

## Литература

1. Рис В. Ф. Центробежные компрессорные машины / В.Ф. Рис – М.: – Л., Изд. «Машиностроение», 1964. – 336 с.
2. Theodore Gresh Compressor Performance: Aerodynamics for the User, «Elsevier Science & Technology Books», 2001. – 203 с.
3. Aungier R.H. Centrifugal Compressors: A Strategy for Aerodynamic Design and Analysis. ASME Press, New York, 2000. – 328 с.

*Наведено узагальнення експериментальних даних з гідродинаміки та теплообміну моделі циклонного охолодження входної кромки лопатки газової турбіни. Отримано залежності факторів інтенсифікації теплообміну і гідравлічного опору від параметру закрутки потоку*

*Ключові слова: внутрішнє циклонне охолодження лопатки, гідродинаміка*

*Представлено обобщение экспериментальных данных по гидродинамике и теплообмену модели циклонного охлаждения входной кромки лопатки газовой турбины. Получены зависимости факторов интенсификации теплообмена и гидравлического сопротивления от параметра закрутки потока*

*Ключевые слова: внутреннее циклонное охлаждение лопатки, гидродинамика*

*The generalization of experimental data on the hydrodynamics and heat transfer in the model of blade leading edge with cyclone cooling is presented. The correlations regarding the heat transfer augmentation and hydraulic resistance factor growth are given as a function of swirl parameter. The thermal-hydraulic analysis of the investigated cooling schemes was carried out*

*Key words: internal cyclone blade cooling, hydrodynamics*

УДК 532.551:536.244

## ТЕПЛОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВНУТРЕННЕГО ЦИКЛОННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЛОПАТКИ ГТД

**А. А. Халатов**

Доктор технических наук, профессор, член-корресподент НАН Украины, заведующий отделом\*

Контактный тел.: (044) 456-93-02

E-mail: khalatov@vortex.org.ua

**И. И. Борисов**

Кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник\*

Контактный тел.: (044) 453-28-53

E-mail: borisov@vortex.org.ua

**Ю. Я. Дашевский**

Заведующий сектором отдела турбин

ГП НПКГ «Зоря-Машпроект»

просп. Октябрьский, 42а, г. Николаев, Украина, 54018

Контактный тел.: (0512) 49-76-53

**С. Д. Северин**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник\*

\*Отдел высокотемпературной термогазодинамики

Контактный тел.: (044) 453-28-53

Институт технической теплофизики НАН Украины

ул. Желябова, 2а, г. Киев, Украина, 03057

### Введение

Циклонное охлаждение, благодаря технологической простоте и достаточно высокому уровню интенсификации теплообмена, можно считать одним из наиболее перспективных способов внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин. При практической реализации данного способа во всех случаях используют тангенциальный подвод охладителя через одно или несколько отверстий круглого либо

прямоугольного сечения. В настоящее время имеется ряд экспериментальных работ [1–5], в которых предложены уравнения подобия для расчета теплообмена и сопротивления закрученного потока в круглой трубе. Эти уравнения получены при различных граничных условиях на входе и выходе, и охватывают широкий диапазон чисел Рейнольдса. В [5] показано, что конфигурация канала с одним завихрителем вследствие ряда причин имеет более высокий средний фактор интенсификации теплообмена по

сравнению с конфигурацией с двумя завихрителями. Применительно к внутреннему охлаждению лопаток представляет интерес влияние на теплогидравлические характеристики наклонной подачи теплоносителя к щели завихрителя, а также поворота потока на выходе из канала. С точки зрения практического применения имеющих результаты желательного получения последовательности универсальных соотношений, позволяющих проводить обоснованный теплогидравлический расчет системы охлаждения. При сравнении теплогидравлической характеристики циклонного охлаждения с другими способами необходимо рассматривать систему в целом, т.е. с учетом теплообмена и сопротивления тангенциального завихрителя (завихрителей). Поэтому представляют интерес также данные по теплообмену и сопротивлению завихрителя. Целью настоящей работы является анализ теплогидравлических характеристик модели циклонного охлаждения лопатки ГТД на основе обобщения данных по теплообмену и гидродинамике для схемы с одним завихрителем и поворотом потока на выходе из канала.

**Основные допущения, используемые при анализе закрученных потоков**

*Первое допущение* относится к физическому подобию закрученных потоков. Выполненные исследования [1,5] показали, что данное подобие определяется двумя независимыми критериями – числом Рейнольдса  $Re_d$  и параметром закрутки потока – интегральным  $\Phi^*$  (отношение потоков вращательного и осевого моментов импульсов) либо локальным  $tg\varphi_w$  – тангенсом угла закрутки потока на стенке. Между  $\Phi^*$  и  $tg\varphi_w$  существует однозначная связь, которая для тангенциального завихрителя имеет следующий вид [1]:

$$tg\varphi_w = 1,18 \cdot \Phi^{*0,76} \tag{1}$$

В настоящей работе эти критерии использовались при обобщении данных по тангенциально-наклонной закрутке и наличии поворота на выходе из канала. Для описания закрутки использовался тангенс угла закрутки потока на стенке, который проще измеряется в экспериментах.

*Второе допущение* позволяет определять гидравлические потери и вычислять гидравлическое сопротивление на основе разности статических давлений на стенке канала. В [1,5] было экспериментально показано для различных граничных условий на входе и выходе, что среднее в данном сечении избыточное полное давление, характеризующее энергию закрученного потока, с погрешностью  $\pm 3\%$  равно статическому давлению на стенке в этом же сечении:

$$\Delta P_w \gg \Delta \bar{P} \tag{2}$$

*Третье допущение* состоит в возможности использования принципа мультипликативности, в соответствии с которым уравнения подобия для гидродинамики и теплообмена закрученного потока в канале можно представить в виде произведения двух независимых

сомножителей, один из которых является функцией числа Рейнольдса, а другой – функцией параметра закрутки  $tg\varphi_w$  [1,5]:

$$f = f_0(Re)\epsilon_\varphi(tg\varphi_w), \tag{3}$$

$$Nu = Nu_0(Re)\epsilon_{\varphi T}(tg\varphi_w), \tag{4}$$

где  $\epsilon_\varphi(tg\varphi_w)$  и  $\epsilon_{\varphi T}(tg\varphi_w)$  – факторы увеличения сопротивления и интенсификации теплообмена;  $f_0$  и  $Nu_0$  – коэффициент сопротивления и число Нуссельта стабилизированного прямолинейного потока в гладком канале. Этот принцип также обоснован при исследовании закрученного потока при различных условиях на входе и выходе [1,5].

**Схема модели циклонного охлаждения**

Экспериментальная установка и методика проведения экспериментов описаны в [5]. Геометрия экспериментального участка (рис. 1) соответствовала модели циклонного охлаждения входной кромки лопатки в масштабе 5:1. Поток воздуха подавался в распределительный канал прямоугольного сечения и затем – в тангенциальный завихритель, под углом  $\beta = 60^\circ$  к его оси. Длина канала  $l$  равнялась 230 мм, ширина щели  $b$  составляла 59 мм и 47 мм. Исследовались конфигурации с поворотом потока на выходе и с открытым выходом. Измерялись тангенс угла закрутки потока на стенке, гидравлические сопротивления канала, завихрителя и поворота, значения локальных коэффициентов теплоотдачи канала с помощью датчиков теплового потока и средних – по тепловому балансу, средний коэффициент теплоотдачи секции завихрителя (области цилиндрического канала на протяжении щели завихрителя). Эксперименты по гидродинамике проводились в изотермических условиях, эксперименты по теплообмену – при охлаждении воздуха. Диапазон чисел Рейнольдса составлял:  $5 \cdot 10^4 < Re_d < 1,05 \cdot 10^5$ .

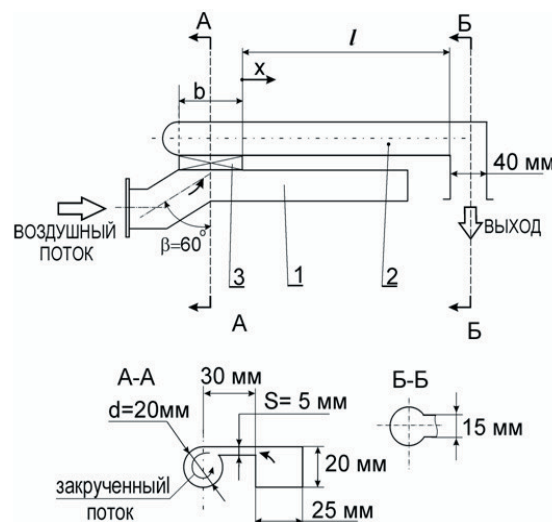


Рис. 1. Экспериментальный участок:  
1 – распределительный канал; 2 – цилиндрический канал;  
3 – тангенциальный завихритель

**Обобщение данных и основные соотношения для закрученных потоков**

*Закрутка потока.* Для описания закрученного потока в канале с одним завихрителем на входе необходимы данные по начальной закрутке потока и ее продольному распределению. Для ее определения можно воспользоваться зависимостью (рис. 2) начального параметра закрутки от расчетного, называемого также геометрическим  $\Phi_{0r}^*$ . Геометрический параметр закрутки в случае тангенциального завихрителя определяется отношением проходных сечений канала и щели завихрителя [1]:

$$\Phi_{0r}^* = \frac{\Phi_{тр}}{\Phi_{щ}} = \frac{\pi d^2 / 4}{b' \cdot s} \tag{5}$$

На рисунке также нанесены экспериментальные точки настоящих исследований. Все данные обобщаются следующей зависимостью (линия на рис. 2):

$$\Phi_0^* = 3,2 [1 - \exp(-\Phi_{0r}^* / 2,8)] \tag{6}$$

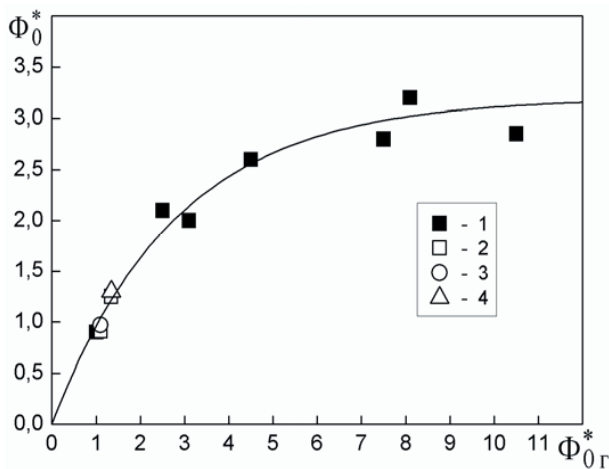


Рис. 2. Связь между расчетным  $\Phi_{0r}^*$  и действительным  $\Phi_0^*$  параметрами закрутки для тангенциального завихрителя: 1,2 – данные работы [1] для завихрителя соответственно с двумя входами и одним входом; 3,4 – данные автооров для завихрителя с шириной щели  $b$  соответственно 59 мм и 47 мм (параметр закрутки  $\Phi_{0r}^*$  рассчитывался по зависимости (1))

Для цилиндрического канала с поворотом потока на выходе получен следующий закон продольного затухания закрутки:

$$\frac{\text{tg}\varphi_w}{\text{tg}\varphi_{w0}} = 0,5 \left[ 1 + \exp\left(-\frac{\bar{x}}{9,0}\right) \right] \tag{7}$$

*Гидравлическое сопротивление.* Коэффициент гидравлического сопротивление трения  $f$  при течении воздуха в цилиндрическом канале определялся по потерям полного давления в канале и по среднерасходной скорости потока. Как показала обработка данных, как локальный, так и средний по длине канала фактор повышения сопротивления  $f/f_0$  является автомодельным

по числу Рейнольдса, и определяется лишь интенсивностью закрутки потока. В результате анализа и обобщения результатов получена следующая зависимость  $f/f_0$  от  $\text{tg}\varphi_w$  (рис. 3):

$$\frac{f}{f_0} = 1 + 7,5 \text{tg}\varphi_w^{3,0} \tag{8}$$

По этому соотношению можно определять как местные, так и средние значения коэффициентов гидравлического сопротивления в канале с одним завихрителем.

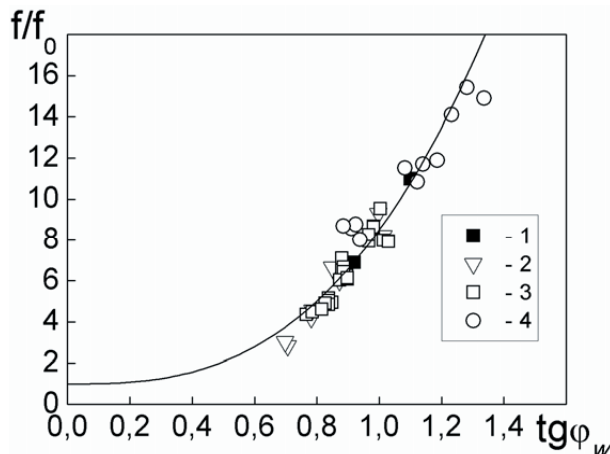


Рис. 3. Фактор повышения сопротивления в цилиндрическом канале: 1 – средние в канале значения  $f/f_0$ ; 2–4 – локальные значения  $f/f_0$ : 2 – открытый выход потока,  $b = 59$  мм; 3 – поворот на выходе,  $b = 59$  мм; 4 – поворот на выходе,  $b = 47$  мм

Коэффициент сопротивления завихрителя определялся по средней скорости потока в щели и разности полных давлений воздуха на входе в щель завихрителя и в цилиндрическом канале на срезе щели. Как показали эксперименты, его значение в исследованном диапазоне геометрических и режимных параметров, примерно постоянно,  $\zeta_{завихр}^* \approx 3,0$  для конфигураций с открытым выходом и поворотом потока на выходе, и не зависит от числа Рейнольдса и размера щели.

Значение коэффициента сопротивления секции поворота определялось по разности полных давлений и скорости потока в канале перед входом в поворот. По данным экспериментальных исследований, оно составило величину  $\zeta_{пов}^* \approx 0,6$ . Можно отметить, что сопротивление поворота при осевом течении в аналогичных условиях равно 1. Меньшее сопротивление закрученного потока воздуха по сравнению с осевым можно объяснить более благоприятными условиями входа в поворот.

Теплообмен в цилиндрическом канале. Обработка данных по теплообмену показала, что фактор интенсификации теплообмена  $\frac{Nu}{Nu_0}$  является автомодельным по числу Рейнольдса. Зависимость  $\frac{Nu}{Nu_0}$  от параметра закрутки показана на рис. 4.

Обработка данных позволила получить следующие зависимости:

Для канала с открытым выходом потока:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 2tg\phi_w^{1,6} \quad (9)$$

Для канала с поворотом потока на выходе:

$$\frac{Nu}{Nu_0} = 1 + 2,07tg\phi_w^{1,6} \quad (10)$$

Причем, указанные зависимости пригодны для расчета как локального, так и среднего теплообмена – в последнем случае используется средний по каналу тангенс угла закрутки потока. Как видно из рис. 4, поворот практически не влияет на теплообмен в канале.

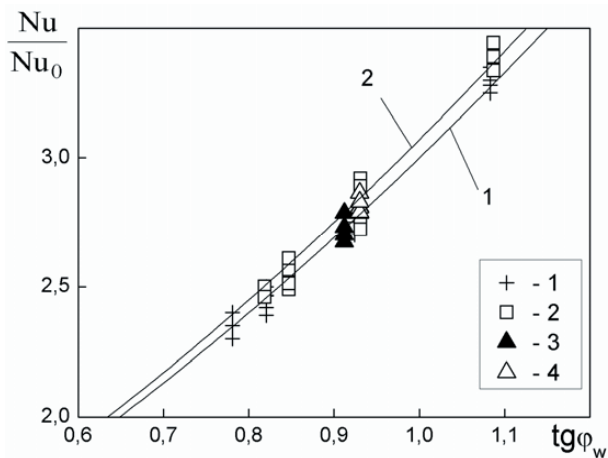


Рис. 4. Зависимость фактора интенсификации теплообмена от тангенса угла закрутки потока на стенке канала. Линии – обработка данных по теплообмену: 1 – канал с открытым выходом потока, зависимость (9); 2 – канал с поворотом потока на выходе, зависимость (10). Символы: 1,2 – локальные значения, соответственно для канала с открытым выходом и с поворотом на выходе; 3,4 – средние значения, соответственно для канала с открытым выходом и с поворотом на выходе

**Теплообмен в завихрителе.** В результате проведения экспериментальных исследований получено соотношение для определения коэффициента теплоотдачи секции тангенциального завихрителя:

$$Nu_d = 0,0059 \cdot Re_d \quad (11)$$

Здесь число Рейнольдса определяется по диаметру канала охлаждения, средней скорости и температуре охладителя в канале на «срезе» щели завихрителя (сечение  $x = 0$ , см. рис. 1)

**Теплогидравлическая эффективность.** С помощью теплогидравлической диаграммы можно проводить экспресс-оценку эффективности различных видов интенсификации теплообмена для практического использования при заданных ограничениях по гидравлическому сопротивлению и теплообмену. Как показано в [6], использование системы координат  $[\frac{Nu}{Nu_0}; \frac{f}{f_0}]$  позволяет прогнозировать теплообмен при наличии данных по гидравлическому сопротивлению, а также проводить сравнение различных способов интенсификации без громоздких

детальных расчетов. При таком представлении данных все они располагаются в «коридоре» между двумя линиями: верхней, соответствующей поверхностям с лунками при низких числах Рейнольдса [6], и нижней, полученной для обтекания ребер при высоких числах Рейнольдса [7].

Теплогидравлический анализ можно проводить как без учета, так и с учетом теплообмена и гидравлических потерь в тангенциальном завихрителе, с использованием данных, полученных в экспериментах по гидродинамике. В первом случае оценивается теплогидравлическая эффективность канала охлаждения, а во втором – системы в целом. В этом случае рассчитываются эффективные значения коэффициента сопротивления и теплообмена – по суммарным гидравлическим потерям и теплообмену в канале и завихрителе, с использованием общей длины канала (с учетом длины секции завихрителя). Естественно, сопротивление завихрителя снижает теплогидравлическую эффективность системы охлаждения, однако именно такой подход позволяет проводить сравнение с существующими системами охлаждения. Сопротивление поворота в данном анализе можно не учитывать, тогда его нужно рассчитывать отдельно, после проведения расчетов завихрителя и канала охлаждения.

На рис. 5 показана зависимость фактора аналогии Рейнольдса от фактора повышения сопротивления для исследованных схем. Как видно из рисунка, экспериментальные данные по циклонному охлаждению (с учетом и без учета сопротивления и теплообмена в завихрителе) попадают в указанный «коридор» между двумя предельными линиями.

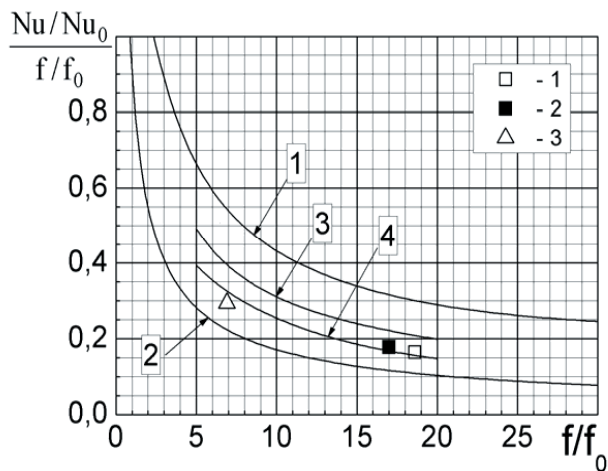


Рис. 5. Фактор аналогии Рейнольдса в зависимости от фактора повышения сопротивления (теплогидравлическая диаграмма). Линии: 1 – обтекание сферических углублений при низких числах Рейнольдса [6]; 2 – поперечное обтекание прямых ребер квадратного сечения при высоких числах Рейнольдса [7]; 3,4 – данные авторов для циклонного охлаждения соответственно для случаев без учета и с учетом завихрителя (без учета сопротивления секции поворота). Символы 1 – 3 – расчетные данные для канала с ребрами – турбулизаторами, соответственно сплошными V-образными, прерывистыми V-образными и винтовыми [8]

Линии 3 и 4 соответствуют данным соответственно без учета и с учетом сопротивления и теплообмена в секции завихрителя (без учета секции поворота).

Необходимо отметить, что расчетные данные для течения и теплообмена в модели канала охлаждения передней кромки лопатки с ребрами различных конфигураций (сплошными V-образными ребрами, прерывистыми V-образными ребрами и сплошными наклонными ребрами (винтовыми) [8], практически совпадают с линией 4 рис. 5. Это говорит о том, что использование циклонного охлаждения взамен внутреннего микрооробрения предпочтительно, поскольку оно характеризуется одинаковыми значениями теплообмена и сопротивления при более простой технологии изготовления.

---

### Выводы

---

В результате обобщения экспериментальных данных предложены соотношения для расчета ло-

кального и среднего сопротивления и теплообмена в канале охлаждения, теплообмена в завихрителе, а также значения сопротивления тангенциального завихрителя и выходного поворота. Указанные соотношения позволяют проводить расчет гидравлического сопротивления и теплообмена в канале внутреннего циклонного охлаждения лопатки газовой турбины.

Проанализированы теплогидравлические характеристики циклонного охлаждения. Показано, что параметр аналогии Рейнольдса для данного способа внутреннего охлаждения лопатки не уступает данным, полученным при использовании поверхностного микрооробрения.

Таким образом, циклонное охлаждение можно рассматривать как перспективный способ внутреннего охлаждения лопаток газовых турбин, обладающий высокими теплогидравлическими характеристиками в сочетании с технологичностью практической реализации.

---

### Литература

1. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. – М.: машиностроение. – 1982. – 200 с.
2. Hedlund C. & Ligrani P. Local Swirl Chamber Heat Transfer and Flow Structure at Different Reynolds Numbers // Journal of Turbomachinery. – 2000. – Vol. 122, – P. 375-385.
3. Glezer V. Novel Technique for Internal Blade Cooling / V. Glezer, H.-K. Moon, T. O'Connell // ASME Paper № 96-GT-181. – 1996. – 150.
4. Хэй А., Вест П. Теплообмен в трубе с закрученным потоком / А. Хэй, П. Вест // Теплопередача. – 1975. – №3. – С.100-106.
5. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т.9. / А.А.Халатов, В.В.Романов, И.И.Борисов, Ю.Я.Дашевский, С.Д. Северин // «Теплообмен и гидродинамика при циклонном охлаждении лопаток газовых турбин». – Киев, Институт технической теплофизики НАН Украины. – 2010. – 317 с.
6. Халатов А.А. Аналогия переноса теплоты и количества движения в каналах с поверхностными генераторами вихрей / А.А. Халатов, В.Н.Онищенко, И.И. Борисов // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №6. – С.70-75.
7. Haasenritter A. Optimization of the rib structure inside a 2D cooling channel / A. Haasenritter A., B. Weigand // ASME Paper GT2004- 53187. – 10 p.
8. Халатов А.А. Влияние конфигурации ребер-турбулизаторов на теплообмен и потери давления в охлаждаемом канале входной кромки лопатки / А.А. Халатов, Ю.Я. Дашевский, Д.Н. Письменный // Промышленная теплотехника. – 2010. – Т.32, №4, С.54–62.