г})$  в области рабочих токов, соответствующей постоянной мощности  $P_{д ном} - P_{всп}$ . Поэтому при выключении вспомогательных агрегатов мощность  $P_{всп}$ , которую без перегрузки дизеля мог бы получить тяговый генератор, не используется. Схемы 1-й подгруппы настраиваются также при определённой температуре обмоток электрических машин.

С повышением температуры сопротивление обмоток возбуждателя и генератора увеличивается. Это вызывает при тех же токах генератора уменьшение тока возбуждения возбуждателя  $I_{об}$  и тока возбуждения генератора  $I_{гг}$  и в итоге уменьшение напряжения генератора  $U_{г}$  и нагрузочной мощности генератора. Соответственно снижению нагрузочной мощности изодромный регулятор дизеля устанавливает уменьшенную подачу топлива, а следовательно, дизель развивает мощность ниже номинальной. Наоборот, с понижением температуры сопротивление обмоток уменьшается. В результате напряжение тягового генератора увеличивается и нагрузочная мощность генератора и вспомогательной нагрузки при  $n_{д} = n_{д max}$  превышает номинальную мощность дизеля. Тогда уравнивание момента дизеля и момента нагрузки происходит при некотором падении скорости вращения дизеля  $\Delta n_{д}$  по его собственной характеристике  $M_{д} = f(n_{д})$ . Уменьшение скорости вращения дизеля при полной подаче топлива вызывает некоторое снижение мощности, развиваемой дизелем. Поэтому при холодных обмотках номинальная мощность дизеля также используется не полностью. Максимальное снижение мощности дизеля ввиду неустойчивости внешней характеристики генератора  $U_{г} = f(I_{г})$  при изменении температуры обмоток электрических машин для схемы 1-й подгруппы практически составляет 10—15% от номинальной мощности дизеля.

Аналогичное влияние на использование установленной мощности дизеля оказывает гистерезис возбуждателя и генератора. В зависимости от того, уменьшается ток генератора или увеличивается, напряжение генератора  $U_{г}$  при одних и тех же токах может быть различным. Поэтому внешняя характеристика генератора  $U_{г} = f(I_{г})$  может отклоняться в отдельных точках на 4—8% от кривой постоянства мощности. Особенно сильно влияние гистерезиса сказывается при больших токах генератора (при работе возбуждателя и генератора на прямолинейной части характеристики холостого хода).

Достоинством схем 1-й подгруппы первой группы является их простота и надёжность, в этих схемах отсутствуют элементы с движущимися контактами.

Недостаток схем 1-й подгруппы первой группы — неполное использование номинальной мощности дизеля при изменении температуры обмоток электрических машин. Кроме того, при работе по схемам этой подгруппы не используется также номинальная мощность дизеля из-за влияния гистерезиса и при выключении вспомогательных агрегатов тепловоза.

Для устранения этих недостатков схемы 1-й подгруппы часто усложняют путём введения через статический или астатический регулятор дополнительной обратной связи по скорости вращения дизеля, которая корректирует внешнюю характеристику генератора, приводя в соответствие мощность генератора с номинальной мощностью дизеля. При этом схемы 1-й подгруппы переходят либо во

2-ю либо в 3-ю подгруппы. Основные свойства схем 2-й подгруппы первой группы с корректирующей обратной связью по скорости вращения дизеля, введённой через астатический регулятор, мы рассмотрим при описании схем 1-й подгруппы второй группы. Последние, как сказано выше, отличаются от первых тем, что у них отсутствуют элементы параметрического регулирования, и приближение внешней характеристики генератора к гиперболе в области рабочих токов достигается целиком только за счёт обратной связи по скорости вращения дизеля.

В схемах 3-й подгруппы первой группы корректирующая обратная связь по скорости вращения дизеля вводится через статический (пропорциональный) регулятор.

Схемы 3-й подгруппы должны настраиваться таким образом, чтобы при номинальной скорости вращения дизеля и максимальной подаче топлива, т. е. тогда, когда рейки топливных насосов дошли до упоров и регулятор подачи топлива выключен из работы, при любой температуре обмоток электрических машин нагрузочный момент генератора был больше номинального момента на валу дизеля. Тогда уравнивание моментов генератора и дизеля происходит по естественной внешней характеристике дизеля  $M_d = f(n_d)$  за счёт некоторого падения скорости вращения дизеля

$$\Delta n_d = n_{d \max} - n_d.$$

Все схемы АРН 3-й подгруппы являются схемами, принципиально работающими при переменной скорости вращения дизеля. Падение скорости вращения дизеля обуславливает некоторое падение мощности дизеля  $\Delta P_d$  (по сравнению с его номинальной мощностью  $P_{d \text{ ном}}$ ). Так как мощность, развиваемая на валу дизеля, равна

$$P_d = c M_d n_d,$$

а момент дизеля при малых изменениях  $n_d$  можно считать постоянным, то падение мощности дизеля

$$\Delta P_d = P_{d \text{ ном}} - P_d = c M_d n_{d \max} - c M_d n_d = c M_d (n_{d \max} - n_d) = c_1 \Delta n_d$$

пропорционально падению скорости вращения.

Здесь  $c$  и  $c_1$  — коэффициенты пропорциональности.

Таким образом, все схемы 3-й подгруппы неполностью используют номинальную мощность дизеля. Однако по сравнению со схемами 1-й подгруппы схемы 3-й подгруппы дают всё-таки лучшее использование номинальной мощности, так как обычно падение мощности дизеля, вызванное статической ошибкой при регулировании скорости вращения, гораздо меньше, чем недоиспользование номинальной мощности дизеля  $P_{d \text{ ном}}$  в схемах 1-й подгруппы при изменении температуры обмоток электрических машин и выключении вспомогательной нагрузки.

В схемах 1-й подгруппы второй группы приближение внешней характеристики генератора к гиперболе достигается целиком за

счёт обратной связи по скорости вращения дизеля, введённой через астатический регулятор. При астатическом регулировании напряжение генератора и его нагрузочная мощность поддерживаются такими, что скорость вращения дизеля при полной подаче топлива остаётся практически постоянной. Некоторое весьма небольшое отклонение скорости вращения дизеля от номинальной обуславливается зоной нечувствительности астатического регулятора. Таким образом, схемы 1-й подгруппы второй группы позволяют практически полностью использовать номинальную мощность дизеля при всех изменениях температуры обмоток электрических машин и при включениях и выключениях вспомогательной нагрузки.

Схемы 1-й подгруппы второй группы менее надёжны, чем схемы первой группы, так как у них в цепь основного регулирования входят элементы с движущимися контактами.

Как было сказано выше, у схем 2-й подгруппы первой группы приближение внешней характеристики генератора к гиперболе достигается в основном за счёт параметрического регулирования по току генератора. У этих схем обратная связь по скорости вращения только корректирует отклонения внешней характеристики на рабочем участке от гиперболы. При работе схем 2-й подгруппы первой группы достигается почти полное использование номинальной мощности дизеля при изменениях температуры обмоток электрических машин и выключении вспомогательной нагрузки. Схемы 2-й подгруппы первой группы обладают надёжностью, так как при повреждении цепи корректирующей обратной связи внешняя характеристика генератора будет иметь достаточно хорошее приближение к гиперболе.

Точность регулирования нагрузочной мощности генератора для 2-й и 3-й подгрупп первой группы с коррекцией по скорости вращения дизеля может быть доведена на рабочем участке до 1—2%.

Так как принципиально все схемы 1-й подгруппы первой группы могут быть дополнены корректирующими обратными связями по скорости вращения дизеля, то это даёт возможность широко использовать принцип комбинирования схем. Например, схема с карбонстатом, применяемая на тепловозах Д<sup>б</sup>, представляет собой обычную схему с возбудителем с расщеплёнными полюсами (1-я подгруппа первой группы), дополненную обратной связью по скорости вращения дизеля, введённой через астатический регулятор.

Схема А. Д. Степанова, относящаяся к 3-й подгруппе первой группы, представляет собой комбинацию той же схемы с возбудителем с расщеплёнными полюсами и обратной связи по скорости вращения дизеля, введённой через статический регулятор.

Из проведённого сравнения схем можно сделать вывод, что схемы первой группы обладают большей надёжностью и простотой по сравнению со схемами второй группы.

Схемы первой группы с корректирующей обратной связью по скорости вращения позволяют либо практически полностью использовать номинальную мощность дизеля (2-я подгруппа) либо значительно улучшить её использование (схемы 3-й подгруппы) по сравнению со схемами 1-й подгруппы. Схемы второй группы (1-й подгруппы) дают практически полное использование номинальной мощности дизеля.

Основные свойства схем непрерывного АРН даны в табл. 1. Предложенная классификация систем непрерывного АРН по обратным связям даёт возможность определить общие свойства схем различных групп и подгрупп и, в частности, то, как они удовлетворяют основному требованию использования номинальной мощности дизеля.

Таблица 1

Свойства схем	Первая группа			Вторая группа
	1-я подгруппа	2-я подгруппа	3-я подгруппа	1-я подгруппа
Использование номинальной мощности дизеля	Неполное	Почти полное	Неполное, но гораздо лучшее, чем у схем 1-й подгруппы	Почти полное
Эксплуатационная надёжность схем	Надёжны	Надёжны	Надёжны	Менее надёжны, чем схемы первой группы
Простота конструкции схем	Весьма просты	Сложны	Просты	Сложны

Наиболее перспективными на наш взгляд являются схемы 2-й и 3-й подгрупп первой группы, у которых приближение внешней характеристики генератора к гиперболе достигается в основном за счёт параметрического регулирования с помощью нелинейных элементов, а корректирование внешней характеристики производится обратной связью по скорости вращения дизеля.

Эти схемы дают возможность хорошо использовать номинальную мощность дизеля при высокой эксплуатационной надёжности. В случае выхода из строя корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля может быть продолжена эксплуатация тепловоза при несколько худшем использовании установленной мощности дизеля.

#### 4. Влияние ограничения напряжения тягового генератора в области малых токов на использование номинальной мощности дизеля при высоких скоростях движения

Существующие схемы АРН создают то или другое приближение внешней характеристики тягового генератора в рабочей части к кривой постоянства мощности. Однако в области малых токов эти характеристики значительно отличаются от оптимальной. Приближение внешней характеристики генератора к оптимальной в области малых токов даст возможность повысить использование номинальной мощности дизеля при повышенных скоростях движения.

Для подтверждения сказанного рассмотрим схему с возбудителем с расщеплёнными полюсами, применяемую на тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2.

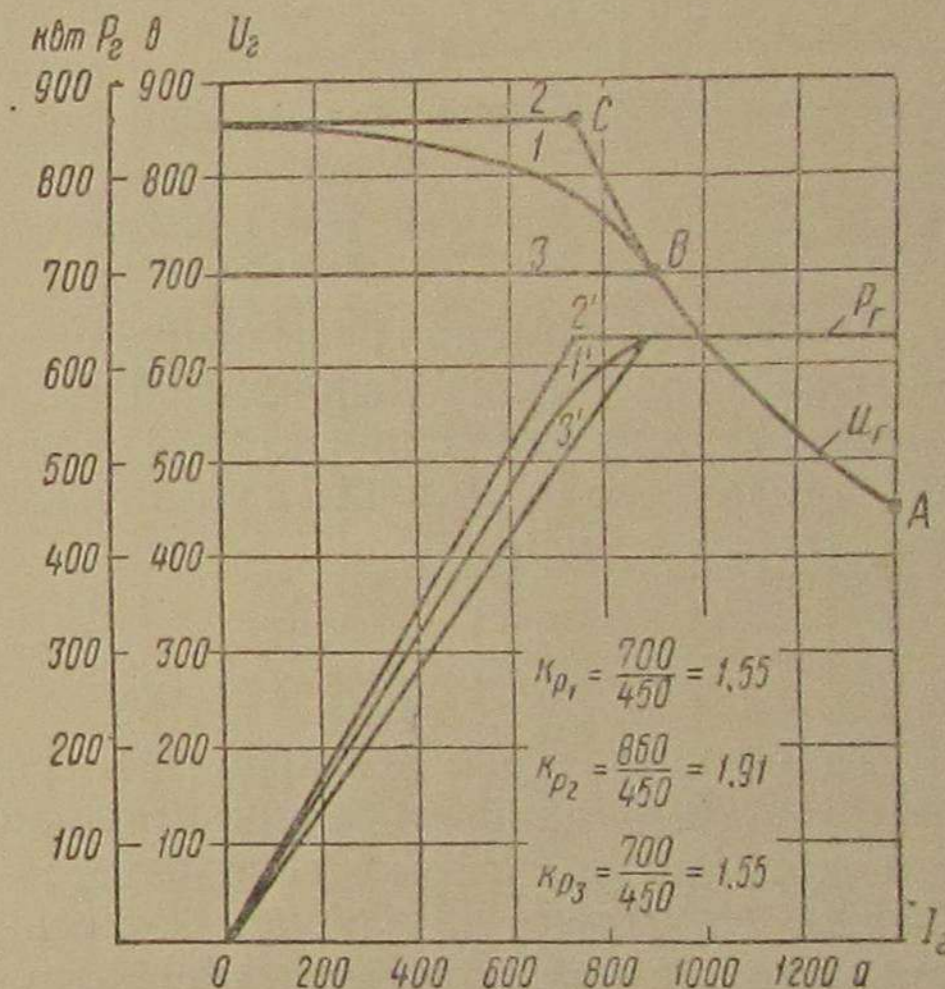
На фиг. 3 показана паспортная внешняя характеристика генератора тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 при отключённом реле ограничения тока — кривая 1 и кривая 1' мощности генератора, соответствующая этой внешней характеристике.

Из рассмотрения кривых 1 и 1' следует, что гиперболичность внешней характеристики генератора, т. е. постоянство мощности тягового генератора  $P_g = 630 \text{ кВт}$ , сохраняется от точки А (1400 а, 450 в) до точки В (900 а, 700 в).

Таким образом, коэффициент регулирования  $k_{p1}$  при постоянной мощности тягового генератора равен

$$k_{p1} = \left( \frac{U_{g1, \max}}{U_{g1, \min}} \right)_{P_g \max = \text{const}} = \left( \frac{I_{g1, \max}}{I_{g1, \min}} \right)_{P_g \max = \text{const}} = \frac{700}{450} = \frac{1400}{900} = 1,55.$$

Если с помощью какой-либо схемы ограничить напряжение тягового генератора в области малых токов (оставляя макси-



Фиг. 3. Влияние ограничения напряжения на коэффициент регулирования напряжения  $k_p$  и номинальное напряжение генератора МПТ 84/39 тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2

мальное напряжение генератора прежним  $U_{e, \max} = 860$  в), то коэффициент регулирования  $k_p$  увеличится.

На фиг. 3 кривыми 2 и 2' показаны внешняя характеристика тягового генератора при ограничении напряжения величиной  $U_{e, \max} = 860$  в и зависимость  $P_e = f(I_e)$  для этой внешней характеристики.

Здесь постоянная мощность генератора используется уже до точки С (735 а, 860 в).

Этой точке соответствует коэффициент регулирования

$$k_{p_2} = \left( \frac{U_{e, \max}}{U_{e, \min}} \right)_{P_{e, \max} = \text{const}} = \left( \frac{I_{e, \max}}{I_{e, \min}} \right)_{P_{e, \max} = \text{const}} = \frac{860}{450} = \frac{1400}{735} = 1,91.$$

Таким образом, при применении схемы, позволяющей получить жёсткое ограничение напряжения тягового генератора, коэффициент регулирования при старой величине наибольшего напряжения генератора  $U_{e, \max} = 860$  в увеличивается по сравнению с обычной схемой в  $\gamma$  раз:

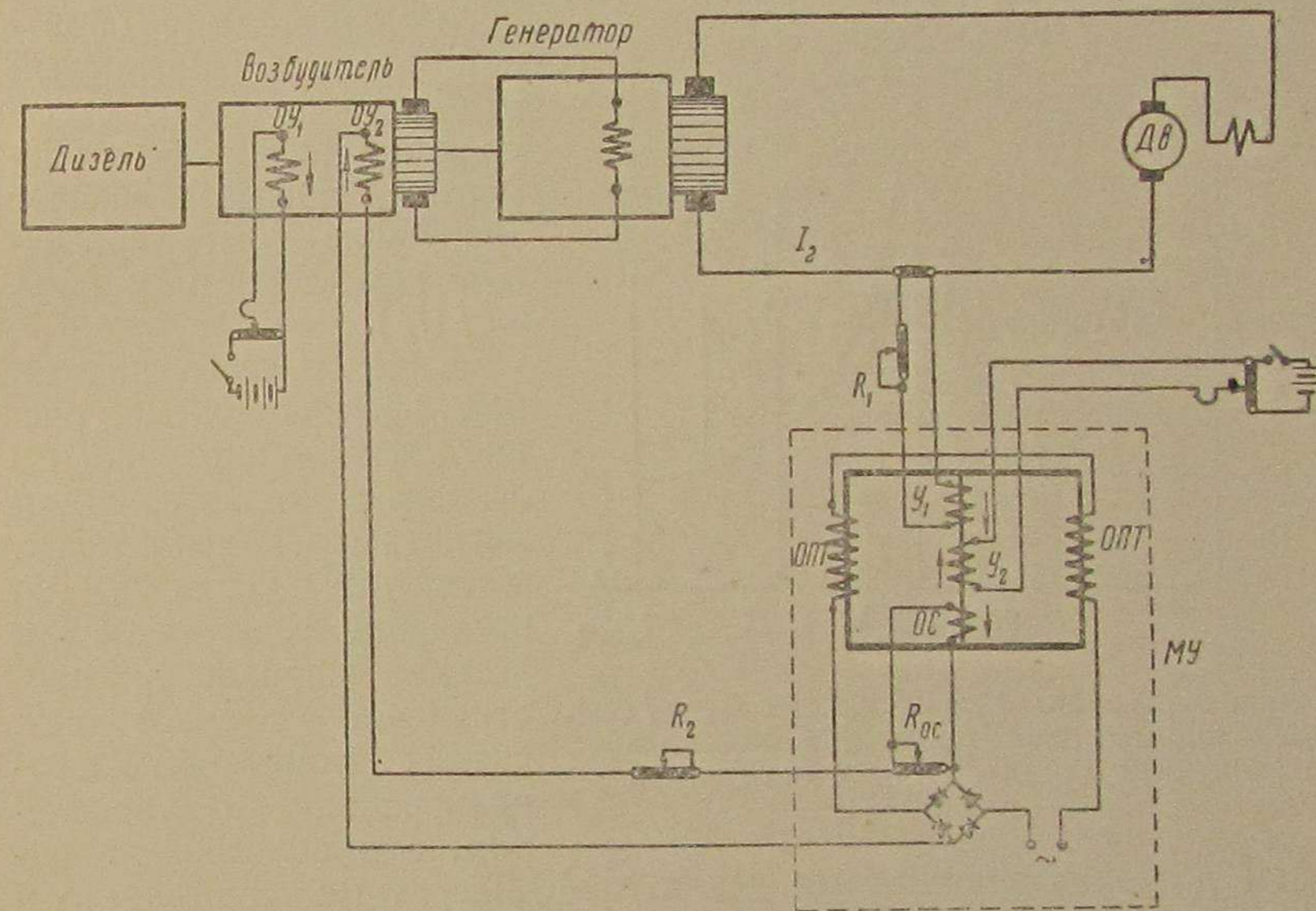
$$\gamma = \frac{k_{p_2}}{k_{p_1}} = \frac{1,91}{1,55} = 1,23.$$

Такое увеличение коэффициента регулирования  $k_p$  позволяет (по расчётным данным) расширить диапазон скоростей движения, при которых полностью используется установленная мощность дизеля. Например, для тепловозов серии ТЭ1 скорость движения, при которой ещё полностью используется установленная мощность дизеля, увеличивается с 41,5 до 55,5 км/час, для тепловозов серии ТЭ2 при ослаблении поля тяговых электродвигателей до 50% — с 44 до 58 км/час, для тепловозов серии ТЭ2 при ослаблении поля до 42% — с 54 до 74 км/час. В том случае, когда нет необходимости расширять диапазон скоростей движения, то при применении схемы, дающей ограничение напряжения, можно установить генератор с уменьшенным наибольшим напряжением. Так, например, если для тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 оставить коэффициент регулирования  $k_p = 1,55$ , то при ограничении напряжения может быть установлен генератор с наивысшим допустимым напряжением 700 в (фиг. 3, кривые 3 и 3') вместо 860 в. Это приведёт к уменьшению установленной мощности генератора и, следовательно, его габаритов, а также и к уменьшению мощности возбудителя.

## 5. Система АРН тягового генератора с магнитными усилителями

Как было указано выше, схема, применённая на серийных тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2, не даёт возможности получить ограничение напряжения генератора. Исследованная нами новая схема

АРН с магнитными усилителями (МУ), в которой используются нелинейные свойства магнитных усилителей с обратной связью, позволяет наряду с гиперболичностью внешней характеристики генератора на рабочем участке осуществить ограничение напряжения при малых токах. Это связано с получением выгод, рассмотренных в предыдущем разделе. В схеме с МУ (фиг. 4) регулирующее воздействие по току генератора подаётся через магнитный усилитель на возбудитель и далее на генератор, поэтому схема фиг. 4 согласно предлагаемой нами классификации принадлежит к 1-й подгруппе первой группы.



Фиг. 4. Схема с магнитным усилителем (МУ) с обратной связью

В качестве возбудителя в схеме с МУ может быть использован либо электромашинный усилитель ЭМУ либо генератор постоянного тока обычного исполнения с двумя обмотками возбуждения. Возбудитель приводится во вращение непосредственно от дизеля.

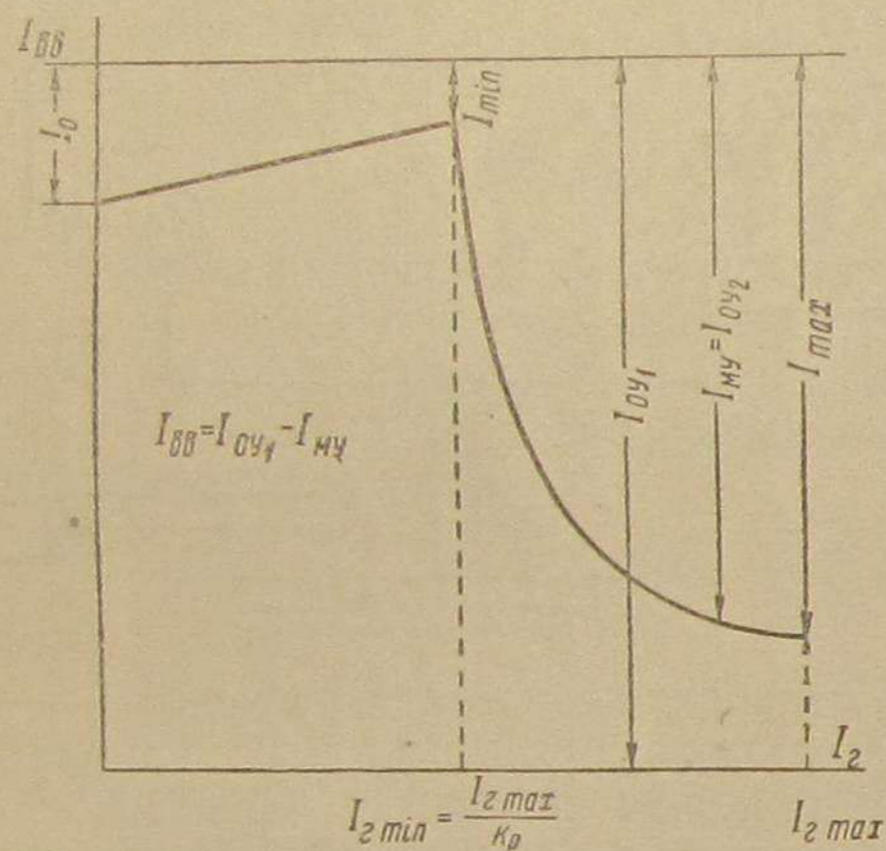
Так как принцип, на котором построена работа схемы, остаётся одним и тем же, независимо от того, какой возбудитель применяется в схеме, то рассмотрим этот принцип на примере схемы, где в качестве возбудителя используется обычный генератор постоянного тока.

Для того чтобы получить оптимальную внешнюю характеристику генератора, необходимо создать определённую зависимость суммарных ампер-витков возбуждения возбудителя (суммарного тока возбуждения возбудителя) в функции тока генератора



(фиг. 5), т. е. определённую регулировочную характеристику  $I_{вв} = f(I_2)$ .

Как видно из фиг. 5, при изменении тока генератора от 0 до  $I_{2 \min}$  суммарные ампер-витки возбуждателя должны увеличиваться, а при  $\frac{I_{2 \max}}{k_p} < I_2 < I_{2 \max}$  уменьшаться (величина  $k_p$  задаётся в зависимости от типа локомотива). Эти ампер-витки создаются в схеме фиг. 4 двумя обмотками возбуждения —  $OY_1$  и  $OY_2$ , действующими навстречу друг другу. Независимая обмотка  $OY_1$  питается от источника постоянного напряжения, а



Фиг. 5. Характер зависимости  $I_{вв} = f(I_2)$ , необходимой для получения оптимальной внешней характеристики генератора при  $k_p = 2$

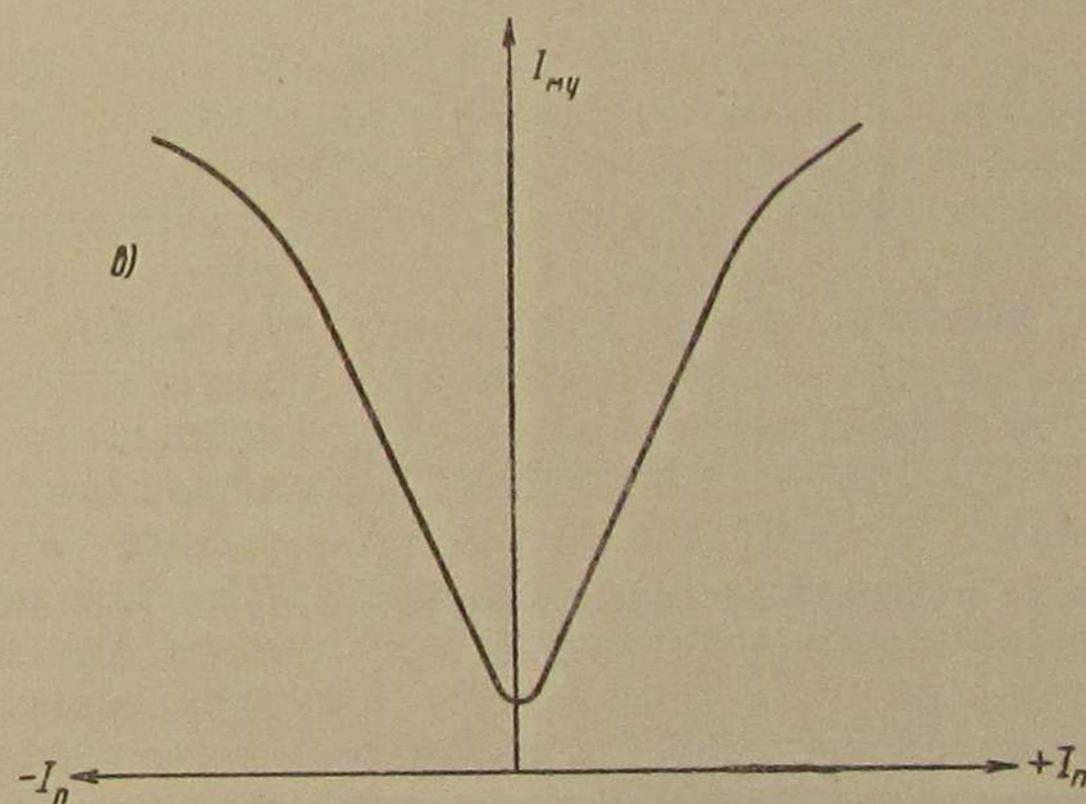
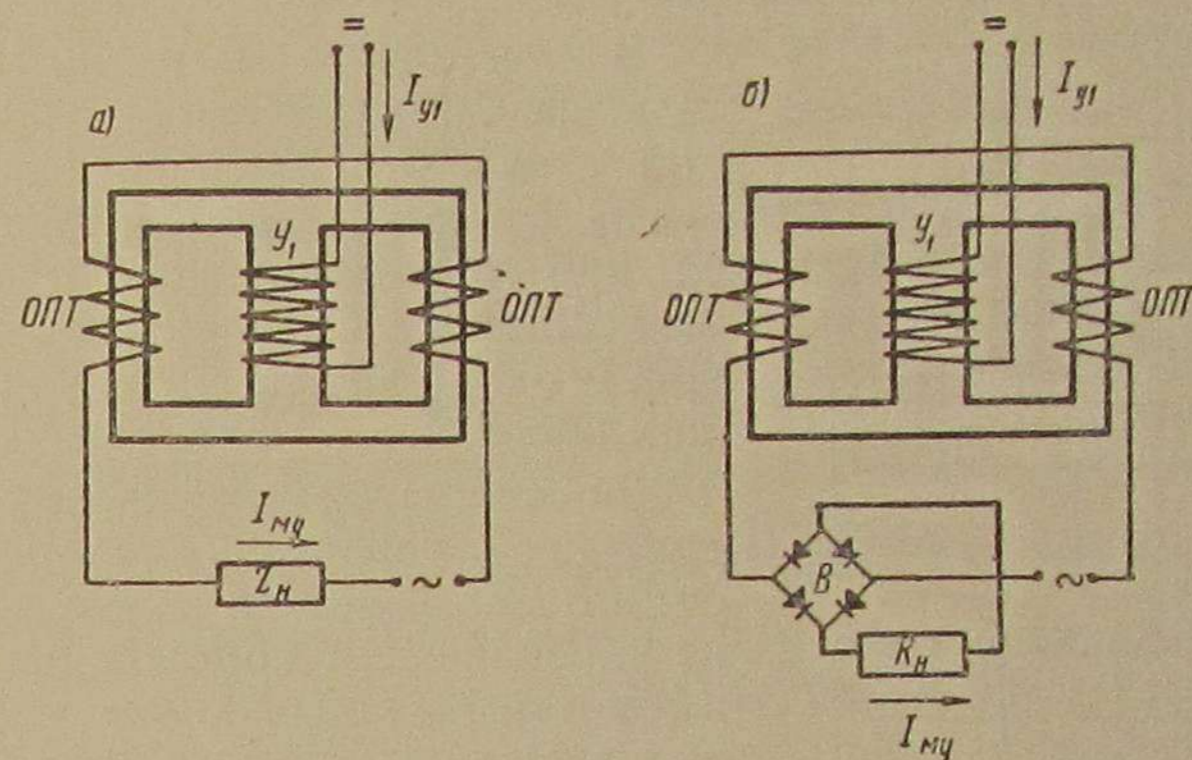
обмотка  $OY_2$  от магнитного усилителя с обратной связью. Магнитный усилитель в этой схеме является нелинейным элементом, который создаёт требуемую регулировочную характеристику  $I_{вв} = f(I_2)$ .

Для того чтобы понять, как работает схема, рассмотрим принцип работы и основные характеристики магнитных усилителей. Магнитные усилители за последние годы получили весьма широкое распространение в различных схемах автоматического регулирования и управления. Это обусловлено рядом достоинств магнитных усилителей. Магнитные усилители имеют высокий коэффициент усиления, хорошо выдерживают перегрузки, у них отсутствуют подвижные части, поэтому они требуют незначительного ухода и обладают высокой надёжностью. Кроме того, магнитные усилители весьма просты в изготовлении, их стоимость почти равна стоимости трансформаторов равной мощности. Ремонт магнитных усилителей не требует высококвалифицированного персонала.

Простейший дроссельный магнитный усилитель (фиг. 6, а) позволяет при помощи управляющего постоянного тока малой мощности (управляющего сигнала) регулировать большую мощность переменного тока. Магнитный усилитель имеет две обмотки — обмотку переменного тока ОПТ, расположенную на крайних стержнях Ш-образного магнитопровода, и управляющую обмотку  $Y_1$ , расположенную на среднем стержне. В зависимости от того, каким током должна питаться нагрузка — переменным или постоянным,

она включается либо прямо последовательно с обмоткой ОПТ (фиг. 6, а) либо через выпрямитель В (фиг. 6, б).

При изменении величины управляющего сигнала изменяется магнитная проницаемость  $\mu$  магнитопровода МУ, а следовательно, индуктивность обмотки переменного тока  $L$  и полное сопротив-



Фиг. 6. Дроссельные магнитные усилители и их характеристики

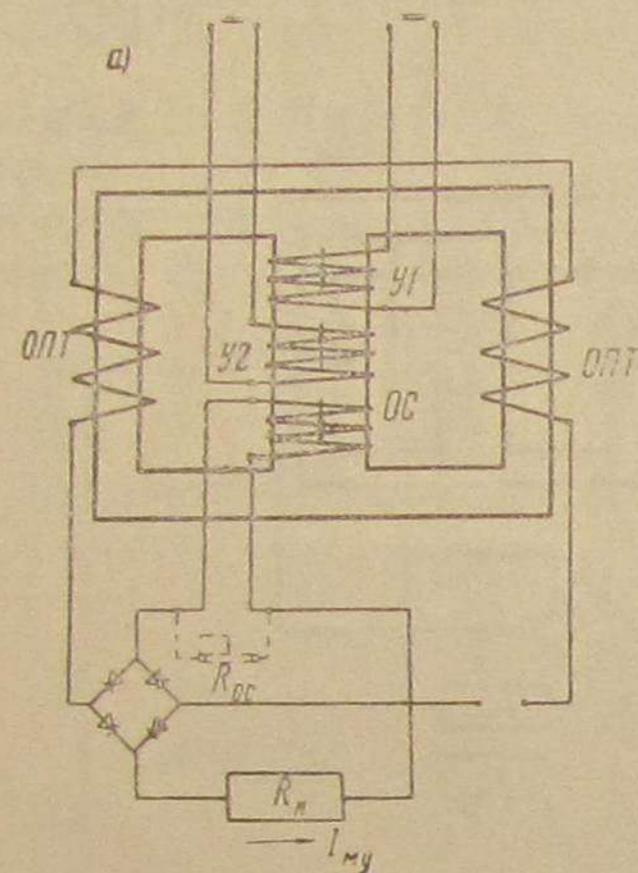
ление цепи  $Z$ . Это вызывает при постоянном по величине напряжении и частоте питания усилителя изменение величины тока, протекающего через нагрузку.

Характер зависимости среднего тока нагрузки в схемах фиг. 6, а и б от величины подмагничивающего тока в обмотке  $Y_1$  показан на фиг. 6, в.

В дроссельных магнитных усилителях при частоте источника питания  $f = 50$  гц управляющая мощность постоянного тока составляет от 2,0 до 0,4% мощности на выходе усилителя. Это

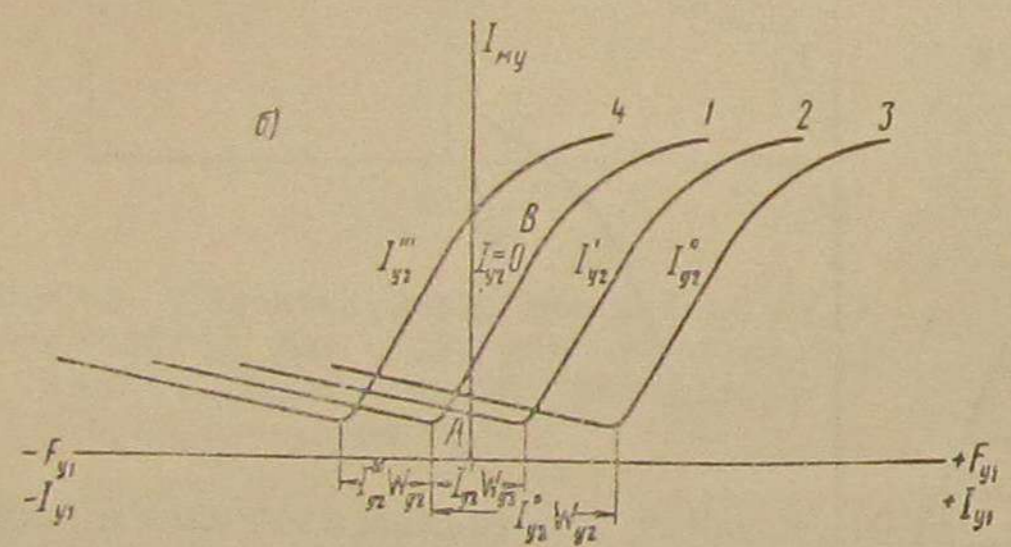
соответствует коэффициенту усиления по мощности  $k_m = 50 \div \div 200$ .

Очень часто такой коэффициент усиления оказывается недостаточным, и для того чтобы его повысить, применяют положительную обратную связь по току нагрузки МУ.



В этом случае магнитный усилитель (фиг. 7, а) имеет обмотку обратной связи  $OC$ , расположенную на среднем стержне, которая включается при питании нагрузки постоянным током последовательно с нагрузкой, и одну или несколько управляющих обмоток.

Зависимость тока на выходе магнитного усилителя с обратной связью в функции тока в одной из управляющих обмоток, например в обмотке  $Y_1$ , при различных постоянных значениях тока в обмотке  $Y_2$  показана на фиг. 7, б.



Фиг. 7. Схема и характеристика магнитного усилителя с обратной связью

Как видно из фиг. 5, необходимая для получения оптимальной внешней характеристики генератора зависимость  $I_{\text{вв}} = f(I_2)$  определяется несколькими основными точками: значением тока на выходе МУ  $I_0$  при  $I_2 = 0$ , расположением точки излома характеристики МУ,

которая должна соответствовать заданному  $k_p$ , и величиной тока в этой точке  $I_{\text{min}}$ , максимальным током на выходе магнитного усилителя  $I_{\text{max}}$  при  $I_2 = I_{2 \text{ max}}$ , а также выпуклостью характеристики в области токов генератора  $I_{2 \text{ min}} < I_2 < I_{2 \text{ max}}$ .

В схеме фиг. 4 управляющий ток  $I_y$  создаётся обмотками управления  $Y_1$  и  $Y_2$ . Через обмотку  $Y_1$  протекает ток  $I_{y1}$ , пропорциональный току генератора  $I_2$ . Обмотка  $Y_2$  питается от источника постоянного напряжения. Изменение управляющего тока обмотки  $Y_2$  вызывает как бы сдвиг характеристики вдоль оси  $I_{y1}$ , не меняя её характера (фиг. 7, б, кривые 1, 2, 3, 4). Таким путём удастся получить точку излома характеристики МУ при заданном  $k_p$ .

Магнитный усилитель должен быть рассчитан на максимальный ток  $I_{\text{max}}$  при заданном сопротивлении обмотки управления  $OY_2$ . Величина максимального тока зависит от выбранных рабочих участков нагрузочных характеристик генератора и возбuditеля. Необходимая выпуклость характеристики магнитного усилителя в области рабочих токов достигается изменением коэффициента обратной связи  $k_{oc}$ : — шунтированием обмотки обратной связи  $OC$  сопротивлением  $R_{oc}$  или изменением числа витков обмотки обратной связи  $W_{oc}$ .

Необходимая величина тока  $I_0$  может быть получена следующим образом. Если посредством сопротивления  $R_1$  устанавливать различные максимальные токи в управляющей обмотке  $Y_1$  —  $I_{y1 \text{ max}}$ , соответствующие максимальному току генератора  $I_{2 \text{ max}}$ , то для того чтобы получить излом характеристики при заданном  $k_p$ , надо изменить также и ток в обмотке  $Y_2$  —  $I_{y2}$ , так как в точке  $I_2 = I_{2 \text{ min}} = \frac{I_{2 \text{ max}}}{k_p}$  суммарная управляющая м. д. с. должна быть близкой к нулю. Увеличение тока  $I_{y1 \text{ max}}$  при заданном  $k_p$  приводит к увеличению  $I_{y2}$  и в результате к увеличению тока, соответствующего  $I_2 = 0$ .

Наоборот, уменьшение  $I_{\text{max}}$  вызывает уменьшение  $I_{y2}$  и  $I_0$ .

Как показал опыт, при одновременном изменении тока  $I_{y1 \text{ max}}$ , величины тока  $I_{y2}$ , коэффициента обратной связи  $k_{oc}$  и сопротивления  $R_2$  путём последовательных приближений удастся получить весьма близкую к требуемой для обеспечения оптимальной внешней характеристики тягового генератора зависимость  $I_{uy} = f(I_{y1}) = f(I_2)$ .

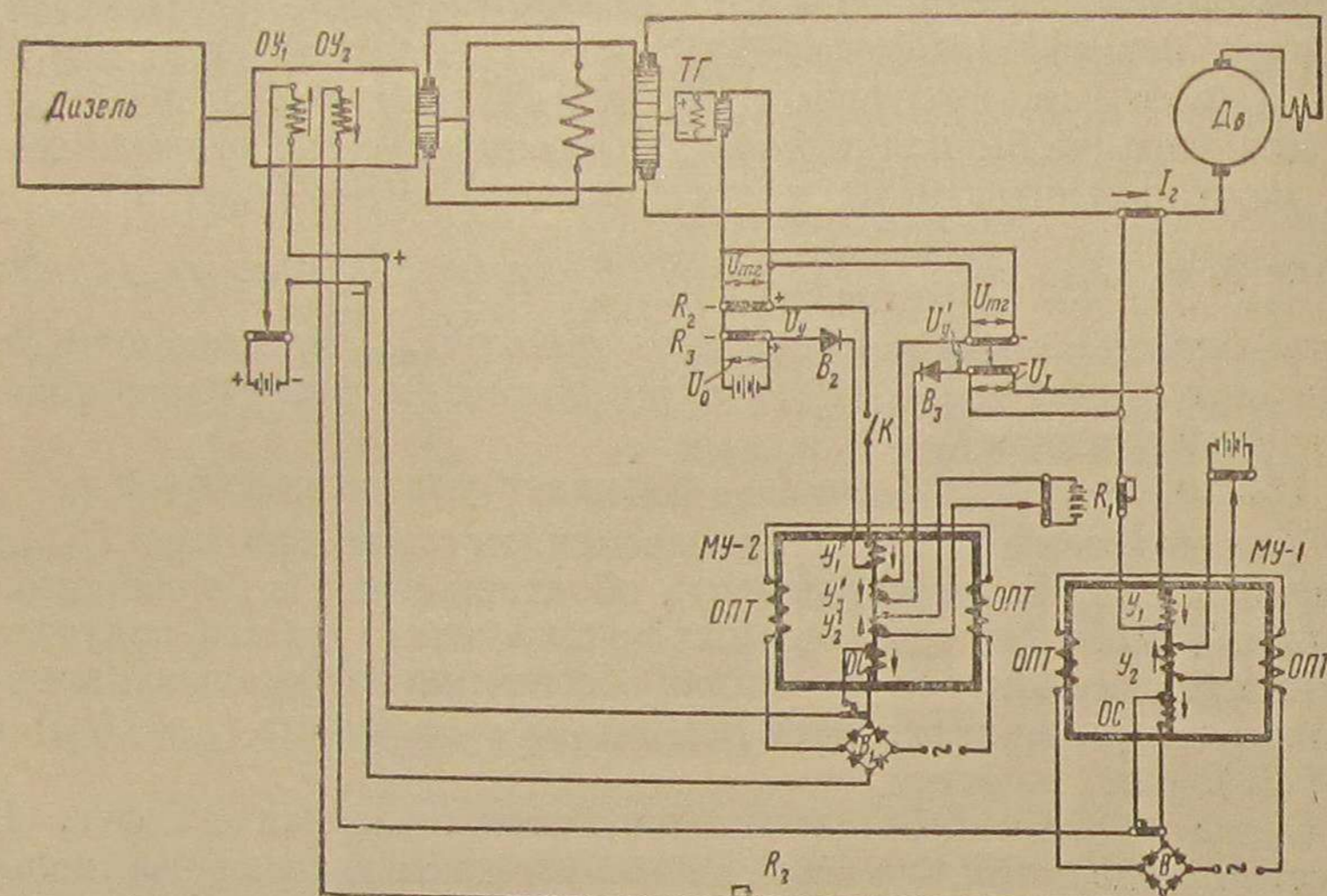
Схема с магнитным усилителем, представленная на фиг. 4, имеет тот недостаток, что номинальная мощность дизеля недоиспользуется при повышении температуры обмоток электрических машин, а также при выключении вспомогательной нагрузки. Этот недостаток может быть устранён введением вспомогательной корректирующей связи по скорости вращения дизеля. Корректирующую обратную связь можно ввести через астатический регулятор. Кроме того, корректирующая обратная связь может быть введена либо через добавочную обмотку  $Y_3$  того же самого магнитного усилителя, который является нелинейным элементом (на схеме фиг. 4 она не показана), либо для того, чтобы уменьшить статизм системы через добавочный магнитный усилитель (схема фиг. 8), работающий на линейной части его характеристики (участок  $AB$  кривой 1, фиг. 7, б).

В схеме фиг. 8 напряжение тахогенератора  $U_{тг}$ , пропорциональное скорости вращения дизеля, подаётся на сопротивление  $R_2$ , а на сопротивление  $R_3$  подаётся постоянное по величине напряжение  $U_0$ . Напряжение  $U_0$  выбирается таким образом, чтобы оно было равно напряжению тахогенератора, развиваемому им при номинальной скорости вращения дизель-генераторной группы

$n_d = n_{d \max}$ . Тогда при соответствующем подборе полярности при  $n_d = n_{d \max}$  управляющее напряжение на выходе элемента сравнения  $U_y$  равно нулю и корректирующая обратная связь не работает.

Если нагрузочная мощность генератора становится больше номинальной мощности, развиваемой дизелем, то возникает падение скорости вращения дизель-генераторной группы  $\Delta n = n_{d \max} - n_d$ .

Напряжение тахогенератора  $U_{m2}$  уменьшается и через блокирующий выпрямитель  $B_2$  и добавочную обмотку управления  $MУ - У1'$  протекает ток.



Фиг. 8. Введение корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля и ограничения по току через добавочный магнитный усилитель

Небольшое падение скорости вращения вызывает резкое увеличение тока на выходе МУ, а следовательно, сильное уменьшение суммарных управляющих ампер-витков возбuditеля и напряжения на выходе возбuditеля.

Уменьшение напряжения возбuditеля в конечном итоге приводит к снижению напряжения тягового генератора и нагрузочной мощности генератора до тех пор, пока она не станет равна мощности, развиваемой дизелем при максимальной подаче топлива.

Таким образом, при введении корректирующей обратной связи по скорости вращения уравнивание моментов дизеля и генератора происходит при некотором падении скорости вращения дизеля; следовательно, схема является статической.

Работа описанного выше статического регулятора нагрузочной мощности генератора (фиг. 8) должна согласовываться с работой изодромного регулятора подачи топлива (скорости вращения).

Для этого система должна иметь механический ограничитель подачи топлива, а настройка схемы должна вестись таким образом, чтобы при наибольшей возможной температуре обмоток электрических машин и полностью выключенной вспомогательной нагрузке нагрузочная мощность генератора в области рабочих токов превышала бы мощность, развиваемую дизелем при максимальной скорости вращения и при максимальной подаче топлива. Тогда астатический регулятор подачи топлива в области рабочих токов всё время установлен на максимальную подачу топлива и не принимает участия в регулировании, а уравнивание нагрузочного момента генератора и момента, развиваемого дизелем, происходит при некотором падении скорости вращения дизеля  $\Delta n_d$ , во-первых, за счёт уменьшения тока возбуждения генератора, а во-вторых, за счёт увеличения момента дизеля по его естественной характеристике  $M_d = f(n_d)$ .

В области малых токов нагрузочный момент генератора меньше, чем момент, развиваемый дизелем при полной подаче топлива. В этой области равенство моментов дизеля и генератора достигается за счёт изменения подачи топлива астатическим регулятором. Статический регулятор напряжения в этой области не работает, так как скорость вращения дизель-генераторной группы равна номинальной —  $n_{d \max}$  и  $U_y = 0$ .

Регулятор нагрузки также не работает при скоростях вращения  $n_d > n_{d \max}$  (в переходных процессах при уменьшении нагрузки), так как напряжение, снимаемое с элемента сравнения  $U_y$ , изменяет знак, и блокирующий выпрямитель  $B_2$  препятствует прохождению тока через управляющую обмотку  $У1'$ .

При работе дизеля на скоростях вращения  $n_d < n_{d \max}$  необходимо одновременно с переходом на другую скорость вращения устанавливать с помощью контроллера напряжение сравнения  $U_0$  таким образом, чтобы оно всегда равнялось напряжению тахогенератора при этой скорости вращения.

Обычно использование номинальной мощности дизеля желательно иметь при одной-двух наивысших скоростях вращения, тогда при низших скоростях корректирующая обратная связь в схеме фиг. 8 должна отключаться контактором  $К$ , управляемым от контроллера.

В схеме с добавочным магнитным усилителем также легко можно получить ограничение по току тягового генератора (отсечку по току). Для этого величина напряжения, пропорциональная току генератора  $U_I$ , сравнивается с напряжением, пропорциональным скорости вращения дизеля  $U_{m2}$ , а разность  $U_y = U_I - U_{m2}$  подаётся через выпрямитель  $B_3$  на обмотку управления магнитного усилителя  $У3'$ .

Схема настраивается так, что при максимально допустимом токе тягового генератора  $I_{2 \max}$  и максимальной скорости вращения дизеля  $n_d = n_{d \max}$  напряжения  $U_I$  и  $U_{m2}$  равны, тогда

$U_y = 0$ . При небольшом увеличении тока  $I_2$  свыше  $I_{2 \max}$  на выходе элемента сравнения появляется разность напряжения  $U_y'$ , которая вызывает резкое увеличение тока на выходе МУ, а в итоге резкое уменьшение напряжения генератора. Если ток генератора  $I_2 < I_{2 \max}$ , то узел ограничения тока генератора не работает, так как блокирующий выпрямитель  $B_3$  препятствует прохождению тока через обмотку управления МУ.

При скоростях вращения дизеля  $n_d < n_{d \max}$  напряжение  $U_{тг}$ , с которым сравнивается напряжение  $U_I$ , уменьшается, поэтому ограничение по току тягового генератора происходит при меньших токах.

В схеме с добавочным МУ возбудитель не обязательно должен иметь три обмотки возбуждения, можно ограничиться только двумя обмотками. Для этого напряжение с выхода добавочного магнитного усилителя МУ<sub>2</sub> надо завести в рассечку цепи независимой обмотки возбуждения  $OУ_1$ , как это показано на фиг. 8.

В схеме с МУ для питания магнитных усилителей переменным током должен быть предусмотрен преобразовательный агрегат. Мощность этого агрегата зависит от мощности, потребной для возбуждения возбудителя. Для тепловоза мощностью 1000 л. с. при использовании в качестве возбудителя электромашинного усилителя мощность преобразовательного агрегата не превышает 1 вт. Для тепловоза той же мощности при возбудителе типа обычного генератора мощность преобразовательного агрегата составляет около 300 вт. Особенно просто вопрос питания МУ решается при использовании схемы с МУ на тепловозах и автотрассах, где переменный ток применяется для привода вспомогательных механизмов.

Рассмотренная схема с МУ принципиально отличается от схемы с четырьмя магнитными усилителями, упоминаемой в литературе тем, что в последней схеме МУ работают только на линейной части своей характеристики, выполняя функции усилителя, в схеме же фиг. 4 используются нелинейные свойства МУ с обратной связью.

Схема с магнитным усилителем с обратной связью фиг. 8 также отличается и от схемы Е. Я. Гаккель. Обе схемы являются схемами параметрического регулирования, работа которых основана на подборе характеристик их элементов. В схеме Е. Я. Гаккель приближение внешней характеристики генератора при рабочих токах к гиперболе достигается за счёт нелинейных характеристик сухого выпрямителя. Характеристики сухого выпрямителя, как известно, весьма нестабильны.

В схеме с магнитным усилителем это приближение достигается за счёт нелинейных характеристик магнитного усилителя, которые более стабильны, чем характеристики сухого выпрямителя. Кроме того, в схеме Е. Я. Гаккель при малых токах генератора внешняя характеристика генератора значительно отличается от оптимальной.

В запроектированной схеме тепловоз серии ТЭЗ приближение внешней характеристики генератора достигается применением возбудителя с расщеплёнными полюсами, а корректирующая обратная связь по скорости вращения дизеля и обратная связь для создания ограничения по току вводятся через два тахогенератора. По сравнению с этой схемой схема с МУ фиг. 8 позволяет заменить возбудитель с расщеплёнными полюсами генератором обычного исполнения. Однако в схеме с МУ необходим небольшой преобразовательный агрегат для питания МУ переменным током. Далее схема с МУ позволяет получить ограничение напряжения; это связано с расширением диапазона скоростей движения, при которых полностью используется установленная мощность дизеля. В схеме, запроектированной для тепловоза серии ТЭЗ, этого получить нельзя. Наконец, схема с МУ имеет ещё одно преимущество: так как при двухполупериодном выпрямлении напряжения на выходе МУ кривая напряжения имеет пульсации, то ток  $I_{oy2}$ , проходящий через обмотку возбуждения возбудителя, содержит переменную составляющую двойной частоты по отношению к питающей частоте 50 гц. Эта переменная составляющая благоприятно действует на возбудитель, уменьшая его гистерезис.

Окончательно преимущества и недостатки схемы с МУ могут быть выяснены при проведении сравнительных испытаний схемы, запроектированной для тепловоза серии ТЭЗ (автосхемы А. Д. Степанова), схемы Е. Я. Гаккель и схемы с МУ.

## 6. Применение магнитного усилителя в схеме с возбудителем с расщеплёнными полюсами

Как известно, схемы, применяемые на серийных тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2, обеспечивают удовлетворительную внешнюю характеристику генератора в области рабочих токов генератора. Однако эти схемы имеют ряд существенных недостатков, основными из которых являются следующие:

1) зависимость мощности электрических машин от изменения температуры их обмоток;

2) недоиспользование установленной мощности дизеля при отключении вспомогательной нагрузки (вентилятор холодильника и т. п.), а также при изменении режима работы дизеля из-за отсутствия связи между системой регулирования напряжения генератора и системой регулирования скорости вращения дизеля;

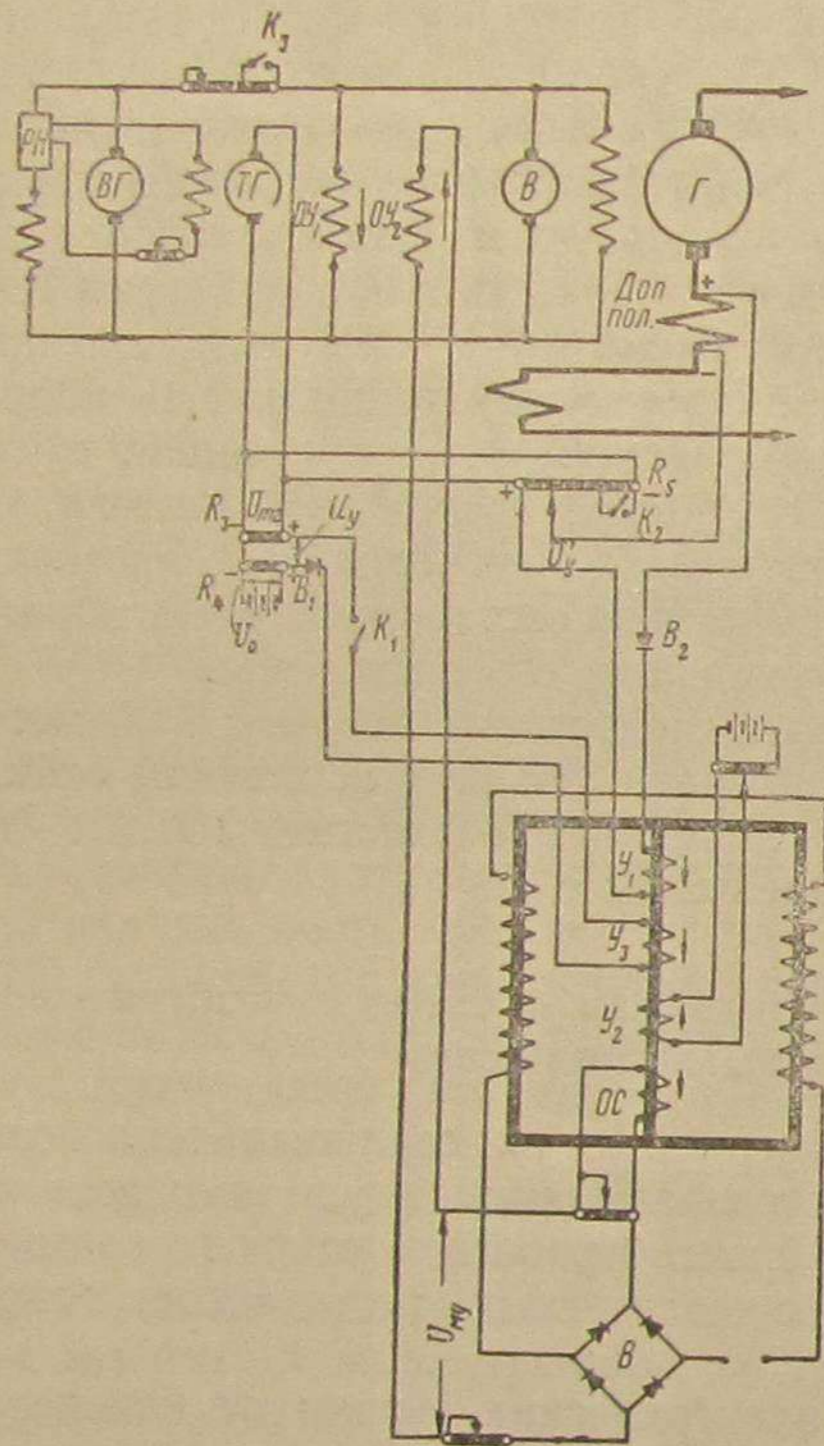
3) отсутствие автоматического регулирования тока главного генератора при пуске тепловоза.

Указанные недостатки могут быть устранены применением схемы с магнитным усилителем и тахогенератором.

Так как введение вспомогательной корректирующей обратной связи по скорости вращения и добавление узла ограничения тока генератора не изменяет характера внешней характеристики генератора в области токов генератора  $0 < I_2 < I_{2 \max}$ , то указанные

недостатки можно устранить, применив для этого магнитный усилитель.

Принципиальная схема серийного тепловоза с возбудителем с расщеплёнными полюсами, где корректирующая обратная связь вводится через магнитный усилитель, представлена на фиг. 9. Из схемы видно, что основная характеристика генератора создаётся возбудителем с расщеплёнными полюсами, а приведение в соответствие нагрузочной мощности генератора и мощности, развиваемой дизелем при изменениях температуры обмоток, вспомогательной нагрузки и режима дизеля осуществляется с помощью магнитного усилителя и тахогенератора. Дополнительный узел ограничения тока генератора осуществляет автоматическое регулирование характеристики главного генератора при пуске тепловоза и защиту генератора от чрезмерных токов. Принцип действия узлов и настройка схемы ясны из предыдущего описания.



Фиг. 9. Принципиальная схема введения коррекции по скорости вращения дизеля и ограничению тока на тепловозах серий ТЭ1 и ТЭ2

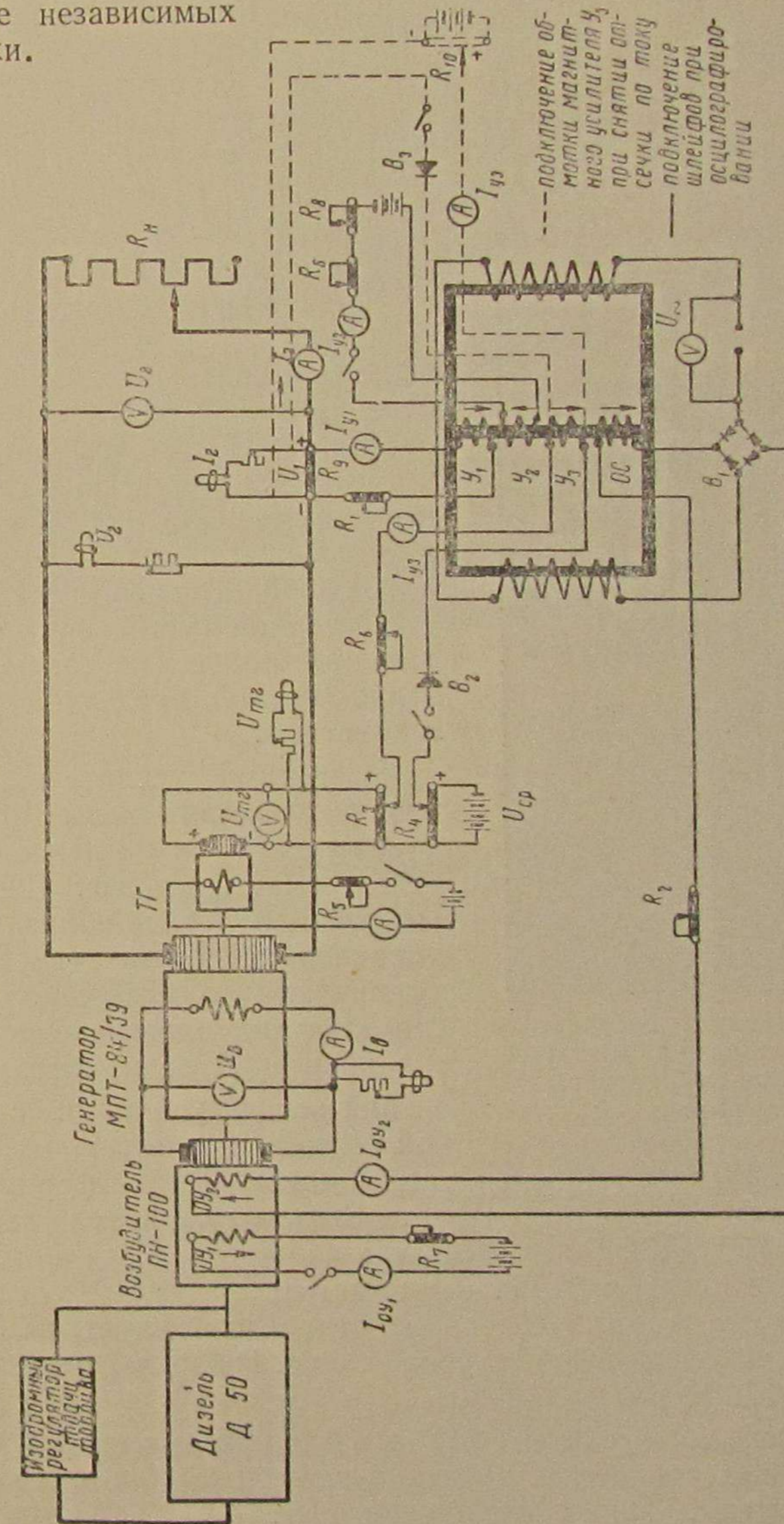
1000 л. с., генератора типа МПТ-84/39 и вспомогательного генератора МВТ-25/11.

В качестве возбудителя главного генератора использовался обычный генератор постоянного тока типа ПН-100 мощностью 13,3 квт с номинальным напряжением 115 в и номинальным током 115 а. Возбудитель с расщеплёнными полюсами, который обычно использовался в тепловозной установке, при исследовании схемы отключался.

### 7. Экспериментальное исследование схемы с МУ

Исследование работы схемы проводилось на дизель-генераторной установке, смонтированной в тепловозной лаборатории ЦНИИ МПС. Установка состояла из тепловозного дизеля Д50 мощностью

Обмотки возбуждения генератора ПН-100 были перемотаны, вместо одной обмотки на каждом главном полюсе было размещено по две независимых обмотки.

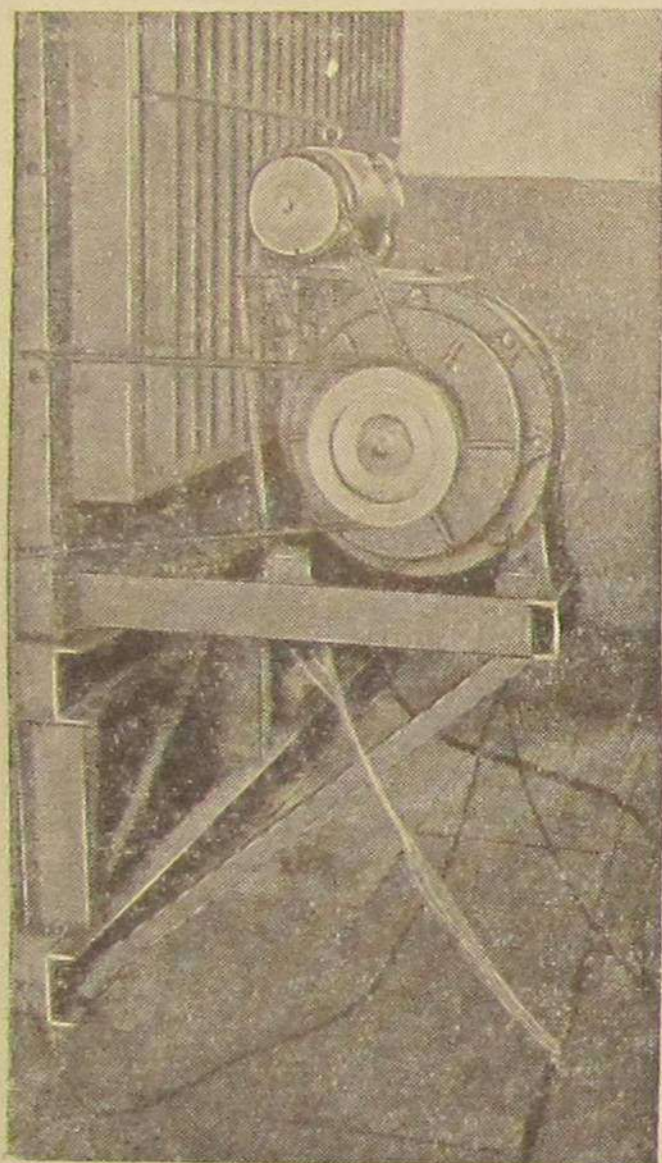


Фиг. 10. Принципиальная схема экспериментальной установки

Одна из них (фиг. 10) ОУ<sub>1</sub> питалась от источника постоянного тока с неизменным напряжением в 150 в, другая ОУ<sub>2</sub> питалась от магнитного усилителя.

Так как обмотка возбуждения главного генератора не подвергалась изменению и напряжение на клеммах возбудителя не превышало 90 в, то возбудитель работал на ненасыщенной части характеристики холостого хода.

Привод возбудителя ПН-100 от дизеля осуществлялся клиновидными ремнями, которые располагались в свободные ручьи шкива привода вентилятора и шкива, укрепленного на валу генератора. Возбудитель устанавливался на сварной раме, приваренной к раме холодильника дизеля (фиг. 11).



Фиг. 11. Установка возбудителя и тахогенератора на дизель-генераторе при лабораторных испытаниях

200 вт (фиг. 13) был выполнен с сердечником из трансформаторной стали, штамп сердечника Ш-40. Усилитель имел габариты  $200 \times 200 \times 150$  мм. Он был рассчитан на частоту 50 гц и напряжение источника питания 220 в. Выпрямитель на выходе магнитного усилителя состоял из 8 селеновых столбиков диаметром 35 мм, соединенных по однофазной мостовой схеме. Габариты выпрямителя составляли  $120 \times 250 \times 110$  мм.

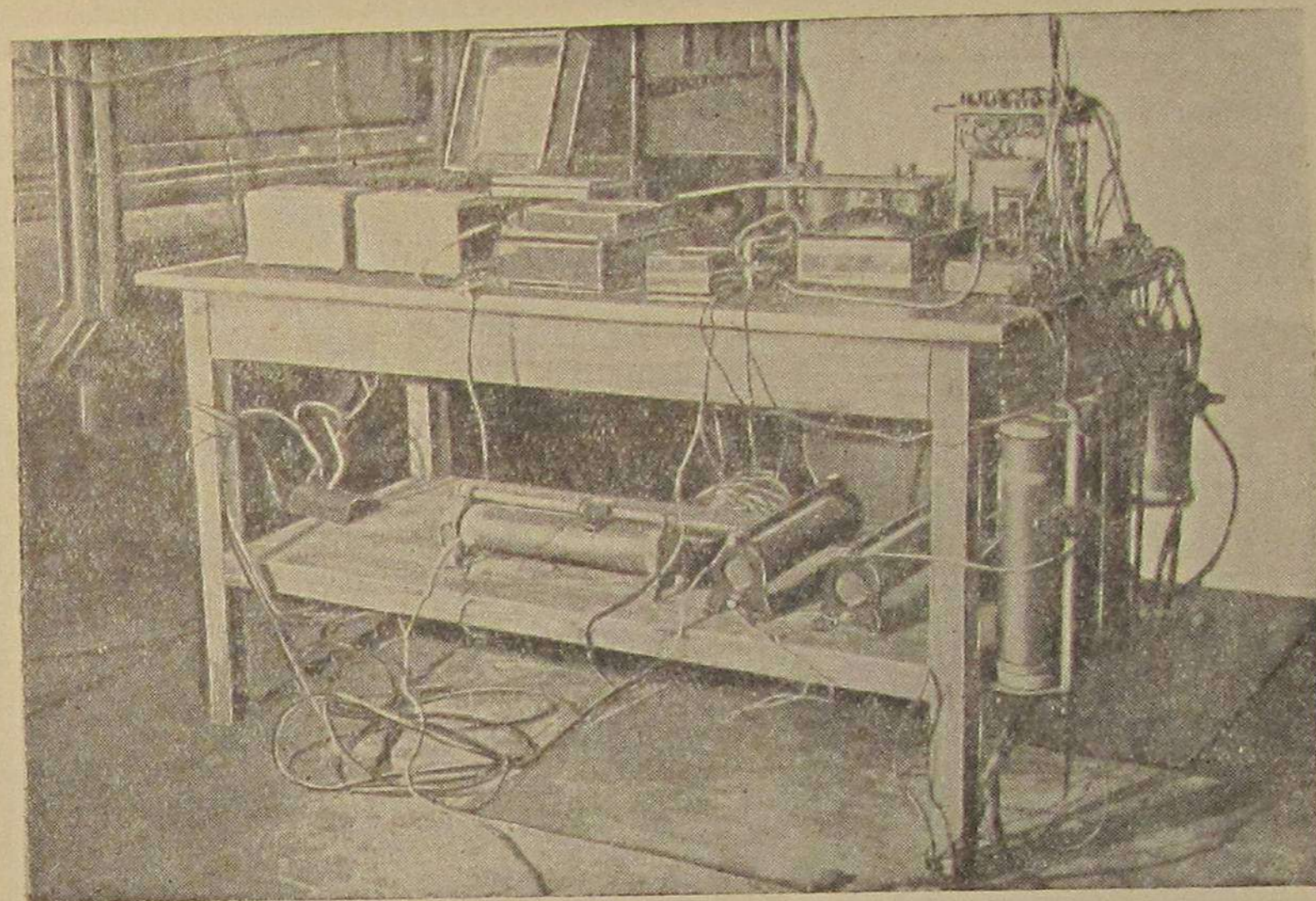
При исследовании схемы с МУ в распоряжении имелся только один магнитный усилитель, имеющий несколько обмоток, которые были размещены, как показано на фиг. 14. Характеристика обмоток представлена в табл. 1а.

Обмотки постоянного тока использовались в качестве управляющих обмоток и обмоток обратной связи. Включая разные обмот-

Главный генератор нагружался на жидкостный реостат, величина тока которого регулировалась положением подвижных пластин. Измерения нагрузки главного генератора производились приборами класса 0,5, которые располагались непосредственно у пульта управления дизель-генераторной установки. Скорость вращения дизель-генераторной установки измерялась электрическим тахометром с периодической проверкой ручным тахометром.

Магнитный усилитель, выпрямители, измерительные приборы и реостаты были смонтированы на отдельном столе (фиг. 12), который устанавливался вблизи пульта управления дизель-генераторной установки, что облегчало подачу сигналов для одновременного снятия показаний по приборам.

Магнитный усилитель с обратной связью мощностью на выходе

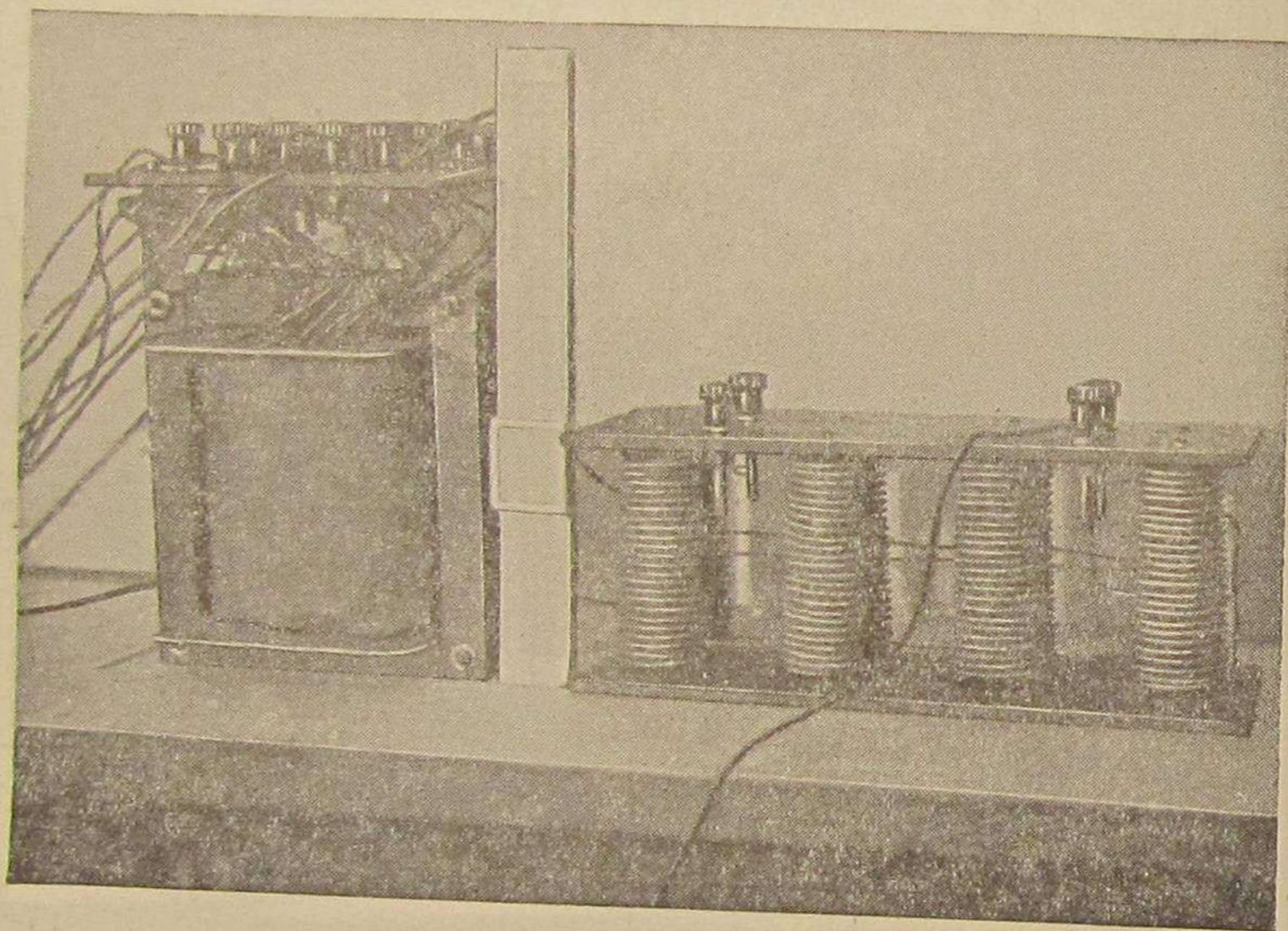


Фиг. 12. Установка магнитного усилителя и измерительных приборов при лабораторных испытаниях

Таблица 1а

Характеристика обмоток			
Наименование обмоток	Обозначение обмотки	Количество витков	Провод
Обмотка переменного тока	$W_{\sim}$	490 с отводом с 470 и 440 витка	ПЭ-0,74
То же	$W_{\sim}$	490 с отводом с 470 и 440 витка	ПЭ-0,74
Обмотка постоянного тока	$W_o$	300 с отводом со 150 витка	ПЭ-0,74
То же	$W_o$	100	пэлшо-1,0
»	$W_o$	60	ПЭ-0,74
»	$W_o$	30	ПЭ-0,74
»	$W_o$	10	ПЭ-0,74

Наименование обмоток	Обозначение обмотки	Количество витков	Провод
Обмотка постоянного тока	$W_o$	600	ПЭ-1,5
То же	$W_o$	200	ПЭ-1,5



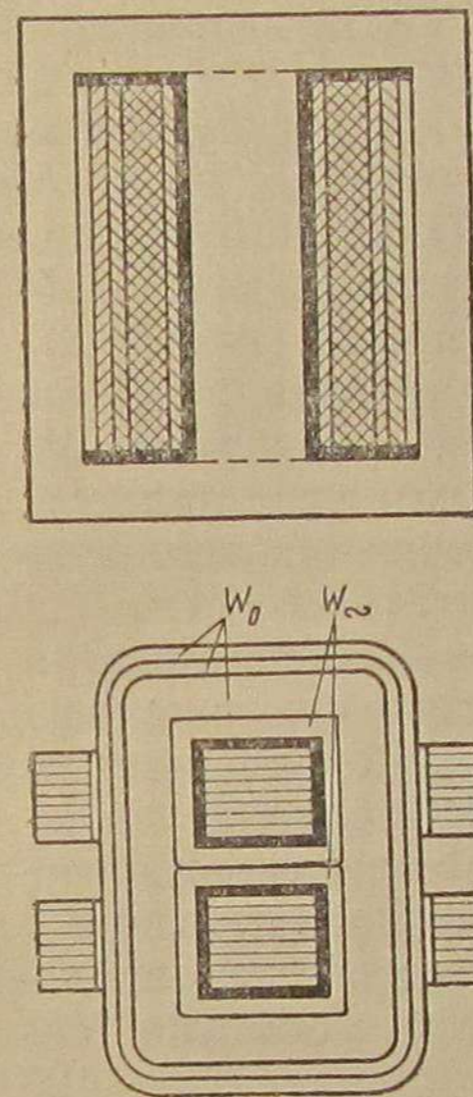
Фиг. 13. Магнитный усилитель и выпрямитель

ки встречно и согласно, можно было изменять число витков обмотки обратной связи.

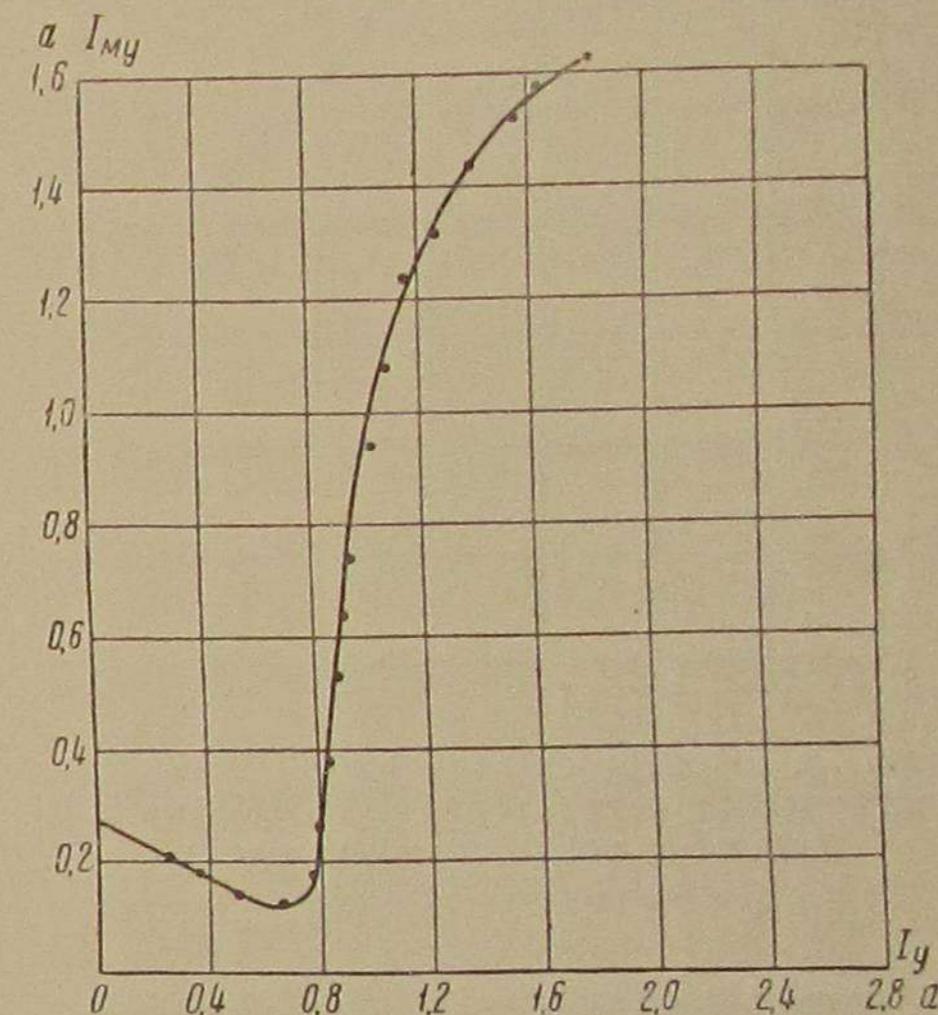
На фиг. 15 представлена характеристика опытного магнитного усилителя, снятая при включённой обмотке обратной связи  $W_{oc} = 500$  витков и при действии двух обмоток управления, как это предусматривает схема фиг. 4. При этом опыте обмотки переменного тока по 490 витков включались последовательно. Сопротивление нагрузки на выходе магнитного усилителя было равно 88 ом.

В качестве обмотки управления  $U_1$  использовалась обмотка с  $W = 600$  витков, а в качестве обмотки  $U_2$  — обмотка с  $W = 100$  витков. Обмотки  $U_1$  и  $U_2$  включались встречно. В обмотке  $U_2$  установилась постоянная величина тока, а в обмотке  $U_1$  ток  $I_{y1}$  менялся от нуля до максимального значения.

Из сравнения полученной характеристики с характеристикой, приведённой на фиг. 5, ясно, что опытный магнитный усилитель может обеспечить требуемый характер зависимости  $I_{св} = f(I_z)$ , необходимый для получения оптимальной внешней характеристики тягового генератора. Это было подтверждено дальнейшими экспериментами. Снятие статических характеристик



Фиг. 14. Расположение обмоток на сердечниках магнитного усилителя



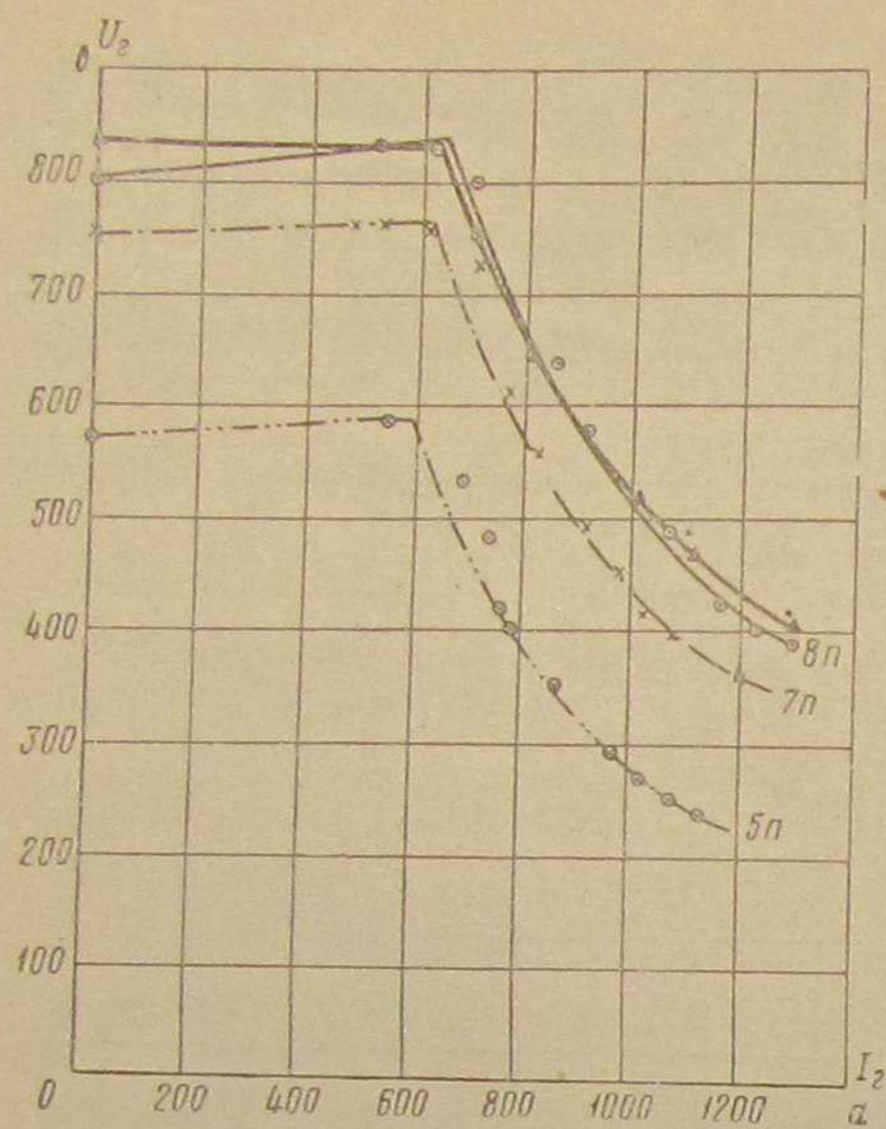
Фиг. 15. Характеристика опытного магнитного усилителя при включённой обмотке обратной связи  $W_{oc} = 500$  и действии двух управляющих обмоток  $W_{\sim} = 490$ ,  $W_{y1} = 600$ ,  $W_{y2} = 100$ ,  $I_{y2} = 2,7$  а,  $U_z = 220$  в;  $R_H = 88$  ом

и осциллографирование переходных процессов производилось при нагрузке генератора на жидкостный реостат.

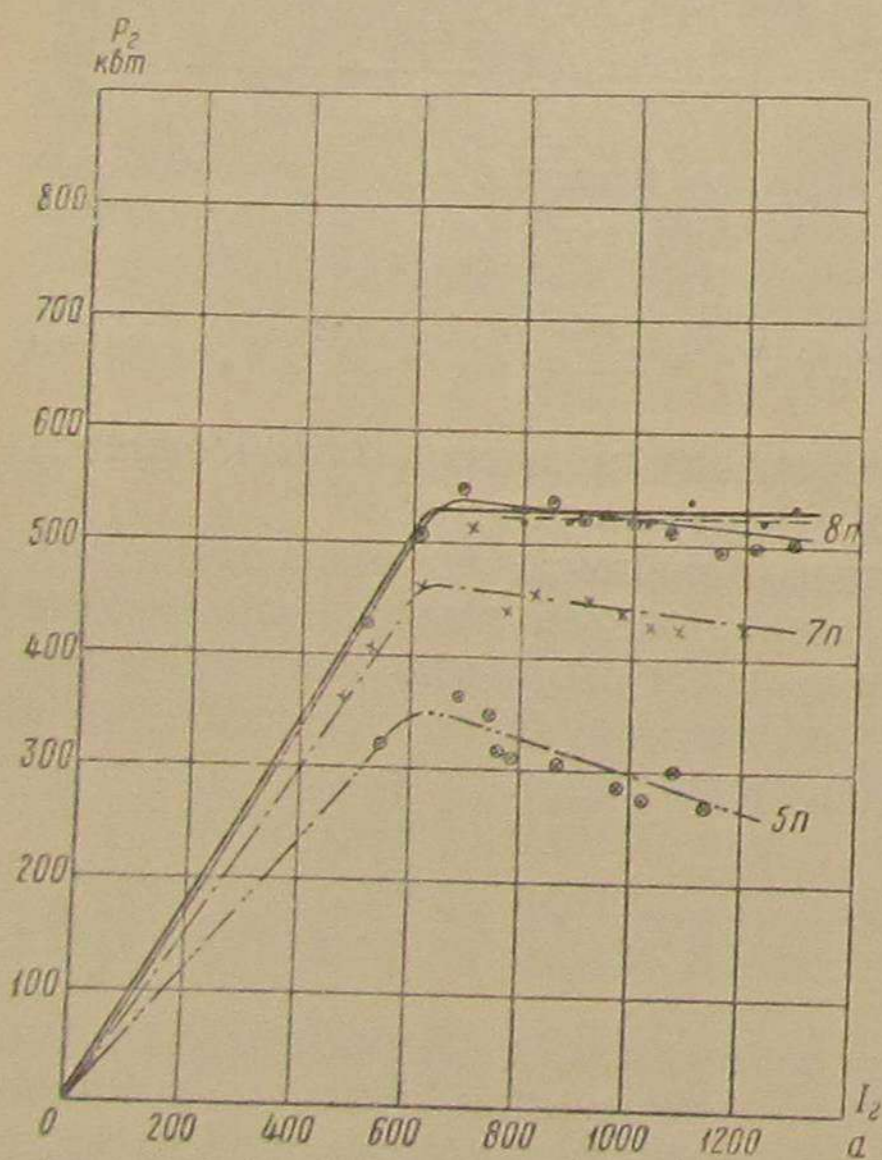
Полная схема при проведении экспериментов показана на фиг. 10. Так как при исследовании в распоряжении имелся только один магнитный усилитель, рассчитанный для работы по основной схеме фиг. 4, то проверка действия узла коррекции по скорости и узла ограничения тока производилась поочередно.

#### 8. Внешние характеристики генератора при отсутствии корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля

Для того чтобы проверить, обеспечивает ли схема с магнитным усилителем достаточное приближение внешней характеристики генератора к гиперболе и ограничение по напряжению, сначала были сняты внешние характеристики генератора при отключённой корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля.



Фиг. 16. Экспериментальные внешние характеристики генератора МПТ-84/39 на 8-й, 7-й и 5-й позициях контроллера



Фиг. 17. Мощность генератора МПТ-84/39 на 8-й, 7-й и 5-й позициях контроллера машиниста

При этом опыте измерялись следующие величины: ток главного генератора  $I_2$ ; напряжение главного генератора  $U_2$ ; ток возбудителя (ток возбуждения главного генератора)  $I_{ог}$ ; напряжение возбудителя  $U_{ог}$ ; ток в обмотке  $OU_1$  возбуждения возбудителя  $I_{ou_1}$ ; ток в обмотке  $OU_2$  возбуждения возбудителя  $I_{ou_2}$ ; ток в обмотке управления  $U1$  магнитного усилителя  $I_{y_1}$ ; ток в обмотке управления  $U2$  магнитного усилителя  $I_{y_2}$ ; напряжение переменного тока, питающего МУ,  $U_{\sim}$ ; скорость вращения дизеля  $n_d$ . Во время опыта использовались обмотки магнитного усилителя со следующим числом витков: обмотки переменного тока по 470 витков включались последовательно, обмотка обратной связи  $OC$  — 420 витков, обмотка управления  $U1$  — 600 витков, обмотка управления  $U2$  — 100 витков.

Настройка схемы велась при положении рукоятки на 8-й позиции контроллера машиниста. Как показал эксперимент, настройка схемы осуществляется очень просто.

На фиг. 16 приведены зависимости  $U_2 = f(I_2)$  для 8-й, 7-й и 5-й позиций контроллера, т. е. для скоростей вращения дизеля 740, 675 и 555 об/мин.

Полученные внешние характеристики сняты при значении тока в обмотке

$OU_1$  возбуждения возбудителя, равном  $I_{ou_1} = 1,7$  а, и в обмотке магнитного усилителя  $U_2 - I_{y_2} = 4,2$  а.

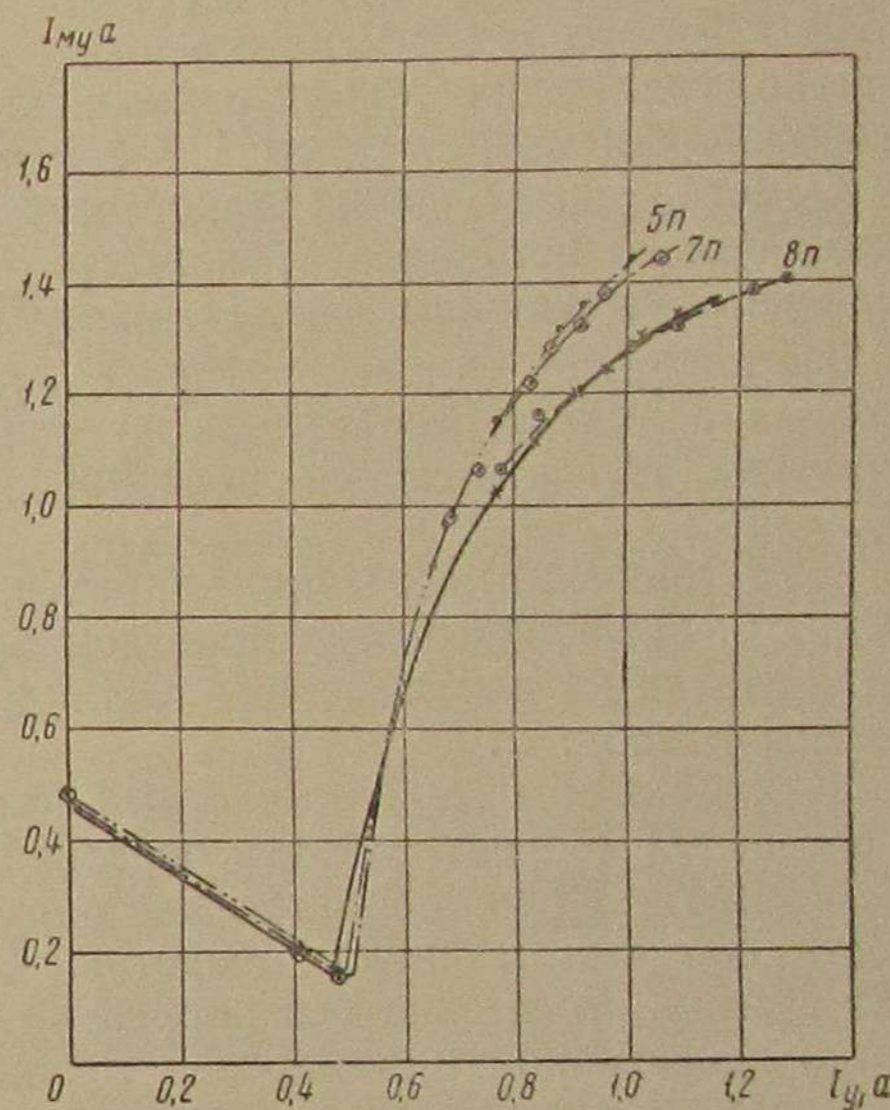
На этом же графике жирной линией нанесена оптимальная внешняя характеристика генератора. Из рассмотрения внешних характеристик главного генератора видно, что схема с магнитным усилителем даст возможность получить оптимальную характеристику как в части ограничения по напряжению (напряжение главного генератора поддерживается постоянным с точностью до 2%), так и в части использования полной мощности. Требуемый характер кривых хорошо обеспечивается также и на более низких позициях рукоятки контроллера.

На фиг. 17 представлено изменение мощности генератора в зависимости от тока нагрузки. Кривые  $P_2 = f(I_2)$  показывают, что поддержание мощности генератора в диапазоне изменения токов  $I_{2\min} < I_2 < I_{2\max}$  происходит вполне удовлетворительно. Даже без учёта изменения температуры обмоток машин за время снятия характеристик отклонение не превышало 3%. Небольшое снижение мощности на 7-й и 5-й позициях контроллера при больших токах генератора, которое наблюдается как при схеме с возбудителем с расщеплёнными полюсами, так и при схеме с магнитным усилителем, объясняется относительно большим размагничивающим действием реакции якоря и омического падения напряжения.

На фиг. 18 показаны характеристики изменения тока на выходе магнитного усилителя  $I_{му}$  в зависимости от тока в управляющей обмотке  $I_y$ , или от тока генератора  $I_2$ , соответствующие кривым фиг. 16 и 17.

### 9. Проверка действия узла коррекции по скорости вращения дизеля и узла ограничения тока генератора

При исследовании действия корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля эта обратная связь подавалась на тот



Фиг. 18. Ток магнитного усилителя в зависимости от тока в управляющей обмотке усилителя



же самый магнитный усилитель, который применяется для создания гиперболичности внешней характеристики генератора. Обмотки магнитного усилителя (схема фиг. 10) при данном опыте использовались следующим образом:

$W_{\sim}$  — по 470 витков включались последовательно,  $W_{oc} = 400$  витков,  $W_{y1} = 200$ ,  $W_{y2} = 100$  витков,  $W_{y3} = 600$  витков.

В качестве тахогенератора была использована машина постоянного тока типа МИ-32 с номинальной мощностью 0,92 квт, номинальным напряжением 115 в и номинальным током 8 а.

Обмотка возбуждения тахогенератора получала питание от независимого источника. Тахогенератор приводился ремённой передачей от дизеля (см. фиг. 11, наверху).

Напряжение тахогенератора  $U_{таг}$ , пропорциональное скорости вращения дизеля, подавалось на сопротивление  $R_3$ , а на сопротивление  $R_4$  подавалось постоянное по величине напряжение  $U_{ср} = 73$  в.

Для проверки действия корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля производилась перегрузка дизеля путём выключения из работы одного цилиндра. Полученные данные приведены в табл. 2.

Как показывают данные опыта при работе на пяти цилиндрах с введённой корректирующей обратной связью по скорости вращения дизеля, схема обеспечивала нормальную цилиндровую мощность 505 квт и число оборотов, близкое к номинальному, — 725 об/мин., тогда как без корректирующей обратной связи имела место повышенная цилиндровая мощность, вследствие чего число оборотов дизеля падало до 630 в минуту.

Статизм схемы  $k_c$  в опыте № 1 составляет:

$$k_c = \frac{n_{д \max} - n_{д}}{n_{д \max}} 100 = \frac{740 - 720}{740} 100 = 2,7\%.$$

В опыте № 2

$$k_c = \frac{n_{д \max} - n_{д}}{n_{д \max}} 100 = \frac{740 - 725}{740} 100 = 2,03\%.$$

Здесь  $n_{д \max}$  — номинальное число оборотов дизеля, равное 740 в минуту;

$n_{д}$  — число оборотов дизеля, при котором устанавливается режим, равное 720 и 725 об/мин.

Если сравнить величины  $I_{му}$  табл. 2 с характеристикой МУ фиг. 18, то видно, что магнитный усилитель при этих опытах работал не на линейной части своей характеристики. Статизм схемы может быть ещё уменьшен, если корректирующую связь по скорости вращения ввести через добавочный магнитный усилитель, работающий на линейной части своей характеристики. Как показал опыт, при действии корректирующей обратной связи по скорости вращения система работала устойчиво при всех нагрузках.

Действие коррекции по скорости вращения дизеля при выключении одного цилиндра

№ опыта	$I_г$ в а	$U_г$ в в	$n_{д}$ в об/мин.	$P_г$ в квт	$I_{ог}$ в а	$U_в$ в в	$I_{му}$ в а	$I_{y_1}$ в а	$I_{y_3}$ в а	Примечание
1	965	672	740	648	52	43	1,12	2,825	—	6 цилиндров без коррекции
1	835	570	615	475	54	43,2	0,9	2,45	—	5 цилиндров без коррекции
1	868	582	720	505	44	35	1,22	2,6	0,16	5 цилиндров с коррекцией
1	855	560	630	480	51	41	0,96	2,55	—	5 цилиндров без коррекции
2	825	735	740	605	64	52	0,88	2,5	—	6 цилиндров без коррекции
2	747	645	637	480	65,9	53,9	0,67	2,25	—	5 цилиндров без коррекции
2	775	656	725	508	52	42,9	1,06	2,35	0,12	5 цилиндров с коррекцией

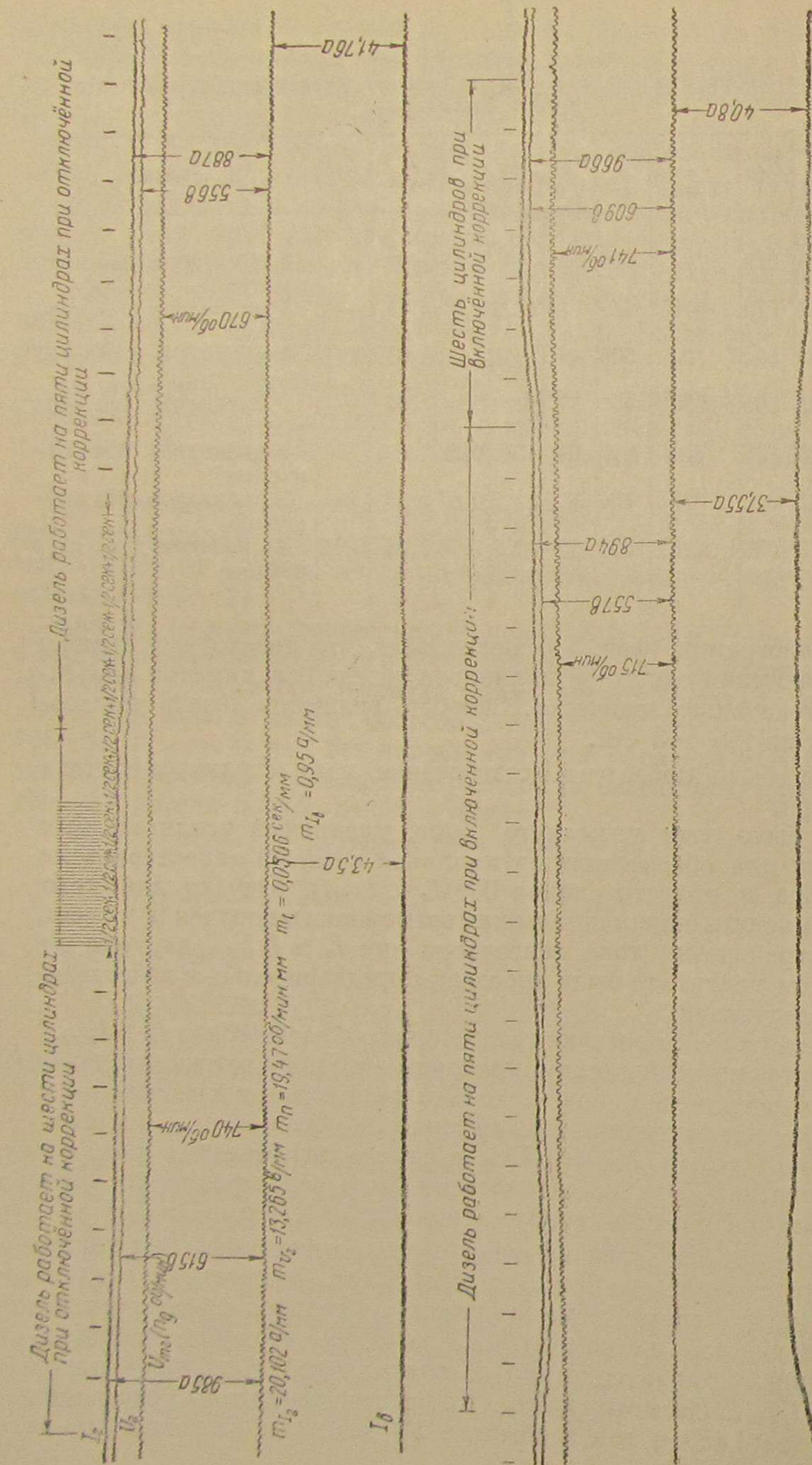
Осциллограмма (фиг. 19) показывает, что переходный процесс при выключении одного из цилиндров дизеля и включении коррекции протекает аperiodически. Скорость вращения дизеля устанавливается за 2,5 — 3 сек.

Далее было проведено исследование узла ограничения тока генератора.

Как было уже упомянуто выше, магнитный усилитель был рассчитан для обеспечения оптимальной внешней характеристики генератора в области токов  $0 < I_г < I_{г \max}$ . Однако для того чтобы выяснить принципиальную возможность получения в схеме с МУ ограничения тока генератора при  $I_г > I_{г \max}$ , на этом же магнитном усилителе были проведены предварительные качественные исследования.

Внешняя характеристика генератора в области токов  $I_г > I_{г \max}$  была снята по техническим причинам (посадка источника независимого напряжения) при несколько уменьшенном значении тока в обмотке независимого возбуждения возбудителя, а именно:  $I_{oy_1} = 1,6$  а вместо  $I_{oy_1} = 1,72$  а в случае оптимальной внешней характеристики. Эта характеристика была перестроена для тока в независимой обмотке возбуждения  $I_{oy_1} = 1,72$  а.

На фиг. 20 показана опытная перестроенная внешняя характеристика генератора при больших токах, полученная в схеме с МУ, когда ограничение по току генератора обеспечивается с помощью того же самого МУ, который создаёт приближение внешней характеристики к оптимальной в области токов  $0 < I_г < I_{г \max}$ . Несмотря на то, что при изменении тока генератора от 1200 до 1450 а ток в обмотке У4 значительно возрос, из-за

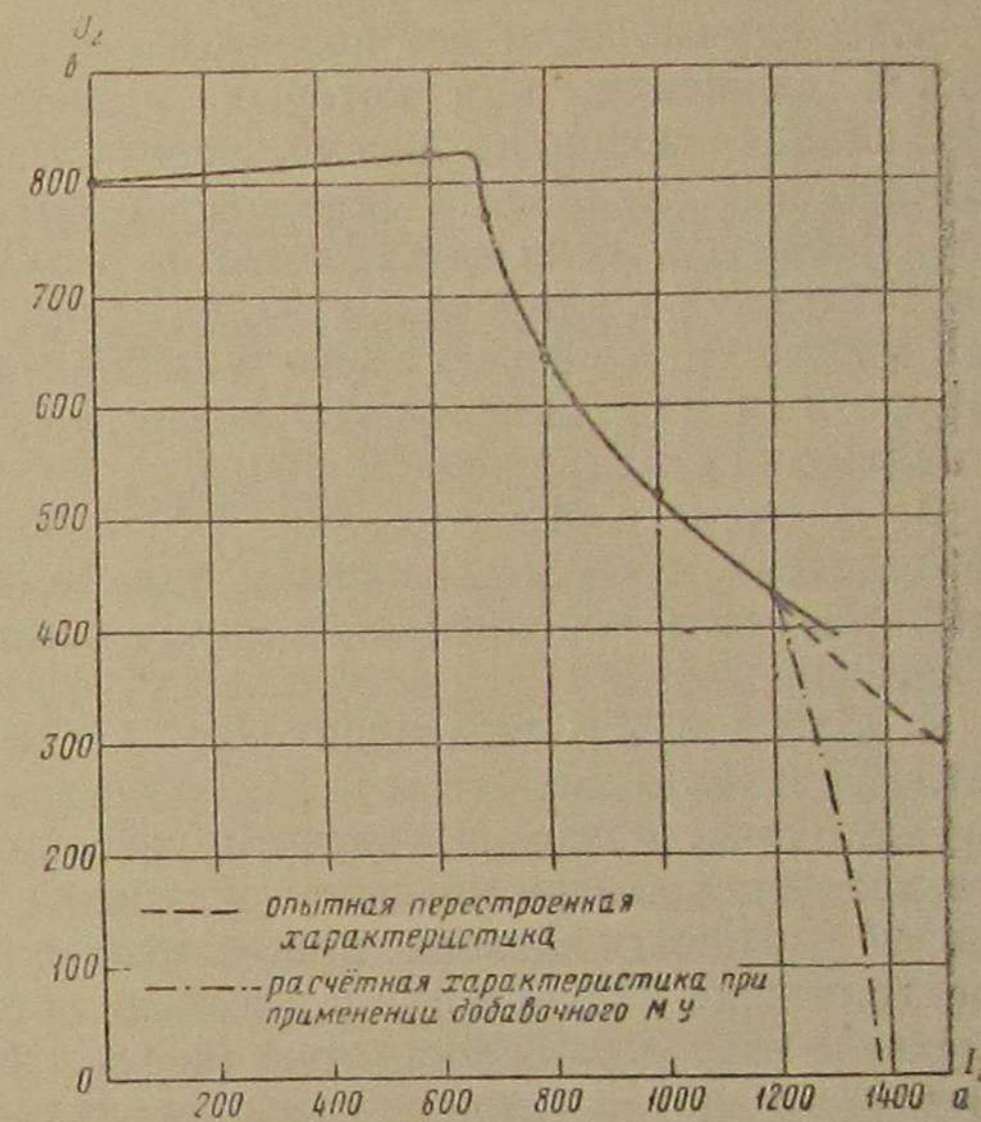


Фиг. 19. Осциллограмма переходного процесса при выключении одного из цилиндров дизеля и включении корректирующей обратной связи по скорости

насыщения магнитного усилителя ток на выходе МУ увеличился на 0,12 а и напряжение генератора уменьшилось только на 125 в. Таким образом, при использовании одного и того же МУ не удаётся получить резкого снижения напряжений из-за наступающего насыщения магнитного усилителя. Для создания ограничения по току можно также использовать добавочный магнитный усилитель МУ-2 (см. фиг. 8), работающий на линейной части его характеристики.

В качестве МУ-2 можно выбрать точно такой же магнитный усилитель, как опытный магнитный усилитель, исследованный нами.

Расчёты, которые базируются на проведённых опытах, показывают, что при использовании такого усилителя можно получить ограничение по току. При увеличении тока генератора от 1200 до 1350 а напряжение генератора снизится от 450 в до 0, как показано на фиг. 20 штрих-пунктирной линией.



Фиг. 20. Внешняя характеристика генератора при получении ограничения по току (при  $n_d = 740 \text{ об/мин.}$ )

## 10. Выводы

На основании проведённого исследования можно сделать следующие выводы.

1. Схема с магнитным усилителем обеспечивает по сравнению с другими схемами наилучшее приближение внешней характеристики генератора к оптимальной как в области рабочих токов (создание гиперболичности внешней характеристики), так и в области малых токов (создание ограничения напряжения). Это позволяет повысить использование установленной мощности дизеля при высоких скоростях движения. Например, для тепловозов серии ТЭ1 (по расчётным данным) скорость, при которой полностью используется номинальная мощность дизеля, увеличивается с 41,5 до 55,5 км/час; для тепловозов серии ТЭ2 при ослаблении поля тяговых электродвигателей до 50% — с 44 до 58 км/час и для тепловозов

серии ТЭ2 при ослаблении поля до 42% — с 54 до 74 км/час. Кроме того, схема позволяет лучше использовать мощность дизеля в зоне скоростей, где тяговые электродвигатели переключаются с одного соединения на другое.

2. В случае, если нет необходимости расширять диапазон скоростей движения, при которых полностью использовалась бы номинальная мощность дизеля, схема с магнитным усилителем даст возможность установить генератор с более низким напряжением. Так, например, если для тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 оставить тот же диапазон регулирования напряжения генератора при постоянной мощности, то может быть установлен генератор с наивысшим допустимым напряжением 700 в вместо существующего генератора с наивысшим напряжением 860 в.

3. В схеме с МУ возможно использовать вместо специального возбуждателя с расщеплёнными полюсами генератор постоянного тока обычного исполнения с двумя обмотками независимого возбуждения.

4. Схема с МУ легко допускает введение корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля и добавление узла ограничения тока. Введение корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля позволяет улучшить использование установленной мощности дизеля при изменениях температуры обмоток электрических машин и при выключении вспомогательной нагрузки. Введение узла ограничения тока (через добавочный магнитный усилитель) улучшает условия трогания состава и предотвращает перегрузку генератора.

5. Эксперименты показали, что схема работает устойчиво при всех изменениях тока нагрузки и скорости вращения дизеля как при отключённой корректирующей обратной связи по скорости вращения дизеля, так и при включённой.

6. Схема с МУ применяет такие надёжные элементы, как магнитные усилители, которые имеют высокий коэффициент усиления и хорошо выдерживают перегрузки. У них отсутствуют подвижные части и они требуют незначительного ухода.

7. Схема с МУ весьма проста в наладке.

8. Схема с магнитным усилителем требует источника переменного тока, что безусловно является недостатком её. Однако использование машины двойного питания, служащей одновременно тахогенератором и источником переменного тока, в значительной степени уменьшает этот недостаток.

9. Для окончательного решения вопроса о применении схемы на тепловозе необходимо провести испытание тепловоза, оборудованного схемой с магнитным усилителем.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Степанов А. Д. Тепловозы и автотрициклы с электрической передачей. Госэнергоиздат, 1945.
2. Пойдо А. А. и Рудая К. И. Тепловозы. Трансжелдориздат, 1948.

И. Г. КОКОШИНСКИЙ, В. А. ЦАРЕГРАДСКИЙ,  
К. А. ГРЕКОВ

## БОРЬБА С ПРИГОРАНИЕМ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ ДВИГАТЕЛЯ Д50

### 1. Общий обзор

Пригорание поршневых колец является фактором, значительно влияющим на нормальную работу двигателей внутреннего сгорания, поскольку оно ограничивает или полностью исключает подвижность поршневых колец в канавках. В результате происходит пропуск газов между кольцами и цилиндрической втулкой в картер и потеря мощности двигателя. При пригорании колец газы высокой температуры прорываются через кольца, высушивают на стенках втулки масляную плёнку, вследствие чего значительно увеличивается износ поршневых колец, поршней и самой втулки.

Кроме того, при пригорании поршневых колец почти совсем прекращается основной отвод тепла от поршня в охлаждающую воду через кольца, вследствие чего поршень перегревается, расширяется больше обычного, что приводит к задиру поршня о стенку втулки и оплавлению головки поршня. Обычно пригорание поршневых колец связывают с рядом факторов: качеством применяемого масла, топлива, конструкцией поршней, качеством поршневых колец, состоянием топливной аппаратуры, условием работы двигателя.

Так как головка поршня имеет непосредственное соприкосновение с продуктами сгорания топлива, температура которых в камере сгорания в отдельные моменты достигает 1800 — 2000°C, то головка и верхние кольца имеют наибольшую температуру. Поэтому наиболее часто пригорают верхние поршневые кольца, поскольку в этой зоне создаются благоприятные для этого условия: наличие кислорода, несгоревшего топлива, масла и температуры, которая недостаточна для того, чтобы частицы топлива и масла сгорали, но вполне достаточна для их интенсивного окисления.

Таким образом, величина температуры в зоне поршневых колец и качество применяемого масла играют существенную роль в интенсивности нагароотложения в канавках поршня и на кольцах. Исходя из этого положения научные изыскания обычно и идут в двух направлениях: по пути понижения температуры в зоне поршневых колец и по пути повышения противоокислительной стабильности масла.

Но в связи с тем, что в настоящее время почти всюду применяются форсированные двигатели, у которых по ряду обстоятельств не представляется возможным понизить температуру в зоне поршневых колец, прибегают к повышению стабильности масла добавлением к нему различного рода присадок. В последнее время признано целесообразным применение присадок и к топливу.

## 2. Условия работы двигателя

Двигатели Д50, установленные на раме тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2, являются машинами с достаточно напряжённым термическим режимом работы деталей поршневой группы. Это создаёт неблагоприятные условия работы масла, усугубляющиеся избыточным количеством кислорода благодаря наддуву свежего воздуха.

Исследованиями установлено, что температуры различных точек поршней при максимальной мощности достигают следующих величин: на внутреннем гребне головки поршня — около 440°C, в центре днища — около 355°C, у верхнего уплотнительного кольца — около 255°C, у нижнего уплотнительного кольца — около 185°C. Приведённые цифры свидетельствуют о достаточно жёстком термическом режиме работы двигателя Д50.

Характерной особенностью двигателя этого типа являются его крупные габариты по сравнению с другими транспортными двигателями. Действительно, в то время как у автомобильных и тракторных двигателей высота поршня бывает порядка 200 мм, у двигателя Д50 она почти достигает 0,5 м (458 мм).

Соответственно большими являются и размеры цилиндрических втулок. Система же подачи смазки на стенки цилиндров в этом двигателе такая же, как и у малогабаритных — барботажем, а к верхней части втулки — только насосным действием колец. Если такая подача в малогабаритных двигателях совершается на длину поршня 200 мм, то у двигателя Д50 этот путь в 2,5 раза больше.

Совершенно естественно полагать, что у крупногабаритных двигателей недостаток смазки в верхней части цилиндра должен ощущаться сильнее. Прямым следствием этого факта должно являться повышенное нагарообразование, так как, с одной стороны, недостаток масла приводит к повышению трения между кольцами и втулкой, а следовательно, и повышению их температуры, с другой стороны, незначительное количество масла, поступающего к кольцам, неспособно смывать образующиеся смолистые отложения (продукты распада) и последние прочно оседают на поршнях и кольцах в виде лаковой плёнки.

В процессе эксплуатации тепловозов с двигателями Д50 обнаружено, что через определённый пробег тепловоза на поршнях образуется нагар, поршневые кольца пригорают и перестают двигаться в канавках поршня, в результате чего мощность двигателя падает, расход масла и топлива увеличивается, поршни и втулки быстро изнашиваются. Часто происходит выгорание металла на го-

ловке поршня, излом перемычек между канавками для колец и, как следствие, задиры поршней и цилиндрических втулок. В связи с этим в 1949—1950 гг. депо вынуждены были после незначительного пробега тепловоза вынимать поршни и производить замену поршневых колец и очистку поршней, цилиндрических крышек и клапанов от нагара. Наибольшее количество случаев обгорания поршней и пригорания поршневых колец наблюдалось в одном из депо Ташкентской ж. д., где в апреле 1950 г. по пригоранию колец было поставлено в ремонт 62% тепловозов от общего парка, вынута 71% поршней и сменено 57% поршневых колец. Аналогичные данные по одному из депо Оренбургской ж. д. приведены в табл. 1.

Таблица 1

Данные о пригорании поршневых колец, обгорании поршней и задирах цилиндрических втулок на тепловозах в одном из депо Оренбургской ж. д. по годам

Годы Месяцы	Количество вынутых поршней и пригоревших колец*			Количество заменённых цилиндрических втулок и поршней**		
	1950	1951	1952	1950	1951	1952
Январь . . . . .	16	210	41	1	3	0
Февраль . . . . .	15	844	111	0	9	0
Март . . . . .	24	202	40	2	2	1
Апрель . . . . .	34	645	122	3	11	3
Май . . . . .	14	146	28	1	1	0
Июнь . . . . .	8	354	76	2	8	1
Июль . . . . .	36	139	20	0	4	0
Август . . . . .	57	432	74	2	13	2
Сентябрь . . . . .	75	188	23	4	2	1
Октябрь . . . . .	129	510	60	2	5	4
Ноябрь . . . . .	52	112	17	0	2	1
Декабрь . . . . .	129	317	42	0	7	3
Итого . . . . .	64	66	30	2	3	1
Январь . . . . .	133	200	67	2	2	2
Февраль . . . . .	21	131	26	0	0	1
Март . . . . .	61	302	35	1	6	3
Апрель . . . . .	117	116	17	3	0	0
Май . . . . .	349	237	23	4	4	2
Июнь . . . . .	109	117	19	5	0	1
Июль . . . . .	409	308	21	4	5	1
Август . . . . .	149	63	54	3	0	0
Сентябрь . . . . .	488	170	23	5	2	0
Октябрь . . . . .	127	66	67	3	1	0
Ноябрь . . . . .	434	94	28	6	4	1
Декабрь . . . . .						
Всего . . . . .	844	1 556	382	24	18	6
	2 246	4 413	682	31	76	22

\* Числитель — поршни, знаменатель — поршневые кольца.

\*\* Числитель — втулки, знаменатель — поршни.

Из табл. 1 можно видеть, что в 1950 г. в среднем ежемесячно вынималось до 70 поршней, а пригоревших колец на поршнях было до 200 в месяц. Пробеги тепловозов до выемки поршней по причине пригорания поршневых колец видны из табл. 2, из которой следует, что в 1950 г. наибольшее количество поршней вынималось после пробега тепловоза 10 000 — 15 000 км. Величина среднего пробега тепловоза до выемки поршней составляла около 14 000 км вместо 30 000 — 45 000 км по плану.

Опыт Оренбургской ж. д. показывает также, что с наступлением холодов, когда температура окружающего воздуха снижается ниже 5°C, дизель-генераторная установка тепловозов работает 60% времени вхолостую для подогрева картерного масла, топлива и воды. При работе на холостом ходу с малым числом оборотов сгорание топлива происходит неполно и остатки топлива, быстро разлагаясь при сравнительно высокой температуре, увеличивают количество нагара на поршнях.

В начале эксплуатации тепловозов серии Д<sup>а</sup> их двигатели смазывались различными маслами. Было испробовано применение автолов 10 и 18, моторного масла Т и других.

Таблица 2

Данные о пробегах тепловозов до выемки поршней по причине пригорания поршневых колец в 1950 г.

Наименование	Количество случаев постановки тепловозов в ремонт по выемке поршней вследствие пригорания поршневых колец в зависимости от пробегов в км							
	до 5 000	до 10 000	до 15 000	до 20 000	до 25 000	до 30 000	до 35 000	свыше 35 000
В депо Ташкентской ж. д. . . . .	41	46	110	56	—	—	—	—
В депо Оренбургской ж. д. . . . .	31	37	47	21	17	10	1	1

Однако названные масла были очень коррозионно агрессивны по отношению к антифрикционному металлу Сатко. Кроме того, при применении автола 18 были очень значительные отложения нагара. На основании специальной работы, проведённой лабораторией смазки ЦНИИ МПС в 1945 — 1946 гг., было рекомендовано для этих двигателей дизельное масло ГОСТ 1600-46. Это масло, начиная с весны 1947 г., успешно применялось на тепловозах, причём смена масла, не регламентированная в то время никакими указаниями, производилась в большинстве случаев через 50 — 60 тыс. км (данные депо Ашхабадской ж. д. за 1948 г.).

Начиная с 1948 г., нефтяная промышленность стала поставлять МПС, наряду с дизельным маслом ГОСТ 1600-46, дизельное масло по различным ТУ (256, 322 и др.), которые почти укладывались в определяемые по стандарту параметры масла ГОСТ 1600-46, но зна-

чительно уступали ему по качеству. Почти одновременно с этим началась эксплуатация тепловозов с двигателями Д50 на Оренбургской ж. д., климатические условия которой были несколько иными, чем на Ашхабадской и Закавказской ж. д. Наконец, с 1950 г. в шатунных и коренных подшипниках двигателей Д50 стал применяться сплав БК-2, более подверженный коррозии, чем ранее применявшийся баббит Б-83. В результате этого в эксплуатации стали частыми случаи пригорания колец, задиров поршней и коррозии антифрикционных сплавов подшипников. Для устранения этих дефектов Харьковский тепловозостроительный завод совместно с Харьковским индустриальным институтом провёл работу по определению необходимых сроков смены масла в двигателе Д50.

Основой работы послужил метод Н. П. Воинова определения металла (продуктов износа) в масле. Однако в этой работе совершенно не производилось исследование свойств масел и их изменения в процессе эксплуатации. Браковочные параметры для масла, рекомендованные этой работой, оказались настолько близкими к нормам на свежее масло, что применение их на практике оказалось невозможным.

Тем не менее из-за отсутствия каких бы то ни было других исследований для двигателей Д50 рекомендованные этой работой сроки смены масла — 400 час. — были приняты Харьковским заводом и рекомендованы Тепловозному управлению ЦТ МПС для применения в эксплуатации. После некоторой корректировки этих данных Тепловозное управление приказало производить смену масла после пробега тепловозов 15 — 23 тыс. км.

За последние 3 — 4 года в ассортимент масел, поставлявшихся нефтяной промышленностью Министерству путей сообщения для тепловозных двигателей Д50, входило шесть марок дизельных масел, из которых четыре масла: по ТУ 322-50, 363-51 и 256-49, а также некондиционное авиационное МС-14, изготовляемые Орским нефтеперегонным заводом, очевидно из эмбенских нефтей. Все эти масла оказались резко отличными от дизельного ГОСТ 1600-46 и смеси масел СУ и МК и неудовлетворительными в эксплуатации.

Ярким свидетельством служит анализ работы одного из депо Оренбургской ж. д. за 1949 — 1950 гг. Для этого была произведена выборка данных о пригорании поршневых колец, обгорании поршней и задирях втулок за указанный период. Одновременно от топливного склада были получены сведения о маслах, поступавших для снабжения тепловозов за этот же отрезок времени (табл. 3), где помимо наименования масла и количества его, указаны ГОСТ масла и адрес отправителя. При анализе материала можно установить, что период более частых смен колец и порч поршней совпадает по времени с работой на маслах, получаемых от Орского завода или от неизвестных отправителей. Период работы на маслах, получаемых из Баку, бывал всегда значительно более благополучным по приго-

Таблица 3

Сорта масел, применяемых на тепловозах по годам в одном из депо Оренбургской ж. д.

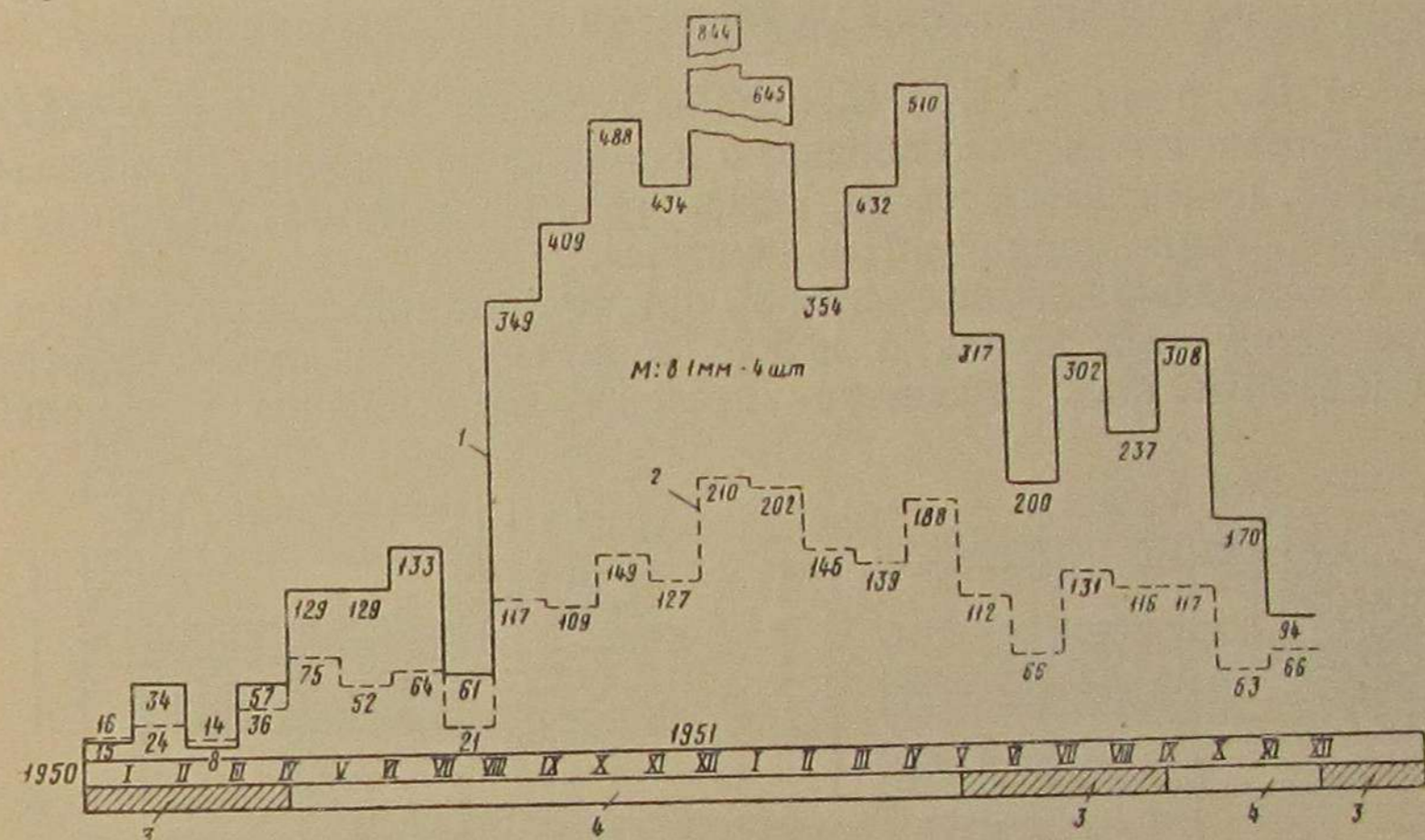
Дата прибытия	Наименование масла	Вес в кг	ГОСТ	Поставщик
20/XI 1949 г.	Дизельное масло	22 340	Соответств.	Нет сведений
16/I 1950 г.	То же	22 503	1600-46	Баку
16/III 1950 г.	То же	28 125	Не соотв. ГОСТ 1600-46	Нет сведений
25/V 1950 г.	Авиамасло	21 094	Не соотв. ГОСТ 1013-41	Нет сведений
16/VI 1950 г.	Дизельное масло	21 309	ГОСТ 256-49	Константиновская нефтебаза зав. 406
10/IX 1950 г.	То же	21 034	Соотв. 1600-46	Ст. Никель Оренбургской ж. д. з-д п/я 4 (Орск)
24/X 1950 г.	»	7 033	Соотв. 1600-46	То же
13/XI 1950 г.	»	21 335	1600-46	»
26/XII 1950 г.	»	21 068	1600-46	»
20/I 1951 г.	Авиамасло МК-20	42 422	1013-49	»
19/II 1951 г.	Дизельное масло	43 415	Соотв. 1600-46	»
30/IV 1951 г.	Машинное масло СУ	11 748	1707-42	Баку
8/VIII 1951 г.	То же	10 668	1707-42	Баку
29/VIII 1951 г.	Дизельное масло	20 893	1600-46	Орск
14/XI 1951 г.	Авиамасло МК-20	21 827	1013-49	Орск
3/I 1952 г.	Дизельное масло	22 978	1600-46	Баку
3/VI 1952 г.	То же	45 119	1600-46	Баку
28/VIII 1952 г.	»	20 893	Соотв. 1600-46	Ст. Никель
9/X 1952 г.	»	27 198	1600-46	Баку

ранию колец. Для большей наглядности это положение иллюстрировано диаграммой (фиг. 1), построенной по данным табл. 1 и 3.

Из приведённого материала видно, что дизельные масла, поступающие с Орского завода, непригодны для двигателей Д50, работающих на тепловозах, так как вызывают особо много случаев пригорания поршневых колец. Единственными удовлетворительно работающими маслами были масло дизельное ГОСТ 1600-46, получаемое из Баку, как это и предусмотрено стандартом, и смесь авиамасла МК-22 с машинным маслом СУ (индустриальным «50»).

Интересно отметить, что на качественных паспортах, выдаваемых заводом-изготовителем, в графе «Наименование нефтепродукта» ставилась лишь надпись «Дизельное масло». Таким образом, у потребителя создавалось впечатление, что он имеет дело с маслом ГОСТ 1600-46 в то время, когда в действительности это было дизельное масло ТУ 322-50, изготовленное Орским нефтезаводом.

Проверка сроков смены масла в 1950 г. показала, что замена масла на тепловозах депо Оренбургской ж. д. производилась через очень небольшие пробеги. Средний пробег тепловоза между сменой масла составлял 18 000 км. По пробегу между сменами масла тепловозы можно разделить так: до 5 000 км — 23%, до 10 000 км — 20%, до 15 000 км — 6%, до 25 000 км — 40%, свыше 25 000 км — 11% тепловозов. Отбраковка масла производилась главным образом по температуре вспышки, так как в процессе эксплуатации в масло попадало топливо вследствие частого образования трещин в нагнетательных топливных трубках. Резуль-



Фиг. 1. Диаграмма количества вынутых поршней и количества пригоревших поршневых колец в зависимости от сорта применяемого масла: 1 — пригоревшие поршневые кольца; 2 — вынутые поршни; 3 — дизельное масло ГОСТ 1600-46 из Баку; 4 — дизельные масла Орского завода

таты анализов показали, что содержание механических примесей в масле на работающих тепловозах находится в пределах 0,009—0,02%, температура вспышки не ниже 185°C, вода, как правило, отсутствует.

Обобщая данные по эксплуатации тепловозов за 1949 — 1950 гг., можно констатировать следующее:

1) средний пробег тепловозов до выемки поршней по пригоранию поршневых колец составлял 13 — 15 тыс. км летом и 7 — 10 тыс. км зимой;

2) как правило, пригорали от 3 до 5 верхних поршневых колец. В случае несвоевременной выемки поршней происходило оплавление головки, пригорание всех колец, задир поршней и цилиндровых втулок;

3) наибольшее количество случаев выемки поршней по пригоранию поршневых колец приходилось на зимние месяцы в тех депо, которые обслуживают участки с тяжёлым профилем;

4) дизель-генераторная установка тепловоза зимой в большинстве депо работала до 60% от всего рабочего времени вхолостую для прогрева из-за отсутствия достаточного количества тёплых стоек в депо;

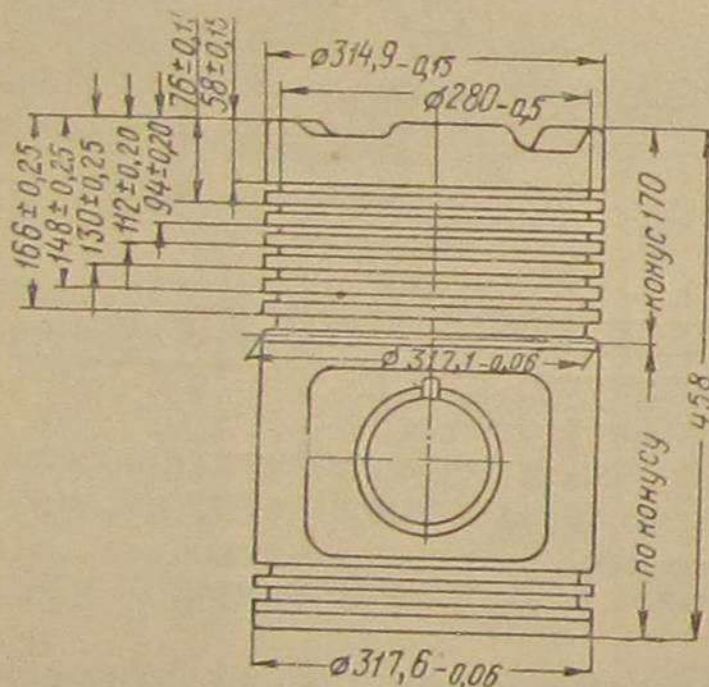
5) при замене пригоревших поршневых колец ставились кольца изготовления Харьковского завода, Калужского завода и депо Мары Ашхабадской ж. д.;

6) тепловозы снабжались наряду с дизельным маслом ГОСТ 1600-46 и нестандартным маслом.

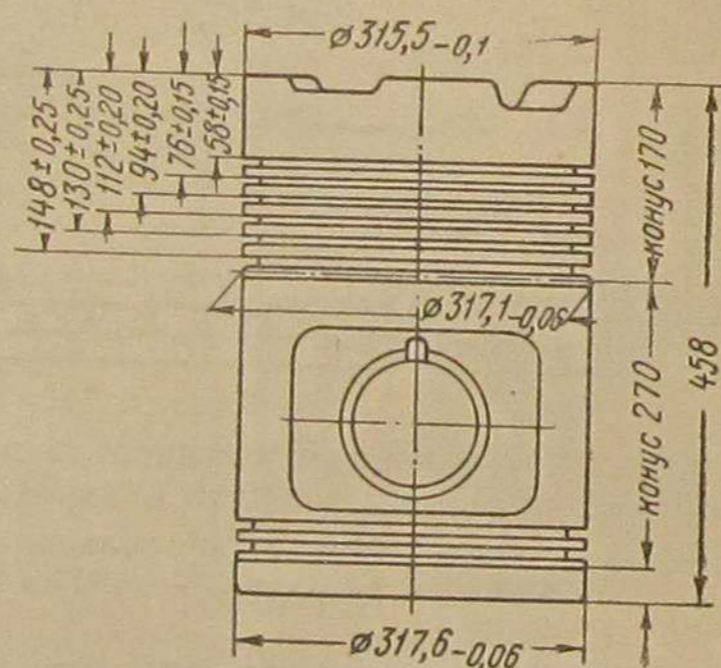
### 3. Анализ причин пригорания поршневых колец

А) П о р ш н и. При анализе возможных причин пригорания поршневых колец было обращено внимание на поршни, поршневые кольца, применяемое масло, режим работы двигателя, состояние и регулирование топливной аппаратуры.

С целью определения условий, при которых происходит пригорание поршневых колец, в лаборатории гидравлических аналогий ЦНИС МПС было проведено исследование температурных полей



Фиг. 2. Поршень двигателя Д50 с опущенными кольцами и термоизоляционной канавкой



Фиг. 3. Опытный поршень двигателя Д50 с значительно увеличенным диаметром в верхней части

разных конструкций поршней двигателя Д50. Эта задача решалась К. А. Грековым на электроинтеграторе ЭИ-12 и проверялась с помощью мерительных сплавов на работающем двигателе. Исследования на электроинтеграторе подвергались два типа поршней (фиг. 2, 3) при разных условиях состояния поршневых колец. Граничные условия, принятые при расчёте, указаны на фиг. 4, 5. Для определения этих величин был произведён тепловой расчёт двигателя Д50 при степени сжатия 11, числе оборотов коленчатого вала в минуту 740, полной нагрузке и температуре окружающего воздуха +40°C.

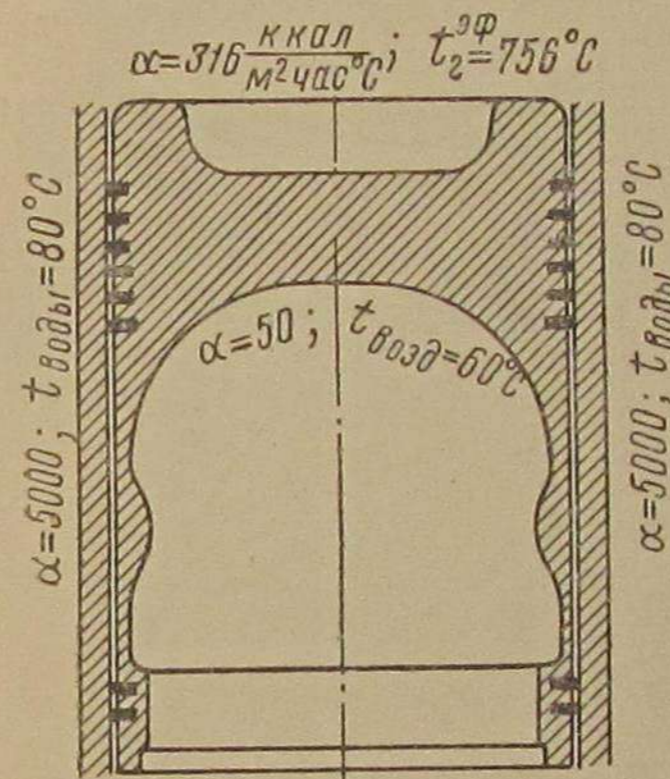
Расчёт температурного поля поршня осуществлён при

условии стационарного распределения температур в двух измерениях  $z$  и  $r$  по известному уравнению Лапласа:

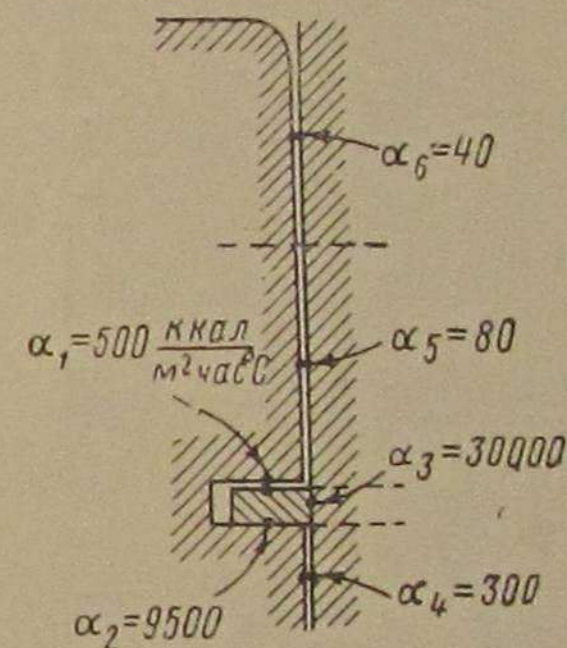
$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$$

Расчётное поле ограничивалось поверхностью поршня со стороны камеры сгорания и кривошипной камеры и наружной поверхностью цилиндрической втулки в пределах длины поршня. Результаты проделанных расчётов представлены в виде чертежей температурных полей для четырёх случаев:

1) поршень с увеличенным диаметром в верхней части при нормальном состоянии поршневых колец (фиг. 6);



Фиг. 4. Внешние граничные условия, принятые при исследовании температурного поля



Фиг. 5. Внутренние граничные условия, принятые при исследовании температурного поля

2) поршень с увеличенным диаметром в верхней части и пригоревшими кольцами (фиг. 7);

3) поршень с опущенными кольцами на 18 мм и наличием термоизоляционной канавки (фиг. 8);

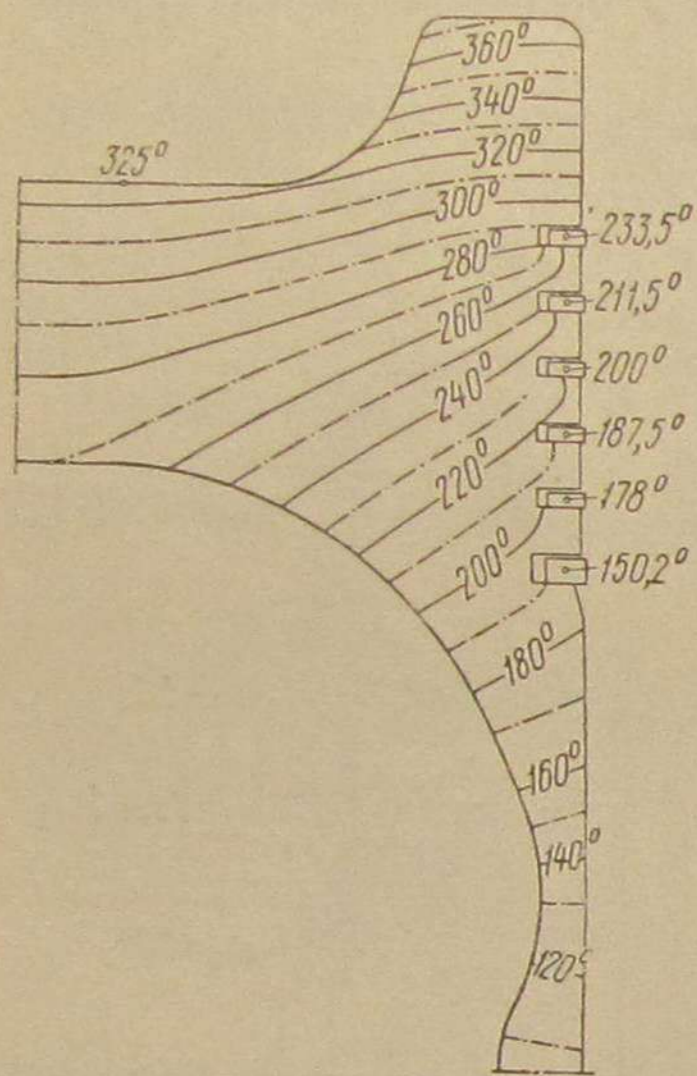
4) поршень с опущенными кольцами на 18 мм, но без термоизоляционной канавки (фиг. 9).

Рассматривая температурное поле поршня (фиг. 6), соответствующее первому случаю, видим, что максимальная температура наблюдается по краю гребня головки поршня и достигает 370°C, в центре днища — 325°C.

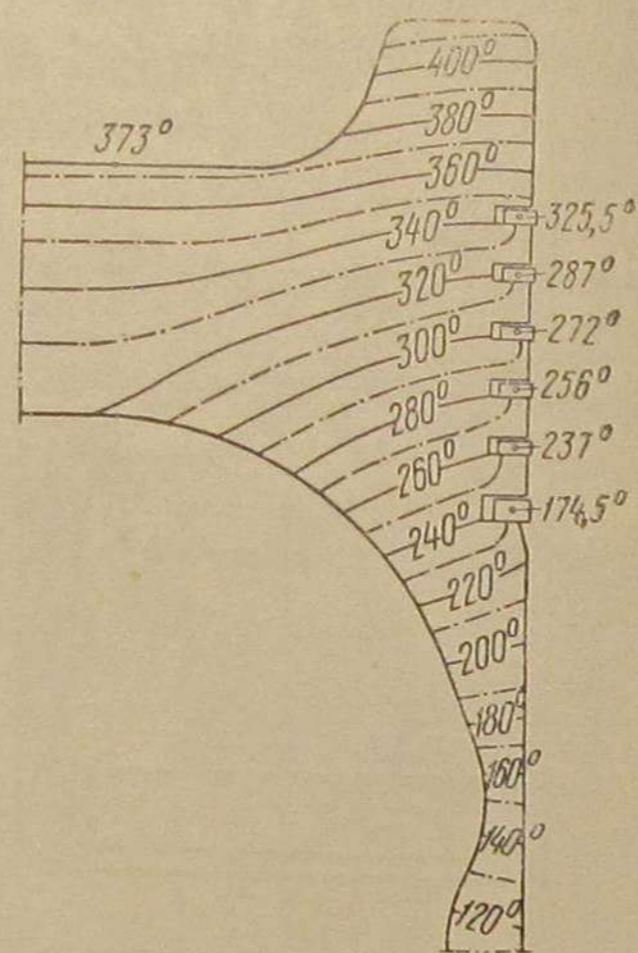
Рассматривая температурное поле (фиг. 7), соответствующее второму случаю, и сравнивая его с предыдущим полем, можно отметить, что температура всего поршня заметно повысилась. В центре поршня она повысилась на 48°C, доходя до 373°C, по краю головки на 45°C, доходя до 420°C.

Температура всех пяти уплотнительных колец высокая. Пригорание колец резко повышает температуру поршня. Поэтому в целях избежания оплавления поршней нужно не допускать работу двигателя с пригоревшими кольцами.

Из температурного поля поршня (фиг. 8), соответствующего третьему случаю, видно, что на внутреннем крае гребня головки поршня температура  $440^{\circ}$ , в центре днища —  $356^{\circ}$ . Температура 1-го кольца равна  $224^{\circ}$ . На фиг. 8 можно проследить, что термоизоляционная канавка является как бы барьером, препятствующим



Фиг. 6. Температурное поле поршня с увеличенным диаметром в верхней части при нормальном состоянии поршневых колец



Фиг. 7. Температурное поле поршня с увеличенным диаметром в верхней части и пригоревшими кольцами

подходу тепла к верхним кольцам. Вследствие этого часть тепла дополнительно передаётся нижним кольцам и больше нагревает их.

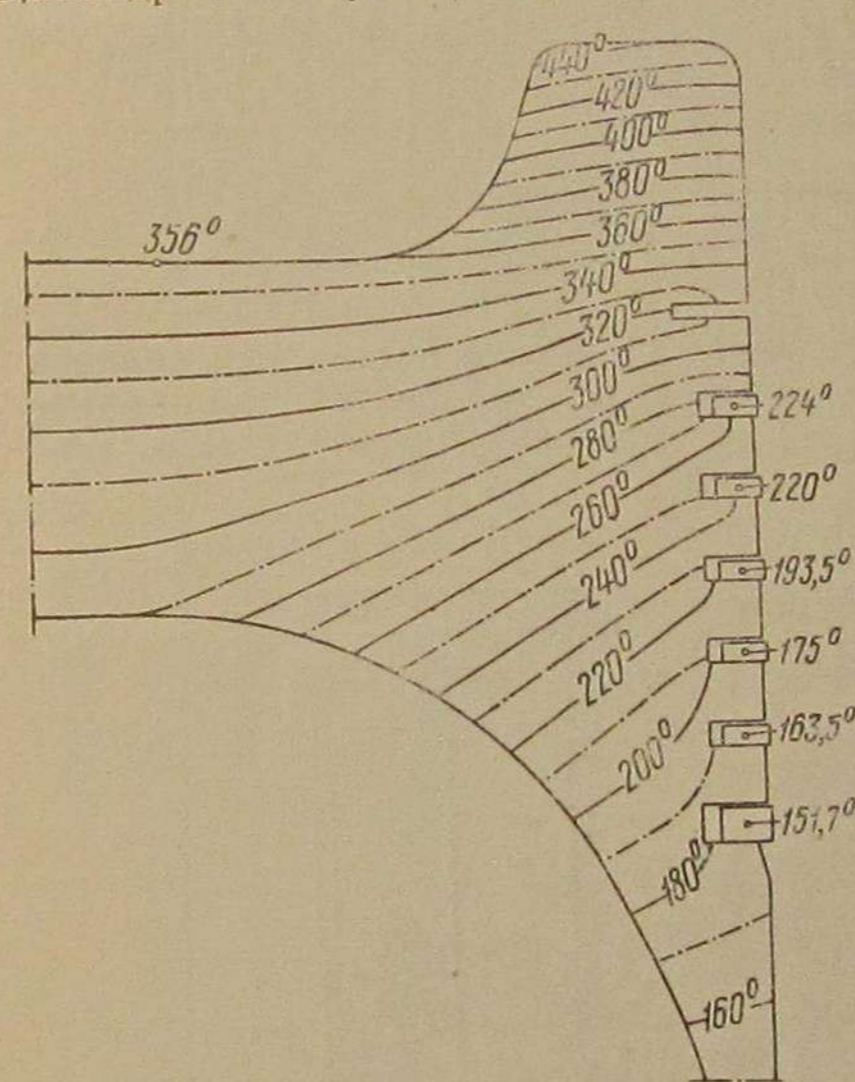
Температурное поле поршня (фиг. 9), соответствующее четвёртому случаю, необходимо было для оценки значения канавки. Упразднение канавки улучшило подход тепла к верхним кольцам, вследствие чего температура верхних двух колец повысилась на 3 и  $1,5^{\circ}\text{C}$ , нижних понизилась на незначительную величину. Температура в центре днища поршня осталась прежней —  $356^{\circ}$ , а у внутреннего гребня головки уменьшилась на  $10^{\circ}$ . Полученные результаты дали основание утверждать, что введение термоизоляционной канавки малоэффективно.

Для проверки температур, полученных при помощи электроинтегратора, на поршнях, поршневых кольцах и цилиндрических втулках были поставлены мерительные сплавы. Схемы постановки сплавов показаны на фиг. 10, 11 и 12.

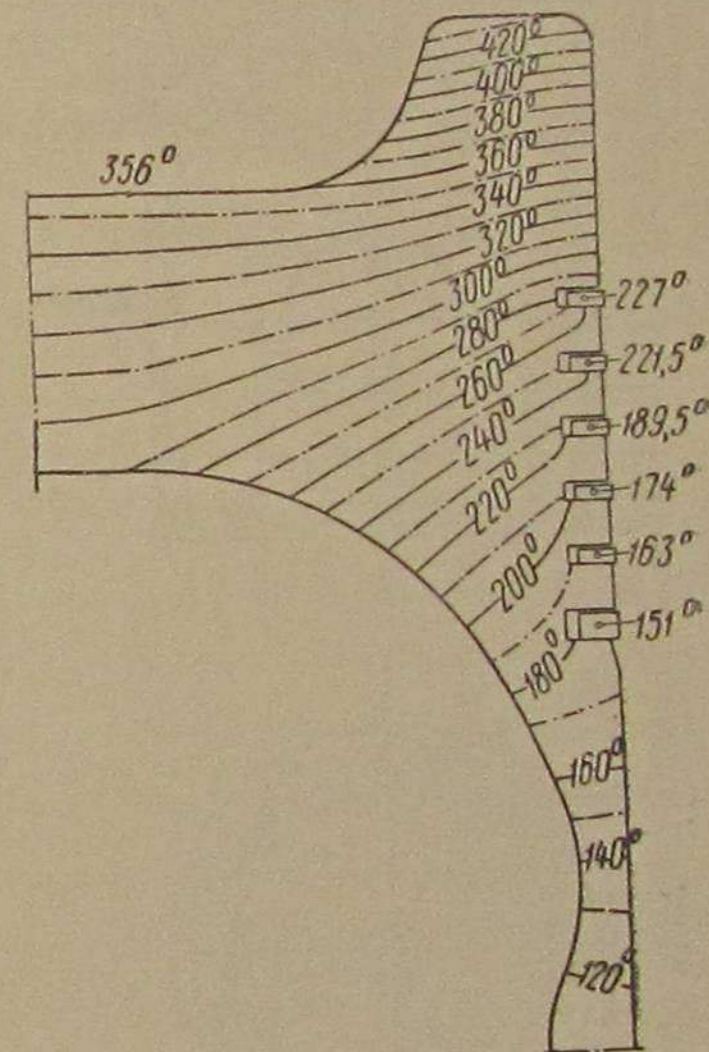
Результаты проверки состояния мерительных сплавов на поршнях и втулке двигателя Д50 при степени сжатия 11,5, числе оборотов коленчатого вала в минуту 740, полной нагрузке и температуре окружающего воздуха  $+20^{\circ}$  приведены в табл. 4.

Таблица 4  
Результаты проверки состояния мерительных сплавов

Наименование	Максимальные температуры в поясах измерения в $^{\circ}\text{C}$							
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII
Поршень (фиг. 6) . .	290	340	340	275	231	144	144	103
Поршень (фиг. 8) . .	312	382	419	271	231	144	144	103
Цилиндровая втулка	250	144	—	—	—	—	—	—



Фиг. 8. Температурное поле поршня с опущенными кольцами на 18 мм и наличием термоизоляционной канавки



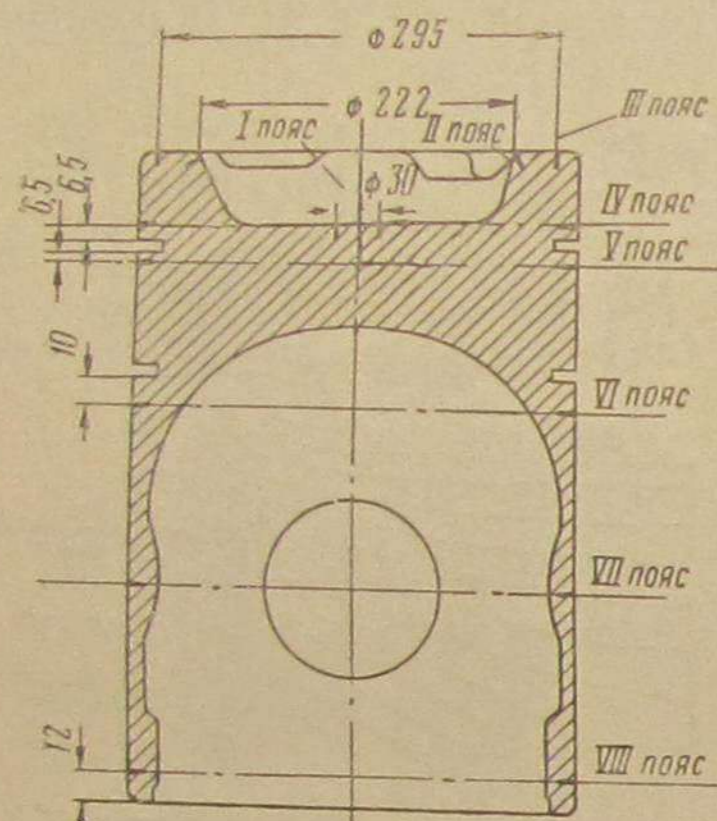
Фиг. 9. Температурное поле поршня с опущенными кольцами на 18 мм, но без термоизоляционной канавки

Максимальная температура 1-го уплотнительного поршневого кольца составляла  $245^{\circ}\text{C}$ .

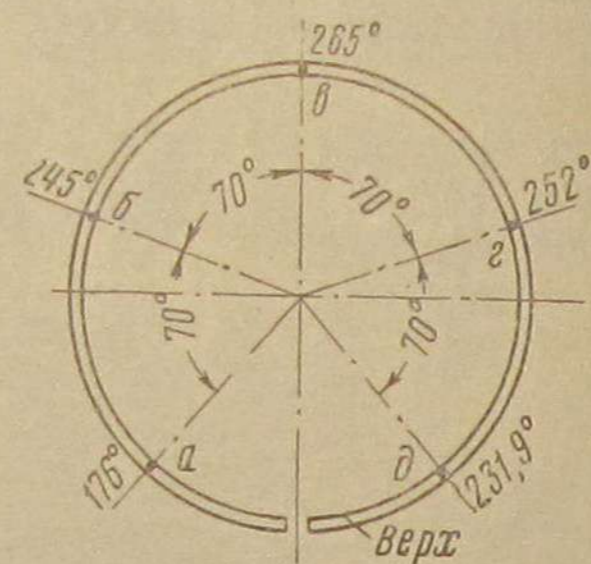
Температурные поля, полученные теоретически, и определение температур поршня, колец и втулок посредством сплавов помогли получить достаточно точную величину максимальной температуры того или иного поршня и первых уплотнительных колец. Вышеуказанные материалы показывают, что температура колец на поршнях находится в пределах, обычных для данных двигателей ( $175 - 250^{\circ}$ ). Опускание колец на 18 мм и введение термоизоляционной канавки понизило температуру 1-го кольца на  $9,5^{\circ}\text{C}$  ( $233,5 - 224^{\circ}$ ), но зато увеличило температуру головки поршня в центре головки на  $31^{\circ}$ .



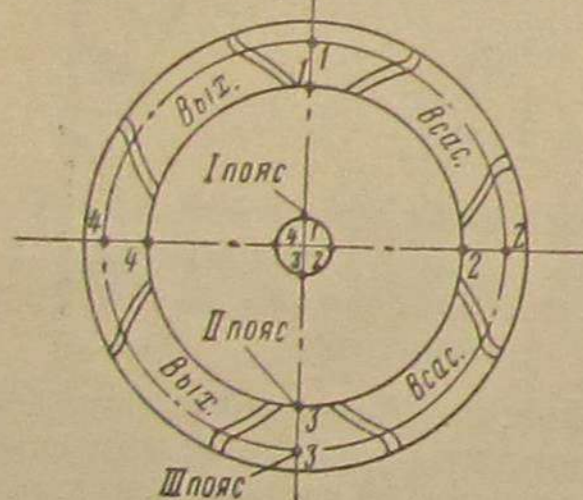
по краю головки на  $70^\circ$ . Увеличение температуры головки поршня произошло благодаря повышению термического сопротивления между верхним торцом поршня и 1-м кольцом. Это может быть одной из причин оплавления головки и задира поршней даже при незначительной неисправности форсунки, так как температура этого поршня по краю гребня даже при нормальных условиях составляет около  $440^\circ\text{C}$ , а при неисправной форсунке она резко возрастает.



Фиг. 10. Схема постановки сплавов на поршне двигателя Д50



Фиг. 11. Схема постановки сплавов на первом уплотнительном кольце поршня двигателя Д50



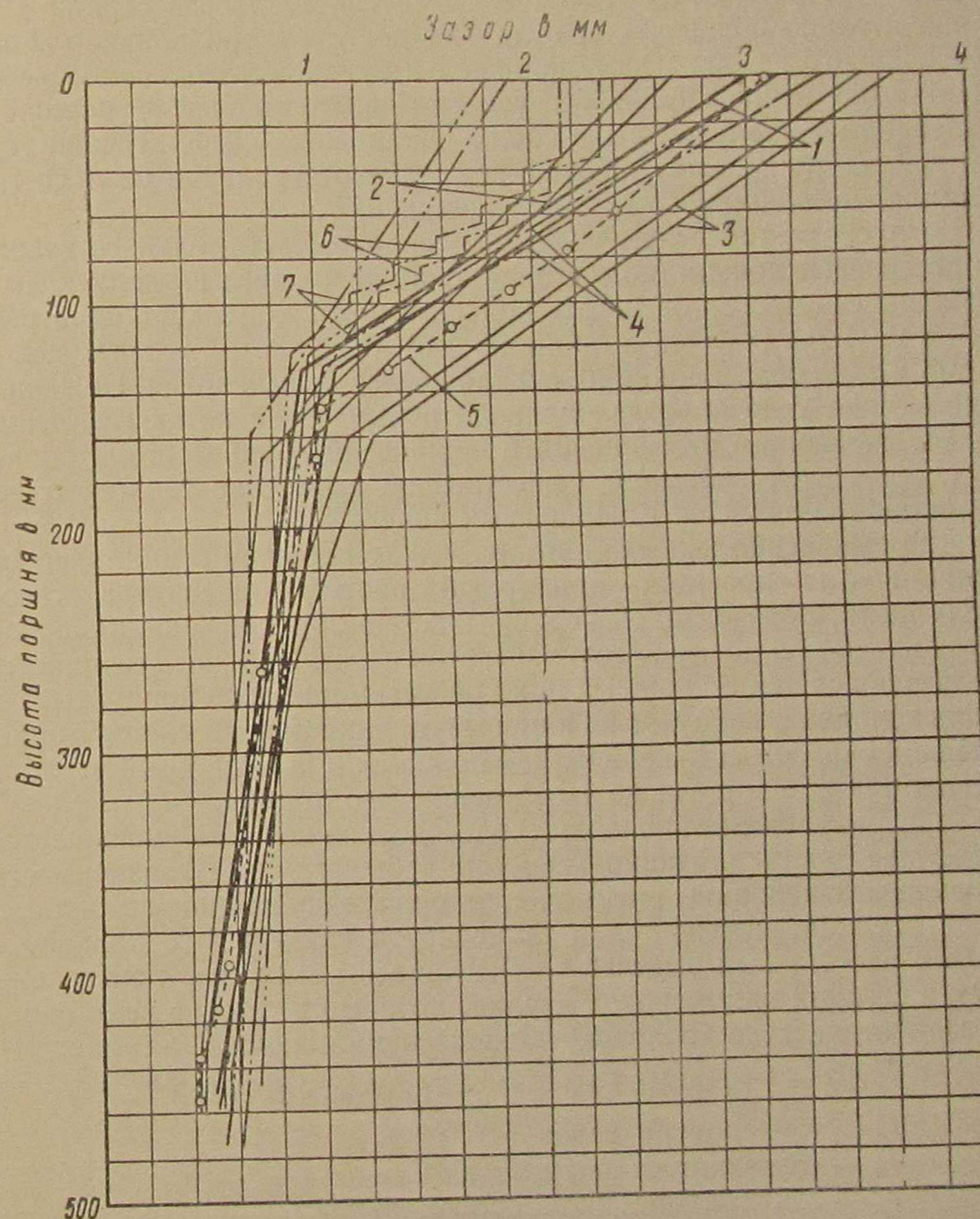
Фиг. 12. Схема постановки сплавов на цилиндрической втулке двигателя Д50

Анализ чертежей, технических условий, обмеров поршней других двигателей подтверждает, что ранее принятые для двигателя Д50 зазоры и технические условия не удовлетворяют требованиям создания хорошей герметичности поршня и дросселирования горячих газов при подходе к верхнему кольцу.

На фиг. 13 представлены графически диаметральные зазоры между поршнем и втулкой по его длине для следующих двигателей: 1) двигателя Д50 тепловоза серии ТЭ1 по чертежу Д50-04-001 по состоянию на январь 1950 г., 2) двигателя тепловоза серии Д<sup>б</sup>, 3) двигателя

Зульцер, 4) двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> по инструкции и по фактическим обмерам нового поршня.

Номинальные диаметры цилиндрических втулок во всех случаях были: двигателя Д50 — 318 мм; двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> —



Фиг. 13. Диаграмма диаметральных зазоров между поршнем и цилиндрической втулкой двигателей различных тепловозов:

1 и 2 — двигателя Д50, экспериментальные поршни; 3 — двигателя Д50 по чертежам 1950 г., январь; 4 — двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> по инструкции; 5 — двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> по обмерам поршней; 6 — двигателя тепловоза серии Д<sup>б</sup> по чертежам; 7 — двигателя Зульцер по чертежам

317,5 мм; двигателя тепловоза серии Д<sup>б</sup> — 323,85 мм; двигателя Зульцер — 310 мм.

Во всех двигателях поршни алюминиевого сплава неохлаждаемые.

Как видно из диаграммы фиг. 13, зазоры между цилиндрической втулкой и поршнем двигателя Д50 в верхней части были приняты на 0,35—0,40 мм больше, чем в двигателе тепловоза серии Да, и значительно больше, чем в других двигателях. Наличие такого увеличенного зазора между поршнем и втулкой может само по себе дать резко неблагоприятные условия работы колец и поршней. Дальнейшим анализом была также обнаружена недостаточная герметичность поршневых колец и некоторое отступление от качества металла, применяемого как для поршней, так и для колец.

Согласно техническим условиям тепловозостроительного завода на поршневые кольца (по состоянию на январь 1951 г.) допускается возможность просветов между кольцами и стенками цилиндра размером 0,04 мм (на общей длине 90 мм) для уплотнительных колец и 0,06 мм (на общей длине 90 мм) для маслосъемных колец. Подобные технические условия обуславливали повышенный поток газа мимо колец. Указанные отступления в поршневой группе рассматриваемых двигателей вызывают существенное изменение теплового режима работы поршней и поршневых колец.

Для выявления значения зазора между поршнем и цилиндрической втулкой был проведен примерный расчет температуры газов вдоль щели, образованной верхней частью поршня и цилиндрической втулкой в зависимости от величины этой щели. При расчете принята следующая схема. За каждый цикл работы цилиндров продукты сгорания топлива в виде газа из камеры сгорания направляются с определенной скоростью в щель между поршнем и цилиндрической втулкой и движутся вдоль щели до 1-го поршневого кольца.

За время движения по щели теплосодержание газов уменьшается за счет передачи тепла поршню и цилиндрической втулке. В зависимости от изменения величины щели, т. е. зазора между поршнем и цилиндрической втулкой, изменяется и температура газов у 1-го кольца.

Для расчета был выделен элементарный объем газа между поршнем и стенкой цилиндрической втулки, который в течение некоторого времени отдал своё тепло  $dQ$  поршню и цилиндрической втулке:

$$dQ = [(t_z - t_n) F \alpha_z + (t_z - t_u) F \alpha_z] dt' \text{ ккал,}$$

где  $t_z$  — температура газов в °С;  
 $t_n$  — температура поршня в °С;  
 $t_u$  — температура цилиндрической втулки в °С;  
 $F = \pi D_u dx$  — поверхность теплообмена в  $m^2$ ;  
 $\alpha_z$  — коэффициент теплоотдачи от газа к поверхности в  $ккал/m^2 \text{ час } ^\circ C$ ;  
 $D_u$  — номинальный диаметр цилиндра в  $m$ ;  
 $dx$  — высота элементарного объема газа в  $m$ ,

или

$$dQ = 2F\alpha_z \left( t_z - \frac{t_n + t_u}{2} \right) dt'.$$

Считая  $\frac{t_n + t_u}{2} = t_m$  средней температурой поршня и цилиндра, получим

$$dQ = 2\pi D_u \alpha_z (t_z - t_m) dx dt'.$$

Это же тепло может быть выражено в зависимости от изменения температуры газа, а именно:

$$dQ = -cGdt \text{ ккал,}$$

где  $G = \pi D_u \delta dx \gamma$  — вес газа в рассматриваемом объеме в  $кг$ ;  
 $c$  — теплоемкость газа в  $ккал/кг ^\circ C$ ;  
 $\gamma$  — удельный вес газа в  $кг/m^3$ ;  
 $\delta$  — зазор между поршнем и цилиндром в  $m$ ,

или

$$dQ = -c\pi D_u \delta \gamma dx dt.$$

Приравняем оба выражения для величины  $dQ$ :

$$-2\alpha_z (t_z - t_m) dt' = c\delta\gamma dx dt.$$

Так как путь  $x$ , пройденный газом в единицу времени, даёт скорость газа  $v$

$$dt' = \frac{dx}{v},$$

то

$$-\frac{dt}{t_z - t_m} = a dx,$$

где обозначено

$$\frac{2\alpha_z}{c\delta\gamma v} = a.$$

Интегрирование написанного уравнения даёт

$$t_z = t_m + Ae^{-ax}.$$

При  $x = 0$ , т. е. у верхнего обреза поршня,  $t_z = t_z^{\text{эф}}$  (средняя эффективная температура газов за цикл), поэтому  $A = t_z^{\text{эф}} - t_m$

$$t_z = t_m + (t_z^{\text{эф}} - t_m) e^{-ax}. \quad (1)$$

Для расчета применительно к двигателю Д50 были приняты следующие примерные величины:

$$t_z^{\text{эф}} = 800^\circ C; \quad t_n = 300^\circ C; \quad t_u = 100^\circ C,$$

$$\alpha_z = 300 \text{ ккал}/m^2 \text{ час } ^\circ C; \quad c = 0,24 \text{ ккал}/кг ^\circ C;$$

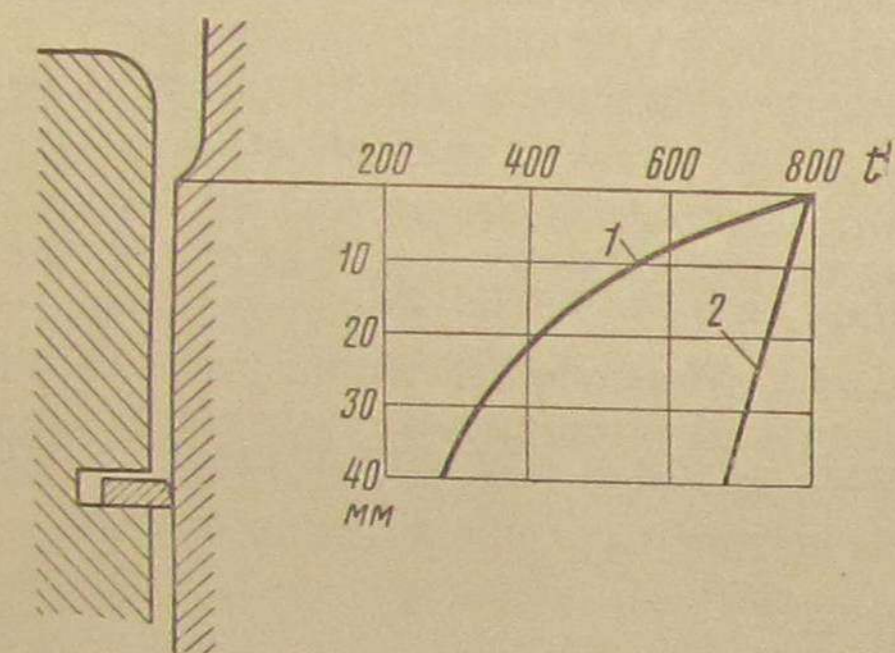
$$\delta = 0,05 \text{ и } 0,50 \text{ мм}; \quad \gamma = 2,7 \text{ кг}/m^3; \quad v = 10 \text{ м}/\text{сек.}$$

Подставляя эти величины в выражение (1), получаем зависимость, выраженную кривой фиг. 14. Данные графика иллюстри-

руют значение величины зазора между втулкой и верхней частью поршня для успешной работы колец.

Так, если при скорости газа в щели  $v = 10$  м/сек и зазоре между поршнем и цилиндровой втулкой  $\delta = 0,05$  мм температура газов, подходящих к верхнему кольцу, равна  $280^\circ\text{C}$ , то при зазоре  $\delta = 0,50$  мм эта температура повышается до  $680^\circ\text{C}$ .

Очевидно, во втором случае вследствие повышения температуры газа может резко увеличиваться окисление масла в зоне верхних колец из-за непосредственного воздействия горячих газов на кольца и масло. Приведённый расчёт позволяет утверждать, что для улучшения условий работы поршневых колец должен быть установлен возможно малый зазор между поршнем и цилиндром для дросселирования и охлаждения горячих газов при подходе к верхнему кольцу.



Фиг. 14. Зависимость температуры газа в щели между поршнем и цилиндровой втулкой над 1-м поршневым кольцом от величины зазора:

1—при зазоре 0,05 мм; 2 — при зазоре 0,5 мм

что недостаточно иметь малый зазор между поршнем и цилиндровой втулкой, нужно ещё при этом, чтобы скорость газов, текущих из камеры сгорания вследствие пропуска кольцами, была невелика. В противном случае может появиться то же неблагоприятное обстоятельство, связанное с доступом горячих газов к кольцам, которое имеется при излишнем увеличении зазора между поршнем и цилиндровой втулкой.

С целью определения необходимого зазора между поршнем и цилиндровой втулкой был произведён расчёт. Расчёт показал, что зазор между поршнем и цилиндровой втулкой в верхней части теоретически может быть равен 2,4 мм.

При расчёте приняты следующие условия: температура днища поршня  $320^\circ\text{C}$ , коэффициент линейного расширения сплава поршня  $\alpha_n = 24 \cdot 10^{-6}$ ; диаметр поршня 318 мм; коэффициент линейного расширения втулки  $\alpha_v = 11 \cdot 10^{-6}$ ; температура втулки  $100^\circ\text{C}$ .

#### Расширение поршня

$$\Delta D_n = (320 - 20) 24 \cdot 10^{-6} \cdot 318 = 2,29 \text{ мм.}$$

#### Расширение цилиндровой втулки

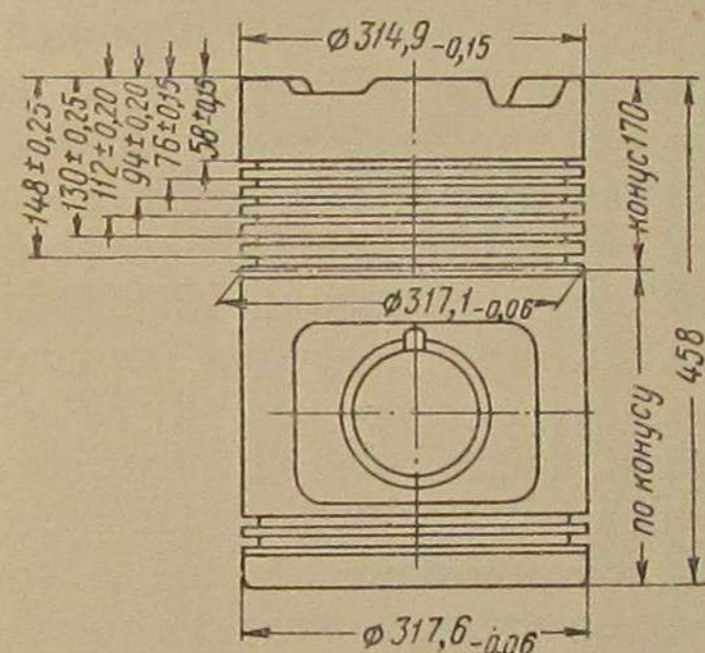
$$\Delta D_{\text{вил}} = (100 - 20) 11 \cdot 10^{-6} \cdot 318 = 0,28 \text{ мм.}$$

#### Необходимый зазор холодного поршня

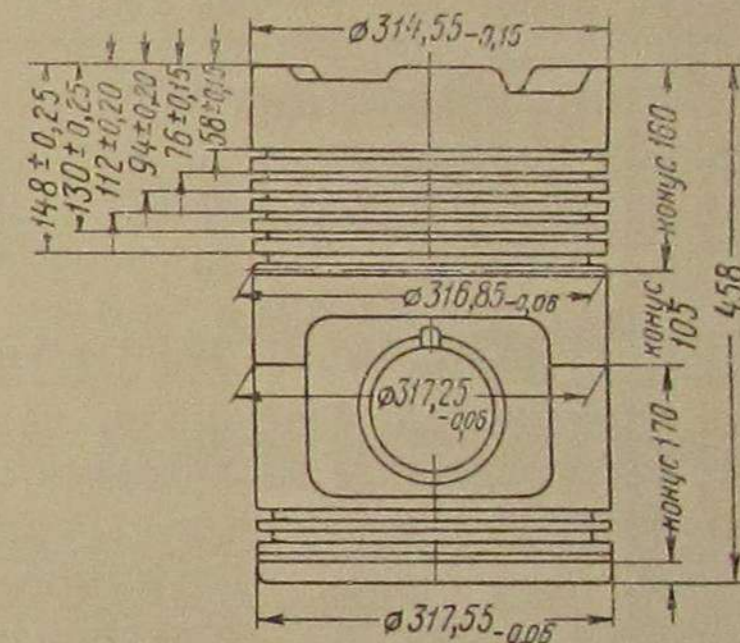
$$\Delta D = \Delta D_n - \Delta D_{\text{вил}} + 0,4 = 2,41 \text{ мм.}$$

Эффективность уменьшения зазора между поршнем и цилиндровой втулкой подтвердилась во время стендовых испытаний на тепловогозостроительном заводе, в тепловозной лаборатории ЦНИИ МПС, а в последующем и в эксплуатации.

На тепловозостроительном заводе на двигатель были поставлены четыре опытных поршня (фиг. 15) с уменьшенным зазором между поршнем и цилиндровой втулкой в верхней части на 0,35 мм и два



Фиг. 15. Поршень двигателя Д50 с увеличенным диаметром в верхней части



Фиг. 16. Серийный поршень двигателя Д50, который применялся до марта 1950 г.

серийных поршня (фиг. 16). За период испытания двигатель проработал 830 час. на мощностях от 550 до 745 квт.

На основании осмотров поршневой группы во время четырёх переборок и на основании анализа параметров работы двигателя на контрольных точках комиссия сделала следующие выводы:

а) наихудшие результаты по пригоранию колец получены на серийных поршнях;

б) уменьшение зазора между верхней частью поршня и цилиндровой втулкой на 0,35 мм значительно снижает пригорание поршневых колец и может быть рекомендовано для немедленного введения в серийное производство.

На основании проведённых испытаний приказом по заводу от 30 марта 1950 г. за № 1734/Д50 серийный поршень (фиг. 16) отменён и введён новый поршень (фиг. 15), начиная с двигателя № 280. И если раньше пригорания поршневых колец происходили даже при сдаточных испытаниях на стенде и во время переборки приходилось менять по 2—3 кольца на каждом поршне, то сейчас в

результате уменьшения зазора при переборках нет случаев смены колец по пригоранию.

В декабре 1950 г., начиная с двигателя № 374, стали выпускаться поршни с кольцами, опущенными на 18 мм и с дополнительной термоизоляционной канавкой (см. фиг. 2). Широкие эксплуатационные испытания показали, что эти поршни по сравнению с поршнями (фиг. 15) какого-либо преимущества не имеют.

С целью определения возможности дальнейшего уменьшения зазора между поршнем и цилиндровой втулкой в верхней части на заводе и в лаборатории ЦНИИ были проведены испытания поршней с зазорами от 2,5 до 2,8 мм. Испытания на стенде, а затем в эксплуатационных условиях показали, что при зазоре между поршнем и цилиндровой втулкой в верхней части менее 2,8 мм не гарантируется надёжная работа поршневой группы. При малейшей неисправности топливной аппаратуры получается задир поршней.

Испытание опытных поршней показало, что одного уменьшения зазоров недостаточно, необходимо довести до требуемого состояния поршневые кольца, топливную аппаратуру, подобрать соответствующий сорт масла и улучшить эксплуатацию тепловозов.

Б) Поршневые кольца. Соответствующими лабораториями отделения металлов ЦНИИ МПС были исследованы поршневые уплотнительные кольца двигателей тепловозов серий ТЭ1 и Д<sup>а</sup>, изготавливаемые различными заводами. Исследование показало, что углерода и кремния в чугунах поршневых колец Харьковского завода, депо Мары, Калужского машиностроительного завода содержится меньше по сравнению с чугунами колец двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup>.

Суммарное содержание С + Si в исследуемых кольцах находится в пределах 4,27 — 4,66%, в то время как в кольцах тепловоза Д<sup>а</sup> оно достигает 6,09%.

Анализ показывает, что кольца Калужского завода в 1950 г. отливались из обычного серого чугуна без присадок каких-либо легирующих элементов.

Испытание на твёрдость колец Калужского завода производилось при нагрузке  $P = 187,5$  кг шариком диаметром 2,5 мм на плоской поверхности в трёх точках, других колец — при нагрузке 750 кг

Таблица 5

№ образца	Изготовитель (завод, депо или фирма)	Твёрдость по Бринеллю НВ
1	Харьковский завод . . . . .	248—255
6	Депо Мары . . . . .	202—207
7а	Калужский машиностроительный завод . . . . .	229—266
7б	То же . . . . .	229—278
7в	» . . . . .	239—266
3	Д <sup>а</sup> . . . . .	235—248

шариком 5 мм в четырёх точках. В табл. 5 приводятся средние значения твёрдости образцов.

Из данных табл. 5 видно, что значения твёрдости поршневых колец во всех случаях соответствуют нормам, установленным техническими условиями, за исключением образца № 6, у которого твёрдость меньше нормы.

Но необходимо указать на то, что распределение твёрдости по окружности колец (по плоской поверхности) Калужского завода неудовлетворительное. Данные табл. 5 свидетельствуют о том, что колебания в твёрдости у образца № 7б достигают 49 единиц, что нельзя считать допустимым.

На основании проведённых исследований можно сделать выводы о качестве чугуна поршневых колец, изготовленных различными предприятиями:

1. Качество чугуна поршневых колец, изготовленных на Калужском машиностроительном заводе в 1950г., было неудовлетворительно:

а) по микроструктуре, содержащей эвтектический графит и структурно-свободный цементит (повидимому, способствующий изломам колец при испытаниях на износ);

б) по износоустойчивости, обусловленной наличием эвтектического графита;

в) по значительному колебанию в значении твёрдости (в пределах одного кольца);

г) по макроструктуре, свидетельствующей о несоответствии скорости заливки со скоростью вращения изложницы;

д) по химическому составу, не имеющему легирующих присадок.

2. Чугунные кольца производства депо Мары 1950 года, судя по химическому анализу, макроструктуре и твёрдости, изготавливаются из перлитового серого чугуна среднего качества, имеют неудовлетворительную износоустойчивость и пониженную твёрдость.

3. Чугун колец двигателя тепловоза серии Д<sup>а</sup> имеет более пониженные значения износоустойчивости по сравнению с чугуном колец двигателя Д50, изготавливаемых Харьковским заводом. Последнее объясняется точечным расположением графитных выделений.

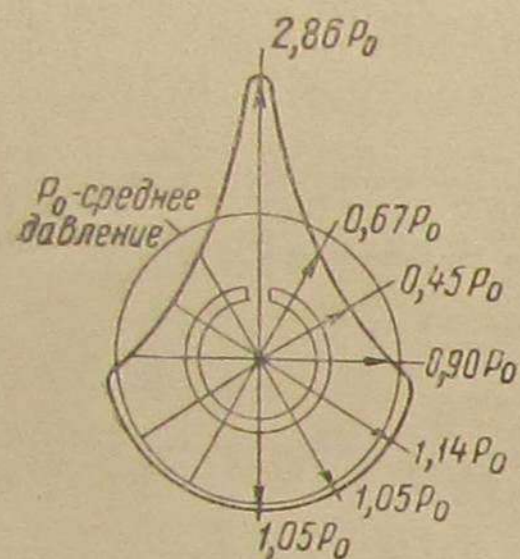
Химический состав чугунов тепловоза серии Д<sup>а</sup> и Д50 резко отличается друг от друга по количественному содержанию компонентов, твёрдость чугуна колец удовлетворительная.

Таким образом, из анализа качества чугунов для поршневых колец вытекает, что чугун поршневых колец тепловоза серии Д<sup>а</sup> не аналогичен с чугунами, применяемыми для изготовления поршневых колец Харьковским, Калужским заводами и депо Мары для двигателя Д50.

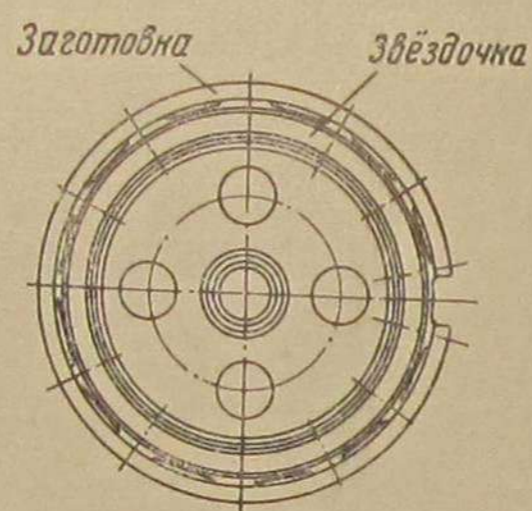
Поршневые кольца, до настоящего времени изготавливаемые термофиксацией на сухаре, в принципе должны прилегать к цилиндру по всей окружности. Несмотря на теоретическую обоснованность этого метода опыт показывает, что изготовленные таким способом поршневые кольца, как правило, не прилегают повсеместно к ци-

линду. Обычно в партии колец, изготовленных термофиксацией на сухаре, большинство их имеет просветы. Мирясь с этим, тепло-возроительный завод, производящий кольца термофиксаций на сухаре, допускает даже в чертежах возможность просветов между кольцами и стенками цилиндра. Такие кольца не могут обеспечить герметичность камеры сгорания, вследствие чего нарушается тепловой процесс двигателя. Это является одной из причин пригорания поршневых колец. С целью улучшения технологии изготовления поршневых колец ЦНИИ предложено термофиксацию их проводить на специальной звёздочке для получения колец корректированного давления.

Введённая по предложению ЦНИИ термофиксация поршневых колец двигателя Д50 не на сухаре, а на звёздочке даёт возможность изготавливать кольца с заданной эпюрой давления с повышенными



Фиг. 17. Эпюра радиальных давлений поршневых колец корректированного давления



Фиг. 18. Звёздочка для термофиксации поршневых колец

давлениями у замка. Кольца с такой эпюрой давлений применяются для поршней авиационных двигателей (ГОСТ 5077-49).

Характер эпюры радиальных давлений кольца, представленный на фиг. 17, с высокими давлениями у замка оказывает благоприятное действие не только на долговечность кольца, но и в отношении улучшения «приспособляемости» поршневых колец к деформации цилиндров.

Сущность изготовления поршневых колец корректированного давления термофиксацией на звёздочке состоит в том, что кольцо надевается на специальную звёздочку (фиг. 18), выступы которой определяют внутреннее очертание кольца в свободном состоянии, имеющего заданную эпюру давлений. Эта форма затем фиксируется термообработкой.

Термофиксация на звёздочке, помимо того что позволяет изготавливать поршневые кольца с любой заданной коррекцией давления, имеет в сравнении с термофиксацией на сухаре дополнительное чрезвычайно существенное преимущество: форма заготовок при посадке на звёздочку получается значительно более определённой, чем при посадке на сухарь; внесение в эту форму случайных искажений из-за неровностей стыковых поверхностей кольца здесь почти

исключено. Поэтому применение метода термофиксации на звёздочке даёт возможность изготавливать кольца с отсутствием просветов между кольцами и цилиндром и заданными эпюрами давления. Такие кольца значительно более стабильны и имеют меньшие отступления от теоретических расчётных норм, чем это получается при термофиксации на сухаре.

Термофиксация на звёздочке производится по прежней технологии. Контроль термофиксированных колец следует производить обжатием кольца на ленте до рабочего зазора в замке, при этом поперечник, проходящий через замок, должен быть больше поперечника, ему перпендикулярного, на 0,8 — 2,0 мм.

В) М а с л о. Для решения вопроса о работоспособности дизельных масел из эмбенских нефтей в двигателе Д50 были организованы сравнительные испытания их и дизельного масла ГОСТ 1600-46 на стенде в тепловозной лаборатории. После 100 час. работы двигателя по режимам, указанным в табл. 6, поршни вынимались для осмотра. Результаты осмотров сведены в табл. 7.

Таблица 6

Режим испытания опытных поршней и поршневых колец двигателя Д50

Положение рукоятки контроллера	Число оборотов в минуту	Нагрузка на клеммах генератора в квт	Продолжительность в минутах	Примечание
1	270	0	30	Общая продолжительность 6 час., из которых 2 ч. 30 м. (40%) холостого хода, 2 ч. 30 м. (40%) работы при минимальной мощности и 1 час. (20%) при различных промежуточных мощностях
4	495	250	15	
5	555	350	15	
6	615	420	15	
8	740	655	60	
5	555	350	15	
1	270	0	60	
8	740	655	90	
1	270	0	60	

После работы двигателя на дизельном масле ГОСТ 1600-46 продолжительностью 390 часов поршни были очищены и в картер было залито дизельное масло по ТУ 322-50, имеющее следующие параметры: вязкость  $E_{100} = 2,35$ , температура вспышки в открытом тигле —  $213^{\circ}C$ , кислотное число в мг КОН/г = 0,17.

С этим маслом двигатель проработал по режимам, указанным в табл. 6, 156 час. и был остановлен из-за стука в цилиндре и пробоя газов. При разборке двигателя было установлено чрезвычайно сильное нагарообразование на всех поршнях, приведшее к заеданию колец, излому перемычек и задиру поршней (табл. 7). Из табл. 7 видно, что при применении масла ТУ 322-50 пригорание колец резко возросло по сравнению с тем, какое бывает у этого же двигателя при работе на дизельном масле ГОСТ 1600-46.

Таблица 7

Типовые дефекты деталей поршневой группы двигателя Д50 при испытаниях различных масел

№ акта	Дата осмотра	Количество часов работы двигателя от предыдущей разборки	Типовые (основные) дефекты
	1951		<b>Масло дизельное ГОСТ 1600-46</b>
2	29/V	20	Значительных дефектов нет
4	26/VI	50	2-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 90°
6	7/VII	50	2-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 70°; 3-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 180°; 4-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 55°; 5-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 100°
8	11/VIII	100	1-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 90°; 2-й цилиндр, 1-е кольцо засело на участке 180°; 3-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 120°; 4-й цилиндр, 1-е кольцо засело на участке 330°; 6-й цилиндр, 1-е кольцо засело на участке 360°
10	26/IX	100	1-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 90°; 3-й цилиндр, 1-е и 2-е кольца засели полностью на 360°, 3-е кольцо прихвачено на участке 135°; 6-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 35°;
12	26/XI	70	5-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на участке 30°
14	22/XII	156	<b>Масло дизельное ТУ 322-50 (ОРСК)</b> 3-й цилиндр, пригорело полностью 5 колец, задрана головка поршня; 4-й цилиндр, пригорело 1-е кольцо полностью; 5-й цилиндр, пригорело полностью 4 кольца, откол перемычек между верхними кольцами; 6-й цилиндр, прихвачено 1-е кольцо

Изменения основных параметров сравниваемых масел в процессе работы на двигателе указаны в табл. 8.

Таблица 8

Марка дизельного масла	E <sub>100</sub>		E <sub>1000</sub>		Температура вспышки в °С		Кислотность в мг КОН/г	
	свежего	по окончании опыта	свежего	по окончании опыта	свежего	по окончании опыта	свежего	по окончании опыта
ГОСТ 1600-46 . . .	11,5	14,2	—	—	190	208	0,29	0,58
ТУ 322-50 . . . . .	—	—	2,35	2,49	213	—	0,17	1,08

Как видно из табл. 8, изменение кислотности масла ГОСТ 1600-46 за 400 час. работы составило 0,29 мг КОН/г, кислотность же масла ТУ 322-50 только за 150 часов работы увеличилась на 0,91 мг КОН/г. Такая низкая стабильность масла ТУ 322-50 и является, вероятно, причиной его неудовлетворительной работы.

Для сравнительной оценки пригодности различных масел для смазки тепловозных двигателей Д50 имеется следующий материал:  
а) данные испытаний 1950 г. автола 10 на Харьковском тепловозостроительном заводе, давшие резко отрицательный результат;

б) данные кратковременных экспериментов ЦНИИ с маслом моторным Т и автолом в тепловозных мастерских Ашхабадской ж. д. осенью 1945 г., давшие также резко отрицательный результат на тепловозах серии Д<sup>а</sup>;

в) приведённые данные эксплуатационного опыта применения дизельных масел ГОСТ 1600-46, ТУ 256-49 и 322-50, показавшие заметное увеличение смены колец и выемки поршней при применении двух последних масел;

г) наконец, данные экспериментов в двигателе Д50 на стенде тепловозной лаборатории показали полную непригодность для работы в тепловозном двигателе Д50 дизельного масла ТУ 322-50.

Все перечисленные данные приводят к выводу, что единственным маслом, пригодным для смазки тепловозных двигателей Д50, является дизельное масло ГОСТ 1600-46 из бакинского сырья. Однако и это масло даёт значительные нагары и иногда заметную коррозию антифрикционного металла БК-2 во вкладышах коренных и шатунных подшипников. Поэтому в ЦНИИ были организованы испытания различных улучшающих присадок к маслам.

Вначале была проведена отборочная проверка дизельного масла ГОСТ 1600-46 с присадками АзНИИ-4, ЦИАТИМ-336, НАМИ-25 и ИП-2 в лаборатории: на коррозионность методами Пинкевича и НАМИ и на термическую стабильность по Папоку.

В результате этой проверки было установлено, что присадки АзНИИ-4 и ЦИАТИМ-336 мало эффективны для условий работы двигателей Д50. Присадки же НАМИ-25 и ИП-2, давшие при предварительной проверке хорошие результаты, решено было испытать в двигателе.

Испытание было проведено в двигателе Д50 на стенде тепловозной лаборатории и параллельно в лаборатории смазки для изучения изменений их физико-химических свойств в процессе работы.

Первоначально в двигатель было залито масло с 1,9% присадки НАМИ-25 и двигатель пущен в работу на 100 час. по режимам табл. 6. После 100 час. работы двигатель был вскрыт и осмотрен. В результате осмотра было установлено очень незначительное улучшение состояния поршней и колец по сравнению с состоянием их при работе на дизельном масле ГОСТ 1600-46 без присадки.

После этого в двигатель вновь было залито масло [смесь 67% индустриального масла 50 (б. машинного СУ) и 33% брайтстока] с 2,5% присадки НАМИ-25 — всего 323 кг. Для более точного наблюдения за изменениями свойств масла в процессе его работы пробы масла решено было отбирать через каждые 10—12 час. После 40 час. работы в двигатель было добавлено 50 кг смеси масел с соответствующим содержанием присадки. После 100 час. работы двигатель был остановлен, вскрыт и осмотрен. В результате осмотра было зафиксировано удовлетворительное состояние поршней, прихваченным на 90° оказалось лишь верхнее уплотнительное кольцо 3-го цилиндра. Тем не менее необходимого значительного эффекта по снижению нагарообразования и лаковой плёнки на поршнях установлено не было. Изменение основных стандартных параметров масла в процессе работы показано в табл. 9.

Второй принятой для испытаний на стенде была присадка ИП-2, разработанная в Московском нефтяном институте им. акад. Губкина. Полученная присадка была добавлена в количестве 1% по весу в смесь 33% брайтстока и 67% индустриального масла 50 (б. машинного СУ) и в количестве 340 кг залита в опытный двигатель Д50. После заправки двигатель был запущен в работу на 100 час. по установленному режиму. Пробы масла из двигателя отбирались через каждые 12—14 час. работы.

После каждых 100 час. работы двигателя на режимах, указанных в табл. 6, двигатель разбирался и осматривался. Результаты осмотров сведены в табл. 10. Интересно отметить следующий факт. Вынутые для осмотра после 300 час. работы поршни были оставлены на несколько дней нетронутыми на козлах. По прошествии 5—6 дней нагар на головках поршней выше уплотнительных колец стал высыхать и шелушиться, обнажая совершенно чистые стенки поршней. При сдувании высушенного нагара он осыпался ещё интенсивнее и совершенно очищал стенки поршня. Это явление служит лишним доказательством эффективности действия присадки.

Таблица 9  
Основные параметры, определяемые в пробах дизельного масла ГОСТ 1600-46 с присадкой НАМИ-25, отбираемых из двигателя Д50 при испытаниях

Пробы масла	Первая партия с 1,9% присадки		Вторая партия с 2,5% присадки										
	Свежее	После		После работы									
		50 час. работы	100 час. работы	2 час.	12 час.	22 час.	34 ч. 30 м.	44 час.	56 час.	67 час.	78 час.	88 час. 99 час.	
Вязкость E <sub>50</sub>	12,1	10,8	12,4	11,02	11,13	10,99	11,01	10,93	10,53	10,50	10,40	10,42	10,5
Температура вспышки в открытом тигле в °С	203	203	211	195	202	194	192	194	195	194	189	186	
Содержание кокса в %	1,06	1,03	0,80	1,05	1,075	1,025	1,1	0,81	0,86	0,87	0,88	0,83	0,91
Кислотность в мг КОН/г	—	0,02	—	0,096	0,124	0,117	0,165	0,166	0,131	0,116	0,097	0,113	0,162
				11,9									
				201									
				1,11									
				Щёлочность 0,004%									

Таблица 10

Типовые дефекты деталей поршневой группы двигателя Д50 при испытаниях масел с различными присадками в 1952 г.

№ актов	Дата осмотра	Количество часов работы двигателя от предыдущей разборки	Типовые (основные) дефекты
<b>Масло дизельное ГОСТ 1600-46 с присадкой НАМИ-25</b>			
16	3/III	100	2-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на 45°; 4-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на 120°; 3-й цилиндр, 1-е кольцо прихвачено на 90°
<b>Масло дизельное ГОСТ 1600-46 с присадкой ИП-2</b>			
20	24/VI	107	Вынимались все поршни. Все кольца свободны, ручки чистые
22	21/VII	100	Вынимались только два поршня. Все кольца свободны, ручки чистые
24	22/VIII	87 ч. 30 м.	1-й цилиндр, 1-е и 2-е кольца прихвачены на 5—7° каждое; 5-й цилиндр, 1-е и 2-е кольца прихвачены на 5—7° каждое

Все основные свойства масла с присадкой ИП-2 в тех случаях, когда в него не попадало топливо, как это было при первой сотне часов работы, не претерпевали какого-либо заметного изменения. Единственным параметром, давшим постоянное и равномерное нарастание, явилась кислотность масла в мг КОН/г, увеличившаяся от лёгкой щёлочности до 0,2. В свежем и отработанном, тщательно отфильтрованном масле производилось определение золы, которое показало, что содержание золы, значительное в свежем масле, постепенно и довольно заметно уменьшалось в процессе работы масла. Сопоставляя это наблюдение с постепенным нарастанием кислотности, можно сделать предположение, что в процессе работы масла процент содержания присадки в нём как-то изменяется (вероятно, в меньшую сторону). Однако оценить по полученным данным вероятность изменения эффективности действия присадки не представляется возможным. Для этого необходимо длительное наблюдение за работой присадки на эксплуатируемых тепловозах.

Для окончательного решения вопроса о длительности её действия в масле в настоящее время проводятся испытания присадки ИП-2 на эксплуатационных тепловозах с одновременным изучением в лаборатории изменения физико-химических свойств масел в процессе работы.

#### 4. Выводы

В настоящее время в результате проведённых мероприятий пробег тепловозов без выемки поршней составляет около 50 тыс. км.

На улучшение работы тепловозов в смысле увеличения пробегов их без выемки поршней по пригоранию колец повлияли следующие факторы:

1) уменьшение зазора между поршнем и цилиндрической втулкой в верхней части и применение качественных поршневых колец;  
2) применение для двигателей (картера) дизельного масла только ГОСТ 1600-46;

3) периодическая проверка состояния поршневых колец путём опрессовки цилиндров воздухом;

4) периодическая проверка и регулирование топливной аппаратуры двигателя.

Уменьшение зазора между поршнем и цилиндрической втулкой в верхней части и улучшение технологии изготовления поршневых колец, безусловно, имеют важное значение для устранения пригорания поршневых колец и нагарообразования на поршнях.

Условия смазывания деталей поршневой группы в двигателях Д50 очень сложны; смазывающее масло работает в тяжёлых условиях (высокие температуры стенок поршня и колец, наддув, недостаток масла).

Из всех испытывавшихся в тепловозных двигателях Д50 масел (автол 10, автол 10 углублённой очистки, дизельные масла ГОСТ 1600-46, ТУ 322-50 и 256-29) в чистом виде ни одно полностью не удовлетворяет требованиям, диктуемым изложенными выше условиями работы. Единственным, близко подходящим к названным требованиям, является дизельное масло ГОСТ 1600-46.

Из четырёх присадок, испытанных лабораторией смазки по физико-химическим константам и в двигателях Д50 на стендах тепловозостроительного завода и тепловозной лаборатории ЦНИИ МПС (АзНИИ-4, ЦИАТИМ-336, НАМИ-25 и ИП-2), первые две не дали необходимого эффекта. Присадка НАМИ-25 по моторным свойствам, определяемым методом проф. Папока, и антикоррозионным свойствам, определяемым методами Пинкевича и НАМИ, показала наилучшие результаты, однако, при испытаниях в двигателе в силу различных причин эффект от её применения был незначительным. Присадка ИП-2 по моторным свойствам и антикоррозионности, занявшая второе место при моторных испытаниях, дала хорошие результаты.

Для устранения пригорания поршневых колец необходимо контролировать состояние фильтров турбовоздуховки, а именно: при засорении фильтров разрежение перед воздуховкой значительно повышается и превосходит предельно допустимое, т. е. свыше 60 мм вод. ст. В результате турбовоздуховка вместе с газом засасывает из картера масло и гонит его в цилиндры, где оно частично сгорает, а частично коксуется и оседает на поршни в виде нагара.

Состояние топливной аппаратуры или турбовоздуховки, неисправности или нарушение регулировки их ведёт к ухудшению процесса сгорания в цилиндрах или перегрузке их и, как следствие, к пригоранию поршневых колец и нагарообразованию на поршнях.



В очень большой степени на пригорание поршневых колец влияет холостая работа двигателя при начальных (до четвёртого) положениях рукоятки контроллера машиниста, так как в этих диапазонах топливная аппаратура работает неустойчиво.

### 5. Предложения

Для увеличения пробега тепловозов без выемки поршней по причине пригорания поршневых колец на двигателях Д50 можно рекомендовать следующие мероприятия.

1. Проведёнными испытаниями установлено, что поршни, изготовленные по черт. Д50-04-001, с размерами в верхней части  $314,9_{-0,15}$  мм, и поршни, изготовленные по черт. Д50-04-001А с термоизоляционной канавкой, особых различий по количеству пригоревших колец не имеют. Однако в процессе эксплуатации на поршнях, изготовленных по черт. Д50-04-001А, т. е. с термоизоляционной канавкой, отмечено большое количество случаев задира головок поршней. Кроме того, даже при незначительной неисправности топливной аппаратуры на этих поршнях наблюдается обгорание головок поршней. Исходя из этих данных рекомендуется принять в серию поршни, изготовленные по черт. Д50-04-001, с размером в верхней части  $314,9_{-0,15}$  мм, но без термоизоляционной канавки и без понижения поршневых колец. Поршни с размерами в верхней части выше 315 мм рекомендовать нельзя ввиду испытания малого количества таких поршней.

2. Испытание поршневых колец, прошедших термофиксацию на специальной звёздочке, показало хорошую работу этих колец. В мероприятиях по улучшению работы тепловозов, которые утверждены МПС и Министерством транспортного машиностроения, кольца скорректированного давления приняты в серийное производство.

3. Для картера двигателя Д50 применять только дизельное масло ГОСТ 1600-46 (бакинского сырья) или его заменитель — смесь масла: 70% индустриального 50 ГОСТ 1707-51 и 30% авиационного МК-22 ГОСТ 1013-49.

Для дорог Кавказа и Средней Азии в целях увеличения работоспособности подшипников коленчатого вала двигателя Д50 рекомендуется к дизельному маслу ГОСТ 1600-46, заливаемому в картер, добавлять авиационное масло марки МК-22 ГОСТ 1013-49 с целью увеличения вязкости. При этом вязкость смеси масел должна быть летом  $E_{50} = 12 - 13$ , зимой  $E_{50} = 10 - 10,5$ .

В зимнее время для двигателя применять только зимнее топливо ДЗ ГОСТ 4749-49 или З ГОСТ 305-42. При наличии на тепловозах топливоподогревателя разрешается применять зимой летнее топливо марок ДЛ ГОСТ 4749-49 и Л ГОСТ 305-42.

4. Строго соблюдать инструкцию по эксплуатации и уходу за двигателями Д50, а именно:

а) не допускать повышения уровня масла в картере двигателя выше верхней риски маслоизмерителя;

б) не допускать работы двигателя под нагрузкой без предварительного прогрева воды и масла до  $35 - 40^{\circ}\text{C}$  и без обкатки после выемки поршней;

в) не допускать резкой остановки двигателя. Перед остановкой двигатель должен проработать несколько минут на нулевом положении рукоятки контроллера машиниста до снижения температуры масла и воды до  $50 - 60^{\circ}\text{C}$ ;

г) не допускать работы двигателя на нулевом положении рукоятки контроллера свыше 20 мин. В случае потребности более длительной работы двигателя на холостом ходу необходимо, чтобы он работал на 5-м положении рукоятки контроллера машиниста, а температура воды поддерживалась в пределах  $55 - 65^{\circ}\text{C}$ ;

д) не допускать температуры воды свыше  $85^{\circ}\text{C}$ , а масла  $75^{\circ}\text{C}$ ;

е) строго соблюдать сроки замены масла и промывки фильтров для топлива и масла. Не допускать работы двигателя при загрязнённых фильтрах турбовоздуходувки, когда разрежение перед всасыванием становится более 60 мм вод. ст.;

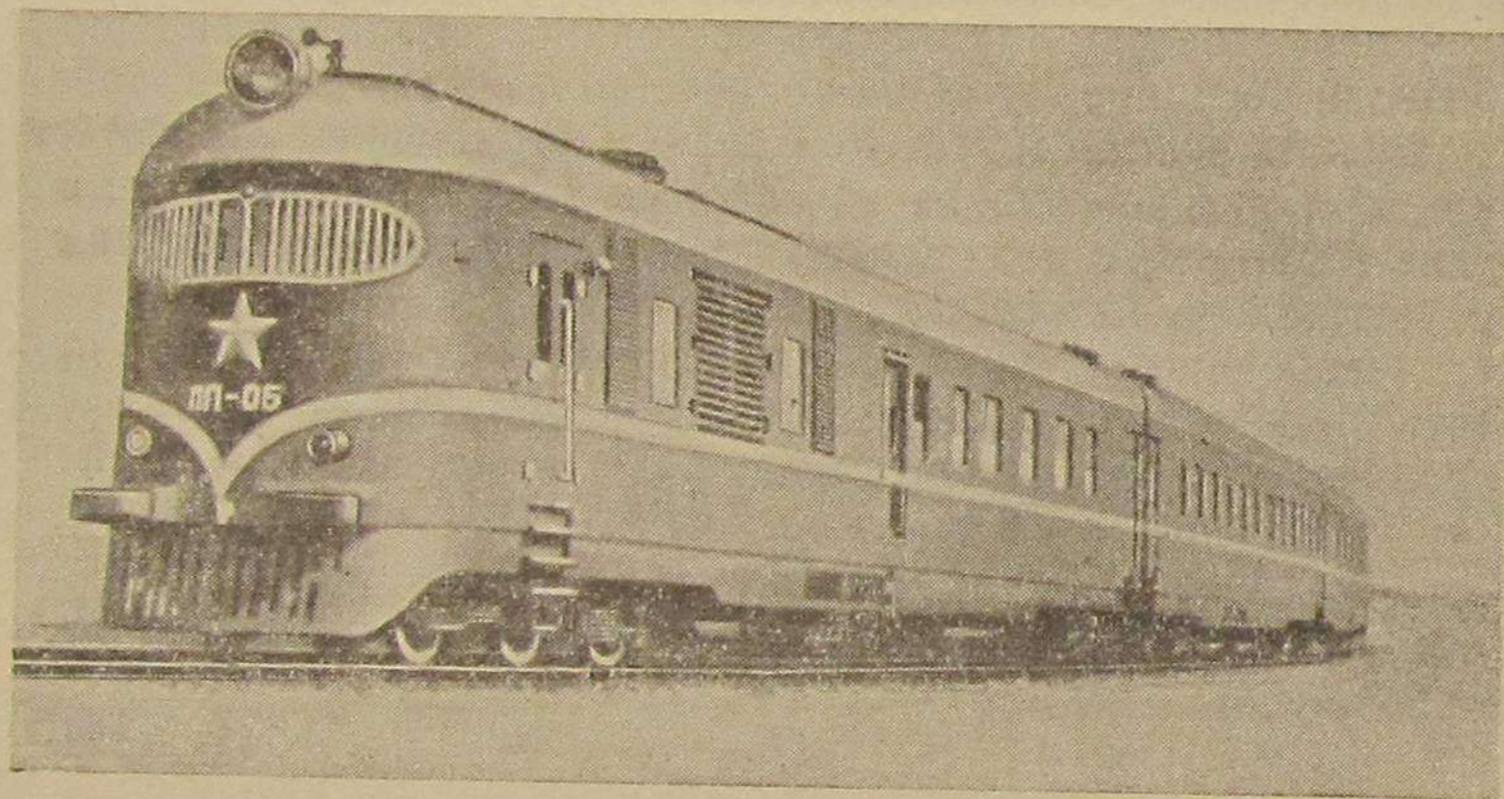
ж) периодически проверять состояние топливной аппаратуры, производя регулировку её на количество и начало подачи топлива; не допускать работы двигателя с резким потемнением отработавших газов, при отливе топлива из сливных трубок форсунок свыше 70 капель в минуту, а также в случае, если греется хотя бы одна секция топливного насоса.

5. Периодически при контрольно-техническом осмотре производить проверку состояния герметичности камеры сжатия путём опрессовки цилиндров воздухом.

Е. В. ПЛАТОНОВ, И. И. НАРСКИХ

## РЕЗУЛЬТАТЫ ТЯГОВО-ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ДИЗЕЛЬНОГО ПОЕЗДА

Дизельные поезда, курсирующие на линии Москва — Ленинград, конструктивно несколько отличаются от поездов первого выпуска, пущенных в опытную эксплуатацию в 1949—1950 гг. Внесены изменения в конструкцию кузова, уширены коридоры внутри ваго-



Фиг. 1. Общий вид шестивагонного дизельного поезда

нов. Жалюзи холодильников двигателя выполнены горизонтальными, нерегулирующимися. Жёсткость рессор приведена в соответствие с нагрузкой вагона. Изменена электрическая схема управления силовыми установками. Установлены более мощные прожекторы. Общий вид изменённого дизельного поезда показан на фиг. 1.

Общая длина поезда 158,7 м и вес его 367,1 т. Нагрузка на сцепную ось 18,7 т и на ось прицепного вагона 14,5 т. Конструктивная скорость поезда 104 км/час.

В концевых моторных вагонах размещены силовые установки, багажные отделения на 2 500 кг каждое и по 14 мест для пассажиров. Число мест в поезде — 164, из них: 28 в моторных вагонах, 22 места в вагоне с буфетом и по 38 мест в остальных вагонах; все места мягкие, по 4 и 2 места в купе.

ра —  
я пе-  
гоны  
говое  
0 мм.  
тора,  
ятор-  
итае-  
ка ди-  
зеля,  
помо-  
енти-  
ком-

ивают  
ников  
восто-  
оезда.  
теле-

оатор-  
ление  
ого из

йствие  
ан на  
ообо-  
отся в  
телям  
абелю  
изоля-  
лаунд-  
а при  
скими  
улуч-  
ктери-  
гор на  
дизеля  
я под-

а сери-

есных электродвигателя 2, включенных всегда параллельно. Генератор имеет три обмотки возбуждения: шунтовую СД, независимого возбуждения ИК и противокомпаундную ЛМ. В период разгона поезда необходимое возбуждение генератора осуществляется обмоткой независимого возбуждения и противокомпаундной. Для поддержания пускового тока постоянным ток независимого возбуждения генератора автоматически регулируется изменением по-

## РЕЗУЛЬТА

Дизель  
конструкти  
пущенных  
изменения

нов  
ми, пере

с нагрузкой вагона.

силовыми установками. Установлен

Общий вид изменённого дизельного поезда показан

Общая длина поезда 158,7 м и вес его 367,1 т. Нагрузка на сцепную ось 18,7 т и на ось прицепного вагона 14,5 т. Конструктивная скорость поезда 104 км/час.

В концевых моторных вагонах размещены силовые установки, багажные отделения на 2 500 кг каждое и по 14 мест для пассажиров. Число мест в поезде — 164, из них: 28 в моторных вагонах, 22 места в вагоне с буфетом и по 38 мест в остальных вагонах; все места мягкие, по 4 и 2 места в купе.

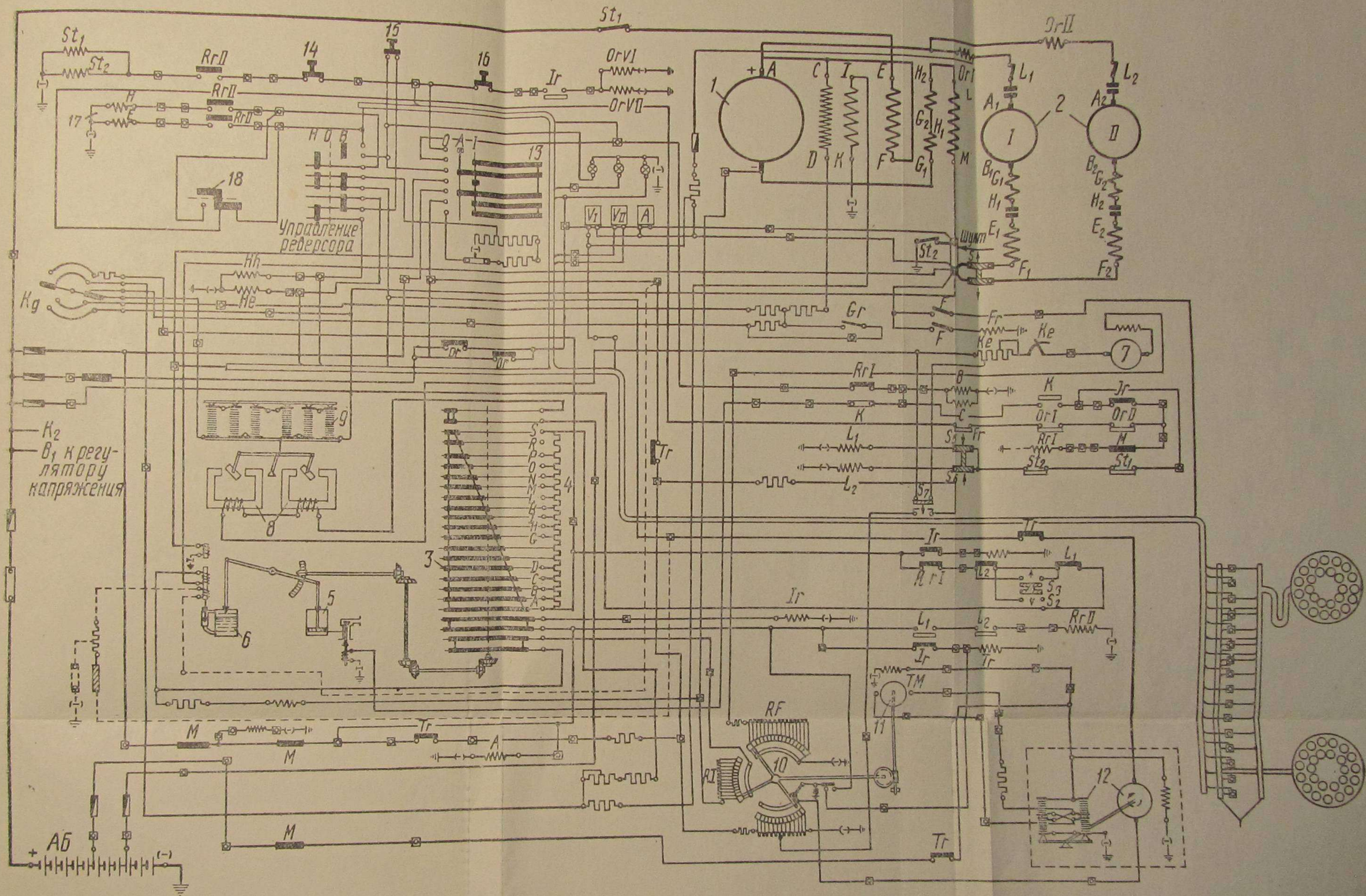
Поезд снабжён автоматическим тормозом системы Кнорра — Ломберсена. Сцепка вагонов автоматическая специальная. Для передвижения дизельпоезда в холостом состоянии моторные вагоны оборудованы специальными крюками, рассчитанными на тяговое усилие 25 т для винтовой упряжи. Диаметр ведущих колёс 1 050 мм. Запуск дизеля электрический при помощи главного генератора, питаемого током от аккумуляторной батареи. Зарядка аккумуляторной батареи осуществляется при помощи мотор-генератора, питаемого от вспомогательного генератора. Вентилятор холодильника дизелей имеет механический привод от вспомогательного дизеля, потребляемая мощность — 34 л. с., мощность возбудителя вспомогательного генератора — 7,8 л. с., потребляемая мощность вентилятором охлаждения тяговых электродвигателей — 5 л. с., компрессором — 14,7 л. с.

Силовые и вспомогательные установки поезда обслуживают четыре лица: машинист и три помощника. Один из помощников находится с машинистом в головном вагоне, другой — в хвостовом вагоне, а третий следит за работой механизмов всего поезда. Связь машиниста с помощниками осуществляется с помощью телефона и световой сигнализации.

Каждая тяговая силовая установка состоит из дизель-генераторной группы и системы автоматического управления. Управление обеими силовыми установками поезда осуществляется с любого из двух постов управления по системе многих единиц.

Принцип регулирования силовой установки и взаимодействие системы управления изменённой электрической схемы показан на фиг. 2. Основные изменения в электрической схеме и электрооборудовании дизельных поездов последних выпусков заключаются в следующем. Силовая цепь генератора к тяговым электродвигателям выполнена двухпроводной с подключением к синусовому кабелю реле заземления для защиты силовой цепи при повреждении изоляции и пробое. В главном генераторе добавлена противокомпаундная обмотка. Для регулирования тока возбуждения генератора при разгоне поезда применён контактный барабан с металлическими сопротивлениями. Два последних мероприятия значительно улучшили пусковую характеристику поезда. Изменена также характеристика работы регулятора дизеля таким образом, что регулятор на каждом положении контроллера при изменении нагрузки дизеля в некоторых пределах регулирует подачу топлива дизеля для поддержания числа оборотов последнего постоянным.

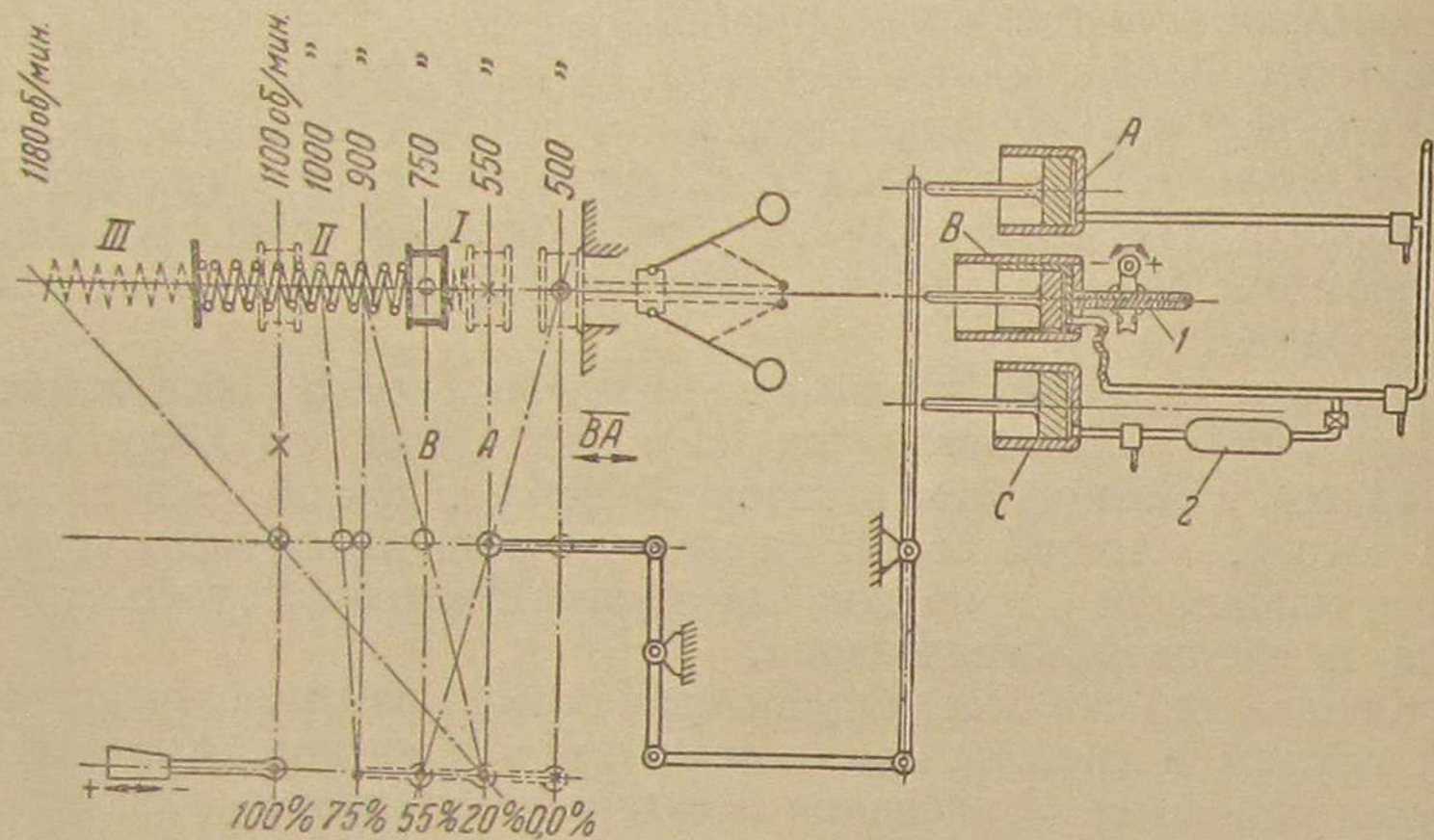
Главный генератор 1 каждой силовой установки питает два серийных электродвигателя 2, включённых всегда параллельно. Генератор имеет три обмотки возбуждения: шунтовую СД, независимого возбуждения ИК и противокомпаундную ЛМ. В период разгона поезда необходимое возбуждение генератора осуществляется обмоткой независимого возбуждения и противокомпаундной. Для поддержания пускового тока постоянным ток независимого возбуждения генератора автоматически регулируется изменением по-



Фиг. 2. Принципиальная схема силового тока и управления:

1—главный генератор; 2—тяговый электродвигатель; 3—контактный барабан; 4—сопротивления; 5—воздушный цилиндр; 6—масляный цилиндр; 7—тахо-динамо; 8—электромагниты; 9—угольные контакторы; 10—копирприбор; 11—электродвигатель; 12—динамическое реле; 13—контроллер машиниста; 14—пусковая кнопка; 15—кнопка г песочницы; 16—кнопка восстановления максимального сопротивления; 17—катушки реверсора; 18—блокировочные контакты барабана реверсора;  $F_r$ —реле самовозбуждения главного генератора;  $K_g$ —ручной реостат возбуждения;  $V_1$ —главное реле управления;  $L_1$  и  $L_2$ —главные контакторы;  $O_r$ —максимальное реле;  $R_r$ —блокировочное реле;  $T_r$ —реле управления автоматического регулятора;  $A$ ,  $B$  и  $C$ —электромагнитные вентили регулятора дизеля;  $AB$ —аккумуляторная батарея

ложения контактного барабана 3, изменяющего величину сопротивления 4 в цепи этой обмотки. Положением контактного барабана управляет привод воздушного цилиндра 5 пускового устройства, ход поршня которого определяется величиной открытия клапана масляного цилиндра 6. Ток катушки этого клапана пропорционален току тяговых электродвигателей, поэтому положение поршня воздушного цилиндра должно обеспечивать такое положение кон-



Фиг. 3. Кинематическая схема регулирования подачи топлива в дизеле.  
A, B, C — электропневматические клапаны;  
1 — червячная передача; 2 — ресивер; I, II и III — пружины

тактного барабана, которое требуется для поддержания пускового тока постоянным. После разгона в конце движения контактного барабана автоматическое регулирование возбуждения генератора переходит к тахо-динамо 7. Последнее, воздействуя на электромагниты 8 угольного сопротивления 9 в цепи шунтовой обмотки генератора, стремится поддержать мощность и число оборотов дизель-генераторной установки постоянным.

Каждому положению рукоятки контроллера соответствует своя мощность и своё число оборотов, определяемые равенством моментов дизеля и генератора, причём момент последнего сохраняется автоматическим регулированием возбуждения генератора. Затяжка пружины центробежного регулятора дизеля для установки на соответствующий режим работы дизеля, а также величина сопротивления в цепи катушек электромагнитов (от чего зависит величина тока возбуждения генератора) определяются положением копировального прибора 10. Последний передвигается электродвигателем 11, приводимым в действие при помощи динамического реле 12, состоящего из электродвигателя и четырёх угольных столбиков. Якорь реле включён между ветвями мостика, образованного сопротивлениями в контроллере и копировальном приборе; обе ветви мостика

питаются током аккумуляторной батареи. Поворот барабана контроллера вызывает разность потенциалов между скользящими контактами, вследствие чего якорь динамического реле поворачивается, пара угольных столбов сжимается и электродвигатель вместе с копировальным прибором двигается, пока не придёт в положение, соответствующее положению барабана контроллера. Кинематическая схема регулятора дизеля изображена на фиг. 3.

Электрическая схема предусматривает возможность работы поезда на неполном числе электродвигателей при сохранении автоматичности управления дизель-генераторными установками, а также возможность следования на ручном управлении. Генератор и тяговые электродвигатели защищены максимальными реле и реле заземления, а низковольтная сеть — плавкими предохранителями. Для контроля за работой оборудования установлен ряд измерительных и сигнальных приборов.

Моторы вспомогательных механизмов получают питание от вспомогательных дизель-генераторов трёхфазного тока, установленных в машинных помещениях.

### Техническая характеристика основных агрегатов дизельного поезда

Общая часть	
Серия . . . . .	ДП
Общая длина поезда . . . . .	158 700 мм
Вес поезда . . . . .	367 100 кг
Нагрузка на сцепную ось . . . . .	18,7 т
Нагрузка на ось прицепного вагона . . . . .	14,5 т
Полный запас топлива . . . . .	5 т
Диаметр движущих колёс . . . . .	1 050 мм
Конструктивная скорость поезда . . . . .	104 км/час
Главный дизель	
Тип дизеля . . . . .	Четырёхтактный, бескомпрессорный, форкамерный
Число цилиндров . . . . .	16 с V-образным расположением цилиндров по 8 в ряд
Диаметр цилиндров . . . . .	170 мм
Ход поршня . . . . .	240 мм
Наибольшая эффективная мощность при 1 100 об/мин. . . . .	600 л.с.
Степень сжатия . . . . .	13
Запуск дизеля . . . . .	Электрическим силовым генератором, питаемым от аккумуляторной батареи
Вспомогательный дизель	
Тип дизеля . . . . .	Четырёхтактный, бескомпрессорный, форкамерный

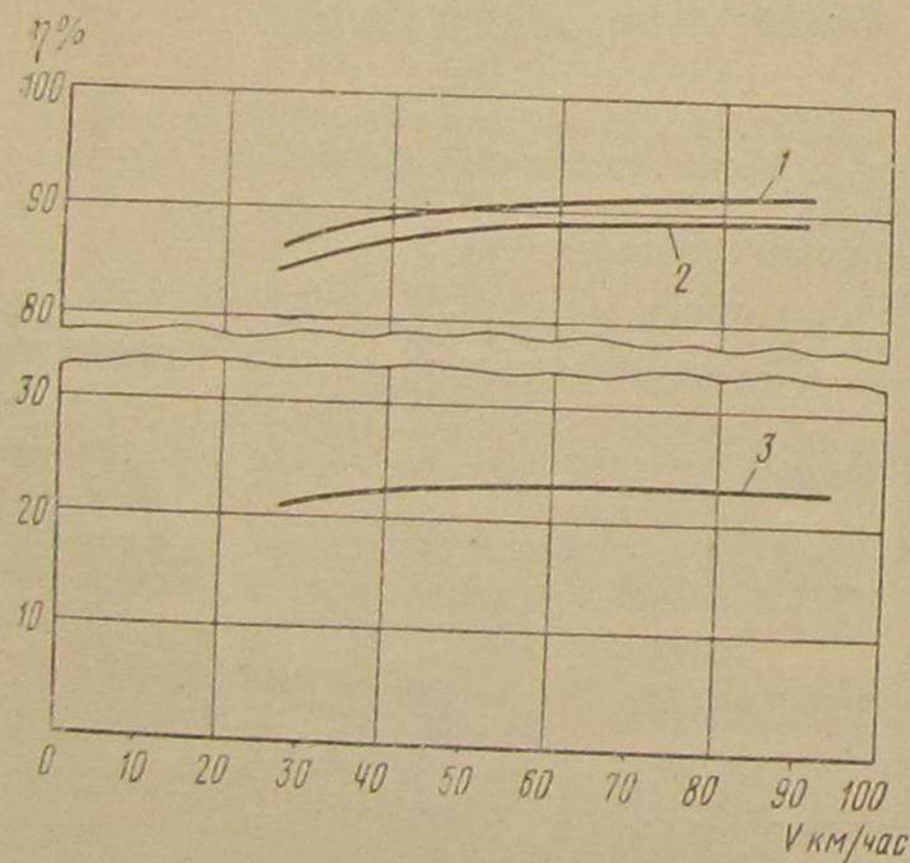
Число цилиндров . . . . .	6
Наибольшая эффективная мощность при 1 000 об/мин. . . . .	220 л. с.
Запуск дизеля . . . . .	Электрический

### Главный генератор

Длительная мощность при токе 870 а и напряжении 460 в . . . . .	400 квт
Часовой ток при 340 в . . . . .	1 146 а
Максимальный ток при пуске дизеля . . . . .	1 500 а
Число главных и дополнительных полюсов . . . . .	По 8
Обмотки главных полюсов . . . . .	Независимого возбуждения, самовозбуждения, противокомпаундная и пусковая

### Тяговый электродвигатель

Длительная мощность при токе 435 а и напряжении 460 в . . . . .	245 л. с.
Часовой ток при 340 в и 730 об/мин. . . . .	573 а
Сила тяги при трогании . . . . .	2 800 кг
Число главных и дополнительных полюсов . . . . .	По 6
Вентиляция . . . . .	Принудительная



Фиг. 4. Характеристики коэффициентов полезного действия в зависимости от скорости при предельном положении контроллера: 1 — генератора; 2 — тягового электродвигателя с зубчатой передачей; 3 — тяговой установки дизельпоезда

В результате испытаний в стендовых условиях под реостатом на экспериментальном кольце ЦНИИ и в опытной поездке Москва — Минск — Москва может быть дана оценка поезда.

Параметры главного дизеля обеспечивают требуемые тяговую и энергетическую характеристики дизельпоезда (фиг. 4, 5, 6, 7); к. п. д. тяговой установки поезда (фиг. 4) показан с учётом расхода мощности на устройства, обслуживающие силовые установки и тормозную сеть поезда. Характери-

стики, представленные на фиг. 6, дают возможность определить установившийся режим работы при 6- и 8-вагонном составе поезда.

Главный дизель расходует 200 г топлива на одну эф. л. с./час при максимальной мощности. Температура отходящих газов дости-

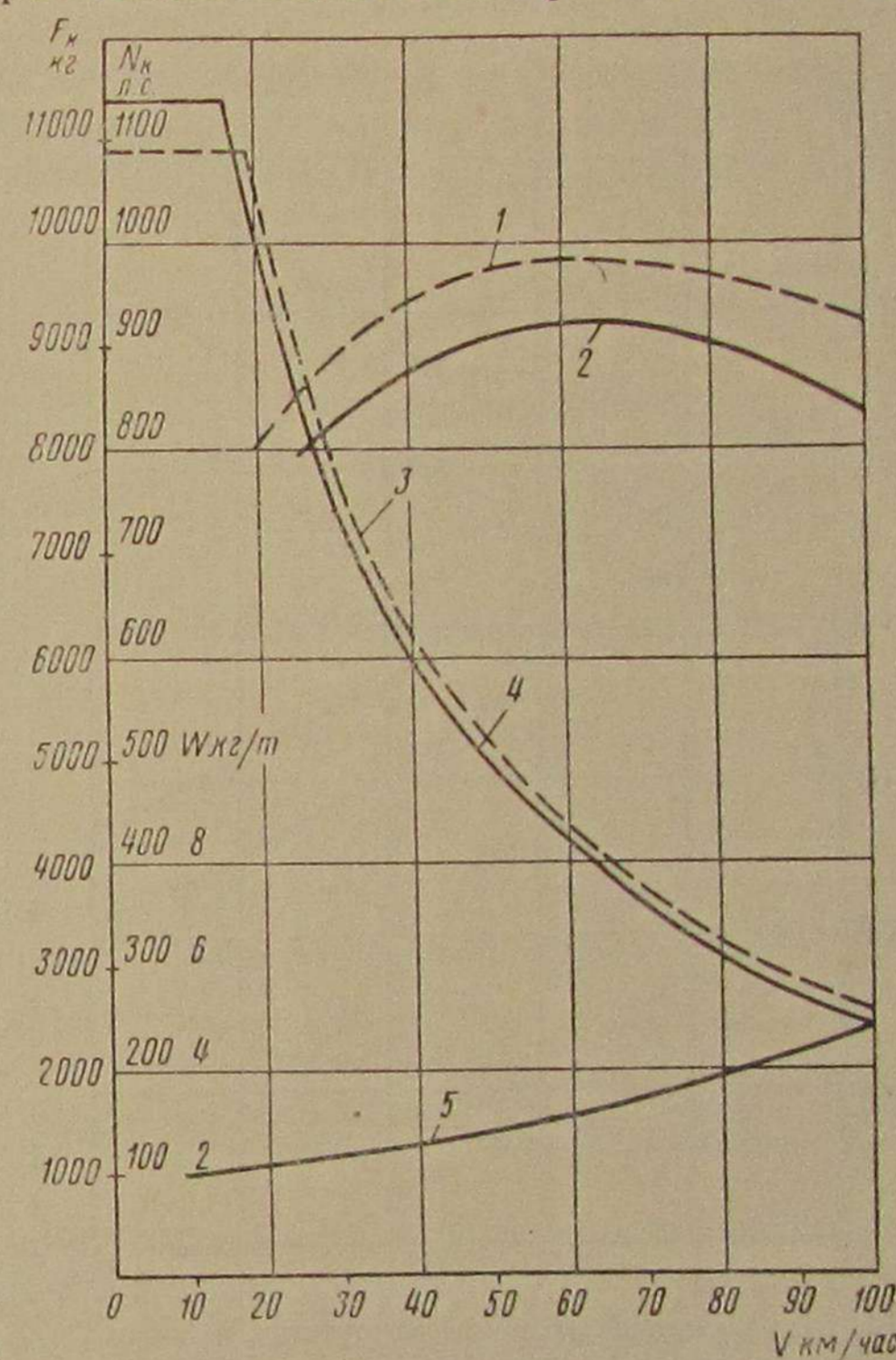
гает 500°C (фиг. 8). Расход смазки при полной мощности — в пределах 2 г на эф. л. с./час.

Испытания показали, что при температуре охлаждающей воды (по выходе из двигателя) 60° температура масла в картере достигает 80°; давление сгорания при полной мощности не превышает 60 ат.

Приведённые на фиг. 9 кривые показывают, что главный дизель поезда более экономичен, чем дизель тепловоза Дб [1]; однако он менее экономичен, чем дизель Д50 современных наших тепловозов ТЭ [2].

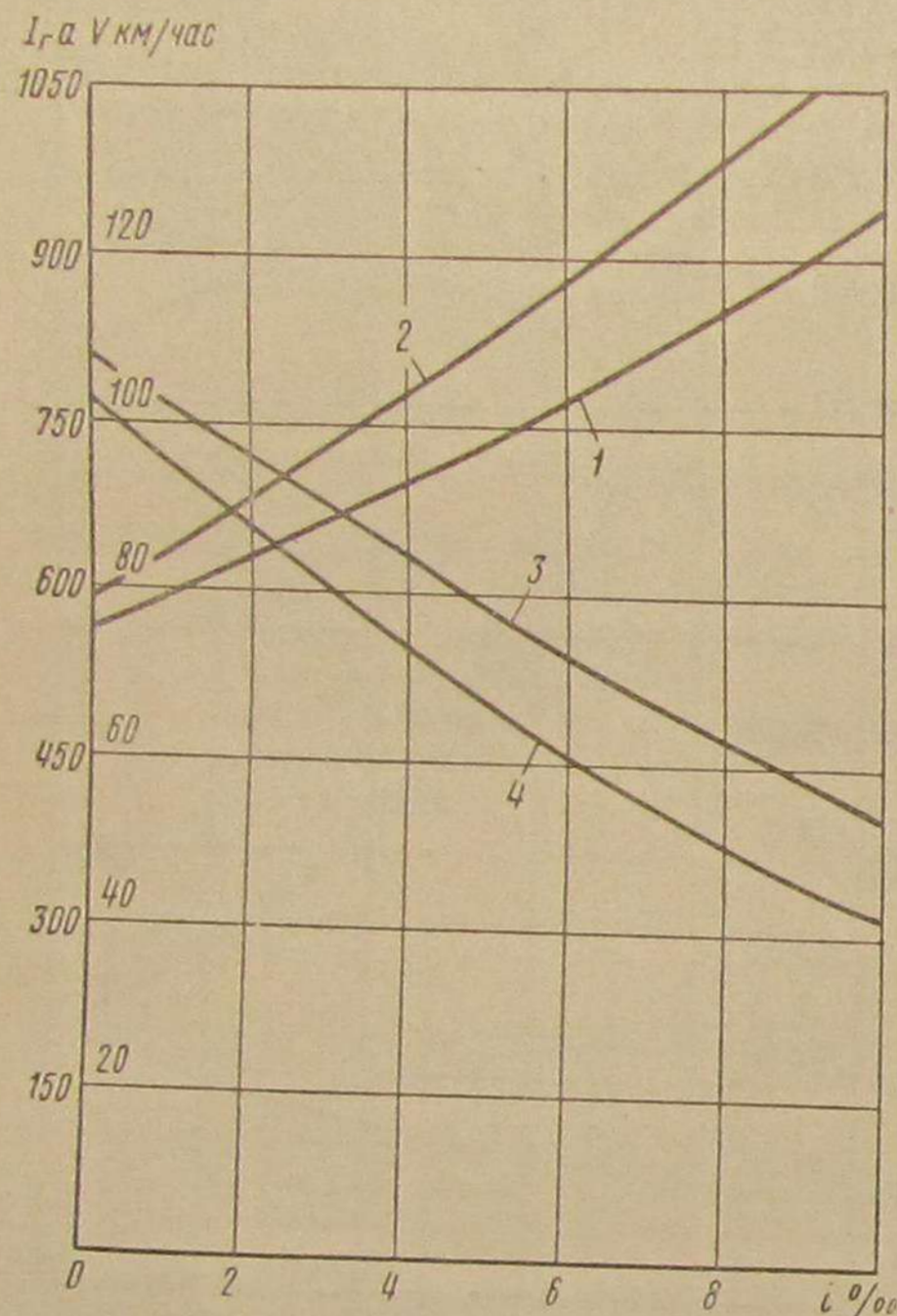
Отдельные узлы дизеля представляют технический интерес по своей новизне; к ним относится топливный насос, где перемещение плунжера осуществляется при помощи пружинного устройства, обеспечивающего постоянную подачу топлива независимо от числа оборотов дизеля. Количество топлива регулируется клиновым механизмом. Применение такого топливного насоса повышает к. п. д. дизеля по сравнению с однотипными форкамерными дизелями. Другим новшеством является применение в системе смазки дифференциального автоматического прибора, который обеспечивает выключение дизеля при увеличенных износах подшипников и шеек коленчатого вала. При помощи простых специальных устройств осуществлено охлаждение шеек коленчатого вала.

К числу существенных недостатков главного дизеля следует отнести применение медной прокладки для уплотнения цилиндрической крышки; такая прокладка не обеспечивает надлежащего уплотнения, вследствие чего наблюдаются случаи попадания воды в полость цилиндров. Система охлаждения не позволяет поддерживать темпе-



Фиг. 5. Кривые касательной мощности, силы тяги и удельного сопротивления движению дизельпоезда в зависимости от скорости: 1 — мощность по данным завода; 2 — тоже по результатам испытания; 3 — сила тяги по данным завода; 4 — тоже по результатам испытания; 5 — удельное сопротивление движению

ратуру охлаждающей воды по выходе из дизеля на уровне 70 — 80°. В целях более широкого диапазона температур охлаждающей воды желательно охладить масло специально выделенными водяными секциями холодильника. Система фильтрации смазки не имеет частичной тонкой очистки, как это принято в современных системах



Фиг. 6. Средний ток генератора и скорость поезда в зависимости от подъёма: 1—ток при 6-вагонном поезде; 2—тоже при 8-вагонном поезде; 3—скорость при 6-вагонном поезде; 4—тоже при 8-вагонном поезде

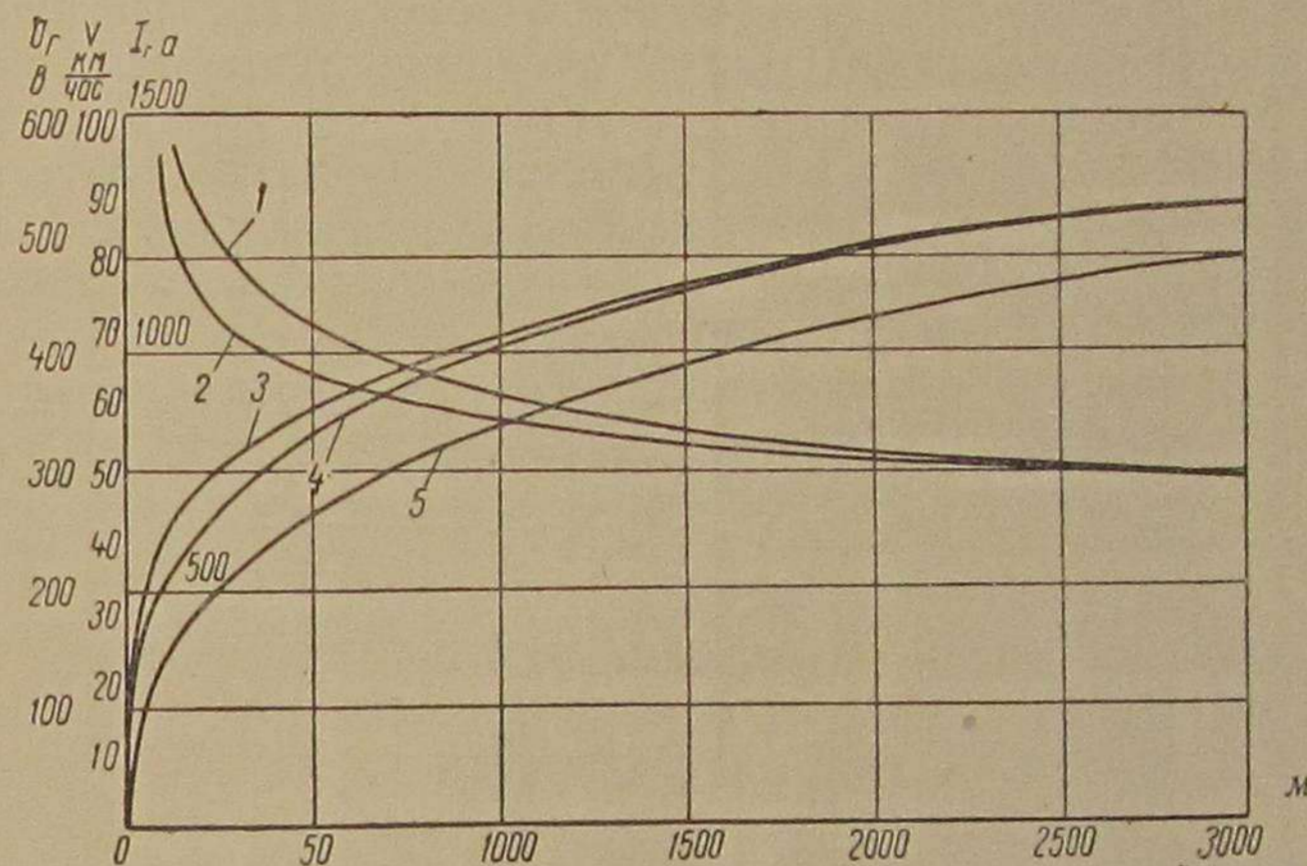
достаточно увязаны характеристики работы регулятора дизеля и аппаратов, управляющих регулированием возбуждения генератора. Система автоматического регулирования не компенсирует полностью влияния изменения температуры машин и аппаратов на режим работы силовых установок. При испытаниях поезда на предельном положении контроллера было отмечено колебание мощности установок от изменения температуры машин и аппаратов в среднем на 7—8%. На промежуточных положениях контроллера изменение мощности от указанных причин будет ещё значительней. Мощность и число оборотов силовой установки при одних и тех же положениях контроллера не всегда одинаковы.

смазки двигателей внутреннего сгорания. Это приводит к преждевременному загрязнению смазки. Вкладыши подшипников коленчатого вала не взаимозаменяемы. Наблюдается частое разрушение сеток фильтров тонкой очистки топлива. Рвутся форсуночные трубки в местах припайки ниппеля. Наружные жалюзи водяного холодильника выполнены незакрывающимися, что вызывает опасность замораживания воды в трубках холодильника в зимнее время.

Система автоматического регулирования дизель-генераторной установки при всей своей сложности недостаточно чувствительна и выполняет свою задачу не вполне удовлетворительно; не обеспечивается стабильная, жёсткая зависимость между подачей топлива, числом оборотов дизель-генератора и электрической мощностью; не-

Учитывая, однако, что дизельный поезд работает в ограниченном диапазоне скоростей, а также имея в виду, что мощность дизель-генераторных установок даже при неполном их использовании вполне достаточна для движения шестивагонного поезда с установленными для него скоростями, систему регулирования можно считать практически допустимой.

Для увеличения эффективности эксплуатации дизельных поездов принято решение об увеличении количества вагонов в составе. В этом случае в целях более полного и стабильного использо-



Фиг. 7. Кривые зависимости скорости поезда, тока и напряжения генераторов моторных вагонов от пути при разгоне поезда:

ток генератора: 1 — моторного вагона № 66; 2 — моторного вагона № 61; напряжение генератора: 3 — моторного вагона № 66; 4 — моторного вагона № 61; 5 — скорость поезда

вания мощности дизель-генераторных установок в поездах последующего выпуска, особенно в случае увеличения их веса, следует, не изменяя принципиальной схемы устройства автоматики, улучшить рабочие характеристики аппаратов автоматического регулирования, а также пересмотреть характеристику системы возбуждения главного генератора для улучшения внешней характеристики последнего.

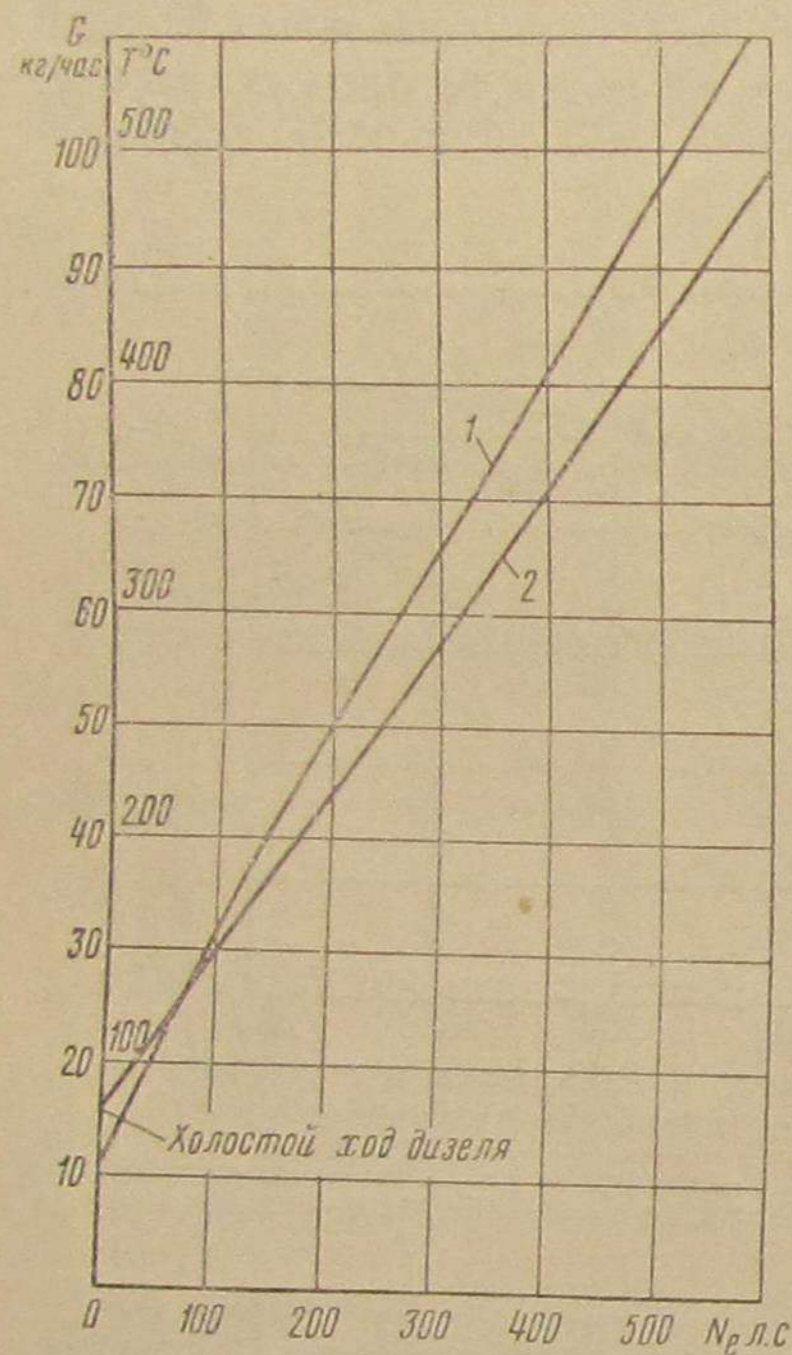
Во время опытной эксплуатации дизельных поездов было замечено появление трещин в рамах тележек. В результате статических и динамических испытаний тележек, произведённых вагонным отделением ЦНИИ, было выяснено, что рамы являются недостаточно прочными вследствие конструктивных недостатков, а также некачественной сборки. В частности по данным статических испытаний в косынках среднего узла рамы двухосной тележки напряжения составляют 2660 кг/см<sup>2</sup>, что превышает допустимые 1900 кг/см<sup>2</sup>. Динамические испытания подтвердили результаты статических испытаний. Наибольшие динамические напряжения в сумме со статическими составили 3737 кг/см<sup>2</sup>, что значительно превышает допустимые для данного материала напряжения. Высокие динами-

ческие напряжения в раме трёхосной тележки являются результатом некачественной пригонки опорных скользунов кузова и тележки.

При опытных поездках дизельного поезда наблюдался беспокойный ход вагонов. Проведённые вагонным отделением ЦНИИ динамические испытания показали неудовлетворительную плавность хода вагонов дизельного поезда, уступающую плавности хода пассажирского цельнометаллического вагона.

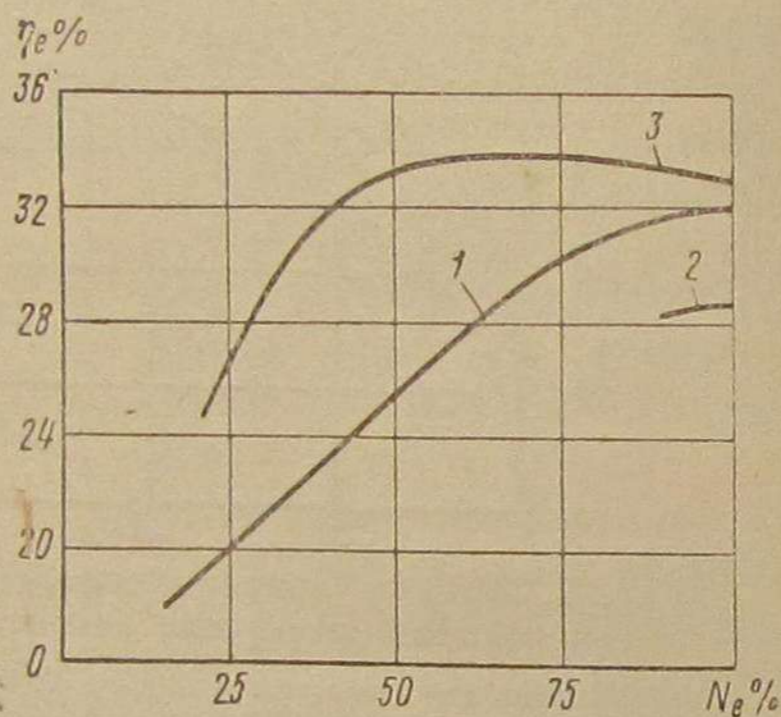
Установленные на тележках моторных вагонов амортизаторы не исключают резонансного колебания концевой части этого вагона на рессорах.

Установленные на тележках моторных вагонов амортизаторы не исключают резонансного колебания концевой части этого вагона на рессорах.



Фиг. 8. Кривые зависимости от мощности:

1 — расхода жидкого топлива главным дизелем; 2 — температуры отработавших газов главного дизеля



Фиг. 9. Эффективный коэффициент полезного действия дизелей локомотивов:

1 — главного дизеля поезда при  $n=1020-1150$  об/мин.; 2 — форкамерного дизеля тепловоза Д<sup>б</sup> при  $n=625$  об/мин.; 3 — дизеля Д50 тепловоза ТЭ2 при  $n=740$  об/мин. и 8-м положении контроллера

Наличие конструктивных недостатков в подвешивании моторного вагона приводит к большим колебаниям кузова в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В результате плавность хода этих вагонов, особенно хвостового, получается не лучше, чем у грузовых вагонов.

Следует отметить также наличие чрезмерного шума в машинном помещении моторного вагона, достигающего 112 дцб, и в кабине машиниста — 95 дцб, что превосходит нормы, допускаемые охраной труда.

Дизельный поезд снабжён климатической установкой для отопления вагонов в холодное время года и охлаждения их при высоких наружных температурах воздуха. Система водо-воздушного отопления осуществляет подачу в вагон вентиляционной системой

смеси свежего и рециркуляционного воздуха, нагретой в калорифере в пропорции, определяемой условиями поддержания в вагоне заданной температуры. Регулирование подаваемых в вагон количеств рециркуляционного и наружного воздуха происходит автоматически с помощью термостата. Нагревание воды, поступающей в калорифер, происходит в котле, работающем на дизельном топливе.

Испытания этой системы показали, что она является далеко не совершенной. При работе системы отопления в зимний период имеют место недопустимые перепады температур по высоте купе, превышающие в 3—4 раза гигиенические нормы. Так, например, при средней наружной температуре  $-28,2^\circ$  при одном из замеров в нижней по высоте части купе было  $+8^\circ$ , в средней  $+18,8^\circ$  и в верхней части купе  $+23,0^\circ$ . Вследствие этого пассажиры верхних диванов находятся в пространстве с повышенной температурой, в то время как пассажиры нижних диванов ощущают холод. Кроме того, опытная эксплуатация дизельных поездов показала, что принятая система отопления не экономична, сложна, не надёжна в работе и не безопасна в пожарном отношении. Система, принятая в наших цельнометаллических вагонах, несомненно более целесообразна.

Система холодильной части климатической установки дизельного поезда осуществляет подачу в вагон воздуха, охлаждённого в ребристом испарителе. Низкая температура в испарителе поддерживается с помощью компрессионной системы с электрическим приводом, работающей на газе фреон. Работа установки производится полностью автоматически с помощью термостатов.

Испытания климатической установки показали, что выбранный принцип охлаждения воздуха и системы, работающей на газе фреон, можно считать правильным. Однако производительность холодильной установки чрезмерно велика, составляя 40 000 ккал/час вместо требуемых 20 000 ккал/час, полностью не используется и поэтому экономически не выгодна. При существующей недостаточной теплоустойчивости кузова вагона требуется подавать в вагон воздух с чрезмерно низкой температурой. В результате этого температурный перепад превышает величину, требуемую по санитарно-гигиеническим условиям, и создаёт неудобства для пассажиров.

Описанный дизельный поезд по своему оборудованию, системе автоматического управления и тяговым характеристикам представляет технический интерес. Однако ряд существенных недостатков, указанных выше, и неудобство эксплуатации не позволяют выбрать его в качестве одного из типовых видов дизель-электрического транспорта для пассажирских перевозок на железных дорогах Советского Союза.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич А. М., Попов Г. В. Результаты испытаний тепловоза серии Д<sup>б</sup>. Трансжелдориздат, 1949.
2. Хохлов Т. Н., Платонов Е. В. Тепловоз серии ТЭ2. Трансжелдориздат, 1952.



## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие . . . . .	3
<i>Т. Н. Хохлов, А. А. Пойдо, Н. А. Фуфрянский, А. И. Володин.</i> Газогенераторные тепловозы . . . . .	5
<i>Б. К. Васильев.</i> Исследование процесса сгорания тепловозного четырёхтактного двигателя, работающего на смешанном топливе . . . . .	52
<i>Т. Н. Хохлов, Е. В. Платонов.</i> Усовершенствование элементов электрической схемы тепловозов серий ТЭ1 и ТЭ2 . . . . .	76
<i>Н. В. Горохов, К. И. Рудая, С. М. Доманицкий.</i> Исследование схемы с магнитным усилителем . . . . .	98
<i>И. Г. Кокошинский, В. А. Цареградский, К. А. Греков.</i> Борьба с пригоранием поршневых колец двигателя Д50 . . . . .	133
<i>Е. В. Платонов, И. И. Нарских.</i> Результаты тягово-теплотехнических испытаний дизельного поезда . . . . .	162

Технический редактор *П. А. Хитров*

Сдано в набор 26/1 1954 г. Подписано к печати 10/IV 1954 г. Бумага 60×92<sup>1</sup>/<sub>16</sub>  
 Бумажных листов 5,5 Печ. листов 11 (1 вкл.) Уч.-изд. листов 10,96 Тираж 3000 экз.  
 Т 02194 ЖДИЗ18632 Заказ 102 Цена без переплёта 7 р. 70 к. Переплёт 1 р. 50 к.

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