

УДК 621.452.3:681.518.54:536.244.001.57:621-714

К. Маравилла Эррера

С. В. Епифанов, д-р техн. наук

Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского
«Харьковский авиационный институт»
(e-mail: aedlab@gmail.com)

ФОРМИРОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ ТУРБИНЫ

Рассмотрена задача формирования моделей для определения коэффициентов теплоотдачи и температуры охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения рабочей лопатки турбины по значениям параметров проточной части, измеряемых в эксплуатации. Выполнен анализ трех альтернативных моделей для определения коэффициентов теплоотдачи и трех альтернативных моделей для определения температуры охлаждающего воздуха. Структура всех моделей связывает значения неизмеряемых параметров с измеряемыми параметрами проточной части регрессионными соотношениями. Для анализа робастности моделей к изменению технического состояния и условий работы двигателя рассмотрено десять дефектов различных узлов. В результате обоснован выбор наилучшей модели для определения коэффициентов теплоотдачи и температуры охлаждающего воздуха.

Розглянута задача формування моделей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та температури охолодженого повітря в каналах системи охолодження робочої лопатки турбіни за значеннями параметрів проточної частини, вимірюваних в експлуатації. Виконано аналіз трьох альтернативних моделей для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та трьох альтернативних моделей для визначення температури охолодженого повітря. Структура всіх моделей з'єднує значення невимірюваних параметрів з вимірюваними параметрами проточної частини регресійними співвідношеннями. Для аналізу робастності моделей до зміни технічного стану та умов роботи двигуна розглянуто десять дефектів різних вузлів. В результаті обґрунтовано вибір найкращої моделі для визначення коефіцієнтів тепловіддачі та температури охолодженого повітря.

Введение

Оценивание термонапряженного состояния (ТНС) критических деталей горячей части и мониторинг их ресурса в текущих условиях работы обеспечивает высокий уровень надежности и эксплуатационного совершенства газотурбинных двигателей [1].

Для определения температурного состояния деталей по эксплуатационной информации необходимо связать граничные условия теплообмена со значениями измеряемых параметров проточной части.

В предыдущих работах [2–4] решена задача формирования математических моделей простой структуры для оценивания неизмеряемых параметров проточной части, которые необходимы для определения ТНС лопатки. В данной статье решается такая же задача для определения коэффициентов теплоотдачи и температуры охлаждающего воздуха в каналах системы охлаждения лопатки. Анализируются альтернативные модели, в результате выбирается наилучшая из них. В качестве критериев эффективности моделей рассматриваются точность и робастность к изменению технического состояния двигателя.

1. Постановка задачи

Лопатки первой ступени турбины высокого давления относятся к наиболее нагруженным деталям двигателя, влияющим на его прочностную надежность и ресурс. Это опре-

деляет необходимость организации эксплуатационного мониторинга их ресурса. Мониторинг ресурса деталей [1] основан на определении изменения их ТНС в течение рабочего цикла. Для этого необходимо задать граничные условия теплообмена, которые в данном случае обычно имеют вид граничных условий третьего рода, то есть значений температуры греющей или охлаждающей газообразной среды и коэффициентов теплоотдачи. Параметры граничных условий не измеряются, поэтому в системе мониторинга ресурса необходимо использовать модели, которые связывают значения параметров граничных условий с измеряемыми параметрами рабочего процесса двигателя.

В работе [5] рассмотрено формирование моделей для определения коэффициентов теплоотдачи на внешних поверхностях лопаток. Для определения ТНС охлаждаемой лопатки необходимы также значения коэффициентов теплоотдачи в каналах системы охлаждения. Формированию моделей для их определения посвящена данная работа.

Для расчета коэффициентов теплоотдачи α в каналах системы охлаждения используются критериальные соотношения вида [6–11]

$$Nu_B = 0,018 \cdot Re_B^{0,8} \cdot K_{вр}, \quad (1)$$

где $Nu_B = \frac{\alpha \cdot D_{кан}}{\lambda_{кан}}$, $Re_B = \frac{4 \cdot G_{охл}}{\mu_e \cdot \Pi_{кан}}$ – значения критериев Нуссельта и Рейнольдса;

$D_{кан} = \frac{4 \cdot F_{кан}}{\Pi_{кан}}$ – гидравлический диаметр канала; $\lambda_{кан}$ – коэффициент теплопроводности; $G_{охл}$ – расход охлаждающего воздуха; μ_e – динамическая вязкость воздуха; $F_{кан}$ – площадь канала; $\Pi_{кан}$ – смачиваемый периметр канала; $K_{вр}$ – поправка на влияние вращения:

$$K_{вр} = 1 + 16,1 \cdot \left(\frac{u \cdot D_{кан}}{w_B \cdot D_{ср}} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{Re_B}{1000} \right)^{-0,38}, \quad (2)$$

где u – окружная скорость; w_B – скорость воздуха в канале; $D_{ср}$ – средний диаметр лопатки.

Из (1) и (2) получим

$$\alpha = 0,018 \cdot Re_B^{0,8} \cdot K_{вр} \cdot \frac{\lambda_{кан}}{D_{кан}}. \quad (3)$$

Необходимо сформировать модели, которые связывают значения z_i искомых параметров (коэффициенты теплоотдачи α и температура охлаждающего воздуха $T_{охл}^*$ в каждом из каналов) со значениями измеряемых параметров (вектор \mathbf{Y}) и удовлетворяют следующим основным требованиям:

- их аргументами должны быть измеряемые параметры проточной части;
- низкий уровень погрешностей определения искомых неизмеряемых параметров;
- устойчивость (робастность) к индивидуальным особенностям проточной части двигателя.

Самым простым способом формирования такой модели является представление искомых параметров как функций регрессии вида $z_i = f(x)$, аппроксимирующих поузловую термодинамическую модель проточной части [12], где x – измеряемый параметр, представляющий режим работы двигателя. Однако тогда не будет удовлетворено требование робастности.

Для формирования необходимых моделей в данной работе предложено использовать соотношения, вытекающие из физических законов – уравнения сохранения массы и энергии, термодинамические соотношения, уравнения подобия. В эти соотношения, кроме измеряемых параметров, войдут также параметры, характеризующие термодинамические свойства рабочего тела, КПД узлов, коэффициенты потерь и др. Эти параметры не измеряются, их необходимо рассчитывать с использованием измеряемых параметров. Предлагается объединить их в коэффициенты, значения которых представить в виде регрессионных зависимостей от режима и внешних условий. Таким образом, данная модель отличается от регресси-

онной частичной структурной адекватностью, что дает возможность обеспечения ее робастности.

Введем следующие обозначения: \mathbf{Y} – вектор измеряемых параметров проточной части, которые входят в физические соотношения; x – измеряемый параметр, представляющий режим работы двигателя; \mathbf{C} – вектор коэффициентов. Тогда соответствующая модель искомым неизмеряемых параметров имеет вид

$$z_i = f(\mathbf{Y}, \mathbf{C}(x), T_n^*, p_n^*), \quad (4)$$

где T_n^* , p_n^* – температура и давление на входе в двигатель; $\mathbf{C}(x)$ – вектор полиномиальных моделей для расчета коэффициентов модели искомым неизмеряемых параметров (в дальнейшем будет называть эти модели внутренними).

Преимущества предложенного метода решения задачи определения граничных условий теплообмена с помощью модели (4) перед описанным выше методом, основанном на простейшей модели $z_i = f(x)$, не очевидны. Однако если структура модели (4), которая определяется исходным физическим соотношением и наличием необходимого параметра в списке измеряемых параметров двигателя, адекватна, то данная модель будет обладать необходимым свойством робастности.

Таким образом, методика формирования моделей вида (4) должна содержать следующие элементы:

- получение исходной информации (значения параметров рабочего процесса и искомым параметров граничных условий теплообмена) в различных условиях работы двигателя с помощью математических моделей высокого уровня;
- формирование альтернативных моделей вида (4) из физических соотношений;
- формирование внутренних моделей для коэффициентов и выбор для них параметра, представляющего режим работы двигателя;
- формирование критериев качества моделей, учитывающих перечисленные выше требования, и выбор наилучшей модели.

2. Исходная информация

Объектом исследования является лопатка первой ступени турбины высокого давления ГТУ, применяемой для привода нагнетателя природного газа. Измеряемыми параметрами двигателя \mathbf{Y} являются: частота вращения ротора высокого давления $n_{ВД}$, температура за компрессором T_k^* , давление за компрессором p_k^* , температура за турбиной высокого давления $T_{ТВД}^*$, давление за турбиной высокого давления $p_{ТВД}^*$, температура за турбиной низкого давления $T_{ТНД}^*$ и расход топлива G_T .

Для внутреннего конвективного охлаждения лопатки используется воздух из-за компрессора. По трубопроводам он подается в полость между покрывным диском (дефлектором) и диском и далее поступает в рабочие лопатки. По каналу 3 в хвостовике лопатки воздух поступает в ее внутреннюю полость (рис. 1) и движется в нем радиально вверх. На периферии воздух разворачивается на 180 градусов и по каналу 2 продолжает движение вниз. Достигнув корневого сечения лопатки, воздух делает второй поворот на 180 градусов и по каналу 1 выходит в проточную часть турбины через периферийное сечение.

Основной задачей данной работы является формирование методики выбора структуры модели. Это позволяет ограничиться рассмотрением плоской задачи, анализировать среднее сечение лопатки и не учитывать теплообмен вдоль пера лопатки. В табл. 1 представлены геометрические характеристики лопатки.

Данная схема охлаждения и ее упрощенное представление рассмотрены в качестве примера и не влияют на представленную в дальнейшем методику формирования моделей для определения граничных условий.

Исходные данные для выполнения данной работы – значения параметров проточной части и условий теплообмена в каналах рабочей лопатки ТВД, соответствующие исправно-

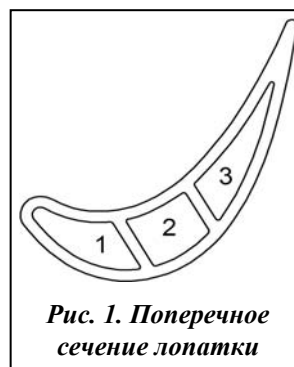


Рис. 1. Поперечное сечение лопатки

му и неисправному состоянию двигателя, были получены с помощью поузловой термогазодинамической модели [12], дополненной моделью теплового состояния лопатки.

Таблица 1. Геометрические характеристики каналов

Номер канала i	$F_i, \text{мм}^2$	$\Pi_{\text{кан } i}, \text{мм}$	$D_{\text{кан } i}, \text{мм}$
1	25,98	23,19	4,48
2	25,98	20,16	5,15
3	25,88	29,02	3,56

3. Анализ качества моделей

Качество моделей представлялось двумя основными показателями: суммарной погрешностью для исправного состояния проточной части и робастностью. Суммарная погрешность рассматривалась как сумма инструментальной и методической погрешностей, поэтому ее среднеквадратичное отклонение (СКО) определялось по формуле

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{\text{ИП}}^2 + \sigma_{\text{МП}}^2},$$

где $\sigma_{\text{ИП}}$, $\sigma_{\text{МП}}$ – СКО инструментальной и методической погрешностей.

СКО инструментальной погрешности $\sigma_{\text{ИП}}$ для модели (4) рассчитывалось следующим образом:

$$\sigma_{\text{ИП}} = \sqrt{\left(\frac{\partial z_i}{\partial y_j}\right)^2 \sigma_{y_j}^2 + \left(\frac{\partial z_i}{\partial x}\right)^2 \sigma_{x_i}^2 + \left(\frac{\partial z_i}{\partial T_H^*}\right)^2 \sigma_{T_H^*}^2 + \left(\frac{\partial z_i}{\partial p_H^*}\right)^2 \sigma_{p_H^*}^2}, \quad (5)$$

где y_j – измеряемый параметр, входящий в модель; x – измеряемый параметр, используемый как аргумент полинома для определения коэффициентов данной модели.

Использованные значения СКО относительных погрешностей измерений представлены в табл. 2. Перед подстановкой в формулу (5) относительные погрешности преобразовывались в абсолютные.

Таблица 2. СКО погрешностей измерений (σ_{y_j} , %)

p_H^*	T_H^*	$n_{\text{ВД}}$	G_T	p_K^*	T_K^*	$p_{\text{ТВД}}^*$	$T_{\text{ТВД}}^*$	$T_{\text{ТНД}}^*$
0,03	0,2	0,05	0,5	0,2	0,2	0,3	0,25	0,2

СКО методической погрешности $\sigma_{\text{МП}}$ определялось следующим образом:

$$\sigma_{\text{МП}} = \sqrt{\frac{\sum (z_i \text{ мод} - z_i \text{ КУ})^2}{n}}, \quad (6)$$

где $z_i \text{ мод}$ – значение i -го искомого параметра, рассчитанное с помощью предлагаемых моделей; $z_i \text{ КУ}$ – значение i -го искомого параметра, рассчитанное с помощью поузловой термодинамической модели двигателя и критериальных уравнений вида (1); n – используемое для оценки погрешности количество режимов работы двигателя.

В качестве показателя робастности рассматривалось среднее значение методической погрешности для всех возможных неисправных состояний проточной части.

Для получения необходимых значений параметров $z_i \text{ мод}$, входящих в формулу (6), использовалась указанная выше термогазодинамическая модель [12], в которую последовательно вводились отклонения на 3% соответствующих параметров: снижение расходной характеристики компрессора (δG_K), КПД компрессора ($\delta \eta_K$), каскадов турбины ($\delta \eta_{\text{ТВД}}$ и $\delta \eta_{\text{ТНД}}$) и камеры сгорания ($\delta \eta_{\text{КС}}$), коэффициентов восстановления давления в камере сгорания ($\delta \sigma_{\text{КС}}$) и переходном канале турбины ($\delta \sigma_{\text{ТВД-ТНД}}$), а также повышение расхода через каскады турбины ($\delta F_{\text{СА ТВД}}$ и $\delta F_{\text{СА ТНД}}$) и отбора воздуха на нужды внешних потребителей ($\delta G_{\text{СТ}}$).

С помощью данной модели для исправного и всех указанных неисправных состояний двигателя были рассчитаны параметры проточной части на 123 рабочих режимах, которые представляют следующие внешние условия, а также условия работы двигателя: $T_H^* =$

= 318, 308, 303, 298, 288, 278, 268 и 243 К; $p^*_Н = 101,325$ и 90 КПа; $n_{ТНД} = 6500, 5200, 4550$ и 3250 об/мин; $T^*_К = 680, 640, 612, 580$ и 544 К.

4. Формирование моделей

4.1 Модель для определения температуры охлаждающего воздуха в каналах

Для определения температуры охлаждающего воздуха $T^*_{охл i}$ в каналах системы охлаждения можно предложить три модели:

Модель а представлена в работе [1]. Она основана на предположении о том, что при изменении условий на входе в двигатель соблюдается подобие, в частности, постоянны значения следующих отношений:

$$C_{1i} = \frac{T^*_{охл i}}{T^*_К}; \quad C_{2i} = \frac{T^*_{охл i}}{T^*_{ТВД}}; \quad C_{3i} = \frac{T^*_{охл i}}{T^*_{ТНД}}; \quad C_{4i} = \frac{T^*_{охл i}}{n^2_{ВД}}.$$

Это позволяет сформировать для температур охлаждающего воздуха в каждом из трех каналов четыре соответствующих данным отношениям модели, связывающие значения этих температур с измеряемыми параметрами

$$T^*_{охл i} = C_{1i} \cdot T^*_К = C_{2i} \cdot T^*_{ТВД} = C_{3i} \cdot T^*_{ТНД} = C_{4i} \cdot n^2_{ВД}, \quad i = 1, 2, 3.$$

Коэффициенты $C_{ki}, k=1, 2, \dots, 4; i = 1, 2, 3$ зависят от режима работы двигателя. Эти зависимости предложено описать полиномиальными функциями одного аргумента – параметра x , представляющего режим. Для учета влияния внешних условий использовалось приведенное к стандартным атмосферным условиям значение $x_{пр}$.

Аргумент и необходимый порядок каждого полинома были выбраны следующим образом. Для каждой из четырех возможных моделей сформировано семь внутренних моделей коэффициентов (в соответствии с количеством измеряемых параметров) вида $C_{ki} = f(x_{j пр})$. Таким образом, сформировано 28 моделей, из которых на основании анализа инструментальной и методической составляющей, а также робастности выбрана наилучшая.

Для определения $T^*_{охл}$ в первом и втором каналах наилучшая модель имеет вид

$$T^*_{охл i} = C_{2i} \cdot T^*_{ТВД}, \tag{7}$$

где коэффициент C_{2i} описывается полиномом второго порядка с аргументом $T^*_{ТВД пр}$.

Для расчета температуры в канале 3 рекомендовано использовать модель

$$T^*_{охл i} = C_{1i} \cdot T^*_К, \tag{8}$$

где коэффициент C_{1i} описывается полиномом первого порядка с аргументом $n_{ВД пр}$.

В табл. 3 представлены значения погрешностей для моделей (7) и (8).

Таблица 3. СКО инструментальных и методических погрешностей модели а для определения $T^*_{охл i}$

Канал	С _{ип} , К	σ _{МП} , К											
		исправный	δη _к	δG _к	δη _{кС}	δσ _{кС}	δη _{ТВД}	δF _{СА ТВД}	δσ _{ТВД-ТНД}	δη _{ТНД}	δF _{СА ТНД}	δG _{СТ}	среднее
1	1,54	8,43	11,18	8,00	8,20	8,70	10,91	12,07	8,55	8,24	8,65	8,22	8,56
2	1,42	7,00	8,82	6,73	6,88	7,11	11,68	11,55	8,14	6,98	8,11	6,88	7,61
3	1,53	3,42	3,91	3,48	3,32	3,50	6,61	3,72	4,10	3,45	4,05	3,33	3,70

Модель б использует значение приведенной температуры охлаждающего воздуха к стандартным атмосферным условиям

$$T^*_{охл i пр} = T^*_{охл i} \cdot \frac{T_0}{T^*_Н},$$

где T_0 – стандартная температура атмосферного воздуха (288,16 К).

Роль коэффициента C (см. (4)) в данной модели играет приведенное значение температуры в канале $T^*_{охл i пр}$. Поэтому для ее определения было рассмотрено 7 возможных внут-

ренных моделей вида $T^*_{охл\ i\ пр} = f(x_{пр})$. Установлено, что достаточно использовать модели первого порядка, так как дальнейшее усложнение модели не приводит к существенному уменьшению методической погрешности. Наилучший результат для первого и второго каналов получен, когда в качестве аргумента используется $T^*_{ТВД\ пр}$, поэтому модель имеет следующий вид:

$$T^*_{охл\ i\ пр} = a \cdot T^*_{ТВД\ пр} + b. \tag{9}$$

Для третьего канала наилучшим аргументом является $T^*_{К\ пр}$

$$T^*_{охл\ i\ пр} = a \cdot T^*_{К\ пр} + b. \tag{10}$$

В табл. 4 представлены значения СКО, соответствующие модели б (9) и (10) для исправного и неисправного состояний двигателя.

Таблица 4. СКО инструментальных и методических погрешностей модели б для определения $T^*_{охл\ i}$

Канал	$\sigma_{ип, К}$	$\sigma_{МП, К}$											
		исправный	$\delta\eta_K$	δG_K	$\delta\eta_{КС}$	$\delta\sigma_{КС}$	$\delta\eta_{ТВД}$	$\delta F_{СА\ ТВД}$	$\delta\sigma_{ТВД-ТНД}$	$\delta\eta_{ТНД}$	$\delta F_{СА\ ТНД}$	$\delta G_{СТ}$	среднее
1	1,63	2,43	6,75	2,64	2,64	3,98	6,32	8,96	4,17	2,64	3,93	2,57	4,06
2	1,48	2,16	4,95	2,12	2,18	2,79	9,00	9,41	4,99	2,10	4,69	2,14	4,00
3	2,04	1,12	2,29	1,44	1,20	1,67	5,67	1,81	3,07	1,16	2,92	1,21	2,13

Модель в. Учитывая, что для охлаждения лопатки используется воздух из-за КВД, можно принять

$$T^*_{охл\ i\ пр} = T^*_{К\ пр} + \Delta T_{\Sigma\ пр}, \tag{11}$$

где $\Delta T_{\Sigma} = \Delta T_{ц} + \Delta T_{КМ}$ – приращение, обусловленное подогревом воздуха центробежными силами и конвективным подогревом в магистралях подвода. Для учета влияния внешних условий параметр ΔT_{Σ} приводится к стандартными атмосферным условиям

$$\Delta T_{\Sigma\ пр} = \Delta T_{\Sigma} \cdot \frac{T_0}{T_H^*}.$$

Подогрев воздуха центробежными силами $\Delta T_{ц} = \frac{u^2 \cdot L}{1100 \cdot r_1}$, где L – длина лопатки; r_1

– радиус лопатки. Конвективный подогрев в магистралях подвода воздуха для рассматриваемого двигателя в соответствии с рекомендациями [11] в первом приближении был принят постоянным: $\Delta T_{КМ} = 40\text{ К}$.

Так как $\Delta T_{\Sigma\ пр}$ – неизмеряемый параметр, входящий в выражение (11), его связь с измеряемыми параметрами сформирована в виде внутренней модели, для которой наилучшие результаты дал полином третьего порядка с аргументом $T^*_{ТВД\ пр}$

$$T^*_{охл\ i\ пр} = T^*_{К\ пр} + (a \cdot T^{*3}_{ТВД\ пр} + b \cdot T^{*2}_{ТВД\ пр} + c \cdot T^*_{ТВД\ пр} + d), \tag{12}$$

В табл. 5 представлены результаты исследования модели (12).

Таблица 5. СКО инструментальных и методических погрешностей модели в для определения $T^*_{охл\ i}$

Канал	$\sigma_{ип, К}$	$\sigma_{МП, К}$											
		исправный	$\delta\eta_K$	δG_K	$\delta\eta_{КС}$	$\delta\sigma_{КС}$	$\delta\eta_{ТВД}$	$\delta F_{СА\ ТВД}$	$\delta\sigma_{ТВД-ТНД}$	$\delta\eta_{ТНД}$	$\delta F_{СА\ ТНД}$	$\delta G_{СТ}$	среднее
1	1,41	1,55	7,57	2,24	1,65	4,51	11,15	2,03	5,39	1,67	5,07	1,79	3,84
2	1,34	1,38	5,97	2,08	1,45	3,64	8,79	1,99	4,17	1,51	3,91	1,56	3,15
3	1,29	0,42	2,12	1,11	0,47	1,31	3,11	0,65	1,41	0,47	1,31	0,52	1,18

Сравнивая результаты, представленные в табл. 3–5, можно сделать заключение о том, что *модель в* обладает наилучшим качеством. Поэтому в дальнейшем для определения температуры охлаждающего воздуха используется именно данная модель.

4.2 Модель для определения коэффициентов теплоотдачи в каналах

Рассмотрим возможные подходы к формированию моделей для определения коэффициентов теплоотдачи.

Модель 1. Сформирована в работе [1] на основе подобия режимов по теплоотдаче

$$\alpha_i = K_{\alpha i} \cdot \alpha_{i\delta}, \tag{13}$$

где $K_{\alpha i}$ – коэффициент подобия режимов по теплоотдаче для i -го канала; α_i – коэффициент теплоотдачи в i -м канале; $\alpha_{i\delta}$ – коэффициент теплоотдачи в i -м канале на базовом режиме.

В качестве базового режима принят режим максимальной мощности свободной турбины.

Описание зависимости коэффициента $K_{\alpha i}$ от режима работы двигателя выполнено с помощью полиномов, аргументами которых являются измеряемые параметры. Структура, порядок и состав аргументов были выбраны после анализа инструментальной и методической погрешностей для исправного и неисправного состояний двигателя в соответствии с рассмотренной выше методикой.

Для учета влияния внешних условий значения коэффициента подобия по теплоотдаче, входящих в выражение (13), приводятся к стандартным атмосферным условиям [1]

$$K_{\alpha i пр} = K_{\alpha i} \cdot \left(\frac{p_0}{p_H^*}\right)^{0,42} \cdot \left(\frac{T_0}{T_H^*}\right)^{0,281},$$

где p_0 – стандартное атмосферное давление (101,3 кПа).

Для всех каналов наилучшей оказалась модель третьего порядка с аргументом $n_{ВД пр}$.

Модель 2. Основана на подмоделях, которые сформированы по рассмотренной выше методике для каждого из параметров (Re_v , $K_{вр}$ и $\lambda_{кан}$), входящих в выражение (3). Для учета влияния внешних условий эти параметры приводятся к стандартным условиям:

$$Re_{v i пр} = Re_{v i} \cdot \left(\frac{p_0}{p_H^*}\right) \cdot \left(\frac{T_0}{T_H^*}\right)^{-1,14}; \tag{14}$$

$$K_{вр i пр} = K_{вр i} \cdot \left(\frac{p_0}{p_H^*}\right)^{-0,38} \cdot \left(\frac{T_0}{T_H^*}\right)^{0,433}; \tag{15}$$

$$\lambda_{кан i пр} = \lambda_{кан i} \cdot \left(\frac{T_0}{T_H^*}\right)^{0,76}. \tag{16}$$

Для учета зависимости параметров (14)–(16) от условий работы двигателя они представлены как функции измеряемых параметров проточной части в виде полиномов. Результаты выбора порядка и аргумента полиномов, который выполнен с учетом методической и инструментальной ошибок, представлены в табл. 6.

Таблица 6. Параметры модели 2

№ канала	$Re_{v i пр}$		$\lambda_{кан i пр}$		$K_{вр i пр}$	
	порядок	аргумент	порядок	аргумент	порядок	аргумент
1	3	$n_{ВД пр}$	1	$T_{ТВД пр}^*$	3	$n_{ВД пр}$
2	3	$n_{ВД пр}$	1	$T_{ТВД пр}^*$	3	$n_{ВД пр}$
3	3	$n_{ВД пр}$	1	$T_{ТВД пр}^*$	3	$n_{ВД пр}$

Модель 3. Как и модель 2, данная модель описывает каждый из параметров, входящих в выражение (3). В отличие от модели 2, подмодели формируются на основе термоди-

намических связей искомым параметров $Re_{вi}$, $K_{вр}$ и $\lambda_{кан}$ с измеряемыми параметрами проточной части. Как и в работах [2–5], входящие в эти связи неизмеряемые параметры объединяются в коэффициенты, зависимость которых от режима работы описывается с помощью внутренних полиномиальных моделей.

Модель для определения $Re_{вi}$ в i -м канале основана на выражении

$$Re_{вi} = \frac{4 \cdot G_{охлi}}{\mu_{вi} \cdot \Pi_{канi}} \quad (17)$$

Представим зависимость динамической вязкости от температуры с помощью формулы Сатерленда $\mu_{вi} = \mu_0 \cdot \left(\frac{T_{охлi}^*}{T_0} \right)^{0,64}$ [1], где μ_0 – значение вязкости при стандартной температуре T_0 , а расход охлаждающего воздуха в i -м канале свяжем со значением параметров на входе в двигатель

$$G_{охлi} = \frac{G_{охл} \cdot F_{канi}}{z \cdot \sum_{i=1}^3 F_{канi}} = \frac{G_{вх} \cdot \bar{G}_{РК} \cdot F_{канi}}{z \cdot \sum_{i=1}^3 F_{канi}} = \frac{m \cdot F_{вх} \cdot p_H^* \cdot q(\lambda_{вх}) \cdot \bar{G}_{РК} \cdot F_{канi}}{z \cdot \sum_{i=1}^3 F_{канi} \cdot \sqrt{T_H^*}},$$

где z – количество лопаток; m – коэффициент в уравнении расхода; $F_{вх}$ – площадь на входе в двигатель; $\bar{G}_{РК}$ – относительный расход воздуха на охлаждение рабочих лопаток ТВД; $q(\lambda_{вх})$ – газодинамическая функция расхода на входе в двигатель.

Тогда выражение (17) можно представить в виде

$$Re_{вi} = \frac{P_H^*}{(T_{охлi}^*)^{0,64} \cdot \sqrt{T_H^*}} \cdot A_i, \quad (18)$$

где $A_i = m \cdot q(\lambda_{вх}) \cdot \frac{4 \cdot F_{вх} \cdot \bar{G}_{РК} \cdot T_0^{0,64} \cdot F_{канi}}{z \cdot \sum_{i=1}^3 F_{канi} \cdot \Pi_{канi} \cdot \mu_0}$ – коэффициенты, в которые входят все неизмеряемые параметры.

Модель для определения $K_{врi}$ основана на выражении (2), подстановка в которое $u_{ТВД} = \frac{\pi \cdot D_{ср} \cdot n_{ВД}}{60}$ дает

$$K_{врi} = 1 + 16,1 \cdot \left(\frac{n_{ВД}}{\sqrt{T_{охлi}^*}} \cdot B_i \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{Re_{вi}}{1000} \right)^{-0,38}, \quad (19)$$

где $B_i = \frac{\pi \cdot D_{канi}}{60 \cdot \lambda_{канi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k}{k+1}} \cdot R}$ – коэффициент, в который входят все неизмеряемые параметры;

k – показатель адиабаты; R – газовая постоянная.

Для определения входящего в модели (18) и (19) значения $T_{охлi}^*$ использована **модель в** (11).

В результате анализа структуры и аргументов внутренних моделей, представляющих зависимости коэффициентов A_i и B_i от режима работы двигателя, получено, что необходимы полиномы третьего порядка с аргументом $n_{ВД пр}$.

Результаты расчета точности моделей 1, 2 и 3 с оптимизированной структурой внутренних моделей для коэффициентов приведены в табл. 7. Ее анализ показывает, что наилучшей из предлагаемых моделей для определения коэффициентов теплоотдачи в каналах является **модель 3**; модели 1 и 2 не обладают удовлетворительной робастностью.

Таблица 7. СКО погрешностей определения коэффициентов теплоотдачи в каналах для различных моделей и различных состояний проточной части двигателя ($Вт/м^2К$)

Канал	Модель 1			Модель 2			Модель 3		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Инструментальная погрешность									
Исправный	4,09	3,89	4,08	4,18	4,01	4,46	3,93	4,09	4,29
Методическая погрешность									
Исправный	13,84	17,62	14,01	18,66	20,19	8,23	8,23	5,63	5,66
$\delta\eta_K$	10,76	12,08	10,07	42,98	43,33	23,82	7,97	5,66	5,53
δG_K	40,85	44,15	40,87	35,09	35,86	17,49	33,44	23,86	26,53
$\delta\eta_{КС}$	12,77	16,66	12,22	19,49	21,10	8,57	7,73	5,26	5,20
$\delta\sigma_{КС}$	10,30	14,13	10,31	33,12	33,95	13,63	8,94	4,24	4,65
$\delta\eta_{ТВД}$	10,04	11,73	10,21	58,97	59,68	8,84	5,62	6,69	4,93
$\delta F_{СА\ ТВД}$	11,82	7,34	8,08	30,66	31,91	14,84	7,70	7,44	7,38
$\delta\sigma_{ТВД-ТНД}$	17,22	20,50	14,66	10,66	10,09	9,26	9,82	5,54	6,02
$\delta\eta_{ТНД}$	12,43	15,91	12,44	19,21	20,44	8,89	7,64	4,86	4,69
$\delta F_{СА\ ТНД}$	17,60	20,86	15,23	9,72	9,57	9,04	9,93	4,90	5,22
$\delta G_{СТ}$	12,82	16,67	12,62	20,69	22,21	8,50	7,73	5,43	5,36
Среднее	14,54	16,79	13,73	25,29	26,03	11,03	10,43	7,23	5,36

Заключение

Сформированы три альтернативные модели для определения коэффициентов теплоотдачи в каналах охлаждения лопатки первой ступени турбины, а также три модели для определения температуры охлаждающего воздуха.

Методика их анализа с целью выбора наилучшей модели для практического использования предусматривала анализ:

- инструментальных погрешностей, обусловленных погрешностями измерений параметров проточной части;
- методических погрешностей, обусловленных упрощением используемых моделей по отношению к нелинейной поузловой термогазодинамической модели рабочего процесса;
- методических погрешностей, обусловленных индивидуальными особенностями двигателя.

По совокупности указанных параметров для определения температуры воздуха в каналах выбрана **модель в**, в которой значения искомой температуры представлены в зависимости от температуры газа за турбиной высокого давления полиномом третьего порядка.

Для выбора модели для определения коэффициентов теплоотдачи выполнен аналогичный анализ. Полученные результаты показали, что наилучшей из предлагаемых моделей для определения коэффициентов теплоотдачи в каналах является **модель 3**. Это дает основания рекомендовать ее для применения в системах мониторинга ресурса.

Литература

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 / Олейник Алексей Васильевич. – Харьков, 2006. – 240 с.
2. 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 // Авиационная техника и технология. – 2011. – № 3 (80). – С. 58–63.
3. Maravilla C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models / C. Maravilla, S. Yepifanov, I. Loboda // ASME Pap. GT2011-46161. – 10 p.
4. 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 // Вестн. двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 65–70.

5. *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 // *Вісн. нац. техн. ун-ту «ХПІ»: Зб. наук. праць Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування.* – 2012. – Вып. 7. – С. 60–66.
6. *Основы проектирования турбин авиадвигателей* / А. В. Деревянко, В. А. Журавлева, В. В. Закеев и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 328 с.
7. *Швец И. Т.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев: Наук. думка, 1974. – 486 с.
8. *Validation and analysis of numerical results for a two-pass trapezoidal channel with two different cooling configuration of trailing edge* / S. Waseem, A. Lamyaa, I. Schevchuk, H. Torsen // *ASME Pap. GT2011–46266.*
9. *Chang S.* Detailed heat transfer distribution and pressure drop measurements for a rotating parallelogram channel with radially outward flow / S. Chang, T. Liou, T. Lee // *ASME Pap. GT2011–45456.*
10. *Numerical comparison of heat transfer and pressure drop in gas turbine blade cooling channels with dimples and rib-tabulators* / R. Amano, S. Kumar, K. Guntur, J. Martinez // *ASME Pap. GT2011–45277.*
11. *Олейник А. В.* Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин / А. В. Олейник, С. Ю. Ширков. – Харьков: Харьк. авиац. ин-т, 1995. – 61 с.
12. *Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей: моногр.* / С. В. Епифанов, Б. И. Кузнецов, И. Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.

Поступила в редакцию
14.01.13