

ОЦЕНКА РЕСУРСА ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ СТАТИЧЕСКОГО И ТЕРМОЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

© 2018

И. Х. Бадамшин доктор технических наук, доцент кафедры «Авиационные двигатели»;
Уфимский государственный авиационный технический университет;
adbadamshin@ugatu.ac.ru

Существующие методы оценки ресурса с учётом влияния статического и циклического нагружения основаны на опытных данных. Сложностью данного подхода является необходимость проведения дорогостоящих и трудоёмких экспериментов. Поэтому возникает актуальная задача расчётной оценки ресурса лопатки турбины с учётом взаимодействия статического и термоциклического нагружения. Данная задача решается на основе перехода в модели поведения материалов от гипотезы сплошности среды к учёту сил межатомного взаимодействия на уровне элементарной атомной ячейки. Такой подход открывает возможность теоретически и полуэмпирически рассчитывать прочностные, упругие и теплофизические характеристики элементов конструкций, являющиеся исходными данными в расчёте напряжённо-деформированного состояния элементов газотурбинного двигателя. Перечисленные параметры необходимы для расчёта деформации ползучести полуэмпирическим методом. В свою очередь, предельная деформация ползучести является критерием как статического, так и термоциклического нагружений, что позволяет определить ресурс лопатки с учётом их взаимовлияния.

Газотурбинный двигатель; турбина; рабочая лопатка; ресурс; ползучесть; статическое и термоциклическое нагружение.

Цитирование: Бадамшин И.Х. Оценка ресурса лопатки турбины с учётом влияния статического и термоциклического нагружения // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17, № 3. С. 27-35. DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-27-35

Введение

Существующие методы оценки ресурса с учётом влияния статического и циклического нагружения основаны на опытных данных. В частности, известно, что длительная прочность, полученная при повторных испытаниях, оказывается ниже, чем прочность, соответствующая непрерывным испытаниям [1].

Сложностью данного подхода является необходимость проведения дорогостоящих и трудоёмких экспериментов. Поэтому возникает задача расчётной оценки ресурса лопатки турбины с учётом взаимодействия статического и термоциклического нагружения.

Задача решается на примере модельной лопатки турбины из монокристаллического жаропрочного сплава с направлением $\langle 001 \rangle$.

Исходные предпосылки

Исследованиями в области физики твёрдого тела показано, что в основе прочности твёрдых тел лежит равновесие межатомных сил притяжения и отталкивания между зарядами кристаллической решётки.

Применение этого фундаментального свойства материалов позволяет разработать методы расчёта на прочность конструкций и перейти в модели поведения материалов от гипотезы сплошности среды к учёту сил межатомного взаимодействия на уровне элементарной атомной ячейки. Такой подход открывает возможность теоретически рассчитывать прочностные, упругие и теплофизические характеристики элементов кон-

струкций, в которые входят: модуль упругости, коэффициент Пуассона, предел упругости, предел текучести, коэффициент теплового расширения, коэффициент теплопроводности, плотность, являющиеся исходными данными в расчёте напряжённо-деформированного состояния деталей [2].

Для оценки действующих напряжений необходимо иметь температурные зависимости механических и теплофизических характеристик материала, которые определяются по методам, изложенным в [2].

Расчётная модель и допущения

Модуль упругости $E_{\text{юнг}}$ рассчитывается для элементарной атомной ячейки по теоретической формуле [2], основанной на электростатической природе упругости и выведенной из законов Кулона и Гука:

$$E_{\text{юнг}} = \frac{e^2}{4\pi\epsilon_0 r^2 a_0^2},$$

где $e = 1,6 \cdot 10^{-19}$, Кл – величина взаимодействующих зарядов, равная заряду электрона; $\pi = 3,14$; $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12}$ Кл²/Нм² – электрическая постоянная; a_0 – период кристаллической решётки; r – расстояние между взаимодействующими зарядами, зависящее от a_0 и типа кристаллической решётки. Вследствие периодичности кристаллической решётки упругие свойства элементарной атомной ячейки переносятся на макрообъём.

Коэффициент теплового расширения определяется теоретически в следующей последовательности. Вначале рассчитывается изменение периода кристаллической решётки вследствие повышения температуры, расчёт которого основан на изменении энергии связи двух разноимённых зарядов в кристаллической решётке. Зависимость изменения периода кристаллической решётки от температуры рассчитывается по формуле [2]

$$\Delta a_0 = 0,5 \left(\frac{e^2}{\frac{e^2}{a_0} - c'_v \Delta t 2\pi\epsilon_0} - a_0 \right),$$

где Δa_0 – изменение периода кристаллической решётки вследствие теплового воздействия; Δt – изменение температуры; c'_v – теплоёмкость атома при постоянном объёме.

Для элементарной атомной ячейки кристаллической решётки коэффициент теплового расширения α определяется как [2]

$$\alpha = \frac{\Delta a_0}{a_0 \Delta t}.$$

Модуль упругости монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов определяется матрицей монокристалла, т.е. γ -твёрдым раствором, основой которого является кристаллическая решётка никеля (табл. 1).

Таблица 1. Модуль упругости жаропрочных сплавов и никеля

Наименование сплава или элемента и направление действия нагрузки	Величина модуля упругости, ГПа		Расхождение, %
	расчётная	экспериментальная	
Ni (ГЦК) <001>	140,2	138,0	1,6
	<110> 210,3	215,0 [3]	
	<111> 262,9	262,0	0,3
ЖС 6Ф моно <001>	140,2	139 [4]	0,9
	<110> 210,3	220	4,5
	<111> 262,9	305	13,8
ЖС 32 моно <001>	140,2	135...140 [5]	3,8...0
	<110> 210,3	–	–
	<111> 262,9	280...300	6,0...12,3
ЖС 36 моно <001>	140,2	130 [4]	7,8
	<110> 210,3	215	2,3
	<111> 262,9	305	13,8

Экспериментальные значения для ЖС 36 моно и ЖС 6Ф моно взяты из графика [4].

Установлено, что расчётные значения модуля упругости монокристаллических жаропрочных никелевых сплавов в кристаллографическом направлении <001> имеют удовлетворительную сходимость с экспериментом с расхождением от 0,9 до 7,8% (табл. 1).

Необходимо отметить, что для кристаллографических направлений <110>, <111> максимальное расхождение расчёта для рассматриваемых материалов (табл. 1) составляет 13,8% (в частности, для сплава ЖС 36 моно).

На рис. 1, 2 приведены расчётные температурные зависимости модуля упругости для сплавов ЖС 6Ф моно <001> и ЖС 36 моно <111> в сравнении с экспериментальными данными [4].

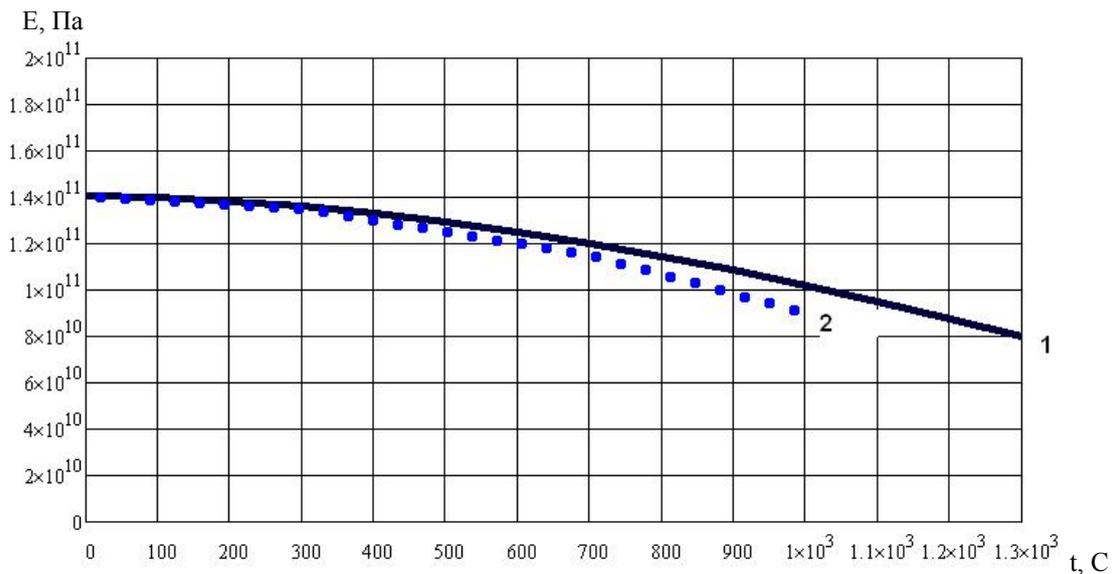


Рис. 1. Температурная зависимость модуля упругости сплава ЖС 6Ф моно в направлении <001>: 1 – расчёт; 2 – эксперимент [4]

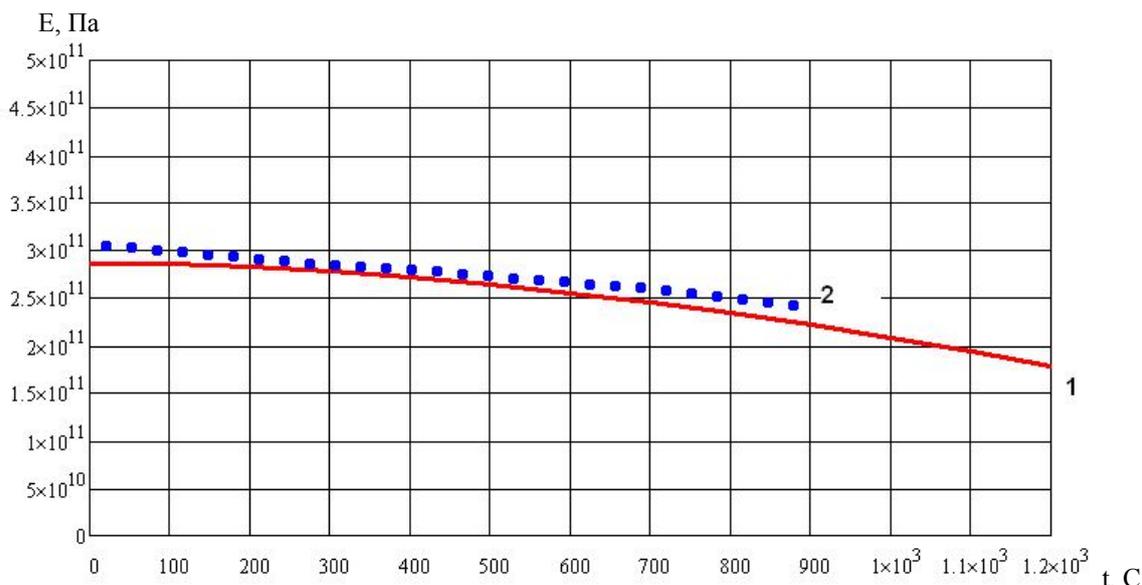


Рис. 2. Температурная зависимость модуля упругости сплава ЖС 36 моно в направлении $\langle 111 \rangle$: 1 – расчёт; 2 – эксперимент [4]

На рис. 3 приведена теоретическая температурная зависимость коэффициента теплового расширения N_i в сравнении со справочными данными. На основе этой теоретической зависимости строится полуэмпирическая температурная зависимость коэффициента теплового расширения для жаропрочных никелевых сплавов.

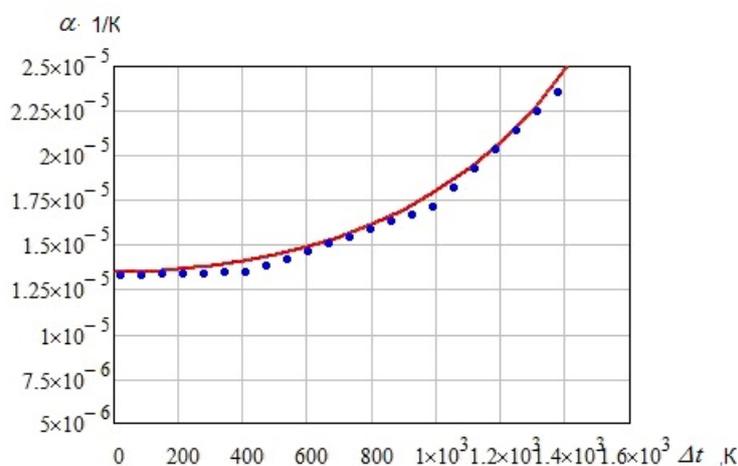


Рис. 3. Температурная зависимость коэффициента теплового расширения N_i : — расчёт; – эксперимент [3]

Напряжённо-деформированное состояние определяется при следующих условиях.

При одноосном нагружении пластические деформации формируются в результате действия следующих факторов:

– остаточные технологические $\sigma_{0техн}$ (в частности, остаточные напряжения в отливке не полностью снимаются последующей термообработкой при изготовлении детали);

– остаточные эксплуатационные $\sigma_{0эксп}$ (в частности, остаточные напряжения формируются под действием внешней нагрузки: термической и механической, превышающей предел текучести или предел ползучести);

– внешние нагрузки (термические $\sigma_{терм}$, растягивающие σ_p и изгибающие $\sigma_{изг}$ напряжения).

Внутренние напряжения в области упругих деформаций, возникающие вследствие деформации кристаллической решётки $\sigma_{вн}$. Эти напряжения определяются на основе результатов рентгеноструктурного анализа поверхностного слоя образца или натурной лопатки.

Тогда действующее напряжение в детали σ_{Σ} определяется как сумма перечисленных составляющих: $\sigma_{вн}$, $\sigma_{0техн}$, $\sigma_{0эксп}$, σ_p , $\sigma_{изг}$, $\sigma_{терм}$. Причём концентрация напряжений учитывается автоматически, если сложнапряжённое состояние лопатки определяется методом конечных элементов.

Термические напряжения $\sigma_{терм}$ в области упругих деформаций определяются по известной формуле

$$\sigma_{терм} = E_{юнг} \varepsilon_t,$$

где $\varepsilon_t = \alpha \Delta t$ – термическая деформация; α – коэффициент теплового расширения; Δt – изменение температуры.

Деформация ползучести определяется по методу, приведённому в [2]. В частности, скорость деформации ползучести технических монокристаллов и поликристаллов определяется по формуле Орована

$$\xi = \rho_d b v,$$

где ξ – скорость деформации ползучести; ρ_d – плотность дислокаций; b – вектор Бюргера (параметр, характеризующий геометрическое искажение кристаллической решётки вследствие появления краевой дислокации); v – скорость движения дислокации.

Результатом моделирования является диаграмма ползучести в зависимости от напряжения и температуры.

Необходимо отметить, что экспериментальные диаграммы ползучести строятся с учётом вероятности неразрушения, то есть результаты имеют разброс. Разброс в напряжениях может составлять $\pm(50...100)$ МПа [6]. Причинами такого разброса являются различные факторы. Одним из факторов, который необходимо учитывать – дефекты кристаллической решётки материала.

Например, при постоянной температуре и одинаковой длительности нагружения при напряжении 200 МПа деформация ползучести составляет 0,2%, а при напряжении 210 МПа – 0,5%. Причиной этого, в частности, является сложение внешнего напряжения (210 МПа) и внутреннего напряжения от дефекта кристаллической решётки, которое не учитывается.

Используя модель поведения материала, основанную на учёте сил межатомного взаимодействия [2], можно определить величину внутреннего напряжения, которая возникла в результате наличия дефекта кристаллической решётки. В такой постановке задача решается со следующими допущениями:

1. Равновесное состояние в кристалле определяется периодом кристаллической решётки a_0 . Если расстояние между зарядами больше a_0 , то преобладают силы притяжения. Если расстояние между зарядами меньше a_0 , то преобладают силы отталкивания. Система атомов стремится к равновесному состоянию, т.е. к минимуму потенциальной энергии решётки.

2. Под действием внешних нагрузок дефекты кристаллической решётки релаксируют.

3. Нанотрещина является очагом развития макротрещины.

4. Нанотрещина моделируется клиновидным образованием, представленным схемой на рис. 4, а. Модель на рис. 4, б ближе к реальному межграничному взаимодействию, так как имеет более низкую потенциальную энергию [7], но для её использования необходимы дополнительные исходные данные.

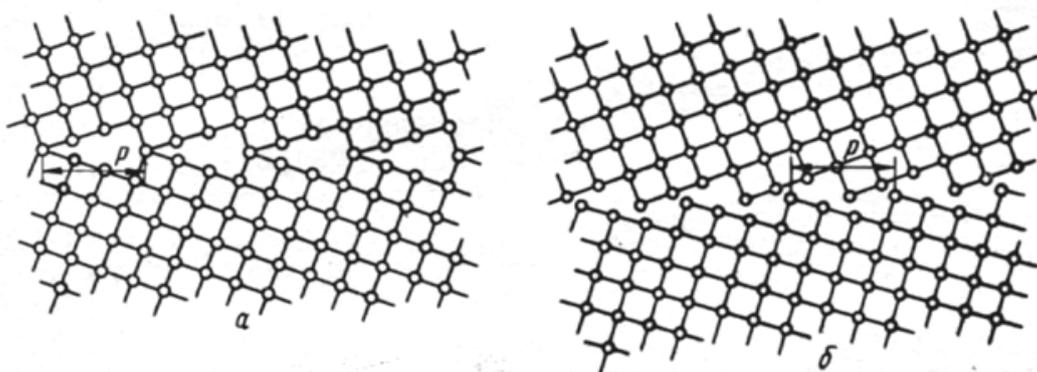


Рис. 4. Наклонная граница $37^\circ \langle 001 \rangle$ между зёрнами с кубической решёткой в положении совпадения (а) и после жёсткой релаксации (б) [7]

В частности, более длинные нанотрещины имеют большее значение потенциальной энергии сил межатомного взаимодействия. Поэтому в первом приближении принимается обобщённая геометрическая модель нанотрещины, соответствующая рис. 4, а.

Рассматриваемое клиновидное образование с размером p (рис. 4, а), соответствует минимуму энергии. Большее значение p не соответствует минимуму энергии.

Так, в результате расчётов получено, что клиновидное образование (рис. 4, а) с длиной стороны $3a_0$ имеет величину внутреннего напряжения, равную $\sigma_{вн} = 273$ МПа.

Для клиновидного образования с длиной стороны $4a_0$ внутреннее напряжение составляет $\sigma_{вн} = 6,73$ ГПа, что не соответствует минимуму энергии.

В результате при совпадении направлений векторов внешнего и внутреннего напряжений суммарное напряжение в экстремальном случае составит $273 + 210 = 483$ МПа. При наличии некоторого угла между векторами внешнего и внутреннего напряжений суммарное напряжение будет меньше. Иначе говоря, суммарное напряжение будет зависеть от ориентации клиновидного дефекта кристаллической решётки по отношению к внешнему напряжению.

Для оценки ресурса лопатки турбины с учётом взаимодействия статического и термоциклического нагружения применяются следующие допущения:

1. Используется принцип суммирования напряжений и деформаций.

2. Критерием взаимодействия статического и термоциклического нагружения рабочей лопатки является суммарная деформация ползучести на стационарном и переменном режимах работы двигателя.

Результаты расчёта

Сравнительный анализ проведён для двух режимов работы газотурбинного двигателя (ГТД): типовой и типовой режим с предварительным подогревом турбины. Поскольку основные параметры двигателя не изменялись, то механическое нагружение остаётся постоянным для обоих режимов. Растягивающие и изгибающие напряжения определяются по известным методикам.

Предварительный нагрев турбины перед запуском двигателя ведёт к изменению термических напряжений. На рис. 5 приведены результаты расчёта термических напряжений $\sigma_{терм}$ вдоль входной кромки модельной лопатки в радиальном направлении. На типовом режиме термическое напряжение в радиальном направлении в расчётном сечении лопатки составляет 230 МПа, а на типовом режиме с подогревом – 113 МПа.

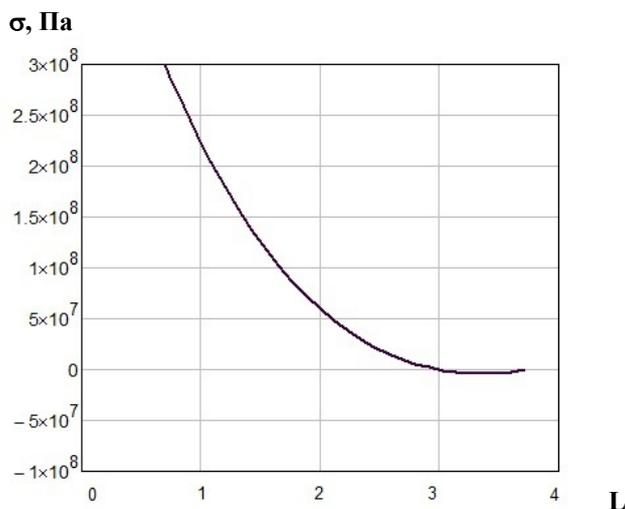


Рис. 5. Изменение термических напряжений вдоль входной кромки лопатки на типовом режиме

Сумма действующих напряжений при заданной температуре позволяет определить по диаграмме величину деформации ползучести на стационарном и переходном режимах.

Имея массив деформации ползучести при различных напряжениях и температурах, можно определить наработку лопатки τ (ч) до суммарной деформации ползучести и оценить долю выработки ресурса. На рис. 6 приведена диаграмма деформации ползучести 0...1% при температуре 800° С в зависимости от наработки 0...100 ч и относительного напряжения 0...10.

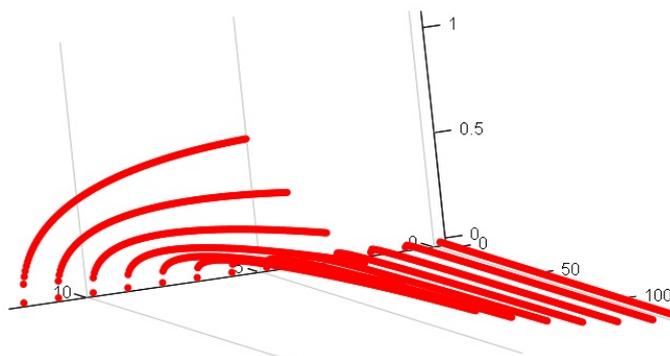


Рис. 6. Полуэмпирическая зависимость деформации ползучести лопатки турбины на типовом режиме работы двигателя

В результате расчёта получены следующие деформации ползучести на расчётном режиме (табл. 2):

Таблица 2. Деформация ползучести на различных режимах работы ГТД

Наименование режима	Деформация ползучести, % на режиме		
	стационарный, «взлётный»	циклический, «малый газ – взлётный»	суммарная
Типовой	0,577	0,168	0,745
Типовой с подогревом	0,689	0,056	0,745

Примечание. В таблице приведены значения местных деформаций

Из табл. 2 видно, что деформация ползучести на переходном режиме за счёт подогрева уменьшилась с 0,168 до 0,056%. При постоянной суммарной деформации ползучести стационарная составляющая деформации может быть увеличена с 0,577 до 0,689%. В пересчёте на наработку (в часах) это означает повышение ресурса на стационарном режиме примерно в полтора раза. Подогрев элементов турбины реализуется способом, приведённым в работе [8]. Суть способа заключается в том, что в систему охлаждения турбины перед запуском двигателя подаётся горячий воздух. Затем после прогрева турбины двигатель запускается.

Заключение

Критерием предельного состояния рабочей лопатки является результирующая деформация ползучести на стационарном и переменном режимах работы двигателя. Критерий обеспечивает учёт взаимовлияния статического и термоциклического нагружения на ресурс лопатки турбины.

Изменяя тепловое состояние лопатки турбины путём подогрева перед запуском двигателя, можно увеличить её ресурс по числу запусков или при неизменном числе запусков повысить ресурс на стационарном режиме.

Библиографический список

1. Кузнецов Н.Д., Цейтлин В.И. Эквивалентные испытания газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1976. 214 с.
2. Бадамшин И.Х. От четырёх к одному. Силы внутриатомного взаимодействия и прочность материалов. М.: Издательский дом «Академия Естествознания», 2016. 134 с.
3. Свойства элементов. В 2 ч. Ч. 1. Физические свойства: справочник / под ред. Г.В. Самсонова. М.: Металлургия, 1976. 600 с.
4. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Обеспечение прочностной надёжности монокристаллических рабочих лопаток высокотемпературных турбин перспективных ГТД // Сб. трудов международной научно-технической конференции, посвящённой 100-летию со дня рождения академика С.Т. Кишкина «Научные идеи С.Т. Кишкина и современное материаловедение». М.: ВИАМ, 2006. 362 с.
5. Гецов Л.Б. Материалы и прочность деталей газовых турбин. Л.: Машиностроение, 1982. 295 с.
6. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов. М.: Машиностроение, 1998. 464 с.
7. Новиков И.И., Розин К.М. Кристаллография и дефекты кристаллической решётки. М.: Металлургия, 1990. 336 с.
8. Бадамшин И.Х. Способ повышения ресурса газотурбинного двигателя по числу запусков: патент РФ № 2627490; опубл. 08.08.2017; бюл. № 22.

EVALUATION OF TURBINE ROTOR BLADE LIFE TAKING INTO ACCOUNT STATIC AND THERMAL CYCLIC LOADING

© 2018

I. Kh. Badamshin Doctor of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aviation Engines;
Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russian Federation;
adbadamshin@ugatu.ac.ru

The existing methods of evaluating turbine life, taking into account the effects of static and thermal cyclic loading, are based on experimental data. The need for cost- and labor-intensive experiments makes this approach difficult to apply. This brings up a crucial task of calculating the life of a turbine blade, taking into account the interaction of static and thermal cyclic loading. The classical methods based on the hypothesis of continuity do not allow calculating the strength and thermo-physical properties of a material. This problem is solved by the transition to the models of the behavior of materials from the continuity hypothesis to the account of the inter-atomic forces at the level of an elementary atomic cell. This approach makes it possible to calculate strength, elastic and thermo-physical parameters of structural elements theoretically and semi-empirically. These parameters are used as the initial data in calculating the stress-strain state of gas turbine engine elements. They are required to calculate creep strain semi-empirically. In its turn, the ultimate creep strain is a criterion for both static and thermal cyclic loading, which makes it possible to determine the blade life, taking into account their mutual influence.

Gas turbine engine; turbine rotor blade; service life; creep; static and thermal cyclic loading.

Citation: Badamshin I.Kh. Evaluation of turbine rotor blade life taking into account static and thermal cyclic loading. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2018. V. 17, no. 3. P. 27-35.
DOI: 10.18287/2541-7533-2018-17-3-27-35

References

1. Kuznetsov N.D., Tseytlin V.I. *Ekvivalentnye ispytaniya gazoturbinnnykh dvigateley* [Equivalent tests of gas turbine engines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1976. 214 p.
2. Badamshin I.Kh. *Ot chetyrekh k odnomu. Sily vnutri atomnogo vzaimodeystviya i prochnost' materialov* [From four to one. Inter-atomic forces and strength of materials]. Moscow: Izdatel'skiy Dom «Akademiya Estestvoznaniya» Publ., 2016. 134 p.
3. *Svoystva elementov. V 2 ch. Ch. 1. Fizicheskie svoystva: spravochnik / pod red. G.V. Samsonova* [Properties of elements. In 2 parts. Part 1. Physical properties: reference book / ed. by G.V. Samsonov]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1976. 600 p.
4. Nozhnitskiy Yu.A., Golubovskiy E.R. Obespechenie prochnostnoy nadezhnosti monokristallicheskiykh rabochikh lopatok vysokotemperaturnykh turbin perspektivnykh GTD. *Sb. trudov mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, posvyashchennoy 100-letiyu so dnya rozhdeniya akademika S.T. Kishkina «Nauchnye idei S.T. Kishkina i sovremennoe materialovedenie»*. Moscow: VIAM Publ., 2006. 362 p.
5. Getsov L.B. *Materialy i prochnost' detaley gazovykh turbin* [Materials and strength of gas turbine parts]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1982. 295 p.
6. Kablov E.N., Golubovskiy E.R. *Zharoprochnost' nikelovykh splavov* [Heat resistance of nickel alloys]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1998. 464 p.
7. Novikov I.I., Rozin K.M. *Kristallografiya i defekty kristallicheskoy reshetki* [Crystallography and lattice defects]. Moscow: Metallurgiya Publ., 1990. 336 p.
8. Badamshin I.Kh. *Sposob povysheniya resursa gazoturbinnogo dvigatelya po chislu zapuskov* [A method for increasing the service life of a gas turbine engine in terms of the number of starts]. Patent RF, no. 2627490, 2017. (Publ.08.08.2017, bul. no. 22)