

# ТЕПЛОФИЗИКА И ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ТЕПЛОТЕХНИКА

Игорь Николаевич БАЙБУЗЕНКО<sup>1</sup>

Вадим Леонидович ИВАНОВ<sup>2</sup>

УДК 536.24+621.438

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ЛОКАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛООТДАЧИ В ОРЕБРЕННЫХ КАНАЛАХ КОНВЕКТИВНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ГТУ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

<sup>1</sup> аспирант кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,  
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана  
igor.baibuzenko@gmail.com

<sup>2</sup> кандидат технических наук,  
доцент кафедры «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки»,  
Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана  
vadimLivanov@yandex.ru

### Аннотация

Приведено описание конструкций современных систем охлаждения деталей горячего тракта энергетических газотурбинных установок (ГТУ) большой и средней мощности. Показано, что петлевые каналы находят широкое применение для охлаждения сопловых и рабочих лопаток турбин и что для интенсификации теплоотдачи на стенке канала используются периодически расположенные ребра. Одним из современных подходов

---

**Цитирование:** Байбузенко И. Н. Результаты экспериментального исследования локальных характеристик теплоотдачи в оребренных каналах конвективных систем охлаждения ГТУ большой мощности / И. Н. Байбузенко, В. Л. Иванов // Вестник Тюменского государственного университета. Физико-математическое моделирование. Нефть, газ, энергетика. 2018. Том 4. № 4. С. 10-20.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-10-20

---

для определения характеристик теплообмена в элементах систем охлаждения деталей горячего тракта турбин является нестационарный метод при использовании термохромных жидких кристаллов (ТЖК). В данной работе описан экспериментальный стенд и методика обработки. Представлены результаты исследования теплогидравлических характеристик оребренных каналов системы охлаждения в диапазоне чисел Рейнольдса  $Re = 100\,000-180\,000$ , который соответствует современным мощным и перспективным энергетическим ГТУ. Обобщенные материалы исследования базируются на локальных значениях коэффициента теплоотдачи для межреберных участков поверхности теплообмена канала лопатки, что позволяет выбирать оптимальный вариант оребрения и повысить достоверность расчета температурного поля лопаток турбины. Также показаны результаты численного моделирования течения и теплоотдачи в канале. Рассмотрены особенности структуры течения.

#### **Ключевые слова**

Оребренные каналы, теплообмен, экспериментальное исследование, охлаждение, газовые турбины, термохромные жидкие кристаллы (ТЖК).

**DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-10-20**

#### **Введение**

Газовые турбины находят свое применение в различных отраслях промышленности: в энергетике и на транспорте (наземном, воздушном), как для гражданских, так и военных целей. Для современных энергетических газовых турбин единичная мощность превысила 300 МВт, а КПД достигает уровня 40% [4, 7]. Достигнутый уровень параметров требует применения развитой системы охлаждения деталей горячего тракта (камеры сгорания и турбины). На сегодняшний день одним из наиболее распространенных способов охлаждения деталей горячего тракта энергетических турбомашин является конвективно-пленочное охлаждение при течении воздуха во внутренних каналах [6]. Для интенсификации теплообмена во внутренних каналах широкое применение находят периодически расположенные ребра-интенсификаторы различных конфигураций [5, 10]. Особенностью данного метода интенсификации теплообмена является воздействие на течение преимущественно в области пограничного слоя. При течении за ребром происходит отрыв пограничного слоя, и далее реализуется течение на начальном участке, что обеспечивает интенсификацию теплоотдачи. На рис. 1 показаны примеры конструкций петлевых каналов. Оценка параметров течения воздуха в каналах систем охлаждения показывает, что уровень числа Рейнольдса для мощных энергетических турбин составляет  $Re = 50\,000-200\,000$ .

#### **Описание экспериментальной установки**

Данный способ интенсификации теплоотдачи известен достаточно давно. Многочисленные экспериментальные исследования [2, 3, 9], представленные в доступных публикациях, свидетельствуют о его детальном изучении и обобщении, позво-

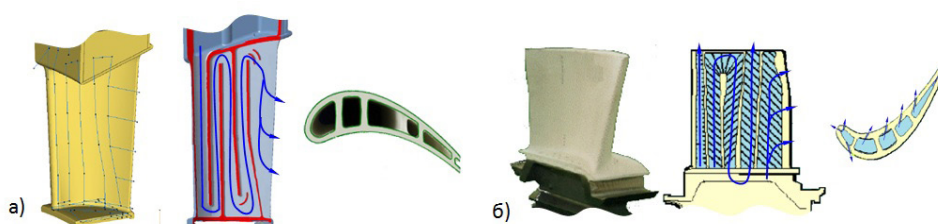


Рис. 1. Системы охлаждения: а) сопловых аппаратов [4]; б) рабочих лопаток [5] *Fig. 1. The cooling systems of a) nozzle devices [4] and б) blades [5]*

ливших создавать лопаточные аппараты высокотемпературных энергетических турбин прошлых поколений. Одним из современных подходов к определению характеристик теплообмена в элементах систем охлаждения деталей горячего тракта турбин является нестационарный метод при использовании термохромных жидких кристаллов (ТЖК) [8]. На рис. 2 показана схема экспериментального стенда, разработанного на кафедре Э-3 «Газотурбинные и нетрадиционные энергоустановки», МГТУ им. Н. Э. Баумана [1]. Канал 4 моделирует в увеличенном масштабе внутренний оребренный канал системы охлаждения лопатки турбины. Геометрические размеры выбраны на основании анализа типовых систем охлаждения лопаток. Относительная высота оребрения составляет  $e/D = 0,08$  от гидравлического диаметра канала  $D$  (рассчитанного по незагроможденному проходному сечению). Относительный шаг оребрения равен  $P/e = 10$ . Сечение ребер-интенсификаторов — квадратное, поперечное сечение канала — прямоугольное с отношением сторон  $W/H = 3/2$ .

Нестационарный метод измерения коэффициента теплоотдачи основан на скачкообразном изменении температуры воздуха на входе в рабочий участок 5 (см. рис. 2) и мониторинге по времени темпа прогрева стенки. Для измерения

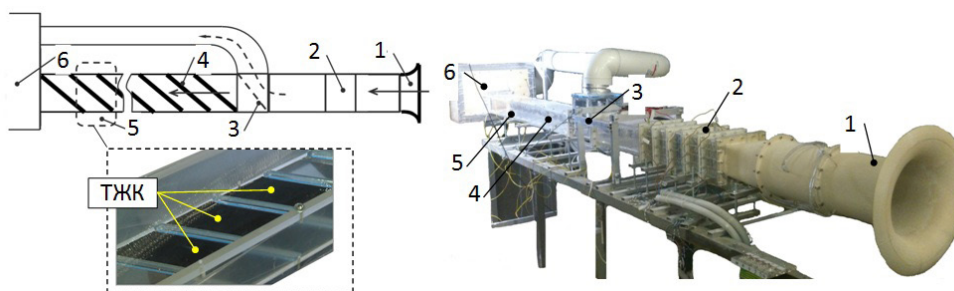


Рис. 2. Общий вид стенда:  
1 — лемнистатное входное устройство;  
2 — нагреватель;  
3 — заслонка;  
4 — канал;  
5 — рабочий участок;  
6 — вентилятор

Fig. 2. Test rig:  
1 — bellmouth inlet device;  
2 — heater;  
3 — valve;  
4 — channel;  
5 — measurement section;  
6 — blower

локальной температуры стенки на рабочем участке 5 поверх межреберной поверхности установлены ТЖК (толщиной  $\delta \approx 100$  мкм). Ключевой особенностью ТЖК является способность изменять цвет лишь в узком температурном диапазоне (в видимом световом спектре), в остальном диапазоне ТЖК оптически прозрачны. Пример цветовой индикации ТЖК в различные моменты времени для орребренного канала показан на рис. 3 (здесь и далее течение сверху вниз). На основании калибровочных данных для ТЖК в момент времени  $t$  известна локальная температура стенки  $T_w$ . Также измерены температура воздуха  $T_{air}$  и температура стенки  $T_0$  в начальный момент времени. Прогрев стенки с низкой теплопроводностью  $\lambda_w = 0,19$  Вт/м·К (канал выполнен из плексигласа) можно считать одномерным, т. е. отсутствует растекание тепла в плоскости стенки.

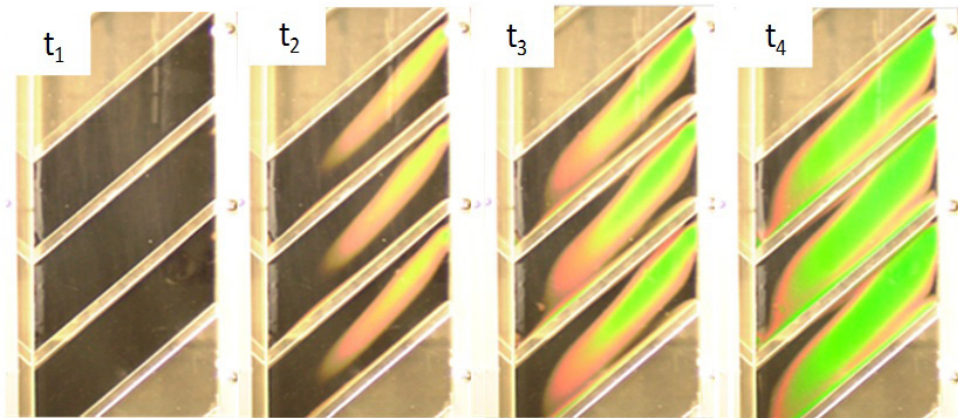


Рис. 3. Цветовая индикация ТЖК при прогреве межреберной поверхности орребренного канала ( $\phi = 45^\circ$ ) в моменты времени:  $t_1 < t_2 < t_3 < t_4$

Fig. 3. TLC color indication during heating of midrib surface ( $\phi = 45^\circ$ ) at time:  $t_1 < t_2 < t_3 < t_4$

Тогда для определения локальных значений коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$  может быть использовано решение одномерной нестационарной задачи о теплопроводности в твердом теле в виде (1):

$$(T_w - T_0)/(T_{air} - T_0) = 1 - e^{\beta^2} \cdot \operatorname{erfc}(\beta), \text{ где } \beta = \alpha \sqrt{\frac{t}{\rho_w c_p \lambda_w}} \quad (1)$$

В настоящей работе рассмотрены результаты экспериментального исследования и численного моделирования течения и теплообмена в орребленном канале при варьировании угла установки орребрения ( $\phi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ), количества орребренных стенок (1, 2) для диапазона  $Re = 90\,000-180\,000$ .

### Результаты экспериментального и численного исследования

Результаты эксперимента демонстрируют неравномерный характер распределения поля коэффициента теплоотдачи. В качестве иллюстрации на рис. 4 показано распределение коэффициента теплоотдачи при угле установки  $\phi = 45^\circ$

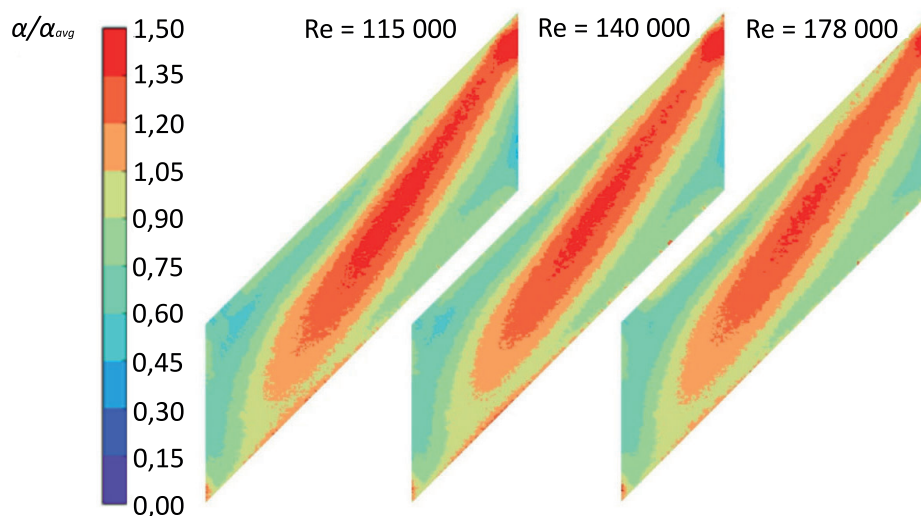


Рис. 4. Локальное распределение нормированного коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_{avg}$  для 1-стор. ребрения,  $\phi = 45^\circ$  при различных Re

Fig. 4. Local values of heat transfer coefficient  $\alpha/\alpha_{avg}$  for 1 side ribs,  $\phi = 45^\circ$  for varied Re

при различных числах Re. Следует отметить, что распределение коэффициента теплоотдачи, нормированного на среднее значение,  $\alpha/\alpha_{avg}$ , носит сходный характер (при различных Re). На рис. 5 показано экспериментально полученное распределение нормированного коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_{avg}$ , для одно- и двустороннего ребрения при углах установки  $\phi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ . Для наклонного ребрения ( $\phi = 45^\circ, 60^\circ$ ) зона максимального уровня теплоотдачи расположена за входной кромкой ребра (часть ребра вблизи боковой стенки, которой поток достигает в первую очередь) и далее — по диагонали межреберной поверхности, минимального — у выходной кромки (вблизи противоположной стенки).

Для поперечного ребрения ( $\phi = 90^\circ$ ) характерен низкий уровень теплоотдачи в зоне на расстоянии 1-2 высот за ребром, максимальный — для центральной зоны межреберной поверхности. Для количественной оценки степени неравномерности коэффициента теплоотдачи удобно провести осреднение в направлении поперек потока для одной межреберной поверхности. Для наклонного одностороннего ребрения уровень теплоотдачи вблизи правой боковой стенки (по потоку) на 30% ниже среднего значения. При двустороннем ребрении неравномерность выше на 10%, чем при одностороннем. В то же время для поперечного ребрения неравномерность теплоотдачи варьируется в пределах 10%.

При исследовании помимо экспериментальных измерений используется численный эксперимент. В данной работе было проведено численное моделирование течения и теплообмена в ребренном канале в программном комплексе ANSYS Fluent<sup>TM</sup>. На основании результатов численного моделирования рассмотре-

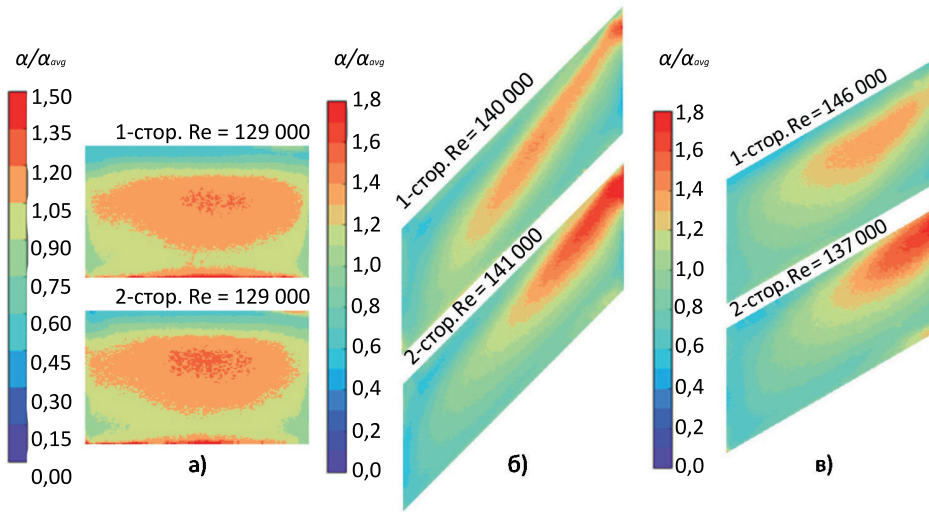


Рис. 5. Распределение нормированного коэффициента теплоотдачи  $\alpha/\alpha_{avg}$  для 1- и 2-стор. ребрения: а)  $\phi = 90^\circ$ ; б)  $\phi = 45^\circ$ ; в)  $\phi = 60^\circ$

Fig. 5. Local normalized values of heat transfer coefficient  $\alpha/\alpha_{avg}$  for 1- and 2-side ribs: а)  $\phi = 90^\circ$ ; б)  $\phi = 45^\circ$ ; в)  $\phi = 60^\circ$

ны особенности структуры течения в ребренном канале. На рис. 6 показаны линии тока для течения в канале при поперечном,  $\phi = 90^\circ$ , и наклонном,  $\phi = 45^\circ, 60^\circ$  (одно- и двустороннем), ребрении. Для случая с поперечным ребрением течение в ядре потока остается невозмущенным. В ядре потока реализуется максимальная скорость. В пристеночной зоне уровень скоростей пониженный. За поперечным ребром располагается отрывная зона с низкоскоростным возвратным течением.

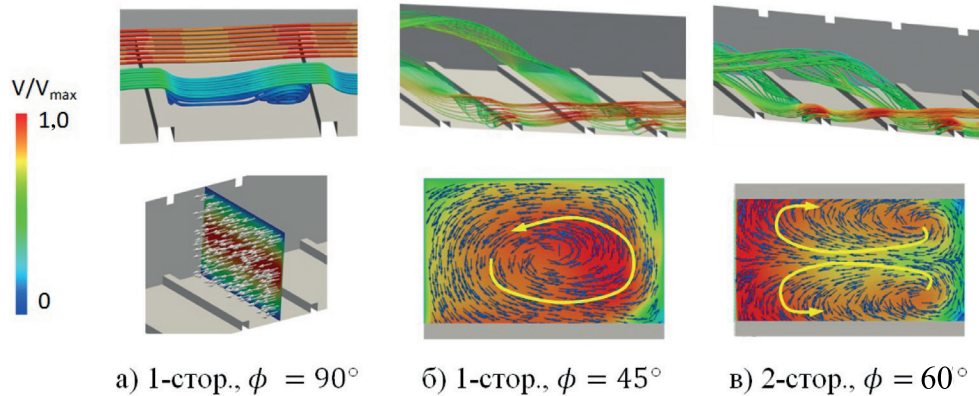


Рис. 6. Структура течения в ребренном канале: а) 1-стор. ребрение,  $\phi = 90^\circ$ ; б) 1-стор. ребрение,  $\phi = 45^\circ$ ; в) 2-стор. ребрение,  $\phi = 60^\circ$

Fig. 6. Flow structure in ribbed channel: а) 1-side. Ribs,  $\phi = 90^\circ$ ; б) 1-side ribs,  $\phi = 45^\circ$ ; в) 2-side ribs,  $\phi = 60^\circ$

При наклонном оребрении структура течения существенно отличается. Линии тока из ядра потока приходят к стенке. Вблизи межреберной поверхности реализуется диагональное вторичное течение, которое затем сносится основным потоком. Для двустороннего оребрения на виде вдоль канала линии тока представляют собой два противоположно направленных вихря. Высокий уровень скоростей соответствует положению у входной кромки наклонного ребра, у выходной кромки — скорость минимальная. Существенных различий в структуре течения для углов установки  $\phi = 90^\circ$  и  $\phi = 60^\circ$  не обнаруживается. При одностороннем оребрении течение также осуществляется по спирали, однако реализуется только один вихрь. В результате скорость вторичного диагонального течения вблизи межреберной поверхности несколько выше в центральной части.

Сравнение интегральных характеристик теплоотдачи показано на рис. 7а и 7б для одно- и двустороннего оребрения. В целом следует отметить тенденцию к снижению интенсификации по мере роста числа Re.

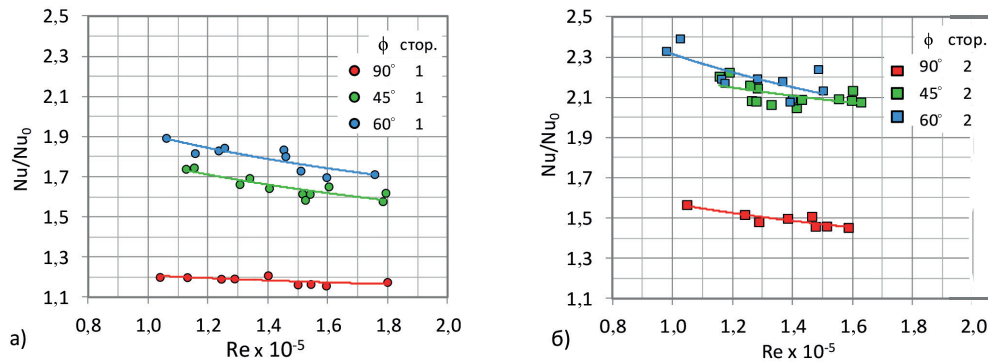


Рис. 7. Интенсификация теплоотдачи при углах установки  $\phi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ : а) 1-стор. оребрение; б) 2-стор. оребрение

Fig. 7. Heat transfer enhancement for inclination angles  $\phi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ : а) 1-side ribs; б) 2-side ribs

Интенсификация теплоотдачи на межреберной поверхности определяется как отношение осредненного числа Нуссельта  $Nu$  для оребренной стенки к числу Нуссельта, рассчитанному для стенки гладкого канала,  $Nu_0 = 0,023Re^{0,8}Pr^{0,3}$ . При одностороннем оребрении поперечные ребра ( $\phi = 90^\circ$ ) обеспечивают небольшую интенсификацию теплоотдачи  $Nu/Nu_0 = 1,2$ . Для наклонного оребрения уровень интенсификации теплоотдачи существенно больше. Двустороннее наклонное оребрение с углом установки  $\phi = 60^\circ$  обеспечивает максимальную интенсификацию  $Nu/Nu_0 = 2,3 - 2,1$ . Сравнение наклонного оребрения показывает, что уровень интенсификации теплоотдачи для угла установки  $\phi = 45^\circ$  ниже на 5-10%, чем для  $\phi = 60^\circ$ . Двустороннее оребрение обеспечивает интенсификацию теплоотдачи на оребренной стенке на 25% больше, чем соответствующее одностороннее оребрение.

Гидравлический коэффициент трения является второй важной характеристикой интенсификаторов теплообмена. Для рассмотренных конфигураций оребрения были проведены замеры давления по тракту оребренного канала, на

основании которых были определены коэффициенты трения. Для сравнительного анализа целесообразно рассмотреть совместно теплоотдачу и коэффициент трения  $f$  ( $f = D/L \cdot \Delta p / (\rho \cdot V^2/2)$ , где  $L$  — длина измерительного участка, м;  $\Delta p$  — перепад давления, Па;  $\rho \cdot V^2/2$  — скоростной напор, Па). Рис. 8 показывает интенсификацию теплоотдачи  $Nu/Nu_0$  и увеличение гидравлического коэффициента трения  $f/f_0$  относительно гладкого канала, рассчитанного по формуле Блазиуса ( $f_0 = 0,316 \cdot Re^{-0,25}$ ). Коэффициент трения в диапазоне  $Re = 100\,000-180\,000$  является автомодельным по числу  $Re$ . Для одностороннего поперечного и наклонного ( $\phi = 45^\circ$ ) оребрения получены минимальные значения коэффициента трения, для одностороннего наклонного оребрения ( $\phi = 60^\circ$ ) коэффициент трения выше на 30%. Сравнение сходных конфигураций одно- и двустороннего оребрения показывает двукратное и более различие для коэффициента трения. Максимальный коэффициент трения получен для двустороннего наклонного оребрения при  $\phi = 60^\circ$ . Двустороннее наклонное оребрение ( $\phi = 45^\circ$ ) является оптимальной конфигурацией по соотношению величины интенсификации теплоотдачи к росту гидравлического сопротивления.

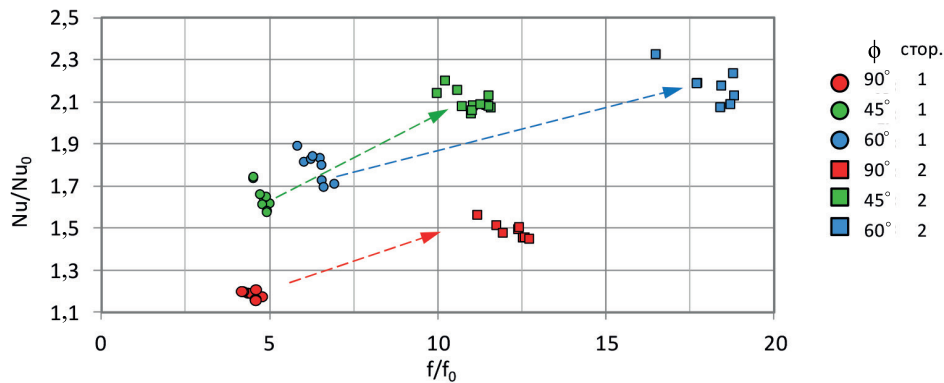


Рис. 8. Интенсификация теплоотдачи и рост гидравлического сопротивления

Fig. 8. Heat transfer enhancement and friction factor resistance

### Заключение

Получены экспериментальные данные о влиянии угла установки ( $\phi = 90^\circ, 45^\circ, 60^\circ$ ), количества оребренных сторон (1, 2), а также специальной формы оребрения (шевронное) на локальные характеристики теплоотдачи и гидравлическое сопротивление в оребренном канале при  $Re = 100\,000-180\,000$ . Показано существенное различие в структуре потока при обтекании поперечного и наклонного оребрения. Двустороннее наклонное оребрение при  $\phi = 45^\circ$  является оптимальной конфигурацией оребрения по соотношению величины интенсификации теплоотдачи к росту гидравлического сопротивления. Шевронное оребрение целесообразно применять, когда требуется обеспечить минимальную неравномерность теплоотдачи, поскольку в сравнении с наклонным интенсификация ниже на 10-15%, а гидравлическое сопротивление выше в 1,5-1,7 раза.



**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Байбузенко И. Н. Определение местной теплоотдачи для поверхностей сложной формы с применением термохромных жидких кристаллов / И. Н. Байбузенко, А. А. Седлов, В. Л. Иванов // *Авиационная техника*. КГТУ им. А. Н. Туполева. 2016. № 2. С. 57-62.
2. Терехов В. И. Обтекание системы из нескольких ребер в условиях высокой турбулентности / В. И. Терехов, Н. И. Ярыгина, Я. И. Смутьский // *Теплофизика и аэромеханика*. 2006. Том 13. № 3. С. 361-367.
3. Bunker R. S. The Effect of Turbulator Lean on Heat Transfer and Friction in a Square Channel / R. S. Bunker, S. J. Osgood // *IGTI Turbo Expo 2003 (Atlanta)*. DOI: 10.1115/GT2003-38137
4. Eckardt D. Gas Turbine Powerhouse. The Development of Power Generation Gas Turbine at BBC-ABB-Alstom / D. Eckardt. Munchen: Oldenbourg Wissenschaftsverlag 2 GmbH, 2014. 499 p.
5. Fukuizumi Y. Application of H Gas Turbine Design to Increase Thermal Efficiency and Output Capability of the Mitsubishi M701G2 Gas Turbine / Y. Fukuizumi, J. Masada, V. Kallianpur, Y. Iwasaki // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2003*. DOI: 10.1115/GT2003-38956
6. Jahns P. Modern Gas Turbine Systems / P. Jahns. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2013. 816 p. DOI: 10.1533/9780857096067
7. Horlock J. H. Advanced Gas Turbine Cycles / J. H. Horlock. Cambridge, UK: Elsevier Science, 2003. 203 p.
8. Ireland P. T. Liquid Crystal Measurements of Heat Transfer and Surface Shear Stress / P. T. Ireland, T. V. Jones // *Measurement Science and Technology*. 2000. Vol. 11. Pp. 969-986. DOI: 10.1088/0957-0233/11/7/313
9. Rallabandi A. P. Heat Transfer and Pressure Drop Correlations for Square Channels with 45 Ribs at High Reynolds Numbers / A. P. Rallabandi, H. Yang, J. C. Han // *ASME Journal of Heat Transfer*. Jul 2009. Vol. 131. Issue 7. DOI: 10.1115/1.3090818
10. Sedlov A. Faster Design of Gas Turbine Parts Using Rapid Prototype Models for Verification of Coonat Flow Characteristics / A. Sedlov, A. Bauer, A. Mozharov, M. Gritsch, V. Kostege // *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition (June 3-7 2013, Texas, USA)*. Vol. 6D. GT-2013-9418.

Igor N. BAYBUZENKO<sup>1</sup>

Vadim L. IVANOV<sup>2</sup>

UDC 536.24+621.438

## RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDY OF LOCAL HEAT TRANSFER IN RIBBED CHANNELS OF CONVECTIVE COOLING SYSTEMS OF HEAVY DUTY GAS TURBINES

<sup>1</sup> Postgraduate Student, Department “Gas Turbine and Renewable Power Plants”,  
Bauman Moscow State Technical University  
igor.baibuzenko@gmail.com

<sup>2</sup> Cand. Sci. (Tech), Associate Professor,  
Department “Gas Turbine and Renewable Power Plants”,  
Bauman Moscow State Technical University  
vadimlivanov@yandex.ru

### Abstract

This article illustrates the design of modern cooling systems for heavy-duty gas turbines hot path parts. The authors show blade and vanes cooling require serpentine internal cooling channels, and that heat transfer enhancement employ periodic ribs at the walls. Transient liquid crystal (TLC) method is one of the advanced modern approaches for heat transfer measurements of gas turbine cooling features.

The authors describe the test rig and post-processing. They summarize the results of heat transfer and pressure tests for ribbed cooling channels for Reynolds number in the range of  $Re = 100,000 \dots 180,000$ , which fits the level of parameters of modern power gas turbines. Heat transfer data is based on the local distribution of heat transfer coefficient for midrib surfaces. That allows defining the optimal ribs configuration and more reliable thermal state calculation of turbine blade.

---

**Citation:** Baybuzenko I. N., Ivanov V. L. 2018. “Results of Experimental Study of Local Heat Transfer in Ribbed Channels of Convective Cooling Systems of Heavy Duty Gas Turbines”. Tyumen State University Herald. Physical and Mathematical Modeling. Oil, Gas, Energy, vol. 4, no 4, pp. 10-20.

DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-10-20

In addition, the authors highlight the results of numerical modeling of flow and heat transfer in ribbed channel, considering the flow features.

**Keywords**

Ribbed channels, heat transfer, experimental study, cooling, gas turbines, thermochromic liquid crystals (TLC).

**DOI: 10.21684/2411-7978-2018-4-4-10-20**

**REFERENCES**

1. Baibuzenko I. N., Sedlov A. A., Ivanov V. L. 2016. "Eksperimental'noye issledovaniye lokal'nykh kharakteristik teploobmena dlya poverkhnostey slozhnoy formy s primeneniym termokhromnykh zhidkikh kristallov" [Experimental Study of Local Heat Transfer for Complex Shaped Surfaces Using Thermochromic Liquid Crystal]. *Aviatsionnaya tekhnika. KGTU im. A. N. Tupoleva*, no 2, pp. 57-62.
2. Terekhov V. I., Yarygina N. I., Smulskiy Ya. I. 2006. "Obtekaniye sistemy iz neskol'kikh reber v usloviyakh vysokoy turbulentnosti" [Flow Structure for Several Ribs at High Turbulence]. *Thermophysics and aeromechanics*, vol. 13, no 3, pp. 361-367.
3. Bunker R. S., Osgood S. J. 2003. "The Effect of Turbulator Lean on Heat Transfer and Friction in a Square Channel". *IGTI Turbo Expo (Atlanta)*. DOI: 10.1115/GT2003-38137
4. Eckardt D. 2014. *Gas Turbine Powerhouse. The Development of Power Generation Gas Turbine at BBC-ABB-Alstom*. Munchen: Oldenbourg Wissenschaftsverlag GmbH.
5. Fukuizumi Y., Masada J., Kallianpur V., Iwasaki Y. 2003. "Application of H Gas Turbine Design to Increase Thermal Efficiency and Output Capability of the Mitsubishi M701G2 Gas Turbine". *Proceedings of ASME Turbo Expo*. DOI: 10.1115/GT2003-38956
6. Jahns P. 2013. *Modern gas turbine systems*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited. DOI: 10.1533/9780857096067
7. Horlock J. H. 2003. *Advanced Gas Turbine Cycles*. Cambridge, UK Elsevier Science.
8. Ireland P. T., Jones T. V. 2000. "Liquid Crystal Measurements of Heat Transfer and Surface Shear Stress". *Measurement Science and Technology*, vol. 11. pp. 969-986. DOI: 10.1088/0957-0233/11/7/313
9. Rallabandi A. P., Yang H., Han J. C. 2009. "Heat Transfer and pressure drop correlations for square channels with 45 Ribs at High Reynolds Numbers". *ASME Journal of Heat Transfer*, July, vol. 131, no 7. DOI: 10.1115/1.3090818
10. Sedlov A., Bauer A., Mozharov A., Gritsch M., Kostege V. 2013. "Faster Design of Gas Turbine Parts Using Rapid Prototype Models for Verification of Coonat Flow Characteristics". *ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition (3-7 June, Texas, USA)*, vol. 6D, GT2013-9418.