

УДК 621.438

В.Т. Матвеев, профессор, д-р техн. наук,

В.А. Очеретяний, доцент, канд. техн. наук

Севастопольский национальный технический университет

ул. Университетская, 33, г. Севастополь, Украина, 99053

E-mail: root@sevgtu.sebastopol.ua

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОГЕНЕРАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ПОДОГРЕВОМ ГАЗА И СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ ПЕРЕРАСШИРЕНИЯ

Представлены результаты исследования теплотехнических характеристик ГТД с промежуточным подогревом газа между турбинами газогенератора и силовой турбиной перерасширения (СТП). Показано, что промежуточный подогрев газа и СТП повышает эффективный КПД двигателя, увеличивает удельную мощность ГТД более чем в 1,4 раза, при этом степень использования располагаемой теплоты топлива достигает 80...90 %.

Введение. Энергетическая газотурбинная установка (ГТУ) должна обладать высокой удельной мощностью для получения больших мощностей в одном агрегате, особенно если она работает по усложненному циклу.

Одновременно энергетический газотурбинный двигатель (ГТД) и установка в целом должны обладать высоким эффективным КПД и общим высоким уровнем использования энергии топлива в ГТУ.

Поставленная задача может быть решена введением в тепловую схему ГТД, работающего по простому циклу, промежуточного подогрева газа между турбинами газогенератора, а также применением перерасширения газа в силовой турбине.

Целью работы является изучение и анализ влияния на теплотехнические характеристики введения подогрева газа между турбинами газогенератора ГТУ, содержащей силовую турбину перерасширения.

Метод решения задачи. На рисунке 1 изображена схема ГТД с промежуточным подогревом (ПП) газа и силовой турбиной перерасширения (СТП). ПП газа производится во второй камере сгорания (КС2), установленной между турбинами газогенератора и СТП, механически не связанных между собой.

Перерасширение газа за силовой турбиной осуществляет дожимающий компрессор (ДК), перед которым газ охлаждается в охладителе газа (ОГ). Турбина перерасширения совместно с дожимающим компрессором и охладителем газа между ними образует турбокомпрессорный утилизатор (ТКУ).

В ГТД с ПП и СТП за счет промежуточного подогрева газа, а также перерасширения газа в ТКУ, повышается мощность ГТД по отношению к ГТД простого цикла. Охладитель газа в ТКУ, кроме охлаждения газа перед ДК, выполняет функцию водяного котла – утилизатора, поэтому ГТД с ПП и СТП может функционировать в качестве когенерационной энергоустановки.

В координатах T, S (рисунок 2) показан цикл когенерационного ГТД с ПП и СТП, где реальные процессы расширения газа в высокотемпературных турбинах, охлаждаемых цикловым воздухом, представлены эквивалентными процессами: 3сн – 4.1 – в турбине Т1; 3.2сн – 4.2 – в турбине Т2; 4.2сн – 5 – в СТП.

Температура газа перед Т2 равна

$$T_{3.2} = k_n \cdot T_3,$$

где k_n – коэффициент, определяющий степень подогрева газа перед турбиной Т2; T_3 – начальная температура газа в двигателе.

Параметры рабочего цикла по проточной части ГТД с ПП и СТП приведены в работе [1], где предложена математическая модель цикла ГТД с ПП и СТП, которая доработана для конкретного случая.

Располагаемая удельная теплота, которая может быть направлена на теплофикацию от охладителя газа в ГТД с ПП и СТП равна:

$$Q_c = T_{p5} \cdot \xi - T_{p6} \cdot \theta \cdot \frac{1}{\mu_{r3}} \cdot \mu_r (\theta_{5\mu} \cdot \mu_{5\mu} \cdot \mu_r). \quad (1)$$

Здесь $\mu_{5p5} = \bar{c}_{p3} / \bar{c} = \bar{\gamma} (T_3 / T)^{0.15}$; $\mu = \bar{c}_{p6} / \bar{c}_{p3}$; $\mu_r = c_{p3} / \bar{c}_{p3}$; $\Theta_5 = T_5 / T_1$; $k_r = T_6 / T_1$.

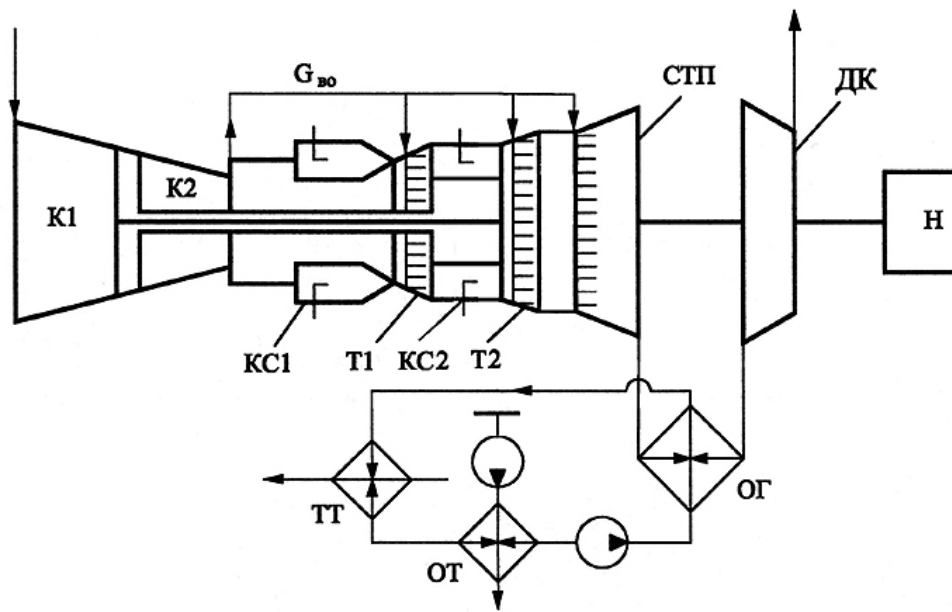


Рисунок 1 – Схема ГТД с промподогревом газа и силовой турбиной перерасширения:
 K1 и K2 – компрессоры; KC1 – основная камера сгорания; KC2 – камера сгорания промподогрева газа;
 T1 и T2 – турбины; СТП – силовая турбина перерасширения; ДК – дожимающий компрессор;
 ОГ – охладитель газа; ТТ – теплофикационный теплообменник; ОТ – охладитель теплоносителя; Н – нагрузка

В формуле (1) и далее введены обозначения: π – степень повышения давления в компрессорах или расширения газа в турбинах; c_p – теплоемкость при постоянном давлении; η – КПД турбомашин; ε_n – коэффициент, учитывающий гидравлические потери в проточной части двигателя; T – температура; S – энтропия; $\bar{G}_{\text{во}}$ – относительный расход воздуха на охлаждение деталей и узлов двигателя; индексы: в – воздух; г – газ; к – компрессор; дк – дожимающий компрессор; т – турбина; м – механический; см – смесь.

Температура газа за СТП определяется по формуле

$$T_5 = T_{4.2\text{м}} [1 - \eta_t (1 - \pi_t^{-n})],$$

где $\pi_t = \varepsilon_n \pi_k \pi_{\text{дк}} / (\pi_{t1} \pi_{t2})$ – степень расширения газа в СТП; η_t – адиабатический КПД СТП.

Для оценки теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП, имеющих в своем составе устройство для внешней утилизации теплоты, применяется также удельный показатель – теплотехнический (общий) КПД, который определяется по формуле

$$\eta_{\text{тг}} = (\eta_m H_{\text{п}} + Q_{\text{т}}) / (Q_1 + Q_2), \quad (2)$$

где $H_{\text{п}} = H_{\text{стп}} - H_{\text{дк}}$ – удельная полезная работа; $Q_{\text{т}}$ – удельная полезная теплота (определяется по формуле (1)); $Q_{1\text{вб}} = (1 - \bar{G}_{\text{вб}} / \bar{c}_{\text{пг}}) (T_{\text{пг}} - T_{\text{вб}})$ – теплота, подведенная к газу в KC1; $Q_{2\text{вб}} = (1 - \bar{G}_{\text{вб}} / \bar{c}_{\text{пг}}) (T_{\text{пг}} - T_{\text{вб}})$ – теплота подогрева газа в KC2.

В целом теплотехнический КПД показывает степень полезного использования располагаемой теплоты топлива, израсходованного на выработку механической и тепловой энергии.

При определении теплоты подогрева газа перед СТП соотношение теплоемкостей, соответственно, равны:

$$\mu_{3.2\text{пг}} (\bar{c}_{\text{пг}} / \bar{c}_{\text{вб}})^{0.15} (T_3 / T)^{0.15};$$

$$\mu_{4.1\text{пг}} (\bar{c}_{\text{пг}} / \bar{c}_{\text{вб}})^{0.15} (T_3 / T)^{0.15}.$$

Соответственно, с учетом значения $B = \bar{c}_{\text{пг}} T_1$ и преобразования составляющих формулы (2) получаем: $H_{\text{стп}} = B [\theta_{\text{см}} \eta_t (1 - \pi_t^{-n})]$ – удельная работа СТП; $H_{\text{дк}} = B [\mu \cdot k_t (\pi_{\text{дк}}^m - 1) / \eta_{\text{дк}}]$ – удельная работа ДК; $Q_{\text{т}} = \mu_{\text{г}} (\theta_{\text{с}} \mu_{\text{с}} \mu_{\text{т}}) –$ удельная тепловая мощность;

$Q_{\text{ГТД}} = (C_p \cdot T_3 - C_p \cdot T_2) \cdot \left[\theta_{\text{к}} - \mu \cdot [1 + (k^m - 1) / \eta] \right]$ – теплота, подведенная к газу в КС1 (здесь $\Theta_3 = T_3 / T_1$);
 $Q_{\text{ГТД}} = (C_p \cdot T_{3,2} - C_p \cdot T_{4,1}) \cdot \mu$ – теплота подогрева газа в КС2 (здесь $\theta_{3,2} = T_{3,2} / T_1$ и $\Theta_{4,1\text{см}} = T_{4,1\text{см}} / T_1$).

Результаты исследований. Анализ теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП проводился при изменении величины степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\text{к}}$, различных температурах газа и фиксированных значениях других величин, влияющих на конечный результат исследований. Теплотехнические характеристики ГТД с ПП и СТП существенно зависят также от степени понижения давления в турбине перерасширения и степени подогрева газа перед СТП, поэтому исследования проводились также с учетом изменения $\pi_{\text{дк}}$ и $k_{\text{п}}$.

Расчетный анализ теплотехнических характеристик ГТД с ПП и СТП выполнен по формулам (1) и (2) при $\pi_{\text{дк}} = 2,0 \dots 4,0$, $k_{\text{п}} = 1,0$ и следующих исходных данных: $\eta_{\text{к}} = 0,87$; $\eta_{\text{дк}} = 0,87$; $\eta_{\text{ст}} = 0,92$; $\bar{G}_{\text{в0}} = 0,11 \dots 0,24$; $\eta_{\text{т1}} = 0,86$; $\eta_{\text{т2}} = 0,9$; $\epsilon_{\text{п}} = 0,8$; $T_1 = 288$ К; $T_6 = 323$ К; $T_3 = 1223 \dots 1573$ К с шагом 50 К.

На рисунке 3 изображены зависимости теплотехнического ($\eta_{\text{т}}$) и эффективного ($\eta_{\text{е}}$) КПД, а также удельной тепловой мощности и удельной мощности ГТД с ПП и СТП от изменения $\pi_{\text{к}}$ при $\pi_{\text{дк}} = 3,0$, $k_{\text{п}} = 1,0$ и начальной температуре газа $T_3 = 1373$ К.

Из зависимостей рисунка 3 видно, что в зоне оптимальных по $\eta_{\text{е}}$ степенях повышения давления в двигателе $\eta_{\text{т}}$ имеет средние значения. С уменьшением $\pi_{\text{к}}$ теплотехнический КПД несколько возрастает.

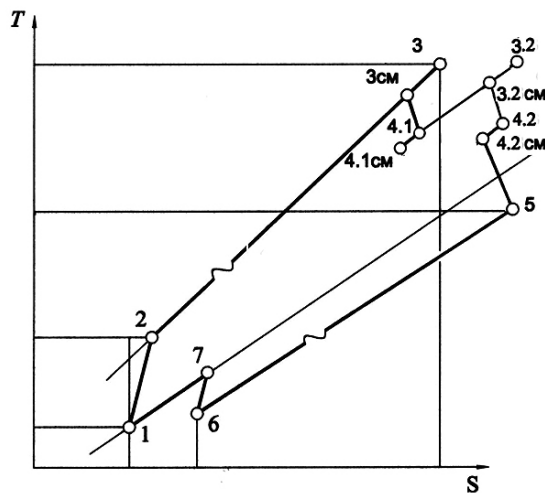


Рисунок 2 – Цикл высокотемпературного ГТД с промподогревом газа и силовой турбиной перерасширения

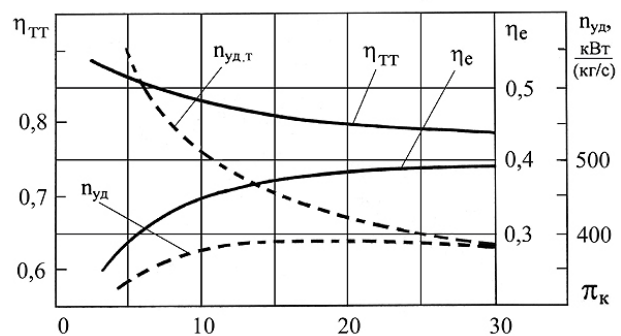


Рисунок 3 – Зависимости теплотехнического ($\eta_{\text{т}}$) и эффективного ($\eta_{\text{е}}$) КПД, а также удельных мощностей $p_{\text{уд.т}}$ и $p_{\text{уд}}$ в ГТД с ПП и СТП от $\pi_{\text{к}}$ при $T_3 = 1373$ К, $k_{\text{п}} = 1,0$ и $\pi_{\text{дк}} = 2,5$

При увеличении начальной температуры газа T_3 в двигателе в зоне оптимальных $\pi_{\text{к}}$ по $\eta_{\text{е}}$ теплотехнический КПД остается примерно одинаковым и имеет высокие значения.

Ранее отмечалось [2], что по отношению к характеристикам ГТД простого цикла в ГТД с ПП и СТП удельная мощность ($\eta_{\text{уд}}$) увеличивается в среднем в 1,4 раза в широком диапазоне $\pi_{\text{к}}$. Если в ГТД простого цикла максимальное значение удельной мощности достигается при меньших значениях $\pi_{\text{к}}$, чем $\pi_{\text{к}}$ оптимальное для $\eta_{\text{е}}$, то в ГТД с ПП и СТП максимальные значения $\eta_{\text{уд}}$ и $\eta_{\text{е}}$ достигают при больших $\pi_{\text{к}}$, что является одним из преимуществ исследуемой тепловой схемы ГТД.

Существенно влияет на характеристики ГТД с ПП и СТП степень подогрева газа перед силовой турбиной. При $k_{\text{п}} = 1$ температура газа перед турбиной T_2 равна начальной температуре газа T_3 . В ГТД с СТП $k_{\text{п}}$ равен примерно 0,82.

По мере подогрева газа перед турбиной T_2 удельная мощность ГТД интенсивно растет и при $k_{\text{п}} = 1$ в 1,3 раза больше, чем в ГТД с СТП. Эффективный КПД ГТД с ПП и СТП по мере увеличения ПП газа монотонно уменьшается, но при всех значениях $k_{\text{п}}$ и $\pi_{\text{дк}} = 2,5$ выше, чем в ГТД простого цикла.

Традиционно с увеличением $\pi_{\text{дк}}$ эффективный КПД и удельная мощность ГТД с ПП и СТП растут умеренно. Что касается теплотехнического КПД и удельной тепловой мощности, то они резко растут с уменьшением $\pi_{\text{дк}}$. Таким образом, за счет изменения $\pi_{\text{дк}}$ возможно регулировать тепловую мощность, вырабатываемую когенерационной ГТУ.

ВЫВОДЫ

1. Удельная мощность ГТД при подогреве газа между турбинами газогенератора до начальной температуры газа в двигателе увеличивается более чем в 1,4 раза, при этом эффективный КПД выше, чем в ГТД простого цикла.

2. В ГТД с промподогревом и СТП теплотехнический КПД в зависимости от температуры газа и других параметров рабочего тела в двигателе достигает 80...90 %, что соответствует современным требованиям технологий энергосбережения в энергетике.

Дальнейшие исследования алгоритмов и путей управления рабочим процессом двигателя за счет изменения характеристики дожимающего компрессор достаточно перспективно вследствие получаемых положительных качеств сложных ГТУ.

Библиографический список

1. Матвеев В.Т. Математическая модель для определения параметров циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа перед силовой турбиной // Вестник СевГТУ: сб. науч. тр. – Севастополь, 2002. – Вып. 38. – С. 110 – 114.

2. Матвеев В.Т. Результаты исследования характеристик циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа и турбиной перерасширения / В.Т. Матвеев, В.А. Очеретяный, А.Г. Андриец // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2006. – № 7 (33). – С. 72 – 75.

Поступила в редакцию 13.11.2007 г.