

УДК 621.452.3:536.24

Е. В. МАРЦЕНЮК¹, Ю. А. ЗЕЛЕНЬКИЙ², Р. Р. КЛИМИК²¹ *Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ»*² *ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье Украина*

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСА ТУРБИНЫ АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ДАННЫМ

Решена задача определения граничных условий конвективного теплообмена для корпуса турбины на основе результатов испытаний авиационного двигателя. Достигнуто повышение точности расчетов граничных условий 3-го рода по удельному тепловому потоку при сложном характере течения окружающей среды. Для этого определялась поправка к расчетному значению коэффициентов теплоотдачи, учитывающая передачу тепла внутри детали за счет теплопроводности материала. Выполнен анализ влияния точности определения коэффициентов теплоотдачи на погрешности расчета температур в контролируемых точках. Смоделировано нестационарное тепловое состояние корпуса турбины, соответствующее процессу ускоренного выхода двигателя на максимальный режим. Результаты моделирования сопоставлены с экспериментальными данными.

Ключевые слова: турбина, тепловое состояние, нестационарный процесс, теплопроводность, коэффициент теплоотдачи, обратная задача.

Введение

Современный подход к созданию авиационной техники включает разработку средств, позволяющих осуществлять контроль теплового и напряженного состояния элементов двигателей. К таким средствам относятся системы активного управления радиальным зазором, системы эксплуатационного мониторинга выработки ресурса и др. Успешное решение подобных задач диктует необходимость создания алгоритмов определения как статических, так и динамических температур, перемещений, деформаций и напряжений по ограниченному количеству информации, поступающей от штатных измерительных приборов, установленных на двигателе. Такие алгоритмы были разработаны в работах [1, 2]. Они устанавливают связь между изменением контролируемых параметров и масштабом теплоотдачи, а затем между масштабом теплоотдачи и температурой, а значит, температурными перемещениями (напряжениями) в контролируемых точках; при этом учитывается зависимость теплофизических свойств материалов от температуры. Для разработки данных алгоритмов требуется информация об условиях теплообмена на поверхностях конструктивных элементов. Кроме того, область адекватности этих алгоритмов должна охватывать весь возможный диапазон работы двигателя.

Конвективный теплообмен - сложный физический процесс, описываемый системой дифференциальных уравнений, начальными и граничными усло-

виями. Известны аналитические решения для тел простой формы, а их использование для реального конструктивного элемента со сложной геометрией встречает серьезные затруднения. Поэтому большое значение приобретают экспериментальные исследования конвективного теплообмена.

Согласно [1] для создания мониторинговых моделей не только горячей, но и холодной частей двигателя требуются данные о тепловом состоянии конструктивных элементов в стационарных и переходных процессах, соответствующих большому диапазону изменения условий работы, поэтому получение необходимых экспериментальных данных чрезвычайно трудоемко. Это определяет целесообразность перехода от физических экспериментов к численному моделированию явлений теплообмена. Таким образом, задача, связанная с определением граничных условий (ГУ), становится одной из ключевых задач.

1. Существующие подходы к определению граничных условий теплообмена деталей ГТД

Понятие конвективного теплообмена (теплоотдачи конвекцией) охватывает процесс теплообмена, обусловленный совместным действием конвективного и молекулярного переноса тепла. Под конвективным переносом понимается процесс переноса тепла при перемещении макрочастиц жидкости или газа в пространстве из области с одной температурой в область с другой. Конвекция возможна только

при движении среды; перенос тепла конвекцией связан с переносом вещества. Под молекулярным переносом (теплопроводностью) понимается процесс переноса тепла посредством теплового движения микрочастиц в среде с неоднородным распределением температуры. Конвекция тепла всегда сопровождается

теплопроводностью, так как при движении жидкости или газа неизбежно происходит соприкосновение отдельных частиц, имеющих различные температуры.

В [3] было указано на недостаточную точность различных методик определения численных значений коэффициентов теплоотдачи. Так, классический инженерный подход, основанный на использовании критериальных уравнений алгебраического типа может приводить к погрешностям 30–50 %. Экспериментально-расчетному определению коэффициента теплоотдачи на основе решения обратной задачи теплопроводности посвящено много работ, но их результаты часто оказываются не адаптированными для решения прикладных инженерных задач. Итеративный подход, заключающийся в решении прямой задачи теплопроводности с корректировкой граничных условий на каждой итерации до момента достижения требуемой точности, также не является эффективным при сложных условиях обтекания элементов конструкции [4 – 6].

В связи с этим автором разработан метод [3], не требующий выполнения сложных вычислительных операций и позволяющий добиться необходимой точности. Суть метода заключается в комбинации двух известных методик с модификацией одной из них.

На первом этапе на основе анализа конструкции и условий работы все омываемые поверхности корпуса турбины разделяются на участки, в которых предполагается постоянство ГУ. Для всех назначенных участков, используя закон Ньютона-Рихмана, проводится расчет коэффициентов теплоотдачи в каждой из узловых точек модели корпуса. Для этого используются экспериментально определенные температуры стенки и заданные значения температур окружающей среды

$$\alpha = \frac{q}{(T - T_f)}, \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока (тепловой поток, отнесенный к единице площади);

T – температура поверхности тела;

T_f – температура окружающей среды.

Плотность теплового потока q в произвольной точке поверхности детали находится путем решения прямой задачи теплопроводности с ГУ первого рода, которые получены в результате измерений в ограниченном количестве точек при проведении стендо-

вых испытаний проектируемого узла.

Затем определяется величина поправки к расчетным значениям коэффициента теплоотдачи, которая учитывает тепловое взаимодействие выбранного участка теплообмена с прилегающими элементами конструкции за счет теплопроводности материалов.

На втором этапе проводится сравнение поля температур, рассчитанного по полученным ГУ, и поля температур, соответствующего результатам испытаний реального объекта с последующей корректировкой значений коэффициентов теплоотдачи на участках с наибольшим расхождением температур.

2. Постановка задачи

Тепловое состояние элементов конструкции газотурбинного двигателя зависит от многих параметров и определяется в основном процессами, которые можно описать конвективным теплообменом с внешней средой (воздушным или газовым потоком), а также теплопроводностью или контактным теплообменом в местах сопряжения деталей. Лучистый теплообмен может составлять значительную долю в горячих частях двигателя (например, в районе камеры сгорания) или же при наличии замкнутых, слабо вентилируемых полостей (корпусные детали компрессоров и турбин). Однако с целью упрощения задач и сокращения времени на получение решения в инженерной практике прибегают к эквивалентной замене лучистого теплообмена на конвективный.

В настоящее время одним из основных инструментов исследования теплового состояния деталей турбины является метод конечных элементов.

Характер течения газового и воздушного потоков при обтекании корпуса турбины является сложным. Кроме того, для организации системы охлаждения деталей турбины корпус выполнен с большим количеством полостей. Это обуславливает низкую точность расчетных методов определения коэффициентов теплоотдачи и целесообразность их определения на основании опытных данных.

В результате термометрирования известны локальные значения температуры стенки корпуса турбины низкого давления на отдельно выбранных участках, а также температура газового и воздушного потоков в проточной части турбины и в некоторых полостях корпуса.

Чтобы воспользоваться уравнением (1) и вычислить локальные значения коэффициентов теплоотдачи, необходимо знать температуры стенки в произвольной точке на всех омываемых поверхностях, что не может быть определено экспериментально при ограниченном количестве мест установ-

ки термодинамики. В связи с этим предварительно был выполнен расчет теплового состояния корпуса турбины с использованием экспериментально определенных ГУ 1-го рода. Рассчитанное в результате тепловое состояние корпуса турбины будем называть базовым тепловым состоянием. Таким образом, исходными данными для идентификации ГУ конвективного теплообмена являются результаты испытаний и базовое тепловое состояние корпуса турбины.

Программный комплекс, являющийся инструментом исследования математической модели объекта, основан на методе конечных элементов [8]. В нем для решения тепловой задачи используется первый закон термодинамики, согласно которому количество теплоты, полученное системой, идет на изменение ее внутренней энергии и совершение работы внешних сил. Согласно описанию программного комплекса, ГУ 3-го рода приводят к возникновению нормально направленного теплового потока через поверхность:

$$\{q\}^T \{n\} = \alpha(T - T_f), \quad (2)$$

где $\{q\}$ – вектор теплового потока;
 $\{n\}$ – нормальный вектор.

Следовательно, использование в формуле (1) удельного теплового потока, найденного путем решения прямой задачи теплопроводности, является обоснованным лишь для случая, когда значения параметров, определяющих ГУ вдоль стенки остаются неизменными, а значит необходимо выполнить коррекцию локального значения коэффициента теплоотдачи, учитывающую изменение параметров окружающей среды.

Таким образом, в данной работе решаются следующие задачи:

- 1) идентификация ГУ 3-го рода для корпуса турбины авиационного двигателя по ограниченному экспериментальным данным с учетом поправки к коэффициентам теплоотдачи;
- 2) оценка чувствительности результатов решения прямой задачи теплопроводности к погрешности определения ГУ;
- 3) оценка точности полученных результатов по динамической разнице между расчетной температурой стенки и результатами испытаний.

3. Идентификация граничных условий теплообмена для корпуса турбины

Для определения поправки к коэффициенту теплоотдачи на начальной стадии проводится анализ конструкции и условий ее работы с целью выделения участков теплообмена, на которых предполагается постоянство ГУ. Следующим шагом является

предварительный анализ теплового состояния упрощенной модели – цилиндра (см. Рис. 1), размеры которой соответствуют осредненным размерам участков теплообмена на реальной детали.

Участки теплообмена для тестовой модели показаны на рис. 1. Профиль параметров газового потока вдоль внутренней стенки разделен на два участка с одинаковыми коэффициентами теплоотдачи ($\alpha_1 = \alpha_2$) и различными температурами ($T_1 \neq T_2$). Воздушный поток вдоль наружной стенки цилиндра является более холодным, а параметры этого потока вдоль стенки остаются неизменными – один участок с условием T_3 и α_3 . На торцевых стенках цилиндра теплообмен отсутствует. Введем дополнительное ограничение – пусть коэффициенты теплоотдачи на всех участках будут равны, т.е. $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3$; а разница температур газового потока на различных участках не превышает 20 %, т.е. $0,8 \leq T_2/T_1 \leq 1,2$.

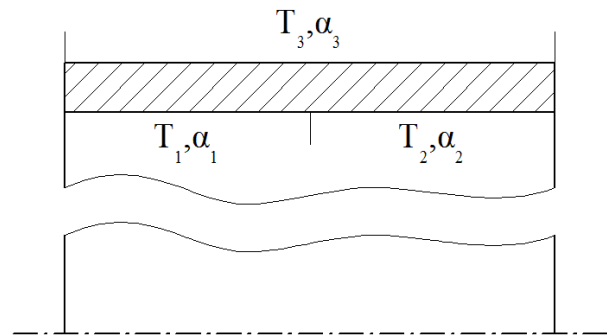


Рис. 1. Расчетная схема тестовой модели

Количество тестовых моделей соответствует набору применяемых в корпусе турбины материалов (в данной работе их пять). Для каждой из тестовых моделей проведен ряд расчетов прямой задачи теплопроводности в стационарной постановке с изменением значений коэффициентов теплоотдачи в пределах от 250 до 50000, чтобы перекрыть диапазон возможных значений коэффициентов теплоотдачи на корпусе турбины.

Результаты моделирования использованы для составления функциональной зависимости между относительной величиной поправки нормального удельного теплового потока и потока, направленного вдоль стенки:

$$\frac{q_{cor_i}}{(q_{cal_i})_r} = b_0 + b_1 \left(\frac{(q_{cal_i})_\tau}{(q_{cal_i})_r} \right) + b_2 \left(\frac{(q_{cal_i})_\tau}{(q_{cal_i})_r} \right)^2, \quad (3)$$

где $q_{cor_i} = (\alpha_{set} - \alpha_{cal_i})(T_i - T_{f_i})$ – поправка к нормальному удельному тепловому потоку;

α_{set} – известное заданное значение коэффициента теплоотдачи на выделенном участке теплообмена;

α_{cal_i} – локальное расчетное значение коэффициента теплоотдачи;

$(q_{cal_i})_{\tau}$ – локальный удельный тепловой поток, направленный вдоль стенки;

$(q_{cal_i})_r$ – локальный удельный тепловой поток, направленный по нормали к стенке.

На рисунке 2 точками представлены расчетные значения поправок (выборочно), линиями – результаты их аппроксимации.

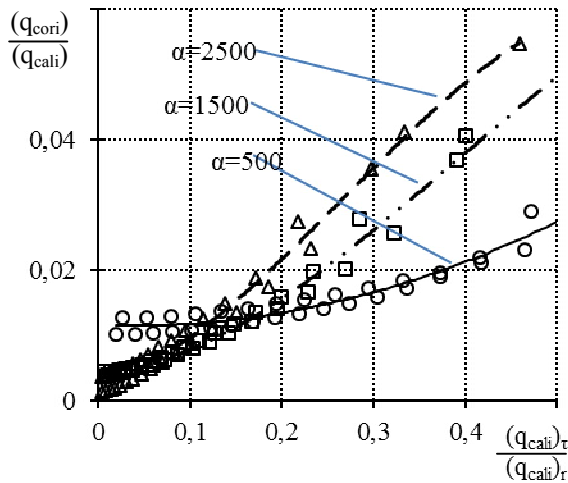


Рис. 2. Связь между поправкой и расчетными значениями удельных тепловых потоков

Отношения тепловых потоков в формуле (3) взяты по модулю, а коэффициенты b_j описаны полиномом второго порядка:

$$b_j = c_{j,0} + c_{j,1}(\alpha_{cal}^*) + c_{j,2}(\alpha_{cal}^*)^2, \quad (4)$$

где α_{cal}^* – среднее арифметическое расчетных значений коэффициента теплоотдачи в пределах выбранного участка теплообмена;

$c_{j,k}$ – коэффициенты полинома, которые находятся путем аппроксимации результатов расчетов (рис. 3).

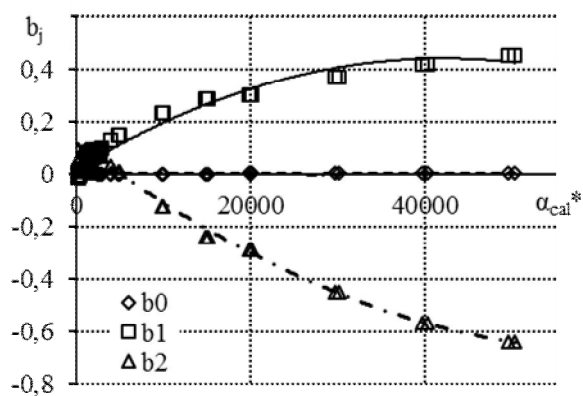


Рис. 3. Влияние средней величины коэффициента теплоотдачи на коэффициенты уравнения (4)

На следующем этапе с использованием описанного в [3] подхода на основе результатов его термометрирования были определены ГУ конвективного теплообмена для корпуса турбины низкого давления.

На корпусе турбины двигателя, который состоит из различных материалов, обозначенных ММ1...ММ6 (рис. 4), были выделены участки теплообмена, в пределах которых предполагается постоянство граничных условий.

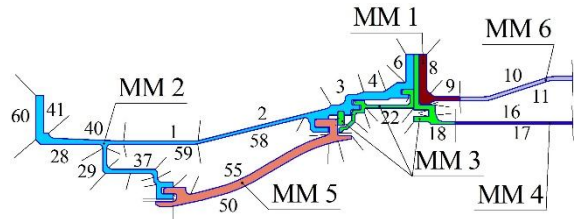


Рис. 4. Схема теплового нагружения корпуса ТНД

Температура окружающей среды для каждого участка теплообмена назначена на основе результатов стендовых испытаний, в ходе которых проводились измерения температур воздушного и газового потоков, а также охлаждающего воздуха в полостях корпуса турбины. Также выписаны значения температур стенки и удельных тепловых потоков в узлах расчетной сетки, лежащих на омываемых поверхностях, которые направлены вдоль поверхности и по нормали к ней.

Затем, в соответствии с формулой (1) рассчитаны начальные значения коэффициентов теплоотдачи α_{cal_i} и их средние значения α_{cal}^* для каждого участка. Далее для тестовой модели путем аппроксимации были определены коэффициенты уравнения (4) и подставлены в зависимость (3), в результате чего были найдены корректирующие значения для локальных величин теплового потока и, в последствии, уточненные значения локальных коэффициентов теплоотдачи и их средняя величина для каждого участка.

Полученный набор ГУ был подставлен в конечно-элементную модель для решения прямой задачи теплопроводности. Восстановленное таким образом поле температур в корпусе турбины низкого давления сопоставлялось с базовым распределением температур (рис. 5). Сравнение показало, что в целом картина теплового состояния восстановлена с достаточной точностью – направление температурных градиентов практически совпадает, а средняя разница температур между расчетным и базовым значениями лежит в пределах 5...15°C. Исключением является область фланцевого соединения, расположенная над рабочей лопаткой ТНД. Для повыше-

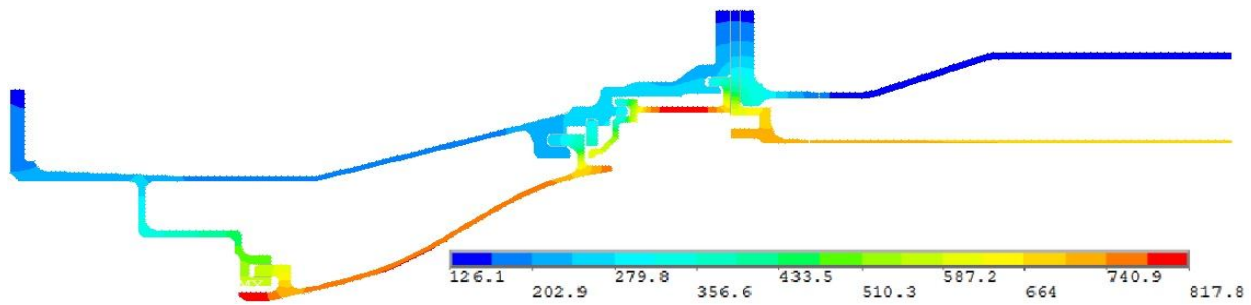


Рис. 5. Базовое поле температур элементов корпуса ТНД

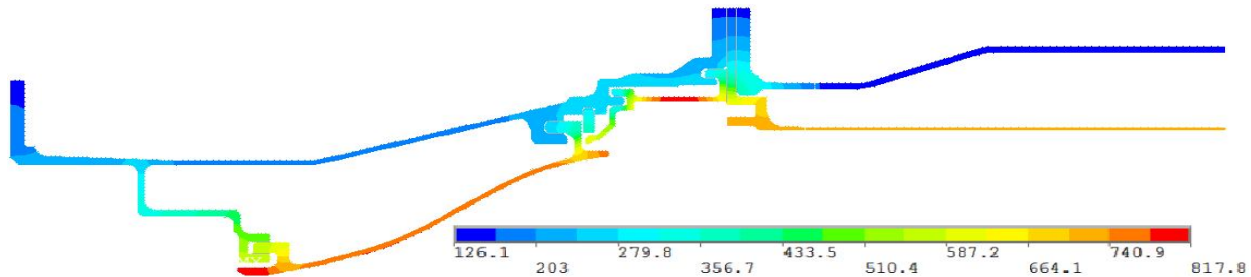


Рис. 6. Восстановленное поле температур элементов корпуса ТНД

ния сходимости между расчетной моделью и базовым тепловым состоянием был выполнен следующий этап – итерационный подход к расчету параметров, определяющих ГУ. Окончательный результат идентификации теплового состояния корпуса турбины представлен на рис. 6. Среднее различие температур в стационарной постановке составляет порядка 1°C , а максимальное расхождение расчетного и базового значения температур не превышает 4°C .

Относительная инструментальная погрешность примененных в эксперименте средств измерений (термоэлектрические преобразователи, кристаллические термоиндикаторы, термоиндикаторы плавления) на стационарных режимах изменяется в пределах от 0,4 % до 4 % в зависимости от уровня измеряемой температуры [9]. В абсолютных значениях данная погрешность составляет от $\pm 1,5^{\circ}\text{C}$ до $\pm 20^{\circ}\text{C}$. Таким образом, достигнутая точность расчетных температур соизмерима с точностью измерения температуры термомпарами типа ХА [10].

4. Оценка чувствительности расчетной температуры в контрольных точках к погрешности определения ГУ

При мониторинге теплового и напряженно-деформированного состояния элементов конструкции двигателя [1, 7] мониторинг (контроль) термонапряженного или термоделированного состояния осуществляется не для всего конструкционного элемента в целом, а лишь для отдельно выбранных – контролируемых – точек. Учитывая особенности

соответствующих алгоритмов, а также требования к точности мониторинговых моделей, необходимым является оценка влияния точности задания ГУ на точность определения температуры стенки корпуса ТНД в этих точках.

Как видно из расчетной схемы (см. рис. 4), корпус ТНД является составной и преимущественно тонкостенной конструкцией. Место расположения рабочих лопаток – в области фланцевого соединения (участок 22). Очевидно, что наибольшее влияние на термонапряженное состояние в контролируемых точках будут оказывать ГУ непосредственно на участках, на которых расположены эти точки, а также ГУ, определяющие ТНС наиболее массивной части конструкции – фланцевого соединения. ГУ на остальных участках, особенно на наиболее удаленных от рассматриваемого места, существенного влияния не оказывают.

Для проверки данного утверждения выполним следующий анализ. Проведем сравнение температур в контрольных точках, полученных в результате расчета, с исходным полем ГУ, с температурами в этих же точках при отклонении величины коэффициентов теплоотдачи от их номинального значения. Таким образом, необходимо выполнить ряд расчетов стационарного термоделированного состояния. Условия теплового нагружения в этих расчетах следующие: температура окружающей среды остается без изменений, а коэффициенты теплоотдачи на всех участках попеременно изменяются в пределах $\pm 10\%$ от номинала.

В итоге получены отклонения температур и радиальных температурных деформаций в контроль-

ных точках. Результаты расчетов подтверждают предположение о наибольшем влиянии ГУ на участках, расположенных в непосредственной близости от рассматриваемой зоны. Так, отклонения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях кольца-проставки над рабочим колесом, а также на поверхностях наружного корпуса в плоскости вращения рабочих лопаток ТНД приводят к погрешности определения температур в $\pm 2,5^\circ\text{C}$. Погрешность температуры сопровождается погрешностью определения радиальных температурных удлинений конструкции в контрольных точках. При этом большее влияние оказывают ГУ на поверхностях наружного корпуса в плоскости вращения рабочего колеса. Максимальная погрешность перемещений при отклонении α_i на 10 % не превышает 0,2 % или 0,003 мм.

5. Оценка точности полученных результатов на переходных режимах

Заключительным этапом данной работы является сравнение экспериментальных данных с тепловым состоянием корпуса ТНД, полученным в результате численного моделирования переходных процессов с применением рассчитанных ГУ теплообмена. В конечно-элементной модели учтено тепловое сопротивление в местах контакта деталей корпуса.

Для анализа температурной динамики рассматриваемого узла было принято решение выбрать этап ускоренного выхода на максимальный режим, соответствующий наибольшему температурному нагружению деталей двигателя. Выводу двигателя на любой заданный режим работы предшествует процесс запуска и некоторое время работы на режиме малого газа. Моделирование переходных тепловых процессов требует применение изменяющихся во времени ГУ. Рост газодинамических параметров проточной части, сопровождающий процесс запуска, является мало изученным, а его воспроизведение невозможно без дополнительных исследований и, возможно, экспериментального подтверждения, поэтому данный этап работы двигателя исключен из анализа. В то же время, постоянная времени газодинамических процессов в проточной части, связанная с изменением рабочих режимов двигателя, значительно меньше постоянной времени изменения теплового состояния его деталей, что позволяет использовать ступенчатое приложение тепловых нагрузок без потери точности численного эксперимента. Кроме того, сложные динамические процессы изменения теплового состояния при малом времени перехода от одних ГУ к другим могут быть описаны совокупностью ступенчатых переходных процессов, каждый из кото-

рых характеризуется постоянной теплоотдачей [2]. Учитывая вышесказанное, а также отсутствие информации об установившемся распределении температур на режиме малого газа, моделировался следующий процесс: начальное состояние – равномерное распределение температур по всем деталям корпуса, соответствующее температуре окружающей среды 9°C ; переходный процесс со ступенчатым изменением параметров, определяющих ГУ, до значений, соответствующих максимальному режиму работы двигателя.

Во время стендовых испытаний температуры стенок корпуса турбины измерялись в нескольких плоскостях, причем в каждой из плоскостей было установлено по несколько термодатчиков (рис. 7.). В рассматриваемом случае интерес представляют осредненные показания наборов термодатчиков, расположенных в плоскости вращения рабочего колеса ТНД (Т3 и Т4).

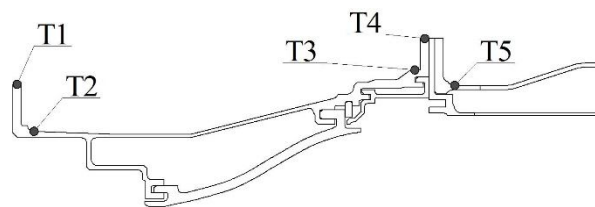


Рис. 7. Схема препарирования корпуса ТНД

На рис. 8 представлены средние показания термодатчиков из наборов Т3 и Т4. Начальный участок отображает процесс раскрутки ротора двигателя стартером без подачи топлива (горизонтальная линия); затем впрыск топлива, розжиг камеры сгорания и выход на режим малого газа – температура начинает расти, а динамика роста – невысокая. Наконец, увеличение подачи топлива в камеру сгорания и переход на максимальный режим работы, начиная с 83 секунды – резкое увеличение динамики роста температур.

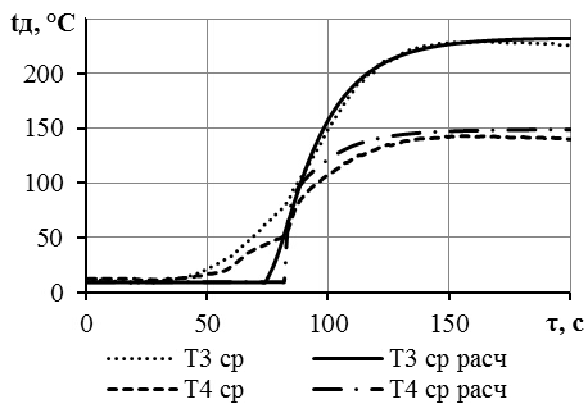


Рис. 8. Экспериментальные и расчетные динамические температуры корпуса ТНД

Заключение

Выполнена идентификация ГУ теплообмена для корпуса ТНД на основе метода, который позволяет учесть неоднородность теплового воздействия газового потока на элементы конструкции.

Показано, что для участков, на которых расположены контрольные точки, погрешность в определении коэффициентов теплоотдачи в пределах 10 % оказывает незначительное влияние – до 2,5°C. Погрешности коэффициентов теплоотдачи на отдаленных участках практически не оказывают влияния на установившиеся значения температур в контролируемых точках.

Достигнута достаточная для практических задач точность расчетной модели корпуса с применением полученных ГУ 3-го рода. Максимальная разница расчетной и экспериментальной температур на установившемся режиме не превышает 3,6°C, а в области контролируемых точек – не более 1,5°C. Максимальная разница динамических расчетной и экспериментальной температур изменяется от 9...13 до 0...4°C (рис. 9).

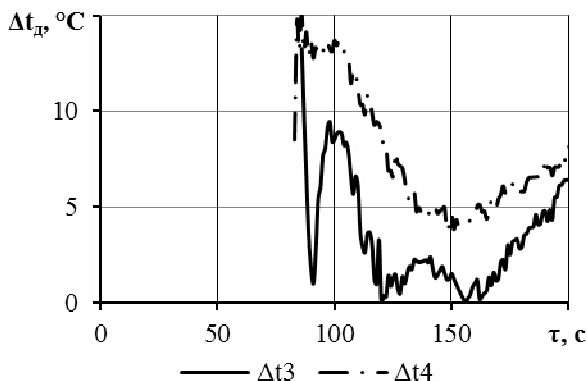


Рис. 9. Разница между расчетной и измеренной температурами

Литература

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 17.09.06 : утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 240 с.
2. Шимановская, Н. А. Формирование моделей температурного и напряженного состояния деталей для систем мониторинга выработки ресурсов двигателей многорежимных самолетов [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 : защищена 17.10.08 : утв. 28.04.09 / Шимановская Наталья Анатольевна. – Х., 2008. – 238 с.
3. Идентификация граничных условий теплообмена турбины по результатам испытаний

[Текст] / Е. В. Марценюк, Ю. А. Зеленый, С. Б. Резник [и др.] // Вестник НТУ «ХПИ». – Х., 2015. – № 41 (1150). – С. 72 – 76.

4. Алифанов, О. М. Обратные задачи теплообмена [Текст] / О. М. Алифанов. – М. : Машиностроение, 1988. – 280 с.

5. Кабанихин, С. И. Обратные и некорректные задачи [Текст] / С. И. Кабанихин. – Новосибирск : Сиб. науч. изд-во, 2009. – 457 с.

6. Мацевитый, Ю. М. Обратные задачи теплопроводности: в 2-х т [Текст] / Ю. М. Мацевитый. – К. : Наук. думка, 2002. – Т. 1. – 405 с.

7. Зеленский, Р. Л. Повышение точности определения динамических характеристик газотурбинных двигателей с учетом прогрева конструктивных элементов [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 : защищена 11.12.15 : утв. 25.02.16 / Зеленский Роман Леонидович. – Х., 2015. – 152 с.

8. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>.

9. Температурные измерения [Текст] : справочник / О. А. Геращенко [и др.]. – К. : Наукова думка, 1984. – 496 с.

10. ГОСТ Р 8.585-2001. Государственная система обеспечения единства измерений. Термопары. Номинальные статические характеристики преобразования. – Введ. 30.06.2002. – М. : Стандартинформ, 2010. – 82 с.

References

1. Olejnik, A. V. *Konceptiya i metody monitoringa vyrobki resursa aviacionnyh GTD na osnove identifikacii dinamiki temperaturnogo i napryazhennogo sostoyaniya osnovnyh detalej*. Dis. d-ra tekhn. nauk [The concept and methods for aircraft GTE lifetime monitoring, based on identification of thermal and stress state dynamics of the main parts. Dr. eng. sci. diss]. Kharkov, 2006. 240 p.
2. Shimanovskaya, N. A. *Formirovanie modelej temperaturnogo i napryazhennogo sostoyaniya detalej dlya sistem monitoringa vyrobki resursov dvigatelej mnogorezhimnyh samoletov*. Dis. kand. tekhn. nauk [Formation of the models of thermal and stress condition of details for the multimode airplane engines lifetime monitoring systems. PHD thesis]. Kharkov, 2008. 238 p.
3. Marcenjuk, E. V., Zelenyj, Y. A., Reznik, S. B., Klimik, R. R., Kulik, T. V. *Identifikaciya granichnyh uslovij teploobmena turbiny po rezul'tatam ispytaniy* [Identification of turbine heat transfer boundary conditions by using test results]. Kharkov, *Vestnik NTU «KhPI»*, 2015, no. 41 (1150), pp. 72-76.
4. Alifanov, O. M. *Obratnye zadachi teploobmena* [Heat transfer inverse problems]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1988. 280 p.
5. Kabanihin, S. I. *Obratnye i nekorrektnye zadachi* [Inverse and ill-posed problems]. Novosibirsk, Sib. nauch. izd-vo Publ., 2009. 457 p.

6. Macevityj, Yu. M. *Obratnye zadachi teploprovodnosti : v 2-x t* [Heat transfer inverse problems]. Kiev, Nauk. Dumka Publ., 2002, vol. 1. 405 p.

7. Zelenskij, R. L. *Povyshenie tochnosti opredeleniya dinamičeskikh harakteristik gazoturbinyh dvigatelej s uchetom progrena konstrukcionnyh e'lemen-tov* Dis. kand. tehn. nauk [Precision improvement of the turbine engine dynamic performances determination considering the structural elements heating. PHD thesis]. Kharkov, 2015. 152 p.

8. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference [The global pharmaceutical industry]. Available at: <http://148.204.81.206/Ansys/readme.html>.

9. Gerashhenko, O. A., Gordov, A.N., Lah, V.I., Stadnyh, B.I., Yaryshev, N.A. *Temperaturnye izmereniya : spravochnik* [Thermal measurements handbook]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1984. 496 p.

10. GOST R 8.585-2001. *Gosudarstvennaya sistema obespecheniya edinstva izmerenij. Termopary. Nominal'nye staticheskie harakteristiki preobrazovaniya* [State Standard R 8.585-2001. State system for ensuring the uniformity of measurements. Thermocouples. Nominal static characteristics of conversion]. Moscow, Standartinform Publ., 2010. 82 p.

Поступила в редакцию 12.05.2016, рассмотрена на редколлегии 15.06.2016

Рецензент: д-р техн. наук, проф., проф. кафедры А. В. Белогуб, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ТЕПЛООВОГО СТАНУ КОРПУСУ ТУРБІНИ АВІАЦІЙНОГО ДВИГУНА ПО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ ДАНИМ

Є. В. Марценюк, Ю. О. Зелений, Р. Р. Клім'як

Вирішена задача щодо визначення граничних умов конвективного теплообміну для корпусу турбіни на базі результатів випробувань авіаційного двигуна. Досягнене підвищення точності розрахунків граничних умов 3-го роду за питомим тепловим потоком при складному характері течії навколишнього середовища. Для цього визначалась поправка до розрахункового значення коефіцієнтів тепловіддачі, яка враховує передавання тепла всередині деталі за рахунок теплопровідності матеріалу. Виконано аналіз впливу точності визначення коефіцієнтів тепловіддачі на похибку розрахунку температур в контрольованих точках. Змодельований нестационарний тепловий стан корпусу турбіни, що відповідає етапу прискореного виведенню двигуна на максимальний режим. Результати моделювання порівняні з експериментальними даними.

Ключові слова: турбіна, тепловий стан, нестационарний процес, теплопровідність, коефіцієнт тепло-віддачі, обернена задача.

THE EXPERIMENTAL DATA BASED IDENTIFICATION OF THERMAL STATE OF AIRCRAFT ENGINE TURBINE CASING

Y. Martseniuk, Y. Zelenyj, R. Klimik

The paper deals with the problem of a proper determination of convective boundary condition referring an aircraft engine. The method is based on test result special analysis. The obtained results have proven the fact that the used method gives a very high accuracy of third kind boundary condition evaluation at the complex streamlining. To reach the high accuracy the authors have introduced and determined the corrections to the heat transfer coefficients. The correction describe the way heat transfers in the body. The authors have also investigated the effect of misdetermined heat transfer coefficient distribution on the evaluated temperature in the controlled points. The paper contains the simulation of a transient from the turned off to the maximum mode without heating up and its results comparison with the experimental data.

Key words: turbine, thermal state, transient, thermal conductivity, heat transfer coefficient, inverse problem.

Марценюк Евгений Викторович – ст. преп. кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина; e-mail: ev_martsen@mail.ru.

Зелений Юрий Алексеевич – ведущий конструктор отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье Украина, e-mail: yura-green@mail.ru.

Климик Ростислав Ростиславович – инженер-конструктор 1-й категории отдела турбин ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.

Martseniuk Yevgen Victorovich – Associate Professor, National Aerospace University «Kharkiv Aviation Institute», Kharkov, Ukraine, e-mail: ev_martsen@mail.ru

Zelenyj Yuri Alekseevich – Leading Project Designer of Turbine Department, SE Ivchenko-Progress, Zaporizhia, e-mail: yura-green@mail.ru.

Klimik Rostislav Rostislavovich – Senior Design Engineer of Turbine Department, SE Ivchenko-Progress, Zaporizhia, e-mail: 03504@ivchenko-progress.com.