

335951

ТРУДЫ ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ДИЗЕЛЬНОГО ИНСТИТУТА

вписан

237116 п. 2

ВЫПУСК 8

**ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ
ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ**

ЧАСТЬ III

**А. А. ОЖИГОВ, О. С. АМЕЛЬКИН,
З. М. МИНКИН**

**ПРИМЕНЕНИЕ НАДДУВА
В ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ
УСТАНОВКАХ**

2



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1932 ЛЕНИНГРАД

ТРУДЫ ВСЕСОЮЗНОГО НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ДИЗЕЛЬНОГО ИНСТИТУТА

ВЫПУСК 8

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРОВ

621

ЧАСТЬ III

А. А. ОЖИГОВ, О. С. АМЕЛЬКИН,
З. М. МИНКИН

Не выдается
до дому

ПРИМЕНЕНИЕ НАДДУВА
В ТРАНСПОРТНЫХ ГАЗОГЕНЕРАТОРНЫХ
УСТАНОВКАХ

249526

№ 325951
19 3 33 р.
XII



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1932 ЛЕНИНГРАД

СОДЕРЖАНИЕ.

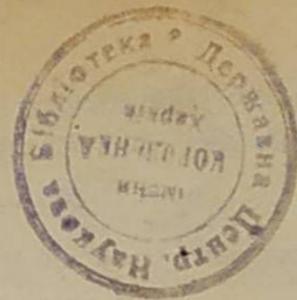
	Стр.
Потеря мощности двигателей, переводимых на газ	3
Влияние теплотворной способности	3
Влияние коэффициента подачи	6
Влияние понижения механического коэффициента полезного действия	7
Опытные данные	8
Способы повышения мощности	8
Повышение степени сжатия	9
Надув	10
Увеличение мощности при надуве	13
Описание установки	21
Методика испытаний	22
Предварительные испытания	22
Снятие предельных характеристик	23
Снятие дроссельных характеристик	23
Испытания двигателя „Икегай“ с применением наддува	23
Снятие предельных характеристик при постоянном давлении наддува	24
Снятие кривых мощностей при разных давлениях наддува	24
Экспериментальные данные и их оценка	25
Приложение. Фотографии отдельных частей установки по надуву	38

Сдано в набор 22 апреля 1932 г.
 Поступило к печати 19 июля 1932 г.
 Формат бумаги 72 × 105.
 Количество бумажных листов 1 1/4.
 Количество печатных знаков в бум. листе 144768.
 Инд. ЭТ-45-5-4.
 Левгорлит № 45856.

Ответственный редактор Д. Д. Скворцов.
 Технический редактор Е. Г. Доскач.

ОПТИ № 580/Л.
 Заказ № 558, Тираж 2000 экз.

8-я типография ОГИЗа РСФСР „Красный Печатник“, Ленинград, Международная пр., 75а.



ПОТЕРЯ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ, ПЕРЕВОДИМЫХ НА ГАЗ.

Перевод двигателей легкого жидкого топлива на газ сопряжен с целым рядом затруднений, из которых основным является потеря двигателем мощности при работе на газу.

Потеря эта находится в зависимости от многих причин, но определяющими факторами являются следующие:

- 1) низкая теплотворная способность газовой рабочей смеси;
- 2) понижение коэффициента подачи, вызываемое чрезвычайно большой трудностью осуществления совершенного охлаждения газовой смеси;
- 3) понижение механического коэффициента полезного действия.

Рассмотрим влияние каждого из этих факторов на потерю мощности.

Влияние теплотворной способности.

Так как в цилиндры двигателя в процессе всасывания поступает смесь топлива с таким количеством воздуха, которое обеспечивает полное сгорание топлива, то на действительное количество тепла, выделившегося за один рабочий цикл, оказывает влияние не теплотворная способность самого топлива, а теплотворная способность, отнесенная к единице объема рабочей смеси. Мощность же, развиваемая двигателем, при неизменности прочих условий находится в прямой пропорциональности с количеством выделенного внутри цилиндра двигателя тепла. Таким образом для данного двигателя мы можем, в первом приближении, считать отношение индикаторных мощностей равным отношению теплотворных способностей рабочей смеси.

$$\frac{N_i^z}{N_i^ж} = \frac{H_g^z}{H_g^ж}, \quad (1)$$

где: N_i^z — индикаторная мощность двигателей, работающих на газу,
 $N_i^ж$ — индикаторная мощность двигателей, работающих на жидком топливе,
 H_g^z — теплотворная способность 1 м³ газовой рабочей смеси,
 $H_g^ж$ — теплотворная способность 1 м³ жидкого топлива.

Для газообразного топлива теплотворная способность 1 м³ рабочей смеси:

$$H_g^z = \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} \text{ кал/м}^3, \quad (2)$$

где H_u — низшая теплотворная способность 1 м³ газового топлива,
 L_0 — теоретическое количество воздуха в кубических метрах, необходимое для полного сгорания 1 м³ топлива,
 α — коэффициент избытка воздуха.
 Для жидкого топлива, если пренебречь объемом самого топлива:

$$H_g^ж = \frac{h_u}{\alpha L_0} \text{ кал/м}^3, \quad (2a)$$

где: h_u — низшая теплотворная способность 1 кг жидкого топлива в калориях,
 L_0 — теоретическое количество воздуха в кубических метрах для сгорания 1 кг топлива.

Подсчитаем значения H_g для различных топлив.

Для бензина удельного веса $\gamma \cong 0,71$ с теплотворной способностью (нижней):

$$h_u = 10\,400 \text{ кал/кг.}$$

Необходимое теоретическое количество воздуха:

$$L_0 = 12,8 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Так как бензиновые двигатели обычно работают с чрезвычайно малым коэффициентом избытка воздуха, то можно считать:

$$\alpha \cong 1,1.$$

$$H_g^{\sigma} = \frac{10400}{1,1 \cdot 12,8} = 740 \text{ кал/м}^3.$$

Для керосина удельного веса $\gamma \cong 0,82$ с нижней теплотворной способностью:

$$h_u = 10\,200 \text{ кал/кг.}$$

Теоретическое количество воздуха:

$$L_0 = 12,8 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Керосиновые (карбюраторные) двигатели обычно работают с коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha \approx 1,2.$$

Таким образом,

$$H_g^{\kappa} = \frac{h_u}{\alpha L_0} = \frac{10200}{1,2 \cdot 12,8} = 665 \text{ кал/м}^3.$$

Для генераторного газа (здесь взят генератор транспортного типа), в виду колебания состава газа, подсчет проводится для двух вариантов:

1) с теплотворной способностью $H_u = 910 \text{ кал/м}^3$,

2) с теплотворной способностью $H_u = 1050 \text{ кал/м}^3$.

Средний состав газа (по опытным данным ВНИДИ):

1) CO = 20%	2) CO = 24%
H ₂ = 8%	H ₂ = 9%
CH ₄ = 2%	CH ₄ = 2%
O ₂ = 0,5%	O ₂ = 0,5%
CO ₂ = 8%	CO ₂ = 4%
N ₂ = 61,5%	N ₂ = 60,5%
<hr/>	<hr/>
1 м ³ = 100%	1 м ³ = 100%

Теоретическое количество кислорода, необходимое для сгорания газообразного топлива, вычисляется по формуле:

$$S_{\min} = \left\{ \frac{\text{CO}}{2} + \frac{\text{H}_2}{2} + \sum \left[\left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n \right] - \text{O}_2 \right\} \text{ м}^3 \text{ кислорода/м}^3 \text{ газа.}$$

Для варианта:

1) $S_{\min} = 0,175 \text{ м}^3 \text{ O}_2/\text{м}^3 \text{ газа,}$

2) $S_{\min} = 0,20 \text{ м}^3 \text{ O}_2/\text{м}^3 \text{ газа.}$

Необходимое количество воздуха:

1) $L_0 = 0,84 \text{ м}^3 \text{ возд./м}^3 \text{ газа,}$

2) $L_0 = 0,95 \text{ м}^3 \text{ возд./м}^3 \text{ газа.}$

Теплотворная способность 1 м³ газа (принимая по Брюллингу):

$$H_u(\text{CO}) = 2800 \text{ кал/м}^3,$$

$$H_u(\text{H}_2) = 2360 \text{ кал/м}^3,$$

$$H_u(\text{CH}_4) = 7820 \text{ кал/м}^3.$$

1) $H_u = 2800 \text{ CO} + 2360 \text{ H}_2 + 7820 \text{ CH}_4 \cong 910 \text{ кал/м}^3,$

2) $H_u \cong 1050 \text{ кал/м}^3.$

Принимая коэффициент избытка воздуха при работе на газу $\alpha = 1,0$, получим теплотворную способность 1 м³ рабочей смеси для варианта:

$$1) H_g^{\sigma} = \frac{H_u}{1 + L_0} = \frac{910}{1 + 0,84} = 495 \text{ кал/м}^3,$$

$$2) H_g^{\sigma} = \frac{H_u}{1 + L_0} = \frac{1050}{1 + 0,95} = 540 \text{ кал/м}^3.$$

Сравнивая полученные результаты с бензином, мы получаем для варианта:

1) $\frac{H_g^{\sigma}}{H_g^{\sigma}} = 0,67$, что означает потерю мощности в 33%,

2) $\frac{H_g^{\sigma}}{H_g^{\sigma}} = 0,73$, т. е. потеря мощности равна 27%.

По отношению к керосину мы имеем для варианта:

1) $\frac{H_g^{\sigma}}{H_g^{\kappa}} = 0,75$, т. е. потеря мощности равна 25%.

2) $\frac{H_g^{\sigma}}{H_g^{\kappa}} = 0,81$, т. е. потеря мощности равна 19%.

Обращаясь к среднему индикаторному давлению P_i , мы получаем следующее: Среднее индикаторное давление может быть вычислено по формуле: ¹

$$P_i = \frac{427}{10000} H_g \eta_v \eta_i \quad (3)$$

Здесь: η_v — коэффициент подачи,

η_i — индикаторный коэффициент полезного действия.

Принимая здесь коэффициенты η_v и η_i одинаковыми для жидкого топлива и газа и полагая

$$\eta_v \cong 0,82,$$

$$\eta_i \cong 0,25,$$

мы получим для бензина:

$$P_i^{\sigma} = 6,5 \text{ кг/см}^2,$$

для керосина:

$$P_i^{\kappa} = 5,8 \text{ кг/см}^2.$$

На газу для варианта:

$$1) P_i^{\sigma} = 4,33 \text{ кг/см}^2.$$

$$2) P_i^{\sigma} = 4,70 \text{ кг/см}^2.$$

Все полученные нами данные собраны в таблице 1.

¹ Дуббель, Двигатели внутреннего сгорания, 1927, стр. 58.

Таблица 1.

Топливо	H_u	L_0	α	H_g	P_i	Потери мощности в % по отнош. к	
						бензину	керосину
Газ, вариант № 1	910 кал/м ³	0,84 м ³ /м ³	1,0	495 кал/м ³	4,33 кг/см ²	33	25
" " № 2	1050 "	0,95 "	1,0	540 "	4,7 "	27	19
Бензин	10 400 кал/кг	12,8 м ³ /кг	1,1	665 "	5,8 "		
Керосин	10 200 "	12,8 "	1,2	74 "	6,5 "		

Таким образом потеря мощности вследствие понижения теплотворной способности рабочей смеси колеблется, в зависимости от качества жидкого топлива и газа, в пределах от 19 до 33%. Как средняя величина, эта потеря может быть принята равной: для бензина — 30%, для керосина — 22%.

Влияние коэффициента подачи.

На величину коэффициента подачи, при переходе на газ, влияют два фактора:

- 1) понижение начального давления всасывания вследствие увеличения сопротивления во всасывающей системе (генератор, очиститель, холодильник и т. д.);
- 2) повышение начальной температуры всасывания вследствие невозможности совершенного охлаждения газа (необходимость чрезвычайно больших поверхностей охлаждения вследствие относительно малых перепадов температуры).

Не касаясь подробного вывода выражения для коэффициента подачи (это будет сделано ниже) и пренебрегая влиянием остаточных газов, мы можем здесь воспользоваться формулой приведения: ¹

$$N_i^i = N_i^j \frac{p'}{p} \cdot \frac{T}{T'} \quad (4)$$

где N_i^i — индикаторная мощность двигателя на газу при условиях всасывания на жидком топливе,

N_i^j — то же, при условиях всасывания на газу,

p — давление всасывания на жидком топливе,

p' — давление всасывания на газу,

T — абсолютная температура всасывания на жидком топливе,

T' — абсолютная температура смеси на газу.

Так как разность между p и p' невелика, то можно принять:

$$\frac{p'}{p} = 1,$$

и тогда

$$N_i^i = N_i^j \frac{T}{T'} \quad (4a)$$

Принимаем: температуру всасывания на жидком топливе $t = 15^\circ\text{C}$, $T = 288^\circ\text{C}$ абс. (при работе на бензине без подогрева эта температура будет несколько ниже); температуру смеси при работе на газу следует принять не ниже 50°C , так как дальнейшее охлаждение газа встречает большие затруднения и в действительных условиях работы неосуществимо.

Следовательно:

$$N_i^i = N_i^j \cdot \frac{273 + 15}{273 + 50} = 0,89 N_i^j.$$

Таким образом потеря мощности, связанная с понижением H_g и η_i , получится из выражения:

$$\frac{N_i^i}{N_i^j} = \frac{H_g^i}{H_g^j} \cdot \frac{T}{T'} \quad (5)$$

Для бензина, при среднем $\frac{H_g^i}{H_g^j} = 0,70$,

$$\frac{N_i^i}{N_i^j} = 0,62,$$

т. е. потеря мощности равна 38%.

Для керосина, при среднем $\frac{H_g^i}{H_g^j} = 0,78$,

$$\frac{N_i^i}{N_i^j} = 0,69$$

и потеря мощности равна 31%.

Влияние понижения механического коэффициента полезного действия.

Согласно произведенным опытам, ¹ работа трения при данном числе оборотов зависит только от размеров машины и остается почти неизменной при разных нагрузках.

Следовательно, при переходе на газ, работу трения N_r можно считать неизменившейся, N_i понижается, и отношение $\frac{N_r}{N_i}$ возрастает.

Механический коэффициент полезного действия выражается:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_r}{N_i} \quad (6)$$

и при возрастании $\frac{N_r}{N_i}$ — η_m соответственно понизится.

Если принять для бензина:

$$\eta_m^j = 0,80 \text{ и } N_i^i = 0,62 N_i^j;$$

т. е.

$$\frac{N_r}{N_i} = 0,20,$$

для газа:

$$\eta_m^i = 1 - \frac{N_r}{N_i} \cdot \frac{1}{0,62} = 1 - 1,6 \frac{N_r}{N_i},$$

$$\eta_m^i = 1 - 0,32 = 0,68;$$

отношение

$$\frac{\eta_m^i}{\eta_m^j} = 0,85.$$

Отношение эффективных мощностей

$$\frac{N_e^i}{N_e^j} = \frac{H_g^i}{H_g^j} \cdot \frac{T}{T'} \cdot \frac{\eta_m^i}{\eta_m^j} = 0,525,$$

т. е. полная потеря мощности составляет 47,5%.

¹ Stodola, V.D.I., 1928, т. LXXII, № 13.

Для керосина:

$$N_3^1 = 0,69,$$

$$\eta_m^1 = 0,71,$$

$$\frac{\eta_m^2}{\eta_m^1} = 0,89$$

$$\frac{N_3^2}{N_3^1} = 0,61.$$

Полная потеря мощности составляет 39%.

Из приведенных выше приближенных расчетов можно заключить, что при переходе с жидкого топлива на газ, без изменения конструкции и размеров двигателя, полная потеря мощности колеблется в пределах от 39 до 48%.

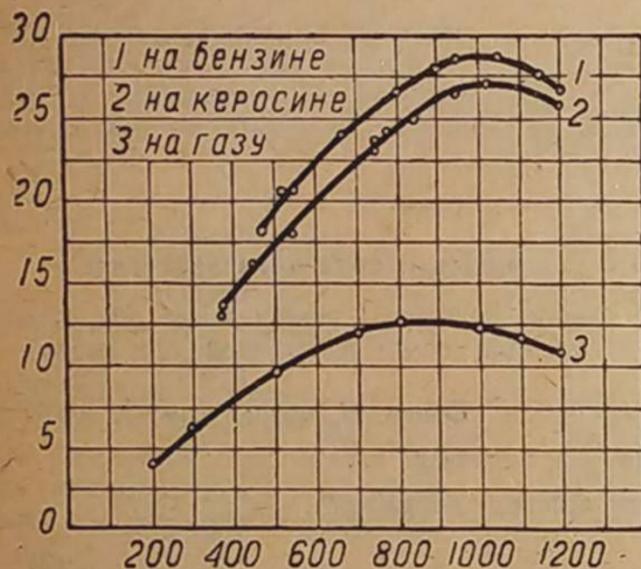


Рис. 1. Внешние характеристики двигателя „Икегай“.

Аналогичные результаты были получены и на тракторном двигателе „Fordson“, на котором производились испытания с газогенераторами различных систем.

СПОСОБЫ ПОВЫШЕНИЯ МОЩНОСТИ.

Не вдаваясь здесь в подробное исследование вопроса, нужно отметить, что потеря двигателем мощности до 50% весьма неблагоприятно отражается на динамических и эксплуатационных качествах транспортных агрегатов, и этот фактор ставит под сомнение самую идею перевода последних на газогенераторное топливо.

Поэтому естественным является вопрос о подыскании наиболее рационального способа повышения мощности газогенераторного двигателя с целью компенсации потерь.

Здесь следует указать три возможных способа повышения мощности двигателя:

- 1) увеличение литража цилиндров с одновременным повышением степени сжатия;
- 2) увеличение степени сжатия без изменения основных размеров двигателя;
- 3) повышение мощности увеличением веса заряда (наддув).

Первый способ должен быть исключен из нашего рассмотрения, так как он в конечном счете означает не перевод существующих двигателей с жидкого топлива

на твердое, а замену, их совершенно новыми специально для газа построенными, двигателями или во всяком случае сильно переделанными конструкциями. Для данного частного случая этот способ повышения мощности отпадает, так как согласно поставленному заданию следует повысить мощность существующего двигателя, не изменяя его конструкции.

Повышение степени сжатия.

С увеличением степени сжатия повышается термический коэффициент полезного действия, и следовательно увеличивается мощность двигателя.

Термический коэффициент полезного действия η_t вычисляется по формуле (для цикла Отто)

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

где ϵ — степень сжатия,

k — показатель кривой сжатия.

На таблице 2 даны значения η_t при различных ϵ и k .

Таблица 2.

$\epsilon \backslash k$	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10
1,20	0,129	0,167	0,197	0,221	0,242	0,260	0,275	0,301	0,322	0,340	0,356	0,369
1,25	0,159	0,205	0,270	0,269	0,293	0,313	0,331	0,361	0,385	0,405	0,423	0,438
1,30	0,188	0,241	0,281	0,313	0,340	0,363	0,383	0,416	0,442	0,464	0,483	0,499
1,35	0,216	0,274	0,319	0,355	0,384	0,409	0,431	0,466	0,494	0,517	0,537	0,553
1,40	0,248	0,313	0,363	0,402	0,434	0,460	0,483	0,520	0,550	0,574	0,594	0,610

Несмотря на непрерывное возрастание η_t , итти особенно далеко в направлении повышения ϵ нельзя.

Важнейшим фактором, определяющим предел повышения степени сжатия у двигателей, переводимых на газ, является необходимость запуска и возможность работы их на бензине. Это ограничивает степень сжатия пределом $\epsilon = 5,0$.

Для чисто газовых двигателей верхний предел степени сжатия обуславливается максимальными давлениями сгорания, опасностью самовоспламенения, а также опасностью появления детонационных взрывов, и как крайний предел может быть принят $\epsilon = 7,0$.

Посмотрим, какие получаются выгоды, в смысле повышения мощности у двигателей, переводимых с жидкого топлива на газ, при увеличении степени сжатия до верхнего предела $\epsilon = 7,0$.

Степень сжатия нормального двигателя жидкого топлива, предназначенного для работы на керосине и на низких сортах бензина, колеблется в пределах от 3,5 до 4,5 и в среднем равна 4,0.

При показателе кривой сжатия (если принимать его одинаковым для жидкого топлива и газа) $k = 1,35$, мы получим для жидкого топлива при $\epsilon = 4,0$, $k = 1,35$,

$$\eta_t = 0,384,$$

для газа при $\epsilon = 7,0$, $k = 1,35$,

$$\eta_t' = 0,494.$$

Отношение этих коэффициентов $\frac{\eta_t'}{\eta_t} = 1,29$ дает увеличение η_t на 29%.

Полагая в первом приближении повышение отдачи двигателя пропорциональным повышению η_e и принимая мощность двигателя на газу, без изменения степени сжатия, равной 50% от бензиновой мощности,

$$N_g^s = 0,50 N_g^b$$

при степени сжатия $\epsilon = 7,0$, получаем:

$$N_g^s = 0,50 N_g^b \cdot 1,29 = 0,645 N_g^b,$$

т. е. мощность на газу возрастет до 64,5% от бензиновой и потеря мощности составит 35,5%.

Насколько точно последние цифры соответствуют действительности, можно проверить только непосредственными опытами, но последние, к сожалению, не могли быть проведены во ВНИДИ за отсутствием соответствующих агрегатов.

Некоторые авторы (Бриллинг и др.) утверждают, что действительная отдача двигателя при повышении степени сжатия растет несколько медленнее термического коэффициента полезного действия. Другие же (Энох), наоборот, утверждают, что эта отдача растет быстрее термического коэффициента полезного действия.

Во всяком случае, из расчета можно видеть, что столь сильное увеличение степени сжатия (с $\epsilon = 4,0$ до $\epsilon = 7,0$), осуществление которого связано с большими техническими и практическими трудностями, не дает нам полной компенсации потери мощности.

Наддув.

Удельная мощность. Циклом с наддувом называется цикл с повышенным давлением начала сжатия, следствием которого является увеличение веса заряда двигателя, т. е. одновременное повышение весового количества подводимого воздуха и топлива.

Повышение начального давления достигается путем предварительного сжатия воздуха или же всей рабочей смеси в специальном компрессоре, приводимом в действие от самого двигателя, от отдельного агрегата или же с помощью турбины выхлопных газов (система Бюхи).

Применение наддува имеет то преимущество, что здесь повышение мощности происходит за счет увеличения удельной мощности двигателя, т. е. при сохранении неизменными размеров цилиндра.

Рассмотрим здесь подробнее понятие удельной мощности, имеющее столь важное значение для транспортных двигателей.¹

Если мощность двигателя равна N , то работа за один рабочий цикл выразится: $75 N \cdot t$, где t — продолжительность рабочего цикла в секундах.

С другой стороны, работа за один рабочий цикл выражается:

$$F \cdot S \cdot p = 10 V \cdot p,$$

где V — общий рабочий объем всех цилиндров в метрах,

p — среднее рабочее давление в кг/см^2 ,

S — ход поршня в метрах.

Следовательно,

$$75 N t = 10 V p$$

или

$$N = \frac{2 V p}{15 t} \quad (7)$$

Уравнение (7) действительно для всех типов двигателей, независимо от цикла, по которому они работают.

¹ Зейлигер. Дизеля повышенной мощности.

При этом, если p — среднее индикаторное давление, то уравнение дает нам N_i ; если p — эффективное давление, мы получаем N_e .

Удельная мощность двигателя — это мощность, отнесенная к единице рабочего объема (литру), т. е.

$$N' = \frac{N}{V} = \frac{2}{15} \cdot \frac{p}{t} \quad (7a)$$

и

$$N = N' \cdot V. \quad (7b)$$

Как видно из формулы (7b), для увеличения общей мощности двигателя необходимо увеличить или рабочий объем цилиндров V или же удельную мощность N' ; для нас представляет интерес только последнее.

Увеличение удельной мощности может быть осуществлено либо путем уменьшения продолжительности одного рабочего цикла t , либо путем увеличения среднего давления на поршень p . Уменьшение t может быть достигнуто при 4-тактном процессе только за счет увеличения числа оборотов, но здесь мы встречаемся со следующими двумя основными затруднениями:

1) быстрое падение коэффициента подачи с увеличением числа оборотов вследствие увеличения гидравлических потерь на всасывании;

2) нарушение с повышением числа оборотов как динамики самого двигателя, так и механизма, приводимого в действие этим двигателем.

Эти два обстоятельства не позволяют идти по пути увеличения числа оборотов сверх определенного предела.

Остается рассмотреть способ увеличения среднего давления на поршень, которое осуществляется путем наддува.

Большое распространение получил этот способ в применении к авиационным двигателям, двигателям Дизеля большой мощности (стационарным и судовым), несколько меньше — в применении к большим газовым машинам. В отношении же мелких газовых двигателей и двигателей, переводимых с жидкого топлива на газ, этот способ еще не был применен, и поэтому никаких литературных данных по этому вопросу нет. С целью получения хотя бы минимальных опытных данных и была поставлена во ВНИДИ работа по наддуву.

Характеристические величины цикла с наддувом. Цикл с наддувом может быть осуществлен следующими двумя способами:

- 1) при неизменной степени сжатия (тепловая диаграмма неизменна);
- 2) с изменением степени сжатия (изменение размеров камеры сгорания).

В нашем случае, как уже было указано, важен первый способ, основное преимущество которого заключается в том, что он при неизменной температуре всасывания дает возможность длительного повышения мощности двигателя без повышения характеристических температур цикла (конца сжатия, сгорания и т. д.). Последнее обстоятельство гарантирует надежную работу двигателя. Однако, несмотря на неизменность тепловой диаграммы, повышение мощности может быть продолжено только до определенного предела, обусловленного следующими причинами:

1) увеличением конечного давления сжатия, а следовательно и давления сгорания, возрастающим с повышением начального давления;

2) увеличением термических напряжений стенок цилиндров и поршней, так как при повышении мощности возрастает количество выделившегося за тот же промежуток времени тепла;

3) возрастанием расхода мощности на предварительное сжатие при повышении начального давления наддува.

Задачей настоящей работы является, во-первых, определение зависимости между давлением наддува и развиваемой двигателем на газу мощностью и, во-вторых, определение такого давления наддува, при котором получается компенсация потери мощности.

Рассмотрим здесь вкратце основные характеристические величины цикла с наддувом.

В дальнейшем будем снабжать величины, относящиеся к циклу без наддува, значком „о“ вверху, а величины, относящиеся к циклу с наддувом, — значком „н“.

Термический коэффициент полезного действия η_t остается без изменения при переходе на наддув:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\Sigma^{n_1}}, \quad (8)$$

где n_1 — показатель кривой сжатия.

При $\Sigma = \text{const}$ и $n_1 = \text{const}$

$$\eta_t^n = \eta_t^0. \quad (8a)$$

Если обозначим давление в начале сжатия, соответственно для обоих циклов, через p_a^0 и p_a^n , причем

$$p_a^n = k \cdot p_a^0, \quad (9)$$

где k — коэффициент, показывающий степень наддува, то давление в конце сжатия

$$p_c^n = p_a^n \Sigma^{n_1} = k \cdot p_c^0, \quad (10)$$

т. е. p_c^n повышается пропорционально повышению начального давления.

Принимая температуры начала сжатия $T_a^n = T_a^0$, получим температуру конца сжатия

$$T_c^n = T_a^n \cdot \Sigma^{n_1-1} = T_c^0, \quad (11)$$

т. е. температура конца сжатия одинакова для обоих циклов.

Температура сгорания T_z для цикла Отто определяется из уравнения:

$$\xi H_u = \left(1 + \frac{x}{\beta}\right) \sum C_{mv} T_z - (1+x) \sum C_{mv} \cdot T_c, \quad (12)$$

где C_{mv} — суммарная теплоемкость сжатой смеси.

C_{mv} — суммарная теплоемкость продуктов сгорания,

x — коэффициент остаточных газов,

β — коэффициент молекулярного изменения,

H_u — низшая теплотворная способность топлива,

ξ — коэффициент тепловыделения.

Если принять неизменными величины: C_x , x и β , то T_z определится величиной T_c и H_u , и вследствие равенства последних для обоих циклов можно написать:

$$T_z^n = T_z^0. \quad (12a)$$

Максимальное давление сгорания:

$$p_z^n = p_c^n \cdot \frac{R_z}{R_c} \cdot \frac{T_z^n}{T_c^n} = k \cdot p_z^0, \quad (13)$$

где R — газовая постоянная.

Повышение давления сгорания также пропорционально повышению начального давления.

Давление конца расширения

$$p_e^n = \frac{p_z^n}{\Sigma^{n_2}} = k \cdot p_e^0. \quad (14)$$

Температура конца расширения

$$T_e^n = \frac{T_z^n}{\Sigma^{n_2-1}} = T_e^0, \quad (15)$$

где n_2 — показатель кривой расширения.

Таким образом (теоретически) температурная диаграмма остается неизменной для обоих циклов. Диаграммы давления перемещаются вверх соответственно увеличению начального давления.

Увеличение мощности при наддуве.

Коэффициент подачи. Обычно многие авторы для предварительных расчетов принимают, что мощность двигателя возрастает пропорционально давлению наддува, так, например, при давлении наддува $p_n = 1,5$ атм. абс. мощность повышается на 50%, и т. д. Однако это предположение недостаточно точно и не учитывает полностью всех факторов, возникающих при работе двигателя с наддувом.

Выведем здесь прежде всего выражение для коэффициента подачи η_v .

Примем следующие обозначения:

P_r , P_0 и P_a — давления в кг/м² соответственно для остаточных газов, наружного воздуха и начала сжатия.

T_r , T_0 , T_a — абсолютные температуры остаточных газов, наружного воздуха и начала сжатия,

R_r , R_g , R_a — газовые постоянные остатков продуктов сгорания, всосанной смеси и всего заряда в начале сжатия,

G_r , G_g и G_a — вес остаточных газов, всосанной смеси и вес газа в цилиндре в начале сжатия,

η_v — коэффициент подачи,

V_c — объем пространства сжатия,

V_h — рабочий объем цилиндра,

$V_a = V_h + V_c$ — полный объем цилиндра.

Тогда для остатков продуктов сгорания можем написать:

$$P_r \cdot V_c = G_r \cdot R_r \cdot T_r; \quad G_r = \frac{P_r \cdot V_c}{R_r \cdot T_r}.$$

Для всосанной смеси:

$$P_0 V_h \cdot \eta_v = G_g \cdot R_g \cdot T_0; \quad G_g = \frac{P_0 \cdot V_h}{R_g \cdot T_0} \cdot \eta_v.$$

Для всего заряда в конце хода всасывания:

$$P_a \cdot V_a = G_a R_a \cdot T_a; \quad G_a = \frac{P_a \cdot V_a}{R_a \cdot T_a}.$$

Без большой погрешности можно принять:

$$R_r \cong R_g \cong R_a.$$

Вес всего заряда в конце всасывания равен сумме весов остаточных газов и свежесосанной смеси, т. е.:

$$G_a = G_r + G_0$$

или:

$$\frac{P_a \cdot V_a}{T_a} = \frac{P_r \cdot V_c}{T_r} + \eta_v \frac{P_0 \cdot V_h}{T_0},$$

откуда

$$\eta_v = \left(\frac{P_a \cdot V_a}{T_a} - \frac{P_r \cdot V_c}{T_r} \right) \cdot \frac{T_0}{P_0 V_h} = \left(\frac{P_a}{T_a} \cdot \frac{V_a}{V_c} - \frac{P_r}{T_r} \right) \cdot \frac{T_0}{P_0} \cdot \frac{V_c}{V_h}; \quad (16)$$

так как

$$\frac{V_a}{V_c} = \Sigma; \quad \frac{V_c}{V_h} = \frac{1}{\Sigma-1},$$

то

$$\eta_v = \frac{T_0}{P_0} \cdot \frac{1}{\Sigma-1} \cdot \frac{P_a}{T_a} \Sigma - \frac{P_r}{T_r}. \quad (16a)$$

Относя коэффициент подачи η_v к наружным условиям, т. е. принимая

$$T_0 = 273 + t_0 = 273 + 17 = 290^\circ \text{ абс.},$$

$$P_0 = 10\,000 \text{ кг/м}^2 \text{ или } 1 \text{ ат. абс.},$$

получаем:

$$\eta_v = \frac{0,029}{\Sigma - 1} \left(\frac{P_a}{T_a} \cdot \Sigma - \frac{P_r}{T_r} \right). \quad (166)$$

Величины, входящие в формулу (166), могут быть частью определены непосредственным измерением, частью оценены на основании имеющихся литературных данных, и, таким образом, величина коэффициента подачи η_v может быть вычислена с достаточной точностью.

Температура начала сжатия T_a зависит от начальной температуры всасывания, от температуры и количества остаточных газов, от температуры стенок цилиндра и т. д. В среднем для двигателей, работающих на газу, T_a колеблется от 325 до 350° абс. Считая температуру рабочей смеси во всасывающем трубопроводе при работе на газу приблизительно равной 50°C, мы можем принять $T_a = 340^\circ$ абс.

Далее, если оценивать по обычным для такого рода двигателей данным и для нашего испытуемого двигателя „Икегай“, при нормальном числе оборотов, равном от 800 до 1000 об./мин., давление во всасывающем трубопроводе перед клапанами $p = 0,90$ ат. абс.; давление в цилиндре в конце всасывания $P_a = 8500 \text{ кг/м}^2$, т. е. $p_a = 0,85$ ат. абс. (потеря давления в клапанах $\Delta p = 0,05$ ат. абс.). $P_r = 11\,000 \text{ кг/м}^2$; $p_r = 1,1$ ат. абс.; $T_r = 750^\circ$ абс.; степень сжатия этого двигателя $\Sigma = 3,8$, — тогда коэффициент подачи при работе на газу без наддува:

$$\eta_v^0 = \frac{0,029}{3,8 - 1} \left(\frac{8500}{340} \cdot 3,8 - \frac{11000}{750} \right) = 0,83.$$

При переходе на наддув из величин, входящих в выражение η_v , прежде всего меняется p_a , но и остальные величины не остаются постоянными.

Для нашего случая, при работе с неизменной степенью сжатия и неизменным распределением (наддув без продувки) и при равных температурах всасывания, колеблющихся примерно около 50°C, для средних степеней наддува (1,3—1,7 ат. абс.) можем приближенно принять:

$$P_r^N = P_r^0 = 11\,000 \text{ кг}; p_r^N = 1,1 \text{ ат. абс.};$$

$$T_r^N = T_r^0 = 750^\circ \text{ абс.};$$

$$T_a^N = T_a^0 = 340^\circ \text{ абс.}$$

Давление в начале сжатия p_a зависит от давления наддува p_n и вследствие сопротивления в клапанах несколько ниже последнего, т. е.

$$p_a = p_n - \Delta p_n,$$

где p_n — давление смеси во всасывающем трубопроводе,
 Δp_n — потеря давления в клапанах.

Для средних давлений наддува можно принять:

$$\Delta p_n = 0,05 \text{ ат.}$$

и, следовательно,

$$p_a = p_n - 0,05 \text{ ат.}$$

Коэффициент подачи η_v^N при наддуве, отнесенный к наружным условиям, т. е. к 17°C и 1 ат. абс.:

$$\eta_v^N = \frac{0,029}{3,8 - 1} \left(\frac{P_a}{340} \cdot 3,8 - \frac{11000}{750} \right). \quad (17)$$

Таким образом при возрастании p_a возрастает также и коэффициент подачи η_v^N . Введем отношение $\frac{\eta_v^N}{\eta_v^0}$ и обозначим это отношение через β :

$$\beta = \frac{\eta_v^N}{\eta_v^0}; \quad \eta_v^N = \beta \cdot \eta_v^0. \quad (18)$$

Величина β будет всегда больше единицы.

Среднее индикаторное давление рабочей части цикла вычисляется по формуле:

$$p_i' = \frac{427}{10000} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \frac{H_u}{1 + \alpha L_0}. \quad (19)$$

Принимая, что величины η_i и $\frac{H_u}{1 + \alpha L_0}$ почти не меняются при переходе на наддув, и обозначая:

$$\frac{427}{10000} \cdot \eta_i \cdot \frac{H_u}{1 + \alpha L_0} = b,$$

получаем:

$$p_i' = b \cdot \eta_v. \quad (19a)$$

При работе без наддува:

$$p_i' = b \cdot \eta_v^0. \quad (19b)$$

При работе с наддувом:

$$p_i^N = b \cdot \eta_v^N = b \cdot \beta \cdot \eta_v^0, \quad (19в)$$

т. е. увеличение среднего индикаторного давления рабочей части цикла пропорционально отношению коэффициентов подачи.

К среднему индикаторному давлению рабочей части цикла в 4-тактных двигателях при наддуве нужно прибавить среднее индикаторное давление подготовительной части цикла, которое можно принять равным $p_a - 1$.

Таким образом полное индикаторное давление при наддуве:

$$p_i^N = p_i'^N + (p_a - 1) = \beta \cdot b \cdot \eta_v^0 + (p_a - 1). \quad (20)$$

Беря отношение среднего индикаторного давления при наддуве к среднему индикаторному давлению без наддува $\frac{p_i^N}{p_i^0}$ и обозначая его через γ , получим:

$$\gamma = \frac{p_i^N}{p_i^0} = \frac{\beta \cdot b \cdot \eta_v^0 + (p_a - 1)}{b \cdot \eta_v^0} = \beta + \frac{p_a - 1}{p_i^0}. \quad (21)$$

При данном числе оборотов индикаторная мощность N_i пропорциональна среднему индикаторному давлению, следовательно:

$$\gamma = \frac{p_i^N}{p_i^0} = \frac{N_i^N}{N_i^0} = \beta + \frac{p_a - 1}{p_i^0}. \quad (21a)$$

Среднее эффективное давление. Обращаясь к среднему эффективному давлению p_e , можем написать:

$$p_e^0 = \eta_m^0 \cdot p_i^0; \quad p_e^N = \eta_m^N \cdot p_i^N, \quad (22)$$

где η_m — механический коэффициент полезного действия.

$$\frac{p_s^*}{p_s^0} = \frac{\eta_m^*}{\eta_m^0} \cdot \frac{p_i^*}{p_i^0} = \gamma \cdot \frac{\eta_m^*}{\eta_m^0} = \left(\beta + \frac{p_a - 1}{p_i^0} \right) \frac{\eta_m^*}{\eta_m^0} \quad (22a)$$

или

$$\frac{N_s^*}{N_s^0} = \frac{p_s^*}{p_s^0} = \gamma \cdot \frac{\eta_m^*}{\eta_m^0}; \quad N_s^* = \gamma \cdot \frac{\eta_m^*}{\eta_m^0} \cdot N_s^0 \quad (22b)$$

В нашем случае, при применении наддува к двигателям, переводимым с жидкого топлива на газ, отношение $\frac{\eta_m^*}{\eta_m^0}$ должно быть всегда больше единицы вследствие значительного возрастания механического коэффициента полезного действия при переходе на наддув.

Как уже выше было показано (см. формулу 6 и ниже), механический коэффициент полезного действия при переходе с жидкого топлива на газ сильно падает (с 0,80 до 0,68) вследствие уменьшения N_i при почти постоянной N_r . При переходе же на наддув величина N_i снова возрастает при опять-таки почти неизменной N_r ; таким образом в выражении для

$$\eta_m = 1 - \frac{N_r}{N_i}$$

величина $\frac{N_r}{N_i}$ снова уменьшается, и значение η_m увеличивается и приближается к значению на жидком топливе (0,80).

Значение η_m^* при наддуве можно подсчитать, если известно значение η_m^0 на газу без наддува.

Если на газу без наддува:

$$\eta_m^0 = 1 - \frac{N_r}{N_i^0} \quad (23)$$

то на газу с наддувом:

$$\eta_m^* = 1 - \frac{N_r}{N_i^*} = 1 - \frac{N_r}{N_i^0} \cdot \frac{1}{\gamma} \quad (23a)$$

Величина N_r определяется просто при известной N_s и наличии индикаторных диаграмм двигателя; в противном случае N_r может быть определена с известным приближением следующим образом:

Если N_s на жидком топливе известна, то, определив приблизительно величину η_m (методом холостого хода или др.), мы получаем:

$$\eta_m = \frac{N_s}{N_s + N_r}$$

откуда:

$$N_r = \frac{N_s}{\eta_m} - N_s \quad (24)$$

Итак, пользуясь всеми выведенными соотношениями и достаточно точно определив или оценив входящие в них величины, мы имеем возможность предварительно подсчитать, конечно с известным приближением, среднее индикаторное давление p_i^* и индикаторную мощность двигателя при разных давлениях наддува, а зная N_r или η_m , можем также подсчитать и среднее эффективное давление p_s^* и эффективную мощность N_s^* .

Численный пример. Таблица 3 представляет собой результаты подсчетов проведенных по выведенным выше формулам, для подвергнувшегося исследованию двигателя „Икегай“.

Для этого двигателя, при $n = 800$ об./мин., $\eta_b^0 = 0,83$.

На бензине: $N_s = 26,5$ л. с. при $\eta_m = 0,80$.

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_m} = 33 \text{ л. с.}$$

$$N_r = N_i - N_s = 6,5 \text{ л. с.}$$

На газу без наддува:

$$N_s = 12,5 \text{ л. с.; } N_i \cong 12,5 + 6,5 = 19 \text{ л. с.}$$

$$\eta_m = \frac{12,5}{19} = 0,66.$$

Все остальные данные собраны в приводимой таблице.

Таблица 3.

№	P_n ат. абс.	P_a ат. абс.	η_b	β	γ	N_i^*	N_r	N_s^*	η_m	N_s^0
1	1,0	1,85	0,83	1,0	1,00	19,0	6,5	12,5	0,66	12,5
2	1,1	1,05	1,05	1,26	1,28	24,3	6,5	17,8	0,73	16,8
3	1,2	1,15	1,17	1,41	1,46	27,7	6,5	21,3	0,77	21,0
4	1,3	1,25	1,29	1,55	1,63	31,0	6,5	24,5	0,79	24,2
5	1,4	1,35	1,40	1,68	1,80	34,2	6,5	27,7	0,81	28,3
6	1,5	1,45	1,51	1,82	1,97	37,4	6,5	30,9	0,82	31,5
7	1,6	1,55	1,63	1,92	2,10	40,0	6,5	33,5	0,84	—
8	1,7	1,65	1,75	2,11	2,33	45,0	6,5	38,5	0,855	—

Здесь N_s^* — полная эффективная мощность двигателя, подсчитанного по формулам при работе наддувочного насоса от самостоятельного источника энергии;

N_s^0 — действительная мощность, полученная при испытании двигателя „Икегай“.

Пределы повышения мощности при наддуве. Обратимся теперь к определению верхних пределов возможного повышения мощности при работе с наддувом. Желательным в данном случае является получение чистой мощности на газу, равной мощности, получаемой на жидком топливе.

Как уже было указано, условиями, ограничивающими повышение мощности наддувом, являются: 1) увеличение термических напряжений, 2) увеличение давления сгорания, 3) возрастание расхода мощности на предварительное сжатие рабочей смеси.

Не вдаваясь в подробное рассмотрение первого вопроса (который по своей сложности должен явиться предметом отдельной работы), отметим лишь, что в пределах повышения мощности на газу до значения таковой на бензине можно ожидать незначительного повышения термических напряжений в стенках поршней и цилиндров.

Рассмотрим последние два вопроса.

Давление сгорания. Так как при переходе на наддув все давления рабочего цикла повышаются, приходится в двигателях жидкого топлива опасаться чрезмерно высоких давлений сгорания, и это обстоятельство вынуждает идти на уменьшение степени сжатия. В нашем же случае не приходится этого опасаться, так как при работе на газу одновременно с падением мощности понижаются и давления сгорания.

На испытывавшемся двигателе „Икегай“ мы имеем следующее:
Максимальное давление сгорания на бензине, снятое индикатором „Майгак“, при $n = 900$ об./мин. и полной нагрузке, равно

$$p_z = 17 \text{ ат. изб.} = 18 \text{ ат. абс.}$$

То же на газу без наддува:

$$p_z = 10 \text{ ат. изб.} = 11 \text{ ат. абс.}$$

Таким образом, начальное давление наддува можно без всяких опасений довести до

$$p_n = \frac{18}{11} = 1,63 \text{ ат. абс.}$$

При этом давление сгорания не превысит 18 ат. абс.

Обычно бензино-керосиновые двигатели рассчитываются на максимальное давление 20—25 ат. абс., следовательно наивысшим давлением наддува можно считать 1,8—2,0 ат. абс.; при этом давление сгорания достигнет расчетного предела 20—25 ат. абс.

Расход мощности на предварительное сжатие. Остается рассмотреть последний вопрос—влияние расхода мощности, необходимой для предварительного сжатия, на мощность двигателя.

Совершенно определенное заключение по этому вопросу можно было бы дать после длительных испытаний, проведенных со специальным нагнетательным насосом в эксплуатационных условиях. Настоящая же работа, в виду ее чисто лабораторного характера, не может дать окончательный ответ на этот вопрос. Мы должны здесь поэтому ограничиться только теоретическими подсчетами, дающими результаты, более или менее близкие к действительности. Мощность, необходимая для предварительного сжатия рабочей смеси, находится в зависимости не только от конструкции наддувочного насоса, но и от способа его привода.

Подсчеты, произведенные фирмой Броун-Бовери для больших дизелей, показали, что наиболее благоприятным случаем является турбонасос, приводимый турбиной выхлопных газов (система Бюхи).

Для двигателей небольших мощностей (автомобильных и тракторных) этот способ неприменим не только по техническим причинам, но и вследствие малого количества выхлопных газов и слишком низкого коэффициента полезного действия турбины при столь малых мощностях. Здесь речь может идти только о непосредственном приводе нагнетательного насоса от вала двигателя. Следовательно, мощность, необходимая на предварительное сжатие, должна быть вычтена из полной эффективной мощности двигателя при наддуве.

Работу сжатия считаем адиабатической.

Общий коэффициент полезного действия такого насоса:

$$\eta_k = \eta_{ад} \cdot \eta_{пер},$$

где $\eta_{ад}$ — коэффициент полезного действия самого насоса, отнесенный к адиабатическому сжатию;

$\eta_{пер}$ — коэффициент полезного действия передачи от вала двигателя к насосу.

Можно принять:

$$\eta_{ад} = 0,60,$$

$$\eta_{пер} = 0,85,$$

$$\eta_k = 0,60 \cdot 0,85 = 0,50.$$

Работа, необходимая для адиабатического сжатия 1 м³ сжатого теплого газа:

$$L_{ад} = \frac{p \cdot k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \text{ кгс/м}^3, \quad (25)$$

где $L_{ад}$ — работа адиабатического сжатия,

p_0 — давление до насоса,

p — давление за насосом,

k — показатель адиабаты сжатия.

Мощность, затрачиваемая компрессором:

$$N_k = \frac{L_{ад} \cdot V_{сек}}{\eta_k \cdot 75} = 0,0266 L_{ад} \cdot V_{сек}, \quad (26)$$

где $V_{сек}$ — секундный расход сжатой рабочей смеси при данном числе оборотов.

Так как при наддуве рабочая смесь не всасывается в цилиндр двигателя, а нагнетается под давлением, то в первом приближении можно принять, что секундный расход сжатой смеси равен объему, описываемому поршнями в одну секунду во время хода всасывания:

$$V_{сек} = \frac{V_h \cdot n}{2 \cdot 60},$$

где V_h — общий рабочий объем всех цилиндров.

Для двигателя „Икегай“:

$$V_h = 7,48 \text{ л} = 0,00748 \text{ м}^3,$$

$$V_{сек} = \frac{0,00748 \cdot n}{120} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$$

Таблица 4 дает величину $N_{ад}$ в л. с. при разных числах оборотов и разных давлениях наддува для двигателя „Икегай“.

Таблица 4.

n	$V_{сек}$	$p_n = 1,1$	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
300	0,0187	0,24	0,525	0,795	1,10	1,44	1,75	2,08
400	0,025	0,32	0,70	1,06	1,47	1,92	2,33	2,78
500	0,0312	0,40	0,875	1,32	1,83	2,40	2,9	3,47
600	0,0374	0,48	1,050	1,58	2,20	2,88	3,50	4,15
700	0,0436	0,56	1,22	1,85	2,56	3,36	4,07	4,87
800	0,05	0,64	1,40	2,12	2,93	3,85	4,66	5,55
900	0,056	0,726	1,57	2,38	3,28	4,31	5,23	6,22
1000	0,0623	0,80	1,75	2,64	3,66	4,8	5,81	6,92
1100	0,0685	0,875	1,92	2,90	4,02	5,27	6,4	7,60
1200	0,075	0,96	2,10	3,18	4,40	5,78	7,0	8,35
1300	0,081	1,04	2,27	3,48	4,75	6,24	7,55	9,00

Рис. 2 дает значения $N_{ад}$ и N_k для двигателя „Икегай“.

Выше (уравнение 26) мы получили:

$$N_k = 0,0266 L_{ад} V_{сек} \text{ л. с.},$$

где

$$V_{сек} = \frac{V_h \cdot n}{120} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{сек}}$$

С другой стороны, мы имеем:

$$N_s = \frac{p_s \cdot V_h \cdot n}{900},$$

где p_s — среднее эффективное давление в кг/см²,

V_h — рабочий объем в литрах.

Или

$$N_p = \frac{10}{g} p_0 V_h \cdot n,$$

где V_h — рабочий объем в кубических метрах.

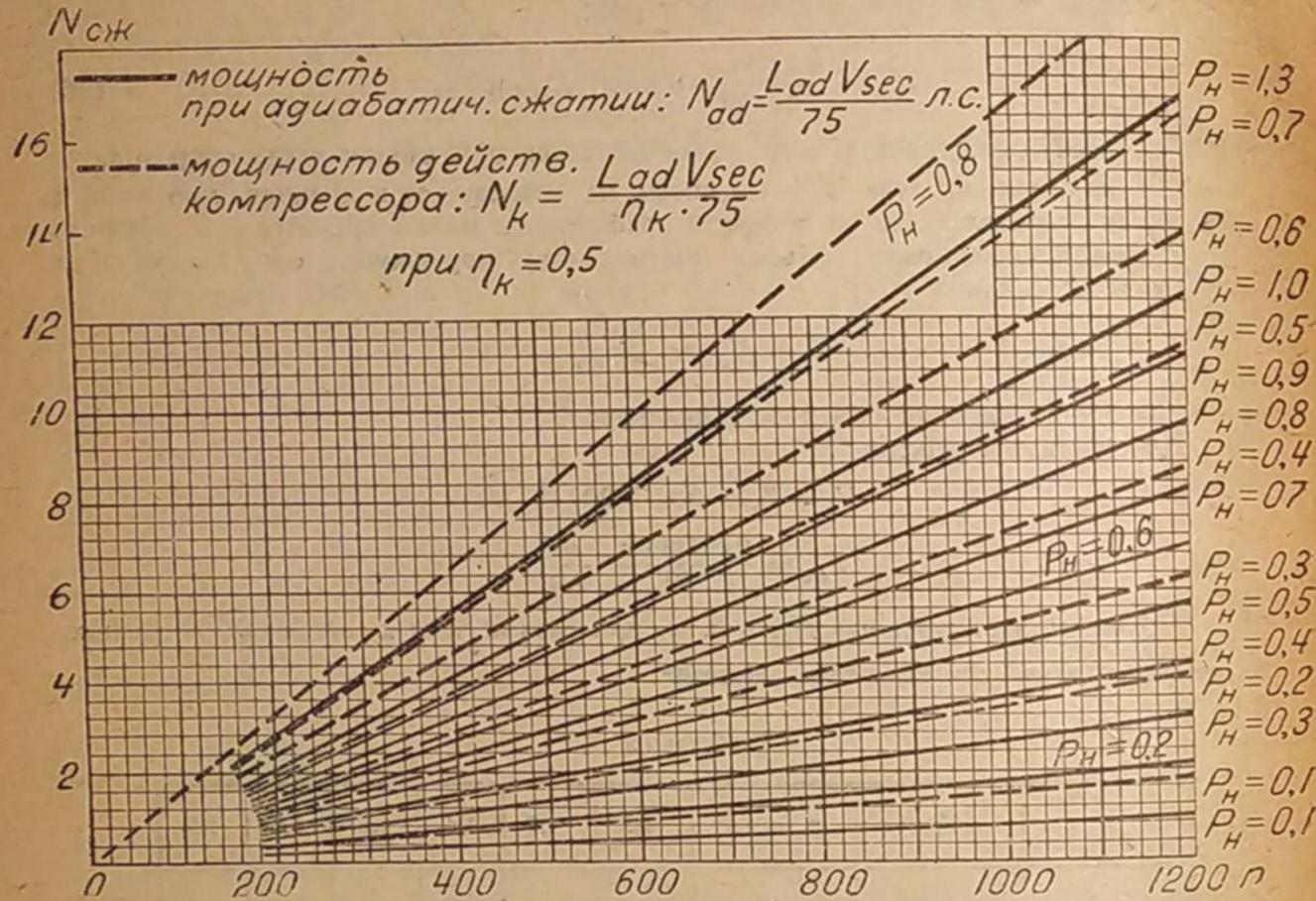


Рис. 2. Расход мощности на предварительное сжатие рабочей смеси.

Следовательно:

$$V_h \cdot n = 0,9 \frac{N_p}{p_0}$$

или

$$120 V_{sec} = 0,9 \frac{N_p}{p_0},$$

откуда

$$V_{sec} = 0,0075 \frac{N_p}{p_0},$$

$$N_k = 0,0266 \cdot 0,0075 \cdot L_{ad} \frac{N_p}{p_0}. \quad (26)$$

Для двигателя „Икегай“ на бензине, при $n = 900$ об./мин., мы имеем:

$$p_0 \approx 4 \text{ кг/см}^2.$$

Следовательно,

$$V_{sec} = 0,0075 \frac{N_p^6}{4} = 0,0019 N_p^6,$$

где

N_p^6 — эффективная мощность на бензине.

$$N_k = 0,00005 \cdot L_{ad} \cdot N_p^6 \text{ л. с.} \quad (266)$$

В таблице 5 представлены величины N_k , полученные из формулы (266) для двигателя „Икегай“ при $n = 800$ об./мин. и различных давлениях наддува.

Таблица 5.

№	P_n	N_i	N_p^1	$\frac{N_p^1}{N_p^6}$	$\frac{N_p^1}{N_p^6}$	$\frac{N_k}{N_p^6}$	$\frac{N_p - N_k}{N_p^6}$
1	1,0	19,0	12,5	1,00	0,47	—	0,47
2	1,1	24,3	17,8	1,42	0,67	0,048	0,522
3	1,2	27,7	21,2	1,69	0,80	0,105	0,695
4	1,3	31,0	24,5	1,96	0,925	0,159	0,766
5	1,4	34,2	27,7	2,22	1,045	0,22	0,825
6	1,5	37,4	30,9	2,47	1,165	0,288	0,877
7	1,6	40,0	33,5	2,68	1,26	0,35	0,91
8	1,7	45,0	38,5	3,08	1,45	0,416	1,034

Как видно из этой таблицы, для того чтобы получить чистую мощность (N_p netto) на газу при наддуве, равную таковой на бензине, необходимо давление наддува довести примерно до $p_n = 1,7$ ат. абс.; при этом мощность на предварительное сжатие составляет около 41% от бензиновой, а полная мощность двигателя равна 145% от бензиновой.

Аналогичные же результаты можно получить и для других чисел оборотов.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ.

Установка включала в себе (рис. 3) испытуемый двигатель „Икегай“ 1 с нагрузочной динамо 2, авиадвигатель „Холлскот“ в качестве нагнетателя 5 с электромотором 6, газогенератор „Рекс“ 4 с очистителем 3 и наконец

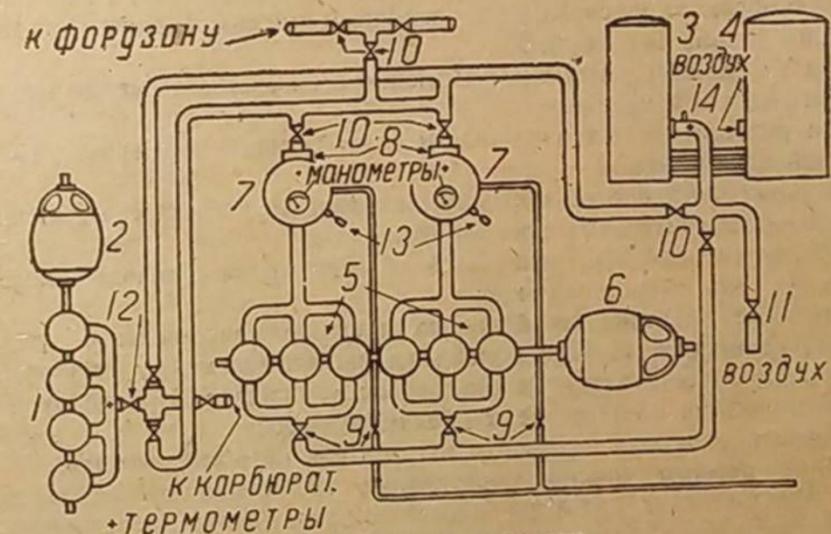


Рис. 3. Схема установки.

небольшой вентилятор (на схеме не показан) для розжига газогенератора. Главным объектом испытаний служил лодочный бензино-керосиновый двигатель „Икегай“ 1 со следующими основными данными: а) мощность по марке 30—36 и. л. с.; б) число оборотов 800—1000 об./мин.; в) число цилиндров — 4; г) число тактов — 4; д) дезаксация $a = 3/4'' = 19 \text{ мм}$; е) диаметр цилиндра $D = 5 1/4'' = 133,4 \text{ мм}$; ж) ход поршня $5 1/4'' = 133,4 \text{ мм}$; з) рабочий объем цилиндра = 1,87 л; и) литраж $4 V_h = 7,48 \text{ л}$; к) литровая мощность 3,6 э. л. с./л; л) объем пространства

сжатия $V_c = 0,668$ л (измерено заливкой масла; м) степень сжатия — 3,8; н) карбюратор: два карбюратора типа „Шеблер“ для бензина и керосина; о) зажигание двойное от магнето и батарейное.

Между карбюратором и фланцем всасывающей трубы двигателя был помещен специально сконструированный 4-ходовой кран (12) для удобства регулирования качества и количества газо-воздушной смеси.

Опыты показали выгодность образования смеси на линии всасывания, что и применялось при проведении всех испытаний.

Газ поступал из генератора 4 через очиститель 3 и смешивался с воздухом, идущим по трубе 11, с регулирующим ventилем; далее смесь поступала в нагнетатель 5 через ventили 9. Из нагнетателя смесь подавалась в ресиверы 7, из которых, пройдя ventили 10, по двум трубопроводам нагнеталась к 4-ходовому крану на всасывающей системе двигателя. Качественное регулирование смеси производилось посредством ventиля 11 на воздушной трубе. Регулировка давления наддува производилась помощью сброса смеси из ресиверов 7 через ventильки 9.¹

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ.

Предварительные испытания.

I. Тарирование нагрузочной динамо. Магнитные и механические потери (сумма) определялись методом холостого хода. Между сетью и динамо, соединенной от вала двигателя, был включен последовательно реостат, посредством которого давалось желательное напряжение на борнах динамо, и при разных силах тока возбуждения на возможном диапазоне оборотов снимались точки, по которым и были построены кривые магнитных и механических потерь. Для построения кривой омических потерь было измерено сопротивление якоря в горячем состоянии, при его разных положениях относительно щеток, методом амперметра и вольтметра.

II. Перед испытанием двигателя „Икегай“ с наддувом были проведены опыты для установления наиболее выгодной (с точки зрения гибкости управления и безопасности) системы образования газо-воздушной смеси при наддуве. Возможный способ образования смеси за наддувочным приспособлением (на линии нагнетания) оказался весьма невыгодным:

1) из-за необходимости достигнуть полного равенства давлений воздуха и газа у входа в смесительный кран и

2) из-за недостаточной однородности смеси вследствие перемешивания только в смесительной камере крана.

Второй возможный способ образования смеси до нагнетателя (на линии всасывания) обнаружил значительные преимущества:

1) смесь интенсивно перемешивалась до нагнетателя и в нем самом, и потому однородность ее была весьма высокой;

2) возможные опасения за большую инерцию качественного регулирования смеси, вследствие промежуточного положения нагнетателя между регулирующим воздушным ventилем и двигателем, не оправдались; двигатель при наддуве резко (во времени) реагировал на обогащение и обеднение смеси;

3) опасность обратных взрывов в нагнетатель не обнаружилась.

Испытание первого способа образования газо-воздушной смеси проводилось следующим образом: три цилиндра насоса качали воздух в ресивер, откуда он поступал в трубопровод к правой стороне смесительного крана двигателя; три остальных цилиндра нагнетали газ в другой ресивер, из которого он подавался к левой стороне смесительного крана. Дросселированием газа и воздуха в смесительном кране была достигнута качественная регулировка смеси.

При втором способе, на котором и остановились при проведении дальнейших испытаний, воздух поступал во всасывающую трубу, проходил через регулирующий ventиль 11, (рис. 3) и далее смешивался с газом, идущим из очистителя; затем

¹ Фотографии отдельных частей установки — см. приложение в конце.

смесь поступала во все шесть цилиндров насоса, нагнеталась в ресиверы, откуда по двум трубопроводам подавалась к двигателю. Регулирование наиболее выгодного состава смеси производилось дросселированием воздуха ventилем 11 во всасывающем трубопроводе.

III. Испытание двигателя „Икегай“ на жидком топливе. На жидком топливе (бензин и керосин) снимались предельные и дроссельные характеристики двигателя. Основной целью испытаний было получение исходных данных для последующего сравнения с ними характеристик двигателя при наддуве. При снятии характеристик особое внимание обращалось на следующее:

1) достижение полной устойчивости режима работы двигателя при съемке точек характеристик;

2) достижение максимальной мощности при данных оборотах двигателя и данном открытии дроссельной заслонки.

Испытанию предшествовал тщательный осмотр двигателя и пробный пуск в ход. После устранения всех дефектов производилось само испытание.

Снятие предельных характеристик.

При открытом полностью дросселе фиксировалась некоторая электрическая нагрузка. Воздействием на иглу жиклера и рычажок опережения зажигания достигались максимальные обороты при данном количестве включенных рубильников нагрузочного реостата и при неизменной силе тока цепи возбуждения динамо. Регулирование максимума мощности производилось по тахометру и вольтметру. По окончании установки давалась некоторая выдержка для проверки устойчивости режима, и делалась съемка точки. Изменением электрической нагрузки давалась установка новой точки, производилось корректирование двигателя на максимальную мощность, давалась выдержка, снималась точка и т. д. до тех пор, пока не исчерпывался весь возможный предел оборотов двигателя. Нижний предел определялся устойчивостью работы на малых оборотах, верхний предел ограничивался максимально допустимым с точки зрения безопасности числом оборотов двигателя.

Снятие дроссельных характеристик.

Испытания производились при фиксированном положении угла открытия дроссельной заслонки. По сектору, разбитому на деления, скользила стрелка, жестко соединенная одним своим концом с валиком дроссельной заслонки по осевой линии. При данном открытии дросселя на возможном диапазоне оборотов снимались точки максимальной мощности с производством всех операций, аналогичных снятию предельных характеристик. При малых углах открытия дросселя снималась еще точка холостого хода, которая давала возможность построить всю правую ветвь кривой дроссельной характеристики.

При всех опытах на жидком топливе по всем характеристикам снимался расход топлива взвешиванием или посредством определения объемного расхода (прибор Сеплера, Seppler). Температура отходящей воды поддерживалась постоянной.

Основными данными наблюдения были:

- 1) сила тока цепи якоря,
- 2) сила тока цепи возбуждения,
- 3) напряжение на борнах нагрузочной динамо,
- 4) обороты двигателя.

Контрольное наблюдение: температура отходящей воды.

Испытание двигателя „Икегай“ с применением наддува.

При работе с наддувом снимались следующие характеристики:

- 1) предельные при данном давлении наддува;
- 2) при разных давлениях наддува на данном числе оборотов — соответственно развиваемые мощности.

На газу получается, при $n = 900$ об./мин., $N_2^* = 12,5$ л. с.

Беря отношение максимальных мощностей, мы получаем:

$$\frac{N_2^*}{N_2^0} = \frac{12,5}{28,3} = 0,44,$$

что дает потерю мощности в 56%.

Если отношение мощностей взять при нормальном числе оборотов $n = 800$ об./мин., то получим:

$$\frac{N_2^*}{N_2^0} = \frac{12,5}{28,5} = 0,47,$$

что дает потерю мощности в 53%.

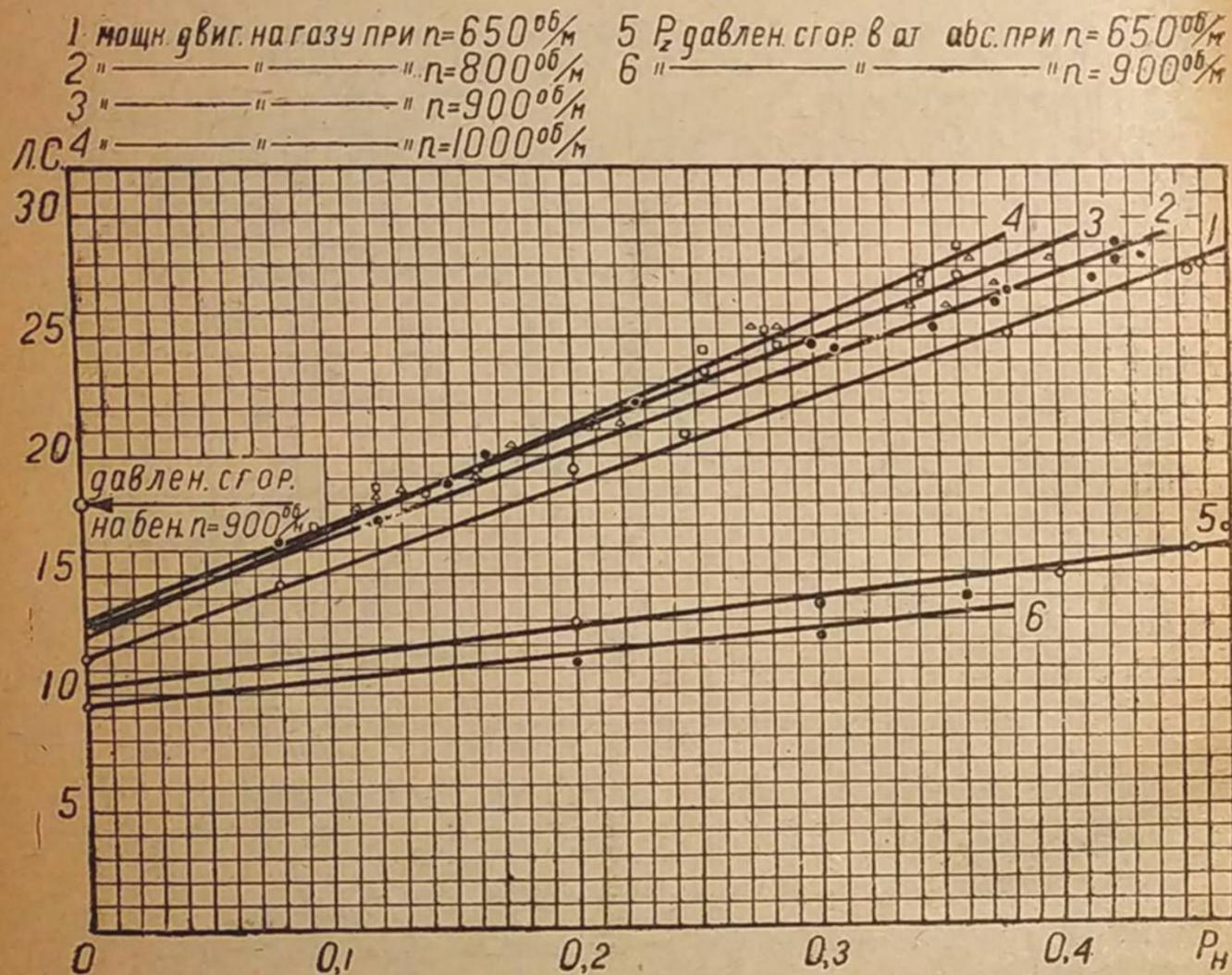


Рис. 5. Зависимость мощности N_2 от давления наддува P_n двигателя „Икегай“.

Удельный расход топлива на бензине составляет

$$q_0 = 370 \text{ г/э. л. с. ч. при } n = 800 \text{ об./мин.}$$

На рис. 5 представлена зависимость эффективной мощности и давления сгорания от давления наддува при работе на газу при $n = \text{const}$.

Как было указано выше, зависимость мощности от давления наддува представляет собой сложную функцию от нескольких переменных (давление наддува,

коэффициент подачи, механический коэффициент полезного действия и др.), и даже для совершенно определенного двигателя эта зависимость не может быть представлена в простом виде. Но в пределах давлений наддува 0,1—0,7 ат. изб. последняя может быть представлена, как это показали предварительные подсчеты и экспериментальные данные, в виде прямой с определенным угловым показателем, зависящим от свойств данного двигателя и несколько меняющимся при разных числах оборотов.

На рис. 5 прямые 1, 2 и 3 и 4 представляют изменение мощности N_2 от давления наддува для двигателя „Икегай“, соответственно при $n = 650, 800, 900$ и 1000 об./мин.

- 1) $P_n = 0,1$ ат. изб., 2) $P_n = 0,2$ ат. изб., 3) $P_n = 0,3$ ат. изб.
 4) $P_n = 0,4$ ат. изб., 5) без наддува $P_n = 0$

б) характеристика двиг. на бензине без наддува

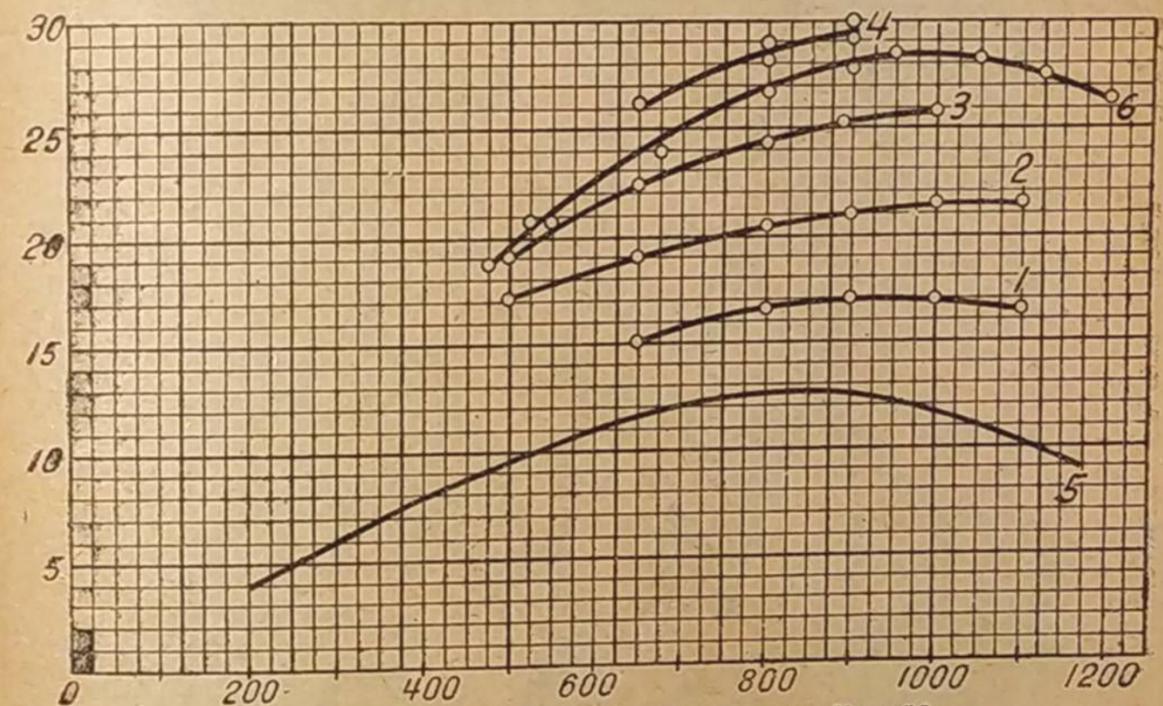


Рис. 6. Предельные характеристики двигателя „Икегай“.

Все эти прямые могут быть представлены одним линейным уравнением:

$$N_2^{*n} = N_2^{*0} + k(p_n - 1) \text{ л. с.} \dots \dots \dots (27)$$

где:

N_2^{*n} — эффективная мощность на газу с наддувом,

N_2^{*0} — эффективная мощность на газу без наддува,

p_n — давление наддува в ат. абс.,

k — коэффициент, характеризующий угол наклона прямой.

Для двигателя „Икегай“, при разных числах оборотов, k колеблется в пределах 36—40, и следовательно:

$$N_2^{*n} = N_2^{*0} + (36 - 40)(p_n - 1),$$

т. е. при увеличении давления наддува на 0,1 ат. изб. мощность возрастает на 3,6—4,0 л. с.

Кривые 5 и 6 на рис. 5 изображают изменение максимального давления сгорания P_2 в ат. абс. в зависимости от давления наддува.

Максимальное давление сгорания на газу, при работе без наддува, равно примерно 10 ат. абс.; при повышении давления наддува до 0,45 ат. изб. давление сгорания p_2 возрастает до 16 ат. абс., причем еще остается ниже значения p_2 на бензине, равно примерно 18 ат. абс.

На рис. 6 представлены характеристики двигателя „Икегай“ на бензине, на газу без наддува и с наддувом.

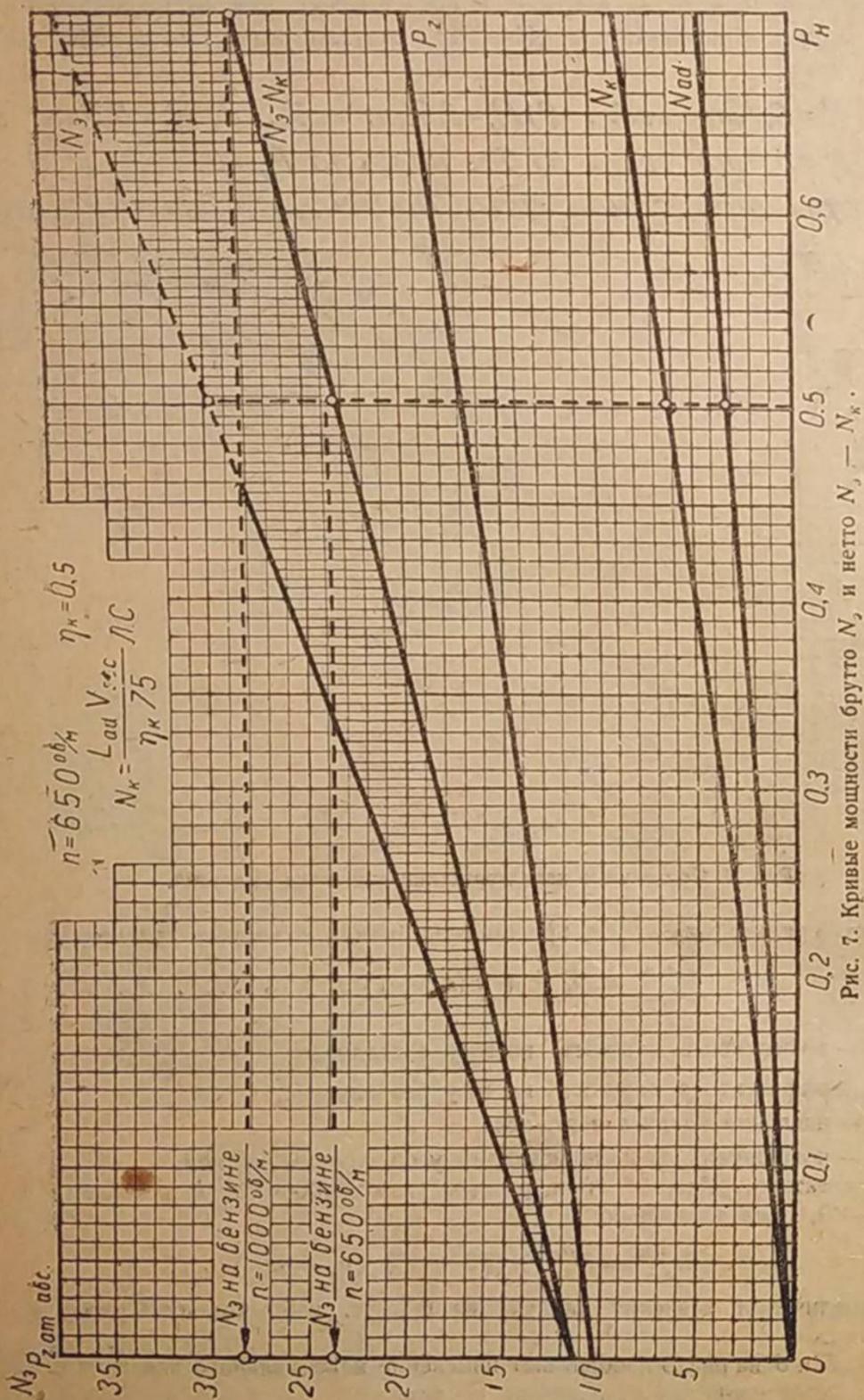


Рис. 7. Кривые мощности брутто N_3 и нетто $N_3 - N_k$.

Как видно из кривых, при давлении наддува $p_n = 0,4$ ат. изб. полная мощность на газу (без вычета работы сжатия) превосходит бензиновую на 2 силы.

Совершенно другую картину мы получаем при построении характеристик с наддувом при вычете работы сжатия. Соответственные характеристики представлены на рис. 4 под № 6, 7, 8 и 9 (пунктиром).

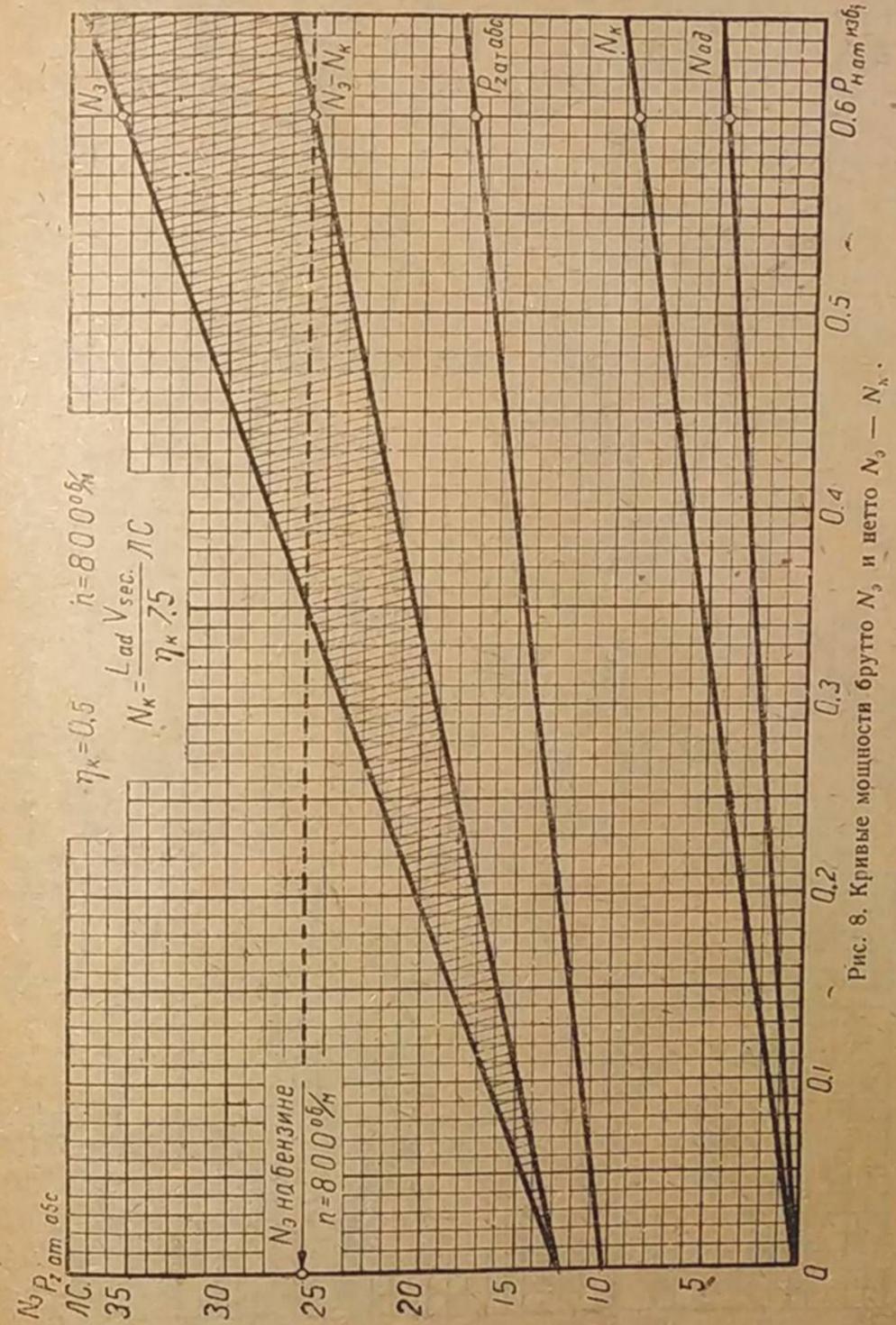


Рис. 8. Кривые мощности брутто N_3 и нетто $N_3 - N_k$.

На рис. 7 представлены следующие кривые:
 N_3 (brutto) — полная мощность двигателя на газу при разных давлениях наддува при $n = 650$ об./мин. Так как экспериментально N_3 , вследствие недостаточной подачи нагнетателя „Холлскот“, могла быть получена только до давления

$p_k \cong 0,5$ ат. изб., то для давлений от 0,5 до 0,7 ат. изб. N_3 получена экстраполяцией, при допущении, что N_3 возрастает по линейному закону.

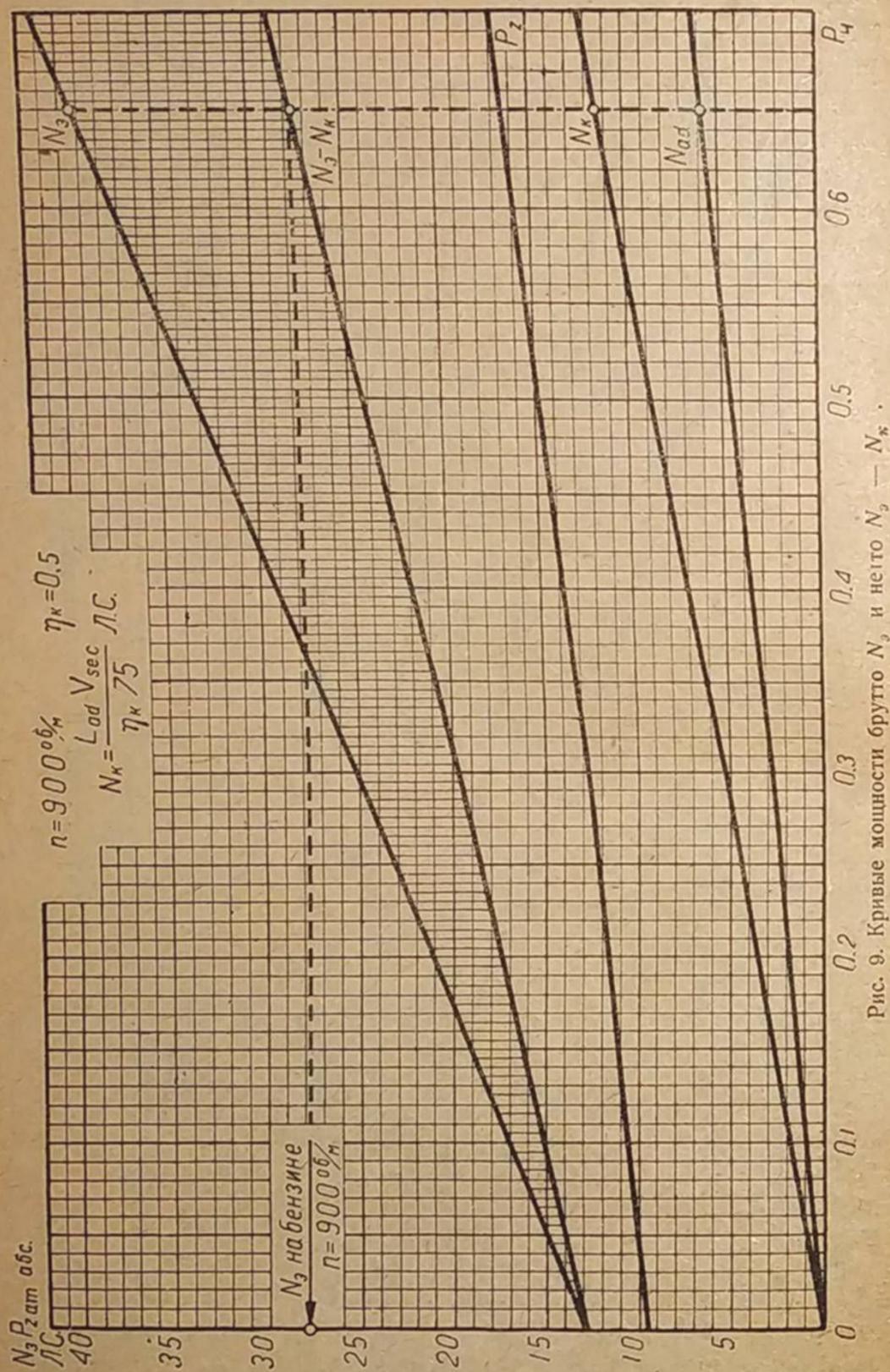


Рис. 9. Кривые мощности брутто N_3 и нетто $N_3 - N_k$.

N_{ad} — мощность, необходимая для адиабатического сжатия рабочей смеси при $n = 650$ об./мин. и разных давлениях наддува (расчет см. стр. 19, таблицу 4).

N_k — мощность компрессора, подсчитанная по формуле:

$$N_k = \frac{L_{ad} \cdot V_{sec}}{\eta_k \cdot 75} \text{ л. с.},$$

при $\eta_k = 0,5$ (уравнение 26).

$N_3 - N_k$ (netto) — разность между полной мощностью и мощностью, затраченной на предварительное сжатие.

Заштрихованная площадь представляет собой расход мощности компрессором. p_s — максимальное давление сгорания при разных давлениях наддува.

На том же рис. 7 на оси ординат, т. е. при $p_k = 0$, отложены значения N_3^0 на бензине, при $n = 650$ и $n = 1000$ об./мин. Проведя через эти точки горизонтальные линии.

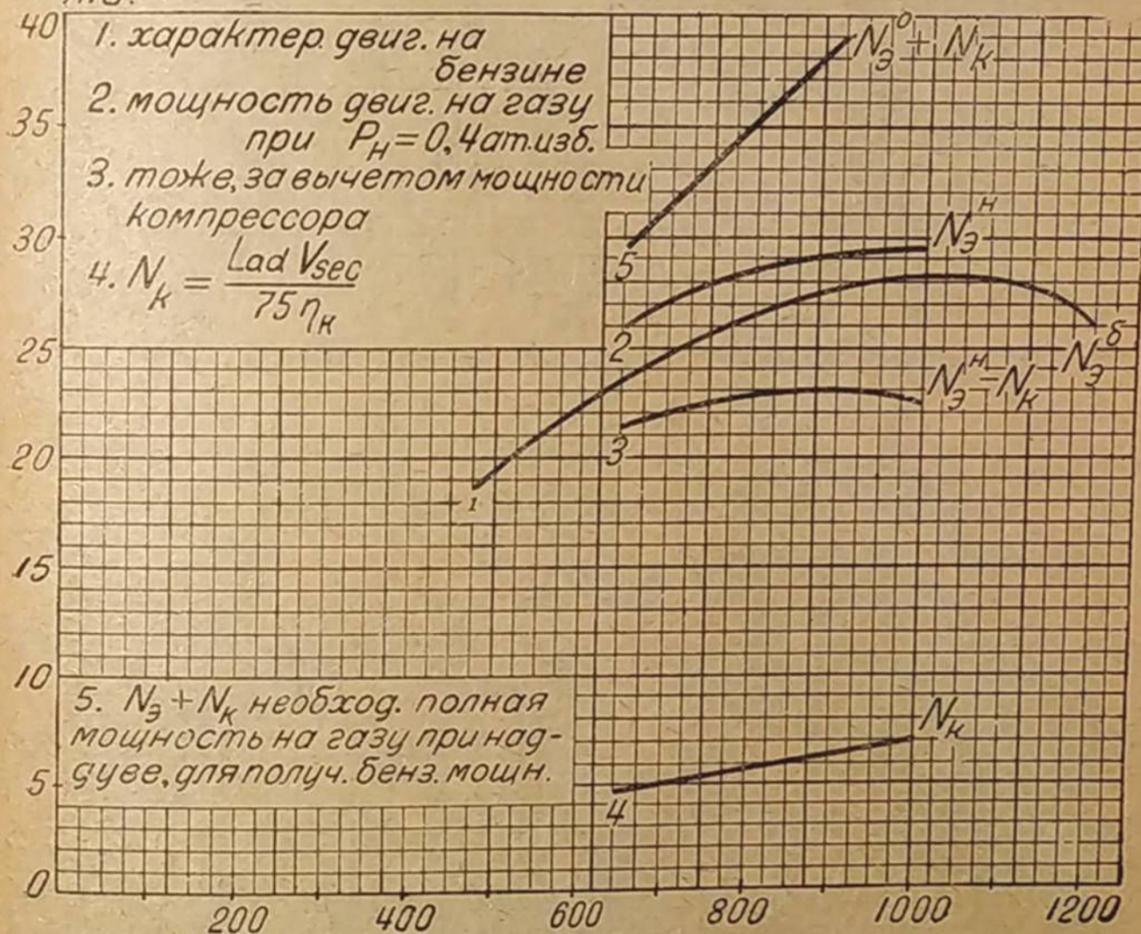


Рис. 10. Предельные характеристики двигателя «Фордзон».

горизонтальные (пунктирные) линии до пересечения с кривой $N_3 - N_k$, мы имеем следующее: для получения $N_3 - N_k = 23,8$ л. с. при 650 об./мин., равную N_3 на бензине при тех же оборотах, необходимо давление наддува довести до $p_k = 0,5$ ат. изб.; для получения же $N_3 - N_k = 28,2$ л. с. при 650 об./мин., равную N_3 на бензине при 1000 об./мин., необходимо давление наддува повысить до $p_k = 0,7$ ат. изб., причем полная мощность двигателя N_3 (brutto) в этом случае достигает значения $N_3 \cong 37$ л. с.

На рис. 8 представлены те же кривые, что и на рис. 7, но при числе оборотов $n = 800$ об./мин.

Для получения $N_3 - N_k = 27,2$ л. с. при 800 об./мин., равную N_3 на бензине, необходимо давление наддува $p_k = 0,6$ ат. изб.

На рис. 9 представлены те же кривые, но для $n = 900$ об./мин.

Для получения $N_g - N_k = 27,8$ л. с. при $n = 900$ об./мин., равную N_g на бензине, необходимо давление наддува довести до $p_k = 0,67$ ат. изб.

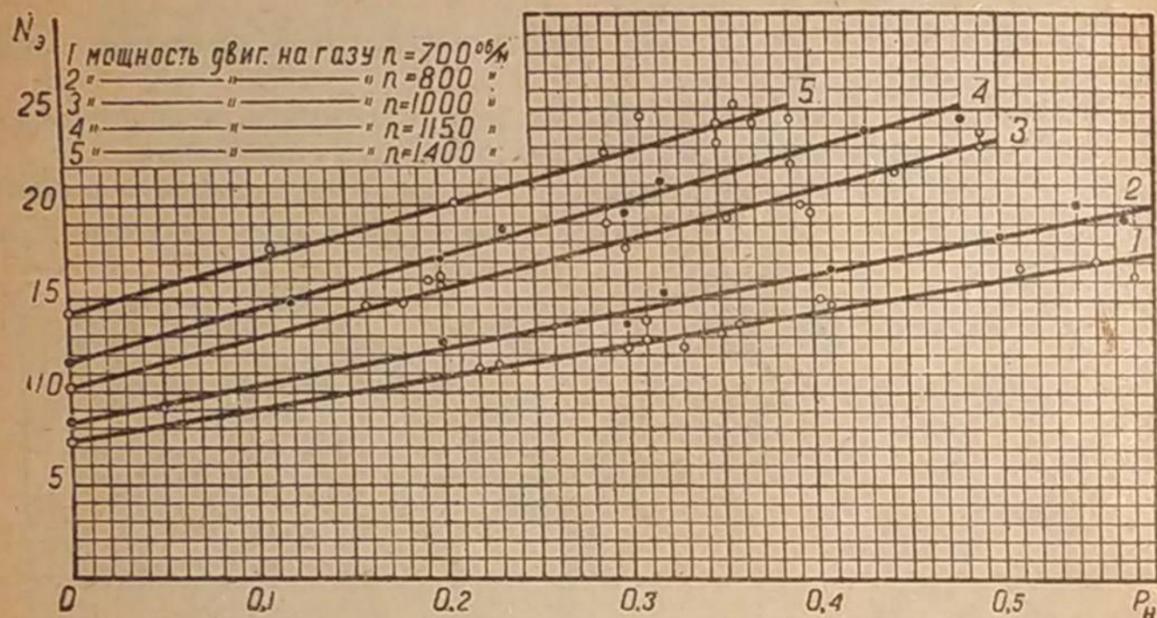


Рис. 11. Зависимость мощности N_g от давления наддува P_k двигателя „Фордзон“.

Л.С.

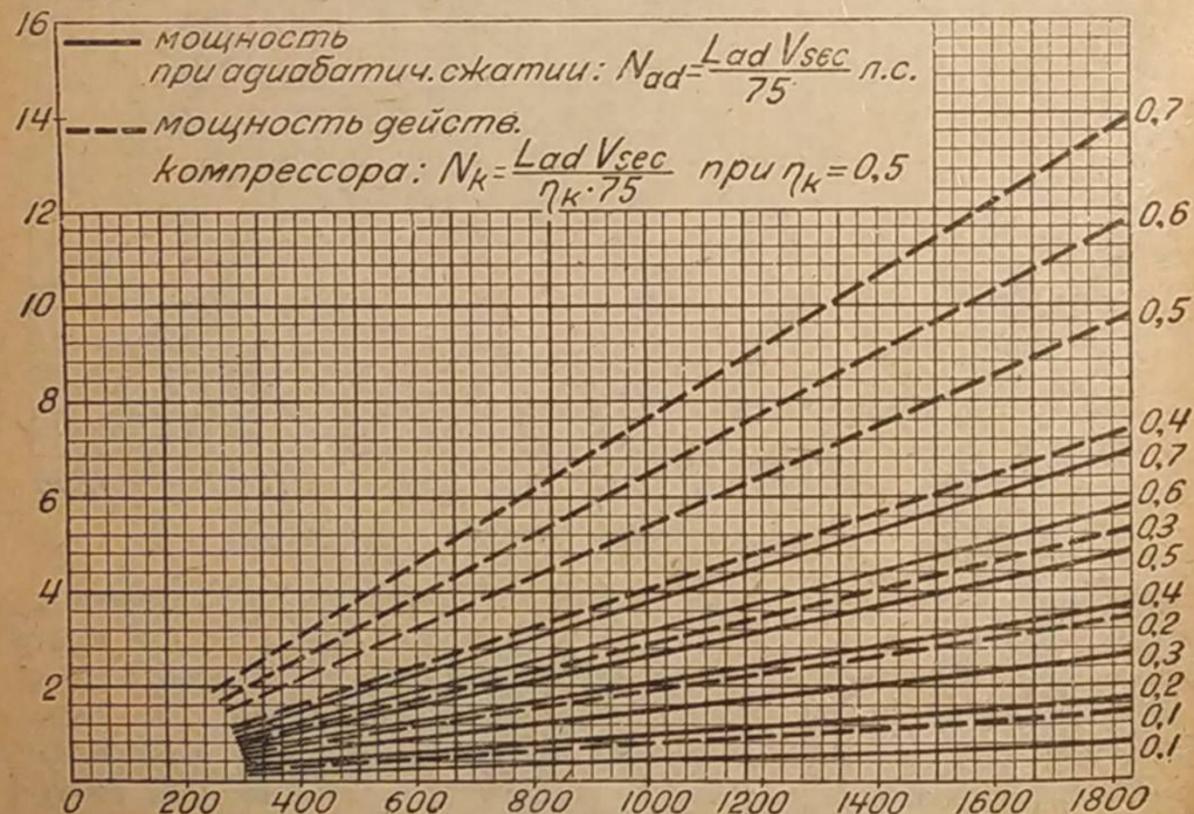


Рис. 12. Расход мощности на предварительное сжатие рабочей смеси.

На рис. 10 для сравнения представлены характеристики двигателя на бензине, 1 и на газу с наддувом 2, 3, 5. Из кривых видно, что хотя полная мощность на газу при $p_k = 0,4$, несколько превосходит бензиновую, но действительная отдача

двигателя (N_g [netto] — кривая 3) меньше бензиновой на 2—5 л. с. Кривая 5 показывает, что для получения полной бензиновой мощности при работе на газу с наддувом необходимо, чтобы $N_g^{zn} = N_g^g + N_k$ была больше бензиновой на 5—11 л. с., что составляет 25—40% бензиновой мощности.

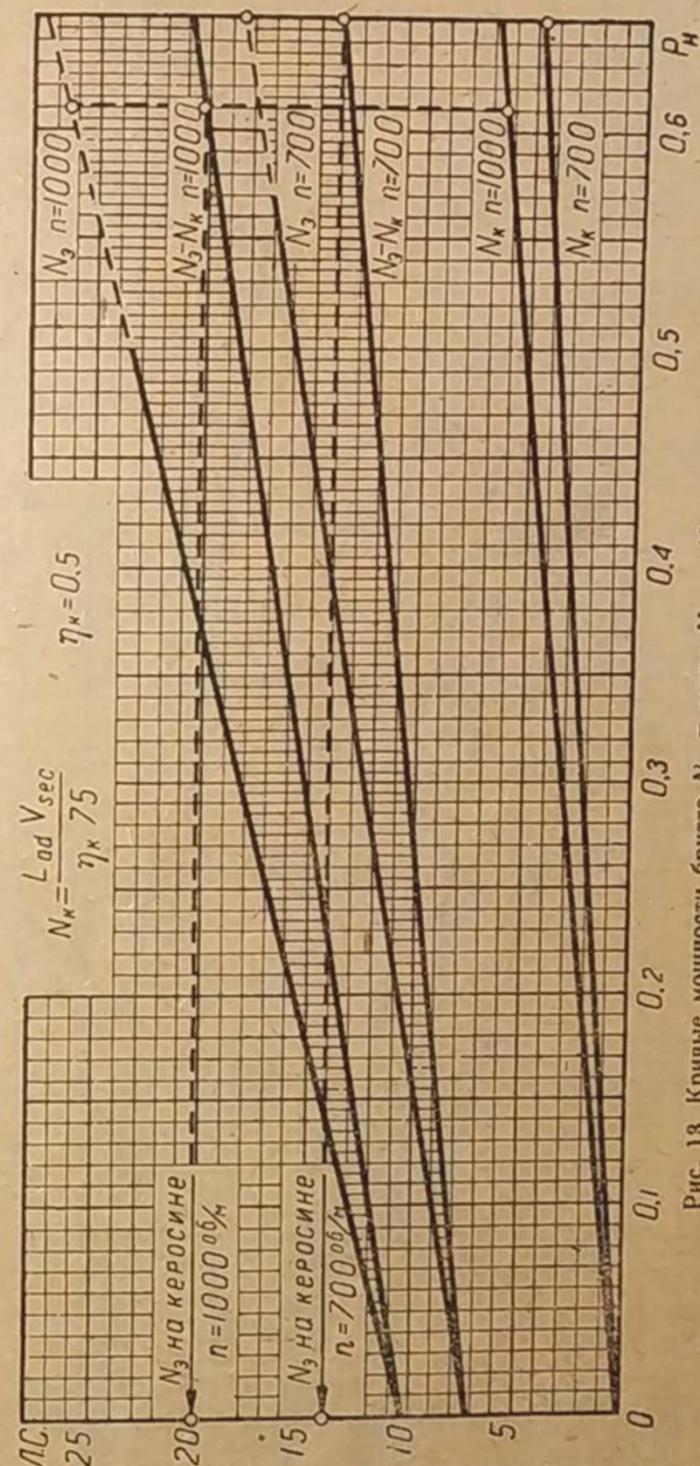


Рис. 13. Кривые мощности брутто N_g и нетто $N_g - N_k$ двигателя „Фордзон“.

Таким образом двигатель из 28—30-сильного превращается в двигатель 35—39-сильный, причем необходимое давление наддува $P_k = 0,5 \div 0,7$ ат. изб., и только при этом давлении могут быть компенсированы все потери при работе на газу.

Если же не ставить себе целью компенсацию всей потери мощности и ограничить верхний предел полной мощности двигателя (N_3 [brutto]) 30 силами, то в этом случае чистая отдача двигателя (N_3 [netto]) будет около $23 \frac{1}{2}$ — 24 л.с., что

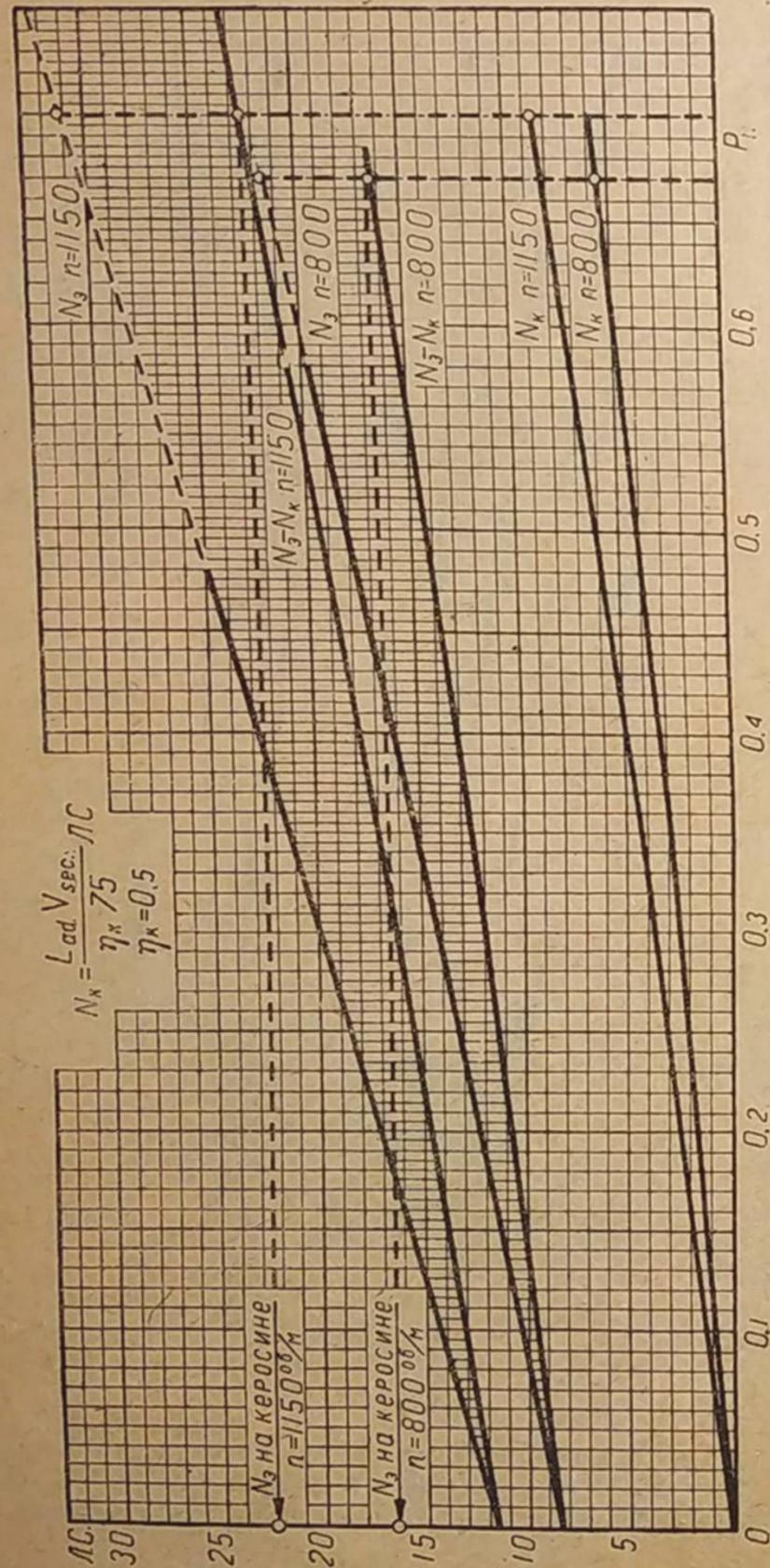


Рис. 14. Кривые мощности брутто N_3 и нетто N_k — N_k .

составляет $82 \frac{1}{2}$ — 86% от полной бензиновой мощности. При этом давление наддува колеблется в пределах от 0,4 до 0,45 ат. изб., и, следовательно, расход мощности на предварительное сжатие значительно меньше, чем в предыдущем случае.

На двигателе „Фордзон“ испытания производились на том же генераторе „Рекс“ и с тем же нагнетательным насосом „Холлскот“.

На основании метода расчета, выведенного в первой части, и на основании данных испытания двигателя „Икегай“, до начала работ с двигателем „Фордзон“ был проделан предварительный подсчет и построена кривая мощности этого двигателя.

1) $P=0,1$, 2) $P=0,2$, 3) $P=0,3$, 4) $P=0,4$.
л.с. 5) без наддува, $P=0$

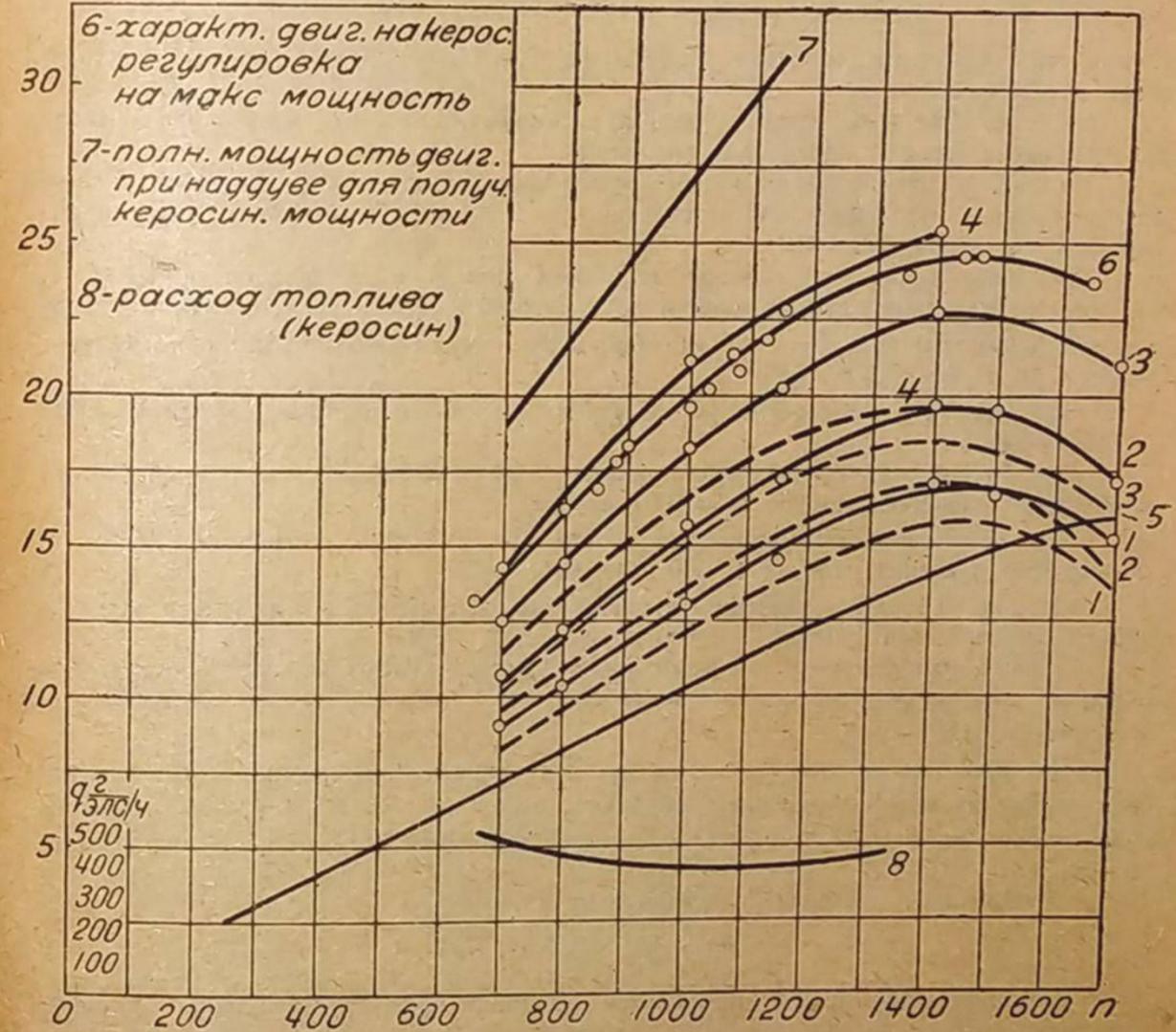


Рис. 15. Характеристика двигателя на керосине и на газе.

Данные, полученные впоследствии при испытаниях, достаточно близко совпали с расчетными данными, но в общем экспериментальная кривая легла несколько ниже расчетной.

Это произошло потому, что механический коэффициент полезного действия и коэффициент подачи при работе на газу для этого двигателя имеют более благоприятные значения, и возрастание этих коэффициентов при переходе на наддув не так сильно, как у двигателя „Икегай“. Этим и объясняется меньший угол наклона кривых, изображающих зависимость N_3 от P_i у двигателя „Фордзон“.

На рис. 11 кривые 1, 2, 3, 4 и 5 представляют изменение полной мощности двигателя „Фордзон“ на газу в зависимости от давления наддува P_n соответственно при $n = 700, 800, 1000, 1150$ и 1400 об./мин.

Так же как и для двигателя „Икегай“, все эти кривые могут быть представлены одним линейным уравнением:

$$N_s^{*n} = N_s^{*0} + k(p_n - 1) \text{ л. с.}$$

Но здесь коэффициент k имеет гораздо меньшее значение:

$$k = 20 \div 25.$$

Следовательно:

$$N_s^{*n} = N_s^{*0} \div (20 \div 25)(p_n - 1),$$

т. е. при увеличении давления наддува на 0,1 ат. изб. полная мощность возрастает на $2,0 \div 2,5$ л. с.

На рис. 12 даны кривые расхода мощности на предварительное сжатие рабочей смеси (способ построения см. выше).

На рис. 13 представлены кривые зависимости мощности от давления наддува для двигателя „Фордзон“ соответственно $n = 700$ и 1000 об./мин. (способ построения см. выше, фиг. 7).

Для достижения керосиновой мощности при $n = 700$ об./мин. в 14 л. с. необходимо давление наддува довести до $p_n = 0,65$ ат. изб. Для достижения керосиновой мощности при $n = 1000$ об./мин. в 20 л. с. необходимо давление наддува довести до $p_n = 0,62$ ат. изб.

На рис. 14 представлены те же кривые, что и на рис. 13, но при $n = 800$ и 1150 об./мин.

Для получения керосиновой мощности при $n = 800$ об./мин. в 16,2 л. с., необходимо давление наддува $p_n = 0,67$ ат. изб.

Для получения керосиновой мощности при $n = 1000$ об./мин. в 22,5 л. с. необходимо давление наддува $p_n = 0,7$ ат. изб.

На рис. 15 для сравнения представлены характеристики двигателя на керосине 6, на газу без наддува 5 и с наддувом 1, 2, 3, 4 и 7.

Кривые, нанесенные сплошными линиями, представляют полную мощность при наддуве N_s (брутто), нанесенные же пунктиром — мощность за вычетом мощности компрессора ($N_s - N_k$).

Как видно из кривой (рис. 15), для получения полной керосиновой мощности при работе на газу с наддувом необходимо, чтобы $N_s^{*n} = N_s^* + N_k$ была больше керосиновой на $5 \div 7,5$ л. с., что составляет в среднем 35% от керосиновой мощности.

Необходимое давление наддува при этом равно

$$p_n = 0,6 \div 0,7 \text{ ат. изб.}$$

Соответственно повышению полной мощности при работе с наддувом повышается и часовой расход топлива.

Хотя удельный расход топлива, отнесенный к полной мощности (N_s [brutto]), несколько снижается по сравнению с таковым без наддува (вследствие повышения механического коэффициента полезного действия), но удельный расход, отнесенный к чистой отдаче двигателя ($N_s - N_k$), повышается в отношении N_s (brutto): N_s (netto).

В виду невозможности производить на испытывавшихся агрегатах продолжительные опыты для определения расхода топлива и составления теплового баланса при работе с наддувом, мы здесь приведем приближенные данные, полученные в результате непродолжительных опытов, без проверки, над двигателем „Фордзон“.

Часовой расход топлива (древесный уголь) с низшей теплотворной способностью $H_u \approx 6500$ кал/кг при работе с наддувом $p_n = 0,4$ ат. изб. и $n = 1300$ об./мин

составлял:

$$B_{\text{час}} = 21,5 \text{ кг/час.}$$

$$N_s \text{ (brutto)} = 19,8 \text{ л. с.}$$

$$N_s \text{ (netto)} = 14,6 \text{ л. с.}$$

Удельный расход:

$$q_s \text{ (brutto)} = 1,1 \text{ кг/э. л. с. ч.} \dots \dots \dots 7150 \text{ кал./э. л. с. ч.}$$

$$q_s \text{ (netto)} = 1,47 \text{ кг/э. л. с. ч.} \dots \dots \dots 9500 \text{ кал./э. л. с. ч.}$$

Экономический коэффициент полезного действия:

$$\eta_s \text{ (netto)} = 0,067 = 6,7\%$$

Тепло, потерянное в охлаждающую воду:

$$W \text{ (netto)} = 2230 \text{ кал./э. л. с. ч.} = 23,5\%$$



ПРИЛОЖЕНИЕ.

Фотографии отдельных частей установки по наддуву.

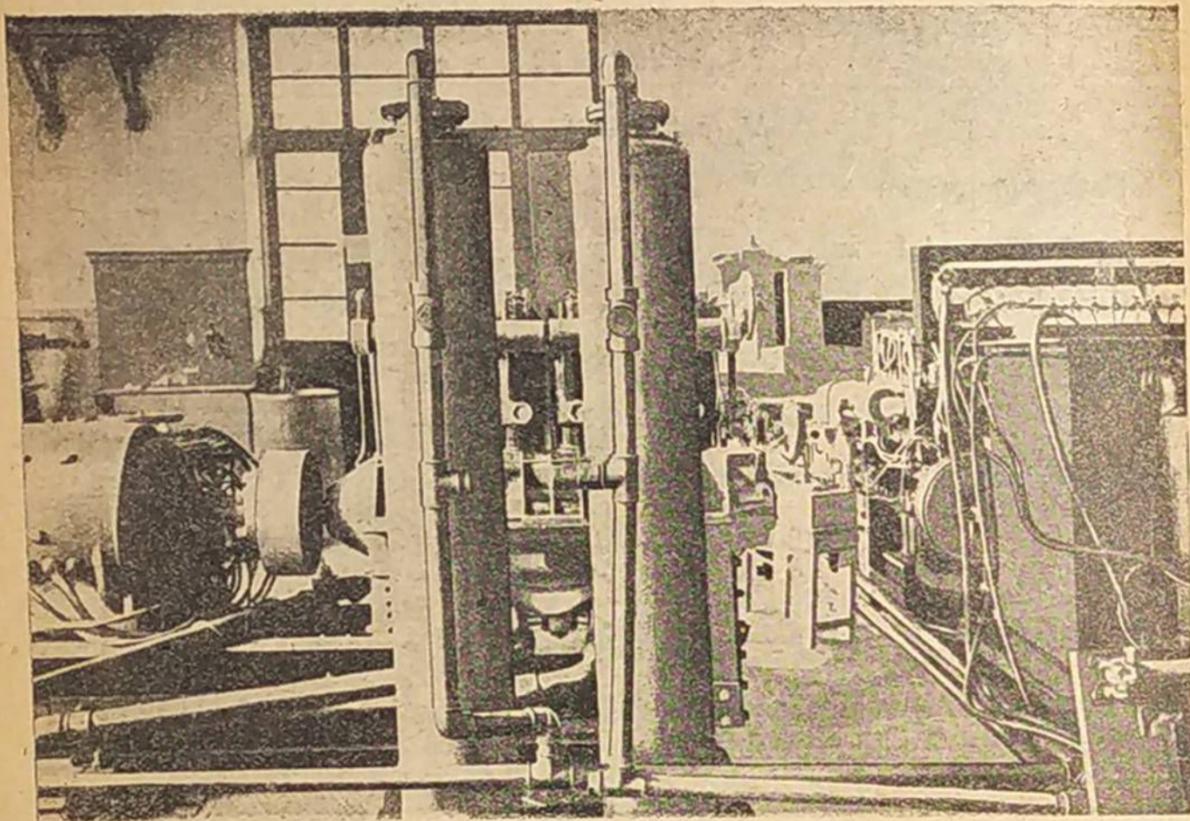


Рис. 1. Вид на установку по наддуву со стороны ресиверов.

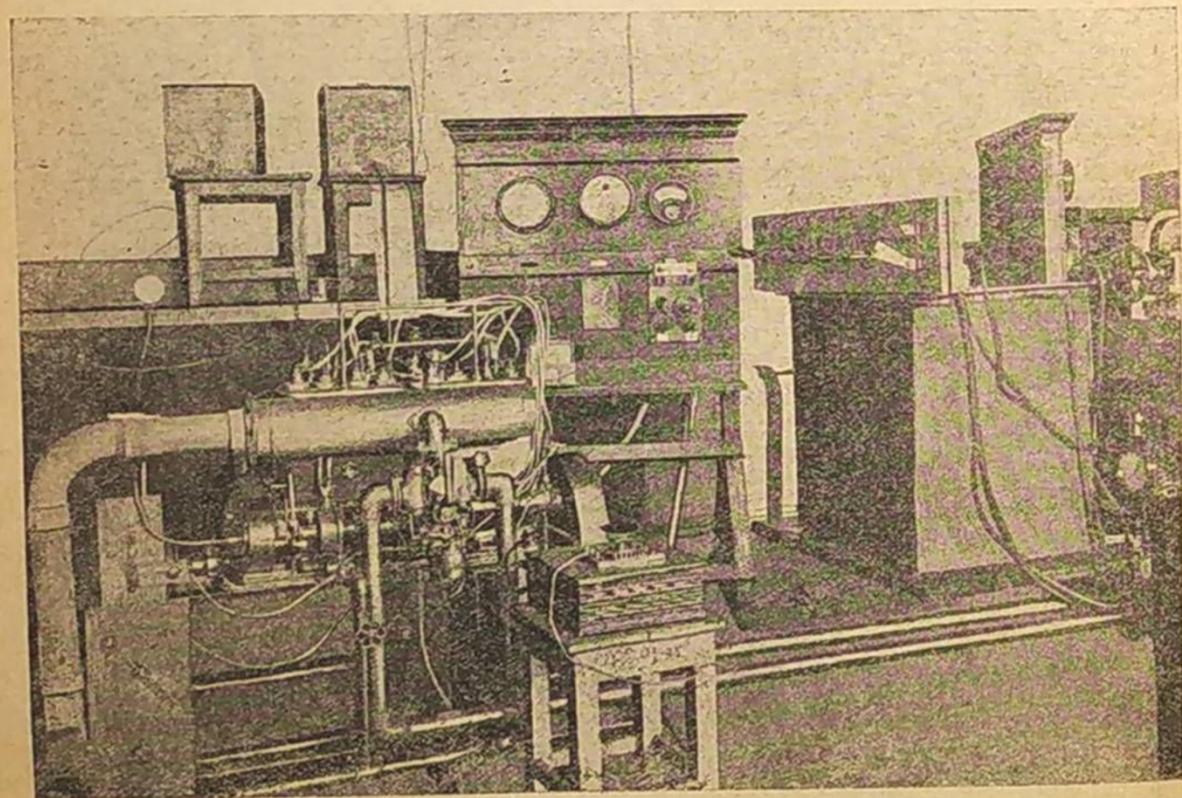


Рис. 2. Двигатель „Икегай“ с нагрузочными приборами.

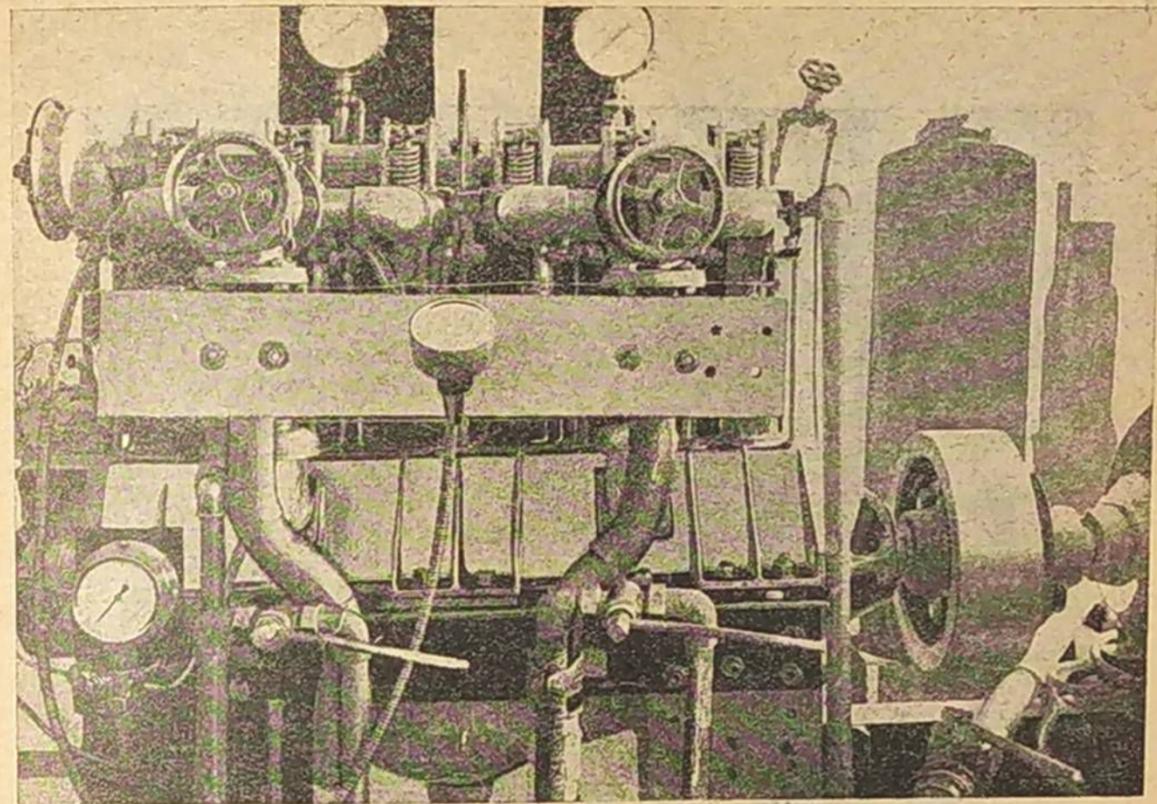


Рис. 3. Вид на насос „Холлскот“ со стороны щитка регулирования.

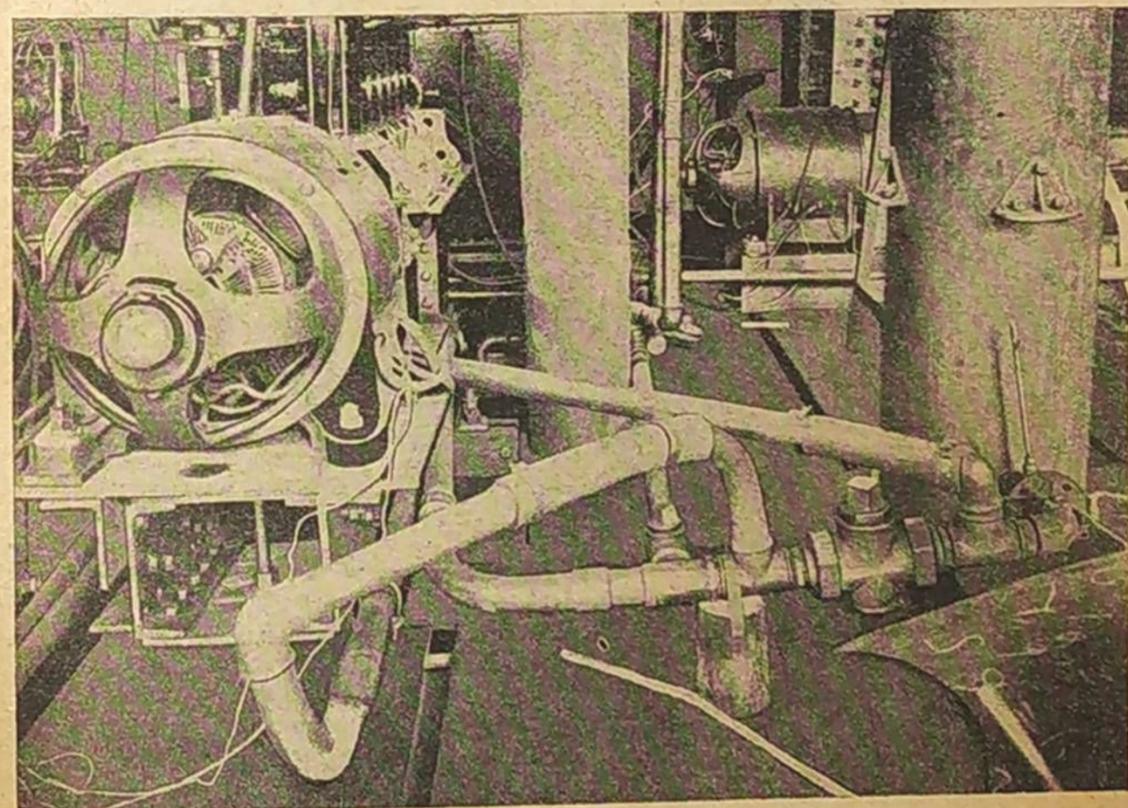


Рис. 4. Вид на установку со стороны электромотора насоса „Холлскот“.

Перевірено 1948 р.

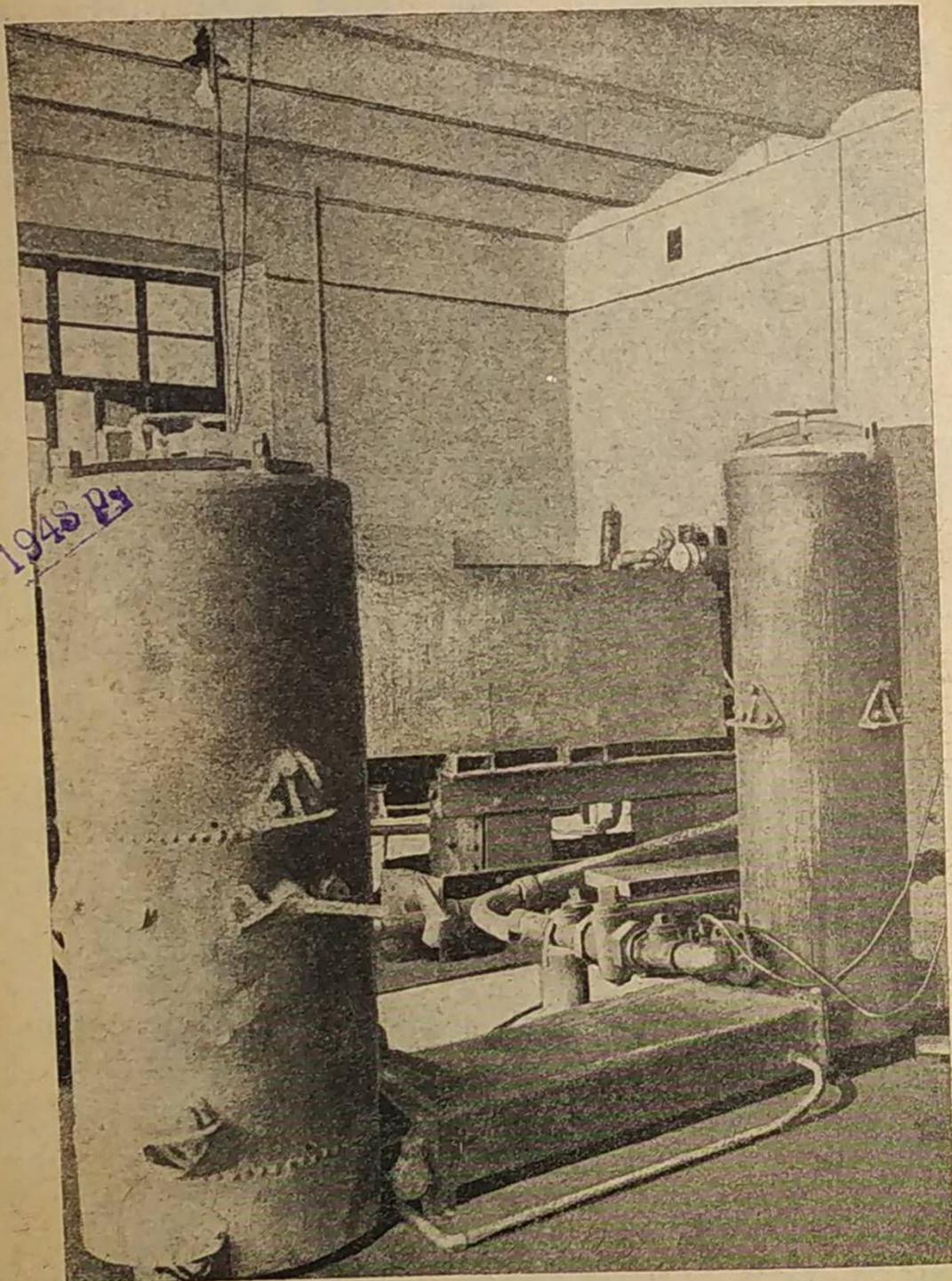


Рис. 5. Газогенератор „Рекс“ с очистителем и холодильником.

