

p. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А

№ 111

1957

П. Х. МУРЕЛЬ

**ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ ПОСТРОЕНИИ
ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОГО
ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ**

ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН, 1957

Ер. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

Серия А

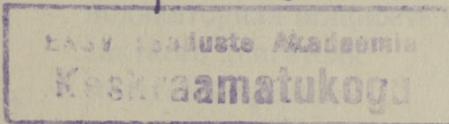
№ 111

1957

П. Х. МУРЕЛЬ

ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ ПОСТРОЕНИИ
ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОГО
ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Ер. 1003



ИЗДАТЕЛЬСТВО
ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
ТАЛЛИН, 1957

П. Х. Мурель

ОБ АНАЛИТИЧЕСКОМ ПОСТРОЕНИИ
ХАРАКТЕРИСТИК СУДОВОГО
ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ
С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

Издательство
Таллинского Политехнического Института

*

Редактор П. Ансон

Технический редактор А. Тамм

Корректор А. Мяэкюла

Сдано в набор 23 IX 1957. Подписано к печати 2 XII 1957. Бумага $54 \times 84 \frac{1}{16}$. Печатных листов 1,5. По формату 60×92 печатных листов 1,23. Учетно-издательских листов 1,13.

Тираж 800. МВ-07793. Заказ № 3080.

Типография «Юхисэлу», Таллин,
ул. Пикк 40/42.

Цена 80 коп.

ВВЕДЕНИЕ

Использование энергии отходящих газов двухтактных двигателей для обеспечения привода одного газотурбо-нагнетателя (с турбиной $p = \text{const.}$) — по схеме четырех-тактного двигателя — стало возможным при повышении расчетного значения давления продувки — наддува примерно до 2 кг/см^2 и выше. В последнее время все шире применяется и т. н. импульсные турбонагнетатели.

При давлениях наддува, начиная примерно от 2 кг/см^2 (т. н. высокого наддува — ВН), мощность газовыхлопной турбины, как показывают расчеты, становится равной мощности, необходимой для привода наддувочного нагнетателя, причем дальнейшее увеличение этого давления приводит к некоторому превышению мощности турбины над мощностью нагнетателя.

Поскольку для пуска и работы на малых нагрузках газотурбоагнетатель двухтактного двигателя необходимо кинематически связать с коленчатым валом двигателя, то упомянутый избыток мощности может быть легко передан на последний.

В общем виде выражение для эффективной мощности двигателя с ВН, при кинематически «связанном» газотурбоагнетателе, записывается следующим образом:

$$N_e = N_i - N_{\text{тр}} + N_{\text{т}} - N_{\text{н}}, \quad (1)$$

где

N_i — индикаторная мощность цилиндров двух-тактного двигателя

$N_{\text{тр}}$ — мощность трения,

$N_{\text{т}}$ и $N_{\text{н}}$ — мощность турбины и нагнетателя (обычно центробежного типа).

Анализ работы таких двигателей на расчетном режиме не представляет каких-либо трудностей и может быть вы-

полнен, например, при помощи термодинамического метода Гриневецкого-Мазинга. [1, 12]*.

Опубликованные в литературе данные (например, в журнале «The Motorship» июль 1942 и май 1946. VDI 21 декабря 1951 и др.) показывают, что мощность двигателей с ВН (в т. ч. и 4-х тактных) возрастает примерно пропорционально повышению давления наддува. Как показывают расчеты [12], при давлениях наддува в пределах 2—3 кг/см² вполне достижимы значения среднего эффективного давления в цилиндре $P_e = 11 \div 14$ кг/см², причем величины коэффициента избытка воздуха при сгорании α были от 1,5 до 1,8; воздух за нагнетателем охлаждался в специальном холодильнике. С увеличением общего избытка воздуха через двигатель теплонпряженность последнего уменьшается, хотя вес и габариты возрастают.

Резкое уменьшение веса и габаритов двигателей при ВН и высокие значения литровой мощности (25—30 элс/л) двухтактных двигателей достигается при хорошей экономичности — эффективный к. п. д. находится в пределах $\eta_e = 0,36 \div 0,40$. Однако эти показатели не являются еще пределом, о чем свидетельствуют опубликованные данные по четырехтактному экспериментальному двигателю с ВН завода MAN («VDI» 21 декабря 1951 г. G. Eichelberg, W. Pflaum), при давлении наддува 2,35 кг/см² получено значение $p_e = 15$ кг/см² и $\eta_e = 0,45$ (140 г/элсч), причем наибольшие значения составляли соответственно $p_e = 20$ кг/см² при наддуве 3 кг/см² и расходе топлива 141 г/элсч.

I.

Значительные трудности возникают при попытке хотя бы приближенного аналитического исследования работы двухтактных двигателей на переменных режимах, включая форсировку. Наличие при ВН газовой турбины, мощность которой при давлениях наддува от 2 до 3 кг/см² составляет порядка 15—30% от мощности двигателя для температур газа 550—650°C, а также нагнетателя примерно такой-же мощности, и промежуточного охлаждения воздуха в свою очередь еще более усложняет задачу построения приближенных характеристик таких двигателей [3].

* Цифры в квадратных скобках указывают на порядковый номер литературного источника в списке, приведенном в конце работы.

Положение еще более усугубляется почти полным отсутствием опубликованных в литературе экспериментальных материалов по двухтактным двигателям с ВН. Поэтому в настоящем случае использованы опубликованные материалы по ряду других форсированных двигателей с газотурбинным наддувом, например, двигателя ЮМО 207А [6] и др.

Ниже сделана попытка получения расчетным путем приближенных зависимостей между параметрами работы двухтактного двигателя с ВН на нерасчетных режимах (винтовая характеристика).

Рассмотрим сначала газовыхлопную турбину и нагнетатель, мощности которых выразим в долях индикаторной мощности двигателя. Тогда выражение (1) примет вид:

$$N_e = N_i (\eta_m + \delta_t - \delta_n) = \eta_{mo} N_i \quad (2)$$

Как известно, в общем виде относительная мощность турбины [12] может быть выражена следующим образом:

$$\delta_t = \frac{N_t}{N_i} = 5,69 M_{сек}^T N_t \eta_t, \quad (3)$$

где секундное количество газов

$$M_{сек}^T = \frac{V_i \alpha M'_o (\varphi - 1 + \beta_o)}{3600} \frac{\text{моль}}{\text{илс} - \text{сек}} \quad (4)$$

и теплоперепад в турбине

$$N_t = \bar{c}_p T_g \left[1 - \left(\frac{P'_o}{P_t} \right)^{\frac{k_i - 1}{k_i}} \right] \frac{\text{к кал}}{\text{моль}}, \quad (5)$$

причем мольная теплоемкость смеси продуктов сгорания с продувочным воздухом \bar{c}_p найдется из выражения:

$$\bar{c}_p = \frac{(\varphi - 1) \bar{c}_p' + \beta_o \bar{c}_p''}{\varphi - 1 + \beta_o}. \quad (6)$$

В выражениях (2—6) приняты следующие обозначения:

$\eta_{mo} = (\eta_m + \delta_t - \delta_n)$ — общий механический к. п. д. двигателя (с учетом газотурбонагнетателя).

η_t — эффективный к. п. д. турбины

$M'_0 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$ — теоретический расход воздуха, необходимого для сгорания одного кг топлива.

β_0 — химический коэффициент молекулярного изменения.

$B_i \frac{\text{г}}{\text{илсч}}$ — индикаторный удельный расход топлива

T_r^0 абс — температура газов перед турбиной (задается)

$P_r \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ — давление газа перед турбиной.

$P_o \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ — противодавление за турбиной (принимается)

$c_p^{-1} \frac{\text{к кал}}{\text{моль } ^\circ\text{C}}$ — теплоемкость продувочного воздуха.

c_p^{-1} — теплоемкость продуктов сгорания.

Аналогичным образом для относительной мощности нагнетателя получим выражение (12)

$$\delta_n = \frac{N_n}{N_i} = 5,69 M_{\text{сек}}^n N_n \frac{1}{\gamma_{\text{вн}}} \cdot \frac{1}{\eta_n} \quad (7)$$

где

$$M_{\text{сек}}^n = \varphi \frac{B_i \alpha M'_0}{3600} \frac{\text{моль}}{\text{илс-сек}} \quad (8)$$

и

$$N_n = c_p^{-1} T_o \left[\left(\frac{P_n}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{\text{к кал}}{\text{моль}} \quad (9)$$

Здесь: $\eta_{\text{вн}}$ — коэффициент подачи нагнетателя, принятый в расчетах равным единице

η_n — эффективный коэффициент полезного действия нагнетателя

T_o абс — температура окружающей среды

$P_o \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ — давление воздуха на входе в нагнетатель.

Преобразуем выражения для относительных мощностей турбины и нагнетателя. После подстановки из

формул (4, 5, 8 и 9) и преобразований получим эти выражения в следующем виде, удобном для их анализа [12]:

$$\delta_T = 0,783 \cdot 10^{-3} \alpha B_i [(\varphi-1) \bar{c}_p' T_H + \beta_o \bar{c}_p'' T_r] \left[1 - \left(\frac{P_o'}{P_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \eta_T \quad (10)$$

$$\delta_H = 0,783 \cdot 10^{-3} \alpha B_i \varphi \bar{c}_p' T_o \left[\left(\frac{P_H}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_H} \quad (11)$$

Из всех этих величин, определяющих значение δ_H , за постоянные можно, в первом приближении, принять: коэффициент избытка продувочного воздуха φ , индикаторный расход топлива B_i [6,3], а также значение теплоемкости воздуха $\bar{c}_p' = 6,95 \frac{\text{к кал}}{\text{моль}^\circ\text{с}}$, показатель адиабаты сжатия $k=1,4$ и параметры окружающей среды T_o и P_o , а также, приближенно, и к. п. д. η_H . Тогда остается зависимость вида

$$\delta_H \cong f(\alpha, p_H) \quad (12)$$

Выразим величины α и p_H в функции от независимой переменной, за которую примем относительное число оборотов вала двигателя.

Для центробежных нагнетателей зависимость между напором и числом оборотов крылатки устанавливается, исходя из выражения для адиабатной работы сжатия [7]:

$$L_{ад} = L_{ад}' \left(\frac{p_H}{p_H'} \right)^2, \quad (13)$$

а

$$L_{ад}' = \frac{k}{k-1} R T_o \left[\left(\frac{P_H}{P_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right],$$

где p_H и p_H' — текущее и расчетное значение числа оборотов крылатки нагнетателя.

Можно также воспользоваться соотношением

$$P_H \cong P_H' \left(\frac{p_H}{p_H'} \right)^2 \quad (14)$$

Здесь и в дальнейшем индекс — «прим» — относится к показателю на расчетном режиме работы.

Вторая величина в (12) — коэффициент избытка воздуха при сгорании α , могла бы быть определена из простого соотношения

$$\alpha = \frac{G_a}{L_o \Delta g_T}, \quad (15)$$

где $G_a = \frac{P_a V_o}{RT_a} \frac{1}{1+\gamma_r}$ кг — вес свежего заряда в момент начала сжатия в цилиндре двигателя (γ_r — коэффициент остат. газов), а $\Delta g_T = \frac{V_i N_i \text{ цикл}}{60 \text{ п}} \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}$ — количество впрыскиваемого за 1 цикл в цилиндр топлива.

Но, поскольку закон изменения параметров начала сжатия P_a и T_a , а также величин γ_r и N_i в зависимости от режима работы неизвестен, то подсчет текущего значения α необходимо выполнить каким-либо другим путем.

Воспользуемся в данном случае опытной кривой изменения коэффициента α форсированного авиадвигателя с приводным центробежным нагнетателем ЮМО — 207 А [6], для которой подберем уравнение $\alpha = f(n/n')$ в следующем виде:

$$\alpha = 4,38 \left(\frac{n}{n'}\right)^2 - 11,25 \left(\frac{n}{n'}\right) + 8,43 + (\alpha' - 1,56) \frac{n}{n'}. \quad (16)$$

Последний член в правой части равенства (16) является поправкой, учитывающей отличие расчетного значения α для данного двигателя от α для ЮМО-207 А (равный 1,56).

Точность уравнения (16) видна из таблицы № 1.

Таблица № 1

Число оборотов двигателя об/мин	Значение α	
	из опыта	по формуле (17)
2400	1,56	1,56
1800	2,45	2,46
1600	2,82	2,86
1200	3,90	3,85

Таким образом, используя зависимости (13) и (16), можно, по ряду точек, построить для данного случая при-

мерную кривую изменения относительной мощности нагнетателя в зависимости от нагрузки двигателя по винтовой характеристике.

Рассмотрим далее следующее слагаемое выражения (2) — δ_T .

Относительная мощность газовой турбины δ_T также зависит от большого числа переменных и постоянных величин, как это видно из выражения (10).

Аналогично нагнетателю, за постоянные м. б. приняты: V_1 , φ , \bar{c}_p' , p_o' , k , а также химический коэффициент молекулярного изменения β_o и, в первом приближении — к. п. д. турбины η_T .

Тогда остается зависимость вида

$$\delta_T \cong \varphi(\alpha, T_H, T_T, \bar{c}_p'', p_T) \quad (17)$$

Выразим все неизвестные в выражении (17) в функции от независимой переменной — относительного числа оборотов вала двигателя.

Так, температуру сжатого в нагнетателе воздуха можно определить, исходя из ее зависимости от давления сжатия p_H [7]:

$$T_H = T_o + \Delta t \left(\frac{p_H}{p_o} \right)^2, \quad (18)$$

где

$$\Delta t = \frac{T_o \left[\left(\frac{p_H}{p_o} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{ад}} \text{ абс.}$$

Учитывая охлаждение воздуха в холодильнике на величину $\Delta T_{хол}$, окончательно получим:

$$T_H = T_o + \Delta t \left(\frac{p_H}{p_o} \right)^2 - \Delta T_{хол} \quad (19)$$

Величину понижения температуры воздуха в холодильнике можно приближенно принять изменяющейся пропорционально числу оборотов вала двигателя:

$$\Delta T_{хол} = \Delta T'_{хол} \frac{n}{n'}$$

Тогда окончательно имеем:

$$T_H = T_o + \Delta t \left(\frac{p_H}{p_o} \right)^2 - \Delta T'_{хол} \frac{n}{n'} \quad (20)$$

Согласно указанию проф. Т. М. Мелькумова [3], теоретическую температуру продуктов сгорания в цилиндре двигателя (T_r) можно считать изменяющейся пропорционально числу оборотов вала двигателя (винтовая характеристика).

Для расчетного режима работы двигателя значение T_r определяется по Е. К. Мазингу следующим образом [5]:

$$T_r = \frac{T_b}{k_1} \left[1 + \left(k_1 \right) \frac{P_a}{P_b} \right]^0 \text{ абс} \quad (21)$$

или менее точно, полагая $p_a = p_r$:

$$T'_r \cong T_b \left(\frac{P_r}{P_b} \right)^{\frac{k_1 - 1}{k_1}} \text{ абс}, \quad (21 \text{ a})$$

где $P_0 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$ — давление в цилиндре в начале хода сжатия

P_r — давление выхлопа

k_1 — показатель процесса расширения газов в цилиндре

T_b и P_b — температура и давление газов в конце процесса расширения в цилиндре.

Тогда текущее значение T_r можно определить следующим образом:

$$T_r = (T'_r - 273) \frac{n}{n'} + 273^0 \text{ абс} \quad (22)$$

Далее, теплоемкость продуктов сгорания \bar{c}_p'' , входящая в выражение (19), определяется по значению T_r обычным образом [2].

Наконец, последняя неизвестная величина в формуле (17) — давление газов перед турбиной p_r подсчитывается по известному текущему значению давлению наддува p_n , причем отношение P_r/P_n при изменении нагрузки приближенно можно считать постоянным и равным, например, 0,9.

Таким образом, пользуясь формулой (10), имеем необходимые данные для построения приближенной кривой изменения относительной мощности газовой турбины δ_t , кинематически связанной с валом двигателя.

Последняя величина, входящая в формулу (2), которую необходимо определить для нахождения общего механического к. п. д. установки η_{mo} — это механический

к. п. д. двигателя η_m . Последний обычно считают изменяющимся линейно и однозначно от числа оборотов вала двигателя, полагая, что потери на трение не зависят от нагрузки.

На основании соотношений (1) и (2) общий механический к. п. д. двигателя с ВН может быть определен по значению силы трения $P_{тр}$ следующим образом:

$$\eta_{mo} = \frac{P_e}{P_e + P_{тр}} (1 + \delta_r - \delta_n) \quad (23)$$

Однако, за неимением достоверных данных для определения $P_{тр}$ или η_m в функции от числа оборотов двигателей с расходящимися поршнями, для расчетов используем опытную кривую η_m двигателя ЮМО-207А [6]. Для этой кривой подберем уравнение вида

$$\eta_m = -0,165 \left(\frac{n}{n'}\right)^2 + 0,371 \frac{n}{n'} + 0,607 + \left(\eta'_m - 0,81\right) \frac{n}{n'}, \quad (24)$$

причем последний член уравнения (24) является поправкой, учитывающей отличие расчетного значения η_m данного двигателя от такового для ЮМО-207А.

Точность выражения (24) видна из таблицы № 2.

Таблица № 2

Число оборотов двигателя об/мин	Значение η_m	
	из опыта [6]	по формуле (24)
2400	0,810	0,810
2000	0,800	0,802
1600	0,780	0,780

Далее, подсчитав значение η_{mo} , нетрудно определить эффективные показатели работы двухтактного двигателя с ВН из следующих соотношений:

$$P_e = P_i \eta_{mo}; \eta_e = \eta_i \eta_{mo}; V_e = V_i \frac{1}{\eta_{mo}} \quad (25)$$

Таким образом получены приближенные зависимости для аналитического построения примерных характеристик двухтактного судового двигателя с ВН при изменении нагрузки по винтовой характеристике.

В качестве примера для построения кривых δ_r , δ_n и η_{mo} выполним расчеты произвольно выбранного двигателя

на долевых режимах работы, задаваясь следующими расчетными значениями давления наддува: 2,0; 2,5; 3,0; 3,5; и 4,0 кг/см².

Выберем также следующие величины параметров: $\alpha = 1,5$, температура газов перед турбиной $T_g = 875$ абс (602°C), эффективные к. п. д. турбины и центробежного нагнетателя соответственно $\eta_t = 0,77$ и $\eta_n = 0,75$ и значение механического к. п. д. двигателя $\eta_m = 0,85$. Используя, например, термодинамический метод расчета рабочего цикла по Гриневецкому-Мазингу [12], определены расчетные значения параметров рабочего процесса двигателя с ВН для принятых величин давлений наддува. Далее, используя выражения (15 ÷ 24), подсчитаем значения δ_n , δ_t и η_{mo} для нагрузок, составляющих $1/8$, $1/4$, $1/2$ и $3/4$ от расчетной.

По этим точкам получим кривые, представленные на рис. 1. Характер кривых δ_n и δ_t на рис. 1. показывает, что точка их пересечения ($\delta_n = \delta_t$), или момент баланса мощностей турбины и нагнетателя, имеет место примерно при одном и том же значении нагрузки (числа оборотов), независимо от расчетного значения давления ВН (при одинаковых величинах α и T_g). В данном случае это происходит примерно при нагрузке, составляющей 50% от полной, причем для случая $p_n = 2,0$ кг/см² момент баланса, согласно сказанному на стр. 1, должен иметь место при полной нагрузке (на рис. 1 кривая I указывает на избыток мощности турбины — результат сделанных при расчете допущений).

Как видно из рис. 3, зависимость текущих значений давления наддува в момент баланса от расчетного значения p_n имеет прямолинейный характер, и относится к одной и той же долевой нагрузке, в зависимости от значения величин α и T_g .

Кривые δ_n и δ_t для других расчетных значений температуры газов перед турбиной T'_g (825 и 925° абс.) для $p_n = 2,5$ кг/см² и $\alpha = 1,5$ показаны на рис. 2.

Как и следовало ожидать, повышение температуры газов благоприятно сказывается на соотношении мощностей турбины и нагнетателя, и момент баланса $\delta_t = \delta_n$ наступает с увеличением T'_g при меньшем значении нагрузки, что выгодно отражается на экономичности и мощности при работе на долевых нагрузках.

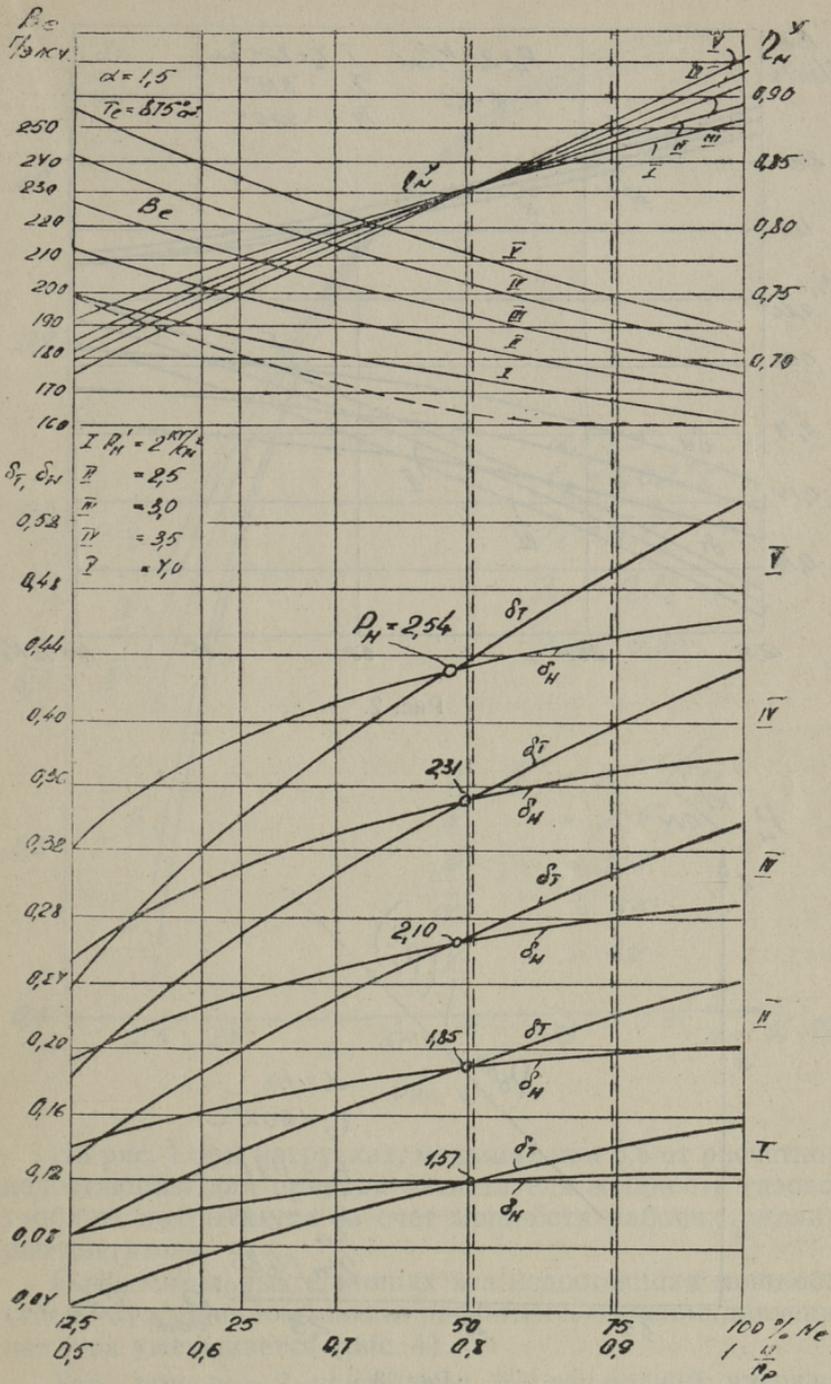


Рис. 1.

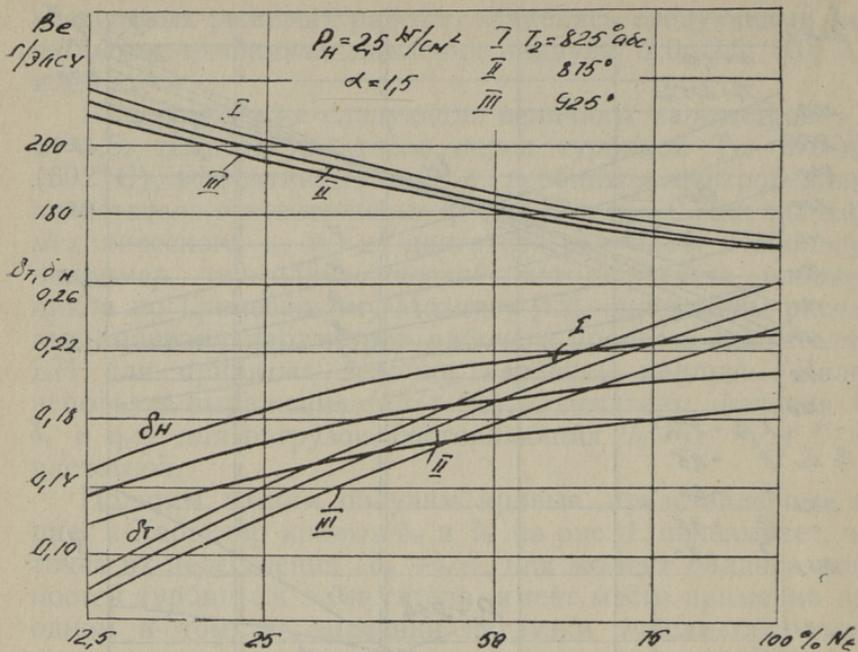


Рис. 2.

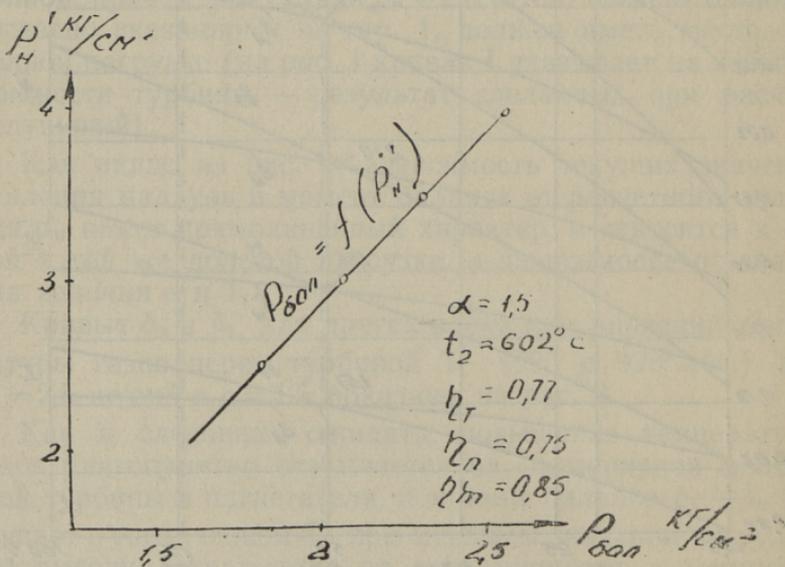


Рис. 3.

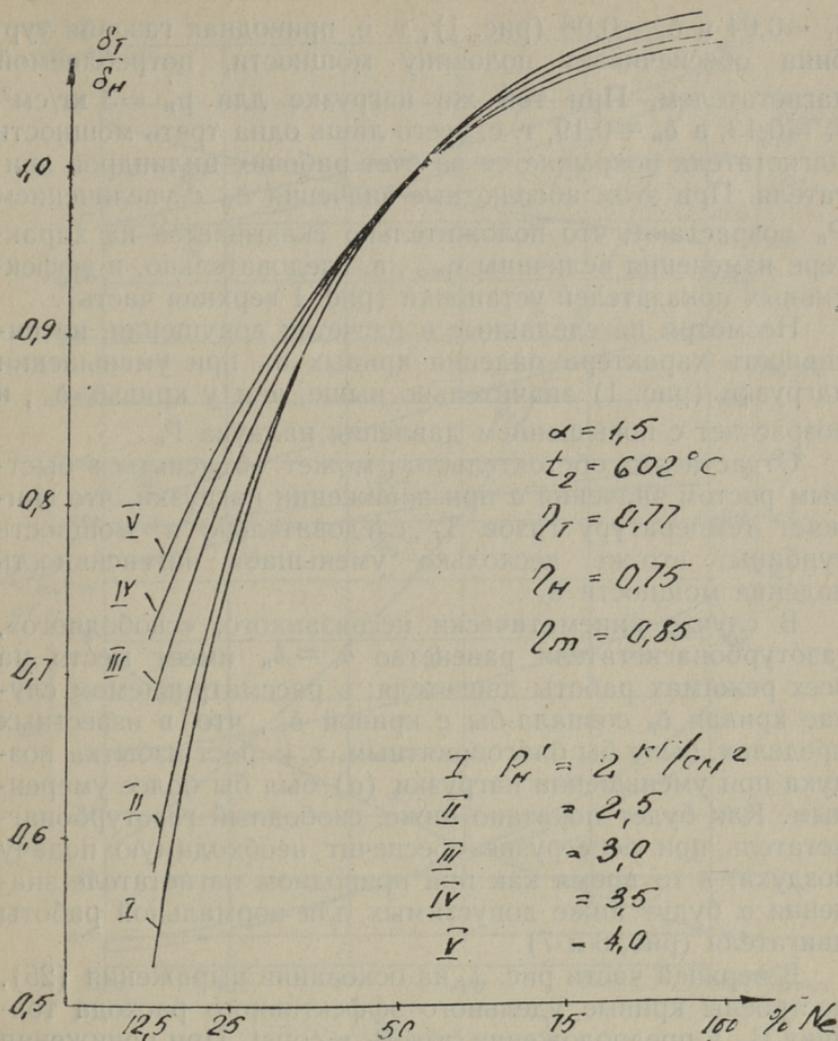


Рис. 4.

На рис. 1 при нагрузках, меньших чем 0,5 от расчетной, недостающая для привода нагнетателя мощность газовой турбины покрывается за счет мощности рабочих цилиндров двигателя.

В относительных единицах эта недостающая мощность (« $\delta_H - \delta_T$ ») при повышении расчетного значения давления наддува уменьшается (рис. 4).

Так, при $p_T = 2 \text{ кг/см}^2$ для $1/8$ от полной нагрузки

$\delta_T = 0,04$ и $\delta_H = 0,08$ (рис. 1), т. е. приводная газовая турбина обеспечивает половину мощности, потребляемой нагнетателем. При той же нагрузке для $p'_H = 3 \text{ кг/см}^2$, $\delta_T = 0,13$, а $\delta_H = 0,19$, т. е. всего лишь одна треть мощности нагнетателя покрывается за счет рабочих цилиндров двигателя. При этом абсолютные значения δ_T с увеличением P'_H возрастают, что положительно сказывается на характере изменения величины η_{mo} , а, следовательно, и эффективных показателей установки (рис. 1 верхняя часть).

Несмотря на сделанные в расчетах допущения, интенсивность характера падения кривых δ_T при уменьшении нагрузки (рис. 1) значительно выше, чем у кривых δ_H , и возрастает с повышением давления наддува P'_H .

Отчасти это обстоятельство может объясняться быстрым ростом значения α при понижении нагрузки, что снижает температуру газов T_T , следовательно и мощность турбины; это же несколько уменьшает интенсивность падения мощности δ_T .

В случае кинематически несвязанного, «свободного», газотурбонагнетателя равенство $\delta_T = \delta_H$ имеет место на всех режимах работы двигателя; в рассматриваемом случае кривая δ_H совпала бы с кривой δ_T , что, в известных пределах, было бы благоприятным, т. к. рост избытка воздуха при уменьшении нагрузки (α) был бы более умеренным. Как будет показано ниже, свободный газотурбонагнетатель при перегрузке обеспечит необходимую подачу воздуха, в то время как при приводном нагнетателе значения α будут ниже допустимых для нормальной работы двигателя (рис. 6 и 7).

В верхней части рис. 1, на основании выражения (25), построены кривые удельного эффективного расхода топлива V_e , в предположении, что $V_1 = \text{const}$. При понижении нагрузки расход топлива увеличивается весьма незначительно.

В действительности это ухудшение экономичности будет еще незначительнее, т. к. индикаторный расход топлива у двигателей с самовоспламенением топлива при падении нагрузки несколько уменьшается, и кривая расхода топлива V_e имела бы более пологий характер — как, например, показано пунктирной линией — «0» в верхней части рис. 1 (стр. 13).

В качестве расчетного примера на рис. 5 показаны

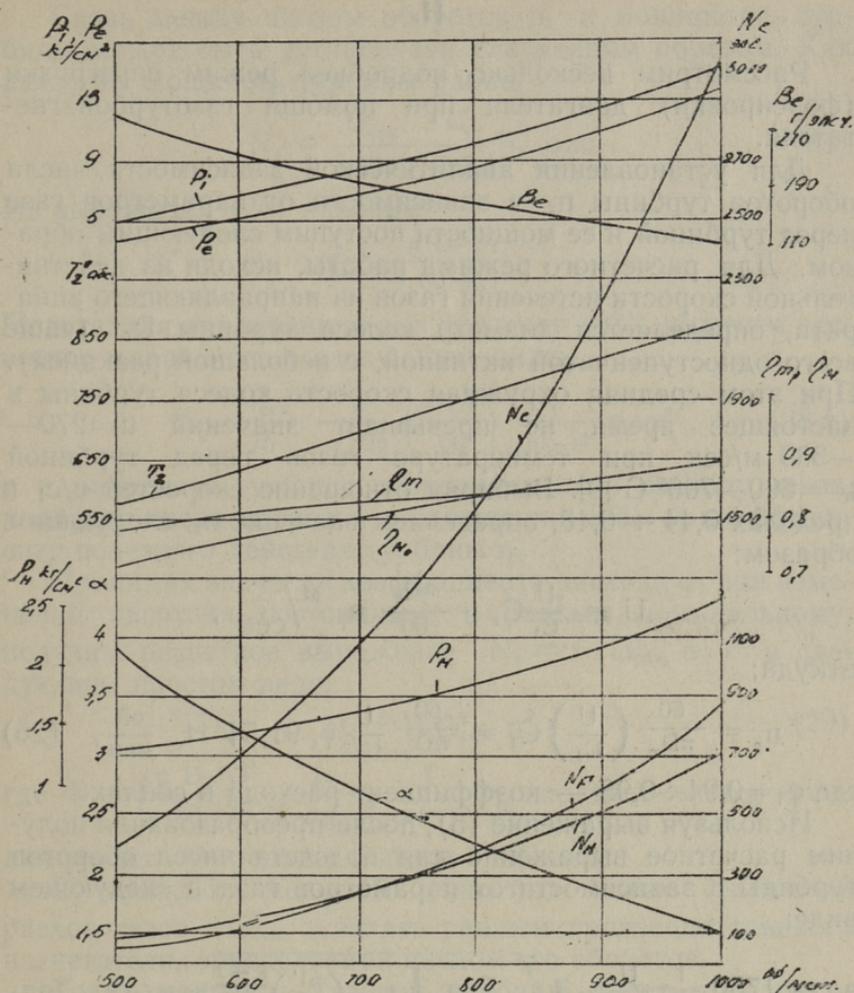


Рис. 5.

кривые изменения значений ряда параметров произвольно взятого двухтактного судового двигателя с ВН (винтовая характеристика) мощностью в 3000 элс в восьми цилиндрах с $D/S=19/2 \times 22,5$ при $n=1000$ об/мин (номинальный режим), причем: $p_n=2,5$ кг/см², $T_r=875^\circ$ абс и $\varphi=1,25$ (для обеспечения выбранного значения T_r); при $\alpha=1,5$ $p_e=13,3$ кг/см² считая высоту выхлопных окон равным 20% хода поршня. Кривые на рис. 5 построены на основании выражений (2 ÷ 25).

II.

Рассмотрим несколько подробнее режим перегрузки (форсировки) двигателя при помощи газотурбонагнетателя.

Для установления аналитической зависимости числа оборотов турбины n_T в зависимости от параметров газа перед турбиной и ее мощности поступим следующим образом. Для расчетного режима работы, исходя из действительной скорости истечения газов из направляющего аппарата, определяется диаметр колеса турбины D_T (чаще всего одноступенчатой активной, с небольшой реакцией). При этом средняя окружная скорость колеса турбины в настоящее время не превышает значений $u=270—330$ м/сек при температуре газов перед турбиной $t_T = 600—700^\circ \text{C}$ [9]. Выбирая отношение скоростей u/c_1 в пределах $0,44 \div 0,48$, определяем значение n_T следующим образом:

$$U = \frac{U}{C_1} C_1 = \frac{\pi D_T}{60} n_T \text{ м/сек},$$

откуда:

$$n_T = \frac{60}{\pi D_T} \left(\frac{U}{C_1} \right) C_1 = \frac{60}{\pi D_T} \frac{U}{C_1} \varphi_1 91,5 \sqrt{H_T} \frac{\text{об}}{\text{мин}}, \quad (26)$$

где $\varphi_1 = 0,94 \div 0,98$ — коэффициент расхода в соплах.

Используя выражение (5), после преобразования получим расчетное выражение для подсчета чисел оборотов турбины в зависимости от параметров газа в следующем виде:

$$n_T = 1750 \frac{1}{D_T} \frac{U}{C_1} \varphi_1 \sqrt{\bar{c}_p T_T \left[1 - \left(\frac{P'_0}{P_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} = \varphi(n) \quad (27)$$

Параметры газа, в свою очередь, являются функцией чисел оборотов вала двигателя (винтовая характеристика).

В выражении (27) при изменении нагрузки двигателя изменяются как значения параметров газа T_T и r_T , так и отношение u/c_1 , определяющее, как известно, и величину к. п. д. турбины. Поскольку последний был принят в расчетах постоянным, то и изменением величины отношения u/c_1 на нерасчетных режимах можно в первом приближении пренебречь.

Связь между числом оборотов n_T и мощностью турбины может быть установлена следующим образом. Как известно, мощность турбины равна

$$N_T = \frac{G_{\text{сек}}^T}{75} \frac{C_1^2}{\varphi_1^2 2g} \eta_T \text{ элс.} \quad (28)$$

Из выражения (26) находим

$$C_1 = \frac{\pi D_T n_T}{60 u/c_1}$$

Подставляя это значение c_1 в формулу (28), получим расчетное выражение в следующем виде:

$$N_T = \frac{G_{\text{сек}}^T}{75} \frac{1}{\varphi_1^2 2g} \left(\frac{\pi D_T}{60} \right)^2 \frac{1}{(u/c_1)^2} \eta_T n_T^2, \quad (28 \text{ а})$$

т. е. мощность турбины пропорциональна расходу газов, квадрату числа оборотов и отношению u/c_1 — коэффициенту полезного действия турбины η_T .

Принимая значение коэффициента расхода φ_1 при изменении нагрузки постоянным, и равным номинальному, получим расчетное выражение $N_T = f(G_{\text{сек}}^T n_T)$ в следующем простом виде:

$$N_T = B G_{\text{сек}}^T n_T^2 \quad (29)$$

где $B = \left(\frac{\pi D_T}{60} \right)^2 \frac{1}{75 \cdot 2g \varphi_1^2} \frac{1}{(u/c_1)^2} \eta_T$ подсчитывается лишь для расчетного режима работы турбины.

С несколько меньшей точностью можно секундный расход газов $G_{\text{сек}}^T$ считать равным производительности нагнетателя, определяемой числом его оборотов.

Тогда мощность газовой турбины будет пропорциональна кубу чисел ее оборотов:

$$\frac{N_{T_1}}{N_{T_2}} = \left(\frac{n_{T_1}}{n_{T_2}} \right)^3 \quad (29 \text{ а})$$

Таким образом, вся трудность расчетов переносится на определение числа оборотов вала турбины n_T по формулам (26) и (27).

Используем полученные выражения (26–29) для построения приближенных характеристик работы двухтактного судового двигателя с ВН при его форсировке.

Поскольку в литературе подобных материалов не опубликовано, используем сначала некоторые имеющиеся дан-

ные по испытанию форсированных четырехтактных двигателей с газотурбинным наддувом, в частности по двигателю 6ЧН $\frac{40}{46}$ $N_e=2000$ элс при $n=520$ об/мин, причем $p_e=10$ кг/см² при $p_n=1,6$ кг/см² [8].

Применим расчетные выражения (26 ÷ 29) для «свободного» газотурбонагнетателя этого двигателя, т. к. тактность никаких принципиальных ограничений на расчет не накладывает.

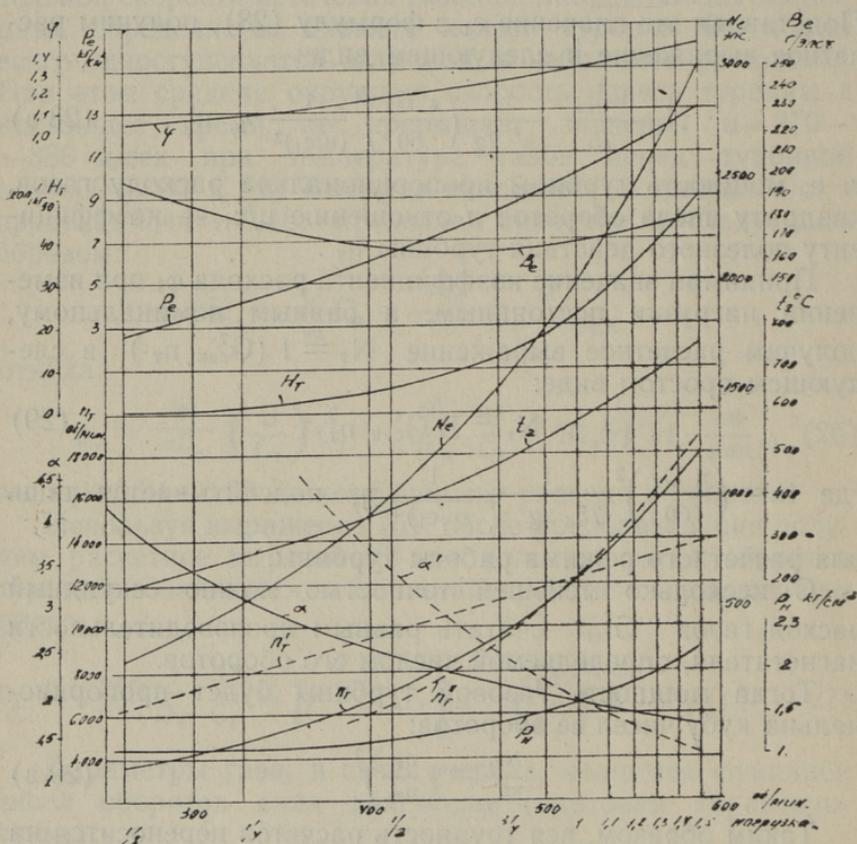


Рис. 6.

Кривые испытания двигателя 6ЧН $\frac{40}{46}$ по данным ЦНИДИ [8] по винтовой характеристике приведены на рис. 6, причем все кривые распространены условно до форсировки по мощности на 50% от расчетной нагрузки.

При этом значении p_T , t_T и V_e получены экстраполяцией и проверены контрольным просчетом по подобранным для них уравнениям, а значения α , N_T , p_n и p_e на рис. 6 получены расчетным путем [11]. Номинальное значение коэффициента избытка продувочного воздуха ϕ принято равным 1,3, отношение $u/c_1=0,48$, чему соответствует окружная скорость колеса турбины $u=200$ м/сек. По расчетному значению $p_T=12200$ об/мин определена величина диаметра колеса $D_T=0,313$ м. Кроме того, отношение давления $P_T/P_n=0,938$ принято постоянным, исходя из значения $p_T=1,5$ кг/см² [8].

На рис. 6 виден резкий подъем кривых при форсировке двигателя — рост теплоперепада N_T вызывает увеличение мощности и χ /об. турбины p_T , следовательно и подачи воздуха. Если расчетное значение $\alpha'=1,85$, то при форсировке на 20% $\alpha=1,75$, а на 40% — $\alpha=1,65$ (кривая α рис. 6).

Для случая приводного нагнетателя построена кривая α' (рис. 6), указывающая на чрезмерный избыток воздуха при долевых нагрузках и на нехватку его при форсировке. Этой кривой соответствует кривая чисел оборотов приводного газотурбонагнетателя p_T (рис. 6).

На этом-же рис. 6 по формуле (27) построена кривая χ /оборотов турбины p_T , причем $u/c_1=0,48$ постоянно.

Взаимное расположение кривых p_T и p_T свидетельствует об удовлетворительном совпадении опытной и расчетной кривых при изменении нагрузки в пределах 0,5 до 1,5 от расчетной, т. к. расхождение точек не превышает 5—7%, что допустимо при ориентировочных расчетах.

Следует отметить, что форсировка на 50% от номинальной мощности имеет условный характер и преследует цель показать работу «свободного» нагнетателя — достигаемая при этом окружная скорость колеса турбины 297 м/сек. ($p_T=18000$ об/мин) при температуре газов $t_T=750^\circ$ С для судовой установки не допустима.

Для приводного нагнетателя число оборотов на этом режиме не превышает 14000 об/мин, однако α при этом получается равным 1,25, что не обеспечивает нормальной работы двигателя.

Принимая за нижний предел величину $\alpha=1,4$, видно, что именно недостаток воздуха лимитирует степень форсировки двигателя с приводным нагнетателем (в данном случае 30—35% перегрузки вместо 50%).

Используем полученные результаты рассмотрения работы газотурбонагнетателя четырехтактного двигателя форсированного типа для приближенного построения аналогичных характеристик форсировки двухтактного двигателя с ВН при помощи отключаемого от вала двигателя («свободного») газотурбонагнетателя.

На рис. 7 показаны построенные по приведенным в настоящей работе формулам характеристики произвольно выбранного двухтактного двигателя $N_e = 2000$ элс в восьми цилиндрах с $D/S = 18/2 \times 22,5$ при $n = 1000$ об/мин., причем $\alpha = 1,7$ и $T_r = 825^\circ$ абс, а $p_e = 10,5$ кг/см² при $p_n = 2$ кг/см², коэффициент избытка продувочного воздуха $\phi = 1,23$ -пост.

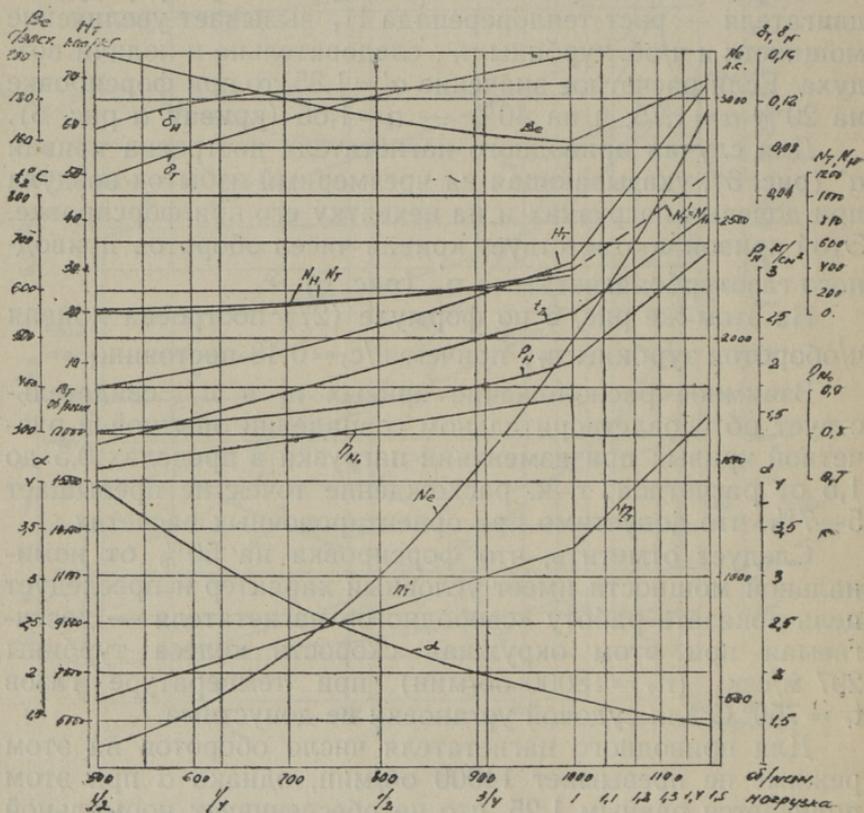


Рис. 7.

Для режима форсировки на 50% значение теплоперепада в турбине принято равным 2,2 Н_т для расчетного режима — аналогично двигателю 6ЧН 40/46.

По найденным значениям N_T по формуле (26) определялись ч/об. турбины n_T ($u/c_1=0,48$ -пост.), причем за расчетные значения приняты: $n'_T=12000$ об/мин., $u'=235$ м/сек., а $D_T=0,375$ м. Хотя баланс мощностей турбины нагнетателя $\delta_T=\delta$ был в расчете получен при $n=850-900$ об/мин., предполагается, что он имел место на номинальном режиме ($n=1000$ об/мин.).

На рис. 7 ясно виден резкий излом кривых параметров двигателя и газотурбонагнетателя при отключении последнего на расчетном режиме работы. Значение $\alpha=1,5$ при форсировке на 50% ($p_n=3,15$ кг/см²) свидетельствует о саморегулируемости «свободного» газотурбонагнетателя при любой перегрузке, величина которой не ограничивается соображениями допустимых тепловых и механических напряжений. Следует отметить также хорошее совпадение расчетных значений мощности турбины N_T , определенных по величине δ_T (выражение 3) и по формуле (28 а) — соответственно 362 и 380 элс.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полученные на рис. 7 расчетным путем приближенные основные характеристики работы позволяют в некоторой степени судить о картине изменения параметров двухтактного двигателя с ВН с приводным нагнетателем, отключаемым, например, на режиме баланса мощностей $\delta_T=\delta_n$ или

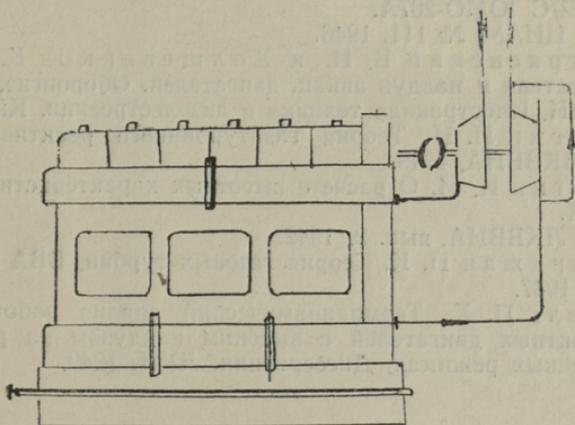


Рис. 8.

несколько позже (при бóльшей нагрузке), если желательно избыточную мощность газовой турбины передать на вал отбора мощности.

Пределы форсировки м. б. определены лишь на основании стендовых испытаний конкретных типов двигателей, имеющих разобщительное устройство для отключения газотурбонагнетателя (рис. 8). При реверсе газы целесообразно перепускать мимо турбины в атмосферу.

Уточнение характеристик работы судового двухтактного двигателя с ВН возможно лишь на основании тщательного изучения экспериментальных данных, по мере их накопления, и углубленного теоретического анализа работы двигателя и его агрегатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ваншейдт В. А. Судовые дизель-газотурбинные установки. Ч. I. ЛКИ 1945.
2. Ваншейдт В. А. Судовые ДВС Ч. I. 1950.
3. Мелькумов Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением. 1953.
4. Мелькумов Т. М. Характеристики авиационного двигателя внутреннего сгорания М. 1946.
5. Мазинг Е. К. Тепловой процесс двигателей внутреннего сгорания. 1937.
6. Орлин А. С. Исследование рабочего процесса авиадизеля ЮНКЕРС ЮМО-207А. Труды ЦИАМ, № 111, 1946.
7. Дмитриевский В. И. и Холщевников К. В. Нагнетатели и наддув авиац. двигателей. Оборонгиз, 1939.
8. ЦНИДИ. Иностранная техника в дизелестроении. Книга I. 1947.
9. Кулагин И. И. Теория газотурбинного реактивного двигателя. ЛКВВИА, 1949.
10. Кулагин И. И. О расчете высотных характеристик двигателя с ПЦН. Труды ЛКВВИА, вып. 2. 1942.
11. Казанджан П. К. Теория газовых турбин. ВВА им. Жуковского. 1947.
12. Мурель П. Х. Термодинамический анализ работы судовых двухтактных двигателей с высоким наддувом на расчетном и переменных режимах. Диссертация. ЛКИ. 1949.

ENSV Toaluste Akadeemia
Kesraamatuko

Цена 80 коп.