

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, В.Б. ТИТОВ, канд. техн. наук, А.А. ГУРИНОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,  
г. Харьков, Украина*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ НА ТОРЦЕВЫХ ПОВЕРХНОСТЯХ МЕЖЛОПАТОЧНЫХ КАНАЛОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Розроблено метод і комп'ютерна програма для визначення коефіцієнтів тепловіддачі на торцевих поверхнях міжлопаткових каналів соплових і робочих турбінних решіток. Запропонована нова залежність для теплообміну на торцевих поверхнях криволінійних каналів, яка враховує поправку на ступінь турбулентності зовнішньої течії і поправку, що враховує особливості течії в куткових зонах поблизу опуклої і увігнутої сторін.

A method and computer program for identification of the heat transfer coefficients on the endwall of turbine nozzle vane and blade channels is developed. A new law of the heat exchange on the curvilinear channels endwall is presented. It takes into account the degree of turbulence external flow and specific pattern of the flow in angular areas near-by convex and concave sides.

На торцевых поверхностях межлопаточных каналов сопловых и рабочих решеток существенное влияние на теплоотдачу оказывают продольные (вдоль оси турбины) и поперечные градиенты давления, обусловленные поворотом потока [1]. Они вызывают вторичные течения и интенсифицируют процесс теплоотдачи. Повышению теплоотдачи способствует взаимодействие пограничных слоев на торцевой поверхности и профильных частях лопаток. Поэтому на торцевых поверхностях коэффициенты теплоотдачи существенно выше, чем на пластине при прочих одинаковых условиях [2]. Достоверного метода расчета теплоотдачи при указанном сложном пространственном течении в пограничном слое не существует [3]. В расчетах ограничиваются определением значений, средних по всей торцевой поверхности межпрофильного канала.

Разработан метод определения граничных условий теплообмена со стороны газа на торцевых поверхностях межлопаточных каналов сопловых и рабочих турбинных решеток. Система интегральных уравнений трехмерного гидродинамического торцевого пограничного слоя получена на основе зависимостей [1].

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \delta_x^{**}}{\partial x} + \delta_x^{**} \cdot (2 + H - M_1^2) \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial x} + \frac{\partial I \cdot \varepsilon \cdot \delta_x^{**}}{\partial z} - \alpha'_x \cdot M_1^2 \cdot I \cdot \varepsilon \cdot \delta_x^{**} = \zeta_x; \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \varepsilon \cdot \left( \frac{1 + M}{M} \cdot \frac{\zeta_x}{\delta_x^{**}} - H \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial x} \right) - \alpha'_x \cdot \left( \frac{1 + H}{H} - I \cdot \varepsilon^2 \right) + I \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} + \varepsilon \cdot \left( I \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \ln M}{\partial z} + \frac{\partial \ln M}{\partial x} \right) = 0; \\ \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial x} + \delta_{tx}^{**} \cdot \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \delta_{tx}^{**}}{\partial z} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \delta_{tx}^{**} \cdot \left( \frac{\partial I_t \cdot \varepsilon}{\partial z} + \frac{\partial \ln \Delta T}{\partial z} + \alpha'_x \right) + \delta_{tx}^{**} \cdot \left( \frac{\partial \ln C}{\partial x} + I_t \cdot \varepsilon \cdot \frac{\partial \ln C}{\partial z} \right) = St. \end{array} \right. \quad (1)$$

Система уравнений (1) решалась относительно толщины потери импульса, и угла скоса потока в пограничном слое. При этом использовались замыкающие соотношения, устанавливающие дополнительные зависимости между параметрами потока и характеристиками пограничного слоя, такие как аппроксимации профилей скорости и температуры по толщине пограничного слоя, закон трения, сведения о

формпараметрах и т.д. Для решения системы уравнений (1) использовалась система координат Мейджера [1].

Здесь,  $\varepsilon = \text{tg } \theta$ , где  $\theta$  – угол отклонения донных линий тока от направления вектора скорости внешнего потока в данной точке;  $St = q_w / (\rho \cdot C_p \cdot \Delta T \cdot C_f)$  – критерий Стантона;  $\Delta T = T_w - T_e^*$  – разность между температурой стенки и заторможенной температурой свободного потока;  $H = \delta_x^* / \delta_x^{**}$ ,  $I = \delta_{xz}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_x^{**}$ ,  $M = \delta_{zx}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_x^{**}$  – формпараметры гидродинамического пограничного слоя;  $I_t = \delta_{tz}^{**} / \varepsilon \cdot \delta_{tx}^{**}$  – формпараметр теплового пограничного слоя;  $M_1$  – число Маха;  $C$  – скорость потока.

Интегральные характеристики трехмерного пограничного слоя определены зависимостями:

$$\delta_x^* = \int_0^{\delta} \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C}\right) dy; \quad \delta_x^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C}\right) dy; \quad \delta_{xz}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot w}{\rho_1 \cdot C} \cdot \left(1 - \frac{\rho \cdot u}{\rho_1 \cdot C}\right) dy;$$

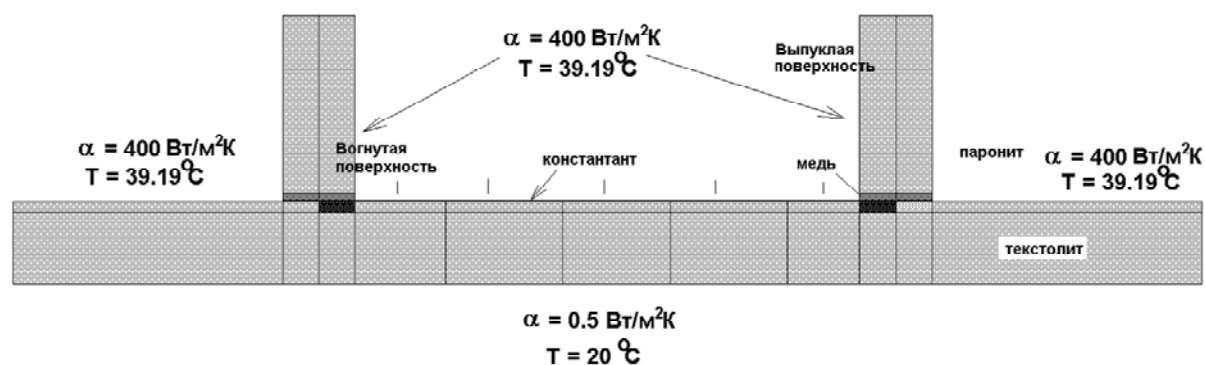
$$\delta_{zx}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho^2}{\rho_1^2} \cdot \frac{u \cdot w}{C^2} dy; \quad \delta_{tx}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot u}{\rho_e \cdot C_e} \cdot \left(1 - \frac{T_w - T^*}{T_w - T_e^*}\right) dy; \quad \delta_{tz}^{**} = \int_0^{\delta} \frac{\rho \cdot w}{\rho_e \cdot C_e} \cdot \left(1 - \frac{T_w - T^*}{T_w - T_e^*}\right) dy.$$

Узловым моментом интегрального метода расчета теплового пограничного слоя являлась разработка закона теплообмена, входящего в правую часть уравнения энергии системы (1). Для этой цели использованы экспериментальные данные для 4 решеток с активными и реактивными профилями [2].

Анализ экспериментальных данных показал, что значения коэффициентов теплоотдачи вблизи вогнутой и выпуклой поверхностей для всех решеток были выше, чем в средней части торцевой поверхности. Для выяснения причин интенсификации теплообмена вблизи вогнутой и выпуклой сторон на торцевой поверхности на первом этапе выполнено тестирование экспериментальных данных решением обратной задачи теплопроводности. На втором – численное трехмерное моделирование течения и теплообмена в межлопаточном канале.

Решение обратной задачи теплопроводности проводилось с целью детального уточнения всех возможных утечек теплоты от альфакалориметра.

Модель включала все элементы экспериментального рабочего участка решетки (см. рис. 1). В результате расчета оказалось, что при задании граничных условий таких же, как и в эксперименте, действительно наблюдались большие значения коэффициентов теплоотдачи вблизи вогнутой и выпуклой поверхностей (см. рис. 2). Для выяснения особенностей течения в угловых зонах канала было выполнено численное трехмерное моделирование течения вязкого газа в канале образованном сопловыми лопатками.



**Рис. 1. Модель поперечного сечения решетки ТС-1А**

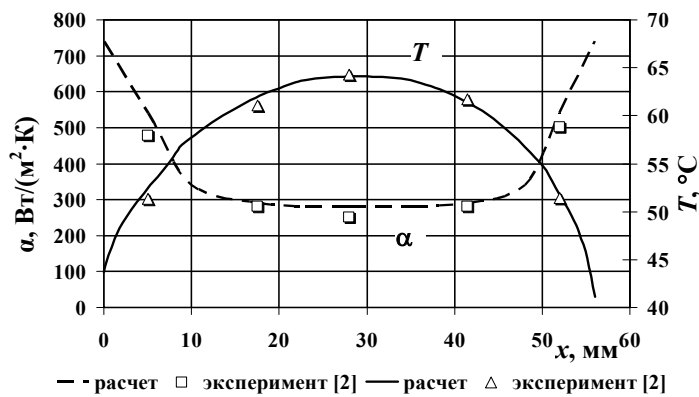


Рис. 2. Распределение КТО и температуры на торцевой поверхности в среднем сечении по ширине канала

угловых зонах выявлены причины интенсификации теплообмена, которые заключались главным образом в повышенных значениях турбулентности вблизи вогнутой и выпуклой сторон. Причиной же увеличенной турбулентности, вероятно, явились вторичные течения, возникающие в угловых зонах, а именно угловой вихрь, который начинал развиваться от входной кромки.

В результате обработки экспериментов [2], была получена зависимость для теплообмена на торцевых поверхностях с активными и реактивными решетками, которая учитывала степень турбулентности внешнего течения и влияние вторичных течений в угловых зонах.

В средней части торцевой поверхности межлопаточного канала теплообмен описывался уравнениями

$$Nu_x = Nu_{x0} \cdot \varepsilon_{Tu}, \quad (2)$$

$$Nu_{x0} = 0,0296 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}, \quad (3)$$

$$\varepsilon_{Tu} = 1 + 200(Tu - 0,01)^2. \quad (4)$$

Здесь для турбулентности внешнего течения  $Tu$ , измеряемой в %, использовались зависимости [4] соответственно для входной кромки лопатки, вогнутой и выпуклой ее сторон

$$Tu_{\text{вх.кр}} = 8,45 \cdot Tu_0^{0,75} \cdot \left(\frac{d}{b}\right)^{0,455}, \quad Tu_{\text{вогн}} = 1,45 \cdot Tu_0^{0,85} \cdot (\bar{C})^{-0,256/\gamma} \cdot \left(\int_0^{\bar{x}} \bar{C} d\bar{x}\right)^{-0,091} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{0,026 \cdot Tu_0 \cdot \bar{C}},$$

$$Tu_{\text{выпукл}} = 0,838 \cdot Tu_0^{0,97} (\bar{C})^{-0,414/\gamma} \cdot \left(\int_0^{\bar{x}} \bar{C} d\bar{x}\right)^{-0,125} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{-0,009 \cdot Tu_0 \cdot \bar{C}},$$

где  $\bar{C} = C_e/C_0$ ,  $C_e$  – местная скорость,  $C_0$  – скорость на входе в канал,  $d$  – диаметр входной кромки лопатки,  $b$  – хорда лопатки,  $h$  – высота лопатки,  $\gamma = \sin \beta_1 / \sin \beta_0$  – конфузорность канала,  $\beta_0, \beta_1$  – углы входа и выхода потока.

Влияние вторичных течений в угловых зонах, прилегающих к выпуклой и вогнутой сторонам, оценивалось поправочными коэффициентами. При этом форма представления поправочных зависимостей была такой же, как и для случая интенсификации теплообмена в изогнутых трубах и змеевиках (2). Так для вогнутой стороны поправка имела вид

Выполнено два расчета с использованием  $k$ - $\varepsilon$  и  $k$ - $\omega$  моделей турбулентности. Расчет распределения коэффициентов теплоотдачи по торцевой поверхности с использованием этих моделей показал хорошее соответствие его результатов в сравнении с экспериментальными данными. В расчете теплоотдача вблизи вогнутой и выпуклой поверхностей лопатки были также выше, как и в эксперименте. При анализе структуры потока в

$$\varepsilon_{\text{вогн}} = 1 + 0,15 \frac{d_{\text{эк}}}{R}, \quad (5)$$

для выпуклой стороны

$$\varepsilon_{\text{выпукл}} = 1 + 0,08 \frac{d_{\text{эк}}}{R}, \quad (6)$$

где  $d_{\text{эк}} = 4F/\Pi$  – эквивалентный диаметр криволинейного канала,  $F$  – площадь поперечного сечения межлопаточного канала,  $\Pi$  – его периметр,  $R$  – кривизна канала.

Таким образом, уравнения, замыкающие интегральную систему трехмерного теплового и гидродинамического пограничных слоев (1), имели вид:

для вогнутой стороны

$$\text{Nu}_x = \text{Nu}_{x0} \cdot \varepsilon_{Ti} \cdot \varepsilon_{\text{вогн}}, \quad (7)$$

для выпуклой

$$\text{Nu}_x = \text{Nu}_{x0} \cdot \varepsilon_{Ti} \cdot \varepsilon_{\text{выпукл}}. \quad (8)$$

Интегральные уравнения гидродинамического и теплового пограничных слоев совместно с замыкающими соотношениями решались методом Рунге-Кутты.

Сравнительный анализ результатов расчета с экспериментальными данными был проведен по местным коэффициентам теплоотдачи на торцевой стенке для решеток с активными и реактивными профилями. В целом, расчетные значения хорошо согласовываются с экспериментальными данными как качественно, так и количественно (рис. 3, 4).

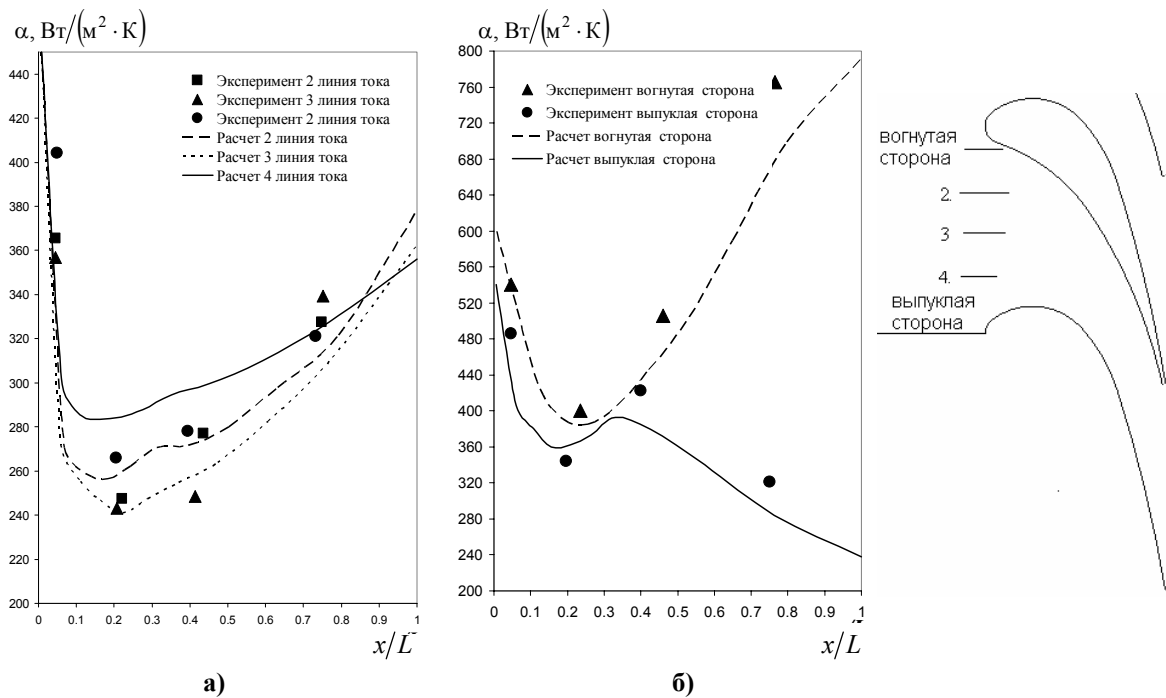


Рис. 3. Распределение коэффициентов теплоотдачи на торцевой поверхности сопловой решетки в средней части (а) и вблизи вогнутой и выпуклой сторон (б)

В сопловых решетках происходило сильное ускорение потока от входа к выходу, что приводило к уменьшению толщины пограничного слоя и повышению коэффициентов теплоотдачи на входном участке (рис. 3). В рабочих решетках пограничный слой на торцевой поверхности развивался при слабом отрицательном

градиенте давления, поэтому для рабочих решеток в целом была характерна высокая интенсивность теплообмена на переднем участке межлопаточного канала и меньшая на выходном участке (рис. 4).

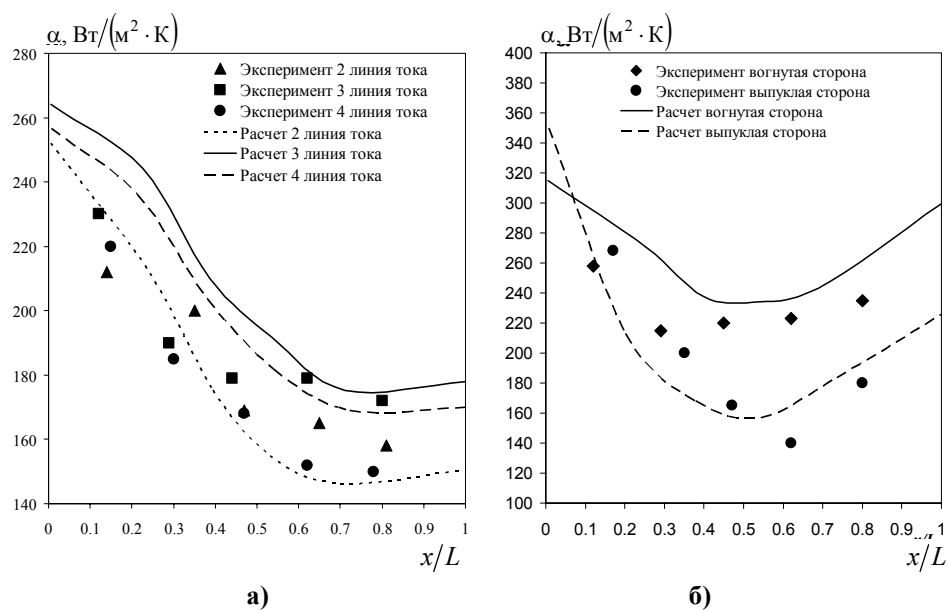


Рис. 4. Распределение коэффициентов теплоотдачи на торцевой поверхности рабочей решетки в средней части (а) и вблизи вогнутой и выпуклой сторон (б)

Несмотря на ограниченные возможности по тестированию предложенного метода расчета теплообмена на торцевых поверхностях межлопаточных каналов можно предположить, что разработанная математическая модель с приемлемой точностью отражает процессы течения и теплообмена и может быть использована при проектировании систем охлаждения лопаточных аппаратов газовых турбин.

#### Литература

1. Гречаниченко Ю.В. Вторичные течения в решетках турбомашин: (Монография) / В.А. Нестеренко. – ХПИ. – Харьков: Изд-во ХГУ, 1983. – 131 с.: ил., табл. – Библиогр. с.: 115-118.
2. Исследование локального и среднего теплообмена в решетках турбинных лопаток в условиях низкотурбулентного потока: Отчет о НИР (промежуточ.) / ХПИ, каф. турбиностроения; № ГР 027562; Инв. № 0048531. – Харьков, 1982. – 90 с.
3. Леонтьев А.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок. – М.: МГТУ им. Баумана. – 2003. – 591 с.
4. Капинос В.М. Влияние режимных параметров потока и геометрических характеристик решетки турбинных лопаток на распределение степени турбулентности / В.М. Капинос, А.Ф. Слитенко, В.Б. Титов// Известия Сибирского отделения АН СССР. Технические науки. – 1987. – Вып. 4., № 15. – с. 24-28.

© Тарасов А.И., Титов В.Б., Гуринов А.А., 2008