ISSN 1992-6502 (Print) Вестник УГАТУ ISSN 2225-2789 (Online)
2015. Т. 19, № 3 (69).С. 111-118 http://journal.ugatu.ac.ru

УДК 621.452.3-25

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТУРБИНЫ ГТД С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ РАСШИРЕНИЕМ

М. А. Мураева[1], И. М. Горюнов[2], В. Ф. Харитонов[3]

[1]marija_muraeva@rambler.ru, [2]gorjunov@mail.ru, [3]vkhariton@yandex.ru

ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 5 июня 2015 г.

Аннотация. В статье излагаются теоретические основы изотермического расширения в турбине ГТД как термодинамического процесса. Предлагается методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением, на основе которой составлен алгоритм расчета, реализованный в программном комплексе *DVIGwT*. Проведена проверка адекватности предложенной методики.

Ключевые слова: изотермическое расширение; турбина.

ВВЕДЕНИЕ

Современный уровень развития ГТД характеризуется высокой степенью их совершенства, предельными значениями параметров рабочего процесса. В связи с этим, дальнейшее существенное повышение эффективности ГТД можно обеспечить внесением принципиальных изменений в рабочий процесс. Одним из направлений исследований в области совершенствования рабочего процесса ГТД является применение изотермического расширения газа в турбине.

Для организации изотермического расширения в турбине предлагается подводить тепло к газу путем впрыска топлива в межлопаточный канал турбины.

В настоящей статье излагаются теоретические основы изотермического расширения в турбине ГТД как термодинамического процесса.

Условные обозначения

S – площадь;

T_0 – температура, при которой определяется низшая теплотворная способность топлива;

$\eta_т$ – КПД турбины;

$\eta_м$– механический КПД;

$\eta_г$ – полнота сгорания.

Индексы

is – изотермический;

s – изоэнтропический;

г – относящийся к газу;

Г – сечение на входе в турбину;

т – относящийся к турбине;

Т – сечение на выходе из турбины.

T-S ДИАГРАММА ПРОЦЕССА РАСШИРЕНИЯ В ТУРБИНЕ

Рабочий процесс турбины представляется изоэнтропой $Г^* – Т^*_S$ в идеальном цикле ГТД и политропой $Г^* – Т^*$ в реальном (рис. 1). Изоэнтропическая работа расширения в турбине пропорциональна площади $S_{3\text{-}Т^*s\text{-}Г^*\text{-}2}$ [1]:

$$L_{тs} = C_{pг}T^*_Г - C_{pг}T^*_{Тs} = \\ = C_{pг}(T^*_Г - T^*_2) - C_{pг}(T^*_Т - T^*_3)\,. \qquad (1)$$

В силу эквидистантности изобар $p^*_Г$ и $p^*_Т$ при идеальном расширении треугольники 2-7-8 и 3-$Т^*_S$-1 равны, поэтому $L_{Тs}$ пропорциональна $S_{1\text{-}Г^*\text{-}7\text{-}8}$ [1]. Аналогично, политропическая работа расширения пропорциональна $S_{4\text{-}Т^*\text{-}Г^*\text{-}5\text{-}6}$. Эта работа складывается из работы турбины $L_Т$ пропорциональной $S_{1\text{-}Г^*\text{-}5\text{-}6}$, и работы сил трения (и других сил), пропорциональных $S_{4\text{-}Т^*\text{-}Г^*\text{-}1}$ [1].

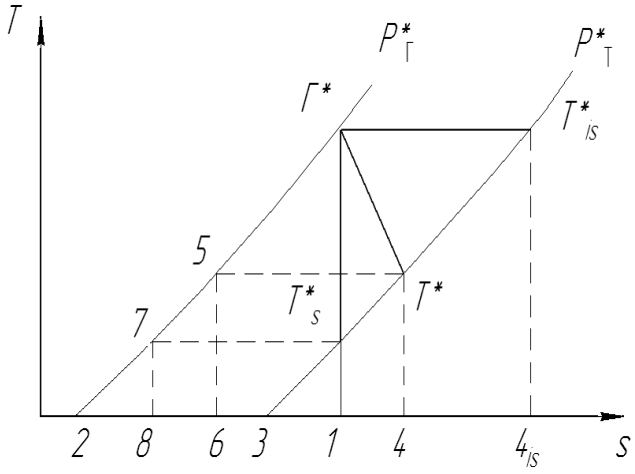

Рис. 1. T^* – s диаграмма процесса расширения в турбине

В случае подвода тепла в турбине, при сохранении степени понижения давления, точка Т* будет смещаться вправо по изобаре $p_{\text{Т}}^*$. Если подводимое тепло будет компенсировать уменьшение температуры в результате расширения, рабочий процесс в турбине будет являться изотермическим (линия Г*-Т*$_{is}$ на рис. 1). Для организации изотермического расширения необходимо подвести тепло $q_{\text{т}}$, пропорциональное $S_{4is\text{-}\text{Т}^*is\text{-}\Gamma^*\text{-}\text{Т}^*\text{-}4}$.

Поскольку $S_{4is\text{-}\text{Т}^*is\text{-}\text{Т}^*\text{-}4}$ равна $S_{1\text{-}\Gamma^*\text{-}5\text{-}6}$, пропорциональной работе турбины при политропическом расширении, работа турбины с изотермическим расширением будет больше, чем работа турбины с политропическим расширением на величину, пропорциональную $S_{\text{Т}^*is\text{-}\Gamma^*\text{-}\text{Т}^*}$. Чтобы сохранить требуемую работу, рабочий процесс в турбине с изотермическим расширением можно организовывать при меньших температурах газа перед турбиной и (или) меньших степенях понижения давления в турбине.

УРАВНЕНИЕ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ТУРБИНЫ С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ РАСШИРЕНИЕМ

Согласно первому закону термодинамики, уравнение энергии для турбины с изотермическим расширением в идеальном случае имеет вид:

$$C_p T_{\Gamma}^* + q_{\text{т ид}} - L_{\text{т ид}} = C_p T_{\text{Т}}^*. \qquad (2)$$

Поскольку $T_{\Gamma}^* = T_{\text{Т}}^*$, то

$$q_{\text{т ид}} = L_{\text{т ид}}. \qquad (3)$$

То есть для осуществления идеального изотермического расширения в турбине необходимо, чтобы подводимое количество тепла равнялось работе турбины.

В реальном случае следует учитывать:

1) изменение теплоемкости в результате изменения состава рабочего тела;

2) изменение расхода рабочего тела в турбине в результате впрыска топлива;

3) количество тепла, вносимое топливом.

Для теоретических выводов рассмотрим только изменение теплоемкости. В этом случае уравнение теплового баланса для турбины с изотермическим расширением имеет вид:

$$C_{p\Gamma} T_{\Gamma}^* + q_{\text{т}} - L_{\text{т}} = C_{p\text{Т}} T_{\Gamma}^*. \qquad (4)$$

Из уравнения (3) видно, что для организации реального процесса изотермического расширения необходимо подводить большее количество тепла, чем работа турбины:

$$q_{\text{т}} = L_{\text{т}} + (C_{p\text{Т}} - C_{p\Gamma}) T_{\Gamma}^*. \qquad (5)$$

Это связано с изменением теплоемкости рабочего тела при добавлении продуктов сгорания топлива к рабочему телу в канале турбины. Полная энтальпия $h^* = C_p T^*$ в случае идеального изотермического расширения остается постоянной, а в случае реального увеличивается (рис. 2).

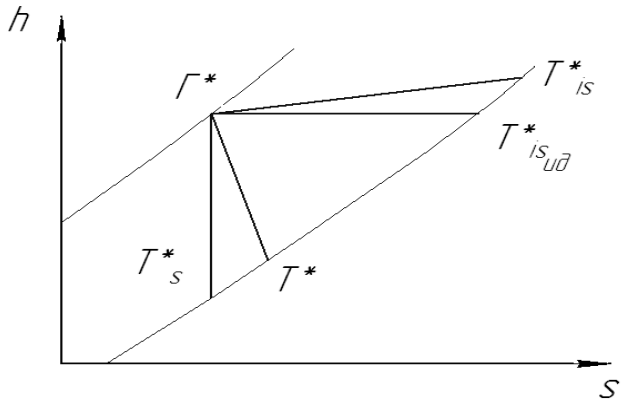

Рис. 2. h – s диаграмма процесса расширения в турбине

ИЗМЕНЕНИЕ ЭНТРОПИИ В ПРОЦЕССЕ ИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ В ТУРБИНЕ

Согласно второму закону термодинамики для необратимого процесса изменение энтропии удовлетворяет неравенству [2]:

$$\mathrm{d}s \geq \frac{\mathrm{d}q}{T^*}. \qquad (6)$$

Необратимость процесса возникает в результате потерь. В рабочем процессе турбины с адиабатическим расширением имеют место

газодинамические потери, приводящие к увеличению энтропии $\Delta s_{\text{гд. ад}}$ (рис. 3).

В случае изотермического расширения изменение энтропии складывается из четырех компонентов (рис. 3):

$$\Delta s = \Delta s_{\text{гд}} + \Delta s_{\text{тепл}} + \Delta s_{\text{раб}} + \Delta s_{\text{св.рт}}, \qquad (7)$$

где $\Delta s_{\text{гд}}$ – необратимое изменение энтропии из-за наличия газодинамических потерь. Это изменение больше, чем в традиционном случае, из-за наличия дополнительных газодинамических потерь, связанных с подводом топлива (например, потерь на смешение);

$\Delta s_{\text{тепл}}$ – необратимое изменение энтропии из-за тепловых потерь;

$\Delta s_{\text{раб}}$ – обратимое изменение энтропии в результате подвода тепла, компенсирующего уменьшение температуры при совершении работы (количества тепла, равного работе турбины);

$\Delta s_{\text{св.рт}}$ – обратимое изменение энтропии в результате дополнительного подвода тепла, необходимого для нагрева до температуры $T^*_{\text{Г}}$ рабочего тела с большей теплоемкостью.

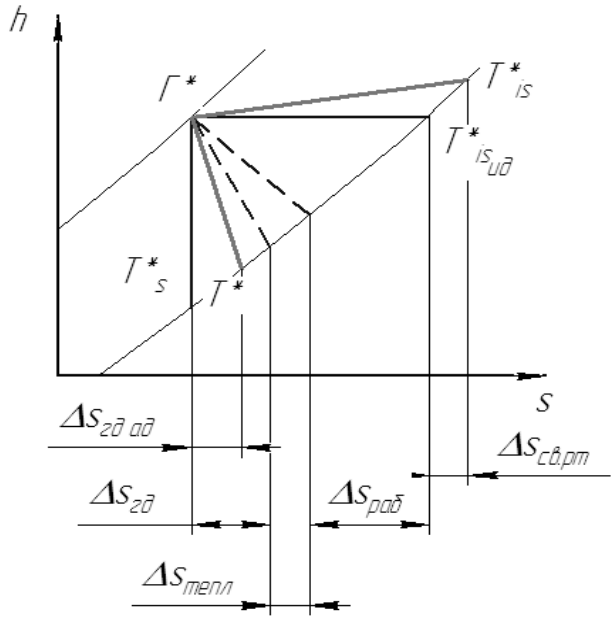

Рис. 3. Составляющие изменения энтропии в процессе расширения в турбине

В формуле (7) два последних слагаемых представляют обратимое изменение энтропии, происходящее в результате обратимого подвода тепла, для них верно равенство [2]:

$$\mathrm{d}s = \frac{\mathrm{d}q}{T^*}. \qquad (8)$$

Температура в процессе Г* – Т* подвода тепла не меняется, поэтому

$$\Delta s_{\text{раб}} + \Delta s_{\text{св.рт}} = \frac{1}{T^*}\int_{\Gamma}^{\text{T}} \mathrm{d}q., \qquad (9)$$

т. е.

$$\Delta s_{\text{раб}} + \Delta s_{\text{св.рт}} = \frac{q_{\text{т}}}{T^*_{\Gamma}}. \qquad (10)$$

Причем:

$$\Delta s_{\text{раб}} = \frac{L_{\text{т}}}{T^*_{\Gamma}}\ ; \qquad (11)$$

$$\Delta s_{\text{св.рт}} = \frac{(C_{p\text{Т}} - C_{p\Gamma})T^*_{\Gamma}}{T^*_{\Gamma}} = (C_{p\text{Т}} - C_{p\Gamma}). \qquad (12)$$

Определить изменение энтропии в результате газодинамических и тепловых потерь аналитически не представляется возможным.

РАБОТА И КПД ТУРБИНЫ ПРИ ИЗОТЕРМИЧЕСКОМ РАСШИРЕНИИ

Как было показано выше, в случае идеального изотермического расширения работа определяется выражением (3). Для идеального изотермического процесса [2]:

$$q_{\text{т ид}} = T^*\Delta s, \qquad (13)$$

$$\Delta s_{\text{ид}} = R\, ln\frac{p^*_{\Gamma}}{p^*_{\text{Т}}}. \qquad (14)$$

Подставив (13) и (14) в (3), получим формулу для работы турбины в случае идеального изотермического расширения:

$$L_{\text{т ид}} = RT^*_{\Gamma}\ln(\pi^*_{\text{т}}). \qquad (15)$$

В случае реального процесса изотермического расширения в турбине при той же степени понижения давления будет совершаться меньшая работа, поскольку часть располагаемого изменения энтропии будет происходить не в результате подвода тепла для компенсации энергии, идущей на совершение работы, а в результате газодинамических и тепловых потерь (рис. 3). Дополнительное увеличение энтропии в результате увеличения количества подводимого тепла из-за изменения теплоемкости не связано с работой. Это увеличение не уменьшает действительную работу, но увеличивает расход топлива в турбине. Действительная работа турбины с изотермическим расширением будет определяться выражением:

$$L_{\text{т}} = L_{\text{т ид}}\eta_{\text{т}};$$

$$L_{\text{т}} = \eta_{\text{т}} R T_{\text{Г}}^{*} \ln(\pi_{\text{т}}). \quad (16)$$

При равенстве газодинамических потерь, возникающих при обтекании профилей, КПД турбины с изотермическим расширением меньше, чем КПД турбины с адиабатическим расширением в связи с наличием тепловых и дополнительных газодинамических потерь.

МЕТОДИКА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТУРБИНЫ С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ РАСШИРЕНИЕМ

На основании теоретических выводов, представленных выше, и существующих методик термодинамического расчета турбины с адиабатическим расширением [3, 4, 5] сформирована методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением с учетом изменения термодинамических свойств и расхода рабочего тела в турбине с изотермическим расширением, а также количества тепла, выделяющегося при сжигании топлива.

Исходными данными для расчета турбины являются:

- температура и давление газа перед турбиной;
- мощность компрессора;
- КПД турбины и механический КПД ротора;
- физические свойства газа на входе в турбину.

Поскольку расширение в турбине изотермическое, известна температура газа на выходе из турбины $T_{\text{Т}}^{*} = T_{\text{Г}}^{*}$. Известна также мощность турбины $N_{\text{т}}=\frac{N_{\text{к}}}{\eta_{\text{м}}}$. Для обеспечения требуемой мощности, турбина должна совершить удельную работу

$$L_{\text{т}} = \frac{N_{\text{т}}}{G_{\Gamma} + G_{\text{тт}}}. \quad (17)$$

Уравнение теплового баланса для турбины с изотермическим расширением имеет вид:

$$G_{\Gamma} h_{\Gamma}^{*} + G_{\text{тт}} h_{T_0}^{*} + (G_{\Gamma} + G_{\text{тт}}) q_T - \\ -(G_{\Gamma} + G_{\text{тт}}) L_{\text{Т}} = G_{\text{Т}} h_{\text{Т}}^{*}, \quad (18)$$

где $h_i^{*} = f\left(T_i^{*}, \alpha_i, T_0\right)$ – энтальпия газа в i сечении двигателя; $q_{\text{т}}$ – удельное количество тепла, подводимое в турбине, определяется выражением

$$q_{\text{т}} = \frac{G_{\text{тт}} H_u \eta_{\text{г}}}{(G_{\text{г}} + G_{\text{тт}})}. \quad (19)$$

Из уравнений (18, 19) выразим расход топлива через турбину:

$$G_{\text{тт}} = \frac{G_{\Gamma}(h_{\Gamma}^{*} - h_{\text{Т}}^{*} + L_{\text{Т}})}{h_{T_0}^{*} + H_u \eta_{\text{г}} - L_{\text{т}} - h_{\text{Т}}^{*}}. \quad (20)$$

Выражения (17, 20) представляют собой систему уравнений с двумя неизвестными: расходом топлива и работой турбины. Данная система уравнений решается итерационно, в процессе расчета корректируется энтальпия рабочего тела на выходе из турбины с учетом добавления продуктов сгорания.

Степень понижения давления в турбине выразим из формулы (16) работы турбины:

$$\pi^{*}{}_{\text{т}} = \text{e}^{\frac{L_{\text{Т}}}{\eta_{\text{Т}} R T_{\text{Г}}^{*}}}. \quad (21)$$

Остальные параметры турбины определяются по общепринятым формулам [3 – 5, 8]. Учет подвода охлаждающего воздуха в сопловом аппарате и рабочем колесе производится отдельно. Воздух, подводимый для охлаждения соплового аппарата, включается в суммарный расход газа в турбине при расчете ее параметров с условием сохранения температуры газа за сопловым аппаратом постоянной. Воздух, добавляемый в рабочем колесе, не участвует в рабочем процессе турбины, а подмешивается в сечении за рабочим колесом.

Разработанная методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением реализована в составе базового алгоритма модуля «Турбина газовая» в системе имитационного моделирования *DVIGwT*. Данная система разработана д-р техн. наук Горюновым И. М. «УГАТУ» и является инструментом для термодинамических расчетов авиационных газотурбинных двигателей, газотурбинных, паротурбинных, парогазовых установок, тепловых насосных установок произвольных схем.

Система *DVIGwT* основана на модульной (элементной) технологии построения модели ГТД. В распоряжении пользователя имеется набор типовых элементов (модулей), соответствующих узлам двигателя [6, 7]. Включение в алгоритм расчета модуля «Турбина газовая» блока изотермического расширения позволяет, при активировании соответствующего признака, производить расчеты ГТД с изотермическим расширением различных схем.

ОЦЕНКА АДЕКВАТНОСТИ МЕТОДИКИ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ТУРБИНЫ С ИЗОТЕРМИЧЕСКИМ РАСШИРЕНИЕМ

Для определения возможности дальнейшего применения методики расчета турбины с изотермическим расширением была произведена оценка ее адекватности.

Приближением к изотермическому процессу в турбине является процесс с промежуточным подводом тепла между ступенями турбины [8, 9]. После подогрева в основной камере сгорания, газ расширяется в ступени турбины, а затем повторно нагревается до температуры газа на выходе из ОКС в промежуточной камере сгорания. Промежуточный теплоподвод между ТВД и ТНД (рис. 4, *а*) применяется в серийно изготавливаемых газотурбинных энергетических установках наземного применения. Примером таких установок могут служить GT24 и GT26 фирмы ALSTOM [10].

Для того чтобы максимально приблизить процесс к изотермическому, необходимо организовать большое количество промежуточных теплоподводов (рис. 4, *б*).

С использованием программы *DVIGwT* проведен термодинамический расчет ТРД с промежуточным теплоподводом в турбине с 3, 5, 7, 9, 11, 12 промежуточными камерами сгорания. В качестве примера на рис. 5 приведена расчетная схема двигателя с пятью промежуточными камерами сгорания.

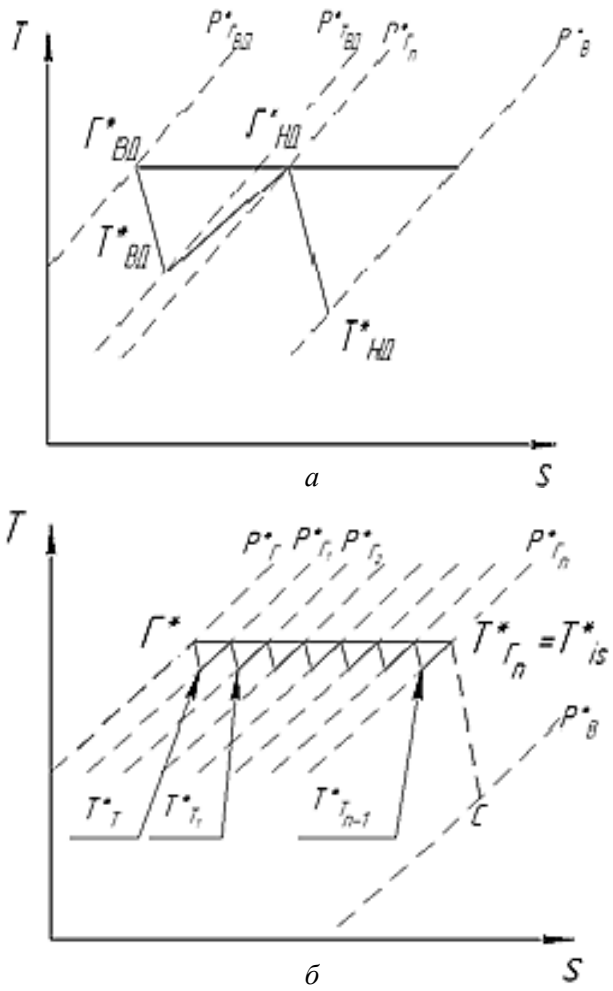

Рис. 4. *T – s* диаграмма процесса расширения в турбине с промежуточным подогревом рабочего тела:
а – между ТВД и ТНД;
б – с многократным теплоподводом

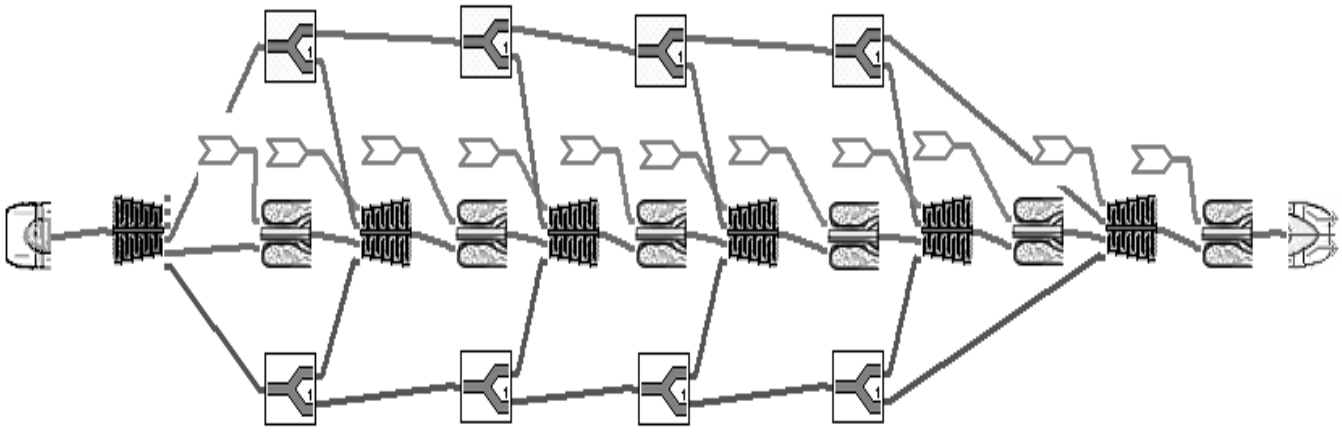

Рис. 5. Расчетная схема двигателя с пятью промежуточными камерами сгорания

На рис. 6 представлены зависимости понижения температуры в турбине одной ступени подогрева, суммарной степени понижения давления в турбине, а также тяга и удельный расход топлива ТРД с промежуточным подогревом от количества промежуточных камер сгорания.

Очевидно, что увеличение количества ступеней подогрева приближает процесс к изотермическому (уменьшается разница температур). Из рис. 6 видно, что эффективность процесса с приближением к изотермическому увеличивается (уменьшается удельный расход топлива, степень понижения давления в турбине, увеличивается тяга), причем скорость изменения параметров с увеличением числа ступеней подогрева уменьшается. При достаточном количестве ступеней подогрева процесс в турбине можно считать изотермическим и использовать рассматриваемую модель для оценки адекватности методики термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением.

В качестве базового рассмотрен рабочий процесс при наличии 11 промежуточных теплоподводов (12 камер сгорания: одна основная, 11 промежуточных). Из рис. 6 видно, что такого количества промежуточных камер сгорания достаточно, чтобы считать процесс изотермическим: кривые изменения всех параметров имеют практически горизонтальный участок при числе промежуточных камер более 10.

Сравнение результатов расчета ТРД с помощью расчетной модели с промежуточным подогревом и методики расчета турбины с изотермическим расширением представлено в табл. Расчеты произведены при одинаковых параметрах цикла, КПД узлов и расходе воздуха. Относительная разница между представляемыми результатами расчетов рассчитывалась по формуле (в качестве примера, для тяги):

$$\delta = \frac{P_{\text{промежут}} - P_{is}}{P_{\text{промежут}}} * 100\ \%. \qquad (22)$$

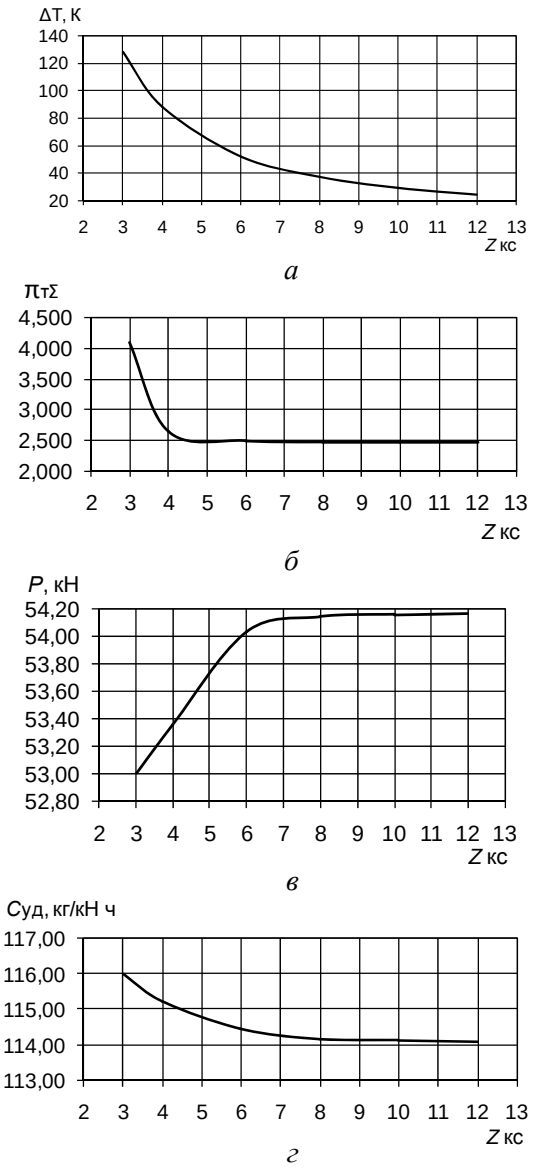

Рис. 6. Зависимость понижения температуры в одной промежуточной ступени турбины (*а*), суммарной степени понижения давления (*б*), тяги (*в*), удельного расхода топлива ТРД (*г*) от количества промежуточных камер сгорания

Таблица

Сравнение результатов расчета ТРД по методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и эквивалентной модели

Параметр	***Изотермическое расширение***	***Промежуточный теплоподвод***	***Относительная разница***
$\pi_т$	2,441	2,443	0,08%
P, кН	54,26	54,17	0,17%
$G_{т\Sigma}$, кг/с	1,720	1,717	0,18%
$C_{уд}$ кг/кН ч	114,11	114,10	0,01%

Из табл. видно, что относительная разница между результатами расчета ТРД по методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и по эквивалентной модели с многократным промежуточным теплоподводом не превышает 0,20 %, что можно считать достаточным основанием для утверждения адекватности разработанной методики и сформированного на ее основе алгоритма расчета турбины с изотермическим расширением.

ВЫВОДЫ

Рассмотрены термодинамические основы изотермического процесса расширения в турбине ГТД. Проанализировано уравнение энергии для этого процесса, а также изменение энтропии в процессе изотермического расширения в турбине. Приведена формула работы турбины с изотермическим расширением. Одна и та же работа совершается в турбине с изотермическим расширением при меньшей степени понижения давления, чем в турбине с адиабатическим расширением.

Разработана и программно реализована в ПК *DVIGwT* методика термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением. Относительная разница между результатами расчета ТРД по методике термодинамического расчета турбины с изотермическим расширением и по эквивалентной модели с многократным промежуточным теплоподводом не превышает 0,20 %, что можно считать достаточным основанием для утверждения адекватности разработанной методики и сформированного на ее основе алгоритма расчета турбины с изотермическим расширением.

Представленная методика позволяет производить термодинамические расчеты двигателей с изотермическим расширением в турбине. В дальнейшем на основе разработанной методики будет произведена оценка эффективности применения изотермического расширения в турбине в составе двигателей различных схем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Холщевников К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение. 1970. 610с. [K. V. Kholshchevnikov, *Theory and calculation of aircraft impeller machine*, (in Russian). Moscow: Mechanical engineering. 1970.]

2. Кириллин В. А. Техническая термодинамика. М.: Энергоатомиздат. 1983. 416 с. [V. A. Kirillin, Engineeringthermodynamics, (inRussian). Moscow: Energomashizdat. 1983.]

3. **Шляхтенко С. М.** Теория воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение. 1975. 568с. [S. M. Shlyakhtenko, *Theory of turbojet engines,* (in Russian). Moscow: Mechanical engineering. 1975.]

4. **Кулагин В. В.** Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. 2-е изд., исправл. Основы теории ГТД. Рабочий процесс и термодинамический анализ. Кн. 1. Совместная работа узлов выполненного двигателя и его характеристики. Кн. 2. М.: Машиностроение. 2003. 616с. [V. V. Kulagin. *Theory, calculation and projecting of aircraft engines and power plants: Textbook, 2nd edition, corrected. The foundations of GTD theory. Operation and thermodynamic analysis. Book. 1. Simultaneous operation Co-operation of engine components and its characteristics. Book 2,* (in Russian). Moscow: Mechanical engineering. 2003.]

5. **Ахмедзянов А. М., Алаторцев В. П., Гумеров Х. С., Тарасов Ф. Ф.** Термогазодинамические расчеты авиационных ГТД: Учебное пособие. Уфа: УАИ. 1990. 340 с. [A. M. Ahmedzianov, V. P. Alatortcev, H. S. Gumerov, F. F. Tarasov. *Thermo gas dynamic calculations of aircraft GTD: Textbook,* (in Russian).Ufa: UAI. 1990.]

6. **Кулагин В. В., Бочкарев С. К., Горюнов И. М. и др.** Теория, расчет и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Учебник. Кн. 3. Основные проблемы: Начальный уровень проектирования, газодинамическая доводка, специальные характеристики и конверсия авиационных ГТД. М.: Машиностроение. 2005. 464с. [V. V. Kulagin, S. K. Bochkarev, I. M. Gorjunov. *Theory, calculation and projecting of aircraft engines and power plants: Textbook. Book. 3. Key problems: Initial design level, gas dynamic maturation, special characteristics and aircraftGTD conversion,* (in Russian). Moscow: Mechanical engineering. 2005.]

7. **Ахмедзянов Д. А., Горюнов И. М., Кривошеев И. А. и др.** Термогазодинамический анализ рабочих процессов ГТД в компьютерной среде *DVIGw*: учебное пособие. Уфа: УГАТУ. 2003. 162 с. [D. A. Ahmedzianov, I. M. Gorjunov, I. A. Krivosheev et al. *Thermo gas dynamic analysis of GTD operating process in computer environment DVIGw: Textbook,* (in Russian).Ufa: UGATU. 2003.]

8. **Елисеев Ю. С. и др.** Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2000. 640 с. [Yu. S. Eliseev, et al., *Theory and projecting of gas-turbine and combined facilities: Student's book for higher education institutions, 2nd edition, revised version (in Russian). Moscow: MGTU inthename of N.E. Bauman.* 2000.]

9. **Иванов В. А.** Оптимизация цикла газотурбинных установок. Пермь: Пермск. гос. техн. ун-т. 2006. 112 с. [V. A. Ivanov, *Optimization of the cycle of gas-turbine facilities,* (in Russian). Perm: Permskiy State Technical University. 2006. 112 p.]

10. **Иванов В. А.** Особенности проектирования ГТУ сложного цикла GT24 // Вестник СГАУ. 2009. №3(19). С. 109 – 112. [*V. A. Ivanov, "Special aspects of combined cycle GTF GT24 design"* (in Russian), in *Vestnik UGATU*, no. 3 (19), pp. 109 – 112, 2009.]

ОБ АВТОРАХ

МУРАЕВА Мария Алексеевна, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж. (УГАТУ, 2013). Готовит дис. об изотерм. подводе тепла в турбине авиац. ГТД.

ГОРЮНОВ Иван Михайлович, проф. каф. авиац. двигателей, зав. НИЛ САПР-Д. Дипл. инж.-мех. (УАИ, 1974). Д-р техн. наук по тепл. двиг. ЛА (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. автоматиз. проектир., доводки, изгот. и экспл. ГТД и ЭУ.

ХАРИТОНОВ Валерий Федорович, доц. каф. авиац. двигателей, вед. науч. сотр. НИЛ САПР-Д. Дипл. инж.-мех. по авиац. двигателям (УАИ, 1971). Канд. тех. наук по тепл. двиг. ЛА (МАТИ им. К. Э. Циолковского, 1978). Иссл. в обл. моделир. и проектир. камер сгорания ДЛА.

METADATA

Title: Thermodynamic foundations of isothermal expansion and methods of turbine GTE calculation with isothermal expansion.

Authors: M. A. Muraeva[1], I. M. Gorjunov[2], V. F. Kharitonov[3].

Affiliation: [1-3]Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia.

Email: [1]marija_muraeva@rambler.ru, [2]gorjunov@mail.ru, [3]vkhariton@yandex.ru,.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 19, no. 3 (69), pp. 111-118, 2015. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: The present work deals with theoretical foundations of thermal expansion in turbine GTE like isothermal process. It suggests the methods of thermodynamic calculation of turbine with isothermal expansion, on the basis of which calculation algorithm is made, realized in DVIGwT program complex. The check of adequacy of the suggested methods is carried out.

Key words: Isothermal expansion; turbine.

About authors:

MURAEVA, Marija Alekseevna, Postgrad. Student, Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Engineer (UGATU, 2013).

GORJUNOV, Ivan Mikhailovich, Prof., Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Mechanic Engineer (UGATU, 1974), Dr. of Tech. Sci. (UGATU, 2007).

KHARITONOV, Valeriy Fedorovich, Ass. Prof., Dept. of Aircraft Engines. Dipl. Mechanic Engineer (UGATU, 1971), Cand. of Tech. Sci. (MATI, 1978).