

УДК 621.452.3.016

К. МАРАВИЛЛА ЭРРЕРА, аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;
С.В. ЕПИФАНОВ, д-р техн. наук; проф. Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТКИ С УЧЕТОМ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Выполнен анализ эффективности модели для определения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопатки первой ступени турбины на рабочих режимах с учетом индивидуальных характеристик двигателя. Предлагаемая модель в качестве исходных данных использует измеряемые параметры двигателя. Для верификации устойчивости модели к изменению технического состояния прочной части и условий работы двигателя рассмотрено десять дефектов. Настройка модели и проверка качества ее применения выполнена с использованием нелинейной термогазодинамической модели проточной части двигателя.

Виконано аналіз ефективності моделі для визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні робочої лопатки турбіни на робочих режимах з урахуванням індивідуальних характеристик двигуна. Запропонована модель в якості вихідних даних використовує вимірювані параметри двигунів. Для верифікації стійкості моделі до зміни технічного стану проточної частини і умов роботи двигуна розглянуто десять дефектів. Налаштування моделі і перевірка якості її застосування виконана з використанням нелінійної термогазодинамічної моделі проточної частини двигуна.

An analysis in the effectiveness of a model to calculate the heat transfer coefficient along the external surface of a turbine rotor blade at working modes taking into account the engine individual characteristics is carried out. 10 different engine defects were considered for the verification of the model robustness to changes in the engine gas path and engine working conditions. The formulation and verification of the model is carried out using no-linear thermodynamics models of the engine's gas path.

Список условных обозначений

| | | | |
|--------------|--|----------------|--|
| $A, K, n,$ | Кoeffициенты | T | Температура |
| z, q, a, b | | $T_0 = 288,16$ | Стандартная температура |
| c | Абсолютная скорость | U | Окружная скорость |
| C_p | Удельная теплоемкость | w | Относительная скорость |
| D | Расчетный диаметр | α | Кoeffициент теплоотдачи |
| d | Характерный размер | β | Угол между вектором относительной скорости и окружным направлением |
| F | Площадь | | Кoeffициент, учитывающий потери в радиальном зазоре и потери |
| G | Массовый расход | δ | дискового трения |
| \bar{G} | Относительный расход | | КПД |
| h | Длина пера лопатки | η | Теплопроводность |
| k | Показатель адиабаты | λ | Динамическая вязкость |
| L | Работа | μ | Степень понижения давления |
| Nu | Число Нуссельта | π | Газодинамическая функция давления |
| n | Частота вращения, объем выборки (количество режимов) | $\pi(\lambda)$ | Плотность |
| p | Давление | ρ | Кoeffициент восстановления давления |
| R | Газовая постоянная | σ | Кoeffициент, учитывающий потери при выпуске воздуха в радиальный зазор |
| Re | Число Рейнольдса | ξ | |

Список сокращений и индексов

| | | | |
|-----|--|----------|--|
| ВД | Каскад высокого давления | пр | Приведенное значение |
| г | Газ | РК | Рабочее колесо |
| К | Компрессор, Кельвин | СА | Сопловой аппарат |
| КС | Камера сгорания | СКО | Среднеквадратичное отклонение |
| КУ | Критериальное уравнение | ст | Станционные нужды, ступень |
| мод | Результаты, полученные с помощью модели | Т | Турбина, топливо |
| Н | Обозначение насосной работы, атмосферный | ТВД-ТНД | Переходный канал между ТВД и ТНД |
| НД | Каскад низкого давления | ТС | Тепловое состояние |
| НДС | Напряженно-деформированное состояние | <i>i</i> | Параметр на <i>i</i> -ом режиме |
| охл | Охлаждение | * | Параметры торможения |
| | | 0 | Параметры за камерой сгорания |
| | | 1 | Параметры на входе в рабочее колесо |
| | | 2 | Параметры на выходе из рабочего колеса |

Введение

Важная роль в обеспечении надежности газотурбинного двигателя (ГТД) принадлежит методам контроля технического состояния элементов двигателей, в частности непрерывному мониторингу выработки и прогнозированию остаточных ресурсов [1]. Это относится к критическим деталям, разрушение которых может привести к отказу двигателя. Одной из критических деталей двигателей является лопатка первой ступени турбины высокого давления. При практической реализации задачи мониторинга выработки назначенного ресурса лопатки возникает необходимость формирования модели для расчета ее ТС и НДС.

При построении точных математических моделей мониторинга ТС и НДС важную роль играет адекватное описание граничных условий теплообмена [2], в частности, значений коэффициентов теплоотдачи. Такое описание в работах А.В. Олейника [1–3] предложено выполнять с помощью мониторинговых моделей, которые имеют простую структуру, дающую возможность их 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.

В предыдущих работах авторов [4–6] разработана методика формирования робастных мониторинговых моделей, устойчивых к изменению технического состояния, и применение этой методики к определению температуры, давления и скорости газа на входе в рабочую лопатку. В настоящей работе рассмотрено формирование и проверка эффективности мониторинговой модели для определения коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности рабочей лопатки турбины высокого давления (ТВД) ГТД наземного применения.

1 Постановка задачи

Для эффективного определения ТС и НДС лопатки первой ступени ТВД на любых эксплуатационных режимах необходимо знать ее граничные условия теплообмена. Теплоотдачу на наружной поверхности лопатки можно описать критериальными уравнениями [7, 8]

$$Nu = A \cdot Re^n, \tag{1}$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$; $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu}$; n, A – коэффициенты зависящие от геометрии детали и характера пограничного слоя.

Используя (1) и поправку [3] $K_{вр} = 1 + z \cdot \left(\frac{U \cdot h}{w \cdot D} \right)^q$ на вращение рабочего колеса, получим выражение для расчета коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = A \cdot \left(\frac{P \cdot w \cdot d}{R \cdot T \cdot \mu} \right)^n \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot K_{вр} \quad (2)$$

Выражение (2) является базовым для формирования моделей, обеспечивающих определение коэффициента теплоотдачи по значениям параметров, измеряемых в эксплуатации. Основные требования к этой модели: ее аргументами должны быть измеряемые параметры проточной части; низкий уровень погрешностей определения коэффициента теплоотдачи; устойчивость (робастность) к индивидуальным особенностям проточной части двигателя.

2 Исходная информация

Объектом исследования является рабочая лопатка первой ступени ТВД турбовального ГТД с одновальным газогенератором и свободной турбиной. Для определения значений параметров газа на входе в рабочее колесо использовалась поузловая термогазодинамическая модель [9]. С помощью этой модели были получены значения параметров проточной части, соответствующие исправному и неисправному состояниям двигателя. Параметры на выходе из рабочего колеса были получены с помощью известных термогазодинамическим зависимостей.

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 свободной турбиной (СТ) $T_{СТ}^*$ и расход топлива G_T .

3 Расчет коэффициентов теплоотдачи

Несмотря на то, что изменение локальных значений коэффициентов теплоотдачи непрерывно по обводу профиля лопатки, профиль обычно разделяют на участки (см. рис.), вдоль которых можно принимать эти коэффициенты практически постоянными и рассчитывать их, пользуясь эмпирическими критериальными зависимостями [10].

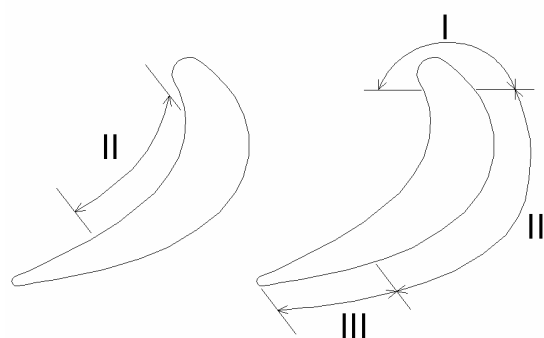


Рис. Расчетные участки поверхности лопатки

Таблица 1
Значения параметров для каждого участка

| Параметр | Участок профиля | | |
|----------|------------------------|-----------------------------|-----------|
| | I | II | III |
| A | 0,74 | $f = (\beta_1 + \beta_2)/2$ | 0,0263 |
| n | 0,5 | 0,68 | 0,8 |
| z | 0,2 | 0,8 | 0,87 |
| q | 0,17 | 0,42 | 0,37 |
| d | диаметр входной кромки | хорда | хорда |
| T | на входе | на выходе | на выходе |
| p | на входе | на выходе | на выходе |
| w | на входе | на выходе | на выходе |

Исходя из этого, в дальнейшем рассмотрены три участка наружной поверхности лопатки. На каждом участке коэффициент теплоотдачи находится из выражения (2), в котором параметры имеют различные значения для каждого участка, представленные в таблице 1 [10].

Значения исходных параметров проточной части, необходимые для определения коэффициентов теплоотдачи, были рассчитаны с помощью нелинейной поузловой термогазодинамической модели для исправного и десяти неисправных состояний двигателя.

4 Модель для расчета значений коэффициентов теплоотдачи

Модель должна обеспечивать требования, указанные в разделе 1. Параметры рабочего процесса двигателя, входящие в выражение (2), непосредственно не измеряются. Их необходимо определять расчетным путем по значениям измеряемых параметров. В работах [4–6] обосновано использование следующих моделей, отражающих связи между измеряемыми и неизменяемыми параметрами:

– полная температура газа [4]

$$T_{г.пр.1}^* = T_{ТВД.пр}^* + (a \cdot G_{г.пр} + b) \cdot (T_{к.пр}^* - T_0), \quad (3)$$

– полное давление газа [5]

$$p_{г.пр.0}^* = p_{к.пр}^* \cdot (a \cdot p_{к.пр}^* + b), \quad (4)$$

– скорость в абсолютном движении [6]

$$c_{пр.1} = \sqrt{T_{г.пр.1}^*} \cdot (a \cdot T_{к.пр}^* + b), \quad (5)$$

– скорость в относительном движении [6]

$$w_{пр.1} = \sqrt{T_{г.пр.1}^*} \cdot (a \cdot p_{ТВД.пр}^* + b), \quad (6)$$

Структура моделей (3)–(6) получена из термодинамических соотношений, а зависимости коэффициентов от режима работы двигателя и внешних условий аппроксимированы на основе данных, полученных с помощью термогазодинамической модели.

Для расчета коэффициента теплоотдачи на входной кромке лопатки необходимо знать p и T . Эти параметры были получены следующим образом. Давление

$$p_{г.пр.1} = \pi(\lambda_1) \cdot \sigma_{СА} \cdot p_{г.пр.0}^*$$

В работе [5] было принято, что $\pi(\lambda_1)$ и $\sigma_{СА}$ постоянны для широкого режимов работы. Дальнейший анализ показал, что это предположение не выполняется. Поэтому $\pi(\lambda_1)$ и $\sigma_{СА}$ предложено представить как функции измеряемых параметров проточной части, тогда

$$p_{г.пр.1} = (a \cdot T_{ТВД.пр}^* + b) \cdot (a \cdot G_{г.пр} + b) \cdot p_{г.пр.0}^* \quad (7)$$

Статическая температура

$$T_{г.пр.1} = T_{г.пр.1}^* - \frac{c_{пр.1}^2}{2 \cdot Cp_1}, \quad (8)$$

где Cp_1 соответствует значениям параметров после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значения приняты постоянными на всех режимах.

Значения λ и μ определены по параметрам заторможенного потока на входе в рабочее колесо $T_{w.г.1}^*$ [10].

Для расчета коэффициентов теплоотдачи на II и III участках необходимо определить параметры на выходе из рабочего колеса p_2 , T_2 и $T_{w.2}^*$.

Модель для статического давления за рабочим колесом сформирована в соответствии с методикой, представленной в работах [4–6]

$$p_{г.пр.2} = \frac{p_{г.пр.0}^*}{\pi_{ст.1}} = \frac{p_{г.пр.0}^*}{a \cdot T_{ГНД.пр}^* + b}, \quad (9)$$

где $\pi_{ст.1}$ – степень понижения статического давления в рабочем колеса, ее изменение на разных рабочих режимах хорошо описывается уравнением первого порядка с использованием в качестве аргумента параметра $T_{ГНД.пр}^*$.

Статическая температура за рабочим колесом

$$T_{г.пр.2} = \left(\frac{p_{г.пр.2}}{p_{г.пр.0}^* \cdot \sigma_{СА}} \right)^{k_1 - 1/k_1} \cdot T_{г.пр.1}^* = \left(\frac{p_{г.пр.2}}{p_{г.пр.0}^* \cdot (a \cdot T_{К.пр}^* + b)} \right)^{k_1 - 1/k_1} \cdot T_{г.пр.1}^*, \quad (10)$$

где k_1 соответствует параметрам после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значения приняты постоянными на всех режимах.

Температура торможения газа в относительном движении за рабочим колесом определяется из уравнения [11]

$$T_{w.г.2}^* = T_{w.г.1}^* + \left[\left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) \cdot \frac{L_{ст.1}^*}{Cp_1} + \frac{L_H}{Cp_1} \right].$$

Из этого уравнения и после некоторых упрощений получаем уравнение для приведенной температуры в относительном движении

$$T_{w.г.пр.2}^* = T_{w.г.пр.1}^* + \left(\text{const}_1 \cdot T_{г.пр.1}^* + \text{const}_2 \cdot n_{пр}^2 \right), \quad (11)$$

где $\text{const}_1 = \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{(\pi_{ст.1}^*)^{k_1 - 1/k_1}} \right) \cdot \eta_{ст}^*$; $\text{const}_2 = \frac{\xi \cdot \bar{G}_{охл.рк} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{60} \right)^2}{Cp_1}$.

Значения const_1 и const_2 постоянные на всех режимах, их значения известны для расчетного режима.

$$w_{\text{пр.2}} = \sqrt{(T_{\text{в.г.пр.2}}^* - T_{\text{г.пр.2}}) \cdot 2 \cdot Cp_1}, \quad (12)$$

где Cp_1 соответствует значению теплоемкости после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значение постоянно на всех режимах.

С помощью приведенных выше соотношений были получены приведенные параметры, затем выполнено обратное приведение и рассчитаны коэффициенты теплоотдачи.

Значения λ и μ для участков II и III были определены по параметрам заторможенного потока на выходе из рабочего колеса $T_{\text{в.г.2}}^*$ [10].

Формулы (7)–(12) составляют модель для определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности рабочей лопатки по значениям параметров, измеряемых в эксплуатации в различных рабочих условиях.

5 Анализ методической погрешности и робастности

Одним из самых важных требований к модели является робастность (устойчивость) к индивидуальным особенностям двигателей, в частности, обусловленным погрешностями изготовления и сборки деталей и узлов, а также изменением технического состояния узлов в эксплуатации (развитием неисправностей). Коэффициенты теплоотдачи на различных рабочих режимах были получены для исправного и двигателей с различными неисправностями с помощью критериального уравнения и с помощью предлагаемой модели для анализа погрешности модели и ее робастности.

В качестве источника индивидуальных особенностей рассмотрены изменения 10 характеристик узлов, описанные отклонениями соответствующих параметров на 3%: снижение расходной характеристики компрессора, КПД компрессора, каскадов турбины, коэффициентов восстановления давления в КС и переходном канале турбины, а также повышение расхода через каскады турбины и отбора воздуха на нужды внешних потребителей.

Для исправного и неисправного двигателя 123 режимы были моделированы при следующих внешних условиях: $T_{\text{Н}} = 318, 308, 303, 298, 288, 278, 268, 253$ и 243 К; $p_{\text{Н}} = 101325, 90000$ КПа и при $n_{\text{ТНД}} = 6500, 5200, 4550, 3250$ об/мин. Методическая погрешность модели для исправного и неисправных состояний двигателя описывалась значением среднеквадратичного отклонения, которое определялось следующим образом

$$\text{СКО}\alpha = \sqrt{\frac{\sum (\alpha_{i\text{-МОД}} - \alpha_{i\text{-КУ}})^2}{n}},$$

где $\alpha_{i\text{-КУ}}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью критериального уравнения (2); $\alpha_{i\text{-МОД}}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью предлагаемой модели; n – объем выборки (количество рабочих режимов).

В табл. 2 представлены полученные значения СКО для коэффициентов теплоотдачи для каждого из участков наружной поверхности лопатки для исправного двигателя и двигателей с различными неисправностями.

Таблица 2

Среднеквадратичные значения отклонений значений коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных с помощью предложенной модели для различных состояний узлов двигателя

| Уча- стки | Исправ- ный | $\delta\eta_K$ -0,03 | δG_K -0,03 | $\delta\eta_{КС}$ -0,03 | $\delta\sigma_{КС}$ +0,03 | $\delta\eta_{ТВД}$ -0,03 | $\delta F_{СА.ТВД}$ +0,03 | $\delta\sigma_{ТВД-СТ}$ +0,03 | $\delta\eta_{СТ}$ -0,03 | $\delta F_{СА.ТНД}$ +0,03 | $\delta G_{-СТ}$ +0,03 |
|-----------------------------|----------------|-------------------------|-----------------------|----------------------------|------------------------------|-----------------------------|------------------------------|----------------------------------|----------------------------|------------------------------|---------------------------|
| СКО, Вт/(м ² ·К) | | | | | | | | | | | |
| <i>I</i> | 18,5 | 66,9 | 17,4 | 16,7 | 51,4 | 88,5 | 197,4 | 50,6 | 14,5 | 22,8 | 14,9 |
| <i>II</i> | 25,1 | 64,8 | 18,1 | 20,0 | 35,0 | 20,1 | 291,6 | 19,2 | 17,2 | 31,4 | 19,3 |
| <i>III</i> | 50,7 | 68,8 | 31,2 | 35,4 | 83,5 | 52,2 | 648,3 | 52,8 | 29,4 | 63,1 | 32,4 |

Заклучение

Анализ таблицы 2 показывает, что модель обладает высокой робастностью для участков *I* и *II*, на участке *III* модель более чувствительна к изменению технического состояния узлов.

Дефект $\delta F_{СА.ТВД}$ сильно влияет на результаты для всех участков. Это связано с тем, что изменение площади влияет на скорость потока и, следовательно, на значение коэффициента теплоотдачи.

Предложенная модель может быть рекомендована для использования в системах мониторинга выработки ресурсов деталей двигателей, так как обеспечивает более точное по сравнению с базовой методикой [1] определение коэффициентов теплоотдачи во всем диапазоне режимов работы двигателей.

Для обеспечения полной робастности данной модели при изменении технического состояния узлов необходимо организовать мониторинг технического состояния сопловых аппаратов ТВД.

Список литературы: 1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05; защищена 17.11.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 240 с. 2. Крикунов, Д.В. Математические модели для эксплуатационного мониторинга температурного состояния деталей ГТД в системах учета выработки ресурса [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06; защищена 19.02.04; утв. 12.05.04 / Крикунов Дмитрий Викторович. – Х., 2004. – 171 с. 3. Олейник, А.В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин [Текст] / А.В. Олейник, С.Ю. Шарков: учеб. пособие по курс. и диплом. проектированию. – Х: ХАИ, 1995. – 61 с. 4. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models [Текст] / C. Maravilla, S. Yerifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011-46161. – 10 p. 5. Маравилла, Эррера К. Формирование моделей для определения статического давления газа на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса [Текст] / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 58-63. 6. Маравилла, Эррера К. Формирование моделей для определения скоростей на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса [Текст] / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 65-70. 7. Швец, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – К.: Наук. думка, 1974. – 486 с. 8. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с. 9. Епифанов, С.В. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко. – К.: Техніка, 1998. – 312 с. 10. Копелев, С.З. Основы проектирование турбин авиадвигателей [Текст] / Копелев С.З. – М.: Машиностроение, 1988. – 327 с. 11. Степанов, Ю.В. Выбор параметров и расчет авиационной охлаждаемой газовой турбины [Текст]: учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию / Ю.В. Степанов. – Х.: ХАИ. – 1987. – 73 с.

© Маравилла Эррера К., Епифанов С.В., 2012
Поступила в редколлегию 27.02.12