

УДК 536.24

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕТОДА ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ ПРЕПЯТСТВИЯ, РАСПОЛОЖЕННОГО ВНИЗ ПО ПОТОКУ

А. Хорси, А. Гулайлиа, М. К. Хамиду

Университет наук и технологий г. Оран, 31000 Оран, Алжир

E-mails: azzeddine.khorsy@yahoo.fr, guelailia@yahoo.fr, hamada-gm@hotmail.com

С использованием пакета программ Ansys CFX исследуется эффективность пленочного охлаждения на пластине с помощью вдува охлаждающего потока через один ряд цилиндрических каналов, расположенных под различными углами. Для повышения эффективности метода пленочного охлаждения вниз по потоку от цилиндрических каналов, обеспечивающих подачу охлаждающего газа, помещаются короткие, в форме полумесяца препятствия. Результаты численных расчетов для случая отсутствия препятствия сравниваются с экспериментальными данными.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, адиабатическая эффективность, угол присоединения, плоская пластина, метод конечных объемов.

DOI: 10.15372/PMTF20160410

Введение. Высокая производительность проектируемых газовых турбин требует повышения коэффициента полезного действия, что обычно достигается путем увеличения температуры газа на входе в турбину. Однако температура газа на входе в турбину, как правило, превышает температуру (более 1600 К) разрушения материала, из которого изготовлены лопатки турбины, что требует разработки новых методов охлаждения для уменьшения термической нагрузки на лопатки турбин. Такие методы, как пленочное и внутреннее охлаждение, повышают производительность современных газовых турбин. При использовании метода пленочного охлаждения охлаждающий газ (воздух) выдувается из компрессора через каналы в лопатках турбины, которые могут находиться непосредственно на стенке или конце лопатки. Выходящий через отверстия газ формирует на поверхности лопатки тонкий термозащитный слой (“пленку”), который предотвращает перегревание лопатки. Процесс пленочного охлаждения зависит от многих факторов, основное влияние оказывают отношения скоростей охлаждающего и охлаждаемого газов, массовых потоков, импульсов, давлений, температур, плотностей и интенсивность турбулентных процессов. Также значительное влияние оказывают геометрические параметры исследуемой области, поэтому изучается геометрия поверхности лопаток турбины и подводящих охлаждающих каналов с целью определения их положения и распределения по поверхности. Для течения в типичной газовой турбине характерны следующие диапазоны параметров: отношение давлений — $1,02 \div 1,10$, отношение массовых расходов — $0,5 \div 2,0$, отношение температур — $0,50 \div 0,85$, отношение плотностей — $2,0 \div 1,5$ [1].

Большое количество работ посвящено исследованию метода пленочного охлаждения с использованием цилиндрических каналов. В рамках данного подхода выделим методы увеличения эффективности посредством увеличения площади поверхности цилиндрического канала на выходе [2, 3], а также за счет использования дополнительной диффузии, диффузии в области слияния потоков и изменения положения каналов. В работе [4] исследовалось пленочное охлаждение при одно- и двухрядном расположении отверстий на плоской пластине, а также при поперечном вдуве газа и вдуве газа под различными углами. Отмечается, что вдув газа под углом обеспечивает более существенное охлаждение, чем вдув охлаждающего газа в поток при одном и том же отношении массовых расходов охлаждаемого и охлаждающего газов. В [5] изучалось влияние различных значений отношения расходов охлаждаемого и охлаждающего газов и угла вдува на перенос тепла. В [6] изучалось истечение охлаждающего газа из отверстий различной формы на поверхности пластины. Результаты исследований показали, что такая геометрия канала позволяет повысить эффективность процесса охлаждения по сравнению со случаем истечения из отверстия, образованного цилиндрическим каналом. Еще один подход предполагает изменение аэродинамики в окрестности выходного отверстия канала. В экспериментах [7] на границе отверстия вверх по потоку размещались специальные преграды (табы). Авторы работ [3, 8, 9] исследовали эффективность пленочного охлаждения, изменяя форму выходного отверстия канала. В [10] изучалось влияние преграды, находящейся над соплом, на проникание и расширение струи газа, выходящей из канала, обнаружено, что при установке преграды на границе выходного отверстия вверх по потоку образуются ω -образные вихри, препятствующие расширению струи в основном потоке. В [11] предложено поместить препятствие в виде ступеньки вверх по потоку от выходного отверстия канала. В работах [12, 13] установлено, что при однорядном расположении выходных отверстий геометрические параметры оказывают большое влияние на эффективность охлаждения, которая уменьшается при увеличении отношения массовых расходов вдуваемого и охлаждаемого газов. В [14–16] показано, что при наличии шероховатости поверхности адиабатическая эффективность при обдуве плоской пластины уменьшается. В экспериментах [17] холодная струя внедрялась через два малых симметричных отверстия. В [18] проведено экспериментальное исследование пленочного охлаждения при размещении в потоке препятствия в форме полумесяца.

Целью настоящей работы является изучение пленочного охлаждения с использованием и без использования препятствия в форме полумесяца, установленного вниз по потоку от вдуваемой струи, при различных отношениях массовых расходов охлаждающего и охлаждаемого газов.

Численный расчет. Моделирование проводится с использованием пакета программ Ansys CFX. С помощью метода конечных объемов интегрируются осредненные по числу Рейнольдса уравнения Навье — Стокса. Вычисления продолжаются до тех пор, пока не будет достигнут критерий сходимости (10^{-5}). В данной работе турбулентность моделируется с помощью модели сдвиговых напряжений Ментера [19], объединяющей $(k-\varepsilon)$ -модель и $(k-\omega)$ -модель турбулентности.

Геометрия исследуемой области. Отношение ширины исследуемой области к диаметру отверстия равно $p/d = 3$ при $d = 12,7$ мм. Координата X отсчитывается от границы отверстия, расположенного вниз по потоку, и используется в безразмерном виде как x/d (рис. 1). Для случая отсутствия преграды каналы расположены под углами $\alpha = 35, 45, 55, 65^\circ$ к основному потоку. В случае наличия преграды в форме полумесяца канал расположен под углом $\alpha = 35^\circ$. Преграда имеет следующие параметры: $W/d = 2, \delta/B = 0,5, B/d = 1,5, H/d = 0,25, \lambda/d = 0,5$, отношение массовых расходов $M = 0,50; 0,75; 1,00; 1,50$, относительная плотность $\bar{\rho} = 1$, скорость набегающего потока $U_\infty = 12$ м/с, температура

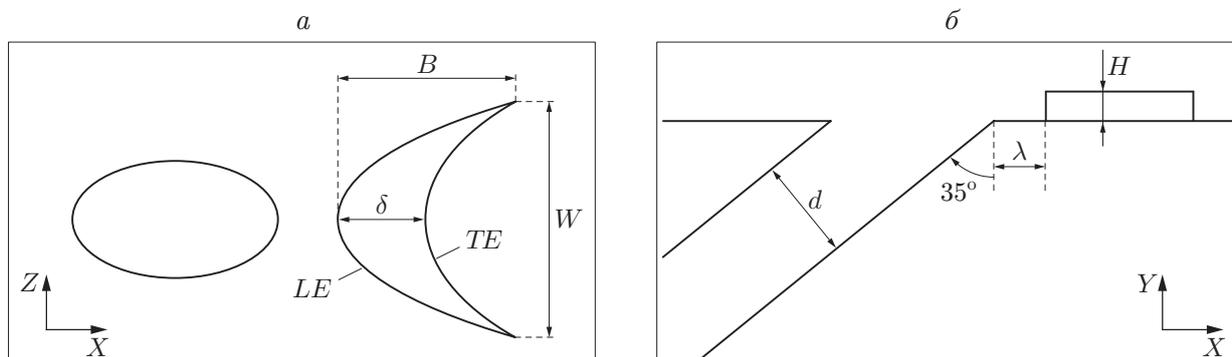


Рис. 1. Схема вычислительной области:
a — вид сверху, *б* — вид сбоку

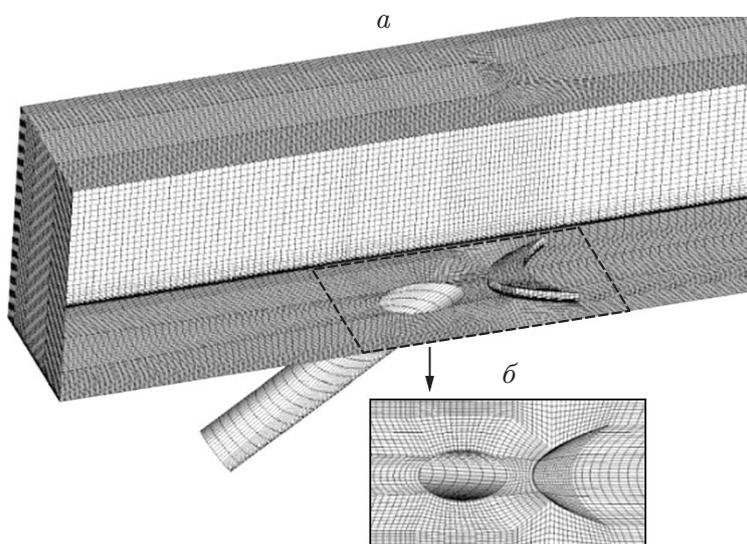


Рис. 2. Вычислительная сетка:
a — в окрестности стенки, *б* — в области выхода потока из отверстия

набегающего потока $T_\infty = 331,15$ К, температура струи $T_c = 298,15$ К, начальный уровень турбулентности набегающего потока и струи $Tu = 10$ %. Поток охлаждаемого газа входит в расчетную область на расстоянии $x/d = 8$ вверх по потоку от центра отверстия, выходное сечение расположено на расстоянии $x/d = 30$ вниз по потоку. Вертикальный размер расчетной области равен $y/d = 5$, длина канала — $6d$.

Генерация сетки. Расчетная сетка строилась с использованием коммерческого генератора сеток ICEM. Были созданы три регулярные сетки, состоящие из 712 591, 1 032 404 и 1 585 079 шестигранных элементов (грубая, средняя и мелкая соответственно). Была выбрана среднеструктурированная сетка (количество элементов — 1 032 404), которая сгущалась в окрестности стенки и в области выхода потока из отверстия (рис. 2). Для узлов в окрестности стенки значение $y^+ \leq 2$.

Граничные условия. Профиль скорости в сечении на входе в расчетную область определялся по закону $U_{in} = U_\infty (y/\delta^*)^{1/7}$, где δ^* — толщина пограничного слоя, равная диаметру отверстия. В выходном сечении области задавалось давление, на боковых поверхностях — условие симметричности потока. На плоской пластине и боковой поверхности канала ставились условия прилипания и условия отсутствия потока тепла. В качестве рабочей сплошной среды был выбран воздух.

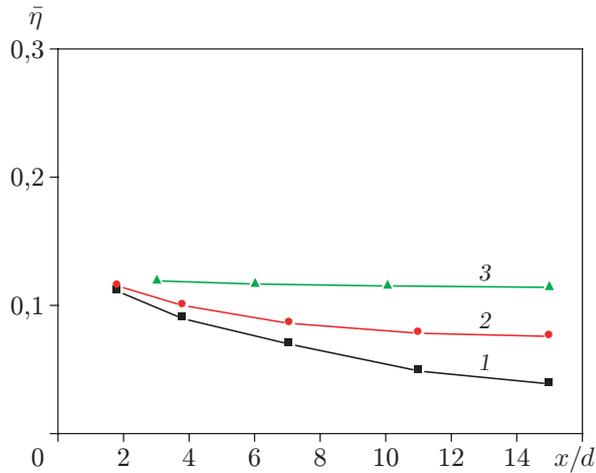


Рис. 3

Рис. 3. Зависимость осредненной в поперечном направлении адиабатической эффективности пленочного охлаждения от координаты x/d при $\alpha = 55^\circ$, $M = 1$: 1 — данные работы [20] ($\bar{\rho} = 1,6$), 2 — данные настоящей работы ($\bar{\rho} = 1$), 3 — данные работы [5] ($\bar{\rho} = 1$)

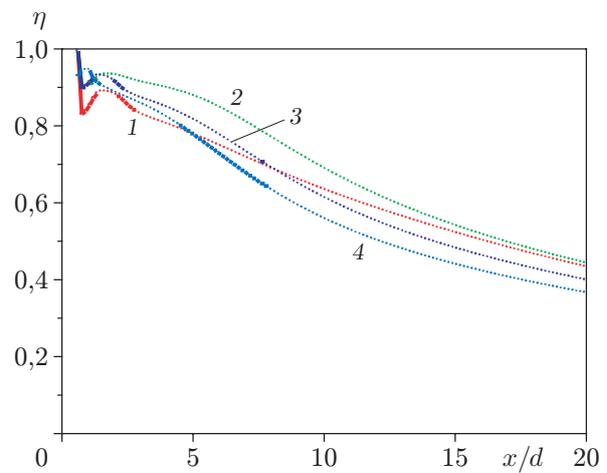


Рис. 4

Рис. 4. Зависимость адиабатической эффективности, рассчитанной по формуле (2), от координаты x/d при $M = 0,5$ и различных углах наклона охлаждающего канала:

1 — $\alpha = 35^\circ$, 2 — $\alpha = 45^\circ$, 3 — $\alpha = 55^\circ$, 4 — $\alpha = 65^\circ$

Результаты исследования и их обсуждение. В настоящей работе изучается адиабатическая эффективность пленочного охлаждения, определяемая формулами

$$\eta = \frac{T_\infty - T}{T_\infty - T_c}; \quad (1)$$

$$\bar{\eta} = \frac{1}{L} \int_L \eta dz \quad (2)$$

при различных отношениях массовых расходов $M = \rho_c U_c / (\rho_\infty U_\infty)$ и условиях эксперимента.

Вычисленная по формуле (2) и осредненная по сечению, перпендикулярному основному потоку, адиабатическая эффективность при $\alpha = 55^\circ$, $M = 1$ сравнивается с данными экспериментов [5, 20] (рис. 3). Поскольку в работе [5] исследование проводилось при интенсивности турбулентности $Tu = 1\%$, значения адиабатической эффективности, полученные в [5], меньше, чем полученные в работе [20]. Результаты, полученные в настоящей работе, хорошо согласуются с экспериментальными данными [5]. На рис. 4 приведены зависимости адиабатической эффективности, рассчитанные по формуле (2) при отношении расходов $M = 0,5$ и различных углах наклона охлаждающего канала. Видно, что вдув охлаждающего газа при $\alpha = 35^\circ$ обеспечивает лучшую адиабатическую эффективность.

На рис. 5 показано влияние отношения расходов на адиабатическую эффективность, рассчитанную по формуле (2). Видно, что эффективность уменьшается при увеличении отношения расходов газа, особенно в области, близкой к выходу канала.

Значения эффективностей, рассчитанные по формуле (2) при $x/d = 2 \div 20$ и различных отношениях массовых расходов для случаев наличия и отсутствия преграды, представлены на рис. 6. В случае отсутствия преграды лучшая адиабатическая эффективность

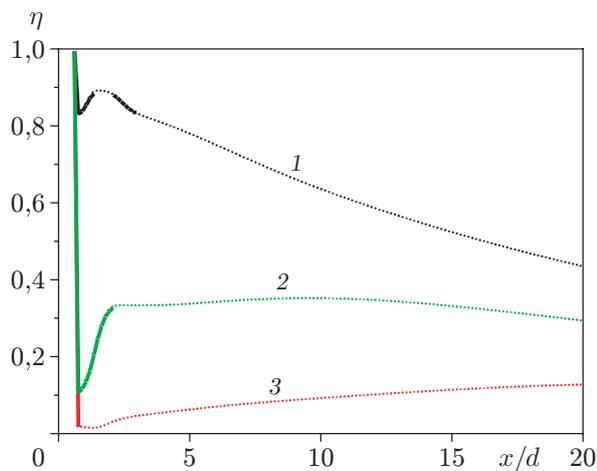


Рис. 5

Рис. 5. Зависимость адиабатической эффективности, вычисленной по формуле (2), от координаты x/d при $\alpha = 35^\circ$ и различных значениях отношения массовых расходов:

1 — $M = 0,5$, 2 — $M = 1,0$, 3 — $M = 1,5$

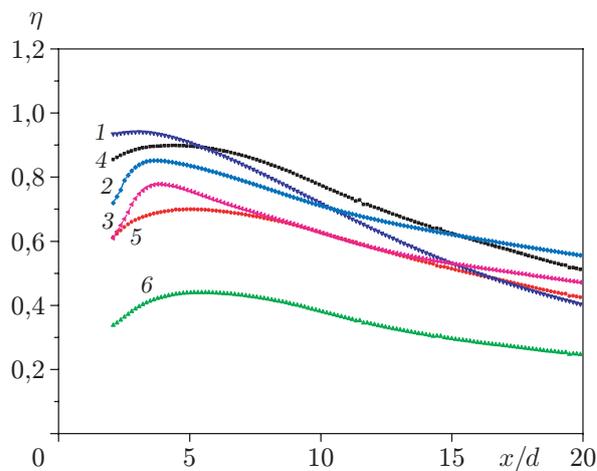


Рис. 6

Рис. 6. Зависимость адиабатической эффективности, рассчитанной по формуле (2), от координаты x/d при различных значениях отношения расходов газа при наличии преграды в форме полумесяца (1–3) и ее отсутствии (4–6):

1, 4 — $M = 0,5$, 2, 5 — $M = 0,75$, 3, 6 — $M = 1,0$

достигается при наименьшем отношении расходов ($M = 0,5$). В случае, когда в окрестности отверстия установлена преграда в форме полумесяца, адиабатическая эффективность достигает наибольшего значения также при $M = 0,5$ и уменьшается при увеличении отношения расходов. При $x/d > 10$ наиболее эффективным режимом является режим, соответствующий $M = 0,75$.

На рис. 7 приведена зависимость адиабатической эффективности от координаты z при $x/d = 3$ и различных значениях отношения расходов газов. Видно, что при наличии преграды в центре области на отрезке длиной приблизительно $2d$ эффективность охлаждения значительно выше. Это обусловлено тем, что холодный газ не только перетекает через преграду, но и растекается в поперечном направлении.

Поля значений адиабатической эффективности для случаев наличия и отсутствия преграды приведены на рис. 8. При наличии препятствия площадь “пленочного покрытия” примерно в два раза больше, чем при его отсутствии. При $x/d > 5$ поверхность пластины полностью покрыта охлаждающим газом.

Таким образом, при наличии препятствия площадь пленочного покрытия на всей поверхности пластины существенно увеличивается.

Заключение. С помощью пакета программ Ansys CFX изучена эффективность пленочного охлаждения пластины при наличии преграды в форме полумесяца, установленной вниз по потоку. Для моделирования трехмерного течения и вычисления эффективности охлаждения использовалась модель сдвиговых напряжений. Эффективность пленочного охлаждения рассчитывалась для случаев наличия и отсутствия преграды в форме полумесяца при различных значениях отношения расходов охлаждающего и охлаждаемого газов ($M = 0,50; 0,75; 1,00$). Во всех случаях степень смешения газов значительно увеличивается с увеличением отношения массовых расходов. Также установлено, что модификация течения с помощью преграды в форме полумесяца, расположенной вниз по потоку, изменяет

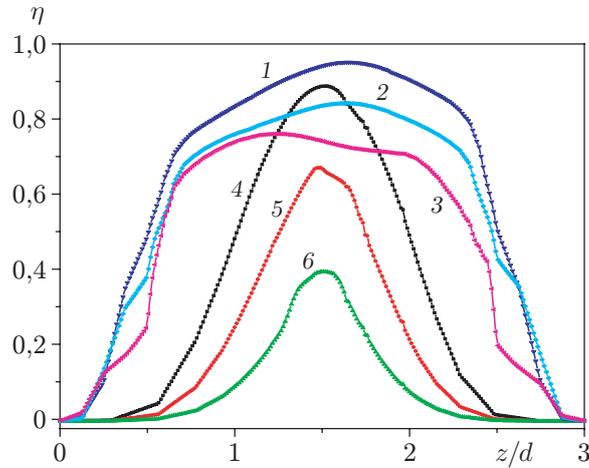


Рис. 7. Зависимость адиабатической эффективности от координаты z/d при $x/d = 3$ и различных значениях отношения расходов газа при наличии (1–3) преграды в форме полумесяца и ее отсутствии (4–6) (обозначения те же, что на рис. 6)

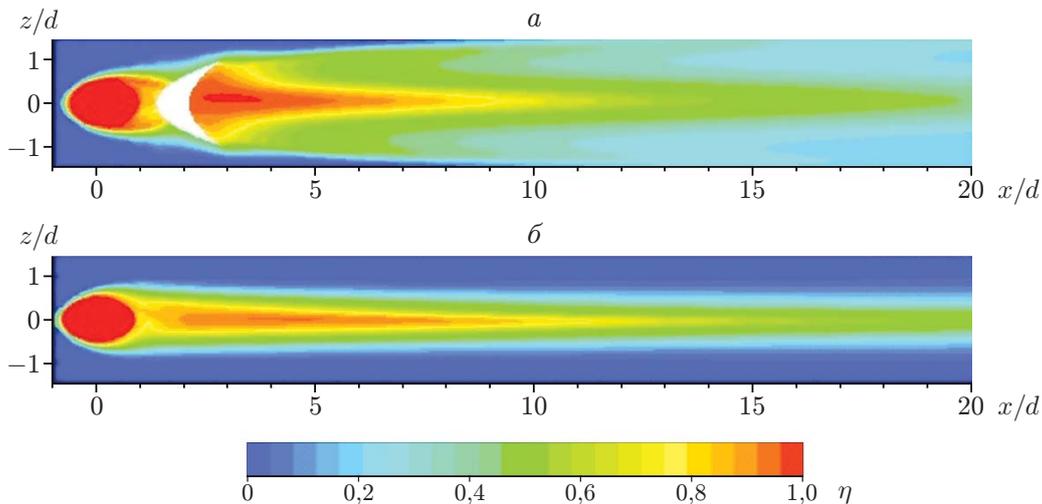


Рис. 8. Поля значений адиабатической эффективности пленочного охлаждения при наличии (а) и отсутствии (б) преграды в форме полумесяца

вихревую структуру течения, увеличивая охлаждающий эффект по сравнению со случаем, когда такая преграда отсутствует. Механизм растекания газа в продольном направлении играет большую роль при пленочном охлаждении. Таким образом, использование преграды в форме полумесяца вниз по потоку позволяет увеличить эффективность охлаждения термически нагруженных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Han J. C.** Gas turbine heat transfer and cooling technology / J. C. Han, S. Dutta, S. V. Ekkad. L.: Taylor and Francis, 2000.
2. **Thole K., Gritsch M., Schulz A., Wittig S.** Flowfield measurements for film-cooling holes with expanded exits // ASME. J. Turbomachinery. 1998. V. 120. P. 327–336.
3. **Gritsch M., Schulz A., Wittig S.** Adiabatic wall effectiveness measurements of film-cooling holes with expanded exits // ASME. J. Turbomachinery. 1998. V. 120. P. 549–556.

4. **Azzi A., Abidat M., Jubran B. A.** Film cooling predictions of simple and compound angle injection from one and two staggered rows // Numer. Heat Transfer. Pt A. 2001. V. 40. P. 273–294.
5. **Nasir H., Ekkad S. V., Acharya S.** Effect of compound angle injection on flat surface film cooling with large streamwise injection angle // Experiment. Thermal Fluid Sci. 2001. V. 25, N 1/2. P. 23–29.
6. **Bunker R. S.** Film cooling effectiveness due to discrete holes within a transverse surface slot. S. l., 2002. (Paper / ASME; N GT2002-30178).
7. **Nasir H., Acharya S., Ekkad S.** Improved film cooling from cylindrical angled holes with triangular tabs: Effect of tab orientations // Intern. J. Heat Fluid Flow. 2003. V. 24. P. 657–668.
8. **Schmidt D. L., Sen B., Bogard D. G.** Film cooling with compound angle holes: adiabatic effectiveness // ASME. J. Turbomachinery. 1996. V. 118. P. 807–813.
9. **Yu Y., Yen C.-H., Shih T. I.-P., et al.** Film cooling effectiveness and heat transfer coefficient distributions around diffusion shaped holes // Trans. ASME. J. Heat Transfer. 2002. V. 124. P. 820–827.
10. **Zaman K. B. M. Q., Foss J. K.** The effect of vortex generators on a jet in a crossflow // Phys. Fluids. 1997. V. 9, N 1. P. 106–114.
11. **Na S., Shih T. I.-P.** Increasing adiabatic film cooling effectiveness by using an upstream ramp // Proc. of GT2006, ASME Turbo Expo 2006: Power for Land, Sea and Air, Barcelona (Spain), 8–11 May, 2006. S. l., 2006.
12. **Sturgess G. J.** Design of combustor Xiling slot for high film effectiveness. Pt 1. Film general development. S. l., 1985. (Paper / ASME; N 85-GT-35).
13. **Sturgess G. J.** Design of combustor Xiling slot for high film effectiveness. Pt 2. Film initial region. S. l., 1985. (Paper / ASME; N 85-GT-36).
14. **Goldstein R. J., Eckert E. R. G., Chiang H. D., Elovic E.** Effect of surface roughness on film cooling performance // ASME. J. Engng Gas Turbines Power. 1985. V. 107. P. 111–116.
15. **Schmidt D. L., Bogard D. G.** Effects of free-stream turbulence and surface roughness on film cooling. S. l., 1996. (Paper / ASME; N 96-GT-462).
16. **Schmidt D. L., Sen B., Bogard D. G.** Effects of surface roughness on film cooling. S. l., 1996. (Paper / ASME; N 96-GT-299).
17. **Heidmann J. D., Ekkad S.** A novel anti-vortex turbine film cooling hole concept. S. l., 2007. (Paper / ASME; N GT2007-27528).
18. **Baitao An, Jianjun Liu, Chao Zhang, Sijing Zhou.** Film cooling of cylindrical hole with a downstream short crescent-shaped block // ASME Paper. 2013. V. 135. 031702-1.
19. **Menter F. R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. 1994. V. 32, N 8. P. 1598–1605.
20. **Kohli A., Bogard D.** Adiabatic effectiveness thermal fields and velocity fields for film cooling with large angle injection // ASME. J. Turbomachinery. 1997. V. 119. P. 352–358.

*Поступила в редакцию 30/V 2014 г.,
в окончательном варианте — 8/VIII 2014 г.*