

Научная статья  
УДК 621.452.02: 621.1.018.4  
DOI: 10.34759/vst-2022-2-77-87

## ОБ УЧЕТЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ТУРБИНЫ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПАРАМЕТРОВ АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Юрий Александрович Эзрохи<sup>1</sup> ✉, Анастасия Альбертовна Гусманова<sup>2</sup>

<sup>1,2</sup>Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова  
(ЦИАМ им. П.И. Баранова),  
Москва, Россия

<sup>1</sup>Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ,  
Москва, Россия

<sup>1</sup>yaezrokhi@ciam.ru ✉

<sup>2</sup>30105@ciam.ru

**Аннотация.** Представлены используемые в практике газотурбостроения варианты определения коэффициента полезного действия (КПД) турбины, различающиеся разными способами учета расхода и энергии охлаждающего воздуха, выпускаемого в ее проточную часть. Проведен анализ влияния параметров двигателя на разницу между значением КПД ступени турбины, определенным по параметрам рабочего тела в критическом сечении соплового аппарата турбины, и значением КПД, определенным по параметрам рабочего тела в зазоре между сопловым аппаратом и рабочим колесом. Показано, что некорректный учет КПД при расчете авиационного газотурбинного двигателя может привести к значительным погрешностям в определении его параметров и характеристик.

**Ключевые слова:** авиационный газотурбинный двигатель, параметры и характеристики, коэффициент полезного действия газовой турбины, охлаждение турбины, сопловой аппарат, рабочее колесо

**Для цитирования:** Эзрохи Ю.А., Гусманова А.А. Об учете коэффициента полезного действия турбины при определении параметров авиационного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2022. Т. 29. № 2. С. 77-87. DOI: 10.34759/vst-2022-2-77-87

Original article

## ON ACCOUNTING FOR TURBINE EFFICIENCY, WHILE GAS TURBINE ENGINE PARAMETERS DETERMINING

Yurii A. Ezrokhi<sup>1</sup> ✉, Anastasiya A. Gusmanova<sup>2</sup><sup>1,2</sup>Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, CIAM,  
Moscow, Russia<sup>1</sup>Moscow Aviation Institute (National Research University),  
Moscow, Russia<sup>1</sup>yaezrokhi@ciam.ru ✉<sup>2</sup>30105@ciam.ru

### Abstract

Mathematical modeling of the aviation gas turbine engine (GTE) is one of the most important instruments, which is being employed at all stages of its life cycle. Foremost, it is being applied at the stages of engine design and its engineering follow-up

The efficiency of the engine mathematical model (EMM) application depends on the accuracy and adequacy of the working process description in an air-gas channel of the engine and its components. The accuracy of the basic engine components defining is an essential factor that determines the accuracy of the gas-turbine engine mathematical model. The engine gas turbine is one of such basic GTE components.

The firsts-level mathematical model of the engine the gas turbine represents a single-stage (one nozzle assembly and one impeller). The turbine performances are being represented as the dependence of the normalized gas consumption in the first nozzle assembly throat and efficiency on the turbine pressure ratio and reduced circular velocity value on the impeller average radius.

As is known, the efficiency reflects the difference between the real and ideal processes (without thermal losses, i.e. adiabatic expansion) in the engine turbine. In other words, it is the ratio of the power generated by the turbine to the turbine adiabatic power.

The article presents various options of the turbine efficiency determining, which differ each other by the accounting for the cooling air energy.

Analysis of the engine parameters impact on the difference between the efficiency value determined by the parameters in the nozzle throat and the efficiency value determined by the parameters in the gap between the nozzle and the impeller blades was performed. The article demonstrates that incorrect accounting for the efficiency while the aircraft GTE model computing may lead to significant errors in determining its parameters and performances.

**Keywords:** aircraft gas turbine engine, parameters and performances, gas turbine efficiency, turbine cooling, nozzle block, impeller

**For citation:** Ezrokhi Yu.A., Gusmanova A.A. On Accounting for Turbine Efficiency, while Aircraft Gas Turbine Engine Parameters Determining. *Aerospace MAI Journal*, 2022, vol. 29, no. 2, pp. 77-87. DOI: 10.34759/vst-2022-2-77-87

---

---

### Введение

Одним из важных инструментов, применяемых на всех этапах жизненного цикла авиационного газотурбинного двигателя (ГТД), и в первую очередь, на этапах его проектирования и доводки, является математическое моделирование рабочего процесса двигателя [1–3]. Математичес-

кая модель двигателя (ММД) позволяет проводить расчеты его высотно-скоростных (ВСХ) и дроссельных характеристик [4, 5], формировать исходные данные для газодинамических расчетов и проектирования узлов ГТД [6–8] и разработки его системы автоматического управления

(САУ) [9], для планирования и обработки результатов различных видов испытаний [10], проведения диагностики состояния ГТД [11], а также решения других задач, возникающих в процессе создания и эксплуатации двигателя [4, 5].

Эффективность применения ММД на различных этапах создания двигателя зависит от точности и адекватности описания рабочего процесса в проточной части двигателя и его узлов. В связи с этим повышение точности ММД является весьма важной задачей, от решения которой в значительной степени зависит целесообразность и результативность применения ММД на практике. Одной из наиболее значимых составляющих точности математической модели ГТД является точность задания основных узлов двигателя, в частности газовой турбины.

Для решения практических задач, связанных с расчетом параметров и характеристик авиационных ГТД в широком диапазоне его эксплуатационных режимов, в настоящее время применяются ММД I уровня. В таких моделях составные узлы и элементы двигателя представляются в виде «черных ящиков», в которых входные и выходные параметры каждого узла связаны между собой через свои характеристики без детального описания процессов, происходящих в проточной части этих узлов. Условия взаимодействия этих узлов и элементов в системе двигателя записываются в виде уравнений совместной работы, реализующих условия неразрывности потока с учетом отборов и подводов рабочего тела в различных сечениях проточного тракта, а также законы сохранения энергии и импульса [12].

Один из основных узлов ГТД — газовая турбина — в такого рода ММД условно представляется одноступенчатой (один сопловой аппарат и одно рабочее колесо), а ее характеристики — в виде зависимости приведенного расхода газа  $G_{Гпр}$  в критическом сечении первого соплового аппарата (СА) и коэффициента полезного действия  $\eta_T^*$  от степени понижения давления  $\pi_T^*$  и приведенного значения окружной скорости  $\lambda_u$  на среднем радиусе рабочего колеса (РК) [1, 3, 12, 13]. При этом, если термин «приведенный расход газа в критическом сечении СА» имеет вполне однозначное толкование, то под коэффициентом полезного действия турбины в различных публикациях часто понимаются несколько различающиеся между собой величины, что может привести к определенной неоднозначности в задании этого показателя эффективности од-

ного из основных узлов газотурбинного двигателя при расчете его параметров и характеристик.

Вопросы, связанные с различными способами определения коэффициента полезного действия турбины, рассматривались в целом ряде работ как отечественных [1, 14, 15], так и зарубежных, например [3, 16]. В этих работах акцентировалось внимание на различных аспектах рабочего процесса в проточной части этого узла, начиная от чисто газодинамических (для так называемого «первичного» КПД), учитывающих потери при обтекании профилей лопаток соплового аппарата и рабочего колеса турбины, до интегрально-энергетических (для «эффективного» КПД), учитывающих, в том числе, и затраты мощности на сжатие, и подвод охлаждающего горячие элементы турбины воздуха. Однако анализ влияния параметров двигателя на взаимосвязь между различными видами КПД турбины в известных работах представлен не был.

Установление четкой и однозначной связи между различными вариантами КПД турбины, а также определение параметров, в наибольшей степени влияющих на соотношение между этими величинами, является достаточно актуальной задачей, которая может позволить избежать значительных погрешностей при моделировании рабочего процесса в авиационных ГТД.

В связи с тем, что, как уже было отмечено, в ММД I уровня турбина рассматривается как одноступенчатая, в дальнейшем будем говорить именно о коэффициенте полезного действия ступени турбины.

Как известно, по своему физическому смыслу коэффициент полезного действия  $\eta_T^*$  отражает отличие реального процесса в проточной части ступени турбины от адиабатического, проходящего без потерь тепла в процессе расширения, т.е. рассматривается отношение мощности, создаваемой ступенью турбины, к адиабатической

мощности  $\eta_T^* = \frac{N_{ст}}{N_{Т-ад}}$ . При этом для обоих рас-

сматриваемых процессов (реального и адиабатического) одинаковыми принимаются как начальное состояние рабочего тела, так и степень понижения полного давления в ступени турбины.

Для неохлаждаемой турбины процесс определения ее КПД в значительной степени упрощается тем, что расход и состав рабочего тела остаются неизменными во всех сечениях ее проточного тракта, а все изменение энтальпии газа свя-

зано только с процессом его расширения. Это дает возможность при определении КПД перейти от мощности турбины к удельной работе (то есть к разности энтальпий):

$$\eta_T^* = \frac{(i_1^* - i_2^*)}{(i_1^* - i_{ад_2}^*)},$$

где индекс «1» — относится к начальному состоянию; индекс «2» — к конечному состоянию рабочего тела.

При определении коэффициента полезного действия охлаждаемой турбины следует иметь в виду, что подмешивание к газу поступающего в проточный тракт турбины охлаждающего воздуха изменяет общий расход и состав рабочего тела, а также значения его энтальпии и температуры. При этом, если значение мощности ступени турбины определяется реальным расходом рабочего тела, совершающим работу в РК (т.е. с учетом подвода охлаждающего СА воздуха)  $G_{са} = G_{вх} + \Delta G_{са}$ , то адиабатическая мощность — только расходом газа во входном сечении СА  $G_{вх}$  [14].

#### Определение КПД турбины через параметры газа в критическом сечении соплового аппарата

В ряде работ, например [15], под первичным коэффициентом полезного действия ступени турбины  $\eta_T^*$ , оценивающим ее газодинамическое совершенство, рекомендуется понимать отношение работы ступени турбины к сумме определенных по заторможенным параметрам изоэнтропических (адиабатических) работ потока газа, поступающего в СА, и охлаждающего воздуха, выпускаемого через перфорацию на входной части (до критического сечения) СА. При этом работу потока поступающего в СА газа  $G_{вх}$  и выпускаемого через перфорацию воздуха  $G_{охл\text{ пк}}$  необходимо оценивать с учетом соответствующих расходов рабочего тела. Таким образом, при определении КПД следует рассматривать не удельную работу (разность энтальпий в начале и конце процесса), а мощность, т.е. произведение этой разности энтальпий на расход рабочего тела:

$$\eta_T^* = \frac{(G_{вх} + G_{охл\text{ пк}})L_T}{G_{вх}L_{ад} + G_{охл\text{ пк}}L_{ад\text{ охл}}} = \frac{(G_{вх} + G_{охл\text{ пк}})(i_T^* - i_{ввых}^*)}{G_{вх}(i_{вх}^* - i_{ад\text{ ввых}}^*) + G_{охл\text{ пк}}(i_{охл}^* - i_{ад\text{ ввых}}^*)}, \quad (1)$$

где  $G_{вх}$  — расход газа на входе в СА ступени турбины;

$G_{охл\text{ пк}}$  — расход воздуха, выпускаемого через перфорацию на входной части СА (в «переднюю кромку»);

$L_T$  — удельная работа турбины;

$L_{ад}$  — удельная адиабатическая работа газа, поступающего в СА;

$L_{ад\text{ охл}}$  — удельная адиабатическая работа воздуха, выпускаемого через перфорацию на входной части СА (в «переднюю кромку»);

$i_T^*$  — энтальпия газа (смеси с воздухом, выпускаемым в переднюю кромку СА) в критическом сечении «горла» СА;

$i_{ввых}^*$  — энтальпия газа (смеси с воздухом, выпускаемым в переднюю кромку СА) в сечении на выходе из РК (до подмешивания охлаждающего РК воздуха);

$i_{вх}^*$  — энтальпия газа на входе в СА ступени турбины;

$i_{охл}^*$  — энтальпия воздуха, выпускаемого через перфорацию на входной части СА (в «переднюю кромку»);

$i_{ад\text{ ввых}}^*$  — энтальпия газа в сечении на выходе из РК после условно адиабатического расширения.

Покажем, что знаменатель рассматриваемой дроби (1) по существу равен работе смеси поступающего на вход в ступень газа  $G_{вх}$  и охлаждающего переднюю кромку СА воздуха (выпускаемого до критического сечения)  $G_{охл\text{ пк}}$  при адиабатическом расширении от критического сечения «горла» до сечения на выходе из РК.

Из закона сохранения энергии для смеси газа, поступающего в СА ступени турбины, и воздуха, выпускаемого в переднюю кромку СА, имеем

$$G_{охл\text{ пк}}i_{охл}^* + G_{вх}i_{вх}^* = (G_{охл\text{ пк}} + G_{вх})i_T^*.$$

Тогда

$$\begin{aligned} & G_{вх}(i_{вх}^* - i_{ад\text{ ввых}}^*) + G_{охл\text{ пк}}(i_{охл}^* - i_{ад\text{ ввых}}^*) = \\ & = G_{вх}i_{вх}^* - G_{вх}i_{ад\text{ ввых}}^* + G_{охл\text{ пк}}i_{охл}^* - G_{охл\text{ пк}}i_{ад\text{ ввых}}^* = \\ & = G_{вх}i_{вх}^* + G_{охл\text{ пк}}i_{охл}^* - (G_{вх} + G_{охл\text{ пк}})i_{ад\text{ ввых}}^* = \\ & = (G_{вх} + G_{охл\text{ пк}})(i_T^* - i_{ад\text{ ввых}}^*). \end{aligned}$$

Таким образом, исходя из определения [15] КПД ступени есть отношение изменения энтальпии от критического сечения СА  $i_T^*$  до сечения на выходе из РК после расширения (до подмешивания охлаждающего РК турбины воздуха) к изменению энтальпии от значения  $i_T^*$  до энтальпии в сечении на выходе из РК после условно адиабатического расширения:

$$\eta_T^* = \frac{(i_T^* - i_{\text{ВЫХ}}^*)}{(i_T^* - i_{\text{ад Вых}}^*)}$$

В этом случае в качестве характерных сечений рассматриваются критическое сечение (сечение «горла») и сечение на выходе из ступени до подмешивания охлаждающего эту ступень воздуха, поэтому в дальнейшем будем его называть «КПД по горлу» и обозначать  $\eta_{TГ}^*$ .

В этом случае принимается допущение об отсутствии потерь полного давления на участке от входа в СА до его критического сечения, т.е. полное давление на входе в СА и в критическом сечении «горла» СА считаются одинаковыми, что позволяет рассматривать степень понижения давления от сечения «горла» до выхода из РК как степень расширения в ступени турбины  $\pi_{\text{СТ}}^*$ . При отсутствии выпуска охлаждающего воздуха в переднюю кромку СА все остальные параметры газа (расход, температура и энтальпия) в сечении на входе в СА и в критическом сечении «горла» СА также будут одинаковыми.

Следует отметить, что рассмотренный выше вариант коэффициента полезного действия ступени турбины был первоначально сформулирован и применялся для неохлаждаемых турбин. В этом случае он хорошо отражал газодинамические и термодинамические потери, имеющие место как в сопловом аппарате, так и в рабочем колесе ступени турбины, и однозначно определял (при известных параметрах на входе и значении степени понижения давления ступени  $\pi_{\text{СТ}}^*$ ) мощность ступени турбины и параметры рабочего тела на выходе из нее. Физический смысл первичного КПД в этом случае сводится к отношению работы, которую создает ступень турбины, к потенциально возможной адиабатической работе (при фиксированном значении степени расширения в ступени). При этом вследствие неизменного расхода рабочего тела во всех сече-

ниях проточного тракта турбины всегда можно установить однозначную связь между удельной работой ступени, изменением температуры и энтальпии рабочего тела и мощностью, создаваемой ступенью турбины.

Для того чтобы понять некоторую некорректность такого рода определения КПД для охлаждаемой ступени турбины, рассмотрим следующий умозрительный пример. Пусть мы имеем охлаждаемый сопловой аппарат и рабочее колесо ступени, представляющие газодинамически полное подобие рассмотренным ранее неохлаждаемому СА и РК. Примем значения параметров рабочего тела в критическом сечении СА (температуру, энтальпию, давление и расход) такими же, как и в неохлаждаемой ступени, но будем осуществлять выпуск в проточную часть определенного расхода охлаждающего СА воздуха  $\Delta G_{\text{охл са}}$ . В связи с увеличением расхода рабочего тела на входе в РК ступени турбины  $G_{\text{СА}} = G_T + \Delta G_{\text{охл са}}$  мощность этой ступени (по сравнению с неохлаждаемой ступенью) возрастает, даже несмотря на некоторое снижение температуры газа на входе в РК за счет подмешивания более холодного охлаждающего воздуха. Как будет показано позднее, выпуск одного процента охлаждающего воздуха (от расхода газа в критическом сечении СА) повышает мощность ступени на 0,75...0,8%. Поэтому в соответствии с определением КПД [5]

его значение  $\eta_T^* = \frac{N_{\text{СТ}}}{N_{\text{Тад}}}$  (при неизменной адиа-

батической мощности  $N_{\text{Тад}}$ , определяемой параметрами рабочего тела в критическом сечении СА) возрастает пропорционально возрастанию мощности ступени, при этом более высоким газодинамическим совершенством этот вариант ступени не обладает.

Следует отметить, что такой вид КПД чаще всего используется при расчетных [16] и экспериментальных исследованиях турбины [17]. В частности, при ее автономных испытаниях достаточно удобно, измерив мощность ступени (например, с помощью гидротормоза)  $N_{\text{СТ}}$ , а также перепад полных давлений в ступени, расход и температуру на входе в исследуемую ступень, оценить адиабатическую мощность ступени тур-

бины  $N_{\text{СТ ад}}$ , а затем вычислить КПД:  $\eta_T^* = \frac{N_{\text{СТ}}}{N_{\text{СТ ад}}}$ .

Однако использование показателя эффективно-



сти охлаждаемой турбины в таком виде при расчете газотурбинного двигателя может внести заметную погрешность в определение его параметров и характеристик, особенно в случае применения адаптивного охлаждения (т. е. изменяемого от режима к режиму расхода охлаждающего воздуха) ее соплового аппарата.

### Определение КПД турбины через параметры газа в сечении за сопловым аппаратом

Второй способ определения коэффициента полезного действия чаще используется при расчете параметров и характеристик газотурбинного двигателя; физически он более понятен и отражает влияние газодинамических и термодинамических потерь в ступени турбины, в частности в ее рабочем колесе. Это способ рассматривает в качестве характерных сечение на выходе из соплового аппарата (после подмешивания к рабочему телу охлаждающего СА воздуха) и сечение на выходе из рабочего колеса (до подмешивания к газу охлаждающего РК воздуха), а в качестве рабочего тела — смесь газа с охлаждающим СА воздухом [1, 3]. В этом случае отношение мощности ступени (а по существу — рабочего колеса) к ее адиабатическому значению можно заменить отношением соответствующих изменений энтальпии:

$$\eta_T^* = \frac{(G_T + G_{\text{охл са}})L_{\text{ст}}}{(G_T + G_{\text{охл са}})L_{\text{ад ст}}} = \frac{(i_{\text{са}}^* - i_{\text{вых}}^*)}{(i_{\text{са}}^* - i_{\text{ад вых}}^*)}.$$

В отличие от первого варианта этот способ предполагает неизменность расхода газа в процессе расширения, а также тот факт, что все изменение энтальпии рабочего тела происходит только вследствие его расширения в рабочем колесе ступени турбины.

В этом случае при расчете адиабатической работы ступени турбины значение степени расширения в рабочем колесе  $\pi_{\text{рк}}^*$  следует принимать несколько меньшим, чем значение степени расширения во всей ступени турбины  $\pi_{\text{ст}}^*$  за счет потерь полного давления в сопловом аппарате:

$$\pi_{\text{рк}}^* = \frac{p_{\text{са}}^*}{p_{\text{рк}}^*} = \frac{p_{\text{вх}}^* \sigma_{\text{са}}}{p_{\text{рк}}^*} = \pi_{\text{ст}}^* \sigma_{\text{са}}.$$

Вследствие того, что снижение полного давления в сопловом аппарате  $\sigma_{\text{са}}$  значительно мень-

ше, чем в рабочем колесе ( $\frac{1}{\sigma_{\text{са}}} \ll \pi_{\text{рк}}^*$ ), этим снижением можно пренебречь и считать  $\pi_{\text{рк}}^* \approx \pi_{\text{ст}}^*$ .

Основным отличием рассмотренного варианта коэффициента полезного действия турбины, определяемого по параметрам газа в зазоре между СА и РК (далее — «КПД по зазору»  $\eta_{\text{Т заз}}^*$ ), от «КПД по горлу»  $\eta_{\text{ТГ}}^*$  является то, что его значение «отслеживает» только потери при расширении газа в РК ступени турбины и не зависит от расхода и энтальпии охлаждающего СА воздуха.

### Соотношение между двумя видами КПД ступени турбины

На практике используются оба отмеченных выше варианта коэффициента полезного действия ступени турбины, причем значение «КПД по горлу»  $\eta_{\text{ТГ}}^*$ , заявляемое разработчиками турбины [18, 19], может заметно отличаться от значения «КПД по зазору»  $\eta_{\text{Т заз}}^*$ , которое «закладывается» в расчет параметров и характеристик газотурбинного двигателя [3, 10, 20, 21], причем в большую сторону.

В связи с этим представляет интерес установить взаимосвязь между этими значениями КПД ступени, а также выявить параметры ГТД, в ос-

новном влияющие на их соотношение  $\frac{\eta_{\text{Т заз}}^*}{\eta_{\text{ТГ}}^*}$ .

Из определения показателей эффективности

ступени турбины следует, что отношение  $\frac{\eta_{\text{Т заз}}^*}{\eta_{\text{ТГ}}^*}$

будет зависеть от:

- относительного расхода охлаждающего воздуха (например, по отношению к расходу газа в критическом сечении СА)  $\delta G_{\text{охл са}}$ ;
- энтальпии (или температуры) охлаждающего воздуха  $i_{\text{охл}}^*$  ( $T_{\text{охл}}^*$ );
- степени понижения полного давления в ступени турбины  $\pi_{\text{ст}}^*$ ;
- энтальпии (или температуры) газа в критическом сечении СА турбины  $i_{\text{г}}^*$  ( $T_{\text{г}}^*$ );
- состава рабочего тела в критическом сечении СА, например, характеризуемого значением коэффициента избытка воздуха  $\alpha_{\text{г}}$ ;

$$\begin{aligned} \eta_{ТГ}^* &= \frac{\frac{N_{СТ}}{G_{са} (i_{са}^* - i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*)}}{\frac{N_{СТ}}{G_{ВХ} (i_{ВХ}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*) + G_{ОХЛ ПК} (i_{ОХЛ}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*)}} = \\ &= \frac{G_{ВХ} (i_{ВХ}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*) + G_{ОХЛ ПК} (i_{ОХЛ}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*)}{G_{са} (i_{са}^* - i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*)} = \\ &= \frac{(G_{ВХ} + G_{ОХЛ ПК})(i_{Г}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*)}{G_{са} (i_{са}^* - i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*)} = \frac{G_{Г} (i_{Г}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*)}{G_{са} (i_{са}^* - i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*)} = \\ &= \frac{1}{(1 + \delta G_{ОХЛ са})} \frac{(i_{Г}^* - i_{ад\text{ Вых Г}}^*)}{(i_{са}^* - i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*)}. \end{aligned}$$

Здесь  $\delta G_{ОХЛ са} = \frac{G_{ОХЛ са}}{G_{Г}}$  — относительный расход охлаждающего СА воздуха;

$i_{са}^*$  — энтальпия газа в зазоре за СА (после подмешивания охлаждающего СА воздуха),

$$i_{са}^* = \frac{i_{Г}^* + i_{ОХЛ}^* \delta G_{ОХЛ са}}{1 + \delta G_{ОХЛ са}};$$

$i_{Г}^*$  — энтальпия газа в критическом сечении СА;

$i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^*$  — энтальпия газа после условного адиабатического расширения от параметров в зазоре за СА,

$$i_{ад\text{ Вых ЗаЗ}}^* = DI \left( \text{ТРИ} \left( \frac{1}{\pi_{СТ}^*}, T_{са}^*, \frac{1}{\alpha_{са}} \right), T_{са}^*, \frac{1}{\alpha_{са}} \right);$$

$i_{ад\text{ Вых Г}}^*$  — энтальпия газа после условного адиабатического расширения от параметров в критическом сечении СА,

$$i_{ад\text{ Вых Г}}^* = DI \left( \text{ТРИ} \left( \frac{1}{\pi_{СТ}^*}, T_{Г}^*, \frac{1}{\alpha_{Г}} \right), T_{Г}^*, \frac{1}{\alpha_{Г}} \right);$$

$T_{Г}^*, T_{са}^*$  — температура газа в критическом сечении СА и в зазоре за СА соответственно;

$\alpha_{Г}, \alpha_{са}$  — коэффициент избытка воздуха в критическом сечении СА и в зазоре за СА соответственно,

$$\alpha_{са} = \alpha_{Г} (1 + \delta G_{ОХЛ}) + \frac{\delta G_{ОХЛ}}{L_0};$$

DI(), TRI() — термодинамические функции определения изменения энтальпии по изменению температуры и изменения температуры в адиабатическом процессе соответственно [22].

На рис. 1 в качестве примера представлены результаты расчетной оценки относительной разницы значений рассмотренных вариантов КПД ступени турбины

$$\delta \eta_{Т}^* = \frac{\delta \eta_{Т\text{ ЗаЗ}}^*}{\eta_{ТГ}^*} - 1$$

при различных сочетаниях значений температуры газа в критическом сечении СА  $T_{Г}^*$  и температуры охлаждающего этот сопловой аппарат воздуха  $T_{ОХЛ}^*$ . Остальные параметры, участвовавшие в расчетной оценке, принимались на уровне, характерном для ГТД 4 или 4+ поколения (например, значение степени понижения давления в ступени турбины  $\pi_{СТ}^* = 2,5$ ). Относительный расход охлаждающего сопловой аппарат воздуха  $\delta G_{ОХЛ}$  для каждого сочетания параметров  $T_{Г}^*$  и  $T_{ОХЛ}^*$  определялся по обобщенной зависимости [23], полученной при анализе большого числа охлаждаемых газовых турбин ГТД [24-27] и связывающей эту величину (в процентах) со значением глубины охлаждения  $\theta$ . Значение допустимой температуры лопатки  $T_{ЛОП}$  принималось равным 1250 К:

$$\theta = \frac{T_{Г}^* - T_{ЛОП}}{T_{Г}^* - T_{ОХЛ}^*};$$

$$\theta = 0,0027\delta G_{ОХЛ}^3 - 0,0471\delta G_{ОХЛ}^2 + 0,3181\delta G_{ОХЛ} + 0,0113.$$

На рисунке черные линии соответствуют постоянному значению величины относительного расхода охлаждающего воздуха  $\delta G_{ОХЛ}$ , а цветные линии — постоянному значению температуры охлаждающего воздуха  $T_{ОХЛ}^*$ .

Как следует из анализа представленных на рисунке графиков, наибольшее влияние на величину  $\delta \eta_{Т}^*$  оказывает, как и ожидалось, относительный расход охлаждающего воздуха  $\delta G_{ОХЛ}$ ; коэффициент влияния близок к 0,8...0,85. Что касается влияния температуры газа перед турбиной, то при постоянной температуре охлаждающего

воздуха  $T_{охл}^* = idem$  увеличение  $T_{г}^*$ , хотя и приводит к росту величины  $\delta\eta_{т}^*$ , но в значительно меньшей степени. Так, при увеличении  $T_{г}^*$  на 100 К относительная разница КПД  $\delta\eta_{т}^*$  увеличивается не более чем на 0,15...0,2%.

Для оценки влияния значения степени понижения давления в ступени на представленную на рис. 1 зависимость были проведены аналогичные расчеты для двух крайних значений  $\pi_{ст}^* = 1,5$  и  $\pi_{ст}^* = 4,5$  при одном и том же значении температуры охлаждающего воздуха  $T_{охл}^* = 800$  К. Результаты этих расчетов представлены на рис. 2, из

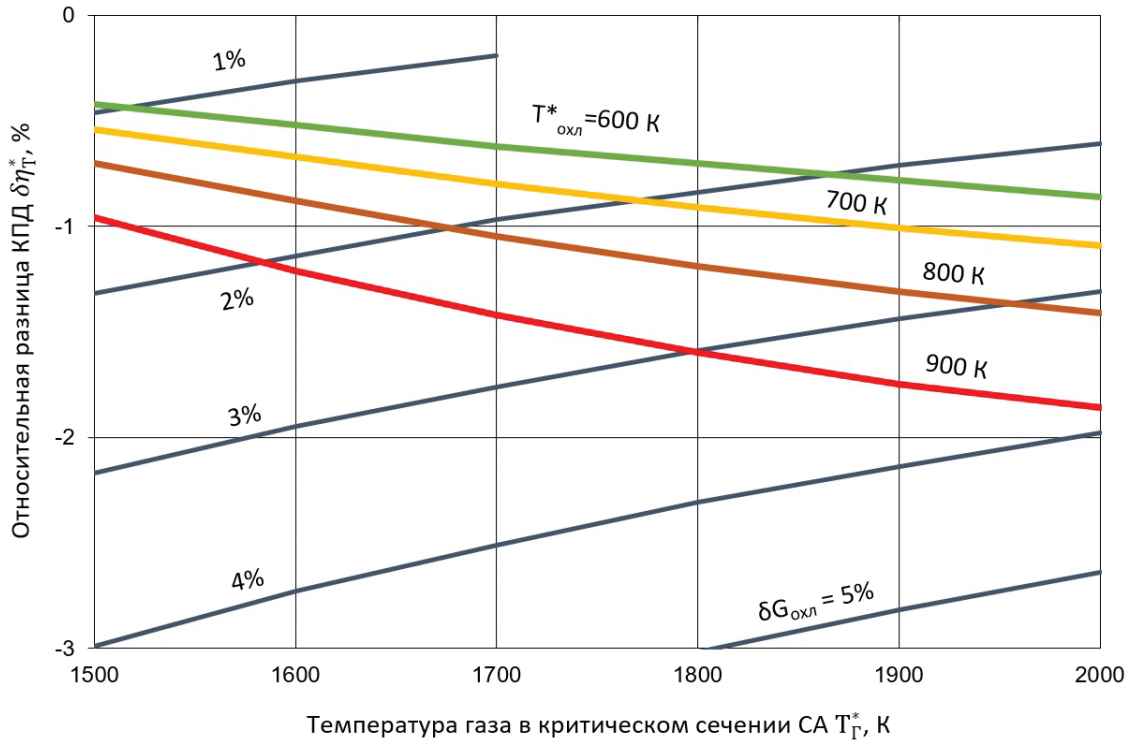


Рис. 1. Зависимость относительной разницы КПД ступени турбины от температуры газа перед турбиной при различных значениях температуры охлаждающего воздуха и относительного расхода охлаждающего СА воздуха

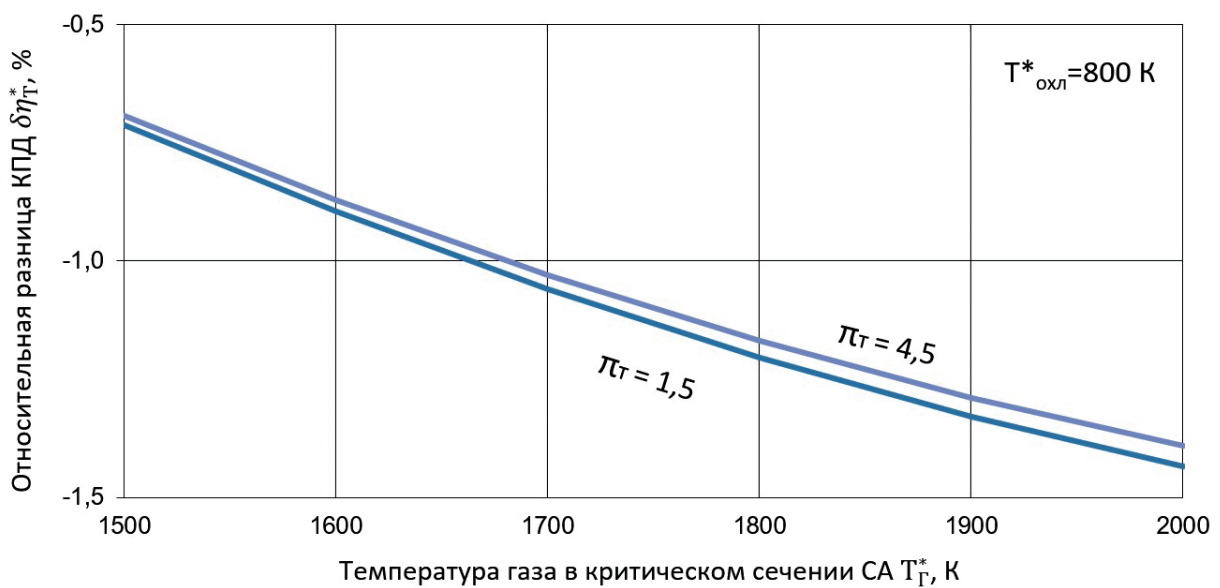


Рис. 2. Зависимость относительной разницы КПД ступени турбины от температуры газа перед турбиной при различных значениях степени понижения давления этой ступени



которого видно, что влияние степени понижения давления в ступени турбины на  $\delta\eta_T^*$  чрезвычайно мало.

### Выводы

Результаты проведенного расчетно-аналитического исследования различных вариантов КПД ступени турбины, используемых в практике проектирования и расчетно-экспериментального определения параметров и характеристик газотурбинных двигателей, показали необходимость правильного учета этого показателя эффективности одного из основных узлов ГТД.

Значение КПД ступени турбины в варианте, используемом разработчиками турбины («КПД по горлу»), может быть заметно завышено по сравнению со значением КПД той же турбины в варианте, используемом «двигателистами» при расчете ГТД («КПД по зазору»). Разница в значениях КПД может достигать для параметров ГТД 4 и 4+ поколения 1,5%, а для ГТД с перспективным уровнем параметров — более 2%.

Такая «неточность» в задании КПД турбины, например для турбореактивного двигателя 4 и 4+ поколения, может привести к ошибке в определении его тягово-экономических параметров до 3...4% и выше.

Таким образом, «закладывание» представляемого «турбинистами» уровня КПД ступени в расчет ГТД неизбежно приведет к необоснованно завышенным расчетным характеристикам двигателей и значительному расхождению этих характеристик с экспериментальными данными.

### Список источников

1. Эзрохи Ю.А. Моделирование двигателя и его узлов // *Машиностроение: Энциклопедия*. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели / Ред.-сост. В.А. Скибин, В.А. Сосунов, Ю.М. Темис; отв. ред. К.С. Колесников. — М.: Машиностроение, 2010. С. 341-353.
2. Ткаченко А.Ю. Математическая модель рабочего тела для термогазодинамического расчета газотурбинного двигателя // *Вестник Московского авиационного института*. 2021. Т. 28. № 4. С. 180-191. DOI: 10.34759/vst-2021-4-180-191
3. Visser W.P.J. Generic Analysis Methods for Gas Turbine Engine Performance: The development of the gas turbine simulation program GSP. PhD thesis. Technische Universiteit Delft, 2014, 289 p. DOI: 10.4233/uuid:f95da308-e7ef-47de-abf2-aedbf30cf63
4. Эзрохи Ю.А., Хорева Е.А. Оценка влияния неоднородности входного потока воздуха на тягу газотурбинного двухконтурного двигателя // *Вестник Московского авиационного института*. 2018. Т. 25. № 2. С. 99-108.
5. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A. Optimal design and control of gas-turbine engine components: a multicriteria approach // *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*. 1997. Vol. 69. No. 6, pp. 518-526. DOI: 10.1108/00022669710185977
6. Агавердыев С.В., Зиненков Ю.В., Луковников А.В. Выбор оптимальных параметров силовой установки ударного беспилотного летательного аппарата // *Вестник Московского авиационного института*. 2020. Т. 27. № 4. С. 105-116. DOI: 10.34759/vst-2020-4-105-116
7. Филинов Е.П., Безбородова К.В. Анализ конструкции трехконтурных газотурбинных двигателей // *Вестник Московского авиационного института*. 2021. Т. 28. № 3. С. 159-170. DOI: 10.34759/vst-2021-3-159-170
8. Луковников А.В. Концептуальное проектирование силовых установок летательных аппаратов в многодисциплинарной постановке // *Вестник Московского авиационного института*. 2008. Т. 15. № 3. С. 34-43.
9. Гольберг Ф.Д., Гуревич О.С., Петухов А.А. Математическая модель двигателя в САУ ГТД для повышения надежности и качества управления // *Труды МАИ*. 2012. № 58. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=33278>
10. Цховребов М.М., Эзрохи Ю.А., Дрыгин А.С. Применение идентифицированной математической модели газотурбинного двигателя для анализа результатов испытаний // *Авиационные двигатели и силовые установки: Сб. статей*. — М.: Торус Пресс, 2010. С. 153–159.
11. Ахмед Х.С.А., Осипов Б.М. Многорежимная идентификация получения адекватной модели газотурбинного двигателя для диагностики по термогазодинамическим параметрам // *Вестник Московского авиационного института*. 2020. Т. 27. № 1. С. 133-143. DOI: 10.34759/vst-2020-1-133-143
12. Эзрохи Ю.А., Хорева Е.А. Ординарные математические модели в задачах расчета параметров авиационных ГТД // *Аэрокосмический научный журнал*. 2017. № 1. С. 1-14. DOI: 10.24108/rdopt.0117.0000059
13. Литвинов Ю.А., Боровик В.О. Характеристики и эксплуатационные свойства авиационных турбореактивных двигателей. — М.: Машиностроение, 1979. — 288 с.
14. Венедиктов В.Д. Газодинамика охлаждаемых турбин. — М.: Машиностроение, 1990. — 240 с.
15. ГОСТ. 23851-79. Двигатели газотурбинные авиационные. Термины и определения. — М.: Изд-во стандартов, 1980. — 99 с.
16. Young J.B., Horlock J.H. Defining the efficiency of a cooled turbine // *Journal of Turbomachinery*. 2006. Vol. 128. No. 4, pp. 658-667. DOI: 10.1115/1.2218890

17. Солохин Э.Л. Испытания воздушно-реактивных двигателей: Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1992. — 303 с.
18. Ржавин Ю.А., Емин О.Н., Карасев В.Н. Лопаточные машины двигателей летательных машин. Теория и расчет: Учебное пособие. — М.: МАИ-ПРИНТ, 2008. — 700 с.
19. Kurzke J. About Simplifications in Gas Turbine Performance Calculation // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air (14-17 May 2007; Montreal, Canada). GT2007-27620, pp. 493-501. DOI: 10.1115/GT2007-27620
20. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. и др. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. — М.: Машиностроение, 1973. — 144 с.
21. Шляхтенко С.М. (ред.). Теория и расчет воздушно-реактивных двигателей: Учебник для вузов. — М.: Машиностроение, 1987. — 568 с.
22. РТМ 1677-83. Двигатели авиационные газотурбинные. Метод и подпрограммы расчета термодинамических параметров воздуха и продуктов сгорания углеводородных топлив. — М.: ЦИАМ, 1983. — 92 с.
23. Филинов Е.П., Кузьмичев В.С., Ткаченко А.Ю. Оценка Я.А. Определение потребного расхода воздуха на охлаждение турбин на этапе концептуального проектирования газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2021. Т. 28. № 1. С. 61-73. DOI: 10.34759/vst-2021-1-61-73
24. Jiang C., Chen H.-P. Study on approximate calculation of cooling air allocation for gas turbine // Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (27-31 March 2009; Wuhan, China). DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918801
25. Horlock J.H., Watson D.T., Jones T.V. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2001. Vol. 123. No. 3, pp. 487-494. DOI: 10.1115/1.1373398
26. Holland M.J., Thake T.F. Rotor blade cooling in high pressure turbines // Journal of Aircraft. 1980. Vol. 17. No. 6, pp. 412-418. DOI: 10.2514/3.44668
27. Torbidoni L., Horlock J.H. A new method to calculate the coolant requirements of a high-temperature gas turbine blade // Journal of Turbomachinery. 2005. Vol. 127. No. 1, pp. 191-199. DOI: 10.1115/1.1811100

## References

1. Ezrokhi Yu.A. *Modelirovanie dvigatelya i ego uzlov. V Mashinostroenie: Entsiklopediya. T. IV-21. Samolety i vertolety. Kn. 3. Aviatsionnye dvigateli* (Engine and its components modeling. In: Mashinostroenie: Encyclopedia. Vol. IV-21 "Airplanes and helicopters". Book 3 "Aircraft engines"), Moscow, Mashinostroenie, 2010, pp. 341-353.
2. Tkachenko A.Yu. Working fluid mathematical model for the gas turbine engine thermo-gas-dynamic design. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 4, pp. 180-191. DOI: 10.34759/vst-2021-4-180-191
3. Visser W.P.J. *Generic Analysis Methods for Gas Turbine Engine Performance: The development of the gas turbine simulation program GSP*. PhD thesis. Technische Universiteit Delft, 2014, 289 p. DOI: 10.4233/uuid:f95da308-e7ef-47de-abf2-aedbfa30cf63
4. Ezrokhi Yu.A., Khoreva E.A. Estimation of inlet airflow non-uniformity effect on turbofan thrust. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 99-108.
5. Egorov I.N., Kretinin G.V., Leshchenko I.A. Optimal design and control of gas-turbine engine components: a multicriteria approach. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 1997, vol. 69, no. 6, pp. 518-526. DOI: 10.1108/00022669710185977
6. Agaverdyev S.V., Zinenkov Y.V., Lukovnikov A.V. Optimal parameters selection of the strike unmanned aerial vehicle power plant. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 4, pp. 105-116. DOI: 10.34759/vst-2020-4-105-116
7. Filinov E.P., Bezborodova K.V. Double bypass turbojet engine structure analysis. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 3, pp. 159-170. DOI: 10.34759/vst-2021-3-159-170
8. Lukovnikov A.V. A conceptual design of aircraft propulsion systems in multidisciplinary statement. *Aerospace MAI Journal*, 2008, vol. 15, no. 3, pp. 34-43.
9. Gol'berg F.D., Gurevich O.S., Petukhov A.A. *Trudy MAI*, 2012, no. 58. URL: <http://trudymai.ru/eng/published.php?ID=33278>
10. Tskhovrebov M.M., Ezrokhi Yu.A., Drygin A.S. *Aviatsionnye dvigateli i silovye ustanovki. Sbornik statei*, Moscow, Torus Press, 2010, pp. 53-159.
11. Ahmed H.S.A., Osipov B.M. Multimode identification to obtain an adequate gas turbine engine model for its diagnosing by thermal-gas dynamic parameters. *Aerospace MAI Journal*, 2020, vol. 27, no. 1, pp. 133-143. DOI: 10.34759/vst-2020-1-133-143
12. Ezrokhi Yu.A., Khoreva E.A. *Aerokosmicheskii nauchnyi zhurnal*, 2017, no. 1, pp. 1-14. DOI: 10.24108/rdopt.0117.0000059
13. Litvinov Yu.A., Borovik V.O. *Kharakteristiki i ekspluatatsionnye svoistva aviatsionnykh turboreaktivnykh dvigatelei* (Characteristics and operational properties of aviation turbojet engines), Moscow, Mashinostroenie, 1979, 288 p.
14. Venediktov V.D. *Gazodinamika okhlazhdaemykh turbin* (Gas dynamics of cooled turbines), Moscow, Mashinostroenie, 1990, 240 p.
15. *Dvigateli gazoturbinnye aviatsionnye. Terminy i opredeleniya. GOST. 23851-79* (Aviation gas turbine engine. Terms and definitions, State Standard 23851-79), Moscow, Standarty, 1980, 99 p.
16. Young J.B., Horlock J.H. Defining the efficiency of a cooled turbine. *Journal of Turbomachinery*, 2006, vol. 128, no. 4, pp. 658-667. DOI: 10.1115/1.2218890

17. Solokhin E.L. *Ispytaniya vozdushno-reaktivnykh dvigatelei* (Tests of air-jet engines), Moscow, Mashinostroenie, 1992, 303 p.
18. Rzhavin Yu.A., Emin O.H., Karasev B.H. *Lopatchnye mashiny dvigatelei letatel'nykh mashin. Teoriya i raschet* (Blade systems of aircraft engines. Theory and calculation), Moscow, MAI-PRINT, 2008, 700 p.
19. Kurzke J. About Simplifications in Gas Turbine Performance Calculation. *ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea and Air (14-17 May 2007; Montreal, Canada)*. GT2007-27620, pp. 493-501. DOI: 10.1115/GT2007-27620
20. Dorofeev V.M., Maslov V.G., Pervyshin N.V. et al. *Termogazodinamicheskii raschet gazoturbinnnykh silovykh ustanovok* (Thermogasodynamic calculation of gas turbine power plants), Moscow, Mashinostroenie, 1973, 144 p.
21. Shlyakhtenko S.M. (ed.) *Teoriya i raschet vozdushno-reaktivnykh dvigatelei* (Theory and calculation of air-jet engines), Moscow, Mashinostroenie, 1987, 568 p.
22. *Dvigateli aviatsionnye gazoturbinnnye. Metod i podprogrammy rascheta termodinamicheskikh parametrov vozdukha i produktov sgoraniya uglevodorodnykh topliv. Rukovodyashiy tekhnicheskii material aviatsionnoy tekhniki RTM 1677-83* (Aircraft gas turbine engines. Methods and routines for air and hydrocarbon fuel combustion products thermodynamic parameters calculation. Guiding technical material of aviation technique, no. 1677-83), Moscow, TsIAM, 1983, 92 p.
23. Filinov E.P., Kuz'michev V.S., Tkachenko A.Y., Ostapyuk Y.A. Determining required turbine cooling air flow rate at the conceptual design stage of gas turbine engine. *Aerospace MAI Journal*, 2021, vol. 28, no. 1, pp. 61-73. DOI: 10.34759/vst-2021-1-61-73
24. Jiang C., Chen H.-P. Study on approximate calculation of cooling air allocation for gas turbine. *Asia-pacific Power and Energy Engineering Conference (27-31 March 2009; Wuhan, China)*. DOI: 10.1109/APPEEC.2009.4918801
25. Horlock J.H., Watson D.T., Jones T.V. Limitations on gas turbine performance imposed by large turbine cooling flows. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2001, vol. 123, no. 3, pp. 487-494. DOI: 10.1115/1.1373398
26. Holland M.J., Thake T.F. Rotor blade cooling in high pressure turbines. *Journal of Aircraft*, 1980, vol. 17, no. 6, pp. 412-418. DOI: 10.2514/3.44668
27. Torbidoni L., Horlock J.H. A new method to calculate the coolant requirements of a high-temperature gas turbine blade. *Journal of Turbomachinery*, 2005, vol. 127, no. 1, pp. 191-199. DOI: 10.1115/1.1811100

Статья поступила в редакцию 20.02.2022; одобрена после рецензирования 25.02.2022; принята к публикации 06.03.2022.

The article was submitted on 20.02.2022; approved after reviewing on 25.02.2022; accepted for publication on 06.03.2022.