

## АНАЛИЗ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОТДАЧИ ОТ ГАЗА НА ВХОДНЫХ КРОМКАХ СОПЛОВЫХ ЛОПАТОК ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

**Горелов Ю.Г.\* , Строкач Е.А.**

*Научно-производственный центр газотурбостроения «Салют»,  
просп. Буденного, 16, к.2, Москва, 105118, Россия*

*\* e-mail: Yury.Dina@gmail.com*

На примере сопловой лопатки турбины высокого давления (ТВД) с увеличенным диаметром входной кромки приведены результаты анализа закономерностей для коэффициентов теплоотдачи от газа на входной кромке при предварительном проектировании газотурбинных двигателей (ГТД) либо высокотемпературной газотурбинной установки (ГТУ). Проведено сравнение критериальных зависимостей на входной кромке с результатами 3D-сопряженного расчета в ANSYS CFX и 2D-расчетов с применением программы X\_Press. Показано, что, так как на предварительной стадии проектирования необходимо, прежде всего, оценить жаростойкость сопловых лопаток, на данной стадии необходимо пользоваться критериальной зависимостью  $Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D}$ , для оценки коэффициентов теплоотдачи осредненных по периметру входной кромки следует применять критериальную зависимость  $Nu_D = 0,71Re_D^{0,533}$ .

*Ключевые слова:* входная кромка лопатки, коэффициент теплоотдачи, сопловой аппарат, турбина высокого давления, тепловое состояние лопатки, тепловой расчет в ANSYS CFX.

### Введение

Повышение достоверности расчетного определения теплового состояния лопаток может быть обеспечено только повышением точности задаваемых граничных условий теплообмена на внутренней и наружной поверхностях.

Вопрос же о достоверности условий теплообмена на модельных лопатках, исследовавшихся в различных организациях, и о переносе их на условия эксплуатации остается открытым, так как при экспериментальном моделировании из рассмотрения исключается целый ряд определяющих параметров.

Достаточно подробно вопрос об определении коэффициента теплоотдачи на внешней поверхности входных кромок лопаток рассматривается в обзоре [1]. Отмечается, что до настоящего времени для этой цели используются критериальные соотношения для различных участков профиля. Образцом такого подхода служит [2].

В последние годы появились методики 2D- и уточненного сопряженного 3D-расчета коэффициентов теплоотдачи от газа (например, с использованием ANSYS CFX, FLUENT и др.) с учетом ре-

ального распределения скорости газа по поверхности и с привлечением различных моделей турбулентности.

Ниже сопоставляются различные методики расчета, выявляются границы их применения.

### Результаты анализа

Для определения уровня теплоотдачи от газа на входной кромке используется зависимость числа  $Nu_D$  от числа  $Re_D$ . Индекс  $D$  указывает, что характерным размером здесь служит диаметр  $D$  входной кромки. Эта зависимость имеет вид

$$Nu_D = A \cdot Re_D^n. \quad (1)$$

В [2] предлагается принимать  $A = 0,74$  и  $n = 0,5$  при  $Re_D = 2,8 \cdot 10^3 \div 2,8 \cdot 10^4$  и  $A = 0,635$  при  $Re_D = 5 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$ , числе Маха  $M \leq 0,9$  и нулевом угле атаки.

В большинстве литературных данных для оценки теплоотдачи от газа на цилиндрических участках входных кромок лопаток предлагается применять зависимости, полученные для прямых цилиндров. Так, в [3, с. 126] теплоотдача при поперечном обтекании цилиндра описывается зависимостью

$$Nu = C \cdot Pr^n \cdot Re^m, \quad (2)$$

где  $Nu_D = \frac{\alpha \cdot D_{\text{ЭКВ}}}{\lambda}$ ;  $Re_D = \frac{W_0 \cdot D_{\text{ЭКВ}}}{\nu}$ . В среднем для

единообразия расчетов можно принять, что  $n = 0,35$ . Физические характеристики берутся при температуре набегающего потока. Коэффициент  $C$  зависит от температурного фактора и степени турбулентности набегающего потока. Температурный фактор можно учесть умножением коэффициента

$$C \text{ на } \left( \frac{Pr_0}{Pr_{\text{ст}}} \right)^{0,25}.$$

Коэффициенты  $C$  и  $m$  равны:

— для цилиндра:  $C = 0,22$ ;  $m = 0,60$  при  $Re = 5 \cdot 10^3 \div 5 \cdot 10^4$ ;  $C = 0,026$ ;  $m = 0,80$  при  $Re > 5 \cdot 10^4$ ;

— для овала:  $C = 0,25$ ;  $m = 0,612$  при  $Re = 2,5 \cdot 10^3 \div 1,5 \cdot 10^4$ .

Однако учет степени турбулентности приведен для «обычных» условий, т.е. для условий среднего параметра турбулентности  $Tu = 5\%$ , хотя для большинства камер сгорания авиационных ГТД и высокотемпературных ГТУ  $Tu = (15-20)\%$ .

В [4] приведены данные о том, что, согласно опытам Д.Е. Вильсона и Ж.А. Поупе, среднее по обводу входной кромки значение числа Нуссельта

$$Nu_{\text{вх}} = 0,635 Re_I^{0,5}, \quad (3)$$

откуда среднее значение

$$\alpha_{\text{г.вх}} = 0,635 \frac{\lambda_1}{2r_{\text{вх}}} Re_1^{0,5}. \quad (4)$$

Формула (3) обобщает опытные данные в диапазоне  $Re_1 = 5 \cdot 10^3 \div 4 \cdot 10^4$  при степени турбулентности  $\epsilon \approx 1\%$ ;  $\delta \approx 0$ .

В [4, с. 32] приведены рекомендации Л.М. Зысиной-Моложен и Э.Г. Роост по учету влияния на теплоотдачу входных кромок начальной степени турбулентности потока. Так как формула (4) получена для  $\epsilon \approx 1\%$ , то в нее при  $1 \leq \epsilon \leq 4\%$  нужно ввести множитель-поправку

$$K_{\text{ЭВХ}} \approx 0,9(1 + 0,1\epsilon^{1,4}), \quad (5)$$

а при  $5 \leq \epsilon \leq 10\%$

$$K_{\text{ЭВХ}} \approx 0,9(1 + 0,1\epsilon^{0,28}). \quad (6)$$

В связи с этим при  $\epsilon = 5\%$  коэффициенты теплоотдачи газа могут быть примерно в 1,4 раза больше, чем рассчитанные по формуле (4).

Однако степень турбулентности за камерой сгорания [4, с. 30] составляет 15—20% и более. Данные о том, что после сборного коллектора, перед сопловым аппаратом первой ступени  $\epsilon = 3 \div 4\%$ , не подтверждаются данными [5—7] и др., особенно в области максимальной окружной неравномерности поля температур газа за камерой сгорания. Так, в работе [5] по результатам экспериментов и расчетов она составляет 19%.

В [8] указано, что средний теплообмен на поперечно обтекаемом цилиндре можно описать формулой

$$Nu_D = \sqrt{Re_D}. \quad (7)$$

При высокой степени турбулентности потока среднее число Нуссельта для единичного цилиндра

$$\overline{Nu}_D = 2B\sqrt{Re_D}. \quad (8)$$

Здесь, при условии максимальной окружной неравномерности, что характерно для высокотемпературных ГТД,  $T_{\text{Г}}^* = 2100 \text{ К}$ ,  $\lambda_{\text{Г}} = 0,0537 \text{ ккал/(м}\cdot\text{час}\cdot\text{град)}$ ;

$\mu_{\text{Г}} = 3,86 \cdot 10^{-6} \text{ кгс}\cdot\text{с/м}^2$ ;  $c_p = 0,3727 \text{ ккал/(кг}\cdot\text{град)}$ .

В соответствии с [9, с. 13] для систем, работающих с наддувом при давлении, превышающем  $10500 \text{ кгс/м}^2$ , коэффициент кинематической вязкости газов оп-

ределяется по формуле  $\nu_p = \frac{\nu}{p} \text{ м}^2/\text{с}$ , где  $p$  — дав-

ление газа,  $\text{кгс/см}^2$ . Тогда  $\nu_p = \mu RT$ ,  $Pr_p = \frac{\mu RT c_p p}{\lambda}$ ,

$Pr_p = 1,26$  и согласно [8]  $B = 0,625$  (рис. 1).

Таким образом, при высоких степени турбулентности и температуре, особенно для максимальной окружной неравномерности камеры сгорания, можно использовать зависимость

$$Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D} \quad (9)$$

(здесь предполагается, что входная кромка представляет собой участок прямого цилиндра).

В [10] довольно подробно рассматривается вопрос о форме зависимости  $Nu_D = Nu_D(Re_D)$  и указывается, что экспериментальные данные соответствуют осреднению по области торможения газового потока при  $\gamma = \pm 60^\circ$ .

В [10] на рис. 6 приведены кривые, соответствующие зависимости (1) по данным различных авторов. Средняя линия области, ограниченной кривы-

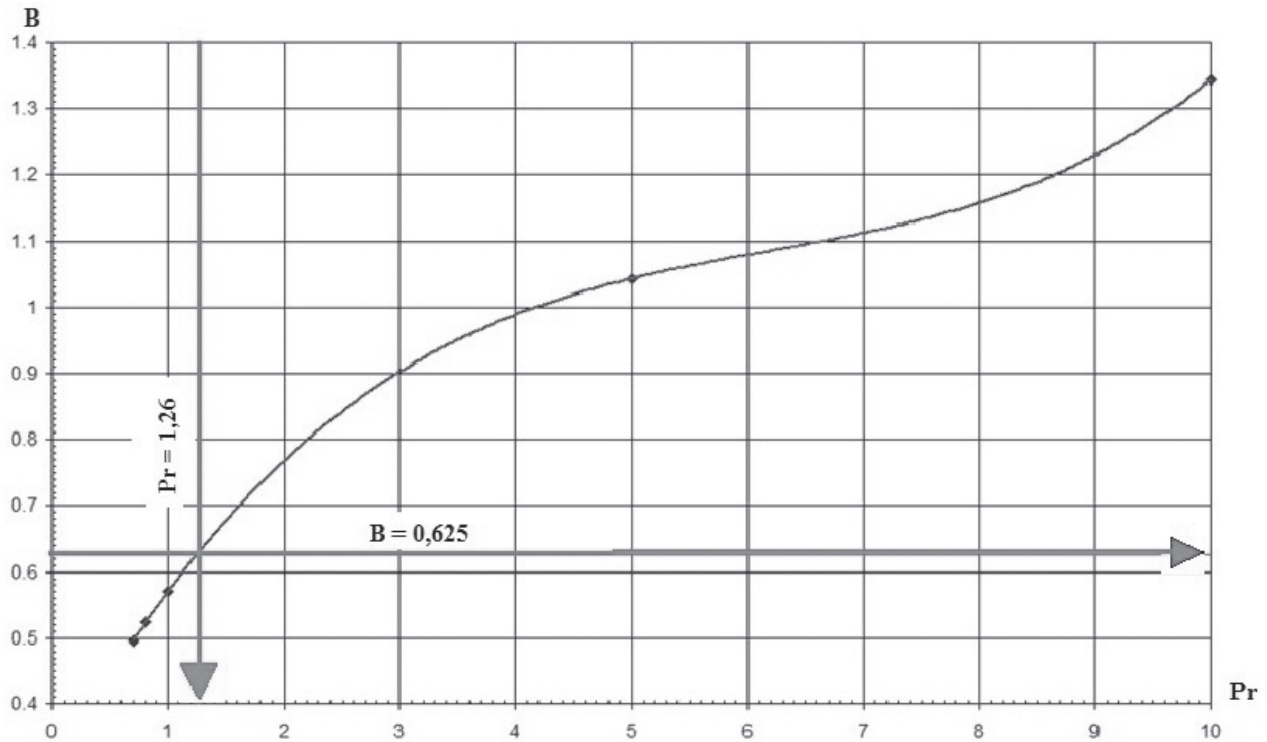


Рис. 1. Зависимость для вычисления  $Nu_D$  при обтекании цилиндра ([8], с. 234)

ми, соответствующими наиболее высокому и наиболее низкому уровню теплообмена, описывается формулой

$$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,533}. \quad (10)$$

Данная формула наиболее близка к экспериментальным данным для осредненного теплообмена на входной кромке при  $\gamma = \pm 60^\circ$ .

В представленной работе проведено сравнение критериальных зависимостей для осредненного и максимального теплообмена на входной кромке с результатами 3D сопряженного расчета в ANSYS CFX и 2D расчетами с применением программы X\_Press [11, 12], полученными в работе [13] для сопловой лопатки ТВД с увеличенным диаметром входной кромки (рис. 2).

Установлено следующее:

- на входной кромке со стороны корытца коэффициент теплоотдачи от газа по результатам 2D-расчета по программе X\_Press выше, чем при сопряженном 3D-расчете на (14–19)%, а на входной кромке со стороны спинки на 14% ниже;
- полученный из 3D-сопряженного расчета коэффициент теплоотдачи от газа, осредненный по периметру входной кромки ( $\alpha_{\text{ср.вх.кр}}^{\text{сопр.расч}} = 1864 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ), незначительно превышает коэффициент теплоотдачи от газа, полученный по критериальной зависи-

мости (10) для среднего теплообмена на входной кромке (на 1,8%);

- полученный из 2D-расчета коэффициент теплоотдачи от газа, осредненный по периметру входной кромки ( $\alpha_{\text{ср.вх.кр}}^{\text{X_Press}} = 2038 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ), ниже коэффициента теплоотдачи от газа, полученного по критериальной зависимости (9) для максимального теплообмена на входной кромке (на 13%);

- максимальный коэффициент теплоотдачи от газа по периметру входной кромки со стороны спинки, полученный из 3D-сопряженного расчета, практически совпадает с коэффициентом теплоотдачи, полученным из критериального уравнения (9) для максимального теплообмена (отличие составляет ~3,5%);

- максимальный коэффициент теплоотдачи от газа на лобовом участке входной кромки, полученный из 2D-расчета по программе X\_Press, практически совпадает с коэффициентом теплоотдачи, полученным из критериального уравнения (9) для максимального теплообмена (отличие составляет ~3,0%).

## Выводы

Таким образом, на предварительной стадии проектирования сопловых лопаток ТВД для оценки осредненных по периметру входной кромки коэффициентов теплоотдачи от газа следует применять критериальную зависимость для осредненно-

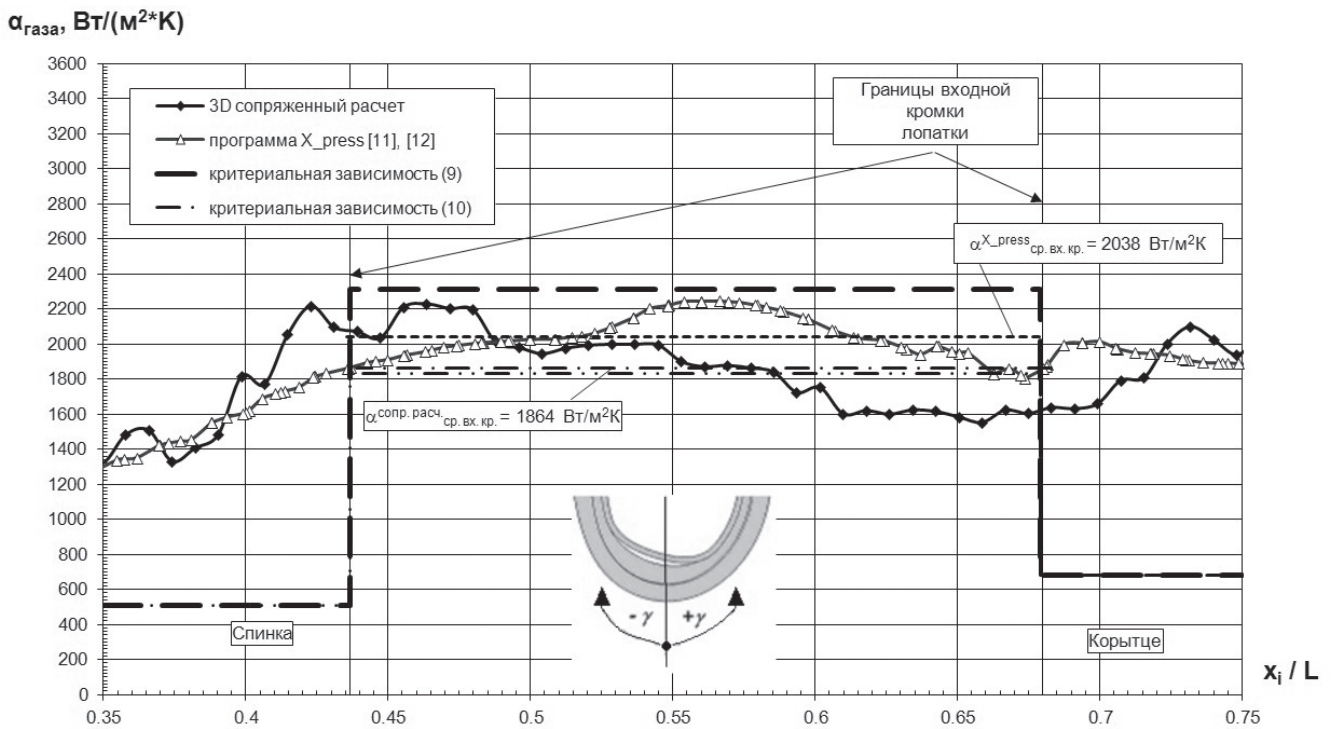


Рис. 2. Сравнение критериальных зависимостей для осредненного и максимального теплообмена на входной кромке с результатами 3D-сопряженного расчета в ANSYS CFX и 2D-расчетов с применением программы X\_Press

го теплообмена  $Nu_D = 0,71 Re_D^{0,533}$ . Для оценки максимальных по периметру входной кромки коэффициентов теплоотдачи от газа, особенно в зоне максимальной окружной неравномерности камеры сгорания ( $T_{\Gamma}^* = 2100$  К и  $Tu \approx 20\%$ ), следует применять критериальную зависимость для максимального теплообмена  $Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D}$ . Так как на предварительной стадии проектирования сопловых лопаток ТВД необходимо, прежде всего, оценить их жаростойкость, т.е. максимальную допустимую температуру для применяемого материала, на данной стадии проектирования следует пользоваться критериальной зависимостью  $Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D}$ . Участки периметра входной кромки, соответствующие максимальным коэффициентам теплоотдачи, и их протяженность вдоль ее выпуклой поверхности зависят от многих факторов: угла натекания газа на входную кромку, интенсивности турбулентности ( $Tu$ ) газа за камерой сгорания, максимальной окружной неравномерности поля температур газа за камерой сгорания и др. Поэтому их местоположение необходимо определять для каждой конкретной лопатки на стадии проведения 3D-сопряженных расчетов. В дальнейшем данные по максимальным локальным коэффициентам теплоотдачи на внеш-

ней поверхности входной кромки должны быть подтверждены экспериментально.

#### Библиографический список

1. Манушин Э.А., Барышникова Э.С. Системы охлаждения турбин высокотемпературных газотурбинных двигателей // Турбостроение (Итоги науки и техники, ВИНТИ АН СССР). М.: Изд-во ВИНТИ, 1980. 277 стр.
2. Копелев С.З., Гуров С.В. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей. — М.: Машиностроение, 1978. — 208 с.
3. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1959. — 414 с.
4. Локай В.И., Бодунов М.Н., Жуйков В.В., Щукин А.В. Теплопередача в охлаждаемых деталях газотурбинных двигателей летательных аппаратов. — М.: Машиностроение, 1985. — 288 с.
5. Thole K.A., Radomsky R.W., Kang M.B., and Kohli A. Elevated Freestream Turbulence Effects on Heat Transfer for a Gas Turbine Vane // Turbulence Heat Transfer Conference, March, 18-22, 2001.
6. Gandavarapu P., Ames F.E. The Influence of leading edge diameter on stagnation region heat transfer augmentation including effects of turbulence level, scale, and Reynolds number // Proceedings of ASME Turbo Expo, June 6-10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, ASME GT2011-45735.
7. Nix A.C., Smith A.C., Diller T.E., Ng W.F., Thole K.E. High Intensity, Large Length-Scale Freestream

- Turbulence Generation in a Transonic Turbine Cascade // Proceedings of ASME Turbo Expo, June 3-6, 2002, Amsterdam, Netherlands, ASME GT-2002-30523.
8. *Эккерт Э.Р., Дрейк Р.М.* Теория тепло- и массообмена / Пер. с англ. под ред. А.В. Лыкова. — М.—Л.: Госэнергоиздат, 1961. — 680 с.
  9. Тепловой расчет котельных агрегатов. (Нормативный метод). — Изд-е 2-е перераб. / Под ред. Н.В. Кузнецова. — М.: Энергия, 1973.
  10. *Консини и Ричардс.* Изучение интенсивности теплоотдачи к лопатке ротора турбины методом импульсных измерений // Энергетические машины и установки. 1982. Т. 104. № 3.
  11. *Byvaltsev P.M. and Nagashima Toshio.* Correlation of Numerical and Experimental Heat Transfer Data at the Turbine Blade Surface. // JSME International Journal, Series B, 1998. Vol. 41. No. 1, pp. 191-199.
  12. *Byvaltsev P.M., Kawaike K.A.* Comparative Study of Two transition Zone Models in Heat Transfer Predictions / Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery. 2005. Vol. 127. № 1, pp. 230-239.
  13. *Горелов Ю.Г.* Исследование влияния увеличения диаметра входной кромки сопловой лопатки на изменение теплоотдачи от газа // Известия вузов. Авиационная техника. 2015. №1. С. 44-49.

## CONFORMITIES ANALYSIS OF HEAT TRANSFER COEFFICIENT CALCULATION FROM THE GAS AT HIGH-PRESSURE TURBINES ENTRY NOZZLE BLADE EDGES

Gorelov Yu.G.\* , Strokach E.A.

GTERPC «Salut»,  
16, Budennogo av., Moscow, 105118, Russia  
\* e-mail: Yury.Dina@gmail.com

### Abstract

At the preliminary design stage of gas-turbine engines and high-temperature gas-turbine power plants one should use criterion dependencies to evaluate heat transfer coefficients from the gas at entry nozzle blade edges. Analysis of various criterion dependencies revealed that for the majority of correlations under consideration the degree of gas flow turbulence behind the combustion chamber was about (1–5)%, though for modern gas-turbine engine and high-temperature gas-turbine power plants  $Tu = (15–20)\%$ . Information that behind the gathering main preceding the first stage nozzle set the degree of turbulence  $\varepsilon = 3..4\%$  is not confirmed by the data obtained by Thole K. A. et al, Gandavarapu P., Ames F.E., Ames F. E., Nix A. C. et al, and in the area of maximum temperature field circumferential non-uniformity behind the combustion chamber. Thus, the paper by Thole K. A. et al shows that according to experimental results, verified by experiments and calculations with aircraft combustion cameras is gives 19%.

To compare various design procedures and identify the margins of their implementation the presented paper carries out comparison of criterion dependencies for the averaged and maximum local heat exchange at the entry blade edge with the results of 3D conjugated numerical calculation using ANSYS CFX and 2D calculations of turboprop engine nozzle blade with entry blade increased diameter.

The results of various techniques comparison revealed that H. Consigny and B. E. Richards averaged heat exchange criterion dependence  $Nu_D = 0,71 Re_D^{0,533}$  should be used to evaluate the entry blade edge perimeter averaged heat exchange coefficients from gas. To evaluate maximum over entry blade edge perimeter heat exchange coefficients from gas, and in in the zone of combustion chamber maximum circumferential non-uniformity in particular ( $T_g^* = 2100$  K and  $Tu \approx 20\%$ ), maximum heat exchange criterion dependence  $Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D}$  should be used. This dependency was obtained by the results of heat exchange while straight cylinder flow-around study carried out by Ekkert E. R. and Drake. As far as it is necessary at the preliminary design stage of turboprop engine nozzle blades to evaluate, in the first place, their high-temperature strength for the applied material, this design stage requires the use of criterion dependence  $Nu_D = 1,25\sqrt{Re_D}$ . Position of maximum heat transfer coefficients over perimeter of the entry edge and their outstretch along its bumpy surface depends on many factors: gas backstreaming angle, gas turbulence intensity ( $Tu$ ) behind the combustion chamber, the value of maximum gas temperature field circumferential non-uniformity behind the combustion chamber, and others.

Thus their location should be determined for each particular blade at the stage of 3D conjugated numerical calculations. The data, hereafter, on maximum local heat exchange coefficients on the entry edge external surface are verified experimentally.

**Keywords:** entry blade edge, heat transfer coefficient, nozzle vane, high-pressure turbine, blade thermal state, thermal state analysis in ANSYS CFX.

## References

1. Manushin E.A., Baryshnikova E.S. *Turbostroenie (Itogi nauki i tekhniki, VINITI AN SSSR)*. Moscow, VINITI, 1980, 277 p.
2. Kopelev S.Z., Gurov S.V. *Teplovoe sostoyanie elementov konstruktsii aviatsionnykh dvigatelei* (Thermal State of Aircraft Engine Elements), Moscow, Mashinostroenie, 1978, 208 p.
3. Kutateladze S.S., Borishanskii V.M. *Spravochnik po teploperedache* (Reference Book on Heat Transfer). Moscow – Leningrad, Gosenergoizdat, 1959, 414 p.
4. Lokai V.I., Bodunov M.N., Zhuikov V.V., Shchukin A.V. *Teploperedacha v okhlazhdaemykh detalyakh gazoturbinnnykh dvigatelei letatel'nykh apparatov* (Heat Transfer in Cooled Parts of Gas Turbine Engines of Flying Vehicles), Moscow, Mashinostroenie, 1985, pp. 30-32 (288 p.).
5. Thole K.A., Radomsky R.W., Kang M.B. and Kohli A. Elevated Freestream Turbulence Effects on Heat Transfer for a Gas Turbine Vane, *Turbulence Heat Transfer Conference*, 18-22 March, 2001.
6. Gandavarapu P., Ames F.E. The Influence of leading edge diameter on stagnation region heat transfer augmentation including effects of turbulence level, scale, and Reynolds number, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, June 6–10, 2011, Vancouver, British Columbia, Canada, ASME GT2011-45735.
7. Nix A.C., Smith A.C., Diller T.E., Ng W.F., Thole K.E. High Intensity, Large Length-Scale Freestream Turbulence Generation in a Transonic Turbine Cascade, *Proceedings of ASME Turbo Expo*, June 3–6, 2002, Amsterdam, Netherlands, ASME GT-2002-30523.
8. Ekkert E.R., Dreik R.M. *Teoriya teplo - i massoobmena* (Theory of Mass and Heat Transfer), Moscow—Leningrad, Gosenergoizdat, 1961, 680 p.
9. Kuznetsov N.V. *Teplovoi raschet kotel'nykh agregatov. <Normativnyi metod>* (Thermal Calculation of Steam Generation Units <Normative Method>), Moscow, Energiya, 1973, 296 p.
10. Konsin'i i Richards. *Energeticheskie mashiny i ustanovki*, 1982, vol. 104, no. 3, pp. 12-22.
11. Byvaltsev P.M. and Nagashima Toshio. Correlation of Numerical and Experimental Heat Transfer Data at the Turbine Blade Surface. *JSME International Journal*, Series B, 1998, vol. 41, no. 1, pp. 191-199.
12. Byvaltsev P.M., Kawaike K.A. Comparative Study of Two transition Zone Models in Heat Transfer Predictions. *Transactions of the ASME, Journal of Turbomachinery*, 2005, vol. 127, no. 1, pp. 230-239.
13. Gorelov Yu.G. *Izvestiya vuzov. Aviatsionnaya tekhnika*, 2015, no. 1, pp.44-49.