

УДК 629.124.74

М.А. ТАРАСЕНКО*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*

ЧАСТИЧНЫЕ РЕЖИМЫ СУДОВОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Рассматривается газотурбинный двигатель, имеющий предварительный отдельно стоящий компрессор (ОСК) с независимым приводом. Между отдельно стоящим компрессором и собственно двигателем установлен промежуточный охладитель циклового воздуха, в котором поддерживается заданная температура воздуха на выходе. Приведена методика расчета частичных режимов такой установки, как системы с двумя степенями свободы (подача топлива и давление за ОСК). Установка может иметь теплоутилизирующий контур (ТУК). Возможен анализ частичных режимов с ТУК.

коэффициент восстановления полного давления, расход, характеристика, промежуточное охлаждение, турбина, компрессор

Введение

Промежуточное охлаждение циклового воздуха на номинальном режиме рассмотрено в [3]. На номинале судовые ГТД работают редко. Это объясняется тем, что работа на номинальном режиме отрицательно сказывается на ресурсе ГТД и зачастую полная мощность, а, следовательно, и полная скорость судна не востребованы.

Известно [1, 2], что параметры газотурбинного двигателя резко ухудшаются на частичных режимах с понижением мощности, при этом теряется возможность осуществлять утилизационный цикл, что усугубляет понижение КПД на частичных режимах.

Таким образом, работа ГТД сложной схемы на частичных режимах из специального узкого вопроса превращается в фактор, определяющий целесообразность применения усложняющих мероприятий, таких как промежуточное охлаждение и утилизация. Следовательно, вопрос частичных режимов является обязательным для исследования эффективности промежуточного охлаждения циклового воздуха.

1. Формулирование проблемы

Требуется разработать методику расчета частичных режимов, учитывающую возможность незави-

симого управления температурой воздуха за воздухоохладителем, давлением за отдельно стоящим компрессором и топливоподачей

Расчет частичных режимов базируется на стандартных методиках, поэтому приняты следующие традиционные допущения:

- рассматриваются статические (равновесные) режимы работы ГТД;
- при расчетах используются однолинейные характеристики турбин и характеристики компрессоров, представляющие собой зависимости для приведенных (подобие по числу Маха) параметров;
- считается, что температура воздуха за воздухоохладителем поддерживается в заданных пределах управлением прокачивающего насоса (воздухоохладитель подобран с запасом) с возможностью выбора оптимальной температуры не ниже номинальной;
- эффективность (КПД) утилизационного контура определяется как коэффициент полезного действия цикла Карно, умноженный на коэффициент реального цикла η_u , который не зависит от температур на входе и выходе и постоянен на всех режимах.

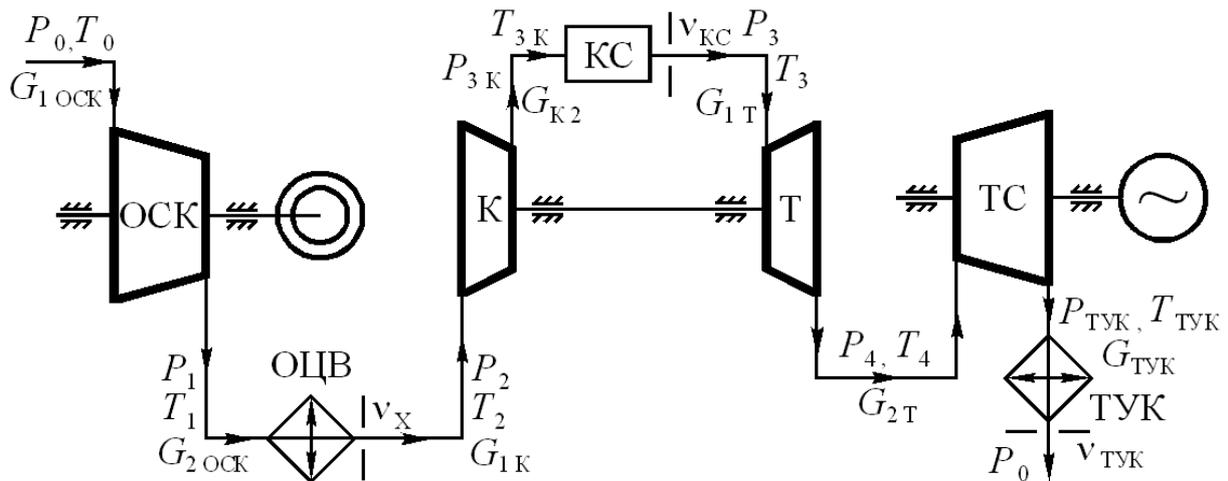


Рис. 1. Мнемоническая схема газотурбинного двигателя:
 ОСК – отдельно стоящий компрессор с управляемым приводом;
 ОЦВ – охладитель циклового воздуха; К; Т – компрессор и турбина газогенератора;
 ТС – силовая турбина; ТУК – теплоутилизирующий котел

1.1. Общие соотношения. Принципиальная схема рассматриваемого ГТД показана на рис. 1.

Параметры в характерных сечениях можно получить по приведенному ниже алгоритму:

1. Задаемся относительным обобщенным расходом газа на входе в турбину компрессора:

$$G_{1T} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \cdot \frac{P_{03н}}{G_{mн} \cdot \sqrt{T_{03н}}}$$

В общепринятых методиках задают давление в газоходе, и, зная характеристику газохода, определяют обобщенный расход на выходе из силовой турбины и далее пересчитывают расходы для каждой из турбин. Для рассматриваемого случая, учитывая несколько степеней свободы, проще задать обобщенный расход перед турбиной компрессора.

2. По характеристике турбины компрессора $\bar{G} = f(\pi_{mk})$, $\bar{\eta}_{mk} = \varphi(\pi_{mk})$ определяют степень понижения давления в этой турбине и ее адиабатический КПД $\eta_{mk} = \bar{\eta}_{mk} \cdot \eta_{mkн}$. Зная эти величины, определим параметры на выходе из турбины компрессора и на входе в силовую турбину.

Действительно, понижение температуры в турбине компрессора:

$$\Delta t_{mk} = T_{03} \cdot (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk}$$

Температура на выходе из турбины компрессора (она же на входе в силовую турбину) определится следующим выражением

$$T_{04} = T_{03} \cdot \left[1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk} \right]$$

Давление на входе в силовую турбину

$$P_{04} = P_{03} / \pi_{mk}$$

Тогда относительный обобщенный расход газа на входе в силовую турбину

$$G_{2m} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{04}}}{P_{04}} \cdot \frac{P_{04н}}{G_{mн} \cdot \sqrt{T_{04н}}}$$

или после преобразований получим

$$G_{2m} = G_{1m} \cdot \frac{\pi_{mk}}{\pi_{mkн}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkн} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mkн}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkн}}}$$

обозначив

$$K_{1m} = \frac{\pi_{mk}}{\pi_{mkн}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkн} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mkн}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkн}}}$$

получим

$$G_{2m} = G_{1m} \cdot K_{1m} \tag{1}$$

Таким образом, известен относительный обобщенный расход газа на входе в силовую турбину.

По характеристике силовой турбины $G_{mc} = f(\pi_{mc})$, $\bar{\eta}_{mc} = \varphi(\pi_{mc})$ определяют степень понижения давления в этой турбине и ее адиабатический КПД $\eta_{mc} = \bar{\eta}_{mc} \cdot \eta_{mcн}$. Зная эти величины, определим параметры на выходе из силовой турбины и на входе в газоход и ТУК. Понижение температуры в силовой турбине

$$\Delta t_{mc} = T_{04} \cdot (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mc}.$$

Температура на выходе из силовой турбины (она же на входе в ТУК) определится следующим выражением $T_{ТУК} = T_{04} \cdot [1 - (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mc}]$.

Давление на входе в ТУК $P_{ТУК} = P_{04} / \pi_{mc}$.

Относительный обобщенный расход на входе в ТУК

$$G_{ТУК} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{ТУК}}}{P_{ТУК}} \cdot \frac{P_{ТУКн}}{G_{mн} \cdot \sqrt{T_{ТУКн}}}.$$

Подставив полученные выше выражения, по аналогии с (1) запишем:

$$G_{ТУК} = G_{1m} \cdot K_{1m} \cdot K_{1mc},$$

где $K_{1mc} = \frac{\pi_{mc}}{\pi_{mcн}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mcн} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mcн}^{-x_m}) \cdot \eta_{mcн}}}$.

3. Зная степень понижения давления в каждой из турбин и степень восстановления полного давления в переходнике и газоходе (ТУКе) $v_{ТУК} = 1 - (1 - v_{ТУКн}) \cdot G_{ТУК}^2$, определим давление на входе в турбину компрессора и, учитывая потери давления в камере сгорания по известному G_{1m} , определим обобщенный относительный расход за компрессором $G_{к2}$. Тогда $v_{кс} = v_{ксн} \cdot G_{1m} / G_{к2}$. Давление за компрессорами $P_{3к} = (\pi_{mk} \cdot \pi_{mc}) / (v_{ТУК} \cdot v_{кс})$. Давление перед турбиной компрессора $P_{03} = P_{3к} \cdot v_{кс}$.

4. Определяем параметры процессов в компрессорах:

– степень повышения давления компрессора газогенератора:

$$\pi_{к} = P_{3к} / P_2;$$

При определении степени повышения давления считается известным давление перед компрессором газогенератора P_{02} , которое задано;

– зная $\pi_{к}$, с помощью ниже приведенной формулы

$$G_{к2} = G_{1к} \frac{\pi_{кн}}{\pi_{к}} \sqrt{\frac{1 + (\pi_{к}^{x_k} - 1) / \eta}{1 + (\pi_{кн}^{x_k} - 1) / \eta_n}}$$

построим зависимость $G_{к2} - G_{1к}$, с помощью которой, зная $G_{к2}$, найдем $G_{1к}$ и $\eta_{к}$;

– повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta t_{к} = T_{02} \cdot (\pi_{к}^{x_k} - 1) / \eta_{к};$$

– степень повышения давления ОСК:

$$\pi_{ОСК} = P_{02} / (P_0 \cdot v_x),$$

где v_x – степень восстановления полного давления в воздухоохладителе;

– повышение температуры в ОСК:

$$\Delta t_{ОСК} = T_0 \cdot (\pi_{ОСК}^{x_{ОСК}} - 1) / \eta_{ОСК}.$$

5. Определяем повышение температуры в компрессорах и рассматриваем баланс мощностей, развиваемых турбиной и потребляемых компрессорами. Эти мощности должны быть одинаковы или

$$C_{Pв} \cdot \Delta t_{к} = C_{Pз} \cdot \Delta t_{mk}.$$

Из условия баланса мощностей определяем температуру газа перед турбиной

$$T_{03} = \frac{\Delta t_{к}}{(1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk}} \cdot \frac{C_{Pв}}{C_{Pз}}$$

и абсолютный массовый расход газа перед турбиной

$$G_m = G_{1m} \cdot \frac{P_{03}}{\sqrt{T_{03}}} \cdot \frac{G_{mн} \cdot \sqrt{T_{03н}}}{P_{03н}}.$$

Далее расчеты выполняются согласно [3].

2. Решение проблемы

Цель дальнейшего анализа – определить КПД двигателя в зависимости от относительной мощности (режима). Результаты приведены на рис. 2.

На рис. 2 представлен сравнительный анализ ГТД с ТУК традиционной схемы и ГТД с ТУК и промощаждением. Каждый из двигателей на расчетном режиме имеет оптимальное π_k и одинаковое КПД элементарной ступени турбомашины. В схеме с промощаждением учтены при определении КПД

цикла КПД привода ОСК и мощность, необходимая на привод ОСК. Давление за ОСК на каждом режиме выбиралось соответствующее максимальному КПД цикла с одновременным оптимальным выбором температуры за воздухоохладителем (температура могла изменяться в сторону увеличения).

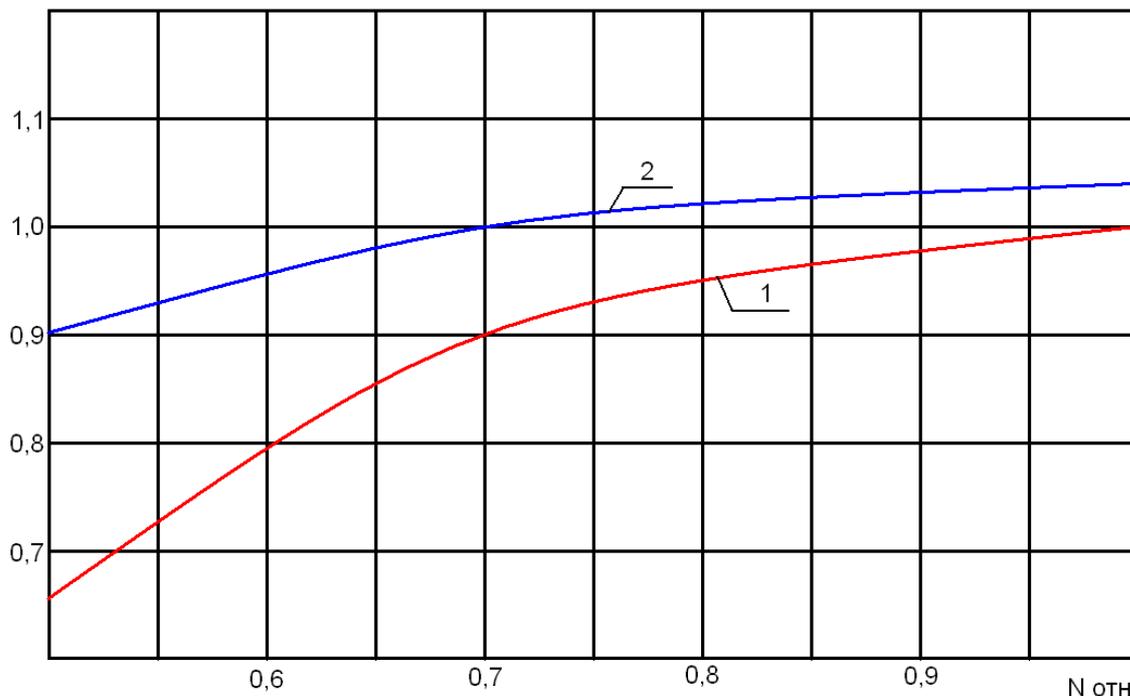


Рис. 2. Зависимости КПД двигателя от вырабатываемой мощности:
1 — обычный двигатель с ТУК; 2 — с промощаждением и оптимальным управлением ОСК

Заклучение

Можно сделать вывод о существенном увеличении экономичности двигателя с промежуточным охлаждением циклового воздуха на частичных режимах.

При рассмотрении простой схемы с утилизацией не учитывался «срыв» ТУК на низких режимах.

Литература

1. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. — Миколаїв: УДМТУ, 2003. — 304 с.

2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. — М.: «Машиностроение», 1977. — 312 с.

3. Радченко Н.И., Сирота А.А., Тарасенко М.А. Исследование эффективности охлаждения циклового воздуха судовых газотурбинных двигателей // Вестник двигателестроения. — 2006. — № 3. — С. 46-49.

Поступила в редакцию 19.05.2008

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