

УДК 621.438:

М. А. ТАРАСЕНКО, А. И. ТАРАСЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЧАСТИЧНЫХ РЕЖИМОВ ОДНОВАЛЬНОГО И МНОГОВАЛЬНЫХ ГТД ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА

Рассматривается газотурбинный двигатель (ГТД) со свободной силовой турбиной (с отдельным газогенератором) для электростанции. Рассматривается работа ГТД на частичных режимах при постоянной температуре наружного воздуха. Предложена новая широкодиапазонная методика расчетов параметров частичных режимов. Приведены результаты расчета для ГТД на базе одновальной и двухвальной схем газогенератора для различных температур и мощностей. Приведены зависимости параметров двигателя от режима (относительной мощности) для различных температур наружного воздуха. Проведены сравнительные расчеты для одновальной и многовальной схем.

Ключевые слова: ГТД, газогенератор, компрессор, турбина, мощность, КПД, расход, температура.

Введение

К эксплуатационным недостаткам газотурбинного двигателя относят снижение агрегатной мощности и экономичности (КПД) при повышении температуры наружного воздуха (температуры воздуха на входе в двигатель). Этот факт считается классикой (авторы не указывают конкретный источник ввиду широты упоминания). Что касается максимальной агрегатной мощности, то с фактом ее уменьшения, с ростом температуры нужно считаться. Экономичность ГТД при изменении температуры наружного воздуха, по мнению авторов, необходимо рассмотреть подробно. В патенте [1] указано на целесообразность подогрева наружного воздуха на входе в ГТД при наличии тепло утилизационного контура (ТУК). Этот вывод подтвержден в работах авторов [2, 3].

В работе [2, 3] исследовано влияние температуры на частичные режимы одновального ГТД для электростанции. В этих работах показано, что при работе с постоянной мощностью, а именно так работают практически все энергетические машины, КПД газотурбинного двигателя падает с уменьшением температуры. На основе этого факта сделан вывод о целесообразности подогрева воздуха на входе в двигатель. Этот вывод противоречит общепринятым нормам. Даже в патенте [1] подчеркнуто, что положительное влияние охлаждения на входе в ГТД без ТУК – общеизвестный факт.

Учитывая полученные для одновального двигателя результаты, авторы сочли целесообразным провести аналогичные исследования для многовальных двигателей со свободной силовой турбиной и механически не связанного с ней газогенератора.

1. Формулирование проблемы

Требуется рассмотреть зависимость основных параметров двигателя от температуры наружного воздуха на входе в двигатель. Для сравнительного анализа двигателей необходимо разработать широкодиапазонную методику расчетов.

Цель работы – провести сравнительный анализ влияния температуры наружного воздуха на частичные режимы газотурбинных двигателей разных схем. Получить зависимость параметров двигателя от температуры наружного воздуха.

1.1. Общие соотношения

Рассматриваются газотурбинные двигатели, схемы которых показаны на рис. 1 и 2.

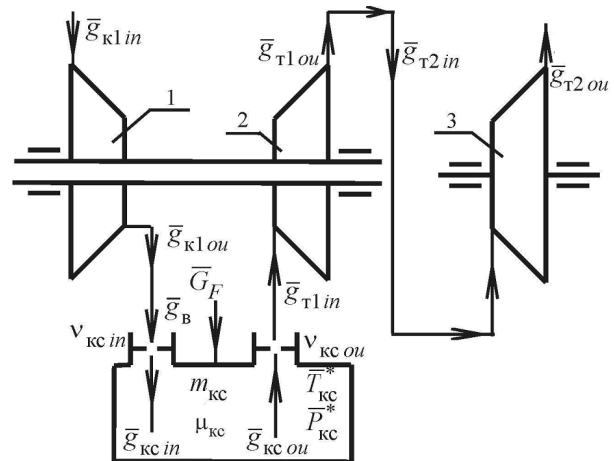


Рис. 1. Схема двигателя со свободной силовой турбиной и однокаскадным газогенератором

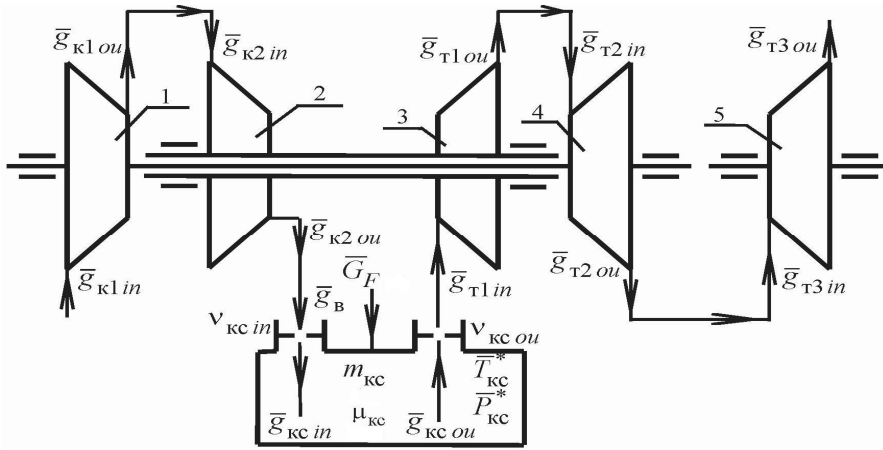


Рис. 2. Схема двигателя со свободной силовой турбиной и двухкаскадным газогенератором

На рис. 1 показана схема ГТД с однокаскадным газогенератором. Газогенератор состоит из компрессора – 1, турбины – 2 и камера сгорания. Турбина 3 – это свободная силовая турбина. Такая схема предпочтительна по критическим числам оборотов. Она не содержит длинных тонких валов. Газогенератор можно сделать быстроходным. Недостаток – поворотные направляющие аппараты.

На рис. 2 показана схема ГТД с двухкаскадным газогенератором, который состоит из компрессоров – 1 и 2, турбин – 3 и 4 и камеры сгорания. Турбина 5 – это свободная силовая турбина. Преимущество схемы рис. 2 – это незначительное число поворотных направляющих аппаратов или их отсутствие.

Кроме двух известных схем, показанных на рис. 1 и 2, в качестве базовой схемы рассматривается также известная однокаскадная схема.

Для корректности сравнения полагаем, что между компрессорами и турбинами нет потерь полного давления. Потери полного давления учитываются только на входе и выходе из камеры сгорания.

1.2. Методика расчета

Систему уравнений для камеры сгорания (КС) можно получить, положив нулю производные в динамической модели [4] или рассмотреть массовый и энергетический балансы в камере сгорания. Уравнения, полученные двумя указанными способами абсолютно одинаковые. Рассмотренный подход годится для схем включающих произвольное число пневматических емкостей.

Рассматривая массовый баланс в камере сгорания, запишем

$$\frac{\bar{g}_{\text{кc in}}}{\sqrt{T_{\text{кc in}}^*}} + \frac{k_f \bar{G}_F}{P_{\text{кc}}^*} = \frac{\bar{g}_{\text{кc ou}}}{\sqrt{T_{\text{кc}}^*}} (1 + k_f). \quad (1)$$

Мольный баланс даст следующее уравнение

$$\frac{\bar{g}_{\text{кc in}}}{\mu_a \sqrt{T_{\text{кc in}}^*}} + \Delta_L \frac{k_f \bar{G}_F}{P_{\text{кc}}^*} = \frac{\bar{g}_{\text{кc ou}}}{\mu_{\text{кc}} \sqrt{T_{\text{кc}}^*}} (1 + k_f). \quad (2)$$

Рассмотрев баланс энергии, получим следующее уравнение

$$\begin{aligned} \frac{\bar{g}_{\text{кc in}}}{\sqrt{T_{\text{кc in}}^*}} \left[T_{\text{кc}}^* C_{\text{pm}}^{T_{\text{кc}}^*} - T_{\text{кc in}}^* C_{\text{pm}}^{T_{\text{кc in}}^*} \right] = \\ = \frac{k_f \bar{G}_F}{P_{\text{кc}}^*} (H_u - T_{\text{кc}}^* \cdot C_{\text{pm}}^{T_{\text{кc}}^*}). \quad (3) \end{aligned}$$

В этих уравнениях, и рис.1 и 2:

$v_{\text{кc ou}}$ – степень восстановления полного давления на выходе из камеры сгорания;

$v_{\text{кc in}}$ – степень восстановления полного давления на входе в камеру сгорания;

$g_{\text{кc ou}}$ – параметр расхода на выходе из камеры сгорания;

$g_{\text{кc in}}$ – параметр расхода на входе в камеру сгорания;

$g_{\text{к ou}}$ – параметр расхода на выходе из компрессора;

$g_{\text{к in}}$ – параметр расхода на входе в компрессор;

$g_{\text{т ou}}$ – параметр расхода на выходе из турбины;

$g_{\text{т in}}$ – параметр расхода на входе в турбину;

$P_{\text{кc}}^*$, $T_{\text{кc}}^*$ – давление и температура заторможенного потока в камере сгорания;

$T_{\text{кc in}}^*$ – температура воздуха на входе в камеру сгорания;

$m_{\text{кc}}$ – масса газа в камере сгорания;

$\mu_{\text{кс}}$ – молекулярная масса смеси газов в камере сгорания;

$\mu_{\text{а}}$ – молекулярная масса воздуха;

Δ_L – увеличение в кмоль/кг количества продуктов сгорания. Для топлива среднего состава $\Delta_L = 0,0316$ кмоль/кг. Более известно соотношение $\Delta_L/L_0 = 0,064$, где $L_0 = 0,495$ кмоль/кг – количество воздуха в кмоль необходимое для сгорания 1кг топлива;

$C_{\text{рм}}^{\text{Ткс}*}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость газа в камере сгорания;

$C_{\text{рм}}^{\text{Ткс}* \text{in}}$ – средняя массовая изобарная теплоемкость воздуха на входе в камеру сгорания;

G_F – расход топлива;

$k_f = G_{F \text{ н}}/G_{\text{in н}}$;

H_u – низшая теплотворная способность топлива.

При анализе рассматриваемых двигателей используем относительный параметр расхода

$$\bar{g} = \frac{g}{g_{\text{н}}} = \frac{G \cdot \sqrt{T}}{P} \cdot \frac{P_{\text{н}}}{G_{\text{н}} \cdot \sqrt{T_{\text{н}}}},$$

где \bar{g} – отношение параметра расхода к этому же параметру на номинальном режиме.

Автор статьи [5, 6] предоставил следующие процедуры, позволяющие определить параметры элементов ГТД:

– для устройств типа «гидравлическое сопротивление»

$$v = v(\bar{g}_{\text{in}}, v_{\text{н}}, v_{\text{кр}}, k), \quad (4)$$

$$v = v(\bar{g}_{\text{ou}}, v_{\text{н}}, v_{\text{кр}}, k); \quad (5)$$

– для устройства типа компрессор

$$\pi_{\text{к}}, \eta_{\text{к}}, \theta_{\text{к}}, \bar{g}_{\text{к in}} = \pi_{\text{к}}(\bar{\pi}_{\text{пр}}, \bar{g}_{\text{к ou}}, \eta_{\text{к н}}, \pi_{\text{к н}}, k); \quad (6)$$

– для устройства типа турбина

$$\pi_{\text{т}}, \eta_{\text{т}}, \theta_{\text{т}} = \pi_{\text{т}}(\bar{g}_{\text{in}}, \pi_{\text{т н}}, \pi_{\text{ткр}}, \eta_{\text{т н}}, k). \quad (7)$$

В выражениях (6) и (7) $\theta = T_{\text{ou}}/T_{\text{in}}$. Для турбин можно предложить следующее выражение для параметра расхода на выходе

$$\bar{g}_{\text{tou}} = \bar{g}_{\text{tin}} \frac{\pi_{\text{т}}}{\pi_{\text{тн}}} \sqrt{\frac{\theta_{\text{т}}}{\theta_{\text{тн}}}}. \quad (8)$$

В дополнение к выражениям (4) и (5) полезно использовать следующее выражение

$$\frac{\bar{g}_{\text{ou}}}{\bar{g}_{\text{in}}} = \frac{v_{\text{н}}}{v}. \quad (9)$$

На частичных режимах расчеты выполняют в следующей последовательности:

1. Задаемся значением параметра расхода на входе в камеру сгорания – $\bar{g}_{\text{к in}}$.

2. С помощью (5) находим $v_{\text{к in}}$ и $\bar{g}_{\text{к2 ou}}$ с помощью (9).

3. Используя (6) находим параметры компрессоров, и определяем полное давление в камере сгорания – $\bar{P}_{\text{кс}}^*$.

4. Подбираем значение параметра расхода на выходе из камеры сгорания – $\bar{g}_{\text{кс ou}}$ таким, что давление в камере сгорания, найденное с помощью турбинной части, равно найденному ранее давлению.

Действительно, задаемся значением $\bar{g}_{\text{кс ou}}$.

5. С помощью выражения (4) находим $v_{\text{кс ou}}$ и $g_{\text{т in}}$ с помощью (9).

6. Используя (7) находим параметры турбин, и определяем полное давление в камере сгорания – $\bar{P}_{\text{кс}}^*$, которое должно быть равно ранее определенному давлению.

7. Следует добиться баланса мощностей контуров, сравнивая относительную мощность компрессора

$$\bar{N}_{\text{к}} = \bar{g}_{\text{к in}} \cdot \bar{P}_{\text{к in}} \cdot \frac{\theta_{\text{к}} - 1}{\theta_{\text{кн}} - 1} \cdot \sqrt{\bar{T}_{\text{к in}}}$$

с относительной мощностью турбины

$$\bar{N}_{\text{т}} = \bar{g}_{\text{т in}} \cdot \bar{P}_{\text{т in}} \cdot \bar{C}_{\text{рм}}^{\text{Ткс}*} \cdot \frac{1 - \theta_{\text{т}}}{1 - \theta_{\text{тн}}} \cdot \sqrt{\bar{T}_{\text{т in}}}.$$

Если мощность турбины больше, то скорость вращения контура нужно повысить, если меньше, то понизить.

8. Используя уравнения (1) - (3) определяются параметры в камере сгорания.

Преобразовав уравнение (3) к следующему виду

$$\begin{aligned} T_{\text{кс}}^* C_{\text{рм}}^{\text{Ткс}*} \left(1 + \frac{k_f \bar{G}_F \sqrt{\bar{T}_{\text{кс in}}^*}}{\bar{P}_{\text{кс}}^* \bar{g}_{\text{кс in}}} \right) &= \\ &= T_{\text{кс in}}^* C_{\text{рм}}^{\text{Ткс}* \text{in}} + H_u \frac{k_f \bar{G}_F \sqrt{\bar{T}_{\text{кс in}}^*}}{\bar{P}_{\text{кс}}^* \bar{g}_{\text{кс in}}}, \end{aligned}$$

выразив из (1) комплекс параметров

$$1 + \frac{k_f \bar{G}_F}{\bar{P}_{kc}^*} \sqrt{\bar{T}_{kc in}^*} = (1 + k_f) \frac{\bar{g}_{kc ou}}{\bar{g}_{kc in}} \sqrt{\bar{T}_{kc in}^*} \quad (10)$$

и подставив его в преобразованное уравнение (3), получим следующее квадратное уравнение относительно $\sqrt{\bar{T}_{kc}^*}$

$$\bar{T}_{kc}^* + \frac{(H_u - T_{kc in}^* C_{pm}^{T_{kc in}^*}) \cdot \sqrt{\bar{T}_{kc}^*}}{T_{kc n}^* C_{pm}^{T_{kc}^*} (1 + k_f) \frac{\bar{g}_{kc ou}}{\bar{g}_{kc in}} \sqrt{\bar{T}_{kc in}^*}} = \frac{H_u}{T_{kc n}^* C_{pm}^{T_{kc}^*}}.$$

Это уравнение имеет одно положительное решение и позволяет найти температуру в камере сгорания.

9. Определив температуру \bar{T}_{kc}^* можно с помощью выражения (10) определить комплекс $k_f \bar{G}_F / \bar{P}_{kc}^*$, а затем с помощью уравнения (2) определить μ_{kc} . При известном молекулярном весе продуктов сгорания вычисляется коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = \frac{1 - \Delta_L \cdot \mu_{kc}}{L_0 (\mu_{kc} - \mu_a)},$$

где μ_a – молекулярная масса воздуха.

Коэффициент k_f можно найти из выражения (3) для случая номинального режима. В случае номинального режима все относительные параметры равны единице. Тогда

$$k_f = \frac{T_{kc}^* C_{pm}^{T_{kc}^*} - T_{kc in}^* C_{pm}^{T_{kc in}^*}}{H_u - T_{kc}^* \cdot C_{pm}^{T_{kc}^*}}.$$

10. По известной температуре и коэффициенту избытка воздуха вычисляются теплоемкости. Теплоемкости вычисляют по эмпирическим формулам от 0 °К. Известны эмпирические данные для теплоемкостей от 0 °К, хотя ясно, что для абсолютного нуля воздух уже не газ. Для средней мольной изохорной теплоемкости в интервале температур от 0 до T °К продуктов сгорания топлива и воздуха авторы пользовались следующими эмпирическими формулами

$$\mu C_{vm\Pi}|_0^T = 20,47 + 0,0036 \cdot T,$$

$$\mu C_{vmb}|_0^T = 19,26 + 0,0025 \cdot T.$$

Тогда средняя молярная изохорная теплоемкость продуктов сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха α будет

$$\mu C_{vm\alpha} = \frac{(1 + \bar{\Delta}_L) \cdot \mu C_{vm\Pi} + \mu C_{vmb} \cdot (\alpha - 1)}{\alpha + \bar{\Delta}_L}.$$

Согласно формуле Майера средняя молярная изобарная теплоемкость продуктов сгорания топлива при коэффициенте избытка воздуха α будет

$$\mu C_{pm\alpha} = \mu C_{vm\alpha} + 8,315.$$

На рисунке 3 показаны зависимости теплоемкостей для воздуха и чистых продуктов сгорания, вычисленных по приведенным выше формулам.

На рисунке 3 показаны значения теплоемкостей, полученные с помощи полинома первой степени и полинома четвертой степени. Можно сделать вывод, что применение полиномов старше первой степени не целесообразно.

11. После уточнения теплоемкостей, нужно сделать очередное последовательное приближение.

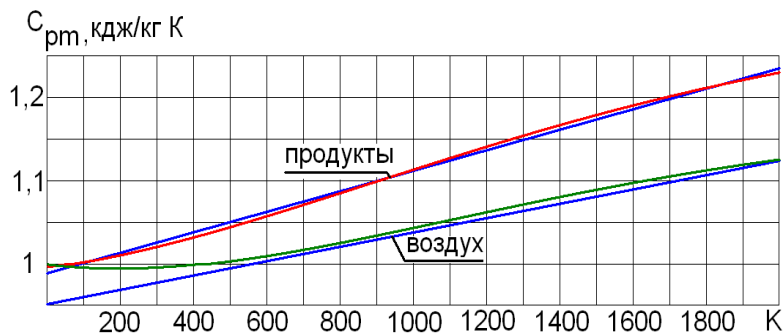


Рис. 3. Зависимость средней изобарной теплоемкости для воздуха и чистых продуктов сгорания

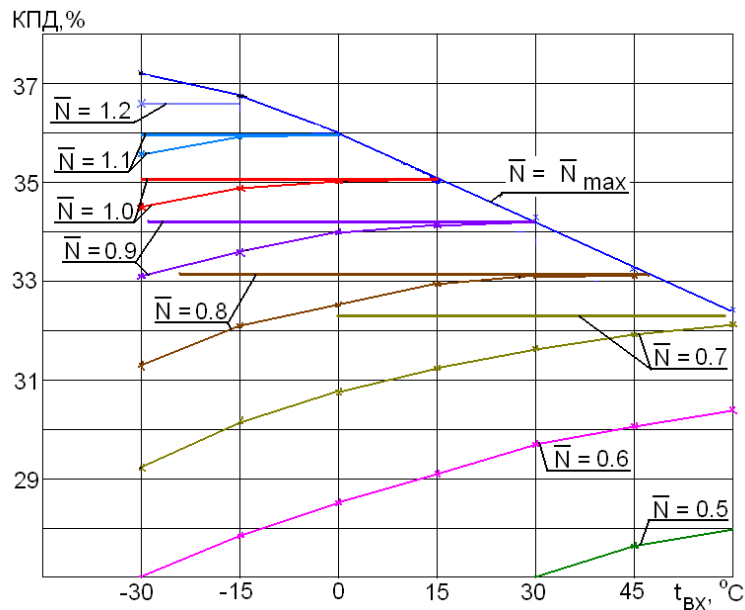


Рис. 4. Зависимость КПД газотурбинного двигателя от температуры наружного воздуха

2. Результаты сравнительных расчетов ГТД разных схем

Зависимость КПД двигателя от температуры наружного воздуха показана на рис. 4.

На рисунке 4 показаны зависимости КПД однокаскадного двигателя и двигателя со свободной силовой турбиной (горизонтальные линии).

Таким образом, КПД однокаскадного двигателя при работе с постоянной мощностью при уменьшении температуры падает, а КПД двигателя со свободной силовой турбиной при уменьшении температуры не меняется.

Выводы

Подогрев воздуха на входе в ГТД при температурах наружного воздуха ниже 0 °C полезен и для повышения КПД в случае однокаскадного двигателя и для нормальной работы систем очистки воздуха.

Если двигатель должен работать в условиях холодного климата, то он должен быть спроектирован на низкие температуры (например, на -15 °C). В этом случае его КПД будет выше.

Понижение температуры наружного воздуха не вызовет повышение КПД при работе постоянной мощностью.

Мощность, потребляемая компрессором при понижении температуры наружного воздуха, возрастает вследствие увеличения расхода воздуха в однокаскадном генераторном двигателе на постоянной скорости вращения. В двигателе с отдельным

газогенератором попытка компрессора увеличить мощность вызовет понижение скорости вращения.

Литература

1. Mangan, J. L. US 3159487 Steam turbine-gas turbine power plant [Text] / J. L. Mangan, T. J. Hiniker. – 1963. – 400 p.
2. Тарасенко, М. А. Влияние температуры наружного воздуха на КПД одновального газотурбинного двигателя для электростанции [Текст] / М. А. Тарасенко, А. И. Тарасенко // Газотурбинные технологии. – 2012. – № 8 (109). – С. 28–31.
3. Тарасенко, М. А. Влияние температуры наружного воздуха на параметры частичных режимов ГТД для электростанции [Текст] / М. А. Тарасенко, А. И. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 73–77.
4. Тарасенко, А. И. Широкодиапазонная динамическая модель ГТД [Текст] / А. И. Тарасенко, А. А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 9 (96). – С. 243–247.
5. Тарасенко, А. А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик компрессоров с помощью ЭВМ [Текст] / А. А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2009. – № 7 (64). – С. 74–77.
6. Тарасенко, А. А. Применение обобщенных зависимостей для построения характеристик турбин с помощью ЭВМ [Текст] / А. А. Тарасенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2010. – № 7 (74). – С. 164–167.

Поступила в редакцию 10.06.2014, рассмотрена на редколлегии 16.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М. Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения, Николаев.

ПОРІВНЯЛЬНИЙ АНАЛІЗ ЧАСТКОВИХ РЕЖИМІВ ОДНОВАЛЬНОГО ТА МНОГОВАЛЬНИХ ГТД ПРИ ЗМІНІ ТЕМПЕРАТУРИ НАВКОЛИШНЬОГО ПОВІТРЯ

М. О. Тарасенко, О. І. Тарасенко

Розглянуто газотурбінний двигун (ГТД) з вільною силовою турбіною (з окремим газогенератором) для електростанції. Розглядається робота ГТД на часткових режимах при постійній температурі зовнішнього повітря. Запропоновано нову широкодіапазонну методику розрахунку параметрів часткових режимів. Наведено результати розрахунків для ГТД на базі одновальної і двох вальної схем для різних температур та потужностей. Наведено залежності параметрів двигуна від режиму (відносної потужності) для різних температур зовнішнього повітря. Наведено порівняльні розрахунки для одновальної та багатовальної схем.

Ключові слова: ГТД, газогенератор, компресор, турбіна, потужність, ККД, витрата, температура.

COMPARATIVE ANALYSIS OF PARTIAL MODES FOR SINGLE-SHAFT AND MULTI-SHAFT TURBINE ENGINE WITH CHANGING AMBIENT TEMPERATURE

M. A. Tarasenko, A. I. Tarasenko

We review a gas turbine engine (GTE) with a free power turbine (with separate gas generator) for power plant. Reviewed the work of the GTE on the partial modes at a constant temperature of outside air. Proposed a new wide-range method of calculating the partial regimes parameters. The results of calculation for the gas turbine engines on the basis of a single-shaft and a two-shaft schemes of the gas generator for different temperatures and power. Shown mode dependence for engine parameters (relative power) for different ambient temperatures. Comparative calculations for a single shaft and a multi-shaft schemes are done.

Key words: GTE gas generator, compressor, turbine, power, efficiency, flow, temperature.

Тарасенко Марія Александровна – інженер, ст. лаборант кафедри механіки і конструювання машин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.

Тарасенко Александр Иванович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри механіки і конструювання машин, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина, e-mail: tai777@ukrpost.net.