

ВЛИЯНИЕ НА ПАРАМЕТРЫ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ С СПГ КАМЕРЫ ПОДОГРЕВА И НАДДУВА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Г. Ф. Подольский

Изготовление отечественной промышленностью высококачественных жаропрочных сталей и создание лопаточных машин (нагнетателя и турбины) с высоким коэффициентом полезного действия позволило советским конструкторам создать газотурбинную силовую авиационную установку с концентрацией большой мощности при малом габарите и весе [1].

Однако экономичность современных газотурбинных двигателей низка. Экономичность тепловой машины можно повысить за счет увеличения степени сжатия и повышения температуры в конце сгорания.

В существующих схемах газотурбинных двигателей значительное повышение степени сжатия и расширения диапазона температур невозможно из-за сравнительно низкой жаропрочности материалов газовой турбины и малой напорной способности нагнетателя.

Поэтому в настоящее время ведутся работы по созданию комбинированных двигателей, состоящих из поршневого агрегата, хорошо работающего в области высоких температур и давлений, и лопаточных машин, удовлетворительно работающих в области низких температур и давлений.

Мощные комбинированные авиационные силовые установки требуют большой массы воздуха, пропускаемого через цилиндры поршневого двигателя. Поэтому целесообразно применять поршневой двигатель, работающий по двухтактному циклу.

Конструктивные схемы комбинированных силовых установок с двухтактным поршневым двигателем могут быть разнообразны, но в настоящее время получила реальное осуществление комбинированная силовая установка со свободно-поршневым двигателем, работающая по схеме, приведенной в работе [2].

Как показали расчеты и опытные работы, комбинированная силовая установка, выполненная по схеме (рис. 1) позволяет получить высокую экономичность и сконцентрировать большую мощность в одном агрегате, но имеет существенные недостатки, а именно:

1) отношение диаметра цилиндра компрессора к диаметру рабочего цилиндра (D_k/D) велико, что приводит к большим диаметральным габаритам свободно-поршневого генератора газа;

2) установка не высотная, то есть с поднятием на высоту давление воздуха на входе в поршневой компрессор падает;

3) температура газа перед расширителем T_p значительно ниже температуры, допустимой жаропрочностью материала лопаток турбины.

Уменьшить отношение (D_k/D) можно путем выполнения поршневого компрессора двойного действия или предварительным сжатием воздуха, поступающего в цилиндры компрессора с помощью центробежного компрессора, приводимого в движение расширительным агрегатом.

Для сохранения давления воздуха на входе в поршневой компрессор до некоторой высоты, называемой расчетной высотой, целесообразно применить турбокомпрессор. С целью уменьшения теплонапряженности рабочих поршней бескривошипного генератора газа желательно осуществить промежуточное охлаждение воздуха.

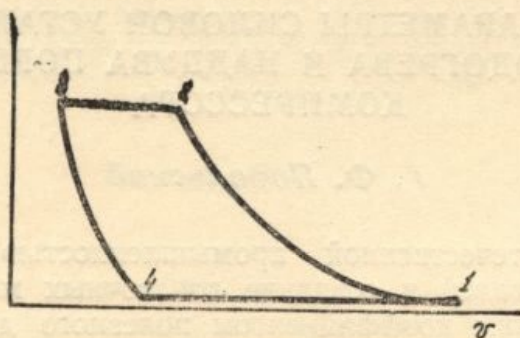


Рис. 1а.

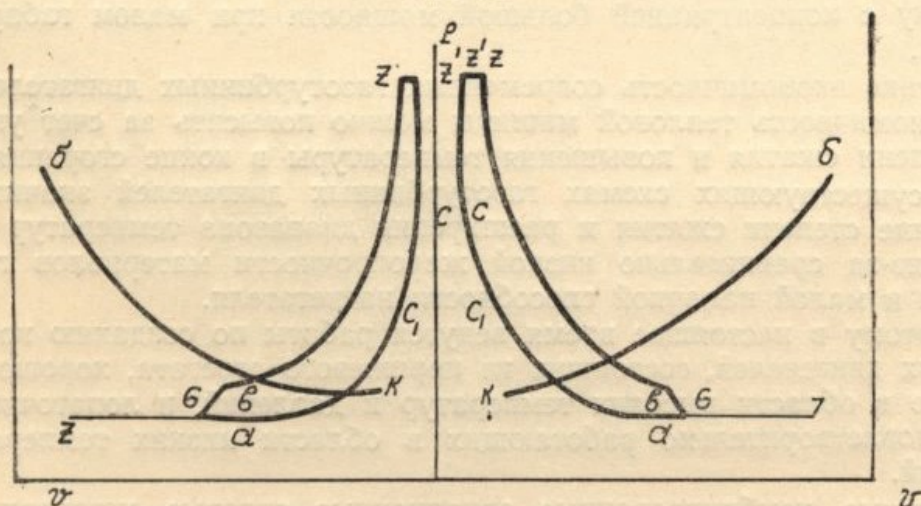


Рис. 16.

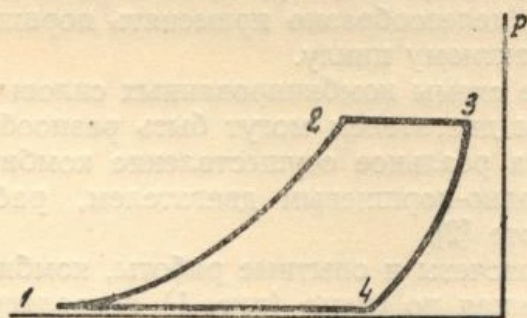


Рис. 1в.

Для повышения удельной работы силовой установки и полного использования жаропрочности материала турбины целесообразно перед расширителем поставить камеру подогрева.

Из приведенного материала вытекает, что силовую установку с СПГ целесообразно выполнить по схеме, приведенной на рисунке 1.

Принцип работы силовой установки заключается в следующем.

Воздух, поступающий в установку, перед входом в центробежный

компрессор за счет торможения набегающего потока несколько сжимается, а в центробежном компрессоре 1 происходит сжатие до давления P_k . Из центробежного компрессора, после охлаждения в радиаторе 2, он поступает в ресивер поршневого компрессора 3.

Протекание тепловых процессов в элементах свободно-поршневого генератора газа происходит аналогично, как в схеме, приведенной в работе [2].

Из выхлопного ресивера свободно-поршневого генератора газа рабочее тело поступает в камеру подогрева 15, где за счет дополнительного ввода топлива температура повышается. Подогретый газ поступает на расширитель 16, а затем в реактивное сопло.

Следовательно, с помощью свободно-поршневого генератора газа осуществляется увеличение давления воздуха, поступающего в камеру подогрева, и подогрев его выхлопными газами рабочего цилиндра. Поэтому протекание тепловых процессов в турбовинтовом двигателе со свободно-поршневым генератором газа можно изобразить диаграммой в координатах Pv (рис. 2).

По линии $H-a$ происходит поджатие воздуха за счет торможения набегающего потока, а дальнейшее предварительное сжатие осуществляется на участке $a \div K_T$ в лопаточном (центробежном) компрессоре. На интервале $K_T \div K_T'$ происходит охлаждение воздуха в радиаторе. Вследствие гидравлических сопротивлений в радиаторе давление понижается. Сжатие до давления P_k (участок $K_T' - K''$) происходит в свободно-поршневом генераторе газа. На интервале $K \div P$ осуществляется подвод тепла за счет смешивания выхлопных газов с продувочным воздухом, а по линии $P \div T$ происходит подвод тепла вследствие ввода топлива в камеру подогрева. Падение давления на интервале $K \div P \div T$ происходит из-за наличия гидродинамических сопротивлений в продувочной и выхлопной системах свободно-поршневого генератора газа и в камере подогрева. Расширение газа в турбине происходит по линии $T \div 4 \div 5$, а на интервале $5 \div 6$ осуществляется расширение в реактивном сопле.

СОСТАВЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ СООТНОШЕНИЙ

В данной работе расчет параметров газового потока производится только методом условного полного торможения. Поэтому в обозначениях не вводятся обычно применяемые обозначения условно заторможенного потока [3].

Параметры воздуха на входе в поршневой компрессор

При отсутствии теплообмена с внешней средой температура на входе в центробежный компрессор определяется из уравнения сохранения энергии.

$$C_p T_n + \frac{A}{2g} V^2 = C_p T_a';$$

откуда

$$T_a' = T_n + \frac{A}{2g C_p} V^2. \quad (1)$$

Давление на входе в центробежный компрессор определяется из соотношения

$$P_a' = \sigma_{\text{диф}} P_{\text{ал}}.$$

Так как

$$P_{ад} = P_n \left(\frac{T'_a}{T_n} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

то, пользуясь уравнением (1), получаем

$$P'_a = \sigma_{диф} P_n \left[1 + \frac{AV^2}{2gC_p T_n} \right]^{\frac{k}{k-1}}, \quad (2)$$

где T_n и P_n — температура и давление невозмущенной окружающей среды;

$C_p = 0,24$ — средняя теплоемкость воздуха при $P = \text{пост.}$ в интервале температур $T_n \div T'_a$;

$A = \frac{1}{427}$ — тепловой эквивалент работы;

V — скорость полета в м/сек;

$g = 9,8$ м/сек — ускорение силы тяжести;

$\sigma_{диф} = 0,95 \div 0,97$ — коэффициент потерь в диффузоре;

$K = 1,4$ — средний показатель адиабаты сжатия.

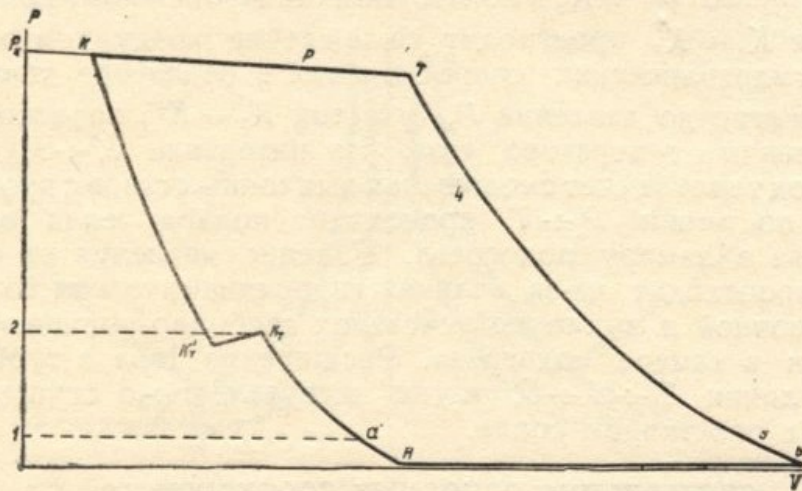


Рис. 2.

Действительная работа затрачивается на сжатие 1 кг/сек воздуха в центробежном компрессоре и равна площади $a' \div K_T \div 2 \div 1$ (рис. 2) и определяется из уравнения

$$L = \frac{L_{ад}}{\eta_{лад}} = \frac{C_p}{A\eta_{лад}} (T_k - T'_a) = \frac{C_p T'_a}{A\eta_{лад}} \left[\left(\frac{P_{кт}}{P'_a} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (3)$$

Подставляя значение T'_a и P'_a и сделав преобразование, получаем

$$L = \frac{C_p}{A\eta_{лад}} T_n \left[\left(\frac{P_{кт}}{\sigma_{диф} P_n} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] - \frac{V^2}{2g\eta_{лад}}. \quad (4)$$

Температура воздуха после центробежного компрессора определяется из уравнения сохранения энергии

$$C_p T_n + \frac{AV^2}{2g} + AL = C_p T_{кт},$$

откуда

$$T_{\text{кт}} = T_{\text{н}} + \frac{AV^2}{2gC_p} + \frac{AL}{C_p} \quad (5)$$

или, заменив L соотношением (4), получаем

$$T_{\text{кт}} = T_{\text{н}} \left[\left(\frac{P_{\text{кт}}}{\sigma_{\text{диф}} P_{\text{к}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - (1 - \eta_{\text{ад}}) \right] \frac{1}{\eta_{\text{ад}}} - \frac{AV^2(1 - \eta_{\text{ад}})}{2gC_p \eta_{\text{ад}}} \quad (6)$$

Давление после центробежного компрессора определяется из соотношения

$$P_{\text{кт}} = \pi P'_a = \pi \varepsilon_c P_{\text{н}}, \quad (7)$$

где π — степень увеличения давления в центробежном компрессоре;

ε_c — степень увеличения давления в диффузоре;

$\eta_{\text{ад}}$ — адиабатический к. п. д. центробежного компрессора. Температура и давление воздуха на выходе из радиатора, то есть на входе в поршневой компрессор, определяются из соотношений

$$T_0 = T_{\text{кт}} - l(T_{\text{кт}} - T_{\text{н}}) \quad (8)$$

$$P_0 = \sigma_p P_{\text{кт}}, \quad (9)$$

где $l = 0,35 \div 0,5$ коэффициент эффективности радиатора;

$\sigma_p = 0,97 \div 0,04$ — коэффициент потерь в радиаторе.

Значение T_0 можно выразить соотношением

$$T_0 = l_k T_{\text{кт}}, \quad (9a)$$

где $l_k = 1 - \frac{l(T_{\text{кт}} - T_{\text{н}})}{T_{\text{кт}}}$ — коэффициент степени охлаждения воздуха.

Для определения остальных параметров силовой установки можно воспользоваться соотношениями, составленными в работе [2].

Параметры газа на выходе из камеры подогрева

Параметры газа в сечении ($T \div T$) (рис. 1), то есть после сгорания топлива в камере подогрева, определяются температурой газа $T_{\text{т}}$ и давлением $P_{\text{т}}$. Величина температуры газа на входе в (расширитель) турбину ограничивается жаропрочностью материала. Следовательно, температура газа $T_{\text{т}}$ выбирается, то есть является заданной величиной.

Давление газа на выходе из камеры подогрева $P_{\text{т}}$ вследствие наличия гидравлических сопротивлений и подвода тепла меньше $P_{\text{р}}$ и определяется из соотношения

$$P_{\text{т}} = \sigma_{\text{т}} P_{\text{р}}, \quad (10)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ — коэффициент потери давления в камере подогрева.

Величина $\sigma_{\text{т}}$ зависит от конструкции камеры подогрева (гидравлических потерь) и степени подогрева. Выбирается $\sigma_{\text{т}}$ на основании опытных данных. Для современных камер сгорания газотурбинных двигателей величина $\sigma_{\text{т}}$ определяется главным образом гидравлическими сопротивлениями (в виду малой степени подогрева) и колеблется в пределах $\sigma_{\text{т}} = 0,96 \div 0,98$ [3].

Тепло, введенное в камеру подогрева для повышения температуры 1 кг газа от T_p до T_r , с достаточной для практики точностью можно определить из уравнения

$$Q'_{\text{под}} = \frac{C_{pr} T_r - C_{pp} T_p}{\xi'_z}, \quad (11)$$

где $\xi'_z = 0,96 \div 0,98$ — коэффициент выделения тепла в камере подогрева.

Умножая равенства (11) на величину G_{zp} , получаем формулу для определения полного тепла, подведенного в камеру подогрева

$$Q_{\text{под}} = Q'_{\text{под}} G_{zp} = \frac{G}{\xi'_z} (Z + \beta - 1) (C_{pr} T_r - C_{pp} T_p). \quad (12)$$

Тепло, подведенное в силовую установку на G воздуха рабочего цилиндра, равно сумме

$$Q_{\text{уст}} = Q + Q_{\text{под}} = \frac{G}{\xi'_z} \left[(Z + \beta - 1) (C_{pr} T_r - C_{pp} T_p) + \frac{H_u \xi'_z}{\alpha L_0} \right]. \quad (13)$$

Подставляя в уравнение (13) значение $C_{pp} T_p$ из равенства (15) [2], после некоторых преобразований получаем

$$Q_{\text{уст}} = \frac{G}{\xi'_z} \left[(Z + \beta - 1) C_{pr} T_r - l_k Z C_p T_{кт} + \frac{H_u}{\alpha L_0} (\xi'_z - \xi_z) \right]. \quad (14)$$

Весовое количество топлива, введенного в силовую установку, определяется из равенства

$$G_{\text{т уст}} = \frac{Q_{\text{уст}}}{H_u}. \quad (15)$$

Так как

$$G_{\text{вт}} = G_{\text{т уст}} L_0,$$

а

$$G_k = ZG,$$

то, используя уравнение (17) [2], получаем формулу для определения коэффициента избытка воздуха в камере подогрева

$$\alpha_k = \frac{LG}{G_{\text{т уст}} Z_0}. \quad (16)$$

Индикаторный коэффициент полезного действия силовой установки

Экономичность силовой установки можно характеризовать индикаторным коэффициентом полезного действия, который представляет собой отношение тепла, эквивалентного свободной энергии, к подведенному теплу

$$\eta_{\text{и уст}} = \frac{A L_{\text{св}}}{Q_{\text{уст}}}. \quad (17)$$

Принимая допущение, что расширение газа осуществляется только

в (расширителе) газовой турбине, получаем уравнение для определения свободной энергии силовой установки

$$L_{св} = \frac{G}{A} (Z + \beta - 1) C_{рт} T_T \left[1 - \frac{1}{(P_T/P_H)^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \right] - \frac{G Z C_p T_H}{A \eta_{ад} \eta_T} \left[\left(\frac{\pi \varepsilon_c}{\sigma_{диф}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{G Z V^2}{2g \eta_{ад} \eta_T}, \quad (18)$$

где η_T — адиабатический к. п. д. турбины (расширителя).

Подставляя в уравнение (17) значение $L_{св}$ и $Q_{уст}$, получаем

$$\eta_{иуст} = \frac{(Z + \beta - 1) C_{рт} T_T \left[1 - \frac{1}{(P_T/P_H)^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \right] - \frac{Z C_p T_H}{\eta_{ад} \eta_T} \left[\left(\frac{\pi \varepsilon_c}{\sigma_{диф}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{A Z V^2}{2g \eta_{ов} \eta_T}}{\frac{1}{\xi_z'} \left[(Z + \beta - 1) C_{рт} T_T - l_k Z C_p T_{кт} + \frac{H_H}{\alpha L_0} (\xi_z' - \xi_z) \right]} \quad (19)$$

Удельная индикаторная работа

Габариты свободно-поршневого генератора газа можно характеризовать удельной индикаторной работой, то есть работой, развиваемой единицей объема цилиндра компрессора, а именно:

$$L_{ил} = \frac{L_{св}}{V_{пк}};$$

если

$$V_{пк} = \frac{Z}{\lambda_0 \gamma_{ак}},$$

то

$$L_{ил} = \frac{\lambda_0 \gamma_{ак} L_{св}}{Z}. \quad (20)$$

Отношение диаметра цилиндра компрессора к диаметру рабочего цилиндра

Используя соотношение (6) [2], получаем уравнение для определения секундного расхода воздуха рабочего цилиндра

$$G = \frac{2V_c' \gamma_a n}{(1 + \gamma) 60}, \quad (21)$$

где $\gamma_a = \frac{P_a}{T_a K}$ — удельный вес рабочей смеси в начале сжатия

в рабочем цилиндре;

$P_a = \sigma P_k$ — давление в начале сжатия в рабочем цилиндре;

σ — коэффициент потерь давления в продувочной системе рабочего цилиндра;

$T_a = \frac{T_k + \Delta t + \gamma T_z}{1 + \gamma}$ — абсолютная температура рабочей смеси в начале сжатия;

Δt — изменение температуры продувочного воздуха вследствие теплообмена с деталями рабочего цилиндра;

T_z — температура остаточных газов в °абс.;

$V'_a = V_n \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$ — действительный полный объем рабочего цилиндра;

$V'_n = \frac{\pi D^2}{4} S (1 - \psi)$ — действительный рабочий объем цилиндра.

D — диаметр рабочего цилиндра;

S — геометрический ход рабочего цилиндра;

ψ — коэффициент потеряннного хода;

n — число циклов в минуту;

ε — степень сжатия в рабочем цилиндре.

Секундный расход воздуха через цилиндры компрессора простого действия определяется из равенства

$$G_k = \frac{2\lambda_r \lambda_0 V_{пк} \gamma_{ак} n}{60}, \quad (22)$$

где $V_{пк} = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_k'^2) S$ — объем цилиндра компрессора;

D_k — диаметр цилиндра компрессора;

d_k' — диаметр штока буферного поршня;

$D_y = \sqrt{D_k^2 - d_k'^2}$ — условный диаметр цилиндра компрессора;

$\gamma_{ак} = \frac{P_1}{T_1 R}$ — удельный вес воздуха в начале сжатия в

цилиндре компрессора;

λ_0 — объемный коэффициент;

λ_r — коэффициент герметичности.

Так как

$$G_k = GZ,$$

то из уравнений (21) и (22) имеем

$$\frac{V'_a}{1 + \gamma} \gamma_a Z = \lambda_r \lambda_0 V_{пк} \gamma_{ак}$$

или

$$\frac{\varepsilon (1 - \psi) D^2}{(\varepsilon - 1) (1 + \gamma)} \gamma_a Z = \lambda_r \lambda_0 D_y^2 \gamma_{ак},$$

откуда

$$\frac{D_y}{D} = \sqrt{\frac{\varepsilon (1 - \psi) \gamma_a Z}{(\varepsilon - 1) (1 + \gamma) \gamma_{ак} \lambda_0 \lambda_r}}. \quad (23)$$

ВЛИЯНИЕ СТЕПЕНИ НАДДУВА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА, ТО ЕСТЬ ВЕЛИЧИНЫ П

Если пренебречь массой топлива и принять скорость полета $V = 0$, вес воздуха рабочего цилиндра $G = 1$ кг/сек, коэффициент потерь в диффузоре $\sigma_{диф} = 1$, то уравнения, характеризующие параметры теплового процесса силовой установки, примут следующий вид:

температура воздуха на выходе из центробежного компрессора (уравнение 6)

$$T_{\text{кт}} = T_{\text{н}} \left[1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right]; \quad (24)$$

отношение $\frac{G_{\text{к}}}{G} = Z$ (уравнение 4 [2]);

$$Z = \frac{G_{\text{к}}}{G} = \frac{H_{\text{н}}}{L_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \frac{\eta_{\text{п}} \eta_{\text{лм}} \eta_{\text{б}}}{l_{\text{к}} C_p T_{\text{н}} \left[1 + \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right] \left[\left(\frac{P_{\text{к}}}{\sigma_1 \sigma_2 \sigma_p \pi P_{\text{н}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}; \quad (25)$$

объемный коэффициент поршневого компрессора (уравнение 44 [2])

$$\lambda_0 = 1 - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{P_{\text{к}}}{\sigma_1 \sigma_2 \sigma_p \pi P_{\text{н}}} \right)^{\frac{1}{n_3}} - 1 \right]; \quad (26)$$

энтальпия газа на входе в камеру подогрева (уравнение 15 [2])

$$C_{p_p} T_p = C_p T_{\text{н}} l_{\text{к}} \left[1 + \frac{\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right] + \frac{H_{\text{н}}}{Z \alpha L_0} \xi_z; \quad (27)$$

индикаторный коэффициент полезного действия установки (уравнение 19)

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{\xi'_z \left\{ C_{p_{\text{г}}} T_{\text{г}} \left[\frac{1}{1 - (P_{\text{т}}/P_{\text{н}})^{\frac{\kappa_{\text{т}}}{\kappa_{\text{т}}}}} \right] - \frac{C_p T_{\text{н}} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{г}}} \right\}}{C_{p_{\text{г}}} T_{\text{г}} - l_{\text{к}} C_p T_{\text{кт}} + \frac{H_{\text{н}}}{\alpha L_0 Z} (\xi'_z - \xi_z)}. \quad (28)$$

Подставляя в уравнение (28) значение $T_{\text{к}}$ из равенства (27) и значение Z из равенства (25), после преобразований получаем:

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{\xi'_z \left\{ C_{p_{\text{г}}} T_{\text{г}} \left[1 - \frac{1}{(P_{\text{т}}/P_{\text{н}})^{\frac{\kappa_{\text{т}}}{\kappa_{\text{т}}}}} \right] - \frac{C_p T_{\text{н}} \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{г}}} \right\}}{C_{p_{\text{г}}} T_{\text{г}} - l_{\text{к}} C_p T_{\text{н}} \left[1 + \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right] \left[1 - \frac{(P_{\text{к}}/\sigma_1 \sigma_2 \sigma_p \pi P_{\text{н}})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_i \eta_{\text{лм}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{б}}} (\xi'_z - \xi_z) \right]}. \quad (29)$$

Для упрощения анализа обозначим:

$$a = \frac{C_p T_{\text{н}}}{\eta_{\text{ад}} \eta_{\text{г}}} \left(\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right),$$

$$b = l_{\text{к}} C_p T_{\text{н}} \left[1 + \frac{\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{\text{ад}}} \right] \left[1 - \frac{(P_{\text{к}}/\sigma_1 \sigma_2 \sigma_p \pi P_{\text{н}})^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_i \eta_{\text{лм}} \eta_{\text{п}} \eta_{\text{б}}} (\xi'_z - \xi_z) \right],$$

$$\theta = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_H}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}}$$

Пользуясь этими обозначениями, напомним формулу (29) так:

$$\eta_{i \text{ уст}} = \frac{\xi'_z \left(b - \frac{a}{C_{pT} T_T} \right)}{1 - \frac{b}{C_{pT} T_T}}. \quad (30)$$

Из приведенных выражений видно, что с увеличением π и прочих неизменных данных величины a и b растут. Так как при увеличении π отношение $\frac{a}{C_{pT} T_T}$ возрастает интенсивнее, чем $\frac{b}{C_{pT} T_H}$, то индикаторный коэффициент полезного действия силовой установки $\eta_{i \text{ уст}}$ уменьшается.

Принимая допущение, что $T_1 = T_0$, получаем уравнение для определения удельного веса воздуха в начале сжатия в цилиндре компрессора

$$\gamma_{ак} = \frac{P_1}{RT} = \frac{\sigma_1 \pi P_H}{RT_0} = \frac{\sigma_1 \pi P_H}{R l_k T_H \left[1 + \frac{\frac{\kappa - 1}{\pi^{\frac{\kappa}{\kappa} - 1}}}{\eta_{ад}} \right]}. \quad (31)$$

Из уравнений (26) и (31) видно, что с увеличением π и прочих неизменных данных значение λ_0 и $\gamma_{ак}$ увеличиваются.

Подставляя в уравнение (20) значение $L_{ср0}$ из формулы (18), получаем

$$L_{iл} = \frac{\lambda_0 \gamma_{ак}}{A} \left\{ C_{pT} T_T \left[1 - \frac{1}{\left(\frac{P_T}{P_H}\right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \right] - \frac{C_p T_H}{\eta_{ад} \eta_T} \left(\pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \right\}. \quad (32)$$

Введем в уравнение (32) принятые обозначения

$$L_{iл} = \frac{\lambda_0 \gamma_{ак}}{A} (C_{pT} T_T b - a). \quad (33)$$

Из уравнения (33) видно, что удельная индикаторная работа силовой установки ($L_{iл}$) изменяется прямо пропорционально произведению $\lambda_0 \gamma_{ак} (C_{pT} T_T b - a)$.

Из предыдущего известно, что с увеличением π произведение $\lambda_0 \gamma_{ак}$ растет, а разность $(C_{pT} T_T b - a)$ уменьшается. Расчетами установлено, что при повышении π произведение $\lambda_0 \gamma_{ак}$ превалирует над уменьшением $(C_{pT} T_T b - a)$. Следовательно, при увеличении π $L_{iл}$ возрастает. После некоторых преобразований уравнение (25) принимает вид:

$$Z = \frac{H_H}{\alpha L_0} \frac{\eta_i \eta_{im} \eta \eta_6}{l_k C_p T_H \eta_{ад} \left[\left(\frac{P_k}{\sigma_1 \sigma_2 \sigma_p P_H} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \left(1 - \frac{1 - \eta_{ад}}{\frac{\kappa - 1}{\pi^{\frac{\kappa}{\kappa} - 1}}} \right) - \left(\eta_{ад} + \pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) \right]}. \quad (34)$$

Из уравнения (34) видно, что с увеличением π квадратная скобка знаменателя уменьшается, в силу чего величина Z возрастает. Из уравнения (27) видно, что с увеличением π температура газа перед камерой подогрева увеличивается, а с увеличением Z — уменьшается.

Расчетами установлено, что при повышении π вначале температура перед камерой подогрева уменьшается, а затем, при некотором соотношении π и P_2/P_1 , начинает возрастать.

Изменение отношения диаметра цилиндра компрессора к диаметру рабочего цилиндра характеризуется уравнением (23).

Так как адиабатический к.п.д. центробежного компрессора мало отличается от адиабатического к.п.д. поршневого компрессора, то с достаточной для практики точностью можно принять, что удельный вес рабочей смеси в начале сжатия в рабочем цилиндре γ_0 , при прочих неизменных условиях, не зависит от величины π .

Следовательно, как это вытекает из уравнения (23), при увеличении π за счет увеличения Z отношения D_y/D возрастает, а увеличение произведения $\gamma_{ак} \lambda_0$ приводит к уменьшению отношения D_y/D .

Расчетами установлено, что при повышении π вначале увеличение значения Z превалирует над увеличением произведений $\gamma_{ак} \lambda_0$, а затем, при некотором соотношении π и P_2/P_1 , произведение $\gamma_{ак} \lambda_0$ увеличивается быстрее, нежели величина Z . Следовательно, при увеличении π и прочих неизменных условиях вначале отношение D_y/D уменьшается, а затем возрастает.

Количественное изменение рассмотренных параметров в зависимости от степени надува поршневого компрессора показано на рисунке 3.

Из приведенных уравнений и рисунка 3 видно, что при увеличении степени надува поршневого компрессора и прочих неизменных условиях:

1. Индикаторный коэффициент полезного действия силовой установки непрерывно уменьшается, причем с увеличением расчетной высоты и температуры после камеры подогрева, то есть степень подогрева, степень влияния π на $\eta_{i \text{ уст}}$ уменьшается.

2. Отношение диаметра цилиндра компрессора к диаметру рабочего цилиндра в первый период уменьшается, а затем возрастает, то есть кривая изменения D_y/D имеет точку перегиба, причем с увеличением расчетной высоты степень влияния π на габариты поршневого компрессора возрастает.

3. Удельная индикаторная работа непрерывно возрастает. Увели-

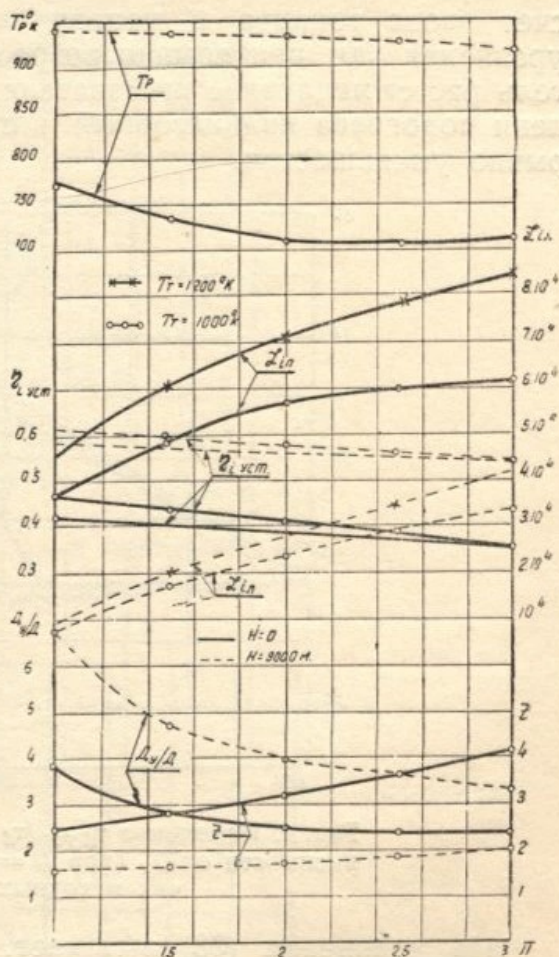


Рис. 3. Изменение $\eta_{i \text{ уст}}$; $L_{i \text{ л}}$; Z ; D_y/D и T_p в зависимости от π (при $P_k=8 \text{ кг/см}^2$; $\eta_{i \text{ л}}=0,45$; $\alpha=2$; $\eta_{\text{ад}}=\eta_{\text{т}}=0,85$; $\xi_z=0,85$; $\sigma_{\text{в}}=0,81$).

чение $L_{1л}$ происходит значительно интенсивнее уменьшения $\eta_{i \text{ уст}}$. При увеличении расчетной высоты и температуры газа перед турбиной степень влияния π на $L_{1л}$ возрастает.

4. Количество продувочного воздуха, то есть величина Z , возрастает.

5. Температура газа перед камерой подогрева незначительно уменьшается.

Из проведенного анализа вытекает целесообразность применения наддува поршневого компрессора в высотной силовой установке. В невысотной силовой установке наддув нецелесообразен.

Влияние степени подогрева газа перед турбиной

При повышении температуры на входе в газовую турбину T_T за счет ввода топлива в камеру подогрева числитель и знаменатель уравнения (30) непрерывно возрастают. Но так как $b < 1$, то числитель растет медленнее знаменателя. Следовательно, при повышении степени подогрева индикаторный к.п.д. силовой установки $\eta_{i \text{ уст}}$ непрерывно уменьшается.

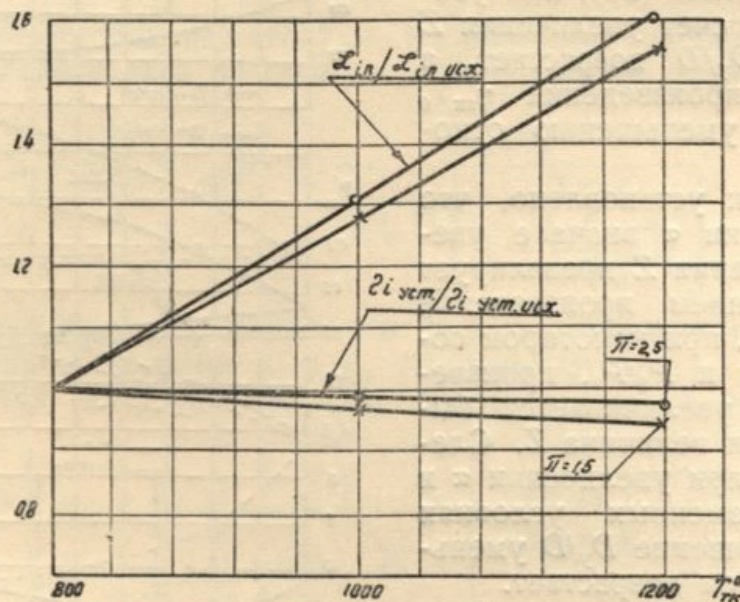


Рис. 4. Изменение $\eta_{i \text{ уст.}}/\eta_{i \text{ уст. исх.}}$ и $L_{1л}/L_{1л \text{ исх.}}$ в зависимости от T_T (при $H = 6000 \text{ мт.}$ $P_k = 8 \text{ кг/см}^2$ и прочих исходных данных рис. 3).

Из уравнения (33) вытекает, что при повышении T_T удельная индикаторная работа непрерывно возрастает, причем при увеличении степени наддува поршневого компрессора, то есть при повышении (π), интенсивность изменения $\eta_{i \text{ уст}}$ в зависимости от T_T уменьшается, а $L_{1л}$ возрастает.

Количественное изменение $\eta_{i \text{ уст}}$ и $L_{1л}$ в зависимости от T_T иллюстрируется кривыми, приведенными на рисунке 4. На этом рисунке видно, что с увеличением степени подогрева газа перед турбиной экономичность силовой установки уменьшается незначительно, а удельная индикаторная работа резко возрастает. Так, например, при изменении температуры от 800° до 1200° и $\pi = 2,5$ $\eta_{i \text{ уст}}$ уменьшается на 2,9%, а $L_{1л}$ возрастает на 62%, причем с увеличением π и расчетной высоты степень падения $\eta_{i \text{ уст}}$ уменьшается, а интенсивность роста $L_{1л}$ увеличивается¹.

¹ Если учесть, что при увеличении T_T доля мощности, затрачиваемой на провоз силовой установки, уменьшается, то экономичность уменьшится на меньшую величину.

Из проведенного анализа вытекает целесообразность применения камеры подогрева в высотной силовой установке со свободно-поршневым генератором газа.

Влияние потерь давления в воздушном и газовом трактах

Из уравнения (29) видно, что увеличение потерь давления в воздушном и газовом трактах свободно-поршневого генератора газа, то есть при уменьшении коэффициентов $\sigma_b = \sigma_p \sigma_1 \sigma_2$ $\sigma_a = \sigma_t \sigma_3$ и прочих неизменных условиях индикаторный к.п.д. силовой установки непрерывно уменьшается.

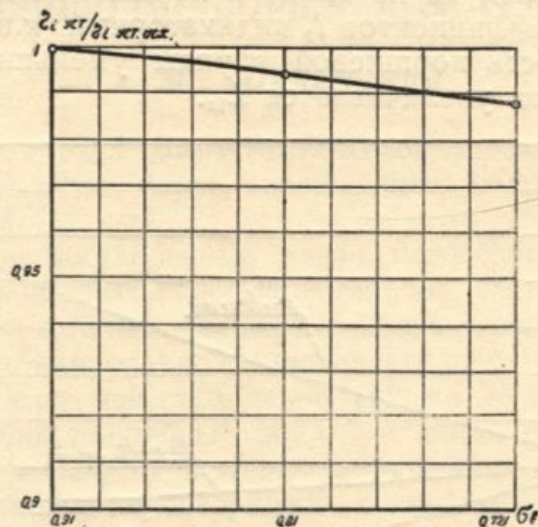


Рис. 5. Изменение $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. исх.}}$ в зависимости от σ_b .

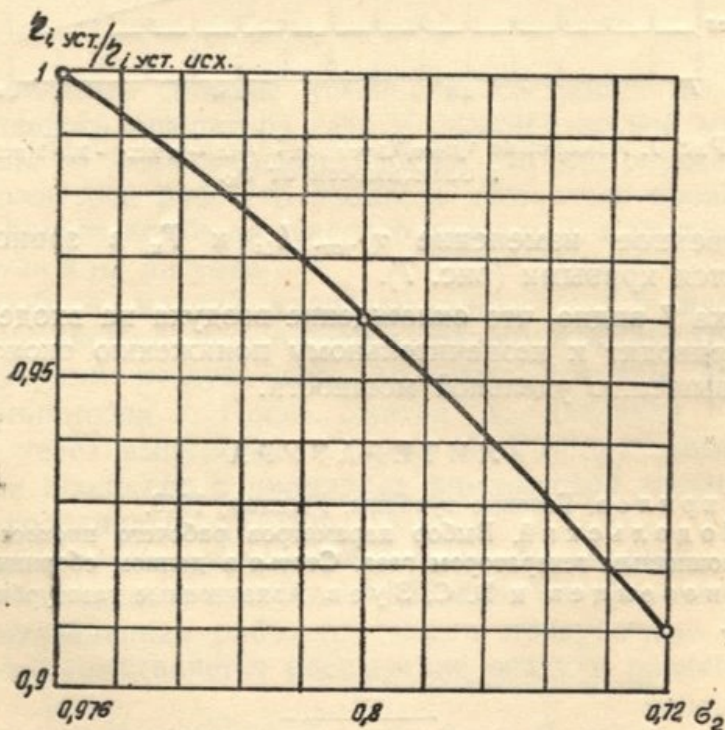


Рис. 6. Изменение $\eta_{i \text{ уст.}} / \eta_{i \text{ уст. исх.}}$ в зависимости от σ_a .

Количественное изменение $\eta_{i \text{ уст.}}$ в зависимости от коэффициентов $\sigma_b = \sigma_p \sigma_1 \sigma_2$ и $\sigma_a = \sigma_t \sigma_3$ иллюстрируется кривыми, приведенными на рисунках 5 и 6.

Из этих кривых видно, что потери в воздушном тракте влияют незначительно на $\eta_{i \text{ уст}}$, а увеличение потерь в газовом тракте приводит к резкому падению $\eta_{i \text{ уст}}$.

Следовательно, для увеличения экономичности силовой установки необходимо стремиться уменьшать потери в воздушном и газовом трактах СПГ и особенно важно обеспечить незначительные потери в газовом тракте.

Влияние степени охлаждения воздуха на входе в поршневой компрессор

Из вышеприведенных уравнений видно, что с увеличением степени охлаждения воздуха на входе в поршневой компрессор, то есть с уменьшением коэффициентов l_k индикаторный к.п.д. установки $\eta_{i \text{ уст}}$ и теплонапряженность поршневой группы уменьшаются, а удельная индикаторная работа увеличивается $L_{iл}$.

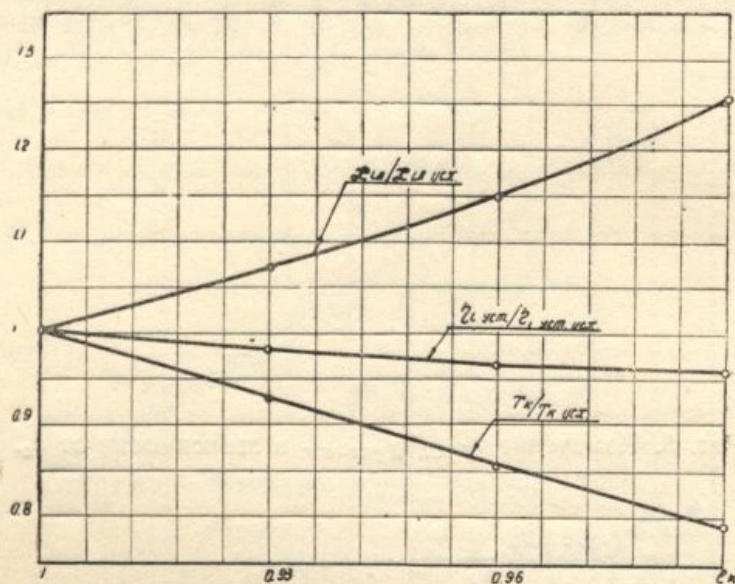


Рис. 7. Изменение $\eta_{i \text{ уст}}/\eta_{i \text{ уст \text{ исх}}}$; $L_{iл}/L_{iл \text{ исх}}$; $T_k/T_k \text{ исх}$ в зависимости от T_k .

Количественное изменение $\eta_{i \text{ уст}}$, $L_{iл}$ и T_k в зависимости от T_k характеризуется кривыми (рис. 7).

Из рисунка 7 видно, что охлаждение воздуха на входе в поршневой компрессор приводит к незначительному понижению экономичности, но к резкому повышению удельной мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Н. Н. Кирилов. Газовые турбины, Машгиз, 1948.
2. Г. Ф. Подольский. Выбор параметров рабочего процесса силовой установки с бескрейшным генератором газа. Статья в данном сборнике.
3. Н. В. Иноземцев и В. С. Зуев. Авиационные газотурбинные двигатели, Оборонгиз, 1949.