

**I. ТЕОРІЯ ПРОЦЕСІВ ТА МАШИН**

Епифанов С. В.

Марценюк Е. В.

Маравилла К.

*Национальный
аэрокосмический
университет
им. Н. Е. Жуковского
«ХАИ»*

Yepifanov S. V.

Martsenyuk E. V.

Maravilla C.

*National Aerospace
University "Kharkiv
Aviation Institute"*

УДК 621.452.322:536.5:539.4

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ
МОДЕЛЕЙ ДЛЯ
ПРОГНОЗИРОВАНИЯ
ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ В СИСТЕМЕ
МОНИТОРИНГА РЕСУРСА
РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН**

Представлен альтернативный подход к формированию моделей граничных условий теплообмена для прогнозирования термонапряженного состояния лопаток газовых турбин по результатам измерения параметров двигателей. Учитывается влияние индивидуальных характеристик двигателя. В качестве основного критерия эффективности моделей используется точность прогнозирования времени и количества циклов до разрушения. Оценено, насколько измерение температуры охлаждающего воздуха улучшает эффективность прогнозирования выработки ресурса.

Ключевые слова: мониторинг термонапряженного состояния, повреждаемость, ресурс, диагностирование, термогазодинамические модели.

1. Введение. Для обеспечения высокого уровня надежности и эксплуатационного совершенства газотурбинных двигателей (ГТД) необходимо оценивать фактическую выработку ресурса его основных деталей путем обработки результатов регистрации ограниченного количества параметров рабочего процесса – частот вращения роторов, температуры газа, степени повышения давления и др. В работе [1] показано, что приемлемую достоверность мониторинга ресурса можно обеспечить только при высокой точности определения температурного и напряженного состояния (ТНС) контролируемых деталей.

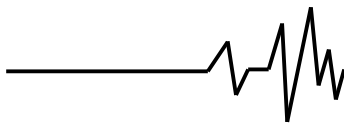
В современных стратегиях эксплуатации двигателей по техническому состоянию используются автоматизированные системы эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов (МВР), основанные на определении изменения ТНС в течение рабочего цикла.

Лопатки первой ступени турбины высокого давления ГТД относятся к наиболее нагруженным деталям двигателя, влияющим на его прочностную надежность и ресурс. Наиболее распространенные методы для определения ТНС лопаток основаны на методе конечных

элементов (МКЭ) [2-6]. В качестве основных недостатков этих методов можно отметить большие затраты компьютерного времени для расчета, а также то, что соответствующие модели настраиваются на номинальные (расчетные) характеристики деталей и рабочего процесса двигателя. Такой подход не учитывает индивидуальные особенности двигателей, которые проявляются в изменениях характеристик узлов, обусловленных погрешностями изготовления и сборки, естественным износом деталей в эксплуатации, а также влиянием развития дефектов.

Данные недостатки исключают возможность прямого использования этих методов для мониторинга ТНС в бортовых и наземных системах и вынуждают применять упрощенные, быстросчетные мониторинговые модели газодинамических процессов, теплообмена, нагружения, теплового и напряженного состояния деталей.

В работе [1] предложен метод мониторинга ресурса, который имеет простую структуру, дающую возможность его применения не только в наземных, но и в



бортовых системах диагностирования, и при этом обеспечивают высокую точность расчетного определения температур и напряжений в опасных точках деталей. Соответствующая структурная схема обработки информации представлена на рис. 1.

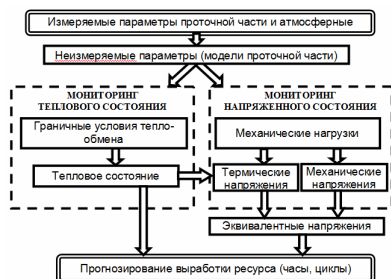


Рис. 1. Структура эксплуатационного мониторинга ресурса

2. Постановка задачи. В данной статье решается задача повышения эффективности прогнозирования ресурса лопатки по методике [1]. В основу этой методики положены модели неизмеряемых параметров, необходимых для определения граничных условий теплообмена и последующего расчета напряженного и температурного состояния. Эти модели формировались с использованием двух различных подходов.

Первый подход основан на подобию параметров [1]. Второй подход основан на использовании известных физических зависимостей между параметрами рабочего процесса двигателя. Он представлен в работах [7-9], где рассмотрены модели для определения температуры газа в относительном движении, статического давления, скорости потока газа на входе в рабочее колесо. Оба подхода позволяют определить искомые неизмеряемые параметры по известным значениям измеряемых параметров проточной части и в дальнейшем перейти к определению температурного и напряженного состояния лопаток и анализу истощения ресурса.

Температура и напряжение в критических точках были получены по моделям, предложенным в [1], где коэффициент теплоотдачи на входе в рабочее колесо, охлаждающая и греющая температура принимаются как граничные условия теплообмена. Затем проводился расчет ресурса лопатки.

Выбор наилучших моделей для определения граничных условий теплообмена сделан на основании сравнения полученных результатов прогнозирования ресурса.

3. Исходная информация. Объектом исследования является рабочая охлаждаемая лопатка первой ступени турбины высокого давления (ТВД, рис. 2) турбовального ГТД с одновальным газогенератором и свободной турбиной. В данной статье с целью упрощения расчетов без потери общности методических подходов рассмотрена двумерная модель лопатки и выполнен анализ температурного и напряженного состояния на среднем радиусе. Опыт анализа ресурса лопаток показывает, что в некоторых случаях такое рассмотрение является достаточным, так как запасы прочности в среднем сечении оказываются наименьшими вследствие того, что это сечение получается наиболее нагретым. Критические точки в лопатке были найдены с помощью МКЭ; три точки находятся на входной кромке (точки 101-103, рис. 2) и одна - на выходной кромке (точка 69). Точки 101-103 в дальнейшем обозначаются как группа точек "а", точка 69 обозначается как "в". Несмотря на то, что локальные значения коэффициентов теплоотдачи непрерывно изменяются по обводу профиля лопатки, профиль обычно разделяют на характерные участки (рис. 2), вдоль которых можно принимать эти коэффициенты практически постоянными [10].

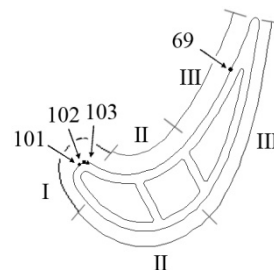
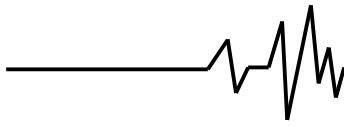


Рис. 2. Профиль лопатки

Для определения значений параметров проточной части использовалась поузловая термогазодинамическая модель двигателя [11].

С целью обеспечения устойчивости разрабатываемых моделей неизмеряемых параметров к индивидуальным особенностям двигателей выполнялся анализ их робастности (устойчивости). Для этого в поузловую модель двигателя были введены отклонения 10 параметров, характеризующих изменение технического состояния узлов. Данные отклонения в 3% соответствуют следующим параметрам: снижение расходной характеристики компрессора (dG_k), КПД компрессора ($d\zeta_k$), каскадов турбины ($d\zeta_{ТВД}$ и $d\zeta_{СТ}$) и камеры сгорания ($d\zeta_{КС}$), коэффициентов



восстановления давления в камере сгорания (ду_{КС}) и переходном канале турбины (ду_{ТВД-СТ}), а также повышение расхода через каскады турбины (дF_{СА.ТВД} и дF_{СА.СТ}) и отбора воздуха на нужды внешних потребителей (дG_{СТ}).

Измеряемыми параметрами являются частота вращения ротора высокого давления $n_{ВД}$, температура и давление за компрессором T_K^* , p_K^* , температура и давление за ТВД $T_{ТВД}^*$, $p_{ТВД}^*$, температура за ТНД $T_{ТНД}^*$ и расход топлива G_T .

4. Термонапряженное состояние в критических точках.

4.1. Модели температуры лопатки в критических точках. Температура в критических точках определяется согласно [1]:

$$t_{кр} = T_{S1}^* + \bar{\Theta}_{кр} \cdot (T_{S2}^* - T_{S1}^*), \quad (1)$$

где T_{S1}^* – охлаждающая температура; T_{S2}^* – греющая температура; $t_{кр}$ – температура лопатки в критической точке; $\bar{\Theta}_{кр}$ – безразмерный параметр – эффективность охлаждения.

Эффективность охлаждения определяется как функция коэффициента подобия режимов по теплоотдаче $\bar{\Theta}_{кр} = f(k_\alpha)$, который является отношением локальных значений коэффициентов теплоотдачи на произвольном и базовом режимах $k_\alpha = \alpha/\alpha_0$.

В данной работе для граничных условий теплообмена принимается $T_{S1}^* = T_K^*$, $T_{S2}^* = T_W^*$ и $k_\alpha = k_{ад}$.

4.2. Модели термонапряжений лопатки в критических точках. В работе [1] предполагается определять связь между напряжениями, вызванными тепловым состоянием детали, и квадратом частоты вращения ротора моделью

$$\sigma_i = n_{ВД}^2 \cdot \bar{S}, \quad (2)$$

где σ_i – термонапряжение; \bar{S} – безразмерный параметр, который также как и эффективность охлаждения, полагается функцией коэффициента k_α .

На начальном этапе составления моделей теплового и напряженного состояний функции $f(k_\alpha)$ для определения

параметров $\bar{\Theta}_{кр}$ и \bar{S} являются неизвестными.

Для их формирования необходимо провести ряд расчетов исследуемой детали по моделям высокого уровня, чтобы установить связь между термонапряженным состоянием в критических точках и основными параметрами проточной части, характеризующими режим работы двигателя. При этом проводился анализ двух различных подходов к определению неизмеряемых параметров проточной части.

5. Определение граничных условий теплообмена.

Граничные условия теплообмена лопатки задаются значениями температуры газа на входе в рабоче колесо в относительном движении T_W^* и температуры охлаждающего воздуха T_K^* , а также значениями коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности лопатки и во внутренних каналах, которые рассчитываются по известным параметрам газа и воздуха (давлению, температуре и скорости) с использованием критериальных соотношений.

5.1. Метод подобия. В [1] автор предлагает определять неизмеряемые параметры с помощью моделей, сформированных на основе теории подобия.

Для расчета неизмеряемой температуры используется отношение типа $\bar{T}_i = T_i/n_{ВД}^2 = T_i/T_j$, где T_i – неизмеряемая температура, T_j – измеряемая температура.

Для рассматриваемого двигателя существуют три варианта моделей для определения T_K^* :

$$\bar{T}_K = T_K^*/n_{ВД}^2 = \bar{T}_K(x), \quad (3)$$

$$\bar{T}_K = T_K^*/T_{ТВД}^* = \bar{T}_K(x), \quad (4)$$

$$\bar{T}_K = T_K^*/T_{ТНД}^* = \bar{T}_K(x), \quad (5)$$

где x – измеряемый параметр проточной части двигателя.

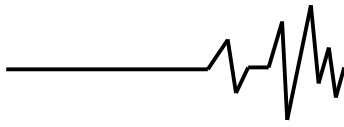
Модели для определения T_W^* :

$$\bar{T}_W = T_W^*/n_{ВД}^2 = \bar{T}_W(x), \quad (6)$$

$$\bar{T}_W = T_W^*/T_{ТВД}^* = \bar{T}_W(x), \quad (7)$$

$$\bar{T}_W = T_W^*/T_{ТНД}^* = \bar{T}_W(x), \quad (8)$$

Правые части выражений (3) – (8) были сформированы с использованием



полиномиальных моделей. В качестве критерия для оценки качества разработанных моделей была выбрана средняя суммарная погрешность прогноза искомого параметра, включающая в себя инструментальную и методическую погрешности, с учетом, как исправного

состояния двигателя, так и двигателя с отклонением характеристик его узлов.

В таблице 1 представлены лучшие результаты прогноза T_K^* и T_W^* .

Таблица 1

Погрешности определения T_K^* и T_W^* с использованием теории подобия

T_K^*					T_W^*				
Модель	Порядок $\overline{T}_K(x)$	x	СКО (К)	%	Модель	Порядок $\overline{T}_W(x)$	x	СКО (К)	%
3	3	$n_{ВД}$	5,59	0,79	6	2	$T_{ТВД}^*$	20,16	1,56
4	3	$T_{ТВД}^*$	8,62	1,29	7	2	$T_{ТВД}^*$	11,36	0,88
5	1	$T_{ТВД}^*$	18,96	2,49	8	1	p_K^*	36,34	2,37

Из данной таблицы следует, что наилучшей является модель (3), которая в случае линейной аппроксимации зависимости \overline{T}_K от частоты вращения ротора преобразуется к следующему виду:

$$T_K^* = \overline{T}_K(x) \cdot n_{ВД}^2 = (a \cdot n_{ВД}^3 + b \cdot n_{ВД}^2 + c \cdot n_{ВД} + d) \cdot n_{ВД}^2 \quad (9)$$

Для оценивания T_W^* следует использовать модель (7) в виде

$$T_W^* = \overline{T}_W(x) \cdot T_{ТВД}^* = (a \cdot T_{ТВД}^{*2} + b \cdot T_{ТВД}^* + c) \cdot T_{ТВД}^* \quad (10)$$

Коэффициент подобия по теплоотдаче k_α , необходимый для оценивания температуры и термонапряжений по моделям (1) и (2), рассчитывается с использованием критериальной зависимости [12]:

$$Nu = A \cdot Re^n \cdot K_{ep}, \quad (11)$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$; $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu}$; $K_{ep} = 1 + z \cdot \left(\frac{U \cdot h}{w \cdot D} \right)^q$;

A, z, q – коэффициенты, зависящие от участка теплообмена; h – высота лопатки, d – характерный размер участка, D – диаметр положения расчетного сечения лопатки в проточной части.

В результате преобразования уравнения (11) получим:

$$\alpha = A \cdot \left(\frac{\rho \cdot w \cdot d}{R \cdot T \cdot \mu} \right)^n \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot K_{ep} \quad (12)$$

Учитывая, что коэффициенты теплопроводности и динамическая вязкость зависят от температуры, и ее влияние может быть описано формулами Сатерленда [13]:

$$\lambda \approx T^{0,76}; \quad \mu \approx T^{0,64}; \quad \text{и принимая } \rho \sim p/T; \quad w \sim$$

$n; \quad T \sim T_K^*; \quad p \sim p_K^*$, получим:

$$k_{\alpha l} = \frac{\alpha_l}{\alpha_{l0}} = \left(\frac{p_{Ki}^* \cdot n_{ВДi}}{p_{K0}^* \cdot n_{ВД0}} \right)^n \cdot \left(\frac{T_{Ki}^*}{T_{K0}^*} \right)^{-1,64n+0,76} \quad (13)$$

5.2. Метод, основанный на использовании физических зависимостей.

В статье [7] для оценивания T_W^* предложены модели вида

$$T_W^* = T_K^* \cdot C_{3.1} + C_4 - C_6, \quad (14)$$

где $C_{3.1} = a \cdot n_{ВД} + b$; $C_4 = a \cdot T_{ТВД}^* + b$;

$$C_6 = a \cdot G_T + b$$

Для прогнозирования T_K^* представлены три модели:

- на основе баланса мощности:

$$T_K^* = C_1(x) + T_H^*, \quad (15)$$

- на основе анализа работы компрессора:

$$T_K^* = C_2(x) \cdot T_H^*, \quad (16)$$

- на основе расхода воздуха через компрессор:

$$T_K^* = C_3(x) \cdot T_H^* \cdot \left(\frac{p_K^*}{p_H} \right)^2 \quad (17)$$



В таблице 2 представлены соответствующие этим моделям погрешности прогнозирования температуры за компрессором.

Таблица 2
Погрешности прогнозирования T_K^* по моделям, основанным на физических зависимостях

T_K^*				
Модель	Порядок $C_i(x)$	x	СКО (К)	%
15	4	p_K^*	3,64	0,53
16	4	p_K^*	4,27	0,62
17	4	p_K^*	4,35	0,63

В результате анализа табл. 2 для дальнейших исследований выбрана модель (15).

Для прогнозирования коэффициента подобия по теплоотдаче принималась методика, представленная в [14], где для каждого компонента в уравнении (12) была получена модель для его прогноза:

$$\alpha_1 = A \cdot \left(\frac{p_1 \cdot w_1 \cdot d}{R_1 \cdot T_1 \cdot \mu_1} \right)^n \cdot \frac{\lambda_1}{d} \cdot \left(1 + z \cdot \left(\frac{U \cdot h}{w \cdot D} \right)^q \right), \quad (18)$$

где A, d, n, h, D, z, q – коэффициенты зависящие от геометрии и характера пограничного слоя; $\lambda \approx T^{0,76}$; $\mu \approx T^{0,64}$; $w \sim n$.

Модель статического давления [11] $p_1 = p_K^* \cdot (a \cdot T_{ТВД}^2 + b \cdot T_{ТВД} + c)$. Статическая температура $T_1 = (T_K^* \cdot C_{3,1} + C_4) - (a \cdot G_T + b)$.

6. Сравнение оценок времени до разрушения. Общеизвестно, что основным фактором, определяющим ресурс лопаток, является длительная прочность. В связи с этим в данной статье малоцикловая усталость исключена из рассмотрения.

Время до разрушения рассчитывается следующим образом:

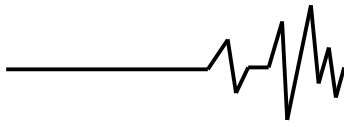
$$\tau_p = 10^{\frac{P_{Л-М}-20}{t_{кр}}}, \quad (19)$$

где $P_{Л-М}$ – параметр Ларсена-Миллера, $P_{Л-М} = f(\sigma_{ЭК})$; $t_{кр}$ – температура в критической точке, К.

Результаты прогнозирования τ_p представлены в таблице 3. Они показывают, что при оценивании граничных условий теплообмена с помощью моделей, сформированных на основе теории подобия, получаются значительно больше погрешности, чем когда граничные условия теплообмена рассчитаны по моделям, предложенным нами.

Таблица 3
Погрешности прогнозирования τ_p (%) для случая, когда T_K^* не измеряется

	Метод подобия		Метод известных физических зависимостей	
	τ_p		τ_p	
	Критическая точка		Критическая точка	
	а	в	а	в
Исправный	27.50	21.80	17.94	21.29
ДЗк	82.30	49.40	80.20	52.90
ДГк	32.63	23.26	19.68	22.96
ДЗкС	26.30	22.57	18.02	22.22
ДУкС	26.37	20.56	18.44	20.71
ДЗТВД	11.99	21.88	11.07	21.27
ДФ _{СА.ТВД}	32.65	43.77	34.63	41.36
ДУ _{ТВД.СТ}	45.43	27.83	22.04	26.76
ДЗСТ	24.38	22.69	16.24	22.30
ДФ _{СА.СТ}	44.04	30.74	22.25	29.48
ДГ.СТ	27.32	24.33	17.94	23.96
Среднее	34.63	28.07	25.31	27.75



Из практики известно, что недостаток измеряемых параметров проточной части затрудняет решение задач диагностирования. Это подтверждают данные, представленные в таблице 3. Рассмотрим случай, когда T_K^*

является измеряемым параметром. Соответствующие погрешности прогнозирования τ_p представлены в таблице 4.

Таблица 4

Погрешности прогнозирования τ_p , % для случая, когда T_K^* измеряется

	Метод подобия		Метод известных физических зависимостей	
	τ_p		τ_p	
	Критическая точка		Критическая точка	
	а	в	а	в
Исправный	23.25	16.79	10.95	17.29
ДЗ _к	13.60	16.08	13.94	15.77
ДГ _к	26.43	17.84	9.70	19.24
ДЗ _{кС}	21.52	16.62	10.82	17.21
ДУ _{кС}	21.96	16.88	16.21	17.34
ДЗ _{ТВД}	6.94	19.87	4.73	18.60
ДФ _{СА.ТВД}	31.45	47.65	34.74	46.79
ДУ _{ТВД.СТ}	40.86	18.64	15.82	18.79
ДЗ _{СТ}	21.60	18.07	10.61	18.84
ДФ _{СА.СТ}	39.41	20.90	15.85	21.11
ДГ _{СТ}	23.09	17.96	11.84	18.34
Среднее	24.56	20.66	14.11	20.85

Результаты показывают, что прогноз τ_p лучше, когда охлаждающая температура T_K^* является измеряемыми параметром.

7. Заключение. Установлено, что величина погрешностей прогнозирования времени до разрушения τ_p лопатки уменьшается в случае, когда граничные условия теплообмена оцениваются с помощью модели, сформированной на основе известных физических зависимостей. Для точки "а" имеется возможность повышения точности мониторинга выработки ресурса на 30...40%, а для точки "в" величина погрешности практически не зависит от выбора метода формирования моделей неизмеряемых параметров.

В случае обеспечения измерения температуры T_K^* в эксплуатации общий уровень погрешностей мониторинга выработки ресурса можно уменьшить на 30%.

Список использованных источников

1. Олейник А. В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики

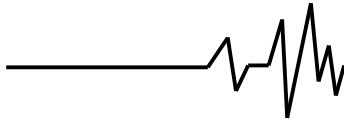
температурного и напряженного состояния основных деталей: дис. д-ра техн. наук: 05.07.05; защищена 17.11.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 240 с.

2. Impact of load operation en plant lifetime / V. Jan, S. Thomas, S. Hongtao, H. Klaus // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2014-25852, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.– P. 1–7.

3. Conjugate heat transfer analysis in an actual gas turbine rotor blade in comparison with pyrometer data / T. Kazuhiro, H. Yasuhiro, S. Kazuyuki, H. Shinichi // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2014-26962, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany. – P. 1–10.

4. Staroselsky, A. Transient thermal analysis and visco-plastic damage model for life prediction of turbine components / A. Staroselsky, T.J. Marti, B. Cassenti // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2014-26034, June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany. – P. 1–12.

5. Use of fluid-structure interaction to estimate fatigue life of a gas turbine compressor blades / D. Priyanka, J. Andrew, Y. John, S.



Krishnakumar // Proceedings XX International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), ISABE 2011-1249, September 12-16, 2011, Gothenburg, Sweden. – P. 1–8.

6. Bhattachar, V. Predicting creep and stress rupture failures in aircraft turbine components using 3D FEA / V. Bhattachar // Proceedings XX International Symposium on Air Breathing Engines (ISABE), ISABE 2011-1607, September 12-16, 2011, Gothenburg, Sweden. – P. 1–10.

7. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // Proceedings of ASME Turbo Expo 2011: Turbine Technical Conference and Exposition, GT2011-46161, June 6-20, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada. – P. 1–11.

8. Маравилла Эррера К. Формирование моделей для определения статического давления газа на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса / К. Маравилла Эррера, С. В. Епифанов // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – №3 (80). – С. 58–63.

9. Маравилла Эррера К. Формирование моделей для определения скоростей на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса / К. Маравилла Эррера, С. В. Епифанов // *Вестник двигателестроения*. – 2011. – №2. – С. 65–70.

10. Копелев С. З. Основы проектирования турбин авиадвигателей / С. З. Копелев – М.: Машиностроение, 1988. – 327 с.

11. Yepifanov S., Kuznetsov B., Bogayenko I., Grabovskiy G., Dyukov V., Kuzmenko S., Ryumshin N., Sametskiy A., 1998, Synthesis of turbine engine control and diagnosing systems, Ukraine: Technica Publishing, 1998.

12. Олейник А. В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин / А. В. Олейник, С. Ю. Шарков: учеб. пособие по курс. и диплом. проектированию. – Х: ХАИ, 1995. – 61 с.

13. Копелев С. З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей / С. З. Копелев, С. В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с.

14. Маравилла Эррера К. Анализ эффективности определения значений коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности лопатки с учетом индивидуальных характеристик газотурбинного двигателя / К. Маравилла Эррера, С. В. Епифанов // *Вісник національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. праць «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»*. – 2012. – Вып. 7. – С. 60.

Список источников в транслитерации

1. Oleynik A.V. Kontseptsiya i metody monitoringa vyrabotki resursa aviatsionnykh GTD na osnove identifikatsii dinamiki temperaturnogo i na-pryazhennogo sostoyaniya osnovnykh detaley: dis. d-ra tekhn. nauk: 05.07.05; zaschischena 17.11.06; utv. 18.03.07 / Oleynik Aleksey Vasilevich. – H., 2006. – 240 s.

2. Jan V., Thomas S., Hongtao S., Klaus H., 2014 “Impact of load operation en plant lifetime”, ASME Paper GT2014-25852.

3. Kazuhiro T., Yasuhiro H., Kazuyuki S., Shinichi H., 2014 “Conjugate heat transfer analysis in an actual gas turbine rotor blade in comparison with pyrometer data”, ASME Paper GT2014-26962.

4. Staroselsky A., Marti T. J., B. Cassenti, 2014 “Transient thermal analysis and visco-plastic damage model for life prediction of turbine components”, ASME Paper GT2014-26034.

5. Priyanka D., Andrew J., John Y., Krishnakumar S., 2011, “Use of fluid-structure interaction to estimate fatigue life of a gas turbine compressor blades”, ISABE 2011-1249.

6. Bhattachar V., 2011, “Predicting creep and stress rupture failures in aircraft turbine components using 3D FEA”, ISABE 2011-1607.

7. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011-46161. – 10 p.

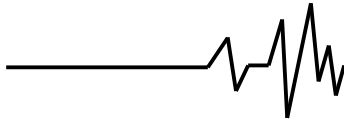
8. Maravilla Errera K. Formirovanie modeley dlya opredeleniya staticheskogo davleniya gaza na vkhode v rabochee koleso turbiny v sistemakh monitoringa vyrabotki resursa / K. Maravilla Errera, S. V. Epifanov // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2011. – №3 (80). – С. 58–63.

9. Maravilla Errera K. Formirovanie modeley dlya opredeleniya skorostey na vkhode v rabochee koleso turbiny v sistemakh monitoringa vyrabotki resursa / K. Maravilla Errera, S. V. Epifanov // *Vestnik dvigatelestroeniya*. – 2011. – №2. – С. 65–70.

10. Kopelev S. Z. Osnovy proektirovaniya turbin aviadvigateley / S. Z. Kopelev – М.: Mashinostroenie, 1988. – 327 s.

11. Yepifanov S., Kuznetsov B., Bogayenko I., Grabovskiy G., Dyukov V., Kuzmenko S., Ryumshin N., Sametskiy A., 1998, Synthesis of turbine engine control and diagnosing systems, Ukraine: Technica Publishing, 1998.

12. Oleynik A. V. Raschet teplovogo i termonapryazhennogo sostoyaniya okhlazhdaemykh lopatok turbin / A. V. Oleynik, S. Ju. Sharkov: ucheb. posobie po kurs. i diplom. proektirovaniyu. – H: HAI, 1995. – 61 s.



13. Kopelev S. Z. Teplovoe sostoyanie elementov konstruktsii aviatsionnykh dvigateley / S. Z. Kopelev, S. V. Gurov. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 208 s.

14. Maravilla Errera K. Analiz effektivnosti opredeleniya znacheniy koeffitsientov teplootdachi na naruzhnoy poverkhnosti lopatki s uchetom individualnykh kharakteristik gazoturbinogo dvigatelya / K. Maravilla Errera, S. V. Epifanov // Visnyk natsionalnogo tekhnichnogo universytetu «NPI»: zb. nauk. prats «Energetychni ta teplotekhnichni protsesy i ustatkuvannya». – 2012. – Vyp. 7. – S. 60.

ВДОСКОНАЛЕННЯ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ПРОГНОЗУВАННЯ ТЕРМОНАПРУЖЕНОГО СТАНУ В СИСТЕМІ МОНІТОРИНГУ РЕСУРСУ РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІН

Анотація. Представлений альтернативний підхід до формування моделей граничних умов теплообміну для прогнозування термонапруженого стану лопаток газових турбін за результатами вимірювання параметрів двигунів. Враховується вплив індивідуальних характеристик двигуна. В якості основного

критерію ефективності моделей використовується точність прогнозування часу і кількості циклів до руйнування. Оцінено, наскільки вимірювання температури охолоджуючого повітря покращує ефективність прогнозування вироблення ресурсу.

Ключові слова: моніторинг термонапруженого стану, пошкоджуваність, ресурс, діагностування, термогазодинамічні моделі.

IMPROVEMENT OF THE MODELS TO DETERMINE THE HEAT-STRESS STATE IN A TURBINE BLADE LIFETIME MONITORING SYSTEM

Annotation. An alternative method to develop models for the prediction of the boundary conditions for the heat exchange based on physics is presented. The influence of the individual characteristics of the engine is taken into account. The prediction of the blade lifetime is improved when the cooling temperature is measured.

Key words: monitoring the state of thermal stress, damageability, durability, diagnosis, thermogasdynamical models.