

Анализ параметров одновальных, двухвальных и трехвальных газотурбинных установок при частичных нагрузках

Антипов Ю. А., Шаталов И. К., кандидаты техн. наук

Российский университет дружбы народов, Москва

Ельшин А. А., инж.

ЦИАМ им. П. И. Баранова, Москва

Приведены результаты анализа работы одновальных и многовальных ГТУ при неполных нагрузках. Выполнено сравнение экономичности различных ГТУ при малых мощностях.

Ключевые слова: одновальная и многовальная газотурбинные установки, характеристика компрессора, экономичность.

В качестве энергетических газотурбинных установок применяются двух- и трехвальные ГТУ со свободной силовой турбиной, а в последнее время все шире используются одновальные ГТУ с поворотными лопатками спрямляющих аппаратов осевого компрессора [1]. В номинальном режиме при равных температурах газа перед турбиной высокого давления T_T и степенях повышения давления в компрессорах π_K эффективные КПД η_e двигателей всех трех типов примерно равны.

Рассмотрим, как изменяются основные параметры ГТУ при переходе на частичные нагрузки при постоянной частоте вращения выходного вала. У двухвальных ГТУ уменьшается частота вращения компрессора n_K при постоянной частоте вращения свободной силовой турбины $n_{T.c}$. Снижение n_K приводит к уменьшению работы компрессора L_K , поскольку она примерно пропорциональна величине $\bar{n}_K^2 = (n_K/n_{K0})^2$, т. е. $L_K = L_{K0} \bar{n}_K^2$ (здесь и далее параметры номинального режима обозначены индексом "0"). Это приводит к уменьшению степени повышения давления π_K , температуры газа перед турбиной компрессора $T_T \approx T_{T0} \bar{L}_K^2$, расхода воздуха G_B , мощности N_e , эффективного КПД η_e и других параметров ГТУ. опыты и расчеты показывают, что при частичных нагрузках КПД компрессора η_K , компрессорной $\eta_{T.K}$ и силовой $\eta_{T.c}$ турбин мало изменяются.

На рис. 1 приведена характеристика двухвальных ГТУ (кривая 1), построенная на основе результатов испытаний большого числа российских и иностранных ГТУ [2]. Видно, что при снижении мощности в 2 раза КПД уменьшается на 20 %, а при $\bar{N}_e = 0,2$ — в 1,8 раза. При снижении мощности трехвальных ГТУ со свободной силовой турбиной

при $\eta_{T.c} = \text{const}$ незначительно уменьшается частота вращения компрессора высокого давления и существенно — компрессора низкого давления. Характеристика трехвальных ГТУ в относительных параметрах мало отличается от характеристик двухвальных (см. рис. 1, кривая 1).

Анализ характеристик одновальных ГТУ затруднителен в связи с тем, что они очень сильно зависят от характеристики компрессора. На рис. 2 приведена типичная характеристика осевого компрессора — зависимость π_K от приведенного расхода воздуха $G_{B,пр} = G_B \sqrt{T_H/288} \cdot (0,1013/P_H)$ при разных приведенных частотах вращения $n_{K,пр} = n_K \sqrt{288/T_H}$. На характеристике нанесены линии постоянной приведенной температуры газа $T_{г,пр} = T_T T_H/288$ и рабочая линия (совместной работы компрессора и турбины) двух- и трехвальных ГТУ. Рабочей линией одновальной ГТУ при постоянной температуре окружающей среды $T_H = 288$ К является кривая $\bar{n}_{K,пр} = 1$. Мощность этой ГТУ снижается

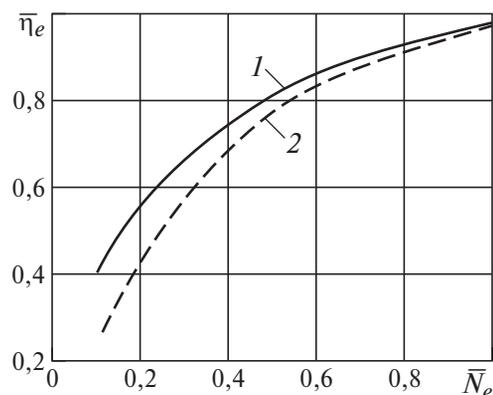


Рис. 1. Зависимости относительного эффективного КПД от относительной эффективной мощности:

1 — двух- и трехвальная ГТУ; 2 — одновальная ГТУ

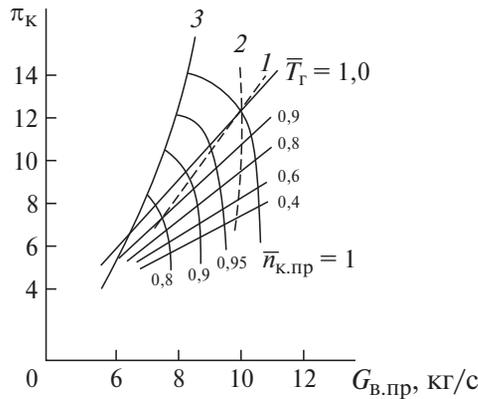


Рис. 2. Характеристика осевого компрессора:

1 — рабочая линия двух- и трехвальных ГТУ; 2 — рабочая линия одновальных ГТУ; 3 — линия помпажа

из-за падения температуры газа. При этом происходит уменьшение степени повышения давления π_k , работы L_k и КПД компрессора η_k . Сложность состоит в том, что если в области границы помпажа можно принимать $L_k \approx n_k^2$, то при $n_{k,пр} = \text{const}$ и снижении π_k работа L_k и КПД компрессора η_k заметно изменяются. В отличие от центробежного компрессора с уменьшением π_k при $n_{k,пр} = \text{const}$ работа компрессора снижается.

Для определения параметров осевого компрессора воспользуемся обобщением его характеристик согласно данным исследований, проведенных проф. Р. М. Федоровым, который за основу взял коэффициент расхода $\varphi = C_a/U$, где C_a — осевая скорость, U — окружная скорость на среднем диаметре [3]. Аппроксимируем характеристики следующими уравнениями:

$$\bar{L}_k = (2 - \bar{\varphi})^{1,1}; \quad L_k = L_{k0} \bar{L}_k;$$

$$\bar{\eta}_k = 1 - |(1 - \varphi)^{1,5}|; \quad \eta_k = \eta_{k0} \bar{\eta}_k;$$

$$\pi_k = \left(1 + \frac{L_k \eta_k}{1005 T_H} \right)^{3,5}; \quad \bar{\pi}_k = \frac{\pi_k}{\pi_{k0}};$$

$$\bar{G}_{пр} = \bar{\varphi}^3 \sqrt{\bar{\pi}_k}; \quad G_{пр} = \frac{0,1013 G_B \sqrt{T_H}}{P_H \sqrt{288}}.$$

Температура газа перед турбиной

$$\bar{T}_Г = (\bar{\pi}_k / \bar{T}_Г)^2; \quad T_Г = T_{Г0} \bar{T}_Г.$$

При уменьшении π_k и $T_Г$ в одновальной ГТУ снижается КПД турбины, который можно вычислить по формуле [2]

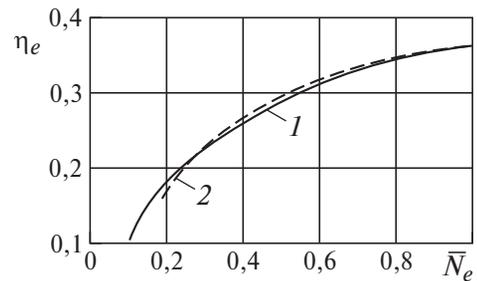


Рис. 3. Экспериментальная (кривая 1) и расчетная (кривая 2) зависимости КПД одновальной ГТУ SGT-800 от относительной мощности

$$\eta_T = \eta_{T0} [1 - (\bar{x} - 1)^2],$$

где $x = U/C_{ад}$; $C_{ад} = \sqrt{2L_{ад}}$; $L_{ад} = 1150 T_Г (1 - \pi_T^{-0,25})$ — адиабатическая работа турбины; $\pi_T = (0,95 \div 0,97) \pi_k$ — степень снижения давления в турбине; $\bar{x} = x/x_0$.

После преобразований получаем

$$\bar{L}_{ад} = L_{ад} / L_{ад0} = \bar{T}_Г \bar{L}_k \bar{\pi}_k^{-0,286}.$$

При $n_{пр} = \text{const}$ и $U = \text{const}$

$$\bar{\eta}_T = 1 - (\bar{L}_{ад}^{-0,5} - 1)^2.$$

Расчеты показывают, что при работе одновальной ГТУ на частичных нагрузках при $\bar{T}_Г = 0,6$ и $\bar{\pi}_k = 0,79$ (соответствует $\bar{N}_е = 0,14 \div 0,16$) КПД турбины снижается на 9 – 11 %. Отметим, что в многовальных ГТУ КПД компрессорных турбин уменьшается на 2 – 3 %. Зависимость относительного КПД $\bar{\eta}_е = \eta_e / \eta_{e0}$ для одновальной ГТУ от относительной мощности $\bar{N}_е = N_e / N_{e0}$ приведена на рис. 1 (кривая 2). Видно, что в области $\bar{N}_е = 0,5 \div 1,0$ КПД всех типов ГТУ близки. Однако при меньших мощностях КПД одновальных ГТУ ниже, чем двух- и трехвальных. Таким образом, при $\bar{N}_е = 0,2$ экономичность одновальных ГТУ на 20 – 25 % ниже, чем двух- и трехвальных.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость $\eta_e = f(\bar{N}_е)$ одновальной ГТУ STG-800 фирмы “Siemens”, эксплуатируемой в составе ПГУ на предприятиях Мосэнерго. ГТУ имеет 15-ступенчатый осевой компрессор с поворотными спрямляющими лопатками первых трех ступеней, кольцевую камеру сгорания, трехступенчатую турбину с охлаждаемыми воздухом лопатками первой и второй ступеней. Основные данные STG-800 при стандартных условиях и отсутствии сопротивлений на входе и выходе:

мощность — 45 МВт; частота вращения турбины выходного вала — 1500 мин^{-1} ; степень повышения давления — 19,3; температура газа перед турбиной — 1523, на выходе из турбины — 811 К; расход газа через турбину — 130 кг/с.

Кривая 2 на рис. 3 получена расчетным путем по вышеизложенной методике. Как видно, результаты расчета хорошо совпадают с экспериментальными данными. Таким образом, при мощностях $\bar{N}_e > 0,5$ экономичность одновальной и многовальной ГТУ примерно одинакова. При малых мощностях

эффективный КПД одновальных ГТУ на 20 – 25 % ниже, чем многовальных.

Список литературы

1. Трухний А. Д. Основы современной энергетики. — М.: Изд-во МЭИ, 2001.
2. Шаталов И. К., Барский И. А. Регулировочные характеристики газотурбинных установок, схемы и определение основных параметров ПГУ. — М.: РУДН, 2003.
3. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. — М.: Машиностроение, 1970.

rudn-tit@yandex.ru

