

Труды МАИ. 2025. № 141
Trudy MAI. 2025. No. 141. (In Russ.)

Научная статья
УДК 004.492:621.452.322
URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=184507>
EDN: <https://www.elibrary.ru/QOLISZ>

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ТУРБОРЕАКТИВНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ УЧЕТА ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ КРИТЕРИЕВ НА ЭТАПЕ ВЫБОРА ЕГО ПАРАМЕТРОВ

Юрий Александрович Эзрохи^{1✉}, Сергей Мирославович Каленский²

^{1,2}Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова,
ЦИАМ, Москва, Российская Федерация

¹yaezrokhi@ciam.ru✉

²30105@ciam.ru

Аннотация. Дан анализ особенностей математического моделирования турбореактивного двигателя на стадии выбора параметров этапа предварительного проектирования. На примере рабочей лопатки турбины как одного из наиболее теплонапряженных элементов двигателя рассмотрены способы упрощенной оценки показателей, косвенно характеризующих прочностные и ресурсные характеристики при проведении термодинамического расчета авиационного двигателя.

Ключевые слова: математическая модель, турбореактивный двигатель, расход охлаждающего воздуха, рабочая лопатка турбины, теплонапряженное состояние

Для цитирования: Эзрохи Ю.А., Каленский С.М. Совершенствование математической модели турбореактивного двигателя для учета дополнительных

критериев на этапе выбора его параметров // Труды МАИ. 2025. № 141. URL:
<https://trudymai.ru/published.php?ID=184507>

Original article

PERFECTION OF TURBOJET MATHEMATICAL MODEL FOR CONSIDERING THE ADDITIONAL CRITERIA AT A STAGE OF ITS PARAMETERS CHOICE

Yuri A. Ezrokhi¹, Sergey M. Kalenskii²

^{1,2}Central Institute of Aviation Motors named after P.I. Baranov, CIAM,
Moscow, Russian Federation

¹yaezrokhi@ciam.ru

²30105@ciam.ru

Abstract. In the presented article the basic problems of the turbojet mathematical modeling at a preliminary design stage are considered. It is shown, that parameters of strength reliability can become the main limitation by selection of high parameters of a thermodynamic cycle of the created engine. Application of ways of the simplified estimation of parameters describing strength and resource characteristics on an example of the turbine rotor blade (RB) is considered.

As the most simple and widespread version of the account of strength and resource factors the selection way of cooling type and the necessary consumption of cooling air δG_{cool} is presented. Quantity of air taken from the compressor should provide value of temperature of a surface of a RB of the turbine at an admissible level. For this purpose so-called «depth of cooling» θ blades of the turbine is determined. It depends on cooling air temperature, a gas stream temperature and as much as possible admissible temperature of the RB surface. On value of a gas stream temperature in front of the turbine the way of a RB cooling gets out. After definition of the cooling way and «depth of cooling» a RB of the turbine the demanded consumption of cooling air on an available relation $\delta G_{\text{cool}}=f(\theta)$ is determined.

Other way of the approximate account of strength properties of the turbine RB is connected with an indirect estimation of tension stress in its root cross-section σ_p . In the basis of this approach the known relation of tension stress to parameters rotating with frequency n , radially disposed bar lays. Difference of the turbine RB from a rectangular bar is characterized by factor of form $\Phi=0,48\dots0,54$. At a known material and parameters of the turbine RB stress in its root cross-section is determined by a square of a rotational speed and the area F_T of ring cross-section of the vane wheel rotor ($\sigma_p = const \cdot F_T \cdot n^2$).

For an estimation of the parameter qualitatively describing resource of the turbine RB, parameter of Larson-Miller P is used. It connects among themselves blade temperature T_{bl} and value of the time parameter τ_p describing duration of a continuous work before destruction of this element under affecting of thermal and mechanical factors $P=T_{bl} \cdot (lg(\tau_p)+20)$. For the chosen material of a turbine blade exists gained by practical consideration dependence between Larson-Miller's parameter and long-term strength.

It is in summary noted, that definition resource characteristic of a real product represents a challenge and can be realized only at later stages of the engine creation. However it does not remove necessity at a preliminary stage of sampling of the turbojet parameters to have some approached approaches, presented above. The given approaches allow even to spend at the earliest stages of a engine creation a preliminary comparative estimation of observed alternatives by fuller criteria.

Keywords: mathematical model, turbojet, consumption of cooling air, rotor blading of the turbine, heat-stressed condition

For citation: Ezrokhi Yu.A., Kalenskii S.M. Perfection of turbojet mathematical model for considering the additional criteria at a stage of its parameters choice. *Trudy MAI*. 2025. No. 141. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=184507>

Введение

Как известно, математическое моделирование рабочего процесса авиационного газотурбинного двигателя (ГТД) является одним из важных инструментов, применяемых на всех этапах жизненного цикла двигателя, включая этапы его проектирования, экспериментальной доводки и последующей эксплуатации [1-3]. Математическая модель двигателя, согласованная с результатами его испытаний, может быть использована как цифровой аналог реального изделия в различных условиях полета [4-6].

На самых начальных этапах создания авиационного ГТД применение математических моделей двигателей (ММД) позволяет провести широкий анализ возможных вариантов его технического облика и проектных параметров, включая массу, в том числе и с учетом работы двигателя в системе силовой установки летательного аппарата [7].

В качестве критериев для выбора наиболее рационального облика двигателя обычно используются оптимальные значения не только его тягово-экономических показателей («внутренние характеристики двигателя»), но и эффективных характеристик силовой установки с учетом газодинамических потерь в воздухозаборнике и сопле, а также летно-технические характеристики самолета с данной силовой установкой: дальность полета, необходимая длина взлетно-посадочной полосы и другие.

Как правило, результатом такого рода оптимизации является облик двигателя с уровнем основных параметров цикла (температурой газа перед турбиной $T^*_г$ и суммарной степенью повышения давления в компрессоре $\pi^*_{к\Sigma}$), а также окружной скорости роторов высокого и низкого давления, соответствующим или очень близким к максимально достигнутому на момент создания двигателя уровню. Предполагается, что в этом случае проектируемый двигатель будет обладать наилучшими параметрами как по удельной тяге, так и по топливной экономичности.

Следует иметь в виду, что обычно для оценки эффективности двигателя на предварительном этапе используются только результаты его

термодинамического расчета, в частности, тягово-экономические характеристики, показатели газодинамической устойчивости и т.д.

При этом параметры прочностной надежности, особенно горячих частей двигателя в этих расчетах либо не учитываются вообще, либо могут оцениваться лишь косвенно по изменению значения температуры газа в элементах турбины двигателя (чаще всего на входе в турбину, где ее значение наибольшее) и частоты вращения его роторов.

В то же время практика проектирования авиационных газотурбинных двигателей показывает, что именно параметры прочностной надежности в ряде случаев могут стать основным ограничением при выборе высоких параметров термодинамического цикла создаваемого двигателя.

Например, как следует из теории авиационных газотурбинных двигателей [8, 9], повышение температуры газа перед турбиной $T^*_г$ может различным образом отразиться на тяговых характеристиках двигателя.

С одной стороны, улучшение параметров термодинамического цикла при росте $T^*_г$ приводит к увеличению тяги двигателя R .

Но, с другой стороны, увеличение температуры газа перед турбиной (при сохранении конструкционных материалов и основных технологий) неизбежно потребует увеличения расхода воздуха, отбираемого из тракта сжатия для охлаждения горячих элементов турбины $\delta G_{охл}$. Это в свою очередь, приведет к снижению тяговых характеристик двигателя за счет ухудшения рабочего процесса.

Оценка, проведенная для турбореактивного двухконтурного двигателя 4 поколения, показала, что увеличение температуры газа перед турбиной на 50К может позволить на взлетном режиме увеличить тягу двигателя $\sim$ на 5...6%, но это потребует увеличения суммарного отбора охлаждающего элементы турбины воздуха $\sim$ на 1...1,5%.

Последнее обстоятельство приведет к противоположному явлению - снижению тяги двигателя на 3...3,5% вследствие уменьшения расхода газа на входе в турбину.

Таким образом, результирующее увеличение тяги двигателя вследствие роста температуры газа перед турбиной при учете потребного увеличения отбора воздуха на охлаждение снижается более чем наполовину.

Кроме этого, следует иметь в виду, что по мере развития двигателестроения с ростом уровня основных параметров двигателя и, в первую очередь, температуры газа перед турбиной этот эффект будет только усиливаться. Это связано с тем, что по мере роста уровня T_g^* темп нарастания тяговых характеристик за счет увеличения температуры газа перед турбиной $\frac{\partial R}{\partial T_g^*}$ постоянно снижается, а темп нарастания расхода охлаждающего воздуха, необходимого для обеспечения теплового состояния горячих элементов конструкции $\frac{\partial(\delta G_{\text{охл}})}{\partial T_g^*}$, и связанный с этим темп уменьшения тяги $\frac{-\partial R}{\partial(\delta G_{\text{охл}})}$ постоянно повышаются.

В связи с вышеотмеченными обстоятельствами возрастает необходимость уже на самых начальных этапах проектирования двигателя при выборе его технического облика и проектных параметров учитывать их влияние не только на тягово-экономические характеристики, но и на параметры прочностной надежности двигателя, а также тепловое состояние его горячих элементов (в первую очередь, турбины).

В настоящее время оценка теплового состояния элементов горячей части двигателя проводится на этапе его эскизного и технического проектирования, когда уже не только выбраны проектные параметры двигателя, но и проработан облик его основных узлов. Для этой цели нашли широкое применение 2D и 3D-методы расчета напряженно-деформированного состояния отдельных узлов двигателя. Эти методы используют в качестве исходных данных результаты термодинамического расчета двигателя, а также теплового расчета каждого исследуемого узла с определением распределения температуры и давления по поверхности его деталей (сопловых и рабочих лопаток турбины, его дисков и так далее) на всех основных режимах его работы. При этом при расчете

выработки ресурса рассматриваемого двигателя также необходимо использовать данные по его полетным циклам, включающим время работы на каждом из предполагаемых режимов работы.

Однако использование имеющихся в настоящее время вышеописанных методов, разработанных и широко применяемых в своих исследованиях специалистами по прочностной надежности, на предварительном этапе проектирования крайне затруднительно. Это связано, прежде всего, с необходимостью при проведении такого рода работ иметь уже достаточно хорошо проработанное конструктивное исполнение исследуемых деталей и узлов (чего нет на начальных этапах выбора параметров двигателя и его элементов), а также определенной громоздкостью этих методов, не позволяющей их включить в термодинамический расчет двигателя.

В связи с этим становится актуальной разработка упрощенных подходов к оценке показателей, косвенно характеризующих прочностные и ресурсные характеристики газотурбинного двигателя. Включение этих подходов в математическую модель авиационного ГТД, предназначенную для определения его параметров и характеристик во всех условиях работы в широком диапазоне эксплуатационных режимов, позволит даже на самых ранних стадиях создания двигателя проводить предварительную сравнительную оценку рассматриваемых вариантов, в том числе и по критериям прочности и ресурса.

Рассмотрим применение некоторых известных способов такой упрощенной оценки показателей, косвенно характеризующих прочностные и ресурсные характеристики при проведении термодинамического расчета авиационного ГТД, на примере одного из его наиболее теплонапряженных элементов - рабочей лопатки турбины.

Определение расхода охлаждающего воздуха,

обеспечивающего допустимую температуру лопаток турбины

Самый простой и распространенный способ учета отмеченных выше факторов связан с выбором способа охлаждения и необходимого расхода

охлаждающего воздуха $\delta G_{\text{охл}}$, обычно отбираемого от компрессора и обеспечивающего значение температуры лопатки турбины $T_{\text{л}}$ на допустимом уровне $T_{\text{л}} = T_{\text{л доп}}$.

В этом случае считается, что работоспособность такой лопатки в горячих условиях ее эксплуатации будет обеспечена. Эта величина $\delta G_{\text{охл}}$ (обычно в относительном виде по отношению к расходу воздуха на входе в газогенератор или расходу газа на входе в турбину) определяется в зависимости от температуры газового потока $T_{\text{г}}^*$, температуры охлаждающего воздуха $T_{\text{охл}}^*$, максимально допустимой температуры лопатки $T_{\text{л доп}}$ и выбранной схемы ее охлаждения (конвективной, конвективно-пленочной или пористой) через так называемую «глубину охлаждения» [10 - 12]

$$\theta = \frac{T_{\text{г}}^* - T_{\text{л доп}}}{T_{\text{г}}^* - T_{\text{охл}}^*}.$$

Здесь необходимо отметить, что строго говоря, в формуле для вычисления глубины охлаждения рабочей лопатки турбины должно участвовать не значение температуры торможения газа в абсолютном движении $T_{\text{г}}^*$, а несколько меньшее (на $\sim 150 \dots 200 \text{K}$) значение температуры торможения потока в относительном движении T_{w}^* , которое зависит от геометрии соплового аппарата и соотношения осевой и окружной скоростей в турбине [13 - 15].

Однако следует иметь в виду, что, во-первых, при проведении термодинамических расчетов эти параметры турбины (особенно на начальных стадиях проектирования двигателя) не всегда являются известными. Во-вторых, такое допущение приводит к некоторому завышению расчетного значения необходимой «глубины охлаждения» θ , а, следовательно, и определенного по значению этого параметра необходимого расхода охлаждающего воздуха, (что можно рассматривать в определенном смысле как «запас»).

В связи с этим в большинстве случаев при определении необходимого расхода охлаждающего воздуха вместо значения температуры торможения потока в относительном движении T_{w}^* используют значение температуры торможения потока в абсолютном движении $T_{\text{г}}^*$.

После определения «глубины охлаждения» лопатки турбины θ по имеющейся зависимости в соответствии с выбранной схемой воздушного охлаждения лопатки определяется требуемый расход охлаждающего воздуха $\delta G_{\text{охл}}$, обеспечивающий допустимое значение температуры лопатки $T_{\text{л.доп}}$. В качестве примера на рисунке 1 представлена обобщенная зависимость «глубины охлаждения» от величины относительного расхода воздуха при различных видах охлаждения рабочей лопатки турбины. Указанные обобщения выполнены Е.П. Филиновым и А.Ю. Ткаченко по работам [11- 15].

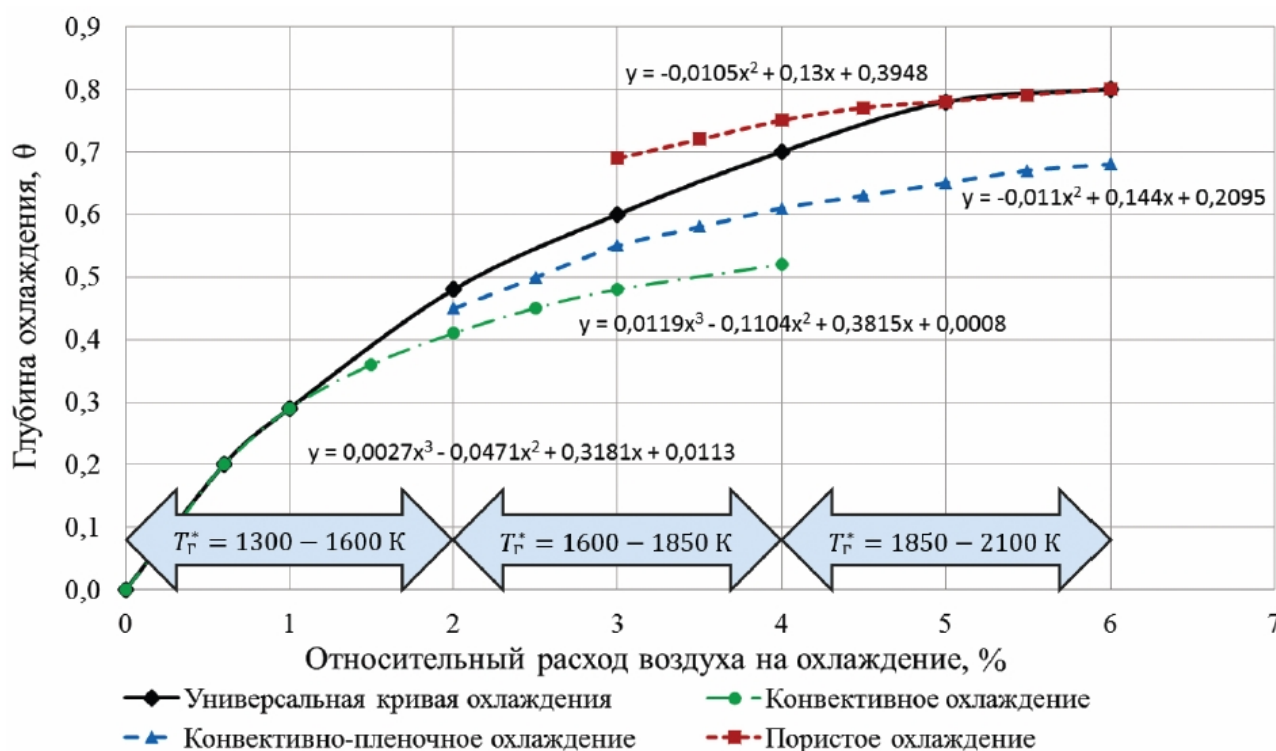


Рисунок 1 – Обобщенная эффективность различных видов охлаждения лопатки турбины

Таким образом, в работе предполагается, что, сохраняя необходимый уровень расхода охлаждающего воздуха, можно обеспечить работоспособность лопатки турбины.

Однако такой подход учитывает особенности работы лопатки турбины только с точки зрения воздействия на нее высокой температуры газового потока и не учитывает воздействие других факторов, например, механического

напряжения вследствие центробежных и газовых сил, что характерно для рабочих лопаток высокотемпературных турбин.

Следует иметь в виду, что, как показывает практика, по мере развития двигателестроения темп роста прочностных характеристик материалов, используемых для изготовления деталей турбин (прежде всего ее лопаток), отстает от темпа форсирования параметров термодинамического цикла газотурбинного двигателя. То есть, непрерывное повышение уровня температуры газа перед турбиной постоянно опережает разработку конструкционных сплавов с более высокими допустимыми температурами и увеличивает имеющийся дефицит жаропрочности лопаток турбин, что приводит к необходимости увеличении интенсивности их охлаждения.

При этом основная доля затрат воздуха на охлаждение турбины связана с удовлетворением требований к надёжности турбины высокого давления и, прежде всего, к её рабочей лопатке как наиболее нагруженной детали, для которой фактор истощения длительной прочности имеет решающее значение.

Приближенная оценка напряжения растяжения в корневом сечении рабочей лопатки турбины

Другой способ приближенного учета прочностных свойств рабочей лопатки турбины связан с косвенной оценкой напряжения растяжения в ее корневом сечении, соответствующего максимальным значениям частоты вращения, σ_p . В основе этого подхода лежит зависимость напряжения растяжения радиально расположенного бруска высотой h постоянного сечения, вращающегося вокруг оси с частотой n , под воздействием центробежных сил (см. рисунок 2)

$$\sigma_p = 2\rho \left(\frac{\pi D_{cp} n}{60} \right)^2 \frac{h}{D_{cp}}$$

где ρ - плотность материала бруска (лопатки);

D_{cp} - средний диаметр вращения.

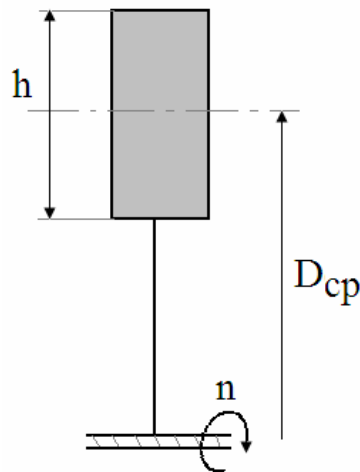


Рисунок 2 – Схематическое представление объекта для косвенной оценки напряжения в корневом сечении рабочей лопатки

Отличие формы реальной рабочей лопатки турбины от прямоугольного бруска характеризуется коэффициентом формы Φ , значение которого для большинства случаев находится в диапазоне $\Phi=0,48\dots0,54$ [16].

Распространяя эту формулу на случай вращения рабочей лопатки турбины, получаем

$$\sigma_p = 2\rho \left(\frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60} \right)^2 \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{ср}}} \Phi = 2\rho \frac{\pi}{3600} \Phi \cdot (\pi D_{\text{ср}} h_{\text{л}}) n^2 = 2\rho \frac{\pi}{3600} \Phi \cdot F_{\text{т}} n^2 = \text{const} \cdot F_{\text{т}} n^2$$

Из этой формулы следует, что при известном материале и форме лопатки напряжения в ее корневом сечении определяются квадратом частоты вращения и площадью кольцевого сечения рабочего колеса $F_{\text{т}} = \pi D_{\text{ср}} h_{\text{л}}$.

Оценка допустимости величины напряжения растяжения σ_p в корневом сечении рабочей лопатки турбины на наиболее нагруженном режиме, соответствующем максимальным значениям частоты вращения n и температуры газа $T_{\text{г}}^*$, одновременно с оценкой необходимого расхода охлаждающего воздуха на этом режиме $\delta G_{\text{охл}}$ является одним из условий работоспособности этого элемента «горячей части» двигателя.

Использование параметрических зависимостей Ларсона – Миллера

Следует иметь в виду, что авиационный ГТД (особенно многорежимный двигатель) обычно работает не на одном, а на нескольких режимах, соответствующих различным уровням частоты вращения вала и температуры газа перед турбиной (соответственно, центробежным и тепловым нагрузкам на элементы узлов) [17]. Все эти режимы (хотя и по-разному) вносят свой вклад в расходование ресурса каждого узла двигателя. В связи с этим даже на самой ранней стадии создания двигателя необходимо оценить также и временной показатель, качественно характеризующий ресурс того или иного узла двигателя.

Согласно [ГОСТ 27.002-2015](#) «Надежность в технике. Термины и определения», под термином «ресурс» понимают наработку объекта от начала (или возобновления) эксплуатации до наступления предельного состояния.

Понятие предельного состояния, соответствующего исчерпанию ресурса, допускает различное толкование. В одних случаях причиной прекращения эксплуатации может служить чрезмерное снижение эффективности ниже предельно допустимого уровня, в других – снижение показателей целостности рассматриваемого объекта. В данном случае в качестве предельного состояния будем понимать именно второй вариант трактовки.

Для такого «горячего» элемента двигателя, как рабочая лопатка турбины, показателем, качественно характеризующим ресурс в первом приближении, может служить условное время до ее разрушения под действием напряжения растяжения σ_r в корневом сечении, которое зависит от материала лопатки и ее температуры.

Известно, что с увеличением температуры детали ее ресурс при заданной нагрузке уменьшается. Эта закономерность положена в основу полученных опытным путем различных параметрических методов экстраполяции длительной прочности (методы Ларсона – Миллера, Мэнсона – Хаферда, Дорна и др. [17]).

На практике наиболее часто для оценки длительной прочности рабочей лопатки турбины используются обобщенные зависимости параметра Ларсона - Миллера P [18], связывающего между собой температуру лопатки T_l и значение временного показателя τ_p , характеризующего продолжительность непрерывной работы до разрушения этого элемента под воздействием тепловых и механических факторов,

$$P = T_l (\lg \tau_p + 20),$$

а также предела длительной прочности σ_{dl} для материала лопатки и этих условий ее работы [19]

$$\sigma_{dl} = f(P).$$

Необходимо иметь в виду, что определенным недостатком этого способа может являться не всегда стабильное поведение аппроксимирующих зависимостей на границах заданных временных интервалов [17].

В качестве примера на рисунке 3 представлены параметрические зависимости Ларсона – Миллера для ряда перспективных жаропрочных сплавов [20].

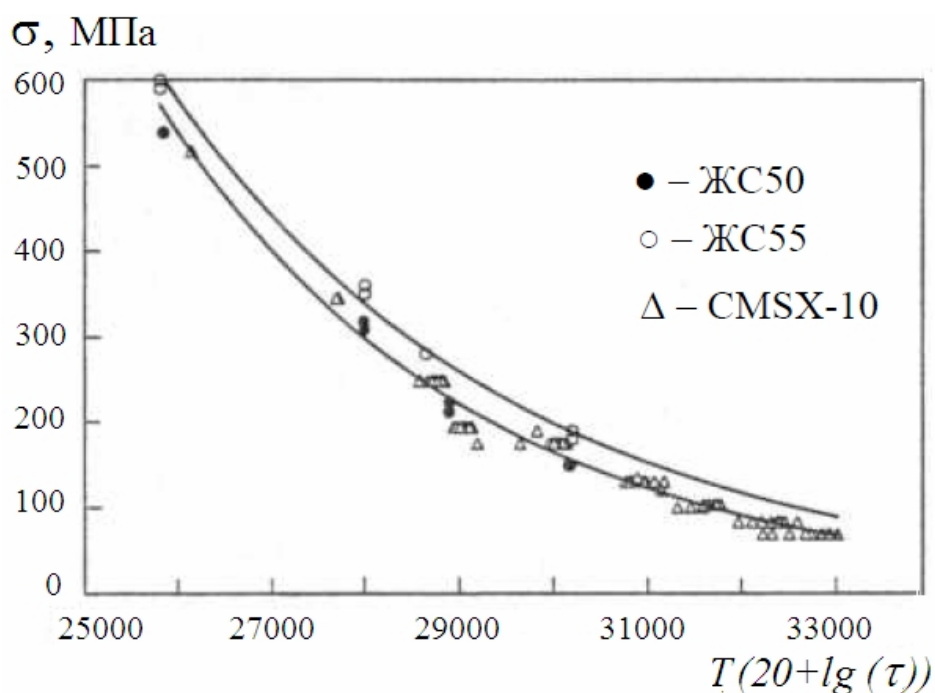


Рисунок 3 – Параметрические зависимости Ларсона – Миллера длительной прочности жаропрочных сплавов [20]

Большое значение при оценке ресурса элементов турбины по кривым длительной прочности приобретает также выбор величины запаса прочности и долговечности, являющейся отношением предела длительной прочности σ_{dl} и максимально допустимого напряжения растяжения в ее корневом сечении σ_p

$$K = \frac{\sigma_{dl}}{\sigma_p}.$$

В то же время, хотя отмеченные выше зависимости экспериментально получены не для лопаток сложной формы, а для отдельных стандартных образцов, тем не менее, их применение для предварительной прогнозной оценки можно считать вполне обоснованным.

Заключение

В качестве заключения необходимо отметить, что, как показывает практика, определение ресурсных показателей того или иного узла реального двигателя представляет собой достаточно сложную задачу, при этом зачастую предлагаемый здесь временной показатель τ_p не может в полной мере характеризовать ее ресурс. Это связано, в первую очередь, с тем, что характеристики длительной прочности материала узла двигателя зависят не только от действующих напряжений и температуры, но также и от характеристик малоцикловой усталости (МЦУ), которые в свою очередь зависят от количества и видов циклов (запуск, приемистость, сброс газа и другие нестационарные переходные процессы).

Кроме того, допущение о том, что ресурс двигателя определяется ресурсом наиболее «горячих» его частей (элементов камеры сгорания или турбины), тоже не всегда правомерно. Иногда в качестве наиболее «узкого» места могут выступать и другие элементы, например, диск последней ступени компрессора высокого давления, валы или подшипниковые узлы и т.д. [17].

Следует иметь в виду, что конструкция всех этих элементов «появляется» только на более поздних стадиях создания двигателя - этапе эскизного и

технического проектирования; к этому времени основные проектные параметры и технический облик двигателя в основном уже должны быть определены.

Все эти обстоятельства не снимают необходимости на предварительном этапе выбора параметров двигателя иметь приближенные подходы, представленные выше, которые связывают газодинамические параметры, проектные данные и некоторый «условный показатель ресурса» проектируемого двигателя и позволяющие даже на самых ранних стадиях его создания проводить сравнительную оценку рассматриваемых вариантов, в том числе и по этим критериям.

Список источников

1. Эзрохи Ю.А. Моделирование двигателя и его узлов. Машиностроение: энциклопедия. Т. IV-21. Самолеты и вертолеты. Кн. 3. Авиационные двигатели. - М.: Машиностроение, 2010. С. 341-353.
2. 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: <https://trudymai.ru/published.php?ID=33278>
3. Эзрохи Ю.А., Каленский С.М. Применение методов математического моделирования для определения в полете степени ухудшения характеристик узлов газотурбинного двигателя // Труды МАИ. 2022. № 123. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=165500>. DOI: [10.34759/trd-2022-123-23](https://doi.org/10.34759/trd-2022-123-23)
4. Эзрохи Ю.А., Каленский С.М. Идентификация математической модели ГТД по результатам испытаний // Труды МАИ. 2022. № 122. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=164276>. DOI: [10.34759/trd-2022-122-19](https://doi.org/10.34759/trd-2022-122-19)
5. Кузьмичев В.С., Крупенич И.Н., Рыбаков В.Н. и др. Формирование виртуальной модели рабочего процесса газотурбинного двигателя в САЕ системе «АСТРА» // Труды МАИ. 2013. № 67. URL: <https://trudymai.ru/published.php?ID=41518>

6. Дружинин Л.Н., Швец Л.И., Ланшин А.И. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей // Труды ЦИАМ. № 832. 1979. 44 с.
7. Луковников А.В., Полев А.С., Исянов А.М., Селиванов О.Д. и др. Сравнительная оценка различных типов силовых установок перспективного дальнемагистрального ЛА // Общероссийский научно-технический журнал «Полет». 2014. № 6. С. 29–34.
8. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М., Котовский В.Н., Полев А.С. Теория авиационных двигателей. Ч. 1.: Учебник для ВУЗов ВВС. - М.: ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 2006. – 366 с.
9. Деменченков В.П., Дружинин Л.Н., Пархомов А.Л. и др. Теория двухконтурных турбореактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко, В.А. Сосунова. - М.: Машиностроение, 1979. - 432 с.
10. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. - М.: Машиностроение, 1986. - 432 с.
11. Holland M.J., Thake T.F. Rotor blade cooling in high pressure turbines // Journal of Aircraft. 1980. Vol. 17, No. 6. P. 412-418. DOI: [10.2514/3.44668](https://doi.org/10.2514/3.44668)
12. 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. P. 191-199. DOI: [10.1115/1.1811100](https://doi.org/10.1115/1.1811100)
13. Венедиктов В.Д. Газовая динамика охлаждаемых турбин. - М.: Машиностроение, 1990. - 240 с.
14. 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](https://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918801)
15. 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. P. 487-494. DOI: [10.1115/1.1373398](https://doi.org/10.1115/1.1373398)
16. Копелев С.З., Тихонов Н.Д. Расчет турбин авиационных двигателей. - М.: Машиностроение, 1974. - 268 с.

17. Злобин В.Г., Верхоланцев А.А. Газотурбинные установки. Методика расчета ГТУ на номинальной мощности, пониженной мощности, расчет долговечности установки: практикум. СПб.: СПбГУПТД, 2021. – 68 с.
18. Larson F.R., Miller J. A Time-Temperature Relationship for Rupture and Creep Stresses // Journal of Fluids Engineering. ASME, Jul 1952, No. 74 (5). P. 765-771. DOI: [10.1115/1.4015909](https://doi.org/10.1115/1.4015909)
19. Биргер И.А., Шорп Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. - М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
20. Каблов Е.Н., Толораия В.Н., Орехов Н.Г. Монокристаллические никелевые ренийсодержащие сплавы для турбинных лопаток ГТД // Металловедение и термическая обработка металлов. 2002. № 7. С. 7-11.

References

1. Ezrokhi Yu.A. *Mashinostroenie. Entsiklopediya. T. IV-21. Samolety i vertolety. Kn. 3. Aviatsionnye dvigateli* (Engineering. Encyclopedia. Vol. IV-21. Planes and helicopters. Book 3. Aircraft engine). Moscow: Mashinostroenie Publ., 2010. P. 341-353.
2. Gol'berg F.D., Gurevich O.S., Petukhov A.A. A mathematical model of the engine in ACS GTE for increasing of safety and quality control. *Trudy MAI*. 2012. No. 58. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=33278>
3. Ezrokhi Yu.A., Kalenskii S.M. The mathematical modelling methods for in-flight definition of the degradation of the gas turbine engine components performance. *Trudy MAI*. 2022. No. 123. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=165500>. DOI: [10.34759/trd-2022-123-23](https://doi.org/10.34759/trd-2022-123-23)
4. Ezrokhi Yu.A., Kalenskii S.M. Identification of GTE mathematical model by test data. *Trudy MAI*. 2022. No. 122. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=164276>. DOI: [10.34759/trd-2022-122-19](https://doi.org/10.34759/trd-2022-122-19)
5. Kuz'michev V.S., Krupenich I.N., Rybakov V.N. et al. Generation of the gas turbine engine working process virtual model Subject area of the case. *Trudy MAI*. 2013. No. 67. (In Russ.). URL: <https://trudymai.ru/eng/published.php?ID=41518>

6. Druzhinin L.N., Shvets L.I., Lanshin A.I. (Mathematical modeling of gas-turbine engines on modern computers at research of parameters and characteristics of aero-engines) *Trudy TSIAM*. No. 832. 1979. 44 p. (In Russ.)
7. Lukovnikov A.V., Polev A.S., Isyanov A.M., Selivanov O.D. et al. (Comparative estimation of various types of power plants of a perspective long-range aircraft). *Obshcherossiiskii nauchno-tekhnicheskii zhurnal «Polet»*. 2014. No. 6. P. 29–34. (In Russ.)
8. Nechaev Yu.N., Fedorov R.M., Kotovskii V.N., Polev A.S. *Teoriya aviatsionnykh dvigatelei. Ch.1* (Aero-engines theory). Moscow: Izd-vo VVIA im. prof. N.E. Zhukovskogo Publ., 2006. 366 p.
9. Demenchenok V.P., Druzhinin L.N., Parkhomov A.L. et al. *Teoriya dvukhkонтурных turboreaktivных двигателей* (Turbofan engines theory). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1979. 432 p.
10. Kholshchevnikov K.V., Emin O.N., Mitrokhin V.T. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* (Air blade machines the theory and calculation). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p.
11. Holland M.J., Thake T.F. Rotor blade cooling in high pressure turbines. *Journal of Aircraft*. 1980. Vol. 17, No. 6. P. 412-418. DOI: [10.2514/3.44668](https://doi.org/10.2514/3.44668)
12. 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. P. 191-199. DOI: [10.1115/1.1811100](https://doi.org/10.1115/1.1811100)
13. Venediktov V.D. *Gazovaya dinamika okhlazhdaemykh turbin* (Gas dynamics of cooled turbines). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1990. 240 p.
14. 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](https://doi.org/10.1109/APPEEC.2009.4918801)
15. 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. P. 487-494. DOI: [10.1115/1.1373398](https://doi.org/10.1115/1.1373398)

16. Kopelev S.Z., Tikhonov N.D. *Raschet turbin aviatsionnykh dvigatelei* (Calculation of aero-engines turbines). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1974. 268 p.
17. Zlobin V.G., Verkholtantsev A.A. *Gazoturbinnye ustanovki. Metodika rascheta GTU na nominal'noi moshchnosti, ponizhennoi moshchnosti, raschet dolgovechnosti ustanovki* (Gas-turbine installations. Design procedure of gas-turbine installation on the rated power, the lowered power, calculation of longevity of installation). Saint Petersburg: SPbGUPTD Publ., 2021. 68 p.
18. Larson F.R., Miller J. A Time-Temperature Relationship for Rupture and Creep Stresses. *Journal of Fluids Engineering*. ASME, Jul 1952, No. 74 (5). P. 765-771. DOI: [10.1115/1.4015909](https://doi.org/10.1115/1.4015909)
19. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost' detalei mashin: Spravochnik* (Strength analysis of machine components: Handbook). Moscow: Mashinostroenie Publ., 1993. 640 p.
20. Kablov E.N., Toloraiya V.N., Orekhov N.G. Single crystal rhenium-containing nickel alloys for turbine engine blades. *Metallovedenie i termicheskaya obrabotka metallov*. 2002. No. 7. P. 7-11. (In Russ.)

Статья поступила в редакцию 08.12.2024

Одобрена после рецензирования 15.12.2024

Принята к публикации 25.04.2025

The article was submitted on 08.12.2024; approved after reviewing on 15.12.2024; accepted for publication on 25.04.2025