

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СОСТОЯНИЯ СТенок ЖАРОВОЙ ТРУБЫ МНОГОФОРСУНОЧНОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Бакланов А.В.

Казанское моторостроительное производственное объединение,
ул. Дементьева, 1, Казань, 420036, Россия
e-mail: andreymbaklanov@bk.ru

Статья поступила в редакцию 22.01.2019

Рассматривается конструкция камеры сгорания конвертированного авиационного газотурбинного двигателя (ГТД), служащего для привода нагнетателя газоперекачивающего агрегата. Рассмотрены особенности конструкции системы охлаждения стенок жаровой трубы и принцип организации охлаждения. Проведено испытание камеры сгорания в составе газотурбинного двигателя, и представлены результаты определения температуры стенок жаровой трубы на двух режимах работы газотурбинной установки (ГТУ), соответствующих 16 и 18 МВт. Представлена методика расчета температуры стенки, и проведено сравнение результатов расчета и эксперимента. Выполнен анализ полученных результатов.

Ключевые слова: камера сгорания, система охлаждения стенок, препарирование стенок.

Введение

Охлаждение стенок жаровой трубы (ЖТ) является одной из важнейших составляющих организации процессов в камере сгорания ГТД. От эффективности системы охлаждения стенок жаровой трубы зависит надежность камеры сгорания и ресурс двигателя в целом. Одной из наиболее распространенных систем охлаждения является конвективно-пленочная, которая предусматривает создание воздушной пленки, не позволяющей горя-

чему газу взаимодействовать с металлом, а также за счет конвекции обеспечивает отвод тепла с обратной стороны стенки [1].

В качестве объекта исследования выбрана многофорсунчатая камера сгорания двигателя НК-16-18СТ (рис. 1).

Камера состоит из корпуса 6, жаровой трубы 3 и газового коллектора 1 для подачи газа к форсункам 2. Жаровая труба — кольцевая, многосекци-

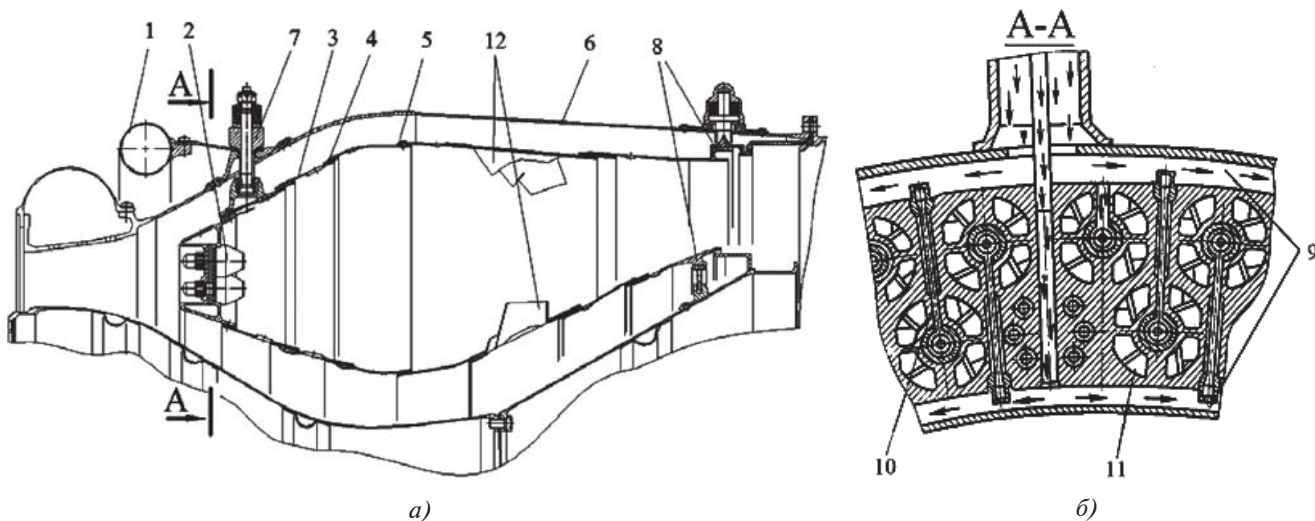


Рис. 1. Камера сгорания ГТД НК-16-18СТ (а) и фронтальная плита (б)

онная. Между секциями установлены дистанционные пластинки 5 или гофрированные ленты 4 для создания щелей, обеспечивающих пленочное воздушное охлаждение. Жаровая труба с передней стороны подвешивается с помощью фиксаторов 7. К задней части наружного и внутреннего кожухов приварены кольца 8, которыми они опираются на соответствующие кольцевые поверхности соплового аппарата турбины. Принципиальной конструктивной особенностью камеры сгорания этой схемы является многофорсуночная фронтальная плита (рис. 1, б). Она состоит из корпуса, в котором расположены полости топливных коллекторов 9, соединенные радиальными каналами 10 с топливными форсунками: 136 топливных форсунок установлены в корпусе головки в два ряда в шахматном порядке. Форсунки располагаются в отверстиях плиты, вокруг каждой форсунки в плите выполнены фигурные окна 11 для подвода воздуха к завихрителям. Топливо из струйных форсунок подается во внутреннюю полость конуса форсунки [1]. На наружном и внутреннем кожухах установлены смесительные патрубки 12, которые способствуют эффективному перемешиванию вторичного потока воздуха и газа для обеспечения допустимой температуры газов перед турбиной. Наружный и внутренний корпуса являются сварными узлами, выполненными из жаропрочного сплава [2—4].

Для измерения температуры кожухов жаровой трубы камера сгорания препарируется и на ее стенках устанавливаются шесть хромель-алюмелевых термопар на наружном и внутреннем кожухах, образующих контрольные пояса, в которых определяется температура (рис. 2 и 3) [5].

Препарирование осуществляется следующим образом. В выбранных точках на стенках выполняются отверстия, в которые устанавливаются

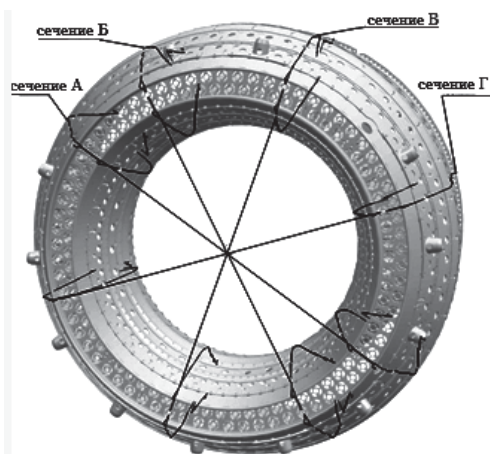


Рис. 2. Схема расположения сечений, в которых произведено препарирование

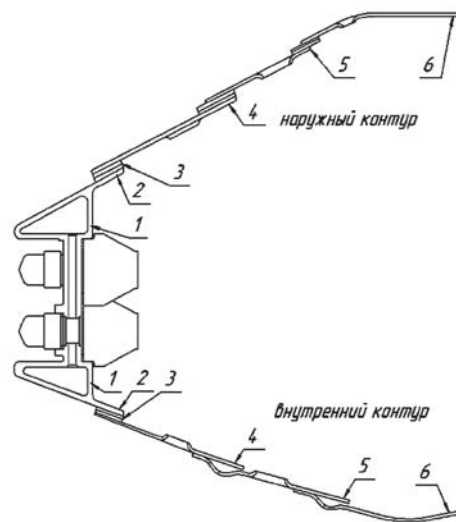


Рис. 3. Схема расположения шести термопар в сечениях

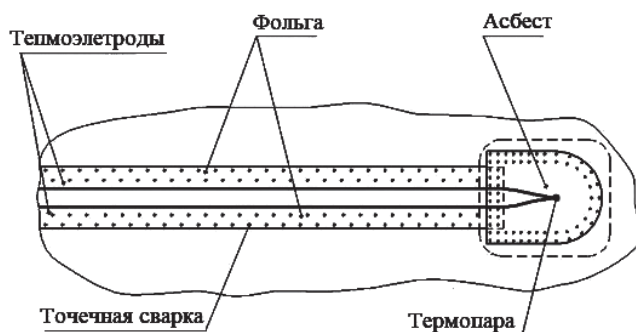


Рис. 4. Схема установки термопар

термопары. Термоэлектроды укладываются в направлении выхода по трассе прокладки. На термоэлектроды накладываются скобы из фольги и привариваются к ним точечной сваркой. На головку приваренной термопары накладывается теплоизоляция (рис. 4).

Измерение температур осуществляется в диапазоне 0...1100°C с погрешностью $\pm 1\%$ при доверительной вероятности $P = 0,95$.

После препарирования камера сгорания была установлена на двигатель. Затем, во время проведения его испытаний, определялась температура стенок на каждой из шести термопар наружного и внутреннего кожухов в соответствующих сечениях.

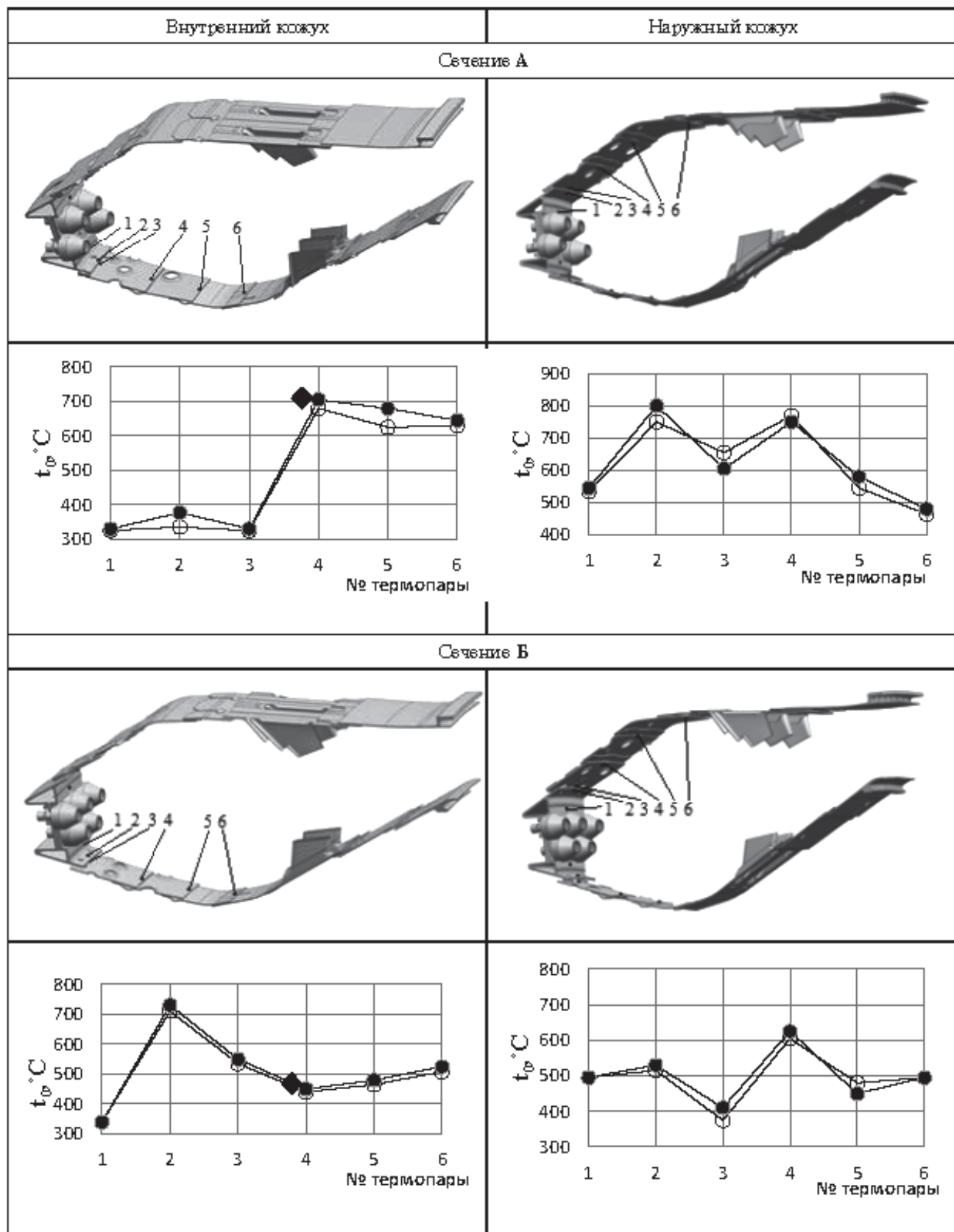
По результатам испытаний видно (табл. 1), что с увеличением мощности установки с 16 до 18 МВт температура стенок несущественно возрастает.

Температура стенок на рассмотренных режимах не превышает 800°C, что свидетельствует о достаточном охлаждении жаровой трубы.

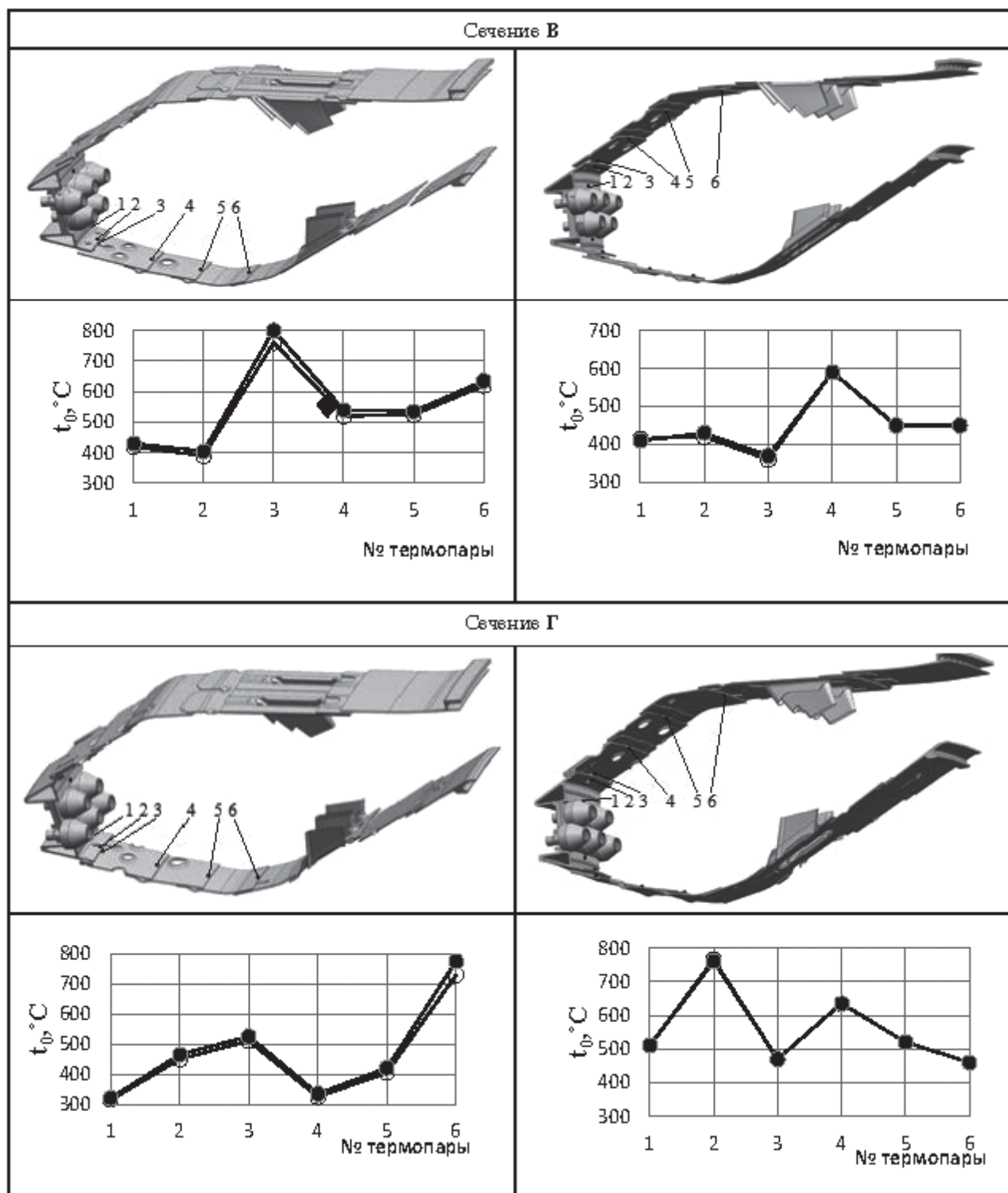
Температура стенок на наружном кожухе жаровой трубы в среднем ниже, чем на внутреннем. Это связано с углом расположения стенок отно-

Таблица 1

Температурное состояние стенок жаровой трубы



Распределение температур при Ne: ○ — 16 МВт, ● — 18 МВт, ◆ — расчет.



сительно фронтальной плиты. Стенки наружного кожуха устанавливаются под углом 24°, а внутреннего — под углом 18°, что геометрически ближе к зоне горения.

На козырьке фронтальной плиты, в отдельных областях, наблюдается высокая температура. Она проявляется вследствие конструктивных особенностей камеры сгорания, в которой из-за высокой

скорости истечения топливно-воздушной смеси возле форсунки образуется вихрь, формирующийся между козырьком фронтальной плиты и соплами форсунок.

Температура на термопаре №1 не превышает 500°C и лежит в пределах от 300 до 500°C. Это связано с тем, в каком месте установлены термопары — между форсунками или над ними. В од-

ном случае воздух, выходя из под форсунки, омывает фронтальную плиту, а в другом случае — нет.

В сечениях Б, Г на термопаре №2 наблюдается высокая температура порядка 700—750°C, а в сечении А температура козырька не превышает 400°C. Это связано с тем, что в данной области во фронтальной плите не устанавливается топливная форсунка по причине конструктивных особенностей подвода топлива во внутренние полости топливных коллекторов. Вместо отсутствующей форсунки выполнены сквозные отверстия (см. рис. 1, б), в связи с чем козырек дополнительно омывается охлаждающим воздухом.

На термопаре №3, которая установлена непосредственно в щелевой канал выдува воздуха, наблюдается низкая температура, не превышающая 650°C. Это связано с тем, что термопара установлена в месте формирования охлаждающей завесы, эффективно обеспечивающей низкую температуру стенки. Исключение составляет сечение В, в котором температура на термопаре №3 достигает 800°C. Это объясняется тем, что термопара находится возле щели, предназначенной для компенсации температурных расширений стенки жаровой трубы при воздействии рабочих температур. Через данную щель воздух поступает в жаровую трубу, разбивая основную охлаждающую пленку. Прошедший через нее воздух пробивается во внутреннюю часть жаровой трубы и начинает участвовать в процессе горения.

Можно заметить, что характер распределения температур в различных сечениях разный. К примеру, в сечении А на термопаре №4, установленной на кромке первого кольца, наблюдается максимальная температура, в то время как в сечении Б, на термопаре, расположенной в том же месте, температура не повышена. Из анализа конструкции жаровой трубы можно увидеть, что термопара, на которой определена повышенная температура, расположена на стенке за отверстием, имеющим отбортовку и предназначенным для подвода воздуха в жаровую трубу, а термопара №4 сечения Б

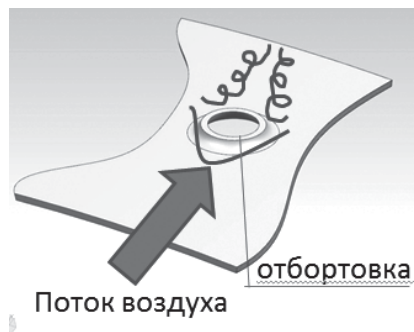


Рис. 5. Схема течения охлаждающего воздуха

располагается между отверстиями подвода воздуха (рис. 5).

Для объяснения пониженной температуры стенки между отверстиями подвода воздуха, по сравнению с температурой за отверстием, необходимо оценить траекторию струи, втекающей через это отверстие, которая определяется при помощи зависимости [6]

$$H = d \left[0.3 + 0.415 \left(\frac{W_0}{W_{11}} \right) \right] \left(\frac{l}{d} \right)^{0.63}, \quad (1)$$

где H — текущая глубина проникновения струи; l — координаты по оси абсцисс; d — диаметр отверстия; W_0 и W_{11} — соответственно скорость газа в отверстии и скорость сносящего потока.

Скорости газа в отверстии и скорость сносящего потока определяются по формулам:

$$W_0 = \frac{\left(1 - \frac{F_\Phi}{F_0} \right) G_B}{\rho_B F_{KK}}; \quad (2)$$

$$W_{11} = \frac{\left(1 - \frac{F_\Phi}{F_0} \right) G_B}{\rho_B F_{Ж}}, \quad (3)$$

где $F_{Ж}$ — площадь жаровой трубы; F_{KK} — площадь полости между корпусом и жаровой трубой; F_Φ — площадь фронтального устройства; F_0 — площадь отверстий в жаровой трубе

Для выполнения расчета по формулам (2) и (3) принимаются следующие допущения: 1) скорость воздуха в отверстии принимается равной среднерасходной скорости воздуха через все отверстия; 2) скорость сносящего потока принимается равной среднерасходной скорости сносящего потока газа через миделевое сечение в жаровой трубе.

На графике (рис. 6) показаны координаты пространства струи. Учитывая, что в камерах сго-

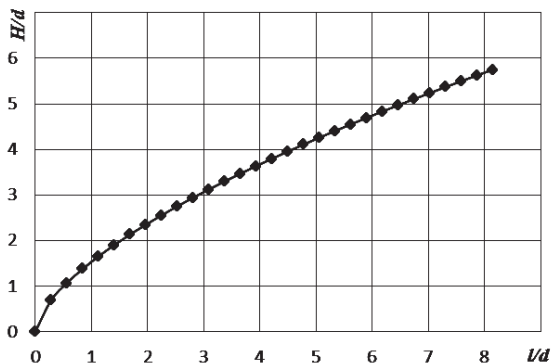


Рис. 6. Траектория струи при втекании воздуха через отверстие

рания подобного типа диффузионное горение возникает на струях, в результате расширения и смыкания соседних струй на расстоянии $l/d = 4$ образуется высокотемпературная кольцевая зона [6, 7]. Несмотря на это, охлаждающий воздух в сечении Б в районе термопары №4 обеспечивает оптимальную температуру стенки, а в сечении А нет. Это также объясняется тем, что воздух, прошедший через щелевой охлаждающий канал, разбивается об отбортовку отверстия образуя вихри-вое течение (см. рис. 5), которое теряет эффективность охлаждения, в результате чего температура стенки за отверстием будет возрастать.

Для оценки эффективности пленочного охлаждения можно воспользоваться зависимостью [9]

$$\eta_{пл} = \frac{(T_{ст} - T_{г})}{(T_{к}^* - T_{г})}, \quad (4)$$

где $T_{ст}$ — температура стенки; $T_{г}$ — температура газа у стенки, $T_{к}^*$ — температура охлаждающего воздуха.

В соответствии с зависимостью (4) определено, что на расстоянии $x/s = 10$, где s — высота щели; x — текущая координата (рис. 7), эффективность пленочного охлаждения составляет $\eta_{пл} = 0,89$. При этом за отверстием, имеющим отбортовку (см. рис. 5), на том же расстоянии эффективность пленочного охлаждения составляет $\eta_{пл} = 0,778$.

На термопарах №5,6, как правило, температура стенки невысокая, так как они находятся в той области жаровой трубы, в которой процесс горения прекращается и движутся газы меньшей, чем в зоне горения, температуры. Исключение составляет сечение А, в котором наблюдается высокая температура стенок на протяжении длинного участка, что объясняется рассмотренными выше факторами распространения втекающей в жаровую трубу струи.

В соответствии с тем, что в рассматриваемой жаровой трубе система охлаждения обеспечивается формированием тепловой завесы при помощи щелевых каналов, образованных наложением отдельных секций (рис. 7), для данного участка разработана методика расчета температуры стенок с трактовой стороны [10—15].

Расчет температуры стенки с трактовой стороны жаровой трубы производится в следующий последовательности:

1. Коэффициент теплоотдачи со стороны пленки

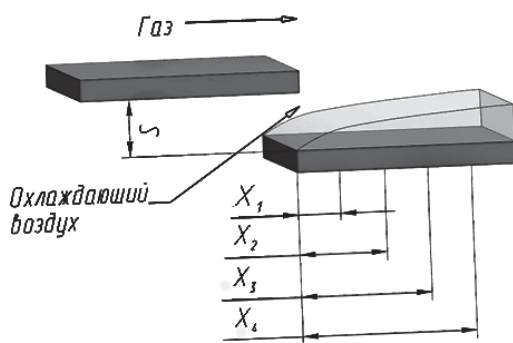


Рис. 7. Схема тепловой завесы при вдуве воздуха через щелевой канал

$$\alpha_{пл_i} = \alpha_{г_i} K_{m_i}. \quad (5)$$

2. Коэффициент теплоотдачи со стороны газа [16]

$$\alpha_{г_i} = 0,0296 \text{Re}_{x_i}^{0,8} \text{Pr}^{0,43}, \quad (6)$$

где $\text{Re}_{x_i} = \frac{w_{г_i} x_i}{\nu_{г}}$ — число Рейнольдса;

$\nu_{г}$ — кинематическая вязкость, $\text{м}^2/\text{с}$;

$w_{г}$ — скорость газа в камере сгорания, $\text{м}/\text{с}$;

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha_{к}} = \frac{\eta C_p}{\chi} \quad \text{— число Прандтля};$$

$\alpha_{к}$ — коэффициент температуропроводности.

3. Множитель — поправка на влияние вдува

$$K_{m_i} = 1 + \frac{2 \left(\frac{w_{охл}}{w_{г}} \right)}{x_i/s}, \quad (7)$$

где $w_{охл}$ — скорость охлаждающего воздуха.

4. Температура пленки

$$T_{пл_i}^* = T_{г}^* - \eta_{пл_i} (T_{г}^* - T_{охл_i}^*), \quad (8)$$

где $\eta_{пл_i}$ — эффективность пленочного охлаждения.

Из работы [17] известно, что параметр A , характеризующий особенности течения воздуха, при значении $A \leq 3$ обеспечивает эффективность охлаждения $\eta_{пл_i} = 1$:

$$A = \text{Re}_s^{-0,25} m^{-1,3} \left(\frac{x}{s} \right), \quad (9)$$

где m — параметр вдува,

$$m = \frac{\rho_{\text{охл}} w_{\text{охл}}}{\rho_{\Gamma} w_{\Gamma}} \quad (10)$$

В соответствии с тем, что щелевой канал жаровой трубы имеет в разных сечениях высоту от 1,5 до 3 мм и в нем формируется высокая скорость потока, то и число Рейнольдса принимает большие значения. В связи с этим параметр A будет гарантированно меньше 3, поэтому эффективность пленочного охлаждения будет близка к единице. Однако, зная, что на пути охлаждающей пленки будет находиться препятствие в виде отбортовки отверстия, можно использовать полученные ранее экспериментальные значения $\eta_{\text{пл}}$ для учета в расчете температуры пленки в уравнении (8).

5. Плотность теплового потока [18]

$$q = \frac{T_{\text{пл}}^* - T_{\text{охл}}^*}{\frac{1}{\alpha_{\text{пл}}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{охл}}}}, \quad (11)$$

где $\delta_{\text{СТ}}$ — толщина стенки; $\lambda_{\text{СТ}}$ — теплопроводность стенки; $\alpha_{\text{охл}}$ — коэффициент теплоотдачи со стороны воздуха.

6. Температура стенки с трактовой стороны жаровой трубы

$$T_{\text{СТ}} = T_{\text{пл}}^* - \frac{q}{\alpha_{\text{пл}}}. \quad (12)$$

Для выполнения представленного выше расчета необходимо знать граничные условия, то есть температуру газового потока в жаровой трубе, что требует предварительного упрощенного расчета камеры сгорания.

Известно, что по длине жаровой трубы происходит распределение подводимого воздуха в соответствии с распределением площадей отверстий, которое определяется соотношением (рис. 8) [19—22]:

$$\bar{F}_i(x) = \frac{F_i(x)}{F_{\Sigma}}, \quad (13)$$

где F_{Σ} — суммарная площадь всех отверстий в ЖТ;

$F_i(x)$ — площадь отверстий в i -м поясе.

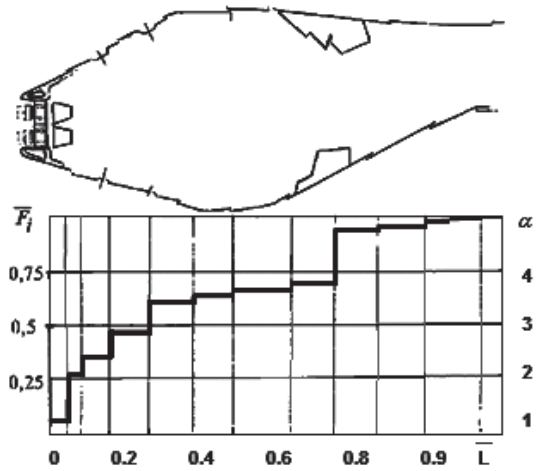


Рис. 8. Распределение относительных площадей отверстий по длине камеры сгорания НК 16-18СТ

Изменение коэффициента избытка воздуха по длине жаровой трубы можно оценить следующим образом:

$$\alpha = \frac{F_i(x) \cdot \Delta G_{\text{В}}}{L_0 \cdot G_{\Gamma}}, \quad (14)$$

где $\Delta G_{\text{В}} = \frac{G_{\text{В}}}{F_{\Sigma}}$;

G_{Γ} , $G_{\text{В}}$ — расход топлива и воздуха, известные параметры двигателя.

Средняя температура в рассматриваемой области горения определяется из уравнения теплового баланса:

при $\alpha \leq 1$

$$T_{\Gamma} = T_{\text{к}}^* + \frac{H_u \eta}{C_{p_{\Gamma}} \cdot \left(L_0 + \frac{1}{\alpha} \right)}; \quad (15)$$

при $\alpha \geq 1$

$$T_{\Gamma} = T_{\text{к}}^* + \frac{H_u \cdot \eta}{C_{p_{\Gamma}} (1 + \alpha \cdot L_0)}. \quad (16)$$

где H_u — теплотворная способность топлива; η — полнота сгорания топлива; L_0 — стехиометрический коэффициент; α — коэффициент избытка воздуха; C_p — средняя теплоемкость продуктов сгорания; $T_{\text{к}}^*$ — температура на входе в камеру сгорания.

Проведенные в соответствии с разработанной методикой расчеты, учитывающие экспериментальные данные по выявленным значениям эффективности пленочного охлаждения $\eta_{\text{пл}}$, пока-

Таблица 2

Параметры по сечениям камеры сгорания

Фронтное устройство	Внутренний кожух жаровой трубы (пояса отверстий)				Наружный кожух жаровой трубы (пояса отверстий)			
	Щель	I_B	Щель	Π_B	Щель	I_H	Щель	Π_H
G_i расхода воздуха в сечении, кг/с								
12	3	4	1,44	3,7	4,5	5,5	2,55	7,4
α коэффициент избытка воздуха								
0,6	–	0,2	–	0,17	–	0,26	–	0,35
Суммарный коэффициент избытка воздуха для зоны горения								
1,58								

зали хорошую сходимость (табл. 2) и могут быть применены для проектирования подобных систем охлаждения.

Выводы

Проведены исследования температуры стенок жаровой трубы в условиях изменения режима работы двигателя.

Выявлено, что повышенная температура наблюдается в области за отбортовкой воздухоподводящего отверстия. При обтекании отбортовки формируется вихревой след, который ухудшает эффективность охлаждения стенки.

Определено значение параметра эффективности пленочного охлаждения за отбортовкой воздухоподводящих отверстий.

Представлен расчет температуры стенок жаровой трубы камеры сгорания ГТД для системы охлаждения, предусматривающей щелевые охлаждающие каналы.

Библиографический список

1. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Ковылов Ю.Л., Резник В.Е., Цыбизов Ю.И. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей. — Самара: СНЦ РАН, 2002. — 527 с.
2. Lefebvre A.H., Ballal D.R. Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions. — Third Edition. — CRC Press, 2010. — 560 p.
3. Baklanov A.V., Neumoin S.P. A technique of gaseous fuel and air mixture quality identification behind the swirl burner of gas turbine engine combustion chamber // Russian Aeronautics. 2017. Vol. 60. No. 1, pp. 90–96. DOI: 10.3103/S1068799817010135
4. Гриценко Е.А., Данильченко В.П., Лукачев С.В., Резник В.Е., Цыбизов Ю.И. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения: Учебное пособие. — Самара: СНЦ РАН, 2004. — 266 с.
5. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ. — М.: Мир, 1986. — 566 с.
6. Мингазов Б.Г. Камеры сгорания газотурбинных двигателей. — Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2004. — 220 с.
7. Бакланов А.В. Управление процессом сжигания топлива путем изменения конструкции горелки в камере сгорания газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 2. С. 73–85.
8. Richerson D.W. Ceramics for Turbine Engines // Mechanical Engineering. 1997. Vol. 119. No. 9, pp. 80–83.
9. Dutta P., Cowell L.H., Yee D.K., Dalla Betta R.A. Design and Evaluation of a Single-Can Full Scale Catalytic Combustion System for Ultra-Low Emissions Industrial Gas Turbines // ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Orlando, Florida, USA, 2–5 June 1997). Paper 97-GT-292. Vol. 2, pp. V002T05A016. DOI: 10.1115/97-GT-292
10. Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Adiabatic Wall Effectiveness Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits // ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Orlando, Florida, USA, 2–5 June 1997). Paper No. 97-GT-164. Vol. 3, pp. V003T09A029. DOI: 10.1115/97-GT-164
11. Burrus D.L., Charour C.A., Foltz H.L., Sabla P.E., Seto S.P., Taylor J.R. Energy Efficient Engine combustor

- Test Hardware—Detailed Design Report. — NASA CR-168301, 1984. — 400 p.
12. *Rosen R., Facey J.R.* Civil Propulsion Technology for the Next TwentyFive Years // Eighth International Symposium on Air Breathing Engines. Paper No. 87-7000, AIAA, Washington, DC, 1987.
 13. *Dodds W.J., Ekstedt E.E.* Broad specification fuel combustion technology program: Phase II. — NASA Technical Reports Server (NTRS), 1984.
 14. *Lefebvre A.H.* Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance // AFWAL-TR-84-2104, 1985.
 15. *Dodds W.J., Bahr D.W.* Combustion System Design // Mellor A.M. (ed.) Design of modern gas turbine combustors. New York: Academic Press, 1990, pp. 343–476 (557 p.)
 16. *Ильинков А.В., Габдрахманов Р.Р., Такмовцев В.В., Шукин А.В.* Влияние центробежных массовых сил на теплоотдачу при обтекании потоком воздуха вогнутой поверхности с поперечными выступами // Вестник Московского авиационного института. 2018. Т. 25. № 1. С. 39-48.
 17. *Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Шукин А.В.* Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей. — 2-е изд. — М.: Машиностроение, 1993. — 288 с.
 18. *Isaev S.A., Schelchkov A.V., Leontiev A.I., Baranov P.A., Gulcova M.E.* Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2016. Vol. 94, pp. 426-448. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.002
 19. *Ahn S.W., Lee J.S.* Large eddy simulation of flow and heat transfer in a channel with a detached rib array // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2010. Vol. 53. No. 1-3, pp. 445-452. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.012
 20. *Kim R., Mochizuki S., Murata A.* Heat transfer enhancement mechanism in a rectangular passage with V- and Λ-shaped ribs // Journal of Flow Visualization and Image Processing. 2001. Vol. 8. No. 1, pp. 51-68. DOI: 10.1615/JFlowVisImageProc.v8.i1.50
 21. *Бакланов А.В.* Поэтапная доводка камеры сгорания газотурбинного двигателя, работающей в условиях форсирования скорости воздуха на выходе из компрессора // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 3. С. 13-22.
 22. *Маркушин А.Н., Меркушин В.К., Бышин В.М., Бакланов А.В.* Организация низкоэмиссионного горения в кольцевой камере сгорания ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2009. № 3. С. 70-72.

EXPERIMENTAL STUDY OF THE FLAME TUBE TEMPERATURE STATE OF A GAS TURBINE ENGINE MULTI-NOZZLE COMBUSTION CHAMBER

Baklanov A.V.

*Kazan Motor Production Association,
1, Demytyeva str., Kazan, 420036, Russia
e-mail: andreybaklanov@bk.ru*

Abstract

The flame tube walls cooling is one of the important components while organizing processes in the gas turbine combustion chamber. The combustion chamber operation reliability and engine endurance as a whole depend on the effective flame tube walls cooling. Convective-film cooling is one of the most widespread cooling systems. It includes the air film forming, which does not allow the hot gas interaction with metal and drawing heat from the backside of the wall due to the convection. The article presents the results of the studies on the flame tube walls temperature determining of the gas turbine engine operating on the gaseous fuel.

The article presents the combustion chamber structure of the converted aviation gas turbine engine serving as the gas pumping unit supercharger drive. The combustion chamber walls preparation and its testing as a part of a gas turbine engine were performed. The article presents the results on the flame tube walls temperature for the two operation modes of the gas turbine installation corresponding to 16 and 18 MW. The analysis of the obtained results allowed revealing that with the gas turbine installation power increase from 16 to 18 MW the temperature state of the wall did not drastically change. The walls temperature at the considered modes does not exceed 800°C, which indicates the flame tube sufficient

cooling. However, the temperature distribution in various cross-sections was not of the similar nature. In some cross-sections maximum compared to the other cross-sections temperature was observed. It can be explained by the fact that the air passed through the conduit is split upon the hole flanging forming a vortex flow. As a result, the film-cooling loses its effectiveness, and the wall temperature behind the hole increases. The film-cooling effectiveness was determined at various sections on the flame tube walls. A technique for the wall temperature computing was developed, and comparison of computational and experimental results was performed.

Keywords: combustion chamber, walls cooling system, walls preparation.

References

- Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Kovylov Yu.L., Reznik V.E., Tsybizov Yu.I. *Nekotorye voprosy proektirovaniya aviatsionnykh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Some issues of aircraft gas turbine engines designing), Samara, SNTs RAN, 2002, 527 p.
- Lefebvre A.H., Ballal D.R. *Gas Turbine Combustion: Alternative Fuels and Emissions*. Third Edition. CRC Press, 2010, 560 p.
- Baklanov A.V., Neumoin S.P. A technique of gaseous fuel and air mixture quality identification behind the swirl burner of gas turbine engine combustion chamber. *Russian Aeronautics*, 2017, vol. 60, no. 1, pp. 90-96. DOI: 10.3103/S1068799817010135
- Gritsenko E.A., Danil'chenko V.P., Lukachev S.V., Reznik V.E., Tsybizov Yu.I. *Konvertirovanie aviatsionnykh GTD v gazoturbinnnye ustanovki nazemnogo primeneniya* (Aviation gas turbine engines conversion into ground-based gas turbine engines), Samara, SNTs RAN, 2004, 266 p.
- Lefebvre A.H. *Gas Turbine combustion*. Hemisphere Publishing Corporation, 1983, 531 p.
- Mingazov B.G. *Kamery sgoraniya gazoturbinnnykh dvigatelei* (Gas turbine engines combustion chambers), Kazan, Kazanskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 2004, 220 p.
- Baklanov A.V. Controlling fuel combustion process by burner design change in gas turbine engine combustion chamber. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 2, pp. 73-85.
- Richerson D.W. *Ceramics for Turbine Engines*. *Mechanical Engineering*, 1997, vol. 119, no. 9, pp. 80-83.
- Dutta P., Cowell L.H., Yee D.K., Dalla Betta R.B. Design and Evaluation of a Single-Can Full Scale Catalytic Combustion System for Ultra-Low Emissions Industrial Gas Turbines. *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Orlando, Florida, USA, 2-5 June 1997)*. Paper 97-GT-292, vol. 2, pp. V002T05A016. DOI: 10.1115/97-GT-292
- Gritsch M., Schulz A., Wittig S. Adiabatic Wall Effectiveness Measurements of Film-Cooling Holes with Expanded Exits. *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition (Orlando, Florida, USA, 2-5 June 1997)*. Paper No. 97-GT-164, vol. 3, pp. V003T09A029. DOI: 10.1115/97-GT-164
- Burrus D.L., Charour C.B., Foltz H.L., Sabla P.E., Seto S.P., Taylor J.R. *Energy Efficient Engine combustor Test Hardware—Detailed Design Report*. NASA CR-168301, 1984, 400 p.
- Rosen R., Facey J.R. Civil Propulsion Technology for the Next TwentyFive Years. *Eighth International Symposium on Air Breathing Engines*. Paper No. 87-7000, AIAA, Washington, DC, 1987.
- Dodds W.J., Ekstedt E.E. *Broad specification fuel combustion technology program: Phase II*. - NASA Technical Reports Server (NTRS), 1984.
- Lefebvre A.H. *Influence of Fuel Properties on Gas Turbine Combustion Performance*. AFWAL-TR-84-2104, 1985.
- Dodds W.J., Bahr D.W. Combustion System Design. In Mellor A.M. (ed.) *Design of modern gas turbine combustors*. New York, Academic Press, 1990, pp. 343-476.
- Il'inkov A.V., Gabdrakhmanov R.R., Takmoltsev V.V., Shchukin A.V. Effect of centrifugal mass forces on heat transfer when airflow of concave surface with transverse projections. *Aerospace MAI Journal*, 2018, vol. 25, no. 1, pp. 39-48.
- Lokai V.I., Bodunov M.N., Zhuikov V.V., Shchukin A.V. *Teploperedacha v okhlazhdaemykh detalyakh gazoturbinnnykh dvigatelei* (Heat transfer in the cooled parts of gas turbine engines), Moscow, Mashinostroenie, 1993, 288 p.
- Isaev S.A., Schelchkov A.V., Leontiev A.I., Baranov P.A., Gulcova M.E. Numerical simulation of the turbulent air flow in the narrow channel with a heated wall and a spherical dimple placed it for vortex heat transfer enhancement depending on the dimple depth. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2016, vol. 94, pp. 426-448. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.11.002
- Ahn S.W., Lee J.S. Large eddy simulation of flow and heat transfer in a channel with a detached rib array. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, vol. 53, no. 1-3, pp. 445-452. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.09.012
- Kim R., Mochizuki S., Murata A. Heat transfer enhancement mechanism in a rectangular passage with V- and Λ -shaped ribs. *Journal of Flow Visualization and Image Processing*, 2001, vol. 8, no. 1, pp. 51-68. DOI: 10.1615/JFlowVisImageProc.v8.i1.50
- Baklanov A.V. Stepwise gas turbine engine combustion chamber development in conditions of air velocity forcing at compressor outlet. *Aerospace MAI Journal*, 2017, vol. 24, no. 3, pp. 13-22.
- Markushin A.N., Merkushin V.K., Byshin V.M., Baklanov A.V. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Aviatsionnaya tekhnika*, 2009, no. 3, pp. 70-72.